



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

“OPTIMIZACIÓN DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DEL MOTOR QINGQI A GASOLINA CUATRO TIEMPOS MONOCILÍNDRICO 150CC MEDIANTE UN ESTUDIO CAE Y CONSTRUCCIÓN DE SU CABEZOTE APLICANDO LAS HERRAMIENTAS CAD/CAM”

Trabajo de titulación

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar el grado académico de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTORES: DIEGO JAVIER DURÁN YÁNEZ

DIEGO ALEXANDER PRÓCEL SEGOVIA

DIRECTOR: Ing. PAÚL ALEJANDRO MONTUFAR PAZ

Riobamba – Ecuador

2021

© 2021, **Diego Javier Durán Yáñez; & Diego Alexander Prócel Segovia**

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho del Autor.

Nosotros, Diego Javier Durán Yáñez y Diego Alexander Prócel Segovia, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autores asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 01 de febrero del 2021



DIEGO JAVIER DURÁN YÁNEZ
150102758-3



DIEGO ALEXANDER PRÓCEL SEGOVIA
172540119-2

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

El Tribunal del Trabajo de Titulación certifica que: El trabajo de titulación; tipo proyecto técnico **OPTIMIZACIÓN DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DEL MOTOR QINGQI A GASOLINA CUATRO TIEMPOS MONOCILÍNDRICO 150CC MEDIANTE UN ESTUDIO CAE Y CONSTRUCCIÓN DE SU CABEZOTE APLICANDO LAS HERRAMIENTAS CAD/CAM**, realizado por los señores: **DIEGO JAVIER DURÁN YÁNEZ** y **DIEGO ALEXANDER PRÓCEL SEGOVIA**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Trabajo de Titulación, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE DEL TRIBUNAL	_____	2021-02-24
Ing. Paúl Alejandro Montúfar Paz DIRECTOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN	_____	2021-02-24
Ing. Edwin Rodolfo Pozo Safla MIEMBRO DEL TRIBUNAL	_____	2021-02-24

DEDICATORIA

Dedico este trabajo de titulación a mis padres Diego y Nely, de quienes nunca faltó el apoyo durante toda mi etapa universitaria, guiándome siempre con sus consejos; a mis hermanas mayores Kathy y Daniela por el ejemplo de responsabilidad inculcado en mí y sobre todo a Dios, por brindarme su protección y bendición en los momentos más difíciles.

Diego

El presente trabajo de titulación lo dedico a Dios, por permitirme haber llegado hasta este momento y poner en mi camino a las personas correctas; a mis padres Ramon y Elvia, quienes han sido y serán siempre mi ejemplo a seguir; a mi esposa Odalis, quien estuvo a mi lado durante toda mi etapa universitaria apoyándome en todo momento, a mis hermanos menores Johanna y Anthony, por su cariño y aprecio y a toda mi familia por estar siempre pendiente de mi bienestar.

Javier

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios, por guiarme, cuidarme y bendecirme durante toda mi existencia; a mis padres por brindarme sus consejos, sabiduría y apoyo incondicional, tanto moral como económico. Agradezco a mis hermanas, quienes con el ejemplo me enseñaron a ser responsable; a mis amigos por los momentos y aventuras compartidas durante mi vida universitaria. Agradezco de manera especial al Ing. Paúl Montufar y al Ing. Edwin Pozo, quienes a través de su experiencia y conocimiento nos apoyaron en todo momento durante nuestra etapa académica, y especialmente en el desarrollo de este trabajo de titulación y ante todo a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Diego

Quiero agradecer a Dios por ser mi guía y acompañarme en el transcurso de mi vida; a mis padres por su apoyo incondicional durante toda mi etapa universitaria, ayudarme a seguir el camino correcto y ser quienes supieron llegar a mí con sus consejos para que no desistiera cuando el camino se ponía difícil; a mi esposa por su amor incondicional, su compañía en las numerosas noches de desvelo y estar conmigo en las buenas y malas; al Ing. Paúl Montufar y al Ing. Edwin Pozo quienes de manera desinteresada supieron compartir sus conocimientos para fortalecer mi formación académica y ser guías para el correcto desarrollo del presente trabajo y de manera especial a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por su ardua labor para mejorar día a día la calidad en la formación de profesionales.

Javier

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xvi
ÍNDICE DE ABREVIATURAS.....	xxiii
SIMBOLOGÍA.....	xxiv
RESUMEN	xxvi
ABSTRACT.....	xxvii
INTRODUCCIÓN	1

CAPÍTULO I

1	DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA.....	2
1.1	Antecedentes.....	2
1.2	Planteamiento del problema.....	2
1.3	Justificación.....	3
1.3.1	<i>Justificación teórica.....</i>	<i>3</i>
1.3.2	<i>Justificación metodológica</i>	<i>4</i>
1.3.3	<i>Justificación práctica</i>	<i>4</i>
1.4	Objetivos.....	4
1.4.1	<i>Objetivo general</i>	<i>4</i>
1.4.2	<i>Objetivos específicos</i>	<i>5</i>

CAPÍTULO II

2	FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.....	6
2.1	Generalidades de la transferencia de calor	6
2.1.1	<i>Mecanismos de transferencia de calor</i>	<i>6</i>
2.1.1.1	<i>Transferencia de calor por conducción</i>	<i>6</i>
2.1.1.2	<i>Transferencia de calor por convección.....</i>	<i>6</i>
2.1.1.3	<i>Transferencia de calor por radiación</i>	<i>8</i>
2.1.2	<i>Propiedades térmicas de los materiales</i>	<i>8</i>

2.1.2.1	<i>Conductividad térmica</i>	8
2.1.2.2	<i>Calor específico</i>	8
2.1.2.3	<i>Coefficiente de dilatación térmica</i>	9
2.2	Transferencia de calor en el motor y sus componentes	9
2.2.1	<i>Distribución espacial del flujo de calor</i>	10
2.2.1.1	<i>Transferencia de calor en la cámara de combustión</i>	10
2.2.1.2	<i>Calor transferido por los gases de escape</i>	10
2.2.2	<i>Distribución temporal del flujo de calor</i>	11
2.3	Pérdidas mecánicas en el motor	11
2.3.1	<i>Parámetros indicados</i>	12
2.3.2	<i>Parámetros efectivos</i>	13
2.3.3	<i>Clasificación de las pérdidas mecánicas</i>	13
2.3.3.1	<i>Pérdidas mecánicas por fricción</i>	14
2.3.3.2	<i>Pérdidas mecánicas por accionamiento de auxiliares</i>	14
2.3.3.3	<i>Pérdidas mecánicas por bombeo</i>	14
2.4	Generalidades de la dinámica de fluidos	16
2.4.1	<i>Conceptos generales</i>	16
2.4.1.1	<i>Gas ideal</i>	16
2.4.1.2	<i>Viscosidad del fluido</i>	16
2.4.1.3	<i>Hipótesis del continuo</i>	17
2.4.2	<i>Tipos de flujo</i>	17
2.4.2.1	<i>Flujo estacionario</i>	17
2.4.2.2	<i>Flujo turbulento</i>	18
2.4.2.3	<i>Número de Match</i>	19
2.4.2.4	<i>Ondas de choque</i>	19
2.4.2.5	<i>Coefficiente de descarga</i>	20
2.4.3	<i>Ecuaciones de conservación de masa, momento y energía</i>	20
2.4.3.1	<i>Principio de conservación de la masa</i>	21
2.4.3.2	<i>Conservación del momento lineal</i>	21
2.4.3.3	<i>Primera ley de la termodinámica</i>	21
2.4.3.4	<i>Segunda ley de la termodinámica</i>	22
2.5	Flujos en conductos de admisión y escape	22
2.5.1	<i>Comportamiento del flujo</i>	23
2.5.1.1	<i>Flujo en válvulas</i>	23
2.5.2	<i>Pérdida de carga (coeficiente de descarga)</i>	24
2.5.2.1	<i>Contrapresión</i>	25
2.5.3	<i>Propagación de ondas en conductos</i>	25

2.6	Proceso de renovación de la carga	26
2.6.1	Proceso de admisión.....	26
2.6.2	Proceso de escape.....	26
2.6.3	Rendimiento volumétrico	27
2.6.3.1	Factores influyentes en el rendimiento volumétrico.....	27
2.7	Termodinámica automotriz.....	30
2.7.1	Presión	30
2.7.1.1	Presión atmosférica	30
2.7.1.2	Presión manométrica	30
2.7.1.3	Presión absoluta	31
2.7.2	Ciclos termodinámicos	31
2.7.2.1	Ciclo Otto ideal.....	31
2.7.2.2	Ciclo Otto real en motores MEP.....	33
2.8	Criterio de diseño para sistemas de admisión y escape	34
2.8.1	Pipas de admisión y escape	34
2.8.2	Conducto de admisión.....	34
2.8.2.1	Longitud total.....	35
2.8.2.2	Sección.....	36
2.8.2.3	Longitud del tramo cilíndrico y cónico	36
2.8.2.4	Geometría	36
2.8.3	Conducto de escape.....	36
2.8.3.1	Sección.....	37
2.8.3.2	Longitud.....	37
2.9	Movimiento del aire en el cilindro	37
2.9.1	Características generales del flujo en el motor.....	38
2.9.1.1	Turbulencia.....	38
2.9.2	Mecanismos de generación de turbulencia en el cilindro	39
2.9.3	Movimiento del aire en el cilindro	39
2.9.3.1	Swirl.....	39
2.9.3.2	Squish	40
2.9.3.3	Tumble	41
2.10	Combustión en MEP.....	42
2.10.1	Combustión laminar y turbulenta.....	43
2.10.1.1	Combustión Laminar	43
2.10.1.2	Combustión Turbulenta	44
2.10.2	Fases de la combustión	44
2.10.2.1	Primera fase	45

2.10.2.2	<i>Segunda fase</i>	45
2.10.2.3	<i>Tercera fase</i>	46
2.10.3	Combustión anormal – autoinflamación	46
2.10.4	Factores que influyen en el proceso de combustión	46
2.10.4.1	<i>Instante de encendido</i>	46
2.10.4.2	<i>Velocidad del frente de llama</i>	47
2.10.4.3	<i>Grado de carga y dosado</i>	47
2.11	Emisiones contaminantes	47
2.11.1	Generación de emisiones contaminantes	47
2.11.1.1	<i>Estrategias de reducción de emisiones</i>	47
2.11.2	Factores influyentes en la producción de gases contaminantes	48
2.11.2.1	<i>Dosado</i>	48
2.11.2.2	<i>Tiempo de encendido</i>	48
2.11.2.3	<i>Diagrama de distribución</i>	49
2.11.2.4	<i>Relación de compresión</i>	49
2.11.2.5	<i>Geometría de la cámara de combustión</i>	50
2.11.3	Medición de emisiones de escape	50
2.11.3.1	<i>Tecnologías para la estimación de gases contaminantes</i>	50
2.11.3.2	<i>Normativa ecuatoriana</i>	51
2.12	Criterios de diseño de cámara de combustión	51
2.12.1	Configuraciones típicas	52
2.12.1.1	<i>Cámara de cuña</i>	52
2.12.1.2	<i>Cámara labrada en pistón</i>	53
2.12.1.3	<i>Cámara hemisférica</i>	53
2.12.2	Materiales	53
2.13	Análisis CAE	53
2.13.1	Estudio CFD	53
2.13.1.1	<i>Modelado de flujos de gases del motor</i>	55
2.13.2	Mallado	55
2.13.2.1	<i>Malla estructurada</i>	55
2.13.2.2	<i>Malla no estructurada</i>	56
2.13.2.3	<i>Parámetros de configuración de tamaño de malla</i>	56
2.13.2.4	<i>Requisitos para un buen mallado</i>	57
2.13.2.5	<i>Criterios de calidad de malla</i>	57
2.13.3	Herramientas proporcionadas por ANSYS para el estudio CAE	59
2.13.3.1	<i>Ansys Fluent</i>	59
2.13.3.2	<i>Ansys Mechanical</i>	60

2.14	Fotogrametría	61
2.14.1	<i>Características y configuración de la cámara</i>	61
2.14.2	<i>Captura fotogramétrica.....</i>	62
2.14.3	<i>Reconstrucción fotogramétrica.....</i>	62
2.15	Procesos de fundición	63
2.15.1	<i>Tipos de procesos de fundición.....</i>	63
2.15.1.1	<i>Fundición en arena.....</i>	63
2.15.1.2	<i>Fundición por inyección</i>	63
2.15.1.3	<i>Fundición en coquilla</i>	64
2.15.2	<i>Clasificación de los procesos de fundición.....</i>	64
2.15.2.1	<i>De acuerdo con el material del molde</i>	64
2.15.2.2	<i>De acuerdo con la cavidad del molde.....</i>	64
2.15.2.3	<i>De acuerdo con el tipo del molde.....</i>	64
2.15.3	<i>Fundición en arena.....</i>	65
2.15.3.1	<i>Modelos y corazones.....</i>	65
2.15.3.2	<i>Tipos de tipos de moldes de arena</i>	66
2.15.4	<i>Contracción del aluminio</i>	66
2.15.5	<i>Preparación de la colada</i>	67
2.15.5.1	<i>Limpieza del caldo.....</i>	67
2.15.6	<i>Hornos de fusión.....</i>	67
2.15.6.1	<i>Hornos de crisol</i>	67
2.16	Aleaciones de aluminio	68
2.17	Mecanizado por CNC	69
2.17.1	<i>Tipos de programaciones</i>	69
2.17.2	<i>Estructura del Programa</i>	69

CAPÍTULO III

3	MARCO METODOLÓGICO.....	72
3.1	Puesta a punto del motor.....	72
3.1.1	<i>Acondicionamiento de motor.....</i>	72
3.1.2	<i>Fabricación de estructura para el motor.....</i>	72
3.1.3	<i>Conexiones eléctricas del motor</i>	73
3.2	Análisis termodinámico del motor.....	73
3.2.1	<i>Ficha técnica de motor Qingqi</i>	73
3.2.2	<i>Determinación de parámetros geométricos del motor.....</i>	74

3.2.2.1	<i>Diámetro del cilindro, longitud de biela y manivela</i>	74
3.2.2.2	<i>Volumen de la cámara de combustión (V_{cc})</i>	75
3.2.3	<i>Cálculo de parámetros geométricos del motor</i>	76
3.2.3.1	<i>Carrera (S)</i>	76
3.2.3.2	<i>Volumen desplazado (V_D)</i>	76
3.2.3.3	<i>Relación de compresión (r_c)</i>	77
3.2.3.4	<i>Volumen en el punto muerto inferior y superior</i>	77
3.2.4	<i>Eficiencia volumétrica</i>	77
3.2.4.1	<i>Condiciones ambientales en la ciudad de Riobamba</i>	77
3.2.4.2	<i>Condiciones del fluido en el conducto de admisión</i>	78
3.2.4.3	<i>Flujo másico (m_a)</i>	81
3.2.4.4	<i>Densidad del aire evaluada en condiciones atmosféricas fuera del motor (ρ_a)</i>	82
3.2.4.5	<i>Cálculo de la eficiencia volumétrica (η_v)</i>	82
3.2.5	<i>Cálculos termodinámicos</i>	82
3.2.5.1	<i>Estado 1</i>	83
3.2.5.2	<i>Estado 2</i>	83
3.2.5.3	<i>Estado 3</i>	83
3.2.5.4	<i>Estado 4</i>	86
3.2.5.5	<i>Calor de salida del ciclo (Q_s)</i>	86
3.2.5.6	<i>Trabajo neto del ciclo (W_N)</i>	86
3.2.5.7	<i>Eficiencia termodinámica del ciclo (η_{th})</i>	86
3.2.5.8	<i>Presión media efectiva (p_{me})</i>	86
3.2.5.9	<i>Torque y potencia</i>	87
3.2.6	<i>Resumen de resultados del análisis termodinámico</i>	87
3.3	<i>Obtención de la geometría del cabezote original (CAD)</i>	89
3.3.1	<i>Fotogrametría</i>	89
3.3.2	<i>Toma de medidas</i>	90
3.3.3	<i>Obtención de geometría para simulaciones</i>	90
3.4	<i>Configuración para el análisis de flujo de puertos</i>	93
3.4.1	<i>Configuración del tipo de simulación</i>	93
3.4.2	<i>Inserción de la geometría</i>	95
3.4.3	<i>Mallado</i>	96
3.4.4	<i>Configuración del solucionador</i>	97
3.4.5	<i>Definición de modelos físicos en el solucionador</i>	97
3.5	<i>Configuración para el análisis de flujo en frío</i>	100
3.5.1	<i>Configuración del tipo de simulación</i>	101
3.5.2	<i>Inserción de la geometría</i>	101

3.5.3	<i>Mallado</i>	103
3.5.4	<i>Configuración del solucionador</i>	105
3.5.5	<i>Definición de modelos físicos en el solucionador</i>	107
3.6	Validación del mallado	109
3.6.1	<i>Análisis de flujo de puertos</i>	110
3.6.2	<i>Análisis de flujo en frío</i>	111
3.7	Resultados de las simulaciones del cabezote original	114
3.7.1	<i>Análisis de flujo del puerto de admisión original</i>	114
3.7.2	<i>Análisis de flujo en frío del cabezote original</i>	116
3.8	Rediseño de la cámara de combustión, puertos de admisión y escape	121
3.9	Análisis de flujo del puerto de admisión modificado	123
3.9.1	<i>Modificación del conducto de admisión tras el rediseño</i>	124
3.10	Análisis de flujo en frío del cabezote modificado	125
3.11	Simulación térmica y estructural	125
3.11.1	<i>Configuración de la simulación</i>	125
3.11.2	<i>Parámetros de entrada</i>	126
3.11.3	<i>Evaluación de la calidad y sensibilidad del mallado</i>	128
3.11.4	Resultados de estudio térmico	130
3.11.4.1	<i>Temperatura</i>	130
3.11.4.2	<i>Flujo de calor total</i>	130
3.11.5	Resultados de estudio estructural	131
3.11.5.1	<i>Deformación total</i>	131
3.11.5.2	<i>Esfuerzo equivalente (Von-Mises)</i>	131
3.11.5.3	<i>Esfuerzo máximo principal</i>	132
3.11.5.4	<i>Factor de seguridad</i>	132
3.11.5.5	<i>Vida (herramienta de fatiga)</i>	133
3.11.5.6	<i>Daño (herramienta de fatiga)</i>	133
3.11.5.7	<i>Factor de seguridad (herramienta de fatiga)</i>	134
3.12	Proceso de fundición del cabezote modificado	134
3.12.1	<i>Adecuación de la geometría</i>	134
3.12.2	<i>Creación del modelo</i>	135
3.12.3	<i>Impresión 3D</i>	139
3.12.4	Proceso de moldeo	140
3.12.4.1	<i>Preparación de los modelos impresos en 3D</i>	140
3.12.4.2	<i>Preparación de la arena</i>	141
3.12.4.3	<i>Elaboración de los moldes (galletas)</i>	143
3.12.4.4	<i>Elaboración de los noyos</i>	145

3.12.4.5	<i>Elaboración del molde maestro</i>	146
3.12.4.6	<i>Ensamble de galletas en el molde maestro</i>	147
3.12.5	Procesos de formación de la colada	148
3.12.5.1	<i>Preparación del horno</i>	148
3.12.5.2	<i>Formación de la colada</i>	149
3.12.5.3	<i>Purificación o lavado del aluminio</i>	150
3.12.5.4	<i>Limpieza de impurezas</i>	150
3.12.5.5	<i>Proceso de aleación</i>	151
3.12.5.6	<i>Vaciado</i>	151
3.12.5.7	<i>Extracción de la pieza final</i>	152
3.13	Mecanizado	152
3.13.1	<i>Obtención del código G para mecanizado CNC</i>	152
3.13.2	<i>Proceso de mecanizado CNC</i>	154
3.13.3	<i>Proceso de mecanizado manual</i>	158
3.14	Pruebas experimentales	160
3.14.1	<i>Medición de consumo de combustible</i>	160
3.14.1.1	<i>Consumo de combustible en cabezote original</i>	162
3.14.1.2	<i>Consumo de combustible en cabezote modificado</i>	164
3.14.2	<i>Medición de emisiones de gases contaminantes</i>	166
3.14.2.1	<i>Emisiones de gases contaminantes en cabezote original</i>	166
3.14.2.2	<i>Emisiones de gases contaminantes en cabezote modificado</i>	171
3.15	Gestión del proyecto	175
3.15.1	<i>Planificación</i>	175
3.15.2	<i>Cronograma</i>	177
3.15.3	<i>Recursos y materiales</i>	178
3.15.3.1	<i>Recursos humanos</i>	178
3.15.3.2	<i>Recursos materiales</i>	178
3.15.3.3	<i>Recursos económicos</i>	179
3.15.3.4	<i>Presupuesto</i>	179

CAPÍTULO IV

4	ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	182
4.1	Simulaciones CFD	182
4.1.1	<i>Análisis de flujo de puertos</i>	182
4.1.2	<i>Análisis de flujo en frío</i>	183

4.2	Simulación térmica y estructural.....	187
4.2.1	<i>Simulación térmica</i>	187
4.2.2	<i>Simulación estructural</i>.....	188
4.3	Fabricación.....	189
4.4	Emisiones contaminantes	190
4.5	Consumo de combustible.....	193
	CONCLUSIONES.....	194
	RECOMENDACIONES.....	196
	GLOSARIO	
	BIBLIOGRAFÍA	
	ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-2: Límites máximos permitidos de emisiones en motocicletas a partir del año 2014. ..51	51
Tabla 2-2: Calidad de la celda en función de la oblicuidad.58	58
Tabla 3-2: Calidad de la celda en función de la oblicuidad.59	59
Tabla 4-2: Descripción de funciones preparatorias (G) más comunes.....70	70
Tabla 5-2: Descripción de funciones auxiliares (M) más comunes.71	71
Tabla 1-3: Ficha técnica de motor Qingqi 150cc utilizado en el trabajo de titulación.73	73
Tabla 2-3: Presión de admisión a distintos regímenes del motor.79	79
Tabla 3-3: Temperaturas en el conducto de admisión a distintos regímenes del motor.....80	80
Tabla 4-3: Temperatura de admisión en grados Kelvin a distintos regímenes del motor.81	81
Tabla 5-3: Parámetros geométricos del motor utilizados en el estudio termodinámico.88	88
Tabla 6-3: Resultados obtenidos en el análisis termodinámico a distintos regímenes.88	88
Tabla 7-3: Valores para el mallado dinámico en la simulación de flujo en frío.....101	101
Tabla 8-3: Flujo de masa con distintos tamaños de malla y diferentes alzadas de válvula.111	111
Tabla 9-3: Relación de flujo de masa del conducto original y modificado.....124	124
Tabla 10-3: Evaluación de sensibilidad del mallado en cabezote original y modificado.129	129
Tabla 11-3: Resultados obtenidos de consumo de combustible con cabezote original.164	164
Tabla 12-3: Resultados obtenidos de consumo de combustible con cabezote modificado.165	165
Tabla 13-3: Resultados obtenidos de emisiones de gases con cabezote original.170	170
Tabla 14-3: Resultados obtenidos de emisiones de gases con cabezote modificado.175	175
Tabla 15-3: Actividades realizadas en el presente proyecto técnico.....175	175
Tabla 16-3: Herramientas, equipos, materiales y software utilizados en el presente trabajo. ..178	178
Tabla 17-3: Detalle de costos directos para el desarrollo del proyecto de titulación.179	179
Tabla 18-3: Detalle de costos indirectos para el desarrollo del proyecto de titulación.180	180
Tabla 19-3: Detalle de los costos totales invertidos en el presente trabajo.181	181
Tabla 1-4: Relación de flujo de masa del conducto original y modificado con sus 2 diseños. 182	182
Tabla 2-4: Resultados de simulación térmica del cabezote original y modificado.187	187
Tabla 3-4: Resultados de simulación estructural del cabezote original y modificado.....188	188
Tabla 4-4: Volumen de la cámara de combustión y peso de cabezote original y modificado. .190	190

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-2: Tipos de transferencia de calor por convección.....	7
Figura 2-2: Capa limite.	7
Figura 3-2: Rendimiento indicado y mecánico en función de la velocidad media del pistón. ...	12
Figura 4-2: Diagrama P-V del ciclo termodinámico de un MCIA.	13
Figura 5-2: Lazo de bombeo de un motor de 4T.	14
Figura 6-2: Flujo estacionario.	18
Figura 7-2: Flujo en régimen turbulento.	18
Figura 8-2: Comportamiento de la capa límite en una tubería.....	19
Figura 9-2: Flujo en orificios.	20
Figura 10-2: Sistema y volumen de control.	21
Figura 11-2: Flujo en válvulas: (a) admisión; (b) escape.	22
Figura 12-2: Dimensiones de una válvula.	23
Figura 13-2: Coeficiente de descarga: área de cortina y de asiento de válvula.....	24
Figura 14-2: Velocidad en el extremo del escape: (a) 1000 rpm, (b) 3000 rpm, (c) 6000 rpm. .	25
Figura 15-2: Propagación de ondas de: compresión (a) y refracción (b).	26
Figura 16-2: Distribución: a) Límite turismo, b) Habituales turismo. c) MEC. d) MEP.	29
Figura 17-2: Presión atmosférica, manométrica y absoluta.....	31
Figura 18-2: Funcionamiento de los motores MEP.....	32
Figura 19-2: Ciclo Otto ideal.	32
Figura 20-2: Ciclo Otto real.	33
Figura 21-2: Diseño de pipas en función del diámetro de válvulas. a) Admisión, b) Escape. ...	34
Figura 22-2: Posición de la onda en la válvula en el PMI para diferentes valores de q	35
Figura 23-2: Generación del swirl.....	40
Figura 24-2: Generación del squish.	41
Figura 25-2: Formación del tumble en función de la inclinación de las pipas de admisión.....	42
Figura 26-2: Fracción de masa quemada en función del ángulo de giro del cigüeñal.	45
Figura 27-2: Producción de gases contaminantes en función del dosado.....	48
Figura 28-2: Esquema de funcionamiento de analizador de gases.	51
Figura 29-2: Cámaras de combustión. a) De cuña. b) Labrada en el pistón. c). Hemisférica. ...	52
Figura 30-2: Diagrama de flujo para aplicación de CFD.....	54
Figura 31-2: Malla estructurada.	55
Figura 32-2: Malla no estructurada.	56

Figura 33-2: Captura fotogramétrica.....	62
Figura 34-2: Secuencia de procesos para la fundición en arena.....	65
Figura 1-3: Despiece del motor.....	72
Figura 2-3: Diseño y construcción de base.....	73
Figura 3-3: Diseño de sistema eléctrico.....	73
Figura 4-3: Elementos constructivos de un MCIA.....	74
Figura 5-3: Medición de volúmenes con bureta graduada.....	75
Figura 6-3: a) Vacuómetro. b) Transductor de presión. c) Conexión para medir de vacío.....	78
Figura 7-3: Medición de vacío. a) 1700 rpm. b) 3700 rpm. c) 5000 rpm. d) 7000 rpm.....	78
Figura 8-3: Analizador de ignición.....	79
Figura 9-3: a) Módulo XH-W1209. b) Sensor de temperatura ubicado en admisión.....	80
Figura 10-3: Medición de temperatura a) 1700 rpm. b) 3700 rpm. c) 5000 rpm. d) 7000.....	80
Figura 11-3: Diagrama PV del ciclo Otto.....	83
Figura 12-3: Fotografías de cabezote para fotogrametría.....	89
Figura 13-3: Nube de puntos procesada en ReCap Photo.....	90
Figura 14-3: Mediciones para elaborar la geometría con fotogrametría.....	90
Figura 15-3: Geometría a utilizar en simulación térmica y estructural.....	91
Figura 16-3: Ensamble de fluido y válvulas.....	91
Figura 17-3: Obtención del perfil de leva a partir de una fotografía.....	92
Figura 18-3: Alzada de válvulas de admisión y escape.....	92
Figura 19-3: Formato de archivo “.prof”.....	93
Figura 20-3: Ubicación de IC Engine en Ansys Workbench.....	94
Figura 21-3: Sistema de simulación.....	94
Figura 22-3: Selección del tipo de simulación.....	94
Figura 23-3: Geometrías a ingresar en Input Manager.....	95
Figura 24-3: Valores de los plenos.....	95
Figura 25-3: Geometría descompuesta.....	96
Figura 26-3: Configurador y generador de malla para simulaciones IC Engine.....	96
Figura 27-3: Mallado y calidad de malla.....	97
Figura 28-3: Ventana para la configuración del solucionador.....	97
Figura 29-3: Fluent Launcher.....	98
Figura 30-3: Proceso para la creación de un monitor de reporte de superficie.....	98
Figura 31-3: Configuración del monitor de reporte de superficie.....	99
Figura 32-3: Proceso para la creación de un reporte de flujo de masa.....	99
Figura 33-3: Configuración del reporte de relación de flujo de masa.....	100
Figura 34-3: Posición de descomposición.....	102

Figura 35-3: Caras de admisión, escape y cilindro.....	102
Figura 36-3: Válvulas de admisión y escape con sus respectivos asientos.	102
Figura 37-3: Geometría descompuesta en superficies de interés.	103
Figura 38-3: Configuración de malla.	103
Figura 39-3: Geometría antes y después de la creación de controles de malla.	104
Figura 40-3: Malla de la geometría y calidad del mallado.	104
Figura 41-3: Configuraciones básicas del solucionador.	105
Figura 42-3: Condiciones límite del conducto de admisión.	106
Figura 43-3: Monitores para la visualización de resultados.	106
Figura 44-3: Condiciones iniciales del análisis.	107
Figura 45-3: Cuadro de resumen de controles.....	107
Figura 46-3: Configuración de condiciones de operación.	108
Figura 47-3: Contornos de magnitudes físicas (izquierda) y animaciones (derecha).....	108
Figura 48-3: Valores establecidos por defecto.	109
Figura 49-3: Sistemas de simulación utilizados para la validación del mallado.....	110
Figura 50-3: Mallado para análisis de flujo de puertos con distintos tamaños de referencia. ..	111
Figura 51-3: Mallado para análisis de flujo en frío con distintos tamaños de referencia.	112
Figura 52-3: Relación de flujo de masa a distintas alzadas de válvula.	115
Figura 53-3: Pleno de entra (azul) y salida (rojo).....	115
Figura 54-3: Velocidad del flujo con alza de 2 mm (izquierda) y 4.9 mm (derecha).....	116
Figura 55-3: Contornos de velocidad a distintos ángulos de giro del cigüeñal.....	117
Figura 56-3: Ingreso del flujo de aire en el proceso de admisión.	117
Figura 57-3: Compresión del flujo.....	118
Figura 58-3: Interacción del flujo con válvula de escape completamente abierta.	118
Figura 59-3: Conducto de admisión original y modificado.	122
Figura 60-3: Cámara de combustión original y modificada.	123
Figura 61-3: Conducto de escape original y modificado.	123
Figura 62-3: Conducto de admisión modificado diseño 1 y 2.	124
Figura 63-3: simulación térmica y estructural.....	126
Figura 64-3: Propiedades mecánicas y térmicas de la aleación de aluminio 6061.	126
Figura 65-3: Geometrías de cabezote original (a) y modificado (b).	127
Figura 66-3: Condiciones iniciales en cabezote original (a) y modificado (b).	127
Figura 67-3: Aplicación de cargas y soportes.	128
Figura 68-3: Aplicación de condición térmica en cabezote original (a) y modificado (b).	128
Figura 69-3: Distribución de temperaturas en cabezote original (a) y modificado (b).	130
Figura 70-3: Flujo de calor en cabezote original (a) y modificado (b).	130

Figura 71-3: Deformación en cabezote original (a) y modificado (b).	131
Figura 72-3: Esfuerzo equivalente de Von - Mises en cabezote original (a)	131
Figura 73-3: Esfuerzo máximo principal en cabezote original (a).....	132
Figura 74-3: Factor de seguridad en cabezote original (a) y modificado (b).	132
Figura 75-3: Análisis de ciclos de vida en cabezote original (a) y modificado (b).....	133
Figura 76-3: Análisis de daño por fatiga en cabezote original (a) y modificado (b).....	133
Figura 77-3: Análisis de fator de seguridad en cabezote original (a) y modificado (b).	134
Figura 78-3: Impresión 3D para comprobación de geometría a fabricar.	134
Figura 79-3: Adecuación de geometría para creación de moldes.	135
Figura 80-3: División de geometría para obtención de modelos.	135
Figura 81-3: Secciones de cabezote para obtención de modelos.	136
Figura 82-3: Asignación de ángulos de salida.....	136
Figura 83-3: Ensamble de segmentos de cabezote.	137
Figura 84-3: Representación de galletas de arena para fundición.	137
Figura 85-3: Cajas para extraer galletas de arena.....	138
Figura 86-3: Cajas de corazones para conductos y cavidad de refrigeración.	138
Figura 87-3: Modelo para caja de machos.	139
Figura 88-3: Ensamble y comprobación de machos.....	139
Figura 89-3: Impresión 3D de cajas para machos.	140
Figura 90-3: Masillado de modelos para alisamiento de superficies.	140
Figura 91-3: Modelos alisados con masilla automotriz.....	141
Figura 92-3: Aplicación de cera en las paredes de los moldes.	141
Figura 93-3: Harneado de la arena.	142
Figura 94-3: Mezcla de arena y silicato de sodio para la elaboración de galletas.....	142
Figura 95-3: Harneado de la mezcla de arena y silicato de sodio.....	143
Figura 96-3: Fabricación de jaladeras para la extracción de las galletas.	143
Figura 97-3: Proceso de compactación de la arena en el molde.	144
Figura 98-3: Inyección de CO2.....	144
Figura 99-3: Galletas para el proceso de fundición.....	145
Figura 100-3: Arena de sílice mezclada con silicato de sodio y fenol.....	145
Figura 101-3: Proceso de secado del noyo.....	146
Figura 102-3: Elaboración de la tapa inferior del molde maestro.....	146
Figura 103-3: Elaboración del molde maestro.	147
Figura 104-3: Molde maestro.....	147
Figura 105-3: ensamblaje de las galletas en el molde maestro.	148
Figura 106-3: Secado de las galletas.	148

Figura 107-3: Crisol en horno de fundición.	149
Figura 108-3: Horno de fundición encendido.	149
Figura 109-3: Colocación de aluminio en el interior del horno.	150
Figura 110-3: Aluminio purificado.	150
Figura 111-3: Eliminación de impurezas de la colada.	151
Figura 112-3: Vaciado del metal.	151
Figura 113-3: Extracción del cabezote modificado del molde.	152
Figura 114-3: Cabezote modificado.	152
Figura 115-3: Geometría para mecanizado CNC.	153
Figura 116-3: Creación de operaciones de desbaste en el software CAM.	153
Figura 117-3: Obtención del código G para cada operación.	154
Figura 118-3: Revisión del código en el software CIMCO.	154
Figura 119-3: Controlador FANUC.	155
Figura 120-3: Centrado de pieza.	155
Figura 121-3: Planeado de cara superior e inferior.	155
Figura 122-3: Señalización de agujeros y desbaste de bancadas.	156
Figura 123-3: Trayectorias para agujeros y bancadas.	156
Figura 124-3: Trayectorias para cámara de combustión.	157
Figura 125-3: Desbaste de cámara.	157
Figura 126-3: Mecanizado escape.	158
Figura 127-3: Trayectoria para desbaste de conductos y agujeros para pernos.	158
Figura 128-3: Ajuste de cabezal y mecanizado de perforación para bujía.	159
Figura 129-3: perforaciones para guías y cavidades para asientos de válvulas.	159
Figura 130-3: Resultado final de proceso de mecanizado.	160
Figura 131-3: a) Depósito con sensor y flotador. b) Conexión entre sensor y Arduino.	160
Figura 132-3: Obtención de ecuación y curva volumen vs voltaje.	161
Figura 133-3: Programación para medición de consumo de combustible.	161
Figura 134-3: Carburación de motor para medición de consumo de combustible.	162
Figura 135-3: Interfaz gráfica de programación para medición de consumo.	162
Figura 136-3: Consumo de combustible a 1700 RPM en cabezote original.	163
Figura 137-3: Consumo de combustible a 3700 RPM en cabezote original.	163
Figura 138-3: Consumo de combustible a 5000 RPM en cabezote original.	163
Figura 139-3: Consumo de combustible a 1700 RPM en cabezote modificado.	164
Figura 140-3: Consumo de combustible a 3700 RPM en cabezote modificado.	165
Figura 141-3: Consumo de combustible a 5000 RPM en cabezote modificado.	165
Figura 142-3: Conexiones del analizador de gases.	166

Figura 143-3: Medición de emisión de gases a 1700 rpm en cabezote original.	167
Figura 144-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 1700 rpm en cabezote original.	167
Figura 145-3: Medición de emisión de gases a 3700 rpm en cabezote original.	168
Figura 146-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 3700 rpm en cabezote original.	168
Figura 147-3: Medición de emisión de gases a 5000 rpm en cabezote original.	169
Figura 148-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 5000 rpm en cabezote original.	169
Figura 149-3: Medición de emisión de gases a 7000 rpm en cabezote original.	170
Figura 150-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 7000 rpm en cabezote original.	170
Figura 151-3: Medición de emisión de gases a 1700 rpm en cabezote modificado.....	171
Figura 152-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 1700 rpm en cabezote modificado.....	172
Figura 153-3: Medición de emisión de gases a 3700 rpm en cabezote modificado.....	172
Figura 154-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 3700 rpm en cabezote modificado.....	173
Figura 155-3: Medición de emisión de gases a 5000 rpm en cabezote modificado.....	173
Figura 156-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 5000 rpm en cabezote modificado.....	174
Figura 157-3: Medición de emisión de gases a 7000 rpm en cabezote modificado.....	174
Figura 158-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 7000 rpm en cabezote modificado.....	175
Figura 159-3: Cronograma de actividades (parte 1 de 2).	177
Figura 160-3: Cronograma de actividades (parte 2 de 2).	178
Figura 1-4: Contornos de velocidad del conducto original y modificado con sus 2 diseños. ..	182
Figura 2-4: Contorno de velocidad y líneas de corriente: original y modificado.....	183
Figura 3-4: Contorno de velocidad al iniciar la compresión: original (a) y modificado (b). ...	184
Figura 4-4: Contorno de velocidad al finalizar la compresión: original (a) y modificado (b). ...	184
Figura 5-4: Válvula de escape completamente abierta: original (a) y modificado (b).	185
Figura 6-4: Factor de seguridad: original y modificado. Fatiga: original y modificado.	189
Figura 7-4: Cabezote original (a) y modificado (b).....	190

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1-3: Resultados de la relación de remolino con distintos tamaños de malla.	113
Gráfico 2-3: Resultados de la relación de caída con distintos tamaños de malla.	113
Gráfico 3-3: Resultados de la intensidad de la turbulencia con distintos tamaños de malla. ...	114
Gráfico 4-3: Relación de caída a 1700 rpm.	119
Gráfico 5-3: Relación de remolino a 1700 rpm.	120
Gráfico 6-3: Relación de caída cruzada a 1700 rpm.	120
Gráfico 7-3: Relación de remolino a diferentes regímenes de giro del motor.	121
Gráfico 1-4: Relación de caída original y modificado a 1700, 3700, 5000 y 7000 rpm.	185
Gráfico 2-4: Energía cinética de la turbulencia original y modificado a 1700 y 7000 rpm.	186
Gráfico 3-4: Intensidad de la turbulencia original y modificado a 1700 y 7000 rpm.	187
Gráfico 4-4: Lambda original y modificado a diferentes regímenes de funcionamiento.	191
Gráfico 5-4: Emisiones de CO original y modificado a diferentes regímenes.	191
Gráfico 6-4: Emisiones de CO ₂ original y modificado a diferentes regímenes.	192
Gráfico 7-4: Emisiones de HC original y modificado a diferentes regímenes.	192
Gráfico 8-4: Consumo de combustible original y modificado a diferentes regímenes.	193

ÍNDICE DE ABREVIATURAS

CAD	Diseño Asistido por Computadora
CAE	Ingeniería Asistida por Computadora
CAM	Manufactura Asistida por Computadora
CD	Coefficiente de Descarga
CD	Coefficiente de Descarga
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
CNC	Control Numérico por Computadora
CO	Monóxido de Carbono
CO₂	Dióxido de Carbono
HC	Hidrocarburos
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
LDV	Velocimetría de Laser Doppler
MCIA	Motores de Combustión Interna Alternativos
MEC	Motores de Encendido por Compresión
MEF	Método de Elementos Finitos
MEP	Motores de Encendido Provocado
MVF	Método de Volúmenes Finitos
MTR	Coefficiente de Tumble Medio
NO_x	Óxidos de Nitrógeno
PIV	Velocimetría de Imágenes de Partículas Multiplanar
PMI	Punto Muerto Inferior
PMS	Punto Muerto Superior
VC	Volumen De Control

SIMBOLOGÍA

β	Coeficiente de dilatación térmica	K^{-1}
v	Volumen específico	m^3/Kg
ρ	Densidad de la sustancia	Kg/m^3
T	Temperatura	$^{\circ}K$
W_{pm}	Trabajo de pérdidas mecánicas	J
W_i	Trabajo indicado	J
W_e	Trabajo efectivo	J
W_b	Trabajo de bombeo	J
N_{pm}	Potencia de pérdidas mecánicas	Hp
N_i	Potencia indicada	Hp
N_e	Potencia efectiva	Hp
N_b	Potencia de bombeo	Hp
M_i	Torque indicado	Nm
M_e	Torque efectivo	Nm
P	Presión	Pa
V	Volumen	cm^3
V_D	Volumen desplazado	cm^3
m	Masa	g
i	Numero de ciclos por revolución del motor	
n	Número de revoluciones	
pmb	Presión media de bombeo	Pa
$pmpm$	Presión media de pérdidas mecánicas	Pa
pmi	Presión media indicada	Pa
pme	Presión media efectiva	Pa
ω	Velocidad angular del eje de salida	rad/s

$\vec{\tau}$	Esfuerzo aplicado	Kg/cm ²
ν	Viscosidad cinemática del fluido	m ² /s
μ	Viscosidad dinámica del fluido	Pa.s
$\frac{\vec{dV}}{dy}$	Gradiente de velocidad en dirección y	
v	Velocidad del fluido	m/s
D	Longitud característica	
Ma	Número de Mach	
v_s	Velocidad del sonido	m/s
A_c	Área de cortina	m ²
A_a	Área de asiento ²	
D_V	Diámetro de la válvula	m
L_V	Levantamiento de la válvula	m
F	Dosado	
m_a	Masa de aire admitida	g
H_C	Poder calorífico inferior	Kcal/Kg
η_e	Rendimiento efectivo	
ϕ_{ep}	Diámetro del conducto	m
C_T	Coefficiente de torbellino	m ² /s
ω_a	Velocidad angular de rotación de la carga	rad/s

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo optimizar la cámara de combustión de un MCI A modificando su geometría, así como los conductos de admisión y escape mediante la realización de un análisis CAE, además, la fabricación de su cabezote. En primera instancia, utilizando CFD, se analizó el comportamiento del flujo de aire al interactuar con la geometría del cabezote durante un ciclo completo del motor sin combustión, para determinar de esta manera, las modificaciones a realizar. Después de analizar los resultados de la simulación CFD se decidió aumentar la inclinación del conducto de admisión a 21°, proporcionar uniformidad a la geometría de la cámara de combustión y generar un puerto de escape con tendencia horizontal, mejorando de esta manera la formación de macroestructuras en el flujo para tener una mezcla aire-combustible más homogénea y con ello mejorar el proceso de combustión. Luego se realizó una simulación térmica y estructural para determinar si el cabezote modificado soporta las condiciones de funcionamiento. A continuación, se fabricó el cabezote utilizando herramientas CAD/CAM. Por último, se realizaron pruebas experimentales al cabezote original y modificado para determinar las variaciones en consumo de combustible y emisiones de gases contaminantes tras el rediseño. Se utilizó un analizador de gases MAHA MET 6.3 para la medición de emisiones y un sensor de resistencia variable programado con un ARDUINO mediante LabVIEW para el monitoreo de consumo de combustible, donde se determinó que el cabezote modificado tiene mayor emisiones y menor consumo de combustible en comparación al original. Se concluye que la geometría de la cámara de combustión y los conductos de admisión y escape tiene relación directa en el proceso de formación de la mezcla y la calidad de la combustión. Se recomienda realizar pruebas experimentales aplicando carga al motor para determinar cómo varían los parámetros de funcionamiento del motor.

Palabras clave: <MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS>, <CÁMARA DE COMBUSTIÓN>, <DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL>, <MECANIZADO CNC>, <FUNDICIÓN DE AUTOPARTES>, <MANUFACTURA ASISTIDA POR COMPUTADORA>, <INGENIERÍA INVERSA>.



24-03-2021

0825-DBRAI-UPT-2021

ABSTRACT

This project aims to optimize the combustion chamber of an MCIA modifying its geometry and also the inlet and exhaust ports. By carrying out a CAE analysis and also the manufacture of its head. Initially, the airflow performance was analyzed using CFD and when interacting with the geometry of the head during a complete cycle of the engine without combustion. To determine in this way, the modifications to be implemented. It was decided to increase the inclination of the inlet port at 21° after analyzing the results of the CFD simulation to provide uniformity to the geometry of the chamber combustion. And generate an exhaust port with horizontal tendency thus improving the formation of macrostructures in the flow to have a more air-fuel mixture homogeneous and thereby improve the combustion process. Subsequently, thermal and structural simulations were performed to determine if the modified head supports the functioning conditions. Then, the head was fabricated using CAD / CAM tools. Finally, experimental tests were carried out on the original and modified head to determine variations in fuel consumption and polluting gas emissions after the redesign. A MAHA MET 6.3 gas analyzer was used for the emission measurement and a variable resistance programmed with an ARDUINO using LabVIEW for monitoring fuel consumption, where it was determined that the modified header has higher emissions and lower fuel consumption compared to the original. MAHA MET 6.3 gas analyzer was used for the emission measurement and a variable resistance programmed with an ARDUINO using LabVIEW for monitoring fuel consumption, where it was determined that the modified header has higher emissions and lower fuel consumption compared to the original. It is concluded that the geometry of the combustion chamber and inlet and exhaust ports are directly related to the mixture formation and combustion quality. Experimental tests are recommended by applying load to the motor to determine how the parameters vary engine running.

Keywords: <RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINE>, <COMBUSTION CHAMBER>, <COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS>, <CNC MACHINING>, <AUTO PARTS CASTING>, <COMPUTER AIDED MANUFACTURING>, <REVERSE ENGINEERING>.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad la industria automotriz concentra sus esfuerzos y recursos en la mejora tecnológica de los motores de combustión interna, con el objetivo principal de incrementar su eficiencia energética utilizando la menor cantidad posible de combustibles fósiles y disminuyendo la producción de emisiones contaminantes. Junto con estos avances deseados por las grandes casas automotoras, motivadas principalmente por las exigencias y normativas ambientales mundiales, se han ido desarrollando varias técnicas de diseño y manufactura para disminuir costos y lograr procesos en tiempos más cortos. Es por lo que herramientas como el CAD/CAM (diseño y manufactura asistidas por computadora), CAE (ingeniería asistida por computadora) y computadores de gran potencia, han facilitado en gran medida la comprensión y resolución de problemas complejos a través de simulaciones que solucionan modelos matemáticos con una aproximación bastante fiel a la realidad.

En nuestro país existen datos que nos informan que durante el 2019 se produjeron alrededor de 40700 kilotonelada de CO₂, ubicándolo así en el lugar 119 de los 184 país que conforman el ranking de países por emisión de dióxido de carbono. Del total de toneladas producidas, aproximadamente el 22% provienen del sector del transporte. Es por ello que resulta de gran relevancia los esfuerzos por disminuir el exceso incensario en la producción de este gas que contribuye al efecto invernadero en nuestro planeta y al deterioro de la salud respiratoria de la población

De este modo la cámara de combustión y los conductos de admisión y escape de un motor de combustión, juegan un papel importante dentro de las mejores y optimizaciones, debido a que sus geometrías se involucran directamente con el proceso de formación y quema de la mezcla aire combustible a través del movimiento de los fluidos. Dicho esto, la disposición geométrica de conductos y cámara de combustión es un factor determinante en la eficiencia del motor, consumo de combustible y producción de emisiones contaminantes. Además, es importante tomar en cuenta que el cabezote, al ser el lugar físico donde se produce la inflamación del combustible, se encuentra sometido a condiciones de trabajo exigentes, teniendo que considerar durante su diseño, las propiedades del material a utilizar para evitar fallas producidas por esfuerzos y temperaturas elevadas.

CAPÍTULO I

1 DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

1.1 Antecedentes

El sector vehicular contribuye de manera significativa a la producción de emisiones contaminantes dentro del país, es así como las emisiones de hidrocarburos, óxidos de nitrógeno y monóxido de carbono, tienen un impacto negativo en el medio ambiente y, sobre todo, en la salud de la población. Son diversas las causas influyentes en la producción excesiva de los gases mencionados, entre ellas están la propia geografía de nuestro territorio, la calidad de los combustibles y la tecnología implicada en los motores de combustión. Es por ello que, a nivel mundial se establecen normas que regulan el nivel de contaminantes, obligando a las empresas automotrices a innovar y mejorar el diseño de sus productos (Llanes et al, 2018, p.150).

Los últimos avances en software en la actualidad facilitan y agilizan el diseño y fabricación de componentes. De este modo se han generado programas como ANSYS que permiten resolver problemas complejos de diseño, permitiendo ahorrar tiempo y recursos económicos en la industria. Específicamente, en el campo de motores, se presentan herramientas de modelado de fluidos que permiten evaluar la generación de turbulencias que ayudan a mejorar el proceso de combustión dentro del motor, haciéndolo más eficiente y ecológico. Por otro lado, herramientas como SolidWorks y Mastercam, facilitan los procesos de manufactura mediante simulaciones y programación de centros de mecanizados CNC (Switek et al, 2004).

A pesar de que a lo largo de la historia en nuestro país se ha impulsado el crecimiento del sector automotriz a través del legislativo como con la aprobación de la ley de fomento de la industria automotriz y acuerdos de complementación económica; no se ha logrado sustentar esta actividad productiva por los altos niveles de impuestos que afectan a la importación de productos, situando al Ecuador como uno de los países con precio de venta de vehículos ensamblados más altos de la región. Es por eso que, teniendo estas consideraciones presentes, se hace necesario el impulso de la producción local de autopartes, para ello es necesario proponer soluciones y mejoras en los diferentes procesos de manufactura, demostrando que es posible fabricar estos elementos con la finalidad de disminuir costos de importación, y, por ende, sacar al mercado internacional vehículos con precios más competitivos (Rodríguez, 2016, pp.25-26).

1.2 Planteamiento del problema

En los motores de combustión interna alternativos se obtiene trabajo de una reacción química de oxidación exotérmica. Este proceso de combustión genera gases nocivos para la salud de los seres humanos y el medio ambiente debido a que se utilizan combustibles fósiles. Existen varias formas

para reducir este tipo de contaminación, una de las cuales es mejorar los procesos de combustión en función de la mejora de la geometría de los componentes del motor.

El control de la combustión es muy importante ya que permite evitar combustiones incompletas; por ende, emisiones excesivas de gases contaminantes. El diseño de los conductos de entrada y salida de gases de la cámara de combustión debe asegurar un caudal de aire adecuado que permita una combustión completa y minimice la formación de residuos que puedan afectar al proceso de combustión.

La forma geométrica de una cámara de combustión que genere puntos muy calientes provocará auto detonaciones del combustible, que, a su vez, con el tiempo se transformarán en carbonilla y esta provocará combustiones deficientes; causando un aumento de temperatura en la cámara y generando mayores pérdidas de energía en forma de calor. Esto contribuye a la formación de óxidos de nitrógeno, dióxidos de carbono y otros gases que son perjudiciales para el medio ambiente, además de aumento en el consumo de combustible, entre otros; debido a esto, la forma geométrica de la cámara tiene influencia directa en la calidad de la combustión, entonces, es importante que esta genere las condiciones necesarias para lograr una combustión completa.

Durante el funcionamiento del motor, la geometría de la cámara de combustión y el diseño de los ductos de admisión y escape son factores dominantes en cuanto a su rendimiento. Una geometría inadecuada de la cámara de combustión se traduce en baja eficiencia del motor, producción elevada de gases contaminantes y bajos niveles de potencia. El rediseño y mejora mediante análisis CAE junto con la construcción de la cámara de combustión y los ductos de admisión y escape propuesto en el trabajo de titulación, buscará identificar y eliminar los parámetros causantes de las dificultades descritas anteriormente, y con ello optimizar el consumo de combustible y emisiones de gases contaminante en el motor de combustión interna.

1.3 Justificación

1.3.1 *Justificación teórica*

En el presente trabajo de investigación se realizará un estudio acerca del impacto que tiene la forma de la cámara de combustión y los conductos de entrada y salida de gases de un motor a gasolina cuatro tiempos mono cilíndrico, en la eficiencia del proceso de combustión. La investigación tiene relevancia dentro de la optimización del uso de recursos energéticos, debido a que el enfoque de la industria automotriz ha sido fabricar motores de encendido provocado más eficientes, que proporcionen la misma cantidad de potencia con un menor consumo de combustibles y menor emisión de gases contaminantes con el fin de cumplir estándares internacionales referentes a las emisiones vehiculares.

En este proyecto técnico se busca la optimización de la cámara de combustión y conductos de admisión y escape mediante modificación de sus geometrías, pues, su forma influye directamente en el proceso de renovación de la carga, la calidad de la mezcla aire combustible y la eficiencia de la combustión.

1.3.2 *Justificación metodológica*

El trabajo propuesto se desarrollará con la finalidad de optimizar el proceso de combustión del motor a través de la modificación de su cámara de combustión, luego de un análisis CAE se fabricará el cabezote con ayuda de herramientas CAD/CAM y un proceso de fundición, para posteriormente determinar la variación de parámetros como: consumo de combustible y emisiones de gases contaminantes mediante un estudio experimental con el cabezote original y modificado. Con ello se pretende demostrar que la modificación, optimización y construcción de autopartes es factible en el país aportando así al desarrollo de la industria ecuatoriana.

1.3.3 *Justificación práctica*

La ingeniería asistida por computadora (CAE) engloba ramas como el análisis computacional de fluidos (CFD), análisis estático y dinámico de fuerzas, análisis térmico, entre otras. Estas ramas son de gran utilidad a la hora de diseñar un elemento mecánico, ya que ayuda a la elección de materiales y la puesta a prueba del diseño sin la necesidad de fabricar el elemento, ahorrando recursos y tiempo. En el trabajo propuesto se hará uso del análisis estructural y térmico para comprobar la resistencia del prototipo al someterlo a las condiciones de funcionamiento. Mediante una simulación CFD se podrá analizar el comportamiento del flujo al interactuar con la geometría de la cámara de combustión y los conductos de admisión y escape durante un ciclo completo del motor para determinar las modificaciones a realizar.

Por su lado el diseño asistido por computadora y la manufactura asistida por computador (CAD/CAM) ayuda a diseñar y manufacturar prototipos, productos terminados y procesos de producción. Las aplicaciones de esta herramienta permiten programar los procesos de manufactura, esencialmente en el mecanizado por CNC. El uso del software CAD/CAM ofrece ventajas como: mayor exactitud, simplicidad de la técnica, procedimientos menos invasivos, reducción de costos y tiempo de fabricación.

1.4 *Objetivos*

1.4.1 *Objetivo general*

Optimizar y fabricar la cámara de combustión de un motor a gasolina cuatro tiempos mono cilíndrico analizando su geometría mediante un estudio CAE para mejorar el rendimiento del proceso de combustión.

1.4.2 *Objetivos específicos*

- Determinar el tipo de cámara de combustión que brinde las mejores condiciones para una buena combustión.
- Conocer la influencia de la forma y tamaño de los conductos de admisión y escape en el proceso de renovación de la carga.
- Realizar un estudio CFD con ayuda de un software de análisis CAE tras el rediseño de la cámara de combustión y ductos de admisión y escape.
- Analizar los efectos de la modificación de las dimensiones y geometría de la superficie de la cámara de combustión y ductos de admisión y escape en el comportamiento mecánico del cabezote por medio de una simulación térmica y estructural.
- Fabricar la nueva cámara de combustión y sus ductos de admisión y escape utilizando la herramienta CAD/CAM.
- Efectuar un estudio experimental con el cabezote original y modificado para determinar la variación del consumo de combustible y emisiones de gases contaminantes.

CAPÍTULO II

2 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

2.1 Generalidades de la transferencia de calor

En un motor de combustión interna alternativo la transferencia de calor muestra una variación notable en un mismo ciclo termodinámico puesto que los flujos de calor en el proceso de admisión presentan valores muy bajos de W/m^{-2} (vatio por metro cuadrado) mientras que en el proceso de combustión dichos valores aumentan considerablemente. Además, es importante aludir que la transferencia de calor afecta el rendimiento, emisiones y las prestaciones del motor; si existe pérdidas de calor, es decir, cesión de calor del gas hacia las paredes de la cámara de combustión o el cilindro indica menor energía disponible para producir trabajo y por ende menor rendimiento del motor (Payri y Desantes, 2011, p.92).

De acuerdo con Montes (2015, p.17), un sistema puede intercambiar energía con su entorno en forma de calor o trabajo; la transmisión de calor entre dos sistemas ocurre cuando existe diferencia de temperaturas y termina cuando los dos alcanzan un equilibrio térmico, lo cual corresponde a la primera ley de la termodinámica. La segunda ley menciona que el flujo de calor se produce únicamente en el sentido de las temperaturas decrecientes (Benítez y Corrochano, 2014, p.10).

2.1.1 *Mecanismos de transferencia de calor*

Existen tres mecanismos en los que se transfiere el calor, los cuales son: conducción, convección y radiación. En un MCIA se tiene presente los tres modos de transferencia de calor (Payri y Desantes, 2011, p.93).

2.1.1.1 *Transferencia de calor por conducción*

En este mecanismo de cesión de energía, el calor se transfiere por contacto directo entre dos cuerpos sin necesidad de que exista la intervención de un fluido o material. La conducción ocurre por contacto molecular directo y el calor se transmite de la zona con mayor temperatura de un objeto a la más fría. La conducción depende de las propiedades del material y de la diferencia de temperaturas (Levenspiel, 2018, p.161).

Este tipo de transmisión de calor, al ser únicamente posible en sólidos opacos y fluidos en reposo, en los MCIA sólo se presenta en partes sólidas, ya que los fluidos que circulan por el motor están en constante movimiento (Payri y Desantes, 2011, p.93).

2.1.1.2 *Transferencia de calor por convección*

La transferencia de calor por convección precisa la intervención de un fluido en movimiento, por lo tanto, habrá desplazamiento de energía y masa de un punto a otro. Cuando un gas o líquido en

movimiento está en contacto con una superficie y existe diferencia de temperaturas entre el fluido y el sólido, el calor se transfiere a una velocidad que depende de las propiedades del fluido (Levenspiel, 2018, p.165).

Existen dos tipos de transferencia de calor por convección: libre y forzada (figura 1-2). En la convección libre o también denominada convección natural el movimiento del gas o líquido es ocasionado debido a que la diferencia de temperaturas que existe en la masa del fluido crea una diferencia de densidades. Mientras que, en la convección forzada, un componente externo o cualquier sistema mecánico provoca el movimiento del fluido ocasionando un flujo laminar o turbulento del mismo (Montes, 2015, p.23).

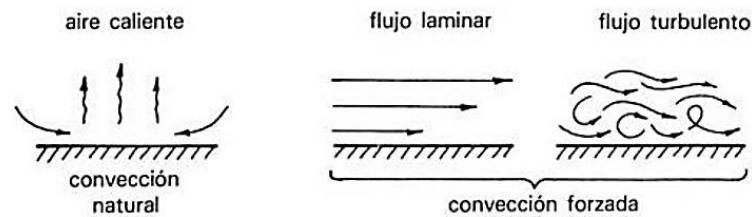


Figura 1-2: Tipos de transferencia de calor por convección.

Realizado por: Levenspiel, O. 2018, p.16

De acuerdo con Levenspiel (2018, pp.165-166), existe una zona entre el fluido y la superficie del sólido que exterioriza resistencia a la transmisión de calor (figura 2-2), esta región se denomina “capa límite” (δ).

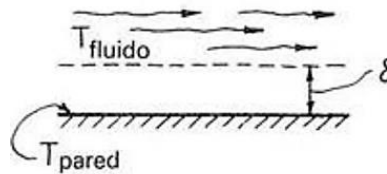


Figura 2-2: Capa límite.

Realizado por: Levenspiel, O. 2018, p.166

En un MCIA la transferencia de calor por convección se encuentra en cualquier interacción entre un fluido y la superficie de un sólido, por ejemplo, la mezcla gaseosa aire-combustible entra en contacto con las paredes de la cámara de combustión en el proceso de compresión, el aire de admisión o los gases de escape interactúan con sus respectivos colectores en el proceso de renovación de la carga. Cuando el motor está en funcionamiento, la convección es forzada en la mayoría de las ocasiones (Payri y Desantes, 2011, p.94).

2.1.1.3 *Transferencia de calor por radiación*

A diferencia de los mecanismos por conducción o convección que necesitan un medio material para la transmisión de calor, la radiación no lo requiere, pues se transmite mejor en el vacío. Este modo de transferencia de calor es ocasionado por la emisión de energía que va a depender de la temperatura a la que se encuentra la materia (Montes, 2015, p.24).

En un MCIA la transferencia de calor por radiación proviene del gas y las partículas de hollín, ya que un motor de encendido provocado produce cantidades pequeñas de hollín, la radiación del gas es la preponderante (Payri y Desantes, 2011, p.95).

2.1.2 *Propiedades térmicas de los materiales*

2.1.2.1 *Conductividad térmica*

La conductividad térmica es la destreza para transmitir calor por conducción, es una propiedad física que depende de: la homogeneidad del material, fase (sólido, líquido o gaseoso), estructura del material, composición química, presión y temperatura. Es importante resaltar que un sólido tiene mayor conductividad térmica que un líquido y éste mayor que los gases (Montes, 2015, p.28).

2.1.2.1.1 *Conductividad térmica en sólidos*

La conductividad térmica presenta una variación aproximadamente lineal con la temperatura, mientras que con la presión no presenta variación (Montes, 2015, p.28).

2.1.2.1.2 *Conductividad térmica en líquidos*

A igual que en los sólidos, la conductividad térmica no depende de la presión. Cuando la temperatura aumenta la conductividad disminuye a excepción del agua, glicol y glicerina (Montes, 2015, p.30).

2.1.2.1.3 *Conductividad térmica en gases*

La conductividad térmica se incrementa si: aumenta la temperatura (aumenta la velocidad media de las moléculas), disminuye el peso molecular y como en casos anteriores es independiente de la presión (afecta el número de partículas por unidad de volumen) (Montes, 2015, p.31).

2.1.2.2 *Calor específico*

El calor específico es la cantidad de energía que hay que aportar a 1 Kg de una sustancia para aumentar su temperatura un grado (Montes, 2015, p.33).

2.1.2.2.1 *Calor específico en sólidos y líquidos*

En sólidos y líquidos el calor específico no depende de la presión o tiene una dependencia mínima, se puede considerar en la mayoría de las aplicaciones ingenieriles que esta propiedad no depende

de la presión. La dependencia del calor específico con la temperatura es muy pequeña (Montes, 2015, pp.33-34).

2.1.2.2.2 *Calor específico en gases*

En gases, el calor específico depende de la temperatura y en ocasiones de la presión, pero hay que notar que estas dependencias se dan en regiones cercanas al punto crítico. Por lo general, la presión tiene un menor efecto cuando la temperatura es mayor (Montes, 2015, p.34).

Según Cengel y Boles (2011, pp.178-179), el calor específico del aire cuando el volumen se mantiene constante es: $c_v = 0.718 \text{ kJ/kg}$; por otro lado, cuando la presión es constante, el calor específico del aire cambia a: $c_p = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot K$

2.1.2.3 *Coefficiente de dilatación térmica*

El coeficiente de dilatación térmica (solo para líquidos y gases) expresa la variación de volumen ocasionado por el aumento de temperatura del sistema. La ecuación 1-2 muestra la definición termodinámica de dicho coeficiente (Montes, 2015, p.35).

$$\beta = \frac{1}{v} * \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = -\frac{1}{\rho} * \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (1-2)$$

2.2 **Transferencia de calor en el motor y sus componentes**

En un motor de combustión interna la energía aportada por el combustible y liberada durante la combustión no es aprovechada en su totalidad, esto es debido, principalmente, a las pérdidas de calor que se producen en el sistema (Rovira y Muñoz, 2016, p.128).

Si se considera una introducción de calor ideal del 100% en el ciclo termodinámico, se puede analizar que tan solo un 30% de esta energía es aprovechada como potencia efectiva, mientras que el 35% se transfiere: hacia el ambiente a través de las paredes del motor, hacia el fluido refrigerante y al lubricante. Para finalizar, el 35% faltante se pierde a través de los gases de escape. Sin embargo, si se lograra que la cámara de combustión fuese totalmente adiabática, la energía interna del fluido incrementaría máximo un 50% en la fase del ciclo en la que se transformaría en trabajo (Rovira y Muñoz, 2016, pp.134-135).

Así mismo, Rovira y Muñoz (2016, pp.144-145), afirman que los componentes que alcanzan temperaturas de trabajo más elevadas son: válvulas de escape (debido a la escasa superficie de contacto con el resto de los componentes que permita la evacuación de calor alcanzan temperaturas aproximadamente de 700°C), pistón (aproximadamente 350°C), culata (300°C) y cilindro (200°C).

2.2.1 *Distribución espacial del flujo de calor*

Payri y Desantes (2011, p.108) mencionan que la mayor cantidad de calor cedido en el punto de máxima potencia proviene de los gases y es transferido hacia el pistón (30-40%), conjunto culata-pipas (25-40%), y la camisa (20-30%).

De acuerdo con Rovira y Muñoz (2016, pp.140-142), los factores fundamentales que interfieren en la transferencia de calor dentro de la cámara y el cilindro son, entre otros: la temperatura de los gases en el interior, el área disponible en cada instante para la transmisión de calor, la temperatura en las paredes de la cámara y la conductividad de sus materiales. Junto con esto se debe considerar que los gases alcanzan su temperatura máxima durante la primera parte de la expansión; la temperatura de las paredes es dependiente a la cantidad de combustible suministrado y al número de combustiones por segundo; además, todos los parámetros mencionados varían en función del ángulo de giro del cigüeñal. Cabe mencionar que, durante el ciclo termodinámico, en la fase de admisión se produce una absorción de calor por parte del flujo entrante desde los conductos; en la compresión, combustión, expansión y escape existen pérdidas respectivas del 2%, 18%, 30% y 50% del total.

2.2.1.1 *Transferencia de calor en la cámara de combustión*

Durante los procesos de compresión, combustión y expansión del motor, se produce una transmisión de calor desde el fluido de trabajo hacia las paredes de las cámaras de combustión. El calor cedido será mayor en cuanto más completo y rápido sea el proceso de combustión, y menores sean los niveles de turbulencia. En términos generales la transferencia de calor dentro de la cámara se da por radiación y convección (Rovira y Muñoz, 2016, p.139).

El calor que es transferido a la culata proviene principalmente de: los gases de la combustión (dos tercios del total) y de los gases de escape (un tercio del total) (Payri y Desantes, 2011, p.108).

2.2.1.2 *Calor transferido por los gases de escape*

Los gases producto de la combustión dentro del motor, son causantes de pérdida de energía, no solamente por las temperaturas que alcanzan (comprendidas entre 280° y 800°C), sino también por los productos sin quemar contenidos en él, como hidrocarburos y óxidos de carbono que podrían seguir oxidándose para generar más energía. Sin embargo, es inevitable la cesión de calor hacia los gases de escape por la propia naturaleza del ciclo. Esto conlleva a la cesión de calor desde los gases hacia las paredes de las pipas, conductos y válvulas debido a la elevada velocidad y temperatura del flujo en la fase de escape del ciclo (Rovira y Muñoz, 2016, pp.131-132).

2.2.2 *Distribución temporal del flujo de calor*

Al inicio del ciclo termodinámico, en el proceso de admisión, se transmite una cantidad despreciable de calor hacia el fluido debido a que la temperatura de la pared de la pipa y cámara es siempre superior a la del aire de admisión. En la fase de compresión, la temperatura del gas aumenta y se invierte el sentido del flujo, siendo la transferencia resultante del 1 al 3% del total. Seguidamente, en la combustión, la temperatura y velocidad del gas aumentan, pero la superficie de contacto disminuye, esto junto a la corta duración del proceso ocasiona una transferencia de calor comprendida entre el 5 y el 10% del total. En la expansión, debido a las altas temperaturas alcanzadas por el gas, y al aumento progresivo del área de contacto, el calor cedido representa entre un 30 y 40% del valor global. Por último, en el escape, el gas aumenta de velocidad a causa de la elevada temperatura alcanzada por la válvula, lo que provoca que un 50% del calor total sea cedido hacia las paredes del cilindro, válvulas de escape y paredes de la pipa (Payri y Desantes, 2011, p.109).

