



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Análisis de flujo en puertos de
admisión con diferentes
acabados superficiales de un
motor de combustión interna.**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Diego Gallardo Martínez

DIRECTOR DE TESIS

M. en C. Edgar Isaac Ramírez Díaz



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2019



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Dedicatorias

A ese gran roble que me dio su sombra para crecer, algún día dijiste que serías el primero en ver este trabajo. Lo eres, donde quiera que estés.

A mi padre del cuál heredé el gusto por los autos y la curiosidad de plantearme y nunca dejar de hacer preguntas.

A mi madre, por siempre buscar el apoyo necesario para salir adelante.

Mis hermanos, por ponerme el pie cuando era necesario, pero también ofrecerme su hombro y una mano para continuar el camino.

A Pau, por siempre brindarme su apoyo, creer en mí y jamás mirar hacia atrás.

Agradecimientos

Agradezco a todo el equipo de Control Dinámico de Masas que me abrió las puertas como si fuera mi casa para poder realizar los experimentos necesarios. Alejandro y Efraín Vega, Daniel, Virginia y Agustín: ¡GRACIAS!

Edgar, por siempre recibirme en su cubículo y aceptar mis mensajes para liberar dudas de este interminable proceso de aprendizaje. Gracias por soportarme todo este tiempo. Agustín, gracias por exigirme y revisar cada detalle. Gracias por su amistad y apoyo para poder cerrar este ciclo.

Ingenieros Osvaldo Cervantes y Yahvé Abdul Ledezma, y al Dr. Armando Ortiz; gracias por compartir su conocimiento y por sus valiosos aportes a este trabajo.

A mis padres, jamás podré expresar con palabras todo lo que agradezco de ustedes y la paciencia que han tenido conmigo después de tantos años y también a mis segundas madres: María de Jesús y María del Carmen Martínez. ¡Lo logramos!

Mis hermanos, Ana incluida. Nuevamente, gracias por caminar conmigo el proceso, por apoyarme tras mis malos pasos y ofrecerme su mano después de mis caídas.

A Pau; gracias por caminar juntos, por todos los sacrificios que hiciste para llegar a donde estamos, por creer en mí y en nosotros. Gracias por invitarme a tu vida y a la de Jazz. A tu familia; por su paciencia, su empatía, su cariño y tanto más. José Luis, Jocelyn y Elizabeth. GRACIAS.

Para aquellas personas que hicieron más de lo necesario de su parte para llegar a este día: Tania Rojas, Francisco Villa, Marco Domínguez y Mauricio Aguilar; gracias por cada pequeño-gran gesto de apoyo que tuvieron conmigo.

Pocas personas en estas líneas conocen a la persona en sus peores momentos y todo lo que significó el camino, lo imposible que sonaba una licenciatura y lo increíble de hacer esto real. ¡Gracias!: Enrique, Humberto, sus padres, Verde, Álvaro, Peter, Mauricio Cuba, Óscar Cruz, Óscar Hurtado, Óscar Morales, José Luis Salamanca, Fernando, Fajer, Carlos Buendía, Alejandra Toledo, Alejo, Dani Castellanos y Alejandro Trejo, donde quiera que estés; ¡gracias a todos por la compañía e innumerables recuerdos!

Gracias a cada uno de los profesores que me forjaron y me ayudaron a crecer como persona y profesionalmente. Sin ustedes, nada de esto sería posible.

Prólogo

En el año 2002, se realizó el acabado de *Shot Peened* a un motor de VW Sedan® que participó en La Carrera Panamericana® y obtuvo el 6to lugar absoluto contra autos de potencias superiores. El desarrollo del motor tuvo grandes cambios para su época, la selección de piezas, el ensamble y la atención al detalle; fueron claves del resultado. Entre dichos cambios, las cabezas fueron sometidas a un proceso de *Shot Peened* posterior al porteado y pulido, como fue el caso en esta experimentación. Desgraciadamente no se tenía una referencia antes y después del acabado para obtener mejores conclusiones.

La producción en masa de vehículos y sus componentes han traído grandes ventajas para cumplir su demanda, pero esto tiene algunas desventajas importantes como sacrificar rendimiento u otros beneficios a cambio de reducción de costos. Para el caso particular de este proyecto, es de especial interés la manufactura de cabezas y, en particular, de sus puertos de admisión.

En la mayoría de los motores para automóviles de gama baja-media, el acabado de los puertos de admisión y escape es el dejado por la fundición utilizada en la fabricación de las culatas. Lo anterior reduce las prestaciones y rendimiento del motor, debido a las restricciones de flujo que la forma y acabado del puerto de admisión producen.

Menores restricciones al flujo que entra al motor suponen una mayor entrada de fluido, el cual puede mezclarse con una cantidad mayor de combustible y producir un incremento de potencia. A su vez, la interacción entre el fluido y el conducto de admisión pueden permitir una mezcla más homogénea entre el aire y el combustible, lo que produce una combustión más completa.

El proceso de porteado es realizado con el fin de obtener mejor rendimiento del motor y consiste en reducir las restricciones de flujo a lo largo del conducto de admisión . Dicho proceso es realizado por muchas personas y talleres especializados que fabrican motores de competencia o de altas prestaciones con base en un motor estándar (*stock*). El paso final del porteado es el pulido, el cual da el acabado superficial final a los puertos. Se cree que el acabado con mejores resultados es aquél con menor rugosidad posible, denominado acabado a espejo.

En este trabajo se estudian los efectos de diferentes acabados superficiales posteriores a un trabajo de porteado en un par de cabezas de motor de VW Sedan ® mediante pruebas experimentales en un banco de flujo. Los diferentes acabados superficiales a estudiar serán: normal, espejo, *sand blast* y *shot peened*. Se analizarán los efectos de dichos acabados sobre el flujo de mezcla aire con gasolina a lo largo de los puertos de admisión de una cabeza de un motor de combustión interna (CI). Con esto establecer las condiciones que permitan mejorar el rendimiento del motor.

Las mediciones experimentales consistieron en la obtención de la cantidad de flujo en los puertos de admisión para diferentes aperturas de válvula mediante los datos obtenidos en una mesa de flujo. Dichos datos fueron comparados entre puertos con diferentes acabados superficiales, con especial interés en el acabado superficial denominado "*shot peened*". Ya que éste en teoría ayuda a asegurar un flujo turbulento dentro del puerto, lo que resulta en una mezcla más homogénea de la mezcla aire-gasolina, sin representar pérdidas significativas de flujo por efectos viscosos asociados a la rugosidad del puerto.

En el capítulo uno se introducen los conceptos básicos de un motor de combustión interna; su funcionamiento, sus piezas más importantes, los materiales más usados y procesos de manufactura, así como la descripción del ciclo Otto. Esto con el fin de que el lector se sienta identificado con cada uno de los conceptos que se verán más adelante y comprenda la justificación del trabajo.

Después en el capítulo dos se introducen conceptos más específicos y los fundamentos teóricos en los cuales se basa este trabajo. Se realiza una introducción de mecánica de fluidos y su estudio en ductos cerrados. Se explican también conceptos como rugosidad, capa límite y otros que serán importantes para comprender el diseño de los puertos de admisión, su manufactura y las modificaciones que se realizan para mejorar el rendimiento del motor.

En el capítulo tres se describen los pasos seguidos en la caracterización de las piezas del motor, la preparación de los puertos de admisión, las herramientas empleadas y las decisiones tomadas durante todo el proceso de experimentación.

En el capítulo cuatro se lleva a cabo el análisis de resultados. Se realizó una comparación y análisis de los resultados de flujo para los diferentes acabados superficiales.

Por último, en el capítulo cinco se realizan las conclusiones asociadas a los resultados obtenidos en el capítulo anterior y se comentan posibles trabajos posteriores.

Índice

Capítulo 1. Motores de combustión interna.....	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Ciclo Otto.....	1
1.3 Motor de combustión interna encendido por chispa y sus tiempos.	2
1.3.1 Admisión.....	2
1.3.2 Compresión.....	2
1.3.3 Expansión.....	3
1.3.4 Escape.....	4
1.3.5 Traslape o cruce de válvulas.....	5
1.4 Partes internas del motor de combustión interna.	5
1.4.1 Pistón.....	6
1.4.2 Bielas.....	7
1.4.3 Cigüeñal.....	9
1.4.4 Válvulas.....	10
1.4.5 Árbol de levas.....	14
1.4.6 Cabeza o culata.....	16
Capítulo 2. Diseño de puertos de admisión y mediciones de flujo.....	19
2.1 Puertos de admisión y escape; diseño y manufactura.....	19
2.2 Porteadado y pulido de puertos de admisión.....	22
2.3 Acabados superficiales.....	25
2.3.1 Shoot peening (SP).....	26
2.3.2 Sand blasting (SB).....	28
2.4 Flujo.....	29
2.4.1 Flujo viscoso en ductos.....	30
2.4.2 Regímenes de flujo.....	30
2.4.3 Número de Reynolds.....	31
2.4.4 Capa límite y efectos viscosos en flujo interno.....	31
2.5 Flujo en puertos de admisión.....	33
2.6 Banco de flujo, mediciones y aplicaciones.....	35
2.7 Antecedentes de medición de flujo con diferentes rugosidades.....	37

Capítulo 3. Metodología.....	38
3.1 Caracterización de los componentes del motor.....	39
3.2 Centrado y caracterización del árbol de levas.....	40
3.3 Preparación de los puertos de admisión.....	43
3.3.1 Porteadado.....	43
3.3.2 Pulido.....	44
3.3.3 Empatado de puertos.....	45
3.4 Primera medición de flujo.....	45
3.5 Proceso para obtener los diferentes acabados superficiales.....	48
3.5.1 Shot peened.....	48
3.5.2 Sand Blast.....	49
3.5.3 Acabado espejo.....	49
3.6 Medición de rugosidad.....	50
Capítulo 4. Análisis de resultados de flujo.....	54
4.1 Mediciones de rugosidad.....	54
4.1.1 Acabado Espejo.....	54
4.1.2 Acabado Normal.....	55
4.1.3. Acabado <i>Sand Blasted</i>	56
4.1.4 Acabado <i>Shot Peened</i>	57
4.2 Medición de flujo antes y después del porteadado.....	58
4.3 Comparación de flujo para acabados superficiales.....	61
4.3.1 Acabado Espejo.....	63
4.3.2. Acabado <i>Sand Blasted</i>	65
4.3.3 Acabado Shot Peened.....	66
4.4 Árbol de levas, mediciones y empatado.....	67
4.5 Potencia estimada y otros valores.....	68
4.6 Análisis de Resultados.....	70
Capítulo 5. Conclusiones.....	73
6. Bibliografía.....	75

Capítulo 1. Motores de combustión interna.

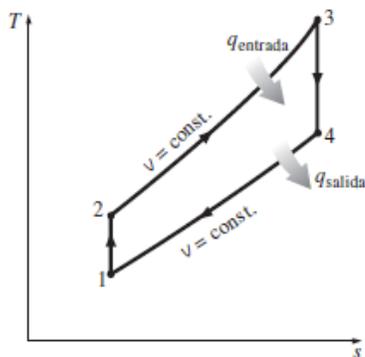
1.1 Introducción.

A lo largo de su historia el hombre ha tenido que llevar a cabo desarrollos e invenciones que le faciliten cumplir con sus tareas diarias. Desde la fabricación de herramientas de cacería hasta el desarrollo de nuevos medios de transporte. La segunda revolución industrial trajo consigo una gran cantidad de avances tecnológicos de los cuales continúa la búsqueda de evolucionar y adaptar a las necesidades actuales.

En 1876 se desarrolla el primer motor de combustión interna, sobre el cual no se han dejado de buscar adaptaciones y mejoras que incrementen su eficiencia. La manera de lograr mejoras en estos motores ha sido mediante modificaciones al ciclo; mejorar los sistemas que lo componen, encontrar y desarrollar mejores materiales, reducir número de piezas y su masa; entre muchas otras. Se ha encontrado que la cantidad de flujo, sus características y la manera en que llega hasta el momento de la ignición son de gran importancia para mejorar la eficiencia del motor sin la necesidad de añadir accesorios externos al mismo. Los motores de CI con explosión por chispa funcionan con base en el ciclo Otto

1.2 Ciclo Otto.

Este ciclo fue desarrollado por Beau de Rochas en 1862 e implementado en una máquina de cuatro tiempos por Nicolaus Otto en 1876 (Cengel, 2011). Este ciclo se puede analizar como un ciclo ideal dividido en 4 procesos, representados en el siguiente diagrama.



- 1-2 Compresión isoentrópica.
- 2-3 Adición de calor a volumen constante.
- 3-4 Expansión isoentrópica.
- 4-1 Rechazo de calor a volumen constante.

Figura 1.1. Diagrama Temperatura-Entropía (Cengel, 2011)

En esta idealización del ciclo se considera que no hay un incremento de entropía durante la compresión o expansión de los gases. Para los procesos 2-3 y 4-1 se consideran volúmenes constantes al considerar que la combustión (2-3) se realiza muy rápidamente y que el volumen de gases de escape es el mismo que los gases de admisión (4-1) pero con menor entropía, ya que los gases de admisión ingresarán al motor con una temperatura considerablemente menor a los de escape.

La eficiencia térmica del ciclo ideal es considerada como el trabajo neto sobre el calor suministrado, donde el trabajo neto es la diferencia del trabajo obtenido menos el trabajo suministrado (el trabajo necesario para comprimir, admitir y expulsar los gases).

$$\eta_{ter} = \frac{\omega_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} \quad \text{Ec. (1-1)}$$

1.3 Motor de combustión interna encendido por chispa y sus tiempos.

Como se ha descrito, un motor de CI logra transformar energía térmica en energía mecánica, de aquí su clasificación dentro de las máquinas térmicas. Una vez que se conoce el ciclo Otto, su aplicación a un motor de combustión interna encendido por chispa es fácil de explicar y consiste en 4 tiempos.

1.3.1 Admisión

La válvula de admisión comienza a abrirse (Figura 1.2 a) para permitir la entrada de mezcla aire combustible (sólo aire en caso de inyección directa). La diferencia de presiones al interior y al exterior (presión atmosférica) provocan el flujo de aire hacia el interior del cilindro; el cual se encuentra a una presión menor (semejante a la respiración humana). El pistón se desplaza del Punto Muerto Superior (PMS) al Punto Muerto Inferior (PMI) e incrementa el volumen al interior del cilindro, cuando esto pasa la presión en el interior se reduce y permite que el aire continúe su ingreso al motor hasta que se cierre la válvula de admisión, poco antes de llegar el pistón a PMI.

1.3.2 Compresión

La válvula de admisión se cierra, el pistón comienza su carrera de regreso al PMS para producir un incremento de presión y temperatura en la mezcla que ahora se encuentra dentro del cilindro (Figura 1.2 b). Para este momento se espera que la gasolina y aire se encuentren en una correcta relación y que su mezcla sea aproximada a homogénea.

El aumento de presión provoca un aumento en la temperatura y éste a su vez una vaporización de la gasolina que facilita su mezcla con el aire.

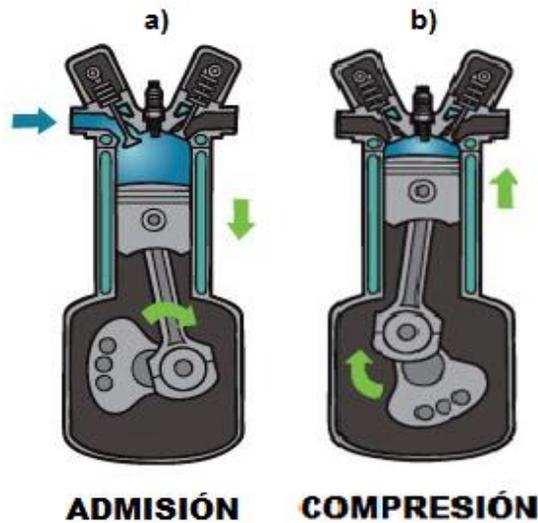


Figura 1.2. Tiempos de admisión a) y compresión b) de un motor de 4 tiempos encendido por chispa.
(<https://geekymotorists.files.wordpress.com/2017/05/4-stroke-engine.jpg>)

Durante la combustión, se provoca una chispa eléctrica en la bujía que enciende la mezcla. La combustión comienza como una pequeña flama que rápidamente se extiende en todo el volumen de la mezcla comprimida, se considera a ésta como instantánea.

1.3.3 Expansión

Conforme avanza el frente de combustión en la mezcla, ésta es combustionada. La presión en el interior del cilindro aumenta para empujar el pistón hacia su PMI (Figura 1.3 a). Éste es el único tiempo en el que se aplica trabajo hacia el cigüeñal, mismo que tendrá que ser utilizado para permitir la entrada de gases de admisión (desplazamiento de PMS a PMI), comprimir la mezcla en la cámara de combustión (PMI a PMS) y expulsar los gases de escape (PMI a PMS).

La mayoría de la energía ganada durante este tiempo se irá en comprimir la mezcla y en pérdidas por fricción, puesto que el motor funciona como un compresor en 3 tiempos del ciclo. Con estas consideraciones es entendible por qué las eficiencias de estas máquinas (sin modificaciones al ciclo) no superan el 30%.

Debe considerarse que la combustión requiere cierto tiempo para alcanzar su punto máximo de efectividad, por lo que la chispa debe encender ligeramente antes de que el pistón llegue a su PMS. Así se puede obtener el máximo de presión en la cámara de combustión cuando el pistón ya inició su camino hacia el PMI.

1.3.4 Escape

Una vez que la mezcla ha sido quemada, los gases restantes requieren ser evacuados. La válvula de escape se abre y el pistón reinicia su carrera hacia el PMS para intentar desalojar los restos de la combustión (Figura 1.3 b). La presión de los gases sigue siendo más elevada que la atmosférica, lo que facilita la salida de estos. Se debe considerar este tiempo como fundamental, ya que éste dicta las condiciones con las que el motor reiniciará el ciclo. Si la válvula de escape abre ligeramente antes, se perderá presión en la expansión. Por lo contrario, si se tarda en abrir, el motor gastará trabajo en comprimir los gases quemados de escape.

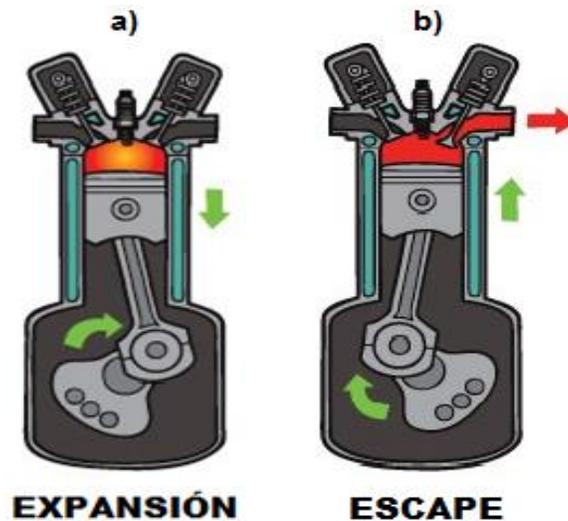


Figura 1.3. Tiempos de expansión a) y de escape b) de un motor de 4 tiempos encendido por chispa.

(<https://geekymotorists.files.wordpress.com/2017/05/4-stroke-engine.jpg>)

En cada ciclo el cigüeñal da dos revoluciones por lo que el pistón llega dos veces a su punto muerto superior, también. Este punto es crítico para el análisis del motor ya que cuando el pistón se encuentra cercano a él ocurren tanto la combustión como el traslape.

1.3.5 Traslape o cruce de válvulas

El traslape es el punto en el que las válvulas de admisión y escape están abiertas al mismo tiempo. La inercia de los gases de escape facilita la entrada de los gases de admisión; estos a su vez ayudan a evacuar gases sobrantes de la combustión. Se requiere un diseño certero de la apertura y cierre de válvulas dado que se debe encontrar un balance entre aprovechar la energía en el motor y reducir las emisiones. Dicho control de apertura y cierre es dado por el árbol de levas.

1.4 Partes internas del motor de combustión interna.

En la Figuras 1.4 y 1.5 se muestran las piezas y su distribución en el ensamble de un motor; aunque se trata del caso específico de un motor Boxer (pistones opuestos) enfriado por aire, la base es común para otros tipos de motores.

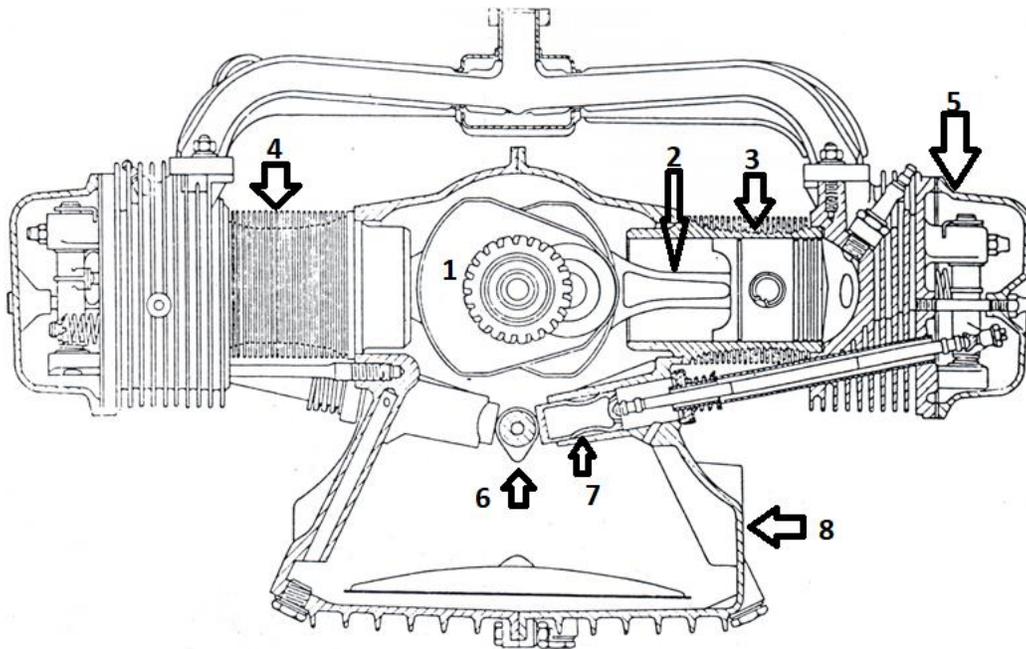


Figura 1.4. Piezas internas de un motor de combustión interna, configuración Boxer (cilindros opuestos). 1)

Cigüeñal. 2) Biela. 3) Pistón. 4) Cilindro. 5) Cabeza. 6) Árbol de levas. 7) Buzo. 8) Monoblock.

