

Universidad Internacional del Ecuador



Escuela de Ingeniería Automotriz

**Artículo investigación para la obtención del Título de ingeniería en Mecánica
Automotriz**

INFLUENCIA EN LA VISCOSIDAD DE LOS FLUIDOS EN EL SISTEMA ABS

Edwin Andrés Cárdenas

Franklin Alejandro Simbaña Cevallos

Ing. Denny Javier Guanuche Larco, Msc

Quito, noviembre 2021

Dedicatoria

Quiero dedicar este logro a mis padres Edwin y Elena por su perseverancia, paciencia y esfuerzo que han entregado hacia mi persona, sin ellos no podría haber llegado hasta el punto donde me encuentro ahora.

A mi hermana Andrea, por acompañarme en este duro trayecto que he tenido que atravesar para poder llegar hasta aquí.

A mis abuelos Miguel Ángel y Rosario quienes desde muy pequeño me inculcaron valores fundamentales para la vida, siendo ellos quienes me enseñaron el valor de las cosas.

A mi enamorada Jessica por acompañarme y darme su apoyo en el trayecto.

Finalmente, a mi abuela Marta que en paz descanse, sintiendo diariamente su cuidado y su cariño desde lo más alto del cielo, dedicándole hoy uno de los mayores logros que ella siempre quiso que consiguiera.

Edwin Andrés Cárdenas Garzón

Dedicatoria

El presente trabajo está dedicado a mis padres Franklin y Verónica quienes con su paciencia, amor y esfuerzo me han permitido cumplir un sueño, gracias por estar alado mío brindándome su apoyo, sus consejos para hacer de mí una mejor persona, demostrarme que ante cualquier adversidad siempre hay una solución

A mis abuelitos Segundo y Mariana que me han demostrado que con dedicación y perseverancia se puede lograr todo lo que uno se proponga siempre con humildad y respeto, gracias por todo el amor, consejos y apoyo que me han brindado en todo este proceso, A mi hermana Ana y a toda mi familia que ha sido una fuente de inspiración para poder lograr este sueño

Finalmente quiero dedicar este trabajo a mi enamorada Tatiana, que su llegada a mi vida me ha ayudado a crecer como persona, por brindarme su mano para recorrer este camino en momentos buenos y malos, por apoyarme en todo, darme consejos que me han ayudado a corregir mis errores y por el amor brindado cada día que me ha ayudado como motivación para lograr mis objetivos

Franklin Alejandro Simbaña

Agradecimiento

Quiero agradecer a Dios y a mi abuelita Marta Vargas que en paz descanse, por permitirme cada mañana levantarme a cada día, porque cuando me siento derrotado sé que Dios guía mi camino y mi abuelita me cuida sin importar la adversidad.

A mis padres Edwin Cárdenas y Elena Garzón por su apoyo y represalias al momento de encaminarme en este sendero llamado vida, gracias a ellos he logrado conseguir cada meta que me he propuesto. Mi padre por sobre todas las cosas inculcarme el valor del respeto y responsabilidad, por guiarme a ser el mejor en lo que hago. A mi madre por su entrega y cuidado de mi persona, por sus consejos y las ganas de vida que ella posee, sin ella no sería lo que hoy he llegado a ser. Este logro es para ustedes amados padres.

A mi hermana Andrea Cárdenas por haberme acompañado diariamente en los días más difíciles de mi vida, por su cariño y su gran amor a mi persona, cada cosa que consiga en mi vida se lo agradeceré a ella por ser el amor más sincero de este planeta, por haberme dado la mejor compañía del mundo, hermana querida todo lo que logro siempre será para ti.

A mis abuelitos Miguel Ángel Garzón y Rosario Coello por ser mis segundos padres y enseñarme lo que debo hacer en la vida, por no dejarme solo sin importar la distancia, gracias por ser siempre mis ejemplos de perseverancia y fuerza de carácter.

A mi enamorada Jessica por ser parte de mi y darme su apoyo, ayudándome en muchas circunstancias para poder finalizar este trabajo, por llegar a poner mi vida en orden y darme su amor incondicional.

Finalmente quiero agradecer al personal de la Universidad y mis amigos, por haberme brindado la oportunidad de conocerlos y de formar lazos fuertes de amistad, sin ellos no hubiera sido posible mi formación como profesional.

Edwin Andrés Cárdenas Garzón

Agradecimiento

Agradezco a Dios y a la Virgencita del Quinche por bendecirme con mi familia, por guiarme a lo largo de mi vida, ser mi fortaleza en los momentos de debilidad y dificultad

Gracias a mis padres Franklin y Verónica, a mis abuelitos Segundo y Mariana por ser los principales promotores de mis sueños, por confiar y creer en mi

Agradezco a todos los docentes de la Universidad Internacional del Ecuador de la facultad de Ingeniería Automotriz, por haber compartido sus conocimientos a lo largo de la carrera, de manera especial al Ing. Denny Guanuche tutor de este proyecto quien ha guiado con su paciencia y conocimientos como docente

Franklin Alejandro Simbaña

ÍNDICE DE CONTENIDO

1. INTRODUCCION	10
2. FUNDAMENTACION TEORICA	11
Antecedentes	11
Sistema de frenos.....	12
Características del sistema ABS.....	12
Líquido de frenos.....	12
Vapor Lock	12
Tipos de líquidos de frenos	13
Viscosidad	13
Norma ASTM D445	14
Eficacia de frenado.....	14
Eficiencia de frenos	14
3. MATERIALES Y MÉTODOS	15
Normativa	15
Materiales para preparación de muestras	15
Fichas técnicas de líquidos de frenos	15
FICHA TECNICA DOT 4.....	15
FICHA TECNICA DOT 4.1.....	16
FICHA TÉCNICA DOT 4.1 V2.....	16
Laboratorio.....	16
Porcentaje de agua	17
Equipos de medición	17
4. RESULTADOS Y DISCUSION	17
Preparación de muestras	17
Clasificación de muestras	17
Resultados DOT	17
Condiciones ambientales de la prueba	18
5. ANÁLISIS DE RESULTADOS	18
Análisis de pruebas de laboratorio	18
Análisis de la eficiencia de frenado	20
6. CONCLUSIONES	22
7. REFERENCIAS	23
ANEXOS	25
ANEXO 1. SOPORTE DE INVESTIGACIONES	25
ANEXO 2. SOPORTE FOTOGRÁFICO DE LA INVESTIGACIÓN	103

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Comparación de requisitos esenciales para DOT3, DOT4 y DOT 5 líquidos de frenos.....	13
Tabla 2. Características de líquidos de frenos DOT	13
Tabla 3. Composición/ información de componentes.....	16
Tabla 4. Propiedades Fisicoquímicas.....	16
Tabla 5. Composición de los ingredientes del líquido de frenos DOT 4.1	16
Tabla 6. Propiedades Fisicoquímicas.....	16
Tabla 7. Composición/ información	16
Tabla 8. Propiedades Fisicoquímicas.....	16
Tabla 9. Muestras preparadas en laboratorio	17
Tabla 10. Clasificación de muestras.....	17
Tabla 11. Informe de análisis de resultados	18
Tabla 12. Condiciones de prueba en laboratorio.....	18
Tabla 13. Resultados de Líquidos DOT 4, 4.1 Y 4.1 V2 con 0% de agua.....	18
Tabla 14. Resultados de Líquidos DOT 4, 4.1 Y 4.1 V2 con 1% de agua.....	18
Tabla 15. Resultados de Líquidos DOT 4, 4.1 Y 4.1 V2 con 4% de agua.....	19
Tabla 16. Variación de porcentaje de agua captado por el líquido	19
Tabla 17. Viscosidad vs porcentaje de agua.....	19
Tabla 18. Resultados de temperatura de ebullición a una temperatura mínima de 155°C.....	20

INDICE DE ECUACIONES

Ec. [1]	14
Ec. [2]	14
Ec. [3]	14

INDICE DE GRAFICOS

Grafico 1. Viscosidad vs % de agua	19
Grafico 2. Temperatura de ebullición DOT 4	20
Grafico 3. Temperatura de ebullición DOT 4.1	21
Grafico 4. Temperatura de ebullición 4.1 V2	21
Grafico 5. Gráfico de temperatura de ebullición general	22

INFLUENCIA EN LA VISCOSIDAD DE LOS FLUIDO EN EL SISTEMA ABS.

Ing. Denny Guanuche, Franklin Simbaña C, Edwin Cárdenas G.
Maestría en Sistemas automotrices - *Universidad, Titulo Obtenido, email deguanuchela @internacional.edu.ec, Quito – Ecuador*
³ *Ingeniería Automotriz Universidad Internacional del Ecuador, email frsimbanace@internacional.edu.ec, Quito - Ecuador*
⁴ *Ingeniería Automotriz – Universidad Internacional del Ecuador, email edcardenasga@internacional.edu.ec, Quito – Ecuador*

RESUMEN

El sistema de frenado de un vehículo posee partes importantes para funcionar, que es detener el vehículo, un elemento vital es el líquido de frenos, pero su aplicación se ve afectada por el tiempo de uso y por la captación de agua que el líquido genera. La presente investigación uso los resultados obtenidos en el laboratorio para soporte, además de realizar pruebas de temperatura de ebullición con el equipo Bosch BFT-100 teniendo en cuenta que se agregó porcentajes de agua (0%, 1% y 4%), la cual busca determinar que líquidos de freno funciona de mejor manera en un sistema de frenado ABS, con la condicional de que en las muestras de líquido de frenos; DOT 4, DOT 4,1 Y DOT 4.1 V2, se suministró porcentajes de agua potable, con esto podemos simular un estimado de degeneración del líquido por su uso. Se realizarán pruebas de laboratorio normadas bajo la normativa INEN se realizó en el laboratorio Qualco EcoEnergy (Codificación de muestras) y laboratorio LACBAL (Pruebas de viscosidad cinemática) se concluyo que de todos los líquidos de frenos el mejor en la acción de frenado al 0% de agua es decir en su estado natural es del DOT 4.1 V2, esto es por la cantidad de boratos que este tiene en su composición, pero al sufrir introducción de agua el líquido con capacidad de funcionar adecuadamente con humedad en el sistema ABS es el DOT 4.1 es más estable en comparación a los líquidos en los diferentes porcentajes que se analizaron.

Palabras clave: Líquido de frenos, Captación de agua, Viscosidad cinemática DOT, Sistema ABS.

ABSTRACT

The braking system of a vehicle has important parts to operate, which is to stop the vehicle, a vital element is the brake fluid, but its application is affected by the time of use and by the water collection that the liquid generates. The present research used the results obtained in the laboratory for support, in addition to performing boiling temperature tests with the Bosch BFT-100 equipment taking into account that percentages of water (0%, 1% and 4%) were added, which seeks to determine which brake fluids work best in an ABS braking system, with the conditional that in the brake fluid samples; DOT 4, DOT 4.1 and DOT 4.1 V2, percentages of drinking water were supplied, with this we can simulate an estimate of degeneration of the liquid by its use. Laboratory tests will be carried out under the INEN regulations was carried out in the Qualco EcoEnergy laboratory (Sample coding) and LACBAL laboratory (Kinematic viscosity tests) it was concluded that of all brake fluids the best in the braking action at 0% water that is to say in its natural state is DOT 4.1 V2, this is because of the amount of borates that this has in its composition, but when suffering the introduction of water the liquid with the ability to function properly with humidity in the ABS system is the DOT 4.1 is more stable compared to the ichokes in the different percentages that were analyzed.

Keywords: Brake fluid, Water catchment, DOT, Kinematic viscosity, ABS system

1. INTRODUCCION

Los líquidos de freno que se utilizan en el sistema de frenado del vehículo, por su funcionamiento en el automotor constituye un tema de estudio de alta importancia; debido a que, por lo general se lo considera como el elemento con menos importancia y esto puede resultar perjudicial para la seguridad del conductor, para el estudio se toma en cuenta que tipo de líquidos de freno se usan en los vehículos utilitarios, el cual es establecido por el fabricante del vehículo; y, este es medido en base al tiempo, la condición que no se toma en cuenta es la vida útil del líquido de frenos, que se ve alterada por el porcentaje de agua que el propio líquido genera, en base a su desgaste natural, esta condición proporciona directamente en la distancia de frenado dando como resultado una mejor eficiencia de frenado dando como resultado un desplazamiento menor del cuerpo, por cuanto el líquido en un porcentaje ínfimo no puede tener las mismas propiedades químicas luego de la presencia del agua, es decir al 100 %; así como también, es importante reducir los desperfectos mecánicos que pueden llevar a causar graves accidentes de tránsito que se pueden producir por falta de chequeos en los automotores.

En Ecuador de acuerdo a un censo realizado en el año 2019 se logró concluir que, los siniestros de tránsito llegaron a la cifra de 24.595, lo que ocasiono un total de 19.999 heridos y 2.180 fallecidos, lo que resulta preocupante, debido a que, la mayoría de accidentes de tránsito fueron ocasionados por desperfectos mecánicos con mayor incidencia en los sistemas de freno. [1]

En la industria automotriz ecuatoriana de producción de vehículos, se ofrecen una gran variedad de los mismos, entre los que tenemos: SUV, sedan, hatchback, pick-up, entre otras, vehículos que se ofrecen con un sistema de frenado ABS, la mayoría comandada por una computadora únicamente encargada del mismo sistema, cada uno de estos usan líquidos de frenos de

diferentes marcas, debiéndose verificar que la viscosidad de los líquidos tienden a cambiar para mejorar la eficiencia de frenado, de acuerdo al estudio realizado para determinar la vida útil de los líquidos de freno estipula que estos deben ser reemplazados por intervalos de tiempo entre 1 a 3 años correspondientemente. (Brake influencia de agua) [2]

Debido a las razones antes mencionadas se realizó un estudio de diferentes líquidos de freno, para de esta manera determinar la vida útil de los mismos, basado en la captación de agua que va a ingresar en cada muestra, debido a que esto influirá directamente en la viscosidad que estos poseen, lo cual genera mayor velocidad de respuesta ya que se reduce la viscosidad del líquido de frenos. Finalmente, basado en las premisas planteadas poder determinar bajo pruebas químicas de laboratorio un porcentaje de valoración para la posterior estimación del deterioro o la mejoría del frenado. [3]

El estudio y el análisis, se llevó a cabo bajo pruebas de viscosidad cinemática realizadas por un laboratorio certificado, esto nos permitió adquirir datos imprescindibles para la variación de eficiencia del frenado, de acuerdo a los diferentes líquidos de freno que se utilizaron, con esto, se determinó una estimación de frenado basado en la vida útil del líquido de freno antes que este disuelva sus propiedades químicas.

Las características del líquido de freno lo establecen el fabricante del vehículo; el propósito del líquido es que ejerza presión sobre las mordazas de freno, esto mediante un pedal y una bomba que multiplica la presión que se ejerce sobre el pedal mediante el principio de esfuerzo ejercido por el conductor. [1]

De acuerdo a lo expuesto en líneas anteriores, la distancia de frenado; y, la eficiencia como tal se ven afectadas con esta condición, ahora bien, esto cambia de acuerdo a la normativa DOT (Department of Transportation) entidad estadounidense la cual determina las regulaciones de varios componentes automovilísticos, estas

regulaciones clasifican los líquidos de freno de acuerdo a su punto de ebullición nombrándolos con la terminología DOT y un número el cual depende de la categoría en que este se encuentre. [4]

Si bien es cierto cualquier líquido resulta eficaz al momento de ejercer la acción del frenado, esto se verá afectado en mayor parte a la categoría de líquido que posea el vehículo, y la compatibilidad del sistema de frenos con el líquido.

Para la obtención de resultados precisos se realizó un procedimiento basado en la norma ASTM-D445; este método menciona que el tiempo se mide de acuerdo a un volumen fijo de líquido, bajo la acción de la gravedad a través del tubo capilar del viscosímetro calibrado bajo un cabezal de conducción reproducible y una temperatura estrictamente controlada y conocida. La viscosidad cinemática (valor determinado) es el producto del tiempo de flujo medido y la constante de calibración del viscosímetro. Se requieren dos de estas mediciones para calcular el resultado de la viscosidad cinemática, que es el promedio de las dos mediciones aceptables. (Cálculo de viscosidad cinemática) [5]

El estudio planteado en los sistemas de frenado con ABS consta de nueve muestras las cuales poseen 0%, 1% y 4% de agua potable, con esto se busca definir una incidencia en la eficiencia de frenado basado en la captación de agua de cada líquido.

De esta manera, el objetivo del presente estudio es determinar la relación que existe entre la captación de agua del líquido de freno; y, como está influye en la variación de viscosidad que presentan los líquidos de freno, en base a la captación de agua que dispone cada líquido para la modificación del porcentaje de agua usado en los líquidos.

Para cumplimiento de este objetivo se determinará el cambio progresivo de la viscosidad de los líquidos de freno, mediante la variación del porcentaje de agua captado por el líquido, con esto, se midió mediante un análisis la estimación de la eficiencia de

frenado que llegan a tener los sistemas con ABS dependiendo de cada líquido; y, su composición lo cual se tomara de la ficha técnica de cada líquido.

2. FUNDAMENTACION TEORICA

Antecedentes

La función de un sistema de frenos es convertir la energía cinética del vehículo en movimiento de calor. Gran parte de este calor se disipa en el aire circundante, pero el líquido de frenos absorbe una cantidad considerable de energía térmica. Los sistemas de frenos de los vehículos modernos están sujetos cada vez a temperaturas más altas, por lo que los líquidos de frenos poseen una estabilidad térmica suficiente y una presión de vapor baja. [6]

Los orígenes del sistema ABS se enaltecen a lo comienzos del siglo pasado, los cuales fueron aplicados al transporte ferroviario y corregidos siempre con soluciones mecánicas en su totalidad.

Después de la segunda guerra mundial, se fabricaron sistemas antibloqueo de frenos electromecánicos para controlar los trenes de aterrizaje de los aviones a reacción, estos diseños se incorporaron en el año 1960 en vehículos industriales. Uno de los primeros modelos en aplicar este sistema de frenos fue en el modelo deportivo británico "Jensen FF" en el cual sus resultados de utilización fueron afables, por motivos de costos del sistema, no era viable para instalarlo en modelos de gran serie. Para 1970 la firma alemana BOSCH desarrolla un dispositivo eficiente y con posibilidad de comercialización a gran escala por reducción de costos y simplificación de componentes, gracias a el desarrollo de la electrónica analógica. Luego en 1975 BOSCH adquirió el desarrollo del ABS de Teldix y el know-how logro un gran avance en el desarrollo del sistema ABS reduce el número de componentes del sistema de 1000 componentes análogos a 140, en el año de

1978 BOSCH con colaboración de la marca MERCEDEZ BENZ, se instaló el primer sistema ABS en un vehículo de serie (Mercedes de clase S) como equipo opcional, BMW también en 1978 instaló el sistema ABS en los vehículos de serie 7 de igual manera como equipo opcional, finalmente OPEL en 1983 instaló el sistema ABS en los vehículos OPEL SENATOR. [7]

Sistema de frenos

El sistema de frenos funciona mediante un sistema de accionamiento hidráulico. El sistema de accionamiento hidráulico es un sistema que utiliza fluido hidráulico presurizado para operar. El principio básico para usar líquido hidráulico en el sistema de frenos es la ley de Pascal. [7]

Los frenos constituyen uno de los más importantes sistemas de seguridad de un automóvil. En virtud de ello, los fabricantes dedican mucho tiempo al desarrollo y diseño de los sistemas de frenado. Buena prueba de ello es que hoy en día puede encontrar coches de la talla del Audi S4, Mitsubishi Carisma Evo VI o Porsche Carrera 4 capaces de pasar de 150 km/h a 0 en escasos 75 metros y menos de 3½ segundos. Cuando éstos ya frenaron, un coche sin ABS se mueve aún a 50 km/h. Este tipo de coches son fruto de años de evolución de la industria automovilística y aplicar las características de los WRC (World Rally Car) a los turismos. [8]

Características del sistema ABS

El antideslizamiento logra que el sistema de frenos en el vehículo no bloquee las ruedas, mantenga la estabilidad y evite el patinado cuando se frena bruscamente, de tal forma que, garantiza un mejor control del vehículo, al conducir y maniobrar con facilidad usando el freno en las curvas y en situaciones de conducción crítica evitando el bloqueo.

El mecanismo de frenado es regulado por un sistema electrónico modular, compuesto por microprocesadores que actúan de manera simultánea, de acuerdo con la información emitida por unos sensores acoplados en las ruedas, de tal manera que, cada segundo

envía a las válvulas reguladoras del freno la información necesaria, para que las ruedas se adapten en su proceso de frenada a las características del terreno. [9]

De esta manera para que el funcionamiento del sistema ABS sea correcto es indispensable un buen líquido de frenos, que al ponerlo en el sistema actúe de manera adecuada y brinde mayor confiabilidad al sistema, de tal forma, es imprescindible conocer la influencia de la viscosidad en la calidad y eficiencia de frenado en el sistema. [10]

Líquido de frenos

El líquido de frenos utilizado en la actualidad es un fluido compuesto por derivados del poliglicol (líquidos de silicona y aceites minerales), cuya función principal es permitir que la fuerza que se ejerce desde el pedal del freno sea transmitida hacia los cilindros del sistema hidráulico, de esta forma se presionan las pastillas o zapatas para realizar un frenado efectiva.

El líquido de frenos tiene las propiedades en las que el líquido absorbe el agua de la atmósfera. Como resultado, el contenido de agua del líquido de frenos aumenta con el paso del tiempo y el punto de ebullición desciende gradualmente, por esta razón debe mantenerse en buen estado y para ello es necesario cambiarlo periódicamente, en este sentido uno de los principales factores es su punto de ebullición, cuanto más calor genera y más alta es la temperatura que alcanza el líquido de frenos, más fácil es que entre en ebullición, provocando la aparición de burbujas que disminuyen la efectividad de la frenada.

Vapor Lock

A la aparición de burbujas en el líquido de frenos se la denomina Vapor Lock, este fenómeno surge antes de la ebullición del líquido de frenos de tal forma que el crecimiento de las burbujas se produce a una temperatura inferior al punto de ebullición del líquido de frenos. Además, el crecimiento de las burbujas no comienza a una temperatura fija, sino en un rango de

temperatura comparativamente amplio. Inevitablemente, la velocidad de crecimiento aumenta cuando la temperatura es alta y se ralentiza cuando la temperatura es baja. [6]

Otro de los factores que más afectan a los líquidos de frenos, es que, tienen propiedades higroscópicas, que reaccionan químicamente al agua de tal forma que se afectan por la humedad del ambiente. [11]

Uno de los puntos más importantes a tener en cuenta es que siempre se utiliza el líquido de frenos acorde a cada vehículo que lo recomienda el fabricante, usar un líquido de frenos equivocado, sucio o en mal estado puede provocar graves daños en el sistema.

Tipos de líquidos de frenos

Los líquidos de frenos para automóviles están formulados para satisfacer los requisitos de importantes especificaciones internacionales. Dos de los más conocidos son el estándar J1703f de SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices) y el estándar federal de Vehículos motorizados No. 116 (FMVSS116). El último estándar federal clasifica los líquidos de frenos en tres categorías de gravedad creciente, de acuerdo con el Departamento de Transporte DOT3, DOT4 y DOT5. Las características más destacadas de las tres se muestran en la tabla 1. [12]

Tabla 1. Comparación de requisitos esenciales para DOT3, DOT4 y DOT 5 líquidos de frenos.

		DOT3	DOT4	DOT5
Kinematic viscosity (mm ² /s) at -40°C, (minimum)		1500	1800	900
Minimum dry equilibrium reflux boiling point (°C)		205	230	260
Minimum wet equilibrium reflux boiling point (°C)		140	155	180

Fuente. [12]

DOT 3. Su punto de ebullición seco es de 205 grados Celsius, el húmedo es de 140 grados Celsius y su viscosidad es de 1500Cst (unidades de viscosidad). En la práctica, el agua se absorbe en el líquido de frenos, especialmente a través del cierre del tanque de compensación del líquido de frenos y, según la experiencia práctica, es una

cantidad promedio del 2% en peso anual. [13]

A continuación, en la Tabla 2 se detalla las características de los líquidos de frenos DOT 3, 4, 5, 5.1, tomando en consideración los datos de la tabla 1 añadiendo los datos del líquido de frenos DOT5,1 con uno de los aspectos más importantes que es el punto de ebullición seco con el cual se ayuda para determinar la calidad del líquido y el punto de ebullición húmedo que es de principal importancia teniendo en cuenta los líquidos de frenos con glicol en funcionamiento ya que absorben el agua (higroscópicos)

Tabla 2. Características de líquidos de frenos DOT

Líquido de frenos	Punto de ebullición seco	Punto de ebullición húmedo	Viscosidad
DOT 3	205°C	140°C	1500Cst
DOT 4	230°C	155°C	1800Cst
DOT 5	260°C	180°C	900cst
DOT 5.1	270°C	180°C	900cts

Fuente. [14]; Autores, 2021)

Finalmente, un líquido de frenos en mal estado genera multitud de anomalías en el sistema de frenado del vehículo, en la actualidad, son numerosos los casos de averías en el sistema ABS ocasionados por obstrucciones de sedimentos en las electroválvulas, también se producen graves daños en el sistema de frenado por la oxidación de algunos componentes del circuito como válvulas y tuberías en el caso que el porcentaje de agua en el líquido supere el 3%. [15]

Viscosidad

La viscosidad se define como la propiedad de un fluido que ofrece resistencia al movimiento relativo de sus moléculas. La pérdida de energía debido a la fricción de un fluido que fluye se debe a su viscosidad. [16]

La viscosidad es un factor importante en el fluido dinámico y afecta el movimiento de las moléculas del fluido, la viscosidad en el fluido está influenciada por factores como la temperatura, el esfuerzo cortante y presión. [17]

La viscosidad de un fluido es una medida de su resistencia a la deformación. En los líquidos, la viscosidad se produce por las fuerzas de cohesión entre las moléculas. [18]

La viscosidad dinámica es la resistencia al movimiento de una capa de un fluido sobre otra y se define:

$$\eta = \frac{F}{A} = \frac{dw}{ds}$$

Ec. [1]

Donde:

F= Esfuerzo cortante

A= Área

dw= Gradiente de velocidad

ds= Perpendicular al plano en el punto de aplicación

La viscosidad cinemática es la viscosidad dinámica dividida por la densidad y es la relación entre las fuerzas viscosas y las fuerzas de inercia.

$$\nu = \eta/d$$

Ec. [2]

La viscosidad de un fluido necesita tanto de la presión como de la temperatura, inclusive cuando la dependencia proporcional a la presión es baja. [18]

Norma ASTM D445

Método de prueba estándar para la viscosidad de líquidos transparentes y opacos.

Este método de prueba especifica un procedimiento para la determinación de la viscosidad cinemática, “V”, de derivados de petróleo líquidos, tanto transparentes y opacos, al medio el tiempo para que un volumen de líquido fluya por gravedad a través de un viscosímetro capilar de vidrio calibrado, la viscosidad dinámica, “N”, se obtiene al multiplicar la viscosidad cinemática, “V”, por la densidad, “P”, del líquido.

Para la medición de la viscosidad cinemática y la viscosidad de bitumen, consultar

también métodos de prueba D 2170 Y D2171. [19]

ISO 3104 CORRESPONDE AL METODO DE PRUEBA D445. [20]

Eficacia de frenado

La eficacia de frenado nos da una información general del estado y funcionamiento de los frenos en su conjunto. Si todos los elementos actúan correctamente, la eficacia de frenado para un vehículo a motos de 4 ruedas y un máximo de 8 plazas debe ser al menos del 58%. [21]

$$Ef = \left(\frac{d}{g}\right) \times 100\%$$

Ec. [3]

Donde

Ef= Eficacia de frenado

d= Desaceleración

g= Gravedad

Donde “d” es el valor de la desaceleración del vehículo dividido para la aceleración de la gravedad como constante (9,81 m/s²) y multiplicarlo por 100 para que el resultado quede expresado en valores de porcentaje.

La dinámica de los cambios en la condición técnica del sistema de frenos generalmente se estima solo por el grado de desgaste de las pastillas de rotura. Al mismo tiempo otros factores también cambian durante el funcionamiento. Entre ellas se encuentran las propiedades del líquido de frenos: su viscosidad, temperatura de ebullición y contenido de humedad. Estos indicadores están regulados por un estándar individual y afectan la dinámica de los cambios en la eficiencia de la activación de la unidad de frenado [22]

Eficiencia de frenos

La eficiencia de los frenos es la diferencia de frenado que existe entre los ejes, se expresa en porcentaje y se calcula en función de la fuerza máxima de frenado de las cuatro ruedas eje por eje y el peso del automóvil. El

valor de la eficacia admisible es igual o superior a 60% para el freno de servicio, e igual o superior al 20% para el freno de estacionamiento. [23]

3. MATERIALES Y MÉTODOS

La presente investigación es cuantitativa, con aplicación de los resultados obtenidos en el laboratorio, además de realizar pruebas de temperatura de ebullición con el equipo Bosch BFT-100 teniendo en cuenta que se agregó porcentajes de agua (0%, 1% y 4%) y haciendo uso de soporte bibliográfico, la cual busca determinar que líquidos de freno funciona de mejor manera en el sistema de frenado ABS.

En una primera etapa se analizó las características de las muestras de líquidos de frenos con su variación de porcentaje de agua según la normativa NTE INEN 442, el sistema de frenos ABS, los distintos líquidos de frenos, la viscosidad de los fluidos, punto de ebullición seco y húmedo para determinar la influencia de la viscosidad en los fluidos en el sistema ABS, luego de las pruebas de laboratorio que se obtuvieron mediante un ensayo de viscosidad cinemática a 100°C bajo la normativa ASTM D445 se estableció la utilización de la investigación aplicada, La investigación aplicada recibe el nombre de “investigación practica o empírica” que se caracteriza porque busca la aplicación o utilización de los conocimientos adquiridos, a la vez que de adquieren otros, después de implementar y sistematizar la práctica basada en investigación. El uso del conocimiento y los resultados de investigación que da como resultado una forma rigurosa, organizada y sistemática de conocer la realidad. [23]

Normativa

Para el estudio se consideró realizar las pruebas de laboratorio bajo la acreditación N° SAE LEN 21-002 abaladas al laboratorio LACBAL el cual fue encargado de realizar pruebas de viscosidad cinemática bajo la norma ASTM-D445 basada en los líquidos

transparentes y opacos derivados del petróleo, de esta manera se logró determinar los resultados de las pruebas mencionadas; todos los parámetros de medición se basan en la norma de gestión ISO 17025.

Se realizó una investigación con aplicación de análisis y pruebas de laboratorio concretamente en LACBAL y hacer uso de soporte bibliográfico; y, por medio de los análisis de pruebas en el laboratorio se determinó la influencia de la viscosidad en la calidad y eficiencia de frenado en el sistema ABS, las nueve muestras que se utilizaron para esta investigación fueron obtenidas por medio de ECOENERGY CIA LTDA “QUALCO”, las muestras que se realizó los análisis son líquidos de frenos DOT 4 y DOT 4.1, los cuales se diferencian por sus porcentajes de agua en el líquido.

Materiales para preparación de muestras

Para las pruebas de laboratorio con los líquidos de freno se utilizaron materiales de laboratorio, los cuales se enlistan de la siguiente manera:

- 1 vaso de precipitación 1000 ml
- 1 probeta 100 ml
- 1 agitador eléctrico Boeco
- 9 botellas plásticas con tapa y sello
- Agua potable
- Líquido de frenos DOT 4
- Líquido de frenos DOT 4.1
- Líquido de frenos DOT 4.1 v2 (versión 2)

Fichas técnicas de líquidos de frenos

FICHA TECNICA DOT 4

Mediante la empresa ECOENERGY CIA LTDA “QUALCO” se examina las muestras de líquidos de frenos DOT 4, para el análisis se usó muestras nacionales puesto que la empresa fabrica productos para varias casas comerciales de vehículos en el país, con las características que se detallaran a continuación en la tabla 1 y las propiedades fisicoquímicas en la tabla 2.

Tabla 3. Composición/ información de componentes

Compuesto	Numero CAS	Concentración
Ethanol,2-butoxy-, manufacture of, by-products from Eye Dam. 1, H318	161907-77-3	>20-<30%
2-(2-methoxyethoxy) ethanol Repr. 2, H361d	111-77-3	<3.0%
dihydro-3-(tetrapropenyl)furan-2,5-dione	26544-38-7	<0.1%

Fuente. [24]

Tabla 4. Propiedades Físicoquímicas

Parámetro	Valor
Forma	Líquida
Color	Amarilla
Olor	Característico del producto
pH a 20°C	7-10.5
Punto de fusión/Punto de congelamiento	-50°C
Punto inicial de ebullición	>230 °C

Fuente. [24]

FICHA TECNICA DOT 4.1

Las propiedades del líquido de frenos DOT 4.1 se detallarán en la tabla 3 y las propiedades físicoquímicas en la tabla 4.

Tabla 5. Composición de los ingredientes del líquido de frenos DOT 4.1

Compuesto
Polyglycol
Glycol Ether
Inhibiros
Glycoetherborate

Fuente. [24]

Tabla 6. Propiedades Físicoquímicas

Parámetro	Valor
forma	Líquida
Color	Amarilla
Olor	Característico del producto
pH a 20°C	7-8.5
Punto de fusión/Punto de congelamiento	-50°C
Punto inicial de ebullición	265 °C
Flash Point	135,5 °C
Viscosidad a -40 C	700 cst
Densidad a 20°C	1.06 g/cm ³
Solubilidad en agua	Totalmente miscible

Fuente. [24]

FICHA TÉCNICA DOT 4.1 V2

Finalmente, para esta investigación en la tabla 5 se detallará la composición del líquido de frenos DOT 4.1 V2 y en la tabla 6 se especifica las propiedades físicoquímicas.

Tabla 7. Composición/ información

Compuesto	Numero CAS	Concentración
Poly ethylene glycol Mono Methylether	9004-74-4	6 ~ 13 %
Methoxy tri glycol	111-77-3	25 ~ 35 %
Tri ethylene glycol monobutyl ether	143-22-6	3 ~ 10 %
Boron Ester Compound	30989-05-0	45 ~55 %
Trade secret (S1)	-	MAX 5%

Fuente. [24]

Tabla 8. Propiedades Físicoquímicas

Parámetro	Valor
Forma	Líquida
Color	Amarilla
Olor	Característico del producto
pH a 20°C	7.5-8.5
Punto de fusión/Punto de Congelamiento	-50°C
Punto inicial de ebullicion	260 °C
Flash point	135°C
Viscosidad a -40°C	1000 cSt
Densidad a 20°C	1.061-1.071 g/cm ³
Solubilidad en agua	Totalmente miscible

Fuente. [24]

Laboratorio

El laboratorio LABCAL (Laboratorio de combustibles, biocombustibles y aceites lubricantes) de la Escuela Politécnica Nacional ubicado en la ciudad de Quito, fue el lugar donde se efectuó el análisis de las nueve muestras de fluidos, el laboratorio forma parte de la lista de Organismos Evaluadores de la Conformidad SAE, de esta forma los resultados que se obtuvieron de las pruebas realizadas, están dentro del sistema de gestión ISO 17025 y la acreditación N° SAE LEN 21-002.

Las nueve muestras de líquidos de frenos se diferencian por el porcentaje de agua y las características del fluido DOT 4, DOT 4.1; y, DOT 4.1 V2, en la tabla 7 se detalla las

muestras que fueron preparadas en el laboratorio ECOENERGY CIA LTDA “QUALCO”, las mismas que fueron utilizadas para realizar las pruebas en el laboratorio referido.

Tabla 9. Muestras preparadas en laboratorio

Muestra Preparada	Cantidad de agua(ml)	Cantidad de líquido frenos (ml)
DOT 4 (1% de agua)	10	990
DOT 4 (3% de agua)	30	970
DOT 4 (4% de agua)	40	960
DOT 4.1 (1% de agua)	10	990
DOT 4.1 (3% de agua)	30	970
DOT 4.1 (4% de agua)	40	960
DOT 4.1 v2 (1% de agua)	10	990
DOT 4.1 v2 (3% de agua)	30	970
DOT 4.1 v2 (4% de agua)	40	960

Fuente. [25]

Porcentaje de agua

Según la normativa NTE INEN 444 la tolerancia al agua del líquido de frenos establecido por los resultados de ensayo efectuado según INEN 442, se establece que la mezcla de agua y líquido de frenos no debe mostrar estratificaciones y la sedimentación no excederá 0,05% en volumen después de la operación de centrifugado y no excederá el 0,15% en volumen para una muestra tomada en empaques comerciales.

Equipos de medición

El comprobador Bosch BFT-100 mide en base al método del punto de ebullición, siendo el único procedimiento exacto para comprobar líquidos de frenos. Tras el cruce con los valores mínimos previstos en la especificación DOT (DOT 3, DOT 4, DOT 4 HP, DOT 5.1) almacenados en el aparato, el BFT 100 muestra el resultado en la pantalla.

4. RESULTADOS Y DISCUSION

Preparación de muestras

Se midió la cantidad correspondiente de agua potable en un tubo de ensayo para preparar una mezcla de agua al 1%, 3%; y, 4% en cada líquido de frenos, se colocó la cantidad en un vaso de precipitación, se procedió a añadir el líquido de frenos faltante en un volumen de 300 ml, posteriormente se agito la muestra a 300 rpm durante 10 minutos. El producto fue sellado en una botella para su correcto almacenamiento.