2.3 **Pérdidas mecánicas en el motor**

El rendimiento en los motores de combustión interna alternativos es bajo, lo cual ocasiona elevados consumos de combustible, por ello, la industria automotriz busca incrementar la eficiencia en este tipo de máquinas. Existen dos maneras para que el rendimiento en los MCIAs mejore, mismas que son: mejora del proceso termodinámico del ciclo de trabajo y aumento del rendimiento mecánico. En este apartado se hará énfasis al rendimiento mecánico, para poder aumentar este parámetro es necesario reducir las pérdidas existentes entre el trabajo que se genera en el ciclo termodinámico y el trabajo que se obtiene en el eje de salida. La ecuación 2-2 expresa matemáticamente el trabajo de pérdidas mecánicas (Payri y Desantes, 2011, p.152).

$$W_{pm} = W_i - W_e \quad (2-2)$$

Las pérdidas mecánicas se pueden definir como la diferencia entre los parámetros indicados (energía obtenida del ciclo termodinámico) y los parámetros efectivos (energía disponible en el eje de salida del motor). Por lo mencionado, a más de expresar las pérdidas mecánicas en términos de trabajo, se la puede enunciar en términos de potencia (ecuación 3-2) y presiones medias (ecuación 4-2) (Rovira y Muñoz, 2016, p.130).

$$N_{pm} = N_i - N_e \quad (3-2)$$

$$p_{mpm} = p_{mi} - p_{me} \quad (4-2)$$

De acuerdo con Payri y Desantes (2011, p.152) el rendimiento mecánico máximo en motores de aspiración natural oscila entre 70 a 85%, pero estos valores decrecen a medida que aumenta el régimen de giro del motor, como se muestra en la figura 3-2 cuando la velocidad media del pistón

se incrementa debido a un mayor número de revoluciones, el rendimiento mecánico disminuye, mientras que el rendimiento indicado aumenta.

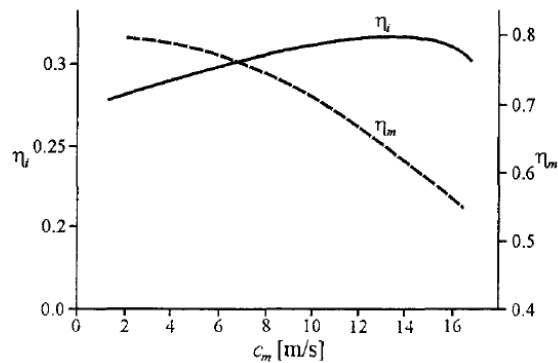


Figura 3-2: Rendimiento indicado y mecánico en función de la velocidad media del pistón.

Realizado por: Payri, F.; Desantes, J. 2011, p.153

2.3.1 *Parámetros indicados*

Los parámetros indicados se obtienen mediante estudios que se realizan al ciclo termodinámico del motor, es decir, la evolución de la mezcla gaseosa aire-combustible en función del volumen de la cámara de combustión durante el ciclo de trabajo, es la energía que cede el gas en el ciclo real del motor (Ronda, 2018, p.9).

En el diagrama P-V del ciclo termodinámico de un MCI se observa dos zonas o lazos (figura 4-2). El lazo de alta presión que es el de mayor tamaño y se encuentra en la parte superior del diagrama corresponde al avance del gas en la fase cerrada del ciclo, mientras que el lazo de baja presión o conocido también como lazo de bombeo es el que se ubica en la parte inferior del diagrama y ocurre en la fase abierta del ciclo (Ronda, 2018, p.9).

La fase cerrada corresponde al proceso de combustión, es decir, desde que se cierra las válvulas de admisión hasta que se abren las válvulas de escape y es aquí donde se obtienen los parámetros indicados. La fase abierta concierne al proceso de renovación de la carga, para lo cual es necesario la aspiración del aire atmosférico (proceso de admisión) y la expulsión de gases producto de la combustión (proceso de escape) (Ronda, 2018, pp.9-11).

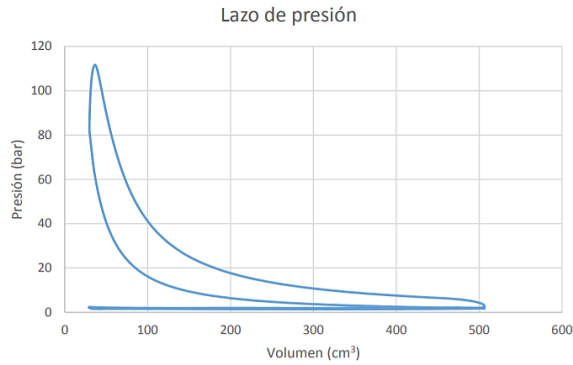


Figura 4-2: Diagrama P-V del ciclo termodinámico de un MCIA.

Realizado por: Ronda, J. 2018, p.10

De acuerdo con Ronda (2018, p.9), el área dentro del lazo cerrado se denomina trabajo indicado (ecuación 5-2) y a partir de allí se puede encontrar otros parámetros indicados como la presión media (ecuación 6-2) y la potencia indicada (ecuación 7-2).

$$W_i = \int_{PMI_{adm}}^{PMI_{esc}} P dV > 0 \quad (5-2)$$

$$N_i = i n W_i \quad (6-2)$$

$$pmi = \frac{W_i}{V_D} \quad (7-2)$$

2.3.2 Parámetros efectivos

Los parámetros efectivos se obtienen a la salida del eje del motor y para adquirir el trabajo y la potencia se mide directamente el torque o par del eje de salida, conociendo el régimen de giro se puede obtener la potencia efectiva (ecuación 8-2) y con ello los parámetros efectivos como el trabajo (ecuación 9-2) y la presión media (ecuación 10-2) (Ronda, 2018, p.12).

$$N_e = M_e \omega \quad ; \quad \omega = 2\pi n \quad (8-2)$$

$$W_e = \frac{N_e}{i n} \quad (9-2)$$

$$pme = \frac{W_e}{V_D} \quad (10-2)$$

2.3.3 Clasificación de las pérdidas mecánicas

Payri y Desantes (2011, p.153) aluden que las pérdidas mecánicas en un MCIA se pueden clasificar de acuerdo con el proceso que las ocasiona, debido a ello se tienen pérdidas de fricción, de movimiento de auxiliares y de bombeo. Los motores de encendido provocado (MEP) cuando están operando a plena carga y con un régimen de giro que proporciona la máxima potencia

efectiva se tiene que: las pérdidas por fricción equivalen al 60%, las pérdidas por movimiento de auxiliares corresponden al 15% y las pérdidas por bombeo equivalen al 25%

2.3.3.1 Pérdidas mecánicas por fricción

Este tipo de pérdidas mecánicas dependen del estado de operación del motor, es decir, régimen de giro, carga y temperatura a la que se encuentra el motor (parámetros de funcionamiento). Cuando el régimen de giro aumenta se incrementa la velocidad media del pistón y con ello la inercia, provocando que existan mayores pérdidas de energía. El aumento del grado de carga causa un mejor rendimiento mecánico ya que incrementa la presión media indicada (pmi). Si el motor opera con un valor de temperatura óptimo de funcionamiento se reducirán las pérdidas por fricción debido a que la temperatura del aceite influye sobre su viscosidad y por ende sobre el coeficiente de fricción (Payri y Desantes, 2011, p.156).

2.3.3.2 Pérdidas mecánicas por accionamiento de auxiliares

Para el accionamiento de los diferentes elementos auxiliares que componen el motor, por ejemplo: generador eléctrico (alternador), ventilador, bombas para el sistema hidráulico, lubricación, refrigeración, alimentación, entre otros, se necesita un consumo de potencia el mismo que se obtiene del motor, pues estos dispositivos son accionados por el cigüeñal mediante un acoplamiento por medio de poleas y bandas. La demanda del consumo de energía de todos los elementos auxiliares crece a medida que aumentan las revoluciones del motor (Payri y Desantes, 2011, p.164).

2.3.3.3 Pérdidas mecánicas por bombeo

Las pérdidas mecánicas por bombeo se originan debido al proceso de renovación de la carga, es decir, a la entrada (admisión) y salida (escape) de los gases. El área delimitada por el lazo de baja presión (región sombreada de la figura 5-2) se denomina trabajo de bombeo (Payri y Desantes, 2011, p.158).

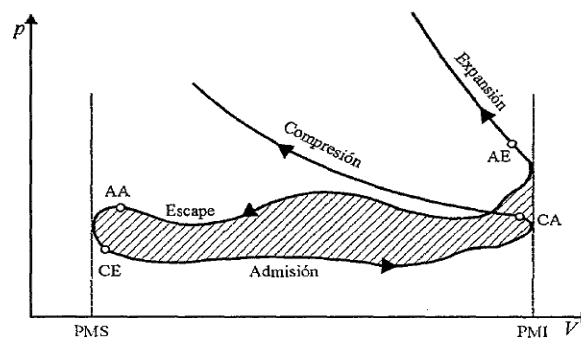


Figura 5-2: Lazo de bombeo de un motor de 4T.

Realizado por: Payri, F.; Desantes, J. 2011, p.159

Para que el motor pueda realizar la aspiración y expulsión de los gases, es decir, el proceso de admisión y escape respectivamente necesita del trabajo de bombeo el mismo que se define mediante la ecuación 11-2, con ello se obtendrán la potencia (ecuación 12-2) y presión media de bombeo (ecuación 13-2) (Ronda, 2018, p.11).

$$W_b = \int_{PMI_{esc}}^{PMI_{adm}} P dV < 0 \quad (11-2)$$

$$N_b = i n W_b \quad (12-2)$$

$$pmb = \frac{W_b}{V_D} \quad (13-2)$$

Es importante destacar que el trabajo necesario para los procesos de admisión y escape es esencial en el motor, esto se debe a que un MCIA no funciona en un ciclo termodinámico cerrado pues, necesita desalojar los gases producidos durante la combustión y permitir el ingreso de mezcla fresca, por tal motivo el trabajo de bombeo no puede eliminarse, pero si se puede disminuir (Rovira y Muñoz, 2016, p.131).

Los diseños de los sistemas de admisión y escape influyen considerablemente en el proceso de renovación de la carga. La eficacia del proceso es determinante para el óptimo funcionamiento del motor, ya que influye en la cantidad de combustible que ingresa, la presión media efectiva y las pérdidas mecánicas por bombeo (Rovira y Muñoz, 2016, p.175).

2.3.3.3.1 Factores que influyen en las pérdidas por bombeo

Existen varios factores que afectan de manera positiva o negativa a las pérdidas por bombeo, se considera una situación positiva la reducción de dichas pérdidas y negativa el aumento de estas. Negativas: 1) Existe resistencia al paso de aire ocasionados por el filtro, mariposa de aceleración, pipas de culata y válvulas, esta oposición al libre flujo del aire de admisión provoca pérdidas de carga. 2) La contrapresión en el sistema de escape que muestra dependencia en la caída de presión. Positivas: 1) El diagrama de distribución del motor mejora el proceso de renovación de la carga con avances y retrasos de apertura y cierre de las válvulas. 2) Un mejor llenado del cilindro reduce el trabajo por bombeo para lo cual, los colectores de admisión y escape deben estar en sintonía con el diagrama de distribución (Payri y Desantes, 2011, pp.159-160).

2.3.3.3.2 Vías para reducir las pérdidas por bombeo

Para reducir las pérdidas por bombeo es muy importante considerar el diseño del motor, en este caso el diseño del cabezote, por ejemplo el dimensionamiento de las válvulas tiene que garantizar el mayor paso de los fluidos, sintonía de los conductos de admisión y escape con el diagrama de distribución, además, cuando un motor está funcionando con baja carga, las pérdidas por bombeo

son mayores, por lo tanto, es necesario reducir el lazo de bombeo para regímenes bajos del motor y así, se reduce el consumo de combustible (Payri y Desantes, 2011, p.161).

2.4 Generalidades de la dinámica de fluidos

El estudio de la dinámica de fluidos implica un amplio conocimiento de varios conceptos relacionados con la transformación del fluido en distintos tipos de energía, así como las variables que intervienen en dicho fenómeno, tales como líneas de corriente, características de los fluidos, ecuaciones de continuidad, conservación de la energía y del momento. De esta forma primero es necesario definir claramente a un fluido como una sustancia con ausencia de forma propia a causa de su poca cohesión intermolecular (Terán y Torres, 2018, p.6).

Existen dos descripciones del movimiento de un fluido descritas por el matemático francés J. L. Lagrange y L. Euler, siendo esta última la más ampliamente utilizada. Dentro de la descripción Lagrangiana se considera el movimiento individual de cada partícula contenida por el fluido, definiéndose así una línea de trayectoria como el lugar geométrico de los puntos recorridos por una partícula a lo largo del tiempo. Por otro lado, en la descripción euleriana se presta atención a la velocidad de las partículas del fluido que atraviesan un punto a través del tiempo, definida como campo de velocidad (González y Castellano, 2014, pp.47-48).

2.4.1 Conceptos generales

2.4.1.1 Gas ideal

Se considera como gas ideal a una partícula muy pequeña cuya masa presenta valores muy cercanos a 0 por lo que su volumen es despreciable. En un gas ideal las colisiones intermoleculares son elásticas y además no existen fuerzas de atracción. La ecuación de estado se expresa según la ecuación 14-2 (Barbosa et al., 2015, p.107).

$$PV = mRT \quad (14-2)$$

Según Çengel y Boles (2011, p.909) la constante del gas para el aire es $R = 0.2870 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$.

2.4.1.2 Viscosidad del fluido

Teniendo en cuenta la definición de esfuerzo cortante, la viscosidad se define como el ritmo de la deformación angular que presenta un fluido ante la aplicación de un esfuerzo tangencial. Cuando dicho esfuerzo no es muy grande, el flujo se presenta en un régimen laminar, debido a que se puede considerar al fluido como una división de láminas donde cada una se mueve con respecto a la otra a distinta velocidad a causa de la viscosidad. Esta velocidad es creciente a medida que la distancia desde la superficie del fluido es mayor. Esto se expresa mediante la ley de Newton de la viscosidad (ecuación 15-2) (González y Castellano, 2014, pp.23-26).

$$\vec{\tau} \approx \eta \frac{d\vec{v}}{dy} \quad (15-2)$$

2.4.1.2.1 Viscosidad dinámica

Es la relación existente entre el esfuerzo cortante y el gradiente de velocidad que establece la ley de viscosidad de newton. La viscosidad dinámica es independiente del del movimiento del fluido. (Montes, 2015, p.37).

Es importante tener en cuenta que, en los gases, la viscosidad dinámica es más pequeña que en los líquidos pues, los espacios intermoleculares en las sustancias gaseosas son mayores y por ello existen menores esfuerzos cortantes que presenten resistencia al flujo. Además, existe una notable influencia de la temperatura en este tipo de viscosidad (Montes, 2015, p.38).

2.4.1.2.2 Viscosidad cinemática

Es la relación entre las fuerzas viscosas y las fuerzas de inercia que influyen directamente en el fluido, matemáticamente se expresa como la relación entre la densidad del fluido y la viscosidad dinámica. Se debe notar que debido a las bajas densidades de los gases la viscosidad cinemática es este fluido es mayor que en los líquidos (Montes, 2015, p.37-38).

2.4.1.3 Hipótesis del continuo

También denominada en distintas bibliografías como teoría del continuo, considera una estructura continua para los fluidos a escalas macroscópicas, es decir, supone la inexistencia de estructuras moleculares debido a la no uniformidad de estas, causadas por la gran separación que existe entre sus moléculas. Por esa razón, magnitudes como la masa, le energía, densidad, velocidad, aceleración y cantidad de movimiento, se consideran distribuidas uniformemente en cada elemento diferencial del volumen (González y Castellano, 2014, pp.5-6).

2.4.2 Tipos de flujo

2.4.2.1 Flujo estacionario

Dentro de la descripción euleriana del movimiento, se define como línea de corriente a la línea tangente del vector velocidad en un determinado instante de la partícula del fluido (figura 6-2). Entonces, un flujo estacionario es aquel en el cual las líneas de corriente coinciden con la trayectoria de la partícula en cuestión, considerando que las líneas de corriente no varían en función del tiempo y no existe un alto grado de mezcla de partículas cercanas. En otras palabras, en un flujo estacionario la velocidad no depende del tiempo. Matemáticamente se expresa como se observa en la ecuación 16-2 (González y Castellano, 2014, p.48).

$$\vec{V} = \vec{V}(X, Y, Z) \quad (16-2)$$

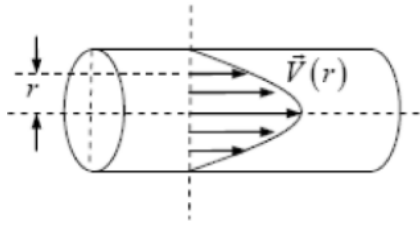


Figura 6-2: Flujo estacionario.

Realizado por González, J.; Castellano, G. 2014, p.49

2.4.2.2 Flujo turbulento

Consiste en un flujo irregular donde las partículas próximas se mueven aleatoriamente entre sí (figura 7-2), además, la presión, velocidad, tiempo y densidad se describen como promedios estadísticos. Matemáticamente la turbulencia resulta proporcional a la velocidad del flujo, la densidad del fluido y a la longitud característica (D) del espacio físico por donde discurre el flujo, por el contrario, la turbulencia es inversamente proporcional a la viscosidad dinámica. (González y Castellano, 2014, p.51).

En base a lo mencionado, para predecir el comportamiento del flujo en un espacio circular (tubería) se establece el número de Reynolds. El valor crítico se encuentra entre 2000 y 4000, es decir, para cantidades menores de 2000 se considera un comportamiento laminar, mientras que para resultados superiores a 4000 el flujo es turbulento. Los valores comprendidos entre los dos límites mencionados representan una etapa de transición del flujo. El número de Reynolds es calculado con la ecuación 17-2 (Zacarías et al., 2017, pp.195-196).

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \quad (17-2)$$

En el régimen turbulento se puede definir una viscosidad de turbulencia o de remolino ν_{turb} (ecuación 18-2), misma que es causante de la disipación de energía y masa. Esta viscosidad depende de las magnitudes escalares características de los remolinos (González y Castellano, 2014, p.99-100).

$$\nu_{turb} \propto \ell \Delta U \quad (18-2)$$



Figura 7-2: Flujo en régimen turbulento.

Realizado por: Zacarías et al. 2017, p.196

2.4.2.2.1 Perfil de velocidades dentro de la capa límite

El tamaño de los remolinos pequeños viene limitado por su distancia con la capa límite, $y \leq \delta$ (siendo δ el espesor de la capa límite), es aquí donde actúa la viscosidad causando la disipación de energía (González Y Castellano, 2014, pp.101-102).

2.4.2.2.2 Perfil de velocidades fuera de la capa límite

Fuera de la capa límite, $y \geq \delta$, los efectos de la viscosidad del flujo se consideran nulos, por lo que el gradiente de velocidades promedio no depende de la viscosidad dinámica, en consecuencia, dicha magnitud dependerá únicamente de la densidad, el esfuerzo aplicado y la coordenada “y” (González y Castellano, 2014, pp.102-106).

2.4.2.2.3 Flujo turbulento en una tubería

En una sección circular la capa límite crece en dirección al flujo a medida que se aleja de la superficie del elemento como se observa en la figura 8-2, en consecuencia, la velocidad del flujo en la sección recta vendrá dada por la velocidad que se tenga en la capa límite (González y Castellano, 2014, pp.107-108).

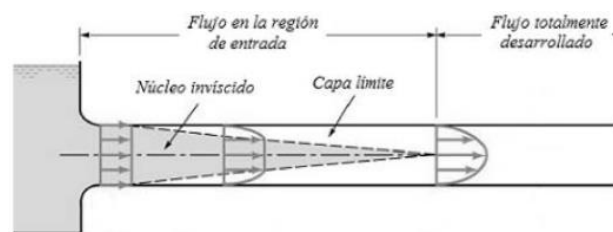


Figura 8-2: Comportamiento de la capa límite en una tubería.

Realizado por González, J.; Castellano, G. 2014, p.107

2.4.2.3 Número de Mach

El número de Mach es un número adimensional que se establece como relación directa entre la velocidad del flujo (v) y la velocidad del sonido (v_s) que tendría lugar dentro del mismo fluido en estudio. Esta cantidad es calculada con la ecuación 19-2 y se clasifica en cinco regímenes: subsónico, transónico, sónico, supersónico e hipersónico (Zacarías et al., 2017, pp.315-317).

$$Ma = \frac{v}{v_s} \quad (19-2)$$

2.4.2.4 Ondas de choque

Cuando un flujo de gas viaja a velocidades supersónicas, este rompe la barrera del sonido, provocando una onda de choque. A su vez, cuando la presión ambiente es inferior a la de los gases

salientes de una tobera, aparecen transformaciones de las características del flujo que se producen en capas de discontinuidad estrechas, por lo que los mecanismos por los cuales la viscosidad del fluido y la transmisión de calor disipan energía no se pueden despreciar. Dichos fenómenos no pueden explicarse bajo la teoría del continuo y las ecuaciones de Euler. Es importante mencionar que ciertos gases pueden presentar, junto con lo explicado, un cambio instantáneo de estado (Virto, 2017, p.193).

2.4.2.5 Coeficiente de descarga

Considerando el flujo en una singularidad, por ejemplo, orificios o reducciones instantáneas de secciones que se denominan contracción de vena, como se observa en la figura 9-2, existe la formación de pequeños vórtices alrededor del flujo tras su paso por la singularidad, así mismo, corriente abajo se observa la formación de vórtices menores, a medida que el flujo se acerca nuevamente a las paredes de la tubería. La generación y movimiento de estos vórtices consumen energía que a su vez provocan pérdidas en el flujo. Por lo tanto, se tiene una variación del gasto másico real e ideal. Se define, entonces, al coeficiente de descarga, C_D , como la relación entre el gasto másico que pasa por la singularidad, \dot{m} , y el gasto másico que debería pasar en condiciones ideales, \dot{m}_s , expresado en la ecuación 20-2 (Payri y Desantes, 2011, pp.175-176).

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_s} \quad (20-2)$$

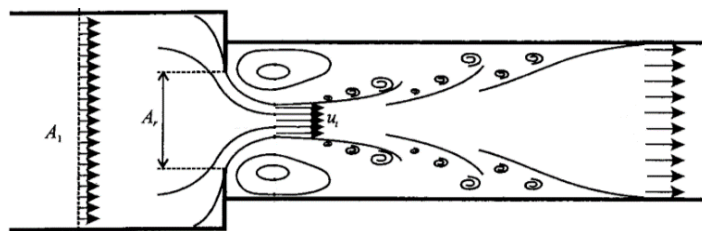


Figura 9-2: Flujo en orificios.

Realizado por: Payri, F.; Desantes, J. 2011, p.175

2.4.3 Ecuaciones de conservación de masa, momento y energía

Para la descripción matemática del movimiento de un fluido se utilizan ecuaciones integrales para un volumen de control, VC, indicado en la figura 10-2. Son cuatro las ecuaciones que gobiernan el flujo y son descritas por el principio de conservación de la masa, principio de conservación del momento lineal y la primera y segunda ley de la termodinámica (Zacarías et al., 2017, p.112).

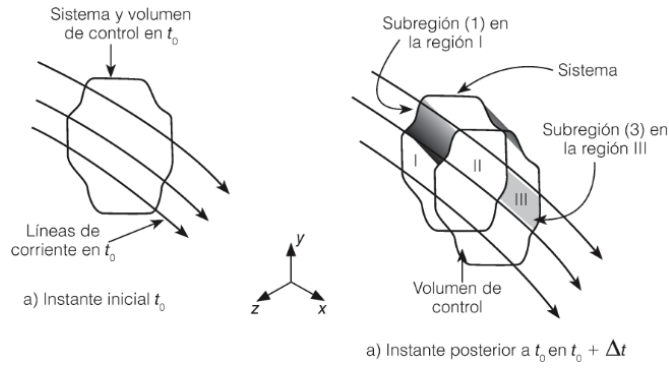


Figura 10-2: Sistema y volumen de control.

Realizado por: Zacarías, A.; et al. 2017, p.112

2.4.3.1 Principio de conservación de la masa

Para un volumen de control se establece el principio de conservación de la masa según la ecuación 21-2, donde se define la continuidad del sistema, es decir, la masa se conserva durante todo el proceso. Esta ecuación relaciona el volumen de control (VC), la densidad del fluido (ρ), el diferencial de volumen atravesado (dV), el sistema de control (SC), el campo de velocidad (\vec{V}) y la sección transversal (\vec{A}) (Zacarías et al., 2017, p.113).

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (21-2)$$

2.4.3.2 Conservación del momento lineal

La conservación del momento lineal para las partículas aisladas del volumen de control del fluido se analiza a través de la segunda ley de Newton en un sistema en movimiento y respecto a un sistema de coordenadas inercial, tomando en cuenta las fuerzas internas del volumen de control (\vec{F}_S), las fuerzas superficiales del volumen de control (\vec{F}_B) y la componente de aceleración rectilínea (\vec{a}_{rf}); dando como resultado la ecuación 22-2 (Zacarías et al., 2017, pp.114-115):

$$\vec{F}_S + \vec{F}_B - \int_{VC} \vec{a}_{rf} \rho dV = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \vec{V}_{xyz} \rho dV + \int_{SC} \vec{V}_{xyz} \rho \vec{V}_{xyz} \cdot d\vec{A} \quad (22-2)$$

2.4.3.3 Primera ley de la termodinámica

El principio de conservación de la energía aplicado al sistema y volumen de control se expresan con ayuda de la primera ley de la termodinámica en la ecuación 23-2, misma que relaciona el flujo de calor en el sistema (\dot{Q}), el flujo de trabajo en el sistema (\dot{W}) y la energía específica (e) (Zacarías et al., 2017, p.115).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} e \rho dV + \int_{SC} e \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (23-2)$$

2.4.3.4 Segunda ley de la termodinámica

La irreversibilidad de los procesos en el sistema es descrita con la segunda ley de la termodinámica, y con ello se establece el cambio de entropía (s) a través del calor transferido (Q), a cierta temperatura (T), en una sección transversal (A) con el fin de llegar a la ecuación 24-2 (Zacarias et al., 2017, p.116).

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho p dV + \int_{SC} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \geq \int_{SC} \frac{1}{T} \left(\frac{\dot{Q}}{A} \right) dA \quad (24-2)$$

2.5 Flujos en conductos de admisión y escape

En los motores de combustión interna, en sus cuatro fases de funcionamiento, el comportamiento de los fluidos es de carácter no estacionario, esto es debido a que el flujo de gases en los conductos se acelera y retarda con una frecuencia de hasta 100hz (Plotnikov y Zhilkin, 2018, p.2).

La evolución del fluido en las válvulas de admisión y escape se puede ver en la figura 11-2. En la gráfica correspondiente a la admisión se observa el gasto másico provocado por el movimiento del pistón del PMS al PMI y el reflujo que ocurre al cerrarse la válvula de admisión. En la curva que concierne a la salida de los gases de escape el pico más alto representa el gasto másico ocasionado por un escape espontaneo y el segundo pico es el flujo de salida de los gases cuando el pistón asciende del PMI al PMS. (Payri y Desantes, 2011, p.174).

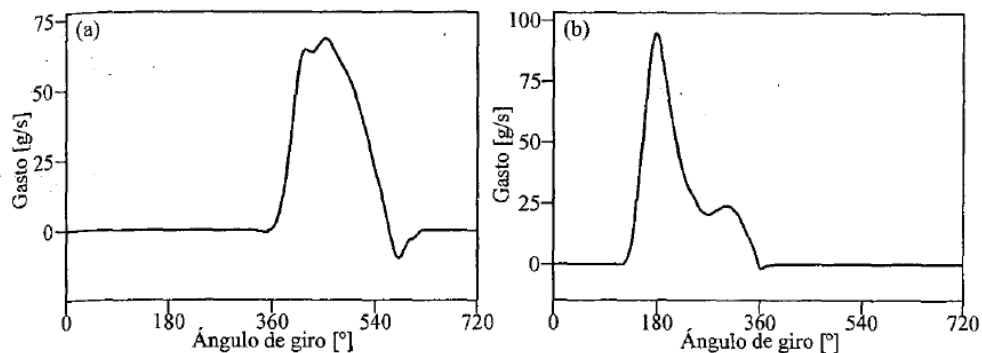


Figura 11-2: Flujo en válvulas: (a) admisión; (b) escape.

Realizado por: Payri, F.; Desantes, J. 2011, p.175

En el proceso de renovación de la carga existen fenómenos fluidodinámicos que influyen directamente en el rendimiento volumétrico del motor y por ende en la eficiencia y potencia que pueden llegar a alcanzar. Estas anomalías en los fluidos perturban la inercia y compresibilidad de la mezcla aire-combustible (Aranda y Reverte, 2017, p.2).

2.5.1 Comportamiento del flujo

2.5.1.1 Flujo en válvulas

Es importante destacar que el coeficiente de descarga no solo es aplicable en conductos, sino que también se puede emplear en válvulas o lumbreras de los motores, pero con la diferencia que las condiciones del flujo varían con el tiempo y la geometría (Payri y Desantes, 2011, p.178).

El coeficiente de descarga para el caso de válvulas, como se evidencia en la figura 12-2, se define como el cociente entre el levantamiento y el diámetro de la válvula, en cuanto al área que se necesita para el cálculo de dicho coeficiente se puede utilizar el área de cortina (ecuación 25-2) o el área del asiento (ecuación 26-2) (Payri y Desantes, 2011, p.178).

$$A_c = \pi D_V L_V \quad (25-2)$$

$$A_a = \frac{\pi D_V^2}{4} \quad (26-2)$$

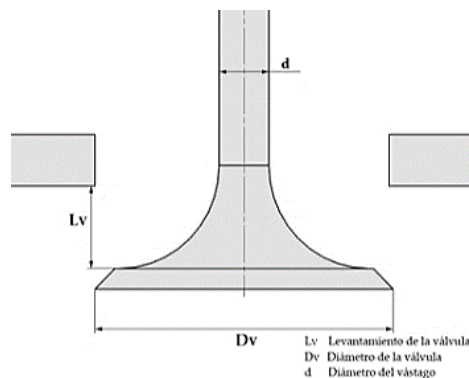


Figura 12-2: Dimensiones de una válvula.

Realizado por: González, L.; Ruiz, S.; & González, R.
2019, p.170

Para elegir qué área usar (área de cortina o de asiento) en el cálculo del coeficiente de descarga (CD) se puede observar la figura 13-2 en donde se compara el CD usando el área de cortina y el área de asiento. Para la primera (A_c) se observa un cambio notable de tendencia lo que representa una variación de régimen del flujo, esto indica que a poco levantamiento el aire se caracteriza por el contacto que tiene en la válvula mientras que se comporta como chorro libre a mayor levantamiento. Para la segunda (A_a) el flujo va aumentando acorde con el levantamiento (González et al., 2019, p.170).

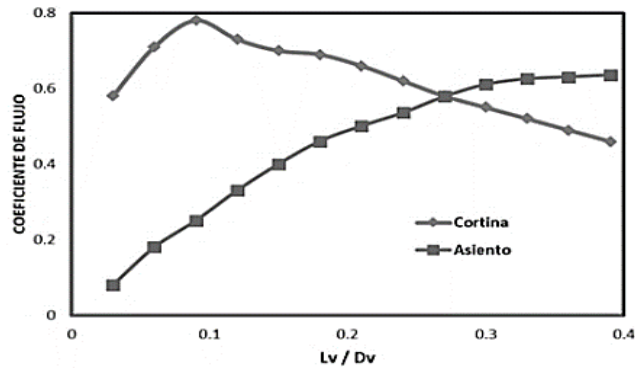


Figura 13-2: Coeficiente de descarga: área de cortina y de asiento de válvula.

Realizado por: González, L.; Ruiz, S.; & González, R. 2019, p.171

2.5.2 Pérdida de carga (coeficiente de descarga)

Como se detalló en el apartado 2.4.2.5 el coeficiente de descarga mide la permeabilidad del sistema encargado de la introducción y eliminación de gases en el cilindro, con dicho coeficiente se puede conocer el desempeño de las válvulas tanto de admisión como de escape y optimizar de esta forma el proceso de renovación de la carga ya que este está estrechamente relacionado con la eficiencia volumétrica y a su vez con las prestaciones del motor (González et al., 2019, pp.169-170).

Como se mencionó anteriormente, en determinadas condiciones de funcionamiento de un MCI el fluido presenta un flujo estacionario, si un motor funciona a plena carga el régimen de giro será elevado, por lo tanto, el gasto másico crece y con ello aumenta la velocidad media del flujo. Las fluctuaciones no estacionarias dependen del salto de presión en la válvula y estas tienden a disminuir cuando aumenta la velocidad de régimen, es decir que cuando un motor funciona a bajas revoluciones las fluctuaciones de velocidad en el flujo tienen prácticamente la misma magnitud que la velocidad media produciendo reflujos del exterior, mientras que, a medida que el régimen de giro del motor aumenta dichas fluctuaciones de velocidad disminuyen, cuando las revoluciones son muy altas (6000 rpm) estas fluctuaciones no llegan al 1%. La figura 14-2 muestra la velocidad media del fluido en función del ángulo de giro del cigüeñal a distintas revoluciones del motor y como se observa las fluctuaciones disminuyen a medida que aumenta el régimen del motor (Payri y Desantes, 2011, p.179).

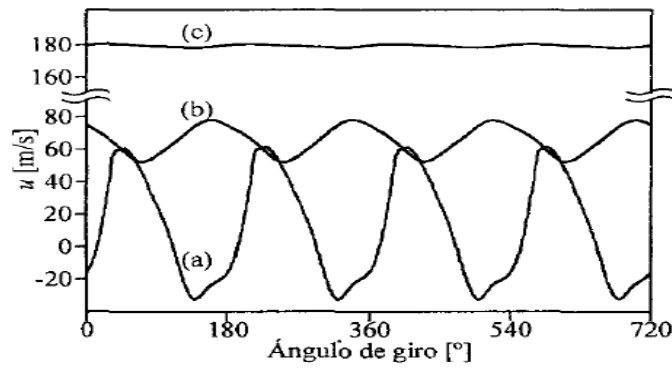


Figura 14-2: Velocidad en el extremo del escape: (a) 1000 rpm, (b) 3000 rpm, (c) 6000 rpm.

Realizado por: Payri, F.; Desantes, J. 2011, p.179

2.5.2.1 Contrapresión

La contrapresión es un fenómeno que tiene lugar en el conducto de escape y es una referencia de la pérdida de carga. Se la denomina contrapresión debido a que el motor debe vencer dicha presión que se opone al vaciado del cilindro. Es necesario destacar que la pérdida de carga aumenta a mayor número de revoluciones y con ello el salto de presiones en las válvulas y las fluctuaciones de velocidad decrecen. Para mejorar las prestaciones de los motores es necesario que el sistema de escape tenga un diseño óptimo y uno de los parámetros usados para mejorar el sistema de escape es la contrapresión (Payri y Desantes, 2011, p.180).

2.5.3 Propagación de ondas en conductos

En los conductos de admisión y escape el flujo presenta una variabilidad espacial y temporal, esto se debe a que existen descompensaciones ocasionados por la diferencia de tiempos de excitación (menor) y relajación (mayor) del gas impidiendo lograr un estado de equilibrio. Estas descompensaciones se propagan a través de los conductos a una velocidad relativamente baja debido a que la velocidad del sonido es inversamente proporcional a la compresibilidad del fluido. Lo expuesto anteriormente genera una propagación de ondas de presión en los conductos de admisión y escape (figura 15-2). Una propagación de onda es una propagación de descompensaciones de masa, cantidad de movimiento y energía (Payri y Desantes, 2011, p.175).

Cabe destacar que existen dos tipos de onda, la primera conocida como onda de compresión en la cual las partículas se desplazan en el mismo sentido de la propagación de la onda, es decir, que ésta empuja las partículas a su paso y la segunda se conoce como onda de rarefacción en donde las velocidades de las partículas tienen sentido contrario a la onda de propagación dando resultado a la succión de las partículas (Payri y Desantes, 2011, p.181).

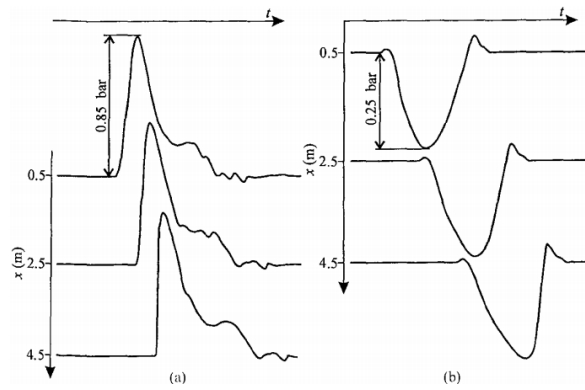


Figura 15-2: Propagación de ondas de: compresión (a) y refracción (b).

Realizado por: Payri, F.; Desantes, J. 2011, p.179

2.6 Proceso de renovación de la carga

En el proceso de renovación de la carga se sustituyen los gases producto de la combustión anterior por una mezcla de aire-combustible nueva. Debido a la relación del proceso con la cantidad de combustible suministrado, como se indica en la ecuación 27-2, su eficiencia es reflejada en la presión media efectiva del ciclo (p_{me}) y, por ende, en la potencia generada por el motor, así mismo involucra a las pérdidas por bombeo y la dinámica del flujo en los sistemas de admisión y escape (Rovira y Muñoz, 2016, p.175).

$$p_{me} = F \left(\frac{m_a}{V_D} \right) H_C \cdot \eta_e \quad (27-2)$$

2.6.1 Proceso de admisión

Es aquí donde el motor adquiere la máxima cantidad posible de mezcla fresca desde la pipa de admisión hacia la cámara de combustión durante la apertura de la válvula de admisión. El proceso inicia cuando el pistón está por llegar al PMS y la válvula de escape se encuentra abierta, la válvula de admisión comienza su apertura produciéndose el cruce de válvulas. En el cruce de válvulas los gases admitidos producen un barrido que facilita la evacuación de los gases de escape. Finalmente, cuando el pistón sobrepasa el PMS y se dirige hacia el PMI, la válvula de escape se cierra y el aire es aspirado por el aumento de volumen y el efecto de compresibilidad de los gases. Para mejorar el llenado se retrasa el cierre de la válvula de admisión (Carreras et al., 2015, p.204).

2.6.2 Proceso de escape

En esta fase se expulsan los gases producto de la combustión hacia el exterior del motor de forma controlada. Desde que inicia la apertura de la válvula de escape hasta que el pistón llega al PMI, el escape es espontáneo, mismo que provoca una perturbación de presión que circula por el ducto; posterior a ello es el pistón el que se encarga de evacuar los gases. De este modo resulta primordial

crear una depresión en el cilindro que ayude al vaciado y a la rápida aceleración de la columna de aire de la admisión para mejorar el llenado y evitar reflujos (Carreras et al., 2015, pp.238-239).

2.6.3 Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico es un parámetro que compara el llenado del cilindro considerando las pérdidas producidas por calor transferido al fluido y las pérdidas de carga (o de presión), con el llenado en condiciones referenciales. Esta definición considera la compresibilidad del fluido que a su vez establece la variabilidad de la densidad (Rovira y Muñoz, 2016, pp.178-179).

El llenado fuese ideal si se hablase de un motor hipotético adiabático en el que la apertura y cierre de las válvulas son instantáneas y gira lentamente, por lo que los fenómenos de inercia y pérdida de carga serían despreciables. Sin embargo, en el funcionamiento real se debe considerar que el proceso no es estacionario (Carreras et al., 2015, pp.204-205).

Considerando lo mencionado se define la eficiencia volumétrica (η_v) en la ecuación 28-2, misma que relaciona el flujo de aire en estado estacionario que ingresa al motor (\dot{m}_a), número de revoluciones por ciclo (n), velocidad del motor (N), volumen en el punto muerto inferior (V_{PMI}) y densidad del aire evaluada en condiciones atmosféricas fuera del motor (ρ_a) (Pulkrabek, 2004, pp.60).

$$\eta_v = \frac{n\dot{m}_a}{\rho_a V_{PMI} N} \quad (28-2)$$

De acuerdo con Pulkrabek (2004, pp.60) para encontrar la densidad del aire se utiliza la ecuación 29-2, en donde: P_0 = Presión del aire circundante, T_0 = Temperatura del aire circundante y R = Constante del gas para el aire.

$$\rho_a = \frac{P_0}{RT_0} \quad (29-2)$$

2.6.3.1 Factores influyentes en el rendimiento volumétrico

2.6.3.1.1 Pérdidas de presión

Durante la admisión, en los motores de encendido provocado, la regulación de la carga se realiza a través de una válvula de estrangulación, misma que provoca una pérdida de presión que afecta directamente a la densidad, en este sentido, cuanto mayor sea la disminución de presión menor será la densidad de los gases de admisión. Por otro lado, durante la fase de escape, la eficiencia volumétrica se ve relacionada a las pérdidas de carga producidas por los sistemas de tratamiento de gases contaminantes, mismos que causan resistencia a la salida del fluido del cilindro, lo que a su vez aumenta la cantidad de gases residuales durante el proceso de renovación de la carga (Rovira y Muñoz, 2016, pp.183-184).

2.6.3.1.2 *Compresibilidad del fluido*

La compresibilidad del fluido tiene relación con la temperatura, pérdidas de carga y principalmente con la variación en la sección de paso del fluido que se da durante la apertura y cierre de las válvulas. Cuando la sección de paso disminuye la velocidad del fluido aumenta, lo que conlleva a la reducción de la presión y densidad del gas, siendo más notables en altas velocidades. Por otro lado, el paso del fluido por el estrechamiento puede causar la aceleración del gas hasta alcanzar la velocidad del sonido lo que provocaría la generación de ondas de choque. Este último efecto es más común durante el inicio de la apertura de las válvulas de admisión y escape, y es cuantificado con el número de Mach, descrito en la sección 2.4.2.3, siendo estos efectos apreciables cuando se tiene valores de Mach superiores a 0.2. Dado que los efectos de compresibilidad aumentan conforme el estrechamiento es menor y la diferencia de presiones entre colector y cilindro es mayor, este parámetro está relacionado con el diseño de válvulas, régimen de giro y grado de carga del motor (Rovira y Muñoz, 2016, pp.184-186).

2.6.3.1.3 *Diagrama de distribución*

Con el fin de optimizar el proceso de renovación de la carga y disminuir el trabajo de bombeo se suele adelantar la apertura y retrasar el cierre de las válvulas de admisión y escape. En este sentido, el avance en la apertura de la válvula de escape suele ser entorno a 30° y 50°, con el fin de disminuir el trabajo de bombeo a altas revoluciones y grados de carga, sin embargo, el adelanto produce pérdida de trabajo durante la expansión, y aumento de la temperatura en los gases de escape. El retraso del cierre de escape suele darse entre 8°-20°, ayudando al aprovechamiento de la inercia de los gases para mejorar el vaciado del cilindro y crear depresión en el cilindro, así mismo el retraso puede optimizarse con el fin de permitir la llegada de ondas de rarefacción que ayuden al vaciado. El avance de la apertura de admisión suele darse entre 5°-20° para aprovechar la depresión generada con la inercia de los gases de escape, y asegurar una mayor apertura de la válvula al inicio de la admisión que ayude a disminuir los efectos de compresibilidad y pérdidas por bombeo. Para finalizar, el retraso del cierre de la admisión se da regularmente entre 40° y 60° con el principal objetivo de aprovechar la inercia del flujo; así mismo su reglaje puede permitir la llegada de ondas de presión que optimicen el llenado. En la figura 16-2 se muestra los diagramas de distribución para distintos tipos de vehículos (Rovira y Muñoz, 2016, pp.186-189).

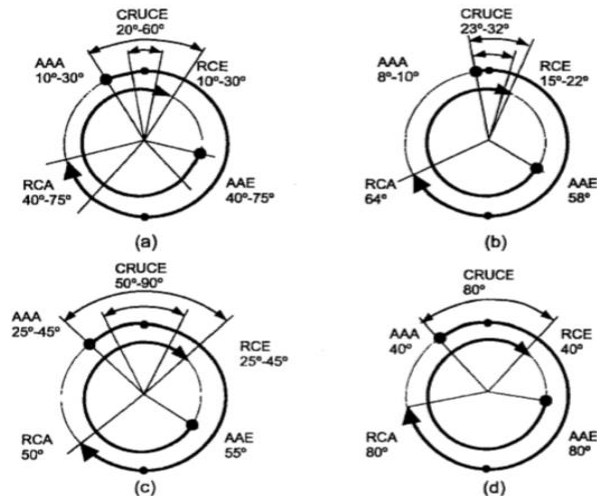


Figura 16-2: Distribución: a) Límite turismo, b) Habituales turismo. c) MEC. d) MEP.

Realizado por: Payri, F.; Desantes, J. 2011, p.350

2.6.3.1.4 Dinámica del gas en conductos y colectores

En los sistemas de admisión y escape el flujo es dinamizado mecánicamente por el régimen de giro y por la velocidad de transmisión de ondas de presión generadas en los gases por la apertura y cierre de las válvulas, así como los efectos de rebote y reflexión en las paredes. Las ondas de presión y rarefacción pueden ayudar a mejorar el llenado o vaciado del cilindro. Es así como, en el inicio de la admisión, el vacío producido se propaga por el conducto en sentido opuesto al flujo como onda de rarefacción, propagándose hasta el colector y reflejándose nuevamente en sentido contrario hacia el cilindro en forma de onda de presión. Si la onda llega al instante en que la válvula de admisión está abierta el llenado mejorará, y si además coincide con el pistón en ascenso, se mitigaría el efecto de reflujo. Esto se da solamente en determinados regímenes de giro y longitud de conductos. Por el contrario, en el proceso de escape al abrirse la válvula correspondiente, la sobrepresión de los gases se propaga como onda de presión hacia el colector, posteriormente es reflejada como onda de rarefacción hacia el cilindro, contribuyendo con su llegada al vaciado de este (Rovira y Muñoz, 2016, pp.189-190).

2.6.3.1.5 Barrido de gases

Durante la carrera de escape, el pistón empuja a los gases producidos en la combustión hacia el exterior a través de la válvula y conducto de escape, en esta fase los gases mantienen, con cierto retraso, la velocidad instantánea del movimiento ascendente del pistón debido a la compresibilidad del fluido. Cuando la fase de escape termina, el pistón se desacelera hasta detenerse, sin embargo, en este punto el fluido empujado hacia el conducto mantiene su movimiento por la inercia adquirida, produciendo en las cercanías del PMS una caída de presión

en el cilindro inferior a la existente en el ducto de admisión. Si la válvula de admisión se abre en este punto, la carga fresca entra al cilindro produciendo el proceso de barrido (Carreras et al., 2015, pp.206-208).

2.6.3.1.6 Válvulas

Los principales aspectos que intervienen en la eficiencia de llenado y vaciado son la sección de paso y los tiempos de alzado y cerrado. Por ello, el diseño de las válvulas se enfoca en aumentar la sección del paso, ya sea elevando su diámetro (principalmente en la válvula de admisión) o aumentando el número de válvulas (Rovira y Muñoz, 2016, pp.194-195).

2.6.3.1.7 Tasa de residuales y de cortocircuito

Durante el cruce de válvulas es posible que cierta cantidad de la carga fresca admitida salga por el conducto de escape, lo cual puede producir un incremento de la contaminación por hidrocarburos. Este efecto es cuantificado a través de la tasa de cortocircuito, misma que se define como la relación entre la masa de carga fresca cortocircuitada y la total admitida. Por otra parte, después del cierre de la válvula de escape puede quedar atrapada cierta cantidad de masa de gases residuales que no pudieron ser expulsados o barridos y que afectarán gravemente al proceso de combustión posterior (Payri y Desantes, 2011, p.206).

2.7 Termodinámica automotriz

La termodinámica es una rama de la física que estudia las leyes de la transformación de energía en calor o viceversa, fenómenos de energía y propiedades de la materia, en otras palabras, es el estudio de la energía y sus transformaciones (Díaz, 2008, p.19).

2.7.1 Presión

La presión se define como el cociente entre una fuerza que se aplica a una superficie determinada (Hidalgo, 2019, p.29).

2.7.1.1 Presión atmosférica

La presión atmosférica (P_{atm}) (conocida también como barométrica) depende de las condiciones geográficas de un determinado lugar, además su magnitud varía en función de la altura sobre el nivel del mar a la que se encuentre dicha región (Hidalgo, 2019, p.29).

2.7.1.2 Presión manométrica

La presión manométrica (P_{man}) (conocida también como presión relativa) toma como punto de referencia inicial la presión atmosférica. Generalmente se determina su magnitud utilizando un manómetro cuyo valor puede ser negativo (vacío o succión) o positivo (Hidalgo, 2019, p.31).

2.7.1.3 Presión absoluta

La presión absoluta (P_{abs}) es la presión total existente dentro de un sistema, es decir es la suma de la presión atmosférica y manométrica como se observa en la figura 17-2 (Hidalgo, 2019, p.31).

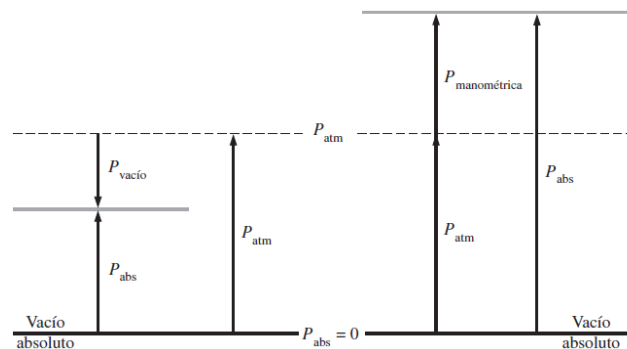


Figura 17-2: Presión atmosférica, manométrica y absoluta.

Realizado por: Çengel, Y.; & Boles, M. 2019, p. 23

2.7.2 Ciclos termodinámicos

Un ciclo termodinámico de potencia se encarga de la generación de trabajo neto útil, durante este proceso una sustancia denominada fluido de trabajo experimenta un cambio en sus propiedades provocando que exista intercambio de energía en forma calor y trabajo entre el sistema y su entorno y como resultado se tiene trabajo útil. Un motor de combustión interna alternativo realiza un ciclo termodinámico a gas, pues, durante todas las etapas del ciclo la sustancia de trabajo permanece en estado gaseoso (Barbosa et al., 2015, pp.159-160).

2.7.2.1 Ciclo Otto ideal

Los motores MEP trabajan con el ciclo Otto, este ciclo termodinámico que fue propuesto en 1876 por Nikolaus Otto y es muy utilizado en la actualidad. Durante este proceso el pistón realiza 4 carreras (figura 18-2) para completar un ciclo, es decir, dos revoluciones completas del cigüeñal (Barbosa et al., 2015, p.167).

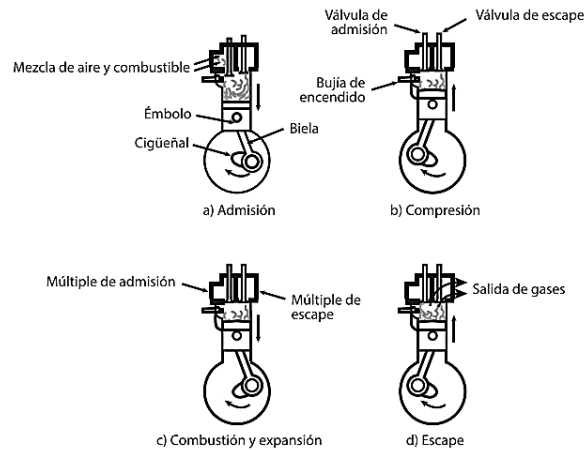


Figura 18-2: Funcionamiento de los motores MEP.

Realizado por: Barbosa, J.; Gutiérrez, C.; Jiménez, J. 2016, p.167

2.7.2.1.1 Procesos de evolución del ciclo Otto ideal

Para realizar el análisis termodinámico de un MEP y predecir su comportamiento se ha idealizado el proceso de evolución del fluido dentro del motor (figura 19-2), de esta manera los 4 procesos se dan de forma internamente reversible (Barbosa et al., 2015, p.169).

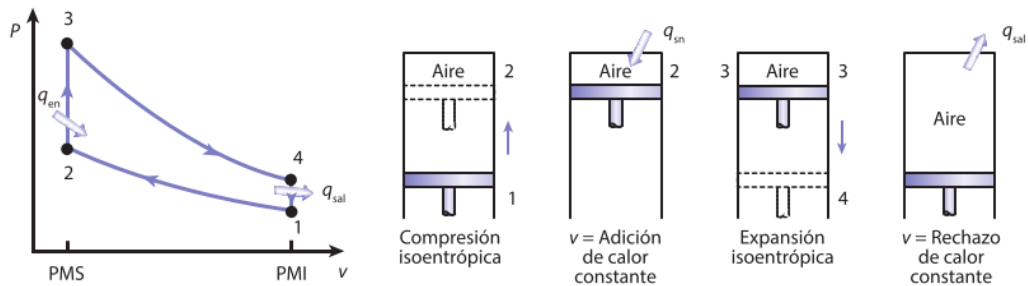


Figura 19-2: Ciclo Otto ideal.

Realizado por: Barbosa, J.; Gutiérrez, C.; & Jiménez, J. 2016, p.168

Según Barbosa et al. (2015, p.169) los procesos que conforman el ciclo Otto ideal son:

- Proceso 1-2: Compresión adiabática
- Proceso 2-3: Adición de calor a volumen constante
- Proceso 3-4: Expansión adiabática
- Proceso 4-1: Rechazo de calor a volumen constante

2.7.2.2 Ciclo Otto real en motores MEP

El ciclo de operación real (figura 20-2) de los motores de combustión interna se comporta de manera diversa a un ciclo termodinámico idealizado o llamado también teórico, esto se debe a que se considera el proceso de renovación de la carga, la variación de la relación aire combustible, procesos de combustión, entre otros (Díaz, 2008, p.167).

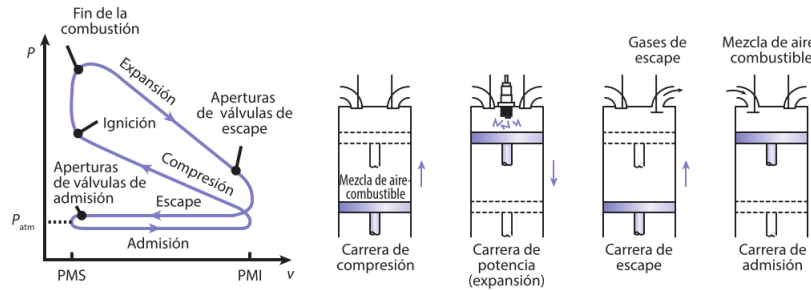


Figura 20-2: Ciclo Otto real.

Realizado por: Barbosa, J.; Gutiérrez, C.; & Jiménez, J. 2016, p.168

2.7.2.2.1 Proceso de compresión

Durante este proceso el fluido formado por aire, gases residuales y combustible se comprime. Este proceso es de corta duración y bajo tiempo de residencia, por lo tanto, no hay transmisión de calor. La consideración de utilizar únicamente aire como fluido de trabajo para idealizar el cálculo termodinámico del ciclo se aproxima a la realidad (Payri y Desantes, 2011, pp.73-74).

2.7.2.2.2 Proceso de combustión

Una vez que el fluido se haya comprimido, la mezcla se inflama debido al salto de una chispa eléctrica generada por la bujía. La velocidad del frente de llama es aproximadamente 15 m/s. La idealización de este proceso es compleja, pero suponer solamente aire como fluido genera errores no superiores al 5-10%, pero es necesario considerar un aporte de calor ya que no existe combustión (Payri y Desantes, 2011, pp.74-75).

2.7.2.2.3 Proceso de expansión

Al descender el pistón del PMS al PMI, los gases producto de la combustión se expanden, en este caso, en la idealización del ciclo, considerar que el fluido de trabajo es aire se aleja de la realidad ya que se cede entre el 10-20% del calor aportado, es decir que el proceso de expansión no es adiabático (Payri y Desantes, 2011, p.76).

2.7.2.2.4 Procesos de renovación de la carga

El proceso de renovación de la carga comprende la introducción de aire fresco al ciclo (admisión) y la expulsión de los gases quemados (escape). En este proceso se supone una cesión de calor, por lo tanto, no se toma en cuenta en el ciclo termodinámico teórico (Payri y Desantes, 2011, p.76).

2.8 Criterio de diseño para sistemas de admisión y escape

2.8.1 Pipas de admisión y escape

Las pérdidas de carga se producen principalmente en las válvulas, mismas que presentan mayores limitaciones de diseño. Las pérdidas son producidas por la reducida sección de entrada y salida de gases en comparación con la del cilindro, por lo que el fluido se frena perdiendo gran parte de su presión dinámica. Por otro lado, en las pipas de escape, el principal fenómeno es la turbulencia generada durante la salida de los gases. Tanto en la admisión como en el escape, el coeficiente de descarga depende del ángulo de asiento de la válvula, siendo máximo para 0° , sin embargo, un asiento cónico ayuda a mejorar la hermeticidad del cilindro por lo que generalmente suelen fabricarse entre 30° y 45° . En la figura 21-2 se indica medidas que generalmente son adoptadas para el diseño en función del diámetro de las válvulas (Payri y Desantes, 2011, pp.209-210).

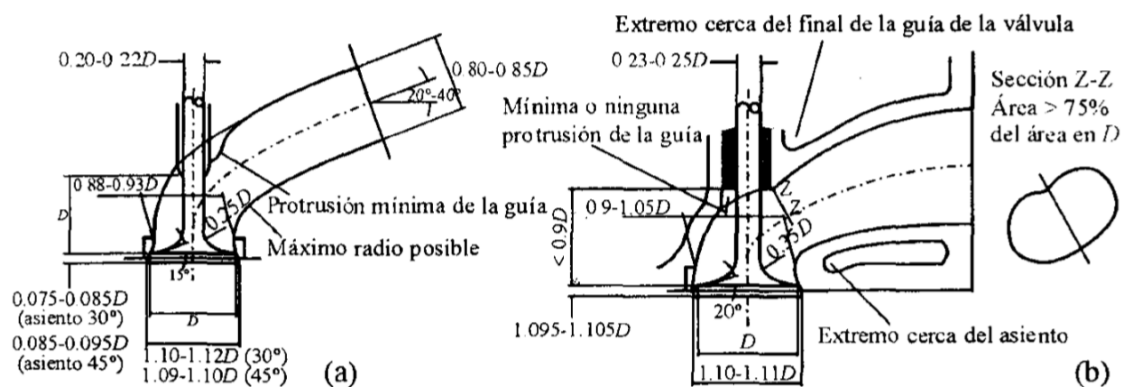


Figura 21-2: Diseño de pipas en función del diámetro de válvulas. a) Admisión, b) Escape.

Realizado por: Payri, F.; Desantes, J. 2011, p.209

2.8.2 Conducto de admisión

El desplazamiento descendente del pistón durante la admisión provoca perturbaciones de presión de rarefacción originadas en el cilindro, mismas que se desplazan hacia el conducto a la velocidad del sonido correspondiente a la temperatura de los gases de admisión. La onda se refleja como onda de presión al llegar al extremo abierto del conducto, posterior a ello se refleja parcialmente por segunda ocasión en el extremo semicerrado de la válvula con una amplitud máxima de KP_{max} (siendo $K < 1$), repitiéndose sucesivamente hasta la extinción de la onda reflejada. Para aprovechar

dicho fenómeno es necesario diseñar el colector de admisión de tal forma que permita una sobrepresión en la válvula justo antes de su cierre (Carreras et al., 2015, pp.215-217).

Los parámetros involucrados en el aprovechamiento del fenómeno explicado son el diámetro y longitud del ducto de admisión (D_a y L_a respectivamente), así como el diagrama de distribución que determina el retraso del cierre de la admisión. Por otro lado, el colector de admisión solo puede sintonizarse a cierto régimen de giro, generalmente al de mayor potencia, para lograr la llegada de la onda cuando el émbolo se encuentra en el PMI debido a que aquí las pérdidas de carga son bajas (Carreras et al., 2015, p.216).

2.8.2.1 Longitud total

Para una caracterización cualitativa del fenómeno se utiliza el parámetro de frecuencia q , mismo que es definido como la relación existente entre la frecuencia propia del sistema de admisión y la frecuencia de excitación del sistema de admisión. Considerando un tubo recto y de sección constante se puede describir q como se indica en la ecuación 30-2, donde a es la velocidad de propagación de la onda. Con dicha ecuación es posible calcular la longitud del ducto tomando en cuenta un valor óptimo de q (Carreras et al., 2015, p.217).

$$q = \frac{a}{2L_a \cdot n} \quad (30-2)$$

El valor de q para el cual la presión máxima llega al cilindro cuando el pistón se encuentra cerca del PMI es $q = 4$. Para valores de $q < 2$ la onda reflejada se encuentra desfasada más de 180° respecto a la inicial, lo que significa que la onda no producirá efecto alguno debido a la excesiva longitud del conducto. Para valores de $q = 2$ la perturbación apenas comienza a tener efecto. Finalmente, para valores de $q > 4$, la perturbación es avanzada y por ende su amplitud es inferior a la máxima. En la figura 22-2 se representa el efecto producido por diferentes valores de q (Carreras et al., 2015, pp.218-224).

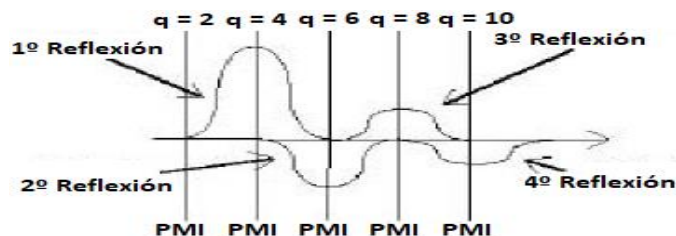


Figura 22-2: Posición de la onda en la válvula en el PMI para diferentes valores de q .

Realizado por: Carreras, R.; et al. 2015, p.219

2.8.2.2 *Sección*

Las ondas generadas deben ser lo más intensas posibles, y la intensidad de una onda crece al disminuir la sección del ducto. Sin embargo, el diámetro mínimo del ducto se encuentra limitado por la fricción de la onda con sus paredes, y por la velocidad del flujo, ya que este puede alcanzar elevados números de Mach, que a su vez provocaría el fenómeno de tapón sónico que limita el caudal de admisión. Así mismo las pérdidas producidas por la fricción del fluido con las paredes y singularidades del ducto aumentan con el cuadrado de la velocidad, mientras que la intensidad de la onda es lineal con la velocidad. Se debe considerar también que a la entrada del ducto es necesario disponer de un aumento de sección casi cónico, generalmente denominado trompeta, esto es debido a que la onda reflejada como sobrepresión en el extremo abierto del ducto, provoca una elevada aceleración del fluido cercano a la entrada del conducto, lo que a su vez conlleva a un estrechamiento del área disponible para el flujo; sin embargo, un aumento excesivo de la sección de entrada produce una reducción en la efectividad de la reflexión. (Carreras et al., 2015, pp.226-229).

2.8.2.3 *Longitud del tramo cilíndrico y cónico*

Debido a que la velocidad del flujo varía por el cambio de sección en el extremo del conducto de admisión, es necesario realizar un análisis diferente para determinar la longitud del tramo cilíndrico (KL) y cónico (L-KL), considerando que L es la longitud total del conducto (Carreras et al., 2015, pp.229-230).

2.8.2.4 *Geometría*

Generalmente los ductos de admisión son de sección circular debido a que ofrece la mínima resistencia al paso de la mezcla y a su vez un mejor rendimiento volumétrico. Sin embargo, el flujo tiende a generar un movimiento de torbellino lo que provoca que la fuerza centrífuga genere empuje a las partículas de combustible hacia las paredes, aumentando el riesgo de que se queden atrapadas en las rugosidades del ducto. Por otro lado, los ductos de sección rectangular ofrecen una eficiencia volumétrica más baja, sin embargo, evita el movimiento del flujo en forma de torbellino manteniendo a la mezcla más homogénea con respecto al caso anterior, y presenta mayor facilidad para la evaporación del combustible. Es importante manifestar que las paredes del ducto deben ser lo más lisas posible para disminuir las pérdidas por fricción y la probabilidad de que el combustible quede atrapado en las rugosidades (Carreras et al., 2015, p.231).

2.8.3 *Conducto de escape*

Para el diseño del conducto de escape se utiliza un análisis similar al descrito con anterioridad, considerando que en este caso la temperatura del gas influye en la velocidad del sonido. Sin embargo, la mayor complejidad estriba en conocer la temperatura de todo el conducto, debido a

que esta puede fluctuar con valores de hasta 500°C de un extremo a otro, por otro lado, muchos autores proponen considerar una temperatura media de 450°C (Carreras et al., 2015, p.239).

2.8.3.1 Sección

De forma empírica el diámetro del conducto ϕ_{ep} se establece entre un 40% y 50% mayor que la sección circular del conducto de admisión, esto se expresa en la ecuación 31-2, donde se considera el área del conducto circular de la admisión A_c (Carreras et al., 2015, p.242).

$$\phi_{ep} = \frac{1.4}{1.5} \sqrt{\frac{4A_c}{\pi}} \quad 31-2$$

2.8.3.2 Longitud

Para definir la longitud se debe considerar, como ya se mencionó, que las ondas no viajan a la velocidad del sonido en condiciones del conducto de escape C_{ss} . Sincronizar el periodo del motor con el correspondiente al escape, permite que las ondas de sobrepresión, generadas por el violento flujo de los gases, al reflejarse como ondas de depresión ayuden a extraer los últimos residuos cuando el pistón se encuentra cerca del PMS durante el cruce de válvulas (Carreras et al., 2015, pp.242-243).

2.9 Movimiento del aire en el cilindro

El flujo generado por el conducto de admisión y el desarrollo de este en el interior del cilindro debe tener ciertas características que garanticen una buena mezcla aire-combustible, ya que de ello depende la potencia que alcance el motor y las emisiones contaminantes producidas (Payri y Desantes, 2011, p.324).

Una correcta evolución del proceso de combustión garantiza un aprovechamiento correcto de la energía química acumulada en el combustible. Una combustión eficiente depende, entre otros factores, del desarrollo del fluido en el recinto de combustión, por lo tanto, las características del frente de llama, la turbulencia del fluido y la geometría de la cámara de combustión son determinantes para un buen proceso de combustión (Carreras et al., 2015, p.135).

El movimiento del aire en el interior del cilindro está influenciado por el diseño de los conductos de admisión y la cámara de combustión, pero se debe tomar en cuenta que si se modifica solamente uno de los parámetros mencionados es muy poco probable mejorar el rendimiento del motor, consecuentemente, el diseño de pipas de admisión no puede ser independiente de la cámara de combustión. (Payri y Desantes, 2011, p.324).

La evolución del fluido en el interior del cilindro es un factor importante para el desarrollo de la combustión, este proceso depende de ciertas peculiaridades del flujo como por ejemplo la turbulencia, que será condicionante en la velocidad de combustión. Cuando se requiere reducir

consumos de combustible y emisiones contaminantes de un motor es importante tomar en cuenta el flujo de la mezcla aire-combustible en el proceso de admisión y su evolución en el cilindro en función del recinto de combustión ya que estos parámetros influyen en la combustión y transmisión de calor (Payri y Desantes, 2011, p.325).

2.9.1 Características generales del flujo en el motor

Las características que presenta el flujo en el proceso de renovación de la carga y combustión son: no estacionario, (presencia de contornos móviles), turbulento, tridimensional (no posee propiedades de simetría) y bifásico. (Payri y Desantes, 2011, p.325).

2.9.1.1 Turbulencia

De acuerdo con Payri y Desantes (2011, p.325) la turbulencia es uno de los factores más importantes dentro de las características del flujo ya que con ello se logra una mezcla del combustible con el aire a escala molecular. La turbulencia se genera al ingresar el fluido en la admisión.

2.9.1.1.1 Flujo en la admisión

El flujo de los gases en el proceso de admisión caracteriza el desarrollo de estos en el cilindro. Cuando la mezcla ingresa al cilindro tiene forma de chorro cónico, el paso del chorro a través de la válvula produce gradientes de velocidad y debido a esto se genera turbulencia. Es necesario notar que el flujo provocado en la admisión depende del diseño del colector, válvula, culata, entre otros (Carreras et al., 2015, pp.135-136).

La turbulencia que se genera por el ingreso de la carga en la admisión no siempre perdura hasta la combustión, ya que, cuando termina este proceso, es decir, se cierra la válvula de admisión, el aire que ha ingresado forma un vórtice forzado y tiende a disiparse durante el movimiento ascendente del pistón en la carrera de compresión y desaparece casi por completo en el PMS (Payri y Desantes, 2011, p.331).

