

Lukas Schweiger, B.Sc.

Konzipierung einer Dreizylinder Otto- Saugmotorenvariante auf Basis einer neuentwickelten Turbomotorenfamilie

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades
DiplomingenieurIN
Masterstudium Maschinenbau / Wirtschaftsingenieurwesen - Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer/in
Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuer/in
Dipl. Ing. (FH) Steffen Hoefler
AVL Schrick GmbH

Graz, September 2016

Vorwort

Die vorliegende Masterarbeit bildet den Abschluss meines Maschinenbaustudiums, mit den Vertiefungsrichtungen Energietechnik und Motor- und Antriebstechnik. Mein Interesse an Verbrennungsmotoren steigerte sich durch die fachbezogenen Vorlesungen an der TU Graz im Laufe des Masters immer mehr, so dass bald feststand, über welches Themengebiet ich meine Abschlussarbeit verfassen möchte.

Nach einem hochinteressanten, dreimonatigen Praktikum bei der AVL Schrick GmbH in Remscheid, bot sich mir die Gelegenheit auch meine Abschlussarbeit dort zu schreiben. Nachdem mir das Thema vorgestellt wurde, war schnell klar, dass ich dieses Thema unbedingt bearbeiten möchte. Dafür bedanke ich mich besonders bei Herrn Michael Beu, der mir sowohl das Praktikum, als auch die folgende Masterarbeit ermöglicht hat.

Weiterer Dank gilt Herrn Steffen Hofer, meinem Betreuer seitens der Firma, der mich durch die Arbeit geleitet hat und mir immer mit guten Ratschlägen und kompetentem Fachwissen zur Seite stand. Natürlich gilt mein Dank auch allen anderen Konstrukteuren in der Firma, die mir zwischendurch fachlichen Rat und CAD Support boten.

Ein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Roland Kirchberger, der sich bereit erklärt hat, diese Diplomarbeit in Kooperation mit der Industrie zu betreuen. Für das, und für die Unterstützung während der Arbeit bis hin zu Abschlussprüfung, möchte ich mich recht herzlich bedanken.

Meiner Freundin, die mich für die Zeit des Praktikums und der Masterarbeit bei sich in der Wohnung aufgenommen, und mich weniger fachlich, dafür viel mehr persönlich beraten und motiviert hat, möchte ich auch recht herzlich danken.

Ebenso gilt mein Dank allen Studienkollegen mit denen ich gemeinsam studiert, gelernt aber auch viel Freizeit verbracht habe.

Abschließend möchte ich mich noch bei meiner Familie, besonders bei meinen Eltern für den Rückhalt und die finanzielle Unterstützung bedanken. Ohne euch hätte ich das nicht geschafft: Vielen Dank!

Lukas Schweiger,

Kramsach, 22.09.2016

Inhaltsverzeichnis

VORWORT	II
INHALTSVERZEICHNIS	III
ABBILDUNGSVERZEICHNIS	V
FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	X
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	XVII
ZUSAMMENFASSUNG	XVIII
ABSTRACT	XIX
1 EINLEITUNG	1
1.1 DIE FIRMA AVL SCHRICK	1
1.2 AUFGABENSTELLUNG UND HINTERGRUND DES 3 ZYLINDER MOTORENPROJEKTES	3
1.3 ZEITPLAN	5
1.4 AUFBAU UND METHODIK DER ARBEIT	6
1.4.1 <i>Aufbau</i>	6
1.4.2 <i>Entwicklungsmethodik</i>	6
2 THEORETISCHER HINTERGRUND	11
2.1 DER OTTOMOTOR	11
2.2 ALLGEMEINES	11
2.2.1 <i>Allgemeine Kenngrößen des Ottomotors [30]</i>	11
2.2.2 <i>Modellierung/ Simulation</i>	14
2.3 UNTERSCHIED ZWISCHEN SAUGMOTOREN UND AUFGEADENEN MOTOREN	15
2.4 MOTIVATION KLEINERE MOTOREN ZU BAUEN	18
2.5 WARUM BI-FUEL MIT CNG?	21
3 BENCHMARK	26
4 ANFORDERUNGEN AN DEN SAUGMOTOR	28
5 ANALYSE DER ÜBERNAHMEKOMponentEN	30
6 ZYLINDERKOPF	31
6.1 ÖLkanäle	35
6.2 LADUNGSWECHSELKANÄLE	36
6.2.1 <i>Einlasskanal</i>	36
6.2.2 <i>Auslasskanal</i>	62
6.3 BRENNRAUM	69
6.3.1 <i>Brennraumkalotte</i>	70
6.3.2 <i>Kolben</i>	72
6.3.3 <i>Verdichtungsverhältnis erhöhen</i>	75
6.4 VENTILANTRIEB	82
6.4.1 <i>Nockenwelle</i>	82
6.4.2 <i>Nockenwellenversteller</i>	84
6.4.3 <i>Nockenfolger</i>	85
6.4.4 <i>Ventile</i>	86
6.4.5 <i>Ventilsitzring</i>	89
6.4.6 <i>Ventilführung</i>	91
7 ANSAUGTRAKT	92
7.1 THEORETISCHER HINTERGRUND	92
7.2 SAUGROHRLÄNGENBERECHNUNG	95
7.3 KONZEPTFINDUNGSPHASE	100
8 KRAFTSTOFFSYSTEM	115
8.1 THEORETISCHE GRUNDLAGEN	115

9	ABGASSYSTEM	119
9.1	ABGASGESETZGEBUNG.....	119
9.2	THEORETISCHER HINTERGRUND.....	121
9.3	KONZEPTFINDUNGSPHASE.....	125
9.4	DICHTUNG.....	136
10	ÖLVERSORGUNG	137
11	KURBELTRIEB UND KURBELTRIEBSGEHÄUSE	138
11.1	KRÄFTE AM KURBELTRIEB	139
12	GESAMTKONZEPT	143
13	SCHLUSS	144
13.1	ZUSAMMENFASSUNG	144
13.2	AUSBLICK.....	145
	LITERATURVERZEICHNIS	146
	ANHANG	150

Abbildungsverzeichnis

ABBILDUNG 1-1: MEILENSTEINE UND INNOVATIONEN DER AVL SCHRICK GMBH [37]	1
ABBILDUNG 1-2: STANDORTE DER AVL GROUP WORLDWIDE [38]	2
ABBILDUNG 1-3: PROBLEMLÖSUNGSZYKLUS- GRUNDMODELL, VGL. [51].....	6
ABBILDUNG 1-4: BEISPIEL EINES CTS-TREE (MOTOR).....	8
ABBILDUNG 1-5: PRIORITÄTENBAUM AM VEREINFACHTEN BEISPIEL MOTOR	10
ABBILDUNG 2-1: ARBEITSSPIEL DES VIERTAKT OTTOMOTORS [28]	11
ABBILDUNG 2-2: VOLLLASTKURVEN [35].....	14
ABBILDUNG 2-3: SYSTEMGRENZE MOTOR- BRENNRAUM [29]	14
ABBILDUNG 2-4: P-V DIAGRAMM UND INDIZIERTER MITTELDRUCK [29].....	16
ABBILDUNG 2-5: HAUPTZIEL DES DOWNSIZING [1]	18
ABBILDUNG 2-6: ZEITLICHE ENTWICKLUNG DER SPEZ. LEISTUNG VON PKW- MOTOREN.....	19
ABBILDUNG 2-7: KREISPROZESS DES OTTOMOTORS	20
ABBILDUNG 2-8: OPTIMALE HUBRAUMGRÖßE.....	21
ABBILDUNG 2-9: VERBREITUNG VON CNG FAHRZEUGEN [11].....	22
ABBILDUNG 2-10: EMISSIONSSPARPOTENTIAL VON ERDGAS ALS KRAFTSTOFF GEGENÜBER BENZIN [16]	23
ABBILDUNG 2-11: LINKS: TEMPERATUR IN ABHÄNGIGKEIT VOM VERDICHTUNGSVERHÄLTNIS (FÜR WIRKUNGSGRADOPTIMALE SCHWERPUNKTSLAGE)	24
ABBILDUNG 2-12: BETRIEBSFENSTER EINES ERDGASMOTORS MIT DREIWEGEKATALYSATOR.....	25
ABBILDUNG 3-1: DIVERSE BENCHMARK- VERGLEICHS DIAGRAMME.....	28
ABBILDUNG 4-1: SAIPA TIBA 2 FRONT- UND HECKANSICHT [25]	28
ABBILDUNG 4-2: INTEGRATION DES DUMMYMODELLS IN DAS REALE FAHRZEUGPACKAGE	29
ABBILDUNG 5-1: EXPLOSIONSDARSTELLUNG DER MÖGLICHEN GLEICHTEILE FÜR DIE MOTORENFAMILIE	30
ABBILDUNG 6-1: ZYLINDERKOPF T-GDI	31
ABBILDUNG 6-2: SANDKERNPAKET DES ZYLINDERKOPF T-GDI.....	31
ABBILDUNG 6-3: ABLEITUNGEN DER ROHTEILE DER SAUGMOTOR ZYLINDERKÖPFE VOM TGDI ZYLINDERKOPF, LINKS: KONZEPT I, RECHTS: KONZEPT II	32
ABBILDUNG 6-4: KONZEPT I, FERTIG BEARBEITET MIT INJEKTOREN	33
ABBILDUNG 6-5: LINKS: KONZEPT I FERTIGTEIL MIT BEARBEITUNG	34
ABBILDUNG 6-6: ÖLVERSORGUNGSBOHRUNGEN IM ZYLINDERKOPF VOM T-GDI KOPF.....	35
ABBILDUNG 6-7: FORMEN DER LADUNGSBEWEGUNG (SCHEMATISCH) [1]	37
ABBILDUNG 6-8: ARTEN DER FLAMMENAUSBREITUNG	37
ABBILDUNG 6-9: „TUMBLE“-ZAHL UND LUFTDURCHSATZ VERSCHIEDENER EINLASSKANALVARIANTEN [13].....	38
ABBILDUNG 6-10: ABMESSUNGEN VON VENTIL UND VENTILSITZRING ZUR BERECHNUNG DES IM VENTILSPALT FREIGEgebenEN GEOMETRISCHEN ÖFFNUNGSQUERSCHNITTS VGL. [7].....	38
ABBILDUNG 6-11: GEOMETRISCHE QUERSCHNITTE BEI EINEM FLACHSITZVENTIL VGL. [7]	40
ABBILDUNG 6-12: GEOMETRISCHER UND WIRKSAMER DURCHFLUSSQUERSCHNITT BEI KEGELSITZVENTILEN [7].	41
ABBILDUNG 6-13: STRÖMUNGSVERLAUF TUMBLEKANAL	41
ABBILDUNG 6-14: LINKS: SCHNITT DURCH DEN T-GDI EINLASSKANAL IM ZYLINDERKOPF	42
ABBILDUNG 6-15: QUERSCHNITTSVERLAUF DES T-GDI KANALS.....	42
ABBILDUNG 6-16: EINFLUSS AUF DIE TUMBLEERZEUGUNG BEIM EINLASSKANAL [2].....	42
ABBILDUNG 6-17: BRAINSTORMING EINLASSKANAL.....	43

ABBILDUNG 6-18: VERGLEICH DER WANDSTÄRKEN OHNE (LINKS) UND MIT (RECHTS) AUFDICKUNG DES T-GDI ÖLKERNS MIT T-GDI KANAL	45
ABBILDUNG 6-19: VERGLEICH DER WANDSTÄRKEN MIT (RECHTS) UND OHNE (LINKS) AUFDICKEN DES T-GDI ÖLKERNS MIT SAUGERKANAL V2	45
ABBILDUNG 6-20: KONZEPT I, LINKS: KANAL IM ZYLINDERKOPF,	45
ABBILDUNG 6-21: QUERSCHNITTVERLAUF KONZEPT I	46
ABBILDUNG 6-22: Ω - DRALL	46
ABBILDUNG 6-23: KONTROLLSCHNITT	46
ABBILDUNG 6-24: DETAIL VSR	46
ABBILDUNG 6-25: KONZEPT II, LINKS: KANAL IM ZYLINDERKOPF, RECHTS: DRAUFSICHT SANDKERN	47
ABBILDUNG 6-26: QUERSCHNITTVERLAUF KONZEPT 2	47
ABBILDUNG 6-27: ENTFORMBARKEITSCHECK DURCH FARBENANALYSE IM CAD. DER SCHWARZE PFEIL ZEIGT DIE ENTFORMUNGSRICHTUNG AN	48
ABBILDUNG 6-28: FORMKASTEN FÜR DEN SANDGUSSKERN	48
ABBILDUNG 6-29: VORGEHENSWEISE BEI DER ANWENDUNG NUMERISCHER SIMULATION ZUR LÖSUNG VON INGENIEURPROBLEMEN, VGL. [36]	49
ABBILDUNG 6-30: ZELLE P MIT OBERFLÄCHE F UND NACHBARZELLE NB	50
ABBILDUNG 6-31: LINKS: SIMULATIONSKÖRPER	54
ABBILDUNG 6-32: LINKS: DARSTELLUNG DER FLUID-, FESTKÖRPER- UND PARTIELLEN ZELLEN	54
ABBILDUNG 6-33: VERNETZUNG DES BERECHNUNGSGBIETES INKL. VERFEINERUNG	55
ABBILDUNG 6-34: ZIELMONITOR VON SOLIDWORKS FLOW SIMULATION	56
ABBILDUNG 6-36: KONTURPLOTS IN EINER VERTIKALEN UND EINER HORIZONTALE EBENE, 8MM VENTILHUB	57
ABBILDUNG 6-35: DETAILS IM BEREICH DER VENTILÖFFNUNG	57
ABBILDUNG 6-37: OBEN LINKS: m , Σ , $\mu\Sigma$ –WERTE FÜR T-GDI KANAL	59
ABBILDUNG 6-38: LINKS: VERGLEICH DER MASSENSTRÖME FÜR T-GDI, KONZEPT I UND KONZEPT II	59
ABBILDUNG 6-39: DOE MODELL ZUR ABSCHÄTZUNG VON DURCHFLUSS- UND TUMBLEZAHLEN	60
ABBILDUNG 6-40: VALIDIERUNG DER CFD ERGEBNISSE ANHAND VON MASSENSTROMVERGLEICHE AUS MESSUNGEN UND BERECHNUNG	61
ABBILDUNG 6-41: OBEN: ABBILDUNGEN DER KONTROLLSCHNITTE IM KANAL	62
ABBILDUNG 6-42: MASSENSTRÖME DER VERSCH. VARIANTEN V1-V4 ÜBER DEN VENTILHUB	62
ABBILDUNG 6-43: PORT GUIDELINE AVL [4]	63
ABBILDUNG 6-44: LINKS: SCHNITT DURCH DEN T-GDI AUSLASSKANAL IM ZYLINDERKOPF	63
ABBILDUNG 6-45: QUERSCHNITTVERLAUF AUSLASSKANAL T-GDI	63
ABBILDUNG 6-46: PACKAGE ZYLINDERKOPF	64
ABBILDUNG 6-47: LINKS KONZEPT1 MIT BEARBEITUNG	65
ABBILDUNG 6-48: QUERSCHNITTVERLAUF KONZEPT I	66
ABBILDUNG 6-49: FLANSCH KONZEPT I	66
ABBILDUNG 6-50: VERGLEICH VON T-GDI UND KONZEPT II	67
ABBILDUNG 6-51: QUERSCHNITTVERLAUF KONZEPT 1	67
ABBILDUNG 6-52: LINKS: ENTFORMBARKEITSCHECK DURCH FARBENANALYSE IM CAD. DER SCHWARZE PFEIL ZEIGT DIE ENTFORMUNGSRICHTUNG AN; DUNKELBAU: $>3^\circ$ ENTFORMSCHRÄGE; DUNKELROT $<-3^\circ$ ENTFORMSCHRÄGE	68
ABBILDUNG 6-53: BRENNRAUM T-GDI	69

ABBILDUNG 6-54: KOMPRESSIONS-VOLUMEN T-GDI.....	69
ABBILDUNG 6-55: EINFLUSS DES VERDICHTUNGSVERHÄLTNIS AUF P_{ME} UND H_e BEI VOLLAST EINES OTTOMOTORS [3]	70
ABBILDUNG 6-56: T-GDI BRENNRAUM.....	70
ABBILDUNG 6-57: SCHNITTE DURCH DEN BRENNRAUM.....	71
ABBILDUNG 6-58: NEUE BRENNRAUMKONZEPTE MIT ZWEI (LINKS) BZW. VIER (RECHTS) QUETSCHFLÄCHEN	71
ABBILDUNG 6-59: LINKS: 1. RING (VERDICHTUNGSRING), MITTE: 2. RING (VERDICHTUNGS- UND ABSTREIFRING), RECHTS: 3. RING (DREITEILIGER ÖLABSTREIFRING).....	74
ABBILDUNG 6-60: BRAINSTORMING ZU VERDICHTUNGSVERHÄLTNIS ERHÖHEN	75
ABBILDUNG 6-61: MORPHOLOGISCHER KASTEN FÜR KONZEPTE ZUM ERHÖHEN DES VD-VERHÄLTNISSES	77
ABBILDUNG 6-62: GEWICHTUNG DER KRITERIEN (LINKS) INKL. PARETO DIAGRAMM (RECHTS)	79
ABBILDUNG 6-63: PAARWEISER KONZEPTVERGLEICH FÜR ALLE KRITERIEN.....	80
ABBILDUNG 6-64: FINALE KONZEPTBEWERTUNG ZUM VD- VERHÄLTNIS ERHÖHEN	81
ABBILDUNG 6-65: VENTILTRIEB T-GDI KONZEPT.....	82
ABBILDUNG 6-66: T-GDI EINLASSNOCKENWELLE MIT TRIGGERRAD.....	83
ABBILDUNG 6-67: SCHLIFF EINER SHG-NOCKENWELLE [13].....	84
ABBILDUNG 6-68: STEUERTRIEB MIT DEN BEIDEN NOCKENWELLENVERSTELLERN	84
ABBILDUNG 6-69: SCHWENKMOTOR- ODER FLÜGELZELLENVERSTELLER [3].....	85
ABBILDUNG 6-70: NOCKENFOLGER INC. HLA, VENTIL UND VENTILFEDER	85
ABBILDUNG 6-71: ROLLENSCHLEPPHEBE FA. INA	86
ABBILDUNG 6-72: ABMESSUNGEN VENTIL [9].....	87
ABBILDUNG 6-73: POSITION DER SCHWEIßSTELLE [9]	87
ABBILDUNG 6-74: DIFFERENZWINKEL UND VENTILSITZBREITE [13]	88
ABBILDUNG 6-75: KONZEPTE EINLASSVENTIL (LINKS) UND AUSLASSVENTIL (RECHTS)	89
ABBILDUNG 6-76: VENTILSITZRINGE EINLASS (LINKS) UND AUSLASS (RECHTS).....	90
ABBILDUNG 6-77: VENTILSITZ MIT BEARBEITUNGEN (TÜRKIS).....	90
ABBILDUNG 6-78: MAHLE/AVL WERKSTOFFEMPFEHLUNG FÜR VENTILSITZRINGE: LINKS FÜR EINLASS-VSR , RECHTS FÜR AUSLASS-VSR [13].....	91
ABBILDUNG 6-79: VENTILFÜHRUNG.....	91
ABBILDUNG 7-1: NATÜRLICHE AUFLADUNG DURCH ABGESTIMMTE SAUGROHRLÄNGE [43].....	92
ABBILDUNG 7-2: UMWANDLUNG DER SAUGARBEIT DES KOLBEN (A) IN VERDICHTUNGSARBEIT (B) [5].....	93
ABBILDUNG 7-3: VERLAUF DES NORMIERTEN DREHMOMENT ÜBER DIE DREHZAHL FÜR VERSCHIEDENE SAUGROHRLÄNGEN [29]	93
ABBILDUNG 7-4: DREITSTUFIGES SCHALTSaugROHR VON AUDI [55].....	94
ABBILDUNG 7-5: STUFENLOS VERSTELLBARES SAUGROHR VON BMW [56].....	94
ABBILDUNG 7-6: RESONANZAUFCHARGUNG [5]	94
ABBILDUNG 7-7: SAUGROHR MIT LUFTTAKTVENTIL [5]	95
ABBILDUNG 7-8: SCHEMA DER SCHWINGROHR- UND DER RESONANZAUFCHARGUNG	95
ABBILDUNG 7-9: ERSATZMODELL: ZYLINDER-ANSAUGROHR/ ZYLINDER-AUSPUFFROHR SYSTEMS [7]	96
ABBILDUNG 7-10: DRUCKVERLÄUFE BEIM AUSLASS- UND ANSCHLIEßENDEN ANSAUGVORGANG AN DEN VENTILEN EINES EINZYLINDER VIERTAKTMOTORS [7].....	97
ABBILDUNG 7-11: VERGLEICH VON BERECHNUNGSVERFAHREN ZUR AUSLEGUNG DER SAUGROHRLÄNGE	99
ABBILDUNG 7-12: BRAINSTORMING SAUGROHR	100

ABBILDUNG 7-13: KONZEPT 3	101
ABBILDUNG 7-14: STRÖMUNG DER FRISCHLADUNG BEI K2	101
ABBILDUNG 7-15: KONZEPT 2	102
ABBILDUNG 7-16: STRÖMUNG DER FRISCHLADUNG BEI K3	102
ABBILDUNG 7-17: KONZEPT 3	102
ABBILDUNG 7-18: KONZEPT 4	103
ABBILDUNG 7-19: LINKS: SAUGROHR VOM OPEL AGILA 1.0 12V [20]	104
ABBILDUNG 7-20: KONZEPT 5	104
ABBILDUNG 7-21: GEWICHTUNG DER KRITERIEN (LINKS) INKL. PARETO DIAGRAMM (RECHTS)	105
ABBILDUNG 7-22: PAARWEISER KONZEPTVERGLEICH FÜR ALLE KRITERIEN.....	106
ABBILDUNG 7-23: FINALE KONZEPTBEWERTUNG FÜR SAUGROHRKONZEPTE.....	106
ABBILDUNG 7-24: GEWICHTUNG DER KRITERIEN	107
ABBILDUNG 7-25: PARETO DIAGRAMM	108
ABBILDUNG 7-26: PAARWEISER KONZEPTVERGLEICH FÜR ALLE KRITERIEN.....	109
ABBILDUNG 7-27: FINALE BEWERTUNG DER MATERIALAUSWAHL	109
ABBILDUNG 7-28: EXPLOSIONANSICHT VOM ZWEIFELIGES SAUGROHR	110
ABBILDUNG 7-29: SEITEN UND FRONTANSICHT VOM ZWEIFELIGEN SAUGROHR.....	111
ABBILDUNG 7-30: QUERSCHNITTSVERLAUF VOM KANAL UND SAUGROHR	111
ABBILDUNG 7-31: LINKS: KANALQUERSCHNITT AM ZYLINDERKOPFEINTRITT , RECHTS: KANALQUERSCHNITT AM EINTRITT ZUM SAMMLER	112
ABBILDUNG 7-32: FORMTEILUNG FÜR DIE ROHRE VOM ZWEIFELIGEN SAUGROHR.....	112
ABBILDUNG 7-33: FORMTEILUNG FÜR DEN SAMMLER VOM ZWEIFELIGEN SAUGROHR.....	113
ABBILDUNG 7-34: SEITEN UND FRONTANSICHT VOM EINTEILIGEN SAUGROHR	113
ABBILDUNG 7-35: FORMTEILUNG FÜR DAS EINTEILIGE SAUGROHR	114
ABBILDUNG 7-36: SCHNITT DURCH DEN FORMKASTEN MIT KERNEN	114
ABBILDUNG 8-1: EINSPRITZTIMING [11]	116
ABBILDUNG 8-2: SPRAY TARGETING UND EINSPRITZSTRATEGIEN [11]	116
ABBILDUNG 8-3: INJEKTORPOSITION	117
ABBILDUNG 8-4: LINKS: BOSCH EV6 INJEKTOR	117
ABBILDUNG 8-5: MATRIX CNG INJEKTOR HS SERIES UDS (=UNIVERSAL DIREKT MOUNTING) [41].....	118
ABBILDUNG 8-6: SPRAY TARGETING CNG EINBLASVENTIL	118
ABBILDUNG 9-1: GELTUNGSBEREICH DER VERSCHIEDENEN ABGASGESETZGEBUNGEN FÜR PKW UND LEICHTE NKW [42].....	119
ABBILDUNG 9-2: GESCHWINDIGKEITSPROFIL IM NEFZ UND WLTP (QUELLE: UN/ECE)	120
ABBILDUNG 9-3: EINFLUSSPARAMETER AUF DIE GEMISCHBILDUNG, VGL. [47].....	121
ABBILDUNG 9-4: SCHADSTOFFBILDUNG IM OTTOMOTOR ÜBER DEN LUFTVERHÄLTNIS [29]	122
ABBILDUNG 9-5: SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DER KONVERTIERUNGSRATE EINES KATALYSATORS.....	123
ABBILDUNG 9-6: KONVERTIERUNGSRATE VON CO UND HC IN ABHÄNGIGKEIT DER TEMPERATUR [17].....	123
ABBILDUNG 9-7: BRAINSTORMING ABGASKRÜMMERKONZEPTE	125
ABBILDUNG 9-8: INTEGRIERTER ABGASKRÜMMER [23]	125
ABBILDUNG 9-9: OBEN: GUSSKRÜMMER	126

ABBILDUNG 9-10: HALBSCHALENKRÜMMER [3]	126
ABBILDUNG 9-11: DETAIL VOLUMEN KONZEPT 1	127
ABBILDUNG 9-12: LINKS: MOTORPACKAGE MIT KONZEPT 1	127
ABBILDUNG 9-13: INNENROHRE KONZEPT 2.....	128
ABBILDUNG 9-14: LINKS: MOTORPACKAGE MIT KONZEPT 2	128
ABBILDUNG 9-15: LINKS: MOTORPACKAGE MIT KONZEPT 3	129
ABBILDUNG 9-16: T-GDI KAT-KRÜMMER	129
ABBILDUNG 9-17: LINKS: MOTORPACKAGE MIT KONZEPT 4	130
ABBILDUNG 9-18: GEWICHTUNG DER KRITERIEN	130
ABBILDUNG 9-19: PARETO DIAGRAMM	131
ABBILDUNG 9-20: PAARWEISER KONZEPTVERGLEICH FÜR ALLE KRITERIEN	132
ABBILDUNG 9-21: FINALE KONZEPTBEWERTUNG ABGASKRÜMMER	132
ABBILDUNG 9-22: DETAILLIERUNG VON KONZEPT 2	133
ABBILDUNG 9-23: ABGASKRÜMMER – FLANSCH.....	133
ABBILDUNG 9-24: WERKZEUGFREIGANG.....	134
ABBILDUNG 9-25: KRÜMMEREINTRITT	134
ABBILDUNG 9-26: PUGH MATRIX VERBINDUNGSVARIANTEN VON KAT UND KRÜMMER	135
ABBILDUNG 9-27: FUNKTIONSPRINZIP V-BANDSCHELLE	135
ABBILDUNG 9-28: VERBINDUNG VON KAT UND KRÜMMER DURCH V-BANDSCHELLE	136
ABBILDUNG 9-29: ABGASKRÜMMER MIT KAT	136
ABBILDUNG 9-30: LINKS: FORM DER SICKE, RECHTS: ABBILDUNG DER GESAMTEN DICHUNG.....	137
ABBILDUNG 10-1: INTEGRIERTE ÖLPUMPE: LINKS MIT GEHÄUSE, RECHTS OHNE GEHÄUSE.....	138
ABBILDUNG 11-1: KURBELTRIEB DES T-GDI KONZEPTE	138
ABBILDUNG 11-2: REDUKTION DES KURBELTRIEBS AUF ZWEI MASSENPUNKTE [3]	139
ABBILDUNG 11-3: MASSENKRÄFTE ÜBER DEM KURBELWINKEL [35]	140
ABBILDUNG 11-4: ÄUßERER KRÄFTE UND MOMENTE DES REIHENMOTORS [35]	141
ABBILDUNG 11-5: KURBELWELLENSTERN DER MASSENKRÄFTE- UND MOMENTE I. UND II. ORDNUNG [35].....	142
ABBILDUNG 11-6: AUSGLEICHS-WELLENMODUL DES REFERENZMOTOR	142
ABBILDUNG 12-1: LINKS: ISOMETRISCHE FRONTANSICHT DES GESAMTEN PFI MOTORKONZEPTE	143
ABBILDUNG 12-2: INTEGRATION DES GESAMTEN MOTORS IN DAS FAHRZEUGPACKAGE	144

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

A	m^2	Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche
a	m/s^2	Beschleunigung
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
b	m	Breite
b_e	g/kWh	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
$c = \delta q_{rev}/dT$	$J/(kg \cdot K)$	spezifische Wärmekapazität
c_p, c_v	$J/(kg \cdot K)$	spezifische isobare; isochore Wärmekapazität
d	m	Durchmesser
F	N	Kraft
f	s^{-1}	Frequenz
h	m	Hub
h_a	J	Enthalpie der einströmenden Masse
h_e	J	Enthalpie der ausströmenden Masse
H_G	MJ/m^3	Gemischheizwert
H_U	kJ/kg	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
k	$\%$	Konvertierungsrate
L	$kmol$ $L/kmol$ B oder kg L/kg B	Luftmenge
l	m	Länge
L_{min}	$kmol$ $L/kmol$ B oder kg L/kg B	Mindestluftbedarf
m	kg/s	Massenstrom
M	$N \cdot m$	Drehmoment
m	kg oder mol	Masse
n	s^{-1} od. min^{-1}	Drehzahl
P	$(k)W$	Leistung

p	bar, Pa	Druck
p_e	bar	Effektiver Mitteldruck
p_i	bar	indizierter Mitteldruck
p_R	bar	Reibmitteldruck
Q	J	Wärme
Q_a	□	Quetschflächenanteil
Q_B	J	Brennstoffwärme
Q_w	J	Wandwärme
r	□	Residuum
R	J/(kg·K)	spezifische Gaskonstante
S	J/K	Entropie
s	J/(kg·K)	spezifische Entropie
s	m	Weg
t	s	Zeitdauer
T	K	thermodynamische Temperatur
t	°C	Celsius-Temperatur
u, v, w	m/s	Strömungsgeschw. in x-,y-,z- Richtung
v	m/s	Geschwindigkeit
V	m ³	Volumen
W	J	Arbeit
w	J/kg	spezifische Arbeit

Konstanten

$g_n = 9,8067$	m/s ²	Normfallbeschleunigung
----------------	------------------	------------------------

Griechische Formelzeichen

α	W/(m ² ·K)	Wärmeübergangskoeffizient
α	° ; rad	Winkel

α		Durchfluskenwert des Ventils
ε	<input type="checkbox"/>	Verdichtungsverhältnis
η	<input type="checkbox"/>	Wirkungsgrad
η_C	<input type="checkbox"/>	Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses
$\eta_e ; \eta_i$	<input type="checkbox"/>	effektiver; innerer Wirkungsgrad
η_m	<input type="checkbox"/>	mechanischer Wirkungsgrad
η_{th}	<input type="checkbox"/>	thermodynamischer Wirkungsgrad
κ	<input type="checkbox"/>	Isentropenexponent
χ_o	<input type="checkbox"/>	Öffnungsdauerverhältnis
χ_s	<input type="checkbox"/>	Schließdauerverhältnis
λ	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit
λ	m	Wellenlänge
λ	<input type="checkbox"/>	Luftverhältnis, Luftzahl
λ_a	<input type="checkbox"/>	Liefergrad
μ	<input type="checkbox"/>	Durchflusszahl; Überströmkoeffizient
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	<input type="checkbox"/>	Versperrungsziffer
φ	° KW	Kurbelwinkel
ψ	<input type="checkbox"/>	Massendurchflussfunktion
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit
$\phi = 1/\lambda$	<input type="checkbox"/>	Equivalence Ratio
ϕ	<input type="checkbox"/>	Beliebiger Skalar

Operatoren und Bezeichnungen

d	vollständiges Differential
∂	partiell Differential
Σ	Summe

Δ Differenz zweier Größen

Weitere Indices und Abkürzungen

1D	eindimensional
2WD	Zweiradantrieb (Two Wheel Drive)
3D	dreidimensional
AGR	Abgasrückführung
AHP	Analytic Hierarchy Process
APU	Auxilliary Power Unit
AV	Auslassventil
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
AVS	Audi Valvelift System
BHKW	Blockheizkraftwerk
BMW	Bayrisches Motorenwerke
bzw.	beziehungsweise
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CH ₄	Methan
CNC	Computerized Numerical Control
CNG	Compressed Natural Gas
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
CTS	Critical to Success
DI	Direct Injection (Direkteinspritzung bzw. Direkteinblasung)
DIN	Deutsches Institut für Normung
DLC	Diamond like Carbon
DOC	Dieseloxidationskatalysator
DOHC	Double Overhead Camshaft

DoE	Design of Experiment
DPF	Dieselpartikelfilter
DRP	Deutsches Reichspatent
e	ein, (Behälter-) Eintritt; eingebracht, effektiv
EG	Europäische Gemeinschaft
EN	Europäische Norm
EU	Europäische Union
EV	Einspritzventil
EV	Einlassventil
FE	Finite Elemente
GDI	Gasoline Direkt Injection
ges.	gesamt
ggf.	gegebenenfalls
GJS	Gusseisen mit Kugelgraphit
GJV	Gusseisen mit Vermiculargraphit
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
h	Hubraum (des Zylinders)
H	Hubraum des gesamten Motors
HC	Hydrocarbons Kohlenwasserstoff
HD	Hochdruck
HLA	Hydraulic Lash Adjuster (hydraulischer Ventilspielausgleich)
i	Innere, indizierte, Anzahl der Takte
k	Kilo (10^3); Anzahl der Komponenten
KAT	Katalysator
konst.	konstant
KW	Kurbelwelle
LKW	Lastkraftwagen

LPG	Liquefied Petroleum Gas
LW	Ladungswechsel
M	Mega (10^6)
max	maximal
min	minimal
MPI	Multi Point Injection
MTZ	Motorentechnische Zeitschrift
MZ	Methanzahl
ND	Niederdruck
NEDC	New European Driving Cycle
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NMHC	Non Methan Hydrocarbons (Nicht-Methan Kohlenwasserstoffe)
NO _x	Stickoxide
NSC	NO _x -Speicherkatalysator
NVH	Noise Vibration Harshness (Geräusch, Vibration, Rauheit)
NW	Nockenwelle
O ₂	Sauerstoff
OCV	Oil Control Valve (Ölsteuerventil)
OT	oberer Totpunkt
PFI	Port Fuel Injection
PKW	Personenkraftwagen
PM	Particle Matter (Größe von Partikeln)
PN	Particle Number (Anzahl der Partikel)
PSA	Peugeot Société Anonyme
R	Reibung
RDE	Real Drive Emission
rel	relativ
RMS	Roote Mean Square

ROZ	Research Oktanzahl
SHG	Schalenhartguss
sog	sogenannt
st	stöchiometrisch; Stoff
t	technisch
tbc	To be controlled
tbd	To be defined
T-GDI	Turbo Gasoline Direkt Injection
THD	Thermodynamik
T-PFI	Turbo Port Fuel Injection
TU	Technische Universität
u.a.	unter anderem(-n)
UNECE	United Nation Economic Commission for Europe
usw.	und so weiter
UT	Unterer Totpunkt
uvm.	Und viele(s) mehr
V1, V2, ...	Version 1, Version 2,...
VANOS	Variable Nockenwellensteuerung
VCT	Variable Camshaft Timing
VSR	Ventilsitzring
VVT	Variable Valve Timing
VW	Volkswagen
WG	Wirkungsgrad
WHR	Waste Heat Recovery
WLTC	Worldwide Harmonized Light Vehicle Test Procedure
ZK	Zylinderkopf

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.



Lukas Schweiger

Graz, 22.09.2016

Zusammenfassung

Die vorliegende Masterarbeit beschäftigt sich mit der Konzeption einer Saugmotorenvariante auf Basis einer neuentwickelten Turbomotorenfamilie (T-GDI, T-PFI und PFI). Die AVL Schrick GmbH fertigte für den iranischen Kunden TUVPR bereits Konzepte einer T-GDI und einer T-PFI Variante an. An dieser Stelle setzt diese Masterarbeit an, welche das noch fehlende PFI- Konzept bereitstellt. Die wesentlichen Rahmenbedingungen hierbei sind die Kompatibilität zur Motorenfamilie, möglichst geringe Kosten und die Produktionsbedingungen im Iran.

Nach einer umfassenden Marktanalyse ist der erste konzeptionelle Schritt die Ist-Situationsanalyse der bisherigen Gesamtmotorkonzepte, mit anschließender Definition der möglichen Übernahmekomponenten und der neu zu entwickelnden Teile. Danach werden die einzelnen Komponenten durch entwicklungs-methodisches Vorgehen konzipiert und konstruiert. Dieser Prozess, beginnend bei der Problemdefinition und Situationsanalyse, führt über Lösungssynthese und Lösungsanalyse, hin zur Bewertung und Auswahl eines Konzeptes. Auf diese Weise ist es möglich, objektiv die jeweils besten Lösungsansätze herauszufiltern. Die Hauptaufgaben bestanden in der Auslegung und Neukonstruktion des Einlass- und Auslasstraktes, sowie des Zylinderkopfes und des Kolbens. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf die Gestaltung der Einlasskanäle, welche wesentlich die Zylinderfüllung, Gemischbildung, Verbrennung und dadurch die gesamte Motorperformance beeinflussen, gelegt. Mit Hilfe von stationären Strömungssimulationen wurden verschiedene Konzepte analysiert und optimiert.

Das Ergebnis der Arbeit ist ein komplettes CAD-Motorenmodell des fertigen PFI-Motorenkonzeptes, in welchem die am besten bewerteten Konzepte integriert sind. Beim Zylinderkopf war es möglich, durch anpassen des T-GDI Zylinderkopfes, eine gemeinsame Basis zu schaffen, so dass aus einer Grundform alle drei Zylinderköpfe gefertigt werden können und die Kompatibilität zur Motorenfamilie bestmöglich gewährleistet ist. Die entstandene Konstruktion von Ansaug- und Abgastrakt ermöglicht es, den Saugmotor im selben Fahrzeugpackage wie die Turbomotoren unterzubringen. Des Weiteren wurden einige Kleinteile wie Ventileführungen, Ventilsitzringe, Ventilwinkel uvm. konstruktiv auf die neuen Anforderungen angepasst.

Auf diesem ersten Grobkonzept können im Anschluss an die Arbeit die folgenden Entwicklungsschritte, wie 1D Ladungssimulation, Strömungssimulationen von Ansaugrohr und Verbrennung, Anpassung der generischen CAD Daten uvm. aufbauen.

Abstract

The aim of this thesis is to develop a naturally aspirated engine concept-variant of a newly developed turbocharged engine family. AVL Schrick designed in 2015 a 1.0L T-PFI and a 1.0L T-GDI engine concept variant, out of three planned engine variants (T-GDI, T-PFI and PFI) for an Iranian company called TUVPR. That is exactly the point where this thesis starts. The goal of the project is to generate the whole engine concept of the naturally aspirated engine variant. The main boundary conditions are to keep the compatibility to the other engine variants as high as possible, the cost as low as possible and to consider the production terms in Iran.

The first step is the analysis of the current state of the turbocharged concepts, further the definition of the takeover parts and subsequently defining the parts which has to be newly designed. After that, the individual parts are designed, following the development methodology. This process, starting with the problem definition and the analysis of the current situation, continuing with solution-synthesis and following solution-analysis, leading to evaluation and afterwards selection of the best solutions, is applied for all newly designed parts. Following this methodological procedure guarantees an objective assessment of the different concept ideas. The main tasks are the design of the intake- and exhaust side of the engine, the piston and especially the cylinder head. The design of the inlet ports is one of the most important parts regarding charge motion, fuel mixture, combustion, hence the overall engine performance. Therefore, the shape of the inlet ports were analyzed and optimized using a steady state flow simulation.

The result of the thesis is a complete CAD model of the PFI engine concept, containing the best rated concept ideas. Due to smart design of the cylinder head, and slightly adjustments on the T-GDI cylinder, it was possible to create a basis cylinder head layout, from which all three engine variants can be derived. Therefore the compatibility to the engine family is optimally ensured. Intake and exhaust tract of the naturally aspirated engine were designed to fulfill the new requirements and to fit in the same vehicle package space as the turbo charged variants do. Furthermore, some parts like valve guides, valve seat inserts, valve angles were constructively adapted to the new requirements.

On this concept, the following development steps, such as 1D charge simulation, CFD Simulation of the intake manifold, ports, combustion and exhaust system, adaptation of generic CAD data and much more can be done to ensure a quick and effective project proceeding.

1 Einleitung

1.1 Die Firma AVL Schrick

Geschichte und Firmenentwicklung

Gegründet wurde das Unternehmen als Dr. Schrick GmbH 1969 in Cremlingen- Abbenrode bei Braunschweig von Dr. Peter Schrick (*1934, † 2007). Die Wurzeln des Unternehmens liegen im Motorsport und hier insbesondere in der Herstellung von Nockenwellen. Auch Tim Schrick, Sohn des Unternehmensgründers Dr. Peter Schrick, setzt mit seiner Karriere als Rennfahrer und TV-Moderator im Bereich Automobil- und Rennsport die Schrick'sche Familientradition fort.

Bereits 1970 expandierte Schrick am neuen Standort Remscheid. Der ersten Turboladerentwicklung im Jahr 1972 folgte Mitte der 1980er-Jahre der erste komplette Motor für den Renneinsatz.

In den 1980er- und 1990er-Jahren etablierte sich das Unternehmen zunehmend als Anbieter von Antrieben für den Rennsport und die Automobilindustrie. In den 1990er-Jahren folgten weitere Unternehmens-Meilensteine: der erste Benzinmotor für den Serieneinsatz (1992), das erste Hybridkonzept (1995) und schließlich 1998 der erste non-automotive Antrieb, der den Grundstein für AVL SCHRICKs spätere Zusammenarbeit mit verschiedenen non-automotiven Branchen legte. Seit 1998 ist Roger Wildemann Geschäftsführer von AVL SCHRICK.

Heute entwickelt und fertigt AVL SCHRICK Verbrennungsmotoren und Motorkomponenten. Seit 2002 gehört das Unternehmen zu AVL List und firmiert seit dem 1. September 2007 unter AVL SCHRICK GmbH. AVL SCHRICK ist damit Teil des weltgrößten privatwirtschaftlichen Antriebsentwicklers.

Seit den frühen 2000er-Jahren beschäftigt sich AVL SCHRICK intensiv mit der Entwicklung neuer, alternativer Antriebskonzepte. So integrierte AVL SCHRICK bereits 2003 Hybrid-Technologien in Fahrzeuge. Nach einer Standort-Erweiterung im Jahr 2007 aufgrund des starken Unternehmenswachstums startete AVL SCHRICK in 2010 den Serienanlauf von Blockheizkraftwerken. Das Jahr 2012 stand für das Unternehmen im Zeichen der Expansion seiner Kleinserien (APU) und der Forschung und Entwicklung im Bereich der Nutzung von Restwärme (Waste Heat Recovery) [5].

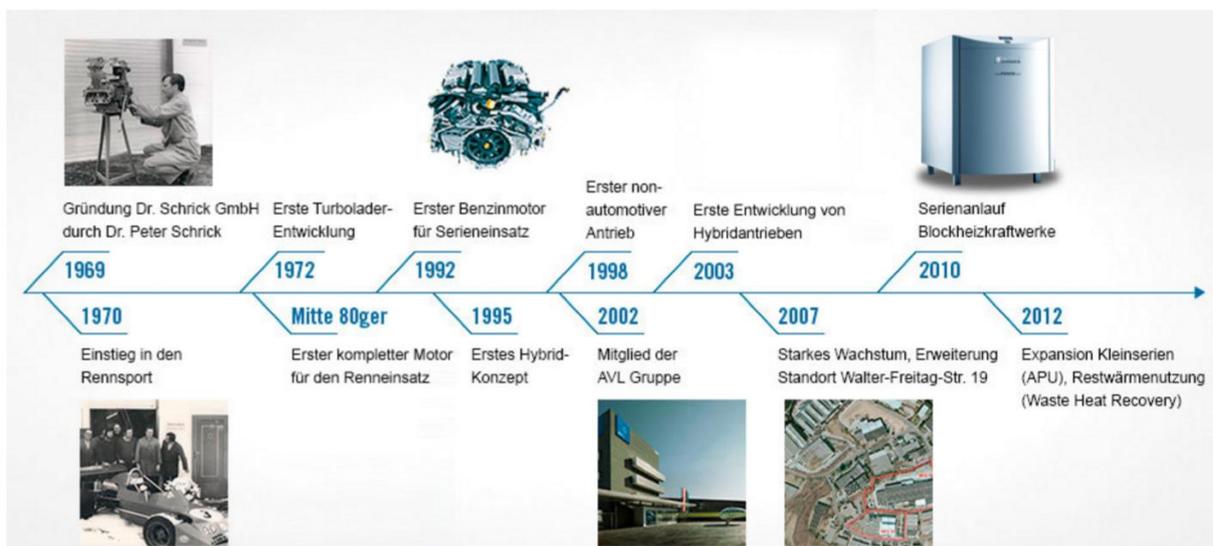


Abbildung 1-1: Meilensteine und Innovationen der AVL Schrick GmbH [5]

Märkte und Produkte:

Die Entwicklung und Kleinserienfertigung umfasst Motoren, Aufladesysteme, BHKW & WHR, Hybrid & Elektrofahrzeuge und Strömungsmaschinen für die verschiedensten Märkte wie PKW, Hochleistungsmotoren und Rennsport, Energieerzeugung, Heavy Duty, Verteidigung und Luftfahrt. Die Entwicklungsdienstleistungen reichen dabei von Konzeption über Konstruktion, Berechnung, Mechanikentwicklung sowie Verbrennungsentwicklung inklusive Kalibrierung und anschließender Erprobung. Im firmeneigenen Fertigungszentrum können Prototypen bis hin zu Kleinserien produziert werden. Dazu stehen in der vollklimatisierten Fertigungshalle 38 CNC Zellen auf denen insgesamt 100 Mitarbeiter im 2 bis 3 Schichtbetrieb arbeiten zu Verfügung. Außerdem hat man sich auf die Fertigung von High-Performance Tuning Teile spezialisiert. Angefangen bei Nockenwellen über Nockenfolger, Ventile und Ventilrohlinge, Ventildfedern und Ventildfederteller und deren Zubehör bis hin zu leistungssteigernden Sonderprodukten [5].