Clasificación de muestras

Las muestras envasadas se clasificaron:

Tabla 10. Clasificación de muestras

Muestra Preparada	Cantidad de Agua (mL)	Cantidad de Líquido de Frenos (mL)
DOT 4 (1% de agua)	10	990
DOT 4 (3% de agua)	30	970
DOT 4.1 (1% de agua)	10	990
DOT 4.1 (3% de agua)	30	970
DOT 4.1 v2 (1% de agua)	10	990
DOT 4.1 v2 (3% de agua)	30	970

Fuente. [25]; (Autores, 2021)

En este estudio se tomó en consideración la viscosidad de los líquidos de freno por ello la cantidad que se estudió en el laboratorio de LACBAL es de 60 ml de acuerdo a las consideraciones entregadas por el laboratorio de Qualco.

Resultados DOT

Una vez obtenidas las muestras de líquido de frenos con porcentajes de agua se procedió a realizar un estudio químico validado por el laboratorio de LACBAL, bajo la norma ISO 17025, la prueba trata a cada líquido el cual fue sometido a precipitación para determinar la viscosidad cinemática en consideración de que la prueba se llevó a los 100°, la prueba “viscosidad cinemática” esta normada bajo el método ASTM-D445, los resultados obtenidos son:

Tabla 11. Informe de análisis de resultados

Muestra	Ensayo	Normas	Unidades	Valor obtenido
DOT 4.1 V2	Viscosidad cinemática 100°	ASTM-D445	mm ² /s	2,725
DOT 4.1 V2 (1% de agua)	Viscosidad cinemática 100°	ASTM-D445	mm ² /s	2,625
DOT 4.1 V2 (4% de agua)	Viscosidad cinemática 100°	ASTM-D445	mm ² /s	2,573
DOT 4.1	Viscosidad cinemática 100°	ASTM-D445	mm ² /s	2,027
DOT 4.1 (1% de agua)	Viscosidad cinemática 100°	ASTM-D445	mm ² /s	2,019
DOT 4.1 V2 (4% de agua)	Viscosidad cinemática 100°	ASTM-D445	mm ² /s	1,882
DOT 4	Viscosidad cinemática 100°	ASTM-D445	mm ² /s	2,112
DOT 4 (1% de agua)	Viscosidad cinemática 100°	ASTM-D445	mm ² /s	2,054
DOT 4 (4% de agua)	Viscosidad cinemática 100°	ASTM-D445	mm ² /s	2,039

Fuente. [27]; (Autores, 2021)

Condiciones ambientales de la prueba

Tabla 12. Condiciones de prueba en laboratorio

Temperatura (°C)	Humedad relativa (%)	Presión (kPa)
20,0	42,1	72,8

Fuente. [27]; (Autores, 2021)

Estos datos son basados en la normativa ASTM D445 de la prueba viscosidad cinemática que dicta valores estándar de temperatura, humedad y presión para la extracción de resultados, de esta manera se obtuvo un valor adecuado de acuerdo a la normativa establecida,

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis de pruebas de laboratorio

Al analizar los resultados de la prueba denominada “viscosidad cinemática” se determinó que el sistema de frenos en los vehículos con ABS influye de manera directa la captación de agua en el sistema. De las nueve muestras que se realizó la prueba se obtuvo resultados en variación milimétrica los cuales daban a conocer que en primer lugar la captación de agua en el sistema varía en la viscosidad del líquido de frenos, por consiguiente, la eficiencia de frenado también varía de acuerdo al líquido de frenos que se encuentre en acción dentro del sistema.

En comparación con la variación de la viscosidad para determinar una eficiencia de frenado, se debe interpretar que el líquido de frenos afecta la captación de agua, ya que, porcentaje de viscosidad disminuye, y aumenta la eficiencia del frenado, entonces;

Tabla 13. Resultados de Líquidos DOT 4, 4.1 Y 4.1 V2 con 0% de agua

Identificación	Porcentaje de agua	Resultado
DOT 4	0%	2,112 mm ² /s
DOT 4.1	0%	2,027 mm ² /s
DOT 4.1 V2	0%	2,725 mm ² /s

Fuente. (Autores, 2021)

Como se observa en la tabla 11 se determinó que el líquido con mejor rendimiento de acuerdo a la captación de agua al 0%, es decir el líquido en su estado base es el líquido de frenos DOT 4.1 V2, este líquido bajo la prueba de viscosidad cinemática resultó ser el más eficiente en el funcionamiento.

Tabla 14. Resultados de Líquidos DOT 4, 4.1 Y 4.1 V2 con 1% de agua

Identificación	Porcentaje de agua	Resultado
DOT 4	1%	2,054 mm ² /s
DOT 4.1	1%	2,019 mm ² /s
DOT 4.1 V2	1%	2,625 mm ² /s

Fuente. (Autores, 2021)

En la tabla 14 se puede visualizar que el líquido de frenos con mejor resistencia a la captación de agua al 1%, es el líquido de frenos DOT 4.1 V2, como resultado de las

pruebas de funcionamiento, la resistencia a ceder viscosidad en un 2,6% a diferencia de las dos muestras comparadas, basado en el momento del frenado en el sistema de frenos ABS este líquido es capaz de resistir la captación de agua para fluir por las cañerías de freno.

Tabla 15. Resultados de Líquidos DOT 4, 4.1 Y 4.1 V2 con 4% de agua

Identificación	Porcentaje de agua	Resultado
DOT 4	4%	2,039 mm2/s
DOT 4.1	4%	1,882 mm2/s
DOT 4.1 V2	4%	2,573 mm2/s

Fuente. (Autores, 2021)

Como se observa en la tabla 15 la resistencia de la captación de agua al 4% actúa de mejor manera en el líquido DOT 4,1 V2, con esto se determinó que es un líquido más eficiente en base a las pruebas de laboratorio a pesar de tener una captación de agua en mayor proporción.

Tabla 16. Variación de porcentaje de agua captado por el líquido

% de agua	u DOT 4 (mm2/s)	Variación u	u esperada
0	2,112		2,112
1	2,054	-2,7%	2,112
4	2,039	-3,5%	2,112
% de agua	u DOT 4.1 (mm2/s)	Variación u	u esperada
0	2,027		2,027
1	2,019	-0,4%	2,01673
4	1,882	-7,2%	2,039
% de agua	u DOT 4.1 V2 (mm2/s)	Variación u	u esperada
0	2,727		2,725
1	2,625	-3,75	2,70775
4	2,573	-5,6%	2,656

Fuente. (Autores, 2021)

En esta tabla se determina las diferentes variaciones en los porcentajes admitidos en las muestras analizadas, donde “u” es el porcentaje de agua captado por el líquido y esa variación de viscosidad se hace con respecto a la viscosidad inicial del líquido de frenos sin agua.

Tabla 17. Viscosidad vs porcentaje de agua

% agua	u dot 4.1 v2	u dot 4.1 v1	u dot 4
0	2,725	2,027	2,112
1	2,625	2,019	2,054
4	2,573	1,882	2,039

Fuente. (Autores, 2021)

Basado en esto se realizó un gráfico donde se compara la viscosidad del líquido y el porcentaje de agua que este mantiene.

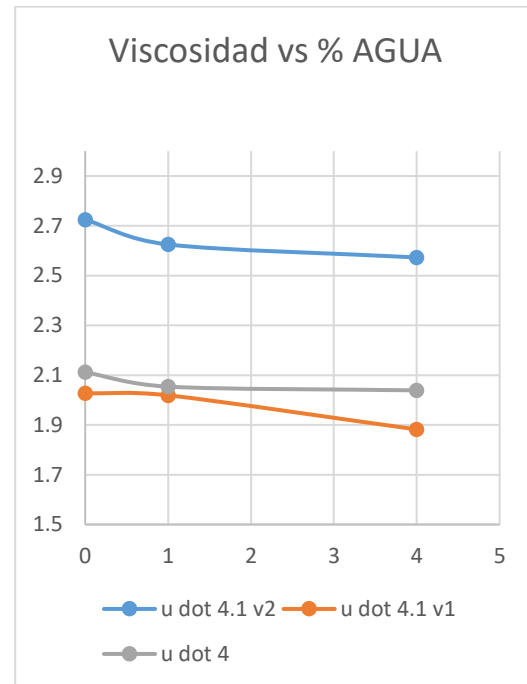


Gráfico 1. Viscosidad vs % de agua

Fuente. (Autores, 2021)

En el gráfico 1 se representó la cantidad de agua en porcentaje comparado con la viscosidad del líquido en cada muestra, basado en los resultados se determinó bajo las pruebas de viscosidad cinemática que el líquido que mejor resiste cuando se genera humedad es el DOT 4.1 V2 basado solo en viscosidad cinemática.

Los resultados analizados en base a las pruebas de laboratorio se definieron como, un líquido con mayor aceptación a la adquisición de agua sin perder sus propiedades químicas es el DOT 4.1 V2 siendo superior con respecto a las muestras presentadas. Con estos resultados se determinó una eficiencia de frenado en un sistema básico con ABS para esto se tomó como un análisis previo una simulación de frenado, usando el coeficiente de viscosidad como porcentaje de resistencia dentro de la fórmula de acuerdo al líquido que se analizó, en este caso, el líquido con mayor eficiencia se concentró en la eficiencia de frenado con su captación al máximo de agua; y, el líquido con menor eficiencia de la misma manera.

Análisis de la eficiencia de frenado

Como es de conocimiento mundial en el sistema ABS, cuando el líquido de frenos se calienta y este llega a su temperatura de ebullición pierde por completo sus capacidades hidráulicas lo cual resulta catastrófico en la acción de frenado del vehículo aún más si este cuenta con sistema ABS porque este sistema lo que evita es que el freno se bloquee y también mantener la dirección del vehículo en la acción constante de frenado, en este sistema la presión que se ejerce sobre los discos de freno es aproximadamente de 10 a 15 veces más con respecto a un sistema de freno convencional.

Por la presión que se ejerce es necesario determinar el líquido de frenos adecuado para el vehículo el cual estará dictado por el fabricante. Para este estudio se usó tres líquidos de freno distintos (DOT 4, 4.1 Y 4.1 V2), como se mencionó anteriormente la presión que se ejerce es mayor en el sistema ABS pero esto se ve afectado por el porcentaje de humedad que llega a generarse en los líquidos al pasar del tiempo, con esta premisa se procedió a realizar pruebas de temperatura de ebullición con el equipo Bosch BFT-100 con la finalidad de determinar que sucede con el líquido al llegar a su temperatura de ebullición teniendo en cuenta que se agregó intencionalmente porcentajes de agua (0%, 1% y 4%) para este proceso se realizó con una muestra de 25 mm de cada líquido que se introdujo en el calentador del equipo por treinta segundos, cada prueba se realizó en un intervalo de doce horas para obtener datos acertados que se muestran en esta tabla.

Tabla 18. Resultados de temperatura de ebullición a una temperatura mínima de 155°C

NOMBRE	Porcentaje de agua	Temperatura de ebullición	Temperatura mínima
DOT 4	0%	224°C	155°C
	1%	163°C	155°C
	4%	139°C	155°C
DOT 4.1	0%	258°C	155°C
	1%	246°C	155°C
	4%	177°C	155°C
DOT 4.1 V2	0%	264°C	155°C
	1%	230°C	155°C
	4%	171°C	155°C

Fuente. (Autores, 2021)

Como se puede evidenciar todos los líquidos usados al 4% de agua baja su rendimiento en la acción de frenado porque basado en la captación de agua de este su temperatura de ebullición baja drásticamente puesto que en el sistema el 4% de humedad genera burbujas de vapor, que son compresibles a diferencia del líquido lo cual indica que el freno perdería eficacia. Para esto se tomó en cuenta todos los elementos del sistema de frenado ya que este, como todos los sistemas del vehículo funcionan en conjunto. En el gráfico X1 que se determinó una comparación de rendimiento del freno basado en la temperatura de ebullición entre los tres líquidos.

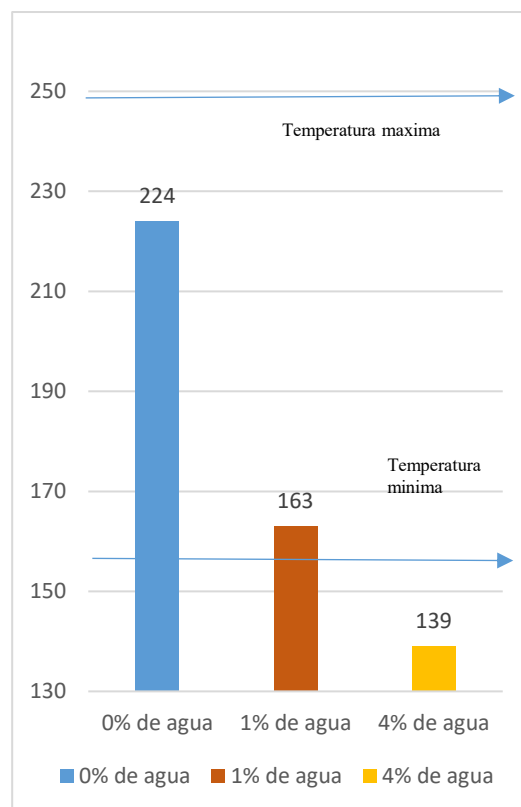


Gráfico 2. Temperatura de ebullición DOT 4
Fuente: (Autores, 2021)

En el caso DOT 4 su temperatura de ebullición con el 4% de agua es muy baja ya que incluso el mismo equipo recomienda el cambio, el líquido de frenos DOT 4 por normativa la temperatura mínima de ebullición es 155 °c y su máximo es de 255 °c pero puede excederlo, al 1% llega a estar al límite de cambio lo que hace de este líquido ineficiente para el frenado cuando

este genera humedad además de que el líquido se deterioraría de manera significativa con respecto a los otros líquidos analizados.

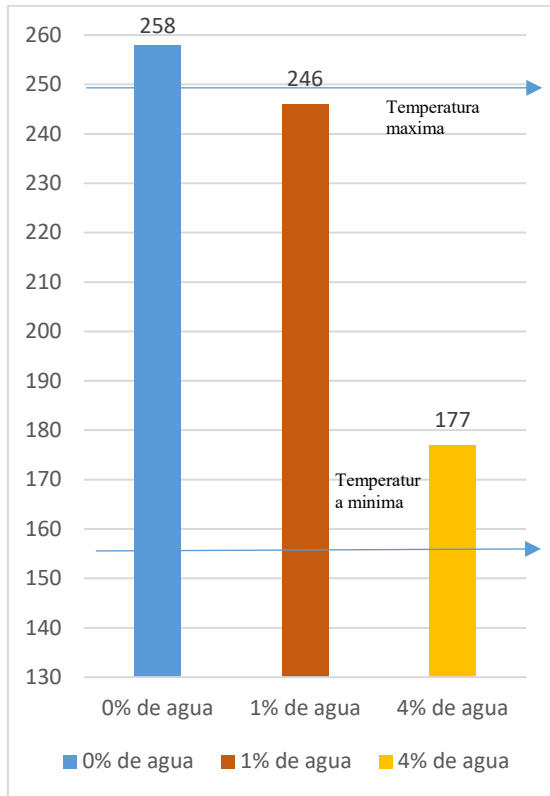


Grafico 3. Temperatura de ebullición DOT 4.1
Fuente: (Autores, 2021)

El líquido de frenos DOT 4.1 tiene una mejoría relevante con respecto al líquido anterior porque cuando se habla de eficiencia de frenado hablamos de estabilidad en las propiedades hidráulicas que posee el líquido antes de su punto de ebullición en este caso se evidencio que el líquido responde de mejor manera a la captación de agua en sus distintos porcentajes, haciéndolo un líquido eficiente para el frenado en sistemas ABS ya que logra mantener la presión de frenado.

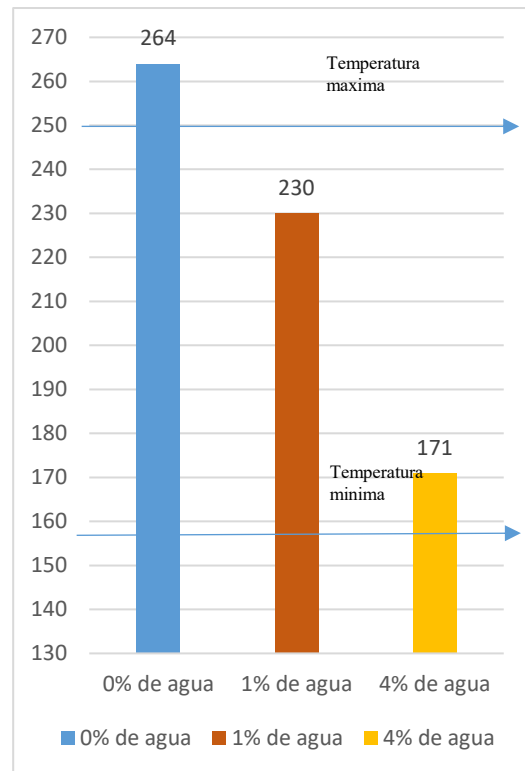


Grafico 4. Temperatura de ebullición 4.1 V2
Fuente: (Autores, 2021)

En el líquido de frenos DOT 4.1 V2 se muestra una mejoría en el líquido en el estado natural pero se evidencia una caída de temperatura cuando embulle al 1% y cuando está al 4% de agua su punto de ebullición baja considerablemente con respecto a su antecesor, se evidencia que existe una mejora pero cuando se trata de frenado el líquido varia de manera significativa al momento de la captación de agua lo cual no lo hace ideal para la acción de frenado en largos intervalos ya que este se deteriora de manera más rápido con respecto al líquido de frenos DOT 4.1 cuando este capta humedad lo cual no lo hace estable en su rendimiento pleno.

Grafico X1

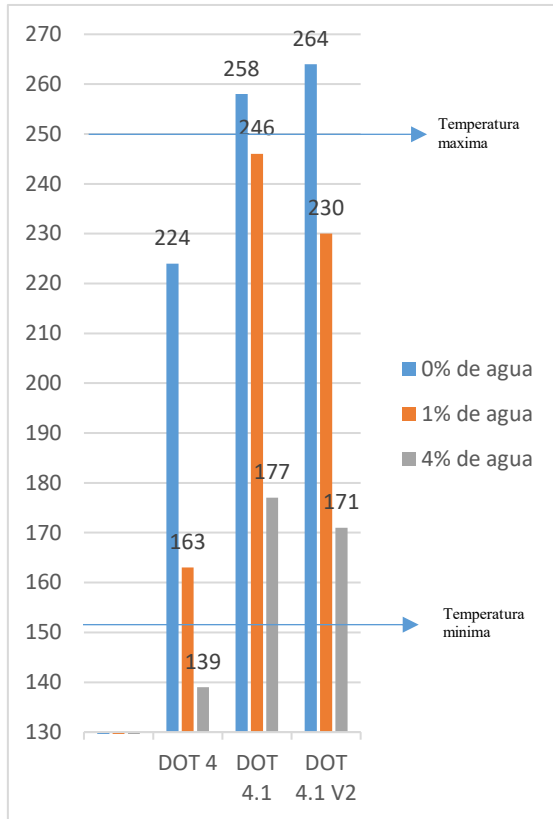


Grafico 5. Gráfico de temperatura de ebullición general

Fuente: (Autores, 2021)

En el siguiente gráfico se puede ver de manera general el líquido de frenos usado y sus distintos porcentajes de agua, como se explicó el líquido de frenos con mejor rendimiento es el DOT 4.1, cabe recalcar que lo que se busca es que el líquido logre mantener la presión de frenado cuando en este se genera humedad sin desbalancear de manera significativa la acción de freno, gracias al análisis se determinó incluso el líquido con menor rendimiento que resultó ser el líquido base DOT 4. En el estudio se determinó un límite en el porcentaje de captación de agua en cada muestra a 4%, cuando este porcentaje se excede en el líquido de frenos este se considera ineficiente para el sistema puesto que no llegaría ni a la temperatura mínima para su funcionamiento sin perder sus propiedades hidráulicas, lo cual genera que el sistema de frenos sea propenso a fallar o incluso a no lograr el frenado del vehículo.

6. CONCLUSIONES

A lo largo de la investigación fue posible determinar que el sistema de frenos en los vehículos con sistema ABS influye de manera directa la captación de agua en el sistema, ya que de las muestras que se analizaron se obtuvieron resultados, los cuales dan a conocer que la captación de agua en el sistema variara en la viscosidad del líquido de frenos, generando mayor velocidad de respuesta ya que se reduce la viscosidad del líquido de frenos, además de la presencia de un fenómeno por la captación de agua en el líquido de frenos conocido como Vapor lock que surge antes de la ebullición del líquido de frenos tomando en cuenta que no comienza a una temperatura fija y que reducirá la eficiencia de frenado.

Basado en la comparación que se realizó de todos los líquidos de freno se determinó que el mejor en la acción de frenado al 0% de agua es decir en su estado natural es del DOT 4.1 V2, esto es por la cantidad de boratos que este tiene en su composición, pero para determinar un rendimiento pleno del líquido se debe tomar en cuenta que el líquido al sufrir introducción de agua en su sistema debe tener la capacidad de mantener sus propiedades sin alterar de manera significativa la acción de frenado, como se evidencia en las pruebas de temperatura de ebullición y de viscosidad cinemática en el apartado anterior se evidencia que el líquido con capacidad de funcionar adecuadamente con humedad en el sistema ABS es el DOT 4.1 ya que es el más estable en comparación a los demás líquidos en los diferentes porcentajes que se analizaron.

De acuerdo a las pruebas realizadas de temperatura de ebullición que se realizó, el líquido DOT 4 que es usado en los vehículos que nueva generación actualmente, ahora bien, de acuerdo al estudio se determinó que se realice el cambio entre DOT 4 a DOT 4.1 para tener un mejor rendimiento en el frenado ya que en los vehículos convencionales la humedad en el sistema es muy propensa a generarse, con esta mejora de líquido el vehículo frenaría a pleno

rendimiento incluso cuando se genere humedad en el sistema, en el caso del líquido DOT 4.1 V2 por su cantidad de boratos y su excedente de eficiencia en temperatura se delega su uso exclusivo en vehículos de alta gama con sistemas de frenado con ABS y EBD ya que poseen mejoras en sus prestaciones con respecto al sistema de frenos de los vehículos convencionales.

7. REFERENCIAS

- [1 S. Murillo, «11% de las muertes por accidentes viales ocurre en las Américas,» *El Telegrafo*, 15 Noviembre 2020.
- [2 C. T. C. T. Jung Kao, «Hydrophilic Characterization of Automotive Brake Fluid,» 2014. [En línea]. Available: <file:///C:/Users/User/Desktop/brake%20fluid%20moisture%20measurement.pdf>. [Último acceso: 12 11 2021].
- [3 V. D. P. S. Nickolay Podoprigora, «Science Direct,» 2018. [En línea]. Available: www.sciencedirect.com. [Último acceso: 07 2021].
- [4 Energiteca, «¿Qué significa 'DOT' en el líquido de frenos?,» Energiteca, 8 Julio 2019. [En línea]. Available: https://energiteca.com/contenidos/tip/DOT_en_%20el_liquido_de_frenos%20. [Último acceso: 10 noviembre 2021].
- [5 A. B. J. W. L. A. Marzieh Salehi, «Parameter Optimization for a laboratory friction tester to predict tire ABS braking distance using design of experiments,» 16 06 2020. [En línea]. Available: <file:///C:/Users/User/Desktop/abs%20tire%20tester.pdf>. [Último acceso: 10 11 2021].
- [6 A. S. K. M. Akira Kawakami!, «Control method for brake vapor lock in automobiles,» de *SAE of Japan*, Japan, ELSERVIER, 2000, pp. 73 - 78.
- [7 S. R. K. S. Nadanasabapathy, «Analysis of fluid behaviour inside the brake lines in non anti-lock braking,» *ScienceDirect*, p. 7.
- [8 Cerrato, «Mecanica del automovil,» Blogger, 2009. [En línea]. Available: <http://mecanicayautomocion.blogspot.com/2009/03/sistemas-de-seguridad-en-el-automovil.html>. [Último acceso: 12 noviembre 2021].
- [9 F. CEA, «Frenar con ABS,» Comisariato europeo del automovil , 2020. [En línea]. Available: <https://www.seguridad-vial.net/conduccion/conducir-seguro/73-frenar-con-abs>. [Último acceso: septiembre 2021].
- [1 R. E. S. Solares, «Frenos ABS,» junio 2006. [En línea]. Available: http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0509_M.pdf. [Último acceso: 1 septiembre 2021].
- [1 A. M. Parera, Frenos ABS, Marcombo, 1] 1993.
- [1 F. Peter Keith Brian HodgesBSc., 2] «Hydraulic Brake Fluids,» de *Hydraulic Fluids*, Butterworth Heinemann, 1996, pp. 144 - 149.
- [1 Š. Č. -. R. B. 2. -. J. B. 3, «THE SPECIFICS ASPECTS OF BRAKE FLUIDS EVALUATION IN OPERATION,» 19 12 2006. [En línea]. Available: <https://pnerscontacts.upce.cz/index.php/perner/article/view/1404/1180>. [Último acceso: 11 11 2021].
- [1 Compralubricantes.com, «¿Qué es el líquido de frenos y qué tipos hay?,» 17 marzo 2017. [En línea]. Available: <https://compralubricantes.com/blog/que>

- es-el-liquido-de-frenos-y-que-tipos-hay/. [Último acceso: septiembre 2021].
- [1 I. teroson, «Conociendo los distintos 5] tipos de liquido de frenos,» Ruta 401, [En línea]. Available: <https://blog.reparacion-vehiculos.es/tipos-de-liquido-de-frenos>. [Último acceso: septiembre 2021].
- [1 R. L. Mott, *Mecanica de Fluidos 6] aplicada*, Mexico: Pearson Education, 1996.
- [1 O. F. K. A. Omowaye, «Significance of 7] viscosity and thermal conductivity variation parameters onthe dynamics of Newtonian fluid conveying tiny particles over a convectivelyheated surface,» *ScienceDirect*, p. 7, 2021.
- [1 J. M. C. Yunes A. Cengel, 8] «Viscosidad,» de *Mecanica de Fluidos* , Mexico, McGraw-Hill, 2006, pp. 46 - 50.
- [1 J. F. M. BUSTAMANTE, 9] «VALIDACIÓN DE LA NORMA ASTM D445 PARA LA MATRIZ DE JET A-1, EN EL CENTRO NACIONAL DE CONTROL DE CALIDAD DE HIDROCARBUROS DE LAAGENCIA DE REGULACION Y CONTROL HIDROCARBURIFERO,» 2018. [En línea]. Available: <http://www.dspace.uce.edu.ec/bitstream/25000/16486/1/T-UCE-0017-IQU-009.pdf>. [Último acceso: SEPTIEMBRE 2021].
- [2 A. INTERNATIONAL, «Método de 0] prueba estándar para determinación de la viscosidad cinemática de líquidos transparentes y opacos (y cálculo de la viscosidad dinámica),» 25 MAYO 2018. [En línea]. Available: <https://www.astm.org/Standards/D445-SP.htm>. [Último acceso: SEPTIEMBRE 2021].
- [2 A. S. J. Antonio, «Eficacia y distancia 1] de frenado,» *Publicaciones didacticas*, nº 74, pp. 341, 345, 2016.
- [2 E. S. Vytenis Surblys, «Research of the 2] vehicle brake Testing efficiency,» *ScienceDirect*, p. 7, 2015.
- [2 W. Murillo, «La investigacion 3] cientifica,» 2008. [En línea]. Available: <http://www.monografias.com/trabajos15/invest-cientifica/invest-cientifica.shtm>. [Último acceso: 28 septiembre 2021].
- [2 I. E. d. l. torre, «Proyecto influencia de 4] la viscosidad en la calidad y eficiencia del frenado en el sistema ABS,» 2020.
- [2 I. E. d. l. T. Ing. Ligia Moscoso, 5] «Procedimiento de preparacion de muestras convenio Qualco - Uide,» 2020.
- [2 Tecnova, «Disco de frenos Fremax,» 6] 2020. [En línea]. Available: <https://www.boschecuador.com/shop/prducto?id=4853>. [Último acceso: 11 11 2021].
- [2 LACBAL, «INFORME DE ANALISIS 7] DE RESULTADOS,» Quito, 2021.
- [2 M. y. mas.com, «¿Cómo frenar de 8] forma eficiente?,» marzo 2011. [En línea]. Available: <https://motoresymas.com/contecnico/como-frenar-de-forma-eficiente/>. [Último acceso: septiembre 2021].
- [2 L. M. "QUALCO", «Entrega de 9] muestras,» QUITO, 2021.

ANEXOS

ANEXO 1. SOPORTE DE INVESTIGACIONES

Introducción

S. Murillo. (15 de 11 de 2020). «11% de las muertes por accidentes viales ocurre en las Américas,» *El Telegrafo*. Obtenido de WIDE BAND:

<https://www.eltelegrafo.com.ec/noticias/actualidad/44/muertes-accidentes-viales-americas#:~:text=El%2011%25%20de%20las%20muertes,6%20por%20cada%20100.000%20pe rsonas.>

<https://www.eltelegrafo.com.ec/noticias/actualidad/44/muertes-accidentes-viales-americas#:~:text=El%2011%25%20de%20las%20muertes,6%20por%20cada%20100.000%20pe rsonas.>

El telégrafo
Ecuador / Vie.3 Dic/2021

«ACTUALIDAD»
11% de las muertes por accidentes viales ocurre en las Américas

Guayas y Manabí, respectivamente, aparecen como las provincias donde más accidentes viales ocurrieron en 2019, según un informe de la Comunidad Andina.

15 DE NOVIEMBRE DE 2020 00:33
Archivo / ET
Silvia Murillo

Este domingo 15 de noviembre se conmemora el Día Mundial en Recuerdo de las Víctimas de Accidentes de Tránsito, una iniciativa que puso en marcha RoadPeace en 1993.

Tweets por @el_telegrafo

El Telégrafo Ecuador @el_telegrafo

#Actualidad | La Policía detalló cuántos kilos de droga decomisó para darle un golpe al narcotráfico: tinyurl.com/y4w45xb2

C. T. C. T. Jung Kao, «Hydrophilic Characterization of Automotive Brake Fluid,» 2014. [En línea]. Available: file:///C:/Users/User/Desktop/brake%20fluid%20moisture%20measurement.pdf. [Último acceso: 12 11 2021].

<file:///C:/Users/User/Desktop/brake%20fluid%20moisture%20measurement.pdf>

Journal of Testing and Evaluation, Vol. 34, No. 5
Paper ID JTE14254
Available online at: www.astm.org

Mu-Jung Kao,¹ Der-Chi Tien,¹ Chen-Ching Ting,² and Tsing-Tshih Tsung¹

Hydrophilic Characterization of Automotive Brake Fluid

ABSTRACT: This paper presents significant experimental data for hydrophilic characterization of automotive brake fluids. A novel technique is developed for these measurements. Because brake fluid is well known as a hygroscopic fluid, its molecular O–H structure easily allows hydrogen bonding with hydromolecules, e.g., H₂O. The moist brake fluid reduces the boiling point and moreover causes the deterioration of the functionality of the brake system. A proximal linear relationship between moisture content and its corresponding resistance for DOT3 brake fluid is found in this study, which uses the signal input of the electronic control unit (ECU) of the brake system. The applied technology of measurement is especially developed in the laboratory, which consists of two functions; the moisture meter and the automatic prewarning system. This instrument changes the controlling conception of a brake system from a passive regular check of brake fluid to an active prewarning for the drivers.

KEYWORDS: hydrophilic characterization, hygroscopic fluid, hydromolecules, brake oil, automatic prewarning system

Introduction

Quick and safe transportation is the major purpose for developing the automobile as well as other transportation systems. For these two purposes, the modern high technology engine and the new body using modern materials as well as the development of the absolute safe brake system are often considered and applied today [1–3]. The absolute safe brake system can be said to be the key of safe transportation. Safe driving is based mainly on an active and effective brake system [4–6].

The 20th century was the most important period for the development of the automobile. In this time the automobile industry grew quickly and many famous automobile companies appeared in the world. For example, the German Benz, BMW, Audi, the English Jaguar, the Swedish Volvo, the Japanese Toyota, the American Ford and Cadillac, and so on were all developed in this period. These companies aimed commonly to develop faster and safer automobiles. The scientific research on the speed yielded also many new ideas. For example, to reduce the car's weight by using special light materials. On safety, the development of the brake system itself and its special brake fluids as well as the safe air bags in the car for rescue at an accident are done. Until now the major development of the brake system focused only on the function of the brake system and the materials of brake fluid but without an effective controlling system for the destructive brake fluids. The brake fluid is normally passive by being checked periodically without an active prewarning. Passive checking permits an irregular alteration and often allows a dangerous situation to develop.

Today, the major applied brake fluids consist of the following constituents: ethylene glycol, polyglycols, silicone fluids, and isobutyl alcohol [7,8]. The constituents have the same hydrophilic characteristics due to their molecular O–H structure, which easily allows hydrogen bonding with other hydromolecules. The hydrogen bonding is based on the O–H bond in the molecular structure,

which permits dipole attraction of the other hydromolecules. Figure 1 exhibits the molecular structure of ethylene glycol, which is the main element of brake fluid. The boxes with dashed lines in Fig. 1 show the O–H bonds.

The dipole-dipole forces among the O–H bonds between brake fluid and water bring them together easily [9]. This means that brake fluid is easily made wet by contacting moist air during driving. The moisture lowers the boiling point of the brake fluid and causes potentially an “airlock” as well as brake malfunction. The boiling point of an effective brake fluid must be greater than 120 °C [10].

Brake systems developed up to now work with a passive regular check for controlling the quality of brake fluids. This is not absolutely safe for the driver when an irregular situation occurs. Truly safe driving would have a prewarning technique. That means, the technique receives feedback information from the automobile continuously and warns the driver before an emergency occurs. This paper does not only present significant data, but also shows a novel technique developed to measure the moisture content of brake fluid at all times, which functions as a prewarning to alert the driver. The experiments and applied technology are detailed in the next section.

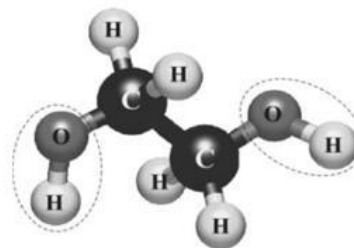


FIG. 1—The structure of ethylene glycol (CH₂OH–CH₂OH) molecule and its two O–H bonds.

Manuscript received August 30, 2005; accepted for publication January 25, 2006; published online March 2006.

¹Department of Mechanical Engineering, National Taipei University of Technology, Taiwan.

²Assistant Professor, e-mail: chchting@ntut.edu.tw

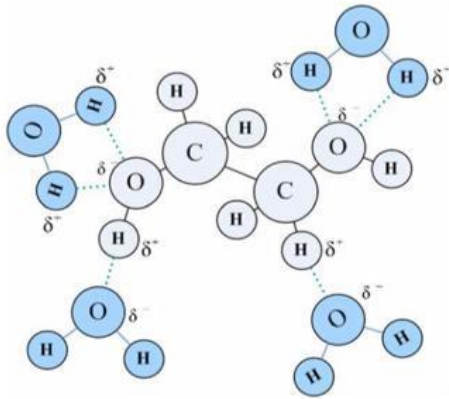


FIG. 2—(Color online) Illustration of ethylene glycol molecule absorbing and polymerizing the hydromolecule (water) through hydrogen bonding.

Experimental Details

The extensively used brake fluids today are the SAE (Society of Automotive Engineers) standards, the DOT (Department of Transportation) U.S. standards, and the FMVSS (Federal Motor Vehicle Safety Standards). The earlier brake fluids had similar O–H structures within the molecules. The brake fluids have hydrophilic characteristics which cause an easy combination with water during driving. Figure 2 illustrates the hydrophilic characteristics of brake

TABLE 1—Specification of brake fluids for DOT U.S. Standards [8].

	DOT3	DOT4	DOT5
Dry Boiling Point [°C]	205	230	260
Wet Boiling Point [°C]	140	155	180

fluids. The O–H structures between ethylene glycol and water form easily through hydrogen bonding and cause the moistened ethylene glycol, which changes the characteristics of the material. The dashed lines in Fig. 2 show the hydrogen bonds. The moistened brake fluid changes its physical and chemical characteristics, especially the boiling point.

A “wet” brake fluid has a boiling point lower than pure brake fluids. Table 1 shows the specification of brake fluids for the DOT series, comparing dry and alternate wet brake fluids.

Table 1 shows the properties of DOT brake fluid where the boiling point of wet DOT brake fluid is clearly less than dry fluid. The boiling point is a most important parameter in determining the quality of brake fluid. This paper aims to analyze the relationship between moisture content and boiling point. For this purpose, a novel technique to measure the values of electrical resistance corresponding to moisture content was developed in the laboratory. The experimental setup and the developed technique will be detailed next.

Setup

The experiments are carried out by the measurement of resistance and boiling point as well as moisture content. The experimental setup for resistance measurements consists of an AC power supply with 1 kHz sine function, the brake fluid, and the voltage measurement system. Figure 3 shows the components of the setup as a photo. The AC power supply provides the input voltage, which is altered by going through the brake fluid and yields the output voltage. This determines the resistance of the brake fluid with help of Ohm’s law ($V_{out} = I_{in} \cdot R$). The measurement instrument is a new development for our laboratory. The technology of measurement will be detailed next.