2.9.1.1.2 Características de la turbulencia

Debido al ingreso de la carga en el proceso de admisión el flujo en el interior de cilindro es turbulento y por lo tanto la mezcla, transferencia de calor y masa presentan mejores características, es por ello, que la turbulencia ayuda a un funcionamiento óptimo de los motores de encendido provocado. La turbulencia presenta varias irregularidades, fluctuaciones de vorticidad y, además, es rotacional (Carreras et al., 2015, p.136).

La turbulencia que se genera al final del proceso de compresión es la más importante debido a que regula los ritmos de mezcla aire combustible, además, al ingresar el flujo en la admisión el fluido no presenta homogeneidad (Carreras et al., 2015, p.136).

2.9.2 Mecanismos de generación de turbulencia en el cilindro

La turbulencia intensifica los fenómenos de transporte puesto que la intensidad de los torbellinos en el flujo turbulento es proporcional al transporte de masa. Las fluctuaciones de velocidad de los vórtices, así como su tamaño y energía cinética se vinculan al efecto que tiene la turbulencia en el proceso de mezcla aire-combustible (Payri y Desantes, 2011, p.331).

Existen dos mecanismos que ayudan a la generación de turbulencias, el primero son los gradientes de velocidad, los cuales son producidos por el flujo de admisión; el segundo mecanismo está relacionado con la destrucción de estructuras de flujo, durante el proceso de compresión las macroestructuras generadas en la admisión se destruyen debido a la interacción que tienen con la cámara de combustión (Payri y Desantes, 2011, p.331).

Cuando el pistón empieza a ascender del PMI al PMS en la carrera de compresión, el flujo tiende a confinarse en la cámara de combustión y el movimiento del fluido generado por el ascenso del pistón interacciona con las estructuras del flujo existente provocando la formación de turbulencia. Dicha interacción depende del diseño de la geometría de la cámara de combustión (Payri y Desantes, 2011, p.331).

2.9.3 Movimiento del aire en el cilindro

La geometría de la cámara de combustión determina la estructura y evolución del flujo en el interior del cilindro. Para la formación de la mezcla, las características turbulentas del flujo son primordiales, así como también lo son para el proceso de combustión y la formación de emisiones contaminantes. La combustión dependerá del movimiento de la mezcla aire-combustible en el punto muerto superior y por ende dicho flujo estará condicionado por las características que tenga a la entrada del cilindro (admisión) y su desarrollo en la carrera de compresión. La circulación de la mezcla presenta tres tipos de macroestructuras como son: *swirl*, *squish* y *tumble*. Es necesario notar que las macroestructuras que sobreviven a la compresión son el *swirl* y el *tumble* (Payri y Desantes, 2011, pp.332-333).

Las componentes del flujo más predominantes en motores diesel de inyección directa son el *swirl* y el *squish*, mismos que se detallaran más adelante; pero la macroestructura que tiene importancia en este estudio es conocida como *tumble*, esta estructura es relevante en motores de encendido provocado de carga homogénea y se caracteriza por que los vórtices se forman con el eje de rotación normal al eje del cilindro (Payri y Desantes, 2011, p.333).

2.9.3.1 Swirl

El *swirl* es un tipo de estructura de flujo generado en la admisión que se caracteriza por el movimiento de rotación del aire alrededor del eje del cilindro (figura 23-2), luego del cierre de

las válvulas, la intensidad del swirl está influenciada por la geometría y disposición de las pipas, pero demasiada intensidad puede dificultar la evolución de la combustión. En este tipo de macroestructura el aire en el proceso de admisión ingresa con un momento angular originando la formación de un vórtice forzado concéntrico al cilindro. El *swirl* mejora la distribución del combustible en la cámara y así se mejora la mezcla, por lo tanto, permite aprovechar de mejor manera el oxígeno (Payri y Desantes, 2011, p.333).

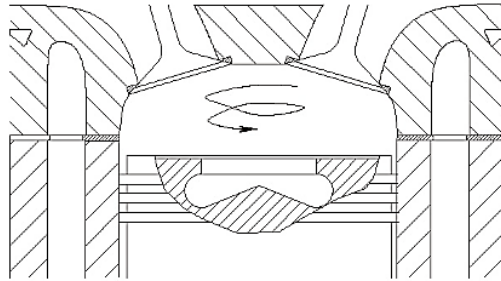


Figura 23-2: Generación del swirl.

Realizado por: Carreras, R.; et al. 2015, p.137

La capacidad de generación del *swirl* se determina mediante el coeficiente de torbellino (C_T), denominado también relación de remolino (*swirl ratio*), como se indica en la ecuación 32-2 (Payri y Desantes, 2011, p.335).

$$C_T = \frac{\omega_a}{\omega_M} \quad (32-2)$$

2.9.3.2 *Squish*

El *squish* es una estructura de flujo que ocurre al final de la carrera de compresión, es decir, cuando el pistón se encuentra en el PMS y, por ende, como se puede ver en la figura 24-2, el espacio entre el pistón y la culata es reducido (Carreras et al., 2015, p.138).

El movimiento ascendente del pistón después del cierre de las válvulas de admisión provoca el desarrollo del flujo debido a la fricción que tiene con las paredes del cilindro, además, el flujo acelera su rotación debido a que está encerrado en el *bowl* (concavidad simétrica en la cabeza de pistón) y esto provoca que la intensidad del flujo sea mayor aumentando los niveles de turbulencia en la cámara de combustión (Payri y Desantes, 2011, p.340).

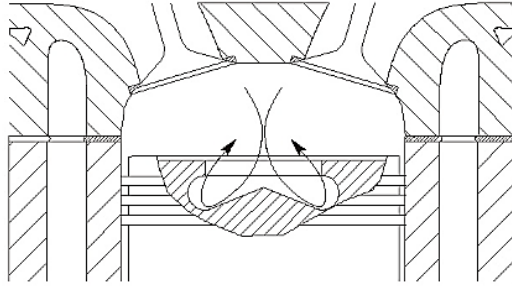


Figura 24-2: Generación del squish.

Realizado por: Carreras, R.; et al. 2015, p.138

2.9.3.3 *Tumble*

En motores de encendido provocado, las macroestructuras mencionadas anteriormente son limitadas o inexistentes. En el caso del squish, al no tener un *bowl* es muy condicionado y el incremento de velocidad del *swirl* es inexistente. En este tipo de motores la generación de la estructura de flujo conocida como *tumble* es posible, las pipas simétricas y de geometría relativamente simple facilitan su generación. Se conoce como *tumble* al flujo generado en la admisión con una rotación de la carga normal al eje del cilindro (Payri y Desantes, 2011, p.349).

Existen dos formas en las que el tumble puede generarse, las mismas que dependen de la geometría de las pipas de admisión. 1) Al ingresar el flujo a través de la válvula de admisión éste es direccionado hacia la válvula de escape por medio de la culata (figura 25-2 sección a), en este caso, el pistón ayuda a la generación de un vórtice que se ira disipando durante la carrera de compresión ya que el flujo pierde intensidad al cierre de la válvula de admisión. 2) El método consiste en que al ingresar el flujo exista un rozamiento de éste con las paredes del cilindro y así formar un vórtice de manera directa, es decir, que el flujo ya no tendrá contacto con la cámara en el momento de su ingreso (figura 25-2 sección b), para lograr esto se puede incrementar la inclinación de la pipa de admisión. Al igual que en el caso anterior cuando termina el proceso de admisión el *tumble* tiende a disiparse, pero, gracias a que la intensidad del vórtice es mayor y su generación ha sido más rápida, esta estructura se ve favorecida por el movimiento ascendente del pistón y subsiste hasta la compresión. El tumble que perdura hasta el PMS en la compresión ayuda a aumentar la intensidad de turbulencia y así tener una mezcla más homogénea (Payri y Desantes, 2011, pp.349-350).

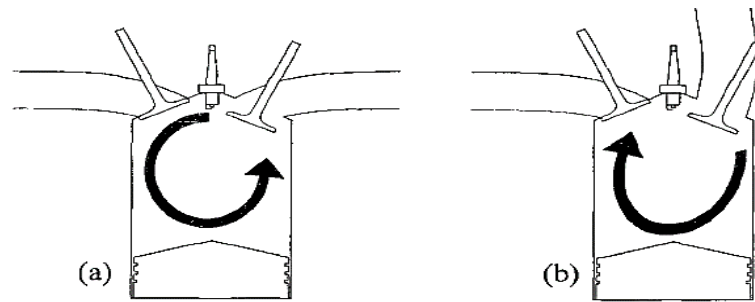


Figura 25-2: Formación del tumble en función de la inclinación de las pipas de admisión.

Realizado por: Payri, F.; Desantes, J. 2011, p.349

Los parámetros del *tumble* como la intensidad de la turbulencia y homogeneidad permiten una evolución correcta del proceso de combustión en motores MEP, al tener una elevada turbulencia y correcto movimiento convectivo se tendrá una elevada velocidad de combustión. Es necesario destacar que un excesivo movimiento convectivo podría apagar a la llama (Payri y Desantes, 2011, p.350).

2.9.3.3.1 MTR

Es un método que permite representar o cuantificar el nivel del tumble existente en la cámara de combustión. El MTR (por sus siglas en inglés *mean tumble ratio*) es el coeficiente de tumble medio y se define como el cociente entre la velocidad angular del fluido dentro de la cámara con respecto a la velocidad de giro del cigüeñal. Para poder calcularlo, es necesario conocer la velocidad angular del fluido y dicha magnitud se puede obtener mediante simulaciones CFD en donde se simula el movimiento de cada partícula y así obtener el TR promedio del fluido para cada ángulo (Verdú, 2017, p.28).

Para determinar de manera experimental este tipo de configuraciones de flujo que se generan en un fluido turbulento se necesita de un banco de flujo en el que a través de técnicas de anemometría puntual como la velocimetría de imágenes de partículas multiplanar (PIV), anemometría de hilo caliente y la anemometría de Laser Doppler (LDV) se puede conocer las tres componentes de velocidad del fluido, las fluctuaciones aleatorias de la turbulencia, su intensidad, entre otras. (Payri y Desantes, 2011, p.337).

2.10 Combustión en MEP

La mezcla aire combustible que ingresa a la cámara de combustión a través del ducto de admisión, se mezcla con gases residuales del ciclo anterior y es comprimida por el émbolo. Cuando el pistón llega al PMS la bujía realiza un aporte de energía en forma de chispa eléctrica iniciando una

deflagración que se propaga por medio de un frente de llama y se extingue al alcanzar las paredes de la cámara. Si la propagación ocurre sin abruptos cambios de velocidad y forma se denomina combustión normal (Carreras et al., 2015, p.109).

El frente de llama, al avanzar a una velocidad subsónica, va quemando la mezcla fresca mientras los gases quemados quedan tras de ella a altas temperaturas, por lo que dentro de la cámara la temperatura no es homogénea, sin embargo, la presión se mantiene constante. Por otro lado, el calor liberado durante el proceso de combustión en un determinado instante es proporcional a la fracción de masa quemada, misma que se define como la relación entre la masa quemada en dicho instante y la masa total de gases (Rovira y Muñoz, 2016, pp.77-79).

2.10.1 Combustión laminar y turbulenta

2.10.1.1 Combustión Laminar

Considera que la mezcla homogénea aire-combustible introducida durante la admisión, se encuentra inicialmente en reposo, de tal forma que no existan anisotropías en la superficie de velocidad inicial y en la forma de propagación del frente de llama, por lo que, considerando estas condiciones ideales, presenta simetría esférica. La velocidad del frente de llama se describe como la suma entre la velocidad de la combustión y la velocidad de arrastre provocada por la expansión de los productos de la reacción (Carreras et al., 2015, pp.110-111).

2.10.1.1.1 Velocidad de combustión laminar

Se define como la velocidad laminar a la velocidad de desplazamiento del frente de llama con respecto a la mezcla fresca considerando una dirección normal a su superficie. De forma aproximada la velocidad laminar (CL) es representada en la ecuación 33-2 relacionando el coeficiente de difusividad térmica de la mezcla (D) y la velocidad de reacción (r). El coeficiente de difusividad térmica, expresado en la ecuación 34-2, relaciona la conductividad térmica de la masa quemada (K), la densidad de la masa sin quemar (ρ) y el calor específico a presión constante (C_p). Por otro lado, la velocidad de reacción está representada en la ecuación 35-2 en función de la presión de la cámara (p), el orden de reacción (n_r), la energía de activación de reacción (E), la constante universal de los gases (R), la temperatura (T) y la constante (A) que depende de las propiedades del combustible y la composición de la mezcla (Carreras et al., 2015, pp.111-112).

$$CL = \sqrt{D \cdot r} \quad (33-2)$$

Donde:

$$D = \frac{K}{C_p \rho} \quad (34-2)$$

$$r = Ap^{nr} e^{\left(\frac{-E}{RT}\right)} \quad (35-2)$$

2.10.1.1.2 Velocidad de arrastre laminar

La velocidad de arrastre se define como la velocidad relativa del frente de llama con respecto a las paredes de la cámara de combustión, misma que es provocada por el empuje de los gases quemados a causa de su expansión, por consiguiente, la velocidad de arrastre decrece a medida que la combustión avanza, ya que la presión de los gases quemados se llega a igualar con la de los gases sin quemar (Carreras et al., 2015, pp.112-113).

2.10.1.2 Combustión Turbulenta

La combustión turbulenta se diferencia por la característica anisotrópica de la mezcla homogénea aire-combustible en términos de velocidad, dicha diferenciación del movimiento da a lugar a la formación de vórtices donde se producen grandes valores de velocidad. El fenómeno produce la deformación o corrugación del del frente de llama, por lo que su superficie aumenta implicando a su vez una mayor cantidad de masa fresca quemada por unidad de tiempo, mayor transmisión de energía de la mezcla, aumento en el espesor del frente de llama y combustiones más rápidas. Específicamente la velocidad de combustión turbulenta puede crecer hasta 10 m/s siendo significativa si se considera que la velocidad promedio de una combustión laminar es de 0.5 m/s. La turbulencia es mayor a medida que el régimen de giro del motor aumenta. La velocidad de la combustión turbulenta (CL), expresada en la ecuación 36-2, relaciona un coeficiente proporcional a la velocidad de la reacción a la temperatura de la llama (B) y la intensidad de turbulencia (u') (Carreras et al., 2015, p.115).

$$CT = CL + (Bu') \quad (36-2)$$

Normalmente la combustión es muy intensa, lo que provoca que el frente de llama avance a la velocidad del fluido en el torbellino, dejando zonas de mezcla fresca a su paso que son quemadas posteriormente cuando el frente de llama avanza hacia su interior. Esto eleva aún más la velocidad de la combustión y la cantidad de masa quemada (Rovira y Muñoz, 2016, p.84).

2.10.2 Fases de la combustión

Como se observa en la figura 26-2, al iniciar el proceso de combustión con la ignición dentro de la cámara, la fracción de masa quemada aumenta levemente, posterior a ello se produce un incremento brusco y finalmente la fracción de masa quemada es asíntota a uno debido a las imperfecciones del proceso. Las tres etapas mencionadas dividen a la combustión en tres distintas fases (Rovira y Muñoz, 2016, p.80).

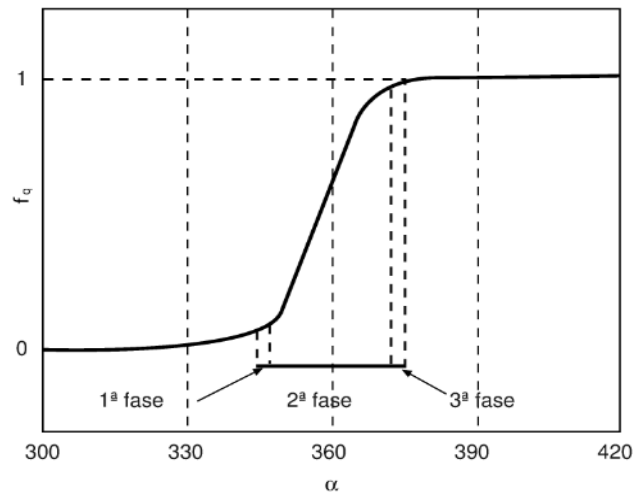


Figura 26-2: Fracción de masa quemada en función del ángulo de giro del cigüeñal.

Realizado por: Rovira, A.; Muñoz, M. 2016, p.80

2.10.2.1 Primera fase

Es caracterizada por la ignición que causa el encendido y formación del frente de llama, así como la quema de una pequeña parte de la mezcla correspondiente al 5% -10% de la fracción de masa quemada, por lo que la liberación de calor en esta fase es inapreciable. En la ignición, el aporte de energía debe proporcionarse a un volumen crítico de mezcla, el cual no debe ser demasiado grande para que la energía necesaria en la activación sea mínima, pero debe ser suficiente para que el calor liberado al quemarse desarrolle un frente de llama que se propague por toda la cámara. En esta fase predomina la combustión laminar (Rovira y Muñoz, 2016, pp.80-81).

2.10.2.2 Segunda fase

En la segunda fase, el frente de llama se propaga a través de la cámara de combustión, quemándose la mayor parte de la mezcla debido principalmente a dos razones: la primera es que, al ser el frente de llama esférico, a su avance va quemando una cantidad cada vez mayor de masa; la segunda es causada por el confinamiento de mezcla fresca en una zona reducida en la parte más alejada del inicio del encendido, a raíz de la expansión de gases quemados. Por otro lado, la longitud de combustión, definida como la distancia que tiene que recorrer el frente de llama, depende de la geometría de la cámara de combustión y la ubicación de la bujía, dicha longitud debe ser la menor posible con el fin de reducir el tiempo de combustión. En esta fase la combustión es mayoritariamente turbulenta (Rovira y Muñoz, 2016, pp.81-83).

2.10.2.3 Tercera fase

Esta última fase inicia cuando la llama termina de recorrer la longitud de combustión, y es aquí donde se queman las zonas de mezcla fresca dejadas por el paso del frente de llama turbulento. el calor correspondiente a la fracción de masa quemada en esta fase es muy pequeño (Rovira y Muñoz, 2016, p.85).

La combustión vuelve ser laminar y ocurre en el 5% del α_c . Es aquí donde se extingue el frente de llama al acercarse a las paredes de la cámara, produciéndose la aparición de inquemados debido a que el frente de llama no alcanza al combustible cercano a las paredes del recinto, siendo evacuado posteriormente en el escape y contribuyendo así a la contaminación por hidrocarburos (Carreras et al., 2015, p.122).

2.10.3 Combustión anormal – autoinflamación

La autoinflamación de la mezcla sin quemar se da generalmente en la porción del gas a la que el frente de llama tarda más en llegar. Cuando se produce la autoinflamación los incrementos de presión producidos aumentan la temperatura y presión del resto de la mezcla sin quemar, elevando en gran medida la tasa de masa quemada, es decir, se convierte en un proceso que se realimenta a sí mismo. En dicho fenómeno se crea una onda de presión que es propagada a lo largo de la cámara de combustión a la velocidad del sonido, generando un ruido característico y produciendo efectos negativos en los elementos mecánicos del motor (Payri y Desantes, 2011, pp561-562).

El incremento del riesgo en la aparición de autoinflamaciones es provocado por factores que eleven la temperatura dentro de la cámara de combustión, entre ellos se puede mencionar: el incremento del grado de carga, alto régimen de giro y el dosado estequiométrico, es por esta razón que suele tomarse acciones como enriquecer o adicionar gases quemados a la mezcla con el fin de reducir los niveles de temperatura. Por otro lado, los fenómenos que ayudan a reducir el tiempo de combustión permiten disminuir la probabilidad de aparición de autoinflamaciones, entre ellos se destacan: el incremento de turbulencia, control del tiempo de encendido y la reducción de la longitud de combustión (Payri y Desantes, 2011, pp.566-567).

2.10.4 Factores que influyen en el proceso de combustión

2.10.4.1 Instante de encendido

La modificación del instante de encendido influye notablemente en el proceso de combustión y, por ende, en la cantidad de trabajo desarrollado. De tal manera que al aumentar el avance de la ignición se incrementa la presión media efectiva, sin embargo, al superar cierto valor de avance se puede producir autoinflamaciones (Payri y Desantes, 2011, p.554).

2.10.4.2 *Velocidad del frente de llama*

La velocidad del frente de llama es afectada por la temperatura, de tal manera que el calentamiento de la mezcla antes de la combustión eleva la velocidad de reacción y coeficiente de difusividad, de igual forma el dosado ligeramente rico cercano al estequiométrico producen mayores temperaturas durante el proceso. Por otra parte, las mezclas con cierto porcentaje de humedad y gases residuales producen el efecto contrario disminuyendo la velocidad del frente de llama (Carreras et al., 2015, pp.113-114).

2.10.4.3 *Grado de carga y dosado*

Al disminuir el grado de carga en los motores de encendido provocado se incrementan los gases residuales dentro de la cámara, ocasionando que la velocidad del frente de llama disminuya. Por otro lado, la variación excesiva del dosado (generalmente para valores menores a 1 y mayores a 1.2) puede causar el aumento drástico del ángulo de combustión (Payri y Desantes, 2011, pp. 555-556).

2.11 Emisiones contaminantes

2.11.1 *Generación de emisiones contaminantes*

Durante el funcionamiento del motor los principales gases contaminantes generados son el monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), hidrocarburos sin quemar (HC) y óxidos de nitrógeno (NO_x). De manera general los NO_x son originados por las altas temperaturas alcanzadas dentro de la cámara de combustión y el exceso de oxígeno en la mezcla; el CO es generado por combustiones incompletas debidas a la carencia de oxígeno a causa de la formación de zonas con mezclas pobres y ricas, siendo estas últimas donde se evidencian los productos de combustiones incompletas; finalmente, los HC pueden producirse debido a la extinción de la llama que deja combustible sin quemar cerca de las paredes de la cámara, la dispersión del dosado o la evaporación de gases dentro del tanque de combustible (López et al., 2020, p.128).

2.11.1.1 *Estrategias de reducción de emisiones*

2.11.1.1.1 *Estrategias activas*

Son aquellas estrategias tomadas sobre parámetros influyentes en el proceso de combustión para evitar la formación de gases o partículas contaminantes, reduciendo de este modo, la cantidad total de residuos no deseados. Entre estas podemos encontrar: el control del dosado, implementación de sistemas de inyección y mejoras en la geometría de la cámara de combustión (López et al., 2020, p.130).

2.11.1.1.2 Estrategias pasivas

Son aquellas estrategias implementadas después de la combustión de la mezcla con el fin de eliminar los gases contaminantes una vez que ya han sido formados, es decir, se reduce la cantidad de contaminantes producidos antes de ser expulsados al ambiente, entre estas estrategias se encuentran la implementación de sistemas catalíticos y cánister (López et al., 2020, p.130).

2.11.2 Factores influyentes en la producción de gases contaminantes

2.11.2.1 Dosado

Como se puede apreciar en la figura 27-2, la producción de los diferentes gases contaminantes durante la combustión varía en función del dosado, es así como en el caso del CO, al operar el motor con dosados mayores a uno, aumenta en gran medida a causa de la carencia de O₂. Por otro lado, la cantidad de hidrocarburos disminuye con la reducción del dosado, sin embargo, al llegar a cierto límite de mezcla pobre, los HC se elevan nuevamente debido a que el frente de llama tiene dificultades para propagarse, ocasionando combustiones incompletas. Para finalizar, las emisiones de NO_x son máximas en mezclas levemente pobres cercanas al dosado estequiométrico, esto es causado por la presencia de oxígeno excedente y la alta temperatura de la cámara (López et al., 2020, pp.138-139).

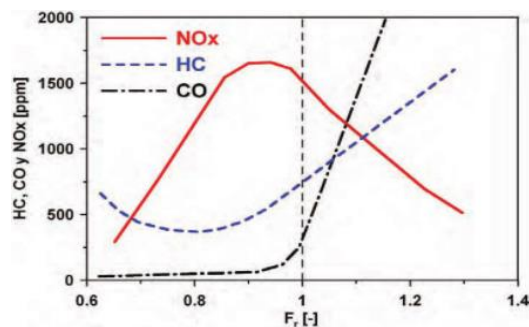


Figura 27-2: Producción de gases contaminantes en función del dosado

Realizado por: López, J.; et al. 2020, p.138

2.11.2.2 Tiempo de encendido

Un avance excesivo del encendido eleva en gran medida las emisiones de NO_x e hidrocarburos debido a las altas presiones y temperaturas originadas. Por el contrario, el retraso reduce considerablemente dichos contaminantes ya que las temperaturas y presiones disminuyen, sin embargo, el rendimiento del motor y la presión media efectiva también se ven afectados (Carreras et al., 2015, p.349).

2.11.2.3 *Diagrama de distribución*

A pesar de que el aumento del ángulo de cruce ayuda a mejorar la eficiencia volumétrica, las emisiones de hidrocarburos y NOx se elevan a causa del cortocircuito de mezcla fresca hacia el escape y el aumento de presión en el cilindro (Carreras et al., 2015, pp.349-350).

2.11.2.4 *Relación de compresión*

El aumento de la relación de compresión favorece la potencia y reduce la fracción mezcla sin quemar, por ende, las emisiones de hidrocarburos disminuyen. Sin embargo, esta acción también eleva la presión y temperatura dentro del cilindro, y con ello aumenta la producción de NOX (Carreras et al., 2015, p.350).

Adicional a esto, Rodríguez et al. (2018, p.81) afirman en su estudio experimental que, al disminuir el volumen de la cámara de combustión y aumentar la relación de compresión, la producción de gases contaminantes disminuye significativamente, lo cual es atribuido a una combustión más eficiente provocada por la presencia de una mezcla más homogénea.

Es importante tener en cuenta que la reducción de la relación de compresión ayuda a evitar las combustiones espontáneas (autoencendido) pero esto implica el aumento de la fracción de mezcla sin quemar y por ende el aumento de emisiones contaminantes, disminución del rendimiento del motor y aumento en el consumo de combustible, este último en motores con gestión electrónica (Bocos, 2017, p.18).

A pesar de que en la mayor parte de la bibliografía se aconseja que la máxima relación de compresión en un motor de encendido provocado no sea mayor de 11:1 (en el caso de motores sobre alimentados el valor recomendado disminuye a 8,5:1); se debe considerar que el volumen de la cámara junto al octanaje del combustible influye en la generación de autoencendidos. De este modo una excesiva relación de compresión puede ser perjudicial para la vida útil del motor. Por otro lado, el octanaje del combustible (capacidad antidetonante) depende de la relación de compresión del motor, es decir que, entre mayor sea la relación de compresión mayor es el octanaje requerido, es por ello por lo que la mayoría de los fabricantes recomiendan la utilización de un combustible de 92 octanos para vehículos con una relación de compresión menor a 9; 95 octanos en relaciones de compresión comprendidas entre 9 y 10 y 98 octanos para vehículos con relación de compresión mayores a 10. Sin embargo, al ser el autoencendido un efecto dependiente de la presión atmosférica, como regla general se dice que por cada 3000m de altura es posible utilizar un combustible con 10 octanos menos que el recomendado a nivel del mar (Ávila & Ayala, 2013, p.98).

2.11.2.5 *Geometría de la cámara de combustión*

La geometría de la cámara de combustión influye directamente en la propagación del frente de llama, y en la formación de turbulencias que pueden ayudar a mejorar la eficiencia de la combustión. La producción de hidrocarburos puede reducirse al utilizar una cámara de combustión con una geometría específica que ayude a evitar al máximo las regiones inaccesibles al frente de llama, con el fin de disminuir la cantidad de mezcla sin quemar atrapada en rincones lejanos al punto de ignición (López et al., 2020, p.135).

2.11.3 *Medición de emisiones de escape*

Para la medición de emisiones contaminantes se utilizan técnicas muy sofisticadas y, por ende, de gran precisión. Generalmente se usan analizadores de gases que requieren mantenimiento especial y una calibración periódica. La sensibilidad de estos instrumentos de medida es alta ya que deben detectar pequeñas cantidades de contaminantes en los gases de escape. El monóxido de carbono (CO), hidrocarburos sin quemar (HC) y óxidos de nitrógeno (NO_x) son los contaminantes de mayor importancia (Payri y Desantes, 2011, p.931).

2.11.3.1 *Tecnologías para la estimación de gases contaminantes*

2.11.3.1.1 *Sensores remotos*

Consiste en la emisión de un haz de luz infrarroja hacia una serie de detectores para bandas de absorción y micrómetros, en los que se mide la cantidad de energía absorbida por los gases provenientes del vehículo. La energía absorbida resulta proporcional a la concentración de hidrocarburos, monóxido y dióxido de carbono. Por otro lado, la concentración de óxidos de nitrógeno se mide con una fuente de luz ultravioleta. La desventaja de este tipo de sistemas es su diseño exclusivo para mediciones en carretera, sin embargo, es necesario que el vehículo circule a baja velocidad debido a los remanentes de automóviles que han circulado con anterioridad (Jiménez, 2014, pp. 26-27).

2.11.3.1.2 *Analizadores de gases*

Los analizadores de gases cuentan con detectores de ionización de llama con analizadores infrarrojos y ultravioleta no dispersivo, estos componentes hacen posible la medición simultánea a tiempo real de óxidos de nitrógeno, monóxido y dióxido de carbono. En la figura 28-2 se indica el esquema general que describe el funcionamiento de un analizador de gases convencional (Jiménez, 2014, pp.28-29).

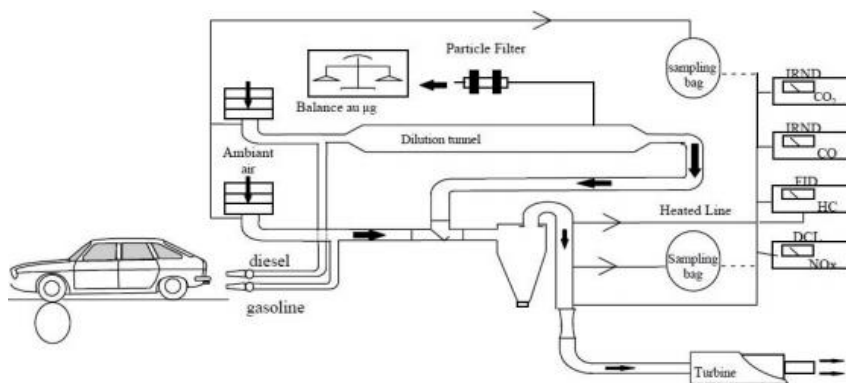


Figura 28-2: Esquema de funcionamiento de analizador de gases.

Realizado por: Jiménez, J. 2014, p. 29

2.11.3.1.3 Medidores de material particulado y opacímetros avanzados

Para el caso específico de vehículos a diésel, es común el uso de medidores de material particulado y opacímetros. Por un lado, los medidores de material particulado se encargan de analizar las partículas y los gases de escape a través de un análisis gravimétrico, contadores de partículas y medidores de concentración de partículas de acuerdo con el diámetro aerodinámico. En el caso de los opacímetros, se encargan de medir las propiedades ópticas de las emisiones mediante la extinción de un haz de luz emitida por una fuente led verde hacia un foto-receptor al propagarse en lo gases producto de la combustión (Jiménez, 2014, p.p. 30-33).

2.11.3.2 Normativa ecuatoriana

El servicio ecuatoriano de normalización INEN establece por medio del reglamento técnico “RTE INEN 136 (1R) apartado g)” los niveles de emisión de gases contaminantes que deben cumplir las motocicletas y tricimotos. Los límites máximos de emisiones permitidas tomados en una prueba estática a ralentí en modelos a partir del año 2014 se muestran en la tabla 1-2 (INEN, 2018).

Tabla 1-2: Límites máximos permitidos de emisiones en motocicletas a partir del año 2014.

Tipo de motor	CO (%V)	HC (ppm)
Todas	3,5	2000,0

Fuente: INEN, 2018.

Realizado por: INEN, 2018.

2.12 Criterios de diseño de cámara de combustión

El diseño de la cámara influye en gran medida al proceso de combustión y a su vez a la formación NOx y emisión de hidrocarburos sin quemar. Son tres las principales características a tomar en cuenta para su diseño (Carreras et al., 2015, pp.350-351):

- La alta turbulencia dentro de la cámara, debido a que mejora la homogeneización de la mezcla y la disipación del frente de llama, reduciendo las emisiones de hidrocarburos.
- La ausencia de puntos calientes, ya que estos dan origen a combustiones anómalas y formación de NOx.
- Reducir la relación superficie/volumen, esta última tiene dos efectos: el primero es permitir que el frente de llama tenga recorridos cortos, lo que ayuda a reducir las emisiones de HC; mientras que el segundo es hacer más adiabático al motor, sin embargo, se debe considerar que las altas temperaturas, a pesar de reducir la cantidad de hidrocarburos sin quemar, pueden ser causantes de la formación de NOx.

2.12.1 Configuraciones típicas

Las configuraciones más utilizadas debido a sus prestaciones en motores de encendido provocado son la cámara de cuña, cámara labrada en pistón y cámara hemisférica; representadas en la figura 29-2. Para su elección, además de considerarse las características descritas a continuación, se debe tener en cuenta la generación de turbulencia. A pesar de que toda turbulencia sea positiva en la optimización del proceso de combustión, el tumble se convierte en una micro turbulencia muy benéfica debido a que al quedar aplastado el vórtice a medida que sube el pistón, se acelera la primera fase de la combustión (Payri y Desantes, 2011, p.574).

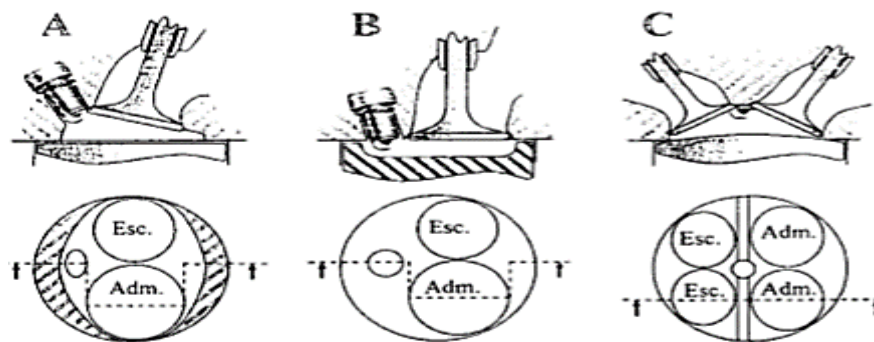


Figura 29-2: Cámaras de combustión. a) De cuña. b) Labrada en el pistón. c). Hemisférica.

Realizado por: Payri, F.; Desantes, J. 2011, p.573

2.12.1.1 Cámara de cuña

Ayuda a concentrar una mayor cantidad de mezcla fresca cerca del punto de ignición, lo que permite que la mezcla ubicada en los puntos más lejanos sea mínima y esté mejor refrigerada. Posee una elevada relación superficie/volumen, por lo que ayuda a evacuar una gran cantidad de calor disminuyendo el riesgo de autoencendido, y en caso de producirse, su intensidad es menor (Payri y Desantes, 2011, p.573).

2.12.1.2 *Cámara labrada en pistón*

Es de bajo costo de fabricación y simplifica el diseño de la culata. Las válvulas suelen colocarse de forma paralela lo que ayuda a reducir el peso del motor debido a la necesidad de únicamente un árbol de levas. Ayuda a generar altos niveles de turbulencia por aceleración del fluido en la cabeza del pistón, favoreciendo la velocidad de combustión y menorando el riesgo de autoinflamación (Payri y Desantes, 2011, pp.573-574).

2.12.1.3 *Cámara hemisférica*

Su forma es triangular, donde la base del triángulo es constituida por la cabeza del pistón y sus lados corresponden a las paredes donde se encuentran las válvulas. Una de sus principales ventajas es la de tener la bujía en una posición central, disminuyendo la longitud que tiene que recorrer el frente de llama y, además, la turbulencia generada es elevada, por lo que se logra disminuir en gran medida el autoencendido (Escudero et al., 2011, p.117).

A causa del importante aumento de superficie se posibilita un incremento considerado de la sección de paso de las válvulas, así mismo, los conductos resultan más permeables debido a que la vena fluida debe realizar un recorrido más suave por la inclinación de las válvulas. Su relación superficie volumen es baja, lo que ayuda a mejorar la adiabaticidad del motor. El costo de fabricación resulta mayor por su complejidad y necesidad de mejorar la distribución ya que las válvulas no se encuentran paralelas (Payri y Desantes, 2011, p.574).

2.12.2 *Materiales*

Las culatas pueden estar fabricadas de dos materiales, fundición de hierro o aleaciones ligeras. Por su lado los cabezotes de fundición de hierro, al presentar elevada resistencia mecánica, son empleadas en motores de grandes dimensiones cuya culata es propensa a alabeos. Por otro lado, las aleaciones ligeras presentan un mayor coeficiente de disipación térmica y menor densidad, sin embargo, son menos resistentes por lo que tienden a alabearse fácilmente con el calor. Las aleaciones ligeras se componen principalmente de aluminio, magnesio y silicio; siendo este último componente el encargado de elevar la resistencia del material (Escudero et al., 2011, p.113).

2.13 *Análisis CAE*

2.13.1 *Estudio CFD*

CFD es un acrónimo para *Computational Fluid Dynamics* que se traduce al español como Dinámica de Fluidos Computacional, es una técnica que resuelve problemas físicos relacionados a los fluidos y sus movimientos, para lo cual se emplean computadores y técnicas numéricas. CFD es un software que resuelve ecuaciones de gobierno de la mecánica de fluidos para calcular de una manera detallada el movimiento de las partículas de un fluido. En dichas ecuaciones se

incluyen leyes de conservación para la masa, cantidad de movimiento y energía (Fernández, 2015, pp.3-4).

La mayoría de los programas comerciales (*Fluent, CFX*, entre otros) utilizan el método de volúmenes finitos para resolver las ecuaciones de gobierno de la mecánica de fluidos. En la figura 30-2 se presenta un diagrama de flujo para la aplicación de CFD en donde se puede apreciar el proceso que generalmente es utilizado para poner en marcha esta técnica (Fernández, 2015, p.17).

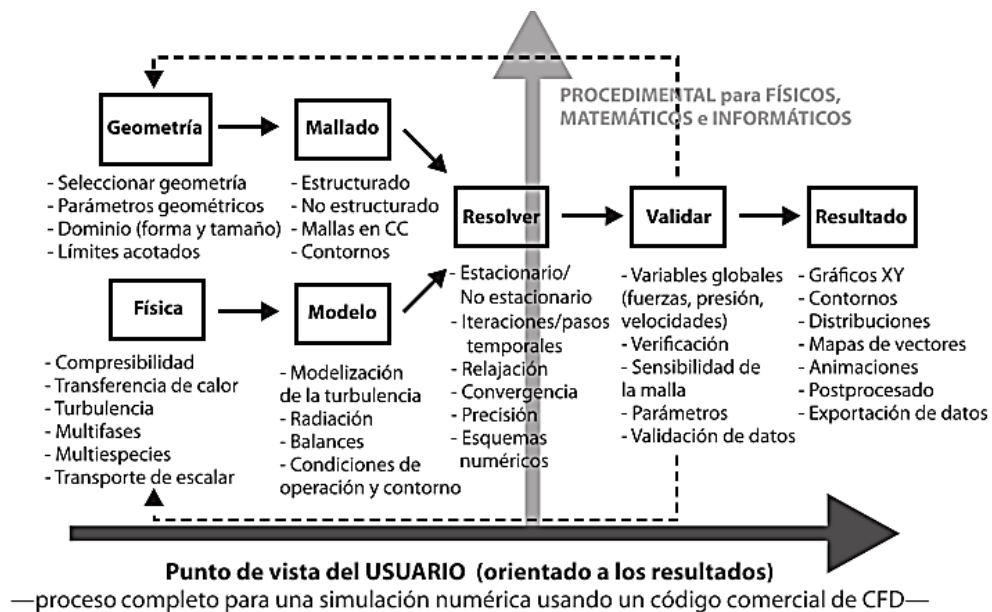


Figura 30-2: Diagrama de flujo para aplicación de CFD.

Realizado por: Fernández, J. 2015, p.

De manera general el proceso que realiza el programa es: 1) Divide el dominio en un número finito de celdas (volúmenes de control), a este proceso se lo denomina discretización. 2) Las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía se plantea en cada una de estas celdas. 3) Las ecuaciones se linealizan para obtener un sistema algebraico de ecuaciones. 4) Se resuelve numéricamente de manera iterativa (Fernández, 2015, p.18).

Se utiliza un método iterativo para la resolución numérica de las ecuaciones, de esta manera la inversión de matrices es eficiente y se tiene gran reducción del gasto computacional, además, se resuelve el problema de la no linealidad que presentan las ecuaciones de gobierno. Es importante notar que se requiere un criterio de convergencia para este tipo de resolución, es decir, se necesita diferenciar la solución actual de la anterior en cada celda y cada diferencia debe ser lo más pequeña posible. Por lo general se utiliza un residuo de $10e-3$ que indica que la solución a convergido revelando así la estabilidad del método numérico (Fernández, 2015, pp.40-41).

2.13.1.1 Modelado de flujos de gases del motor

Permite realizar cálculos de los flujos no reactivos en el motor considerando aspectos como la inclusión de varios fenómenos que se producen al fluir un gas, pérdidas de carga, pérdidas de energía por transmisión de calor a través de las paredes de los conductos y la compresibilidad cuando el flujo alcanza grandes velocidades (Sirvent, 2016, p.11).

Existen varios modelos utilizados en el modelado de flujo de gases en el motor como: de valor medio, de llenado y vaciado, unidimensionales de acción de ondas y modelos multidimensionales, este último permite hacer cálculos detallados de flujo en el motor y, además, es el más utilizado en la actualidad. El modelado multidimensional se basa en la resolución de las ecuaciones de *Navier-Stokes* basándose en métodos numérico. En este tipo de modelos se destacan las ecuaciones de transporte. La selección del modelo de turbulencia es un aspecto importante, el más común es el $\kappa - \varepsilon$ en el que se utiliza el transporte de energía cinética turbulenta y su disipación (Payri y Desantes, 2011, p.760).

2.13.2 Mallado

La malla está estrechamente relacionada con la fidelidad de los resultados, es decir, un mallado de calidad permite obtener resultados con buena precisión. Existen dos tipos de mallas: estructuradas y no estructuradas, la malla no estructurada no sigue ningún tipo de dirección preferente mientras que la otra si (Fernández, 2015, p.78).

2.13.2.1 Malla estructurada

El mallado estructurado (figura 31-2) generalmente va a estar alineado con las direcciones principales de la malla, es decir, que seguirá a las líneas de corriente las que se alinearan con los contornos del dominio. Es importante destacar que en este tipo de malla se tienen mejores prestaciones para el cálculo CFD ya que, mejora la precisión, reduce el tiempo de cálculo y el consumo computacional es menor. Una malla estructurada ideal presenta separaciones entre nodos con dimensiones similares y además tiene celdas cúbicas, con ello se tiene mejor precisión en los resultados (Fernández, 2015, p.80).

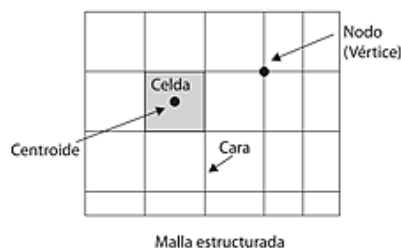


Figura 31-2: Malla estructurada.

Realizado por: Fernández, J. 2015, p.79

2.13.2.2 Malla no estructurada

Debido a que cada vez se requiere simular geometrías más complejas se ha desarrollado las mallas no estructuradas (figura 32-2) y con ello se reduce el tiempo empleado en la construcción de un modelo, pero, la precisión se verá afectada y el gasto computacional aumentará (Fernández, 2015, p.79).

Este tipo de mallado generalmente es el más usado en las simulaciones CFD debido a que se generan automáticamente en geometrías arbitrarias. Esta malla permite cubrir con celdas tetraédricas cualquier geometría y emplea como su unidad básica de generación de celdas elementos triangulares y cuadriláteros (Fernández, 2015, p.83).

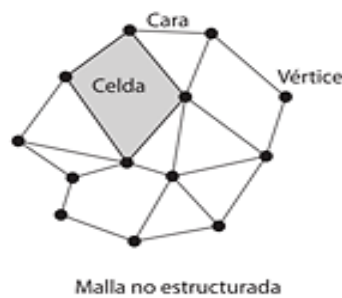


Figura 32-2: Malla no estructurada.

Realizado por: Fernández, J. 2015, p.79

2.13.2.3 Parámetros de configuración de tamaño de malla

2.13.2.3.1 Resolution

Este parámetro se encarga de controlar la distribución de la malla en un rango de 0 a 7. Cuando se establece la resolución en un valor bajo, el ajuste del mallado será grueso; por el contrario, si el valor es cercano a 7 el ajuste será fino (ANSYS Help, 2020).

2.13.2.3.2 Transition

Con este ajuste se puede controlar la tasa a la que crecerán los elementos continuos, de este modo se puede elegir entre dos opciones; slow y fast, con la intención de obtener transiciones suaves y abruptas respectivamente (ANSYS Help, 2020).

2.13.2.3.3 Span angle center

Se enfoca en refinar la malla en una curvatura. La malla se subdivide en distintas secciones hasta completar la totalidad del ángulo del arco. Existen tres niveles de refinamiento: Coarse ($91^\circ - 60^\circ$), Medium ($75^\circ - 24^\circ$) y Fine ($36^\circ - 12^\circ$) (ANSYS Help, 2020).

2.13.2.3.4 *Initial size seed*

Esta opción permite establecer el tamaño inicial del elemento de acuerdo con dos configuraciones.

1) Ensamblaje: basa el tamaño inicial en la diagonal de la geometría delimitadora del ensamblaje independientemente de las piezas suprimidas. 2) Parte: a diferencia del anterior, el tamaño inicial se relaciona con la diagonal del cuadro delimitador de cada pieza del ensamblaje. Es recomendada para geometrías en las que la finura de la malla en una pieza en particular es más importante que el tamaño total del ensamblaje (ANSYS Help, 2020).

2.13.2.4 *Requisitos para un buen mallado*

Fernández (2015, p.79) detalla varios requisitos que se deben tomar en cuenta para una buena discretización del dominio los mismo que se describen a continuación:

- Es importante tener en cuenta la geometría que se va a modelar y en función de ello seleccionar el tipo de malla.
- En zonas donde el flujo presente gradiente que requieran atención especial se debe refinar la malla.
- No debe existir variaciones en la malla ya que esta debe tener una distribución regular en el dominio.
- Evitar volúmenes de control con deformaciones es decir que tengan ángulos muy agudos.
- La malla debe tener una adaptación dinámica en variaciones de variables de la solución de flujo.
- No debe existir discontinuidad en el tamaño de las celdas.
- En el caso de tener refinamiento de malla la variación de tamaños debe ser de manera continua en todas las direcciones.
- Evitar elementos en forma de cuña, cóncavos, ángulos poco ortogonales ya que si se tienen ángulos menores a 20-30° es muy probable que los resultados no tengan una buena precisión.
- Celdas con lados muy pequeños solamente es aceptable en capas límites.

2.13.2.5 *Criterios de calidad de malla*

Ya que no se cuenta con un proceso para estimar el error en la simulación se usan los criterios de calidad de malla para evaluar la forma geométrica de los elementos y con ello valorar la eficacia de los resultados (Hernández, 2017, p.23).

2.13.2.5.1 *Element quality*

Se define como una métrica de calidad compuesta, debido a que se basa en la relación entre el volumen y la suma del cuadrado de las longitudes de los bordes de los elementos para determinar

valores que varían entre 0 y 1, siendo 0 el indicativo de un elemento sin volumen, mientras que 1 representa un cubo o cuadrado perfecto (ANSYS Help, 2020).

2.13.2.5.2 Skewness

Es una medida de que tan cerca o lejos se encuentra la forma de un elemento con respecto a un elemento regular de su misma cantidad de caras/lados, es decir, determina la simetría y la oblicuidad de los elementos (Páez, 2017, p.20).

Un valor de skewness de 0 indica que la celda es un triángulo equilátero o un rectángulo (los mejores casos) y si presenta un valor de 1 la celda está totalmente declinada (Alcázar, 2017, p.38).

En una malla triangular o tetraédrica el máximo valor del skewness no debe superar 0.95 y su promedio debe ser inferior a 0.33, la tabla 2-2 muestra los valores del skewness con su respectiva interpretación de calidad (Páez, 2017, p.20).

Tabla 2-2: Calidad de la celda en función de la oblicuidad.

Valor de Oblicuidad (Skewness)	Calidad de da Celda
1	Degenerada
$0.9 - < 1$	Mala
$0.75 - 0.9$	Pobre
$0.5 - 0.75$	Aceptable
$0.25 - 0.5$	Buena
$> 0 - 0.25$	Excelente
0	Equilátera

Fuente: Carrera, J. 2019, p.74.

Realizado por: Autores, 2020.

2.13.2.5.3 Aspect ratio

Es la relación entre la máxima y mínima longitud del mismo elemento, principalmente se usa para determinar la proximidad de la celda a ser ideal, definiéndose para cada tipo de elemento de forma diferente. De este modo para celdas equiláteras la relación de aspecto se acerca a la unidad, para celdas regulares la relación será mayor a uno. Es importante mencionar que un valor elevado no es sinónimo de mala calidad de mallado si se tiene una justificación para la deformación elevada de los elementos como el refinamiento solo en zonas de especial interés (Alcázar, 2017, p.40).

2.13.2.5.4 Orthogonal Quality

Este parámetro evalúa la calidad ortogonal de las celdas relacionando los vectores normales a las caras del elemento y el vector centroide de la celda a sus adyacentes. Los valores varían entre 0 y 1 (tabla 3-2), siendo lo óptimo que el valor de la celda sea igual a la unidad indicando que los ángulos de la celda tienden a 90° (ANSYS Help, 2020).

Tabla 3-2: Calidad de la celda en función de la oblicuidad.

Ortogonalidad	Calidad de la celda
0-0,001	inaceptable
0,001-0,15	malo
0,15-0,2	aceptable
0,2-0,7	bueno
0,70-0,95	muy bueno
0,95-1	excelente

Fuente: Carrera, J. 2019, p.73.

Realizado por: Autores, 2020.

2.13.3 *Herramientas proporcionadas por ANSYS para el estudio CAE*

2.13.3.1 *Ansys Fluent*

Consiste en una herramienta que ayuda a la modelación de flujos, transferencia de calor y reacciones químicas dentro de una geometría determinada. Para geometrías complejas proporciona flexibilidad de mallado completa y la creación de mallas no estructuradas (ANSYS Help, 2020).

- Sistema IC Engine (Fluent)

El sistema IC Engine permite el cálculo de la tasa de flujo, remolinos y otros parámetros característicos del funcionamiento de un motor de combustión interna. Este análisis se realiza en Ansys Fluent a partir de una geometría en movimiento, por lo que la malla generada es dinámica. Los tipos de análisis que se pueden obtener en el sistema descrito se indican a continuación (ANSYS Help, 2020).

2.13.3.1.1 *Análisis de flujo en puertos*

En un análisis de flujo de puertos la geometría de los conductos de admisión y escape con sus respectivas válvulas y cilindro del motor se mantienen estables en estados de funcionamiento de mayor importancia o bien en puntos críticos del ciclo termodinámico para que el fluido interactúe con la geometría estática y determinar caudal, remolinos y niveles de turbulencia. Este tipo de estudio CFD permite la modificación de la geometría del puerto y lograr el comportamiento deseado del flujo. Para validar una simulación de este tipo se necesita un banco de flujo en el cual debe estar montado el cabezote original, es decir, del cual se obtuvo la geometría. Es importante mencionar que en este tipo de simulación no se obtienen resultados de fenómenos producidos por la compresión y expansión del aire dentro del cilindro durante el funcionamiento del motor (ANSYS Help, 2020).

2.13.3.1.2 *Análisis de flujo en frío*

Un análisis de flujo en frío consiste en una simulación CFD con geometría en movimiento, en este caso se emula un ciclo completo del motor, pero sin reacciones, es decir, sin combustión. Lo que se pretende determinar es el proceso de formación y evolución de la mezcla mediante un estudio de la interacción entre la geometría en movimiento y la dinámica de fluidos en el proceso de admisión, así como la generación de los distintos tipos de turbulencia que ayudan a garantizar las óptimas condiciones del flujo de aire en el interior del cilindro durante y al final de la compresión y así generar buena combustión con una excelente propagación del frente de llama. Por otro lado, debido a que la simulación no toma en cuenta los diversos procesos termodinámicos que se dan lugar durante la combustión, los resultados obtenidos en las carreras de combustión y escape no reflejan la realidad (ANSYS Help, 2020).

2.13.3.1.3 *Simulación de combustión en el cilindro*

Se realiza sobre una geometría más simplificada debido a que estudia únicamente el comportamiento de los gases y las reacciones producidas durante la combustión en la cámara y el cilindro, es decir, las válvulas y puertos no intervienen en el proceso, y la única parte móvil es la cabeza del pitón. Los parámetros de entrada normalmente son obtenidos de una simulación de flujo en frío. Los modelos utilizados consideran la pulverización del combustible, tiempo y ángulo de inyección, así como la formación de contaminantes teniendo en cuenta el comportamiento de la pulverización y la interacción turbulencia – química (ANSYS Help, 2020).

2.13.3.1.4 *Simulación de ciclo completo*

En este tipo de estudios se analiza el ciclo completo del motor, es decir, la interacción del fluido con la geometría de los conductos, válvula y cámara de combustión, la pulverización del combustible, el proceso químico, propagación de frente de llama y la evacuación de los gases de escape. La principal ventaja es la obtención de resultados para la evaluación completa del motor de combustión interna, sin embargo, su configuración es muy complicada de realizar y el gasto computacional también es elevado (ANSYS Help, 2020).

2.13.3.2 *Ansys Mechanical*

Consiste en una aplicación de Ansys Workbench donde se pueden configurar y realizar simulaciones ingenieriles. Las soluciones se obtienen tras configurar un modelo geométrico y sus respectivas cargas. Esta aplicación es capaz de ejecutar análisis eléctricos, dinámicos, acústicos, magnetostáticos, estructurales estáticos, térmicos estacionarios, estructurales y térmicos transitorios, entre otros (ANSYS Help, 2020).

2.13.3.2.1 *Análisis estructural estático – “Static Structural”*

Permite el estudio de desplazamientos, tensiones, deformaciones y fuerzas provocadas por cargas aplicadas en elementos mecánicos. Es importante destacar que dichas cargas no producen efectos inerciales o de amortiguación significativos y varían lentamente con el tiempo. Entre las principales cargas que se pueden aplicar en este tipo de análisis se encuentran: fuerzas y presiones aplicadas externamente, fuerzas inerciales en estado estacionario y temperaturas para determinar deformaciones térmicas (ANSYS Help, 2020).

2.13.3.2.2 *Análisis estructural transitorio – “Transient Structural”*

Ayuda a conocer los efectos producidos por cargas variantes a lo largo del tiempo aplicadas en estructuras flexibles o ensamblajes rígidos. Este tipo de análisis permite determinar deformaciones, tensiones, desplazamientos y fuerzas variantes a través del tiempo. Es relevante mencionar que la escala temporal de la carga es tal que los efectos de la inercia y la amortiguación son importantes (ANSYS Help, 2020).

2.13.3.2.3 *Análisis térmico estacionario – “Steady State Thermal”*

El análisis térmico estacionario permite evaluar temperaturas, gradientes térmicos y tasas de flujo de calor en elementos con cargas térmicas estables que no dependen del tiempo. En muchas ocasiones este tipo de análisis facilita la obtención de condiciones iniciales para estudios térmicos transitorios (ANSYS Help, 2020).

2.13.3.2.4 *Análisis térmico transitorio – “Transient Thermal”*

Permite el estudio de la distribución de temperatura a través del tiempo, es decir, en este caso la temperatura y otras magnitudes térmicas varían con el tiempo. Sus principales aplicaciones son el estudio de la refrigeración de componentes electrónicos, enfriamiento para tratamientos térmicos o la distribución de temperaturas en tensiones térmicas (ANSYS Help, 2020).

2.14 Fotogrametría

La fotogrametría es una técnica con la cual es posible definir las dimensiones, posición y forma de un objeto, utilizando para ello medidas hechas sobre una o varias fotografías, por lo tanto, es un proceso de foto-escaneado con el cual se puede reconstruir un objeto tridimensional a partir de fotografías. En esta técnica se diferencian claramente tres aspectos importantes: características y configuración de la cámara, captura y reconstrucción fotogramétrica (Lanza,2020, p.3).

2.14.1 *Características y configuración de la cámara*

Uno de los aspectos más importantes que influye en los resultados corresponde a las características y configuración de la cámara, debido a que de esto depende la calidad de las

imágenes a utilizar. Por un lado, los tamaños del sensor y píxel están directamente relacionados, de esta forma un sensor full-frame dará mejores resultados que el sensor de una cámara de smartphone. De igual forma se recomienda, para mejorar la nitidez, el uso de lentes de focal fija, desactivar el balance automático de blancos y guardar las imágenes en formatos de alta calidad y mínima compresión (Lanza,2020, p.3).

2.14.2 *Captura fotogramétrica*

Al capturar las imágenes es importante considerar 3 aspectos:1) Los detalles a reconstruir deben ser visibles en al menos 3 fotografías, para lo cual deben tener un solapamiento de al menos un 50%. 2) La iluminación debe mantenerse constante durante todo el proceso, evitando fotografiar objetos con materiales reflexivos y sin texturas. 3) Finalmente es necesario tomar al menos 8 fotografías que recojan información de la estructura general del objeto, y posteriormente capturar imágenes donde se distingan los detalles que se necesitan recrear, es en este punto donde el número de imágenes influye en la cantidad de detalles que se obtendrán, sin embargo, mientras más imágenes se procesen más recurso computacional se necesitará. Lo descrito en este párrafo se indica en la figura 33-2 (Lanza,2020, pp.6-7).



Figura 33-2: Captura fotogramétrica.

Realizado por: Lanza, 2020, p.7

2.14.3 *Reconstrucción fotogramétrica*

Existen varios programas computacionales capaces de procesar las imágenes y recrear un modelo en 3D, entre los más utilizados se encuentran: Photomodeler, Meshroom, Recap Photo, entre otros. El principio de funcionamiento de cada software se resume a buscar puntos en común en cada imagen con el fin de calcular geoméricamente su ubicación en función de parámetros de la cámara como la distancia focal, distorsión de la lente y tamaño del sensor (Lanza,2020, pp.6-7).

Balaguer (2017, pp.6-7) menciona que para garantizar la precisión es necesario considerar los siguientes aspectos:

- La escala y la resolución de la imagen son factores primordiales en la precisión obtenida, por lo que la distancia cámara objeto debe ser uniforme en todas fotografías capturadas y la resolución se recomienda sea la más alta posible.
- Al momento del levantamiento de datos es primordial considerar que la mejor precisión se obtiene con ángulos de traslape entre 60° y 90°.
- El cálculo de un punto del objeto en estudio es más preciso si aparece en más de 3 imágenes.

2.15 Procesos de fundición

Los procesos de fundición consisten en calentar un metal hasta su punto de fusión para posteriormente vaciarlo en un molde en donde se enfriará hasta solidificarse. Existen varias clasificaciones de los procesos de fundición, pero la más básica se divide en: fundición de lingotes y de formas, esta última es la más utilizada ya que permite la fabricación de piezas complejas (Contreras et al., 2018, p.263).

Los procesos de fundición presentan grandes ventajas en fabricación de piezas ya que permiten la elaboración elementos complejos, grandes y, además, se puede utilizar cualquier material que pueda fundirse. También este proceso tiene desventajas como: posibles porosidades en el material, acabado superficial de baja calidad y riesgos al medio ambiente y operarios a causa de los gases que emana este método de elaboración de metales. Todos estos inconvenientes se los pueden mitigar utilizando las técnicas adecuadas (Contreras et al., 2018, p.263).

2.15.1 Tipos de procesos de fundición

2.15.1.1 Fundición en arena

Es un método de fundición en el cual se construye un molde de arena mediante la utilización de un modelo lo que permite costos relativamente bajos. Este tipo de fundición es muy utilizado en la fabricación de piezas de voluminosas, complejas y de baja producción (Fernández y Solorzano, 2019, p.34).

2.15.1.2 Fundición por inyección

Es utilizada para la creación de piezas en series de producción pequeñas e intermedias ya que este proceso de función es el más económico de su categoría. Las piezas obtenidas con este método se caracterizan con la exactitud en sus medidas, buen acabado superficial, entre otros (Fernández y Solorzano, 2019, p.34).

2.15.1.3 *Fundición en coquilla*

La fabricación de los moldes para este tipo de fundición requiere costos elevados ya que son de acero o de fundición. En piezas complejas se utilizan coquillas mixtas, por lo general los noyos y moldes de difícil extracción son fabricados de arena (Fernández y Solorzano, 2019, p.35).

Los procesos de fabricación para aleaciones ligeras son comúnmente las fundiciones en coquilla a baja presión y funciones de molde positivo o perdido, conocido también como *lost foam*. Las fundiciones de molde perdido facilitan la fabricación de culatas con geometrías complejas. El método consiste en la elaboración de un molde positivo de poliestireno expandido, posterior a ello se lo recubre con material refractivo, generalmente cerámica, y por vibración se introduce en un recipiente con arena compactada. Finalmente, al introducir la aleación, el molde se va vaporizando y, a la par, el material va rellenoando todos los huecos que conformaban el molde positivo. La principal ventaja del proceso mencionado es la de permitir hacer canales y taladros finos, como conductos de aceite, sin tener que mecanizarlos posteriormente, obteniendo un excelente acabado superficial (Escudero et al., 2011, p.113).

2.15.2 *Clasificación de los procesos de fundición*

Según Contreras et al. (2018, p.263) los procesos de fundición se clasifican de la siguiente manera.

2.15.2.1 *De acuerdo con el material del molde*

Los moldes para los procesos de fundición pueden ser de arena, yeso, cerámica y metal. Los moldes de arena son generalmente desechables ya que para extraer la pieza esta debe destruirse, mientras que los moldes de metal son reutilizables y se los conocen como moldes permanentes (Contreras et al., 2018, p.264).

2.15.2.2 *De acuerdo con la cavidad del molde*

Según Contreras et al. (2018, p.264) los moldes pueden ser abiertos o cerrados. En los moldes abiertos solamente se vacía el metal líquido hasta llenar la cavidad abierta, mientras que los moldes cerrados cuentan con un sistema de vaciado que permite llenar la cavidad desde afuera.

2.15.2.3 *De acuerdo con el tipo del molde*

Los moldes pueden ser desechables o permanentes, en los primeros cuando se termina el proceso de fundición y la pieza se ha solidificado completamente este debe ser destruido para liberar el elemento, generalmente están hechos de arena y aglutinantes. En los moldes permanentes se pueden producir una gran cantidad de piezas ya que no necesitan ser destruirlos para extraer el sólido, están contruidos de material refractario o metal (Contreras et al., 2018, p.265).

2.15.3 Fundición en arena

Los procesos de fundición en arena es uno de los más utilizados ya que permiten la producción de piezas complejas y pueden fundirse casi todas las aleaciones de acero aluminio y níquel. En la figura 34-2 se muestra la secuencia de procesos que se sigue para este tipo de fundición (Contreras et al., 2018, p.273).

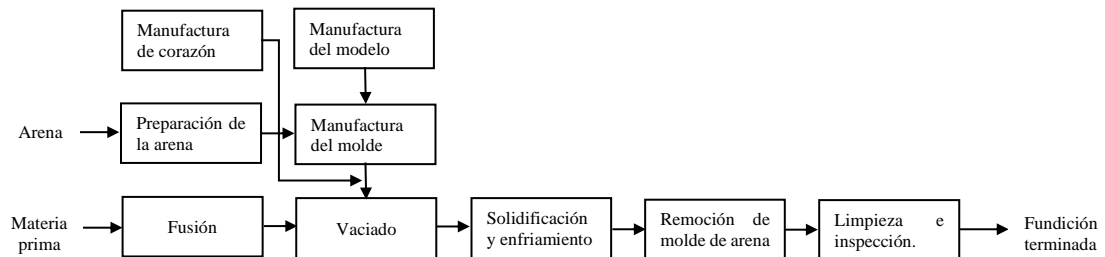


Figura 34-2: Secuencia de procesos para la fundición en arena.

Fuente: Contreras et al., 2018, p.273.

2.15.3.1 Modelos y corazones

Se conoce como modelo a la pieza que se requiere fabricar con aumento de sus dimensiones, este agrandamiento se debe a la contracción del metal y a las tolerancias dimensionales para el maquinado. Generalmente son construidos en madera, metal y plásticos, estos últimos son los más utilizados ya que se pueden aplicar herramientas computacionales para su fabricación (Contreras et al., 2018, p.273).

De acuerdo con Contreras et al. (2018, p.263), para la creación de los modelos, independientemente de su tipo (sólido, dividido o de doble placa), se debe tomar en cuenta ciertas consideraciones, las mismas que se muestran a continuación:

- Tolerancia para la contracción: el modelo debe ser ligeramente más grande ya que al enfriarse el material este se contrae un porcentaje que depende de cada metal.
- Tolerancia para la extracción: las superficies internas del modelo deben tener ángulos de desmoldeo en dirección a la extracción, estos generalmente se conocen como ángulos de salida y generalmente están en un rango de 0.5° a 2°.
- Tolerancia de golpeteo: en ciertas ocasiones el modelo recibe ligeros golpes para aflojar la galleta de arena y facilitar su extracción, esto ocasiona que cambien las dimensiones de la pieza.

Los corazones son conocidos también como noyos y son utilizados para crear las cavidades internas que conforman la pieza final. El noyo se coloca dentro del molde para que al vaciar el metal este se solidifique en la cavidad del molde y el corazón generando de esta manera la

cavidad del elemento a fabricar. En algunas ocasiones los noyos necesitan sujetadores para asegurar su ubicación en el molde ya que al verter el metal líquido este puede cambiar de posición. Al igual que en los modelos, el corazón debe respetar las tolerancias mencionadas anteriormente. (Contreras et al., 2018, pp.274-275).

La arena con la que están hechos los corazones debe permitir que los vapores puedan salir (permeable), debe soportar altas temperaturas (refractaria) y debe desmoronarse con facilidad para su extracción de la pieza final (friable). Generalmente están hechos de arena silícea (SiO_2) ya que son de buena calidad y bajo costo (Contreras et al., 2018, p.275).

Para mantener los granos de arena unidos se utilizan aglomerantes que pueden ser de aceite o sintéticos, los aglomerantes de resina sintética generan mejores producciones. Las propiedades de las arenas de moldeo son: resistencia a la compresión en verde, capacidad de evolución de gases, refractariedad, permeabilidad, deformabilidad, homogeneidad, grado de finura y humedad (Contreras et al., 2018, pp.275-276).

2.15.3.2 *Tipos de tipos de moldes de arena*

De acuerdo con Contreras et al. (2018, pp.276-277) los tipos de molde de arena son los que se describen a continuación:

- Moldes de arena verde: son aquellos que se aglutinan con arcilla y se les agregan agua para que puedan ser moldeados, son los más económicos.
- Moldes de arena seca: necesitan ser calentados a temperaturas entre los 204 y 316 °C, una de sus ventajas es el control dimensional pero su costo es muy elevado por lo que han sido reemplazadas por moldes que no necesitan ser secados.
- Moldes de arena aglutinadas con resina: son aquellos que se constituyen con resinas termoestables que no requieren un proceso de secado a altas temperaturas.
- Moldes de arcilla: son utilizados para la fabricación de piezas grandes por lo que se construyen en el piso.
- Moldes furánicos: es muy utilizado para la elaboración de corazones ya que se utilizan aceleradores de endurecimiento.

2.15.4 *Contracción del aluminio*

Se conoce como contracción al fenómeno que ocurre en los metales colados durante su solidificación, se da en función de las diferencias dimensionales entre el molde y la pieza final expresado en porcentaje. La contracción del aluminio puro es 1.75% y en las aleaciones de aluminio se encuentra entre el 1.25 y 1.4% (Fernández y Solorzano, 2019, p.48).

2.15.5 Preparación de la colada

La correcta preparación de la colada en la fundición de aluminio se ve reflejada en la pieza final, por esto se debe tener en cuenta tres aspectos fundamentales como son: la limpieza, homogeneidad y la capacidad de cristalización del caldo (Fernández y Solorzano, 2019, p.50).

2.15.5.1 Limpieza del caldo

El proceso de purificación del aluminio fundido consiste en la eliminación de óxidos, hidrogeno y otras impurezas. La fluidez, la capacidad de llenado del molde, estructura y calidad de la pieza final dependen de este tratamiento que se debe realizar al aluminio fundido (Fernández y Solorzano, 2019, p.53).

