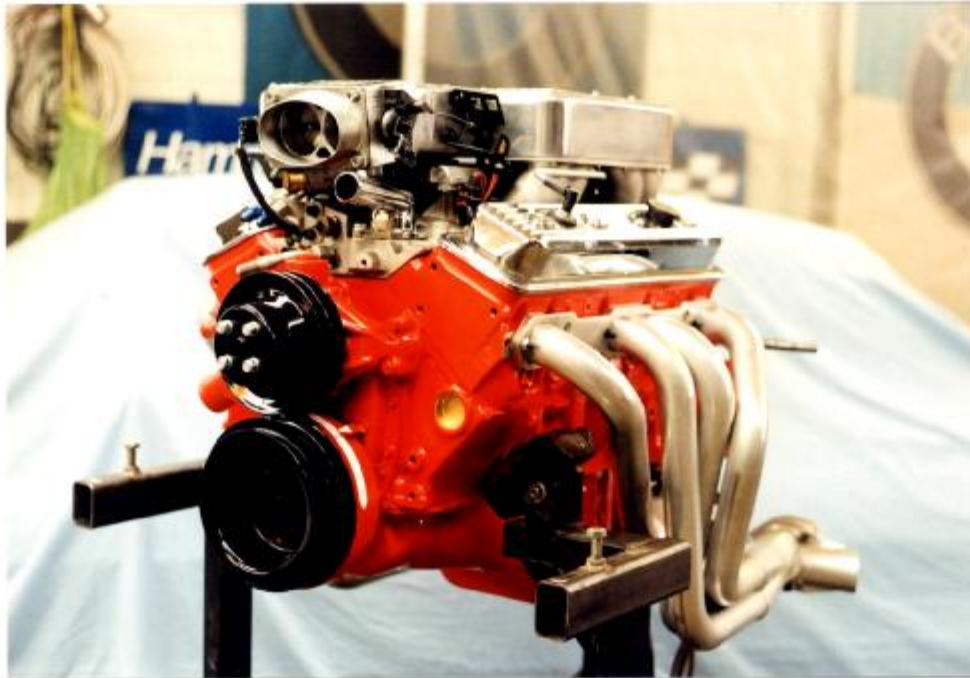




*built and blueprinted a
383 cu in
"mouse", but it moves like a "rat"*

Ein Bau- und Testbericht



Inhaltsverzeichnis

<u>Kapitel</u>	<u>Seite</u>
1 Kurze Projektbeschreibung	2
1.1 Projektkomponenten	
1.1.1 Basisdaten	
1.1.2 Konzeptionelle Motoränderungen	3
1.1.3 Bauteile	5
2 Fehler im System ?	6
3 Building the engine	8
3.1 Motorblock	
3.2 Kurbeltrieb	10
3.3 Zylinderköpfe	12
3.4 Ventiltrieb	20
3.5 Schmiersystem	22
4 Die Stunde der Wahrheit (oder was hat's gebracht ?)	25
4.1 Beschleunigungsmessung	26
4.1.1 Probleme bei der Beschleunigungsmessung	
4.1.2 Vergleich der Beschleunigungsmeßergebnisse mit einer Dodge Viper	27
4.2 Leistungsmessung (einmal anders)	28
4.3 Motordrehmoment samt Bewertung der Leistungsdaten	29
4.4 Verbrauchsmessung und thermisches Verhalten des Motors	30
5 Schlußbemerkung	30
Quellennachweis	31
Leistungs- und Drehmomentdiagramm	



1 Kurze Projektbeschreibung

Was will man eigentlich, wenn das Triebwerk eines Fahrzeuges genügend Leistung und Drehmoment zur Verfügung stellt, um in Bezug auf Beschleunigung und Endgeschwindigkeit so ziemlich alles in den Schatten zu stellen, was sich auf deutschen Straßen so bewegt?

Mann will seine unersättliche Gier nach noch mehr „Kick“ befriedigen, setzt noch einen drauf, und läßt sich einen richtigen Kracher bauen!

Nun aber Spaß bei Seite.

Ziel war es, einen drehmomentstarken Motor zu gestalten, der seinen Kraft aus dem unteren Drehzahlbereich holt, eine gute Leerlaufqualität zeigt, standfest bis zu einer Drehzahl von 5000 U/min ist, einen geringen Treibstoffverbrauch aufweist und keinen thermischen Probleme hat.

Diese Voraussetzungen zu Grunde gelegt und unter Beachtung weiterer Randbedingungen wie Getriebe- und Hinterachsübersetzungen, Reifengröße und Fahrzeuggewicht sowie der Gemischaufbereitung des vorhandenen Motors (der letztendlich umgebaut werden sollte), sollte sich nach Aufführung der vorhandenen Basisdaten für nachfolgendes Konzept entschieden werden :

1.1 Projektkomponenten und Änderungen an vorhandenen Motorkomponenten

1.1.1 Basisdaten:

Basisfahrzeug:

Typ	: Chevrolet Corvette Coupé (Targa) 1979
Testgewicht	: 1791 kg (Fahrzeug mit Fahrer und Beifahrer und ca. 50% Tankfüllung)
Getriebe	: THM 700 R4
Achsgetriebesperrung	: drehmomentabhängige Achsgetriebesperrung
Achsgetriebeübersetzung	: 3,08:1
Reifengröße	: 255/60 R15

Basismotor:

Typ	: GM High Output erste Serie (ZZZ) im Originalzustand
Hubraum	: 350 cu in
Gemischversorgung	: Accel Super Ram Einspritzanlage (Digital Fuel Injection) mit 1000 cfm Drosselklappengehäuse



1.1.2 Konzeptionelle Motoränderungen

- ⇒ **Vergrößerung des Hubraumes von 350 cu in (5,7 l) auf 383 cu in (6,27 l)**
 Warum? Größerer Hub (400 cu in Kurbelwelle mit einem Hub von 3,75“ im Gegensatz zu 3,484“ im 350 cu in Motor) bewirkt bei gleichem Krafteinsatz laut Hebelgesetz der Mechanik ein größeres Drehmoment.
 Warum hier keinen Big Block, z. B. ein 396 cu in Motor, zum Einsatz bringen?
 Hinreichend bekannte thermische Probleme bei Big Block bestückten Corvette-Motorräumen.

- ⇒ **Einsatz von 5,7“ Pleuellänge im Gegensatz zu 400 cu in 5,565“ Pleuellänge**
 Warum? Längere Verweilzeit des Kolbens nahe des oberen Totpunktes mit der Folge von besserer Verbrennung durch Aufbau eines höheren Kompressionsdruckes.

- ⇒ **Erhöhung des Kompressionsverhältnisses von 9,8:1 auf reale 11:1**
 Warum? Ein hohes Kompressionsverhältnis bedeutet nach thermodynamischen Grundsätzen einen hohen thermischen Wirkungsgrad. Das bedeutet wiederum geringeren Benzinverbrauch und höhere Drehmomentausbeute.

- ⇒ **Einsatz von „Hypereutectic“ Kolben mit außermittig angelegtem Kolbenbolzen**
 Warum? Hypereutectic Kolben sind ein Mischung aus Guß- und Schmiedekolben mit einem hohen Siliziumanteil und einer übereutektischen (hypereutectic) Gefügeausbildung, und vereinen zum Teil die positiven Eigenschaften von Guß- und Schmiedekolben. Diese Kolben haben eine höhere Festigkeit als Gußkolben, können aber mit einem weitaus geringeren Einbauspiel als Schmiedekolben eingepaßt werden.
 Der außermittig angeordnete Kolbenbolzen vermindert zudem ein hörbares Kolbenkippen, wenn der Kolben die Kertwende im oberen Totpunkt durchläuft.

- ⇒ **Änderung der Nockenwellen-Steuerzeiten von 235°/235° bei 0,05“ Nockenhub auf 215°/215° bei 0,05“ Nockenhub**
 Warum? Verlagerung des max. Drehmomentes in den unteren bis mittleren Drehzahlbereich und Verlagerung des besten spez. Kraftstoffverbrauches in den unteren bis mittleren Drehzahlbereich, gute Leerlaufqualität.

- ⇒ **Einsatz von nadelgelagerten Chrom-Molybdän Rollen-Kipphebeln**
 Warum? Verringerung der Reibung des Kipphebeltriebes und somit eine deutliche Senkung der Öltemperatur. Außerdem ist die Steifigkeit dieser Kipphebel im Verhältnis zu den original verbauten Kipphebeln aus gepreßtem Blech wesentlich höher. Dies bewirkt, daß das Ventil auch wirklich den Hub ausübt, der rein rechnerisch vorgegeben ist. Bei Blechkipphebeln sind Hubverluste üblich, da sich die Blechhebel unter Belastung elastisch verformen.

- ⇒ **Einsatz von Edelstahlventilen mit abgesetztem Ventilschaft unterhalb des Ventiltellers und mit rückseitig geänderter Form des Ventiltellers**
 Warum? Verbessertes Strömungsverhalten und wesentlich geringeres Gewicht der Ventile im



Verhältnis zu den Originalventilen. Das Gewicht des Einlaßventiles sank von 115,8 g auf 105,8 g und das Gewicht des Auslaßventiles sank von 103,8 g auf 88,8 g.

⇒ **Komplette Zylinderkopfbearbeitung in Bezug auf Kanäle, Brennräume und Ventile mit Angleichung aller Ansaugkanalübergänge vom Zyl.-Kopf über die Ansaugbrücke, die Ansaugrohre und das Plenum der Accel Super Ram DFI bis zum 1000 cfm Drosselklappengehäuse**

Warum? Verbesserte Strömung und Verwirbelung des Ansauggemisches. Dies äußert sich in erhöhter Drehmoment- und Leistungsausbeute bei niedrigerem Kraftstoffverbrauch.

⇒ **Einsatz von keramikbeschichteten Fächerkrümmern mit 1,75“ Rohrdurchmesser**

Warum? Höherer Abgasdurchsatz bei geringerer thermischer Motorraumbelastung.

