

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA PARA
MEJORAR LA ADHERENCIA DE LOS NEUMÁTICOS
EN SUPERFICIES HÚMEDAS MEDIANTE LA
APLICACIÓN DE CHORROS DE CHOQUE SOBRE EL
PAVIMENTO**

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
por los Bachilleres: Cabrera Víctor y Stammitti Claudio
Para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Caracas, mayo 2005

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA PARA
MEJORAR LA ADHERENCIA DE LOS NEUMÁTICOS
EN SUPERFICIES HÚMEDAS MEDIANTE LA
APLICACIÓN DE CHORROS DE CHOQUE SOBRE EL
PAVIMENTO**

Tutor Académico: Prof. Antonio Borges.

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
por los Bachilleres: Cabrera Víctor y Stammitti Claudio
Para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Caracas, mayo 2005


Caracas, mayo de 2.005

ACTA


Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres: Stammitti Claudio y Cabrera Victor.


DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN SISTEMA PARA MEJORAR LA ADHERENCIA DE LOS NEUMATICOS EN SUPERFICIES HUMEDAS MEDIANTE LA APLICACIÓN DE CHORROS DE CHOQUE SOBRE EL PAVIMENTO.

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. Josue León
Jurado




Prof. Rodolfo Berrios
Jurado


Prof. Antonio Borges
Tutor



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA

Los suscritos, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres **CLAUDIO STAMMITTI**, Cédula de Identidad N° 15.540.871 y **VICTOR CABRERA**, Cédula de Identidad N° 15.049.875, el cual lleva por título:

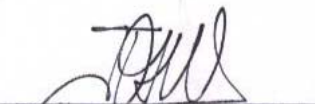
“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN SISTEMA PARA MEJORAR LA ADHERENCIA DE LOS NEUMATICOS EN SUPERFICIES HUMEDAS MEDIANTE LA APLICACION DE CHORROS DE CHOQUE SOBRE EL PAVIMENTO”.

Decidimos conferirle una:

MENCION HONORIFICA

En reconocimiento al esfuerzo realizado como estímulo a la actividad creativa demostrada en el transcurso de la elaboración de este Trabajo Especial de Grado, el cual constituye un aporte importante.

En fe de lo anteriormente expuesto se levanta la presente Acta en la ciudad de Caracas, a los trece días del mes de Mayo del año dos mil cinco, dejando constancia que, de acuerdo a la normativa vigente, actuó como Coordinador del Jurado Examinador el Prof. Antonio Borges.


Prof. Josue León




Prof. Antonio Borges
Coordinador


Prof. Rodolfo Berrios

El presente trabajo trata de incentivar a los estudiantes, profesores y público en general hacia el proceso creativo de la innovación, dándoles a entender que es posible concebir una idea y llevarla a término con éxito a pesar de los inconvenientes y problemas que se pueden presentar en el camino hacia la materialización de la misma y que por más absurda que algunas personas puedan interpretarla, si ésta físicamente se puede llevar a cabo, no existen motivos para no intentarlo. Ésta es la demostración.

RESUMEN

Cabrera, Víctor y Stammitti, Claudio

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA PARA MEJORAR LA ADHERENCIA DE LOS NEUMÁTICOS EN SUPERFICIES HÚMEDAS MEDIANTE LA APLICACIÓN DE CHORROS DE CHOQUE SOBRE EL PAVIMENTO.

Tutor: Prof. Antonio Borges. Tesis. Caracas. U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2005. 195 pag.

Chorros Choque, Aquaplaning, Hidroplaning, Sistemas Frenos.

En el presente trabajo se realizó el estudio de los diversos medios, actualmente existentes en el mercado automovilístico, que permiten mejorar la condición de frenado, en cuanto al riesgo de derrape sobre pavimento húmedo. De aquí se planteó un dispositivo que permitiera reducir la película de agua que se forma al momento de llover, entre la superficie del neumático y el pavimento, para contrarrestar la disminución del coeficiente de fricción entre ambas superficies. Primero se elaboraron las pruebas estáticas, en las que se evaluaron los requerimientos de potencia para la masa de gas proyectada a través de orificios de boquillas de diferentes diámetros, a diversas alturas sobre una película de agua de espesor constante en una superficie plana. En este tipo de prueba se verificó también el área proyectada sobre la película de agua en una superficie de asfalto real, para así considerar la rugosidad del mismo.

A partir de estos requerimientos establecidos, se determinó la metodología que permitió describir los objetivos de diseño, enfocados a los usuarios del dispositivo. Por otra parte se plantearon las diversas formas de suministro del fluido de trabajo que cumplen con tales requerimientos, como el uso de compresores con diversos medios de accionamiento y el uso de los gases de escape producto de la combustión. Para tales propuestas se plantearon los criterios de selección que aplicaban en cada caso para la posterior evaluación técnica y económica de la solución más viable.

La solución elegida fue el uso de los gases de escape como fluido de trabajo, para la cual fue diseñado y construido el sistema de accionamiento y tuberías de suministro de los gases. Durante la construcción fueron realizadas modificaciones del diseño por complicaciones en la manufactura del mismo.

Por último se realizaron las pruebas de frenado del vehículo de pruebas, sobre pavimento húmedo, a diferentes velocidades. Donde se evaluó el efecto en el coeficiente de roce entre los neumáticos y el pavimento, con el dispositivo desactivado y luego activado. Se pudo apreciar una mejora de la condición de frenado con el uso del dispositivo, que permitió incrementar el valor normal del coeficiente en superficies húmedas, con lo que se disminuyen las distancias de frenado.

DEDICATORIA

En primer lugar queremos dedicar nuestro trabajo especial de grado a nuestros padres, quienes fueron la inspiración y aliento en seguir adelante, y quienes nos han permitido cumplir con nuestras metas.

A todos aquellos visionarios que han logrado materializar sus ideas a pesar de todos los obstáculos en su camino.

A los futuros colegas de la escuela de Ingeniería Mecánica y de nuestra Alma Mater, luchan por alcanzar sus objetivos.

Víctor Cabrera

Claudio Stammitti

AGRADECIMIENTOS

En agradecimiento a su colaboración, guía y apoyo.

Prof. Antonio Borges, Prof. Pedro Cadenas, Prof. María Elena Gudiel, Prof. Juan Carlos Mestre, Prof. Franklin Baduy, Prof. Pedro Lecue, Prof. José La Riva, Prof. Miguel Padilla, Prof. Juan Carlos Lavado, Prof. Tibisay Zambrano, William Lima y Rolando Rodríguez del estadio Vidal López, Néstor Cabrera de los estudios Interarte, Joseph Mochati de la Escuela Técnica Popular Don Bosco, Sr. Pablo y Sra. Gabriela de Silenciadores Victoria, Ernesto Casas, Aurelio Stammitti, Ayru Rojas, Yoel, Arake, Ronald, Oswaldo, Ing. Vizcaya, Thais Delgado de P&Y Consultoría Integral de Recursos Humanos, Ing. José Rafael “Coro” Colmenares, Los estudiantes de la EIM, la gente de Servicios Generales de la U.C.V., nuestros familiares y amigos, y a todas aquellas personas que directa o indirectamente contribuyeron en la elaboración de este proyecto.

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

Abreviaturas

AASHTO:	American Association of State Highway and Transportation Officials
ABS:	Antilock Brake System
ASR:	Anti Slip Regulation
ASTM:	American Society for Testing and Materials
BAS:	Brake Assist System
E.I.M:	Escuela de Ingeniería Mecánica
ECU:	Electronic Control Unit
ESP:	Electronic Skip Protection
ESP [®] :	Electronic Stability Program
FARS:	Fatality Analysis Reporting System
GES:	National Automotive Sampling System General Estimates System
HCU:	Hydraulic Control Unit
INTTT:	Instituto Nacional de Transporte y Tránsito Terrestre
MINFRA:	Ministerio de Infraestructura
Pat:	Patente
SBC:	Sensotronic Brake Control
SETRA:	Servicio Autónomo de Transporte y Tránsito Terrestre
TCS:	Traction Control System
U.C.V.:	Universidad Central de Venezuela.
US:	United States
USPTO:	United States Patent and Trademark Office
VDC:	Vehicle Dinamic Control
WSDOT:	Washington State Department of Transportation

Símbolos

a :	Aceleración a la que está sometido el cuerpo.
A :	Área de salida del fluido de trabajo
A_p :	Área proyectada
A_{pe} :	Área proyectada efectiva
A_s :	Área de salida de los gases de escape
C :	Capacidad de las cámaras de combustión
d :	Distancia
D_s :	Diámetro de salida de la boquilla
F :	Ecuación
f :	Coefficiente de fricción.
Fr :	Fuerza de roce.
g :	Aceleración de gravedad.
h :	Altura del dispositivo sobre la superficie
h_a :	Profundidad de la capa de agua
m :	Masa del cuerpo.
\dot{m}_a :	Flujo másico de aire
\dot{m}_c :	Flujo másico de combustible
\dot{m}_{ge} :	Flujo másico de gases de escape
m_m :	Masa de la mezcla
M_m :	Masa molar promedio de la mezcla.
\dot{m}_{mezcla} :	Flujo másico de mezcla que entra al motor
N :	Número de variables en la ecuación.
N_{aire} :	Número de moles de aire
N_{comb} :	Número de moles de combustible
N_m :	Número de moles de mezcla
P :	Presión del fluido de trabajo
P_{abs} :	Presión absoluta de trabajo.

Abreviaturas y Símbolos

P_{atm} :	Presión atmosférica
Q :	Caudal desplazado por unidad de tiempo
R_{ge} :	Constante de los gases de escape
R_u :	Constante universal de los gases.
t :	Tiempo.
T :	Temperatura de salida del fluido de trabajo
T_{amb} :	Temperatura ambiente
T_{ge} :	Temperatura de los gases de escape
v :	Velocidad del cuerpo.
V :	Velocidad
v_0 :	Velocidad inicial del cuerpo.
V_s :	Velocidad de salida de los gases de escape
\dot{W} :	Potencia suministrada al fluido de trabajo
w :	Peso del cuerpo.
x :	Distancia recorrida por el cuerpo.
x_i :	Variable i-ésima de la ecuación.
x_0 :	Distancia inicial del cuerpo.
Δx_i :	Incertidumbre de la variable i-ésima de la ecuación.
ΔX :	Incertidumbre.
ρ_{ge} :	Densidad de los gases de escape

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	II
DEDICATORIA	III
AGRADECIMIENTOS	IV
ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS	V
ÍNDICE GENERAL	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	X
ÍNDICE DE TABLAS	XII
ÍNDICE DE ANEXOS	XIII
INTRODUCCIÓN	14
CAPÍTULO 1: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	16
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	16
1.1.1 <i>El fenómeno del aquaplaning</i>	16
1.2 JUSTIFICACIÓN	17
1.3 OBJETIVO GENERAL	18
1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18
CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO Y REFERENCIAL	19
2.1 ANTECEDENTES	19
2.2 REFERENCIAS ESTADÍSTICAS	20
2.2.1 <i>Acerca de los accidentes de tránsito</i>	20
2.2.2 <i>Otros antecedentes</i>	22
2.3 DESCRIPCIÓN DE LA CONDICIÓN DE FRENADO	26
2.4 REFERENCIAS TECNOLÓGICAS	28
2.4.1 <i>Dispositivos similares según las patentes norteamericanas</i>	28
2.4.1.1 Primer dispositivo: dispositivo de seguridad para vehículos.....	29
2.4.1.2 Segundo dispositivo: aparato de prevención de deslizamiento y vehículos equipados con dicho aparato.....	30
2.4.1.3 Tercer dispositivo: kit de mejora de la tracción de los neumáticos.....	30
2.4.2 <i>Dispositivos comercialmente usados en los vehículos</i>	31
2.4.2.1 Sistema ABS (AntiLock Brake System).....	31
2.4.2.2 Sistema ABS plus	34
2.4.2.3 Sistema BAS (Brake Assist System)	34
2.4.2.4 Sistemas ESP® (Electronic Stability Program) o sistema VDC (Vehicle Dynamic Control), o sistema ESP (Electronic Skip Protection).....	35
2.4.2.5 Sistema TCS (Traction Control System), ó sistema ASR (Anti Slip Regulation).....	39
2.4.2.6 Sistema SBC (Sensotronic Brake Control)	40
2.4.3 <i>Los neumáticos</i>	42
2.4.3.1 Características de los neumáticos	44
2.5 EL FENÓMENO DEL AQUAPLANING	47
CAPÍTULO 3: METODOLOGÍA DEL DISEÑO	52
3.1 ESTADOS DE ENTRADA Y SALIDA	52
3.2 IDENTIFICACIÓN DE LOS USUARIOS	53
3.2.1 <i>Establecimiento de los objetivos de investigación de los usuarios</i>	53
3.2.2 <i>Requerimientos de usuarios</i>	54
3.3 ESTABLECIMIENTO DE LOS OBJETIVOS DE DISEÑO	58
3.4 GENERACIÓN DE SOLUCIONES	60

Índice General

3.4.1	<i>Planteamiento inicial</i>	60
3.4.1.1	Métodos que no implementan chorros de choque	61
3.4.1.2	Métodos que implementan chorros de choques	61
3.4.2	<i>Desglose del problema</i>	61
3.4.2.1	Geometría del dispositivo	62
3.4.2.2	Criterios de selección para la geometría del dispositivo	64
3.4.2.3	Fuente y suministro del fluido de trabajo	65
3.4.2.4	Criterios de selección para los gases de escape	65
3.4.2.5	Criterio de selección para el conjunto compresor	66
3.4.2.6	Accionamiento del equipo y tuberías	67
3.4.2.7	Criterios de selección para el accionamiento y tuberías	67
3.4.3	<i>Investigación bibliográfica</i>	70
CAPÍTULO 4:	MARCO METODOLÓGICO	72
4.1	EVALUACIÓN DE SOLUCIONES	72
4.1.1	<i>Primer ensayo experimental</i>	72
4.1.2	<i>Geometría del dispositivo</i>	76
4.1.2.1	Diseño triangular	77
4.1.2.2	Diseño parabólico	82
4.1.2.3	Diseño angular	92
4.1.2.4	Diseño horizontal	97
4.1.2.5	Dispositivo de boquilla única	100
4.1.3	<i>Fuente de suministro del fluido de trabajo</i>	102
4.1.3.1	Cálculo de la potencia requerida para los gases de escape	102
4.1.3.2	Cálculo de la potencia requerida para el compresor	113
4.1.4	<i>Segundo ensayo experimental</i>	120
CAPÍTULO 5:	FABRICACIÓN Y EVALUACIÓN	124
5.1	SELECCIÓN DE LAS SOLUCIONES	124
5.1.1	<i>Fuente de suministro del fluido de trabajo</i>	124
5.1.2	<i>Accionamiento del equipo y tuberías</i>	126
5.1.3	<i>Geometría del dispositivo</i>	131
5.2	SOLUCIÓN ELEGIDA	132
5.3	FABRICACIÓN Y MODIFICACIONES	133
5.3.1	<i>Válvula de desvío</i>	133
5.3.2	<i>Sistema de tuberías</i>	135
5.4	EVALUACIÓN DEL SISTEMA	138
5.4.1	<i>Métodos existentes</i>	138
5.4.1.1	Prueba de fricción de rueda bloqueada (locked wheel skid test)	138
5.4.1.2	Prueba de aceleración del neumático (spin up tester)	140
5.4.1.3	Determinación del factor de fricción con acelerómetro	141
5.4.1.4	Método de la superficie del asfalto (método de arena)	141
5.4.1.5	Método de las huellas de los neumáticos (skidmarks test)	143
5.4.2	<i>Descripción experimental</i>	146
5.4.2.1	Pruebas en pavimento seco	148
5.4.2.2	Pruebas en pavimento mojado	148
5.4.3	<i>Resultados</i>	150
5.4.4	<i>Análisis de incertidumbre</i>	151
ANÁLISIS DE RESULTADOS	156
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	160
BIBLIOGRAFÍA	190

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1:	Distribución de la huella de frenado en los neumáticos. Fuente: Pirelli	27
Figura 2-2:	Representación de la mejora en la maniobrabilidad y estabilidad con el uso del ABS. Fotos: Conti Teves	33
Figura 2-3:	Representación del ESP® en funcionamiento. Fuente: wikipedia.com..	37
Figura 2-4:	Estructura del perfil de un neumático para lluvia. Fuente: Kumho	43
Figura 2-5:	Dibujo del perfil de un neumático para lluvia. Fuente: Pirelli.....	43
Figura 2-6:	Dibujo del perfil de un neumático para lluvia. Fuente: Bridgestone	43
Figura 2-7:	Velocidad de ocurrencia del hidropneumático en los neumáticos. Fuente: Proxes.....	47
Figura 2-8:	Fenómeno del hidropneumático. Fuente: smartmotorist.com.....	48
Figura 2-9:	Disipación de agua en un neumático a 60 km/h. Fuente: khg-online.de.....	49
Figura 2-10:	Disipación de agua en un neumático a 100 km/h. Fuente: khg-online.de.....	49
Figura 3-1:	Configuración del dispositivo de boquilla única (vista superior y frontal). Fuente: propia	63
Figura 3-2:	Arreglo del dispositivo triangular (Vista superior y frontal). Fuente: Propia	63
Figura 3-3:	Configuración de dispositivo parabólico (vista superior y frontal). Fuente: propia.....	63
Figura 3-4:	Configuración de dispositivo inclinado (vista superior). Fuente: propia.....	63
Figura 3-5:	Configuración de dispositivo horizontal (vista superior). Fuente: propia.....	64
Figura 4-1:	Disposición general de las boquillas en cualquiera de los dispositivos. Fuente: Propia.	76
Figura 4-2:	Arreglo del dispositivo triangular (Vista superior y frontal). Fuente: Propia	77
Figura 4-3:	Configuración de las áreas proyectadas del dispositivo triangular. Fuente: Propia.	77
Figura 4-4:	Ángulos de apertura de los brazos del dispositivo triangular. Fuente: Propia	78
Figura 4-5:	Determinación gráfica del ángulo en el dispositivo triangular. Fuente: Propia	79
Figura 4-6:	Proyecciones según el número de boquillas en el dispositivo. Fuente: Propia.	79
Figura 4-7:	Arreglo del dispositivo parabólico (Vista superior y frontal). Fuente: Propia	82
Figura 4-8:	Configuración de las áreas proyectadas del dispositivo triangular. Fuente: Propia.	83
Figura 4-9:	Representación de los elementos constructivos de una parábola. Fuente: Propia	84

Índice de Figuras

Figura 4-10: Análisis geométrico de la parábola. Fuente: Propia.....	85
Figura 4-11: Áreas proyectadas según la parábola. Fuente: Propia.....	86
Figura 4-12: Proyección de las áreas según el número de boquillas. Fuente: Propia.	88
Figura 4-13: Arreglo del dispositivo angular (Vista superior y frontal). Fuente: Propia.	92
Figura 4-14: Demandas del área proyectada según el ángulo Alfa. Fuente: Propia. ..	93
Figura 4-15: Proyección de las áreas según el número de boquillas. Fuente: Propia.	94
Figura 4-16: Arreglo del dispositivo horizontal (Vista superior y frontal). Fuente: Propia.	97
Figura 4-17: Proyecciones según el número de boquillas en el dispositivo. Fuente: Propia.	97
Figura 4-18: Arreglo del dispositivo de boquilla única (Vista superior y frontal). Fuente: Propia.	100
Figura 4-19: Área proyectada del dispositivo de boquilla única. Fuente: Propia.	101
Figura 4-20: Flujo de energía de entrada y salida al motor. Fuente: Propia.	105
Figura 5-1: Banco de prueba para ensayo de fricción de rueda bloqueada (locked wheel skid test). Fuente: WSDOT.	139
Figura 5-2: Equipo completo para la prueba de fricción de rueda bloqueada. Fuente: WSDOT.	140
Figura 5-3: Equipo de medición de macrotextura por láser. Fuente: WSDOT.....	142

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1:	Datos estadísticos de accidentes según la FARS	24
Tabla 2-2:	Datos estadísticos de accidentes según la FARS (Continuación)	25
Tabla 2-3:	Coefficientes de roce en los neumáticos con diferentes tipos de superficies. Fuente: Pirelli.....	44
Tabla 2-4:	Velocidad límite según la designación el neumático. Fuente: Pirelli ...	46
Tabla 4-1:	Resultados del primer ensayo experimental.....	74
Tabla 4-2:	Requerimientos de diseño de las áreas proyectadas para el dispositivo triangular	80
Tabla 4-3:	Diámetros mínimos requeridos en el dispositivo triangular	81
Tabla 4-4:	Resultados del sistema de ecuaciones 4.24	90
Tabla 4-5:	Resultados del sistema de ecuaciones 4.24	90
Tabla 4-6:	Diámetros mínimos requeridos en el dispositivo parabólico.....	91
Tabla 4-7:	Requerimientos mínimos de área en el dispositivo angular.....	95
Tabla 4-8:	Diámetros mínimos requeridos en el dispositivo angular	96
Tabla 4-9:	Requerimientos de diseño en el dispositivo horizontal.....	98
Tabla 4-10:	Diámetros mínimos requeridos en el dispositivo horizontal.....	99
Tabla 4-11:	Áreas proyectadas con el dispositivo de boquilla única.....	101
Tabla 4-12:	Áreas de salida según las presiones de trabajo.....	113
Tabla 4-13:	Resultados del segundo experimento.....	122
Tabla 5-1:	Matriz de evaluación de los modelos de válvula de desvío.....	126
Tabla 5-2:	Costos de fabricación de la carcasa.....	127
Tabla 5-3:	Costos de fabricación del obturador.....	127
Tabla 5-4:	Costos de fabricación del punzón.....	128
Tabla 5-5:	Costos de fabricación de las tapas.....	128
Tabla 5-6:	Costos de los accesorios.....	128
Tabla 5-7:	Costo del sistema de tuberías de cobre.....	129
Tabla 5-8:	Costo del sistema de tuberías de agua galvanizada.....	129
Tabla 5-9:	Costo unitario del sistema de tuberías de plástico transparente.....	130
Tabla 5-10:	Primer estimado del metraje de tubería de suministro de los gases de escape.....	135
Tabla 5-11:	Ventajas y Desventajas del método de las huellas de los neumáticos.....	145
Tabla 5-12:	Resultados de las pruebas de frenado.....	150
Tabla 5-13:	Incertidumbre en el cálculo de la velocidad.....	153
Tabla 5-14:	Incertidumbre en el cálculo del factor de fricción.....	155

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1: Banco de prueba (estudio de geometría de un chorro de choque). Fuente: Propia.	163
Anexo 2: Banco de prueba (estudio de geometría de un chorro de choque). Fuente: Propia.	164
Anexo 3: Resultados de la prueba de geometría del chorro de choque (relación entre presiones a 10 cm).....	165
Anexo 4: Resultados de la prueba de geometría del chorro de choque (relación entre presiones a 15 cm).....	166
Anexo 5: Resultados de la prueba de geometría del chorro de choque (relación entre presiones a 20 cm).....	167
Anexo 6: Resultados de la prueba de geometría del chorro de choque (relación entre alturas a 10 psig).	168
Anexo 7: Resultados de la prueba de geometría del chorro de choque (relación entre alturas a 20 psig).	169
Anexo 8: Resultados de la prueba de geometría del chorro de choque (relación entre alturas a 30 psig).	170
Anexo 9: Banco de prueba (estudio de presión mínima de gases de escape). Fuente: Propia.	171
Anexo 10: Banco de prueba (estudio de presión mínima de gases de escape). Fuente: Propia.	172
Anexo 11: Banco de prueba (estudio de presión mínima de gases de escape). Fuente: Propia.	173
Anexo 12: Instrucciones en Matlab (diseño parabólico). Fuente: Propia.....	174
Anexo 13: Tormenta de ideas de la válvula, Diseño #1. Fuente: Propia.....	175
Anexo 14: Tormenta de ideas de la válvula, Diseño #2. Fuente: Propia.....	176
Anexo 15: Tormenta de ideas de la válvula, Diseño #3. Fuente: Propia.....	177
Anexo 16: Tormenta de ideas de la válvula, Diseño #4. Fuente: Propia.....	178
Anexo 17: Tormenta de ideas de la válvula, representación de una electro válvula, Diseño #4. Fuente: www.rowa.com	179
Anexo 18: Diseño de válvula (ensamble). Fuente: Propia.....	180
Anexo 19: Diseño de válvula (punzón). Fuente: Propia.....	181
Anexo 20: Diseño de válvula (obturador). Fuente: Propia.....	182
Anexo 21: Diseño de válvula (carcaza). Fuente: Propia.....	183
Anexo 22: Diseño de válvula (tapas). Fuente: Propia.....	184
Anexo 23: Sistema de desvío de los gases de escape. Fuente: Propia.....	185
Anexo 24: Sistema de desvío de los gases de escape (válvula y Te). Fuente: Propia.....	186
Anexo 25: Sistema de desvío de los gases de escape (distribución). Fuente: Propia.....	187
Anexo 26: Sistema de desvío de los gases de escape (boquilla). Fuente: Propia.....	188
Anexo 27: Relación entre la contrapresión del escape y el régimen del motor. Fuente: Propia.....	189

INTRODUCCIÓN

De todos los inventos del hombre el automóvil es una de las creaciones más importantes y que más ha cambiado la forma de vivir de la humanidad. Sin embargo, todo lo bueno tiene su costo. Según cifras arrojadas por la enciclopedia multimedia Encarta 2003 en las carreteras del mundo mueren al año al menos medio millón de personas y unas 15 millones sufren algún tipo de lesión, esto sin contar los daños materiales y los costos implicados en los mismos.

Los accidentes automovilísticos pueden ocurrir por muchos factores distintos como el conducir bajo los efectos del alcohol, por el mal estado de la carretera, por fallas en el vehículo, etc. Sin embargo, una de las causas de accidentes en las carreteras y autopistas no puede ser combatida con precauciones por parte del conductor, vehículos más seguros o buena infraestructura de la vía, esta causa es la presencia de humedad en la carretera producto de fenómenos naturales tales como lluvia, nieve, granizo, inundaciones, etc.

Aunque se utilicen buenos neumáticos y buenos sistemas de seguridad, aunque el pavimento esté hecho con los mejores componentes y bajo estrictos controles de calidad y aunque el conductor maneje con mucha prudencia, se produce un hecho al encontrarse el pavimento mojado, éste es que el coeficiente de fricción entre el neumático y la carretera es menor que si el asfalto estuviese seco.

El coeficiente de fricción entre el neumático y la carretera es la propiedad que permite al vehículo desplazarse, girar y frenar. El hecho de que este coeficiente disminuya en pavimento mojado conlleva al vehículo y a su conductor a tener menor capacidad de realizar maniobras, aumentando en consecuencia la probabilidad de producirse un accidente.

Introducción

Diversos métodos se han desarrollado con la finalidad de aumentar del coeficiente de fricción, entre ellos el sistema ABS (Antilock Brake System), el sistema ESP[®] (Electronic Stability Program), el sistema BAS (Brake Assist System), etc. Cada uno posee sus ventajas y desventajas las cuales serán explicadas más adelante.

Estos métodos fueron el punto de partida de la investigación, en la cual se diseñó, construyó y probó un sistema para mejorar el agarre de los neumáticos en superficies húmedas, el cual utiliza los gases de escape producto de la combustión del motor del automóvil como un fluido que aparta el agua presente en la vía, previo al paso de cada neumático, con la finalidad de aumentar el coeficiente de fricción entre el asfalto y la llanta.

Las páginas a continuación describen el procedimiento que se siguió desde la concepción de la idea de desarrollar el sistema mencionado anteriormente hasta la materialización y experimentación de la misma, pasando por la tormenta de ideas, evaluación de posibles sistemas, determinación del mejor diseño, estudio económico, construcción y evaluación del dispositivo.

CAPÍTULO 1: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema

La fuerza de fricción entre el neumático y el pavimento es la que permite al vehículo realizar todo tipo de maniobras, tales como: moverse hacia adelante, acelerar, desacelerar, detenerse, subir colinas, cambiar de dirección o cualquier combinación de las anteriores.

Se requiere una cantidad mínima de fricción para que el vehículo pueda realizar una determinada maniobra, mientras más extrema sea ésta, más fricción se necesitará para llevarla a cabo. Además, mientras mayor velocidad desarrolle un vehículo, al efectuar una maniobra, más fricción necesitará para ejecutarla. Si la cantidad de fricción requerida para realizar una maniobra es superior a la que pueda proporcionar el contacto del pavimento con el neumático, ésta será irrealizable.

La cantidad de fricción que se puede generar entre el neumático y el pavimento depende de muchos factores, siendo el más relevante la presencia de agua sobre el asfalto, la cual actúa como un lubricante entre ambas superficies, disminuyendo la fuerza de fricción entre ellas. Por otra parte, en pavimento mojado, mientras mayor es la velocidad del vehículo menor fricción se puede generar.

1.1.1 El fenómeno del aquaplaning

Existe un fenómeno llamado hydroplaning¹ o aquaplaning (en Europa y Asia), descrito como la forma más extrema de pérdida de fricción, ocurre cuando se crea una

¹ Hidroplaneo o aquaplaneo en Español

película de agua entre la superficie del neumático y el pavimento evitando el contacto entre ellos. Esta película se forma cuando el agua se acumula frente al neumático a una velocidad mucho mayor que la de disipación del agua de los neumáticos por acción del peso del vehículo. Como consecuencia el vehículo literalmente “flota” sobre la película de agua, impidiendo de esta manera que el conductor pueda maniobrar el automóvil, hasta tanto los neumáticos no vuelvan a hacer contacto con el pavimento, el vehículo estará completamente fuera de control (ver apartado 2.5, fenómeno de acuaplaning).

Conscientes de los accidentes que pueden ocurrir al conducir sobre pavimento mojado así como de los esfuerzos que se realizan en todo el mundo para tratar de disminuirlos, se pretende, con este trabajo, proporcionar un sistema confiable, práctico, de fácil fabricación, económico y funcional que ataque el problema desde su origen, “El Agua”. La intención es disminuir la profundidad del agua presente en el pavimento y de ser posible hasta eliminarla, ya que ésta es una de las causas más importantes de la disminución de la fricción entre la llanta y el pavimento así como también la principal de la presencia del fenómeno de hydroplaning.

1.2 Justificación

Considerando la disminución de la fricción entre el neumático y el pavimento causada por el agua, así como la ocurrencia del fenómeno de hydroplaning, mencionado anteriormente, se justifica el desarrollo de un sistema que mejore la adherencia de los neumáticos en superficies de rodamiento mojadas, con la finalidad de minimizar su presencia, disminuyendo así el número de siniestros producidos por condiciones húmedas de la vialidad, proporcionando una mayor seguridad de operación a los vehículos.

1.3 Objetivo general

- Diseñar y ejecutar la construcción de un sistema para mejorar la adherencia de los neumáticos en superficies de rodamiento mojadas, basado en la aplicación de chorros de choque sobre el pavimento.

1.4 Objetivos específicos

- Identificar cada una de las variables a intervenir en el proyecto.
- Establecer los requerimientos de diseño implicados.
- Crear un diseño que cumpla con los requerimientos establecidos satisfactoriamente.
- Evaluar las variables específicas del diseño elegido, en las áreas de: termodinámica, transferencia de calor, mecánica de fluidos y motores de combustión interna.
- Rediseñar el sistema si las condiciones predeterminadas por las variables que intervienen en el proyecto no son adecuadas.
- Elaborar el prototipo o modelo en base al diseño elegido.
- Obtener data experimental de las variables de diseño seleccionadas instalando el dispositivo en un vehículo propio.
- Establecer comparaciones de la data experimental con la teórica .
- Realizar pruebas de fuerza de roce aplicadas sobre el vehículo desplazándose sobre pavimento mojado a distintas velocidades, utilizando y sin utilizar el dispositivo.
- Determinar las curvas de fuerza de roce vs. la velocidad del automóvil en las pruebas realizadas.
- Estimar la eficiencia o mejora del frenado con el uso del dispositivo construido.

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO Y REFERENCIAL

2.1 Antecedentes

Se han desarrollado técnicas y dispositivos para disminuir la posibilidad de que un vehículo derrape sobre el pavimento, principalmente basados en el diseño de los neumáticos, los cuales al tener surcos en su superficie, permiten que el agua se desvíe fuera de la llanta, y además disminuyen el área en donde se apoya el peso del automóvil con la superficie de la carretera, aumentando así la presión que ejerce la rueda sobre la misma, reduciendo de esta manera la probabilidad de que el agua se introduzca en la interfaz llanta-pavimento.

Este sistema ha demostrado ser muy efectivo y es el común denominador en cuanto a la forma actual en que se evita que ocurra el fenómeno de derrape en superficies húmedas.

El problema reside en que el agarre que proporcionan los perfiles de los neumáticos disminuye a medida que el mismo se desgasta por el uso, y muchos de los usuarios de automóviles utilizan los neumáticos hasta que estos se desgasten en gran medida o en su totalidad. En ese momento es cuando existe un mayor riesgo a derrapar. En la actualidad si se quiere contar siempre con un buen agarre se debe reemplazar los neumáticos de los vehículos frecuentemente.

Aparte de los estudios realizados con el perfil del neumático existen otras formas desarrolladas de aumentar la adherencia del vehículo, entre estas podemos mencionar la distribución equitativa del peso del automóvil, la disminución en la altura del centro de gravedad del mismo, suspensiones especialmente diseñadas para aumentar el agarre, la composición de las llantas y de la carretera, el tamaño del

neumático, sistemas electrónicos de estabilidad, inclinaciones en el plano de la carretera (peralte) para ayudar a contrarrestar la fuerza centrífuga a la que se somete el vehículo en las curvas y la forma aerodinámica del automóvil que lo presiona contra el pavimento entre otras.

Estos sistemas, al contrario de los perfiles de los neumáticos, brindan un rendimiento constante en cuanto a la adherencia se refiere, sin embargo no todos los vehículos pueden reunir estas características. Por ejemplo, una camioneta no puede tener el centro de gravedad muy cercano al piso, ya que está diseñada para tener cierta altura para poder circular por superficies irregulares, o un camión de bomberos no puede tener una buena aerodinámica que lo asiente mejor contra el pavimento. Es decir, existen vehículos que son más susceptibles al derrape que otros ya que por su diseño no pueden incluir todas las características mencionadas anteriormente.

En el caso específico del diseño que se plantea, no se tiene conocimiento de productos fabricados bajo este enfoque. Se estaría abriendo una nueva ventana de estudio en el ámbito de la adherencia del vehículo con este diseño innovador que se pretende realizar.

2.2 Referencias estadísticas

2.2.1 Acerca de los accidentes de tránsito

En las carreteras de todo el mundo mueren al año al menos medio millón de personas y unas 15 millones sufren lesiones según datos arrojados por la Enciclopedia Multimedia Encarta 2003. Las cifras de heridos varían mucho según la población y la densidad del tráfico, así como el grado de aplicación de las medidas preventivas y correctivas.

Por lo general, se producen más muertes en las carreteras rurales, donde la velocidad es más elevada que en las zonas urbanas, pero las lesiones graves que precisan estancia en un hospital son al menos el doble en las vías urbanas, donde el tráfico es más problemático.

En cuanto a las estadísticas venezolanas, las cifras proporcionadas por el Ministerio de Infraestructura (MINFRA), a través del Instituto Nacional de Transporte y Tránsito Terrestre (INTTT), indican que para 2002 existían 2.704.271 vehículos registrados en el país y se produjeron, en ese mismo año 88.924 accidentes viales, de los cuales 2.249 resultaron fatales, donde perdieron la vida 2.748 personas².

Esto quiere decir, que en el año 2002 se produjeron en el país, por cada millón de vehículos registrados, 32.882 accidentes automovilísticos, 1.016 personas fallecidas y 8.911 lesionadas.

Tomando en cuenta la cantidad de kilómetros de carreteras pavimentadas en el país (96.155 km), el SETRA ha calculado que por cada 100 km. de vías ocurrieron en el 2002 92.91 accidentes en promedio. Esto es casi un accidente por kilómetro al año.

En Venezuela, durante los cuatro días del asueto del Carnaval 2003, se registraron 756 accidentes viales que provocaron la muerte de 42 personas y dejaron 270 lesionadas. En la cifra de decesos se incluyen cuatro fallecidos por inmersión. Los Estados donde ocurrieron el mayor número de choques son Distrito Capital, Carabobo, Anzoátegui, Aragua, Guárico, Mérida, Nueva Esparta, Vargas, Cojedes y Yaracuy.

² Fuente: Servicio Autónomo de Transporte y Tránsito Terrestre (SETRA). Los meses de octubre, noviembre y diciembre son estimados. cifras sujetas a revisión.

El número de decesos en el asueto de carnaval 2003 fue un 17,64% menor que en el respectivo asueto en 2002. En 2002 perecieron 51 personas, nueve más que en 2003. Los accidentes automovilísticos en carnavales de 2003 disminuyeron un 30% en relación a 2002. Durante estos cuatro días de fiesta se registraron 329 colisiones viales menos que en el año 2002, cuando ocurrieron 1085 choques.

En cuanto al número de lesionados en carnaval 2003, la cifra se redujo en un 50% con respecto al año anterior. En carnaval 2003 resultaron heridas 272 personas menos que en el respectivo asueto en 2002. En 2002, 542 ciudadanos terminaron lastimados en las carreteras en esta festividad.

2.2.2 Otros antecedentes

Conducir un vehículo privado da una libertad de movimiento que permite cambios en los planes de vida y en la rutina. Conducir puede ser divertido o agitado, una actividad por negocios o por recreación, pero lo más importante es que puede ser, y cada año es, una actividad mortal para casi 50.000 estadounidenses. En países como los Estados Unidos, hay aproximadamente 18 muertes relacionadas con vehículos por cada 100.000 personas, pero cuando estas cifras son divididas en grupos etarios³, hay un grupo que sobresale, este es el de los conductores del sexo masculino entre los 15 y los 24 años, en este grupo mueren, en promedio, 48 individuos por accidentes automovilísticos por cada 100.000 personas, una tasa dos y media veces mayor que el promedio nacional. (El grupo de los conductores del sexo femenino entre los 15 y los 24 años tiene una tasa de mortalidad por accidentes automovilísticos del 18 por cada 100.000 personas, que se aproxima al promedio nacional). Estas cifras sugieren que, aunque es necesario un mejoramiento general, los hombres jóvenes conductores deben ser asumidos como el grupo que necesita la mayor atención.

³ Dicho de varias personas que tienen la misma edad

Es importante hacer notar que, aunque en el país se registraron menores índices de lesionados por cada millón de vehículos registrados en 2002 que en los Estados Unidos, las fatalidades superan en más de cinco veces las de ese país, lo cual nos dice que los siniestros ocurridos en Venezuela son mucho más peligrosos, con mucho más riesgo de muerte que su contraparte estadounidense.

Hay cerca de 3 millones lesionados por causas de accidentes automovilísticos al año en Estados Unidos⁴, 2 millones son lesiones permanentes y 50.000 son muertes. Las estadísticas del departamento de transporte indican que los accidentes son generalmente relacionados a la irresponsabilidad del conductor. Cerca del 40% de las fatalidades están relacionadas a la influencia del alcohol, 30% a la alta velocidad y cerca del 33% de los vehículos que se salen de la vía (estos grupos no son mutuamente excluyentes). El uso del cinturón de seguridad se emplea en un 68% a nivel nacional, a pesar de ser un medio de prevención de lesiones y fatalidades de alta efectividad. Los más jóvenes y los de mayor edad son más susceptibles a sufrir accidentes.

En el año 2002 se produjeron en Estados Unidos 690.000 accidentes bajo condiciones lluviosas⁵. Se registraron 2.981 personas fallecidas y 207.000 resultaron lesionadas. Esto quiere decir que 10,92 % de los accidentes registrados en 2002 se produjeron en condiciones de humedad. Y de los 38.309 accidentes registrados, en donde hubo personas fallecidas, el 7,78 % se produjo cuando llovía.

Actualmente los accidentes automovilísticos, son la causa número uno de muerte en las personas entre las edades de 1 a 37 años. Alrededor de 1 entre 30 jóvenes conductores sufrirán lesiones en accidentes automovilísticos cada año. Los conductores jóvenes son 4 veces más probables a: morir en accidentes de carros, a la

⁴ Según la National Highway Traffic Safety Administration

⁵ Según cifras dadas por el Fatality Analysis Reporting System (FARS) y por el National Automotive Sampling System General Estimates System (GES)

alta velocidad, a conducir con imprudencia, no usar los cinturones de seguridad y al conducir bajo los efectos del alcohol, que las personas de mediana edad.

En Ciudad de México, para el reporte de 2003, más de 26 mil mexicanos mueren cada año en aproximadamente 400 mil accidentes automovilísticos en las carreteras federales del país. En 20 años, los accidentes viales se convirtieron en la cuarta causa de mortalidad siendo los jóvenes, las principales víctimas.

El 23 de febrero de 2004, en los Ángeles, las carreteras del sur de California no estuvieron exentas de un incremento hasta en un 300% del número de accidentes automovilísticos causados por las lloviznas y pisos húmedos. Entre la media noche y las 2:45 de la tarde de ese día, se reportaron 525 accidentes automovilísticos en el condado de Los Ángeles, es tres veces más del número de accidentes comparado con otro fin de semana durante el mismo horario. Afortunadamente no se reportó ninguna fatalidad.

La tabla a continuación es el reporte de la FARS⁶ del año 2002, donde se citan los accidentes automovilísticos en todo el territorio Estadounidense.

Tabla 2-1: Datos estadísticos de accidentes según la FARS

	2003	2002	2001	2000	1999	1998	1997	1996	1995
Choques de vehículos automotores									
Choques Fatales	38.250	38.490	37.860	37.520	37.140	37.100	37.320	37.490	37.240
Víctimas									
Ocupantes									
Conductores	26.640	26.650	25.860	25.560	25.250	24.740	24.660	24.530	24.390
Pasajeros	10.380	10.600	10.460	10.690	10.520	10.530	10.940	11.050	10.780

⁶ FARS: Fatality Analysis Reporting System

Tabla 2-2: Datos estadísticos de accidentes según la FARS (Continuación)

	2003	2002	2001	2000	1999	1998	1997	1996	1995
Desconocidos	105	112	102	86	97	109	114	103	119
Extravehicular									
Peatones	4.749	4.851	4.901	4.763	4.939	5.228	5.321	5.449	5.584
Ciclistas	622	665	732	693	754	760	814	765	833
Desconocidos	140	114	123	141	149	131	153	154	109
Total	42.640	43.000	42.190	41.940	41.710	41.500	42.010	42.100	41.810
Otras estadísticas nacionales									
Millas recorridas por vehículos (millardos)	2.880	2.856	2.797	2.747	2.691	2.632	2.562	2.486	2.423
Población residente (millones)	291	289	285	282	273	270	268	265	263
Vehículos registrados (millones)	-	226	221	217	213	208	204	202	197
Conductores con licencia (millones)	-	194	191	191	187	185	183	180	177
Tasas nacionales: Fatalidades									
Fatalidades por 100 millones de millas recorridas	1,48	1,51	1,51	1,53	1,55	1,58	1,64	1,69	1,73
Fatalidades por 100.000 personas	14,66	14,93	14,80	14,86	15,30	15,36	15,69	15,86	15,91
Fatalidades por 100.000 vehículos registrados	-	19,06	19,07	19,33	19,61	19,95	20,64	20,86	21,22
Fatalidades por 100.000 conductores con licencia	-	22,13	22,06	22,00	22,29	22,44	22,99	23,43	23,68

Aunque el problema del pavimento húmedo en particular no es resaltado por separado como causa de accidente, siendo este el problema en cuestión, está contenido en las estadísticas, tanto nacionales como internacionales.

Las mejoras en las autopistas han disminuido los accidentes y las muertes por esta causa, además, todos los esfuerzos que se hacen por eliminar a los conductores ebrios de las carreteras deberían ofrecer mejoras similares. Esto sigue dejando sin resolver el problema del conductor adolescente. Las compañías de seguros para automóviles informan que desde el punto de vista estadístico, la muerte de conductores adolescentes con frecuencia ocurre:

- Después de que oscurece.
- Con pasajeros distintos a miembros de la familia (rara vez solos).
- Luego de consumir alcohol.
- Por uso recreacional más que laboral.
- Inexperiencia ante situaciones inseguras, por ejemplo pavimento mojado.

2.3 Descripción de la condición de frenado

El sistema de frenos tiene que ofrecer total progresividad de la desaceleración y facilitar la dosificación de la fuerza que ha de ejercer el conductor sobre el pedal del freno con el fin de evitar la menor brusquedad en su aplicación y el posible bloqueo o derrape de las ruedas en el momento de la frenada.