Mit insgesamt elf Prüfständen gehört AVL SCHRICK im Bereich Motorenentwicklung zu den leistungsfähigsten Unternehmen in Deutschland. Leistungs- und Schleppprüfstände von wenigen kW bis zu 1.150 kW stehen zur Verfügung. Darunter dynamisch Motorprüfstände, ein Schwenkprüfstand, ein Turboladerprüfstand, ein Schleppaufladungsprüfstand, eine Höhenprüfstand, ein Vorstartprüfstand ein Dauerlauf- und Komponentenprüfstand und eine Kältekammer [5].

Die Muttergesellschaft AVL List GmbH

AVL ist das weltweit größte private Unternehmen für die Entwicklung, Simulation und Prüftechnik von Antriebssystemen (Hybrid, Verbrennungsmotoren, Getriebe, Elektromotoren, Batterien und Software) für PKW, LKW und Großmotoren. Die AVL liefert auch die zugehörige Mess- und Prüftechnik für PKW, LKW und Großmotoren und betreibt intensive Forschungstätigkeit in Zusammenarbeit mit vielen Universitäten [4].

AVL ist und war an mehr als 1.500 Motorenentwicklungen beteiligt und hat schon mehr als 4.000 Motorprüfstandsinstallationen durchgeführt. Im Jahr 2015 beschäftigte die AVL 8050 Mitarbeiter in insgesamt 45 Niederlassungen und erzielte einen Umsatz von 1270 Millionen Euro [4].



Abbildung 1-2: Standorte der AVL Group worldwide [4]

1.2 Aufgabenstellung und Hintergrund des 3 Zylinder Motorenprojektes

Anfang 2015 wendete sich die iranische Firma TUVPR, ein Vertriebspartner des AVL Konzerns, an AVL Schrick mit dem Auftrag eine neue Motorenfamilie für den iranischen Markt zu entwickeln. Ursprünglich waren drei Motorvarianten geplant. Eine 1,0L Dreizylinder T-GDI Variante mit Dual Injektion (d.h. Direkteinspritzung für Benzin und Saugrohreinspritzung für CNG), eine 1,0L T-PFI Variante mit und eine PFI Saugmotor Variante. In Tabelle 1-1 sind die wichtigsten Spezifikationen der Motorenfamilie dargestellt. An den Produktionszahlen lässt sich erkennen, dass die Saugmotor Variante am öftesten verkauft werden wird, die Gründe werden später im Kapitel 2.3 noch näher erläutert.

Tabelle 1-1: Spezifikation der Motorenfamilie

<i>Anforderung</i>	<i>Einheit</i>	<i>1,0L TGDI</i>	<i>1,0L TPFI</i>	<i>1,0L PFI</i>
Einsatz	-	Auto / Zweirad- Frontantrieb		
Getriebe	-	Handschaltgetriebe, Automatisiertes Schaltgetriebe		
Motortyp	-	I3 TGDI	I3 TPFI	I3 NA (PFI)
Hubvolumen	Liter	0,999		
Kompressionsvolumen	-	~10,0	~9,3 – 9,5	~11,5 – 12,0
Zylinderkopfkonzzept	-	4-Ventile pro Zylinder, mittige Zündkerze		
Zylinderblockkonzzept	-	Deep skirt CI c/ case.		
Max. Zylinderdruck	bar	95 (nominal)/ 110 (max)	85 (nominal)/ 100 (max)	70 (nominal)/ 85 (max)
Einspritzstrategie Benzin	-	DI	PFI	PFI
Einspritzstrategie CNG	-	PFI	PFI	PFI
Ventiltriebskonzzept	-	Schlepphebel	Schlepphebel	Schlepphebel
Aufladungskonzzept	-	Waste gate- TC, single stage, single scroll	Waste gate- TC, single stage, single scroll	NA
Abgasnachbehandlung	-	Katalysator		
Schmierkonzzept	-	Nicht geregelte Ölpumpe		
Schwungrad	-	Zweimassenschwungrad		
Massenausgleich	-	Kein Massenausgleich		
Emissionsanforderungen	-	EU4 / EU5 depending on fuel availability		
Durchschnittliches Produktionsvolumen	# / Jahr	30000	70000	~150000

Nach den ersten Aufwands- und Entwicklungskostenabschätzungen stellte sich schnell heraus, dass das Budget vom iranischen Kunden keinesfalls für die Entwicklung aller Varianten reicht.

Nach Abstimmung mit dem Kunden hat man sich darauf geeinigt, dass AVL Schrick vorläufig nur die Konzeption bis zur Layoutphase der komplexeren Systeme, nämlich dem T-GDI und T-PFI Motor macht und die Sauger Variante erstmal links liegen lässt, obwohl die Saugmotorvariante laut ersten Produktionsplanungen im größten Umfang produziert wird. Der Hintergedanke bei dieser Entscheidung war, dass die Varianten mit Turboaufladung das wesentlich komplexere System darstellen und das erforderliche technische Know How und der Entwicklungsaufwand folglich viel größer sind. Diese fachliche Kompetenz ist im Iran nicht oder nur sehr vereinzelt vorhanden.

Als Referenz wurde ein Motorenkonzept gewählt, welches bereits in einem vergangenen Entwicklungsprojekt bis hin zur Prototypenphase entwickelt wurde. Dabei handelt es sich um 0,8l bzw. 1,0l Dreizylinder Turbomotoren. Das gewonnene Wissen und teilweise auch das CAD

Grundlayout konnten für das neue Projekt übernommen werden, so dass ein erstes Grobkonzept relativ schnell erstellt werden konnte. Nach Abgabe des Grobkonzeptentwurfs für die T-GDI und die T-PFI Variante (Gen0) wurde das Projekt vorerst pausiert.

Aufgabenstellung

An genau diesem Punkt setzt die vorliegende Masterarbeit an. Die Wahrscheinlichkeit, dass das Projekt Ende 2016 fortgesetzt wird, wird von den Managern der AVL Schrick GmbH als durchaus hoch eingeschätzt. Sollte der Auftrag dann kommen, will die Firma schon gewappnet sein um auch die Saugmotorenentwicklung kostengünstig und in einem knappen Zeitrahmen anbieten zu können. Aus diesem Grund wurde die Masterarbeit mit folgendem Titel ausgeschrieben:

„Konzipierung einer 3 Zylinder Otto- Saugmotorenvariante auf Basis einer neuentwickelten Turbomotorenfamilie“

Die Masterarbeit leistet praktisch die Vorarbeiten und liefert den ersten Grobkonzeptentwicklung für die Saugmotorenvariante, auf dessen Basis nach der genauen Abklärung der Randbedingungen mit dem Kunden schnell das fertige Konzept abgeleitet werden kann.

Die Aufgabenstellung der Masterarbeit ist in folgenden Gliederungsschwerpunkte unterteilt:

- Marktanalyse kleiner Otto Saugmotoren
- Erstellen der Anforderungen an die Systeme
- Analyse möglicher Übernahmekomponenten aus der Motorenfamilie und Definition der Schwerpunkte zur Konzeptgenerierung
- Erarbeitung von Lösungsansätzen für die jeweiligen Systeme und Bewertung gegen die gewichteten Anforderungen
- Auswahl der Konzepte und weitere Detaillierung
- Grundlegende Auslegung/Berechnung von Komponenten
- Gestaltung des neuen Konzepts in 3D CAD (Detaillierungsgrad abhängig vom Projektfortschritt)
- Zusammenfassung, Ausblick notwendige Entwicklungsschritte hin zur ersten Baustufe

Der gesamte Umfang der Arbeit soll in 5 Monaten Arbeit vor Ort bei AVL Schrick und anschließender Dokumentation abgewickelt werden.

1.4 Aufbau und Methodik der Arbeit

1.4.1 Aufbau

Als erstes werden im Kapitel 2 kurz die allgemeinen theoretischen Hintergründe und Kenngrößen von Otto und die Motivation für den Bau besonders hubraumkleiner Ottomotoren erläutert, die komponentenspezifische Theorie ist dann im jeweiligen Unterpunkt zu finden.

Nach dem Benchmark (Kapitel 3) und der Definition der Anforderungen (Kapitel 4) wird der gesamte Motor mit all seinen Komponenten analysiert und bewertet welche Komponenten vom T-GDI Konzept in das Saugmotorkonzept übernommen werden können (Kapitel 5).

Die Kapitel 6 bis 11 befassen sich mit der detaillierten Konzeptfindungsphase für die einzelnen Komponenten. Als erstes wird der Zylinderkopf (Kapitel 6) mit seinen Komponenten detailliert behandelt, anschließend der Ansaugtrakt (Kapitel 7), das Kraftstoffsystem (Kapitel 8), der Abgastrakt (Kapitel 9), die Ölversorgung (Kapitel 10) und zu guter Letzt der Kurbeltrieb (Kapitel 11). Für jede Baugruppe wird der momentane IST Zustand im T-GDI Konzept dargestellt und die notwendige Theorie, die zur Neukonzipierung erforderlich ist erläutert. Durch die Aufteilung in die einzelnen Baugruppen wird der Konzeptentwicklungsprozess für jede Komponente von Anfang bis Ende übersichtlich dargestellt. Der Entwicklungsprozess erfolgt in Anlehnung an den von Haberfellner etablierten Problemlösungszyklus [17].

1.4.2 Entwicklungsmethodik

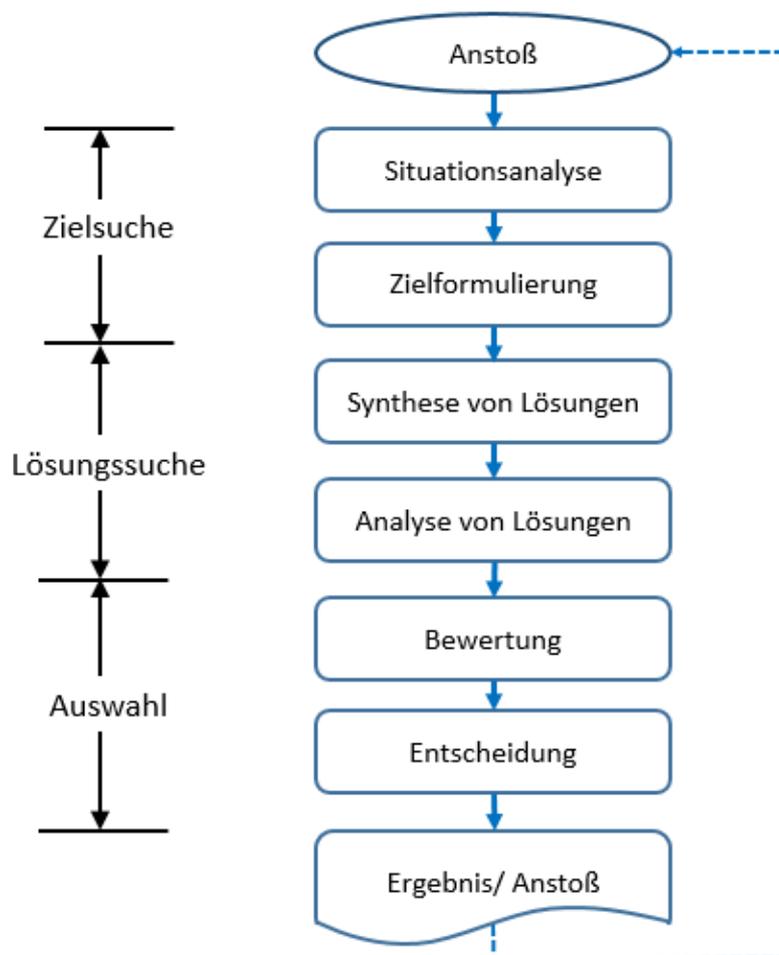


Abbildung 1-3: Problemlösungszyklus- Grundmodell, vgl. [17]

I) Situationsanalyse

Der erste Schritt nach dem Anstoß des Projektes ist die Situationsanalyse, deren Zweck es ist, sich mit der Ausgangssituation und der Aufgabenstellung vertraut zu machen, bzw. die Basis für die Formulierung konkreter Ziele zu schaffen. Außerdem werden in der Situationsanalyse wichtige Randbedingungen (hier z.B. die Packagebedingungen) herausgearbeitet und festgehalten. Als Ergebnis der Situationsanalyse liegen sowohl qualitative als auch quantitative Informationen vor die zu einem verbesserten Problemverständnis führen [17]. In der Masterarbeit teilt sich die Situationsanalyse in zwei Teile auf. Als erstes wird die Situation am Markt analysiert, um ein Verständnis für die den aktuellen Stand der Technik zu erlangen und die Zielformulierung zu vereinfachen. Danach werden die Ausgangssituation anhand des bereits bestehenden T-GDI Konzeptes analysiert, die Übernahmekomponenten spezifiziert und anschließend alle zu ändernden Komponenten genauer betrachtet.

II) Zielformulierung

Die groben Ziele werden natürlich bereits beim Anstoß des Projektes geäußert, jedoch ist eine detaillierte Zielformulierung, wegen dem fehlenden Know How und dem aktuellen Stand der Technik noch nicht möglich. Im Zuge der Situationsanalyse steigt das Verständnis über Lösungsfeld und die allgemeinen Ziele können konkretisiert werden. Die Situationsanalyse und die Zielformulieren laufen also oft parallel ab. Um Prioritäten, hinsichtlich der Wichtigkeit der Ziele, setzen zu können hat sich die Unterscheidung in Muss-, Soll-, bzw. Wunschkriterien als zweckmäßig erwiesen. Die Ziele werden in einer Anforderungsliste, bzw. einem Lastenheft zusammengetragen. Die Anforderungsliste ist dabei keinesfalls ein statisches Dokument, sondern wird im Laufe des Projektes natürlich immer in Abstimmung mit dem Kunden, konkretisiert, verändert und ergänzt. [17]

III) Synthese von Lösungen

In diesem Schritt ist die Kreativität und Problemlösungskompetenz des Konstrukteurs gefragt. Zweck ist es auf der Situationsanalyse und der Zielformulierung aufbauende Lösungsvarianten zu erarbeiten, die dem Konkretisierungsniveau der aktuellen Phase entsprechen [17]. Dazu sind vor allem Kreativitätstechniken von Bedeutung. Dazu zählen z.B. Brainstorming, Morphologische Analyse, 635-Methode, Semantische Intuition, TRIZ, Zielumkehr, Osborn Checkliste, u.v.m. Auf diese einzugehen würde den Rahmen der Masterarbeit sprengen, für Interessierte wird auf die Quellen [17] und [52] verwiesen.

IV) Analyse von Lösungen

Nach der Synthese, dem aufbauend-konstruktiven Schritt folgt der analytisch-destruktive Schritt. Indem werden die Lösungen analysiert, Schwachstellen erkannt und nach Möglichkeit durch einen weiteren Syntheseschritt behoben. Dadurch sind die Analyse- und Synthesephase oft nicht eindeutig trennbar, da oft während der Synthese analysiert und ad hoc verbessert wird.

Die Analyse, schafft die Grundlage für die spätere Konzeptbewertung, ist davon deutlich zu trennen: Bei der Analyse werden untaugliche Konzepte die den Anforderungen nicht entsprechen vorselektiert, während bei der Bewertung prinzipiell taugliche Konzepte nach verschiedenen Kriterien bewertet werden [17].

V) Bewertung

Der Zweck der Bewertung besteht darin, taugliche Varianten systematisch miteinander zu vergleichen und die am besten geeigneten herauszufinden. Aus den in der Zielformulierung erarbeiteten Zielen und eventuell zusätzlichen komponentenspezifischen Bedingungen und Eigenschaften werden die zur Bewertung notwendigen Kriterien definiert. Es existieren eine Reihe von Methoden und Techniken wie Argumenten Bilanz, Nutzwertanalyse, Kosten Effektivitätsanalyse, AHP, uvm. [17]. Im Zuge der Masterarbeit wird der Analytisch-

Hierarchische-Prozess mit paarweisen Kriterienvergleich verwendet. Die Vorgehensweise wird im folgenden kurz erläutert.

➤ **AHP Methodik [51]**

Nach der Definition der Kriterien werden mit Hilfe des Analytisch-Hierarchischen-Prozesses, kurz AHP, unter Berücksichtigung der Kundenstimme als auch der internen Sichtweisen, ihre relative Bedeutung zueinander verglichen. Durch den AHP können auf Basis einfacher Angaben und Fakten komplexe Entscheidungen rational und strukturiert getroffen werden.

Vorgehensweise beim AHP:

Hier werden kurz die Vorgehensweise beim AHP und der mathematische Hintergrund anhand eines vereinfachten Beispiels (Anforderungen für einen KFZ Motor) aufgezeigt, in der folgenden Arbeit werden dann nur mehr die Ergebnisse des Prozesses für die verschiedenen Komponenten dargestellt.

1. Aufstellen der Anforderungshierarchie

Die Anforderungen werden in Absprache mit den Kunden und zum Beispiel in einer Anforderungslist oder einem „Critical to Satisfaction Tree“ zusammengetragen. Anschließend werden normalerweise mit Hilfe des Kano Modells die Anforderungen auf die Kundenzufriedenheit priorisiert und bei Bedarf in verschiedene Gruppen eingeteilt. Die KANO Analyse ist jedoch nicht zwingend erforderlich für den AHP. Vielmehr ist es eine Ergänzung um Kundenanforderungen zu Kategorisieren.

Bsp:



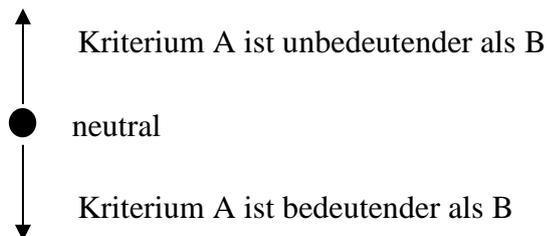
Abbildung 1-4: Beispiel eines CTS-Tree (Motor)

2. Vergleich der Anforderungen (Paarweiser Vergleich)

Durch den anschließenden Analytisch-Hierarchischen-Prozess werden die Kundenanforderungen paarweise verglichen und mit internen Aspekten belegt. Um die Bedeutung der unterschiedlichen Anforderungen beurteilen zu können werden nun alle Anforderungen bezüglich ihrer relativen Bedeutung zueinander verglichen. Die Beurteilung erfolgt nach folgendem Schema:

Tabelle 1-3: Beurteilungsraster

Einstufung	
1/9	A ist extrem unbedeutender als B
1/6	A ist deutlich unbedeutender als B
1/3	A ist etwas unbedeutender als B
1	Gleiche Kriterienausprägung
3	A ist etwas bedeutender als B
6	A ist deutlich bedeutender als B
9	A ist extrem bedeutender als B



Bsp.: In der Diagonale stehen natürlich immer alles Einsen da die gleichen Kriterien miteinander verglichen werden. In dem oberen Dreieck der Matrix werden die jeweiligen Werte eingegeben. Zum Beispiel ist der „Fahrspass“ etwas bedeutender als der „Verbrauch“, was

gemäß der Wertetabelle einer „3“ entspricht. In unteren Dreieckmatrix werden die jeweils reziproken Werte eingetragen.

Tabelle 1-4: Beurteilungsmatrix

		B		
		Fahrspaß	Verbrauch	Geräusch
A	Fahrspaß	1	3	6
	Verbrauch	1/3	1	1/3
	Geräusch	1/6	3	1

3. Priorisierung der Anforderungen

Für die Transformation der Vergleichswerte in die gesuchten Prioritätswerte stehen grundsätzlich zwei Methoden zur Verfügung:

- *Eigenvektoransatz:*
Ein von T.L. Saaty entwickeltes Berechnungsverfahren zur Priorisierung der Anforderungen mittels Eigenvektorbildung. Er begründet die Vorgehensweise damit, dass Menschen bei Entscheidungsproblemen zu inkonsistenten Beurteilungen neigen, welches in diesem Verfahren berücksichtigt wird. Die Berechnung ist aber sehr aufwändig.
- *Heuristischer Ansatz*
Dieses Verfahren bildet die Prioritäten in der Regel ausreichend genau ab. Der Nachteil ist die fehlende Sensibilität in Bezug auf Inkonsistenzen. Es wird die Priorität der einzelnen Anforderungen unter Berücksichtigung eines Normierungsfaktors ermittelt.

Die Vergleichsmatrix wird normalisiert, das bedeutet jeder Wert einer Spalte wird durch die jeweilige Spaltensumme dividiert.

Tabelle 1-5: Vergleichsmatrix mit Spaltensummen und Normalisierung

		B			Normalisierung		
		Fahrspaß	Verbrauch	Geräusch	Fahrspaß	Verbrauch	Geräusch
A	Fahrspaß	1	3	6	0,667	0,730	0,375
	Verbrauch	1/3	1	9	0,222	0,243	0,563
	Geräusch	1/6	3	1	0,111	0,027	0,063
Spaltensumme		1,5	7	7,333	1	1	1

Im nächsten Schritt werden die Zeilensummen der Normalisierung gebildet und aus denen wiederum die Gesamtsumme. Sie entspricht genau der Anzahl der Kriterien. Anschließend wird die Priorität ermittelt, indem die normierten Zeilensummen wiederum auf 100% normiert werden.

Tabelle 1-6: Vergleichsmatrix mit normierter Spaltensummen und Priorität

	Normalisierung			Normalisierte Zeilensumme	Priorität	
	Fahrspaß	Verbrauch	Geräusch			
Fahrspaß	0,667	0,730	0,375	1,771	59%	
Verbrauch	0,222	0,243	0,563	1,003	34%	
Geräusch	0,111	0,027	0,063	0,021	7%	
		1	1	1	3	100%

4. Gesamtpriorisierung

Falls Anforderungen auf mehreren Ebenen anfallen, muss für alle unteren Ebenen das gleiche Berechnungsverfahren angewandt werden. Zum Beispiel wäre denkbar, dass der Fahrspaß noch in die Anforderungen Drehmoment (Priorität 60%) und Leistung (Priorität 40%) aufgeteilt werden. Dann ergibt sich folgender Prioritätenbaum:

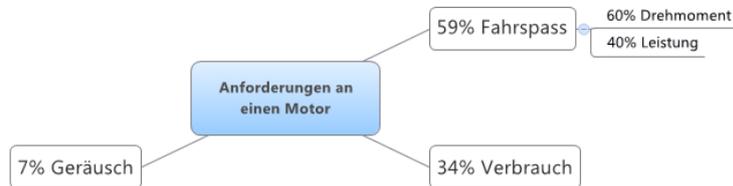


Abbildung 1-5: Prioritätenbaum am vereinfachten Beispiel Motor

VI) Entscheidung/ Auswahl

Auf den Bewertungsergebnissen aufbauend wird die weiter zu verfolgende Lösungsvariante festgelegt. In weiteren Schritten wird dieses Konzept dann detaillierter ausgearbeitet.

VII) Ergebnis

Im Idealfall wird eine befriedigende Lösung gefunden die nun zum Anstoß der nächsten Projektphase bzw. nun so realisiert wird. Im Fall das keine Lösung gefunden wurde, sollte man die Anforderungen überarbeiten und eine weiter Iterationsschleife durchführen.

Die bei einem Arbeitsspiel abgegebene Arbeit W wird auf das Hubvolumen bezogen. Diese spezifische Arbeit hat die Dimension eines Druckes N/m^2 (Pa) bzw. bar und wird daher als Mitteldruck p_m bezeichnet:

$$p_m = \frac{W}{V_h} \quad (2-2)$$

Setzt man für die Arbeit die effektiv geleistete Arbeit W_e ein, so erhält man den effektiven Mitteldruck p_e :

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad (2-3)$$

Setzt man dagegen die vom Gas an den Kolben abgegebene Arbeit, welche als innere Arbeit W_i bezeichnet wird, ein, so erhält man den inneren indizierten Mitteldruck p_i :

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad (2-4)$$

Die Differenz aus effektivem Mitteldruck und indiziertem Mitteldruck ergibt den Reibmitteldruck p_R .

$$p_R = p_i - p_e = \frac{W_R}{V_h} \quad (2-5)$$

Für die Leistungen gelten:

Zweitaktmotor:

$$P = n \cdot V_H \cdot p_m \quad (2-6)$$

Viertaktmotor:

$$P = \frac{n}{2} \cdot V_H \cdot p_m$$

Je nach Index bezeichnet P die effektive, innere oder Reibleistung. Werden statt den SI Einheiten die im Motorenbereich üblichen Einheiten (P in kW, n in min^{-1} , V_H in dm^3 und p_m in bar) ergeben sich folgende Zahlenwertgleichungen:

Zweitaktmotor:

$$P = \frac{n \cdot V_H \cdot p_m}{600} \quad (2-7)$$

Viertaktmotor:

$$P = \frac{n \cdot V_H \cdot p_m}{1200}$$

Das Drehmoment (je nach Index effektives, inneres Moment oder Reibmoment) errechnet sich aus:

Zweitaktmotor:

$$M_d = \frac{V_H \cdot p_m}{2 \cdot \pi} \quad (2-8)$$

Viertaktmotor:

$$M_d = \frac{V_H \cdot p_m}{4 \cdot \pi}$$

Zusammenhang zwischen Drehmoment und Leistung:

$$P = M \cdot \omega \quad (2-9)$$

Wirkungsgrade:

Der effektive Wirkungsgrad η_e gibt das Verhältnis von effektiv gewonnener Arbeit W_e zur zugeführten Brennstoffenergie $Q_B = H_u m_B$ an. Bezogen auf den Arbeitszyklus gilt:

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B} = \frac{W_e}{m_B \cdot H_u} \quad (2-10)$$

Für den Innenwirkungsgrad η_i gilt mit $W_i = \int p dV$ als innere Arbeit je Zyklus die analoge Definition:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B} = \frac{W_i}{m_B \cdot H_u} \quad (2-11)$$

Der mechanische Wirkungsgrad ist definiert als:

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (2-12)$$

Daraus ergibt sich der Zusammenhang:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (2-13)$$

Der Reibungsmitteldruck ist weniger von der Last abhängig als der mechanische Wirkungsgrad, deshalb ist es meist vorteilhaft mit dem Reibungsmitteldruck zu rechnen. Der, in der Praxis übliche Kennwert, ist jedoch der spezifische Kraftstoffverbrauch. Dieser ist indirekt proportional zum Wirkungsgrad und zum Heizwert.

Effektiver spez. Kraftstoffverbrauch:

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e H_u} \quad (2-14)$$

Innerer spez. Kraftstoffverbrauch:

$$b_i = \frac{\dot{m}_B}{P_i} = \frac{1}{\eta_i H_u} \quad (2-15)$$

Die zugehörige Größengleichung lautet: $b = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta H_u}$, worin b in g/kWh und H_u in kJ/kg einzusetzen sind.

Die Leistung, das Drehmoment (Mitteldruck) und der Verbrauch üblicherweise zusammen dargestellt (=Volllastkurven)

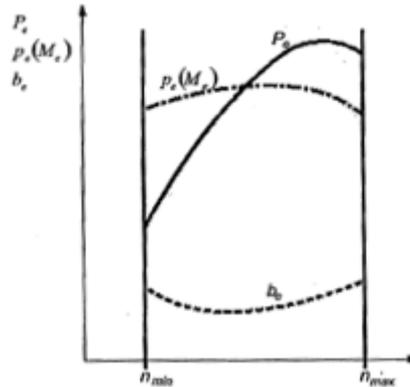


Abbildung 2-2: Volllastkurven [9]

2.2.2 Modellierung/ Simulation

Der Brennraum des Motors stellt ein instationäres, offenes System dar, in dem alle Größen zeitlich, wie örtlich stark veränderlich sind. Während des Arbeitsspiels laufen folgende Prozesse ab:

- Stofftransport über die Systemgrenzen:
 - Einströmende Gasmasse dm_e
 - Ausströmende Gasmasse dm_a
 - Leckage dm_{Leck}
 - Brennstoffmasse dm_B
- Energietransport:
 - Zuführte Brennstoffwärme dQ_B
 - Abgabe von Wärme und Arbeit (dQ_W, dW)
- Änderung der inneren und äußeren Energien

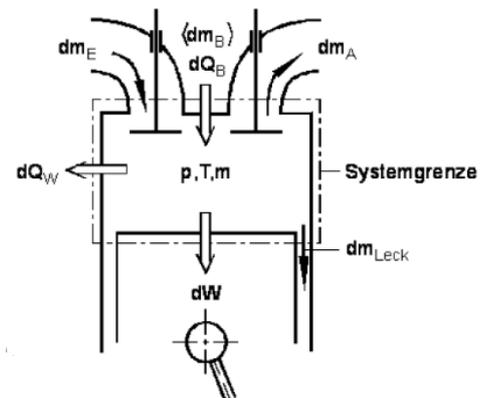


Abbildung 2-3: Systemgrenze Motor-Brennraum [39]

Zur Berechnung/Simulation dieses Systems stehen grundsätzlich die Erhaltungssätze für Masse, Energie und Impuls sowie die thermische Zustandsgleichung des Arbeitsgases zur Verfügung. Für die Nulldimensionale Modellierung im Einzonenmodell (der gesamte Brennraum wird als eine einzige homogene Zone betrachtet) gelten folgende Zusammenhänge die in den Gleichungen (2-16) bis (2-19) beschrieben werden. [39]

Massenerhaltung:

Für luftansaugende Motoren gilt:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi} \quad (2-16)$$

Für gemischansaugende Motoren gilt:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} \quad (2-17)$$

Energieerhaltung:

Aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik für instationäre, offene Systeme folgt für die VKM mit den Systemgrenzen aus Abbildung 2-3 :

$$\underbrace{-p \frac{dV}{d\varphi}}_1 + \underbrace{\frac{dQ_B}{d\varphi}}_2 - \underbrace{\frac{dQ_W}{d\varphi}}_3 + \underbrace{h_E \frac{dm_E}{d\varphi}}_4 - \underbrace{h_A \frac{dm_A}{d\varphi}}_5 - \underbrace{h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi}}_6 = \underbrace{\frac{dU}{d\varphi}}_7 \quad (2-18)$$

Heizverlauf

- 1) Die Volumenänderungsarbeit ergibt sich aus dem momentanen Zylinderdruck und der Änderung des Zylindervolumens. Sie stellt die abgegebene technische Arbeit dar.
- 2) Der Brennverlauf gibt die freigesetzte Brennstoffwärme an
- 3) Beschreibt die abgeführte Wandwärme
- 2) & 3) Zusammengefasst beschreiben der Brennverlauf und die abgegebene Wandwärme den Heizverlauf (zugeführte Wärme)
- 4) Enthalpie der einströmenden Masse
- 5) Enthalpie der ausströmenden Masse
- 6) Enthalpie der Leckagemasse
- 7) Änderung der innere Energie im Brennraum

Zustandsgleichung:

Für ideale Gase gilt: $pV = mRT$ wird diese Gleichung nach den Kurbelwinkel abgeleitet ergibt sich:

$$p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = mR \frac{dT}{d\varphi} + mT \frac{dR}{d\varphi} + RT \frac{dm}{d\varphi} \quad (2-19)$$

2.3 Unterschied zwischen Saugmotoren und aufgeladenen Motoren

Bereits Rudolf Diesel beschäftigte sich während seiner Entwicklungszeit mit der Leistungssteigerung durch Aufladung. Anfang 1896 reichte er diesbezüglich das erste Patent ein:

„Eine Ausführung des in Patent Nr. 67 207 gekennzeichneten Verfahrens, bei welchem zwecks mehrstufiger Kompression an dem Verbrennungsraum der Einzylinder- Motoren eine Vorkompressionspumpe mit Zwischenbehälter angeschlossen wird, wobei die Leistung durch Verändern des Druckes in dem Zwischengefäß geregelt werden kann“³

Neun Jahre später meldete der Schweizer Ingenieur Büchi das erste Patent an, das das Abgas zum Antrieb des Laders benützt. Die sogenannte Abgasturboaufladung.⁴ [40]

Die beiden Arten der Aufladung, nämlich die mechanische Aufladung mittels separatem Kompressor und die Abgasturboaufladung, bei der eine Turbine vom Abgasstrom angetrieben wird, sind auch heute noch die am weitesten verbreiteten Techniken, wobei die Abgasturboaufladung den Markt, vor allem im PKW-Segment dominiert.

³Patent DRP 95680 von 06.03.1896

⁴Patent DRP 204630

Der wesentliche Unterschied zwischen Saugmotoren und Turbomotoren ist, dass sich Saugmotoren ihre Frischladung „selber“ ohne andere Hilfsaggregate durch den Ansaugtrakt in den Zylinder saugen. Dabei entstehen Ladungswechselverluste die im p-V Diagramm als negative Fläche erscheinen. Wegen der Drosselverluste am Einlass- bzw. am Auslassventil verläuft der Zylinderdruck beim Saughub unterhalb bzw. beim Ausschiebehub oberhalb des Außendruckes p_a . Die aus einem Arbeitsspiel gewonnene indizierte Arbeit, ergibt sich als Fläche der Hochdruckschleife minus Fläche der Ladungswechselschleife. Der innere Mitteldruck lässt sich als flächengleiches Rechteck mit der Länge V_h veranschaulichen, wobei die Höhe des Rechtecks dann dem inneren Mitteldruck p_i entspricht.

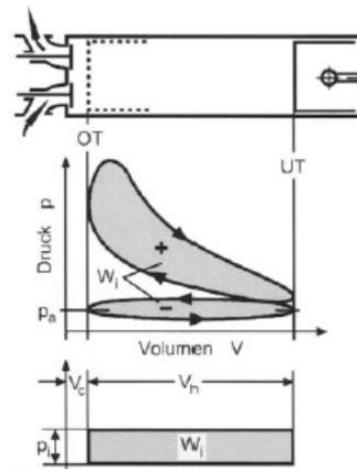


Abbildung 2-4: p-V Diagramm und indizierter Mitteldruck [39]

$$W_i = \oint p_i \cdot dV_H \quad (2-20)$$

Der Turbomotor hingegen wird „zwangsbeatmet“, das heißt im Ansaugrohr herrscht Überdruck und die Luft wird regelrecht in den Zylinder hineingedrückt. Das Druckniveau steigt über Umgebungsdruck und bewirkt, dass die Fläche der Ladungswechselschleife positiv wird und der innere Mitteldruck steigt.

Durch die Aufladung steht im Zylinder mehr Luft zur Verbrennung zur Verfügung, d.h. der Liefergrad steigt. Der Liefergrad ist definiert als die im Zylinder verbleibende, neu eingeströmte Masse der zu der theoretischen Ladungsmasse.

$$\lambda_l = \frac{m_{FL}}{m_{th}} \quad (2-21)$$

Folglich kann mehr Brennstoff verbrannt werden, was zu einer deutlichen Leistungssteigerung führt. Veranschaulicht werden kann das durch die Herleitung des effektiven Mitteldrucks:

Der Gemischheizwert ist diejenige Energie, die mit 1 m^3 Frischladung – bezogen auf den Außenzustand in den Zylinder eingebracht werden kann. Bei gemischansaugenden Motoren wird der Gemischheizwert auf 1 m^3 Gemisch bezogen.

$$H_G = \frac{m_B \cdot H_u}{V_G} \quad (2-22)$$

Setzt man in diesen Ausdruck $V_G = \frac{m_B + m_L}{\rho_G}$ und weiters $m_L = \lambda \cdot L_{St} \cdot m_B$ ein, so ergibt sich für den Gemischheizwert H_G des **gemischansaugenden** Motors folgende Beziehung:

$$H_G = \frac{H_u \cdot \rho_G}{\lambda \cdot L_{St} + 1} \quad (2-23)$$

Für einen **luftansaugenden** Motor (z.B.: Dieselmotor, oder DI Ottomotor) wird der Gemischheizwert auf 1m^3 Luft bezogen, es gilt $\overline{H_G} = \frac{m_B \cdot H_u}{V_L}$ mit $V_L = \frac{m_L}{\rho_G}$ ergibt sich der Gemischheizwert zu:

$$\overline{H_G} = \frac{H_u \cdot \rho_L}{\lambda \cdot L_{St}} \quad (2-24)$$

Für den effektiven Mitteldruck gilt:

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_h} = \frac{\text{Arbeit je Arbeitsspiel}}{\text{Hubvolumen}} \quad (2-25)$$

Der effektive Wirkungsgrad ist definiert mit:

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B} = \frac{\text{effektiv gewonnene Arbeit}}{\text{zugeführte Brennstoffenergie}} \quad (2-26)$$

und für die zugeführte Brennstoffenergie gilt:

$$Q_B = \lambda_a \cdot V_h \cdot H_G \quad (2-27)$$

Daraus ergibt sich für den effektiven Mitteldruck durch Umformung:

$$p_{me} = \lambda_a \cdot \eta_e \cdot H_G \quad (2-28)$$

Die Motorleistung hängt neben der Drehzahl und dem Hubvolumen vor allem vom Mitteldruck ab:

$$P_e = i \cdot n \cdot V_h \cdot p_{me} \quad (2-29)$$

Aus Gleichung (2-28) ist ersichtlich, dass der Mitteldruck (und somit die Leistung) vom Liefergrad, dem effektiven Wirkungsgrad und dem Gemischheizwert anhängig ist. Der Liefergrad kann durch die Aufladung entscheidend erhöht werden. Andererseits wird er zur Leistungsregelung beim konventionellen Ottomotor durch Drosselung bewusst abgesenkt. Der Gemischheizwert ist im wesentlichen von Luftverhältnis abhängig und somit für PFI Ottomotoren, die bei $\lambda=1$ verbrennen, immer relativ konstant. Bei DI Motoren, speziell Dieselmotoren, erfolgt die Leistungsregelung durch Variation der Einspritzmenge (Füllungsregelung), wodurch der Gemischheizwert verändert wird.

Mit Hilfe der Aufladung ist es möglich kleiner, sparsamere Motoren mit geringeren CO_2 Ausstoß zu bauen. Mittlerweile besitzen 67% aller Neuwagen über einen Turbomotor [54]. Am weitesten verbreitet hat sich der Turbo bei den Dieselmotoren, aber auch immer mehr Ottomotoren werden zwangsbeatmet. Sogar viele traditionelle Sportwagenhersteller, wie z.B. Porsche bringen immer mehr Motoren mit Turbounterstützung auf den Markt. Was den Puristen des Motorsports ein Dorn im Auge ist. Die breite Masse nimmt für die Vorteile eines aufgeladenen Aggregats, die paar Nachteile, wie weniger emotionaler Sound und das mehr oder weniger ausgeprägte Turboloch, in Kauf.

2.4 Motivation kleinere Motoren zu bauen

Die zunehmend schwindenden fossilen Energieressourcen, der damit verbundene Kraftstoffpreisanstieg und die in besorgniserregenden Höhen wachsenden gesamt CO₂-Emissionen führen in letzter Zeit zu immer höheren Ansprüchen bezüglich Kraftstoffverbrauch und Emissionen aktueller PKWs. Die ausschlaggebenden Kriterien für den Endverbraucher sind der Fahrspaß und der Kraftstoffverbrauch. Der Kraftstoffverbrauch hängt direkt mit der CO₂ Emission und den übrigen Schadstoffemissionen zusammen. Von dieser Seite übt auch der Gesetzgeber ordentlich Druck auf die Automobilindustrie aus, indem immer strengere Emissionsgrenzen eingehalten werden müssen. Die Ingenieure sind dann gefordert neue Technologien zu entwickeln, durch welche die teilweise sehr widersprüchlichen Anforderungen einen optimalen Kompromiss ergeben. Grundsätzlich gibt es vier Arten den Kraftstoffverbrauch zu senken: [16]

- Durch verringern der Fahrwiderstände, das heißt geringeres Gewicht, strömungsoptimierte Karosserie, geringer Rollwiderstand benötigt man weniger Leistung.
- Durch geeignete Getriebestrategien lässt sich der Motor in verbrauchsgünstigeren Kennfeldbereichen betreiben, darunter leidet jedoch leider oft die Fahrdynamik.
- Steigerung des motorischen Wirkungsgrades, entweder durch verbrauchssenkende innermotorischen Maßnahmen oder durch die Verlagerung der Motorbetriebspunkte in wirkungsgradgünstigere Kennfeldbereiche. Letzteres wird als Downsizing bezeichnet.
- Hybridisierung

Stichwort Downsizing:

Unter Downsizing versteht man im Allgemeinen eine Reduzierung des Hubvolumens, was unter gleichen Randbedingungen immer zu einem Leistungsabfall führt, so dass der Motor die Anforderungen eventuell nicht mehr erfüllen kann. Um dem entgegenzuwirken muss die Leistungsdichte, das heißt die Leistung pro Hubvolumen

$$\frac{P_e}{V_H} = i \cdot n \cdot p_{me} \quad (2-30)$$

erhöht werden. Prinzipiell ist das durch Anhebung der Nenndrehzahl oder des effektiven Mitteldrucks möglich.

Mit Hilfe des Downsizings können sehr kompakte und trotzdem leistungsstarke Motoren entwickelt werden. Neben diesen Package und Gewichtsvorteil bergen die kleinen Motoren ein noch viel größeres Potential, nämlich den Kraftstoffverbrauch. Dieser kann um 10-30% gesenkt werden. [16]. Möglich wird das durch die Verlagerung der Betriebspunkte in Richtung höherer Lasten, in denen die Verbrennungskraftmaschinen einen höheren Wirkungsgrad aufweist. Außerdem werden infolge intensiverer Gemischbildung und Vorteilen bei der Verbrennung weniger Schadstoffe emittiert, außer NO_x. Durch die bessere Verbrennung und der höheren Leistungsausbeute steigen die Temp-

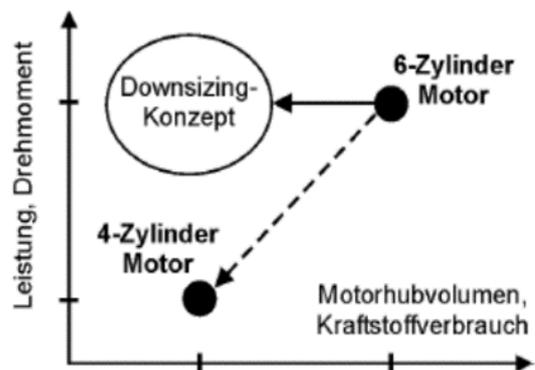


Abbildung 2-5: Hauptziel des Downsizing [16]

eraturen und somit auch die NO_x Emissionen. Aus Sicht der Motorenhersteller sind Downsizing Konzepte in Hinblick auf das Leistungsangebot innerhalb einer Motorenfamilie sehr attraktiv. Über unterschiedliche Aufladegrade wird das Leistungsangebot innerhalb einer Motorenfamilie enorm erweitert, ohne große Änderungen am Grundlayout des Motors vornehmen zu müssen.

Downsizing Motoren weisen jedoch auch einige Risiken und Probleme auf. Das Hauptproblem sind die Lebensdauer und die Zuverlässigkeit solcher Systeme. Vor allem die komplexen und hochbelastete Bauteile, wie zum Beispiel der Turbolader, bereiten oft Probleme und stellen die Ingenieure vor neue Herausforderungen in Sachen Komplexität des Gesamtsystems. Im Allgemeinen steigt sowohl die mechanische als auch die thermische Belastung auf viele Bauteile (Brennraum, Kolben, Kurbeltrieb, usw.) durch die erhöhte Leistungsausbeute pro Hubvolumen. Werden der Motor und der Turbolader nicht richtig aufeinander abgestimmt führt das zu Einbußen in Sachen Transient- und Responseverhalten des Motors bei Lastwechseln. Unabhängig von diesen Problemen stellt die Kundenakzeptanz ein weiteres Kriterium dar. Hauptkritikpunkte vom Kunden sind oft das sogenannte „Turboloch“, der schlechte Schwingungskomfort, die schlechte Akustik und nicht zuletzt der befürchtete Imageverlust durch die geringere Zylinderanzahl.