⇒ **Bearbeitung der Ölpumpe durch Hinzufügen von Druckausgleichsschlitzen und Absenkung des Öldruckes von ursprünglich 70-80 psi bei 2000 U/min auf 60 psi bei 2000 U/min**

Warum? Wesentlich ruhigerer Betrieb des Zündverteilers bei höheren Drehzahlen (der Zündverteiler treibt die Ölpumpe an), da die Druchstöße in der Pumpe abnehmen. Durch die Absenkung des Öldruckes wird weniger Motorleistung zum Antrieb der Ölpumpe benötigt. Außerdem wird Lagerauswaschungen vorgebeugt.

Beim Auf- und Umbau des Motors sollten höchsten Anforderungen bezüglich der Passungsgenauigkeit aller Bauteile und Verbesserung aller Bauteile seitens ihrer nachträglichen Bearbeitbarkeit erreicht werden (auch „Blueprinting“ genannt).

Der letzter Punkt sollte dabei allerdings lediglich soweit beachtet werden, wie ein nachträgliche Verbesserung Sinn macht.

So wäre es z. B. bei diesem Motor völlig überflüssig und unwirtschaftlich, die Pleuelstangen zu polieren.

Die hier zum Einsatz kommenden sogenannten „Pink Rods“ sind bis ca. 5800 U/min Motordrehzahl absolut standfest.

Würde das hier vorliegende Konzept höhere Drehzahlen verlangen, so müßte man die Pleuelstangen polieren.

Weiterhin kamen noch eine Vielzahl von anderen Qualitätsbauteilen zum Einsatz, auf die aber im Kapitel 3 noch näher eingegangen wird.

Vorab aber nun eine komplette Liste der Bauteile, die diesen Motor letztendlich ausmachen.



1.1.3 Bauteile

- feingewuchteter Stroker Kit von American Speed USA
 - Stahlguss-Kurbelwelle von Scat Ent. mit 3,75“ Hub
 - GM 5.7“ Pleuel mit ARP Pleuel Schrauben
 - GM Schwingungsdämpfer und 12.75“ flexplate
 - TRW Hypereutectic Kolben (Kompr.-Verh.: 11:1) und Sealed Power Kolbenringe
- Isky verstellbare Guide Plates
- Comp. C. 1,52:1 nadelgelagerte Rollenkipphebel aus Chrom Molybdän Stahl
- Comp. C. hydr. Nockenwelle 215°/215° mit Rollenstößeln
- Comp. C. High Tech Stößelstangen 7.000“ auf diesen Ventiltrieb angepaßt
- Manley Race Flow Edelstahlventile mit abgesetztem Ventilschaft
- Fel Pro 1010 Zylinderkopfdichtg.
- Hooker 1.75“ keramikbeschichtete Fächerkrümmer
- Crane true roller Steuerkette doppelt
- GM Motorblock mit einteiliger Kurbelwellendichtung hinten (HO ZZZ) 1989
- GM Alum.-Zylinderköpfe 10185087

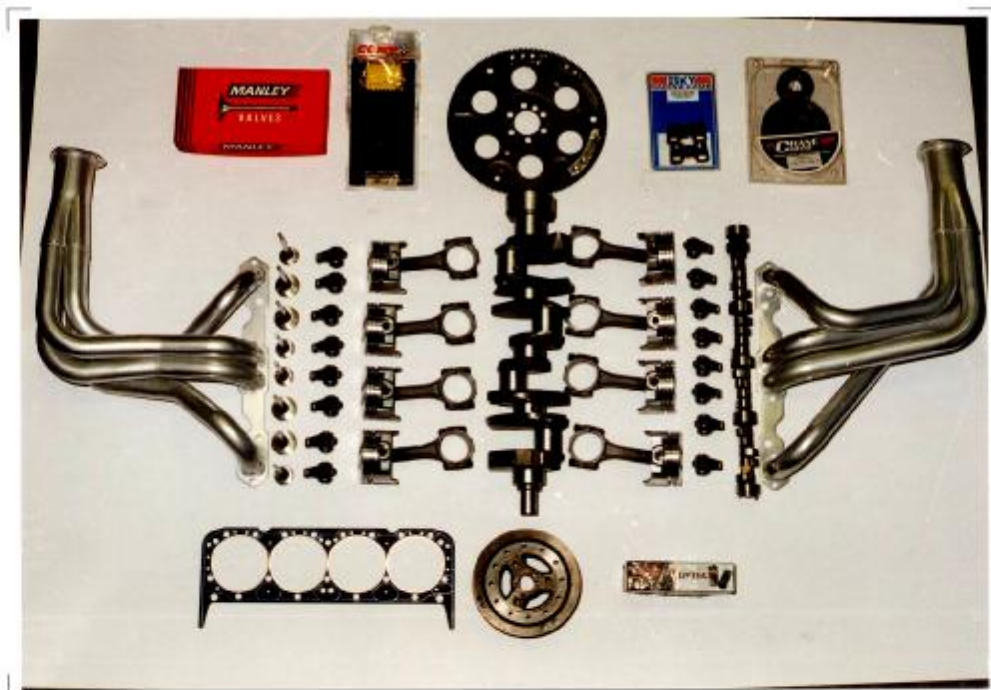


Bild 1: Bauteilkomponenten



2 Fehler im System ?

Bei dem vorhandenen Basismotor handelt es sich um einen 350 cu in High Output Motor der ersten Serie (ZZZ) von GM Performance Parts.

Der Motor kostet in den Staaten ca. 3.000 \$.

Mit Frachtkosten, Zoll und Mehrwertsteuer ist er dann hier in Deutschland je nach Händlerkonditionen für ca. 9.000,-- DM bis 10.000,-- DM zu haben.

Schaut man sich nun die Bauteilkomponenten an, so wurde vom Konzept her wirklich nicht gespart.

Verbaut sind Aluminium-Zyl.-Köpfe (Corvette Köpfe mit 1,94“ Einlaßventiltellerdurchm. und 1,5“ Auslaßventiltellerdurchm. und ungehärteten Guide Plates, die allerdings nur zu Montagezwecken der Stoßelstangen bei der Fließband-Motormontage dienen) mit Alum.-Ansaugspinne, HEI-Zündverteiler, Nockenwelle mit Rollenstößeln, Schmiedekurbelwelle mit einteiliger Kurbelwellendichtung hinten, GM „Pink“ Pleuel, Hypereutectic Kolben (leider mit mittig angeordnetem Kolbenbolzen $\Rightarrow$ Kolben neigen eher zum Kolbenkippen; dies hat sich aber ab der zweiten HO Serie ZZ2 geändert) und eine Z28/LT1 Ölpumpe (mit nach meiner Meinung eigentlich einem zu hohem Öldruck von 70-80 psi).

Nicht zu vergessen ist natürlich der Motorblock mit Hauptlagerdeckeln in der 4-Bolzen Ausführung.

Nun waren neben den bereits unter 1 aufgeführten Kriterien weitere Gründe für den Neubau des Motors (Laufleistung ca. 30.000 km) vorhanden. So sollte die Beseitigung folgender beim bisherigen Betrieb aufgefallener Tatsachen vorgenommen werden:

- Ölverbrauch von ca. 1 l auf 1000 km Fahrtstrecke
- Hörbares Kolbenkippen bei Leerlaufdrehzahl

Beim Zerlegen und Durchmessen des vorhandenen Basismotors wurden von mir diesbezüglich folgendes festgestellt.

- 1.) An vier Kolben war der jeweils zweite Kompressionsring mehrfach zerbrochen. Dieser Umstand läßt auf einen schlecht abdichtenden ersten Kompressionsring und klingelnde Verbrennung schließen. Die dabei auftretenden Druckwellen erreichen durch die schlechte Abdichtung d. ersten Kompr.-Ring es den zweiten Ring. Dieser ist im Material nicht so fest wie der erste und wird zerstört.
- 2.) Das Kolben-Einbauspiel in der Zylinderlaufbahn war bei allen acht Zylindern zu groß. Bei einem Zylinder war es sogar so groß, daß sich das bereits erwähnte hörbare Kolbenkippen bei Leerlaufbetrieb höchstwahrscheinlich hierin begründen läßt. Außerdem erklärt sich auch die unter 1.) bereits erwähnte schlechte Abdichtung des ersten Kompressionsringes gegenüber der Zylinderlaufbahn. Bezüglich des Kolbenkippens sei aber an dieser Stelle deutlich darauf hingewiesen, daß die in dieser ersten HO Serie (ZZZ) verbauten Kolben einen mittig im Kolben angeordneten Kolbenbolzen aufweisen. Diese so konstruierten Kolben neigen eher zum



- Kolbenkippen als Kolben mit außermittig angeordnetem Bolzen.
- 3.) Die Lage der Zündzeitpunktmarkierung auf dem Steuerkettendeckel wich um ca. 3° Richtung Frühverstellung vom eigentlichen Soll ab. Dies hatte zur Folge, daß bei nach dieser Markierung eingestelltem Zündzeitpunkt nach Spezifikation in der Realität ständig mit 3° zu frühem Zündzeitpunkt gefahren wurde und möglicherweise ein Hochgeschwindigkeitsklinglein auftrat (siehe auch unter 1., Zerstörung des zweiten Kompressionsringes).
- 4.) Die Ventilsitze waren bezüglich Ihrer Maßhaltigkeit sehr ungewöhnlich ausgeführt.

Trotzdem ist der Motor beim bisherigen Betrieb (höchstwahrscheinlich aufgrund seiner Größe und Robustheit), bis auf die bereits geschilderten Tatsachen, in seiner Laufqualität unauffällig gewesen..

Eine Wertung bezüglich der in diesem Kapitel geschilderten Tatsachen vorzunehmen, ist nicht im Sinne des Verfassers und auch nicht beabsichtigt.
Dies liegt im Ermessen des kritischen Lesers.



3 Building the engine

Im folgenden wird nun beschrieben, was an den einzelnen Bauteilen und Baugruppen des Motors an Arbeiten vorgenommen wurde. **Es sei aber bereits hier erwähnt, daß alle Spiele und Toleranzen nach den Bauteilherstellervorschriften bzw. nach Spezifikationen von GM-Motorsport für „Street Engines“ eingehalten bzw. eingestellt wurden. Alle relevanten Daten liegen in einem Datenblatt vor!**

3.1 Motorblock

Die Zylinderlaufbahnen des Blockes wurden auf 0.03“ aufgebohrt, gehont und beide Zylinderbänke wurden plan gefräst.

