

**MATERIAL EDUCATIVO VIRTUAL SOBRE EL MOTOR WANKEL Y
DISEÑO MECÁNICO-TÉRMICO CON SU RESPECTIVO PROCEDIMIENTO
DE MANUFACTURA PARA UN MOTOR WANKEL DESTINADO AL
MODELISMO**

DIEGO ANDRÉS RIVERA
YOEDIVER MENESES SILVA



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2008

**MATERIAL EDUCATIVO VIRTUAL SOBRE EL MOTOR WANKEL Y
DISEÑO MECÁNICO-TÉRMICO CON SU RESPECTIVO PROCEDIMIENTO
DE MANUFACTURA PARA UN MOTOR WANKEL DESTINADO AL
MODELISMO**

**DIEGO ANDRÉS RIVERA
YOEDIVER MENESES SILVA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2008

**MATERIAL EDUCATIVO VIRTUAL SOBRE EL MOTOR WANKEL Y
DISEÑO MECÁNICO-TÉRMICO CON SU RESPECTIVO PROCEDIMIENTO
DE MANUFACTURA PARA UN MOTOR WANKEL DESTINADO AL
MODELISMO**

DIEGO ANDRÉS RIVERA
YOEDIVER MENESES SILVA

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

JORGE LUIS CHACÓN V.
Dr. MSc. Ingeniero Mecánico

Codirector

LEONIDAS VÁSQUEZ
MSc. Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2008

DEDICATORIA

A mi adorada madre por querer siempre lo mejor para mí y darme la oportunidad de vivir todas estas experiencias,

A mi querida Nonita por ayudarme a ser una mejor persona; ojala no hubieras dejado este mundo, te extraño mucho,

A mi hermana para que siga el ejemplo de mi superación,

A mi primo por ser como un hermano para mí,

A mi hermosa doncella por ser mi compañera y la alegría de mi vida,

*“... lo que más placer proporciona no es el saber, sino el estudiar; no es la posesión,
sino la conquista; no es el estar aquí, si no el llegar allá”
Johann Carl Friedrich Gauss*

*“No guardes nunca en la cabeza aquello que te quepa en un bolsillo”
Albert Einstein*

*“Todo lo que se hace por amor, se hace más allá del bien y del mal”
Friedrich Nietzsche*

*"Siempre una obediencia ciega supone una ignorancia extrema"
Jean Paul Sartre*

*“La verdad no triunfa jamás, pero sus adversarios acaban por morir”
Max Planck*

*“La razón siempre ha existido, pero no siempre en una forma razonable”
Karl Marx*

*“Saber es poder”
Auguste Comte*

DIEGO ANDRÉS RIVERA

DEDICATORIA

A Dios,

A mis padres, con todo mi amor,

A mis hermanos, por su apoyo

A mis tíos, por su entendimiento

A mis profesores, por su apoyo

A mis compañeros de tesis, Diego Rivera y Andrés castillo por el reto a seguirles

YOEDIVER MENESES SILVA

AGRADECIMIENTOS

A Jorge Luis Chacón y Leónidas Velásquez, director y codirector del proyecto, respectivamente; por animarnos, guiarnos, apoyarnos y ser buenos ejemplos a seguir.

A nuestros padres y familiares.

A nuestros amigos por admirarnos, apoyarnos y compartir con nosotros en los buenos y malos momentos,

A nuestros compañeros de proyecto, porque aprendimos muchas cosas entre nosotros y logramos trabajar en grupo sin conflictos,

A nuestros profesores por haber influido de forma contundente en nuestro conocimiento y ser,

A las empresas, empresarios, docentes y demás personas, que aportaron su granito de arena para completar este proyecto,

A la universidad por brindar las condiciones apropiadas para nuestro aprendizaje,

A nuestro país por apoyar a sus jóvenes y preocuparse por su futuro,

LOS AUTORES

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	1
1. DESCRIPCIÓN DEL DOCUMENTO	3
1.1 ANTECEDENTES	4
1.2 CONTEXTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA	6
1.3 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	6
1.4 OBJETIVOS	7
1.4.1 OBJETIVOS GENERALES	7
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	7
1.4.3 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN	8
2. GENERALIDADES Y FUNDAMENTOS TEÓRICOS DEL MOTOR ROTATIVO WANKEL	9
2.1 GEOMETRÍA PARA LA CARCASA DEL ROTOR	10
2.2 GEOMETRÍA PARA EL ROTOR	12
2.3 PARTES CONSTITUTIVAS DEL MOTOR ROTATIVO	13
2.3.1 ROTOR	13
2.3.2 CARCASA DEL ROTOR	14
2.3.3 TAPAS LATERALES	15
2.3.4 CIGÜEÑAL	15
2.3.5 SELLOS DE UN MOTOR ROTATIVO	15
2.3.6 MONTAJE TOTAL	16
2.4 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO	17
2.5 CICLOS DE COMBUSTIÓN INTERNA EN UN MOTOR ROTATIVO	19
2.6 CARACTERÍSTICAS DE LA COMBUSTIÓN DE UN M.R.	21
2.7 COMPARACIÓN DEL CICLO DE COMBUSTIÓN INTERNA EN UN MOTOR ROTATIVO Y UN MOTOR RECIPROCANTE	24
2.8 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE UN MOTOR ROTATIVO	26
2.8.1 VENTAJAS	26
2.8.2 DESVENTAJAS	27
2.9 PROBLEMAS Y RETOS MÁS SIGNIFICATIVOS DE UN M.R.	27

2.9.1 PROBLEMAS	27
2.9.2 RETOS	28
2.10 APLICACIONES	29
3. INFORMACIÓN GENERAL DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS PARA EL MOTOR ROTATIVO	35
4. GEOMETRÍA Y PARÁMETROS BÁSICOS DE DISEÑO	38
4.1 GEOMETRÍA DE ANSDALE – YAMAMOTO	38
4.1.1 ECUACIÓN PARAMÉTRICA DE LA CARCASA	39
4.1.2 ECUACIÓN PARAMÉTRICA DEL ROTOR	40
4.1.3 ÁNGULO DE OSCILACIÓN	42
4.1.4 VARIACIÓN DEL VOLUMEN EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	43
4.1.5 CILINDRADA DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	44
4.1.6 RELACIÓN DE COMPRESIÓN	44
4.2 GEOMETRÍA ANSDALE [25]	46
4.3 GEOMETRÍA APROXIMADA DE ANSDALE	47
5. TERMOQUÍMICA Y CICLOS TERMODINÁMICOS	50
5.1 ESTEQUIOMETRÍA Y EL EQUILIBRIO QUÍMICO	51
5.2 PROPIEDADES DEL FLUIDO DE TRABAJO	51
5.3 MODELO TERMODINÁMICO UNIZONA	52
5.4 MODELO TERMODINÁMICO MULTIZONA	56
6. COMBUSTIÓN Y PROPAGACIÓN DE LLAMA	63
6.1 MODELO DE COMBUSTIÓN	63
6.2 MODELO DE PROPAGACIÓN DE LLAMA	65
7. MECANISMO DE INTERCAMBIO DE GASES Y FLUJO DE FUGAS	67
8. DINÁMICA DEL MOTOR ROTATIVO	70
8.1 DINÁMICA BÁSICA PARA EL SELLO DE PUNTA	71
8.1.1 VELOCIDAD CIRCUNFERENCIAL EN EL VÉRTICE DEL ROTOR	71
8.1.2 ACCELERACIÓN EN EL VÉRTICE DEL ROTOR	72
8.1.3 FUERZAS INERCIALES EN EL SELLO DE PUNTA	73
8.2 DINÁMICA GENERAL DEL SELLO DE PUNTA	74
8.2.1 ANÁLISIS DE FUERZAS DEL SELLO DE PUNTA SIN PRESIONES	79
8.2.2 ANÁLISIS DINÁMICO DEL SELLO DE PUNTA CON PRESIONES	81

8.3 FUERZA Y TORQUE TRANSMITIDO AL CIGÜEÑAL	84
9. MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR UNIDIMENSIONAL	86
10. PÉRDIDAS MECÁNICAS	91
10.1 PÉRDIDAS POR FRICCIÓN DE LOS SELLOS	91
10.2 PÉRDIDAS AUXILIARES EN LOS SELLOS	97
11. ANÁLISIS POR SEGUNDA LEY DEL MOTOR ROTATIVO	98
12. PARÁMETROS BÁSICOS DE DESEMPEÑO DEL M.R.	98
13. CONSIDERACIONES DE DISEÑO	99
13.1 LÍMITES PARA LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS	99
13.2 PREDIMENSIONAMIENTO CONVENCIONAL	102
13.3 CONSIDERACIONES PARA LA SELECCIÓN DE MATERIALES	104
13.4 MATERIALES CONVENCIONALES Y AVANZADOS	105
14. PROCEDIMIENTO DE DISEÑO	107
14.1 DIAGRAMA DE PROCESOS GLOBALES PARA EL DISEÑO DE UN MOTOR PROTOTIPO	107
14.2 DISEÑO GRAL. DE UN M.R. UNIROTOR PARA MODELISMO	108
15. PROCEDIMIENTO DE MANUFACTURA	111
15.1 PROCESOS Y MAQUINARIA PARA LA MANUFACTURA	111
CONCLUSIONES	112
RECOMENDACIONES	116
BIBLIOGRAFÍA	117

LISTA DE FIGURAS

Ilustración 1. Geómetra básica	11
Ilustración 2. Forma geométrica obtenida de la ecuación paramétrica para una peritrocoide [Los autores usando MapleSoft Demo]	11
Ilustración 3. Configuración geométrica para obtener la geometría de la carcasa mediante una epitrocoide [4]	12
Ilustración 4. Obtención geométrica de la envolvente interna para una peritrocoide [Los autores usando MapleSoft Demo]	13
Ilustración 5. Forma geométrica que se obtiene, con la ecuación paramétrica, para la envolvente interna de la peritrocoide [Los autores usando MapleSoft Demo]	13
Ilustración 6. Rotor de un motor rotativo [6]	14
Ilustración 7. Carcasa del rotor para un motor rotativo [6]	14
Ilustración 8. Tapas laterales de un motor rotativo [6]	15
Ilustración 9. Cigüeñal característico de un motor rotativo [6]	15
Ilustración 11. Ubicación de los sellos en el rotor de un motor rotativo [6]	16
Ilustración 10. Sellos laterales y de punta de un motor rotativo [6]	16
Ilustración 12. Motor Wankel de dos rotores [7]	17
Ilustración 13. Movimiento general del rotor dentro la carcasa [4]	18
Ilustración 14. Conjunto de cigüeñal y rodamiento excéntrico [Los autores usando SolidWorks]	18
Ilustración 15. Procesos de admisión y compresión, en un motor rotativo	20
Ilustración 16. Procesos de explosión y escape, en un motor rotativo	21
Ilustración 17. Comportamiento de la cámara de combustión en un motor rotativo [4]	22
Ilustración 18. Diferencia del proceso operativo entre un motor Wankel y uno recíprocante [9]	24
Ilustración 20. Ubicación de algunos parámetros geométricos en el motor rotativo tipo Wankel [4]	25

Ilustración 19. Analogía de los ciclos de combustión de un motor Wankel y uno recíprocante [9]	25
Ilustración 21. Motor rotativo RENESIS de Mazda [10]	29
Ilustración 22. Modelo RX-8 de Mazda [10]	29
Ilustración 23. Modelo NVR-588 de Norton Crighton [11]	30
Ilustración 24. Modelo RE-5 de Suzuki [12]	30
Ilustración 25. Prototipo YOROI de Mazda [13]	30
Ilustración 26. DA20-K100 de Diamont Aircraft [4]	31
Ilustración 27. ASH 26E de Schleicher [4]	
Ilustración 28. Cypher UAV de Sikorsky Aircraft [4]	31
Ilustración 29. Skycar M400 de Moller International y RotaPower [14]	31
Ilustración 30. Johnson Phantom de RotaMax y OMC [15]	32
Ilustración 31. Jetski de FreedomMotors [14]	32
Ilustración 32. ATV de FreedomMotors [14]	32
Ilustración 33. Karts de Wankel-AG [16]	33
Ilustración 34. Rotron de Parajet [17]	33
Ilustración 35. Modelo 49 PI Type II de O.S [18]	33
Ilustración 36. Motor Wankel de la Universidad de Birmingham (a) Rotor y (b) Carcasa [19]	34
Ilustración 37. Motor Wankel de la Universidad de Berkeley [20]	34
Ilustración 38. Mazda 5 [22]	
Ilustración 39. Mazda RX-8 a Hidrogeno [23]	34
Ilustración 40. Esquema interno de un Mazda 5 [22]	35
Ilustración 41. Esquema interno de un Mazda RX-8 a Hidrogeno [23]	35
Ilustración 42. Modelo termodinámico (3Z) para la cámara de combustión de un M.R. [25]	36
Ilustración 43. Salida característica de los modelos 0-D [25]	36
Ilustración 44. Análisis CFD de un motor rotativo [108]	37
Ilustración 45. Análisis FEA para modelar la combustión de un M.R. [108]	38
Ilustración 46. Parámetros para la construcción de la carcasa y rotor [33]	40
Ilustración 47. Curva de la trocoide paralela [33]	40

Ilustración 48. Gráfica de las ecuaciones paramétricas que describen la geometría del rotor [33]	41
Ilustración 49. Forma tangencial del ángulo de oscilación, para diferentes valores de $K=6 - 10$ [Los autores usando MapleSoft Demo]	42
Ilustración 50. Forma cosenoidal del ángulo de oscilación, $K=7.5$ [Los autores usando MapleSoft Demo]	43
Ilustración 51. Variación del volumen de la cámara de combustión [Los autores usando MapleSoft Demo]	44
Ilustración 52. Relación de compresión teórica en función del ángulo de oscilación máximo [Los autores usando MapleSoft Demo]	45
Ilustración 53. Geometría del rotor y la carcasa, según modelo de Ansdale [25]	47
Ilustración 54. Aproximación geométrica de Ansdale para la carcasa [39]	47
Ilustración 55. Aproximación geométrica de Ansdale para el rotor [39]	48
Ilustración 56. Geometría de los bolsillos del rotor [Los autores usando SolidWorks]	49
Ilustración 57. Espesor de los bolsillos en el rotor [Los autores usando SolidWorks]	50
Ilustración 58. Diagrama de energías y flujos en un motor Wankel DISC	53
Ilustración 59. Diagrama general de zonas en un motor Wankel [37]	59
Ilustración 60. Diagrama de energías, flujos y zonas en un motor Wankel en general [38]	60
Ilustración 61. Diagrama de la Función de Wiebe [26]	64
Ilustración 62. Relación entre la fracción de masa quemada y la presión del sistema [26]	65
Ilustración 63. Flujo de las fugas en un motor rotativo [38]	69
Ilustración 64. Diagrama esquemático de la fugas [38]	70
Ilustración 65. Velocidad del vértice del rotor y velocidad del pistón [33]	72
Ilustración 66. Velocidad de deslizamiento del sello de punta y del anillo en la cabeza del pistón [33]	72
Ilustración 67. Fuerzas radial y transversal que actúan en el sello [33]	74

Ilustración 68. Parámetros geométricos del modelo [60]	76
Ilustración 70. Diagrama de cuerpo libre para un sello [60]	80
Ilustración 69. Convención de signos para la velocidad y aceleración angular [60]	79
Ilustración 71. Fuerzas y presiones actuando en el sello [61]	81
Ilustración 72. Dimensiones características de un sello [61]	83
Ilustración 73. Esquema general de las fuerzas que actúan en el rotor [4]	85
Ilustración 74. Esquema simplificado de las fuerzas transmitidas al cigüeñal por las presiones en las cámaras	85
Ilustración 75. Sección transversal de la carcasa trocoide [78]	87
Ilustración 76. Longitud mínima del arco trocoide entre dos puntas del rotor [Los autores usando MapleSoft Demo]	89
Ilustración 77. Longitud máxima de arco trocoide entre dos puntas del rotor [Los autores usando MapleSoft Demo]	89
Ilustración 78. Geometría del sello de punta para el modelo de fricción [64]	94
Ilustración 79. Diagrama de cuerpo libre para este modelo [64]	94
Ilustración 80. Geometría del sello lateral para el modelo de fricción [64]	95
Ilustración 81. Diagrama de cuerpo libre para el modelo de fricción [64]	96
Ilustración 82. Geometría para el sello del aceite [64]	97
Ilustración 83. Predimensionamiento del rotor y el cigüeñal [24]	102
Ilustración 84. Predimensiones internas del rotor [39]	102
Ilustración 85. Predimensiones del cigüeñal [39]	103
Ilustración 86. Predimensiones del engrane interno [39]	103
Ilustración 87. Predimensiones del piñón [39]	103
Ilustración 88. Predimensiones rodamiento de agujas [39]	103
Ilustración 89. Predimensiones rodamiento del rotor [39]	103
Ilustración 90. Predimensiones rodamiento de bolas [39]	103
Ilustración 91. El SW92 diseñado en 1960 – 1962 por Ing. Julian Faleki de Polonia [113]	143
Ilustración 92. El 49 PI tipo II 0.3 de la O.S. [osengines.com]	144
Ilustración 93. Despiece del 49 PI O.S. [osengines.com]	144

Ilustración 94. Lista de partes del 49 PI O.S. [osengines.com]	145
Ilustración 95. Accesorios del 49 PI O.S. [osengines.com]	145
Ilustración 96. Especificación y algunas dimensiones del 49 PI O.S. [osengines.com]	146
Ilustración 97. Trocoide de la carcasa [Los autores usando MapleSoft Demo]	150
Ilustración 98. Flanco del rotor [Los autores usando MapleSoft Demo]	151
Ilustración 99. Forma del rotor [Los autores usando [MapleSoft Demo]	151
Ilustración 100. Rotor y carcasa [Los autores usando [MapleSoft Demo]	151
Ilustración 101. Longitud de arco mínima entre puntas del rotor [Los autores usando MapleSoft Demo]	152
Ilustración 102. Longitud de arco máxima entre puntas del rotor [Los autores usando MapleSoft Demo]	153
Ilustración 103. Variación teórica del volumen [Los autores usando MapleSoft Demo]	154
Ilustración 104. Variación real del volumen [Los autores usando [MapleSoft Demo]	154
Ilustración 105. Croquis para el bolsillo del rotor [Los autores usando SolidWorks]	156
Ilustración 106. Propiedades del solido generado con el volumen del bolsillo [Los autores usando SolidWorks]	157
Ilustración 107. Propiedades de la velocidad de llama para mezclas aire –etanol [56]	158
Ilustración 108. Presión VS ángulo cigüeñal [Los autores usando Matlab]	160
Ilustración 109. Temperatura VS ángulo cigüeñal [Los autores usando Matlab]	160
Ilustración 110. Flujo de calor VS ángulo cigüeñal [Los autores usando Matlab]	161
Ilustración 111. Presión VS volumen cámara [Los autores usando Matlab]	161

Ilustración 112. Torque VS ángulo cigüeñal [Los autores usando Matlab]	162
Ilustración 113. Fuerza VS ángulo cigüeñal [Los autores usando Matlab]	162
Ilustración 114. Comportamiento fuerza de contacto sello-carcasa, a diferentes tiempos de encendido [Los autores usando [MapleSoft Demo]	166
Ilustración 115. Comportamiento fuerza contacto sello-carcasa, durante operación nominal [Los autores usando MapleSoft Demo]	167
Ilustración 116. Comportamiento fuerza contacto rotor-sello, durante operación nominal [Los autores usando MapleSoft Demo]	168
Ilustración 117. Socket head cap screw	170
Ilustración 118. Valores característicos de convección en varios medios [75]	175
Ilustración 119. Valores característicos de conductancias interfaciales [75]	175
Ilustración 120. Zonas para el análisis ponderado de calor en la carcasa [Los autores usando MapleSoft Demo]	176
Ilustración 121. Esquema para el análisis ponderado de calor en la carcasa [Los autores usando MapleSoft]	177
Ilustración 122. Análisis de flujo ponderado [Los autores usando [MapleSoft Demo]	180
Ilustración 123. Interface para agregar las propiedades del material [Los autores usando ANSYS Workbench]	182
Ilustración 124. Importación de la geometría de la carcasa desde SolidWorks [Los autores usando ANSYS Workbench]	183
Ilustración 125. Enmallado automático para la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]	183
Ilustración 126. Valor del flujo de calor en la sección AB de la carcasa (Vista interna) [Los autores usando ANSYS Workbench]	184
Ilustración 127. Flujo de calor en la sección AB de la carcasa (Vista externa) [Los autores usando ANSYS Workbench]	184
Ilustración 128. Flujo de calor en la sección BC de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]	185

Ilustración 129. Flujo de calor en la sección CD de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]	185
Ilustración 130. Flujo de calor en la sección DE de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]	186
Ilustración 131. Flujo de calor en la sección AE de la carcasa (Vista interna) [Los autores usando ANSYS Workbench]	186
Ilustración 132. Flujo de calor en la sección AE de la carcasa (Vista externa) [Los autores usando ANSYS Workbench]	187
Ilustración 133. Convección forzada en la periferia de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]	187
Ilustración 134. Flujo de calor interface Aluminio-Acero en los taladrados de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]	188
Ilustración 135. Flujo de calor interface Aluminio-Aluminio en las "bridas" de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]	188
Ilustración 136. Flujo de calor lateral aparente de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]	189
Ilustración 137. Distribución de temperaturas en la carcasa de aleación de aluminio series 2000 (Vista 01) [Los autores usando ANSYS Workbench]	189
Ilustración 138. Distribución de temperaturas en la carcasa de aleación de aluminio series 2000 (Vista 02) [Los autores usando ANSYS Workbench]	190
Ilustración 139. Deformaciones térmicas en la carcasa de aleación de aluminio series 2000 (Vista 01) [Los autores usando ANSYS Workbench]	190
Ilustración 140. Deformaciones térmicas en la carcasa de aleación de aluminio series 2000 (Vista 02) [Los autores usando ANSYS Workbench]	191
Ilustración 141. Distribución del factor de seguridad en la carcasa de aleación de aluminio series 2000 (Vista 01) [Los autores usando ANSYS Workbench]	191
Ilustración 142. Distribución del factor de seguridad en la carcasa de aleación de aluminio series 2000 (Vista 02) [Los autores usando ANSYS Workbench]	192

Ilustración 143. Distribución de temperaturas en la carcasa de aleación de aluminio series 7000 (Vista 01) [Los autores usando ANSYS Workbench]	192
Ilustración 144. Distribución de temperaturas en la carcasa de aleación de aluminio series 7000 (Vista 02) [ANSYS Workbench]	193
Ilustración 145. Deformaciones térmicas en la carcasa de aleación de aluminio series 7000 (Vista 01) [Los autores usando ANSYS Workbench]	193
Ilustración 146. Deformaciones térmicas en la carcasa de aleación de aluminio series 7000 (Vista 02) [Los autores usando ANSYS Workbench]	194
Ilustración 147. Distribución del factor de seguridad en la carcasa de aleación de aluminio series 7000 (Vista 01) [Los autores usando ANSYS Workbench]	194
Ilustración 148. Distribución del factor de seguridad en la carcasa de aleación de aluminio series 7000 (Vista 02) [Los autores usando ANSYS Workbench]	195
Ilustración 149. Material para el rotor [Los autores usando ANSYS Workbench]	196
Ilustración 150. Importación de la geometría del rotor desde SolidWorks [Los autores usando ANSYS Workbench]	196
Ilustración 151. Malla automática para el rotor [Los autores usando ANSYS Workbench]	197
Ilustración 152. Superficies sometidas al flujo de calor ponderado calculado para el rotor [Los autores usando ANSYS Workbench]	197
Ilustración 153. Superficies del rotor sometidas a conducción en una interface Aluminio-Aluminio (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]	198
Ilustración 154. Superficies del rotor sometidas a conducción en una interface Aluminio-Aluminio (Vista 2) [Los autores usando ANSYS Workbench]	198
Ilustración 155. Superficies del rotor sometidas a conducción en una interface Aluminio-Acero (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]	199
Ilustración 156. Superficies del rotor sometidas a conducción en una interface Aluminio-Acero (Vista 2) [Los autores usando ANSYS Workbench]	199

Ilustración 157. Superficies del rotor sometidas a convección natural con un medio líquido lubricante [Los autores usando ANSYS Workbench]	200
Ilustración 158. Soporte del rotor debido al rodamiento de agujas [Los autores usando ANSYS Workbench]	200
Ilustración 159. Restricciones laterales debido a las tapas [Los autores usando ANSYS Workbench]	201
Ilustración 160. Restricciones en las puntas debido a los sellos [Los autores usando ANSYS Workbench]	201
Ilustración 161. Restricciones debido al engranaje interno [Los autores usando ANSYS Workbench]	202
Ilustración 162. Restricciones del rotor debido los tornillos que retienen el engranaje interno [Los autores usando ANSYS Workbench]	202
Ilustración 163. Distribución de temperaturas en el rotor de aleación de aluminio series 2000 (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]	203
Ilustración 164. Distribución de temperaturas en el rotor de aleación de aluminio series 2000 (Vista 2) [Los autores usando ANSYS Workbench]	203
Ilustración 165. Deformaciones térmicas en el rotor de aleación de aluminio series 2000 [Los autores usando ANSYS Workbench]	204
Ilustración 166. Distribución del factor de seguridad en el rotor de aleación de aluminio series 2000 (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]	204
Ilustración 167. Distribución del factor de seguridad en el rotor de aleación de aluminio series 2000 (Vista 2) [Los autores usando ANSYS Workbench]	205
Ilustración 168. Distribución del factor de seguridad en el rotor de aleación de aluminio series 2000 ($T_w=160^{\circ}\text{C}$) [Los autores usando ANSYS Workbench]	205
Ilustración 169. Distribución de temperaturas en el rotor de acero [Los autores usando ANSYS Workbench]	206
Ilustración 170. Cigueñal de un motor rotativo para aviación [www.rotaryeng.net]	212
Ilustración 171. Esquema del D.C.L. para la estática del cigüeñal [Los autores]	212

Ilustración 172. Diagrama de Torque, Cortante y Momento para el diseño del cigüeñal [Los autores]	217
Ilustración 174. Selección de chaveta Woodruff [www.emc.uji.es]	223
Ilustración 175. Superficies en contacto con la presión máxima de la combustión [Los autores usando ANSYS Workbench]	229
Ilustración 176. Distribución del factor de seguridad para la carcasa AA2000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]	230
Ilustración 177. Distribución del factor de seguridad para la carcasa AA2000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 2) [ANSYS Workbench]	230
Ilustración 178. Distribución del factor de seguridad para la carcasa AA7000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 1) [ANSYS Workbench]	231
Ilustración 179. Distribución del factor de seguridad para la carcasa AA7000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 2)[Los autores usando ANSYS Workbench]	231
Ilustración 180. Superficies afectadas por la presión máxima en el rotor [Los autores usando ANSYS Workbench]	232
Ilustración 181. Distribución del factor de seguridad para el rotor AA7000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]	232
Ilustración 182. Distribución del factor de seguridad para el rotor AA7000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 2) [Los autores usando ANSYS Workbench]	233
Ilustración 183. Distribución del factor de seguridad para el rotor AA2000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]	233
Ilustración 184. Distribución del factor de seguridad para el rotor AA2000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 2) [Los autores usando ANSYS Workbench]	234

Ilustración 185. Distribución del factor de seguridad para el rotor AA2000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 3) [Los autores usando ANSYS Workbench]	234
Ilustración 186. Distribución del factor de seguridad para el rotor AA2000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 4) [Los autores usando ANSYS Workbench]	235
Ilustración 187. Cotización para la impresión 3D-ABS del motor [i3D]	252

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Selección del módulo estándar	104
Tabla 2. Aplicaciones practicas de las dimensiones básicas [24 y 33]	104
Tabla 3. Comparación de motores para aerodelismo marca: O.S.	146
Tabla 4. Comparación de motores para aerodelismo marca: Super Tigre (S.T.)	147
Tabla 5. Datos obtenidos de la ingenieria inversa	147
Tabla 6. Parámetros fijos de la combustión	159
Tabla 7. Comportamiento del tiempo de combustión	159
Tabla 8. Combustión de referencia	160
Tabla 9. Selección de tornillos	170
Tabla 10. Selección de materiales para altas prestaciones y durabilidad	171
Tabla 11. Selección de materiales para prestaciones y durabilidad normales	171
Tabla 12. Comportamiento del flujo de calor a diferentes velocidades	175
Tabla 13. Ángulos de duración para los procesos de combustión	179
Tabla 14. Valores para la conducción lateral de la carcasa del rotor	179
Tabla 15. Porcentaje para ponderar los flujos de calor en la carcasa	180
Tabla 16. Porcentajes para el flujo de calor en el rotor	181
Tabla 17. Flujos de calor para análisis CAE de la carcasa y el rotor	181
Tabla 18. Selección del modulo	206
Tabla 19. Valores de las carcas para cada seccion cuando la combustion dura 180° giro del cigüeñal	218
Tabla 20. Valores de las carcas para cada seccion cuando la combustion dura 55° giro del cigüeñal	226
Tabla 21. Resumen de los factores de seguridad para la sección mas crítica	229

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Rutinas en matlab basadas en buttsworth [40], para el modelamiento de la combustión	124
Anexo B. Diseño de un motor wankel destinado al modelismo	142
Anexo C. Estudio de viabilidad y costos de manufactura del motor rotarivo a nivel nacional	235
Anexo D. Planos	253

NOMENCLATURA

NOTACIÓN

a	Desplazamiento paralelo de la trocoide v aceleración
a'	Desplazamiento paralelo de la envolvente interna
A	Área
b	Ancho del rotor
b_a	Ancho del sello de punta
C	Eje mayor de la trocoide v calor específico
C_a	Coefficiente de descarga
\bar{c}	Calor específico promedio
D	Eje menor de la trocoide v Diámetro
e	Excentricidad de la trocoide v energía interna específica
e^0	Entalpía de formación
E	Energía
f	Factor de llama
F	Fuerza
h	Altura v entalpía específica
h'	Entalpía de fugas + entalpía hacia las hendiduras
\bar{h}	Entalpía específica promedio
K	Constante de la trocoide
l	Longitud
m	Masa v módulo de los engranes
N_u	Número de Nusselt
n	Número de igniciones en el motor por giro del cigüeñal
p v P	Presión
Pot	Potencia
q	Espesor de la capa energizada
Q	Calor

R	Radio generatriz de la trocoide v Constante específica del gas
$r \vee R_g$	Distancia entre el centro de gravedad del sello de punta y el centro del rotor
s	Entropía específica
S_p	Juego mínimo entre el rotor y la carcasa
S	Velocidad de llama
t	Tiempo
T	Temperatura v Torque
\bar{T}	Temperatura promedio
U	Coeficiente global de transferencia de calor
v	Parámetro generador del rotor v volumen específico v velocidad
V_H	Cilindrada teórica de la cámara de combustión
V'_H	Cilindrada aproximada-real de la cámara de combustión
$V_{H,T}$	Cilindrada total de un motor Wankel
V_{EQ}	Cilindrada del motor Wankel equivalente a un motor alternativo (4T)
V	Volumen teórico de la cámara de combustión v velocidad
V'	Volumen aproximado-real de la cámara de combustión
x	Coordenada rectangular horizontal de la trocoide que describe la carcasa
$x = x_b$	Velocidad de combustión, fracción másica de gases quemados
\bar{x}	Distancia de aplicación de la fuerza de contacto entre el sello y el rotor
X	Coordenada rectangular horizontal de la envolvente interna para el rotor
y	Coordenada rectangular vertical de la trocoide que describe la carcasa
Y	Coordenada rectangular vertical de la envolvente interna para el rotor
W	Trabajo mecánico
Z	Número de rotores en un motor rotativo
$z \vee N$	Número de dientes en los engranes
α	Ángulo de rotación del cigüeñal v Parámetro generador de la carcasa
φ	Ángulo de oscilación

ε	Relación de compresión
ρ	Radio de curvatura v Densidad
θ	Ángulo de rotación del cigüeñal
ω	Velocidad angular
\aleph	Cualquier propiedad intensiva
$\Lambda = P \vee T$	
\mathfrak{B}	Tiempo de duración de la combustión
Δ	Cambio - Variación
λ	Relación aire-combustible
Φ	Relación equivalente combustible-aire
γ	Relación de calores específicos
η	Eficiencia del ciclo de combustión

SUBÍNDICES

<i>th</i>	Teórico
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>r</i>	Receso "recess" v dirección radial
<i>l</i>	Fugas "leakage"
<i>inj</i>	Inyección
<i>CR</i> v <i>crev</i>	Hendiduras "crevice"
<i>CH</i>	Reacción química "chemical reaction"
<i>c</i>	Combustión v cámara de combustión
<i>g</i>	Corona "gear"
<i>u</i>	Sin quemar "unburning"
<i>b</i>	Quemado "burning"
<i>R</i>	Reaccionando químicamente "chemically reacting"
\beth	Cualquier zona
0	Punto de referencia v primitivo
<i>v</i>	A volumen constante
<i>p</i> v <i>P</i>	A presión constante v piñón

<i>C</i>	Característica
<i>L</i>	Laminar
<i>T</i>	Turbulento
<i>bR</i>	Borde curvo del rotor (Flanco)
<i>f</i>	Frente de llama
<i>q</i>	Energizado "quenching"
<i>k</i>	Condiciones corrientes abajo
<i>j</i>	Condiciones corrientes arriba
<i>n</i> v <i>t</i>	Dirección transversal
<i>x</i>	Dirección rectangular horizontal
<i>y</i>	Dirección rectangular vertical
<i>s</i>	Encendido "starting" v superficial
<i>hg</i>	Lado de los gases calientes "hot gases"
<i>cool</i>	Lado del fluido refrigerante

RESUMEN

TÍTULO:

MATERIAL EDUCATIVO VIRTUAL SOBRE EL MOTOR WANKEL Y DISEÑO MECÁNICO-TÉRMICO CON SU RESPECTIVO PROCEDIMIENTO DE MANUFACTURA PARA UN MOTOR WANKEL DESTINADO AL MODELISMO¹

AUTORES:

Diego Andrés Rivera²
Yoediver Meneses Silva

PALABRAS CLAVES:

Motor rotativo, Wankel, CAD, CAE, Ingeniería Inversa, Biocombustibles

DESCRIPCIÓN:

En este trabajo se investigan, analizan y recopilan los modelos matemáticos más convenientes para el análisis del motor rotativo tipo Wankel. Además, se propone un procedimiento práctico para el diseño y se investiga la manufactura, en esto último se identifican los procesos y materiales más usados.

Lo anterior tiene como objetivo, brindar los fundamentos metodológicos necesarios para que un estudiante, a nivel de ingeniería o postgrado, empiece a explorar y experimentar con esta tecnología, de una manera sencilla y eficaz.

Por otro lado, se anexa el diseño de un motor Wankel destinado al modelismo (5c.c., 1.4 HP a 17.500 RPM y alimentado con etanol), aplicando la filosofía de ingeniería inversa para algunos de sus componentes, así como también, poniendo en práctica los conocimientos investigados, y con el fin de lograr una perspectiva en la viabilidad de producir este tipo de motor a nivel nacional.

En esta investigación se usan herramientas computacionales como MATLAB, MAPLESOFT, SOLIDWORKS, ANSYS WORKBENCH, entre otros. Estas herramientas son muy útiles en el momento de estudiar la combustión, termoquímica y la transferencia de calor, de igual manera, también para el proceso de diseño y manufactura en general.

Adicionalmente, se genera una página web (<http://sites.google.com/site/mvwankel/>), y se dota de material didáctico para aportar un mejor entendimiento a los estudiantes que quieran adentrarse en este campo de estudio.

Por ultimo, se muestran algunas posibilidades de investigación y los problemas de fabricación para este tipo de motores en Colombia, con lo cual se puede generar una estrategia para mejorar tales limitaciones y contribuir al desarrollo tecnológico del país.

¹ Proyecto de grado dirigido por PhD. MSc. Ing. Jorge Luis Chacón Velasco

² Estudiantes de la Facultad de Ingenierías Fisco-Mecánica y Escuela de Ingeniería Mecánica

SUMMARY

TITLE:

EDUCATIONAL WEB ABOUT WANKEL ENGINE AND THERMO-MECHANICAL DESIGN FOR A MODELING ROTARY ENGINE INCLUDING THE MANUFACTURING PROCEDURE³

AUTHORS:

Diego Andrés Rivera⁴
Yoediver Meneses Silva

KEYWORDS:

Rotary engine, Wankel, CAD, CAE, Inverse Engineering, Biofuel

DESCRIPTION:

This work investigates, analyses and summaries the most desirable mathematical models needed for analyzing the Wankel rotary engine. In addition, a practical designing procedure is proposed and the manufacturing is investigated, in this last the processes and materials most used are identified.

The above have the objective of provide the methodological fundamentals needed for a student at the undergraduate or postgraduate level, to start in the exploration and experimentation of this technology, in a simple and efficient way.

On the other hand, with the purpose to apply this knowledge and to obtain a perspective for the national feasibility production, the design of a modeling Wankel engine (5c.c., 1.4 HP to 17.500 RPM and ethanol powered) is added; using inverse engineering's philosophy for some of the components.

Due to the great utility, in general, of computational tools for studying the combustion, thermochemistry, heat transfer, design and manufacturing; it's used tools like MATLAB, MAPLESOFT, SOLIDWORKS, ANSYS Workbench and others.

Additionally, this information and the didactic material are recollected in an educational web for the students interested in this topic <http://sites.google.com/site/mvwankel/>.

Finally, the investigation possibilities and the manufacturing problems are shown for this type of engine in Colombia, with the purpose to generate strategies to improve that type of limitations and to contribute in the national industrial development.

³ Project required on the bachelor of mechanical engineering, directed by PhD. Jorge Chacón V.

⁴ Students of the faculty of Physical – Mechanical Engineering and Mechanical Engineering School

INTRODUCCIÓN

El hombre a través de los tiempos ha utilizado la potencia animal, para realizar actividades que le facilitan su estadía en la tierra. Por otro lado, usa los conceptos físicos y matemáticos abstraídos de la naturaleza que le han permitido, mediante la experimentación, entender aspectos de la combustión, los materiales, los mecanismos, etc. Todo esto con el fin de lograr remplazar el uso de esa potencia animal por formas más compactas y convenientes, así nacieron las máquinas térmicas.

La sociedad cada vez más creciente ha dado mayor importancia a esta área de investigación, con el fin de promover el uso de nuevos dispositivos más eficientes y que se ajusten a las diversas aplicaciones de manera óptima. Hoy a través de la búsqueda de información y bajo el enfoque anterior, nos damos cuenta que los motores rotativos cumplen esa exigencia.

Desde la creación del primer motor de combustión interna (M.C.I), el mecanismo que ha gobernado esta tecnología ha sido el de manivela-biela-corredora (M.B.C), pero eso no quiere decir que sea la opción más adecuada para todas las aplicaciones. Los motores rotativos tipo Wankel (M.R.W) son muy atractivos como sistemas de propulsión para una nueva generación de motores.

Satisfacer todos los requerimientos para obtener un M.C.I práctico no es tan simple como para que se lleve a cabo mediante una idea casual, los requisitos a nivel internacional para la aceptación de un M.C.I son muy rigurosos. Esta es la razón por la que se han perdido muchos esfuerzos en el pasado para desarrollar y perfeccionar un motor rotativo práctico.

Por otro lado, tenemos que la crisis energética y del medio ambiente ha contribuido de forma negativa al temprano desarrollo del M.R.W, debido a que una de las principales “enfermedades infantiles” en esta tecnología ha sido el elevado consumo y las altas emisiones. “No importa que tan novedosa pueda ser una invención, no hay inventos que sean absolutamente perfectos desde su principio”⁵.

Una de las motivaciones, de la ardua investigación documental que hicimos, es aclarar los mitos que rodean al M.R.W y establecer un estado del arte para esta tecnología. Lo anterior es fundamental para contribuir al esfuerzo de nuestra universidad en adentrarse a la investigación de este campo ingenieril.

En el ámbito nacional se han llevado a cabo muy pocos trabajos al respecto, solo encontramos un proyecto de grado en la Universidad de los Andes que trata sobre motor rotativo; pero lamentablemente, este trabajo no da una perspectiva actualizada del tema y nuestro objetivo es profundizar, con una teoría más sólida, al respecto.

⁵ Kenichi Yamamoto

Otro interés para llevar a cabo este proyecto ha sido brindar más opciones; a la importante tarea de promover la autonomía en la investigación, desarrollo, producción y manufactura; en sistemas de transformación energéticos para la nación. Ya que esto es uno de los pasos principales para que una sociedad se desarrolle industrialmente, y su economía se consolide. Junto con el GIEMA⁶ se ha planteado este objetivo, y se ha venido trabajando al respecto.

Un aspecto importante, de este trabajo, es el estudio de los modelos matemáticos más convenientes que permiten el modelamiento y diseño del M.R.W También presentamos un ejemplo de diseño y una investigación de la viabilidad para producir un motor rotativo a nivel nacional.

Es muy apreciable la ventaja que se tiene hoy en día con la distribución del conocimiento por internet. Casi todo lo encontramos mediante esta herramienta y lo que se puede lograr hacer, con el análisis de esa información, es muy prometedor. Esto enfatiza que, el trabajo en grupo y la liberación del conocimiento abren un mundo de oportunidades para las nuevas generaciones.

Sólo nos queda decir que, esperamos que este trabajo sea de su agrado y que los estudiantes sigan contribuyendo, con el mismo entusiasmo que lo hemos hecho, a las nuevas tendencias de estas tecnologías tan apasionantes.

⁶ Grupo de Investigación en Energía y Medio Ambiente, de la UIS.

1. DESCRIPCIÓN DEL DOCUMENTO

A continuación se explica brevemente el contenido de este proyecto de grado:

En el **capítulo 1** presentamos la introducción, descripción, los objetivos y los motivos que llevaron a la realización de este trabajo.

En el **capítulo 2** se establecen los fundamentos teóricos necesarios para entender el funcionamiento y los modelos matemáticos del M.R.W.⁷.

En el **capítulo 3** se hace una introducción y clasificación general de los modelos matemáticos usados para el estudio del M.R.W. Aquí se explica cuales modelos nos convienen y la justificación de esa selección. Posteriormente, en los siguientes capítulos, a cada modelo seleccionado se le establece su funcionalidad, suposiciones y limitaciones.

En el **capítulo 4** se explican los diferentes enfoques que se pueden adoptar para modelar la geometría del M.R.W, así como la deducción de los parámetros básicos de diseño que se derivan de allí.

En el **capítulo 5** se hace referencia a los modelos seleccionados para analizar la estequiometría, las propiedades del fluido de trabajo y la termodinámica de los ciclos de combustión.

En el **capítulo 6** se describe el modelo para estudiar la combustión y la propagación de llama en el M.R.W.

En el **capítulo 7** se explica el modelo para calcular el flujo másico inherente al fenómeno de admisión, expulsión y fugas de los gases en el M.R.W.

En el **capítulo 8** se presentan algunos modelos para estudiar la dinámica de los principales componentes del M.R.W, así como su influencia en el diseño y desempeño.

En el **capítulo 9** se explica la forma más sencilla para analizar la transferencia de calor.

En el **capítulo 10** se tratan los modelos para calcular, de manera simplificada, las pérdidas energéticas debidas a la fricción de los sellos.

En el **capítulo 11** se comentan las referencias bibliográficas más adecuadas para el análisis por segunda ley del M.R.W.

En el **capítulo 12** se presentan los parámetros más básicos para calcular el desempeño de un M.R.W.

En el **capítulo 13** se presentan las consideraciones más importantes que facilitan el diseño, la elaboración de la geometría y la selección de materiales para el M.R.W.

En el **capítulo 14** se presenta el diagrama de flujo propuesto para el diseño de un M.R.W.

En el **capítulo 15** se presenta el diagrama de flujo, a grandes rasgos, para el proceso de manufactura de un M.R.W, teniendo en cuenta las tecnologías disponibles a nivel internacional.

⁷ M.R.W: Motor(es) Rotativo(s) tipo Wankel

En el **anexo A.** se presentan las rutinas en MATLAB de Buttsworth modificadas para el M.R.W, además, se agrega nuevo código de programación que es útil en el procedimiento de diseño.

En el **anexo B.** se explica las razones de aplicar ingeniería inversa, además, se especifican los requerimientos del motor que se quiere diseñar, así como también, los cálculos y el análisis siguiendo la propuesta de diseño que se plantea.

En el **anexo C.** se presenta un estudio de viabilidad para manufacturar el motor a nivel nacional, en este punto se plantean precios y los procesos necesarios para el diseño propuesto. Además, se adjuntan las empresas y personas que nos colaboraron en esta consulta, así como las entidades que podrían financiar la manufactura.

En el **anexo D.** se incluyen los planos de ingeniería, los cuales fueron producto del procedimiento de diseño propuesto y del modelamiento CAD-CAE que se llevo a cabo.

1.1 ANTECEDENTES

En el desenvolvimiento histórico de la tecnología de motores rotativos, hace mucho tiempo atrás, se han desarrollado las bases teóricas que permitieron la realización del primer motor rotativo.

Los aportes más importantes se empiezan a datar de los trabajos hechos por Othmar Baier (1960), W. Froede (1960), Franz Huf (1961), W. Meyer (1961), Walter Siepmann (1962), F. Wankel (1963), W. D. Besinger (1964), R. F. Ansdale (1964), H. Kuhner (1965), K. Yamamoto (1969), entre otros. Estos primeros trabajos enfatizan la necesidad de mejorar los modelos para la geometría y la selección de materiales.

Luego entran nuevos investigadores en este campo, Norbye (1971), F.V. Bracco (1973), W. A. Siriginano (1973), G. A. Danieli (1974), J. B. Heywood (1974), C. R. Ferguson (1974), J. C. Keck (1974), K. Matsura (1978), G. Woschni (1976), S. Furuhashi (1979), entre otros. Estos trabajos se concentran en el modelamiento del proceso de combustión “cero dimensional”, las fugas, la transferencia de calor y la dinámica de los sellos.

La siguiente generación es encabezada por los trabajos de T. J. Norman (1983), R. Sierens (1983), C. Jones (1984), J. Abraham (1989), R. E. Mount (1989), P. R. Badgley (1982), J. M. Roberts (1985), H. L. Nguyen (1987), P. Dimplefeld (1987), C. M. Lee (1988), E. Robert (1988), entre otros. Estos trabajos se direccionan en el desarrollo de códigos computacionales para la simulación de los modelos “cero dimensionales” del motor rotativo, también, se estudia una nueva configuración para el motor Wankel que consiste en la inyección de diferentes combustibles y el uso de turbo-cargadores. Además, se perfeccionan los modelos teóricos para la estratificación, inyección, combustión y transferencia de calor en motores rotativos.

A continuación se ponen de moda los estudios CFD para estos motores, los trabajos son encabezados por M. S. Raju (1990), Z. Li (1990), T. Shin (1990), entre otros. Se perfecciona el código computacional para el modelo

“cero-dimensional” por T. A. Bartrand (1992). Otros autores desarrollan la tecnología de materiales cerámicos para la construcción y el recubrimiento de las partes del motor rotativo.

En el año 1998 se realiza una tesina en la Universidad de Ciencias Aplicadas de Berlín, a cargo de los Ings. Tarmo Kratz y Gernot Wackwitz; donde se desarrolla, diseña, fabrica y prueba un prototipo Wankel para aviones. Este trabajo aporta sustancialmente aspectos prácticos del diseño, manufactura y de la experimentación; pero no explica ni discute el análisis matemático adecuado de los fenómenos más importantes del motor rotativo.

Empezando el año 2000 se introduce el motor rotativo en la tecnología MEMS a micro y nano escala, a cargo de diferentes entidades alrededor del mundo. Pero en el año 2001 la Universidad de California, en Berkeley, anuncia la exitosa prueba de varios de estos prototipos.

A nivel nacional, en la Universidad Industrial de Santander, entre los años 2002 al 2007 se desarrollan programas computacionales para modelar la combustión, basados en los trabajos extranjeros ya mencionados; estos programas son SICICLOTER 1.0 elaborado por A. I. Montero y por E. A. Rodríguez. El más reciente fue SIMTA 1.0 elaborado por J.L. Barbosa y por J. F. Salcedo.

Por otro lado, en la Universidad de los Andes, en el año 2003, se lleva a cabo un proyecto de grado sobre el motor rotativo. Este trabajo se destaca por la toma de datos para un motor Wankel Graupner/O.S.⁸ 49 PI, pero carece de un modelamiento matemático adecuado.

En un principio, a nivel nacional no se contaba con una literatura completa y dedicada a este motor, la única información que encontramos fueron unos artículos en el ICP, el proyecto de grado en la Universidad de los Andes y capítulos que hay en libros de motores. Pero esta información no tiene un adecuado análisis escalonado y profundo respecto al tema, así que nos vimos obligados a investigar otras fuentes de información.

Aquí es donde entra en juego la herramienta de internet, mediante páginas web de propietarios de automóviles Mazda RX-7, foros de entusiastas de esta tecnología, foros de CNC, el centro de investigación de la NASA, el Instituto Tecnológico de Massachusetts (MIT), patentes y otros; se logro encontrar libros, investigaciones, artículos, proyectos, etc.; que brindan el adecuado análisis necesario para elaborar este proyecto de grado.

Finalmente, es aquí donde nace el primer módulo virtual sobre motores rotativos para la Universidad Industrial de Santander, que recopila de forma jerárquica los conceptos más básicos hasta los más avanzados de esta tecnología, junto con una gran cantidad de material didáctico.

Pero no solo de esto se trata el proyecto, nuestra meta más ambiciosa es trazar una directriz para el estudio de los modelos matemáticos más importantes en esta tecnología; y además, brindar una guía básica e inicial

⁸ O.S.: Ogawa Seiki, empresa japonesa que le manufactura a la firma Johannes Graupner motores NSU/Wankel para aeromodelismo, el modelo que se sigue manufacturando es el 49 PI Type II.

para el diseño, desarrollo, investigación, manufactura y mantenimiento de esta clase de motores en nuestro contexto nacional.

1.2 CONTEXTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA

Antes que todo, se debe dar a entender que en la Escuela de Ingeniería Mecánica se han llevado a cabo proyectos de grado correspondientes a motores de combustión interna; pero hasta el momento como era de esperarse, solo se han desarrollado sobre un tipo en particular de motores, y éstos son los alternativos. Entonces, ahora es necesario complementar en este campo de la ingeniería, a nivel universitario y nacional, con un tipo de motor muy distinto y controversial, como lo es el motor rotativo, y más específicamente el motor Wankel.

También, nos ha llamado la atención la falta de iniciativa para entrar en la comercialización de esta tecnología, que no esta del todo popularizada, y que se puede adaptar a distintas aplicaciones.

La razón por la que no se ha afianzado en el mercado tiene sus precedentes desde que se concibió su diseño revolucionario; por un lado, sus altas y costosas demandas ingenieriles en investigación y manufactura; y por el otro, la crisis petrolera en el año 1973 dictaminó que el camino más seguro, práctico y económico a seguir, a causa de la experiencia que ya se tenía con la tecnología de los motores recíprocos, era continuar en el mercado con estos últimos.

Pero como dice el refrán: *"Ningún camino fácil te llevará a un sitio que merezca la pena"*; y como un caso más explícito, ¡Tampoco los inicios de la mecánica Diesel fueron fáciles y hoy están batiendo récords comerciales! Pues bien, la crisis del petróleo impidió que los motores Wankel gocen de la misma oportunidad. Además, ya son otros tiempos y muchos de los problemas tecnológicos de este motor se han venido superando, y así seguirá sucediendo.

Todo esto se debe, creemos nosotros, a la falta de visión y a los paradigmas existentes en las economías emergentes que impiden impulsar el diseño, la manufactura e investigación de estos motores enfocados a distintas aplicaciones industriales. Para cambiar esto, en el ámbito nacional, hay que investigar la viabilidad y modo de adaptación a la nueva tendencia automotriz de combustibles alternativos, así como también, a la maquinaria agroindustrial y a otros campos como el aeromodelismo.

1.3 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Debido a que no se cuenta con una fuente puntual en español, confiable y completa que trate del motor rotativo Wankel; hemos visto la necesidad de investigar varios artículos y libros que tocan el tema para producir un módulo virtual con esta información; y condensarla en un solo lugar disponible a la universidad "on-line". Además, la universidad carece de un motor rotativo funcional, como también desconoce de su capacidad para fabricarlo con el fin

de adaptarlo a un banco de pruebas, y de esta manera, poder experimentar para contribuir al mejoramiento de esta tecnología.

Entonces, ¿Por qué no realizar un módulo virtual que permita el entendimiento y presente investigaciones recientes sobre este motor?, ¿Por qué no producir un caso completo pero sencillo del diseño de este tipo de motor?, ¿Qué es lo que nos falta a nivel tecnológico para que la industria colombiana fabrique estos motores?, ¿La universidad puede producir sus propios motores para la experimentación?, ¿Cuáles entidades de la nación, públicas y/o privadas podrían apoyar este tipo de investigación?, ¿Cuáles serían las aplicaciones más pertinentes del motor Wankel en Colombia?

Con estas preguntas en mente y otras muchas más, se quiere trabajar en este proyecto de grado para tratar de darles alguna explicación satisfactoria; para lo cual, se propone crear un aula virtual destinada a dicha tecnología y presentar un caso particular de diseño con su manufactura, que corresponde al caso del modelismo. Lo anterior demanda el diseño de un motor pequeño, de trabajo liviano y de tecnología “sencilla”.

De esta manera, se abre un espacio en la universidad para los interesados en este tipo de motor. Además, se propone una metodología básica de diseño y manufactura enfocada en motores Wankel, de la cual se puede evolucionar para cubrir necesidades más complejas y elaboradas, como lo son: la agroindustria, el automovilismo, la aeronáutica, y otras.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVOS GENERALES

- Para contribuir a la sociedad, por medio del espacio y condiciones brindadas por la Universidad Industrial de Santander; con la misión de buscar un desarrollo industrial y económico, que nos permita a todos los ciudadanos un mejor vivir y nuevas oportunidades de trabajo; buscamos abrir con este proyecto de grado un nuevo camino de investigación y un mercado que permita surgir a aquellos empresarios e investigadores visionarios, y capaces de crear nuevas industrias y tecnologías.
- Para contribuir en la misión de la Escuela de Ingeniería Mecánica, en la Universidad Industrial de Santander; con el desarrollo y la transferencia de tecnología brindamos un aporte de material educativo, producto de investigaciones realizadas en otros países; con el fin de complementar la materia de máquinas térmicas alternativas y sea de beneficio a la comunidad universitaria.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar un módulo multimedia, sobre el motor rotativo tipo Wankel, para el aula virtual de la materia de máquinas térmicas alternativas; con su respectiva teoría, ilustraciones y animaciones interactivas (material lúdico); mediante la herramienta “Macromedia Dreamwaver”. Cuyo contenido abarcara:

- Generalidades del motor Wankel.
 - Dimensiones básicas.
 - Estructura básica del motor Wankel.
 - Sistema de sellos.
 - Refrigeración.
 - Lubricación.
 - Sistema de ignición.
 - Desempeño y combustión del motor Wankel.
 - Métodos de manufactura.
 - Ejemplos de aplicación del motor rotativo.
- Mostrar los modelos matemáticos y suposiciones físicas, considerando al motor como un sistema continuo; que se usarán en la geometría, dinámica, diseño, procesos térmicos, fluidos y manufactura del motor.
 - Desarrollar un procedimiento esquematizado, en un diagrama de flujo, para el diseño general de un motor Wankel destinado al modelismo.
 - Realizar cálculos estándar de diseño para conseguir una geometría prototipo del motor Wankel para modelismo, que tenga las siguientes características:
 - Capacidad volumétrica: 5 c.c.
 - Potencia: 1.27 hp.
 - Rango de velocidades: 2500 a 18000 rpm.
 - Producir un modelo CAD, del motor rotativo Wankel, que representa el resultado del procedimiento de diseño; mediante la herramienta "SolidWorks".
 - Realizar un procedimiento de manufactura, esquematizado en un diagrama de flujo, para la manufactura de un motor Wankel. Aquí se seleccionan los procesos de manufactura, materiales y equipos necesarios para la producción de este motor, justificando cada selección.

1.4.3 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

Debido a que con este trabajo de grado se busca empezar la investigación del motor rotativo Wankel, para adaptar el diseño y mejorar la manufactura a algún tipo de industria, que permita a la nación participar en este campo económico, de manera competente y eficiente; el trabajo se ha concebido en varias fases necesarias para abarcar con lo referente a la recopilación del material investigativo, útil en el entendimiento del motor Wankel. También, se necesita abordar la parte de diseño y simulación de este motor; como además, el proceso de manufactura, construcción, montaje y pruebas.

Para tal fin expuesto anteriormente, se realizan dos proyectos de grado en conjunto que permitan abarcar, de manera óptima y cooperativa, el diseño del motor rotativo tipo Wankel para modelismo propuesto en este proyecto de grado; y así, producir un resultado del proceso de manufactura más realista y satisfactorio; que permita llegar a conclusiones acertadas acerca de la capacidad de la Escuela de Ingeniería Mecánica, para producir autónomamente sus propios motores rotativos prototipo; que faciliten su investigación y mejoramiento, de esta manera, se logrará hacer uso de ellos en la industria.

Todo lo anterior lo justificamos y descartamos otras posibilidades de solución, dado a que si no se trabaja por separado cada cuestión, no se podría investigar con suficiente seriedad y tiempo cada tópico. Además, cabe aclarar aquí que este proyecto de grado desarrolla solo dos aspectos del proceso total a realizar; pero estos dos aspectos sirven de base y son muy concluyentes para los posteriores proyectos de grado, que abarcaran los demás aspectos expuestos (construcción, montaje y pruebas).

El alcance de este proyecto es grande, si se mantiene el entusiasmo, visión y apoyo para poder concretar de manera total las etapas propuestas; pero por el momento este trabajo solo pretende dar inicio, brindar unas bases y herramientas para concebir la potencialidad de esta tecnología, y adaptarla al marco industrial e investigativo nacional. La idea de lograr dominar la tecnología para producir potencia, por máquinas de combustión interna, es suficiente para reiterar la necesidad de abarcar proyectos como éste; que buscan estudiar todas las posibilidades y dejar claras las limitaciones y capacidades a nivel nacional, de las distintas tecnologías para alcanzar tal fin.

Y para finalizar, también cabe destacar que con este trabajo se lograra poner a la Universidad Industrial de Santander en la delantera de la investigación, a nivel nacional, en esta rama de la ingeniería; y además, de contar con un módulo virtual bien equipado y suficiente para el estudio, enseñanza y desarrollo de este tipo de motor.

2. GENERALIDADES Y FUNDAMENTOS TEÓRICOS DEL MOTOR ROTATIVO WANKEL

Destinamos este capítulo con la finalidad de brindar las generalidades y los fundamentos teóricos, que facilitan la comprensión y aplicación de los modelos matemáticos del motor rotativo.

A lo largo del siglo XX se han producido un gran número de intentos por conseguir fabricar un motor de pistones rotativos, competitivo en prestaciones, rendimiento y tamaño con los motores recíprocos. La mayor parte de estos prototipos usan mecanismo evolucionados a partir de bombas o compresores de todas las épocas.

En 1954, el Dr. Felix Wankel (en el Oeste de Alemania) se convirtió en el primero en el mundo en desarrollar satisfactoriamente un motor rotativo en cooperación de NSU⁹ (Oeste de Alemania).

La atención de ese suceso en el campo de la ingeniería mecánica, sin mencionar a la relacionada con el de la industria automotriz, se ha venido incrementando gradualmente y mezclándose con grandes expectativas para desarrollar un motor que supere los ya conocidos problemas tecnológicos.

Mientras ha sido observado por ingenieros alrededor de todo el mundo, este motor se ha vuelto práctico como resultado de un gran esfuerzo en investigación y desarrollo. Y a pesar de todas las dificultades y retos que se interpusieron, éste se ha convertido gradualmente en un motor aplicable para fines automovilísticos, aeronáuticos e industriales. La producción comercial del motor rotativo comenzó a partir de los años 60's.

El motor rotativo tipo NSU-Wankel, al ser el motor más práctico desarrollado en toda la historia, en lo que sigue del texto y como resultado de la revisión bibliográfica, se hace referencia a él simplemente como: motor rotativo tipo Wankel (M.R.W), motor Wankel (M.W) o sencillamente motor rotativo (M.R), estas dos últimas formas son las más usadas.

2.1 GEOMETRÍA PARA LA CARCASA DEL ROTOR

La importancia de la forma geométrica, que tiene la cara interna de la carcasa del rotor, radica en que a partir de ésta se desarrolla la forma particular del rotor, que es lo que caracteriza al diseño revolucionario del motor rotativo, además, de allí se derivan los parámetros más importantes para el diseño y análisis.

La geometría para la carcasa del rotor se logra obtener mediante el uso de una curva paramétrica, denominada peritrocoide (**Ilustración 1**) o epitrocoide (**Ilustración 3**), ambas son equivalentes para los mismos parámetros generatrices.

❖ La peritrocoide

Esta curva paramétrica tiene la siguiente forma tomada de Yamamoto [2], véase **Ilustración 1**:

Ecuación 1. Ecuación paramétrica de la peritrocoide

$$x = e \cos \alpha + R \cos \frac{\alpha}{3} \quad \wedge \quad y = e \sin \alpha + R \sin \frac{\alpha}{3}$$

Donde: **e** - Distancia central entre el círculo base **A** y el círculo giratorio **B**

R - Longitud del brazo fijo en el círculo giratorio **B**

α - Ángulo de rotación del giratorio **B** alrededor del círculo **A**

⁹ NSU es una compañía antigua que ha evolucionado a lo que hoy se conoce como AUDI.

La ecuación anterior se repite en un período de 6π .

En la **Ilustración 2** se observa una gráfica que se obtiene para la forma de la carcasa, mediante el software matemático (CAS) MapleSoft Demo.

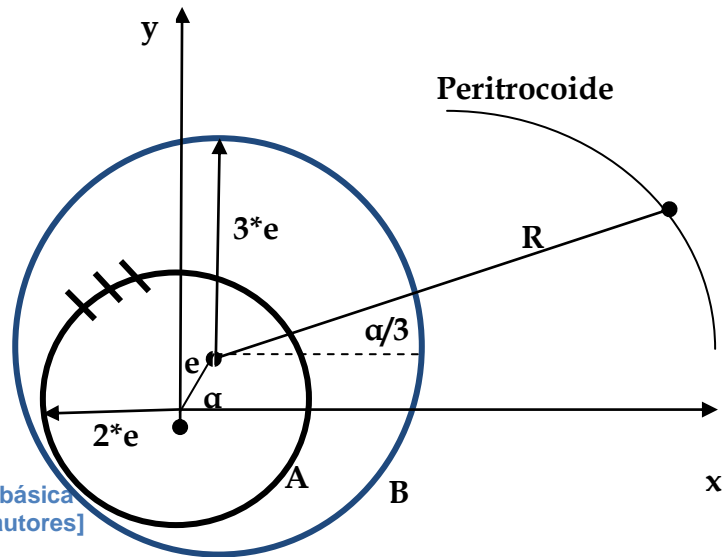


Ilustración 1. Geometría básica de la peritrocoide [Los autores]

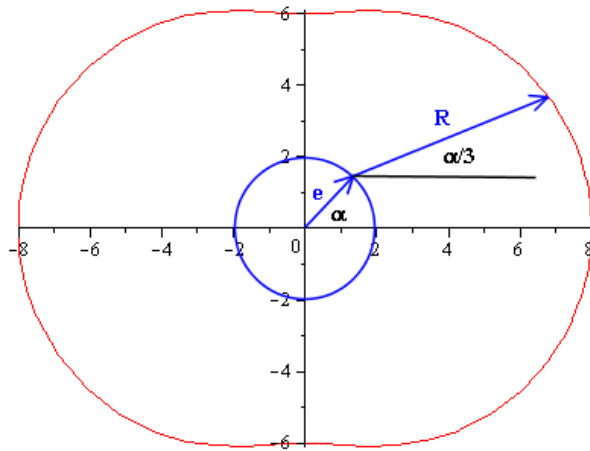


Ilustración 2. Forma geométrica obtenida de la ecuación paramétrica para una peritrocoide [Los autores usando MapleSoft Demo]

La relación entre el radio generatriz (R) y la excentricidad (e) es llamada la constante de la trocoide (K), y es la que provee la información necesaria para indicar la configuración geométrica de la trocoide.

Ecuación 2. Constante de la trocoide

$$K = R/e$$

Si la forma de la carcasa se deriva mediante una epitrocoide, tiene la siguiente configuración. Véase la **Ilustración 3**, el trabajo de Weston [1] y de Hemming [3].

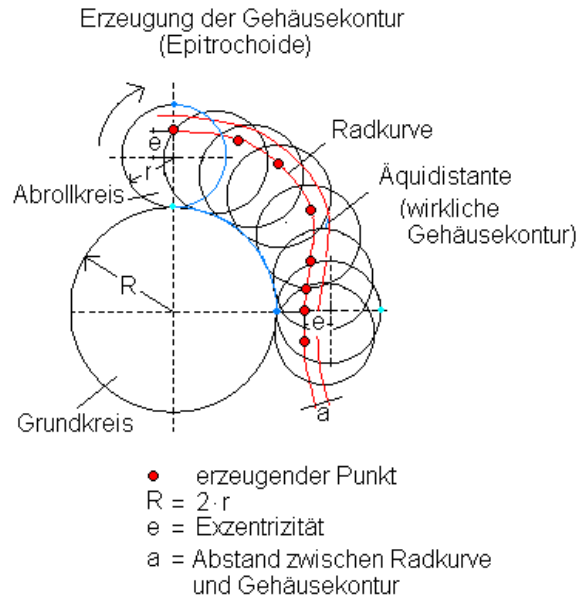


Ilustración 3. Configuración geométrica para obtener la geometría de la carcasa mediante una epitrocoide [4]

2.2 GEOMETRÍA PARA EL ROTOR

La forma geométrica del rotor se obtiene mediante el tratamiento matemático adecuado para generar una envolvente interna de la forma peritrocoide, como podemos observar en la **Ilustración 4**.

❖ La envolvente interna de la peritrocoide

Se obtiene mediante la **Ec.3** y su forma se puede observar en la **Ilustración 5**, tal y como expone Yamamoto [2 y 33].

Ecuación 3. Ecuación paramétrica de la envolvente interna para una peritrocoide

$$\begin{cases} X = R \cos 2v + \frac{3e^2}{2R} (\cos 8v - \cos 4v) \pm e \left(1 - \frac{9e^2}{R^2} \cdot \sin^2 3v \right)^{1/2} \cdot (\cos 5v + \cos v) \\ Y = R \sin 2v + \frac{3e^2}{2R} (\sin 8v + \sin 4v) \pm e \left(1 - \frac{9e^2}{R^2} \cdot \sin^2 3v \right)^{1/2} \cdot (\sin 5v - \sin v) \end{cases}$$

Donde: v - Es el parámetro generador.

Esta ecuación es cíclica para un período de 2π .

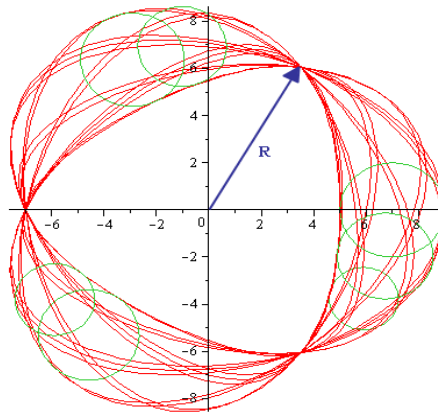


Ilustración 4. Obtención geométrica de la envolvente interna para una peritrocoide [Los autores usando MapleSoft Demo]

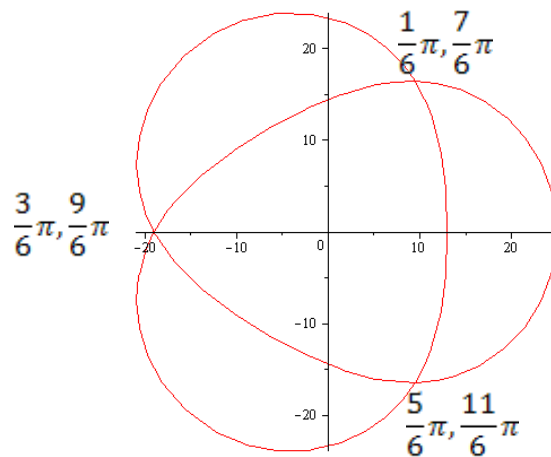


Ilustración 5. Forma geométrica que se obtiene, con la ecuación paramétrica, para la envolvente interna de la peritrocoide [Los autores usando MapleSoft Demo]

Como se puede observar en la **Ilustración 5**, hay segmentos de curva que no corresponden a la forma del rotor, entonces, lo que se hace es trazar los segmentos para los siguientes valores del parámetro:

$$v = \frac{1}{6}\pi \sim \frac{1}{2}\pi, \frac{5}{6}\pi \sim \frac{7}{6}\pi, \frac{3}{2}\pi \sim \frac{11}{6}\pi$$

2.3 PARTES CONSTITUTIVAS DEL MOTOR ROTATIVO

A continuación se explican, por separado, las características de cada una de las partes que conforman el motor rotativo y se expone el funcionamiento en general. Para esta sección nos hemos guiado especialmente del trabajo de Flórez, A. et al [5].

2.3.1 ROTOR

Cumple la misma función que el conjunto de émbolo-biela en el motor recíprocante, transmite la presión de los gases en combustión directamente

al cigüeñal. También cumple el trabajo de las válvulas de admisión y escape de los motores alternativos. Véase la **Ilustración 6**.

Cada uno de sus lados laterales (flancos) **(1)** realiza una combustión completa en una vuelta del cigüeñal. En su centro alberga el engrane interno **(2)** que sincroniza su movimiento para lograr una debida combustión. Y en sus puntas **(3)** y caras laterales **(4)** alberga los dispositivos de sellado.

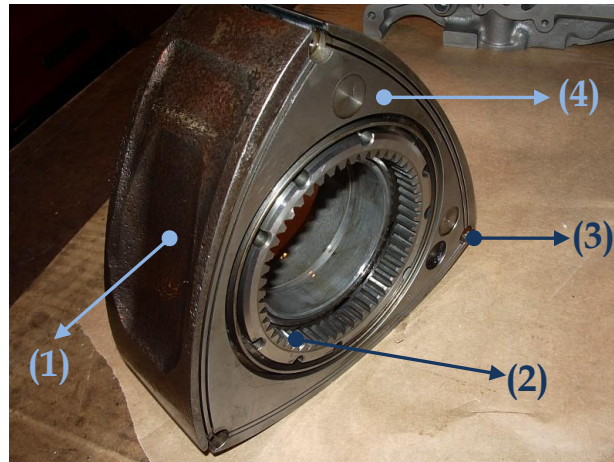


Ilustración 6. Rotor de un motor rotativo [6]

2.3.2 CARCASA DEL ROTOR

También conocida como estator o estator periférico, hace la función del bloque motor y la culata de los motores recíprocos. Además, guían el movimiento de las puntas del rotor para que describan la trayectoria de la peritrocoide **(1)** y evacuan el calor excedente de la combustión. Véase la **Ilustración 7**.

Sobre su periferia **(1)** a veces se ubican los puertos de admisión **(2)** y escape **(3)**. En su interior se produce la combustión.

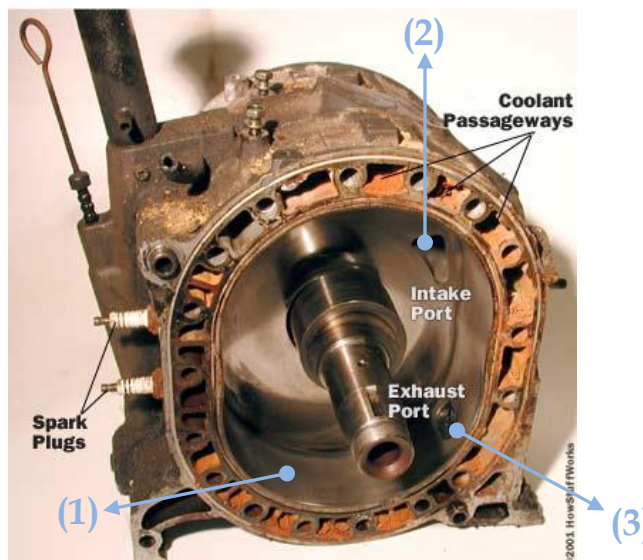


Ilustración 7. Carcasa del rotor para un motor rotativo [6]

2.3.3 TAPAS LATERALES

También conocidas como el estator lateral, cumplen la misma función que la carcasa del rotor, pero además, sirven para separar los rotores en los motores multi-rotor, y albergan al piñón estacionario **(1)** que sincroniza el movimiento del rotor. A través de ellas también se evacua calor de combustión. Véase la **Ilustración 8**.

En algunos motores se ubican los puertos de admisión **(2)** y escape **(3)** sobre sus superficies.

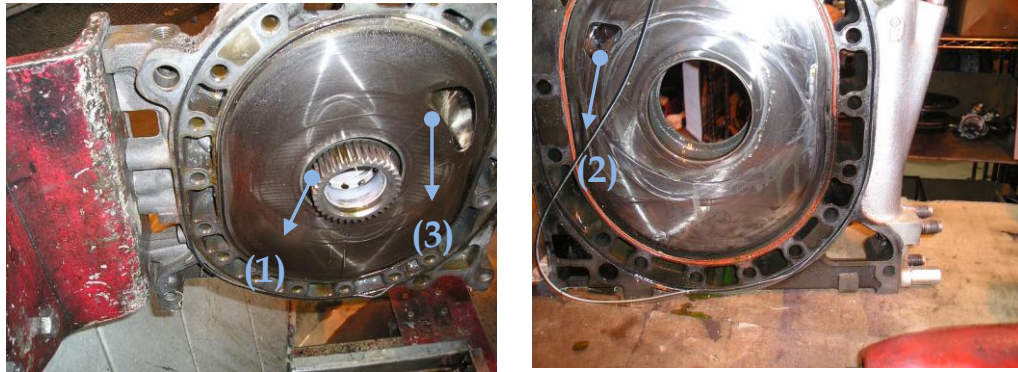


Ilustración 8. Tapas laterales de un motor rotativo [6]

2.3.4 CIGÜEÑAL

El cigüeñal cumple la misma función de siempre: soporta al rotor, alberga los rodamientos y recibe la energía de la combustión para convertirla en potencia mecánica. En motores Wankel de grandes dimensiones, también presentan pasajes especiales **(1)** para circular lubricante hacia las partes internas en movimiento. Se caracterizan por tener una excentricidad **(2)** muy pronunciada, que es la que alberga al rotor y a su rodamiento. Véase la **Ilustración 9**.

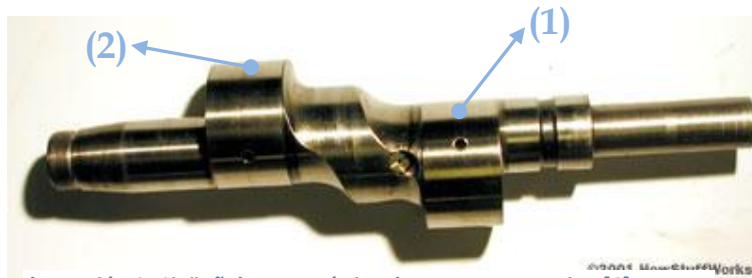


Ilustración 9. Cigüeñal característico de un motor rotativo [6]

2.3.5 SELLOS DE UN MOTOR ROTATIVO

Como se puede apreciar en la **Ilustración 10 y 11**, el motor rotativo presenta cuatro tipos de sellos: dos ubicados en las punta del rotor [Apex Seal **(1)** + Corner Seal **(2)**], otro ubicado alrededor del engrane interno del rotor (Oil Seal) **(3)** y los otros ubicados alrededor del borde de la cara lateral

del rotor (Side Seal) (4); tienen la función de mejorar el desempeño del motor rotativo impidiendo fugas y minimizando la fricción.

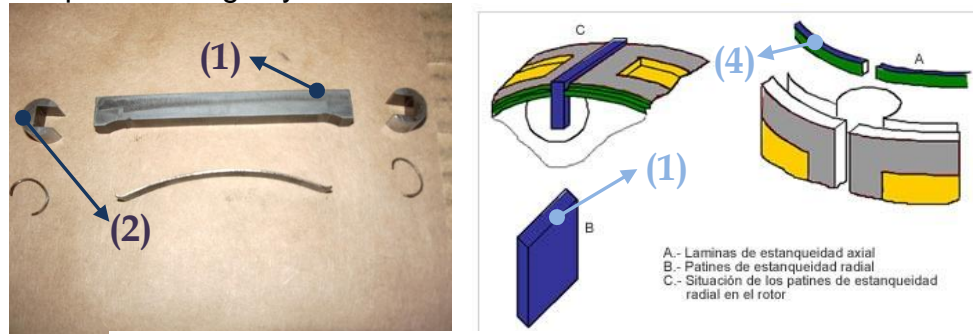


Ilustración 10. Sellos laterales y de punta de un motor rotativo [6]

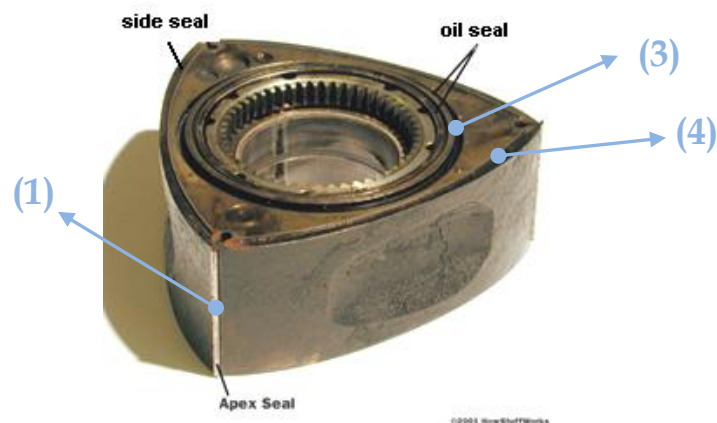
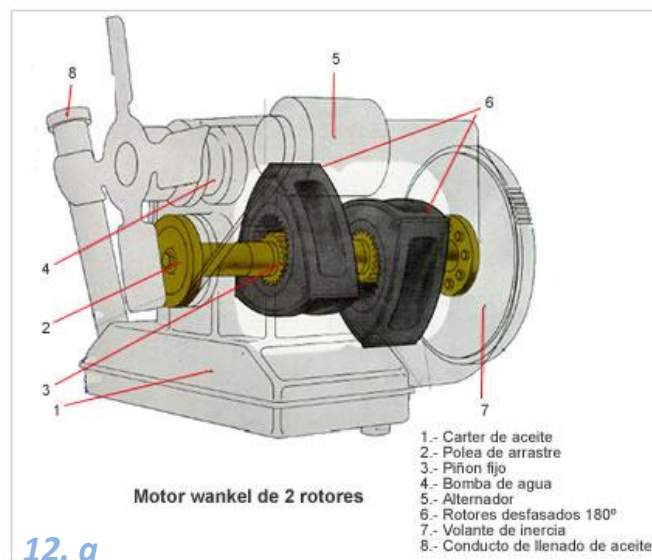


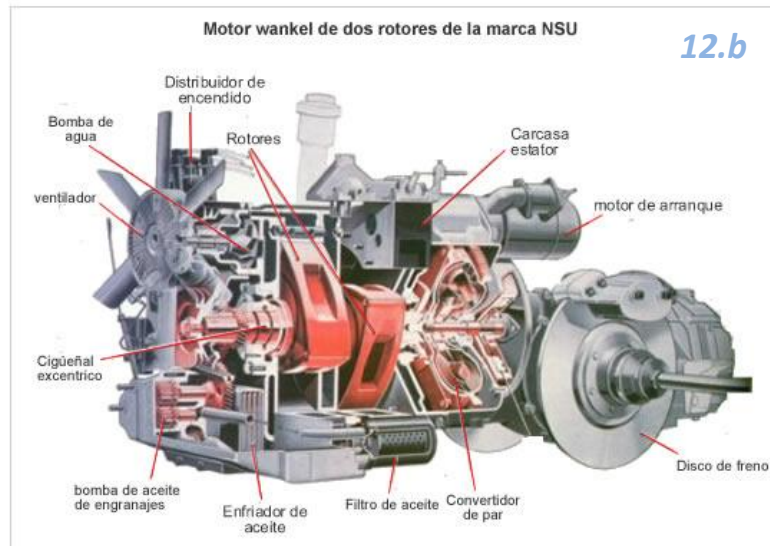
Ilustración 11. Ubicación de los sellos en el rotor de un motor rotativo [6]

2.3.6 MONTAJE TOTAL

Una apariencia general del montaje total, de las piezas anteriormente mencionadas, se puede observar en las **Ilustraciones 12.a y 12.b**.



12. a



2.4 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO

Tal y como explica Flórez [5], el motor Wankel es una máquina térmica de combustión interna, rotativa y volumétrica. A continuación se precisan los términos anteriormente mencionados:

- **Motor térmico:** dispositivo que, operando entre dos fuentes a distinta temperatura, cede trabajo (máquina térmica directa) o absorbe trabajo (máquina térmica inversa).
- **De combustión interna:** la fuente caliente, que se consigue mediante la combustión de una mezcla aire-combustible, está en el interior del motor.
- **Rotativo:** todas las piezas móviles realizan un movimiento rotativo.
- **Volumétrico:** se utilizan cantidades discretas del fluido de trabajo para realizar el ciclo termodinámico.

Aunque el motor Wankel representó un gran avance en la búsqueda de un motor con órganos rotativos, no se basó en ningún ciclo termodinámico diferente a los utilizados en los motores alternativos: ciclos Diesel y Otto.

La **Ilustración 13** representa, de forma esquemática, un posible aspecto del estator y del rotor de un motor Wankel una vez montados. El rotor **(1)** es triangular y dispone, en una de sus caras laterales, de un engranaje de dientes internos **(2)** con el cual gira solidario. Este engranaje rueda sobre un piñón interior y fijo **(3)**, que está rígidamente unido al estator **(4)**. La relación entre los dientes de ambos engranajes debe ser de 3:2, o lo que es lo mismo, la relación entre sus diámetros primitivos debe estar en una relación de 3:2. Debido a esto, el rotor **(1)** gira una vuelta completa mientras que el cigüeñal **(3)** gira tres veces.

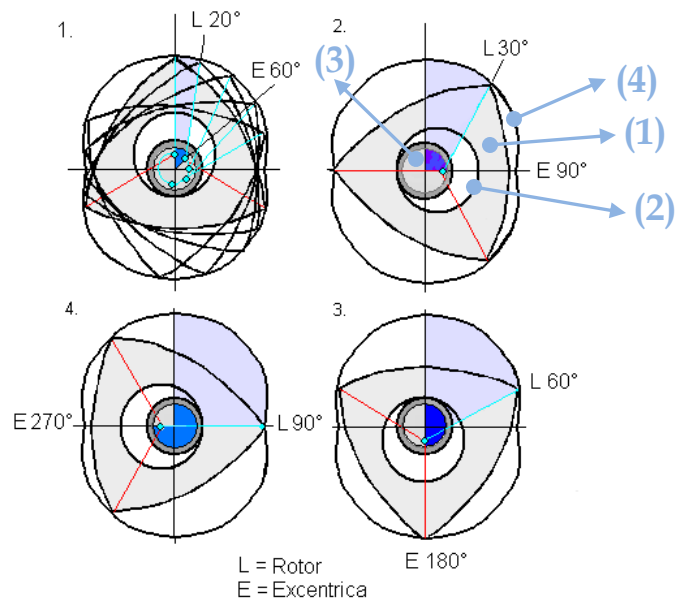


Ilustración 13. Movimiento general del rotor dentro la carcasa [4]

En la **Ilustración 14** se puede observar que, el eje motor **(1)** es concéntrico con el piñón y tiene un codo **(2)** que se aloja en el hueco interior libre del rotor. La excéntrica **(2)**, entre el eje de giro del cigüeñal **(1)** y del codo, proporciona la palanca necesaria para transmitir el par producido, como consecuencia de la combustión y expansión de la mezcla, al árbol motor **(1)**.

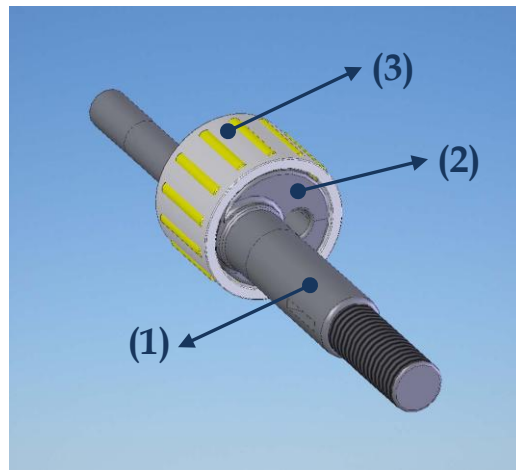


Ilustración 14. Conjunto de cigüeñal y rodamiento excéntrico [Los autores usando SolidWorks]

Para facilitar el movimiento entre el rotor y el codo del eje, reduciendo al mínimo el desgaste por rozamiento, se interpone un rodamiento **(3)** (**Ilustración 14**).

Por lo tanto, el giro completo del rotor es la composición de dos movimientos:

- Un movimiento de rotación respecto al eje axial del rotor
- Un movimiento de rotación respecto al eje axial del estator. El movimiento de rotación respecto al eje axial del estator coincide con el eje de salida del motor.

La suma de estos dos movimientos hace describir al rotor una curva, que tiene la forma del interior del estator, manteniéndose siempre el contacto entre los vértices del rotor y las paredes fijas del estator.

Como consecuencia de este movimiento, los tres espacios que se forman, entre las caras del rotor y el estator, aumentan y disminuyen de tamaño tres veces por vuelta de rotor o una vez por vuelta de cigüeñal. Esta variación de volumen sigue una ley de tipo sinusoidal. La variación angular del volumen de las cámaras se puede aprovechar para realizar un ciclo termodinámico de cuatro tiempos. Es decir, la sucesión en la transmisión de la fuerza es comparable a la de un motor de pistón alternativo de dos cilindros y cuatro tiempos, o de un cilindro y dos tiempos, en los cuales por cada revolución del cigüeñal se produce un ciclo completo de trabajo.

Ya que en las fases de compresión las caras del rotor se ciñen a la pared del estator, la compresión sería excesiva si no se practicasen unas hendiduras sobre las caras del rotor. No obstante, estas cavidades presentan un inconveniente: se produce una comunicación de los conductos de admisión y escape, semejante al de los motores de dos tiempos alternativos. A pesar de todo, las relaciones de compresión con las que se trabaja habitualmente van desde 6.5 hasta 9.5; para esta última, según lo investigado, parece obtenerse el consumo mínimo.

Como en todos los motores de émbolo (pistón), el momento de giro experimenta un desarrollo variable (aunque periódico) y es necesario implantar un volante de inercia para conseguir una marcha satisfactoriamente uniforme.

El motor Wankel se puede implementar, al igual que los motores alternativos, como motor de encendido por chispa o como motor de encendido por compresión, acercándose a los ciclos de referencia Otto y Diesel respectivamente.

2.5 CICLOS DE COMBUSTIÓN INTERNA EN UN MOTOR ROTATIVO

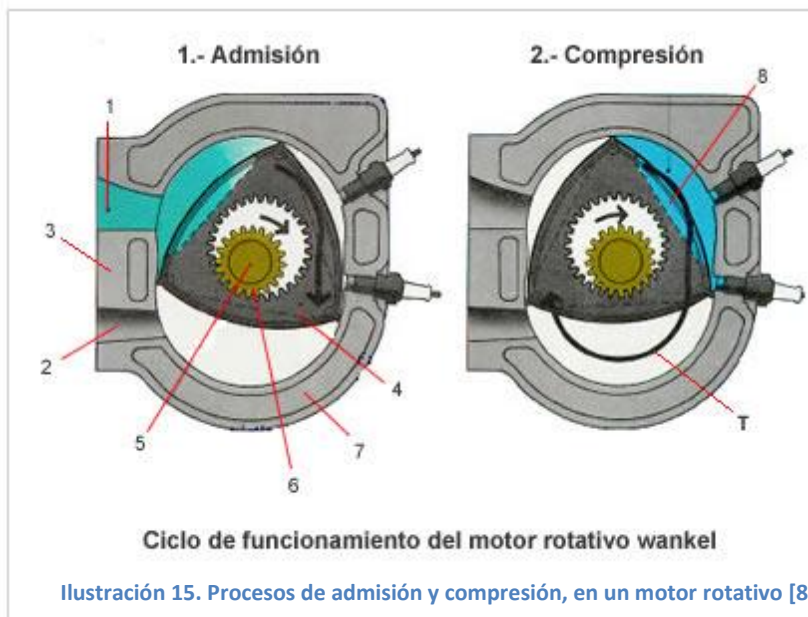
Según Flórez [5], podemos decir que el motor rotativo es una máquina térmica de combustión interna de cuatro tiempos. La implementación más usual ha sido la de motor de encendido por chispa, cuyo ciclo de funcionamiento, que se esquematiza en la **Ilustración 15 y 16**, se resume a continuación:

- **Admisión:** La mezcla empieza a entrar por la lumbrera de admisión **(1)** (a partir del momento en que el vértice delantero sobrepasa la lumbrera de admisión) generándose un volumen, cada vez mayor, de la cámara de combustión. Cuando el siguiente vértice del rotor (vértice atrasado) cruza totalmente la lumbrera, termina la fase de admisión de

esta cámara, empezando a llenarse la siguiente cámara. La posición de la cámara de combustión en la posición 3 (Explosión), de la **Ilustración 16**, correspondería al P.M.S. (punto muerto superior) de un motor recíprocante mientras que después de haber realizado toda la carrera de expansión desde el P.M.S., se llegaría al P.M.I. (punto muerto inferior) después de 90 grados de giro del rotor aproximadamente, ósea, 270 grados de giro del cigüeñal.

- **Compresión:** La cámara disminuye paulatinamente su volumen, hasta alcanzar el valor mínimo en el punto donde está situada la bujía. El rotor (4) queda en una posición equivalente al P.M.S. de un motor alternativo.
- **Explosión y expansión:** Es en este momento cuando la bujía inflama la mezcla y los gases empiezan a aumentar de volumen, ejerciendo la presión contra el rotor y produciendo el trabajo útil. Al igual que se produce en la carrera de expansión del pistón de un motor alternativo, desde el P.M.S. hasta el P.M.I.
- **Escape:** Cuando el vértice adelantado del rotor descubre la lumbrera de escape (2), permite la salida de los gases quemados hacia el exterior, que se favorece gracias a la reducción de volumen del lóbulo. Este proceso durará hasta que el siguiente vértice atrasado alcance la lumbrera de escape. A partir de este momento, se producirá la expulsión de los gases de la cámara siguiente. Es el equivalente al P.M.S. del motor alternativo.