Technique of Measurements

A prewarning brake system with moisture meter is new, developed in our laboratory for this work. Figure 3 shows the circuit schematic

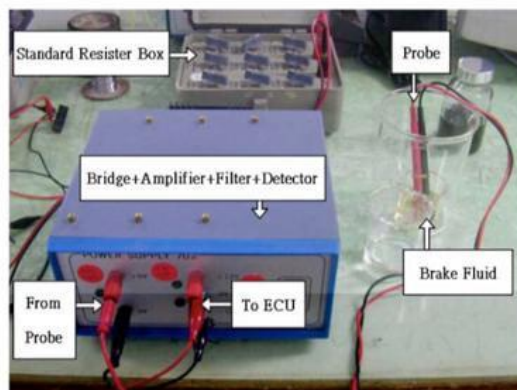


FIG. 3—(Color online) The experimental components and their connections.

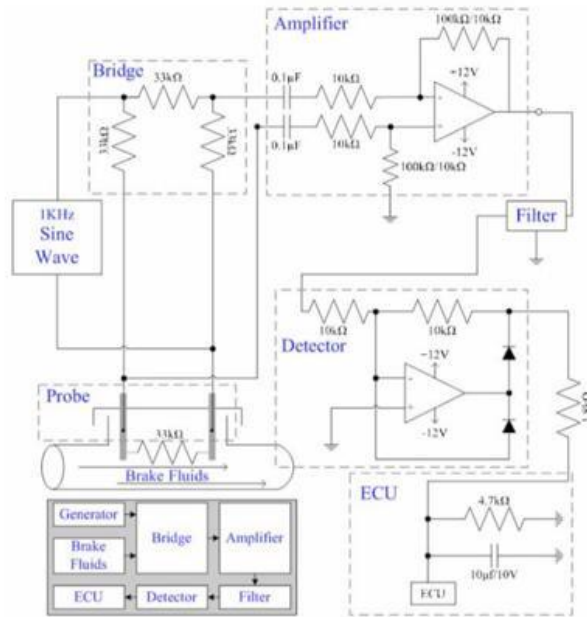


FIG. 4—(Color online) Schema of circuit for the newly developed prewarning brake system.

illustration. The system consists of six main parts, the AC power supply with 1 kHz sine function, the bridge for linear relationship grabbing, the amplifier for signal gain, the detector for output voltage capture, the ECU system of the automobile for prewarning, and the brake fluid. In the test, the sine wave is supplied to the brake fluid. The output voltage is given by the bridge with the help of Ohm's law ($V_{out} = I_{in} \cdot R$), where I_{in} is the current from the sine wave generator, R is the resistance of the brake fluid, and V_{out} is the output voltage. The output voltage is amplified by the amplifier and filtered by the filter. The signal is detected by the detector and sent to the ECU system for prewarning. The small schema in the lower left position of Fig. 4 shows the working process.

Results and Discussions

The results focus on analysis of the popularly used DOT3 brake fluids and try to find the relationship between the moisture content and its corresponding resistance. Due to the fact that the boiling point of brake fluids is strongly influenced by the contained moisture with the results that the larger the moisture contents the lower the boiling point is. Pure brake fluids have greater boiling points than those containing water. The process of hydromolecules dissolving into brake fluids changes the characteristics of brake fluids and reduces the boiling point. The boiling point is an important parameter to show the efficiency of brake fluids.

The experiments are carried out by measuring the resistance of brake fluid and its corresponding moisture content as well as its boiling point. The calibration curve for the prewarning system is

the relationship between resistance and moisture content as well as boiling point. Figure 5 exhibits the relationship that the resistance is lowered during increasing moisture content. The result shows the increasing conductivity of brake fluid during the absorption of water. The water is a conductive material, which increases the conductivity in the moist brake fluid and reduces their resistance. This result agrees with the experimental results.

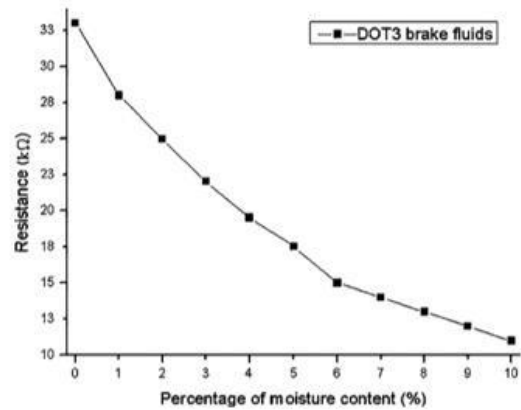


FIG. 5—Resistance of DOT3 brake fluids with moisture content.

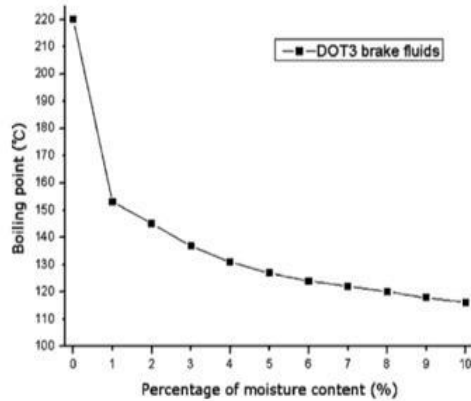


FIG. 6—Lowering of boiling point of DOT3 brake fluids with increasing moisture content.

Figure 6 shows the relationship between boiling point and moisture content. The boiling point is lowered with increasing moisture content. The reason is that the molecular bonding among the brake fluid molecules becomes weaker because of the combined water. This hydrogen bonding is much weaker than the valent bonding and causes the lower boiling point. An extreme reduction in Fig. 6 from the first point to the second point comes from the irregularity of the mixture. This means that the mixture has a different characteristic than does pure brake fluid. The hydromolecules react strongly to change the characteristics of the mixed brake fluid. The new material of mixed brake fluid has a new boiling point. The boiling point of the new mixed brake fluid depends on the contained moisture with the relationship, which is shown in Fig. 6.

A practical application is shown in Fig. 7, with the relationship between boiling point and the duration of use. The result shows an extreme large reduction of boiling point in the first year, which agrees with the result in Fig. 6. The first year has the largest reduc-

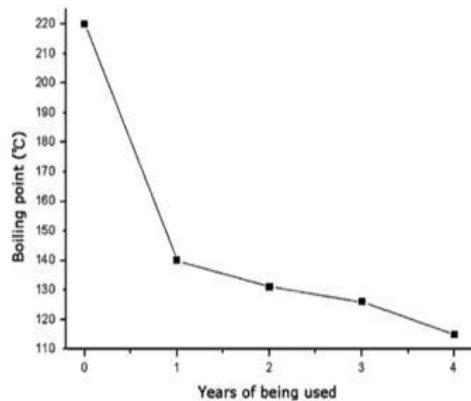


FIG. 7—Lowering of boiling point after use of DOT3 brake fluids (75% RH).

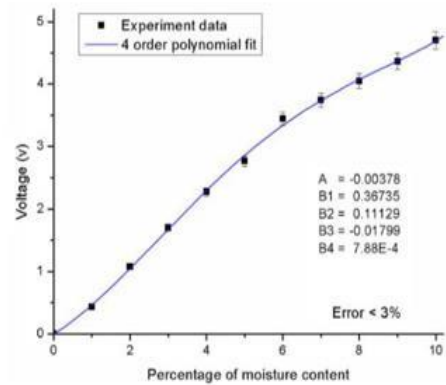


FIG. 8—(Color online) Experimental data of input ECU voltage and DOT3 moisture content with a fitting curve

tion because of the change of the material from pure brake fluid to mixed brake fluid.

A prewarning system also has been developed during this work. The system has been sketched in Fig. 4. The system is set up to determine the resistance to voltage during measurements and to plot the new curve again with the contained moisture. Figure 8 shows clearly good linearity with a fitting error smaller than 3% and its linear equation is $y = -0.00378x^4 + 0.36735x^3 + 0.11129x^2 - 0.01799x + 7.88E-4$.

Conclusions

Measurements and analysis of the relationship between contained moisture and its corresponding boiling point as well as contained moisture and resistance for DOT3 brake fluid have been carried out in this work, in which a proximal linear relationship has been found. The applied technique is newly developed in the laboratory; it consists of two functions, a moisture meter and an automatic prewarning system. This instrument changes the passive regular check for brake fluid to an active prewarning for drivers.

Acknowledgments

The authors would like to acknowledge the financial support from the Department of Mechanical Engineering, National Taipei University of Technology.

References

- [1] Bosch, *Automotive Electric/Electronic Systems*, Society of Automotive Engineers, U. S. A., 1995.
- [2] Bosch, *Automotive Handbook* (4th ed.), Society of Automotive Engineers, Germany, 1996.
- [3] Toyota, *Repair Manual of Chassis and Car Body*, Marcel Dekker, New York, 1993.
- [4] Blau, P. J., *Friction Science and Technology*, Marcel Dekker,



Thirteenth International Conference on Organization and Traffic Safety Management in Large Cities (SPbOTSIC 2018)

Method of assessing the influence of the moisture content in the braking fluid on the braking system actuation efficiency

Nickolay Podoprigora*, Viktor Dobromirov, Polina Stepina

Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, 4 Vtoraja Krasnoarmejskaja, Saint Petersburg, 190005, Russia

Abstract

The paper deals with assessing the influence of the braking fluid composition on the time of braking system actuation. It is justified that this factor should be taken into account in expert investigations of road accidents. The idea behind the research deals with putting forward proposals for improving the method for reconstructing road accidents by taking into account the braking fluid composition which can change during operation, resulting in increasing the time of brake drive actuation and in increasing the stopping distance of a vehicle equipped with a hydraulic braking system.

The method of road accident reconstruction by adjusting standard (reference) values of braking parameters with consideration for properties of the braking fluid, affecting the time of deceleration rising up to its maximum and braking time with respect to steady deceleration, is reviewed.

Experiments established the influence of the boiling temperature of the braking fluid and the moisture content on the total time of braking system actuation. A coefficient taking into account the influence of these factors on the estimated braking time and stopping distance of a vehicle is proposed and scientifically justified.

The value of the paper lies in method application by automobile technical experts for the purposes of improving objectivity of expert evaluation results. The suggested refinements to the method allow improving and expanding the evidence base in road accident reconstruction in terms of the technical possibility to prevent the road accident, related to evaluation of the actual technical condition (as of the moment of the road accident) of the braking system equipped with a hydraulic drive.

© 2018 The Authors. Published by Elsevier B.V.

This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>)

Peer-review under responsibility of the scientific committee of the Thirteenth International Conference on Organization and Traffic Safety Management in Large Cities (SPbOTSIC 2018).

Keywords: road accident investigation; hydraulic braking system; braking fluid; braking process; braking efficiency.

* Corresponding author. Tel.: +7-906-242-27-55; fax: +0-000-000-0000 .
E-mail: n.v.podoprigora@gmail.com

1. Introduction

According to statistics, every third accident involves braking. It is highly problematic to associate the actual technical condition of the braking system with the road accident during expert investigations (Evtiukov et al., 2017; Mathers and Loncar, 2006; Seliverstov et al., 2017).

The currently used methods of instrumentation control of the technical condition of braking systems and the list of equipment installed at instrumentation control stations do not allow for the comprehensive evaluation of the braking system condition during its operation. The software system of instrumentation control stations only compares actual measurements of output parameters (Kerimov et al., 2017) with the rated values, generating an opinion on the compliance of the system condition with the established requirements.

At the same time, the dynamics of changes in the technical condition of the system is usually estimated only by the degree of breaking pads' wear. At the same time, other factors also change during operation. Among those are properties of the braking fluid: its viscosity, boiling temperature and moisture content. These indicators are not controlled during operational checkups. They are regulated by an individual standard, yet affect the dynamics of changes in the efficiency of braking drive actuation.

An analysis of regulatory and technical documentation effective in the Russian Federation over the past 17 years, used by experts during investigations, showed that the main additions and changes were introduced only into descriptive and regulatory sections. The methodological sections, regulating methods of checking main systems ensuring structural safety of motor vehicles have not significantly changed; they were mainly copied with minor amendments from the previous editions of the documents.

2. Materials and methods

In earlier works by Podoprigora et al. (2017), the main calculated dependencies to determine the velocity of a moving motor vehicle (V_s), time (t) and stopping distance (S_s), used in expert investigations during the reconstruction of road accidents were analyzed. It was found that they did not take into account the actual condition of the braking fluid (in particular, boiling temperature) at the time of an investigation.

The requirement to take into account this factor, and the method for adjusting the calculated dependencies accounting for its influence on the final conclusion on the driver's ability to prevent an accident are explored in papers by Podoprigora et al. (2017).

Studies of changes in the technical condition of the braking system of a motor vehicle having a hydraulic drive, carried out by the authors, showed the need to take into account the influence of the boiling temperature (T) related to the moisture content (%) in the braking fluid on the total time of braking system actuation (t_{Σ}).

3. Case study

The system of instrumentation control deployed at technical inspection stations does not monitor the viscosity and boiling temperature of the braking fluid. This procedure is not mandatory. Currently, there are only procedures suggested by car manufacturers, containing information on the frequency of replacing the braking fluid. As a rule, it varies from 1 to 3 years, depending on a car model.

The practice of maintenance and repair shows that the requirement to replace the braking fluid is mainly carried out during the warranty period and during the scheduled maintenance at official dealership centers. According to statistical studies, after the expiry of the warranty period, motor vehicle owners often neglect replacing the braking fluid, monitoring only its level in the reservoir and the absence of leaking.

It is known that the viscosity and boiling temperature of the braking fluid affect the operability of the hydraulic drive of brakes under conditions when its elements reach the maximum permissible operating temperature. Studies show that, during emergency braking, the temperature of friction pads can reach 600°C, whereas the braking fluid can be 150°C hot. These high temperatures combined with the hygroscopic nature of the liquid cause prematurely aging in brake mechanisms, contribute to developing corrosion on metal parts, and negatively affect the condition of rubber seals in brake cylinders (Alemani et al., 2018; Grigoratos and Martini, 2015; Hori, 2004; Sanders et al., 2003; Wu et al., 2017).

Steam and gas bubbles forming in the braking fluid upon heating decrease the efficiency of braking control. This phenomenon is associated with the elevated content of water and decreasing boiling temperature. In addition, when motor vehicles are operated at below-freezing temperatures, the elevated content of moisture in the braking fluid increases the chance of ice slugs precipitation in braking lines.

It was established that in one year of operation of the hydraulic system, about 2–3% of water accumulate in the braking fluid of the hydraulic system, therefore, on the average, the boiling temperature drops by 30°–40°C.

In order to assess the influence of the moisture content (%) in the braking fluid and its boiling temperature (T) on the total time of braking system actuation (t_{ac}), an experimental method was developed to be carried out using a braking test bench.

Ford Focus cars were used as the object of studies. Measurements of the boiling temperature of the braking fluid and the moisture content were carried out using the ADD502 refractometer. The tests of the efficiency of braking system actuation were carried using the MAHA IW2 Eurosystem test bench following an algorithm proposed by Podoprigora et al. (2017).

Results of the study involving Ford Focus are given in Table 1.

Table 1. Results of measurements on Ford Focus.

Measured parameters	Parameter values for mileage (thousand km):					
	0	30	60	90	120	150
Moisture content in the braking fluid, %	0.59	2.04	4.15	5.01	5.68	7.14
Time of braking system actuation, s	0.31	0.37	0.39	0.4	0.47	0.56

Based on the experimental data obtained, relationships were plotted for parameters measured as functions of the actual vehicle mileage (Figures 1, 2).

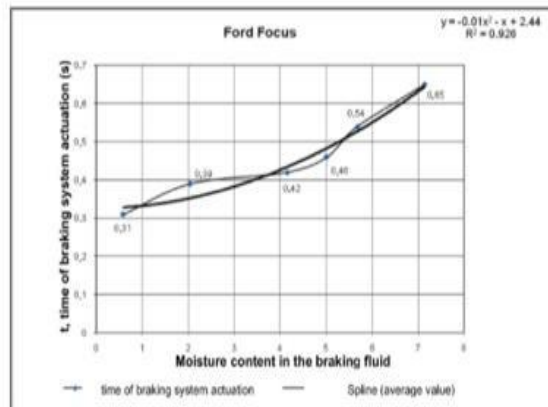


Fig. 1. Moisture content in the braking fluid as a function of the vehicle mileage.

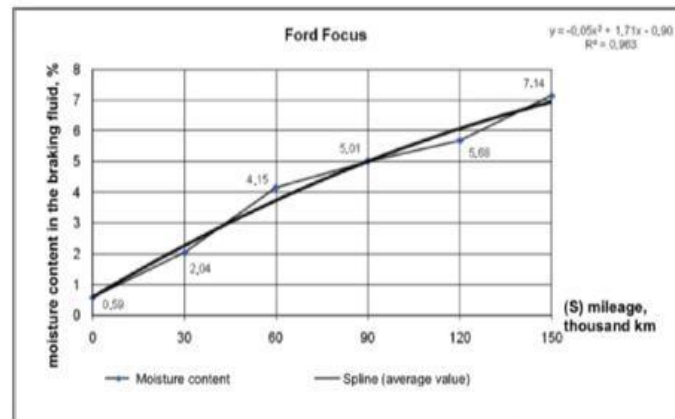


Fig. 2. Time of braking system actuation as a function of the moisture content in the braking fluid.

As a result of mathematical processing of the relationships, regression equations were derived (Table 2) with the confidence of approximation in the following range: $R = 0.92-0.96$. The functions derived were verified using the Fisher transformation which showed an acceptable reliability ($F = 12.47 > f_g = 7.13$).

Table 2. Equations linking the mileage with the controlled parameters in a Ford Focus car.

No.	Measurement parameters	Figure	Regression equations, $y=f(x)^*$	Confidence of approximation, R^2
1	Moisture content in the braking fluid (%)	1	$y = -0.05x^2 + 1.7x - 0.9$	0.963
2	Time of braking system actuation (t_w) for the actual thickness of friction pads	2	$y = -0.01x^2 - x + 2.44$	0.926

* where x is the vehicle mileage, y is a controlled parameter

The calculated moisture content in the braking fluid should be taken as a rated (y_{rat}) value for the studied motor vehicle. When the technical condition of the vehicle which sustained damage due to a road accident allows analyzing the composition of the braking fluid, the actual result (y_{act}) shall be compared with the effective standard (Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS) No. 116 "Motor vehicle brake fluids") to draw a conclusion on the condition of the braking system: if $y_{act} \leq y_{rat}$, then the parameter measured does not affect the increase in braking system actuation time, and the correction factor K_5 is assumed to be equal to 1; if $y_{act} > y_{rat}$, then the parameter measured affects the increase in braking system actuation time, and the efficiency decrease factor K_5 is calculated based on the following equation:

$$K_5 = \frac{y_{act}}{y_{rat}} \quad (1)$$

Based on results of the experimental studies, it is proposed to include an additional correction factor K_5 in the algorithm of calculating braking system actuation time, specifying both the increase in deceleration time t_3 up to the maximum and braking time with a steady deceleration t_4 .

Thus, the calculated dependences to estimate the braking parameters during road accident investigations allowing determining S_s , V_v , D_s (safe distance), taking into account the influence of the moisture content in the braking fluid, acquire the following form (Podoprigora et al., 2017):

- stopping distance for vehicles equipped with ABS, m:

$$S_s = (t_1 + t_2 + 0.375 \cdot K_1 \cdot K_4 \cdot K_5 \{t_{rat} - t_2 - t_r\})V_v + \frac{V_v^2}{1.5 \cdot \phi \cdot g} \quad (2)$$

where t_r — time as per regulations.

- stopping distance for vehicles not equipped with ABS, m:

$$S_s = (t_1 + 0.5 \cdot t_3 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_4 \cdot K_5) \frac{V_v}{3.6} + \frac{t_2 \cdot V_v}{3.6} + \frac{V_v^2}{26 \cdot J_{in} \cdot \psi_1 \cdot \psi_2 \cdot \psi_3} \quad (3)$$

at $\phi g > a$:

$$S_s = (t_1 + t_2 + 0.5 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_4 \cdot K_5 \{t_{rat} - t_2 - t_r\})V_v + \frac{V_v^2 \cdot M_{act}}{2a \cdot M_l} \quad (4)$$

at $\phi g < a$:

$$S_s = (t_1 + t_2 + 0.5 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_4 \cdot K_5 \{t_{rat} - t_2 - t_r\})V_v + \frac{V_v^2}{2 \cdot \phi \cdot g} \quad (5)$$

- vehicle speed before braking involving skidding, km/h:

$$V_v = 1.8 \cdot J_{in} \cdot \psi_1 \cdot \psi_2 \cdot \psi_3 \cdot t_3 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_4 \cdot K_5 + \sqrt{26 \cdot J_{in} \cdot \psi_1 \cdot \psi_2 \cdot \psi_3 \cdot S_s} \quad (6)$$

where J_{in} is deceleration increase; S_s is skidding.

- the distance between the rear and front cars at the moment when the front car is braking, required to avoid a collision, m:

$$D_s = (t_1 + t_2 + 0.5 \cdot t_3 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_4 \cdot K_5) \frac{V_2}{3.6} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{26 \cdot J_{in} \cdot \psi_1 \cdot \psi_2 \cdot \psi_3} \quad (7)$$

where ψ_1 , ψ_2 , ψ_3 are deceleration factors that take into account the vehicle brand, road conditions and degree of vehicle loading; M_{act} is the actual mass of the vehicle at the time of accident; M_l is the mass of the loaded vehicle; t_{nom} is the maximum permissible time of brake mechanism actuation set forth in the technical regulations; t_{in} is deceleration increase time (before the technical regulations were enacted it was equal to $t_{in} = 0.5$ s); ϕ is a wheel grip coefficient; a is the maximum permissible value of braking acceleration; K_1 is a coefficient that corrects the growth time of deceleration t_3 to the maximum; K_2 , K_4 , K_5 are coefficients correcting both t_3 and deceleration time with steady deceleration t_4 ; K_3 is a coefficient correcting t_4 , where: t_4 is deceleration time with steady deceleration, s;

$$t_4 = K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot \frac{V_v - 1.8 \cdot J_{in} \cdot t_3}{3.6 \cdot J_{in}} \quad (8)$$

4. Conclusion

The corrections to the method proposed will allow experts improving the accuracy and making substantiated conclusions on assessing the technical condition of the braking system equipped with a hydraulic drive. The practical application of the approach proposed can be used for other brands of motor vehicles when similar studies are carried out to establish the relationship between the composition of the braking fluid and the efficiency of the whole braking system.

References

- Alemaní, M., Wahlstom J., Olofsson U., 2018. On the influence of car brake system parameters on particulate matter emissions. *Wear* 396–397, 67–74. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.11.011>.
- Evtiukov, S., Kurakina, E., Lukinskiy, V., Ushakov, A., 2017. Methods of accident reconstruction and investigation given the parameters of vehicle condition and road environment. *Transportation Research Procedia* 20, 185–192. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2017.01.049>.
- Grigoratos, T., Martini, G., 2015. Brake wear particle emissions: a review. *Environmental Science and Pollution Research* 22(4), 2491–2504. <https://doi.org/10.1007/s11356-014-3696-8>.
- Hori, Y., 2004. Future vehicle driven by electricity and control - research on four-wheel-motored "UOT electric march II". *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 51 (5), 954–962. <https://doi.org/10.1109/TIE.2004.834944>.
- Kerimov, M., Safiullin, R., Marusin, A., Marusin, A., 2017. Evaluation of functional efficiency of automated traffic enforcement systems. *Transportation Research Procedia* 20, 288–294. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2017.01.025>.
- Mathers, C.D., Loncar, D., 2006. Projections of global mortality and burden of disease from 2002 to 2030. *PLoS Medicine* 3(11), 2011–2030. <https://doi.org/10.1371/journal.pmed.0030442>.
- Podoprigora, N., Dobromirov, V., Pushkarev, A., Lozhkin, V., 2017. Methods of assessing the influence of operational factors on brake system efficiency in investigating traffic accidents. *Transportation Research Procedia* 20, 516–522. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2017.01.084>.
- Sanders, P.G., Xu, N., Dalka, T.M., Maricq, M.M., 2003. Airborne brake wear debris: Size distributions, composition, and a comparison of dynamometer and vehicle tests. *Environmental Science and Technology*, 37 (18), 4060–4069. <https://doi.org/10.1021/es034145s>.
- Seliverstov, Y.A., Seliverstov, S.A., Komashinskiy, V.I., Tarantsev, A.A., Shatalova, N.V., Grigoriev, V.A., 2017. Intelligent systems preventing road traffic accidents in megalopolises in order to evaluate. *Proceedings of 2017 20th IEEE International Conference on Soft Computing and Measurements, SCM 2017*, 489–492. <https://doi.org/10.1109/SCM.2017.7970626>.
- Wu, M. L., Ren, C. Z., Xu, H. Z., Zhou, C. L., 2017. Surface wetting of the C/SiC brake lining with micro-scale heat dissipation fins to cool off the brake system: influence of the fibre ending orientation and fin interval. *Ceramics International* 43(14), 10805–10816. <https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2017.05.101>.

Energiteca, «¿Qué significa 'DOT' en el líquido de frenos?,» Energiteca, 8 Julio 2019. [En línea]. Available: https://energiteca.com/contenidos/tip/DOT_en_%20el_liquido_de_frenos%20. [Último acceso: 10 noviembre 2021].

https://energiteca.com/contenidos/tip/DOT_en_%20el_liquido_de_frenos%20



The header of the Energiteca website features a yellow background. On the left is the Energiteca logo. Next to it is a phone icon with the text '¿Varado por batería? Marca ya #622'. A search bar contains the text 'Busca productos, servicios, tutoriales y más'. To the right of the search bar are two buttons: 'Buscar por vehículo' and 'Agenda tu cita'. Further right is a user profile icon with a notification badge showing '10'. Below the header is a navigation bar with social media icons (Facebook, Instagram, YouTube, Twitter) on the left, and menu items: 'BATERÍAS', 'LLANTAS', 'LUBRICANTES', 'SERVICIOS', 'ENERGITECA CERCA', 'MÁS', and 'Ingresar'.

¿Qué significa "DOT" en el líquido de frenos?

El líquido de frenos es tan importante para el frenado que si usáramos uno inadecuado o defectuoso podríamos poner en peligro nuestra seguridad y la integridad de todo el sistema de frenado. Por eso, aquí te contamos acerca de la importancia de la clasificación DOT y los tipos de líquidos de frenos que existen bajo esta categoría.

¿Qué significa DOT?

Así como en los neumáticos, la sigla DOT hace referencia a 'Department of Transportation', entidad estadounidense que dictamina las regulaciones de muchos componentes automovilísticos, entre los que figuran los líquidos de frenos y sus propiedades químicas aceptadas para establecer una clasificación dependiendo de su punto de ebullición.

Desde 1972, la normativa FMVSS 116 establece la clasificación estándar bajo grados DOT: los grados inferiores caracterizan a los líquidos que se evaporan a menor temperatura respecto a otros que cuentan con una denominación superior.

¿Por qué el punto de ebullición es tan importante para clasificar un líquido de frenos?



A. B. J. W. L. A. Marzieh Salehi, «Parameter Optimization for a laboratory friction tester to predict tire ABS braking distance using design of experiments,» 16 06 2020. [En línea]. Available: file:///C:/Users/User/Desktop/abs%20tire%20tester.pdf. [Último acceso: 10 11 2021].



Parameter optimization for a laboratory friction tester to predict tire ABS braking distance using design of experiments



Marzieh Salehi^{a,*}, Jacques W.M. Noordermeer^{a,*}, Louis A.E.M. Reuvekamp^{a,b}, Anke Blume^{a,1}

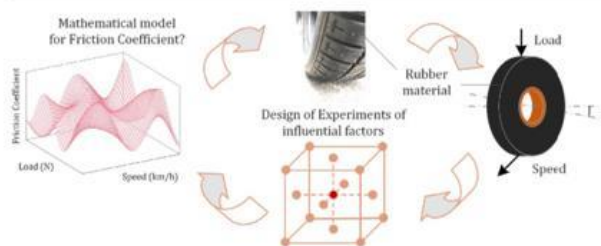
^a University of Twente, Department of Elastomer Technology and Engineering, P.O. Box 217, 7500 AE Enschede, the Netherlands

^b Apollo Tyres Global R&D B.V., Colosseum 2, 7521PT Enschede, the Netherlands

HIGHLIGHTS

- A laboratory scale method to predict dry tire ABS braking with a commercially available tester LAT100.
- A mathematical model is derived using Design of Experiments for factors: speed, load, slip angle, and counter-surface type.
- Quantification of mutual interactions of factors on tire friction, where the effects of factors alone are not meaningful.

GRAPHICAL ABSTRACT



ARTICLE INFO

Article history:

Received 30 April 2020
Received in revised form 9 June 2020
Accepted 10 June 2020
Available online 16 June 2020

Keywords:
Tire friction
ABS
Braking distance
Rubber
LAT100
Design of experiment
Tribometer

ABSTRACT

Predicting tire friction in a laboratory environment is a complicated issue. Varying one factor at the time for experimenting to obtain insight into tire friction does not necessarily provide a proper judgment. It is needed to take all interactions between the operating factors into account to determine the optimized test conditions to predict tire friction. The research methodology of the Design of Experiments (DoE) is particularly suited for such a system influenced by multi-factors; a technique that constructs a predictive mathematical model to describe the relationship between responses and critical factors. With the aid of DoE, the influence of various operating parameters of the Laboratory Abrasion Tester (LAT100) as a tribometer on tire friction is investigated: load, speed, and slip angle. Two counter-surfaces are employed: a sandpaper- and a corundum-based substrate. A predictive mathematical model is extracted from the DoE and suggests various optimal test conditions to predict the tire friction. It provides new insights into the impact of factor interactions on the coefficient of friction of tire tread compounds. The variation of the coefficient of friction vs speed on the corundum-based substrate is in good agreement with the ABS braking distance data of actual tires on the road.

© 2020 The Authors. Published by Elsevier Ltd. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

1. Introduction

Evaluating tire grip on the road as an extremely complicated tribological system, consumes time and energy but is essential for safety. Proper tire grip provides a good level of handling which is a prerequisite for vehicle steering during cornering, braking, and accelerating. The tire grip is the result of the generated frictional forces which are created by the tire slippage in the contact patch. Commonly, with an Anti-lock

* Corresponding authors.
E-mail addresses: m.salehi@utwente.nl (M. Salehi), j.w.m.noordermeer@utwente.nl (J.W.M. Noordermeer).
¹ Chair of the group.

Braking System (ABS), the braking force is optimized based on a specific region of tire slippage, typically 5–15% [1,2], to provide adequate frictional forces and avoid tire skidding. Numerous factors influence tire friction: the tire construction, tread pattern and composition; the characteristics, condition, and structure of the counter-surface; and last the weather and temperature conditions [3]. Overall, the tire tread compound contributes the largest portion of around 75% of grip on a dry surface [4]. Arrigoni S. and et al. reported that the rubber coefficient of friction has the largest influence on ABS performance: a 5% increase leads to roughly 2 m reduction of ABS braking distance [2].

Rubber friction is strongly dependent on operating conditions such as speed, load, and their interactions, due to its viscoelastic properties. Therefore, tire grip prediction is difficult and remains a contentious subject of research. For tire friction evaluations, so far abundant attention has been paid to the prediction of tire friction especially for car ABS braking or stopping distance [5–13]. Between laboratory tribometers, both linear and rotary measurements, with ABS braking data good agreements have been acquired. A Linear Friction Tester (LFT) provides a strong correlation with outdoor ABS data on wet and snow surfaces, but not for dry surfaces [9,14]. The portable LFTs provide the possibility to perform in-situ measurements on the actual testing fields or road surfaces. Some good agreements have been reported between Laboratory Abrasion Tester (LAT)100 results and ABS braking data on different dry or wet surfaces [15–17]. Klüppel and Heinrich [7] predicted ABS dry braking on asphalt using the physics of rubber friction theory for 4 tread compounds.

Varying One Factor At the Time (OFAT) is not adequate for friction experimenting. Taking the interactions between the operating factors into account allows assessing the optimum test conditions together with distinguishing the causes of various unexpected outcomes. Design of Experiments (DoE) is a research methodology that can construct a predictive mathematical model to describe the relationship between responses and critical factors and their mutual interactions. If the model is adequate, it can be applied to explore the optimal test conditions for desired responses and also to predict the outcome for new observations. The other advantage of DoE is randomization which balances the influence of uncontrollable conditions, reduces the risk of systematic errors, and increases the chance of obtaining unbiased and reproducible results.

Based on our previous research [17,18], the LAT100 –despite its name– can also be used as a tribometer able to simulate a wide range of test conditions in a laboratory environment with a so-called Grosch wheel mimicking a real tire. This apparatus allows varying the experimental operating parameters in a broad range. The objectives of the presently introduced methodology are to investigate the influence of various operating parameters of the LAT100 as a sliding friction tester. To study the interactions between these factors for achieving the optimum test conditions of LAT100 in correlation with the tire ABS braking distance on a dry surface.

2. Design of experiment methodology

The approach and used terminology of DoE as employed in the present context is as follows [19–21]:

- Factors: can be denoted as input variables that affect the process or the final outputs. Factors can be continuous (velocity, load, ...) or categorical (a type of surfaces or additives, ...).
- Responses: the product or process characteristics of interest to the experimenter and often referred to as output variables, e.g. coefficient of friction, correlation coefficient, the goodness of a fit. Adequate response criteria are Specific, Measurable, Attainable, Realistic and Time-limited (SMART).
- Factor levels: the particular values or types of factors. For a continuous factor such as velocity, the levels could be 1 and 2 km/h, and a

categorical factor, such as type of surface could be type1: sandpaper, type2: asphalt, etc.

- Design: a pre-defined set of experimental runs e.g. two-level full (fractional) factorial or multi-level central composite design.
- Model: a predictive mathematical equation describing the response as a function of the factors;
- Main effect: there is a main effect when different levels of one factor affect the response differently.
- Interaction effect: when the effect of one factor depends on the level of the other factor. An interaction plot can be used to visualize possible interactions.
- Residual (or residual error): the difference or the error between the observed value and the predicted value by the model.

The reader is referred to Appendix 8.1 for details and elaborations on steps taken for the DoE and interpretations of the results.

In the present study, experimental designs are defined for load, speed, and slip angle as influential factors. The initial steps of DoE such as the screening process were eliminated based on the previous publications and prior knowledge of the LAT100. Two modeling designs, DoE 1 and 2, are created based on the three factors on two different experimental tracks of sandpaper P120 and LAT100 disc 180; with large level ranges to include the extreme test conditions. In the next step, conformation runs were carried out to compare the results with the predictive mathematical model. Optimization was carried out by applying a multi-level general factorial DoE 3, which was performed on the optimal surface. The effect of load and speed was further investigated to explore the underlying reasons for the correlation and to obtain more insight into the friction phenomenon.

3. Experimental

3.1. Tire data

Five proprietary summer passenger tread compounds were selected for the investigation. Summer tires size 225/50R17 from the various tread compounds were built. The full tires were manufactured with the same construction process using the same body components together with the five different tread compound formulations. The tire inflation pressure was 0.230 MPa. The test procedure of ABS braking was comparable to ASTM F1649 for wet braking traction performance of passenger car tires. The standard specifies that the test vehicle can be any commercially available car that is equipped with ABS. For the current experiments, the same commercial vehicle and ABS version on the same counter-surface were employed. The braking test can be conducted on a straight line and the stopping distance can be measured, which is defined as the distance that the vehicle comes to stop from an initial speed. The typical ratio of the slip velocity to the forward velocity of the tire, i.e. the slip ratio, for a passenger car tire during ABS braking lies in between 5 and 15% [1,17]; this is the range that the ABS mechanism is optimized to maintain the highest grip or friction between the tire and the road. Table 1 shows the relative tire ratings which were provided by Apollo Tyres Global R&D based on ABS braking tests on the dry test track of the existing proving ground in Europe; the

Table 1
Tire ABS braking distance ratings; CV is the Coefficient of Variation: the ratio of the standard deviation to the mean value.

Tire codes	Rating (%)	CV (%)
Tire A	100.0	0.6
Tire B	104.3	1.1
Tire C	104.5	1.0
Tire D	98.3	0.8
Tire E	100.1	0.7

higher the rating the shorter the braking distance. The tread named "Tread A" in Table 1 is considered as the reference for the rating calculations. The road and air temperatures were 35 °C and 26 °C, respectively.

3.2. Laboratory sample preparations

From the same tread compounds, laboratory rubber test samples known as Grosch wheels were prepared. The test samples were solid rubber wheels with a thickness of 19 mm and external and internal diameters of 84 mm and 34 mm, respectively. The test samples were vulcanized in a Wickert laboratory press WLP 1600 for 11 min at 170 °C under a pressure of 160 bar, optimized on basis of t90 curemeter data. The curing times of both test laboratory wheels and tire treads were comparable. Finally, the samples were stored for 12 h at room temperature, 22 °C ± 1 °C. Therefore, the initial temperatures of all samples were equal when starting the experiments. After curing, the samples were pre-conditioned with the LAT100 to remove the vulcanization skin according to the test conditions which were explained in our previous study [17].

3.3. Laboratory test set-up

The LAT100 manufactured by VMI Holland B.V., the Netherlands, is used as the laboratory tribometer. The details of the test set-up were fully described in our previous manuscript [17]. The measurement unit consists of a rotary counter-surface disc with a diameter of 350 mm and a Grosch wheel which is a solid rubber test wheel fixed to a measuring hub. Using a metal pin the Grosch wheel is locked to the hub so that it cannot rotate with the counter-surface disc for the current experiments. Therefore, the sample performs as a locked wheel like a sliding body on the counter-surface disc. This differs from our earlier study wherein the rubber wheel was free to rotate in contact with the disc [17]. The wheel is pressed under a vertical load of F_N (N) normal to the driven disc under a specific angle α . The wheel slides over the counter-surface as a function of the rotation speed of the disc, however, the sliding speed of the sample in the contact area is influenced by the disc radius which rises as the slip angle increases. The resultant frictional forces are generated by means of three input machine parameters: the disc velocity, the angle known as 'slip angle', and the acting normal force. A schematic view of the measurement unit is depicted in Fig. 1. The area of the sliding body in contact with the counter-surface disc is hatched.