Alle Gußgrate wurden schleiftechnisch entfernt und alle Kanten des Blockes wurden gebrochen; alle Gewindebohrungen wurden mit Gewindebohrern gereinigt und alle Bohrungen wurden nachgesenkt.

Da im Verlauf der späteren Montagearbeiten eine Kurbelwelle mit größerem Hub verbaut wurde, mußte der Block außerdem an den unteren Enden der Zylinderlaufbahnen und an der Ölwanndichtfläche ausgefräst werden, um ein Anstoßen der Kurbelwelle an den Block zu verhindern. Die Pleuelschrauben-Muttern wurden zusätzlich angephast; dabei wurde allerdings auf einen gleichmäßige Materialabnahme mittels Waage geachtet, um die Feinwuchtung des Kurbeltriebes nicht zu verändern.

Die Ölwanne wurde ebenfalls aufgrund der Gefahr des Anstoßens hinten links ausgedrückt und die Ölwanndichtung ausgeschnitten.

Das minimale Spaltmaß von 0,05“ wurde hier nach Richtlinien von GM-Motorsport eingestellt.

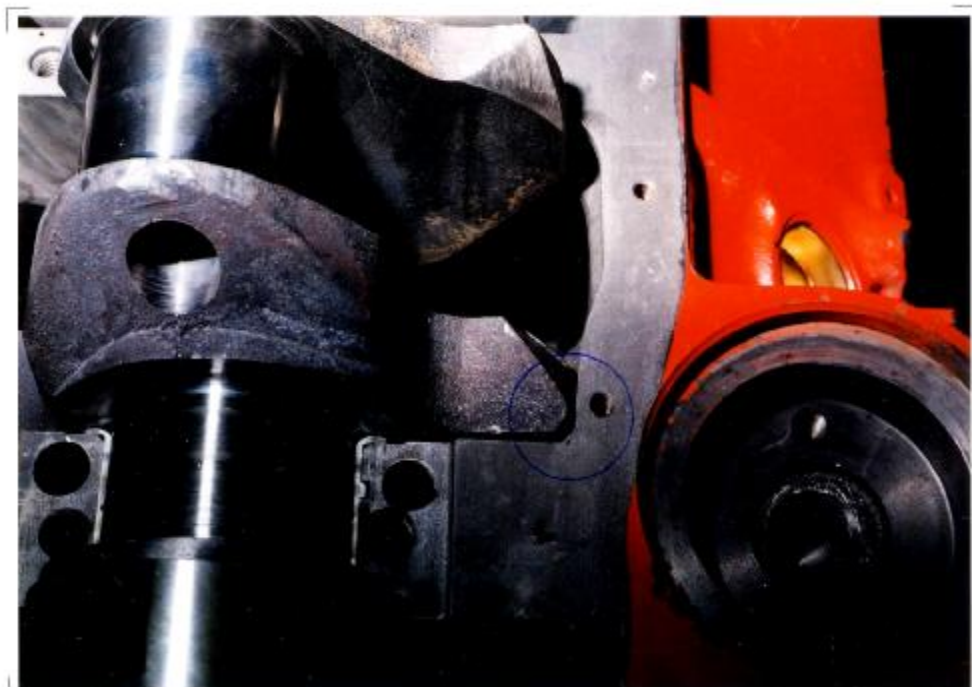


Bild 2 : Minimales Spaltmaß zwischen K.-Well.-Gegengew. und Ölwanneflansch 0,050“.

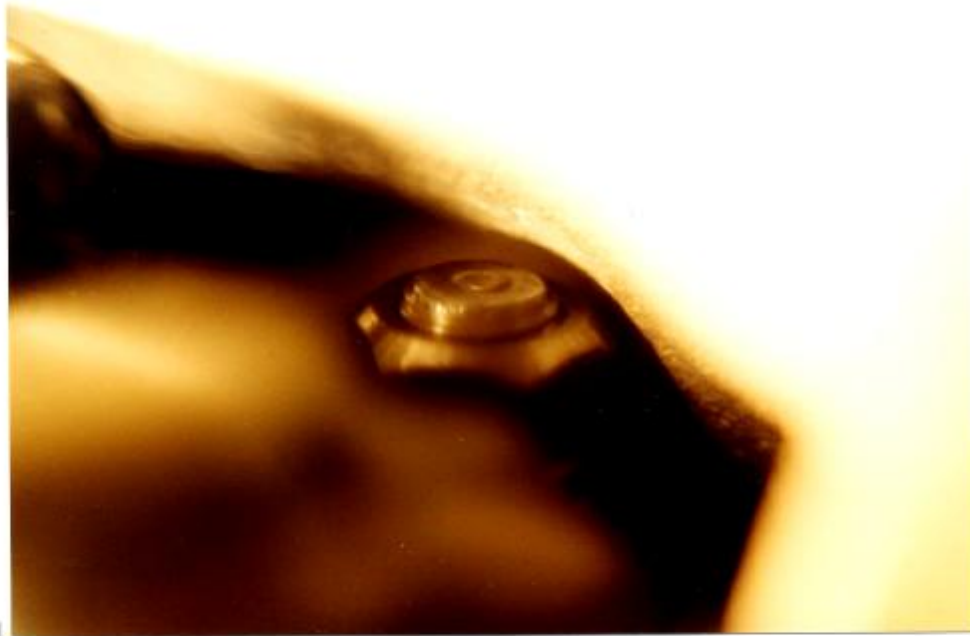


Bild 3: Blockausfräsungen und angepflaste Pleuelschrauben-Mutter, um auch hier (Pleuelschrauben-Mutter zu Motorblock) das min. Spaltmaß sicherzustellen.

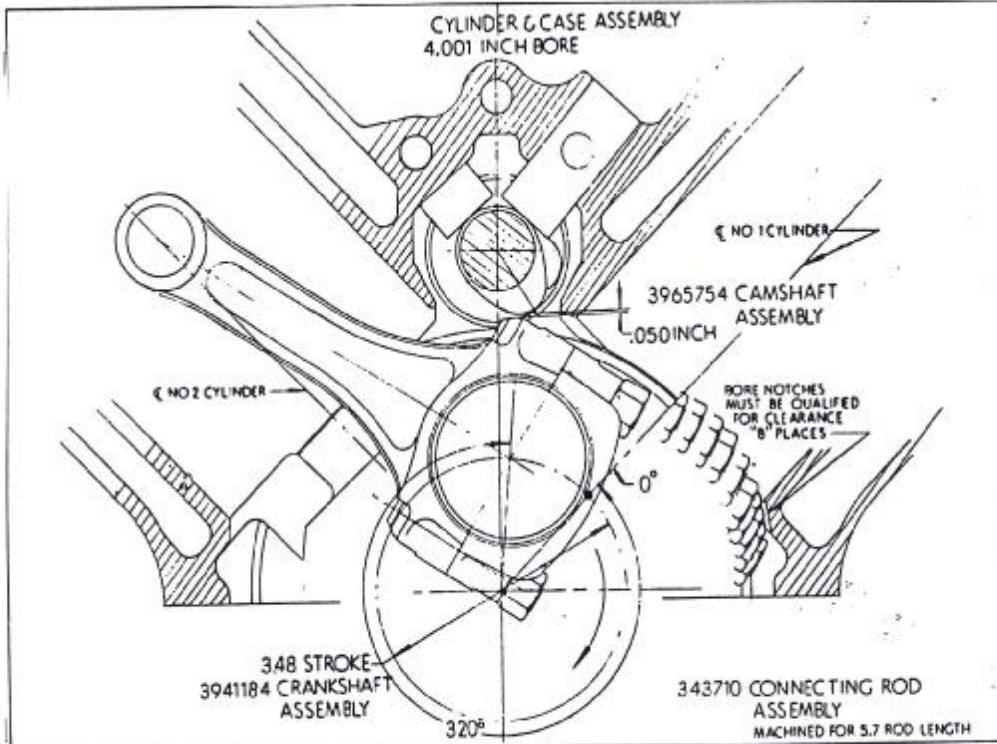


Bild 4: GM Motorsport minimale Spaltmaßvorschrift.

Anschließend wurde der Block gründlichst gereinigt.
Danach wurden neue Frost- und Ölstopfen eingesetzt und neue Nockenwellenlager eingezogen.



3.2 Kurbeltrieb

Es wurde eine Stahlgußkurbelwelle mit einem Hub von 3.75“ eingebaut. Außerdem kamen Pleuel mit einer Länge von 5.7“ und „Hypereutectic“ 0.03“ Übermaß-Kolben zum Einsatz. Der gesamte Kurbeltrieb einschließlich 400 cu in Schwingungsdämpfer und 12.75“ Flexplate wurde feingewuchtet (Wuchtprotokoll liegt vor).

Die Ventiltaschen in den Kolbenböden wurden entgratet und die Kanten gerundet, um heiße schmale Kanten zu entschärfen und so die Klingelneigung zu verringern.



Bild 5: Um die Klingelneigung des Motors zu verringern, wurden die Ventiltaschenkanten entgratet und abgerundet. Die oberen beiden V.-Taschen wurden zum Vergleich zunächst im Ursprungszustand belassen.

Das Stoßspiel der neuen Kolbenringe wurde von Hand nach Richtlinien von GM-Motorsport eingestellt.

Der Kurbeltrieb wurde unter Verwendung neuer Haupt- und Pleuellager montiert.

Die im unteren Pleuelfuß befindlichen Schrauben sind von der Firma ARP USA und wurden nach Spezifikationen dieser Firma unter Zuhilfenahme einer Dehnungsmeßschraube angezogen, da ein Anzug der Pleuelschrauben über Drehmoment oftmals eine unzureichende Dehnung der Schraube hervorruft.

So ist die Dehnung einer Schraube, die mittels Drehmomentschlüssel angezogen wird, von Faktoren wie: verwendetes Schmiermittel der Gewindeflanken, Rauigkeit der Gewindeflanken und Rauigkeit der Auflageflächen zwischen Mutter und Pleuellagerdeckel abhängig.



Bild 6: Festziehen der Pleuelschrauben mit Dehnungsmeßschr. auf eine Dehnung von 0,006“.

Eine Rundlaufprüfung und Endspielmessung der Kurbelwelle sowie die Überprüfung der Lagerspiele erfolgte mittels Meßuhr und Innentaster.