La limpieza del aluminio debe realizarse antes de verterlo en el molde, para este proceso generalmente se hace pasar gases inertes con acción física de lavado a través del metal líquido. También se realiza tratamientos con fundentes, de los cuales se distinguen dos tipos, los primeros son las sales de cobertura que evitan la oxidación y la absorción de gases, estas están formadas por cloruros y fluoruros de metales alcalinos mezclados con criolita. Además, existen las sales de lavado que se utilizan para eliminar las impurezas no metálicas, estas sales pueden ser de cloruros de sodio y potasio junto con fluoruro sódico y potásico. Otro proceso de lavado del aluminio fundido se conoce como filtrado del caldo, consiste en la colocación de filtros en los hornos, en el propio crisol o en la entra del molde, los filtros pueden ser de basalto, carborundo sinterizado, carburo de silicio, la cromita, magnesita, cromo-magnesita, óxido de circonio, fluoruro de calcio, fluoruro de magnesio o fluoruro sódico (Fernández y Solorzano, 2019, pp.53-57).

2.15.6 Hornos de fusión

Según, Fernández y Solorzano (2019, pp.53-57), existen varios tipos de hornos de fusión como: de crisol, reverbero, rotativos de solera y eléctrico de inducción. Se hará énfasis en los hornos de fusión de crisol.

2.15.6.1 Hornos de crisol

Son recipientes resistentes a altas temperaturas (más de 1600 °C) compuesto de arcilla y grafito. El procedimiento de fundición en este tipo de hornos es uno de los más antiguos que aún son muy utilizados debido a que su instalación es sencilla y económica. Generalmente son utilizados para fundiciones que no requieren grandes cantidades de metal. Existen dos tipos de hornos de crisol, los mismo que son: calentados por resistencia y calentados por gas y aceite (Fernández y Solorzano, 2019, p.62).

2.16 Aleaciones de aluminio

Generalmente el aluminio siempre es utilizado con algún tipo de alicante, ya sea silicio, zinc, cobre, manganeso o magnesio. Es así como, incluso en su grado más puro (99.99%), se encuentran impurezas que determinan en gran medida sus propiedades mecánicas. En algunas ocasiones, aunque no tan común, suele encontrarse elementos como: níquel, cobalto, plata, litio, vanadio, circonio, estaño, plomo, cadmio y bismuto, ya sea como alicante o como impureza. Específicamente, a nivel industrial, el aluminio producido suele clasificarse como: aluminios forjados y aluminios fundidos; el primer grupo se caracteriza por ser no tratables térmicamente y corresponden a las series 1xxx, 5xxx y 6xxx. Por otro lado, los aluminios fundidos son reconocidos por ser tratables térmicamente y tener mayores resistencias mecánicas, en este grupo se encuentran las series 3xxx, 4xxx y 7xxx (Sacoto y López, 2012, p.10).

Como se describió anteriormente, el tipo de aleación se designa bajo la norma de la ASM con cuatro números, siendo el primero el indicativo del grupo perteneciente de la aleación; el segundo designa las modificaciones efectuadas en las aleaciones establecidas, cuando es 0 corresponde a la aleación original; el tercer número es utilizado para enumerar las aleaciones mientras que el cuarto designa números o letras. En cuanto al tipo de serie, sus principales aleantes son: cobre (serie 2), Manganeso (serie 3), silicio (serie 4), magnesio (serie 5), magnesio + silicio (serie 6), zinc (serie 7), otros (serie 8) y no usada (serie 9) (Sacoto y López, 2012, p.11).

Sacoto y López (2012, pp. 12-13) mencionan que las principales características de las aleaciones del aluminio según su serie se disponen de la siguiente manera:

Serie 2xxx: Son utilizadas principalmente en la fabricación de aros de camiones, suspensión y estructuras que requieran dureza a temperaturas superiores a 50°. Sus principales propiedades son: buena relación peso y dureza y baja resistencia a la corrosión.

Serie 3xxx: Al presentar mejores características para fundición y tener un 20% más de dureza respecto al aluminio puro, son muy utilizadas en piezas automotrices como intercambiadores de calor.

Serie 4xxx: Generalmente presentan una baja temperatura de fusión debido a cantidades superiores del 12% de silicio, además de tener bajo coeficiente de expansión térmica y una alta resistencia al desgaste, por lo que es comúnmente utilizado en la construcción de pistones.

Serie 5xxx: Usualmente se suele agregar pequeñas cantidades de manganeso con la finalidad de endurecer la aleación. Suelen ser utilizadas en estructuras automotrices por su soldabilidad y buena resistencia a la corrosión.

Serie 6xxx: Para mejorar sus propiedades mecánicas son tratadas térmicamente mediante procesos de envejecimiento natural; además, tienen óptimas condiciones de formabilidad, soldabilidad, maquinabilidad y resistencia a la corrosión por lo que son utilizadas en la fabricación de cabezotes en motores de combustión interna.

Serie 7xxx: generalmente suele añadirse pequeñas cantidades de magnesio para que la aleación sea tratable térmicamente. Se caracteriza por su alta dureza por lo que son utilizadas en partes sometidas a esfuerzos grandes.

2.17 Mecanizado por CNC

El control numérico se define como un dispositivo capaz de controlar una máquina herramienta mediante números, siendo estos últimos el programa de instrucciones para ejecutar el trabajo requerido. Con ello se busca principalmente automatizar distintas operaciones para realizarlas en menor tiempo y con mayor precisión, para lo cual, el control numérico considera diversas variables como: el movimiento de los carros, velocidades de posicionado y mecanizado, condiciones de funcionamiento, entre otras (Ferré, 2009, p.41).

2.17.1 Tipos de programaciones

Sánchez (2012, p.p.47-49) afirma que, existen cuatro tipos de programaciones que son utilizadas de acuerdo con las características de la máquina, tipo de producción y complejidad de la pieza a mecanizar. Los tipos de programación son:

- Programación manual: En este tipo de programación, el operario es el encargado de calcular las trayectorias de la herramienta para codificarlas con las instrucciones necesarias e ingresarlas a la máquina.
- Programación pseudo-asistida por ordenador: A diferencia de la programación anterior, es utilizada cuando se cuenta con la herramienta CAD, ya que por este medio es posible consultar las coordenadas necesarias de la geometría, evitando así el cálculo manual por parte del operario.
- Programación asistida por ordenador: Se realiza con ayuda de sistemas CAD/CAM, donde se toma información de la geometría CAD para realizar el cálculo de las trayectorias de la herramienta y codificarlas en códigos CN a través del sistema CAM.
- Programación convencional: El controlador solicita datos necesarios para el mecanizado al operario mediante una serie de preguntas y mensajes.

2.17.2 Estructura del Programa

El programa CN está formado por un conjunto de símbolos, números y letras que contienen información geométrica de la pieza, herramientas, operaciones y velocidades necesarias para el

mecanizado. Bajo esta consideración, en la programación se definen las funciones y su secuencia a través de un código alfanumérico (Ferré, 2009, p.48).

De esta forma, Sánchez (2012, p.p.24-25) afirma que, el programa de control numérico se encuentra constituido por bloques con un conjunto de funciones expresadas a través de un código ISO, mismo que controla los movimientos de la punta de la herramienta. Existen 4 tipos de funciones expresadas a continuación:

- Funciones preparatorias (G): Permiten la aplicación de compensaciones de corte longitudinales y radiales, definir el tipo de trayectoria y posicionar la herramienta. Algunas de estas funciones se visualizan en la tabla 4-2 (Sánchez, 2012, p.25).

Tabla 4-2: Descripción de funciones preparatorias (G) más comunes.

Código	Función	Código	Función
G0	Interpolación lineal rápida	G42	Compensación a la derecha
G1	Interpolación lineal a la velocidad programada en el registro F	G43	Compensación longitudinal
G2	Movimiento circular en el sentido horario	G49	Cancela la longitud longitudinal del cortador
G3	Movimiento circular en el sentido antihorario	G54	Sistemas de coordenadas establecido por el usuario
G17	Selección del plano X-Y	G80	Cancela ciclos G81, G82 y G83
G18	Selección del plano X-z	G81	Ciclo de taladrado para perforación de agujero pasante
G19	Selección del plano y-z	G82	Ciclo de taladrado para perforación de agujero ciego
G21	Entrada de valores en mm	G83	Ciclo de taladrado para perforación de agujero profundo
G28	Regreso al punto cero de la maquina	G90	Desplazamiento en modo absoluto
G40	Compensación anulada o al centro de la línea de desplazamiento	G91	Desplazamiento en modo incremental o relativo
G41	Compensación a la izquierda	G99	Retorno al punto de retroceso de un ciclo determinado

Fuente: Perales, 2015.

Realizado por: Autores, 2020.

- Funciones de control de avances y velocidades de corte (F, S): Son las encargadas de definir las velocidades de avance (F) y velocidad de giro del husillo (S) (Sánchez, 2012, p.25).

- Funciones de control de herramientas (T): Las funciones de control de herramientas guardan información sobre su geometría, misma que es necesaria para calcular compensaciones radiales y longitudinales (Sánchez, 2012, p.25).
- Funciones auxiliares (M): También son conocidas como funciones misceláneas (tabla 5-2), se encargan de proporcionar información tecnológica, como, activar o desactivar el refrigerante, definir el sentido de giro del husillo, finalizar el programa, entre otras (Sánchez, 2012, p.25).

Tabla 5-2: Descripción de funciones auxiliares (M) más comunes.

Código	Función	Código	Función
M3	Giro del husillo en sentido horario	M8	Activa el refrigerante
M4	Giro del husillo en sentido antihorario	M9	Apaga el refrigerante
M5	Paro del husillo	M30	Fin de programa y regreso al inicio del mismo

Fuente: Perales, 2015.

Realizado por: Autores, 2020.

Sánchez (2012, p.p.59-61) expresa que, un programa CNC está constituido por 4 niveles. La unidad más pequeña se define como carácter, y puede ser un dígito, una letra o un símbolo (G, F, +). El siguiente nivel se denomina palabra, y está compuesta por varios caracteres alfanuméricos que crean instrucciones; normalmente empiezan con una letra seguida de números (G01). Por otro lado, un bloque está constituido por un conjunto de instrucciones ordenadas de forma lógica y escritas en una misma línea, dichas al mismo instrucciones se ejecutan tiempo. Finalmente, el cuarto nivel es el programa completo; inicializado con una identificación, seguido por los bloques de instrucciones y finalizado por un símbolo (generalmente “%”).

CAPITULO III

3 MARCO METODOLÓGICO

3.1 Puesta a punto del motor

3.1.1 *Acondicionamiento de motor*

Como primer paso, después de la adquisición del motor, fue primordial su acondicionamiento y puesta a punto antes de ponerlo en funcionamiento. Para ello, como se evidencia en la figura 1-3, se desarmó, limpió y reemplazó piezas mecánicas desgastadas como cilindro y pistón. Así mismo fue necesario rectificar el cigüeñal, asientos de válvulas y válvulas; siendo indispensable el correcto estado de los dos últimos elementos para mantener la estanqueidad dentro de la cámara de combustión.



Figura 1-3: Despiece del motor.

Fuente: Autores, 2021.

3.1.2 *Fabricación de estructura para el motor*

Con ayuda del Software *SolidWorks* se realizó el diseño de una estructura, mostrada en la figura 2-3, que sirva como soporte al poner en funcionamiento el motor Qingqi. La estructura fue diseñada y fabricada con tubos cuadrados de acero estructural de 60mm x 40mm x 3.2mm. Para su fabricación se cortó los tubos a la medida necesaria y se soldó con soldadura por arco eléctrico, se colocó una lámina de acrílico como tablero de instrumentos y finalmente se pintó para un mejor acabado estético.



Figura 2-3: Diseño y construcción de base.

Fuente: Autores, 2021.

3.1.3 Conexiones eléctricas del motor

Posterior a ello, se diseñó e instaló un sistema de carga y arranque para el motor. Como se indica en la figura 3-3, el sistema de arranque consta de un circuito con interruptor, pulsador y relé que permiten la activación del motor eléctrico. En cuanto al sistema de carga, se utilizó el estator del motor y una placa de diodos para rectificar y adecuar la corriente que recarga a la batería de 12V.

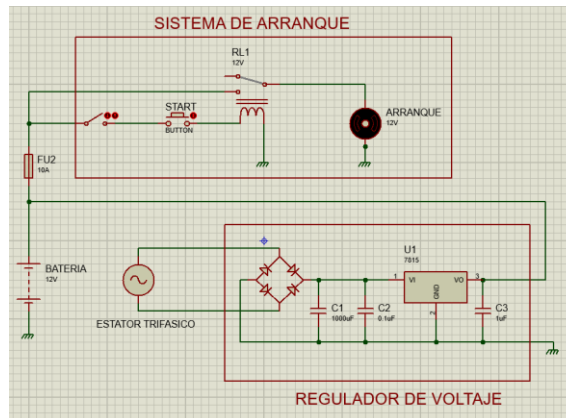


Figura 3-3: Diseño de sistema eléctrico.

Fuente: Autores, 2021.

3.2 Análisis termodinámico del motor

3.2.1 Ficha técnica de motor Qingqi

En la tabla 1-3 se detalla la ficha técnica del motor Qingqi 150cc (GY6 157 QMJ 149.6cc) utilizado en el desarrollo del presente trabajo de titulación.

Tabla 1-3: Ficha técnica de motor Qingqi 150cc utilizado en el trabajo de titulación.

Ficha técnica del motor Qingqi 150cc	
Cilindrada	149,6 cc

tipo del motor	4 tiempos mono cilíndrico
potencia máxima	8,3 Hp a 7000RPM
Torque máximo	8,8 Nm a 5000 RPM
sistema de combustible	Carburador
encendido	CDI (encendido por descarga de condensador)
refrigeración	aire
Relación de compresión	8,8:1
carrera	57,8
Diámetro del pistón	57,4

Fuente: Intruder, 2011.

Realizado por: Autores, 2021.

3.2.2 Determinación de parámetros geométricos del motor

En la figura 4-3 se observa los diferentes parámetros geométricos de un motor de combustión interna alternativo de cuatro tiempos.

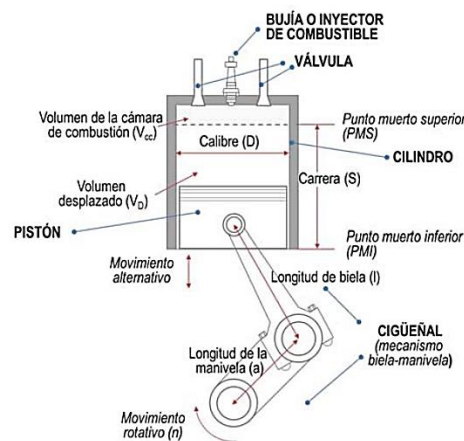


Figura 4-3: Elementos constructivos de un MCIA.

Fuente: Llera, E.; Lozano, M.; & Marín, J. 2018, p.13.

3.2.2.1 Diámetro del cilindro, longitud de biela y manivela

Para el presente análisis termodinámico los parámetros geométricos del motor en estudio tales como: diámetro del cilindro (D), longitud de biela (l) y longitud de manivela (a) se obtuvieron al medir su magnitud usando un calibrador digital. Se realizaron 10 mediciones de cada elemento para luego obtener un promedio y de esta manera reducir el error por medición. Los valores obtenidos son los siguientes:

- $D = 57.40 \text{ mm}$
- $l = 93.57 \text{ mm}$
- $a = 28.90 \text{ mm}$

3.2.2.2 Volumen de la cámara de combustión (V_{cc})

Para determinar el volumen de la cámara de combustión se consideró el espesor del empaque, la distancia entre la superficie del bloque y el pistón (ya que no están al mismo nivel), la holgura existente entre el cilindro, el pistón y la cámara.

3.2.2.2.1 Volumen de la cámara (v_c)

Como se observa en la figura 5-3, con la ayuda de una bureta se llenó de un fluido líquido la cámara de combustión con sus respectivas válvulas y bujía. Para determinar el volumen se observó la escala de la bureta graduada en milímetros, después de llenar de líquido a la cámara se observó un valor de 20.7 ml y se restó de una lectura inicial en la que se obtuvo 34.7 ml, por lo tanto:

$$v_c = 14 \text{ cm}^3$$



Figura 5-3: Medición de volúmenes con bureta graduada.

Fuente: Autores, 2021.

3.2.2.2.2 Volumen del empaque (v_{emp})

Para obtener el volumen que genera el empaque se midió el diámetro y el espesor con un calibrador digital, entonces:

$$E_{emp} = 0.25 \text{ mm}$$

$$d_{emp} = 57.40 \text{ mm}$$

El volumen será el área del diámetro del empaque por su espesor, por lo tanto, se tiene:

$$v_{emp} = \frac{\pi}{4} d_{emp}^2 E_{emp}$$

$$v_{emp} = \frac{\pi}{4} (57.4)^2 \text{ mm}^2 * 0.25 \text{ mm}$$

$$v_{emp} = 646.925 \text{ mm}^3$$

Transformando a centímetros cúbicos se tiene:

$$v_{emp} = 0.6469 \text{ cm}^3$$

3.2.2.2.3 Volumen de la holgura entre cilindro y pistón (v_p)

Para medir la holgura entre el pistón y el cilindro y la distancia entre la superficie del bloque y el pistón se colocó el émbolo en el punto muerto superior, con la ayuda de una bureta graduada se llenó este sector con un fluido líquido. Para determinar el volumen se observó la escala de la bureta graduada en milímetros, después de llenar de líquido a la región en mención se observó un valor de 15.15 ml y se restó de una lectura inicial en la que se obtuvo 19.4 ml, entonces:

$$v_p = 4.25 \text{ cm}^3$$

El volumen total de la cámara de combustión será:

$$V_{cc} = v_p + v_c + v_{emp}$$

$$V_{cc} = (4.25 + 14 + 0.6469) \text{ cm}^3$$

$$V_{cc} = 18.8969 \text{ cm}^3$$

Transformando a metros cúbicos se tiene:

$$V_{cc} = 18.8969 \text{ e} - 06 \text{ m}^3$$

3.2.3 Cálculo de parámetros geométricos del motor

De acuerdo con Llera et al., (2019, p.14), las fórmulas para determinar la carrera, volumen desplazado y relación de compresión son las que se usan a continuación:

3.2.3.1 Carrera (S)

$$S = 2a$$

$$S = 2 * 28.90 \text{ mm}$$

$$S = 57.80 \text{ mm}$$

3.2.3.2 Volumen desplazado (V_D)

$$V_D = \frac{\pi}{4} D^2 S$$

$$V_D = \frac{\pi}{4} (57.40)^2 \text{ mm}^2 * 57.80 \text{ mm}$$

$$V_D = 149568.97 \text{ mm}^3$$

Transformando a centímetros cubico y metros cúbicos se tiene:

$$V_D = 149.56897 \text{ cm}^3$$

$$V_D = 149.56897 \text{ e} - 06 \text{ m}^3$$

3.2.3.3 Relación de compresión (r_c)

$$r_c = \frac{V_D + V_{cc}}{V_{cc}}$$

$$r_c = \frac{149.56897 \text{ e} - 06 \text{ m}^3 + 18.8969 \text{ e} - 06 \text{ m}^3}{18.8969 \text{ e} - 06 \text{ m}^3}$$

$$r_c = 8.9150$$

3.2.3.4 Volumen en el punto muerto inferior y superior

- Volumen en el punto muerto inferior (V_{PMI})

$$V_{PMI} = V_D + V_{cc}$$

$$V_{PMI} = 149.56897 \text{ e} - 06 \text{ m}^3 + 18.8969 \text{ e} - 06 \text{ m}^3$$

$$V_{PMI} = 168.4659 \text{ e} - 06 \text{ m}^3$$

- Volumen en el punto muerto superior (V_{PMS})

$$V_{PMS} = V_{cc}$$

$$V_{PMS} = 18.8969 \text{ e} - 06 \text{ m}^3$$

3.2.4 Eficiencia volumétrica

3.2.4.1 Condiciones ambientales en la ciudad de Riobamba

De acuerdo con Tiupul y Arévalo (2020), personal a cargo de la Estación Agrometeorológica de la Facultad de Recursos Naturales ubicada en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, la presión atmosférica y la temperatura máxima del aire el 30 de septiembre del 2020 (día en que se realizaron las mediciones de presión y temperatura en el conducto de admisión para el presente análisis) fueron:

3.2.4.1.1 Presión (P_0)

$$P_0 = 544.8 \text{ mm Hg} = 72633.8256 \text{ Pa}$$

3.2.4.1.2 Temperatura (T_0)

El valor de temperatura registrada en la estación agrometeorológica es $T_1 = 19.7 \text{ }^\circ\text{C}$, mientras que al momento de la medición utilizando un sensor de temperatura se obtuvo un valor de $T_2 = 19.4 \text{ }^\circ\text{C}$, entonces se realizó la media aritmética de dichos valores dando como resultado:

$$T_0 = 19.55 \text{ }^\circ\text{C} = 292.70 \text{ K}$$

3.2.4.2 Condiciones del fluido en el conducto de admisión

3.2.4.2.1 Presión de admisión (P_a)

Para obtener el valor de la presión en el conducto de admisión (por efecto del movimiento descendente del pistón del PMS al PMI esta será negativa, es decir, presión de succión o vacío) se utilizó un vacuómetro (figura 6-3, sección a) y un transductor de presión WPS 500 (figura 6-3, sección b) los mismos que se conectaron al conducto de admisión, después del carburador como se observa en la figura 6-3, sección c).

El transductor de presión debe conectarse a un osciloscopio para que éste procese la señal que será enviada por el equipo en cuestión y obtener, de esta manera, la presión de vacío generada en el conducto de admisión.

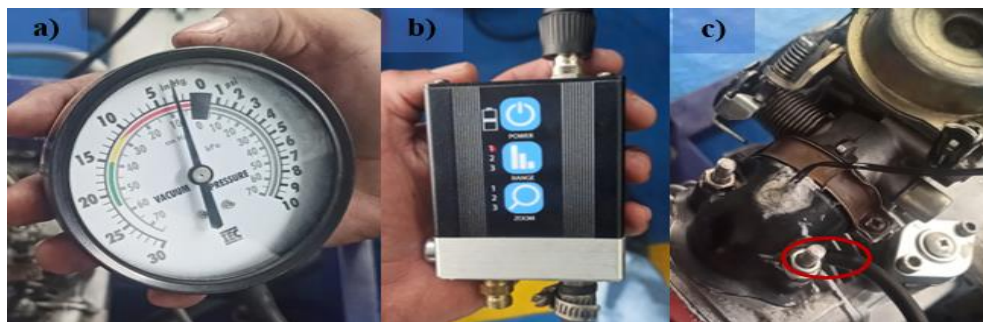


Figura 6-3: a) Vacuómetro. b) Transductor de presión. c) Conexión para medir de vacío.

Fuente: Autores, 2021.

Es importante destacar que las mediciones realizadas al motor se las ejecutaron a una temperatura normal de funcionamiento y a distintos regímenes del motor como: 1700, 3700, 5000 y 7000 rpm (figura 7-3). Como se muestra en la figura 8-3 para determinar la velocidad de régimen del motor se utilizó un analizador de ignición.



Figura 7-3: Medición de vacío. a) 1700 rpm. b) 3700 rpm. c) 5000 rpm. d) 7000 rpm.

Fuente: Autores, 2021.



Figura 8-3: Analizador de ignición.

Fuente: Autores, 2021.

En la tabla 2-3 se muestra la presión de admisión a distintos regímenes del motor, los valores de presión obtenidos mediante el vacuómetro están expresados en in Hg, los mismo que fueron transformados a pascales para el presente estudio.

Tabla 2-3: Presión de admisión a distintos regímenes del motor.

RPM	in Hg	mm Hg	Pa (vacío)
1700	-7.5	-190.50	-25397.8410
3700	-4.6	-116.84	-15577.3425
5000	-2.8	-71.12	-9481.8606
7000	-1.0	-25.40	-3386.3788

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

Para el presente análisis termodinámico se utilizará los valores correspondientes a un régimen de giro de 1700 rpm, por lo tanto:

$$P_{vac} = 25397.841 \text{ Pa}$$

Para realizar el cálculo termodinámico es necesario determinar la presión absoluta en el conducto de admisión, por lo tanto, se usa la siguiente ecuación.

$$P_a = P_0 - P_{vac}$$

$$P_a = 72633.8256 \text{ Pa} - 25397.841 \text{ Pa}$$

$$P_a = 47235.9846 \text{ Pa}$$

3.2.4.2.2 Temperatura de admisión (T_a)

Para determinar el valor de la temperatura de admisión, las condiciones de operación del motor se establecieron a distintas revoluciones (1700, 3700, 5000 y 7000 rpm) y a una temperatura

normal de funcionamiento. Se utilizó un módulo XH-W1209 (figura 9-3, sección a), el cual es un termostato digital que cuenta con un sensor impermeable de tipo NTC que permite medir la temperatura de un ambiente en un rango de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ con una precisión de 0.1 grados y una frecuencia de actualización de 0.5 s.

Se insertó el sensor en el conducto de admisión, después del carburador (figura 9-3, sección b) y se tomaron los valores de temperatura del conducto de admisión a 1700 rpm, 3700 rpm, 5000 rpm y 7000 rpm (figura 10-3).

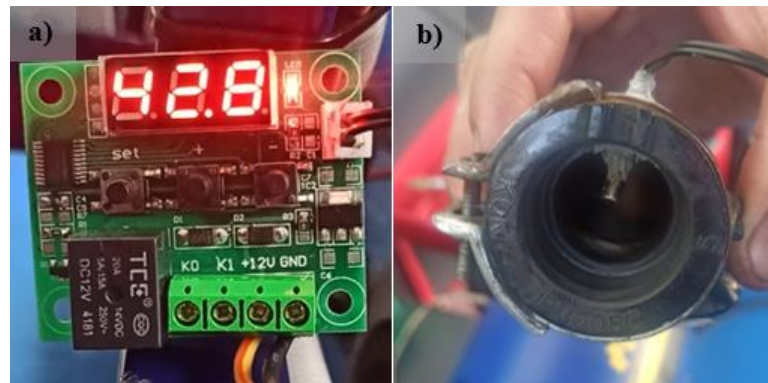


Figura 9-3: a) Módulo XH-W1209. b) Sensor de temperatura ubicado en admisión.

Fuente: Autores, 2021.

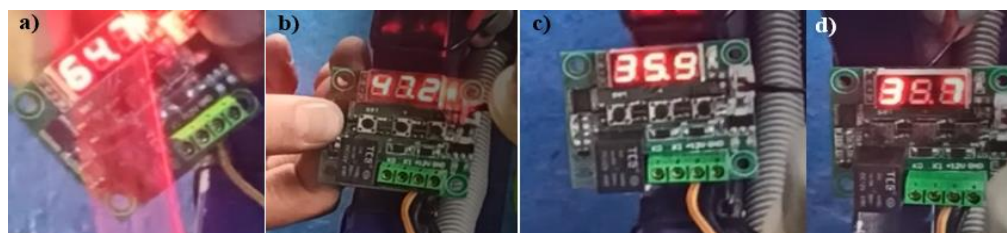


Figura 10-3: Medición de temperatura a) 1700 rpm. b) 3700 rpm. c) 5000 rpm. d) 7000 rpm.

Fuente: Autores, 2021.

Se realizaron 20 mediciones de la temperatura del aire que ingresa al motor, como se observa en la tabla 3-3, el valor de temperatura que se usa en el análisis termodinámico es el promedio de dichos valores, los mismos que se detallan en la tabla 4-3 transformados a grados Kelvin.

Tabla 3-3: Temperaturas en el conducto de admisión a distintos regímenes del motor.

n°	1700	3700	5000	7000
1	63.7	47.7	35.9	32.2
2	65.7	47.2	36.5	31.7
3	64.0	47.5	36.2	31.6
4	65.2	47.3	36.0	32.2

5	65.4	47.8	36.1	31.7
6	65.8	47.8	36.4	32.3
7	65.3	47.5	36.7	32.1
8	64.8	47.2	36.1	31.7
9	64.3	47.3	36.0	32.3
10	64.6	47.7	36.3	31.8
11	63.6	47.3	36.5	32.0
12	65.2	47.5	35.8	32.1
13	65.5	47.2	36.2	31.9
14	65.7	47.6	36.2	31.9
15	64.7	47.4	36.1	32.2
16	64.9	47.3	36.5	31.8
17	64.5	47.4	36.7	32.0
18	64.1	47.4	36.4	31.6
19	64.1	47.6	36.7	31.9
20	65.5	47.7	36.0	32.2
PROMEDIO	64.8	47.5	36.3	32.0

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

Tabla 4-3: Temperatura de admisión en grados Kelvin a distintitos regímenes del motor.

RPM	°C	K
1700	64.8375	337.9875
3700	47.4695	320.6195
5000	36.2640	309.4140
7000	31.9645	305.1145

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

Para este análisis termodinámico a 1700 rpm el valor de la temperatura de admisión es:

$$T_a = 337.9875 K$$

3.2.4.3 Flujo másico (m_a)

Para el análisis se considera que el fluido que ingresa al motor es aire y se comporta como un gas ideal, por lo tanto, la ecuación de estado a una presión y temperatura presentes en el conducto de admisión es la siguiente:

$$P_a V_{PMI} = m R T_a$$

Despejando la masa se tiene:

$$m = \frac{P_a V_{PMI}}{R T_a}$$

Debido a que el flujo másico es la cantidad de masa que ingresa al motor en un determinado tiempo, se considera el tiempo que tarda el motor en realizar un ciclo a 1700 rpm, entonces:

$$\dot{m}_a = \frac{N}{n} \frac{P_a V_{PMI}}{R T_a}$$

$$\dot{m}_a = \frac{1700 \text{ rev}}{2 \text{ rev} * 60 \text{ s}} * \frac{47235.9846 \text{ Pa} * 168.4659 \text{ e} - 06 \text{ m}^3}{287 \text{ J/kg} \cdot \text{K} * 337.9875 \text{ K}}$$

$$\dot{m}_a = 1.1622 \text{ e} - 03 \text{ kg/s}$$

3.2.4.4 Densidad del aire evaluada en condiciones atmosféricas fuera del motor (ρ_a)

Para el siguiente cálculo se usa la presión y temperatura del aire circundante en la ciudad de Riobamba establecidas en el apartado 2.3.1, por lo tanto:

$$\rho_0 = \frac{P_0}{R T_0}$$

$$\rho_0 = \frac{72633.8256 \text{ Pa}}{287 \text{ J/kg} \cdot \text{K} * 292.70 \text{ K}}$$

$$\rho_0 = 0.8646 \text{ kg/m}^3$$

3.2.4.5 Cálculo de la eficiencia volumétrica (η_v)

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a n}{\rho_0 V_{PMI} N}$$

$$\eta_v = \frac{1.1622 \text{ e} - 03 \text{ kg/s} * 2 \text{ rev}}{0.8646 \text{ kg/m}^3 * 168.4659 \text{ e} - 06 \text{ m}^3 * \frac{1700 \text{ rev}}{60 \text{ s}}}$$

$$\eta_v = 0.5632$$

3.2.5 Cálculos termodinámicos

De acuerdo con Llera et al. (2019, pp.21-27) y Pulkrabek (2004, pp.74-81), las fórmulas y el procedimiento para realizar un análisis termodinámico de un motor de ciclo Otto es el que se realiza a continuación. La figura 11-3 muestra la idealización del ciclo Otto, diagrama necesario para la realización del análisis termodinámico del ciclo.

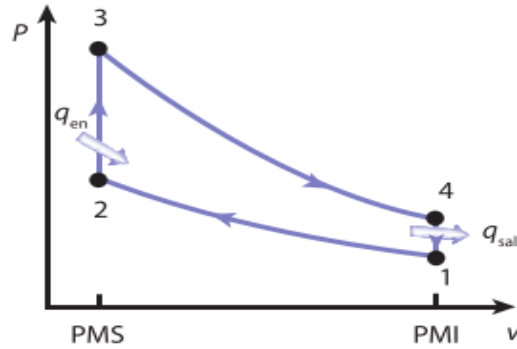


Figura 11-3: Diagrama PV del ciclo Otto.

Realizado por: Barbosa, J.; Gutiérrez, C.; & Jiménez, J. 2016, p.168

3.2.5.1 Estado 1

Para el análisis se denota a la presión y temperatura de admisión (P_a y T_a) como P_1 y T_1 respectivamente, haciendo referencia al estado 1 del ciclo Otto (figura 11-3). De la misma forma se expresa al volumen en el punto muerto inferior (V_{PMI}) como V_1 .

$$P_a = P_1 = 47235.9846 \text{ Pa} = \mathbf{47.23598 \text{ kPa}}$$

$$T_a = T_1 = \mathbf{337.9875 \text{ K}}$$

$$V_{PMI} = V_1 = \mathbf{168.4659 \text{ e} - 06 \text{ m}^3}$$

3.2.5.2 Estado 2

En el cambio del estado 1 al 2 se tiene una compresión adiabática, entonces:

$$P_2 = P_1 r_c^k$$

$$T_2 = T_1 r_c^{k-1}$$

$$P_2 = 47.23598 \text{ kPa} * (8.9150)^{1.4}$$

$$T_2 = 337.9875 \text{ K} * (8.9150)^{1.4-1}$$

$$P_2 = \mathbf{1010.28099 \text{ kPa}}$$

$$T_2 = \mathbf{810.8658 \text{ K}}$$

El volumen en el estado 2 (V_2) es igual al volumen en el punto muerto superior:

$$V_{PMS} = V_2 = \mathbf{18.8969 \text{ e} - 06 \text{ m}^3}$$

3.2.5.3 Estado 3

En el proceso de cambio de estado 2 al 3 ocurre una adición de calor a volumen constante, es decir, que el ciclo obtiene el calor proveniente del combustible (Llera et al., 2019, p.24).

El calor entrante se expresa como:

$$Q_e = m_c pci \eta_c$$

3.2.5.3.1 Poder calorífico inferior (*pci*)

El poder calorífico inferior para la gasolina esta entre 42700 kJ / kg a 43500 kJ / kg (Payri y Desantes, 2011, p.54).

Para el presente análisis el valor del poder calorífico inferior que se usará es:

$$pci = 42\ 700\ kJ/kg$$

3.2.5.3.2 Cálculo de la masa del combustible

Según Payri y Desantes (2011, p.55) el dosado estequiométrico (F_e) para la gasolina es igual a $F_e = 1/14.7$, esto quiere decir que por cada 14.7 partes de aire se necesita 1 parte de combustible para tener una combustión eficiente. La fórmula del dosado estequiométrico es: $F_e = \frac{m_c}{m_{air}}$, donde m_{air} es la masa del aire, por lo tanto, se tiene que:

$$m_{air} = 14.7$$

$$m_c = 1$$

De acuerdo con lo descrito anteriormente, la masa de la mezcla aire-combustible que ingresa al motor en función de los valores del dosado estequiométrico (m_{Fe}) es:

$$m_{Fe} = m_{air} + m_c$$

$$m_{Fe} = 14.7 + 1$$

$$m_{Fe} = 15.7$$

Debido a que la masa de combustible es muy pequeña, se considera que la masa de la mezcla está compuesta por un gas ideal (aire), esto se hace para simplificar el análisis y usar la ecuación de estado del aire para determinar la masa de la mezcla, entonces:

$$P_1 V_1 = m_{mix} R T_1$$

$$m_{mix} = \frac{P_1 V_1}{R T_1}$$

$$m_{mix} = \frac{47235.9846\ Pa * 168.4659\ e - 06\ m^3}{287\ kJ/kg\ K * 337.9875\ K}$$

$$m_{mix} = 8.2036\ e - 05\ kg$$

Para determinar la masa del combustible se realiza una regla de tres en donde m_{mix} es equivalente a m_{Fe} , por lo tanto:

$$m_c = \frac{m_{mix}}{m_{Fe}}$$

$$m_c = \frac{8.2036 \text{ e} - 05 \text{ kg}}{15.7}$$

$$m_c = 5.2252 \text{ e} - 06 \text{ kg}$$

3.2.5.3.3 Eficiencia de la combustión (η_c)

Para el presente estudio se considera que la combustión es eficiente, por lo tanto:

$$\eta_c = 1$$

3.2.5.3.4 Calor entrante (Q_e)

$$Q_e = m_c \text{ pci } \eta_c$$

$$Q_e = 5.2252 \text{ e} - 06 \text{ kg} * 42 \text{ 700 kJ/kg} * 1$$

$$Q_e = 0.2231 \text{ kJ}$$

3.2.5.3.5 Temperatura máxima del ciclo (T_3)

El calor que entra al ciclo también se lo expresa como:

$$Q_e = m_{mix} c_v \Delta T_{2-3}$$

Que es igual a:

$$Q_e = m_{mix} c_v (T_3 - T_2)$$

Despejando T_3 se tiene:

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_e}{m_{mix} c_v}$$

$$T_3 = 810.8658 \text{ K} + \frac{0.2231 \text{ kJ}}{8.2036 \text{ e} - 05 \text{ kg} * 0.718 \text{ kJ/kg K}}$$

$$T_3 = 4598.8118 \text{ K}$$

3.2.5.3.6 Presión máxima del ciclo (P_3)

$$P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2}$$

$$P_3 = 1010.28099 \text{ kPa} * \frac{4598.8118 \text{ K}}{810.8658 \text{ K}}$$

$$P_3 = 5729.7917 \text{ kPa}$$

3.2.5.4 Estado 4

En el cambio del estado 3 al 4 se tiene una expansión adiabática, entonces:

$$P_4 = P_3 r_c^{-k}$$

$$T_4 = T_3 r_c^{1-k}$$

$$P_4 = 5729.7917 \text{ kPa} * (8.9150)^{-1.4}$$

$$T_4 = 4598.8118 \text{ K} * (8.9150)^{1-1.4}$$

$$P_4 = 267.898 \text{ kPa}$$

$$T_4 = 1916.8904 \text{ K}$$

3.2.5.5 Calor de salida del ciclo (Q_s)

En el cambio del estado 4 al 1 se tiene un rechazo de calor (Q_s) a volumen constante, por lo tanto:

$$Q_s = m_{mix} c_v \Delta T_{4-1}$$

Que es igual a:

$$Q_s = m_{mix} c_v (T_1 - T_4)$$

$$Q_s = 8.2036 \text{ e} - 05 \text{ kg} * 0.718 \text{ kJ/kg K} * (337.9875 \text{ K} - 1916.8904 \text{ K})$$

$$Q_s = -0.0930 \text{ kJ}$$

3.2.5.6 Trabajo neto del ciclo (W_N)

$$W_N = Q_e - Q_s$$

$$W_N = 0.2231 \text{ kJ} - 0.0930 \text{ kJ}$$

$$W_N = 0.1301 \text{ kJ}$$

3.2.5.7 Eficiencia termodinámica del ciclo (η_{th})

Existe dos maneras para determinar la eficiencia termodinámica del ciclo Otto, las misma que son:

$$\eta_{th} = 1 - r_c^{1-k}$$

$$\eta_{th} = \frac{W_N}{Q_e}$$

$$\eta_{th} = 1 - (8.9150)^{1-1.4}$$

$$\eta_{th} = \frac{0.1301 \text{ kJ}}{0.2231 \text{ kJ}}$$

$$\eta_{th} = 0.5832$$

$$\eta_{th} = 0.5832$$

3.2.5.8 Presión media efectiva (pme)

$$pme = \frac{W_N}{V_D}$$

$$pme = \frac{0.1301 \text{ KJ}}{149.56897 \text{ e} - 06 \text{ m}^3}$$

$$pme = 869.9405 \text{ kPa}$$

3.2.5.9 Torque y potencia

3.2.5.9.1 Tiempo del ciclo (t_c)

Se conoce que un MEP realiza un ciclo completo del motor en 2 revoluciones de cigüeñal, entonces:

$$t_c = \frac{n}{N}$$

$$t_c = \frac{2 \text{ rev}}{1700 \text{ rev}/60 \text{ s}}$$

$$t_c = 0.07 \text{ s}$$

3.2.5.9.2 Potencia indicada (P_i)

$$P_i = \frac{W_N}{t_c}$$

$$P_i = \frac{0.1301 \text{ kJ}}{0.0706 \text{ s}}$$

$$P_i = 1.8433 \text{ kW}$$

Transformando a caballos de fuerza se tiene:

$$P_i = 2.4719 \text{ HP}$$

3.2.5.9.3 Torque indicado (T_i)

$$T_i = \frac{P_i}{\omega}$$

$$T_i = \frac{1.8433 \text{ e} + 03 \text{ W}}{\frac{1700 \text{ rev}}{60 \text{ s}} * \frac{2 * \pi \text{ rad}}{\text{rev}}}$$

$$T_i = 10.3543 \text{ N.m}$$

3.2.6 Resumen de resultados del análisis termodinámico

Para ejecutar el estudio termodinámico a las distintas revoluciones de motor que se han establecido, como son: 1700, 3700, 5000 y 7000 rpm, se realiza el mismo procedimiento utilizado en el apartado anterior donde se detalla un análisis a 1700 rpm. Es necesario destacar que todos estos cálculos se realizaron para todas las velocidades de régimen en Excel, la tabla 5-3 muestra

los parámetros geométricos del motor, mientras que en la tabla 6-3 se presenta un resumen de los valores que se obtienen después de la realización del estudio termodinámico del ciclo.

Tabla 5-3: Parámetros geométricos del motor utilizados en el estudio termodinámico.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Diámetro del cilindro	D	57.40000	mm
Longitud de biela	l	93.57000	mm
Radio de manivela	a	28.90000	mm
Espesor de empaque	E_{emp}	0.25000	mm
Carrera	S	57.80000	mm
Volumen desplazado	V_D	149.56897	cm ³
		1.49568E-04	m ³
Volumen del pistón	V_p	4.25000	cm ³
Volumen de la cámara	V_c	14.00000	cm ³
Volumen del empaque	V_{emp}	0.64690	cm ³
Volumen de la cámara de combustión	V_{cc}	18.89690	cm ³
		1.88969E-05	m ³
Volumen en el punto muerto superior	V_{PMS}	1.88969E-05	m ³
Volumen en el punto muerto inferior	V_{PMI}	1.68465E-04	m ³
Relación de compresión	r_c	8.91500

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

Tabla 6-3: Resultados obtenidos en el análisis termodinámico a distintos regímenes.

Parámetro	Símbolo	Valor				Unidad
		1700	3700	5000	7000	
Calor admitido	Q_e	0.2231	0.2841	0.3258	0.3623	kJ
Calor rechazado	Q_s	-0.0930	-0.1184	-0.1358	-0.1510	kJ
Trabajo neto	W_N	0.1301	0.1657	0.1900	0.2113	kJ
Eficiencia termodinámica	η_{th}	0.5832	0.5832	0.5832	0.5832
Presión media efectiva	pme	869.9405	1107.7258	1270.4692	1412.7266	kPa
Tiempo del ciclo	t_c	0.0706	0.0324	0.0240	0.0171	s
Potencia indicada	P_i	1.8433	5.1085	7.9176	12.3258	kW
		2.4719	6.8506	10.6177	16.5292	Hp
Torque indicado	T_i	10.3543	13.1845	15.1215	16.8147	N m
Flujo masico	\dot{m}_a	1.16e-03	3.2e-03	4.9e-03	7.7e-03	kg / s
Eficiencia volumétrica	η_v	0.5632	0.7171	0.8225	0.9146

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

3.3 Obtención de la geometría del cabezote original (CAD)

3.3.1 Fotogrametría

Con ayuda de la fotogrametría y el software *Autodesk ReCap Photo* se obtuvo una geometría en archivo STL, es decir una nube de puntos conectados con líneas formando una malla, con la finalidad de extraer medidas y croquis guías que faciliten la elaboración del sólido en SolidWorks. Para ello, como se detalla en la figura 12-3, se tomaron varias fotografías del cabezote original, teniendo en cuenta que deben tener suficiente traslape para que el software pueda encontrar características en común y generar de este modo la nube de puntos. Las fotografías se tomaron utilizando una cámara con tamaño de sensor de 7.44mm x 5.58mm y longitud focal de 5.43mm.

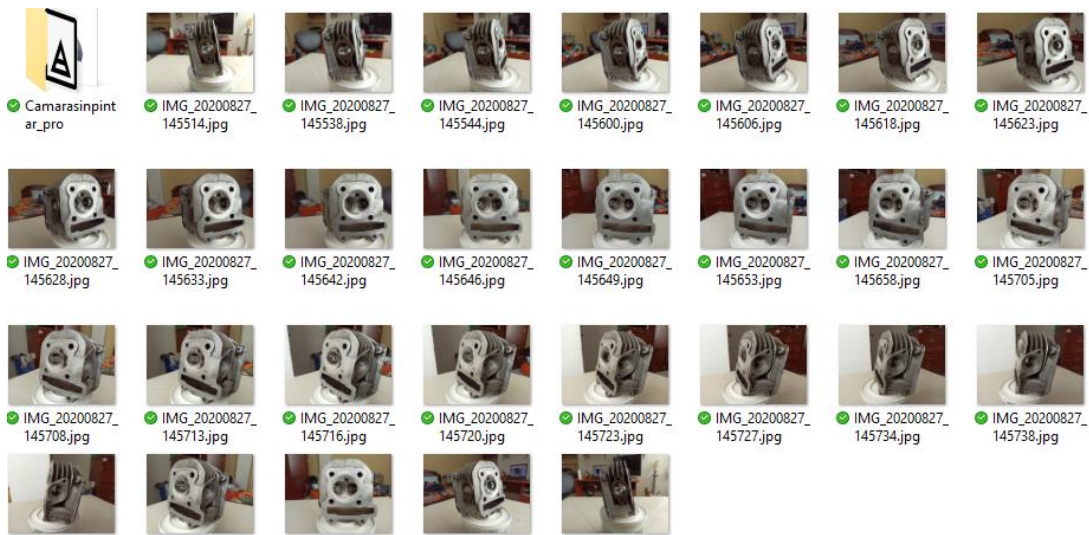


Figura 12-3: Fotografías de cabezote para fotogrametría.

Fuente: Autores, 2021.

Posteriormente se subieron las fotos al software para que éstas sean procesadas en la nube. Es importante señalar que, al utilizar la licencia educativa, solo se pueden procesar de 20 a 100 fotografías. En la figura 13-3 se evidencia el modelo ya procesado; a la izquierda se muestra la figura texturizada con capas de colores reales y a la derecha el modelo sin texturizar. El modelo se puede modificar para borrar partes no necesarias, suavizar y rellenar la malla o corregir posibles errores. Una vez terminada la edición se exportó en formato STL con el mínimo tamaño de malla posible.



Figura 13-3: Nube de puntos procesada en *ReCap Photo*.

Fuente: Autores, 2021.

3.3.2 *Toma de medidas*

Para el dimensionamiento de la geometría a dibujar, como se muestra en la figura 14-3, se apoyó de dos metodologías. La primera consistió en importar el archivo STL al programa *SolidWorks* con la finalidad de extraer varios croquis en 3D que sirvan de guías para posicionar, dimensionar y dibujar superficies y geometrías complejas tales como: cámara de combustión, conductos de admisión y escape, guías y asiento de válvulas, perforaciones para espárragos de sujeción, entre otras. La segunda metodología se aplicó en partes más sencillas de dimensionar, y consistió en tomar diez mediciones con un calibrador digital cuya precisión es de 0.01mm y obtener la media aritmética de los datos, procurando siempre que la imprecisión absoluta sea menor a 0.03mm.

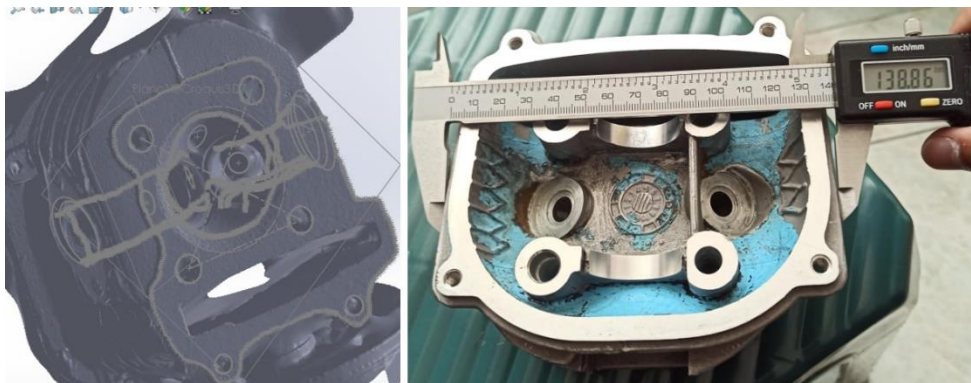


Figura 14-3: Mediciones para elaborar la geometría con fotogrametría.

Fuente: Autores, 2021.

3.3.3 *Obtención de geometría para simulaciones*

Para la simulación térmica y estructural se realizó la geometría en *SolidWorks*, como se indica en la figura 15-3, considerando que debe ser lo más parecida posible al cabezote original para disminuir errores en los resultados.

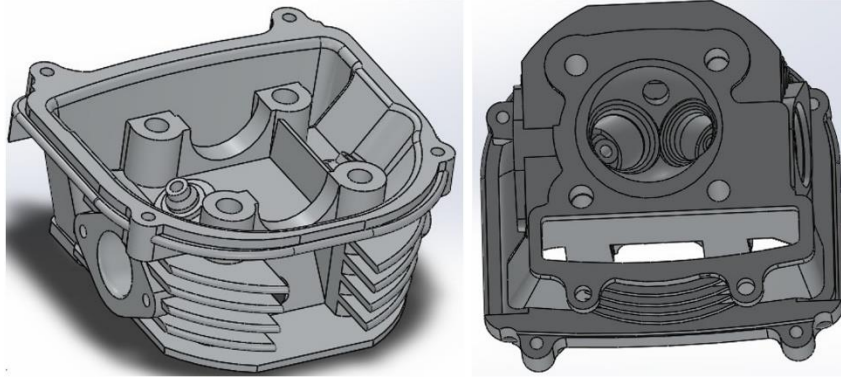


Figura 15-3: Geometría a utilizar en simulación térmica y estructural.

Fuente: Autores, 2021.

Para el análisis CFD son necesarias dos geometrías: el fluido relacionado a los conductos y cámara de combustión y el perfil de las levas de admisión y escape. Para obtener el fluido se utilizó la herramienta extruir hasta sólido, deshabilitando la opción fusionar resultados; posterior a ello, como se observa en la figura 16-3, se realizó un ensamble junto a las válvulas dejando un espacio entre asiento de válvula y válvula de 0.5mm.

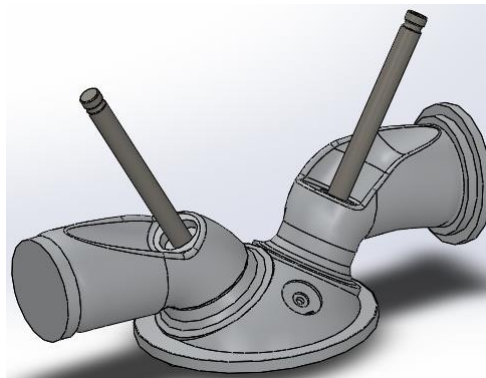


Figura 16-3: Ensamble de fluido y válvulas.

Fuente: Autores, 2021.

En cuanto al perfil de las levas, se elaboró el CAD en *SolidWorks* utilizando la herramienta de croquizar “imagen de croquis” para importar una fotografía de las levas y dibujar su perfil, posterior a ello se extruyó el croquis para formar el sólido que se detalla en la figura 17-3.

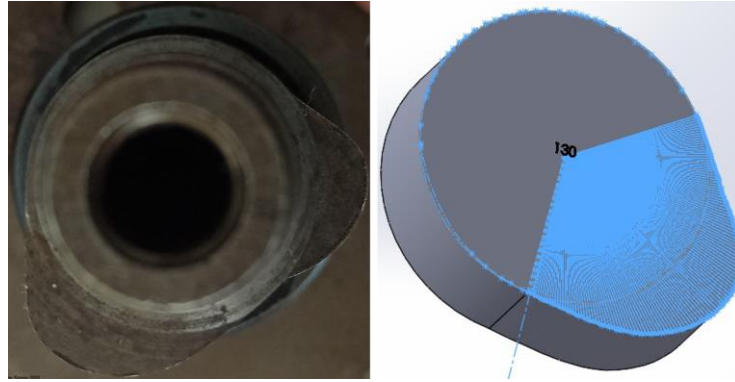


Figura 17-3: Obtención del perfil de leva a partir de una fotografía.

Fuente: Autores, 2021.

Después de obtener el sólido fue necesario dibujar líneas desde el centro de la leva con una separación de medio grado respecto a la otra, posteriormente se midió la longitud de cada línea para realizar una tabla en una hoja de cálculo con la finalidad de calcular el perfil de cada leva y alzada de las válvulas como se evidencia en la figura 18-3.

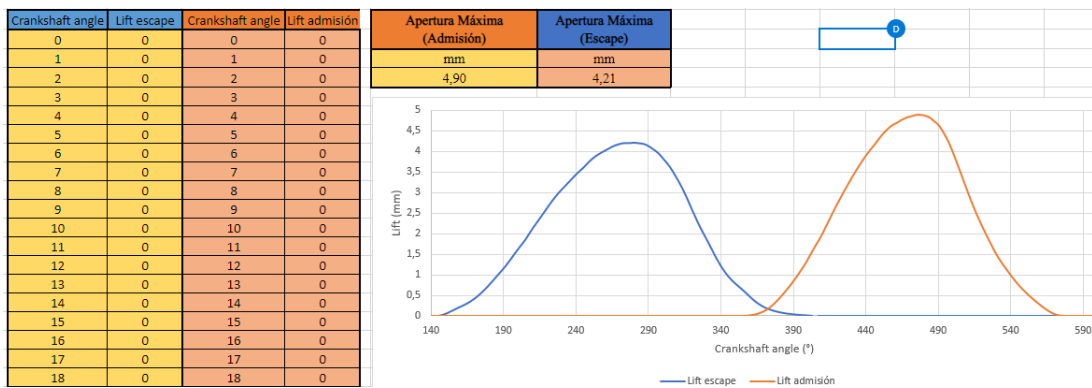


Figura 18-3: Alzada de válvulas de admisión y escape.

Fuente: Autores, 2021.

Como último paso se copió los datos de ángulo de giro de cigüeñal y alzada de cada válvula en un archivo de texto siguiendo el formato que se muestra en la figura 19-3, tomando en cuenta que los datos recopilados corresponden a cada grado de giro del cigüeñal en un ciclo completo, es decir de 0° a 720°. Finalmente se guardó el archivo con extensión “.prof”

```
((exvalve1 point 721 1)
(angle
0
1
...
n
)
)
(lift
0.01
0.02
...
n
))
((invalve1 point 721 1)
(angle
0
1
...
n
)
)
(lift
0.01
0.02
...
n
))
))
```

Figura 19-3: Formato de archivo “.prof”.

Fuente: Autores, 2021.

3.4 Configuración para el análisis de flujo de puertos

Con el análisis de flujo de puertos se pretende obtener la geometría del conducto de admisión que permita aumentar la eficiencia volumétrica, es por ello por lo que se realiza la simulación únicamente del puerto de admisión ya que en el presente estudio se requiere optimizar la cámara de combustión y uno de los parámetros más importantes es el llenado del cilindro, lo que está íntimamente relacionado con el comportamiento del fluido al interactuar con la geometría del conducto de admisión.

A continuación, se describe el procedimiento utilizado para la realización de un análisis de flujo de puertos mediante una simulación CFD en *Ansys*, específicamente en uno de sus módulos denominado *ICE Engine (Fluent)*. Es importante mencionar que el proceso y valores para la configuración del *ICE Solver* se obtuvieron de *ANSYS.com*.

3.4.1 Configuración del tipo de simulación

Para empezar la simulación de flujo de puertos se debe dar doble clic en el módulo de *Ansys* utilizado para el diseño de motores de combustión interna denominado *IC Engine (Fluent)* ubicado en la caja de herramientas (*Toolbox*) de la interfaz gráfica de *Ansys Workbench* como se observa en la figura 20-3.

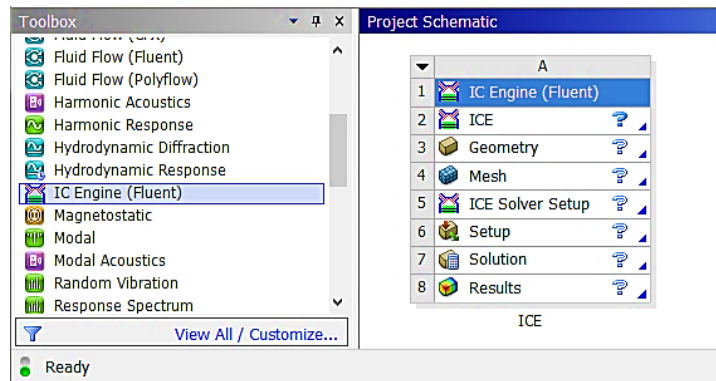


Figura 20-3: Ubicación de IC Engine en Ansys Workbench.

Fuente: Autores, 2021.

Seguidamente se debe dar clic a ICE que corresponde a la celda 2 del sistema de simulación (figura 21-3) ubicado en el esquema del proyecto (*Project Schematic*) y a continuación se despliegan las propiedades esquemáticas de A2 (*Properties of Schematic A2: ICE*) en donde se debe seleccionar Simulación de Flujo de Puerto (*Port Flow Simulation*) en Tipo de Simulación (*Simulation Type*) como se observa en la figura 22-3.

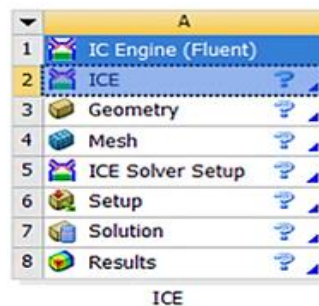


Figura 21-3: Sistema de simulación.

Fuente: Autores, 2021.

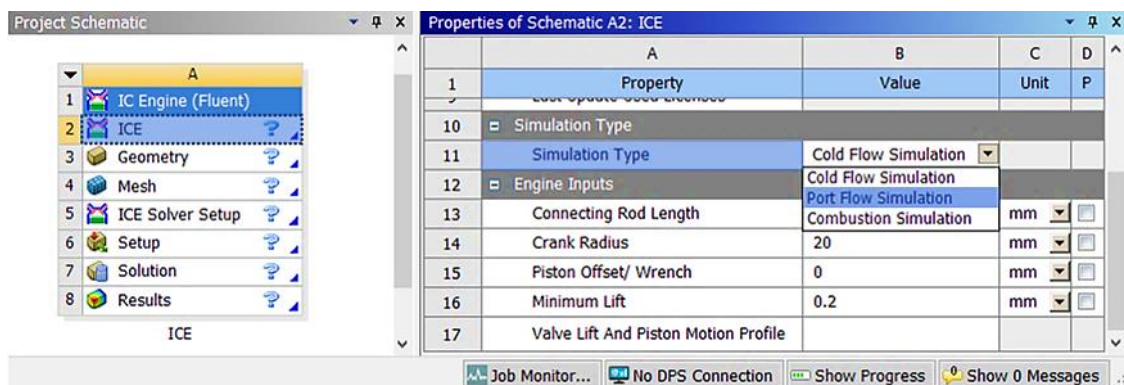


Figura 22-3: Selección del tipo de simulación.

Fuente: Autores, 2021.

3.4.2 Inserción de la geometría

Dar doble clic en *Geometry* (celda 3 del sistema A) para abrir *Design Modeler* e insertar la geometría mencionada en el apartado 3.3.3, figura 16-3 con extensión de archivo *.x_t*, a continuación, se requiere ingresar al administrador de entrada (*Input Manager*) variables de la geometría como: cara del cilindro, cuerpo y asiento de las válvulas, caras del conducto de admisión y escape. El lado izquierdo de la figura 23-3 muestra las superficies a ingresar y en el lado derecho se observa la ubicación de ingreso que está relacionado con su respectivo número.



Figura 23-3: Geometrías a ingresar en *Input Manager*.

Fuente: Autores, 2021.

Se debe ingresar también el cuerpo y asiento de la válvula de escape, para ello se debe dar clic derecho en *IC Valves Data 1 (RMB)* y seleccionar añadir un nuevo grupo de válvulas, se desplegará un nuevo *IC Valves Data* donde se debe integrar las geometrías mencionadas anteriormente, también es necesario cambiar el tipo de válvula a *exvalve* desplegando las opciones de *Valve Type*. Además, se insertan datos para los plenos de entrada y salida los mismos dependen del tipo de motor a utilizar, la figura 24-3 muestran los valores ingresados para esta simulación.

IC Inlet Plenum 1 (RMB)	
Inlet/(Plenum Inlet) Faces	1 Face
Plenum Type	Hemisphere
Inlet Extension Length	25 mm
Plenum Size	75 mm
Plenum Blend Rad	20 mm
IC Outlet Plenum (RMB)	
Outlet Plenum Option	Yes
Cylinder Extension Length	57.6 mm
Plenum Type	Cylinder
Plenum Size	70 mm

Figura 24-3: Valores de los plenos.

Fuente: Autores, 2021.

Una vez ingresados todos estos parámetros se da clic en generar y seguidamente en descomponer. La figura 25-3 muestra la geometría después de la descomposición.

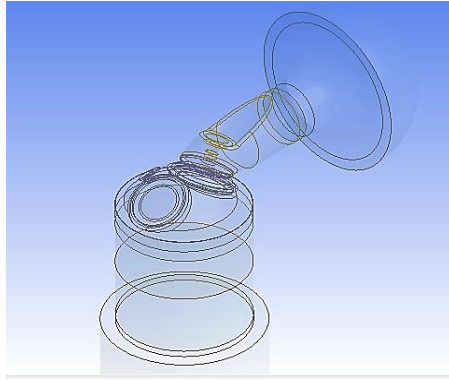


Figura 25-3: Geometría descompuesta.

Fuente: Autores, 2021.

3.4.3 *Mallado*

Para ingresar a *Ansys Meshing* dar doble clic en *Mesh* (celda 4 del sistema A) en donde se tiene que seleccionar un tipo de mallado híbrido en la configuración de malla ubicado en la pestaña *IC Engine*, seguidamente dar clic en *Generate Mesh* para que el software empiece con la discretización de la geometría.

Es importante recalcar que la generación de malla debe realizarse desde la ventana de *IC Engine* en *Ansys Meshing* (Figura 26-3) ya que de esta forma el mallado seguirá un orden específico para una simulación de flujo de puerto de motores de combustión interna, caso contrario, la malla será de mala calidad.

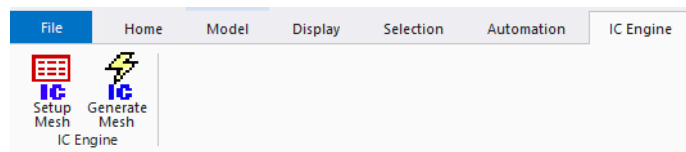


Figura 26-3: Configurador y generador de malla para simulaciones *IC Engine*.

Fuente: Autores, 2021.

En la figura 27-3 (sección a) se puede observar la discretización de la geometría en celdas después que se ha generado la malla. De acuerdo con el criterio de calidad de malla denominado *Skewness* se tiene que la oblicuidad máxima es 0.92795, en promedio 0.20308 y una desviación estándar de 0.14627 (ver figura 27-3, sección b), con estos valores, según la tabla 2-2 del apartado 2.13.2.5.2 se tiene una excelente calidad de malla.

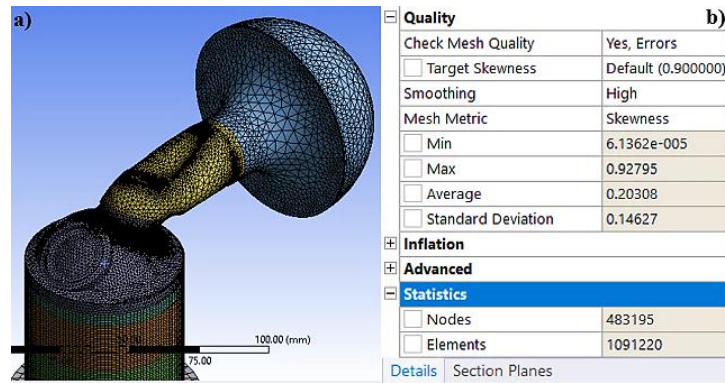


Figura 27-3: Mallado y calidad de malla.

Fuente: Autores, 2021.

3.4.4 Configuración del solucionador

Para configurar el solucionador se debe dar doble clic en *ICE Solver Setup* (celda 5 del sistema A) y se abrirá una ventana como se muestra en la figura 28-3. Para este tipo de simulación se utiliza la configuración por defecto de Ansys ya que están establecidos valores de presión, temperatura, etc., para un banco de flujo estándar, entonces al abrirse el configurador del solucionador solamente se necesita seleccionar *OK*.

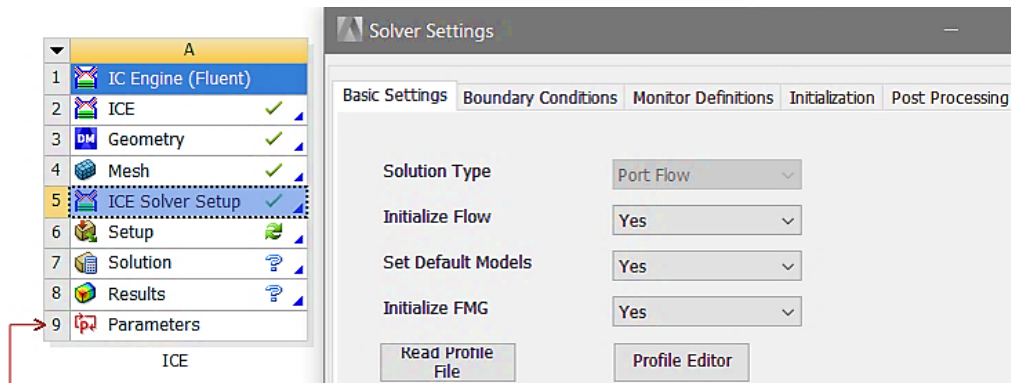


Figura 28-3: Ventana para la configuración del solucionador.

Fuente: Autores, 2021.

3.4.5 Definición de modelos físicos en el solucionador

En este apartado es necesario ingresar a *Fluent*, para ello se debe dar doble clic en *Setup* (celda 6 del sistema A), antes del ingreso aparece una ventana emergente (*Fluent Launcher*) en donde se debe establecer el número de subprocesos que posee el procesador de la computadora a utilizar en la simulación, en este caso se establece 16 subprocesos (figura 29-3) y seguidamente se selecciona *Start* para abrir *Fluent*.

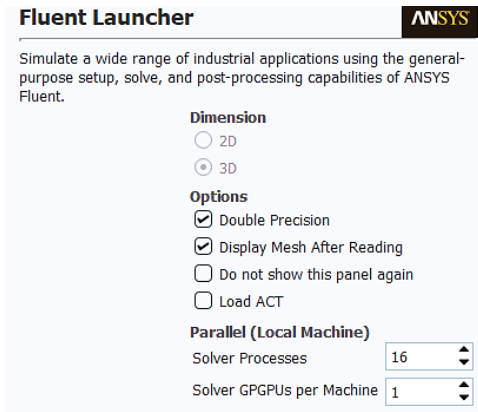


Figura 29-3: Fluent Launcher.

Fuente: Autores, 2021.

Se debe tomar en cuenta que por defecto el software ya tiene configurados ciertos parámetros de la simulación en el solucionador, esto se debe a que el módulo *IC Engine* fue creado específicamente para motores de combustión interna y ya se han establecido los valores requeridos para facilitar al usuario su utilización.

Una vez dentro del solucionador se debe crear un monitor de velocidad para el pleno de salida, ya que es ahí donde se ira midiendo la cantidad de aire que ha ingresado a través de la válvula de admisión, el proceso para la selección del monitor en cuestión se puede ver la figura 30-3. La figura 31-3 muestra la configuración de este.

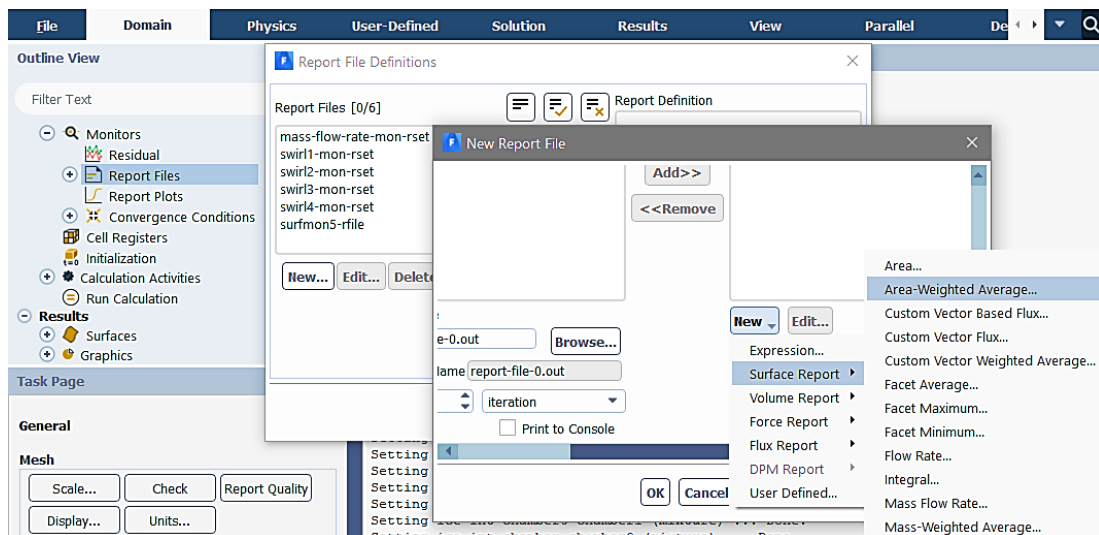


Figura 30-3: Proceso para la creación de un monitor de reporte de superficie.