(<http://www.citroenet.ora.uk/passenger-cars/michelin/2cv/cutaway/moteur01.jpg>)

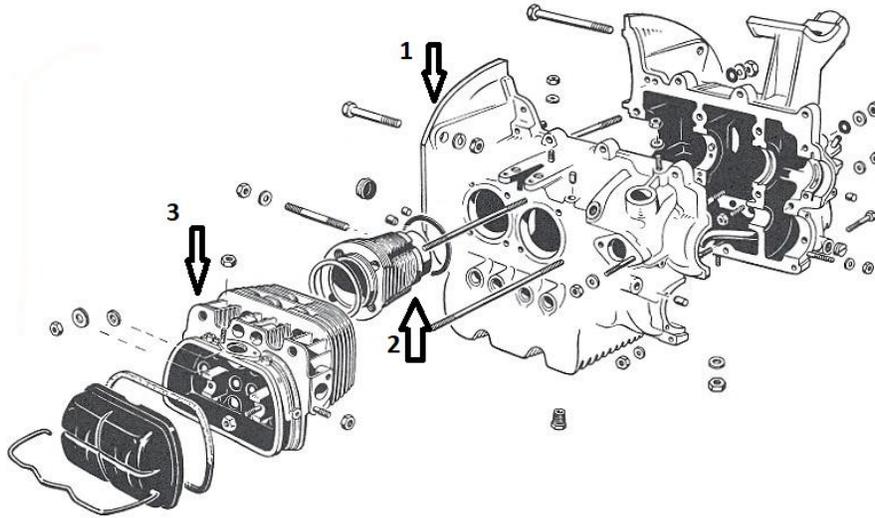


Figura 1.5. Explosivo del ensamble de cilindros y cabezas al bloque de un motor de Volkswagen Sedan®, configuración Boxer (cilindros opuestos). 1) Monoblock. 2) Cilindro. 3) Cabeza.
 (<http://i.pinimg.com/originals/06/17/62/0617629e10252cc47d6f72c78c11fd2d.jpg>)

1.4.1 Pistón

Los pistones son los encargados de recibir la energía térmica generada por la combustión y transformarla en energía mecánica a lo largo de la expansión, puesto que reciben la presión de ésta y la comunican a la biela y ésta a su vez al cigüeñal. Las partes más importantes del pistón se muestran en la Figura 1.6.

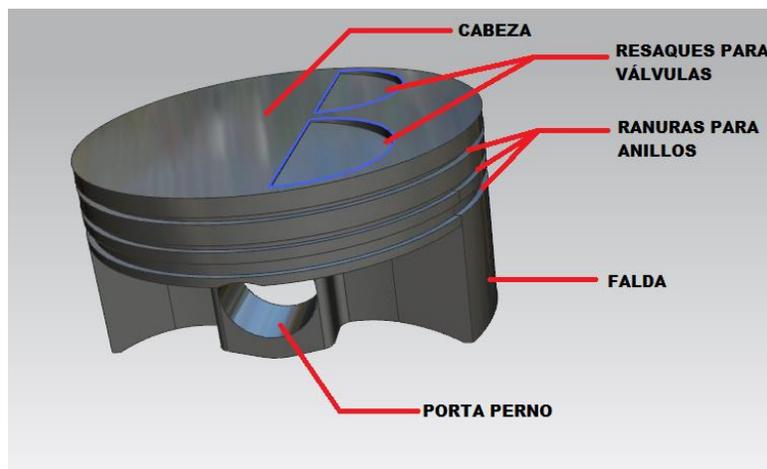


Figura 1.6. Dibujo de un pistón JE® de 95mm en NX10 Siemens® y sus partes más importantes.

La presión del gas contra la cabeza del pistón crea una fuerza normal y también componentes laterales que son soportadas por las faldas del pistón contra las paredes del cilindro.

Sus funciones principales (Asensio, 2010) son conectar la aplicación de la fuerza de expansión de los gases con la biela, producir un sello a través de los anillos para evitar el paso de aceite a la cámara de combustión y de gases al interior del motor, y disipar calor rápidamente hacia las paredes del cilindro.

El diseño de los pistones debe enfocarse en resistir temperaturas de trabajo, fuerzas producidas por los gases en expansión, esfuerzos de tracción, compresión, fuerzas laterales y de deformación por temperatura (Guarderas, 2013).

La perforación lateral funciona como soporte para el perno del pistón, el cual es la unión entre el pistón y la biela. Mismo que debe estar limitado para que no salga del pistón y toque el cilindro, existen diferentes seguros y tapones para cumplir dicha función.

Anillos de pistón.

Las ranuras para los anillos son claves en los pistones, por lo general compuestas por dos de compresión y una o dos para rascadores de aceite. Los anillos de compresión son los encargados de evitar que la presión escape al interior del motor, por su parte los rascadores de aceite barren el aceite del cilindro para evitar que éste ingrese a la cámara de combustión.

Estos anillos cumplen un papel importante en la calidad de sello del motor y la vida útil del mismo. Los avances en metalurgia y manufactura han permitido la reducción de su tamaño, disminuyendo así el peso en el pistón y la fricción que provocan con las paredes del cilindro. Los anillos de compresión más modernos son fabricados en diferentes grados de aceros; al carbono e inoxidable.

1.4.2 Bielas

La biela es el elemento que une el movimiento del pistón con el cigüeñal su función es la de convertir el movimiento de traslación del pistón en rotacional al cigüeñal. Se puede dividir en tres secciones como se muestra en la Figura 1.7 donde también se muestran sus partes.



Figura 1.7. Partes de la biela (rojo) y secciones (azul)

(<https://www.z1motorsports.com/images/BrianCrowerRodVQ35DEVQ35HR.jpg>).

Es importante conocer que la tapa de la biela es la que permite el ensamble al cigüeñal a través de dos tornillos.

Como se observa en la figura anterior, el cuerpo de la biela tiene un diseño en H, pero no es la única geometría que éste puede tener. Existen 3 diferentes principalmente (Figura 1.8) cada una con el fin de proveer de mayor resistencia y rigidez al elemento debido a que éste se encuentra sometido a cargas cíclicas de compresión y extensión.



Figura 1.8. Diferentes perfiles de biela empleados, I, + y H.

(http://volvospeed.com/~volvo/Pics/Mods/x_i_H_beam_connecting_rod.jpg)

1.4.3 Cigüeñal

El cigüeñal se encarga de recibir la energía mecánica del movimiento plano general de la biela y lo transmite en una rotación sobre su propio eje. Este elemento del motor puede decirse que es su eje principal, dado que el objetivo del motor es hacerlo girar; mediante los codos del cigüeñal que reciben el movimiento ascendente y descendente del conjunto biela-pistón y funcionan como manivela (Valdés et al., 2006).

Puede dividirse al cigüeñal en tres partes importantes como se muestra en la Figura 1.9. El eje principal es en el que se encuentran los muñones de bancada, estos giran sobre una película de aceite que es distribuida por el sistema de lubricación sobre los cojinetes y estos a su vez reposan en la bancada del bloque.

Los muñones de biela son los encargados de conectar con las bielas, en ellos también se instalan cojinetes y existen conductos de lubricación para permitir la formación de otra película de aceite sobre la cual rotarán los elementos.

Los contrapesos del cigüeñal tienen como objetivo conservar el momento de inercia para que el cigüeñal mantenga su velocidad angular, aunque contrapesos muy grandes pueden significar una dificultad extra al acelerar.

Los pernos de volante son una de las uniones que hay entre el volante motriz y el cigüeñal, suelen tener diferentes configuraciones y tamaños. Su función es brindar un apoyo extra para que el cigüeñal y el volante trabajen como una pieza.

Al interior del cigüeñal se encuentran diferentes conductos y orificios con el objetivo de dirigir la lubricación a puntos críticos como los muñones de bancada y los de biela.

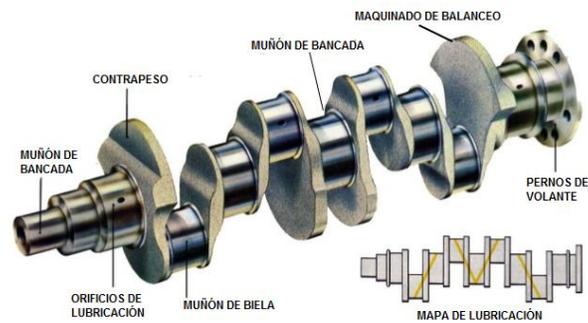


Figura 1.9. Cigüeñal de 4 cilindros, sus partes y un diagrama de lubricación.

(<https://www.mundodelmotor.net/wp-content/uploads/2017/06/cig%C3%BCe%C3%B1al.png>)

1.4.4 Válvulas

Pese a las diferentes configuraciones y clasificaciones que existen, las válvulas instaladas en el motor de combustión interna de 4 tiempos son de asiento, también llamadas de cabezal.

Su trabajo es abrir y cerrar progresivamente una cavidad circular sobre la cual descansan en un asiento. La cabeza de la válvula está unida a un vástago que funciona como guía para no permitir movimientos laterales, en el extremo inferior del vástago se colocan los retenedores con un resorte que mantiene a la válvula cerrada hasta que sea accionada por el árbol de levas u otro dispositivo, como se observa en la Figura 1.10.

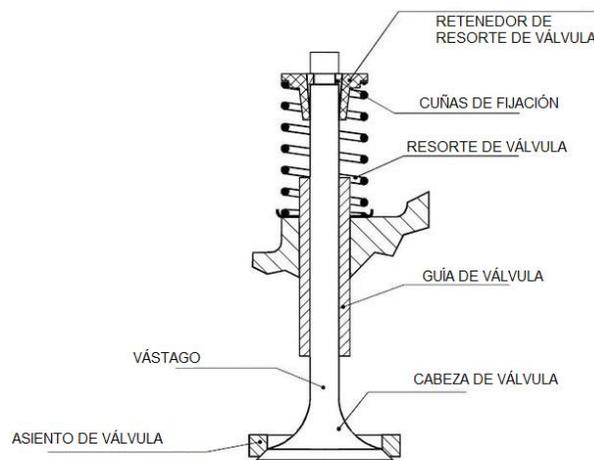


Figura 1.10. Diagrama de las partes de una válvula y accesorios. (<http://media-cache-ak0.pinimg.com/736x/41/e0/dc/41e0dc76f384f8f4a31ff5b620656926.jpg>)

El objetivo de las válvulas es permitir la entrada y salida de gases en admisión y escape respectivamente, de manera controlada y sincronizada. Es importante recordar que en el tiempo de admisión los gases ingresan al cilindro debido a una diferencia de presiones, se puede decir que la presión atmosférica es la causante de empujar el gas al interior. Para el tiempo de escape, la temperatura de los gases es notablemente mayor que en el tiempo de admisión y el pistón funciona como una bomba para expulsar los restos de la combustión, esto facilita la salida de los gases. Con lo anterior es claro por qué el área total de las válvulas de admisión siempre será mayor que las de escape, como se muestra en la Figura 1.11.

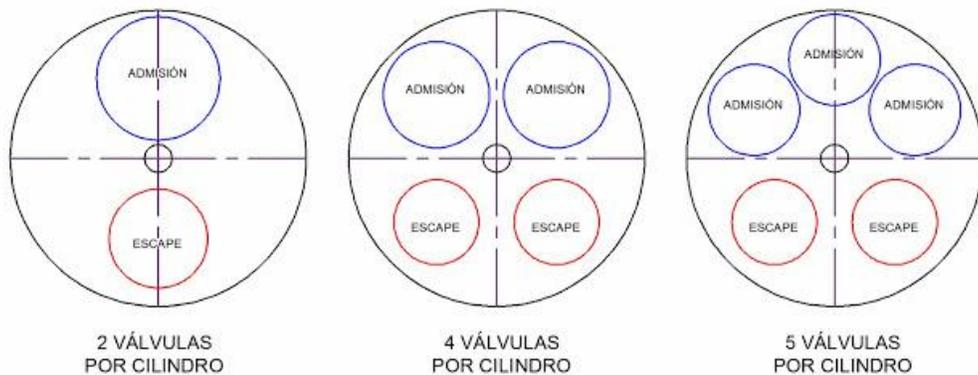


Figura 1.11. Diferentes configuraciones para válvulas de admisión y escape.

(<https://andrespradagarcia.blogspot.mx/2013/12/volkswagen-jetta-gli-mk4-1-parte-el.html>)

Es evidente que, al ubicarse en la cámara de combustión, las válvulas son sometidas a altas presiones y temperaturas, lo que es un factor a considerar en su diseño y manufactura. Así lo es también el sello entre válvulas y asientos, ya que este debe ser lo más hermético posible y tener una relación justa entre vida útil y sello.

La apertura de las válvulas es regulada por un controlador mecánico que es el árbol de levas, aunque se han desarrollado motores sin árbol de levas donde la válvula es abierta por un controlador eléctrico o hidráulico.

Tanto el asiento, como la guía y el soporte inferior del resorte; se encuentran ubicados en la cabeza o culata del motor. Los dos primeros, son los principales encargados de desalojar el calor de la válvula, entre el 75% y 80% de calor es cedido al asiento, mientras que el restante es conducido a través del vástago a la guía y disipado (Giles, 1971).

Asientos de válvula

Como ya fue mencionado, el asiento tiene entre sus funciones asegurar el cierre hermético, ser resistente al desgaste y desalojar el calor de la válvula, por lo anterior el material del asiento debe ser un buen conductor térmico.

Una manera de incrementar la conducción de calor, de acuerdo a Forsberg en 2013, es manufacturar el asiento de válvula con técnicas de sinterizado de polvo e impregnar el material con cobre, con la desventaja de que el material resultante no tendrá la dureza más adecuada.

El material en polvo más empleado es el AR 20 (20% de cobre), el segundo material más empleado es una fundición de hierro con contenido de cobalto y níquel, el cual resulta más duro que el AR 20. Es importante que el material sea fácilmente maquinable ya que es común que se monte el injerto en bruto (un arillo) y posteriormente se maquine el ángulo de asiento con la válvula, Figura 1.12.

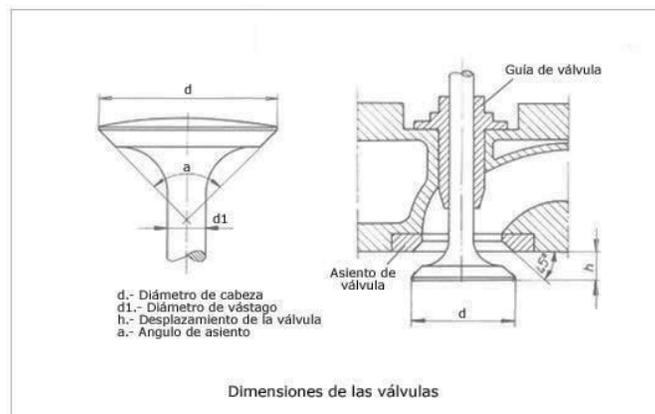


Figura 1.12. Asiento de válvula, su área y ángulo de contacto.

(<http://www.aficionadosalamecanica.net/imagescursomec/valvulas-dimensiones2.jpg>)

Normalmente los motores comerciales presentan una inclinación de 45° en el asiento de válvula, aunque cada vez es más común encontrar motores de fábrica con hasta dos y tres ángulos en el asiento para mejorar el rendimiento, Figura 1.13. Debe recordarse que el asiento actúa como una boquilla de descarga del flujo del ducto y también como la entrada del mismo hacia la cámara de combustión y estos ángulos ayudan a facilitar la transición de incremento de diámetro y reducir la caída de presión del flujo.

En motores de competencia y marcas Premium, se pueden encontrar asientos de 5 ángulos o el llamado asiento de radio constante. El problema principal con estos es la reducción del área de contacto entre la válvula y el asiento, lo que incrementa el esfuerzo en el asiento, lo cual reduce considerablemente la vida útil de las piezas.

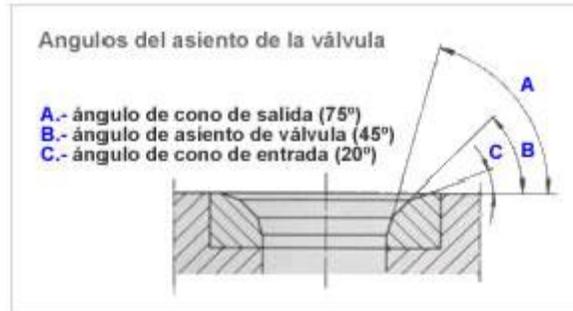


Figura 1.13. Asiento de válvula con 3 ángulos.

(<http://www.aficionadosalamecanica.net/imagescursomec/asiento-valvulas-angulos.jpg>)

Manufactura de válvulas

Existen 3 tipos principales de válvulas: Fabricadas en una sola pieza, dos piezas soldadas y con refrigeración interna, como se muestra en la Figura 1.14. El método de fabricación empleado dependerá de la aplicación y el costo de producción requerido.



Figura 1.14. Tipos más comunes de diseño de válvulas. (Lewis, 2000)

Construir la válvula de una sola pieza es el método más económico, pero no el más efectivo en cuanto a rendimiento se refiere. En las válvulas construidas de dos piezas se usan dos tipos de estructuras del mismo material, donde se unen una parte de acero martensítico con una de austenítico, en función de las zonas que requieren mayor dureza (áreas de contacto con asiento y balancines).

Para las válvulas con asiento soldado se utiliza una aleación más dura, un recubrimiento o un tratamiento de endurecimiento en la zona de contacto con el asiento.

Por último, las válvulas con enfriamiento interno son las más caras y son comúnmente usadas sólo en válvulas de escape, con un núcleo de sodio que permite una rápida disipación de calor hacia la guía de la válvula y ésta hacia la cabeza de cilindros.

Las válvulas de admisión son usualmente fabricadas de una sola pieza, mientras que las válvulas de dos piezas y con enfriamiento interno suelen usarse en escape. Es necesario recordar que el aire proveniente del exterior sirve para refrigerar la válvula de admisión, mientras que la válvula de escape se encuentra continuamente sometida a altas temperaturas.

Materiales en válvulas

La mayoría de válvulas están fabricadas con acero martensítico de bajo contenido de carbono. El resultado es un material con buena resistencia mecánica, al desgaste y a la oxidación a altas temperaturas. (Lewis, 2000), mientras que, para las válvulas de escape, sometidas mayor tiempo a altas temperaturas, se utiliza un acero inoxidable austenítico, con base de acero o níquel.

En motores de alto desempeño, no es extraño encontrar válvulas de aleaciones de titanio maquinadas de una sola pieza en torno CNC. Tienen la ventaja de ahorrar peso (alrededor del 60% de su equivalente en acero) en un elemento que está en constante movimiento como la válvula, con la desventaja de un costo elevado y una vida útil corta que las hace utilizables solamente para competición.

1.4.5 Árbol de levas

La apertura y cierre de válvulas es controlada por un conjunto de levas que están sincronizadas. El árbol de levas está conectado al cigüeñal en una relación de giro 2:1 (dos vueltas del cigüeñal por cada giro del árbol de levas, dado que se requiere una apertura de cada válvula en cada ciclo). Independientemente de cómo esté conectado al cigüeñal, el lugar donde se encuentre o cómo se conecte a las válvulas, el árbol de levas es fundamental en la potencia, gasto de combustible y emisiones del motor, ya que controla los tiempos de apertura y cierre de válvulas, la cantidad y rapidez de apertura.

En la Figura 1.15 se observa la dinámica del árbol de levas, se considera un giro horario. Se empieza con la línea azul, donde la válvula de admisión comienza su apertura ligeramente antes del PMS, con el fin de obtener el mejor rendimiento de flujo cuando el pistón ya está en su camino hacia a PMI. Se observa que la válvula de admisión sigue abierta cuando ya se ha iniciado el tiempo de compresión, se debe considerar la inercia del flujo de admisión ya que la compresión no logra revertir el sentido del mismo.

Para la válvula de escape, su apertura debe comenzar antes de que el pistón llegue a PMI después de la expansión. Este punto debe ser diseñado cuidadosamente, como ya fue mencionado, ya que puede provocar que el trabajo ganado por la combustión o presentar pérdidas por comprimir los gases durante el escape.

GRÁFICA DE APERTURA DEL ÁRBOL DE LEVAS



Figura 1.15. Tiempos de apertura y cierre de un árbol de levas.

Posteriormente, cuando el pistón se aproxima a su PMS es necesario que la válvula de admisión comience su apertura al mismo tiempo que la válvula de escape está terminando de cerrar. Esta zona es conocida como cruce o traslape y es necesaria para ayudar a la mezcla a introducirse al cilindro. En esta zona se da otro punto clave en la geometría de un árbol de levas, conocido como Ángulo de Separación de Levas (Lobe Center Angle).

Con lo anterior se entiende el porqué de las medidas claves a obtener cuando se pretende centrar un árbol de levas: Tiempo de apertura y cierre de válvulas, duración de apertura y levante máximo (distancia de apertura de válvula).

Seleccionar o diseñar el árbol de levas para un motor es la parte final del proceso, ya que se requiere conocer las medidas, capacidades, uso deseado y características del flujo en los puertos de admisión; para emparar la información con las medidas del árbol de levas.

Existen diferentes formas de obtener las medidas críticas de un árbol de levas. Generalmente el fabricante de la pieza entrega una tarjeta con los datos más importantes como son: Levante máximo, duración de apertura y los grados a los que se realiza la apertura y cierre de las válvulas escape y admisión (conocidos como eventos valvulares).

Si se desea obtener más información sobre el árbol de levas es necesario medirlo mediante una máquina especial o manualmente. El proceso consiste en obtener el levante de la válvula a cierto grado de giro del árbol de levas (Figura 1.16).

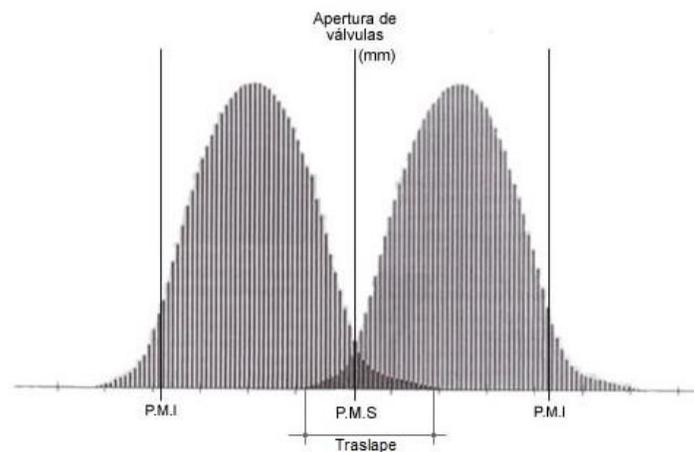


Figura 1.16. Ejemplo de gráfica de apertura de válvulas contra grados de giro de cigüeñal.
(<http://www.aficionadosalamecanica.net/images-distribucion/grafica-apertura.jpg>)

1.4.6 Cabeza o culata

Es la pieza interna del motor más alejada del cigüeñal y en ella ocurren varios de los procesos y pasos más críticos del motor de combustión interna. En ella se encuentran: La cámara de combustión, el sello de cilindros, los puertos de admisión y escape, el área de contacto de intercambio de calor con el exterior o el fluido refrigerante, las válvulas de admisión y escape, las bujías y las guías y los asientos de válvulas.