Debido a la configuración del motor rotativo, una de sus cámaras logra realizar un ciclo de combustión completa cuando el rotor gira una vez, lo cual corresponde a tres giros del cigüeñal. También se puede deducir que en cada vuelta del rotor, se producen tres explosiones en cada una de las cámaras de combustión que se forman.



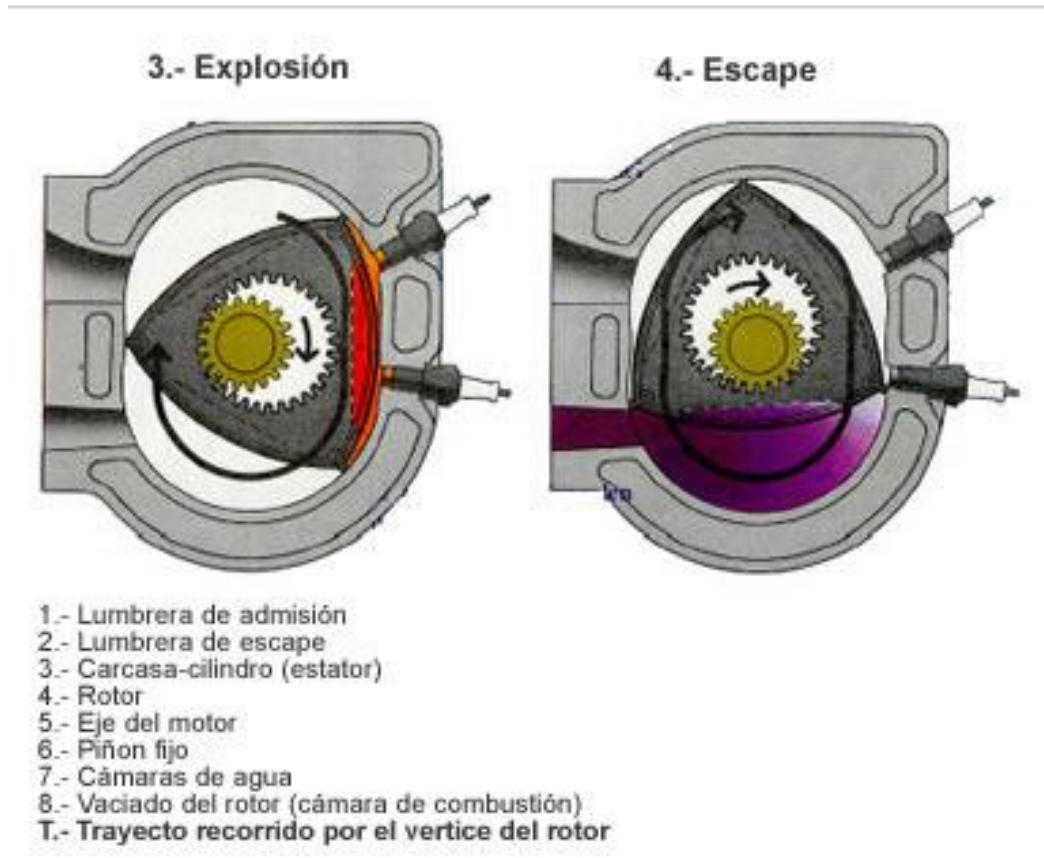


Ilustración 16. Procesos de explosión y escape, en un motor rotativo [8]

2.6 CARACTERÍSTICAS DE LA COMBUSTIÓN DE UN M.R.¹⁰

Investigando el trabajo de Flórez [5], se ha encontrado que según el ciclo termodinámico, el motor rotativo tiene las siguientes características principales:

- **En el ciclo Otto:** Se realizan 3 ciclos por vuelta del rotor, lo cual corresponde a un ciclo por vuelta de cigüeñal.
- **En el ciclo Diesel:** Se presentan serias dificultades, debido a que la relación de compresión posible es baja.

En el motor rotativo, la cámara de combustión se encuentra dividida en dos cuando llega al punto de máxima compresión. Poco después, en el lado más avanzado respecto del sentido de rotación (*Ilustración 17*) empieza un aumento de volumen, mientras continúa la compresión en el lado más retrasado de la misma. Esta situación provoca un desplazamiento turbulento de la mezcla que hará aumentar la velocidad de propagación de la llama.

¹⁰ M.R: Motor(es) Rotativo(s)

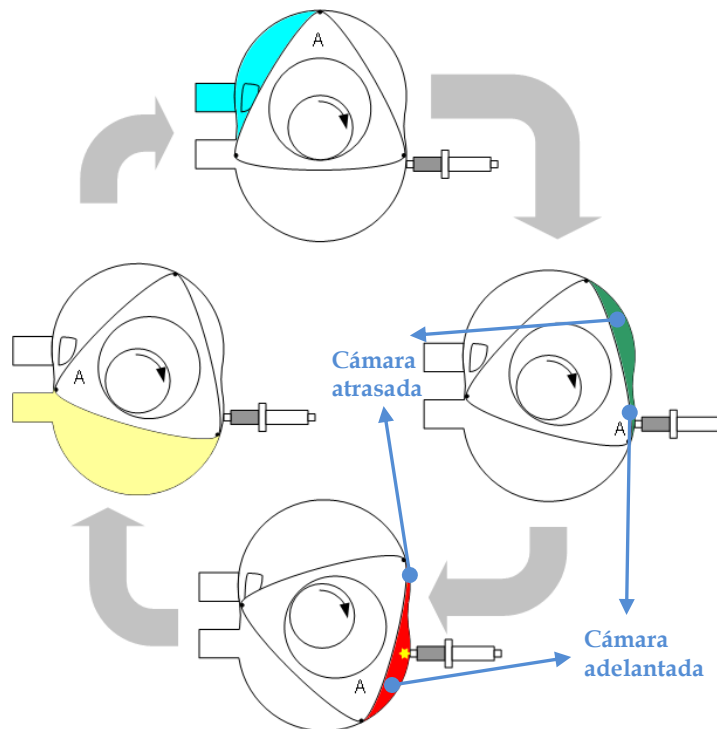


Ilustración 17. Comportamiento de la cámara de combustión en un motor rotativo [4]

Por el contrario, la forma alargada y delgada de la cámara de combustión, y el elevado cociente entre la superficie y el volumen de ésta, no favorecen una rápida propagación de la llama. Estos factores enfrentados compiten entre ellos para proporcionar una velocidad de propagación intermedia.

Por su parte, el diseñador puede intentar situar el valor de esta velocidad donde más convenga, mediante la variación de la forma y la localización de los diferentes elementos como: hendidura del rotor (bolsillo), orificio de la bujía, etc.

Cuando empieza la combustión la cámara más adelantada atrae, por diferencia de presiones, el frente de llama. Al mismo tiempo, la cámara retrasada cada vez es más alargada y la llama tiende a apagarse en su interior, lo cual frena la propagación del frente. Para prevenir esta situación es frecuente utilizar el sistema de encendido doble, lo cual consigue disminuir el tiempo de combustión. La potencia de salida del motor rotativo a velocidades lentas es algo inferior a la del motor alternativo. La explicación radica en que, en el primero se requiere un tiempo más largo para realizar la carrera de compresión y de combustión (aproximadamente, 1.5 veces superior), lo que provoca algunas fugas de combustible y pérdidas de eficiencia.

En cambio, a elevadas velocidades del motor, esta misma razón favorece unos ciclos de cuatro tiempos de mayor eficacia. A regímenes tan altos, las pérdidas de potencia que se producen debido a fricciones internas son muy inferiores.

Por último, otra característica decisiva en el buen funcionamiento es la ausencia de válvulas de admisión, las cuales presentan un obstáculo a la entrada del fluido en la cámara de combustión.

Pero la combustión en el motor rotativo de ignición por chispa presenta, básicamente, los mismos problemas que el motor alternativo, a excepción de los aspectos inerciales y de forma de la cámara, comentados anteriormente.

- ***Detonación***

Cuando el motor está sometido a una carga elevada, pero gira a pocas revoluciones, la mezcla de aire - combustible que hay en la parte final de la cámara de combustión se encuentra muy comprimida, debido a la dilatación de los gases quemados. En esta situación, puede suceder que la mezcla que todavía no se ha encendido llegue a explotar por sí misma antes de que llegue el frente de llama.

En el caso de una combustión correcta, la mezcla se inflama de forma muy rápida y progresiva. Por el contrario, durante la detonación se produce una auténtica explosión del combustible, que se propaga a una velocidad muy superior a la de inflamación, adelantándose y chocando contra la onda producida por la bujía. El resultado es una violenta vibración de los gases y de las paredes de la cámara, produciendo un agudo martilleo metálico. Además, el motor se calienta y pierde potencia.

Como ya se ha dicho, el motor rotativo tiene una cámara de combustión que, al ser tan alargada, propicia una compresión excesivamente larga de la mezcla antes de que llegue el frente de llama. Al mismo tiempo, la gran longitud de la cámara de combustión permite enfriar mejor la mezcla para obtener un rendimiento volumétrico más favorable, reduciendo el riesgo de que se produzca la detonación.

- ***Autoencendido***

Cuando el motor gira a un elevado número de revoluciones y está sometido a una carga alta, la cámara de combustión genera una gran cantidad de calor. Si la refrigeración no es la correcta, alguna zona de la cámara puede sufrir un incremento importante de la temperatura. En estos puntos más calientes, la mezcla puede sobrepasar su nivel de energía de activación antes de que llegue el frente de llama, produciéndose una inflamación prematura del combustible.

En principio, el único punto de la cámara de combustión en el que puede suceder el autoencendido es en los alrededores de la bujía, ya que es una zona difícil de refrigerar, alcanzado las temperaturas más elevadas. Una solución muy empleada en todo tipo de motores, sobre todo en motores de altas prestaciones, es la utilización de las llamadas bujías frías. Este tipo de bujías posee una capacidad de evacuación de calor superior a las normales, evitando la localización de puntos calientes en el interior de la cámara de combustión.

Si la bujía más atrasada es la que provoca el autoencendido, esto conlleva a un aumento súbito de la presión de la cámara de combustión.

Como consecuencia, el sello más próximo puede llegar a separarse de la pared interior del estator, dejando pasar una gran cantidad de gases quemados a la cámara adyacente. El resultado es una caída instantánea de la potencia de salida.

2.7 COMPARACIÓN DEL CICLO DE COMBUISTIÓN INTERNA EN UN MOTOR ROTATIVO Y UN MOTOR RECIPROCANTE

La principal diferencia se encuentra en los grados de rotación del cigüeñal, que se necesita para completar un ciclo termodinámico. Para que un motor recíprocante (**4T: Cuatro tiempos**) de un émbolo complete un ciclo termodinámico, requiere que el cigüeñal complete 720 grados (**Ilustración 18 y 19**); es decir, dos vueltas completas del giro del cigüeñal. El motor rotativo de un rotor es diferente, éste requiere de 1080 grados o tres vueltas del cigüeñal para completar un ciclo termodinámico.

Por consiguiente, se tiene una situación muy diferente. Entonces, ¿Cómo podemos obtener un ángulo de giro que sea representativo para comparar a estos dos motores?; la mejor opción es estudiar 720 grados de rotación del motor rotativo. En cada 360 grados de rotación, una cámara del rotor hace combustión, entonces, en 720 grados dos cámaras harán combustión, esto quiere decir que si una cámara encierra un volumen de 5cc, en 720 grados el volumen total que realiza combustión será del doble, es decir 10cc.

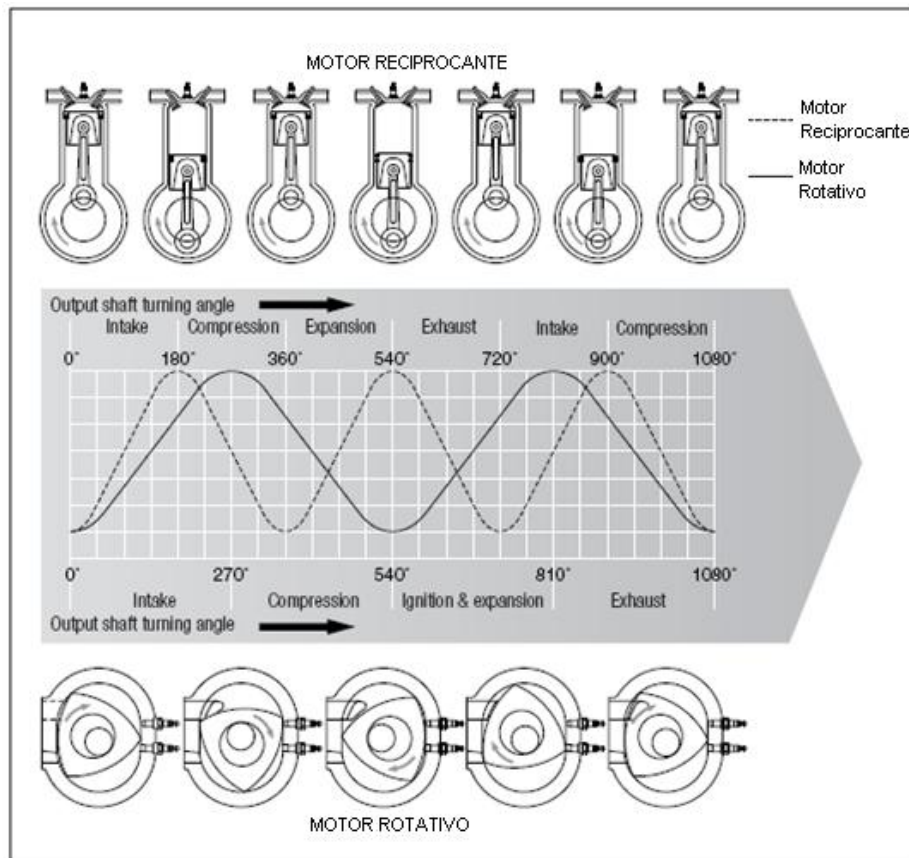


Ilustración 18. Diferencia del proceso operativo entre un motor Wankel y uno recíprocante [9]

Esto ya nos da una pauta para poder comparar el desempeño de un motor rotativo y uno recíprocante de **4T**.

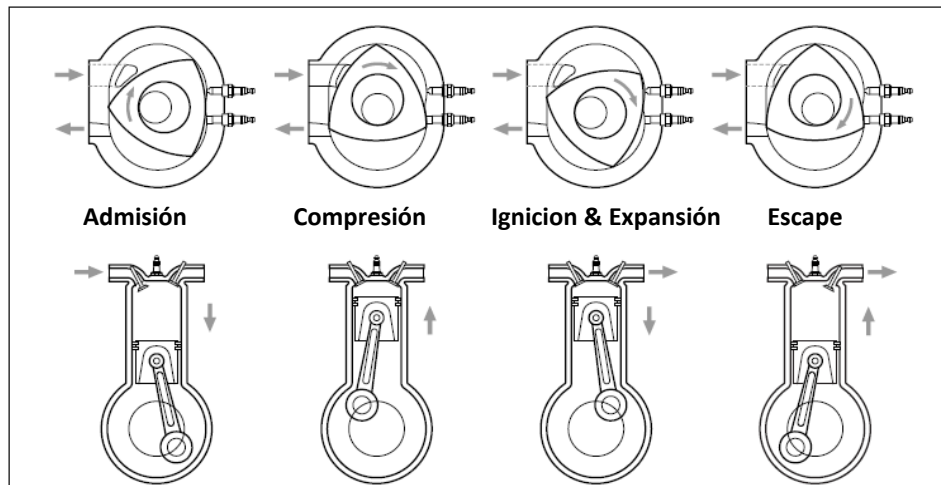


Ilustración 19. Analogía de los ciclos de combustión de un motor Wankel y uno recíprocante [9]

Debido a lo anterior, la cilindrada de un motor rotativo equivalente a un motor recíprocante (**4T**) se calcula según normas internacionales, esto se verá detenidamente en capítulos posteriores, por el momento se muestran las formulas para calcular la cilindrada teórica V_H y equivalente V_{EQ} de un motor rotativo unirotor:

Ecuación 4. Cilindrada teórica y equivalente de un motor rotativo unirotor

$$V_H = 3 \sqrt{3} \cdot R \cdot e \cdot b \quad \therefore V_{EQ} = n \cdot V_H$$

Donde: **b** - Ancho del rotor (**Ilustración 20**)

n - Factor de equivalencia, 2 v 3 según la norma internacional.

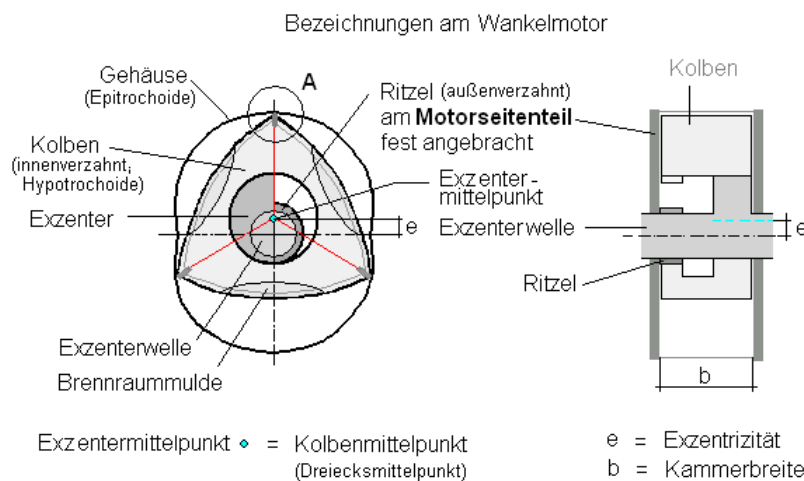


Ilustración 20. Ubicación de algunos parámetros geométricos en el motor rotativo tipo Wankel [4]

Otra característica exclusiva del motor rotativo derivada de su combustión, es que hace girar más veces al cigüeñal por ciclo de combustión. Esto es lo que le permite entregar una misma potencia que daría un motor recíprocante, pero a mayores revoluciones. Lo cual significa que esfuerza mucho menos al cigüeñal (menos torque) y le permite mayores potencias.

2.8 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE UN MOTOR ROTATIVO

A continuación se exponen las principales ventajas y desventajas del motor rotativo Wankel.

2.8.1 VENTAJAS

Entre las ventajas más destacadas se tienen:

- **Menor número de piezas móviles:** El motor Wankel tiene menos piezas móviles que un motor alternativo de 4 tiempos. Esto redundará en una mayor fiabilidad, alta relación potencia/peso, compactibilidad y menos espacio ocupado.
- **Suavidad de marcha:** Todos los componentes de un motor rotativo giran en el mismo sentido, en lugar de sufrir las constantes variaciones de sentido a las que está sometido un émbolo. Además, están balanceados internamente con contrapesos giratorios para suprimir cualquier vibración. Incluso la entrega de potencia se desarrolla en forma más progresiva, dado que cada etapa de combustión más expansión dura 90° de giro del rotor y a su vez como cada vuelta del rotor representa 3 vueltas del eje; cada proceso de combustión y expansión dura 270° de giro del cigüeñal, es decir, $3/4$ de cada vuelta del cigüeñal; comparado con un motor monocilíndrico, donde cada proceso de combustión y expansión, transcurren durante 180° de cada 2 revoluciones, o sea $1/4$ de cada vuelta del cigüeñal.
- **Menor velocidad de rotación:** Dado a que los rotores giran a $1/3$ de la velocidad del eje, las principales piezas del motor se mueven más lentamente que las de un motor convencional, aumentando la fiabilidad.
- **Menores vibraciones:** Dado que las inercias internas del motor son muy pequeñas (no hay bielas, ni volante de inercia, ni recorrido de pistones), solo se manifiestan pequeñas vibraciones debido a la excéntrica.
- **Un 50% de mayor duración en el ciclo de vida del motor rotativo:** ya que el par transmitido al cigüeñal, presenta una mayor uniformidad que en los motores recíprocantes.
- **Buen potencial para trabajar con hidrógeno:** debido a que los puertos de admisión y escape quedan bien separados del lugar de la combustión.
- Tiene un **óptimo comportamiento**, en eficiencia y potencia, **a elevadas cargas y revoluciones**, debido a que se minimizan las pérdidas por fricción y fugas.

2.8.2 DESVENTAJAS

Los principales defectos del motor rotativo son:

- **Emisiones:** Es más complicado, aunque no imposible, ajustarse a las normas de emisiones internacionales.
- **Consumo de combustible:** Presenta un consumo ligeramente mayor que los motores recíprocos, debido a que la eficiencia termodinámica (relación potencia/consumo) se ve reducida por: la forma alargada de las cámaras de combustión, la baja relación de compresión y la aspiración natural. Lo anterior se puede superar mediante el mejoramiento de la tecnología de inyección directa, aplicada a los motores rotativos.
- **Difícil estanqueidad:** Resulta muy difícil aislar cada una de las 3 secciones del cilindro en rotación, que deben ser herméticas unas de otras para un buen funcionamiento. Además, se hace necesario cambiar el sistema de sellado cada 6-7 años aproximadamente, por su fuerte desgaste, ya que no es viable obtener una lubricación hidrodinámica entre los sellos y la carcasa. Éste es uno de los problemas tecnológicos más difíciles de resolver para que se use masivamente este motor. Por lo tanto, se requiere de mucha investigación para desarrollar mejores lubricantes, materiales y procesos de manufactura.
- **Costos de mantenimiento y manufactura:** Al no ser una tecnología tan difundida ni estandarizada, su mantenimiento y manufactura resultan costosos.
- **Sincronización:** La sincronización y el montaje de los distintos componentes del motor deben ser de muy buena calidad, para evitar que la combustión de la mezcla se inicie antes de que el émbolo rotativo se encuentre en la posición adecuada. Si esto no ocurre, la ignición empujará en sentido contrario al deseado, pudiendo dañar el motor.
- El motor rotativo tiene una **elevada relación superficie/volumen** en la cámara de combustión, lo cual produce altas pérdidas de calor. Esto se puede mejorar con el uso de materiales de nueva generación.
- En algunos motores, se presenta un **desempeño pobre a bajas velocidades** de rotación.

2.9 PROBLEMAS Y RETOS MÁS SIGNIFICATIVOS DE UN M.R.

A continuación, enfatizaremos que aspectos son críticos en la búsqueda de mejorar y popularizar esta tecnología.

2.9.1 PROBLEMAS

Se identifican que los principales problemas del motor rotativo son:

- El revolucionario motor de Félix Wankel tuvo que esperar a que la tecnología de sellado alcanzara un nivel tal que, le permitiera realizar la combustión en condiciones aceptables. A pesar de los progresos realizados en el sellado de los motores Wankel, actualmente la relación de compresión todavía está bastante limitada en relación con los motores

convencionales. Los estrictos requerimientos para mantener las cámaras selladas entre sí, era para Félix Wankel el desafío más grande y fue la causa del fracaso de la tecnología rotativa en el decenio de 1970. Entonces, simplemente no se encontró la forma de obtener un motor razonablemente eficiente.

- La alta relación superficie/volumen ha tenido que superarse mediante el uso de costosos materiales y recubrimientos superficiales, que aíslan las superficies de combustión más eficientemente; y de esta manera, reducir las pérdidas de calor y al mismo tiempo, disminuir el desgaste de los sellos.
- Es muy complicado hacer que los motores Wankel funcionen con diesel, debido a que su configuración geométrica no permite obtener relaciones de compresión más altas que la teórica, lo cual obliga a usar motores muy robustos; no por necesidad de resistencia, si no para lograr estos valores de compresión elevados. Junto a todo esto, se presenta el problema de que aumentan las pérdidas de calor para geometrías más grandes.
- Otro problema detectado en el motor Wankel, y que aún no ha sido totalmente resuelto, es una tendencia a provocar "dieseling"¹¹ en determinadas condiciones de funcionamiento. Como el punto de combustión del rotor es muy preciso, cuando el tiempo se retrasa un poco, puede ocurrir que la combustión empiece antes de que el rotor gire por sí mismo. Esto provoca que la combustión empuje al rotor en sentido contrario al ciclo de rotación, lo cual puede dañar al motor. Esto ocurre con frecuencia a baja velocidad.

2.9.2 RETOS

Ahora se exponen los principales retos que conllevan los problemas presentados:

- Por lo general es difícil, pero no imposible hacer que un motor Wankel cumpla con las normas internacionales de emisiones.
- Los costos de manufactura pueden ser altos, pero la razón es porque el número de motores Wankel que se produce, no se compara con el de los reciprocantes.
- Tiene una tendencia a consumir más combustible debido a la baja eficiencia térmica del motor, causada por la forma extensa de la cámara de combustión, a la baja relación de compresión y al uso de aspiración natural. Debido a lo anterior, se siguen buscando nuevas tecnologías o configuraciones de inyección directa con turbocargadores para mejorar este problema.
- El sistema de sellos también son una característica que debe ser optimizada para aumentar la eficiencia de este motor.
- El sistema de lubricación es otra tarea que demanda mucha investigación para lograr alargar la vida el motor Wankel.

¹¹ **Dieseling:** autoencendido

2.10 APLICACIONES

Durante todo este tiempo, la tecnología del motor rotativo ha incursionado en varias aplicaciones, a continuación se presentan las más conocidas.

- **Automovilismo:** Definitivamente la Mazda, con su modelo RX (**Ilustración 22**), es la marca más grande que ha aportado y mantenido viva la pasión por hacer uso de motores rotativos en automóviles. Su motor más novedoso el “Renesis” (**Ilustración 21**), el cual usa el RX-8, es la prueba del satisfactorio mejoramiento que se mantiene en este tipo de motor.



Ilustración 21. Motor rotativo RENESIS de Mazda [10]



Ilustración 22. Modelo RX-8 de Mazda [10]

- **Motocicletas:** En el campo de las motocicletas, los motores rotativos también han tenido su aparición, aunque hoy en día no se mantiene la producción, algunos modelos famosos fueron: la NRV-588 (**Ilustración 23**) de la Norton Crighton (1987 - 1995), la RE-5 (**Ilustración 24**) de Suzuki (1972 - 1976) y un prototipo nunca terminado de la Mazda la YOROI (**Ilustración 25**) (1990).



Ilustración 23. Modelo NVR-588 de Norton Crighton [11]



Ilustración 24. Modelo RE-5 de Suzuki [12]



Ilustración 25. Prototipo YROI de Mazda [13]

- **Aviación:** Algunos de los modelos más conocidos son: el DA20-K100-Katana (**Ilustración 26**) de Diamond Aircraft (1992-presente) el cual es un avión destinado a uso personal-privado y para entrenamiento de vuelo; el ASH 26E (**Ilustración 27**) de Schleicher (1990-1999); entre otros. Algunos prototipos famosos usaron este motor, como el Cypher UAV (**Ilustración 28**) de Sikorsky Aircraft Corporation y el Skycar M400 (**Ilustración 29**) de Moller International.



Ilustración 26. DA20-K100 de Diamont Aircraft [4]



Ilustración 27. ASH 26E de Schleicher [4]



Ilustración 28. Cypher UAV de Sikorsky Aircraft [4]



Ilustración 29. Skycar M400 de Moller International y RotaPower [14]

- **Vehículos de nieve:** Algunos modelos fueron: el Rotamax Johnson Phantom (**Ilustración 30**) de Outboard Marine Corporation (OMC), entre otros.



Ilustración 30. Johnson Phantom de RotaMax y OMC [15]

- **Vehículos Marinos:** Motos acuáticas como la Jetski (**Ilustración 31**) de FreedomMotors.



Ilustración 31. Jetski de FreedomMotors [14]

- **Vehículos de Recreación:** Rotapowered ATV Specs (**Ilustración 32**) de FreedomMotors para vehículos pequeños, Rotron (**Ilustración 34**) de Parajet para parapentes, Karts (**Ilustración 33**) de Wankel-AG.



Ilustración 32. ATV de FreedomMotors [14]



Ilustración 33. Karts de Wankel-AG [16]

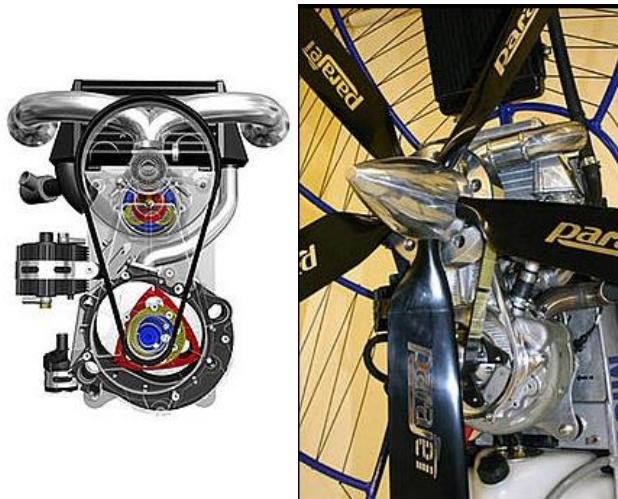


Ilustración 34. Rotron de Parajet [17]

- **Modelismo:** Motores rotativos para modelismo de carros, votes, aviones, etc. Uno de las marcas más conocidas es el 49 PI Type II (*Ilustración 35*) de O.S.



Ilustración 35. Modelo 49 PI Type II de O.S [18]

- **MEMS [21]:** (Sistemas Micro-Electromecánicos), se diseñan motores rotativos a micro (**Ilustración 37**) y nano (**Ilustración 36**) escala, para aplicarlos en la micro-propulsión y micro-combustión, con el fin de estudiar si son más eficientes que los sistemas solamente micro-electrónicos o químicos.

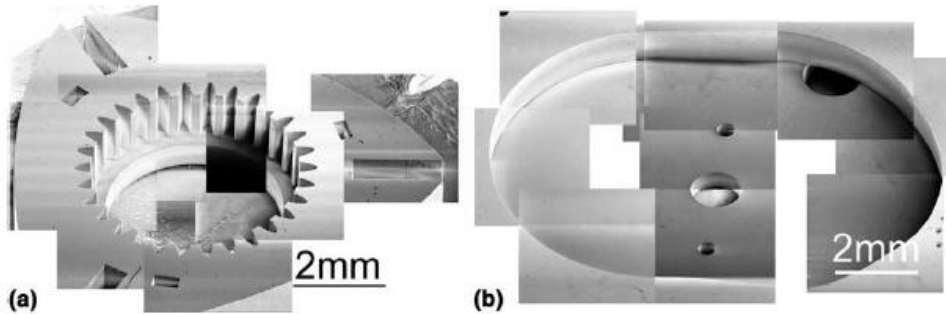


Ilustración 36. Motor Wankel de la Universidad de Birmingham (a) Rotor y (b) Carcasa [19]

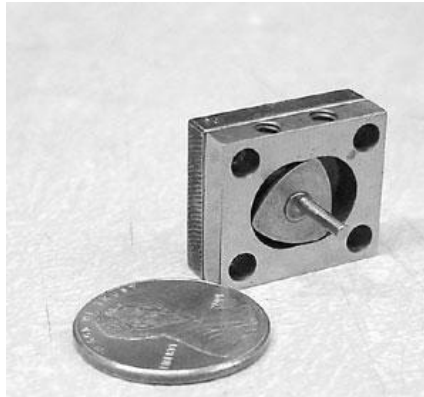


Ilustración 37. Motor Wankel de la Universidad de Berkeley [20]

- **Motores Híbridos:** Mazda tiene una gama de automóviles híbridos, dotados de una unidad motora que tiene la capacidad de funcionar con hidrógeno y gasolina, junto con una unidad eléctrica. Véase (**Ilustración 38, 39, 40 y 41**)



Ilustración 38. Mazda 5 [22]



Ilustración 39. Mazda RX-8 a Hidrogeno [23]

Vehicle layout

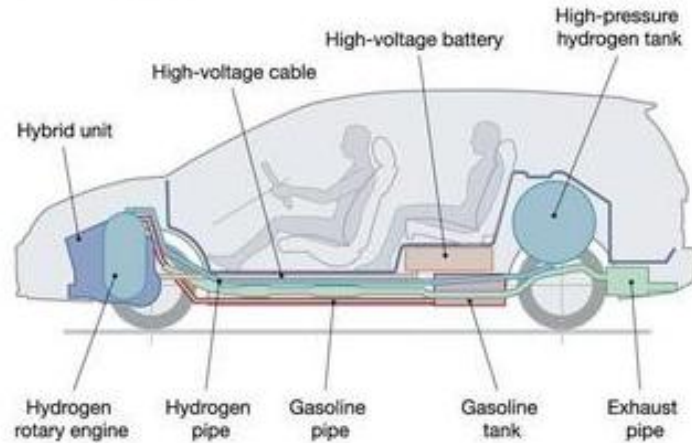


Ilustración 40. Esquema interno de un Mazda 5 [22]

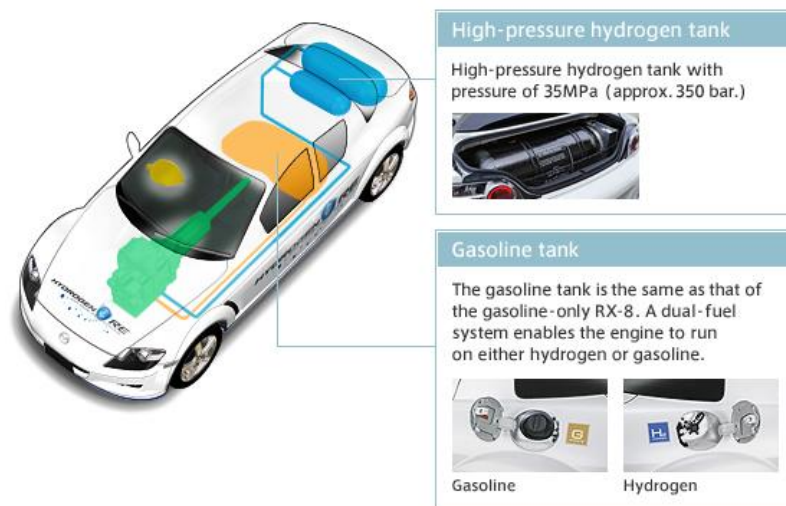


Ilustración 41. Esquema interno de un Mazda RX-8 a Hidrogeno [23]

NOTA: Para más información sobre cualquier tópico introductorio puede hacer uso de las referencias o consultar el módulo virtual dedicado al motor rotativo.

3. INFORMACIÓN GENERAL DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS PARA EL MOTOR ROTATIVO

Este capítulo se ha destinado como una presentación inicial, a la recopilación de los modelos matemáticos descritos en los siguientes capítulos, y que tienen como finalidad modelar los principales fenómenos físicos que influyen considerablemente en el diseño, desempeño y fabricación de un motor rotativo. Para complementar la cobertura de estos temas, se les sugiere a los lectores acudir a las referencias bibliográficas y al

módulo del aula virtual de Máquinas Térmicas Alternativas, destinados al motor rotativo tipo Wankel.

Nos hemos basado especialmente en los trabajos de: Yamamoto [24], Ramos [25], memorandos técnicos de la NASA, tesis de maestría y doctorado del MIT, entre otros; ya que son las fuentes bibliográficas más extensas y especializadas en éste tema. Para el caso general de los modelos termoquímicos, combustión y segunda ley, nos basamos en autores tales como: Heywood [26], Ferguson [27], Taylor [28 y 29], Jójvaj [30], entre otros.

Los modelos matemáticos para analizar los M.C.I se clasifican de la siguiente forma:

- **Modelos Termodinámicos (0-D):** También conocidos como modelos cero-dimensionales. Se caracterizan por considerar al motor como un sistema continuo y adimensional para el análisis termodinámico, además, presentan un equilibrio deseable entre practicidad y precisión. Según el grado de precisión se clasifican en:
 - Modelo termodinámico de una zona (1Z)
 - Modelo termodinámico de dos zonas (2Z)
 - Modelo termodinámico de tres zonas (3Z). Ver **Ilustración 42 y 43.**

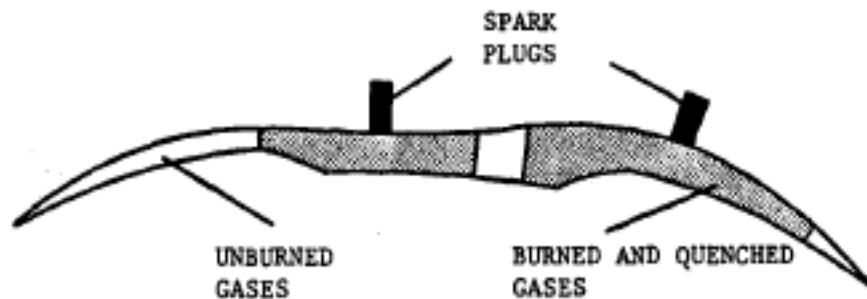


Ilustración 42. Modelo termodinámico (3Z) para la cámara de combustión de un M.R. [25]

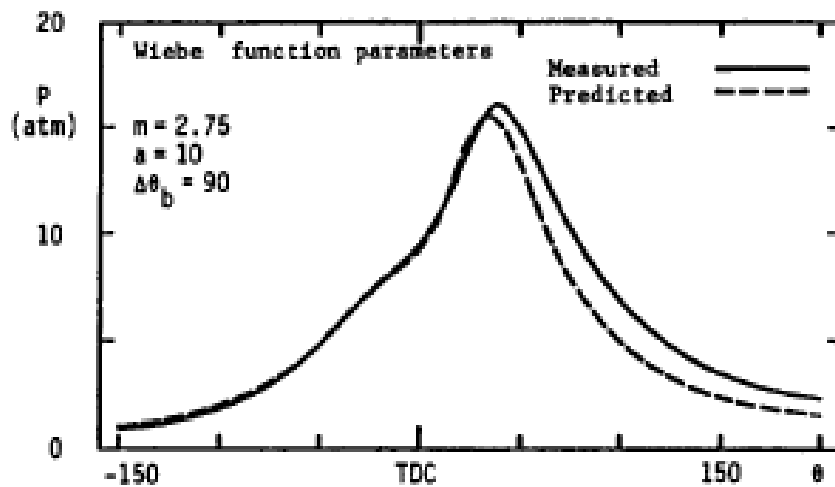


Ilustración 43. Salida característica de los modelos 0-D [25]

- **Modelos Dimensionales:** Se caracterizan por ser los modelos más exactos desarrollados hasta el momento, considerando al motor como un sistema discretizado y replanteando las ecuaciones físicas según la discretización. Debido a lo anterior, suele ser más práctico usar el método de elementos finitos (FEM) para tal fin, ya que facilita muchos aspectos ligados a la discretización. Según el grado de precisión se pueden clasificar en:
 - Modelo unidimensional (1-D)
 - Modelo bidimensional (2-D). Ver **Ilustración 44 y 45.**
 - Modelo tridimensional (3-D)

Como el lector puede observar, en nuestro caso es más conveniente usar los modelos termodinámicos (0-D), ya que requieren de menor complejidad al programar, son más prácticos y nos ofrecen una precisión aceptable.

La principal diferencia entre los modelos cero-dimensionales y los multi-dimensionales es que, los primeros, pueden incorporar características importantes que son muy difíciles de considerarse en los segundos, tales como: fricción, fugas, sobrealimentación, pérdidas auxiliares, etc. Además, los cero-dimensionales son mucho más fáciles y económicos para simular.

Por otro lado, los modelos termodinámicos (cero-dimensionales) son lo suficientemente flexibles para incorporar condiciones de funcionamiento hipotéticas del motor, tales como: tiempos de combustión extremadamente rápidos, presiones muy altas en la cámara de combustión, aislamiento térmico de las paredes casi perfecto, entre otras.

El principal objetivo de los siguientes capítulos es dar a conocer las suposiciones físicas, limitaciones y alcances de diferentes modelos matemáticos, en especial los termodinámicos. Así como también, mencionar otros mucho más complejos y exactos.

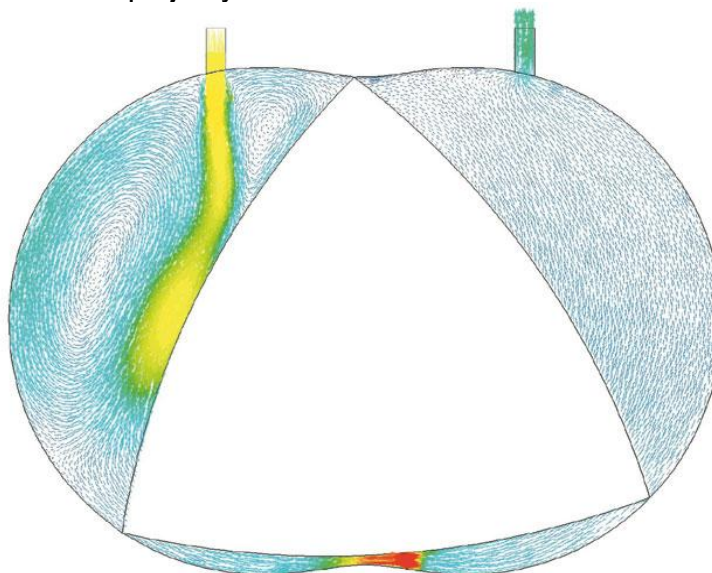


Ilustración 44. Análisis CFD de un motor rotativo [108]

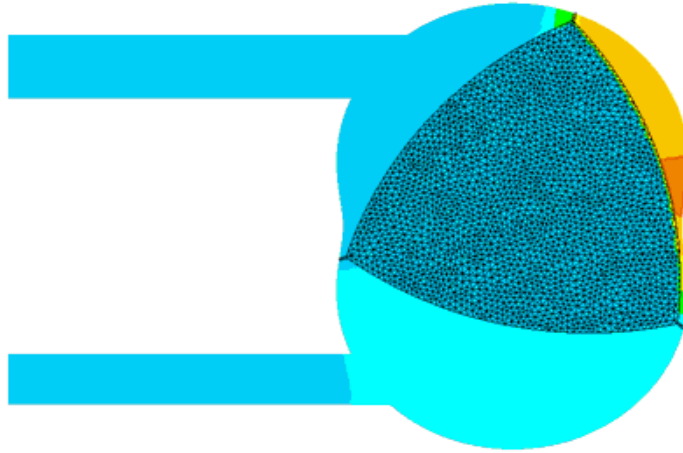


Ilustración 45. Análisis FEA para modelar la combustión de un M.R. [108]

4. GEOMETRÍA Y PARÁMETROS BÁSICOS DE DISEÑO

La geometría base para la construcción de motores rotativos esta fundamentada en la curva paramétrica, perteneciente a la familia de las trocoides, denominada peritrocoide o su equivalente la epitrocoide; esta curva es la que describe la superficie interna de la carcasa para el motor rotativo y su envolvente interna es la que da forma al rotor.

El trabajo realizado por el Dr. F. Wankel [32] muestra varias configuraciones posibles para motores, compresores y bombas; basadas en las curvas ya mencionadas; una de las configuraciones más funcionales es el denominado motor rotativo NSU - Wankel, por su inventor y empresa (NSU) que financió la construcción.

Otros investigadores luego tomarían el trabajo de F. Wankel y harían modificaciones a las ecuaciones geométricas, para facilitar su manejo y adecuarlas a otros propósitos. Esto se puede observar en el trabajo de Yamamoto [33], Ansdale [34], y otros. En los siguientes subcapítulos también nos hemos basado de Toyo Kogyo [31].

4.1 GEOMETRÍA DE ANSDALE – YAMAMOTO

A continuación expondremos la geometría propuesta por Ansdale – Yamamoto [33], la cual es una de las más compactas y prácticas de usar. Las consideraciones más importantes que se tienen en cuenta en este modelo geométrico son las siguientes:

- Existe una distancia fija entre la carcasa y las puntas del rotor, la cual es el espacio necesario para ubicar los sellos del rotor, véase **Ilustración 47**.
- Se usan términos que ayudan a simplificar las ecuaciones, sin sacrificar mucho la exactitud con respecto de los valores reales;

siempre y cuando el valor de la constante de la trocoide se encuentre entre valores de $K = 6 \sim 8$.

- La geometría no tiene en cuenta implícitamente, ni la forma ni el volumen de las ranuras (más conocidas como bolsillos) ubicadas en las caras curvas del rotor (flancos), véase **Ilustración 11**.
- Este modelo geométrico arroja el valor de un radio de compresión teórico, el cual es el máximo que se puede conseguir para el correspondiente dimensionamiento del motor.
- El valor real del radio de compresión se puede modificar mediante la sustracción del volumen correspondiente al bolsillo del rotor, el cual puede tener valores y formas arbitrarias.

4.1.1 ECUACIÓN PARAMÉTRICA DE LA CARCASA

Como se puede observar en la **Ec.5**, la forma de la superficie interna para la carcasa del rotor, se obtiene mediante una curva peritrocoidal; la única diferencia que se observa es que se agregan nuevos términos, que tienen en cuenta el desplazamiento paralelo de la curva, lo cual deja el espacio necesario para los sellos.

Ecuación 5. Ecuación paramétrica para obtener la superficie interna de la carcasa

$$\begin{cases} x = e \cos \alpha + R \cos \frac{\alpha}{3} + a \cos \left(\frac{\alpha}{3} + \varphi \right) \\ y = e \sin \alpha + R \sin \frac{\alpha}{3} + a \sin \left(\frac{\alpha}{3} + \varphi \right) \end{cases}$$

Donde: **e** - Excentricidad
R - Radio generatriz
a - Desplazamiento paralelo de la peritrocoide (Véase **II.47**)
 α - Parámetro de la ecuación, ángulo de rotación del cigüeñal
[rad]
 φ - Ángulo de oscilación del sello de punta (Véase **II.46**)

Esta curva es cíclica en un período de 6π .

En algunos casos, es mucho más práctico usar la ecuación básica de la peritrocoide (**Ec.1**) y simplemente reemplazar el término **R** por **(R + a)**, esto da una forma aproximadamente exacta de la superficie interna de la carcasa, sin tener en cuenta términos complejos como el ángulo de oscilación.

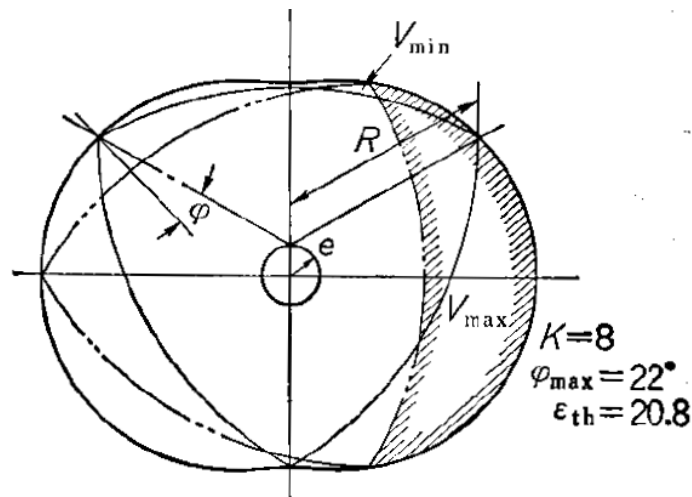


Ilustración 46. Parámetros para la construcción de la carcasa y rotor [33]

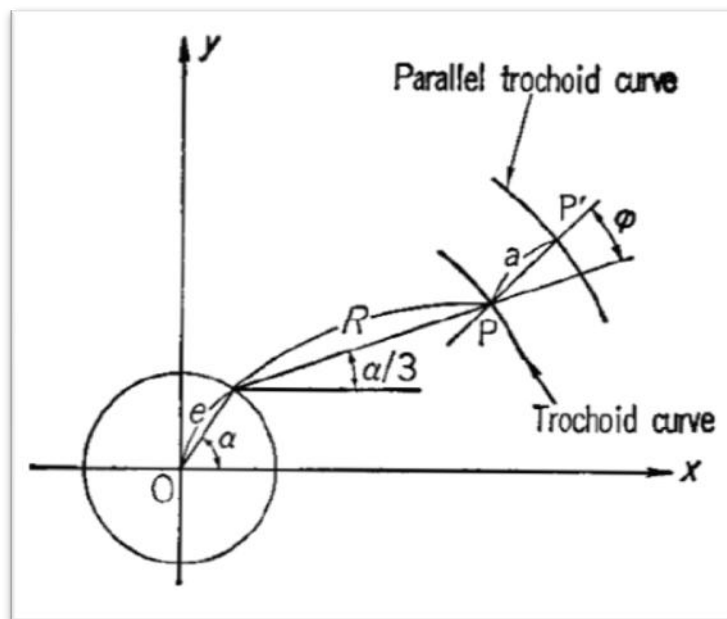


Ilustración 47. Curva de la trocoide paralela [33]

4.1.2 ECUACIÓN PARAMÉTRICA DEL ROTOR

Para conseguir la forma geométrica del rotor, es necesario tener en cuenta la forma ya definida de la superficie interna de la carcasa, entonces lo que se busca es generar una geometría que envuelva internamente a la carcasa. La expresión matemática que permite obtener esa geometría del rotor se presenta a continuación, y como se puede observar, tiene en cuenta el desplazamiento paralelo de la peritrocoide de la carcasa, además de un nuevo parámetro que nos permite definir una holgura mínima entre el rotor y al carcasa.

4.1.3 ÁNGULO DE OSCILACIÓN

El ángulo de oscilación es una medida de la inclinación del contacto que hace el sello, ubicado en el vértice del rotor, con la periferia interna de la carcasa. Es un factor que afecta notablemente el desempeño del motor, y además, es muy útil para compactar y simplificar las ecuaciones. Véase las **Ilustraciones 46 y 47**.

Su valor se puede calcular de las siguientes ecuaciones:

Ecuación 7. Forma tangencial del ángulo de oscilación

$$\tan \varphi = \frac{3e \sin\left(\frac{2}{3}\alpha\right)}{3e \cos\left(\frac{2}{3}\alpha\right) + R} = \frac{\sin\left(\frac{2}{3}\alpha\right)}{\cos\left(\frac{2}{3}\alpha\right) + \frac{K}{3}}$$

Ecuación 8. Forma cosenoidal del ángulo de oscilación

$$\cos \varphi = \frac{3e \cos\left(\frac{2}{3}\alpha\right) + R}{\sqrt{9e^2 + R^2 + 6eR \cos\left(\frac{2}{3}\alpha\right)}} = \frac{\cos\left(\frac{2}{3}\alpha\right) + \frac{K}{3}}{\sqrt{1 + \left(\frac{K}{3}\right)^2 + \frac{2}{3}K \cos\left(\frac{2}{3}\alpha\right)}}$$

Donde,

φ : Ángulo de oscilación.

α : Parámetro usado para generar la carcasa [rad]

$K = R/e$: Constante de la trocoide

La diferencia de las ecuaciones anteriores radica en que, la forma tangencial (**Ilustración 49**) tiene en cuenta el sentido del ángulo de inclinación, ya que es una función impar; mientras que la forma cosenoidal (**Ilustración 50**) entrega el valor absoluto del ángulo de inclinación, debido a que es un función par; cada una de estas ecuaciones es útil según la aplicación que se necesite hacer, esto se verá en algunos modelos matemáticos más adelante.

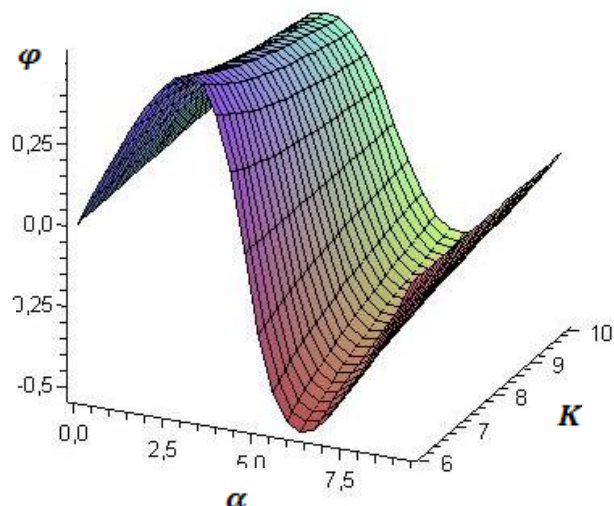


Ilustración 49. Forma tangencial del ángulo de oscilación, para diferentes valores de K=6 - 10 [Los autores usando MapleSoft Demo]

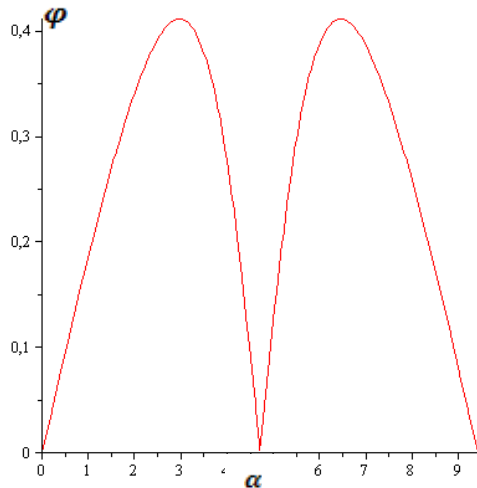


Ilustración 50. Forma cosenoidal del ángulo de oscilación, $K=7.5$ [Los autores usando MapleSoft Demo]

El valor máximo del ángulo de oscilación φ_{max} se calcula así:

Ecuación 9. Ángulo de oscilación máximo

$$\tan \varphi_{max} = \frac{3e/R}{\sqrt{1 - (3e/R)^2}} = \frac{3/K}{\sqrt{1 - (3/K)^2}} = \frac{\sin \varphi_{max}}{\cos \varphi_{max}}$$

4.1.4 VARIACIÓN DEL VOLUMEN EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

La variación del volumen de la cámara de combustión se consigue mediante: la suma de su valor mínimo mas la variación sinusoidal de la mitad de la cilindrada. A continuación, mostramos como se modela su valor en función del ángulo del cigüeñal:

Ecuación 10. Variación real del volumen de la cámara de combustión

$$V' = V'_{min} + \frac{\sqrt{3}}{2} e(2R_1 + R_2)b \left[1 - \sin\left(\frac{2}{3}\alpha + \frac{\pi}{2}\right) \right]$$

Ecuación 11. Volumen mínimo real de la cámara de combustión

$$V'_{min} = \left[\frac{\pi}{3} e^2 + \frac{(R_1^2 - R_2^2)}{3} + 2eR_2 \cos \varphi_{max} + \left(\frac{2}{9} R_2^2 + 4e^2 \right) \varphi_{max} - \frac{\sqrt{3}}{2} e(2R_1 + R_2) \right] b$$

Donde,

$$R_1 = R + \alpha$$

$$R_2 = R + \alpha'$$

α : Ángulo de rotación del cigüeñal [rad]

En la **Ilustración 51** se puede observar la diferencia entre la variación del volumen: teórico (V) y real (V') de la cámara de combustión, en función del ángulo de rotación del cigüeñal.

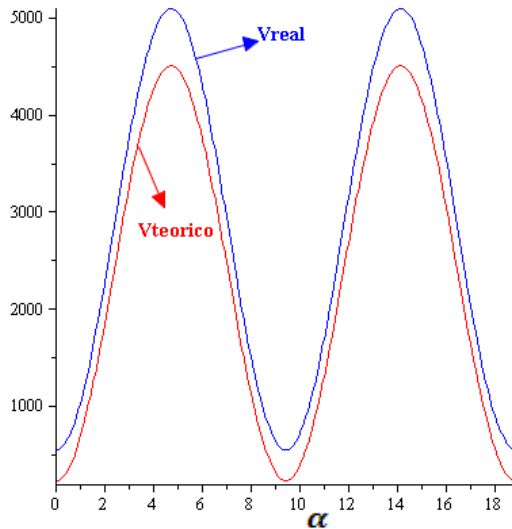


Ilustración 51. Variación del volumen de la cámara de combustión [Los autores usando MapleSoft Demo]

4.1.5 CILINDRADA DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

La cilindrada de una cámara de combustión, del motor rotativo, se calcula mediante la resta de su volumen máximo y mínimo.

Ecuación 12. Cilindrada real de una cámara de combustión

$$V'_H = V'_{max} - V'_{min} = \sqrt{3} e(2R_1 + R_2)b$$

Donde: b - Ancho del rotor

V'_{max} - Volumen máximo real de la cámara de combustión.

V'_{min} - Volumen mínimo real de la cámara de combustión.

4.1.6 RELACIÓN DE COMPRESIÓN

El valor teórico de la relación de compresión ϵ_{th} es:

Ecuación 13. Relación de compresión teórica

$$\epsilon_{th} = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{2eR \cos \varphi_{max} + \left(\frac{2}{9}R^2 + 4e^2\right) \varphi_{max} + \frac{\pi}{3}e^2 + \frac{3\sqrt{3}}{2}eR}{2eR \cos \varphi_{max} + \left(\frac{2}{9}R^2 + 4e^2\right) \varphi_{max} + \frac{\pi}{3}e^2 - \frac{3\sqrt{3}}{2}eR}$$

$$\varepsilon_{th} = \frac{2K \cos \varphi_{max} + \left(\frac{2}{9}K^2 + 4\right) \varphi_{max} + \frac{\pi}{3} + \frac{3\sqrt{3}}{2}K}{2K \cos \varphi_{max} + \left(\frac{2}{9}K^2 + 4\right) \varphi_{max} + \frac{\pi}{3} - \frac{3\sqrt{3}}{2}K}$$

Donde: V_{max} - Volumen máximo ideal de la cámara de combustión.

V_{min} - Volumen mínimo ideal de la cámara de combustión.

En la **Ilustración 52** se puede observar como se comporta la relación de compresión teórica ε_{th} , en función del ángulo máximo de oscilación φ_{max} , como se puede apreciar, existe un valor mínimo de la relación de compresión para la cual el motor Wankel es práctico (*por no decir posible*).

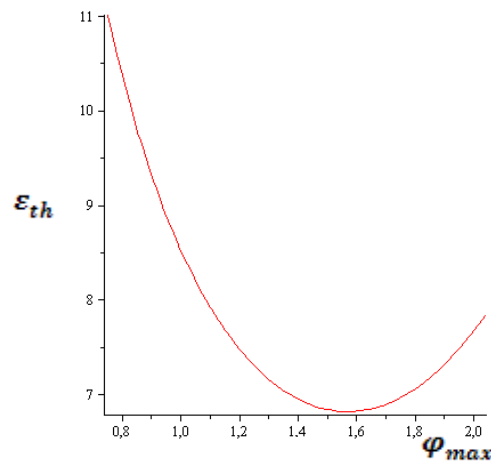


Ilustración 52. Relación de compresión teórica en función del ángulo de oscilación máximo [Los autores usando MapleSoft Demo]

El valor real de la relación de compresión se calcula así:

Ecuación 14. Relación de compresión real

$$\varepsilon = \frac{V'_{min} + V_r + V'_H}{V'_{min} + V_r} \therefore \begin{cases} V'_{min} = V'_H / (\varepsilon - 1) \\ V'_{max} = (V'_H \cdot \varepsilon) / (\varepsilon - 1) \end{cases}$$

Donde: V_r - Es la suma de los volúmenes del bolsillo del rotor, hendiduras de la(s) bujía(s) y de las puntas del rotor.

Como podemos observar, el valor real de la relación de compresión depende del volumen del bolsillo en el rotor. Para ser prácticos, por lo general, lo que se hace es tomar un valor deseado para la relación de

compresión y luego se despeja el volumen necesario para formar los bolsillos del rotor.

La ecuación usada para el procedimiento anterior es:

Ecuación 15. Volumen del bolsillo en el rotor

$$V_r = \frac{V'_H - V'_{min} (\varepsilon - 1)}{(\varepsilon - 1)}$$

4.2 GEOMETRÍA ANSDALE

El estudio de la geometría del motor Wankel llevada a cabo por R.F. Ansdale ha sido muy elaborada y completa, es por ésta razón que, para modelamientos más avanzados y complejos del motor rotativo, muchos autores adoptan estas ecuaciones; esto se puede observar en los trabajos hechos por Abraham [35], Bracco [36], Danieli [37], Norman [38], Ramos [25] y otros.

Las consideraciones que tiene en cuenta este modelo son:

- Esta geometría tiene en cuenta, implícitamente, el desplazamiento paralelo necesario para el alojamiento de los sellos en las puntas del rotor.
- También tiene implícitamente en cuenta, la forma y el volumen de los bolsillos del rotor.
- No tiene la necesidad de recurrir a aproximaciones, mediante el uso de términos convencionales; todo va perfectamente acomodado dentro de las ecuaciones paramétricas.
- Debido a todo lo anterior, el cálculo de la relación de compresión es directa y se aproxima a la real, excepto por el volumen de las hendiduras de las bujías que no se tiene en cuenta.
- Es el modelo más exacto y conveniente para aplicar en el análisis 3D por métodos numéricos (CFD, FEA, etc.).

En la **Ilustración 53** se puede observar la cantidad de ecuaciones que usa este modelo, solo para obtener la forma del rotor y de la trocoide en la carcasa:

$$\begin{aligned}
x_H &= E \cos(3A) + (R+C) \cos A \\
y_H &= E \sin(3A) + (R+C) \sin A \\
x_R &= E \sin \theta + x_0 \cos\left(\frac{\theta}{3}\right) + y_0 \sin\left(\frac{\theta}{3}\right) \\
y_R &= E \cos \theta + x_0 \cos\left(\frac{\theta}{3}\right) - y_0 \sin\left(\frac{\theta}{3}\right) \\
x_0 &= x_1 \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) + y_1 \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) \\
y_0 &= y_1 \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) + x_1 \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) \\
x_1 &= R \cos(2\beta) - \left(\frac{3E^2}{R}\right) \sin(6\beta) \sin(2\beta) + 2E \left[1 - \left(\frac{3E}{R}\right)^2 \sin^2(3\beta)\right]^{1/2} \cos(3\beta) \cos(2\beta) - x_2 \\
y_1 &= R \sin(2\beta) - \left(\frac{3E^2}{R}\right) \sin(6\beta) \sin(2\beta) + 2E \left[1 - \left(\frac{3E}{R}\right)^2 \sin^2(3\beta)\right]^{1/2} \cos(3\beta) \cos(2\beta) - y_2 \\
x_2 &= Q \cos(2\beta) \quad y_2 = Q \sin(2\beta) \\
Q &= 0 \quad \text{if } \beta_1 \leq \beta \leq \beta_T \quad \text{or} \quad \beta_L \leq \beta \leq \beta_4 \\
Q &= 0.5Q_1 \left[1 - \cos\left(\frac{\beta_1 - \beta}{\beta_1 - \beta_2}\right)\right] \quad \text{if } \beta_2 \leq \beta \leq \beta_1 \\
Q &= Q_2 + (Q_1 - Q_2) \frac{\beta - \beta_2}{\beta_2 - \beta_3} \quad \text{if } \beta_3 \leq \beta \leq \beta_2 \\
Q &= 0.5Q_2 \left[1 - \cos\left(\frac{\beta - \beta_4}{\beta_3 - \beta_4}\right)\right] \quad \text{if } \beta_4 \leq \beta \leq \beta_3 \\
\beta_1 &= \beta_L + 0.875(\beta_T - \beta_L) \quad \beta_2 = \beta_L + 0.75(\beta_T - \beta_L) \\
\beta_3 &= \beta_L + 0.4375(\beta_T - \beta_L) \quad \beta_4 = \beta_L + 0.25(\beta_T - \beta_L)
\end{aligned}$$

Ilustración 53. Geometría del rotor y la carcasa, según modelo de Ansdale [25]

4.3 GEOMETRÍA APROXIMADA DE ANSDALE

El doctor R. F. Ansdale también trabajó en aproximaciones geométricas gráficas, que se adecuaban en su época a las máquinas herramientas CNC, las cuales solo podían hacer interpolaciones lineales y circulares, de esto es que nace la necesidad de aproximar las formas geométricas de las piezas, a combinaciones de segmentos circulares y lineales.

A continuación, mostramos algunas de las ecuaciones empleadas en este modelo y su construcción gráfica, cuya aplicación pudimos obtener del trabajo elaborado por Tarmo Kratz y Gernot Wackwitz [39], de su tesis en alemán.

$$\rho_1 = \frac{(R+3 \cdot e)^2}{R+9 \cdot e} + a$$

$$\rho_2 = \frac{(R-3 \cdot e)^2}{R-9 \cdot e} + a$$

$$\rho_3 = \sqrt{2} \frac{(R+e)}{2} + a$$

$$\begin{aligned}
C &= R + e + a \\
D &= R - e + a
\end{aligned}$$

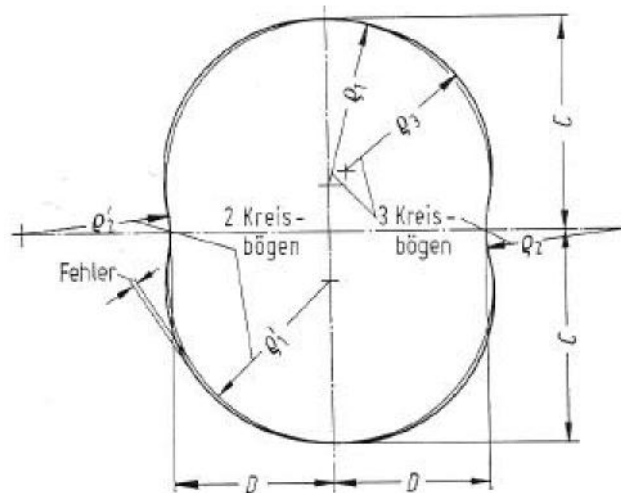


Ilustración 54. Aproximación geométrica de Ansdale para la carcasa [39]

En la **Ilustración 54** se emplea la palabra **kreisbögen**, que significa radios y la palabra **fehler**, que significa error.

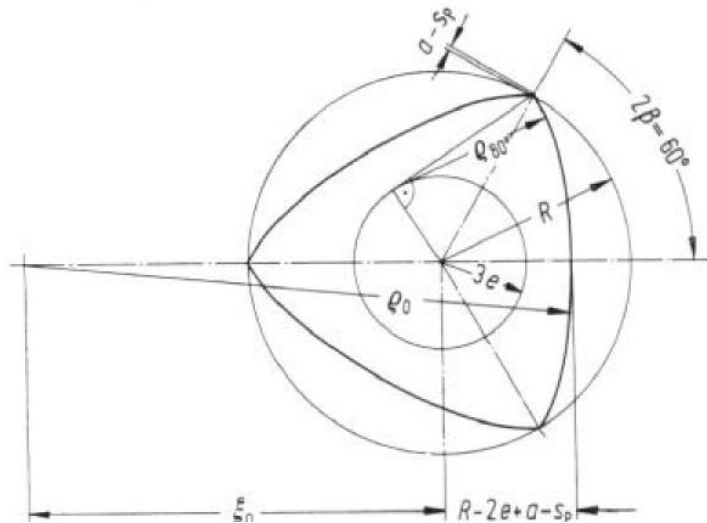


Ilustración 55. Aproximación geométrica de Ansdale para el rotor [39]

Este modelo aproximado tiene en cuenta las siguientes consideraciones:

- Es un modelo que aproxima la geometría del motor, por medio de segmentos circulares.
- La carcasa se puede dibujar mediante el uso de dos o tres radios (ρ'_1, ρ'_2) o (ρ_1, ρ_2, ρ_3) , respectivamente, como se puede observar en la **Ilustración 54**.
- Esta aproximación mantiene una exactitud aceptable, solo para los valores de la constante trocoidal: **$K=6...7,5$** .

Gracias a este modelo, se puede conseguir una forma práctica para la construcción geométrica del volumen del bolsillo en el rotor, una vez calculamos el volumen de la **Ec.15**, podemos proceder mediante la siguiente fórmula:

Ecuación 16. Parámetros geométricos del bolsillo

$$V_r = \frac{l_B r - l(r - h)}{2} b_m$$

- Donde:
- l_B** - Longitud de arco de la curva (**Ilustración 56**)
 - r** - Radio del borde el rotor (**Ilustración 56**)
 - l** - Longitud de la cuerda (**Ilustración 56**)
 - h** - Altura de la sección circular (**Ilustración 56**)
 - b_m** - Ancho de la sección circular (**Ilustración 57**)

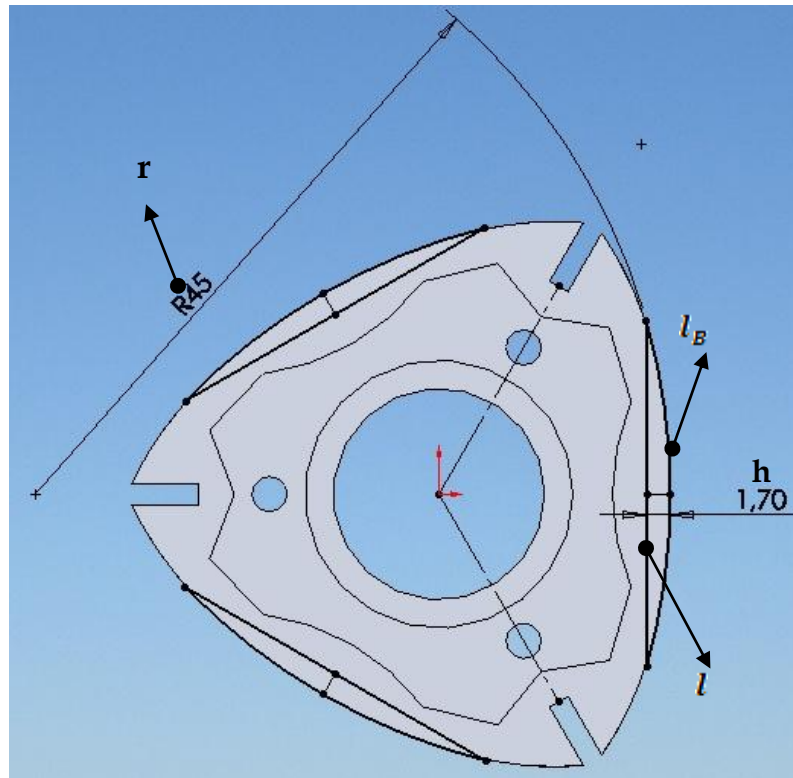


Ilustración 56. Geometría de los bolsillos del rotor [Los autores usando SolidWorks]

Este modelo es usado en la construcción CAD de los bolsillos, para el motor que se diseñó en este proyecto de grado, la **Ilustración 56 y 57** muestran el proceso que se llevó a cabo en Solidworks por parte de los autores.

Como se puede observar, esto simplifica mucho la parte matemática y la parte del modelamiento CAD. Además, ofrece un control absoluto sobre la geometría y ubicación de estas hendiduras, lo cual permite un estudio amplio sobre su influencia, la de los bolsillos, en el desempeño del motor.

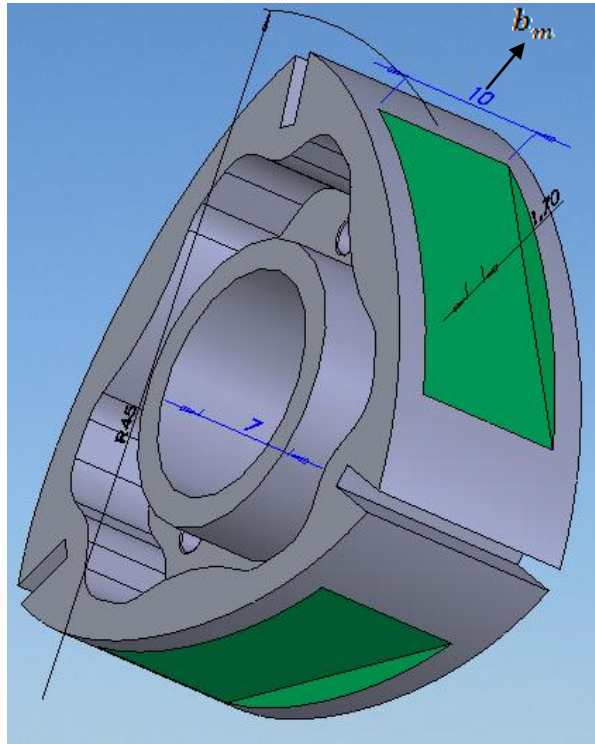


Ilustración 57. Espesor de los bolsillos en el rotor [Los autores usando SolidWorks]

5. TERMOQUÍMICA Y CICLOS TERMODINÁMICOS

Este capítulo se desarrolla en su mayoría a modo informativo, ya que estos modelos son, casi en su totalidad, idénticos a los usados en motores de combustión interna recíprocos; excepto en el modelo para la termodinámica de las fugas, la transferencia de calor y parte de la combustión, los cuales varían un poco como se explicará más adelante.

No es relevante explicar detalladamente cada uno de estos modelos en el presente trabajo, puesto que ya se encuentran bien organizados en la literatura que se da, e inclusive ya están los códigos de programación los cuales también se usaron en el proyecto de grado SIMTA 1.0 [41], para motores recíprocos.

Para motores rotativos, estos modelos también se encuentran programados por Norman [38], Bartrand et al [64] y Roberts [65], pero a diferencia de los recíprocos, estos códigos serían inútiles si no se entienden los modelos matemáticos que usan, para luego poder guiarnos y generar uno propio que se acople a nuestras necesidades.

Antes de empezar, es bueno tener claras las siguientes características generales de estos modelos, las cuales se tomaron del trabajo de Danieli [37] y Norman [38]:

- La cámara se modela como un sistema abierto que intercambia masa, calor y trabajo con el ambiente.

- Se usa la geometría con una aproximación linealizada del bolsillo en el rotor, junto con un modelo de propagación de llama basado en el trabajo de Blizzard y Keck.
- La transferencia de calor se calcula de los gases quemados en función de la posición, movimiento inducido del gas, geometría variable del motor, presencia de llama; y flujos de admisión y escape, como también de la turbulencia inducida según Woschni.
- Los mecanismos de pérdidas más significativos son: la transferencia de calor y las fugas. El primero, según Danieli, debido a los tiempos tan largos de combustión que se inducen por la geometría de la cámara de combustión, los cuales incrementan la fracción de la zona que se calienta y la fracción de energía que se absorbe del sistema; y el segundo, las fugas, por obvias razones.
- La generación de turbulencia, debido al movimiento del gas, tiene una gran influencia en el mecanismo de propagación de la llama según Sierents.

5.1 ESTEQUIOMETRÍA Y EL EQUILIBRIO QUÍMICO

La termoquímica se deriva de del trabajo de Ferguson [27], pág.:111, 120 y 128; y es muy parecido a lo que se explica en Heywood [26], pág.: 68, 85, 102 y 130; también es muy útil ver el trabajo de Ramos [25], pág.: 6 y 10.

Todo lo anterior se resume en las rutinas de Ferguson programadas en FORTRAN, denominadas FARG (Fuel Air Residual Gas Rutine) y ECP (Equilibrium Combustion Products); estas rutinas también están programadas en MATLAB en la referencia de Buttsworth [40]; estas últimas son las que modificamos para poder usarlas en el proyecto y modelar adecuadamente el ciclo de combustión del motor rotativo.

5.2 PROPIEDADES DEL FLUIDO DE TRABAJO

Como ya se sabe, en un motor de combustión interna se trabajan con mezclas de gases quemados (residuos de la estequiometría y del equilibrio químico) y gases sin quemar (aire-combustible). Para lo anterior se ha utilizado el algoritmo de Ferguson [27] (pág.: 105) y Heywood [26] (pág.: 130), lo cual consiste en usar polinomios para obtener las propiedades de los componentes de la mezcla tales como: calores específicos, entalpía, energía interna, entropía, etc.; y los cuales están en función de la temperatura.

Éstos polinomios se pueden obtener de Heywood [26] y la JANAF [43], todo esto también esta programado en las referencias [27 y 40], tales subrutinas se denominan: AIRDATA, FUELDATA, y nuevamente FARG y ECP.

Al tenerse las propiedades de cada componente, mediante el procedimiento anterior, solo queda aplicar las ecuaciones para mezclas de gases, y de esta manera obtenemos las propiedades globales del fluido de trabajo.

También, sería interesante que el lector reflexionara sobre otros modelos, como los presentados en las referencias [42 y 44]; y que pueda usar como referencia de base [45].

5.3 MODELO TERMODINÁMICO UNIZONA

A continuación se hacen las siguientes consideraciones tomadas de Danieli [37] y Norman [38]:

- La cámara puede ser considerada como un sistema abierto que intercambia masa, calor y trabajo con el ambiente; conteniendo solo una zona gaseosa (gases quemados o sin quemar), según su ubicación en el ciclo de combustión; que esta sujeta a procesos cuasiestáticos y que obedecen las leyes de la termodinámica.
- La presión es uniforme en todo instante del tiempo a través del sistema.
- Los valores promedio de la entalpía, energía y volumen específico de la mezcla, pueden ser calculados en cada instante del tiempo, mediante sus temperaturas, presiones y composiciones promedio.
- En los modelos termodinámicos, cada una de las tres cámaras es considerada como un sistema separado.
- La entalpía asociada con cualquier flujo de masa, entre el sistema y el ambiente o entre dos cámaras (sistemas), también puede ser calculada de las propiedades termodinámicas promedio, de la cámara o del ambiente.
- La composición química de cualquier gas que sale del sistema o de cualquier mezcla, puede ser calculada de su composición química promedio.
- Las “especies” que son tomadas en consideración serán solo de dos tipos: una mezcla de aire y vapor de combustible de composición química fija; y gases quemados, cuya composición puede ser “fija” o en “equilibrio” dependiendo de la temperatura.
- La información de los estados termodinámicos de las otras cámaras sólo es necesaria para calcular las velocidades de fuga.

En esta parte es necesario hacer un paréntesis para explicar la diferencia que existe en el modelo termodinámico para motores rotativos y reciprocantes. Se puede afirmar que en un motor reciprocante las fugas salen de la cámara de combustión sin afectar a ninguna otra, mientras que en los motores rotativos, las fugas que salen de una cámara de combustión afecta a sus vecinas, esto se plasma de la siguiente manera en la primera ley de la termodinámica para una cámara de combustión de un motor rotativo.

Observando la **Ilustración 58** se puede deducir la ecuación de primera ley unizona para un motor rotativo (Ramos [25], pág.: 20), así:

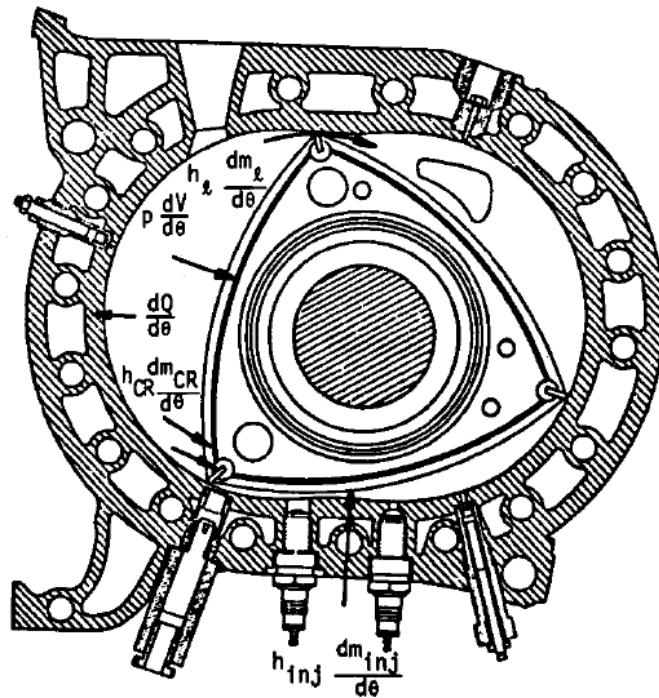


Ilustración 58. Diagrama de energías y flujos en un motor Wankel DISC [25]

Ecuación 17. Forma General de la Primera Ley para el Motor Wankel

$$\frac{dE}{d\theta} = -p \frac{dV}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} - h_{CR} \frac{dm_{CR}}{d\theta} - h_l \frac{dm_l}{d\theta} + h_{inj} \frac{dm_{inj}}{d\theta}$$

Ecuación 18. Primera Ley Una-Zona General para un Motor Rotativo

$$m \bar{c}_v \frac{dT}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ}{d\theta} - \frac{dQ_{CH}}{d\theta} + (h' - e) \frac{dm_{CR}^*}{d\theta} - (h_{inj} - e) \frac{dm_{inj}}{d\theta} = 0$$

Donde: m - Masa de la mezcla en una cámara de combustión

\bar{c}_v - Calor específico a volumen constante de la mezcla

$$\frac{dE}{d\theta} = m \bar{c}_v \frac{dT}{d\theta} + e \frac{dm_{inj}}{d\theta} - e \frac{dm_{CR}^*}{d\theta} - \frac{dQ_{CH}}{d\theta}$$

$\frac{dQ}{d\theta}$ - Pérdidas por transferencia de calor

$\frac{dQ_{CH}}{d\theta}$ - Liberación de calor químico

h' - Entalpía del flujo que fluye por las fugas de los sellos y hacia las hendiduras

e - Energía interna específica de la mezcla

$$\frac{dm_{CR}^*}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} + \frac{dm_{CR}}{d\theta} - \text{Flujo a través de los sellos} + \text{flujo}$$

hacia las hendiduras, **Ec. 49** \vee **Ec.51**+ **Ec. 54**

inj - Inyección de combustible

La **Ec.18** es la forma más simplificada para modelar la termodinámica del motor, ésta incluye los términos de inyección de combustible y de fugas si se desean tener en cuenta, de lo contrario simplemente se igualan a cero.

Si la presión en la cámara de combustión, bajo consideración, es mayor que las cámaras adyacentes, entonces $\frac{dm_i}{d\theta} > 0$ y el valor de h' sería la entalpía específica de la mezcla contenida en la cámara de combustión bajo consideración. Por otro lado, si $\frac{dm_i}{d\theta} < 0$, el valor de h' corresponde al de las cámaras adyacentes.

Las pérdidas por transferencia de calor $\frac{dQ}{d\theta}$ es un tema que tocaremos más adelante.

Para la liberación de calor químico $\frac{dQ_{CH}}{d\theta}$ en el modelo de una zona se usa la siguiente ecuación:

Ecuación 19. Velocidad de liberación de calor unizona

$$\frac{dQ_{CH}}{d\theta} = (e_b^0 - e_u^0) \frac{dm_c}{d\theta}$$

Donde: e_b^0 - Entalpía de formación de la mezcla quemada

e_u^0 - Entalpía de formación de la mezcla sin quemar

$\frac{dm_c}{d\theta}$ - Cambio de masa debido a las reacciones químicas durante la combustión

La expresión matemática $\frac{dm_c}{d\theta}$ establece de qué forma se libera el calor, a partir del proceso reactivo, de lo contrario se asumiría que acontece instantáneamente, y esto es lo que produce picos de temperatura y presiones exagerados en los modelos ideales, a continuación se muestra su forma analítica:

Ecuación 20. Velocidad de combustión másica unizona

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \frac{dm_{CR}^*}{d\theta} + m \frac{dx}{d\theta} + x \frac{dm}{d\theta}$$

Donde: $\frac{dx}{d\theta}$ - Velocidad de combustión

La fracción másica de gases quemados x es una función matemática que representa una ley de quemado experimental, esta función se calibra mediante experimentos y sirve para modelar apropiadamente el fenómeno de combustión, y una de sus formas más convencionales es la empleada por Ferguson [27] (**Ec.21**):

Ecuación 21. Forma trigonométrica de la fracción masica

$$x = \frac{1}{2} \left\{ 1 - \cos \left[\pi \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right) \right] \right\}$$

Donde: θ - Ángulo de rotación del cigüeñal
 θ_s - Ángulo donde comienza la combustión “**start**”
 θ_b - Ángulo de duración de la combustión “**burning**”

En algunos casos, es muy conveniente usar una forma matemática sencilla para la masa dentro de la cámara de combustión, en función de la posición del cigüeñal, ésta forma propuesta por Ferguson [27] para motores recíprocos es:

Ecuación 22. Forma simple para la masa de la cámara de combustión

$$m = m_1 \exp \left[-C \frac{(\theta - \theta_1)}{\omega} \right]$$

Donde: ω - Velocidad angular del cigüeñal
 m_1 - Masa al inicio de la compresión
 θ_1 - Ángulo donde comienza la compresión
 $C = \dot{m}_l / m$ - Coeficiente de pérdida de masa, “**Blowby**”

La forma anterior permite hacer uso de una forma muy convencional de las fugas, es prácticamente una aproximación matemática de la *Ec.49* y *51*, y es usada por Ferguson [27] (*Ec.23*).

Ecuación 23. Forma simple de las fugas para una cámara de combustión

$$\frac{dm_{jk}}{dt} = \frac{dm_1}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \approx \frac{dm}{d\theta} = -C \frac{m_1}{\omega} \exp \left[-C \frac{(\theta - \theta_1)}{\omega} \right]$$

Aunque las tres ecuaciones anteriores son usadas con frecuencia, solo en motores recíprocos, se pueden hacer unas consideraciones especiales

para adaptarlas al motor rotativo, y de esta manera, simplificar notablemente la programación y el modelamiento de la combustión en un motor rotativo.

Se puede considerar que la cámara de combustión en un motor rotativo presenta solo fugas hacia fuera, es decir, como el “blowby” de los reciprocantes; y para tener en cuenta el efecto negativo que sufre las cámaras adyacentes, por la entrada de este flujo fugado, se puede alterar notablemente el valor de la fracción de gases quemados en la mezcla fresca; lo cual representaría una situación crítica muy aproximada a lo real, pero de una forma más simplificada debido a las ecuaciones sencillas que se usan.

La consideración anterior es la que se tiene en cuenta en este proyecto de grado, para modelar la combustión del motor rotativo, claro está que modificando lo correspondiente a la geometría y usando dos zonas.

Como segunda opción respecto a lo anterior, se puede considerar al flujo fugado hacia las cámaras adyacentes, como un llenado con forma matemática parecida a la **Ec.23**, pero que represente adecuadamente la adición de masa (el llenado).

En la referencias de Ferguson [27] (pág: 175) se puede encontrar una rutina de programación llamada AHRIND (Arbitrary Heat Release Fuel Inducted), en donde se hace uso de las ecuaciones ya descritas, claro esta que bajo el contexto de la primera ley para motores reciprocantes y para dos zonas.

Para lo concerniente a este proyecto de grado se usa la misma rutina AHRIND escrita en Matlab por Buttsworth [40], teniendo en cuenta la consideración que se describió atrás y cambiando la geometría a la del motor rotativo.

5.4 MODELO TERMODINÁMICO MULTIZONA

Los modelos termodinámicos unizona son irreales, debido a que asumen una composición y temperatura homogénea a través de la cámara de combustión. Además, los modelos unizona no tienen en cuenta la geometría de la cámara de combustión, debido a estas razones se explica brevemente en que consiste el modelo de dos zonas.

Las simplificaciones generales son tomadas de Ramos [25] y Norman [38]; y a continuación las exponemos:

- La cámara puede ser considerada como un sistema abierto que intercambia masa, calor y trabajo con el ambiente, conteniendo diferentes zonas gaseosas (gases quemados, sin quemar y energizados¹²); que esta sujeta a procesos cuasiestáticos; y que obedecen las leyes de la termodinámica.
- La presión es uniforme en todo instante del tiempo a través del sistema.

¹² **Energizados:** Traducción de “quenching”

- Los valores promedio de la entalpía, energía y volumen específico de cada zona pueden ser calculados, en cada instante del tiempo, de sus temperaturas, presiones y composiciones promedio.
- La entalpía asociada con cualquier flujo de masa, entre el sistema y el ambiente o entre dos zonas, también puede ser calculada de las propiedades termodinámicas promedio de la zona o del ambiente.
- La composición química de cualquier gas, que sale del sistema o de cualquier zona, puede ser calculada de su composición química promedio.
- Las “especies” que son tomadas en consideración serán solo de dos tipos: una mezcla de aire con vapor de combustible de composición química fija y gases quemados, cuya composición puede ser “fija” o en “equilibrio” dependiendo de la temperatura.
- En los modelos termodinámicos cada una de las tres cámaras es considerada como un sistema separado.
- La información de los estados termodinámicos de las otras cámaras solo es necesaria para calcular las velocidades de fuga.
- Se puede calcular el error que induce la asunción de presiones constantes, mediante un algoritmo basado en las ecuaciones de momento y el uso del método de perturbación.
- Las zonas de gases, quemados y sin quemar, están separadas entre sí por una llama delgada infinitesimal, que se propaga dentro de los gases sin quemar.
- Entre las zonas de gases, quemados y sin quemar, no existe transferencia de calor a través del frente de llama.

Las consideraciones que se tienen en cuenta en cada uno de los procesos de la combustión se toman de Danieli [37] (**Ilustración 59**), y son las siguientes:

○ **Admisión:**

Se considera una zona de composición fija, en la cual se albergan dos especies, gases sin quemar puros, mezcla pura de aire y vapor de combustible. Como solo se considera una zona, se define una solo una temperatura. Se debe tener en cuenta que si se desprecia el vapor de combustible y no hay presencia de gases quemados en la mezcla, éste reduce el tiempo de simulación.

○ **Combustión y Expansión:**

Se toma en cuenta tres zonas, dos de composición fija (gases sin quemar y energizados); y una en equilibrio (gases quemados). Se albergan dos especies como antes. Tenga en cuenta que la región sin quemar (fija) esta compuesta por dos especies, gases sin quemar puros, que provienen de la mezcla fresca introducida al motor durante la admisión, y gases quemados (de los residuos). Como se consideran tres zonas, se deben definir tres temperaturas.

No se tiene en cuenta la difusión entre las regiones de gas quemado y energizado. La transferencia de calor, calculada con los métodos que se describirá más adelante, se sustrae de los gases quemados después de que su fracción másica se vuelve significativa. Antes de eso, ésta se sustrae de ambas zonas, gases quemados y sin quemar. Por lo tanto, los gases sin quemar y los energizados fueron esencialmente tratados isoentrópicamente, después de la etapa inicial.

Tenga en cuenta que, ésto fue hecho en el caso particular de los cálculos realizados en este trabajo, pero en el modelo expuesto se puede cambiar las distribuciones de pérdida de calor si se desea.

o **Escape:**

Esta parte fue tratada sustancialmente como combustión, la única diferencia es que después de finalizar la combustión se descartaron los gases energizados y no se consideran como una región separada, por lo tanto, solo se consideran dos regiones: gases quemados y sin quemar.

A continuación se presenta la ecuación general de la termodinámica de primera ley multizona para un motor rotativo según Ramos [25], con el fin de que el lector compare con el modelo manejado en Ferguson [27] y entienda la analogía existente, entre los modelos termodinámicos multizonas de motores reciprocantes y rotativos.