Fuente: Autores, 2021.

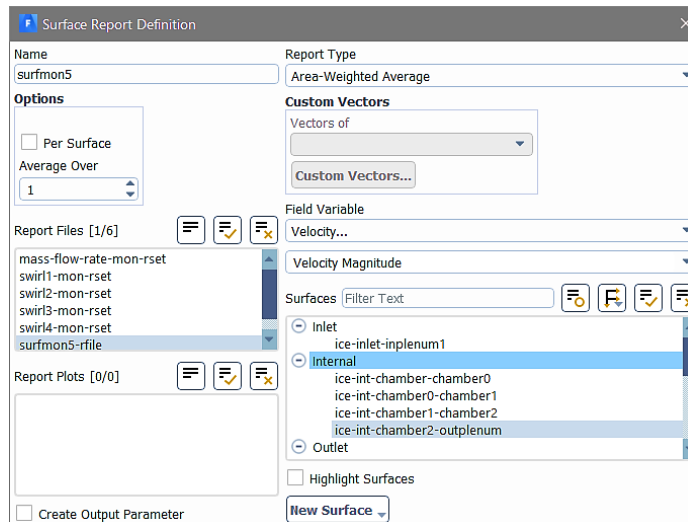


Figura 31-3: Configuración del monitor de reporte de superficie.

Fuente: Autores, 2021.

Además, es necesario crear un parámetro de salida para poder evaluar el ingreso del aire al motor a diferentes alturas de válvulas para ello se debe seguir el proceso que se muestra en la figura 32-3 para la creación de un reporte de relación de flujo masico. La figura 33-3 muestra la configuración de este.

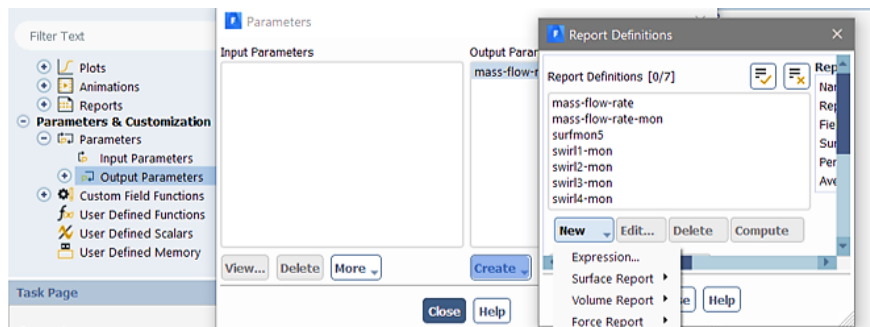


Figura 32-3: Proceso para la creación de un reporte de flujo de masa.

Fuente: Autores, 2021.

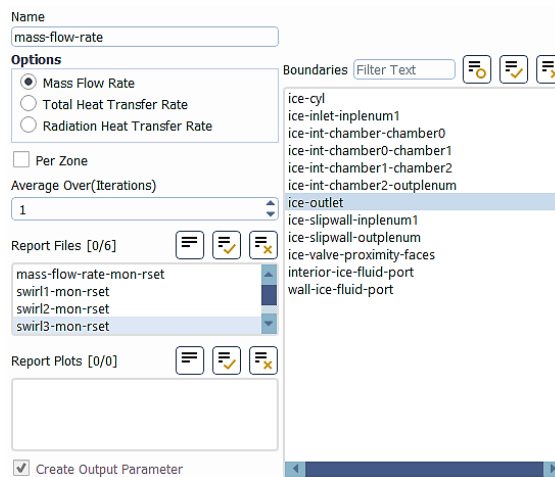


Figura 33-3: Configuración del reporte de relación de flujo de masa.

Fuente: Autores, 2021.

Después de la creación de estos monitores se ingresa un valor de 1200 para el número de iteraciones a ejecutar por el solucionador, posterior a ello se debe ingresar a la configuración de parámetros de salida dando doble clic en *Parameters* en la interfaz gráfica de *Workbench*, a continuación se establece los valores para las alzadas de válvula que se requiere estudiar, para el presente trabajo se realizó un estudio a 2 mm y 4.9 mm que corresponde a una alzada de válvula media (aproximadamente) y máxima respectivamente. Una vez finalizada la configuración del solucionador se ejecuta la solución y empieza a correr la simulación de flujo de puertos que tiene una duración de 5 a 6 horas, tiempo que depende de la capacidad computacional de la máquina que se utiliza.

3.5 Configuración para el análisis de flujo en frío

Con el análisis de flujo en frío se pretende determinar la geometría de la cámara de combustión que genere las mejores condiciones para mantener la turbulencia del fluido hasta el final de la compresión, así como también validar el comportamiento del flujo al interactuar con la geometría del conducto de admisión y determinar su influencia en el transporte de masa, generación de vórtices, remolinos, etc. durante un ciclo completo del motor.

A continuación, se describe el procedimiento para la configuración de un análisis de flujo en frío mediante una simulación CFD en el módulo *ICE Engine (Fluent)* de *Ansys*. Es importante mencionar que el proceso y valores para la configuración del *ICE Solver* se obtuvieron de ANSYS.com.

3.5.1 Configuración del tipo de simulación

Al igual que en la simulación de flujo de puertos, en primer lugar, se debe seleccionar el módulo *IC Engine* del *Toolbox* y seguidamente seleccionar la celda 2 del sistema de simulación para desplegar sus propiedades, a continuación, se debe seleccionar *Clod Flow Simulation* en *Simulation Type* ubicado en la fila 11 de las propiedades del esquema.

Una vez seleccionada la simulación de flujo en frío en el tipo de simulación, se necesita ingresar algunos parámetros geométricos del motor para que el software genere el movimiento de la geometría cuando se ejecute el análisis, la tabla 7-3 muestra los valores a ingresar para el estudio del motor en cuestión (datos que se usaron en el cálculo termodinámico), además, se requiere el diagrama de distribución, en donde se debe especificar la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape en función del ángulo de giro del cigüeñal para generar el movimiento de las válvulas, en el apartado 3.3.3. se detalla la obtención de este archivo con extensión *.prof*.

Tabla 7-3: Valores para el mallado dinámico en la simulación de flujo en frío.

Parámetro	Valor	Unidad
Connecting Rod Length	93.57	mm
Crank Radius	28.90	mm
Piston Offset / Wrench	0,00	mm
Minimum Lift	0.50	mm

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

3.5.2 Inserción de la geometría

Abrir Design Modeler dando doble clic en la celda 3 del sistema de simulación y de la misma manera que en análisis de flujo de puertos se debe insertar la geometría desde un archivo externo, seguidamente se ingresa al administrador de entrada en donde se debe especificar la posición de descomposición, es decir el ángulo donde se quiere empezar el análisis, para ello se selecciona *IVO (Intake Valve Open)* en *Decomposition Position* señalando que se quiere empezar el análisis cuando la válvula de admisión empieza a abrirse, como se puede observar en la figura 34-3 la válvula de admisión empieza a abrirse a los 373.1 grados del cigüeñal de acuerdo al diagrama de distribución que se ingresó.

Details View	
Details of InputManager2	
Slice	InputManager2
Decomposition Position	IVO
Decomposition Angle	373.1 °

Figura 34-3: Posición de descomposición.

Fuente: Autores, 2021.

A continuación, se ingresan las caras de entrada y salida del aire, así como la superficie del cilindro, la figura 35-3 muestra la posición de selección de las geometrías mencionadas.

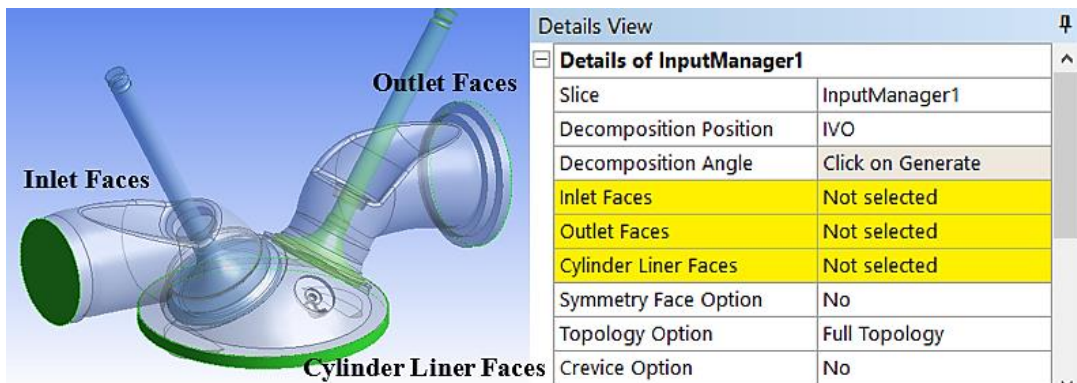


Figura 35-3: Caras de admisión, escape y cilindro.

Fuente: Autores, 2021.

Después es necesario ingresar las válvulas de admisión y escape con sus respectivos asientos, para lo cual se muestra la figura 36-3 donde se observa la ubicación de estas geometrías en el administrador de entrada.

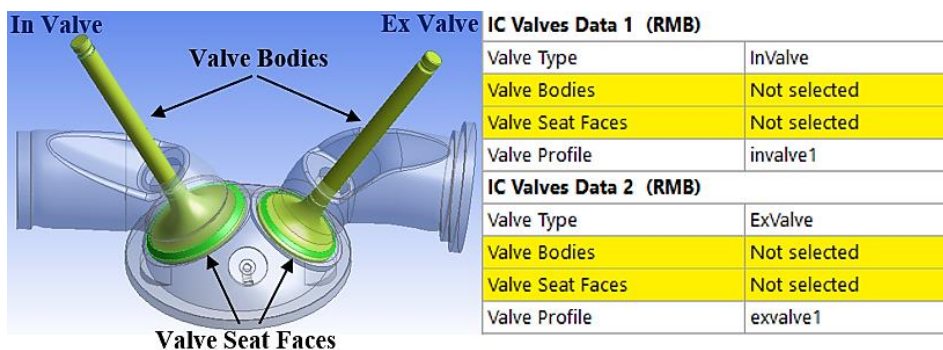


Figura 36-3: Válvulas de admisión y escape con sus respectivos asientos.

Fuente: Autores, 2021.

Luego de seleccionar todas las geometrías y configuraciones necesarias se da clic en generar para guardar estas configuraciones, y seguidamente se manda a descomponer, esta descomposición ayuda a determinar las partes móviles y fijas de la geometría para que la animación de la malla

no tenga errores, además crea superficies en las zonas más críticas del modelo para refinar el mallado, como por ejemplo los asientos de las válvulas, la zona de ingreso y salida del aire, etc., también, separa la geometría en distintas zonas como cámara de combustión, sección del pistón, puertos de admisión y escape para mallar en un orden específico. Como se observa en la figura 37-3 todas las superficies creadas en la descomposición están coloreadas en diferentes tonos.

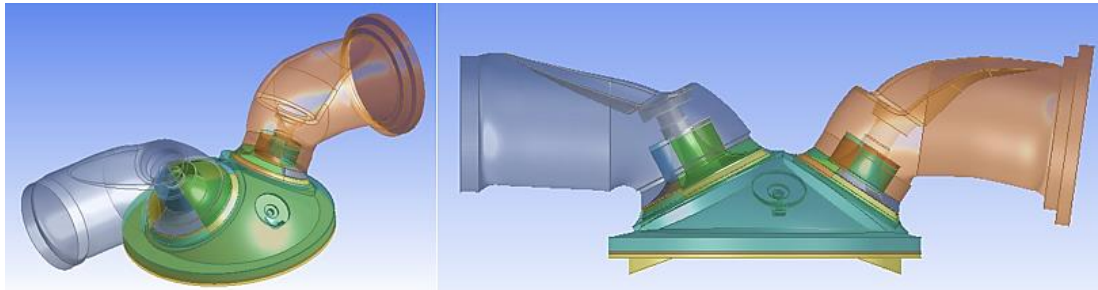


Figura 37-3: Geometría descompuesta en superficies de interés.

Fuente: Autores, 2021.

3.5.3 Mallado

Para abrir el *Meshing* de *Ansys* de debe dar doble clic en la celda 4 del sistema de simulación, automáticamente se carga la geometría que se descompuso en la celda anterior. En primera instancia se tiene que establecer la configuración de malla dirigiéndose al apartado del *IC Engine* ubicado en la barra de menús y seleccionar *Setup Mesh*, donde aparecerá una ventana como se muestra en la figura 38-3. En *Mesh Type* se selecciona *Coarse* y automáticamente se calculan y generan los demás parámetros de esta configuración.

Mesh Type:	Coarse
Reference Size (mm):	1.203
Min Mesh Size (mm):	0.401
Max Mesh Size (mm):	3.609
Normal Angle (deg):	30
Growth Rate:	1.2
Create Automatic Pinch Controls:	No
Pinch Tolerance (mm):	0.1
Number of Inflation Layers:	3
V_Layer Size (mm):	0.602
IB Size(mm):	0.602
Chamber-V_Layer Interface Size (mm):	0.602
Chamber Size (mm):	1.805
Chamber Growth Rate:	1.2
Inflation in Chamber:	No

Figura 38-3: Configuración de malla.

Fuente: Autores, 2021.

Se da clic en aceptar y de manera instantánea empieza la generación de controles de malla y topologías virtuales, esto para obtener una buena calidad de malla, en la figura 39-3 se muestra la geometría antes (izquierda) y después (derecha) de la creación de estos parámetros.

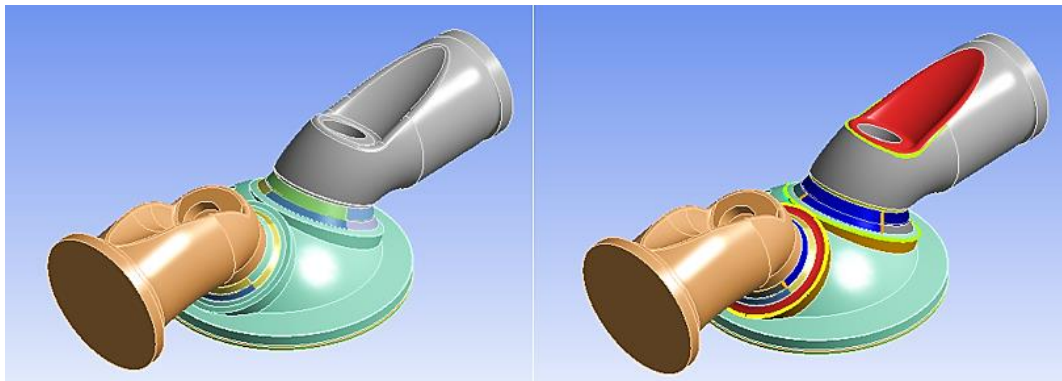


Figura 39-3: Geometría antes y después de la creación de controles de malla.

Fuente: Autores, 2021.

En el mismo apartado del *IC Engine* en *Ansys Meshing* se selecciona *Generate Mesh* para empezar la discretización del sólido, es importante generar el mallado desde esta sección ya que se crean mallas de piezas en un orden específico y esto es un aspecto muy relevante en la calidad del mallado. Como se puede observar en la figura 40-3 se tiene la malla de la geometría con un refinamiento en las zonas más críticas, es decir, en las zonas de mayor interés para el análisis (izquierdo) y la calidad del mallado (derecho). Se utiliza el criterio de calidad de malla *Skewness* para su evaluación, los valores de oblicuidad son: máximo = 0.89988, promedio = 0.25169 y desviación estándar = 0.13883, de acuerdo con la tabla 2-2 del apartado 2.13.2.5.2 se tiene un buen mallado.

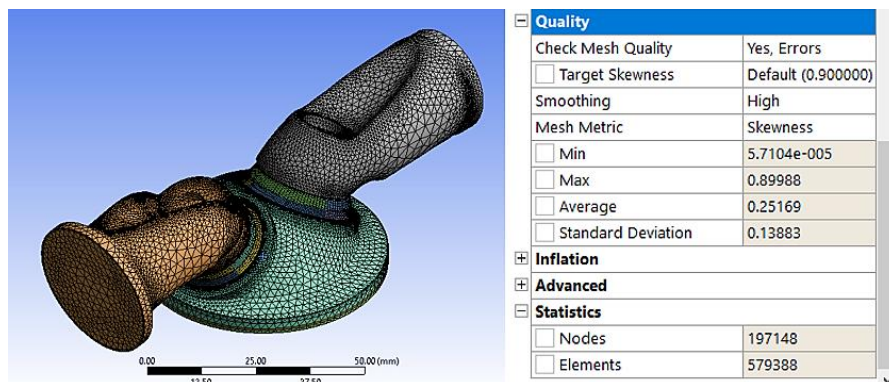


Figura 40-3: Malla de la geometría y calidad del mallado.

Fuente: Autores, 2021.

3.5.4 Configuración del solucionador

Para abrir la configuración del solucionador se da doble clic en la celda 5 del sistema de simulación. Como primer punto se debe establecer las configuraciones básicas, como se observa en la figura 41-3 se fija una frecuencia de autoguardado cada 10 grados del ángulo de giro del cigüeñal, una velocidad de motor de 1700 rpm y se simulará un total de 720 grados, es decir, un ciclo completo. Se realizarán 4 simulaciones a diferentes revoluciones de motor como: 1700, 3700, 5000 y 7000 rpm, estos valores solamente se deben ingresar en *Engine Speed (rpm)* cuando se proceda a realizar la siguiente simulación a otro régimen de giro.

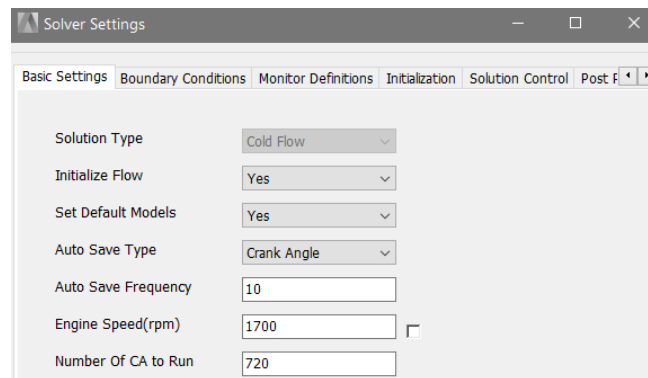


Figura 41-3: Configuraciones básicas del solucionador.

Fuente: Autores, 2021.

A continuación, se insertan las condiciones límite, donde se ingresan los valores de presión y temperatura del conducto de admisión en función de las condiciones de funcionamiento del motor, la obtención de estos datos se detalla en el apartado 3.2.3.2 ya que son necesarios para el análisis termodinámico. Además, se ingresa la temperatura a la que se encuentra la cámara de combustión, pistón, paredes del cilindro y conducto de escape, estos valores fueron extraídos de la guía de usuario de *Ansys* ya que su medición es compleja y no se cuenta con el equipo necesario.

Como se muestra en la figura 42-3, los valores de presión y temperatura para una velocidad de régimen de 1700 rpm son -25397.841 Pa y 337.9875 K respectivamente, estos valores cambian de acuerdo con las revoluciones del motor y deben ser ingresadas en esta ventana cuando se realicen los análisis para el resto de los regímenes de giro. Se debe notar que el valor de presión es negativo por motivo de que *Ansys* solo maneja valores de presiones manométricas y, además, se trata de un dato de vacío.

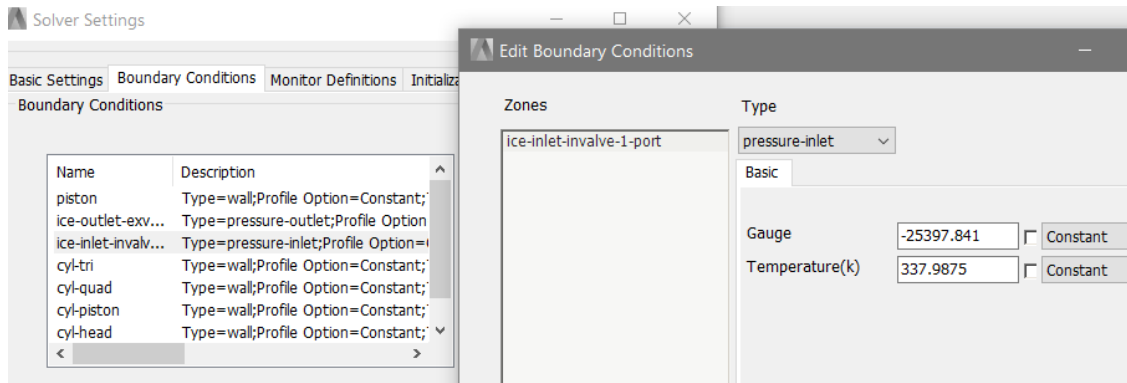


Figura 42-3: Condiciones límite del conducto de admisión.

Fuente: Autores, 2021.

En la siguiente ventana del configurador del solucionador se definen los monitores de resultados, por defecto se tiene monitores de volumen, masa, energía cinética de la turbulencia, temperatura y presión para las regiones del cilindro y cámara de combustión. Para este análisis se adicionan monitores de energía cinética e intensidad de la turbulencia para los conductos de admisión y escape, así como un monitor de relación de flujo de masa para todas las regiones (figura 43-3).

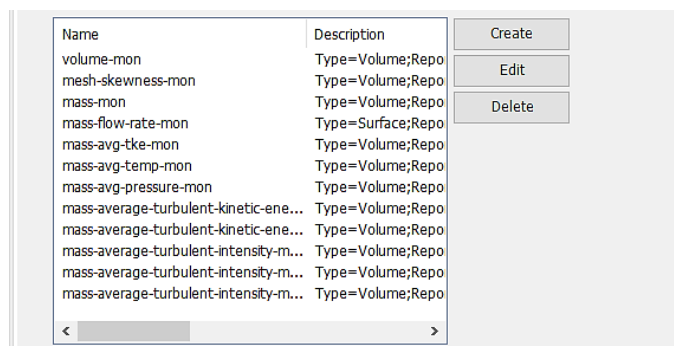


Figura 43-3: Monitores para la visualización de resultados.

Fuente: Autores, 2021.

En la pestaña de inicialización se generan los parches de inicio, donde se establece un valor de temperatura inicial de acuerdo con las condiciones ambientales del día de la medición del resto de datos, lo cual se detalla en el apartado 3.2.3.1. En *Patch* se ingresan los valores de presión y temperatura de los conductos de admisión y escape, así como de las regiones del cilindro y cámara de combustión (figura 44-3).

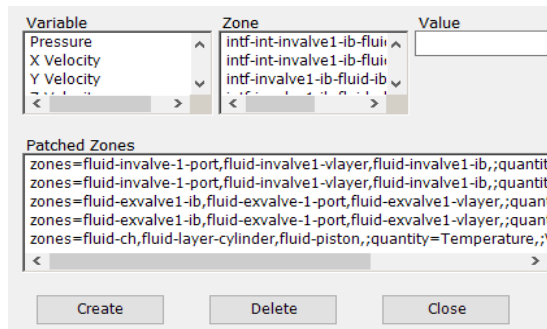


Figura 44-3: Condiciones iniciales del análisis.

Fuente: Autores, 2021.

La configuración de las siguientes ventanas se establece con los valores que están por defecto y se da clic en aceptar. Como se observa en la figura 45-3 en la pestaña de controles de solución se puede observar una gráfica de resumen, donde se muestra la alzada de las válvulas de admisión y escape, el volumen que se desplaza el pistón y los pasos de tiempo de la simulación, estos últimos son el incremento de giro del cigüeñal, cada *Time Step* el software calcula todas la ecuaciones del problema y se establece por defecto en 0.25 CA (ángulo de giro del cigüeñal) y en puntos más críticos del ciclo este valor se reduce para evitar errores en la simulación.

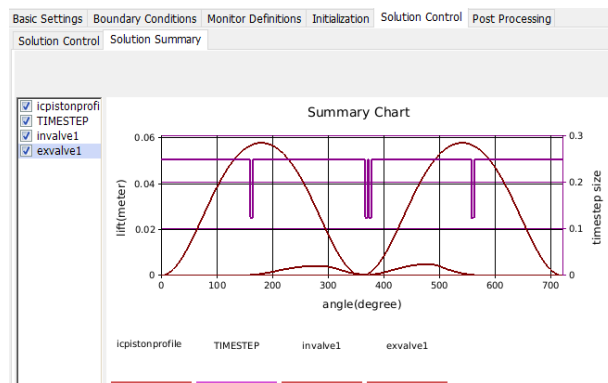


Figura 45-3: Cuadro de resumen de controles.

Fuente: Autores, 2021.

3.5.5 Definición de modelos físicos en el solucionador

Para la definición de modelos físicos se necesita ingresar a *Ansys Fluent*, para ello se da doble clic en la celda 6 del sistema de simulación y al igual que en el análisis de flujo de puerto aparecerá una ventana (*Fluent Launcher*) en la que se configura el número de procesadores de la computadora en la que se está trabajando, seguidamente se da clic en *OK* y automáticamente *Fluent* empieza a cargar la geometría, mallado y las configuraciones establecidas en las celdas anteriores.

Una vez dentro de la interfaz gráfica de *Ansys Fluent*, se debe configurar las condiciones de operación en *Boundary Conditions* ubicado en el *Outline View* (Figura 46-3) para establecer una presión de operación, la misma que depende de la ciudad en la que se realizaron las mediciones, en este caso para Riobamba la presión atmosférica o de operación es 72633.8256 Pa.

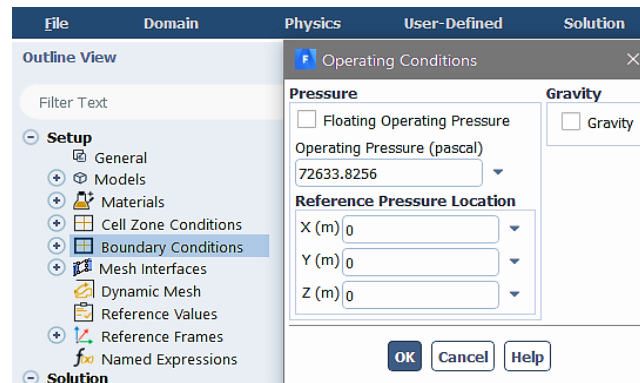


Figura 46-3: Configuración de condiciones de operación.

Fuente: Autores, 2021.

A continuación, se crean contornos de presión, temperatura, energía cinética e intensidad de la turbulencia, velocidad y densidad para la creación de animaciones de la solución y poder visualizar de manera gráfica cómo se comporta el fluido cuando interacciona con la geometría. En la figura 47-3 se ilustra los contornos de las variables mencionadas (izquierda) y las animaciones de la solución (derecha) creadas.

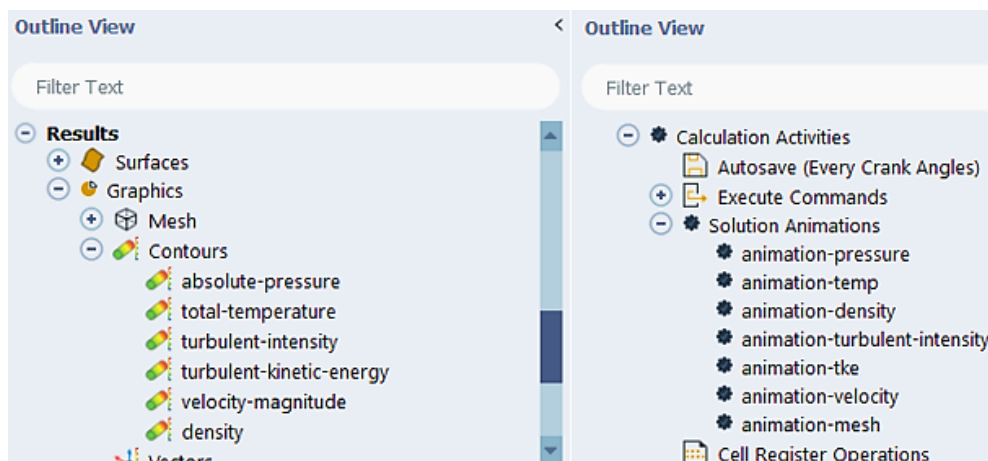


Figura 47-3: Contornos de magnitudes físicas (izquierda) y animaciones (derecha).

Fuente: Autores, 2021.

Posteriormente, se da doble clic en *Run Calculation* para verificar la configuración en el *Task Page*. Como observa en la figura 48-3 los valores establecidos por defecto para el número de pasos de tiempo es 2940 en cada uno de los cuales el software realizara un máximo de 50

iteraciones o hasta que la solución converja. Por último, se selecciona *Calculate* para empezar a correr la simulación. Es necesario tomar en cuenta que el gasto computación en este análisis es elevado, para un procesador de 8 núcleos físicos, 16 subprocesos y una frecuencia de reloj de hasta 4.4 GHz, esta simulación se demora 30 horas aproximadamente. Se reitera que se realizarán 4 simulaciones en el cabezote original y posteriormente 4 en el cabezote modificado a diferentes revoluciones de motor para comparar sus resultados y validar la modificación.

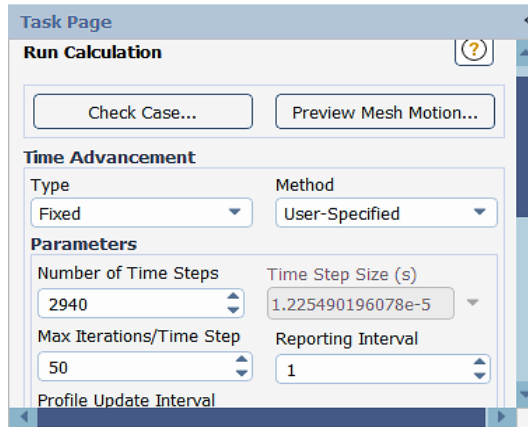


Figura 48-3: Valores establecidos por defecto.

Fuente: Autores, 2021.

Para la realización de las simulaciones a 1700, 3700, 5000 y 7000 el procedimiento es el mismo, lo que varía es la configuración del solucionador en el cual se debe ingresar la presión y temperatura a la que se encuentra el conducto de admisión de acuerdo con la velocidad de régimen que se va a analizar, después solo se tiene que actualizar las celdas siguientes y correr la simulación ingresando a *Solution* (celda 6 del sistema de simulación).

3.6 Validación del mallado

La validación del mallado es un parámetro importante para considerar, ya que de esta manera se verifica que los resultados no están muy alejados de la solución exacta y que los errores de discretización, redondeo, truncamiento, etc., no sean significativos, por esto se necesita determinar el tamaño de malla necesario para obtener valores de solución óptimos.

Mientras más fino sea el mallado la solución será más exacta, pero con un gasto computacional muy elevado ya que se tendrá que resolver un mayor número de ecuaciones, debido a esto se debe encontrar un balance entre consumo computacional y tamaño del elemento de malla.

Cabe recalcar que la validación del mallado se realizó para cada tipo de análisis antes de la obtención de resultados que se muestran en los apartados posteriores, es decir, en primera instancia se determinó el tamaño de malla que genere buenos resultados y posterior a ello se configuró el mallado seleccionado en los análisis descritos. Para evitar confusión en las

configuraciones del análisis primero se detalló el proceso realizado en las simulaciones y a continuación la validación del mallado ya que a la configuración anterior solamente se debe cambiar el tamaño de referencia de malla y el número de iteraciones, esto último para disminuir el gasto computacional.

3.6.1 *Análisis de flujo de puertos*

Se realizaron 4 simulaciones de flujo de puertos con un tamaño de malla distinto y un número menor de iteraciones (600 iteraciones) para disminuir el tiempo de solución y encontrar de esta manera un mallado que proporcione buenos resultados.

La figura 49-3 muestra la interfaz de *Ansys Workbench* donde se puede observar los 4 sistemas de simulación utilizados para validar el mallado, se establece la misma configuración para todos los análisis con una única variante que es el tamaño de malla de referencia.

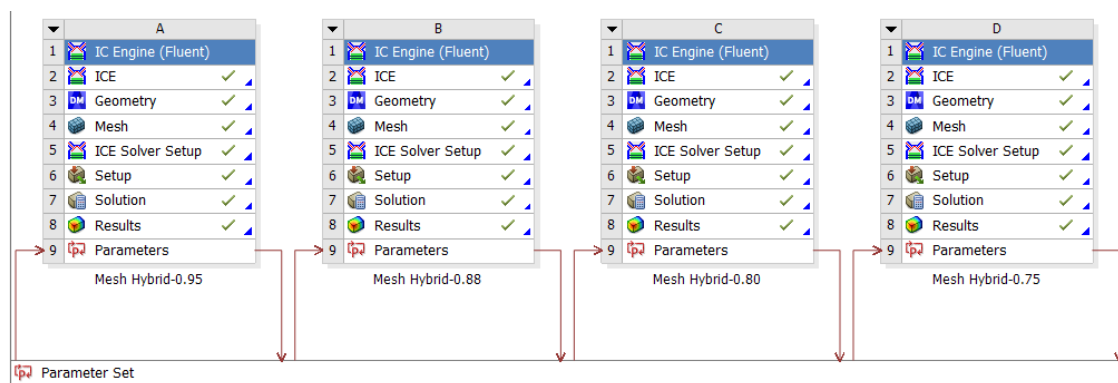


Figura 49-3: Sistemas de simulación utilizados para la validación del mallado.

Fuente: Autores, 2021.

Se establecieron 4 tamaños de malla distintos 0.95, 0.88, 0.80 y 0.75 mm para los sistemas de simulación A, B, C y D respectivamente. La figura 50-3 muestra la configuración de malla de cada uno de los análisis, así como la discretización de la geometría.

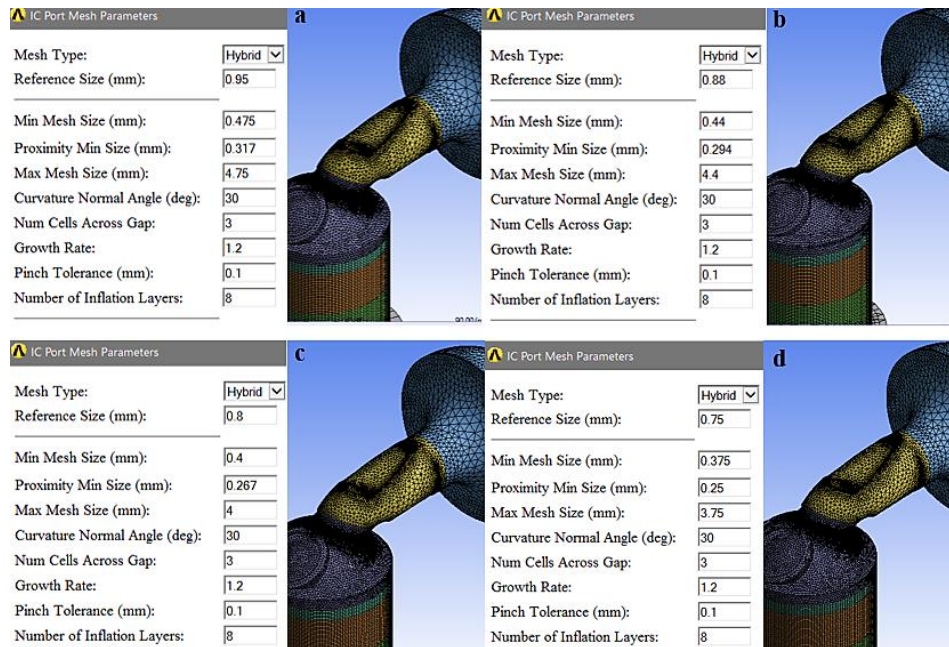


Figura 50-3: Mallado para análisis de flujo de puertos con distintos tamaños de referencia.

Fuente: Autores, 2021.

Después que las simulaciones hayan terminado de calcular el flujo de masa, se analiza los resultados. Como se puede observar en la tabla 8-3 los valores no difieren significativamente al refinar el mallado, esto quiere decir que la discretización utilizando el método establecido en *IC Engine* es eficiente, entonces, se elige un sistema de simulación que consuma el menor gasto computacional y proporcione buenos resultados, por lo que, se selecciona el mallado con tamaño de referencia de 0.88 mm que corresponde al sistema B, el mismo que se utilizará para realizar los análisis de flujo de puerto del cabezote original y posteriormente del cabezote modificado.

Tabla 8-3: Flujo de masa con distintos tamaños de malla y diferentes alzadas de válvula.

Sistema de simulación	Tamaño de referencia del mallado (mm)	Flujo de masa a 2 mm de alzada de válvula (kg/s)	Flujo de masa a 4.9 mm de alzada de válvula (kg/s)
A	0.950000000	-0.010035618	-0.020586125
B	0.880000000	-0.010033895	-0.020748979
C	0.800000000	-0.010014787	-0.020740344
D	0.750000000	-0.010018048	-0.020585974

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

3.6.2 *Análisis de flujo en frío*

Para validar el mallado se realizaron 4 simulaciones de flujo en frío con distintos tamaños de malla. La configuración del solucionador para el análisis es el que se detalló en el apartado 3.5, para reducir el gasto computacional se redujo el número de iteraciones a uno y no se generaron

animaciones de la solución ya que solamente se requieren monitores de resultados para compararlos con los monitores de los análisis con otro tipo de malla.

Se utilizaron 4 sistemas de simulación con la misma configuración y una única variante, la misma que fue el tamaño de referencia de la malla, los valores utilizados son: 1.5, 1.203, 1.0 y 0.802 mm. La figura 51-3 muestra las 4 configuraciones de malla, se observa que el mallado es cada vez más fino, es decir, las celdas producto de la discretización son más pequeñas, como consecuencia existirán más elementos que conformen la malla y por ende mayor gasto computacional.

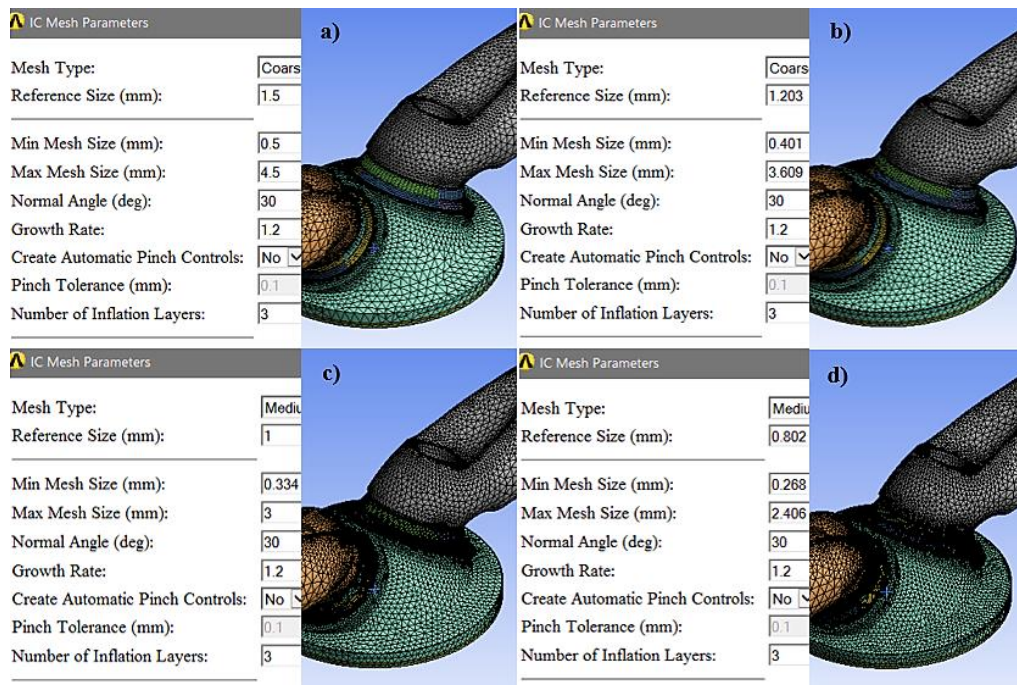


Figura 51-3: Mallado para análisis de flujo en frío con distintos tamaños de referencia.

Fuente: Autores, 2021.

Una vez establecidas las configuraciones de la malla de los 4 sistemas de simulación se procede a correr la solución de cada una. Después de que el software haya calculado todos los resultados se procede a un análisis donde se comparan los valores de estos para determinar cuánto se alejan entre sí y seleccionar la configuración de malla en función de los valores que presente menor diferencia.

A continuación, se presentan los gráficos 1-3, 2-3 y 3-3 que muestran los resultados de los monitores de relación de remolino, relación de caída e intensidad de la turbulencia respectivamente con distintos tamaños de malla. Se observa que las curvas son similares, es decir, tienen un comportamiento muy parecido, pero existe diferencia entre sus valores. Este contraste de los resultados es más notable entre el mallado más fino y el más grueso, por lo que se selecciona

una configuración de mallado que no presente excesiva dispersión y a la vez no genere un coste computacional elevado.

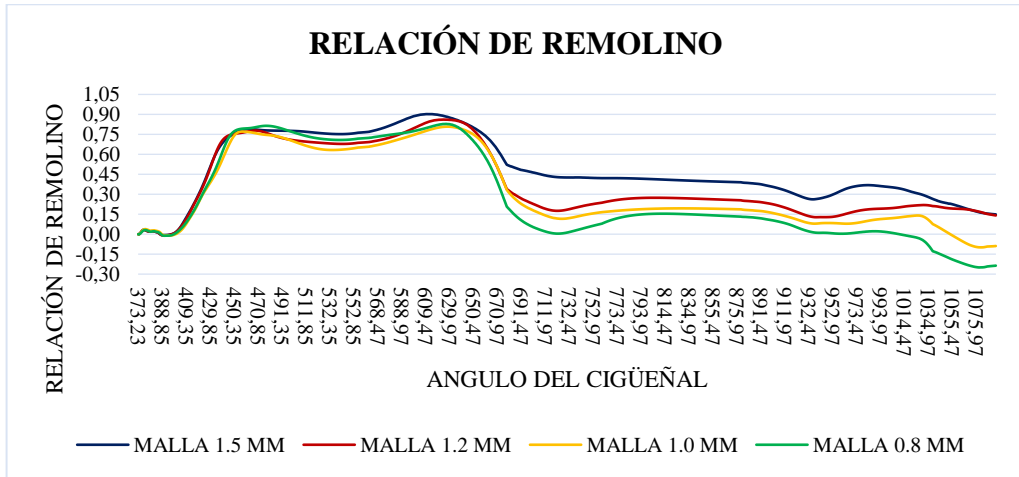


Gráfico 1-3: Resultados de la relación de remolino con distintos tamaños de malla.

Realizado por: Autores, 2021.

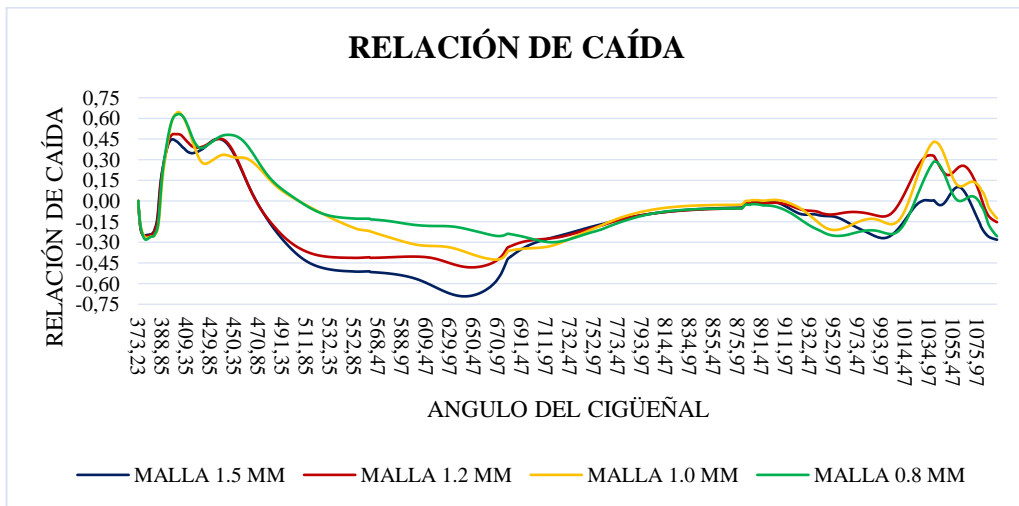


Gráfico 2-3: Resultados de la relación de caída con distintos tamaños de malla.

Realizado por: Autores, 2021.

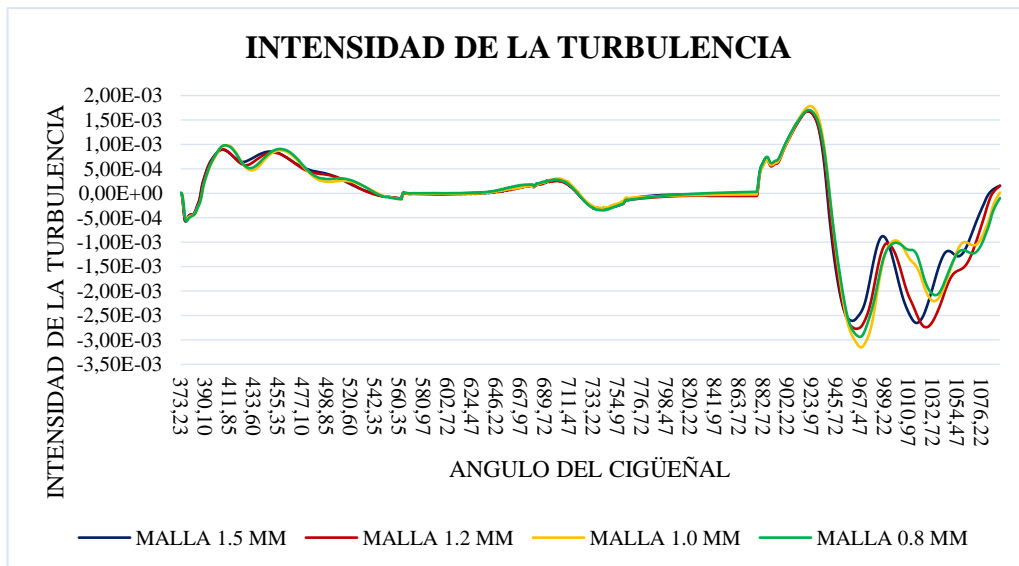


Gráfico 3-3: Resultados de la intensidad de la turbulencia con distintos tamaños de malla.

Realizado por: Autores, 2021.

Después de analizar las gráficas de resultados se observa que los mallados con un tamaño de 1.2 y 1.0 mm no presentan una dispersión exagerada, entonces se elige entre estas dos la que genere menor gasto de recursos computacionales, para ello se revisa el tiempo en el que el software tardó en calcular la solución de cada una.

Con un tamaño de malla de 1.2 mm la solución tardó 6 h y 24 min mientras que con el mallado de 1 mm se demoró 12 h y 03 min, la diferencia es notable y se debe tomar en cuenta que estas soluciones se realizaron con 1 iteración y las simulaciones para obtención de resultados requieren 50 iteraciones por paso de tiempo, debido a esto si se selecciona la malla de 1 mm se tendrá un excesivo gasto computacional, entonces, se opta por la configuración del mallado con un tamaño de referencia de malla de 1.2 mm.

3.7 Resultados de las simulaciones del cabezote original

3.7.1 Análisis de flujo del puerto de admisión original

Al finalizar la simulación con la configuración de malla seleccionada y 1200 iteraciones, el software ya ha calculado la relación de flujo de masa dando como resultado $-0.0099942311 \text{ kg/s}$ para una alzada de válvula de 2 mm y $-0.020737908 \text{ kg/s}$ para la alzada de 4.9 mm como se muestra en la figura 52-3.

Table of Design Points					
	A	B	C	D	E
1	Name	P1 - ValveLift	P2 - mass-flow-rate-op	<input type="checkbox"/> Retain	Retained Data
2	Units	mm	kg s ⁻¹		
3	DP 0 (Current)	2	-0.0099942	<input checked="" type="checkbox"/>	✓
4	DP 1	4.9	-0.020738	<input checked="" type="checkbox"/>	✓
*				<input type="checkbox"/>	

Figura 52-3: Relación de flujo de masa a distintas alzadas de válvula.

Fuente: Autores, 2021.

El estudio que realiza *Ansys Fluent* consiste en analizar la cantidad de aire que pasa a través del pleno de salida (Figura 53-3, sección roja de la geometría), por lo tanto, los valores de flujo de masa son negativos debido a la dirección de salida que tiene el flujo. Es necesario destacar que la cantidad de aire que sale está íntimamente relacionada con la cantidad de aire que ingresa al interior del cilindro desde el pleno de entrada (Figura 53-3, sección azul de la geometría) pasando por la válvula de admisión.

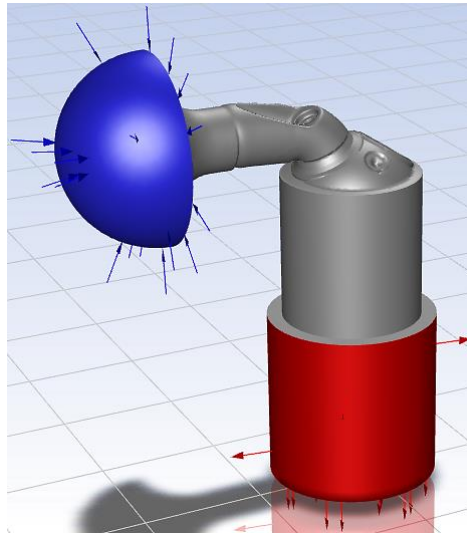


Figura 53-3: Pleno de entra (azul) y salida (rojo).

Fuente: Autores, 2021.

Por lo mencionado anteriormente, a mayor alza de válvula ingresa mayor cantidad de aire y, por lo tanto, se tiene más flujo que atraviesa por el pleno de salida. Como se observa en la figura 54-3 con una alza máxima de la válvula (4.9 mm) se tiene mayor velocidad de flujo (sección derecha de la figura 54-3) y por ende mayor transporte de masa, mientras que con una alza de 2 mm la velocidad de flujo es menor (sección izquierda de la figura 54-3).

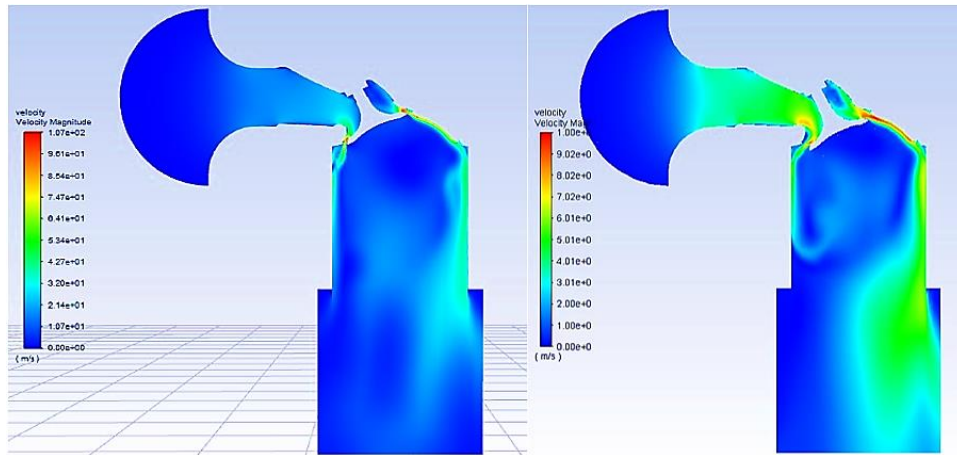


Figura 54-3: Velocidad del flujo con alzada de 2 mm (izquierda) y 4.9 mm (derecha).

Fuente: Autores, 2021.

3.7.2 *Análisis de flujo en frío del cabezote original*

Al finalizar las simulaciones de flujo en frío con la configuración de malla seleccionada y 50 iteraciones por paso de tiempo a 1700, 3700, 5000 y 7000 rpm del cabezote original, el software ha predicho la interacción de flujo de aire con la geometría en un ciclo completo del motor, para la presentación de resultados se selecciona los puntos más relevantes del ciclo como: válvula de admisión completamente abierta (475.60 CA), inicio (547.35 CA) y fin (720.22 CA) de la compresión y válvula de escape totalmente abierta (980.72 CA). Las siglas CA son la abreviación de *Crankshaft Angle*, haciendo referencia a la posición del ángulo del cigüeñal.

En la figura 55-3 se muestra la velocidad del flujo, donde se aprecia la representación del valor de la magnitud mediante una escala de colores que va de rojo (mayor) a verde (menor), de esta manera se visualiza gráficamente la interacción del fluido con la geometría en un plano bidimensional.

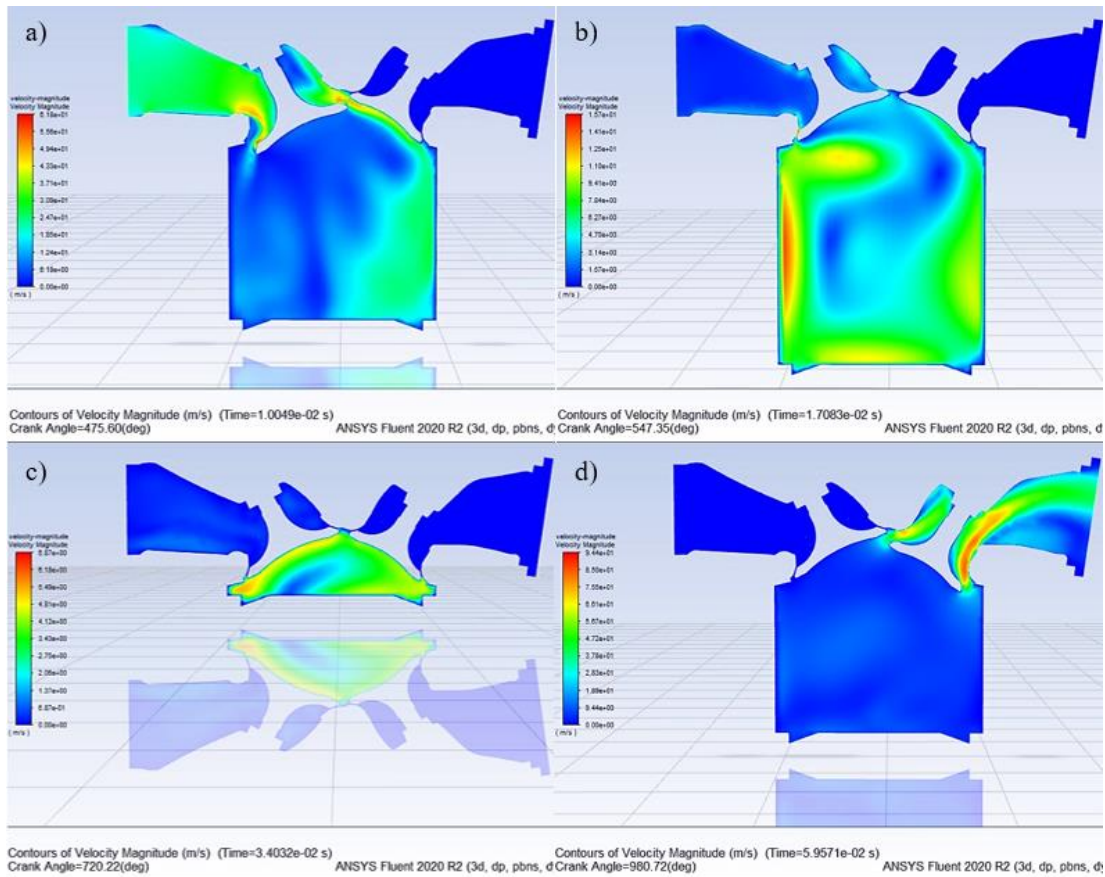


Figura 55-3: Contornos de velocidad a distintos ángulos de giro del cigüeñal.

Fuente: Autores, 2021.

Al analizar el ingreso del aire en la carrera de admisión, se observa que el fluido es direccionado hacia la válvula de escape (figura 56-3), esto se debe a que la inclinación del puerto de admisión no es muy pronunciada.

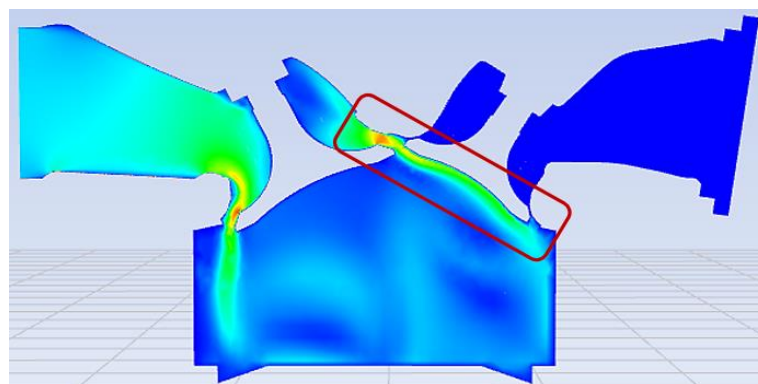


Figura 56-3: Ingreso del flujo de aire en el proceso de admisión.

Fuente: Autores, 2021.

Al final de la carrera de compresión, como se observa en la figura 57-3, la velocidad del fluido se ha disipado gradualmente y por ende la turbulencia también disminuye, así como su intensidad,

esto se debe a que la geometría de la cámara de combustión no genera las condiciones necesarias para mantener un flujo turbulento.

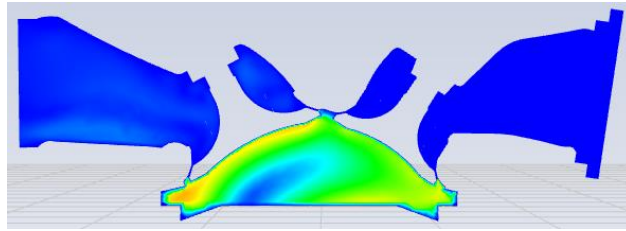


Figura 57-3: Compresión del flujo.

Fuente: Autores, 2021.

Se puede observar también que el flujo en el proceso de escape solamente interactúa con la sección superior del conducto (figura 58-3), esto se debe a que el puerto de escape tiene una inclinación hacia abajo.

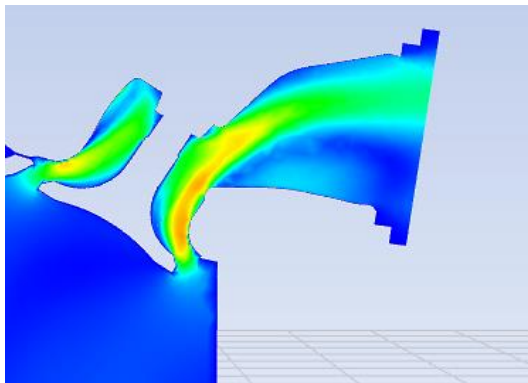


Figura 58-3: Interacción del flujo con válvula de escape completamente abierta.

Fuente: Autores, 2021.

Además, al finalizar las simulaciones el software arroja curvas de los resultados de los monitores en función del ángulo de giro del cigüeñal, donde se puede visualizar las relaciones de caída, remolino, caída cruzada, flujo de masa, turbulencia, las mismas que ayudan a determinar el comportamiento del flujo. El gráfico 4-3 muestra la relación de caída (*tumble*) del flujo en el interior del cilindro durante un ciclo completo del motor. Los valores por debajo de cero señalan que el sentido de la relación de caída con respecto al eje de referencia es inverso.

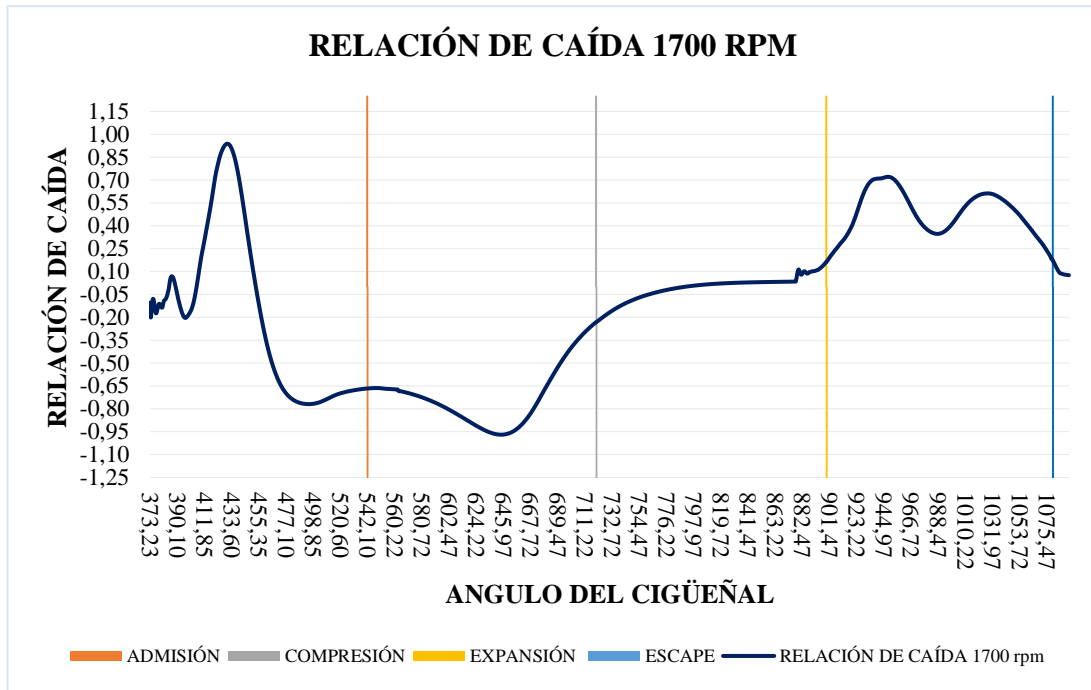


Gráfico 4-3: Relación de caída a 1700 rpm.

Realizado por: Autores, 2021.

Como se visualiza en la gráfica anterior, la mayor relación de caída está presente en el proceso de admisión, mientras descende el pistón su dirección se invierte. En la carrera de compresión existe un aumento de esta relación, pero al ascender el pistón al PMS tiende a disiparse hasta llegar a un valor muy próximo a cero en la expansión.

El gráfico 5-3 muestra los resultados de la relación de remolino (*swirl*), de igual forma que en el caso anterior en el proceso de admisión existe una mayor cantidad de remolinos, los mismos que se van disipando durante la compresión hasta los 675 CA donde empieza a aumentar nuevamente hasta el final de la carrera de compresión para luego disminuir gradualmente conforme avanza el ciclo.

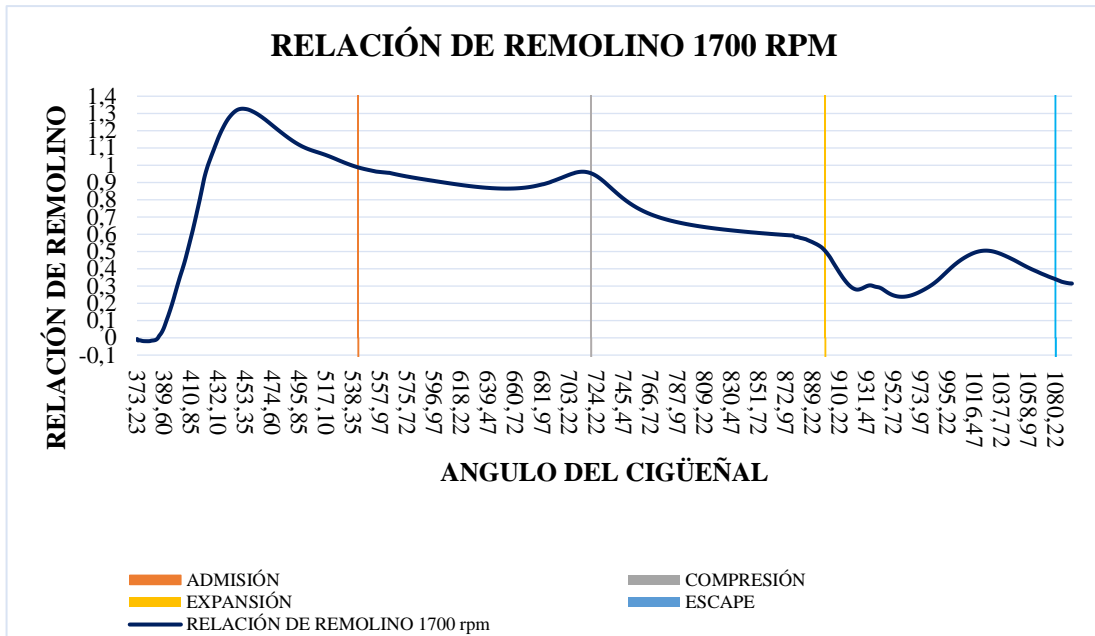


Gráfico 5-3: Relación de remolino a 1700 rpm.

Realizado por: Autores, 2021.

En el gráfico 6-3 se muestra la relación de caída cruzada (*Cross Tumble*) en la que se tiene un comportamiento muy similar a las gráficas anteriores.

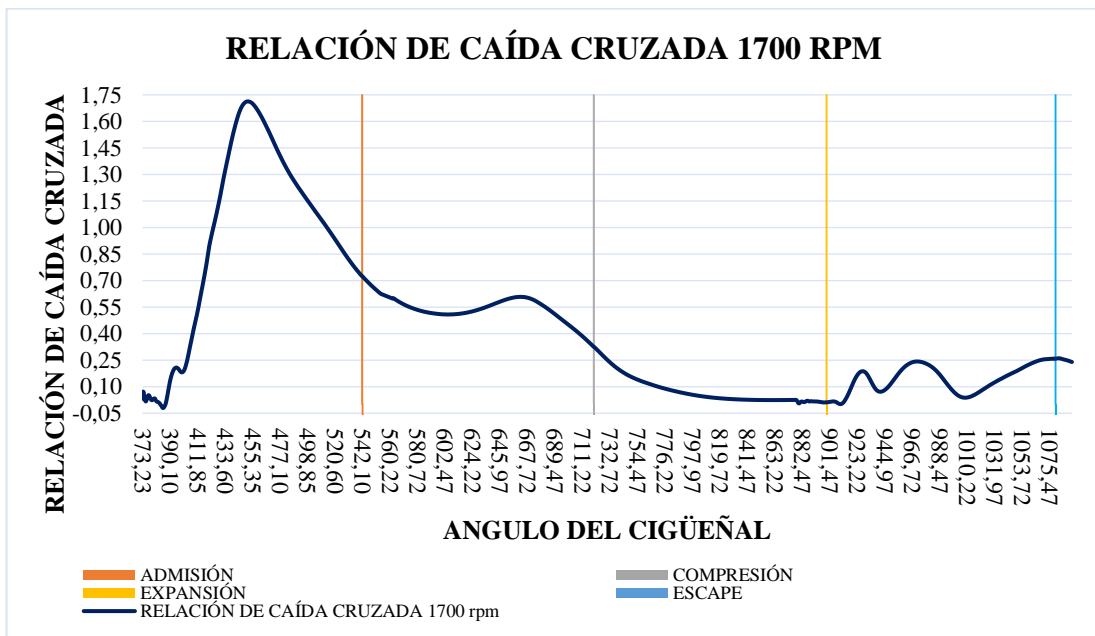


Gráfico 6-3: Relación de caída cruzada a 1700 rpm.

Realizado por: Autores, 2021.

A medida que aumentan las revoluciones del motor las curvas de caída, remolino y caída cruzada son menores debido a que el régimen de giro es inversamente proporcional al coeficiente de

torbellino. En el gráfico 7-3 se observa las curvas de la relación de remolino a 1700, 3700, 5000 y 7000 donde se observa la reducción de estas.