Se describirán a continuación las partes más críticas de la cabeza.

Cámara de combustión

Se trata del pequeño volumen en el que se encuentran las válvulas y bujías. Sus objetivos son dar el último paso de dirección al flujo de admisión y facilitar la quema de la mayor cantidad de combustible posible. A lo largo de la historia ha presentado diferentes cambios en forma, de acuerdo al número de válvulas, cilindros, orientación del flujo y otros. Algunas de las más comunes se muestran en la Figura 1.17. En algunos diseños se considera también a la cabeza del pistón como cámara de combustión, dado que ayuda a dirigir la combustión y la entrada de aire, y se conoce como cámara de combustión variable (ya que su volumen cambia en función de la posición del pistón).

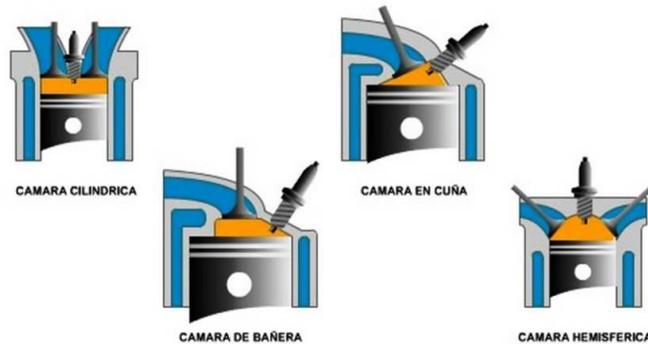


Figura 1.17. Diferentes formas y tipos de cámaras de combustión. (<https://www.actualidadmotor.com/wp-content/uploads/2009/11/Tipos-de-ca%CC%81maras-de-combustio%CC%81n.jpg>)

El diseño de la cámara de combustión también debe considerar las altas presiones y temperaturas a las que será sometida y la manera en que disipará el calor al resto de la culata. Junto a las válvulas, la bujía y la cabeza del pistón; es considerada uno de los puntos de mayor temperatura del motor.

Sello de cilindros

En la cabeza de cilindros también se da el sello final de compresión entre los cilindros y la cámara de combustión. En motores enfriados por líquido se utiliza una junta especialmente diseñada para dilatarse y contraerse junto con la culata y los cilindros, de esta forma se conserva el sello (Figura 1.18).

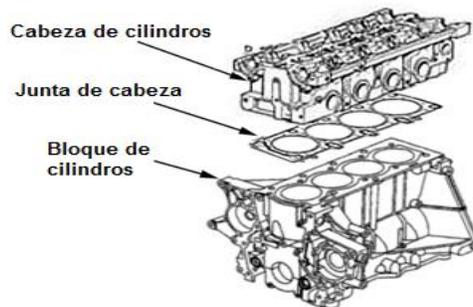


Figura 1.18. Sello entre cabeza de cilindros y bloque de cilindros mediante la junta de cabeza. (<http://www.inlinegarageservices.co.uk/wp-content/uploads/2012/09/Simple-Head-Gasket-Diagram.gif>)

La junta de cabeza es totalmente indispensable ya que a través del bloque y la culata corre refrigerante y aceite. La junta debe evitar el intercambio de cualquiera de estos, al mismo tiempo de evitar fugas de compresión.

Para motores enfriados por aire, generalmente el sello entre cabeza y cilindros se da por contacto directo entre metales. En ocasiones se usa una junta de cobre, pero el sello es únicamente de compresión ya que no hay necesidad de comunicar refrigerante entre los cilindros y la culata.

Puertos de admisión y escape

Son los conductos final e inicial, respectivamente de entrada y salida de gases. Inician en la cámara de combustión y terminan en un extremo de la culata donde serán conectados el colector de admisión y escape, se muestra en la Figura 1.19 el extremo del ducto de ingreso a la cámara de combustión. Su diseño es crítico para el funcionamiento del motor y para este trabajo.

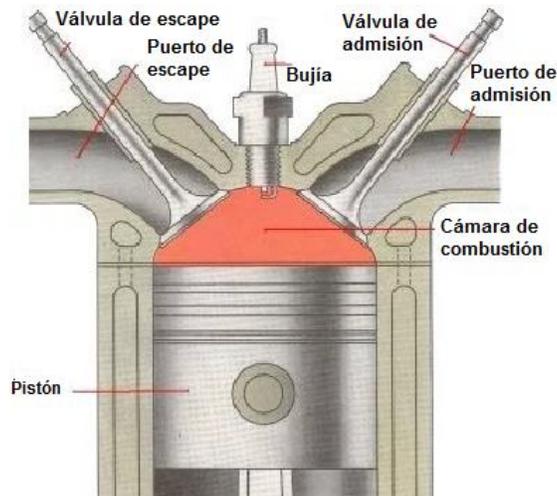


Figura 1.19. Esquema general de los puertos de admisión y escape en una cabeza.
(<https://hnzlittlegarage.files.wordpress.com/2017/03/combustion.jpg?w=720>).

Capítulo 2. Diseño de puertos de admisión y mediciones de flujo.

2.1 Puertos de admisión y escape; diseño y manufactura.

El diseño de forma y volumen de puertos de admisión y escape, juega un papel importante en la eficiencia del motor de combustión interna. La cantidad de flujo que ingresa al cilindro, su tipo, la formación de mezcla y el proceso de combustión son reflejados directamente en las emisiones, gasto de combustible y la potencia obtenida del motor.

La forma de los puertos es parte del diseño de la cabeza de cilindros. Este diseño inicia con las dimensiones iniciales de la misma y la limitación de sus sistemas de fijación, hacia el exterior del motor y hacia la cámara de combustión. Posteriormente se limitan los soportes de bujías y los puertos de admisión y escape; como se muestra en la Figura 2.1.

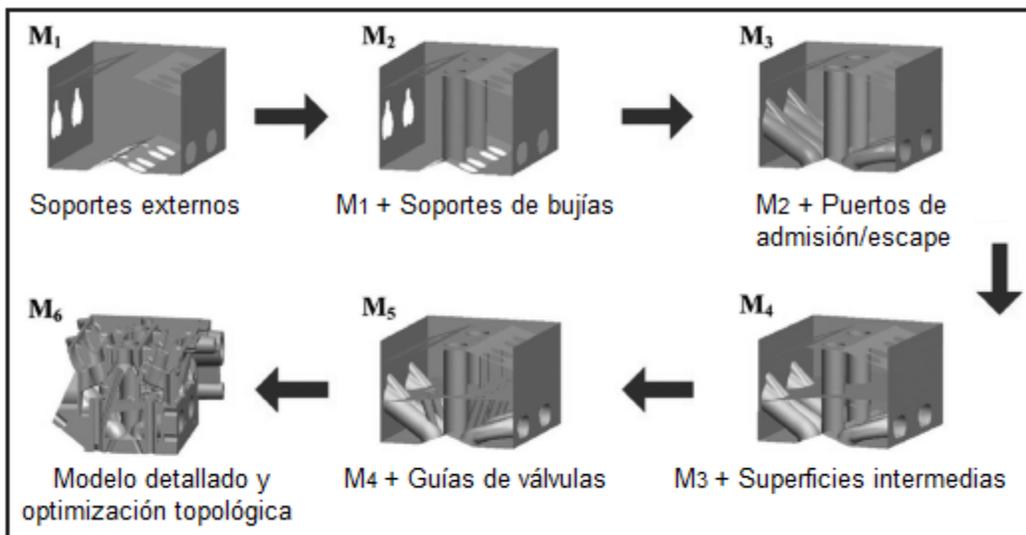


Figura 2.1. Proceso de modelado de una cabeza de cilindros (Baotong et al., 2012).

Antiguamente el diseño de puertos se realizaba mediante pruebas en banco de flujo. Una vez conocidas las limitaciones y restricciones del volumen permitido al puerto, se fabricaba un molde que era sometido a pruebas en el banco de flujo, se realizaban modificaciones hasta obtener los resultados deseados y se utilizaba en el diseño final de la cabeza de cilindros, como se muestra en el diagrama de flujo de la Figura 2.2.

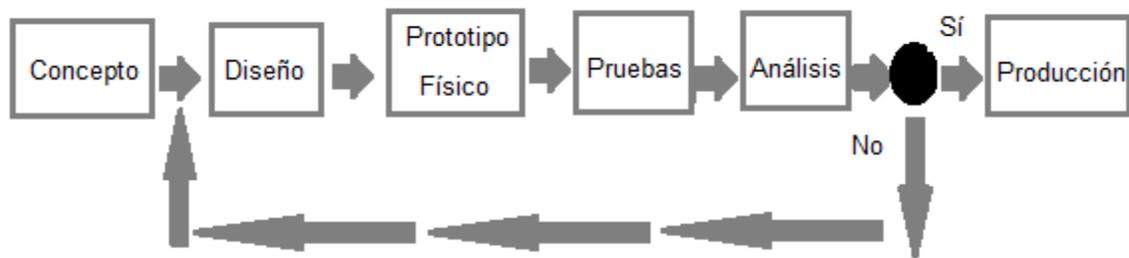


Figura 2.2. Diagrama de flujo del diseño de una cabeza de cilindros hasta mitad de los años 90's.

La manufactura de la cabeza es realizada por fundición y posteriormente es sometida a procesos de maquinado para los acabados finales en puertos, cámaras de combustión y sellos de compresión y refrigerante.

Los acabados superficiales posteriores al proceso de fundición eran deficientes (Figura 2.3) y en muchas ocasiones era el acabado final, ya que realizar modificaciones involucraba trabajo especializado; lo cual aumentaba el tiempo y el costo de fabricación.



Figura 2.3. Acabado de un puerto de admisión original de Datsun® después del proceso de fundición.

Obsérvense las costuras dejadas por el molde del puerto.

(<https://static1.squarespace.com/static/56f6093420c64796d51a5728/5803138c725e2574b75ebd94/581ed18eb8a79bf741c03f2f/1478414736373/Datsun+Cylinder+Head+Intake+Port+Detail.JPG>)

Actualmente las simulaciones de CFD (Dinámica de Fluidos Computacional, por sus siglas en inglés) y herramientas de optimización computacional, permiten resolver varios conflictos, realizar un proceso más eficiente y rápido de diseño de los puertos. A este conjunto de software se le conoce como SDPD (Desarrollo de Productos Impulsados por Simulación), como se muestra en el diagrama de flujo de la Figura 2.4.



Figura 2.4. Diagrama de flujo del diseño de una cabeza de cilindros actualmente con métodos numéricos.

El software es calibrado con varios parámetros a maximizar con el fin de maximizar el flujo en el menor volumen posible. Normalmente es utilizado un parámetro conocido como Área Efectiva de Flujo (EFA) (Padmesh, 2009):

$$EFA = \frac{m}{\sqrt{2\rho\Delta P}} \quad \text{Ec. (2-1)}$$

Donde m es el gasto másico en kg/s, ΔP es la caída de presión a lo largo del puerto y ρ la densidad del fluido. Estos datos son los mismos de interés al realizar una prueba en el banco de flujo, donde se fija una caída de presión de prueba y se obtiene el flujo conociendo el área efectiva del mismo.

Este tipo de procesos de diseño, permite obtener un modelo final del puerto deseado, mismo que puede ser directamente programado en CNC para obtener un prototipo físico o directamente el producto final (Figura 2.5 a)). Los equipos de manufactura empleados actualmente, como las máquinas CNC de 5 ejes permiten que las cabezas de cilindros sean manufacturadas de un bloque sólido de aluminio y se obtenga el acabado superficial deseado a lo largo de los puertos de admisión y escape (Figura 2.5 b)).

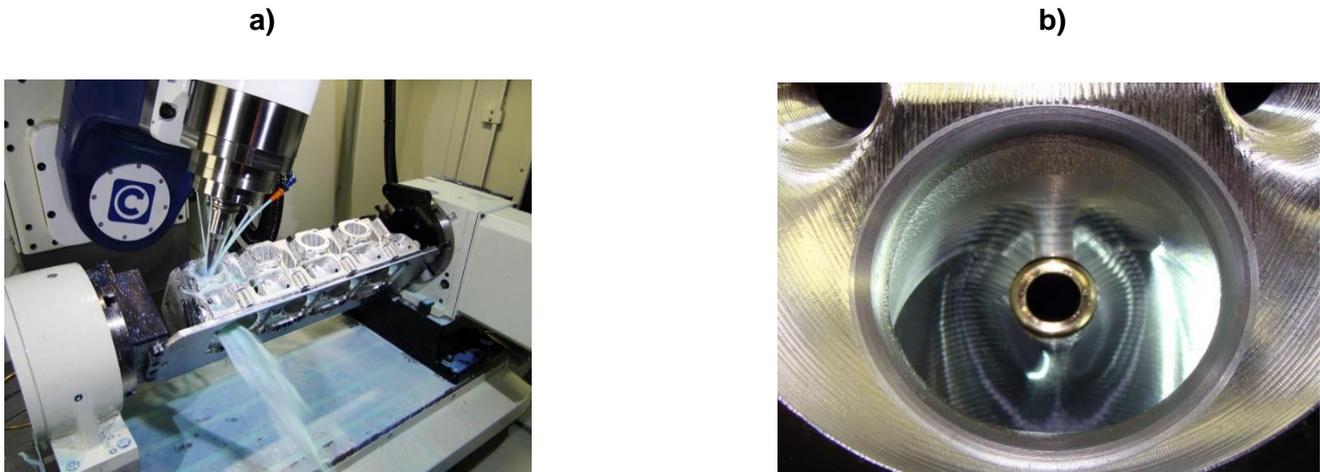


Figura 2.5. a) Proceso de fabricación CNC de una cabeza de cilindros (http://www.centroidcnc.com/images/cnc_cylinder/2013_a560_1200.jpg). b) Acabado superficial de un puerto de admisión de una cabeza de cilindros posterior a un proceso de fabricación por CNC. (<http://thitek.net/wp-content/gallery/bare-cnc-ported/bare-cnc-004.jpg>).

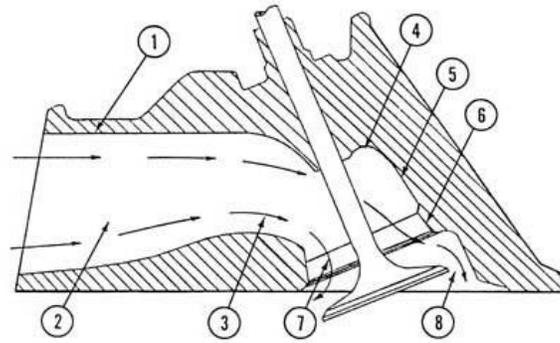
El elevado costo de manufactura a través de CNC restringe este método a los grandes fabricantes de motores, mientras que la fabricación de cabezas de cilindros para autos discontinuados y no originales siguen requiriendo procesos de fundición y en ocasiones correcciones manuales de los puertos por medio de porteadado y pulido.

2.2 Porteadado y pulido de puertos de admisión.

Los procesos de porteadado y pulido han sido claves en la modificación de motores para ganar potencia. Son realizados por grandes empresas de ingeniería y también por preparadores de motores de competencia a muchos niveles.

El principal fundamento del porteadado de puertos es eliminar restricciones al flujo de admisión y escape, ya que los puertos requieren diferentes formas para permitir montar las guías de válvula, los asientos y ser la conexión entre colectores y válvulas; dichos requerimientos son dependientes del proceso de diseño de los puertos.

Las restricciones de flujo han sido estudiadas y clasificadas respecto a un ducto uniforme de diámetro equivalente y se han clasificado como se muestra en la Figura 2.6 (Kadir, 2008).



Fuentes de pérdida de flujo	% de pérdida
1. Fricción en la pared	4% *
2. Contracción	2%
3. Dobles en la guía de la válvula	11%
4. Expansión detrás de la guía	4%
5. Expansión, 25°	12%
6. Expansión, 30°	19%
7. Dobles para salir de la válvula	17%
8. Expansión al salir de la válvula	31%
	100%

*en acabado de fundición; 3% en superficie pulida.

Figura 2.6. Pérdidas de flujo en un puerto de admisión en relación a un conducto uniforme. (Kadir, 2008)

Se puede hacer una estimación de las áreas más críticas de porteo con base en la imagen anterior.

- (1) Al reducir las imperfecciones del acabado superficial del puerto, se pueden reducir las pérdidas por fricción. Aquí se encuentra el motivo principal del pulido final.
- (2) La reducción de diámetro es necesaria para incrementar la velocidad del flujo con un efecto tobera-difusor, pero dicha reducción no puede ser drástica ni sobrepasar ciertos valores, se recomienda un valor de 85% el tamaño de la válvula.
- (3) Se procura que la zona de sujeción de la guía de la válvula sea lo más uniforme y pequeña posible.
- (4-6) Se procura realizar un trabajo de incremento de área y de cambio de dirección gradual.
- (7) El trabajo del llamado radio corto es importante para optimizar el flujo, en él se busca incrementar el radio para evitar separación de componentes en la mezcla. El aire siempre buscará el camino más corto sobre las paredes de la geometría del ducto.
- (8) La instalación de asientos de válvula de múltiples ángulos permite una expansión gradual y una menor caída de presión por expansión en la cámara de combustión.

En las Figuras 2.7 a) y b) se pueden observar las diferencias de un puerto de admisión original después de la fundición y de su forma y acabado después del proceso de porteo.



Figura 2.7. a) Puerto de admisión original. (<http://www.grumpysperformance.com/portsd1.jpg>) b) Puerto de admisión porteoado. (<http://www.grumpysperformance.com/portsd2.jpg>)

En la Figura 2.8 se observa un ejemplo de los resultados de flujo antes y después de un proceso de porteo. Cabe señalar que al no conocer la caída de presión de esta prueba no se puede saber lo que representan estas cifras, sólo se considera un ejemplo ilustrativo.

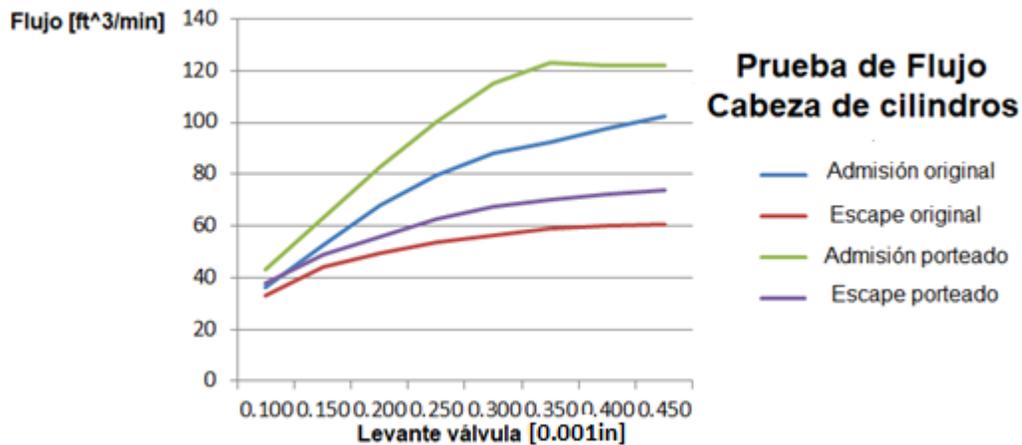


Figura 2.8. Ejemplo de resultados en banco de flujo antes y después de un proceso de porteo. (<http://turboera.com/wp-content/gallery/porting-and-polishing/cylinder-head-flow-results.png>)

2.3 Acabados superficiales.

Se trata de un proceso de manufactura que tiene como objetivo modificar la superficie deseada del mismo. Este puede ser con fines estéticos, de aplicación de la pieza o con el fin de modificar las propiedades mecánicas o de corrosión de la superficie. El proceso está directamente relacionado con la rugosidad de la superficie, sus propiedades y su microestructura. Los acabados superficiales pueden dividirse en protectores, decorativos y tecnológicos.

Una de las principales características de estos acabados es la rugosidad superficial, la topografía de superficies es aleatoria generalmente, ya que depende del proceso de manufactura empleado; esto significa que pueden existir diferentes distribuciones de alturas. Los procesos incrementales, tales como pulido, presentan una distribución de alturas gaussiana, mientras que esto no sucede con superficies obtenidas por remoción de material. A pesar de que las superficies sean cuidadosamente preparadas, se presentarán irregularidades, a las cuales se les conoce como asperezas; que en conjunto definen la rugosidad de la superficie (Greenwood, 1966).

La rugosidad se puede definir mediante diferentes parámetros los cuales son obtenidos mediante la curva de rugosidades. Dichos parámetros son la rugosidad promedio (R_a) y la rugosidad rms (R_{rms}). La rugosidad promedio es el promedio aritmético de los valores absolutos de las alturas a partir de la línea central. Por su parte, la rugosidad R_{rms} representa el promedio de las desviaciones cuadráticas respecto a la altura media. En la Figura 2.9 se observa un ejemplo de perfil de rugosidades obtenido para un portaherramientas de acero PH1.

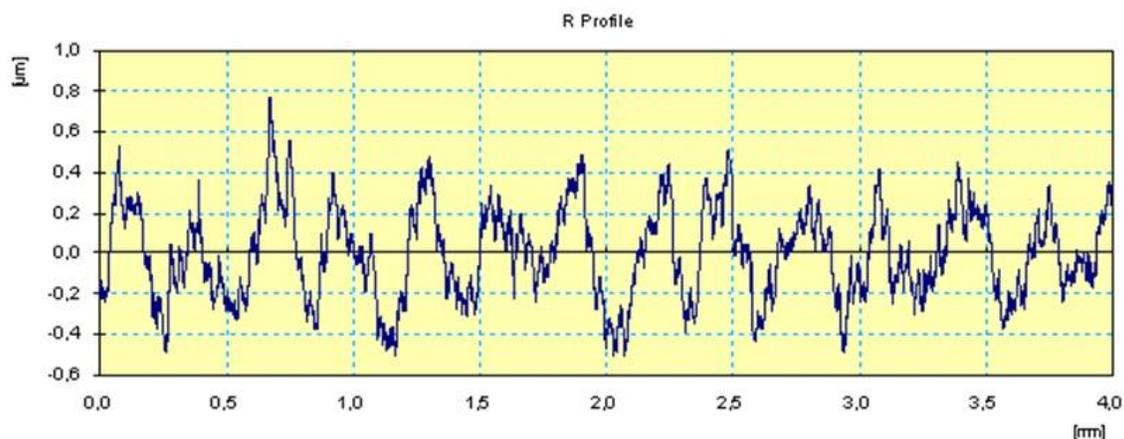


Figura 2.9. Perfil de rugosidad de un portaherramientas de acero PH1.