Die Verwendung von „Plastigage“ zur Ermittlung der Lagerspiele ist bei einem „geblueprinteten“ Motor wegen zu großer Ungenauigkeit nicht ratsam.

Eine Gewichtsprüfung der acht Kolben-Pleuel Baueinheiten, welche eine mittelbare Aussage über die Feinwuchtung des Kurbeltriebes (neben dem Wuchtprotokoll) macht, wurde ebenfalls mittels einer Waage im Bereich von 1/10 Gramm überprüft.

Hier zeigte sich, daß es die Firma American Speed aus den USA, die ja den gesamten Kurbeltrieb geliefert und endbearbeitet hat, bezüglich der Toleranzen offensichtlich sehr genau nimmt.

Zu meiner Überraschung und vollsten Zufriedenheit wurden mir hier sehr maßhaltige Bauteile geliefert.

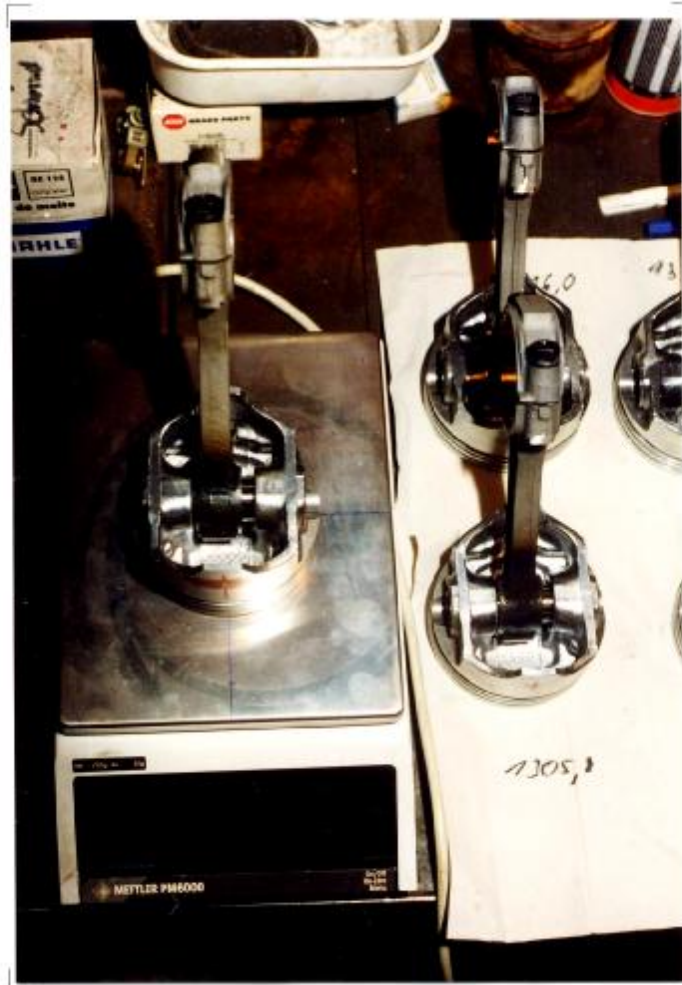


Bild 7: Überprüfung der Gewichte der Kolben-Pleuel Baueinheiten auf 1/10 Gramm. Die maxim. Abweichung lag hier bei 0,2 Gramm.

3.3 Zylinderköpfe, Ansaug- und Abgaskanäle

Die Zylinderköpfe wurden plan gefräst. Alle Bohrungen wurden nachgesenkt. Die Ein- und Auslaßkanäle wurden frästechnisch bearbeitet. Gleiches gilt für die Brennräume und die unter den Ventilsitzen liegenden „Valve Bowls“.

Bei Porting-Arbeiten im Kanal ist es dabei besonders wichtig, die gesamte und ursprüngliche Kanalform beizubehalten. Die ursprüngliche Kanalform ist bewußt so gewählt, weil hier strömungsmechanische Grundsätze gelten.

Es werden ganze Bücher über Kanalbearbeitungen geschrieben. So ist es mir unmöglich, an dieser Stelle ausführlich auf dieses Thema einzugehen.

Trotzdem soll nachfolgende Darstellung einen Eindruck vermitteln, warum ein Kanal so aussieht, wie er eben aussieht. Es ist an Hand der Darstellungen leicht nachzuvollziehen, wie komplex sich ein solcher Kanal darstellt und daß bei falsch gehandhabten Fräsarbeiten nicht mehr Gemisch, sondern eher weniger strömt.

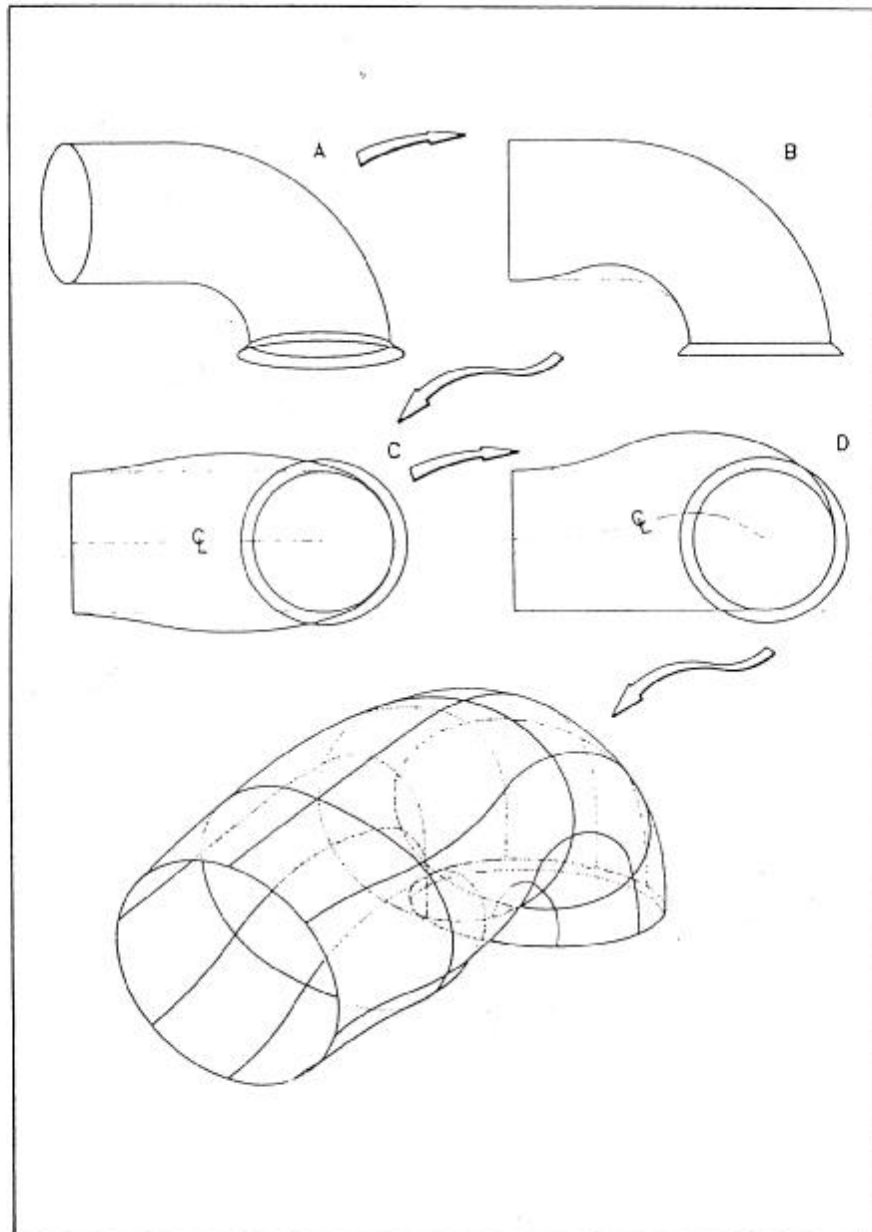


Bild 8:

Entstehung und Konzipierung der Form eines Einlaßkanals, hier vom Chevy Small Block Zylinderkopf:

Würde ein Konstrukteur nicht nachdenken und es sich leicht machen, würde er **Kanalform A** in die Tat umsetzen. Diese zeigt lediglich ein Kanal in Form eines Rohres, beginnend von der Dichtfläche Ansaugspinne / Zylind.-K. bis zum Ventilsitz.

Das Problem hier ist, daß der Weg, den das Ansauggemisch zurücklegen muß, auf der Unterseite (Bodenseite) des Kanals wesentlich kürzer ist, als auf der Oberseite (Deckenseite). Eine gleichmäßige (laminare) Strömung ist hier also in keinem Fall gewährleistet.

Um Abhilfe zu schaffen, geht man zu **Kanalform B** über; hier verlängert man die Kanalunterseite, so daß in etwa gleiche Streckenlängen entstehen, die das Gemisch auf dem Weg zum Zylinder zurücklegen muß.

Allerdings ist das nur möglich, wenn man den Kanaldurchmesser verändert.

Um dies nun wiederum zu kompensieren, erweitert man die Seitenwandung des Kanals im Bereich der Durchmesser verkleinerung. Dies zeigt die **Kanalform C**, bei der von oben auf den Kanal geblickt wird.

Letztendlich wird dem Kanal noch eine Neigung in Richtung Zylindermitte gegeben, damit die Frischladung möglichst ungestört von der Zylinderwandung weg mit einer Drallbewegung in den Zylinder einströmen kann. Dies zeigt **Kanalform D**.

All diese Komponenten vereint der Einlaßkanal beim Chevy Small Block und anderen V 8 Motoren.



Die unter den Ventilsitzen in die Kanäle reinragenden Ventilfehrungen wurden strömungsgünstig weggefräst.

Die Ventilsitzringe wurden den Kanälen angepaßt und erhielten abschließend einen 3-Winkel Ventilsitz.