Los equipos de frenado de hoy en día funcionan por medios de mandos hidráulicos en un doble circuito, dispuestos en H (paralelo) ó en X (diagonal), de modo que cada circuito suministra presión a dos frenos.

En el proceso de desaceleración interviene siempre el freno de la rueda delantera, que debido al desplazamiento de las cargas dinámicas del eje, siempre ha de llevar la mayor parte de la función de frenado. Al mismo tiempo las ruedas traseras se encargan de la función de guía lateral, con lo que es posible frenar el automóvil sin variar su trayectoria.

Otro aspecto de vital importancia que debe tenerse en cuenta es que las ruedas directrices mantienen su cualidad de dirigir el vehículo siempre y cuando se encuentren girando. Si están bloqueadas, la acción de dirección requerida por el conductor no se cumple; el vehículo sigue derecho. Por eso es que cuando el conductor de un vehículo pisa a fondo el pedal del freno y se bloquean las ruedas, pierde totalmente el control de la dirección, ya que aquellas patinan sobre el piso y disminuye la fuerza de rozamiento. La figura 2-1 muestra el cambio de distribución de la fuerza de frenado sobre dos modelos de neumáticos diferentes de la marca Pirelli.

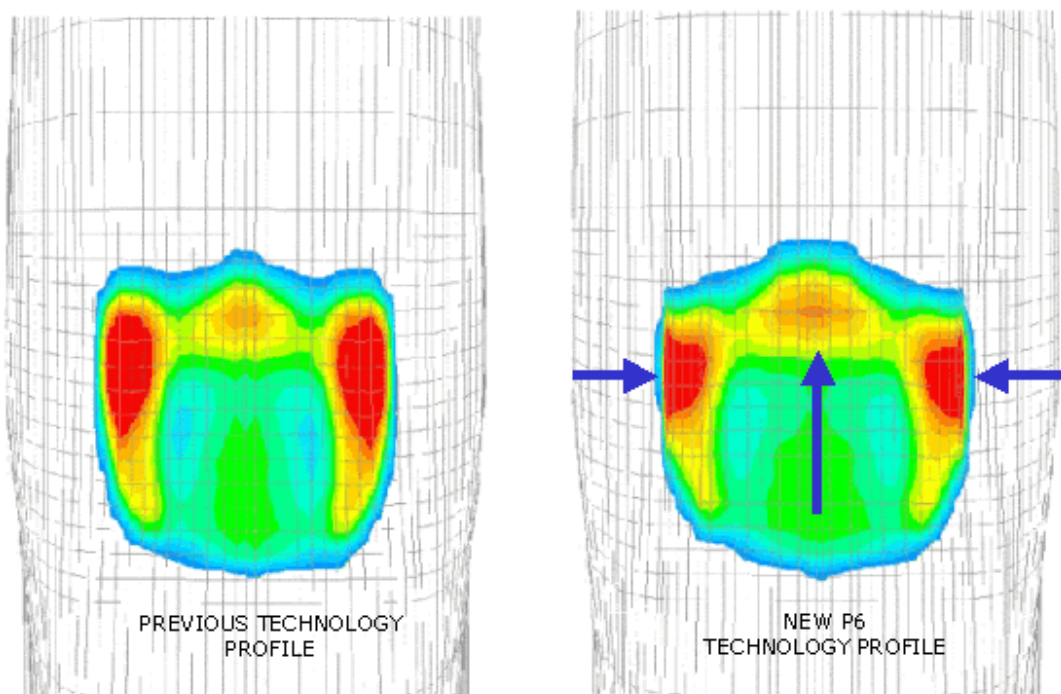


Figura 2-1: Distribución de la huella de frenado en los neumáticos. Fuente: Pirelli

2.4 Referencias tecnológicas

2.4.1 Dispositivos similares según las patentes norteamericanas

Según la oficina de patentes de Estados Unidos USPTO⁷, se encuentran registrados diversos métodos para evitar o disminuir la probabilidad de coleda en pavimento húmedo, entre ellos, los más importantes y similares a la idea propuesta en este trabajo se presentan a continuación. Lamentablemente no es posible conseguir la descripción completa de todas las referencias citadas, ya que la mayoría de la información está restringida al acceso público.

U.S. Pat. N° 1,277,333 de Meakin, publicada en 1918 en la cual se hace uso de un dispositivo dispensador de arena, el cual proyecta controladamente arena sobre el pavimento, previo al paso del neumático con la finalidad de proporcionar una superficie de mejor agarre. U.S. Pat. N° 1,447,004 de Anthon, publicada en 1923 en la cual se presenta un dispositivo de emergencia que desvía los gases de escape producidos por el motor del automóvil mediante un pedal accionado por el conductor y los dirige transversalmente al frente del neumático, con la finalidad de remover y secar el agua a medida que el vehículo avance. U.S. Pat N° 3,680,885 de DeCardi, Pedro y otros, publicada en 1972 en la cual se utiliza una brocha de goma en contacto con la superficie de la vía, la cual dispersa el agua enfrente del neumático previo al paso del mismo con la finalidad de disminuir la película de agua presente para, de esta manera, mejorar la adherencia del neumático. U.S. Pat N° 4,203,423 de Ricci, Donald C. publicada en 1980, en la cual se presenta una válvula que redirige los gases de escape, producto de la combustión del motor, hacia dos pares de aspersores colocados por delante y por detrás de los neumáticos que ejercen tracción, con el fin de remover el agua presente en la vía, previo al paso de la llanta, cuando el vehículo

⁷ United States Patent and Trademark Office

se encuentra en marcha hacia delante como en retroceso. U.S. Pat N° 5,100,175 de Swallow; Carl L y Swallow; Lorraine publicada en 1992 en la cual se utiliza algún tipo de fluido inyectado en frente a los neumáticos, que disperse y absorba el agua presente en la vía, para mejorar la adherencia de la llanta con la superficie. U.S. Pat N° 6,270,118 de Ichikawa, publicada en 2001 en la cual se utiliza un compresor de aire para proyectar aire sobre el pavimento, con la finalidad de dispersar el agua presente en la vía previo al paso del neumático y de esta manera mejorar el agarre de la llanta.

2.4.1.1 Primer dispositivo: dispositivo de seguridad para vehículos.

Abstracto

Consiste en un dispositivo para desviar los gases calientes del escape desde el silenciador del motor del automóvil, para enfrentar las superficies de manejo de los neumáticos. El dispositivo incluye un mecanismo de válvulas interconectadas al sistema de escape del vehículo y dispositivos de seguridad para la activación y desactivación. Una de las válvulas en forma de plato es operada manualmente para desviar los gases de escape a través de conductos y ser descargados a los neumáticos. El dispositivo es útil para remover hielo o nieve así como para prevenir el hidroplaneo en ambiente húmedo.

Inventores:	Ricci; Donald C. (Warwick, RI)	
Asignado:	Sno-Go Inc. (Warwick, RI)	
No. de Aplicación:	930876	
Archivado:	agosto 3, 1978	
Clase Actual U.S.:	126/271.1; 137/871; 137/883; 291/3	
Clase Interna:	B60B 039/00; F24J 003/00	

2.4.1.2 Segundo dispositivo: aparato de prevención de deslizamiento y vehículos equipados con dicho aparato.

Abstracto

Un aparato y un vehículo equipado con tal aparato, para prevenir el deslizamiento y mantener buena maniobrabilidad en la vía, incluyendo superficies cubiertas con agua congelada, como hielo y/o nieve, mediante el enfriamiento de la superficie de un neumático del vehículo y/o en la superficie del asfalto, justo en frente del punto en que la rueda hace contacto con el pavimento, mediante el uso de aire frío producido directamente por la expansión de aire comprimido, obtenido de una toma externa, en respuesta a los cambios en las condiciones de manejo del vehículo, más aún, el equipo enfrenta el hidropneumático de los neumáticos en pavimento húmedo, fuera de las estaciones heladas, mediante la inyección del aire comprimido.

Inventores:	Ichikawa; Yataro (2-11-7 Kotesashi-Choo, Tokorozawa, Saitama Ken, JP)	
No. de Aplicación:	272929	
Archivado:	marzo 18, 1999	
Clase actual U.S.:		280/757
Clase: Interna		B60S 009/00

2.4.1.3 Tercer dispositivo: kit de mejora de la tracción de los neumáticos

Abstracto

Un aparato para mejorar la tracción en dos ruedas motrices de un automóvil, donde el kit incluye un reservorio acoplado a un conducto primario a través de un actuador selectivo de una válvula de solenoide. El conducto primario está en

comunicación fluida con el conducto secundario, donde este conducto secundario incluye un aspersor en posición adyacente a cada rueda motriz del automóvil. El aspersor incluye una apertura semi-esférica para dispersar el fluido sobre y adyacente a las ruedas para lograr el efecto de derretir la nieve o el hielo que este en el camino. El kit incluirá una escobilla de dispersión, asegurable cerca de la tobera, para minimizar la cantidad de sucio y partículas que puedan tapan el aspersor. También incluirá tapones elastoméricos para cubrir la cabeza del aspersor y mantenerlo protegido durante los períodos sin uso.

Inventores:	Swallow; Carl L. (HCR 59 Box 7, Buffalo Gap, SD 57722); Swallow; Lorraine (HCR 59 Box 7, Buffalo Gap, SD 57722)
No. de Aplicación:	619595
Archivado:	noviembre 29, 1990
Clase Actual U.S.:	280/757; 239/567; 280/727; 280/855; 291/3
Clase Interna:	B60S 009/00; B60B 039/00

2.4.2 Dispositivos comercialmente usados en los vehículos

Sistemas pasivos (actúan al momento de la frenada)

2.4.2.1 Sistema ABS (AntiLock Brake System)

Descripción del funcionamiento

El sistema que controla las funciones del ABS es una microcomputadora ECU⁸ instalada en el automóvil. Cada rueda tiene un sensor de velocidad de giro, cuya información se transmite a la ECU. La señal de salida de la ECU se dirige a unas electro válvulas que regulan la presión del fluido de freno a cada rueda.

⁸ Electronic Control Unit

El sistema tiene como consigna mantener iguales las velocidades de las ruedas, regulando la fuerza de frenado de cada una de ellas. Si en un proceso de frenado, alguna rueda reduce sensiblemente su velocidad, comparada con las otras ruedas, es porque tiene tendencia a patinar. Entonces el sistema le disminuye la fuerza de frenado a dicha rueda hasta igualar su velocidad a la de las restantes. De esta forma se obtiene una acción de frenado uniforme y con la seguridad de que dicha fuerza de frenado es la máxima posible compatible con las condiciones y que hace que el automóvil se detenga en la distancia más corta posible, manteniendo las cualidades de gobernabilidad del vehículo, compatible con una desaceleración segura. El sistema actúa independientemente en cada rueda mientras que la presión de frenado suministrada por el conductor es una sola.

Factores negativos

Se refieren a la sensibilidad de los sensores. Dependiendo del estado del pavimento los sensores son susceptibles a detectar lecturas falsas, como en calzadas de piso muy irregular, los rebotes de las ruedas pueden inducir a errores de apreciación en el sistema, activando el sistema de liberación de presión cuando no sea necesario. Este es un fenómeno al que los vehículos livianos son susceptibles, más aún cuando la suspensión no se encuentra en buen estado. Igualmente ocurre cuando el piso se acumula bajo la rueda bloqueada, como barro, arena, hielo o nieve, de modo que se levanta un muro que acorta la frenada. En respuesta a este problema de inestabilidad del sistema, algunos fabricantes incluyen la posibilidad de desactivar el sistema a voluntad del conductor.

Historia

La primera patente para controlar la fuerza de frenado fue registrada en 1928 por Karl Wessel, aunque su diseño nunca fue construido. El trabajo fundamentado fue desarrollado por Robert Bosch en 1936 y Fritz Osthaus en 1940. El ABS fue patentado en 1936. El nombre deriva de la palabra “Antiblockiersystem”. Heinz

Leiber trabajo en automóviles con ABS en 1964 en teldix para la Daimler-Benz, y luego para la Bosch, quien comenzó la primera producción en serie para 1978 con el sistema ABS, usado en el legendario Mercedes-Benz 500SEL 81'. El sistema era opcional por solo 2599 Marcos, representaba el 5% del costo del vehículo. El equivalente actual de dicha adaptación sería de 5000 US\$.

El ABS se ha convertido en una opción estándar en todos los vehículos europeos, comenzando a partir de julio de 2004. El acuerdo fue firmado en 2001, el cual aplica en 15 naciones europeas antes de la expansión oriental. Los fabricantes japoneses y coreanos han firmado acuerdos similares, de acuerdo a Bosch.

La figura 2-2 muestra la acción del ABS en cuanto a la mejora en la maniobrabilidad sobre el vehículo en una situación de peligro.

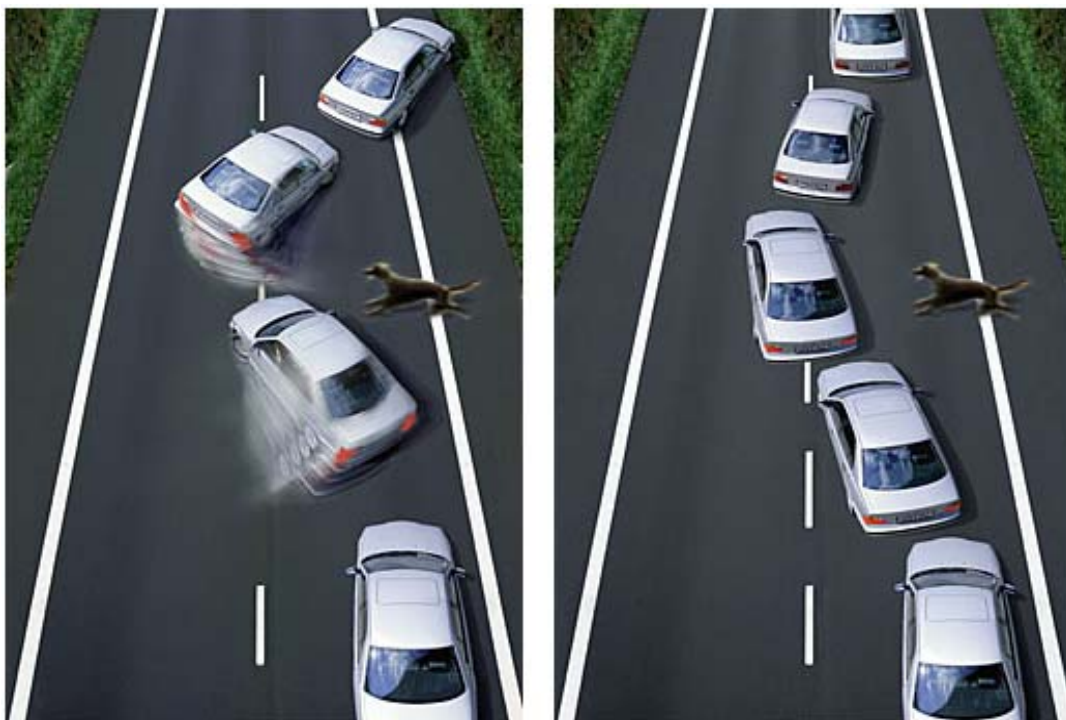


Figura 2-2: Representación de la mejora en la maniobrabilidad y estabilidad con el uso del ABS.
Fotos: Conti Teves

2.4.2.2 Sistema ABS plus

Descripción del funcionamiento

Funciona igual que el sistema ABS, pero emplea algoritmos y software más avanzados. Es un invento relativamente reciente. Su propósito es el de asistir al conductor en situaciones extremadamente dinámicas, mediante la reducción selectiva de la presión de frenado en una o más ruedas. El dispositivo capta a través de los sensores de velocidad de los neumáticos, la velocidad dinámica, si el vehículo está en una curva, sobre giro, inclinación, etc. y de acuerdo a ello, optimiza la presión de frenado para cada rueda y además puede frenar ruedas independientemente.

2.4.2.3 Sistema BAS (Brake Assist System)

Descripción del funcionamiento

Con las investigaciones de la Daimler-Chrysler y la TRW/Lucas-Verity, en el simulador de manejo en Berlín, se revelaron dos estadísticas, la primera es, cerca de dos tercios de todos los conductores son sobresaltados cuando las vibraciones del sistema ABS se activan, por lo que no incrementan la fuerza de frenado, y más aún tienden a retirar el pie del pedal del freno por un corto tiempo, por lo que se alargan las distancias de frenado, en un promedio de 2,10 metros durante el frenado con ABS a 60 km/h en una superficie cubierta con nieve. La segunda, es que más del noventa (90) % de los conductores no logran frenar lo suficientemente rápido y fuerte en las condiciones de emergencia.

En respuesta al primer estudio, el BAS, en conjunto con el ABS, actúan de manera que reducen la vibración del pedal del freno durante la activación del ABS,

pero se sigue haciendo pronunciada al final del recorrido de la frenada. Lo cual es un factor de seguridad decisivo, además de un factor ergonómico favorable.

En respuesta al segundo estudio, el BAS, actúa de manera que monitorea el comportamiento del conductor a través de sensores sofisticados. El sistema reconoce la rapidez con que el conductor levanta el pedal del acelerador y pisa el pedal del freno, esto se interpreta como una situación de peligro inminente, por lo que el sistema incrementa la presión en las líneas de freno, con ayuda de la potencia total de frenado asistida, ultimando sobre los discos de freno. Esta asistencia ayuda a reducir las distancias de frenado cerca de un tres (3) %.

Historia

Fue presentado mundialmente en diciembre de 1996 en el Mercedes clase S y el SL. En 2000 fueron introducidas válvulas de control de frenos sofisticados con condiciones digitales cuádruples. Luego en 2004 fueron introducidas válvulas analógicas. Se integran los calipers electro-hidráulicos o eléctricos, además de la presurización por etapas.

Sistemas activos (actúan en todas las condiciones de manejo)

2.4.2.4 Sistemas ESP® (Electronic Stability Program) o sistema VDC (Vehicle Dynamic Control), o sistema ESP (Electronic Skip Protection).

Descripción del funcionamiento

Es un sistema electro-hidráulico que ayuda a mantener el control en los vehículos mientras se aproximan al límite de su estabilidad. Son una extensión de la tecnología empleada en el ABS.

El sistema consiste en una unidad de control electrónico (ECU⁹) y en una unidad de control hidráulico (HCU¹⁰), una bomba hidráulica activada eléctricamente, sensores del ángulo de rotación de las ruedas y comparte los sensores de velocidad para cada rueda del sistema ABS, un sensor de la cantidad de desviación, presión de frenado, y otro de la aceleración lateral. Estos sensores proveen información acerca de la condición de manejo del vehículo. El sistema ESP[®] activa el freno en uno o más neumáticos para prevenir el derrape, y más aún para mejorar la retroalimentación con el conductor, y hacer el manejo más lineal.

En un evento típico en el que actúa el ESP[®], el conductor decide que el vehículo va muy rápido para tomar una curva, por lo que aplica más giro al volante. Las ruedas delanteras que ya están sobrecargas lateralmente, reciben fuerza lateral adicional, pero no la suficiente para tomar la curva, por lo que el conductor aplica más fuerza al volante. El ESP[®] monitorea el ángulo de rotación de las ruedas y la velocidad de deslizamiento del vehículo, cuando el error entre esos dos valores sobrepasa el valor preestablecido en el programa, el sistema interviene y frena la rueda trasera interna. Esto tiende a que el eje trasero se deslice hacia fuera, de aquí, la nariz del vehículo se orienta hacia dentro de la curva, que es la intención del conductor. El sistema también puede reducir la velocidad del vehículo ajustando la aceleración.

Esquema del funcionamiento del ESP[®]

Como se muestra en la figura 2-3, el ESP[®] mantiene el vehículo en curso estable, durante la falta de giro (izquierda), las ruedas delanteras salen de la curva, el ESP aplica automáticamente el freno a la rueda izquierda trasera. Luego para compensar frena la rueda delantera derecha.

⁹ y ¹⁰: Siglas en Inglés

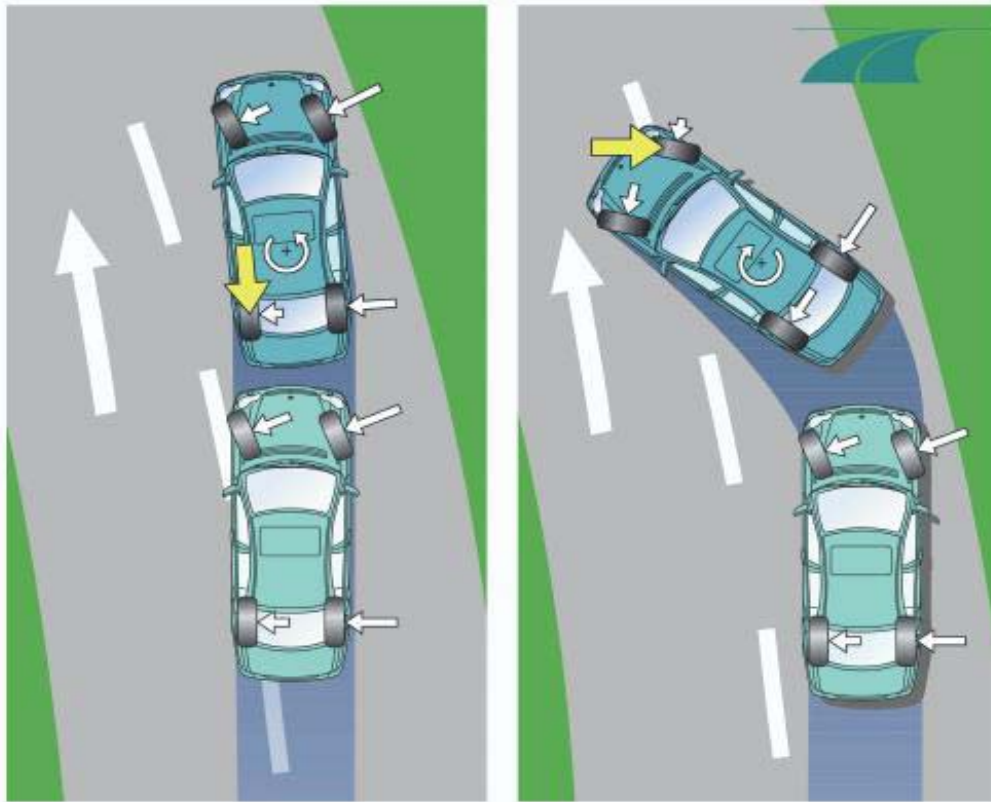


Figura 2-3: Representación del ESP® en funcionamiento. Fuente: wikipedia.com

El sistema ESP® funciona en todos los regímenes del vehículo, aceleración, cuesta abajo, frenado suave y fuerte, motor desacoplado, remolque de carga y mejora la estabilidad del vehículo en maniobras de manejo extremas (reacciones de pánico). Igualmente el sistema opera a cualquier velocidad, y se limita a la velocidad de respuesta del sistema la cual es bastante rápida. En el modelo Mercedes ML, la velocidad de respuesta es de 150 veces por segundo. El sistema ESP® puede ser desactivado para deshabilitar la reducción de torque del motor, reduciendo igualmente en un 20% la capacidad de intervención de la computadora. Cuando el sistema actúa, es indicado por un triángulo parpadeante en el tablero del vehículo.

Generalmente durante el sobreviraje¹¹ o coleteo, las ruedas externas serán frenadas, durante el subviraje¹² o arado, preferiblemente la rueda trasera interna será frenada. El sistema ESP[®] es flexible, por lo que se permiten otras combinaciones, esto depende de la versión del software, por ejemplo Bosch 5.7 u 8.0, este último fue introducido en 2001 en el Audi A6, además ofrece la función de frenado en seco, en condiciones climáticas adversas, el sistema extrae el agua de los discos de freno en intervalos regulares mediante la aplicación de las pastillas de freno. Adicional se diseñaron algoritmos especiales compatibles con los terrenos de Australia, que permiten deslizamiento de las ruedas de un 10% a 40% sobre grava, dependiendo si el vehículo está en una curva.

Factores negativos

El sistema ESP[®] es muy sofisticado y por lo tanto requiere que la estructura e ingeniería del vehículo sea igualmente sofisticada. El éxito del ESP[®] se ha visto en los vehículos Mercedes clase M por su gran desarrollo en dirección y suspensión, lo que juega un papel importante en la eficiencia del sistema. Por lo que, este no es un sistema disponible para cualquier tipo de vehículo.

Historia

Anton Theodor Van Zanten, quien trabajo en el ESP[®] en su doctorado en la Universidad de Cornell en 1973, y Armin Mueller, fueron los encargados del proyecto en Bosch y Daimler-Benz. El equipo de ambas compañías era de 40 ingenieros. Los inventores recibieron el premio Henry Ford de SAE y más recientemente el “Premio Porsche Profesor Ferdinand”. El sistema ESP[®] fue

¹¹ Sobreviraje: Al dar una curva las ruedas traseras pierden agarre antes que las delanteras. La parte posterior del vehículo tiende a salirse de la curva.

¹² Subviraje: Al dar una curva las ruedas delanteras pierden agarre y no pueden tomar la curva parcial o completamente.

anunciado en 1995 en un Mercedes modelo CL600 Coupe S600 sedán de 12 cilindros, opcional por un monto de 1200 a 1500 \$. Para finales de 2003, Bosch había producido más de 8 millones de sistemas ESP.

2.4.2.5 Sistema TCS (Traction Control System), ó sistema ASR (Anti Slip Regulation).

Descripción del funcionamiento

El sistema TCS ayuda a la aceleración del vehículo evitando que las ruedas patinen por la pérdida de agarre con la superficie. En superficies de poca adherencia o terreno fangoso, el sistema permite un arranque suave, ya que al momento de detectar que una rueda patina, es frenada según sea necesario, para que la potencia sea transmitida a la rueda con mayor adherencia. Esta modalidad opera hasta los 40 km/h aproximadamente (en Audi Quattro® hasta los 80 km/h). De aquí, la tracción se refiere a la habilidad del vehículo de mantener las fuerzas de adhesión entre los neumáticos y el pavimento. Este sistema responde específicamente a uno de los tres tipos de tracción que se presentan en un vehículo, tracción en aceleración, frenada o en curvas.

El sistema responde a la pérdida de fricción lateral, que se produce cuando el vehículo acelera desde el reposo, o cuando acelera al momento de adelantar a otro vehículo. El TCS o ASR asegura el máximo contacto entre el vehículo y el pavimento, aún en condiciones de terreno no ideales.

Los sensores en el vehículo informan al sistema si una de las ruedas está patinando o deslizando, si esto ocurre cuando un vehículo está viajando a baja velocidad, es frenada únicamente la rueda que patina. A velocidades mayores, es

estrangulada la entrada de combustible al motor hasta que todas las ruedas retomen su agarre. Cuando el sistema actúa es indicado por una luz en el tablero.

El sistema TCS funciona al reverso que el sistema ABS, aunque sus principios son similares, mientras este último controla las variables durante la desaceleración, el TCS actúa en el comportamiento del vehículo durante la aceleración. Además de contribuir con la mejora en la estabilidad del manejo, y seguridad en la aceleración, contribuye con la reducción en el desgaste de los neumáticos.

Historia

El sistema fue desarrollado en 1985 por los laboratorios Bosch en Alemania, e introducido por primera vez en 1990 en el mercado, es ofrecido como un estándar para muchos vehículos actualmente. Fue originalmente desarrollado en la Fórmula Uno para controlar el patinado de las ruedas cuando el vehículo se desplazaba sobre superficies resbalosas (aceite) o en curvas, permitiendo la aplicación constante de la potencia del motor y manteniendo así el control.

2.4.2.6 Sistema SBC (Sensotronic Brake Control)

Descripción del funcionamiento

Cuando el conductor pisa el pedal, mueve un pistón, el cual está conectado a un aumentador de presión y luego a un cilindro maestro. Esto significa que, mientras más firme sea la pisada, se entregará mayor presión a las líneas de frenos y será ejercida una mayor fuerza por las pastillas de los frenos sobre los discos. Con el sistema SBC, estarán presentes el pedal de freno y el cilindro maestro, así como otras diferencias.

La sensación de frenado permanece igual, sólo que a partir del cilindro maestro, la actuación deja de ser hidráulica para ser electrónica. Si el sistema eléctrico deja de funcionar y el SBC se desactiva, el sistema hidráulico será utilizado y el vehículo es desacelerado a través de las ruedas frontales.

El reservorio de alta presión contiene el fluido de frenos que entra en el sistema a una presión de 140 a 160 bar. Además se cuenta con la potencia de frenado completa aún cuando el motor del vehículo está apagado.

Otras ventajas

En tráfico pesado, el SBC ofrece la opción de frenar el vehículo automáticamente, una vez que es levantado el pie del pedal del acelerador, esta opción puede ser activada para velocidades inferiores a las 10 mph (16 km/h). También puede ser activado en pendientes descendentes para evitar que el vehículo sobrepase una velocidad determinada. Será puesto en uso a partir de 2005 en el modelo Mercedes MY.

El sistema también previene que el vehículo se deslice hacia delante o hacia atrás cuando arranca, o en pendientes inclinadas. El sistema deja de actuar cuando el conductor empieza a acelerar y el vehículo se desplaza. Fue introducido por primera vez en la primavera de 2003 en los Mercedes clase E.

Cuando se activa el sistema de limpia parabrisas, se le da una señal al SBC, que está lloviendo, por lo que activa la función de secado de los frenos, con pequeños pulsos de frenado que pasan desapercibidos por el conductor, se mantienen los discos de frenos secos y siempre operacionales.

El sistema SBC también se complementa con el sistema BAS, descrito anteriormente. En el aspecto que complementa la eliminación total de las pulsaciones del pedal de freno cuando se activa el sistema ABS.

Historia

El SBC fue desarrollado por los laboratorios Bosch, y fue presentado a nivel internacional en el autoshow en Frankfurt en septiembre de 2001 con el modelo Mercedes SL, en la versión dos (2) ruedas motrices. Luego se introdujo en el Clase E en 2002 y el modelo “Estate” en 2003. El sistema sensotrónico completo, de cuatro ruedas motrices debuto en el modelo clase E-4matic en 2003.

2.4.3 Los neumáticos

El factor de los neumáticos juega un papel importante en la seguridad y estabilidad del automóvil. Los neumáticos son elementos muy complejos formados por varias mezclas de caucho, aros de acero y capas de lona de diversos materiales, que forman una cubierta de la que solo se ve el aspecto exterior. En un caucho convencional de turismo, el caucho natural y sintético procedente de la hevea y el petróleo, supone un 48% de la masa total, el negro del humo procedente del petróleo representa el 23% y la proporción de acero puede alcanzar un 20%, el resto se reparte en el cableado textil (hasta 4%) y una serie de productos químicos. La figura 2-4 muestra la estructura de los compuestos del neumático. Debido a la gran cantidad de pruebas y ensayos a los que son sometidos los neumáticos por sus fabricantes, se debe obedecer la recomendación que hacen los mismos en cuanto a la utilización del tipo de neumático para cada vehículo.



Figura 2-4: Estructura del perfil de un neumático para lluvia. Fuente: Kumho



Figura 2-5: Dibujo del perfil de un neumático para lluvia. Fuente: Pirelli



Figura 2-6: Dibujo del perfil de un neumático para lluvia. Fuente: Bridgestone

Otros factores como la altura del perfil del caucho que influye en el ángulo de deriva del mismo, así como la presión de inflado que actúa en el comportamiento de seguridad del vehículo. Cuanto mayor es la presión de inflado, menores son las deformaciones¹³ que sufre el caucho, y viceversa.

La importancia de la buena elección del neumático debe responder a que sea lo suficientemente robustos para soportar su parte del peso del vehículo, cargado y en vacío sin que se deforme, debe soportar la transmisión de carga en las situaciones de frenada y aceleración, dirigir el vehículo y mantenerlo en trayectoria estable, ser armónico con la suspensión y poder disipar el calor producido por el rozamiento.

2.4.3.1 Características de los neumáticos

Coefficientes

El tipo de asfalto y su composición condiciona la adherencia del vehículo a través de los neumáticos mucho más que el tipo de neumáticos. El tipo de coeficiente de adherencia (aproximado) entre el neumático y el asfalto es el siguiente:

Tabla 2-3: Coeficientes de roce en los neumáticos con diferentes tipos de superficies. Fuente: Pirelli

Tipos de Asfalto	Coefficiente en suelo seco	Coefficiente en suelo mojado
Asfalto rugoso	0'80	0'55
Asfalto brillante	0'70	0'40
Adoquinado	0'60	0'40
Nieve	0'60	0'3
Hielo	0'055	0'2

¹³ Según Michelin, un neumático tipo convencional de turismo circulando a 100 km/h soporta 16 deformaciones por segundo en una rodadura normal.

Estos coeficientes son relativos ya que dependen de la marca, el modelo, la profundidad del dibujo, el tipo de carcasa (diagonal o radial), la presión del inflado de la rueda, etc. Una incorrecta alineación de las ruedas puede hacer aumentar un 15% la distancia de frenado sobre suelo mojado.

El dibujo está especialmente estudiado y diseñado para romper y evacuar la película de agua que se forma sobre el pavimento, los neumáticos desgastados o casi lisos que plantean menos problemas en seco, son un peligro en lluvia.

Codificaciones

Los neumáticos llevan unos números impresos sobre la goma en la banda lateral que codifican sus características. Se deben consultar a los expertos al momento de seleccionar los neumáticos para unas condiciones particulares. El siguiente es un ejemplo de la codificación de un neumático.

185/60 RT 14 82

185. Es la primera cifra del codificado y hace referencia al ancho de la sección del neumático en milímetros. Esta medida aumenta de 10 en 10 mm, siendo siempre el último número el 5.

60. Expresa la relación entre la altura y la anchura en porcentaje. En este caso la altura será el 60% de la anchura. La tendencia actual es hacia neumáticos más bajos y más anchos. De esta forma se logra un mayor agarre a la carretera aunque se sacrifique algo de comodidad (menor absorción de las vibraciones por irregularidades y mayor ruido). El valor de este parámetro aumenta de 5 en 5.

R. Esta letra indica que el neumático tiene una carcasa (estructura) radial que aporta ventajas frente a una carcasa diagonal (que se señala con una D). Los radiales tienen

mayor adherencia, estabilidad, duración, comodidad y suavidad de conducción; y un menor consumo de carburante y calentamiento de los neumáticos.

T. Esta letra corresponde a las de un código que indica la velocidad máxima a la que se puede rodar con ese neumático. A veces esta letra está impresa después de la carga máxima del neumático. Las letras correspondientes a cada velocidad son:

Tabla 2-4: Velocidad límite según la designación el neumático. Fuente: Pirelli

J: 100 km/h	R: 170 km/h
K: 110 km/h	S: 180 km/h
L: 120 km/h	T: 190 km/h
M: 130 km/h	U: 200 km/h
N: 140 km/h	H: 210 km/h
P: 150 km/h	V: 240 km/h
Q: 160 km/h	ZR: >240 km/h

14. Indica el diámetro de la llanta en pulgadas (1 pulgada=25,4 mm). El diámetro aumenta de pulgada en pulgada.

82. Hace referencia a la carga máxima que puede soportar cada neumático. El peso del coche está repartido más o menos entre las cuatro ruedas. Hay 60 medidas que van desde el 62, que corresponde a 265 kg por neumático, al 121 que corresponde a 1450 kg. El número 82 corresponde a 475 kg (unos 1900 kg para todo el automóvil cargado).

Debe buscarse la fecha de caducidad impresa junto con los otros códigos. Esta fecha expresa el mes y el año en el que debe retirarse de la circulación.

Existe una gran variedad de perfiles de caucho según las necesidades y especificaciones que se requieran, cada fabricante busca la solución de la mejor manera ofreciendo la marca comercial del neumático. Algunas de las variaciones en los neumáticos son muy ligeras, en cuanto al tipo de dibujo, profundidad de los surcos, dirección del dibujo, alto y ancho del perfil del caucho, el tipo de materiales, dureza y resistencia de los mismos. Todos estos factores se combinan para generar cada tipo de caucho.

2.5 El fenómeno del aquaplaning

La situación de máxima velocidad de un vehículo, se puede definir como la velocidad más elevada que puede alcanzar sobre terreno llano, con el motor en su régimen de máxima potencia y en la relación más larga que le permita la caja de cambios.

Cuando llueve, la película de agua que se forma entre el pavimento y el neumático, reduce el coeficiente de roce cerca del 50%, dependiendo de los neumáticos y del pavimento, como se muestra en la figura 2-7.

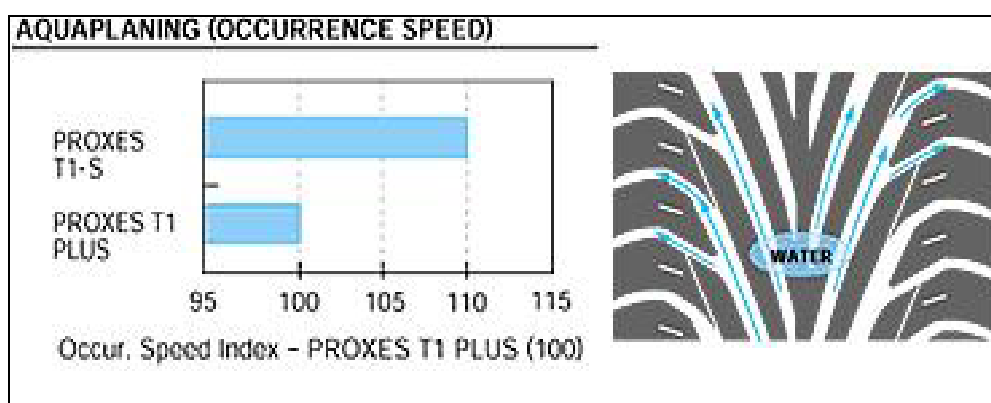


Figura 2-7: Velocidad de ocurrencia del hidropneumático en los neumáticos. Fuente: Proxes

Al ser menor el coeficiente de roce, las ruedas se bloquean con mayor facilidad, en particular las del eje delantero, al igual que se notan mayores desajustes en el sistema de frenos, pérdida de control y estabilidad, ya que las distancia de frenado se alargan.

El Aquaplaning o Hidroplaneo, es el fenómeno que se produce cuando un neumático pierde totalmente el contacto con el pavimento a causa de la presión hidrodinámica que forma la película de agua que existe entre ambos, de modo que no hay fricción alguna entre la goma del caucho y el piso. En ese momento el caucho desliza casi completamente sobre el agua.

Al momento de hacer contacto con el agua, los neumáticos comprimen parte de la misma, y fuerzan al agua remanente a pasar a través de los dibujos o ranuras del neumático. Con neumáticos en buen estado y condiciones moderadas de lluvia, el hidroplaneo puede ser alcanzado a velocidades de 55 millas por hora (88 km/h), si las condiciones anteriores son aún más desfavorables, el hidroplaneo puede darse a velocidades tan bajas como 35 millas por hora (56 km/h). El fenómeno del hidroplaneo se muestra en la figura 2-8.

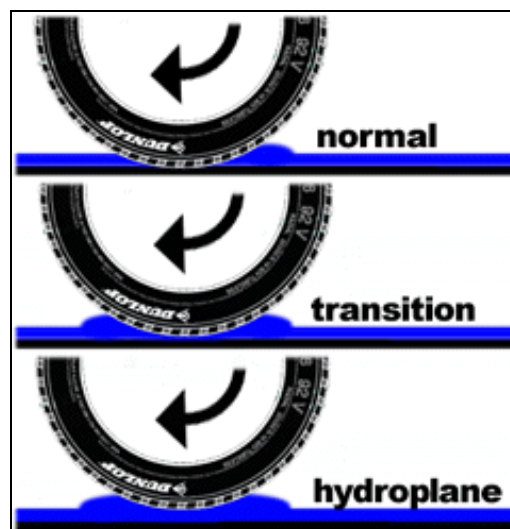


Figura 2-8: Fenómeno del hidroplaneo. Fuente: smartmotorist.com

En una superficie de pavimento de baja rugosidad, en condiciones moderadas de lluvia y a una velocidad de 60 millas por hora (96 km/h), cada neumático debe desplazar cerca de un galón de agua por segundo en un área de contacto transversal no mayor a un zapato de talla 9 (talla 34 europea). Cada elemento de agarre del dibujo del neumático está en contacto con el pavimento por un tiempo de 1/150 de segundo, tiempo durante el cual debe desplazar la masa de agua, presionar a través de la película de agua remanente y luego hacer contacto y agarre con la superficie. Las figuras 2-9 y 2-10 muestran la disipación de agua en los neumáticos a diferentes velocidades.

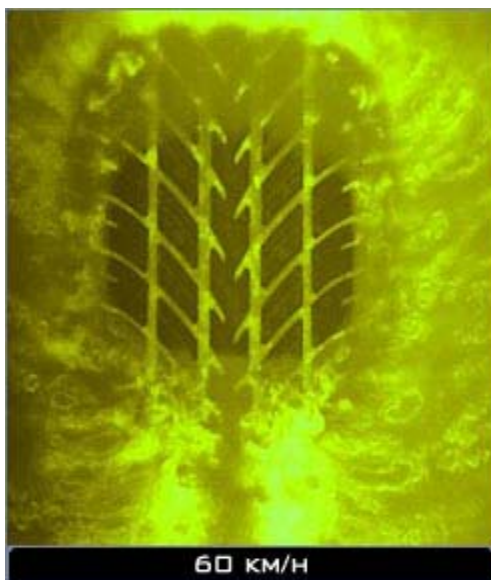


Figura 2-9: Disipación de agua en un neumático a 60 km/h. Fuente: khg-online.de

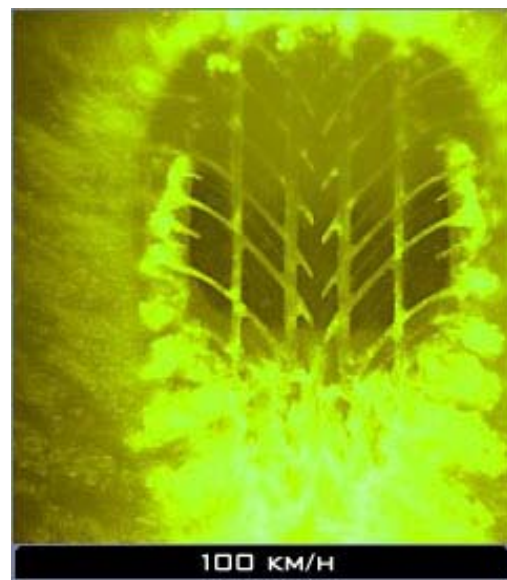


Figura 2-10: Disipación de agua en un neumático a 100 km/h. Fuente: khg-online.de

El hydroplaning puede presentarse de forma parcial o total, parcial cuando parte del neumático pierde contacto con la superficie, como consecuencia la llanta ejerce menos presión sobre el pavimento, lo que origina una disminución de la fuerza de roce entre las dos superficies, permitiendo que el vehículo deslice con mayor facilidad. En el hydroplaning total, el neumático pierde completamente contacto con el pavimento, la fuerza de roce entre las superficies se hace casi nula, lo que

imposibilita al vehículo a maniobrar, en consecuencia existe una pérdida total del control del vehículo.

En este fenómeno intervienen varios factores o variables, entre las cuales se pueden mencionar los siguientes:

1. La velocidad del vehículo: a mayor velocidad, el agarre en superficie húmeda se reduce.
2. El perfil del neumático: Existen perfiles de neumáticos más eficientes que otros para disipar el agua.
3. La presión de aire en el neumático: Debe ser mantenida en los valores recomendados por los fabricantes.
4. Profundidad de los surcos en los neumáticos: A medida que se desgastan estos surcos, se reduce la capacidad de evitar el hidropneumático.
5. Profundidad del agua: A mayor profundidad de agua, será más rápida la pérdida de agarre y aumenta la factibilidad de que ocurra el hidropneumático.
6. Tipo de superficie: En superficies de alta rugosidad es menor la probabilidad de alcanzar el hidropneumático que en superficies muy lisas.

Lo que se plantea, no es una solución que resuelva el problema de la disminución de roce por la presencia de la película de agua entre el neumático y el pavimento, es evitar que se forme dicha película de agua, rompiéndola justo antes del área de paso del neumático. De esta forma se evita la disminución del roce y se asegura en mayor medida el manejo en lluvia.

Se puede resumir que los factores que influyen en los accidentes automovilísticos se encuentran relacionados de la siguiente manera: las condiciones del vehículo, en cuanto a la puesta a punto del mismo, la experiencia del conductor y la velocidad a la que se conduce. Esta última es la causa principal de los accidentes, ya que un vehículo detenido o en tráfico pesado tiene riesgos menores de sufrir un

siniestro, ya que la pérdida de control y fricción con el pavimento se debe principalmente a la alta velocidad de manejo. Para ello la solución prudencial es disminuir la velocidad.