(https://www.researchgate.net/profile/Yanier_Sanchez/publication/304628416/figure/fig6/AS:378780636991488@1467319749535/Perfil-de-rugosidad-VC-447-5-m-min-th-45-Portaherramientas-de-acero-PH1.png)

En superficies ingenieriles, la altura de las asperezas suele ser grande ($>1\mu\text{m}$) con una distribución de perfiles aleatorio, con excepción de algún acabado que de manera deliberada introduzca patrones específicos como es el caso de *Shot Peened*.

2.3.1 Shoot peening (SP)

Es una técnica de endurecimiento empleada en componentes mecánicos mediante el bombardeo de pequeños perdigones esféricos. La energía cinética del impacto se transmite a la superficie con una pequeña indentación (Figura 2.10) la cual provoca esfuerzos residuales de compresión (Lundberg, 2013). Los disparos tienen diferentes parámetros: Intensidad, cobertura, duración, ángulo de impacto y calidad de los perdigones.



Figura 2.10. Superficie después del disparo de un perdigón por SP. (Lundberg, 2013)

La intensidad del disparo es controlada por la presión con la que son lanzados los perdigones, la calidad de los perdigones depende del material, dureza y forma de los mismos, mientras que la cobertura de aplicación se controla por el porcentaje de superficie cubierto (mayor a 100%), siendo éste un factor de la superficie cubierta por el SP entre la superficie total (Zagar, 2015).

Las principales aplicaciones del *Shot peened* se dan en piezas mecánicas sometidas a cargas cíclicas, en especial resortes y componentes de máquinas como bielas, ejes de levas, entre otros que requieran un incremento en su resistencia a la fatiga.

Las modificaciones en dureza y resistencia a la fatiga cambiarán en función de la cobertura del proceso de SP, esto también dependerá de las propiedades del material y la calidad de los perdigones empleados. Un ejemplo son los resultados encontrados por Singh en 2010 para el efecto del SP en una aleación de acero inoxidable austenítica (Figura 2.11).

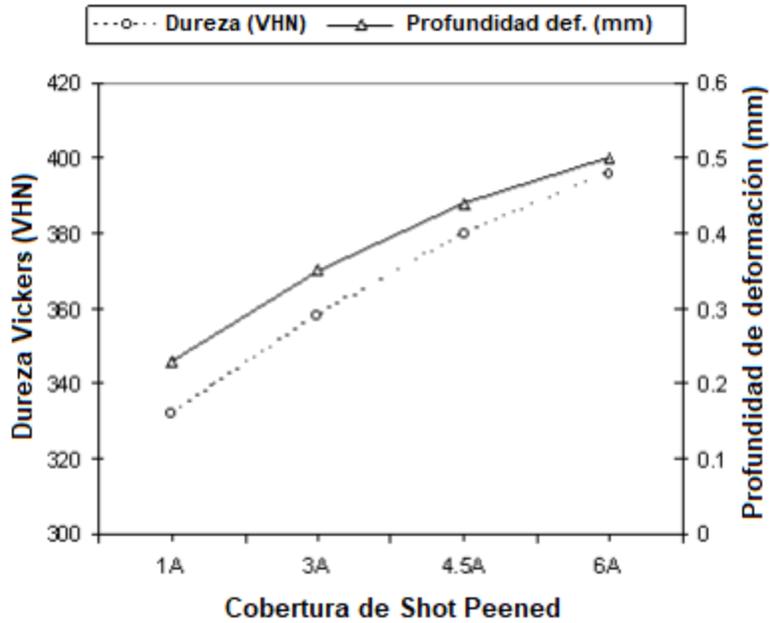


Figura 2.11. Modificación de dureza del material y la profundidad de deformación provocada por el proceso de SP en función de la intensidad de acabado (Singh, 2010).

En la Figura 2.12 se observa la rugosidad R_{rms} en función de la intensidad del acabado de SP.

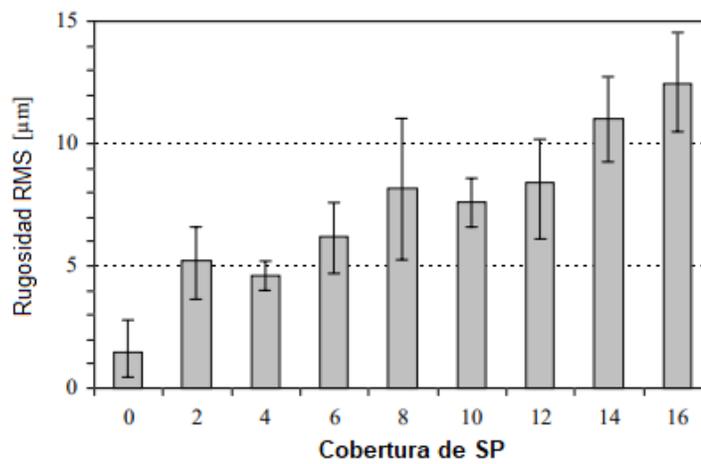


Figura 2.12. Rugosidad R_{rms} en función de la intensidad del acabado para una fundición de Cobre. (Blodgett, 2002).

2.3.2 Sand blasting (SB)

El *Sand Blasting* (Chorro de arena) es considerada una técnica por abrasión. Consiste en lanzar partículas abrasivas a través de un chorro de aire a presión sobre la superficie de interés. Como resultado del impacto de las partículas, se pueden desprender recubrimientos de la superficie deseada. (Figura 2.13).

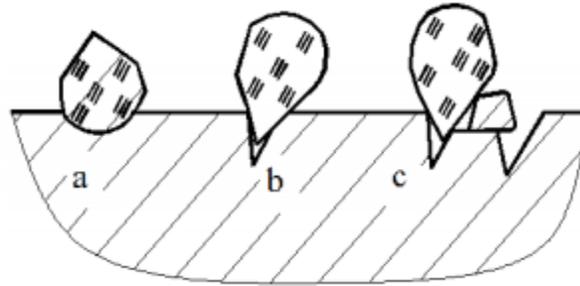


Figura 2.13. a) Deformación plástica. b) Microcorte. c) Separación de material por corte. Los 3 casos son provocados por el impacto de las partículas abrasivas. (Slatineanu, 2011).

Los parámetros de trabajo del SB son: tamaño promedio de las partículas, distancia entre la boquilla y la pieza, ángulo de la boquilla y cobertura. Slatineanu et. al. en 2011, realizaron experimentos sobre una aleación de aluminio donde sometieron a diferentes cambios los parámetros mencionados y obtuvieron los valores de su rugosidad (Figura 2.14).

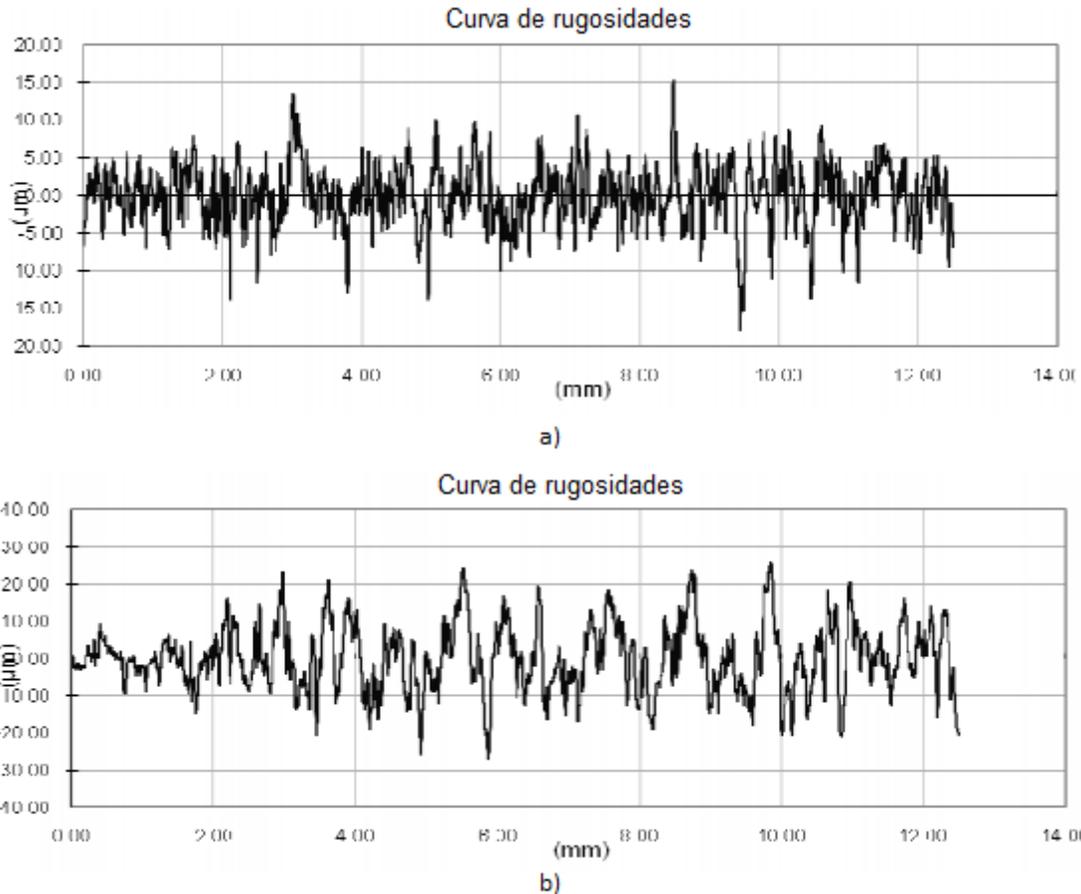


Figura 2.14. Curvas de rugosidades para los dos casos generalizados, **a)** tamaño promedio de partículas es de 0.35mm, la distancia de la boquilla de 40mm y el ángulo de la misma 15°, se obtuvo una rugosidad media $Ra=2.62\mu\text{m}$. **b)** Tamaño promedio de partículas es de 1.6mm, la distancia de la boquilla de 40mm y el ángulo de la misma de 90°; se obtuvo una rugosidad media de $Ra=8.38\mu\text{m}$. (Slatineanu, 2011).

2.4 Flujo.

El concepto flujo se asocia al movimiento de fluidos. Un fluido puede ser definido como aquél que no puede soportar una sollicitación de esfuerzo cortante, ni siquiera la generada por su propio peso, a diferencia de un sólido, ya que, la aplicación del mismo provocará movimiento del fluido, sin importar el caso. (White, 1998).

La dinámica de fluidos, es la rama de la mecánica que se encarga de entender, estudiar y clasificar el movimiento e interacción de los fluidos. La relación e importancia del concepto es inevitable en los motores de combustión interna.

2.4.1 Flujo viscoso en ductos

Este es un tema que se puede encontrar en múltiples aplicaciones de ingeniería, pese a eso la cantidad de teoría totalmente desarrollada es pequeña al lado de los experimentos que se han realizado, como el caso de este trabajo. Las dificultades que enfrenta el flujo con elementos diversos como cambios de dirección, fricción, válvulas y otros, son grandes y muchas veces de efectos desconocidos fuera de lo planteado en los experimentos ya documentados.

Existen grandes investigaciones teóricas para flujo ideal, cuando se desprecian múltiples factores del mismo como la viscosidad y la compresibilidad; pero no existe una teoría general para el estudio de estas dos grandes dificultades.

2.4.2 Regímenes de flujo

Existen 2 regímenes para clasificar tipos de flujo: Laminar y Turbulento. Se puede añadir un tercero para clasificar esa gran barrera que los separa, conocida como zona de transición. Encontrar soluciones para el flujo laminar con pocos efectos de fricción, viscosidad y compresibilidad; es relativamente sencillo, el problema radica cuando el flujo comienza a fluctuar y ser más desordenado, como se observa en la Figura 2.15.

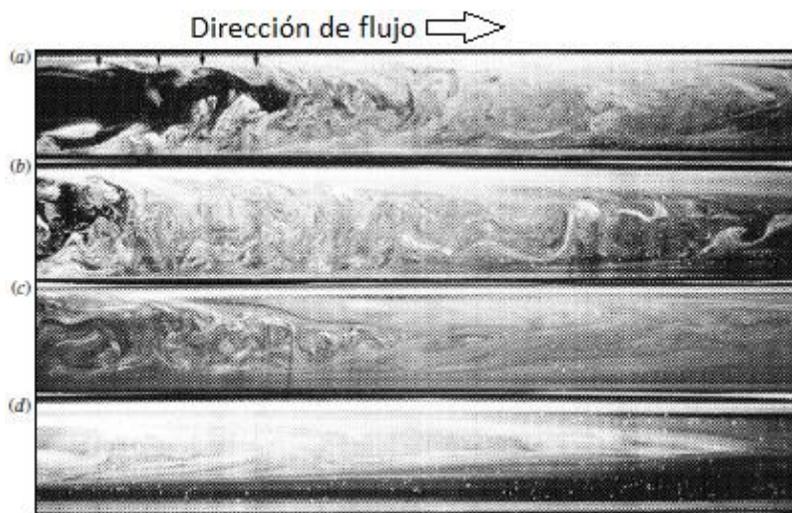


Figura 2.15. Patrones de flujo a través de un ducto. a) Flujo a la entrada con gran desorden y totalmente turbulento. b) Flujo más adelante en la tubería. c) Flujo en transición. d) Flujo totalmente desarrollado laminar. (White, 1998).

2.4.3 Número de Reynolds

El parámetro principal para clasificar dichos regímenes es el número de Reynolds (Ec. 2-2). Un número adimensional que relaciona las fuerzas inerciales del flujo con las viscosas y es utilizado para conocer el régimen de flujo en el que se encuentra el fluido.

$$R_e = \frac{\text{Fuerzas Inerciales}}{\text{Fuerzas Viscosas}} = \frac{\rho * D * v}{\mu} = \frac{v * D}{\nu} \quad \text{Ec.(2-2)}$$

Donde: $\rho = \text{Densidad del fluido}$ $D = \text{Diámetro interno de ducto}$
 $v = \text{Velocidad del fluido}$ $\mu = \text{Viscosidad dinámica del fluido}$
 $\nu = \text{Viscosidad cinemática}$

De otra manera, es una relación entre propiedades del flujo (velocidad, longitud característica) con propiedades del fluido (viscosidad).

Para conocer la zona de transición y división de cada uno de los regímenes para el caso de flujo en tuberías se observan los valores en la Tabla 2.1 (White, 1998).

Tabla 2.1. Valores críticos de número de Reynolds para flujo en tuberías.

Tipo de flujo	Re
Laminar	≤ 2300
Transición	$2300 < \text{Re} < 4000$
Turbulento	$\text{Re} > 4000$

Debe señalarse que el valor crítico de cambio de la zona laminar ($\text{Re}=2300$) puede ser llevado a grandes valores si el aumento de velocidad es gradual, si se cuida la rugosidad del ducto y la entrada al mismo es gradual.

2.4.4 Capa límite y efectos viscosos en flujo interno

El flujo interno en tuberías está restringido directamente por las paredes a su alrededor, los cambios de dirección de las mismas y sus irregularidades. Existe una región de entrada al ducto donde se puede considerar una región no viscosa (donde los efectos viscosos no juegan un papel importante).

Se considera que la velocidad de las partículas en contacto con la tubería es 0. Conforme el flujo se aleja de la tubería, las fuerzas viscosas disminuyen (el esfuerzo cortante) y la velocidad incrementa. Como se observa en la Figura 2.16.

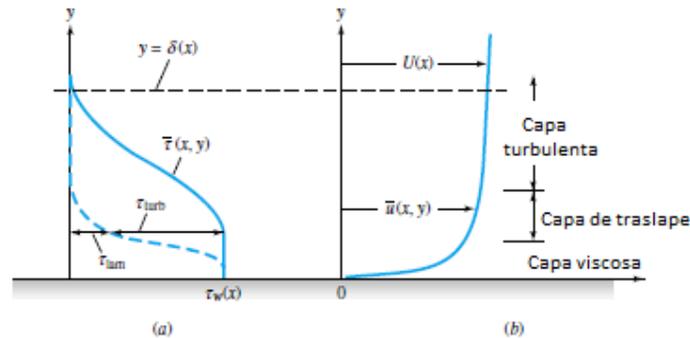


Figura 2.16. Distribución típica de esfuerzo cortante y velocidad cercano a las paredes del ducto. (White, 1998).

Mientras el flujo avanza sobre la longitud de la tubería, las capas límite crecerán hasta converger en un punto donde el flujo alcanzará su perfil de velocidades desarrollado, en el cual las fuerzas viscosas disminuyen. Figura 2.17.

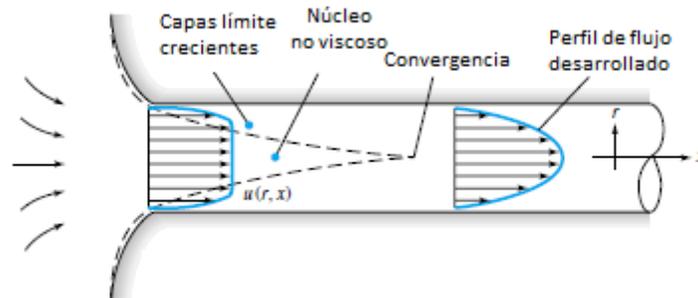


Figura 2.17. Desarrollo de perfiles de velocidad a lo largo de un ducto con efectos viscosos. (White, 1998)

Las pérdidas de flujo en tuberías se clasifican en principales y secundarias. Las secundarias son debidas a la longitud del ducto y por efectos viscosos como la fricción con las paredes. Mientras que las principales son aquellas debidas a la variación de geometría en dobleces, codos, válvulas, expansiones y otros (Munson, 2006).

A las consideraciones anteriores se deben agregar la intermitencia de cierre y apertura de válvulas que provocan un rápido cambio de diferencias de presiones y los armónicos que involucran los eventos valvulares durante el traslape. Los efectos de estos en los patrones de flujo en el caso de puertos de admisión provocan que sólo se puedan realizar aproximaciones a ellos por medio de complejas simulaciones o casos experimentales.

2.5 Flujo en puertos de admisión.

Los motores de combustión interna requieren un proceso de renovación de carga, el cual consiste en desalojar los gases de escape y llenar el cilindro con mezcla sin quemar. Al tratarse de un ciclo alternativo es fácil notar que el flujo al interior del motor no será estacionario dado que la caída de presión que lo provoca estará en función de la posición del pistón y de la apertura de la válvula. Se observa en la Figura 2.18 el gasto másico en función del ángulo de giro del cigüeñal.

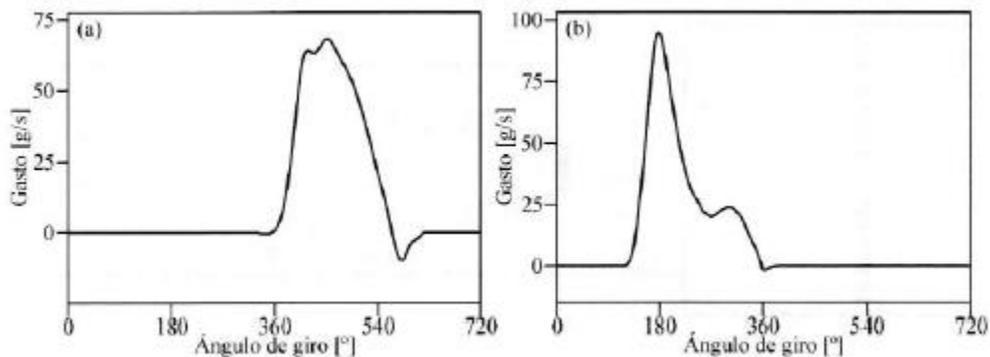


Figura 2.18. Gasto másico contra giro de cigüeñal para escape (der.) y para admisión (izq.) (Torregrosa y Giménez, 2015).

En las gráficas se muestra el rápido incremento de flujo por la apertura de la válvula y el desplazamiento hacia PMI y PMS (según sea el caso, admisión y escape). También se observa un pequeño reflujo en el caso de admisión debido al cierre de la válvula al final de la inducción y al final del escape debido al traslape de válvulas.

Ambos fenómenos provocan ondas de presión en los conductos de admisión y escape, lo cual es clave en el diseño y calibración de los colectores ya que se busca aprovechar los armónicos de las mismas ondas para optimizar el motor en cierto rango de revoluciones en función del largo de los colectores.

Para la medición de flujo en los puertos, se utilizan 3 diferentes áreas de cortina de flujo, en función del levante de apertura de la válvula:

Primera etapa

Se utiliza para levantes bajos de apertura (<0.100 [in], 0.254 [mm]), el área corresponde a un cono con paredes perpendiculares al asiento de válvula a lo largo de la circunferencia del mismo. Dicha área está descrita como:

$$A_{min1} = \pi L_v \cos(\beta) (D_v - 2w + \left(\frac{L_v}{2}\right) \sin(2\beta)) \quad \text{Ec. (2-3)}$$

Donde:

L_v = levante de la válvula.

β = ángulo del asiento de válvula.

D_v = diámetro de válvula.

w = ancho del asiento de válvula.

Segunda etapa

Prácticamente es igual que la primera, pero la proyección del cono ya no es perpendicular al asiento de válvula, el área de cortina se aproxima más a un cilindro. La base del cono incrementa de forma $90^\circ - \beta$ (apertura de 0.100[in] a 0.350[in], 0.254[mm] a 0.889[mm]).

$$A_{min2} = \pi D_e \sqrt{[(L_v - w \tan \beta)^2 + w^2]} \quad \text{Ec. (2-4)}$$

Donde:

D_e = Diámetro efectivo ($D_v - w$)

Tercera etapa

Cuando el levante de la válvula es suficientemente grande, el área de cortina deja de estar entre la válvula y su asiento, simplemente es el área de la válvula menos el área del vástago (apertura >0.350 [in], 0.889[mm]) (Figura 2.19).

$$A_{min3} = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_v^2) \quad \text{Ec. (2-5)}$$

Donde:

D_p = Diámetro del puerto.

D_v = Diámetro del vástago.

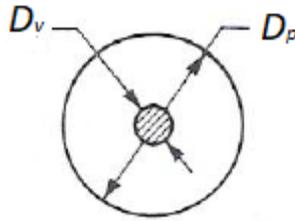


Figura 2.19. Área de flujo a grandes levantes de válvula. (Kadir, 2008)

En los puertos de admisión y escape, el flujo se encuentra en estado turbulento, debido a la rugosidad de las paredes, las zonas de expansión y principalmente por el cambio de diferencia de presiones. Dicho régimen produce aumentos en el momento lineal, transferencia de calor y masa, y promueve una mezcla más homogénea entre aire y gasolina, lo cual ayuda a una ignición por chispa satisfactoria (Kadir, 2008).