3.4. Set-up of the design of experiments

3.4.1. Factors

Table 2 shows the input and output parameters of the LAT100 apparatus and the possible ranges. The selected factors in the current experimental designs were narrowed to normal load, speed, and (slip) angle. The importance of normal load and speed is well studied in the rubber tribology field [13,18,22–24]. The slip angle variation not only alters the leading edge of the rubber wheel in contact with the counter-surface but affects the collected friction and lateral forces in the experimental set-up as explained due to disc curvature in Section 3.3. Based on our previous studies, the distance for each velocity was optimized to the lowest possible amount to obtain a steady and stable friction coefficient and simultaneously avoid excessive abrasion in the contact area [25]. The measurements were carried out at room temperature which is close to the temperature where the tire data were performed. The final DoE models for two experimental tracks were also further compared: sandpaper P120 and a LAT100 disc 180. The former surface is the test track that is widely being employed for tire indoor flat-track tests which being reported as unrealistic surface compared to the road [6,26]. The data from Flat-track rig is used for vehicle simulation. The latter is the optimized counter-surface based on our previous studies in which the grip properties of the experimental rubber wheels are best

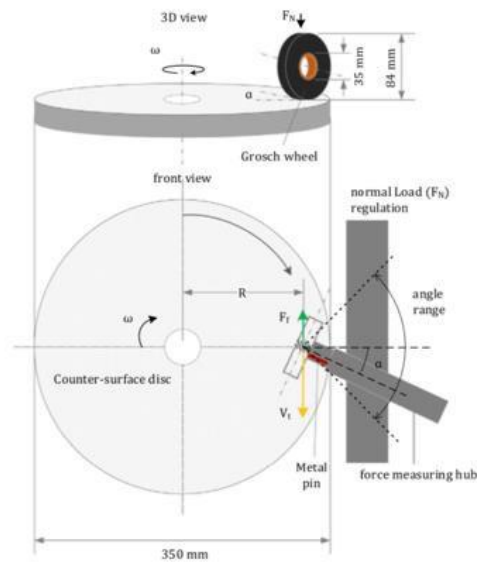


Fig. 1. Test set-up and rubber wheel under normal load F_N (N), angle α (°), friction force F_f (N), and velocity V_t (km/h).

Table 2
Input and output parameters of LAT100 for dry grip.

LAT100 input parameters	The possible range	LAT100 output parameters
Normal load	10 to 140 N	Friction force (5 to 100 N)
Speed	0.002 to 100 km/h	Side force (–120 to 120 N)
Slip angle	–45 to 45°	The temperature of the rubber wheel
Distance	1 m to 20 km	
Disc temperature	–20 to +80 °C	
Disc type	Various	

in agreement with actual tire data on the test track road surface [17,18]. Disc 180 is composed of electro-corundum white Al_2O_3 powder bound in a ceramic binder with a weight ratio of 85/15 classified with code 180 according to ISO525:2013 (E). Sandpaper P120 is the grit 120 of fine grade of Silicon Carbide which is classified according to ISO/FEPA Grit Designation. Microscopic images of the experimental tracks were obtained with confocal laser scanning microscopy VK 970 Keyence over an area of 5 cm² with a pixel width of 10 μm, see Fig. 2. The surface roughness is characterized by the 2D-PSD (Power Spectral Density) and compared with a typical concrete road surface, see Fig. 3.

3.4.2. Factor levels

In the first step, quite a large range of loads, speeds, and slip angles was taken into account. Based on that, two designs of experiments were employed: DoE 1 and 2. Based on the outcome of the two first designs, DoE 3 was created, see later. The summary of all factors, levels, and responses for all designs are shown in Table 3.

3.4.3. Responses

The responses are considered the Coefficients of Friction (COF) and Correlation Coefficients (CC) between the LAT100 experimental results

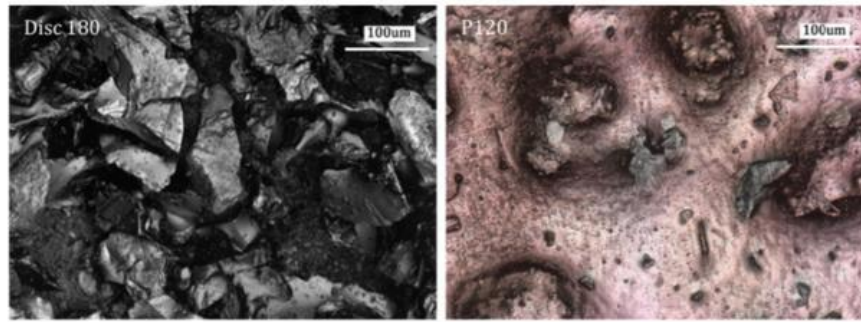


Fig. 2. Laser scanning microscopic images of the experimental tracks: LAT100 disc 180 and sandpaper P120; scale is 100 µm.

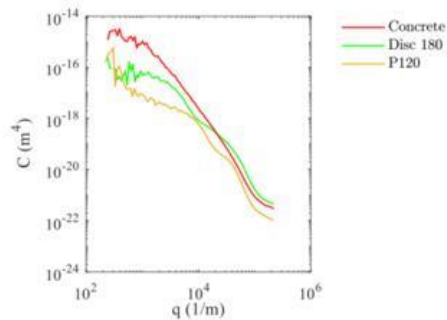


Fig. 3. 2D-PSD of the experimental tracks compared to concrete.

and ABS braking distance data of the tires. CC is the linear regression value R^2 between the measured coefficients of friction of the 5 tread compounds in the laboratory and the tire data presented in Table 1. To avoid confusion between R^2 of the response value and R -sq of the predictive mathematical models, the notation of CC is being used for the response.

3.4.4. Designs and calculations

Multi-level designs were selected for the present study. The properties of a full factorial design are an excellent approach for the experimenter to be aware of confounding² effects. DoE 1 and 2 were performed with Response Surface Modeling (RSM, see Appendix 8.1) using a Face-centered Central Composite (FCC) design for the 3 factors. DoE 3 was created to optimize the output of the first two designs by exploiting a multi-level full factorial design with 5 levels for speed and 3 levels for the load. The (cube) plots of the designs are illustrated in Fig. 4. One example of 20 test runs of test conditions according to FCC design is shown in Table 4, as carried out for each compound. The 20 runs were performed for all 5 compounds, a total of 100 experiments with additional randomization of the wheel specimens A-E. This reduces the effect of compound type in the sequence of test runs. It should be noted that in Table 4 due to randomization the design order and run

² Confounding: a situation in which a measure of association or relationship between exposure and outcome is distorted by the presence of another variable (<https://online.stat.psu.edu/stat507/node/34/>).

order are different, as was employed for all of the design experiments in the present study.

A novel and effective way of cleaning the counter-surface was developed within the project, in which the trace of previous rubber compounds was removed from the experimental tracks. Using a rubber eraser with a unique formulation, the trace and effect of the previous compound were fully erased before each test run, see Fig. 5.

The coefficients of friction were calculated by dividing the friction force by the applied normal load for 100 experiments for DoE 1 and 2. Then, each set of friction coefficients for the 5 compounds at every test condition of Table 4 were correlated linearly to the ABS braking distance data for the 5 tires. The response CC, the regression coefficients of the 20 runs of experiments for the 5 compounds, were applied for the interpretations of the experimental designs and the generation of the predictive models with statistical analysis. An overview of the whole experimental designs is given in Table 5.

4. Results and discussions

The objectives of the designed experiments are to identify the optimized test conditions which predict the tire ABS braking distance with the LAT100 in sliding mode. More importantly to gain insight into the impact of each parameter on friction and the underlying reasons for the possible correlations. Each DoE can imply whether an optimized response exists. With the analysis of DoE 1 and 2, the influence of the two counter-surfaces i.e. sandpaper P120 and disc 180 can be compared. A final optimization is performed with DoE 3.

4.1. Analysis of DoE 1: sandpaper P120 counter-surface

DoE1 was carried out on the counter-surface of sandpaper P120. For the designed test conditions in Table 4, the friction coefficients of the 5 compounds are presented in Table 6. The last column is the response CC: the correlation coefficient value between the friction coefficients of the 5 laboratory compounds at each designed test condition and the data of the 5 tires in Table 1. The target value of the response is a maximum of 1.0 and the desired range above 0.9. At first glance, it might seem that the test conditions with the highest value preferably above 0.9 of CC, is the region of interest for the optimal test conditions: i.e. test runs 18 and 19. However, further interpretations and analyses are required to prove whether this is an arbitrary coincidence of correlation or not: Tables 7 and 8, Figs. 6 and 7. The confidence and error levels are considered 95% and $\alpha = 5\%$, respectively.

From the Pareto chart of the standardized effects of a full quadratic model on DoE 1, it is deduced that the speed bar crosses the reference line and statistically is the only significant parameter with a 95%

Table 3
The summary of factors, levels, and responses.

Factors	Levels for DoE 1 & DoE 2			Levels for DoE 3			Responses
	Lower	Center	Upper	Lower	Center(s)	Upper	
A Load (N)	35	55	75	35	55	75	Correlation Coefficient (CC), Coefficient of Friction (COF)
B Speed (km/h)	0.1	5.05	10	0.005	0.01, 0.1, 1	5	
C Slip angle (°)	0	15	30	15 (constant)			

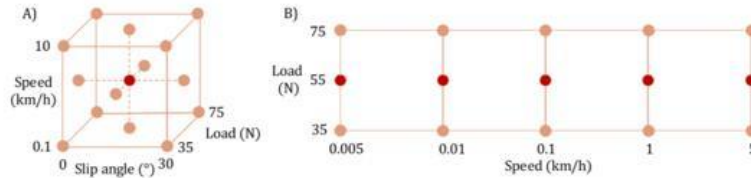


Fig. 4. The plots of A) Face-centered Central Composite (FCC) and B) General full factorial, multi-levels for 2 factors; load (N), and speed (km/h).

Table 4
Test runs for DoE 1 and 2 for one compound.

Test runs (randomized)		Factors		
Run order	Design order	Load (N)	Speed (km/h)	Angle (°)
1	13	55	5.05	0
2	18	55	5.05	15
3	16	55	5.05	15
4	14	55	5.05	30
5	8	75	10	30
6	15	55	5.05	15
7	7	35	10	30
8	3	35	10	0
9	5	35	0.1	30
10	1	35	0.1	0
11	9	35	5.05	15
12	19	55	5.05	15
13	2	75	0.1	0
14	12	55	10	15
15	20	55	5.05	15
16	10	75	5.05	15
17	17	55	5.05	15
18	11	55	0.1	15
19	6	75	0.1	30
20	4	75	10	0

Table 5
Overview of the DOEs.

	DOE 1	DOE 2	DOE 3
Load range (N)	35–75	35–75	35–75 (3 levels)
Speed range (km/h)	0.1–10	0.1–10	0.005–5 (5 levels)
slip angle range (°)	0–30	0–30	15
Disc type	P120	Disc 180	Disc 180
design	FCC	FCC	Multi-level factorial
Number of runs per compound	20	20	15
Total number of runs	100	100	75

value of the ANOVA interpretation of DoE1, response surface regression of the full quadratic model. The P-value smaller than 0.05 is marked as significant. In Table 8 the summary of the different fitted models including various terms is extracted. The goodness-of-fit in a 'model summary table' is determined with S, R-sq, R-sq(adj), and R-sq(pred) statistics therewith examine how well the model fits the data.

- S represents the variation of the data values from the fitted response surface.
- R-sq measures how well the model fits the data.
- R-sq(adj) is used for model comparisons that have different numbers of predictors.
- R-sq(pred) shows how well the model predicts the response for new observations.

confidence interval. The normal plot represents that increasing speed reduces the chance of predicting the tire data with the sliding body in the LAT100 test set-up. Table 7 presents the model terms and the P-

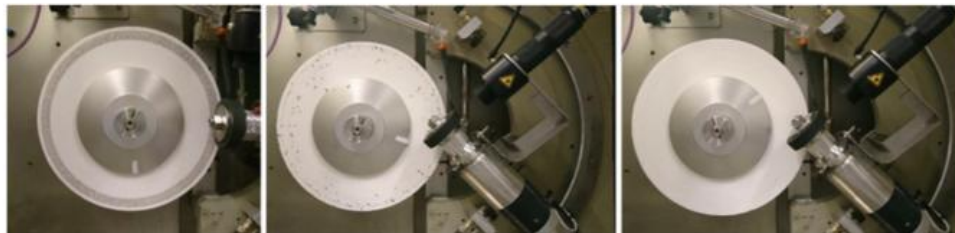


Fig. 5. Counter-surface disc cleaning process.

Table 6
The coefficients of friction of the laboratory results at each test run of DoE1 and the calculated responses CC with sandpaper P120 counter-surface.

Run order	Laboratory Coefficient of Frictions (COF)					Response CC
	Comp A	Comp B	Comp C	Comp D	Comp E	
1	1.025	1.221	1.309	1.156	1.242	0.36
2	1.059	1.326	1.259	1.029	1.191	0.83
3	0.994	1.248	1.170	1.025	1.152	0.66
4	0.891	1.061	1.047	0.879	0.994	0.82
5	0.739	0.877	0.846	0.804	0.812	0.53
6	1.007	1.229	1.129	1.006	1.116	0.69
7	1.026	1.119	1.045	0.922	1.029	0.69
8	1.190	1.317	1.278	1.066	1.224	0.83
9	1.093	1.251	1.293	0.969	1.180	0.86
10	1.290	1.412	1.473	1.194	1.441	0.65
11	1.031	1.368	1.329	1.064	1.298	0.65
12	0.942	1.176	1.173	0.980	1.116	0.70
13	1.200	1.360	1.375	1.070	1.283	0.85
14	0.938	1.173	1.004	0.956	1.007	0.50
15	1.008	1.261	1.142	0.974	1.105	0.77
16	0.909	1.164	1.015	0.928	1.027	0.56
17	1.019	1.309	1.177	0.970	1.175	0.69
18	1.139	1.412	1.333	1.042	1.219	0.91
19	0.925	1.142	1.149	0.885	0.970	0.98
20	0.938	1.204	1.053	0.945	1.082	0.54

Table 7
ANOVA of DoE1, response surface regression of the full quadratic model on sandpaper P120.

Source	DF ^a	P-value	P-value < .05
Full quadratic model	9	0.110	-
Linear terms	3	0.042	Significant
Load	A	1	0.601
Speed	B	1	0.014
Slip angle	C	1	0.130
Square terms	3	0.697	-
Load*Load	A ²	1	0.828
Speed*Speed	B ²	1	0.275
Slip angle*Slip angle	C ²	1	0.741
2-Way interaction terms	3	0.140	-
Load*Speed	A*B	1	0.052
Load*Slip angle	A*C	1	0.867
Speed*Slip angle	B*C	1	0.185

^a It is comprised of the number of terms in the model; for instance, DF in Table 7 consists of 3 linear, 3 squared, and 3 2-way interactions terms.

Table 8
Model summary of DoE1.

Model	S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
Linear	0.132	39%	28%	0%
Linear + interactions	0.140	44%	18%	0%
Full quadratic	0.123	67%	37%	0%

The reader is referred to Appendix 8.1 for more explanations regarding the statistics. The full quadratic model has the lowest S and highest R-sq among others, however, the value 67% for R-sq is a rather low value for a model. 0% of R-sq(pred) shows that the model cannot predict the response for new observations and is substantially less than R-sq which indicates that the model is over-fit. Fig. 8 is the visual representation of catastrophic response and is very unlikely to fit a model for DoE1 on sandpaper P120. The current interpretation suggests that the test runs 18 and 19 are an arbitrary coincidence of correlation with the tire data.

4.2. Analysis of DoE 2: disc 180 counter-surface

DoE 2 is carried out and analyzed similarly as DoE 1, created with the same experimental design as DoE 1, performed on a LAT100 disc 180.

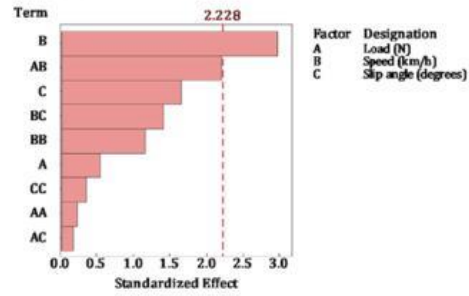


Fig. 6. Pareto chart of the Standardized Effects of a full quadratic model including all possible terms in the vertical axis; DoE 1 on sandpaper P120.

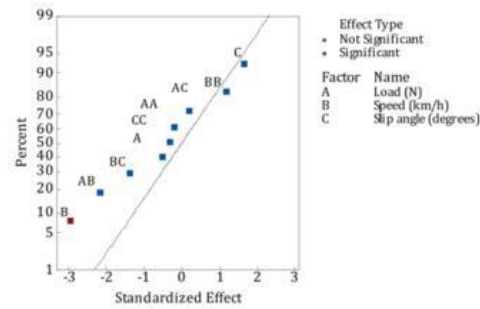


Fig. 7. Normal Plot of the Standardized Effects; DoE 1 on sandpaper P120.

Therefore, a comparison between the final models of the DoEs suggests comparability or contrast between the counter-surfaces. Table 9 presents the friction coefficients of the 5 compounds and the response CC at each test run. Surprisingly, most of the experimental runs indicate that the response CC is above 0.9 and only 4 test conditions show a considerably lower value. However, interpretation steps of DoE are

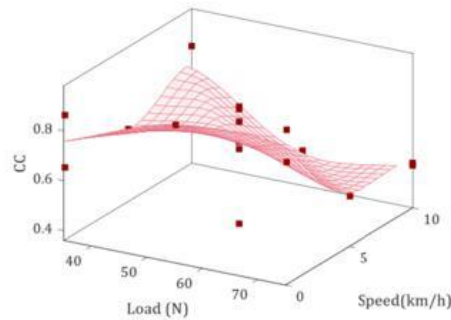


Fig. 8. Representation of chaotic response which is very unlikely to fit a model for DoE1 on sandpaper P120.

required to attain a trustable picture of influential factors on the correlation.

The Pareto chart of the Standardized Effects of a full quadratic model on DoE 2 depicts the significant parameters like speed, slip angle and a quadratic term of slip angle, see Fig. 9. The normal plot in Fig. 10 describes the quadratic term as a curvature with a maximum for the slip angle. The P-values of the ANOVA interpretation are shown in Table 10, the P-value larger than 0.5 is specified as the significant parameters which are in agreement with the Pareto chart and normal plot.

In the model summary, Table 11, the best-fitted model is an improved quadratic model in which two terms of AC and AA were excluded from the model. This model shows the lowest possible S and highest R-sq among others, with an improved R-sq(adj) and enhanced R-sq(pred). By reducing two terms of the full quadratic model, the R-sq(adj) is improved which suggests the model reduction was helpful to acquire better adjustment for the model terms. The model reduction made the gap between R-sq and R-sq(pred) smaller which enhances the chance of prediction for new observations, see Appendix 8.2. In total, the model summary table of DoE 2 carried out on LAT100 disc 180 offers better values compared with DoE 1 performed on sandpaper P120, see Tables 8 and 11. The conclusion that can be drawn is the superiority of disc 180 on sandpaper P120 in the current study. However, the optimal test conditions for prediction of tire ABS data needs further analysis and investigation.

The resulting predictive model of DoE 2 based on Table 11 last row – the terms load*slip angle and Load*Load were omitted – reads as follows:

$$CC = 0.867 + 0.00097 \text{ Load} - 0.0273 \text{ Speed} + 0.02178 \text{ Slip angle} + 0.00255 \text{ Speed} * \text{Speed} - 0.000661 \text{ Slip angle} * \text{Slip angle} - 0.000483 \text{ Load} * \text{Speed} + 0.000517 \text{ Speed} * \text{Slip angle} \quad (1)$$

The final step of the DoE interpretation in Appendix 8.1 was the analysis of the residual plots to determine whether the model meets its analysis assumptions. Fig. 11 illustrates the residual plots of the model in Eq. (1). The probability plot of the residuals is distributed almost normally and approximately follows a straight line. A few points lying away from the line imply the measurement outliers. The residuals versus fits plot fall randomly on both sides of 0, with no recognizable pattern in the points which verifies that the residuals are randomly

Table 9

The laboratory results of friction coefficients at each test run of DoE2 and the calculated response CC with LAT100 disc 180 counter-surface.

Run order	Laboratory Coefficients of Friction (COF)					Response CC
	Comp A	Comp B	Comp C	Comp D	Comp E	
1	1.198	1.180	1.389	1.072	1.162	0.56
2	1.128	1.200	1.303	0.996	1.095	0.87
3	1.093	1.269	1.291	0.979	1.095	0.99
4	0.943	1.084	1.183	0.882	0.949	0.93
5	0.825	0.930	0.891	0.842	0.865	0.73
6	0.999	1.282	1.213	1.005	1.057	0.90
7	0.902	1.104	1.188	0.863	1.007	0.89
8	1.043	1.313	1.504	1.124	1.158	0.75
9	1.033	1.250	1.305	0.981	1.044	0.98
10	1.234	1.428	1.499	1.128	1.280	0.96
11	1.176	1.402	1.507	1.146	1.202	0.93
12	1.053	1.277	1.343	1.037	1.071	0.94
13	1.106	1.344	1.368	1.047	1.116	0.99
14	0.972	1.171	1.185	0.973	1.038	0.94
15	1.023	1.272	1.277	0.994	1.080	0.97
16	0.966	1.167	1.120	0.940	1.000	0.95
17	1.017	1.212	1.186	0.972	1.060	0.97
18	1.076	1.343	1.394	1.020	1.151	0.97
19	0.922	1.121	1.141	0.887	0.968	0.98
20	0.936	1.071	1.106	1.019	1.010	0.56

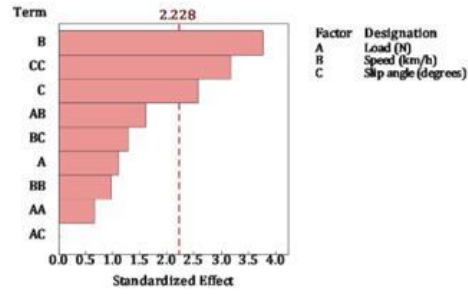


Fig. 9. Pareto Chart of the Standardized Effects of the full quadratic model, DoE 2 on disc 180.

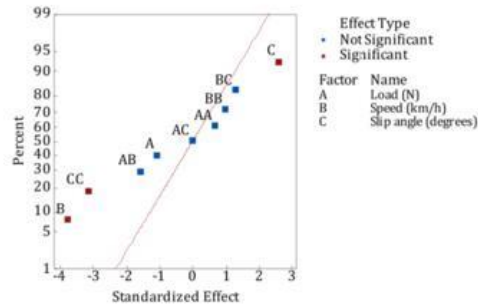


Fig. 10. Normal Plot of the Standardized Effects, DoE 2 on disc 180.

Table 10

ANOVA of DoE1, response surface regression of the full quadratic model on sandpaper P120.

Source	DF	P-value	P-value < .05
Full quadratic model	9	0.018	Significant
Linear terms	3	0.007	Significant
*Load	A	1	0.295
*Speed	B	1	0.004
*Slip angle	C	1	0.028
Square terms	3	0.052	–
*Load*Load	A ²	1	0.526
*Speed*Speed	B ²	1	0.347
*Slip angle*Slip angle	C ²	1	0.010
2-Way Interaction terms	3	0.295	–
*Load*Speed	A*B	1	0.139
*Load*Slip angle	A*C	1	0.988
*Speed*Slip angle	B*C	1	0.226

Table 11

Model summary of DoE 2 included with different model terms.

Model	Terms omitted	DF	S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
Linear		3	0.105	46.8%	36.9%	14.1%
Linear + interactions		6	0.107	55.8%	35.4%	0.0%
Linear + quadratics		6	0.088	69.9%	56.0%	4.9%
Full quadratic		9	0.084	78.9%	59.9%	0.0%
Improved full quadratic	A*C, A*A	7	0.078	78.0%	65.1%	23.9%

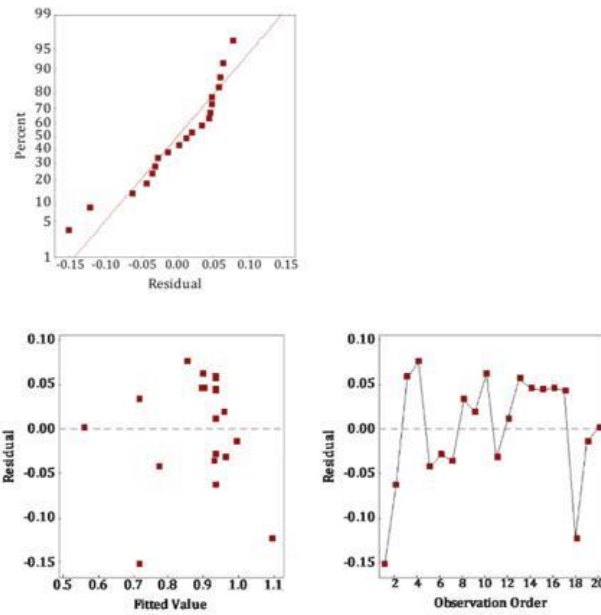


Fig. 11. Residual plots of DoE 2: residual normal probability, residual vs. fitted value, and residual vs. observation order; CC is the response.

distributed and have a constant variance. A point far away from zero is an outlier and far away from the other points in the x -direction represents an influential point in the model. The last plot indicates that the residuals are independent of one another and no particular trends or pattern can be recognized in time order. Overall, it can be concluded that the model meets its assumptions. Hence, an optimal test condition can be extracted from this model.

The main effect of the factors on the responses according to the model is visualized in Fig. 12. Slip angle shows curvature with a maximum, as was expected due to the quadratic term in the model. Speed impacts more on the response than load. The mutual interactions between the factors in the terms which were included in the model are illustrated in Fig. 13. Parallel lines in an interaction plot indicate no interaction. The greater the difference in slope between the lines, the higher the degree of interaction. The Load*speed plot demonstrates a

synergetic interaction indicating that load impacts more at larger speeds resulting in reducing the response. Slip angle and speed show not much interaction, the maximum point in the slip angle*speed graph varies in parallel graphs at a different speed. The interactions also replotted in the middle column of the matrix based on speed variation in the model. Fig. 14 gives 3D representations of the response vs the factors which show the main effects together with their interactions. It also visualizes where the optimal test conditions could be.

4.3. Confirmation runs

After the optimization, a few confirmation tests should be run near the optimum settings. It is recommended to check the model at intermediate settings to assure that it does not deviate from the "true response". Table 12 discloses that the responses measured and

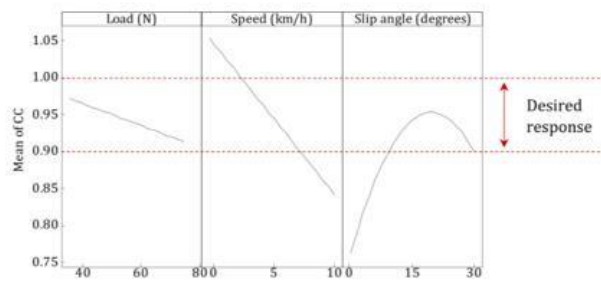


Fig. 12. Main effects plot for the response CC, DoE 2 on disc 180.

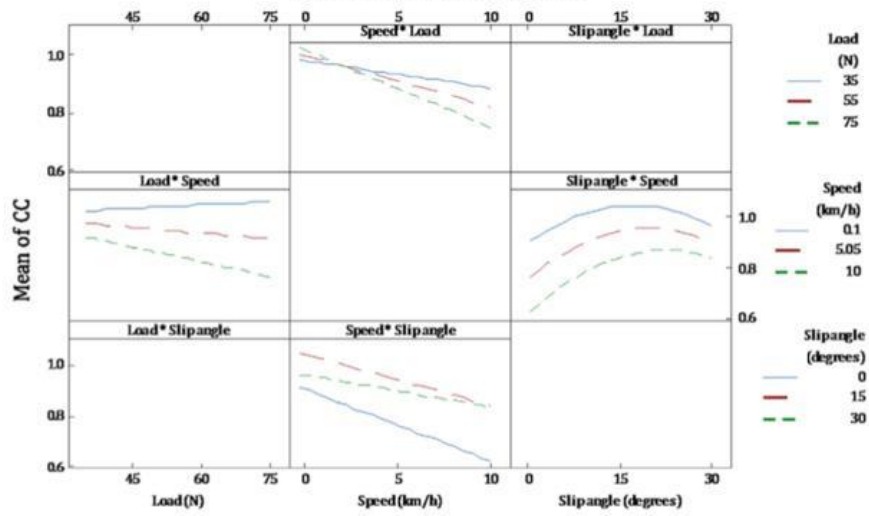


Fig. 13. Full matrix of the interaction plots for the terms in the model DoE 2 on disc 180. The vertical axis is the fitted mean of the response CC, the horizontal axis is Load (N), speed (km/h), and slip angle ($^{\circ}$). The holding values for each interaction plot of response vs. two factors in the matrix are given in the legends.

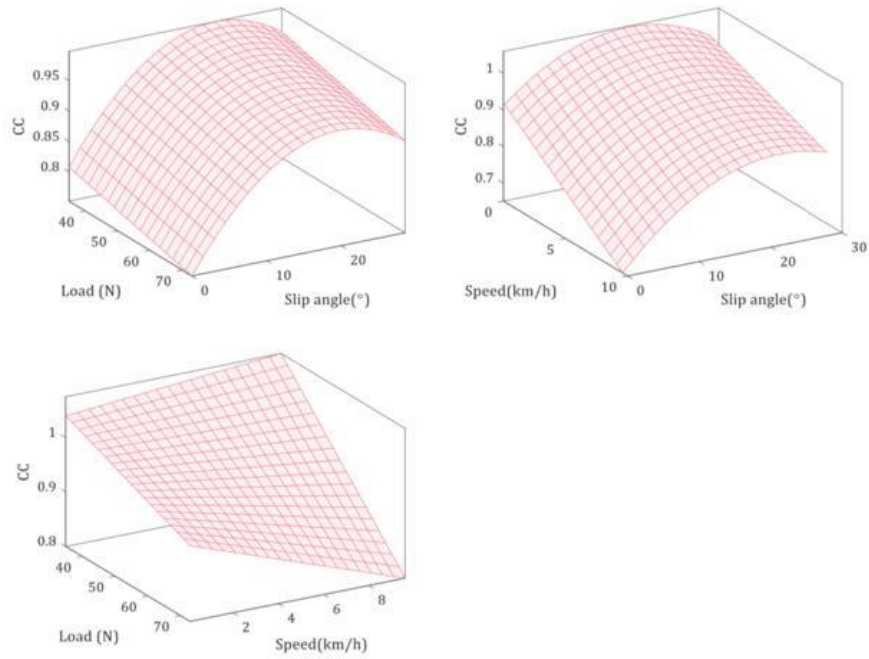


Fig. 14. Response surface plots of the improved quadratic model of DoE 2; the hold values for the third factor in each plot of response vs. two factors are 5.05 km/h, 55 N, and 15 $^{\circ}$ respectively.

Table 12

5 Confirmation runs, values of response in comparison with the value from the predictive model.

Run order	Load (N)	Speed (km/h)	Angle (°)	CC (from test runs)	CC (from model)
1	75	1	15	0.99	0.90 < CC < 1.00
2	55	5	25	0.92	
3	75	5	25	0.95	
4	65	2.5	15	0.98	
5	65	2.5	15	0.97	

calculated from the confirmation runs fall in the desired range of the response predicted from the model as shown in Fig. 12. Now the optimum test conditions are statistically specified and one example of the correlation is plotted in Fig. 15. The repeatability of the measurements was also checked with ANOVA analysis, see Appendix 8.3.

These analyses provided substantial information to observe the variation of the response in a larger frame to select the optimal test conditions, than finding a coincidental correlation at a single test condition. The optimal test conditions of load and speed are in the similar ranges of a car tire. The mean contact pressure of a car tire of 0.3 MPa approximately is equivalent to the average pressure for the Grosch wheel. Considering around 1.5 cm² for the stationary contact area of the Grosch wheel (i.e. the wheel standstill) under load from 35 N to 75 N, the average pressure varies between 0.23 MPa and 0.5 MPa. This is the rule of thumb for a typical tread compound with average hardness. The slip speed of the tire is within 5–15% slip ratio; indicating that at speed 90 km/h by applying ABS, supposing a 10% slip, the slip velocity is 9 km/h. Therefore, during the test, the tire experiences a distribution of slip velocities; in this example from 9 km/h until it comes to a full stop. Hence, considering a distribution of slip speeds and contact pressures for the range of tread compounds with various hardnesses, the optimal test conditions which are deduced from DOE 2 are logical. In the present context with the locked Grosch wheel, the slip angle factor α (°) is a machine parameter and mainly affects the sliding velocity magnitudes. Referring to Section 3.3, the Grosch wheel slides over the counter-surface as a function of the rotation speed of the LAT100 disc, however, the sliding speed of the sample in the contact area is influenced by the disc radius which rises as the slip angle increases. This creates a distribution of sliding velocities around the traveling velocity of the LAT100 disc. Last but not least, by applying angle to the Grosch wheel, an effect of shape is introduced to the contact area which is also shown as an important influence [27] even at a similar nominal contact area [28]. The effect of all factors is more elaborated in the next section. Also, on the road during ABS, it is being dealt with as a distribution of factors. It is of high interest and value to envisage why such a vast range of test conditions correlate with the actual tire data that

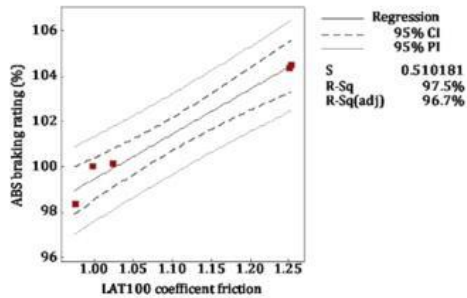


Fig. 15. One example of the correlation between the ABS braking distance data and LAT100 friction coefficients; the example belongs to the test condition of the last row of Table 12.

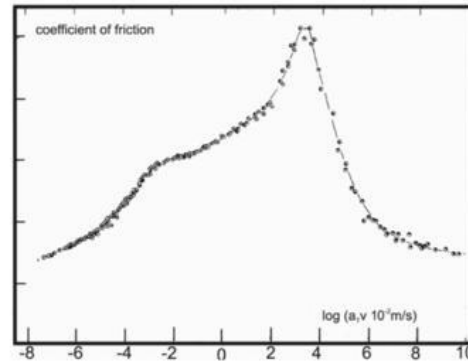


Fig. 16. The master curve of friction coefficient vs. speed of ABR gum compound on a dry silicon carbide surface, taken with permission from ref. [29].

allow one to exploit the test set-up as a predictor for ABS braking distance. Would this correlation be valid for another set of variants? The next part is tailored to dive deeper into the underlying reasons for these questions.

4.4. Effect of speed and load

For each factor at the upper and lower levels of the designs, different phenomena are involved in the experimental set-up, which influence the friction measurements. The first factor load: by increasing the load the sample spreads more on the counter-surface since the test samples are solid rubber wheels as shown in Fig. 1. Subsequently, the area of contact becomes larger and the pressure is not constant over the contact surface. The local pressure on the tips of the asperities of the counter-surface varies over the contact and is influenced by the form of the macro-pressure profile of the wheel sample as a whole. The second factor speed: since the rubber test wheel is blocked on the measuring hub of the device, the speed is the average sliding velocity in the contact area which is determined by the disc traveling speed. The speed range between the lower and upper levels of the experimental design is quite wide. The upper limit of 10 km/h is 100 times larger than the lower

Table 13

The measured friction coefficients for each compound and the responses CC, sorted based on the design order, the run order was randomized.