La solución de disminuir la velocidad no es siempre aplicable, porque depende de la situación y requerimientos de cada persona. Por otra parte la tendencia actual de la tecnología lleva a que los automóviles nuevos sean más potentes, rápidos y seguros, a la vez que están diseñados para que los usuarios no sientan la velocidad a la que se están desplazando. De esta manera se estimula al usuario a sacar provecho del vehículo junto con sus dispositivos de seguridad y comodidades por los que ha pagado, mucho más que una persona que no posea un vehículo con estas características.

CAPÍTULO 3: METODOLOGÍA DEL DISEÑO

3.1 Estados de entrada y salida

Entrada

- Existe la condición de inseguridad del manejo en pavimento húmedo que abarca también el desempeño de la frenada y maniobrabilidad del vehículo.
- Se forma una película de agua entre el pavimento y el neumático que reduce la superficie de contacto entre ambos, y por lo tanto el agarre.
- Se estima que los usuarios principales serán los usuarios de vehículos de paseo livianos.

Salida

- Mejorar el manejo en pavimento húmedo hasta cierta velocidad que será posteriormente recomendada.
- Mejorar la estabilidad del vehículo durante la frenada.
- Reducir de la película de agua entre el neumático y el pavimento para incrementar el agarre entre los mismos y evitar lo más posible el fenómeno del aquaplaning.

3.2 Identificación de los usuarios

Los usuarios del prototipo pueden ser divididos en dos grupos, los cuales abarcan las personas que están ligadas directamente con el uso e instalación del mismo.

- Personal de taller o concesionarios, los cuales se encargan de la instalación y mantenimiento del aparato, como adaptación adicional en el vehículo, o en una planta ensambladora como accesorio incluido desde la fabricación del vehículo.
- Conductores y pasajeros de los vehículos, los cuales prueban el desempeño del aparato en las condiciones de diseño, evaluados en función de su seguridad y de los pasajeros. En este grupo, el enfoque principal será a los conductores de vehículos pequeños, livianos de paseo, por ser estos los más susceptibles a la pérdida de agarre y tracción por su poco peso. También se incluirán en este grupo, a los conductores de vehículos de servicio como los taxis y vehículos que requieran realizar maniobras peligrosas independientemente de las condiciones de la vía como autos policiales, militares y ambulancias.
- Se puede considerar un tercer grupo que abarca el personal de manufactura del aparato en la versión kit de instalación.

3.2.1 Establecimiento de los objetivos de investigación de los usuarios

Se presenta una lista de los objetivos principales que se piensan cumplir en cuanto a los usuarios del prototipo a diseñar como posterior marca comercial disponible en el mercado.

-
- Los conductores de los vehículos afectados por el problema deben conocer de las ventajas del prototipo.
 - De ser posible, se debe conocer la preferencia de instalación del dispositivo en los vehículos por parte de los diseñadores.
 - De ser posible, se debe conocer la preferencia de instalación del dispositivo en los vehículos por parte de los mecánicos que puedan instalarlo.
 - Responder a los requerimientos de usuarios de la manera más sencilla y eficaz posible.

3.2.2 Requerimientos de usuarios

Para cada uno de los siguientes aspectos, serán definidos los parámetros respectivos que se esperan cumplir en cada uno de ellos, posteriormente, el modelo de encuesta que será entregado a un grupo de personas representativo de los usuarios del prototipo, ayudará a definir los parámetros más ambiguos y generales, que no contemplan soluciones específicas.

Desempeño funcional

Flujo de energía: Existe flujo de energía química a mecánica. La gasolina (91 Octanos) consumida en la combustión dentro del motor, genera la presión de los gases de escape que será proyectados sobre el pavimento.

Flujo de información: Se espera que el sistema de activación contemple una señal tipo activado/desactivado del dispositivo en el vehículo.

Flujo de material: Existe flujo de materia, un porcentaje de los gases producto de la combustión de la gasolina consumida son utilizados para el propósito descrito.

Pasos operacionales: Para simplificación del trabajo se estima que la activación sea manual, una vez que el conductor evalúe la situación y considere necesario la utilización del dispositivo.

Secuencia de operación: Una vez activado el dispositivo desde el panel de control, o tablero del vehículo, debe existir una válvula que permita desviar el flujo de los gases de escape al dispositivo. Esta acción debe perturbar lo menos posible al conductor y los pasajeros.

Factores humanos

Apariencia: El sistema de activación que se encuentre dentro de la cabina del vehículo, debe ser acorde al styling¹⁴ del vehículo, de modo que se garantice la armonía del diseño interno.

Control de señales a través de los sentidos: Se espera que el conductor pueda apreciar, a través del volante y del habitáculo en general, la mejora en la condición de agarre y estabilidad del vehículo. La percepción esperada del funcionamiento del equipo, por parte del conductor, será el ruido que este genere, el cual no ha sido aún estimado.

Requerimientos físicos

Espacio disponible para su ubicación, embalaje: Se estima que el dispositivo sea instalado en la parte anterior de los neumáticos, escondido por los guardafangos, donde existe considerable espacio disponible para la instalación de los soportes y el dispositivo como tal. Como se comentó en el aspecto de la Apariencia, serán consultadas referencias acerca de nuevos lugares posibles

¹⁴ Dícese de la tendencia en el estilo de las formas y geometrías del diseño del vehículo

para la instalación de los mismos. Dependiendo del peso y la cantidad de los componentes, el embalaje se piensa sea de la forma, lámina de cartón plastificada por encima, o en una caja de cartón con material aislante contra impactos en el interior.

Confiabilidad

Tiempo entre fallas: La esencia del dispositivo es principalmente mecánica, en cuanto al modo de funcionamiento, y eléctrica en cuanto al modo de activación. Bajo las condiciones de que se estiman, la resistencia y duración del dispositivo, está limitada a la resistencia de los materiales a la temperatura y presión de descarga de los gases de escape. Este tiempo será definido al consultar referencias de la duración de otros dispositivos de naturaleza similar, en base al costo, la presencia de piezas sacrificables (piezas económicas que fallan para salvaguardar la integridad del aparato), y los tiempos estimados de revisión y mantenimiento.

Seguridad, peligros involucrados: La instalación del dispositivo debe ser hecha con la menor cantidad de piezas posible, además, los elemento de sujeción, de ser uniones desmontables, deben ser asegurados para que las vibraciones del vehículo no ocasionen que se aflojen y desprendan. Los elementos de unión en las conexiones de las tuberías de los gases de escape, pueden suponer un riesgo, aún por evaluar, si se producen daños en los mismos que ocasionen fugas de los gases de escape, mientras están calientes.

Ciclo de vida

Mantenimiento y limpieza: Se pretende que el mantenimiento del equipo sea el menor posible y a intervalos de tiempo aproximadamente de 1 año. Así como

revisiones recomendadas antes del comienzo de los períodos de lluvia de la localidad.

Diagnósticos de fallas: Se estima que el diagnóstico de fallas pueda ser apreciable por parte del usuario, conductor del vehículo, y posteriormente la determinación de la misma no requiera de un personal de taller especializado del concesionario de la marca del vehículo, sino que pueda ser hecho por el personal mecánico de confianza del conductor. Este grupo de personas está abarcado en el primer grupo de usuarios definido anteriormente.

Pruebas: Las pruebas del prototipo serán realizadas en un vehículo de pruebas, Chevrolet Century 1987, para evaluar el desempeño del mismo en las condiciones de diseño. Para ello se modelarán las condiciones según las condiciones críticas a las que se estima recomendar la efectividad del dispositivo.

Reparación de fallas: Abarca los mismos parámetros que el aparte: Diagnóstico de fallas. La reparación podrá ser hecha por el mecánico de confianza del conductor. Será consultada la factibilidad de que la reparación sea hecha mediante la sustitución completa o parcial del dispositivo, según los costos y facilidad de montaje principalmente.

Inestabilidad: Se considera que la inestabilidad del dispositivo se presente a partir de cierto valor de velocidad del vehículo, a partir de la cual no será garantizada la efectividad del dispositivo para el propósito para el cual es diseñado. El valor de velocidad está fijado inicialmente para 100 km/h, se harán consultas posteriores acerca de las velocidades máximas recomendadas en condición de lluvia que garanticen seguridad al conductor y los pasajeros.

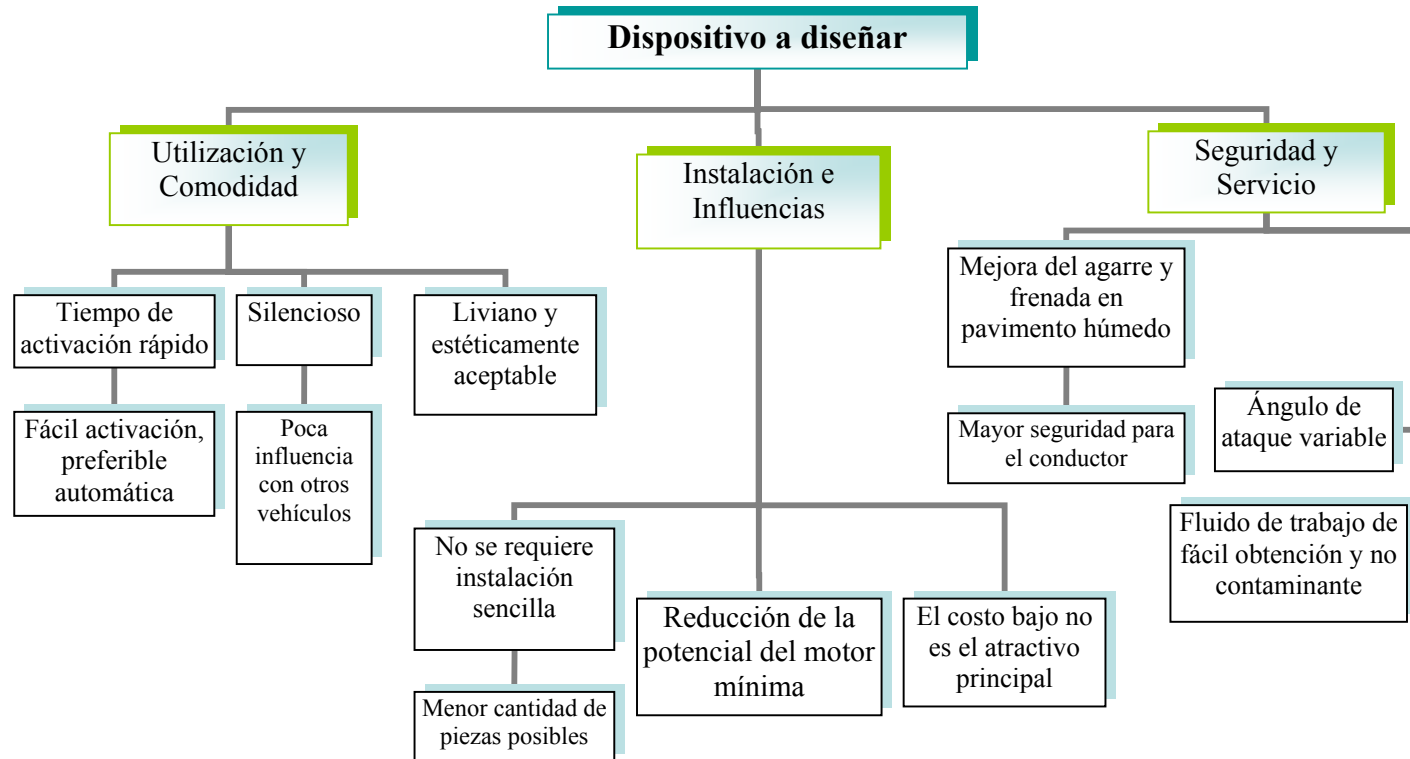
Retiro: No se ha precisado la dificultad de remoción, parcial o total, del dispositivo o la capacidad de reutilización de sus partes una vez removidas del vehículo. Se harán consultas al primer grupo de usuario para definir este aspecto.

3.3 Establecimiento de los objetivos de diseño

El desarrollo de estos objetivos específicos antes mencionados permitirán estimar la mejor solución al problema. Los objetivos específicos que se tomarán en cuenta para el desarrollo del diseño que cumpla con la solución son los siguientes:

- ✓ Mayor seguridad para el conductor.
- ✓ Tiempo de activación rápido.
- ✓ Reducción de la potencia del motor mínima.
- ✓ No se requiere una instalación sencilla.
- ✓ La cantidad de componentes totales debe ser mínima.
- ✓ Mejora del agarre del vehículo y de la frenada en pavimento húmedo.
- ✓ Debe ser lo más silencioso posible.
- ✓ Debe ser liviano y estéticamente aceptable, será expuesta una parte del mismo en la parte externa del vehículo.
- ✓ No es necesario que el costo sea el atractivo del producto, porque además de instalarse como adaptación posterior a la compra del vehículo, puede ser incluido en el modelo como nuevo.
- ✓ Ángulo de ataque variable según la velocidad.
- ✓ Fácil activación, preferiblemente automática.
- ✓ El fluido que se emplee debe ser de fácil obtención.
- ✓ El fluido que se emplee no debe ser contaminante.
- ✓ Poca influencia con otros vehículos.

Estos objetivos se pueden ordenar y jerarquizar de la siguiente manera.



De esta manera quedan organizados los objetivos principales que se piensa debe cumplir el dispositivo a diseñar.

3.4 Generación de soluciones

3.4.1 Planteamiento inicial

Como primera forma de búsqueda de la solución, se planteó la siguiente tormenta de ideas, donde se propusieron alternativas al modelo de solución inicial y otras variables que deben ser tomadas en cuenta.

- El uso de un fluido que evapore el agua, mediante una reacción química.
- Subir el límite de velocidad de 100 km/h.
- Emplear un ventilador con caja de engranes que actúe según la velocidad del vehículo.
- Usar una turbina frontal que expulse el aire hacia el pavimento.
- Rociar sobre los neumáticos un químico que mejore su adherencia.
- Utilizar los gases de escape, enfriarlos y comprimirlos.
- Emplear un dispositivo que absorba el agua.
- Evaporar el agua con calor.
- Emplear chorros de choque en dos etapas.
- Modo de activación automático, mediante controladores.
- Sistema de barredoras mecánicas.
- Bombonas de aire comprimido mediante compresores.
- Evaluar la presión para mover la masa de agua, así como la ubicación del dispositivo.
- Medir el deslizamiento de los neumáticos como señal para la activación del dispositivo.
- Medir los niveles de temperatura en los neumáticos.
- Utilizar un compresor por neumático, accionado por el movimiento.

A partir de esta primera tormenta de ideas, las formas de solución que se analizarán son las siguientes:

3.4.1.1 Métodos que no implementan chorros de choque

Entre estos métodos, la idea más significativa fue la de utilizar una goma o material similar al de una escobilla de goma (haragán) en contacto con el pavimento, al frente de cada neumático, para dispersar el agua presente en la vía.

Aspectos negativos

- La escobilla de goma no puede apartar el agua presente en los intersticios y grietas comunes del asfalto de la vía, dejando húmedo el asfalto aún después del paso de la escobilla.
- Está presente el desgaste de la escobilla debido a la fricción constante con el pavimento. Este desgaste disminuye la efectividad del dispositivo a medida que se utiliza.
- El desgaste prematuro de la escobilla implica el cambio de la misma en períodos de tiempo muy cortos.

Los aspectos antes citados, implican que este método no proporciona una confiabilidad constante lo cual aleja a este diseño de los requerimientos planteados.

3.4.1.2 Métodos que implementan chorros de choques

3.4.2 Desglose del problema

El problema principal, concerniente al diseño y construcción del dispositivo, se ha dividido en tres (3) partes diferentes, cada una de ellas contempla una decisión particular hecha a partir de diferentes opciones e ideas planteadas para resolver el

problema menor, la solución de estos tres (3) problemas secundarios unidos, forma la solución del problema principal.

Problemas secundarios

1. Geometría del dispositivo.
2. Fuente y suministro del fluido de trabajo.
3. Accionamiento del equipo y tuberías.

3.4.2.1 Geometría del dispositivo

La solución del primer problema está relacionada a la solución del segundo, ya que el funcionamiento del dispositivo requiere de ciertas condiciones del fluido de trabajo, como presión y caudal, que pueden ser suministrados por las diferentes fuentes del fluido de trabajo según lo permitan sus condiciones de operación.

Los tipos de geometrías planteados para el dispositivo, surgieron de una tormenta de ideas, se plantean en el siguiente orden:

1. Boquilla única.
2. Arreglo triangular.
3. Arreglo parabólico.
4. Arreglo de una barra inclinada.
5. Arreglo de una barra horizontal.

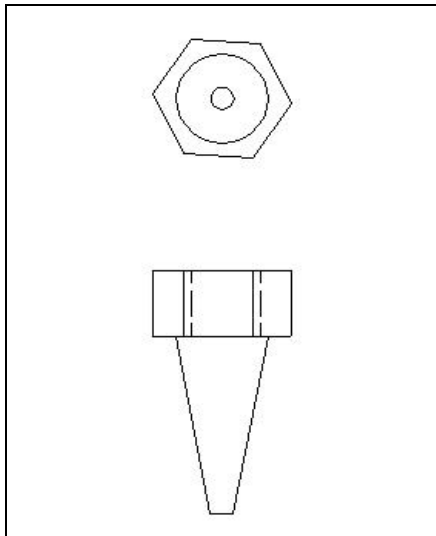


Figura 3-1: Configuración del dispositivo de boquilla única (vista superior y frontal). Fuente: propia

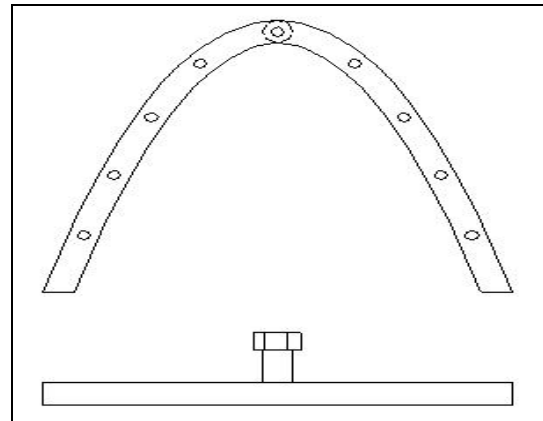


Figura 3-3: Configuración de dispositivo parabólico (vista superior y frontal). Fuente: propia

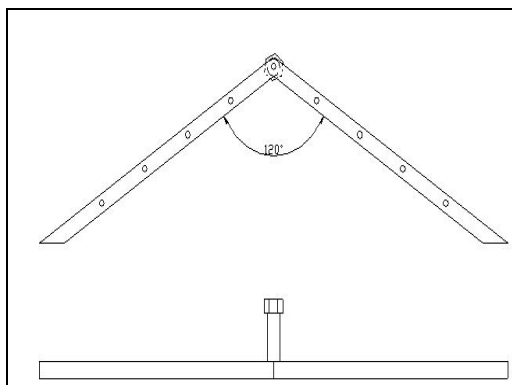


Figura 3-2: Arreglo del dispositivo triangular (Vista superior y frontal). Fuente: Propia

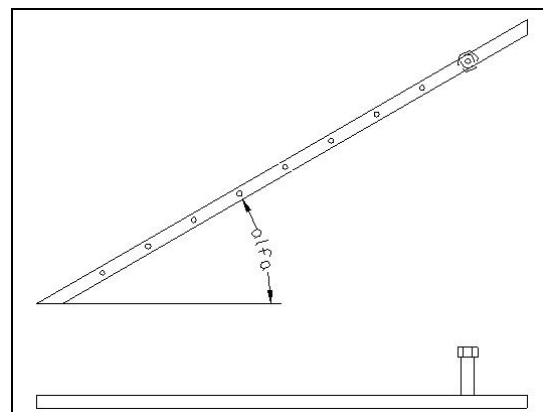


Figura 3-4: Configuración de dispositivo inclinado (vista superior). Fuente: propia

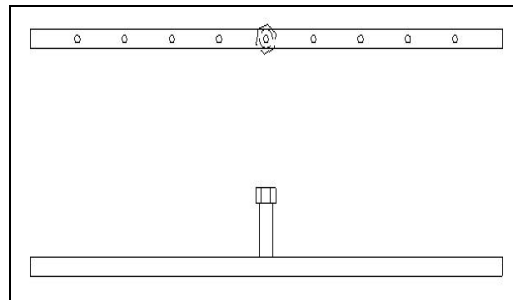


Figura 3-5: Configuración de dispositivo horizontal (vista superior). Fuente: propia

3.4.2.2 Criterios de selección para la geometría del dispositivo

Los criterios de selección para el tipo de dispositivo que será utilizado están en función de la potencia disponible del motor del vehículo de prueba para el régimen mínimo de operación, donde se evaluarán los parámetros de operación termodinámicos y físicos, como la presión de trabajo en el dispositivo, en función de la altura de colocación y el diámetros de los agujeros en las boquillas.

Para esto se emplearán los datos experimentales obtenidos en un banco de pruebas, donde se modelará o la situación estática de la película de agua. El banco de pruebas, así como el experimento serán ampliados en el capítulo IV.

La comparación de los parámetros termodinámicos en los dispositivos así como los aspectos de colocación del mismo en el vehículo, serán evaluados en un banco de pruebas donde se modelarán las condiciones de desempeño antes descritas, para las diferentes configuraciones de los diseños planteados, para así verificar que geometría cumple mejor con los parámetros antes descritos. Con dicho experimento se definen los criterios de selección de la siguiente manera:

- El dispositivo elegido será aquel dispositivo que produzca la mayor área efectiva proyectada sobre el pavimento con la menor cantidad de agujeros posibles, cuya geometría sea la de más fácil manufactura y menor costo.
- El diseño del dispositivo debe ser considerar los aspectos de colocación en el vehículo así como los requerimientos de espacio disponible y la altura con respecto al pavimento.

3.4.2.3 Fuente y suministro del fluido de trabajo

Para el funcionamiento del dispositivo se requiere de un fluido de trabajo, abundante, de fácil obtención y que cumpla con los requerimientos ambientales, en cuanto a su descarga a la atmósfera. Para ello se han evaluado dos posibilidades, la utilización de los gases producto de la combustión y el aire externo.

Para la primera posibilidad de los gases de escape, éstos deben cumplir con las demandas mínimas del dispositivo, como la presión de descarga y caudal de gas necesario el cual es compensado con los diferentes diámetros de los agujeros en las boquillas de los dispositivos. En los gases de escape se tiene la presencia de altas temperaturas, efecto del desprendimiento de calor producto de la combustión en el motor, lo que presenta otra variable a evaluar en cuanto a la resistencia térmica de los componentes.

3.4.2.4 Criterios de selección para los gases de escape

Entre los parámetros a considerar para la selección de los gases de escape están los siguientes:

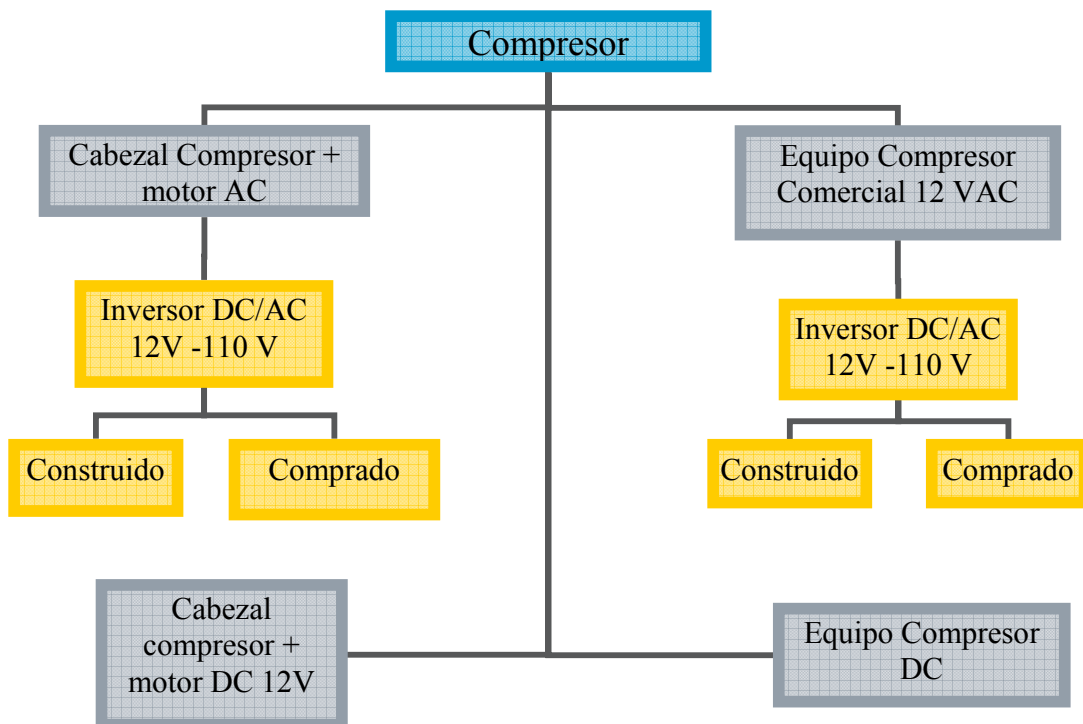
- La disponibilidad de suficiente flujo másico de gas, aún en condiciones de régimen mínimo¹⁵ del vehículo.
- Aumento en la contrapresión de descarga sobre las válvulas de escape menor a 30 psig (valor a partir del cual se perjudica el funcionamiento del motor).
- La conexión de suministro de los gases de escape al dispositivo debe encontrarse posterior al convertidor catalítico (de poseerlo el vehículo) para cumplir con las regulaciones ambientales en cuanto a las descargas de los gases.

¹⁵ También se conoce como velocidad en ralentí.

- Demanda de potencia del motor mínima, el dispositivo no debe sacrificar mucha potencia del vehículo, de manera que no interfiera con el funcionamiento normal del mismo.

3.4.2.5 Criterio de selección para el conjunto compresor

Para la segunda posibilidad de la fuente de aire externo, éste necesita ser comprimido para obtener la presión necesaria a la descarga en el dispositivo para su apropiado funcionamiento. La evaluación del conjunto solución para el compresor se evaluará de acuerdo al siguiente mapa mental.



La forma de activación del compresor está contemplada de la manera antes expresada, por lo que el criterio de selección para la forma de activación del compresor será de acuerdo a un estudio de factibilidad económica, aquella configuración que resulte más económica de las diferentes cotizaciones que se puedan conseguir, será la más viable para la configuración del compresor como medio de generación del fluido de trabajo.

3.4.2.6 Accionamiento del equipo y tuberías

Para el accionamiento del equipo y el sistema de tuberías del mismo, deben evaluarse por separado las dos opciones de las fuentes de fluidos de trabajo, ya que cada una abarca formas muy diferentes de accionamiento.

3.4.2.6.1 Gases de escape

Para el funcionamiento del dispositivo con los gases de escape debe considerarse una válvula de desvío a ser instalada posterior a la salida del convertidor catalítico, como se explicó anteriormente. Para dicha válvula se efectuó la siguiente tormenta de ideas donde se obtuvieron cinco (5) posibles diseños del sistema de válvula (ver anexos del 13 al 17).

3.4.2.7 Criterios de selección para el accionamiento y tuberías

- Fácil construcción y bajo costo.
- Menor cantidad de piezas móviles y partes.
- Fácil accionamiento (apertura y cierre).

-
- Mínima interferencia con la corriente de gases mientras el dispositivo no opera.
 - Desviación total del los gases de escape al dispositivo al momento de su utilización.
 - Capacidad de auto purgar el flujo de los gases de escape con la presión máxima de trabajo.

A partir de los criterios antes mencionados, se realizará la matriz de ponderación, donde se calificarán e acuerdo a su importancia, y se asignará la puntuación a los diseños según sea su cumplimiento, esto determinará la mejor opción de válvula de desvío.

En cuanto a las tuberías a utilizar en este caso se evalúan las siguientes posibilidades:

La elección de un sistema de tuberías funcional, sencillo y económico que permita la instalación del dispositivo junto con otros accesorios para ser probado, ensayado y analizado con el vehículo de prueba.

La segunda alternativa a estudiar será la de plantear un sistema de tuberías eficiente que pueda ser instalado en los vehículos al momento de adquirirse a la venta el dispositivo como artículo comercial, considerando el costo del mismo.

Dicho lo anterior, los sistemas de tuberías a evaluar, posteriores a partir de la válvula de desvío, son:

- Tubería de agua comercial galvanizada de ½” de diámetro, con conexiones roscadas, usando codos a 90°, Tees, sellador plástico en las uniones y válvulas de paso.
- Mangueras de alta presión (teflón recubierto de malla de acero inoxidable), flexibles, conectadas mediante abrazaderas y uniones de cobre.

-
- Tubería rígida de cobre de 3/8" de diámetros, y conexiones de cobre.

Para la activación del dispositivo se requiere que el usuario principal (conductor) sea capaz de accionar manualmente el dispositivo desde la cabina en una posición cómoda. El sistema de accionamiento depende del diseño de la válvula de desvío. Para cuatro de los modelos de válvulas planteados la forma de activación puede ser mediante guayas o varillas metálicas articuladas, para el quinto diseño, que es un sistema de válvula eléctrica, la activación puede ser hecha mediante interruptores desde la cabina.

Luego para mover las guayas o varillas, se considerarán algunos tipos de palancas con una carrera corta, que puedan ser accionadas con la mano del conductor, y al momento de desactivar el dispositivo permita cerrar la válvula.

3.4.2.7.1 Compresor

Por ser un dispositivo eléctrico, el accionamiento del mismo requiere de un interruptor entre el compresor y la fuente de poder, definida entre las opciones planteadas en el mapa conceptual anterior. Dicho interruptor deber ser acorde a la línea interna del vehículo para garantizar la mayor armonía posible.

El sistema de tuberías en el compresor requiere de mangueras de media o baja presión, conectadas con abrazaderas y juntas de cobre. Las mangueras no requieren soportar esfuerzos térmicos, solo la presión del aire, estimada con los requerimientos de potencia del compresor (alrededor de 300 vatios) que satisfacen las condiciones de diseño.

Una vez planteados los posibles escenarios con los que se puede dar solución al problema, la selección final estará fundamentada en el conjunto que represente el

menor costo, después de analizado el respectivo estudio de factibilidad económica, con lo que se logrará la justificación del uso de los gases de escape o del compresor eléctrico como fuente de fluido de trabajo.

En este caso, el costo del sistema compresor así como del sistema de los gases de escape, abarca lo que se refiere al sistema de accionamiento del dispositivo, las tuberías, conexiones respectivas y accesorios particulares, que son propios para cada uno de ellos. Por otra parte, el diseño del dispositivo que se elija no influye en ese costo, como se explicó anteriormente.

3.4.3 Investigación bibliográfica

Los objetivos específicos son complementados de la siguiente manera con los objetivos de la investigación bibliográfica para así determinar la solución en base a los esquemas antes planteados.

- Determinar los requerimientos de diseño implicados:
 - Potencia entregada por el vehículo.
 - Factibilidad de uso de los gases de escape en régimen mínimo de operación del vehículo.
 - Factibilidad del uso de compresores eléctricos auxiliares, en función de su potencia requerida y la potencia entrega por el alternador y/o batería del vehículo como medio de activación.
 - Capacidad de entrega de la masa de gas por el motor en régimen mínimo.
 - Influencia de la extracción de los gases de escape en el rendimiento y desempeño del motor.
 - Rangos de presión de descarga de los gases de escape sobre el pavimento, en función de las geometrías de los orificios de descarga.
 - Relaciones entre las variables anteriores y la disipación de agua sobre una superficie plana (simulación del pavimento real).

-
- Determinar el diseño más óptimo que cumpla con los requerimientos impuestos satisfactoriamente.
 - Determinar los valores mínimos de presión de descarga que disipen la cantidad de agua requerida en función de la geometría y el emplazamiento del dispositivo.
 - Una vez elaborado el prototipo, obtener data experimental de las variables de diseño antes seleccionadas, con la instalación del dispositivo en un vehículo propio.
 - Comparar la data experimental del punto anterior, con la teórica antes calculada.
 - Realizar pruebas de fuerza de roce aplicadas sobre el vehículo cuando este transita sobre pavimento mojado a distintas velocidades del automóvil, utilizando el dispositivo y sin utilizarlo.
 - Estimar la eficiencia o mejora del frenado con el uso del dispositivo construido.

CAPÍTULO 4: MARCO METODOLÓGICO

4.1 Evaluación de soluciones

Para conseguir los requerimientos de diseño que aplican al fluido de trabajo que puede ser utilizado en los dispositivos, se realizaron dos ensayos experimentales.

4.1.1 Primer ensayo experimental

Determinación del comportamiento del área proyectada de una boquilla simple, en función de la variación de las condiciones de altura del dispositivo, presión del aire, diámetro de salida de la boquilla con una película de agua de espesor constante.

Utilizando un banco de prueba, como lo muestran los anexos 1 y 2, se colocó una bandeja metálica, sobre la cual se encontraba una hoja de acetato marcada con círculos de diferentes diámetros, cada uno de los cuales representa áreas proyectadas diferentes (de 1 a 300 cm²), por último se cubrió la hoja de acetato con una película de agua de 1 cm.

Por encima de la bandeja se encontraba una estructura de soporte, diseñada para sostener la boquilla por la que sale el aire comprimido mediante un tornillo ajustable a diferentes alturas. Este tornillo se conectó a una manguera de presión, que a su vez se conectó a la línea de aire comprimido del taller de la Escuela de Ingeniería Mecánica. A la salida de dicha línea se instaló un manómetro de apreciación 5 psig y escala 0 a 90 psig, con la finalidad de medir las variaciones de presión.

Se emplearon boquillas de prueba, las cuales eran tapas de plástico que se enroscaban al tornillo ajustable del banco de prueba para lograr su sujeción a la estructura.

Se seleccionaron diámetros de brocas de taladro de 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9 y de 1 mm y brocas de 3/64; 1/16; 5/64; 3/32; 7/64; 1/8 y 9/64 de pulgada para realizar agujeros de distintos diámetros en las boquillas de salida del aire comprimido con el fin de variar el área de salida de la misma. Se fijaron tres alturas de estudio (10; 15 y 20 cm) sobre la superficie de la bandeja, tres presiones de aire comprimido (10; 20 y 30 psig) y se estableció la profundidad del agua en 1 cm como se mencionó anteriormente.

Utilizando un taladro de mano se tomaron las brocas de diferentes tamaños para abrir los diámetros de salida en las boquillas. Se comenzó utilizando una broca de 0,5 mm, se realizó un agujero en una boquilla de plástico que posteriormente se enroscó en el tornillo ajustable para ser fijada a una altura inicial de 20 cm de sobre la superficie de la bandeja.

A continuación se abrió la válvula de la toma de aire comprimido de manera que se creara una pequeña área proyectada efectiva sobre la bandeja, esto con la finalidad de alinear el chorro de aire comprimido con el centro de la lámina de acetato rotulada.

Una vez alineado el banco de prueba, se ajustó la presión de aire hasta 10 psig y se registró el área proyectada efectiva. Luego se incrementó la presión de aire a 20 psig y posteriormente a 30 psig, registrándose el área efectiva en cada caso.

Una vez registrado los datos a 20 cm de altura sobre la superficie, se disminuyó la altura hasta 15 cm y se repitió el proceso de medición para las tres (3) diferentes presiones antes señaladas. Finalmente se redujo la altura sobre la superficie hasta 10 cm, volviéndose a realizar las pruebas a las tres (3) presiones de estudio predeterminadas.

Al finalizar las mediciones se cerró la salida de aire comprimido y se retiró la boquilla.

Con el taladro de mano se procedió a utilizar la broca de tamaño inmediato superior, en este caso se utilizó una broca de 0,6 mm, con la que se agrandó el agujero presente en la boquilla para luego instalarla nuevamente en el tornillo ajustable.

Se repitió el mismo procedimiento de medición a las tres (3) diferentes alturas y presiones para la boquilla con el nuevo tamaño de agujero, registrándose los resultados como en el caso anterior.

El procedimiento se repitió para los distintos diámetros de broca existente hasta la de 9/64 de pulgada. Se supervisó durante todo el experimento la profundidad del agua de la bandeja, agregando más si el nivel disminuía del establecido de 1 cm, esto con la finalidad de que la profundidad del agua se mantuviese constante durante toda la experiencia y de esta manera no considerarla como variable.

Los resultados arrojados por este ensayo experimental, son utilizados para fundamentar la comparación con el análisis analítico que se presenta más adelante, estos resultados son los siguientes:

Tabla 4-1: Resultados del primer ensayo experimental

P (psig)			P (psig)			P (psig)		
10			20			30		
D. Broca	h (cm)	Ape (cm ²)	D. Broca	h (cm)	Ape (cm ²)	D. Broca	h (cm)	Ape (cm ²)
9/64"	10	> 300	9/64"	10	> 300	9/64"	10	> 300
	15	>300		15	>300		15	>300
	20	> 300		20	> 300		20	> 300
1/8"	10	> 300	1/8"	10	> 300	1/8"	10	> 300
	15	>300		15	>300		15	>300
	20	> 300		20	> 300		20	> 300
7/64"	10	> 300	7/64"	10	> 300	7/64"	10	> 300
	15	>300		15	>300		15	>300
	20	> 300		20	> 300		20	> 300

Tabla 4-1: Resultados del primer ensayo experimental (Continuación)

P (psig)			P (psig)			P (psig)		
10			20			30		
D. Broca	h (cm)	Ape(cm ²)	D. Broca	h (cm)	Ape (cm ²)	D. Broca	h (cm)	Ape (cm ²)
3/32"	10	300	3/32"	10	> 300	3/32"	10	> 300
	15	>300		15	>300		15	>300
	20	> 300		20	> 300		20	> 300
5/64"	10	250	5/64"	10	300	5/64"	10	> 300
	15	270		15	> 300		15	>300
	20	270		20	>300		20	> 300
1/16"	10	190	1/16"	10	240	1/16"	10	250
	15	190		15	250		15	260
	20	180		20	250		20	290
3/64"	10	100	3/64"	10	150	3/64"	10	190
	15	110		15	170		15	210
	20	110		20	160		20	225
1mm	10	100	1mm	10	125	1mm	10	150
	15	90		15	125		15	160
	20	80		20	110		20	160
0,9mm	10	90	0,9mm	10	110	0,9mm	10	140
	15	80		15	110		15	150
	20	70		20	100		20	150
0,8mm	10	70	0,8mm	10	100	0,8mm	10	125
	15	60		15	90		15	140
	20	50		20	80		20	125
0,7mm	10	35	0,7mm	10	60	0,7mm	10	80
	15	35		15	50		15	70
	20	15		20	35		20	50
0,6mm	10	20	0,6mm	10	30	0,6mm	10	45
	15	15		15	25		15	40
	20	Na		20	15		20	25
0,5mm	10	9	0,5mm	10	15	0,5mm	10	20
	15	4		15	10		15	20
	20	Na		20	Na		20	Na

Na: No Apreciable

En los anexos del 3 al 8 se muestran varias gráficas de la tabla anterior, a través de las cuales se fundamenta el estudio analítico de los diferentes tipos de dispositivos.

Las condiciones a las que se realizaron las pruebas fueron:

P_{atm} (corregida) = 92,326 Kpa

T_{amb} = 22 °C

4.1.2 Geometría del dispositivo

El análisis matemático realizado para la determinación del mejor diseño que cumpla con los requerimientos planteados, se basa en el análisis geométrico de los cinco diseños principales, y la comparación de sus correspondientes demandas de potencia, la cual varía de diseño a diseño y depende del método de generación de fluido de trabajo.

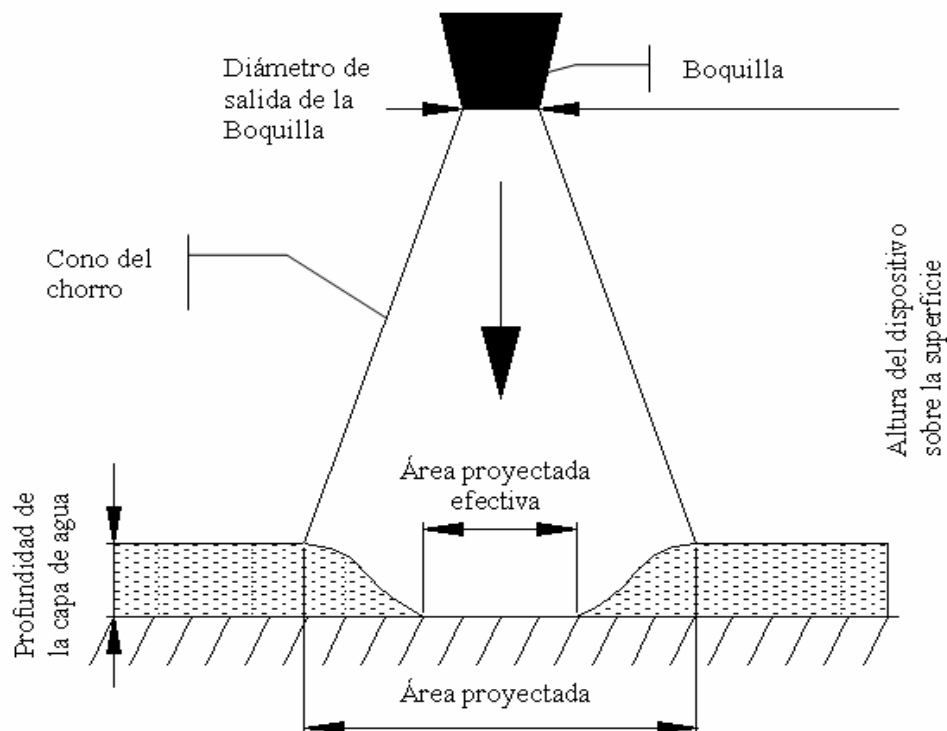


Figura 4-1: Disposición general de las boquillas en cualquiera de los dispositivos. Fuente: Propia.

El requerimiento principal que debe cumplir cualquier dispositivo utilizado para esparcir el agua presente en el pavimento, que trabaje con fluidos de choque, es que éstos produzcan un área proyectada efectiva capaz de abarcar una longitud equivalente al ancho del neumático del vehículo a utilizar en este trabajo de grado (un Buick Century 1987 2,8 L) la cual es de 18 cm.

4.1.2.1 Diseño triangular

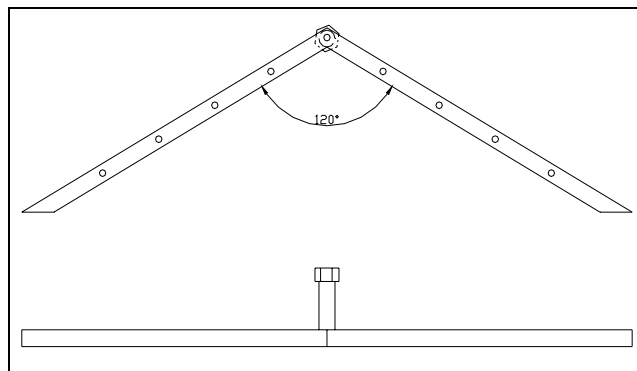


Figura 4-2: Arreglo del dispositivo triangular (Vista superior y frontal). Fuente: Propia

El diseño se determinó a partir de los requerimientos que debe tener el área proyectada efectiva para abarcar la totalidad del ancho del neumático. Para el número de boquillas representadas en la figura anterior, el área proyectada efectiva debe tener la siguiente configuración.

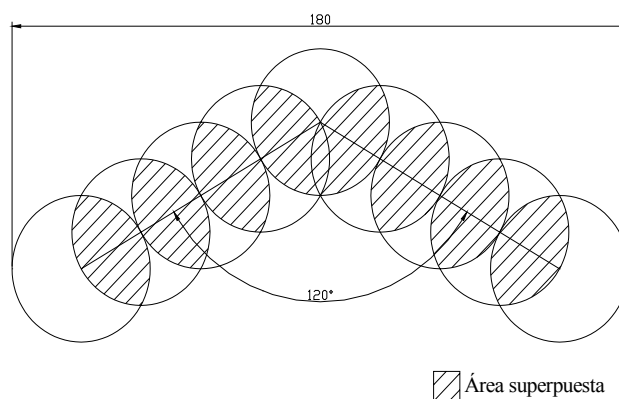


Figura 4-3: Configuración de las áreas proyectadas del dispositivo triangular. Fuente: Propia.

Donde se han hecho superponer las áreas proyectadas efectivas de cada boquilla para garantizar la existencia de una cortina continua de fluido de trabajo a lo largo de todo el diseño.