Ecuación 24. Primera Ley Multizonas General para un Motor Rotativo

$$m\bar{c}_v \frac{dT}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ}{d\theta} - (e_b - e_u) \frac{dm_{u,R}}{d\theta} + h' \frac{dm_{CR}^*}{d\theta} - (h_{inj} - e_u) \frac{dm_{inj}}{d\theta} - e_b \frac{dm_{b,CR}^*}{d\theta} - e_u \frac{dm_{u,CR}^*}{d\theta} = 0$$

Donde: **u** - Gases sin quemar “**unburning**”

b - Gases quemados “**burning**”

e⁰ - Entalpía de formación

h - Entalpía específica

∩ = **u** ∨ **b**

∩,R - Reacción química de **∩**, “**chemical reaction**”

m_v = **m_u(C_v)_u** + **m_b(C_v)_b** - Calor específico de la mezcla

e = **e⁰** + ∫_{T₀}^T **C_v dT** - Energía interna específica

$\frac{dm_{2,CR}^*}{d\theta} = \left(\frac{dm_l}{d\theta} + \frac{dm_{CR}}{d\theta} \right)_2$ - Flujo a través de los sellos +
 flujo hacia las hendiduras para cada zona, **Ec. 49** \vee **Ec.51**+ **Ec. 54**

$\frac{dm_{CR}^*}{d\theta} = \frac{dm_{u,CR}^*}{d\theta} + \frac{dm_{b,CR}^*}{d\theta}$ - Flujo total de fugas

$e_b - e_u = (e_b - e_b^0) + (e_b^0 - e_u^0) - (e_u - e_u^0)$

$\frac{d\eta}{d\theta} = \frac{d\eta_u}{d\theta} + \frac{d\eta_b}{d\theta} \mid \eta = T \vee V \vee Q$

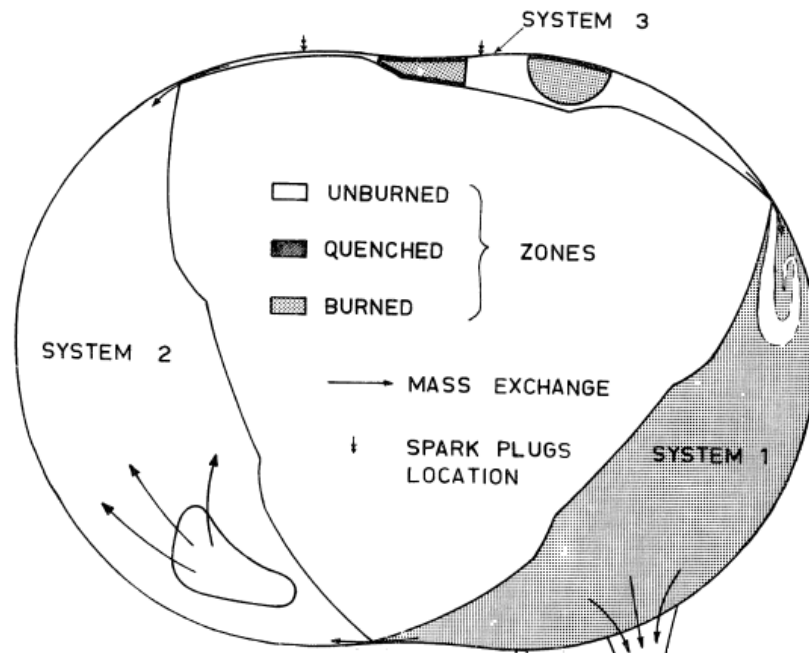


Ilustración 59. Diagrama general de zonas en un motor Wankel [37]

La masa de la cámara de combustión con su respectiva velocidad de cambio es:

Ecuación 25. Masas y cambios de masa en el sistema

$$m = m_u + m_b \quad \therefore \quad \frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_u}{d\theta} + \frac{dm_b}{d\theta}$$

Las masas de las zonas, sus fracciones másicas y sus velocidades de cambio son:

Ecuación 26. Masas y fracciones másicas de las zonas

$$m_u = \rho_u V_u = m x_u \quad \wedge \quad m_b = \rho_b V_b = m x_b \quad \rightarrow \quad x_u + x_b = 1$$

Ecuación 27. Cambios de masa en las zonas

$$\frac{dm_b}{d\theta} = -\frac{dm_{b,CR}^*}{d\theta} + \frac{dm_{b,CR}}{d\theta} = m \frac{dx_b}{d\theta} + x_b \frac{dm}{d\theta}$$

$$\frac{dm_u}{d\theta} = -\frac{dm_{u,CR}^*}{d\theta} + \frac{dm_{u,R}}{d\theta} + \frac{dm_{inj}}{d\theta}$$

Donde: $x_{\alpha} = \frac{m_{\alpha}}{m}$ - Fracción másica de la zona $\alpha = u \vee b$

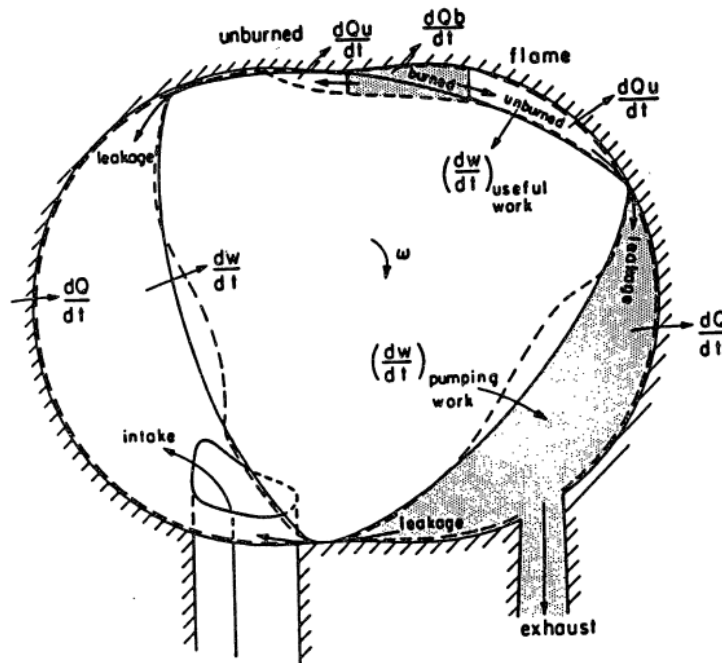


Ilustración 60. Diagrama de energías, flujos y zonas en un motor Wankel en general [38]

Las masas reactivas y la velocidad másica de combustión queda:

$$\frac{dm_{u,R}}{d\theta} = -\frac{dm_{b,R}}{d\theta} = -\frac{dm_c}{d\theta} \quad \therefore \quad \frac{dm_c}{d\theta} = \frac{dm_{b,CR}^*}{d\theta} + m \frac{dx_b}{d\theta} + x_b \frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{b,CR}^*}{d\theta} + \frac{dm_b}{d\theta}$$

Ecuación 28

El volumen del sistema y de cada una de las zonas es:

$$V = V_u + V_b \quad \left| \begin{array}{l} V_u = \frac{m_u R_u T_u}{p} \\ V_b = \frac{m_b R_b T_b}{p} \end{array} \right.$$

Ecuación 29

La velocidad de cambio del volumen del sistema y de cada zona es:

$$dV = dV_u + dV_b \quad \therefore \begin{cases} \frac{dV_u}{d\theta} = R_u T_u \frac{dm_u}{d\theta} + m_u R_u \frac{dT_u}{d\theta} - \frac{m_u R_u T_u dp}{p^2} \frac{d\theta}{d\theta} \\ \frac{dV_b}{d\theta} = \frac{dV}{d\theta} - \frac{dV_u}{d\theta} \end{cases} \quad \text{Ecuación 30}$$

A continuación presentamos otras expresiones termodinámicas útiles, para que sean acomodadas dentro de la ecuación de primera ley multizonas mostrada atrás.

Para el sistema en general se tiene:

$$E = m_u e_u + m_b e_b \quad \therefore \frac{dE}{d\theta} = \frac{d(m_u e_u)}{d\theta} + \frac{d(m_b e_b)}{d\theta} \quad \text{Ecuación 31}$$

Para la zona de gases sin quemar, se puede escribir cualquiera de las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} \frac{d(m_u e_u)}{d\theta} &= m_u \frac{de_u}{d\theta} + e_u \frac{dm_u}{d\theta} \quad \left| \quad m_u \frac{de_u}{d\theta} \cong m_u C_{v,u} \frac{dT_u}{d\theta} \right. \\ \rightarrow \frac{d(m_u e_u)}{d\theta} &= -p \frac{dV_u}{d\theta} - \frac{dQ_u}{d\theta} - h_u \frac{dm_{u,CR}^*}{d\theta} + h_u \frac{dm_{u,R}}{d\theta} \\ \therefore m_u C_{v,u} \frac{dT_u}{d\theta} &= -p \frac{dV_u}{d\theta} - \frac{dQ_u}{d\theta} + (h_u - e_u) \frac{dm_{u,R}}{d\theta} + (e_u - h_u) \frac{dm_{u,CR}^*}{d\theta} \end{aligned} \quad \text{Ecuación 32}$$

Para la zona de gases quemados queda cualquiera de las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} \frac{d(m_b e_b)}{d\theta} &= m_b \frac{de_b}{d\theta} + e_b \frac{dm_b}{d\theta} \quad \left| \quad m_b \frac{de_b}{d\theta} \cong m_b C_{v,b} \frac{dT_b}{d\theta} \right. \\ \rightarrow \frac{d(m_b e_b)}{d\theta} &= -p \frac{dV_b}{d\theta} - \frac{dQ_b}{d\theta} - h_b \frac{dm_{b,CR}^*}{d\theta} + h_u \frac{dm_{u,R}}{d\theta} \\ \therefore m_b C_{v,b} \frac{dT_b}{d\theta} &= -p \frac{dV_b}{d\theta} - \frac{dQ_b}{d\theta} + (h_u - e_b) \frac{dm_{b,R}}{d\theta} + (e_b - h_b) \frac{dm_{b,CR}^*}{d\theta} \end{aligned} \quad \text{Ecuación 33}$$

En este momento el lector se puede dar cuenta que el desarrollo de la **Ec.24**, mediante el procedimiento de Ramos [25], nos permite manejar ecuaciones diferenciales ordinarias (O.D.E), lo cual facilita la aplicación de métodos numéricos más sencillos. Lo único necesario aquí es organizar estas ecuaciones, según los resultados que se quieran obtener y los datos disponibles.

Consultando el trabajo de Ferguson [27] (pág: 174) vemos que el uso adecuado de estas ecuaciones y un buen ordenamiento, ofrecen la

capacidad de aplicar métodos numéricos que resuelven adecuadamente el modelo.

Pero a diferencia de Ramos [25], Ferguson [27] prefiere desarrollar la ecuación de primera ley, deducida para motores recíprocos, mediante ecuaciones diferenciales parciales (P.D.E). Lo anterior permite obtener un modelo matemático más exacto, pero que exige el uso de definiciones y artificios matemáticos más rigurosos, a continuación se muestra brevemente algunos de ellos:

Ecuación 34. Propiedades intensivas del sistema

$$N = x_b N_b + (1 - x_b) N_u$$

Ecuación 35. Derivada total de una propiedad intensiva

$$\frac{dN_z}{d\theta} = \frac{\partial N_z}{\partial T_z} \frac{dT_z}{d\theta} + \frac{\partial N_z}{\partial P_z} \frac{dP}{d\theta}$$

Donde: $N = v \vee e \vee h \vee s$ - Cualquier propiedad intensiva

$z = u \vee b$ - Cualquiera de las zonas

Ecuación 36. Propiedad matemática para derivadas parciales

$$\frac{\partial N_z}{\partial A} = \frac{N_z}{A} \frac{\partial \ln(N_z)}{\partial \ln(A)}$$

Donde: $A = P \vee T$

Es interesante la forma que propone Ferguson [27] para la entalpía de las fugas:

Ecuación 37. Entalpía de fugas según Ferguson

$$h_l = (1 - x_b^2) h_u + x_b^2 h_b$$

Las siguientes son ecuaciones termodinámicas muy útiles que usa Ferguson [27] para poder resolver numéricamente estos problemas:

Ecuación 38. Ecuaciones diferenciales parciales termodinámicas

$$\left(\frac{\partial e}{\partial T}\right)_P = C_p - \frac{Pv}{T} \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}\right)_P \quad \wedge \quad \left(\frac{\partial e}{\partial P}\right)_T = -v \left[\left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}\right)_P + \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln P}\right)_T \right]$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P = \frac{C_p}{T} \quad \wedge \quad -\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{v}{T} \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}\right)_P$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T = \frac{v}{P} \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}\right)_T$$

Como el lector puede observar, los términos $\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \wedge \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P}$ se repiten en todas estas ecuaciones, eso es lo que aprovecha Ferguson para usar métodos numéricos como el de Newton – Raphson. El lector puede consultar como se programan estas rutinas en los archivos ECP, RatesComp, RatesComb, RatesExp de la referencia [40] y **anexo A**.

Se puede decir que hay dos tendencias para resolver este tipo de problemas, una es la que propone Ferguson [27] y sus rutinas para hallar las formas diferenciales parciales de los logaritmos; la segunda sería como expone Ramos [25] en su libro, donde escribe formas aproximadas que eliminan estas derivadas parciales, y solo quedan derivadas ordinarias.

Se puede tomar cualquiera de éstos enfoques y la única diferencia es que, el enfoque de Ferguson [27] ya esta programado y ampliamente usado; mientras que el enfoque de Ramos [25] es una propuesta que, por nuestra parte, no hemos podido ver programada en ninguna aplicación.

Entonces, quedan claras las ventajas y desventajas de estos modelos; el procedimiento de Ferguson [27] es más exacto, extenso y se dispone de su código de programación; mientras que el procedimiento de Ramos [25] es una propuesta muy tentativa y sencilla, pero tendríamos que partir casi de cero para programarla.

6. COMBUSTIÓN Y PROPAGACIÓN DE LLAMA

6.1 MODELO DE COMBUSTIÓN

Según Norman [38], este modelo tiene las siguientes simplificaciones:

- El mecanismo de la combustión, dentro de la corriente turbulenta, es laminar.
- El mecanismo que domina la transferencia de la combustión es la turbulencia, en vez de la transferencia de radicales.
- Se adapta el modelo de combustión de Blizard y Keck, utilizado en motores reciprocantes, para que se pueda usar adecuadamente en motores rotativos.
- Para describir la velocidad de fluctuación turbulenta, se hace uso de la microescala de Taylor, descrita mediante la forma de Tennekes y Lumley.
- Se define el coeficiente de fricción de acuerdo a Rohsenow y a la analogía de Reynolds.
- La velocidad de fricción se obtiene mediante la hipótesis de similitud de Von Karman.
- Se mide la corriente turbulenta mediante el método Schlichting.
- Todo lo anterior queda resumido en la función de Wiebe.
- Se puede calcular mediante los algoritmos de Ferguson.

En esta sección lo más destacado de mostrar son las distintas funciones que se usan para modelar la velocidad de combustión, anteriormente ya se mostro la forma trigonométrica convencional **Ec. 21**, y a continuación se

muestra la forma usada por Roberts [65], Norman [38], Heywood [26] y otros (**Ilustración 26**):

$$x_b = \frac{m_b}{m} = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_b} \right)^{m+1} \right] \quad \text{Ecuación 39. Función de Wiebe}$$

- Donde:
- θ_0 - Ángulo del cigüeñal en donde empieza la combustión
 - $\Delta\theta_b$ - Duración de la combustión
 - $3 < a < 10$ - Constante que se determina experimentalmente
 - $1 < m < 3$ - Constante que se determina experimentalmente

El tiempo que dura la combustión, y en consecuencia el ángulo, se puede estimar de manera similar a la de Ortiz [109,] de la siguiente forma:

$$\mathcal{T} = \frac{l_c}{S_T} \therefore \Delta\theta_b = \omega \cdot \mathcal{T} \quad \text{Ecuación 40. Duración de la combustión}$$

- Donde:
- \mathcal{T} - Tiempo característico de combustión
 - l_c - Longitud característica de combustión
 - S_T - Velocidad de la llama turbulenta, **Ec.42**
 - ω - Velocidad angular del cigüeñal

La longitud característica de la combustión se puede tomar como:

$$l_c = \frac{l_{bR}}{2} \quad \text{Ecuación 41. Longitud característica de combustión}$$

- Donde: l_{bR} - Longitud de arco del borde curvo, en el flanco del rotor

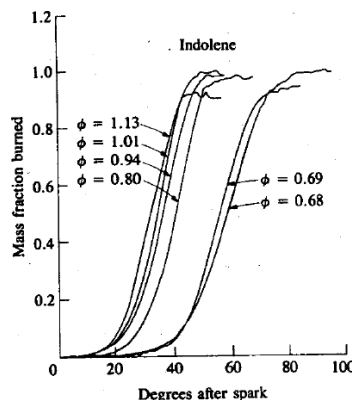


Ilustración 61. Diagrama de la Función de Wiebe [26]

En la **Ilustración 62** podemos observar el principal objetivo que cumple la función de Wiebe, prácticamente define el instante en donde se presenta la presión máxima durante la combustión.

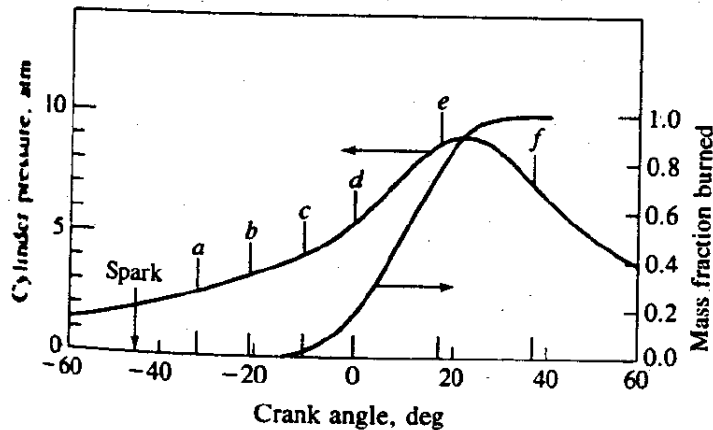


Ilustración 62. Relación entre la fracción de masa quemada y la presión del sistema [26]

6.2 MODELO DE PROPAGACIÓN DE LLAMA

Las siguientes generalidades son tomadas de Ramos [25] y Danieli [37]:

- La superficie de la llama tiene forma esférica durante la etapa inicial de la combustión (Blizard y Keck).
- Se produce una propagación mediante “ondas planas” después de finalizar la etapa inicial, y hasta que termina la combustión.
- El centro de la combustión se mueve con los gases circundantes, desde el momento en el que, el volumen arrastrado crece mucho más que la cavidad de la bujía.
- Este modelo tiene en cuenta el efecto que posee la geometría de la cámara sobre la velocidad de combustión.
- Debido a las grandes velocidades inducidas por el movimiento del rotor, el frente de llama es distorsionado, particularmente cerca de la punta atrasada del rotor; por lo tanto, el uso de un frente de llama esférico es cuestionable.
- El frente de llama que se asume esférico después de la ignición, separa las zonas de gases quemados y sin quemar.
- Una vez que el frente de llama alcanza los sellos laterales, se crean tres zonas: dos zonas de gases sin quemar separadas por, una zona de gases quemados (productos).
- La llama se fortalece una vez que su parte atrasada deja el bolsillo del rotor.
- A medida que la llama se propaga, a través de la cámara de combustión, la capa de gases energizados, que se deja atrás, es considerada como masa y entalpía que sale del sistema modelado por la **Ec.33**.

Teniendo en cuenta la geometría de la cámara de combustión, la **Ec. 28** toma la siguiente forma:

Ecuación 42. Velocidad de conversión del combustible

$$\frac{dm_{u,R}}{d\theta} = -\rho_u A_f S_T$$

Donde: ρ_u - Densidad de la zona sin quemar
 A_f - Área superficial del frente de llama

La velocidad de llama turbulenta se puede obtener como plantea Sierens [46]:

Ecuación 43. Velocidad de llama turbulenta

$$S_T = f \cdot S_L$$

Donde: f - Factor de llama, éste tiene en cuenta la turbulencia
 S_L - Velocidad de llama laminar

La velocidad de llama laminar se puede calcular como plantea Heywood [26] o Sierens [46]:

Ecuación 44. Velocidad de llama laminar según Heywood

$$S_L = S_{L,0} \left(\frac{T_u}{T_0}\right)^\alpha \left(\frac{p}{p_0}\right)^\beta$$

Donde: $S_{L,0}$ - Velocidad de llama laminar a condiciones estándar
 $T_0 = 298 \text{ K} \wedge p_0 = 1 \text{ atm}$ - Condiciones estándar
 $\alpha \wedge \beta$ - Constantes características de la mezcla combustible

Ecuación 45. Velocidad de llama laminar según Sierens

$$S_L = \varkappa(T_u) \cdot \varpi(\lambda) \cdot p^{\text{III}}$$

Donde: $\varkappa(T_u) \wedge \varpi(\lambda)$ - Polinomios que caracterizan a la mezcla
 $\lambda = 1/\phi$ - Relación aire – combustible
 III - Constante que se determina experimentalmente

Si se tienen en cuenta tres zonas, podemos calcular la velocidad de la masa energizada según Ramos [25], así:

Ecuación 46. Velocidad de masa energizada

$$\frac{dm_q}{d\theta} = \frac{pAq}{R_u T_u V} \frac{1}{d\theta} dV_b$$

Donde: m_q - Masa energizada
 q - Espesor de la capa energizada
 A - Área superficial de la cámara de combustión

Finalmente, el espesor de la capa energizada se puede caracterizar mediante la experimentación, con la siguiente ecuación tomada de Ramos [2]:

Ecuación 47. Espesor de la capa energizada

$$\frac{q}{q_0} = 0.4 \left(\frac{p_0}{p} \right)^\alpha \left(\frac{T_0}{T_u} \right)^\beta$$

Donde: q_0 - Distancia energizada a condiciones estándar
 $T_0 = 298 K \wedge p_0 = 1 atm$ - Condiciones estándar

Podemos encontrar modelos teóricamente más elaborados, como los de Bayraktar [55 y 57].

7. MECANISMO DE INTERCAMBIO DE GASES Y FLUJO DE FUGAS

Este modelo tiene las siguientes suposiciones, según Danieli [37] y Norman [38]:

- Se considera una área constante de fugas y concentrada en las puntas. Si se consideran las fugas laterales, estas se deben modelar implícitamente.
- Si se consideran los flujos de las hendiduras laterales, sus efectos deben modelarse como si fueran hacia el volumen de las hendiduras en las puntas, con el fin de simplificar.
- La composición de las fugas provenientes de las hendiduras, se iguala a la composición que tienen en el volumen de la hendidura y a la temperatura en que se encuentren hay.
- Una hendidura tiene volumen y temperatura constante.
- La presión en la hendidura debe ser igual a la presión de la cámara que la contiene.
- Solo existe una hendidura por sello de punta. La hendidura esta asociada con la cámara a alta presión y esta asume esa presión.

- La composición del gas que entra a las hendiduras se asume que es igual al de la fracción quemada, con el fin de tener en cuenta los gases quemados que entran a las hendiduras laterales.
- Por simplicidad computacional, los gases quemados y sin quemar están perfectamente mezclados en las hendiduras, pero regresan a sus respectivas zonas cuando retornan a la cámara.
- El flujo es isentrópico y cuasiunidimensional.
- Las fugas que salen de la cámara durante la combustión, son gases sin quemar, hasta que los gases quemados alcancen al correspondiente sello.
- Se asumen que los puertos abren y cierran linealmente con el ángulo de giro.

Las ecuaciones que gobiernan este modelo son parecidas tanto para la admisión, el escape y las fugas. A continuación mostramos las ecuaciones para dos casos en especial, tomados de Ramos [25] y Abraham [36]:

- **Flujo no estrangulado:**

Ecuación 48. Condición de flujo sin estrangular

$$\frac{P_j}{P_k} < \left(\frac{\gamma_j + 1}{2}\right)^{\frac{\gamma_j}{\gamma_j - 1}}$$

Ecuación 49. Velocidad de flujo másico en la condición de no estrangulamiento

$$\frac{dm_{jk}}{dt} = C_d A_{jk} \frac{P_j}{R_j T_j} \sqrt{\gamma_j R_j T_j} \left\{ \frac{2}{\gamma_j - 1} \left[\left(\frac{P_k}{P_j}\right)^{\frac{2}{\gamma_j}} - \left(\frac{P_k}{P_j}\right)^{\frac{\gamma_j + 1}{\gamma_j}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}$$

- **Flujo estrangulado:**

Ecuación 50. Condición de flujo estrangulado

$$\frac{P_j}{P_k} \geq \left(\frac{\gamma_j + 1}{2}\right)^{\frac{\gamma_j}{\gamma_j - 1}}$$

Ecuación 51. Velocidad de flujo másico en la condición de estrangulamiento

$$\frac{dm_{jk}}{dt} = C_d A_{jk} \frac{P_j}{R_j T_j} \sqrt{\gamma_j R_j T_j} \left(\frac{2}{\gamma_j + 1}\right)^{\frac{\gamma_j + 1}{2}}$$

Donde: $j \wedge k$ - Condiciones corrientes arriba y corrientes abajo, respectivamente

C_d - Coeficiente de descarga

A_{jk} - Área de flujo constante

R - Constante del gas

$P \vee p$ - Presión del gas

T - Temperatura

m - Masa

$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ - Relación de calores específicos

La **Ilustración 63 y 64** representan el flujo de las fugas en un motor rotativo, pero de forma simplificada. En estas gráficas, la línea de flujo **(1)** representa las fugas a través del sello de punta y las líneas **(2)** representan las fugas a través de las hendiduras, laterales o de la punta.

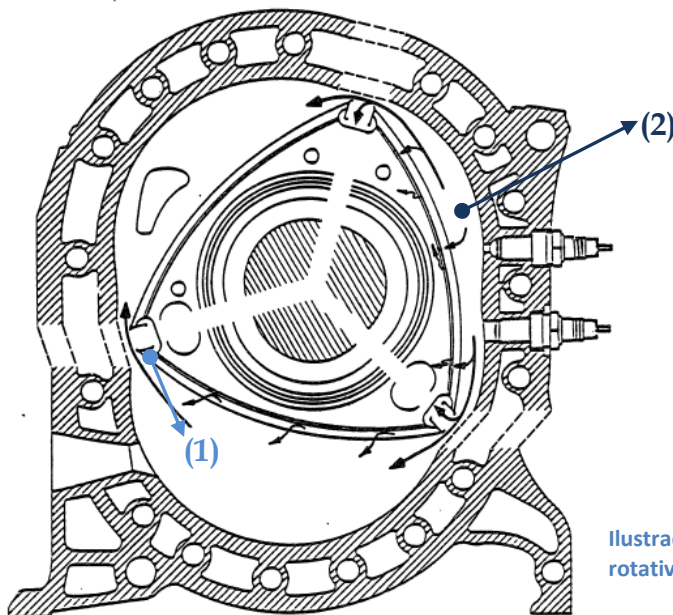


Ilustración 63. Flujo de las fugas en un motor rotativo [38]

- **Flujo a través de las hendiduras:**

En algunos casos, para simplificar el modelamiento, se desprecian los flujos a través las hendiduras “crevice flows” (**Ilustración 64**), pero en los casos que se quieran tener en cuenta, podemos hacer uso de la ecuación de gas ideal para el fluido que se encuentra en las hendidura, tal y como explica Bartrand [64]:

Ecuación 52. Ecuación de estado en las hendiduras

$$m_{crev} = \frac{P_{crev} V_{crev}}{R_{crev} T_{crev}}$$

El cambio con respecto al tiempo de la masa quedaría:

Ecuación 53. Variación general de las propiedades en la hendidura

$$\frac{\dot{m}_{crev}}{m_{crev}} = \frac{\dot{P}_{crev}}{P_{crev}} - \frac{\dot{R}_{crev}}{R_{crev}}$$

En algunos casos es muy poca la cantidad de combustible y productos de la combustión que llegan a la región de la punta del rotor, por lo tanto, el cambio en la composición de la hendidura durante el ciclo es pequeña. Consecuentemente:

Ecuación 54. Variación simplificada para las propiedades de la hendidura

$$\dot{m}_{crev} = \left(\frac{\dot{P}_{crev}}{P_{crev}} \right) m_{crev} \equiv \frac{dm_{CR}}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{m_{CR}}{P} \frac{dP}{d\theta}$$

Donde:

crev ∨ *CR* – Hendidura, “*crevice*”

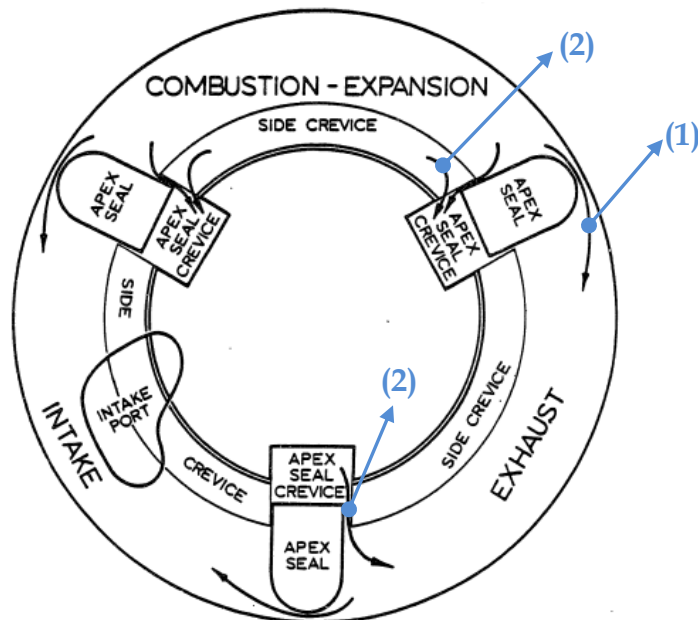


Ilustración 64. Diagrama esquemático de la fugas [38]

Para finalizar aquí, podemos dar algunas referencias interesantes de los modelos por elementos finitos concernientes a lo visto anteriormente, cabe destacar el software ANSYS y AVL-FIRE, junto con las referencias [104-108].

8. DINÁMICA DEL MOTOR ROTATIVO

Los modelos más importantes para el análisis de velocidades, aceleraciones y fuerzas en el motor rotativo se dividen en los siguientes grupos:

- Modelos matemáticos para analizar las velocidades, aceleraciones y fuerzas en los sellos ubicados en la punta del rotor; sin tener en cuenta o teniendo en cuenta la variación de la presión en la cámara de combustión.
- Modelos matemáticos para analizar la fuerza y el par transmitido al cigüeñal, debido al efecto de la presión en las cámaras de combustión.
- Modelos matemáticos para analizar el efecto combinado de velocidades, aceleraciones y fuerzas en los sellos ubicados en la punta del rotor y en el cigüeñal, debido a las presiones en las cámaras de combustión y a las deformaciones térmicas.

A continuación se describen los modelos matemáticos que caen en los dos primeros grupos, los cuales tienen un análisis no tan complejo como el que podemos encontrar en el tercer grupo, los cuales es mejor estudiarlos mediante un análisis de elementos finitos.

8.1 DINÁMICA BÁSICA PARA EL SELLO DE PUNTA

La velocidad en el vértice del rotor, es decir, la velocidad deslizante del sello sobre la curva peritrocoide corresponde a la del anillo del pistón en el motor reciprocante. Este es uno de los factores importantes para determinar la durabilidad del sello de punta y de la superficie de la carcasa. La aceleración, en el vértice del rotor, está íntimamente relacionada con la fuerza de inercia que actúa en el sello de punta, afectando considerablemente las funciones de sellado. Los siguientes subcapítulos están basados en Yamamoto [33].

8.1.1 VELOCIDAD CIRCUNFERENCIAL EN EL VÉRTICE DEL ROTOR

La velocidad circunferencial se obtiene de la **Ec.1**, como:

Ecuación 55. Velocidad de los sellos ubicados en las puntas del rotor

$$v = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2} = \frac{\omega}{3} \sqrt{9e^2 + R^2 + 6eR \cos \frac{2}{3}\alpha}$$

Donde, $\omega = d\alpha/dt$ (rad/seg) es la velocidad angular del cigüeñal.

La **Ilustración 65** muestra una comparación entre la velocidad circunferencial en el vértice del rotor y la velocidad del pistón en el motor reciprocante.

En el motor rotativo, el rotor siempre gira en la misma dirección eliminando así el punto muerto (punto de velocidad cero), cuya presencia es inherente a los motores reciprocantes.

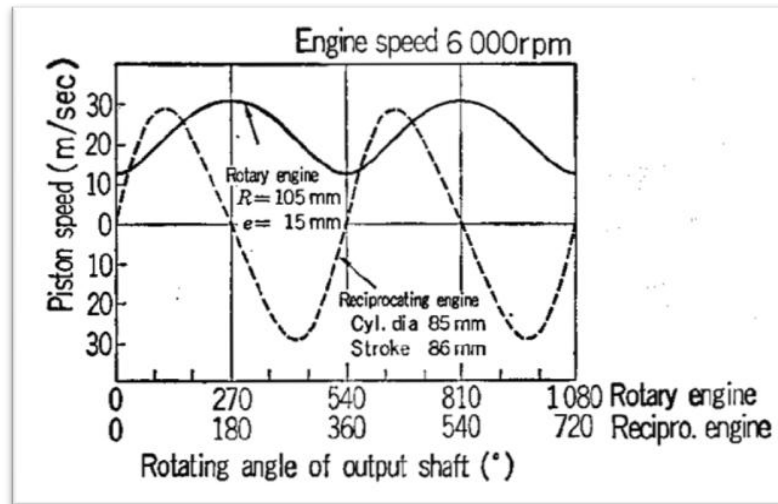


Ilustración 65. Velocidad del vértice del rotor y velocidad del pistón [33]

Los valores máximos y mínimos de la velocidad periférica son (**Ilustración 66**):

Ecuación 56. Velocidad máxima y mínima del sello de punta

$$V_{max} = \frac{\omega}{3} (R + 3e) \Big| \alpha = 0 \wedge 3\pi, \text{ en el eje mayor (1)}$$

$$V_{min} = \frac{\omega}{3} (R - 3e) \Big| \alpha = \frac{3}{2}\pi \wedge \frac{9}{2}\pi, \text{ en el eje menor (2)}$$

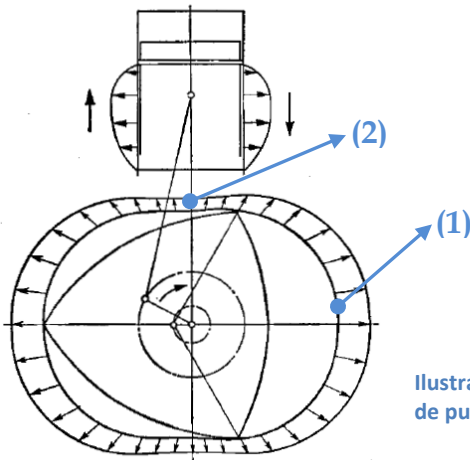


Ilustración 66. Velocidad de deslizamiento del sello de punta y del anillo en la cabeza del pistón [33]

8.1.2 ACCELERACIÓN EN EL VÉRTICE DEL ROTOR

Las componentes “x” \wedge “y” de la aceleración del vértice, a_x y a_y , respectivamente son:

Ecuación 57. Aceleración en el vértice del rotor

$$a_x = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 \left(e \cos \alpha + \frac{R}{9} \cos \frac{\alpha}{3} \right)$$

$$a_y = \frac{d^2y}{dt^2} = -\omega^2 \left(e \sin \alpha + \frac{R}{9} \sin \frac{\alpha}{3} \right)$$

La magnitud de la aceleración a_c es:

Ecuación 58. Magnitud de la aceleración

$$a_c = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} = \frac{\omega^2}{9} \sqrt{81e^2 + R^2 + 18 e R \cos \frac{2}{3} \alpha}$$

La aceleración puede separarse en su componente radial a_r y transversal a_n al radio generatriz, de la siguiente manera:

Ecuación 59. Componentes radial y transversal de la aceleración

$$a_r = a_x \cos \frac{\alpha}{3} + a_y \sin \frac{\alpha}{3} = -\frac{\omega^2}{9} \left(R + 9 e \cos \frac{2}{3} \alpha \right)$$

$$a_n = a_x \sin \frac{\alpha}{3} - a_y \cos \frac{\alpha}{3} = \omega^2 e \sin \frac{2}{3} \alpha$$

Generalmente, la fuerza de inercia está dada por el producto de la aceleración y la masa. La fuerza inercial que actúa en el sello del vértice se puede obtener por medio de la multiplicación de la **Ec.58** y la masa del sello ubicado en el vértice del rotor.

8.1.3 FUERZAS INERCIALES EN EL SELLO DE PUNTA

La fuerza centrífuga radial F_r del rotor y la fuerza de inercia normal a su radio de giro F_n (**Ilustración 67**), se pueden expresar así:

Ecuación 60. Fuerza radial y transversal en el sello

$$F_r = m \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{r}{9} + e \cdot \cos \frac{2}{3} \alpha \right)$$

$$F_n = m \cdot \omega^2 \cdot e \cdot \sin \frac{2}{3} \alpha$$

Donde: m - Masa del sello ubicado en la punta

r - Distancia entre el centro de gravedad del sello de punta y el centro del rotor.

F_r se convierte en un valor máximo y mínimo, en el eje mayor y menor de la trocoide, de acuerdo a:

Ecuación 61. Valores máximo y mínimo de la fuerza radial

$$F_{r,max} = m \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{r}{g} + e \right)$$

$$F_{r,min} = m \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{r}{g} - e \right)$$

Por lo general $r/g < e$, y por lo tanto F_r se convertirá en una fuerza centrípeta luego de comportarse como una fuerza centrífuga entre los ejes mayor y menor.

El resorte del sello en las puntas esta diseñado para soportar dicha fuerza centrípeta y proveer el sellado mediante una presión positiva de contacto.

El modelo presentado anteriormente es el más simple y sencillo de usar, no tiene en cuenta las presiones de la cámara, ni las fuerzas de fricción. Su uso se limita a precálculos, y no representa el comportamiento complejo del sello mientras gira por la periferia de la trocoide.

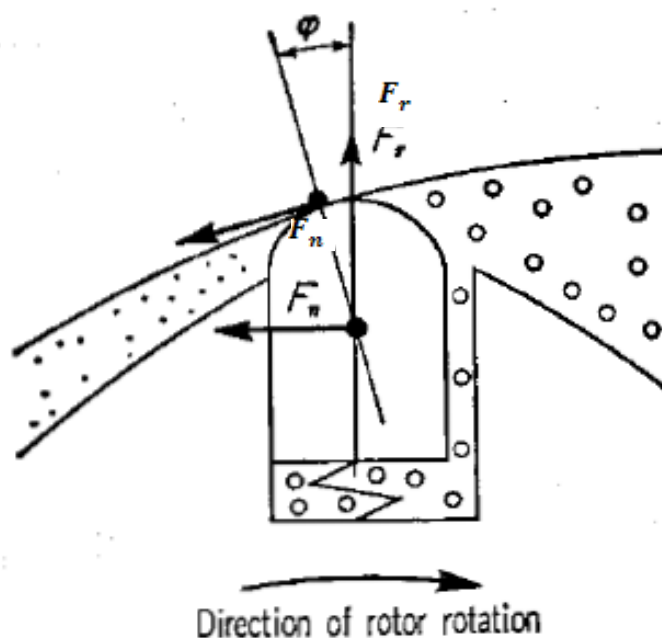


Ilustración 67. Fuerzas radial y transversal que actúan en el sello [33]

8.2 DINÁMICA GENERAL DEL SELLO DE PUNTA

Las características y limitaciones de este modelo se exponen a continuación, según lo investigado en Pennock [60]:

- Este modelo presenta un análisis dinámico del sello de punta, sin tener en cuenta las presiones que rodean al sello.

- Es un modelo útil para estudiar el comportamiento de los sellos y la influencia de las fluctuaciones de la velocidad angular del cigüeñal, durante su funcionamiento estable, así como el de las condiciones de encendido.
- Sirve para investigar la influencia de los factores de fricción entre el rotor, la carcasa y el sello de una forma simplificada.
- También sirve para estimar los valores pico de las fuerzas a las que están sometidos los sellos, el rotor y la carcasa en las zonas de contacto entre ellos.

Se escriben las ecuaciones de la peritrocoide de otra manera y con una notación un tanto diferente (**Ilustración 68**):

Ecuación 62. Coordenadas x-y de la peritrocoide

$$C_x = e \left\{ -\cos(\phi) + \mu T \cos\left(\frac{\phi}{T}\right) \right\} \quad \wedge \quad C_y = e \left\{ -\sin(\phi) + \mu T \sin\left(\frac{\phi}{T}\right) \right\}$$

Donde: **e** - Excentricidad

T = 3 - Número de puntas en el rotor

$\mu T = K$ - Constante de la trocoide

$\mu = K/T$ - Cosecante del ángulo máximo de oscilación

ϕ - Ángulo de giro del cigüeñal

Las derivadas de las ecuaciones anteriores, con respecto al ángulo del cigüeñal, producen:

Ecuación 63. Coeficientes cinemáticos de primer orden

$$f_x = \frac{dC_x}{d\phi} = e \left\{ \sin \phi - \mu \sin\left(\frac{\phi}{T}\right) \right\} \quad \wedge \quad f_y = \frac{dC_y}{d\phi} = e \left\{ \cos \phi - \mu \cos\left(\frac{\phi}{T}\right) \right\}$$

Las derivadas anteriores se conocen comúnmente como los coeficientes cinemáticos de primer orden. Derivando los términos anteriores se obtiene:

Ecuación 64. Coeficientes cinemáticos de segundo orden

$$f'_x = \frac{d^2C_x}{d\phi^2} = e \left\{ \cos \phi - \frac{\mu}{T} \cos\left(\frac{\phi}{T}\right) \right\} \quad \wedge \quad f'_y = \frac{d^2C_y}{d\phi^2} = e \left\{ \sin \phi - \frac{\mu}{T} \sin\left(\frac{\phi}{T}\right) \right\}$$

Las derivadas anteriores se conocen como los coeficientes cinemáticos de segundo orden.

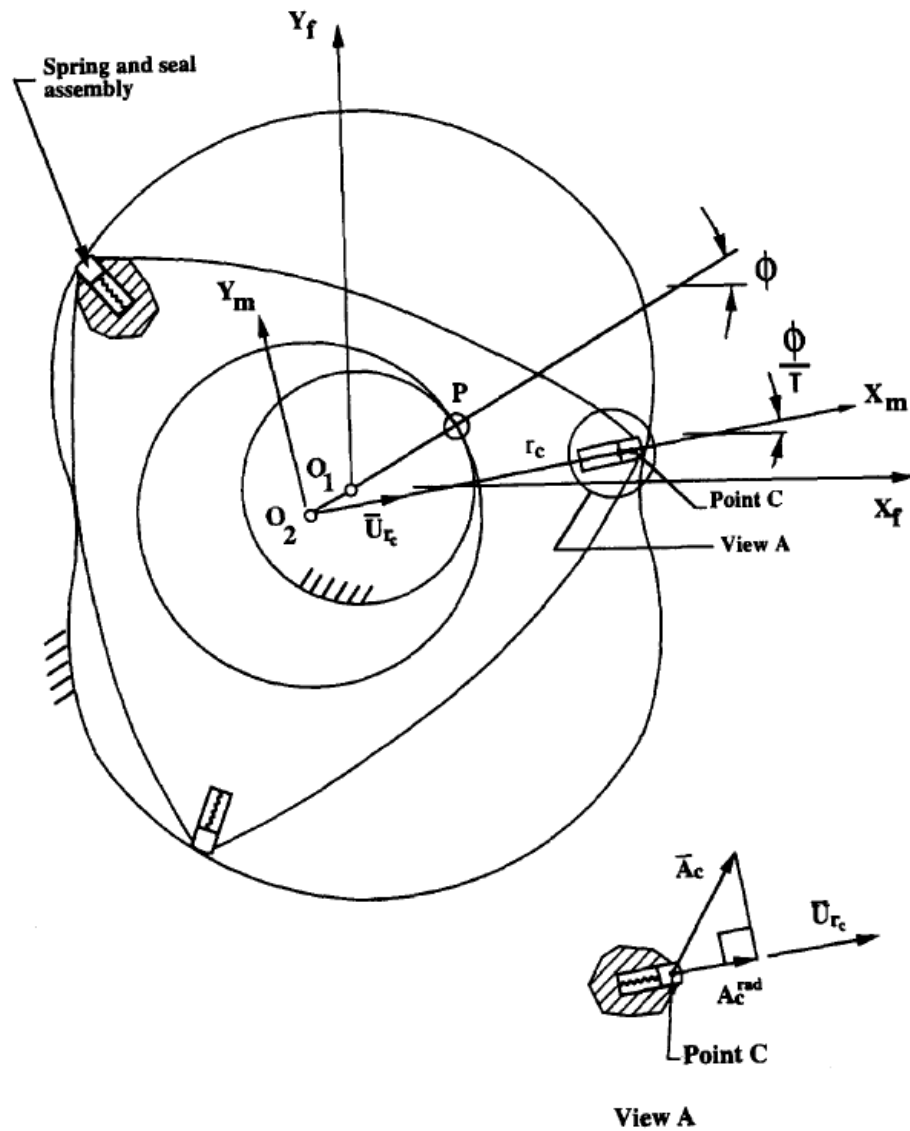


Ilustración 68. Parámetros geométricos del modelo [60]

Las componentes radial y transversal de la aceleración en el punto **C** (**Ilustración 68**) se pueden expresar, respectivamente así:

Ecuación 65. Componentes radial y transversal de la aceleración

$$A_C^{rad} = \overline{A_C} \cdot \overline{U_{rad}} \quad \wedge \quad A_C^{trans} = \overline{A_C} \cdot \overline{U_{trans}}$$

Donde,

Ecuación 66. Vector aceleración en el punto de contacto **C**

$$\overline{A_C} = (f_x \vec{i} + f_y \vec{j}) \ddot{\phi} + (f'_x \vec{i} + f'_y \vec{j}) \dot{\phi}^2$$

Los vectores unitarios radial y transversal, tienen la siguiente forma:

Ecuación 67. Vectores unitarios radial y transversal (Referidos al plano cartesiano fijo)

$$\overrightarrow{U_{rad}} = \cos\left(\frac{\Phi}{T}\right) \vec{i} + \sin\left(\frac{\Phi}{T}\right) \vec{j}$$

$$\overrightarrow{U_{trans}} = -\sin\left(\frac{\Phi}{T}\right) \vec{i} + \cos\left(\frac{\Phi}{T}\right) \vec{j}$$

Realizando el producto punto y sustituyendo las **Ec.66** y **Ec.67** en la **Ec.65**, se obtiene:

Ecuación 68. Aceleración radial y transversal (En función de los coeficientes cinemáticos)

$$A_C^{rad} = (f_x \ddot{\Phi} + f'_x \dot{\Phi}^2) \cos\left(\frac{\Phi}{T}\right) + (f_y \ddot{\Phi} + f'_y \dot{\Phi}^2) \sin\left(\frac{\Phi}{T}\right)$$

$$A_C^{trans} = -(f_x \ddot{\Phi} + f'_x \dot{\Phi}^2) \sin\left(\frac{\Phi}{T}\right) + (f_y \ddot{\Phi} + f'_y \dot{\Phi}^2) \cos\left(\frac{\Phi}{T}\right)$$

Finalmente sustituyendo la **Ec.63** y **Ec.64** en la **Ec.68**, se obtiene:

Ecuación 69. Aceleración radial y transversal

$$A_C^{rad} = e \left\{ \sin\left(\Phi - \frac{\Phi}{T}\right) \ddot{\Phi} + \left[\cos\left(\Phi - \frac{\Phi}{T}\right) - \frac{\mu}{T} \right] \dot{\Phi}^2 \right\}$$

$$A_C^{trans} = e \left\{ \left[\mu - \cos\left(\Phi - \frac{\Phi}{T}\right) \right] \ddot{\Phi} + \sin\left(\Phi - \frac{\Phi}{T}\right) \dot{\Phi}^2 \right\}$$

Estas ecuaciones contienen funciones cíclicas con el mismo período de $\frac{2\pi T}{(T-1)}$.

Durante el tiempo de encendido del motor, la velocidad angular del cigüeñal se puede modelar como una función armónica o cicloidal, lo cual se representa así:

Ecuación 70. Función armónica para la velocidad del cigüeñal (Condición de encendido)

$$\dot{\Phi}_H = \frac{\dot{\Phi}_0}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi t}{p_s}\right) \right]; t \leq t_s$$

Ecuación 71. Función cicloidal para la velocidad del cigüeñal (Condición de encendido)

$$\dot{\Phi}_C = \frac{\dot{\Phi}_0}{\pi} \left[\frac{\pi t}{p_s} + \frac{t}{p_s} \sin\left(\frac{\pi t}{p_s}\right) \right]; t \leq t_s$$

Donde:

$$\dot{\phi}_0 = \frac{RPM}{60} \left(\frac{rev}{s} \right) - \text{Velocidad angular nominal del cigüeñal}$$

p_s - Periodo de encendido [s]

t_s - Tiempo de encendido [s]

Las derivadas de las **Ec.70** y **Ec.71** con respecto al tiempo representan la aceleración angular del cigüeñal:

Ecuación 72. Función armónica para la aceleración angular del cigüeñal (Condición de encendido)

$$\ddot{\phi}_H = \frac{\dot{\phi}_0 \pi}{2 p_s} \sin\left(\frac{\pi t}{p_s}\right); t \leq t_s$$

Ecuación 73. Función cicloidal para la aceleración angular del cigüeñal (Condición de encendido)

$$\ddot{\phi}_C = \frac{\dot{\phi}_0}{p_s} \left[\frac{\pi}{p_s} + \frac{1}{p_s} \sin\left(\frac{\pi t}{p_s}\right) + \frac{\pi t}{p_s^2} \cos\left(\frac{\pi t}{p_s}\right) \right]; t \leq t_s$$

Para la condición de operación, la velocidad angular del cigüeñal se puede aproximar mediante su expresión armónica, así:

Ecuación 74. Función armónica para la velocidad angular del cigüeñal (Condición de operación)

$$\dot{\phi} = \dot{\phi}_0 + \frac{\Delta \dot{\phi}_0}{2} \left\{ 1 - \cos\left[\frac{2\pi(\gamma - \gamma_1)}{p_0}\right] \right\}; t > t_s$$

Donde:

$0.01\dot{\phi}_0 \leq \Delta \dot{\phi}_0 \leq 0.1\dot{\phi}_0$ - Denota la fluctuación de la velocidad de operación nominal (entre el 1% y el 10% de la velocidad nominal)

$\gamma = \dot{\phi} = \frac{2\pi}{60} RPM \cdot t$ - Es la variable de entrada de la función

armónica

$p_0 = \gamma_f - \gamma_i$ - Es el período de fluctuación

$\gamma_f = \frac{\pi(2T+1)}{T-1}$ - Valor final de la variable de entrada

$\gamma_i = \frac{\pi}{T-1}$ - Valor inicial de la variable de entrada

Sustituyendo los valores de las variables de entrada y del período de fluctuación nos queda:

Ecuación 75. Velocidad angular del cigüeñal (Condición de operación)

$$\dot{\phi} = \dot{\phi}_0 + \frac{\Delta\dot{\phi}_0}{2} \left\{ 1 - \cos \left[\frac{\phi(T-1) - \pi}{T} \right] \right\}; t > t_s$$

Derivando la ecuación anterior, y teniendo en cuenta que ($\ddot{\phi}_0 = 0$ y $\Delta\ddot{\phi}_0 = 0$), obtenemos la aceleración angular del cigüeñal durante la condición de operación, lo cual queda así:

Ecuación 76. Aceleración angular del cigüeñal (Condición de operación)

$$\ddot{\phi} = \frac{\dot{\phi} \Delta\dot{\phi}_0 (T-1)}{2T} \sin \left[\frac{\phi(T-1) - \pi}{T} \right]; t > t_s$$

La **Ilustración 69** presenta la convección de signos para este modelo.

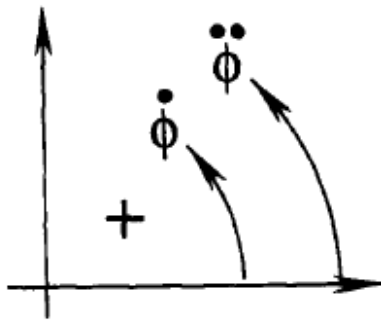


Ilustración 69. Convención de signos para la velocidad y aceleración angular [60]

8.2.1 ANÁLISIS DE FUERZAS DEL SELLO DE PUNTA SIN PRESIONES

En la **Ilustración 70** podemos observar el diagrama de cuerpo libre para un sello, donde m_s es la masa del sello; F_H es la fuerza de la carcasa (entre la punta del sello y la carcasa); F_N es la fuerza normal (fuerza normal en la cara lateral del sello); y F_{SP} es la fuerza del resorte. Las fuerzas de fricción entre la punta del sello y la carcasa, y entre la cara lateral del sello y el rotor, se denotan $f_H F_H$ y $f_S F_N$, respectivamente, donde f_H y f_S son los coeficientes de fricción entre la punta del sello con la carcasa y entre la cara lateral del sello con el rotor, respectivamente.

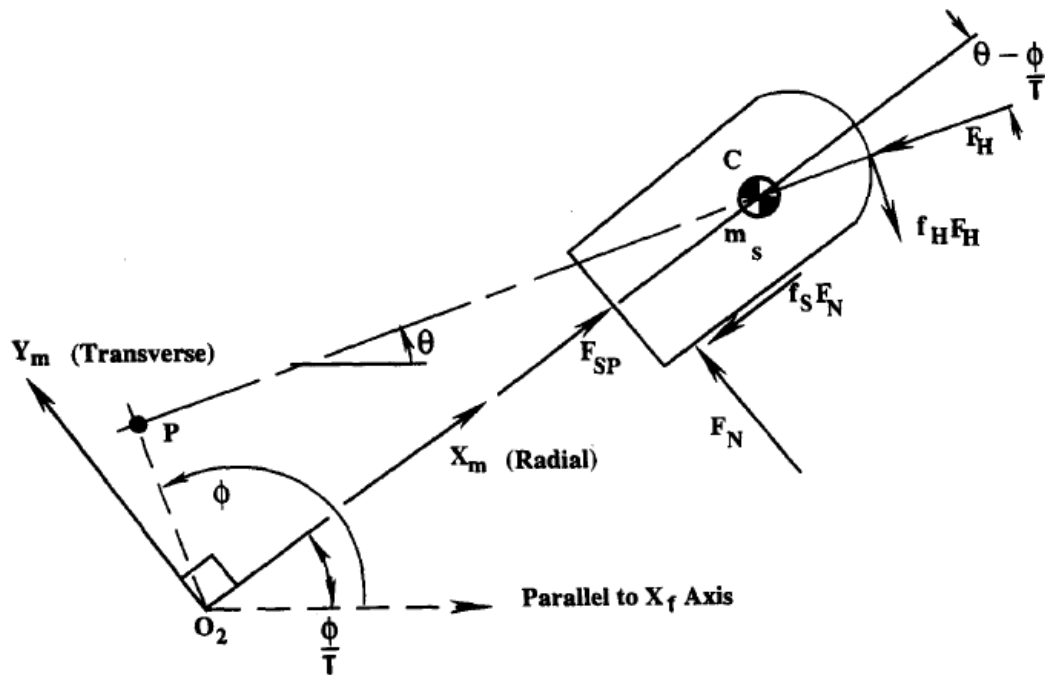


Ilustración 70. Diagrama de cuerpo libre para un sello [60]

Las componentes radial y transversal de la fuerza inercial que actúa en los sellos son:

Ecuación 77. Componentes radial y transversal de la fuerza inercial que actúa en los sellos

$$m_s A_C^{rad} = d (f_s F_N) + F_{SP} + F_H \left[f_H \sin \left(\theta - \frac{\phi}{T} \right) - \cos \left(\theta - \frac{\phi}{T} \right) \right]$$

$$m_s A_C^{trans} = F_N + F_H \left[f_H \cos \left(\theta - \frac{\phi}{T} \right) + \sin \left(\theta - \frac{\phi}{T} \right) \right]$$

Donde:

$d = \mp 1$ - Define la dirección de la fuerza de fricción

$\theta = \arctan \left(-\frac{f_x}{f_y} \right)$ - Ángulo formado por la normal de trocoide y el eje horizontal fijo (x)

$\theta - \frac{\phi}{T} = \varphi$ - Esta es la forma más sencilla y conveniente, la podemos calcular de la **Ec.8**.

Algunas de las conclusiones más importantes que se han obtenido con este modelo han sido:

- Los efectos del factor de fricción, entre el sello y el rotor, son insignificantes para las condiciones de encendido del motor.

- También, muestra que valores realísticos de la fluctuación, en la velocidad angular del cigüeñal, no tienen un efecto significativo en las fuerzas del sello, y por lo tanto pueden ser ignorados con seguridad.
- Los resultados que se obtienen con este modelo se pueden usar para detectar, y por lo tanto, prevenir posibles fugas en los sellos o desgastes innecesarios del sello en máquinas rotativas.

8.2.2 ANÁLISIS DINÁMICO DEL SELLO DE PUNTA CON PRESIONES

Las características y limitaciones de este modelo son las siguientes:

- Es un modelo que se usa para estudiar el comportamiento dinámico del sello de punta, teniendo los datos de la presión, ya sea experimental o teórica, a sus alrededores.
- Este modelo predice la separación del sello con respecto al borde trocoidal, también predice el deslizamiento y la rotación dentro del canal que lo alberga.
- La limitación de este modelo se centra en la precisión de los datos de presión con los que se dispongan, entre más precisos sean estos datos se tendrá una mayor precisión en las predicciones.

Como era de esperarse, la mayor parte de este modelo es similar al anterior, lo único que cambian son las ecuaciones de fuerza, ya que se tienen en cuenta las presiones. Para el análisis nos hemos guiado de Knoll [61] y de la **Ilustración 71**.

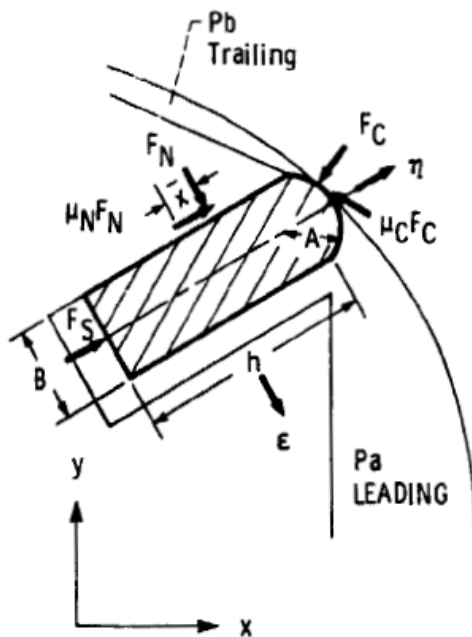


Ilustración 71. Fuerzas y presiones actuando en el sello [61]

La sumatoria de fuerzas en la dirección radial y transversal (**Ilustración 71**) queda:

Ecuación 78. Componente radial y transversal de la fuerza en el sello

$$F_{\varepsilon} = F_N + F_C \sin \varphi - \mu_C F_C \cos \varphi + P_a w (A \cos \beta - A \cos \varphi - h) \\ + P_b w (A \cos \varphi - A \cos \beta)$$

$$F_{\eta} = F_S - F_C \cos \varphi - \mu_C F_C \sin \varphi + \mu_N F_N + P_a w \left(\frac{B}{2} - A \sin \varphi \right) \\ + P_b w \left(A \sin \varphi - \frac{B}{2} \right)$$

Donde: $2\beta = \sin^{-1}(B/2A)$ - Ángulo de la cabeza cilíndrica del sello

ε - Dirección transversal

η - Dirección radial

C - Punto de contacto entre el sello y la trocoide

N - Punto de contacto entre el sello y el rotor

φ - Ángulo de oscilación **Ec.8**

μ - Coeficiente de fricción

F_S - Fuerza del resorte que empuja al sello

P_a - Presión de la cámara de combustión adelantada

P_a - Presión de la cámara de combustión atrasada

La trocoide se puede describir mediante la siguiente ecuación, denominada forma epitrocoidal:

Ecuación 79. Ecuación paramétrica de la Epitrocoide

$$x = e \cos(3\alpha) + \left(R - \frac{h}{2} - A \cos \beta \right) \cos \alpha \quad \wedge \quad y = e \sin(3\alpha) + \left(R - \frac{h}{2} - A \cos \beta \right) \sin \alpha$$

Donde: e - Excentricidad

R - Radio generatriz

h - Altura del sello de punta (**Ilustración 72**)

A - Radio de curvatura de la cabeza del sello de punta (**II.72**)

α - Ángulo de giro del cigüeñal

Las dimensiones más comunes de un sello se muestran en la **Ilustración 72**.

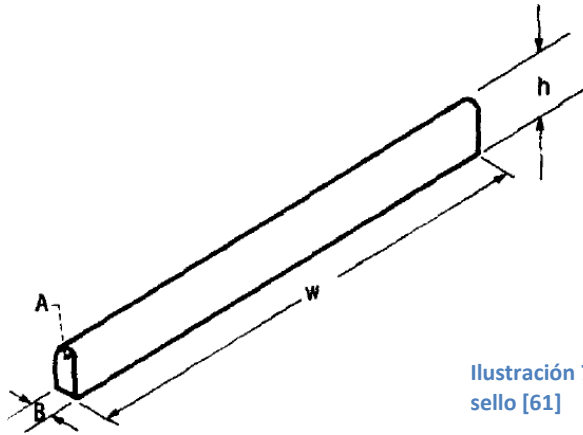


Ilustración 72. Dimensiones características de un sello [61]

Diferenciando dos veces estas ecuaciones podemos obtener las aceleraciones:

Ecuación 80. Componentes rectangulares de la aceleración

$$a_x = -\omega^2 \left[9e \cos^3 \alpha + \left(R - \frac{h}{2} + A \cos \beta \right) \cos \alpha \right]$$

$$a_y = -\omega^2 \left[9e \sin^3 \alpha + \left(R - \frac{h}{2} + A \cos \beta \right) \sin \alpha \right]$$

Para aplicar la segunda ley de Newton a los sellos, es conveniente tener las componentes de la aceleración radial y transversal:

Ecuación 81. Componentes radial y transversal de la aceleración

$$a_\varepsilon = a_x \cos \alpha + a_y \sin \alpha \quad \wedge \quad a_n = -a_x \sin \alpha + a_y \cos \alpha$$

Las ecuaciones para calcular las presiones resultantes en la dirección radial y transversal son:

Ecuación 82. Componente radial y transversal de la presión en el sello

$$P_\varepsilon = P_a w (A \cos \beta - A \cos \varphi - h) + P_b w (A \cos \varphi - A \cos \beta)$$

$$P_\eta = (P_a - P_b) w \left(\frac{B}{2} - A \sin \varphi \right)$$

Luego, aplicando las leyes de Newton, la ecuación para la fuerza de contacto entre el sello y la carcasa F_C , y entre el sello y el rotor F_N , nos dan:

Ecuación 83. Fuerzas de contacto en el sello

$$F_C = \frac{m(\mu_N a_\varepsilon - a_\eta) + P_\eta - \mu_N P_\varepsilon + F_S}{(\mu_N + \mu_C) \sin \varphi + (1 - \mu_N \mu_C) \cos \varphi}$$

$$F_N = ma_\varepsilon - P_\varepsilon + F_C(\mu_C \cos \varphi - \sin \varphi)$$

Donde: m - Masa del sello

Ahora se estudia el comportamiento de la ubicación de F_N , para esto se usa la forma angular de la segunda ley de Newton:

Ecuación 84. Distancia para ubicar la fuerza de contacto entre el sello y el rotor

$$\bar{x} = \left(\frac{1}{F_N}\right) \left[F_C \sin \varphi - \mu_C F_C \cos \varphi + P_b A w(\beta - \varphi) \sin\left(\frac{\beta + \varphi}{2}\right) - P_a A w(\beta + \varphi) \sin\left(\frac{\beta - \varphi}{2}\right) \right] \left(A \cos \beta - \frac{h}{2} \right) + \mu_C F_C A$$

Donde: \bar{x} - Distancia medida desde el centro de la altura del sello

Cada vez que F_N cambia de signo o \bar{x} tiene valores mayores a cero, el sello tiende a separarse y a rotar, respectivamente.

8.3 FUERZA Y TORQUE TRANSMITIDO AL CIGÜEÑAL

Una forma fácil que los autores del proyecto de grado han deducido, para analizar el torque que se transmite al cigüeñal del motor rotativo, debido a las presiones que se experimentan al interior de las cámaras de combustión, se presenta a continuación y tiene las siguientes características:

- Se deduce directamente por el comportamiento de la geometría del rotor al moverse.
- Se deben tener datos, reales o teóricos, de las presiones en las cámaras de combustión.
- En este caso, para simplificar, se desprecian las presiones de las cámaras que están realizando la expulsión y la admisión, ya que se supone que son la atmosférica, y el efecto que producen no es significativo.
- Las limitaciones de este modelo, dependen de la precisión de los datos de presión.

El análisis se basa en las **Ilustraciones 73 y 74**, y la ecuación que describe el comportamiento del torque es la siguiente:

Ecuación 85. Torque transmitido al cigüeñal

$$T = -P_1 A_1 e \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{2}{3}\alpha\right) + P_2 A_1 e \cos\left(\frac{\pi}{6} - \frac{2}{3}\alpha\right)$$

Donde: P_1 - Presión de la cámara que comienza la compresión. **II.73**
 P_2 - Presión de la cámara que hace la expansión. Véase **II.73**
 $A_l = 5 \cdot \sqrt{3} R^2$ - Área proyectada de una cara lateral del rotor que esta expuesta a la presión. Véase **II.73**
 α - Ángulo de rotación del cigüeñal

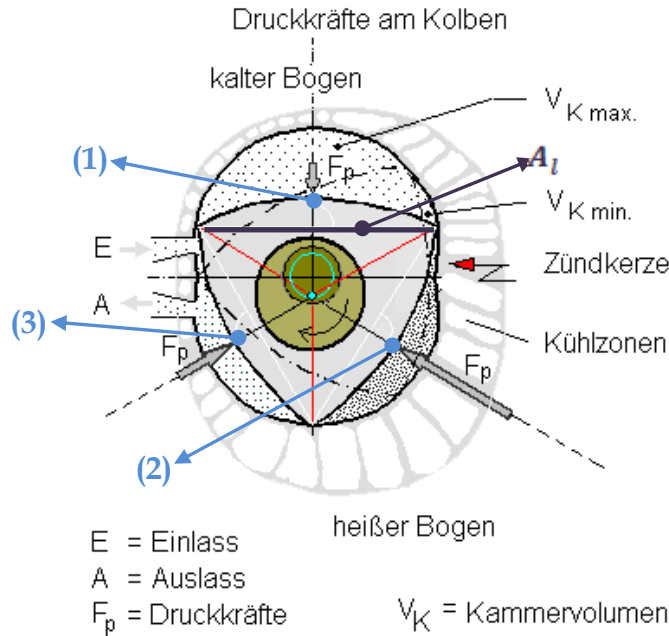


Ilustración 73. Esquema general de las fuerzas que actúan en el rotor [4]

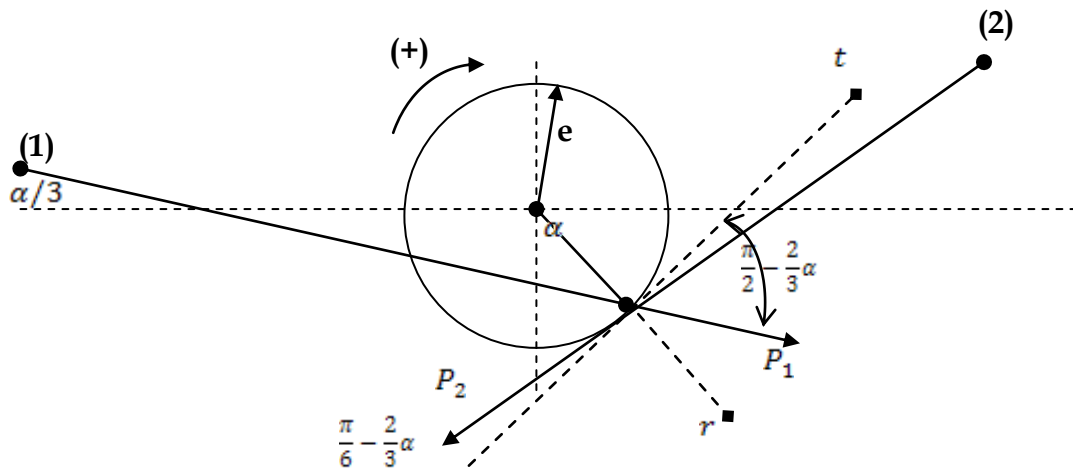


Ilustración 74. Esquema simplificado de las fuerzas transmitidas al cigüeñal por las presiones en las cámaras

El rango de α que nos interesa en este caso es **360** grados, puesto que en este rango la cámara (1) realiza la compresión y combustión, mientras que la cámara (2) termina de realizar la expansión. Por otra parte, la cámara

(3) realiza parte del escape y la admisión, en este caso no nos interesa debido a que la presión atmosférica produce valores muy pequeños que podemos despreciar. Ver **II.73 y 74**.

La ecuación para calcular la fuerza transmitida al cigüeñal se puede separar, en sus componentes radial y transversal, así:

Ecuación 86. Componente radial y transversal de la fuerza transmitida al cigüeñal

$$F_r = P_2 A_1 \sin\left(\frac{\pi}{6} - \frac{2}{3}\alpha\right) - P_1 A_1 \sin\left(\frac{\pi}{2} - \frac{2}{3}\alpha\right)$$

$$F_t = P_2 A_1 \cos\left(\frac{\pi}{6} - \frac{2}{3}\alpha\right) - P_1 A_1 \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{2}{3}\alpha\right)$$

Otro enfoque que también es útil, en ciertos casos en los cuales se tienen los datos teóricos o reales del trabajo realizado por la combustión, es el siguiente:

Ecuación 87. Torque deducido del trabajo

$$Pot = T \omega = \frac{dW}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \therefore T = \frac{dW}{d\alpha}$$

Donde: **W** - Trabajo realizado por la combustión
 ω - Velocidad angular del cigüeñal
T - Par transmitido al cigüeñal
 α - Ángulo de rotación del cigüeñal

9. MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR UNIDIMENSIONAL

Las asunciones básicas de este modelo son tomadas de Bartrand [78], así:

- La cámara tiene una presión uniforme.
- Se consideran capas delgadas en las fronteras.
- Flujo de calor regido por $Nu = C_1 R_e^{C_2}$ en el exterior del motor.
- Debido a que la transferencia de calor al interior es altamente afectada por la velocidad de los gases (convección forzada), se propone el método de Woschni para tener en cuenta este hecho.

La **Ilustración 75** nos presenta el modelo unidimensional, que se tiene en cuenta para estudiar la transferencia de calor a través de la trocoide, a la izquierda vemos la zona interna de gases calientes y a la derecha vemos la zona externa expuesta al refrigerante.

Según Ramos [25] y Ferguson [27], la ecuación general para la transferencia de calor queda de la siguiente forma:

Ecuación 88. Ecuación general de transferencia de calor

$$\frac{1}{A_s} \frac{dQ}{dt} = \bar{h}_{hg} (\bar{T}_c - T_{wall}) = U (T_{wall} - T_{cool})$$

Donde:

$$\frac{dQ}{dt} = \omega \cdot \frac{dQ}{d\theta} - \text{Pérdidas por transferencia de calor}$$

A_s - Área superficial total de la cámara de combustión

\bar{h}_{hg} - Coef. promedio de transferencia de calor por convección

\bar{T}_c - Temp. promedio de los gases de la cámara de combustión

T_{wall} - Temp. de la pared interna de la cámara de combustión

U - Coeficiente de transferencia de calor global

T_{cool} - Temperatura del refrigerante en la parte exterior

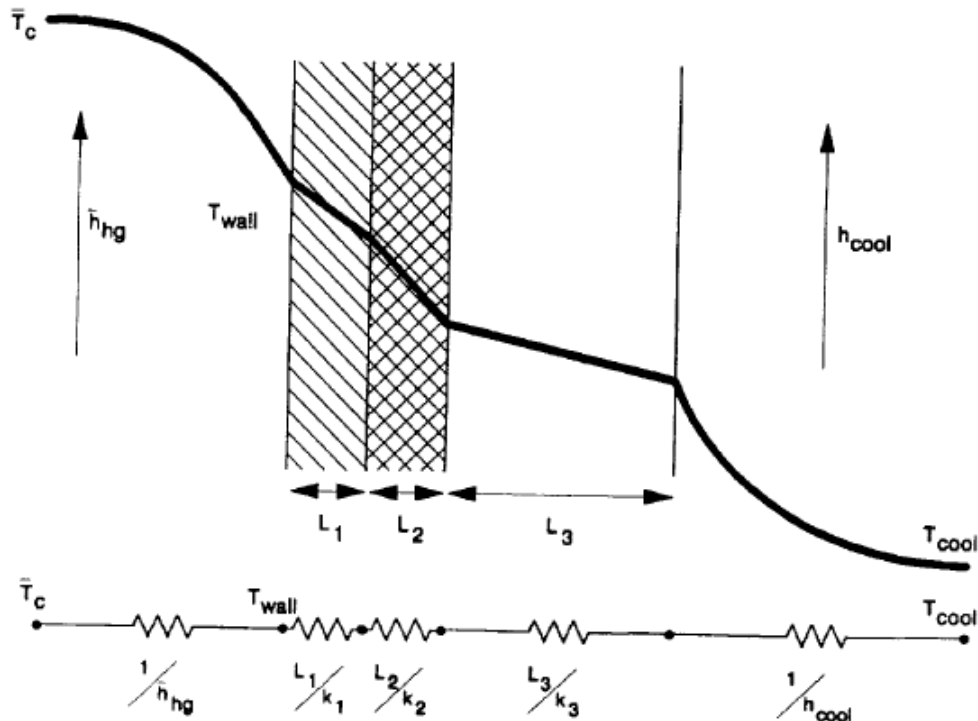


Ilustración 75. Sección transversal de la carcasa trocoide [78]

Los autores del proyecto proponen calcular los siguientes términos, así:

Ecuación 89. Área superficial total de la cámara de combustión

$$A_s = \frac{2 \cdot V'(\theta)}{b} + L_{cte} \cdot b + L(\theta) \cdot b$$

Donde: $V'(\theta)$ - Volumen de la cámara de combustión **Ec.10**

b - Ancho del rotor

$Lcte$ - Long. de arco del borde curvo en la cara lateral del rotor

$L(\theta)$ - Variación del arco de trocoide limitado por dos puntas

θ - Ángulo de rotación del cigüeñal

La longitud de arco del borde curvo, en el flanco del rotor, se calcula así:

Ecuación 90

$$Lcte = \int_{5\pi/6}^{7\pi/6} \sqrt{\left(\frac{dX}{dv}\right)^2 + \left(\frac{dY}{dv}\right)^2} dv$$

Donde: $X \wedge Y$ - Ecuación paramétrica del rotor **Ec.6**

En este caso es conveniente describir las ecuaciones de la peritrocoide así:

Ecuación 91. Ecuación paramétrica de la trocoide entre dos puntas del rotor

$$x = e \cos(\theta + \mathbb{B}) + R \cos\left(\frac{\theta + \mathbb{B}}{3}\right) + a \cos\left[\frac{(\theta + \mathbb{B})}{3} + \varphi\right]$$

$$y = e \sin(\theta + \mathbb{B}) + R \sin\left(\frac{\theta + \mathbb{B}}{3}\right) + a \sin\left[\frac{(\theta + \mathbb{B})}{3} + \varphi\right]$$

Para que el lector entienda el planteamiento de estas ecuaciones se recomienda que consulte Yamamoto [33] (pág.: 14) y los apéndices de la tesis.

La variación del arco de trocoide limitado por dos puntas se define así:

Ecuación 92. Forma exacta de la longitud de arco de la trocoide, entre putas del rotor

$$L(\theta) = \int_0^{2\pi} \sqrt{\left(\frac{dx}{d\mathbb{B}}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\mathbb{B}}\right)^2} d\mathbb{B}$$

Ecuación 93. Forma aproximada de la longitud de arco de la trocoide, entre puntas del rotor

$$L(\theta) \approx Lmin + \frac{(Lmax - Lmin)}{2} \left[1 - \sin\left(\frac{2}{3}\theta + \frac{\pi}{2}\right)\right]$$

Donde:

$Lmin = L(\pi/2)$ - Longitud mínima de la función $L(\theta)$, véase **II.76**

$Lmax = L(2\pi/3)$ - Longitud máxima de la función $L(\theta)$, **II.7**

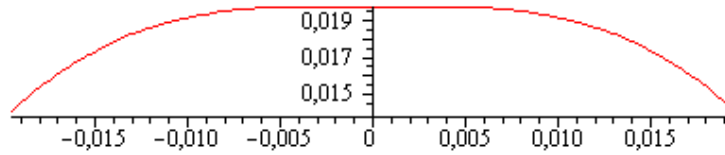


Ilustración 76. Longitud mínima del arco trocoide entre dos puntas del rotor [Los autores usando MapleSoft Demo]

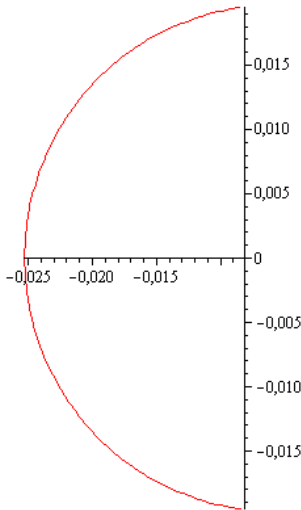


Ilustración 77. Longitud máxima de arco trocoide entre dos puntas del rotor [Los autores usando MapleSoft Demo]

Según Bartrand [64], el coeficiente de transferencia de calor global se plantea así:

Ecuación 94

$$U = \frac{1}{L_1/k_1 + L_2/k_2 + L_3/k_3 + 1/h_{cool}}$$

Donde:

L_i - Espesor de las capas que componen la carcasa, $i = 1..∞$

k_i - Conductividad térmica del material i que compone la carcasa

h_{cool} - Coeficiente de transferencia de calor que contiene la información del medio refrigerante (aire, agua, etc.) y de la superficie expuesta a ese medio (aletas, tubos, etc.)

Cuando se tienen los datos necesarios, se puede hallar el perfil de la temperatura en la pared interna de la cámara de combustión, mediante la siguiente expresión:

Ecuación 95. Perfil de temperatura en la pared interna de la cámara de combustión

$$T_{wall} = \frac{\bar{h}_{hg} \bar{T}_c + U T_{cool}}{U + \bar{h}_{hg}}$$

Los valores promedio tienen la siguiente forma:

Ecuación 96. Coeficiente de transferencia de calor promedio por convección de los gases calientes

$$\bar{h}_{hg} = \frac{\int_0^{\theta_i} h_{hg} d\theta - \int_0^{\theta_{i+1}} h_{hg} d\theta}{\theta_{i+1} - \theta_i}$$

Ecuación 97. Temperatura promedio de los gases calientes

$$\bar{T}_{hg} = \frac{\int_0^{\theta_i} T_{hg} d\theta - \int_0^{\theta_{i+1}} T_{hg} d\theta}{\theta_{i+1} - \theta_i}$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección en el lado de los gases calientes, para cada una de las zonas, se calcula mediante la forma de Woschni, tomada del trabajo de Nguyen [66] y Roberts [65]:

Ecuación 98. Forma general de Woschni

$$h_{hg} = C_1 [131 R^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} w^{0.8}]$$

Donde: **R** - Radio generatriz [m]
p - Presión de los gases [bar]
T - Temperatura de los gases [K]
w - Velocidad característica [m/s]
C₁ - Constante para ajustar experimentalmente el modelo

La velocidad característica se obtiene del trabajo de Ramos [25]:

Ecuación 99. Velocidad característica durante la compresión

$$w = 2.28 v_R$$

Ecuación 100. Velocidad característica durante la combustión y expansión

$$w = 2.28 v_R + C_2 v_c$$

Donde: $v_R = (\pi \cdot R \cdot \omega) / 3$ - Velocidad media indicada por el rotor
v_c - Velocidad inducida por la combustión
C₂ - Constante para determinar por experimentación

La velocidad inducida por la combustión es:

Ecuación 101

$$v_c = c_c \frac{V'_H T_{ipc}}{V_{ipc} p_{ipc}} (p - p_m)$$

Donde: $c_c = 0.00324$

V'_H - Cilindrada real de una cámara de combustión

ipc - Condiciones cuando se cierra el puerto de admisión

“intake port closes”

$$p_m = p_{ipc} \left(\frac{V_{ipc}}{V'} \right)^{\gamma} \quad | \quad V' = Ec. 10$$

Otras expresiones muy útiles durante la presencia de las dos zonas son:

Ecuación 102. Pérdidas de calor por convección de las zonas

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_b}{dt} + \frac{dQ_u}{dt}$$

Ecuación 103. Entropía de las pérdidas para la zona sin quemar

$$\frac{dQ_u}{dt} = \omega m (1 - x_b) T_u \frac{ds_u}{d\theta}$$

Ecuación 104. Convección de las zonas

$$\frac{dQ_b}{dt} = h_{hg,b} A_b (T_b - T_{wall}) \quad \wedge \quad \frac{dQ_u}{dt} = h_{hg,u} A_u (T_u - T_{wall})$$

Donde: $T_{hg} = x_b T_b + (1 - x_b) T_u$ - Temperatura de la mezcla

$A_b = A_s \cdot \sqrt{x_b}$ - Área superficial de la mezcla quemada

$A_u = A_s (1 - \sqrt{x_b})$ - Área superficial de la mezcla sin quemar

10. PÉRDIDAS MECÁNICAS

En los siguientes subcapítulos encontramos el análisis más convencional para analizar las pérdidas por fricción, se basan de los trabajos de Knoll [61] y Bartrand [64, 77 y 78].

10.1 PÉRDIDAS POR FRICCIÓN DE LOS SELLOS

Este modelo tiene las siguientes características:

- Se usan las fuerzas calculadas con cualquiera de los modelos dinámicos.
- Se deduce de la forma integral del trabajo mecánico.

- Se deducen las ecuaciones tanto para un sello de punta, un sello lateral y el sello del aceite.
- Estas pérdidas no son las mismas que las Pérdidas por Fricción Mecánica (**FMEP**), asociadas al funcionamiento del motor, debido a que aquí no se tienen en cuenta las fricciones por sello de aceite, engranes y rodamientos.

Este modelo sirve para medir que tanta energía se consume por la fricción de los sellos, a continuación presentamos las ecuaciones que rigen este modelo:

Ecuación 105. Pérdidas por fricción del sello en las puntas

$$W_{AFLS} = \int F_{af} dr$$

Ecuación 106. Pérdidas por fricción del sello lateral

$$W_{SFLS} = \iint dF_{ssf} dr$$

Donde: **AFLS** - Apex Frictional Losses Sealing
SFLS - Side Frictional Losses Sealing
F_{af} - Componente tangencial a la trocoide de la fuerza de fricción entre el sello y la superficie interna de la carcasa
dF_{ssf}: Fuerza de fricción entre el sello y la tapa lateral
dr = $\sqrt{dx^2 + dy^2}$: Desplazamiento a través de la cual se mueve la fuerza de fricción

Las ecuaciones anteriores quedan en función del ángulo del cigüeñal y se integra para la trayectoria angular del sello.

A continuación, se presenta el modelo de pérdidas por fricción para cada uno de los sellos del motor rotativo:

❖ **Sello de punta:**

Haciendo las sustituciones necesarias y organizando los términos podemos expresar las ecuaciones de la siguiente forma (**Ilustración 78 y 79**):

Ecuación 107. Fuerza de fricción entre la trocoide y el sello de punta

$$F_{af} = \frac{\mu_a}{\cos \varphi} \left\{ l_a \left(\frac{b_a}{2} + a_r \sin \varphi \right) \Delta P + m_a \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \left[\frac{R}{9} + e \cos \left(\frac{2\theta}{3} \right) \right] \right. \\ \left. - \mu_a m_a \left(\frac{d^2\theta}{dt^2} \right) \sin \left(\frac{2\theta}{3} \right) - \mu_a P_h l_a (h_a - c_a) \right. \\ \left. - \mu_a l_a \Delta P (c_a - a_r + a_r \cos \varphi) + F_{sa} \right\}$$

Donde: μ_a - Coeficiente de fricción entre el sello de punta y la trocoide

b_a - Espesor del sello de punta

a_r - Radio de curvatura de la punta del sello

$\Delta P = |P_2 - P_1|$ - Diferencia absoluta de presiones

P_h - La mayor de las presiones $P_1 \vee P_2$

h_a - Altura del sello de punta

m_a - Masa del sello de punta

c_a - Distancia entre la punta del rotor y la punta del sello

l_a - Ancho del sello de punta

F_{sa} - Fuerza del resorte sobre el sello de punta

φ - Ángulo de oscilación

θ - En este caso es el ángulo de giro del cigüeñal.

En este caso el ángulo de oscilación lo desfasamos por conveniencia de esta forma:

Ecuación 108. Ángulo de oscilación desfasado

$$\varphi = \arccos \left\{ \frac{3e \cos \left[\frac{2}{3}(\theta + \pi) \right] + R}{\sqrt{9e^2 + R^2 + 6eR \cos \left[\frac{2}{3}(\theta + \pi) \right]}} \right\}$$

El desplazamiento de la fuerza de fricción del sello de punta se puede expresar así:

Ecuación 109. Desplazamiento de la fuerza de fricción para el sello de punta

$$\frac{dr}{d\theta} = \frac{ds_a}{d\theta} = \sqrt{e^2 + \frac{R^2}{9} + \frac{2}{3}eR \cos \left(\frac{2\theta}{3} \right)}$$

La ecuación para el trabajo realizado por la fuerza de fricción del sello de punta tiene la siguiente forma:

Ecuación 110. Forma angular del trabajo de la fricción para el sello de punta

$$W_{AFLS} = \int F_{af} dr = \int_0^{6\pi} F_{af} \frac{ds_a}{d\theta} d\theta$$

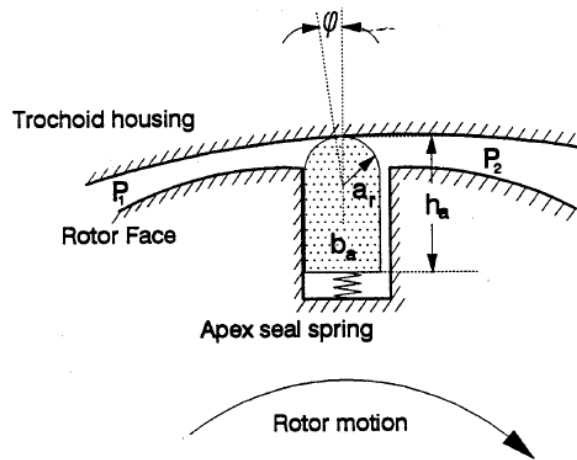


Ilustración 78. Geometría del sello de punta para el modelo de fricción [64]

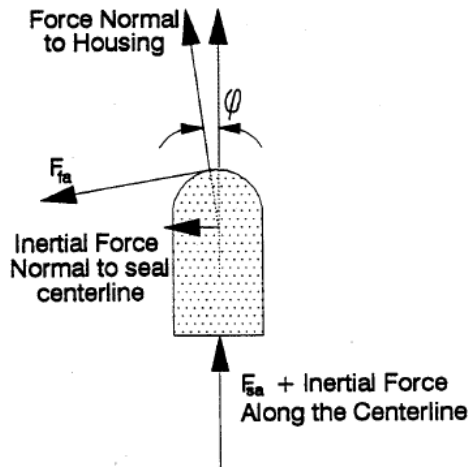


Ilustración 79. Diagrama de cuerpo libre para este modelo [64]

- **Sello lateral:**

Debido a que las fuerzas inerciales no afectan a la fuerza normal, en los sellos laterales, la fricción en estos sellos es más fácil de analizar. Análogamente con el orden de secuencia anterior, presentamos las ecuaciones para el sello lateral así (**Ilustración 80 y 81**):

Ecuación 111. Fuerza de fricción para el sello lateral

$$F_{SSF} = \mu_s F_{SS} + (b_s - \mu_s h_s) \mu_s l_s P_c(\theta)$$

Donde: μ_s - Coef. de fricción entre el sello lateral y la carcasa lateral
 F_{ss} - Fuerza del resorte para sello lateral
 b_s - Espesor del sello lateral
 h_s - Altura del sello lateral
 l_s - Longitud del sello lateral
 $P_c(\theta)$ - Presión instantánea de la cámara

La longitud del sello lateral se puede calcular así:

Ecuación 112. Longitud del sello lateral

$$l_s = 2r_s \arcsin\left(\frac{\sqrt{3}R}{2r_s}\right)$$

Ecuación 113. Radio de curvatura del sello lateral

$$r_s = \frac{R^2 - 2eR + 4e}{R - 4e}$$

El desplazamiento del sello lateral tiene la siguiente forma:

Ecuación 114. Desplazamiento del sello lateral

$$\frac{ds_{ss}}{d\theta} = \sqrt{\left(\frac{R}{2} - 3e\right)^2 \cos^2\theta + \frac{R^2}{36} - \frac{R}{3}\left(\frac{R}{2} - 3e\right) \cos\left(\frac{2\theta}{3}\right)}$$

Finalmente, el trabajo se calcula resolviendo la siguiente integración:

Ecuación 115. Forma angular del trabajo realizado por la fricción del sello lateral

$$W_{SFLS} = \int_0^{6\pi} F_{ssf} \frac{ds_{ss}}{d\theta} d\theta$$

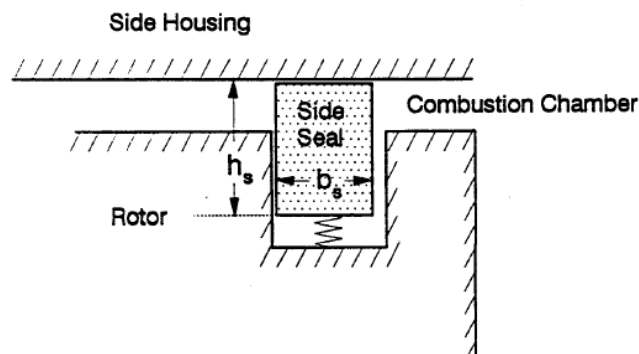


Ilustración 80. Geometría del sello lateral para el modelo de fricción [64]

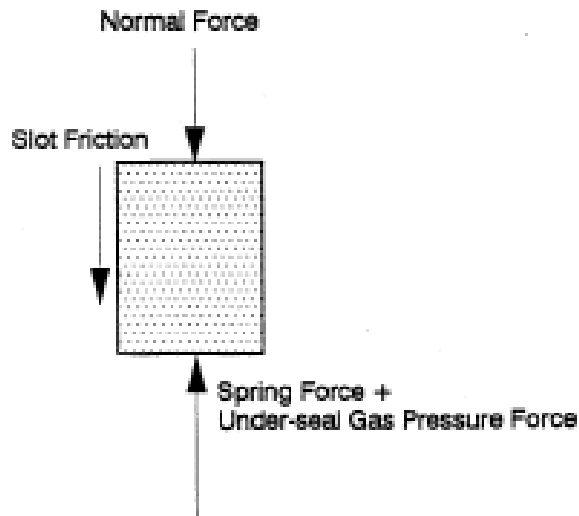


Ilustración 81. Diagrama de cuerpo libre para el modelo de fricción [64]

- **Sello del aceite:**

La **Ilustración 82** nos muestra la forma y geometría que tiene el sello del aceite. A continuación presentamos en el mismo orden de ideas las ecuaciones que calculan las pérdidas de este sello por fricción.