Run order	Design order	Factors		Laboratory coefficients of friction					Response CC
		Load (N)	Speed (km/h)	COF A	COF B	COF C	COF D	COF E	
1	1	35	0.005	1.131	1.280	1.339	1.099	1.185	0.93
6	2	35	0.01	1.170	1.416	1.379	1.081	1.185	0.99
15	3	35	0.1	1.334	1.402	1.302	1.151	1.306	0.48
13	4	35	1	1.408	1.546	1.622	1.265	1.457	0.88
12	5	35	5	1.249	1.570	1.635	1.270	1.331	0.93
2	6	55	0.005	1.080	1.269	1.279	1.073	1.121	0.96
10	7	55	0.01	1.129	1.307	1.269	1.058	1.139	0.98
11	8	55	0.1	1.253	1.331	1.348	1.131	1.267	0.84
4	9	55	1	1.340	1.475	1.534	1.255	1.320	0.97
7	10	55	5	1.153	1.403	1.469	1.149	1.189	0.94
9	11	75	0.005	1.039	1.258	1.225	0.990	1.037	0.98
14	12	75	0.01	1.079	1.285	1.264	1.042	1.058	0.96
8	13	75	0.1	1.216	1.332	1.323	1.109	1.222	0.93
3	14	75	1	1.261	1.406	1.416	1.185	1.275	0.99
5	15	75	5	1.112	1.244	1.270	1.081	1.106	0.98

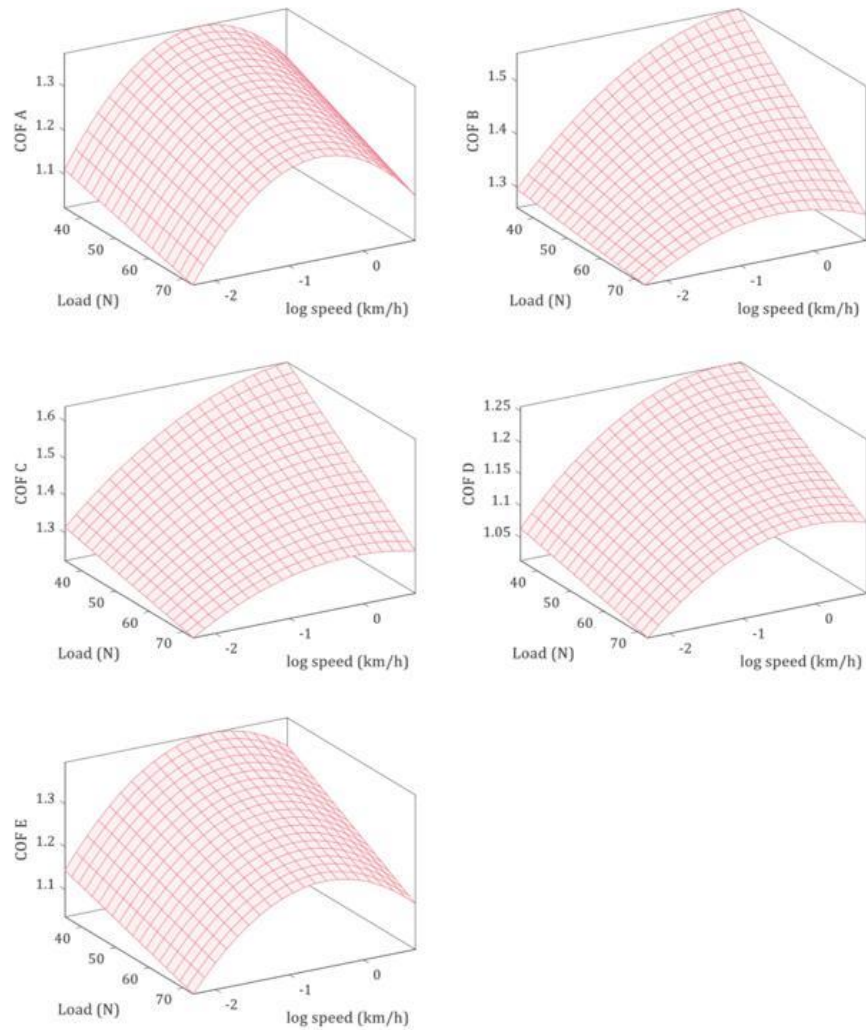


Fig. 17. 3D representation of the coefficients of friction COF vs. Load (N) and log speed (km/h) for the 5 compounds A-E: COF A, COF B, COF C, COF D, and COF E, respectively.

0.1 km/h, which generates abrasion debris and a smeared layer of rubber on the disc, and plays an important role in the friction measurements. The relation between the coefficient of friction and the speed of the test specimen is non-linear; as Grosch showed the friction coefficient increases until it reaches a maximum at a specific speed and then decreases [29]; Fig. 16. The influence of the friction peak should be taken into account to observe if it falls within the defined levels of factors in the designed experiments.

Last, slip angle: the large range of slip angles introduces an additional impact on the shape of the contact area. The shape of the contact area

changes if the orientation of the sample varies from the traveling speed direction of the LAT100 disc. Therefore, the leading edge can differ from a straight line to a pointy part of a lozenge. As a result, the edge impact should be taken into account. Although what an actual tire experiences in the contact between the tread blocks and the real road are combinations of various block orientations based on different tire patterns, the variation of slip angle in the present study overshadows the influence of speed and load and their interaction on the coefficient of friction.

Therefore, to look into the answers to the questions stated in the last paragraph of Section 4.3, DoE 3 was created. A multi-level general

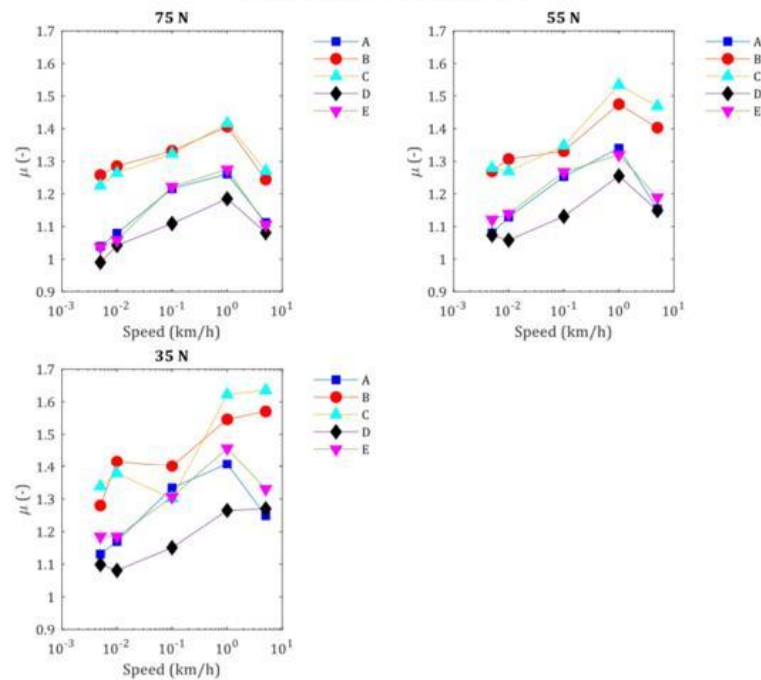


Fig. 18. Variation of experimental friction coefficient vs. speed (km/h) in a log scale at loads 75 N, 55 N, and 35 N.

factorial based on the results of DoE 1 and 2; at a constant slip angle of 15°, in 5 levels of speed, 3 levels for load, while disc 180 was chosen as the optimal counter surface: see Tables 3 and 5. In Table 13, the measured friction coefficients for each compound, and the response CC are presented and sorted based on the design order. It should be noted that the experiment's run order was randomized. The CC values mainly fall in the desired range larger than 0.9 as expected from the predictive model of DoE 2 in Table 11. A deviation from the expected range of responses for the third run (design order) of the tests stands out as an outlier according to the residual plots presented in Appendix 8.4.

The coefficients of friction of each compound are also deemed as new responses separately to further observe the interaction of load and speed. For each compound, a predictive model was generated and validated according to the DoE interpretation steps as explained in Sections 4.1 and 4.2. The model reduction summary of the compounds A-E to find the best-fitted ones are brought in Appendix 8.5. Based on the models for all compounds, the friction coefficients show a linear relationship with the load. But the speed factor B in the models contains the quadratic term BB and curvature is visible in the 3D graphs, see Fig. 17.

Fig. 17 indicates that the compound dependence on speed varies by altering the normal load; with increasing load the peak becomes more pronounced. The peak at the lower load is expected to appear at a higher speed. The variations of experimental friction coefficients vs. log speed for compounds A-E are plotted in the separate 2D graphs at different loads, see Fig. 18. At 35 N, the plots are inclined towards a plateau at larger speed than 1 km/h for compounds B, C, and D, but not for compounds A and E. The trends of friction coefficient variation over the

log speed axis for the 5 compound only shift vertically and are in parallel to one another without notable intersection between the curves. At 35 N and speed of 0.1 km/h, for compound C the sudden drop is the outlier of the experiment which was already pointed out in Table 13. This trend is more detectable in the intermediate range of speeds, higher than 0.01 km/h and lower than 5 km/h. This is in agreement with the results of DoE 2 and what the model proposed as the optimal range of test conditions to obtain the desired response in Fig. 12. The parallels explain why a range of test conditions offers the best correlation with tire ABS braking distance data.

5. Concluding remarks

To predict tire friction, varying one factor at the time for experimenting does not necessarily provide a proper judgment. The research methodology of Design of Experiments (DoE) is implemented in the present study in which a predictive mathematical model is extracted to describe the relationship between responses and critical factors. Various operating parameters of the LAT100 as a tribometer on tire friction are investigated: load, speed, and slip angle. Measurements were performed on two counter-surfaces of a sandpaper- and a corundum-based substrate. The interaction of load and speed influences the coefficient of friction of tire tread compounds. The variation of the coefficient of friction vs speed on the corundum-based substrate is in agreement with the ABS braking distance data of actual tires on the road, but not for the sandpaper substrate. The present study highly emphasized the importance of the design of experiments in a friction study. It gives guidance by a predictive mathematical model in selecting optimal test

S. R. K. S. Nadasabapathy, «Analysis of fluid behaviour inside the brake lines in non anti-lock braking,» *ScienceDirect*, p. 7.



Analysis of fluid behaviour inside the brake lines in non anti-lock braking system

S. Nadasabapathy^a, S.M. Raj Kumar^{b,*}

^a Renault Nissan Technology Business Center India Ltd (R&D), Chennai, Tamilnadu 600053, India

^b Sri Shakthi Institute of Engineering and Technology, Coimbatore, Tamilnadu 641062, India

ARTICLE INFO

Article history:
Received 20 December 2019
Accepted 20 January 2020
Available online xxxx

Keywords:
Brake
Pedal
Pulsation
Brake fluid
Fluid dynamics

ABSTRACT

In a vehicle brake and steering systems are considered as critical safety items which have high severity however the brake pedal pulsation effect is seen unique in non anti-lock braking system (Non-ABS) cars. This effect in the non-ABS cars is practically solved by the service centers by adopting an orifice in the system. The reason behind the problem is analyzed by this study of brake fluid behavior under various operating conditions through the software as well as experiments. The fluid particles inside the brake system are affected by the presence of turbulence which will results in pulsation effect on brake pedals. Although the pedal feel was best in class under various circumstances, this study focuses on fixing the issue forecasting customer complaints by simulating practical results.

© 2020 Elsevier Ltd. All rights reserved.
Selection and peer-review under responsibility of the scientific committee of the International Conference on Nanotechnology: Ideas, Innovation and Industries.

1. Introduction

The mild vibration (brake pedal pulse) effect seen unique in non-abs cars is none other than a rise or fall motion felt by the drivers when they applies the brake. This pulsation occurs due to many reasons viz., mechanical inaccuracies of joints, linkages and other moving elements in the braking system and also the behavior of the hydraulic fluid inside the brake lines. The mechanical inaccuracies are rectified easily but in the latter case has complexity to rectify. Through this study can able to understand the brake fluid behavior in the micro level study of fluid dynamics of particles. The critical path of closed brake line is analyzed by the two circumstances using with adaptor and without adaptor.

Several research are carried out in the automobile braking system [1], Abdel Hamid et al studied an over view of brake noise and vibration problems and to avoid the noise, vibration and harshness they suggest changing the design of the system. Albatlan [2,3] states that, the behavior of the brake fluid in the brake piping is one element that has a large effect on feel and on transient pressure characteristics. Albatlan [2] found that, the brake efficiency and brake balance are affected by inner diameter of brake pipes,

when fitting large inner diameters of brake pipes for each wheel on the rear axle. This improves brake efficiency about 9% for straight vehicle motion and 19% for curved vehicle motion. This depends on the variation of load distribution, curvature and speed.

Dejian Meng et al. [4] studied a dynamic model for the brake system was established to predict the brake pedal feel, by considering the physical structure and the working processes of the key components. The novel model of the braking system will accurately predict the foot pedal feel characteristics in traveler cars and might be used for brake styles and changes for brake pedal feel analysis. However, the stage of pedal application, the dynamic model of the brake system only fits when predicting the brake pedal feel during the process without the application of the ABS. Nimadge [5] concluded that, the velocity of flow is strongly influenced by 90° angle of T-joint of pipe. The velocity and pressure tends to decrease, when passing through T-joint of pipe, the rate tends to extend, with the decrease in diameter of the take a look at section.

Watany [6], concluded that the dynamics of the hydraulic valves plays an important role for the braking system performances. Patel et al. [7] suggest that the performance of the turbulence models can be improved by selecting a damping function for the shear stress restricted to the sub layer and buffer zone, choosing low Reynolds number in the near-wall behavior and fine tuning the functions to ensure there production of the well-known basic features of wall bounded shear flows over a range of pressure

* Corresponding author at: Department of Mechanical Engineering, Sri Shakthi Institute of Engineering and Technology, Coimbatore, Tamilnadu 641062, India.
E-mail address: rajeytpm@gmail.com (S.M. Raj Kumar).

<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.01.371>
2214-7853/© 2020 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Selection and peer-review under responsibility of the scientific committee of the International Conference on Nanotechnology: Ideas, Innovation and Industries.

gradients. Miloud et al. [8] numerical study reveals that the secondary flow pattern in a curved pipe is very complicated. The results support the notion of an additional (symmetrical) pair of counter-rotating vertical structures embedded in the core of the flow within the curved pipe.

2. Problem statement

The brake system functions using hydraulic drive system. The hydraulic drive system is a system that uses pressurized hydraulic fluid to operate a device. The basic principle for using hydraulic fluid in the brake system is Pascal Law. During a survey the problems are encountered in the brake system of cars viz. Noise and vibration, suppression of brake squeal, brake pipes characteristics, damping effects, hysteresis losses and the pulsation effect on brake pedals. These problems are solved theoretically and experimentally by the various research activities except the pulsation effect on brake pedals. This pulsation issue still exists in all Non-ABS cars and in order to prevent this effect, most of the manufacturers have introduced a mechanical adaptor to arrest this effect temporarily. For the stable solution, the pulsation behavior conditions are analyzed through the study of dynamics of the fluid flow particularly in the critical path as shown in Fig. 1.

3. Theoretical considerations

3.1. Flow development pattern

The flow regime with the initial case is claimed to be stratified, characterized by sleek streamlines and extremely ordered motion (laminar), and with the second case, wherever it's characterized by velocity fluctuations and highly disordered motion (turbulent). The transition from stratified to flow doesn't occur suddenly; rather, it happens over some region during which the flow fluctuates between stratified and turbulent flows before it becomes fully turbulent [9]. Most of the flows encountered in practice are turbulent. Laminar flow is encountered once extremely viscous fluids like oils flow in little pipes or slim passages. The development of the velocity boundary layer in a pipe is shown in Fig. 2 in which the fluid typically enters with roughly uniform velocity and region of entrance length is depending upon the Reynolds number (Re) (Eq. (1) and (2)).

For Laminar flow : $Re = 16 \frac{L}{D}$ (1)

For Turbulent flow : $Re = 1.5 \left(\frac{L}{D}\right)^{0.75}$ (2)



Fig. 1. Critical path of fluid flow: shown in Red Colour. (For interpretation of the references to colour in this figure legend, the reader is referred to the web version of this article.)

Please cite this article as: S. Nadasabapathy and S. M. Raj Kumar, Analysis of fluid behaviour inside the brake lines in non anti-lock braking system, Materials Today: Proceedings, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.01.371>

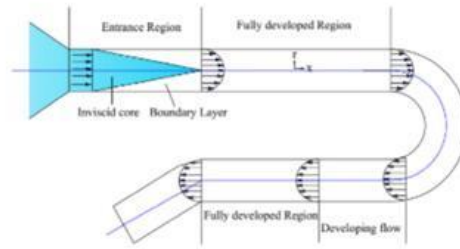


Fig. 2. Flow development pattern inside the pipe line.

where, L- Length of the pipe, D-Diameter of the pipe.

3.2. Propagation of pressure wave in a rigid pipe

In the hydrodynamic entrance region of a pipe, wall shear stress is the highest at the inlet where the thickness of the boundary layer is smallest and decreases gradually to the fully developed value as shown in Fig. 3. Therefore, the pressure drop in the entrance regions of a pipe is higher, and the effect of the entrance region is always to increase the average friction factor for the entire pipe. This increase could also be significant for short pipes but is negligible for long ones.

3.3. Fluid behavior inside the pipeline (circular)

In completely developed streamline flow, all fluid particle moves at a constant axial velocity along a streamline and therefore the velocity profile remains unchanged within the flow direction. There is no motion with the radial direction, and so the velocity component within the direction normal to flow is all over zero. There is no acceleration since the flow is steady and completely developed. The free body diagrams of a fluid element of radius r, thickness dr and length dx in fully developed laminar flow in a horizontal pipe and inclined pipe (coaxially oriented) are shown in Fig. 4.

The average velocity and volume flow rate for laminar flow in a horizontal pipe are given in the Eqs. (3) and (4) respectively.

$V_{avg} = \frac{\nabla PR^2}{8\mu L}$ (3)

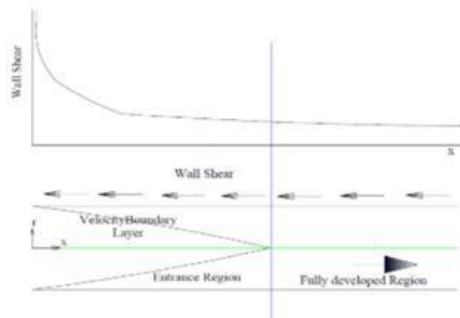


Fig. 3. Pressure and Shear stress on the pipe wall.

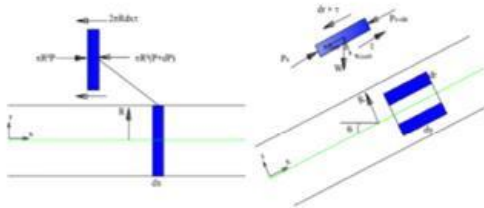


Fig. 4. Fluid elements in horizontal and inclined pipe.

$$\dot{V} = \frac{\nabla P R^2}{8\mu L} \pi R^2 \tag{4}$$

It is also shown that the average velocity and the volume flow rate relations for laminar flow through inclined pipes are given in the Eqs. (5) and (6) respectively.

$$V_{avg} = \frac{(\nabla P - \rho g L \sin \theta) R^2}{8\mu L} \tag{5}$$

$$\dot{V} = \frac{(\nabla P - \rho g L \sin \theta) R^2}{8\mu L} \pi R^2 \tag{6}$$

where, ρ - density of fluid, g - acceleration due to gravity, R - radius of the pipe θ - pipe inclination angle, μ - kinematic viscosity of fluid, ∇P = pressure difference of fluid.

In other hand, Turbulent flow is characterized by random and a rapid fluctuation of swirling regions of fluid, called eddies, throughout the flow. These fluctuations offer an additional mechanism for momentum and energy transfer. As a result, turbulent flow is associated with much higher values of friction, heat and mass transfer coefficients. Typical velocity profiles for fully developed laminar and turbulent flows are given in Fig. 5. Turbulent flow along a rigid wall consists of four layers, characterized by the distance from the wall. The viscous sub layer which is very thin layer next to the wall (streamline flow), the buffer layer in which turbulent effects are becoming significant, however the flow is still dominated by viscous effects, the transition layer (inertial sub layer) in which the turbulent effects are much more significant, but still not dominant and turbulent layer in the remaining part of the flow in which turbulent effects dominate over viscous effects.

The turbulent flows indicated that the presence of eddies or vortices over a large distance. These eddies move randomly and their movement gives to fluctuations in the velocity and pressure in the flow. These turbulent fluctuations though being small have

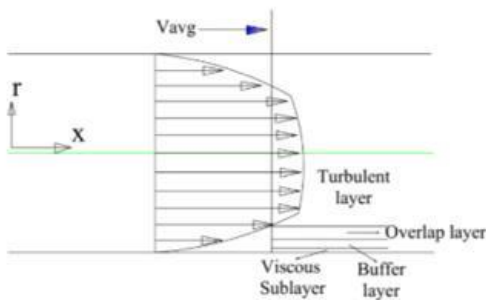


Fig. 5. Velocity profile of fully developed Turbulent flow.

a significant effect on the boundary function and energy loss [10]. In case of turbulent flow, the velocity components and other variables viz. pressure, density, temperature at a point fluctuate with time in an apparently random manner. Usually, turbulent flow is time-dependent, rotational, and three dimensional. Also, turbulence will always occur for sufficiently high Reynolds number, regardless of the geometry of flow under consideration. In case of laminar flow, the friction factor decreases with increasing Reynolds number, and it is independent of surface roughness. In case of turbulent flow is affected by wall roughness, by small variations in fluid density, by mechanical vibrations, etc. Hence the turbulent flows can be very difficult to analyze. Here, some of the simplest concepts pertinent to turbulent flows are introduced using software approach.

4. Flow analysis inside the pipe

4.1. Input variables

The following input parameters are evaluated using the fundamental mathematical formulations;

- Inside diameter Brake Tube $D = 4.75$ mm.
- Fluid pressure inside the brake line $P = 19.375$ bar.
- Force inside the master cylinder $F = 196$ N.
- Total area of the brake tube $A = 99.235$ mm².
- Velocity of the flow inside the brake line: $V = 4.198$ m/s.

4.2. Meshing model

From these input parameters the brake line is meshed in the Ansys Fluent and it is used to obtain the result. For meshing the brake pipe line ICEM Tool is used. The meshing parameters are presented in the Table 1.

4.3. Simulations and analyzing the model

After meshing, the meshing model is imported in the fluent and giving boundary condition to analyze the data [11]. The calculations mode was run and obtaining the graph for the boundary conditions (Fig. 6).

In the Fig. 6, white line indicates flow continuity; Red, Green and Blue line indicates the velocity in X, Y and Z directions; Sky Blue and Pink line indicates K-epsilon variations. The calculations were running for 280 iterations.

From the Fig. 7 the result shows that the presence of turbulence inside the brake pipe line (without orifice). The turbulence is dominant when the pipeline having bend and inclined position and also reverse flow takes place at critical line of pipe (narrow bend) which is dominant for turbulent actions. The velocity vector of the fluid particles measured by the static pressure varies from -4×10^5 to 2.3×10^6 Pascal and measured by the magnitude of velocity varies from 1.25×10^{-3} to 2.73×10^{-1} m/s. From the in the Fig. 8 results show the absence of turbulence inside the same pipe line when there is 0.8 mm orifice in between the line and master cylinder is provided (with orifice).

Table 1
Meshing data.

Mesh Tool	ICEM CFD
Model	Finite Element Model
Importing	Designed CAD model
Mesh Type	Tetrahedral/Mixed
Mesh Size	0.1

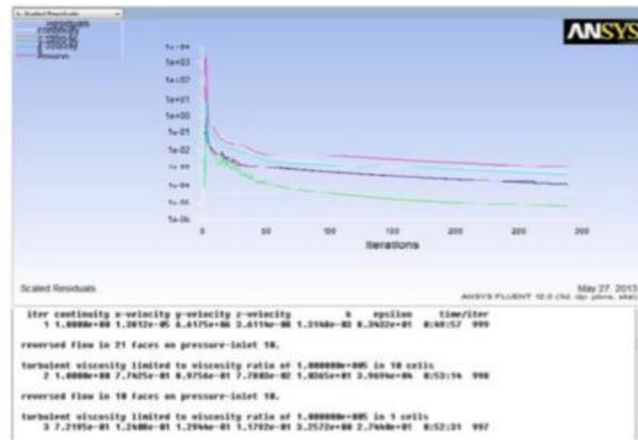


Fig. 6. Running the iterations.

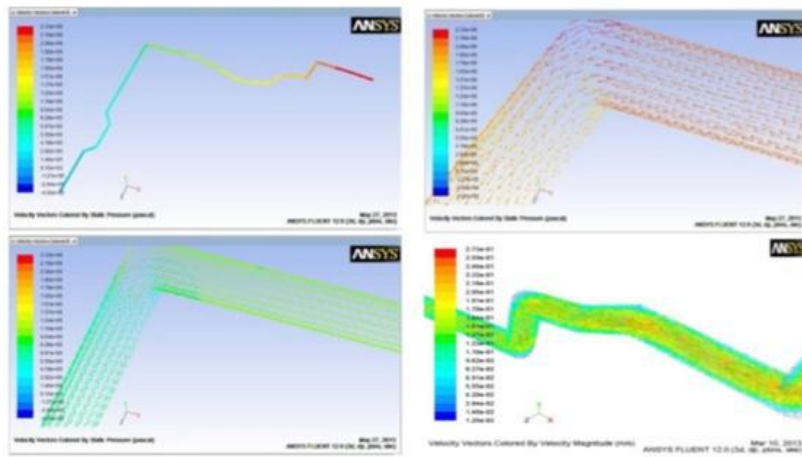


Fig. 7. Velocity vector of fluid particles predict the turbulent action (without Orifice).

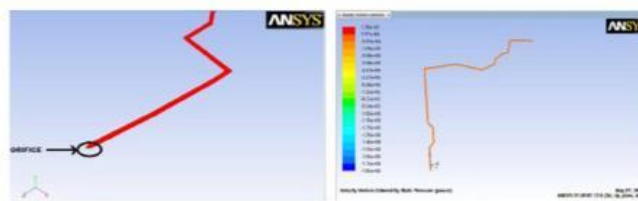


Fig. 8. Velocity vector of fluid particles (with Orifice).

Please cite this article as: S. Nadasabapathy and S. M. Raj Kumar, Analysis of fluid behaviour inside the brake lines in non anti-lock braking system, Materials Today: Proceedings, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.01.371>



Fig. 9. Prototype setup used to solve the rhythmic feel in the pedal.

5. Prototype mock-up

In order to show the pulsation problem visually, a practical model has been executed for demonstration and this practical model explicit, the function of car brake system, the problem in brake system and prevention of the problem. The above said pulsation effect is solved by corporate practically by using orifice. In the practical model shown, it has been using orifice and without using orifice in the brake system. When the orifice is used the brake pedal doesn't undulates but without orifice its starts to undulates. The reasonable solution is to put orifice in the brake pedal like corporate people to solve the pulsation effect. The Fig. 9 shows the typical experimental setup to predict the mild vibrations on the brake pedal.

6. Results & discussions

The following fluid behaviour results are obtained theoretically as well as from software solution using the Ansys Fluent Tool. From the theoretical study, it is assumed that the turbulent is occurred as per the Eqs. (1) & (2). In the Eq. (2), the presence of Shear Stress between fluid particles will lead to turbulence inside the brake pipe line. When turbulent is created in the continuity flow, it will be the evidence for absence of continuous flow of fluid particles. Then it is used to conclude that, the discontinuous flow will occur inside the pipe line for too short distance (micron level) and it tends to create this pulsation effect in brake pedals. Similarly from the software solution the following conclusion can be made; from Fig. 7 it clearly shows the presence of back flow of fluid particles in the line and which in turns leads to turbulence (discussed in Tables 2 and 3). Due to the turbulent in the pipe line the flow of fluid particles won't be continuous for too short distance and it will tends to develop this pulsation effect on the brake pedals of the cars.

7. Conclusions

It is concluded that the flow of fluid particles inside the brake system is affected by the presence of turbulence in minor level, but this effect which in turn results in pulsation effect on brake pedals. The pulsation effect in brake pedals in non-ABS cars is conformed, though it is practically solved by the companies here theoretically it has been conformed using software model as well as theoretical model that turbulence is reason behind the issues and also it is validated and analyzed by the experimental model. To prevent the turbulence inside the brake line of the brake system one may remodel the brake pipe design, decrease the bends in the brake line, modify the property of the brake fluid, etc., and this

Table 2
Fluid behaviour inside the brake line with orifice (Adaptor).



(continued on next page)

<http://creandoconciencia.org.ar/enciclopedia/conduccion-razional/comportamiento-dinamico/FRENOS-DEL-AUTOMOVIL.pdf>

LOS FRENOS EN EL AUTOMOVIL

LUIS MOLERO

INTRODUCCION

Todos tenemos una idea general de lo que son los frenos; pero si queremos progresar un poco más en el conocimiento debemos llegar a conceptos fundamentales:

Para contrarrestar toda la cantidad de movimiento que pueda tener un automóvil rodando a una cierta velocidad, si queremos detenerlo, tendremos que oponer un esfuerzo resistente que sea capaz de transformar toda esa energía de movimiento hasta conseguir su detención.

A esa energía del movimiento la vamos a llamar Energía Cinética. (Del griego KINOS-OU que significa movimiento), y la forma más rápida es transformarla en calor, haciendo que dos superficies colocadas convenientemente se froten entre sí enérgicamente.

La ley ya nos marca pautas de actuación, puesto que nos exige una serie de características que deben cumplir los dispositivos de frenado.

Las más importantes: RAPIDEZ Y EFICACIA para que el vehículo pueda ser parado e inmovilizado en las pendientes más pronunciadas.

Tenemos resuelto como transformar la energía cinética en calor, pero lo de hacerlo rápidamente y con eficacia...

El primer problema que se plantea es que el contacto de las ruedas con el suelo no debe disminuir repentinamente y mucho menos desaparecer.

Volviendo al concepto de energía cinética como cantidad de movimiento podemos prever que cuanto mas peso y sobre todo cuanto más velocidad lleve el vehículo tanto más difícil será detenerlo en un corto espacio de tiempo y de recorrido.

Es precisamente el concepto de energía cinética:

$$E_c = \frac{1}{2} m \cdot v^2$$

E_c = Energía cinética.

m = Masa del vehículo.


v = Velocidad.

El material plástico de la superficie de la rueda (goma) sufre con el peso una deformación y se va incrustando en las pequeñas irregularidades

Fundamentación teórica

Cerrato, «Mecanica del automovil,» Blogger, 2009. [En línea]. Available: <http://mecanicayautomocion.blogspot.com/2009/03/sistemas-de-seguridad-en-el-automovil.html>. [Último acceso: 12 noviembre 2021].

<http://mecanicayautomocion.blogspot.com/2009/03/sistemas-de-seguridad-en-el-automovil.html>



MECÁNICA DEL AUTOMÓVIL

Sistemas de seguridad en el automovil

Según la Organización Mundial de la Salud 1 – OMS – 800.000 personas mueren cada año en el mundo por culpa de accidentes de carretera y otras casi 20 millones resultan heridas. En Europa, cada año 65.000 vidas se pierden para siempre sobre el asfalto. España no es diferente, pues 9.000 personas fallecen anualmente en los treinta días siguientes de sufrir un accidente, 15.000 quedan permanentemente inválidas y 150.000 resultan heridas de consideración.

Los accidentes de tráfico.

Cada vez hay modelos de automóviles con mayor seguridad, pero ¿de que sirve esto si no realizamos un uso responsable?. Las principales causas de accidentes de tráfico son las siguientes:

- Exceso de confianza, ya que, los automóviles incorporan cada vez mejores sistemas de seguridad como el ABS, airbag..., esto da lugar a una conducción más arriesgada.

R. E. S. Solares, «Frenos ABS,» junio 2006. [En línea]. Available: http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0509_M.pdf. [Último acceso: 1 septiembre 2021].

http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0509_M.pdf

2.1 Sistema antibloqueo (ABS)

El desarrollo en el campo de los frenos para automóviles llevó a instalaciones de freno de buen rendimiento y seguras, capaces de poder desacelerar de la mejor forma posible a los automotores, incluso a elevadas velocidades. De esta manera se puede frenar de forma segura y rápida un vehículo en la circulación normal o detenerlo completamente. En situaciones críticas de conducción.

Antes de que existieran los frenos ABS se le enseñaba a los conductores a frenar en superficies resbaladizas pisando y soltando el pedal del freno constantemente para evitar que el vehículo se derrapara. Con los frenos ABS no es necesario realizar esta operación, de hecho, en cualquier situación de emergencia con frenos ABS sólo se requiere pisar el pedal a fondo y prepararse para maniobrar el vehículo con el freno, debido a que el sistema ABS bombea automáticamente a una frecuencia de más de 18 veces por segundo cada vez

Hunter, J. E., Cartier, S. S., Temple, D. J., & Mason, R. C. (1998). Brake Fluid Vaporization as a Contributing Factor in Motor Vehicle Collisions. *SAE Transactions*, 107, 867-885. <http://www.jstor.org/stable/44741019>

Brake Fluid Vaporization as a Contributing Factor in Motor Vehicle Collisions

John E. Hunter and Scott S. Cartier
Washington State Patrol

David J. Temple and Robert C. Mason
Washington State Department of Transportation

Copyright © 1998 Society of Automotive Engineers, Inc.

ABSTRACT

In August of 1994 the Major Accident Investigation Team (M.A.I.T.) became aware of a collision involving a well maintained five year old minivan with 79,000 miles. The collision resulted in the death of a 1½ year old child. The cause of the collision was loss of brake pressure due to vaporization of the brake fluid. Over the years other investigators within the state have occasionally suspected brake fluid failure as a possible link to the cause of certain collisions. However, there was no accident record data on motor vehicle collisions resulting from brake fluid failure, and no standardized procedure for inspecting a vehicle and identifying the cause of the collision as a brake fluid failure. The Washington State Uniform Collision Report has a classification for "defective brakes". The category is not specific as to the type of defect in the braking system.

Currently, domestic manufacturers of motor vehicles do not list the regular changing of brake fluid as a scheduled maintenance item. (European/Asian manufacturers have a maintenance scheduling recommendation.) Police agencies do not typically have the equipment or an investigative procedure to identify fluid failure as a possible collision causing circumstance.

M.A.I.T., with the assistance of the Washington State Traffic Safety Commission (TSC) and the Washington State Department of Transportation (WSDOT), entered into a two phase testing program. The purpose was twofold:

1. To identify the typical brake fluid condition on the average motor vehicle and;
2. To identify the conditions in which a collision investigator can recognize fluid failure as a collision causing circumstance.

The project was broken into two phases. Phase one consisted of developing a database of boiling points in randomly selected vehicles and documenting the boiling

point of the brake fluid in relation to the make, model, year, mileage, and service type. This data was compared to available data from a New Zealand/Australia study completed several years ago.

Phase two involved the testing of three different classes of vehicles. The vehicles selected represented truck class, utility class and small passenger car class. The influence of vehicle classification and braking systems was compared with the manner and type of failure associated with vaporization of the fluid. A mixture of 5%, 3% and zero percent moisture contaminated fluid was used in the study.

The Washington State Patrol, Traffic Safety Commission and Department of Transportation entered into a contract with the University of Washington for the purpose of equipping the three test vehicles for phase two. The University was responsible for assisting in the selection of data acquisition equipment, calibrating thermocouples and sensors to work with the equipment, determining proper installation procedures according to established testing specifications and SAE standards, and overseeing the accuracy of the testing.

INTRODUCTION

A search of the Washington State Patrol Accident Records for the year 1996 showed a total of 254,056 vehicles involved in 135,198 traffic collisions in the State of Washington. A total of 1,469 vehicles were listed as having "defective brakes" as a collision causation or contributing circumstance. This represents 0.58% of the motor vehicles involved in traffic collisions. Nine of the collisions were fatalities. Of the nine fatalities, six were from collisions involving heavy trucks. Other studies show brake malfunctions as a causation factor in less than 2% of all motor vehicle collisions.[1]

Unfortunately, the statistics do not separate hydraulic brake systems from air brake systems, nor do they reflect

the type or quality of investigation to reach the conclusion of "defective brakes".

Hydraulic brake systems involve numerous components and require interaction between these components. The hydraulic brake fluid used in passenger cars in the United States is typically rated as DOT 3 or DOT 4. The vast majority of passenger vehicles in the United States operate with DOT 3 brake fluid as standard equipment. Brake fluid volume, viscosity, vaporization qualities and contamination are interrelated to brake performance since hydraulic brakes use the principle of fluid pressure throughout the brake system.[2]

Vaporization of the brake fluid can cause temporary brake failure. This condition may result in a motor vehicle collision. Law enforcement personnel arrive to investigate the collision and find the brake pedal "working" and the mechanical system functioning properly. No consideration for vaporization is typically addressed during the investigation.

High brake temperatures will result in a variety of conditions such as brake fade, worn component parts, contamination and vaporization of the fluid. DOT 3 and 4 brake fluid has a minimum "dry" and "wet" boiling point as shown in Table 1.

Table 1. Boiling Point Requirements

Requirements	DOT 3	DOT 4
Dry Boiling Point	205°C	230°C
Wet Boiling Point	140°C	155°C

The term "boiling point" is also referred to as the Equilibrium Reflux Boiling Point or ERBP. The boiling point or ERBP is defined as the temperature at which the fluid would boil and reflux at a defined rate in a glassware test where the geometry of the glassware is exactly defined [SAE J1703].

Moisture in the fluid can cause vaporization as the temperature increases. The Vapor Lock Point or VLP is defined as the temperature at which sufficient vapor is formed in the braking system; so that when the brake pedal is depressed the vapor compresses and takes up the whole of the stroke of the master cylinder piston. The VLP is usually lower than the ERBP.

Rudolph Limpert [1] discussed issues of brake fluid failure due to vaporization and thermal overloading. Dual master cylinder systems with "diagonal braking" will have a complete failure if the rear brakes overheat sufficiently to vaporize the brake fluid. However, a "front to rear" split system can also fail if the fluid is vaporized in both systems.

To avoid vaporization and possible system failure, "It is essential all of the air be removed from the system in order to maintain a firm pedal. Regular fluid changes, to avoid possible vapor lock under high temperature, are

recommended because of the affinity of glycol-based hydraulic fluid for water"[3].

A further consideration is the frequency of brake fluid change. Domestic automobile manufacturers do not make any recommendation for scheduled brake fluid changes. European automobile manufacturers have had scheduled brake fluid recommendations for a number of years.

DOT 3 brake fluid will absorb from one to two percent of water per year [4]. The actual absorption rate will depend on climate and operating conditions of the vehicle. (The Pacific Northwest is known for its wet climate and mountain ranges.) After a period of one to two years, the fluid can absorb 2-4 % of water by weight. The ERBP of the fluid could be reduced from 205°C (401°F) to below 170°C. (338°F) [4].