El ancho de la configuración de áreas proyectadas efectivas se encuentra determinado por el ancho del neumático, mientras que el ángulo entre los ramales se determinó por ser el ángulo más agudo que permite la mayor área proyectada total. Éste hecho se visualiza mejor en la figura 4-4

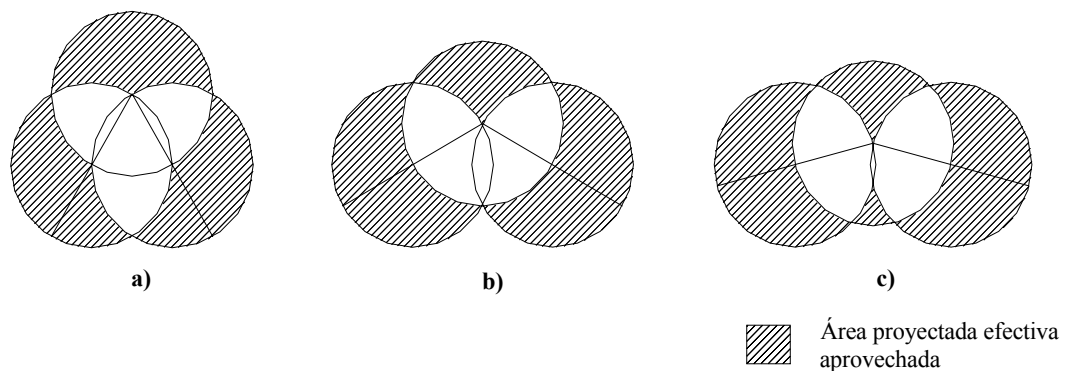


Figura 4-4: Ángulos de apertura de los brazos del dispositivo triangular. Fuente: Propia

En la figura anterior puede observarse que para tres círculos cualesquiera superpuestos de la manera que se desea, el área no superpuesta varía con el ángulo entre los mismos. Para el caso a) además de superponerse los círculos laterales con el superior, éstos se superponen entre sí de manera que el área proyectada efectiva no superpuesta es menor que en los casos b) y c) en los cuales no existe esta superposición.

En los casos b) y c) la superposición entre los círculos laterales se encuentra dentro del área superpuesta entre éstos con el superior, por lo que esta superposición no afecta al área proyectada efectiva aprovechada, es decir, el área efectiva aprovechada del caso b) es igual a la del caso c), e igual a la máxima área efectiva aprovechada posible para esta configuración, por consiguiente se escogió el ángulo más agudo

posible por ser el ángulo que menos desvía la dirección relativa del agua respecto al dispositivo en un vehículo en movimiento, haciendo más fácil dicho desvío. Este ángulo óptimo es fácilmente calculable y se puede visualizar en la siguiente figura. De la que se puede apreciar claramente que el ángulo buscado es 120° .

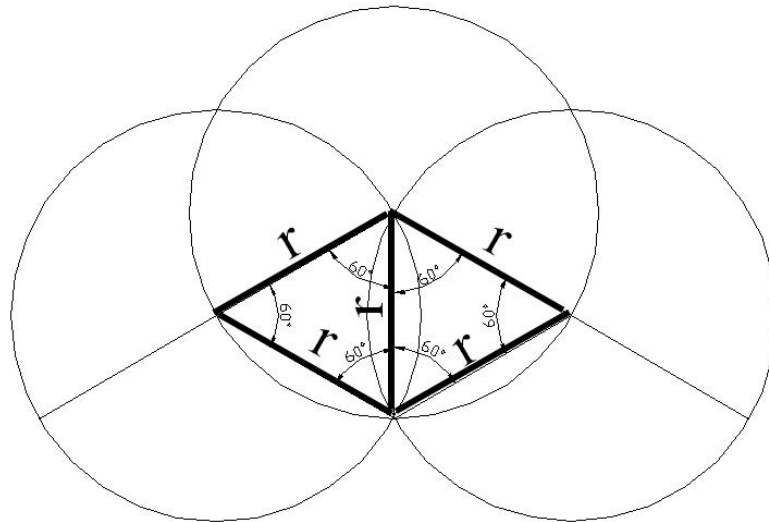


Figura 4-5: Determinación gráfica del ángulo en el dispositivo triangular. Fuente: Propia

Para determinar el radio requerido del área proyectada efectiva, se debe tomar en cuenta el ancho total de 180 mm requerido y dependiendo del número de boquillas presente se encuentra la siguiente relación:

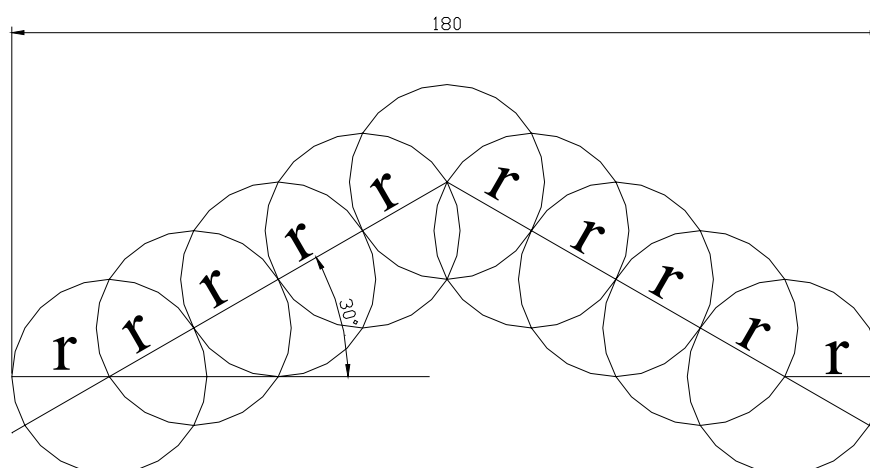


Figura 4-6: Proyecciones según el número de boquillas en el dispositivo. Fuente: Propia.

De la figura se puede determinar que:

$$2 \cdot r + (n - 1) \cdot r \cdot \cos(30) = 180mm$$

$$\Rightarrow r = \frac{180mm}{2 + (n - 1) \cdot \cos(30)}$$

Ecuación 4-1

Donde “n” es el número de boquillas en el dispositivo.

De esta relación se puede determinar los requerimientos mínimos de área proyectada efectiva para diferentes números de boquillas, en este diseño.

Tabla 4-2: Requerimientos de diseño de las áreas proyectadas para el dispositivo triangular

n	r(mm)	Ape(cm ²)	n	r(mm)	Ape(cm ²)	n	r(mm)	Ape(cm ²)
1	90	254,4688	21	9,317	2,7268248	41	4,913	0,7581572
3	48,23084892	73,08013	23	8,55	2,2965956	43	4,691	0,6912598
5	32,94228101	34,09234	25	7,9	1,9606999	45	4,488	0,6328412
7	25,01336217	19,65593	27	7,342	1,6934473	47	4,302	0,5815268
9	20,1608274	12,76927	29	6,857	1,4773328	49	4,131	0,5362098
11	16,88514758	8,956931	31	6,433	1,3000954	51	3,973	0,4959907
13	14,52513989	6,628117	33	6,058	1,1529402	53	3,827	0,4601326
15	12,74394139	5,102195	35	5,724	1,0294254	55	3,691	0,4280271
17	11,35187599	4,048413	37	5,425	0,9247457	57	3,565	0,3991681
19	10,23398224	3,290325	39	5,156	0,8352574	59	3,446	0,3731324

Ya con los requerimientos de área proyectada efectiva determinados y utilizando los resultados obtenidos en el primer experimento, se puede asignar para cada configuración de boquillas el diámetro mínimo requerido como muestra la tabla 4-3.

Tabla 4-3: Diámetros mínimos requeridos en el dispositivo triangular

n	Ape requerida (cm ²)	10 psig				20 psig				30 psig			
		h (cm)	D. Broca mínimo	Ape (cm ²)	As total (mm ²)	h (cm)	D. Broca Mínimo	Ape (cm ²)	As total (mm ²)	h (cm)	D. Broca mínimo	Ape (cm ²)	As total (mm ²)
3	73,080131	10	0,9 mm	90	7,63406	10	0,8 mm	100	6,03185	10	0,7 mm	80	4,61813
		15	0,9 mm	80	7,63406	15	0,8 mm	90	6,03185	15	0,8 mm	140	6,03185
		20	1 mm	80	9,42477	20	0,8 mm	80	6,03185	20	0,8 mm	125	6,03185
5	34,092342	10	0,7 mm	35	7,69689	10	0,7 mm	60	7,69689	10	0,6 mm	45	5,65486
		15	0,7 mm	35	7,69689	15	0,7 mm	50	7,69689	15	0,6 mm	40	5,65486
		20	0,8 mm	50	10,0530	20	0,7 mm	35	7,69689	20	0,7 mm	50	7,69689
7	19,655932	10	0,6 mm	20	7,91680	10	0,6 mm	30	7,91680	10	0,5 mm	20	5,49778
		15	0,7 mm	35	10,7756	15	0,6 mm	25	7,91680	15	0,5 mm	20	5,49778
		20	0,8 mm	50	14,0743	20	0,7 mm	35	7,91680	20	0,6 mm	25	7,91680
9	12,769274	10	0,6 mm	20	10,1787	10	0,5 mm	15	7,06857	10	0,5 mm	20	7,06857
		15	0,6 mm	15	10,1787	15	0,6 mm	25	10,1787	15	0,5 mm	20	7,06857
		20	0,7 mm	15	13,8544	20	0,6 mm	15	10,1787	20	0,6 mm	25	10,1787
11	8,9569309	10	0,5 mm	9	8,63937	10	0,5 mm	15	8,63937	10	0,5 mm	20	8,63937
		15	0,6 mm	15	12,4407	15	0,5 mm	10	8,63937	15	0,5 mm	20	8,63937
		20	0,7 mm	15	16,9331	20	0,6 mm	15	12,4407	20	0,6 mm	25	12,4407
13	6,6281168	10	0,5 mm	9	10,2101	10	0,5 mm	15	10,2101	10	0,5 mm	20	10,2101
		15	0,6 mm	15	14,7026	15	0,5 mm	10	10,2101	15	0,5 mm	20	10,2101
		20	0,7 mm	15	20,0119	20	0,6 mm	15	14,7026	20	0,6 mm	25	14,7026
15	5,1021948	10	0,5 mm	9	11,7809	10	0,5 mm	15	11,7809	10	0,5 mm	20	11,7809
		15	0,6 mm	15	16,9645	15	0,5 mm	10	11,7809	15	0,5 mm	20	11,7809
		20	0,7 mm	15	23,0906	20	0,6 mm	15	16,9645	20	0,6 mm	25	16,9645
17	4,0484127	10	0,5 mm	9	13,3517	10	0,5 mm	15	13,3517	10	0,5 mm	20	13,3517
		15	0,6 mm	15	19,2265	15	0,5 mm	10	13,3517	15	0,5 mm	20	13,3517
		20	0,7 mm	15	26,1694	20	0,6 mm	15	19,2265	20	0,6 mm	25	19,2265

De la tabla anterior se puede determinar cual es el número óptimo de boquillas que debe llevar cada aspersor triangular gracias a que mientras menor sea el área de salida de un compresor a una presión determinada, menor será la potencia que debe suministrar el compresor al fluido (ver cálculo de potencia).

Por ende, dependiendo de la presión de trabajo, se determina que para:

- 10 psig: Aspersor con 3 boquillas de 0.9 mm de diámetro de salida para un área total de salida de $7,634064 \text{ mm}^2$.
- 20 psig: Aspersor con 3 boquillas de 0.8 mm de diámetro de salida para un área total de salida de $6,031853 \text{ mm}^2$.
- 30 psig: Aspersor con 3 boquillas de 0.7 mm de diámetro de salida para un área total de salida de $4,618137 \text{ mm}^2$.

4.1.2.2 Diseño parabólico

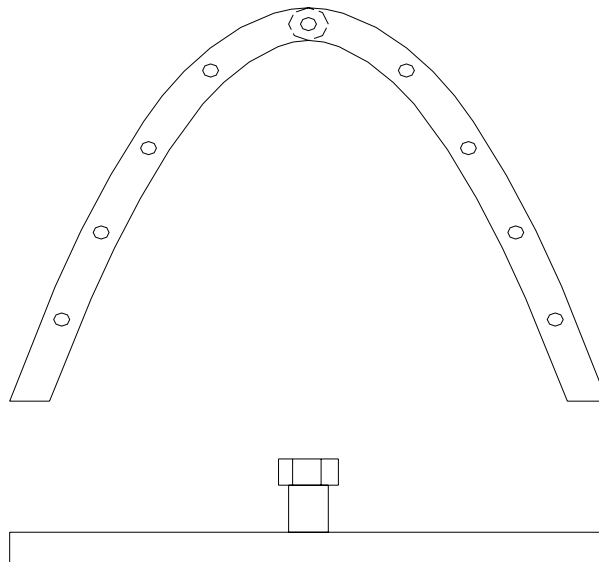


Figura 4-7: Arreglo del dispositivo parabólico (Vista superior y frontal). Fuente: Propia

En base en los resultados geométricos encontrados en el diseño triangular se elaboró esta configuración parabólica de boquillas, tomando en cuenta que la mejor forma encontrada del área proyectada efectiva es de 120° (ver diseño triangular).

Sin embargo en el diseño parabólico no se conserva el ángulo de 120° para toda la configuración de boquillas, éste varía dependiendo del número de boquillas y del tamaño del área proyectada, dificultando la determinación de las dimensiones del diseño.

Para determinar la forma del diseño parabólico se parte del ángulo de 120° entre las primeras tres áreas proyectadas y del requerimiento de 180 mm de ancho total de la configuración de áreas proyectadas:

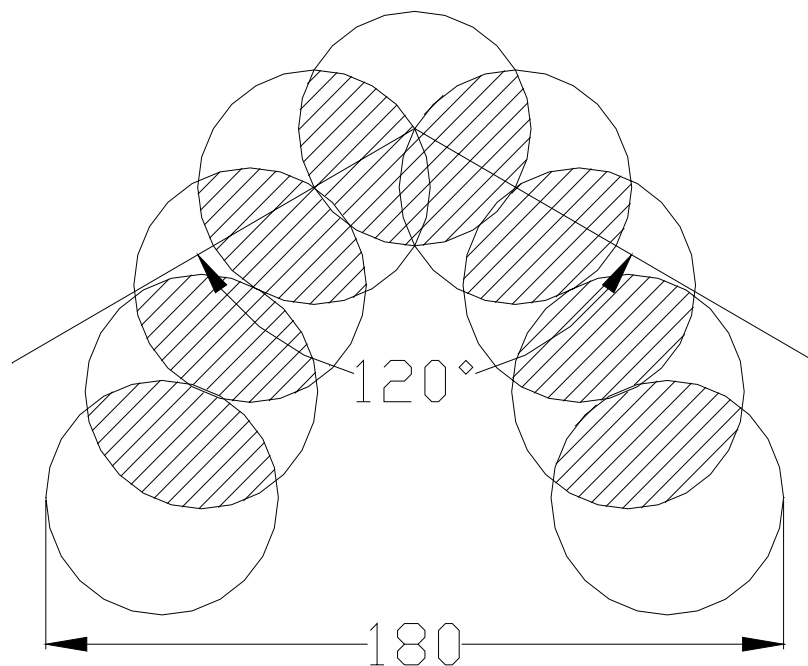


Figura 4-8: Configuración de las áreas proyectadas del dispositivo triangular. Fuente: Propia.

Con estos datos y mediante cálculos geométricos se puede encontrar la relación entre el número de boquillas, el radio requerido de área proyectada efectiva y la forma de la parábola.

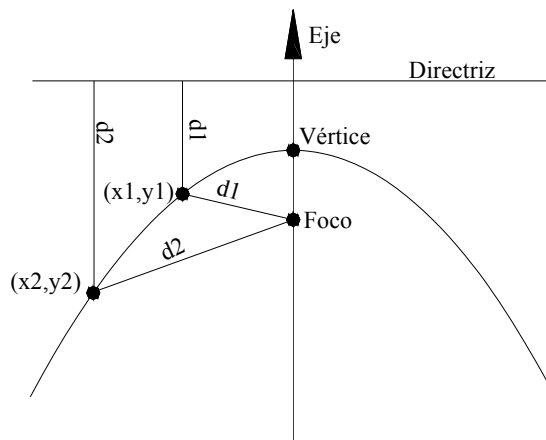


Figura 4-9: Representación de los elementos constructivos de una parábola. Fuente: Propia

Tomando en cuenta los requerimientos mencionados anteriormente y gracias a las propiedades de la parábola se tiene, de acuerdo al análisis geométrico en la figura 4-10.

Por el teorema del coseno:

$$x^2 = r^2 + p^2 - 2rp \cos(60) \quad \text{Ecuación 4-2}$$

Pero también se ve que:

$$x^2 = r^2 + \left(\sqrt{p^2 + r^2 \operatorname{sen}^2(60)} \right)^2 - 2r \sqrt{p^2 + r^2 \operatorname{sen}^2(60)} \cdot \cos(\beta) \quad \text{Ecuación 4-3}$$

$$x^2 = r^2 + p^2 + r^2 \operatorname{sen}^2(60) - 2r \sqrt{p^2 + r^2 \operatorname{sen}^2(60)} \cdot \cos(\beta) \quad \text{Ecuación 4-4}$$

Sustituyendo y simplificando se tiene:

$$r \operatorname{sen}^2(60) + 2p \cos(60) - 2 \sqrt{p^2 + r^2 \operatorname{sen}^2(60)} \cdot \cos(\beta) = 0 \quad \text{Ecuación 4-5}$$

Donde:

$$\beta = 180 - \alpha - 60$$

$$\Rightarrow \beta = 120 - \alpha$$

Ecuación 4-6

$$\alpha = \operatorname{asen}\left(\frac{r \cdot \operatorname{sen}(60)}{\sqrt{p^2 + r^2 \operatorname{sen}^2(60)}}\right)$$

Ecuación 4-7

$$\beta = 120 - \operatorname{asen}\left(\frac{r \cdot \operatorname{sen}(60)}{\sqrt{p^2 + r^2 \operatorname{sen}^2(60)}}\right)$$

Ecuación 4-8

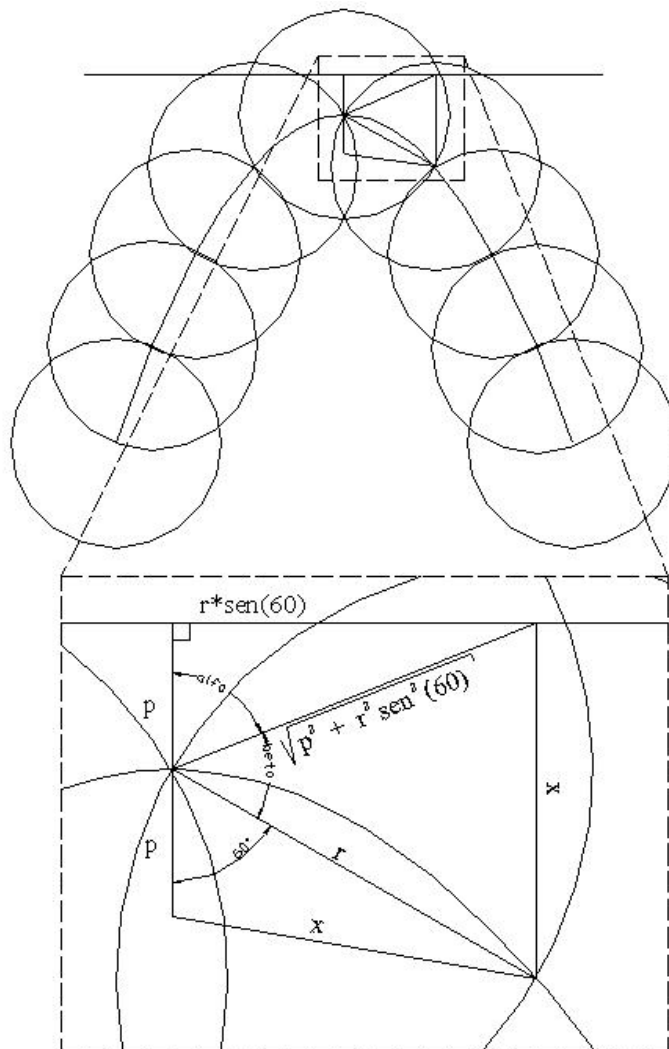


Figura 4-10: Análisis geométrico de la parábola. Fuente: Propia.

De esta manera se ha encontrado una ecuación que relaciona el radio “r” con la dimensión principal de la parábola “p”, faltaría relacionar el número de boquillas existente con “p” y “r” para completar el diseño:

Se parte de la ecuación canónica de una parábola de eje vertical:

$$(x - h)^2 = 4p(y - k) \quad \text{Ecuación 4-9}$$

Donde “h” y “k” son las coordenadas del vértice de la parábola. Si se sitúa el vértice de la parábola en el origen de coordenadas, la fórmula anterior se reduce a:

$$\begin{aligned} x^2 &= 4py \\ \text{ó} \\ y &= \frac{x^2}{4p} \end{aligned} \quad \text{Ecuación 4-10}$$

En la figura mostrada a continuación se puede visualizar que el segmento de la parábola requerido para el diseño es el comprendido entre $(x = -90 + r)$ y $(x = 90 - r)$.

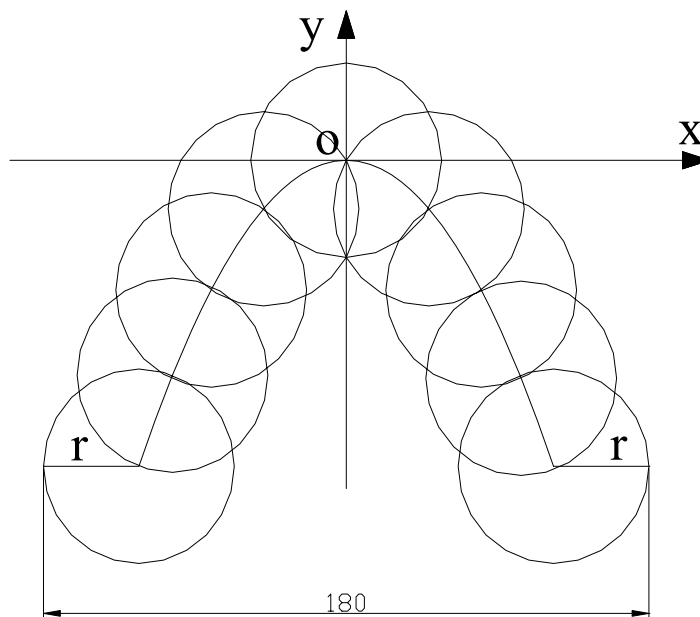


Figura 4-11: Áreas proyectadas según la parábola. Fuente: Propia.

Si se encuentra la longitud de arco de la parábola en el segmento de trabajo se tiene:

$$s = \int_a^b \sqrt{1 + [f'(x)]^2} dx \quad \text{Ecuación 4-11}$$

$$s = \int_{-90+r}^{90-r} \sqrt{1 + \left[\left(\frac{x^2}{4p} \right)' \right]^2} dx = \int_{-90+r}^{90-r} \sqrt{1 + \left[\frac{x}{2p} \right]^2} dx = \int_{-90+r}^{90-r} \sqrt{1 + \frac{x^2}{4p^2}} dx \quad \text{Ecuación 4-12}$$

$$s = \frac{1}{2p} \int_{-90+r}^{90-r} \sqrt{4p^2 + x^2} dx \quad \text{Ecuación 4-13}$$

Si se hace:

$$x = 2p \cdot \tan(\theta) \Rightarrow dx = 2p \cdot \sec^2(\theta) \cdot d\theta \quad \text{Ecuación 4-14}$$

$$\text{y para } \begin{cases} x = -90 + r \Rightarrow \theta = \arctan\left(\frac{-90+r}{2p}\right) \\ x = 90 - r \Rightarrow \theta = \arctan\left(\frac{90-r}{2p}\right) \end{cases} \quad \text{Ecuación 4-15}$$

$$\Rightarrow s = \frac{1}{2p} \int_{\arctan\left(\frac{-90+r}{2p}\right)}^{\arctan\left(\frac{90-r}{2p}\right)} \sqrt{4p^2 + 4p^2 \tan^2(\theta)} \cdot 2p \cdot \sec^2(\theta) \cdot d\theta \quad \text{Ecuación 4-16}$$

$$\Rightarrow s = 2p \cdot \int_{\arctan\left(\frac{-90+r}{2p}\right)}^{\arctan\left(\frac{90-r}{2p}\right)} \sec^3(\theta) \cdot d\theta \quad \text{Ecuación 4-17}$$

Como:

$$\int \sec^n(\theta) d\theta = \frac{\sec^{n-2}(\theta) \cdot \tan(\theta)}{n-1} + \frac{n-2}{n-1} \cdot \int \sec^{n-2}(\theta) d\theta \quad \text{Ecuación 4-18}$$

$$\Rightarrow s = 2p \cdot \left[\frac{\sec(\theta) \cdot \tan(\theta)}{2} + \frac{1}{2} \cdot \ln |\sec(\theta) + \tan(\theta)| \right]_{\arctan\left(\frac{-90+r}{2p}\right)}^{\arctan\left(\frac{90-r}{2p}\right)} \quad \text{Ecuación 4-19}$$

$$\Rightarrow s = 2p \cdot \left[\frac{\sqrt{4p^2 + (-90+r)^2} \cdot \left(\frac{-90+r}{2p}\right)}{4p} + \frac{1}{2} \cdot \ln \left| \frac{\sqrt{4p^2 + (-90+r)^2} \cdot \left(\frac{-90+r}{2p}\right)}{2p} \right| \right]$$

Ecuación 4-20

Si se hace la siguiente aproximación:

$$(n-1) \cdot r = s$$

Ecuación 4-21

En la cual se representa la longitud de arco de la parábola “s” como una suma de radios de las circunferencias correspondientes al área proyectada efectiva y donde n representa al número de boquillas:

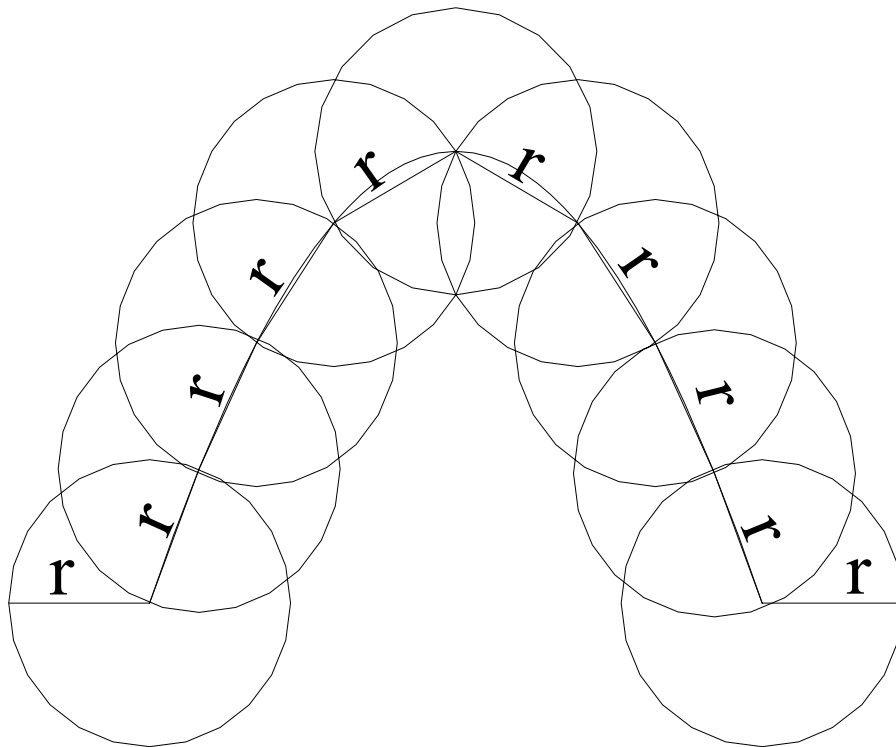


Figura 4-12: Proyección de las áreas según el número de boquillas. Fuente: Propia.

$$\Rightarrow n = \frac{s}{r} + 1$$

Ecuación 4-22

$$\Rightarrow n = \frac{2p \cdot \left[\frac{\sqrt{4p^2 + (-90+r)^2} \cdot \left(\frac{-90+r}{2p}\right)}{4p} + \frac{1}{2} \cdot \ln \left| \frac{\sqrt{4p^2 + (-90+r)^2} \cdot \left(\frac{-90+r}{2p}\right)}{2p} \right| \right]}{r} + 1$$

Ecuación 4-23

Con lo cual se ha logrado relacionar el número de boquillas “n” con las variables “p” y “r” llegando, de esta manera, al siguiente sistema de ecuaciones:

$$\left\{ \begin{array}{l} r \cdot \text{sen}^2(60) + 2p \cos(60) - 2\sqrt{p^2 + r^2 \text{sen}^2(60)} \cdot \cos(120 - a \text{sen} \left(\frac{r \cdot \text{sen}(60)}{\sqrt{p^2 + r^2 \text{sen}^2(60)}} \right)) = 0 \\ n = \frac{2p \cdot \left[\frac{\sqrt{4p^2 + (-90+r)^2} \cdot \left(\frac{-90+r}{2p}\right)}{4p} + \frac{1}{2} \ln \left| \frac{\sqrt{4p^2 + (-90+r)^2} \cdot \left(\frac{-90+r}{2p}\right)}{2p} \right| \right]}{r} + 1 \end{array} \right.$$

Ecuación 4-24

Con la finalidad de resolver el sistema de ecuaciones anterior se utilizó el programa de cálculo Matlab que se muestra en el anexo 12. Con el cual se obtuvieron los siguientes resultados.

Tabla 4-4: Resultados del sistema de ecuaciones 4.24

n	r(mm)	p(mm)	N	r(mm)	p(mm)	n	r(mm)	p(mm)
1	-	-	21	19,2919	7,2345	41	14,2567	5,3463
3	48,7723	18,2897	23	18,5161	6,9435	43	13,9516	5,2319
5	37,5055	14,0646	25	17,8323	6,6871	45	13,6663	5,1249
7	31,8967	11,9613	27	17,2235	6,4588	47	13,3986	5,0245
9	28,3635	10,6363	29	16,6765	6,2537	49	13,1468	4,9301
11	25,8628	9,6986	31	16,1814	6,068	51	12,9094	4,841
13	23,966	8,9873	33	15,7302	5,8989	53	12,6849	4,7569
15	22,4594	8,4223	35	15,3168	5,7438	55	12,4723	4,6771
17	21,223	7,9587	37	14,9361	5,6011	57	12,2705	4,6015
19	20,1832	7,5687	39	14,5839	5,469	59	12,0786	4,5295

Lo cual implica:

Tabla 4-5: Resultados del sistema de ecuaciones 4.24

n	r(mm)	Ape(cm ²)	N	r(mm)	Ape(cm ²)	n	r(mm)	Ape(cm ²)
1	-	-	21	19,2919	11,6922882	41	14,2567	6,38539147
3	48,7723	74,7301715	23	18,5161	10,7708144	43	13,9516	6,11501517
5	37,5055	44,1915694	25	17,8323	9,98997105	45	13,6663	5,86747714
7	31,8967	31,96252	27	17,2235	9,31949382	47	13,3986	5,63986034
9	28,3635	25,2737187	29	16,6765	8,73693936	49	13,1468	5,42987233
11	25,8628	21,0136062	31	16,1814	8,22586719	51	12,9094	5,23554168
13	23,966	18,044324	33	15,7302	7,77352491	53	12,6849	5,05502842
15	22,4594	15,8469543	35	15,3168	7,37030718	55	12,4723	4,88700297
17	21,223	14,1502155	37	14,9361	7,0084815	57	12,2705	4,73014033
19	20,1832	12,7976301	39	14,5839	6,68185214	59	12,0786	4,58334664

Ya con los requerimientos de área proyectada efectiva determinados y utilizando los resultados obtenidos en el primer experimento, se puede asignar para cada configuración de boquillas el diámetro mínimo requerido como muestra la tabla 4-6.

Tabla 4-6: Diámetros mínimos requeridos en el dispositivo parabólico.

n	Ape requerida (cm ²)	10 psig				20 psig				30 psig			
		H (cm)	D. Broca mínimo	Ape (cm ²)	As total (mm ²)	h (cm)	D. Broca mínimo	Ape (cm ²)	As total (mm ²)	h (cm)	D. Broca mínimo	Ape (cm ²)	As total (mm ²)
3	74,7301715	10	0,9 mm	90	7,63406	10	0,8 mm	100	6,03185	10	0,7 mm	80	4,618137
		15	0,9 mm	80	7,63406	15	0,8 mm	90	6,03185	15	0,8 mm	140	6,031853
		20	1 mm	80	9,42477	20	0,8 mm	80	6,03185	20	0,8 mm	125	6,031853
5	44,1915694	10	0,8 mm	70	10,0530	10	0,7 mm	60	7,69689	10	0,6 mm	45	5,654862
		15	0,8 mm	60	10,0530	15	0,7 mm	50	7,69689	15	0,7 mm	70	7,696896
		20	0,8 mm	50	10,0530	20	0,8 mm	80	10,0530	20	0,7 mm	50	7,696896
7	31,96252	10	0,7 mm	35	10,7756	10	0,7 mm	60	10,7756	10	0,6 mm	45	7,916807
		15	0,7 mm	35	10,7756	15	0,7 mm	50	10,7756	15	0,6 mm	40	7,916807
		20	0,8 mm	50	14,0743	20	0,7 mm	35	10,7756	20	0,7 mm	50	10,77565
9	25,2737187	10	0,7 mm	35	13,8544	10	0,6 mm	30	10,1787	10	0,6 mm	45	10,17875
		15	0,7 mm	35	13,8544	15	0,7 mm	50	13,8544	15	0,6 mm	40	10,17875
		20	0,8 mm	50	18,0955	20	0,7 mm	35	13,8544	20	0,7 mm	50	13,85441
11	21,0136062	10	0,7 mm	35	16,9331	10	0,6 mm	30	12,4407	10	0,6 mm	45	12,4407
		15	0,7 mm	35	16,9331	15	0,6 mm	25	12,4407	15	0,6 mm	40	12,4407
		20	0,8 mm	50	22,1167	20	0,7 mm	35	16,9331	20	0,6 mm	25	12,4407
13	18,044324	10	0,6 mm	20	14,7026	10	0,6 mm	30	14,7026	10	0,5 mm	20	10,21017
		15	0,7 mm	35	20,0119	15	0,6 mm	25	14,7026	15	0,5 mm	20	10,21017
		20	0,8 mm	50	26,1380	20	0,7 mm	35	20,0119	20	0,6 mm	25	14,70264
15	15,8469543	10	0,6 mm	20	16,9645	10	0,6 mm	30	16,9645	10	0,5 mm	20	11,78096
		15	0,7 mm	35	23,0906	15	0,6 mm	25	16,9645	15	0,5 mm	20	11,78096
		20	0,8 mm	50	30,1592	20	0,7 mm	35	23,0906	20	0,6 mm	25	16,96459
17	14,1502155	10	0,6 mm	20	19,2265	10	0,5 mm	15	13,3517	10	0,5 mm	20	13,35176
		15	0,6 mm	15	19,2265	15	0,6 mm	25	19,2265	15	0,5 mm	20	13,35176
		20	0,7 mm	15	26,1694	20	0,6 mm	15	26,1694	20	0,6 mm	25	19,22653

Los datos de la tabla anterior implican que los requerimientos son:

- 10 psig: Aspersor con 3 boquillas de 0.9 mm de diámetro de salida para un área total de salida de 7,634064 mm².
- 20 psig: Aspersor con 3 boquillas de 0.8 mm de diámetro de salida para un área total de salida de 6,031853 mm².
- 30 psig: Aspersor con 3 boquillas de 0.7 mm de diámetro de salida para un área total de salida de 4,618137 mm².

4.1.2.3 Diseño angular

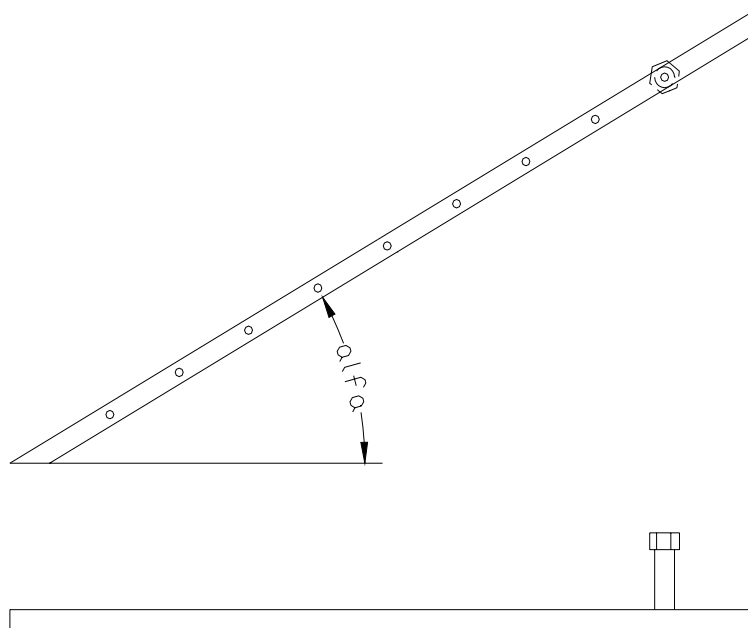


Figura 4-13: Arreglo del dispositivo angular (Vista superior y frontal). Fuente: Propia.

La determinación de las dimensiones de este diseño no son posibles de determinar mediante cálculos geométricos, ya que para definir el ángulo “ α ” se tendrían que realizar pruebas hidrodinámicas con la finalidad de definir cuál ángulo es el que

dispersa mejor el agua de la vía, el cual debe ser función de la velocidad relativa del agua respecto al dispositivo.

Sin embargo se puede mencionar que mientras mayor sea el ángulo “ α ” existe un menor cambio de dirección del agua en un vehículo en movimiento, es decir, mientras mayor sea “ α ”, más hidrodinámico será el diseño.

No obstante, al aumentar el ángulo “ α ”, mayor será la demanda de área proyectada efectiva, ya que el fluido de trabajo deberá cubrir una longitud mayor de descarga, como se muestra en la figura 4-14.

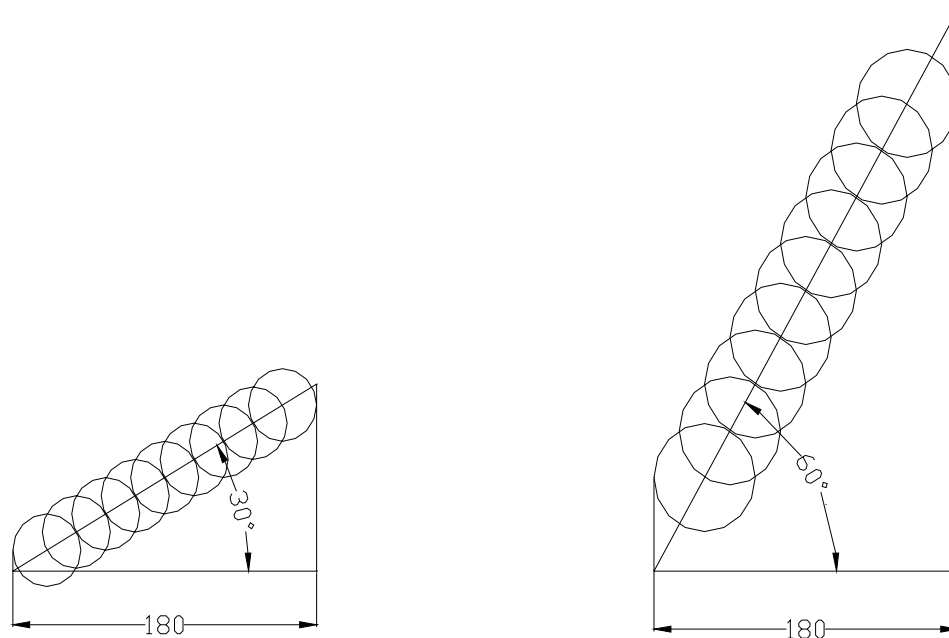


Figura 4-14: Demandas del área proyectada según el ángulo Alfa. Fuente: Propia.

Incluso mediante la realización de pruebas experimentales sería complicado fijar un ángulo, ya que se supone que éste debe variar con la velocidad relativa del dispositivo respecto al agua.

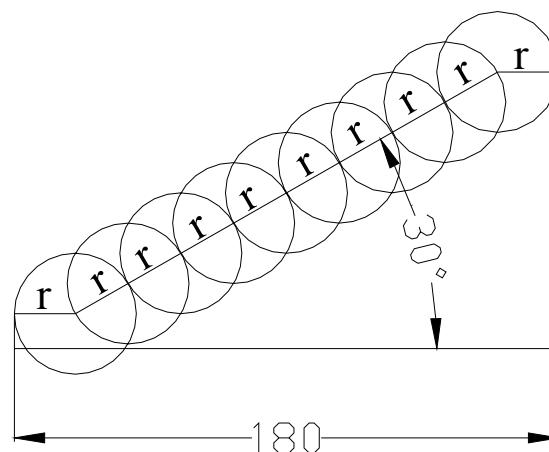
Sin embargo se puede predecir la existencia de un ángulo mínimo necesario que haga que el diseño sea funcional en todo el rango de velocidades en las que se desplace el vehículo. Se necesitarán pruebas posteriores para la determinación de dicho ángulo, por lo pronto, se asumirá un ángulo de 30° en el cual los requerimientos de área proyectada efectiva son idénticos al diseño triangular para el mismo número de boquillas.

Otra peculiaridad de este diseño es la falta de simetría que este posee, la cual hace posible que el diseño pueda trabajar con cualquier número de boquillas (par o impar).

En la figura 4-13 se muestra la forma como se ha dispuesto la entrada de fluido de trabajo, de esta manera, dicha entrada se ubica exactamente sobre la boquilla que producirá el fluido de trabajo que entra primero en contacto con el agua, siendo éste encargado de causar la desviación de la dirección de la misma.

La relación entre el número de boquillas y el radio del área proyectada efectiva requerida por las mismas es igual a la del diseño triangular:

Figura 4-15: Proyección de las áreas según el número de boquillas. Fuente: Propia.



$$r = \frac{180\text{mm}}{2 + (n-1) \cdot \cos(30)}$$

Ecuación 4-25

De esta relación se puede determinar los requerimientos mínimos de área proyectada efectiva para diferentes números de boquillas en este diseño.

Tabla 4-7: Requerimientos mínimos de área en el dispositivo angular.

N	r (mm)	Ape (cm ²)	n	r (mm)	Ape (cm ²)	n	r (mm)	Ape (cm ²)
1	90	254,4688	21	9,316523049	2,726825	41	4,912526329	0,758157
2	62,80474202	123,918	22	8,91683353	2,497876	42	4,79909769	0,72355
3	48,23084892	73,08013	23	8,550027548	2,296596	43	4,690788897	0,69126
4	39,14680091	48,14399	24	8,212207316	2,118699	44	4,587260957	0,661084
5	32,94228101	34,09234	25	7,900067656	1,9607	45	4,488204158	0,632841
6	28,4354434	25,40209	26	7,610787499	1,819737	46	4,393334976	0,606371
7	25,01336217	19,65593	27	7,341944381	1,693447	47	4,302393359	0,581527
8	22,32646926	15,65992	28	7,091446443	1,579862	48	4,215140354	0,558179
9	20,1608274	12,76927	29	6,857477895	1,477333	49	4,131356006	0,53621
10	18,37816638	10,61094	30	6,638454924	1,38447	50	4,050837505	0,515512
11	16,88514758	8,956931	31	6,432989802	1,300095	51	3,973397552	0,495991
12	15,61648431	7,661539	32	6,239861444	1,223205	52	3,898862901	0,477557
13	14,52513989	6,628117	33	6,05799113	1,15294	53	3,827073066	0,460133
14	13,57636728	5,790508	34	5,88642234	1,08856	54	3,757879167	0,443645
15	12,74394139	5,102195	35	5,724303928	1,029425	55	3,6911429	0,428027
16	12,00769744	4,529695	36	5,570876002	0,974982	56	3,626735615	0,41322
17	11,35187599	4,048413	37	5,425458013	0,924746	57	3,564537486	0,399168
18	10,76398224	3,63995	38	5,28743866	0,878295	58	3,504436769	0,385821
19	10,23398224	3,290325	39	5,156267306	0,835257	59	3,446329132	0,373132
20	9,753725543	2,988757	40	5,031446629	0,795308	60	3,390117049	0,36106

Ya con los requerimientos de área proyectada efectiva determinados y utilizando los resultados obtenidos en el primer experimento, se puede asignar para cada configuración de boquillas el diámetro mínimo requerido como muestra la tabla 4-8.