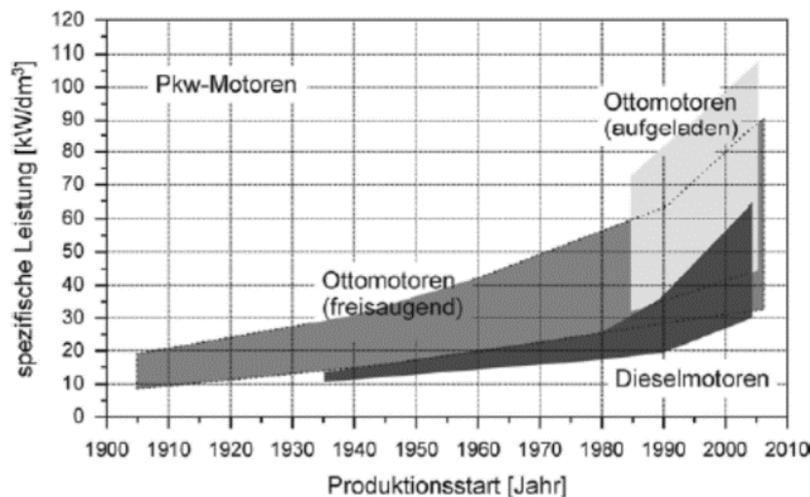


Abbildung 2-6: Zeitliche Entwicklung der spez. Leistung von PKW-Motoren

Der Trend mehr Leistung aus weniger Motor herauszuholen ist seit Anfang der Motorenentwicklung zu beobachten, wie in Abbildung 2-6 zu erkennen. Extreme Downsizing Konzepten sind aber eher eine Erscheinung der letzten Jahre. Auch Namhafte Hersteller wie BMW, VW und Ford brachten hochaufgeladene Kleinmotoren auf den Markt. Auf die Spitze trieb es Fiat Powertrain Technologies, die sogar einen 0,9 l Zweizylinder Ottomotor im Fiat 500 auf den Markt brachten. Kürzlich scheint man sich von diesem Trend wieder etwas zu entfernen und eher auf das Rightsizing zurückzugreifen. Hersteller wie Mazda oder Audi setzen bereits auf vergleichsweise große Hubräume und weiterentwickelte Miller/Atkinson-Brennverfahren. Dieser Meinung ist auch der Verbrennungsmotorenspezialist Herr Prof. Helmut Eichelseder von der TU Graz der im MTZ Interview erklärte:

„Die singuläre Entwicklung des ausschließlichen Downsizings sehe ich durchaus an ihrem Ende angekommen. Bislang wurde überwiegend auf den NEFZ abgezielt. Wenn nun aber reale Fahrverbräuche und Emissionen im Vordergrund stehen, ist das Thema Downsizing an der einen oder anderen Stelle sicher deutlich überspannt worden. Dieser Trend wird wieder moderat zurückgehen. Wo hätte er auch hinführen sollen? Ein Zweizylindermotor ist als Hauptantrieb für einen Pkw keine wirklich überzeugende Lösung. Nicht nur was den Komfort, sondern auch was Themen wie Anfahrverhalten, Emission und Realverbrauch betrifft.“⁵

⁵ [58] S.26

Brennverfahren nach Miller und Atkinson arbeiten mit verschiedenen langen Arbeitshüben. Der Expansionshub wird geometrisch verlängert, dadurch kann das Gas weiter entspannt und abgekühlt werden. Das heißt die Temperatur T_4 in Abbildung 2-7 wird kleiner, dadurch wird die Fläche im T-s Diagramm unter der Kurve 1-4 kleiner. Diese Fläche unter der Kurve entspricht der abgeführten Wärme und steht daher laut Definition des thermischen WG (2-31) im Zähler, der Wert des Bruches wird größer.

Dadurch steigt der thermische Wirkungsgrad der wie folgt definiert ist:

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{|q_{\text{ab}}|}{q_{\text{zu}}} = 1 - \frac{c_{v41} * (T_4 - T_1)}{c_{v23} * (T_3 - T_2)} \quad (2-31)$$

Durch Vernachlässigen der Temperaturabhängigkeit der spez. WK folgt $c_{v23} = c_{v41} = c_v$:

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (2-32)$$

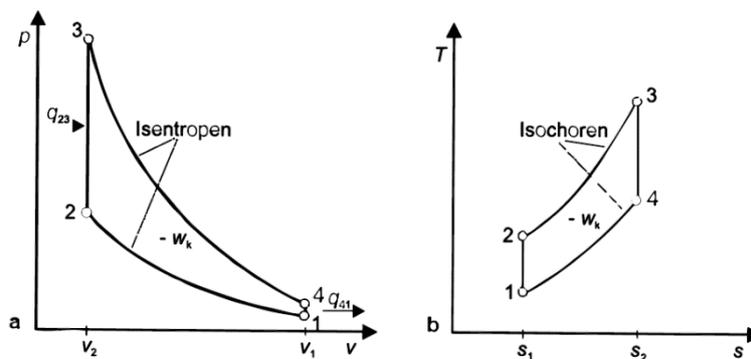


Abbildung 2-7: Kreisprozess des Ottomotors

Diese Verfahren werden die Wirkungsgrade steigern, aber gleichzeitig das maximal mögliche Mitteldruckniveau absenken. Um die gleiche Leistung auch in Zukunft anbieten zu können, werden entweder größere Hubräume – „Rightsizing“ oder zusätzliche Technologiepakete wie gekühlte Abgasrückführung, mehrstufige Ventiltriebssysteme oder Systeme zur Realisierung variabler Verdichtungsverhältnisse erforderlich sein. [24]

Ein weiterer Punkt der für das Rightsizing spricht ist, dass der Unterschied zwischen Zyklusverbrauch und Realverbrauch bei Downsizing Motoren je nach Fahrprofil eklatant höher sein kann als bei Vorgängerkonzepten mit größerem Hubraum. Die zukünftige große Herausforderung für Downsizing Konzepte stellt der neue Verbrauchszyklus WLTP dar, der näher an der Realität liegen soll. Das bedeutet die Motoren werden bei durchschnittlich höheren Lasten getestet, das lässt den Verbrauch ansteigen. Auch in der Emissionierung können zu kleine Brennräume zu erhöhten Rohemissionen führen die der Euro 6 und RDE- Gesetzgebung nicht mehr genügen. [8].

Es gilt also ein Optimum an Downsizing-Grad zu finden, also ein „Rightsizing“ um den besten Kompromiss aus Verbrauch, Emission, Kosten und Fahrleistung zu finden. Untersuchungen der BMW Group haben folgende Erkenntnis, die auch schon früher angenommen wurde, bestätigt:

„Der günstigste Kompromiss aus NVH, hohem thermodynamischen Wirkungsgrad sowie dem abzudeckenden Drehmoment- und Leistungsspektrum des Motorbaukastens ergibt einen idealen Hubraum von 0,5l pro Zylinder“⁶

⁶ [44] S.361

Bei zu großem Hubraum erhöht sich der Zyklusverbrauch, weil die Vorteile des Downsizing verloren gehen. Bei zu kleinen Hubräumen verlagern sich die Betriebspunkte in den Vollastbereich, was den Realverbrauch ebenfalls erhöht.

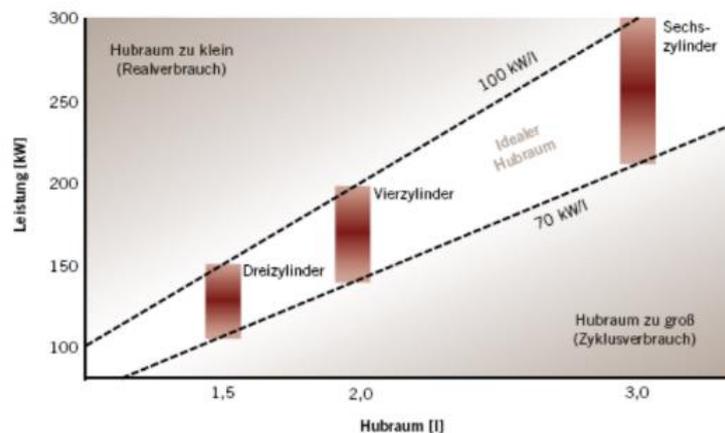


Abbildung 2-8: Optimale Hubraumgröße

2.5 Warum Bi-Fuel mit CNG?

Bivalente Antriebskonzepte ermöglichen es zwei verschiedene Brennstoffe in einem Motor, ohne Hardwareveränderungen verbrennen zu können. Dabei werden die Brennstoffe getrennt voneinander mitgeführt und auch immer getrennt verbrannt. Im Fall von Benzin/Erdgas Bi-Fuel Fahrzeugen wird immer entweder Benzin oder Erdgas als Kraftstoff verwendet.

Systeme bei denen beide Kraftstoffe (meist ein zündwilliger und ein zündunwilliger) gemischt und gemeinsam verbrannt werden, nennt man Dual Fuel Systeme. Oft wird der zündwillige Kraftstoff nur als „chemische Zündkerze“ verwendet um den schwer entzündlichen Hauptbrennstoff zu entflammen [53].

Mittlerweile sind bivalente Erdgasmotoren auf den Markt, welche entweder nur noch mit Erdgas starten und warm laufen oder zum Beispiel nur jeden siebten Kaltstart sowie nach jedem Benzintankvorgang und bei sehr niedrigen Temperaturen einmal mit Benzin starten [53]. Zwischendurch mit Benzin zu starten ist dann zwingend notwendig, falls der Motor nicht als reiner Gasmotor ausgelegt wurde. Diverse Teile, zum Beispiel der Ventilsitzring und die Ventilführungen, benötigen eine Schmierung die nur durch die Additive im flüssigen Benzinkraftstoff bereitgestellt werden können. Ansonsten würde sich der Verschleiß enorm erhöhen und die Lebensdauer im Erdgasbetrieb sinken.

Der Kunde erwartet jedoch in beiden Betriebsmodi annähernd gleiche Fahreigenschaften sowie Laufkomfort und Lebensdauer. Sodass, das Umschalten möglichst unbemerkt stattfinden muss, ohne dass plötzlich Leistungseinbußen auftreten.

Verbreitung und Verfügbarkeit

Erdgas wird aufgrund seiner globalen Verfügbarkeit, seiner geringen Kosten und seiner Umweltverträglichkeit zunehmend als Primärenergieträger eingesetzt. Erdgas weist in der weltweiten Energieverbrauchsstruktur nach den erneuerbaren Energieträgern (ohne Wasserkraft) das zweitschnellste Wachstum auf und steht bei derzeit ca. 20%. Die Eignung von Erdgas als Kraftstoff in Verbrennungsmotoren ist sehr gut. [10] In weiten Teilen Asiens und Südamerika sind Erdgasfahrzeuge schon weitaus verbreiteter als im europäischen Raum. In Deutschland zum Beispiel sind zurzeit ca. 45 071 000 PKW's [50] zugelassen, davon sind etwa 96 215 Erdgasfahrzeuge. Das entspricht einem Anteil von unter 0,25 %. Obwohl in Hinblick auf kostengünstiges und emissionsarmes Fahren, Erdgas auch für den Einsatz in Europa bisher ungenutztes Potential bieten würde. Das Hauptproblem dabei ist die Infrastruktur der Erdgastankstellen. Professor Helmut Eichelseder äußerte sich auch zu diesem Thema im MTZ Interview:

„Für bivalente Ottomotoren, die mit Benzin oder LPG beziehungsweise CNG betrieben werden können, würden sich dadurch ganz sicher neue Möglichkeiten ergeben, selbstverständlich. Das wäre aber nur ein Zusatznutzen der variablen Verdichtung. Denn auch so sind Gasmotoren für Pkw heute völlig unterbewertet, wie ich finde. Das hat weniger technische oder rationale Gründe, sondern liegt vielmehr an persönlichen Befindlichkeiten, die einen richtigen Durchbruch verhindern. Der wäre aber ein guter Weg, heutige Zielkonflikte zu entschärfen. Denken Sie nur an die CO₂-Diskussion, an die Verfügbarkeit von Kraftstoffen, an Rohemissionen – hier wären CNG-Antriebe hilfreich. Denn sie ermöglichen die Eigenschaften, des verbrennungsmotorischen Antriebs zu erhalten, an die wir uns alle so schön gewöhnt haben. Das Problem Infrastruktur ist natürlich ein schwierigeres, das steht außer Frage.“⁷

Die derzeit größte Verbreitung und auch das stärkste Wachstumspotential gibt es in Indien, China und Iran, da hier die volkswirtschaftlichen Rahmenbedingungen den Einsatz hochwertiger CNG- Systeme zulassen. Vor allem Länder wie der Iran, die selber sehr viel Erdgas fördern wollen es auch für die Mobilität im eigenen Land nutzen. Der Iran hat zwar viel Erdgas, jedoch kaum Raffinerien um Benzin selbst herzustellen. Dies war vor allem während der Sanktionen problematisch. Seit dem gibt es im Iran eine Vorschrift die besagt, dass alle neuen Motoren auch erdgastauglich sein müssen.

Aus diesem Grund liegt es fast schon auf der Hand für eine neuentwickelte Motorenfamilie auch CNG Antrieb vorzusehen.

Eigenschaften des Erdgasantriebs

➤ Emissionsvorteil

Erdgas besteht hauptsächlich aus Methan (CH₄), je nach Herkunftsland zwischen 80% und 98%. Weitere Bestandteile sind höhere Kohlenwasserstoffe wie Ethen (C₂H₆), Propan (C₃H₈), Butan (C₄H₁₀) usw. gelegentlich aber auch Stickstoff (N₂) und Schwefelwasserstoff (H₂S) [10]. Methan besitzt weniger Kohlenstoffatome und mehr Wasserstoffatome als herkömmliche Kraftstoffe (C₄...C₁₀ Verbindungen), somit sinkt der CO₂ Ausstoß gegenüber herkömmlichen Kraftstoffen um ca. 25%-30% schon alleine wegen des günstigeren H/C Verhältnisses [35]. Die

Land	Erdgas-Fahrzeuge	Erdgas-Tankstellen
Iran	2 859 386	1 800
Pakistan	2 850 500	3 330
Argentinien	2 077 581	1 913
Brasilien	1 702 790	1 792
Indien	1 100 376	724
Italien	779 090	860
China	611 900	2 300
Kolumbien	365 168	651
Usbekistan	310 000	175
Thailand	305 290	470
Armenien	244 000	345
Ukraine	200 019	294
Bangladesh	200 000	600
Ägypten	165 392	146
Bolivien	140 400	156
Peru	129 981	179
U.S.A.	112 000	1 100
Deutschland	96 215	903

Abbildung 2-9: Verbreitung von CNG Fahrzeugen [43]

⁷ [58] MTZ (77) Ausgabe 05/2016 S.26

HC Emissionen liegen wegen der einfacheren Molekülstruktur von Methan und der gasförmigen Einblasung auch deutlich unter denen von Benzinmotoren. Der geringere CO₂ und HC Ausstoß, sowie nahezu keine Partikelemissionen und die gute Umrüstbarkeit von herkömmlichen Ottomotoren auf CNG Betrieb bieten eine gute Basis für die weitere Verbreitung von CNG Fahrzeugen. Erdgas bietet den Herstellern das Potential den Flottenverbrauch CO₂ nachhaltig zu senken und somit die zunehmend strenger werdenden Vorschriften einzuhalten.

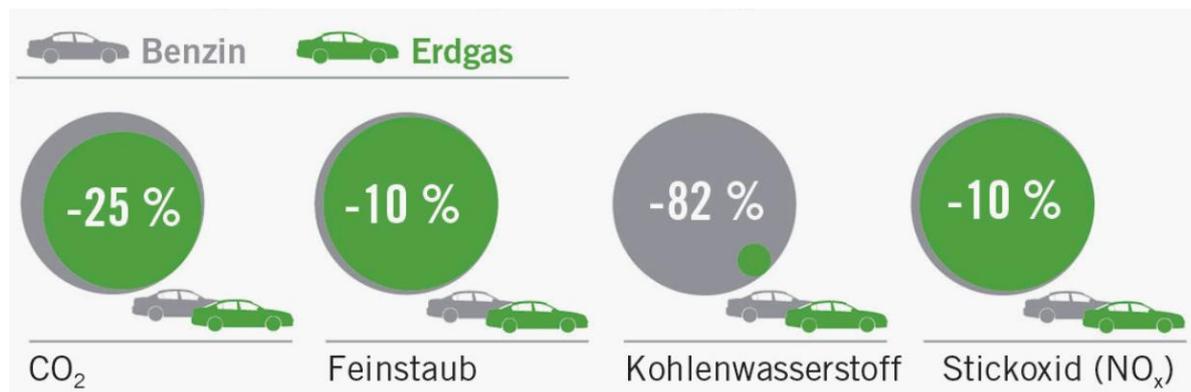


Abbildung 2-10: Emissionssparpotential von Erdgas als Kraftstoff gegenüber Benzin [57]

➤ *Höhere Klopfestigkeit*

Erdgas besitzt mit bis zu 132 ROZ eine viel höhere Klopfestigkeit wie Normalbenzin mit 91...100 ROZ, dadurch ist es theoretisch möglich die Verdichtung zu erhöhen, was einer Wirkungsgradsteigerung von bis zu 5% entspricht [43]. Die hohe Klopfestigkeit gestattet frühe bzw. wirkungsgradoptimale Zündwinkel, was zu gleicher bzw. sogar niedrigerer Abgastemperatur (Abgasenthalpie) im Vergleich zu Benzin führt [53].

➤ *Kostenvorteil und Verfügbarkeit*

Aus Kunden- und Verbrauchersicht sprechen die niedrigeren Betriebskosten für einen CNG Antrieb. Die eventuell etwas höheren Anschaffungskosten von CNG-tauglichen Fahrzeugen amortisieren sich relativ schnell durch die steuerlichen Vorteile und den geringeren Kraftstoffpreis. Diese Tendenzen zeigen sich auch im Iran (CNG ist nirgends auf der Welt billiger [6]), wobei eine genaue Aufschlüsselung nicht zu finden ist. Vor allem wächst die Beliebtheit von Erdgasfahrzeugen im Iran, weil dieses vor Ort produziert wird, und sich der Iran unabhängiger von den importierten Kraftstoffen (Diesel & Benzin) machen will. [23]

➤ *Kritischere Speicherung von CNG*

Als Nachteil von CNG Fahrzeugen ist die Speicherung des komprimierten Gases im Fahrzeug zu erwähnen. Methan ist oberhalb von -82,5 °C immer gasförmig, deshalb werden im Fahrzeug meist Hochdrucktanks (um 200 bar) verbaut, welche gesonderten Sicherheitstechnischen Anforderungen entsprechen müssen. Trotzdem ist der volumetrische Speicherbedarf etwa viermal so groß wie der von Benzin, weshalb meist nicht mehr als 400 km Reichweite mit einem CNG Fahrzeug erreicht werden [43]. Die Druckgasbehälter sorgen für Mehrgewicht, Einschränkungen im Packaging, reduzierte Kofferraum- und Fahrgastzellen- Volumina bis hin zu aufwendigen Crash Konzepten des Gesamtfahrzeuges. Diese wirken sich wiederum mittel- oder unmittelbar auf den Kraftstoffverbrauch aus [53].

➤ *Geringere Zylinderfüllung*

Ein weiterer Nachteil ist, dass durch den hohen volumetrischen Raumbedarf des Erdgases bei der Einblasung in das Saugrohr ca. 10% weniger Frischluft gefördert werden kann. Bei Saugmotoren führt das zu einer Leistungsreduktion bei Vollast gegenüber dem Ottomotor von bis zu 8%. Dieser Wirkungsgradnachteil rührt aber nicht allein vom geringeren Füllungsgrad her, es entfällt auch die innere Kühlung, durch die nicht freigesetzte Verdampfungsenthalpie, des Benzins. [53]. Wobei dieser Effekt je nach Motorauslegung auch ausgeglichen werden kann. Oft muss bei hohem Verdichtungsverhältnis im Benzinbetrieb zur Klopfvermeidung ein späterer Zündwinkel eingestellt werden. Durch die hohe Klopfestigkeit des Methans kann der Zündwinkel im Gasbetrieb auch unter Vollast optimal gefahren werden dadurch steigt die Leistung im CNG Betrieb.

➤ *Abgastemperatur*

Die Abgastemperatur ändert sich durch das Beibehalten der optimalen Schwerpunktlage und das Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses, siehe Abbildung 2-11. Die wirkungsgradsteigernden Maßnahmen führen zwar zu einer Erhöhung der Spitztemperatur aber auch gleichzeitig zu einer Senkung der Zylindertemperatur beim Öffnen des Auslassventils [53]. Mit steigendem Wirkungsgrad sinkt die Abgastemperatur aufgrund stärkerer Expansion der Verbrennungsgase im Zylinder. Ein wirkungsgradoptimierter CNG Motor senkt die Abgastemperaturen gegenüber einem Benzinmotor bei niedriger Drehzahl um ~150 K, bei mittlerer Drehzahl um ~100 K und bei hoher Drehzahl um 65 K [53].

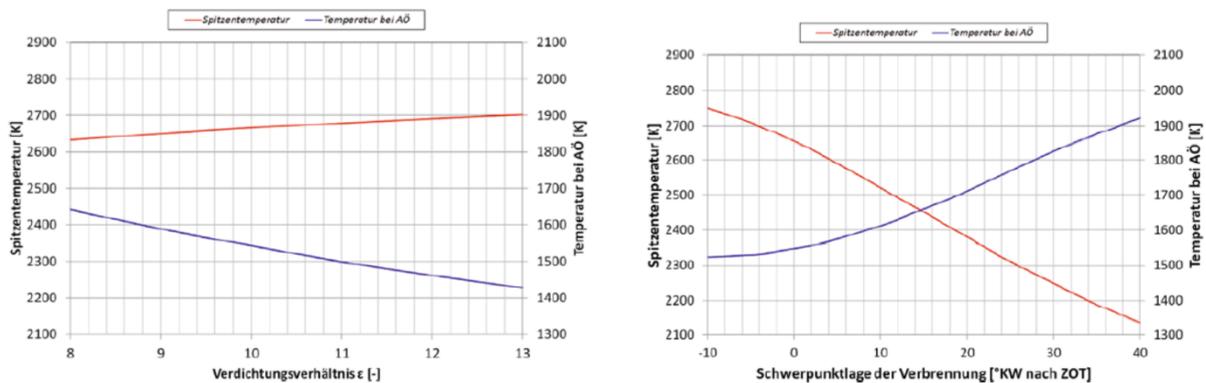


Abbildung 2-11: Links: Temperatur in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis (für wirkungsgradoptimale Schwerpunktlage)

Rechts: Temperatur in Abhängigkeit von der Schwerpunktlage (für $\epsilon=10$) [53]

➤ *KAT*

Auch im CNG Betrieb ist ein schnelles KAT- Aufheizen wichtig um die Abgasvorschriften einhalten zu können. Das wird durch die gegenüber dem Benzinbetrieb niedrigeren Abgastemperaturen und höheren Betriebstemperaturen (400-500°C gegenüber 250-350°C) des Katalysators erschwert [53]. Die Katalysatoren für Erdgasmotoren unterscheiden sich von denen für Benzinmotoren durch einen drei- bis viermal höheren Edelmetallgehalt, welcher für die Oxidation von Methan notwendig ist. Das schmalere Betriebsfenster, in Abbildung 2-12 zu sehen, ergibt sich durch die schlechtere Reaktivität von CH_4 und O_2 . Die fehlende Langzeitstabilität der Methankonvertierung, die durch die schnelle Katalysatoralterung hervorgerufen wird, lässt die Ansprechschwelle zusätzlich in Richtung noch höheren Temperaturen wandern.[53]

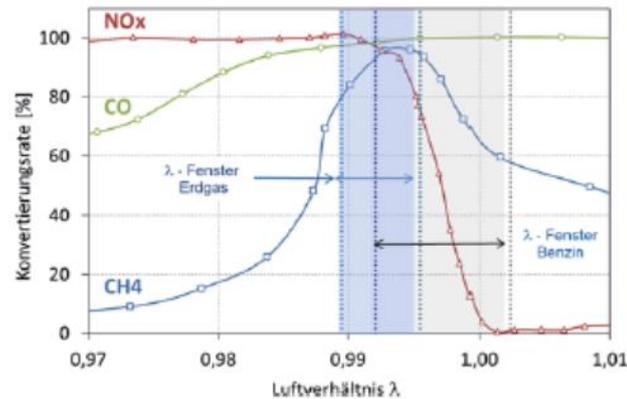


Abbildung 2-12: Betriebsfenster eines Erdgasmotors mit Dreiwegekatalysator

➤ Bauteilbelastung

• Mechanische Belastung

Die mechanische Belastung wird wesentlich von der Höhe des max. Zylinderdrucks und dem Verbrennungsverlauf bestimmt. Je mehr Kraftstoff in der Nähe des ZOT umgesetzt wird, desto höher ist der Zünddruck, umso steiler der Druckanstieg und desto härter das Verbrennungsgeräusch. [53]

Durch die fehlende Schmierung des gasförmig injizierten Erdgases werden Bauteile wie Ventile Ventilsitzring, Ventilführung,... wesentlich höher mechanisch belastet. Weiters entfällt die Möglichkeit der Zugabe von schmierfähigkeitserhöhenden Additiven.

• Thermische Belastung

CNG verbrennt im Vergleich zu Benzin tendenziell langsamer, somit liegt auch die Verbrennungsspitzentemperatur zunächst niedriger. Trotz der geringen Verbrennungstemperaturen von CNG (ca. 1900 °C im Vergleich zu 2000-2500°C) werden die Bauteile im Brennraum, vor allem die Ventile und Ventilsitzringe, aufgrund der fehlenden Innenkühlwirkung thermisch höher beansprucht. Die Innenkühlwirkung, die durch den Entzug der Verdampfungsenthalpie beim Verdampfen des flüssigen Kraftstoffs entsteht, entfällt wenn der Kraftstoff von vorn herein gasförmig ist. Ebenfalls zeigt, die bei Benzinmotoren im höheren Drehzahlbereich aus Bauteilschutzgründen angewandte Vollastanreicherung, kaum Wirkung. [53]

Tabelle 2-: Eigenschaften von Benzin und Erdgas im Vergleich [46]

Eigenschaft	Benzin	CNG
Oktanzahl	80-90	120
Molare Masse [g/ml]	110	16,04
Kohlenstoffanteil [Gewichts-%]	87	75
Stöchiometrische Gemischdichte [kg/m ³]	1,38	1,24
Heizwert [MJ/kg]	43,6	47,4
Heizwert des stöchiometrischen Gemisches [MJ/kg]	2,83	2,72
Zündgrenzen [Vol. -%]	1,3-7,1	5-15
Entflammtemperatur [°C]	480-550	645

3 Benchmark

Beim Benchmark werden die einzelnen Attribute, der bereits am Markt befindlichen Produkte, miteinander verglichen. Dadurch bekommt man einen Überblick, wer die direkten Mitbewerber und wie gut ihre Produkte sind. Daraufhin wird die Positionierung des eigenen Produktes im Markt festgelegt.

Tabelle 3-1: Benchmark von Dreizylinder- Otto- Saugmotoren mit 0,7-1,2 l Hubraum

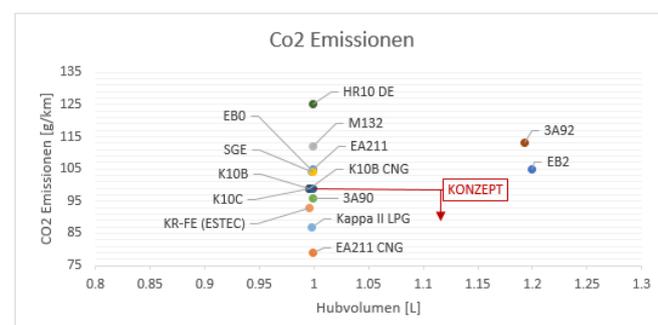
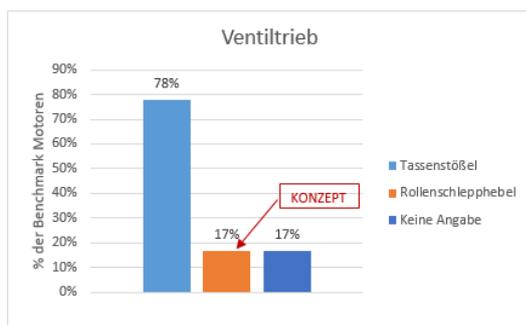
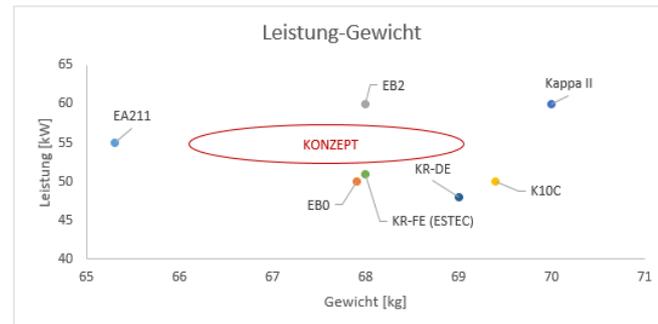
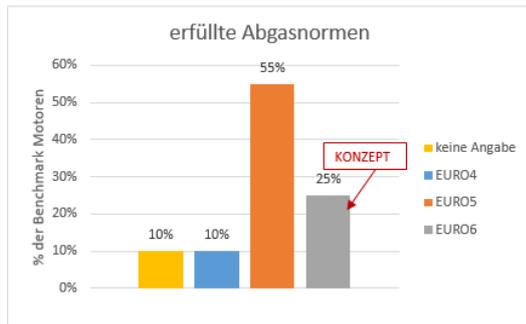
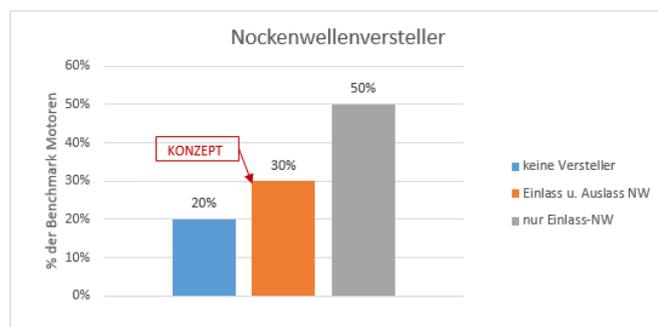
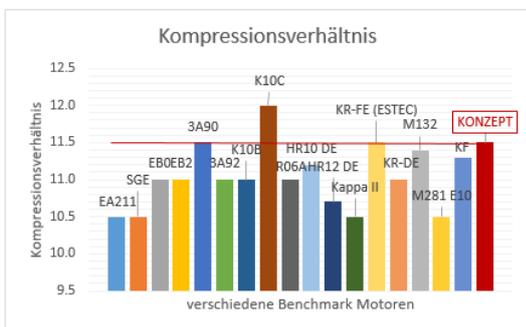
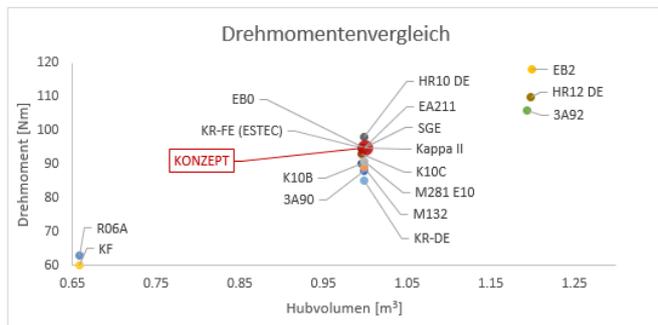
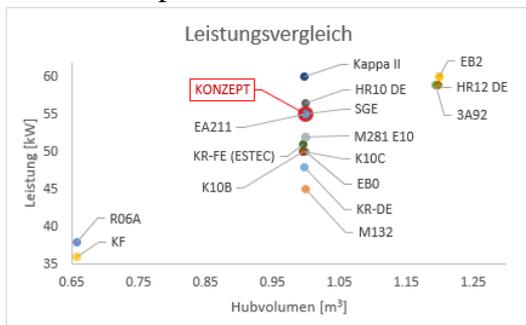
Benchmark Dreizylinder-Otto-Saugmotoren 0.7-1.2l Hubraum																				
Nr.	Hersteller	Motor-code	Einspritzung	Bohrung x Hub (mm)	Hubvolumen (L)	Kompression	max. Leistung (kW@rpm)	max. Moment (Nm/rpm)		Schadstoffklasse	CO2 Emission (g/km)	Abmessungen HxBxT [mm]	Gewicht [kg]	Ausgleichswelle	Einsatz	Nockenwelle	Ventiltrieb	Besonderheiten		
								EV	AV									Sonstiges		
1	VW	EA211	PFI	74.5x7,6	0.999	10.5	55 @6200	95 @3000	4300	EU6	93-105	700x550x410	65.3	nein	Up!	DOHC 4 V	Rollenschlepphebel	x	-	Start/Stop, integrierte Abgaskanäle, Riemtrieb
2		EA211 CNG	PFI	74.5x7,6	0.999	11.5	50 @6200	-	-	EU6	79	700x550x410	65.3	nein	Up!	DOHC 4 V	Rollenschlepphebel	x	-	
3	Opel	SGE	PFI	74 x 77,4	0.998	10.5	55	95 @4500		EU6	94-104	690x560x600		ja	Karl	DOHC 4 V	Rollenschlepphebel	x	x	Start/Stop
4	PSA	E80	PFI	71.0x84.1	0.999	11.0	50 @6000	95 @3000		EU5/EU6 ready	99-104	695x576x527	67.9	ja	Peugeot 208, Citroen C1	DOHC 4 V	Tassenstößel	x	x	integrierte Abgaskanäle, DLC Beschichtungen
5		E82	PFI	75.0x90.35	1.199	11.0	60 @5750	118 @2750		EU5/EU6 ready	99-105	695x576x525	68	ja	Peugeot 208, Citroen C1	DOHC 4 V	Tassenstößel	x	x	integrierte Abgaskanäle, DLC Beschichtungen
6	Mitsubishi	3A90	PFI	75.0x75.4	0.999	11.5	52 @6000	88 @5000		EU5	96	-	-	-	Mirage	DOHC 4 V	Tassenstößel	x	-	Start/Stop, externes AGR
7		3A92	PFI	75.0x90.0	1.193	11.0	59 @6000	106 @4000		EU5	113	-	-	-	Mirage (EU)	DOHC 4 V	Tassenstößel	x	-	Start/Stop
8	Suzuki	K10B	PFI	73x79.5	0.996	11.0	50 @6000	90 @3400		EU5	84-99	-	-	-	Celerio, Swift	DOHC 4 V	Tassenstößel	-	-	Start Stop, optional CNG (59PS)
9		K10B CNG	PFI	73x79.5	0.996	11.0	43 @6000	78 @3500		EU5	84-99	-	-	-	Celerio, Swift	DOHC 4 V	Tassenstößel	-	-	
10	Suzuki	K10C	PFI	73x79.5	0.996	12.0	50 @6000	93 @3400		EU6	84-99	-	69.4	nein	Alto, Celerio	DOHC 4 V	Tassenstößel	x	-	Start/Stop, externes gekühltes AGR, Dual jet twin fuel injector
11		R06A	PFI	64x68.2	0.658	11.0	38 @6000	63 @6000		-	-	-	-	-	Wagon R	DOHC 4 V	-	-	-	MPI, Saugrohreinjection
12	Nissan	HR10 DE	PFI	78x69.7	0.999	11.2	57	98	-	EU5	115-125	-	-	nein	March, Versa	DOHC 4 V	Tassenstößel	x	-	
13		HR12 DE	PFI	78x83.6	1.198	10.7	59 @6000	110 @4000		EU5	115-125	-	-	-	Note, Micra	DOHC 4 V	-	x	-	optionales LPG system
14	Hyundai	Kappa II	PFI	71x84	0.998	10.5	60 @6200	95 @6200		EU5	95	-	70	nein	i10, Kia Picanto	DOHC 4 V	Tassenstößel	x	x	Schalttaugrohr, optional LPG, Start Stop
15		Kappa II LPG	LPI	71x84	0.998	10.5	@6200	@6200		EU5	95	-	70	nein		DOHC 4 V	Tassenstößel	x	x	
16	Toyota	KR-FE (ESTEC)	PFI	71x84	0.996	11.5	51 @6000	95 @6000		EU5	85-93	690x500x550	68	nein	Aygo, Passo, Belta, Yaris	DOHC 4 V	Tassenstößel	x	x	Atkinson & Otto Zyklus möglich, externes gekühltes AGR, integrierte Abgaskanäle, DLC coating, MPI
17		KR-DE	PFI	71x84	0.998	11.0	48 @6000	85 @6000		EU4	-	690x500x550	69	nein	Agya	DOHC 4 V	Tassenstößel	-	-	Kunststoff Zylinderkopfhaube, integrierte Abgaskanäle, externes AGR
18	Daimler	M132	PFI	72 x 81.8	0.999	11.4	45 @5800	89 @5800		EU4	112	-	-	-	Smart ForTwo2	DOHC 4 V	Tassenstößel	x	-	
19		M281 E10	PFI	72 x 81.8	0.999	10.5	52 @6000	91 @6000		EU6	-	-	-	-	Smart ForTwo3 ForFour2		Tassenstößel	x	-	
20	Daihatsu	KF		63.0x70.4	0.658	11.3	36 @6800	60 @6800		-	-	-	-	-	Move, Mira	DOHC 4 V		x	-	Start/Stop, Ionenstrom geregeltes AGR
21	KONZEPT			72.2 x 81.3	0.999	11.5	55	95			99							x	x	

Tabelle 3-1 zeigt eine Datensammlung von Dreizylindermotoren im Hubraumbereich zwischen 0,7 und 1,2l von insgesamt 20 Motoren von 10 verschiedenen Herstellern. Neben den bekannten

europäischen Motorenentwicklern VW und PSA sind vor allem die Konkurrenten aus dem asiatischen Raum von großem Interesse, da der hier zu konzipierende Motor unter anderen in diesem Raum vertrieben wird.

Auswertung des Benchmarks und Zielpositionierung des Saugmotor Konzeptes:

Im Absatzmarkt Iran, Naher Osten herrschen ganz andere Anforderungen an den Motor als in Europa, vereinzelt werden nicht so strenge Abgasvorschriften benötigt und die Anforderungen an die Motorleistung sind im Allgemeinen auch geringer. Das Motorkonzept muss daher nicht alle namhaften Hersteller übertrumpfen und im „High Performance Segment“ mitmischen. Nichtsdestotrotz ist die Zielvorgabe des Kunden im internationalen Marktvergleich mit ähnlichen Produkten im oberen Drittel mitzuspielen. Diese Aussage gilt, neben den explizit definierten Kundenanforderungen, als Grundlage für die Definition der Anforderungen an das Motorkonzept.



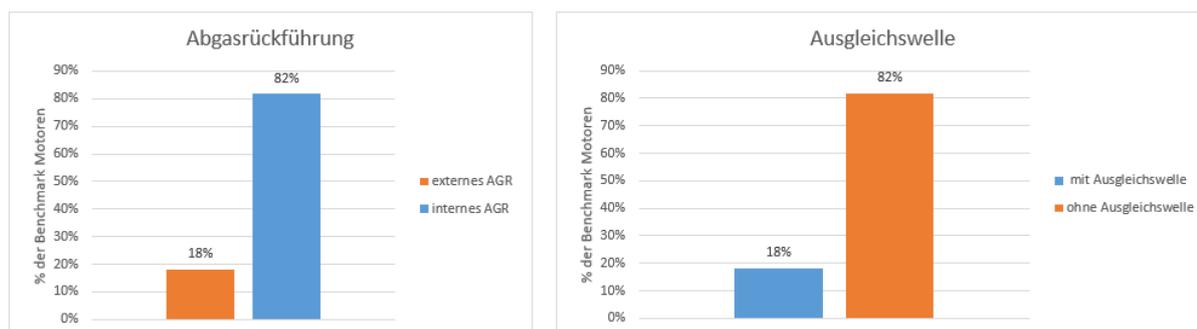


Abbildung 3-1: Diverse Benchmark Vergleichs-Diagramme

4 Anforderungen an den Saugmotor

Die gesamte Anforderungsliste kann im Anhang unter Punkt 0 eingesehen werden. Hier werden lediglich die wichtigsten Anforderungen kurz diskutiert.

Wie bereits aus dem Titel der Diplomarbeit zu entnehmen soll ein Dreizylinder Saugmotor mit einem Hubraum von 1L konzipiert werden, welcher um die 55 kW leistet und ein max. Drehmoment von 95 Nm bringt. Um die geforderten Ziele zu erreichen wird das Verdichtungsverhältnis von ursprünglich 10 auf 11,5-12 erhöht. Das Hub- zu Bohrungsverhältnis soll aber ident zu den Turbo- Varianten bleiben. Geplant und kalkuliert wird mit einer jährlichen Produktion von 150 000 Stück. Der Motor wird für den Zielmarkt Naher Osten, Russland, Indien und für den europäischen Low Budget Markt entwickelt. Wobei sich der Kunde selbst noch nicht weiß, in welche Fahrzeuge die Motoren appliziert werden sollen. Vorzugsweise in Kleinst-PKWs und Minivans, aber auch in Pick Up Trucks mittlerer Größe mit dem T-GDI Motor. Für die Konzeption dieser Motorenfamilie wird der Saipa Tiba 2 als Applikationsfahrzeug zu Grunde gelegt.



Abbildung 4-1: Saipa Tiba 2 Front- und Heckansicht [14]

Ein Dummymodell bestehend aus einem modifizierten Kurbelgehäuse des Referenzkonzepts und Rapid Prototyping Teile (aus Alumid) des T-GDI TUVPR Konzepts, wurde schon im realen Motorpackage integriert und geprüft. Für die Saugmotorvariante muss bei jeder Änderung geprüft werden, ob die neuen Komponenten im vorgegebenen Package integrierbar sind. Diese Analysen werden durch eine digitale Kollisionsanalyse im CAD Programm durchgeführt.



Abbildung 4-2: Integration des Dummymodells in das reale Fahrzeugpackage

Die Saugmotorenvariante ist die einfachste Bauart der Motorenfamilien und unterliegt somit dem höchsten Kostendruck, da der Motor so billig wie möglich produziert werden soll. Neben den reinen Herstellungskosten müssen aber auch die Modifikationskosten zu den beiden anderen Motoren bzw. die Umrüstkosten der Fertigungsstraßen berücksichtigt werden. Daraus ergibt sich eine der wichtigsten Kriterien für den gesamten Entwicklungsprozess, nämlich die Kompatibilität zur Motorenfamilie.

Der spezifische Kraftstoffverbrauch soll maximal 240 g/kWh (=0,000066 kg/kJ) betragen.

Durch Umformen der Formel für den spezifischen Kraftstoffverbrauch die wie folgt aussieht

$$b_e = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u} \quad (4-1)$$

erhält man folgenden Zusammenhang für den effektiven Wirkungsgrad. Setzt man nun noch die Zahlenwerte ($H_u=41\ 000$ kJ/kg und $b_e=0,000066$ kg/kJ) ein so erhält man

$$\eta_e = \frac{1}{b_e \cdot H_u} = \frac{1}{0,000066 \cdot 41000} = 0,369 \quad (4-2)$$

Das heißt ein spezifischer Kraftstoffverbrauch von 240g/kWh entspricht einem effektiven Wirkungsgrad von ca. 37%.

Das komplette Kraftstoffsystem wird auf den Bi-Fuel Betrieb von Benzin und Erdgas (CNG) ausgelegt, das heißt bei der Konstruktion und Auslegung aller Motorkomponenten muss der reine CNG Betrieb berücksichtigt werden.

Der Motor soll mindestens die EURO 5 Abgasvorschriften einhalten.

5 Analyse der Übernahmekomponenten

Nachdem die Anforderungen an das System definiert sind, gilt es zu analysieren welche Komponenten von der Turbomotoren Variante problemlos übernommen, welche eventuell übernommen werden können, und welche unbedingt neu konstruiert werden müssen. Im Anhang 0 in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** sind die notwendigen Änderungen Baugruppenweise und deren Einfluss auf andere Komponenten angeführt und in Abbildung 5-1 grafisch veranschaulicht.

Am Kurbelwellengehäuse müssen keine bedeutenden Änderungen vorgenommen werden, lediglich die Bohrung für die Ölrückführung vom Turbolader wird nicht bearbeitet. Der im Kurbelwellengehäuse sitzende Kurbeltrieb kann auch größtenteils bauteilgleich übernommen werden, außer der Kolben. Durch das geänderte Brennverfahren und die gewünschte Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses ist ein neuer Kolben unumgänglich. Auch die Brennraumkalotte im Zylinderkopf muss angepasst werden, sowie weitere Komponenten des Zylinderkopfes. Auf jeden Fall muss der High Tumble Einlasskanal „entschärft“ werden, um den geänderten Anforderung des Saugmotors gerecht zu werden. Auch der Auslasskanal erfordert Anpassungen, weiters müssen die Ventile und Ventilsitzgeometrien überprüft und eventuell angepasst werden. Die Nockenwellengeometrie unterscheidet sich ebenfalls zwischen Saugmotor und Turbomotor. Saugmotoren haben üblicherweise längere Steuerzeiten, aber mehr dazu in Kapitel 6.4.1.