Ecuación 116. Fuerza de fricción del sello del aceite

$$F_{of} = 2\pi \mu_o P_{cc} b_o R_o + \mu_o F_{os}$$

Ecuación 117. Trabajo de la fuerza de fricción para el sello del aceite

$$W_{osf} = F_{of}(2\pi R_o + 6\pi e)$$

Donde:

- μ_o - Coef. de fricción entre el sello del aceite y la tapa lateral
- P_{cc} - Presión en contacto con el sello del aceite, por lo general es la presión del cárter
- b_o - Espesor del sello del aceite
- R_o - Radio de curvatura del sello del aceite
- F_{os} - Fuerza del resorte que empuja al sello del aceite

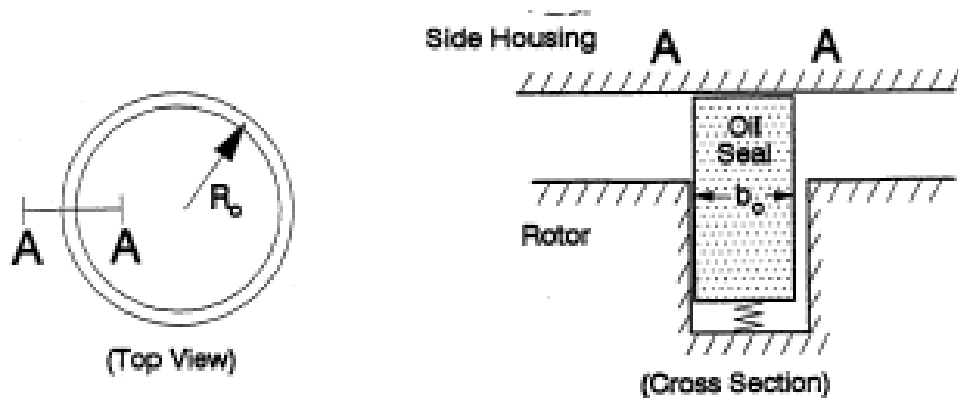


Ilustración 82. Geometría para el sello del aceite [64]

10.2 PÉRDIDAS AUXILIARES EN LOS SELLOS

Las características de este modelo son:

- Se usa para tener en cuenta otros mecanismos de pérdidas que no sea la fricción.
- Sirve para estudiar la influencia de cada uno de estos mecanismos de pérdidas, dentro del sistema de sellado.
- Cada constante representa un mecanismo de pérdidas (contornos de lubricación, hidrodinámica de las superficies en movimiento, y pérdidas por flujo de los fluidos que intervienen en el sistema).

Heywood [28] propone una aproximación empírica para caracterizar las pérdidas auxiliares de un motor de combustión interna en general así:

Ecuación 118. Presión efectiva media de la fricción

$$f_{mep} = C_{F1} + C_{F2} \left(\frac{N}{1000} \right) + C_{F3} \left(\frac{N}{1000} \right)^2$$

Donde: ***f_{mep}*** - Friction Mean Effective Pressure

C_{F1}, ***C_{F2}*** y ***C_{F3}*** - Constantes características del motor

N - Velocidad angular del cigüeñal [rpm]

Bartrand y Willis [27] y [29] proponen una forma parecida a la que usa Heywood [28], para caracterizar las pérdidas auxiliares del sistema de sellado ubicado en las puntas del rotor, así:

Ecuación 119. Presión efectiva media por fricción de los sellos

$$f_{mep_s} = C_{A1} + C_{A2} \left(\frac{N}{1000} \right)^2$$

Donde: f_{mep_s} - Friction Mean Effective Pressure for Sealig Losses
 C_{A1} y C_{A2} - Contantes características del sellado en las puntas

Este método se llama experimental porque los valores de las constantes, se deben determinar mediante experimentos.

11. ANÁLISIS POR SEGUNDA LEY DEL MOTOR ROTATIVO

El lector puede hacer uso de los trabajos de Rakopoulos [79] y Heywood [26], allí podrán encontrar la información más completa de este tema. Debido a que este análisis es muy similar para los diferentes tipos de motores y a que se basa en lo ya expuesto anteriormente, entonces no vale la pena exponer este tema aquí.

12. PARÁMETROS BÁSICOS DE DESEMPEÑO DEL M.R.

A continuación, se muestra la forma de calcular los valores que caracterizan el desempeño de un motor rotativo, según Ferguson [27] y Yamamoto [33], después de seguir los procedimientos necesarios en las secciones anteriores.

La cilindrada total de un motor rotativo se calcula así:

Ecuación 120. Cilindrada total de un motor rotativo

$$V_{H,T} = Z \cdot V'_H$$

Donde: Z - Número de rotores en el motor
 V'_H - Desplazamiento volumétrico de una cámara de combustión

El trabajo útil del ciclo en cada cámara de combustión es:

Ecuación 121

$$W = \int_0^{6\pi} P(\theta) \frac{dV}{d\theta} d\theta$$

La potencia indicada del motor es:

Ecuación 122

$$Pot = Z \cdot W \cdot \omega$$

La presión indicada efectiva media puede sacarse así:

Ecuación 123

$$P_{mi} = \frac{W}{V'_H}$$

La eficiencia del ciclo del motor rotativo es:

Ecuación 124. Eficiencia según Heywood

$$\eta = \frac{W \left[\left(\frac{A}{F} \right)_s \cdot \lambda + 1 \right]}{m_{ipc} (1 - f) H_{LV}}$$

Ecuación 125. Eficiencia según Ferguson

$$\eta = \frac{W \left[1 + \phi \cdot \left(\frac{F}{A} \right)_s \right]}{m_{ipc} \cdot \phi \cdot \left(\frac{F}{A} \right)_s (1 - f) \alpha_0}$$

Donde:

$\left(\frac{A}{F} \right)_s$ - Relación aire – combustible estequiométrica

$\left(\frac{F}{A} \right)_s$ - Relación combustible – aire estequiométrica

$\lambda = \left(\frac{A}{F} \right)_{real} / \left(\frac{A}{F} \right)_s = 1 / \phi$ - Relación aire – combustible relativa

m_{ipc} - Masa en la cámara de combustión cuando se cierra el puerto de admisión

f - Fracción másica de gases residuales

H_{LV} - Poder calorífico inferior del combustible Heywood [26]

$\phi = \left(\frac{F}{A} \right)_{real} / \left(\frac{F}{A} \right)_s = 1 / \lambda$ - Relación equivalente comb. – aire

α_0 - Energía disponible de la combustión evaluada con $\phi = 0.01$

Ferguson [27] (pág.: 152)

13. CONSIDERACIONES DE DISEÑO

Estas consideraciones para el diseño, predimensionamiento, selección de materiales, etc. son una guía muy importante que sacamos de los trabajos de Florez [5], Yamamoto [24 y 33] y Kratz [39]. A continuación se presentan los subcapítulos correspondientes a cada tópico.

13.1 LÍMITES PARA LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS

Debido a que la matemática es un lenguaje exacto que describe todos los posibles estados y comportamientos de un sistema, hay que poner restricciones para que no tenga en cuenta lo que llamamos estados incongruentes físicamente, ya que no tienen ninguna utilidad ingenieril.

- **Peritrocoide y su envolvente interna:**

Para que una peritrocoide no tenga rizos, mantenga un cambio de geometría suave con su envolvente interna y cumpla con las expectativas ingenieriles, su constante debe ubicarse entre:

Ecuación 126. Límites prácticos para la trocoide

$$K = 6 \sim 7.5$$

- **Ancho del rotor:**

El ancho de la carcasa b no puede tomarse a voluntad. Para que los esfuerzos que se generan en el borde del motor estén entre valores límites, se debe tener un valor apropiado del ancho del rotor.

Como un valor empírico para el ancho del rotor y de igual manera para la carcasa, se ha comprobado que un valor de cinco veces la excentricidad es muy conveniente.

Ecuación 127. Límite convencional para el ancho del motor

$$b \cong 5 \cdot e$$

- **Ancho del sello de punta:**

Se recomienda un valor mínimo para el ancho del sello de punta así (ver **Ilustración 78**):

Ecuación 128

$$b_a \geq \frac{6ae}{R}$$

- **Contorno del rotor:**

Con el fin de reducir el espacio muerto entre el contornó del rotor y la trocoide de la carcasa, se debe arreglar el contorno del rotor para que evite acumular residuos de la combustión en estas tolerancias de manufactura, de la misma manera se reduce el área de transferencia de calor y por lo tanto pérdidas innecesarias.

Por lo general, para el desplazamiento paralelo se toman valores de menos de cinco milímetros y para el juego entre rotor-carcasa se dejan valores de menos de un milímetro.

Ecuación 129. Límites útiles para el contorno del rotor

$$a \leq 5mm$$

$$S_p \leq 1mm$$

- **Diámetros primitivos de los engranes:**

Para que el juego de engranes (engrane interno-piñón) cumplan con su función de: hacer girar tres veces más lento al rotor con respecto al cigüeñal

y al mismo tiempo mantener una excentricidad entre el rotor y el cigüeñal, se deben tomar los siguientes valores para los diámetros primitivos:

Ecuación 130. Diámetro primitivo del engrane ubicado en el rotor

$$D_{o_{rotor}} = 6 \cdot e$$

Ecuación 131. Diámetro primitivo del piñón estacionario

$$D_{o_{piñon}} = 4 \cdot e$$

- **Cilindrada del motor rotativo:**

La cilindrada total de los motores de pistón rotativo es un tema sobre el que se ha creado mucha polémica. Si se admitiera que la cilindrada de un solo lóbulo fuese la del motor (decisión que fue adoptada por marcas como N.S.U. o Mercedes) el Wankel gozaría, en algunos países de importantes ventajas fiscales y deportivas al ser incluidos en categorías inferiores tanto a la hora de pagar como de competir. No obstante, la definición técnica y legal de cilindrada es: *volumen de gases frescos que el mecanismo puede llegar a confinar y liberar su energía mientras dura un ciclo.*

En el motor Wankel, para realizar un ciclo se necesita una vuelta completa del rotor, durante la cual entra el volumen de gases correspondientes a los tres lóbulos. Por lo tanto, la cilindrada parece que debe ser la suma de estos tres, o sea, que la cilindrada total debe expresarse como:

Ecuación 132

$$V_{H,T} = 3 \cdot Z \cdot V'_H$$

Aun así, organismos como la Federación Internacional Motociclista consideró que la cilindrada puede admitirse como el doble de la de un lóbulo, teniendo en cuenta que el ciclo de cuatro tiempos de un motor Wankel se realiza de forma equivalente al de un motor alternativo de dos cilindros, con lo que la cilindrada total pasaría ser:

Ecuación 133

$$V_{H,T} = 2 \cdot Z \cdot V'_H$$

- **Relación de compresión:**

Aunque la relación de compresión depende del octanaje del combustible, se tiene un rango útil de esos valores para motores rotativos, por lo general queda así:

Ecuación 134

$$7 \leq \varepsilon \leq 11$$

13.2 PREDIMENSIONAMIENTO CONVENCIONAL

Durante el diseño es muy útil tener predimensionadas las piezas para poder encontrar más fácilmente problemas de montaje o resistencia del material.

Debido a lo anterior, hemos visto la importancia de dedicar esta sección a reglas generales que le pueden colaborar al ingeniero en esa labor.

Ecuación 135

$$a_m = 2 \cdot e - \frac{d_m}{2} \geq 3 \cdot e - \frac{d_r}{2}$$

Ecuación 136

$$d_r \geq d_m + 2 \cdot e$$

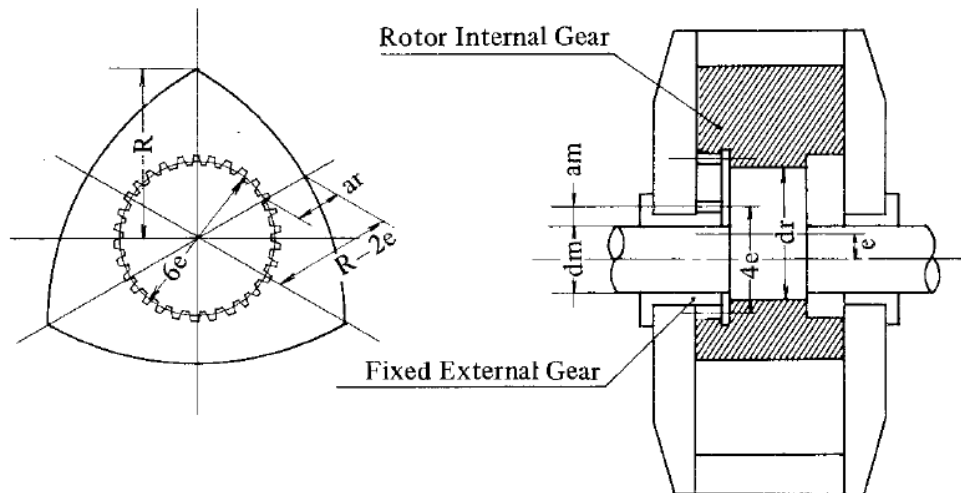


Ilustración 83. Predimensionamiento del rotor y el cigüeñal [24]

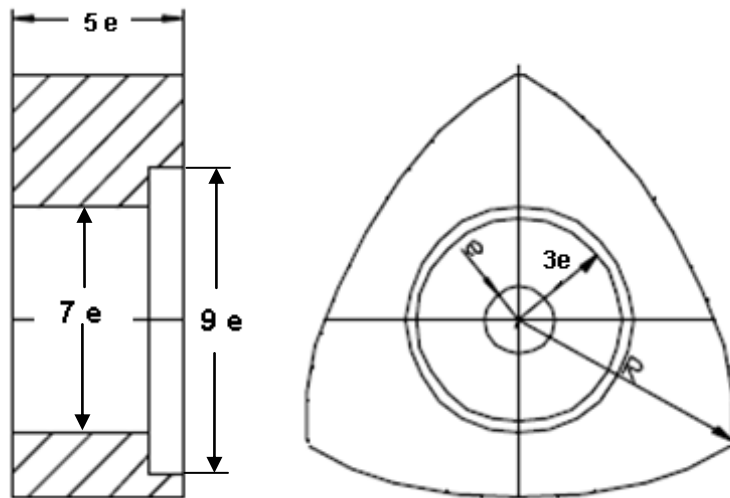


Ilustración 84. Predimensiones internas del rotor [39]

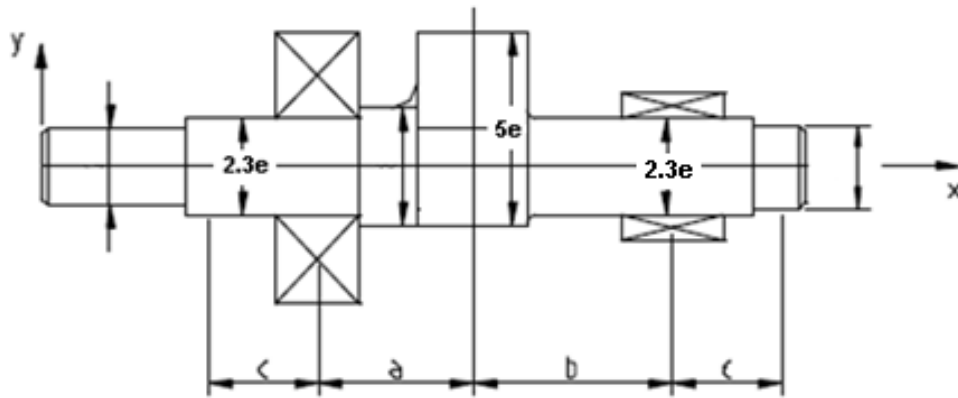


Ilustración 85. Predimensiones del cigüeñal [39]

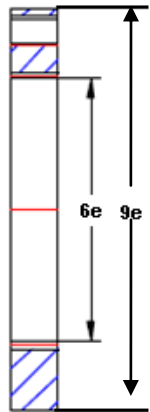


Ilustración 86. Predimensiones del engrane interno [39]

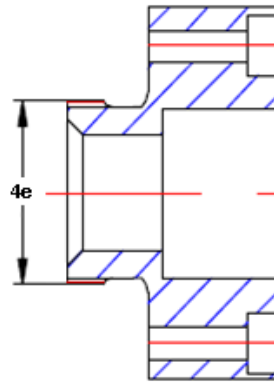


Ilustración 87. Predimensiones del piñón [39]

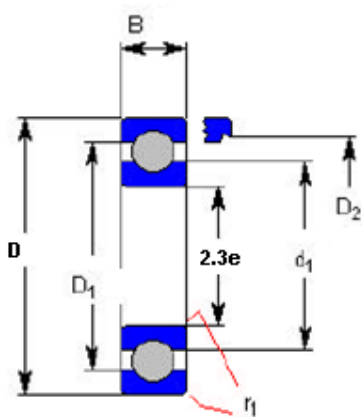


Ilustración 90. Predimensiones rodamiento de bolas [39]

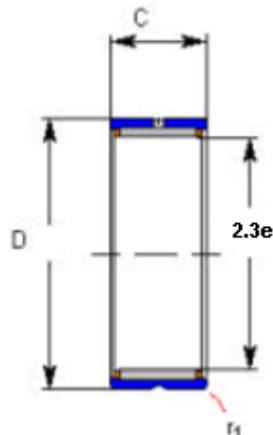


Ilustración 88. Predimensiones rodamiento de agujas [39]

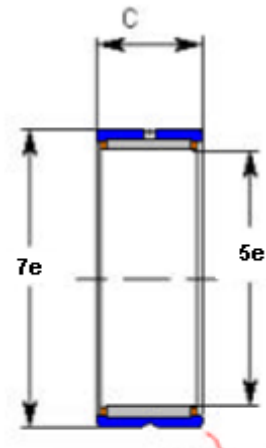


Ilustración 89. Predimensiones rodamiento del rotor [39]

A continuación presentamos una manera de seleccionar el módulo estándar del juego de engranes, de tal manera que cumplan con las medidas de los diámetros primitivos. Para tal fin, resumimos el procedimiento en una tabla que se muestra más abajo.

Esta tabla nos muestra diferentes valores de la excentricidad, para que cumpla con un módulo estándar y un número de dientes entero para el piñón.

Tabla 1. Selección del módulo estándar

No. de Dientes Piñón	z_1	z_2	...	z_n
Modulo [mm]	Excentricidad [mm]			
m_1	$e_{1,1} = \frac{m_1 z_1}{4}$	$e_{1,2} = \frac{m_1 z_2}{4}$...	$e_{1,n} = \frac{m_1 z_n}{4}$
...
m_i	$e_{i,1} = \frac{m_i z_1}{4}$	$e_{i,2} = \frac{m_i z_2}{4}$...	$e_{i,n} = \frac{m_i z_n}{4}$

También dejamos una tabla muy útil donde el lector puede interpolar o extrapolar medidas que se ajusten a las necesidades de sus aplicaciones.

Tabla 2. Aplicaciones practicas de las dimensiones básicas [24 y 33]

$V'_{H.T} [cc]$	$e [mm]$	$R [mm]$	$a [mm]$	$b [mm]$	K	$\varphi_{max} [^\circ]$
5	2.8	21	--	14	7.5	23.6
10	3.5	28	--	18	8	22
40	6	42	--	30	7	25.4
60	7.6	47	0.5	32	6.18	29
125 - 129	9.5	65	0.5	40	6.85	26
150	10.5	66	1	41	6.28	28.5
221	10.5	72	3	54	6.86	25.9
250 - 253	11	84	1	52	7.63	23.2
400	14	89	1	59	6.36	28.2
452	14	94	3	64	6.71	26.5
491	15	101	4	60	6.73	26.5
500	14	100	2	67	7.14	24.8
500	15	101	4	60	6.73	26.5
573	15	102	3	70	6.80	26.2
654	15	102	3	80	6.8	26.2
655	17.5	116	4	60	6.63	26.9
662.5	15.42	106.4	--	77.11	6.9	25.8
747	17	118.5	4	69	6.97	25.5

13.2 CONSIDERACIONES PARA LA SELECCIÓN DE MATERIALES

En esta sección describiremos las características que se esperan del material que compone las principales partes del motor rotativo. Algunas de estas partes tienen requerimientos equivalentes a su homóloga del

reciprocante, pero para las piezas exclusivas de esta tecnología pueden que se presenten grandes diferencias.

- **Requerimientos para el material del rotor:**
 - Alta resistencia a la fatiga, a elevadas temperaturas
 - Alta resistencia al desgaste
 - Buenas propiedades para dejarse fundir y maquinar
 - Baja densidad
 - Alto coeficiente de conductividad térmica
 - Bajo coeficiente de expansión térmica

- **Requerimientos para el material de la carcasa del rotor:**
 - Alta resistencia mecánica
 - Bajo coeficiente de expansión térmica
 - Alta conductividad térmica
 - Buenas propiedades para aplicar y mantener tratamientos superficiales
 - En el caso de que no se use tratamientos superficiales, el material debe tener una adecuada resistencia al desgaste, corrosión y capacidad de mantener un acabado superficial fino.

- **Requerimientos para el material de la carcasa lateral:**
 - Densidad adecuada
 - Resistencia mecánica alta
 - Buenas propiedades para mantener un acabado superficial fino
 - Buena capacidad para recibir tratamientos térmicos y superficiales
 - Si no se usan tratamientos superficiales, debe tener una alta resistencia al desgaste y a la corrosión

- **Requerimientos para el material de los sellos:**
 - Debe ser de un material que haga combinación con el material de las carcasas (o sus recubrimientos superficiales) para que minimice el agarrotamiento y desgaste, inclusive en condiciones de contacto directo
 - Se necesita una fuerte resistencia al desgaste
 - Punto de fusión alto
 - Capacidad para mantener la dureza y la resistencia a elevadas temperaturas
 - Debe favorecer a que se mantenga la capa de lubricación

13.3 MATERIALES CONVENCIONALES Y AVANZADOS

En esta sección se recopila una lista de los materiales más comúnmente usados, desde los más convencionales (económicos) hasta los más avanzados (costosos). Hemos usado como referencia adicional a Kamo [84] y Matweb [98].

- ***Materiales para el rotor:***
 - Fundición de grafito nodular (80-55-06)
 - Fundición de aluminio (A210.0-T75)
 - Acero inoxidable fundido (17-4pH)
 - Aceros inoxidables (A747-M)
 - Aleaciones de aluminio (Al Zn Mg Cu)

- ***Materiales para la carcasa:***
 - Hierro fundido (80-55-06)
 - Acero inoxidable fundido (17-4pH)
 - Aceros inoxidables (A747-M; AMS 4229; AMS 4220)
 - Aleaciones de Aluminio (Al Zn Mg Cu)
 - Aleaciones de Aluminio Silmin™ (AC4A – SAE 309)
 - Aleaciones de Aluminio Silmin™ (AC4D – SAE 322)

- ***Materiales para los engranes:***
 - Acero S 45 C y/o similares

- ***Materiales para los sellos:***
 - Acero para herramientas M2
 - Moly coated / IKA / Federal-Mogul Goetze (India) Limited
 - Carbón especial auto-lubricante (GRAPHALLOY; METCAR)

- ***Material para los resortes de los sellos:***
 - Aleaciones NiCrMo como el que usa la empresa Dentaurum
 - Aleación Berilio-Cobre
 - Acero inoxidable (resistente a la termo-deformación plástica)

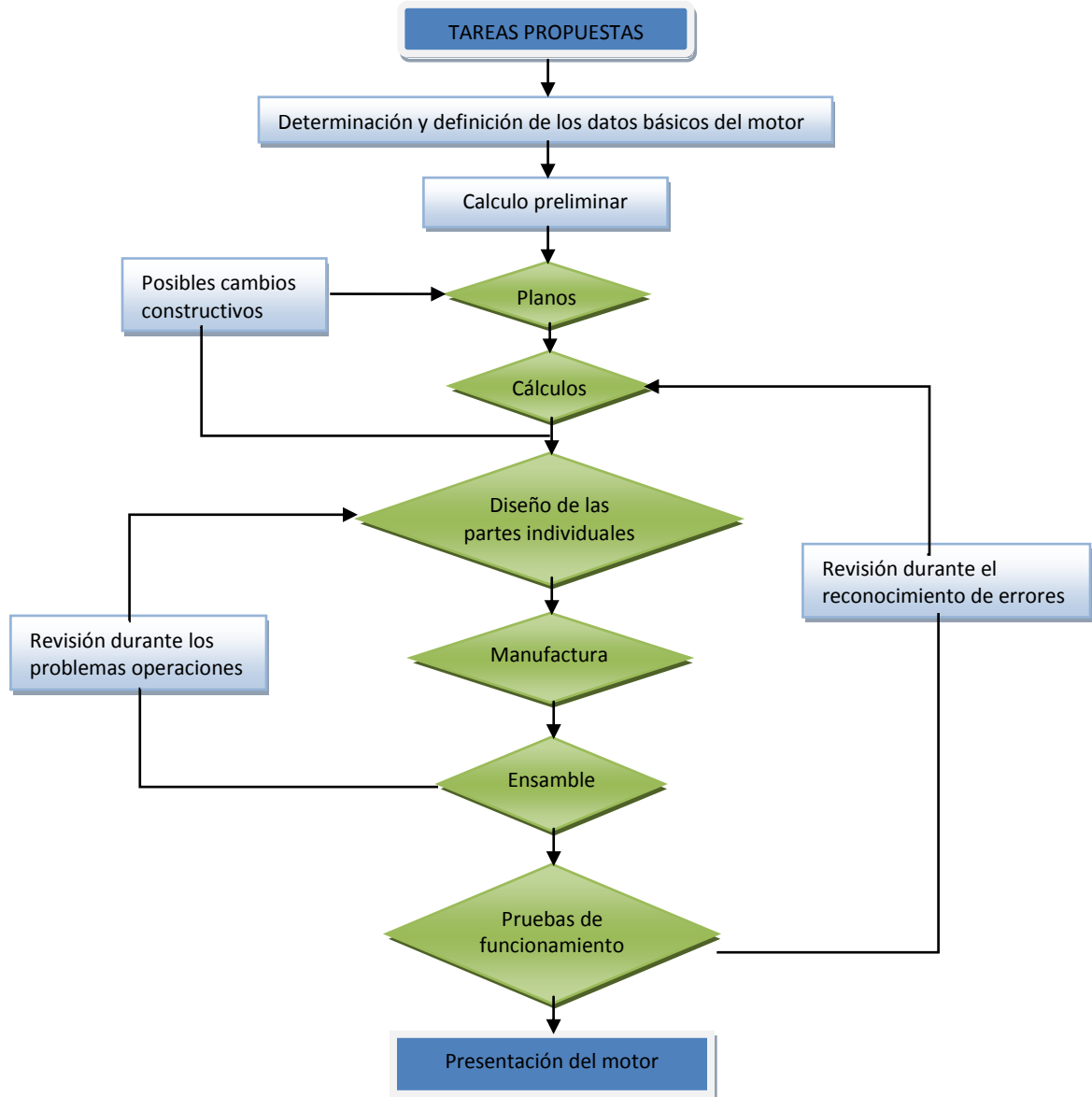
- ***Recubrimientos y tratamientos superficiales:***
 - Carburización
 - Endurecimiento por inducción
 - Cromado de la superficie mediante SIP (Sheet-metal Insert Process)
 - Niquelado que contenga partículas de carburos de silicio (Nickasil™, Elnisil™)
 - Rociado de carburos combinados o aleaciones de molibdeno, etc.
 - Recubrimiento químico para obtener una capa de Níquel (DURNI-COAT®) de la empresa AHC, mediante el procedimiento “SIC-DURNI-DISP”
 - Rociado de partículas fundidas de Mo; acero 80C; semejantes

- ***Material para el contrapeso:***
 - Acero St 37 o similares

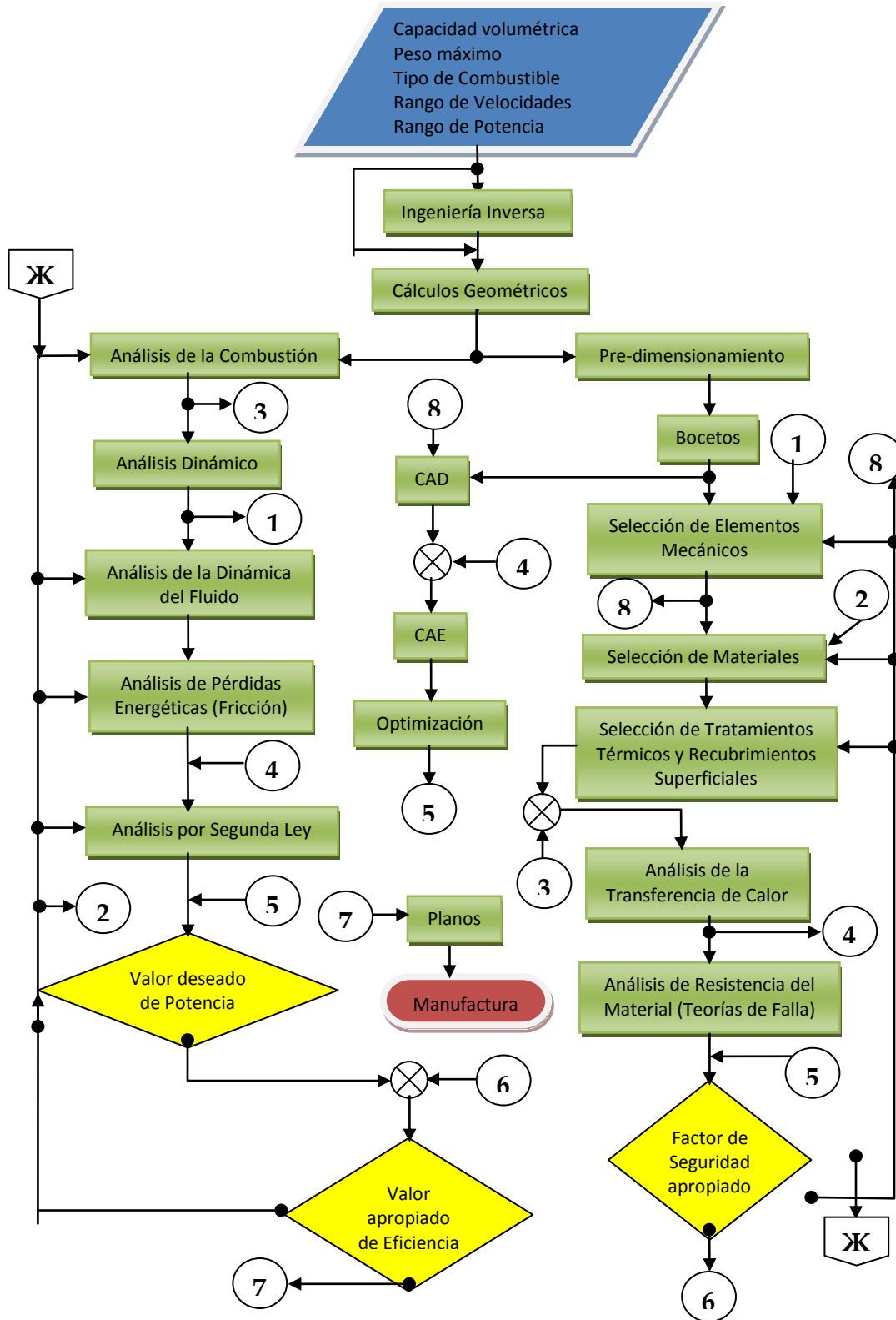
PROCEDIMIENTO DE DISEÑO

Nos hemos basado de las referencias [99 - 103] y en especial de Kratz [39].

13.4 DIAGRAMA DE PROCESOS GLOBALES PARA EL DISEÑO DE UN MOTOR PROTOTIPO



13.5 DISEÑO GRAL. DE UN M.R. UNIROTOR PARA MODELISMO



A continuación explicamos nuestra propuesta de diseño, haciendo referencia a los modelos investigados que más nos convienen:

- Se definen los **Requerimientos de diseño**: tamaño, peso, combustible, velocidades de operación y un rango para la potencia que deseamos obtener.
 - Se busca información, y si se puede se miden propiedades de motores similares. Esto es lo que se denomina **Ingeniería Inversa** y es un paso opcional, pero al aplicarse simplifica muchos aspectos del diseño, además sirve de contraste para verificar los resultados del análisis.
 - Se realizan **Cálculos Geométricos** para encontrar las dimensiones básicas y los parámetros de diseño. En este paso se aplica la geometría de Ansdale – Yamamoto (**Cap. 4.1**) y la geometría aproximada de Ansdale (**Cap. 4.3**). Luego de esto, se puede separar el trabajo en dos tareas paralelas, por un lado se puede pre-dimensionar el motor para producir el CAD, y por otro lado, se puede analizar la combustión.
-
- En el **Análisis de la Combustión** se usa el modelo de Ferguson modificado para motores Wankel. Por un lado, lo referente a la estequiometría y a las propiedades del fluido de trabajo se toman del **Cap. 5.1 y Cap. 5.2**. Por otro lado, el modelo termodinámico que se adopta es el de dos zonas (2Z), tal y como se plantea en el **Cap. 5.3, Cap. 5.4 y Cap. 6.1**. Todo lo anterior se programa en MATLAB, teniendo como guía el código de Buttsworth [40].
 - Se puede realizar dos tipos de **Análisis Dinámico**, uno que depende de las presiones que se obtienen de la combustión (**Cap. 8.3**) y el otro que solo depende de la geometría junto con las velocidades de operación (**Cap. 8.2**). En este proyecto se aplica el último caso, con el fin de verificar que los sellos de punta cumplen su labor, sin complicar demasiado las cosas.
 - El análisis de la **Dinámica del Fluido (Cap. 7)** es omitido, ya que con los datos de la ingeniería inversa se espera cumplir con los requerimientos deseados. De este análisis se obtiene el dimensionamiento necesario de los puertos de admisión y escape, así como sus ubicaciones adecuadas. Este análisis también es útil para analizar la influencia de: la forma del bolsillo, el movimiento de la cámara de combustión, el mecanismo de las fugas, etc.
 - El **Análisis de Pérdidas Energéticas por Fricción** también es omitido aquí con fines de simplificación, pero su teoría se encuentra explicada en el **Cap. 10**.
 - Para el **Análisis por Segunda Ley** se necesitan los resultados del análisis anterior y el de la transferencia de calor, si se quiere un estudio completo y detallado como se explica en el **Cap.11**. De lo contrario, podemos solo tener en cuenta las irreversibilidades de la

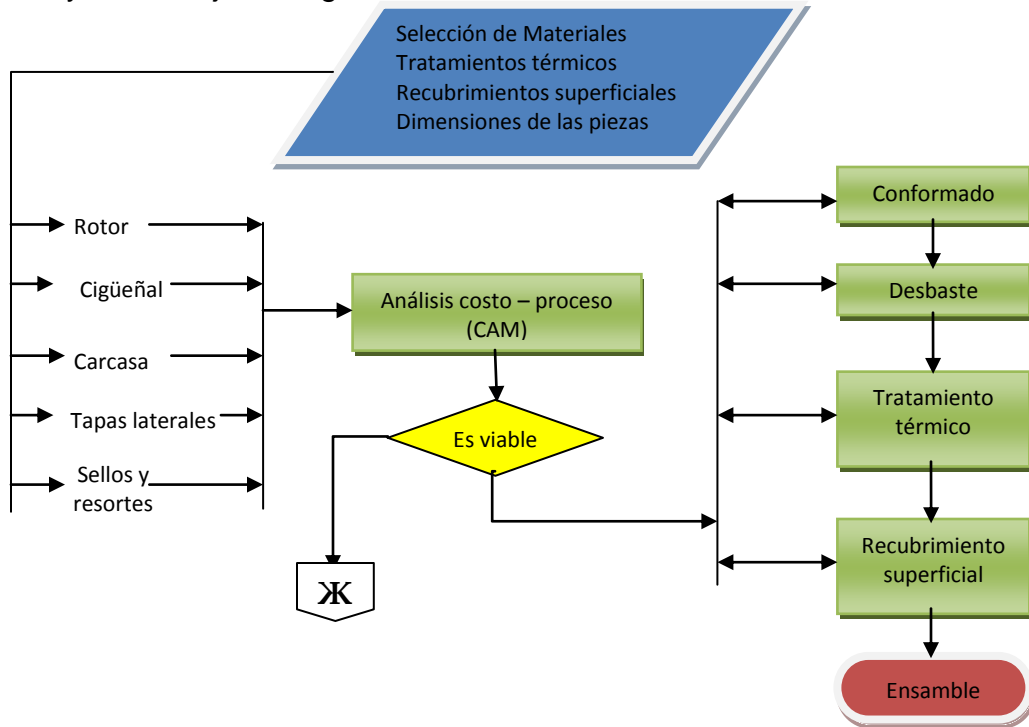
termoquímica y simplemente contar con los resultados que nos arroja las rutinas de MATLAB.

- El **Pre-dimensionamiento** se toma del **Cap. 13.2**, teniendo en cuenta los límites geométricos del **Cap. 13.1**. De aquí, sacamos las medidas útiles para construir las piezas en CAD y para seleccionar componentes mecánicos.
 - Los **Bocetos** se realizan para tener una guía en la construcción del CAD y para la selección de elementos mecánicos.
 - La **Selección de Elementos Mecánicos** se hace con ayuda de los bocetos y de los datos arrojados por el análisis dinámico. Este paso es muy importante para la construcción del CAD. Aquí se seleccionan los componentes estandarizados como: retenedores, pernos, tuercas, chavetas, rodamientos, etc.
 - La **Selección de los Materiales, Tratamientos Térmicos y Recubrimientos Superficiales** se hace arbitrariamente, teniendo en cuenta la aplicación global: motores de combustión interna rotativos (**Cap. 13.3 y Cap. 13.4**). También se puede guiar mediante los datos arrojados de la ingeniería inversa o de la información recopilada en general.
 - El **Análisis de la Transferencia** de calor se lleva a cabo con los datos del paso anterior y con los obtenidos del análisis de la combustión. En su totalidad es muy útil la teoría expuesta en el **Cap. 9**.
 - El **Análisis de la Resistencia del Material** se puede llevar a cabo, mediante las distintas teorías que hay para las diferentes partes del motor. En este punto se prefiere analizar las partes estandarizadas por norma o las de geometría sencilla, de lo contrario es mejor usar el CAE.
-
- ❖ Una vez definidas las cargas y los materiales podemos analizar las piezas de geometría complicada, o simplemente, validar el diseño en su totalidad mediante el **CAE**.
 - ❖ En el caso de querer hacer algún tipo de **Optimización**, es el punto adecuado para organizar los parámetros y usar el CAE para el mismo fin. En nuestro caso, un proyecto de grado se ha desarrollado en paralelo y cubre esta etapa mediante el algoritmo genético a cargo de Catillo, A. A.¹³.
 - ❖ Se verifica que la **Potencia, Factor de Seguridad y la Eficiencia** estén en valores adecuados para aceptar el diseño desarrollado, de lo contrario será necesario iterar las veces necesarias hasta encontrar valores deseados. En este proceso es útil tener en cuenta el **Cap. 12**.
 - ❖ Para finalizar, solo queda producir los **Planos** y proceder a la manufactura.

¹³ Castillo, A. A. (2008). La Computación Evolucionaria en la Optimización del Diseño Mecánico: Aplicación de Algoritmos de Optimización Multi-Objetivo (MOEA) en el Diseño de un Motor Wankel para Modelismo; Proyecto de grado UIS.

14.PROCEDIMIENTO DE MANUFACTURA

A causa de que no se tiene un proceso estandarizado para la manufactura, y por otro lado, debido a la llegada de nuevas tecnologías (corte laser, electro erosionado, mecanizado CNC), proponemos unos pasos muy elementales, flexibles y tentativos, para hacer un estudio posterior que concluya con mejores argumentos la selección definitiva de éstos.



14.1 PROCESOS Y MAQUINARIA PARA LA MANUFACTURA

En el panorama internacional hemos visto la siguiente tendencia:

- **Conformado:** Fundición y forja; los equipos más comúnmente usados son (hornos eléctricos, hornos convencionales y martillos hidráulicos). Se procura una buena calidad de la fundición, para evitar un posterior máquinado en piezas como el rotor y las carcasas.
- **Desbaste:** Mecanizado Convencional y CNC; Electro-Erosionado, Corte Láser y Rectificado; los equipos son los normalmente importados en cada caso o maquinaria especialmente hecha para cada pieza (producción en masa).
- **Tratamientos térmicos:** Cementación y endurecido por precipitación (Hornos Especiales). Este tipo de tecnología es la que le brinda a las piezas un mejor desempeño y una durabilidad adecuada.
- **Recubrimientos Superficiales:** Cromado, Nitruración, Anodizado y Rociado por Plasma. Esta tecnología es la que le permite a los componentes soportar mayores potencias con un peso mínimo, y una vida prolongada inclusive en ausencia de lubricación.

Un estudio de la manufactura, en el ámbito nacional, se añade en el **anexo C**.

CONCLUSIONES

- Se encontró que los modelos termodinámicos (cero dimensionales) de dos zonas, son los más convenientes para modelar la combustión en el motor Wankel, ya que son prácticos y manejan una precisión aceptable.
- Se logró investigar, con suficiente rigurosidad, los modelos matemáticos más importantes para el diseño del motor Wankel, así como también, sus referencias bibliográficas. Con base a lo anterior, se elabora el análisis de un motor Wankel de 5 c.c, alimentado con etanol y que funciona en un rango de velocidades de 2500 – 17500 RPM, lo cual se puede consultar en el **Anexo B**. Así mismo, se obtienen valores de potencia, temperaturas, presiones y factores de seguridad que concuerdan con las mediciones y datos de fabricantes, véase **Tabla 3, 4, 5, 8 y 12, e Ilustraciones 108 - 113**.
- Se justifica el uso de modelos dimensionales solo para el análisis de la transferencia de calor, los esfuerzos y para el flujo del gas; debido a que la complejidad de la geometría no permite simplificaciones aceptables para esos casos. Por esta razón, es importante verificar que converja la temperatura de pared usada en MATLAB ($\bar{T}_w = 110^\circ\text{C}$), con la predicha por ANSYS (el promedio superficial debe ser de 110°C), con el fin de obtener esfuerzos térmicos acertados. Véase **Tabla 6, 8 y 12; también Ilustraciones 137, 143 y 163**.
- Se comprobó el buen comportamiento de los modelos matemáticos propuestos, por parte de los autores del proyecto, para calcular: el torque y las fuerzas transmitidas al cigüeñal, así como también, de un procedimiento muy útil en el análisis de la transferencia de calor por CAE. Véase **Capítulo 8.3 y 9; Ilustraciones 112 y 113; y además el Anexo B.8**.
- Se logró elaborar un aula virtual (página web), donde se presentan las bases teóricas necesarias para comprender la información investigada y se crea un espacio adecuado para mantener al día el estado del arte de esta tecnología. Véase <http://sites.google.com/site/mvwankel/>
- Se logró aplicar la filosofía de ingeniería inversa para simplificar el diseño, lo cual nos condujo a buscar un motor comercial con las mismas características del que diseñamos, así como también, recolectar datos experimentales de mediciones hechas sobre dicho motor y mediciones que los autores del proyecto de grado llevaron a

cabo, para ajustar el modelo de transferencia de calor y de la combustión. Véase **Tabla 3, 4, 5 y 6**.

- Se verificó que la principal causa de esfuerzos en el material, es debido a las cargas y deformaciones térmicas generadas por la combustión; y a la distribución de las temperaturas inducidas por la geometría, el material y el ambiente de trabajo. Véase **Ilustraciones 141, 142, 147, 148, 166 y 167**. Por otro lado, el efecto de la presión es mínimo, siempre y cuando estemos en condiciones normales de combustión. Véase **Ilustraciones 176, 177, 178, 180, 181, 182, 183, 184 y 185**; y compárelas con las mencionadas antes.
- Con respecto a la potencia, mediante el modelo programado en MATLAB se obtuvieron valores de: 1.4 hp @ 17500 RPM, 0.9 hp @ 13500 RPM y 0.2 hp @ 2500 RPM; los cuales se pueden comparar con los datos medidos por Ortiz [109] que son: 1.27 hp @ 17500 RPM, 0.71 hp @ 14300 RPM y 0.12 hp @ 2500 RPM. Para lo anterior se ajustó la velocidad de combustión a un valor de 180° de giro del cigüeñal. Véase **Tabla 12**.
- La opción de materiales, para la manufactura del motor que se diseñó, la cual usa acero para la carcasa del rotor, sería una buena elección para lograr mayor economía en la manufactura y buena resistencia; pero el problema es que no permite que el motor funcione a elevadas revoluciones y potencias (1.4 hp @ 17500 RPM), ya que su temperatura (temperatura de pared que converge: $\bar{T}_w > 200^\circ\text{C}$) aumentaría a un punto tal que, afecta al lubricante (**temperatura de goteo = 125°C**) y a la combustión (debido al lubricante quemado). Además, se debe agregar el inconveniente de que el acero es más pesado que las aleaciones de aluminio. Véase **pág.: 199 y Tabla 5**.
- Se concluye que, con el uso de aleaciones de aluminio (series 2000 y 7000) se pueden obtener valores del factor de seguridad alrededor de 2, para condiciones de máxima potencia y velocidad; 1.4 hp @ 17500 RPM. Véase **Ilustraciones 177, 178, 182 y 183**. Además de lo anterior, se tiene que el aluminio produce una distribución de temperaturas apropiada para la lubricación entre los sellos de punta y la carcasa; junto con la característica de ser un material liviano, lo cual lo convierte en la mejor selección para aplicaciones de aeromodelismo.
- Con el análisis hecho en CAE (Ansys) se puede observar que la deformación térmica, de la superficie interna trocoidal de la carcasa, contribuye a las fugas a través de los sellos de punta, de forma independiente al movimiento de éstos, y en un orden dimensional de

micras, véase **Ilustraciones 139 y 140**. Por otro lado, se sabe que esa deformación térmica es beneficiosa para generar el sellado lateral del rotor, debido a que se produce un apriete en forma de sándwich.

- Se encontró que, entre más grande es la relación de compresión, queda más fácil adaptar la manufactura de los bolsillos en el rotor, pero esto depende del tipo de combustible y de la capacidad de los sellos para soportar grandes presiones, sin sacrificar la eficiencia volumétrica. Ya que, aunque el etanol puede soportar relaciones de compresión altas (alrededor de 13), en la práctica, el motor que se diseñó trabaja con una relación de compresión de 7.3, según Ortiz [109], lo cual se debe a consideraciones de eficiencia volumétrica.
- Se dedujo teóricamente que existe un tiempo de combustión óptimo (99° de giro del cigüeñal), véase **Tabla 7**, que produce la máxima potencia (1.34 hp); pero el inconveniente son las altas cargas térmicas que se generan y la dificultad para evacuar ese calor generado. Además, también es complicado lograr que el combustible haga ignición de esa manera óptima, debido a que la combustión se induce mediante una bujía incandescente (glow-plug).
- Se observa teóricamente que, si el tiempo de duración de la combustión es demasiado rápido (55°), la potencia disminuye (1.2 hp) con respecto al valor de mayor potencia (1.4 hp), que corresponde a una duración de la combustión de 99° de giro del cigüeñal; y se producen picos de presión (3.5 MPa) y flujos de calor (5.47 MW/m²) muy elevados, los cuales causan un funcionamiento inadecuado del motor. Véase **Tabla 7**.
- Se comprueba teóricamente que, el punto de inicio de la ignición se debe acomodar según el tiempo de duración de la combustión, para sacar el mejor provecho de la energía química. Debido a lo anterior, se toma un dato recomendado de Jónvaj [30], para el inicio de la ignición, de -30° de giro del cigüeñal, donde el punto de referencia 0° es el P.M.S.
- Se verifica teóricamente que, entre mayor sea la distancia entre el rotor y la carcasa (S_p), la eficiencia térmica disminuye; esto es debido a que se incrementa el área de transferencia de calor, y el gran inconveniente para evitar esto es la gran precisión que requieren el mecanizado y el montaje, o por otro lado, de mejores materiales y recubrimientos superficiales. A causa de lo anterior, es la razón por la cual el motor que se diseñó maneja una eficiencia térmica tan baja (16.5%), ya que usamos intencionalmente un juego entre el rotor y la

carcasa elevado ($S_p = 0.5mm$), previendo la incapacidad de manufacturar con precisión o de problemas de montaje.

- Según el tiempo de duración de la combustión se puede observar que la eficiencia térmica del motor presenta un punto máximo para un valor de duración de 99° de giro del cigüeñal. Para tiempos de duración menores (55°) disminuye la eficiencia (17.5%), debido a la elevada presión que se produce (3.5 MPa); de lo cual se puede concluir que el mecanismo predominante de pérdidas aquí son las fugas a través de los sellos. Ahora, para tiempos más prolongados de la combustión (180°) se tiene que la eficiencia caería mucho más (16.5%); de lo cual se puede concluir que, el mecanismo predominante de pérdidas en este caso es la transferencia de calor hacia fuera de la cámara de combustión, debido al tiempo prolongado de la combustión. Véase **Tabla 7**.
- Del estudio de la dinámica se concluye que, para asegurar una buena hermeticidad de las cámaras de combustión durante el encendido, se aconseja poner un resorte que ejerza una fuerza de por lo menos 17 N, en el sello de punta. Por otro lado, también se observa que la máxima fuerza de contacto que se presenta entre el sello y la carcasa del rotor, es de alrededor de 35 N, lo cual es un dato útil para estudiar el desgaste, durabilidad, así como la selección de materiales y recubrimientos superficiales. Véase **Anexo B.5**.
- Se logró verificar que la temperatura de la mezcla al finalizar el proceso de compresión se encuentra por debajo de su punto de autoignición. Véase **Ilustración 109**.
- Se verifica que aun en los casos más críticos de cargas para el cigüeñal y los engranes se garantiza un factor de seguridad de alrededor de 1.3.
- Se logró entender que, el término de temperatura en la pared (\bar{T}_w) es un parámetro muy útil para ajustar los flujos de calor. Debido a esto, se realizó la medición de este valor para motores similares al que se diseñó, con lo cual se logró modelar de forma más apropiada los esfuerzos sobre el material. Véase **pág.: 198 y 199**.
- A nivel nacional las aplicaciones más pertinentes, de la tecnología de los motores rotativos, serían: unidades motoras híbridas y adaptables a biocombustibles; automóviles pequeños que replacen las motos; motores para la agroindustria, la aeronáutica, la marina; y la maquinaria de competencia, altas prestaciones y recreación.

- Lo que hace falta para que la industria colombiana manufacture y comercialice estos tipos de motores, es el manejo y producción de materiales avanzados y de alta calidad, así como mejores tecnologías en recubrimientos superficiales. Además, falta invertir más en investigación y desarrollo, como también, en la generación de tácticas de mercadeo que permitan una adecuada popularización y confiabilidad en general. Véase **Anexo C**.

RECOMENDACIONES

- Para que la universidad produzca motores rotativos con fines de investigación, se debe manufacturar motores de tamaños medianos y enfriados por aire, como fase inicial. Además, es necesario manufacturar en empresas fuera de la ciudad, las piezas que exigen un acabado superficial especial, tratamientos térmicos complejos y recubrimientos superficiales de buena calidad. Una opción a lo anterior sería usar materiales convencionales y llevar a cabo la manufactura dentro de la ciudad, pero esto no garantiza una buena durabilidad del motor, lo cual nos exige estar dispuestos a realizar pruebas destructivas.
- Se recomienda realizar una refinación de los códigos de programación en MATLAB, así como del procedimiento de diseño y del análisis por elementos finitos, con lo cual se logrará obtener valores más ajustados y de forma más eficiente. Además, es necesario pasar el código de programación en lenguaje Python y que se siga manejando en forma de rutinas (scripts).
- Se recomienda, para el análisis por CAE, dejar un valor medio de la deformación térmica y como temperatura de referencia, dejar la temperatura media a la cual se referencia el rango de deformaciones térmicas.
- Se recomienda tener en cuenta en el diseño, y de forma más apropiada, el efecto corrosivo del etanol sobre materiales ferrosos y no ferrosos.
- Es necesario realizar un estudio apropiado para el desgaste de los sellos de punta para seleccionar específicamente que materiales y recubrimientos superficiales son más convenientes. Además, de aquí se puede optimizar la durabilidad del motor y los costos que esto conlleva.

- Se debe modelar apropiadamente la fatiga de las piezas más importantes, con el fin de seleccionar materiales y recubrimientos térmicos adecuados.
- Es necesario complementar el procedimiento de diseño con el análisis relacionado al flujo del fluido de trabajo, mediante modelos dimensionales y métodos numéricos.
- Se recomienda poner a funcionar el motor Wankel, que se tiene en el laboratorio de Máquinas Térmicas Alternativas, para poner en práctica el ajuste que requieren los modelos matemáticos investigados. Para lo anterior, es necesario organizar un banco de pruebas adecuado.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Kenneth C. Weston. (1992). Energy Conversion: <http://www.personal.utulsa.edu/~kenneth-weston>
- [2] Yamamoto, Kenichi. (1969). Basic Dimensions and Computations of Wankel Engine, No. 85. Vol. 8: Nainenkikan, Sunkaido.
- [3] Hemming, W. (1978). Der Huf Motor Ein Neues Rotationskolbensystem: Ausbau Vol 7.
- [4] <http://de.wikipedia.org>
- [5] Flórez, A. et al. (2005). Máquinas térmicas motoras: ALFAOMEGA, Ediciones UPC.
- [6] <http://www.howstuffworks.com>
- [7] <http://mecanicavirtual.iespana.es>
- [8] <http://blogs.lavozdelaescuela.es>
- [9] Mazda Motor Corporation. (2007). Rotary Engine Press Information 2007.05: <http://www.media.mazda.com>
- [10] www.webwombat.com.au
- [11] <http://www.raptorsandrockets.com>
- [12] www.angelfire.com
- [13] www.naumann-design.de
- [14] <http://www.freedom-motors.com>
- [15] <http://www.rotamax.net>
- [16] <http://www.wankel-ag.de>
- [17] <http://www.parajet.com>
- [18] <http://www.os-engines.co.jp>
- [19] Liu, Y. – Li, W. – Yang, C. – Song, R. (2007). Design and Test of Small – Scale Rotary Engine Power System: Proceedings of Micro Nano China 2007.
- [20] http://berkeley.edu/news/berkeleyan/2001/04/10_cmbus.html
- [21] Kelvin Fu - Aaron J. Knobloch – Fabian C. Martinez – David C. Walther – Carlos Fernandez Pello – Al P. Pisano – Dorian Liepmann – Kenji Miyaska – Kaoru Maruta (2001) Design and Experimental Results of

- Small – Scale Rotary Engines: ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition.
- [22] <http://www.dasautoblog.com/2007/11/mazda-5-hydroge.html>
- [23] <http://www.mazda.com/mazdaspirit/rotary/hre/rx-8/>
- [24] Kenichi, Yamamoto. (1971). Rotary Engine: Toyo Kogyo Co. Ltd.
- [25] Ramos, J. I. (1989). Internal Combustion Engine Modeling: Hemisphere Publishing Corp.
- [26] Heywood, J. B. (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals: McGraw-Hill Inc.
- [27] Ferguson, C. R. (1986). Internal Combustion Engines: Jhon Wiley & Sons.
- [28] Taylor, C. F. – Taylor, E. S. (1977). The Internal Combustion Engine: International Textbook Company.
- [29] Taylor, C. F. (1984). The Internal Combustion Engine Theory and Practice: The MIT Press.
- [30] M.S. Jójvaj. (1982). Máquinas de automóvil: Editorial Mir, Moscú.
- [31] Toyo Kogyo (--) Rotary Engine (Moteur Rotatif): Toyo Kogyo Co. Ltd.
- [32] Wankel, F. (1965). Rotary Piston Machines: London Illiffe Books Ltd.
- [33] Kenichi, Yamamoto. (1981). Rotary Engine: Sunkaido Co. Ltd.
- [34] Ansdale, R.F. (1968). The Wankel Engine: London Illiffe Books Ltd.
- [35] Abraham, J. - Bracco, F. V. (1989). Comparisons of Computed and Measured Pressure in a Premixed-Charge Natural-Gas Fueled Rotary Engine: SAE Paper 890671.
- [36] Abraham, J. - Bracco, F. V. (1989). Fuel-Air Mixing and Distribution in a Direct-Injection Stratified-Charge Rotary Engine: SAE Paper 890329.
- [37] Danieli, G. A. (1971). A Performance Model of a Wankel Engine, Including the Effects of Burning Rates, Heat Transfer, Leakage and Quenching Compared with Measured Pressure Time Histories: MIT Thesis.
- [38] Norman, T. J. (1981). A Performance Model of Spark Ignition Wankel Engine: Including the Effects of Crevice Volumes, Gas Leakage, and Heat Transfer: MIT Thesis.
- [39] Kratz, T. - Wackwitz, G. (1998). Entwicklung, Konstruktion, Fertigung und Erprobung des Prototypen eines Wankelmotors für den Einsatz im Flugmodellbau: Technische Fachhochschule Berlin.
- [40] Buttsworth, D. R. (2002). Spark Ignition Internal Combustion Engine Modeling using Matlab: University of Southern Queensland Report TR-2002-02. www.usq.edu.au/users/buttswod/
- [41] Barbosa, J. L. – Salcedo J. P. (2007). Herramienta Educativa En La Web Basada En La Simulación De Los Procesos Termofluidodinamicos De Motores De Combustión Interna, SIMTA 1.0: Universidad Industrial de Santander Tesis – 124073.
- [42] Najjar, Y. S. H. (1997). Determination of thermodynamic properties of some engineering fluids using two – constant equation state: Elsevier Ltd.

- [43] Chase, M. W. Jr. – Davies, C. A. – Downey J. R. – Frurip, D. J. Jr. – McDonald, R. A. – Syverud, A. N. (1985). JANAF Thermochemical Tables Third Edition: J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol 14, Suppl. 1.
- [44] Kurt Frey - Chad Augustine - Rocco P. Ciccolini - Scott Paap - Michael Modell - Jefferson Tester (2007). Volume Translation in Equations of State as a Means of Accurate Property Estimation: Elsevier Ltd.
- [45] Çengel, Y. A. (2002). Termodinámica: McGraw – Hill.
- [46] Sierens, R. (1989). A Combustion Model for Homogeneous Charge Natural Gas Rotary Engine: SAE Paper 890328.
- [47] Nguyen, H. L. (1987). Performance and Combustion Characteristics of Direct-Injection–Stratified-Charge Rotary Engines: NASA Technical Memorandum 100134.
- [48] JOHN DEERE TECHNOLOGIES INTERNATIONAL, INC: Mount, R. E. – LaBouff, G. A. (1989). Advanced Stratified Charge Rotary Engine Design: SAE Paper 890324.
- [49] MAZDA MOTOR CORP.: Watanabe, S. – Hamai, Y. (1989). Investigation of Cyclic Combustion Variation in Rotary Engine: SAE Paper 890327.
- [50] Zografakis Georgios. (2005). Mathematical and Numerical Modeling of Flow and Combustion Processes in a Spark Ignition Engine: Department of Applied Mathematics.
- [51] Fiveland, S. B. – Assanis, D. N. (2000). A Four – Stroke Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Simulation for Combustion and Performance Studies: SAE Paper 2001-01-0332.
- [52] Espinoza, H. – Patino, L. – Gonzales, Y. – Irving, L. (2007). Modelo Predictivo de Combustión de Mezclas de Gas Natural en Motores de Encendido por Chispa (MECH): Revista Ingenieria e Investigacion Vol. 27 No. 2, Venezuela.
- [53] Lanzafame, R. – Messina, M. (2003) I.C.E. Gross Heat Release Strongly Influenced by Specific Heat Ratio Values: *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 4, No. 3, pp. 125–133 (2003).
- [54] Kar, K. – Ma, H. – Stone, R. – Raine, R. – Thorwarth, H. (2006). Analysis of Combustion in a small homogeneous charge compression assisted ignition engine: JER03805 IMechE 2006. Int. J. Engine Res. Vol. 7.
- [55] Bayraktar, H. – Durgun, O. (2003). Development of an empirical correlation for combustion durations in spark ignition engines: Elsevier Ltd.
- [56] Hara, T. – Tanoue, K. (2006). Laminar Flame Speeds of Ethanol, n – Heptane, ISO – Octane air Mixtures: Oita University.
- [57] Bayraktar, H. (2006). Theoretical Investigation of Flame Propagation Process in a SI Engine Running on Gasoline – Ethanol Blends: Elsevier Ltd.
- [58] S.Y. Liao - D.M. Jiang - Z.H. Huang - K. Zeng - Q. Cheng (2007). Determination of the Laminar Burning Velocities for Mixtures of Ethanol and Air at Elevated Temperatures: Elsevier Ltd.

- [59] Maradey, J. F. (2002). Termodinámica Aplicada: Ediciones Universidad Industrial de Santander.
- [60] Pennock, G. R. - Beard, J. E. (1997). Force Analysis of the Apex Seals in the Wankel Rotary Compressor Including the Influence of Fluctuations in the Crankshaft Speed: Pergamon, Elsevier Science Ltd.
- [61] Knoll, J. - Vilmann, C. R. - Schock, H. J. - Stumpf R. P. (1984). A Dynamic Analysis of Rotary Combustion Engine Seals: NASA Technical Memorandum 83536.
- [62] Mourelatos, Z. P. (2001). A Crank Shaft System Model for Structural Dynamic Analysis of Internal Combustion Engines: Pergamon, Elsevier Science Ltd
- [63] MAZDA MOTOR CORP.: Kita, T. – Ozeki, H. – Tadokoro, T. – Kurio, N. (1989). Noise and Vibration Reduction Technology for Rotary Engine: SAE Paper 890325.
- [64] Bartrand, T. A. - Willis, E. A. (1993). Rotary Engine Performance Computer Program (RCEMAP and RCEMAPPC) User's Guide: NASA Contractor Report 191192.
- [65] Roberts, J. M. (1985). Heat Release Estimation and Prediction of Wankel Stratified-Charge Combustion Engine: MIT Thesis.
- [66] Nguyen, H. L. – Addy, H. E. – Bond, T. H. – Lee, C. M. – Chun, K. S. (1987). Performance and Efficiency Evaluation and Heat Release Study of an Outboard Marine Corporation Rotary Combustion Engine: NASA Technical Memorandum 89833.
- [67] Lee, C. M. – Schock, H. J. (1988). Regressed Relations for Forced Convection Heat Transfer in a Direct-Injection–Stratified-Charge Rotary Engine: NASA Technical Memorandum 100124.
- [68] <http://www.engr.colostate.edu/~allan/engines.html>
- [69] Rahnama, M. – Farhadi, M. (2004). Effect of radial fins on two-dimensional turbulent natural convection in a horizontal annulus: Elsevier Ltd.
- [70] Bassam A/K Abu-Hijleh (2003) Enhanced Forced Convection Heat Transfer from a Cylinder Using Permeable Fins: ASME JOURNAL VOL. 125.
- [71] Christopher Depcik - Dennis Assanis (2001). A Universal Heat Transfer Correlation for Intake and Exhaust Flows in a Spark-Ignition Internal Combustion Engine: SAE Paper 2002-01-0372.
- [72] ADIABATICS, INC.: Badgley, P. R. – Doup, D. – Kamo, R. (1989). Analysis and Test of Insulated Components for Rotary Engine: SAE Paper 890326.
- [73] Çengel, Y. A. (2004). Transferencia de Calor: McGraw – Hill.
- [74] Incropera, F. P. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor: Prentice Hall.
- [75] Mills, A. F. (1999). Transferencia de Calor: McGraw – Hill.
- [76] Ritsuharu Shimizu - Haruo Okimoto - Seijo Tashima - Suguru Fuse (1995). The Characteristics of Fuel Consumption and Exhaust Emissions of the Side Exhaust Port Rotary Engine: Mazda Motor Corp.

- [77] Bartrand, T. A. – Willis, E. A. (1992). Rotary Engine Performance Limits Predicted by a Zero-Dimensional Model: NASA Contractor Report 189129.
- [78] Bartrand, T. A. - Willis, E. A. (1990). Performance of a Supercharged Direct-Injection Stratified-Charge Rotary Combustion Engine: NASA Technical Memorandum 103105.
- [79] Rakopoulos C. D. – Giakoumis E. G. (2005). Second Law Analyses Applied to Internal Combustion Engines Operation: Elsevier Ltd.
- [80] Van Wylen (2003). Fundamentos de Termodinámica: LIMUSA.
- [81] Avinash Kumar Agarwal (2007). Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines: Elsevier Ltd.
- [82] Nobuyuki Kawahara - Eiji Tomita - Kenta Hayashi - Michihiko Tabata - Kouhei Iwai - Ryoji Kagawa (2007). Cycle-Resolved Measurements of the Fuel Concentration near a Spark Plug in a Rotary Engine Using an In Situ Laser Absorption Method: Elsevier Ltd.
- [83] Wasdyke – Snyder. (1976). Motor Wankel Operación, Prueba y Evaluación: LIMUSA.
- [84] Kamo, R. – Badgley, P. – Doup, D. (1988). Adiabatic Wankel Type Rotary Engine: NASA Contractor Report 182233.
- [85] Stoller, H. M. – Carluccio, J. R. – Norman, J. P. (1986). The Application of Cast SiC-Al to Rotary Engine Components: NASA Contractor Report 179610.
- [86] Whitman, W. R. – Goddard, D. M. (1987). Magnesium Composite material for Advanced Rotary Aircraft Engines: NASA Contractor Report 194229.
- [87] Moller, P. S. (1995). Evaluation of Thermal Barrier and PS-200 Self-lubricating Coatings in an Air-Cooled Rotary Engine: NASA Contractor Report 195445.
- [88] Small Business Innovation Research (SBIR) - Moller International – Rotapower, Freedom Motors Inc. (2001). A Powerful New Engine: NASA Spinoff.
- [89] Kati Savolainen - Janne Mononen - Risto Ilola - Hannu Hänninen (2005). Material Selection for High Temperature Applications: Helsinki University of Technology Department of Mechanical Engineering - Laboratory of Engineering Materials Publications.
- [90] Maja Vratnica - Jelisav Čurović - Zijah Burzić (2002). Fatigue Properties of High – Strength Al – Zn – Mg – Cu Alloys with Different Levels of Puity: MATERIALI IN TEHNOLOGIJE 36 (2002) 1-2.
- [91] Yi Maozhong - Huang Baiyun - He Jiawen (2002) Erosion Wear Behavior and Model of Abradable Seal Coating: Elsevier Ltd.
- [92] T.S Sidhu - R.D. Agrawal - S. Prakash (2005) Hot Corrosion of Some Superalloys and Role of High-Velocity Oxy-Fuel Spray Coatings—a Review: Elsevier Ltd.
- [92] Maozhong Yi - Jiawen He - Baiyun Huang - Huijiu Zhou (1999) Friction and wear behaviour and abrasibility of abradable seal coating: Elsevier Ltd.

- [94] Tadeusz Hejwowski (2006) Investigations of Corrosion Resistance of Fe-, Ni- and Co-Based Hardfacings: Elsevier Ltd.
- [95] Dankwart Eiermann – Roland Nuber – Michel Soimar. (1990). The Introduction of a New Ultra – Lite Multipurpose Wankel Engine: SAE Paper 900035.
- [96] Askeland, D. R. (1998). Ciencia e Ingeniería de los Materiales: International Thomson Editores.
- [97] Lee, C. M. – Bond, T. H. – Addy, H. E. – Chun, K. S. (1989). Strain Measurements in a Rotary Engine Housing: SAE Paper 890333.
- [98] www.matweb.com
- [99] Norton, R. L. (1999). Diseño de Máquinas: Prentice Hall.
- [100] Deutschman, A. D. (1999). Diseño de Máquinas: CECSA.
- [101] Faires, V. M. (2003). Diseño de Elementos de Máquinas: LIMUSA.
- [102] Juvinall, R. C. (1991). Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica: LIMUSA.
- [103] Groover, M. P. (1997). Fundamentos de Manufactura Moderna: Prentice Hall.
- [104] Raju, M. S. – Willis, E. A. (1990). Analysis of Rotary Engine Combustion Processes Based on Unsteady 3D Computations: NASA Technical Memorandum 102469.
- [105] Raju, M. S. – Willis, E. A. (1990). 1990_Computational Experience with 3D Rotary Engine Combustion Model: NASA Technical Memorandum 103104.
- [106] Vilmann, C. (1991). Deformation Analysis of Rotary Combustion Engine Housings: NASA Contractor Report 188187.
- [107] Irion, C. E. – Mount, R. E. (1992). Stratified Charge Rotary Engine Critical Technology Enablement: NASA Contractor Report 189106.
- [108] Thanapol Poojitganont, Husni Taher Izweik, Heinz Peter Berg. (2006). The Simulation of Flow Field inside the Wankel Combustion Chamber: The 20th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.
- [109] Ortiz, H. (2003). The Rotary Wankel Engine, an Alternative to the Reciprocating Engine: Thesis Universidad de los Andes (Colombia).
- [110] <http://www.rcgroups.com>
- [111] <http://www.rcuniverse.com>
- [112] <http://www.cnczone.com/forums/showthread.php?t=11562>
- [113] <http://jason.ithought.org/archives/73>
- [114] <http://se3p.com>
- [115] CURTISS – WRIGHT CO.: Berkowitz, M. – Hermes, W. L. – Mount, R. E. – Myers, D. (1977). Performance emissions and physical characteristics of rotating combustion aircraft engine: NASA Contractor Report 135119.
- [116] CURTISS – WRIGHT CO.: Badgley, P. – Berkowitz, M. – Jones, C. - Myers, D. – Norwood, E. – Pratt, W. B.; CESSNA AIRCRAFT CO.: Ellis, D. R. - Huggins, G. – Mueller, A. – Hembrey, J. H. (1982). Advanced Stratified Charge Rotary Aircraft Engine Design Study: NASA Contractor Report 165398.

- [117] JOHN DEERE TECHNOLOGIES INTERNATIONAL, INC.: Badgley, P. – Irion, C. - Myers, D. (1985). Stratified Charge Rotary Aircraft Engine Technology Enablement Program: NASA Contractor Report 174812
- [118] Willis, E. A. – McFadden, J. J. (1992). NASA's Rotary Engine Technology Enablement Program: 1983 Through 1991: NASA Technical Memorandum 105562.
- [119] Schock, H. – Hamady, F. – Somerton, C. (1989). Stratified Charge Rotary Engine Combustion Studies: NASA Contractor Report 197985.
- [120] Hoffman, T. – Mack, J. – Mount, R. (1994). Two Rotor SCRE Engine System Technology Evaluations: NASA Contractor Report 195395.
- [121] Shimizu, R. – Tadokoro, T. – Nakanishi, T. – Funamoto, J. (1992). Mazda 4-Rotor Rotary Engine for the Le Mans 24-Hours Endurance Race: SAE Paper 920309.

ANEXOS

ANEXO A. RUTINAS EN MATLAB BASADAS EN BUTTSWORTH [40], PARA EL MODELAMIENTO DE LA COMBUSTIÓN

La simulación y análisis de la combustión es un paso importante para el diseño de cualquier motor de combustión interna, porque entrega las cargas más críticas a las que están sometidas las piezas que componen el motor, además predice la cantidad y la eficiencia de la potencia que se genera.

Para cumplir con este requerimiento de diseño, se pueden optar por los diferentes modelos que existen para la combustión, desde los más simplificados (inexactos) hasta los más complejos (exactos).

En nuestro caso, ya que se quiere obtener diseños viables y prácticos, decidimos modelar de la forma más exacta y práctica posible. Debido a esto, hemos encontrado que los modelos termodinámicos (cero-dimensionales) cumplen a cabalidad ambas expectativas, son muy prácticos como relativamente precisos.

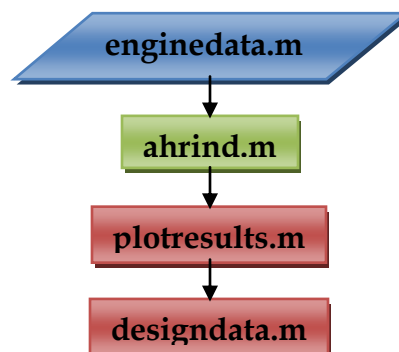
En nuestra investigación documental encontramos que el modelo que más se acercaba a lo que necesitábamos es el expuesto por Ferguson, el cual consiste en un modelo termodinámico de dos zonas programado en rutinas de FORTRAN. Para nuestra sorpresa encontramos el trabajo de Buttsworth, el cual se basa en el mismo modelo de Ferguson pero programado en MATLAB, lo cual fue una gran ayuda para su posterior adaptación al motor Wankel.

A.1. RUTINAS

A continuación presentamos las rutinas de programación que se encontraron y sus modificaciones para adaptarlas al motor Wankel.

Están programadas en forma de scripts (rutinas), y están basadas en los modelos explicados en este trabajo junto con las modificaciones que se adoptaron hacer, estas modificaciones están indicadas a lo largo del código con comentarios de color rojo.

El orden correcto para correr las rutinas es:



Rutina airdata.m

```
function A = airdata(scheme)
% Rutina para el calculo de propiedades termodinamicas del aire y los
% productos de la combustion, tomado de Buttsworth, David R. 2002. Spark
% Ignition Internal Combustion Engine Modelling using Matlab.
% Toowoomba : Faculty of Engineering & Surveying Technical Reports, 2002. ISBN: 1 877078 02 6
%
% A = airdata(scheme)
%
% Informacion tomada de:
% 1. Gordon, S., and McBride, B. J., 1971, "Computer Program for
% Calculation of Complex Chemical Equilibrium Composition, Rocket
% Performance, Incident and Reflected Shocks, and Chapman-Jouguet
% Detonations," NASA SP-273. As reported in Ferguson, C. R., 1986,
% "Internal Combustion Engines", Wiley.
% 2. Kee, R. J., et al., 1991, "The Chemkin Thermodynamic Data Base",
% Sandia Report, SAND87-8215B. As reported in
% Turns, S. R., 1996, "An Introduction to Combustion:
% Concepts and Applications", McGraw-Hill.
%
% *****
% Entradas:
% scheme switch:
% 'GMcB_low' - Gordon and McBride 300 < T < 1000 K
% 'GMcB_hi' - Gordon and McBride 1000 < T < 5000 K
% 'Chemkin_low' - Chemkin 300 < T < 1000 K
% 'Chemkin_hi' - Chemkin 1000 < T < 5000 K
% Salidas:
% A - Matriz de coeficientes polinomiales para cp/R, h/RT, and s/R
% de forma  $h/RT=a_1+a_2*T/2+a_3*T^2/3+a_4*T^3/4+a_5*T^4/5+a_6/T$  (por ejemplo) where T is expressed in
% K
% Las columnas 1 a 7 corresponde a los coeficientes a1 ... a7
% Las filas 1 a 10 corresponden a los elementos CO2 H2O N2 O2 CO H2 H O OH and NO
% *****
load Tablas.mat tabla_A << Se guardo la información en un solo archivo
switch scheme
case 'GMcB_low'
    A = tabla_A(:,1);
case 'GMcB_hi'
    A = tabla_A(:,2);
case 'Chemkin_low'
    A = tabla_A(:,3);
case 'Chemkin_hi'
    A = tabla_A(:,4);
end
```

Modificada por Andrés Castillo

Rutina fueldata.m

```
function [alpha,beta,gamma,delta,Afuel]=fueldata(fuel)
% Rutina para el cálculo de propiedades termodinámicas de un combustible,
% tomado de Buttsworth, David R. 2002. Spark
% Ignition Internal Combustion Engine Modelling using Matlab.
% Toowoomba : Faculty of Engineering & Surveying Technical Reports, 2002. ISBN: 1 877078 02 6
%
% [alpha,beta,gamma,delta,Afuel] = fueldata(fuel)
%
% Información tomada de:
% 1. Ferguson, C.R., 1986, "Internal Combustion Engines", Wiley;
% 2. Heywood, J.B., 1988, "Internal Combustion Engine Fundamentals",
% McGraw-Hill; and
% 3. Raine, R. R., 2000, "ISIS_319 User Manual", Oxford Engine Group.
%
```

```

% *****
% Entradas:
% fuel switch
% from Ferguson: 'gasoline', 'diesel', 'methane', 'methanol',
% 'nitromethane', 'benzene';
% from Heywood: 'methane_h', 'propane', 'hexane', 'isooctane_h',
% 'methanol_h', 'ethanol', 'gasoline_h1', 'gasoline_h2', 'diesel_h';
% from Raine: 'toluene', 'isooctane'.
% Salidas:
% alpha, beta, gamma, delta - number of C, H, O, and N atoms
% Afuel - Vector de coeficientes polinomiales para cp/R, h/RT, and s/R
% de la forma h/RT=a1+a2*T/2+a3*T^2/3+a4*T^3/4-a5/T^2+a6/T (por ejemplo)
% donde T viene dada en K.
% *****
load Tablas.mat tabla_A_combustible alpha beta gamma delta <<
switch fuel
    case 'gasoline' % Ferguson
        f = 1;
    case 'diesel' % Ferguson
        f = 2;
    case 'methane' % Ferguson
        f = 3;
    case 'methanol' % Ferguson
        f = 4;
    case 'nitromethane' % Ferguson
        f = 5;
    case 'benzene' % Ferguson
        f = 6;
    case 'toluene' % Raine
        f = 7;
    case 'isooctane' % Raine
        f = 8;
    case 'methane_h' % Heywood
        f = 9;
    case 'propane' % Heywood
        f = 10;
    case 'hexane' % Heywood
        f = 11;
    case 'isooctane_h' % Heywood
        f = 12;
    case 'methanol_h' % Heywood
        f = 13;
    case 'ethanol' % Heywood
        f = 14;
    case 'gasoline_h1' % Heywood
        f = 15;
    case 'gasoline_h2' % Heywood
        f = 16;
    case 'diesel_h' % Heywood
        f = 17;
end
alpha = alpha(f);
beta = beta(f);
gamma = gamma(f);
delta = delta(f);
Afuel = tabla_A_combustible(f,:);

```

Modificada por Andrés Castillo

Rutina farg.m

function [h,u,v,s,Y,cp,dlvT,dlvP]=farg(p,T,phi,f,fueltype,airscheme)

```

% Rutina para determinar las condiciones de la mezcla de combustible, aire
% y gases residuales de la combustion a bajas temperaturas, , tomado de Buttsworth, David R. 2002.
Spark
% Ignition Internal Combustion Engine Modelling using Matlab.
% Toowoomba : Faculty of Engineering & Surveying Technical Reports, 2002. ISBN: 1 877078 02 6
%
%
% [h,u,v,s,Y,cp,dvIT,dvlp]=farg(p,T,phi,f,fueltype,airscheme)
%
% Informacion tomada de:
% 1. Ferguson, C.R., 1986, "Internal Combustion Engines", Wiley, p108;
% who uses the results of:
% 2. Hires, S.D., Ekchian, A., Heywood, J.B., Tabaczynski, R.J., and
% Wall, J.C., 1976, "Performance and NOx Emissions Modeling of a Jet
% Ignition Pre-Chamber Stratified Charge Engine", SAE Trans., Vol 85,
% Paper 760161.
%
% *****
% Entradas:
% p,T,phi - Presion (Pa), Temperatura(K), and Relacion Equivalente
% f - Fraccion de Masa Residual; f=0 si no hay productos de la combustion
% presentes y f=1 si solo hay productos de la combustion presentes
% fueltype - 'gasoline', 'diesel', etc - ver fueldata.m
% aircscheme - 'GMcB' (Gordon and McBride) or 'Chemkin'- ver airdata.m
% Salidas:
% h - entalpia especifica (J/kg), u - energia interna especifica (J/kg),
% v - volumen especifico (m^3/kg), s - entropia (J/kgK),
% Y - Fraccion molar de 6 especies: CO2, H2O, N2, O2, CO, and H2,
% cp - Calor Especifico a presion constante (J/kgK),
% dvIT - derivada parcial de log(v) wrt log(T)
% dvlp - derivada parcial de log(v) wrt log(p)
% *****
%% 1. Determinar Coeficientes del combustible, del aire y los productos de la combustion
[alpha,beta,gamma,delta,Afuel]=fueldata(fueltype);
switch aircscheme
case 'GMcB'
A = airdata('GMcB_low');
case 'Chemkin'
A = airdata('Chemkin_low');
end

Ru = 8314.34; % J/kmolK
table = [-1 1 0 0 1 -1];
M = [44.01 18.02 28.008 32.000 28.01 2.018]; % kg/kmol
MinMol = 1e-25;
dvIT = 1;
dvlp = -1;
eps = 0.210/(alpha+0.25*beta-0.5*gamma);
%% 2. Determinar el numero de moles de cada especie producto de la reaccion
if phi <= 1.0 % Mezcla Pobre o Estequiometrica
nu = [alpha*phi*eps beta*phi*eps/2 0.79+delta*phi*eps/2 0.21*(1-phi) 0 0];
dcdT=0;
else % Mezcla Rica en Combustible
z = 1000/T;
K = exp(2.743 + z*(-1.761 + z*(-1.611 + z*0.2803)));
dKdT = -K*(-1.761 + z*(-3.222 + z*0.8409))/1000;
a = 1 - K;
b = 0.42 - phi*eps*(2*alpha - gamma) + K*(0.42*(phi - 1) + alpha*phi*eps);
c = -0.42*alpha*phi*eps*(phi - 1)*K;
nu5 = (-b + sqrt(b^2 - 4*a*c))/2/a;
dcdT = dKdT*(nu5^2 - nu5*(0.42*(phi - 1)+alpha*phi*eps)+ 0.42*alpha*phi*eps*(phi-1))/(2*nu5*a + b);

```

```

    nu = [alpha*phi*eps-nu5 0.42-phi*eps*(2*alpha - gamma)+nu5 0.79+delta*phi*eps/2 0 nu5 0.42*(phi -
1)-nu5]';
end
%% 3. Fraccion Molar de los Productos de la Combustion
tmoles = sum(nu); % Total de Moles
Y = nu/tmoles; % Fraccion Molar
Mres = sum(Y.*M); % Peso Molecular de los gases residuales
%% 4. Fraccion Molar y Peso Molecular de la Mezcla Aire-Combustible
fuel = eps*phi/(1 + eps*phi);
o2 = 0.21/(1 + eps*phi);
n2 = 0.79/(1 + eps*phi);
Mfa = fuel*(12.01*alpha + 1.008*beta + 16*gamma + 14.01*delta)+ 32*o2 + 28.02*n2;
%% 5. Fraccion Molar del Combustible-Aire-Gas Residual
Yres = f/(f + Mres/Mfa*(1 - f));
Y = Y*Yres;
Yfuel = fuel*(1 - Yres);
Y(3) = Y(3) + n2*(1 - Yres);
Y(4) = Y(4) + o2*(1 - Yres);
%% 6. Propiedades del Componente
Tcp0 = [1 T T^2 T^3 T^4];
Th0 = [1 T/2 T^2/3 T^3/4 T^4/5 1/T];
Ts0 = [log(T) T T^2/2 T^3/3 T^4/4 1];
cp0 = A(1:6,1:5)*Tcp0;
h0 = A(1:6,1:6)*Th0;
s0 = A(1:6,[1:5 7])*Ts0;
Mfuel = 12.01*alpha+1.008*beta+16.000*gamma+14.01*delta;
cpfuel = Afuel(1:5)*[1 T T^2 T^3 1/T^2];
hfuel = Afuel(1:6)*[1 T/2 T^2/3 T^3/4 -1/T^2 1/T];
s0fuel = Afuel([1:5 7])*[log(T) T T^2/2 T^3/3 -1/T^2/2 1];
if Yfuel<MinMol
Yfuel=MinMol;
end
i=find(Y<MinMol);
Y(i)=ones(length(i),1)*MinMol;
%% 7. Propiedades de la Mezcla
h = hfuel*Yfuel + sum(h0.*Y);
s = (s0fuel - log(Yfuel))*Yfuel + sum((s0 - log(Y)).*Y);
cp = cpfuel*Yfuel + sum(cp0.*Y) + sum(h0.*table*T*dcdT*Yres/tmoles);
MW = Mfuel*Yfuel + sum(Y.*M);
R = Ru/MW;
h = R*T*h;
u = h-R*T;
v = R*T/p;
s = R*(-log(p/101.325e3) + s);
cp = R*cp;

```

Traducida por Andrés Castillo
Original de Buttsworth

Rutina ecp.m

```

function [h,u,v,s,Y,cp,dvIT,dvIp]=ecp(p,T,phi,fueltype,airscheme,Yguess);
% Rutina para determinar el punto de equilibrio de los productos de la
% combustion tomado de Buttsworth, David R. 2002. Spark Ignition Internal
% Combustion Engine Modelling using Matlab.
% Toowoomba : Faculty of Engineering & Surveying Technical Reports, 2002. ISBN: 1 877078 02 6
% [h,u,v,s,Y,cp,dvIT,dvIp]=ecp(p,T,phi,fueltype,airscheme,Yguess);
% Metodo propuesto por:
% 1. Ferguson, C.R., 1986, "Internal Combustion Engines", Wiley, p122;
% que utiliza el metodo empleado por:
% 2. Olikara, C., and Borman, G.L., 1975, "A Computer Program for
% Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with
% Some Applications to I.C. Engines", SAE Paper 750468.
% *****

```

```

% Entradas:
% p,T,phi - Presion (Pa), Temperatura(K), y relacion equivalente
% fueltype - 'gasoline', 'diesel', etc - ver fueldata.m
% aircscheme - 'GMcB' (Gordon and McBride) o 'Chemkin'
% Yguess - (opcional) Estimado Inicial del valor de las fracciones molares
% de las especies quimicas CO2 H2O N2 O2 CO H2 H O OH and NO
% Salidas:
% h - Entalpia Especifica (J/kg), u - Energia Interna Especifica(J/kg),
% v - Volumen Especifico(m^3/kg), s - Entropia(J/kgK),
% Y - Fraccion molar de las 10 especies, cp - Calor Especifico(J/kgK),
% dlVT - Derivada Parcial de log(v) wrt log(T)
% dlvp - Derivada Parcial de log(v) wrt log(p)
% *****
%% 1. Determinar las Constantes a1 ... a7 para el combustible y el aire
[alpha,beta,gamma,delta,Afuel] = fueldata(fueltype);
switch aircscheme
    case 'GMcB'
        A0=airdata('GMcB_hi');
    case 'Chemkin'
        A0=airdata('Chemkin_hi');
end
%% 2. Constante de Equilibrio tomada Olikara y Borman
load Tablas.mat Kp

MinMol=1e-25;
tol=3e-12;
Ru=8314.34; % J/kmol.K
M=[44.01 18.02 28.008 32.000 28.01 2.018 1.009 16 17.009 30.004]; % kg/kmol
%% 3. Pre-indexar Variables
dcdT=zeros(4,1);
dcdp=zeros(4,1);
dfdT=zeros(4,1);
dfdp=zeros(4,1);
dYdT=zeros(10,1);
dYdp=zeros(10,1);
B=zeros(4,1);
%% 4. Revisar si se forma Carbono Solido
eps = 0.210/(alpha + 0.25*beta - 0.5*gamma);
if phi>(0.210/eps/(0.5*alpha - 0.5*gamma))
    error('El valor de phi es demasiado alto - Se formara C(s) y otras especies');
end
%% 5. Estimacion de las Fracciones Parciales
if nargin == 5 % Implica que no se asumieron valores de Y, por lo tanto se obtendran a partir de la
funcion farg
    [h,u,v,s,Y,cp,dlVT,dlvp] = farg(p,T,phi,1,fueltype,aircscheme);
    Y(7:10) = ones(4,1)*MinMol;
else
    Y = Yguess;
end
%% 6. Evaluar las Constantes
patm = p/101.325e3; % Convertir de Pa a ATM
TKp = [log(T/1000) 1/T 1 T T^2];
K = 10.^(Kp*TKp);
c = K.*[1/sqrt(patm) 1/sqrt(patm) 1 1 sqrt(patm) sqrt(patm)];
d = [beta/alpha (gamma+0.42/eps/phi)/alpha (delta+1.58/eps/phi)/alpha];
if abs(phi - 1)<tol
    phi = phi*(1 + tol*sign(phi - 1));
end
i = find(Y < MinMol);
Y(i) = ones(length(i),1)*MinMol;
DY3to6 = 2*tol*ones(4,1);
MaxIter = 500;

```

```

MaxVal = max(abs(DY3to6));
Iter = 0;
DoneSome = 0;
while (Iter < MaxIter) & ((MaxVal > tol) | (DoneSome < 1))
    Iter = Iter+1;
    if Iter>2,
        DoneSome = 1;
    end
    D76=0.5*c(1)/sqrt(Y(6));
    D84=0.5*c(2)/sqrt(Y(4));
    D94=0.5*c(3)*sqrt(Y(6)/Y(4));
    D96=0.5*c(3)*sqrt(Y(4)/Y(6));
    D103=0.5*c(4)*sqrt(Y(4)/Y(3));
    D104=0.5*c(4)*sqrt(Y(3)/Y(4));
    D24=0.5*c(5)*Y(6)/sqrt(Y(4));
    D26=c(5)*sqrt(Y(4));
    D14=0.5*c(6)*Y(5)/sqrt(Y(4));
    D15=c(6)*sqrt(Y(4));
    A(1,1)=1+D103;
    A(1,2)=D14+D24+1+D84+D104+D94;
    A(1,3)=D15+1;
    A(1,4)=D26+1+D76+D96;
    A(2,1)=0;
    A(2,2)=2*D24+D94-d(1)*D14;
    A(2,3)=-d(1)*D15-d(1);
    A(2,4)=2*D26+2+D76+D96;
    A(3,1)=D103;
    A(3,2)=2*D14+D24+2+D84+D94+D104-d(2)*D14;
    A(3,3)=2*D15+1-d(2)*D15-d(2);
    A(3,4)=D26+D96;
    A(4,1)=2+D103;
    A(4,2)=D104-d(3)*D14;
    A(4,3)=-d(3)*D15-d(3);
    A(4,4)=0;
    B(1)=-(sum(Y)-1);
    B(2)=-(-2*Y(2)+2*Y(6)+Y(7)+Y(9)-d(1)*Y(1)-d(1)*Y(5));
    B(3)=-(-2*Y(1)+Y(2)+2*Y(4)+Y(5)+Y(8)+Y(9)+Y(10)-d(2)*Y(1)-d(2)*Y(5));
    B(4)=-(-2*Y(3)+Y(10)-d(3)*Y(1)-d(3)*Y(5));
    invA=inv(A);
    DY3to6=invA*B;
    MaxVal=max(abs(DY3to6));
    Y(3:6)=Y(3:6)+DY3to6/10;
    i=find(Y<MinMol);
    Y(i)=ones(length(i),1)*MinMol;
    Y(7)=c(1)*sqrt(Y(6));
    Y(8)=c(2)*sqrt(Y(4));
    Y(9)=c(3)*sqrt(Y(4)*Y(6));
    Y(10)=c(4)*sqrt(Y(4)*Y(3));
    Y(2)=c(5)*sqrt(Y(4))*Y(6);
    Y(1)=c(6)*sqrt(Y(4))*Y(5);
end
if Iter >= MaxIter
    warning('Numero de Iteraciones Maximo Alcanzado sin cumplirse el Criterio de Convergencia ');
end
TdKdT=[1/T -1/T^2 1 2*T];
dKdT=2.302585*K.*(Kp(:,[1 2 4 5])*TdKdT);
dcdT(1)=dKdT(1)/sqrt(patm);
dcdT(2)=dKdT(2)/sqrt(patm);
dcdT(3)=dKdT(3);
dcdT(4)=dKdT(4);
dcdT(5)=dKdT(5)*sqrt(patm);
dcdT(6)=dKdT(6)*sqrt(patm);

```

```

dcdp(1)=-0.5*c(1)/p;
dcdp(2)=-0.5*c(2)/p;
dcdp(5)=0.5*c(5)/p;
dcdp(6)=0.5*c(6)/p;
x1=Y(1)/c(6);
x2=Y(2)/c(5);
x7=Y(7)/c(1);
x8=Y(8)/c(2);
x9=Y(9)/c(3);
x10=Y(10)/c(4);
dfdT(1)=dcdT(6)*x1+dcdT(5)*x2+dcdT(1)*x7+dcdT(2)*x8+dcdT(3)*x9+dcdT(4)*x10;
dfdT(2)=2*dcdT(5)*x2+dcdT(1)*x7+dcdT(3)*x9-d(1)*dcdT(6)*x1;
dfdT(3)=2*dcdT(6)*x1+dcdT(5)*x2+dcdT(2)*x8+dcdT(3)*x9+dcdT(4)*x10-d(2)*dcdT(6)*x1;
dfdT(4)=dcdT(4)*x10-d(3)*dcdT(6)*x1;
dfdp(1)=dcdp(6)*x1+dcdp(5)*x2+dcdp(1)*x7+dcdp(2)*x8;
dfdp(2)=2*dcdp(5)*x2+dcdp(1)*x7-d(1)*dcdp(6)*x1;
dfdp(3)=2*dcdp(6)*x1+dcdp(5)*x2+dcdp(2)*x8-d(2)*dcdp(6)*x1;
dfdp(4)=-d(3)*dcdp(6)*x1;
B=-dfdT;
dYdT(3:6)=invA*B;
dYdT(1)=sqrt(Y(4)*Y(5)*dcdT(6)+D14*dYdT(4)+D15*dYdT(5);
dYdT(2)=sqrt(Y(4)*Y(6)*dcdT(5)+D24*dYdT(4)+D26*dYdT(6);
dYdT(7)=sqrt(Y(6)*dcdT(1)+D76*dYdT(6);
dYdT(8)=sqrt(Y(4)*dcdT(2)+D84*dYdT(4);
dYdT(9)=sqrt(Y(4)*Y(6)*dcdT(3)+D94*dYdT(4)+D96*dYdT(6);
dYdT(10)=sqrt(Y(4)*Y(3)*dcdT(4)+D104*dYdT(4)+D103*dYdT(3);
B=-dfdp;
dYdp(3:6)=invA*B;
dYdp(1)=sqrt(Y(4)*Y(5)*dcdp(6)+D14*dYdp(4)+D15*dYdp(5);
dYdp(2)=sqrt(Y(4)*Y(6)*dcdp(5)+D24*dYdp(4)+D26*dYdp(6);
dYdp(7)=sqrt(Y(6)*dcdp(1)+D76*dYdp(6);
dYdp(8)=sqrt(Y(4)*dcdp(2)+D84*dYdp(4);
dYdp(9)=D94*dYdp(4)+D96*dYdp(6);
dYdp(10)=D104*dYdp(4)+D103*dYdp(3);
%% 7. Calculo de Propiedades Termodinamicas
Tc0=[1 T T^2 T^3 T^4];
Th0=[1 T/2 T^2/3 T^3/4 T^4/5 1/T];
Ts0=[log(T) T T^2/2 T^3/3 T^4/4 1];
cp0=A0(:,1:5)*Tc0;
h0=A0(:,1:6)*Th0;
s0=A0(:,1:5 7)*Ts0;
Y(1)=(2*Y(3)+Y(10))/d(3)-Y(5);
Y(2)=(d(1)/d(3)*(2*Y(3)+Y(10))-2*Y(6)-Y(7)-Y(9))/2;
i=find(Y<MinMol);
Y(i)=ones(length(i),1)*MinMol;
%% 8. Propiedades de la Mezcla
h=sum(h0.*Y);
s=sum((s0-log(Y)).*Y);
cp=sum(Y.*cp0+h0.*dYdT*T);
MW=sum(Y.*M);
MT=sum(dYdT.*M);
Mp=sum(dYdp.*M);
R=Ru/MW;
v=R*T/p;
cp=R*(cp-h*T*MT/MW);
divlT=1+max(-T*MT/MW,0);
divlp=-1+max(p*Mp/MW,0);
h=R*T*h;
s=R*(-log(patm)+s);
u=h-R*T;

```

Modificada por Andrés Castillo

Rutina Tadiabatic.m

```
function Tb = Tadiabatic(p,Tu,phi,f,fueltype,airscheme)
% Rutina para el calculo de la temperatura de llama adiabatica
% tomado de Buttsworth, David R. 2002. Spark
% Ignition Internal Combustion Engine Modelling using Matlab.
% Toowoomba : Faculty of Engineering & Surveying Technical Reports, 2002. ISBN: 1 877078 02 6
%
% Tb = Tadiabatic(p,Tu,phi,f,fueltype,airscheme)
%
% Este mmetero itera hasta que la entalpia de los productos de combustion
% en equilibrio sea igual a la entalpia inicial de la mezcla
% la funcion farg se usa para determinar la entalpia de la mezcla fresca
% y ecp se usa para determinar la entalpia de los gases quemados.
% *****
% Entradas:
% p - Presion (Pa)
% Tu - Temperatura de la Mezcla Fresca (K)
% phi - Relacion Equivalente
% f - Fraccion de Masa Residual; f=0 si no hay productos de la combustion
% presentes y f=1 si solo hay productos de la combustion presentes
% fueltype - 'gasoline', 'diesel', etc - ver fueldata.m
% airscheme - 'GMcB' (Gordon and McBride) or 'Chemkin'
% Salida:
% Tb - Temperatura del Gas de Escape (K) - Temperatura de Llama Adiabatica
% *****
MaxIter = 50;
Tol = 0.00001; % 0.001% Error Permissible en el Calculo de la Temperatura
Tb = 2000; % Estimato Inicial
DeltaT = 2*Tol*Tb;
Iter = 0;
[hu,u,v,s,Y,cp,dVlT,dVlP] = farg(p,Tu,phi,f,fueltype,airscheme);
while (Iter < MaxIter) & (abs(DeltaT/Tb) > Tol)
    Iter = Iter + 1;
    [hb,u,v,s,Y,cp,dVlT,dVlP] = ecp(p,Tb,phi,fueltype,airscheme);
    DeltaT = (hu - hb)/cp;
    Tb = Tb + DeltaT;
end
if Iter >= MaxIter
    warning('Numero de Iteraciones Maximo alcanzado sin cumplir el criterio de convergencia!');
end
```

Traducida por Andrés Castillo
Original de Buttsworth

Rutina enginedata.m

```
% enginedata.m
%
% Script file used by the function ahrind.m to
% define the engine properties and initial conditions
% ***** engine geometry *****
Rr=21e-03; % engine rotor radius (m) < Geometria Wankel
e=2.8e-03; % engine eccentric distance (m) < Geometria Wankel
b=5*e; % width of rotor hosing (m) < Geometria Wankel
r=7.5; % compression ratio
a=1.5e-03; % paralel distance trochoid (m) < Geometria Wankel
Sp=0.5e-03; % minimum clearance between rotor and hosing (m) <Geom. Wankel
ap=a-Sp; < Geometria Wankel
R1=Rr+a; % Radius 1 (m) < Geometria Wankel
R2=Rr+ap; % Radius 2 (m) < Geometria Wankel
VH=sqrt(3)*e*(2*R1+R2)*b; % engine stroke volume (m^3) < Geometria Wankel
K=Rr/e; % trochoid constant, R/e < Geometria Wankel
Vtdc=VH/(r-1); % volume at TDC < Modificado
```

```

Vbdc=r/(r-1)*VH; % volume at BDC < Modificado
Lcte=0.03956462822; % Rotor Side Arc Length (m) < Geometria Wankel
Lmax=0.05624538866; % Maximum Rotor Hosing Arc Length (m) < Geometria Wankel
Lmin=0.04195705726; % Minimum Rotor Housing Arc Length (m) < Geometria Wankel
% **** engine thermofluids parameters ****
Cblowby=0.9; % piston blowby constant (s^-1) <<< Para destacar las fugas
f=0.3; % residual fraction <<< Para destacar las fugas
fueltype='ethanol';
airscheme='GMCB';
phi=0.77; % equivalence ratio
thetas=-30*pi/180; % start of burning <<< Valor estandar
thetab=180*pi/180; % burn duration angle <<<Caracteriza la combustion Wankel
RPM=17500; % engine maximum revolution speed
omega=RPM*pi/30; % engine speed in rad/s
heattransferlaw='Woschni'; % 'constant', or 'Woschni'
hcu=500; % unburned zone heat transfer coefficient/weighting
hcb=500; % burned zone heat transfer coefficient/weighting
Tw=383; % engine surface temperature<<<Caracteristico de motores d modelismo
% **** initial conditions ****
p1=100e3;
T1=350;
theta1=-270*pi/180;
V1=Vbdc;
[h1,u1,v1,s1,Y1,cp1,d1vT1,d1vlp1]=farg(p1,T1,phi,f,fueltype,airscheme);
mass1=Vbdc/v1;
U1=u1*mass1;

```

Modificada por Diego A. Rivera y
Yoediver Meneses S.