La turbulencia en el flujo se caracteriza por una gran fluctuación de la vorticidad. Las características del flujo turbulento dependerán de sus alrededores, en el caso de los puertos y cilindros del motor, el flujo involucra una combinación de capas turbulentas, zonas de recirculación y capas límite; mismas que causarán parte de las pérdidas mostradas en la Figura 2.6, pero también ayudarán a ingresar una mezcla más homogénea a la cámara de combustión.

2.6 Banco de flujo, mediciones y aplicaciones.

El banco de pruebas de flujo es un instrumento principalmente comparativo, utilizado para medir la resistencia al flujo en puertos de admisión y escape, múltiples de admisión, venturís, placas restrictoras, carburadores y cuerpos de aceleración. Su funcionamiento consiste en hacer pasar aire con la ayuda de un compresor hacia el interior de la máquina y a través del dispositivo sometido a prueba. Para motores de dos tiempos y puertos de escape el flujo va en sentido contrario.

En su interior contiene barrenos que restringen el flujo de aire, los mismos son calibrados para obtener el máximo flujo posible que puede pasar a través de ellos. De este modo la máquina hará una comparación del flujo actual (por medio de diferencia de presiones) contra el flujo total posible en el barreno seleccionado y la lectura será mostrada en un rango de 5 a 100% del flujo total disponible.

La caída de presión del flujo debe ser fijada para realizar las pruebas, es medida en pulgadas de agua y dependerá de la pieza que se someta a prueba. Se sabe que la presión al interior del motor no es constante, dado que se trata de una función periódica por cada 2 giros del cigüeñal. Por lo anterior las pruebas deben ser realizadas a un valor promedio de la caída de presión, el estándar en la industria para puertos de admisión y escape se encuentra entre 20 y 28 in H₂O (50.8 a 71.1[cm]) (Kadir, 2008).

Los valores de flujo para puertos de admisión oscilan entre 100 y 250 cfm (ft^3/min) (Entre 0.047 y 0.118 $[\text{m}^3/\text{s}]$). Mientras que para carburadores y cuerpos de aceleración superan los 500 cfm (0.236 $[\text{m}^3/\text{s}]$), por lo que el banco de flujo debe contar con un motor de mayor potencia (Better, 2010).

Es importante mencionar que la industria automotriz usa el sistema inglés como estándar para estas mediciones debido a su magnitud y, por esto, es empleado en la mayoría de cifras de este trabajo.

Mediante las pruebas en el banco de flujo se pueden obtener de manera experimental mejores formas en los puertos de admisión y escape, mismas que sirven para mejorar el proceso de porteo de cabezas de cilindros de autos de competencia. También puede obtenerse un estimado máximo de la potencia del motor mediante la medición del flujo desde el *stack* de entrada (tobera de ingreso de aire al carburador o cuerpo de aceleración) hasta la válvula de admisión. Los resultados de flujo a diferentes levantes de válvula son también utilizados para empatar el mejor árbol de levas con la aplicación deseada del motor.

En la Figura 2.20 se observan los componentes del banco de flujo.

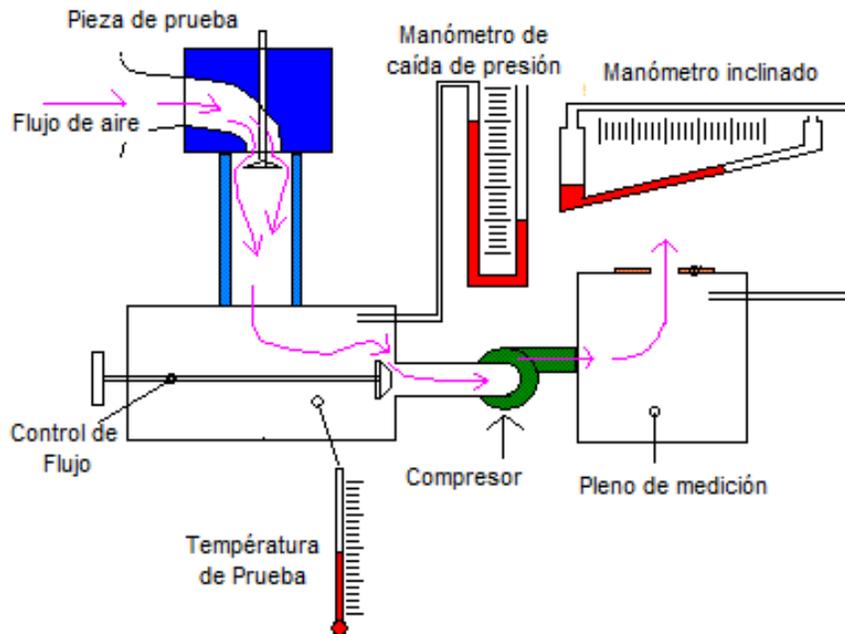


Figura 2.20. Esquema y elementos de un banco de flujo. (<http://speednik.com/files/2013/10/ILLO.jpg>)

2.7 Antecedentes de medición de flujo con diferentes rugosidades.

En 2014, Pahmi et al. hicieron un conjunto de simulaciones de flujo para múltiples de admisión con diferentes materiales. En él destacan que el uso de inyección de plástico para la fabricación de dichos múltiples ha sido una práctica frecuente, sin embargo, no existían suficientes estudios enfocados a las variaciones del flujo contra otros materiales empleados.

El múltiple utilizado fue de un motor 4 cilindros encendido por chispa. En las simulaciones consideran condiciones estándar de presión y temperatura, una velocidad constante de 90[m/s] y las rugosidades asignadas por el software para cada material.

Fue empleado el solucionador de SolidWorks Flow®, el flujo es considerado incompresible y se hizo la simulación para estado permanente (las condiciones más idealizadas posibles). El objetivo fue encontrar el material con el que cual se presente mayor velocidad de flujo.

Los resultados encontraron una mejora de 0.40% de velocidad en el múltiple de aluminio contra el de acero y de 0.60% en el múltiple de plástico. Se concluye que la rugosidad del material provoca una pérdida de flujo al ser mayor la fricción con las paredes del mismo. Los resultados de velocidades se muestran en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Resultados de velocidades para la simulación en múltiples de admisión. (Pahmi et al., 2014).

Material	Plástico(PP)	Aluminio	Fundición de Acero Gris
Velocidad (m/s)	477.770	475.874	474.911

En este trabajo, la mejora de velocidad es despreciable y no se debería considerar a la rugosidad como la principal razón de los resultados encontrados. Las diferencias de velocidad pueden deberse a los módulos de Young de los diferentes materiales. Las simulaciones deberían haber sido realizadas con el mismo material y diferente rugosidad, o la misma rugosidad con diferentes materiales; para poder realizar una conclusión mejor sustentada.

Capítulo 3. Metodología.

Para facilitar la comprensión de este capítulo, el mismo fue dividido en 3 secciones: La caracterización de las piezas del motor, la preparación de los puertos de admisión y las mediciones de flujo.

En la primera parte de la metodología, se obtuvieron las dimensiones características del motor: Diámetro de pistón, carrera de cigüeñal y tamaño de válvulas. Posteriormente se hizo la caracterización del árbol de levas y su centrado de acuerdo a los datos del fabricante.

En la segunda parte se realizaron las modificaciones a los puertos de admisión, mediante el porteadado de los mismos para obtener un mayor volumen y, con ello, mayor área perpendicular, correspondiente al incremento del diámetro de válvulas. Posteriormente se comprobó el volumen de los puertos y se empataron para evitar diferencias de dimensiones. Por último, se realizaron los acabados superficiales (*espejo*, *shot peened* y *sand blasted*) en los puertos y en las muestras para medición de rugosidad.

Por último, se hicieron las primeras mediciones de flujo para conocer las diferencias entre los puertos y verificar la viabilidad de los experimentos. Posteriormente se hicieron las mediciones de rugosidad en las 4 respectivas muestras para parametrizarlas y obtener la rugosidad promedio en la dirección del flujo. De este modo se puede asociar un valor numérico a los resultados de flujo obtenidos.

3.1 Caracterización de los componentes del motor.

Se realizó la caracterización de medidas y piezas de un motor de VW Sedan[®] de 44hp. El motor fue modificado en varias partes con el fin de obtener mejor eficiencia y un aumento de potencia. A diferencia del motor 1,584cc de 44 hp (85.5mmx69mm) construido de 1974 a 2003, el motor modificado sobre el cuál se trabajó fue un 1,776cc (90.5mmx69mm). El monoblock del motor es el original, fundición de magnesio AS41 (4% Al-1% Si). Las cabezas son de una aleación de aluminio. El conjunto (pistones y cilindros) es Mahle[®] de 90.5mm de aluminio forjado.

Fueron utilizadas las cabezas originales y modificadas posteriormente. Los puertos de admisión y de escape de las cabezas originales (válvulas 35mm de admisión y 32mm de escape) fueron modificados para recibir válvulas 40mm y 35.5mm, respectivamente. En otras palabras, el tamaño de la válvula de admisión original (35mm) es ligeramente más pequeño que la válvula de escape modificada. Se pueden observar las diferencias de tamaño en la Figura 3.1.

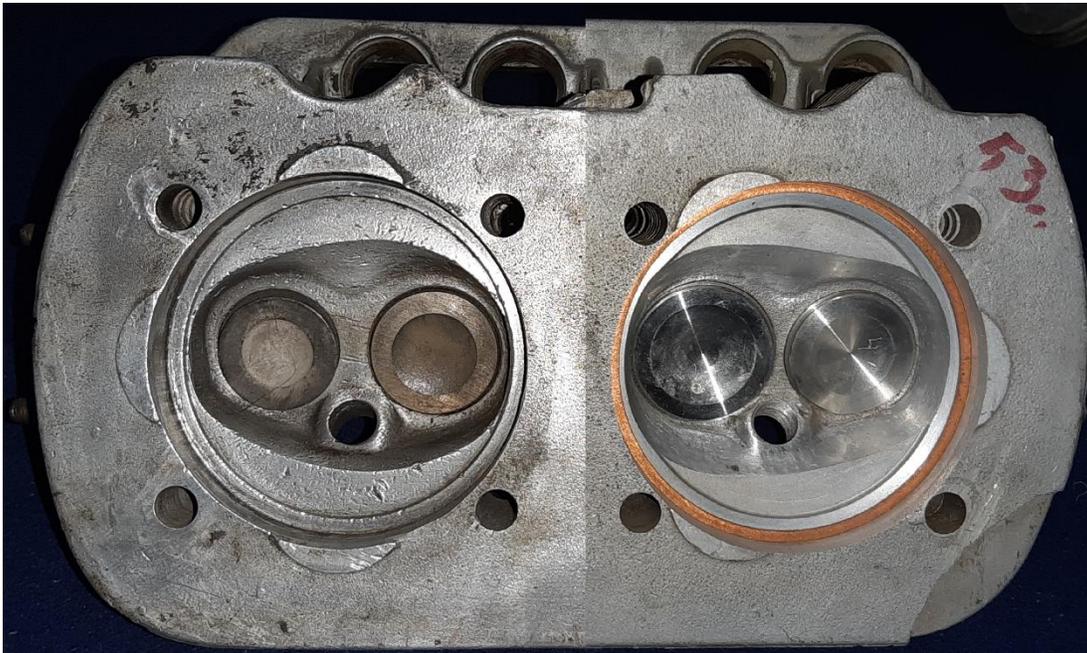


Figura 3.1. Lado izq., cabeza original con válvulas 35-32mm y cámara de combustión original, barreno original para pistón de 85.5mm. Lado der., cabeza modificada para válvulas 40x35mm, cámara de combustión modificada y barreno abierto para pistón de 90.5mm.

3.2 Centrado y caracterización del árbol de levas.

El árbol de levas empleado fue un GB300, una modificación hecha por Gene Berg[®] al modelo W120 de Engle[®] (Tabla 3.1), de éste se tiene la tarjeta de tiempos para realizar el centrado y emparar las mediciones realizadas. Para conocer más sobre él fue necesario caracterizarlo mediante la obtención del levante de apertura de las válvulas en diferentes grados de giro del motor. Esto puede ser obtenido mediante una máquina automatizada que arroja las gráficas del árbol. Ya que no se cuenta con dicha máquina, las mediciones fueron obtenidas manualmente.

Fue necesario ensamblar el centro del motor (cigüeñal, bielas, monoblock), dos cilindros y una cabeza para obtener las mediciones necesarias. El equipo de medición necesario constó de una polea graduada (1°) y un micrómetro de dial (0.001") con base magnética Mitutoyo[®] (Figura 3.2).



Figura 3.2. Izq. Polea graduada (1°) para centrado de árboles de levas.

(<https://content.motosport.com/images/items/large/MOP/MOP0043/X001-Y001.jpg>).

Der. Micrómetro de dial con base magnética y ajustable en 3 ejes. (https://http2.mlstatic.com/D_Q_NP_962293-MLM25987722349_092017-Q.jpg)

Una vez colocado el micrómetro sobre la cazuela de la válvula (Figura 3.3). Se giró el motor para medir la distancia de apertura (levante) de la válvula cada 5° del motor (2.5° de giro de árbol de levas).

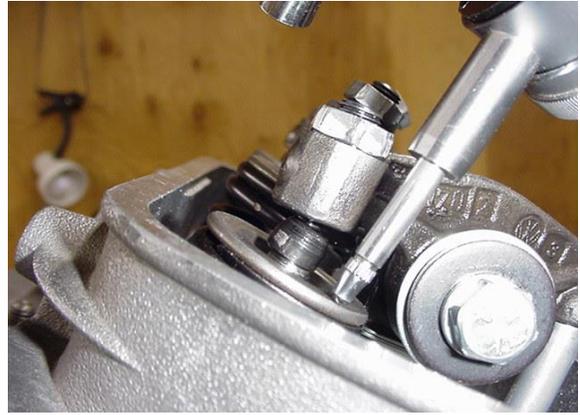
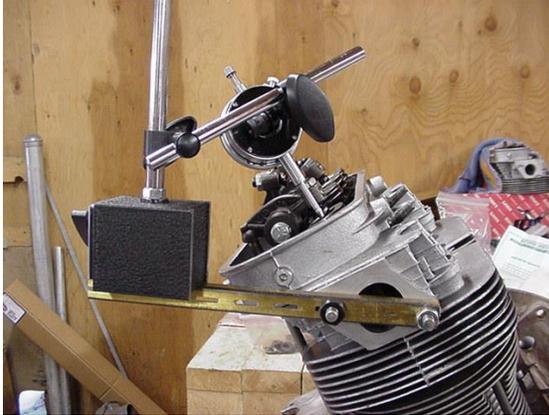
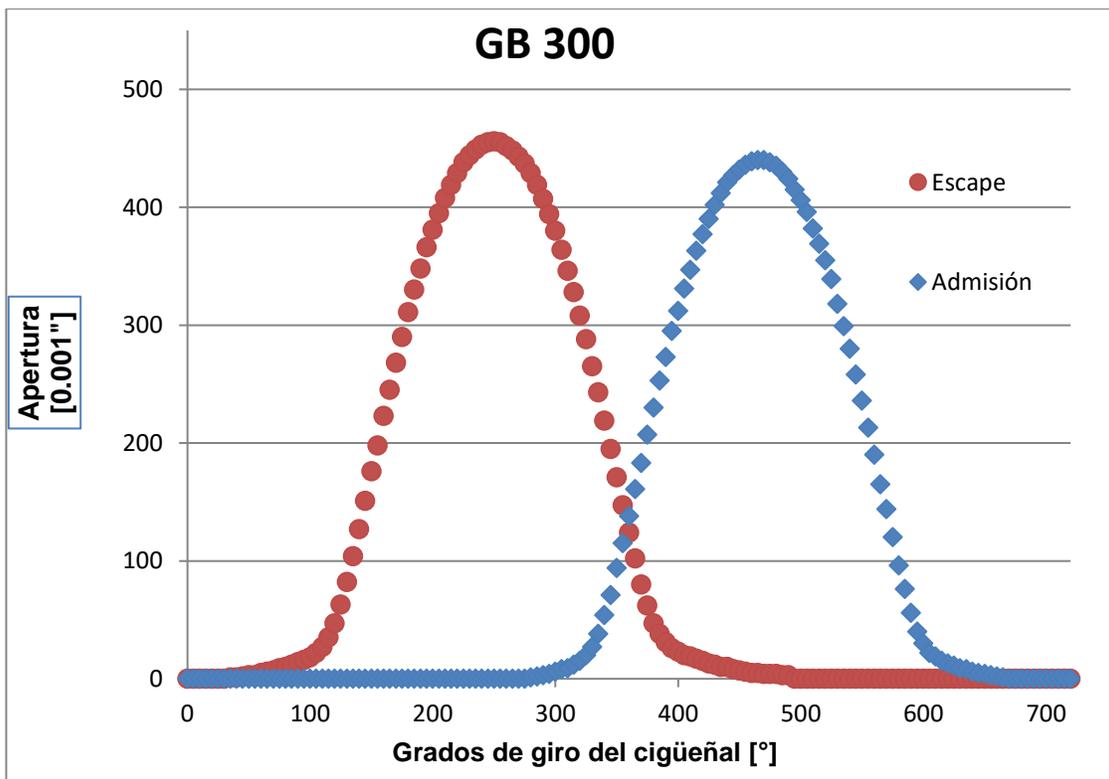


Figura 3.3. Der. Posición del micrómetro contra la cazuela de la válvula procurando encontrar el recorrido más paralelo a la válvula posible. (<https://www.thesamba.com/vw/gallery/pix/570977.jpg>) **Izq.** Sujeción de base magnética y ajuste del dial. (<https://www.thesamba.com/vw/gallery/pix/563791.jpg>)

Se repitió el proceso para la válvula de escape y se graficaron los resultados en la Gráfica 3.1. En la cual se observa un levante máximo de 0.450in y una duración aproximada de apertura en admisión a 0.050in de 250°.



Gráfica 3.1 Levante de válvulas de admisión y escape contra grados de giro del cigüeñal.

Las mediciones obtenidas, los valores indicados en las tarjetas del árbol de levas W120 de Engle Cams® y del árbol GB300 de Gene Berg®, se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Valores indicados en las tarjetas de tiempo de los árboles y medidas obtenidas durante el centrado y caracterización del árbol de levas GB300.

Árbol de levas	W120	GB300	Medición
Levante [in]	0.397	0.397	0.393
Duración [°]	253	253	253
Apertura admisión [°]	22	19	20
Cierre admisión [°]	51	54	53
Apertura escape [°]	58	55	56
Cierre escape [°]	15	19	18

Es importante señalar que la apertura de admisión se mide antes de PMS, mientras que el cierre se mide después de PMI. Los equivalentes para los eventos valvulares mencionados en grados de giro del cigüeñal son: apertura de admisión a 340° y un cierre a 593°. Mientras que, para los eventos valvulares de escape, la apertura se mide en grados antes de PMI, mientras que el cierre en grados después del PMS. Por lo que las mediciones en grados de giro del cigüeñal son: apertura a 124° y cierre a 378°. Lo anterior se puede observar en la Gráfica 3.1.

Se puede observar en la Tabla 3.1 que las figuras de levas son prácticamente las mismas, lo que confirma la misma figura de leva entre los 2 árboles de levas. El árbol GB300 presenta un retraso de 3° respecto al W120, esto modifica el rango de trabajo del árbol de levas a revoluciones más altas. La separación entre las levas (*Lobe Angle*) también es mayor en el árbol GB, lo que reduce la inducción forzada por inercia de los gases de escape y reduce las emisiones contaminantes. Las mediciones realizadas para el centrado del árbol GB300, fueron para obtener 1° de adelanto respecto al W120, con el objetivo de mantener el rango de revoluciones de respuesta un poco menor, ya que la aplicación del motor será de calle con alto desempeño.

3.3 Preparación de los puertos de admisión.

En esta sección se explicarán los pasos seguidos para la puesta a punto de los puertos de admisión mediante procesos de porteadado, pulido y empatado de puertos.

3.3.1 Porteadado

Una vez conocidas las medidas críticas del motor y las piezas a usar, se realizaron las primeras modificaciones para preparar las cabezas para las mediciones de flujo.

La primera parte consistió en realizar agregar material por medio de soldadura en las cabezas con el fin de obtener mayor volumen de los puertos de admisión.

Seguido a esto se realizó el porteadado e incremento de los puertos de admisión y escape, realizando una gran modificación respecto a la forma original del puerto. Se buscó obtener una distancia menor en el radio corto del puerto, lo que explica su forma alargada en esta dirección como se ve en la Figura 3.4.

Los siguientes pasos del porteo consisten en incrementar el tamaño del puerto hasta lograr un 85% del tamaño de la nueva medida de la válvula a colocar (40mm).

Es recomendable alcanzar la forma final de la entrada del puerto antes de seguir con los demás. De este modo se puede realizar una plantilla con el primer puerto realizado y así poder replicarlo en los demás.

Se deben considerar las principales zonas de pérdida de flujo en un puerto de admisión mostradas anteriormente en la **Figura 2.6**. La modificación de estas zonas críticas ayuda a mejorar el puerto y reducir las pérdidas de flujo.

La forma, el tamaño final de porteadado y su comparación con el puerto original se muestran en la Figura 3.4 y 3.5, respectivamente.



Figura 3.4. Puertos de admisión después del proceso de porteado y previo a pulido.



Figura 3.5. Puerto de admisión original (*izq.*), puerto de admisión modificado (*der.*). Se muestra el aumento de volumen del puerto (zona superior del puerto donde puede verse al exterior del mismo), la ampliación del radio corto (mayor curvatura) y el espacio extra de área al lado de la guía de válvula por la remoción de material.

3.3.2 Pulido

Es un paso crítico y uno de los puntos clave en este trabajo, ya que en este proceso se busca dejar el acabado superficial que se considera mejor para el flujo en los puertos de admisión con base en la aplicación deseada del motor.

Para este paso se utilizó una lija de esmeril grado 120, ya que lijas más finas se rompen durante el paso final de lijado con taladro. Este pulido ha arrojado buenos resultados en la práctica.

3.3.3 Empatado de puertos

A pesar de que el tacto ayuda a percibir algunas imperfecciones dejadas y se pueden realizar algunas mediciones extras en algunas zonas del puerto para procurar que sean lo más semejantes posibles, no se puede asegurar que sean exactamente iguales. Por lo anterior se realizó una medición del volumen en cada uno de ellos. El proceso consiste en medirlos mediante el llenado de agua con una jeringa.

Los resultados encontrados en la primera medición se muestran en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Medición de volumen en los puertos de admisión.