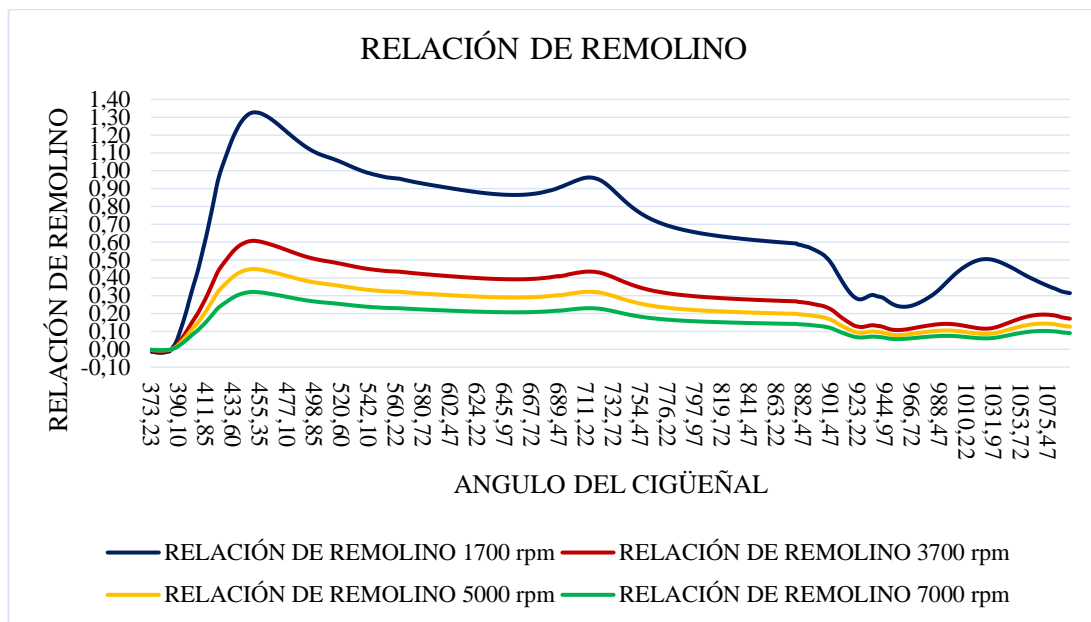


Gráfico 7-3: Relación de remolino a diferentes regímenes de giro del motor.

Realizado por: Autores, 2021.

3.8 Rediseño de la cámara de combustión, puertos de admisión y escape

Después de analizar el comportamiento del flujo al interactuar con la geometría de la cámara de combustión y los conductos de admisión y escape mediante la visualización de las animaciones de la solución y las gráficas de resultados se procede al rediseño del cabezote.

Como primer punto del rediseño se aumentó la longitud e inclinación del conducto de admisión para disminuir el rozamiento del flujo con la válvula de escape ya que su ocurrencia genera pérdida de energía cinética del flujo y por ende la turbulencia se disipa con prontitud, con esta modificación se pretende que el aire ingrese directamente al cilindro sin barrer la culata para mejorar los niveles de turbulencia, maximizar el *tumble* y que este predomine hasta el final de la carrera de compresión, de esta manera se busca tener una mezcla de aire-combustible más homogénea, lo que conlleva a una combustión más eficiente. Como se observa en la figura 59-3 el puerto modificado solamente tiene una inclinación de 21°. Payri y Desantes recomiendan una inclinación de 20° a 40° pero por motivos de espacio en el cabezote no se puede tener una mayor pendiente.

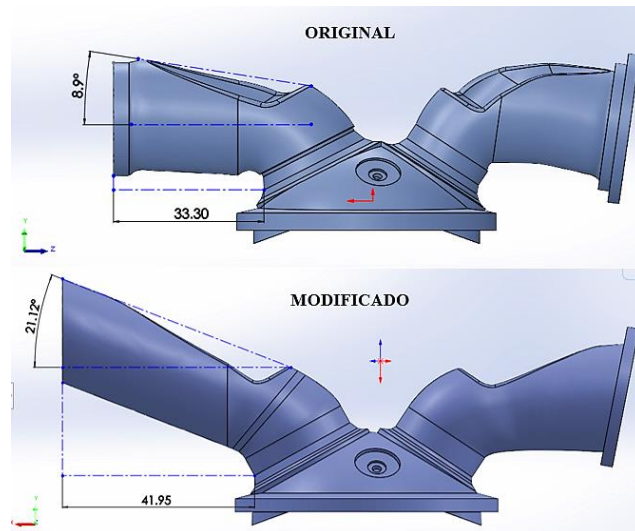


Figura 59-3: Conducto de admisión original y modificado.

Fuente: Autores, 2021.

Para la modificación de la cámara de combustión, mediante la revisión de la literatura, se realiza un análisis previo del tipo de cámara que proporcione las mejores condiciones de funcionamiento del motor. Se determina de esta manera que una cámara de combustión hemisférica genera una combustión más eficiente.

El cabezote original posee una cámara de combustión hemisférica (de acuerdo con la descripción de esta), pero sus paredes presentan irregularidades que no permiten que la estructura de flujo *tumble* perdure hasta el final de la carrera de compresión, entonces se genera una cámara de combustión hemisférica con una geometría más uniforme para evitar una temprana disipación del *tumble* y tener una mejor combustión.

En la figura 60-3 se muestra la cámara de combustión original (sección superior de la figura) y la modificada (sección inferior de la figura), como se puede visualizar la región superior de la cámara de combustión original tiene un vértice que podría acumular hollín, mientras que en la cámara modificada existe una superficie suavizada; otra modificación que se puede observar es que tras el rediseño la región de combustión está centrada respecto al cilindro

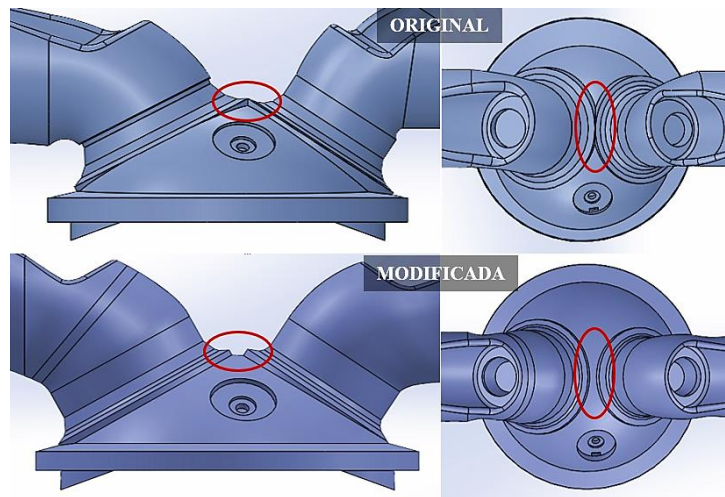


Figura 60-3: Cámara de combustión original y modificada.

Fuente: Autores, 2021.

El conducto de escape no tuvo un rediseño significativo ya que para mejorar el proceso de combustión es más relevante la carrera de admisión y compresión, pero si es muy necesario garantizar que los gases de escape puedan fluir libremente hacia el exterior de la región de combustión por lo que se genera un conducto de escape con una geometría más regular que el original, además, se elimina la inclinación hacia abajo que tiene el puerto original como se observa en la figura 61-3.

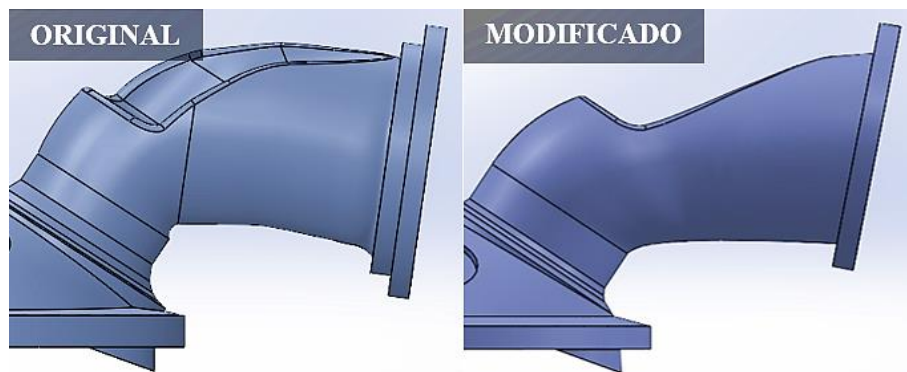


Figura 61-3: Conducto de escape original y modificado.

Fuente: Autores, 2021.

3.9 Análisis de flujo del puerto de admisión modificado

Para la simulación de flujo del puerto de admisión modificado se sigue el mismo procedimiento que el utilizado en el análisis del puerto original, así como la configuración del mallado y el solucionador, lo único que varía es la geometría modificada.

Una vez que el software termina de hallar la solución se tiene que la relación de flujo de masa de es $-0.0098928485 \text{ kg/s}$ y $-0.021901755 \text{ kg/s}$ a una alzada de válvula de 2 mm y 4.9 mm

respectivamente. En la tabla 9-3 se muestra los resultados del conducto original y modificado en la que se observa que no existe una diferencia significativa en los valores con 4.9 mm de elevación de la válvula y a una alzada de 2 mm existe una disminución del flujo por lo que se decide modificar nuevamente el conducto.

Tabla 9-3: Relación de flujo de masa del conducto original y modificado.

Alzada de válvula	Relación de flujo de masa g/s	
	Conducto original	Conducto modificado
2 mm	-9.994231	-9.892849
4.9 mm	-20.737908	-21.901755

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

3.9.1 *Modificación del conducto de admisión tras el rediseño*

Debido a que los valores de la relación de flujo de masa con el conducto modificado no fueron los esperados se decide crear una nueva geometría, solo se rediseñará el puerto de admisión, el resto de la geometría será la misma.

Ya que la relación de flujo de masa con una alzada de válvula de 2 mm disminuyó y con 4.9 mm no hubo un aumento significativo se realiza un nuevo diseño, para lo cual se agranda el conducto de admisión para aumentar el flujo de aire que ingresa al cilindro. En la figura 62-3 se muestra los dos diseños del conducto modificado, donde se puede ver que se aumentó la sección del conducto aproximadamente 2.35 mm, además se ensancho la región inferior del conducto.

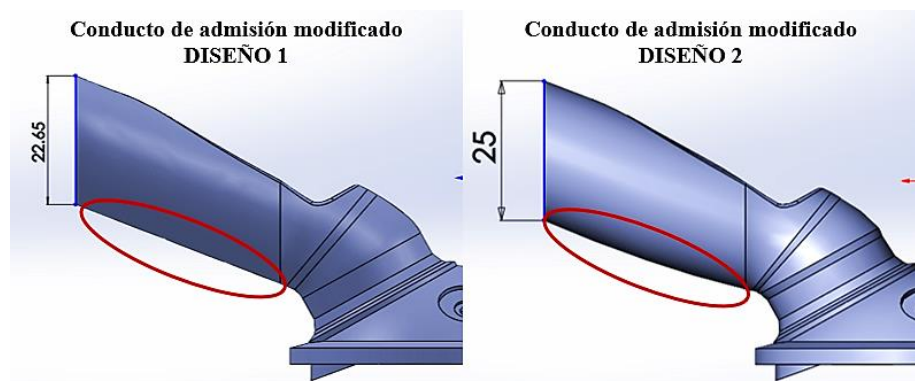


Figura 62-3: Conducto de admisión modificado diseño 1 y 2.

Fuente: Autores, 2021.

Una vez obtenido el diseño 2 de la geometría del conducto de admisión modificado se realiza nuevamente una simulación de flujo de puertos, en la que se determina que existe mejoras notables por lo que se acepta esta geometría para proceder a una simulación de flujo en frío. El

detalle de estos resultados se presenta en el Capítulo IV Análisis e Interpretación de Resultados, específicamente en el apartado 4.1.1

3.10 Análisis de flujo en frío del cabezote modificado

Para la simulación de flujo en frío del cabezote modificado se utiliza la geometría modificada en el apartado anterior, el procedimiento para la configuración del solucionador y el mallado es el mismo que se utilizó para el cabezote original, la única variante es que se debe ingresar la geometría con las modificaciones realizadas.

Después de correr las simulaciones a las diferentes revoluciones del motor con el cabezote modificado, se procede a la comparación de los resultados de este con el cabezote original, en donde se determina que existe mejoras tras el rediseño, por lo que se acepta la nueva geometría de la cámara de combustión y los conductos de admisión y escape para su fabricación sin antes realizar un estudio de esfuerzos al cabezote completo debido a las modificaciones. Los detalles de la comparación de estos resultados se presentan en el Capítulo IV Análisis e Interpretación de Resultados, específicamente en el apartado 4.1.2

3.11 Simulación térmica y estructural

Una vez definidas las modificaciones y la geometría para fabricar, se procedió a realizar un estudio comparativo de esfuerzos, deformaciones y fatiga entre el cabezote original y modificado, con el fin de diagnosticar posibles fallos mecánicos originados en las modificaciones realizadas. A continuación, se describe el estudio térmico y estructural aplicado en cada una de las geometrías.

3.11.1 Configuración de la simulación

Para realizar los estudios térmicos y estructurales se utilizaron los módulos *Steady State termal* y *Static Structural* respetivamente. Adicional a ello, como se muestra en la figura 63-3, se compartió la información para realizar los estudios de datos ingenieriles, geometría temperatura y modelo entre dichos módulos. La simulación térmica se realizó con el objetivo de evidenciar la distribución de temperaturas y flujo de calor en ambos cabezotes, mientras que en el estudio estructural fueron de interés la deformación, esfuerzos, factor de seguridad y análisis de fatiga de los componentes al ser sometidos a la presión media efectiva a temperatura normal de funcionamiento a un régimen de 7000rpm respectivamente.

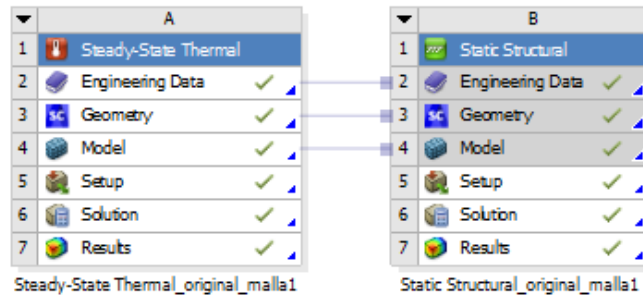


Figura 63-3: simulación térmica y estructural.

Fuente: Autores, 2021.

3.11.2 Parámetros de entrada

Quispe y Remache (2019, p. 4) afirman que gran parte de cabezotes para motores mono cilíndrico son fabricados con una aleación de aluminio 6061 con silicio manganeso y zinc. Debido a que dentro de los objetivos del presente trabajo de titulación no se considera un cambio de material en el cabezote a construir, las simulaciones para la pieza original y modificada se efectuaron utilizando el mismo tipo de material descrito. En la figura 64-3 se evidencia las propiedades principales del material ingresado.

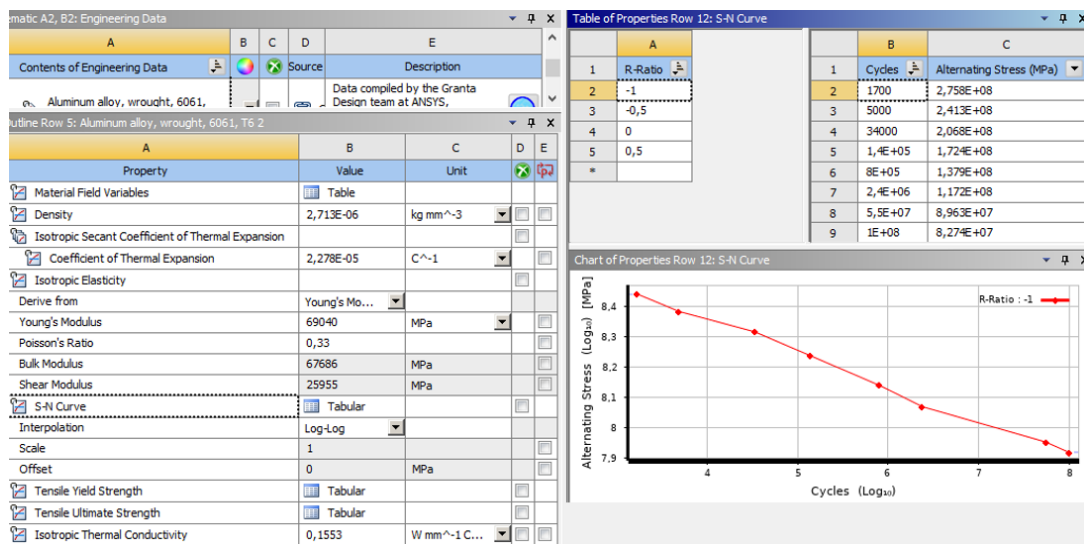


Figura 64-3: Propiedades mecánicas y térmicas de la aleación de aluminio 6061.

Fuente: Autores, 2021.

Antes de importar las geometrías que se analizarán, como se indica en la figura 65-3, se modificó cada una de ellas con la finalidad de eliminar la mayor cantidad de detalles incensarios que no intervienen en el estudio a realizar y pudieran influir negativamente en el gasto computacional; también se incorporó otros elementos tales como guías y asientos de válvulas, que, por otro lado, son importantes en el análisis ya que forman parte del funcionamiento mecánico de la pieza.

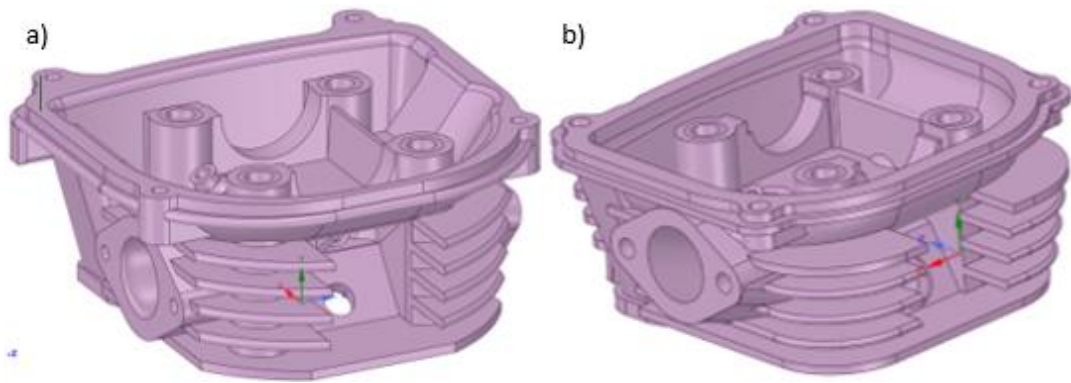


Figura 65-3: Geometrías de cabezote original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

Una vez importada la geometría se procedió a insertar las condiciones iniciales del problema. En el caso de la simulación térmica se consideró, como se indica en el apartado 2.2.1, el 40% de la temperatura alcanzada por los gases en el punto 4 del ciclo termodinámico (1884,0174°K), adicional a ello se ingresó una condición de convección en las paredes externas del cabezote. Quispe y Remache (2019, p. 47) afirman que el coeficiente de convección en estas condiciones es de $1,24 \text{ e-}6 \text{ W/mm}^2\cdot\text{°C}$. La disposición de estos datos se detalla en la figura 66-3.

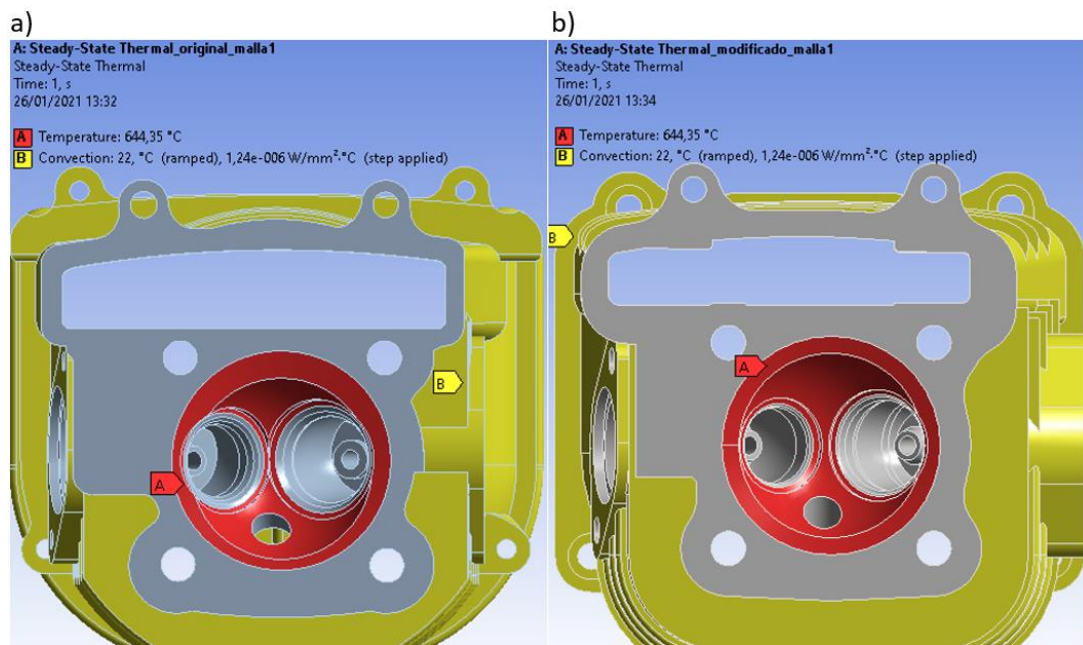


Figura 66-3: Condiciones iniciales en cabezote original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

Como se aprecia en la figura 67-3, para la simulación estructural se consideró la presión media efectiva de 1,4127 MPa y los soportes fijos en las superficies de apoyo del cabezote y los pernos de sujeción. Adicional a ello, como se muestra en la figura 68-3, se incluyó una condición térmica

para evaluar la deformación del cabezote cuando se calienta a temperatura normal de funcionamiento.

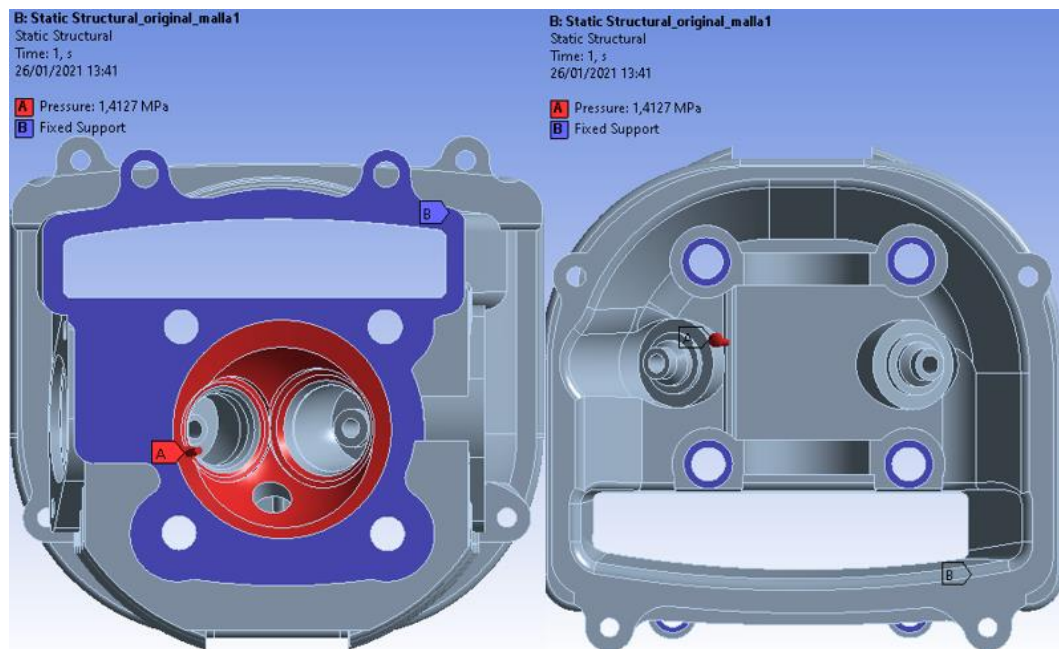


Figura 67-3: Aplicación de cargas y soportes.

Fuente: Autores, 2021.

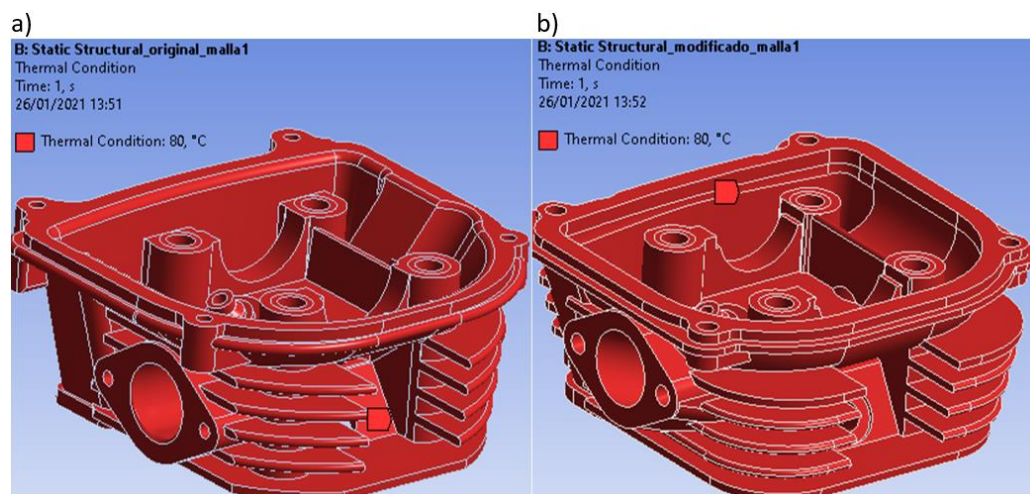


Figura 68-3: Aplicación de condición térmica en cabezote original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

3.11.3 Evaluación de la calidad y sensibilidad del mallado

En primer lugar, se realizó un refinamiento de la malla en ambas geometrías hasta lograr que el valor promedio de evaluación *skewness* se sitúe por debajo de 0,25. Posterior a ello para determinar la sensibilidad del mallado en los resultados, se cambió los siguientes parámetros de tamaño de malla: *transition*, *span angle center* y *body sizing*. Adicional a ello se agregó un *face*

sizing para establecer un tamaño de elemento en las superficies de contacto entre los pernos de sujeción y el cabezote. En base a estos cambios se fue evaluando la variación del esfuerzo máximo hasta lograr un cambio muy pequeño en el mismo. para este proceso se tuvo como limitante los recursos computacionales necesarios cada vez que el tamaño del elemento disminuía, es por eso por lo que se aceptó los parámetros de configuración del mallado cuando el esfuerzo máximo principal variara por debajo del 2%. En la tabla 10-3 se evidencia el porcentaje de variación del esfuerzo máximo principal con cada cambio en los parámetros de tamaño de malla en los dos cabezotes.

Tabla 10-3: Evaluación de sensibilidad del mallado en cabezote original y modificado.

Sensibilidad del mallado en cabezote original			Sensibilidad del mallado en cabezote modificado				
Parámetros de mallado		Esfuerzo máx. Principal (MPa)	Variación (%)	Parámetros de mallado		Esfuerzo máx. Principal (MPa)	Variación (%)
<i>Resolution</i>	2,00	253,06	--	<i>Resolution</i>	2,00	233,71	--
<i>Transition</i>	<i>Fast</i>			<i>Transition</i>	<i>slow</i>		
<i>Span angle center</i>	<i>coarse</i>			<i>Span angle center</i>	<i>coarse</i>		
<i>Body sizing</i>	1,50	266,31	5,24	<i>Body sizing</i>	1,50	274,97	17,65
<i>Face sizing</i>	--			<i>Face sizing</i>	--		
<i>Resolution</i>	2,00			<i>Resolution</i>	2,00		
<i>Transition</i>	<i>Fast</i>	269,34	1,14	<i>Transition</i>	<i>slow</i>	269,54	1,97
<i>Span angle center</i>	<i>medium</i>			<i>Span angle center</i>	<i>medium</i>		
<i>Body sizing</i>	1,50			<i>Body sizing</i>	1,50		
<i>Face sizing</i>	--	269,34	--	<i>Face sizing</i>	--	269,54	--
<i>Resolution</i>	2,00			<i>Resolution</i>	2,00		
<i>Transition</i>	<i>Fast</i>			<i>Transition</i>	<i>slow</i>		
<i>Span angle center</i>	<i>medium</i>	269,34	--	<i>Span angle center</i>	<i>medium</i>	269,54	--
<i>Body sizing</i>	1,50			<i>Body sizing</i>	1,50		
<i>Face sizing</i>	1,25			<i>Face sizing</i>	1,00		

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

3.11.4 Resultados de estudio térmico

3.11.4.1 Temperatura

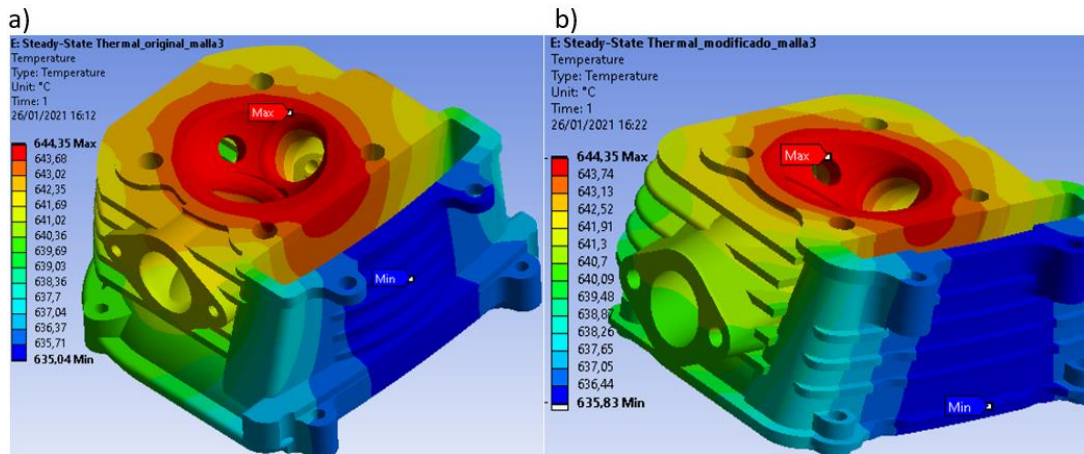


Figura 69-3: Distribución de temperaturas en cabezote original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

3.11.4.2 Flujo de calor total

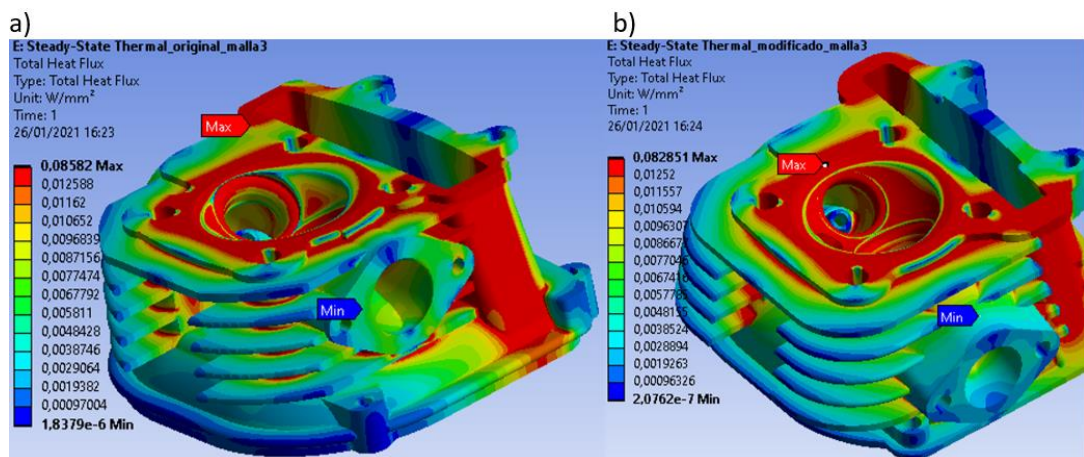


Figura 70-3: Flujo de calor en cabezote original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

3.11.5 Resultados de estudio estructural

3.11.5.1 Deformación total

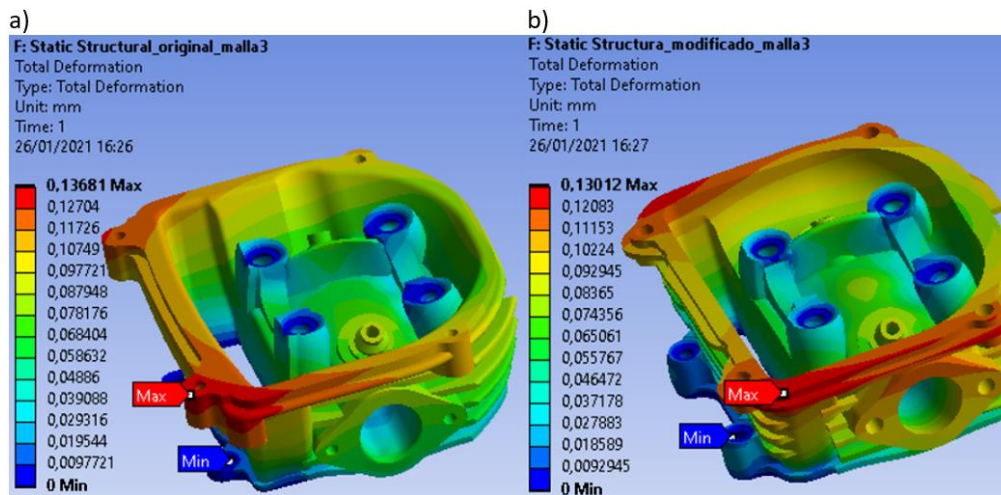


Figura 71-3: Deformación en cabezote original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

3.11.5.2 Esfuerzo equivalente (Von-Mises)

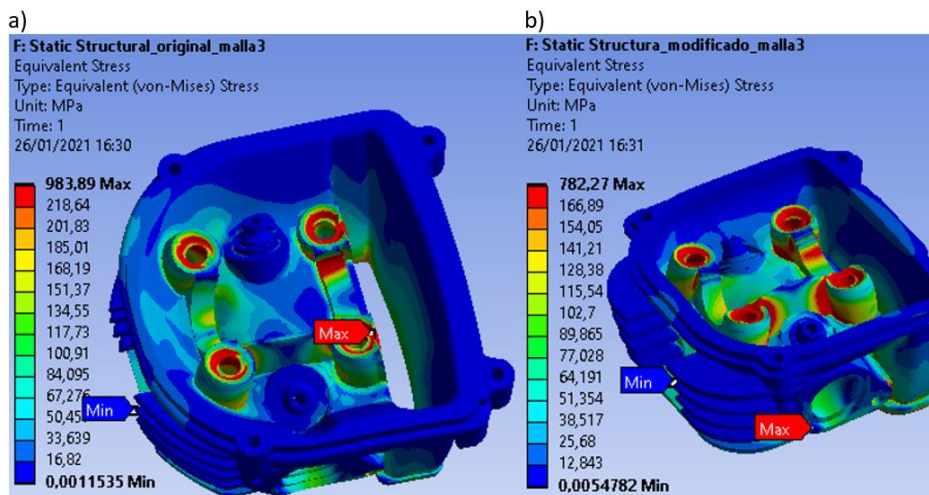


Figura 72-3: Esfuerzo equivalente de Von - Mises en cabezote original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

3.11.5.3 Esfuerzo máximo principal

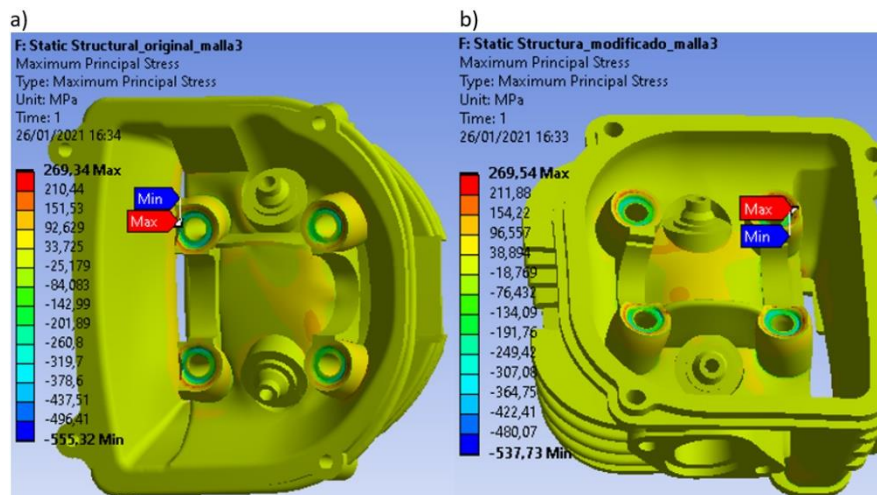


Figura 73-3: Esfuerzo máximo principal en cabezote original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

3.11.5.4 Factor de seguridad

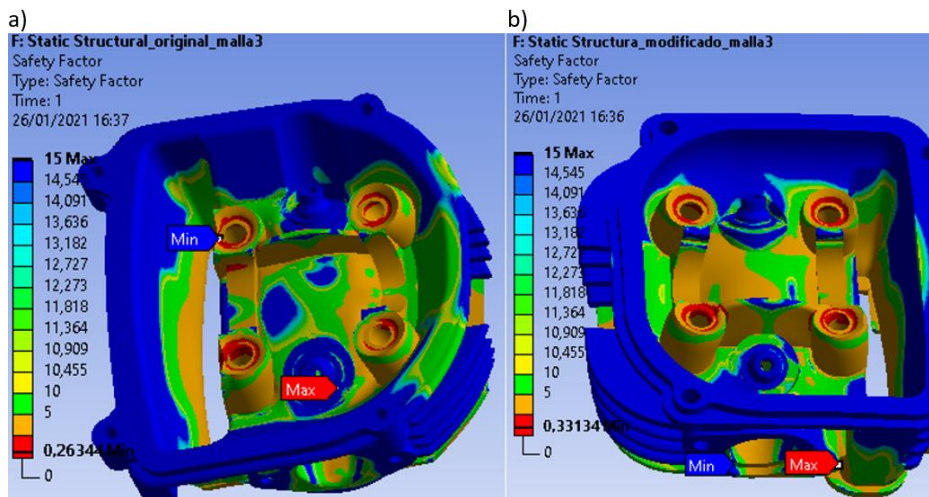


Figura 74-3: Factor de seguridad en cabezote original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

3.11.5.5 Vida (herramienta de fatiga)

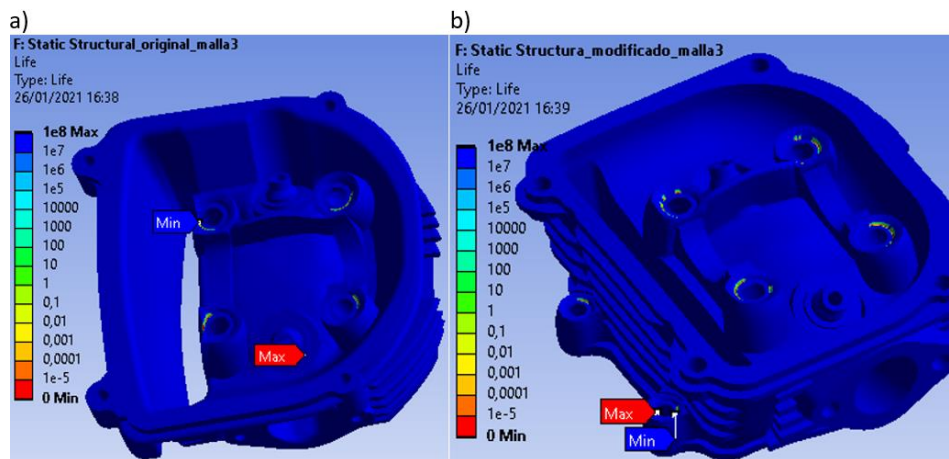


Figura 75-3: Análisis de ciclos de vida en cabezote original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

3.11.5.6 Daño (herramienta de fatiga)

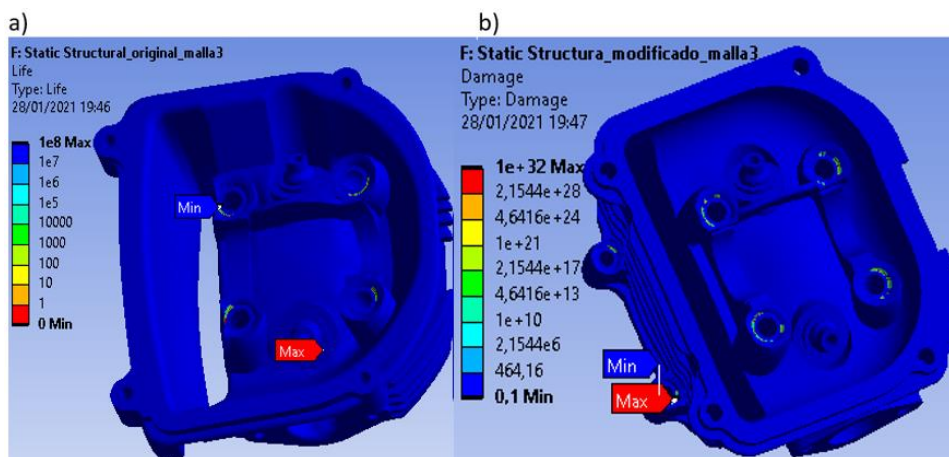


Figura 76-3: Análisis de daño por fatiga en cabezote original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

3.11.5.7 Factor de seguridad (herramienta de fatiga)

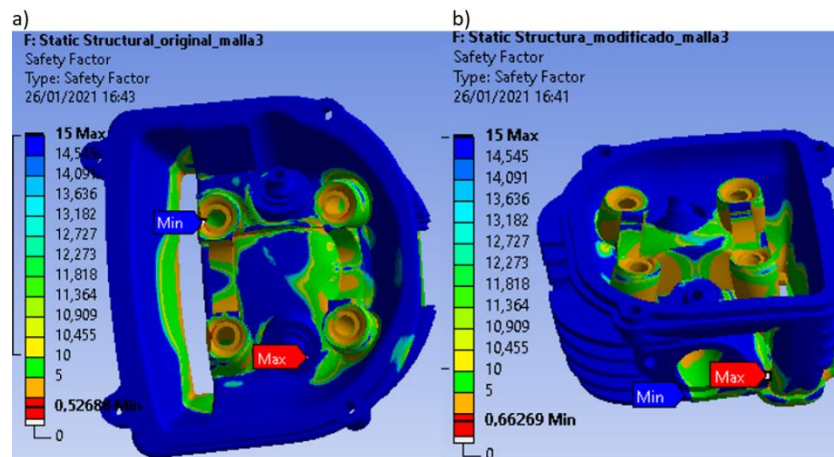


Figura 77-3: Análisis de factor de seguridad en cabezote original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

3.12 Proceso de fundición del cabezote modificado

3.12.1 Adecuación de la geometría

Como primer paso, se imprimió en 3D la geometría a construir, con el fin de comprobar medidas de elementos principales que intervienen directamente en el funcionamiento del motor, así como el correcto centrado de taladros para espárragos que sujetan la pieza con el block del motor. Para ello, como se observa en la figura 78-3, se eliminaron superficies secundarias con el objetivo de disminuir material y costo de la impresión 3D.

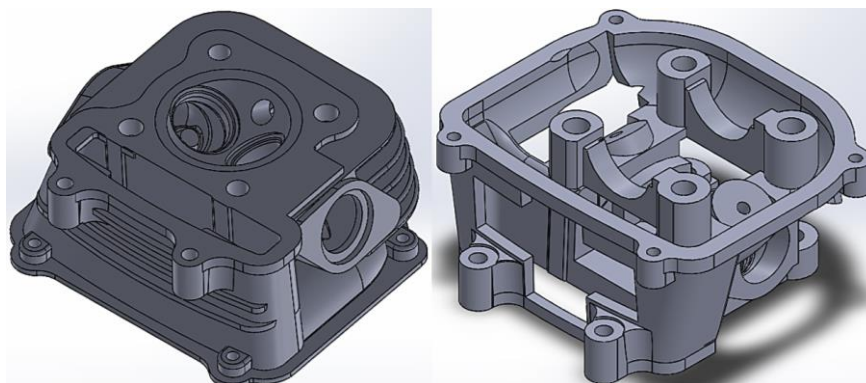


Figura 78-3: Impresión 3D para comprobación de geometría a fabricar.

Fuente: Autores, 2021.

Posteriormente se procedió a preparar la geometría para la fabricación de moldes, para ello el primer paso fue eliminar las operaciones que se realizarán en la etapa de mecanizado, tales como perforaciones para pernos, asientos y guías de válvulas. Seguidamente se aplicó una escala de sobremedida del 1.4% para compensar la contracción del aluminio en la fundición. Adicional a

ello, como se muestra en la figura 79-3, se incrementó 3/8 de pulgada (3.175mm) la altura de las superficies a mecanizar, exceptuando la superficie inferior del cabezote, cuya altura se incrementó 1/4 de pulgada (6.240mm) debido a que por esta superficie se verterá el material.

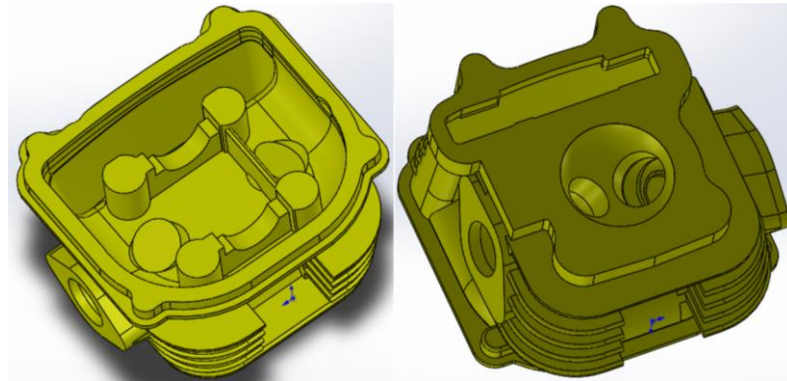


Figura 79-3: Adecuación de geometría para creación de moldes.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.2 Creación del modelo

Para la elaboración del modelo, considerando que la fundición se realizará por medio de una caja de machos que contendrán los moldes o galletas de arena que darán forma al metal fundido, se dividió la geometría en cinco secciones a través de los planos evidenciados en la figura 80-3. Esta división se realizó en base a las huellas dejadas en la fundición de la pieza original.

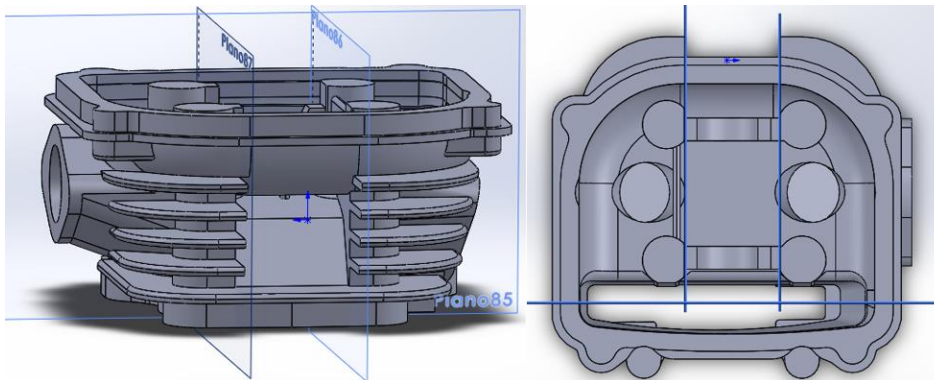


Figura 80-3: División de geometría para obtención de modelos.

Fuente: Autores, 2021.

El siguiente paso fue obtener una geometría diferente para cada división, con el objetivo de extraer las galletas necesarias para la fundición. Como se detalla en la figura 81-3, se extrajeron geometrías para las superficies: superior de árbol de levas (a), lateral izquierdo del conducto de admisión (b), lateral derecho del conducto de escape (c), inferior de cámara de combustión (d), frontal (e) y posterior (f). Adicional a ello, como se aprecia en los apartados b, c y d la figura 81-

3, se eliminó conductos y se añadió salientes que sirvieron de sujeción para los corazones del molde de arena.

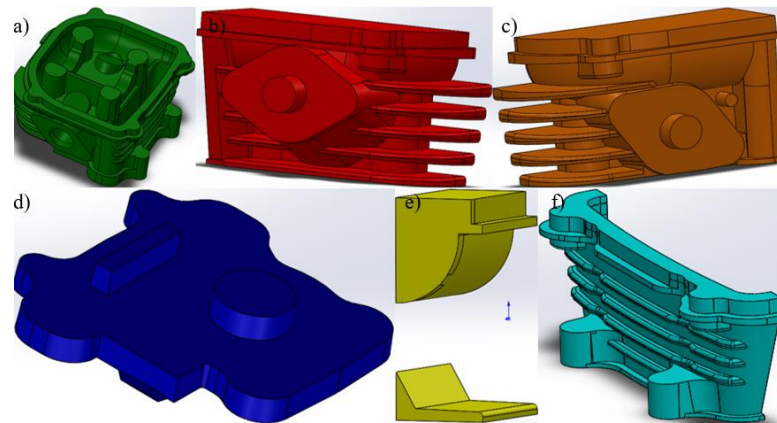


Figura 81-3: Secciones de cabezote para obtención de modelos.

Fuente: Autores, 2021.

Posterior a ello, para facilitar el desmolde de la arena, se asignó ángulos de salida a las superficies necesarias de cada elemento descrito anteriormente. Los ángulos de salida dados, como se observa en la figura 82-3, varían de 1° a 3° dependiendo la complejidad y dimensiones requeridas de las superficies. Para esto se utilizó la operación “Angulo de salida” y se comprobó con la herramienta “Análisis de ángulo de salida”

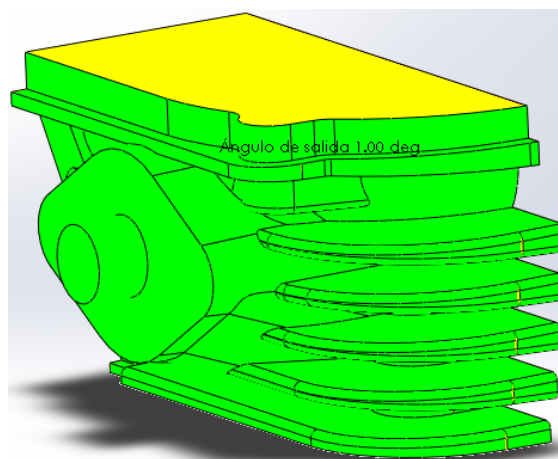


Figura 82-3: Asignación de ángulos de salida.

Fuente: Autores, 2021.

El siguiente paso fue realizar un sólido, correspondiente a la cavidad de la caja de machos, a un centímetro alrededor del cabezote y con una inclinación de sus 4 paredes laterales de 2°. A continuación, se procedió a ensamblar cada una de las piezas mostradas en la figura 81-3 con el sólido construido. Es importante considerar que el centrado de las piezas se realizó tomando en cuenta su posición con respecto al cabezote completo. En la figura 83-3 a y 83-3 b, se evidencia

respectivamente el ensamble del sólido con las geometrías utilizadas para la extracción de galletas de la parte superior y lateral izquierda del cabezote. Después de realizar los ensambles, se insertó la operación “Cavidad” para obtener las galletas requeridas en la fundición. El resultado de este paso se indica en la figura 83-3 c y 83-3 d.

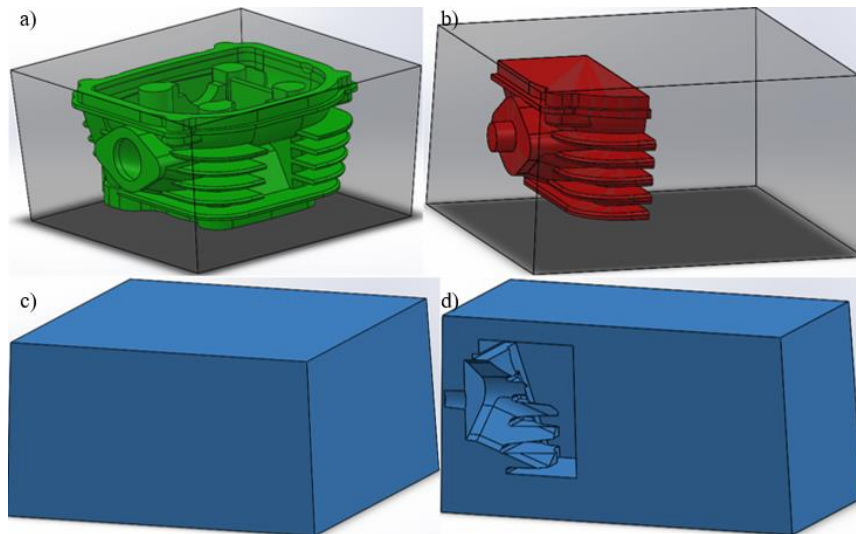


Figura 83-3: Ensamble de segmentos de cabezote.

Fuente: Autores, 2021.

En la figura 84-3 se detalla la representación geométrica de las galletas de arena: lateral izquierda (a), lateral derecha (b), frontal (c), posterior (d), inferior (e) y superior (f); mismas que se utilizaron en la fundición.

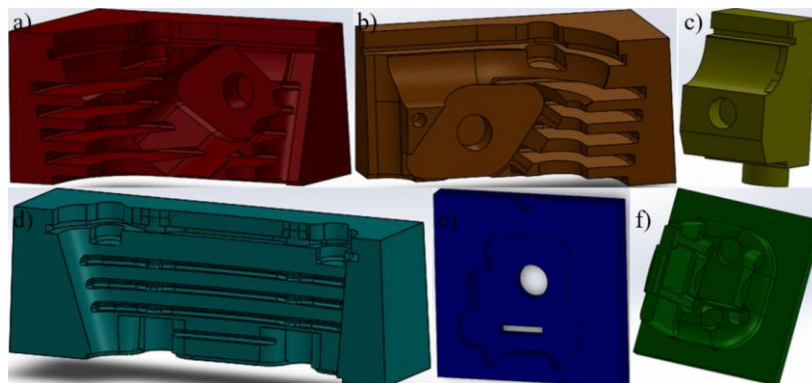


Figura 84-3: Representación de galletas de arena para fundición.

Fuente: Autores, 2021.

Posteriormente, con ayuda de las geometrías obtenidas en el seccionamiento del cabezote, se realizaron las cajas a imprimir en 3d que servirán para la extracción de las galletas de arena. Las seis cajas realizadas se aprecian en la figura 85-3.

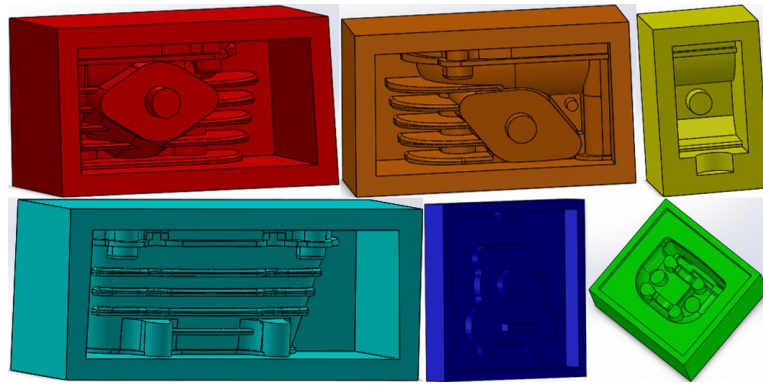


Figura 85-3: Cajas para extraer galletas de arena.

Fuente: Autores, 2021.

Para obtener los corazones que darán forma durante la fundición a los conductos y cámara de combustión, se dividió el fluido a través de un plano de simetría y se realizaron dos cajas. Por otro lado, para la cavidad de refrigeración del conducto de escape y cámara de combustión, se realizó una sola caja. Sin embargo, para estos tres elementos mencionados, fue necesario realizar núcleos desmontables para poder desmoldar los corazones de arena. Lo descrito se observa en la figura 86-3.

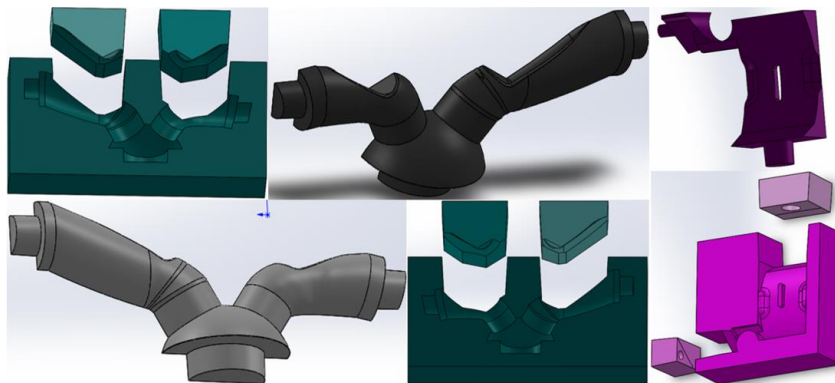


Figura 86-3: Cajas de corazones para conductos y cavidad de refrigeración.

Fuente: Autores, 2021.

Finalmente se realizó un último modelo que servirá para elaborar el molde maestro de arena que contendrá las galletas y corazones. Dicho modelo, que de igual manera se imprimió en 3D, se muestra en la figura 87-3.

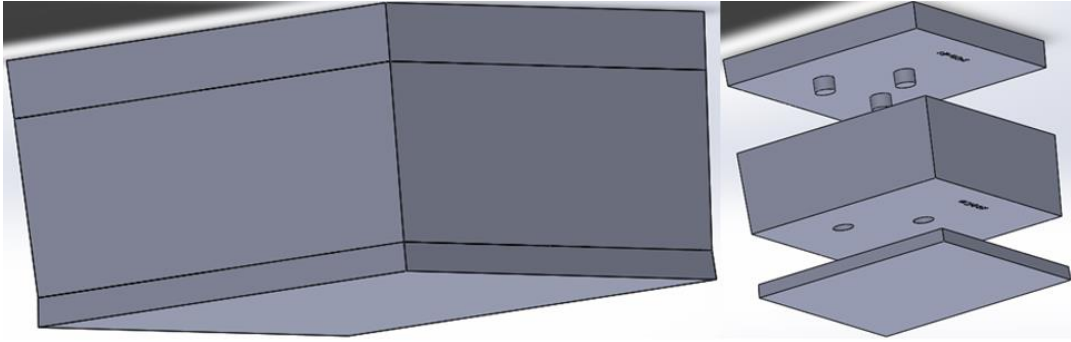


Figura 87-3: Modelo para caja de machos.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.3 Impresión 3D

Antes de imprimir en 3d las cajas que servirán para la obtención de los machos, se verificó que estos coincidan entre sí mediante un ensamblaje, mismo que se evidencia en la figura 88-3. este proceso también ayudó a planear el orden de armado de las galletas para evitar inconvenientes.

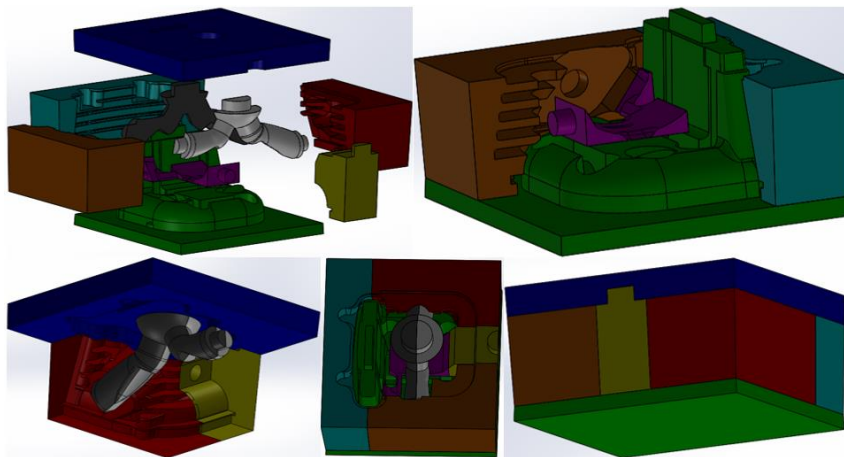


Figura 88-3: Ensamble y comprobación de machos.

Fuente: Autores, 2021.

Para la impresión de las cajas, el primer paso fue exportar los archivos a formato “.stl” con el objetivo de poder manipular la geometría en el software controlador de la impresora 3d, posterior a ello se configuró la altura de capa a 0.3mm y el relleno a 25%. Estas configuraciones permiten reducir la cantidad de material y el tiempo de impresión. Posterior a ello se generó el código G con ayuda del software y se procedió a imprimir cada una de las piezas, como se indica en la figura 89-3.

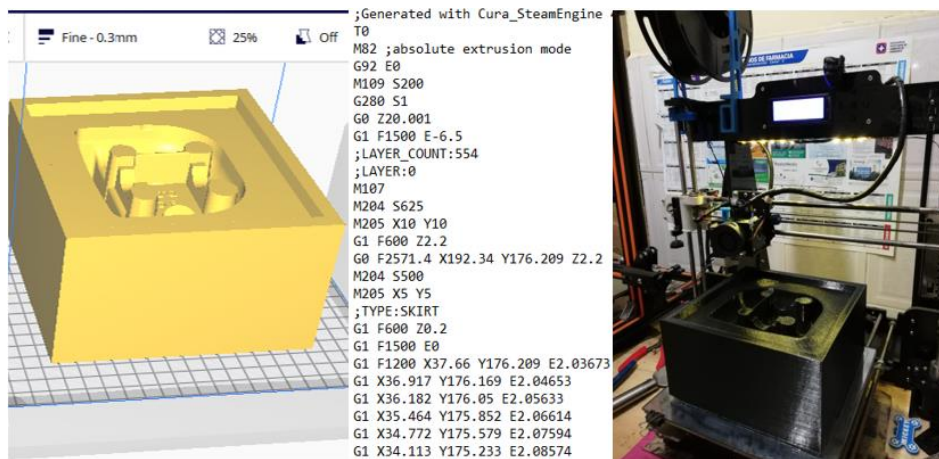


Figura 89-3: Impresión 3D de cajas para machos.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.4 *Proceso de moldeo*

3.12.4.1 *Preparación de los modelos impresos en 3D*

La fabricación de galletas o moldes para la fundición requiere que los modelos descritos en el apartado anterior tengan las superficies lisas, debido a que los modelos fueron impresos con un filamento plástico denominado ABS y un acabado superficial de 0.3 mm de espesor de hilo para reducir gastos, la calidad de la pieza final es regular, a consecuencia de esto las paredes de los modelos tienen imperfecciones que dificultan el desmolde de la arena. Para evitar este inconveniente se realiza un proceso de alisado de todas las paredes internas de los modelos.

Como se observa en la figura 90-3 el proceso de alisado consiste en la aplicación de una capa de masilla automotriz en las paredes internas del modelo, posterior a ello se debe lijar el exceso de masilla quedando los modelos como se observa en la figura 91-3.



Figura 90-3: Masillado de modelos para alisamiento de superficies.

Fuente: Autores, 2021.



Figura 91-3: Modelos alisados con masilla automotriz.

Fuente: Autores, 2021.

Es importante que las paredes estén bien lisas para que la galleta de arena pueda salir con facilidad, de lo contrario se puede romper, para lograr este acabado en las superficies se derrite una vela, cuando la cera está bien líquida se aplica en las áreas mencionadas con ayuda de una brocha y se la deja solidificar, luego se remueve el exceso de cera utilizando una rasqueta o cuchilla. La figura 92-3 muestra el proceso mencionado.



Figura 92-3: Aplicación de cera en las paredes de los moldes.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.4.2 Preparación de la arena

La arena utilizada para la fabricación de galletas es la sílicea, la misma que tiene un 93 % de silicio. En primera instancia la arena debe pasar por un proceso de harneado para eliminar impurezas y separar los gránulos más gruesos de los finos, como se observa en la figura 93-3 se utiliza un harnero con una malla fina para que las galletas tengan buenos acabados.



Figura 93-3: Harneado de la arena.

Fuente: Autores, 2021.

Después que la arena este sin impurezas esta debe ser mezclada con silicato de sodio, una resina que permite la compactación y endurecimiento de la sílice. Para la elaboración de estas galletas se utilizó 200 ml de silicato de sodio por cada 3500 g de sílice. Como se observa en la figura 94-3 se vierte las cantidades exactas de los compuestos mencionados en un recipiente y se mezcla hasta que no exista restos de arena seca.



Figura 94-3: Mezcla de arena y silicato de sodio para la elaboración de galletas.

Fuente: Autores, 2021.

Como se observa en la figura 95-3, posteriormente que la arena este bien mezclada con el silicato de sodio esta debe ser harneada nuevamente para eliminar gránulos gruesos producto de la resina, se utiliza un harnero con una malla más gruesa que la anterior.



Figura 95-3: Hameado de la mezcla de arena y silicato de sodio.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.4.3 *Elaboración de los moldes (galletas)*

En primera instancia se debe crear unas jaladeras para poder extraer la galleta de arena del molde, como se observa en la figura 96-3 se utilizó alambre galvanizado, a este se le dio la forma necesaria para que encaje correctamente en cada molde.



Figura 96-3: Fabricación de jaladeras para la extracción de las galletas.

Fuente: Autores, 2021.

Después se espolvorea talco industrial en los modelos para que actúe como desmoldante, seguidamente se pone un poco de arena preparada para colocar la jaladera y luego se llena completamente el modelo, a continuación, se compacta la arena con las herramientas adecuadas (figura 97-3).



Figura 97-3: Proceso de compactación de la arena en el molde.

Fuente: Autores, 2021.

Para extraer el molde del modelo esta debe secarse, se acelera este proceso inyectando CO₂ (figura 98-3, sección derecha) ya que al ser un gas con bajas temperaturas solidifica la resina junto con la arena cuando entra en contacto con estas. Como observa en la figura 98-3 (sección izquierda) para que el gas penetre hasta el fondo de la galleta se debe realizar agujeros, los mismos que servirán como gasificadores al verter el metal.



Figura 98-3: Inyección de CO₂.

Fuente: Autores, 2021.

Para finalizar se extrae con precaución la galleta del modelo tirando de la jaladera de alambre y con delicadeza se colocan las galletas en un lugar seco que no genere humedad, como se observa en la figura 99-3 es remendable utilizar superficies de madera.



Figura 99-3: Galletas para el proceso de fundición.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.4.4 *Elaboración de los noyos*

Los noyos servirán para las cavidades de los puertos de la pieza final, por lo que tendrán que ser removidos de los conductos una vez que se haya vertido el metal, debido a esto, a la mezcla de arena de sílice con silicato de sodio se le agrega fenol, un compuesto que evita el endurecimiento excesivo del noyo para poder limpiar los agujeros con facilidad. Como se observa en la figura 100-3 este compuesto le da una tonalidad rojiza a la arena.



Figura 100-3: Arena de sílice mezclada con silicato de sodio y fenol.

Fuente: Autores, 2021.

El proceso de compactación de la arena es el mismo, en este caso no se necesita jaladeras ya que el modelo no es profundo y se desmolda con pequeños golpes en la superficie posterior. Para el secado del noyo se necesita calor para lo cual, una vez que se haya desmoldado se moja a la arena con alcohol y se enciende con la ayuda de un fósforo. En la figura 101-3 se muestra el proceso de secado del noyo.

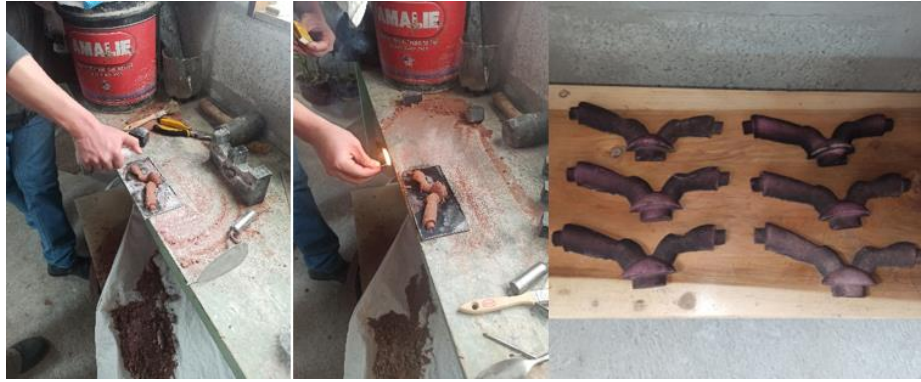


Figura 101-3: Proceso de secado del noyo.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.4.5 *Elaboración del molde maestro*

En el molde maestro deben ensamblarse todas las galletas que conforman la pieza final por lo que este debe tener las medidas correctas. Para esto se realiza un cubo con las dimensiones de las galletas ensambladas y los ángulos de salida necesarios. Para facilitar la creación del molde maestro se divide al cubo en tres partes y se fabrica una caja para la arena separada en tres secciones.

En primer lugar, se genera el molde de la superficie inferior del cubo, como se observa en la figura 102-3 es importante generar líneas para que actúen como gasificadores.



Figura 102-3: Elaboración de la tapa inferior del molde maestro.

Fuente: Autores, 2021.

Para poder manipular el molde inferior y poder realizar el resto de los moldes este debe secarse, para ello se utiliza un lanzador llamas y se aplica fuego directamente en la arena. Se sigue el mismo procedimiento con cada uno de los moldes (figura 103-3).