Rutina RatesComp.m

```

function yprime=RatesComp(theta,y,flag)
%
% yprime=RatesComp(theta,y,flag)
%
% Function that returns the drivatives of the following 5 variables
% w.r.t. crank angle (theta) for the compression phase:
% 1) pressure; 2) unburned temperature;
% 3) work; 4) heat transfer; and 5) heat leakage.
% See Ferguson, C.R., 1986, "Internal Combustion Engines", Wiley,
% p174.
global Rr e b r a Sp ap R1 R2 VH K Lcte Lmax Lmin...
Cblowby f fueltype airscheme phi ...
thetas thetab RPM omega ...
heattransferlaw hcu hcb ...
Tw theta1 Vtdc Vbdc mass1 ...
p1 T1 V1 U1
p=y(1);
Tu=y(2);
yprime=zeros(5,1);
% mass in cylinder accounting for blowby:
mass=mass1*exp(-Cblowby*(theta-theta1)/omega);
% volume of cylinder:
V=Vtdc+sqrt(3)/2*e*(2*R1+R2)*b*(1-sin(2/3*theta+pi/2)); < Geometria Wankel
% derivate of volume:
dVdtheta=sqrt(3)/3*e*(2*R1+R2)*b*sin(2/3*theta); < Geometria Wankel
switch heattransferlaw
case 'constant'
hcoeff=hcu;
case 'Woschni'
upmean=pi/3*Rr*omega; % mean piston velocity < Geometria Wankel
C1=2.28;
hcoeff=131*Rr^(-0.2)*Tu^(-0.53)*(p/100e3)^(0.8)*(C1*upmean)^0.8; < Corregida

```

```

end
A=1/mass*(dVdtheta+V*Cblowby/omega);
Qconv=hcoeff*(2*V/b+Lcte*b+b*(Lmin+(Lmax-Lmin)/2*(1-sin(2/3*theta+pi/2))))*(Tu-Tw); < Geometria
Wankel
Const1=1/omega/mass;
[h,u,v,s,Y,cp,dVdT,dVdp]=farg(p,Tu,phi,f,fueltype,airscheme);
B=Const1*v/cp*dVdT*Qconv/Tu; % note typo on p174, eq. 4.76
C=0;
D=0;
E=v^2/cp/Tu*dVdT^2+v/p*dVdp;
yprime(1)=(A+B+C)/(D+E);
yprime(2)=-Const1/cp*Qconv+v/cp*dVdT*yprime(1);
yprime(3)=p*dVdtheta;
yprime(4)=Qconv/omega;
yprime(5)=Cblowby*mass/omega*h;

```

Modificada por Diego A. Rivera y
Yoediver Meneses S.

Rutina RatesComb.m

```

function yprime=RatesComb(theta,y,flag)
%
% yprime=RatesComb(theta,y,flag)
% Function that returns the drivatives of the following 6 variables
% w.r.t. crank angle (theta) for the combustion phase:
% 1) pressure; 2) unburned temperature; 3) burned temperature;
% 4) work; 5) heat transfer; and 6) heat leakage.
% See Ferguson, C.R., 1986, "Internal Combustion Engines", Wiley,
% p174.
global Rr e b r a Sp ap R1 R2 VH K Lcte Lmax Lmin...
Cblowby f fueltype airscheme phi ...
thetas thetab RPM omega ...
heattransferlaw hcu hcb ...
p1 T1 V1 Tw theta1 Vtdc Vbdc mass1 U1
p=y(1);
Tb=y(2);
Tu=y(3);
yprime=zeros(6,1);
% mass in cylinder accounting for blowby:
mass=mass1*exp(-Cblowby*(theta-theta1)/omega);
% volume of cylinder:
V=Vtdc+sqrt(3)/2*e*(2*R1+R2)*b*(1-sin(2/3*theta+pi/2)); < Geometria Wankel
% derivate of volume:
dVdtheta=sqrt(3)/3*e*(2*R1+R2)*b*sin(2/3*theta); < Geometria Wankel
% mass fraction burned and derivative:
x=0.5*(1-cos(pi*(theta-thetas)/thetab));
dxtheta=pi/2/thetab*sin(pi*(theta-thetas)/thetab);
if x<0.0001, x=0.0001; end;
if x>0.9999, x=0.9999; end;
switch heattransferlaw
case 'constant'
hcoeffu=hcu;
hcoeffb=hcb;
case 'Woschni'
upmean=pi/3*Rr*omega; % mean piston velocity
C1=2.28;
C2=3.24e-3;
k=1.3;
pm=p1*(V1/V)^k; % motoring pressure
hcoeffu=131*Rr^(-0.2)*Tu^(-0.53)*(p/100e3)^(0.8) * ...
(C1*upmean+C2*VH*T1/p1/V1*(p-pm))^(0.8); < Corregida
hcoeffb=131*Rr^(-0.2)*Tb^(-0.53)*(p/100e3)^(0.8) * ...
(C1*upmean+C2*VH*T1/p1/V1*(p-pm))^(0.8); < Corregida

```

```

end
A=1/mass*(dVdtheta+V*Cblowby/omega);
Qconvu=hcoeff*(2*V/b+Lcte*b+b*(Lmin+(Lmax-Lmin)/2*(1-sin(2/3*theta+pi/2))))*(1-sqrt(x))*(Tu-Tw); <
Geometria Wankel
Qconvb=hcoeff*(2*V/b+Lcte*b+b*(Lmin+(Lmax-Lmin)/2*(1-sin(2/3*theta+pi/2))))*sqrt(x)*(Tb-Tw); <
Geometria Wankel
Const1=1/omega/mass;
[hu,uu,vu,s,Y,cpu,dvITu,dvIpu]= ...
farg(p,Tu,phi,f,fueltype,airscheme);
[hb,ub,vb,s,Y,cpb,dvITb,dvIpb]= ...
ecp(p,Tb,phi,fueltype,airscheme);
B=Const1*(vb/cpb*dvITb*Qconvb/Tb+ ...
vu/cpu*dvITu*Qconvu/Tu);
C=-(vb-vu)*dxdtheta-vb*dvITb*(hu-hb)/cpb/Tb*(dxdtheta- ...
(x-x^2)*Cblowby/omega);
D=x*(vb^2/cpb/Tb*dvITb^2+vb/p*dvIpb);
E=(1-x)*(vu^2/cpu/Tu*dvITu^2+vu/p*dvIpu);
yprime(1)=(A+B+C)/(D+E);
yprime(2)=-Const1/cpb/x*Qconvb+vb/cpb*dvITb*yprime(1)+ ...
(hu-hb)/cpb*(dxdtheta/x-(1-x)*Cblowby/omega);
yprime(3)=-Const1/cpu/(1-x)*Qconvu+vu/cpu*dvITu*yprime(1);
yprime(4)=p*dVdtheta;
yprime(5)=Const1*mass*(Qconvb+Qconvu);
yprime(6)=Cblowby*mass/omega*((1-x^2)*hu+x^2*hb);

```

Modificada por Diego A. Rivera y
Yoediver Meneses S.

Rutina RatesExp.m

```

function yprime=RatesExp(theta,y,flag)
%
% yprime=RatesExp(theta,y,flag)
% Function that returns the drivatives of the following 5 variables
% w.r.t. crank angle (theta) for the expansion phase:
% 1) pressure; 2) unburned temperature;
% 3) work; 4) heat transfer; and 5) heat leakage.
% See Ferguson, C.R., 1986, "Internal Combustion Engines", Wiley,
% p174.
global Rr e b r a Sp ap R1 R2 VH K Lcte Lmax Lmin...
Cblowby f fueltype airscheme phi ...
thetas thetab RPM omega ...
heattransferlaw hcb ...
p1 T1 V1 Tw theta1 Vtdc Vbdc mass1
p=y(1);
Tb=y(2);
yprime=zeros(5,1);
% mass in cylinder accounting for blowby:
mass=mass1*exp(-Cblowby*(theta-theta1)/omega);
% volume of cylinder:
V=Vtdc+sqrt(3)/2*e*(2*R1+R2)*b*(1-sin(2/3*theta+pi/2)); < Geometria Wankel
% derivate of volume:
dVdtheta=sqrt(3)/3*e*(2*R1+R2)*b*sin(2/3*theta); < Geometria Wankel
switch heattransferlaw
case 'constant'
hcoeff=hcb;
case 'Woschni'
upmean=pi/3*Rr*omega; % mean piston velocity < Geometria Wankel
C1=2.28;
C2=3.24e-3;
k=1.3;
pm=p1*(V1/V)^k; % motoring pressure
hcoeff=131*Rr^(-0.2)*Tb^(-0.53)*(p/100e3)^(0.8)* ...
(C1*upmean+C2*VH*T1/p1/V1*(p-pm))^(0.8); < Corregida

```

```

end
A=1/mass*(dVdtheta+V*Cblowby/omega);
Qconv=hcoeff*(2*V/b+Lcte*b+b*(Lmin+(Lmax-Lmin)/2*(1-sin(2/3*theta+pi/2))))*(Tb-Tw); < Geometria
Wankel
Const1=1/omega/mass;
if Tb<1000
[h,u,v,s,Y,cp,dVdT,dVlp]=farg(p,Tb,phi,1,fueltype,airscheme);
else
[h,u,v,s,Y,cp,dVdT,dVlp]=ecp(p,Tb,phi,fueltype,airscheme);
end
B=Const1*v/cp*dVdT*Qconv/Tb;
C=0;
D=v^2/cp/Tb*dVdT^2+v/p*dVlp;
E=0;
yprime(1)=(A+B+C)/(D+E);
yprime(2)=-Const1/cp*Qconv+v/cp*dVdT*yprime(1);
yprime(3)=p*dVdT;
yprime(4)=Qconv/omega;
yprime(5)=Cblowby*mass/omega*h;

```

Modificada por Diego A. Rivera y
Yoediver Meneses S.

Rutina ahrind.m

```

% ahrind.m
% Script file to determine the performance of a fuel inducted engine
% based on a (user-specified) arbitrary heat release profile as a
% function of crank angle.
% Method closely follows that of:
% Ferguson, C.R., 1986, "Internal Combustion Engines", Wiley.
% *****
% input:
% enginedata.m - this is another script file that defines all of the
% relevant engine parameters and operating conditions.
% output:
% ahrind.mat - this file contains all of the variables. For plotting
% the results, see the example script file plotresults.m
% *****
timestart=cputime;
global Rr e b r a Sp ap R1 R2 VH K Lcte Lmax Lmin ...
Cblowby f fueltype airscheme phi ...
thetas thetab RPM omega ...
heattransferlaw hcu hcb ...
Tw theta1 Vtdc Vbdc mass1 ...
p1 T1 V1 U1
% load the engine parameters and initial conditions
enginedata
switch heattransferlaw
case 'Woschni'
if (abs(hcu) > 10)|(abs(hcb) > 10),
warning('Woschni model with weighting factor > 10')
end
end
% integration parameters
dtheta=1*pi/180;
options=odeset('RelTol',1e-3);
% integration during compression phase
disp(['integrating over the compression phase']);
[thetacomp,pTuWQIH]=ode45('RatesComp', ...
[-3*pi/2:dtheta:thetas],[p1 T1 0 0 0],options);
% specification of initial conditions at start of combustion phase
% b - beginning of combustion
pb=interp1(thetacomp,pTuWQIH(:,1),thetas);

```

```

Tub=interp1(thetacomp,pTuWQIHI(:,2),thetas);
Tbb=Tadiabatic(pb,Tub,phi,f,fueltype,airscheme);
Wb=interp1(thetacomp,pTuWQIHI(:,3),thetas);
Qlb=interp1(thetacomp,pTuWQIHI(:,4),thetas);
Hlb=interp1(thetacomp,pTuWQIHI(:,5),thetas);
% integration during combustion phase
disp(['integrating over the combustion phase']);
[thetacomb,pTbTuWQIHI]=ode45('RatesComb', ...
[thetas:dtheta:thetas+thetab],[pb Tbb Tub Wb Qlb Hlb],options);
% specification of initial conditions at start of expansion phase
% e - end of combustion / start of expansion
pe=interp1(thetacomb,pTbTuWQIHI(:,1),thetas+thetab);
Tbe=interp1(thetacomb,pTbTuWQIHI(:,2),thetas+thetab);
We=interp1(thetacomb,pTbTuWQIHI(:,4),thetas+thetab);
Qle=interp1(thetacomb,pTbTuWQIHI(:,5),thetas+thetab);
Hle=interp1(thetacomb,pTbTuWQIHI(:,6),thetas+thetab);
% integration during expansion phase
disp(['integrating over the expansion phase']);
[thetaexp,pTbWQIHI]=ode45('RatesExp', ...
[thetas+thetab:dtheta:3*pi/2],[pe Tbe We Qle Hle],options);
% error checks
mass4=mass1*exp(-Cblowby*2*pi/omega);
p4=interp1(thetaexp,pTbWQIHI(:,1),pi);
T4=interp1(thetaexp,pTbWQIHI(:,2),pi);
W4=interp1(thetaexp,pTbWQIHI(:,3),pi);
Ql4=interp1(thetaexp,pTbWQIHI(:,4),pi);
Hl4=interp1(thetaexp,pTbWQIHI(:,5),pi);
[h4,u4,v4,s4,Y4,cp4,dlvIT4,dlvlp4]= ...
farg(p4,T4,phi,1,fueltype,airscheme);
U4=u4*mass4;
error1=1-v4*mass4/Vbdc;
error2=1+W4/(U4-U1+Ql4+Hl4);
% indicated mean effective pressure and thermal efficiency
imep=W4/(VH);
eta2=W4/mass1*(1+phi*(1/9)*(1-f))/phi/(1/9)/(1-f)/29.71e6*100; < [40]
etaS=W4*(9*1.3+1)/(mass1*(1-f)*26.9e6)*100; < [26]
eta=W4*((1+phi*(1/9))/(mass1*phi*(1/9)*(1-f)*29.71e6))*100; < [27]
Pot=W4*RPM/60*2*0.00134102209; < Potencia equivalente a un motor 2T
% calculate the heat flux in W/m^2
qcomp=calcq(thetacomp,pTuWQIHI,'comp'); % compression
qcombu=calcq(thetacomb,pTbTuWQIHI,'combu'); % combustion-unburned zone
qcombb=calcq(thetacomb,pTbTuWQIHI,'combb'); % combustion-burned zone
qexp=calcq(thetaexp,pTbWQIHI,'exp'); % expansion
timefinish=cputime;
timetaken=timefinish-timestart;
% save all data
save ahrind.mat
clear

```

Modificada por Diego A. Rivera, Yoediver Meneses S. y Andrés Castillo

Rutina calq.m

```

function q=calcq(theta,pTarray,phase)
% calculation of the heat flux (W/m^2) from the data generated
% by ahrind.
% theta is an array of crank angles
% pTarray is the corresponding array of pressure, Temperature,
% Work, etc data as generated by running ahrind.m
% phase is a switch indicating the part of the cycle:
% 'comp' - compression phase
% 'combu' - combustion phase, unburned gas zone
% 'combb' - combustion phase, burned gas zone

```

```

% 'exp' - expansion phase
global Rr e b r a Sp ap R1 R2 VH K Lcte Lmax Lmin ...
Cblowby f fueletype airscheme phi ...
thetas thetab RPM omega ...
heattransferlaw hcu hcb ...
Tw theta1 Vtdc Vbdc mass1 ...
p1 T1 V1 U1
switch phase
  case 'comp'
    p=pTarray(:,1);
    T=pTarray(:,2);
    hc=hcu;
    C2=0;
  case 'combu'
    p=pTarray(:,1);
    T=pTarray(:,3);
    hc=hcu;
    C2=3.24e-3;
  case 'combb'
    p=pTarray(:,1);
    T=pTarray(:,2);
    hc=hcb;
    C2=3.24e-3;
  case 'exp'
    p=pTarray(:,1);
    T=pTarray(:,2);
    hc=hcb;
    C2=3.24e-3;
end
switch heattransferlaw
  case 'constant'
    hcoeff=hc;
  case 'Woschni'
    V=Vtdc+sqrt(3)/2*e*(2*R1+R2)*b*(1-sin(2/3*theta+pi/2)); < Geometria Wankel
    upmean=pi/3*Rr*omega; % mean piston velocity < Geometria Wankel
    Vs=VH;
    k=1.3;
    C1=2.28;
    pm=p1*(V1./V).^k; % motoring pressure
    hcoeff=131*Rr^(-0.2)*T.^(-0.53).*(p/100e3).^(0.8)* ...
      (C1*upmean+C2*Vs*T1/p1/V1*(p-pm)).^(0.8); < Corregida
end
q=hcoeff.*(T-Tw);

```

Modificada por Diego A. Rivera y Yoediver Meneses S.

Rutina plotresults.m

```

% plotresults.m
%
% Script file to plot output from ahrind.m and compare results
% with output listed in:
% Ferguson, C.R., 1986, "Internal Combustion Engines", Wiley, p178;
load ahrind.mat; % results from ahrind.mat
% Set some parameters to make figures look attractive
NLW=1; % normal line width
NFS=18; % normal font size
NMS=1; % normal marker size
close all;
figure(1);
plot(thetacomp*180/pi,pTuWQIHI(:,1)/1e6); hold on;
plot(thetacomb*180/pi,pTbTuWQIHI(:,1)/1e6);
plot(thetaexp*180/pi,pTbWQIHI(:,1)/1e6);

```

```

axis auto
set(gca,'FontSize',NFS)
set(gca,'LineWidth',NLW)
set(gca,'XTick',[-180 -90 0 90 180]);
set(gca,'XTickLabel',[-180 -90 0 90 180]);
xlabel('crank angle (degrees ATC)')
ylabel('pressure (MPa)')
print -deps p_ahr.eps
figure(2);
theta = thetas:dtheta:thetas+thetab;
x = 0.5*(1-cos(pi*(theta-thetas)/thetab));
T_av = (1-x).*pTbTuWQIHI(:,3) + x.*pTbTuWQIHI(:,2); < agregado
plot(thetacomb*180/pi,pTuWQIHI(:,2)); hold on;
plot(thetacomb*180/pi,pTbTuWQIHI(:,3));
plot(thetacomb*180/pi,pTbTuWQIHI(:,2));
plot(thetacomb*180/pi,T_av);
plot(thetaexp*180/pi,pTbWQIHI(:,2));
axis auto
set(gca,'FontSize',NFS)
set(gca,'LineWidth',NLW)
set(gca,'XTick',[-180 -90 0 90 180]);
set(gca,'XTickLabel',[-180 -90 0 90 180]);
xlabel('crank angle (degrees ATC)')
ylabel('temperature (K)')
legend('burned gas','unburned gas',2);
print -deps T_ahr.eps
figure(3);
nn=4; % for work plot
plot(thetacomb*180/pi,pTuWQIHI(:,nn-1)); hold on;
plot(thetacomb*180/pi,pTbTuWQIHI(:,nn));
plot(thetaexp*180/pi,pTbWQIHI(:,nn-1));
axis auto
set(gca,'FontSize',NFS)
set(gca,'LineWidth',NLW)
set(gca,'XTick',[-180 -90 0 90 180]);
set(gca,'XTickLabel',[-180 -90 0 90 180]);
set(gca,'YTick',[-100 -50 0 50 100]);
set(gca,'YTickLabel',[-100 -50 0 50 100]);
xlabel('crank angle (degrees ATC)')
ylabel('work (J)')
print -deps W_ahr.eps
figure(4);
nn=5; % for heat transfer plot
plot(thetacomb*180/pi,pTuWQIHI(:,nn-1)); hold on;
plot(thetacomb*180/pi,pTbTuWQIHI(:,nn));
plot(thetaexp*180/pi,pTbWQIHI(:,nn-1));
axis auto
set(gca,'FontSize',NFS)
set(gca,'LineWidth',NLW)
set(gca,'XTick',[-180 -90 0 90 180]);
set(gca,'XTickLabel',[-180 -90 0 90 180]);
xlabel('crank angle (degrees ATC)')
ylabel('heat transfer (J)')
print -deps QI_ahr.eps
figure(5);
nn=6; % for heat leakage plot
plot(thetacomb*180/pi,pTuWQIHI(:,nn-1)); hold on;
plot(thetacomb*180/pi,pTbTuWQIHI(:,nn));
plot(thetaexp*180/pi,pTbWQIHI(:,nn-1));
axis auto
set(gca,'FontSize',NFS)
set(gca,'LineWidth',NLW)

```

```

set(gca,'XTick',[-180 -90 0 90 180]);
set(gca,'XTickLabel',[-180 -90 0 90 180]);
xlabel('crank angle (degrees ATC)')
ylabel('heat leakage (J)')
print -deps HI_ahr.eps
figure(6);
doflamearrivalplot=0;
thetaflame=-5*pi/180;
lengththeta=length(thetacomb);
plot(thetacomb*180/pi,qcomp); hold on;
if doflamearrivalplot==1
    nflameb=min(find(thetacomb>thetaflame));
    nflameu=nflameb-1;
    plot(thetacomb(nflameu:nflameb)*180/pi, ...
        [qcombu(nflameu) qcombb(nflameb)]);
else
    nflameb=1;
    nflameu=length(thetacomb);
end
Nunburned=1:nflameu;
Nburned=nflameb:lengththeta;
plot(thetacomb(Nunburned)*180/pi,qcombu(Nunburned));
plot(thetacomb(Nburned)*180/pi,qcombb(Nburned));
plot(thetaexp*180/pi,qexp);
axis auto
set(gca,'FontSize',NFS)
set(gca,'LineWidth',NLW)
set(gca,'XTick',[-180 -90 0 90 180]);
set(gca,'XTickLabel',[-180 -90 0 90 180]);
xlabel('crank angle (degrees ATC)')
ylabel('heat flux (W/m^2)')
print -deps qflux_ahr.eps
%figure(7); < agregado
V_t = @(alpha) Vtdc + VH/2*(1 - sin((2/3)*alpha + pi/2));
angle = [thetacomp(1:(size(thetacomp,1)-1),1);thetacomb(1:(size(thetacomb,1)-1),1);thetaexp];
vol = V_t(angle)*1e6;
%angle = angle*180/pi;
%plot(angle,vol); < agregado
figure(8);
vP = [pTuWQIHI(1:(size(thetacomp,1)-1),1);pTbTuWQIHI(1:(size(thetacomb,1)-1),1);pTbWQIHI(:,1)];
plot(vol,vP)
hold all
%setcurve('color','k','linewidth',1)
line([V_t(-pi*3/2)*1e6,V_t(-pi*3/2)*1e6],[p1,p4])
%setcurve('color','k','linewidth',1)
ylabel('Presión al Interior de la Camara (Pa)')
xlabel('Volumen (c.c.)')
%Grafica del torque < agregado
figure(9); hold on;
dat=0:1*pi/180:2*pi;
dat=dat';
A=cos(pi/2-2*dat/3);
B=cos(pi/6-2*dat/3);
ta=(sqrt(3)*R*b)*e*vP(1:361);
tb=(sqrt(3)*R*b)*e*vP(361:541);zeros(180,1)];
tor=tb.*B-ta.*A;
plot(dat*180/pi,tor);
axis auto;
%Grafica de la fuerza resultante < agregado
figure(10); hold on;
C=sin(pi/2-2*dat/3);
D=sin(pi/6-2*dat/3);

```

```

fc=(sqrt(3)*Rr*b)*vP(1:361);
fd=(sqrt(3)*Rr*b)*[vP(361:541);zeros(180,1)];
ftr=fd.*D-fc.*C;
ftt=fd.*B-fc.*A;
ft=sqrt(ftr.^2+ftt.^2);
plot(dat*180/pi,ft);
axis auto;

```

Modificada por Andrés Castillo y
Diego A. Rivera

Rutina designdata.m

```

%designdata.m
%
%Rutina para calcular y mostrar en la consola de Matlab los %resultados necesarios para el
proceso de diseño
%Para tener el valor de potencia en la consola de Matlab
Pot
%Para tener el valor de eficiencia en la consola de Matlab
eta
%Para tener el valor de presion maxima en la consola de Matlab
Pmax=max(vP);
Pmax
%Para tener el valor de torque maximo en la consola de Matlab
Tmax=max(tor);
Tmax
%Para tener el valor de torque minimo en la consola de Matlab
Tmin=min(tor);
Tmin
%Para tener el valor de fuerza resultante maxima en la consola de Matlab
Fmax=max(ft);
Fmax
%Para tener el valor de fuerza resultante minima en la consola de Matlab
Fmin=min(ft);
Fmin
%Para calcular los calores promedio en cada uno de los procesos de
%combustion
qp_adm = -0.007;
qp_comp = mean(qcomp);
qp_comb = mean(q_av);
qp_exp = mean(qexp);
qp_exh = 0.3*qp_exp;
%Vector de calores promedio de la carcasa
v_qp=[qp_adm;qp_comp;qp_comb;qp_exp;qp_exh];
%Angulos correspondientes de algunas secciones en la carcasa
B0C = 90-(abs(thetas)*180/pi)/3;
C0D = (thetab*180/pi)/3;
D0E = 90-((thetab-abs(thetas))*180/pi)/3;
%Vectores de porcentajes ponderados para los calores en cada una de las
%secciones de la carcasa
AB = [90^2/(360*90);60^2/(360*90);0;0;60^2/(360*90)];
BC = [60^2/(360*B0C);B0C^2/(360*B0C);C0D*60/(360*B0C);...
(60-C0D)^2/(360*B0C);0];
CD = [0;60/360;C0D/360;60/360;0];
DE = [0;(60-C0D)^2/(360*D0E);(C0D)*(D0E)/(360*D0E);(D0E)^2/(360*D0E);...
60^2/(360*D0E)];
AE = [60^2/(360*90);0;0;60^2/(360*90);90^2/(360*90)];
%Para calcular y mostrar en la consola de Matlab el calor promedio

```

```

%ponderado para la seccion AB de la carcasa
v_qpc_AB = v_qp.*AB;
qpc_AB = sum(v_qpc_AB);
qpc_AB
%Para calcular y mostrar en la consola de Matlab el calor promedio
%ponderado para la seccion BC de la carcasa
v_qpc_BC = v_qp.*BC;
qpc_BC = sum(v_qpc_BC);
qpc_BC
%Para calcular y mostrar en la consola de Matlab el calor promedio
%ponderado para la seccion CD de la carcasa
v_qpc_CD = v_qp.*CD;
qpc_CD = sum(v_qpc_CD);
qpc_CD
%Para calcular y mostrar en la consola de Matlab el calor promedio
%ponderado par la seccion DE de la carcasa
v_qpc_DE = v_qp.*DE;
qpc_DE = sum(v_qpc_DE);
qpc_DE
%Para calcular y mostrar en la consola de Matlab el calor promedio
%ponderado para la seccion AE de la carcasa
v_qpc_AE = v_qp.*AE;
qpc_AE = sum(v_qpc_AE);
qpc_AE
%Para calcular y mostrar en la consola de Matlab el calor promedio
%ponderado para un flanco del rotor
v_ppr = [90/360;B0C/360;C0D/360;D0E/360;90/360];
v_qpr = v_qp.*v_ppr;
qpr = sum(v_qpr);
qpr

```

Creada por Diego A. Rivera

ANEXO B. DISEÑO DE UN MOTOR WANKEL DESTINADO AL MODELISMO

A continuación se anexan los cálculos necesarios para el diseño de un motor rotativo destinado al modelismo, siguiendo nuestra propuesta de diseño y aplicando la filosofía de ingeniería inversa para algunos componentes.

B.1. REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

- Motor Wankel enfriado por aire
- Numero de rotores = 1
- Ciclos de combustión en cuatro tiempos
- Alimentación por carburador #21G
- Excedente de aire estequiométrico = 30%
- Tipo de combustible: Alcohol – Etanol
- Cilindrada del motor = 5 c.c.; equivalente a 10 c.c. de motor recíprocante 4T
- Relación de compresión = 7 – 7.5
- Rango de potencia = 1 – 1.3 hp@17500 RPM

- Rango de velocidades = 2500 – 18000 RPM
- Tipo de lubricación: aceite agregado al combustible
- Sellado de la cámara de combustión: sellos de punta y ajuste mecánico
- Tipo de encendido: Autoignición por bujía incandescente (glow plug)
- Peso máximo: 370 g

B.2. INGENIERÍA INVERSA

La idea de aplicar ingeniería inversa es ahorrar tiempo y simplificar el análisis de componentes y configuraciones en particular, así como también, contrastar los resultados del análisis con la realidad de los fabricantes.

Por esta razón es que en los siguientes cálculos no presentamos análisis alguno sobre la ubicación y dimensionamiento de elementos como: puerto de admisión o escape, pernos, aletas, sellos, resortes, entre otros; ya que solo queremos concentrarnos en algunos aspectos de la potencia, dinámica, transferencia de calor, selección de materiales y resistencia del material de las piezas características del motor rotativo, teniendo una geometría semejante a la de los fabricantes.

Las fuentes más importantes en esta etapa son [109 - 114], a continuación vemos un mensaje en el foro CNCzone.com, donde obtuvimos una primera idea para las dimensiones básicas:

"This particular 'engine' has an eccentricity of 2.86mm, a rotor radius of 20mm and the epitrochoid is 0.4mm larger all round than a true epitrochoid. The capacity is 4.12cc and it was cut using a 6mm endmill".

Luego observando fotos, proyectos y manuales de otros motores logramos concretar los materiales y el dimensionamiento de las piezas importantes, así como la selección de otros elementos mecánicos. A continuación mostramos algunas gráficas que fueron de gran utilidad.

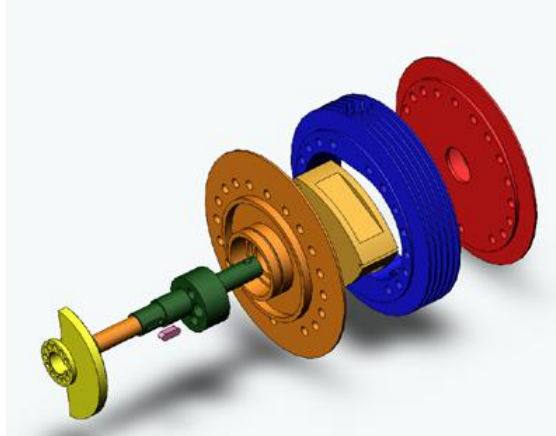


Ilustración 91. El SW92 diseñado en 1960 – 1962 por Ing. Julian Faleki de Polonia [113]

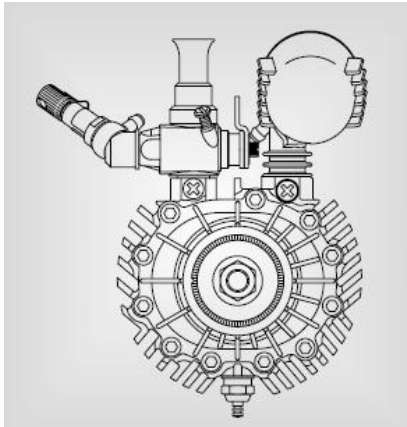


Ilustración 92. El 49 PI tipo II 0.3 de la O.S. [osengines.com]

OS ENGINE 49-PI Type II

ENGINE EXPLODED VIEW

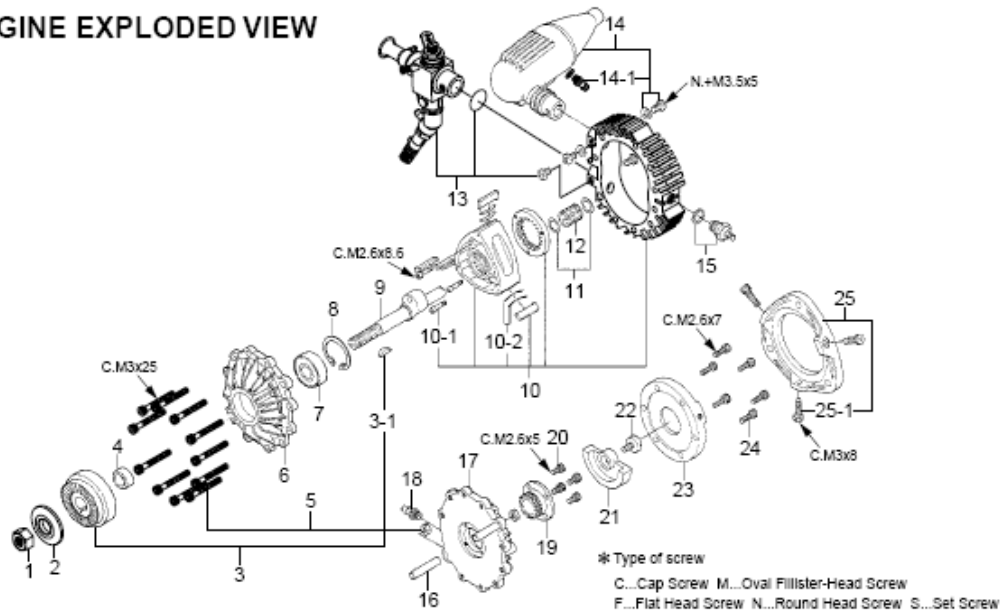


Ilustración 93. Despiece del 49 PI O.S. [osengines.com]

No.	Code No.	Description
1	23210007	Propeller Nut
2	23209003	Propeller Washer
3	41812020	Drive Hub
3-1	41826005	Woodruff Key
4	41825000	Shaft Spacer
5	41822020	Housing Assembly Screw Set
6	41801000	Front Housing
7	41814010	Crankshaft Ball Bearing (F)
8	41814100	Front Bearing Retainer
9	41804010	Eccentric Shaft
10	41802020	Rotor Housing Assembly
10-1	41820001	Rotor Gear Retaining Screw
10-2	41807004	Seal Spring (6pcs.)
11	41827002	Thrust Washer (2pcs.)
12	41815009	Rear Bearing
13	41818030	Carburetor Complete (Type 21G)
14	41835020	RE-2010 Silencer Assembly
14-1	22881957	Pressure Nipple (No.7)
15	71815009	Glow Plug Type F
16	41830000	Housing Assembly Tubular Dowels (2pcs.)
17	41803000	Rear Housing
18	22881953	Nipple No.1
19	41809000	Fixed Gear
20	41821000	Fixed Gear Retaining Screw (4pcs.)
21	41811000	Rear Counter Weight
22	45067319	Rear Counter Weight Retaining Screw
23	41816020	Rear Cover
24	41824010	Rear Cover Retaining Screw (6pcs.)
25	41833000	Engine Mount
25-1	41834010	Engine Retaining Screw (3pcs.)
	71531010	Non-Bubble Weight S

The specifications are subject to alteration for improvement without notice.

Ilustración 94. Lista de partes del 49 PI O.S. [osengines.com]

■ **SPINNER NUT**

1/4"-28(L) (23024009)



■ **LONG PROPELLER NUT SETS**

(73101000)



■ **SILENCER EXTENSION ADAPTORS SET**

(41851300)

Adaptor L12

Adaptor L20



M3.5x8 (4pcs.)

■ **SUPER FILTER**

(L) (72403050)



■ **CAP SCREW SETS**
(10pcs./sets)

- M2.6x5 (79871010)
- M3x8 (79871110)
- 3.5(Black) (79872035)

- M2.6x7 (79871020)



■ **SPRING WASHER**
(20pcs.)

■ **LONG SOCKET WRENCH WITH PLUG GRIP**

(71521000)



The specifications are subject to alteration for improvement without notice.

Ilustración 95. Accesorios del 49 PI O.S. [osengines.com]

SPECIFICATIONS

Dimensions(mm)

■ Displacement	4.97 cc (0.303 cu.in.)
■ Bore	_____
■ Stroke	_____
■ Practical R.P.M.	2,500-18,000 r.p.m.
■ Power output	1.1 ps / 17,000 r.p.m.
■ Weight	450 g (15.88 oz.) (Silencer and Engine Mount are contained.)

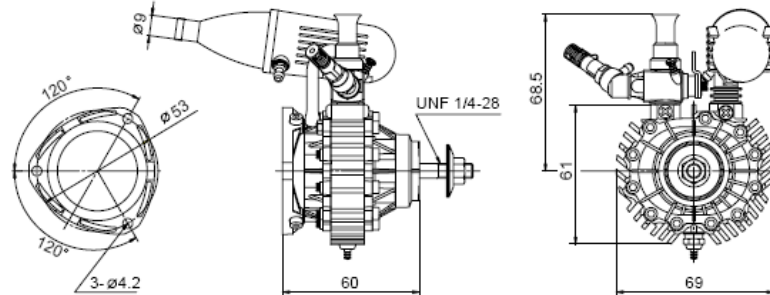


Ilustración 96. Especificación y algunas dimensiones del 49 PI O.S. [osengines.com]

A continuación hacemos una lista de motores equivalentes al modelo O.S. 49 PI Type II, el cual es el más parecido al que queremos diseñar, y lo cual sirve de referencia para comparar:

Tabla 3. Comparación de motores para aeromodelismo marca: O.S.

MARCA-MODELO	CAPACIDAD	POTENCIA (Ciclo de combustión)	RANGO DE VELOCIDADES	PESO	POT/PES O [hp/oz]
O.S. 49PI Type II	0.30 cu in (4.97 cc)	1.27 hp @ 17,000 rpm (4T)	2,500-18,000 RPM	11.8 oz (335 g)	0.107
O.S 35AX	0.35 cu in (6 cc)	1.3 hp @ 16,000 rpm (2T)	2,500-19,000 RPM	12.8 oz (363 g)	0.102
O.S 81FS-a	0.809 cu in (13.26 cc)	1.3 hp @ 11,000 rpm (4T)	2,200-12,000 RPM	19.63 oz (556 g)	0.066
O.S 56FS-a	0.569 cu in (9.32 cc)	1.0 hp @ 10,000 rpm (4T)	2,400-13,000 RPM	16.26 oz (461 g)	0.062
O.S 25FX	0.249 cu in	0.84 hp @ 18,000 rpm (2T)	2,500-19,000 RPM	8.8 oz	0.095
O.S 46LA	0.467 cu in (7.5 cc)	1.2 hp @ 16,000 rpm (2T)	2,000-16,000 RPM	9.6 oz (270 g)	0.125
O.S FS-70	0.569 cu in (9.32 cc)	1.2 hp @ 11,000 rpm (4T)	2,000-13,000 RPM	16.4 oz (465 g)	0.073
O.S FS-70II	0.702 cu in	1.1 hp @ 11,000 rpm (4T)	2,000-12,000 RPM	20.5 oz	0.054

O.S 32SX	0.319 cu in (5.2 cc)	1.2 hp @ 18,000 rpm (2T)	2,000- 22,000 RPM	9.5 oz (270 g)	0.126
O.S 46LA-S	0.467 cu in (7.64 cc)	1.2 hp @ 15,000 rpm (2T)	2,000- 16,000 RPM	9.29 oz (263.5 g)	0.129
O.S FL-70	0.699 cu in (11.5 cc)	1.1 hp @ 11,000 rpm (4T)	2,300- 12,000 RPM	16.5 oz (470 g)	0.067

Tabla 4. Comparación de motores para aerodelismo marca: Super Tigre (S.T.)

MARCA-MODELO	CAPACIDAD	POTENCIA (Ciclo de combustión)	RANGO DE VELOCIDADES	PESO	POT/PESO [hp/oz]
O.S. 49PI Type II	0.30 cu in (4.97 cc)	1.27 hp @ 17,000 rpm (4T)	2,500- 18,000 RPM	11.8 oz (335 g)	0.107
S.T. G-34	0.34 cu in (5.5 cc)	0.98 hp @ 16,500 rpm (2T)	2,500- 17,000 RPM	9.65 oz (275 g)	0.102
S.T. GS-40	0.39 cu in (6.46 cc)	1.15 hp @ 15,500 rpm (2T)	3,000- 17,000 RPM	13.1 oz (372 g)	0.088
S.T. G-51 C/L	0.51 cu in (8.3 cc)	0.95 hp @ 12,000 rpm (4T)	2,000- 12,000 RPM	11.0 oz (313 g)	0.086

- Motor Rotativo Wankel de referencia para comparar y diseñar
- Motores Reciprocantes (2T) casi equivalentes al Wankel (**Factor de equivalencia = 1**)
- ❖ Motor Reciprocante (4T) casi equivalentes al Wankel (**Factor de equivalencia = 2**)

Ahora se resume en la siguiente tabla los datos más importantes que se obtuvieron de la ingeniería inversa (fabricantes, mediciones, usuarios, etc):

Tabla 5. Datos obtenidos de la ingeniería inversa

Parámetro	Valor	Comentario
Excentricidad, e	2.8 mm	Deducido de [109-114] y Anexo B.9
# dientes piñón, N_p	16	Observando el manual del O.S. 49PI Type II
Relación de compresión, ϵ	7.33	Tomado de [109]
Temperatura de gases al terminar la expansión	863 K	Tomado de [109]
Temperatura permisible del lubricante (pto. de goteo)	125 °C	Medido en campo ¹⁴ (Aceite de ricino "caster oil" + aceite sintético)

¹⁴ Mediciones en campo llevadas a cabo en el Club de aerodelismo "La Minifalda" (Ruitoque bajo), www.clubaerodelismobucaramanga.com

Temperatura en la camisa del motor a máxima potencia	110 °C	Medido en campo
Temperatura promedio en la camisa del motor	93 °C	Medido en campo
Forma y distribución de las aletas		Manual del O.S. 49PI Type II
Forma y ubicación de: los puertos de admisión y escape		Manual del O.S. 49PI Type II
Forma de las tapas laterales		Manual del O.S. 49PI Type II
Distribución y tamaño de los pernos		Manual del O.S. 49PI Type II
Forma, montaje y/o selección de otros elementos mecánicos		Manual del O.S. 49PI Type II y las referencias [109-114]
Selección de materiales		[109-114] y análisis CAE

B.3. CÁLCULOS GEOMÉTRICOS [MapleSoft - Demo]

A continuación resumimos los valores de la geometría básica necesaria para realizar el cálculo geométrico del motor y de algunos de los parámetros de diseño.

Parámetro	Valor	Comentario
Excentricidad, e	2.8 mm	Deducido de [109-114] y del análisis en Anexo B.9
Constante de la trocoide, K	7.5	Tomado por nosotros
Desplazamiento paralelo de la trocoide, a	1.5 mm	Tomado por nosotros
Juego entre el rotor y la carcasa, S_p	0.5 mm	Tomado por nosotros

$$R := 21 \cdot 10^{-3} = \frac{21}{1000}; \text{ Radio generatriz [m]}$$

$$e := 2.8 \cdot 10^{-3} = ,0028\text{C}; \text{ Excentricidad [m]}$$

$$a := 1.5 \cdot 10^{-3} = ,0015\text{C}; \text{ Desplazamiento paralelo de la trocoide [m]}$$

$$S_p := 0.5 \cdot 10^{-3} = ,0005\text{C}; \text{ Juego entre el rotor y la carcasa [m]}$$

$$a_p := a - S_p = ,0010\text{C}; \text{ Desplazamiento paralelo del rotor [m]}$$

$$b := 5 \cdot e = ,0140\text{C}; \text{ Ancho del rotor y la carcasa [m]}$$

$$K := \frac{R}{e} = 7,56; \text{ Constante de la trocoide}$$

$$\varphi_{max} := \arcsin\left(\frac{3 \cdot e}{R}\right) = 41,152^\circ; \text{ Ángulo máximo de oscilación}$$

$$\frac{\varphi_{max} \cdot 180}{\pi} \approx 23,578$$

$$R1 := R + a = 0,02250$$

$$R2 := R + ap = 0,02200$$

$$Vh_t := 3 \cdot \sqrt{3} \cdot e \cdot R \cdot b \approx 0,000004277; \text{ Cilindrada teórica [m}^3\text{]}$$

$$Vh_r := \sqrt{3} \cdot e \cdot (2 \cdot R1 + R2) \cdot b \approx 0,000004549; \text{ Cilindrada real según Yamamoto [m}^3\text{]}$$

Volumen mínimo teórico [m³):

$$Vmin_t := \left(\frac{\pi}{3} \cdot e^2 + 2 \cdot e \cdot R \cdot \cos(\varphi_{max}) + \left(\frac{2}{9} \cdot R^2 + 4 \cdot e^2 \right) \cdot \varphi_{max} \right) \cdot b - \left(3 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \cdot e \cdot R \cdot b \approx 2,303 \cdot 10^{-7}$$

Volumen mínimo real según Yamamoto [m³):

$$Vmin_r := \left(\frac{\pi}{3} \cdot e^2 + \frac{(R1^2 - R2^2)}{3} + 2 \cdot e \cdot R2 \cdot \cos(\varphi_{max}) + \left(\frac{2}{9} \cdot R2^2 + 4 \cdot e^2 \right) \cdot \varphi_{max} - \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \right) \cdot e \cdot (2 \cdot R1 + R2) \right) \cdot b \approx 3,253 \cdot 10^{-7}$$

$$Vmax_t := Vmin_t + Vh_t \approx 0,00000450790073; \text{ Volumen máximo teórico [m}^3\text{]}$$

$$Vmax_r := Vmin_r + Vh_r \approx 0,00000487443344; \text{ Volumen máximo según Yamamoto [m}^3\text{]}$$

$$\varepsilon_t := \frac{Vmax_t}{Vmin_t} \approx 19,56; \text{ Relación de compresión teórica}$$

$$\varepsilon_r := \frac{Vmax_r}{Vmin_r} \approx 14,98; \text{ Relación de compresión según Yamamoto}$$

Ecuación paramétrica de la trocoide:

$$x := e \cdot \cos(\alpha) + (R + a) \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{3}\right);$$

$$y := e \cdot \sin(\alpha) + (R + a) \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{3}\right) :$$

`plot([x, y, alpha = 0 .. 6 * pi])`

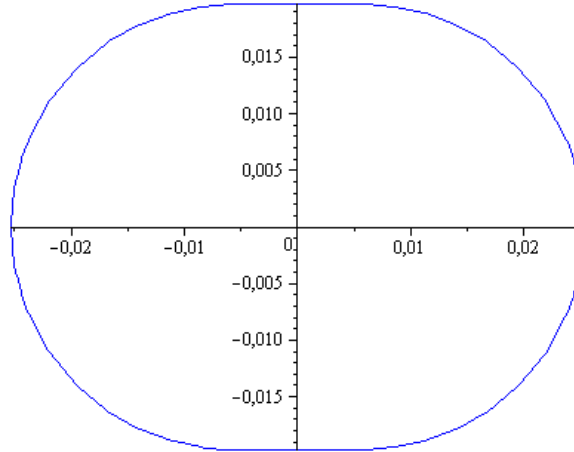


Ilustración 97. Trocoide de la carcasa [Los autores usando MapleSoft Demo]

Ecuación paramétrica del rotor [m]

$$X := R \cdot \cos(2 \cdot v) + \frac{3 \cdot e^2}{2 \cdot R} \cdot (\cos(8 \cdot v) - \cos(4 \cdot v)) + e$$

$$\begin{aligned} & \cdot \sqrt{1 - \frac{9 \cdot e^2}{R^2} \cdot (\sin(3 \cdot v))^2} \cdot (\cos(5 \cdot v) + \cos(v)) + \frac{3}{2} \cdot \frac{e \cdot ap}{R} \\ & \cdot (\cos(5 \cdot v) - \cos(v)) + ap \cdot \cos(2 \cdot v) \\ & \cdot \sqrt{1 - \frac{9 \cdot e^2}{R^2} \cdot (\sin(3 \cdot v))^2} : \end{aligned}$$

$$Y := R \cdot \sin(2 \cdot v) + \frac{3 \cdot e^2}{2 \cdot R} \cdot (\sin(8 \cdot v) + \sin(4 \cdot v)) + e$$

$$\begin{aligned} & \cdot \sqrt{1 - \frac{9 \cdot e^2}{R^2} \cdot (\sin(3 \cdot v))^2} \cdot (\sin(5 \cdot v) - \sin(v)) + \frac{3}{2} \cdot \frac{e \cdot ap}{R} \\ & \cdot (\sin(5 \cdot v) + \sin(v)) + ap \cdot \sin(2 \cdot v) \\ & \cdot \sqrt{1 - \frac{9 \cdot e^2}{R^2} \cdot (\sin(3 \cdot v))^2} : \end{aligned}$$

$$\text{plot}\left(\left[X, Y, v = \frac{9}{6} \cdot \pi .. \frac{11}{6} \pi\right]\right)$$

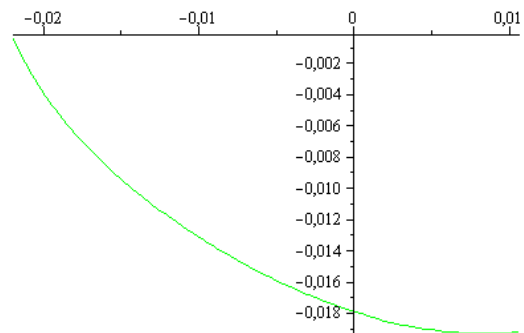


Ilustración 98. Flanco del rotor [Los autores usando MapleSoft Demo]

$$\text{plot}\left([X, Y, v = 0 .. 2 \cdot \pi]\right)$$

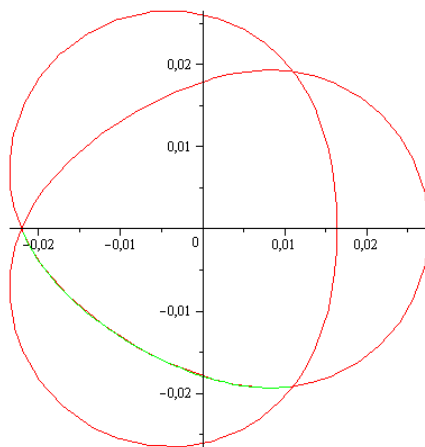


Ilustración 99. Forma del rotor [Los autores usando MapleSoft Demo]

Ambas curvas paramétricas quedan así:

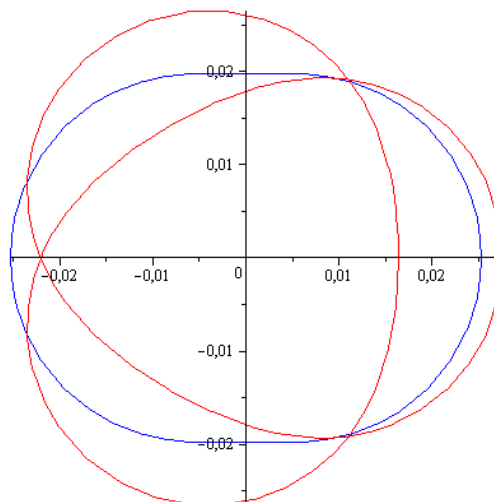


Ilustración 100. Rotor y carcasa [Los autores usando MapleSoft Demo]

Longitud del borde curvo del rotor [m]

$$a1 := \frac{5}{6} \cdot 3.141592654:$$

$$a2 := \frac{7}{6} \cdot 3.141592654:$$

$$\int_{a1}^{a2} \sqrt{\left(\frac{d}{dv} X\right)^2 + \left(\frac{d}{dv} Y\right)^2} dv$$

0.0395646282[m]

Aquí se puede cambiar el valor de alpha para obtener la longitud de arco máxima y mínima del rotor, para la máxima $\alpha = (120) \cdot \pi / 180$, y para la mínima $\alpha = (30) \cdot \pi / 180$

$$\alpha := \frac{(30) \cdot 3.1416}{180} \cdot 3:$$

$$x := e \cdot \cos(\alpha + \theta) + (R + a) \cdot \cos\left(\frac{\alpha + \theta}{3}\right):$$

$$y := e \cdot \sin(\alpha + \theta) + (R + a) \cdot \sin\left(\frac{\alpha + \theta}{3}\right):$$

$$\delta := 0:$$

$$\epsilon := \frac{(120) \cdot 3.1416}{180} \cdot 3:$$

$$\text{plot}([x, y, \theta = \delta .. \epsilon])$$

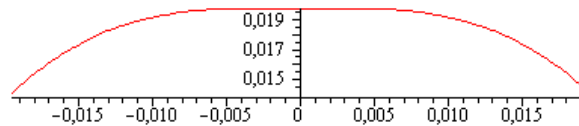


Ilustración 101. Longitud de arco mínima entre puntas del rotor [Los autores usando MapleSoft Demo]

$$\int_{\delta}^{\epsilon} \sqrt{\left(\frac{d}{d\theta} x\right)^2 + \left(\frac{d}{d\theta} y\right)^2} d\theta$$

0.0419570572 [m]

$$\alpha := \frac{(120) \cdot 3.1416}{180} \cdot 3:$$

$$x := e \cdot \cos(\alpha + \theta) + (R + a) \cdot \cos\left(\frac{\alpha + \theta}{3}\right):$$

$$y := e \cdot \sin(\alpha + \theta) + (R + a) \cdot \sin\left(\frac{\alpha + \theta}{3}\right) :$$

$$\delta := 0 :$$

$$\epsilon := \frac{(120) \cdot 3.1416}{180} \cdot 3 :$$

$$\text{plot}([x, y, \theta = \delta .. \epsilon])$$

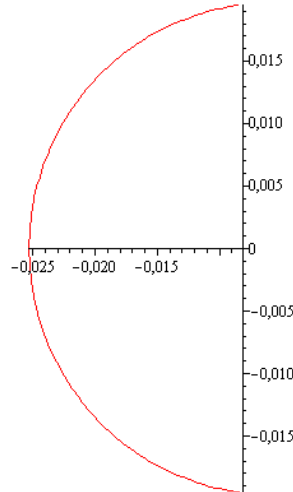


Ilustración 102. Longitud de arco máxima entre puntas del rotor [Los autores usando MapleSoft Demo]

$$\int_{\delta}^{\epsilon} \sqrt{\left(\frac{d}{d\theta} x\right)^2 + \left(\frac{d}{d\theta} y\right)^2} d\theta$$

$$0.0562453886 \text{ [m]}$$

Las siguientes ecuaciones modelan el cambio teórico y aproximado del volumen:

$$V_t := V_{min_t} + \frac{Vh_t}{2} \cdot \left(1 - \sin\left(\frac{2}{3}\alpha + \frac{\pi}{2}\right)\right) \cdot 10^6 ; \text{ Variación teórica del volumen [c.c.]}$$

$$V_r := V_{min_r} + \frac{Vh_r}{2} \cdot \left(1 - \sin\left(\frac{2}{3}\alpha + \frac{\pi}{2}\right)\right) \cdot 10^6 ; \text{ Variación según Yamamoto [c.c.]}$$

$$\text{plot}(V_r, \alpha = 0 .. 6 \pi)$$

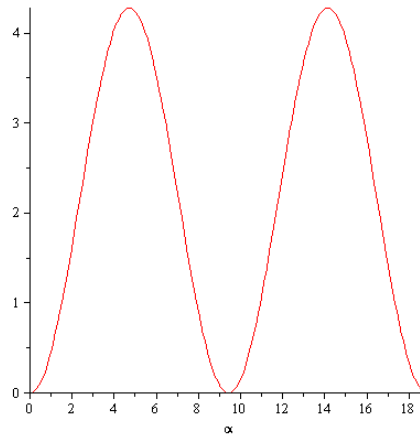


Ilustración 103. Variación teórica del volumen [Los autores usando MapleSoft Demo]

$$\text{plot}\left(V_r, \alpha = -\frac{3 \cdot \pi}{2} .. \frac{3 \cdot \pi}{2}\right)$$

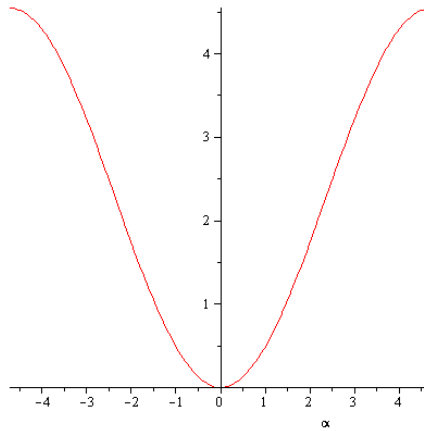


Ilustración 104. Variación real del volumen [Los autores usando MapleSoft Demo]

A continuación se sacan vectores con una cantidad de puntos en [mm] necesarios para que el programa CAD pueda generar los contornos de la trocoide y del rotor.

$$\pi \approx 3.14159265$$

$$z := \left[\frac{n \cdot 3.141592654}{6 \cdot 100} \mid n = 0 .. 1200 \right]:$$

$$\begin{aligned}
X0 := & 1000 \cdot \left(R \cdot \cos(2 \cdot z_j) + \frac{3 \cdot e^2}{2 \cdot R} \cdot (\cos(8 \cdot z_j) - \cos(4 \cdot z_j)) + e \right. \\
& \cdot \sqrt{1 - \frac{9 \cdot e^2}{R^2} \cdot (\sin(3 \cdot z_j))^2} \cdot (\cos(5 \cdot z_j) + \cos(z_j)) + \frac{3}{2} \\
& \cdot \frac{e \cdot ap}{R} \cdot (\cos(5 \cdot z_j) - \cos(z_j)) + ap \cdot \cos(2 \cdot z_j) \\
& \left. \cdot \sqrt{1 - \frac{9 \cdot e^2}{R^2} \cdot (\sin(3 \cdot z_j))^2} \right) \$j = 901..1101:
\end{aligned}$$

Vector([X0])

1 .. 201 Vector column
Data Type: anything
Storage: rectangular
Order: Fortran_order

$$\begin{aligned}
Y0 := & 1000 \cdot \left(R \cdot \sin(2 \cdot z_j) + \frac{3 \cdot e^2}{2 \cdot R} \cdot (\sin(8 \cdot z_j) + \sin(4 \cdot z_j)) + e \right. \\
& \cdot \sqrt{1 - \frac{9 \cdot e^2}{R^2} \cdot (\sin(3 \cdot z_j))^2} \cdot (\sin(5 \cdot z_j) - \sin(z_j)) + \frac{3}{2} \cdot \frac{e \cdot ap}{R} \\
& \cdot (\sin(5 \cdot z_j) + \sin(z_j)) + ap \cdot \sin(2 \cdot z_j) \\
& \left. \cdot \sqrt{1 - \frac{9 \cdot e^2}{R^2} \cdot (\sin(3 \cdot z_j))^2} \right) \$j = 901..1101:
\end{aligned}$$

Vector([Y0])

1 .. 201 Vector column
Data Type: anything
Storage: rectangular
Order: Fortran_order

$$x0(\alpha) := e \cdot \cos(\alpha) + (R + a) \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{3}\right):$$

$$y0(\alpha) := e \cdot \sin(\alpha) + (R + a) \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{3}\right):$$

Vector([1000 · x0(Z_i)\$i = 1 .. 601])

$$\left[\begin{array}{l} 1 \dots 601 \text{ Vector_column} \\ \text{Data Type: anything} \\ \text{Storage: rectangular} \\ \text{Order: Fortran_order} \end{array} \right]$$

Vector([1000· y0(Z_i)\$i = 1 ..601])

$$\left[\begin{array}{l} 1 \dots 601 \text{ Vector_column} \\ \text{Data Type: anything} \\ \text{Storage: rectangular} \\ \text{Order: Fortran_order} \end{array} \right]$$

Ahora calculamos el volumen y la geometría del bolsillo del rotor (Rotor Recess.mw):

$rc := 7.33 :$

$$V_{res} := \frac{V_{min_r} \cdot (1 - rc) + V h_r}{rc - 1} \approx 3.9327538610^{-7}$$

$r := 45 \cdot 10^{-3} :$

$lb := 27.8 \cdot 10^{-3} :$

$l := 27.36 \cdot 10^{-3} :$

$h := 2.13 \cdot 10^{-3} :$

$bm := 10 \cdot 10^{-3} :$

$$V_{res} := \left(\frac{r \cdot lb - l \cdot (r - h)}{2} \right) \cdot bm :$$

V_{res}

3.90384000010^{-7}

(bolsillo.sldprt)

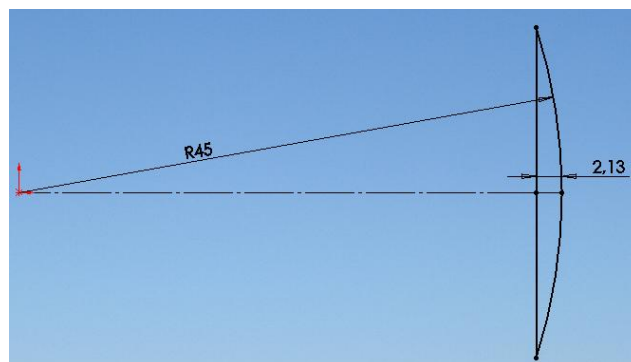


Ilustración 105. Croquis para el bolsillo del rotor [Los autores usando SolidWorks]

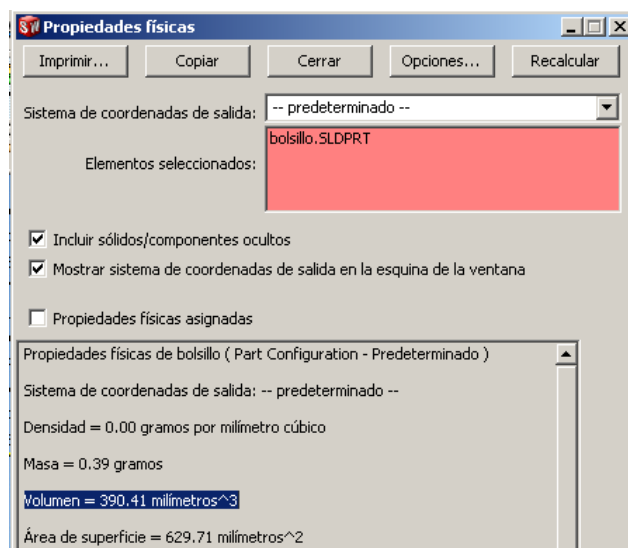


Ilustración 106. Propiedades del sólido generado con el volumen del bolsillo [Los autores usando SolidWorks]

B.4. ANÁLISIS DE LA COMBUSTIÓN [MATLAB y MapleSoft]

A continuación se efectúa el análisis correspondiente al **capítulo 5**, mediante el uso del código de programación del **anexo A**.

Propiedades del etanol como combustible:

APPEARANCE: Liquid. Clear. Hygroscopic.

COLOUR: Colourless.

ODOUR/TASTE: Characteristic. Pleasant, agreeable.

SOLUBILITY DESCRIPTION: Miscible with water. Soluble in most organic solvents.

BOILING POINT (°C): ~78

MELTING POINT (°C): -117.3

SPECIFIC GRAVITY (water = 1): 0.79 @ 20°C

VAPOUR DENSITY (air = 1): 1.59

VAPOUR PRESSURE: 44 mm Hg @20°C

EVAPORATION RATE: 3.10

VOLATILE BY VOL. (%): 100

VISCOSITY: 1.19 cps @ 20°C

FLASH POINT (°C): ~13 (Closed-cup method)

AUTO IGNITION TEMPERATURE (°C): 422

FLAMMABILITY LIMIT (lower %): 3.3

FLAMMABILITY LIMIT (upper %): 19

pH VALUE: Neutral

<http://www.distill.com/materialsafety/msds-eu.html>

	ϕ	ρ_b/ρ_u	α [mm ² /s]	T_{ad} [K]	S_u^0 [cm/s]	Le
C ₂ H ₅ OH/ Air ($T_u=325$ K)	0.8	0.150	23.50	2051	27.7	1.775
	0.9	0.140	23.24	2177	35.3	1.761
	1.0	0.134	23.00	2256	38.8	
	1.1	0.132	22.74	2254	41.2	1.016
	1.2	0.133	22.50	2188	38.2	1.009
	1.3	0.135	22.25	2116	32.5	1.004
	1.4	0.137	22.02	2040	25.9	0.998
	1.5	0.139	21.82	1973	21.0	0.992

Ilustración 107. Propiedades de la velocidad de llama para mezclas aire –etanol [56]

A continuación verificamos que la velocidad de llama mínima requerida sea más elevada que la velocidad de llama laminar a condiciones estándar [MapleSoft].

$RPM := 17500$: Revoluciones por minuto del cigüeñal

$rps := \frac{RPM}{60} \approx 291.67$ Revoluciones por segundo del cigüeñal

$spr := \frac{1}{rps} = \frac{3}{875} \approx 0.0034286$ Segundos por revolución

Aquí se toma como referencia el valor estándar, para el ángulo de duración de la combustión, de 180 grados de giro del cigüeñal para fines de verificación.

$spc := \frac{spr}{360} \cdot 180 \approx 0.0017143$ Segundos por combustión

$Sf := \frac{0.039565}{spc} \approx 11.54C$ Velocidad de llama mínima requerida [m/s]

Entonces, se puede observar que se requiere una velocidad de llama de 1154 [cm/s] con el fin de asegurar una velocidad del cigüeñal de 17500 RPM, lo cual es algo acertado ya que la velocidad de llama laminar del etanol, a condiciones estándar, es de 27.7 [cm/s].

El límite superior es la velocidad del sonido, no es deseable tener velocidades de llama cercanas a 1 Mach, ya que esto dañaría la estructura del motor.

Por otro lado, es importante verificar experimental o teóricamente que la mezcla, después de ser comprimida, alcanza la velocidad de llama requerida por el diseño.

Antes de modelar el comportamiento de la combustión, debemos seleccionar parámetros de funcionamiento fijos que caracterizan al motor, a continuación se resumen:

Tabla 6. Parámetros fijos de la combustión

Nombre	Símbolo	Valor	Fuente
Relación de compresión	ε	7.33	[109]
Constante de fugas “blowby”	C	-0.9	[27]
Fracción másica de residuos	f	0.3	[26]
Ángulo inicio ignición	θ_s	-30°	[30]
Relación F/A equivalente	ϕ	0.77	Nosotros
RPM de diseño	--	17500	[109]
Temperatura (Abs). referencia pared	\bar{T}_w	383 K	Medido
Presión (Abs.) puerto adm. cierra	$P_1 = P_{ipc}$	100 kPa	[26]
Temperatura (Abs). Puerto adm. cierra	$T_1 = T_{ipc}$	350°C	[26]

Se analiza el comportamiento del motor a diferentes duraciones de la combustión y se escogen los estados más críticos.

Tabla 7. Comportamiento del tiempo de combustión

$\Delta\theta_b$	Torque ($N \cdot m$) (máx – mín)	Fuerza (kN) (máx – mín)	Pot (hp)	eta (%)	Presión máxima (MPa)
55°	1.53 -- -0.604	1.78 -- 0.098	1.2	17.5	3.50
77°	1.65 -- -0.604	1.47 -- 0.103	1.3	19.1	2.89
99°	1.65 -- -0.604	1.22 -- 0.108	1.34	19.7	2.39
111°	1.605 -- - 0.604	1.107 -- 0.111	1.34	19.7	2.17
133°	1.48 -- -0.604	0.950 -- 0.117	1.3	19.1	1.87
140°	1.44 -- -0.604	0.911 -- 0.119	1.28	18.8	1.79
155°	1.35 -- -0.604	0.842 -- 0.123	1.22	18.02	1.65
177°	1.23 -- -0.604	0.7703 -- 0.129	1.12	16.6	1.51
180°	1.21 -- -0.604	0.762 -- 0.1301	1.11	16.5	1.50

Para fines de diseño redondeamos los valores extremos de torque y fuerza, lo cual resulta en un torque de $T = 1.7 \wedge -0.6 N \cdot m$, con una fuerza de $F = 1.8 \wedge 0.1 kN$.

Pero las condiciones estándar de operación se calculan en 180°, debido a que alrededor de este ángulo se presentan las cargas máximas que soporta el lubricante.

Tabla 8. Combustión de referencia

$\Delta\theta_b$	Torque ($N \cdot m$) (máx – min)	Fuerza (kN) (máx – min)	Pot (hp)	eta (%)	Presión (MPa)
180°	1.21 -- -0.604	0.762 -- 0.1301	1.11	16.5	1.50

A continuación se presentan las gráficas que obtuvimos de MATLAB para el modelamiento de la combustión, en la condición estándar de operación:

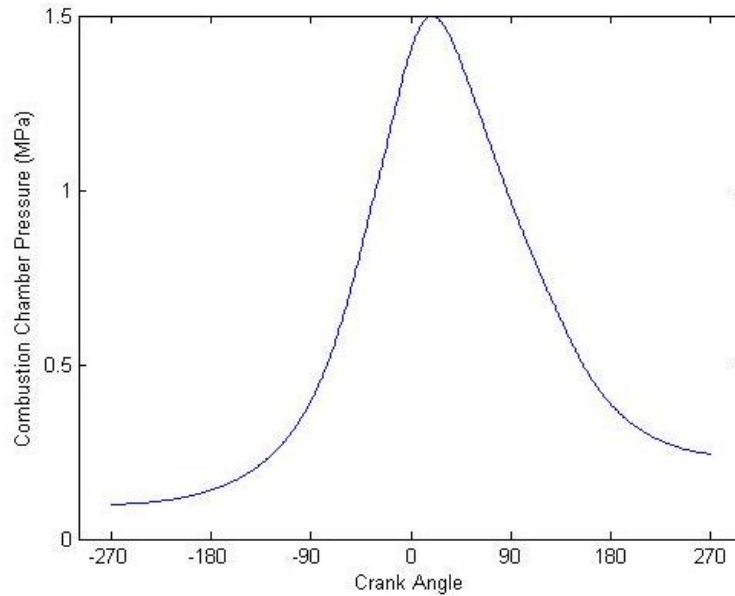


Ilustración 108. Presión VS ángulo cigüeñal [Los autores usando Matlab]

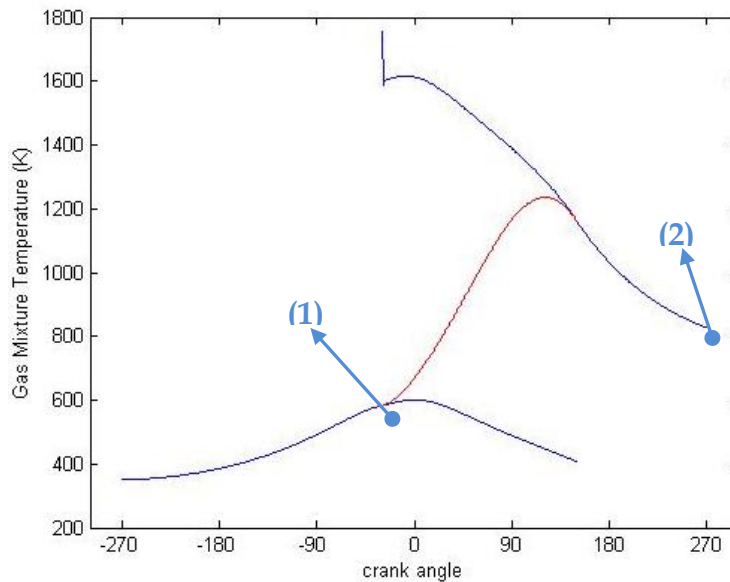


Ilustración 109. Temperatura VS ángulo cigüeñal [Los autores usando Matlab]

Como podemos apreciar en la **Ilustración 109**, al finalizar la compresión (1) estamos por debajo del punto de autoignición, y la temperatura al finalizar la expansión (2) es de alrededor de 848 K, lo cual es muy cercano al dato medido por [109] de 863 K.

En la **Ilustración 110** se puede apreciar como varía el flujo de calor con respecto al ángulo del cigüeñal, para el proceso de compresión (A–B), combustión (B–C) y expansión (C–D). Durante la combustión, podemos observar por separado el flujo de calor generado por cada zona: gases no quemados (B–C') y gases quemados (B'–C).

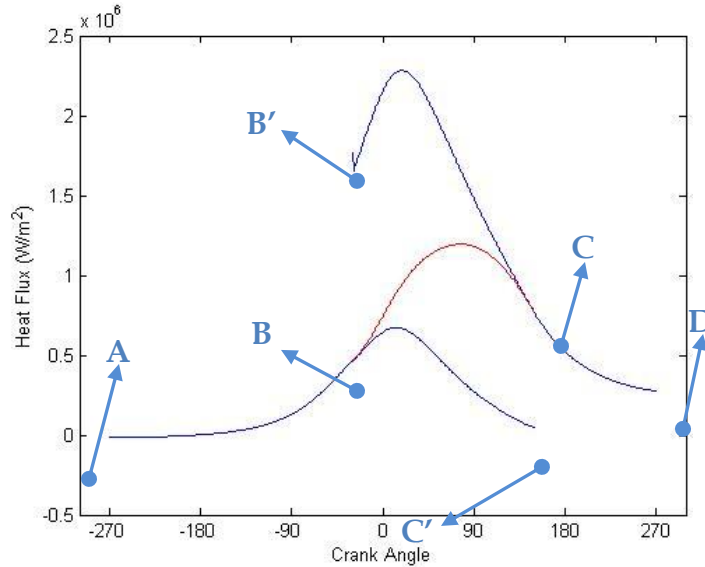


Ilustración 110. Flujo de calor VS ángulo cigüeñal [Los autores usando Matlab]

En la **Ilustración 111** se puede observar el diagrama P – V obtenido de MATLAB para el proceso de combustión, el cual tiene una apariencia semejante a lo experimental.

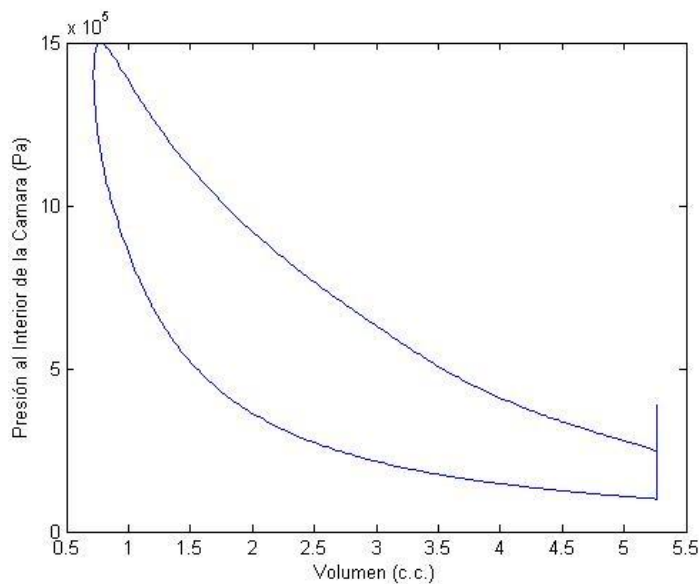


Ilustración 111. Presión VS volumen cámara [Los autores usando Matlab]

Con la **Ilustración 112 y 113** se pudo comparar, del libro de Yamamoto [33], el perfil para el torque transmitido al cigüeñal, debido al cambio de la presión en la cámara de combustión. Lo cual presenta gran similitud y comprueba que el modelo matemático propuesto funciona bien.

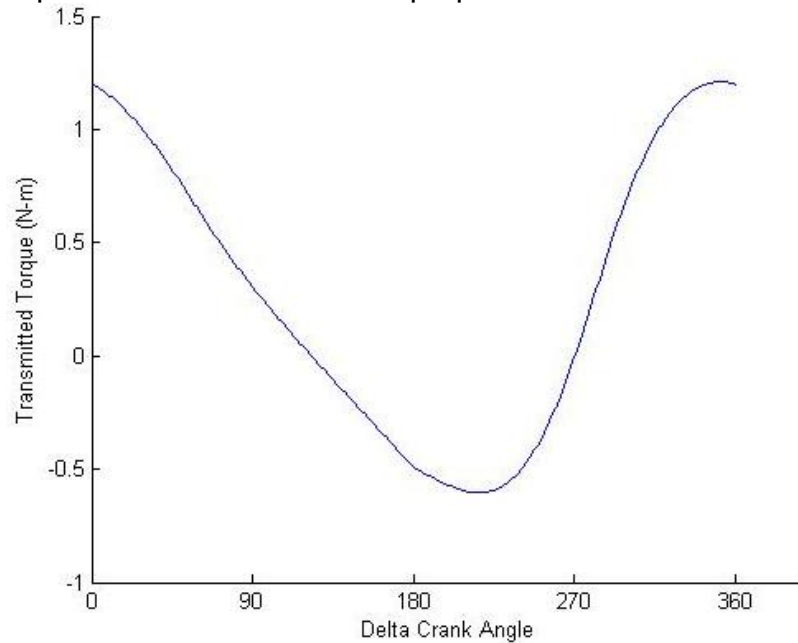


Ilustración 112. Torque VS ángulo cigüeñal [Los autores usando Matlab]

Con la información obtenida de la **Ilustración 112 y 113**, se puede proceder al diseño de los componentes mecánicos afectados por estas cargas, para el caso más crítico se toman los valores máximos.

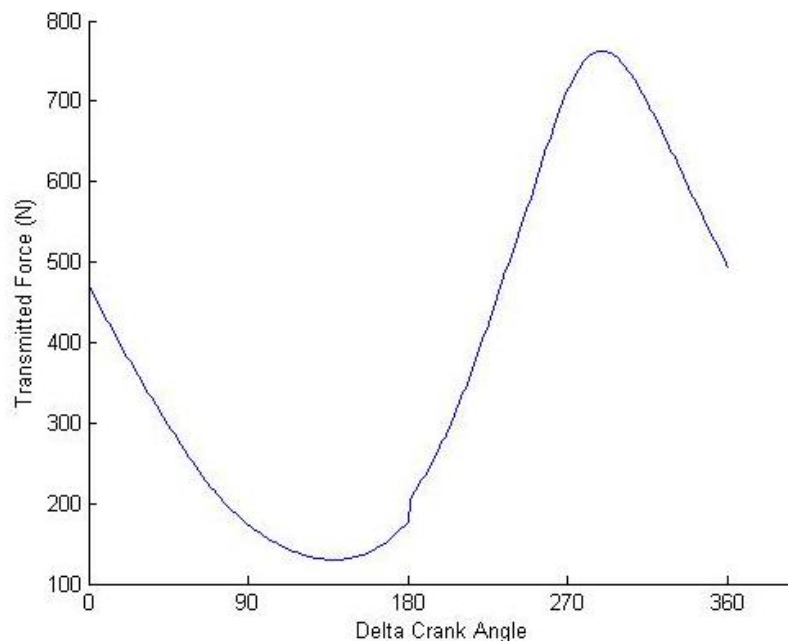


Ilustración 113. Fuerza VS ángulo cigüeñal [Los autores usando Matlab]

B.5. ANÁLISIS DINÁMICO [MapleSoft]

Este análisis se lleva a cabo mediante lo que se expone en el **capítulo 8.2**:

$e := 2.8 \cdot 10^{-3}$; Excentricidad

$rc := 21 \cdot 10^{-3}$; Radio generatriz

$T := 3$; Número de puntas del rotor

$\mu := \frac{rc}{3 \cdot e}$; Cosecante del ángulo máximo de oscilación

$RPM := 17500$; Revoluciones por minuto nominal del cigüeñal

$f10 := \frac{RPM}{60} \cdot 2 \cdot \pi$; Radianes por segundo nominal del cigüeñal

ts : Tiempo de encendido

$ps := ts$; Período de encendido

$ms := 0.9 \cdot 10^{-3}$; Masa de un sello (kg)

$Fsp := 17$; Fuerza del resorte (N)

$fh := 0.05$; Coeficiente de fricción entre la punta del sello y la carcasa

$fs := 0.05$; Coeficiente de fricción entre la cara lateral del sello y el rotor

Velocidad angular del cigüeñal (forma armónica)

$$f1H := \frac{f10}{2} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{\pi \cdot t}{ps}\right) \right) :$$

Velocidad angular del cigüeñal (forma cicloidal)

$$f1C := \frac{f10}{\pi} \cdot \left(\frac{\pi \cdot t}{ps} + \frac{t}{ps} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot t}{ps}\right) \right) :$$

$f2H := \frac{d}{dt} f1H$; Aceleración angular del cigüeñal (forma armónica)

$f2C := \frac{d}{dt} f1C$; Aceleración angular cigüeñal (Forma cicloidal)

$fh := f1H \cdot t$; Posición angular del cigüeñal durante el encendido armónico

$fC := fIC \cdot t$; Posición angular del cigüeñal durante el encendido cicloidal

Ecuaciones paramétricas de la carcasa

$$Cx := f \rightarrow e \cdot \left(\cos(f) + \mu \cdot T \cdot \cos\left(\frac{f}{T}\right) \right) :$$

$$Cy := f \rightarrow e \cdot \left(\sin(f) + \mu \cdot T \cdot \sin\left(\frac{f}{T}\right) \right) :$$

Coefficientes cinemáticos de primer orden

$$fx := f \rightarrow Cx'(f) :$$

$$fy := f \rightarrow Cy'(f) :$$

Coefficientes cinemáticos de segundo orden

$$flx := f \rightarrow fx'(f) :$$

$$fly := f \rightarrow fy'(f) :$$

Componente radial de la aceleración

$$ACr := (f, fl, f2) \rightarrow \left(fx(f) \cdot \cos\left(\frac{f}{T}\right) + fy(f) \cdot \sin\left(\frac{f}{T}\right) \right) \cdot f2 + \left(flx(f) \cdot \cos\left(\frac{f}{T}\right) + fly(f) \cdot \sin\left(\frac{f}{T}\right) \right) \cdot fl^2 :$$

Componente transversal de la aceleración

$$ACt := (f, fl, f2) \rightarrow \left(-fx(f) \cdot \sin\left(\frac{f}{T}\right) + fy(f) \cdot \cos\left(\frac{f}{T}\right) \right) \cdot f2 + \left(-flx(f) \cdot \sin\left(\frac{f}{T}\right) + fly(f) \cdot \cos\left(\frac{f}{T}\right) \right) \cdot fl^2 :$$

Componente radial de la velocidad durante el encendido

$$VCr := (f, fl) \rightarrow fl \cdot \left(fx(f) \cdot \cos\left(\frac{f}{T}\right) + fy(f) \cdot \sin\left(\frac{f}{T}\right) \right) :$$

Definición del ángulo theta

$$\varphi := f \rightarrow \arccos \left(\frac{3 \cdot e \cdot \cos\left(\frac{2}{3} \cdot f\right) + rc}{\sqrt{9 \cdot e^2 + rc^2 + 6 \cdot e \cdot rc \cdot \cos\left(\frac{2}{3} \cdot f\right)}} \right) :$$

Combinación senos y cosenos

$$sc1 := (f) \rightarrow (fh \cdot \sin(\varphi(f)) - \cos(\varphi(f))) :$$

$$sc2 := (f) \rightarrow (fh \cdot \cos(\varphi(f)) + \sin(\varphi(f))) :$$

Posibles soluciones para la ecuación de fuerzas (durante el encendido armónico):

$$FHH01 := -(ms \cdot ACr(fH, f1H, f2H) + \text{signum}(VCr(fH, f1H))) \cdot fs \cdot ms \cdot ACt(fH, f1H, f2H) - Fsp) / (-sc1(fH) + \text{signum}(VCr(fH, f1H))) \cdot fs \cdot sc2(fH) :$$

$$FHH02 := (ms \cdot ACr(fH, f1H, f2H) - \text{signum}(VCr(fH, f1H))) \cdot fs \cdot ms \cdot ACt(fH, f1H, f2H) - Fsp) / (sc1(fH) + \text{signum}(VCr(fH, f1H))) \cdot fs \cdot sc2(fH) :$$

$$FNH01 := -(ms \cdot ACt(fH, f1H, f2H) \cdot sc1(fH) + sc2(fH) \cdot ms \cdot ACr(fH, f1H, f2H) - sc2(fH) \cdot Fsp) / (-sc1(fH) + \text{signum}(VCr(fH, f1H))) \cdot fs \cdot sc2(fH) :$$

$$FNH02 := (ms \cdot ACt(fH, f1H, f2H) \cdot sc1(fH) + sc2(fH) \cdot ms \cdot ACr(fH, f1H, f2H) - sc2(fH) \cdot Fsp) / (sc1(fH) + \text{signum}(VCr(fH, f1H))) \cdot fs \cdot sc2(fH) :$$

$$R1H := (ms \cdot ACt(fH, f1H, f2H) \cdot sc1(fH) + sc2(fH) \cdot ms \cdot ACr(fH, f1H, f2H) - sc2(fH) \cdot Fsp) / (-sc1(fH) + \text{signum}(VCr(fH, f1H))) \cdot fs \cdot sc2(fH) :$$

$$R2H := (ms \cdot ACt(fH, f1H, f2H) \cdot sc1(fH) + sc2(fH) \cdot ms \cdot ACr(fH, f1H, f2H) - sc2(fH) \cdot Fsp) / (sc1(fH) + \text{signum}(VCr(fH, f1H))) \cdot fs \cdot sc2(fH) :$$

A continuación definimos la función FHH (fuerza de contacto sello carcasa durante el encendido armónico)

$$FHH := \begin{cases} FHH01 & R1H \leq 0 \text{ and } 0 \leq R2H \\ FHH01 & R1H \leq 0 \text{ and } R2H < 0 \\ FHH02 & 0 < R1H \text{ and } R2H < 0 \\ [] & \text{otherwise} \end{cases} :$$

Después de varias pruebas, nos damos cuenta que las funciones anteriores son similares entre ellas, por lo tanto podemos graficar cualquiera de ellas.

plot3d(FHH02, ts = 0.01 ..0.1, t = 0 ..ts)

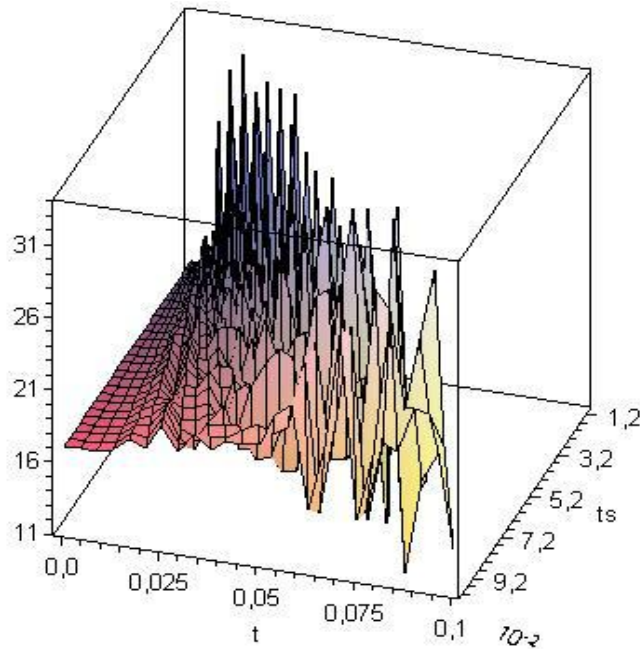


Ilustración 114. Comportamiento fuerza de contacto sello-carcasa, a diferentes tiempos de encendido [Los autores usando MapleSoft Demo]

Lo importante de esta gráfica es verificar, que para cualquier tiempo de encendido estándar, la fuerza de contacto entre el sello y la carcasa nunca sea cero, además, es útil tener en cuenta la fuerza máxima global (35 N) para fines de diseño.