There are approximately 5 million cars and light trucks traveling on Washington State roadways and half of them are over 12 years old. [5,6] A large percentage of those vehicles have the original brake fluid and are being operated on a regular basis. The research conducted by the Major Accident Investigation Team looked at the "vaporization" issue and how law enforcement can identify, investigate and reconstruct collisions related to this type of brake system failure.

BRAKE FLUID – DOT 3 and DOT 4 brake fluids are hygroscopic fluids (glycol-based) and will absorb moisture when exposed to the atmosphere and during normal in-service life. Water contamination of any sort will lower the boiling point of the fluid and increase viscosity.

SAE J1707 (section 3.3) recognizes the hazard of water contamination and states; "Water contamination may cause corrosion of brake cylinder bores and pistons, and may seriously affect the braking efficiency and safety of the brake actuating system" [7]. Section 7.2 states "Periodic changes of fluid in aging vehicles are not recommended unless wheel cylinders and calipers are disconnected to prevent any dirt, sludge or abrasive materials in the system from being flushed into them." Subsequent subsections describe the procedure to use when changing the fluid if there are no manufacturer's recommendation.

All retail and commercial brake fluid containers are posted with warnings to only use the fluid from a factory "sealed" container. The condition of the fluid cannot be determined by a visual inspection. An apparently normal sample of brake fluid could contain an excessive amount of moisture.

There are minimum recommendations for brake fluid changes based on moisture content and the type of fluid in the system. Typically, the fluid should be replaced when the moisture content exceeds 2.0%. Table 2 shows typical minimum boiling point recommendations for fluid replacement from Tech+Plus Products, Inc. literature.

F. CEA, «Frenar con ABS,» Comisariato europeo del automovil , 2020. [En línea]. Available: <https://www.seguridad-vial.net/conduccion/conducir-seguro/73-frenar-con-abs>. [Último acceso: septiembre 2021].

<https://www.seguridad-vial.net/conduccion/conducir-seguro/73-frenar-con-abs>

Frenar con ABS

Todos los vehículos disponen de serie de un **sistema de frenado** que permite que al frenar las ruedas no se bloqueen, y por lo tanto sigan girando obedeciendo al giro que se le marque desde el volante. Este elemento de seguridad se conoce como sistema **ABS**.



Para obtener una frenada eficaz con este tipo de sistema, es conveniente que se pise el pedal del **freno** con fuerza desde un primer momento, contrariamente a un sistema convencional, a la vez que pisamos el pedal del **embrague**, aunque es recomendable pisarlo para igualar pesos. Al realizar esta maniobra conseguimos que el coche responda a nuestra maniobra y logramos su detención en un espacio más corto. Conviene realizar esta maniobra antes de verse obligado a ello por razones de emergencia, para saber la sensación que se tiene y evitar sorpresas que puedan disminuir su eficacia. En cualquier caso, hágalo extremando todas las precauciones, en una vía cerrada, a una velocidad moderada, y sin la presencia en sus proximidades de otros vehículos o personas.

El **sistema ABS** permite frenar también de forma total en las curvas, o en suelos con unas condiciones irregulares de adherencia.



M. y. mas.com, «¿Cómo frenar de forma eficiente?,» marzo 2011. [En línea]. Available: <https://motoresymas.com/cont-tecnico/como-frenar-de-forma-eficiente/>. [Último acceso: septiembre 2021].

<https://motoresymas.com/cont-tecnico/como-frenar-de-forma-eficiente/>

¿Cómo frenar de forma eficiente?

Hoy, uno de cada cuatro automóviles nuevos del mundo trae incorporado el Sistema Antibloqueo de Frenos, más conocido como ABS. Según estudios de especialistas, si todos los automóviles nuevos lo tuviesen dentro de su equipamiento se evitaría el 10% de los siniestros de tránsito..

Es uno de los elementos de seguridad activa más importantes del vehículo. Sin embargo, muchos conductores desconocen cómo usarlo. El análisis de los relevamientos de siniestros de tránsito muestra que los conductores no están acostumbrados a realizar maniobras seguras en situaciones de riesgo. Una de ellas es aplicar adecuadamente el pedal de freno con mucha intensidad en caso de un posible impacto.

En este sentido el ABS es fundamental. Según estudios de su creador, el fabricante Bosch, si todos los autos contaran con este dispositivo se evitaría el 10% de los siniestros viales. Por este motivo, damos a conocer una serie de recomendaciones para realizar un frenado eficiente, tanto con el sistema de frenos convencional, así como para utilizar correctamente el sistema ABS y actuar adecuadamente en caso de emergencia.

Con frenos convencionales

Cuando el vehículo que manejamos tiene un sistema de frenos convencional, al ejercer una fuerza importante sobre el pedal, podemos producir el bloqueo de los neumáticos.

Si todo está funcionando de forma adecuada las ruedas delanteras son las que lo harán en primer lugar. La consecuencia directa de esto es que perdemos toda posibilidad de maniobra, dado que las ruedas delanteras están detenidas desliziándose sobre la superficie del piso. La única posibilidad que tenemos para poder realizar el esquite a un obstáculo luego del bloqueo de las ruedas, es soltar el pedal de frenos. Esto hará que las mismas comiencen a girar y el vehículo copie la maniobra de esquite solicitada por su conductor.

La ventaja del ABS

En un vehículo con Sistema Antibloqueo de Frenos, podemos frenar y doblar al mismo tiempo. Si frenamos con energía y las ruedas tendieran a detenerse, la computadora del ABS acciona una serie de electroválvulas que liberan la presión del fluido dentro de los elementos de frenado recargándolos otra vez, mediante la utilización de una electrobomba. Esto se realiza muchas veces por segundo garantizando que el neumático frene, pero gire en todo momento. La mejor recomendación para los que cuentan con este sistema es que, ante una situación de pánico donde deba aplicar el freno, lo haga con toda la fuerza posible sin perder tiempo. Simultáneamente podrá generar el esquite al obstáculo que se interponga en su camino, sin soltar el pedal de frenos.

Š. Č. -. R. B. 2. – J. B. 3, «THE SPECIFICS ASPECTS OF BRAKE FLUIDS EVALUATION IN OPERATION,» 19 12 2006. [En línea]. Available: <https://pernerscontacts.upce.cz/index.php/perner/article/view/1404/1180>. [Último acceso: 11 11 2021].

<https://pernerscontacts.upce.cz/index.php/perner/article/view/1404/1180>

THE SPECIFICS ASPECTS OF BRAKE FLUIDS EVALUATION IN OPERATION

Štefan ČORŇÁK¹ - Roman BALÍK² – Jiří BARTÁK³

Abstract: *In the presented article the authors follow selected problems of brake fluids evaluation. The introductory section briefly specifies their application. Next section refers to the degradation effects of practical operation and to the methods and instruments for the evaluation of the selected quality properties of brake fluids.*

Key Words: *boiling point, brake fluid, DOT, SAE*

1. INTRODUCTION

A wide range of operating substances and materials is used in vehicle driving systems. Attention is mainly concentrated on fuels and lubricants or on cooling fluids. Only low attention is directed at brake fluids both in civilian and military sectors. It was for instance evidenced by a random test in the USA, which proved that 25% vehicles of eight years average age had water content in brake fluid higher than 4 % [4]. Dekra, the prestigious company, published other unfavourable reports after the investigation in Germany [2]. Partial results of this investigation have demonstrated that the value close to wet boiling point of the brake fluid (appxm. 149 °C) was identified with each fifth vehicle and noticeable 79 % of vehicles older than 7 years did not pass. Specifics aspects relating to practical evaluation of brake fluids in the Czech Republic have been discussed in the article presented.

2. SPECIFICATION AND STANDARDISATION OF BRAKE FLUIDS

There are various specifications based on the American Standard SAE J 1703 (Society of Automotive Engineers) used to describe physico-chemical properties of brake fluids.

The FMVSS CFR571.116 standard, which includes the DOT regulation (Department of Transport, USA), is a standard of world-wide importance. The standard classifies brake fluids as shown in the Table 1.

¹ Doc.Ing.Štefan ČORŇÁK,Dr., University of Defence, Kounicova 65, 612 00 Brno, tel.:+420 973 443 438, stefan.cornak@unob.cz

² Doc. Ing. Roman BALÍK, CSc., University of Defence, Kounicova 65, 612 00 Brno, tel.:+420 973 442 317, roman.balik@unob.cz

³ Ing. Jiří BARTÁK, CSc., University of Defence, Kounicova 65, 612 00 Brno, tel.:+420 973 4434 01, jiří.bartak@unob.cz

Table 1: Boiling point of brake fluids according to DOT and SAE

Boiling point	Standard				SAE J 1703 (06/1991)
	DOT 3	DOT 4	DOT 5	DOT 5.1	
Dry boiling point [°C]	205	230	260	260	205
Wet boiling point [°C]	140	155	180	180	140

3. DEGRADATION EFFECTS OF OPERATION ON BRAKE FLUID QUALITY

Dry boiling point (see Table 1) is an important aspect of new brake fluid quality. The producer guarantees the parameter. But in practice it is only a short period after opening the original package. A simple question can be propounded: "What is the actual reality?"

Therefore we have measured the boiling point of new available glycol brake fluids, DOT 3 class. This class has been selected due to the fact that it is a fluid with the lowest boiling point. Packing of ten pieces by 500 ml has been purchased (fig. 1).



Fig. 1: Brake fluids of DOT 3

Brake fluid DOT 3 samples were bought in trade network in the period between Dec. 2005 and Feb. 2006. MAHA BTF 2000 instrument was used to measure the boiling point. Experimental measurement results are shown in the Diagram No. 1.

The Diagram 1 shows the fact that all samples of glycol fluids with rather high thermal allowance more than 40 °C comply with the dry boiling point required by standards (according to SAE and DOT) because for DOT 3 class is fixed value 205 °C. It is definitely positive news for the motorised public.

The wet boiling point is of principal importance considering glycol brake fluids in operation because glycol-based brake fluids are hygroscopic, i.e. they absorb water. In practice water is absorbed into brake fluid especially through the closure of the brake fluid buffer tank and according to practice experience it is an average amount of 2% by weight annually.

For this reason we let ten samples of DOT 3 brake fluid absorb distilled water of 0%, 2%, 4% and 6% ratio by weight. MAHA BTF 2000 instrument was used to measure the boiling point. Experimental measurement results are shown in the Diagram No. 2.

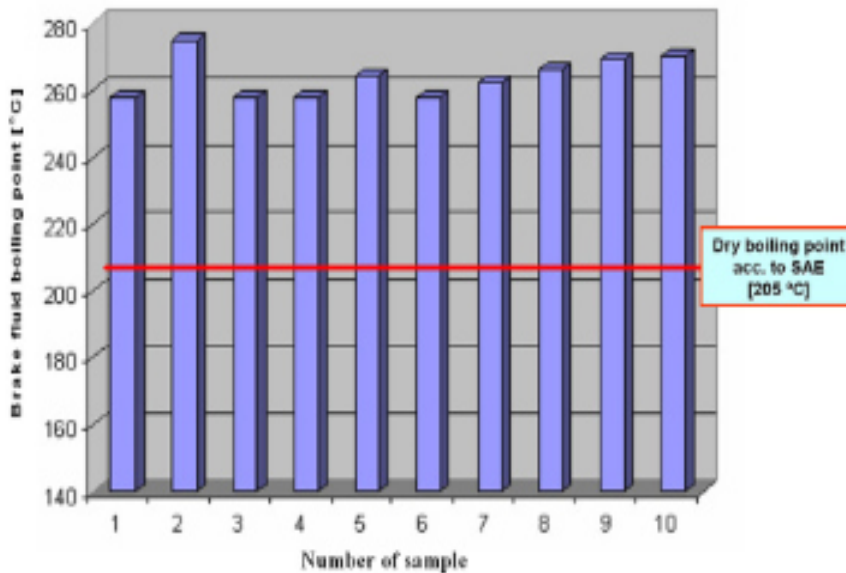


Diagram 1: Dry boiling point of DOT 3 brake fluids

The Diagram 2 shows that:

- even a low water content in the brake fluid causes significant decrease of brake fluid boiling point; with 2% water ratio in brake fluid the boiling point temperature decreases by 60 °C in average (in comparison to the initial condition – 0% water), with 4% by further 40 °C and with 6% by further 20 °C. It means that the temperature drops from the initial average value 260 °C to 140 °C (or less), i.e. to the value of wet boiling point of the brake fluid;
- the most significant drop of the brake fluid boiling point (considering 2% absorption of water a year) relates to the 2-year operation of a vehicle (with new brake fluid filling), therefore 2-year term is recommended for brake fluid replacement by the producers of brake fluids and cars;
- in further period of vehicle operation (after two years = over 4% of water ratio) probably due to “water saturation of the brake fluid”, the drop of the brake fluid boiling point will be more gradual and oncoming to the wet boiling point limit value of the brake fluid, i.e. critical value for securing the function of the hydraulic liquid in the brake system.

Compralubricantes.com, «¿Qué es el líquido de frenos y qué tipos hay?,» 17 marzo 2017. [En línea]. Available: <https://compralubricantes.com/blog/que-es-el-liquido-de-frenos-y-que-tipos-hay/>. [Último acceso: septiembre 2021].

<https://compralubricantes.com/blog/que-es-el-liquido-de-frenos-y-que-tipos-hay/>

**LOCTITE
TEROSON.**

[Blog](#) [Productos](#) [Contacto](#) [Dónde Comprar](#)

... el **recomendado por el fabricante**. Usar un líquido de frenos equivocado, caducado o usado puede provocar graves daños en el sistema. Por eso, en tal caso se recomienda extraerlo todo, limpiar el sistema y volver a rellenarlo con el líquido correcto.

Dicho esto, ¿qué clases de líquido de frenos existen y en qué tipos de frenos deben usarse?.

- **DOT 3.** Es el líquido más utilizado para frenos convencionales. Su punto de ebullición seco es de 205 °C, el húmedo de 140 °C y su viscosidad es de 1500 cSt (unidades de viscosidad). Es muy higroscópico, por lo que absorbe cerca de un 2 % de su volumen en agua por año. Su composición es muy fuerte y es el líquido más común y económico.
- **DOT 4.** Habitualmente conocido como LMA (*Low Moisture Absortion*) o fluido de baja absorción de humedad, este es un líquido empleado tanto en frenos convencionales como en sistemas ABS. Su punto de ebullición seco es de 230 °C, el húmedo de 155 °C y su viscosidad es de 1800 cSt. Se trata de un líquido de frenos similar al DOT 3, aunque con mejores prestaciones y una mayor durabilidad. Dentro de este tipo podemos encontrar también la especificación **Super Blue Racing**, que ofrece unas prestaciones mucho más altas y sitúa su temperatura de ebullición en los 260 °C.
- **DOT 5.** El DOT 5 es un fluido no higroscópico compuesto de silicona (polidimetilsiloxanos) que no se puede utilizar en vehículos cuyo líquido de frenos deba tener una base sintética. Absorbe gran cantidad de aire (tres veces más que los de tipo DOT 3 y DOT 4), sobre todo a alturas elevadas, cosa que dificulta el proceso de purga, ya que el aire atrapado se expande al aumentar la temperatura. Su punto de ebullición es de 260 °C y no se debe mezclar con ningún otro tipo de líquido de frenos.
- **DOT 5.1.** Es un líquido sintético con un punto de ebullición seco de 270 °C, húmedo de 180 °C y una viscosidad de 900 cSt. Al contrario de lo que se pueda pensar, no es una evolución del DOT 5, sino del DOT 4. A menudo, es denominado como DOT 4 Plus en el mercado, aunque cumple con el estándar del DOT 5. Su principal desventaja es que, igual que el DOT 3 y DOT 4, es higroscópico, es decir, tiene una gran capacidad para absorber la humedad.

Guía gratuita



I. teroson, «Conociendo los distintos tipos de líquido de frenos,» Ruta 401, [En línea]. Available: <https://blog.reparacion-vehiculos.es/tipos-de-liquido-de-frenos>. [Último acceso: septiembre 2021].

<https://blog.reparacion-vehiculos.es/tipos-de-liquido-de-frenos>

**LOCTITE
TEROSON.**

Blo



La función del líquido de frenos

El líquido de frenos es un fluido compuesto normalmente por derivados del poliglicol (líquidos de silicona y aceites minerales), cuya función principal es permitir que la fuerza que se ejerce desde el pedal del freno sea transmitida hacia los cilindros del sistema hidráulico. De este modo, se presionan las **pastillas** o zapatas (dependiendo del tipo de frenos del vehículo) para poder realizar una frenada efectiva.

El líquido de frenos debe mantenerse en buen estado y para ello es necesario **cambiarlo** periódicamente. En este sentido, uno de los principales factores que se deben revisar es su **punto de ebullición**. Cuanto más calor se genera y más alta es la temperatura que alcanza el líquido de frenos, más fácil es que entre en ebullición, provocando la aparición de burbujas que disminuyen la efectividad de la frenada.

Otro de los factores que más afectan a los líquidos de frenos es que tienen **propiedades higroscópicas**, es decir, reaccionan químicamente al agua, con lo que se ven afectados por la humedad del ambiente. Por ello se recomienda cambiarlos cada 2 años o 60.000 kilómetros, dependiendo de su estado.

O. F. K. A. Omowaye, «Significance of viscosity and thermal conductivity variation parameters on the dynamics of Newtonian fluid conveying tiny particles over a convectively heated surface,» *ScienceDirect*, p. 7, 2021.



Significance of viscosity and thermal conductivity variation parameters on the dynamics of Newtonian fluid conveying tiny particles over a convectively heated surface



O.A. Famakinwa^{*}, O.K. Koriko, K.S. Adegbe, A.J. Omowaye

Department of Mathematical Sciences, Federal University of Technology, Akure, Nigeria

ARTICLE INFO

Keywords:
Viscosity
Thermal conductivity
Newtonian fluid
Tiny particles
Convective surface

ABSTRACT

The significance of viscosity and thermal conductivity variation parameters on the dynamics of Newtonian fluid conveying tiny particles over a convectively heated surface is examined. The dimensional partial differential equations controlling the flow are remodeled to ordinary differential equations via suitable similarity variables in conjunction with the rescaled Nusselt, Sherwood and density number of motile microorganisms. The resulting nonlinear coupled ordinary differential equations are consequently scaled down to a system of first order ordinary differential equations. The system of equations are evaluated arithmetically via shooting technique along with fourth order Runge-Kutta integration scheme for different boundary conditions. The result was found to be in excellent agreement when compared with available records in the literature. The major highlights of the problem are analyzed and discussed thoroughly. It is seen that increase in viscosity variation parameter is capable to cause a decline in the local skin friction coefficients at the rate of -0.04985 and the Nusselt number is an increasing function of the thermal conductivity variation parameter.

1. Introduction

Recent discovery in nanotechnology has brought new resources of energy to intensify the performance of advanced thermal systems. This goal is achieved with the utilization of nanoparticles with enhanced thermal physical properties. Nanofluids turn out from the suspension of tiny metallic particles to the base fluids and contain carbides or oxides and other metals. Nanoparticles change the physical features of the base fluids (ethylene glycol, water, and various oils) as well as the viscosity and thermal conductivity. However, these fluids have a strong resisting factor in their ability to transfer heat. In an effort to create a base fluid without this problem in 1995, Choi¹ first added nanoparticles to the base fluids to create a nanofluid. Enhancement in the thermal conductivity of the fluids was noticed. Most metals always have a higher thermal conductivity than liquids, therefore adding a metal to the base fluid enhance the ability of that fluid to transfer heat. Experiments have shown that the dynamics of such ultra-fine nanoparticles in the base fluid give rise to a notable increase in thermal conductivity. Due to such enhanced thermal performances, nanoparticles have proved their relative efficacies in the various areas of sciences and bio-medical engineering like cellular atresia, cancer diagnosis, drug delivery, laser technology and chemotherapy. Shah et al.² outlined significance of suction and dual stretching on the dynamics of various

hybrid nanofluids. Koriko et al.³ carried out the comparative analysis of three-dimensional flow of water conveying alumina nanoparticles and alumina-iron (III) oxide nanoparticles in the presence of Lorentz force. Animasaun et al.⁴ scrutinize the effects of haphazard motion of tiny particles on the dynamics and other physical properties of some fluids. More works on the dynamics of fluid flow conveying tiny particles are cited in Refs.: Ashraf et al.,⁵ Basir et al.,⁶ Shah et al.,⁷ Shah et al.⁸ and Wakif et al.⁹

It is apparent that viscosity of fluid plays a unique function in the flow of fluids in industries. Viscosity is an important factor in fluid dynamics and it affects the motion of fluid and gas molecules. The fluid viscosity is influenced by various factors like temperature, shear stress and pressure. Moreso, it is worthy to note that there is no fluid without viscosity but in most of the research works in literature, assumption that viscosity and thermal conductivity are constants or negligible does not give exact results of the problem under consideration. So it is necessary to take the viscosity and thermal conductivity to be temperature dependent. A great number of investigation has been made to distinguish the particular parameters that influence the viscosity and thermal conductivity of nanofluids. Abbas et al.¹⁰ obtained the numerical results of variable viscosity and thermal conductivity of MHD Carreau fluid flow on a stretching surface using HAM technique. A

^{*} Corresponding author.

E-mail addresses: famakinwaoa@futa.edu.ng (O.A. Famakinwa), okkoriko@futa.edu.ng (O.K. Koriko), ksadegbe@futa.edu.ng (K.S. Adegbe), ajomowaye@futa.edu.ng (A.J. Omowaye).

<https://doi.org/10.1016/j.padiff.2021.100106>

Received 4 June 2021; Received in revised form 16 August 2021; Accepted 17 August 2021

2666-8181/© 2021 The Authors. Published by Elsevier B.V. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

Nomenclature	
b	Chemotaxis constant
A, B	Viscosity variation parameters
B_0	Magnetic field strength
C	Nanoparticle volume fraction
C_w	Nanoparticle volume fraction at the wall
C_∞	Ambient nanoparticle volume fraction
D_B	Coefficient of Brownian diffusion
D_m	Coefficient of microorganisms diffusion
D_T	Coefficient of thermophoretic diffusion
E_c	Modified Eckert number
f	Dimensionless stream function
f'	Dimensionless velocity
g	Acceleration due to gravity
h_f	Heat transfer coefficient of the fluid
$h(x)$	Variable convective heat transfer coefficient
$K(T)$	Variable thermal conductivity
k_f	Effective thermal conductivity
L_b	Bioconvective Lewis number
L_e	Lewis number
M	Modified magnetic parameter
n	Density of the motile microorganisms
n_w	Density of the motile microorganisms at the wall
n_∞	Ambient density of the motile microorganisms
N	Navier slip coefficient
N_b	Brownian motion parameter
N_c	Convective heat parameter
N_r	Bouyancy ratio parameter
N_t	Thermophoresis parameter
Nu_x	Local Nusselt number
Nn_x	Local density number of motile microorganisms
P_e	Péclet number
Pr	Prandtl number
q_m	Wall mass flux
q_n	Wall motile microorganisms flux
q_w	Wall heat flux
r	Thermal conductivity variation parameter
Ra_x	Rayleigh number
Rb	Bioconvective Rayleigh number
Sh_x	Local Sherwood number
T	Temperature
T_f	Temperature of the nanofluid
T_w	Temperature at the wall
T_∞	Ambient temperature
u	Velocity component in x -direction
U_∞	Ambient velocity

v	Velocity component in y -direction
W_c	Constant maximum cell swimming speed
x, y	Cartesian frame of reference
Greek Symbols	
β	Volumetric thermal expansion of fluid
γ	Average volume of microorganisms
δ	Slip parameter
η	Similarity variable
θ	Dimensionless temperature
μ_∞	Fluid viscosity at free stream temperature
$\mu(T)$	Temperature dependent viscosity
ρ_f	Density of the base fluid
ρ_m	Density of the microorganisms
ρ_p	Density of the nanoparticles
σ	Bioconvection constant/Electrical conductivity of the fluid
$(\rho c)_f$	Heat capacity of the fluid
$(\rho c)_p$	Effective heat capacity of the nanoparticle material
τ	Ratio of effective heat capacity of the nanoparticle material to heat capacity of the fluid
ϕ	Dimensionless nanoparticle volume fraction
ϕ_∞	Ambient nanoparticle volume fraction
χ	Dimensionless density of motile microorganisms
ψ	Stream function
Sub Scripts	
f	Fluid
w	Wall condition
∞	Ambient condition

mentioned in Refs.: Ellahi et al.,¹³ Khan et al.,¹⁴ Manjunatha & Giresha et al.,¹⁵ and Thumma, Wakif & Animasaun et al.¹⁶

Many researchers have worked on the dynamics of Newtonian fluid conveying tiny particles over a convectively heated surface. However, literature reveals that no attempt has been made to report the significance of viscosity and thermal conductivity variation parameters on the dynamics of Newtonian fluid conveying tiny particles over a convectively heated surface. This birthed a motivation for this study.

2. Mathematical formulation

Focusize on a two-dimensional steady flow over a convectively heated vertical plate confined in a medium containing gyrotactic microorganisms filled with electrically conducting nanofluid supported by T_w , C_w and n_w through the vertical plate together with T_∞ , C_∞ and n_∞ far from the plate, (See Fig. 2.1). The speed and path at which the microorganisms swim is assumed to be unaffected by the presence of nanoparticles on the condition that the nanoparticle is diluted. The cartesian coordinate (x, y) with x -axis along the plate and y -axis normal to the plate is also considered. A constant magnetic field of intensity B_0 is connected parallel to the y -axis. Hall effects, magnetic induction and Reynolds number are negligible owing to the absence of induced voltage. The left side of the plate is liable to a hot fluid with variable convective heat transfer coefficient $h(x)$ together with the temperature of the nanofluid T_f . Concurrently, an electrically conducting cold nanofluid is presumed to flow on the right side of the

numerical procedure for simulating steady MHD convective flows of radiative Casson fluids over a horizontal stretching sheet with irregular geometry under the influence of variable viscosity and thermal conductivity was examined by Wakif.¹¹ Gbadeyan et al.¹² apply slip and convective boundary conditions to study the effects of viscosity and thermal conductivity depending on temperature in the flow of Casson fluid on a porous surface. Some other works related to this study is

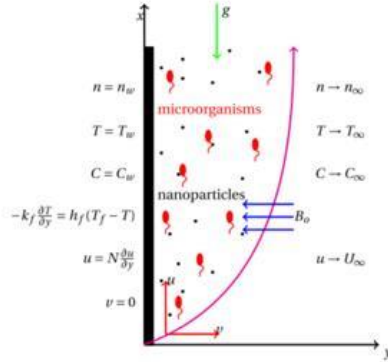


Fig. 2.1. Physical configuration and coordinate system.

plate at temperature, T_w . The equations controlling the flow could be written as; Boungiorno,¹⁷ Kuznetsov,¹⁸ and Song et al.¹⁹ :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \tag{2.1}$$

$$\rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu(T) \frac{\partial u}{\partial y} \right) - (\sigma B_0^2) u + [\varepsilon \rho_f (1 - \phi_\infty) \beta (T - T_\infty) - (\rho_p - \rho_f) g (C - C_\infty) - g \gamma (n - n_\infty) (\rho_m - \rho_f)], \tag{2.2}$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{1}{\rho_f C_p} \frac{\partial}{\partial y} \left(K(T) \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \tau \left[\frac{D_B}{\Delta C} \frac{\partial C}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{D_T}{T_\infty} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] + \frac{\alpha_f \sigma B_0^2}{k_f} u^2, \tag{2.3}$$

$$u \frac{\partial C}{\partial x} + v \frac{\partial C}{\partial y} = D_B \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \frac{D_T \Delta C}{T_\infty} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right), \tag{2.4}$$

$$u \frac{\partial n}{\partial x} + v \frac{\partial n}{\partial y} + \frac{b W_c}{(C_w - C_\infty)} \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(n \frac{\partial C}{\partial y} \right) \right] = D_n \frac{\partial^2 n}{\partial y^2}, \tag{2.5}$$

$$y = 0 : u = U_\infty + N \frac{\partial u}{\partial y}, v = 0, -k \frac{\partial T}{\partial y} = h_f (T_f - T), \left. \begin{aligned} C = C_w, n = n_w. \\ y \rightarrow \infty : u \rightarrow U_\infty, T \rightarrow T_\infty, C \rightarrow C_\infty, n \rightarrow n_\infty. \end{aligned} \right\} \tag{2.6}$$

where all the variables and symbols are detailed in the Nomenclature. $N = 0$ indicates the absence of slip and full lubrication is described at the limit $N \rightarrow \infty$. The variable viscosity $\mu(T)$, is assumed to vary exponentially as a function of temperature, T . This assumption is embedded in order to account for the direct impact of temperature on viscosity during the process of heat transfer within the nanofluid. Hence, Vogel's viscosity model is adopted, Massoudi & Christie.²⁰

$$\mu_w(T) = \mu_w \exp \left[\frac{c}{d + T} \right], \tag{2.7}$$

where c, d are constants. μ_w depicts the fluid's viscosity at T_∞ . Seeking the variable thermal conductivity $K(T)$,²¹

$$K(T) = K_0 \exp[-r^*(T - T_\infty)] \tag{2.8}$$

with K_0 and r^* being constants.

Using the following dimensionless quantities:

$$\left. \begin{aligned} \eta = \frac{y}{x} Ra_x^{\frac{1}{2}}, \psi = \alpha Ra_x^{\frac{1}{2}} f(\eta), \theta = \frac{T - T_w}{T_f - T_w}, \\ \phi = \frac{C - C_w}{C_\infty - C_w}, \chi = \frac{n - n_w}{n_\infty - n_w}, \\ Ra_x = \frac{(1 - \phi_\infty) \beta g \Delta T_f x^3}{\nu \alpha} \end{aligned} \right\} \tag{2.9}$$

Then, Eqs. (2.1)–(2.5) confined by the boundary conditions (2.6) transformed to:

$$\frac{e^{-r\theta}}{\alpha Ra_x^{\frac{1}{2}}} \left[f''' - \frac{A}{(B + \theta)^2} f'' \right] - \frac{1}{2Pr} f'^2 + \frac{3}{4Pr} f f'' + \theta - Nr \phi - Rb \chi - M f' = 0, \tag{2.10}$$

$$e^{-r\theta} (\theta' - r\theta') + \frac{3}{4} f \theta' + N b \theta' \phi' + N t \theta'^2 + Ec Pr \left[e^{\frac{A}{B + \theta}} f'^2 + M f'^2 \right] = 0, \tag{2.11}$$

$$\phi'' + \frac{3}{4} Lc f \phi' + \frac{Nt}{Nb} \theta'' = 0, \tag{2.12}$$

$$\chi'' + \frac{3}{4} Lb f \chi' - Pec (\phi' \chi' + (\sigma + \chi) \phi'') = 0, \tag{2.13}$$

depending on the boundary conditions:

$$\left. \begin{aligned} \eta = 0 : f(0) = 0, f'(0) = \delta f''(0), \\ \theta' = Bi[\theta(0) - 1], \phi(0) = 1, \chi(0) = 1, \\ \eta \rightarrow \infty : f'(\infty) = 0, \theta(\infty) = 0, \\ \phi(\infty) = 0, \chi(\infty) = 0. \end{aligned} \right\} \tag{2.14}$$

With the dimensionless parameters:

$$\left. \begin{aligned} M = (\sigma B_0^2) \frac{x^3}{\mu_w Ra_x^{\frac{1}{2}}}, Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu_w C_p}{k_f}, \\ Nr = \frac{(\rho_p - \rho_f) \beta \Delta C_w}{\rho_f (1 - \phi_\infty) \beta \Delta T_f}, Rb = \frac{\gamma \Delta \rho_m \Delta T_f}{\rho_f \beta (1 - \phi_\infty) \Delta T_f}, \\ Nt = \tau \frac{D_T (\Delta T_f)}{T_\infty \alpha_f}, Ec = \frac{\alpha^2 Ra_x}{C_p \nu^2 (\Delta T_f)}, \\ Lc = \frac{\alpha}{D_B}, Nb = \frac{\tau D_B \Delta C_w}{\alpha \Delta C}, \sigma = \frac{\mu_w}{\Delta n_w}, \\ Bi = \frac{h_f x}{k Ra_x^{\frac{1}{2}}}, r = r^* (T_f - T_\infty), \\ Pec = \frac{b W_c}{D_n}, \delta = \frac{N}{x} Ra_x^{\frac{1}{2}}, A = \frac{c}{T_w - T_\infty}, \\ Lb = \frac{\alpha}{D_n}, B = \frac{d + T_w}{T_w - T_\infty} \end{aligned} \right\} \tag{2.15}$$

In this study, relevant physical quantities like local Nusselt number Nu_x , Sherwood number Sh_x and density number of motile microorganisms Nn_x , are defined as:

$$Nu_x = \frac{q_w x}{k \Delta T_w}, Sh_x = \frac{q_m x}{D_B \Delta C_w}, Nn_x = \frac{q_n x}{D_n \Delta n_w}, \tag{2.16}$$

where q_w, q_m , and q_n are the wall heat flux, wall mass flux and wall motile microorganisms flux accordingly and are denoted by:

$$\left. \begin{aligned} q_w = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}, q_m = -D_B \frac{\partial \phi}{\partial y} \Big|_{y=0}, \\ q_n = -D_n \frac{\partial \chi}{\partial y} \Big|_{y=0}. \end{aligned} \right\} \tag{2.17}$$

Using Eqs. (2.16) and (2.17)

$$\left. \begin{aligned} Nu_x Ra_x^{-\frac{1}{2}} = -\theta'(0), Sh_x Ra_x^{-\frac{1}{2}} = -\phi'(0), \\ Nn_x Ra_x^{-\frac{1}{2}} = -\chi'(0). \end{aligned} \right\} \tag{2.18}$$

It is important to remarked that the constant viscosity and thermal conductivity case used by Khan & Makinde²² is obtainable when $A = r = 0$. Besides, as $Bi \rightarrow \infty$, the isothermal boundary condition used by Kuznetsov & Nield²³ is achieved only if h_f is proportional to $x^{\frac{1}{2}}$.

3. Numerical procedure

The set of nonlinear coupled ordinary differential equations (2.10)–(2.13) constrained by the boundary conditions (2.14) are evaluated arithmetically using shooting technique along with 4th order Runge-Kutta integration scheme. The computations were carried out using `bvp4c` in MATLAB software package. The convergence criterion is set to 10^{-4} with the step size of $\Delta \eta = 0.001$. The asymptotic boundary

Table 4.1
Comparison of Nusselt number with Bejan,²⁵ Kuznetsov & Nield,²⁶ and Khan et al.²⁷

Pr	Bejan ²⁵	Kuznetsov & Nield ²⁶	Khan et al. ²⁷	Present study
1	0.401	0.401	0.40135	0.40135327
10	0.465	0.449	0.46903	0.41450797
100	0.490	0.458	0.49260	0.41787594
1000	0.499	0.459	0.49878	0.41831442

conditions in equation (2.14) are replaced by 10 to obtain the similarity variable η_{max} , thus;

$$\eta_{max} = 10, f'(10) = \theta(10) = \phi(10) = \chi(10) = 0.$$

The preference of $\eta_{max} = 10$ guaranteed that the entire numerical results attain the asymptotic estimates accurately. The result shows that there exist a clear distinction with respect to the ones earlier reported as Pr increases, see Table 4.1. Since the aim of this study is to examine the significance of viscosity and thermal conductivity variation parameters on the dynamics of Newtonian fluid conveying tiny particles over a convectively heated surface, a systematic variation of this magnitude is rated as admissible. The current conclusions are with $\eta_{max} = 10, Bi = B = 1, A = -0.2631$ and $r = -0.5$ in addition to the ones used in the previous studies.

4. Analysis of results and discussion

With $Pr = 7.1, M = Lb = Bi = 1, Nb = Ni = 0.3, Le = B = 3, Nr = Rb = Ec = Pe = A = \sigma = r = 0.1$ and $\delta = 0.5$, the significance of viscosity and thermal conductivity variation parameters on the dynamics of Newtonian fluid conveying tiny particles over a convectively heated surface is examined and results are presented in Tables 4.2–4.7. The results were further explored graphically. Using the slope linear regression through the data points as proposed by Shah et al.²⁴ and Animasaun et al.,²⁵ Table 4.2 shows that the viscosity variation parameter, A is capable to cause a decline in the skin friction at the rate of -0.04985 ($Nr = Rb = 0.1$), -0.026 ($Rb = 0.5$) and -0.01875 ($Nr = 0.7$). In addition, a decline was observed near the wall of the velocity and temperature profiles but reverses at the mainstream as presented in Figs. 4.1 and 4.2.

In Table 4.3, the Nusselt number, $-\theta'(0)$ which is proportional to the rate of heat transfer rise with increasing thermal conductivity variation parameter and Prandtl number and the rate of increase was estimated as 0.080338 ($r = 0.1$) and 0.37033 ($r = 0.25$). The S_{fp} for increase in $-\theta'(0)$ was estimated as 0.1765 ($r = 0.1$) and 0.52975 ($r = 0.25$) by considering the thermophoresis parameter, Nt , see Table 4.4. When $r = 0.1$, the Nusselt number was found to increase with Brownian motion parameter, Nb at the rate of 0.12025. In the meantime, the S_{fp} for increase was estimated as 0.0875 ($r = 0.25$), see Table 4.5. Further attempt was made to establish the fact that there exist an increase in the velocity and temperature profiles as r increases with Pr, Ni , and Nb , see Figs. 4.3–4.8.