Ansaugseitig werden bei Saugmotoren üblicherweise lange, gasdynamisch abgestimmte Saugrohre eingesetzt um den Liefergrad zu maximieren. Abgasseitig ist es durch den Wegfall des Turboladers möglich einen kompakteren Abgaskrümmner vorzusehen. Gelingt es alle notwendigen Änderungen so vorzunehmen, dass die Hauptabmessungen und Außenkonturen des Kurbelgehäuses und des Zylinderkopfes ident bleiben, können auch der gesamte Nebenaggregatsantrieb und die Cover übernommen werden,

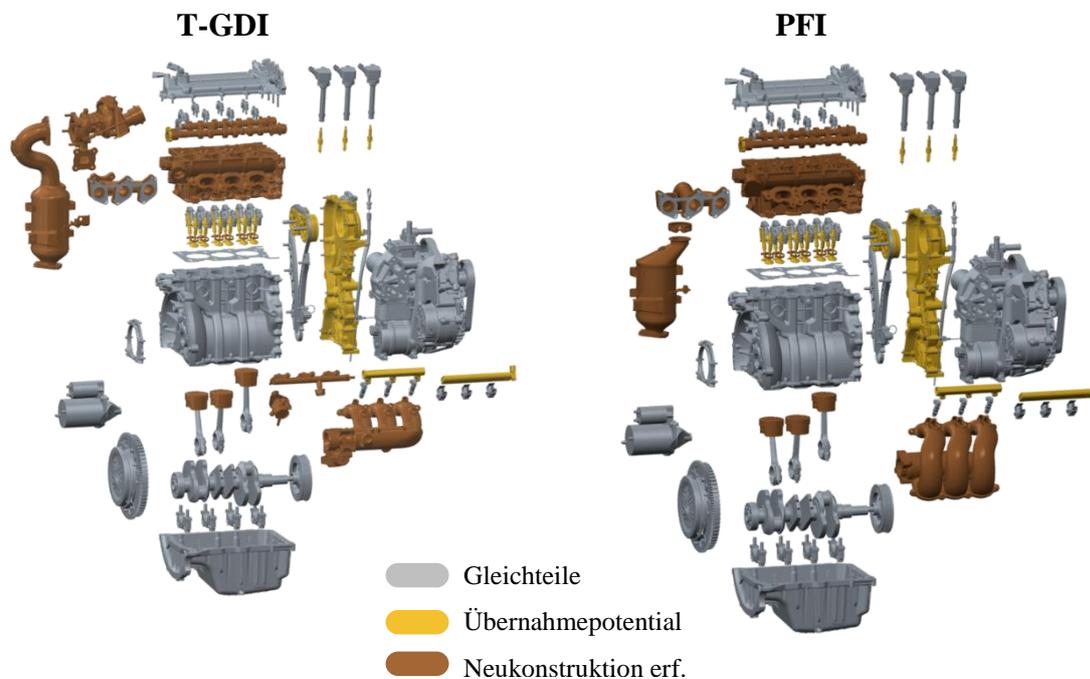


Abbildung 5-1: Explosionsdarstellung der möglichen Gleichteile für die Motorenfamilie
 Links: T-GDI Variante des TUVPR Motors
 Rechts: PFI Variante des TUVPR Motors

6 Zylinderkopf

Beim Viertaktmotor ist der Zylinderkopf funktionell und gestaltungsmäßig das anspruchsvollste Bauteil, in keinem anderen Bauteil sind so viele Funktionen vereint. Die Hauptaufgaben des Zylinderkopfes sind der Zylinderabschluss, das Management des Ladungswechsels, die Gemischbildung und Verbrennung. Der Zylinderkopf bestimmt dabei wie kaum eine andere Komponente des Motors die Leistung, das Drehmoment, die Emissionen und den Verbrauch. Im Folgenden wird das Zylinderkopfkonzept des T-GDI kurz vorgestellt und auf die notwendigen Änderungen für die Saugmotorvariante eingegangen.

Aktueller Zylinderkopf

Der T-GDI Zylinderkopf (Abbildung 6-1), stellt das komplexeste System dar und wurde deshalb als erstes von erfahrenen Konstrukteuren der AVL Schrick konzipiert. Auf dieser Grundlage wird hier in der Masterarbeit ein Zylinderkopf für die Saugmotorenvariante abgeleitet.

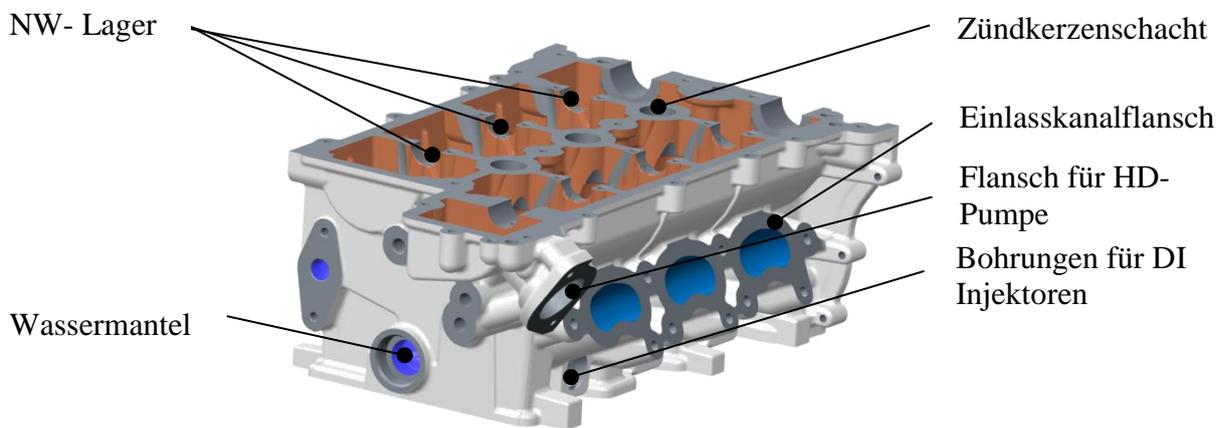


Abbildung 6-1: Zylinderkopf T-GDI

Der Kopf besteht aus $AlSi7Mg0.3$ wird durch Schwerkraftgießen mit Stahlkokillen und Sandkernen hergestellt. Die Gussform des Zylinderkopfs besteht aus einer (1) Grundplatte, (2) mit wechselbaren Brennraumkalotten, vier seitlichen Gusskokillen (nicht dargestellt) und sechs Sandkernen: (3) Wasserkern, (4) Einlasskanal Kern, (5) Auslasskanalkern, (6) unterer Ölkern, (7) oberer Ölkern inklusive Heber, (8) Ölkern Kraftstoffpumpe.

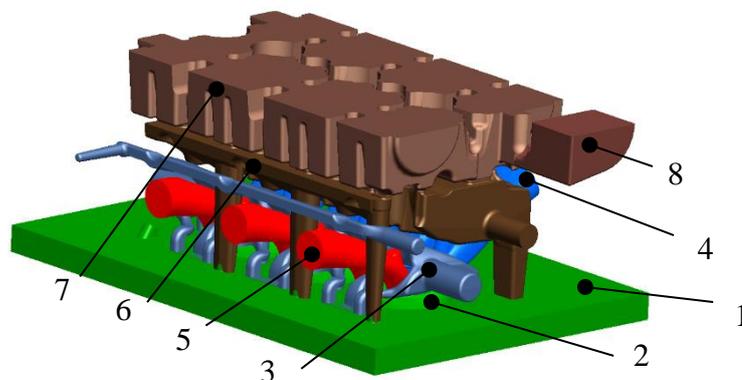


Abbildung 6-2: Sandkernpaket des Zylinderkopfs T-GDI

Nach dem Gießen wird der Kopf T7 wärmebehandelt, das heißt lösungsgeglüht mit Überhärtung und anschließend Warmauslagerung. Die Bruchzähigkeit und die Beständigkeit gegen Spannungsriss- und Schichtkorrosion steigen.

Konzeption des Saugmotor-Zylinderkopf-Grundlayouts

Ausgehend vom Basiszylinderkopf des T-GDI Motors soll der Zylinderkopf für den Saugmotor mit möglichst wenig konstruktiven Änderungen konzipiert werden. Dabei muss bei einigen Komponenten ein Kompromiss zwischen möglichst geringem Änderungsaufwand und einem optimierten Saugmotor Zylinderkopf eingegangen werden.

Die wesentlichen Unterschiede von Zylinderköpfen für Saugmotoren und Turbomotoren sind:

- LW-Kanäle: Für Saugmotoren werden andere Einlass- und Auslasskanalgeometrien benötigt um den unterschiedlichen Anforderungen gerecht zu werden
- Einspritzventil: Während bei Turbomotoren immer öfter eine Direkteinspritzung (innere Gemischbildung) bevorzugt wird, setzt der Saugmotor weitestgehend immer noch auf Saugrohreinspritzung (äußere Gemischbildung). Das heißt die Position der Injektoren ändert sich.
- DI- Motoren benötigen eine Hochdruckkraftstoffpumpe, die im Allgemeinen über die Nockenwelle angetrieben wird und im Zylinderkopf angeflanscht wird. Dieser Flansch entfällt bei Saugmotoren.
- Brennraumform: Aufgrund der verschiedenen Gemischbildung, Ladungsbewegung und Brennverfahren unterscheiden sich die Brennräume wesentlich

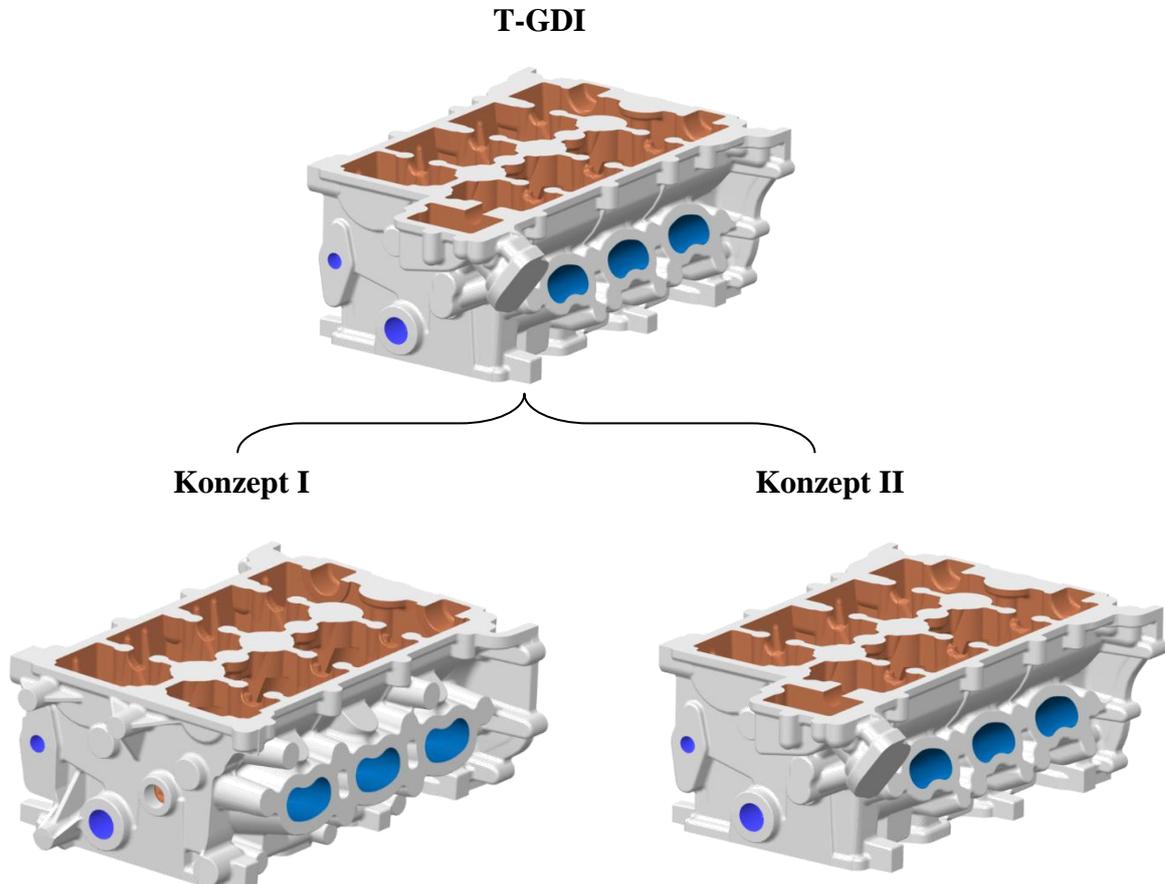


Abbildung 6-3: Ableitungen der Rohteile der Saugmotor Zylinderköpfe vom TGDI Zylinderkopf, links: Konzept I, rechts: Konzept II

In Abbildung 6-3 sind zwei Konzepte zu sehen mit denen die Anpassung des aktuellen Zylinderkopfes geschehen kann. Der wesentliche Unterschied zwischen den Konzepten ist, dass Konzept I mehr auf die Saugmotor- Anforderungen optimiert wurde. Konzept II hingegen sieht nach dem Gießen rein äußerlich komplett identisch aus wie der T-GDI Kopf. Die Kanäle und der Brennraum sind jedoch angepasst worden, des Weiteren unterscheidet sich die spätere Bearbeitung.

Konzept I:

Die äußere Form des Zylinderkopfes wurde komplett verändert. Die Anschlussflanschebene vom Saugrohr rückt weiter nach außen um die Injektoren im Zylinderkopf zu integrieren. Das Bracket von der Hochdruckpumpe wurde komplett entfernt. Für dieses Konzept ist es natürlich notwendig die Stahl- Gusskokillen von mind. zwei Seiten neu zu konstruieren.

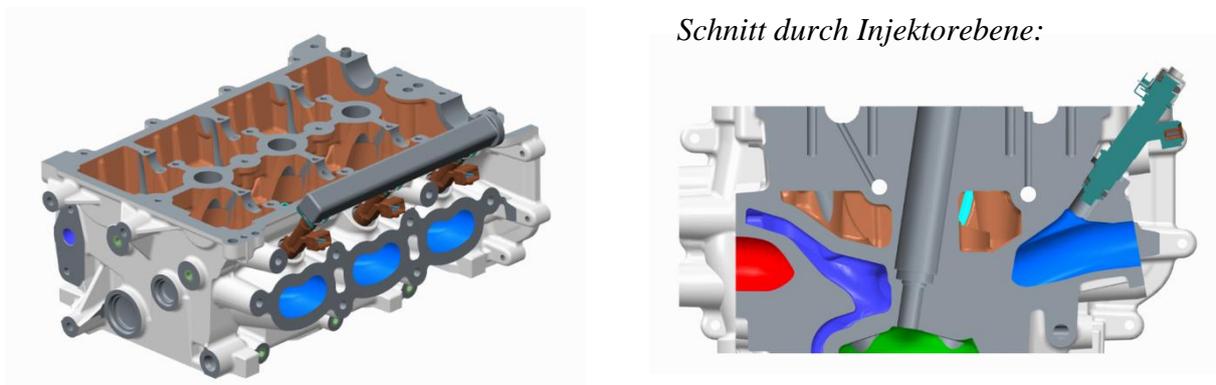


Abbildung 6-4: Konzept 1, fertig bearbeitet mit Injektoren

Vorteile:

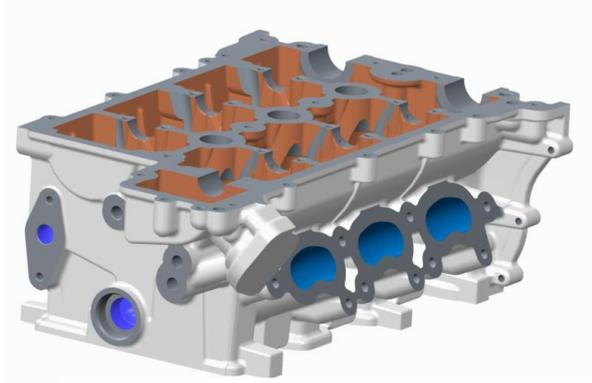
- Kanalgeometrie wird ohne Kompromisse auf Saugmotor- Anforderung, das heißt beim Einlasskanal auf maximale Füllung und beim Auslasskanal auf minimalen Abgasgedruck optimiert werden.
- Kanalflanschgeometrie wird angepasst und die Injektor werden im Zylinderkopf positioniert.
- Flansch für die Hochdruck Kraftstoffpumpe entfällt komplett -> Der Kopf wird kürzer.
- Injektoren sitzen näher am Einlassventil.

Nachteile:

- Durch die Änderung der äußeren Konturen, müssen auch die äußeren Gusskokillen geändert werden, was einen enormen Kostennachteil hervorruft.
- Weniger Flexibilität in der Fertigung.

Konzept II:

Die äußeren Gusskokillen des Zylinderkopfes bleiben gleich und somit auch die äußere Form des Zylinderkopfs, es werden lediglich die Sandkerne für Einlass und Auslasskanal und die Brennraumkalotten getauscht. Der Flansch für die Hochdruck Kraftstoffpumpe und die Durchgangsbohrung für den DI- Injektor werden nicht bearbeitet aber bleiben als „tote,, Geometrien im Kopf erhalten.



Schnitt durch Injektorebene:

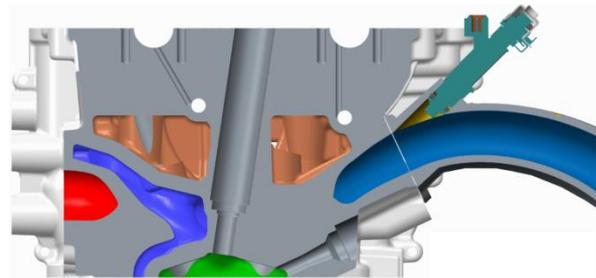


Abbildung 6-5: Links: Konzept 1 Fertigteil mit Bearbeitung
Rechts: Konzept 1 (Schnitt durch die Injektorebene) mit Injektor und Saugrohr

Vorteile:

- Alle äußeren Gussformen bleiben gleich -> keine Neukonstruktion
- Kostengünstiger
- Flexiblere Fertigung von DI und PFI Köpfen, weil nur die Kerne getauscht werden müssen.

Nachteile:

- Kompromisse in Kanalform, Flanschanschlussgeometrie und vor allem in der Injektorposition sind nötig. (Injektor muss im Saugrohr sitzen)
- Flansch für die Hochdruck Kraftstoffpumpe bleibt bestehen -> Zylinderkopf ist länger
- Lange Wege von Einspritzventil bis Eintritt in den Zylinderkopf -> ev. schlechteres Instationärverhalten und Wandfilmbildung

Eine Änderung der äußeren Gusskokillen verursacht enorme konstruktive Änderungen und weiterführend teure Gusskokillen und eine unflexiblere Fertigung. Aufgrund der momentanen Situation mit dem Kunden gibt es noch keine konkreten Zahlen wie viele Einheiten von den einzelnen Motorvarianten produziert werden. Aufgrund des Zielmarktes wird angenommen, dass die Low Budget Variante, das heißt der Saugmotor mit ca. 150 000 Stück pro Jahr den größten Anteil des Absatzes ausmacht, im Vergleich dazu soll sich die T-GDI Variante ca. 30 000 mal im Jahr verkaufen. Die Produktion der Köpfe wird deshalb einer gewissen Schwankungsbreite unterliegen. Um eine möglichst flexible Fertigung und geringe Kosten bei der Umstellung von T-GDI auf Sauger-Zylinderkopfproduktion zu gewährleisten wird die erste Variante, das heißt möglichst wenige Änderungen am Zylinderkopf vorzunehmen, favorisiert. Im Folgenden wird bei der Konzeption und Konstruktion der einzelnen Baugruppen (Ladungswechselkanäle, Brennraum, usw.) vor allem darauf geachtet, dass ein möglichst guter Kompromiss zwischen guter Performance beim Saugmotor und möglichst wenig Änderungen am Grundkonzept erreicht wird.

6.1 Ölkanäle

Der Zylinderkopf wird über einen Hauptölkanal vom Kurbelgehäuse mit Drucköl versorgt. Von diesem Kanal aus zweigen die Versorgungskanäle entweder gedrosselt oder ungedrosselt zu den anderen Komponenten ab. Einen Überblick darüber verschafft Abbildung 6-6.

Beim Saugmotor entfallen der Turbolader und die Hochdruckpumpe, folglich sind auch deren Ölversorgungsleitungen hinfällig. Eine Möglichkeit ist das Verschließen der überflüssigen Ölkanäle, entweder durch Schrauben die größer sind als der Kanal oder durch Einpressen einer Stahlkugel. Der Nachteil dieser Variante ist, dass in diesen Kanälen dann immer Öl ist. Eine andere Möglichkeit ist, dass bei der Bearbeitung des Sauger Kopfes diese zwei Bohrungen gar nicht gemacht werden. Beim Einsatz einer flexiblen Fertigungsstraße sollte das kein Problem darstellen und somit ist dies eindeutig die zu bevorzugende Variante.

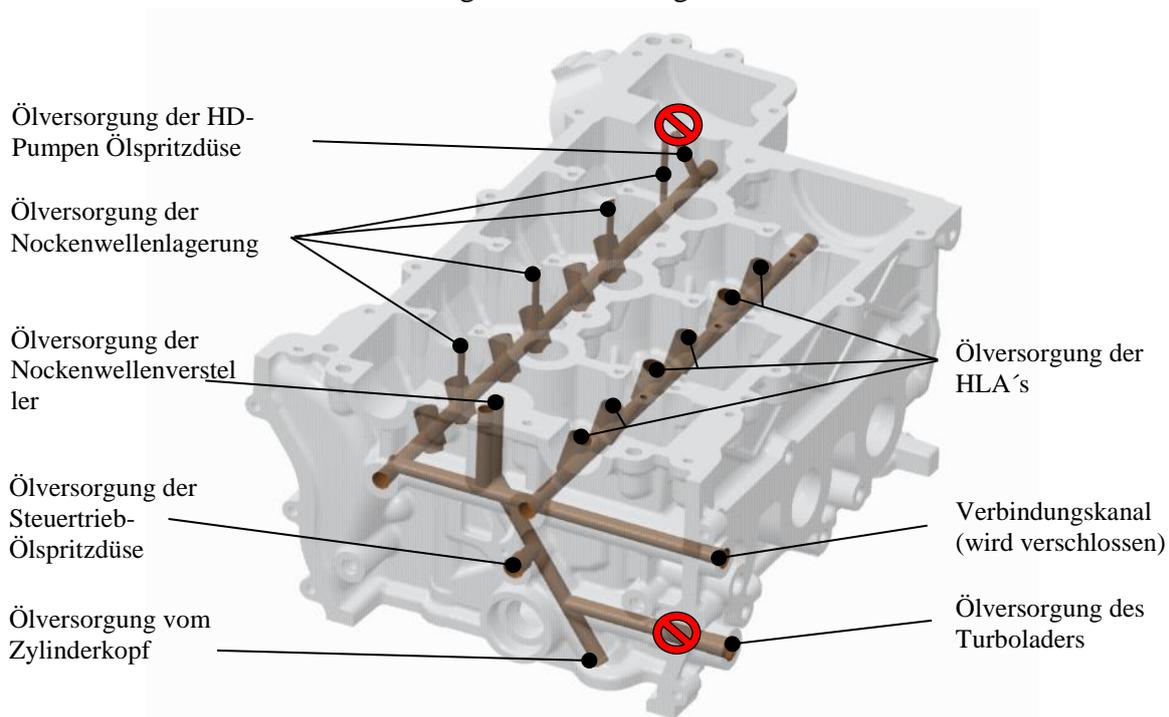


Abbildung 6-6: Ölversorgungsbohrungen im Zylinderkopf vom T-GDI Kopf

6.2 Ladungswechselkanäle

6.2.1 Einlasskanal

6.2.1.1 Theoretischer Hintergrund

In erster Linie erfolgen die Auslegung der Ladungswechselkanäle und die Festlegung der Ventilzahl und –größe für den Nennleistungspunkt, weil die beste Motorleistung nur mit dem größtmöglichen Luftmassenstrom erreicht werden kann. Im Hinblick auf den hohen volumetrischen Wirkungsgrad und die effiziente Verbrennung ist die Gestaltung der Einlasskanäle eine der wichtigsten Aufgaben der Motorenkonstruktion. Besonders bei Saugmotoren, die nicht durch einen Turbolader künstlich „beatmet“ werden ist es essentiell, dass die Einlasskanäle so ausgelegt werden, um ein möglichst verlustarmes Einströmen in den Zylinderkopf zu gewährleisten. Die Füllungsqualität (Liefergrad) des Zylinders mit Frischgas steht in direkten Zusammenhang mit der Motorleistung, für die Herleitung siehe Kapitel 2.3.

$$p_{me} = \lambda_a * \eta_e * H_G \quad (6-1)$$

Daraus ist ersichtlich, dass die Leistung maßgeblich vom Liefergrad abhängig ist welcher wiederum stark abhängig ist von:

- Strömungswiderständen im Ansaugsystem und am Ventil
- Ventilüberschneidung, Spülverluste
- Wärmeaustausch mit den Zylinderwänden und Ansaugkanal

Bei Otto Saugmotoren mit Saugrohreinspritzung, die bei konstantem Luftverhältnis betrieben werden, ist die Änderung des Liefergrades durch die Drosselklappenstellung die bevorzugte Stellgröße für die Motorleistung (=Füllungsregelung). Im Gegensatz dazu können direkteinspritzende Motoren (vor allem Dieselmotoren), in gewissen Kennfeld-Regionen auch über die eingespritzte Kraftstoffmenge (Gemischregelung) gesteuert werden.

Füllungsregelung: $p_{me} = \updownarrow \lambda_a * \eta_e * H_G$

Gemischregelung: $p_{me} = \lambda_a * \eta_e * \updownarrow H_G$

Bis vor kurzem wurden Saugmotorkanäle immer auf maximalen Durchfluss ausgelegt, in letzter Zeit werden speziell auch bei kleinvolumigen Saugmotoren immer öfter Kanäle eingesetzt die auch eine beträchtliche Ladungsbewegung (Tumble) erzeugen, weil dadurch gewisse Vorteile im Brennverlauf und damit der Leistungsausbeute erreicht werden können[49].

Ladungsbewegung

Die Ladungsbewegung spielt eine große Rolle um die Anforderungen an den Verbrennungsmotor hinsichtlich Leistung, Kraftstoffverbrauch und Emissionen zu erfüllen.

Vorteile:

- Vermeidung von Kraftstoffilm an Zylinderwänden (bei DI)
- Verbesserung der Gemischbildung und Homogenisierung
- Verkürzung der Brenndauer
- Höhere Abgasrückführ-Raten-Verträglichkeit

Nachteile:

- Erzeugung der Ladungsbewegung benötigt Energie, das schlägt sich negativ auf die Zylinderfüllung nieder
- Höhere Turbulenz im Zylinder verbessert den Wandwärmeübergang und damit die Wandwärmeverluste

Grundsätzlich gibt es drei Varianten um Ladungsbewegung zu erzeugen:

Die schematische Darstellung in Abbildung 6-7 verdeutlicht die Unterschiede.

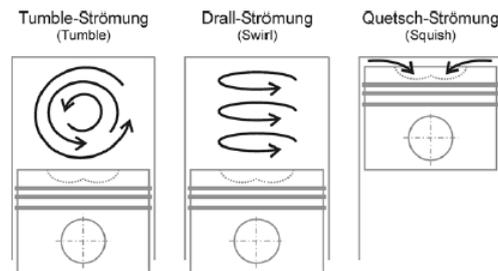


Abbildung 6-7: Formen der Ladungsbewegung (schematisch) [16]

Drallströmung

Die Drallströmung ist eine Rotation um Zylinderlängsachse und wird hauptsächlich bei DI Dieselmotoren aber auch bei Ottomotoren, speziell bei Magerkonzepten eingesetzt. Die Drallbewegung wird durch gewundene Einlasskanäle hervorgerufen und bleibt auch während der Kompression, Verbrennung und Expansion weitestgehend erhalten.

Quetschströmung

Die Quetschströmung wird durch die Brennraum und Kolbengeometrie während der Kompressionsphase erzeugt. Das Volumen zwischen Quetschfläche und Brennraumdach wird bei der Kompression so klein, dass das Gemisch konzentrisch nach innen gedrückt wird und somit die Turbulenz im Brennraum erhöht. Der umgekehrte Saugeneffekt der Quetschfläche nach der Zündung ist mindestens genauso bedeutend. Bewegt sich der Kolben nach der Zündung nach unten, so vergrößert sich der kleine Quetschflächenspalt rasch. Dadurch wird die Flamme regelrecht in die Quetschfläche hineingesogen und gelangt schneller an die außenliegenden Zylinderwände.

Tumble –Strömung

Die Tumble Strömung ist eine Ladungsbewegung senkrecht zur Zylinderachse. Der Tumble wird oft durch Tumbleklappen, Tumblekanäle oder Maskierungen im Ventilbereich erzeugt. Während der Kompressionsphase wird der Tumble verformt und zerfällt in viele kleine Turbulenzen. Dadurch erreicht die Flammenfront schneller den Übergang vom laminaren zum turbulenten Zustand und die Reaktionsfläche vergrößert sich beträchtlich, durch die Auffaltung der laminaren Flammenfront was folglich zu einer schnelleren Verbrennung führt. Die laminare Flammengeschwindigkeit der meisten Kohlenwasserstoffe liegt bei 40 cm/s und ist wesentlich von Temperatur und Druck im Zylinder abhängig. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der turbulenten Flamme nimmt mit steigender Turbulenz zu. Eine schnellere Verbrennung

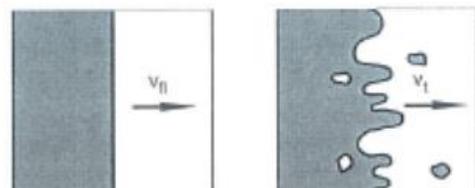


Abbildung 6-8: Arten der Flammenausbreitung

- Laminar
- Turbulent

bedeutet aber auch einen schnelleren Zylinderdruckanstieg $dp/d\phi$ welcher sich negativ auf das Motorengeräusch und die Belastung auswirkt.

Das Verhältnis von Winkelgeschwindigkeit der Ladungsbewegung zur Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle beschreibt die Tumblezahl und dient zur Beurteilung von Strömungseigenschaften im Einlasskanal. Die Tumbleerzeugung ist nur zu Lasten der Durchflussmenge möglich wie Abbildung 6-9 verdeutlicht. Bei großem Ventilhub fällt der Durchfluss mit zunehmender Tumble zahl ab.

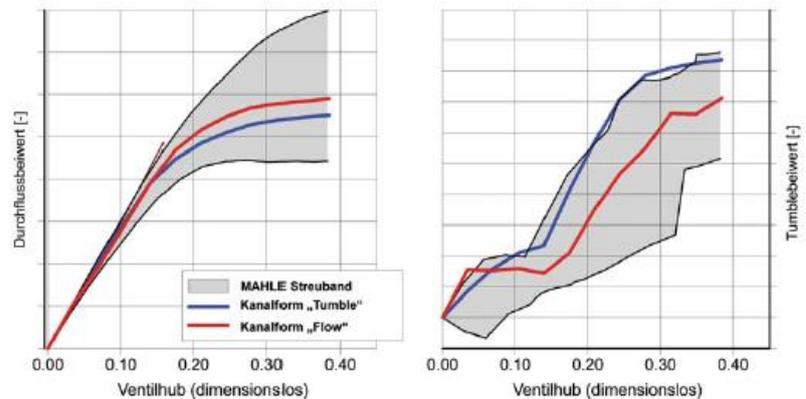


Abbildung 6-9: „Tumble“-Zahl und Luftdurchsatz verschiedener Einlasskanalvarianten [31]

Deshalb wird eine hohe Tumbleströmung vorwiegend bei Ottomotoren mit Aufladung eingesetzt. Low Tumble Kanäle werden aber auch in Otto- Saugmotoren eingesetzt, wobei dabei besonders darauf geachtet werden muss, dass die Füllung des Zylinders nicht zu sehr unter der Tumble Erzeugung leidet.

Allgemeine Zusammenhänge und Formeln zur Ermittlung der Durchflusskennwerte:

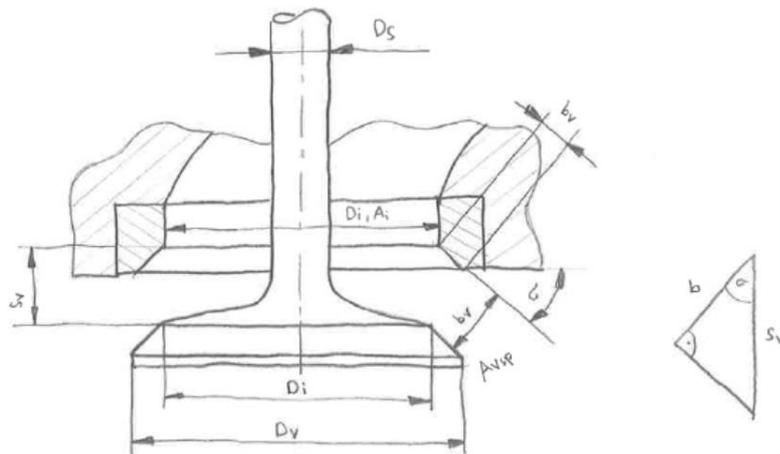


Abbildung 6-10: Abmessungen von Ventil und Ventilsitzring zur Berechnung des im Ventilspalt freigegebenen geometrischen Öffnungsquerschnitts vgl. [29]

Für Ventilöffnungen $s_v = 8\text{mm} \geq \frac{b_v}{\sin\sigma} = 3,9\text{mm}$ und gleich große Sitzbreite an Ventil und Ventilsitzring ist nach Hardenberg [18] folgender Ansatz zu verwenden. [29]

$$A_{Vsp} = \pi \cdot \sqrt{s_v^2 - 2 \cdot s_v \cdot b_v \cdot \sin\sigma + b_v^2} \cdot (D_v - b_v \cdot \cos\sigma) \quad (6-2)$$

Der hier errechnete Ventilspalt muss für die Durchflussberechnung natürlich verdoppelt werden, da ein Einlasskanal zwei Einlassventile besitzt.

Die Geschwindigkeit u bei theoretisch verlustfreier Strömung durch einen Einlasskanal lässt sich für isentrope Zustandsänderungen idealer Gase nach der Beziehung

$$u_s = \sqrt{u_0^2 + 2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (6-3)$$

berechnen. (Ausflussformel von Saint-Venant und Wantzel). Ist die Grenzfläche 0 weit genug weg von der Lufteintritt in den Kanal entfernt kann die Geschwindigkeit $u_0 = 0$ gesetzt werden [29]. Der Druckabfall im Strömungskanal erfolgt im Einlasskanal mit der Geschwindigkeitszunahme auf dem Weg bis zur engsten Stelle im Ventilspalt auf den Druck p_s im Zylinder. Deshalb kann für die Dichte im engsten Querschnitt der Druck p_s angesetzt werden.

$$\rho_s = \rho_0 \cdot \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (6-4)$$

Für den theoretischer Massenstrom gilt

$$\dot{m}_{\text{theor}} = \rho_s \cdot A_g \cdot u_s \quad (6-5)$$

bzw. anders ausgedrückt

$$\dot{m}_{\text{theor}} = \underbrace{A_g \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_0 \cdot p_0}}_{\text{Inkompressible Strömung}} \cdot \underbrace{\sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}}_{\text{Kompressibilität des strömenden Mediums (=Ausflussfunktion } \psi)} \quad (6-6)$$

Die Dichte ρ_s im Ventilspalt im Ventilspalt ist in die Auslassfunktion ψ eingerechnet.

Die Durchflusszahl μ dient zur Bewertung der Strömungseigenschaften durch den Ventilspalt und wird aus dem Verhältnis von tatsächlichen zum theoretischen Massenstrom berechnet [29].

$$\mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{theor}}} \left(\begin{array}{l} \rightarrow \text{aus CFD Sim.} \\ \rightarrow \text{aus Glg. (6-6)} \end{array} \right) \quad (6-7)$$

Der tatsächlich auftretende Massenstrom ist aufgrund von Reibungsverlusten kleiner als der theoretische, dadurch ist μ immer kleiner 1. Daraus kann der wirksame Strömungsquerschnitt A_w berechnet werden.

$$\mu = \frac{A_w}{A_{Vsp}} \rightarrow A_w = \mu \cdot A_{Vsp} \quad (6-8)$$

Das Verhältnis von wirksamen Strömungsquerschnitt zu Kanalquerschnitt wird als bezogene Größe α_v bezeichnet, und wird auch Durchflusskennwert des Ventil genannt.

$$\alpha_v = \frac{A_w}{A_s} \quad (6-9)$$

Der Einlasskanal kann aus strömungsverlusttechnischer Sicht in zwei Abschnitte unterteilt werden. Zum einen dem Kanal bis zum Ventil, der im Wesentlichen nur von der Form des Gießkerns bestimmt wird und zum anderen dem Kanalabschnitt wo das Ventil sitzt. Dort wird der Durchfluss stark vom freigegebenen Querschnitt (=Fläche zwischen Ventil und Ventilsitzring über den gesamten Umfang) bestimmt.

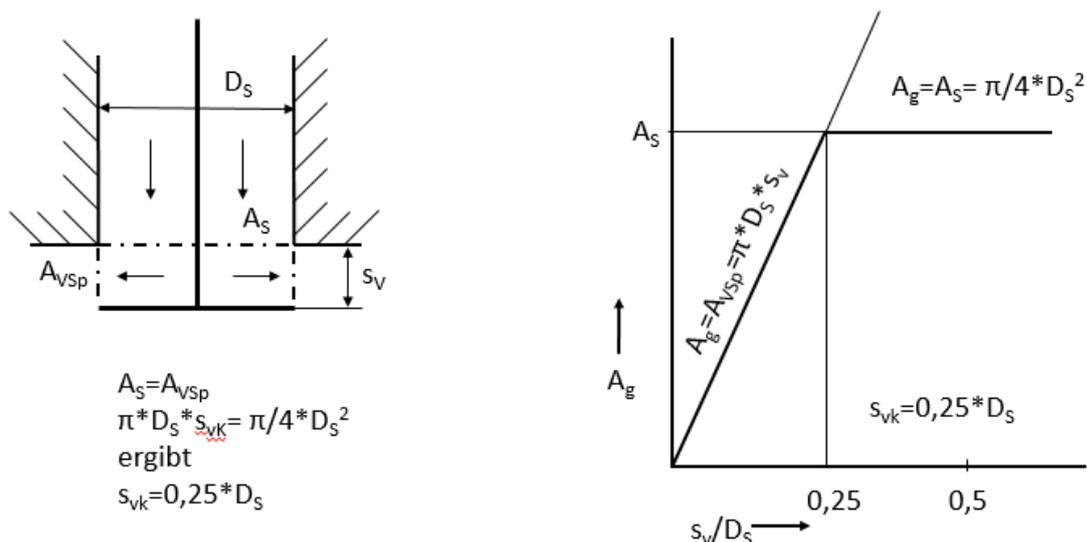


Abbildung 6-11: Geometrische Querschnitte bei einem Flachsitzventil vgl. [29]

Bei $s_v < s_{vk}$ ist der geom. Querschnitt A_g vom Ventilquerschnitt A_{Vsp} bestimmt.

Bei $s_v > s_{vk}$ ist der geom. Querschnitt A_g vom Ventilquerschnitt A_s bestimmt.

Abbildung 6-11 zeigt, dass es theoretisch keinen Sinn macht den freigegebenen Querschnitt, bei einem einfachen Flachsitzventil, größer zu wählen als $h_v/D_s = 0,25$, weil dann die Fläche A_{sp} größer wird als der wirksame Strömungsquerschnitt A_s des Kanals.

Jedoch zeigten praktische Versuche, dass sich bei größeren Ventilhuben trotzdem bessere Durchflusskoeffizienten einstellen. Vor allem gilt das für Kegelsitzventile, bei denen die geometrische Durchtrittsfläche ja keine Zylinder- sondern eine Kegelfläche ist. Deshalb werden Motoren mit Verhältnissen $h_v/D_s = 0,35$ ausgeführt [29].

Die Versperrziffer σ gibt den Grad der Ventilöffnung an.

$$\sigma = \frac{A_{Vsp}}{A_s} \quad (6-10)$$

Der bezogene Durchflusskennwert α_v ergibt sich aus der Güte des Durchflusses am Ventil, die durch die Durchflusszahl μ angegeben wird, und aus dem Öffnungsgrad σ des Ventils.

$$\alpha_v = \frac{A_w}{A_s} = \frac{A_w}{A_{Vsp}} \cdot \frac{A_{Vsp}}{A_s} = \mu \cdot \sigma \quad (6-11)$$

Die Schwierigkeiten bei der Gestaltung eines „guten“ Kanals sind maßgeblich von der komplizierten Geometrie im Bereich des Ventils geprägt. Der Ventilschaft und der Butzen/ der Einzug für die Ventilführung stellen Störungen für die Strömung dar, die entsprechende Energieverluste zur Folge haben. Ebenso wie die oben schon diskutierte eventuell benötigte Ladungsbewegung. Diese beiden Energieverluste vermindern die Füllung des Zylinders [29]

Die Querschnittsfläche soll über die ganze Länge des Kanals möglichst stetig sein und gleichmäßig durchströmt werden. Querschnittsprünge, vor allem Erweiterungen, bei denen die Strömung abreißt und sich im Extremfall „Totwasser-Strömungen“ einstellen können, sind

unbedingt zu vermeiden. Der Ventilspalt stellt die engste Stelle des Kanals dar. Der Zulauf ist als Düse, der Ablauf als Diffusor auszulegen. Das ermöglicht es einen Teil der kinetischen Energie mittels Verzögerung in eine Druckzunahme umzuwandeln. Jedoch ist die Diffusorlänge bei Einlassventilen sehr kurz. [29]

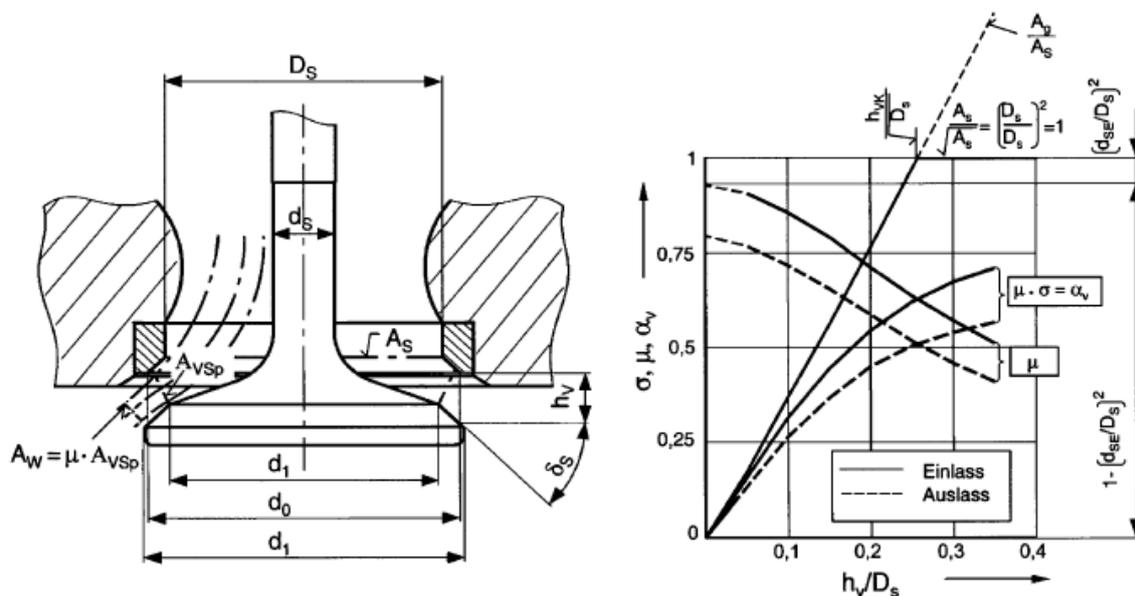


Abbildung 6-12: Geometrischer und wirksamer Durchflussquerschnitt bei Kegelsitzventilen [29]

Links: Abmessungen und Querschnitte am Ventil

Rechts: Gemessene wirksame Durchflussquerschnitte für Einlass – und Auslassventil

6.2.1.2 Konzeptfindungsphase

a) Analyse der IST Situation

Der aktuelle Einlasskanal des DI-Turbomotors ist ein High-Tumble Kanal (Tumblezahl $\sim 2,3$), gut zu erkennen in Abbildung 6-14 an der flachen Kanalform, mit der leicht gewölbten Unterkante und der scharfen Abrisskante (rot eingekreist in Abbildung 6-14). Vor dem Eintritt in den Ventilsitzring (Querschnitt A_1) schnürt sich der Kanal ein, das heißt die Strömungsgeschwindigkeit steigt an und die Strömung reißt an der scharfen Unterkante des Kanals ab, so dass der Großteil der Frischladung über die obere Hälfte des Ventilspaltes in den Zylinder strömt. Die Strömung wird an der gegenüberliegenden Zylinderwand und am Kolbenboden umgelenkt und eine tumbleförmige Walze bildet sich aus.