Tabla 4-8: Diámetros mínimos requeridos en el dispositivo angular

n	Ape requerida (cm ²)	10 psig				20 psig				30 psig			
		h (cm)	D. Broca mínimo	Ape (cm ²)	As total (mm ²)	H (cm)	D. Broca mínimo	Ape (cm ²)	As total (mm ²)	h (cm)	D. Broca mínimo	Ape (cm ²)	As total (mm ²)
2	123,917995	10	1/16"	190	15,8346	10	1 mm	125	6,28318	10	0,8 mm	125	4,021235
		15	1/16"	190	15,8346	15	1 mm	125	6,28318	15	0,8 mm	140	4,021235
		20	1/16"	180	15,8346	20	3/64"	160	8,90696	20	0,8 mm	125	4,021235
3	73,08013115	10	0,9 mm	90	7,634064	10	0,8 mm	100	6,031853	10	0,7 mm	80	4,618137
		15	0,9 mm	80	7,634064	15	0,8 mm	90	6,031853	15	0,8 mm	140	6,031853
		20	1 mm	80	9,42477	20	0,8 mm	80	6,031853	20	0,8 mm	125	6,031853
4	48,14398779	10	0,8 mm	70	8,04247	10	0,7 mm	60	6,157516	10	0,7 mm	80	6,157516
		15	0,8 mm	60	8,04247	15	0,7 mm	50	6,157516	15	0,7 mm	70	6,157516
		20	0,8 mm	50	8,04247	20	0,8 mm	80	8,04247	20	0,7 mm	50	6,157516
5	34,09234235	10	0,7 mm	35	7,696896	10	0,7 mm	60	7,696896	10	0,6 mm	45	5,654862
		15	0,7 mm	35	7,696896	15	0,7 mm	50	7,696896	15	0,6 mm	40	5,654862
		20	0,8 mm	50	10,05309	20	0,7 mm	35	7,696896	20	0,7 mm	50	7,696896
6	25,40209379	10	0,7 mm	35	9,236275	10	0,6 mm	30	6,785834	10	0,6 mm	45	6,785834
		15	0,7 mm	35	9,236275	15	0,7 mm	25	9,236275	15	0,6 mm	40	6,785834
		20	0,8 mm	50	12,06371	20	0,7 mm	35	9,236275	20	0,7 mm	50	9,236275
7	19,65593235	10	0,6 mm	20	7,916807	10	0,6 mm	30	7,916807	10	0,5 mm	20	5,497783
		15	0,7 mm	35	10,77565	15	0,6 mm	25	7,916807	15	0,5 mm	20	5,497783
		20	0,8 mm	50	14,07432	20	0,7 mm	35	10,77565	20	0,6 mm	25	7,916807
8	15,65992231	10	0,6 mm	20	9,047779	10	0,6 mm	30	9,047779	10	0,5 mm	20	6,28318
		15	0,7 mm	35	12,31503	15	0,6 mm	25	9,047779	15	0,5 mm	20	6,28318
		20	0,8 mm	50	16,08494	20	0,7 mm	35	12,31503	20	0,6 mm	25	9,047779
9	12,76927409	10	0,6 mm	20	10,17875	10	0,5 mm	15	7,068578	10	0,5 mm	20	7,068578
		15	0,6 mm	15	10,17875	15	0,6 mm	25	10,17875	15	0,5 mm	20	7,068578
		20	0,7 mm	15	13,85441	20	0,6 mm	15	10,17875	20	0,6 mm	25	10,17875

Lo cual implica que para:

- 10 psig: Aspersor con 3 boquillas de 0.9 mm de diámetro de salida para un área total de salida de 7,634064 mm².
- 20 psig: Aspersor con 3 boquillas de 0.8 mm de diámetro de salida para un área total de salida de 6,031853 mm².
- 30 psig: Aspersor con 2 boquillas de 0.8 mm de diámetro de salida para un área total de salida de 4,021235 mm².

4.1.2.4 Diseño horizontal

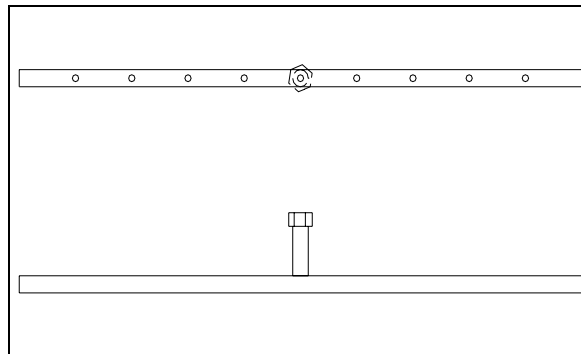


Figura 4-16: Arreglo del dispositivo horizontal (Vista superior y frontal). Fuente: Propia.

Este diseño horizontal no se necesita determinar dimensiones ya que la longitud del diseño está determinada por el ancho del neumático, en el caso de estudio 180 mm.

Al igual que en el diseño angular, el número de boquillas de este diseño puede ser par o impar y el requerimiento del área proyectada efectiva por boquilla se puede determinar fácilmente de la siguiente manera.

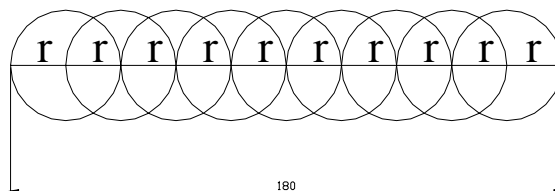


Figura 4-17: Proyecciones según el número de boquillas en el dispositivo. Fuente: Propia.

$$r = \frac{180mm}{n+1}$$

Ecuación 4-26

De esta relación se puede determinar los requerimientos mínimos de área proyectada efectiva para diferentes números de boquillas en este diseño:

Tabla 4-9: Requerimientos de diseño en el dispositivo horizontal.

n	R (mm)	Ape (cm ²)	n	r (mm)	Ape (cm ²)	n	r (mm)	Ape (cm ²)
1	90	254,4688	21	8,182	2,103048	41	4,286	0,577027
2	60	113,0972	22	7,826	1,92415	42	4,186	0,5505
3	45	63,6172	23	7,5	1,767144	43	4,091	0,525762
4	36	40,71501	24	7,2	1,6286	44	4	0,502654
5	30	28,27431	25	6,923	1,505732	45	3,913	0,481037
6	25,71	20,77296	26	6,667	1,396262	46	3,83	0,460785
7	22,5	15,9043	27	6,429	1,29831	47	3,75	0,441786
8	20	12,56636	28	6,207	1,210315	48	3,673	0,423938
9	18	10,17875	29	6	1,130972	49	3,6	0,40715
10	16,36	8,412191	30	5,806	1,059183	50	3,529	0,39134
11	15	7,068578	31	5,625	0,994019	51	3,462	0,376433
12	13,85	6,02293	32	5,455	0,934688	52	3,396	0,362362
13	12,86	5,193241	33	5,294	0,880515	53	3,333	0,349066
14	12	4,52389	34	5,143	0,830918	54	3,273	0,336488
15	11,25	3,976075	35	5	0,785398	55	3,214	0,324578
16	10,59	3,522059	36	4,865	0,743517	56	3,158	0,313289
17	10	3,14159	37	4,737	0,7049	57	3,103	0,302579
18	9,474	2,819599	38	4,615	0,669214	58	3,051	0,292409
19	9	2,544688	39	4,5	0,636172	59	3	0,282743
20	8,571	2,308107	40	4,39	0,605518	60	2,951	0,273549

Ya con los requerimientos de área proyectada efectiva determinados y utilizando los resultados obtenidos en el experimento de geometría del chorro de choque se puede asignar para cada configuración de boquillas el diámetro mínimo requerido, como se muestra en la tabla 4-10.

Tabla 4-10: Diámetros mínimos requeridos en el dispositivo horizontal.

n	Ape requerida (cm ²)	10 psig				20 psig				30 psig			
		h (cm)	D. Broca mínimo	Ape (cm ²)	As total (mm ²)	H (cm)	D. Broca mínimo	Ape (cm ²)	As total (mm ²)	h (cm)	D. Broca mínimo	Ape (cm ²)	As total (mm ²)
2	113,09724	10	1/16"	190	15,8346	10	1 mm	125	6,28318	10	0,8 mm	125	4,021235
		15	1/16"	190	15,8346	15	1 mm	125	6,28318	15	0,8 mm	140	4,021235
		20	1/16"	180	15,8346	20	3/64"	160	8,90696	20	0,8 mm	125	4,021235
3	63,6171975	10	0,8 mm	70	6,031853	10	0,8 mm	100	6,031853	10	0,7 mm	80	4,618137
		15	0,9 mm	80	7,634064	15	0,8 mm	90	6,031853	15	0,7 mm	70	4,618137
		20	0,9 mm	70	7,634064	20	0,8 mm	80	6,031853	20	0,8 mm	125	6,031853
4	40,7150064	10	0,8 mm	70	8,04247	10	0,7 mm	60	6,157516	10	0,6 mm	45	4,52389
		15	0,8 mm	60	8,04247	15	0,7 mm	50	6,157516	15	0,7 mm	70	6,157516
		20	0,8 mm	50	8,04247	20	0,8 mm	80	8,04247	20	0,7 mm	50	6,157516
5	28,27431	10	0,7 mm	35	7,696896	10	0,6 mm	30	5,654862	10	0,6 mm	45	5,654862
		15	0,7 mm	35	7,696896	15	0,7 mm	50	7,696896	15	0,6 mm	40	5,654862
		20	0,8 mm	50	10,05309	20	0,7 mm	35	7,696896	20	0,7 mm	50	7,696896
6	20,77296245	10	0,7 mm	35	9,236275	10	0,6 mm	30	6,785834	10	0,6 mm	45	6,785834
		15	0,7 mm	35	9,236275	15	0,6 mm	25	6,785834	15	0,6 mm	40	6,785834
		20	0,8 mm	50	12,06371	20	0,7 mm	35	9,236275	20	0,6 mm	25	6,785834
7	15,90429938	10	0,6 mm	20	7,916807	10	0,6 mm	30	7,916807	10	0,5 mm	20	5,497783
		15	0,7 mm	35	10,77565	15	0,6 mm	25	7,916807	15	0,5 mm	20	5,497783
		20	0,8 mm	50	14,07432	20	0,7 mm	35	10,77565	20	0,6 mm	25	7,916807
8	12,56636	10	0,6 mm	20	9,047779	10	0,5 mm	30	6,28318	10	0,5 mm	20	6,28318
		15	0,6 mm	15	9,047779	15	0,6 mm	25	9,047779	15	0,5 mm	20	6,28318
		20	0,7 mm	15	12,31503	20	0,6 mm	35	9,047779	20	0,6 mm	25	9,047779
9	10,1787516	10	0,6 mm	20	10,17875	10	0,5 mm	15	7,068578	10	0,5 mm	20	7,068578
		15	0,6 mm	15	10,17875	15	0,6 mm	25	10,17875	15	0,5 mm	20	7,068578
		20	0,7 mm	15	13,85441	20	0,6 mm	15	10,17875	20	0,6 mm	25	10,17875

Lo cual implica que para:

- 10 psig: Aspersor con 3 boquillas de 0.9 mm de diámetro de salida para un área total de salida de 7,634064 mm².
- 20 psig: Aspersor con 5 boquillas de 0.6 mm de diámetro de salida para un área total de salida de 5,654862 mm².
- 30 psig: Aspersor con 2 boquillas de 0.8 mm de diámetro de salida para un área total de salida de 4,021235 mm².

4.1.2.5 Dispositivo de boquilla única

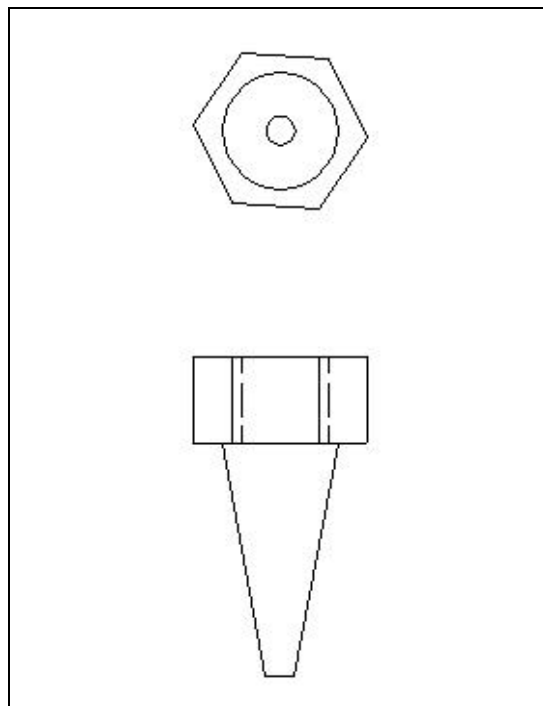


Figura 4-18: Arreglo del dispositivo de boquilla única (Vista superior y frontal). Fuente: Propia.

En este diseño de boquilla única existe sólo un requerimiento de diseño, el cual es que el área proyectada efectiva de una sola boquilla abarque la totalidad del ancho del neumático establecido en 18 cm, es decir:

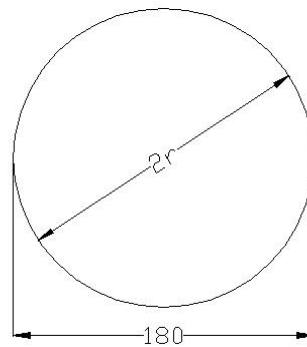


Figura 4-19: Área proyectada del dispositivo de boquilla única. Fuente: Propia.

En función del tamaño del neumático establecido:

$$2r = 180mm$$

$$r = \frac{180mm}{2} = 90mm$$

Ecuación 4-27

$$Ape = \pi \cdot (9cm)^2 = 254,469cm^2$$

Con este requerimiento de área proyectada efectiva y gracias a los datos obtenidos en el primer experimento de geometría del chorro de choque se tiene:

Tabla 4-11: Áreas proyectadas con el dispositivo de boquilla única.

Ape requerida cm ²	10 psig				20 psig				30 psig			
	h cm	D. Broca mínimo	Ape cm ²	As total mm ²	h cm	D. Broca mínimo	Ape cm ²	As total mm ²	h cm	D. Broca mínimo	Ape cm ²	As total mm ²
254,469	10	3/32"	300	17,8	10	5/64"	300	12,4	10	5/64"	>300	12,37
	15	5/64"	270	12,4	15	5/64"	>300	12,4	15	1/16"	260	7,917
	20	5/64"	270	12,4	20	5/64"	>300	12,4	20	1/16"	290	7,917

Lo cual implica que para:

- 10 psig: Aspersor de boquilla única de 5/64" de diámetro de salida para un área total de salida de 12,37078 mm².
- 20 psig: Aspersor de boquilla única de 5/64" de diámetro de salida para un área total de salida de 12,37078 mm².

-
- 30 psig: Aspersor de boquilla única de 1/16” de diámetro de salida para un área total de salida de 7,917298 mm².

4.1.3 Fuente de suministro del fluido de trabajo

Antes de seleccionar la mejor fuente de fluido de trabajo, se hace el siguiente estudio, que tienen la finalidad de evaluar las demandas de potencia para los gases de escape, requeridos por cada configuración de boquillas, obtenida en el análisis geométrico de los diferentes diseños planteados.

4.1.3.1 Cálculo de la potencia requerida para los gases de escape

Se define como potencia “La tasa de tiempo a la cual se realiza el trabajo”¹⁶, y en su forma diferencial se formula como se muestra a continuación:

$$\dot{W} = F \cdot V \quad \text{Ecuación 4-28}$$

Para el caso de estudio, en la cual la fuerza aplicada se refiere a un fluido que sale por un área determinada y a una presión específica, la fórmula se convierte en:

$$\dot{W} = P \cdot A \cdot V \quad \text{Ecuación 4-29}$$

Donde:

Potencia suministrada al fluido de trabajo

P: Presión manométrica de trabajo

A: Área de salida del fluido de trabajo

¹⁶ SERWAY, Raymond A. Física tomo I. McGraw Hill, cuarta edición. México 1996, p188

V: Velocidad de salida del al fluido de trabajo

De la ecuación de Bernoulli entre dos puntos de una línea de presión:

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} + g \cdot h_1 = \frac{V_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} + g \cdot h_2 \quad \text{Ecuación 4-30}$$

Suponiendo una diferencia de alturas despreciable y trabajando con presiones manométricas ($P_2 = 0$):

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{V_2^2}{2} \quad \text{Ecuación 4-31}$$

Suponiendo que la velocidad a través de la manguera previa al aspersor es muy pequeña comparada con la velocidad de salida del fluido de trabajo se tiene:

$$\frac{P_1}{\rho} = \frac{V_2^2}{2} \Rightarrow V_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot P_1}{\rho}} \quad \text{Ecuación 4-32}$$

Simplificando:

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot P}{\rho}} \quad \text{Ecuación 4-33}$$

Si se supone gas ideal se tiene:

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot P \cdot R \cdot T}{P + P_{atm}}} \quad \text{Ecuación 4-34}$$

$$W = P \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P \cdot R \cdot T}{P + P_{atm}}}$$

Ecuación 4-35

Donde si, se trabaja con aire comprimido como fluido de trabajo se supone:

$$T = T_{amb}$$

$$R = 287 \text{ J/kgK}$$

Si el fluido de trabajo son gases de escape producto de la combustión, tomados a la salida del múltiple de escape se supone¹⁷:

$$T = 600 \text{ °C}$$

El cálculo de la constante de los gases de escape del motor se presenta posteriormente.

Las suposiciones y simplificaciones realizadas en los cálculos anteriores se listan a continuación:

- Flujo no viscoso (sin esfuerzos cortantes)
- Flujo estable ($\partial V/\partial t = 0$)
- A lo largo de una línea de corriente ($a = V \cdot \partial V/\partial x$) (Donde a es la aceleración en dirección x) (la aceleración sólo tiene componente en la dirección x)
- Densidad constante ($\partial \rho/\partial x = 0$)
- Diferencia de alturas despreciable ($h_1 \approx h_2$)
- Velocidad del fluido dentro de la manguera despreciable ($V_1 = 0$)

¹⁷ Temperatura promedio del rango de 400 a 800 °C suministrado por el instituto de investigación sobre reparación de vehículos, publicado por la página web <http://www.autocity.com/documentos-tecnicos/?cat=3&codigoDoc=3>

- El fluido se comporta como gas ideal ($P = \rho \cdot R \cdot T$)
- Temperatura del aire comprimido dentro de la manguera igual a la temperatura ambiente ($T = T_{amb}$) y temperatura de los gases de escape del motor = 600°C

4.1.3.1.1 Cálculo de flujo másico de gases de escape producto de la combustión

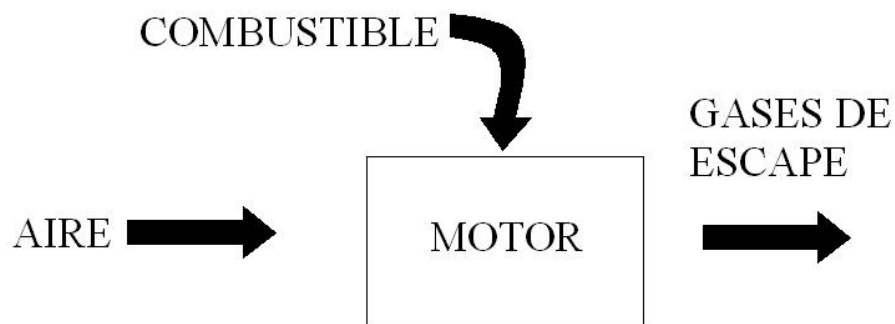


Figura 4-20: Flujo de energía de entrada y salida al motor. Fuente: Propia.

El flujo másico de gases de escape es el resultado de la suma de los flujos másicos de aire y combustible, es decir:

$$\dot{m}_{ge} = \dot{m}_a + \dot{m}_c$$

Ecuación 4-36

Donde:

\dot{m}_{ge} : Flujo másico de gases de escape

\dot{m}_a : Flujo másico de aire

\dot{m}_c : Flujo másico de combustible

Estas magnitudes son función de las rpm del motor, de la relación aire/combustible y de la capacidad de la capacidad en L de las cámaras de combustión del motor.

La relación aire/combustible empleada en este estudio es la relación estequiométrica, la cual se asumirá en 14,9 kgaire/kgcomb ya que, para la gasolina comercial, esta relación varía de 14,7 a 15,1 kgaire/kgcomb¹⁸, como mezclas ricas en pequeño porcentaje.

La capacidad en L de las cámaras de combustión del Buick Century 87 es de 2,8 L, el cual va a ser el volumen de control de este análisis.

El caudal de mezcla aire-combustible desplazado por el motor varía según la siguiente fórmula¹⁹:

$$Q = \frac{rpm}{2 \cdot 60 \frac{\text{min}}{s}} \cdot C \quad \text{Ecuación 4-37}$$

Donde:

Q : Caudal desplazado por unidad de tiempo

C : Capacidad de las cámaras de combustión

Si el vehículo funciona en régimen mínimo (aproximadamente 1000 rpm):

$$Q = \frac{1000 \text{ min}^{-1}}{2 \cdot 60 \frac{\text{min}}{s}} \cdot 2,8 \text{ lts} = 23,33 \frac{\text{lts}}{s} = 0,0233 \frac{\text{m}^3}{s} \quad \text{Ecuación 4-38}$$

¹⁸ El Carburador, Universidad de Chile, publicado en http://tamarugo.cec.uchile.cl/~roroman/pag_2/CARBU/carburad.htm

¹⁹ El dividendo "2" se debe a que en un motor de cuatro tiempos, existe sólo un tiempo de admisión de mezcla por cada dos vueltas del cigüeñal.

Tomando en cuenta que la relación estequiométrica:

$$14,9 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg comb}} \Rightarrow \begin{cases} 0,9371 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg mezcla}} \\ 0,0629 \frac{\text{kg comb}}{\text{kg mezcla}} \end{cases} \quad \text{Ecuación 4-39}$$

Y con las masas moleculares:

$$P_{\text{Maire}} = 28,97 \text{ kg/kmol}$$

$$P_{\text{Mcomb}} = 114,232 \text{ kg/kmol}^{20}$$

Se tiene:

$$\Rightarrow \begin{cases} N_{\text{aire}} = \frac{0,9371}{28,97} = 0,032347 \text{ kmol} \\ N_{\text{comb}} = \frac{0,0629}{114,232} = 0,0005506 \text{ kmol} \end{cases} \quad \text{Ecuación 4-40}$$

$$N_m = N_{\text{aire}} + N_{\text{comb}} = 0,0328976 \text{ kmol} \quad \text{Ecuación 4-41}$$

Donde:

N_{aire}: Número de moles de aire

N_{comb}: Número de moles de combustible

N_m: Número de moles de mezcla

Con las relaciones

²⁰ VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentos de termodinámica, Editorial Limusa, 2° edición, México, 1999. P 797 (combustible n-Octano)

$$R = \frac{Ru}{Mm} \quad \text{Ecuación 4-42}$$

$$Ru = 8,314 \text{ kJ/kmol}\cdot\text{K}$$

$$Mm = \frac{m_m}{Nm} \quad \text{Ecuación 4-43}$$

Donde:

Ru: Constante universal de los gases.

Mm: Masa molar promedio de la mezcla.

m_m: Masa de la mezcla

$$Mm = \frac{1\text{kg}}{0,0328976\text{kmol}} = 30,397 \text{ kg/kmol} \quad \text{Ecuación 4-44}$$

$$R = \frac{8,314 \text{ kJ/kmol}\cdot\text{K}}{30,397 \text{ kg/kmol}} = 0,2735 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \quad \text{Ecuación 4-45}$$

Considerando la mezcla como gas ideal:

$$\rho_{mezcla} = \frac{Pabs}{R \cdot T} \quad \text{Ecuación 4-46}$$

Con una presión en la admisión de 0,8 kg/cm² y una temperatura igual a la temperatura ambiente (22°C)²¹ se tiene:

$$\rho_{mezcla} = \frac{78,480\text{kPa}}{0,2735 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \cdot 295,15\text{K}} = 0,9722 \text{ kg/m}^3 \quad \text{Ecuación 4-47}$$

Si se multiplica el caudal desplazado por la densidad de la mezcla se tiene:

²¹ GIACOSA, Dante, Motores Endotérmicos, P 78

$$\dot{m}_{mezcla} = Q \cdot \rho_{mezcla} = 0,0233 \frac{m^3}{s} \cdot 0,9722 \frac{kg}{m^3} = 0,0265243 \frac{kg}{s} \quad \text{Ecuación 4-48}$$

Donde:

\dot{m}_{mezcla} : Flujo másico de mezcla que entra al motor (igual al flujo másico de gases de escape después de la combustión)

4.1.3.1.2 Cálculo del área de salida total de los gases de escape del motor

Para un flujo en una tubería, el caudal másico se puede expresar de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{mezcla} = \rho_{ge} \cdot Vs \cdot As \quad \text{Ecuación 4-49}$$

Donde:

ρ_{ge} : Densidad de los gases de escape

Vs : Velocidad de salida de los gases de escape

As : Área de salida (total) de los gases de escape

Utilizando la ecuación 4.34 de velocidad desarrollada para el cálculo de potencia y considerando gas ideal, se tiene:

$$\dot{m}_{mezcla} = \frac{Pabs}{R_{ge} \cdot T_{ge}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P \cdot R_{ge} \cdot T_{ge}}{P + Patm}} \cdot As \quad \text{Ecuación 4-50}$$

Donde:

Pabs: Presión absoluta de trabajo.

Rge: Constante de los gases de escape

Tge: Temperatura de los gases de escape

Patm: Presión atmosférica.

Donde se ha tomado Tge como 600°C (873,15K) (ver cálculo de potencia) y la constante de los gases de escape ha sido calculada de la siguiente manera:

A partir de la composición porcentual del aire seco:

O₂ : 20,9%

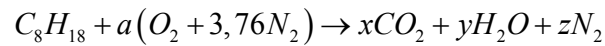
N₂ : 78,1%

Ar : 0,9%

He, Ne, H₂ y CO₂ : 0,1%

Para los efectos prácticos, al estudiar el aire en el proceso de combustión, se asume que está compuesto por 21% de Oxígeno y 79% de Nitrógeno. Por lo que el aire queda formado como $1 \text{ kmol O}_2 + 3,76 \text{ kmol N}_2 = 4,76 \text{ kmol Aire}$, cuyo peso molecular ya fue indicado anteriormente, de acuerdo a las relaciones porcentual de los gases y sus pesos moleculares.

Se puede asumir un proceso completo de combustión, también conocido como combustión estequiométrica o teórica, para obtener la constante de los gases producto de la combustión. Para ello se considera la combustión completa del Octano (elemento principal de la gasolina) en presencia de aire 100% teórico.

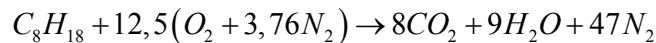


$$C: 8 = x \Rightarrow x = 8$$

$$H: 18 = 2y \Rightarrow y = 9$$

$$O: 2a = 2x + y \Rightarrow a = 12,5$$

$$N_2: 3,76a = z \Rightarrow z = 47$$



Ecuación 4-51

Una vez hecho el balanceo másico, se puede apreciar que la relación estequiométrica de la mezcla aire combustible es:

$$R_{A/C} = \frac{(12,5 \cdot 4,76 \text{ kmol}) \cdot (29 \text{ kg/kmol})}{8 \text{ kmol} \cdot 12 \text{ kg/kmol} + 18 \text{ kmol} \cdot 1 \text{ kg/kmol}} = 15,97 \text{ kg aire/kg comb} \quad \text{Ecuación 4-52}$$

Para obtener la constante de los gases de escape, se necesita la constante de cada una de las sustancias que lo componen:

$$R_{CO_2} = \frac{8,31416 \text{ kJ/kmol} \cdot K}{1 \text{ kmol} \cdot 12 \text{ kg/kmol} + 2 \text{ kmol} \cdot 15,99 \text{ kg/kmol}} = 0,189 \text{ kJ/Kg} \cdot K \quad \text{Ecuación 4-53}$$

$$R_{H_2O} = \frac{8,31416 \text{ kJ/kmol} \cdot K}{2 \text{ kmol} \cdot 1 \text{ kg/kmol} + 1 \text{ kmol} \cdot 15,99 \text{ kg/kmol}} = 0,4621 \text{ kJ/Kg} \cdot K \quad \text{Ecuación 4-54}$$

$$R_{N_2} = \frac{8,31416 \text{ kJ/kmol} \cdot K}{2 \text{ kmol} \cdot 14 \text{ kg/kmol}} = 0,2969 \text{ kJ/Kg} \cdot K \quad \text{Ecuación 4-55}$$

Con las fracciones molares de la mezcla, se determina la constante de los gases producto de la combustión.

$$R_{gases} = \frac{8}{64} \cdot 0,189 \frac{kJ}{kg \cdot K} + \frac{9}{64} \cdot 0,4621 \frac{kJ}{kg \cdot K} + \frac{47}{64} \cdot 0,2969 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Ecuación 4-56

$$R_{gases} = 0,3066 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$\Rightarrow R_{ge} = 0,3066 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Ecuación 4-57

Entonces se tiene que:

$$A_s = \frac{\dot{m}_{mezcla}}{\frac{P_{abs}}{R_{ge} \cdot T_{ge}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P \cdot R_{ge} \cdot T_{ge}}{P + P_{atm}}}}$$

Ecuación 4-58

Para una presión de 10 psig de trabajo se tiene:

$$A_s = \frac{0,0265243 \frac{kg}{s}}{\frac{170272 Pa}{306,6 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot 873,15 K} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 68947 Pa \cdot 306,6 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot 873,15 K}{170272 Pa}}}$$

Ecuación 4-59

$$\Rightarrow A_s = 8,95633 \cdot 10^{-5} m^2 = 89,56 mm^2$$

De la misma manera, se obtienen las áreas de salida según las posibles presiones de trabajo.

Tabla 4-12: Áreas de salida según las presiones de trabajo.

P (psig)	As (mm2)
1	355,2603
2	243,567824
3	193,171438
5	141,829644
10	89,5627892
15	66,6877764
20	53,4301124
25	44,6783754
30	38,4366707

4.1.3.2 Cálculo de la potencia requerida para el compresor

Con los datos suministrados en el primer experimento de chorros de choque y utilizando las ecuaciones de trabajo desarrolladas en el presente capítulo, se pueden determinar los requerimientos de potencia de los diferentes configuraciones de dispositivos para un compresor activado por el sistema eléctrico del automóvil.

4.1.3.2.1 Diseño triangular

El cálculo de la potencia requerida para todos los casos se efectúa con la ecuación 4.35, como se muestra a continuación.

$$\dot{W}_1(10Psig) = 10psi \cdot 7,634064 mm^2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10psi \cdot 287 J/kgK \cdot 22^\circ C}{10Psi + 92,326kPa}}$$

$$\dot{W}_1(10Psig) = 68948Pa \cdot 7,634 \cdot 10^{-6} m^2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 68948Pa \cdot 287 J/kgK \cdot 295,15^\circ K}{68948Pa + 92326Pa}}$$

$$\dot{W}_1(10Psig) = 141,6555W$$

De la misma manera:

$$\dot{W}_2(20Psig) = 264,9611W$$

$$\dot{W}_3(30Psig) = 326,926W$$

De lo cual se determina que el mejor diseño triangular que cumple con los requerimientos mínimos solicitados es el que posee 3 boquillas de 0,9 mm de diámetro, el cual debe trabajar a 10 psig y a una distancia máxima de 15 cm sobre la superficie para garantizar su funcionamiento.

La demanda de potencia del compresor, de este diseño será de 141,6555 W.

4.1.3.2.2 Diseño parabólico

Se aplica el mismo procedimiento que en el caso de boquilla de diseño triangular.

$$\dot{W}_1(10Psig) = 141,6555W$$

$$\dot{W}_2(20Psig) = 264,9611W$$

$$\dot{W}_3(30Psig) = 326,926W$$

Se determina que el mejor diseño parabólico que cumple con los requerimientos mínimos solicitados es el de 3 boquillas de 0,9 mm de diámetro, el cual debe trabajar a 10 psig y a una distancia máxima de 15 cm sobre la superficie para garantizar su funcionamiento. La demanda de potencia del compresor, de este diseño será de 141,656 W.

En este punto es importante resaltar el hecho de que tanto en el diseño triangular como en el diseño parabólico, mientras menor sea el número de boquillas, menor es el requerimiento de área proyectada efectiva total por lo que el compresor deberá suministrar menor potencia cuando el número de boquillas es reducido, aún cuando el área de salida de las mismas sea mayor.

El hecho mencionado anteriormente implica que tanto el diseño triangular como el diseño parabólico tengan su máximo de eficiencia cuando existen únicamente tres boquillas en cada uno, por lo que la disposición de las áreas proyectadas efectivas en los dos diseños coincide, lo cual produce idénticos requerimientos de trabajo del compresor.

4.1.3.2.3 Diseño angular

$$\dot{W}_1(10\text{Psig}) = 141,6555W$$

$$\dot{W}_2(20\text{Psig}) = 264,9611W$$

$$\dot{W}_3(30\text{Psig}) = 284,6703W$$

De lo cual se determina que el mejor diseño angular que cumple con los requerimientos mínimos solicitados es el que posee 3 boquillas de 0,9 mm de diámetro, el cual debe trabajar a 10 psig y a una distancia máxima de 15 cm sobre la superficie para garantizar su funcionamiento. La demanda de potencia del compresor, de este diseño será de 141,6555 W.

En este diseño se puede observar que, para presiones de 10 y 20 psig no se cumple el hecho de área proyectada efectiva total al disminuir el número de boquillas por aspersor, sin embargo, esta tendencia se mantiene hasta las tres boquillas, mientras que para dos boquillas la demanda de área proyectada efectiva total aumenta

nuevamente, por lo que el mejor diseño para este rango de presiones es el de tres boquillas por aspersor.

Para 30 psig sí se puede observar la tendencia de menor área proyectada efectiva a menor número de boquillas por aspersor, sin embargo, se observa que la demanda de potencia del compresor sigue siendo mayor que cuando se trabaja con 10 y 20 psig. Por lo que el mejor diseño angular sigue siendo el que trabaja a menor presión.

4.1.3.2.4 Diseño horizontal

$$\dot{W}_1(10Psig) = 141,6555W$$

$$\dot{W}_2(20Psig) = 248,4011W$$

$$\dot{W}_3(30Psig) = 284,6703W$$

De lo cual se determina que el mejor diseño horizontal que cumple con los requerimientos mínimos solicitados es el que posee 3 boquillas de 0,9 mm de diámetro, el cual debe trabajar a 10 psig y a una distancia máxima de 15 cm sobre la superficie para garantizar su funcionamiento. La demanda de potencia del compresor, de este diseño será de 141,6555 W.

En este diseño se puede observar que a la presión de trabajo de 10 psig el arreglo de boquillas tiene un comportamiento similar al encontrado en el diseño angular, es decir, tres boquillas por aspersor es el arreglo que demanda menos potencia del compresor.

Por otro lado se aprecia que para 20 psig el diseño que menos potencia demanda del compresor es el de cinco boquillas por aspersor, sin embargo hay que

resaltar que el área proyectada efectiva encontrada en esta configuración se encuentra numéricamente muy cercana al requerimiento de 30 cm^2 y dada las limitaciones del experimento se hace necesario un margen de seguridad en el área proyectada efectiva del diseño, por lo que la configuración que se debe estudiar es la de tres boquillas por aspensor, la cual requiere una demanda de potencia del compresor de $264,9611W$, que no difiere mucho de la potencia requerida para el diseño de cinco boquillas ($248,4011W$) y brinda un margen de seguridad amplio. Con lo cual se puede afirmar que éste diseño también se comporta de manera similar a la configuración de boquillas en ángulo.

Por último, cuando se utiliza 30 psig como presión de trabajo el sistema también presenta un comportamiento similar al diseño angular en donde el arreglo que demanda menor potencia del compresor es el de dos boquillas.

4.1.3.2.5 Diseño de boquilla única

$$\dot{W}_1(10Psig) = 229,5487W$$

$$\dot{W}_2(20Psig) = 543,4111W$$

$$\dot{W}_3(30Psig) = 560.4795W$$

De lo cual se determina que el mejor diseño de boquilla única que cumple con los requerimientos mínimos solicitados es el que posee 1 boquilla de $5/64''$ mm de diámetro, el cual debe trabajar a 10 psig y a una distancia máxima de 20 cm sobre la superficie para garantizar su funcionamiento. La demanda de potencia del compresor, de este diseño será de 229,5487 W.

Debido a que este diseño de boquilla única demanda una potencia mayor del compresor que todos los demás diseños, se ha optado por descartar al mismo del estudio.

De los análisis anteriores se puede concluir que el método de dispersión de agua del pavimento mediante chorros de choque de aire comprimido proveniente de un compresor eléctrico es un método que cumple con todos los requerimientos impuestos y se puede aplicar efectivamente para realizar la finalidad propuesta.

También se estudia la posibilidad de que el compresor sea activado por el sistema mecánico del automóvil, lo que comprendería una instalación similar a los compresores de aire acondicionado, donde es activado por la correa principal del motor que transmite la potencia a todos los elementos secundarios del mismo.

La diferencia en el accionamiento del compresor de aire permite al sistema accionado por el motor del automóvil trabajar con potencias de compresor mucho mayores que en el sistema eléctrico, esto se debe a que el sistema eléctrico es alimentado por la batería del automóvil, la cual recibe energía eléctrica de un alternador o dinamo accionado por el motor del vehículo. Éste alternador o dinamo debe surtir de energía eléctrica a todos los sistemas que demandan este tipo de energía en el vehículo, a saber: bujías, luces externas e internas, sistemas de sonido, limpia parabrisas, computadoras, bomba de gasolina (si es eléctrica), bomba de agua de limpia parabrisas, ventanas eléctricas, antena eléctrica, asientos eléctricos, entre otros.

Los alternadores que puede utilizar el Buick Century año 87 2,8 L varían desde 85 a 105 amps, que a un voltaje de 12 voltios generan una potencia eléctrica de 1020 a 1260W, mientras que, por ejemplo, un compresor de aire acondicionado promedio consume de 2 a 4kW de potencia del motor, la cual se utiliza sólo en este sistema.

Sin embargo, debido al bajo consumo de potencia requerido por el sistema que se quiere desarrollar (141,7 a 326,9 W) resulta innecesario el accionamiento mecánico del compresor por el motor del automóvil, el cual, además de ser costoso, requiere una modificación del mecanismo de funcionamiento del vehículo, la cual no es justificable bajo los requerimientos de potencia presentados anteriormente.

Como se explicó anteriormente, a diferencia del modo de activación por un compresor, el método de los gases de escape no trabaja con aire como fluido de trabajo, sino con gases, producto de la combustión de la gasolina de un automóvil. Éste fluido de trabajo posee diferencias con respecto al aire comprimido, estas diferencias son la temperatura, densidad y constante del gas.

Como se hizo mención en este capítulo, la temperatura de los gases de escape de un vehículo oscila entre 400 y 800 °C a la salida del múltiple de escape, esto produce, además del efecto de dispersión del agua de la vía causado por la energía cinética del fluido de trabajo en contacto con el agua, una evaporación del líquido presente en el pavimento debido a las altas temperaturas involucradas.

Sin embargo, en esta parte del trabajo solo se estudió la dispersión del agua, dejando los efectos térmicos para un análisis posterior al presente proyecto, para así poder comparar los diferentes métodos analizados en esta sección bajo los mismos parámetros de medición.

De los cálculos teóricos se puede observar que el área de salida requerida para lograr las diferentes presiones de trabajo es mucho mayor en este método que en los explicados anteriormente, esto se debe al flujo másico de gases de escape producido por el motor, el cual es significativamente alto, comparado con los métodos analizados anteriormente, aunque los cálculos se hallan realizado para un régimen mínimo (1000 rpm).

Sin embargo, si el sistema es implementado a mayores revoluciones, el flujo másico será mayor y ya que el área de salida se diseñaría para trabajar en régimen mínimo, la presión de trabajo se incrementaría.

Esto, a primera vista, parece ser beneficioso para realizar la función requerida, sin embargo, una presión alta en el escape de un automóvil sacrifica potencia del mismo ya que el pistón debe vencer una fuerza, debida a la presión, para expulsar los gases de escape. Otra consecuencia de la elevada presión en el escape es que devuelve los gases de escape a la cámara de combustión durante la superposición de válvulas lo que produce una combustión menos eficiente, a la vez que eleva la temperatura del motor. Por estas razones es importante mantener la presión en el escape lo más baja posible.

Con esto en mente se realizó un segundo experimento, diseñado sólo para emplearse en este método, el cual tuvo la finalidad de medir la mínima presión de trabajo con la que un flujo másico de aire comprimido igual a un cuarto del flujo másico de gases de escape generado en régimen mínimo²² podía generar un área proyectada efectiva de longitud igual al ancho del neumático de estudio (180 mm). El experimento es el siguiente.

4.1.4 Segundo ensayo experimental

Determinación del cumplimiento de las condiciones de diseño de las boquillas sobre una superficie de asfalto real con un flujo de agua constante.

Utilizando el banco de prueba mostrado en los anexos del 9 al 11, se generó un flujo continuo de agua mediante una bomba de 450 L/h, para hacer circular este

²² Se utiliza un cuarto del flujo másico de gases de escape por que dicho flujo debe ser distribuido hacia cuatro aspersores, correspondientes a cada neumático del vehículo.

líquido por la superficie de trabajo, la cual consistió en un segmento de asfalto de 30cm x 30cm de área superficial, el cual fue proporcionado por trabajadores de la Universidad Central de Venezuela en labores de reparación del recinto universitario. Con esto se logró recrear las condiciones de rugosidad similares a las encontradas en una vialidad mojada por lluvia moderada.

En este caso las boquillas de prueba utilizadas tiene un diámetro de salida calculado para generar una presión determinada con un flujo másico de aire comprimido constante e igual a un cuarto del flujo másico de gases de escape producidos por el motor del vehículo de prueba, Buick Century 1987 2,8 L a 1000 rpm.

Sobre la sección de pavimento se dibujó un círculo de 18 cm de diámetro en el asfalto para designar el área proyectada efectiva requerida en el caso de boquilla única y se fijo una altura de 20 cm entre la boquilla y el asfalto. Esta altura representará la altura de colocación del dispositivo en el vehículo de pruebas.

Se encendió la bomba para hacer circular el agua por la superficie de estudio, se colocó una boquilla de 1/8" de diámetro, la cual generaría con el flujo másico de aire calculado una presión de 30 psig (ver sección 4.1.3.1.2 Cálculo del área de salida total de los gases de escape del motor).

Se abrió la válvula de la toma de aire a presión hasta que ésta alcanzara los 30 psig, que con la boquilla de 1/8" generaban el flujo másico deseado. Luego se observó si el área proyectada efectiva generada por el flujo de aire cumplía con el requerimiento de área proyectada efectiva, representado por el círculo dibujado en el asfalto.

Se repitió el procedimiento con boquillas de 5/32", 13/64", 1/4" y 19/64" representando presiones de trabajo de 20, 10, 5 y 3 psig respectivamente. Los resultados de las mediciones se encuentran representados en la siguiente tabla:

Tabla 4-13: Resultados del segundo experimento.

P (psig)	D. Broca (plg)	Cumple (Sí / No)
30	1/8	Sí
20	5/32	Sí
10	13/64	Sí
5	1/4	Sí
3	19/64	No

Las condiciones en las que se realizó el experimento fueron:

$$P_{atm} = 92,272 \text{ kPa}$$

$$T_{amb} = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Profundidad promedio del agua} = 4,17 \text{ mm}$$

Con esto resultados se puede apreciar que con 5 psig de presión de trabajo, el sistema funcionaría satisfactoriamente.

Sin embargo, debido a las fugas de los gases de escape hacia la cámara de combustión y al flujo intermitente de gases de escape producidos por el motor, se tomó como presión de trabajo 10 psig con la finalidad de tener un margen de seguridad del funcionamiento del sistema.

Por consiguiente, el diseño de boquilla que mejor cumple con los requerimientos de diseño pertenecientes al método de dispersión de agua del pavimento mediante chorros de choque de gases de escape producto de la combustión interna del motor del automóvil es el de una boquilla única de 13/64” de diámetro instalada en la parte anterior de cada neumático.

De esta manera se observa que éste método de dispersión de agua del pavimento cumple con todos los requerimientos impuestos y se puede aplicar efectivamente para realizar la finalidad propuesta.

Queda entonces realizar el estudio económico, como fue explicado en los criterios de selección de las fuentes de suministro del fluido de trabajo, para determinar cual de ellos es el más conveniente para cumplir con todos los objetivos de diseño.