Para el encendido cicloidal se obtiene una grafica muy parecida y valores similares, por esta razón no la incluimos aquí.

Sigamos con el estudio del comportamiento de las fuerzas durante la condición de operación nominal.

$df_{l0} := 0.01 \cdot f_{l0}$; Valor de fluctuación para la velocidad nominal

Velocidad angular del cigüeñal para la condición de operación (Forma armónica)

$$f_{l_{op}} := f_{l0} + \frac{df_{l0}}{2} \left(1 - \cos\left(\frac{(T-1) \cdot f_{op} - \pi}{T}\right) \right) :$$

$$f_{2_{op}} := f_{l_{op}} \cdot \frac{d}{df_{op}} f_{l_{op}} ; \text{Aceleración angular para la condición de operación}$$

Se buscan las soluciones posibles para la ecuación de fuerzas:

$$\begin{aligned} FHop01 := & - (ms \cdot ACr(f_{op}, f_{l_{op}}, f_{2_{op}}) + \text{signum}(VCr(f_{op}, f_{l_{op}}))) \\ & \cdot fs \cdot ms \cdot ACt(f_{op}, f_{l_{op}}, f_{2_{op}}) - F_{sp} / (-sc1(f_{op})) \\ & + \text{signum}(VCr(f_{op}, f_{l_{op}})) \cdot fs \cdot sc2(f_{op}) : \end{aligned}$$

$$FHop02 := (ms \cdot ACr(fop, fl_{op}, f2_{op}) - \text{signum}(VCr(fop, fl_{op}))) \cdot fs \\ \cdot ms \cdot ACt(fop, fl_{op}, f2_{op}) - Fsp) / (sc1(fop) \\ + \text{signum}(VCr(fop, fl_{op})) \cdot fs \cdot sc2(fop)) :$$

$$FNop01 := -(ms \cdot ACt(fop, fl_{op}, f2_{op}) \cdot sc1(fop) + sc2(fop) \cdot ms \\ \cdot ACr(fop, fl_{op}, f2_{op}) - sc2(fop) \cdot Fsp) / (-sc1(fop) \\ + \text{signum}(VCr(fop, fl_{op})) \cdot fs \cdot sc2(fop)) :$$

$$FNop02 := (ms \cdot ACt(fop, fl_{op}, f2_{op}) \cdot sc1(fop) + sc2(fop) \cdot ms \\ \cdot ACr(fop, fl_{op}, f2_{op}) - sc2(fop) \cdot Fsp) / (sc1(fop) \\ + \text{signum}(VCr(fop, fl_{op})) \cdot fs \cdot sc2(fop)) :$$

$$R1op := (ms \cdot ACt(fop, fl_{op}, f2_{op}) \cdot sc1(fop) + sc2(fop) \cdot ms \\ \cdot ACr(fop, fl_{op}, f2_{op}) - sc2(fop) \cdot Fsp) / (-sc1(fop) \\ + \text{signum}(VCr(fop, fl_{op})) \cdot fs \cdot sc2(fop)) :$$

$$R2op := (ms \cdot ACt(fop, fl_{op}, f2_{op}) \cdot sc1(fop) + sc2(fop) \cdot ms \\ \cdot ACr(fop, fl_{op}, f2_{op}) - sc2(fop) \cdot Fsp) / (sc1(fop) \\ + \text{signum}(VCr(fop, fl_{op})) \cdot fs \cdot sc2(fop)) :$$

Definimos las funciones de fuerzas de contacto para el sello, durante la condición de operación nominal:

Fuerza de contacto entre el sello y la carcasa

$$FHop := \begin{cases} FHop01 & R1op \leq 0 \text{ and } 0 \leq R2op \\ FHop01 & R1op \leq 0 \text{ and } R2op < 0 \\ FHop02 & 0 < R1op \text{ and } R2op < 0 \\ [] & \text{otherwise} \end{cases} :$$

plot(FHop, fop = 0 .. 6 · π)

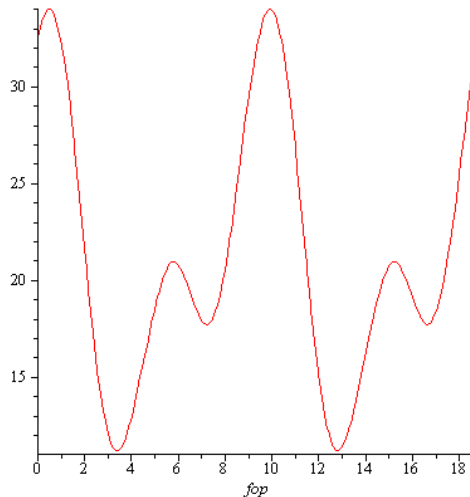


Ilustración 115. Comportamiento fuerza contacto sello-carcasa, durante operación nominal [Los autores usando MapleSoft Demo]

Fuerza de contacto entre el rotor y la cara lateral del sello

$$FNop := \begin{cases} FNop01 & R1op \leq 0 \text{ and } 0 \leq R2op \\ FNop01 & R1op \leq 0 \text{ and } R2op < 0 \\ FNop02 & 0 < R1op \text{ and } R2op < 0 \\ [] & otherwise \end{cases} :$$

plot(FNop, fop = 0 .. 6 · π)

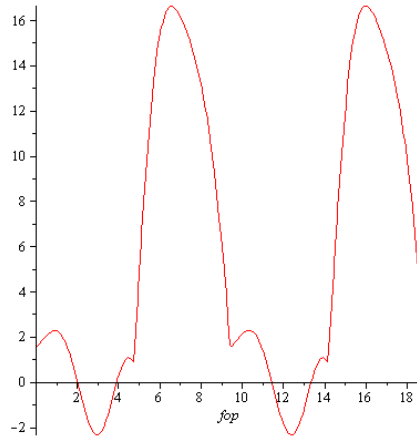


Ilustración 116. Comportamiento fuerza contacto rotor-sello, durante operación nominal [Los autores usando MapleSoft Demo]

Con estas gráficas igualmente verificamos que la fuerza de contacto entre el sello y la carcasa no tenga un valor negativo, durante la condición de operación nominal y redondeamos el valor máximo global para fines de diseño.

B.6. SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS

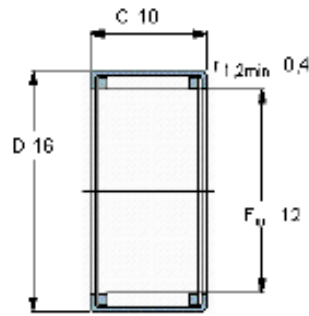
B.6.1 RODAMIENTOS

Rodamiento del rotor (SKF HK 1210)



Rodamientos de agujas, casquillos de agujas, sin fondo, no están obturados

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P _u	Velocidades		Masa
F _w	D	C	dinámica C	estática C ₀		Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	rpm		kg
12	16	10	4,84	6,4	0,71	18000	18000	0,0046



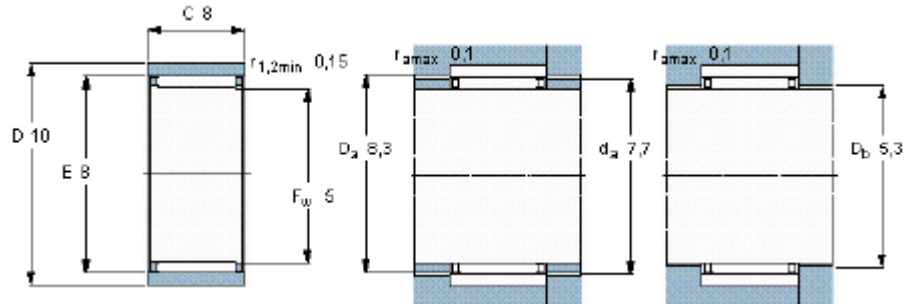
Accesorios adecuados
 Aro interior IR
 Aro interior LR
 Obturación G
 Obturación ED

IR 8x12x10.5
 LR 8x12x10.5
 G 1.2x16x3
 -

Rodamiento trasero (SKF RAO 5x10x8 TN)

Rodamientos de agujas, sin pestañas, sin aro interior

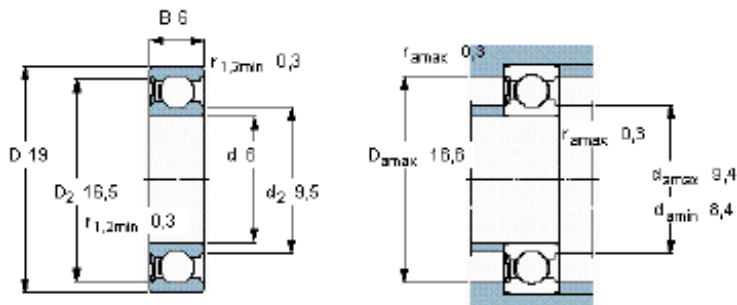
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa
F_w	D	C	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	rpm		kg
5	10	8	2,29	2	0,212	36000	40000	0,0030



Rodamiento frontal (SKF 626-RSH)

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, obturación rozante en uno lado

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa
d	D	B	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	rpm		kg
6	19	6	2,34	0,95	0,04	-	24000	0,0084



Factores de cálculo
 k_r 0,025
 f_0 13

B.6.2 TORNILLOS

Tabla 9. Selección de tornillos

NOMENCLATURA	CANTIDAD	UBICACION
C.M 3X25	11	Tapa frontal-Carcasa
C.M 2.5x8.6	3	Rotor – Corona interna
C.M 2.5x5	4	Piñón – Tapa trasera

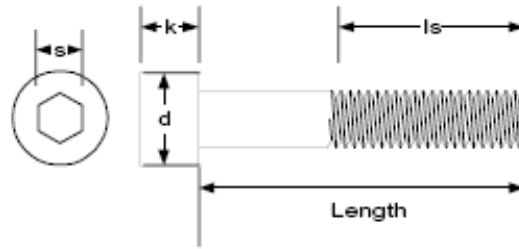


Ilustración 117. Socket head cap screw

Dimensions in mm.

NOM. THREAD DIAMETER		M 1.6	M 2	M 2.5	M 3	M 4	M 5
THREAD PITCH		0.35	0.4	0.45	0.5	0.7	0.8
THREAD LENGTH l_s min.		15	16	17	18	20	22
HEAD DIAMETER d	max.	3	3.8	4.5	5.5	7	8.5
	min.	2.86	3.62	4.32	5.32	6.78	8.28
HEAD HEIGHT k	max.	1.7	2	2.5	3	4	5
	min.	1.46	1.86	2.36	2.86	3.82	4.82
Nominal Key Size s		1.5	1.5	2	2.5	3	4
	max.	1.56	1.56	2.06	2.56	3.071	4.064
	min.	1.52	1.52	2.02	2.52	3.02	4.02
SOCKET DEPTH		0.7	1	1.1	1.3	2	2.5
RADIUS Under Head		0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2

Availability of Grade 10.9: M MCC stocks socket head cap screws in the standard grades 8.8 (tensile 120,000 psi) and 12.9 (tensile 172,000 psi). Some of our customers do have unique "shear strength" requirements that can only be satisfied by grade 10.9 (tensile 150,800 psi). Many of our European manufacturers keep a limited inventory (M4 through M48) of 912's in grade 10.9. Please inquire for lead times and specific minimum quantities.

B.7. SELECCIÓN DE MATERIALES

Tabla 10. Selección de materiales para altas prestaciones y durabilidad

Parte	Material [Referencia]	Tratamiento Térmico	Recubrimiento superficial
Cigüeñal	Acero SAE 8620 [98]	Carburizado y Templado	Ninguno
Carcasa Rotor	Aleaciones Aluminio Series 7000 Series 2000 [98]	--	Anodizado (Cromo duro)
Carcasa lateral	Aleaciones Aluminio Series 7000 Series 2000 [98]	--	Anodizado (Cromado)
Rotor	Aleaciones de Aluminio Series 2000 [98]	--	Anodizado (Cromo duro)
Contra peso	Acero	Ninguno	Ninguno
Engranaje	Acero SAE 8620 [98] Dureza 653 HB	Cementado y Templado	Ninguno
Sellos	Aleaciones de grafito o aceros especiales	--	Recubrimiento Antidesgaste Anticorrosivo**

Tabla 11. Selección de materiales para prestaciones y durabilidad normales

Parte	Material [Referencia]	Tratamiento Térmico	Recubrimiento superficial
Cigüeñal	Acero SAE 8620 [98]	Carburizado y Templado	Ninguno
Carcasa Rotor	Acero de Baja Aleación	--	**
Carcasa lateral	Aleaciones Aluminio Series 2000 [98]	--	Anodizado Duro
Rotor	Fundición nodular	--	Recubrimiento Anticorrosivo
Contra peso	Fundición gris	Ninguno	Ninguno
Engranaje	Acero SAE 8620 [98] Dureza 653 HB	Cementado y Templado	Ninguno
Sellos	Fundición nodular	--	**

La diferencia entre estas dos opciones, de combinaciones de materiales, es que para los materiales de rendimiento normal (**Tabla 9**. Obtenidos de Ing. Inversa) no se puede garantizar un buen desempeño a elevadas potencias y velocidades, ni tampoco una larga vida a estas condiciones.

Por otro lado, los materiales seleccionados para un alto rendimiento (propuestos por nosotros) tienen la desventaja de elevar los costos de manufactura, pero nos garantizan un mejor desempeño y durabilidad, a velocidades y potencias elevadas.

CIGUEÑAL: AISI 8620 Steel

Material AISI 8620 is a common, carburizing alloy steel used for a variety of

Notes: medium-strength applications including gears, camshafts, fasteners, and chains/chain pins. Flexibility in hardening treatments allow optimization of case/core properties.

Specific conditions for property data below: Mock carburized at 925°C (1700°F) for 8 hrs., reheated to 845°C (1550°F), oil quenched, 150°C (300°F) temper.

Physical Properties	Metric	English
Density	<u>7.85</u> g/cc	<u>0.284</u> lb/in ³
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	388	388
Hardness, Rockwell C	43.0	43.0
Tensile Strength, Ultimate	<u>1380</u> MPa	<u>200000</u> psi
Tensile Strength, Yield	<u>1085</u> MPa	<u>157400</u> psi
Modulus of Elasticity	<u>205</u> GPa	<u>29700</u> ksi
Bulk Modulus	<u>140</u> GPa	<u>20300</u> ksi
Poissons Ratio	0.290	0.290
Shear Modulus	<u>80.0</u> GPa	<u>11600</u> ksi
Thermal Properties	Metric	English
Specific Heat Capacity	<u>0.475</u> J/g-°C	<u>0.114</u> BTU/lb-°F
Thermal Conductivity	<u>46.6</u> W/m-K	<u>323</u> BTU-in/hr-ft ² -°F

CARCASA DEL ROTOR Y CARCASA LATERA: 7000 Series Aluminum Alloy

Material This property data is a summary of similar materials in the MatWeb database for the category "7000 Series Aluminum Alloy".

Notes: Each property range of values reported is minimum and maximum values of appropriate MatWeb entries. The comments report the average value, and number of data points used to calculate the average. The values are not necessarily typical of any specific grade, especially less common values and those that can be most affected by additives or processing methods.

Physical Properties	Metric	English
Density	<u>2.72 - 2.90</u> g/cc	<u>0.0983 - 0.105</u> lb/in ³
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	20.0 - 230	20.0 - 230
Tensile Strength, Ultimate	<u>70.0 - 800</u> MPa	<u>10200 - 116000</u> psi
Tensile Strength, Yield	<u>80.0 - 770</u> MPa	<u>11600 - 112000</u> psi

Modulus of Elasticity	<u>67.0</u> - <u>73.0</u> GPa	<u>9720</u> - <u>10600</u> ksi
Compressive Yield Strength	<u>380</u> - <u>530</u> MPa	<u>55100</u> - <u>76900</u> psi
Compressive Modulus	<u>70.0</u> GPa	<u>10200</u> ksi
Poissons Ratio	0.330	0.330
Shear Modulus	<u>25.0</u> - <u>27.6</u> GPa	<u>3630</u> - <u>4000</u> ksi
Shear Strength	<u>50.0</u> - <u>400</u> MPa	<u>7250</u> - <u>58000</u> psi
Thermal Properties	Metric	English
CTE, linear	<u>21.6</u> - <u>25.5</u> $\mu\text{m}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$	<u>12.0</u> - <u>14.2</u> $\mu\text{in}/\text{in}\cdot^\circ\text{F}$
Specific Heat Capacity	<u>0.856</u> - <u>1.05</u> J/g $\cdot^\circ\text{C}$	<u>0.205</u> - <u>0.250</u> BTU/lb $\cdot^\circ\text{F}$
Thermal Conductivity	<u>125</u> - <u>222</u> W/m-K	<u>870</u> - <u>1540</u> BTU-in/hr-ft $^2\cdot^\circ\text{F}$

ROTOR: 2000 Series Aluminum Alloy

Material This property data is a summary of similar materials in the MatWeb database for the category "2000 Series Aluminum Alloy". Each property range of values reported is minimum and maximum values of appropriate MatWeb entries. The comments report the average value, and number of data points used to calculate the average. The values are not necessarily typical of any specific grade, especially less common values and those that can be most affected by additives or processing methods.

Notes:

Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	45.0 - 150	45.0 - 150
Tensile Strength, Ultimate	<u>172</u> - <u>550</u> MPa	<u>25000</u> - <u>79800</u> psi
Tensile Strength, Yield	<u>68.9</u> - <u>520</u> MPa	<u>10000</u> - <u>75400</u> psi
Modulus of Elasticity	<u>70.0</u> - <u>76.0</u> GPa	<u>10200</u> - <u>11000</u> ksi
Poissons Ratio	0.330 - 0.340	0.330 - 0.340
Shear Modulus	<u>26.0</u> - <u>28.0</u> GPa	<u>3770</u> - <u>4060</u> ksi
Shear Strength	<u>106</u> - <u>320</u> MPa	<u>15400</u> - <u>46400</u> psi
Thermal Properties	Metric	English
CTE, linear	<u>22.5</u> - <u>25.6</u> $\mu\text{m}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$	<u>12.5</u> - <u>14.2</u> $\mu\text{in}/\text{in}\cdot^\circ\text{F}$
Specific Heat Capacity	<u>0.864</u> - <u>0.926</u> J/g $\cdot^\circ\text{C}$	<u>0.207</u> - <u>0.221</u> BTU/lb $\cdot^\circ\text{F}$
Thermal Conductivity	<u>84.0</u> - <u>200</u> W/m-K	<u>583</u> - <u>1390</u> BTU-in/hr-ft $^2\cdot^\circ\text{F}$

ENGRANES: AISI 8620 Steel

Material AISI 8620 is a common, carburizing alloy steel used for a variety of medium-strength applications including gears, camshafts, fasteners, and chains/chain pins. Flexibility in hardening treatments allow optimization of case/core properties.

Notes:

Specific conditions for property data below: Single quenched and tempered: carburized at 925°C (1700°F) for 8 hrs, pot cooled, reheated to 845°C (1550°F), quenched in agitated oil, 230°C (450°F) temper. 1.9 mm case depth. Core properties.

Physical Properties	Metric	English
Density	<u>7.85</u> g/cc	<u>0.284</u> lb/in ³
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	653	653
Hardness, Rockwell C	61.0	61.0
Tensile Strength, Ultimate	<u>1157</u> MPa	<u>167800</u> psi
Tensile Strength, Yield	<u>833</u> MPa	<u>121000</u> psi
Modulus of Elasticity	<u>205</u> GPa	<u>29700</u> ksi
Poissons Ratio	0.290	0.290
Shear Modulus	<u>80.0</u> GPa	<u>11600</u> ksi
Thermal Properties	Metric	English
Specific Heat Capacity	<u>0.475</u> J/g-°C	<u>0.114</u> BTU/lb-°F
Thermal Conductivity	<u>46.6</u> W/m-K	<u>323</u> BTU-in/hr-ft ² -°F

B.8. ANÁLISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

El estudio de la transferencia de calor se hace una vez definidos los materiales y las cargas obtenidas del análisis de la combustión.

Por razones de exactitud, se decidió llevar a cabo este análisis mediante elementos finitos, aunque en este trabajo se dejó un apartado más simplificado referente a este tema.

Aquí se explica como se obtuvieron las cargas más críticas y como los autores del proyecto proponen modificarlas para aplicarlas al CAE.

Como se aclaró anteriormente, se ha tomado un ángulo de referencia para la duración de la combustión, una vez establecido esto, se estudia el comportamiento del flujo de calor a diferentes revoluciones del motor, para el posterior análisis por CAE.

La siguiente tabla resume los valores promedio de los calores asociados a cada proceso de la combustión, que se han obtenido mediante la rutina *designdata.m*.

Transferencia de calor ($\Delta\theta_b = 180^\circ \wedge \bar{T}_w = 110^\circ\text{C}$)

Tabla 12. Comportamiento del flujo de calor a diferentes velocidades

<i>RPM</i>	<i>Pot [hp]</i>	$\bar{q}_{process} [MW/m^2]$ $(\bar{q}_{comp} - \bar{q}_{comb} - \bar{q}_{exp})$	<i>eta [%]</i>
17500	1.11	(0.0842 – 0.971 – 0.433)	16.3
15500	0.972	(0.07601 – 0.875 – 0.386)	16.1
13500	0.835	(0.0677 – 0.777 – 0.339)	15.9
11500	0.699	(0.0591 – 0.678 – 0.291)	15.7
9500	0.565	(0.0503 – 0.576 – 0.242)	15.3
7500	0.434	(0.0412 – 0.470 – 0.193)	14.9
5500	0.3046	(0.0316 – 0.361 – 0.142)	14.3
3500	0.18	(0.0214 – 0.246 – 0.0895)	13.2
2500	0.12	(0.0160 – 0.184 – 0.0628)	12.4

Se subrayan solo tres velocidades debido a que nos sirven de referencia para un funcionamiento suave, medio y alto.

También es necesario definir valores característicos para la convección y para las interfaces de contacto que se presentan en las superficies del motor.

A continuación se anexan unas tablas sacadas de Mills [75], con el fin de obtener una simulación adecuada de la transferencia de calor mediante el CAE.

Flujo y fluido	\bar{h}_c W/m ² K
Convección libre, aire	3–25
Convección libre, agua	15–100
Convección forzada, aire	10–200
Convección forzada, agua	50–10 000
Convección forzada, sodio líquido	10 000–100 000
Condensación de vapor	5000–50 000
Ebullición de agua	3000–100 000

Ilustración 118. Valores característicos de convección en varios medios [75]

Interfaz	h_i W/m ² K
Cerámica-cerámica	500–3000
Cerámica-metal	1500–8500
Grafito-metal	3000–6000
Acero inoxidable-acero inoxidable	1700–3700
Aluminio-aluminio	2200–12 000
Acero inoxidable-aluminio	3000–4500
Cobre-cobre	10 000–25 000
Aluminio rugoso-aluminio (condiciones de vacío)	~ 150
Hierro-aluminio	4000–40 000

Ilustración 119. Valores característicos de conductancias interfaciales [75]

Durante la admisión la mezcla fresca actúa como un refrigerante, por lo tanto, consideramos su efecto convectivo como un flujo negativo a un potencial de temperatura igual a 33 [K] y con un $h=200$ [W/m²*K] (Convección forzada con aire).

$$\bar{q}_{adm} = 200 \cdot (383 - 350) \cdot [W/m^2] = -0.007 \cdot [MW/m^2]$$

$$\bar{q}_{exh} = 0.3 \cdot \bar{q}_{exp}$$

Las superficies son expuestas a uno o varios flujos de calor, que corresponden a cada uno de los procesos de la combustión. Para tener en cuenta el tiempo de exposición al flujo hacemos un análisis de promedios y tiempos ponderados.

Esta forma de analizar se propone con fines de practicidad y para un diseño conveniente, se aclara que en base a los datos obtenidos para la combustión se puede elaborar un mejor análisis, pero no queremos extendernos más al respecto.

B.8.1 ANÁLISIS DEL FLUJO DE CALOR PONDERADO PARA LA CARCASA

A continuación se presenta de forma gráfica la ubicación de los valores ponderados, de los flujos de calor, a los que están sometidas las aéreas superficiales de trabajo durante el ciclo de combustión.

Este modelo es altamente impreciso, pero podemos usar esa imprecisión con fines de practicidad y para ser conservativos, aunque lo deseado es llegar a un punto óptimo.

El lector podrá reflexionar acerca de esta forma de proceder, y quizá, la podrá comparar con otras, al final sacara su juicio de valoración, si le es práctica y útil o no.

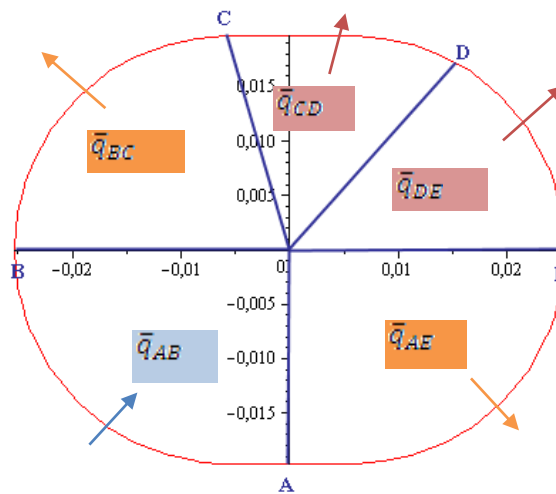


Ilustración 120. Zonas para el análisis ponderado de calor en la carcasa [Los autores usando MapleSoft Demo]

Donde

$\widehat{A\hat{O}B} = 90^\circ$: Ángulo de duración de la admisión

$\widehat{B\hat{O}C} = 90^\circ - |\theta_s|/3$: Ángulo de duración de la compresión

$\widehat{C\hat{O}D} = \Delta\theta_b/3$: Ángulo de duración de la combustión

$\widehat{D\hat{O}E} = 90^\circ - (\Delta\theta_b - |\theta_s|)/3$: Ángulo de duración de la expansión

$\widehat{A\hat{O}E} = 90^\circ$: Ángulo de duración del escape

60° : Mitad del ángulo entre puntas del rotor

360° : Ángulo de duración total de la combustión, recorrido por el rotor

A continuación se analiza el flujo de calor ponderado que atraviesa cada una de las zonas propuestas (zona **AB**, **BC**, **CD**, **DE** y **AE**), teniendo en cuenta el tiempo de exposición y el área expuesta a los flujos promedios (\bar{q}_{adm} , \bar{q}_{comp} , \bar{q}_{comb} , \bar{q}_{exp} y \bar{q}_{exh}). Como se podrá observar, todo esto se hace en base a los ángulos de giro del rotor, así:

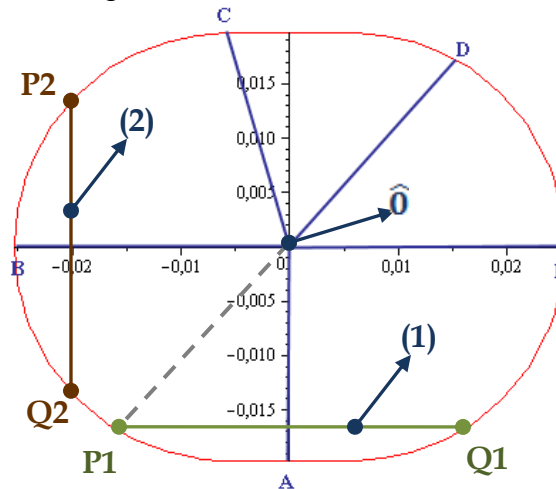


Ilustración 121. Esquema para el análisis ponderado de calor en la carcasa [Los autores usando MapleSoft]

Cuando el rotor está en la posición **(1)** sus puntas quedan representadas por **(P1 y Q1)**, en este instante la cámara de combustión ha terminado el escape y comienza la admisión.

Ahora pensemos en un instante anterior, cuando la punta **P1** coincide con el punto **A**, en ese instante la sección **AB** empieza a recibir **calor del escape**, pero en la siguiente proporción:

- **Con respecto a la duración:** podemos decir que el tiempo se puede calcular en función del ángulo de giro medido desde el centro de la

carcasa \hat{O} , entonces, el tiempo que se dura entregando calor del escape a la sección AB , será igual al ángulo $A\hat{O}P1$, que en este caso coincide con la mitad del ángulo entre puntas ($P1$ y $Q1$), el cual tiene un valor de 60° . Debido a lo anterior, podemos decir que el porcentaje de tiempo expuesto al calor \bar{q}_{exh} , el cual entra a la sección AB , es igual a $60^\circ/360^\circ$.

- **Con respecto al área expuesta:** como se puede observar, el ángulo que una punta debe recorrer para cubrir la superficie total de la sección AB , será igual a $A\hat{O}B = 90^\circ$, debido a esto decimos que ese ángulo representa al área total de la sección AB . Por otro lado, como el ángulo que recorre la punta $P1$ desde el punto A ; donde se comienza a entregar calor de escape sobre el área AB ; hasta el punto $P1$, donde termina el escape, es de 60° . Entonces, podemos decir que el porcentaje de área de la sección AB , que estuvo expuesta al calor de escape, tiene un valor de $60^\circ/90^\circ$.

En conclusión al análisis anterior, podemos decir que la porción del calor de escape que entra a la sección AB tiene dos componentes, una debido al tiempo de exposición ($60^\circ/360^\circ$) y otra debida al área de exposición ($60^\circ/90^\circ$). Y el producto de ellas dos será el porcentaje total, del calor de escape, que entra a la sección AB . Véase **Ec.137**.

De la misma manera, podemos analizar los siguientes procesos de la combustión que afectan a la sección AB . Al finalizarse el escape, el nuevo calor que recae en la sección AB es el de la **admisión**, el cual se analiza de la siguiente manera:

- **Con respecto a la duración:** el proceso de admisión ocurre mientras el rotor se mueve de su posición (1) hasta su posición (2), lo cual quiere decir que a girado un ángulo de 90° , por lo tanto, el porcentaje de duración de exposición al calor de admisión será de $90^\circ/360^\circ$.
- **Con respecto al área expuesta:** debido a que cuando empieza la admisión el punto $Q1$ no ha pasado por el punto A ; y por otro lado, cuando termina la admisión el punto $P1$ ya ha pasado por el punto B y se ubica en su nueva posición, el punto $P2$. Entonces, podemos deducir que el área expuesta al calor de admisión es $90^\circ/90^\circ$.

El resultado anterior también lo podemos observar en la **Ec. 137**. De la misma manera, podemos analizar el siguiente proceso y a las siguientes secciones, todo esto queda resumido en las **Ec. 137 – 141**.

Ecuación 137. Flujo de calor ponderado que entra a la sección AB

$$\bar{q}_{AB} = \frac{\bar{q}_{adm}(A\hat{O}B)^2 + \bar{q}_{comp}(60^\circ)^2 + \bar{q}_{exh}(60^\circ)^2}{(360^\circ)(A\hat{O}B)}$$

Ecuación 138. Flujo de calor ponderado que entra a la sección BC

$$\bar{q}_{BC} = \frac{\bar{q}_{adm}(60^\circ)^2 + \bar{q}_{comp}(B\hat{O}C)^2 + \bar{q}_{comb}(C\hat{O}D)(60^\circ) + \bar{q}_{exh}(60^\circ - C\hat{O}D)^2}{(360^\circ)(B\hat{O}C)}$$

Ecuación 139. Flujo de calor ponderado que entra a la sección CD

$$\bar{q}_{CD} = \frac{\bar{q}_{comp}(60^\circ) + \bar{q}_{comb}(C\hat{O}D) + \bar{q}_{exp}(60^\circ)}{360^\circ}$$

Ecuación 140. Flujo de calor ponderado que entra a la sección DE

$$\bar{q}_{DE} = \frac{\bar{q}_{comp}(60^\circ - C\hat{O}D)^2 + \bar{q}_{comb}(C\hat{O}D)(D\hat{O}E) + \bar{q}_{exp}(D\hat{O}E)^2 + \bar{q}_{exh}(60^\circ)^2}{(360^\circ)(D\hat{O}E)}$$

Ecuación 141. Flujo de calor ponderado que entra a la sección CD

$$\bar{q}_{AE} = \frac{\bar{q}_{adm}(60^\circ)^2 + \bar{q}_{exp}(60^\circ)^2 + \bar{q}_{exh}(A\hat{O}E)^2}{(360^\circ)(A\hat{O}E)}$$

Tabla 13. Ángulos de duración para los procesos de combustión

Variable	Valor
$B\hat{O}C$	$90^\circ - -30^\circ /3 = 80^\circ$
$C\hat{O}D$	$107^\circ/3 = 60^\circ$
$D\hat{O}E$	$90^\circ - (107^\circ - -30^\circ)/3 = 40^\circ$

Para el caso de la carcasa del rotor, cuyas superficies laterales están expuestas a convección con el aire y a conducción en la interface de contacto (carcasa del rotor – tapa lateral), se calcula un flujo de calor aparente, con un orden de magnitud adecuado, que representa ambos efectos combinados, de acuerdo al porcentaje de área expuesta en cada interface.

Tabla 14. Valores para la conducción lateral de la carcasa del rotor

Variable	Valor	Comentario
$\%A_{Lconv}$	0.2	% de área lateral expuesta a la convección
$\%A_{Lcond}$	0.8	% de área lateral expuesta a conducción
$h_{i, Al-Al}$	12000 [W/m ² K]	Conductancia interface Aluminio-Aluminio
$\Delta\bar{T}_{i, Al-Al}$	10 [K]	Diferencia temperatura promedio interface Al-Al

\bar{h}_c	100 [$W/m^2 K$]	Orden de magnitud de la convección natural
$\overline{\Delta T}_c$	85 [K]	Diferencial de temperatura promedio para la convección
\bar{q}_L	≈ 92300 [W/m^2]	Flujo aparente lateral de conducción y convección $12000 \cdot 10 \cdot 0.8 + 100 \cdot 85 \cdot 0.2 = 97700$

Tabla 15. Porcentaje para ponderar los flujos de calor en la carcasa

Sección	% _{adm}	% _{comp}	% _{comb}	% _{exp}	% _{exh}
AB	0.25	0.111	0	0	0.111
BC	0.125	0.222	0.125	0	0
CD	0	0.167	0.167	0.167	0
DE	0	0	0.167	0.111	0.25
AE	0.111	0	0	0.111	0.25

B.8.2 ANÁLISIS DEL FLUJO DE CALOR PONDERADO PARA EL ROTOR

Análogamente, presentaremos aquí el valor ponderado del flujo de calor a la que están sometidas las superficies del rotor.

El término ponderado se refiere aquí, solo al porcentaje de duración a la que cada superficie (flanco) queda expuesta al flujo promedio correspondiente, a lo largo del ciclo de combustión.

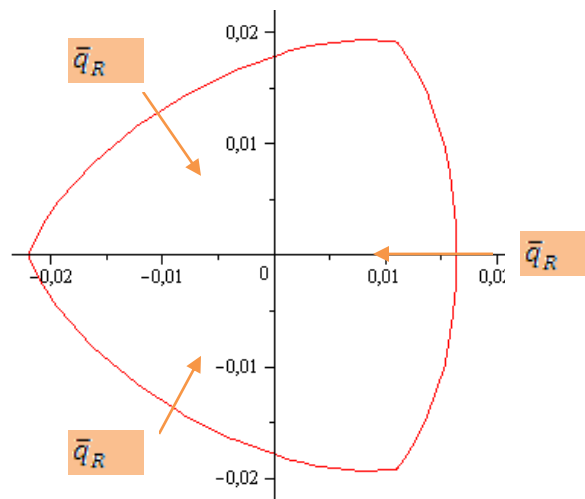


Ilustración 122. Análisis de flujo ponderado [Los autores usando MapleSoft Demo]

Es preciso reiterar aquí que solo se tiene en cuenta el tiempo de exposición, ya que el área de exposición del rotor, que hace parte de la cámara de combustión, es constante y no hace falta hacer un análisis de porcentaje ponderado con respecto al área.

Ecuación 142. Flujo de calor ponderado que atraviesa el flanco del rotor

$$\bar{q}_R = \frac{A\hat{O}B}{360^\circ} \cdot \bar{q}_{adm} + \frac{B\hat{O}C}{360^\circ} \cdot \bar{q}_{comp} + \frac{C\hat{O}D}{360^\circ} \cdot \bar{q}_{comb} + \frac{D\hat{O}E}{360^\circ} \cdot \bar{q}_{exp} + \frac{A\hat{O}E}{360^\circ} \cdot \bar{q}_{exh}$$

Tabla 16. Porcentajes para el flujo de calor en el rotor

Variable	Valor
$A\hat{O}B/360^\circ$	0.25
$B\hat{O}C/360^\circ$	0.222
$C\hat{O}D/360^\circ$	0.167
$D\hat{O}E/360^\circ$	0.111
$A\hat{O}E/360^\circ$	0.25

B.8.3 VALORES DE FLUJOS DE CALOR PARA ANÁLISIS POR CAE

Tabla 17. Flujos de calor para análisis CAE de la carcasa y el rotor (rutina designdata.m)

Variable	Valor
\bar{q}_{AB}	0.0238 [MW/m^2]
\bar{q}_{BC}	0.1401 [MW/m^2]
\bar{q}_{CD}	0.248 [MW/m^2]
\bar{q}_{DE}	0.242 [MW/m^2]
\bar{q}_{AE}	0.08057 [MW/m^2]
\bar{q}_R	0.261 [MW/m^2]

Es muy útil hacer énfasis aquí en que, el valor de \bar{q}_{adm} no tiene una influencia predominante en los valores de flujos de calor ponderado, por lo tanto, se puede dejar un valor de $\bar{q}_{adm} = 0.007 - 0.02$ [MW/m^2], lo cual corresponde a las temperaturas de pared promedio $\bar{T}_w = 110 - 160$ °C, sin tener ninguna diferencia.

También aclaramos aquí que los valores correspondientes a los flujos de calor en las interfaces Aluminio – Aluminio y Aluminio – Acero; correspondientes al contacto con los pernos, rodamiento, bridas y engranaje; se calculan teniendo en cuenta un diferencial de temperaturas de 1 [K], lo

cual hace conservar un orden de magnitud parecido al que aparece en las tablas de Mills [75], **Ilustración 119**.

B.8.4 ANÁLISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CAE

Con las cargas anteriormente calculadas y con el respectivo material seleccionado, se puede proceder a estudiar la transferencia de calor en estado estable del motor, de esta manera podemos observar el comportamiento del sistema de refrigeración, temperatura máxima permisible para la lubricación y esfuerzos inducidos por la distribución de la temperatura.

A continuación mostraremos los diagramas de temperaturas, esfuerzos inducidos y flujos de calor con sus respectivos comentarios, hemos usado el programa para el análisis por elementos finitos ANSYS Workbench.

Carcasa del rotor:

En un primer paso debemos especificar las propiedades del material para el estudio CAE y seleccionar la pieza que será hecha de ese material.

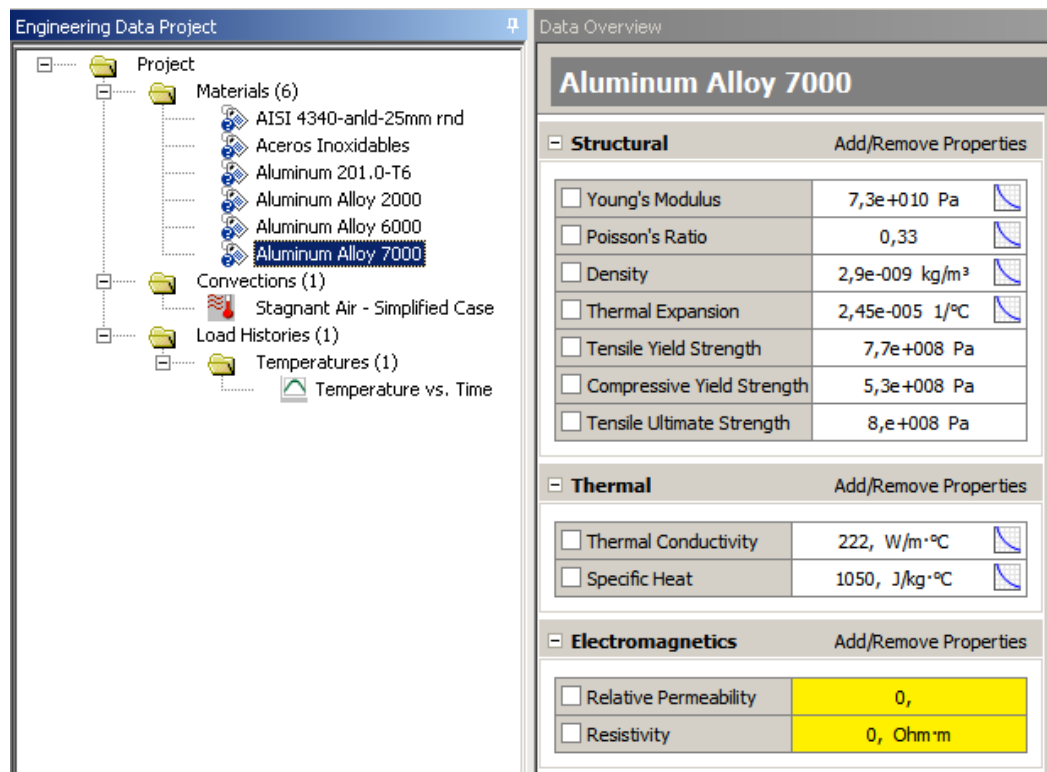


Ilustración 123. Interface para agregar las propiedades del material [Los autores usando ANSYS Workbench]

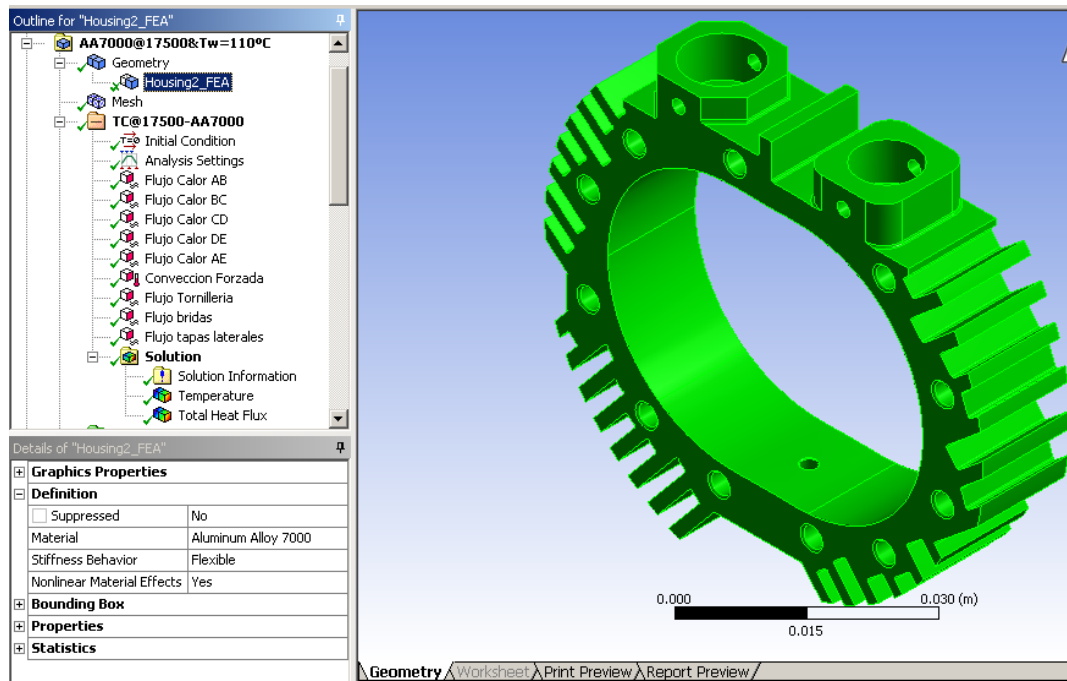


Ilustración 124. Importación de la geometría de la carcasa desde SolidWorks [Los autores usando ANSYS Workbench]

A continuación hacemos un enmallado adecuado para realizar un análisis por elementos finitos.

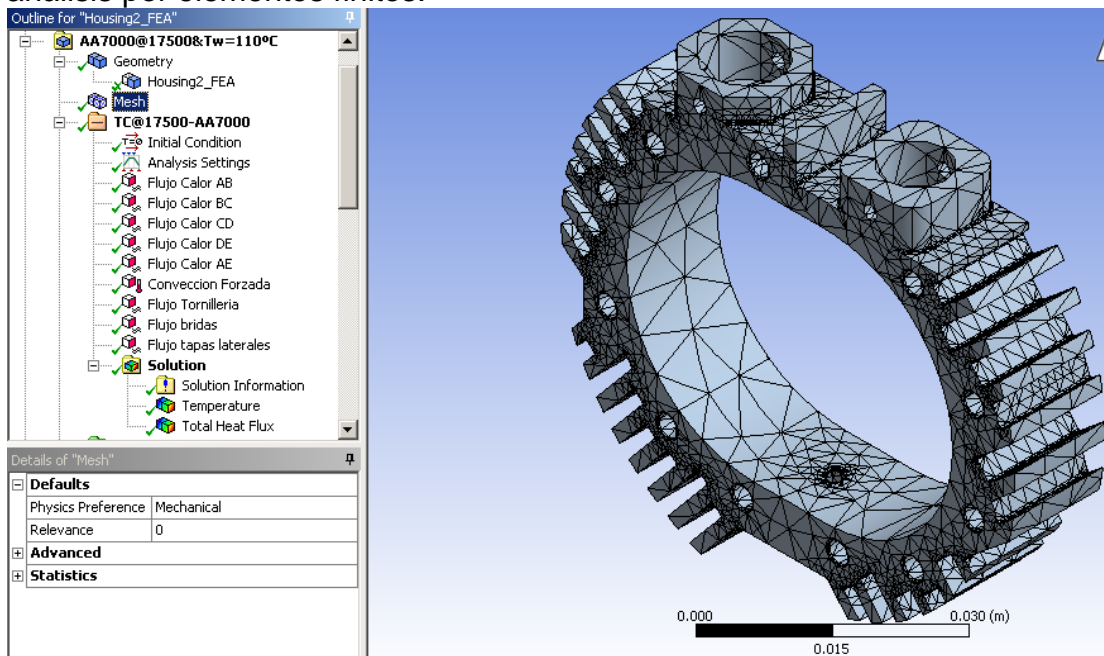


Ilustración 125. Enmallado automático para la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]

Luego seleccionamos cada una de las secciones de la carcasa para asignar el valor del flujo de calor que se transfiere.

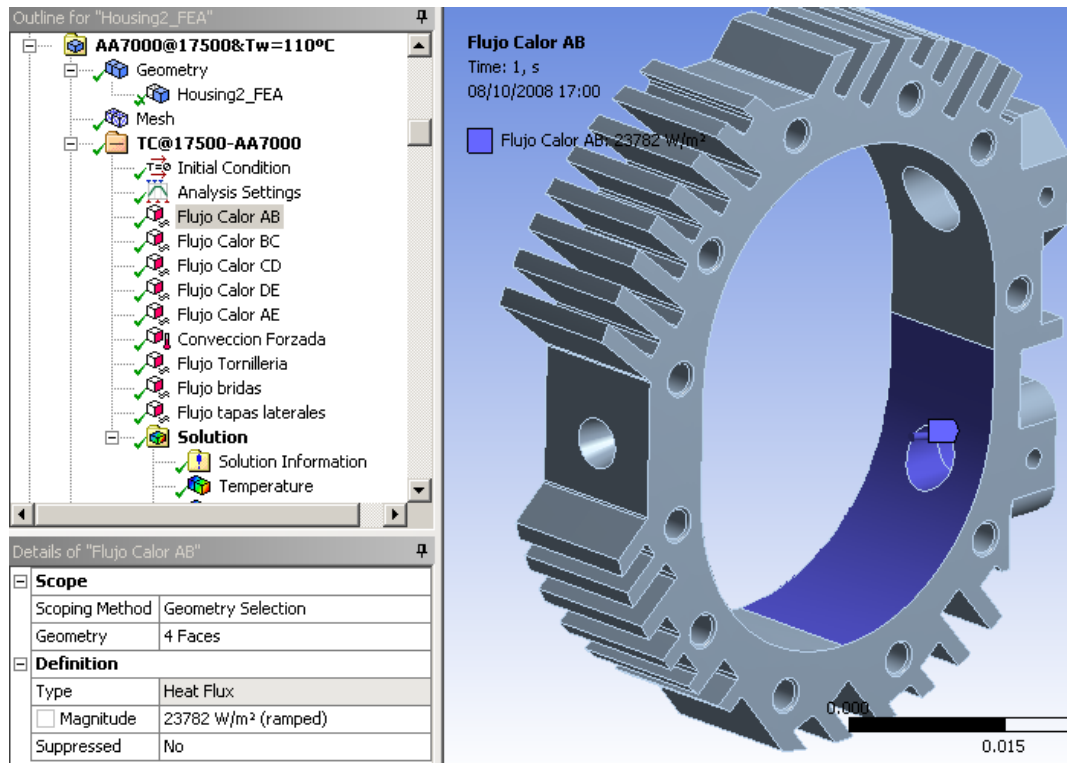


Ilustración 126. Valor del flujo de calor en la sección AB de la carcasa (Vista interna) [Los autores usando ANSYS Workbench]

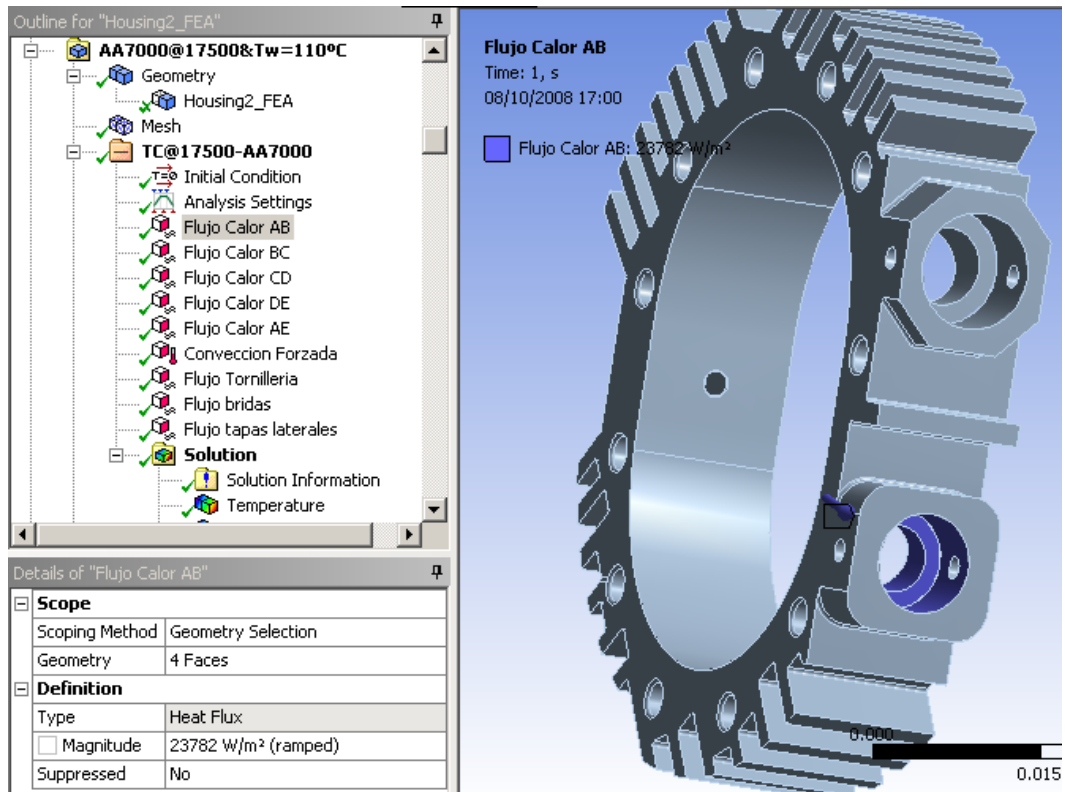


Ilustración 127. Flujo de calor en la sección AB de la carcasa (Vista externa) [Los autores usando ANSYS Workbench]

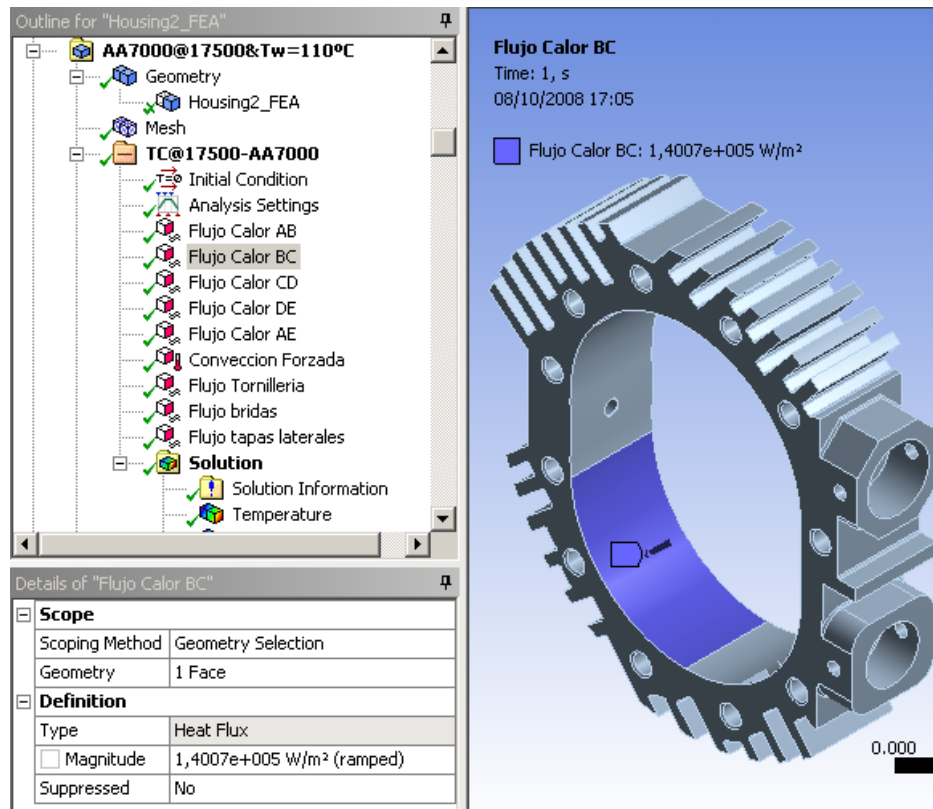


Ilustración 128. Flujo de calor en la sección BC de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]

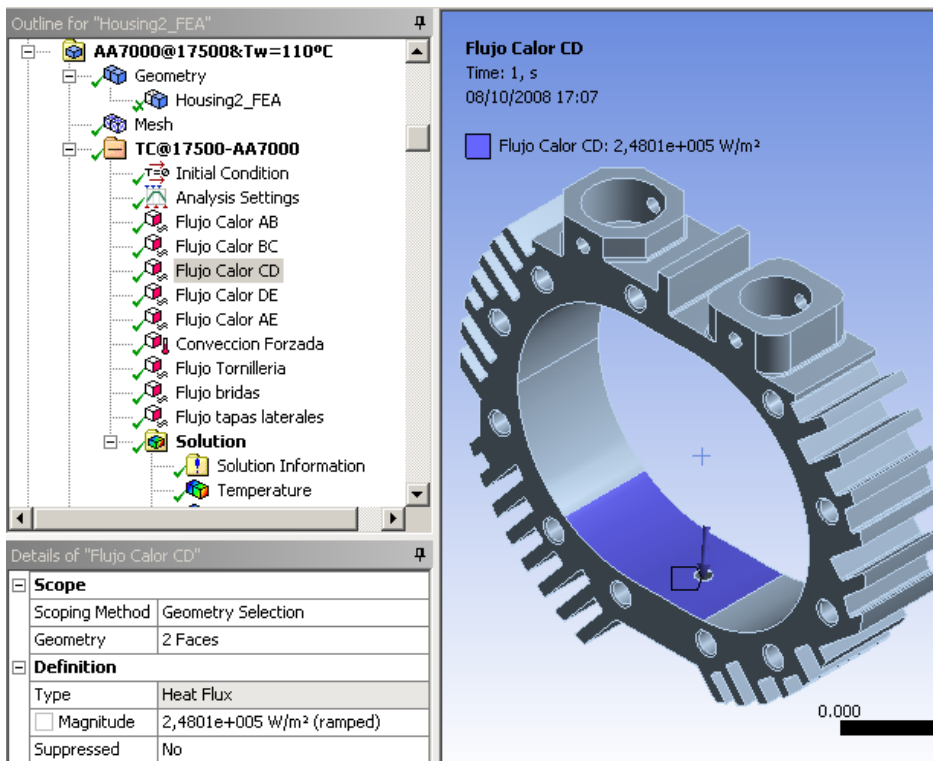


Ilustración 129. Flujo de calor en la sección CD de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]

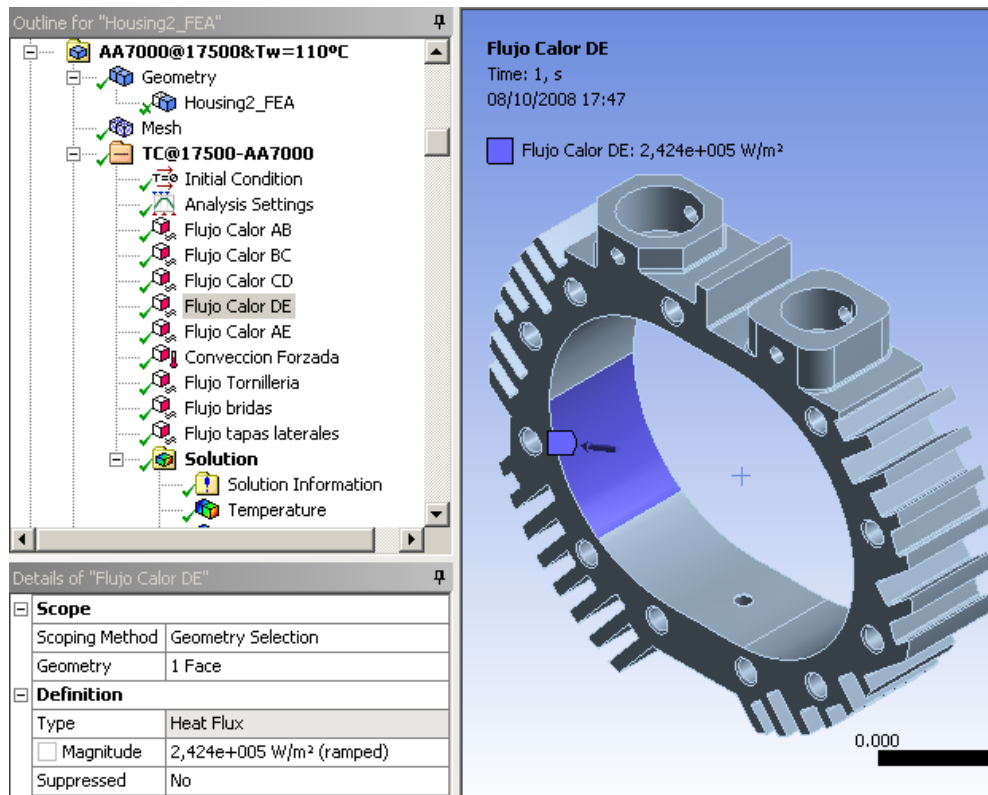


Ilustración 130. Flujo de calor en la sección DE de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]

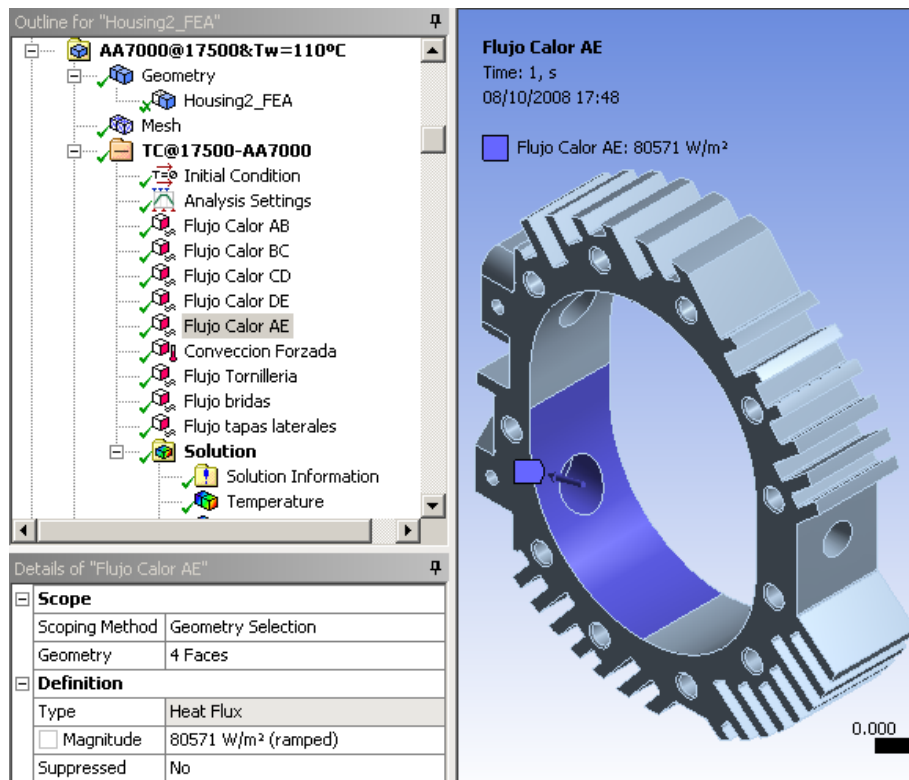


Ilustración 131. Flujo de calor en la sección AE de la carcasa (Vista interna) [Los autores usando ANSYS Workbench]

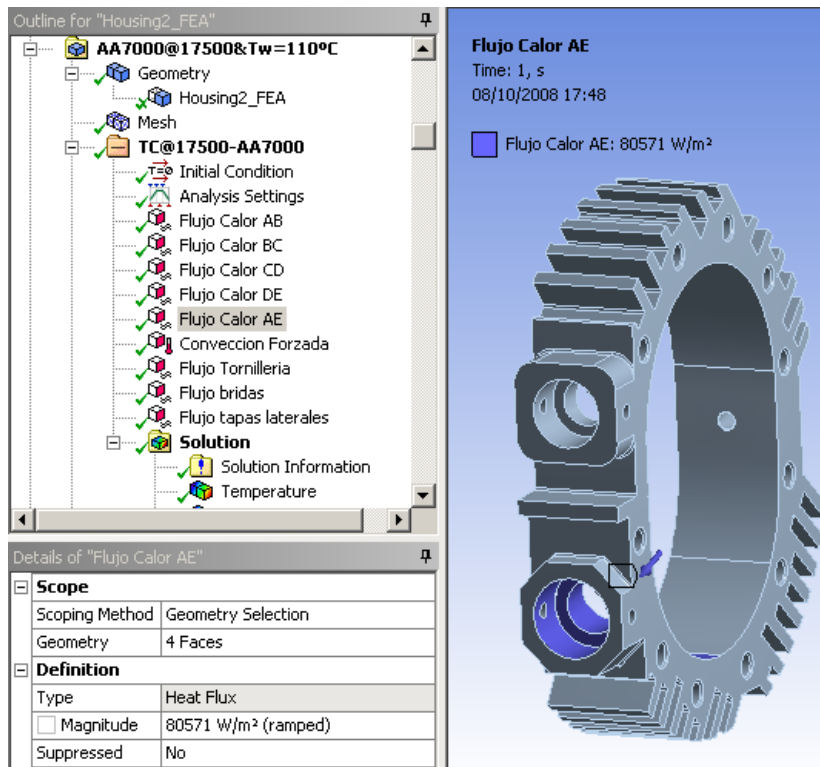


Ilustración 132. Flujo de calor en la sección AE de la carcasa (Vista externa) [Los autores usando ANSYS Workbench]

Seleccionamos las superficies circundantes expuestas a la convección forzada y elegimos un valor adecuado para el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada con aire (Tablas de Mills).

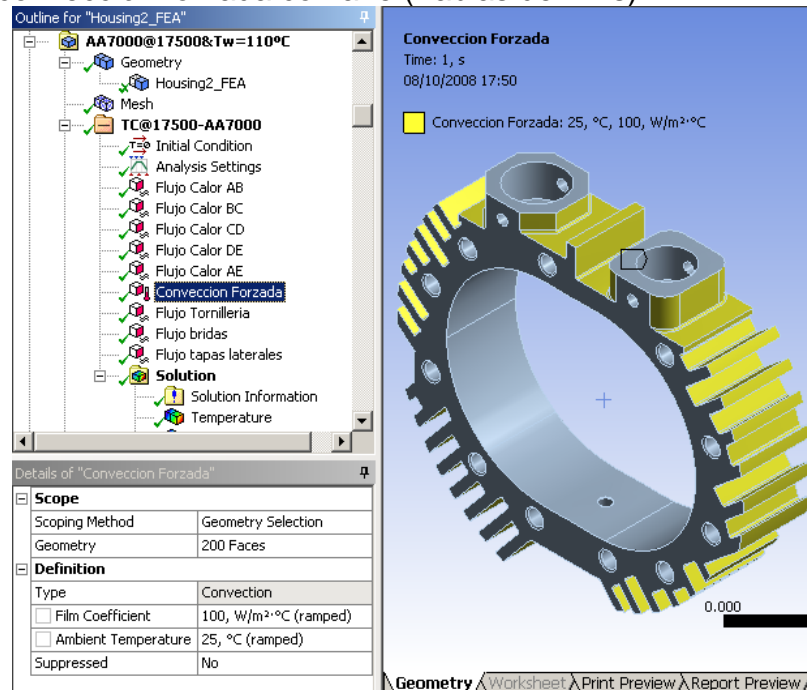


Ilustración 133. Convección forzada en la periferia de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]

Se selecciona los taladrados por donde pasan los tornillos que sujetan las tapas laterales con la carcasa del rotor, incluyendo el agujero de la bujía, y agregamos un valor característico de flujo de calor correspondiente al contacto aluminio-acero (Tablas de Mills).

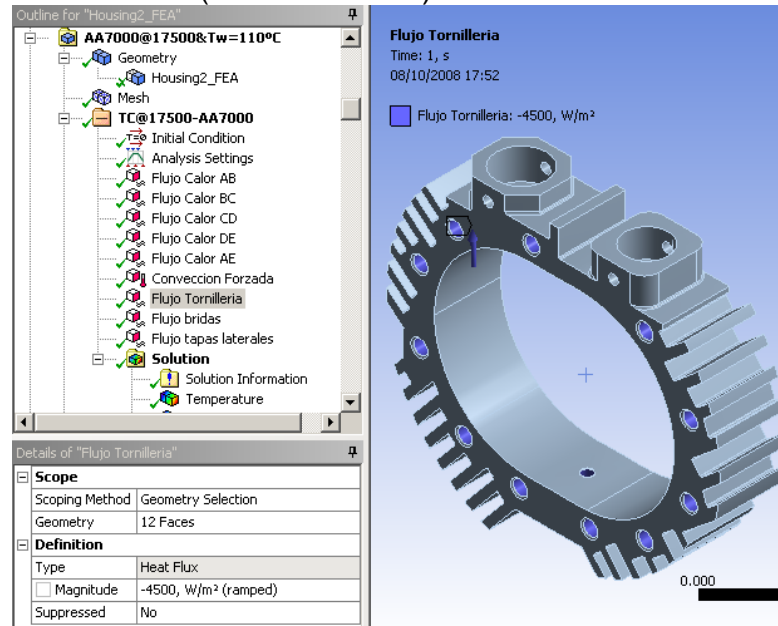


Ilustración 134. Flujo de calor interface Aluminio-Acero en los taladrados de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]

Para las superficies en contacto con el ducto del carburador y del ducto de escape "bridas", escogemos un valor característico para el contacto entre aluminio-aluminio.

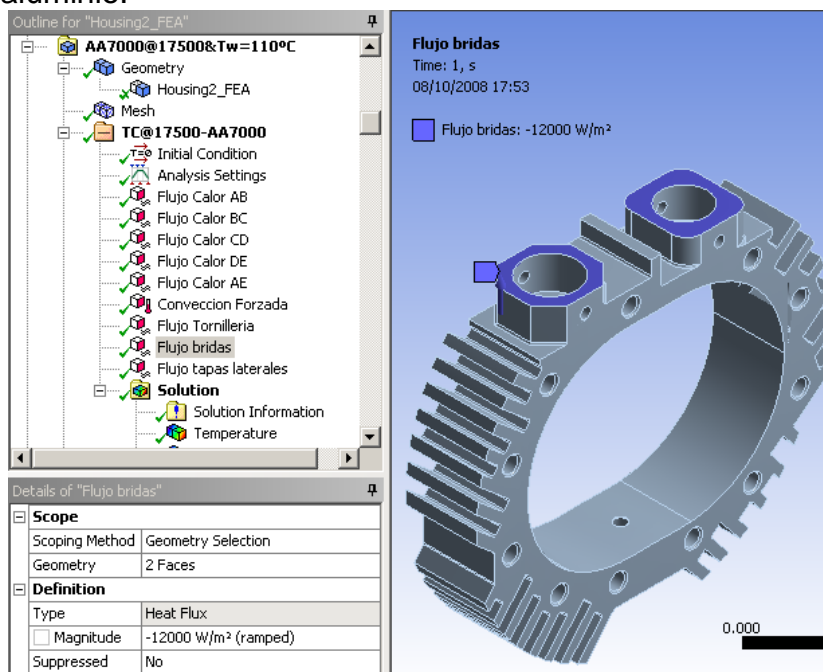


Ilustración 135. Flujo de calor interface Aluminio-Aluminio en las "bridas" de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]

Seleccionamos los lados laterales de la carcasa y ponemos el dato que se calculo para el flujo aparente de convección y conducción lateral.

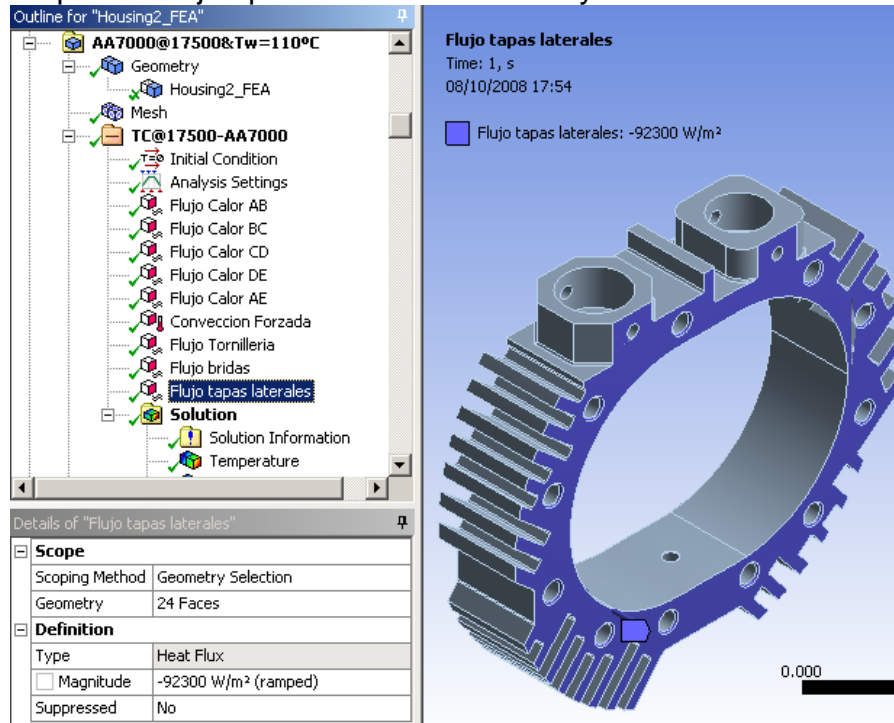


Ilustración 136. Flujo de calor lateral aparente de la carcasa [Los autores usando ANSYS Workbench]

Ahora observemos el comportamiento de la transferencia de calor, y en consecuencia, la distribución de las temperaturas para una carcasa de aleación de aluminio series 2000.

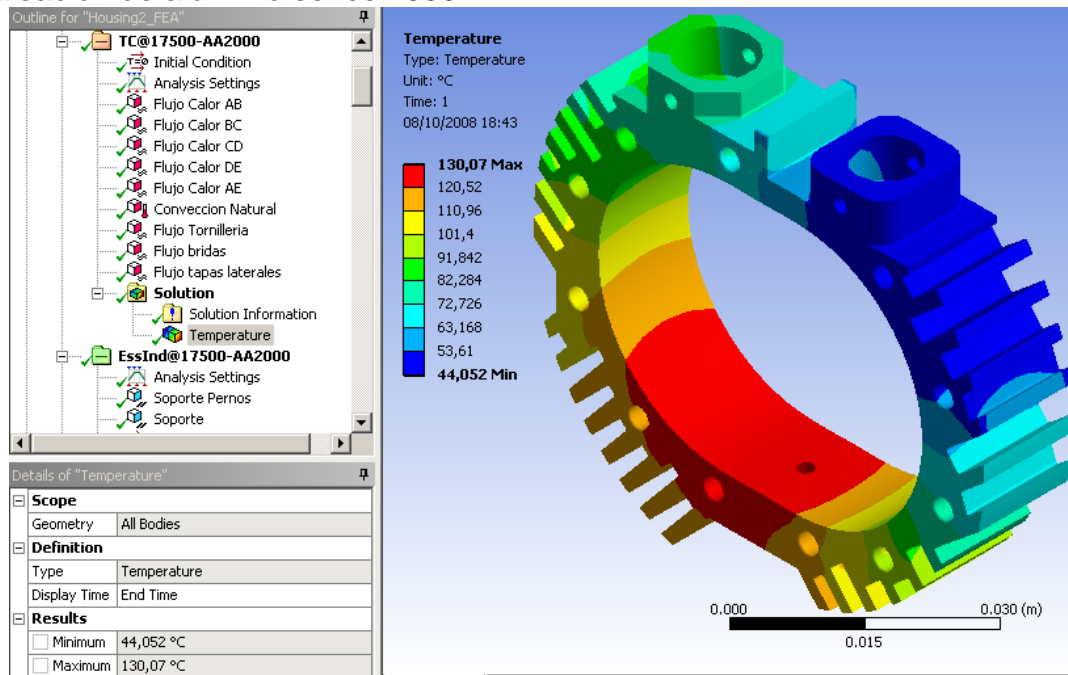


Ilustración 137. Distribución de temperaturas en la carcasa de aleación de aluminio series 2000 (Vista 01) [Los autores usando ANSYS Workbench]

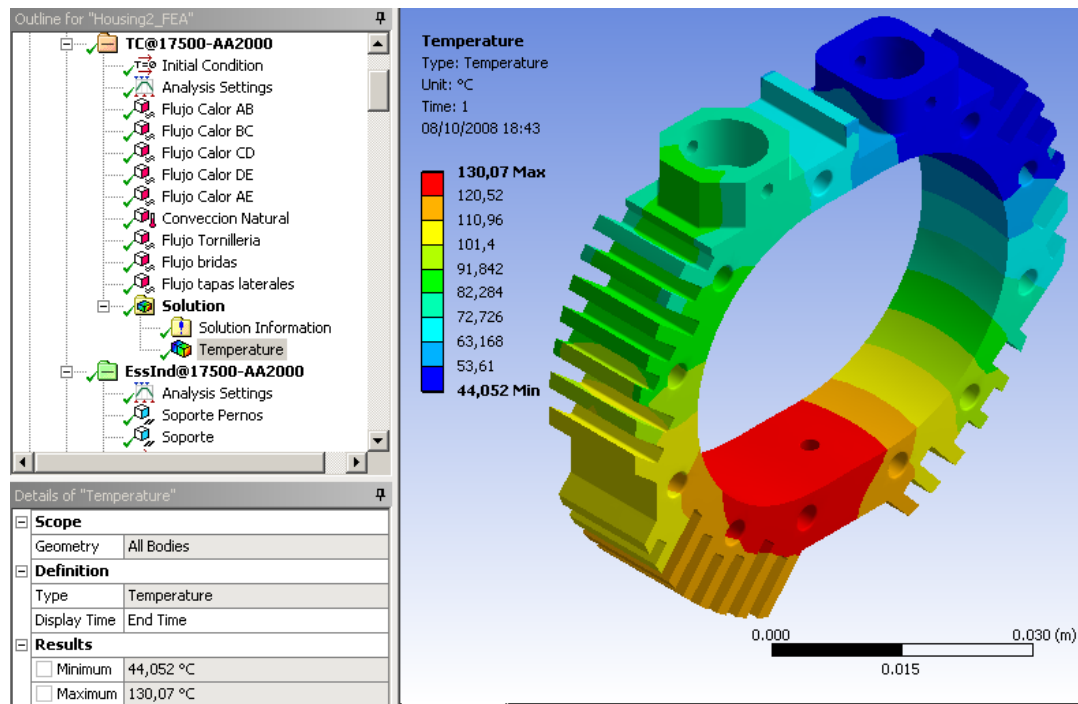


Ilustración 138. Distribución de temperaturas en la carcasa de aleación de aluminio series 2000 (Vista 02) [Los autores usando ANSYS Workbench]

Estos son los resultados de la deformación obtenidos para la carcasa de aleación de aluminio series 2000.

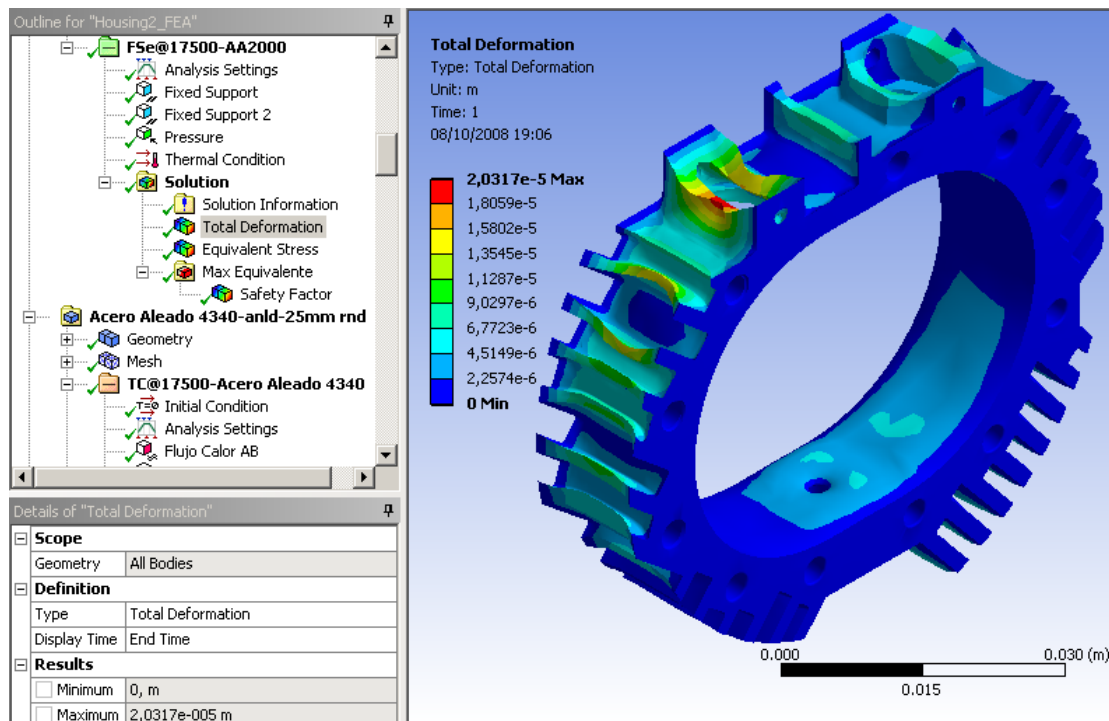


Ilustración 139. Deformaciones térmicas en la carcasa de aleación de aluminio series 2000 (Vista 01) [Los autores usando ANSYS Workbench]

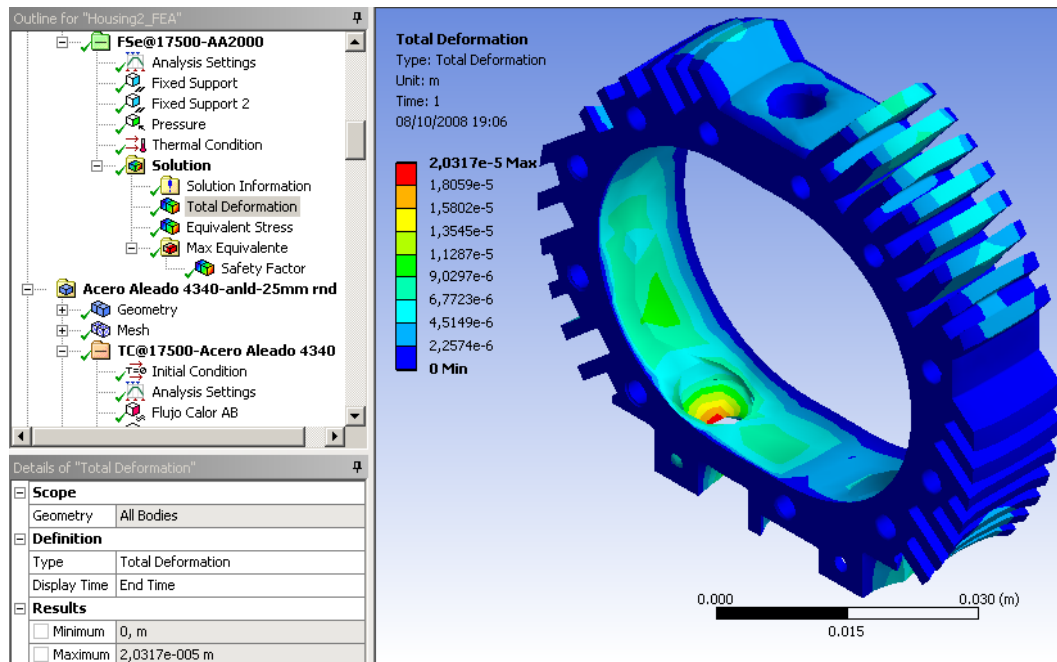


Ilustración 140. Deformaciones térmicas en la carcasa de aleación de aluminio series 2000 (Vista 02) [Los autores usando ANSYS Workbench]

Como se puede observar con las gráficas anteriores, las deformaciones que se generan en la superficie de la trocoide, como consecuencia de la dilatación térmica, están en el orden de las micras.

En las siguientes gráficas podemos observar la distribución de los factores de seguridad que se puede obtener con aleaciones de aluminio series 2000, teniendo en cuenta solamente los esfuerzos inducidos por la deformación térmica.

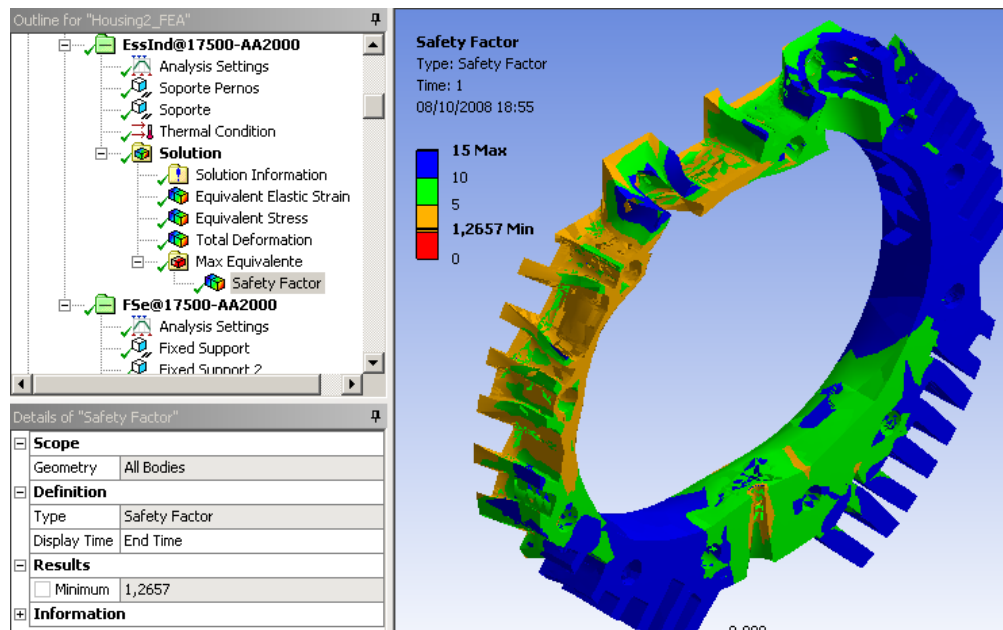


Ilustración 141. Distribución del factor de seguridad en la carcasa de aleación de aluminio series 2000 (Vista 01) [Los autores usando ANSYS Workbench]

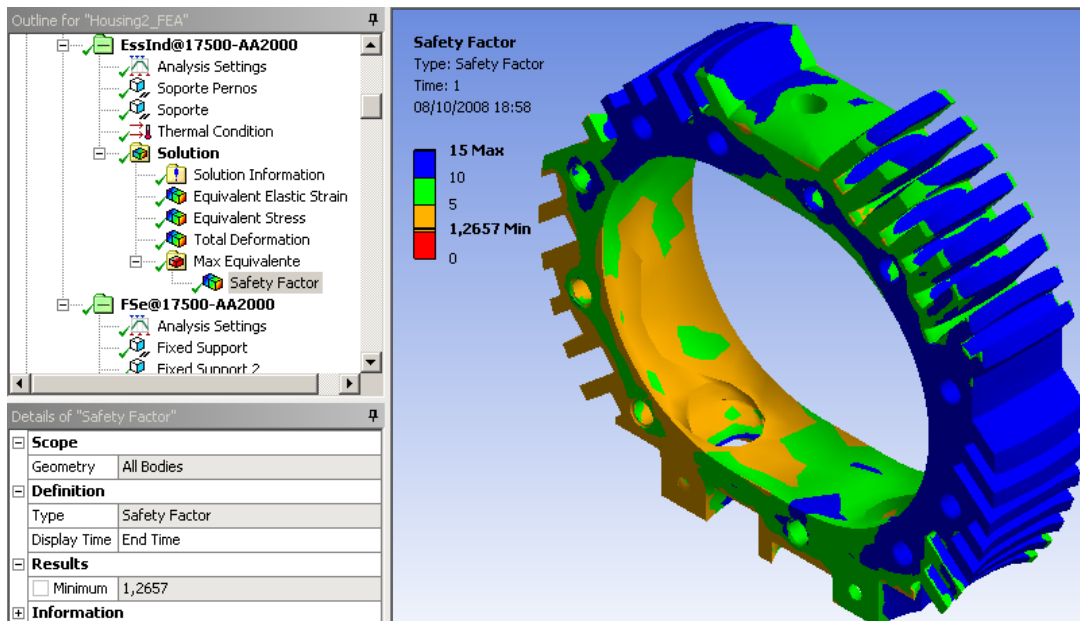


Ilustración 142. Distribución del factor de seguridad en la carcasa de aleación de aluminio series 2000 (Vista 02) [Los autores usando ANSYS Workbench]

Como se puede apreciar en las gráficas anteriores, son un tanto críticos los valores que se generan alrededor del agujero de la bujía, superficie de la trocoide y alrededor de los puertos de admisión y escape. Hay que recordar que en este análisis solo se tiene en cuenta los esfuerzos inducidos por las cargas térmicas, más adelante observaremos la influencia de la presión en estos resultados.