Figura 103-3: Elaboración del molde maestro.

Fuente: Autores, 2021.

Es importante señalar en que la tapa superior del molde maestro se crearon los ductos por donde se vierte el metal, conocidos como alimentadores (figura 104-3), además se hicieron unos agujeros con una profundidad igual al molde maestro para que sirvan de gasificadores junto con los alimentadores que quedarán libres cuando se vierta la colada, pues solamente se utiliza uno de los 4 para este fin.



Figura 104-3: Molde maestro.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.4.6 *Ensamble de galletas en el molde maestro*

Para ensamblar las galletas en el interior del molde maestro se debe limar los excesos de material producto de los ángulos de salida, posteriormente se van acomodando las galletas en el molde maestro siguiendo el orden que dicta la forma del cabezote (figura 105-3)



Figura 105-3: ensamblaje de las galletas en el molde maestro.

Fuente: Autores, 2021.

Por último, se eliminan la posible humedad de la arena utilizando fuego (figura 106-3) quedando listo para después proceder a verter el metal.



Figura 106-3: Secado de las galletas.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.5 *Procesos de formación de la colada*

En el presente proyecto técnico se fundirá una aleación de aluminio 6061 el cual está compuesto principalmente de aluminio (95.85 – 98.56 %), magnesio (0.8 – 1.2 %) y silicio (0.4 - 0.8 %). Este tipo de aleaciones es una de las más usadas en la fabricación de componentes automotrices. Se utilizará un horno de crisol.

3.12.5.1 *Preparación del horno*

En primer lugar, se inserta el crisol dentro del horno junto con aluminio (figura 107-3), después se coloca arena quemada en procesos de fundición anteriores mezclada con agua (el nivel de humedad debe permitir la formación de una masa tipo lodo) en la superficie cilíndrica del horno, esto actúa como un sello hermético entre el horno y su tapa para evitar fugas de flama que podrían afectar la seguridad de los operarios.



Figura 107-3: Crisol en horno de fundición.

Fuente: Autores, 2021.

Seguidamente se conecta el tanque de GLP al quemador del horno mediante una manguera diseñada para este fin, luego se acopla un soplador eléctrico que servirá para que el aire ingrese al interior del horno. A continuación, se prende fuego a un pedazo de cartón bañado en diésel y se lo coloca en el interior del horno, luego se abre la válvula del tanque de GLP para encender el quemador (figura 108-3, izquierda), después se activa el soplador eléctrico para aumentar la flama en función de la cantidad de aire que ingresa al horno y por último se coloca la tapa del horno (figura 108-3, derecha).



Figura 108-3: Horno de fundición encendido.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.5.2 *Formación de la colada*

Una vez que el horno este encendido se deja calentar al aluminio durante 30 min aproximadamente, una vez que el material este semi líquido se coloca más aluminio (se utiliza conductores eléctricos de aluminio por su pureza) en el crisol (figura 109-3) para aumentar la cantidad de la colada, y se lo deja hasta que llegue a su punto de fusión.



Figura 109-3: Colocación de aluminio en el interior del horno.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.5.3 *Purificación o lavado del aluminio*

Cuando el aluminio este completamente liquido debe pasar por un proceso de lavado, este tratamiento consiste en verter la colada en un recipiente con una solución de agua con sal en grano y sales des gasificantes, este procedimiento ayuda a eliminar las impurezas que tiene el metal. La figura 110-3 muestra el aluminio después de pasar por este tratamiento de purificación.



Figura 110-3: Aluminio purificado.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.5.4 *Limpieza de impurezas*

Se coloca el aluminio lavado nuevamente en el crisol y se sigue el mismo procedimiento mencionado anteriormente para fundir el material y formar la colada. Mientras el material se va haciendo liquido es importante retirar las impurezas que se encuentran por encima de la colada (figura 111-3), generalmente son restos de otros metales de fundiciones anteriores, arena, etc.



Figura 111-3: Eliminación de impurezas de la colada.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.5.5 *Proceso de aleación*

Cuando el aluminio este líquido y sin impurezas se procede a realizar la aleación requerida, es necesario tomar en cuenta que se debe añadir fundentes en la colada antes de los elementos aleantes para que el aluminio reciba de manera correcta al resto de los componentes.

Entonces se colocan en la colada los fundentes y posteriormente los componentes de la aleación, es importante mencionar que existen en el mercado metales compuestos con la aleación requerida, solamente se debe generar polvo de esta roca y colocarlo en la colada. Se deja calentar durante 20 min más para que se genere la aleación.

3.12.5.6 *Vaciado*

Para el vaciado se debe tener listos los moldes y posicionados en el lugar donde se vaya a vaciar la colada. Con ayuda de herramientas y recipientes especiales se saca el aluminio líquido del crisol y se vierte en los alimentadores de los moldes. Se debe destacar que mientras se vacía la colada se debe aplicar fuego al molde (figura 112-3) para quemar los gases del aluminio que salen por los gasificadores del molde, esto ayuda a evitar el burbujeo del aluminio, además, para este fin los moldes deben estar sin humedad.



Figura 112-3: Vaciado del metal.

Fuente: Autores, 2021.

3.12.5.7 Extracción de la pieza final

Para finalizar el proceso de fundición, una vez que se haya llenado completamente el molde se debe dejar enfriar durante 45 min aproximadamente para que se solidifique el aluminio. Luego se rompe el molde para liberar el cabezote modificado (figura 113-3).



Figura 113-3: Extracción del cabezote modificado del molde.

Fuente: Autores, 2021.

En la figura 114-3 se presenta el cabezote modificado después del proceso de fundición.



Figura 114-3: Cabezote modificado.

Fuente: Autores, 2021.

3.13 Mecanizado

3.13.1 Obtención del código G para mecanizado CNC

Para la obtención del código G, en primer lugar, fue necesario adecuar la geometría del cabezote a mecanizar, considerando las tolerancias correspondientes para insertar las guías y los asientos de válvulas, así como el diámetro de los taladros para realizar las roscas correspondientes. Una vez modificada y revisada la geometría se exportó como archivo “.x_t”. En la figura 115-3 se indica la geometría utilizada en el mecanizado CNC.

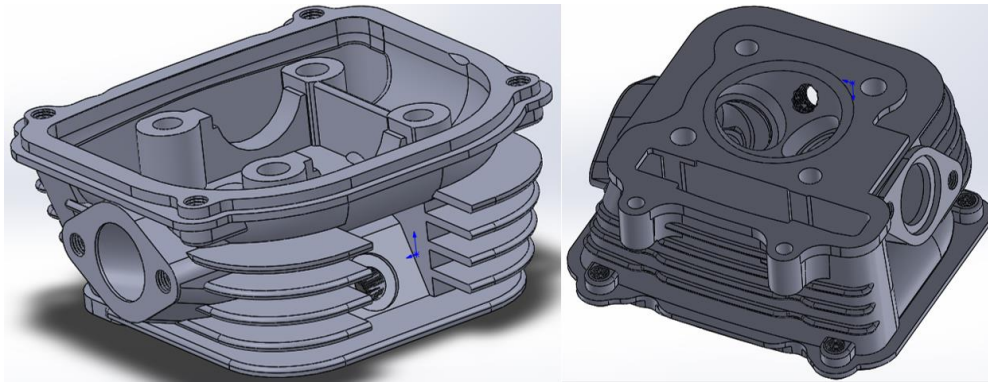


Figura 115-3: Geometría para mecanizado CNC.

Fuente: Autores, 2021.

El siguiente paso, como se observa en la figura 116-3, consistió en realizar las operaciones de desbaste necesarias para dar forma a la cámara de combustión, bancadas de árbol de levas, taladros para pernos de sujeción y extremos de conductos de admisión y escape. Para ello se importó el archivo “.x_t” al software CAM y se insertó las operaciones mencionadas considerando el método y dimensiones de la herramienta y porta herramienta a utilizar en cada una de ellas.

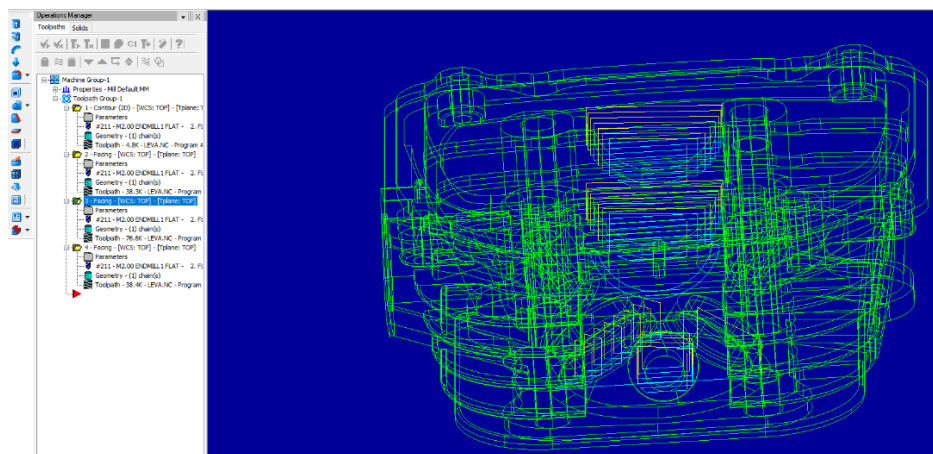


Figura 116-3: Creación de operaciones de desbaste en el software CAM.

Fuente: Autores, 2021.

Posterior a ello se obtuvo el código G de cada operación, seleccionándola y abriendo la ventana de *Post processing*, representada en el *Operations Manager* con el icono “G1”, como se detalla en la figura 117-3. De esta manera se abre una segunda ventana del editor de códigos de Mastercam, desde la cual se puede guardar el código con extensión “.NC”.

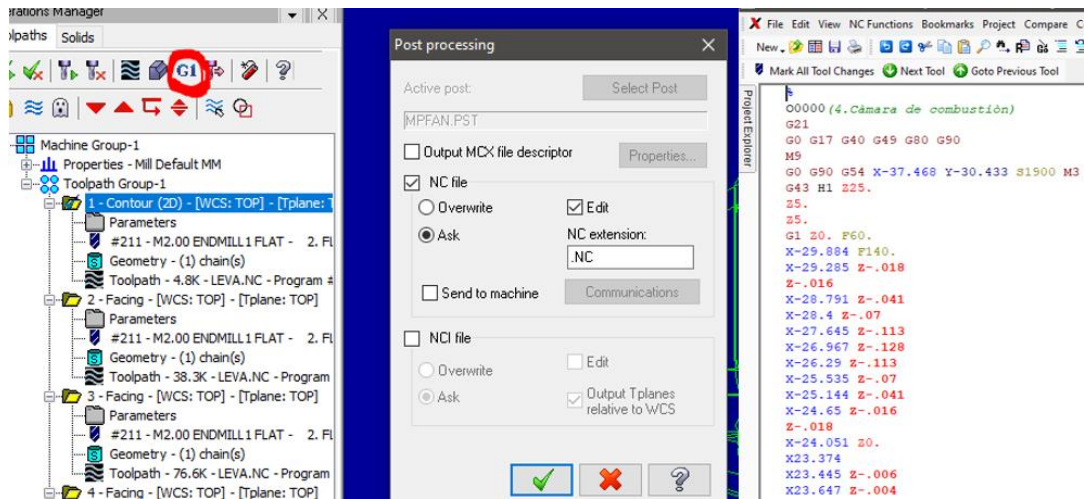


Figura 117-3: Obtención del código G para cada operación.

Fuente: Autores, 2021.

Finalmente, con ayuda del programa CIMCO, se revisaron los códigos y la trayectoria de la herramienta para evitar colisiones con la pieza a mecanizar. De igual manera, como se muestra en la figura 118-3, se pudo evidenciar el acabado final que se tendría después de ejecutar dicha operación en la máquina CNC.

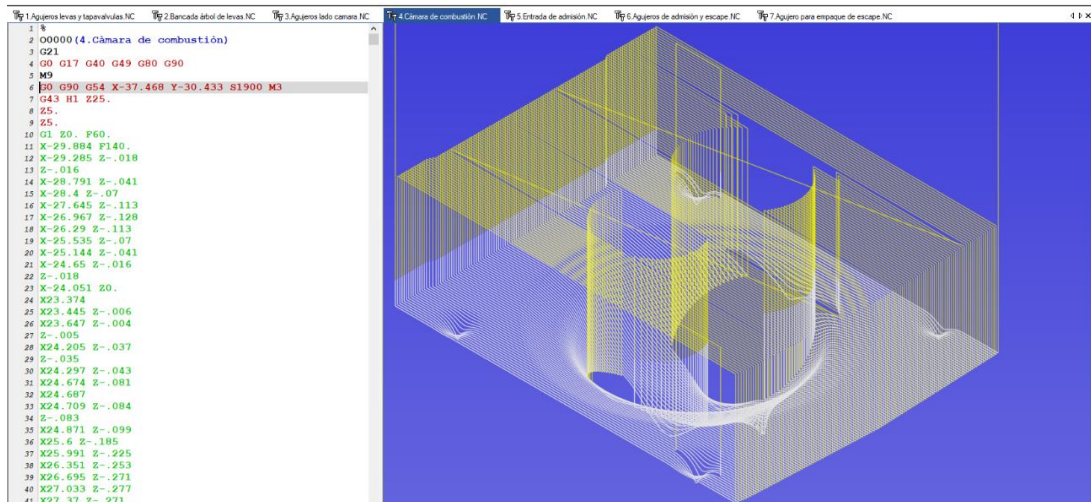


Figura 118-3: Revisión del código en el software CIMCO.

Fuente: Autores, 2021.

3.13.2 *Proceso de mecanizado CNC*

Para el mecanizado CNC se utilizó un centro de mecanizado de tres ejes con controlador FANUC Series O-M, mismo que se indica en la figura 119-3. Con la ayuda de esta máquina se mecanizó las superficies superior e inferior del cabezote, la cavidad de la cámara de combustión, las bancadas donde se asienta el árbol de levas, los taladros para pernos de sujeción y extremos de conductos de admisión y escape.



Figura 119-3: Controlador FANUC.

Fuente: Autores, 2021.

El primer paso que se realizó antes de toda operación fue centrar la pieza utilizando un reloj palpador y un nivel, para evitar que la maquina desbaste el material de manera no uniforme. Esto se observa en la figura 120-3.

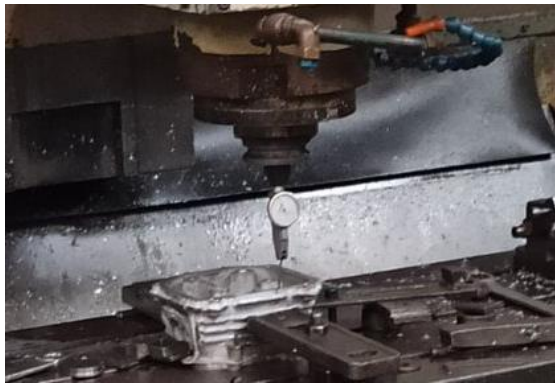


Figura 120-3: Centrado de pieza.

Fuente: Autores, 2021.

Las primeras superficies en mecanizar fueron la parte superior e inferior del cabezote, como se detalla en la figura 121-3, dejando así a la pieza con una altura de 60 mm.



Figura 121-3: Planeado de cara superior e inferior.

Fuente: Autores, 2021.

Una vez planeadas las caras superior e inferior, se procedió a señalar las perforaciones por donde pasan los espárragos que sujetan el cabezote al block, y los taladros donde se incrustan los pernos del tapa-válvulas. Este paso se realizó para ubicar con mayor facilidad el cero pieza en las siguientes operaciones y centrar con precisión la cámara de combustión y guías de válvulas. Seguidamente se desbastó las superficies donde irá asentado el árbol de levas. El resultado de dichas operaciones se evidencia en la figura 122-3.

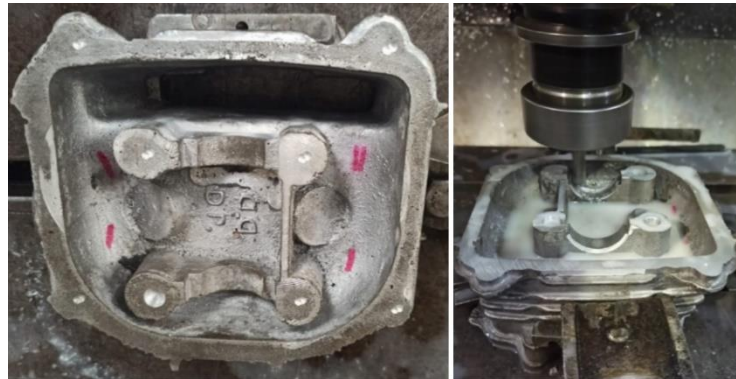


Figura 122-3: Señalización de agujeros y desbaste de bancadas.

Fuente: Autores, 2021.

Las trayectorias de la herramienta que se utilizaron para realizar las dos operaciones mencionadas anteriormente se muestran en la figura 123-3.

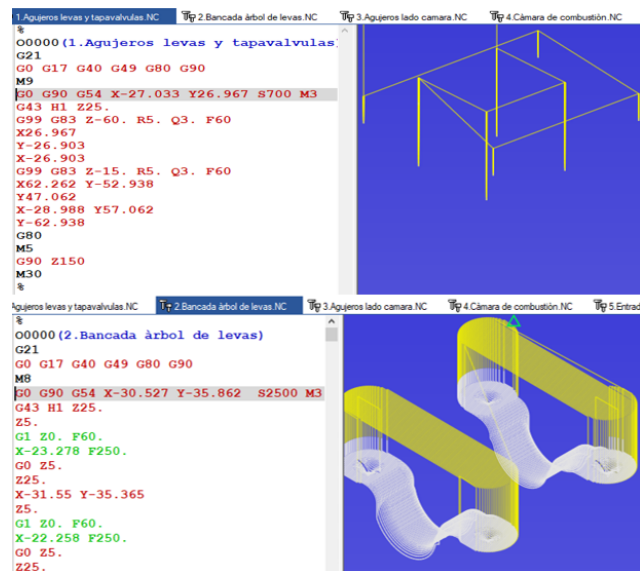


Figura 123-3: Trayectorias para agujeros y bancadas.

Fuente: Autores, 2021.

El siguiente código ejecutado, como se indica en la figura 124-3, fue el correspondiente al desbaste de la cámara de combustión y las perforaciones restantes para la sujeción del cabezote al block.

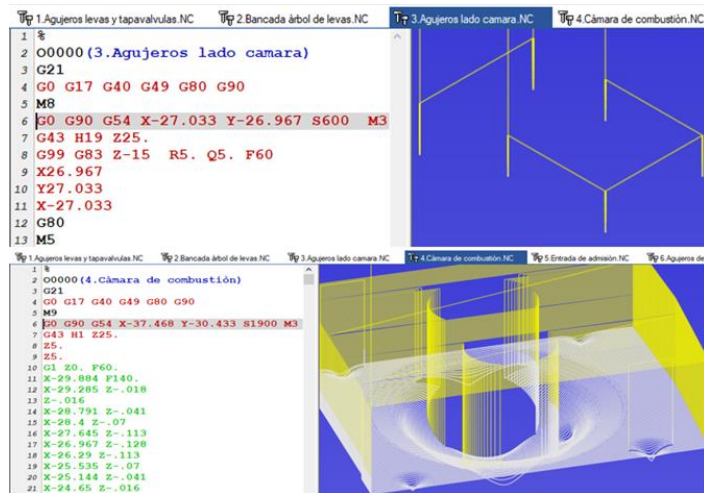


Figura 124-3: Trayectorias para cámara de combustión.

Fuente: Autores, 2021.

En este paso se tuvo especial cuidado con la forma esférica deseada para la cámara de combustión. De igual manera el centrado de la pieza fue fundamental para la señalización correcta de la ubicación de las cavidades, en las que se insertaron los asientos de válvulas, y el taladro necesario para la rosca de la bujía. El resultado de estas operaciones se observa en la figura 125-3.



Figura 125-3: Desbaste de cámara.

Fuente: Autores, 2021.

Como se detalla en la figura 126-3, las últimas operaciones que se realizaron con ayuda de la máquina CNC fueron: la mecanización del extremo del conducto de admisión para eliminar la rebaba sobrante de la fundición, la ranura donde se aloja el empaque del escape y los agujeros donde se incrustan los pernos de sujeción correspondientes a la admisión y escape.



Figura 126-3: Mecanizado escape.

Fuente: Autores, 2021.

En la figura 127-3 se evidencian los códigos y las trayectorias de la herramienta utilizadas para realizar las operaciones descritas en el párrafo anterior.

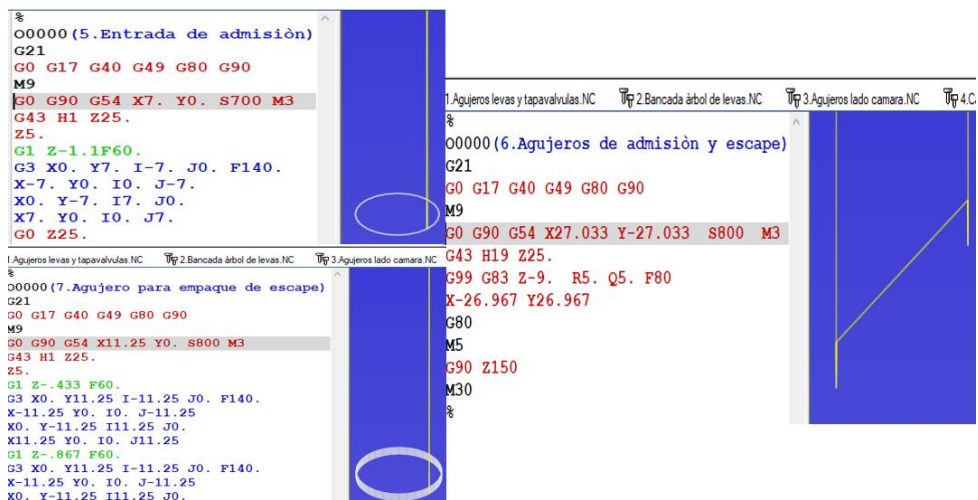


Figura 127-3: Trayectoria para desbaste de conductos y agujeros para pernos.

Fuente: Autores, 2021.

3.13.3 *Proceso de mecanizado manual*

Debido a que la máquina CNC es de tres ejes, el mecanizado de superficies y perforaciones inclinadas se realizaron en una fresadora manual con cabezal universal de control manual. Las primeras operaciones que se realizaron, como se muestra en la figura 128-3, fueron el desbaste de la superficie donde se asienta la bujía y el orificio para su respectiva rosca. Para ello, se ajustó la inclinación del cabezal a 60° respecto a la vertical con ayuda de un goniómetro, se centró la pieza y se mecanizó las superficies y operaciones mencionadas.



Figura 128-3: Ajuste de cabezal y mecanizado de perforación para bujía.

Fuente: Autores, 2021.

Posteriormente se ajustó nuevamente la inclinación del cabezal para mecanizar, como se indica en la figura 129-3, las superficies donde se asentarán los muelles de las válvulas, las cavidades donde se incrustarán los asientos y las perforaciones para guías de válvulas. Es importante considerar que éstas dos últimas operaciones tienen que ser concéntricas. Al finalizar lo descrito, con ayuda de machuelos, se abrió las roscas necesarias para los pernos de sujeción del tapa-válvulas, bujía y conductos de admisión y escape.

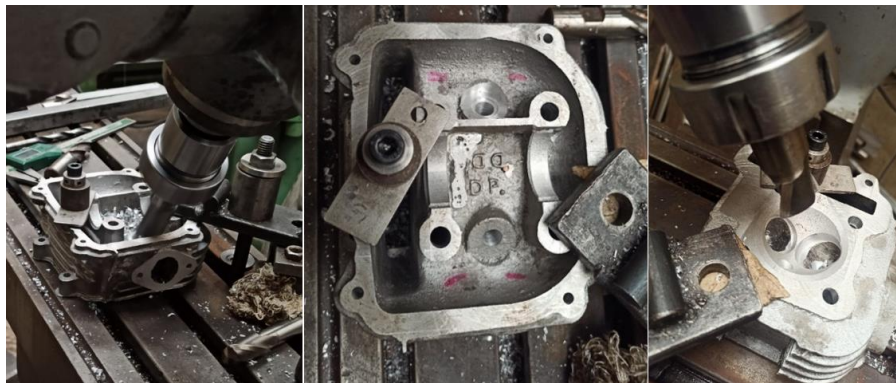


Figura 129-3: perforaciones para guías y cavidades para asientos de válvulas.

Fuente: Autores, 2021.

Como último paso, se cepilló quince milésimas de pulgada la cara que estará en contacto con el empaque del cabezote, con la finalidad de pulir dicha superficie y evitar fugas de aceite. Adicional a ello se fabricó e incrustó asientos y guías de válvulas con una presión de una milésima de pulgada. El resultado final del proceso de mecanizado se observa en la figura 130-3.

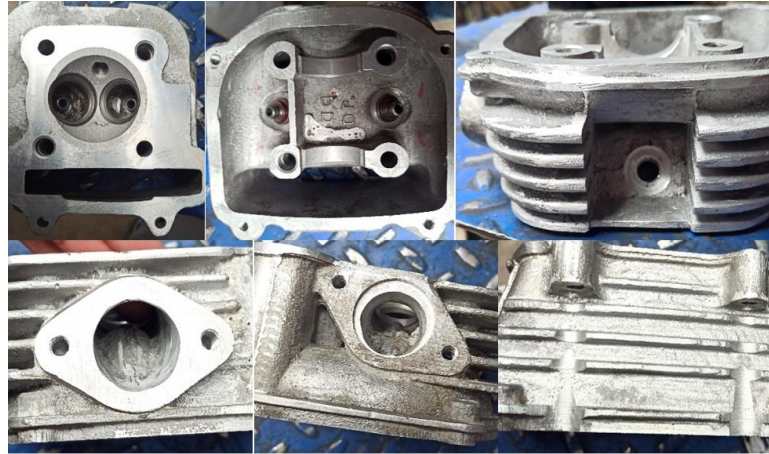


Figura 130-3: Resultado final de proceso de mecanizado.

Fuente: Autores, 2021.

3.14 Pruebas experimentales

3.14.1 Medición de consumo de combustible

Para obtener el consumo de combustible se midió la variación de volumen en el depósito en un tiempo predeterminado. Para ello, como se evidencia en la figura 131-3 a, se construyó un tanque de combustible rectangular con láminas de acrílico de 3mm de espesor, al cual se adaptó un sensor tipo potenciómetro con un flotador incorporado. El sensor se alimentó con 5v desde una placa “Arduino UNO”, misma que recogió la señal proporcionada por el potenciómetro y la procesó con ayuda de una programación en el software *LabVIEW*. La conexión entre el sensor y Arduino se detalla en la figura 131-3 b.

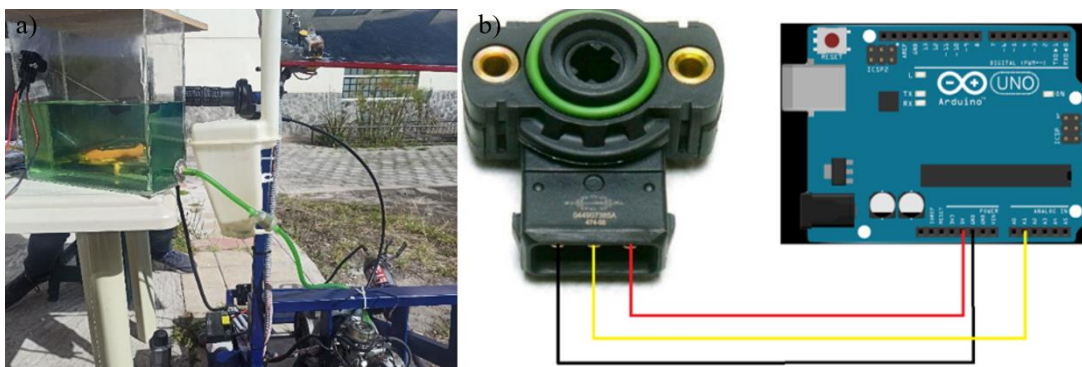


Figura 131-3: a) Depósito con sensor y flotador. b) Conexión entre sensor y Arduino.

Fuente: Autores, 2021.

Para la programación fue necesario extraer la curva de voltaje vs volumen del depósito, misma que se indica en la figura 132-3, para ello se realizaron 100 mediciones en intervalos de 22.25ml con ayuda de una jeringa, una bureta graduada y el voltaje leído en el software, adicionalmente, se extrajo una ecuación polinómica de quinto grado que se ajuste a la curva.

voltajes (v)	Volumen (ml)
2,53509333	1500
2,53418	1522,25
2,55371	1544,5
2,56836	1566,75
2,59277	1589
2,61963	1611,25
2,63597	1633,5
2,663575	1655,75
2,6843275	1678
2,70996	1700,25
2,7307125	1722,5
2,7478	1744,75

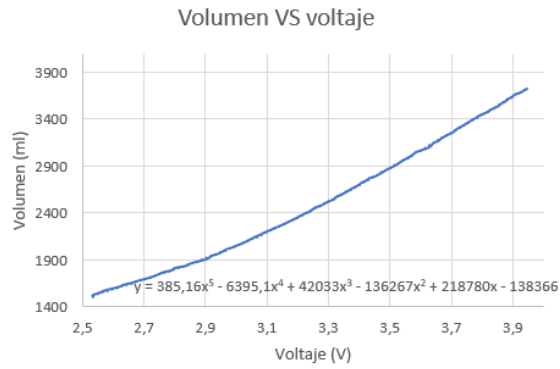


Figura 132-3: Obtención de ecuación y curva volumen vs voltaje.

Fuente: Autores, 2021.

El programa realizado tiene la funcionalidad de recoger los valores de voltaje del sensor y calcular el volumen del depósito a cada instante durante un tiempo (t) determinado por el usuario, una vez culminado dicho tiempo se calcula la variación de volumen (Δv) y con ello el consumo de combustible aplicando la siguiente ecuación: $\Delta v/t$. La programación se muestra en la figura 133-3.

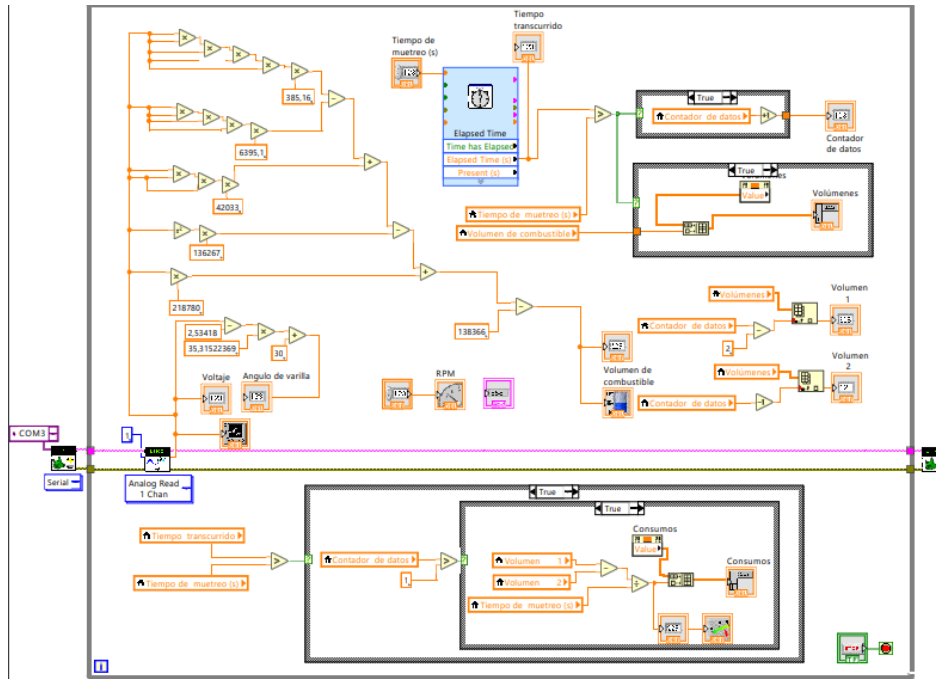


Figura 133-3: Programación para medición de consumo de combustible.

Fuente: Autores, 2021.

Las mediciones de consumo se realizaron a temperatura de funcionamiento estándar del motor, así mismo, como se aprecia en la figura 134-3, se monitorio la relación aire combustible con

- Pruebas a 1700 RPM



Figura 136-3: Consumo de combustible a 1700 RPM en cabezote original.

Fuente: Autores, 2021.

- Pruebas a 3700 RPM



Figura 137-3: Consumo de combustible a 3700 RPM en cabezote original.

Fuente: Autores, 2021.

- Pruebas a 5000 RPM



Figura 138-3: Consumo de combustible a 5000 RPM en cabezote original.

Fuente: Autores, 2021.

En la tabla 11-3 se recopilan los promedios de los resultados obtenidos en la medición de consumo de combustible del motor con el cabezote original a tres diferentes regímenes de giro.

Tabla 11-3: Resultados obtenidos de consumo de combustible con cabezote original.

Régimen de giro	Tiempo de muestreo (s)	Consumo de combustible	
		ml/s	Lt/h
1700 RPM	1200	0,093080	0,335090
3700 RPM	900	0,177933	0,640560
5000 RPM	480	0,214319	0,771550

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

3.14.1.2 Consumo de combustible en cabezote modificado

En el siguiente apartado se evidencian, desde la figura 139-3 hasta la figura 141-3, los resultados obtenidos en las mediciones de consumo de combustible con el cabezote modificado a las distintas revoluciones por minuto.

- Pruebas a 1700 RPM

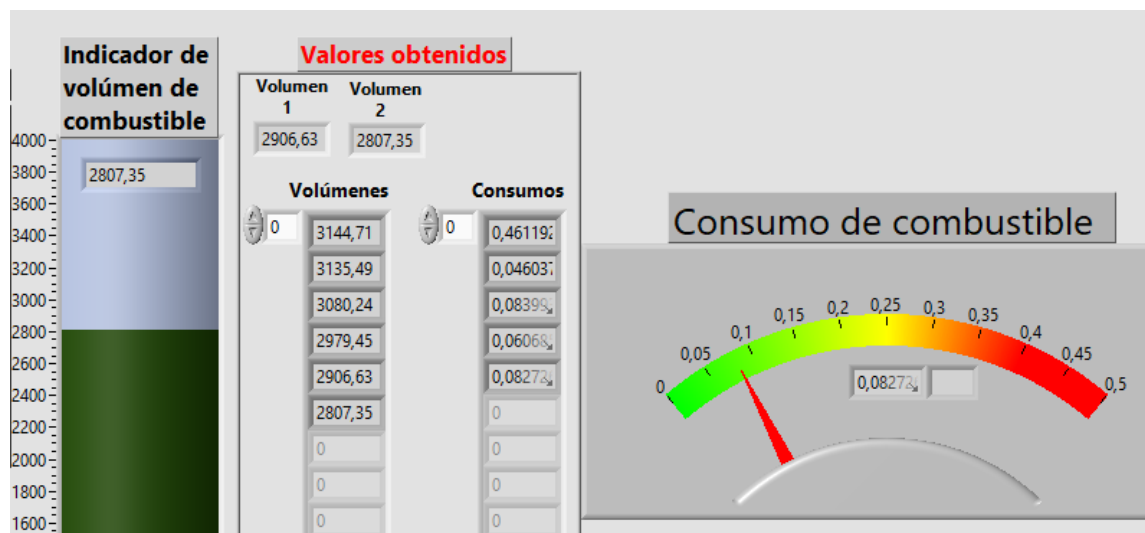


Figura 139-3: Consumo de combustible a 1700 RPM en cabezote modificado.

Fuente: Autores, 2021.

- Pruebas a 3700 RPM



Figura 140-3: Consumo de combustible a 3700 RPM en cabezote modificado.

Fuente: Autores, 2021.

- Pruebas a 5000 RPM

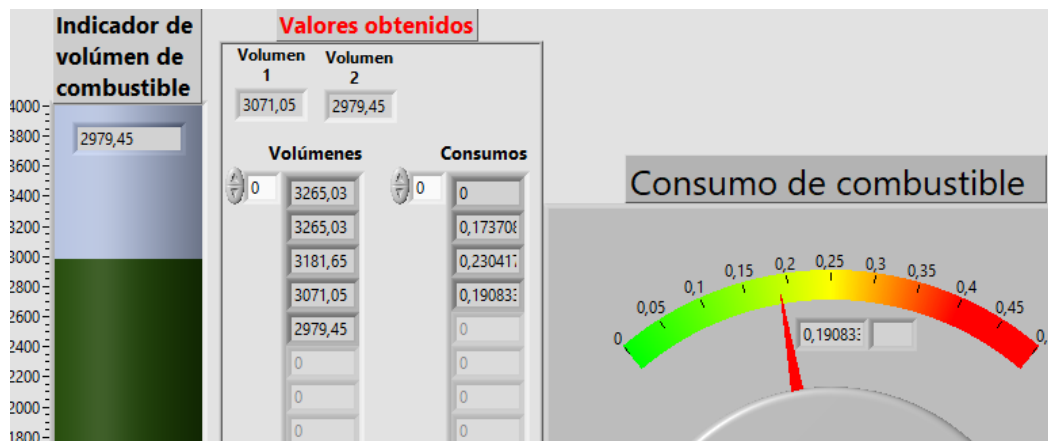


Figura 141-3: Consumo de combustible a 5000 RPM en cabezote modificado.

Fuente: Autores, 2021.

En la tabla 12-3 se recopilan los promedios de los resultados obtenidos en la medición de consumo de combustible del motor con el cabezote modificado a tres diferentes regímenes de giro.

Tabla 12-3: Resultados obtenidos de consumo de combustible con cabezote modificado.

Régimen de giro	Tiempo de muestreo (s)	Consumo de combustible	
		ml/s	Lt/h
1700 RPM	1200	0,075802	0,272890
3700 RPM	900	0,118625	0,427053
5000 RPM	480	0,198319	0,713950

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

3.14.2 Medición de emisiones de gases contaminantes

Para la medición de emisiones de gases contaminantes se utilizó el analizador de gases MAHA MET 6.3, los programas MAHA *Emission Software* V7.51 y MAHA *Emission Viewer*. El primero ayudó a la puesta a punto del motor, esto es: carburación y ajuste de revoluciones a las que se tomarán las muestras; mientras que el segundo facilitó la toma de datos a tiempo real. Para ambos casos fue necesario limpiar la sonda del analizador con aire comprimido, conectarla al tubo de escape, enganchar las pinzas *trigger* al cable de bujía, conectar estos dos últimos elementos en las entradas correspondientes del analizador (figura 142-3), y finalmente, establecer la comunicación entre el computador y el analizador mediante un cable de red.



Figura 142-3: Conexiones del analizador de gases.

Fuente: Autores, 2021.

Las mediciones se realizaron con el motor a temperatura normal de funcionamiento, relación aire combustible lo más cercana posible a uno y a condiciones ambientales (temperatura y humedad) constantes. Se analizaron 100 datos a 1700 rpm y 3700 rpm; por otro lado, debido a que las pruebas se ejecutaron de forma estática y el motor no recibe aire para su adecuada refrigeración, resulta peligroso mantenerlo funcionando durante un tiempo prolongado a 5000 rpm y 7000 rpm, por lo que se analizó solamente 50 datos a estos dos regímenes. Para el análisis mencionado se exportaron los datos, tomados por el programa MAHA *Emission viewer*, a formato “.csv”; seguidamente se importó el archivo en Excel y se filtraron los datos para estudiar únicamente las mediciones tomadas a las revoluciones deseadas.

3.14.2.1 Emisiones de gases contaminantes en cabezote original

En el siguiente apartado se evidencian, desde la figura 143-3 hasta la figura 150-3, los resultados obtenidos en las mediciones de emisiones contaminantes con el cabezote original a las distintas revoluciones por minuto.

- Pruebas a 1700 rpm



Figura 143-3: Medición de emisión de gases a 1700 rpm en cabezote original.

Fuente: Autores, 2021.

5	numero	Hora	Hora	RPM	CO	CO2	HC	Lambda
6	-	s	s	1/min	%	%	ppm	-
91	85	20:23,5	391,522	1658	2,143	122,9	202	1,015
92	86	20:24,5	392,524	1718	1,634	123,6	198	1,034
93	87	20:25,5	393,526	1745	1,832	124,5	195	1,028
94	88	20:27,5	395,524	1679	2,362	123,7	195	1,005
95	89	20:28,5	396,527	1654	2,358	123,5	195	1,005
96	90	20:30,5	398,528	1692	2,114	123,3	194	1,016
97	91	20:31,5	399,524	1651	2,238	123,2	194	1,013
98	92	20:32,5	400,524	1685	2,242	123,1	194	1,012
99	93	20:33,5	401,525	1688	2,09	123,2	194	1,016
100	94	20:34,5	402,521	1707	2,213	123,1	194	1,012
101	95	20:35,5	403,522	1661	2,056	123	194	1,017
102	96	20:36,5	404,524	1669	2,04	123,1	194	1,018
103	97	20:37,5	405,528	1677	2,049	123,1	195	1,018
104	98	20:39,5	407,522	1650	2,242	123	195	1,012
105	99	20:40,5	408,53	1710	2,059	122,4	195	1,019
106	100	20:43,5	411,526	1685	2,112	122,3	195	1,015
107								
108			promedio	1703,36	2,96306	118,43	214,3	0,98685

Figura 144-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 1700 rpm en cabezote original.

Fuente: Autores, 2021.

- Pruebas a 3700 rpm



Figura 145-3: Medición de emisión de gases a 3700 rpm en cabezote original.

Fuente: Autores, 2021.

5	numero	Hora	Hora	RPM	CO	CO2	HC	Lambda
6	-	s		1/min	%	%	ppm	-
91	85	40:04,5	408,526	4085	3,602	115	150	0,959
92	86	40:08,5	412,52	4020	3,519	115,3	152	0,963
93	87	40:12,5	416,53	4086	3,448	116,2	152	0,961
94	88	40:16,5	420,524	3967	3,503	116	153	0,962
95	89	40:20,5	424,527	4003	3,187	117,7	153	0,971
96	90	40:24,5	428,525	3989	3,174	118	153	0,972
97	91	40:28,5	432,531	3978	3,087	118,1	152	0,974
98	92	40:32,5	436,527	3909	3,024	118,1	152	0,975
99	93	40:36,5	440,524	3949	2,996	119	151	0,974
100	94	40:40,5	444,526	3964	3,032	118,9	151	0,973
101	95	40:44,5	448,521	4029	2,941	119,8	150	0,975
102	96	40:48,5	452,53	3903	2,949	118,6	150	0,976
103	97	40:52,5	456,53	3942	2,867	119,4	149	0,979
104	98	40:56,5	460,523	3943	2,787	121	148	0,981
105	99	41:00,5	464,526	3923	2,674	121,3	146	0,983
106	100	41:04,5	468,529	3959	2,779	121,3	145	0,981
107								
108			promedio	3765,73	2,48721	122,212	137,87	0,99764

Figura 146-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 3700 rpm en cabezote original.

Fuente: Autores, 2021.

- Pruebas a 5000 rpm

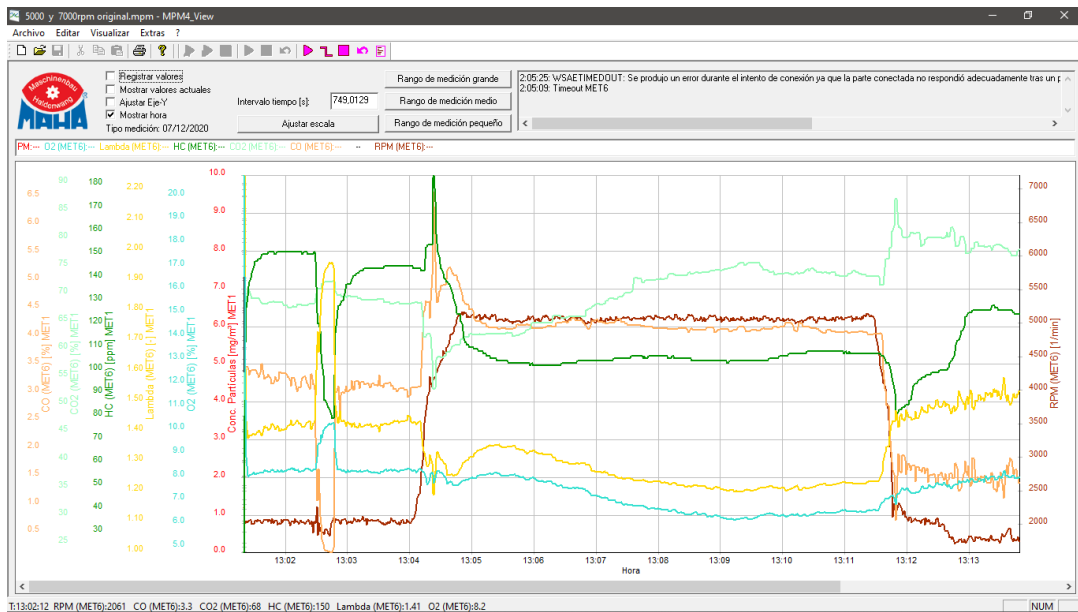


Figura 147-3: Medición de emisión de gases a 5000 rpm en cabezote original.

Fuente: Autores, 2021.

5	Numero	Hora	Hora	RPM	CO	CO2	HC	Lambda
6	-	-	s	1/min	%	%	ppm	-
41	35	10:47,0	569,013	5010	4,092	73,8	107	1,218
42	36	10:51,0	573,013	5034	4,229	73,7	107	1,206
43	37	10:55,0	577,013	5044	4,164	74,3	107	1,208
44	38	10:59,0	581,013	5061	4,158	74,3	108	1,211
45	39	11:03,0	585,017	5046	4,14	74,4	108	1,215
46	40	11:07,0	589,008	5083	4,122	73,9	108	1,221
47	41	11:15,0	597,015	5060	4,106	74	108	1,22
48	42	11:19,0	601,01	5056	4,115	73,8	108	1,219
49	43	11:23,0	605,011	5021	4,08	73,8	108	1,221
50	44	11:27,0	609,009	5061	4,074	73,3	108	1,227
51	45	11:31,0	613,014	5060	4,075	73,2	108	1,229
52	46	11:35,0	617,015	5078	4,078	73,1	107	1,227
53	47	11:39,0	621,014	5093	4,067	73,7	107	1,227
54	48	11:43,0	625,009	5050	4,075	74	107	1,225
55	49	11:47,0	629,011	5076	4,081	73,5	107	1,225
56	50	11:51,0	633,013	5109	4,073	73,4	107	1,224
57								
58			promedic	5063	4,12974	73,974	105,62	1,21492

Figura 148-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 5000 rpm en cabezote original.

Fuente: Autores, 2021.

- Pruebas a 7000 rpm

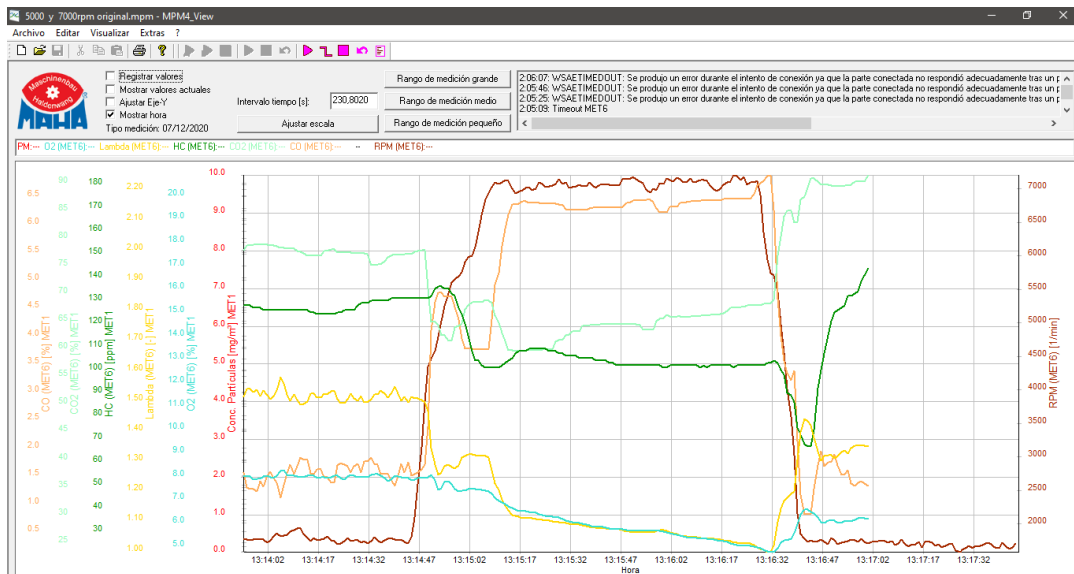


Figura 149-3: Medición de emisión de gases a 7000 rpm en cabezote original.

Fuente: Autores, 2021.

5	numero	Hora	Hora	RPM	CO	CO2	HC	Lambda
6		-	s	1/min	%	%	ppm	-
41	35	16:06,0	888,014	7091	6,389	65,7	102	1,049
42	36	16:07,0	889,011	7096	6,398	65,7	102	1,048
43	37	16:09,0	891,013	7101	6,405	65,9	102	1,046
44	38	16:10,0	892,01	7104	6,406	65,9	102	1,046
45	39	16:12,0	894,009	7132	6,43	66	102	1,042
46	40	16:13,0	895,013	7115	6,425	66	101	1,042
47	41	16:15,0	897,011	6995	6,422	66,1	102	1,04
48	42	16:16,0	898,01	6961	6,423	66,1	102	1,039
49	43	16:18,0	900,011	7059	6,458	66,4	102	1,036
50	44	16:19,0	901,009	7092	6,458	66,8	102	1,034
51	45	16:21,0	903,014	7196	6,451	67,5	101	1,029
52	46	16:22,0	904,015	7193	6,451	67,5	102	1,027
53	47	16:24,0	906,011	7180	6,451	67,6	102	1,025
54	48	16:25,0	907,011	7065	6,451	67,9	102	1,025
55	49	16:27,0	909,011	7098	6,544	67,9	102	1,019
56	50	16:28,0	910,01	7124	6,697	67,9	102	1,012
57								
58			promedio	7068,98	6,37118	64,154	103,78	1,06746

Figura 150-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 7000 rpm en cabezote original.

Fuente: Autores, 2021.

En la tabla 13-3 se detalla un resumen de los resultados obtenidos en las mediciones de emisiones de gases contaminantes a 1700 rpm (ralentí), 3700rpm, 5000rpm y 7000 rpm con el cabezote original.

Tabla 13-3: Resultados obtenidos de emisiones de gases con cabezote original.

Nº Datos	RPM (promedio)	CO	CO2	HC	Lambda
100	1703,360000	2,96306	11,843000	214,3000000	0,9868500

100	3765,730000	2,48721	12,221200	137,8700000	0,9976400
50	5063,000000	4,12974	7,397400	105,6200000	1,2149200
50	7068,980000	6,37118	6,415400	103,7800000	1,0674600

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

3.14.2.2 Emisiones de gases contaminantes en cabezote modificado

En el siguiente apartado se evidencian, desde la figura 151-3 hasta la figura 158-3, los resultados obtenidos en las mediciones de emisiones contaminantes con el cabezote modificado a las distintas revoluciones por minuto.

- Pruebas a 1700 rpm



Figura 151-3: Medición de emisión de gases a 1700 rpm en cabezote modificado.

Fuente: Autores, 2021.

numero	Hora	Hora	RPM	CO	CO2	HC	Lambda
	-	s	1/min	%	%	ppm	-
85	04:43,5	305,486	1632	4,217	103,4	422	0,972
86	04:44,5	306,484	1686	4,235	103,4	422	0,972
87	04:53,5	315,492	1735	4,172	103,5	421	0,976
88	04:54,5	316,483	1675	4,137	103,6	421	0,976
89	04:55,5	317,482	1684	4,286	103,6	421	0,968
90	04:56,5	318,482	1679	4,265	103,5	420	0,973
91	04:57,5	319,48	1643	4,262	101,3	420	0,975
92	04:58,5	320,483	1678	4,26	101,4	418	0,979
93	04:59,5	321,488	1705	4,179	101,6	418	0,985
94	05:00,5	322,484	1724	4,148	101,6	414	0,986
95	05:01,5	323,483	1711	4,244	101,6	414	0,983
96	05:02,5	324,488	1710	4,195	102	414	0,983
97	05:03,5	325,484	1674	4,159	102,1	413	0,984
98	05:05,5	327,486	1706	4,147	101,4	413	0,983
99	05:06,5	328,485	1735	4,168	101,6	413	0,985
100	05:07,5	329,491	1650	4,233	101,7	413	0,981
		promedio	1693,19	4,12629	103,46	416,35	0,97988

Figura 152-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 1700 rpm en cabezote modificado.

Fuente: Autores, 2021.

- Pruebas a 3700 rpm



Figura 153-3: Medición de emisión de gases a 3700 rpm en cabezote modificado.

Fuente: Autores, 2021.

5	numero	Hora	Hora	RPM	CO	CO2	HC	Lambda
6		-	s	1/min	%	%	ppm	-
91	85	49:17,7	612,747	3664	2,749	115,4	231	1,021
92	86	49:24,7	619,747	3672	2,757	115,5	231	1,021
93	87	49:28,7	623,745	3663	2,873	115,6	230	1,015
94	88	49:34,7	629,745	3629	2,723	115,3	230	1,019
95	89	49:37,7	632,748	3653	2,947	112,6	230	1,027
96	90	49:43,7	638,74	3664	2,751	113,2	229	1,028
97	91	49:47,7	642,743	3699	2,858	112,6	229	1,035
98	92	49:54,7	649,745	3653	2,817	112,9	228	1,031
99	93	49:56,7	651,747	3638	2,729	113	227	1,037
100	94	50:02,7	657,747	3680	2,705	113,2	226	1,038
101	95	50:06,7	661,743	3696	2,913	112,8	225	1,032
102	96	50:12,7	667,741	3716	2,741	112,7	225	1,042
103	97	50:14,7	669,742	3742	2,811	112,8	225	1,039
104	98	50:20,7	675,743	3699	2,98	112,7	226	1,029
105	99	50:24,7	679,743	3772	2,976	113,2	226	1,028
106	100	50:30,7	685,748	3722	2,904	112,3	226	1,034
107								
108								
			promedio	3690,2	3,16236	112,259	249,24	1,01377

Figura 154-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 3700 rpm en cabezote modificado.

Fuente: Autores, 2021.

- Pruebas a 5000 rpm

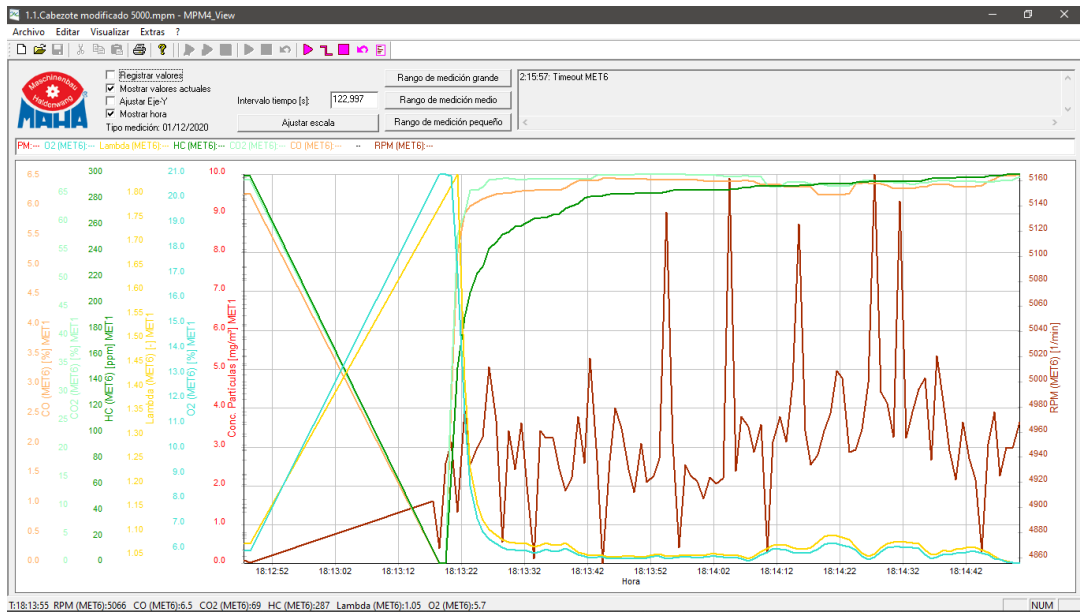


Figura 155-3: Medición de emisión de gases a 5000 rpm en cabezote modificado.

Fuente: Autores, 2021.

5	numero	Hora	Hora	RPM	CO	CO2	HC	Lambda
6		-	s	1/min	%	%	ppm	-
41	35	14:24,9	234,883	4946	6,387	67,2	294	1,071
42	36	14:25,9	235,886	4962	6,406	67,6	294	1,057
43	37	14:27,9	237,883	5165	6,394	67,6	295	1,056
44	38	14:28,9	238,882	4992	6,383	67,4	295	1,068
45	39	14:30,9	240,885	4956	6,315	67,3	295	1,08
46	40	14:31,9	241,884	5144	6,309	67,2	295	1,081
47	41	14:33,9	243,882	4976	6,309	66,8	295	1,079
48	42	14:34,9	244,882	4994	6,332	67,1	295	1,076
49	43	14:36,9	246,884	4938	6,372	67,4	297	1,054
50	44	14:37,9	247,881	5021	6,372	67,5	297	1,056
51	45	14:39,9	249,88	4945	6,372	67,5	297	1,061
52	46	14:40,9	250,88	4922	6,329	67,4	298	1,066
53	47	14:42,9	252,883	4939	6,337	67,4	298	1,07
54	48	14:43,9	253,882	4922	6,351	67,4	298	1,068
55	49	14:45,9	255,892	4950	6,43	67,3	299	1,058
56	50	14:46,9	256,882	4976	6,463	67,4	299	1,05
57								
58			promediq	4971,46	6,31148	67,294	279,6	1,09234

Figura 156-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 5000 rpm en cabezote modificado.

Fuente: Autores, 2021.

- Pruebas a 7000 rpm

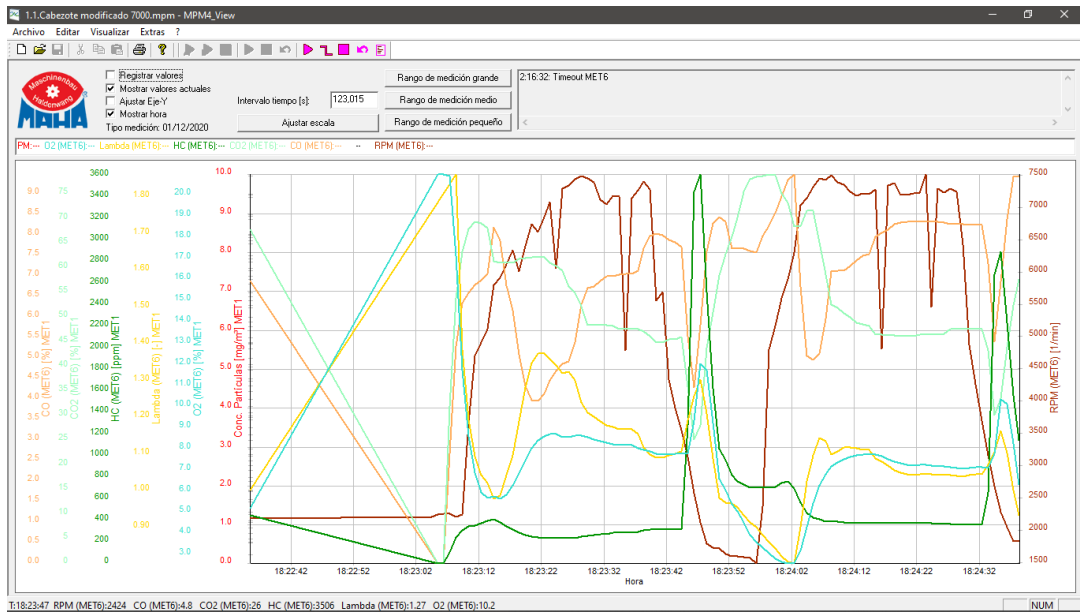


Figura 157-3: Medición de emisión de gases a 7000 rpm en cabezote modificado.

Fuente: Autores, 2021.

5		Hora	Hora	RPM	CO	CO2	HC	Lambda
6		-	s	1/min	%	%	ppm	-
41	35	24:12,9	140,901	7186	7,392	48,9	375	1,116
42	36	24:13,9	141,903	7223	7,502	48,6	374	1,112
43	37	24:14,9	142,902	7206	7,53	48,3	374	1,112
44	38	24:15,9	143,899	7275	7,959	46,6	374	1,09
45	39	24:17,9	145,909	7336	8,134	46,4	374	1,069
46	40	24:18,9	146,906	7378	8,271	46,4	374	1,056
47	41	24:19,9	147,899	7194	8,312	46,2	374	1,05
48	42	24:20,9	148,896	7189	8,323	46,3	374	1,046
49	43	24:21,9	149,898	7219	8,323	46,3	374	1,044
50	44	24:22,9	150,901	7223	8,323	46,5	374	1,046
51	45	24:23,9	151,901	7505	8,327	46,5	374	1,046
52	46	24:25,9	153,899	7289	8,32	46,6	373	1,043
53	47	24:26,9	154,896	7233	8,295	46,7	367	1,044
54	48	24:27,9	155,899	7289	8,258	47,6	367	1,044
55	49	24:28,9	156,898	7247	8,258	47,7	366	1,041
56	50	24:29,9	157,901	6429	8,258	47,7	366	1,04
57								
58			promedio	7100,24	6,69228	53,478	338,46	1,14502

Figura 158-3: Datos en Excel de emisiones de gases a 7000 rpm en cabezote modificado.

Fuente: Autores, 2021.

En la tabla 14-3 se detalla un resumen de los resultados obtenidos en las mediciones de emisiones de gases contaminantes a 1700 rpm (ralentí), 3700rpm, 5000rpm y 7000 rpm con el cabezote modificado.

Tabla 14-3: Resultados obtenidos de emisiones de gases con cabezote modificado.

Nº Datos	RPM (promedio)	CO	CO2	HC	Lambda
100	1693,19000	4,1262900	10,3460000	416,35000	0,9798800
100	3690,20000	3,1623600	11,2258999	249,24000	1,0137700
50	4971,46000	6,3114800	6,7294000	279,60000	1,0923400
50	7100,24000	6,6922800	5,3477999	338,46000	1,1450200

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

3.15 Gestión del proyecto

3.15.1 Planificación

En la tabla 15-3 se presentan las actividades realizadas en el presente trabajo de titulación para cumplir con los objetivos planteados.

Tabla 15-3: Actividades realizadas en el presente proyecto técnico.

ID	ACTIVIDADES	RESPONSABLES
A	INICIO	Diego Durán
B	Revisión bibliográfica e investigación del uso de software.	Diego Durán y Diego Prócel

C	Adquisición y despiece del motor QINGQI	Diego Durán y Diego Prócel
D	Obtención del CAD de la cámara de combustión original y conductos de admisión y escape.	Diego Prócel
E	Obtención de parámetros geométricos del motor	Diego Durán
F	Ensamblaje del motor QINGQI	Diego Durán y Diego Prócel
G	Puesta a punto del motor	Diego Durán y Diego Prócel
H	Obtención de presión y temperatura del aire de admisión	Diego Prócel
I	Estudio termodinámico del motor y obtención de datos necesarios para la simulación.	Diego Durán
J	Análisis CFD de la cámara de combustión original y conductos de admisión y escape.	Diego Durán
K	Análisis de resultados y determinación de aspectos a modificar	Diego Durán
L	Modificación de la cámara de combustión y conductos de admisión y escape mediante CAD.	Diego Prócel
M	Análisis CFD, estructural y térmico del cabezote modificado.	Diego Prócel
N	Análisis de resultados.	Diego Durán
O	Diseño de los modelos para el proceso de fundición.	Diego Prócel
P	Impresión de modelos.	Diego Prócel
Q	Elaboración de moldes para el proceso de fundición.	Diego Durán
R	Fundición del cabezote modificado.	Diego Durán y Diego Prócel
S	Mecanizado CNC del cabezote modificado.	Diego Durán y Diego Prócel
T	Pruebas experimentales con el cabezote original.	Diego Prócel
U	Ensamblaje del motor con el cabezote modificado.	Diego Durán
V	Pruebas experimentales con el cabezote modificado.	Diego Durán

X	Análisis de resultados del estudio experimental.	Diego Prócel
Y	Elaboración del documento escrito.	Diego Durán y Diego Prócel
Z	FIN	Diego Prócel

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

3.15.2 Cronograma

En las figuras 159-3 y 160-3 se muestra el cronograma de actividades con el tiempo que tardo la realización de cada una, de esta manera se determinó que la duración total del proyecto fue de 280 días, aproximadamente 9.5 meses.

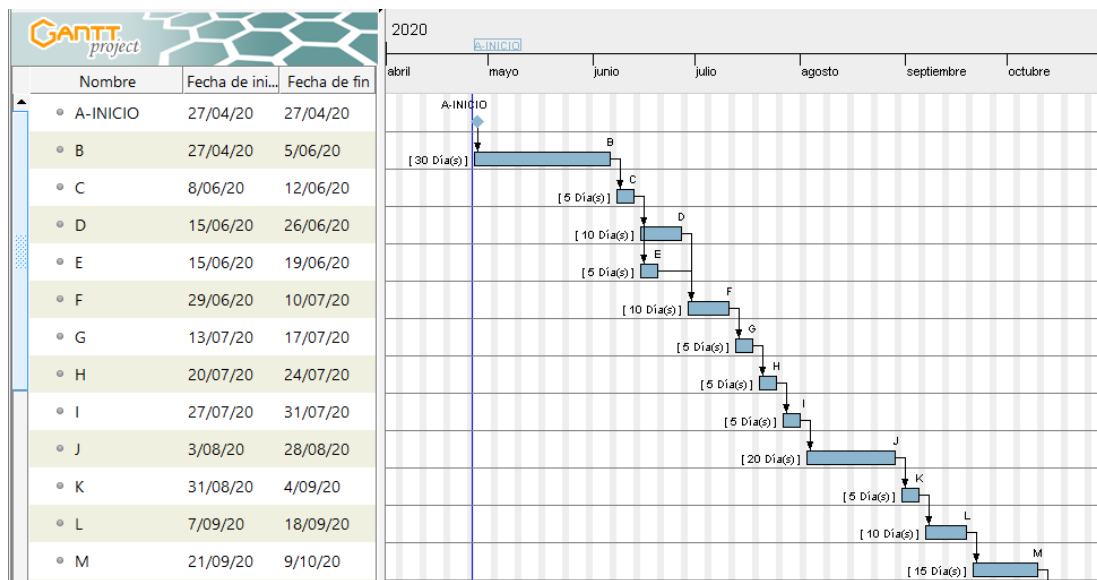


Figura 159-3: Cronograma de actividades (parte 1 de 2).

Fuente: Autores, 2021.

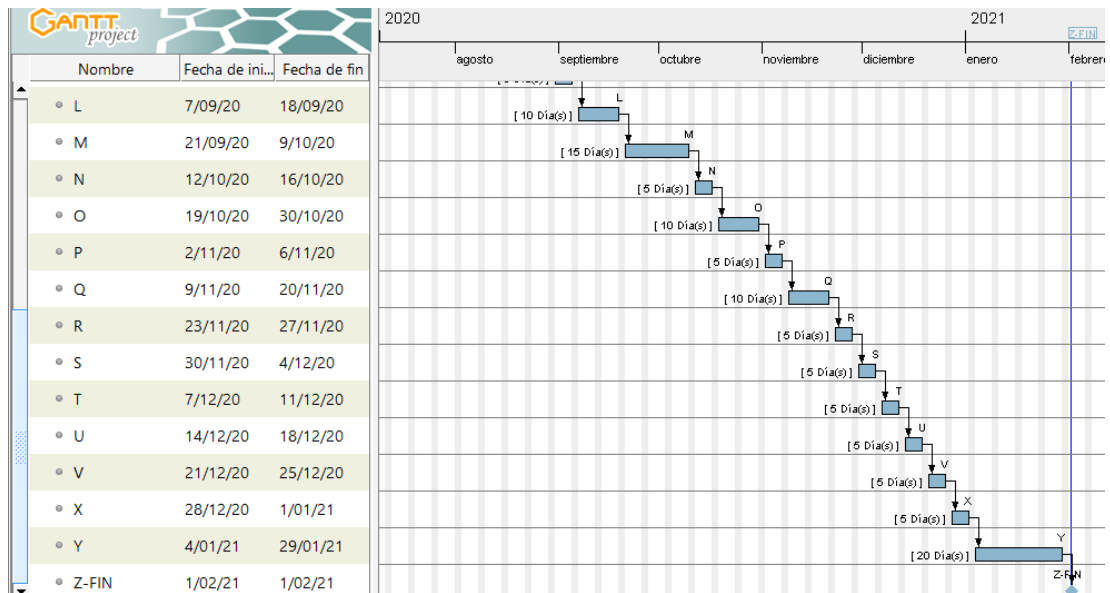


Figura 160-3: Cronograma de actividades (parte 2 de 2).