As illustrated in Table 4.6 and Fig. 4.9, the density of motile microorganisms reduces considerably with increase in magnitude of Lb . The S_{fp} for the decrease was estimated as -0.1575 ($Pe = 0.1$) and -0.0996 ($Pe = 2.0$). Finally, it can be deduced from Table 4.7 and Fig. 4.10 that the density of motile microorganisms decreases to a large extent due to increase in bioconvection constant with respect to Pe . The S_{fp} for decrease was estimated as -0.0576 ($Pe = 0.1$) and -1.60005 ($Pe = 0.25$).

5. Conclusions

In this study, the significance of viscosity and thermal conductivity variation parameters on the dynamics of Newtonian fluid conveying tiny particles over a convectively heated surface is examined. The

Table 4.2
Skin friction, $f''(0)$ for different values of Rb, Nr , and A .

Rb	A	$f''(0)$	Nr	$f''(0)$
0.1	0.1	0.4838	0.1	0.4838
	1.1	0.4318		0.4318
	2.1	0.3841		0.3841
S_{fp}		-0.04985	-0.04985	
0.5	0.1	0.2685	0.7	0.2157
	1.1	0.2419		0.1968
	2.1	0.2165		0.1782
S_{fp}		-0.026	-0.01875	

Table 4.3
Nusselt number, $-\theta'(0)$ for different values of r and Pr .

r	Pr	$-\theta'(0)$	r	$-\theta'(0)$
0.10	7.1	-0.0071	0.25	-0.1884
	7.5	-0.0366		-0.2927
	7.8	-0.0636		-0.4520
S_{fp}		0.080338	0.370311	

Table 4.4
Nusselt number, $-\theta'(0)$ for different values of r and Nt .

r	Nt	$-\theta'(0)$	r	$-\theta'(0)$
0.10	0.3	-0.0037	0.25	-0.1845
	0.5	-0.0346		-0.3428
	0.7	-0.0743		-0.3964
S_{fp}		0.1765	0.52975	

Table 4.5
Nusselt number, $-\theta'(0)$ for different values of r and Nb .

r	Nb	$-\theta'(0)$	r	$-\theta'(0)$
0.10	0.3	-0.0037	0.25	-0.1845
	0.5	-0.0301		-0.2079
	0.7	-0.0518		-0.2195
S_{fp}		0.12025	0.0875	

Table 4.6
 $-\chi'(0)$ for different values of Pe and Lb .

Pe	Lb	$-\chi'(0)$	Pe	$-\chi'(0)$
0.1	1.0	0.5105	2.0	2.0469
	2.0	0.6924		2.1557
	3.0	0.8255		2.2461
S_{fp}		-0.1575	-0.0996	

Table 4.7
 $-\chi'(0)$ for different values of Pe and σ .

Pe	σ	$-\chi'(0)$	Pe	$-\chi'(0)$
0.1	0.1	0.5105	2.0	2.0469
	1.1	0.5679		3.5671
	2.1	0.6257		5.2470
S_{fp}		-0.0576	-1.60005	

dimensional partial differential equations controlling the fluid flow are remodeled to dimensionless equations using suitable similarity variables. The numerical solution of the resulting nonlinear coupled ordinary differential equations are obtained via shooting technique along with fourth order Runge-Kutta integration scheme together with its boundary conditions. A statistical technique called slope of linear regression through data points (S_{fp}) is introduced for optimal discussion

A. M. Parera, Frenos ABS, Marcombo, 1993.

Albert Martí Parera



Frenos **ABS**



marcombo
BOIXAREU EDITORES

BARCELONA

This One



12RB-376-AGH 10 por derechos de autor

Proyecto elemental de un sistema de frenos

FUNDAMENTOS FISICOS

Las ruedas de los automóviles son el nexo de unión entre el vehículo y el suelo; gracias a este nexo podemos circular, dirigir, acelerar o frenar el coche. Para realizar cada una de estas acciones, las ruedas deben ejercer sobre el terreno en que se apoyan una serie de esfuerzos generados a voluntad del conductor al accionar el correspondiente mecanismo del vehículo, esfuerzos que se traducen en la deseada respuesta del automóvil.

Los esfuerzos que las ruedas pueden transmitir al suelo (figura 3) están limitados por las características del neumático y por las del propio suelo y dependen del peso que soporta la rueda. El esfuerzo máximo que una rueda puede ejercer sobre el terreno es la fuerza de adherencia F . Según las leyes del rozamiento, la fuerza de adherencia vale el producto de la fuerza con que la rueda pisa el suelo (peso que gravita sobre ella P) por el coeficiente de rozamiento entre firme y cubierta μ (μ)*

$$F = P\mu$$

como el peso P es el producto de la masa por la aceleración de la gravedad:

*Cuando la rueda gira, μ es el coeficiente de rozamiento en rodadura. Cuando la rueda es arrastrada, μ es el coeficiente dinámico de rozamiento, de valor menor que el anterior.

J. F. M. BUSTAMANTE, «VALIDACIÓN DE LA NORMA ASTM D445 PARA LA MATRIZ DE JET A-1, EN EL CENTRO NACIONAL DE CONTROL DE CALIDAD DE HIDROCARBUROS DE LA AGENCIA DE REGULACION Y CONTROL HIDROCARBURIFERO,» 2018. [En línea]. Available: <http://www.dspace.uce.edu.ec/bitstream/25000/16486/1/T-UCE-0017-IQU-009.pdf>. [Último acceso: SEPTIEMBRE 2021].

<http://www.dspace.uce.edu.ec/bitstream/25000/16486/1/T-UCE-0017-IQU-009.pdf>

para la matriz de Jet A-1

29 / 102

—

100%

+

+

↺

En otras palabras, como refiere Ramírez (2006) “la viscosidad se puede definir como una medida de la resistencia a la deformación”.

1.1.8. Viscosidad cinemática

Estrictamente hablando, la viscosidad cinemática es la relación entre el transporte de momento y el momento almacenado. Tales relaciones son llamadas difusividades y sus dimensiones son longitud al cuadrado sobre tiempo. Entre las propiedades de transporte de calor, masa y momento, la viscosidad cinemática es la difusividad de momento. (ASTM D445, 2017).

1.1.9. Norma ASTM D445-17: Determinación de viscosidad cinemática.

Se describe en la Norma ASTM D445 el procedimiento para la determinación de la viscosidad cinemática de productos del petróleo líquidos, ya sean transparente u opacos. La viscosidad cinemática es determinada a partir del tiempo que tarda una cantidad predeterminada de volumen de combustible en fluir bajo acción de la gravedad a través del capilar calibrado de un viscosímetro, manteniendo una temperatura constante. (ASTM D445, 2017).

Selby, T. W., & Staffin, G. D. (1966). The Development of ASTM Low Temperature Viscometric Techniques. *SAE Transactions*, 74, 475-500.
<http://www.jstor.org/stable/44554348>

ABSTRACT

This paper presents a progress report on the development of low temperature viscometric techniques by ASTM Section B on Flow Properties of Non-Newtonian Fluids. These techniques are based on engine cranking studies obtained by the Coordinating Research Council. Two techniques involving three viscometers are reported.

The Development of ASTM Low Temperature Viscometric Techniques

Theodore W. Selby
Dow Chemical Co.

Gerry D. Staffin
Esso Research and Engineering Co.

SINCE ITS REORGANIZATION in 1957, ASTM Section B on the Flow Properties of Non-Newtonian Fluids (Committee D-2, Research Division VII) has been concerned with the problem of measuring the viscosity of engine oils at 0 and -20 F at higher shear rates and stresses. This work was undertaken at the direct request of the SAE Fuels and Lubricants Technical Committee, which, on June 5, 1957, confirmed the following motion of their Subcommittee B on Engine Lubricants (1)*:

"VOTED that a letter be forwarded to the ASTM urgently requesting recommended test methods for the measurement of crankcase oil viscosity at low (-20 to +20 F) and high (250 to 300 F) temperatures. The shear rates associated with the low temperature viscosity are 1000 to 2500 reciprocal seconds."

HISTORY

From 1957 until 1961, the viscometric efforts of Section B were directed toward the characterization of the flow of engine oils at low temperatures and the comparison of results from different high shear viscometers using reference fluids. In an effort to determine the significance of the viscometric data, some engine cranking tests were obtained on these same reference fluids.

A summary of the work of Section B from 1957 to 1960

*Numbers in parentheses designate references at end of paper.

was published as part of a "Symposium on Non-Newtonian Viscometry," held by Section B in 1960 (2). It was made evident in the conclusion of this first report that much more extensive and conclusive engine cranking data were necessary before further progress could be made in developing meaningful viscometric techniques. It was suggested to the SAE that the CRC might be interested in developing an engine cranking program to supply the necessary information.

In 1961, the SAE requested the CRC to initiate engine cranking studies at low temperatures. The CRC Group on "Relationships Between Oil Characteristics and Engine Cranking" was formed in June, 1961, and immediately undertook the development of a technique to measure the low temperature cranking performance of engine oils. This work was completed by March, 1963, at which time CRC Report 374 was issued (3).

During the course of the CRC studies, special engine oils were developed as standards for calibrating and testing work. These reference engine oils were also made available to the ASTM Section B for viscometric characterization and included both straight-graded and multigraded engine oils. The ASTM studies were conducted using eight types of high shear viscometers:

1. Standard Oil Developers (SOD) capillary viscometer.
2. Texaco rotational viscometer.
3. Petroleum Refining Laboratories (PRL) capillary viscometer.
4. Cannon-Manning pressure capillary viscometer.

Table 1

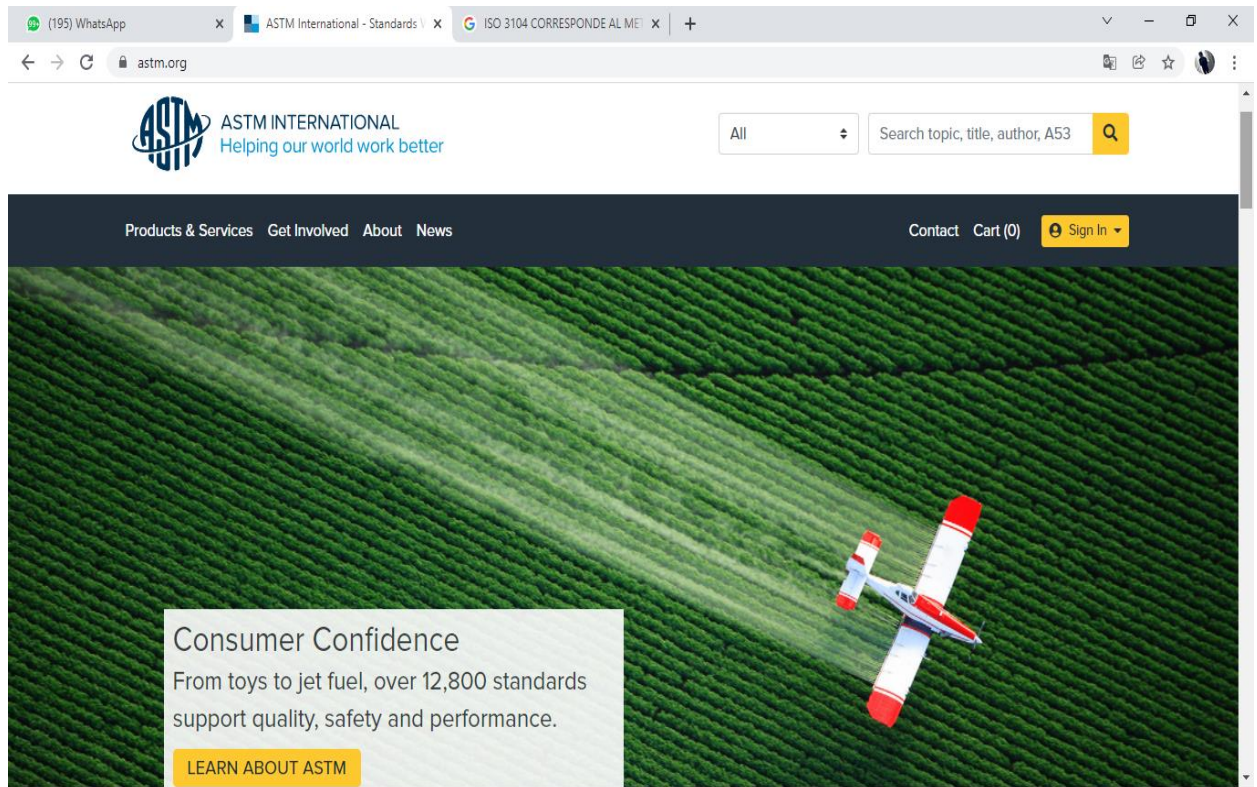
Properties and Performance of Advanced Emulsion Hydraulic Fluids

Property	Method	Performance	
		HFB (ISO 68)	HFA (ISO 10)
Appearance		White opaque fluid	White opaque fluid
Kinematic Viscosity, mm ² s ⁻¹	ASTM D445	-10 0 20 40 50°C 1140 563 167 70 49	20 40 50°C 18 10 8
Pour Point, °C	ASTM D97	-30	0
Water Content, % volume	ASTM D95	38	84
Density at 20°C, kg/m ³	ASTM D1298	930	-
pH	CEC Report*	8	10
Fire Resistance			
Spray Flammability, Persistence of Flame, s	CEC Report	5	0
Wick Test, Persistence of Flame, s	CEC Report	12	0
Emulsion Stability			
168 hours at 70°C	CEC Report	-	Pass
48 hours at 70°C	CEC Report	Pass	-
1,000 hours at ambient temp.	IP 290	Pass	-
336 hours at -10°C, followed by 168 hours at ambient temp.	CEC Report	Pass	-
Rust Prevention	ASTM D665 (no added water)	Pass	Pass
Multimetal Corrosion, Wt loss, mg	CEC Report		
steel, copper, zinc		0, -2.0, +0.3	0, -8, 12
aluminium, cadmium, brass		-0.4, -0.9, -0.7	0, 13, 0
Combinations		Pass	Pass

* Commission of the European Communities 6th Report on "Specifications and Testing Conditions Relating to Fire Resistant Fluids used for Power Transmissions". Ref. [6]


A. INTERNATIONAL, «Método de prueba estándar para determinación de la viscosidad cinemática de líquidos transparentes y opacos (y cálculo de la viscosidad dinámica),» 25 MAYO 2018. [En línea]. Available: <https://www.astm.org/Standards/D445-SP.htm>. [Último acceso: SEPTIEMBRE 2021].

<https://www.astm.org/Standards/D445-SP.htm>



NOTA 2: ISO 3104 corresponde al Método de prueba D445 – 03. 1.2 El resultado obtenido a partir de este **método de prueba** depende de la conducta de la muestra y tiene como objetivo la aplicación a líquidos para los cuales la tensión de corte y las tasas de corte son proporcionales (conducta del flujo de Newton).

A. S. J. Antonio, «Eficacia y distancia de frenado,» *Publicaciones didácticas*, nº 74, pp. 341, 345, 2016.

 **PublicacionesDidácticas**
www.publicacionesdidacticas.com

Edición digital mensual gratuita
ISSN 1989-7073
Depósito Legal: H-336-2010
España

ISSN 1989-7073
9 771989 707006

BIBLIOTECA NACIONAL
BN


REVISTA PROFESIONAL DE INVESTIGACIÓN, DOCENCIA Y RECURSOS DIDÁCTICOS

Zona Colaboradores

Menú

- Inicio
- Hemeroteca
- Zona Colaboradores
- PublicacionesDidácticas
- Cómo publicar
- Certificados
- Tarifas
- Preguntas frecuentes
- Ayuda al escritor
- Datos
- Contacto

Índice de artículos
085002



ISSN 1989-7073
9 771989 707006

BIBLIOTECA NACIONAL
BN

latindex
JournalTOCs

DULCINEA
Comisión de programación y condiciones de autor-activos de revistas científicas españolas

FECYT
Recalcula

OPEN ACCESS

CC BY

Open Cultural
APPROVED FOR
Works

OPEN ARCHIVES

Google
Scholar

© 2021 PublicacionesDidácticas - info@publicacionesdidacticas.com - publicacionesdidacticas.com | ISSN 1989-7073

Eficacia y distancia de frenado

Autor: Alzallú Soriano, José Antonio (Técnico Especialista en Mecánica y Electricidad del Automóvil, Profesor Técnico de Formación Profesional).

Público: Ciclo Formativo de Grado Medio en Electromecánica. **Materia:** Sistemas de Transmisión y frenado. **Idioma:** Español.

Título: Eficacia y distancia de frenado.

Resumen

Continuando con los conceptos que intervienen en la dinámica del frenado, además de la deceleración y la Fuerza de Frenado Máxima ya tratadas en el tema anterior, vamos a ver ahora otros dos nuevos términos: la eficacia de frenado y la distancia de frenado. Conocidos estos dos nuevos conceptos, el alumno será capaz de predecir qué ocurre en un vehículo durante un proceso de frenado así como el estado general en el que se encuentran los frenos.

Palabras clave: Eficacia, distancia de frenado, neumáticos, frenos, inspección técnica de vehículos.

Title: Efficiency and braking distance.

Abstract

Continuing with the concepts involved in the dynamic braking in addition to the deceleration and maximum braking force as discussed in the previous issue, we will now see two new and very important terms: the efficiency and the braking distance. Known these two new concepts, students will be able to predict what happens in a vehicle during a braking process and the overall state where the brakes are to understand the whole process.

Keywords: Efficiency, braking distances, tires, brakes.

Recibido 2016-07-15; Aceptado 2016-07-20; Publicado 2016-08-25; Código PD: 074047

OBJETIVOS

1. Completar los contenidos relacionados con conceptos más empleados en la Dinámica de Frenado.
2. Aprender a calcular la eficacia de frenado de los vehículos así como la distancia de frenado.
3. Comprender la importancia que tienen estos dos nuevos conceptos en el ámbito de la física del frenado.
4. Animar al alumno a la investigación para que pueda ampliar sus conocimientos de manera autónoma.

INTRODUCCIÓN

En el tema anterior se han explicado dos de los conceptos que intervienen en la dinámica del frenado, *la deceleración y la Fuerza de Frenado Máxima*. Gracias a estos dos conceptos somos capaces de comprender qué ocurre en un coche cuando efectuamos una frenada.

Aprendimos el concepto de deceleración comparándolo con la aceleración, pero en su caso, con valor negativo. En cuanto a la Fuerza de Frenado Máxima, vimos que su valor nos indica el límite de la fuerza de frenado que podemos aplicar a un vehículo sin que este llegue a deslizar sobre el terreno.

Los dos siguientes conceptos que se van a estudiar en este tema son la **eficacia de frenado** y la **distancia de frenado**.

Estos dos nuevos términos nos van a permitir comprender, por un lado, cual es el grado de eficacia del sistema de frenos, y por otro, el espacio que recorre el vehículo antes de detenerse completamente en una frenada límite.

EFICACIA DE FRENADO

Mes de Mayo. La pegatina verde adherida a la luna del coche me recuerda que se aproxima la fecha en la que he de pasar la ITV. No me conviene olvidar esto. Por mi seguridad y por la del resto de conductores y viajeros que comparten las

mismas carreteras por donde yo circulo. También para no perder puntos del carnet y no tener que pagar una cuantiosa multa –y es que a nadie le gusta perder puntos y tampoco pagar multas–.

Con todos esos motivos en mente, llego a la estación de ITV. Tras entregar la documentación a la amable chica que me recibe y pagar una cantidad muy similar a una multa, espero mi turno.

Una de las comprobaciones que van a realizar a mi coche es la **eficacia de frenado**.

El propio *Manual de Procedimiento de Inspección en las Estaciones de ITV*, redactado por el Ministerio de Energía, Industria y Turismo, en su apartado relativo al freno de servicio, lo deja bastante claro:

Este dato de eficacia (de frenado) [...] es un valor indicativo del estado y actuación global del sistema de frenos del vehículo.

Llegado mi turno, introduzco las ruedas del eje delantero en un equipo de medición denominado *frenómetro*. A continuación, acciono el freno siguiendo las indicaciones del técnico que me han asignado. En este momento, el *frenómetro*, está midiendo, entre otros datos ⁽¹⁾, la eficacia de frenado.

La eficacia de frenado, como explica el manual de inspección, nos da una información general del estado y funcionamiento de los frenos en su conjunto. Si todos sus elementos actúan correctamente, la eficacia de frenado para un vehículo a motor ⁽²⁾ con 4 ruedas y un máximo de 8 plazas debe ser al menos del 58%.

El coche supera la prueba; la eficacia es del 79%, un valor más que aceptable. Veamos cómo podemos calcularlo si no disponemos de frenómetro pero sí de una simple calculadora.

El único dato que necesitamos para calcular la eficacia de frenado es la deceleración. Esa deceleración se supone máxima, puesto que queremos saber la eficacia de nuestros frenos en una situación en la que necesitamos su máximo rendimiento. Rendimiento máximo que se consigue al aplicar la Fuerza de Frenado Máxima que ya ha sido estudiada en el tema anterior.

Evidentemente, el límite de esta fuerza determina el valor máximo de deceleración que puede experimentar el vehículo sin que sus ruedas lleguen a deslizar sobre el firme.

A su vez, tenemos que recordar que la Fuerza de Frenado Máxima depende en gran medida del grado de adherencia del neumático al firme.

De todo esto se deduce, que el valor de deceleración que vamos a emplear en el cálculo de la eficacia de frenado contempla todas esas variables.

Sabido esto, si deseamos calcular la eficacia de frenado de cualquier vehículo, solo debemos dividir su deceleración por el valor de aceleración de la gravedad ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$) y multiplicarlo por 100 para que quede expresado en %.

$$\text{Eficacia de frenado} = (d/g) \times 100 (\%)$$

Traslademos esto a un ejemplo. Se trata de calcular la deceleración del coche de *Homer Simpson* cuando llega a casa al inicio de cada capítulo de la famosas serie- justo antes de detenerse enfrente de su garaje-. Tomemos como dato de deceleración, por ejemplo, -6 m/s^2 .

Acto seguido entra en el garaje a toda velocidad una *desenfrenada* Marge, haciendo que Homer huya despavorido para no ser atropellado. Calcula la deceleración del coche de Marge, sabiendo que en ese momento decelera a -4 m/s^2 .

Puedes observar la situación a la que aluden los ejercicios aquí:

<https://www.youtube.com/watch?v=K7MRI3sSSy8&feature=youtu.be>

(1) También mide el frenado inoperante en alguna de las ruedas, desequilibrios de frenado entre ruedas de un mismo eje, fuerzas de frenado en ausencia de la acción sobre el pedal, la progresión son la que se frena...todas estas mediciones encaminadas a garantizar que el sistema de frenos funciona correctamente.

(2) Matriculado a partir de 1 de enero de 2012.



Homer Simpson

DISTANCIA DE FRENADO

La distancia de frenado a la que nos referimos en este apartado es la que recorre el coche, **desde que accionamos el freno hasta que el coche se detiene completamente**. Es importante tener claro este concepto ya que en ocasiones puede confundirse con la *distancia de parada*.

Técnicamente, la distancia de frenado no es igual que la distancia de parada. Esta última equivale a la suma de la distancia de frenado más la distancia recorrida durante el tiempo que tardamos en pisar el freno.

Distancia de parada= distancia de frenado + distancia recorrida hasta que pisamos el freno.

Es por ello que la distancia de parada siempre va a ser superior a la distancia de frenado. Esto se debe a los metros que recorremos antes de accionar el freno como consecuencia del tiempo que tardamos en reaccionar – denominado *tiempo de reacción*-. Por ejemplo, invertimos cierto tiempo en actuar sobre el freno desde que vemos al ciervo en medio de la carretera hasta que pisamos el pedal.

Importante entonces reaccionar rápido ante cualquier frenada de emergencia ya que así disminuimos la distancia de parada, aunque esto es algo que se explica mejor en las autoescuelas.

La distancia de parada también podríamos calcularla. Sin embargo, a nosotros como técnicos de automoción nos resulta más interesante conocer la **distancia de frenado** porque nos va a informar del espacio recorrido desde el momento en el que pisamos el pedal de freno hasta que el coche se detiene. Entonces, ¿cómo calculamos la **distancia de frenado** recorrida durante una frenada de emergencia?

Para su cálculo, hay que tener en cuenta los siguientes datos:

- Velocidad del vehículo
- Coeficiente de adherencia de los neumáticos.
- La aceleración de la gravedad ($g=9,81\text{m/s}^2$)
- Inclinación de la calzada (i)

Si obviamos la inclinación de la calzada y consideramos que siempre frenaremos en una calzada plana, nos queda la siguiente fórmula:

$$D_f = \frac{V^2}{2 \cdot g \cdot \mu_r}$$

Del mismo modo, si tenemos en cuenta que frenamos en una superficie de asfalto nuevo y seco a más de 50 Km/h (μ_r 0,65) y ajustamos la unidad de medida de g (m/s^2) a Km/h^2 para poder operar con la velocidad del vehículo, nos aparece

una constante en el denominador que equivale a 170,19072. Así, dividiendo la velocidad del coche –elevada al cuadrado– entre 170, obtenemos cálculo *aproximado* de la distancia de frenado. Este cálculo es aproximado porque:

- no hemos tenido en cuenta la inclinación de la calzada ⁽³⁾,
- hemos tomado como μ , el de una situación de frenado muy concreta en la que el asfalto es nuevo y está seco.
- Hemos *redondeado* de 170,19072 a 170

Hagamos ahora un ejercicio que nos sirva de ejemplo:

Para este cálculo vamos a elegir el modelo de coche que cada uno quiera. Yo me subiré a un Audi A5 *Sportback* 2.0 TFSI. Circulamos a 120 Km/h. De repente vemos un obstáculo en la carretera y nos vemos obligados a frenar precipitadamente. Hay que calcular la distancia de frenado aproximada.



Audi A5

Existe otro modo de realizar el cálculo aproximado de la distancia de frenado que nos permite poder considerar μ , en función del firme por el que circulemos así como de su estado (seco, mojado, etc).

Este nuevo método permite seleccionar el valor de μ , más apropiado para cada situación, ya que no siempre frenamos sobre una superficie tan ideal como el asfalto nuevo y seco.

- (3) Evidentemente, si frenamos *cuesta arriba*, la distancia de frenado disminuye. Lo contrario ocurre si frenamos *cuesta abajo*. En esta última situación, si nos vemos obligados a frenar repetidas veces, los frenos pueden sobrecalentarse, perder eficacia y aumentar la distancia de frenado.

Para ello, cambiamos la constante anterior por otra que equivale a **254** y la multiplicamos por el valor μ , que tenemos en el momento de la frenada (por ejemplo, $254 \times 0,10$ si circulamos por una carretera nevada). Dividimos la velocidad del coche -elevada al cuadrado- por el valor anterior y obtenemos la distancia de frenado aproximada para esa nueva situación de frenado en calzada nevada.

Si todavía tienes curiosidad –seguro que la tienes si has leído hasta aquí-, intenta calcular la distancia de frenado del vehículo de la foto sabiendo que circula a 95 Km/h. La superficie es asfalto.



Foto obtenida de SuperCar-RoadTrip.fr

Bibliografía

- <http://www.aprevar.com/adjuntos/1326709792.pdf>
- <http://ingemecanica.com/tutoriales/CategoriasdeVehiculos.html>
- www.dgt.es/Galerias/la-dgt/.../TEMA_21_-_Especialidad_Regimen_Juridico.doc
- www.dgt.es/Galerias/la-dgt/.../TEMA_8_GESTION_TECNICA_TRAFICO.doc
- hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/crtp.html
- <http://revista.dgt.es/es/multimedia/infografia/2015/0706-Distancia-reaccion-y-frenado-campo-futbol.shtml#Vz7bcNLSmU>
- <http://www.oni.esuelas.edu.ar/olimpi99/interolimpicos/transito/espaniol/distanci.htm>
- http://www.profesorenlinea.cl/fisica/Detencion_de_movil.html

ILUSTRACIONES y FOTOGRAFÍAS:

- Homer Simpson: NirvallicA Juan
- Audi: Thomas doerfer



Available online at www.sciencedirect.com

ScienceDirect

Procedia Engineering 134 (2016) 452 – 458

**Procedia
Engineering**

www.elsevier.com/locate/procedia

9th International Scientific Conference Transbaltica 2015

Research of the Vehicle Brake Testing Efficiency

Vytenis Surblys*, Edgar Sokolovskij

Vilnius Gediminas Technical University, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lithuania

Abstract

At vehicles technical inspection stations, the braking system of a load-carrying vehicle is tested when the vehicle is free of any load; however, such tests do not reflect the operation of the brakes in loaded vehicles. In the Paper, methods for testing the braking system of a load-carrying vehicle are discussed upon; other scientific papers related to operation and testing of brakes are reviewed. In addition, research on establishing interdependence between the wheel braking force and the brake pedal pressing force was carried out.

© 2016 The Authors. Published by Elsevier Ltd. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).
Peer-review under responsibility of the organizing committee of Transbaltica 2015

Keywords: braking efficiency; hydraulic braking system; roller brake tester; brake pedal force; braking force.

1. Introduction

Technologies are rapidly improved from day to day, so it's hardly surprising that innovations of the transport sector reach us very soon as well. On comparing vehicles produced 20–25 years ago to latter-day ones, we find abundant differences in the aspects of comfort, economy, functionality, reliability and, in particular, the aspect of safety. Very high attention is paid to passive and active safety systems for vehicles. Active safety systems are helpful in avoiding a traffic event and passive safety systems protect the passengers and the drivers against injuries when a traffic event occurs.

A braking system is one of the most important active safety means of a vehicle. Brakes are continually being improved and supplemented with electronic systems that are helpful in controlling the vehicle under braking. How-

* Corresponding author
E-mail address: vytenis.surblys@vgtu.lt

ever, irrespectively of such additional electronic systems, braking is most frequently accomplished by acting the friction-line brake shoes with pneumatic or hydraulic systems, so first of all, their proper operation should be ensured.

In Lithuania, tests of braking system are compulsory: the braking system is tested on technical inspection tests. The methods applicable for their accomplishment vary for different categories of vehicles. Cars are tested without a load; load-carrying vehicles with a pneumatic braking system are tested without a load as well; however, the air pressure is measured in the braking system of the latter and then the braking efficiency at a certain pressure is calculated. Load-carrying vehicles with a hydraulic braking system require tests when they are fully loaded; however, such tests are not easily implementable.

The aims of the present research include examination of methods for load-carrying vehicle brake system testing and establishing the interdependence between the brake pedal pressing force and the wheel braking force.

In Lithuania and world widely, scientists pay a considerable attention to examination of problems of brakes as well as to tests of braking systems. The research by L. Segal showed a considerable affect of temperature on the braking system. In course of the braking process, the brake disk, the friction-line brake shoes and the brake support heat considerably. It was found that wheel braking should last no longer than for 10–15 seconds on the brake tests, because brake elements heat up to over 80 °C. At a high temperature of the braking system, the braking properties of the shoes become worse (Segal 1999).

One of negative factors that appear on braking a vehicle with disk brakes is a deformation of a brake disk. The deformation affects the braking efficiency. The per-formed research (Garcia-Pozuelo Ramos et al. 2010) shows that the deformation may be measured by a roller brake tester. At 125 μm runout of a brake disk, the said stand measures 50% deformation during the tests (Fig. 1).

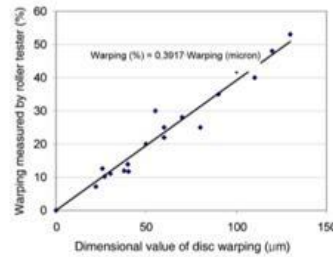


Fig. 1. The ratio between the disk deformations and the parameters measured by the roller brake tester.

In addition, the braking efficiency is affected by the thickness of brake pipes. The performed research (Alyazed Albatlan 2012) showed the braking efficiency to be different at different loads of the vehicle and different thicknesses of brake pipes. At lower loads, this difference reduces (Fig. 2).

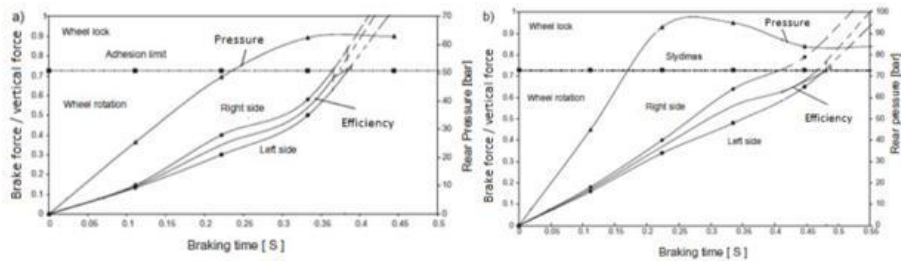


Fig. 2. The braking efficiency, when the vehicle load is a – 9 200 N, b – 11 200 N.

It may be seen from the diagrams provided in Fig. 2 that on changing the vehicle load, the difference between the braking efficiencies in the right and in the left part of the vehicle was growing. In the right part, the brake pipe had been replaced with the one that's diameter exceeded the diameter of the original disk and in the left part the original pipe remained. When the vehicle load is 9200 N, the pressure of the braking system before wheel blocking is over 50 bar and when the load is 11200 N, the pressure in the system is over 70 bar.

One of the main requirements applicable to vehicle braking systems and the braking efficiency is set for their relative axial braking forces. For ensuring the vehicle stability on braking, the relative braking force of rear axle should not be bigger than the relative braking force of front axle (Nagurnas 2001).

For tests of the braking system, stationary brake testers are used. The stands are classified according to their sizes, braking forces and other parameters. The results of the tests are affected not only by the friction coefficient, but also by the structure of the stand (Jun et al. 2011) (Fig. 2).

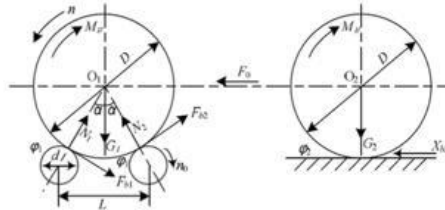


Fig. 3. The position of a wheel on the brake tester.

After completion of tests by several different brake testers, we formed the dependence of the braking force F_b on the diameter d of the stand rollers and the angle α (Table 1).

Table 1. The braking forces applied to the front and rear wheels have been measured by different stands.

Type	d (mm)	L (mm)	α (°)	F_{bF} (N)	F_{bR} (N)
1	200	390	29.6	13 293.9	12 512.7
2	240	470	34.5	14 027.5	13 203.2
3	245	430	31.0	13 487.0	12 694.4

In the Table: F_{bF} – the braking force applied to the front axle, N; F_{bR} – the braking force applied to the rear axle, N.

It may be seen from the Table 2 that the measured braking force was bigger on the stand with the following parameters: $d = 240$ mm, $L = 470$ mm and $\alpha = 34.5^\circ$. Any braking is unique: it is almost impossible to obtain the same braking forces on making several tests by the same stand.

2. The review of the methods for braking efficiency measurement

On loaded vehicle testing, the braking factor should be established by direct measuring the braking forces. In calculation of the braking factor of a loaded vehicle, no extrapolation is required, because it is found from the following equations:

For a motor vehicle:

$$Z_{M,lad} = \frac{\sum F_i}{F_{M,max}}, \quad (1)$$

here: $Z_{M,lad}$ – the braking factor of a loaded vehicle; F_i – the braking force applied to the axle i along the tire perimeter, N; $F_{M,max}$ – the maximum permissible F_M , N; F_M – the static force perpendicular to the road surface that acts all the wheels of a motor vehicle or F_M conforming to F_h , N.

For a vehicle with a trailer:

$$Z_{R,lad} = \frac{\sum F_i}{F_{R,max}}, \quad (2)$$

here: $Z_{R,lad}$ – the braking factor of a loaded vehicle with a trailer; $F_{R,max}$ – the maximum permissible static perpendicular force for a fully loaded vehicle with a trailer, N.

Upon application the single-point method, a single measurement of the braking force applied to each axle or to each wheel is required. This brake testing method is applied for empty load-carrying vehicles. It is used for technical inspection tests of load-carrying vehicles in Republic of Lithuania. The tests are carried out on roller brake testers.

On starting a test, manometers are connected to the control tips of wheel brake chambers (to an axle, one manometer is connected; in vehicles twin-axle or three-axle wheel brake chambers, a single manometer is usually connected to a contour for supplying the compressed air of the same pressure to the twin-axle or three-axle brake chambers. The manometers should be connected tightly: on pressing and fixing the braking pedal, no leak of compressed air should be audible in the connections.

The vehicle is driven onto the drums of brake tester. When the drums begin rotating, the braking pedal is being uniformly pressed until the drums are blocked and then the showed values of braking forces are memorized. The test is repeated upon observing the readings of the manometer connected to the tip of the brake chamber (contour) of the tested axle. The values of the braking forces shall be fixed when the rotating drums of the tester are close to the blocking limit. At the same time (synchronously), the value of air pressure p_z in the brake chamber (contour) of the relevant axle shall be fixed.

The difference between wheel braking forces of the axle shall be assessed according to the readings of the testing stand or calculated according to the following formula:

$$\Delta = \frac{F_{max} - F_{min}}{F_{max}} \cdot 100, \quad (3)$$

here: F_{max} – the bigger braking force acting the wheels of one axle, kN; F_{min} – the smaller braking force acting the wheels of one axle, kN.

If the difference between the braking forces does not meet the set requirements, a further calculation for assessing the braking efficiency shall not be carried out.

The estimated air pressure p_s is established according to the data from the tables of the braking force regulator or another reliable source. If such data are not available, $p_s = 6.5$ bar is used for the calculation.