En el mismo orden de ideas observemos el comportamiento de la carcasa con un material de aleación de aluminio series 7000.

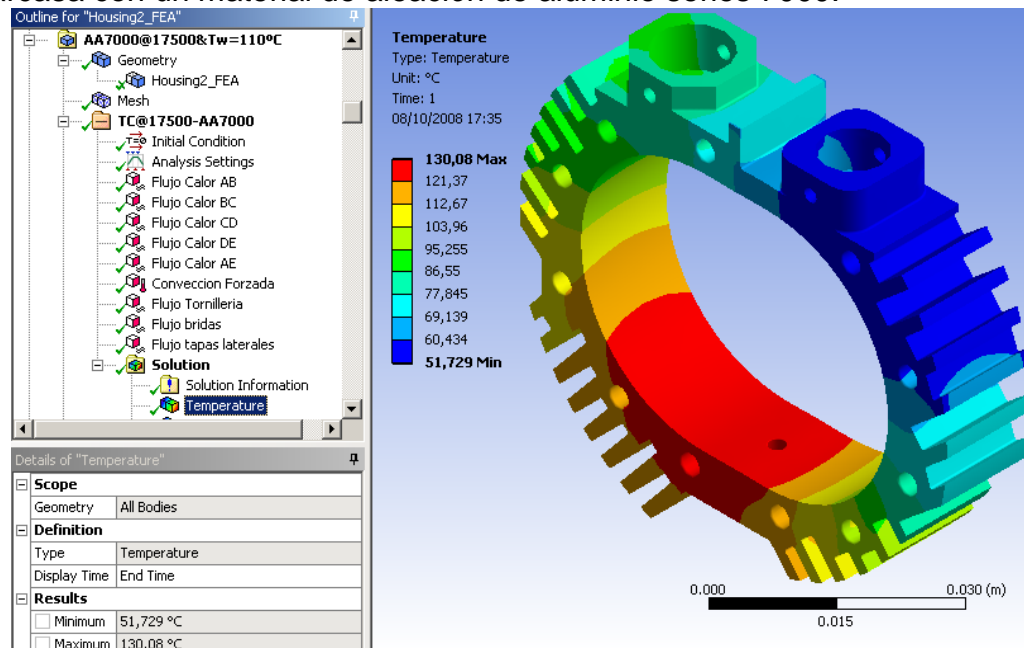


Ilustración 143. Distribución de temperaturas en la carcasa de aleación de aluminio series 7000 (Vista 01) [Los autores usando ANSYS Workbench]

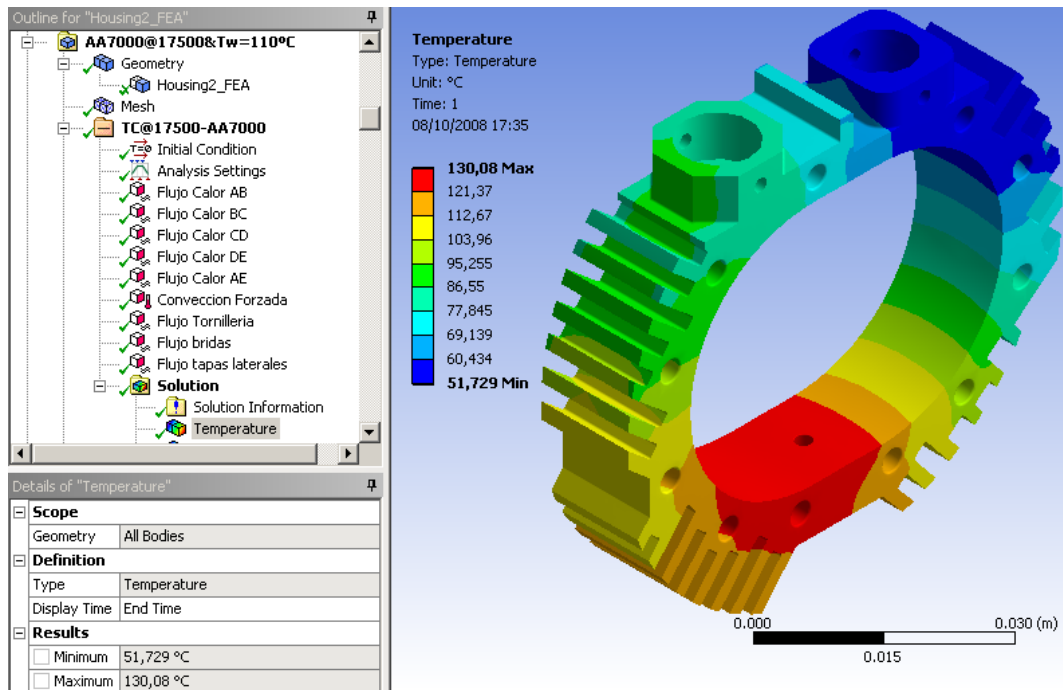


Ilustración 144. Distribución de temperaturas en la carcasa de aleación de aluminio series 7000 (Vista 02) [ANSYS Workbench]

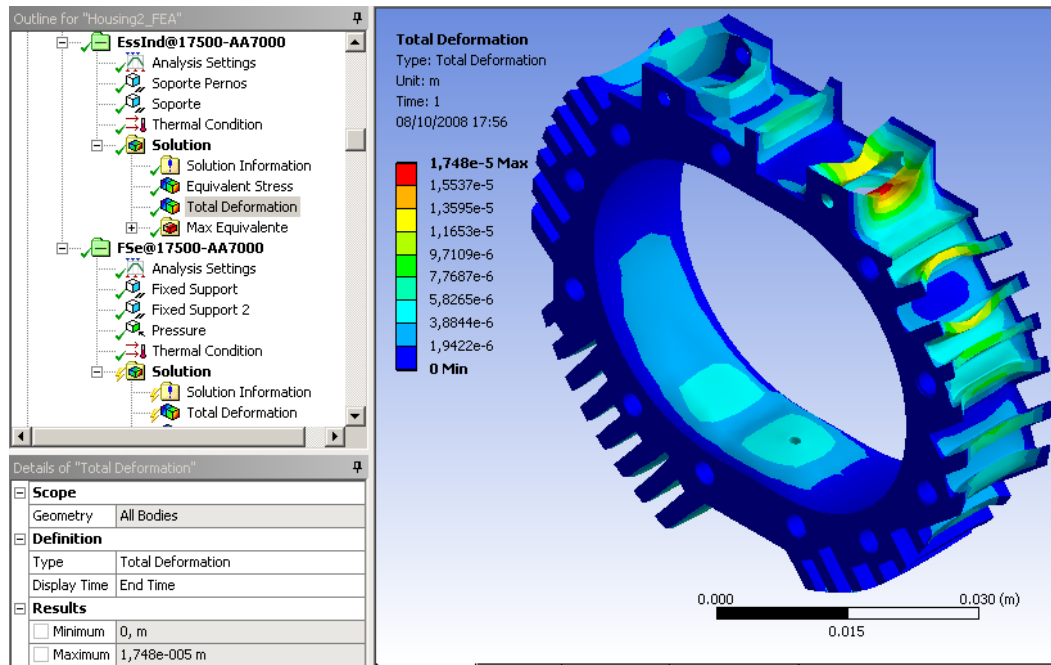


Ilustración 145. Deformaciones térmicas en la carcasa de aleación de aluminio series 7000 (Vista 01) [Los autores usando ANSYS Workbench]

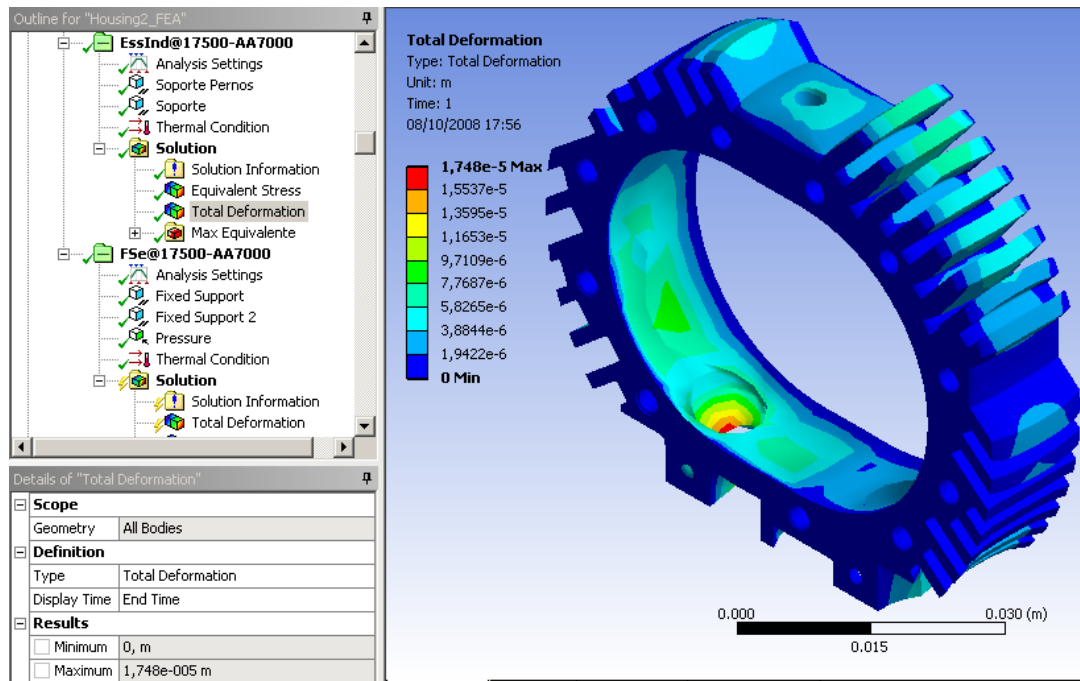


Ilustración 146. Deformaciones térmicas en la carcasa de aleación de aluminio series 7000 (Vista 02) [Los autores usando ANSYS Workbench]

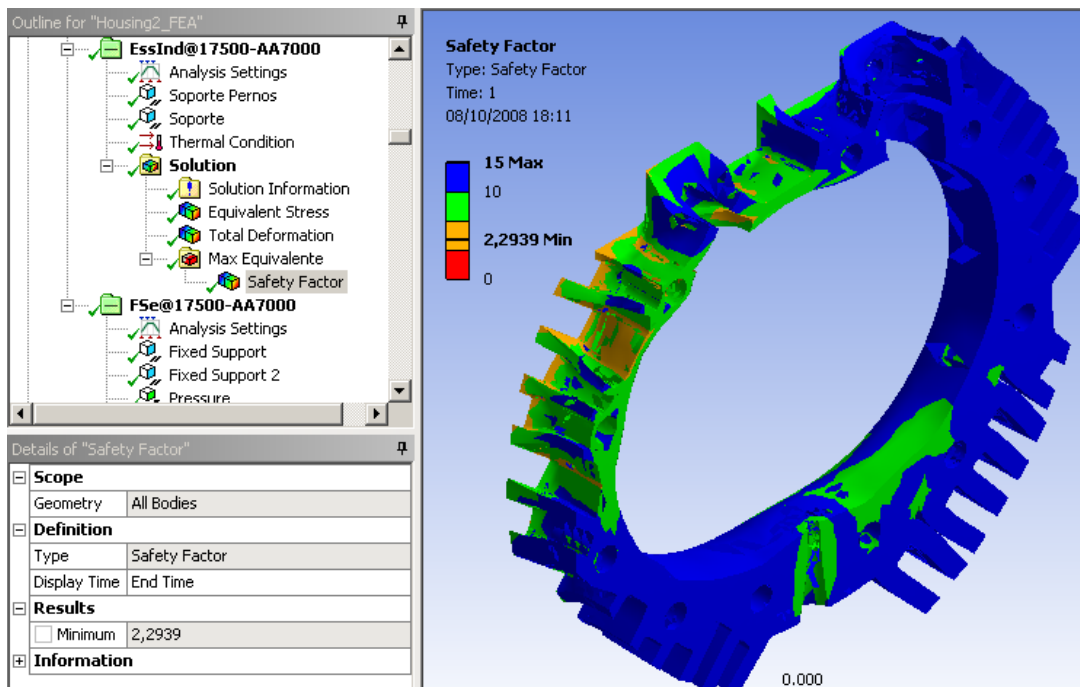


Ilustración 147. Distribución del factor de seguridad en la carcasa de aleación de aluminio series 7000 (Vista 01) [Los autores usando ANSYS Workbench]

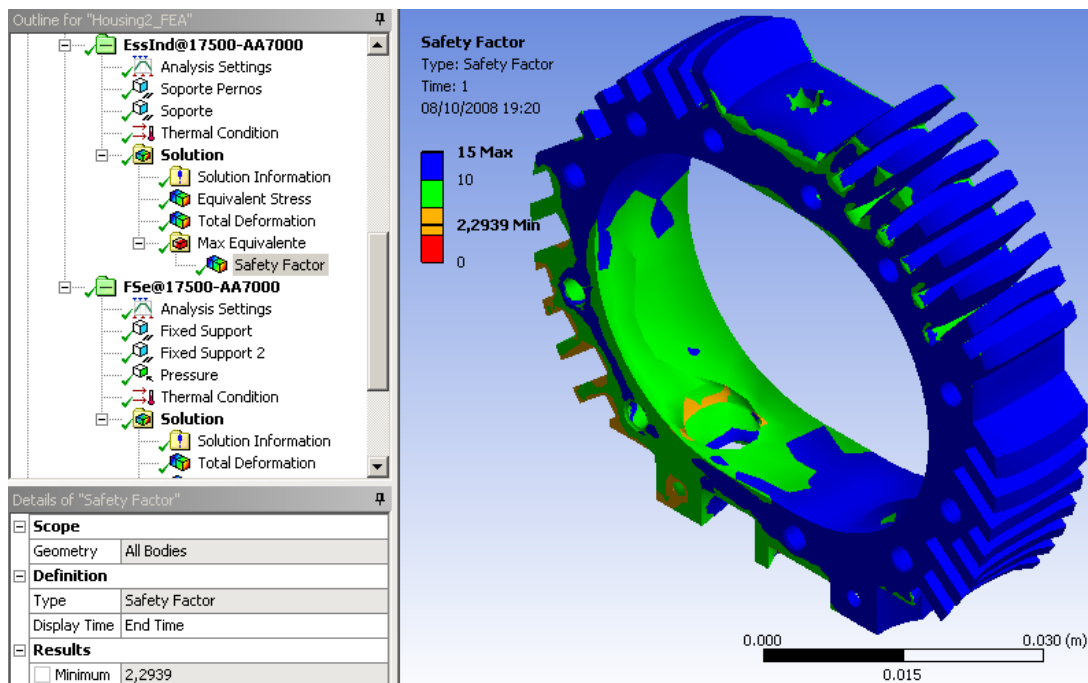


Ilustración 148. Distribución del factor de seguridad en la carcasa de aleación de aluminio series 7000 (Vista 02) [Los autores usando ANSYS Workbench]

Como se puede observar, al parecer, las aleaciones de aluminio series 7000 se desempeñan mejor como material para la carcasa, pero harían falta estudios posteriores que tengan en cuenta la fatiga mecánica y térmica, como también, el desgaste y la corrosión en la superficie de la trocoide, de esta manera se tendría un resultado mas acertado.

Por ultimo, debemos dejar constancia de que a nuestro criterio hemos tomado una temperatura de referencia, para el análisis de las deformaciones y del factor de seguridad, con un valor de 100 °C, debido a que esta temperatura es el promedio en la que se especifican los valores del coeficiente de deformación térmica. Es muy importante que se entienda, que este valor afecta notablemente los resultados, así que hay que tener muy en cuenta en que rango se están referenciando las propiedades para hacer una predicción conveniente.

Rotor:

A continuación y en el mismo orden de ideas, se presentan las ilustraciones del análisis CAE para el rotor.

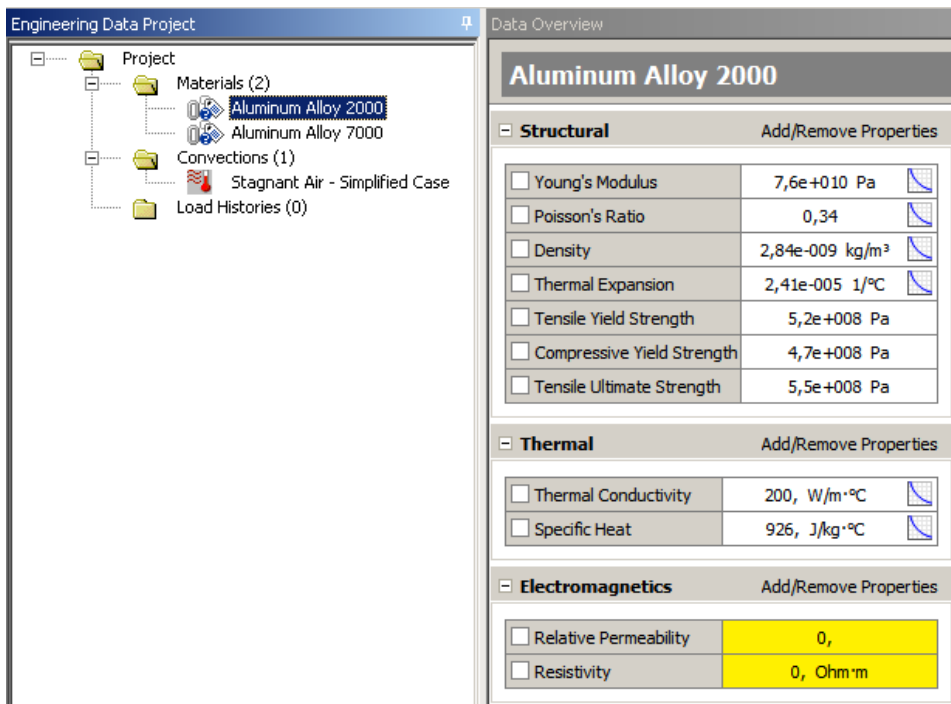


Ilustración 149. Material para el rotor [Los autores usando ANSYS Workbench]

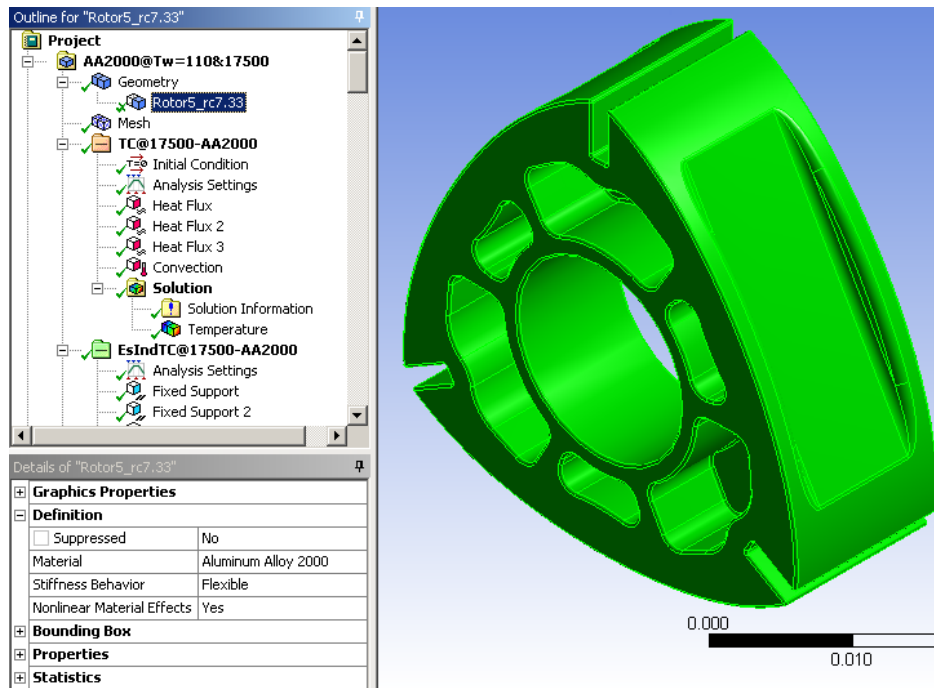


Ilustración 150. Importación de la geometría del rotor desde SolidWorks [Los autores usando ANSYS Workbench]

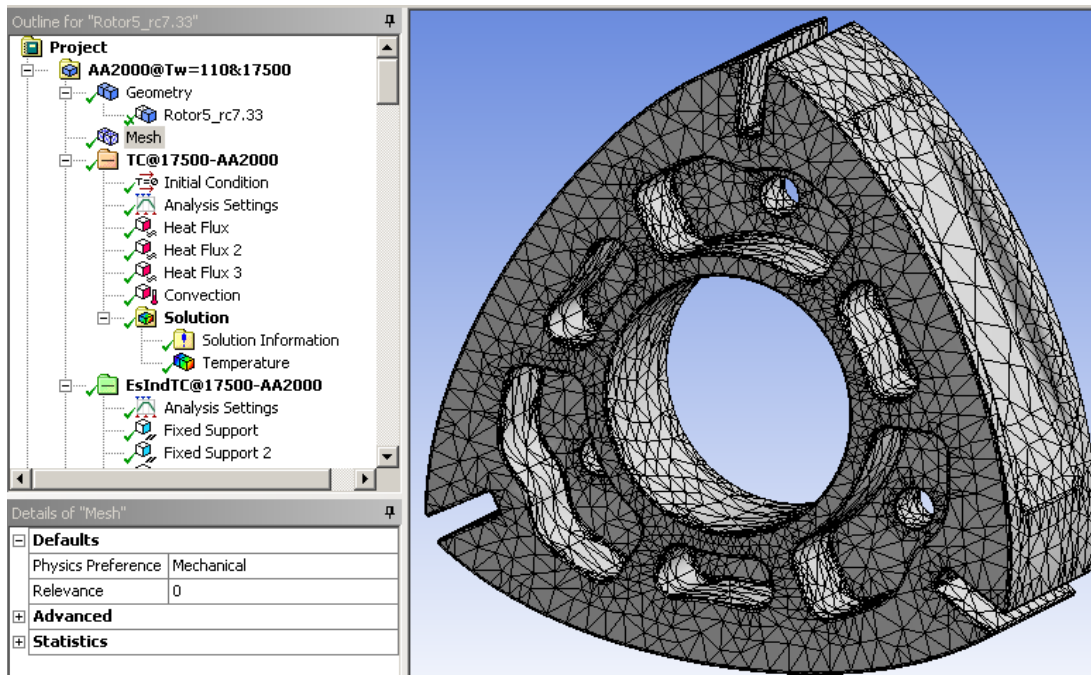


Ilustración 151. Malla automática para el rotor [Los autores usando ANSYS Workbench]

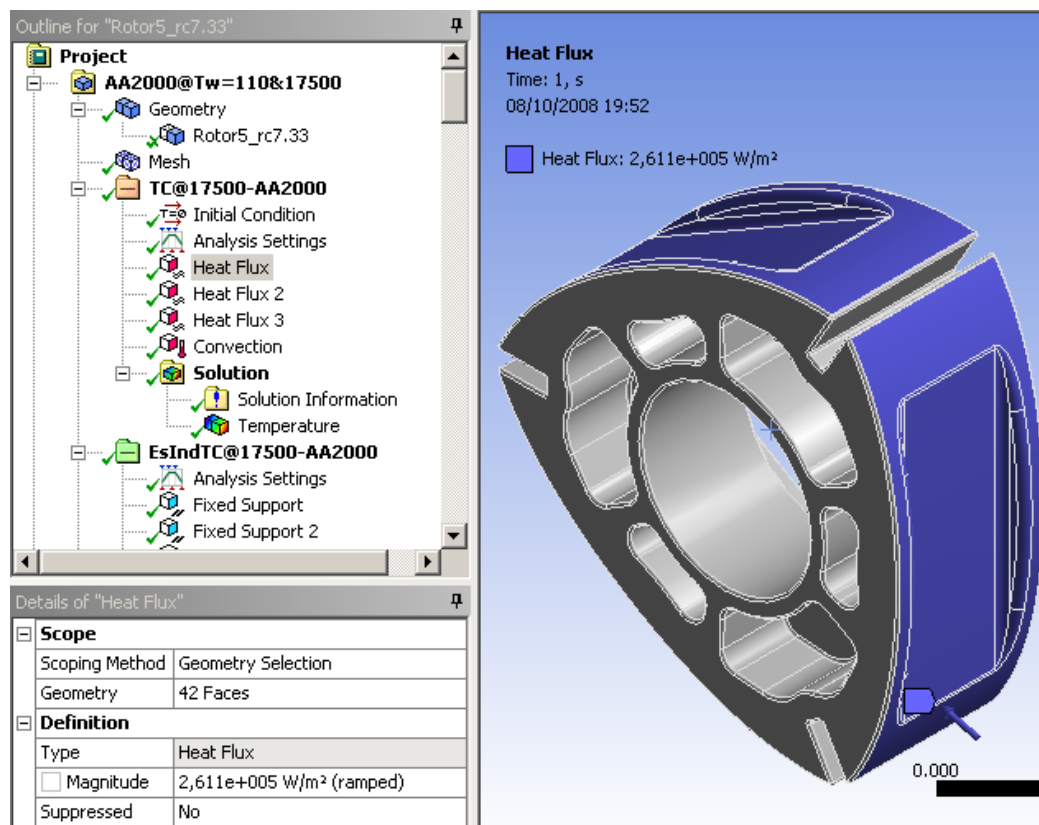


Ilustración 152. Superficies sometidas al flujo de calor ponderado calculado para el rotor [Los autores usando ANSYS Workbench]

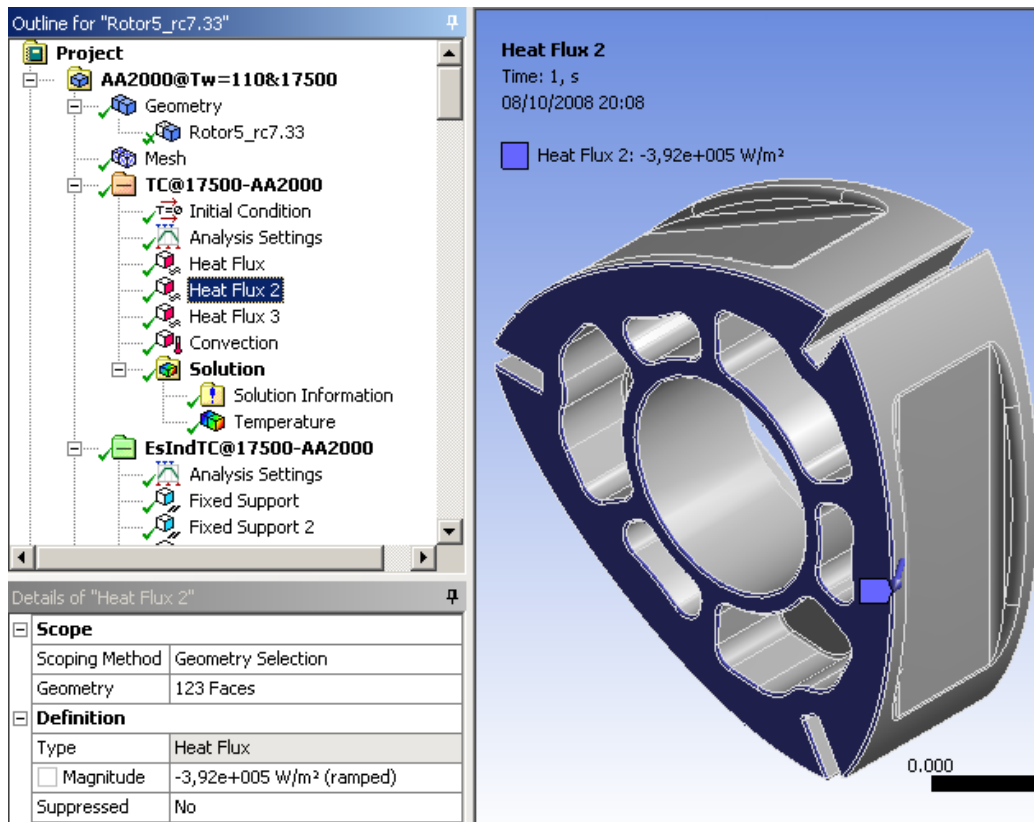


Ilustración 153. Superficies del rotor sometidas a conducción en una interface Aluminio-Aluminio (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]

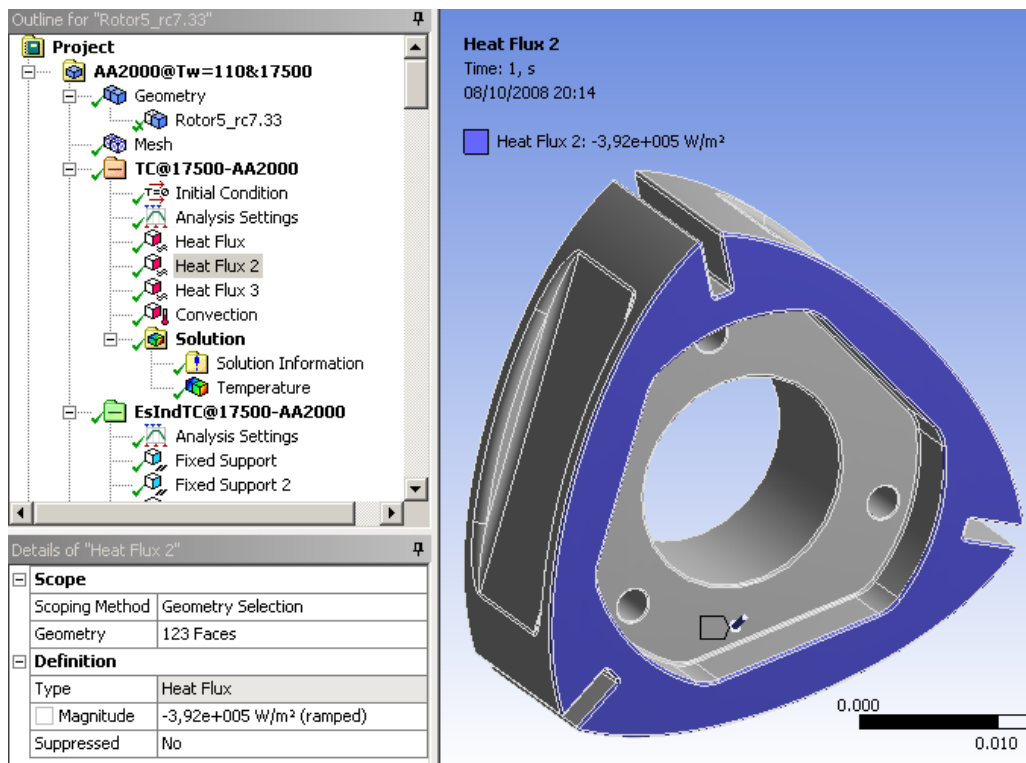


Ilustración 154. Superficies del rotor sometidas a conducción en una interface Aluminio-Aluminio (Vista 2) [Los autores usando ANSYS Workbench]

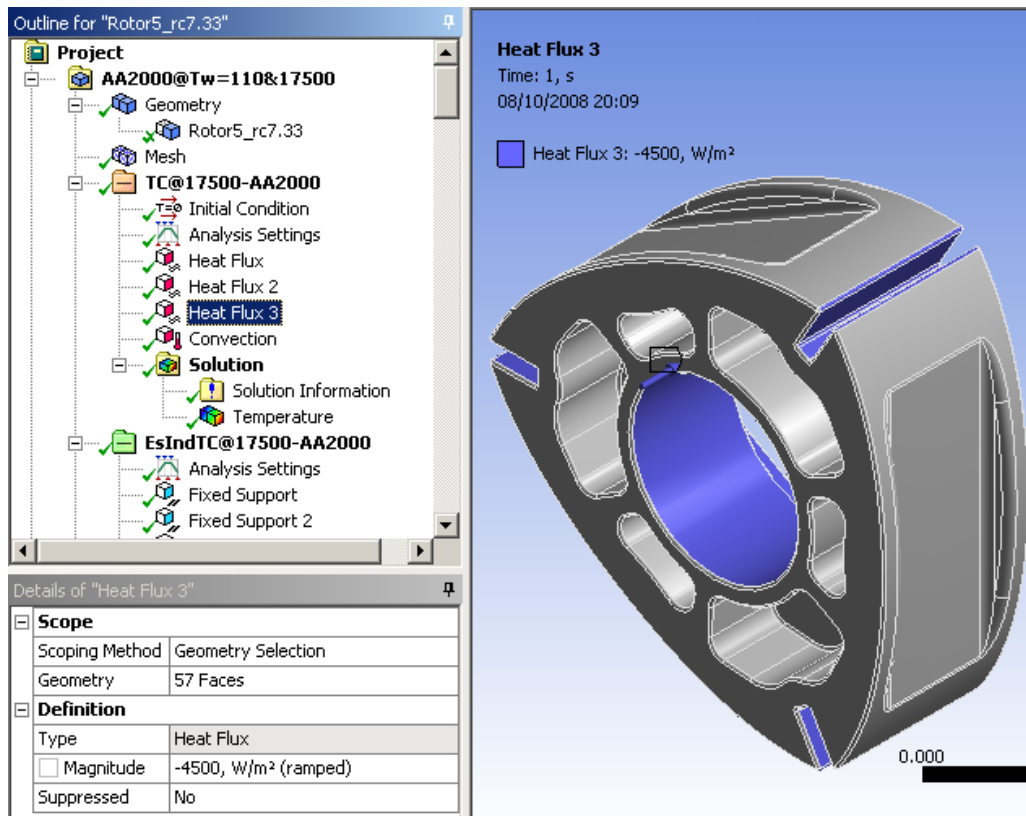


Ilustración 155. Superficies del rotor sometidas a conducción en una interface Aluminio-Acero (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]

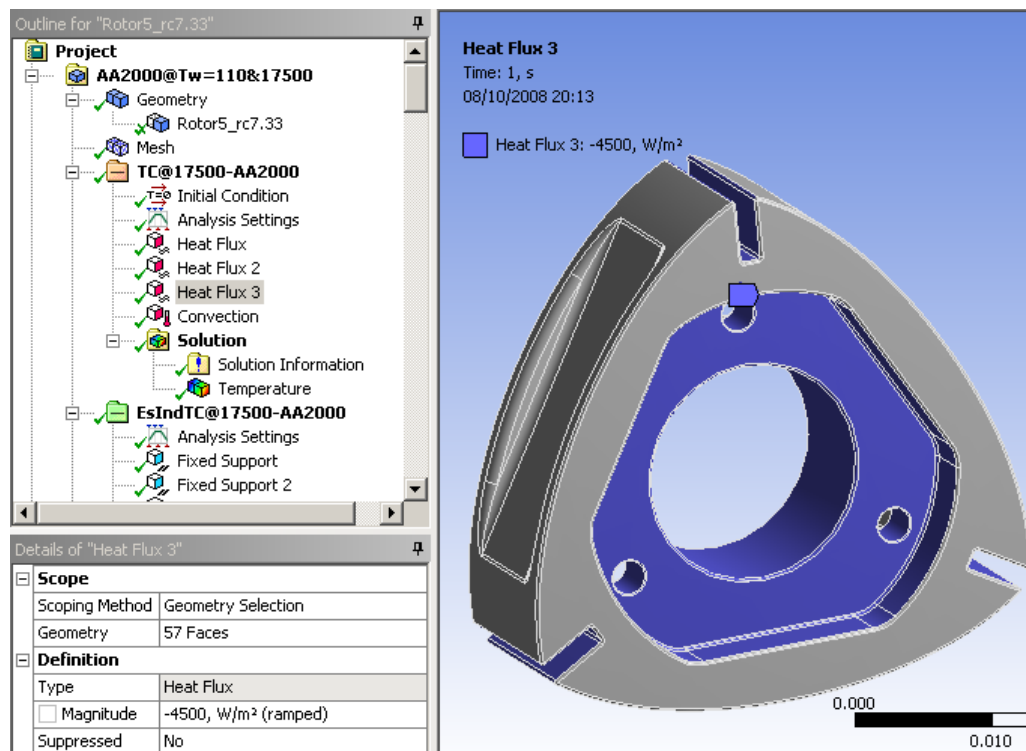


Ilustración 156. Superficies del rotor sometidas a conducción en una interface Aluminio-Acero (Vista 2) [Los autores usando ANSYS Workbench]

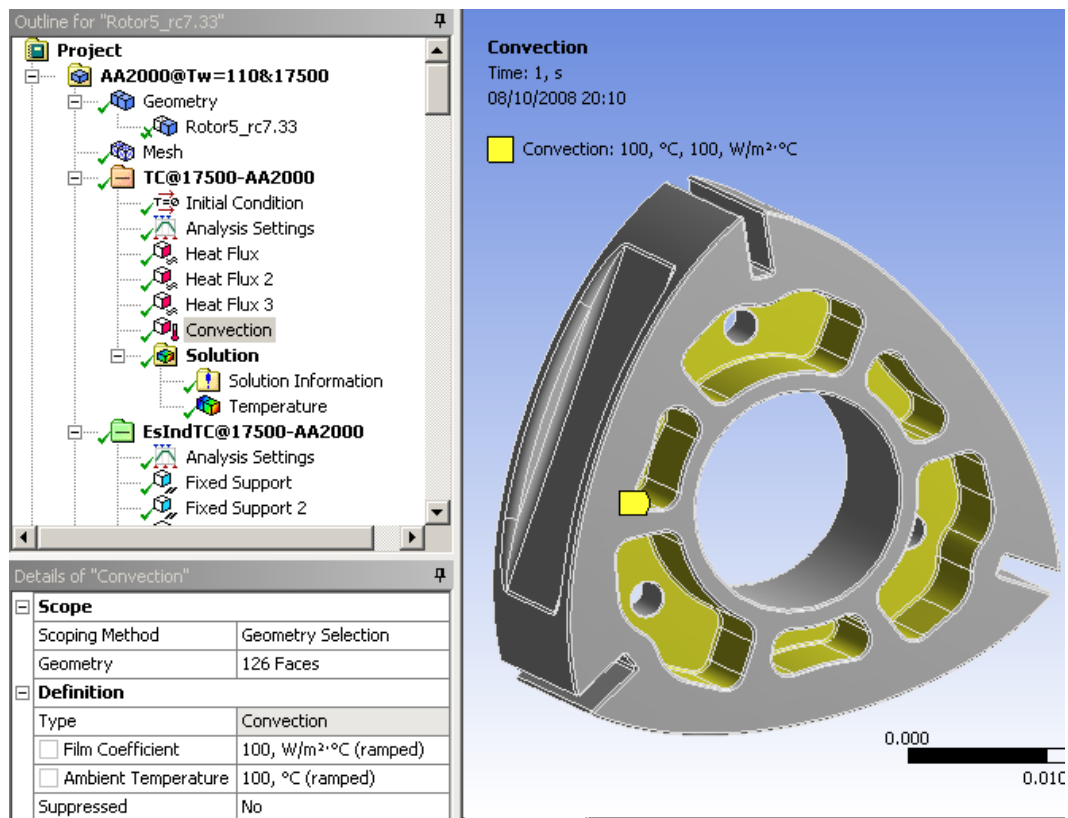


Ilustración 157. Superficies del rotor sometidas a convección natural con un medio líquido lubricante [Los autores usando ANSYS Workbench]

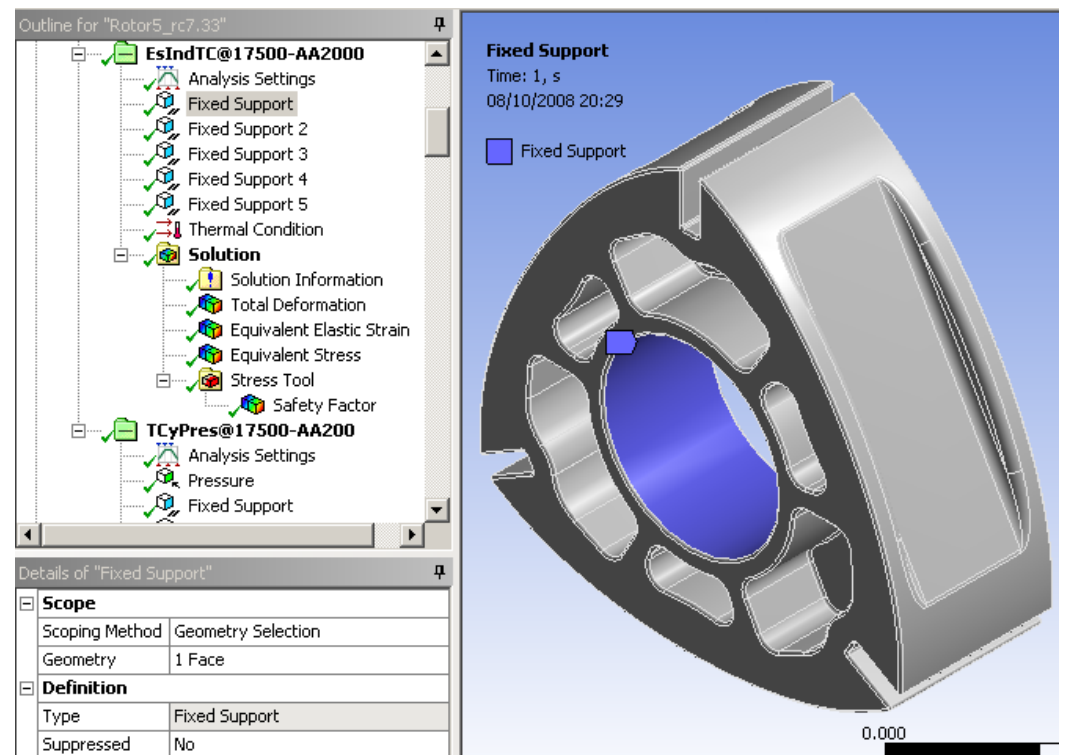


Ilustración 158. Soporte del rotor debido al rodamiento de agujas [Los autores usando ANSYS Workbench]

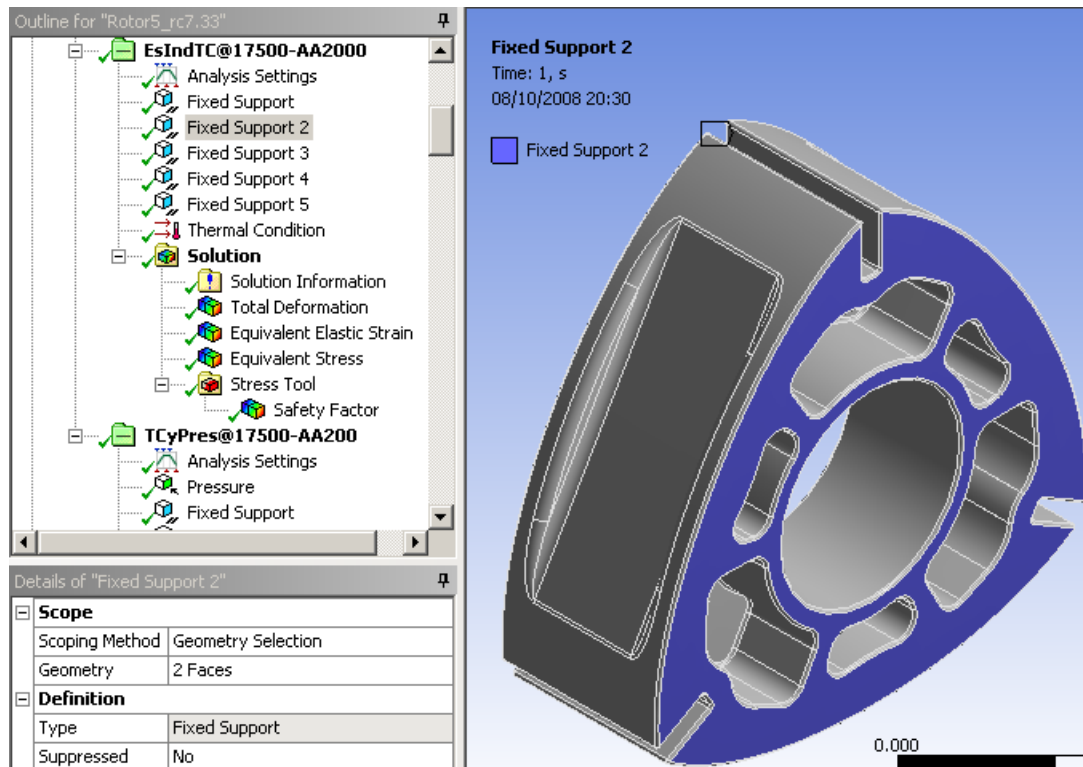


Ilustración 159. Restricciones laterales debido a las tapas [Los autores usando ANSYS Workbench]

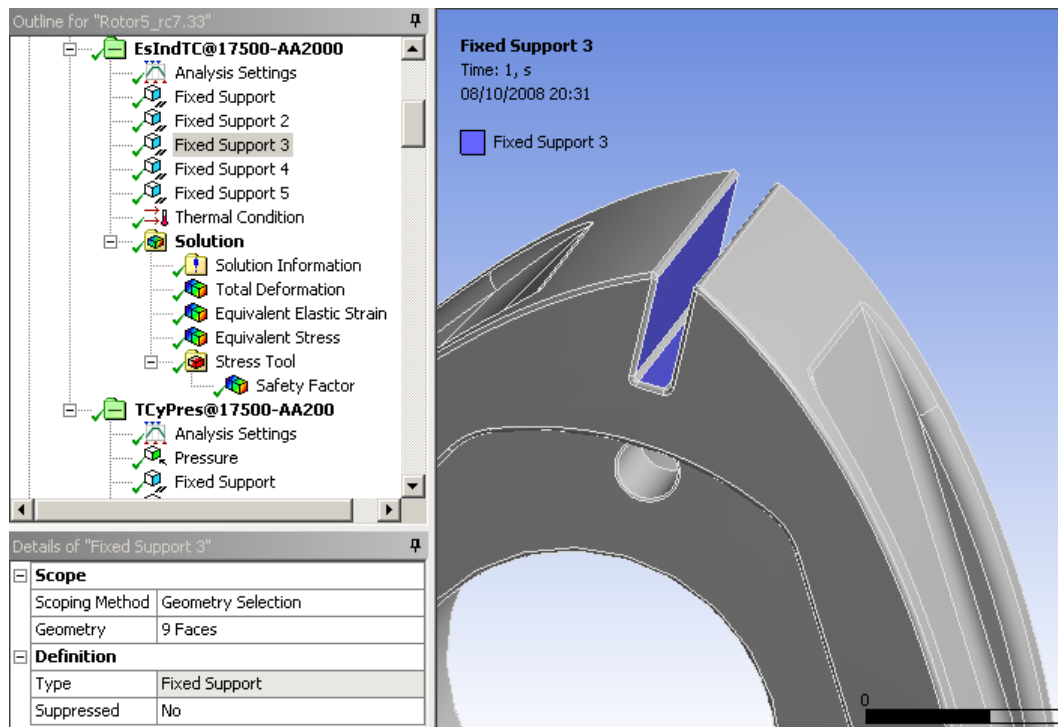


Ilustración 160. Restricciones en las puntas debido a los sellos [Los autores usando ANSYS Workbench]

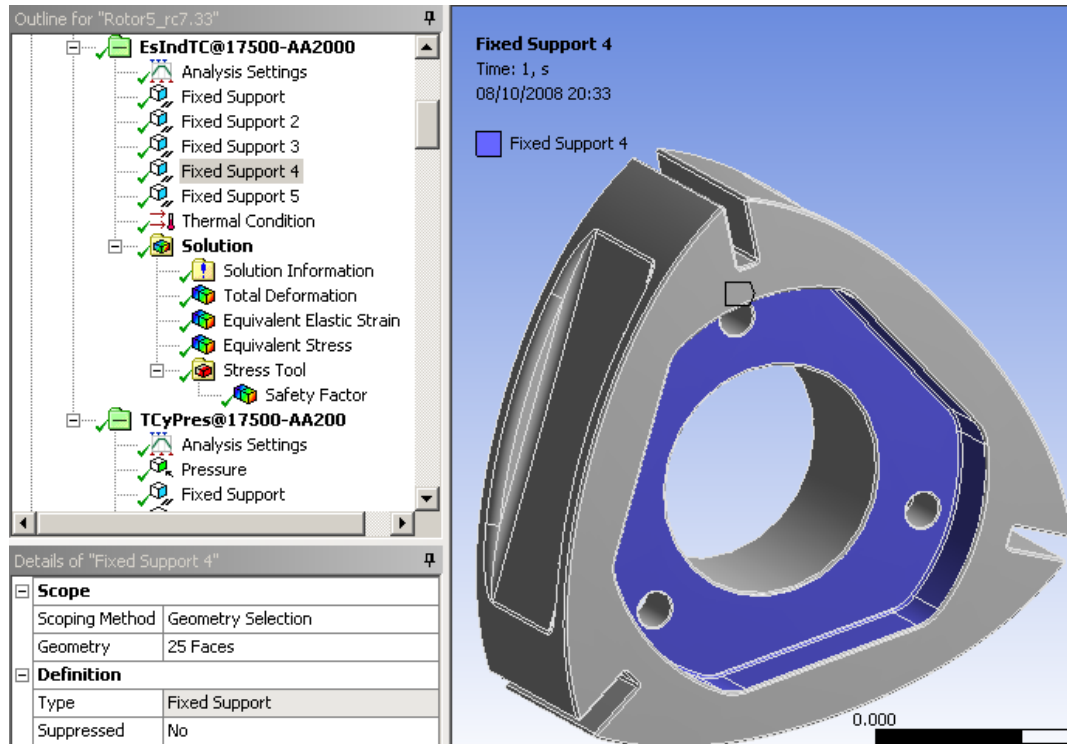


Ilustración 161. Restricciones debido al engranaje interno [Los autores usando ANSYS Workbench]

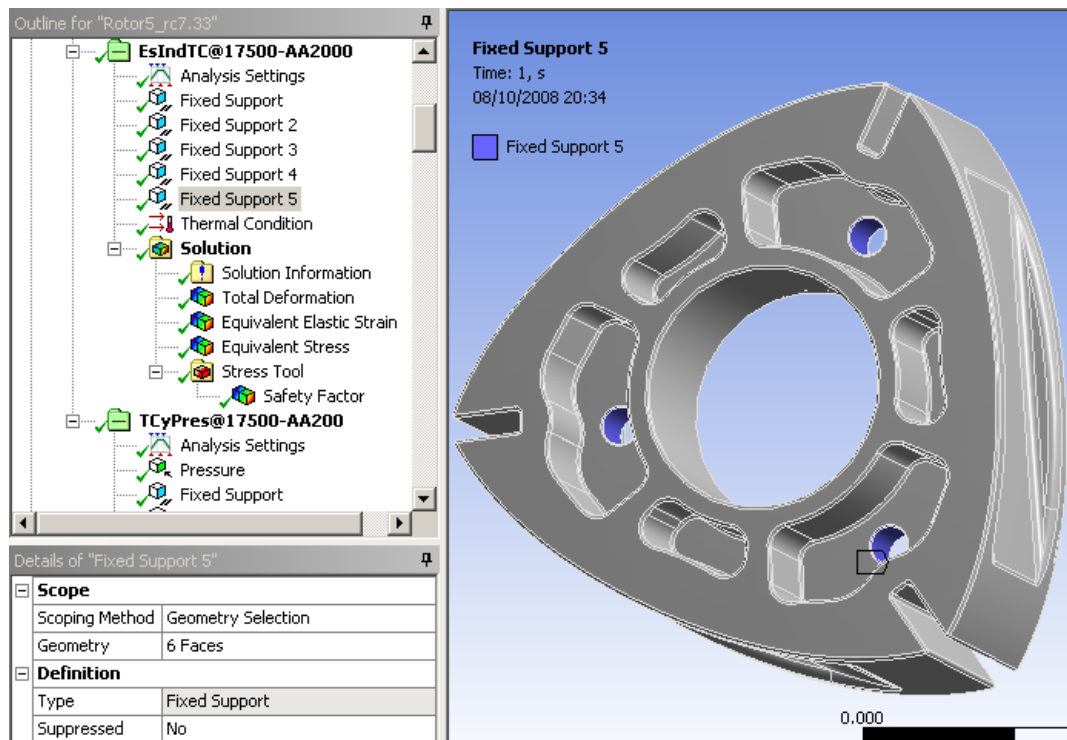


Ilustración 162. Restricciones del rotor debido los tornillos que retienen el engranaje interno [Los autores usando ANSYS Workbench]

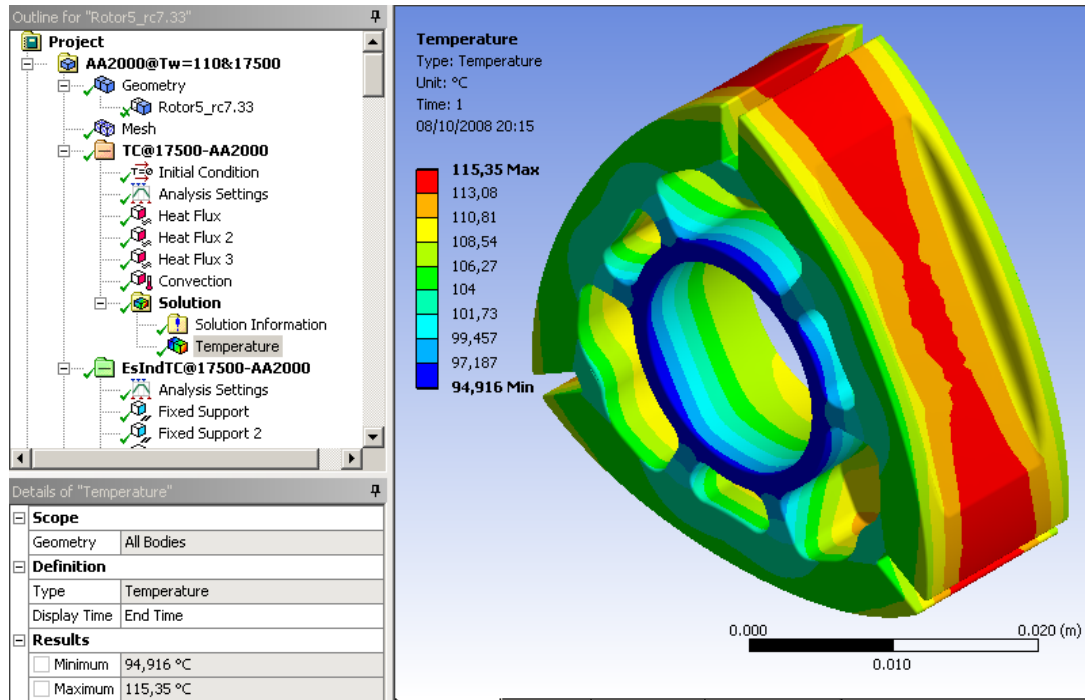


Ilustración 163. Distribución de temperaturas en el rotor de aleación de aluminio series 2000 (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]

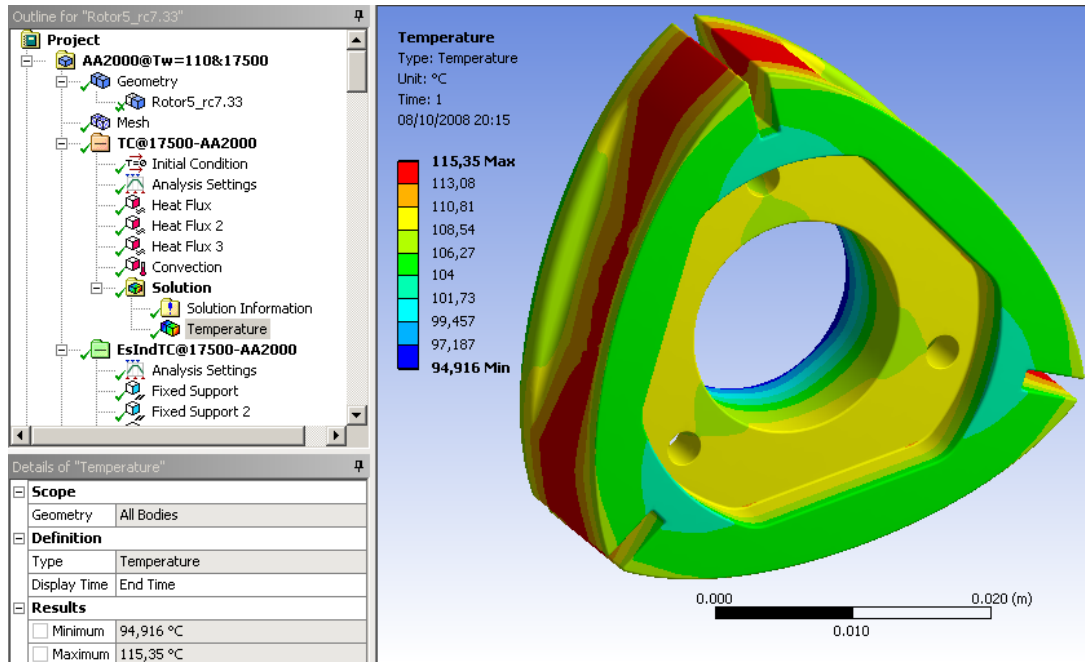


Ilustración 164. Distribución de temperaturas en el rotor de aleación de aluminio series 2000 (Vista 2) [Los autores usando ANSYS Workbench]

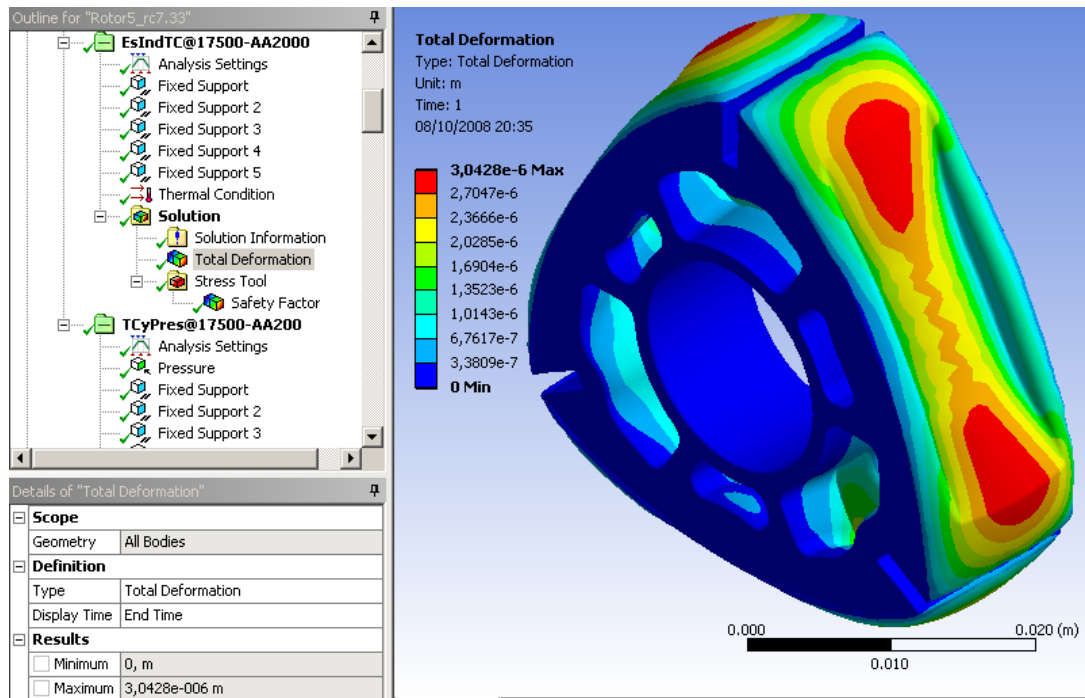


Ilustración 165. Deformaciones térmicas en el rotor de aleación de aluminio series 2000 [Los autores usando ANSYS Workbench]

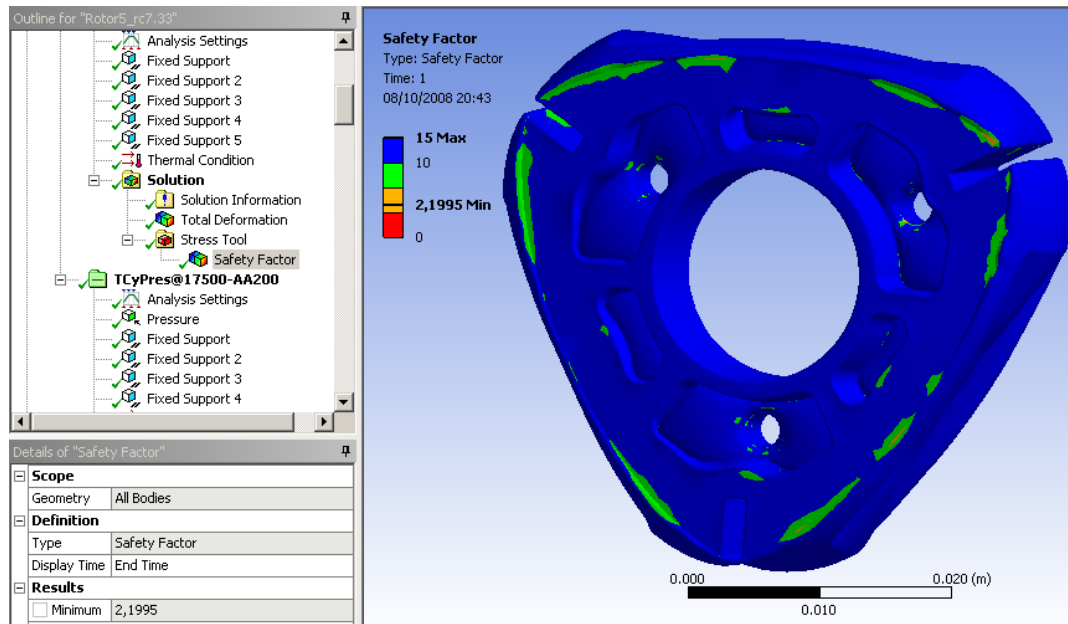


Ilustración 166. Distribución del factor de seguridad en el rotor de aleación de aluminio series 2000 (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]

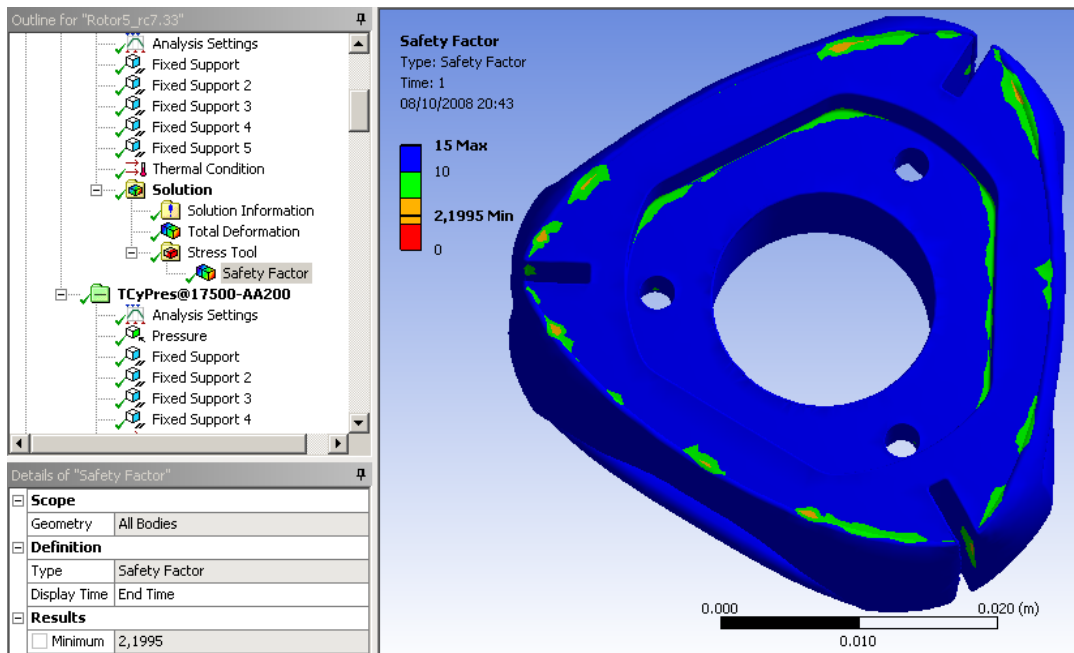


Ilustración 167. Distribución del factor de seguridad en el rotor de aleación de aluminio series 2000 (Vista 2) [Los autores usando ANSYS Workbench]

¿Por qué no usar una temperatura promedio de pared (\bar{T}_w) mayor?

No se usa una temperatura de pared mayor, debido a que se reduce considerablemente el factor de seguridad (menor que 1), lo cual no es posible. Además, este es un valor que se debe medir para ajustar el modelo, ya que debido a la incertidumbre, no es un dato que se pueda predecir directamente. A continuación se presenta el análisis CAE correspondiente a una $\bar{T}_w = 160^\circ\text{C}$.

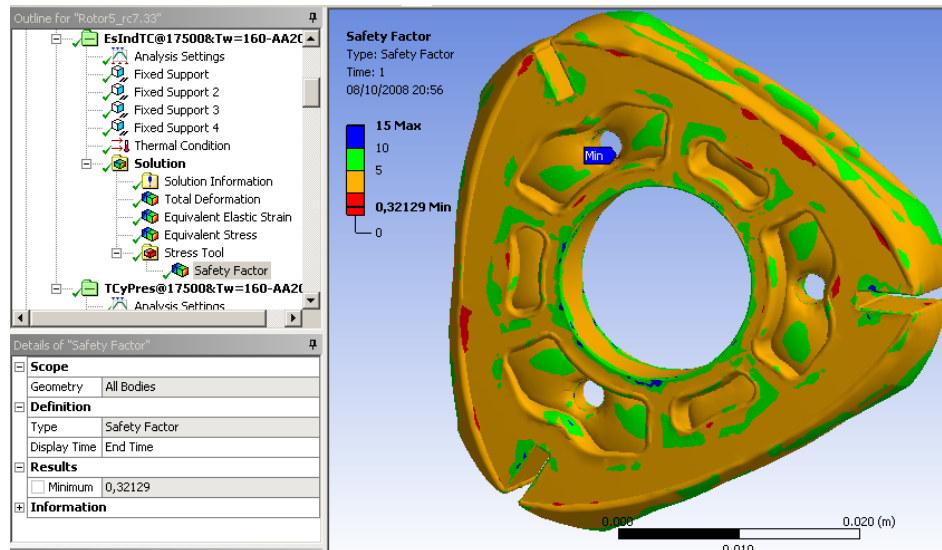


Ilustración 168. Distribución del factor de seguridad en el rotor de aleación de aluminio series 2000 ($T_w=160^\circ\text{C}$) [Los autores usando ANSYS Workbench]

¿Cuál es el inconveniente de usar acero?

El inconveniente de usar acero es que, las temperaturas de pared que convergen son muy altas (mayores de 200°C) para la velocidad máxima de diseño (17500 rpm), lo cual no es apto para el buen funcionamiento del lubricante (temperatura máxima de 125°C). Si se usa acero en el rotor, se presenta el inconveniente de tener que usar un contrapeso más pesado y grande.

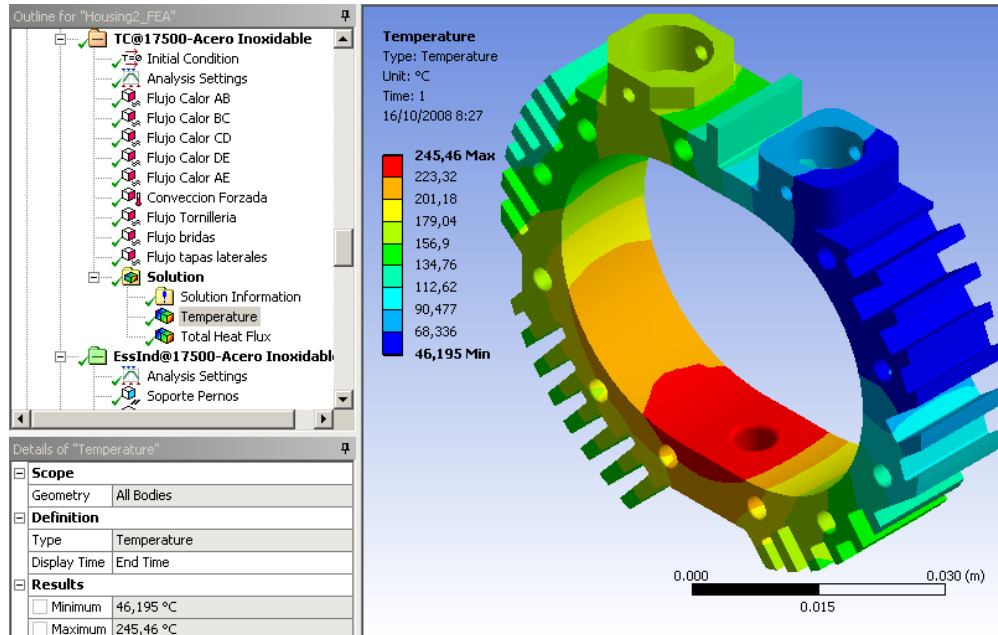


Ilustración 169. Distribución de temperaturas en el rotor de acero [Los autores usando ANSYS Workbench]

B.9. DISEÑO DE LOS ENGRANES (NORMA AGMA)

Selección del módulo:

Selección del módulo estándar de acuerdo a la excentricidad y a un número de dientes mínimo de 16 para el piñón estacionario.

Tabla 18. Selección del modulo

No. Dientes Piñón	14	16	18	20	22	24
Modulo [mm]	Excentricidad [mm]					
0,3	1,05	1,2	1,35	1,5	1,65	
0,4	1,4	1,6	1,8	2	2,2	
0,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3
0,6	2,1	2,4	2,7	3	3,3	3,6
0,7	2,45	2,8	3,15	3,5	3,85	4,2
0,8	2,8	3,2	3,6	4	4,4	4,8
0,9	3,15	3,6	4,05	4,5	4,95	5,4
1	3,5	4	4,5	5	5,5	
1,25	4,375	5	5,625	6,25	6,875	
1,5	5,25	6	6,75	7,5	8,25	
2	7	8	9	10	11	

Datos geométricos y dinámicos de los engranes:

$m := 0.7$; Módulo del engrane del piñón [mm]

$pd := \frac{25.4}{m} = 36.3$; Diametral pitch [in⁻¹]

$Np := 16$; Número de dientes del piñón

$Ng := \frac{3 \cdot Np}{2} = 24$; Número de dientes de la corona

$dp := \frac{Np}{pd} = 0.440944881$; Diámetro de paso del piñón [in]

$dg := \frac{Ng}{pd} = 0.661417322$; Diámetro de Paso de la corona [in]

$\phi := \frac{25 \cdot \pi}{180} = .44$; Ángulo de presión [rad]

$RPM := \frac{17500}{3}$; Revoluciones por minuto del rotor

$Tmax := 1.7 \cdot 8.7873 = 14.94$; Torque máximo que puede presentarse en el rotor [lb-in]

Distancia entre centros del piñón y la corona (es igual a la excentricidad)
[in]

$C := \frac{2.8}{25.4} = .11$

$F := \frac{16}{pd} = .44$; Ancho de la cara del engrane [in]

$Vt := \frac{dg}{2 \cdot 12} \cdot (RPM) \cdot 2 \cdot \pi = 1010.1$; Velocidad en la línea de paso [ft/min]

$Wt := \frac{Tmax}{\frac{dg}{2}} = 45.1709064$; Fuerza transmitida al engrane [lb]

Análisis de esfuerzos a la flexión del piñón:

$Ka := 1.25$; Factor de aplicación

$K_m := 1.6$; Factor de distribución de carga

$Q_v := 11$; Calidad del engrane

$$B := \frac{(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}}{4} = 0.25000; \text{ Factor de velocidad}$$

$$A := 50 + 56 \cdot (1 - B) = 92$$

$$K_v := \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B = 0.928501542$$

Velocidad máxima admisible en la línea de paso [ft/min]

$$V_{tmax} := (A + (Q_v - 3))^2 = 10000$$

$K_s := 1$; Factor de Tamaño

$K_I := 1$; Factor de engrane intermedio

$K_B := 1$; Factor de espesor del aro

$J_p := 0.28$; Factor geométrico de resistencia a la flexión

Cálculo del esfuerzo a la flexión [psi]

$$\sigma_{bp} := \frac{W_t \cdot p_d}{F \cdot J_p} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_s \cdot K_B \cdot K_I = 28595.6$$

Análisis de esfuerzos superficiales del piñón:

$C_a := K_a$; Factor de aplicación

$C_m := K_m$; Factor de distribución de carga

$C_v := K_v$; Factor de velocidad

$C_s := K_s$; Factor de tamaño

$C_p := 2300$

$C_f := 1$

Factor de geometría superficial

$$\rho_p := \sqrt{\left(\frac{dp}{2} + \frac{1}{pd} \right)^2 - \left(\frac{dp}{2} \cdot \cos(\phi) \right)^2} - \frac{\pi}{pd} \cdot \cos(\phi) = 0.06848$$

$$\rho_g := C \cdot \sin(\phi) - \rho_p = -0.0218910047$$

$$I_f := \frac{\cos(\phi)}{\left(\frac{1}{\rho_p} - \frac{1}{\rho_g}\right)} \cdot dp = ,034$$

Esfuerzo en la superficie del diente [psi]

$$\sigma_{cp} := C_p \cdot \sqrt{\frac{Wt}{F \cdot I_f \cdot dp} \cdot \frac{C_a \cdot C_m}{C_v} \cdot C_s \cdot C_f} = 278645,24$$

Análisis de esfuerzos a la flexión de la corona:

$J_g := 0.31$; Factor geométrico de resistencia a la flexión

Cálculo del esfuerzo a la flexión [psi]

$$\sigma_{bg} := \frac{Wt \cdot pd}{F \cdot J_g} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_s \cdot K_B \cdot K_I = 25828.3015'$$

Análisis de esfuerzos superficiales de la corona:

$$\sigma_{cg} := C_p \cdot \sqrt{\frac{Wt}{F \cdot I_f \cdot d_g} \cdot \frac{C_a \cdot C_m}{C_v} \cdot C_s \cdot C_f} = 227512,89 \text{ [psi]}$$

Resistencia a la fatiga por flexión y superficial del material:

$HB := 653$; Dureza de los engranes [Brinell]

Resistencia a la fatiga por fricción sin corregir [psi]

$$S_{fb2} := 6235 + 174 \cdot HB - 0.126 \cdot HB^2 = 66129,00$$

$n := \text{RPM} \cdot 60 \cdot 1 \cdot 30 \cdot 1 = 1,05 \times 10^7$; Ciclos de operación

$KL := 1.6831 \cdot n^{-0.0323} = 1,00$; Factor de vida KL

Temperatura del engrane en Fahrenheit [120°C]

$$T_F := 270$$

$KT := 1$; Factor de temperatura

Factor de confiabilidad

$$KR := 0.8$$

Resistencia a la fatiga por fricción corregida (psi)

$$S_{fb} := \frac{KL}{KT \cdot KR} \cdot S_{fb2} = 81459,70$$

Resistencia a la fatiga superficial sin corregir (psi)

$$S_{fc2} := 27000 + 364 \cdot HB = 264692,00$$

Factor de vida

$$CL := 2.466 \cdot n^{-0.056} = ,97$$

Factor de temperatura

$$CT := KI$$

Factor de confiabilidad

$$CR := KR$$

Factor de razón de dureza

$$CH := 1$$

Resistencia a la fatiga superficial corregida (psi)

$$S_{fc} := \frac{CL \cdot CH}{CT \cdot CR} \cdot S_{fc2} = 322549,30$$

Verificación de factores de seguridad del piñón

Factor de seguridad contra la falla por flexión del piñón

$$N_{bp} := \frac{S_{fb}}{\sigma_{bp}} = 2,8$$

Factor de seguridad contra falla superficial del piñón

$$N_{cp} := \frac{S_{fc}}{\sigma_{cp}} = 1,2$$

Verificación de factores de seguridad de la corona

Factor de seguridad contra la falla por flexión de la corona

$$N_{bg} := \frac{S_{fb}}{\sigma_{bg}} = 3,1$$

Factor de seguridad contra falla superficial

$$N_{cg} := \frac{S_{fc}}{\sigma_{cg}} = 1,4$$

Dimensiones básicas de los engranes [mm]:

$$m := 0.7 ; \text{Módulo}$$

$$pd := \frac{25.4}{m} \approx 36,29; \text{ Diametral pitch}$$

$$Np := 16; ; \text{ Número de dientes del piñón}$$

$$\phi := \frac{(25) \cdot \pi}{180}; \text{ Ángulo de presión}$$

$$dpaso := Np \cdot m \approx 11,20; \text{ Diámetro de paso}$$

$$rpaso := \frac{dpaso}{2} \approx 5,60; \text{ Radio de paso}$$

$$dbase := dpaso \cdot \cos(\phi) \approx 10,15; \text{ Diámetro de base}$$

$$rbase := \frac{dbase}{2} \approx 5,07; \text{ Radio de base}$$

$$acabeza := 1 \cdot m; ; \text{ Altura de la cabeza del diente}$$

$$araiz := 1.25 \cdot m; ; \text{ Altura de la raíz del diente}$$

$$dexterno := dpaso + 2 \cdot acabeza \approx 12,60; \text{ Diámetro externo}$$

$$rexterno := \frac{dexterno}{2} \approx 6,30; \text{ Radio externo}$$

$$draiz := dpaso - 2 \cdot araiz \approx 9,45; \text{ Diámetro raíz}$$

$$rraiz := \frac{draiz}{2} \approx 4,72; \text{ Radio raíz}$$

$$ptrabajo := 2 \cdot m \approx 1,40; \text{ Profundidad de trabajo}$$

$$ptotal := 2.25 \cdot m \approx 1,58; \text{ Profundidad total}$$

$$ecdiente := 1.571 \cdot m \approx 1,10; \text{ Espesor circular del diente}$$

$$holgura := 0.25 \cdot m \approx ,18; \text{ Holgura entre dientes}$$

$$amcrestas := 0.25 \cdot m \approx ,18; \text{ Ancho mínimo en la cresta superior}$$

B.10. ANÁLISIS DEL CIGÜEÑAL



Ilustración 170. Cigüeñal de un motor rotativo para aviación [www.rotaryeng.net]

Estática

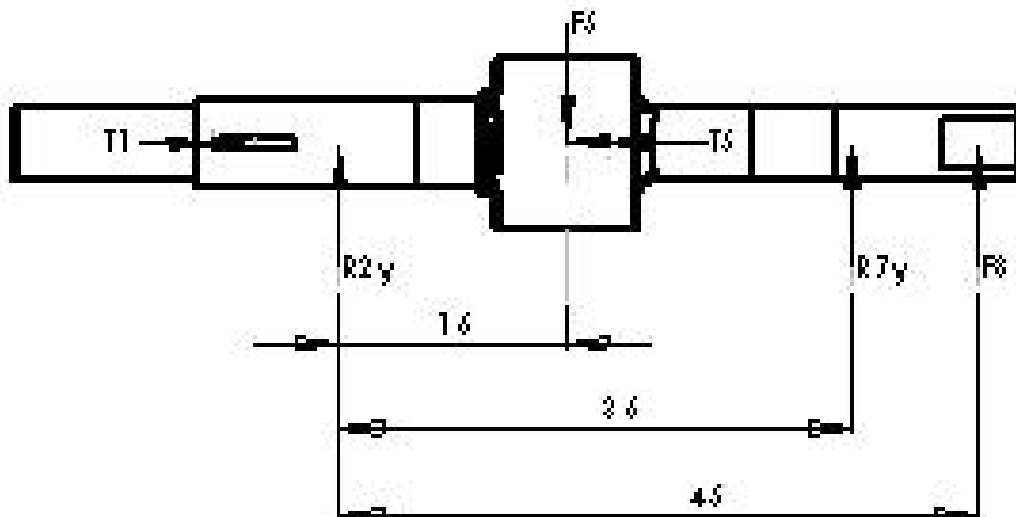


Ilustración 171. Esquema del D.C.L. para la estática del cigüeñal [Los autores]

CALCULOS DEL EJE el torque T [$N \cdot m$] la carga axial P en [N]

Diseño del eje cigüeñal: “análisis hecho para velocidad de rotación estable de 17500 rpm”

Material	AISI 8620
Esfuerzo ultimo [Su]	$1.4906 \cdot 10^7$ [Pa]

Datos tomados del software de combustión para el motor Wankel:

$$P_{max} := 763.5382 \text{ [N]}$$

$$P_{min} := 131.8019 \text{ [N]}$$

$$T_{max} := 1.2124 \text{ [N*m]}$$

$$T_{min} := -0.6049 \text{ [N*m]}$$

Se asume el siguiente criterio de Diseño (carga con la cual se va a diseñar):

$$P_{medio} := \frac{P_{max} + P_{min}}{2}$$

$$447.670050 \text{ [N]}$$

$$T_{medio} := \frac{T_{max} + T_{min}}{2}$$

$$0.303750000 \text{ [N*m]}$$

$$L1 := 12 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$L2 := 3 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$L3 := 2 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$L4 := 5 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$L5 := 5 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$L6 := 11 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$L7 := 7 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$M_{rotor} := 20.36 \cdot 10^{-3} [\text{Kg}]$$

$$M_{rodamiento} := 0.67 \cdot 10^{-3} [\text{Kg}]$$

$$M_{excentrica} := 8.16 \cdot 10^{-3} [\text{Kg}]$$

$$M_{total} := M_{rotor} + M_{rodamiento} + M_{excentrica}$$
$$0.0291900000 [\text{Kg}]$$

$$N := 17000.0 [\text{rpm}]$$

$$w := \frac{N \cdot 2 \cdot 3.1416}{60}$$
$$1780.24000 [1/\text{S}]$$

$$\rho_5 := 2.28 \cdot 10^{-3} [\text{m}]$$

$$\rho_8 := 5.93 \cdot 10^{-3} [\text{m}]$$

$$F_{c5} := M_{total} \cdot \rho_5 \cdot w^2$$
$$210.924025 [\text{N}]$$

$$M_{contrapeso} := \frac{F_{c5}}{\rho_8 \cdot w^2}$$
$$0.0112231365 [\text{Kg}]$$

Esta es la carga que se considera está actuando de una manera conservativa en el momento que se suman.

$$P_{total} := P_{medio} + F_{c5}$$
$$658.594075 [\text{N}]$$

$$F_5 := P_{total}$$
$$658.594075 [\text{N}]$$

$$F_8 := F_{c5}$$
$$210.924025 [\text{N}]$$

Sumatoria de momento igual a cero con respecto a R2y:

$$R7y = \frac{F5 * (L2 + L3 + L4) - F8 * (L2 + L3 + L4 + L5 + L6 + L7)}{L2 + L3 + L4 + L5 + L6}$$

$$-14.40[\text{N}]$$

Sumatoria de fuerzas en "Y" (PRIMERA LEY DE NEWTON)

$$R2y := F5 - F8 - R7y$$

$$462.075899[\text{N}]$$

Diagrama cortante:

$$v2 := R2y$$

$$462.075899[\text{N}]$$

$$v6 := R2y - F5$$

$$-196.518176[\text{N}]$$

$$v7 := v6 + R7y$$

$$-210.924025[\text{N}]$$

$$v8 := v7 + F8$$

0.

Ok Cerró.

Diagrama de momento

$$m2 := 0$$

$$m3 := m2 + R2y \cdot L2$$

$$1.38622769[\text{N} \cdot \text{m}]$$

$$m4 := m3 + R2y \cdot L3$$

$$2.31037949[\text{N} \cdot \text{m}]$$

$$m5 := m4 + R2y \cdot L4$$

$$4.62075899[\text{N} \cdot \text{m}]$$

$$m6 := m5 + v6 \cdot L5$$

$$3.63816811[\text{N} \cdot \text{m}]$$

$$m7 := m6 + v6 \cdot L6$$

1.47646817[N*m]

$$m8 := m7 + v7 \cdot L7$$

-2. 10⁻⁹[N*m]

OK Cerró.

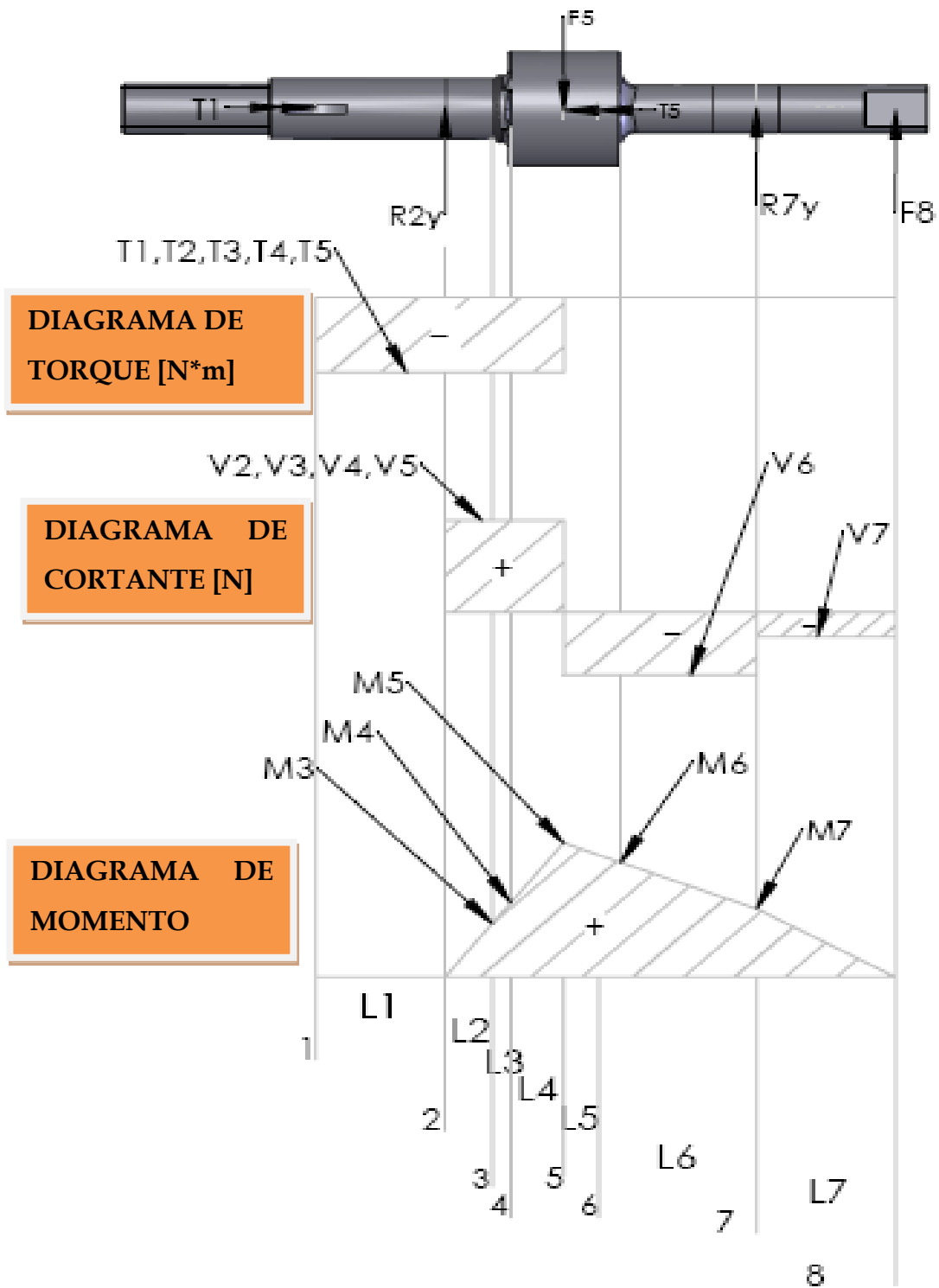


Ilustración 172. Diagrama de Torque, Cortante y Momento para el diseño del cigüeñal [Los autores]

Resumen de calculos

La nomenclatura de cada variable corresponde a la numeración de las secciones mostradas en la **Ilustración 172**:

Tabla 19. Valores de las cargas para cada seccion cuando la combustion dura 180° giro del cigüeñal

	CARGAS	VALOR	UNIDADES
SECCIÓN 1	T1	.30	[N*M]
SECCIÓN 2	T2	.30	[N*M]
	M2	0	[N*M]
	V2	462	[N]
SECCIÓN 3	T3	.30	[N*M]
	M3	1.34	[N*M]
	V3	462	[N]
SECCIÓN 4	T4	.30	[N*M]
	M4	2.31	[N*M]
	V4	462	[N]
SECCIÓN 5	T5	.30	[N*M]
	M5	4.62	[N*M]
	V5	462	[N]
SECCIÓN 6	T6	0	[N*M]
	M6	3.64	SECCION MAS CRITICA
	V6	196.51	[N]
SECCIÓN 7	T7	0	[N*M]
	M7	1.47	[N*M]
	V7	196.51	[N]
SECCIÓN 8	T8	0	[N*M]
	M8	0	[N*M]
	V8	0	[N]

Sección crítica (La nomenclatura está basada en la sección en la cual se está sacando el dato geométrico)

CALCULOS DEL EJE el torque T [N*m] la carga axial P en [N]

$$D5 := 12 \cdot 10^{-3} [\text{m}]$$

$$D6 := 5 \cdot 10^{-3} [\text{m}]$$

$$r6 := 1 \cdot 10^{-3} [\text{m}]$$

Acero AISI-8620 con un tratamiento superficial de endurecimiento 60 dureza Rockwell C "Rc", según figura 3.7 de Juvinall, 653 Brinell.

$$K_b := 3.24$$

$$H_b := 653$$

$$S_u := \frac{K_b \cdot H_b \cdot 10 \cdot 100^2}{2.2 \cdot 2.54^2}$$
$$1.49062389010^7 [\text{N/m}^2]$$

Como $S_u > 200$ [Ksi] es decir 1.40909372710^9 entonces por recomendación se toma:

$$S_{n\text{prima}} := \frac{100000 \cdot 10 \cdot 100^2}{2.2 \cdot 2.54^2}$$
$$7.04546863610^8 [\text{N/m}^2]$$

Porque por más que S_u sea mayor de 200[Ksi], $S_{n\text{prima}}$ no pasará de 100[ksi].