Fuente: Autores, 2021.

3.15.3 Recursos y materiales

3.15.3.1 Recursos humanos

Para el desarrollo del presente tema de titulación se contó con la ayuda de un equipo humano que aportó en cada área con conocimientos específicos y experiencia práctica. El equipo se estructuró de la siguiente manera:

- Director de tesis
- Asesor de tesis
- Miembros (estudiantes)
- Asesor en fundición y metalurgia
- Asesor en mecanizado

3.15.3.2 Recursos materiales

Al ser un proyecto en su mayoría práctico, se requirió de software, equipos, herramientas y materiales descritos en la tabla 16-3

Tabla 16-3: Herramientas, equipos, materiales y software utilizados en el presente trabajo.

Herramientas		Equipos	
Cantidad	Descripción	Cantidad	Descripción
1	Motor Qingqi 150cc	1	Computadora de escritorio
1	Calibrador digital pie de rey	1	Laptop
1	Goniómetro	1	Cámara de smartphone

1	Bureta graduada	1	Analizador de gases MAHA		
1	Vacuómetro	1	Centro de mecanizado CNC de 3 ejes		
1	Taladro				
1	Arco de sierra				
1	Lima				
1	Llaves y dados				
1	Analizador de sistema de encendido				
1	Multímetro automotriz				
1	Torquímetro de aguja				
Materiales				Software	
Cantidad	Descripción			Cantidad	Descripción
4	Tanque de CO2	1	SolidWorks 2019		
1	Arena de sílice	1	ReCap Photo		
1	Silicato de sodio	1	Meshroom		
3	G.L.P	1	ANSYS Wokbench 2020		
1	Masilla	1	Cura		
1	Cera	1	Software CAM		
3	Lija de agua N.º 150, 80, 400	1	CIMCO		
1	Líquido de frenos				

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

3.15.3.3 Recursos económicos

Los recursos necesarios para solventar todas las etapas del presente trabajo de titulación se solventaron por parte de los miembros de tesis.

3.15.3.4 Presupuesto

- Costos directos

Los costos relacionados directamente con los procesos de diseño, fundición, mecanizado, preparación del motor Qingqi y mediciones experimentales, se describen en la tabla 17-3.

Tabla 17-3: Detalle de costos directos para el desarrollo del proyecto de titulación.

COSTOS DIRECTOS			
Cantidad	Descripción	Costo Unitario (\$)	Costo Total (\$)
1	Motor Qingqi 150cc	150,00	150,00
1	Mantenimiento correctivo de motor Qingqi 150cc	109,15	109,15
1	Fabricación de base para motor Qingqi 150cc	85,18	85,18
1	Sistema Eléctrico de Base de motor Qingqi 150cc.	72,24	72,24

1	Bureta graduada y goniómetro	43,75	43,75
1	Tanque de combustible con sensor tipo potenciómetro	26,00	26,00
19	Moldes impresos en 3D.	11,05	210,00
1	Tanque de acrílico	25,00	25,00
1	Tanque de CO ₂	32,00	32,00
4	Recargadas de extintor	10,00	40,00
3	G.L.P	2,00	6,00
1	Aerosol color gris	2,75	2,75
1	Fundición de aluminio	1200,00	1200,00
1	Calibrador pie de rey	40,00	40,00
1	Mecanizado de pistón	250,00	250,00
1	fabricación de asientos y guías	50,00	50,00
5	Lijas de agua	0,50	2,50
4	Gasolina Extra (Galón)	1,85	7,40
1	Jeringuilla de 60 MI	0,60	0,60
1	Jarra milimétrica	0,85	0,85
1	Herramientas viarias	45,00	45,00
1	Analizador de gases	80,60	80,60
TOTAL, DE COSTOS DIRECTOS			2479,02

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

- Costos indirectos

Los costos indirectos derivados para la ejecución del diseño, fundición, mecanizado, preparación del motor Qingqi y mediciones experimentales, se detallan en la tabla 18-3.

Tabla 18-3: Detalle de costos indirectos para el desarrollo del proyecto de titulación.

COSTOS INDIRECTOS			
Cantidad	Descripción	Costo Unitario (\$)	Costo Total (\$)
1	Transporte	125,00	125,00
1	Impresiones y copias	100,00	100,00
1	Asesoría técnica	100,00	100,00
3	Empastado	15,00	45,00
1	Gastos varios	100,00	100,00
TOTAL COSTOS INDIRECTOS			470,00

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

- Costos totales

Los costos totales involucran los costos directos e indirectos necesarios para la ejecución de todas las etapas del trabajo de titulación y se especifican en la tabla 19-3.

Tabla 19-3: Detalle de los costos totales invertidos en el presente trabajo.

COSTOS TOTALES	
Costos directos	2479,02
Costos indirectos	470,00
COSTO TOTAL	2949,02

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

CAPÍTULO IV

4 ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 Simulaciones CFD

4.1.1 Análisis de flujo de puertos

La tabla 1-4 muestra los resultados de los tres análisis de flujo de puertos, donde se visualiza que con el diseño 2 del conducto modificado existe un aumento en la relación de flujo de masa de aproximadamente 2.15 g/s con respecto al original a la máxima alzada de válvula.

Tabla 1-4: Relación de flujo de masa del conducto original y modificado con sus 2 diseños.

Alzada de válvula	Relación de flujo de masa g/s		
	Conducto original	Conducto modificado diseño 1	Conducto modificado diseño 2
2 mm	-9,994231	-9,892849	-9,9676285
4.9 mm	-20,737908	-21,901755	-22,9041160

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

En la figura 1-4 se observa la influencia que tiene la inclinación del conducto, pues, en el contorno de velocidad del conducto original se distingue que el fluido barre la culata y tiene un rozamiento con todo el cilindro mientras que con los conductos de mayor inclinación el fluido tiene un menor contacto con la culata haciendo que el flujo choque con las paredes del cilindro y este sea direccionado hacia el centro con la tendencia de empezar a formar un torbellino con una rotación normal al eje del cilindro o lo que se conoce como *tumble*.

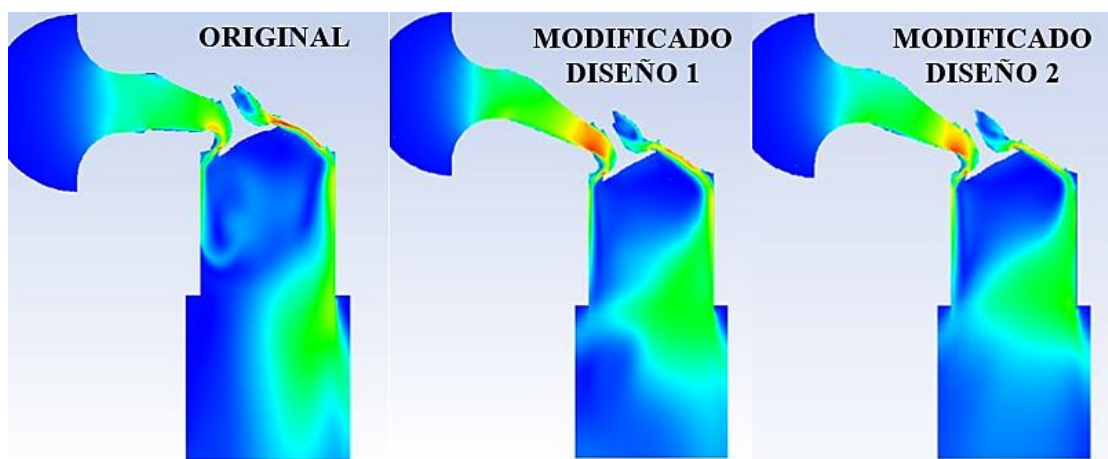


Figura 1-4: Contornos de velocidad del conducto original y modificado con sus 2 diseños.

Fuente: Autores, 2021.

Con este análisis de los resultados de las tres simulaciones de flujo de puertos se selecciona el conducto de admisión modificado con el diseño 2, esta geometría se utilizará en la simulación de flujo en frío para analizar la generación del *tumble*, energía cinética de la turbulencia y su intensidad.

4.1.2 Análisis de flujo en frío

En este apartado se analizará los contornos de velocidad, monitores de resultados de la relación de caída, intensidad de la turbulencia, energía cinética de la turbulencia de las simulaciones de flujo en frío con el cabezote original y modificado.

En la figura 2-4 se presenta el contorno de velocidad, líneas de corriente y renderizado de volumen del cabezote original (sección superior, a) y del modificado (sección inferior, b) cuando el cigüeñal se encuentra a 475.60 grados, es decir, cuando la válvula de admisión está completamente abierta. Mediante la visualización de las imágenes mostradas se puede notar que con la inclinación del conducto tras el rediseño el flujo tiene menos contacto con las paredes del cilindro y por ende se tendrá menor pérdidas de energía cinética por fricción lo que ocasiona mayor generación del *tumble*.

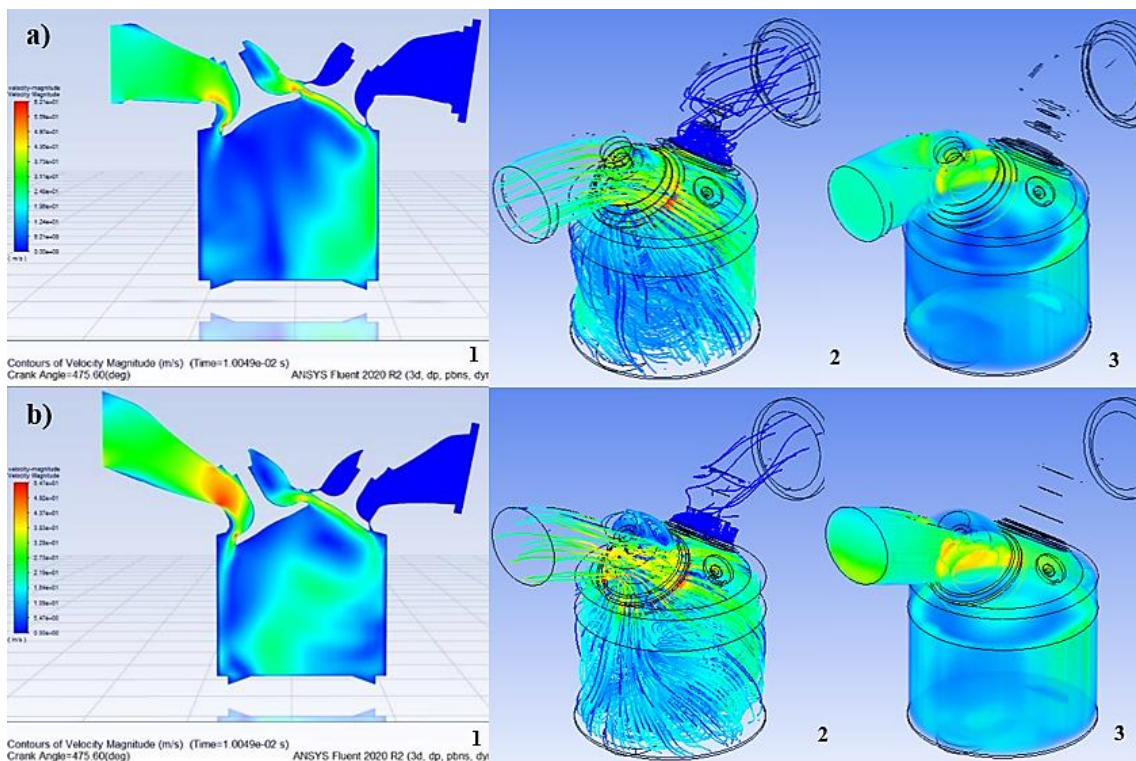


Figura 2-4: Contorno de velocidad y líneas de corriente: original y modificado.

Fuente: Autores, 2021.

Cuando el ángulo del cigüeñal se encuentra a 547.35 grados inicia la carrera de compresión (figura 3-4), cuando el pistón empieza a ascender provoca la generación de torbellinos en el flujo que ayudan a la formación de una mezcla más homogénea que favorecerá al proceso de combustión.

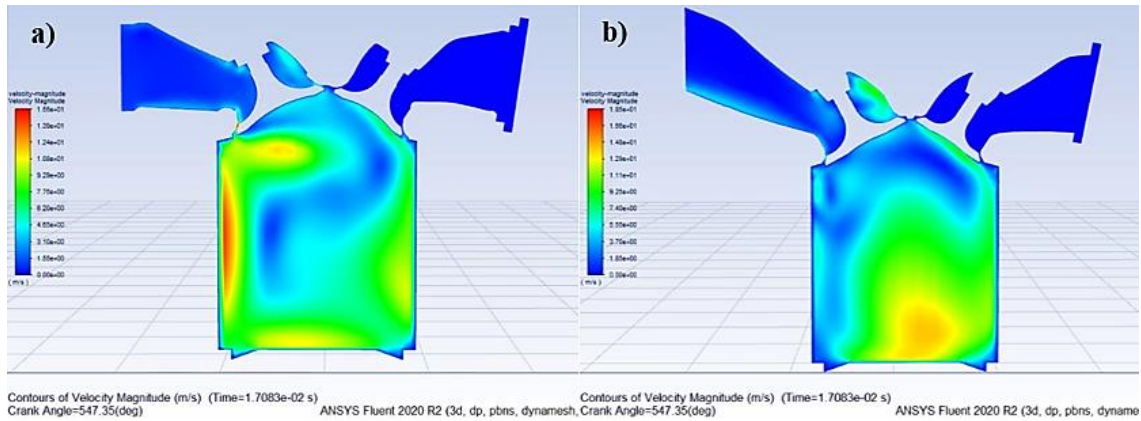


Figura 3-4: Contorno de velocidad al iniciar la compresión: original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

Es importante que la geometría de la cámara de combustión proporcione las condiciones necesarias para que cuando el flujo interactúe con esta, no exista la disipación de energía cinética sino más bien favorezca la generación del tumble para tener una combustión más eficiente, como se observa en la figura 4-4 con la modificación de la cámara de combustión (sección b de la figura 4-4) se tiene una mayor velocidad al final de la compresión lo que significa que la energía cinética del flujo no se ha desvanecido al interactuar con la cámara.

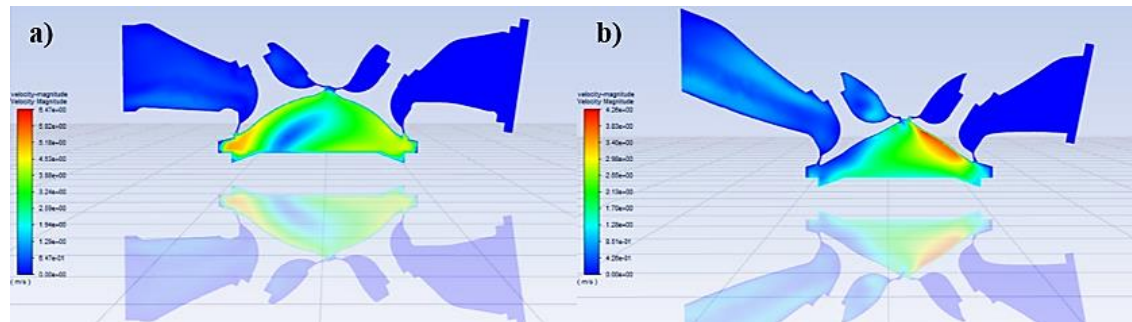


Figura 4-4: Contorno de velocidad al finalizar la compresión: original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

Con la creación de un puerto de escape con tendencia horizontal y una geometría más regular se mejora la interacción del flujo con el conducto, pues, como se observa en la figura 5-4 (sección b) el flujo tiene mayor velocidad y por ende el transporte de masa también aumenta, además, la vena fluida tiene una sección superior al original.

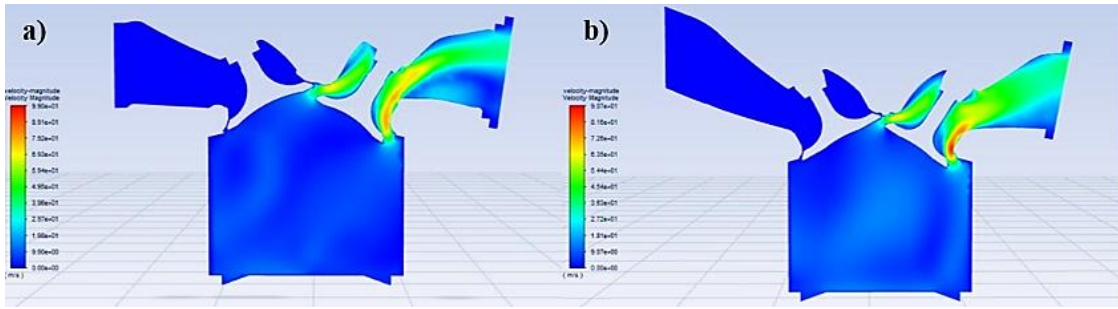


Figura 5-4: Válvula de escape completamente abierta: original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

Para validar la modificación del cabezote se realiza también una comparativa entre los monitores de resultados original y modificado. En el gráfico 1-4 se muestra la relación de caída o *tumble* de los dos cabezotes a 1700, 3700, 5000 y 7000 rpm; las 4 curvas con colores más claros pertenecen al modificado y las otras 4 al original. Se observa que existe mayor relación de caída en los resultados que corresponden al rediseño, de esta manera se demuestra que el diseño del conducto de admisión influye positivamente en la generación de *tumble* con lo que se tendrá una mezcla aire-combustible más homogénea.

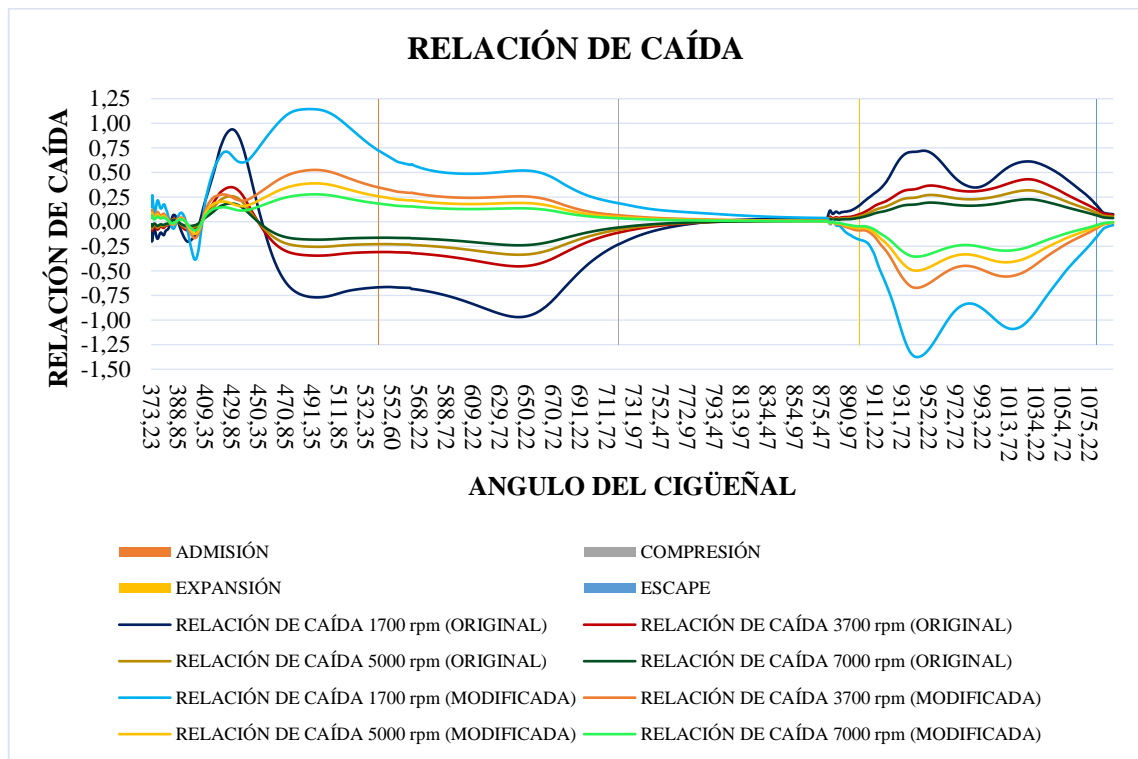


Gráfico 1-4: Relación de caída original y modificado a 1700, 3700, 5000 y 7000 rpm.

Realizado por: Autores, 2021.

Además, con la modificación de la cámara de combustión la energía cinética de la turbulencia tiene una menor disipación en comparación a la original, como se observa en los gráficos 2-4 y

3-4 cuando el cigüeñal se encuentra a los 672 grados (cerca del final de compresión) se tiene un valor de $2.27 \text{ m}^2/\text{s}^2$ para el cabezote modificado, mientras que en el original se tiene $1.92 \text{ m}^2/\text{s}^2$ lo que significa que la nueva cámara proporciona las condiciones necesarias para mantener un flujo turbulento o que este se disipe en menor medida, de esta manera se tendrá una combustión sea más eficiente.

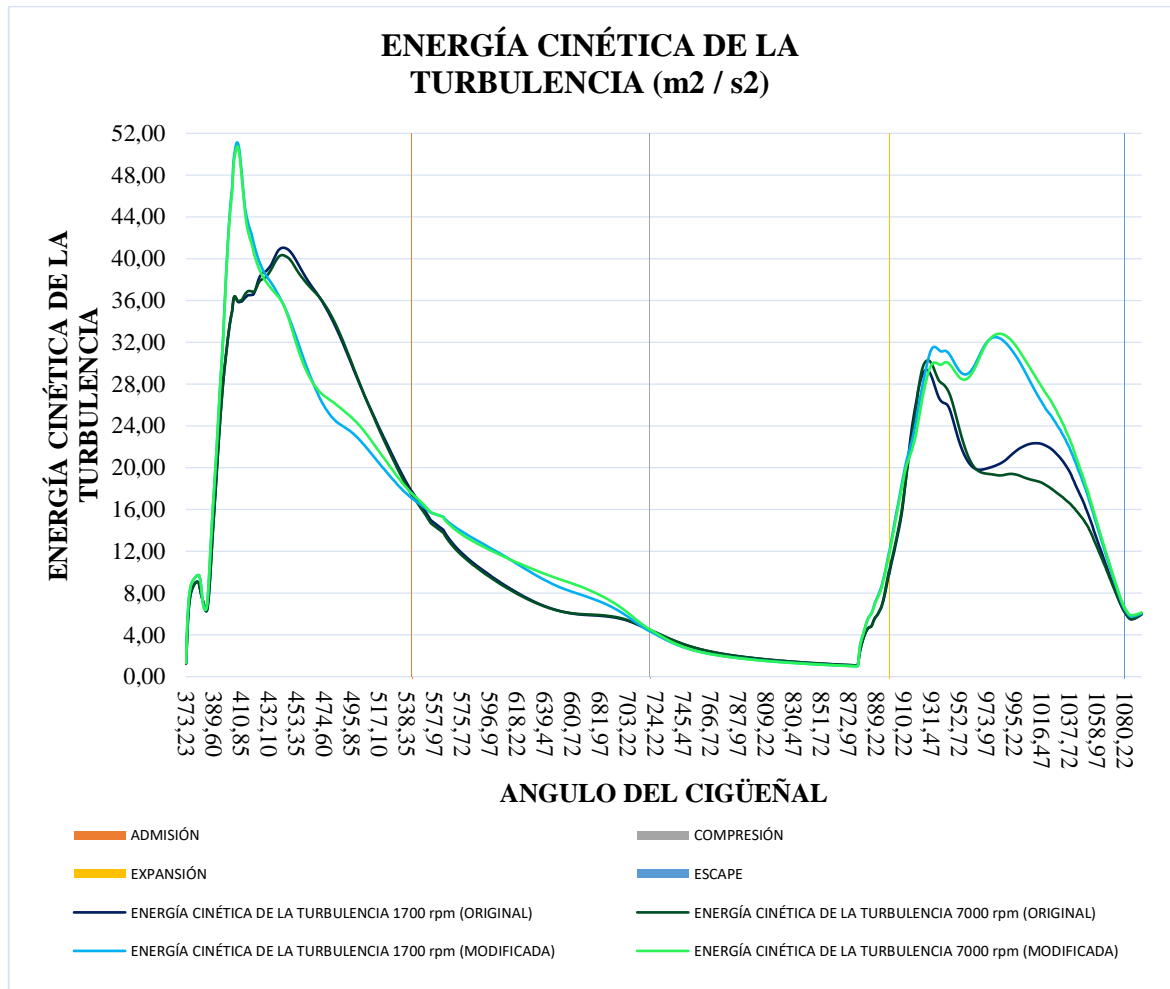


Gráfico 2-4: Energía cinética de la turbulencia original y modificado a 1700 y 7000 rpm.

Realizado por: Autores, 2021.

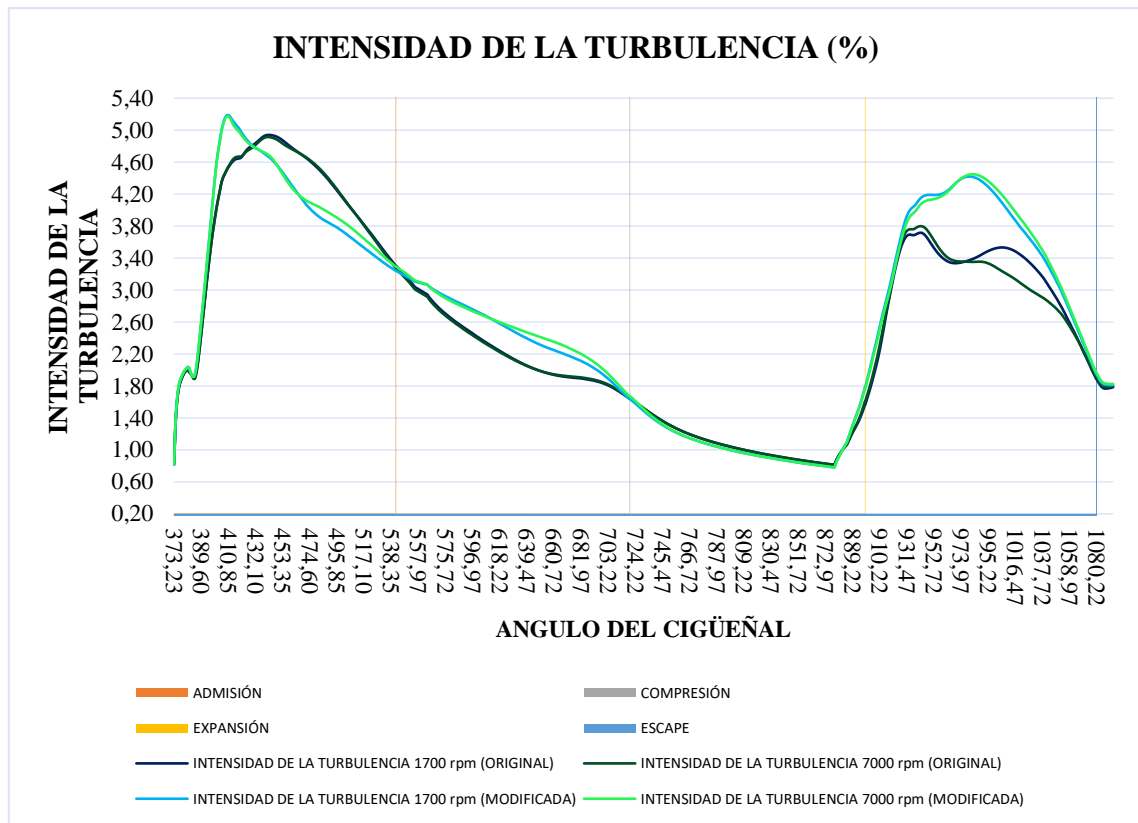


Gráfico 3-4: Intensidad de la turbulencia original y modificado a 1700 y 7000 rpm.

Realizado por: Autores, 2021.

Con este análisis de resultados se determina que existe mejoras tras el rediseño por lo que se aceptan las modificaciones realizadas a la cámara de combustión y conductos de admisión y escape.

4.2 Simulación térmica y estructural

4.2.1 Simulación térmica

Como se muestra en la tabla 2-4, el flujo de calor máximo es bastante similar en ambos cabezotes, mientras que el flujo de calor mínimo en el caso del cabezote modificado disminuye notoriamente con una diferencia de $1,632E-06$. Sin embargo, la distribución de temperatura entre ambas piezas es bastante similar, dado que las temperaturas mínimas alcanzadas en cada cabezote difieren con $0,79^{\circ}\text{C}$ equivalente al $0,12\%$ de la temperatura mínima del en el cabezote original.

Tabla 2-4: Resultados de simulación térmica del cabezote original y modificado.

Parámetro		Valor		Unidad
		Cabezote original	Cabezote modificado	
Distribución de temperatura	máx.	644,35000	644,35000	$^{\circ}\text{C}$
	min.	635,04000	635,83000	$^{\circ}\text{C}$

Flujo de calor	máx.	0,08582	0,08285	W/mm ²
	min.	1,84E-06	2,08E-07	W/mm ²

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

4.2.2 *Simulación estructural*

Como se evidencia en la tabla 3-4, durante la simulación estructural se tienen resultados bastante similares para ambos cabezotes. Por un lado el cabezote modificado se deforma 6,69E-3 mm menos que el original, de igual forma el esfuerzo equivalente disminuye en 201,62MPa. Por el contrario el esfuerzo máximo principal aumenta con apenas 0,2MPa mientras que los resultados del análisis de fatiga correspondientes a la vida y el daño producido en la pieza permanecen constantes.

Tabla 3-4: Resultados de simulación estructural del cabezote original y modificado.

Parámetro	Valor		Unidad
	Cabezote original	Cabezote modificado	
Deformación total	0,13681	0,13012	mm
Esfuerzo equivalente (Von-Mises)	983,89000	782,27000	MPa
Esfuerzo máximo principal	269,34000	269,54000	MPa
Vida (fatiga)	1,00E+08	1,00E+08	Ciclos
Daño (fatiga)	0,10000	0,10000	--

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

Como se aprecia en la figura 6-4 al realizar los estudios de factor de seguridad con una carga estática y con una fluctuante (fatiga), se pudo evidenciar que los cambios realizados en la inclinación y tamaño del conducto de admisión no afectaron de forma negativa al comportamiento estructural del cabezote en zonas críticas, como lo son las superficies que se ubican alrededor de la cámara de combustión y la guía de válvulas. De esta forma se logró mantener un factor de seguridad mínimo de 5 alrededor de las zonas mencionadas por lo que, conjunto a los estudios

anteriormente presentados, se concluye que las modificaciones no provocarán que el cabezote falle mecánicamente.

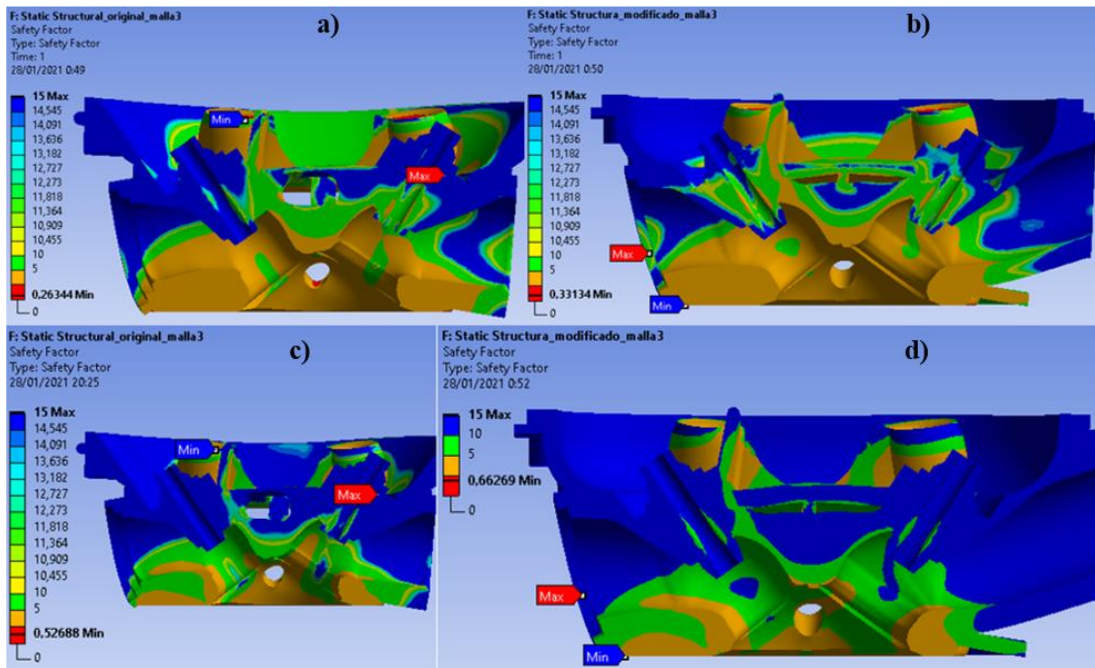


Figura 6-4: Factor de seguridad: original y modificado. Fatiga: original y modificado.

Fuente: Autores, 2021.

4.3 Fabricación

Como se muestra en la figura 7-4, tras el proceso de fabricación se obtuvo una geometría más esférica de la cámara de combustión, manteniendo la posición de las válvulas y evitando la necesidad de modificar el sistema de distribución, sin embargo, por la técnica utilizada en la elaboración de las galletas para la cámara de combustión, durante el armado y secado de los moldes se produjeron costras de arena quemada que provocó una falla dentro de la cámara de combustión, esta falla no pudo ser eliminada en el proceso de mecanizado, pero no perjudica en gran escala al funcionamiento del cabezote. Por otro lado, el conducto de admisión sobresale más en comparación del cabezote original. La ubicación de la bujía es similar en ambos cabezotes, al igual que la longitud del conducto de escape. La altura de las dos piezas es de 60mm.

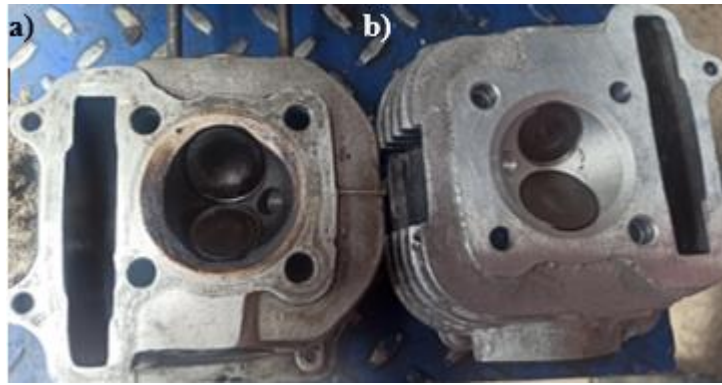


Figura 7-4: Cabezote original (a) y modificado (b).

Fuente: Autores, 2021.

Como se evidencia en la tabla 4-4, con respecto al cabezote original, hubo un incremento significativo en el peso del cabezote y el volumen de la cámara de combustión. El incremento del peso se justifica por el aumento de material para la extensión del conducto de admisión, así como el incremento del grosor de las aletas de refrigeración, ya que durante el proceso de elaboración de los modelos se incrementó su medida al aplicar la escala y ángulos de salida. Por otro lado, el incremento de 0.7 ml en el volumen de la cámara de combustión se debe a diversos factores durante el mecanizado como: errores en el ingreso de datos de la herramienta en el programa CN y menor altura de asientos de válvulas.

Tabla 4-4: Volumen de la cámara de combustión y peso de cabezote original y modificado.

	Cabezote original	Cabezote modificado	Unidad
Peso	905,02	958,53	g
Volumen de la cámara	14,00	14,70	ml

Fuente: Autores, 2021.

Realizado por: Autores, 2021.

4.4 Emisiones contaminantes

Durante la medición de emisiones contaminantes se procuró ajustar el valor de lambda lo más cercano a uno posible. Como se indica en el gráfico 4-4, a ralentí ambos valores de lambda son aceptables, teniendo una mezcla ligeramente más rica en el cabezote modificado. A 3700 rpm la mezcla resulta estequiométrica la mayor parte del tiempo en el cabezote original, mientras que en el modificado es levemente más pobre. A 5000 rpm la mezcla se empobrece significativamente en el cabezote original, por otro lado, en el modificado la mezcla no se aleja tanto del valor estequiométrico. Finalmente, a máxima carga en el cabezote modificado se aprecia una mezcla más empobrecida.

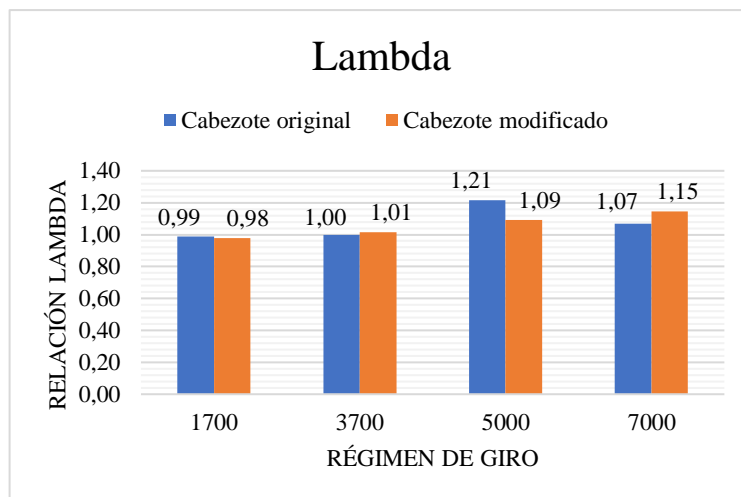


Gráfico 4-4: Lambda original y modificado a diferentes regímenes de funcionamiento.

Realizado por: Autores, 2021.

En el gráfico 5-4 se aprecia que, de forma general, existe un incremento en la producción de monóxido de carbono en el cabezote modificado, indicando que la combustión es más deficiente. En el caso del análisis a ralentí y 5000 rpm se observa que el porcentaje de CO incrementa de manera significativa en el cabezote modificado, por otro lado, a 3700 rpm y 7000 rpm la diferencia de porcentaje de producción de CO disminuye, siendo en el caso de 7000 rpm muy similar la producción de CO.

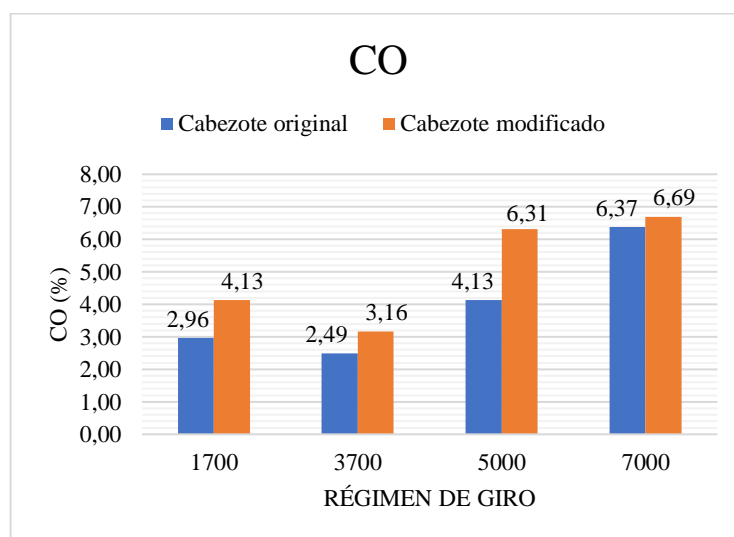


Gráfico 5-4: Emisiones de CO original y modificado a diferentes regímenes.

Realizado por: Autores, 2021.

En el caso del dióxido de carbono existe una disminución en el porcentaje de emisión por parte del cabezote modificado como se muestra en el gráfico 6-4, debido principalmente al aumento

del CO. La diferencia en los valores de CO₂ es más notable a ralentí y carga máxima, por el contrario, a 3700 rpm y 5000 rpm la diferencia es menor.

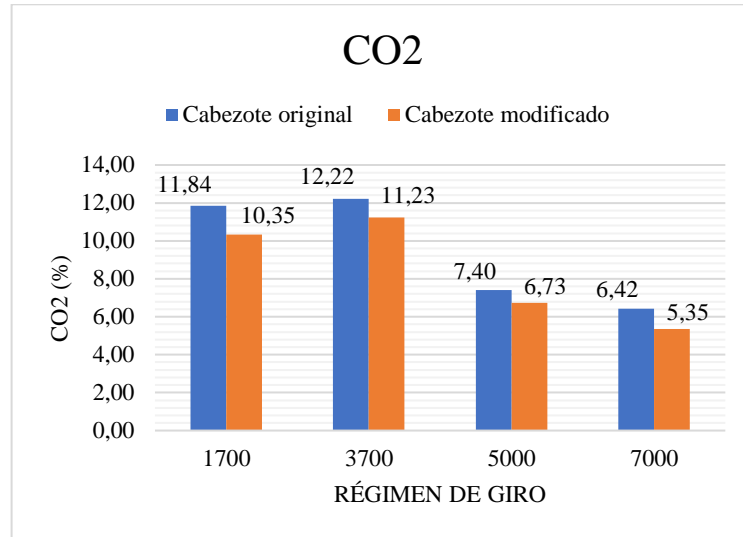


Gráfico 6-4: Emisiones de CO₂ original y modificado a diferentes regímenes.

Realizado por: Autores, 2021.

En la producción de hidrocarburos, en el gráfico 7-4, se evidencia un incremento significativo durante el funcionamiento del motor con el cabezote modificado. Este incremento puede estar relacionado principalmente al aumento del volumen de la cámara y, por lo tanto, disminución de la relación de compresión, lo que eleva la fracción de mezcla sin quemar. Es importante recalcar que, los valores de HC siguen estando dentro del límite máximo establecido por la norma “RTE INEN 136”.

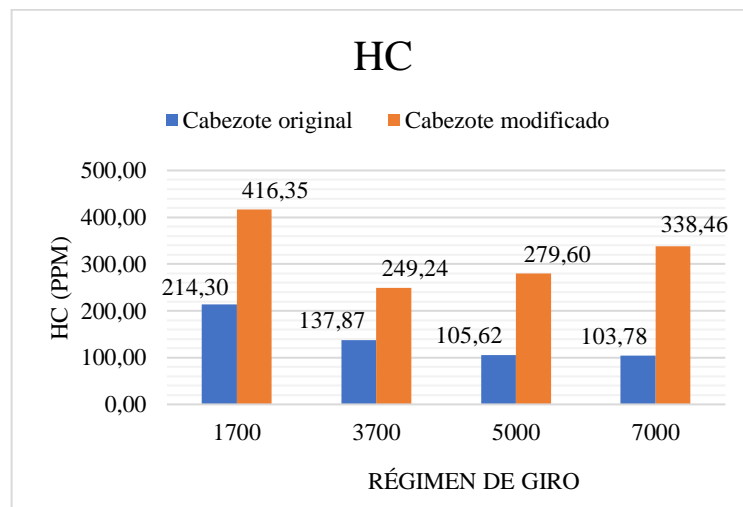


Gráfico 7-4: Emisiones de HC original y modificado a diferentes regímenes.

Realizado por: Autores, 2021.

4.5 Consumo de combustible

De manera general se obtuvo un menor consumo de combustible en el motor cuando se instaló el cabezote modificado. En el gráfico 8-4 se indica que la mayor diferencia en consumo de combustible se obtuvo con el motor funcionando a 3700 rpm, mientras que a 5000 rpm la diferencia en consumo de combustible es la menor. Bajo este último análisis, se evidencia también que, en cuanto a consumo de combustible y emisiones de gases contaminantes, el cabezote modificado se comporta mejor funcionando a 3700 rpm.

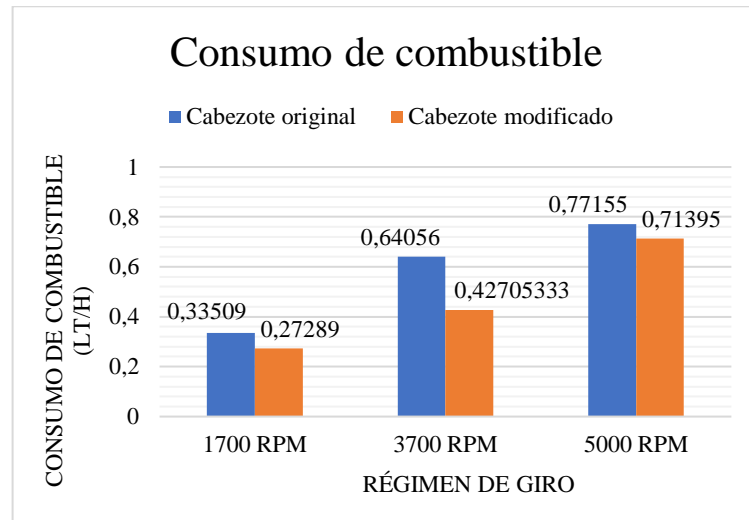


Gráfico 8-4: Consumo de combustible original y modificado a diferentes regímenes.

Realizado por: Autores, 2021.

CONCLUSIONES

Mediante una revisión bibliográfica se determinó que, de todos los tipos de geometrías de cámaras de combustión, la que genera mejores condiciones para una óptima inflamación de la mezcla es la de tipo hemisférica, debido a que la turbulencia generada es más elevada por lo que se logra disminuir el autoencendido, mejorar la homogeneidad de la mezcla y acelerar la propagación del frente de llama, además, optimiza la permeabilidad de los conductos de tal forma que la vena fluida realiza un recorrido más suave por la inclinación de las válvulas.

Una sección circular en el conducto de admisión genera menor resistencia al flujo, sin embargo las partículas de combustible son direccionadas a las paredes del puerto debido a la fuerza centrífuga de los torbellinos generados, aumentando el riesgo de que se queden atrapadas en las rugosidades de las superficies, por otro lado, los conductos de sección rectangular presenta mayor resistencia al flujo pero evita el movimiento del fluido en forma de torbellino manteniendo la mezcla más homogénea. La geometría del conducto de salida debe favorecer la conservación de la inercia de los gases generados durante la combustión durante la carrera escape para crear una depresión en el cilindro que ayude al vaciado y a la rápida aceleración de la columna de aire en la admisión. De esta forma se concluye que la geometría de los conductos de admisión y escape influyen directamente en los procesos de renovación de la carga.

Mediante un estudio CFD de la geometría original se determinaron las modificaciones a realizar en la cámara de combustión y en los conductos de admisión y escape, para generar la formación de macroestructuras en el flujo durante el proceso de admisión y su conservación hasta el final de la carrera de compresión para mejorar el proceso de combustión. De esta forma se incrementó la inclinación del conducto de admisión a 21° logrando que el flujo de admisión disminuya su interacción con la culata para evitar la disipación de energía cinética, dando lugar a la generación de torbellinos con una rotación normal al eje del cilindro (*tumble*). Por otro lado, se evidenció que la modificación en la geometría de la cámara de combustión ayudó a disminuir la disipación de energía de la turbulencia. Además, con la modificación del conducto de escape se logró mejorar la interacción del flujo con el conducto aumentando su velocidad y por ende el transporte de masa.

A través de una simulación térmica y estructural se determinó que no existe variaciones considerables en el funcionamiento mecánico del cabezote modificado respecto al original. De este modo el flujo de calor en ambos cabezotes es similar causando que la distribución de temperaturas varíe en menor proporción, provocando que la temperatura mínima en el cabezote modificado aumente 0.79°C . Mediante un estudio estructural aplicando una carga constante y una variable (fatiga) se logró mantener un factor de seguridad superior a 5 en las zonas con

mayores modificaciones. De esta manera se concluye que el cabezote modificado no fallará durante su funcionamiento.

Con ayuda de la fotogrametría se obtuvo la geometría del cabezote original para su posterior modificación mediante análisis CAE, de igual forma utilizando las herramientas CAD se crearon los modelos impresos en 3D empleados en la fabricación de moldes para el proceso de fundición. Finalmente, con la manufactura asistida por computadora se crearon los códigos necesarios para el mecanizado de la pieza fundida en una maquina CNC. Sin embargo, debido a las variabilidades en el proceso se obtuvo un incremento no deseado en el volumen de la cámara de combustión.

Se realizó un estudio experimental con el cabezote original y modificado a 4 regímenes de giro diferentes utilizando un analizador de gases MAHA MET 6.3 y un sensor de resistencia variable (tipo potenciómetro) programado mediante una placa ARDUINO UNO con ayuda de la interfaz gráfica de LabVIEW, para medir emisiones de gases contaminante y consumo de combustible respectivamente. De esta forma se determinó que de manera general el cabezote modificado produce una mayor cantidad porcentual volumétrico de CO y mayor concentración en ppm de HC. Específicamente a 3700 rpm se tiene un incremento menor de emisiones en el cabezote modificado aumentando así 0.67% en los niveles de CO y 111.37 ppm de HC en comparación al original. El incremento de emisiones se asocia a la variación en el volumen de la cámara de combustión, debido a que la disminución en la relación de compresión genera efectos adversos durante la combustión aumentando la fracción de mezcla sin quemar y la producción de CO. Por otro lado, durante la medición de consumo de combustible se obtuvieron mejores resultados con el cabezote modificado en todas las revoluciones del motor analizadas, teniendo así un menor consumo y logrando un mayor ahorro a 3700 rpm.

RECOMENDACIONES

En el análisis CFD se recomienda utilizar un ordenador de altas prestaciones para reducir el tiempo de simulación debido al gasto computacional generado. Para obtener resultados más apegados a la realidad es necesaria la adecuada obtención de parámetros geométricos y condiciones iniciales del flujo ya que son variables de entrada en el algoritmo de solución.

Para el análisis estructural y térmico es importante considerar las propiedades mecánicas y térmicas del material con el cual están fabricados los componentes a estudiar, así como las condiciones de funcionamiento a las que están sometidos dichos elementos para lograr resultados confiables.

Durante el proceso de fundición del cabezote modificado se recomienda considerar lo siguiente: en la elaboración de noyos utilizar solamente silicato de sodio y arena silíceas debido a que el fenol provoca que los corazones sean más frágiles, lo que incrementa la posibilidad de desprendimiento de arena durante el vaciado. Para una producción en masa se recomienda realizar matrices metálicas para facilitar y disminuir el tiempo en la elaboración de moldes.

Durante el mecanizado se debe revisar que los parámetros ingresados en el software de programación CNC coincidan con las dimensiones reales de las herramientas a utilizar, además, se deben considerar las compensaciones de la herramienta a ingresar para evitar variaciones en las medidas establecidas. Para optimizar el proceso de mecanizado y disminuir variabilidad en la producción se recomienda utilizar una máquina CNC de 5 ejes.

Antes de iniciar la medición de emisiones contaminantes, se recomienda verificar el buen estado del sistema de escape para evitar mediciones erróneas provocadas por el ingreso adicional de aire. Adicional a ello es importante revisar el correcto estado de guías y sellos de válvulas para impedir el ingreso de aceite al ducto de escape, con la finalidad de evitar errores en las mediciones y salvaguardar la integridad del equipo. Durante realización de estas pruebas, se debe monitorear las revoluciones del motor utilizando pinzas *trigger* que se enganchan al cable de bujía, por lo que el sistema de ignición del motor debe estar en óptimas condiciones para evitar lecturas erróneas del régimen de funcionamiento.

Se recomienda complementar el presente trabajo de titulación realizando las pruebas experimentales descritas sometiendo al motor a carga, además, evaluar la variación de torque y potencia en un banco dinamométrico o mediante la utilización de una bujía instrumentada antes y después de la modificación. Debido al incremento de peso en el cabezote modificado se recomienda realizar un estudio de materiales para evaluar la factibilidad de reducción de peso sin afectar el funcionamiento mecánico del mismo.

GLOSARIO

Autoinflamación: Consiste en la combustión de la mezcla aire combustible dentro del motor sin haberse producido un aporte de energía por la bujía. Principalmente se genera tras el incremento excesivo de presión y temperatura dentro de la cámara de combustión (Payri y Desantes, 2011, pp.561-562).

Compresibilidad: Se define como la variación en la presión y densidad de un fluido sometido a cambios en su temperatura y sección de paso, de tal modo que cuando la sección de paso disminuye se reduce la presión y densidad del gas. Por otro lado, el paso del fluido por el estrechamiento causa la generación de ondas de choque (Rovira y Muñoz, 2016, pp.184-186).

Contrapresión: La contrapresión es un fenómeno que tiene lugar en el conducto de escape y es una referencia de la pérdida de carga. Se la denomina contrapresión debido a que el motor debe vencer dicha presión que se opone al vaciado del cilindro (Payri y Desantes, 2011, p.180).

Convección: Consiste en un mecanismo de transferencia de calor donde se precisa la intervención de un fluido en movimiento, por lo que, habrá desplazamiento de energía y masa de un punto a otro (Levenspiel, 2018, p.165).

Cortocircuito: Fenómeno producido durante el cruce de válvulas, cuando es posible que cierta cantidad de la carga fresca admitida salga por el conducto de escape, lo cual puede producir un incremento de la contaminación por hidrocarburos (Payri y Desantes, 2011, p.206).

Termodinámica: Es una rama de la física que estudia las leyes de la transformación de energía en calor o viceversa, fenómenos de energía y propiedades de la materia (Díaz, 2008, p.19).

Turbulencia: La turbulencia se define como un flujo irregular donde las partículas próximas se mueven aleatoriamente entre sí, además, la presión, velocidad, tiempo y densidad se describen como promedios estadísticos (González y Castellano, 2014, p.51).

Vena fluida: Se refiere al estrechamiento que sufre el fluido tras pasar por una singularidad, considerando como singularidad la reducción en la sección de paso del fluido (Payri y Desantes, 2011, pp.175-176).

Viscosidad: Es el ritmo de la deformación angular que presenta un fluido ante la aplicación de un esfuerzo tangencial. Cuando dicho esfuerzo no es muy grande, el flujo se presenta en un régimen laminar, debido a que se puede considerar al fluido como una división de láminas donde cada una se mueve con respecto a la otra a distinta velocidad a causa de la viscosidad (González y Castellano, 2014, pp.23-26).

BIBLIOGRAFÍA

ALCÁZAR VARGAS, Manuel. Generación de malla computacional para la simulación multifásica 3D del flujo río Guadalquivir en un valle confinado (Trabajo de titulación) (Grado). [En línea] Escuela Politécnica Superior de Linares, Departamento de Ingeniería Mecánica y Minera. Linares-España. 2017. pp. 37-38. [Consulta: 27 septiembre 2020]. Disponible en: <https://hdl.handle.net/10953.1/6765>

ANSYS Help (2020). Fluent in Workbench User's Guide. Recuperado de: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v202/en/flu_wb/icom_cfd_port_flow_ana.html

ARANDA, Mauro; & REVERTE, Juan. *Sistemas de admisión y escape* [blog]. Buenos Aires-Argentina, 2017. [Consulta: 06 junio 2020]. Disponible en: <https://ria.utn.edu.ar/bitstream/handle/20.500.12272/2714/Sistemas%20de%20admisic3%b3n%20y%20escape.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

BALAGUER, Matilde. *Fotogrametría de objeto cercano: precisión estimada* [en línea] Valencia-España. Universitat Politècnica de València, 2017. [Consulta: 20 enero 2021]. Disponible en: <https://riunet.upv.es/handle/10251/92724#>

BARBOSA SALDAÑA, Juan; et al. *Termodinámica para ingenieros* [en línea]. Distrito Federal-México: GRUPO EDITORIAL PATRIA, 2015. 978-607-744-270-7. [Consulta: 12 agosto 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/epoch/40432>

BOCOS VALERO, José María. Desarrollo de un método para determinar la relación de compresión de un motor de combustión interna alternativo en tiempo real a partir de la medida de la presión cilindro [En línea] (Trabajo de titulación). (Grado) Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España. 2017. pp.14-18. [Consulta: 2021-02-02]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10251/86409>

ÁVILA RAMÍREZ, Dario Xavier & AYALA CUEV, José Galo. Estudio del comportamiento de motores a gasolina respecto de la variación del octanaje [En línea] (Trabajo de titulación). (Grado) Universidad Politécnica Nacional, Quito, Ecuador. 2013. p.98. [Consulta: 2021-02-02]. Disponible en: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/8034>

CARRERA GALÁRRAGA, Jenny Fernanda. Modelación numérica de la unión de dos conducciones a presión de diferente geometría, aplicando el programa ANSYS CFX (Trabajo de titulación) (Grado). [En línea] Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Civil y

Ambiental. Quito-Ecuador. 2019. pp. 72-74. [Consulta: 27 septiembre 2020]. Disponible en: <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/20211>

CARRERAS, Ramón; ÁLVAREZ, Jesús; & CALLEJÓN, Ismael. *Motores alternativos de combustión interna* [en línea] Barcelona-España. Ediciones de la Universitat Politècnica de Catalunya, 2015. 84-8301-818-5. [Consulta: 06 junio 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/epoch/61423>

CENGEL, Yunus; & BOLES, Michael. *Termodinámica*. 7^a ed. Distrito Federal-México: McGraw-Hill, 2011. 978-607-15-0743-3, pp. 21-911

CONTRERAS BRAVO, Leonardo; et al. *Procesos de fabricación de metales* [en línea]. Bogotá-Colombia: Ediciones de la U, 2018. [Consulta: 05 octubre 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/epoch/titulos/70323>

DÍAZ BONIFAZ, Rodrigo. *Termodinámica automotriz*. Riobamba-Ecuador: ECOPYCENTER, 2008. pp. 20-130.

ESCUADERO, Secundino; et al. *Motores* [En línea]: Macmillan Iberia, S.A, 2011. [Consulta: 18 junio 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/epoch/101844?bfpag=2&bfsearch=&bffolder=27141&prev=bf>

FERNÁNDEZ BENÍTEZ, José; & CORROCHANO SÁNCHEZ, Carlos. *Fundamentos de transmisión de calor* [en línea]. 2^a ed. Madrid-España. DEXTRA Editorial S.L. 2014. 978-84-16277-20-9. [Consulta: 15 mayo 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/epoch/43834>

FERNÁNDEZ ORO, Jesús Manuel. *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos: introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de volúmenes finitos* [en línea]. Barcelona-España. Editorial Reverté. 2015. 978-84-291-9277-3. [Consulta: 17 junio 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/epoch/46736>

FERNÁNDEZ, Maryuri; & SOLORZANO, Jennifer. Efecto del diámetro de pieza esférica sobre el porcentaje de contracción volumétrica, contracción sólida, volumen de rechupe y dureza en esferas de aleación za: zn-22%al y zn- 27%al, colada en molde de arena [En línea] (Trabajo de titulación). (Grado) Universidad Nacional de Trujillo, Trujillo, Perú. 2019. pp. 32-60. [Consulta: 2020-08-02]. Disponible en: <http://dspace.unitru.edu.pe/handle/UNITRU/12683>

FERRÉ, Rafael. *Fabricación asistida por computadora-CAM*. [En línea]. Barcelona-España: Marcombo, 2009. [Consulta: 20 enero 2021]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/epoch/45840>

FONSECA, Leonardo; et al. “Internal combustion engine heat transfer and wall temperature modeling: an overview”. *Arch Computat Methods Eng* [en línea], 2019, (España). [Consulta: 28 mayo 2020]. Disponible en: <https://doi.org/10.1007/s11831-019-09361-9>

GAVINO MORETA, Daniel; & QUIROZ SANTANA, Diego. Determinación del rendimiento volumétrico real en motores de combustión interna por medio de una interfaz gráfica, entre dos motores de las mismas características con diferentes kilometrajes. (Trabajo de titulación) (Grado) [En línea] Escuela Superior Politécnica De Chimborazo. Riobamba-Ecuador. 2019 pp. 27-55. [Consulta: 19 agosto 2020]. Disponible en: <http://dspace.espoch.edu.ec/handle/123456789/11514>

GONZÁLEZ, César; RUIZ, Santiago; & GONZÁLEZ, Rogelio. “Obtención del coeficiente de descarga del sistema de admisión de un motor Honda CGL 125 mediante un banco de flujo estacionario”. *BISTUA Revista de la Facultad de Ciencias Básicas de la Universidad de Pamplona* [en línea], 2019, (México) 17(1), pp.169-178. [Consulta: 06 junio 2020]. ISSN 0120-4211. Disponible en: http://revistas.unipamplona.edu.co/ojs_viceinves/index.php/BISTUA/article/view/3145/1679

GONZÁLEZ, Juan; & CASTELLANO, Gloria. *Fundamentos de Mecánica de Fluidos* [en línea] San Vicente-España. ECU, 2014. 522. 978-84-16113-13-2. [Consulta: 18 mayo 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/espoch/43692?prev=bf>

HERNÁNDEZ CHIVA, Emilio. Malladores aplicados a supercomputación (Trabajo de titulación) (Maestría). [En línea] Universidad Politécnica de Catalunya, Barcelona-España. 2017. pp. 23-24. [Consulta: 15 septiembre 2020]. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/handle/2117/110296>

HIDALGO ESTRELLA, Jimmy Germán. *Termodinámica básica para ingenieros* [en línea]. Bogotá-Colombia: Ediciones de la U, 2019. 978-958-792-050-5. [Consulta: 19 agosto 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/espoch/127107>

INEN. *RTE INEN 136 (1R) “Motocicletas”* [blog]. [Consulta: 20 enero 2021]. Disponible en: <http://inenreglamentacion.blogspot.com/2018/09/rte-inen-136-1r-motocicletas.html>

INTRUDER. *GY6 treem Performance.* [En línea], 27 de octubre de 2011. [Consulta: 28 enero 2021]. Disponible en: <http://gy6scooters.blogspot.com/2011/10/la-verdadera-historia-del-motor-gy6.html>

JIMÉNEZ FONSECA, Johana Cristina. Análisis comparativo de las tecnologías de medición de emisiones contaminantes vehiculares en motores diésel con tecnologías EURO IV y superiores en Colombia (Trabajo de titulación) (Grado). [En línea] Universidad libre, Facultad de Ingeniería.

Bogotá-Colombia. 2014. pp. 25-30. [Consulta: 27 septiembre 2020]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10901/10642>

LANZA, Vidal. *Fotogrametría. Apuntes para una introducción práctica* [en línea] Madrid-España. Universidad Complutense Madrid, 2020. [Consulta: 20 enero 2021]. Disponible en: <https://eprints.ucm.es/id/eprint/60840/>

LEVENSPIEL, O. *Flujo de fluidos e intercambio de calor* [en línea]. Barcelona-España. Editorial Reverté, 2018. 978-84-291-9206-3. [Consulta: 15 mayo 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/epoch/106541>

LLERA, Eva; et al. *Problemas de máquinas y motores térmicos* [en línea]. Zaragoza-España: Prensas de la Universidad de Zaragoza, 2018. 978-84-16935-90-1. [Consulta: 01 septiembre 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/epoch/128927>

LÓPEZ SÁNCHEZ, José Javier; et al. *Cuestiones y problemas resueltos de motores de combustión interna alternativos* [En línea]. València-España: Universitat Politècnica de València, 2020. [Consulta: 15 junio 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/epoch/129683?bfpag=1&bfsearch=&bffolder=27142&prev=bf>

MONTES PITA, María José. *Teoría y problemas de transmisión de calor* [en línea]. Madrid-España: UNED - Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2015. 978-84-362-7078-5. [Consulta: 14 mayo 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/epoch/48842>

PÁEZ OLATE, Diego Andrés. Simulación de la fluidodinámica de una turbina de discos paralelos para potencial generación de energía utilizando pulpas de mineral (Trabajo de titulación) (Grado). [En línea] Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Departamento de Ingeniería Mecánica. Santiago de Chile-Chile. 2017. pp. 19-20. [Consulta: 27 septiembre 2020]. Disponible en: <http://repositorio.uchile.cl/handle/2250/147439>

PAYRI GONZÁLES, Francisco; & DESANTES FERNÁNDEZ, José. *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona-España: Editorial Reverté, 2011. 978-84-291-4802-2, pp. 92 - 932.

PERALES, Raquel. *Sistemas CAD, CAM, CAE Y CNC*. [En línea], 19 de febrero de 2015. [Consulta: 20 enero 2021]. Disponible en: <https://es.slideshare.net/alexiaperez7374/sistemas-cad-cam-cae-y-cnc>

PLOTNIKOV, LV. & ZHILKIN, BP. “Influence of Gas-Dynamical Nonstationarity on Local Heat Transfer in the Gas–Air Passages of Piston Internal-Combustion Engines”. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics* [en línea], 2018, 91 (6), pp. 1517-1525. [Consulta: 27 mayo 2020]. Disponible en: <https://doi.org/10.1007/s10891-018-1879-8>

PULKRABEK, Willard. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine.* 2ª ed. New Jersey-Estados Unidos: Prentice Hall, 2004. pp. 35-120.

QUISPE CANDO, Edison Orlando & REMACHE CHILUIZA, Jorge Luis. Diseño y análisis de un sistema de refrigeración por aire para un cabezote de un motor mono cilíndrico bajo condiciones ambientales locales, por el método de volúmenes finitos (Trabajo de titulación) (Grado). [En línea] Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Ingeniería mecánica. Riobamba – Ecuador. 2019. pp. 36-50. [Consulta: 24 enero 2021]. Disponible en: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/13569/1/65T00333.pdf#page=48&zoom=100,129,780>

RODRÍGUEZ, Cristhian; et al. *Estudio de los gases contaminantes modificando la relación de compresión en un vehículo* [en línea] Quito-Ecuador. Universidad Internacional del Ecuador 2018. [Consulta: 02 febrero 2021]. Disponible en: <https://repositorio.uide.edu.ec/handle/37000/2495>

RONDA GONZÁLEZ, José Miguel. Modelado de las pérdidas mecánicas en motores Diesel de inyección directa. (Trabajo de titulación) (Maestría) [En línea] Universidad Politécnica de Valencia. Valencia-España. 2018. pp. 7-13. [Consulta: 03 junio 2020]. Disponible en: https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/100311/53257388Z_TFM_15209679998332916131137430562047.pdf?sequence=2&isAllowed=y

ROVIRA, Antonio; & MUÑOZ, Marta. *Máquinas y motores térmicos: Introducción a los motores alternativos y a las turbomáquinas térmicas* [en línea] Madrid-España. UNED - Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2016. 978-84-362-7103-4. [Consulta: 26 mayo 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/esPOCH/48859>

SÁNCHEZ, M. *Elaboración de programas de CNC para la fabricación de piezas por arranque de viruta (UF0879).* [En línea]. Málaga-España: IC Editorial, 2012. [Consulta: 20 enero 2021]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/esPOCH/42596>

SIRVENT SANJOSÉ, Roberto Andrés. Diseño y optimización del sistema de renovación de la carga de un motor dual fuel para transporte pesado mediante sobrealimentación en doble etapa. (Trabajo de titulación) (Doctoral). [En línea] Universidad Politécnica de Valencia. Valencia-España. 2016. pp. 10-11. [Consulta: 18 junio 2020]. Disponible en: <https://riunet.upv.es/handle/10251/75543>

TERÁN, Héctor; et al. *Mecánica de Fluidos* [en línea] Sangolquí-Ecuador. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, 2018. [Consulta: 15 mayo 2020]. Disponible en: <http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/21000/15410/Mecanica%20de%20Fluidos.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

TIUPUL, Paulo; & ARÉVALO, Miguel. *Estación Agrometeorológica de la Facultad de Recursos Naturales* [página web]. Riobamba-Ecuador: Escuela Superior Politécnica De Chimborazo, septiembre, 2020. [Consulta: 02 octubre 2020]. Disponible en: <https://www.espoch.edu.ec/index.php/estaci%C3%B3n-meteorol%C3%B3gica.html>

VERDÚ TORRES, Daniel. Mejora de una herramienta de diagnóstico de la combustión a partir de la presión instantánea en cámara mediante la incorporación de un modelo de tumble. (Trabajo de titulación) (Maestría). [En línea] Universidad Politécnica de Valencia. Valencia-España. 2017. pp. 26-29. [Consulta: 11 junio 2020]. Disponible en: https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/81067/04628120Z_TFG_14919250446171309387839868989059.pdf?sequence=2&isAllowed=y

VIRTO, Luís. *Dinámica de gases* [en línea] Barcelona-España. Universitat Politècnica de Catalunya, 2017. 978-84-9880-692-2. [Consulta: 20 mayo 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/espoch/105707?prev=bf>

ZACARÍAS, Alejandro; et al. *Mecánica de fluidos. Teoría con aplicaciones y modelado* [en línea]. Ciudad de México-México. Grupo Editorial Patria, 2017. 978-607-744-675-0. [Consulta: 20 mayo 2020]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/espoch/40497>