CAPÍTULO 5: FABRICACIÓN Y EVALUACIÓN

5.1 Selección de las soluciones

Se seleccionaron las soluciones a los problemas particulares de acuerdo al análisis experimental y analítico mencionado en el capítulo 4, de la siguiente manera.

5.1.1 Fuente de suministro del fluido de trabajo.

Con los cálculos realizados se pudo demostrar que el método de los gases de escape como fluido de trabajo, cumple con los criterios de selección planteados en el capítulo anterior, referentes a los requerimientos de potencia y flujo másico de descarga. De la misma manera, con los cálculos realizados se pudo demostrar analíticamente que los requerimientos de potencia de un compresor como fuente de suministro del fluido de trabajo, cumple con los requisitos de potencia para las diferentes configuraciones de los dispositivos.

La justificación para la elección del fluido de trabajo a utilizar, se hará con la comparación económica de la solución más viable entre el conjunto compresor, como fue planteado en el mapa conceptual del capítulo anterior, y el montaje que comprenden los gases de escape como fluido de trabajo, de la manera como fue planteado en el capítulo tres.

Para ello, primero se debe considerar la solución más viable del conjunto compresor que corresponde a la fuente de alimentación del mismo.

Costo de los equipos.

Equipo Compresor (Well Blitt Electric Portable Air Compressor 2,5 Galones de ¼ de Hp. 120 VAC).	Bs. 150.478,5
Equipo Compresor con motor 12 VDC de ¼ Hp	Bs. 341.850
Cabezal de Compresor ¼ Hp.	Bs. 87.750,5
Motor de Corriente Continua 300 W.	Bs. 296.248,5
Motor de Corriente Alterna Century Air Compressor 556 Frame ¼ Hp.	Bs. 138.026,5
Inversor AC/DC Comercial 300W.	Bs. 84.387,5
Inversor AC/DC Manufacturado.	Bs. 77.357

De acuerdo al esquema mostrado en la sección 3.4.2.5, y a los costos individuales de los equipos mostrados, los costos totales de los equipos para el uso del conjunto compresores son los siguientes:

Opción 1: Cabezal Compresor + motor AC con Inversor Comercial.	Bs. 310.163
Opción 2: Cabezal Compresor + motor AC con Inversor Manufacturado.	Bs. 303.173
Opción 3: Cabezal Compresor + motor DC.	Bs. 383.998
Opción 4: Equipo Compresor AC + Inversor Comercial.	Bs. 234.865
Opción 5: Equipo Compresor AC + Inversor Manufacturado.	Bs. 227.835
Opción 6: Equipo Compresor DC.	Bs. 341.850

Del conjunto compresor, la opción más viable corresponde a la número cinco (5), correspondiente al uso de un equipo compresor AC con un inversor de manufactura propia. Sin embargo, ya que no se ha tomado en cuenta el costo de las horas hombre requerida para la manufactura del inversor propio, resultaría más económica y sencilla la opción número cuatro (4), debido a que abarca estos costos en su totalidad y el proceso de manufactura es elaborado en un proceso en serie.

Para proceder con el estudio de factibilidad económica de la solución final, se deben analizar los demás elementos que conforman la misma, como fueron descritos en el desglose del problema. De aquí se obtendrá el mejor sistema, el cual debe cumplir con los requerimientos de diseño a menor costo.

5.1.2 Accionamiento del equipo y tuberías

Para el caso del dispositivo con gases de escape como fluido de trabajo, se realizó la siguiente matriz de evaluación para seleccionar el sistema más adecuado de válvula de desvío, haciendo referencia a los diseños planteados, mostrados en la tormenta de ideas del capítulo cuatro (4). La matriz consiste en asignar una puntuación del uno (1) al cinco (5) a cada uno de los criterios de evaluación, luego para cada diseño se pondera su cumplimiento de cada criterio con el valor de uno (1) si no lo cumple y de cinco (5) si cumple completamente. Al sumar la multiplicación de la ponderación de cada diseño por la del criterio respectivo se obtiene la puntuación total.

Tabla 5-1: Matriz de evaluación de los modelos de válvula de desvío.

Criterio	Puntuación	Diseño 1		Diseño 2		Diseño 3		Diseño 4		Diseño 5	
Fácil construcción	4	1	4	2	8	3	12	3	12	2	8
Bajo costo	5	2	10	2	10	3	15	3	15	1	5
Menor cantidad de piezas móviles	3	4	12	2	6	4	12	3	9	4	12
Fácil accionamiento	4	2	8	2	8	3	12	3	12	4	16
Mínima interferencia con los gases	3	4	12	2	6	4	12	3	9	4	12
Desviación total de los gases de escape	5	1	5	3	15	5	25	5	25	4	20
Capacidad de auto-purga	5	1	5	1	5	5	25	5	25	1	5
Totales		56		58		113		107		78	

Con la matriz anterior se puede observar que el diseño número tres (3) es el que mejor cumple con los requerimientos en los criterios de selección. Para representar completamente el costo que implica el método de los gases de escape

como fluido de trabajo, se describirá el costo de fabricación de la válvula seleccionada en la matriz de evaluación anterior.

Según el plano detallado que se muestra en el anexo 18, se tienen los costos²³ detallados de lo que corresponde la fabricación de la pieza.

Carcasa

Tabla 5-2: Costos de fabricación de la carcasa.

Actividad	Tiempo aprox.	Costo / hora	Costo Total
Taladrado	2 min.	Bs. 30.000	Bs. 1.000
Cilindrado interno	10 min.	Bs. 45.000	Bs. 7.500
Cilindrado externo	10 min.	Bs. 30.000	Bs. 5.000
Refrentado	5 min.	Bs. 30.000	Bs. 2.500
Pulido	20 min.	Bs. 12.000	Bs. 4.000
Total			Bs. 20.000

Obturador

Tabla 5-3: Costos de fabricación del obturador.

Actividad	Tiempo aprox.	Costo / hora	Costo Total
Taladrado	10 min.	Bs. 30.000	Bs. 5.000
Cilindrado interno	-	Bs. 45.000	-
Cilindrado externo	20 min.	Bs. 30.000	Bs. 10.000
Refrentado	-	Bs. 30.000	-
Pulido	40 min.	Bs. 12.000	Bs. 8.000
Soldadura	20 min.	Bs. 50.000	Bs. 17.000
Total			Bs. 40.000

²³ Los costos de construcción son de acuerdo a la Escuela Técnica Don Bosco al 12 marzo de 2005

Punzón

Tabla 5-4: Costos de fabricación del punzón.

Actividad	Tiempo aprox.	Costo / hora	Costo Total
Cilindrado externo	30 min.	Bs. 30.000	Bs. 15.000
Refrentado	22 min.	Bs. 30.000	Bs. 11.000
Coneado	30 min.	Bs. 60.000	Bs. 30.000
Pulido	20 min.	Bs. 12.000	Bs. 4.000
		Total	Bs. 60.000

Tapas²⁴

Tabla 5-5: Costos de fabricación de las tapas.

Actividad	Tiempo aprox.	Costo / hora	Costo Total
Taladrado	5 min.	Bs. 30.000	Bs. 2.500
Pulido	20 min.	Bs. 12.000	Bs. 4.000
Soldadura	16 min.	Bs. 50.000	Bs. 13.500
		Total	Bs. 20.000

Otros accesorios

Tabla 5-6: Costos de los accesorios.

Pieza	Cantidad	Costo Total
Resorte	1	Bs. 1.500
Guaya de moto	1	Bs. 2.000
Topes	2	Bs. 500
Total		Bs. 4.500

El costo de la válvula de desvío de los gases de escape se estima en Bs. 164.500

²⁴ El costo de las tapas corresponde al precio unitario

Para el tipo de tubería que se necesita para desviar los gases de escape hasta su destino final se consideran las siguientes opciones.

Tubería de cobre 3/8" de diámetro²⁵

Tabla 5-7: Costo del sistema de tuberías de cobre.

Descripción	Cantidad	Costo (Bs.)
Metro de tubería	1	8.900
Copas terminales	1	100
Llave de paso 1/2"	1	7.500
Convertidor 3/8" a 1/2"	1	200
Tee 3/8"	1	3.800
Teflón y aislante	1	3.500
Total representativo		24.000

Tubería de agua comercial galvanizada 1/2" de diámetro²⁶

Tabla 5-8: Costo del sistema de tuberías de agua galvanizada.

Descripción	Cantidad	Costo (Bs.)
Metro de tubería	1	4.700
Roscas	1	800
Tee	1	600
Codo 90°	1	450
Llave de paso 1/2"	1	7.500
Teflón y aislante	1	3.500
Total representativo		17.550

²⁵ Todos los costos de las tuberías de cobre son según Ferretería Valente Dos al 01 de abril de 2005

²⁶ Todos los costos de las tuberías de agua galvanizada son según Ferretería El Tesoro de la Vega, al 27 de marzo de 2005

De acuerdo al listado de precios anterior, para el suministro de los gases de escape como fuente del fluido de trabajo, se hace la selección en función de los precios unitarios, ya que el metraje de las tuberías y cantidad y tipos de accesorios necesarios para cada tipo de tubería son los mismos.

Por lo tanto se elige el sistema de tubería comercial de agua galvanizada de ½” de diámetro con conexiones roscadas, Tees, y llaves de bola. A pesar de que la tubería de cobre parece representar un menor costo y es más liviana que la tubería de agua galvanizada, no se dispone de la herramienta que permite fabricar las copas terminales de la tubería en el sitio de instalación de la válvula, ya que este tipo de tubería consiste en tramos completos doblados para describir la geometría inferior del vehículo. Los dobleces que implican la instalación de este tipo de tubería pueden ocasionar estrangulamiento en algunas secciones, o cambios de diámetro indeseados que puedan alterar el comportamiento del fluido de trabajo. Por el contrario en la tubería de agua galvanizada consiste de tramos rectos y cambios de dirección a 90°, cuya complejidad de ensamble es bastante baja.

Para el funcionamiento del dispositivo con el conjunto compresor como fuente de suministro del fluido de trabajo seleccionado en el aparte 5.1.1, se evalúan el siguiente sistema de tuberías.

Tubería plástica transparente (Poliflo) ¼” de diámetro²⁷

Tabla 5-9: Costo unitario del sistema de tuberías de plástico transparente.

Descripción	Cantidad	Costo (Bs)
Metro de tubería	1	400
Tee 3/8”	1	3800
Abrazaderas	1	500

²⁷ Todos los costos de la tubería plástica son según Ferretería Valente Dos al 10 de abril de 2005

Para resumir el estudio económico de la solución más viable se obtiene lo siguiente, de acuerdo a la instalación completa del dispositivo que debe ser realizada en el vehículo de pruebas.

Uso de los gases de escape.

Costo de la válvula:	Bs. 164.500
Costo del sistema de tuberías	Bs. 77.576,4
Costo Total	Bs. 242.076

Uso de un compresor

Costo del conjunto compresor.	Bs. 234.865
Costo del sistema de tuberías.	Bs. 51.000
Costo Total.	Bs. 285.865

5.1.3 Geometría del dispositivo

De acuerdo a los análisis mostrados, la configuración más conveniente que cumple con los requerimientos de potencia, de diseño y que además representa el método de más simple construcción, es el dispositivo de boquilla única con el agujero de 13/64 de pulgada de diámetro para una presión de descarga estimada de 10 psig, tiene el área proyectada mínima requerida descrita por la circunferencia de 18 cm de diámetro, colocado a una altura de 20 cm sobre el nivel del piso. Para simplificar la construcción del dispositivo y hacerlo lo más económico posible, se utilizará un espiga de bronce de 13/64" de diámetro en la boquilla, acoplada con un conector de cobre al codo de tubería galvanizada del sistema descrito en el anexo 23, la cual permite graduar la dirección del chorro de choque con respecto al pavimento.

Dicha espiga tiene un costo de Bs. 3.500²⁸ y se requieren cuatro en total. Para el acople de la espiga al codo correspondiente, se requiere una reducción de cobre, cuyo costo es de Bs. 1.500, ya que la medida de reducción en la espiga es de 5/16" a 13/64", por lo que la reducción de cobre permite acoplar el codo de 1/2" a la espiga.

5.2 Solución elegida

Una vez presentados los costos de cada una de las partes que componen el problema principal, así como la elección de las soluciones de acuerdo a los criterios de selección mostrados en el capítulo anterior, se obtuvo el método a emplear el cual consta de las siguientes características:

1. Uso de los gases de escape como fuente del fluido de trabajo.
2. Sistema de tuberías compuesto de una válvula de desvío como la mostrada en el plano del anexo 18.
3. Cuatro (4) válvulas de paso de 1/2" independientes, en cada salida de los gases hacia los neumáticos para regular el paso de los gases hacia los mismos.
4. Accionamiento de la válvula de desvío a través de guayas.
5. Sistema de tubería de agua galvanizada de 1/2" de diámetro con conexiones roscadas, Tees y codos de 90°.
6. Dispositivo formado por una (1) espiga de bronce de boquilla de agujero único de 13/64" de diámetro.

²⁸ El costo de la espiga es según Ferretería El tesoro de la Vega al 15 de mayo de 2005

5.3 Fabricación y modificaciones

De acuerdo a la solución planteada, se describen los siguientes procesos de fabricación según aplican en las piezas. Para la boquilla no es necesario especificar el sistema de fabricación, ya que la misma es una pieza de fabricación en serie la cual fue comprada porque cumple con los requerimientos de diseño.

5.3.1 Válvula de desvío

La construcción de la válvula de desvío fue hecha de acuerdo a la descripción de los procesos de manufactura mostrados en el aparte 5.1.2 en los talleres de la Escuela Técnica Popular Don Bosco. La decisión de que la pieza fuera elaborada en dicho lugar se debe a que la válvula de desvío fue construida en primer lugar con secciones de tubería de galvanizada de agua de cuatro (4) pulgadas de diámetro en los galpones de la Escuela de Ingeniería Mecánica, pero a causa del desgaste de la maquinarias disponible, así como la baja calidad del material, la pieza no pudo ser elaborada satisfactoriamente, por lo que se tuvo que recurrir a la fabricación de la pieza con mejores materiales, en este caso acero AISI SAE 1020, en un taller de mejor equipamiento técnico, por eso fue descartada la construcción de la válvula en las instalaciones de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Una vez construidas las piezas de la válvula (ver anexos del 18 al 22), se procedió al ensamblaje de las mismas, para ello la pieza denotada como “punzón” en el plano del anexo 19 fue soldada en la parte interna de la carcasa (ver anexo 21) junto con el obturador (ver anexo 20). Igualmente fue soldada la punta de la guaya de accionamiento al obturador donde se apoya el resorte que permite la regulación y cierre de la válvula (ver anexo 18). Debido a que el juego entre el cilindro externo y el obturador que permite el fácil deslizamiento entre ellas es bastante pequeño, al

momento de soldar el punzón, el cilindro externo se deformó y el juego entre las piezas fue alterado quedando atascado el obturador y obstruido el movimiento entre las piezas.

Para corregir el problema se lijó el interior del cilindro externo con diversos grosores de papel de lija, además se deformó la parte externa de la válvula con el uso de una prensa para tratar de conseguir la geometría original, posteriormente se utilizaron puntas de fresas para taladro para tratar de rebajar las salpicaduras y remanentes de escoria de la soldadura que obstruían el movimiento relativo de las piezas, luego se utilizó un cepillo de alambre para taladro para pulir la superficie lo más posible y por último se lubricaron las superficies de contacto para lograr mayor deslizamiento entre las mismas.

A pesar de lo antes mencionado no se consiguió que las piezas deslizaran con la facilidad que requiere para permitir el fácil accionamiento de la válvula, así como su autorregulación y cierre de la misma por acción del resorte.

Debido al problema presentado, el diseño de válvula de desvío planteado tuvo que ser corregido y rediseñado para poder cumplir con los objetivos que debe poseer el sistema para probar que el uso de los gases de escape como fluido de trabajo es un método que puede dispersar el agua presente en el pavimento. Para ello la válvula original, fue sustituida con una válvula de paso de bronce de dos (2) pulgadas de diámetro, la cual se acopla directamente al tramo de tubo de escape que se encuentra a la salida del convertidor catalítico del vehículo de pruebas (ver anexo 24). El desvío de los gases requiere del uso de una Tee reductora de dos (2) pulgadas a $\frac{3}{4}$ de pulgadas colocada antes de la válvula de dos (2) pulgadas, de la toma de $\frac{3}{4}$ de pulgada se debió acoplar una copa reductora de $\frac{3}{4}$ de pulgada a $\frac{1}{2}$ pulgada, la cual permitió unir el sistema de tuberías al sistema de escape del vehículo (ver anexo 24).

Cabe señalar que con la modificación del diseño de la válvula de desvío, el sistema de accionamiento correspondiente se ve alterado, ya que sistema de guayas originalmente planteado se encontraba fijado a la válvula diseñada en este trabajo para que ésta fuera accionada por el conductor desde la cabina del vehículo. Para el nuevo mecanismo de válvula de desvío, no se empleó el accionamiento por medio de guayas, ya que este sistema de válvula, como se indicó anteriormente busca cumplir con los objetivos trazados de evaluar la funcionalidad del sistema con el uso de los gases de escape.

5.3.2 Sistema de tuberías

Lo primero que se hizo fue la medición de la longitud de los tramos de tubería con una cinta métrica, así como la ruta que las tuberías debían seguir en la parte inferior del vehículo, para ello, la parte posterior del vehículo fue levantada con dos soportes para poder hacer la medición lo mejor posible, a continuación fue levantada la parte frontal del vehículo con la misma finalidad. De aquí se hizo el primer estimado de las longitudes de los segmentos de tubos y la cantidad de los accesorios (codos y tees). Esto arrojó el esquema del anexo 23, junto con las longitudes de tuberías de la tabla 5-10.

Tabla 5-10: Primer estimado del metraje de tubería de suministro de los gases de escape.

Materiales	Medida (½")	Cantidad
Válvulas de paso de bola	-	4
Codos 90°	-	26
Tees	-	3
Niple	corridos	10
Niple	6 cm	4
Niple	52 cm	1
Niple	70 cm	1
Niple	35 cm	1
Niple	51 cm	1
Niple	50 cm	1

Tabla 5–10: Primer estimado del metraje de tubería de suministro de los gases de escape. (Cont.).

Materiales	Medida (½")	Cantidad
Niple	110 cm	1
Niple	16 cm	1
Niple	10 cm	2
Niple	28 cm	1
Niple	43 cm	1
Niple	18 cm	1
Niple	36 cm	1
Niple	8 cm	2
Niple	17 cm	1
Niple	44 cm	1
Niple	29 cm	1
Niple	17 cm	1

Una vez comprados todos los segmentos de tubería, con sus longitudes respectivas, se procedió nuevamente a la verificación de la colocación de los mismos en la parte inferior del vehículo, para ello se levantó nuevamente el vehículo en la parte posterior y frontal como se indicó en el párrafo anterior. De aquí se obtuvieron algunas correcciones en las medidas de los tubos, esto debido a que la primera medición con la cinta métrica arrojó un pequeño error por la falta de precisión, en algunas longitudes.

Con esta verificación y corrección de las medidas de los tubos se procedió a elaborar el roscado de los extremos de los mismos con la máquina y terraja²⁹ adecuada. El hacer las rocas después de la verificación de las medidas de los tubos evitó rehacer alguna de ellas al ajustar las medidas.

Una vez todos los segmentos de tubo se encontraron debidamente roscados e identificados se procedió al montaje del sistema de tuberías en el vehículo de pruebas, se buscó un taller de reparación de tubos de escape donde fuera posible levantar el

²⁹ Donde se ajustan las piezas que sirven para labrar las roscas en los tornillos u otras piezas cilíndricas.

vehículo en las plataformas del taller para poder hacer la instalación con la mayor comodidad posible. Para ello se consiguió la disponibilidad del taller “Silenciadores Victoria”, ubicado en la Avenida Presidente Medina, Las Acacias, donde se permitió realizar la instalación completa del sistema de tuberías junto con las boquillas en el vehículo de pruebas.

Para la instalación del sistema de tuberías, se procedió de la siguiente manera, se corto un segmento de tubo de escape del vehículo, posterior al convertidor catalítico, mediante oxicorte, luego se soldó el nuevo sistema de válvula de desvío formado por la válvula de paso de dos (2) pulgadas, un niple corrido de dos (2) pulgadas, la Tee reductora de 2” a ¾”, un niple corrido de ¾” y la copa reductora de ¾” a ½”, al tramo de tubo de escape (ver anexo 24).

Una vez instala la válvula de desvío se procedió a acoplar el sistema de tuberías (ver anexo 25), para ello las rocas de los tubos fueron cubiertas con teflón para asegurar la hermeticidad en la junta y evitar dañar la rosca, luego, con el uso de llaves de tubo, se ensambló el sistema según el esquema del anexo 23. Igualmente las roscas de las boquillas de bronce fueron cubiertas con teflón antes de ensamblarlas en los codos correspondientes (ver anexo 26).

Considerando las modificaciones realizadas en la verificación de las medidas de la tubería y la instalación del sistema completo, el costo total de fabricación del sistema, es el siguiente:

4 Boquillas de bronce de 5/16” con reductor de ½” a 5/16”:	Bs. 20.000
Tubería de agua galvanizada de ½” roscada:	Bs. 52.110
Conexiones de agua galvanizada ½”:	Bs. 14.300
4 Válvulas de paso de bola de ½”:	Bs. 30.000
1 Válvula de paso de 2”:	Bs. 56.000
1 Tee 2” a ¾” c/copa reductor ¾” a ½”:	Bs. 4.500
Teflón y aislante:	Bs. 4.500
Costo total del sistema	Bs. 181.410

5.4 Evaluación del sistema

5.4.1 Métodos existentes

Existen varios métodos de experimentación para determinar el agarre de un vehículo en un pavimento específico, o el factor de fricción entre el neumático y el asfalto.

No es correcto decir que cierto pavimento tiene un factor de fricción de un valor específico debido a que la fuerza de fricción involucra tanto al asfalto como al neumático, y está sujeta a cambios considerables por la humedad del pavimento, la velocidad del vehículo, la temperatura de las superficies, el diseño del neumático, etc. Las pruebas de fricción del pavimento especifican, por ende, neumáticos estándares y condiciones medioambientales.

Estas mediciones pueden ser directas e indirectas, y tienen diferente grado de exactitud. A continuación se presentan algunos de estos métodos:

5.4.1.1 Prueba de fricción de rueda bloqueada (locked wheel skid test)

Este es el método de medición de agarre más utilizado en los Estados Unidos según el Departamento de Transporte del Estado de Washington, WSDOT (Washington State Department of Transportation) [3]. Utiliza un banco de prueba (ver figura 5-1) en el cual se bloquean unos neumáticos con la finalidad de medir la fuerza necesaria que se debe ejercer para desplazar los mismos sobre el pavimento, en otras palabras, mide la fuerza de fricción entre estas superficies.



Figura 5-1: Banco de prueba para ensayo de fricción de rueda bloqueada (locked wheel skid test).
Fuente: WSDOT.

Una prueba típica de rueda bloqueada debe constar de los siguientes elementos:

- Un banco de pruebas con una o más ruedas utilizadas en la experimentación (ver figura 5-1)
- Unos neumáticos estándar para ser utilizados en el banco de pruebas. Estos neumáticos de características específicas están dictados por la norma M 261 de la Asociación Americana de Oficiales Estatales de Autopistas y Transporte, AASHTO (American Association of State Highway and Transportation Officials) o por la norma E 501 de la Sociedad Americana de Pruebas y Materiales, ASTM (American Society for Testing and Materials).
- Un medio para transportar agua (Generalmente de 750 a 1900 L) y el equipo necesario para distribuirla al frente de los neumáticos de prueba a la velocidad de prueba.
- Un transductor asociado con las ruedas de prueba que perciba la fuerza desarrollada entre la(s) rueda(s) deslizante(s) y el pavimento.
- Equipo electrónico de condicionamiento de señal para recibir la señal de salida del transductor y para modificarla según lo requerido.
- Equipo análogo y/o digital conveniente de lectura para registrar la magnitud de la fuerza desarrollada o el valor calculado del factor de fricción.

Para tomar una medida, el vehículo (o el banco de prueba) (ver figura 5-2) se lleva a la velocidad deseada (típicamente 64 km/h (40 mph)). Se rocía agua delante del neumático de prueba para crear las condiciones mojadas del pavimento. El sistema de frenos del neumático de prueba se activa para trabar el mismo. La instrumentación mide la fuerza de la fricción que actúa entre el neumático de prueba y el pavimento y divulga el resultado como el factor de fricción.



Figura 5-2: Equipo completo para la prueba de fricción de rueda bloqueada. Fuente: WSDOT.

5.4.1.2 Prueba de aceleración del neumático (spin up tester)

Este método cuenta con los mismos elementos que el de rueda bloqueada. La diferencia entre estos reside en que en el método de aceleración del neumático, después que el vehículo de prueba llega a la velocidad deseada, las ruedas de prueba, estando bloqueadas, descienden al pavimento. Posteriormente se liberan los frenos de las ruedas de prueba y se toma el tiempo que tardan las mismas en acelerar hasta la velocidad deseada (típicamente 64 km/h (40 mph)).

Teniendo en cuenta el momento de inercia de la rueda y la aceleración angular que esta sufre como consecuencia del experimento se puede calcular el factor de fricción del pavimento.

5.4.1.3 Determinación del factor de fricción con acelerómetro

Este método se fundamenta en el hecho de que el factor de fricción es numéricamente igual al valor de la fuerza de aceleración del vehículo, medida en g ³⁰. Un dispositivo, denominado acelerómetro mide esta fuerza g y la registra en una computadora. Alternativamente también se puede utilizar un detector de velocidad tipo radar que mide la variación de la velocidad del vehículo en un tiempo determinado. De esta manera se registra la fuerza de desaceleración involucrada, y por ende se determina el coeficiente de fricción de una manera directa y muy exacta, debido al gran número de mediciones que se pueden obtener en una única prueba.

5.4.1.4 Método de la superficie del asfalto (método de arena)

Gracias a que la resistencia al derrape se encuentra relacionada con la macrotextura del pavimento, algunos métodos buscan medir la macrotextura del asfalto para después relacionarla con el factor de fricción, mediante métodos más tradicionales. El método más utilizado en la actualidad y a la vez el más sencillo es el de arena (Sand Patch Test) descrito en detalle en la norma ASTM E 965. En este método se vierte una cantidad conocida de arena en el pavimento seco, y se esparce de manera circular con una regla o un borde recto. Al esparcirse la arena, esta va llenando las grietas y cavidades del asfalto. Una vez que no se pueda esparcir más la

³⁰ Un g es la fuerza de inercia producida por las aceleraciones o la gravedad, expresada en unidades gravitacionales; un G es igual a la aceleración de la gravedad en la superficie de la tierra a nivel del mar y a 45° de latitud norte (32,1725 ft/sec²; 980,621 cm/sec²). Fuente: Online Biology Dictionary (<http://www.biology-online.org/dictionary.asp?Term=G>).

arena, se mide el diámetro del círculo resultante. Con esta medida se puede determinar la profundidad promedio del asfalto, el cual se puede relacionar con el factor de fricción. Según la WSDOT se requiere, para vías transitadas por un gran número de vehículos, una profundidad promedio de 1,5 mm.

Existen métodos más sofisticados y exactos de medición de la macrotextura del asfalto. Se utilizan métodos con láser o técnicas de imágenes avanzadas para determinar la macrotextura del asfalto a velocidades normales de manejo (ver figura 5-3).



Figura 5-3: Equipo de medición de macrotextura por láser. Fuente: WSDOT.

La una desventaja de este método es que la macrotextura del pavimento no determina en su totalidad el coeficiente de fricción. Por lo tanto, la correlación entre la macrotextura y la el coeficiente de fricción es a menudo difícil de extrapolar en cualquier condición dada.

5.4.1.5 Método de las huellas de los neumáticos (skidmarks test)

Este método es muy utilizado por la policía para determinar la velocidad de automóviles previo a un accidente de tránsito, sin embargo, al conocerse la velocidad del vehículo se puede utilizar este método para determinar el factor de fricción entre los neumáticos del automóvil y el pavimento.

En este método es necesario medir la longitud de las huellas dejadas por los neumáticos en el pavimento (la distancia que el automóvil desliza sobre el asfalto) y mediante una fórmula matemática determinar el factor de fricción, teniendo como dato la velocidad del vehículo al comienzo del derrape.

Formulación:

De la definición de coeficiente de fricción de un cuerpo presionado contra una superficie por la acción de su propio peso:

$$f = \frac{Fr}{w} \quad \text{Ecuación 5-1}$$

Donde:

f : Coeficiente de fricción.

Fr : Fuerza de roce.

w : Peso del cuerpo.

Teniendo en cuenta que:

$$Fr = m \cdot a \quad \text{Ecuación 5-2}$$

y

$$w = m \cdot g \quad \text{Ecuación 5-3}$$

Donde:

m : Masa del cuerpo.

a : Aceleración a la que está sometido el cuerpo.

g : Aceleración de gravedad.

Se tiene:

$$f = \frac{m \cdot a}{m \cdot g} \Rightarrow f = \frac{a}{g} \quad \text{Ecuación 5-4}$$

Como:

$$v^2 = v_0^2 + 2 \cdot a \cdot (x - x_0) \Rightarrow a = \frac{(v^2 - v_0^2)}{2 \cdot (x - x_0)} \quad \text{Ecuación 5-5}$$

Donde:

v : Velocidad del cuerpo.

v_0 : Velocidad inicial del cuerpo.

x : Distancia recorrida por el cuerpo.

x_0 : Distancia inicial del cuerpo.

Y teniendo en cuenta las condiciones involucradas para el instante en el cual el vehículo se detiene:

$$x_0 = 0 \quad \text{Ecuación 5-6}$$

$$v = 0 \quad \text{Ecuación 5-7}$$

Se tiene:

$$\Rightarrow a = -\frac{v_0^2}{2 \cdot x}$$

Ecuación 5-8

$$\Rightarrow f = \frac{v_0^2}{2 \cdot g \cdot x}$$

Ecuación 5-9

La cual es la fórmula que se emplea en este método.

De todos los métodos analizados anteriormente, se escogió el método de las huellas de los neumáticos o *skidmarks test* para realizar la experiencia requerida por este proyecto. Este método presenta grandes ventajas, las cuales conllevaron a su escogencia sobre los otros, sin embargo presenta también desventajas que se deben superar para poder obtener resultados aceptables y que determinen con claridad la efectividad del sistema desarrollado.

En la tabla 5-11 se enumeran las ventajas y desventajas de este método.

Tabla 5-11: Ventajas y Desventajas del método de las huellas de los neumáticos.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
1.- Bajo costo de las pruebas.	1.- Requiere varias personas para las pruebas.
2.- No se necesitan equipos complejos de medición.	2.- Poca precisión en los resultados por la forma de medición de la velocidad y de la distancia de deslizamiento.
3.- Las pruebas pueden realizarse rápidamente lo cual permite la posibilidad de realizar múltiples pruebas en diferentes condiciones.	3.- Poca repetibilidad en los resultados debido a la gran cantidad de variables involucradas, como la no homogeneidad del asfalto y la capacidad de reacción del conductor al frenar.
4.- No se requiere de una superficie asfaltada muy extensa para la realización de las pruebas.	4.- Existe el peligro de perder el control del vehículo, sobre todo a altas velocidades de prueba.

Para superar las desventajas citadas anteriormente se propusieron las siguientes soluciones:

1. Determinar la velocidad del vehículo mediante métodos de medición diferentes al velocímetro del automóvil.
2. Disponer de una superficie de pruebas lo suficientemente amplia para evitar de esta manera del riesgo de accidentes.
3. Disponer de un equipo de filmación para determinar con exactitud el momento en que el vehículo comienza a deslizar.

Con estas soluciones presentes se diseñó el experimento.

5.4.2 Descripción experimental

Tomando en cuenta los requerimientos determinados anteriormente se realizó el experimento de la siguiente manera:

Con la finalidad de determinar el lugar adecuado donde se llevarían a cabo las pruebas se redactó una carta solicitando un espacio que cumpliera con los requerimientos que demandaba la experiencia, dicha carta fue firmada y sellada por el director de la escuela de Ingeniería mecánica de la U.C.V., Ing. César Ferrer y se repartió en distintos sitios en los cuales se solicitó el permiso.

Se llevó la solicitud a las dependencias del parque del este, al comando del Fuerte Tiuna y a la fundación del estadio universitario de la U.C.V. sin que se lograra obtener ninguna aprobación. Finalmente se llevó la solicitud al estadio Vidal López en el cafetal, donde el Sr. William Lima, Coordinador de Instalación del estadio,

aceptó muy cordialmente la solicitud para realizar la experiencia en las instalaciones anexas del estadio.

Una vez obtenido el permiso por parte del coordinador de instalación del estadio se procedió con el montaje del experimento.

Primero se mandó al vehículo de pruebas a hacerle una alineación y balanceo de los neumáticos, y se llevó la presión de los mismos a 33 psi.

En el lugar de las pruebas se colocaron marcas con cinta adhesiva amarilla para delimitar una zona de frenado de 10m. de largo y 5m. de ancho, una zona de seguridad de 5m. de largo y 5m. de ancho, una zona de aceleración de 30m. de largo y 5m. de ancho y marcas en la zona de aceleración distanciadas a 1m. cada una, para determinar la velocidad del vehículo y el lugar preciso en donde éste frenaba.

En los neumáticos del vehículo de pruebas se colocaron marcas con la cinta adhesiva amarilla de manera de determinar, tanto en vivo como en postproducción el momento en el cual se bloqueaban las ruedas y el vehículo comenzaba a deslizar.

Se utilizó un equipo de filmación marca JVC, operado por el Sr. Néstor Cabrera con la doble finalidad de registrar la experiencia y de medir con precisión la velocidad del vehículo de pruebas y la distancia que este deslizaba sobre el pavimento.

Una vez que las marcas en el pavimento estuvieron delimitadas, el equipo de filmación ubicado y el vehículo de pruebas preparado, se procedió a realizar las pruebas en pavimento seco para delimitar el coeficiente de fricción del mismo en esta condición.

5.4.2.1 Pruebas en pavimento seco

Primeramente se utilizó el velocímetro del vehículo de pruebas como guía para la realización de las pruebas, posteriormente en postproducción se utilizaron las filmaciones para determinar la velocidad del vehículo con mucho mayor grado de exactitud.

Las pruebas en pavimento seco se llevaron a cabo con el velocímetro indicando una velocidad de 20km/h, una vez el vehículo había alcanzado la velocidad, ésta se mantenía constante hasta la zona de frenado donde, mediante el sistema de frenos del automóvil se bloqueaban las ruedas, haciendo que el vehículo deslizará hasta detenerse.

Se repitió la experiencia descrita en el párrafo anterior de manera de obtener dos mediciones en las mismas condiciones para corroborar los resultados obtenidos.

Gracias a las marcas hechas sobre el pavimento y sobre los neumáticos se determinó en las filmaciones el momento del bloqueo de las ruedas y con una cinta métrica se determinó la distancia en la cual el vehículo deslizaba hasta detenerse.

Se registraron las velocidades marcadas por el velocímetro y las longitudes de deslizamiento del vehículo y se procedió con la realización de las pruebas en mojado.

5.4.2.2 Pruebas en pavimento mojado

Para la realización de las pruebas en pavimento mojado se solicitó ayuda al personal del estadio Vidal López, donde el Sr. Rolando Rodríguez, encargado de mantenimiento de la instalación, proporcionó una manguera larga, conectada a una de

las tomas de agua del campo, la cual se utilizó para irrigar el espacio de pruebas y humedecer los neumáticos del vehículo.

Mediante una irrigación constante del espacio de pruebas se realizó esta parte de la experiencia. Primeramente se realizaron pruebas de frenado con el sistema desactivado a velocidades del velocímetro de 10, 20 y 30 km/h ³¹. Una vez el vehículo había alcanzado la velocidad de la prueba, ésta se mantenía constante hasta la zona de frenado donde, mediante el sistema de frenos del automóvil, se bloqueaban las ruedas, haciendo que el vehículo deslizará hasta detenerse.

Para cada velocidad de estudio se realizaron dos pruebas con la finalidad de corroborar los resultados obtenidos.

Gracias a las marcas hechas sobre el pavimento y sobre los neumáticos se determinó en las filmaciones el momento del bloqueo de las ruedas y con una cinta métrica se determinó la distancia en la cual el vehículo deslizaba hasta detenerse.

Posteriormente se realizaron pruebas de frenado con el sistema activado a velocidades del velocímetro de 10, 20 y 30 km/h. Una vez el vehículo había alcanzado la velocidad de la prueba, ésta se mantenía constante hasta la zona de frenado donde, mediante el sistema de frenos del automóvil, se bloqueaban las ruedas, haciendo que el vehículo deslizará hasta detenerse.

Para cada velocidad de estudio se realizaron dos pruebas con la finalidad de corroborar los resultados obtenidos.

³¹ Debido al poco espacio disponible para la realización de la experiencia, sólo se pudo estudiar el sistema en este rango de velocidades, quedará entonces para un estudio posterior la realización de pruebas a mayores velocidades.

Gracias a las marcas hechas sobre el pavimento y sobre los neumáticos se determinó en las filmaciones el momento del bloqueo de las ruedas y con una cinta métrica se determinó la distancia en la cual el vehículo deslizaba hasta detenerse.

Una vez realizadas las pruebas en mojado con el sistema desactivado y activado, se llevaron las filmaciones a los estudios Interarte donde, con la ayuda del Sr. Néstor Cabrera, se realizó la postproducción de la data audiovisual obtenida. Utilizando las facilidades de los estudios Interarte se pudo observar en cámara lenta (500 cuadros por segundo) cómo el vehículo pasaba por encima de las marcas hechas en el pavimento previo al momento de frenado, de esta manera se determinó, para cada prueba, el tiempo que el vehículo tardaba en recorrer una distancia de 1m, con una precisión de 0,02s, correspondiente a un cuadro de filmación. Con estos tiempos se pudo calcular con mucha más exactitud la velocidad del vehículo para cada prueba, lo cual es de suma importancia en el método escogido para lograr una medida precisa del factor de fricción.

5.4.3 Resultados

De la experiencia descrita anteriormente y utilizando la ecuación 5.9 se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 5-12: Resultados de las pruebas de frenado.

Prueba	Cuadros	Tiempo [s]	Velocidad [km/h]	Derrape [m]	f
Control	84	0,168	21,43	2,1	0,860
Seco 20 km/h	82	0,164	21,95	2,2	0,865
Mojado 10 km/h	136	0,272	13,24	1,02	0,676
Desactivado	138	0,276	13,04	0,97	0,689
Mojado 20 km/h	90	0,180	20,00	2,33	0,675
Desactivado	89	0,178	20,22	2,38	0,676
Mojado 30 km/h	67	0,134	26,87	4,03	0,705
Desactivado	67	0,134	26,87	4,44	0,640

Tabla 5-12: Resultados de las pruebas de frenado. (Continuación).

Prueba	Cuadros	Tiempo [s]	Velocidad [km/h]	Derrape [m]	f
Mojado 10 km/h	130	0,260	13,85	0,9	0,838
Activado	129	0,258	13,95	0,91	0,841
Mojado 20 km/h	90	0,180	20,00	1,84	0,855
Activado	90	0,180	20,00	1,87	0,841
Mojado 30 km/h	71	0,142	25,35	2,98	0,848
Activado	70	0,140	25,71	3,05	0,852

En la tabla 5-12 se puede observar en primer lugar en número de cuadros de filmación que tardó el vehículo en recorrer una distancia de 1m. Teniendo en cuenta la duración de cada cuadro (0,02 s para 500 cuadros por segundo) se estima el tiempo en segundos que le tomó al vehículo recorrer esa distancia de 1m. Ya con este tiempo, en la cuarta columna se representa la velocidad del automóvil con mucha más exactitud (ver análisis de incertidumbre). Posteriormente se expone la distancia en metros que el vehículo deslizó sobre el pavimento para cada prueba en particular y en la sexta columna se expone el factor de fricción involucrado en la prueba, calculado con la ecuación 5.9.

5.4.4 Análisis de incertidumbre

Para determinar la exactitud de los resultados obtenidos primero se describe los instrumentos de medición con sus respectivas apreciaciones e incertidumbres:

- Cinta métrica: apreciación 1mm, incertidumbre 0,5mm.
- Cronómetro de Equipo Audiovisual: apreciación 0,02s, incertidumbre 0,01s.

Sin embargo, dado que las velocidades del vehículo de pruebas fueron determinadas a partir de las filmaciones, en las cuales no se puede tener ese grado de exactitud en las distancias involucradas, se supondrá una apreciación de 5 cm en la medición de distancia lo que corresponde a una incertidumbre de 2,5cm.

Para el cálculo de la incertidumbre en la medición de la velocidad se parte de la fórmula de incertidumbre combinada:

$$\Delta X = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\left(\frac{\partial F}{\partial x_i} \right)^2 \cdot (\Delta x_i)^2 \right)} \quad \text{Ecuación 5-10}$$

Donde:

ΔX : Incertidumbre.

N : Número de variables en la ecuación.

F : Ecuación.

x_i : Variable i-ésima de la ecuación.

Δx_i : Incertidumbre de la variable i-ésima de la ecuación.

En el caso de estudio, la ecuación es la fórmula de velocidad:

$$V = \frac{d}{t} \quad \text{Ecuación 5-11}$$

Donde:

V : Velocidad del vehículo.

d : Distancia (1m para la experiencia).

t : Tiempo que tarda el vehículo en recorrer la distancia de 1m.

El número de variables es dos (2) las cuales son distancia (d) y tiempo (t) y sus incertidumbres son 2,5cm y 0,01s. Entonces, la ecuación **5.10** se convierte en:

$$\Delta V = \sqrt{\left(\frac{\partial V}{\partial d}\right)_{t=t_0, d=d_0}^2 \cdot (\Delta d)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial t}\right)_{t=t_0, d=d_0}^2 \cdot (\Delta t)^2} \quad \text{Ecuación 5-12}$$

Donde d_0 y t_0 son los valores de distancia y tiempo medidos y las derivadas parciales son:

$$\frac{\partial V}{\partial d} = \frac{1}{t} \quad \text{Ecuación 5-13}$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} = -\frac{d}{t^2} \quad \text{Ecuación 5-14}$$

Sustituyendo las ecuaciones 5.13 y 5.14 y los valores correspondientes de incertidumbre en la medición del tiempo y de la distancia, en la ecuación 5.12 se tiene:

$$\Delta V = \sqrt{\left(\frac{1}{t}\right)_{t=t_0, d=d_0}^2 \cdot (0,025m)^2 + \left(-\frac{d}{t^2}\right)_{t=t_0, d=d_0}^2 \cdot (0,01s)^2} \quad \text{Ecuación 5-15}$$

Sustituyendo los valores de tiempo medidos en las pruebas y la distancia de 1m, se obtiene la siguiente tabla de incertidumbre para las velocidades encontradas:

Tabla 5-13: Incertidumbre en el cálculo de la velocidad

Prueba	Velocidad [km/h]	Incertidumbre [km/h]
Control	21,43	1,275517118
Seco 20 km/h	21,95	1,338495275
Mojado 10 km/h	13,24	0,486639174
Desactivado	13,04	0,472640188
Mojado 20 km/h	20,00	1,111120223
Desactivado	20,22	1,136228892
Mojado 30 km/h	26,87	2,004903667
Desactivado	26,87	2,004903667
Mojado 10 km/h	13,85	0,532584023
Activado	13,95	0,540871362
Mojado 20 km/h	20,00	1,111120223
Activado	20,00	1,111120223
Mojado 30 km/h	25,35	1,785363578
Activado	25,71	1,83673803

Ya con las incertidumbres en las velocidades se puede proceder a encontrar la incertidumbre en la determinación del cálculo del factor de fricción:

Se utilizará la misma ecuación **5.10** en la determinación de la incertidumbre en el factor de fricción. En este caso F sería la fórmula del factor de fricción (ecuación **5.9**). El número de variables es dos (2) las cuales son la velocidad (V) y la distancia de derrape (X). La incertidumbre en el cálculo de la distancia se seguirá tomando como 2,5 cm ya que se determinó el inicio del derrape mediante las filmaciones realizadas y la incertidumbre en la velocidad es la que se calculó para cada prueba. Teniendo todo esto en cuenta, la ecuación **5.10** se convierte en:

$$\Delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial V}\right)_{V=V_0, X=X_0}^2 \cdot (\Delta X)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial X}\right)_{V=V_0, X=X_0}^2 \cdot (\Delta V)^2} \quad \text{Ecuación 5-16}$$

Donde V_0 y X_0 son los valores de velocidad y distancia medidos.