The coefficient of proportionality is calculated individually for each axle according to the following formula:

$$K_p = \frac{p_s - 0.4}{p_z - 0.4}, \quad (4)$$

here: p_z – the air pressure established on the test, bar.

The estimated braking force for wheels of each axle is calculated according to the following formula:

$$F_{SK} = K_p \cdot (F_{STk} - F_{STd}), \quad (5)$$

here: F_{STk} , F_{STd} – the braking forces that act the left and the right wheel of the axle, respectively, kN.

The braking efficiency in percent while braking by the service brake is established according to the following formula:

$$z = \frac{\sum_{i=1}^n F_{SKi}}{m_B \cdot g} \cdot 100, \quad (6)$$

here: $i = 1, \dots, n$ – the number of axles; m_B – total mass of the vehicle, t; g – standard free-fall acceleration m/s^2 .

If the two-point method is applied, the initial point is not standardized. The braking force should be measured at a low pressure of the brake system that slightly exceeds the pressure at the threshold point where the braking force may be measured. The second (principal) measurement should be made at the maximum applicable braking forces when the relevant pressure of the brake system is lower than the limit wheel blocking pressure.

And in this case, the measured braking forces on each axle shall be extrapolated to the minimum design pressure. To ensure the proper calculation, no less than 30% of the design pressure of the brake system should be formed by a proper axle loading or load modeling.

The braking factor of a loaded vehicle is found from $Z_{M,lad}$ or $Z_{R,lad}$ upon applying the above-mentioned equations, where:

$$F_{Bi} = F_{Hi} + R_{Fi}(P_{A,lad i}), \quad (7)$$

$$R_{Fi} = \frac{F_{Hi} - F_{Li}}{P_{A,Hi} - P_{A,Li}}, \quad (8)$$

here: F_{Hi} – the braking force on the axle i along the tire perimeter, when the brake system pressure is $P_{A,Hi}$, N; $P_{A,Hi}$ – a high brake system pressure on the axle i , kPa; F_{Li} – the braking force on the axle i along the tire perimeter, when the brake system pressure is $P_{A,Li}$, N; $P_{A,Li}$ – a low brake system pressure on the axle i , kPa.

3. Experimental research

For the tests, 3 vehicles of a good technical condition equipped with a hydraulic braking system were chosen. The braking systems of the said vehicles operate without any faults. The chosen vehicles are equipped with supplemental systems: an anti-lock braking system (ABS), an electronic stability control system (ESP), and an electronic braking system (EBS). The above-listed systems do not affect the measured braking forces because the measurements are accomplished when the engine is switched off.

The experimental tests were carried out in the following sequence:

- The braking forces applied to the brakes and the brake pedal pressing forces were measured when the vehicles were free of any load. The measurements were accomplished in accordance with the requirements set in the description of technical inspection procedure.
- The vehicles were loaded with 1 ton load. Their braking forces and pedal pressing forces were measured.
- All the results of the tests were saved. After the tests, the calculations specified for the one-point method were carried out.

In Fig. 4, the diagram of load-carrying vehicle's braking forces where the dependences of the braking forces on the pedal pressing forces are shown is presented. In the diagram, the results obtained on testing a loaded vehicle and a non-loaded vehicle are shown: two brake inspecting tests were performed for the front axle and two brake inspecting tests were performed for the rear axle. In the tests with a non-loaded vehicle, its measured mass was 2 540 kg; after loading, the mass increased up to 3 634 kg. The tests of a loaded vehicle were carried out upon striving to compare the variation of braking forces caused by the pedal pressing with the same in a vehicle without a load. The points obtained in each test are shown in the diagram; upon applying the method of least squares, a linear dependence is deduced through them. In addition, the summarized dependences of a non-loaded vehicle and a loaded vehicle are

shown in the diagram striving to get to know the variation of the braking force of the whole vehicle on changing the pedal pressing force.

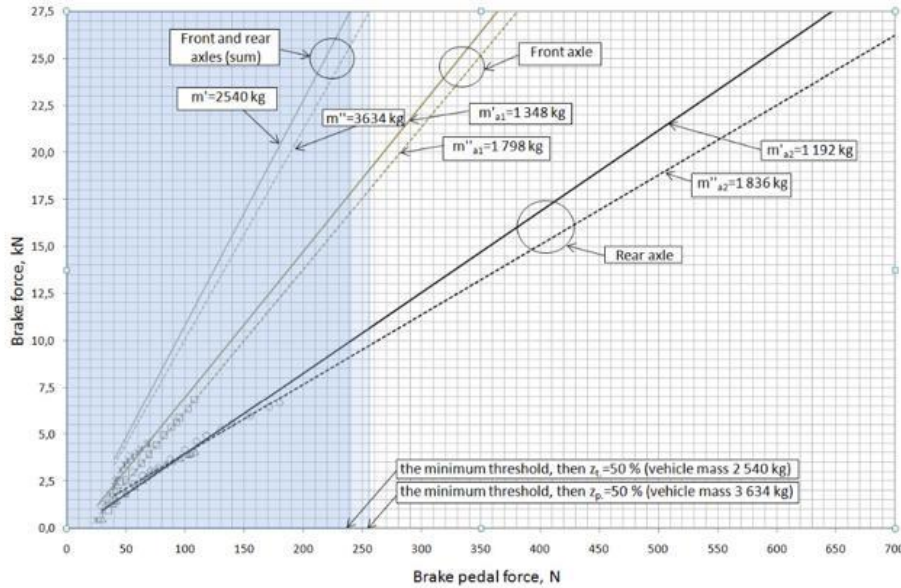


Fig. 4. The dependence of the braking forces applied to load-carrying vehicle MERCEDES-BENZ SPRINTER (produced in 2013) on the pedal pressing force.

After completion of the first test of the front axle, the obtained maximum braking force on the axle was 4.51 kN at the pedal pressing force 70 N, when the mass of the axle was 1 348 kg. After the test of the rear axle of the same load-carrying vehicle, the obtained braking force was 4.08 kN at the pedal pressing force 109 N, when the mass of the axle was 1 192 kg.

After completion of the test of the front axle of the same vehicle, when it was loaded, the obtained maximum braking force on the axle was 6.81 kN at the pedal pressing force 108 N and after completion of the test of the rear of the same loaded vehicle – the obtained maximum braking force on the axle was 6.65 kN at the pedal pressing force 180 N. In these tests, the masses of the axles were following: of the front axle – 1 798 kg; of the rear axle – 1 836 kg.

For N₂ class vehicles, difference between braking forces applied to wheels of the same axle should not exceed 30%. In the tests of a non-loaded vehicle, the measured difference for the first axle was 22% and the measured difference for the rear axle was 16%; in the tests of a loaded vehicle, the difference for the front axle was 3% and for the rear axle – 17%.

The total mass a tested load-carrying vehicle was 5 500 kg. Because the said vehicles were produced after 27 July 2010, the braking efficiency of their service brakes should be no less than 50%. The limit braking force for the whole vehicle shall calculated according to the formula deduced from the formula 9:

$$\sum_{i=1}^n F_i = \frac{m_B \cdot g \cdot z}{100}, \tag{9}$$

here: F_i – the braking force acting the axle i , kN; $i = 1, \dots, n$ – the number of axles; m_B – the total mass of the vehicle, t; g – free fall acceleration, m/s²; z – the braking efficiency in percent.

$$\text{If we accept } z = 50\%, \text{ then } \sum_{i=1}^n F_{ij} = \frac{5.5 \cdot 10 \cdot 50}{100} = 27.5 \text{ kN.}$$

The Directive 71/320/EEB points out that brake control force shall not exceed 700 N, so it is defined in the diagram that 700 N is the maximum pedal pressing force.

As it may be seen from Fig. 4, the limit 50% braking efficiency is achieved for a fully loaded vehicle, if the brake pedal is acted by pressing force of 239 N – such a force was obtained on the test of a non-loaded vehicle. When the vehicle is loaded, the pedal pressing force of 255 N is required to achieve the limit braking efficiency. There is ~6.3% error between the above-mentioned values: it attests that variation of the braking forces and pedal pressing forces on loading the vehicle with different masses remains almost the same.

After an analysis of the dependence of the braking forces applied to the tested load-carrying vehicle on the pedal pressing force, it may be concluded that the braking system of the vehicle with the maximum load would operate appropriately: the efficiency will exceed 50% and the difference will be no more than 30%.

In the diagram presented in Fig. 4, the following notations are used:

- m – the mass of the vehicle, kg;
- m' – the mass of the non-loaded vehicle, kg;
- m'' – the mass of the loaded vehicle, kg;
- m'_{a1} – the mass of the front axle of the non-loaded vehicle, kg;
- m''_{a1} – the mass of the front axle of the loaded vehicle, kg;
- m'_{a2} – the mass of the rear axle of the non-loaded vehicle, kg;
- m''_{a2} – the mass of the rear axle of the loaded vehicle, kg.

4. Conclusions

After the analysis of the dependence of the braking forces in a load-carrying vehicle with a hydraulic braking system on the pedal pressing force, the following conclusions may be provided:

1. If the dependence of the braking force variation on the pedal pressing force is known, the value of the braking force when the mass of the vehicle conforms to its maximum possible mass may be forecasted.
2. The dependence of braking force growing on the pedal pressing force is linear.
3. On changes of axial load, the changes of the braking force dependence on the pedal pressing force are inconsiderable.

References

- Alyazeed Albatlan, A. 2012. Automotive brake pipes characteristics and their effects on brake performance, *Ain Shams Engineering Journal* 3: 279–287.
- Garcia-Pozuelo Ramos, D.; et al. 2010. New procedure to estimate the brake warping in a roller teste, *International Journal of Automotive Technology* 1: 691–699. Madrid, Spain.
- Segal, L. 1999. Diagnostic method for vehicle brakes, in *NDT&E International* 32. Israel: Israel Institute of Technology, 369–373.
- ISO 21069 Road vehicles – Test of braking systems on vehicles with a maximum authorized total mass of over 3,5 t using a roller brake tester. Switzerland, 2004. 18 p.
- Jun, L.; Xiaojing, Z.; Dongsheng, W. 2011. *The theoretical analysis of test result's errors for the roller type automobile brake tester*, International Federation for Information Processing. Nanchang, China, 382–389.
- Nagurnas, S. 2001. *Automobilių santykinų stabdymo jėgų nustatymo metodikos ypatumai*, *Transporto inžinerija*. Vilnius: Technika, 26–31.
- Regulation No. 13. *Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking*. Geneva, 1995.

Materiales y Metodos

W. Murillo, «La investigacion cientifica,» 2008. [En línea]. Available: <http://www.monografias.com/trabajos15/invest-cientifica/invest-cientifica.shtm>. [Último acceso: 28 septiembre 2021].

<https://www.monografias.com/trabajos15/invest-cientifica/invest-cientifica.shtml>



The image is a screenshot of a web browser displaying the article 'La investigación científica' on the website 'monografias.com'. The browser's address bar shows the URL 'monografias.com/trabajos15/invest-cientifica/invest-cientifica.shtml'. The page content is as follows:

INTRODUCCIÓN

La Investigación es un proceso que, mediante la aplicación del método científico, procura obtener información relevante y fidedigna (digna de fe y crédito), para entender, verificar, corregir o aplicar el conocimiento.

Para obtener algún resultado de manera clara y precisa es necesario aplicar algún tipo de investigación, la investigación esta muy ligada a los seres humanos, esta posee una serie de pasos para lograr el objetivo planteado o para llegar a la información solicitada. La investigación tiene como base el método científico y este es el método de estudio sistemático de la naturaleza que incluye las técnicas de observación, reglas para el razonamiento y la predicción, ideas sobre la experimentación planificada y los modos de comunicar los resultados experimentales y teóricos.

Además, la investigación posee una serie de características que ayudan al investigador a regirse de manera eficaz en la misma. La investigación es tan compacta que posee formas, elementos, procesos, diferentes tipos, entre otros.

La investigación es fundamental para el estudiante y para el profesional, esta forma parte del camino profesional antes, durante y después de lograr la profesión; ella nos acompaña desde el principio de los estudios y la vida misma. Para todo tipo de investigación hay un proceso y unos objetivos precisos.

La investigación nos ayuda a mejorar el estudio porque nos permite establecer contacto con la realidad a fin de que la conozcamos mejor, la finalidad de esta radica en formular nuevas teorías o modificar las existentes, en incrementar los conocimientos; es el modo de llegar a elaborar teorías.

La actividad investigadora se conduce eficazmente mediante una serie de elementos que hacen accesible el objeto al conocimiento y de cuya sabia elección y aplicación va a depender en gran medida el éxito del trabajo investigador.

CONCEPTO

Es la actividad de búsqueda que se caracteriza por ser reflexiva, sistemática y metódica; tiene por finalidad obtener conocimientos y solucionar problemas científicos, filosóficos o empírico-técnicos, y se desarrolla mediante un proceso.

La investigación científica es la búsqueda intencionada de conocimientos o de soluciones a problemas de carácter científico; el método científico indica el camino que se ha de transitar en esa indagación y las técnicas precisan la manera de recorrerlo.

I. E. d. I. torre, «Proyecto influencia de la viscosidad en la calidad y eficiencia del frenado en el sistema ABS,» 2020.



Proyecto: Influencia de la viscosidad en la calidad y eficiencia de frenado en el sistema ABS

FICHA TÉCNICA DOT 4

1) Identificación del Producto

Nombre presente en la etiqueta del producto: DOT 4

Forma de identificación: Botella blanca con tapa azul

Aplicación del producto: Líquido de frenos automotriz

2) Composición/información de los ingredientes del producto

Compuesto	Número CAS	Concentración
Ethanol,2-butoxy-, manufacture of, by-products from Eye Dam. 1, H318	161907-77-3	>20-<30%
2-(2-methoxyethoxy) ethanol Repr. 2, H361d	111-77-3	<3.0%
dihydro-3-(tetrapropenyl)furan-2,5-dione	26544-38-7	<0.1%

3) Condiciones de almacenamiento

Conservar bien cerrado, en un ambiente seco, a temperatura ambiente y sin exposición a luz solar.

4) Propiedades fisicoquímicas

Parámetro	Valor
Forma	Líquida
Color	Amarillo
Olor	Característico del producto
pH a 20°C	7-10.5
Punto de fusión/Punto de congelamiento	-50°C
Punto inicial de ebullición	>230 °C



Densidad a 20°C	1-1.04g/cm ³
Solubilidad en agua	Totalmente miscible

Ficha Técnica DOT 4.1

1) Identificación del Producto

Nombre presente en la etiqueta del producto: DOT 4.1

Forma de identificación: Botella blanca con tapa verde

Aplicación del producto: Líquido de frenos automotriz



2) Composición/información de los ingredientes del producto

Compuesto
<u>Polyglygol</u>
Glycol Ether
Inhibitors
Glycoetherborate

3) Condiciones de almacenamiento

Conservar bien cerrado, en un ambiente seco, a temperatura ambiente y sin exposición a luz solar.

4) Propiedades fisicoquímicas

Parámetro	Valor
Forma	Líquida
Color	Amarillo
Olor	Característico del producto
pH a 20°C	7-8.5
Punto de fusión/Punto de congelamiento	-50°C
Punto inicial de ebullición	265 °C
Flash Point	135,5 °C



Viscosidad a -40 C	700 cst
Densidad a 20°C	1.06 g/cm ³
Solubilidad en agua	Totalmente miscible

Ficha Técnica DOT 4.1 v2

1) Identificación del Producto

Nombre presente en la etiqueta del producto: DOT 4.1 v2

Forma de identificación: Botella blanca con tapa roja

Aplicación del producto: Líquido de frenos automotriz

2) Composición/información de los ingredientes del producto

Compuesto	Número CAS	Concentración
Poly ethylene glycol Mono Methylether	9004-74-4	6 ~ 13 %
Methoxy tri glycol	111-77-3	25 ~ 35 %
Tri ethylene glycol monobutyl ether	143-22-6	3 ~ 10 %
Boron Ester Compound	30989-05-0	45 ~55 %
Trade secret (S1)	-	MAX 5%

3) Condiciones de almacenamiento

Conservar bien cerrado, en un ambiente seco, a temperatura ambiente y sin exposición a luz solar.

4) Propiedades fisicoquímicas

Parámetro	Valor
Forma	Líquida
Color	Amarillo
Olor	Característico del producto
pH a 20°C	7.5-8.5
Punto de fusión/Punto de	-50°C

Procedimiento de preparación de muestras convenio Qualco-Uide

Anexo Tesis: Influencia de la viscosidad en la calidad y eficiencia de frenado en el sistema ABS

Objetivo: Obtener las muestras de líquido de freno con los porcentajes de agua predeterminados.

Materiales

- 1 vaso de precipitación 1000 ml
- 1 probeta 100 ml
- 1 agitador eléctrico Boeco
- 9 botellas plásticas con tapa y sello
- Agua potable
- Líquido de frenos DOT 4
- Líquido de frenos DOT 4.1
- Líquido de frenos DOT 4.1 v2 (versión 2)

Procedimiento preparación muestras (1000 mL)

- Se midió en una probeta la cantidad correspondiente de agua potable para preparar una mezcla de 1, 3 y 4 % de agua en cada líquido de frenos y se colocó dicha cantidad en un vaso de precipitación.
- Se agregó la cantidad faltante de líquido de frenos hasta tener un volumen de 300 mL.
- Se agitó durante 10 minutos la muestra a 300 rpm.
- Se selló el producto en una botella para su adecuado almacenamiento.

Tabla 1: Muestras preparadas en laboratorio

Muestra Preparada	Cantidad de Agua (mL)	Cantidad de Líquido de Frenos (mL)
DOT 4 (1% de agua)	10	990
DOT 4 (3% de agua)	30	970
DOT 4 (4% de agua)	40	960
DOT 4.1 (1% de agua)	10	990
DOT 4.1 (3% de agua)	30	970
DOT 4.1 (4% de agua)	40	960
DOT 4.1 v2 (1% de agua)	10	990
DOT 4.1 v2 (3% de agua)	30	970
DOT 4.1 v2 (4% de agua)	40	960

Consideraciones: la cantidad necesaria para ensayo de punto de ebullición es de 60 ml realizado por triplicado (180 ml).

La cantidad necesaria para ensayo de viscosidad (en laboratorio) es de 60 ml.

La cantidad necesaria para ensayos de contenido de boratos es 100 ml.

Evidencia fotográfica





congelamiento	
Punto inicial de ebullición	260 °C
Flash Point	135°C
Viscosidad a -40°C	1000 cst
Densidad a 20°C	1.061-1.071 g/cm ³
Solubilidad en agua	Totalmente miscible

Elaborado por:
Ing. Ernesto de la Torre
Ecoenergy Cía. Ltda.



- Líquido de frenos DOT 4.1 v2 (tapa roja)
- 4 envases



Atentamente

- Ligia Moscoso
- Dep. técnico

Tecnova, «Disco de frenos Fremax,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.boschecuador.com/shop/producto?id=4853>. [Último acceso: 11 11 2021].



Características técnicas

Videos

Diametro Exterior	294mm
Diametro Interno	62mm
Altura	49mm
Agujeros	5
Espesor Real	25mm
Espesor Mínimo	23mm
Posicion	Delantero
Tipo	Ventilado

LACBAL, «INFORME DE ANALISIS DE RESULTADOS,» Quito, 2021.

	ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL  LACBAL	Edición: 03
		Fecha de edición: 2021-03-04
		Página: 1 de 1
INFORME DE ANALISIS DE RESULTADOS		FRP7.801

37-I-LACBAL-2021-654

1. INFORMACIÓN LACBAL:				2. INFORMACIÓN CLIENTE:			
DIRECCIÓN		Ladrón de Guevara E11-253-4 oficio N° 17 (Química-Eléctrica) Sta. Ana, Quito.		NOMBRE/EMPRESA		EDWIN ANDRÉS CARDENAS GARZÓN	
TELÉFONOS		022976-300 Ext. 4329/4328/4317		DIRECCIÓN		VIAJE DE LOS CRISTOS/ MOTORISTA GENERAL WASHINGTON FERRER # 7	
E-MAIL		lacbal@epn.edu.ec		NÚMERO DE MUESTRAS		»	
3. INFORMACIÓN GENERAL				4. FECHAS			
RESPONSABLE DEL INFORME	Quím. Allison Hernández	N° PROFORMA	DQ-PO654-2021	RECEPCIÓN DE LA MUESTRA EN LACBAL	2021-07-29	INICIO DE ENSAYO	2021-08-02
TIPO CLIENTE	EXTERNO	N° FACTURA	005-001-0183757	TRANSPORTE	NA	ENTREGA DE INFORME	2021-08-10

5. IDENTIFICACIÓN DE LA MUESTRA:						
INFORMACIÓN PROPORCIONADA POR EL CLIENTE	IDENTIFICACIÓN DEL CLIENTE	CÓDIGO LABORATORIO	TIPO MUESTRA	TIPO ENVASE	CANTIDAD	
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4.1 v2	654-01	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4.1 v2 (1% de agua)	654-02	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4.1 v2 (4% de agua)	654-03	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4.1	654-04	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4.1 (1% de agua)	654-05	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4.1 (4% de agua)	654-06	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4	654-07	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4 (1% de agua)	654-08	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4 (4% de agua)	654-09	Otros	Plástico	1	L

6. CONDICIONES AMBIENTALES:						
TEMPERATURA [°C]	20,0	HUMEDAD RELATIVA [%]	42,1	PRESIÓN [kPa]	72,8	

7. RESULTADOS OBTENIDOS:					
MUESTRA	ENSAYO	NORMA MÉTODO	UNIDADES	VALOR OBTENIDO	
654-01	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,725	
654-02	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,625	
654-03	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,573	
654-04	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,027	
654-05	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,019	
654-06	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	1,882	
654-07	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,112	
654-08	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,054	
654-09	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,039	






LACBAL
 LABORATORIO DE COMBUSTIBLES
 BIOCOMBUSTIBLES
 Y ACEITES LUBRICANTES

Q.A. MELISSA ALBUJA

RESPONSABLE TÉCNICO DE LACBAL

NOTAS ACLARATORIAS
1. Todos los parámetros se encuentran dentro del Sistema de Gestión ISO 17025, pero no todos están acreditados.
2. Los métodos que constan de un *, son aquellos métodos acreditados. Acreditación N° SAE IEN 21-002
3. Los resultados reportados corresponden únicamente a los ítems ensayados.
4. Queda prohibido la reproducción de forma parcial o total del presente informe sin autorización del Laboratorio LACBAL.
5. Cuando aplique, se realizan los ensayos aun sin cumplir con los criterios de aceptación y rechazo de las muestras de objeto de ensayo previa aceptación del cliente, la comparación respectiva con la normativa vigente NTE INEN.
6. El muestreo es responsabilidad del cliente, la Escuela Politécnica Nacional no responde por posibles variaciones ocasionadas por la toma de muestra, los resultados son únicamente de la muestra entregada por el cliente.
7. El laboratorio no cuenta con otras instalaciones, por lo que todas las actividades son realizadas en las instalaciones de LACBAL.
8. En caso de que el laboratorio sea el responsable del transporte de la muestra (convenio suscrito) LACBAL lo realizará de acuerdo a los protocolos establecidos para transporte en la norma ASTM D4057-19.



Quito, 18-06-2021

Entrega de muestras

Atención Sr. Andres Cárdenas

Por medio de la presente realizamos la entrega de las siguientes muestras:

- Líquido de frenos DOT 4 (tapa azul)
- 4 envases



- Líquido de frenos DOT 4.1 (tapa verde)
- 4 envases





Elaborado por:

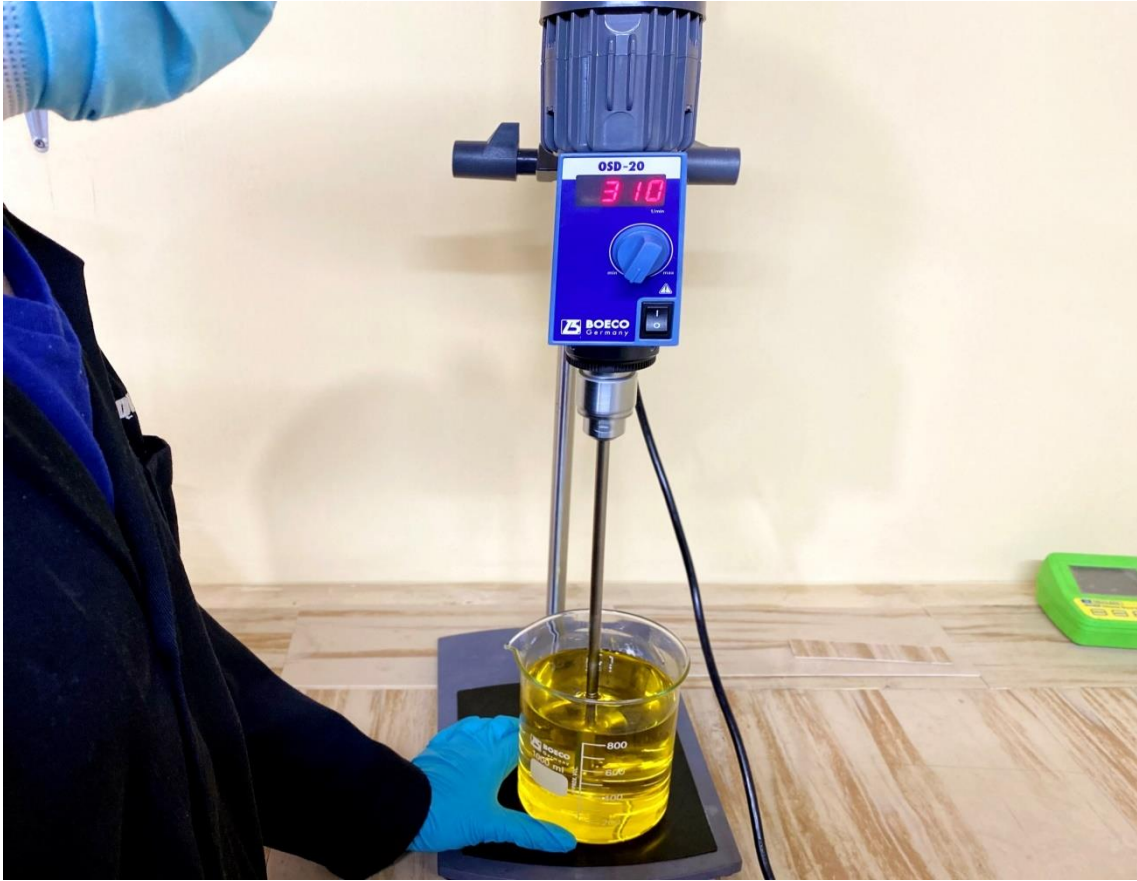
Ing. Ligia Moscoso

Ing. Ernesto de la Torre



ANEXO 1. SOPORTE FOTOGRÁFICO DE LA INVESTIGACIÓN
















Copiar  Mover a  Categorizar  Posponer  Deshacer 

Documentos complementarios muestras

 6 

 Ficha tecnica muestras U... 154 KB 	 procedimiento UIDE.docx 1 MB 
 entrega muestras oficio.... 1 MB 	

 3 archivos adjuntos (3 MB) [Descargar todo](#) [Guardar todo en OneDrive - Universidad Internacional del Ecuador](#)

Obtener [Outlook para iOS](#)

De: Ligia Moscoso <lmoscoso@qualco.com.ec>

Enviado: Tuesday, June 22, 2021 3:49:57 PM

Para: CARDENAS GARZON EDWIN ANDRES <edcardenasga@uide.edu.ec>

Cc: GUANUCHE LARCO DENNY JAVIER <deguanuchela@uide.edu.ec>

Asunto: Documentos complementarios muestras

Estimado Andres,

Adjunto los documentos complementarios posteriores al retiro de las muestras y también el correo con los contactos del laboratorio. Quedamos a la espera del día para dar soporte respecto a las pruebas que se evaluarán en función del presupuesto.

Saludos cordiales
Ligia Moscoso R.

Proyecto: Influencia de la viscosidad en la calidad y eficiencia de frenado en el sistema ABS

FICHA TÉCNICA DOT 4

1) **Identificación del Producto**

Nombre presente en la etiqueta del producto: DOT 4

Forma de identificación: Botella blanca con tapa azul

Aplicación del producto: Líquido de frenos automotriz

2) **Composición/información de los ingredientes del producto**

Compuesto	Número CAS	Concentración
Ethanol,2-butoxy-, manufacture of, by-products from Eye Dam. 1, H318	161907-77-3	>20-<30%
2-(2-methoxyethoxy) ethanol Repr. 2, H361d	111-77-3	<3.0%
dihydro-3-(tetrapropenyl)furan-2,5-dione	26544-38-7	<0.1%

3) **Condiciones de almacenamiento**

Conservar bien cerrado, en un ambiente seco, a temperatura ambiente y sin exposición a luz solar.

4) **Propiedades fisicoquímicas**

Parámetro	Valor
Forma	Líquida
Color	Amarillo
Olor	Característico del producto
pH a 20°C	7-10.5
Punto de fusión/Punto de congelamiento	-50°C
Punto inicial de ebullición	>230 °C
Densidad a 20°C	1-1.04g/cm ³
Solubilidad en agua	Totalmente miscible

DOT 4.1
PROCESADO: 17/06/21
CANT. APROX: 1000 ML
PROYECTO UIDE
DE: QUALCO
PARA: ANDRES CÁRDENAS
CONSERVAR BIEN CERRADA

DOT 4.1 (1 % DE AGUA)
PROCESADO: 17/06/21
CANT. APROX: 1000 ML
PROYECTO UIDE
DE: QUALCO
PARA: ANDRES CÁRDENAS
CONSERVAR BIEN CERRADA





3
DOT 4.1 (3 % DE AGUA)
PROCESADO: 17/06/21
CANT. APROX: 1000 ML
PROYECTO UIDE
DE: QUALCO
PARA: ANDRES CÁRDENAS
CONSERVAR BIEN CERRADO

4
DOT 4.1 (4 % DE AGUA)
PROCESADO: 17/06/21
CANT. APROX: 1000 ML
PROYECTO UIDE
DE: QUALCO
PARA: ANDRES CÁRDENAS
CONSERVAR BIEN CERRADO



DOT 4
PROCESADO: 17/06/21
CANT. APROX: 1000 ML
PROYECTO UIDE
DE: QUALCO
PARA: ANDRES CÁRDENAS
CONSERVAR BIEN CERRADA

DOT 4 (1 % DE AGUA)
PROCESADO: 17/06/21
CANT. APROX: 1000 ML
PROYECTO UIDE
DE: QUALCO
PARA: ANDRES CÁRDENAS
CONSERVAR BIEN CERRADA

DOT 4 (3 % DE AGUA)
PROCESADO: 17/06/21
CANT. APROX: 1000 ML
PROYECTO UIIDE
DE: QUALCO
PARA: ANDRES CÁRDENAS
CONSERVAR BIEN CERRADA

DOT 4 (4 % DE AGUA)
PROCESADO: 17/06/21
CANT. APROX: 1000 ML
PROYECTO UIIDE
DE: QUALCO
PARA: ANDRES CÁRDENAS
CONSERVAR BIEN CERRADA



DOT 4.1 v2 (1 % DE AGUA)
PROCESADO: 17/06/21
CANT. APROX: 1000 ML
PROYECTO UIDE
DE: QUALCO
PARA: ANDRES CÁRDENAS
CONSERVAR BIEN CERRADA

DOT 4.1 v2
PROCESADO: 17/06/21
CANT. APROX: 1000 ML
PROYECTO UIDE
DE: QUALCO
PARA: ANDRES CÁRDENAS
CONSERVAR BIEN CERRADA

4
DOT 4.1 v2 (4 % DE AGUA)
PROCESADO: 17/06/21
CANT. APROX: 1000 ML
PROYECTO UIDE
DE: QUALCO
PARA: ANDRES CÁRDENAS
CONSERVAR BIEN CERRADA

DOT 4.1 v2 (3 % DE AGUA)
PROCESADO: 17/06/21
CANT. APROX: 1000 ML
PROYECTO UIDE
DE: QUALCO
PARA: ANDRES CÁRDENAS
CONSERVAR BIEN CERRADA

DOT 4.1 v2 (3 % DE AGUA)
PROCESADO: 17/06/21
CANT. APROX: 1000 ML
PROYECTO UIDE
DE: QUALCO
PARA: ANDRES CÁRDENAS
CONSERVAR BIEN CERRADA



4:11

LTE 



muestras Porfavor muchas gracias

Obtener [Outlook para iOS](#)

...



LABORATORIO DE COMBU...

3:04 p. m.

Para Tu usuario

...

Estimado buenas tardes,

El motivo de mi correo es con el fin de hacer la constancia de la entrega de las 9 muestras de líquido de frenos con la siguiente descripción:

- DOT 4.1 v2
- DOT 4.1 v2 (1% de agua)
- DOT 4.1 v2 (4% de agua)
- DOT 4.1
- DOT 4.1 (1% de agua)
- DOT 4.1 (4% de agua)
- DOT 4
- DOT 4 (1% de agua)
- DOT 4 (4% de agua)

Ante cualquier duda o inquietud no dude en comunicármela, estaré gustosa en responderla.



Responder a todos



7:03 ↗



Mensajes nuevos ↓



LABORATORIO DE COMB...

5:30 p. m.

Para Tu usuario



37-I-LACBAL-2021-654-signed
PDF - 85 KB

Estimado Edwin Cárdenas,

Buenas tardes, el motivo de mi correo es con el fin de hacer entrega del informe de resultados, se ha ocasiona un problema no esperado por lo que hubo un retraso en la entrega del mismo, agradecida por su comprensión me despido y quedo atenta ante cualquier duda o inquietud, gustosa de poder dar solución.

A demás solicito su ayuda llenando la encuesta de satisfacción misma que nos ayudará a mejorar nuestros servicios y a dar cumplimiento a lo establecido por nuestro SGC

Saludos Cordiales



Aileen Hernández



Responder





INFORME DE ANÁLISIS DE RESULTADOS

37-I-LACBAL-2021-654

1. INFORMACIÓN LACBAL:				2. INFORMACIÓN CLIENTE:			
DIRECCIÓN	Ladrón de Guevara E11-253 Edificio N° 17 (Química - Eléctrica) Sta. Ana, Quito.			NOMBRE/EMPRESA	EDWIN ANDRÉS CARDENAS GARZÓN		
TELÉFONOS	02276-300 Ext. 4329/4328/4317			DIRECCIÓN	VIAL DE LOS CRUCES/ AV. TORRETA GENERAL ROMÁN/ETEM # 7 CONSUNTOS PUERTAS DEL SOL 1		
E-MAIL	lacbal@epn.edu.ec			NÚMERO DE MUESTRAS	9		
3. INFORMACIÓN GENERAL				4. FECHAS			
RESPONSABLE DEL INFORME	Quím. Allison Hernández	N° PROFORMA	DQ-PO654-2021	RECEPCIÓN DE LA MUESTRA EN LACBAL	2021-07-29	INICIO DE ENSAYO	2021-08-02
TIPO CLIENTE	EXTERNO	N° FACTURA	005-001-0183737	TRANSPORTE	NA	ENTREGA DE INFORME	2021-08-10

5. IDENTIFICACIÓN DE LA MUESTRA:						
INFORMACIÓN PROPORCIONADA POR EL CLIENTE	IDENTIFICACIÓN DEL CLIENTE	CÓDIGO LABORATORIO	TIPO MUESTRA	TIPO ENVASE	CANTIDAD	
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4.1 v2	654-01	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4.1 v2 (1% de agua)	654-02	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4.1 v2 (4% de agua)	654-03	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4.1	654-04	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4.1 (1% de agua)	654-05	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4.1 (4% de agua)	654-06	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4	654-07	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4 (1% de agua)	654-08	Otros	Plástico	1	L
PROCESADO : 17/06/21 CANT. APROX. 1000ML	DOT 4 (4% de agua)	654-09	Otros	Plástico	1	L

6. CONDICIONES AMBIENTALES:					
TEMPERATURA [°C]	20,0	HUMEDAD RELATIVA [%]	42,1	PRESIÓN [kPa]	72,8

7. RESULTADOS OBTENIDOS:					
MUESTRA	ENSAYO	NORMA MÉTODO	UNIDADES	VALOR OBTENIDO	
654-01	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,725	
654-02	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,625	
654-03	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,573	
654-04	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,027	
654-05	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,019	
654-06	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	1,882	
654-07	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,112	
654-08	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,054	
654-09	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	2,039	



NOTAS ACLARATORIAS
1. Todos los parámetros se encuentran dentro del Sistema de Gestión ISO 17025, pero no todos están acreditados.
2. Los métodos que constan de un *, son aquellos métodos acreditados. Acreditación N° SAE IEN 21-002
3. Los resultados reportados corresponden únicamente a los ítems ensayados.
4. Queda prohibido la reproducción de forma parcial o total del presente informe sin autorización del Laboratorio LACBAL.
5. Cuando aplique, se realizan los ensayos aun sin cumplir con los criterios de aceptación y rechazo de las muestras de objeto de ensayo previa aceptación del cliente, la comparación respectiva con la normativa vigente NTE INEN.
6. El muestreo es responsabilidad del cliente, la Escuela Politécnica Nacional no responde por posibles variaciones ocasionadas por la toma de muestra, los resultados son únicamente de la muestra entregada por el cliente.
7. El laboratorio no cuenta con otras instalaciones, por lo que todas las actividades son realizadas en las instalaciones de LACBAL.
8. En caso de que el laboratorio sea el responsable del transporte de la muestra (convenio suscrito) LACBAL lo realizará de acuerdo a los protocolos establecidos para transporte en la norma ASTM-D4057-19.