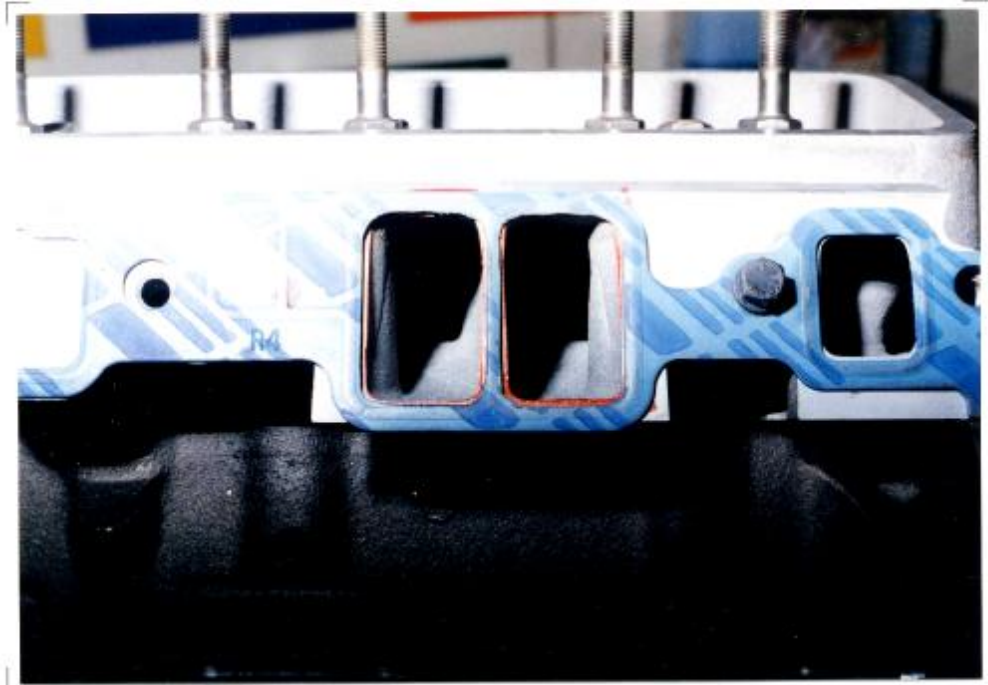


Bild 9: Beim sogenannten „Gasket Porting“ wird die Ansaugspinnendichtung als Schablone genommen, die in den Kanal ragenden Kanten markiert und...

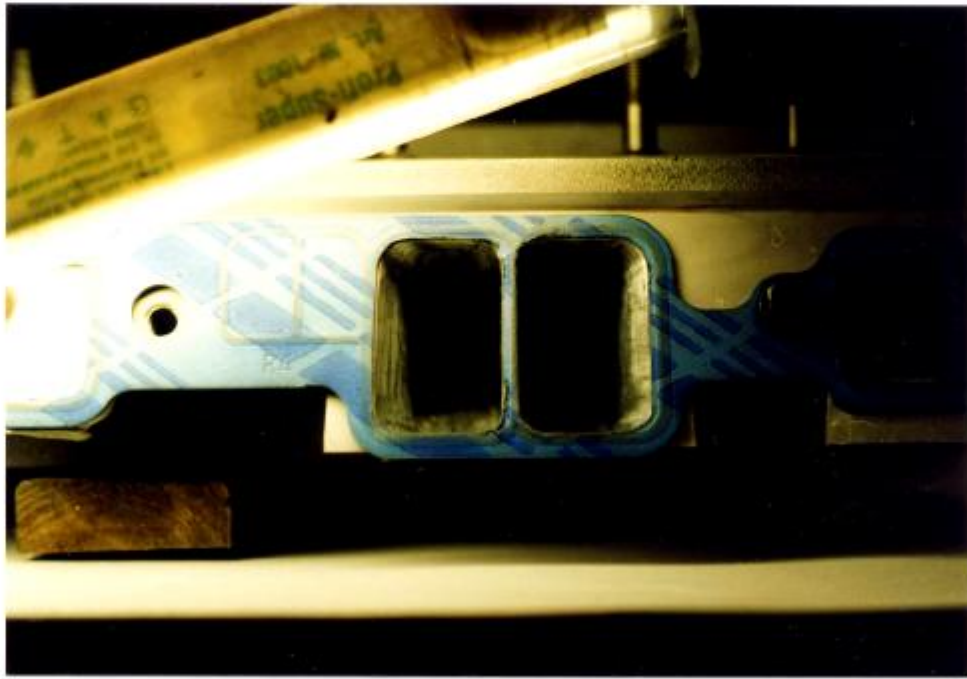


Bild 10: ...abschließend weggefräst. Dabei werden 2-3 cm tief im Kanal ebenfalls Kanten weggenommen. Das erste Gebot bei „Porting“-Arbeiten: Die Kanalform nicht verändern!

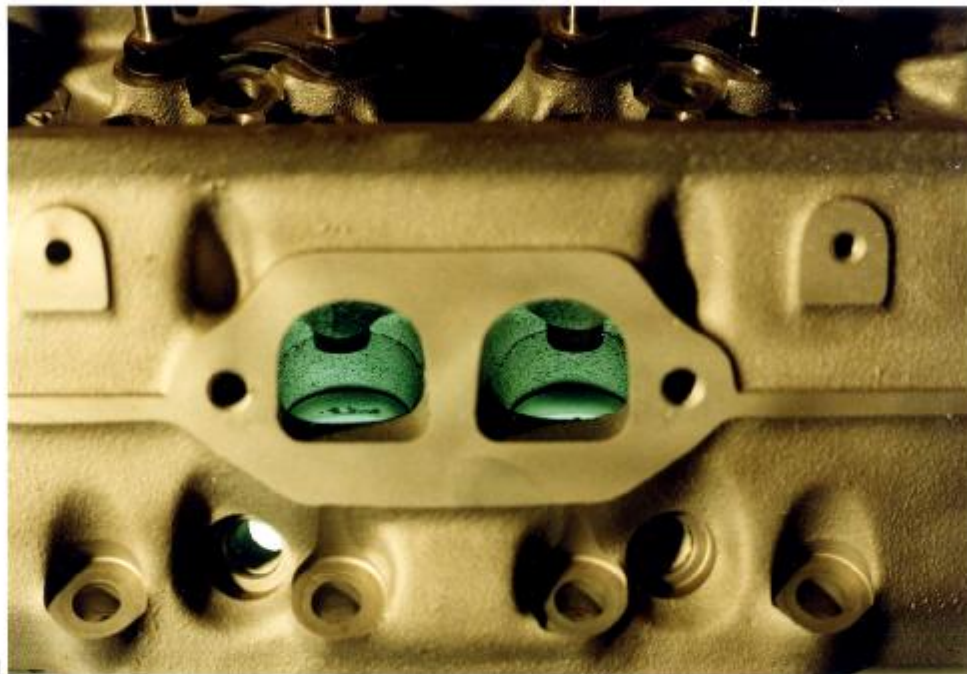


Bild 11: Der unbearbeitete Abgaskanal.

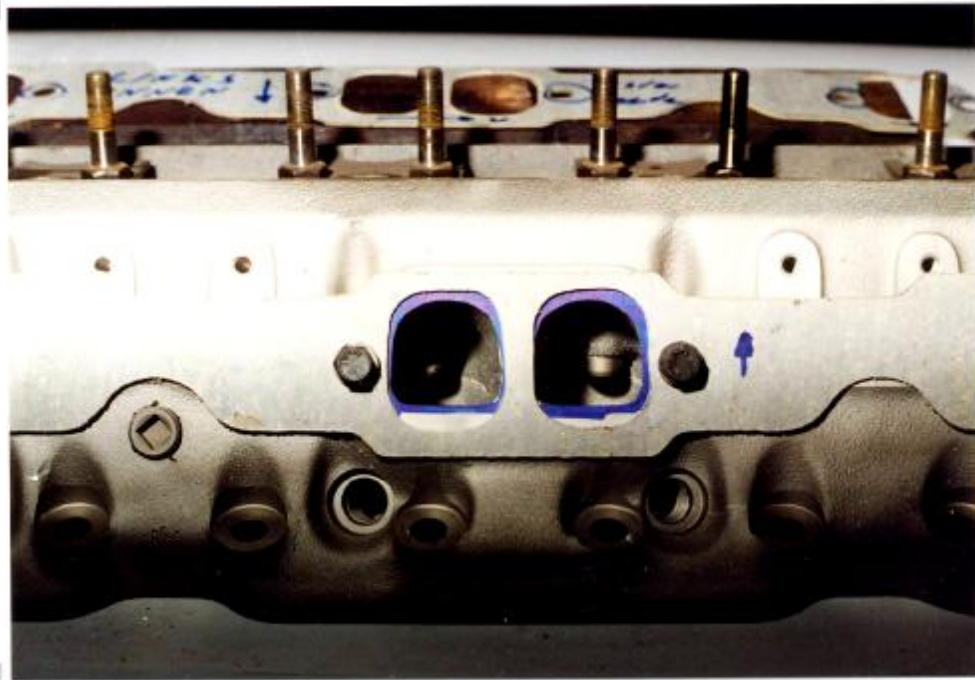


Bild 12: Nochmals der Abgaskanal. Auch hier wird die Dichtung, die vorher bereits dem Fächerkrümmer angepaßt wurde, als Schablone benutzt.



Bild 13: Nach der Fertigstellung! Erweiterter Kanal mit weggefrästen Ventilführungen und angeglichenen Ventilsitzringen. Die Unterkante des Kanals wurde nicht weggefräst und der Dichtung angepaßt, da diese Kante als Anti-Rückströmkante während der Ventilüberschneidung bei niedrigen Drehzahlen dient, und ein Rücksaugen der Abgase verhindern soll.