Las derivadas parciales de la ecuación **5.16** son:

$$\frac{\partial f}{\partial V} = \frac{V}{g \cdot X} \quad \text{Ecuación 5-17}$$

$$\frac{\partial f}{\partial X} = -\frac{V^2}{2 \cdot g \cdot X^2} \quad \text{Ecuación 5-18}$$

Sustituyendo las ecuaciones **5.17** y **5.18** en la ecuación **5.12** se tiene:

$$\Delta f = \sqrt{\left(\frac{V}{g \cdot X}\right)_{V=V_0, X=X_0}^2 \cdot (\Delta X)^2 + \left(-\frac{V^2}{2 \cdot g \cdot X^2}\right)_{V=V_0, X=X_0}^2 \cdot (\Delta V)^2} \quad \text{Ecuación 5-19}$$

Sustituyendo los valores de velocidad y distancia de deslizamiento encontrados en las pruebas y utilizando las incertidumbres encontradas para la velocidad y distancia de deslizamiento se resuelve la ecuación **5.19** para cada prueba realizada, obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla 5-14: Incertidumbre en el cálculo del factor de fricción.

Prueba	Velocidad [km/h]	Derrape [m]	f	Incertidumbre
Control	21,43	2,1	0,860	0,14528576
Seco 20km/h	21,95	2,2	0,865	0,145728565
Mojado 10km/h	13,24	1,02	0,676	0,090042884
Desactivado	13,04	0,97	0,689	0,093795661
Mojado 20km/h	20,00	2,33	0,675	0,089649135
Desactivado	20,22	2,38	0,676	0,089793318
Mojado 30km/h	26,87	4,03	0,705	0,097481434
Desactivado	26,87	4,44	0,640	0,080329466
Mojado 10km/h	13,85	0,9	0,838	0,138213145
Activado	13,95	0,91	0,841	0,139275718
Mojado 20km/h	20,00	1,84	0,855	0,143630434
Activado	20,00	1,87	0,841	0,139065497
Mojado 30km/h	25,35	2,98	0,848	0,141266279
Activado	25,71	3,05	0,852	0,142700411

ANÁLISIS DE RESULTADOS

En base a las experiencias de frenado realizadas, según la tabla 5-12 se aprecia una clara disminución del factor de fricción cuando el vehículo se encuentra en pavimento mojado en comparación al pavimento seco, esta disminución es cercana a un 22 %. Producto de la interferencia que forma la película de agua entre la superficie del pavimento y el neumático, la cual actúa como un lubricante entre las mismas, que ocasiona que las distancias de frenado se incrementen aproximadamente en un 21,7 %.

Esto quiere decir que se reduce el grado de control del conductor sobre la condición de manejo, en comparación al pavimento seco, por la menor capacidad en las superficies de generar fuerzas de fricción al momento de realizar una maniobra.

También, en la tabla 5-12, se aprecia un incremento en el coeficiente de fricción, al utilizar el sistema desarrollado en comparación a las pruebas de frenado con el sistema desactivado, acercándose éste al coeficiente de roce en pavimento seco, pero manteniéndose siempre inferior. Este incremento en el coeficiente de roce es de aproximadamente 21 %. Esto se debe a que el dispositivo diseñado disminuye la película de agua existente entre la superficie del neumático y el pavimento con la proyección de los gases de escape a través de las boquillas, en consecuencia, se reduce el efecto lubricante del agua entre estas superficies, al igual que se reducen las distancias de frenado observadas en las pruebas con el sistema activado en comparación con el sistema desactivado.

Este decremento en las distancias de frenado es aproximadamente de 21 %. Lo que permite al conductor contar con una incremento en la fuerza de fricción

disponible, en pavimento mojado, la cual le otorga un una mayor holgura y seguridad al momento de maniobrar el vehículo.

El hecho de que el factor de fricción con el sistema activado en pavimento mojado se aproxime al valor del factor de fricción en pavimento seco, pero que nunca lo supera, se debe a que siempre existe una pequeña película de agua remanente entre la superficie del asfalto y los neumáticos, la cual depende de la condición natural de macrotextura del terreno, así como del desgaste en el perfil del caucho. Por consiguiente el factor de fricción en pavimento seco siempre será el máximo alcanzable por cualquier sistema que mejore el agarre del vehículo en pavimento húmedo, en vista de esto, la diferencia que se aprecia entre ambos coeficientes, es aproximadamente de 1.15 %.

Sin embargo debido a la incertidumbre de los valores arrojados por el experimento, esta diferencia puede llegar a ser hasta de un 28 %. Por otro lado, considerando el caso más desfavorable, que permite la incertidumbre de las pruebas, en la mejora del factor de fricción, existe una probabilidad del 12,75 % que el factor de fricción sin utilizar el sistema sea superior al factor de fricción con el uso del mismo, aunque se debe señalar que esta posibilidad es baja.

Como se señaló en el capítulo 5, el diseño escogido de la válvula de desvío para los gases escape, tuvo que ser cambiado a un diseño más sencillo que permitiera cumplir con los objetivos específicos, en cuanto a la prueba y evaluación del sistema. Sin embargo este diseño no cumple con todos los requerimientos de usuarios y diseño, ya que no permite la autorregulación de la salida de los gases de escape, ocasionando como consecuencia una notable pérdida de potencia en el motor cuando el régimen de revoluciones es alto. Ya que en esta condición, se genera una alta contrapresión en el múltiple de escape que obliga al motor a consumir una mayor cantidad de potencia efectiva para vencer esa contrapresión en los cilindros. Llegando a tal punto en que la contrapresión puede llegar a ser tan alta que vence la presión de

asentamiento de los resortes de las válvulas de escape, lo cual hace que éstas se mantengan siempre abiertas sin importar los tiempos del motor, dejando que la masa de gases escape entren a la cámara de combustión, impidiendo la realización adecuada de la misma, haciendo en un caso extremo que el vehículo se apague.

Según la ecuación 4.59, para un área de salida determinada, la presión se incrementa proporcionalmente al flujo de gases de escape, que está determinado por el régimen del motor (Ver Anexo 27), según el manual de Haynes para el vehículo de pruebas modelo Chevrolet Century año 1987, la presión de asentamiento de los resortes de las válvulas de escape es de 60 psig, que de acuerdo al Anexo 27, corresponde a un régimen máximo de operación de 4000 rpm. Esto hace que el diseño empleado no sea práctico y versátil para su uso comercial en masa.

Se observó que en el régimen mínimo de operación del vehículo de pruebas, el flujo de descarga de los gases de escape a través de las boquillas sobre el pavimento, no es suficiente para disipar por completo la película de agua presente. Esto no implica que al momento de la frenada, donde el régimen del motor disminuye, no se cuente con la masa de gases necesaria para disipar la película de agua, por el contrario, como se evidencia en las pruebas en pavimento húmedo, la disminución en el régimen del motor no es lo suficientemente brusca como para evitar que los gases de escape, generados durante una frenada, aparten el agua presente en la vía.

En vista de que el flujo másico de gases de escape aumenta proporcionalmente con el régimen del motor, se obtiene una ventaja en la reducción del riesgo de ocurrencia del fenómeno del aquaplaning, ya que al reducir la profundidad de la película de agua sobre el pavimento, resulta difícil que ésta sature por completo las líneas de drenado de los neumáticos, evitando que se supere la capacidad de los mismos de disipar el agua, de esta manera se mantiene un área de contacto entre la superficie del neumático y el pavimento impidiendo que se produzca el fenómeno.

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Con respecto al costo del sistema, éste es una solución viable para el grupo de usuarios definido en el capítulo 3, ya que los vehículos de paseo livianos, por lo general, no cuentan con sistemas de seguridad sofisticados que le brinden confianza en la condición de manejo en pavimento húmedo, por otra parte los sistemas comerciales actuales que responden a este problema, tienen costos de instalación superiores a los 5.000 US\$, como se mencionó en el capítulo 2, lo cual es mucho mayor al costo del sistema desarrollado, el cual es cercano a los 300.000 Bolívares.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- El sistema desarrollado incrementa el coeficiente de fricción en superficies mojadas en aproximadamente 21 %.
- El sistema desarrollado reduce las distancias de frenado en superficies mojadas en aproximadamente 21 %.
- El método de determinación de la velocidad del vehículo en las pruebas de frenado a través de las filmaciones, resultó más preciso que el valor arrojado por el velocímetro del automóvil.
- A mayor régimen de operación del vehículo, el sistema desarrollado consume mayor potencia efectiva del motor.
- El punto máximo de operación del sistema, se encuentra en un régimen de operación de 4.000 rpm.
- El coeficiente de fricción en pavimento mojado con el uso del sistema se aproxima al valor del mismo en pavimento seco.
- Existe una probabilidad del 12,75 % de que el sistema no sea efectivo.
- Se comprobó en un 87,25 % que el uso de los gases de escape como fluido de trabajo es un método efectivo para disipar el agua del pavimento a las velocidades de estudio.
- No se logró completar un diseño versátil que cumpliera con todos los objetivos de diseño por falta de la autorregulación en la válvula de desvío.
- Después de las modificaciones realizadas al diseño, el costo total del sistema desarrollado fue de Bs. 181.410.
- El sistema representa una solución más económica al problema del derrape en pavimento húmedo que los sistemas electrónicos descritos en el capítulo 2.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

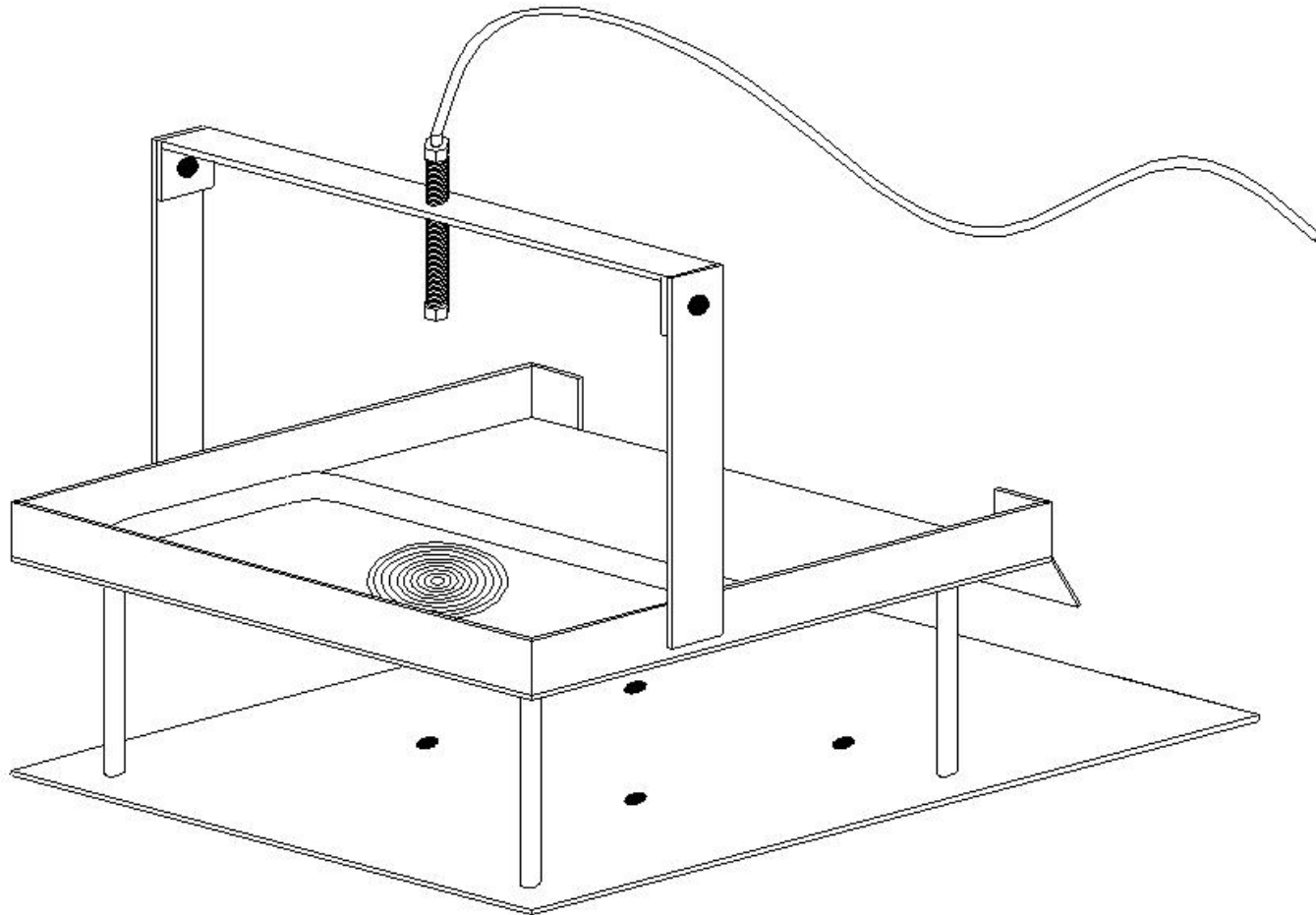
- El dispositivo desarrollado es la opción más económica entre las opciones estudiadas que según el estudio realizado, están en capacidad de solucionar el problema del derrape en pavimento húmedo.
- El sistema desarrollado no es universalmente adaptable a todos los vehículos existentes, por lo que se requeriría de un estudio particular en cada caso, para determinar la geometría del diseño.
- Los ensayos experimentales de los cuales se determinó el diseño de la boquilla (ver capítulo 4) brindaron una buena aproximación al comportamiento real del dispositivo.
- No se pudo determinar la velocidad máxima de efectividad del dispositivo, por no disponer de un lugar apto para realizar pruebas a mayores velocidades.

Recomendaciones

- Contar con mejores técnicas de manufactura para ensamblar la válvula de desvío diseñada, que permita cumplir con la autorregulación del flujo de los gases de escape.
- El sistema de tuberías debe ser de teflón revestido de malla de acero flexible, para una fácil instalación y universalización en todo tipo de vehículo.
- Contar con una pista de pruebas suficientemente larga para lograr desarrollar mayores velocidades de estudio en las pruebas de frenado.
- Realizar mayor cantidad de pruebas por evento de frenado para que no quede lugar a dudas de la efectividad del método de dispersión de agua del pavimento mediante la aplicación de chorros de choque con el uso de los gases de escape.
- Realizar un estudio posterior de la influencia en las pruebas de frenado de perfiles de neumáticos de mayor uso comercial en Venezuela.
- Realizar un estudio de mayor detalle, mediante encuestas, que permita definir con mayor precisión los requerimientos de usuarios.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

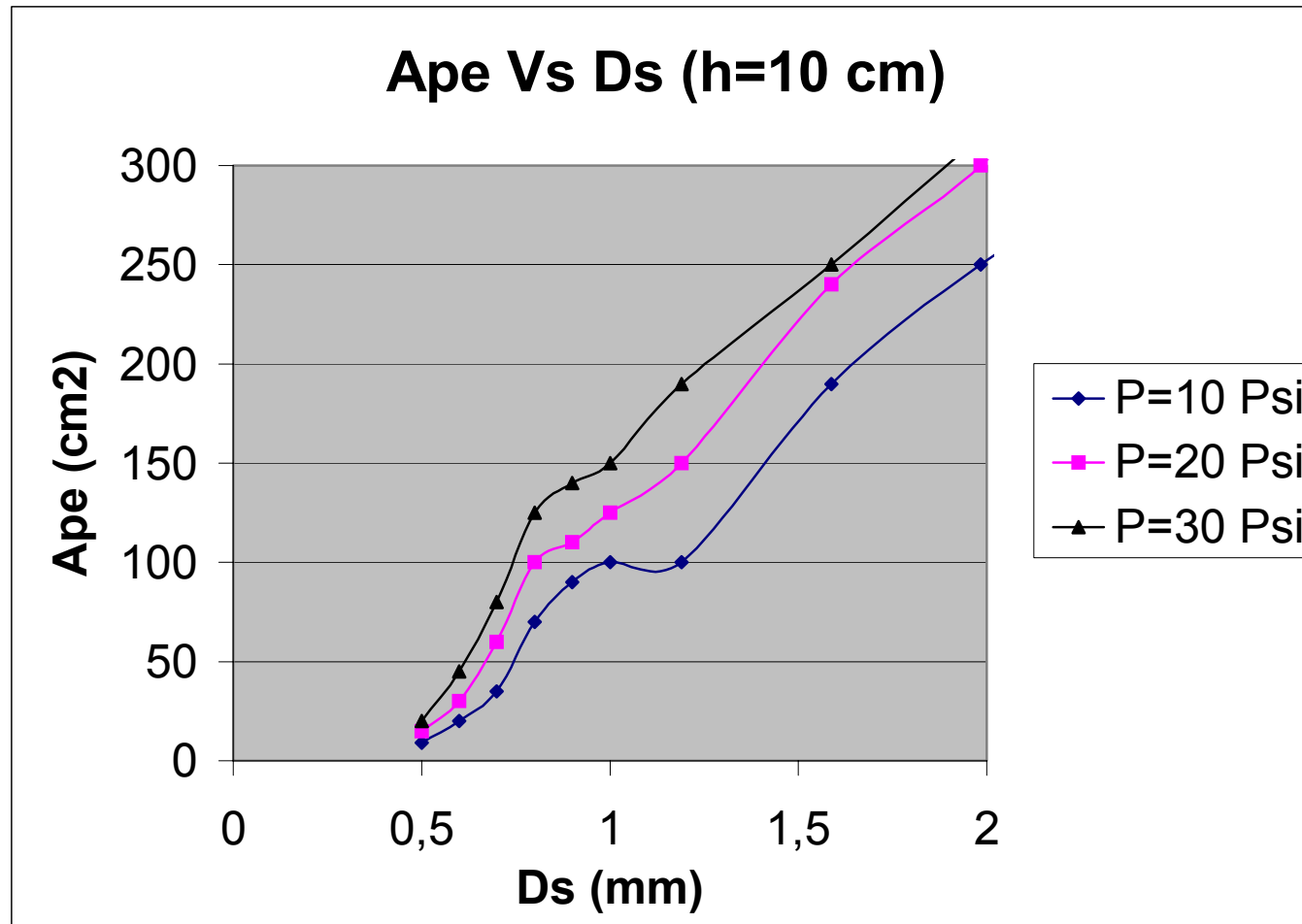
- Contar con un método de accionamiento efectivo que cumpla con los requerimientos de usuarios establecidos y que garantice la comodidad del mismo.
- Realizar un estudio de los efectos térmicos de los gases de escape como fluido de trabajo sobre la película de agua y el factor de fricción
- Realizar un estudio de los efectos de medioambientales de la descarga de los gases de escape a través de las boquillas.
- La comunidad universitaria debe brindar una mayor apoyo a los estudiantes en la elaboración de sus trabajos especiales de grado para facilitarles la consecución de sus objetivos académicos.



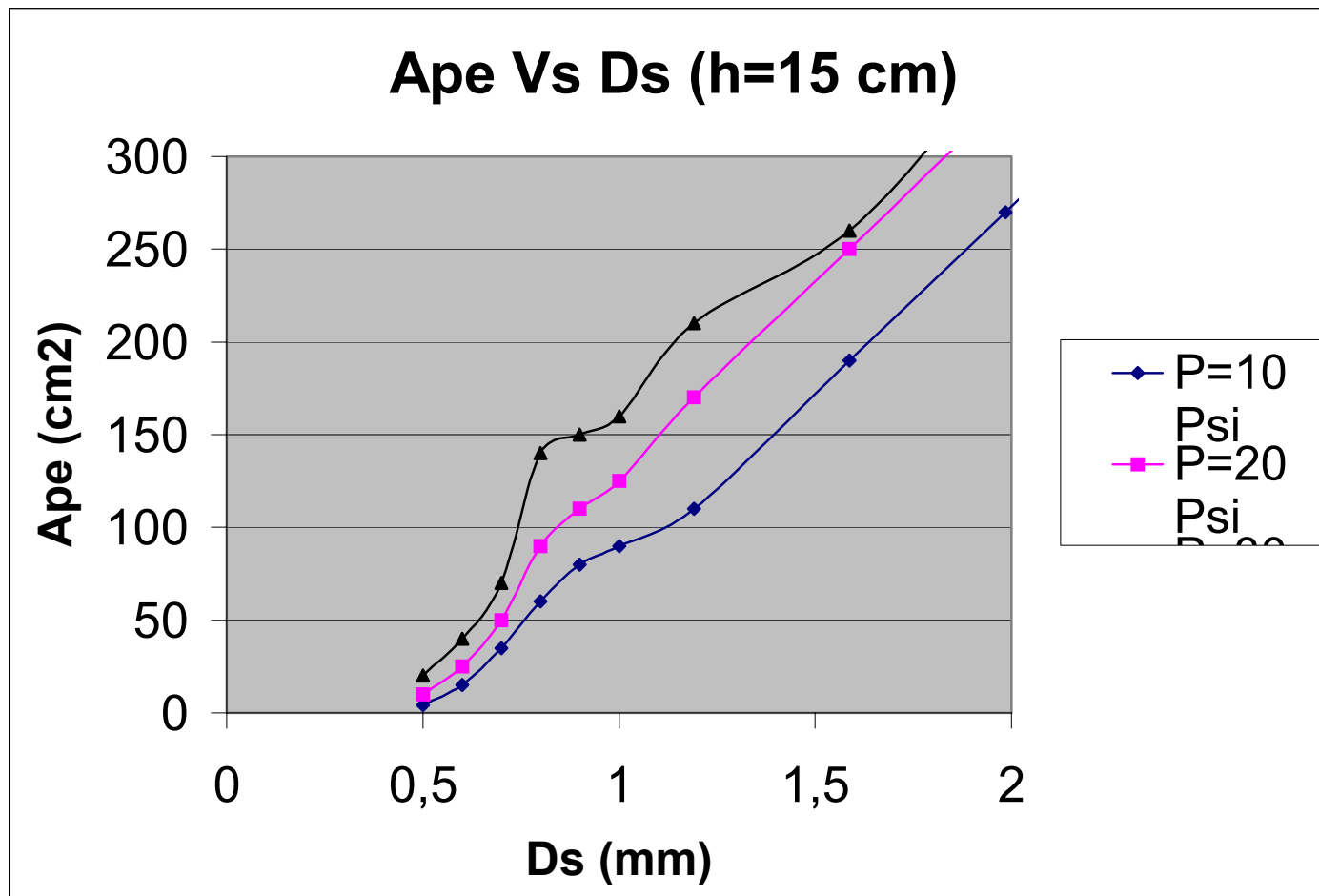
Anexo 1: Banco de prueba (estudio de geometría de un chorro de choque). Fuente: Propia.



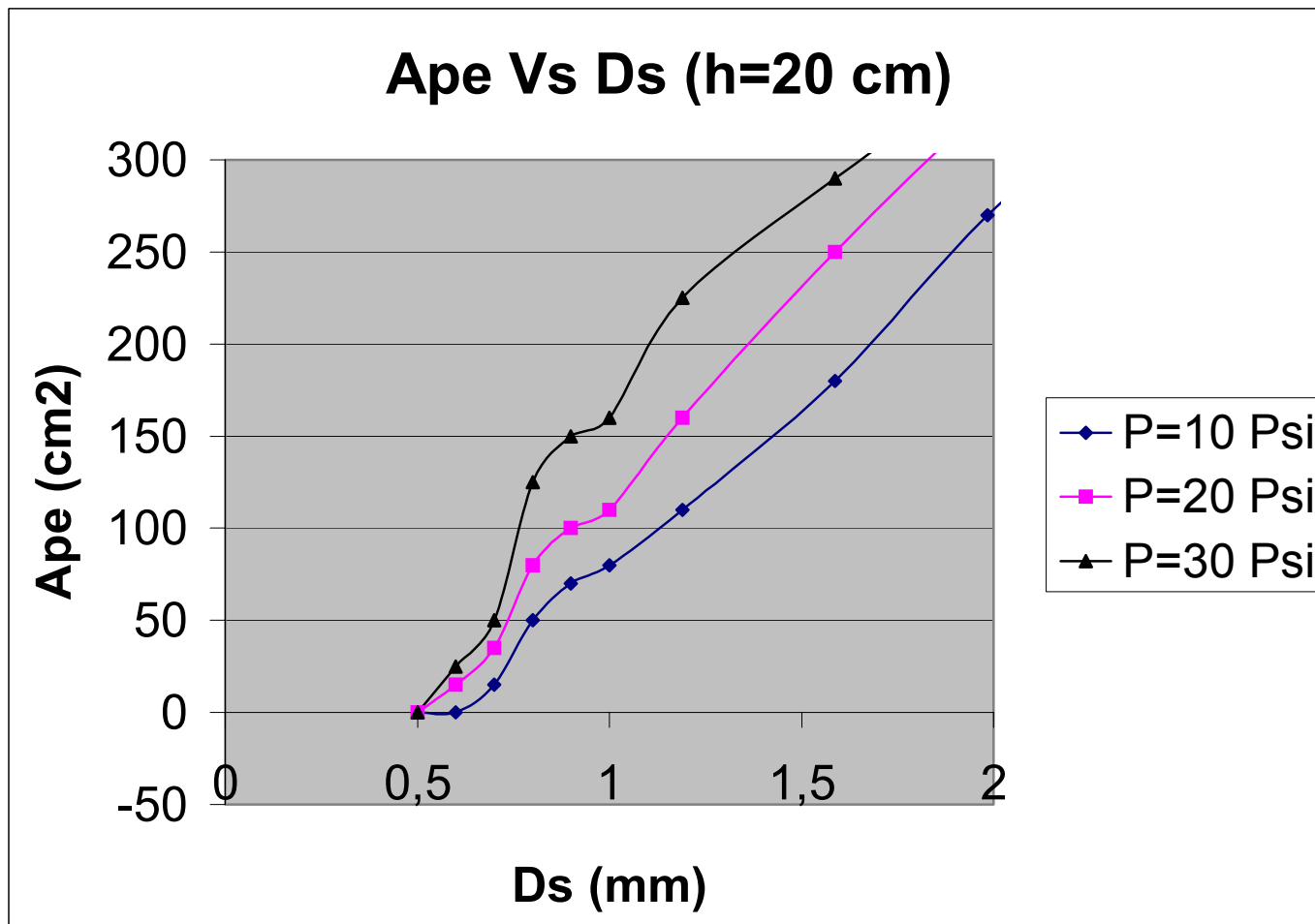
Anexo 2: Banco de prueba (estudio de geometría de un chorro de choque). Fuente: Propia



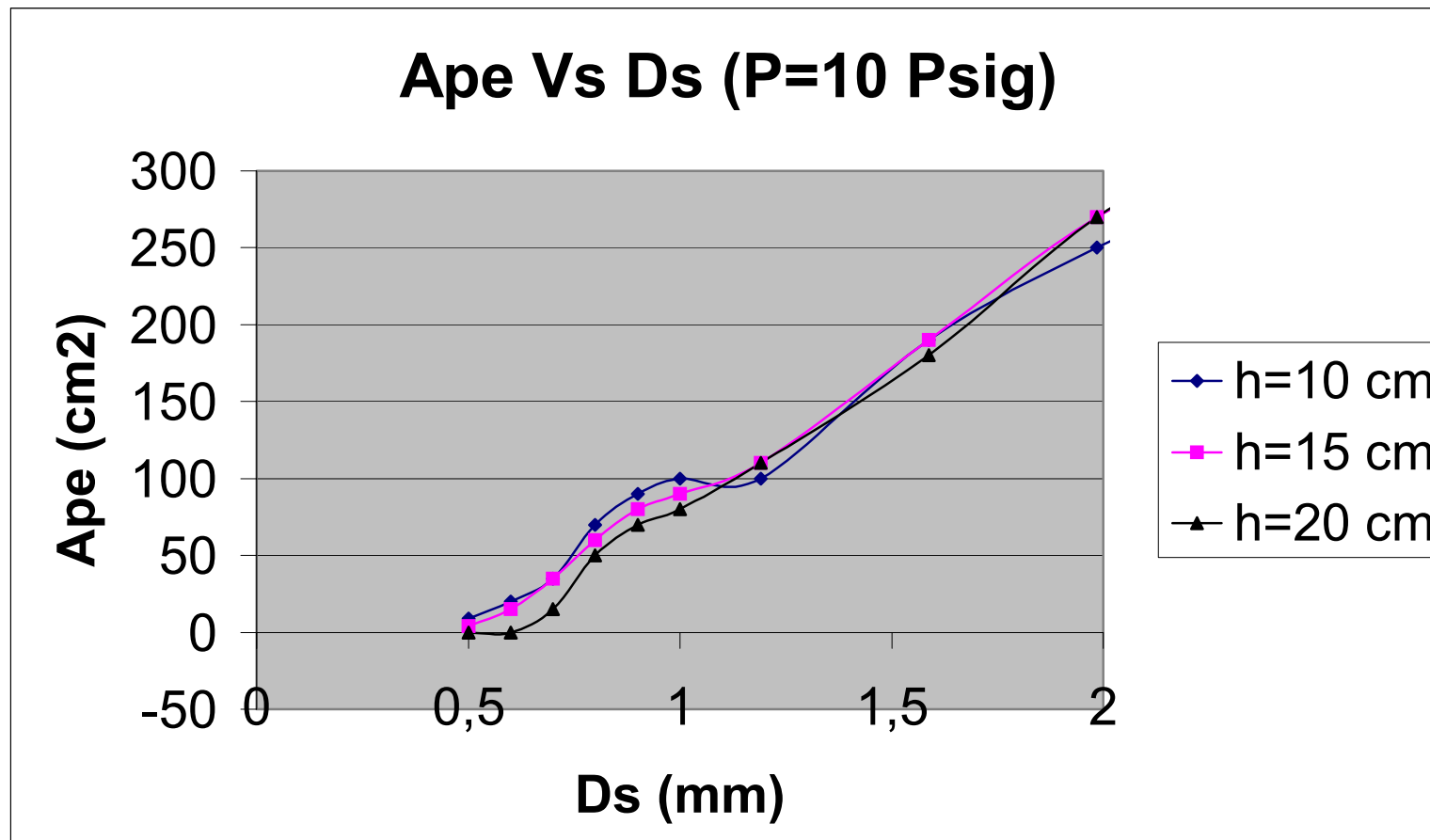
Anexo 3: Resultados de la prueba de geometría del chorro de choque (relación entre presiones a 10 cm).



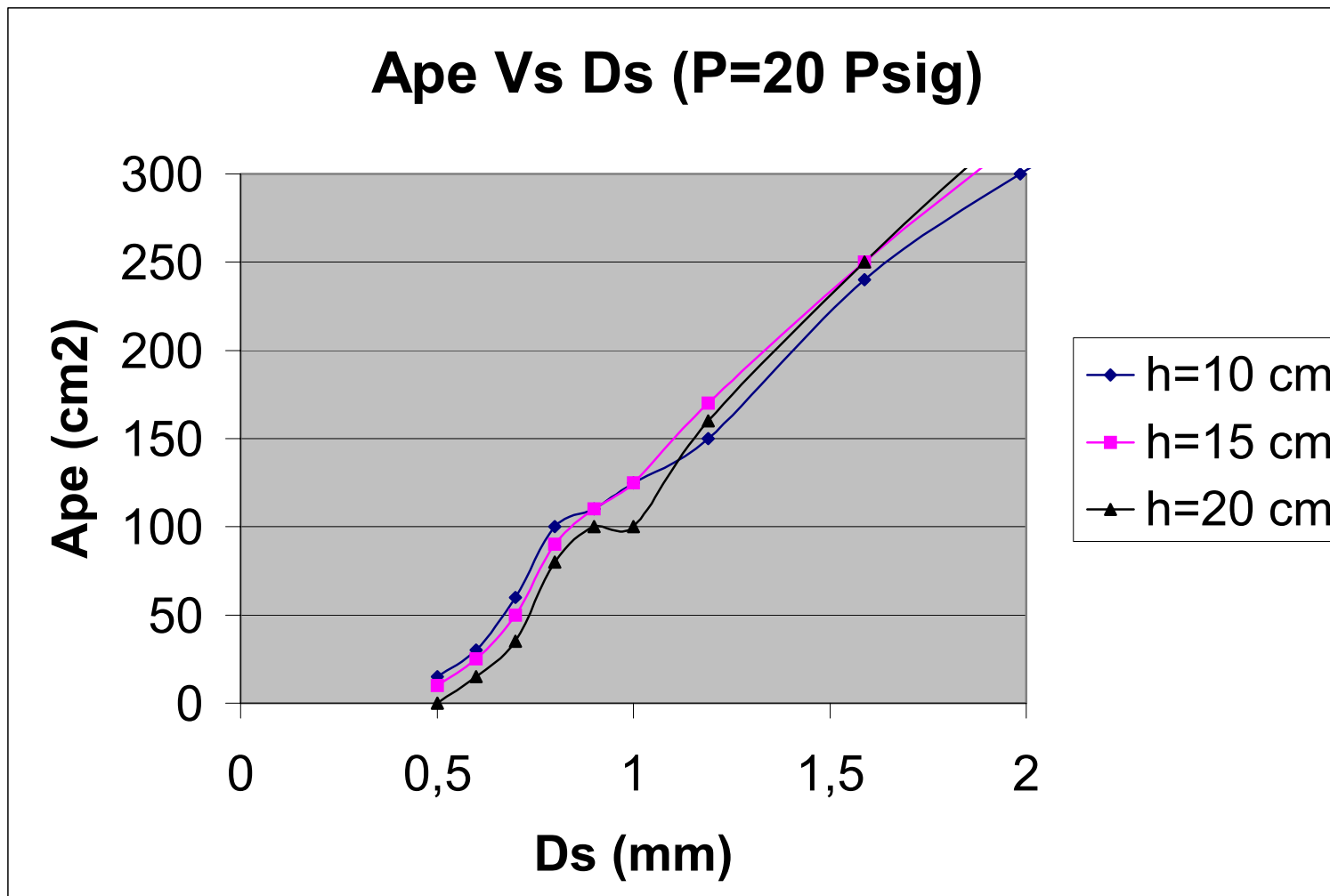
Anexo 4: Resultados de la prueba de geometría del chorro de choque (relación entre presiones a 15 cm).



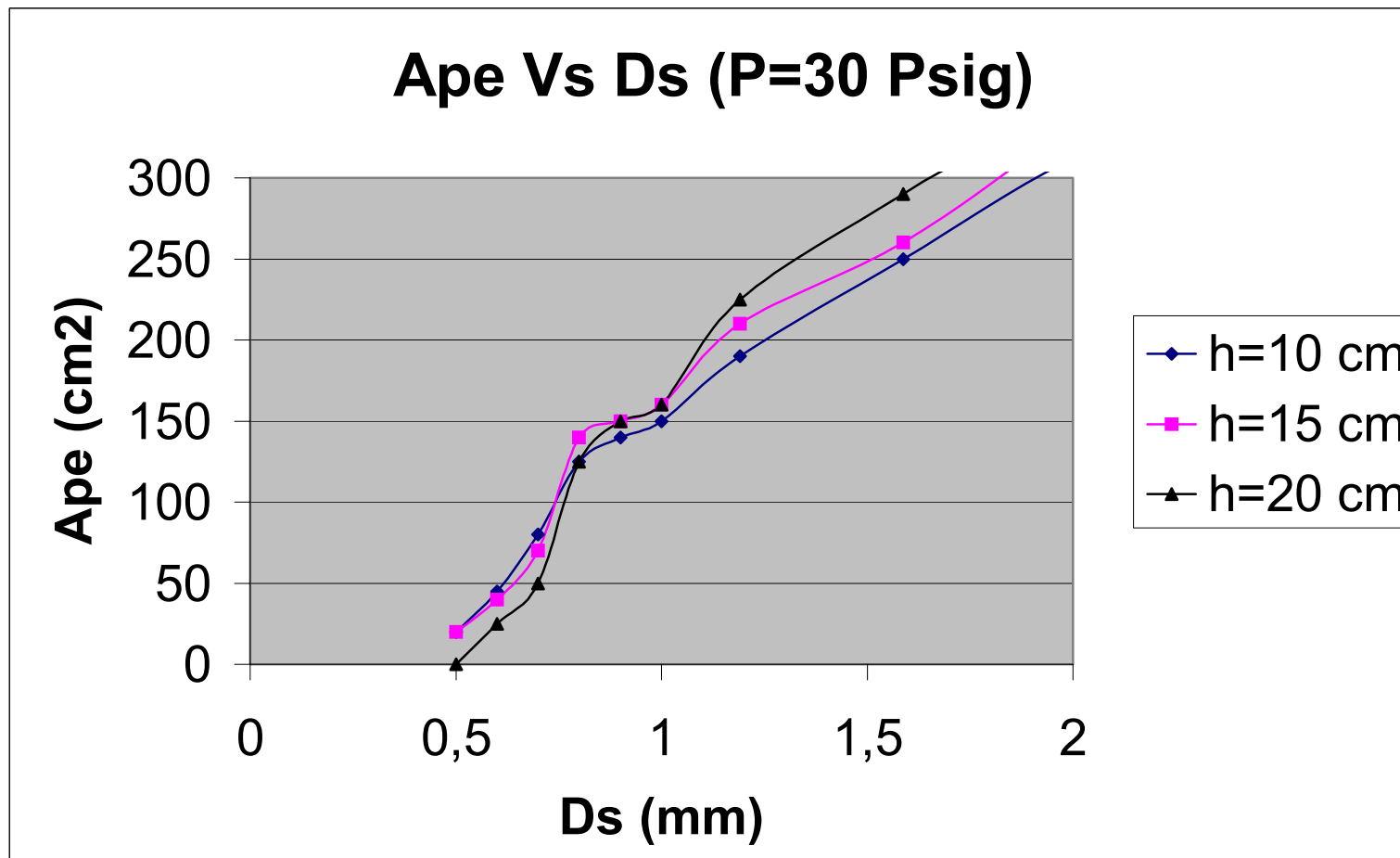
Anexo 5: Resultados de la prueba de geometría del chorro de choque (relación entre presiones a 20 cm).



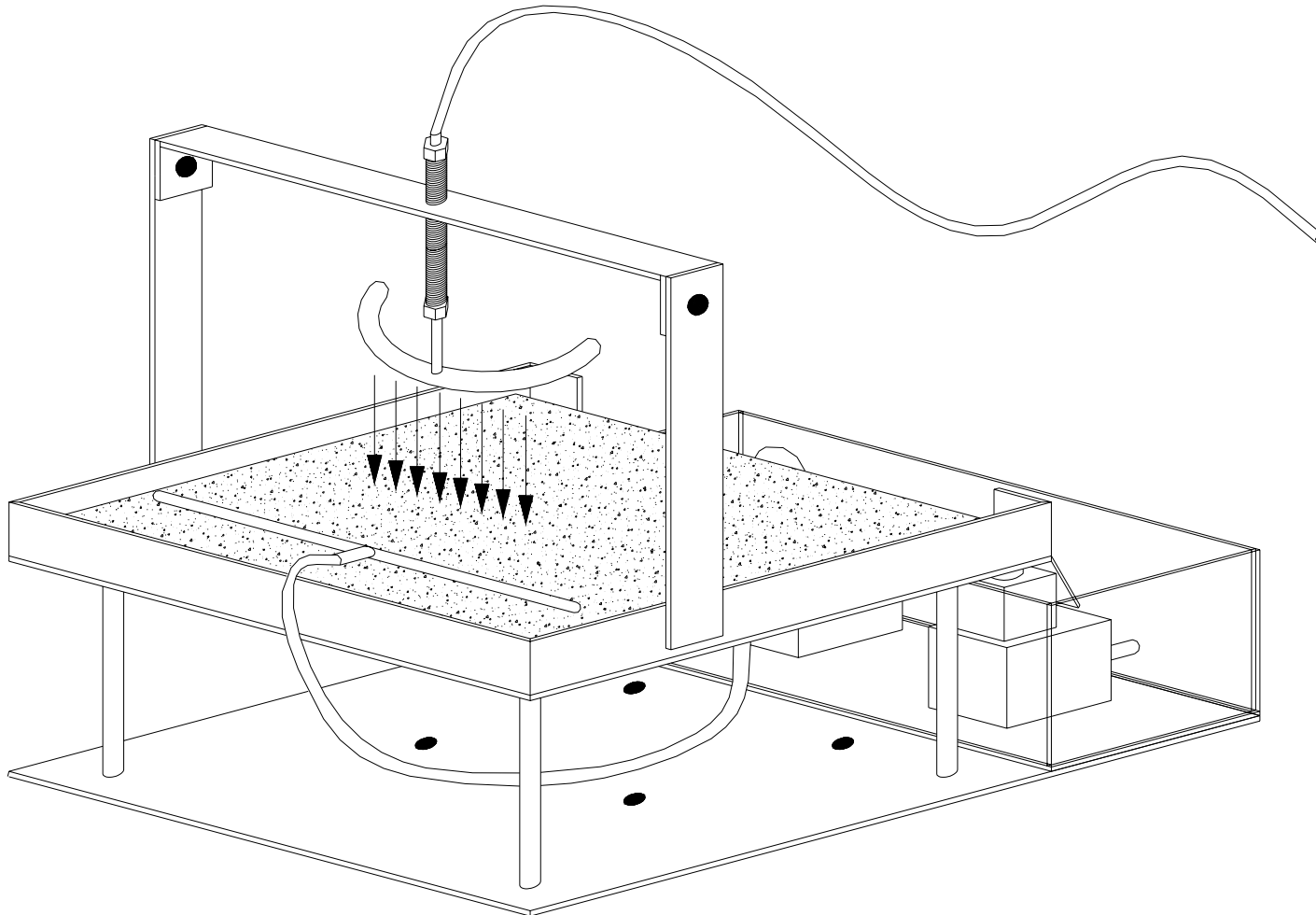
Anexo 6: Resultados de la prueba de geometría del chorro de choque (relación entre alturas a 10 psig).



Anexo 7: Resultados de la prueba de geometría del chorro de choque (relación entre alturas a 20 psig).



Anexo 8: Resultados de la prueba de geometría del chorro de choque (relación entre alturas a 30 psig).



Anexo 9: Banco de prueba (estudio de presión mínima de gases de escape). Fuente: Propia.