Carga combinada

$$C_l := 1$$

El factor de forma es respecto de un diámetro menor de 8 mm.

$$C_d := 1$$

Que en un 1% tenga la posibilidad de fallar

$$C_c := 0.814$$

Se considera que el eje trabajará a una temperatura menor de 450°C

$$C_t := 1$$

Se estima según esta sección que el eje debe tener acabado espejo, este valor fue sacado de [99]

$$C_s := 1$$

Tratamiento superficial por deformación. Granallado.

$$C_v := 1.5$$

$$S_n := (C_l) \cdot (C_d) \cdot (C_c) \cdot (C_t) \cdot (C_v) \cdot (C_s) \cdot (S_{n\text{prima}})$$

$$8.60251720510^8 [\text{N/m}^2]$$

$$T_6 := 0 [\text{N/m}^2]$$

$$V_6 := 196.518 [\text{N}]$$

$$M_6 := 3.64 [\text{N}]$$

$$\mathcal{R}_3 := \frac{r_6}{D_6}$$

$$\frac{1}{5}$$

$$\mathcal{R}_3 := \frac{D_5}{D_6}$$

$$\frac{12}{5}$$

$$K_{t6} := 1.45$$

Sensibilidad a la entalla sacada de [99]

$$q_6 := 0.71$$

$$0.71$$

$$K_{f6} := 1 + (q_6) \cdot (K_{t6} - 1)$$

$$1.3195$$

$$\sigma_{a6} := \frac{32 \cdot (M_6)}{3.1415926535897932384626433832795(D_6)^3}$$

$$2.96613884410^8 [\text{N/m}^2]$$

$$\tau_{m6} := \frac{16 \cdot (T_6)}{3.1415926535897932384626433832795(D_6)^3}$$

$$0. [\text{N/m}^2]$$

Aplicando “CRITERIO MISES-GOODMAN”, el factor de seguridad queda:

$$N_6 := \frac{1}{\left(\left(\frac{(K_f \delta) \cdot (\sigma_{a6})}{S_n} \right)^2 + 3 \left(\frac{\tau_{m6}}{S_u} \right)^2 \right)^{0.5}}$$

2.19798477

Se considera en el rango

Cuñero

Esta geometría está referida a la tabla [99]

$$t_l := 1 \cdot 10^{-3} [\text{m}]$$

$$D_w := 4 \cdot 10^{-3} [\text{m}]$$

$$r_w := \frac{D_w}{2}$$

$$\frac{1}{500} [\text{m}]$$

$$L_o := 2 \cdot (r_w^2 - (r_w - t_l)^2)^{0.5}$$

0.00346410161 [m]

Es decir 3.5 mm.

Materia de la cuña	Acero laminado en caliente 1010
---------------------------	---------------------------------

$$S_y := 25 \cdot 10 \cdot 1000^2$$

25000000 [N/m²]

Teoría del máximo esfuerzo cortante

$$S_{ys} := \frac{S_y}{2}$$

12500000 [N/m²]

Factor de seguridad

$$N := 2$$

$$\sigma_{permc} := \frac{S_y}{N}$$

$$12500000[\text{N/m}^2]$$

$$\tau_{perm} := \frac{S_{ys}}{N}$$

$$6250000[\text{N/m}^2]$$

$$T := 0.30[\text{N}\cdot\text{m}]$$

$$b := 1.4 \cdot 10^{-3}[\text{m}]$$

$$D_c := 6 \cdot 10^{-3}[\text{m}]$$

$$L\tau := \frac{2 \cdot (T)}{(b) \cdot \tau_{perm} \cdot (D_c)}$$

$$0.00114285714[\text{m}]$$

Lo > L τ es OK

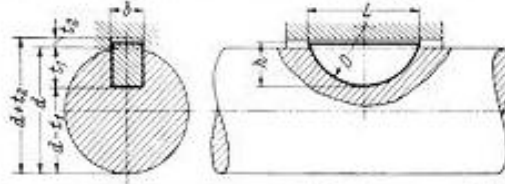
$$t_2 := 0.6 \cdot 10^{-3}[\text{m}]$$

$$L\sigma := \frac{2 \cdot T}{\sigma_{perm} \cdot (D_c) \cdot (t_2)}$$

$$0.00133333333[\text{m}]$$

Lo > L σ es OK

Chavetas de disco, medidas nominales (mm) según DIN 6888, momento de giro admisible.



Diámetro del árbol	Chaveta de disco				Serie A ¹ Profundidad de chavetero Árbol		Serie B ¹ Profundidad de chavetero Árbol		Serie A M_{10}^2	Serie B M_{10}^2		
	d^2	b	h	L_{∞}	t_1	t_2	t_1	t_2	desde	hasta	desde	hasta
más de 3--4	1	1,4	3,82	4	1,0	0,6	1,0	0,6	0,2	0,3	0,2	0,3
más de 4--6	1,5	2,6	6,76	7	2,0	0,8	2,0	0,8	0,8	1,2	0,9	1,2
más de 6--8	2	2,6	6,76	7	1,8	1,0	1,8	1,0	1,6	2,1	1,6	2,1
	2	3,7	9,66	10	2,9	1,0	2,9	1,0	2,3	3,0	2,3	3,0
más de 8--10	3	3,7	9,66	10	2,5	1,4	2,8	1,1	4,6	5,8	3,4	4,3
	3	5	12,65	13	3,8	1,4	4,1	1,1	6,0	7,6	4,5	5,7
	3	6,5	15,72	16	5,3	1,4	5,6	1,1	7,5	9,4	5,6	7,0
más de 10--12	4	5	12,65	13	3,5	1,7	4,1	1,1	9,5	11,4	5,7	6,8
	4	6,5	15,72	16	5,0	1,7	5,6	1,1	11,8	14,1	7,0	8,5
	4	7,5	18,57	19	6,0	1,7	6,6	1,1	13,9	16,7	8,3	10,0
más de 12--17	5	6,5	15,72	16	4,5	2,2	5,4	1,3	18,8	26,7	10,3	14,7
	5	7,5	18,57	19	5,5	2,2	6,4	1,3	22,2	31,5	12,2	17,3
	5	9	21,63	22	7,0	2,2	7,9	1,3	25,9	36,8	14,1	20,2
más de 17--22	6	7,5	18,57	19	5,1	2,6	6,0	1,7	37,8	49,0	23,7	30,6
	6	9	21,63	22	6,6	2,6	7,5	1,7	44,2	57,2	27,6	35,7
	6	11	27,35	28	8,6	2,6	9,5	1,7	55,8	72,2	34,9	45,1
más de 22--30	8	9	21,63	22	6,2	3,0	7,5	1,7	66,6	91,0	35,7	48,6
	8	11	27,35	28	8,2	3,0	9,5	1,7	84,3	114,9	45,1	61,5
	8	13	31,43	32	10,2	3,0	11,5	1,7	96,9	132,0	51,9	70,7
más de 30--38	10	11	27,35	28	7,8	3,4	9,1	2,1	131,1	166,5	77,9	98,6
	10	13	31,43	32	9,8	3,4	11,1	2,1	151,0	191,5	89,5	113,2
	10	16	43,08	45	12,8	3,4	14,1	2,1	206,3	262,0	122,9	155,5

1 Serie A: Altura t_2 alta, Serie B: Altura t_2 baja

2. M_{10} : Par admisible para presión de aplastamiento 100 MPa. Considérese el par admisible $M=0.5 \cdot M_{10}$ para cubo de fundición gris y $M=0.9 \cdot M_{10}$ para cubo de acero

Ilustración 173. Selección de chaveta Woodruff [www.emc.uji.es]

La situación más crítica se encuentra en el caso de aumentar la velocidad de combustión, las cargas a las que se ve sometido el cigüeñal aumentan de esta manera:

Estatica:

CALCULOS DEL EJE el torque T [N·m] la carga axial P en [N]

Datos tomados del software de combustión para la geometría del motor Wankel

$P_{max} := 1800$

1800[N]

$P_{min} := 100$

$$100[\text{N}]$$

$$T_{max} := 1.7$$

$$1.7[\text{N}\cdot\text{m}]$$

$$T_{min} := -0.6$$

$$-0.6[\text{N}\cdot\text{m}]$$

Se asume este criterio de Diseño (Esta es la carga con la cual se va a diseñar)

$$P_{medio} := \frac{P_{max} + P_{min}}{2}$$

$$950[\text{N}]$$

$$T_{medio} := \frac{T_{max} + T_{min}}{2}$$

$$0.550000000[\text{N}\cdot\text{m}]$$

Esta es la carga que se considera está actuando de una manera conservativa en el momento que se suman.

$$F_{c5} := 210.9$$

$$P_{total} := P_{medio} + F_{c5}$$

$$1160.92402[\text{N}]$$

$$F_5 := P_{total}$$

$$F_8 := F_{c5}$$

Sumatoria de momento igual a cero con respecto a R2y

$$R_{7y} = \frac{F_5 * (L_2 + L_3 + L_4) - F_8 * (L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7)}{L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6}$$

$$178.797977[\text{N}]$$

Sumatoria de fuerzas en "Y" (PRIMERA LEY DE NEWTON)

$$R_{2y} := F_5 - F_8 - R_{7y}$$

$$771.202022[\text{N}]$$

Diagrama cortante:

$$v2 := R2y \\ 771.202022 \text{ [N]}$$

$$v6 := R2y - F5 \\ -389.722003 \text{ [N]}$$

$$v7 := v6 + R7y \\ -210.924025 \text{ [N]}$$

$$v8 := v7 + F8 \\ 0 \text{ [N]}$$

Ok Cerró.

Diagrama de momento

$$m2 := 0 \\ 0 \text{ [N*m]}$$

$$m3 := m2 + R2y \cdot L2 \\ 2.31360606 \text{ [N*m]}$$

$$m4 := m3 + R2y \cdot L3 \\ 3.85601011 \text{ [N*m]}$$

$$m5 := m4 + R2y \cdot L4 \\ 7.71202022 \text{ [N*m]}$$

$$m6 := m5 + v6 \cdot L5 \\ 5.76341021 \text{ [N*m]}$$

$$m7 := m6 + v6 \cdot L6 \\ 1.47646817 \text{ [N*m]}$$

$$m8 := m7 + v7 \cdot L7 \\ 0 \text{ [N*m]}$$

OK Cerró.

Tabla 20. Valores de las cargas para cada seccion cuando la combustion dura 55° giro del cigüeñal

	CARGAS	VALOR	UNIDADES
SECCION 1	T1	.55	[N*M]
SECCION 2	T2	.55	[N*M]
	M2	0	[N*M]
	V2	771	[N]
SECCION 3	T3	.55	[N*M]
	M3	2.31	[N*M]
	V3	885.26	[N]
SECCION 4	T4	.55	[N*M]
	M4	3.86	[N*M]
	V4	885.26	[N]
SECCION 5	T5	.55	[N*M]
	M5	7.71	[N*M]
	V5	885.26	[N]
SECCION 6	T6	0	[N*M]
	M6	3.64	SECCION MAS CRITICA
	V6	389.6	[N]
SECCION 7	T7	0	[N*M]
	M7	1.47	[N*M]
	V7	210.7	[N]
SECCION 8	T8	0	[N*M]
	M8	0	[N*M]
	V8	0	[N]

El análisis de la sección más crítica es:

CALCULOS DEL EJE el torque T [N*m] la carga axial P en [N]

$$D5 := 12 \cdot 10^{-3}$$

$$D6 := 5 \cdot 10^{-3}$$

$$r6 := 1 \cdot 10^{-3}$$

Acero AISI-8620 con un tratamiento superficial de endurecimiento a 60 dureza Rockwell C "Rc", según figura 3.7 Juvinal, 653 Brinell.

$$K_b := 3.24$$

$$H_b := 653$$

$$S_u := \frac{K_b \cdot H_b \cdot 10 \cdot 100^2}{2.2 \cdot 2.54^2}$$

$$1.49062389010^7$$

Como $S_u > 200$ [Ksi] o sea 1.40909372710^9 entonces por recomendación se toma:

Porque por más que S_u sea mayor de 200[Ksi], S_{nprima} no pasará de 100[ksi].

$$S_{nprima} := \frac{100000 \cdot 10 \cdot 100^2}{2.2 \cdot 2.54^2}$$

$$7.04546863610^8$$

Carga combinada

$$C_l := 1$$

$$1$$

El factor de forma es respecto de un diametro menor de 8 mm.

$$C_d := 1$$

Que en un 1% tenga la posibilidad de fallar

$$C_c := 0.814$$

Se considera que el eje trabajará a una temperatura menor de 450°C

$$C_t := 1$$

Se estima segun esta sección que el eje debe tener acabado espejo, este valor fue sacado de [99]

$$C_s := 1$$

Tratamiento superficial por deformación granallado.

$$C_v := 1.5$$

$$S_n := (C_l) \cdot (C_d) \cdot (C_c) \cdot (C_t) \cdot (C_v) \cdot (C_s) \cdot (S_{n\text{prima}})$$

$$8.60251720510^8$$

$$T_6 := 0$$

$$V_6 := 196.5182$$

$$M_6 := 5.76$$

$$\beta_3 := \frac{r_6}{D_6}$$

$$\frac{1}{5}$$

$$\beta_3 := \frac{D_5}{D_6}$$

$$\frac{12}{5}$$

$$K_{t6} := 1.45$$

$$r_{6\text{leninches}} := \frac{r_6}{25.4}$$

$$0.0000393700787$$

$$q_6 := 0.71$$

$$0.71$$

$$K_{f6} := 1 + (q_6) \cdot (K_{t6} - 1)$$

$$1.3195$$

$$\sigma_6 := \frac{32 \cdot (M_6)}{3.1415926535897932384626433832795 \cdot (D_6)^3}$$

$$4.69367025910^8 [\text{N/m}^2]$$

$$\tau_{m6} := \frac{16 \cdot (T_6)}{3.1415926535897932384626433832795 \cdot (D_6)^3}$$

$$0.$$

$$N_6 := \frac{1}{\left(\left(\frac{(K_{f6}) \cdot (\sigma_6)}{S_n} \right)^2 + 3 \left(\frac{\tau_{m6}}{S_u} \right)^2 \right)^{0.5}}$$

$$1.38900426$$

Es una situación en el que se puede comparar como varían las cargas y los factores de seguridad en función de la velocidad de llama.

Tabla 21. Resumen de los factores de seguridad para la sección más crítica

	Duración de la combustión	N[rpm]	Torque [N*m]	Momento [N*m]	Factor de seguridad
Caso 1	180° giro cigüeñal	17500	0	3.64	2.2
Caso 2	55° giro cigüeñal	17500	0	5.76	1.4

Criterio del diseñador:

Se puede concluir y se asume que aún en el caso más adverso, el factor de seguridad se mantiene en un rango aceptable.

B.11. VALIDACIÓN DEL DISEÑO POR CAE

B.11.1. VALIDACIÓN DEL DISEÑO DE LA CARCASA POR CAE

Teniendo en cuenta los efectos combinados de la temperatura y la presión, podemos calcular la distribución de factores de seguridad mediante el CAE de la carcasa.

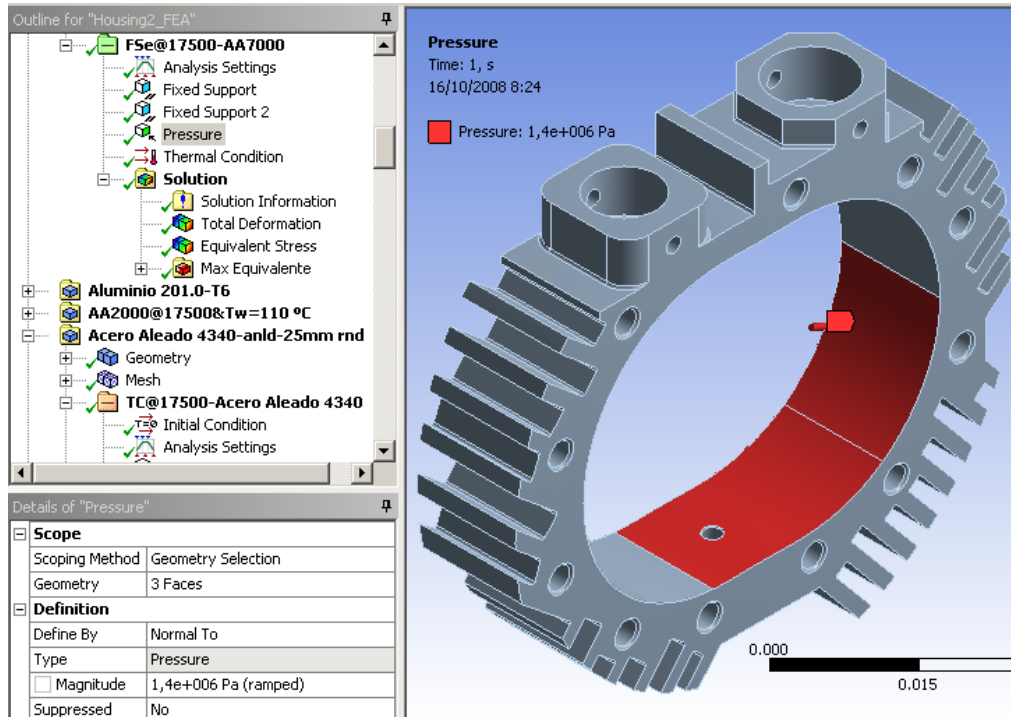


Ilustración 174. Superficies en contacto con la presión máxima de la combustión [Los autores usando ANSYS Workbench]

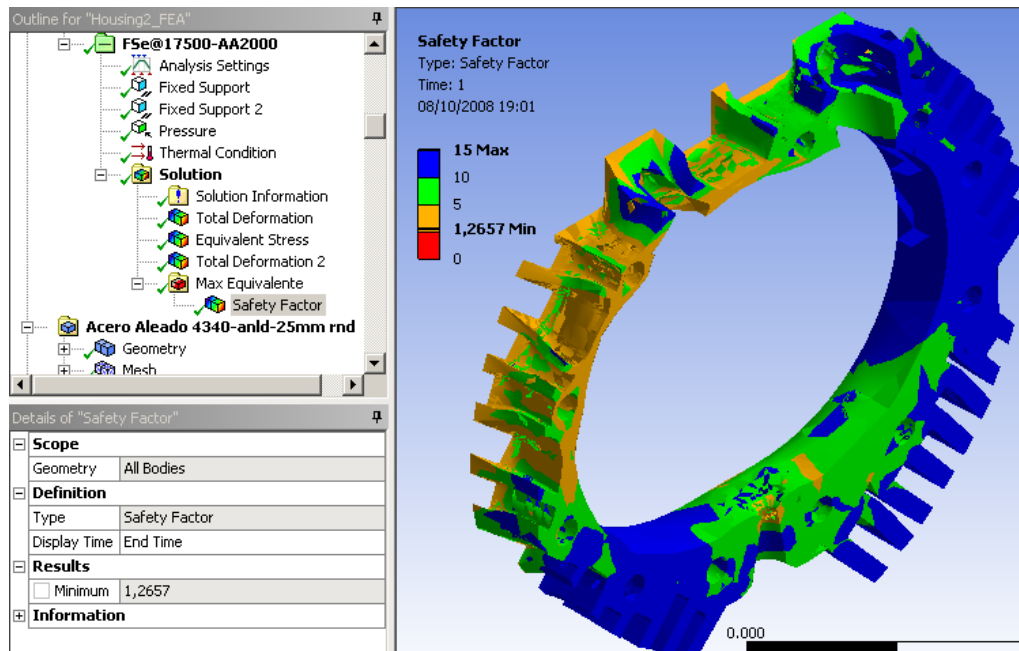


Ilustración 175. Distribución del factor de seguridad para la carcasa AA2000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]

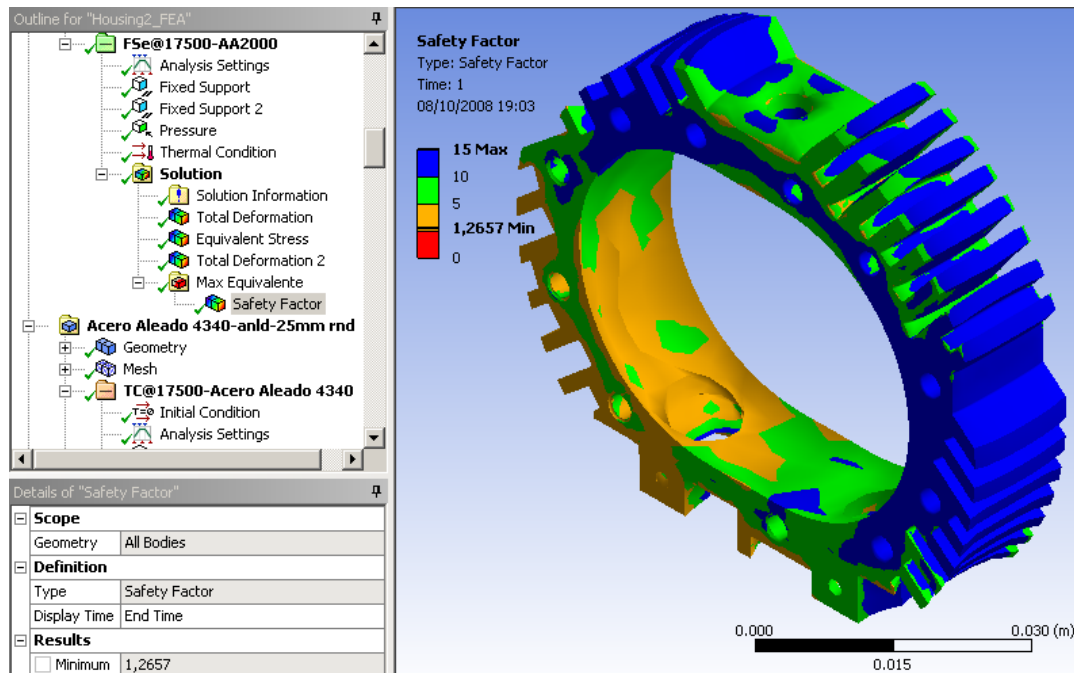


Ilustración 176. Distribución del factor de seguridad para la carcasa AA2000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 2) [ANSYS Workbench]

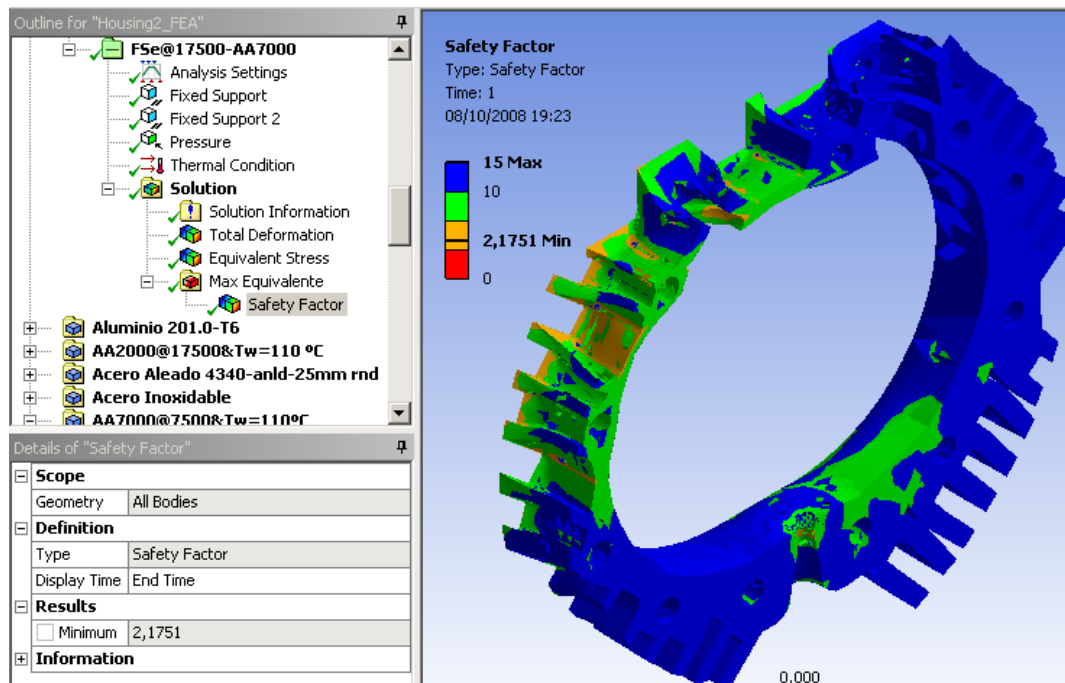


Ilustración 177. Distribución del factor de seguridad para la carcasa AA7000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 1) [ANSYS Workbench]

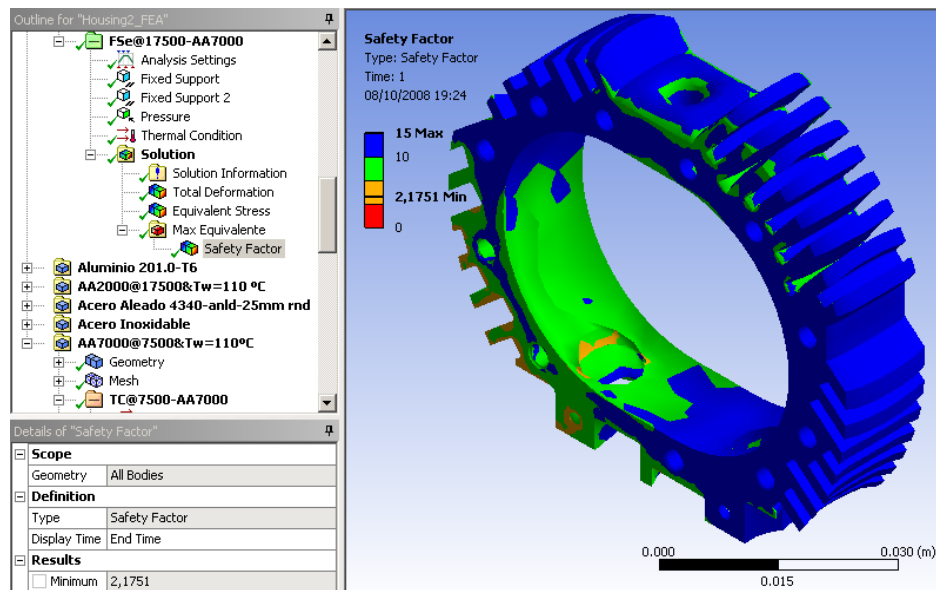


Ilustración 178. Distribución del factor de seguridad para la carcasa AA7000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 2) [Los autores usando ANSYS Workbench]

Como se puede observar en las gráficas anteriores, el efecto de la presión sobre el factor de seguridad es casi insignificante, lo cual quiere decir que la principal fuente de esfuerzos, que se generan en la pieza, es a causa de las deformaciones térmicas y de la distribución de la temperatura.

Según nuestro criterio, sigue siendo favorito el comportamiento de la aleación de aluminio series 7000 para la carcasa, como se puede ver en las graficas anteriores, sigue conservando un factor de seguridad adecuadamente alto.

B.11.2. VALIDACIÓN DEL DISEÑO DEL ROTOR POR CAE

De igual forma, observemos el comportamiento del material para el rotor, teniendo en cuenta los efectos combinados de presión y temperatura.

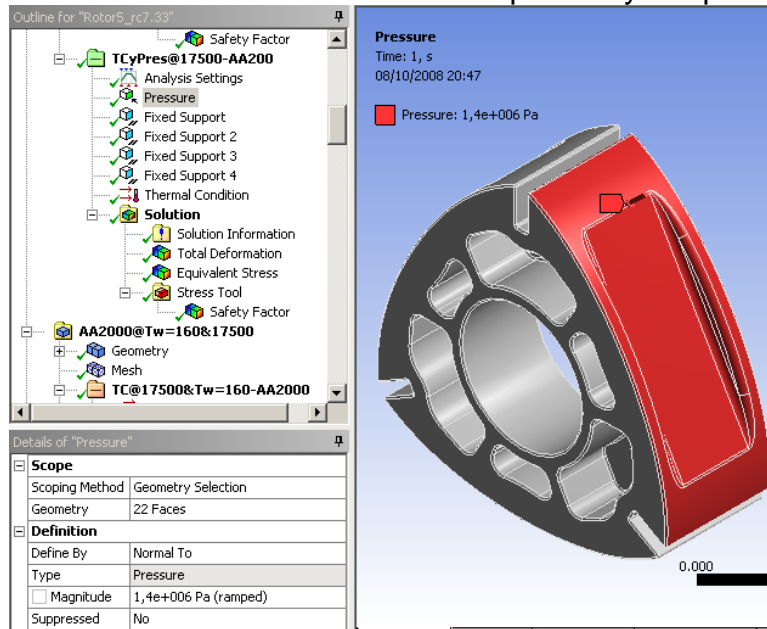


Ilustración 179. Superficies afectadas por la presión máxima en el rotor [Los autores usando ANSYS Workbench]

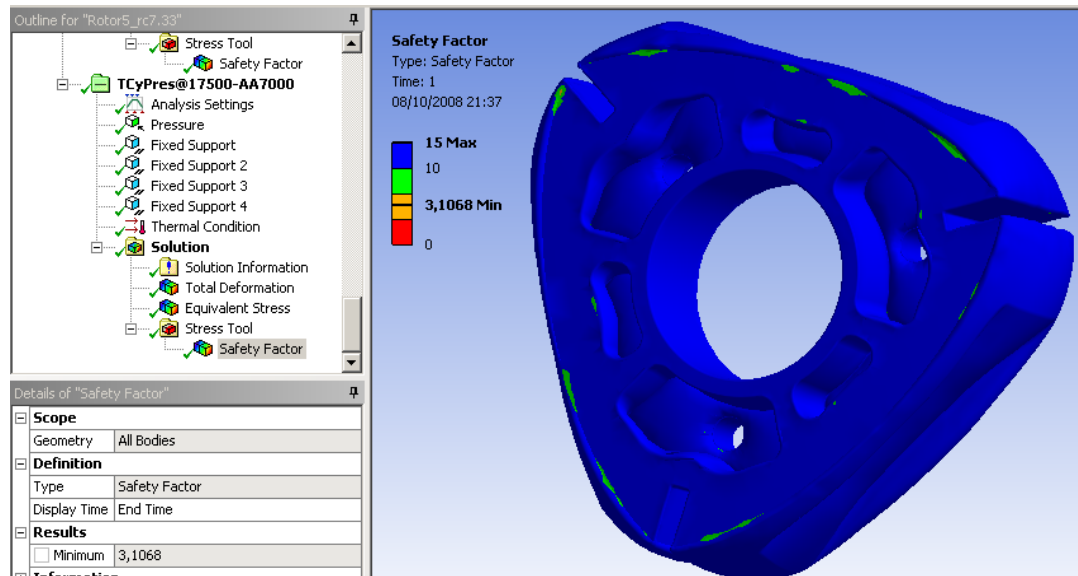


Ilustración 180. Distribución del factor de seguridad para el rotor AA7000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]

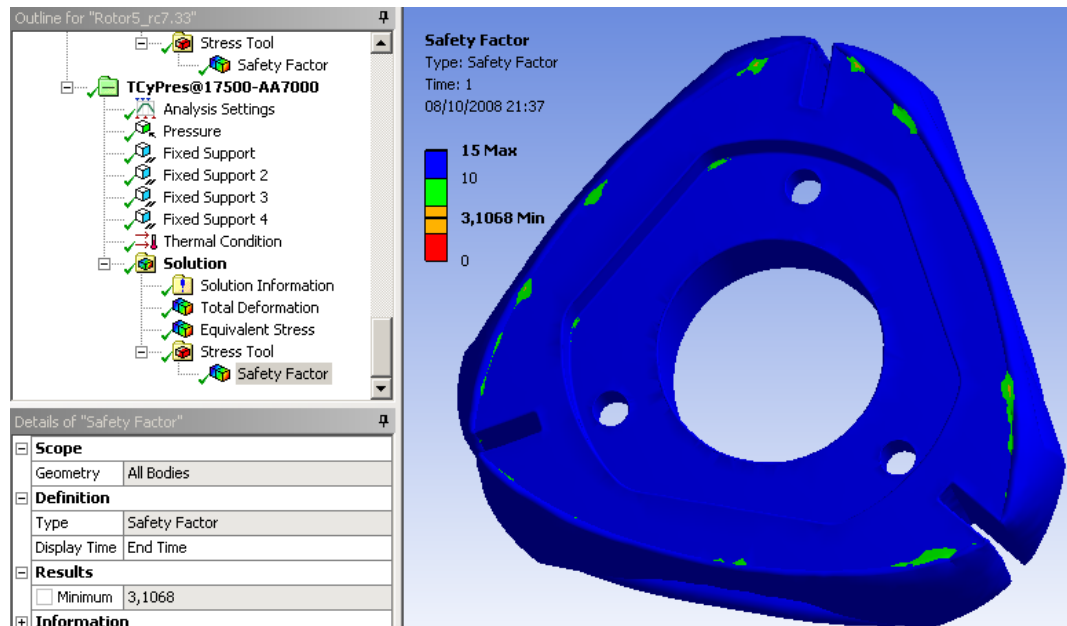


Ilustración 181. Distribución del factor de seguridad para el rotor AA7000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 2) [Los autores usando ANSYS Workbench]

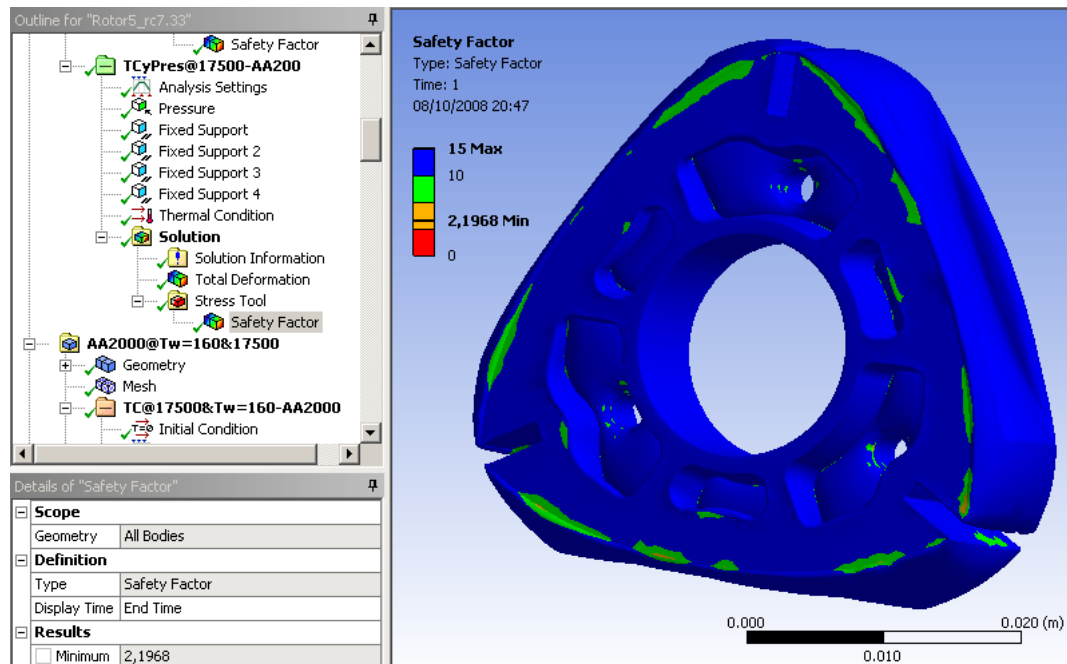


Ilustración 182. Distribución del factor de seguridad para el rotor AA2000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 1) [Los autores usando ANSYS Workbench]

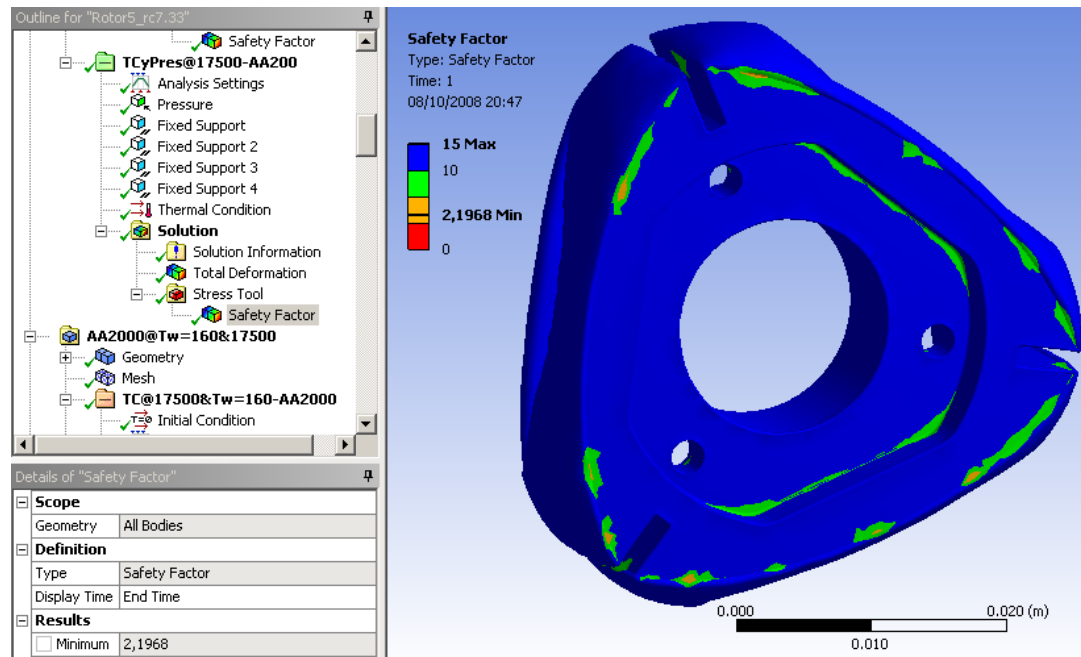


Ilustración 183. Distribución del factor de seguridad para el rotor AA2000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 2) [Los autores usando ANSYS Workbench]

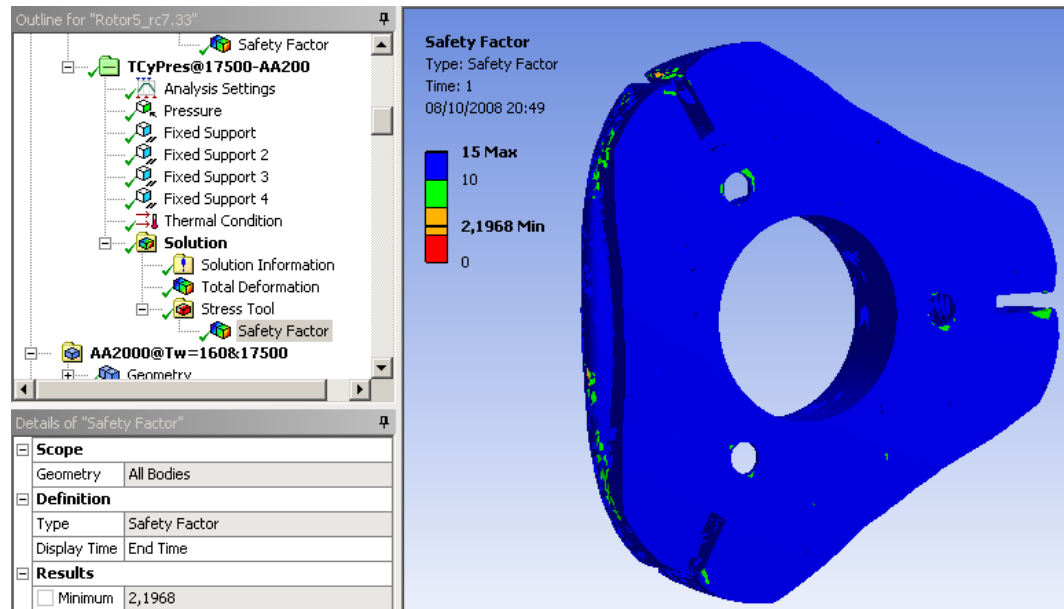


Ilustración 184. Distribución del factor de seguridad para el rotor AA2000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 3) [Los autores usando ANSYS Workbench]

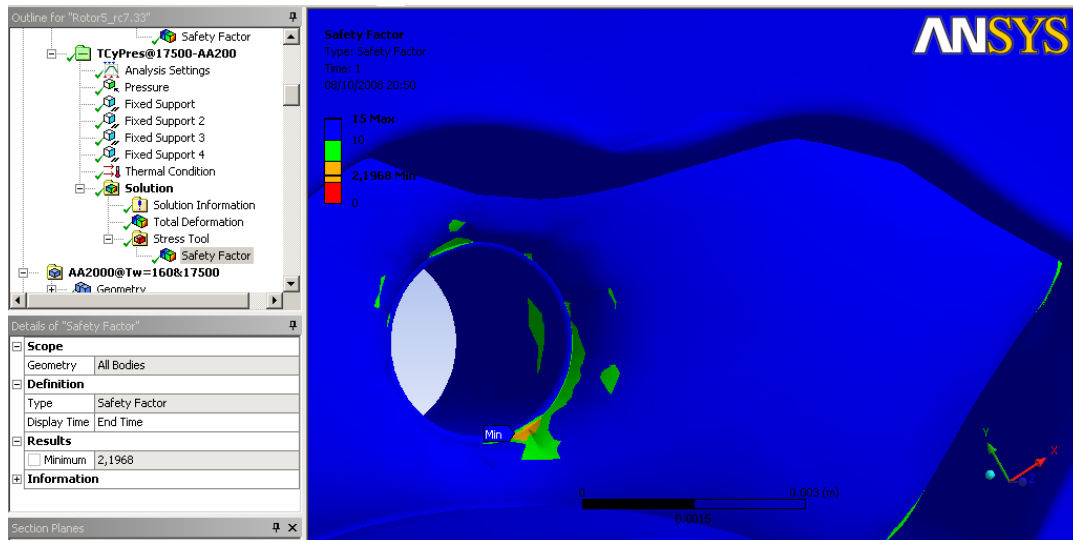


Ilustración 185. Distribución del factor de seguridad para el rotor AA2000, teniendo en cuenta la presión y temperaturas combinados (Vista 4) [Los autores usando ANSYS Workbench]

En este caso, a nuestro parecer, la mejor opción sería la aleación de aluminio series 2000, debido a que el mínimo factor de seguridad que se obtiene es apenas el necesario para asegurar un buen comportamiento a la fatiga, mientras que con la aleación de aluminio series 7000, se obtiene un factor de seguridad mínimo demasiado elevado, pero también sería un material muy adecuado, pero a un costo más elevado.

ANEXO C. ESTUDIO DE VIABILIDAD Y COSTOS DE MANUFACTURA DEL MOTOR ROTATIVO A NIVEL NACIONAL

C.1. EMPRESAS Y PERSONAS CONSULTADAS

A continuación, presentamos las empresas que visitamos y las personas que más nos colaboraron en la investigación de la viabilidad:

- **MAQUINADOS Y MONTAJES** (Km 3 Vía Ruitoque Bajo - 6382172)
Ing. Alberto Valcárcel
- **SENA**
Prof. Luis Guillermo Gonzales Vergara
- **CROMHING LTDA** (Cr 14 # 23-64 - 6703504)
Isaías Ordoñez
- **UIS**
Prof. Ing. Afranio Cáceres
- **USM** (Impresión en 3D)
Andrés Uribe
Leandro Arbeláez – www.impreiones3D.com
- **CLUB DE AERO MODELISMO EN BUCARAMANGA**
Jaime Rueda
- **RAMBAL S.A** (Parque Industrial de Bucaramanga Cl F #71 - 6761905)

- **IMATT** (Cr12 Autop Girón Km 6 - 6469752)
 - **SUELAS RALLY** (Cr14 29-46 - 6333023)
 - **SIMAR CNC** (Cl 21 # 23-18 - 6500017)
 - **SERVITEMPLE** (Medellín - 4441198)
 - **TRATAR S.A.** (Bogotá - 2658382)
 - **CORTACERO** (Medellín - 3771515 ext 105)
- Maria Ortiz

De estas visitas se puede concluir que, la mayoría de empresarios confían más en, y apoyan de mejor manera, la transferencia de tecnología, ya que esto garantiza el retorno de la inversión en nuevas tecnologías; por el contrario, se ven escépticos a la capacidad investigativa nacional, y más específicamente hablando, en el tema de M.C.I.

C.2. COSTOS DE PROCESOS A NIVEL NACIONAL

De las empresas investigadas, se puede hacer el siguiente recuento de costos para los procesos de manufactura:

Cementado - Carburización (Hasta 64 HRC - \$5000-63000/kilogramo)
(<1kg=\$34000)

Anodizado duro (Ninguna empresa lo garantiza, ni lo hacen según norma de calidad)

Fundir acero (\$10.000/kg) – Bogotá

Fundir aluminio (\$3.500/kg) – Bogotá

Electroerosionado (\$200.000/hora) – Bogotá

Corte Láser (\$400.000/hora) - Medellín

Mecanizar acero (\$100.000/hora)

Mecanizar aluminio (\$100.000/hora)

Imprimir en 3D (\$85/mm³) - Medellín

Valores aproximados - Precios en pesos colombianos

C.3. COSTOS DE MATERIALES A NIVEL NACIONAL

A grandes rasgos, se puede tomar como referencia de precios, del material para manufacturar, los siguientes valores:

Acero importado (\$9.500/kg)

Aluminio importado (\$60.000/kg)

C.4. ENTIDADES QUE PUEDEN FINANCIAR LA INVESTIGACIÓN, EL DESARROLLO Y LA MANUFACTURA DEL MOTOR ROTATIVO

Existen diversas entidades que pueden financiar la investigación y el desarrollo del motor Wankel a nivel nacional; pero hace falta escoger una aplicación en especial; y que de alguna forma garantice un retorno, a corto plazo, de la inversión. Para nombrar algunas de ellas tenemos:

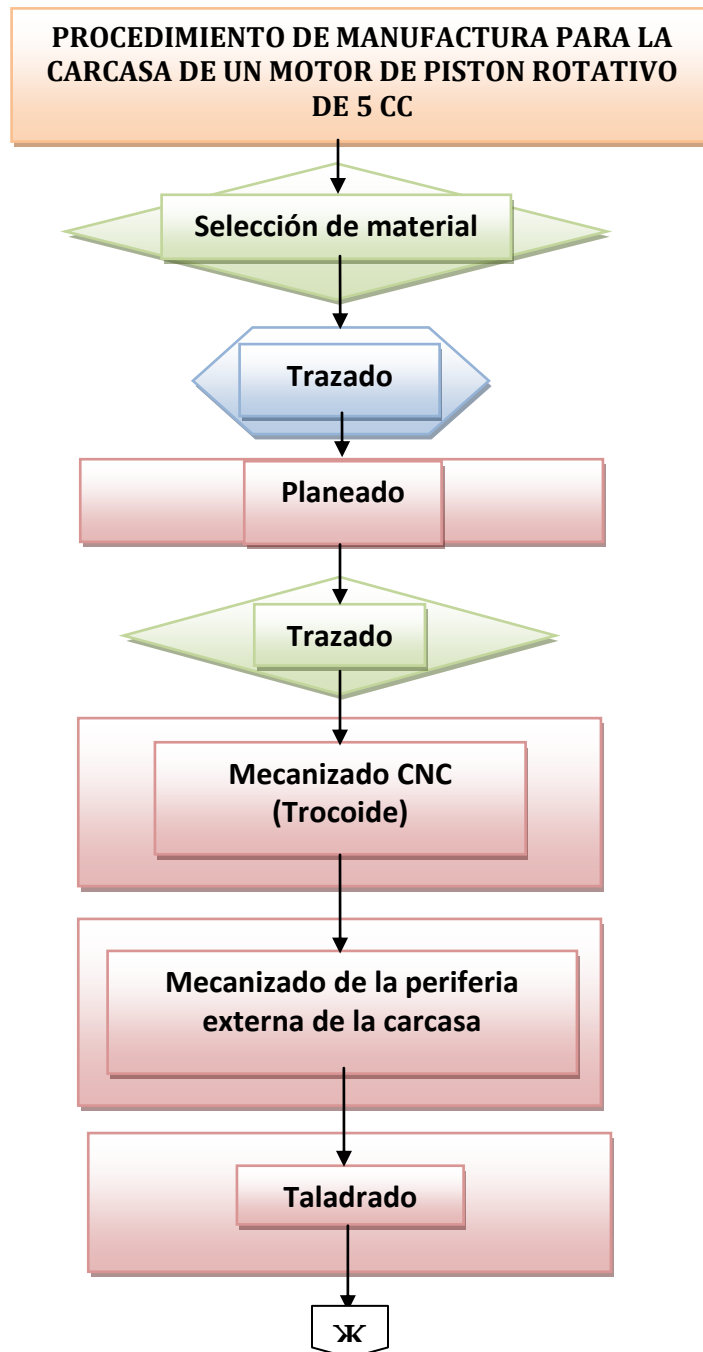
- Fundación Banco de la República

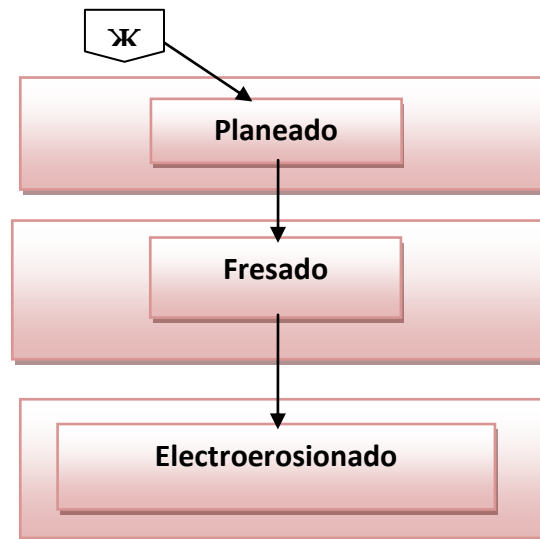
- COLCIENCIAS
- Empresas Privadas

C.5. PROCESOS DE MANUFACTURA LIGADOS AL DISEÑO

Según los requerimientos y los resultados del diseño, se presentan dos opciones para manufacturar el motor, lo cual esta altamente influenciado por los materiales y por las dimensiones de la pieza.

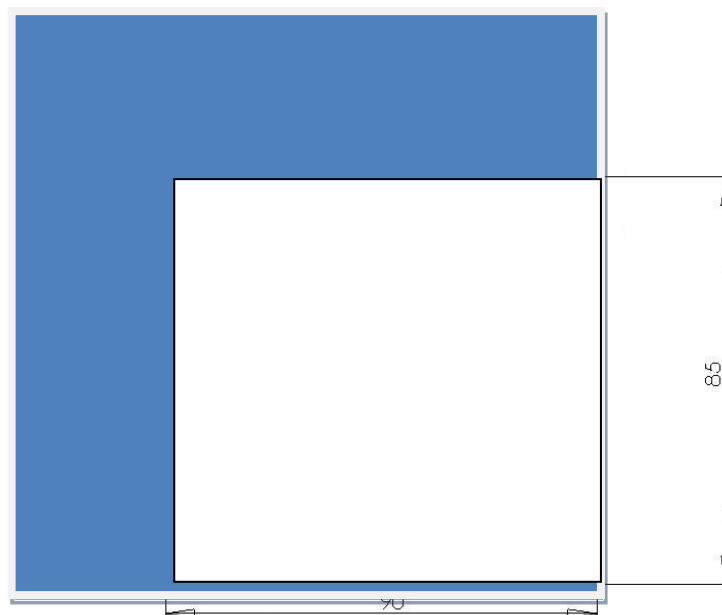
A continuación presentamos, de forma general y como guía, los procesos necesarios para la manufactura de la carcasa y el cigüeñal.



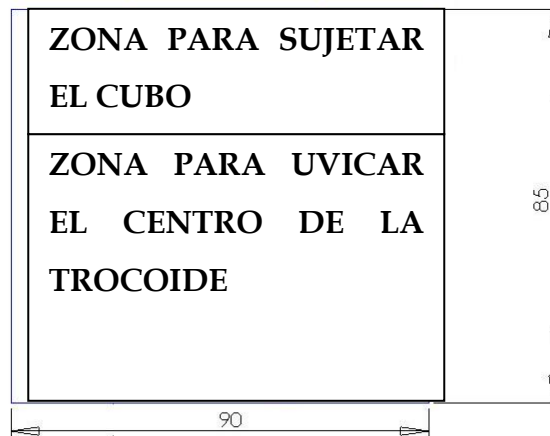


Explicacion del diagrama:

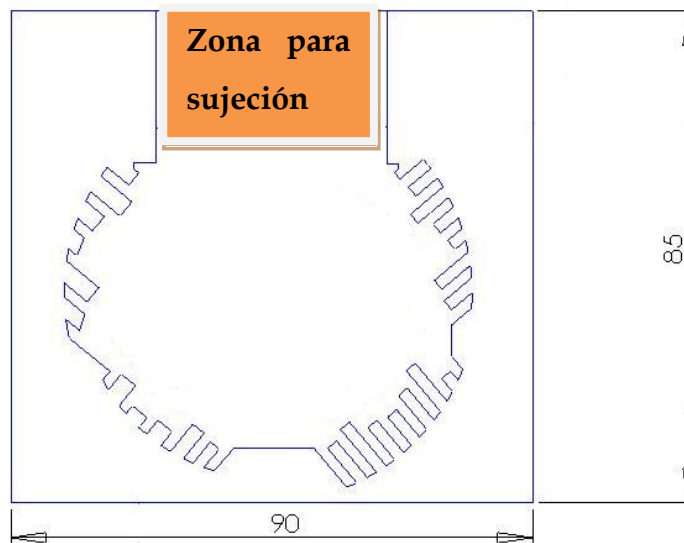
1. Se hace una selección del material, consultando la tabla de materiales y se procede el alistamiento del cubo eso se hace a través de un mecanizado previo (Planeado) guardando paralelismo entre sus caras.
2. Seguidamente se hace un trazado sobre la cara ancha del cubo para determinar la área de sujeción como lo muestra la figura a continuación



3. Se hace un trazado, a continuación un proceso de corte.

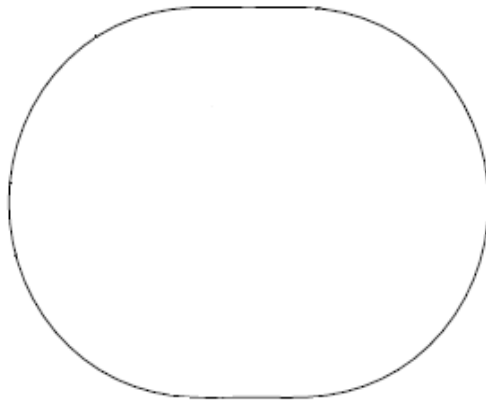


Esto evitaría que sucediera un efecto de desfase entre la periferia de la carcasa y el centro de la curva trocoide

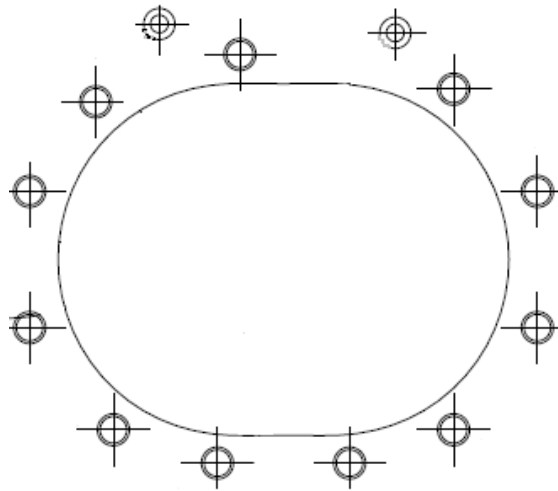


De esta forma no se chaca la herramienta con la prensa, se sujeta, teniendo cuidado con el nivel de la cara superior

4. A continuación de esto, se hace el mecanizado en CNC para dar forma a la trocoide. Se decide el CNC debido a que la geometría trocoidal no es tan compleja y los acabdos superficiales que se pueden obtener son muy buenos.



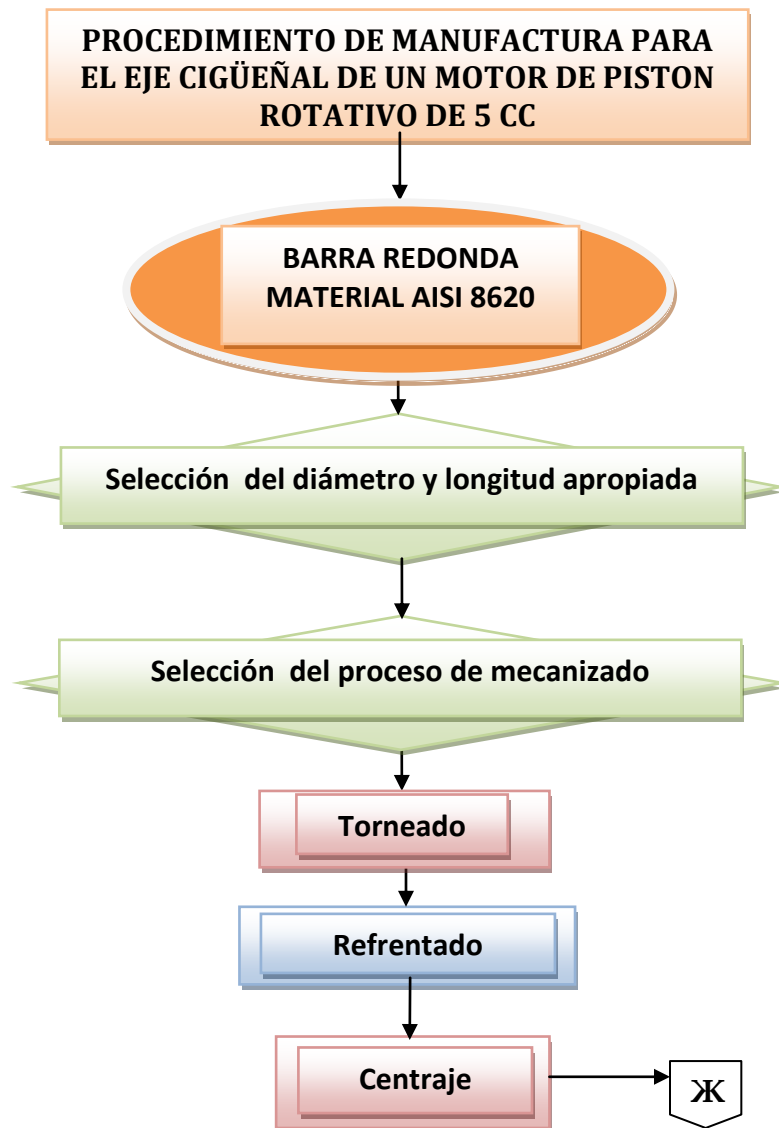
5. Se procede a abrir los agujeros con sus respectivos radios de entalle, las operaciones 4 y 5 se hacen sin soltar el cubo de la prensa.

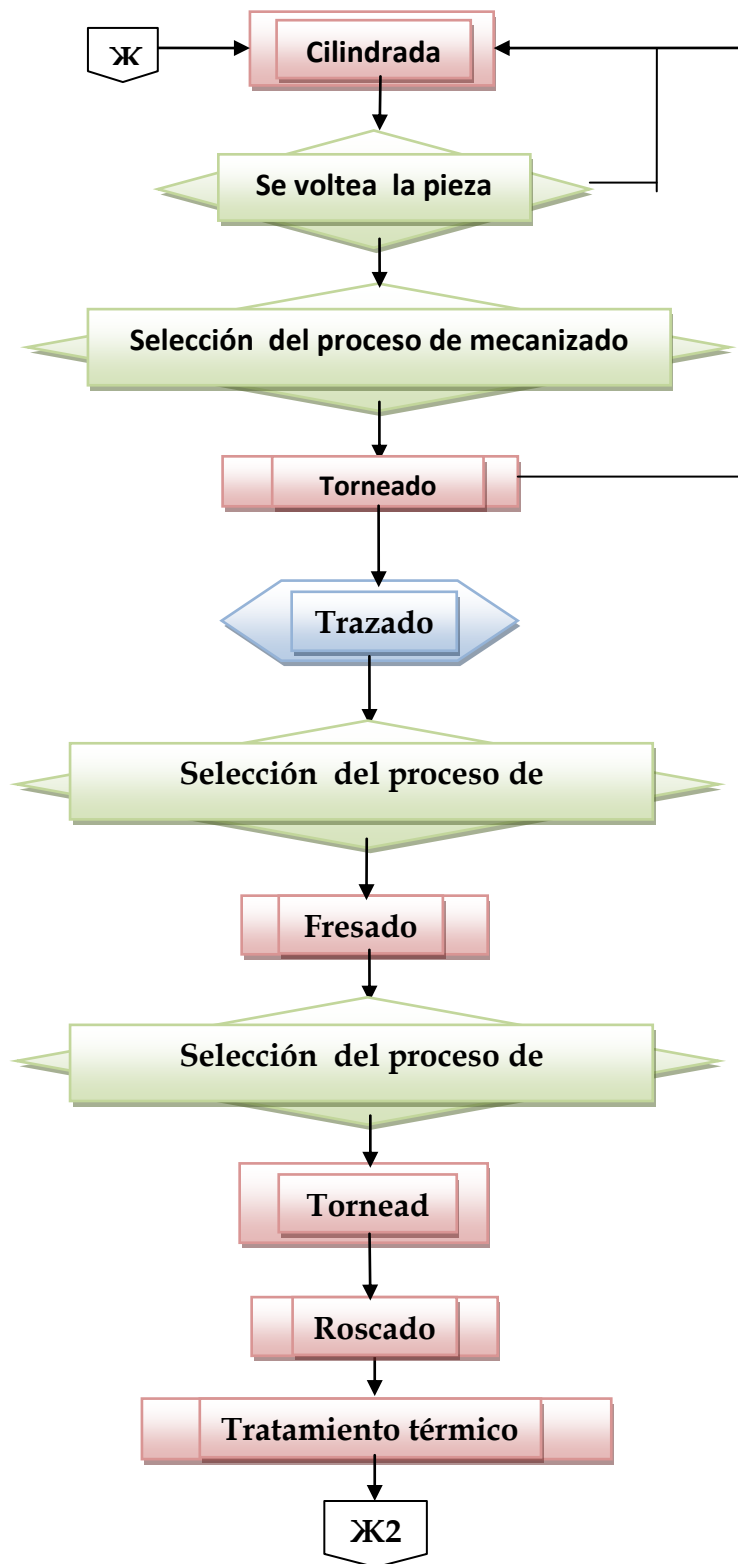


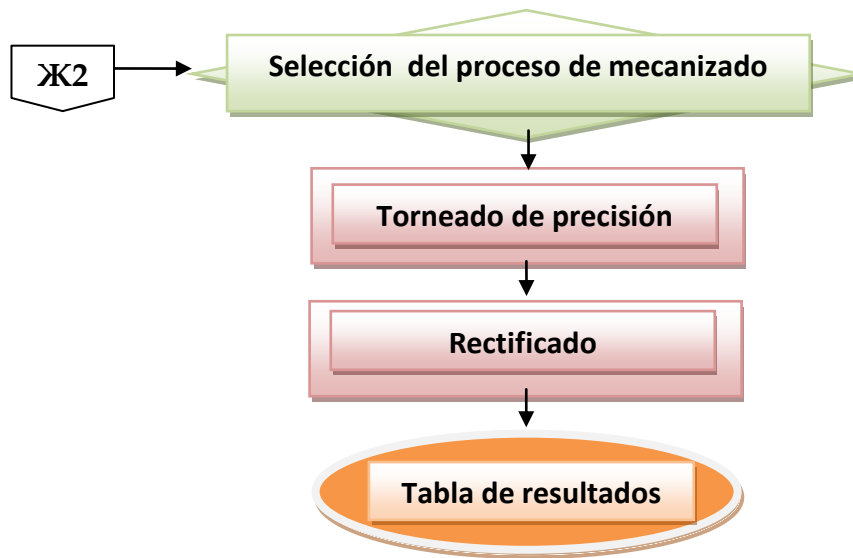
También en esta fase se le da forma al contorno de la carcasa.



6. Se suelta el cubo y se rota 90 grados, guardando nivel de esta nueva cara para mecanizar, se sujeta a la prensa con el cuidado de no rayar la superficie, se sigue con el mecanizado de los ductos de escape y admisión. Con una operación de planeado se retira en material sobrante.
7. Con el fresado se le da forma a los ductos circulares.
8. De ahí se pasa al proceso de electroerosionado para fabricar las aletas, se decide esta elección debido a que las aletas manejan un perfil demasiado complicado y de dimensiones muy pequeñas, como para llevarse a cabo mediante CNC.







A continuación se pone como guía las hojas que describen las fases y el proceso para manufacturar el eje.

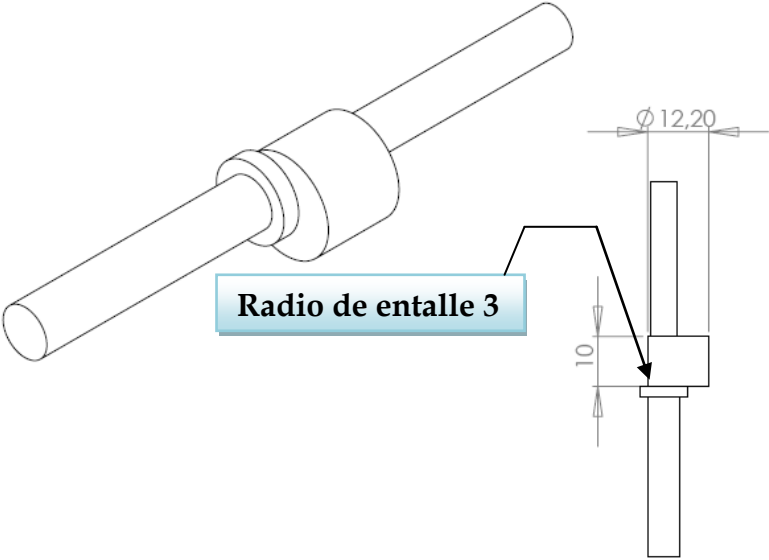
HOJA DE PROCESO EJE CIGÜEÑAL FACE 1			
DENOMINACION DE TRABAJO En esta fase se deben aprontar los cubos	CROQUIS 		
DESCRIPCION DE LA OPERACION	MAQUINA Y TIPO DE HERRAMIENTA	NOTAS	
MATERIAL	AISI 8620	DIAMETRO	25[mm]
CORTE POR CONTACTO	SIERRA ALTERNATIVA	LA HOJA DE CIERRA	14 DIENTES POR 1" CASILLAS

SUJETAR LA PIEZA	MORDAZA		
REFRENTADO	TORNO	Herramienta de corte	widia s2 CASILLAS
		Desbaste	
		v	20 - 40
		a	10 - 30
		s	0.5
CENTRAJE	TORNO	Broca de centro	$\Phi 2$ [mm]
		Velocidad de corte	4
		Velocidad de giro	637 RPM
CILINDRADA	TORNO	Herramienta	widia s2 CASILLAS
		Desbaste	
		v	20 - 40
		a	10 - 30
		s	0.5
		Φ	18.2
RESUMEN DE RESULTADOS			
Longitud		75	
Φ		18	
v= Velocidad de corte [m/min] a= Profundidad de viruta [mm] s= Avance [mm] www.matweb.com		Φ FINAL= Diámetro final [mm] Φ = Diámetro [mm] Material: $\Phi=25$ referencia	
NOTA: Las dos decimas que se retiran a través del afinado son el resultado de un proceso de torneado de precisión entre puntos.			

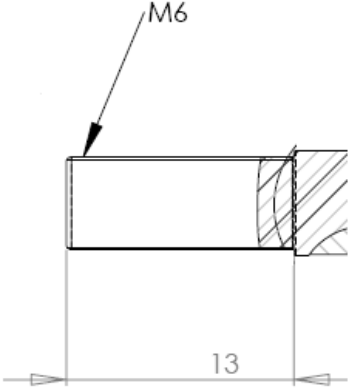
HOJA DE PROCESO EJE CIGÜENAL FACE 2

DENOMINACION DE TRABAJO		CROQUIS	
<p>En esta fase se debe desbastar el material entre puntos</p>			
DESCRIPCION DE LA OPERACIÓN	MAQUINA Y TIPO DE HERRAMIENTA	NOTAS	
SUJECION	TORNO	El montaje es entre puntos con su respectivo perro de arrastre	
DESVASTE	TORNO	Herramienta de corte	widia s2 CASILLAS
		Desbaste	
		v	20 - 40
		a	10 - 30
		s	0.5
		Datos geométricos	
		ΦFINAL	9.57
		Longitud	34
		Radio de entalle 1	0.5 mm
Radio de entalle 2	1 mm		
SUJECIÓN	TORNO	SOLTAR PERRO DE ARRASTRE	
Se repite el ciclo para esta fase 2		Mecanizar la siguiente sección mostrada en el croquis.	
RESUMEN DE RESULTADOS			
Longitud		9.57	
Φ		34	
Longitud		31.91	
Φ		5.02	
v= Velocidad de corte [m/min]		ΦFINAL= Diámetro final [mm]	
a= Profundidad de viruta [mm]		Φ = Diámetro [mm]	
s= Avance [mm]			
<p>NOTA: Las dos decimas que se retiran a través del afinado son el resultado de un proceso de torneado de precisión entre puntos.</p>			

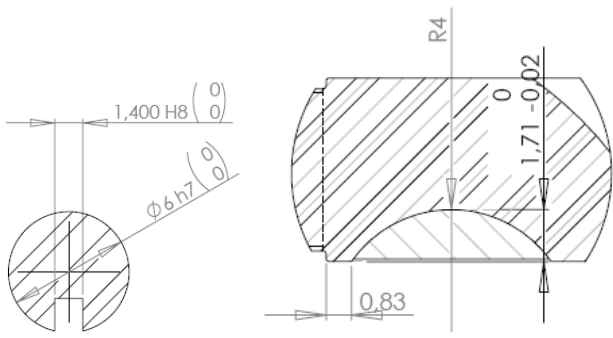
HOJA DE PROCESO EJE CIGÜENAL FACE 2

DENOMINACION DEL TRABAJO	CROQUIS		
Se genera la excéntrica			
DESCRIPCION DE LA OPERACIÓN	MAQUINA Y TIPO DE HERRAMIENTA	NOTAS	
Sujeción	Copa de cuatro mordazas independientes	Excentricidad	2.8
CILINDRADO	TORNO	Longitud	10
		Φ	12.2
		Desbaste	
		Afinado	
RESUMEN DE RESULTADOS			
Excentricidad		2.8	
Longitud		10	
Φ		12.2	
v= Velocidad de corte [m/min]	Φ FINAL= Diámetro final [mm]		
a= Profundidad de viruta [mm]	Φ = Diámetro [mm]		
s= Avance [mm]			
<p>NOTA: Las dos decimas que se retiran a través del afinado son el resultado de un proceso de torneado de precisión entre puntos.</p>			

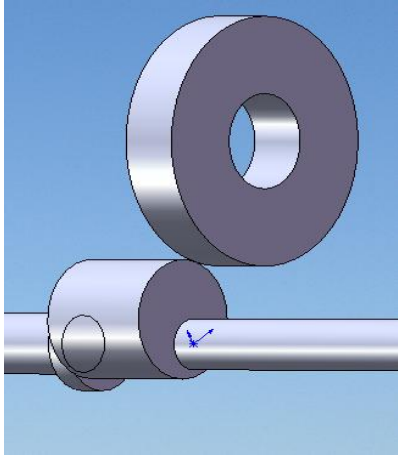
HOJA DE PROCESO EJE CIGÜENAL FASE 4

DENOMINACION DEL TRABAJO	CROQUIS		
FABRICACION DE LA ROSCA FINA			
DESCRIPCION DE LA OPERACIÓN	MAQUINA Y TIPO DE HERRAMIENTA	NOTAS	
SUJECION	TORNO	ESTE MONTAJE SE HACE ENTRE MORDAZA Y PUNTO	
ROSCADO: ROSCA FINA SISTEMA INTERNACIONAL S. I. NORMALIZADA POR LA INTERNATIONAL STANDARDS ASSOCIATION <<I. S. A.>>	TORNO	Herramienta para rosca a 60	22 CASILLAS
		L	13 mm
		Φ	6
		Paso	0.75 mm
		Φ_{raiz}	4.94 mm
		DESBASTE	
		v	20 - 40
		a	10 - 30
		s	0.5
		AFINADO	
v	18 - 40		
a	0.5		
s	0.2		
NOTA: Las dos decimas que se retiran a través del afinado.			
v= Velocidad de corte [m/min] Φ_{FINAL} = Diámetro final [mm] a= Profundidad de viruta [mm] Φ = Diámetro [mm] s= Avance [mm] Φ_{raiz} = Diámetro de raíz L= Longitud de rosca			

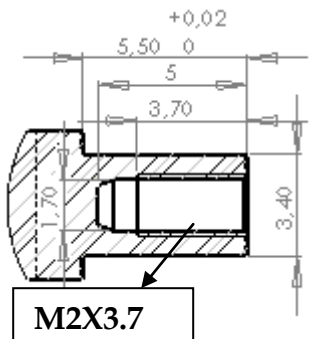
HOJA DE PROCESO EJE CIGÜENAL FASE 5

<p>DENOMINACION DE TRABAJO FRESADO DE UN CUÑERO</p>	<p align="center">CROQUIS</p> 									
<p>DESCRIPCION DE LA OPERACION</p>	<p>MAQUINA Y TIPO DE HERRAMIENTA</p>	<p>NOTAS</p>								
<p align="center">FRESADO</p>	<p align="center">FRESADORA</p>	<table border="1"> <tr> <td align="center">v</td> <td align="center">4</td> </tr> <tr> <td align="center">Velocidad de giro</td> <td align="center">319 [rpm]</td> </tr> <tr> <td align="center">Fresa</td> <td align="center">Ancho 1.4mm</td> </tr> <tr> <td></td> <td align="center">Φ 4 mm</td> </tr> </table>	v	4	Velocidad de giro	319 [rpm]	Fresa	Ancho 1.4mm		Φ 4 mm
v	4									
Velocidad de giro	319 [rpm]									
Fresa	Ancho 1.4mm									
	Φ 4 mm									
<p align="center">Nota: Para ver más detalles referirse a la sección planos</p>										

HOJA DE PROCESO EJE CIGÜENAL FASE 6

<p>DENOMINACION DE TRABAJO</p> <p>EL EJE ENTRANTE EN ESTE PROCESO VIENE DE UN TRATAMIENTO TERMICO QUE TIENE UNA DUREZA DE 60 Rc</p>	<p align="center">CROQUIS</p> 	
<p>DESCRIPCION DE LA OPERACION</p>	<p>MAQUINA Y TIPO DE HERRAMIENTA</p>	<p>NOTAS</p>

RECTIFICADO	TORNO	Herramienta	Piedra de esmeril
		Abrasivo	Al
		Grano	50
		Grado	N
		Velocidad periférica de la piedra	23 m/s
Referencia: Maquinas A.L. Casillas			

HOJA DE PROCESO EJE CIGÜENAL FASE 6			
DENOMINACION DE TRABAJO	CROQUIS		
TORNO FRESADO			
DESCRIPCION DE LA OPERACIÓN	MAQUINA Y TIPO DE HERRAMIENTA	NOTAS	
TRONZADO	TORNO	Para ajustar la longitud real de eje y poder quitar el hueco de la broca de centro	
TALADRADO	TORNO	Herramienta	Broca
FRESADO	PLANEADO	Herramienta	Fresa frontal
ROSCADO MANUAL	ROSCADO	Herramienta	Macho para roscas
		Herramienta	Llave T
Nota: Se recomienda tomar los planos de referencia			

Explicación del diagrama de flujo de manufactura:

1. Selección del material aisi 8620
2. Selección del diametro apropiado: mayor a 22mm el estandarizado.
3. Selección longitud apropiada: mayor a 85 mm corte por contacto sierra alternativa
4. Selección del proceso de mecanizado: mecanizado de presicion
5. Proceso de refrentado
6. Broca de centro diametro tanto
7. Proceso cilindrada entre contrapunto y mordaza diametro 20mm
8. Se repite el mismo proceso al lado opuesto del eje
9. utilizando perro de arrastre; entre punto y punto cilindrada a 19.8 mm
10. Ahí puesta cilindrada de un extremo de la flecha de diametro 5 mm a, longitud 31 mm ,desvaste
11. Muñon devaste diametro 21 mm lonlitud 10.6 mm
12. Entre puntos desvaste diametro 11 mm
13. Soltar perro de arrastre, voltear la pieza poner perro de arrastre ajustar entre puntos; entre copa y punto desvaste diametro 7 mm longitud 31.91mm.
14. Excentrica del muñon diametro 12 tolerancia h7 excentricidad de 2.8 en la copa de cuatro mordazas.
15. Roscado m6 rosca fina paso 0.75mm
16. Fresado cuñero.
17. Proceso de cementacion a 60 rc.
18. Rectificado

C.6. CONCLUSIONES DE COSTOS

De los procesos anteriores, podemos hacer un estimado conservativo del costo de todas las piezas necesarias, lo cual arroja el siguiente resultado:

Prototipado en 3D-ABS del motor \$1'000.000
Manufacturar el eje puede costar \$1'000.000
Manufacturar los engranes puede costar \$500.000
Manufacturar el rotor puede costar \$1'300.000
Manufacturar la carcasa puede costar \$1'500.000

Asumiendo un porcentaje de incertidumbre del 50%, para cubrir imprevistos, se estima que en total se necesita un presupuesto de \$7'900.000, para llevar a cabo la manufactura de un motor Wankel para modelismo o prototipado, como el que se diseño en este proyecto.

C.7. APRECIACIONES ACERCA DE LA VIABILIDAD

A nivel nacional, se tiene la dificultad de manejar recubrimientos de alta exigencia, para materiales como el duraluminio.

La tendencia a nivel nacional para la producción de materiales especiales es baja, por esta razón es que la mayoría de veces se tienen que importar. Es decir, no tenemos una economía que justifique ni que sustente la producción de éstos.

Es posible el mecanizado de motores de modelismo a nivel nacional, ya que se manejan tecnologías nuevas como: CNC, electroerosionado, corte láser, etc. De cualquier manera, se tiene una alta incertidumbre en la capacidad para mecanizar con la suficiente precisión, y así lograr que el motor adquiera la hermeticidad necesaria y para que los sellos funcionen adecuadamente.

A nivel regional no es posible la manufactura completa del motor, debido a que no se cuenta con hornos para fundición de aceros ni para tratamientos térmicos especiales del aluminio. Además, es difícil encontrar empresas que corten por láser y por electroerosionado. Por otro lado, se puede aplicar la tecnología de motores rotativos, en aplicaciones de corto plazo como: los parapentes y el aeromodelismo. A largo plazo se puede pensar en: planeadores y aviones pequeños.

La universidad solo cuenta con la capacidad de maquinar por CNC algunas de las piezas, pero se tiene alta incertidumbre en la calidad y precisión que se puedan obtener.

El motor Wankel tiene grandes ventajas si se usa con hidrógeno y biocombustibles. Así como también, si es usado para unidades híbridas, en donde el M.C.I debe ser liviano y eficiente a elevadas velocidades y potencias, mientras que el motor eléctrico lo reemplaza a bajas potencias, donde todos los M.C.I son altamente ineficientes. Debido a lo anterior, se recomienda dirigir la investigación hacia estos campos y desarrollar productos que sean muy comerciales para promover de forma más dinámica la investigación



Código cotización:
EDU-UIS 01

Medellín, 17 de Septiembre de 2008

Asunto: Cotización Modelo para prototipaje Rápido

Informacion Cliente:

Contacto: Diego Andrés Rivera e-mail: -
 Empresa: Universidad Industrial de Santander Direccion: -
 Telefono FAX: - CEL: -

A continuación la cotización acorde con lo solicitado

ITEM	NOMBRE	DESCRIPCION DIMENSIONES mm	MATERIAL	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO PARCIAL
01	EnsGUI_F02 - A_S01-1.STL	3.66 x 5.04 x 14.00	ABS BLANCO	3	\$ 37,925	\$ 113,775
02	EnsGUI_F02 - C_W_01-1.STL	18.98 x 30.00 x 6.00	ABS BLANCO	1	\$ 37,925	\$ 37,925
03	EnsGUI_F02 - D_H01-1.STL	19.00 x 19.00 x 8.70	ABS BLANCO	1	\$ 50,061	\$ 50,061
04	EnsGUI_F02 - Housing2-1.STL	68.75 x 61.38 x 14.00	ABS BLANCO	1	\$ 113,775	\$ 113,775
05	EnsGUI_F02 - Internal...FW-1.STL	27.05 x 28.69 x 4.00	ABS BLANCO	1	\$ 37,925	\$ 37,925
06	EnsGUI_F02 - Lateral_H...01-1.STL	63.49 x 52.11 x 11.70	ABS BLANCO	1	\$ 86,469	\$ 86,469
07	EnsGUI_F02 - Lateral_H...02-1.STL	63.49 x 52.31 x 11.70	ABS BLANCO	1	\$ 87,986	\$ 87,986
08	EnsGUI_F02 - Pre_Dim-1.STL	12.30 x 12.00 x 62.00	ABS BLANCO	1	\$ 68,265	\$ 68,265
09	EnsGUI_F02 - R_C-1.STL	42.98 x 37.90 x 5.00	ABS BLANCO	1	\$ 37,925	\$ 37,925
10	EnsGUI_F02 - Rotor3-1.STL	38.16 x 38.62 x 14.00	ABS BLANCO	1	\$ 92,537	\$ 92,537
11	EnsGUI_F02 - Spur Gear...FW-1.STL	22.00 x 22.00 x 9.00	ABS BLANCO	1	\$ 51,578	\$ 51,578
					sin Descuento	\$ 778,221
					Descuento 0%	\$ 0
					Sub-Total:	\$ 778,221
					IVA	\$ 124,515
					TOTAL	\$ 902,736

Forma de pago: Pago Contra Entrega - (Efectivo – Consignación – Transferencia)
Cuenta Corriente i3d Ltda: 00839224800 (BANCOLOMBIA)
Tiempo de entrega: 2 - 4 días hábiles a partir de la confirmación y pago de esta cotización.
Envío: Incluido

NOTAS:

Verificar Dimensiones Maximas
 Se recomienda usar espesores por encima de 1mm para mejores resultados
Validez de la oferta 15 días

Cordialmente

Leonardo Arbeláez

Ingeniero de Soporte
 i3D LTDA

- Asesoría - Diseño - Modelación 3D - Scaneo Laser - Prototipado - Venta de Maquinaria -

Teléfonos: 310 444 0113 – 279 9000 ext 114

NIT: 900.188.076-1

Dirección: Calle 28 # 79 – 60 int 111

Leo.arbelaez@impresiones3d.com

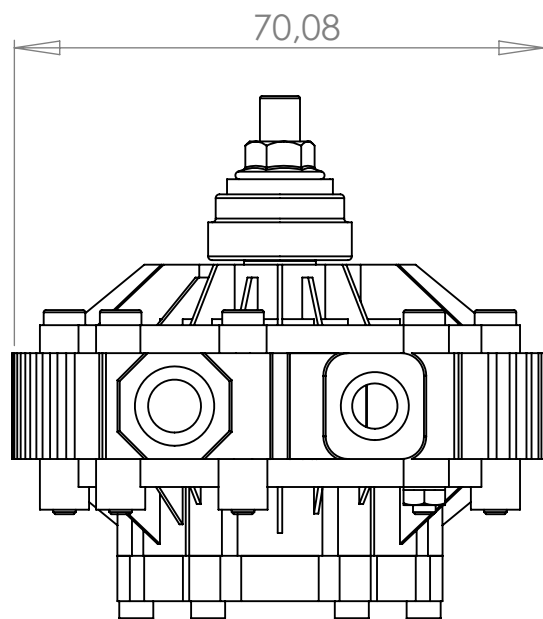
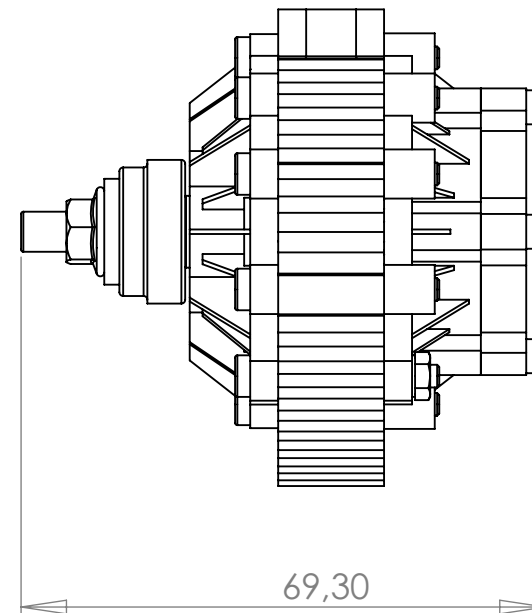
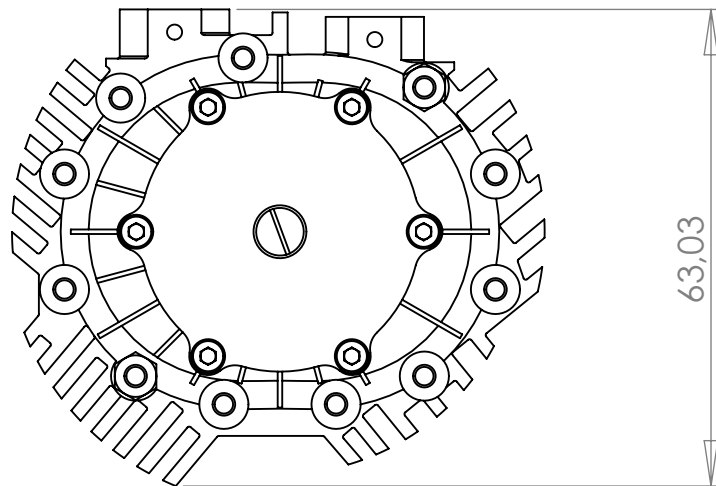
www.impresiones3d.com

Medellín - Colombia

Ilustración 186. Cotización para la impresión 3D-ABS del motor [i3D]

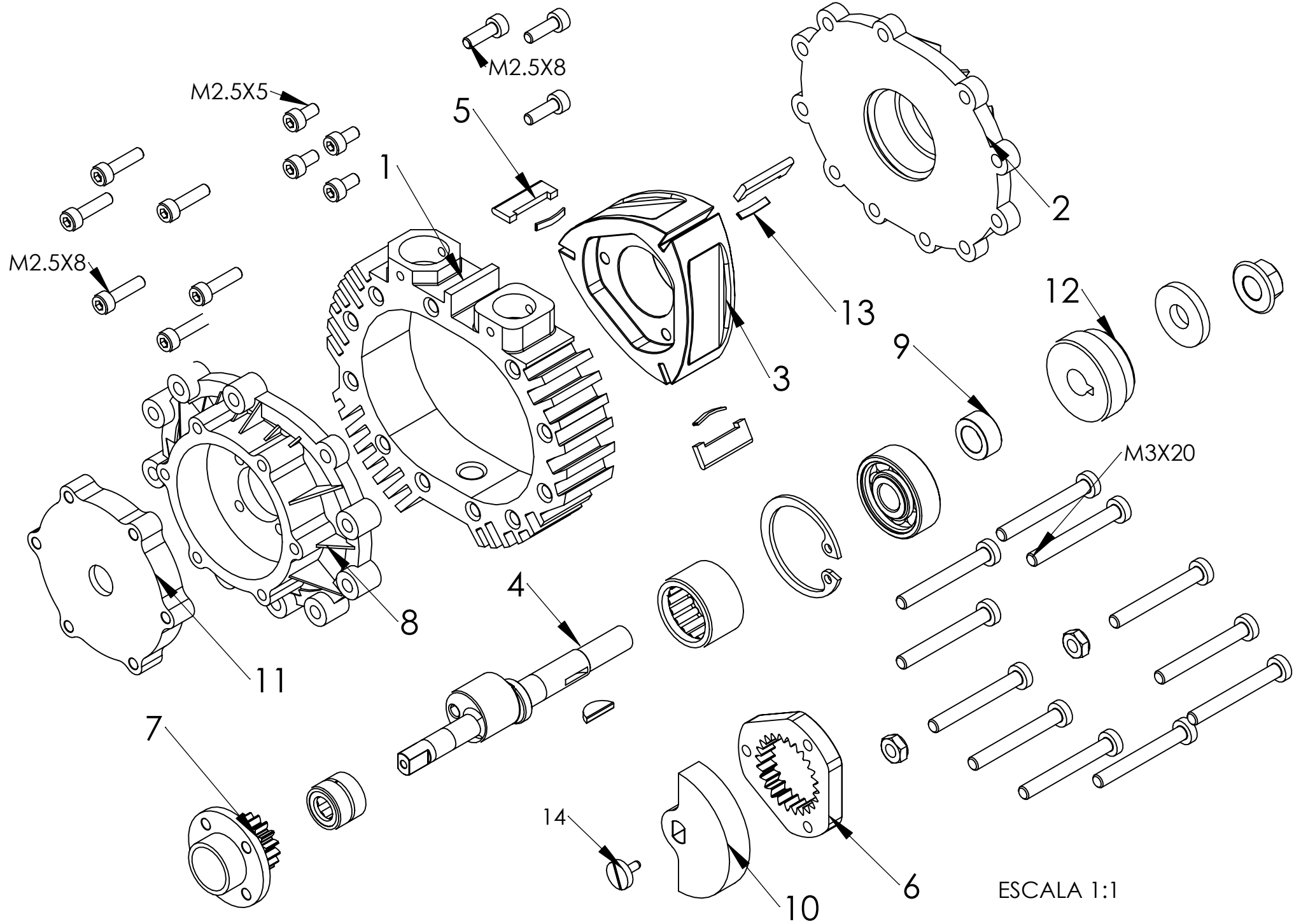
ANEXO D. PLANOS

MEDIDAS GLOBALES DEL MOTOR DE PISTON ROTATIVO



ESCALA 1:1

VISTA EXPLOSIONADA DEL MOTOR DE PISTON ROTATIVO



ESCALA 1:1

Nº DE ELEMENTO	NOMBRE DE LAS PIEZAS	CANT.
1	CARACASA	1
2	TAPA LATERAL DELANTERA DE LA CARCASA	1
3	ROTOR	1
4	EJE CIGUEÑAL	1
5	SELLO TIPO PALETA	3
6	ENGRANAJE CORONA	1
7	PIÑON	1
8	TAPA LATERAL TRASERA DE LA CARCASA	1
9	BUJE SEPARADOR	1
10	CONTRA PESO	1
11	TAPA TRASERA	1
12	SOPORTE DE LA HELICE	1
13	MUELLE DEL SELLO	3
14	TORNILLO SUJETADOR DEL CONTRAPESO	1