PUERTO	I	II	III	IV
Volumen [cm ³]	69	70	70	71

Estos resultados son buenos, pero no suficientes, por lo que se realizó una rectificación en ellos para reducir el margen de error. Ya que conocer el volumen no asegura que los puertos sean idénticos.

Se realizó un porteado ligero en algunas zonas para retirar material de los puertos más pequeños. Para intentar alcanzar los 71cm³. Posteriormente se repitieron las mediciones volumétricas de los puertos y se encontró el volumen deseado. El acabado superficial dejado fue el obtenido con la lija 120, denominado "normal".

3.4 Primera medición de flujo.

Las pruebas de medición de flujo se llevaron a cabo en el banco de flujo SuperFlow® SF-750FC, mostrado en la Figura 3.6, ubicado en la Ciudad de México en el taller Control Dinámico de Masas®.



Figura 3.6. Banco de flujo empleado durante las pruebas. SF 750FC.

Con el fin de conocer las condiciones iniciales del experimento y la semejanza entre los puertos de admisión. Se realizó una medición de flujo a diferentes levantes de válvula (cada 0.050[in]) para los 4 puertos con acabado superficial “normal”.

El banco de flujo utilizado posee 6 barrenos con las siguientes calibraciones de flujo mostradas en la Tabla 3.3. Estas calibraciones son realizadas para conocer el flujo máximo permisible a través de los barrenos. La máquina muestra en un manómetro inclinado el porcentaje actual de flujo respecto al máximo del barreno.

Tabla 3.3. Calibraciones de los 6 barrenos para el banco de flujo SF 750FC empleado.

Barreno	1	2	3	4	5	6
Flujo [cfm]	23.5	47	98	197	292	386

La caída de presión para las pruebas fue de 28[in H₂O] para todos los casos, todas las mediciones se realizaron entre las 12:00 y 14:00 con condiciones similares de temperatura (22°C). La medición inicial fue con la válvula cerrada para comprobar que no existieran fugas entre asiento y válvula, y se obtuvieron valores menores al 1%, los cuales según experiencia previa del personal calificado son válidos para la prueba y asegura el correcto sello de válvulas.

Posteriormente se realizaron las mediciones de flujo para las diferentes aperturas de válvula. Los resultados encontrados para los 4 puertos fueron los siguientes mostrados en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4. Lecturas de referencia de flujo para los 4 puertos de admisión.

Puerto	1		2		3		4	
	Medición [%]	Barreno						
50	49.5	2	49	2	47.5	2	47	2
100	94.2	2	93.8	2	94.8	2	95	2
150	68.5	3	66.5	3	69.5	3	68.5	3
200	94.4	3	92.4	3	92.8	3	93.4	3
250	55	4	55	4	56	4	55	4
300	59	4	59.5	4	58	4	59	4
350	63.5	4	63	4	62	4	62.5	4
400	67.5	4	67	4	66	4	65.5	4
450	69	4	69	4	68	4	68	4

Cada una de las mediciones fue multiplicada por la respectiva calibración del barreno empleado. Por ejemplo: Flujo puerto 1 @ 0.050" = 0.495(47[cfm]) = 23.265 [cfm]. Los cálculos obtenidos se muestran en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5. Flujos calculados de referencia para cada uno de los puertos de admisión.

Puerto	1	2	3	4
Apertura de válvula [0.000"]	Flujo [cfm]	Flujo [cfm]	Flujo [cfm]	Flujo [cfm]
50	23.27	23.03	22.33	22.09
100	45.21	44.27	44.56	44.65
150	67.13	67.13	68.11	67.13
200	90.55	89.57	90.94	89.57
250	108.35	104.41	108.35	106.38
300	116.23	117.22	115.25	116.23
350	125.10	124.11	122.14	123.13
400	132.98	130.02	129.04	129.04
450	135.93	135.93	133.96	133.96

Con las medidas anteriores se puede confirmar que la variación de flujo entre los puertos se encuentra dentro de la tolerancia permitida entre puertos, 2% según pruebas previas realizadas en el banco de flujo. Lo anterior indica que los diferentes cilindros tendrán una entrada similar de flujo con una pequeña diferencia aceptable. También se puede inferir que el proceso de porteo consiste en realizar un puerto y después copiarlo en el puerto adyacente (1-2 y 3-4), esto provoca que el parecido entre los puertos 1 y 2 sea mayor que entre el 1 y 3 o 4. Se observa también que el flujo es mayor a grandes levantes en los puertos 1 y 2.

3.5 Proceso para obtener los diferentes acabados superficiales.

Se realizaron tres acabados superficiales diferentes al original dejado tras el porteo de cabezas: *Shot peened*, espejo y *sand blast*.

3.5.1 Shot peened

El acabado de *shot peened* se realizó en la máquina Empire Abrasive Equipment Sandblast S-36© mostrada en la Figura 3.7 disparando balines no uniformes a 90psi sobre todo el puerto. Se ha encontrado en trabajos previos en Control Dinámico de Masas® (CDM®) que dicha presión permite un acabado rugoso sin dañar la superficie en exceso, ni arriesgar el sello en asientos y guías de válvulas.



Figura 3.7. Máquina de *Sand Blast* Empire Abrasive S-36©

El proceso consistió en cubrir con cinta todas las zonas de sello de la cabeza: cilindro, asiento, guía de la válvula y sello con el colector de admisión. Posteriormente el puerto seleccionado (4) fue disparado con los balines. El acabado dejado se observa en la Figura 3.8.

3.5.2 Sand Blast.

Semejante al proceso del acabado de *Shoot peened*, las zonas de sello fueron protegidas con cinta y se disparó arena sobre el puerto seleccionado (3), el resultado se observa en la Figura 3.8.

La máquina utilizada fue la misma (Empire Abrasive S-36®), la presión de disparo utilizada fue 120psi ya que se ha encontrado que menores presiones tienen un impacto poco significativo sobre la superficie y solamente actúan como un pulido. Es requerida una mayor presión para poder realizar un acabado rugoso.



Figura 3.8. Puerto izquierdo (3) con el acabado superficial dejado después del tratamiento de *Sand blast*. Puerto derecho (4) con el acabado después del proceso de *Shot peened*.

3.5.3 Acabado espejo.

El acabado espejo fue obtenido mediante un Dremel® con una serie de fresas de menor aspereza que la lija 120 empleada para el acabado “normal”. Las fresas llegan hasta un equivalente de lija 800. Se procura hacer un par de pasadas a toda la superficie del puerto aplicando la menor fuerza posible para no deformar el puerto. (Figura 3.9).



Figura 3.9. *Izq.*, puerto con acabado normal (dejado por lija 120). *Der.*, puerto con acabado espejo. Se puede observar una ligera disminución de imperfecciones al interior del puerto.

3.6 Medición de rugosidad.

Con el fin de parametrizar las condiciones de rugosidad de los acabados superficiales dejados en los puertos, se realizaron 4 diferentes probetas que fueron sometidas a los mismos tratamientos superficiales de pulido (normal y espejo), *shot peened* y *sand blast*, respectivamente.

Las muestras fueron obtenidas de una cabeza de cilindros de VW Sedan ® de 44hp (1,600cc), mismo modelo al empleado en la modificación de puertos y medición de flujo. Se extrajeron muestras de 30mm x 12 mm x 10mm (aproximadamente) de la zona de sello de la tapa de punterías, como se muestra en la Figura 3.10.

Esta zona es diferente al puerto en cuanto a geometría y es sometida a un paso posterior de manufactura de careado, por lo anterior puede haber diferencias entre el acabado superficial en esta zona y el dejado al interior del puerto, donde es más difícil acceder. Posteriormente fueron escaneadas en el perfilómetro Nanovea ST400® como el que se muestra en la Figura 3.11.



Figura 3.10. Sección de cortes realizados para obtención de probetas.



Figura 3.11. Perfilómetro Nanovea ST400® empleado para obtener las mediciones de rugosidad.

(https://www.azonano.com/images/Equipments/EquipmentImage_122.jpg).

Las muestras fueron obtenidas para un área de 1x1mm. El perfilómetro entrega los archivos obtenidos de intensidades y alturas. Los de alturas (Coordenadas x,y,z) fueron cargados en el software Mountains Map 3D 7.4® (Figura 3.12). A cada uno de los mismos (uno por acabado superficial) se les realizó una nivelación de superficie, debido a inclinaciones mostradas en el primer archivo (Figura 3.13).

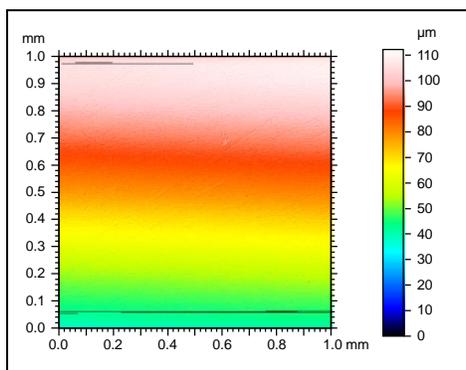


Figura 3.12. Gráfico obtenido por el perfilómetro para el acabado espejo, se observa un gran desnivel (inclinación) a lo alto de la muestra y zonas con errores de medición (puntos fuera de parámetro).

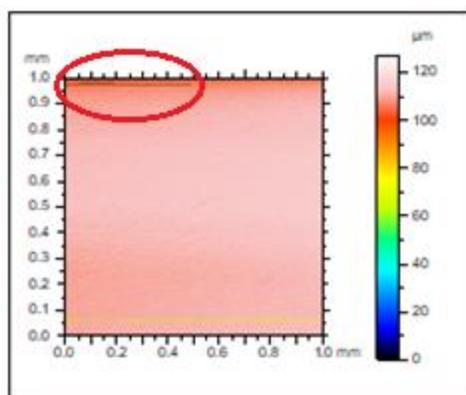


Figura 3.13. Muestra posterior a la nivelación de la superficie por el método de 3 puntos.

Debido a las dos zonas con puntos de medición fuera de parámetros, se realizó la extracción y nivelación de los mismos, el resultado se puede ver en la Figura 3.14.

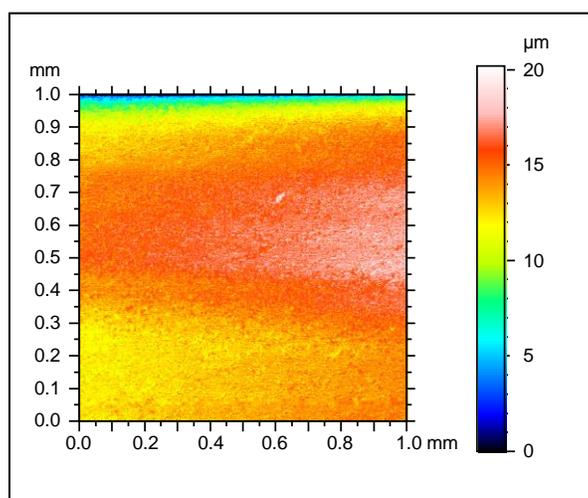


Figura 3.14. Muestra posterior a la extracción y nivelado de puntos fuera de rango.

Posteriormente se tuvo que realizar un corte de la superficie debido a una franja de puntos que se mantenían fuera de parámetro (zona superior con desnivel en color azul), posiblemente a defectos dejados a la pieza durante el proceso de pulido. El área final posterior al corte fue de 1.0x0.9mm como se muestra en la Figura 3.15.

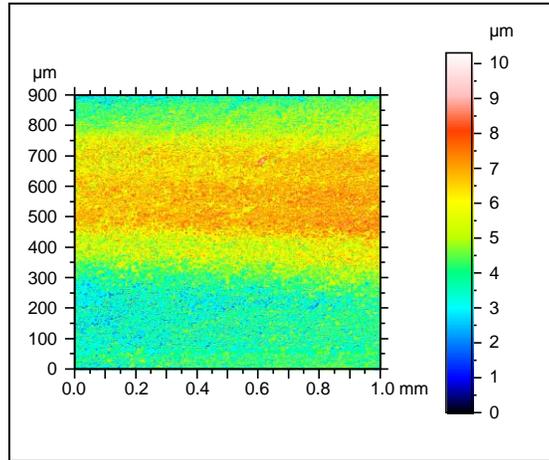


Figura 3.15. Muestra final, posterior al corte de superficie.

Por último, se obtuvo una vista 3D del resultado de la superficie y se obtuvieron sus parámetros de rugosidad, que son generados mediante el Software. Como se muestran en la Figura 3.16.

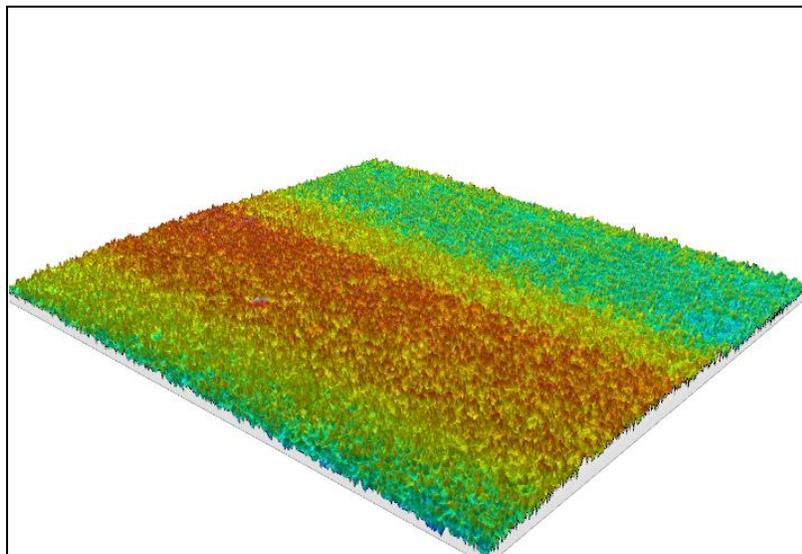


Figura 3.16. Vista 3D para la probeta con acabado espejo.

Capítulo 4. Análisis de resultados de flujo.

4.1 Mediciones de rugosidad.

Se analizan las diferentes superficies obtenidas para las 4 diferentes mediciones y sus parámetros.

4.1.1 Acabado Espejo

La superficie encontrada es homogénea (**Figura 4.1**), con una ligera curvatura posiblemente obtenida por el proceso manual de lijado. Se encontró una rugosidad media (R_a) de $1.51\mu\text{m}$ (**Tabla 4.1**), superior a la encontrada en acabado espejo para metalografías. Ésta coincide con lo esperado ya que el proceso fue manual, intentando emular el pulido que puede realizarse en la geometría del ducto de admisión, ya que éste restringe la facilidad de realizar el pulido.

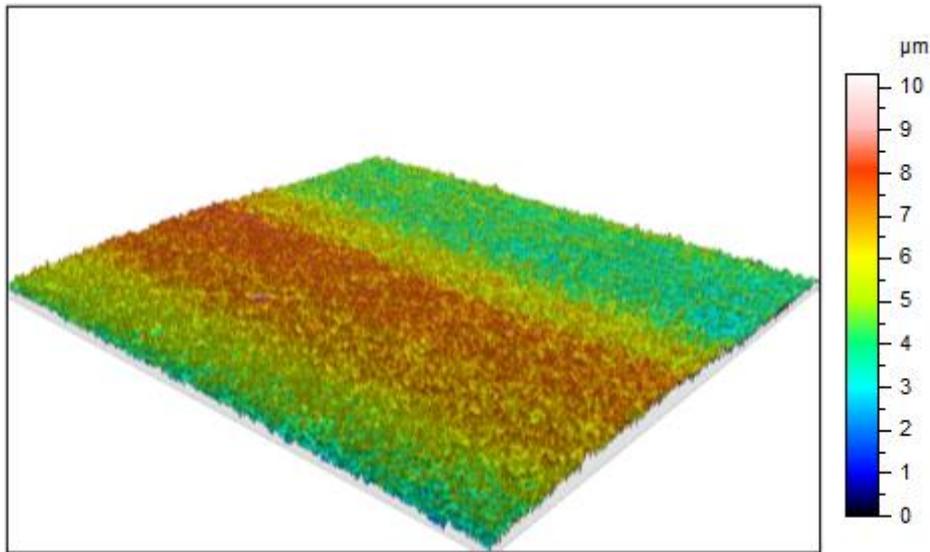


Figura 4.1. Vista 3D para la probeta con acabado espejo.

Tabla 4.1. Mediciones de rugosidad media y desviación estándar.

ISO 25178		
Height Parameters		
Sq	1.51	μm
Ssk	0.0871	

4.1.2 Acabado Normal

En la Figura 4.2 y Tabla 4.2 se encuentran los resultados para el acabado normal (lija 120). Se observan varias marcas mayormente en dirección del lijado, causadas por diferentes asperezas irregulares de la lija. La rugosidad media es casi 2.5 veces mayor a la encontrada en el acabado espejo, lo cual coincide con lo esperado ya que es el acabado espejo es una mejora de pulido (menor rugosidad) al acabado base (normal).

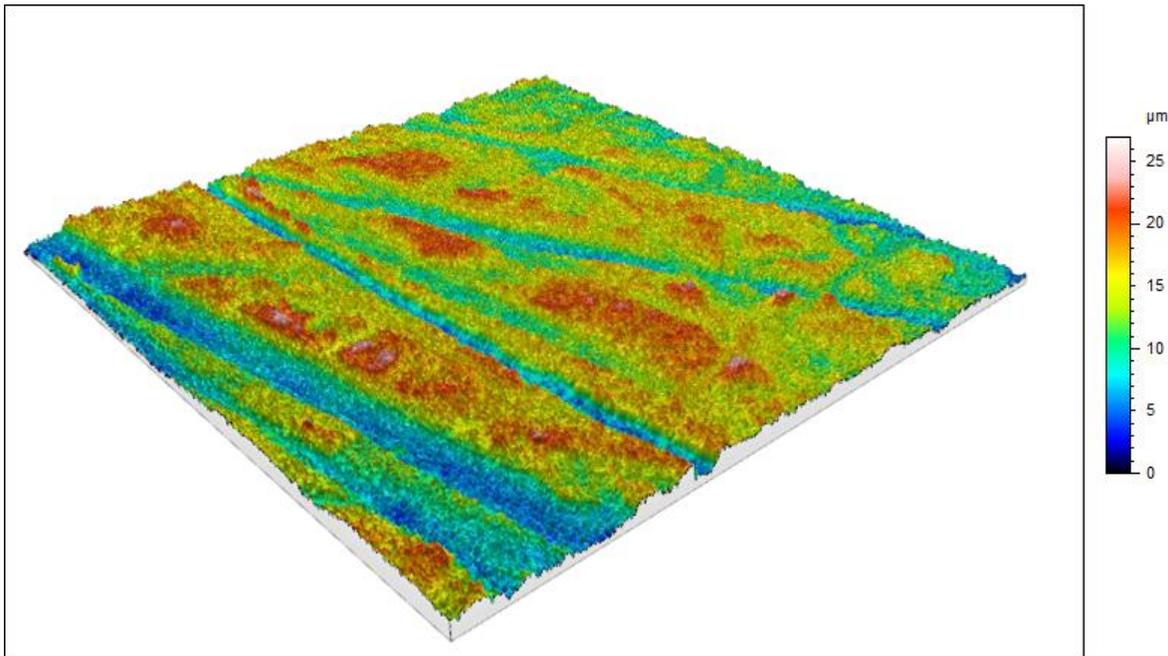


Figura 4.2. Vista 3D de la muestra de acabado “normal” con lija 120.

Tabla 4.2. Mediciones de rugosidad para acabado “normal”.

ISO 25178		
Height Parameters		
Sq	3.94	µm
Ssk	-0.165	

4.1.3. Acabado *Sand Blasted*

Para el caso de acabado *Sand blasted* (Figura 4.3 y Tabla 4.3), se observan diversos impactos de los diferentes tamaños de grano de arena y un incremento notable de rugosidad con respecto a los acabados “normal” y espejo. También se observa un incremento en la desviación de la media, pues en toda la muestra hay diferentes valores muy alejados de la misma, debido a los impactos dejados por los granos. Sin embargo, la superficie es relativamente homogénea dado el proceso al que fue sometida.

La rugosidad media encontrada ($6.44\mu\text{m}$) es casi el doble de la rugosidad del acabado normal.

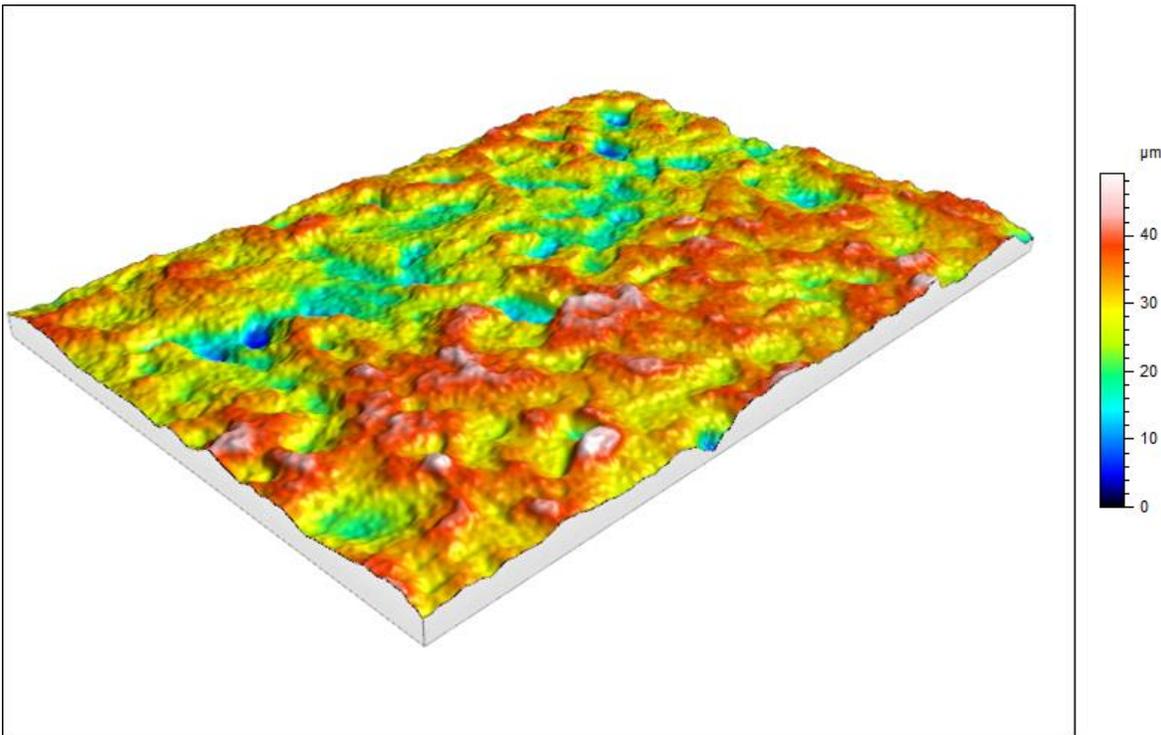


Figura 4.3. Vista 3D para muestra con acabado de *Sand Blast*.