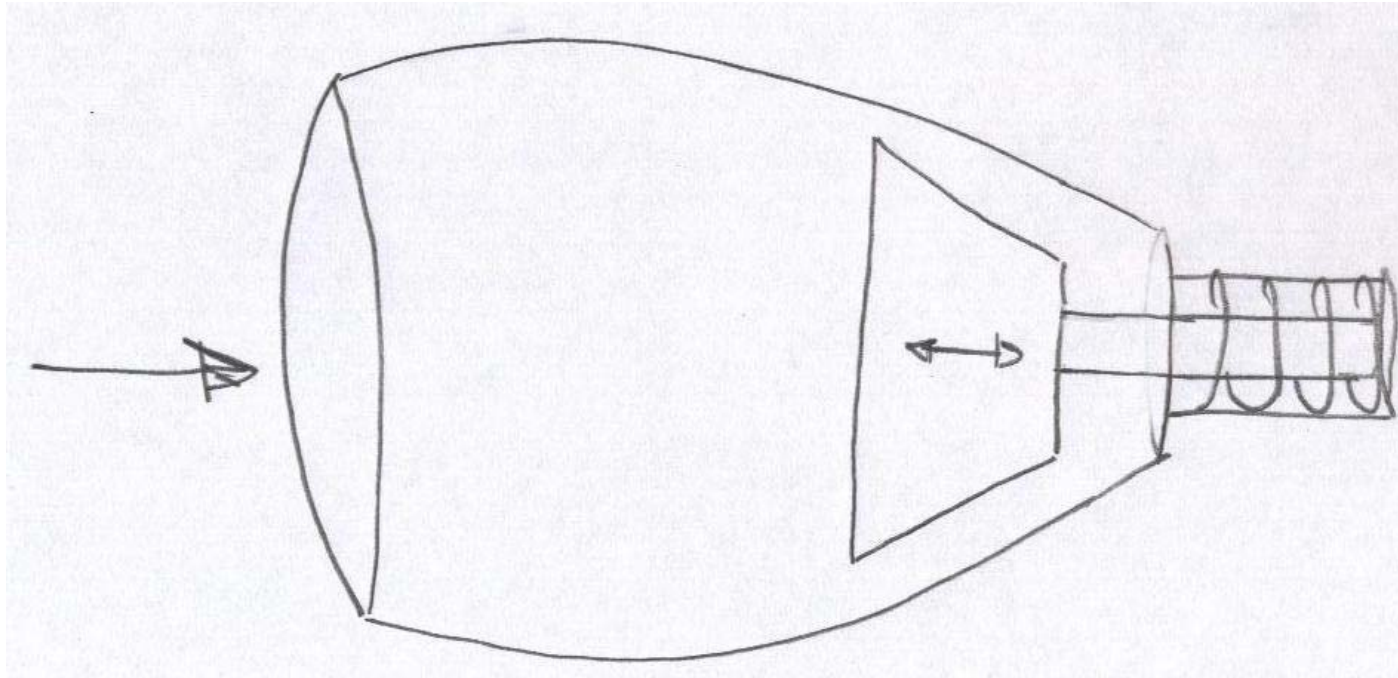
Anexo 10: Banco de prueba (estudio de presión mínima de gases de escape). Fuente: Propia



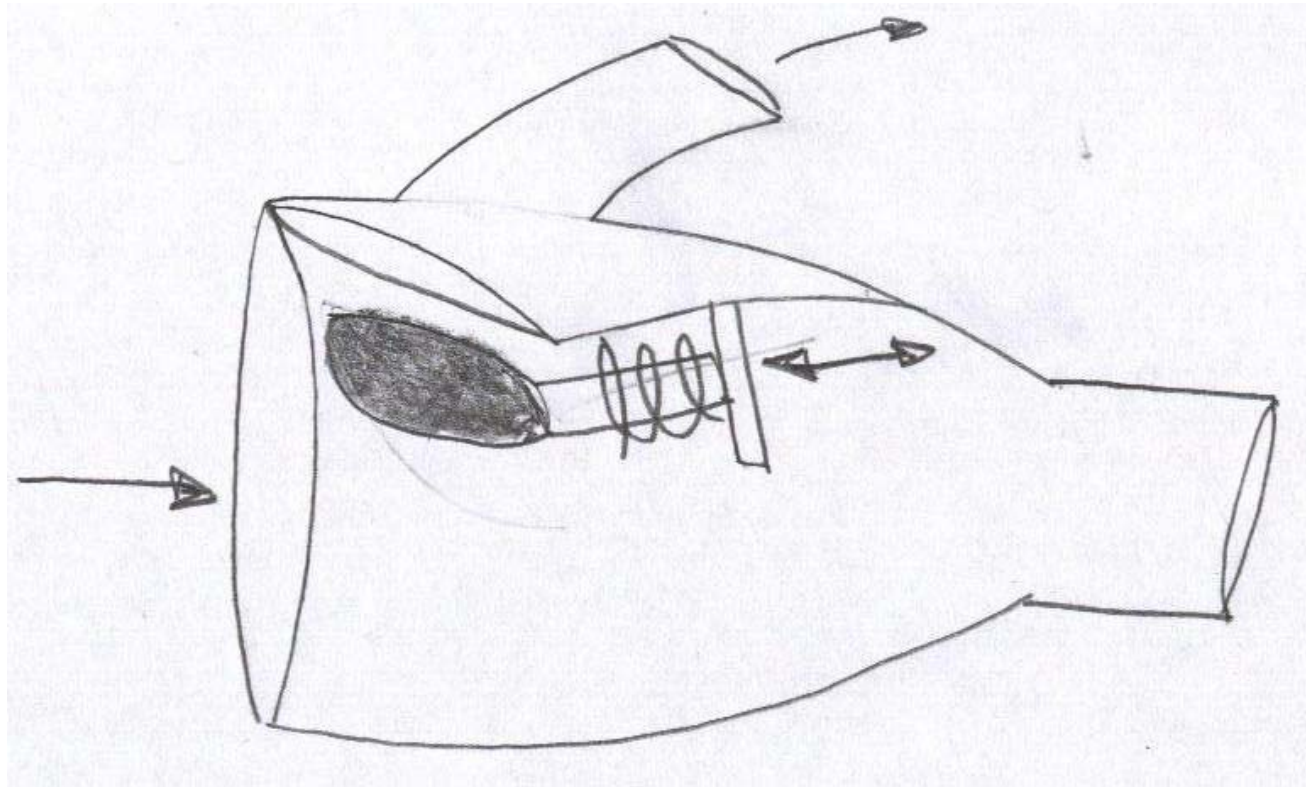
Anexo 11: Banco de prueba (estudio de presión mínima de gases de escape). Fuente: Propia.

```
clear
syms p r x
for i=2:30
    n=((2*i)-1)
    s=int((1+(x^2)/(4*(p^2)))^(1/2),x,r-90,90-r);
    zz1=(s/(n-1)).';
    beta=120-
        (asin((r*sin(60*3.14159/180))/((((abs(p))^2)+(r^2)*(sin(60*3.14159/
            180))^2)^(1/2))))*(180/3.14159);
    zz2=r*((sin(60*3.14159/180))^2)+2*(abs(p))*cos(60*3.14159/180)-
        2*((((abs(p))^2)+(r^2)*((sin(60*3.14159/180))^2)^(1/2)))*(cos(beta*
            3.14159/180)).';
    ZZZ=solve(zz1-r,zz2,'r','p');
    rr=double(ZZZ.r)
    pp=double(ZZZ.p)
end
```

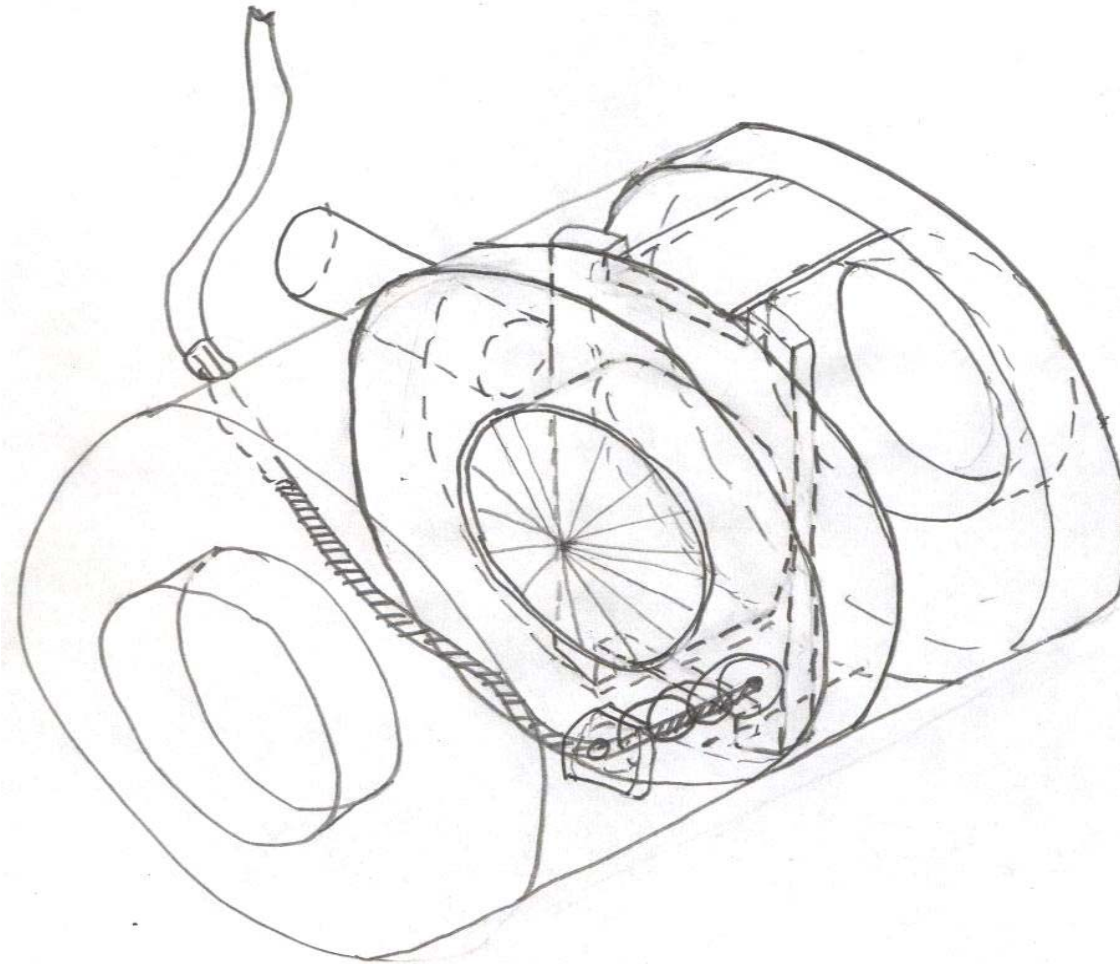
Anexo 12: Instrucciones en Matlab (diseño parabólico). Fuente: Propia



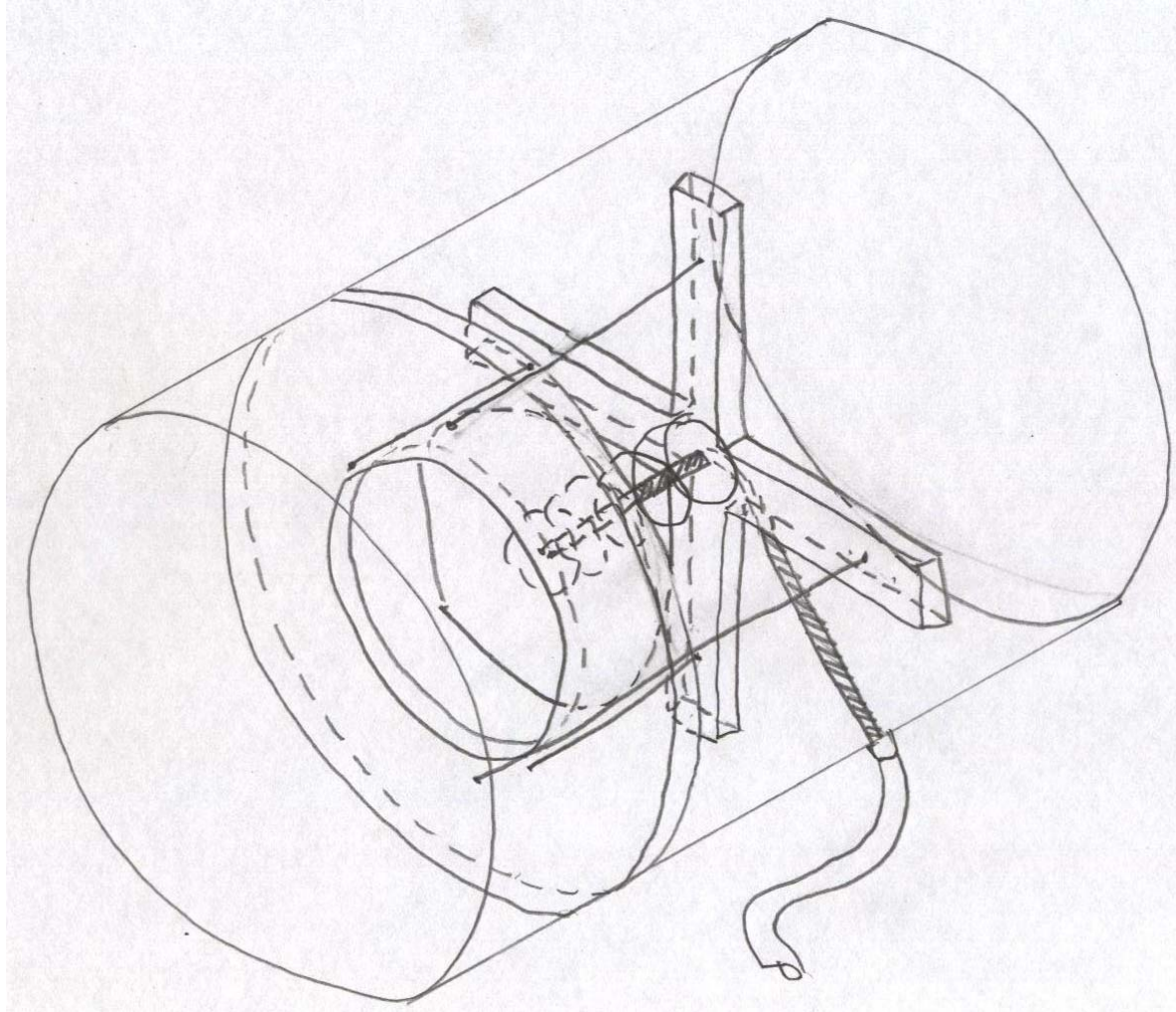
Anexo 13: Tormenta de ideas de la válvula, Diseño #1. Fuente: Propia.



Anexo 14: Tormenta de ideas de la válvula, Diseño #2. Fuente: Propia



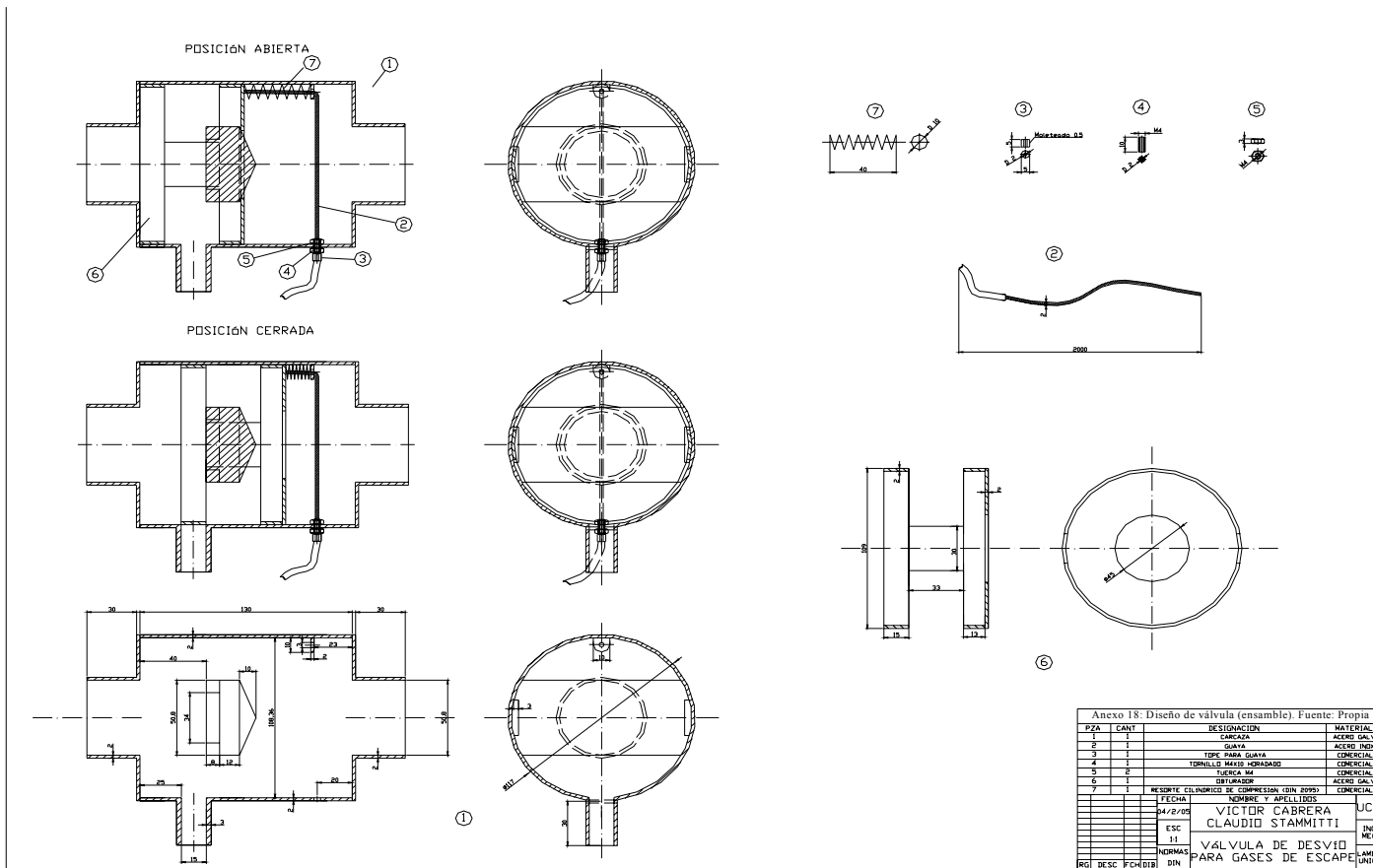
Anexo 15: Tormenta de ideas de la válvula, Diseño #3. Fuente: Propia



Anexo 16: Tormenta de ideas de la válvula, Diseño #4. Fuente: Propia

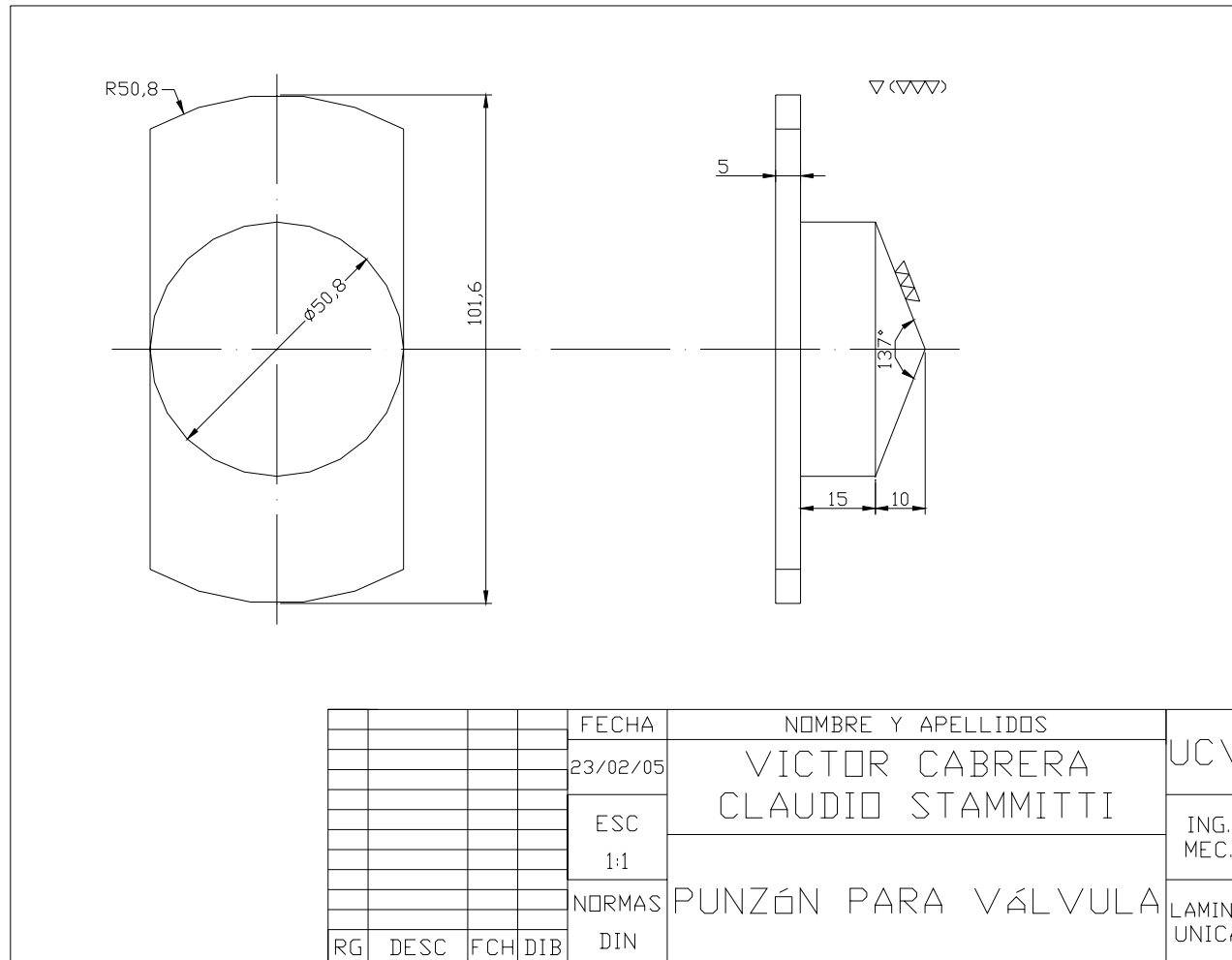


Anexo 17: Tormenta de ideas de la válvula, representación de una electro válvula, Diseño #4. Fuente: www.rowa.com



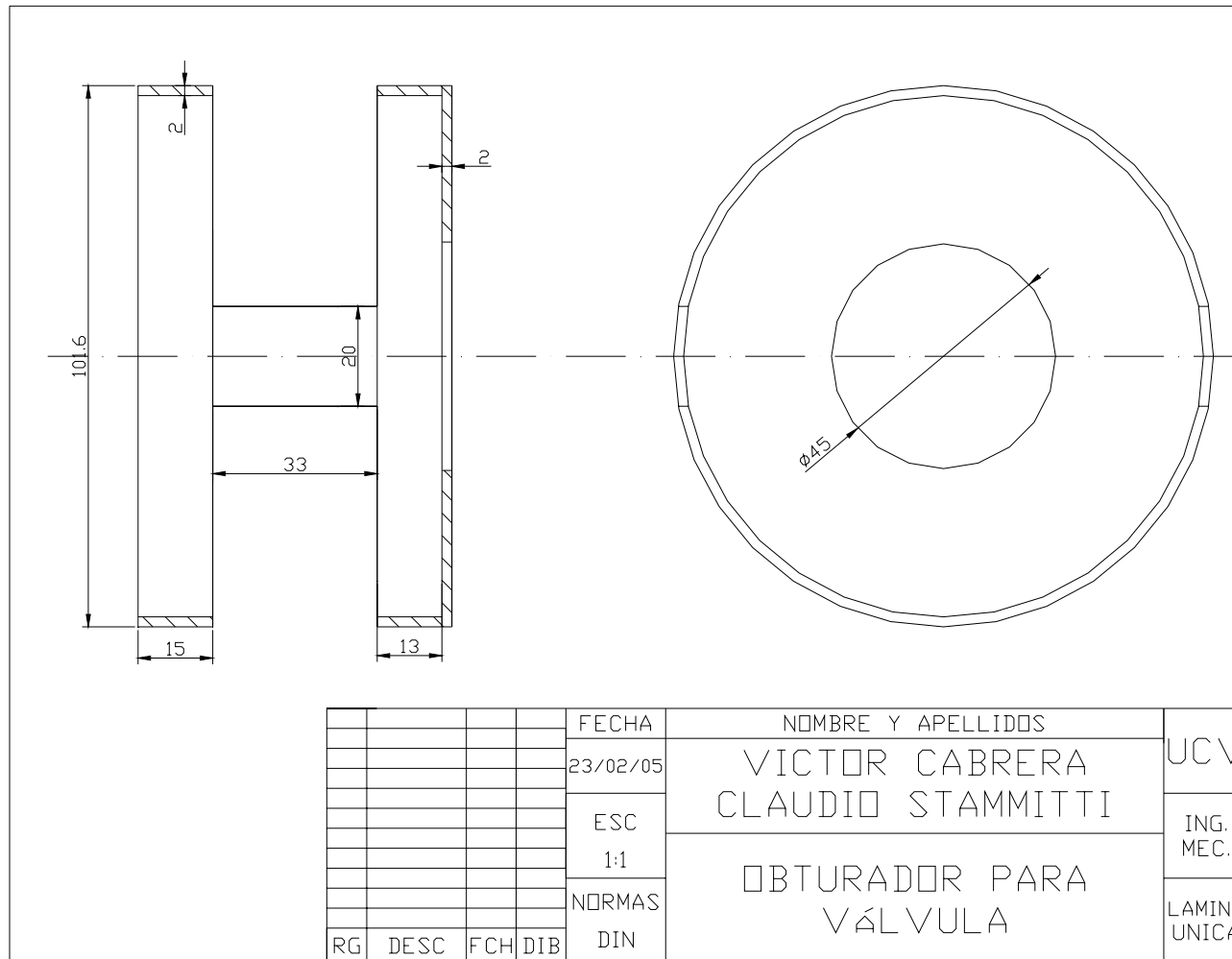
Anexo 18: Diseño de válvula (ensamble). Fuente: Propia

ANEXOS



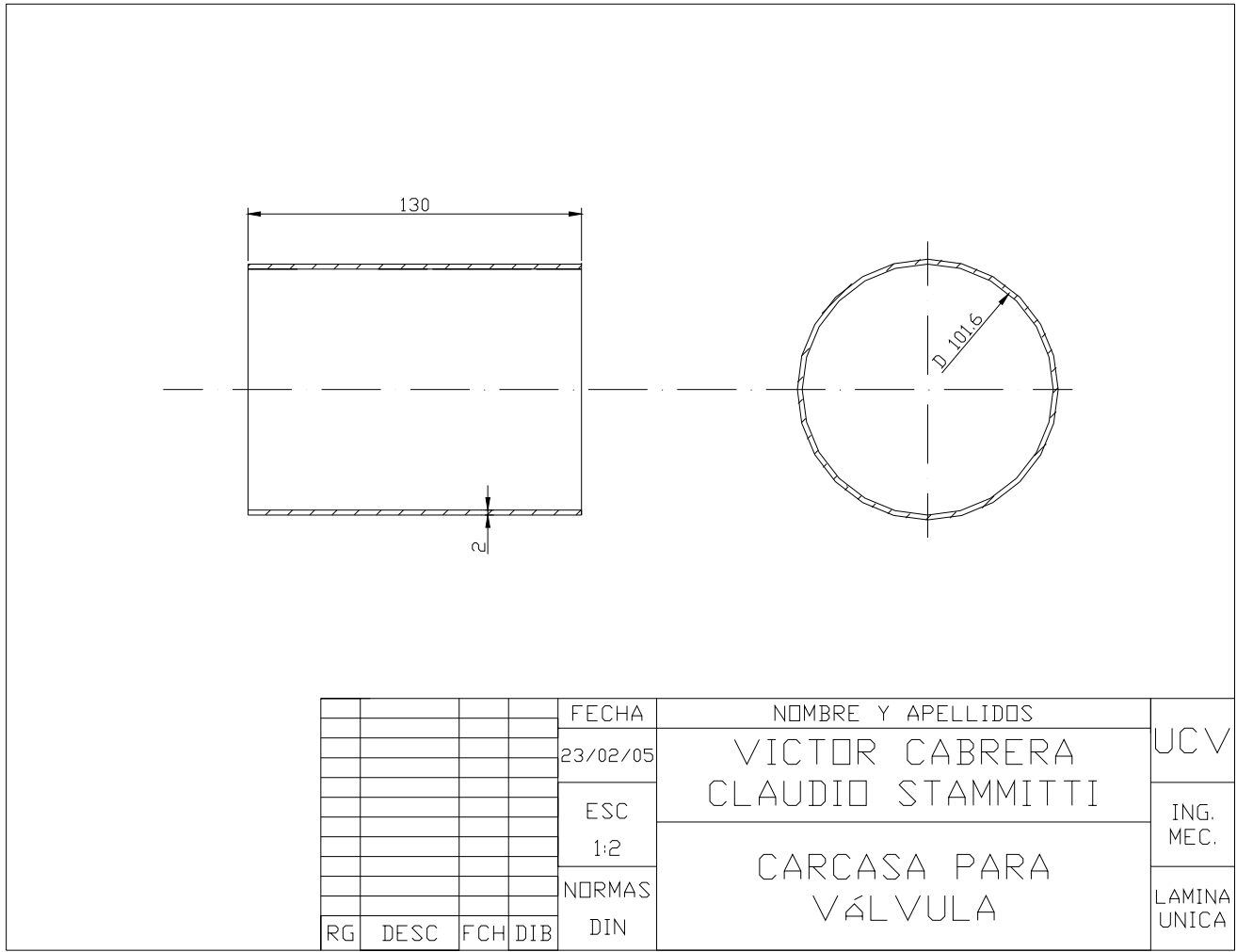
Anexo 19: Diseño de válvula (punzón). Fuente: Propia

ANEXOS



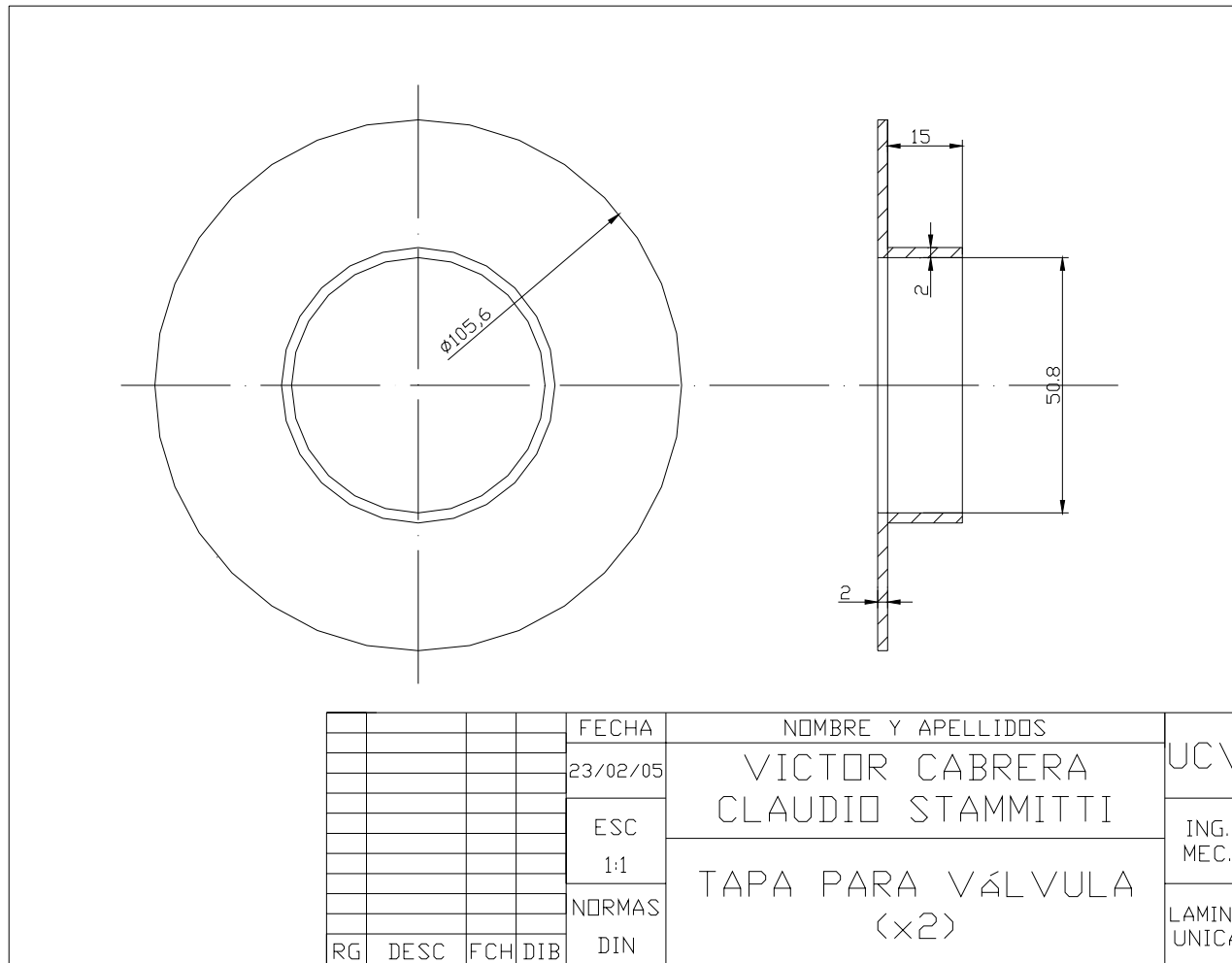
Anexo 20: Diseño de válvula (obturador). Fuente: Propia.

ANEXOS

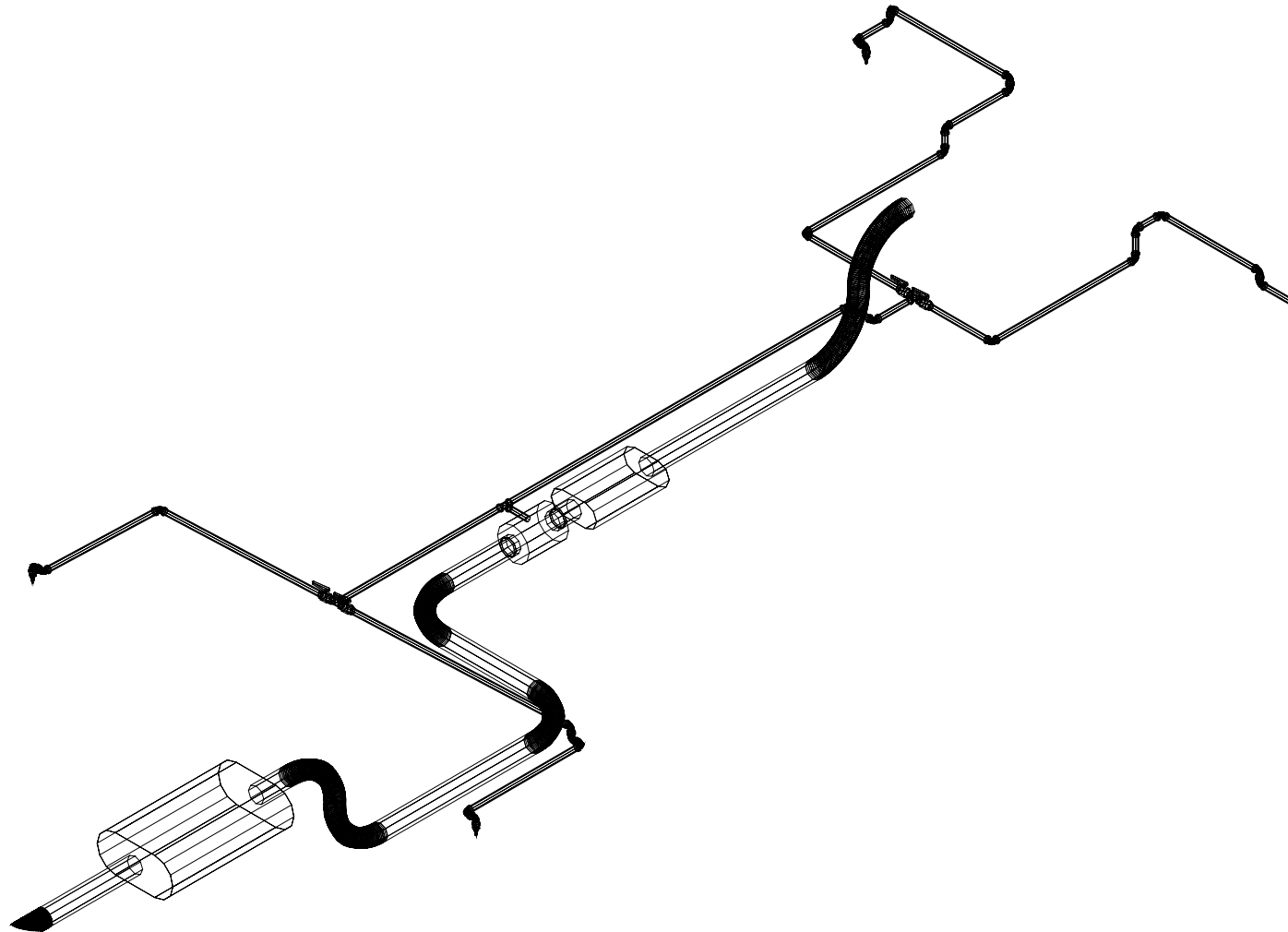


Anexo 21: Diseño de válvula (carcaza). Fuente: Propia

ANEXOS



Anexo 22: Diseño de válvula (tapas). Fuente: Propia.



Anexo 23: Sistema de desvío de los gases de escape. Fuente: Propia.



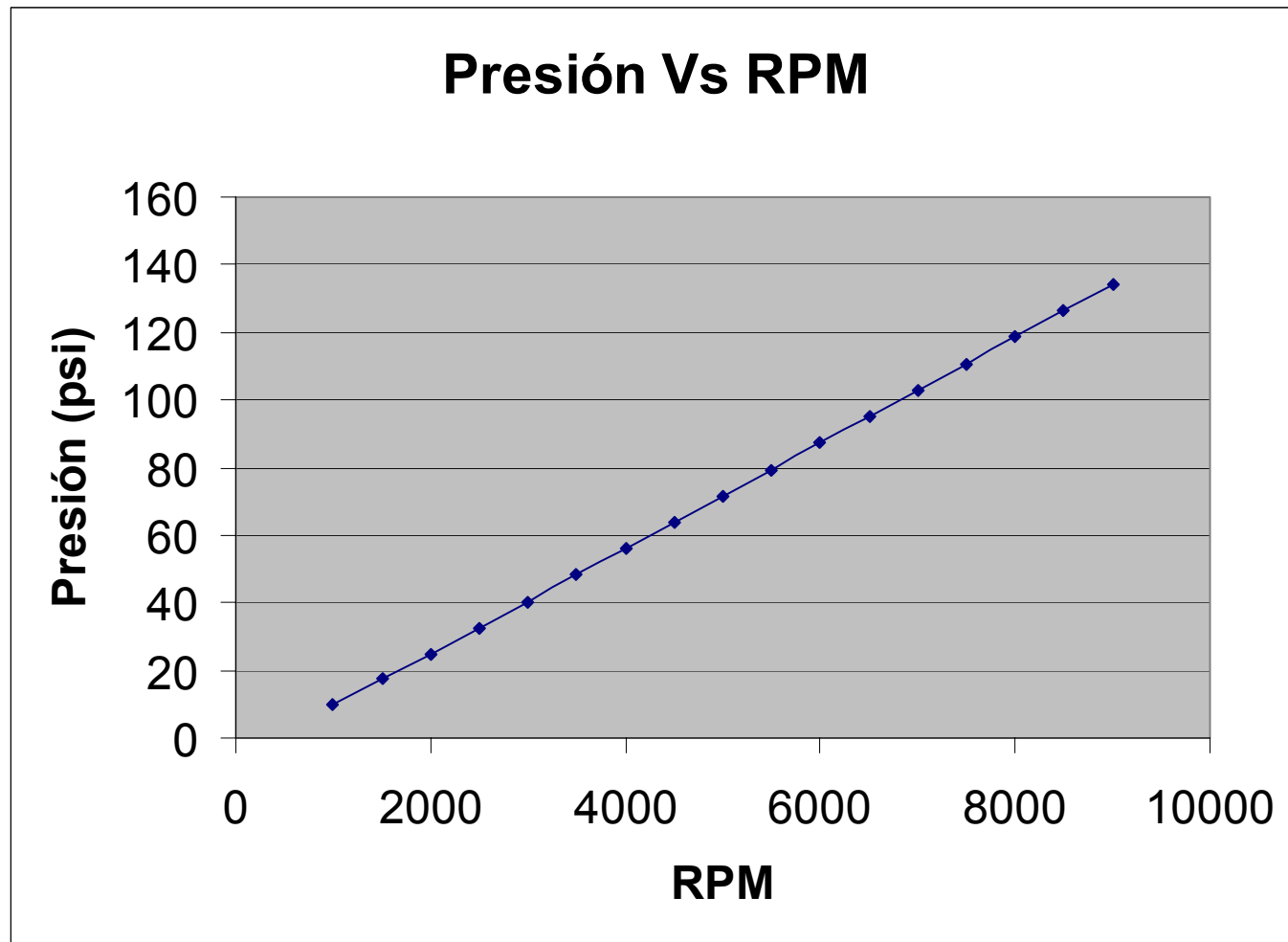
Anexo 24: Sistema de desvío de los gases de escape (válvula y Te). Fuente: Propia.



Anexo 25: Sistema de desvío de los gases de escape (distribución). Fuente: Propia.



Anexo 26: Sistema de desvío de los gases de escape (boquilla). Fuente: Propia.



Anexo 27: Relación entre la contrapresión del escape y el régimen del motor. Fuente: Propia.

BIBLIOGRAFÍA

AVALLONE, Eugene y BAUMEISTER, Theodore. (2000). **Manual del Ingeniero Mecánico**, novena edición, México, Editorial Mc Graw Hill

ÇENGEL, Yunus y BOLES, Michael A. (1996). **Termodinámica**, segunda edición, México, Editorial Mc Graw Hill, Tomos I y II

CHAPMAN, Stephen, (1993). **Máquinas Eléctricas**, segunda edición, Colombia, Editorial Mc Graw Hill.

CREUS, Antonio, (1997). **Instrumentación Industrial**, sexta edición, España, Global Ediciones

EISENBERG, Daniel. (2004). **The Mixed Effects of Precipitation on Traffic Crashes**. En: Accident Analysis and Prevention 36(4): 637-647. Disponible en: <http://istsocrates.berkeley.edu/~daniel7/papers.html> (2004, octubre).

INCROPERA, Frank P. y DE WITT, David P. (1999). **Fundamentos de Transferencia de Calor**, cuarta edición, México, Editorial Prentice Hall.

INSTITUTO NACIONAL DE TRÁNSITO Y TRANSPORTE TERRESTRE, INTTT. (2003). **Anuario Estadístico 2002**, Caracas

LARSON Hostetler. (1991). **Cálculo y Geometría Analítica, Cálculo y Geometría Analítica**, tercera edición, México, Editorial Mc Graw Hill.

BIBLIOGRAFÍA

MICROSOFT CORPORATION. (2002). **Seguridad Vial**. En: Biblioteca de Consulta Microsoft® Encarta® 2003.

MINISTERIO DE INFRAESTRUCTURA, MINFRA. (2003). **Anuario Estadístico de Infraestructura Año 2002**, Caracas.

MINISTERIO DE INFRAESTRUCTURA, MINFRA. (2003). **Memoria 2002**, Caracas.

MINISTERIO DE INFRAESTRUCTURA, MINFRA. (2004). **Memoria 2003**, Caracas.

SPIEGEL, Murray. (2002). **Estadística**, tercera edición, México DF, Editorial McGraw Hill Interamericana.

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION, NHTSA. (2003). **Time Series Analysis and Forecast of Annual Crash Fatalities**. En: Research Note, NCSA, DOT HS 809 717. Disponible en: <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-30/NCSA/RNotes/2003/809717.pdf> (2004, octubre)

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION, NHTSA. (2001). **Tire Pressure Monitoring System**. En: Office of Regulatory Analysis and Evaluation Plans and Policy FMVSS No. 138. Disponible en: <http://www.nhtsa.dot.gov/cars/rules/rulings/TirePressure/FMVSS-138/tirepressure-fmvss-138.pdf> (2004, octubre)

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION, NHTSA. (2004). **Traffic Safety Facts 2002**. En: DOT HS 809 620. Disponible en: <http://www.nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-30/NCSA/TSFAnn/TSF2002Final.pdf> (2004, octubre).

BIBLIOGRAFÍA

NATIONAL TRANSPORTATION SAFETY BOARD. (1980). **Fatal Highway Accidents On Wet Pavement- The Magnitude, Location, And Characteristics.**

En: NTSB Number: HSS-80/1. Disponible en:

<http://www.nts.gov/publictn/1980/HSS8001.htm>, (2004, octubre).

POTTER, Merle C. y WIGGERT, David C. (1998). **Mecánica de Fluidos**, segunda edición, México, Editorial Prentice Hall.

RASHID, Mamad H. (1995). **Electrónica de Potencia**, segunda edición, México, Pearson Education.

SERWAY, Raymond. (1999) **Física**, cuarta edición, México, Editorial Mc Graw Hill, Tomo I.

SINAS, George T. y BRAKE, David R. (2002). **Highway Defect Claims After the Supreme Court's Ruling in Nawrocki/Evens Is Something Wrong with the Actual Road Bed?.** En: Negligence Law Section. Disponible en: www.michbar.org/neg/winter02.pdf (2004, noviembre).

STATE DATA SYSTEM (SDS). (2003). **Crash Data Report: 1990-1999.** En:

State Data System Crash Data Report 1990-1999. Disponible en:

<http://www.nhtsa.dot.gov/> (2004, octubre).

WYLEN, Van. (1999). **Fundamentos de Termodinámica**, segunda edición, México, Editorial Limusa Wiley.

BIBLIOGRAFÍA

Páginas Web consultadas:

- <http://www.automotriz.net/articulos/nuevas-senales-transito.html> (2004, octubre).
- <http://www.whnet.com/4x4/abs.html> (2004, octubre).
- <http://www.just-auto.com/features> (2004, octubre).
- http://en.wikipedia.org/wiki/Electronic_Stability_Program:
- <http://www.audi.com.ar/> (2004, diciembre).
- <http://www.daimlerchrysler.com.au/> (2004, diciembre).
- <http://www2.mercedes-benz.com/mocom/international/> (2004, diciembre).
- <http://www.conti-online.com/generator/> (2005, enero).
- <http://www.autoweb.com.au/cms/> (2005, enero).
- <http://www.edmunds.com/ownership/safety/articles/46352/article.html> (2005, marzo).
- <http://www.bridgestone.at> (2005, marzo).
- <http://www.khg-online.de> (2005, marzo).
- <http://www.smartmotorist.com> (2005, marzo).
- <http://www.pirellip7.com/p6> (2005, marzo).