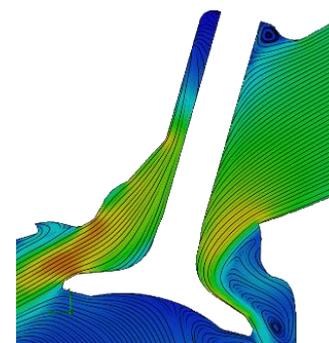


Abbildung 6-13: Strömungsverlauf Tumblekanal

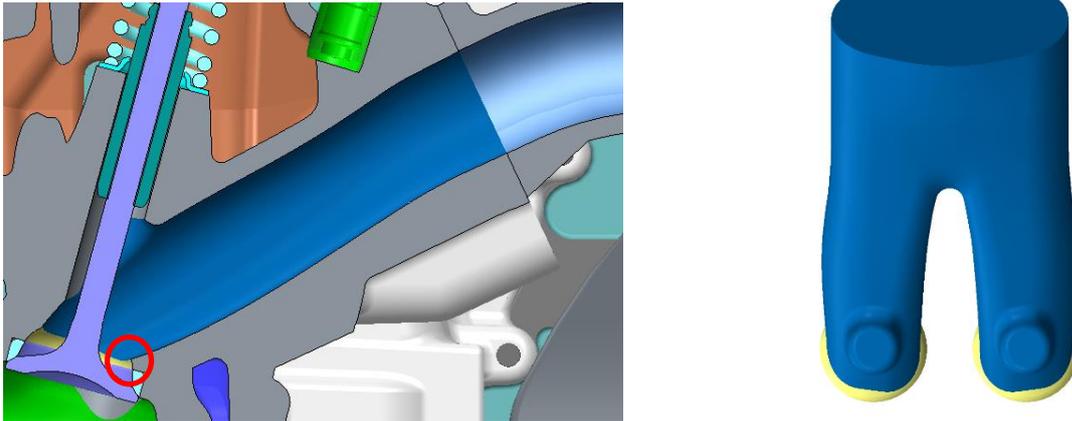


Abbildung 6-14: Links: Schnitt durch den T-GDI Einlasskanal im Zylinderkopf
Rechts: Draufsicht auf den Sandkern des T-GDI Kanals

Der Querschnittsverlauf in Abbildung 6-15 zeigt die deutliche Einschnürung vor dem Kontrollschnitt (Throat Cut), im Bereich von Querschnitt A_{II} . Der Eintrittsquerschnitt am Saugrohrflansch A_V beträgt $11,21 \text{ cm}^2$, der gesamte Querschnitt der zwei Ventilsitzringbohrungen A_I beträgt $8,52 \text{ cm}^2$. An Stelle des Ventildurchtritts steigt der Querschnitt unvermeidbar an, beim Design des Ventildurchtritts ist darauf zu achten, dass es möglichst wenig Verwirbelung der Strömung gibt.

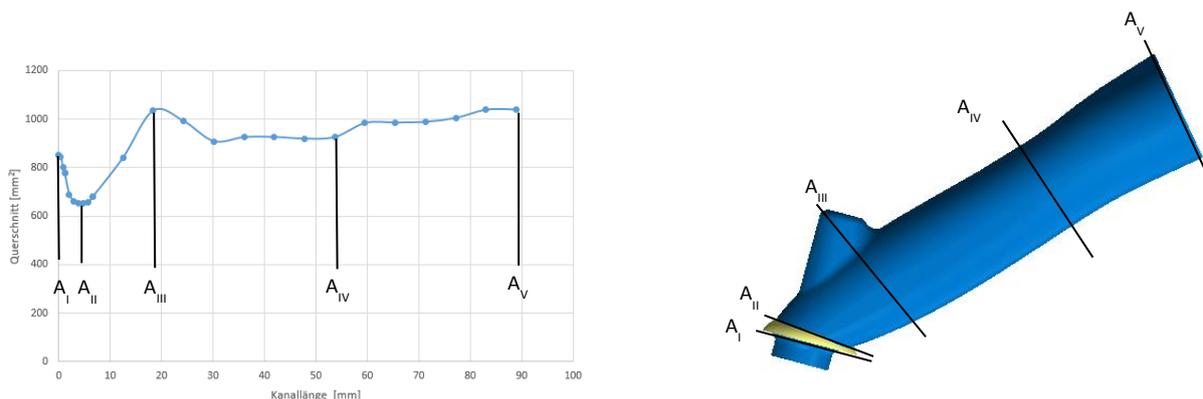


Abbildung 6-15: Querschnittsverlauf des T-GDI Kanals

Der etwas schlechtere Durchfluss des High Tumble Kanals wird bei Turbomotoren mit Direkteinspritzung in Kauf genommen, um eine bessere Gemischbildung durch Ladungsbewegung zu erhalten. Außerdem liegt im Saugrohr dank des Turboladers immer ein Überdruck an, somit kann die Füllung des Zylinders garantiert werden.

Für Saugmotoren hingegen ist ein hoher Liefergrad besonders wichtig. Im Vollastbetrieb sind Liefergrade bis zu 0,95 erreichen, durch geschickte Auslegung des Saugrohrs und durch Ausnutzen von Druckpulsation kann in gewissen Drehzahlbereichen sogar ein Liefergrad > 1 erreicht werden. Dafür müssen die Einlasskanäle möglichst strömungsgünstig konstruiert werden. Ein steiler Kanal mit großen Krümmungsradien erfüllt diese Anforderung am besten.

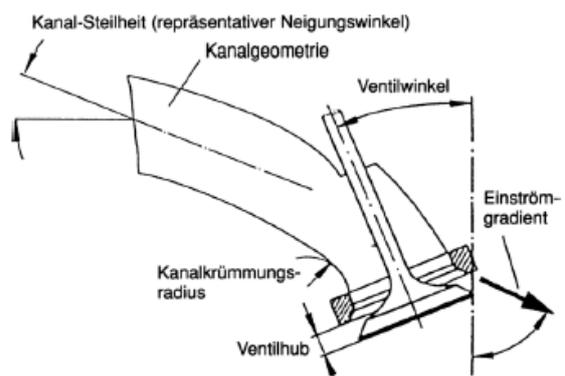


Abbildung 6-16: Einfluss auf die Tumblerzeugung beim Einlasskanal [27]

Um die strengen Abgasnormen zu erfüllen sind

jedoch hohe AGR- Raten notwendig, deshalb werden in letzter Zeit immer öfter auch Saugmotoren mit einem low- oder medium- Tumble Kanal ausgestattet. Die Abgasrückführung kann entweder intern, durch eine lange Ventilüberschneidung oder extern durch ein Abgasrückführventil geschehen. Das verbleibende Abgas nimmt im folgenden Zyklus als Inertgas nicht an der Verbrennungsreaktion teil und senkt somit lokale Temperaturspitzen. Einen kleinen Beitrag zur geringeren Temperatur, leistet auch die durch das verbleibende Abgas, leicht erhöhte spezifische Wärmekapazität der Zylinderladung [39]. Durch die Temperaturabsenkung wird die Bildung von Stickoxiden reduziert [17]. Die entdrosselnde Wirkung der Abgasrückführung wird oft auch als verbrauchsmindernde Maßnahme im Kennfeldbereich niedriger Lasten eingesetzt [54]. Das Luftverhältnis bleibt beim gemischansaugenden Motor durch die Abgasrückführung gleich und hat im angesaugten Gemisch, im Brennraum und im Abgasstrang stets denselben Wert. Für den stöchiometrisch betriebenen Ottomotor ($\lambda=1$) bedeutet dies, dass bei gleicher Drosselklappenstellung die zugeführte frische Brennstoffmenge bei steigender Abgasrückführung entsprechend abnimmt. In der Praxis wird die AGR bei gegebener Teillast und damit näherungsweise gleich bleibender Brennstoffzufuhr und Frischluftmenge eingesetzt, dabei wird die Zylinderladung durch die entsprechende Entdrosselung vermehrt [39].

Das heiße Restgas fördert außerdem die Verdampfungsneigung des eingespritzten Kraftstoffs [35]. Grenzen erfährt die Abgasrückführung durch die daraus resultierte verschleppte Verbrennung [39].

b) Brainstorming

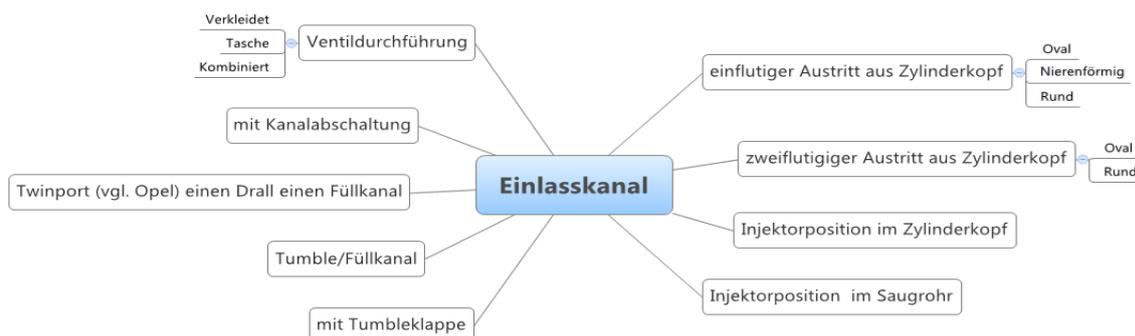


Abbildung 6-17: Brainstorming Einlasskanal

Beim Brainstorming werden auch Möglichkeiten der Kanalgestaltung aufgeführt die bei genauerer Berücksichtigung der Randbedingungen von vornherein ausscheiden. Die Forderung nach einem Low Budget Motor lassen aufwändige Konzepte mit Kanalabschaltung und/oder Tumbleklappen gar nicht erst zu. Des Weiteren scheiden Kanalkonzepte aus die eine Veränderung des Zylinderkopflayout benötigen, z.B. wird es nicht möglich sein den Injektor im Zylinderkopf zu positionieren, da keine Aufnahmen vorhanden sind oder die Geometrie des Anschlussflansches zu ändern. Die einzige vernünftige Option ist ein einfacher Füll- bzw. Low-Tumblekanal mit den gleichen Eintritts-, und Austrittsquerschnitten wie der T-GDI Kanal. Die Realisierbarkeit eines solchen Konzeptes wird im nächsten Punkt durch eine Einflusstabelle

analysiert.

c) Einflusstabelle

Tabelle 6-1: Einflusstabelle: Einlasskanäle an Saugmotor Anforderungen anpassen

Ziel:	Einlasskanäle an Saugmotor-Anforderungen anpassen				
Maßnahmen:	keine	nur Bearbeitung (Throat Cuts) ändern	Einlasskanal- Sandkerne und Throat Cuts ändern	Einlasskanal- und Öl- Sandkerne und Throat Cuts ändern	Einlasskanal- und Öl- Sandkerne ,Throat Cuts und einlassseitige Gusskokille ändern
notwendige Änderungen:	keine	neues Werkzeug für Throat Cuts	neues Werkzeug für Throat Cuts	neues Werkzeug für Throat Cuts	neues Werkzeug für Throat Cuts
			neue Sandkerne für Einlasskanäle	neue Sandkerne für Einlasskanäle	neue Sandkerne für Einlasskanäle
Vorteile:	komplette Übernahme aus TGDI Konzept möglich	keine Änderungen am Gussteil nötig	medium Tumble Kanal realisierbar	gute Füllkanalform erreichbar	Anschlussflansch zu Saugrohr kann verändert werden
					gute Füllkanalform erreichbar
Nachteile:	Tumble zu hoch, Durchfluss zu gering	Tumble zu hoch, Durchfluss zu gering	keine gute Füllkanalform erreichbar -> Tumble ev. noch zu hoch	Ölkern und Einlasskanalkern müssen geändert werden	Ölkern und Einlasskanalkern müssen geändert werden
	Leistungsverlust	Leistungsverlust	Wandstärke zw. Kanal und Ölkern wird gering		seitliche Gusskokille muss geändert werden -> Aufwändig
Bewertung: (+ ... verfolgen - ... verwerfen)	-	-	+	+	-

Die Umrüstung vom T-GDI zum Sauger-Kanal wirkt sich je nach Konzeptart unterschiedlich auf andere Baugruppen des Zylinderkopfes aus. Keine Änderungen durchführen scheidet von vornherein aus, weil dann die geforderte Leistung nicht erreicht werden kann, ebenfalls nicht in Frage kommt, dass nur die Kontrollschritte geändert werden, weil so die scharfe Abrisskante nicht gut genug entschärft werden kann, um eine befriedigenden Absenkung des Tumbles und Erhöhung des Durchflusses zu erreichen. Im vorhergehenden Kapitel zum Zylinderkopflayout wurde entschieden, alle Änderungen falls im sinnvollen Maße möglich, so zu machen, dass die äußere Zylinderkopfform gleich bleibt. Wodurch auch die letzte Variante ausscheidet. Bleiben noch zwei Konzeptideen die weiterverfolgt werden können. Um einen gute Füllkanalform zu erreichen muss der Kanal steiler und in einem größeren Radius verlaufen. Dabei wird die Wandstärke zwischen dem Kanal und dem darüberliegenden Ölraum dünner, bzw. kommt es je nach neuer Kanalform sogar zu einem Durchbruch (siehe Abbildung 6-19). Packagemäßig ist es jedoch kein Problem den Ölraum um einige Millimeter nach oben zu verschieben und die Wand aufzudicken. Folglich wird aber eine neue Gussform für den Ölkern notwendig. Es sei denn der Ölkern wird schon bei der T-GDI Variante um einige Millimeter nach oben verschoben. Wird nun ein T-GDI Kopf gegossen bleibt einfach eine dickere Wand zwischen Kanal und Ölkern stehen wie in Abbildung 6-18 rechts) zu erkennen, beim Sauger Kopf wird diese Wandstärke zwar geringer aber ist immer noch im zulässigen Maß (Abbildung 6-18 links). Das zusätzliche Gewicht vom T-GDI Kopf beträgt ca. 100 Gramm und spielt bei dieser Art von Motor überhaupt keine Rolle.

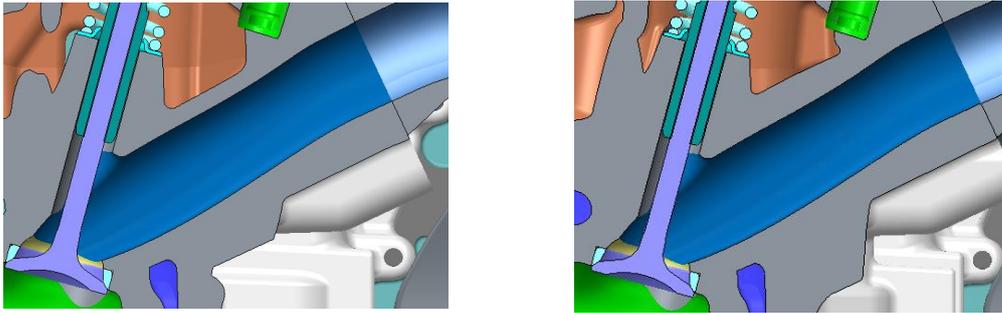


Abbildung 6-18: Vergleich der Wandstärken ohne (links) und mit (rechts) Aufdickung des T-GDI Ölkerns mit T-GDI Kanal

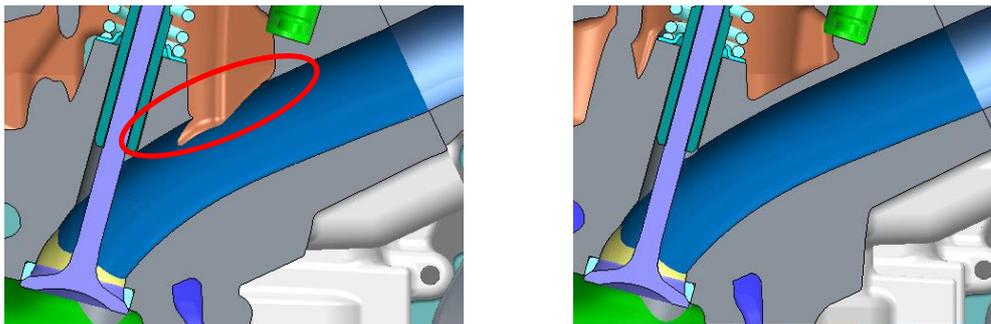


Abbildung 6-19: Vergleich der Wandstärken mit (rechts) und ohne (links) Aufdicken des T-GDI Ölkerns mit Saugerkanal V2

d) Konzeptausarbeitung

Es wurden zwei Kanalkonzepte mit verschiedenen geometrischen Abmessungen konstruiert welche im Folgenden genauer beschrieben und analysiert werden.

Konzept I

Der größte Vorteil dieses Konzeptes liegt darin, dass nur der Sandkern für den Einlasskanal geändert werden muss, alle anderen Gussformen können von der T-GDI Variante übernommen werden. Trotzdem weist der neue Kanal einen größeren Krümmungsradius, eine fast gerade Kanalunterseite und eine leicht gewölbte Kanaloberseite auf. Dadurch, und durch ändern der Kontrollschnittgeometrie, wird die starke Einschnürung verringert und die scharfe Abrisskante entschärft, so dass der Tumble weniger intensiv ausfällt. Die Tumblezahl des Kanals beträgt ca. 1,4 was aber je nach Brennverfahren auch bei Saugmotoren erwünscht sein kann, um zum Beispiel höhere AGR Raten zu ermöglichen.

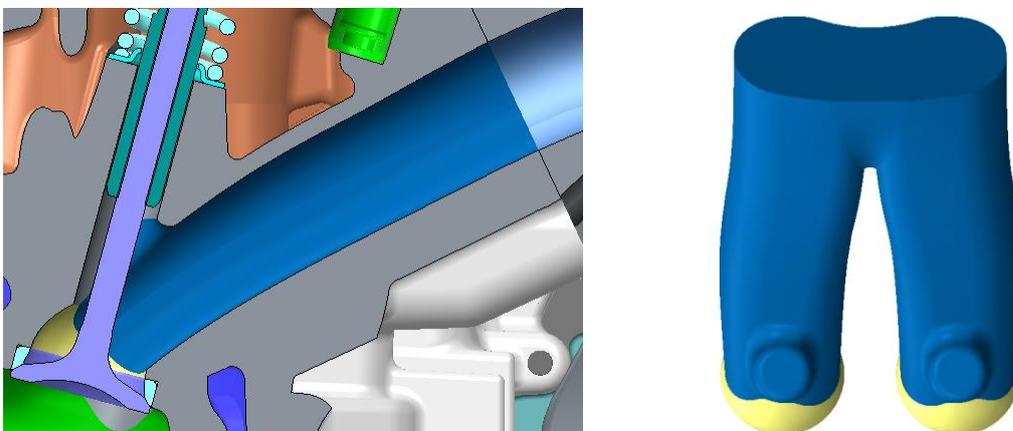


Abbildung 6-20: Konzept I, links: Kanal im Zylinderkopf, rechts: Draufsicht auf den Sandkern

Beim T-GDI Kanal ist im Querschnittsdiagramm ein deutlicher Sprung beim Übergang von zwei auf einen Kanal zu erkennen. Im Konzept I wird der Querschnittsverlauf optimiert, so dass der Übergang im Diagramm kaum mehr zu erkennen ist. Zum einen wird der Kanal seitlich leicht eingeschnürt und zum anderen laufen die Kanäle in einem flacheren Winkel zusammen und enden spitzer. An einer schmalen Wand wird die Strömung auch weniger behindert, da sich ein geringerer Staudruck ausbildet.

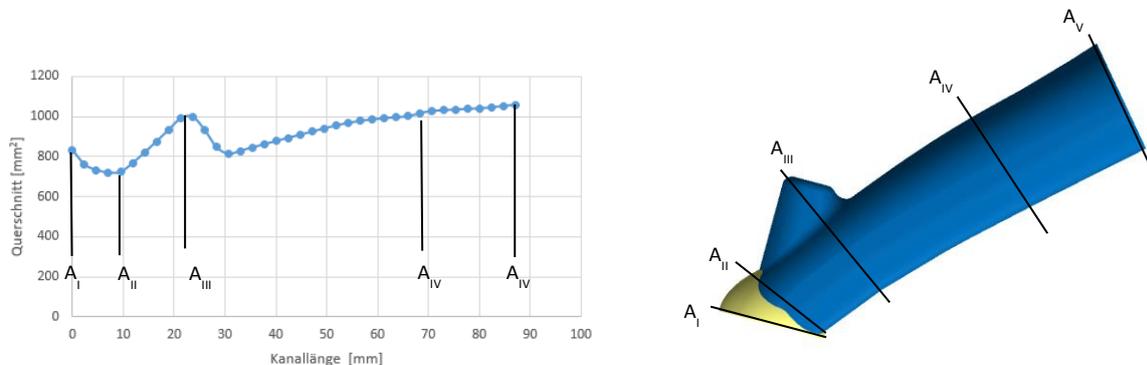


Abbildung 6-21: Querschnittsverlauf Konzept I

Beim Kanallayout muss besonders darauf geachtet werden, dass die beiden Kanäle möglichst parallel in den Brennraum führen um gute Strömungsvoraussetzungen für die Verbrennung zu schaffen. Bei nicht parallelen Kanälen bildet sich ein sogenannter ω -Drall aus, das heißt eine Ladungsbewegung um die Zylinderachse. Dieser zerfällt während der Kompression jedoch nicht wie der Tumble in Mikroturbulenzen, sondern bleibt weitestgehend erhalten.

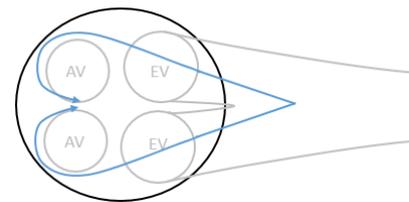


Abbildung 6-22: ω -Drall

Die Strömungsgeschwindigkeit in Richtung der Einlasskanäle addiert sich mit der Flammenausbreitungsgeschwindigkeit und bewirkt eine schnellere Flammenausbreitung, beziehungsweise bremst die Flammenausbreitung in Richtung der Auslassventile, was zu einer asymmetrischen Verbrennung führt. Die Flamme wird also von der Strömung „verweht“.

Kontrollschnitte:

Die Kontrollschnitte garantieren einen stufenfreien Übergang vom gegossenen Kanal in die Ventilsitzringe. Üblicherweise werden die Kontrollschnitte zusammen mit den Ventilsitzen, mit einem Spezialwerkzeug bearbeitet. Theoretisch ist natürlich ein tangentialer Übergang vom Kanal in den Kontrollschnitt anzustreben. In der Praxis ist das wegen der Gusstoleranzen, jedoch nicht möglich. Es muss nämlich sichergestellt werden, dass auch wenn der Kanal um die Gusstoleranz in irgend eine Richtung verschoben ist, der Kontrollschnitt immer noch am gesamten Umfang Material wegnimmt, ansonsten entstehen Stufen im Kanal welche sich negativ auf den Durchflusskoeffizient auswirken.

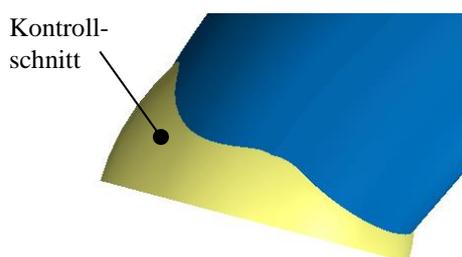


Abbildung 6-23: Kontrollschnitt

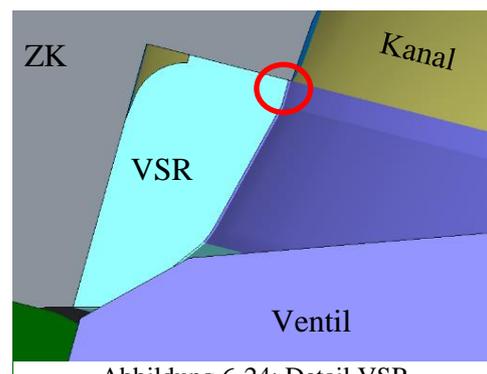


Abbildung 6-24: Detail VSR

Beim Übergang vom Kontrollschnitt im Kanal in den Ventilsitzring des Einlassventil sollte der Kontrollschnitt etwas kleiner sein (beim Auslassventil etwas größer sein) als der Ventilsitzring um eine hervorstehende Kante in Strömungsrichtung zu vermeiden.

Konzept II

Auch für das zweite Konzept wird nur der Sandkern für den Einlasskanal verändert, natürlich unter der Voraussetzung dass im T-GDI Kopf der modifiziert Ölkern eingesetzt wurde. Der Vorteil dieses Konzeptes ist, dass durch den größeren Krümmungsradius und der angepassten Kontrollschnittgeometrie eine sehr gute, verlustarme Füllkanalform realisiert werden kann. Der Querschnitt wird nur sehr wenig eingeschnürt und es besteht praktisch keine scharfe Abrisskante an der die Strömung an der Kanalunterseite abreißen könnte. Dadurch sinkt die Tumblezahl auf ca. 0,8 entsprechend kann mit einem beträchtlichen Anstieg des Durchflusskoeffizienten gerechnet werden. Der optimierte Querschnittsverlauf ähnelt dem des ersten Konzeptes.

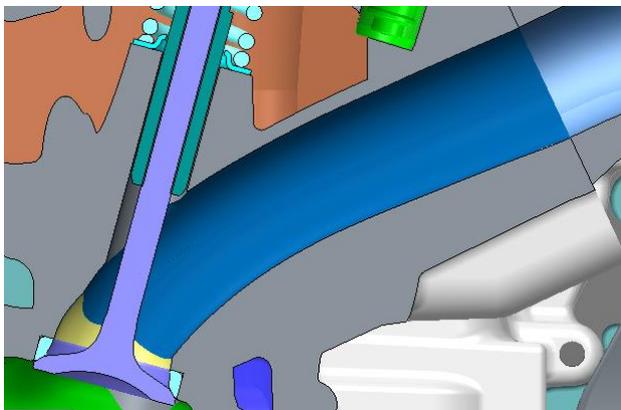


Abbildung 6-25: Konzept II, links: Kanal im Zylinderkopf, rechts: Draufsicht Sandkern

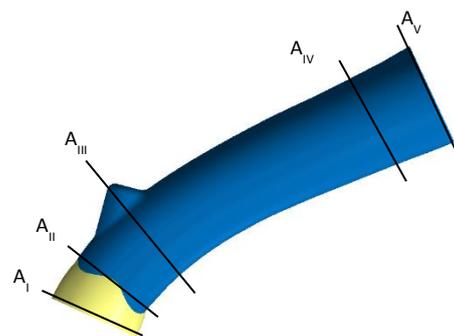
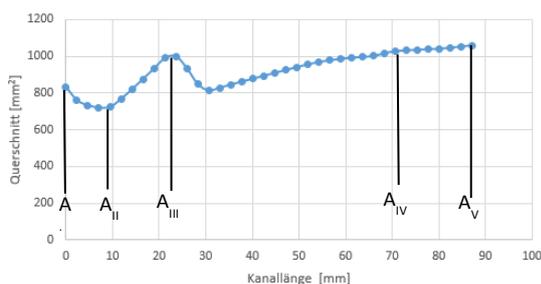


Abbildung 6-26: Querschnittsverlauf Konzept 2

Herstellung der Kanäle:

Zylinderköpfe werden vorwiegend im Kokillenguss hergestellt. Kokillen sind Dauerformen aus Grauguss oder Warmarbeitsstählen und werden entweder im Schwerkraft- oder im Niederdruckverfahren gespeist. In die Gießform werden Sandkerne eingelegt um die komplexen Geometrien des Wassermantels, der Ölkäle und der Ladungswechselkanäle nachbilden zu können. Die Sandkerne werden in einer sogenannten Kernschießmaschine meist vollautomatisch hergestellt. Der Formgrundstoff (gewöhnlich irgendeine Art von Quarzsand) wird mit einem Bindemittel versetzt und in den Kernkasten eingebracht. Wichtig dabei ist, ähnlich wie bei den Kokillengussformen, dass die Kerne entformbar sind. Nach dem Aushärten,

oft bei erhöhten Temperaturen, können die fertigen Kerne entnommen werden. In Abbildung 6-27 ist der Kern für den Einlasskanal abgebildet und farblich nach den Entformungswinkeln eingefärbt. Es ist deutlich zu erkennen, entlang welcher Linie die Formteilung zu erfolgen hat. Nämlich genau dort wo die hellblaue und die hellrote Linie aufeinander treffen. Abbildung 6-28 zeigt wie der Formkasten für die Herstellung der Sandkerne ausschauen könnte.

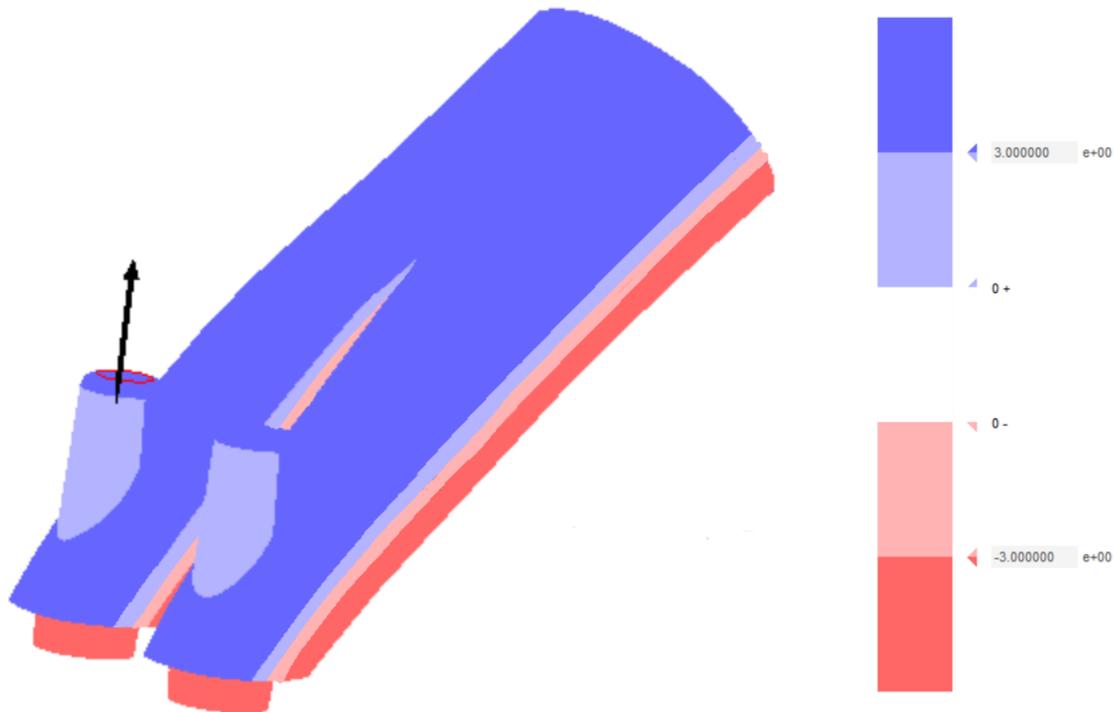


Abbildung 6-27: Entformbarkeitscheck durch Farbenanalyse im CAD. Der schwarze Pfeil zeigt die Entformungsrichtung an.

Dunkelblau: $>3^\circ$ Entformschräge

Dunkelrot: $<-3^\circ$ Entformschräge

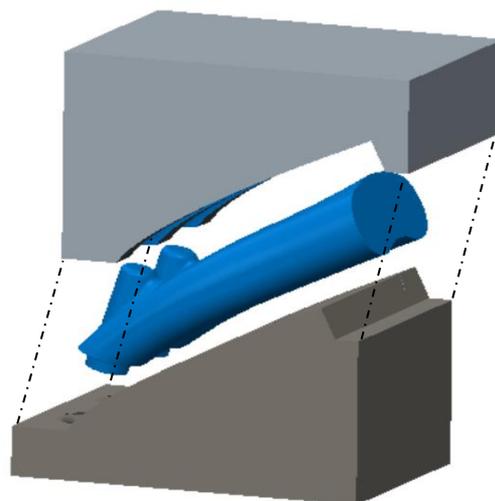
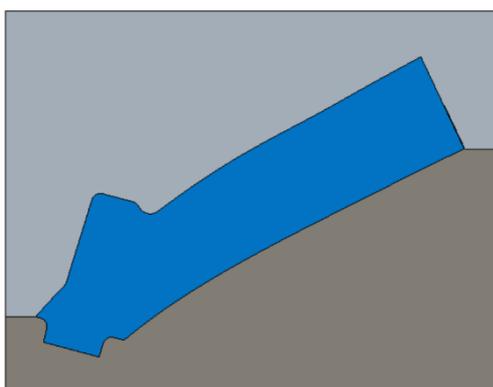


Abbildung 6-28: Formkasten für den Sandgusskern

Links: Schnitt durch die Ventilebene

Rechts: Explosionsansicht

6.2.1.3 Optimierung der Einlasskanalvarianten durch CFD- Simulation

6.2.1.3.1 Theoretischer Hintergrund

Die numerische Strömungssimulation CFD (=Computational Fluid Dynamics) ermöglicht unter anderem die Berechnung und Optimierung gasförmiger und flüssiger Strömungsprozesse. [38] Abbildung 6-29 ist dargestellt wie der Problemlösungsprozess mit Hilfe der numerischen Simulation abläuft.

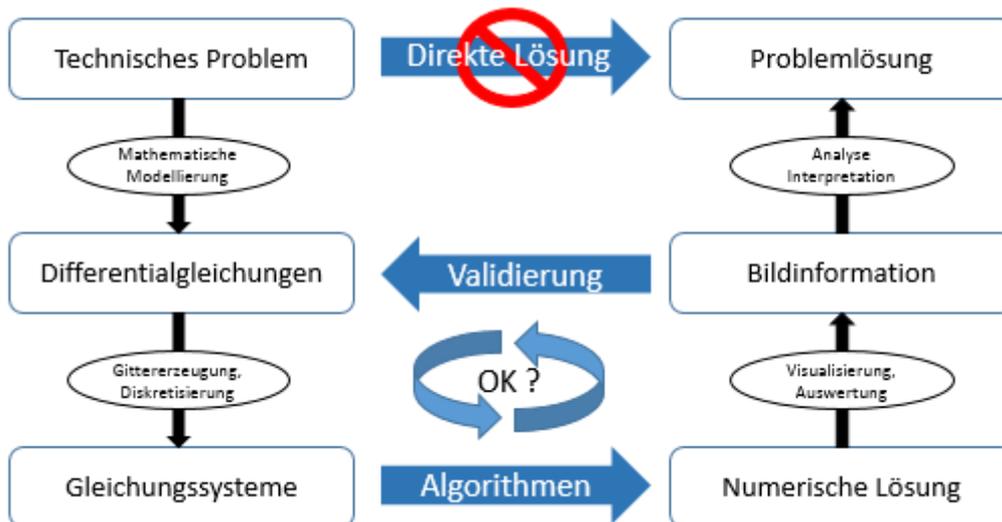


Abbildung 6-29: Vorgehensweise bei der Anwendung numerischer Simulation zur Lösung von Ingenieurproblemen, Vgl. [38]

1. Technisches Problem:

Als erstes muss geklärt werden welches Problem vorliegt und inwiefern man dieses auf ein Modell abstrahieren kann. Die Modellbildung kann je nach Anwendungsfall auf 3 Arten erfolgen [4]. Eindimensional für Strömungen entlang einer Linien, z.B. Rohrströmungen, Zweidimensional für den Fall dass die Strömung in die dritte Dimension vernachlässigt werden kann und Dreidimensional. Die dreidimensionale Strömungssimulation ist sehr komplex und erfordert eine Menge an Know How um genaue Ergebnisse zu erzielen, jedoch bildet die 3D Simulation bei richtiger Handhabung die tatsächliche Strömungssituation am besten ab.

Bei sehr komplexen Geometrien macht es Sinn unnötige Details, die nicht strömungsrelevant sind zu vereinfachen, bzw. wegzulassen um das Vernetzten des Berechnungsgebietes (siehe Punkt 3) zu vereinfachen. Man unterscheidet zwischen externen Strömungsaufgaben, zum Beispiel die Umströmung eines Fahrzeuges und internen Strömungsaufgaben, zum Beispiel die Strömung in Ein- und Auslasskanälen von Verbrennungsmotoren.

2. Mathematische Modellierung

Als nächstes muss ein entsprechendes mathematisches Modell des zu untersuchenden Problems aufgestellt werden. Für die Beschreibung der strömungsmechanischen Grundlagen sind umfangreichere Betrachtungen notwendig, die den Rahmen dieser Arbeit sprengen würden, deshalb wird hier nur ein kurzer Überblick gegeben.

Die Grundlage jeder Strömungssimulation sind die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie, die auch als Navier- Stokes Gleichungen bezeichnet werden. Es handelt sich dabei um gekoppelte, nichtlineare partielle Differentialgleichungen. Zur vollständigen Beschreibung des Strömungsproblems fehlen noch die Rand- und Anfangsbedingungen. Durch das Lösen dieser Gleichungen berechnet SolidWorks die Strömung von Flüssigkeiten und Gasen. Formel

(6-12) zeigt die allgemeine Transportgleichung für einen Skalar. [20]

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV}_{\text{zeitl. Änderung}} + \underbrace{\oint_A \rho \phi V dA}_{\text{Konvektion}} = \underbrace{\oint_A \Gamma \nabla \phi dA}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{\int_V S_\phi dV}_{\text{Quellterm}} \quad (6-12)$$

Je nach dem welchen Wert der Skalar ϕ annimmt bekommt man unterschiedliche Gleichungen, die in Tabelle 6-2 dargestellt sind.

Tabelle 6-2: ϕ -Werte und deren Bedeutung [4]

ϕ	Gleichung
1	Kontinuitätsgleichung
u	Navier-Stokes Gleichung in x.-Richtung
v	Navier-Stokes Gleichung in y.-Richtung
w	Navier-Stokes Gleichung in z.-Richtung
h	Energiegleichung

3. Diskretisierung

Danach erfolgt die zeitliche und räumliche Diskretisierung, damit die Gleichungen gelöst werden können. Das heißt im Fall von SolidWorks Flow, dass das Berechnungsgebiet in eine endliche Zahl von infinitesimalen Volumina zerlegt, also vernetzt wird (Finite Volumen Methode).

Die Erhaltungsgleichungen gelten für jedes Kontrollvolumen, werden die Gleichungen für alle Kontrollvolumina aufsummiert, ergeben sich die Erhaltungsgleichungen für den gesamten Lösungsbereich. Gleichung (6-13) zeigt die Diskretisierung der Transportgleichungen in algebraischer Form: [20].

$$\frac{(\rho \phi_p)^{t+\Delta t} - (\rho \phi_p)^t}{\Delta t} \Delta V + \sum \rho_f \phi_f V_f A_f = \sum \Gamma_f (\nabla \phi)_f A_f + S_\phi \Delta V \quad (6-13)$$

Diskretisierte Gleichungen benötigen Informationen im Zentrum der Zellen und auf den Oberflächen der Zellen. Die Fluidaten (Stoffeigenschaften, Geschwindigkeit, Energie) sind im Zentrum der Zelle gespeichert. Die Oberflächenwerte können basierend auf der lokalen Zelle oder auch einer Nachbarzelle interpoliert werden [20]

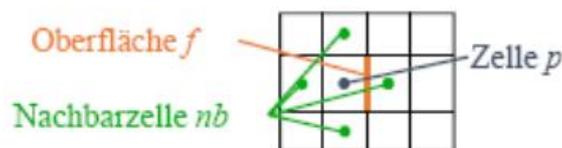


Abbildung 6-30: Zelle p mit Oberfläche f und Nachbarzelle nb

Die Genauigkeit hängt von der Diskretisierungsmethode ab. Vereinfacht lässt sich die diskretisierte Transportgleichung folgendermaßen darstellen und für jedes Kontrollvolumen aufstellen.

$$a_P \phi_P + \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} = b_P \quad (6-14)$$

Das dadurch entstehende Gleichungssystem von N Gleichungen (N=Anzahl der Zellen) wird linearisiert und iterativ gelöst. Die Oberflächenwerte einer Zelle lassen sich Hilfe der Werte aus einer Zelle und der jeweiligen Nachbarzellen mit verschiedenen Interpolationsmethoden aus der Formel(6-13) berechnen.

Zwei wichtige Interpolationsverfahren sind das so genannte Upwind-Verfahren, das auch in Flow Simulationen Anwendung findet, und das Zentrale-Differenzen-Verfahren. Beide werden für die Berechnung der konvektiven und diffusen Flüsse eingesetzt. [7]

4. Berechnungsablauf

Für jedes Teilvolumen werden dann iterativ die Lösungen der Erhaltungsgleichungen durch Lösen der Differentialgleichungen ermittelt. Grundsätzlich gibt es zwei Arten von Löser: Den druckbasierenden „Pressure Based Solver“ und den dichtebasierenden „Density-Based Coupled Solver“, [20].

Bei dem SIMPLE-Verfahren, das auch in SolidWorks Flow Simulationen Anwendung findet, handelt es sich um eine druckbasierten Löser. [7] Der druckbasierende Löser berechnet die Gleichungen implizit und bei der Anwendung wird jede Transportgleichung separat gelöst, aber statt der Kontinuitätsgleichung wird eine Druckkorrektur- Gleichung verwendet, die auf der Kontinuitäts- und Impulsgleichung basiert.

Diese Ergebnisse werden dann visualisiert und aufbereitet um sie interpretierbar zu machen. Simulationsergebnisse müssen immer mit Referenzwerten validiert werden, [38]. Diese werden zum Beispiel durch Strömungsversuche ermittelt. Weicht der Simulationwert weit vom Referenzwert ab, muss die Simulation mit zum Beispiel verfeinertem Netz wiederholt werden. Andernfalls kann das Ergebnis der num. Simulation direkt weiterverwendet werden. (siehe Abbildung 6-30)

Multigrid Methode:

Bei den meisten Methoden hängt die Anzahl der Iterationen von der Anzahl der Knotenpunkte in eine Koordinatenrichtung ab. Mit jedem Iterationsschritt werden Informationen an den nächsten Knoten übertragen, das führt jedoch zu einer hohen Rechenzeit. Um diese zu reduzieren, wird in SolidWorks Flow Simulation ein Multigrid - Verfahren eingesetzt [7].

Bei Multigrid- Solvern wird die Lösungsprozedur durch Verwendung von größeren Gittern beschleunigt. Somit wird der Einfluss von Rändern und weiter entfernten Gebieten wesentlich schneller erkannt. [20]. Ein Kontrollvolumen des größeren Gitters besteht in SolidWorks aus acht kleineren Kontrollvolumina.

5. Abbruch der Berechnung/ Konvergenz der Lösung

Bei CFD Anwendungen werden die Erhaltungsgleichungen iterativ gelöst. Das heißt es gibt einen Anfangswert und in allen Zellen werden die Kontinuitätsgleichungen so lange gelöst bis sich die Lösung nur mehr innerhalb einer spezifizierten Toleranz ändert. Es gibt mehrere Möglichkeiten um zu überprüfen ob die Konvergenz erreicht ist. Die erste Möglichkeit besteht in der quantitativen Überprüfung. Dabei werden charakteristische Strömungsgrößen wie Dichte ρ , Geschwindigkeiten u , v und w , Druck p , Temperatur T , etc. vorzugsweise am Auslass des Rechengebiets beobachtet. Besser ist jedoch eine Überprüfung mittels Residuen [20].