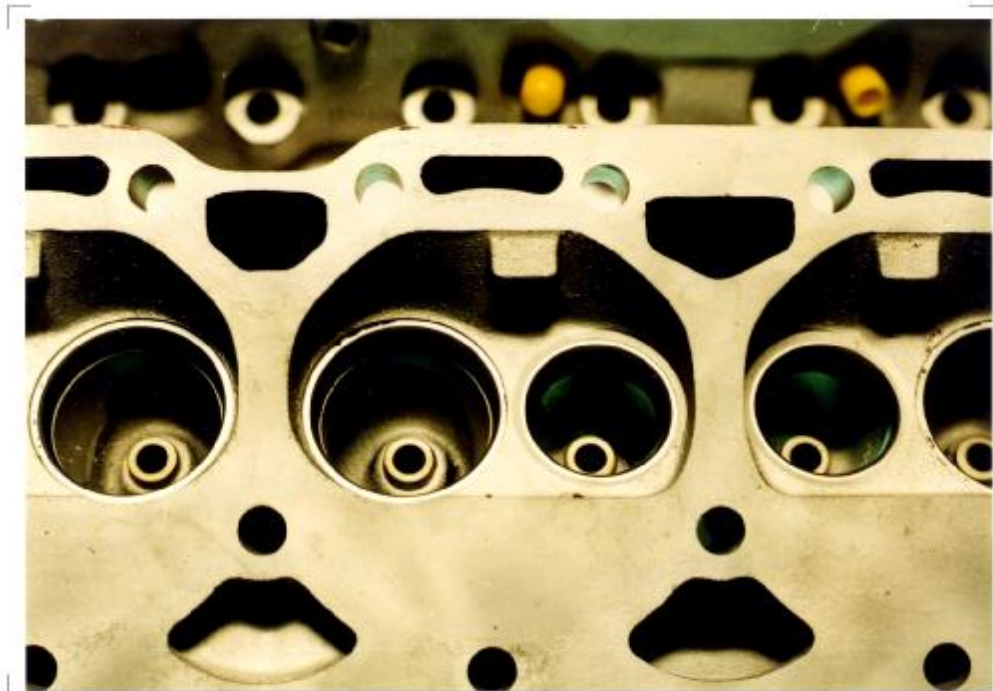


Bild 14: Unbearbeitete Brennräume und „Valve Bowl“ (Kanal unterhalb des Ventilsitzes).



Bild 15: Nach der Fertigstellung der „Valve Bowls“ : Angeglichene Ventilsitzringe, entfernte Kanalkanten und bearbeitete Ventilführungen. Die Ventilsitze sind hier noch nicht gefräst und der Brennraum ist noch fast unbearbeitet.



Bild 16: Der fertige Brennraum mit abgeschlossenen Ventilsitz-Fräsarbeiten, geglätteten Brennraumwänden und leichter Brennraumkantenwegnahme bis zur angezeichneten Zylinderwandung (siehe Pfeil), um die Strömung günstig zu beeinflussen.

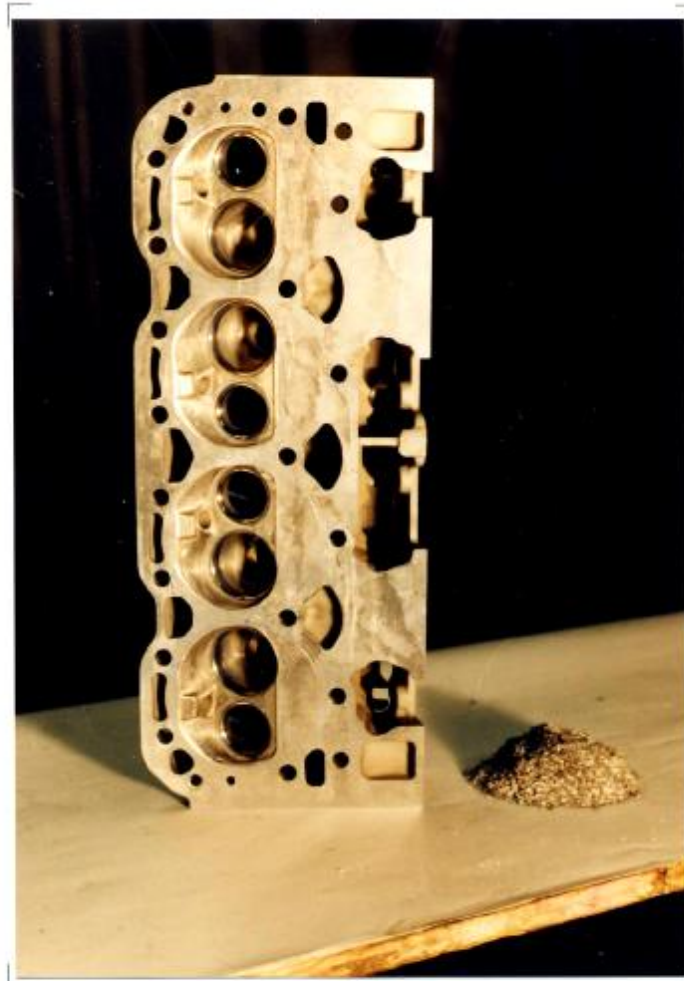


Bild 17: Der fertiggestellt Zylinderkopf und das aus einem Kopf herausgefräste Material.

Die Einlaß- und Auslaßventile der Firma „Manley“ USA haben einen abgesetzten Ventilschaft und wurden durch Hinzufügen von „Topcut“ und „Backcut“ auf der Drehbank strömungstechnisch verfeinert.

Fließbankversuche zeigen deutlich, das durch Hinzufügen von „Top- und Back-Cut“ am Auslaßventil und „Back Cut“ am Einlaßventil Strömungsverbesserungen insbesondere bei kleinsten Ventilhüben (z. B.: wenn ein Ventil gerade beginnt, sich zu öffnen) zu verzeichnen sind.

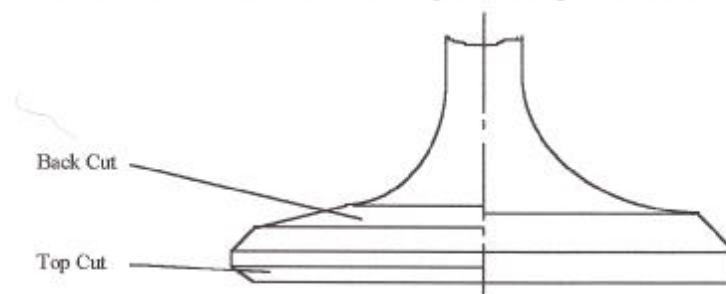


Bild 18: Top Cut und Back Cut am Ventil



Die Ventile wurden eingeschliffen und unter Einhaltung der Ventilfehrungsspiele montiert. Abschließend wurden die Ventilsitze durch Abdrücken auf Dichtheit kontrolliert. Es wurden Ventilschaftdichtungen an Ein- und Auslaßventilen verbaut. Die Federhalteteller der Ventile wurden teilweise abgedreht, um ein Anstoßen der Teller bei voll geöffnetem Ventil an die Ventilfehrung bzw. Ventilschaftdichtung zu verhindern. Es wurden hierbei Richtlinien von GM-Motorsport herangezogen (min. 0,05“).

Weiterhin wurden alle Stoßstellen der Ansaugwege und Abgaswege frästechnisch angeglichen. Dabei handelt es sich auf der Ansaugseite um die Stoßstellen von: Zylinderköpfe zu Ansaugspinne, Ansaugspinne zu Ansaugrohren, Ansaugrohre zu Ausgleichskammer (Plenum) und Ausgleichskammer zu Drosselklappengehäuse. Dichtungen wurden hier selbst gefertigt und ebenfalls den Stoßstellen angepaßt. Die Ansaugwege wurden vom Lufteintritt der Ansaugrohre an stromabwärts bis zur Einbaustelle der Einspritzdüsen in der Ansaugspinne poliert, da hier lediglich Luft strömt, und kein Gemisch, welches sich an rauen Wandungen reiben und verwirbeln soll.

Auf der Abgasseite handelt es sich um die Stoßstelle von Fächerkrümmer zu Zylinderkopf. Hier wurde ebenfalls angeglichen, allerdings wurde eine Anti-Rückströmkante belassen. Die Dichtung wurde ebenfalls (wie einlaßseitig) der Stoßstelle angepaßt.

3.4 Ventiltrieb

Nach der Fertigstellung der Zylinderköpfe wurden diese provisorisch auf den Block montiert. Nun wurde der Ventiltrieb, bestehend aus Nockenwelle, „True Roller“ Steuerkette, zwei Meßstößeln, einer Meßstößelstange und rollengelagerten Kipphebeln, montiert. Es mußten nun drei Dinge überprüft werden:

Einmal mußte das Spaltmaß bei voll geöffneten Ventilen bis zum Kolbenboden überprüft werden, da der Ventilhub größer 0.500“ beträgt. Nach Erfahrungswerten ist ab diesem Ventilhub ein Anstoßen des voll geöffneten Ventils auf den Kolbenboden während der Ventilüberschneidung möglich und muß überprüft werden. Das Spaltmaß lag in der Spezifikation.

Zum anderen mußten die Steuerzeiten der Nockenwelle kontrolliert werden. Diese wurden durch Montage einer Gradscheibe auf die Kurbelwelle überprüft und waren ebenfalls korrekt.

Weiterhin mußte die Abrollgeometrie aller Kipphebel auf den Ventilen mittels Tuschierung überprüft werden, da keine Originalkipphebel mehr verbaut wurden. Es zeigte sich hier eine mangelhafte Abrollgeometrie. So mußten nachträglich kürzere und nicht mehr in der Serie vorhandene Stößelstangen angefertigt und verbaut werden. Gleichzeitig mußten die Kipphebel über geteilte Stößelstangen-Führungsplatten (Guide Plates) ausgerichtet werden, da sie sich nicht mehr wie die originalen Kipphebel selbst auf dem Ventil führen und mittig ausrichten.