Tabla 4.3. Mediciones de rugosidad para el acabado de *Sand Blast*.

ISO 25178		
Height Parameters		
Sq	6.44	μm
Ssk	-0.546	

4.1.4 Acabado *Shot Peened*

Por último, para el caso de acabado de *Shot peened* (Figura 4.4 y Tabla 4.4), se observan impactos de mayor tamaño, con mayor dispersión y mayor profundidad a los dejados por el acabado de *Sand blast*, a consecuencia de esto el aumento de rugosidad media. Se puede observar un acabado menos homogéneo que en los 3 anteriores, lo que puede afectar en los parámetros obtenidos de rugosidad o nos indica irregularidad de cobertura en el proceso de *Shot peened*.

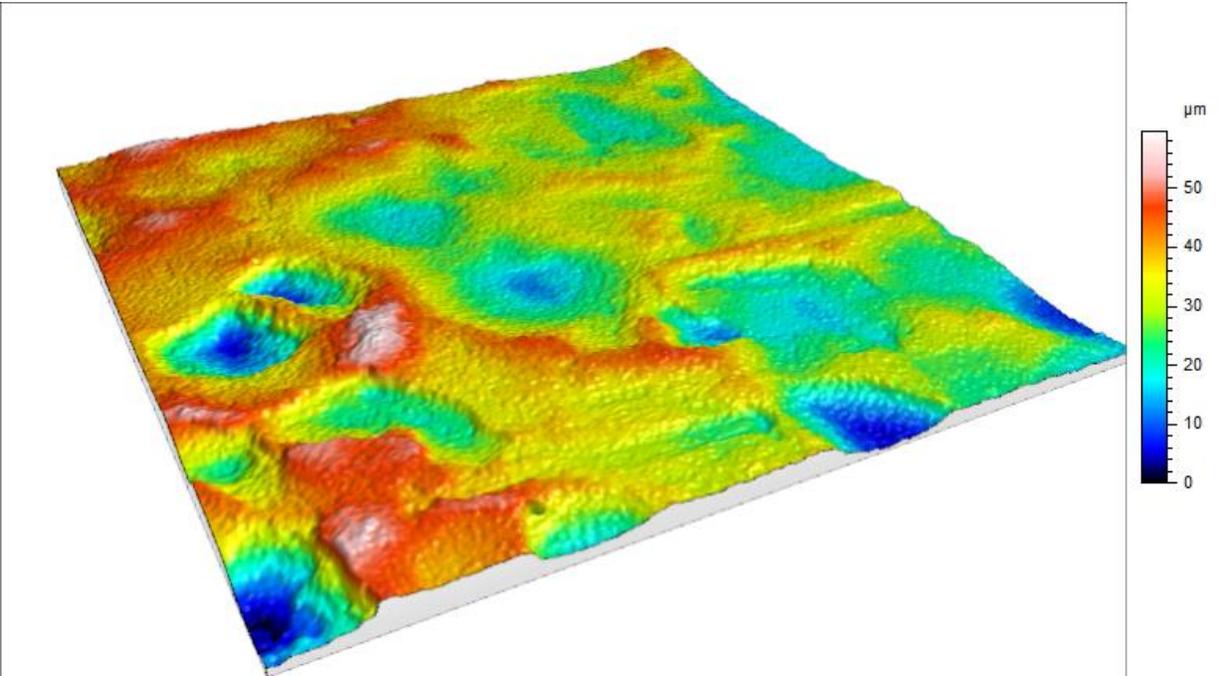


Figura 4.4. Vista 3D de la muestra con acabado superficial de *Shot Peened*.

Tabla 4.4 Mediciones de rugosidad para el acabado superficial de *Shot Peened*

ISO 25178		
Height Parameters		
Sq	8.99	µm
Ssk	-0.122	

Con la información anterior se obtuvieron valores numéricos de rugosidad para asociar a los diferentes acabados superficiales (Tabla 4.5). Se observa el esperado incremento de rugosidad entre los diferentes acabados superficiales, donde el acabado espejo con más horas de trabajo de pulimento tiene la rugosidad menor. Para los acabados de *Sand blast* y *Shot peened* se encontró una rugosidad mayor, de acuerdo a lo esperado para el segundo; ya que la naturaleza del proceso es más agresiva debido al material, masa y forma de los perdigones de acero contra los granos de arena disparados en el *Sand blast*.

Tabla 4.5. Rugosidades medias para los 4 acabados superficiales.

Acabado	Espejo	Normal	<i>Sand Blast</i>	<i>Shot Peened</i>
Rugosidad R_a [μm]	1.51	3.94	6.44	8.99

4.2 Medición de flujo antes y después del porteado.

Se presentan los resultados de flujo para los puertos duales originales de un motor de VW Sedan®. Publicados en The Samba® (<https://www.thesamba.com/vw/forum/viewtopic.php?t=573099> consultado Octubre 2018) sitio web de discusión sobre VW enfriados por aire en todas sus versiones, mostrados en la Tabla 4.6.

En esta tabla se observan el valor declarado por la fábrica para el flujo máximo a 0.400[in] de apertura de válvula y realizado con una caída de presión de 10[in] de agua. En la segunda sección se muestran los valores obtenidos en una medición experimental a 25[in] de agua para aperturas de válvula cada 100 milésimas de pulgada.

Tabla 4.6. Datos de flujo declarados por planta VW® y los experimentales reportados en The Samba®.

Medición @ 10 [in H ₂ O]	Levante [0.000in]	Mediciones @ 25[in H ₂ O]			
		0.100	0.200	0.300	0.400
37 @ 0.400[in]		31	52	37	59

Para poder comprender la equivalencia de mediciones de flujo realizadas a diferentes caídas de presión, existe un factor de conversión en función de la caída de presión de prueba, que se puede ver en la Tabla 4.7. El mismo es utilizado para comparar pruebas realizadas a diferentes mediciones de presión.

Tabla 4.7. Factores de conversión para diferentes presiones de prueba en banco de flujo. (Bettes, 2010)

[in H ₂ O]	10	15	20	25	28
10	1	0.81	0.71	0.63	0.6
15	1.23	1	0.87	0.77	0.73
20	1.41	1.22	1	0.89	0.85
25	1.58	1.29	1.12	1	0.95
28	1.67	1.37	1.18	1.06	1

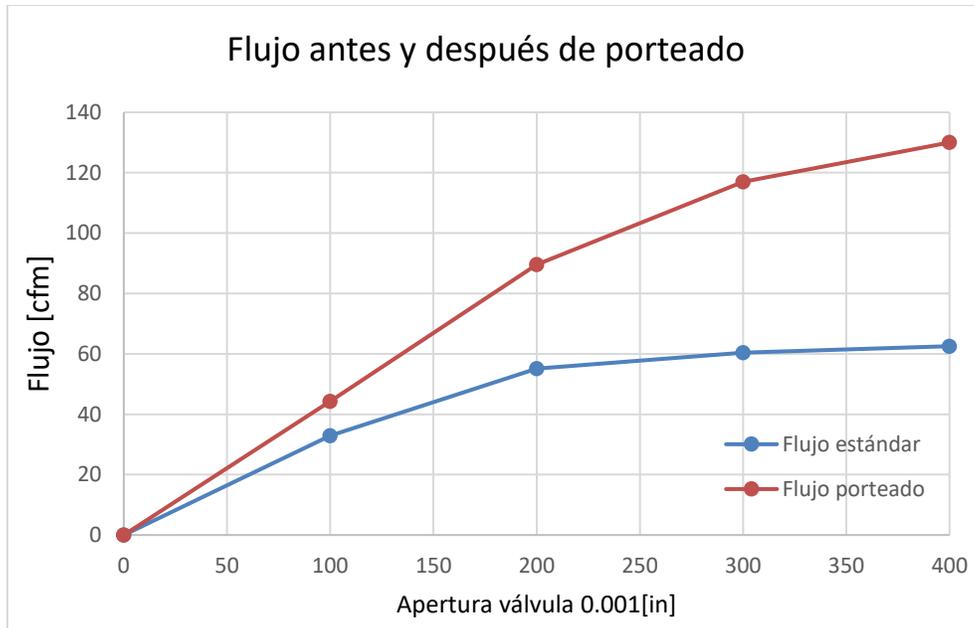
De acuerdo a lo anterior 37cfm @ 10 in H₂O, pueden ser divididos entre 0.63 para obtener su equivalente a 25 in H₂O. Lo que nos da 58.7cfm, que es correcto de acuerdo a las mediciones experimentales realizadas en The Samba®.

Las mediciones de flujo a diferentes levantes @ 25 in H₂O pueden ser transformadas a una presión de 28in H₂O como la utilizada en este trabajo, la equivalencia se muestra en la Tabla 4.8. Con esto pueden ser comparados los valores originales reportados con los experimentales obtenidos en nuestros puertos de admisión modificados.

Tabla 4.8. Flujo a diferentes presiones de prueba en una cabeza de VW Sedan® 44hp

Apertura de válvula 0.001[in]	Flujo @ 25in H ₂ O	Flujo @ 28in H ₂ O
0	0	0
100	31	32.86
200	52	55.12
300	57	60.42
400	59	62.54

En la siguiente Gráfica 4.1 se realiza una comparación entre el puerto 3 (el que obtuvo menor cantidad de flujo) después del proceso de porteado con acabado superficial de referencia (normal) y las mediciones de un puerto estándar.



Gráfica 4.1. Comparación antes y después del porteo para los puertos de admisión.

Debe recordarse que el incremento de volumen en los puertos de admisión es considerable, ya que fueron instaladas válvulas de mayor tamaño (40mm vs 35mm originales). El incremento de flujo es notable durante toda la apertura de la válvula, su valor máximo es casi el doble del puerto original.

4.3 Comparación de flujo para acabados superficiales.

Las mediciones de flujo obtenidas para cada uno de los puertos con acabado normal (mostradas en la Tabla 4.9), fueron utilizados como referencia para comparación con los otros 3 acabados (espejo, *Sand Blasted* y *Shot Peened*.)

Tabla 4.9. Lecturas de referencia de flujo para los 4 puertos de admisión.

Puerto	1	2	3	4
Apertura de válvula [0.000"]	Flujo [cfm]	Flujo [cfm]	Flujo [cfm]	Flujo [cfm]
50	23.27	23.03	22.325	22.09
100	45.21	44.086	44.556	44.65
150	67.13	65.17	68.11	67.13
200	90.55	90.552	90.944	89.57
250	108.35	108.35	108.35	106.38
300	116.23	117.215	114.26	116.23
350	125.10	124.11	122.14	123.13
400	132.98	130.02	129.035	129.04
450	135.93	135.93	133.96	133.96

Los puertos 1, 3 y 4 fueron sometidos a los 3 acabados superficiales restantes, mientras que el puerto 2 fue dejado fuera del experimento arbitrariamente. Los acabados superficiales aplicados a cada puerto se muestran en la Tabla 4.10.

Tabla 4.10. Acabados y rugosidades asociadas a cada puerto.

Puerto	1	2	3	4
Acabado	Espejo	Normal	<i>Shot Peened</i>	<i>Sand Blast</i>
Rugosidad R_a [μm]	1.51	3.94	6.44	8.99

Los resultados obtenidos para cada uno de los acabados se muestran en las tablas siguientes (Tablas 4.11 a 4.13). Se realizaron 4 mediciones para cada apertura de la válvula (cada 0.050[in]). Las mediciones fueron obtenidas de manera alternada, primero en incrementos de apertura de válvula (mediciones 1-3) y posteriormente en decrementos (mediciones 2-4).

Tabla 4.11. Mediciones de flujo para el acabado espejo. Puerto 1.

Apertura [0.001in]	Flujo 1 [ft ³ /min]	Flujo 2 [ft ³ /min]	Flujo 3 [ft ³ /min]	Flujo 4 [ft ³ /min]
50	22.09	22.09	22.09	22.09
100	45.87	45.31	45.50	45.68
150	67.13	67.62	67.13	67.62
200	90.75	90.55	90.36	90.55
250	108.35	107.37	107.37	107.37
300	116.23	117.22	116.23	116.23
350	126.08	126.08	125.10	126.08
400	132.98	131.99	132.98	132.98
450	138.69	138.69	138.29	137.90

Tabla 4.12. Mediciones de flujo para el acabado superficial *Sand blast*. Puerto 4.

Apertura [0.001in]	Flujo 1 [ft ³ /min]	Flujo 2 [ft ³ /min]	Flujo 3 [ft ³ /min]	Flujo 4 [ft ³ /min]
50	22.33	22.09	22.09	22.33
100	44.37	44.27	44.46	44.65
150	66.15	66.64	66.15	66.64
200	89.57	89.96	89.77	90.16
250	106.38	104.41	105.40	105.40
300	115.25	114.26	114.26	114.26
350	120.17	121.16	121.16	120.17
400	128.05	128.05	128.05	127.07
450	131.99	131.99	131.99	131.99

Tabla 4.13. Mediciones de flujo para el acabado superficial *Shot peened*. Puerto 3.

Apertura [0.001in]	Flujo 1 [ft ³ /min]	Flujo 2 [ft ³ /min]	Flujo 3 [ft ³ /min]	Flujo 4 [ft ³ /min]
50	23.03	22.56	22.84	22.56
100	47.04	47.04	45.97	45.31
150	69.58	69.58	69.38	69.19
200	93.30	93.30	93.10	93.30
250	111.31	110.32	111.31	111.31
300	114.26	115.25	115.25	115.25
350	124.11	123.13	124.11	124.11
400	131.01	130.02	131.01	131.01
450	135.93	134.95	135.93	135.93

Para cada uno de los 3 casos se obtuvo el promedio de las 4 mediciones y su desviación estándar. Dicho promedio experimental se comparó con el valor de referencia que se obtuvo para un acabado superficial “normal”. Los resultados se muestran en las Tablas 4.14-4.16 y Gráficas 4.2-4.4.

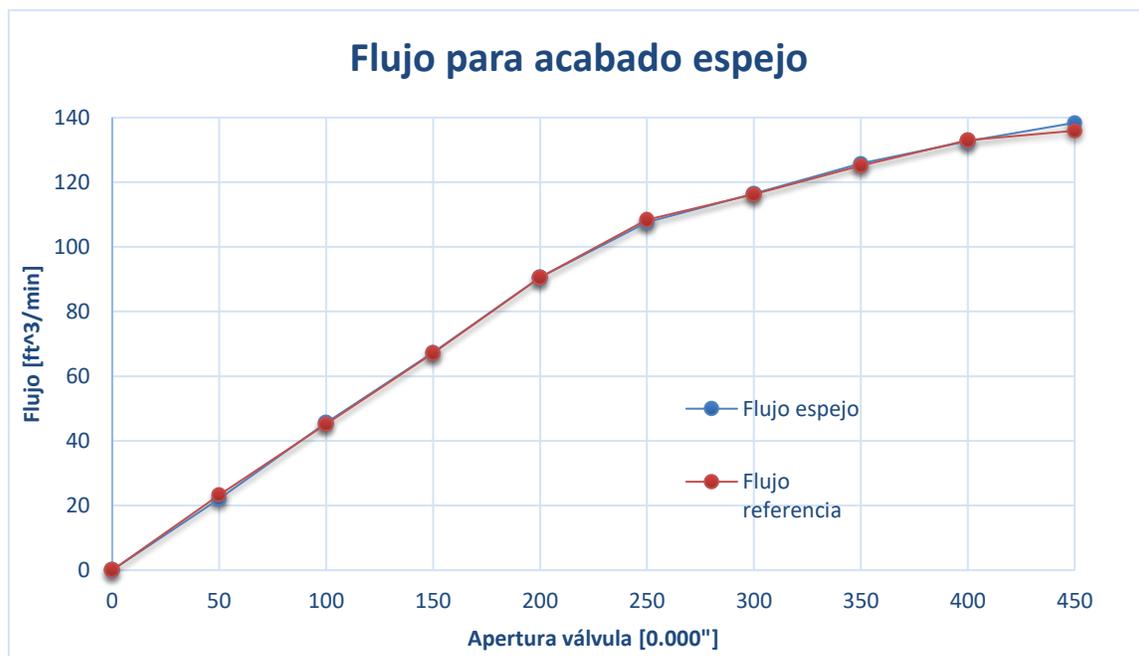
4.3.1 Acabado Espejo.

Para el acabado espejo se observa que no existe un cambio significativo en todas las mediciones, con excepción de la medición a máxima apertura de válvula (0.450[in]), donde el área de cortina se vuelve la máxima (diferencia entre los diámetros de válvula y vástago de válvula). En este punto la válvula prácticamente deja de presentar una resistencia considerable al flujo y se obtuvo una mejora de éste con un máximo de casi 2%.

La comparación de la diferencia de mediciones y la desviación estándar nos sirve para conocer el efecto aproximado y descartar posibles errores de medición. Las pequeñas diferencias de 0.25cfm respecto a la desviación estándar equivalen a 0.2% de flujo y son despreciables.

Tabla 4.14. Flujo medio experimental y comparación con medición de referencia para puerto con acabado espejo.

Apertura válvula 0.001[in]	Flujo medio [ft ³ /min]	Desviación std. σ	Flujo de referencia [ft ³ /min]	Diferencia de mediciones [ft ³ /min]
50	22.09	0.000	23.27	-1.18
100	45.59	0.243	45.21	0.38
150	67.38	0.283	67.13	0.24
200	90.55	0.160	90.55	0.00
250	107.61	0.493	108.35	-0.74
300	116.48	0.493	116.23	0.25
350	125.83	0.493	125.10	0.74
400	132.73	0.492	132.98	-0.25
450	138.39	0.377	135.93	2.46



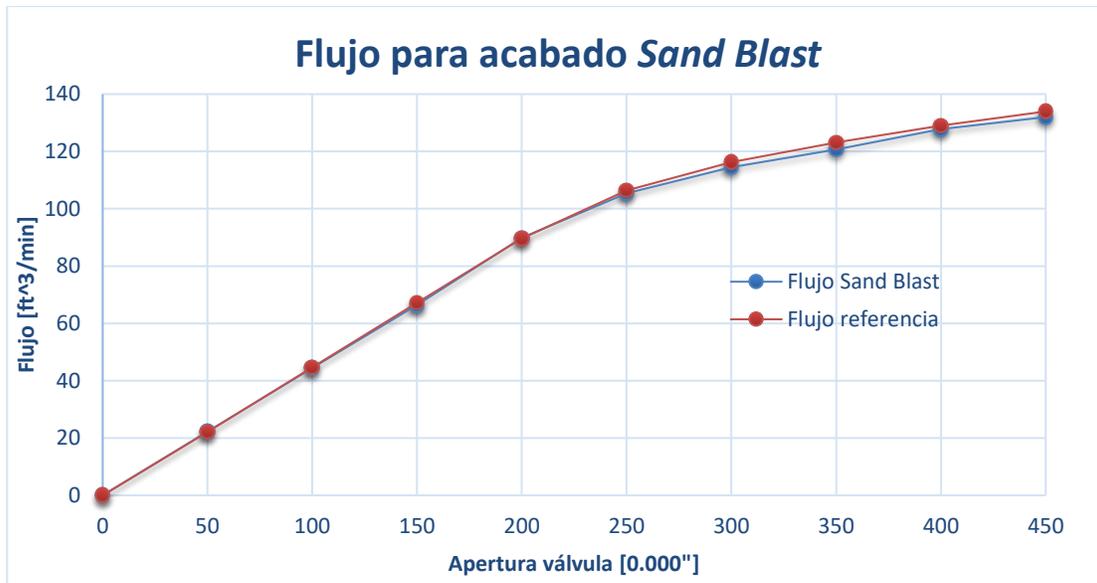
Gráfica 4.2. Flujo contra apertura de válvula para puerto de admisión con acabado espejo y su comparación con el valor de flujo de referencia.

4.3.2. Acabado *Sand Blasted*.

Para el acabado de *Sand blasted* se observa una caída en la cantidad de flujo. Las diferencias son considerables a partir de 0.300[in] de apertura de válvula y tienden a mantener una pérdida entre 1 y 2cfm, equivalentes a 1.5% de flujo. La homogeneidad de la rugosidad y un aumento considerable de rugosidad respecto a la superficie de referencia (6.44 vs 3.94 μ m) pueden contribuir a dicha pérdida de flujo.

Tabla 4.15. Flujo medio experimental y comparación con medición de referencia para puerto con acabado *Sand blast*.

Apertura válvula 0.001[in]	Flujo medio [ft ³ /min]	Desviación std. σ	Flujo de referencia [ft ³ /min]	Diferencia de mediciones [ft ³ /min]
50	22.21	0.136	22.09	0.12
100	44.44	0.161	44.65	-0.21
150	66.40	0.283	67.13	-0.73
200	89.87	0.253	89.57	0.29
250	105.40	0.804	106.38	-0.98
300	114.51	0.493	116.23	-1.72
350	120.66	0.569	123.13	-2.46
400	127.80	0.493	129.04	-1.23
450	131.99	0.000	133.96	-1.97



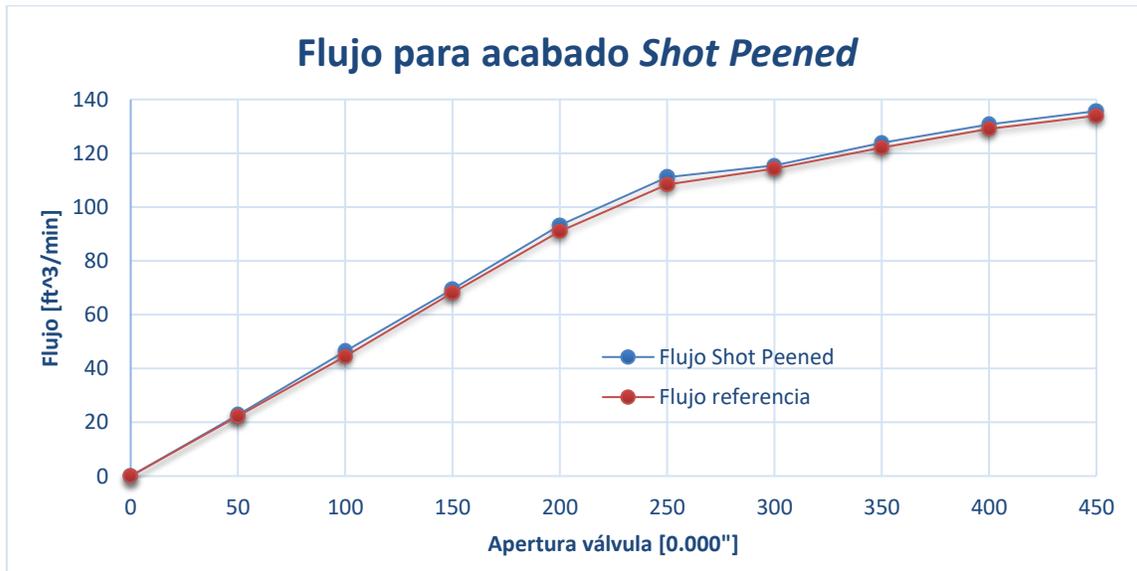
Gráfica 4.3. Flujo contra apertura de válvula para puerto de admisión con acabado *Sand Blast* y su comparación con el valor de flujo de referencia.