Die Residuen (=Abweichung vom gewünschten Ergebnis) sind folgendermaßen definiert:
Angenommen eine Funktion f ist gegeben und man ein x finden, so dass

$$f(x) = b \quad (6-15)$$

Beschreibt x_0 eine Näherung an x , so ist das Residuum folgendermaßen definiert:

$$R = b - f(x_0) \quad (6-16)$$

Der Fehler ist:

$$x - x_0 \quad (6-17)$$

Der Fehler ist in der Regel bei numerischen Berechnungen nicht bekannt, das Residuum jedoch schon. Wenn das Residuum klein ist, folgt in vielen Fällen, dass die Näherung nahe der tatsächlichen Lösung liegt, weswegen das Residuum oft als Abbruchkriterium für numerische Berechnungen verwendet wird. Angewandt auf die numerische Berechnung von Strömungen bedeutet das, wenn die Gleichung (6-14) nicht erfüllt wird, da die Koeffizienten von der Lösung abhängen, wird dies als Residuum (6-18) bezeichnet. Die Residuen werden über alle Zellen summiert, skaliert und normalisiert. (Formel (6-19)) [20].

$$R_p = a_p \phi_p + \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} - b_p \quad (6-18)$$

$$R = \sum_{cells} |R_p| \quad (6-19)$$

Generell ist eine Verkleinerung der Residuen um 10^{-3} notwendig, damit die Hauptströmung korrekt wiedergegeben wird. Um die Energieerhaltung sicherzustellen sollte der skalierte Wert der Energieresiduen bei 10^{-6} liegen und für Spezieserhaltung bei 10^{-5} . [20]

In SolidWorks Flow Simulation stehen mehrere Abbruchkriterien zur Wahl darunter Verfeinerungsgrad, Iterationen, Berechnungszeit, Travels und Konvergenz Erfüllung für die Berechnungsziele. Travels sind definiert als das Verhältnis von der Zahl der Iterationen zu einer Perturbation durch das Berechnungsgebiet. [33]

6. Genauigkeit der Lösung

Eine konvergente Lösung ist nicht gleichbedeutend mit einer richtigen und genauen Lösung. Aus diesem Grund muss die CFD-Lösung immer überprüft und bewertet werden. Dazu werden die Simulationsergebnisse mit Messungen oder analytischen Lösungen verglichen und ermittelt ob die Lösung physikalisch möglich ist. Des Weiteren sollte immer überprüft werden, dass die Lösungen netzgitterunabhängig sind. Dabei ist die Netzgitteradaption nützlich bzw. kann man mit verschiedenen großen Gitter die Netzgitterunabhängigkeit sicherstellen. [20]

6.2.1.3.2 Simulationsablauf

1. Pre- Processing

Das Pre- Processing umfasst die Definition der Strömungsaufgabe, dabei werden die Randbedingungen auf den Simulationskörper übertragen und allgemeine Einstellungen im Programm vorgenommen.

Aufgabenstellung:

Zur Bewertung inwiefern sich die verschiedenen Kanalformen des T-GDI-Konzept und der Konzepte I & II auf das Einströmbild und den Durchfluss auswirkt soll eine stationäre Strömungssimulation mit **Solid Works Flow Simulation** durchgeführt werden. Die Ergebnisse der Simulation sollen helfen die Kanäle hinsichtlich ihrer Strömungseigenschaften zu bewerten, optimieren und anschließend die beste Lösung zu identifizieren.

Die Simulation soll für alle drei Kanäle (T_GDI, Konzept I und Konzept II) jeweils bei 2mm, 4mm, 6mm und 8mm Hub durchgeführt werden. Dabei ist die Entwicklung des Massenstroms, der Durchflusskennwerte und der Strömungssituation zu beobachten und zu dokumentieren.

Simulationskörper:

Bei der Untersuchung von Kanälen eines Verbrennungsmotors handelt es sich um sogenannte interne Aerodynamik, das heißt das Fluid strömt innerhalb der zu untersuchenden Geometrie. Anders als zum Beispiel der Aerodynamikuntersuchung eines Fahrzeugs im Windkanal, wo die Luft über den Versuchskörper hinweg strömt. Dementsprechend muss auch der Simulationskörper auf geeignete Weise vorbereitet werden. Das heißt das Strömungsgebiet muss einen definierten Ein- und Auslass haben, welche miteinander lückenlos verbunden sind. In Abbildung 6-31 ist der Simulationskörper zu erkennen. Es ist einfach ein Block von dem mittels Bool'schen Operationen die Geometrie des Kanals inklusive Brennraum, Zylinder und Einlassvolumen herausgeschnitten sind. Am Eintritt in den Einlasskanal befindet sich ein kugelförmiges Luftvolumen, welches durch verrundete Kanten mit dem Kanal verbunden ist. Ohne diese Rundungen entstehen Ablösungen an der scharfen Kante, in Folge wird der Strömungsquerschnitt eingeschnürt und das Simulationsergebnis verfälscht. Der Zylinder ist bis auf 120mm nach unten verlängert. Die Messebene befindet sich halben Bohrungsdurchmesser unterhalb der Zylinderoberkante. Dieses Setup ist an die Flow-Box Untersuchungen, welche die AVL mit Prototypen Kanälen durchführt angelehnt, um eine Vergleichbarkeit mit früher aufgenommenen Messdaten vom T-GDI Kanal zu ermöglichen.

Randbedingungen:

Ident zu den Flow- Box Messungen herrscht am Einlass Umgebungsdruck $p_0 = 1,013$ mbar und am Auslass statischer Druck $p_0 = 0,9613$ mbar. Es werden für die gesamte Simulation adiabate Wände und eine Temperatur von 293,15 K angenommen.

Sonstige allgemeine Einstellungen:

- Analyseart: intern
- Fluidtyp: Luft (vordefiniert)
- Wandbedingung: adiabate Wand, keine Rauheit (ideale Wand)
- Strömungstyp: Laminar und turbulent

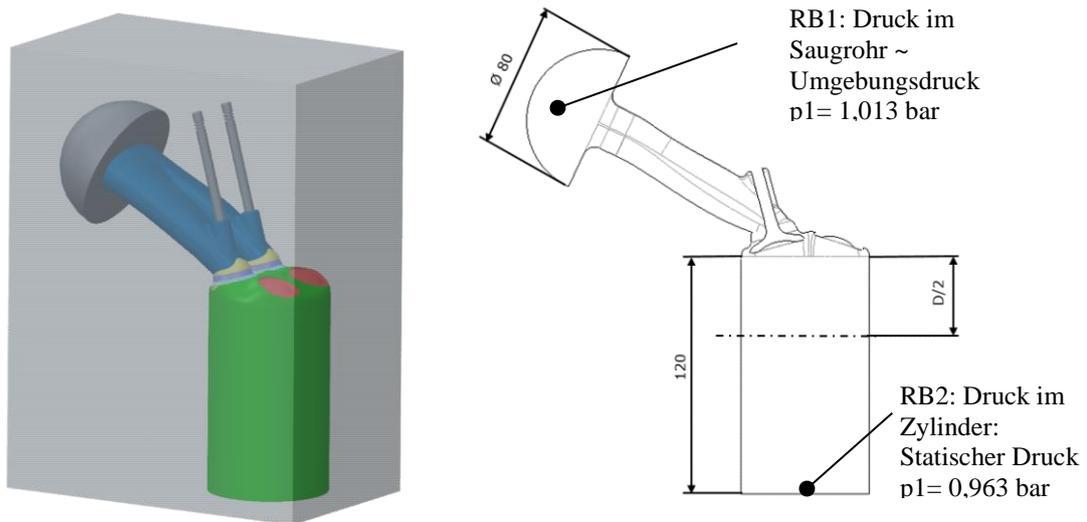


Abbildung 6-31: Links: Simulationskörper
Rechts: Schnitt durch den Simulationskörper in der Ventileben mit Randbedingungen

2. Vernetzung:

Der nächste Schritt nach der Definition der Randbedingungen ist das Vernetzen des Berechnungsraums. Das ist eine der wichtigsten Aufgaben bei der CFD Simulation, da die Genauigkeit der Ergebnisse und die Berechnungsdauer wesentlich davon abhängen. Grundsätzlich steigt die Genauigkeit mit zunehmender Zellenzahl, jedoch auch die Berechnungszeit, weshalb eine Netzfeinheit gewählt werden muss, die ein zufriedenstellendes Ergebnis bei annehmbarer Berechnungsdauer liefert.

Solid Works verwendet ausgehend von der Größe des Berechnungsraums ein bestimmtes Standardnetz, bestehend aus rechtwinkligen Parallelepipeden von drei Typen: Fluidzellen, Festkörperzellen, und partielle Zellen. [33]

Das Basisnetz, bestehend aus regelmäßig angeordneten Zellen kann individuell verfeinert werden, die im Wesentlichen durch die Teilung einer Zelle in 8 kleinere Zellen geschieht. Je nach Bedarf sind Verfeinerungen im Fluid, Festkörper und Übergangsbereich möglich. Besitzt der Körper viele Rundungen oder kleine Ausprägungen, so können diese durch entsprechende Einstellungen wesentlich genauer vernetzt werden, d.h. die Übergänge zwischen Fluid- und Solid-Zellen können weiter verfeinert werden. Auch die Zellenanzahl in schmalen Durchgängen bestimmter Größe kann erhöht werden. Diese Einstellungen können am gesamten Netz oder nur lokal angewendet werden. Schließlich kann auch eine lösungsabhängige bzw. adaptive Netzverfeinerung ausgeführt werden, d.h. das Netz wird während des Rechenprozesses in Bereichen mit geringen Änderungen vergrößert und in Bereichen großer Änderungen verkleinert.

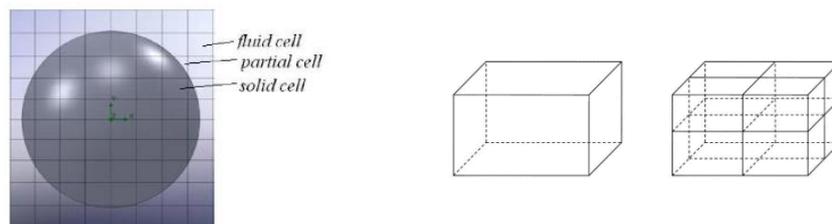


Abbildung 6-32: Links: Darstellung der Fluid-, Festkörper- und partiellen Zellen
Rechts: Netzverfeinerung [33]

In Abbildung 6-33 ist das Netz mit den Verfeinerungen im Ventilsplatt und an den Grenzflächen zu erkennen.

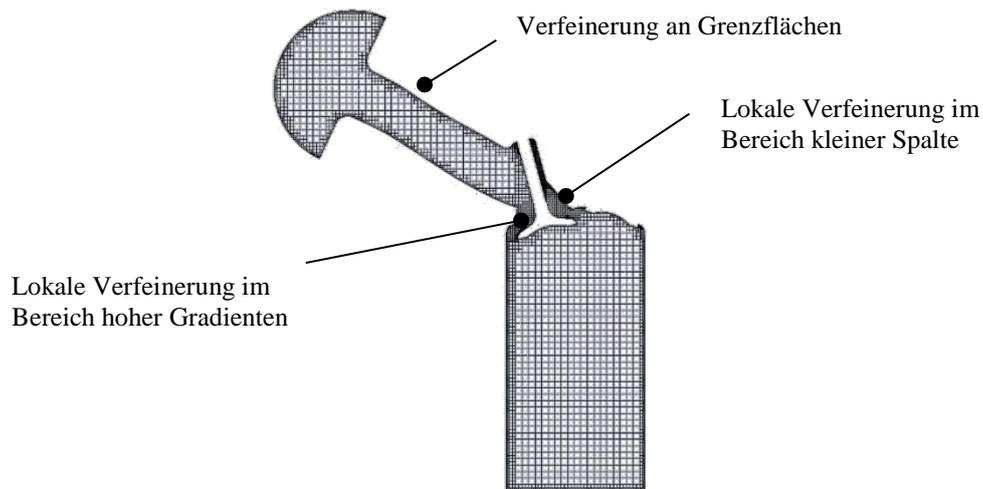


Abbildung 6-33: Vernetzung des Berechnungsgebietes inkl. Verfeinerung

Die Anzahl der Zellen unterscheiden sich bei den drei Simulationsmodellen (T-GDI, Konzept I und Konzept II) kaum. Das Basisnetz und alle Verfeinerungsstufen sind ident, der Unterschied der Zellenanzahl ist lediglich auf die unterschiedlichen Geometrien zurückzuführen.

Tabelle 6-3: Vergleich der Zellenanzahl und der Verfeinerungsoptionen

T-GDI		Konzept I		Konzept II	
Zellenanzahl gesamt	773070	Zellenanzahl gesamt	790137	Zellenanzahl gesamt	780238
Basisnetz	x 20	Basisnetz	x 20	Basisnetz	x 20
	y 30		y 30		y 30
	z 40		z 40		z 40
Verfeinerung Fluidzellen	2	Verfeinerung Fluidzellen	2	Verfeinerung Fluidzellen	2
Verfeinerung partielle Zellen	3	Verfeinerung partielle Zellen	3	Verfeinerung partielle Zellen	3
Krümmungsverfeinerung	3	Krümmungsverfeinerung	3	Krümmungsverfeinerung	3
Min. Zellenanzahl in engen Kanälen	9	Min. Zellenanzahl in engen Kanälen	9	Min. Zellenanzahl in engen Kanälen	9
Verfeinerung enge Kanäle	4	Verfeinerung enge Kanäle	4	Verfeinerung enge Kanäle	4

3. Solving

Das Solving umfasst die Lösung der Gleichungssysteme für jedes einzelne Element des erstellten Netzes. Die Größe des Netzes und die eingestellten Konvergenzkriterien bestimmen die Genauigkeit und die Dauer der Berechnung. Die Berechnung ist nur dann aussagekräftig, wenn die Berechnungsziele konvergieren. Wird zum Beispiel nach einer bestimmten Anzahl von Iteration oder wenn die max. Berechnungszeit erreicht ist abgebrochen, heißt das noch nicht dass alle Ziele auch tatsächlich konvergiert sind. Dies kann zu falschen Ergebnissen führen. [33]

Kriterien:

- Residual RMS Error $< 10^{-5}$
- Alle Zielpunkte haben stationären Zustand erreicht
- Domain Imbalances $< 1\%$

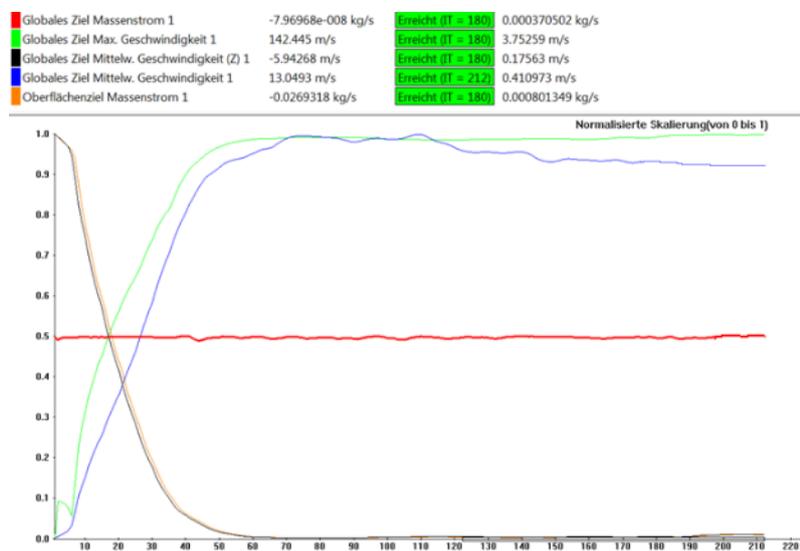


Abbildung 6-34: Zielmonitor von SolidWorks Flow Simulation

Die aktuellen Werte der Ziele und deren Konvergenz können im Solvermenü von SolidWorks ausgewählt und graphisch, sowie numerisch dargestellt werden. Nach Abschluss der Berechnung sollte kontrolliert werden, ob alle Ziele konvergiert sind. Das ist in der graphischen Darstellung leicht zu erkennen. Wenn die Zielwerte zum Ende hin für jede folgende Iteration annähernd die gleichen Werte zeigen, kann von Konvergenz ausgegangen werden. In Abbildung 6-34 gut erkennbar an den konstant werdenden Zielwerten.

4. Postprocessing

Das Postprocessing beinhaltet schließlich die Visualisierung und Auswertung der Ergebnisse, sowie die Validierung der Ergebnisse.

a) Visualisierung

Beispielhaft sind in Abbildung 6-36 Konturplots für alle drei Kanalvarianten bei 8 mm Ventilhub dargestellt. Die Unterschiede zwischen den Kanälen sind deutlich erkennbar. Beim T-GDI Kanal strömt geometriebedingt der größte Teil der einströmenden Frischladung über die obere Ventilkante in den Zylinder, durch die einseitige Einströmung ist die Strömungsgeschwindigkeit an der (in Abbildung 6-36) rechten Zylinderwand wesentlich höher. Stellt man sich nun den Kolben vor, der eigentlich im Zylinder auf und ab geht wird die Strömung entlang der rechten Wand irgendwann auf den Kolben treffen und dann walzenförmig über den Kolbenboden und schließlich an der linken Zylinderwand nach oben geleitet. Diese charakteristische Walze wird auch Tumble genannt. Bei Konzept I und vor allem bei Konzept II erkennt man, dass die Einströmung durch das Ventil, dank dem steileren Ventilwinkel, gleichmäßiger erfolgt. Die Strömungsgeschwindigkeiten an der linken Zylinderkante nehmen zu dadurch wird die Ausbildung des Tumblers vermindert.

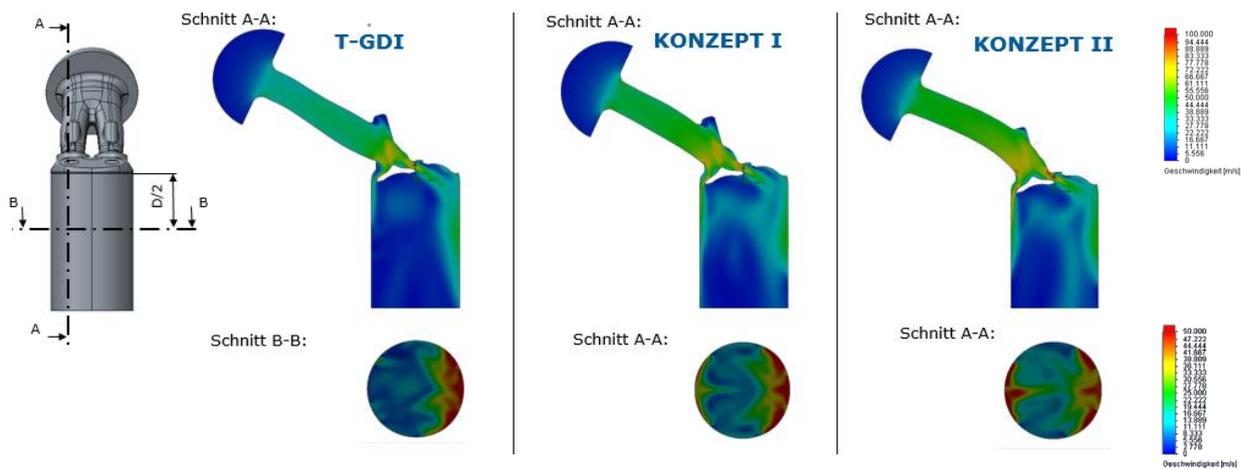


Abbildung 6-36: Konturplots in einer vertikalen und einer horizontalen Ebene, 8mm Ventilhub

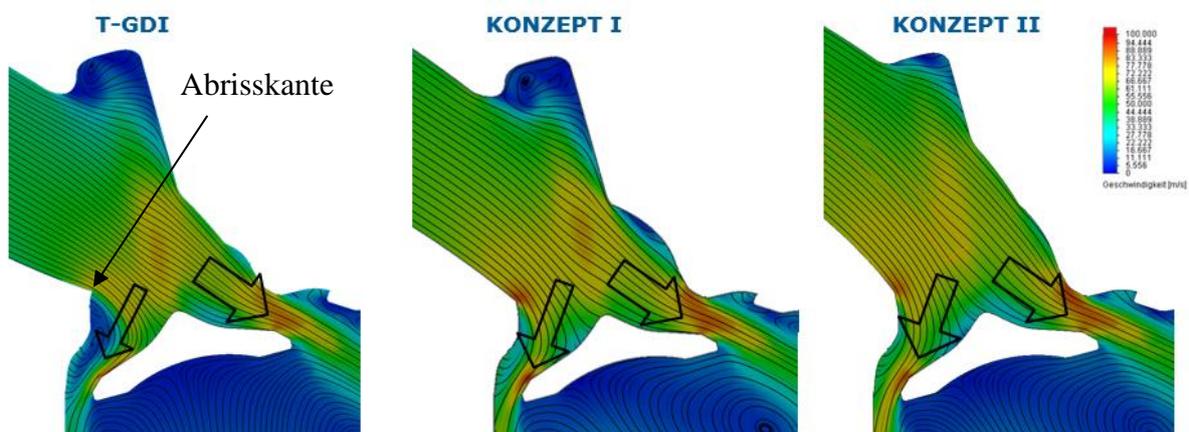


Abbildung 6-35: Details im Bereich der Ventilöffnung

In den Detailbildern in Abbildung 6-35 ist der Effekt, der zur starken Tumble Ausbildung beim T-GDI Kanal führt, gut zu erkennen. Die bauchige Kanalunterkante ergibt mit dem sehr steil angesetzten Kontrollschnitt eine scharfe Kante. Die Strömung reißt an dieser Kante ab und verursacht hinter der Abrisskante Verwirbelungen. Diese Verwirbelungen verkleinern den effektiven Strömungsquerschnitt im hinteren Bereich des Ventilspalts. Deshalb strömt der Großteil der Frischladung über den vorderen Ventilspalt in den Zylinder. Genau dieser Effekt vermindert auch die Durchflusszahl der High Tumble Kanäle. Abbildung 6-35 zeigt deutlich wie mit steigenden Kanalwinkel bzw. Radius, das heißt mit steilerem Kanalverlauf im Bereich des Einlassventils, die Ablösung an der Kante zwischen Kanal und Kontrollschnitt immer geringer wird. Es kann wesentlich mehr Ladung auch durch den hinteren Bereich des Ventilspalts in den Zylinder gelange und der Durchfluss steigt.

b) Auswertung der Ergebnisse

Mit den im vorhergehenden Abschnitt 6.2.1.1 dargestellten Formeln ergeben sich für verschieden Ventilhub die folgenden, in Tabelle 6-4 zusammengefasste Ventilsplattflächen und die in Tabelle 6-5 dargestellten theoretischen Massenströme. Diese werden später zur Berechnung von der Durchflusszahl aus den simulierten, „realen“ Massenströmen in Tabelle 6-6 benötigt.

Tabelle 6-4: Berechnung des Ventilspalts für die verschiedenen Ventilhübe

Ventilspalt				
Hub s_v [mm]	8	6	4	2
Sitzbreite b_v [mm]	2,26	2,26	2,26	2,26
Sitzwinkel σ [°]	0,611	0,611	0,611	0,611
Ventildurchmesser D_v [mm]	28,2	28,2	28,2	28,2
Fläche Ventilspalt A_{vsp} [m²]	0,00058	0,00042	0,00027	0,00016

Tabelle 6-5: Berechnung des theoretischen Massenstroms für die verschiedenen Ventilhübe

Theoretischer Massenstrom				
Hub s_v [mm]	0,31372549	0,23529412	0,15686275	0,07843137
Standarddichte ρ_0 [kg/m ³]	1,2041	1,2041	1,2041	1,2041
Standarddruck p_0 [Pa]	101300	101300	101300	101300
Isentropenexponent γ	1,4	1,4	1,4	1,4
Saugdruck im Zylinder p_s [Pa]	96130	96130	96130	96130
Durchmesser Ventilsitzring d_s [m]	0,0255	0,0255	0,0255	0,0255
Querschnitt Sitzring A_s [m ²]	0,000511	0,000511	0,000511	0,000511
Theoretischer Massenstrom m_{theor} [kg/s]	0,12491	0,09079	0,05885	0,03557

Tabelle 6-6: Simulierte Massenströme und Berechnung der μ , σ und $\mu\sigma$ - Werte

TGDI				
gemessener Massenstrom CFD m [kg/s]	0,057	0,052	0,042	0,026
Durchflusszahl μ	0,456	0,577	0,714	0,731
Versperrziffer σ	1,127	0,819	0,531	0,321
Durchflusskennwert $\mu\sigma$	0,514	0,473	0,379	0,235

Konzept I				
gemessener Massenstrom CFD m [kg/s]	0,069	0,062	0,048	0,030
Durchflusszahl μ	0,553	0,683	0,816	0,843
Versperrziffer σ	1,127	0,819	0,531	0,321
Durchflusskennwert $\mu\sigma$	0,624	0,560	0,433	0,271

Konzept II				
gemessener Massenstrom CFD m [kg/s]	0,076	0,067	0,052	0,032
Durchflusszahl μ	0,606	0,738	0,884	0,900
Versperrziffer σ	1,127	0,819	0,531	0,321
Durchflusskennwert $\mu\sigma$	0,683	0,605	0,469	0,289

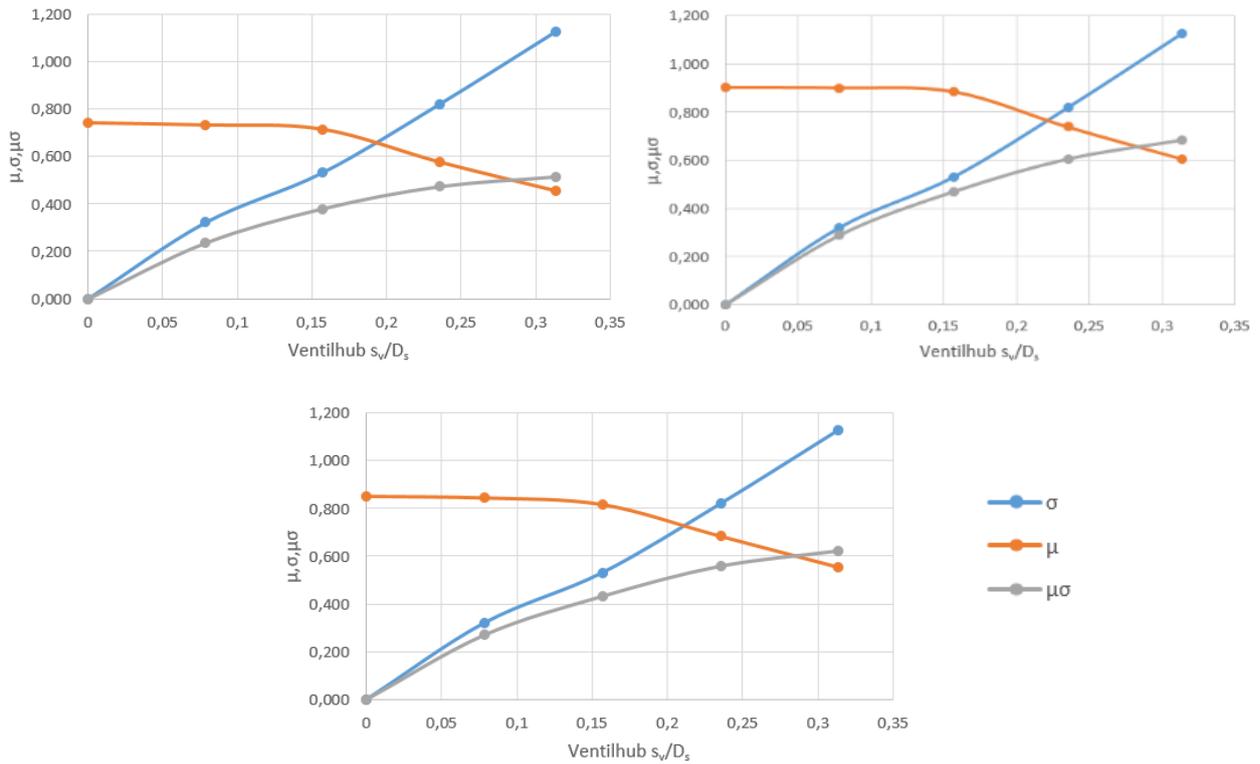


Abbildung 6-37: Oben links: μ , σ , $\mu\sigma$ –Werte für T-GDI Kanal
 Oben rechts: μ , σ , $\mu\sigma$ –Werte für Konzept I
 Unten Mitte: μ , σ , $\mu\sigma$ –Werte für Konzept II

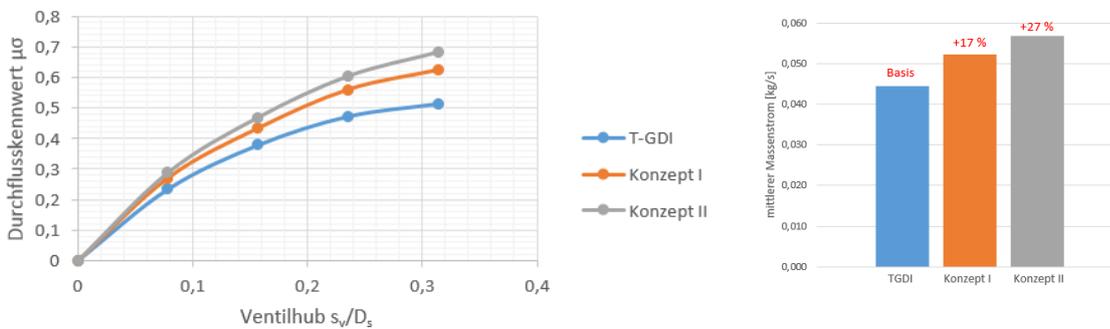


Abbildung 6-38: Links: Vergleich der Massenströme für T-GDI, Konzept I und Konzept II
 Rechts: Prozentuale Zunahme des mittleren Massenstroms

Die Durchflusszahlen und Massenströme bei verschiedenen Ventilhuben sind in Abbildung 6-37 und Abbildung 6-38 grafisch dargestellt. Deutlich zu erkennen ist eine Steigerung der Durchflusskennzahlen über den gesamten Ventilhub. Beim Konzept 1 wird der mittlere Durchfluss um 17%, bei Konzept zwei sogar um 27% gesteigert, gut zu erkennen in Abbildung 6-38 rechts. Dabei ist nicht nur der maximale Durchflussanstieg bei voll geöffneten Ventil ausschlaggebend. Stellt man sich die Ventilhubkurve eines Motors vor, so wird die maximale Öffnungsposition nur einen kurzen Moment lang angefahren, bevor das Ventil schon wieder schließt. Deshalb sind gerade die Durchflusskennzahlen bei den kleineren Ventilhuben auch von großer Bedeutung. Diese werden nämlich beim Öffnen und beim Schließen des Ventils durchfahren.

Die dazugehörigen Tumblezahlen wurden von der AVL Graz mit Hilfe eines hausinternen Modells, was aus AVL Cameo in ein Excel File exportiert wurde, abgeschätzt (Abbildung 6-39). Nach Eingabe der geometrischen Details berechnet das Programm die Tumblezahl und den Durchflusskennwert. Die geschätzten Tumblezahlen ergaben für den T-GDI Kanal 2,3, für das Konzept I 1,4 und für das Konzept II 0,8. Die durch die CFD Simulation ermittelten Durchflusszahlen stimmen mit einer Abweichung von 2,3% mit den abgeschätzten Durchflusszahlen der AVL Graz überein.

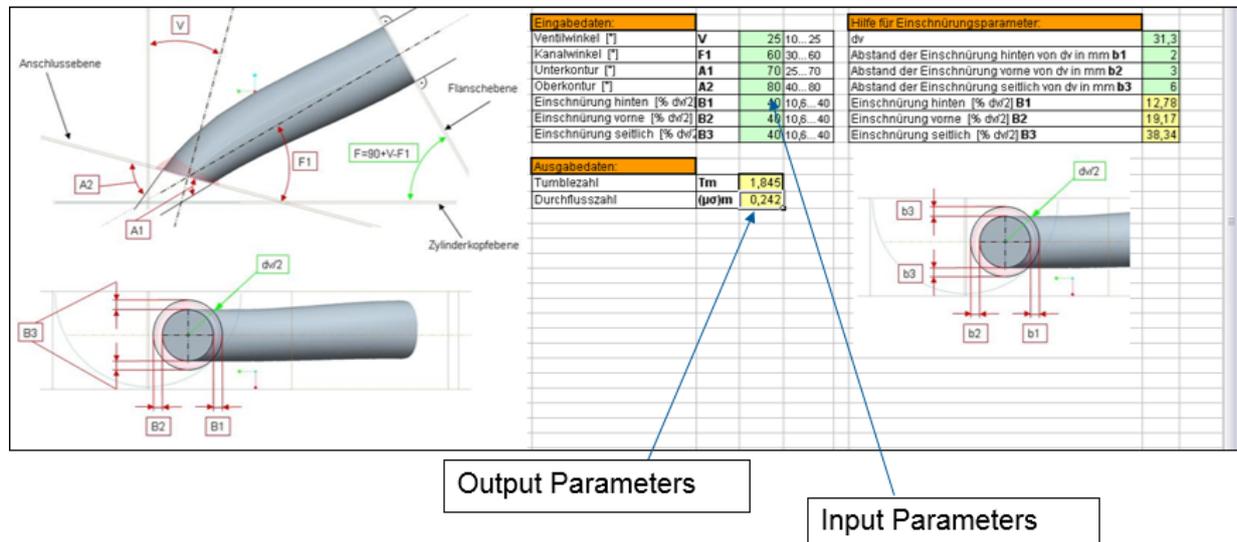


Abbildung 6-39: DoE Modell zur Abschätzung von Durchfluss- und Tumblezahlen

c) Validierung der Ergebnisse:

1) Mesh Independency Study

Die Mesh Independency, zu Deutsch Netzunabhängigkeit, beschreibt die Eigenschaft einer Simulation auch mit einem anderen Netz gleiche Ergebnisse zu liefern. Die einfachste Methode die Unabhängigkeit des Netzes zu überprüfen ist mehrere Simulationen mit verschiedenen Verfeinerungsstufen des Netzes durchzuführen und anschließend, die Ergebnisse miteinander zu vergleichen.

Für das hier verwendete Modell wurden zwei Verfeinerungsstufen durchgerechnet und verglichen. Einmal mit ca. 30 % mehr Zellen und einmal mit knapp der doppelten Zellenzahl. Die Abweichungen der Ziele lagen alle in annehmbaren Bereichen. Als Beispiel beträgt die maximale Abweichung des Massenstroms 2,4 %. Diese Abweichung kann als durchaus akzeptabel angesehen werden.

Tabelle 6-7: Mesh Independency

	Basis	Verfeinertes Netz 1	Verfeinertes Netz 2	Abweichung [%]
Massenstrom [kg/s]	0,0544	0,0531	0,0532	2,4%



II) Validierung der Simulationsergebnisse anhand von Messwerten

Die Validierung der Simulationsergebnisse erfolgt durch den Vergleich von gemessenen und simulierten Massenströme des T-GDI Kanals. Da der T-GDI Kanal vom TUVPR geometrisch ident zum Kanal des Referenzmotors ist, konnten Ergebnisse von bestehenden FlowBox Messungen am Einlasskanal des Referenzmotors, als Referenz für die Validierung der Simulation verwendet werden. Abbildung 6-40 zeigt die gemessenen und berechneten Massenströme für die 0, 2, 4, 6 und 8mm Hub. Die dabei auftretende maximale Abweichung von 6,5 % ist für eine einfache erste Strömungssimulation ein recht guter Wert. Die Berechnungsergebnisse können also zur weiteren Verarbeitung verwendet werden.

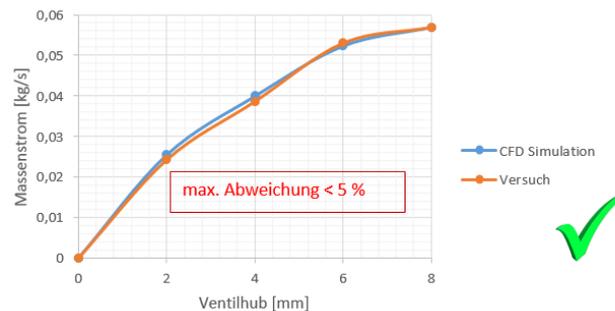


Abbildung 6-40: Validierung der CFD Ergebnisse anhand von Massenstromvergleiche aus Messungen und Berechnung

d) Konzeptauswahl:

Obwohl Konzept 2 den höchsten Durchfluss ermöglicht, ist das Konzept 1 in diesem Fall zu bevorzugen. Der etwas höhere Tumble mit Konzept 2 beeinflusst die Verbrennung positiv. Durch die bessere Durchmischung und die höhere Verbrennungsgeschwindigkeit kann das Low- End Torque, welches bei kleinvolumigen Verbrennungsmotoren oft dürftig ausfällt, angehoben werden.

6.2.1.4 Optimierung der Kontrollschnitte für Konzept 2

Für die Bewertung der beiden Kanalkonzepte wurden die Standard Kontrollschnitte verwendet. In diesem Schritt werden nun mehrere verschiedene Kontrollschnittvarianten hinsichtlich auf den Durchfluss bei verschiedenen Ventilhuben untersucht. Dabei ist nicht nur der maximal erreichbare Massenstrom beim maximalen Ventilhub ausschlaggebend, sondern der über den gesamten Ventilhub aufintegrierte mittlere Massenstrom. Dieser ist bei Variante 3 am höchsten, deshalb wird diese im Gesamtkonzept umgesetzt.

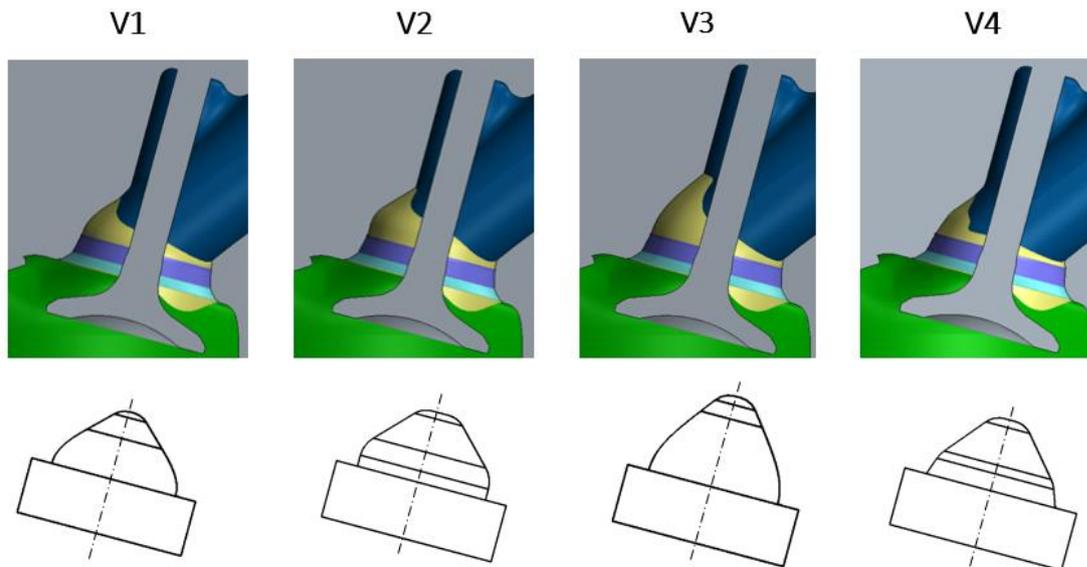


Abbildung 6-41: Oben: Abbildungen der Kontrollschnitte im Kanal
Unten: Abbildung der unterschiedlichen Kontrollschnittgeometrien

Tabelle 6-8: Vergleich der Massenströme der verschiedenen Varianten V1-V2 für unterschiedliche Ventilhube

	Hub [mm]				mittlerer Massenstrom
	2	4	6	8	
V1	0,03	0,0507	0,0626	0,0698	0,053275
V2	0,031	0,0511	0,0624	0,0696	0,053525
V3	0,031	0,0512	0,0631	0,0709	0,05405
V4	0,032	0,0501	0,0612	0,0671	0,0526

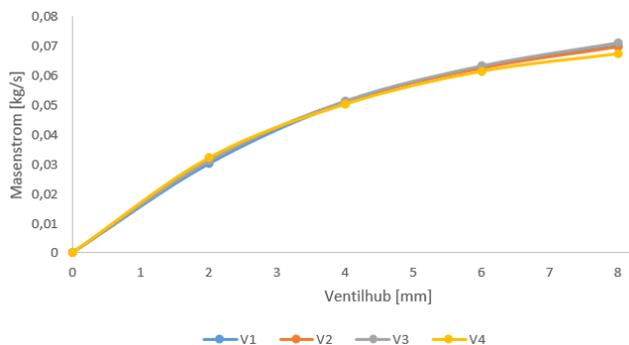


Abbildung 6-42: Massenströme der versch. Varianten V1 bis V4 über den Ventilhub

6.2.2 Auslasskanal

6.2.2.1 Theoretischer Hintergrund

Wichtig ist eine möglichst verlustarme Abfuhr des Abgasstroms aus dem Brennraum, ansonsten kann es dazu kommen, dass Restgas vom letzten Verbrennungszyklus im Zylinder bleibt und die Füllung mit Frischgas vermindert wird. Dabei müssen die Querschnittsverläufe, sowie die Druckschwingungen der Abgassäule berücksichtigt werden. Darüber hinaus ist es wichtig den Katalysator schnell aufzuheizen, um schnell hohe Konvertierungsraten zu erhalten, damit die Emissionsvorschriften eingehalten werden können. Eine höhere Abgasgeschwindigkeit verkürzt die Zeit in der das Abgas Wärme an die Zylinderwand abgeben kann und trägt damit zum schnelleren KAT- Heizen bei.

Der Auslasskanal für Turbomotoren und Saugmotoren unterscheidet sich vor allem im Verhältnis von Abgasflanschdurchmesser / Durchmesser der Auslassventilsitzringe $\frac{A_{FL}}{A_{AV}}$. Um einen guten Turbinenwirkungsgrad beim Abgasturbolader zu erreichen, soll das Abgas möglichst viel kinetische Energie besitzen. Das heißt der Auslassquerschnitt von Turbomotoren wird eher klein gehalten, typische Durchmesser verhältnisse sind laut AVL Guidelines [25]. $\frac{A_{FL}}{A_{AV}} = 0,7 - 0,9$. Der Auslasskanal wird in den „Ellbow part“ und den „Runner part“ unterteilt.

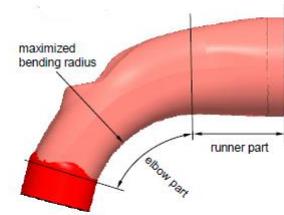


Abbildung 6-43: Port Guideline AVL [25]

Der „Ellbow part“ soll einen möglichst großen Krümmungsradius und einen annähernd konstanten Querschnitt aufweisen, da sich ansonsten die Strömung ablöst und der Durchflusskoeffizient steigt. Der „Runner part“ hingegen kann diffusorförmig aufgehen. [25]

Durch den relativ langen diffusorförmigen Abschnitt hinter dem Ventilspalt kann wesentlich mehr Strömungsenergie aus der Verzögerung der Strömung zurückgewonnen werden. Der Durchfluss verbessert sich auf diese Weise [29]. Kritisch ist beim Auslasskanal auch der Bereich des Ventilschafts, vor allem dort wo der Butzen mit der Ventilschaftführung endet. Einschnürungen sind an dieser Stelle zu vermeiden.

6.2.2.2 Konzeptfindungsphase

a) Analyse der IST Situation:

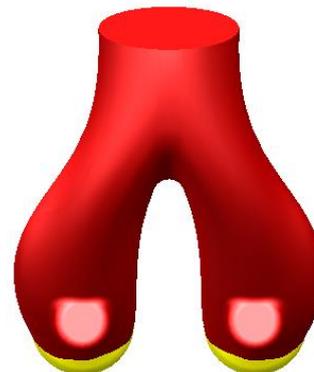
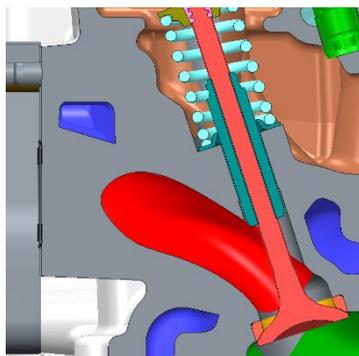


Abbildung 6-44: Links: Schnitt durch den T-GDI Auslasskanal im Zylinderkopf
Rechts: Draufsicht auf den Sandkern des Auslasskanals

In Abbildung 6-45 ist der Querschnittsverlauf des T-GDI Kanals zu erkennen. Deutlich zu erkennen ist die Zusammenführung der zwei Rohre in eines im Bereich A_{IV} und die anschließende Querschnittsverengung bis hin zu A_V

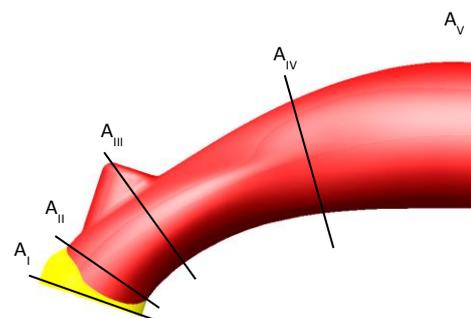
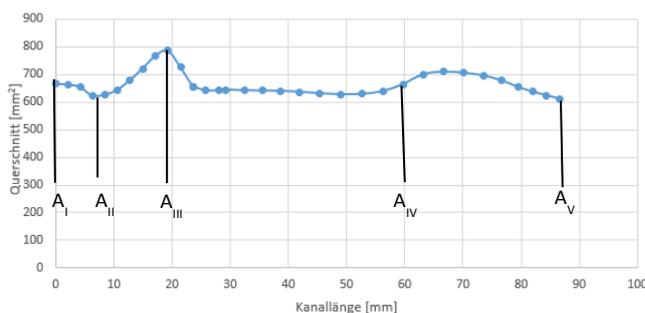


Abbildung 6-45: Querschnittsverlauf Auslasskanal T-GDI

$$\frac{A_{FL}}{A_{AV}} = \frac{614}{2 * 332} = 0,92$$

Für einen Turbomotor ist ein Durchmesser Verhältnis von 0,92 schon relativ groß. Gespräche mit dem Lead-Ingenieur vom T-GDI Konzept haben ergeben, dass sich diese eventuell noch ändern könnten. Für die Konzepte der Sauger Auslasskanäle spielt das jedoch eine untergeordnete Rolle, da sich wenn, dann nur das hintere Kanalende bis zum Austritt und der Austrittsdurchmesser und ändert.