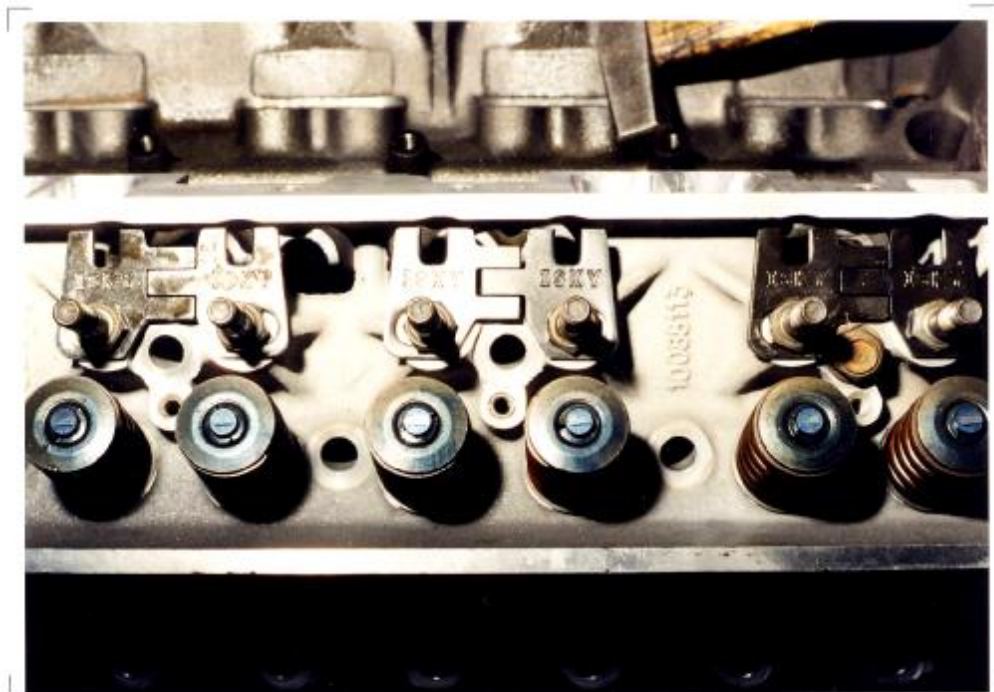


Bild 19: Unterschiedlich ausgerichtete „Guide Plates“ und Tuschierspuren der korrekten Kipphebelabrollung auf dem Ventilschaftkopf durch Verwendung kürzerer Stößelstangen. Die korrekte Abrollgeometrie trägt erheblich zur Lebensdauer der Ventilschaftführungen bei, da bei richtiger St.-Stang.-Länge am wenigsten Seitenkraft auf das Ventil und somit auf die Schafftführung wirkt.

Nach Überprüfung aller geometrischen Gegebenheiten und entsprechender Korrektur wurden die Zylinderköpfe und der komplette Ventiltrieb montiert.



Bild 20: Fertig montierter Ventiltrieb.



Schließlich wurde noch das minimale Spaltmaß zwischen rotierender Nockenwelle und rotierender Pleuelwange mittels Knetmasse überprüft (siehe auch Bild 4). Auch dieses war korrekt.

3.5 Schmierungssystem

Das Schmierungssystem des Motors wurde in der Weise modifiziert, das alle zugänglichen Kanten entgratet wurden und Ölablaufbohrungen im Block teilweise vergrößert und ebenfalls entgratet wurden.

Weiterhin wurde eine sehr kleine Entlüftungsbohrung in den Blindstopfen des mittleren Ölkanals vorne gesetzt.

Dies bewirkt, daß beim Starten des Motors die im Hauptölkanal befindliche Luft (bei stehendem Motor laufen ja bekanntlich die Hauptölkanäle leer) nicht durch das vordere Hauptlager gedrückt wird, und dort einen Schmierungsmangel erzeugt, sondern durch die Entlüftungsbohrung in den Steuerkettendeckel entweichen kann.



Bild 21: Luftaustrittsbohrung im mittleren Hauptölkanal ($\varnothing=0,030''$) beugt dem Schmierungsmangel im vordersten Hauptlager während des Anlassvorganges vor.



Das Ölpumpengehäuse wurde frästechnisch mit Druckausgleichsschlitzen versehen. Dies garantiert einen wesentlich ruhigeren Betrieb des Zündverteilers bei höheren Drehzahlen (der Zündverteiler treibt die Ölpumpe an), da die Druckstöße in der Pumpe abnehmen. Dreht man einmal eine „Small Block“ Pumpe von Hand, kann man deutlich den „hakeligen“ Betrieb aufgrund der Druckstöße spüren.

Danach wurde die Ölpumpe zusammengebaut und auf eine Meßvorrichtung montiert. Nun wurde der Öldruck bei einer simulierten Motordrehzahl von 2200 U/min und einer Öltemperatur von ca. 80°C überprüft.

Es zeigte sich hier ein Öldruck von ca. 4 bar = 58 psi. Dieser ist für eine max. Motordrehzahl von ca. 5500 U/min vollkommen ausreichend.

„Race-Guru“ Smokey Yunick aus den USA setzte bereits in den 60er Jahren als Daumenregel an, daß pro 1000 Umdrehungen Motordrehzahl beim Chevy Small Block 10 psi Öldruck zu veranschlagen sind. 5500 U/min sind also mit 55 psi abzudecken.

Alles darüber hinaus kostet lediglich Motorleistung und erhöht die Möglichkeit von Lagerauswaschungen.



Bild 22: Druckausgleichsschlitze im Ölpumpengehäuse...



Bild 23: ... und im Ölpumpendeckel.

Im weiteren erfolgte der Motorzusammenbau unter Einhaltung der Spezifikationen von GM-Motorsport.

Nach Einbau des Motors in das Fahrzeug wurde vor dem Einsetzen des Zündverteilers die Ölpumpe des Motors mit einer Bohrmaschine angetrieben und so eine Vorschmierung und Füllung aller Ölkanäle vor der ersten Inbetriebnahme des Motors erreicht.

Nach Anschluß und Installation aller Nebenaggregate erfolgte ein halbstündiger Motorprobelauf bei ca. 2000 U/min mit abschließendem Öl- und Ölfilterwechsel.

Danach wurden umfangreiche Einstellarbeiten vorgenommen.

Es wurde der Zündzeitpunkt nach Spezifikation eingestellt, die Flüssigkeitsstände aller Betriebsmittel korrigiert und diverse Gewindeverbindungen nachgezogen.

Außerdem wurden beide Ventildeckel demontiert, um den Festsitz der dortigen Ventiltriebverschraubungen zu kontrollieren. Auch mußte kontrolliert werden, ob die über die Stößelstangenführungsplatten geführten Kipphebel richtig ausgerichtet waren.

Es zeigte sich hier, daß eine Stößelstangenführungsplatte (siehe auch Bild 19) nachgestellt werden mußte.



4 Die Stunde der Wahrheit (oder was hat's gebracht?)

Nach einer Einfahrstrecke des neuen Motors von ca. 5000 km war es an der Zeit herauszufinden, ob sich all die Erwartungen bzw. Vorderungen, die an diesen Motor gestellt wurden, auch erfüllten. Zur Erinnerung seien diese nochmals erwähnt.

Ziel war es, einen drehmomentstarken Motor zu gestalten, der seinen Kraft aus dem unteren Drehzahlbereich holt, eine gute Leerlaufqualität zeigt, standfest bis zu einer Drehzahl von 5000 U/min ist, einen geringen Treibstoffverbrauch aufweist und keinen thermischen Probleme hat.

In umfangreichen Fahrversuchen sollte nun festgestellt werden, in wie weit die einzelnen Vorderungen erfüllt wurden.

Vom Verfasser wurde dazu eine Leistungs- und Beschleunigungsmessung auf einer ebenen Strecke mit weniger Gefälle oder Steigung als 2 % vorgenommen.

Vorher mußte das Fahrzeug allerdings noch gewogen werden, da insbesondere die Leistungsmessung nicht wie üblich auf einem Rollenprüfstand vorgenommen werden sollte, sondern es sollte über die max. erreichbare Beschleunigung des Fahrzeuges (während Vollastbeschleunigungen) und der Fahrzeugmasse die Radleistung (Leistung an der Hinterachse) bestimmt werden. Mit der Verlustleistung des Antriebsstranges und der Motorreibleistung addiert (diese ist aus einem früheren Prüfstandtest bekannt) errechnet sich die Motorleistung.

Eine Verbrauchsmessung sollte im späteren „Alltagsbetrieb“ auch unter Berücksichtigung des thermischen Verhaltens des Motors vom Fahrzeugbesitzer selbst durchgeführt werden.

Die Ermittlung der Fahrzeugmasse über eine Waage ergab einen Wert von $m = 1791 \text{ kg}$ inklusive zwei Personen und einem ca. halbvollen Tank.



Bild 24: Fahrzeug auf der Waage.



Das Meßgerät, mit dem die Beschleunigungs- und Leistungsmessung durchgeführt werden sollte, stammt aus den USA und nennt sich:

G-Tech Performance Meter / Pro

Dieses kleine handliche Meßgerät wird an die Frontscheibe im Fahrgastraum mittels Saugknopf befestigt, horizontal ausgerichtet und über das elektr. Fahrzeugbordnetz mit 12 V Gleichspannung versorgt. Auf die Arbeitsweise des Meßgerätes soll hier nicht eingegangen werde, da dies in diesem Rahmen zu weit führen würde. Bei Fragen zu diesem Thema stehe ich allerdings gerne zur Verfügung
Und dann kann's losgehen!!!

Let's kick the road!!!

4.1 Beschleunigungsmessung

Die Beschleunigungsmessung erfolgte in vier Durchgängen (zwei Hin- und zwei Rückfahrten, um geringe Steigungen und Windgeschwindigkeiten zu kompensieren). Es soll die Zeit gemessen werden, die das Fahrzeug benötigt, um von 0-100 km/h zu beschleunigen. Die Ergebnisse der vier Durchgänge wurden gemittelt und ergeben so einen relativ repräsentativen Wert.

	Zeit t [s]	Mittelwert	Bestwert
1. Messung	6,01 Sekunden	5,865 Sekunden	5,78 Sekunden
2. Messung	5,82 Sekunden		
3. Messung	5,85 Sekunden		
4. Messung	5,78 Sekunden		

Im Vergleich zu einer früheren Messung mit „altem“ Motor lag der Bestwert bei 6,34 Sekunden.

4.1.1 Probleme bei der Beschleunigungsmessung

Bei den aktuellen Messungen ergab sich allerdings das Problem, daß trotz gesperrter Hinterachse die Hinterräder bei Beschleunigungsbeginn ca. für 0,5-1,0 Sek. stark durchdrehen.

So kann angenommen werden, daß bei Bestückung des Fahrzeuges mit breiterer Bereifung die gemessenen Zeitwerte um ca. 0,5 Sekunden verbessert werden können.



Bild 25: Corvette bei Beginn der Beschleunigung. Bei genauer Betrachtung sind die durchdrehenden Hinterräder erkennbar.

4.1.2 Vergleich der Beschleunigungsmeßergebnisse mit einer Dodge Viper

Eine 95ger Dodge Viper / RT 10 wurde ebenfalls einmal von mir im Beschleunigungsverhalten unter annähernd gleichen Bedingungen „just for fun“ gemessen.

Damals wurde von mir ein Bestwert von 5,3 Sekunden von 0-100 km/h für die Viper ermittelt, obwohl diese offiziell in der deutschen Bedienungsanleitung mit ca. 4,6 Sekunden angegeben ist.