4.3.3 Acabado Shot Peened.

Caso contrario al acabado por *Sand Blast*, en el acabado de *Shot peened* se encontró una pequeña mejoría constante a lo largo de todas las diferentes aperturas de válvula. Se encuentra una caída de flujo a 0.300[in] de apertura, misma que puede ser provocada por algún defecto en el puerto de admisión, debido a una variación en la geometría y que afecta directamente en esa apertura de válvula. La mejoría de flujo representa un valor de 1 a 2.3cfm, que equivalen a un incremento de 1 a 2% del mismo.

Tabla 4.16. Flujo medio experimental y comparación con medición de referencia para puerto con *Shot peened*.

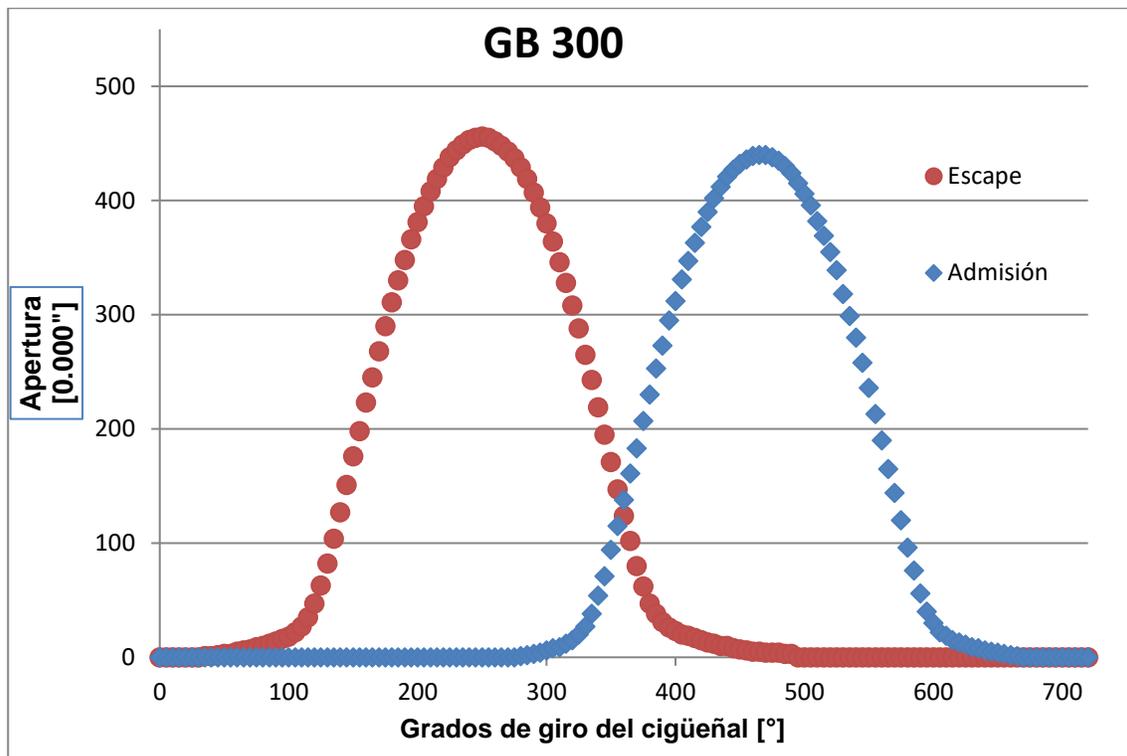
Apertura válvula 0.001[in]	Flujo medio [ft ³ /min]	Desviación std. σ	Flujo de referencia [ft ³ /min]	Diferencia de mediciones [ft ³ /min]
50	22.75	0.230	22.325	0.42
100	46.34	0.853	44.556	1.78
150	69.43	0.188	68.11	1.32
200	93.25	0.098	90.944	2.30
250	111.06	0.493	108.35	2.71
300	115.49	0.492	114.26	1.23
350	123.86	0.493	122.14	1.72
400	130.76	0.492	129.035	1.72
450	135.68	0.493	133.96	1.72



Gráfica 4.4. Flujo contra apertura de válvula para puerto de admisión con acabado *Shot Peened* y su comparación con el valor de flujo de referencia.

4.4 Árbol de levas, mediciones y empatado.

Con la Gráfica 4.5 obtenida en el capítulo 3, se realizó una comparación de los resultados de flujo con los levantes de apertura de válvulas. Se sabe que el flujo máximo es sólo una representación cuantitativa de flujo utilizada para algunos cálculos. El tiempo que permanecerá la válvula abierta en el máximo levante (donde se encontró el flujo máximo) es muy pequeño comparado al tiempo promedio de apertura de la válvula.



Gráfica 4.5 Levante de válvulas de admisión y escape contra grados de giro del cigüeñal.

Si se sabe que la velocidad angular del motor en ralentí (marcha mínima) es de 1,000rpm y se sabe que la válvula llegará a su levante máximo (0.440in) entre 465° y 470° de giro del cigüeñal. La velocidad angular sería:

$$\omega = 1000 \left[\frac{1}{\text{min}} \right] * \frac{2\pi}{60} \left[\frac{\text{rad} * \text{min}}{\text{s}} \right] = 104.72 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad \text{Ec.(4.1)}$$

Quiere decir que sólo durante 5° de giro de cigüeñal la válvula se encontrará en su máximo levante. Eso es 0.08276 rad. Por lo anterior, el tiempo de duración de la válvula a máximo levante sería de:

$$t_{MaxL} = \frac{0.08276rad}{104.72[\frac{rad}{s}]} = 7.9 * 10^{-4}s \quad \text{Ec.(4.2)}$$

Por lo anterior, para algunos preparadores de motores de VW® como el caso de Gene Berg, el flujo a levante máximo es útil para obtener ciertos valores de referencia como potencia estimada del motor, pero no es el valor más importante para realizar la comparación de flujo en los puertos de admisión. En otras palabras, es más importante un aumento de flujo en la zona media de apertura de válvula que a levante máximo.

Para el caso específico de las piezas seleccionadas en este motor con medianas prestaciones (uso de calle y no de competencia), no es necesario un árbol de levas que exceda los valores máximos de flujo (levante a 0.450[in]). Se debe considerar que la instalación de un árbol de levas con mayor levante, representará una mejoría muy pequeña y también sacrificaría la duración de componentes como resortes y guías de válvula.

4.5 Potencia estimada y otros valores.

Es posible obtener una potencia estimada de referencia mediante mediciones de flujo; mismas que deben ser realizadas con todos los elementos que intervendrán en el motor a lo largo del conducto de admisión: Filtro de aire, stack, carburador/cuerpo de aceleración, múltiple de admisión y cabezas.

Existe una expresión matemática para obtener dicho estimado. Se han obtenido coeficientes estimados de potencia en función de la caída de presión de prueba en la medición de flujo. El coeficiente para la presión de prueba utilizada de 28 in H₂O es C_{pwr}=0.257[hp/cfm] (Bettes, 2010).

Para el levante máximo medido de 0.450[in] se obtuvo un flujo de 135.68[cfm] para el caso de acabado *Shot Peened*. La potencia estimada se define como:

$$P_e = C_{pwr} * Q * N \quad \text{Ec.(4.3)}$$

Donde Q = Gasto volumétrico medido

N = Número de cilindros

Por lo anterior

$$P_e = 0.257 \left[\frac{hp \cdot min}{ft^3} \right] * 135.68 \left[\frac{ft^3}{min} \right] * 4 = 139.48 [hp] \quad \text{Ec.(4.4)}$$

Esta potencia sólo es una referencia de lo máximo que se puede obtener con el flujo con la válvula abierta 0.450[in]. Es necesario recordar que el árbol de levas seleccionado sólo tiene un levante de 0.440[in] y que se deben considerar las pérdidas de flujo a causa de los múltiples de admisión y los carburadores.

En este caso particular, los carburadores serán Weber 40mm IDF®, mismos que producirán una caída de flujo en todo el ducto de admisión a causa de elementos restrictores de flujo como lo son los inyectores, la mariposa principal y el filtro de aire.

La potencia estimada es alcanzable sólo en ciertas condiciones, como son: Árbol de levas que sobrepasa el valor máximo de levante para flujo máximo, (en este caso queda ligeramente corto por no querer sacrificar vida útil de elementos mecánicos), un correcto sello de anillos, ajuste correcto de encendido de chispa; entre otros.

Por lo anterior, se espera una potencia real cercana a 100hp que es un buen avance respecto a los aproximados 44hp del motor original con desplazamiento de 1585cm³. La potencia real solamente podría ser cotejada mediante una posterior prueba en un dinamómetro.

4.6 Análisis de Resultados.

Obtener las muestras de rugosidad del interior de un puerto de admisión sería de gran ayuda para asemejar las condiciones de obtención de los diferentes acabados superficiales, a diferencia de una superficie plana de la cual fueron obtenidas. El acabado superficial al interior de los puertos se espera sea menos homogéneo debido a las formas y curvaturas internas del mismo, donde es difícil acceder con las boquillas de los maquinados (*Shot Peened* y *Sand Blasted*) y lijas (espejo y normal).

El proceso de porteadado obtuvo buenos resultados de mejora respecto a los puertos originales y de homogeneidad en el puerto pese a ser un proceso no automatizado. Lo anterior sirve para entender un proceso costoso, en ocasiones empírico y que lleva a obtener un mejor rendimiento que puede ser empleado en competencia, respecto a las condiciones originales de un motor, el cuál es diseñado y fabricado con objetivos de obtener bajos consumo de combustible y costo de fabricación. El incremento de potencia viene directamente relacionado del incremento de flujo al interior del cilindro, incrementar el volumen de aire irá de la mano de un mayor consumo de combustible para mantener la relación estequiométrica ideal de 12.7:1 partes de aire por unidad de gasolina.

El proceso para obtener el acabado espejo es tardado y eleva los costos de fabricación a cambio de una mejora cuestionable y que sólo podría ser aplicada en ciertos motores como el caso de competencias de aceleración donde son empleados árboles de levas con levantes muy grandes (0.600[in] para el caso de VW Sedan®)

Para este caso de estudio en especial, el tiempo de duración en máximo levante de la válvula, es muy lejano del promedio de apertura en toda la duración del árbol de levas. Dicho valor se utiliza para generar grandes números de flujo para atraer ventas, pese a su mejoría, es más útil una mejoría en todo el rango de apertura de la válvula.

Los preparadores de Control Dinámico de Masas®, laboratorio y taller donde se realizaron las pruebas, han encontrado rastros de carbono en motores de competencia con puertos de admisión con pulido excesivo, gran flujo y con árboles de levas con grandes levantes de apertura. Esto puede indicar una acumulación de combustible en ciertas regiones del puerto por separación de mezcla. Sin embargo, la experimentación en este trabajo no basta para concluir al respecto y sería necesario estudiar los cambios en patrones de flujo.

Para el caso de *Sand blast* es posible que el incremento de rugosidad con este acabado haya producido una caída poco significativa en el flujo. Lo cual marca un retroceso en la búsqueda de mayor flujo en los puertos de admisión. Sin embargo, la rugosidad media del acabado es menor a la del acabado de *Shot Peened* (6.44 μ m vs 8.99 μ m) y fueron encontrados mejores resultados con éste.

Caso contrario al acabado de *Shot peened*, donde, de acuerdo a lo esperado, fueron encontradas ligeras mejorías de flujo a lo largo de la apertura de válvula (entre 1 y 2% de mayor flujo encontrado). Pese al incremento de rugosidad, que rompe con lo esperado.

El proceso para obtener los acabados superficiales en las muestras planas obtuvo resultados poco homogéneos para los acabados Normal y *Shot Peened*. Para el caso del primero, se entiende que se realizó un trabajo totalmente manual y que la lija contiene varias irregularidades, mientras que para el caso de *Shot Peened* el tamaño de los perdigones, cambios de dirección del operador y experiencia; pueden explicar el acabado final obtenido.

Es importante mencionar que, al ser el acabado superficial con mayor rugosidad y cambio en la superficie de los puertos, fue realizado un proceso de *Shot Peening* a todos los puertos para utilizar el mismo acabado en todos ellos y poder utilizar las cabezas, después de las pruebas, en su aplicación final.

La relación poco clara entre el flujo y el valor de rugosidad media puede estar relacionado con el proceso de obtención de cada acabado. El caso de *Sand blast* mostró una homogeneidad mayor a la de *Shot peened*, lo que puede ocasionar que los efectos de rugosidad sean variados. Se encontraron crestas de mayor profundidad para el caso de *Shot peened*, pero repartidas más aleatorias y alejadas entre ellas, mientras que para el caso de *Sand blast* los valles y crestas eran de menor profundidad, pero en mayor cantidad y más cercanos entre ellos. Caso particular que merece un estudio a mayor detalle.

Una posible interpretación de estos resultados es que la mayor rugosidad encontrada en el acabado de *Shot peened* podría asegurar un flujo más turbulento, que promueva una mezcla más homogénea de aire-gasolina y a su vez no representa una pérdida considerable de flujo en los puertos. Lo cual es mejor que lo esperado para este trabajo.

Sería necesaria un análisis de la forma de flujo y sus patrones entre los dos acabados superficiales mencionados para deducir causas de la pérdida y ganancia de flujo para los acabados de *Sand Blast* y *Shot Peened*, respectivamente.

Los cambios entre 1 y 2% encontrados en las mediciones con diferentes acabados superficiales, suponen una mejora poco significativa para números de flujo. Sin embargo, los puertos empleados son pequeños en función de cantidad de flujo, comparados con un motor 8 cilindros de competencia que pueden obtener hasta 400cfm de flujo en admisión. Extrapolar los experimentos de este trabajo a puertos con mejores prestaciones podría arrojar nuevos resultados para un análisis posterior.

Capítulo 5. Conclusiones.

Se realizó un análisis cuantitativo de flujo para los puertos de admisión, pero se desconocen los patrones de flujo y condiciones que podrían proveer al motor de una mezcla más homogénea. Existen bancos de flujo a los que se les puede agregar tubos de Pitot para obtener perfil de velocidades e inclusive un medidor de vorticidad que podrían ser de gran utilidad para analizar las conclusiones de los experimentos en un trabajo futuro.

El proceso de porteo puede considerarse efectivo pues no fue encontrada una desviación considerable entre las mediciones de volumen y flujo de cada puerto (menores a 2%), esto sólo con el fin de asegurar la mayor homogeneidad de variables entre cada uno de los cilindros. Debe recordarse que el proceso es manual, empírico y el puerto es medido indirectamente mediante objetos con diferentes formas.

Se obtuvieron los resultados de mejora respecto a los puertos originales del motor de VW Sedan® 44hp, la diferencia fue de 30 a 100% de aumento de flujo para las diferentes mediciones. El aumento de área y el uso de válvulas 5mm más grandes, juegan un papel importante en esto.

El incremento de consumo de combustible no representará el doble del consumo original, dado que el porteo de los puertos de admisión supone una mezcla más homogénea que ayudará a mejorar la eficiencia de quema de combustible. Junto a esto, el incremento de tamaño de área de pistón y el trabajo en la cámara de combustión, producirán un aumento en la relación de compresión y, por lo tanto, de eficiencia.

Para el acabado espejo, se obtuvo una mejora de flujo solamente a grandes levantes de apertura (0.450in), esta diferencia será notable con el uso de árboles de levas con levantes mayores al mencionado. Se concluye que, en este caso, la rugosidad de la pared no tiene un efecto considerable en el flujo cuando la válvula ofrece una gran resistencia al mismo.

El trabajo extra con el tratamiento de *Sand Blasting* no produjo resultados satisfactorios de flujo, incluso produjo una pérdida del mismo.

No se puede concluir que el acabado *Shot Peened* sea el responsable de encontrar un aumento de flujo en el puerto, ya que no se tienen evidencias para conocer qué pasa con el flujo a la entrada, a la salida y durante el recorrido del puerto. Son necesarios trabajos posteriores para concluir el efecto de la rugosidad en las líneas de flujo.

El acabado *Shot peened* tiene la mayor rugosidad de los 4 acabados, esto supondría una pérdida de flujo por fricción con las paredes, pero al contrario se encontró una pequeña ganancia de flujo.

Cabe mencionar que no se realizaron mediciones de flujo en los puertos de escape, que serían de interés en un trabajo posterior.

Para futuras experimentaciones, sería ideal continuar la medición de flujo a mayores levantes de apertura hasta que se obtenga una pérdida del flujo, con esto encontrar el flujo máximo permisible en cada puerto. Esta medida ayudaría a conocer el tamaño de árbol de levas máximo que se podría instalar.

Como trabajo posterior se podrían realizar un análisis de diferentes acabados superficiales en un túnel de humo para observar las líneas de flujo. Así mismo, se podría realizar una simulación de flujo con CFD que permita observar dichos patrones. Cabe mencionar que la precisión de dichas simulaciones ronda el 5-10% (Decker, 2013) y en ocasiones los resultados más confiables serían encontrados al realizar pruebas en condiciones idénticas con un auto en un dinamómetro o en una pista de pruebas.

6. Bibliografía

1. Andrew, L. (2016). *Development of high-performance cast Steel crankshaft* (Tesis de pregrado). The University of Iowa, EUA.
2. Baotong, L., Rong, Y. y Yubao, C. (2012) *Research on the global matching relationship between the key components of engine cylinder head*. J Automobile Engineering.
3. Better, H. (2010). *Engine Airflow*. United States of America: HPBooks.
4. Bhusan, B. (2001). *Modern tribology handbook*. Mechanics and materials science series. , Boca Raton, FL: CRC Press.
5. Blodgett, M., Ukpabi, C. y Nagy, P. (2002). *Surface Roughness Influence on Eddy Current Electrical Conductivity Measurements*. Materials Evaluation. June, 2003.
6. Camacho, J., Reyes, O., Nieto, A., Millán, S. y Rincón, F. (2009) *Resistencia al Corte en Discontinuidades con Diferentes Grados de Rugosidad*. Ciencia e Ingeniería Neogranadina. 19 (1). Bogotá, Colombia.
7. Decker, J. (2013) *Critical and Steady-Flow Analysis of a High Performance Automotive Exhaust Port*. Open Access Dissertations. 1051.
8. Escobar, J.A. (1996). *Stress and Fatigue Analysis of SVI-Tested Camshaft Lobes* (Tesis de maestría). Virginia Polytechnic Institute and State University, EUA.
9. Forsberg, P. (2013). *A Tribological Study of Combustion Valve Sealing Interface*. Digital Comprehensive Summaries of Uppsala Dissertations from the Faculty of Science and Technology 1058. Uppsala Universitet. Suecia.
10. Garde, S. (2015) *Connecting rod's manufacturing improvements and process planning*. Suecia: KTH Royal Institute of Technology, Department of Production Engineering.
11. Giles, W., (1971). *Valve Problems with Lead Free Gasoline*, SAE Paper 710368.
12. Gupta, R. K., (1993), *Recent Developments in Materials and Processes for Automotive Connecting rods*, SAE Technical Paper Series, Paper No. 930491.
13. Kadir, M. (2002). *Intake Port Flow Study on Various Cylinder Head Using Flowbench*. Universiti Malaysia Pahang. 2008. Malaysia.

14. Keskin, A. & Aydin, K. (2010). *Crack Analysis Of A Gasoline Engine Crankshaft*. Gazi University Journal of Science, 23 (4), 487-492.
15. Ludenbach, B., (2002), *Manufacturing Processes and Characteristics of Forged Steel and Forged Powder Metal Connecting Rods*, 24th Forging Industry Technical Conference Proceedings, Forging Industry Association, October 14-16, Cleveland, OH.
16. Lundberg, M. (2013). *Residual Stresses and Fatigue of Shot Peened Cast Iron* (Licentiate Thesis). Linköping Studies in Science and Technology, Linköping University, Sweden.
17. Munson, B. R., Young, D. F. y Okiishi, T. H. (2006). *Fundamentals of Fluid Mechanics*. Hoboken: John Wiley & Sons.
18. Nost, A. (2017) *Connecting Rod Analysis*. Noruega: Norwegian University of Science and Technology.
19. Padmesh, M., Gunjan, V (2009). *Design Optimization of an In-cylinder Engine Intake Port*. NAFEMS World Congress, Greece.
20. Poveda, S. (2001). *Acabados Superficiales*. http://ocw.upm.es/expresion-grafica-en-la-ingenieria/ingenieria-grafica-metodologias-de-diseno-para-proyectos/Teoria/LECTURA_COMPLEMENTARIA/MATERIALES/acabados.pdf
21. Reppen, B., (1998), *Optimized Connecting Rods to Enable Higher Engine Performance and Cost Reduction*, SAE Technical Paper Series, Paper No. 980882.
22. Sanz, S., (2007). "*Motores*". Madrid: Editex.
23. Shenoy, P., (2004) "*Dynamic Load Analysis and Optimization of Connecting Rod*". España: The University of Toledo.
24. Singh, L., Khan, R. & Aggarkal, M. (2010) "*Effect of shot peening on hardening and surface roughness of nitrogen austenitic stainless steel.*" International Journal of Engineering Science and Technology. Vol 2(5), 818-826.
25. Slateneanu, L., Potarniche, S., Coteata, M., Grigoras, I., Gherman, L. y Negoescu, F. (2011). *Surface Roughness at Aluminium Parts Sand Blasting*. Proceedings in Manufacturing Systems. 6 (2). 69-74.

26. SuperFlow, "SF-1200FC Flowbench Operator Manual"
27. Torregrosa, A. & Giménez, B. (2015). Flujo en conductos de admisión y escape. *Motores de combustión interna*. Barcelona, España.
28. Valdés, J.A., Coronado, J.J., y García, J.I. (2006). *Comparación y estudio de la fractura del cigüeñal de un motor de cuatro cilindros en línea*. Scientia Et Technicaevista, XII (31), 139-144.
29. White, F. (1998). *Fluid Mechanics*. EUA: McGraw Hill.
30. Yunes C., Michael B. (2011). *Termodinámica*. México: McGraw Hill.
31. Zagar, S. y Grum, J. (2015). *Roughness, Residual Stresses and Pitting Corrosion Effect on Shot Peened AA 7075*. Tehnički vjesnik, 22, (6), 1589-1595.