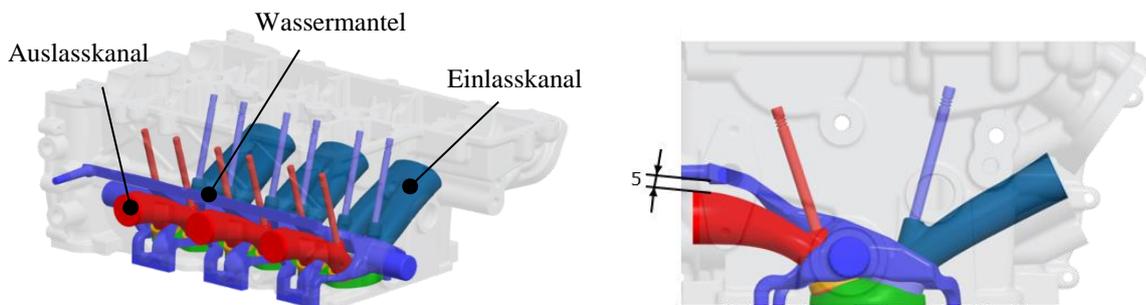


Abbildung 6-46: Package Zylinderkopf

b) Einflussdiagramm:

Gleich wie schon bei den Einlasskanälen wirken sich Änderungen am Auslasskanal auch auf andere Zylinderbaugruppen aus. Im Gegensatz zu den Einlasskanälen ist hier nicht der obere Ölraum der begrenzende Faktor, sondern der Wassermantel der den Auslasskanal umgibt. Die Wandstärke zwischen Wassermantel und Auslasskanal darf nicht viel verändert werden. Auf der einen Seite natürlich aus Festigkeitsgründen, auf der anderen Seiten wird durch verändern der Wandstärke auch das Thermomanagement des Zylinderkopfs stark beeinflusst. Kühlmittel- und maximale Bauteiltemperaturen müssen dann neu geprüft werden. Beim aktuellen T-GDI Konzept umgibt der Wassermantel hauptsächlich die Oberseite des Kanals, dabei beträgt der minimale Abstand zwischen Wassermantel und Auslasskanal 5 mm (siehe Abbildung 6-46). Nach unten hin ist genug Spielraum um den Kanalquerschnitt zu erhöhen, ohne große Änderungen an den Wandstärken zwischen Kanal und Wassermantel zu verursachen. Keine Änderungen vorzunehmen erscheint nicht zweckmäßig, vor allem weil das geforderte Durchmesser Verhältnis nicht erreicht werden kann und wird somit von vornherein ausgeschlossen. Ebenfalls ausgeschlossen wird, aufgrund der oben definierten Prämisse so wenig Änderungen wie möglich am Zylinderkopflayout vorzunehmen, die Variante dass Auslasskanäle, Wassermantel, und die äußere Gusskokille geändert werden. Dadurch scheidet auch die Möglichkeit einen internen Abgaskrümmers vorzusehen aus. Eine Möglichkeit das Durchmesser Verhältnis zu erreichen, ohne Änderungen an den Gussankern vorzunehmen, ist das Auffräsen des Kanals welches folgend im Konzept I erläutert wird. Konzept II hingegen basiert auf neuen Sandkernen für das Gießen.

Tabelle 6-9: Einflusstabelle Auslasskanäle an Saugmotor Anforderungen anpassen

Ziel:	Auslasskanäle an Saugmotor- Anforderungen anpassen			
Maßnahme:	keine	nur Bearbeitung (Auffräsen des Kanalsende)	Auslasskanal- Sandkerne	Auslasskanal-/ Wassersandkern und Throat Cuts ändern, auslassseitige Gusskille ändern
notwendige Änderungen:	keine	neues Werkzeug nötig	neue Werkzeug für Throat Cuts	neue Werkzeug für Throat Cuts
			neue Sandkerne für Auslasskanäle	neue Sandkerne für Auslasskanäle
				neue Sandkerne für Wasser eine neue seitliche Gusskille
Vorteile:	komplette Übernahme aus TGDI Konzept möglich	keine Änderungen am Gussteil nötig	Durchmesser Verhältnis erreichbar	integrierter Auslasskrümmer möglich
		Durchmesser Verhältnis erreichbar	weniger Bearbeitungsaufwand	Durchmesser Verhältnis erreichbar
Nachteile:	Durchmesser Verhältnis nicht erreichbar	jeder Kopf muss zusätzlich bearbeitet werden	Gussformen müssen geändert werden	sehr aufwändige Änderungen
	hoher Abgasgedruck, Leistungsverlust	Kante entsteht im Auslasskanal -> schlecht für Strömung	eingeschränkte Änderungsmöglichkeit wegen Wasserkern	
Bewertung: (+ ... verfolgen - ... verwerfen)	-	+	+	-

c) Konzeptausarbeitung

Konzept I

Der Gusskern bleibt gleich wie beim T-GDI Motor und wird anschließend bei der Bearbeitung mit einem Kegelfräser „aufgefräst“ um das bei Saugmotoren gewünschte Durchmesser Verhältnis von $A_{FL}/A_{AV} = 1.1 - 1.2$ zu erreichen.

Der maximale Öffnungswinkel sollte für Saugmotoren ca. 15° betragen. Durch die Diffusorform wird die kinetische Energie in Druckenergie umgewandelt und der Durchflusskoeffizient sinkt beträchtlich. [25]

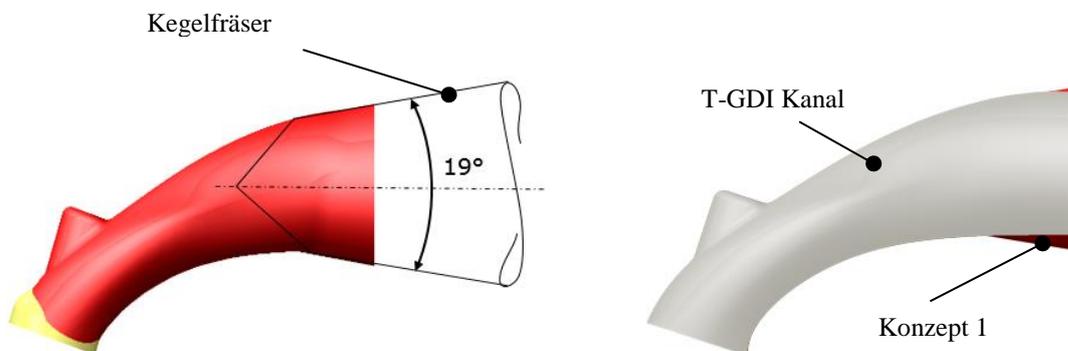


Abbildung 6-47: Links Konzept1 mit Bearbeitung
Rechts Vergleich von T-GDI und Konzept I

$$\frac{A_{FL}}{A_{AV}} = \frac{754}{2 * 332} = 1,13$$

Vorteile:

- Keine Änderung vom Auslasskanal Sandkern notwendig.

Nachteile:

- Jeder Kopf erhält 3 zusätzliche Bearbeitungsstellen, besonders bei großen Stückzahlen kann das schnell zu einem Kostennachteil führen.
- Kein ideal tangentialer Übergang vom gegossenen Kanal in den aufgefästrten Kanal möglich -> es entsteht zwangsweise eine kleine, strömungsungünstige Kante die sehr heiß wird.

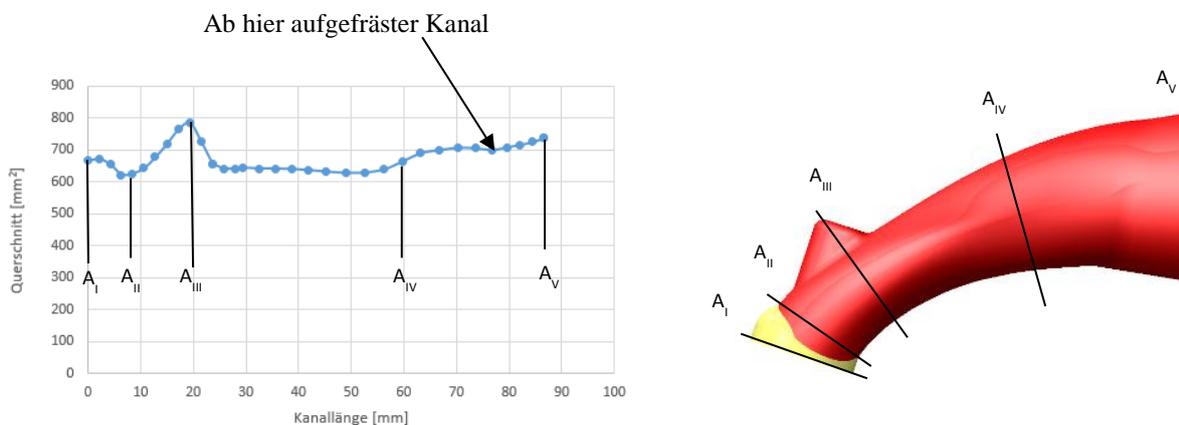


Abbildung 6-48: Querschnittsverlauf Konzept I

Der Austrittsdurchmesser des Kanals erhöht sich von 28 mm auf 31 mm. Die Dichtfläche zwischen Flansch und Abgaskrümmen wird dadurch um 139 mm² kleiner, und die minimale Flanschstärke verringert sich von 13mm auf 11mm.

Bei Verwendung einer Metallsickendichtung sollte die radiale Flanschstärke ca. 10mm betragen, mindestens jedoch 7mm. Der Einlasskrümmer ist ca. 1mm größer im Durchmesser als der Kanalaustritt, zuzüglich der Gusstoleranzen von max. ± 0,5 mm ergibt sich eine minimale Flanschdicke von 9 mm und ist somit ausreichend.

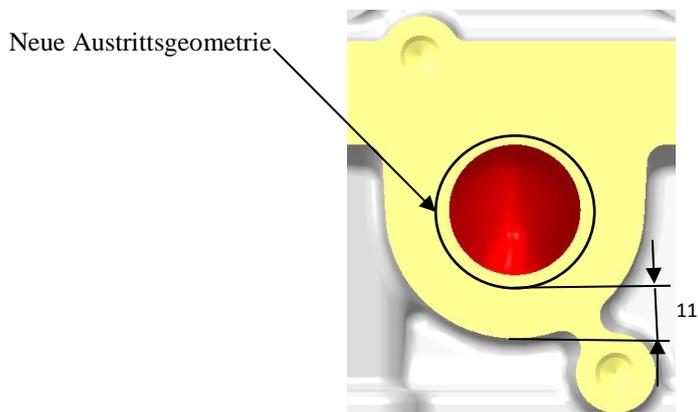


Abbildung 6-49: Flansch Konzept 1

Konzept II

Der Sandkern des Auslasskanals wird neu konstruiert und auf die Saugmotor Anforderung angepasst. Unter der Prämisse, dass der Wasserkern und die Auslassflanschgeometrie gleich bleiben. Dadurch beschränken sich die Änderungen darauf, dass der Kanal gegen Ende hin nur leicht geweitet wird aber ansonsten von der Form der ident bleibt.

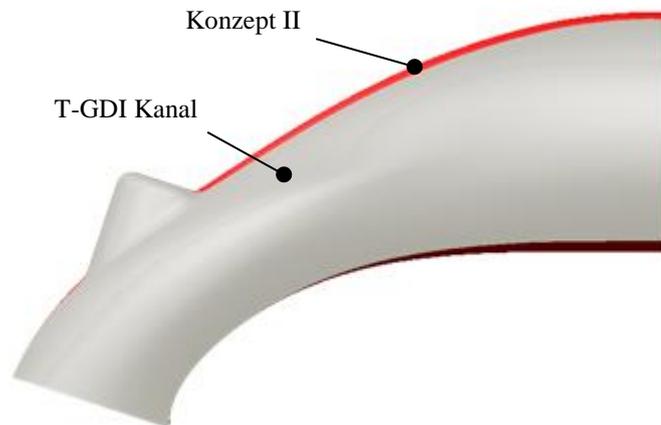


Abbildung 6-50: Vergleich von T-GDI und Konzept II

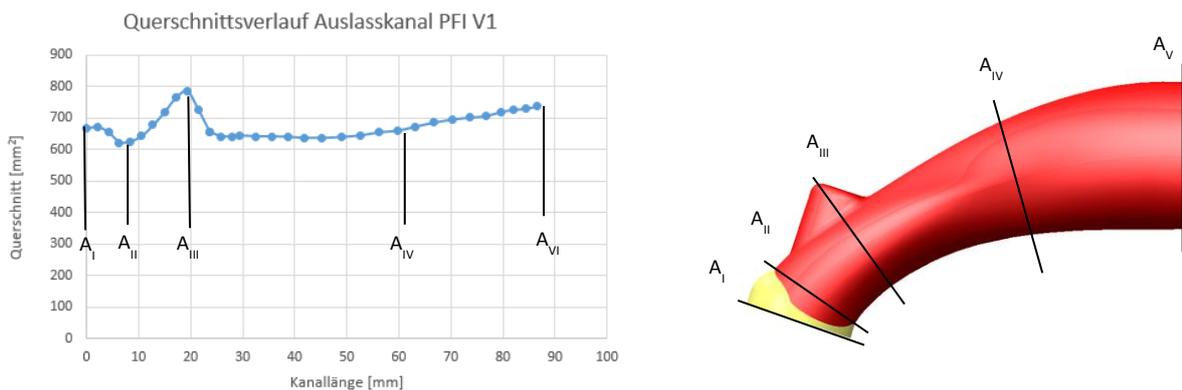


Abbildung 6-51: Querschnittsverlauf Konzept 1

Vorteile:

- Keine zusätzliche Bearbeitungen
- Keine scharfen Kanten im Kanal durch auffräsen
- Die Querschnittserweiterung beginnt schon früher -> geringerer „Diffusorwinkel“
- Bei großen Stückzahlen die kostengünstigere Variante

Nachteile:

- Neue Sandkerne für Auslasskanäle notwendig

d) Konzeptauswahl

Unter Berücksichtigung der geplanten Produktionsmenge vom Saugmotor (150 000 #/Jahr) und vom Turbomotor (30 000 #/Jahr) macht es aus technischer und wirtschaftlicher Sicht keinen Sinn beim Saugmotor Kompromisse einzugehen. Das heißt das Lösungskonzept I bei dem durch auffräsen der Kanal erweitert wird ist dem Lösungskonzept II unterlegen. Sowohl in

technischer, weil keine stetige Querschnittserweiterung ohne störende Bearbeitungskanten möglich ist, als auch in wirtschaftlicher Sichtweise. Die Fertigungskosten für Konzept I übersteigen bei solch hohen Stückzahlen, die des Konzeptes II, obwohl neue Sandkerne und damit eine neue Kernschussmaschine notwendig ist. Der Fertigungsaufwand fürs Fräsen jedes Kopfes, darunter fallen Maschinenstunden, Mitarbeiterstunden, neues Werkzeug, eventuell neue Ausspannung usw. ist bei solch großen Stückzahlen einfach zu hoch. Aus diesem Grund wird Konzept II favorisiert.

Herstellung der Sandkerne

Die Auslasskanäle werden gleich wie die Einlasskanäle im Kernschießverfahren hergestellt. In Abbildung 6-52 sind wieder der Entformbarkeitscheck zu sehen. Die Formteilung für den Kernkasten verläuft genau an jener Linien, wo sich die hellblauen und hellroten Flächen treffen.

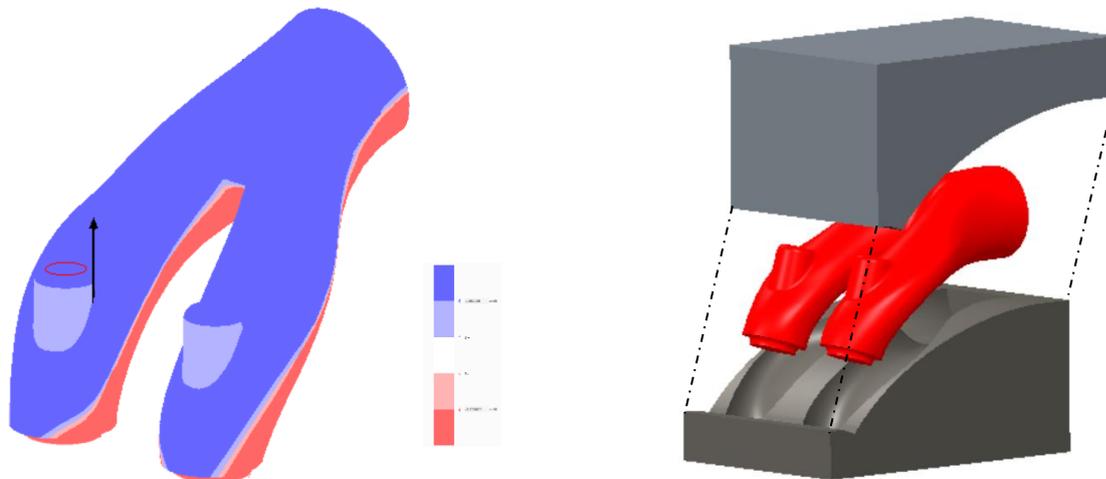


Abbildung 6-52: Links: Entformbarkeitscheck durch Farbenanalyse im CAD. Der schwarze Pfeil zeigt die Entformungsrichtung an; Dunkelbau: >3° Entformschräge; Dunkelrot <3 ° Entformschräge
Rechts: Kernkästen für die Kernschießmaschine

6.3 Brennraum

Der Brennraum ist das Herzstück des Verbrennungsmotors. Darin läuft die exotherme Umsetzung chemischer Energie in kinetische Energie des Kolbens ab. Dementsprechend wichtig ist die Brennraumgestaltung für einen Großteil der Motoreigenschaften. Stark beeinflusst werden Leistung, Drehmoment, Emissionen und das Klopfverhalten des Motors.

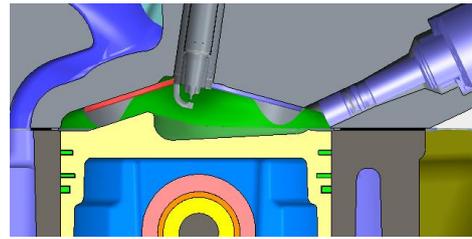


Abbildung 6-53: Brennraum T-GDI

Das Brennraumvolumen besteht aus dem Volumen im Zylinderkopf, dem Volumen im Kolbenboden, dem Kompressionsspalt und der Feuersteghöhe, sowie dem vom Zylinder freigegebenen Teil der Zylinderbohrung. Dieses Volumen ist auch ausschlaggebend für das Verdichtungsverhältnis.

Das Verdichtungsverhältnis ist definiert als Quotient aus maximalen und minimalen Zylindervolumen. Das Hubvolumen ergibt sich aus Bohrung und Hub. Das komprimierte Volumen umfasst das Volumen der Brennraumkalotte, der Ventiltaschen im Kolben, der Kolbenmulde und des Feuersteiges bis zum ersten Verdichtungsring. [54]

$$\epsilon = \frac{V_H + V_C}{V_C} \quad (6-20)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad \text{mit} \quad \kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (6-21)$$

Verdichtungsverhältnis des aktuellen T-GDI Motors:

Hub $h = 81,3 \text{ mm}$, Bohrung $d = 72,2 \text{ mm}$

$$V_H = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot h = \frac{72,2^2 \cdot \pi}{4} \cdot 81,3 = 332,85 \text{ cm}^3$$

$V_C = 37,22 \text{ cm}^3$ aus CAD Messung entnommen



Abbildung 6-54: Kompressionsvolumen T-GDI

$$\epsilon = \frac{V_H + V_C}{V_C} = \frac{332,85 + 37,22}{37,22} = 9,943$$

Gerundet hat der aktuelle T-GDI Motor also ein Verdichtungsverhältnis von 10. Für den Saugmotor soll das Verdichtungsverhältnis auf einen Wert zwischen 11.5 und 12 angehoben werden. Durch Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses steigt der effektive Mitteldruck, das führt zu einer Verbesserung des theoretischen thermischen WG, und dadurch auch des effektiven Wirkungsgrads. Allerdings wird bei hohen Verdichtungsverhältnissen der Wirkungsgradzunahme zunehmend geringer. Nach oben hin ist das Verdichtungsverhältnis jedoch durch die Klopfestigkeit des Kraftstoffes begrenzt.

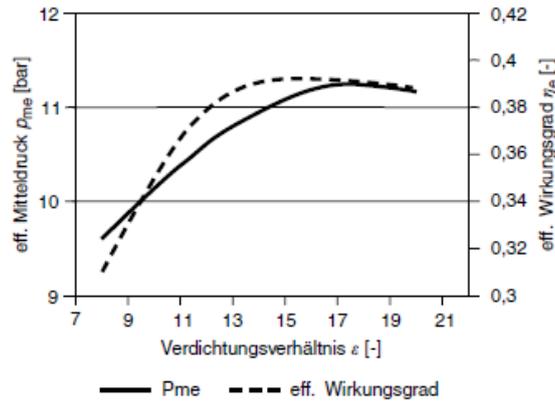


Abbildung 6-55: Einfluss des Verdichtungsverhältnis auf p_{me} und η_e bei Vollast eines Ottomotors [54]

Die Grenze der Verdichtungsverhältnisanhebung ist dann erreicht, wenn bei einem dachförmigen 4-Ventil-Brennraum die freie Flammenoberfläche im OT-nahen Bereich der Kolbenstellung so schmal wird, dass keine hohe turbulente Flammenausbreitungsgeschwindigkeit mehr möglich ist und damit die Brenndauer und die Zyklenstreuungen derart zunehmen, dass der Wirkungsgradgewinn durch Verdichtungserhöhung überkompensiert wird [53].

6.3.1 Brennraumkalotte

Als Brennraumkalotte wird der obere Teil des Brennraums bezeichnet, d.h. jener Teil der im Zylinderkopf sitzt. Dieser hat die Aufgabe die Einlass- und Auslassventile, die Zündkerze und eventuell den Injektor (nur bei DI Motoren) durch seine geometrische Form so zu verbinden, dass ein möglichst schöner, kantenfreier Brennraum entsteht. Im T-GDI Konzept, siehe Abbildung 6-56 wurde diese Forderung schon sehr gut umgesetzt.

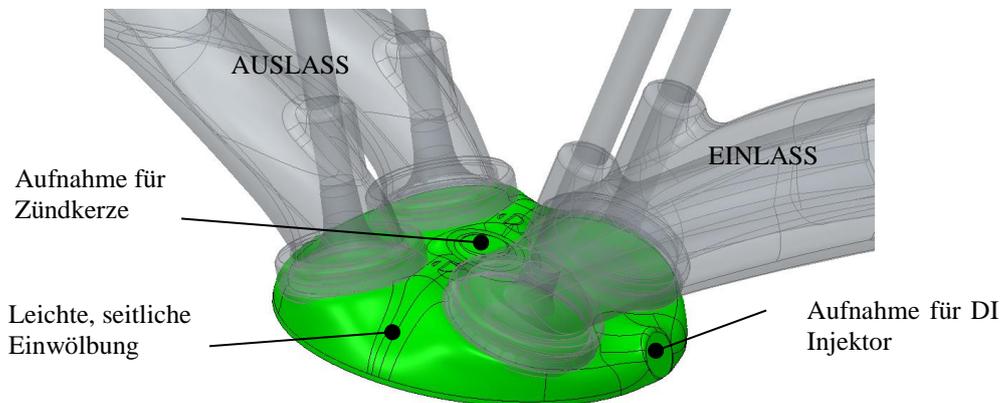


Abbildung 6-56: T-GDI Brennraum

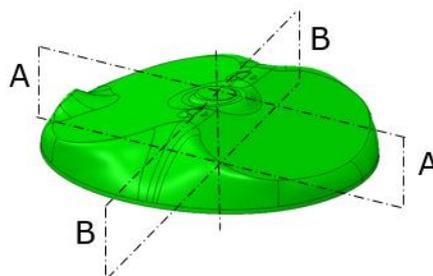




Abbildung 6-57: Schnitte durch den Brennraum

Beim Saugmotor mit Saugrohreinspritzung entfällt die Aufnahme für den DI Injektor dafür müssen Quetschflächen vorgesehen werden. Quetschflächen verringern nicht nur das Volumen des Brennraums und erhöhen somit das Verdichtungsverhältnis, sondern erzeugen auch eine zusätzliche Ladungsbewegung, wie schon zuvor in Kapitel 6.2.1.1 beschrieben. Der Nachteil ist die Zunahme des Verhältnisses von Brennraumwandfläche zu Brennraumvolumen, dem sogenannten Oberflächen-Volumenverhältnis (O/V-Verhältnis). Durch den zunehmenden Wandeinfluss steigt die Emission an unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC-Emissionen). Das O/V-Verhältnis ist proportional zum Quetschflächenanteil, dieser berechnet sich aus Fläche der Quetschflächen zu Fläche des Kolbens.

$$Q_A = \frac{A_{\text{Quetschfl.}}}{A_{\text{Kolben}}} \quad (6-22)$$

$$Q_A = \frac{A_{\text{Quetschfl.}}}{A_{\text{Kolben}}} = \frac{4,38}{40,71} = 0,11$$

$$Q_A = \frac{A_{\text{Quetschfl.}}}{A_{\text{Kolben}}} = \frac{6,65}{40,71} = 0,16$$

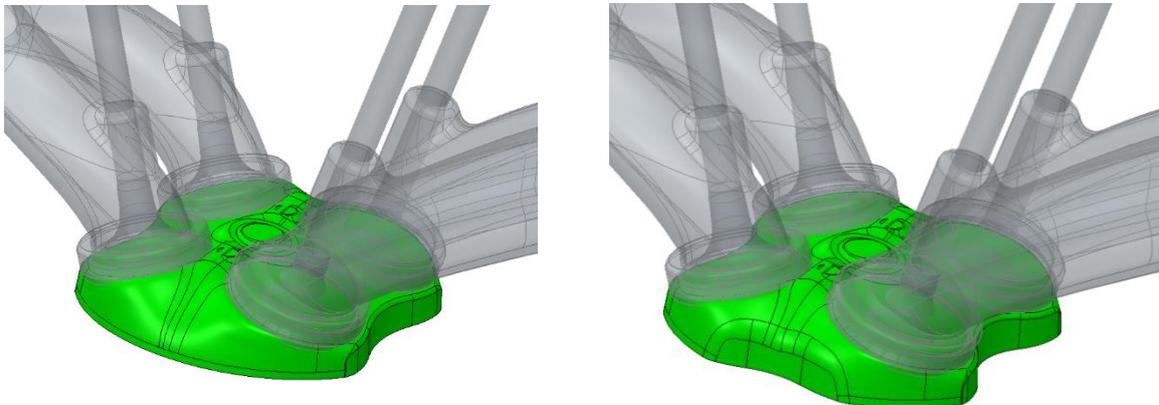


Abbildung 6-58: neue Brennraumkonzepte mit zwei (links) bzw. vier (rechts) Quetschflächen

Normalerweise werden zwei Quetschflächen jeweils zwischen den Einlassventilen bzw. zwischen den Auslassventilen vorgesehen. Vier Quetschflächen werden vereinzelt auch eingesetzt und erleichtern es das Kompressionsvolumen weiter zu verringern, jedoch sind sie strömungstechnisch ungünstiger, weil das Ventil dann mehr maskiert wird und das Einströmen auf größerem Umfang des Einlassventils behindert wird. Dadurch steigt der Durchflusswiderstand an und der Tumble wird höher, weil die Frischladung zumindest am Anfang des Ventilhubes nur mehr über die obere Ventilhälfte einströmen kann. Mit zwei Quetschflächen kann ein Quetschflächenanteil von 11% und mit vier Quetschflächen von 16% erreicht werden. Die Steigerung um 5% ist zu gering um die Verschlechterung der Strömungssituation in Kauf zu nehmen. Aus diesem Grund sind zwei Quetschflächen eindeutig zu favorisieren falls das benötigte Verdichtungsverhältnis erreicht werden kann.

Besonderen Wert muss bei der Auslegung des Spaltes zwischen Quetschfläche und Kolbenoberkante auf den Mindestabstand gelegt werden. Die lange Toleranzkette von Kopf, Zylinderhöhe, Pleuellänge, Exzentrizität Kurbelzapfen, Lagerstellen, Kolbenbohrung, und

Längung des Pleuels bei hohen Drehzahlen, temperaturbedingte Längungen der betroffenen Komponenten spielen eine erhebliche Rolle.

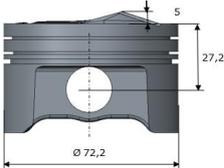
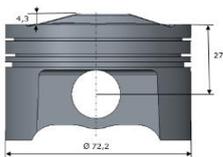
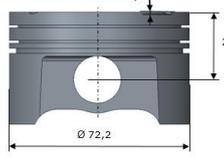
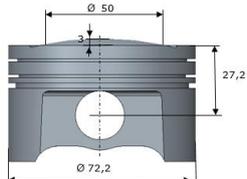
6.3.2 Kolben

Der Kolben überträgt die Kraftwirkung infolge der Verbrennung auf die Pleuelwelle. Gleichzeitig unterstützt er den Ladungswechsel, indem er das Entleeren des verbrannten Gemisches über Volumenverkleinerung des Brennraums beschleunigt (Ausschieben) und das Füllen des Zylinders mit Frischladung mittels Volumenvergrößerung ermöglicht (Ansaugen). Weiters muss der Brennraum vom übrigen Pleuelgehäuse, in beide Richtungen, so gut wie möglich vom Pleuel abgedichtet werden, was sich aufgrund der oszillierenden Bewegung als nicht ganz einfach erweist, ohne dass dabei die Reibungsverluste unnötig hoch werden. Ein Überströmen der heißen Verbrennungsgase in das Pleuelgehäuse (BlowBy) bedeutet nicht nur einen Arbeitsverlust, sondern führt auch zur Überhitzung des Pleuels und zur Beeinträchtigung der Schmierung zwischen Pleuel und Zylinder. Gelangt in der Gegenrichtung Pleuelöl vom Pleuelgehäuse in den Pleuelraum verbrennt dieses mit dem Gemisch und führt zu stark erhöhten Emissionen.

Beim T-GDI Motor wird ein Pleuel mit einer asymmetrischen Pleule verwendet um ein wandgeführtes Brennverfahren realisieren zu können. Der Kraftstoff wird während der Pleuelkompression von der Seite in die Pleule eingespritzt und vom sich nach oben bewegenden Pleuel in Richtung Pleuelkerze gebracht. Die einströmende Luft besitzt eine hohe Tumblezahl und vermischt sich gut mit dem Kraftstoff, vor allem dann wenn der Tumble durch die Pleuelkompression in Mikroturbulenzen zerfällt und in der Pleuelkerzenumgebung ein zündfähiges Gemisch erzeugt wird.

Im Brennraum von Saugmotoren herrschen ganz andere Strömungszustände beim Einströmen weil das Gemisch bereits außerhalb des Brennraums gebildet wird, deshalb unterscheidet sich auch die Pleuelform wesentlich. Die Pleuelform hat großen Einfluss auf Pleuelbrennungsqualität und Pleuelverdichtungsverhältnis. Viele Hersteller setzen auf die besonders einfach zu fertigende flache Pleuelform (siehe Pleuel V2) oder Pleuel mit einer kleinen, flachen Pleule. Diese haben kleine Pleulertaschen und bilden eine schöne glatte Brennraumform ohne große Spalte an denen sich Hitzequellen bilden können oder HC's absetzen können.

Tabelle 6-10: Vergleich der Pleuelkonzepte

Konzept	T-GDI Pleuel	Pleuel V1	Pleuel V2	Pleuel V3
<i>CAD Modell</i>	 	 	 	 

Form	Asymmetrische Mulde	Dom mit symmetrischer Mulde	Flacher Kolben	Kolben mit Wölbung
Durchmesser	72,2 mm	72,2 mm	72,2 mm	72,2 mm
Kompressionshöhe	27,2 mm	27,2 mm	27,2 mm	27,2 mm
Gewicht	228g	223g	213g	221g
Feuersteghöhe	5,2 mm	5,2 mm	5,2 mm	5,2 mm
Gesamthöhe	45,2 mm	45,2 mm	45,2 mm	45,2 mm

Tabelle 6-10 zeigt das T-GDI Konzept im Vergleich zu 3 neu ausgearbeiteten Kolbenkonzepten. Konzept V1 zeigt einen Kolben mit Dom und einer Verbrennungsmulde. Die Verbrennungsqualität kann durch eine schöne Muldenform im Bereich der Zündkerze gesteigert werden, weil dann im Bereich der Zündkerze ein großes Volumen mit zündfähigem Gemisch bereitgestellt wird. Im Gegensatz dazu ist Konzept 3 der schlechteste Kompromiss, weil das Gemisch durch die gewölbte Form weg von der Zündkerze in die Brennraumecken gedrückt wird.

Bei Konzept V1 sind Ventiltaschen in der Kolbenoberseite vorzusehen um einen Kontakt zwischen Ventil und Kolben zu vermeiden. Ventiltaschen sind zwar unerwünscht da sie die Brennraumform zerklüften und dadurch die Verbrennungsqualität etwas schlechter wird, in diesem Fall aber unerlässlich sind, um das geforderte Verdichtungsverhältnis zu erreichen. Bei der Auslegung des minimalen Sicherheitsabstandes zwischen Kolben und Ventil ist unbedingt die thermisch bedingte Längendehnung und die Verformung infolge von Gas- und Massenkraften zu berücksichtigen. Zu bedenken ist außerdem, dass an der Pleuelwelle Biegung auftritt, Pleuelaugen oval verformt werden und der Pleuelschaft beim Ladungswechseltotpunkt infolge der Trägheitskräfte gelängt wird. Unter Umständen können diese Effekte in Kombination mit ungünstigen Toleranzen zu Gesamtwerten von 0,5-1mm führen.[29]

Im CNG Betrieb kann durch die höhere Klopfestigkeit des Erdgases in der Vollast früher gezündet werden, damit steigen die Spitzendrücke und die Temperatur im Brennraum. Erdgas erzeugt zudem deutlich weniger, isolierend wirkende, Ablagerungen auf dem Kolben wodurch der Kolben eine deutlich höhere thermische Belastung erfährt. Bei der späteren Detailauslegung des Kolben und der Materialauswahl muss darauf besonders geachtet werden. [53]

Kolbenringe

Die Kolbenringe dichten den Brennraum gegen das Kurbelgehäuse ab, führen dabei Wärme vom Kolben in das Kurbelwellengehäuse ab und regulieren den Schmierfilm zwischen Kolben und Zylinderwand. Heute üblich sind 3 Kolbenringe bestehend aus einer Kombination aus Verdichtungsringen und Ölabbstreifern.

Die Abmessungen und Position der Ringnuten wurden laut AVL Guideline [34] definiert. Die wichtigsten Anforderungen an die Kolbenringwerkstoffe sind: hohe Elastizität und Festigkeit, gute Laufeigenschaften, einfache Herstellbarkeit und in diesem Fall auch Korrosionsresistenz gegen CNG.

1. Ring (Verdichtungsring)

Der Kolbenring mit rechteckigem Querschnitt erfüllt mit seiner einfachen geometrischen Form unter normalen Bedingungen alle Dichtungsaufgaben. Der Kompressionsring hat einen geringfügig größeren Außendurchmesser, als der Bohrungsdurchmesser des Zylinders, dadurch entsteht eine gewisse Vorspannung. Der Innendurchmesser ist größer als die entsprechende Kolbennut, damit der Verbrennungsdruck den Kolbenring von hinten an die Zylinderwand pressen kann. Bei Rechteckringen entsteht dadurch ein hoher Anpressdruck.

Der erste Ring ist aus martensitischen Stahl mit 13-18% Cr und wird nitriert

2. Ring (Verdichtungs- und Abstreifring)

Der Minutenring besitzt eine konische Lauffläche und erzielt somit eine bessere Ölabbstreifung. Er ist aus Cr- legierten Stahl mit einer Phosphatbeschichtung zur Reibungsminimierung.

3. Ring (Ölabstreifring)

Der dreiteilige Ölabbstreifring besteht aus zwei dünnen Stahlbandringen und einer Abstandsfeder, welche die Stahlbandringe in axialer Position hält und sie gleichzeitig an die Zylinderwand presst. Der Ölabbstreifring ist aus chrombeschichtetem Stahl.

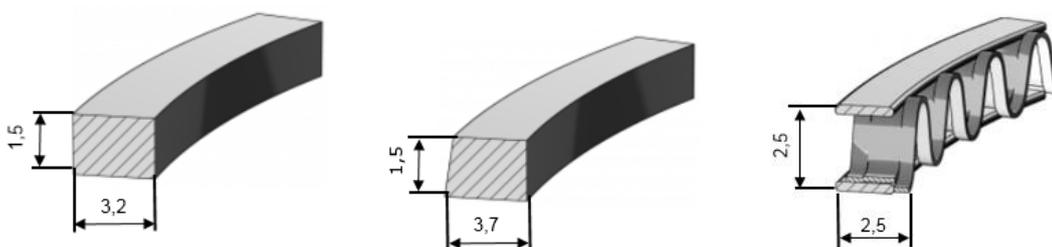


Abbildung 6-59: Links: 1. Ring (Verdichtungsring), Mitte: 2. Ring (Verdichtungs- und Abstreifring), Rechts: 3. Ring (dreiteiliger Ölabbstreifring)

6.3.3 Verdichtungsverhältnis erhöhen

Das Verdichtungsverhältnis kann durch verschiedenste konstruktive Maßnahmen angepasst werden. Im Falle des T-GDI Kopfes wurde der Brennraum weit in den Zylinderkopf hineingezogen, d.h. der Großteil des Brennraums liegt im Zylinderkopf. Das macht es natürlich schwieriger das Verdichtungsverhältnis zu erhöhen, ohne große Änderungen am Zylinderkopf vorzunehmen. Bei einer Neukonstruktion eines Saugmotor Zylinderkopfes würde man die Brennraumkalotte im Kopf absenken, eventuell sogar den Ventilwinkel verringern und im Kolben eine Mulde vorsehen um die gewünschte Brennraumform und Verdichtungsverhältnis zu erreichen.

a) Brainstorming

Abbildung 6-60 zeigt ein Brainstorming mit den Möglichkeiten wie das Verdichtungsverhältnis trotzdem erhöht werden kann.



Abbildung 6-60: Brainstorming zu Verdichtungsverhältnis erhöhen

b) Einflusstabelle

Tabelle 6-11 verknüpft die Ergebnisse des Brainstormings mit Vor- und Nachteilen und die Auswirkungen auf andere Baugruppen der verschiedenen Möglichkeiten. Nur das dünner machen der Zylinderkopfdichtung hat überhaupt kein Potential, da die geforderte Erhöhung nicht erreicht werden kann.

Durch die Bewertung der Vor- und Nachteile und der Betrachtung der Auswirkungen auf das restliche Zylinderkopflayout bleiben nur mehr vier sinnvolle Optionen über die weiter verfolgt und untersucht werden.

- Quetschflächen einfügen
- Zylinderkopf an der Unterkante abfräsen
- Brennraumkalotte tiefer setzen
- Kolbengeometrie anpassen

c) Einflusstabelle

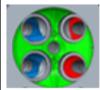
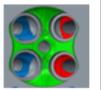
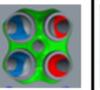
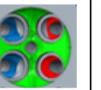
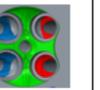
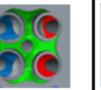
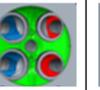
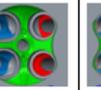
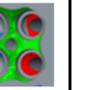
Tabelle 6-11: Verdichtungsverhältnis erhöhen

Ziel:	Verdichtungsverhältnis erhöhen							
Maßnahme:	Queetschflächen einfügen	Brennraumkalotte absenken	Ventilwinkel verkleinern	Kolbenkompressionshöhe ändern	Pleuellänge vergrößern	Motorblocklänge kürzen	Zylinderkopf abfräsen	Kurbelwellenlagerung versetzen
notwendige Änderungen am Gussteil:	Brennraumkalotte	Brennraumkalotte LW-Kanalkerne Wasserkern Ölkern	LW-Kanalkerne Wasserkern Ölkern Brennraumkalotte	keine	keine	keine	keine	Motorblock
	Kolbenform	Ventile müssen verlängert werden	Nockenwellenposition	Ausgleichsgewichte (Massenkräfte ändern sich)	Pleuelstangenverhältnis ändert sich	Abstand NW zu KW ändert sich -> Steuertrieb anpassen	Abstand NW zu KW ändert sich -> Steuertrieb anpassen	Abstand NW zu KW ändert sich -> Steuertrieb anpassen
Auswirkungen auf andere Systeme/ Baugruppen:	Ladungsbewegung	Zündkerzenposition ändert sich	HLA- Position	Kolben wird schwerer -> Kolbenkräfte ändern sich	Kolbenkräfte ändern sich	Ventiltaschen im Kolben werden tiefer	Ventiltaschen im Kolben werden tiefer	Abtriebsebene, und dadurch Package ändert sich
	Brennraumform	LW- Kanalform sonst verschiebt sich Anschlussflansch von Saugrohr/ Abgaskrümmern	Schlepphebel Position	Kolben überschreitet Motorblockoberkante	Kolben überschreitet Motorblockoberkante	Kolben überschreitet Motorblockoberkante	Steuertriebdeckel ändert sich	Kolben überschreitet Motorblockoberkante
		Ventiltaschen im Kolben werden tiefer	Ventillänge	Ventiltaschen im Kolben werden tiefer	mittlere Kolbengeschwindigkeit ändert sich	Steuertriebdeckel ändert sich	Packageposition (Saugrohr, Abgassystem) ändert sich	Auxiliary- Antrieb ändert sich
		Ventilwinkel anpassen, weil sich die Ventilposition im Brennraum ändert	Abdeckungen (Ventilhaube, Steuertrieb)	Brennraumform	Ventiltaschen im Kolben werden tiefer	Packageposition (Saugrohr, Abgassystem) ändert sich		Ventiltaschen im Kolben werden tiefer
		HLA Position	Steuertrieb					
		Brennraumform	Brennraumform					
	Ventilsitzringe	Ventilsitzringe						
Vorteile:	wenig Änderungen am Gussteil	beliebiges Verdichtungsverh. erreichbar	beliebiges Verdichtungsverh. erreichbar	keine Änderungen am Guss notwendig	Abstand NW-KW ändert sich nicht	beliebiges Verdichtungsverh erreichbar	beliebiges Verdichtungsverh erreichbar	beliebiges Verdichtungsverh erreichbar
	zusätzliche Ladungsbewegung wenig Einflüsse auf andere Systeme/ Baugruppen	Abstand NW-KW ändert sich nicht	Abstand NW-KW ändert sich nicht	Abstand NW-KW ändert sich nicht				
Nachteile:	gefordertes Verdichtungsverh. nicht erreichbar	einige Neuteile (Ventile, Nocken..)	Einfluss auf Steuertrieb	ev. Anpassung der Kurbelwelle nötig	neues Pleuel notwendig	Einfluss auf Steuertrieb	Einfluss auf Steuertrieb	Einfluss auf Steuertrieb
		Kühlung schlechter weil mehr Wandstärke zwischen Wassermantel u Brennraum	sehr viele, aufwendige, kostenintensive Änderungen	führt eventuell zu ungünstiger Brennraumform -> weniger Leistung, höhere Emissionen	Verwechslungsgefahr bei Montage	Kolben überschreitet Motorblockoberkante		Kolben überschreitet Motorblockoberkante
			viele Neuteile Ventile, Sitzringe..)		Kolben überschreitet Motorblockoberkante			
Bewertung (+ ... verfolgen - ... verwerfen)	+	+	-	+	-	-	+	-

Bei allen Konzepten ist das tatsächlich erreichbare Verdichtungsverhältnis natürlich stark von der Kolbenform abhängig. Diese Zusammenhänge wurden durch CAD Analysen geprüft und in Tabelle 6-12 zusammengefasst.