Bei den Testfahrten mit der Viper bereitete dem Besitzer als auch mir die 6-Gang Schaltung mit sehr langen Schaltwegen und der sehr große Kupplungspedalhub Schwierigkeiten.

So sind die 4,6 Sekunden wohl lediglich von einem geübten Werksfahrer und entsprechend bereiften Fahrzeug zu erreichen.

Im Vergleich dazu sieht die Corvette allerdings sehr gut aus, wenn man folgendes bedenkt:

Fahrzeug	: Corvette	Viper
Hubraum:	: 6,27 l	7,99 l
Motorbauform	: 8 Zyl. V-Motor	10 Zyl. V-Motor
beste Zeit von 0-100 km/h	: 5,78 Sek.	5,3 Sek.
Getriebe	: 4-Gang Automatikgetriebe THM 700 R4	6-Gang Schaltgetriebe Borg Warner T-56
Leergewicht	: 1665 kg	1620 kg
Antriebsraddurchmesser	: 686,81 mm	666,3 mm



Natürlich möchte ich nicht wissen, was passiert, wenn man einmal an einen Viper Motor richtig Hand anlegt. Nun aber wieder zurück zum „383ger Stroker“ und der Corvette.

4.2 Leistungsmessung (einmal anders)

Die Leistungsmessung wurde hier ganz unüblich ebenfalls auf der Straße (in real life) durchgeführt. Nach Eingabe des Fahrzeuggewichtes in das Meßgerät konnte mit den Messungen begonnen werden.

Es gab ebenfalls vier Durchgänge, deren Ergebnisse dann wiederum gemittelt wurden. Allerdings mußte auf die Radleistungen noch die bereits bekannte Verlustleistung des Antriebstranges und die Motorreibleistung addiert werden. Die so erhaltenen Werte der Motorleistung wurden dann nochmals auf die sogenannte Normleistung nach DIN 70020 umgerechnet, da hier Einflüsse von Luftdruck und Lufttemperatur eine Rolle spielen.



Bild 26: Meßgerät G-Tech/Pro mit angezeigter Radleistung des letzten Meßdurchganges.

	Radleistung [PS]	Mot.-L. [PS]	Mot.-L. n. DIN [PS]	Mittelwert	Bestwert
1. Messung	231	304,5	316,5	333,5 PS	354,0 PS
2. Messung	267	340,5	354,0		
3. Messung	238	311,5	323,5		
4. Messung	254	327,5	340,0		
Lufttemperatur	: 23 °C				
Luftdruck	: 980 mbar				



Auch hier ist das Ergebnis sehr überzeugend, da vor dem Motorumbau eine DIN-Leistung von 299,2 PS auf einem Prüfstand ermittelt worden ist.

Dies gilt insbesondere, da beim Motorumbau doch eine erheblich (bezüglich der Steuerzeiten) kürzere Nockenwelle ($215^\circ/215^\circ$ zu $235^\circ/235^\circ$) zum Einsatz gekommen ist.

Es muß auch beachtet werden, daß die Reibleistung des Motors etwas zugenommen hat, da der Hub doch beachtlich gesteigert worden ist.

4.3 Motordrehmoment samt Bewertung der Leistungsdaten

Eine Drehmomentmessung mittels des benutzten Meßgerätes ist leider nicht möglich.

Da jedoch die im vorherigen Kapitel gemessene und gemittelte Leistung und die M.-Drehzahl, wo die Leistung anliegt, bekannt ist, kann man das Drehmoment für diese Drehzahl errechnen.

Desweiteren habe ich es mir nicht nehmen lassen, die gemessene und gemittelte Leistung von 333 PS bei 5000 U/min prozentual einmal den alten Leistungsdaten gegenüberzustellen.

Mittels Gewichtung wurden dann die Leistungsdaten für alle anderen Drehzahlen von mir projiziert. Aus dieser Projektierung wurde dann das repräsentative Drehmoment für den 383 cu in Motor errechnet. Hierbei ergab sich ein gemittelter Spitzenwert von ca. 535 Nm.

Packt man diesen Motor einmal in einen rechner-simulierten Motorenprüfstand

(Computerprogramm aus den Staaten), und überprüft die gemessenen Bestleistung von 354 PS mit der vom Computer errechneten, so erhält man annähernd gleiche Ergebnisse.

Das vom Rechner errechnete Motordrehmoment verzeichnete (und hier knallt es dann richtig)

30% Drehmomentzuwachs als Bestwert bei 3500 U/min. **Von 448 Nm auf satte 580 Nm.**

Great Stuff, Baby!!!

Aus der Erfahrung mit der Arbeit dieses Rechnerprogrammes ist bekannt, daß das Programm etwas überschätzte Werte liefert. Würde man das Fahrzeug nun auf einen Rollenprüfstand zur Leistungsmessung vorführen, so würde sich die Leistung und das Moment höchstwahrscheinlich zwischen den vom Computer ermittelten Werten und den von mir auf der Straße gemessenen und gemittelten Werten ansiedeln.

Das liegt daran, daß das Meßgerät (G-Tech Performance Meter / Pro) die Leistung aus einer **Beschleunigung** errechnet und die Leistung auf dem Prüfstand über die Radkraft errechnet wird.

Bei Fahrbetrieb wirkt jedoch neben allen anderen Fahrwiderständen die Windkraft und der Rollwiderstand der Vorderräder verzögernd auf das Fahrzeug ein. Somit sind die gemessenen Beschleunigungswerte kleiner. Folglich sind im Vergleich zum Rollenprüfstand, wo keine Windkraft wirkt und die Vorderräder stehen (nur die Hinterräder sind auf der Rolle), Leistungs- und Drehmomentwerte auch kleiner.

Alle Leistungs- und Drehmomentdaten sind in einem Diagramm am Schluß dieses Berichtes nachzusehen.



Dort werden die auf einem Rollenprüfstand gemessenen Werte vor dem Umbau, die vom Computer errechneten Werte und letztendlich die von mir auf der Straße gemessenen und gemittelten Werte gegenübergestellt.

4.4 Verbrauchsmessung und thermisches Verhalten des Motors

Die Verbrauchsmessung wurde vom Besitzer selbst durchgeführt, und zwar so, wie man das als Privatmann so macht:

Schönes Wetter, rein in den Brenner, rann an die Tanke und ab auf die Bahn und in die Wallachei.

Es wurden folgende Verbräuche ermittelt:

Strecke:	Geschwindigkeit ca.	Motordrehzahl ca.	Verbrauch ca.
Autobahn	170 km/h - 190 km/h	3500 U/min	12,5 l / 100 km
Autobahn / Landstraße und Stadt ca. im sogenannten 1/3 Mix	alle	alle	14,5 l / 100 km

Der sehr gute Verbrauch bei 170-190 km/h resultiert aus der Tatsache, das der Motor bei 3500 U/min sein höchstes Moment abgibt. Dort ist auch sein Wirkungsgrad und somit auch sein effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch (be) am günstigsten.

Unter allen Fahrbedingungen wurde ein erheblicher Rückgang der **Motoröltemperatur um ca. 25-30%** festgestellt.

Jetzt zahlte sich der nadelgelagerte Kipphebeltrieb aus, der für den Temperaturrückgang aufgrund sehr reibungsarmen Betriebes hauptverantwortlich ist.

Also auch bezüglich Spritverbrauch und Temperatur ein gutes Ergebnis.

5 Schlußbemerkung

Und es geht doch!!!

Zusammenfassend kann man sagen: ein gutes Ergebnis.

Es hat sich wieder einmal gezeigt und aufgrund der guten Verbrauchswerte auch fast schon ausgezahlt, daß mit hohem handwerklichen Aufwand und entsprechendem Know How hervorragende Ergebnisse erzielt werden können.

Es ist ein Motor entstanden, der durch sinnvolles „Blueprinting“ bis zur letzten Konsequenz und Auswahl und Abstimmung aller Bauteile auf Fahrzeug und Fahrer alle Erwartungen mehr als erfüllt hat.



Dieser Bericht soll keine Anleitung für den Bau eines solchen Triebwerkes sein, doch hoffe ich, dem interessierten Laien, der diese Broschüre in Händen hält, einen Einblick in die Vielfältigkeit des Motoren- und Fahrzeugbaues gegeben zu haben.

Dem einen oder anderen Fachmann aus der Branche obliegt es selber, Denkanstöße für sich und seine Arbeit aus diesem Bericht zu entnehmen.

Natürlich stehe ich für eventuelle Unklarheiten und Fragen bezüglich meiner Ausführungen zur Verfügung.

Die gewissenhafte Durchführung der Aufgabe hat mich begeistert, zumal beschriebener Erfolg alle Beteiligten mehr als zufrieden gestellt hat.

Ich danke folgenden Personen und Firmen für ihren mittelbaren und unmittelbaren Einsatz, der wesentlich zu diesem Projekt beigetragen hat.

Herrn Friedbert Weimbs aus Hellenthal
Herrn Alexander Stumpfl aus Siegburg
Fa. Twister Trade & Travel, Germany/USA
Fa. American Speed, USA
Fa. US Speed Shop, Germany
Dipl.-Ing. Klaus Hammer

Fahrzeugbesitzer Corvette
Fahrzeugbesitzer Dodge Viper
Good Boy in The States und Teilelieferant
mittelbarer Lieferant für 383 Strokerkit
Teilelieferant
beratende Person



gez.: Dipl. Ing. Axel Hammer



Quellennachweis:

- Bild 4: *Chevrolet Power*, Chevrolet Motor Division, Technical Information by
Chevrolet Motor Division USA, 4th Edition 1980
- Bild 8: *How to build & modify Chevrolet Small Block cylinder heads*, David Vizard,
Motorbooks International 1991

Remember Smokey Yunick

This booklet is printed and distributed by:

Hammer Performance



Dipl. Ing. Axel Hammer, Jägerstraße 51, 53721 Siegburg, Germany
Phone / Fax: 0 22 41 / 39 03 80

© 1999, Hammer Performance



Axel Hammer, Dipl. Ing. für Fahrzeugtechnik

Motorleistung und M.-Drehmoment vor und nach Umbau und Blueprinting von 350 cu in HO ZZZ auf 383 cu in.