Tabelle 6-12: Analyse des erreichbaren Verdichtungsverhältnisses

- Verdichtungsverhältnis optimal (zwischen 11,5 und 12)
- Höheres Verdichtungsverhältnis erreichbar
- Verdichtungsverhältnis nicht erreichbar

Analyse des erzielbaren Verdichtungsverhältnisses									
Maßnahme Brennraum	original Zylinderkopfabmessungen			Zylinderkopf um 0.5 mm kürzen bzw. Brennraum um 0.5 mm ansenken			Zylinderkopf um 1 mm kürzen bzw. Brennraum um 1 mm ansenken		
	ohne Quetsch- flächen	zwei Quetsch- flächen	vier Quetsch- flächen	ohne Quetsch- flächen	zwei Quetsch- flächen	vier Quetsch- flächen	ohne Quetsch- flächen	zwei Quetsch- flächen	vier Quetsch- flächen
Maßnahme Kolben									
 Kolben mit Mulde	10.95	11.91	12.59	11.81	12.7	13.48	12.58	13.6	14.52
 flacher Kolben	9.64	10.65	11.2	10.58	11.27	11.87	11.18	11.96	12.65
 gewölbter Kolben	10.83	11.56	12.2	11.47	12.3	13.03	12.19	13.14	13.99

d) Morphologischer Kasten

Die Konzeptideen für die einzelnen Baugruppen sind in einem Morphologischen Kasten in Abbildung 6-61 zusammengefasst. Aus den vorherigen Erkenntnissen können nun die vielversprechendsten Gesamtkonzepte zum Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses ausgewählt werden. Diese werden dann durch einen AHP bewertet.

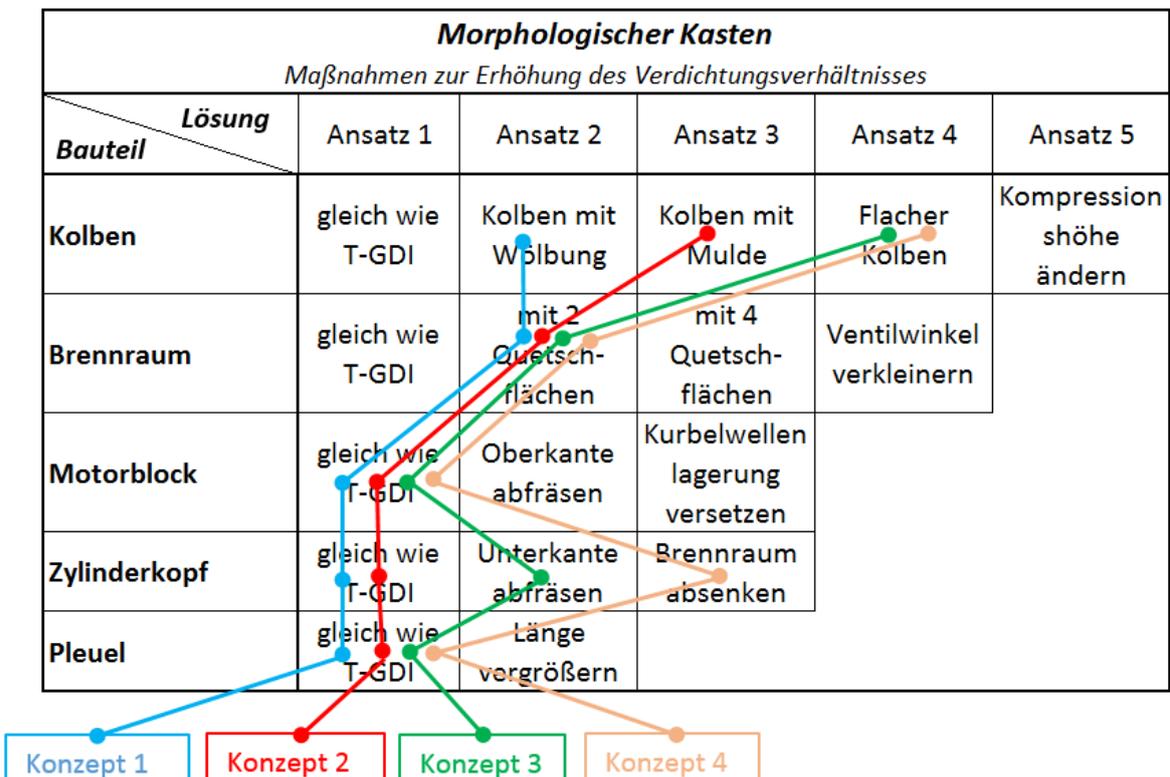
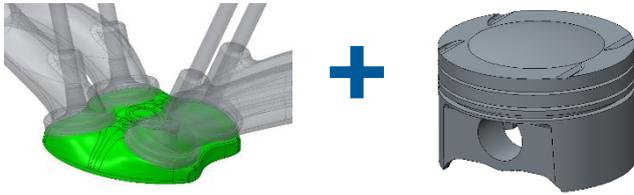


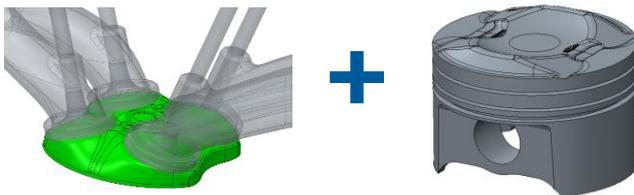
Abbildung 6-61: Morphologischer Kasten für Konzepte zum Erhöhen des VD-Verhältnisses

e) Konzeptausarbeitung

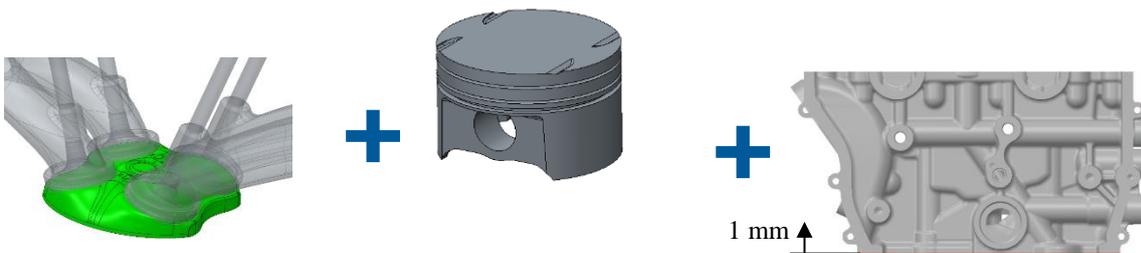
Konzept 1: Zwei Quetschflächen und gewölbter Kolben



Konzept 2: Zwei Quetschflächen und Kolben mit Dom und Mulde



Konzept 3: Zwei Quetschflächen, flacher Kolben und Zylinderkopf abräsen



Konzept 4: Zwei Quetschflächen, flacher Kolben und Brennraummulde absenken



f) Konzeptbewertung

Das Absenken der Brennraumkalotte führt zu enormen konstruktiven Änderungen, wie zum Beispiel: Anpassen der Ventillänge, und des Ventilwinkels da sich sonst die Position der Ventil Sitzringe im Brennraum ändern würde. Wenn sich der Ventilwinkel ändert muss sich auch die Nockenwellenposition bzw. Nockenform ändern. Das heißt es muss eigentlich das gesamte Zylinderkopflayout geändert werden.

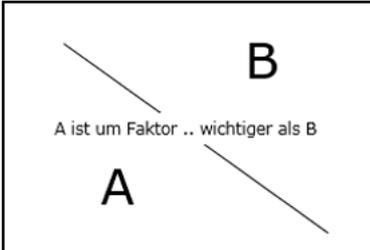
Das Abfräsen des Zylinderkopfes verursacht keinen Anpassungsaufwand im Kopf, jedoch ändert sich der Abstand von Kurbelwelle bis Nockenwelle, somit ändert sich auch die Steuertriebgeometrie ein wenig. Eine Kürzung von 0,5-1 mm kann höchstwahrscheinlich durch

einen zusätzlichen Kettenspanner noch kompensiert werden. Der Steuertriebdeckel muss aber jedenfalls geändert werden, da sich die Anschraubpositionen durch das Kürzen des Kopfes verschieben. Denkbar wär auch, bereits im T-GDI Konzept ein Cover mit Langlöchern zu verwenden, bzw. beim T-GDI Rohteil so große Anschraubbutzen vorzusehen, dass beide Löcherpositionen realisiert werden können. Der Vorteil eines solchen Universaldeckels für alle drei Motorvarianten liegt im Gleichteilegedanken. Ein Deckel, der in großer Stückzahl hergestellt wird, ist natürlich günstiger zu beschaffen als drei verschiedene in kleineren Stückzahlen.

Nichtsdestotrotz sind die kostengünstigsten und fertigungstechnisch am wenigsten aufwändigen Varianten Konzept 1 & 2. Das Verdichtungsverhältnis wird erreicht, auch wenn beim Brennraumdesign Kompromisse eingegangen werden müssen.

Als erstes werden die Kriterien aufgestellt und gewichtet. Die verschiedenen Konzepte zur Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses werden anhand folgender Kriterien beurteilt: erreichbares Verdichtungsverhältnis, Verbrennungsqualität, Engineeringaufwand/ Einfluss auf andere Komponenten, gesamte Umrüstkosten, Kompatibilität zur Motorenfamilie

In Abbildung 6-62 links ist die Gewichtung der Kriterien im Paarweisen Vergleich dargestellt, rechts daneben sind die Ergebnisse geordnet in einem Pareto Diagramm dargestellt

		1	2	3	4	5	Gewichtung
		erreichbares Verdichtungsverhältnis	Verbrennungsqualität	Engineeringaufwand/Einfluss auf andere Komponenten	gesamte Umrüstkosten	Kompatibilität Motorenfamilie	
1	erreichbares Verdichtungsverhältnis	1	3	3	1/3	1	24%
2	Verbrennungsqualität	1/3	1	1	1	3	17%
3	Engineeringaufwand/Einfluss auf andere Komponenten	1/3	1	1	3	1/3	18%
4	gesamte Umrüstkosten	3	1	1/3	1	3	25%
5	Kompatibilität Motorenfamilie	1	1/3	3	1/3	1	15%

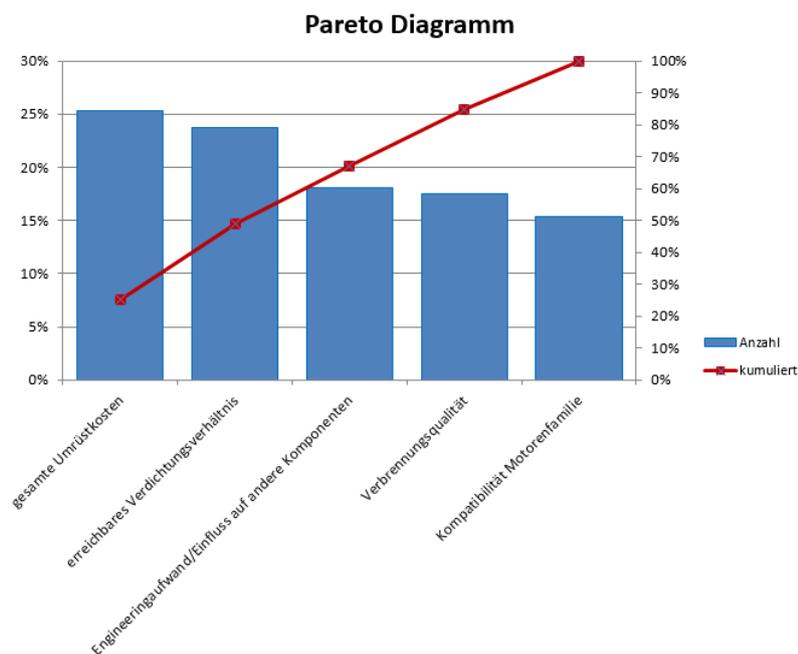


Abbildung 6-62: Gewichtung der Kriterien (Oben) inkl. Pareto Diagramm (Unten)

Für jedes einzelne Kriterium wurden die verschiedenen Konzepte miteinander paarweise verglichen. Daraus ergeben sich für jedes Kriterium die relativen Konzeptteignungen. Gewichtet man nun diese Konzeptteignungen laut Abbildung 7-21 ergibt sich für jedes Konzept eine Gesamtbewertung

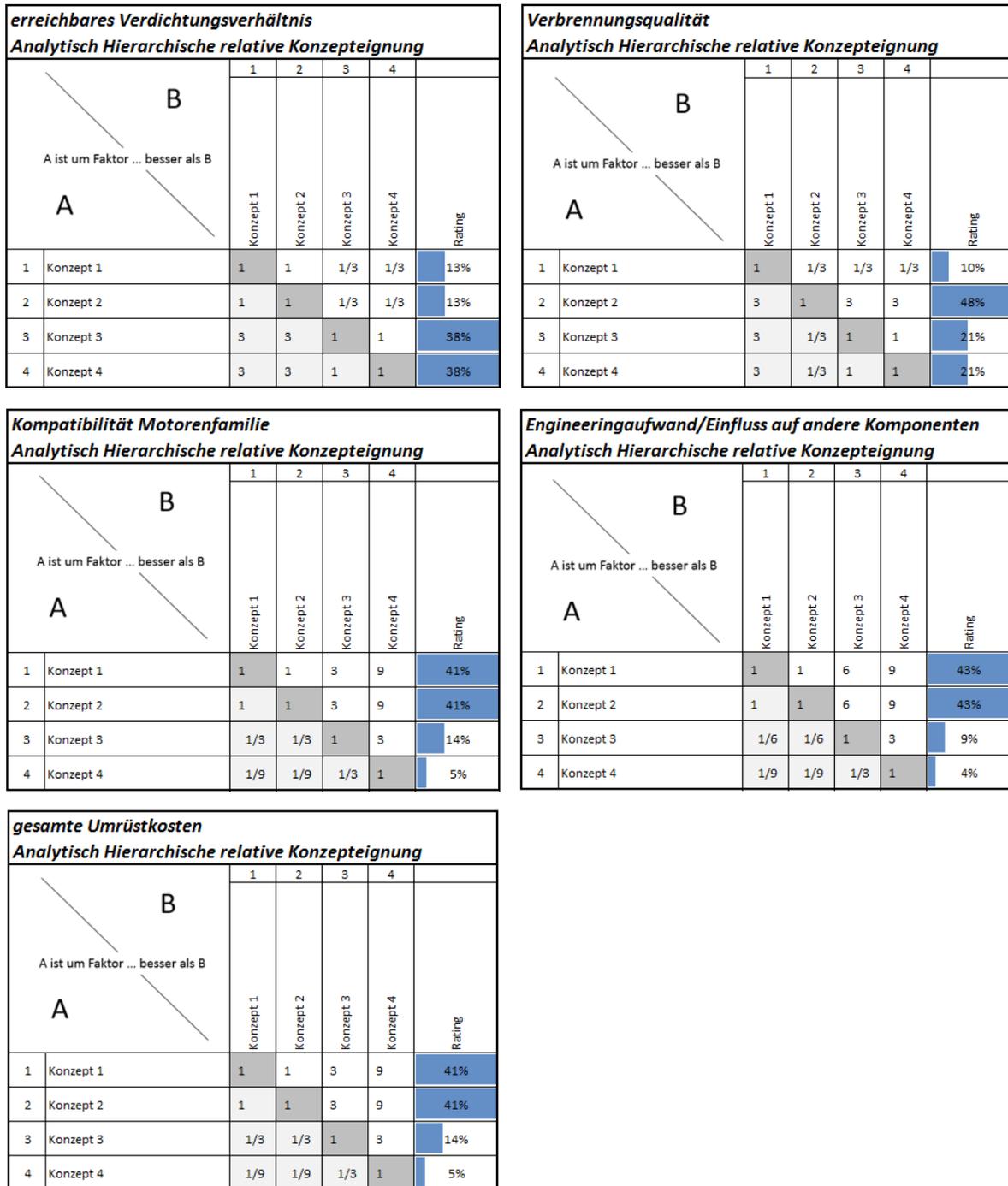


Abbildung 6-63: Paarweiser Konzeptvergleich für alle Kriterien

Diese Gesamtkonzeptbewertung ist in Abbildung 7-23 zu sehen. Rechts neben der Konzeptbewertung kann man auch noch die normierte Konzeptbewertung erkennen. Das heißt die höchste Kriterienbewertung wird auf 100 % gesetzt und die übrigen proportional, laut den Ergebnissen der Konzeptbewertung, verteilt.

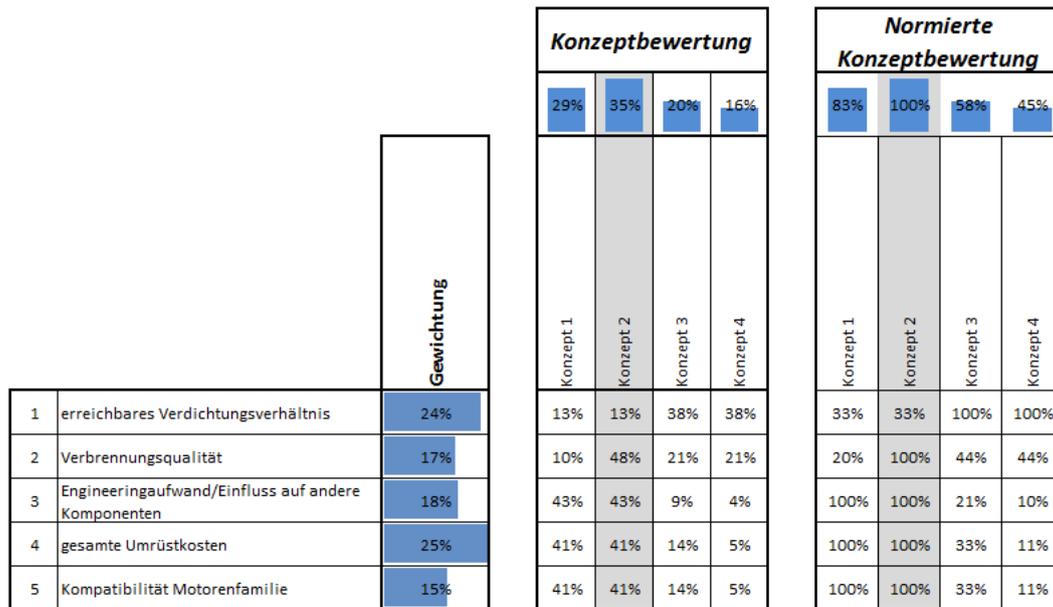


Abbildung 6-64: Finale Konzeptbewertung zum VD- Verhältnis erhöhen

Aus der Bewertung mit den gewichteten Bewertungskriterien (ist deutlich zu erkennen, dass die beiden Konzepte die Veränderung an der Zylindergrundsubstanz erfordern weit abgeschlagen sind, auch wenn dadurch das geforderte Verdichtungsverhältnis leichter zu erreichen ist, überwiegen die negativen Einflüsse auf andere Baugruppen. Konzept 2 mit zwei Quetschflächen und einem Kolben mit Dom und Mulde erzielt den besten Trade off zwischen erreichbarem Verdichtungsverhältnis und optimierter Brennraum und Kolbenform für eine optimale Verbrennung.

6.4 Ventilantrieb

Die vorrangige Aufgabe des Ventilantriebs ist es, den Ladungswechsel für den Verbrennungsprozess durch das genau abgestimmte Öffnen und Schließen der Einlass und Auslassventile, zu steuern. Stand der Technik im PKW Bereich sind zwei obenliegende Nockenwellen mit 4 Ventilen pro Zylinder. In Nischenanwendungen sind 2,3 oder 5 Ventile auf dem Markt aber durchaus auch zu finden. Die Ventile werden durch die Nockenwelle in Bewegung versetzt. Diese Art der Bewegung bestimmt die Ventilsteuerzeiten und den Ventilhub, welche die Leistung und die Emissionen des Motors wesentlich beeinflussen. Ohne Ventilantriebsvariabilität ist die Steuerzeitenauslegung immer ein Kompromiss, weil der Motor in verschiedensten Lastpunkten betrieben wird, welche meist konträre Anforderungen an die Steuerzeiten haben. Es gibt bereits mehrere verschiedene Systeme auf dem Markt welche sich vor allem im Funktionsprinzip aber auch im Grad der Variabilität unterscheiden. Um nur einige Beispiele zu nennen: VANOS von BMW, AVS von Audi, Vario Cam von Porsche und viele mehr. In der breiten Anwendungsgruppe der Mittelklasse-Motoren haben sich hydraulische Phasensteller (VCT) an entweder nur der Einlass- oder an der Einlass- und Auslassnockenwelle durchgesetzt, wie sie auch im T-GDI Konzept verwendet werden.

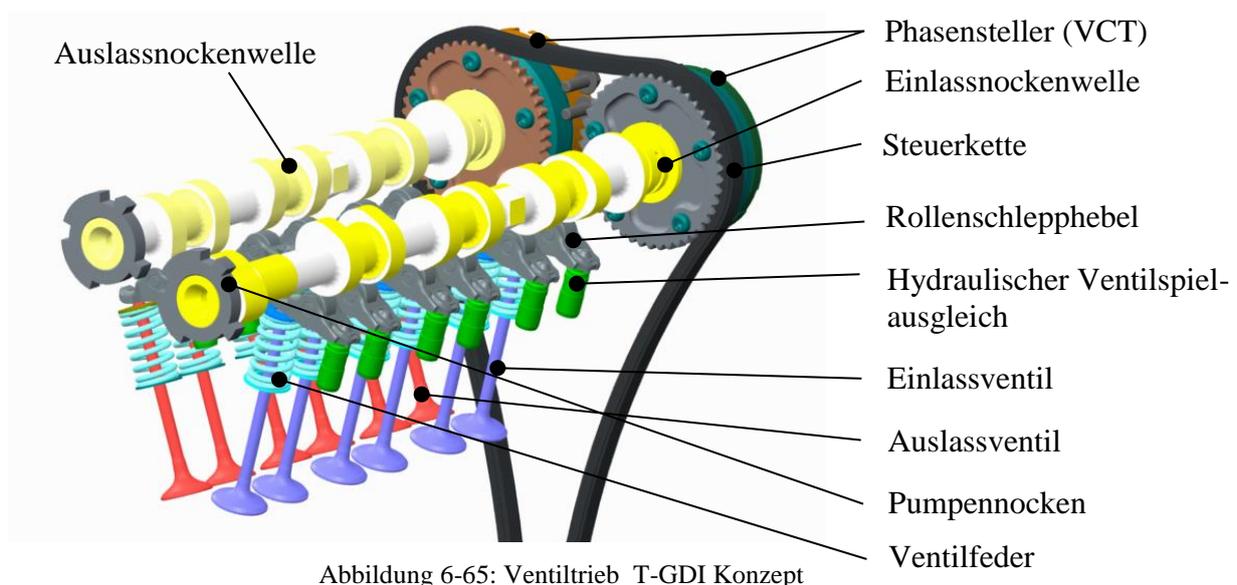


Abbildung 6-65: Ventilantrieb T-GDI Konzept

6.4.1 Nockenwelle

Die Nockenwelle wird über den Steuertrieb von der Kurbelwelle im Verhältnis 1:2 angetrieben. Das heißt die Nockenwelle dreht sich mit halber Kurbelwellengeschwindigkeit. Die Nocken wandeln die rotatorische Bewegung in eine translatorische Bewegung der Nockenfolger um. Die Form der Nocken definiert dabei den Verlauf der Ventilerhebungskurve das heißt den Ventilhub, die Öffnungsdauer und die Öffnungsgeschwindigkeiten bzw. -beschleunigungen.

Im aktuellen T-GDI Konzept wird eine gesenkgeschmiedete Nockenwelle aus C45. Grund dafür ist die hohe Pressung auf den Pumpennocken durch die Hochdruckpumpe. Diese wird bearbeitet, induktiv gehärtet und geschliffen. Da sich die Steuerzeiten von Otto- und Turbomotoren meist wesentlich unterscheiden, werden für den Saugmotor neue Nockenwellen mit veränderten Nockengeometrien angefertigt. Beim TGDI- Konzept beträgt die Einlasssteuerzeit 250°KW und die Auslasssteuerzeit 260°KW . Durch den fehlenden Ladedruck bei Saugmotoren, ist die Gefahr dass bei langen Steuerzeiten mit großer Ventilüberschneidung Frischladung einfach durch den Zylinder durchgespült und unverbrannt in den Abgaskrümmer

gelangen wesentlich geringer. Deshalb haben Saugmotoren für gewöhnlich längere Einlass- als auch Auslasssteuerzeiten und eine größere Ventilüberschneidung. Laut AVL Thermodynamik Spezialisten sind für die Saugvariante längere Steuerzeiten von 10° bis zu 20° KW denkbar. Inwiefern diese Änderung Liefergrad und Performance beeinflusst muss in einer 1D-Ladungswechselsimulation geprüft werden. Aufgrund dieser Ergebnisse werden dann die neuen Nockenprofile definiert.

Die Einlassnockenwelle des Saugmotors benötigt auch keinen Pumpennocken für die Hochdruckkraftstoffpumpe mehr. Das heißt theoretisch kann die Einlassnockenwelle gekürzt werden und das breite zusätzliche Lager vor der HD- Pumpe wird überflüssig. Allerdings befindet sich in der TGDI Variante das Triggerrad für den Nockenwellensensor hinter dem Pumpennocken (siehe Abbildung 6-66). Wird diese Scheibe nun für die Sauger Variante verschoben, müsste ein neuer Befestigungsflansch für den Nockenwellensensor in der Ventilhaube vorgesehen werden. Die Konstruktion und vor allem Produktion einer neuen Ventilhaube entspricht jedoch nicht dem anfangs festgelegten Gleichteileprinzip. Aus diesem Grund bleibt der Sensor an seiner ursprünglichen Position und die Nockenwelle bleibt auch in der Saugmotor Variante gleich lang. Ob es aus reibungstechnischer Sicht Sinn macht, anstatt des letzten breiten Lagers, ein schmäleres einzusetzen bzw. es komplett wegzulassen, muss in weiterführenden Analysen bewertet werden. Kritisch könnte der weit auskragende Wellenstumpf, vom letzten NW Lager bis hin zum Triggerrad sein, welcher mit 92 mm (siehe Abbildung 6-66) nicht unerheblich ist. Durch schwingungstechnische Effekte kann das unter Umständen zu einer nicht mehr akzeptablen Verfälschung der Nockenwellensensor- Messwerte führen.

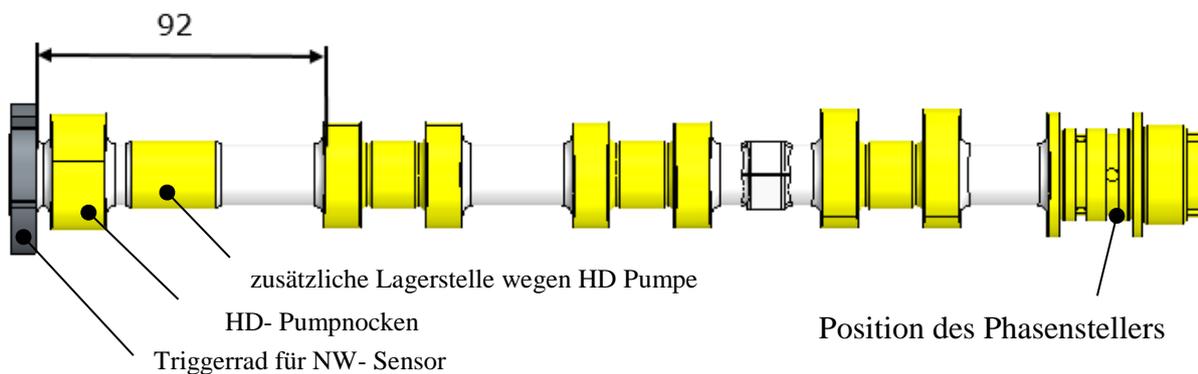


Abbildung 6-66: T-GDI Einlassnockenwelle mit Triggerrad

Weiters muss wegen der neuen Belastungssituation durch Weglassen der HD Pumpe eine neue Mehrkörper-Schwingungssimulation von der Einlassnockenwelle gemacht werden. Eigentlich ist zu erwarten, dass die Beanspruchung der Einlassnockenwelle geringer wird, wenn diese die Hochdruckpumpe nicht mehr antreiben muss. Simulationen der AVL haben jedoch ergeben, dass die zusätzliche Belastung durch die HD Pumpe eine dämpfende Wirkung auf das System ausüben, vor allem wenn der Phasenwinkel des Pumpennockens optimiert wurde. Wird der Phasenwinkel verändert oder diese dämpfende Kraft entfernt, kann es im ungünstigsten Fall dazu kommen, dass sich Schwingungen ungünstig überlagern und in Folge die Belastung der Nockenwelle und vor allem auch die des Steuertriebs zunehmen.

Tritt dieser Effekt nicht auf und die Nockenwelle wie anfangs erwartet geringer belastet wird, wird das Material und das Fertigungsverfahren der Nockenwelle an die neuen Anforderungen angepasst. Für geringer belastete Nockenwellen und den hohen Stückzahlen in denen der Saugmotor produziert wird bietet sich eine gegossene Nockenwelle an. Auch wenn gegossene Nockenwellen schwerer sind, überwiegen die kostentechnischen Vorteile für den kostensensitiven Saugmotor wesentlich. Außerdem kann der Gewichtsnachteil zum Teil durch profilhohl-gegossene Nockenwellen kompensiert werden. Der Schalenhartguss bietet sich natürlich besonders an, weil eine anschließende Wärmebehandlung beziehungsweise

Beschichtung nicht nötig ist. Beim Schalenhartguss erzeugt das schnelle Abkühlen aus der flüssigen Phase im Bereich der Nocken eine verschleißfeste Karbidstruktur (Ledeburit) mit hoher Härte und sehr guten tribologischen Eigenschaften. Ermöglicht wird das durch eine Gussform die im Bereich der Nocken aus genügend dicken Kühlleisen besteht, durch die gute Wärmeleitfähigkeit von Eisen wird die Schmelze beim Kontakt mit der Gussform so schnell abgekühlt dass eine Graphitausscheidung verhindert wird. Nach Bildung der Schale verlangsamt sich die Abkühlgeschwindigkeit, dass die Graphitausscheidung stattfindet. Kurz vor dem Gießen wird das Material mit Legierungselementen, z.B. Ferrosilicium geimpft, mit dem Ziel Kristallisationskerne zu schaffen. Über die Impfmenge und der Güte des Wärmeübergangs wird die Dicke und Härte der harten, verschleißfesten Schale gegenüber des weicherem, zäheren Kerns. Abbildung 6-67 zeigt den Schliff einer SHG- Nockenwelle mit gehärteten Nocken, gut erkennbar an der helleren Färbung.



Abbildung 6-67: Schliff einer SHG-Nockenwelle [31]

Nockenwellen aus Schalenhartguss sind für Nockenfolger mit Rollkontakt durchaus geeignet so lange die Kontaktpressung 1200MPa nicht übersteigt [54], was im Falle der Rollenschlepphebel mit der neuen Ventilkinematik für den Saugmotor bewertet werden muss.

6.4.2 Nockenwellenversteller

Zur Verbrauchsminimierung und zur Einhaltung zukünftiger Abgasvorschriften werden Ottomotoren zunehmend mit variablen Ventiltriebskomponenten ausgestattet. Besonderer Beliebtheit erfreut sich der Nockenwellenversteller, der eine kontinuierliche Veränderung der Steuerzeiten in einem gewissen Bereich zulässt. Damit ist es möglich über die Ventilüberschneidung die AGR Rate einzustellen. Weiterhin können vor allem im Leerlauf und in der Vollast, die Steuerzeiten auf besten Komfort bzw. höchstes Moment und höchste Leistung abgestimmt werden [3].

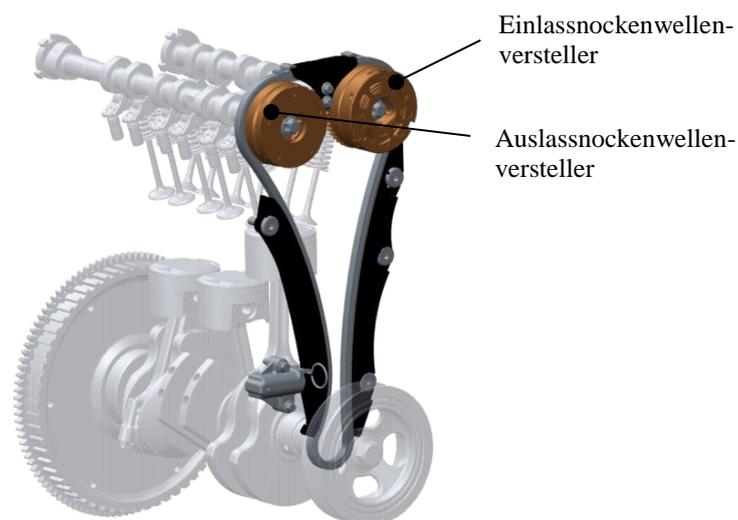


Abbildung 6-68: Steuertrieb mit den beiden Nockenwellenverstellern

Die am häufigsten eingesetzte Bauform ist der Schwenkmotor- oder Flügelzellenversteller, dieser besticht besonders durch seine Kompaktheit und der geringen Kosten. Die Steuerung des NW-Verstellers erfolgt durch das Motorsteuergerät. Es benötigt zur Verstellung Informationen über

Motordrehzahl, Motorlast und Motortemperatur sowie die über Stellung der KW und der NW. Zur Verstellung werden elektromagnetische Ventile die den Öldruck und Ölfluss zu, und in den NW-Versteller regulieren. Der Versteller besteht aus einem Innenrotor (fest verbunden mit der Nockenwelle) und einem Außenrotor (fest verbunden mit dem Kettenrad). Dazwischen befinden sich Hohlräume die mit Öl gefüllt sind. Je nachdem wie die Ventile angesteuert werden, baut sich in einem Hohlraum ein größerer Druck auf als im anderen, und der Innenrotor bewegt sich relativ zum Außenrotor. Verändern sich die Druckverhältnisse verändert sich auch wieder die Verstellposition, dadurch ist eine stufenlose Regelung realisierbar.

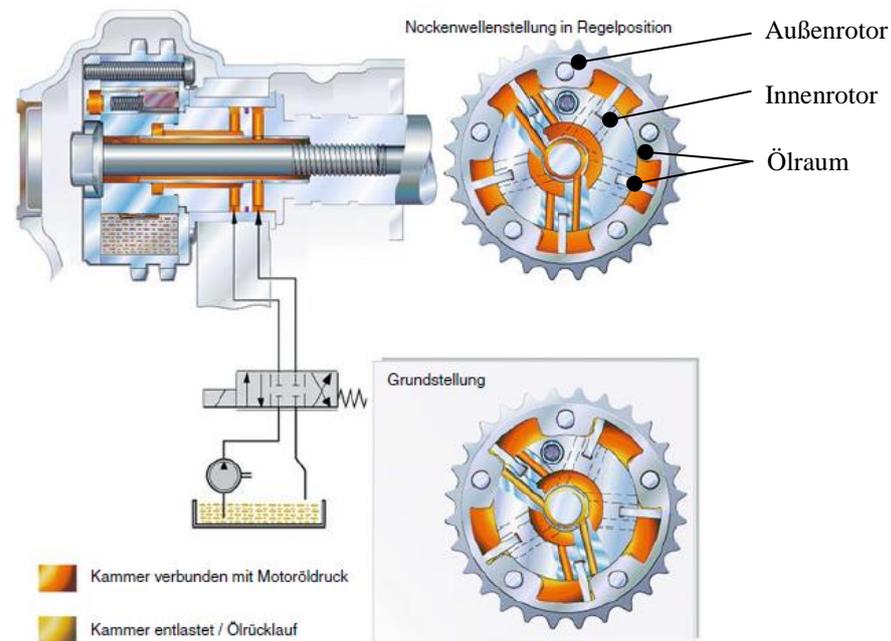


Abbildung 6-69: Schwenkmotor- oder Flügelzellenversteller [54]

Beim T-GDI Konzept wurden Nockenwellenversteller am Einlass mit 50° und am Auslass mit 40° Verstellbereich vorgesehen. Um dem Gleichteile-Prinzip treu zu bleiben, werden auch diese Komponenten unverändert für den Saugmotor übernommen.

6.4.3 Nockenfolger

Unter dem Begriff Nockenfolger versteht man verschiedene Elemente die auf den Nocken gleiten oder rollen und dabei Bewegung und Kraft auf das Ventil übertragen. Dazu zählen Stößel, Tassen und Hebel. Beim T-GDI Konzept werden Rollenschlepphebel mit hydraulischen Ventilspielausgleich eingesetzt. Diese haben gegenüber Stößeln den Vorteil, dass der Reibungsverlust durch den Rollenabgriff deutlich reduziert wird, der Verschleiß geringer ist, und generell höhere Kräfte übertragen werden können. Als Nachteil seien der komplexere Systemaufbau (Lagerung ist notwendig, ev. Hohlradien im Nockenprofil) und die dadurch etwas höheren Kosten angeführt. [31]

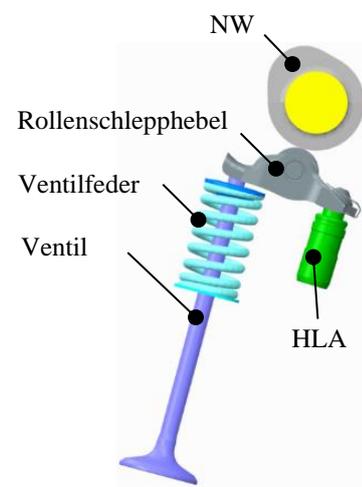


Abbildung 6-70: Nockenfolger inkl. HLA, Ventil und Ventulfeder

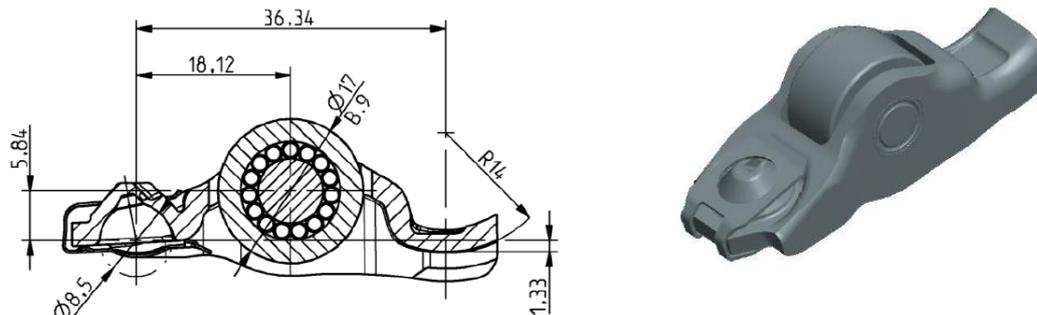


Abbildung 6-71: Rollenschlepphebe Fa. INA

6.4.4 Ventile

Die Ventile haben die Aufgabe den Ladungswechsel zu steuern und den Brennraum vom Einlass und Auslasskanal abzudichten. Grundsätzlich gibt es drei Varianten von Ventilen:

1. Monometall Ventile: Das gesamte Ventil besteht aus dem gleichen Werkstoff und wird hauptsächlich für Ventile mit niedriger thermischer Belastung verwendet.
2. Bimetall Ventile: Der Ventilschaft und der Ventilkopf werden separat aus verschiedenen Materialien gefertigt und dann mittels Reibschweißen verbunden. Dadurch kann das Material für jeden Ventiltail genau an die jeweiligen Anforderungen angepasst werden. Bimetall Ventile werden meist für die thermisch höher beanspruchten Auslassventile ($>700^\circ$) verwendet.
3. Hohlventile: Durch den Einsatz von hohlen Ventilen wird einerseits Gewicht gespart und andererseits kann die Temperatur des Ventils gesenkt werden. Bei Einlassventilen die nicht so extrem heiß werden ($300-500^\circ$) ist der Hohlraum mit Luft gefüllt. Die thermisch höher beanspruchten Auslassventile hingegen sind mit Natrium gefüllt, welches ca. 60 % des Hohlraumvolumens ausfüllt. Das Natrium im Ventilkopfbereich wird sehr stark erhitzt und schmilzt (Schmelzpunkt Natrium $97,5^\circ\text{C}$), durch die Ventilbewegung findet ein starker Austausch der Flüssigkeit im Bereich des Ventilschafts und Ventilkopfes statt. Das führt zu einer besseren Wärmeabfuhr in Richtung Ventilschaft und weiter über die Ventilführung in den Zylinderkopf. Die Temperaturabnahme des Ventils durch diesen Effekt beträgt ca. 80-150 K. Diese Art von Ventilen wird eigentlich nur für thermisch sehr hoch belastete Auslassventile eingesetzt, da diese natürlich um einiges teurer sind.

Die Hauptabmessungen der Ventile sind durch das T-GDI Konzept schon vorgegeben. Die wichtigsten Designkriterien wurden beim T-GDI Konzept laut den AVL Guidelines gecheckt, und angepasst.

Beim Design und der Materialauswahl muss unbedingt beachtet werden, dass der Motor auch mit CNG betrieben werden kann. Der Betrieb mit Erdgas stellt die größte Beanspruchung für Ventile und Ventilsitzring dar, weil Erdgas viel schlechtere Schmierungseigenschaften als Benzin hat. Benzin wird durch zugegebenen Additiven besondere Eigenschaften wie gute Schmierfähigkeit verliehen, das ist bei CNG nicht möglich. Das heißt besonders das Einlassventil, das bei Benzin Saugrohreinstritzern gut geschmiert wird, erfährt im CNG Betrieb wesentlich höhere mechanische Belastungen und dadurch erhöhten Verschleiß. Aber auch die Auslassventile werden im CNG Betrieb verstärkt verschlissen, weil die Verbrennung viel

sauberer und rußfreier abläuft. Weiters ist die Verbrennungstemperatur und die Korrosionsbelastung beim CNG Betrieb höher.

Designrichtlinien:

- Die Ventilsitzbreite (Head Diameter) muss größer sein als die Ventilsitzringbreite. (siehe Abbildung 6-74 links)
- Der Ventilsitzwinkel (Seat angle) beträgt normalerweise 45° um eine möglichst guten Durchflusskoeffizienten zu ermöglichen. Bei Motoren die optional auch mit CNG betrieben werden können, sind geringere Sitzwinkel notwendig, weil der Verschleiß durch die schlechteren Schmierungseigenschaften höher ist. Bei kleinerem Sitzwinkel teilen sich die Normal- und Reibkraft bezogen auf die Dichtfläche besser auf, das verringert den Verschleiß, aber auch den Durchfluss etwas. Dieser Kompromiss wird oft eingegangen um eine entsprechend hohe Laufleistung zu erzielen.
- Ein geringfügig unterschiedlicher Winkel zwischen Ventil und Sitzring garantiert eine gute Abdichtung durch Linienberührung der beiden Komponenten. Die Differenz der Winkel sollte ca. $20'$ bis 1° betragen. (siehe Abbildung 6-74 rechts)
- Die Ventile sollen sich drehen können um ein gleichmäßiges Verschleißverhalten zu erzielen. Bei Verwendung von dreirillige Ventilkegelstücke wird eine formschlüssige Verbindung zwischen Ventiltellerfeder und Ventilschaft hergestellt, die eine Relativbewegung zulässt. In der einrilligen Variante wird ein Kraftschluss hergestellt wodurch die Relativbewegung schwieriger stattfinden kann. Aber auch einrillige Ventile drehen sich ab einer bestimmten Drehzahl.
- Laut AVL Guidelines [26] haben sich gesamt Tellerstärken (Overall head thickness) zwischen 7 und 10% des Ventildurchmessers bewährt. Nichtsdestotrotz muss das neu designte Ventil durch eine FE Analyse geprüft werden.
- Tellerrandhöhen (Head Rim Height) haben einen beträchtlichen Einfluss auf Steifigkeit des Ventils.
- FE- Analysen ergaben einen optimalen Hohlkehlenwinkel (Underhead Angle) zwischen 20° und 25° . Aus Fertigungsgründen muss die Differenz zwischen Sitzwinkel und Hohlkehlenwinkel mind. 5° betragen.
- Eine Kalotte an der Telleroberfläche reduziert das Gewicht und kann zu verbrennungstechnischen Vorteilen führen
- Die Position der Schweißstelle (siehe Abbildung 6-73) befindet sich mindestens den halben Ventilhub über dem unteren Ende der Ventilfehrung. Das Ventilteller-Stück sollte mind. 40 mm lang sein und ein mind. 10mm langes, bzw. $1.5 \times D$ langes, gerades zylindrisches Stück besitzen um die Bearbeitbarkeit zu ermöglichen
- Um den Aufbau von Ölkohle zu vermeiden wird eine Abstreifkante vorgesehen. Diese liegt bei geschlossenen Ventil, ca. eine halbe Hublänge innerhalb der Ventilfehrung. (Siehe Abbildung 6-73)

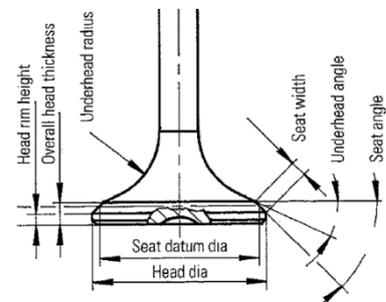


Abbildung 6-72: Abmessungen Ventil [26]

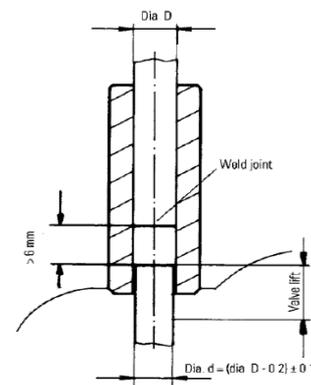


Abbildung 6-73: Position der Schweißstelle [26]

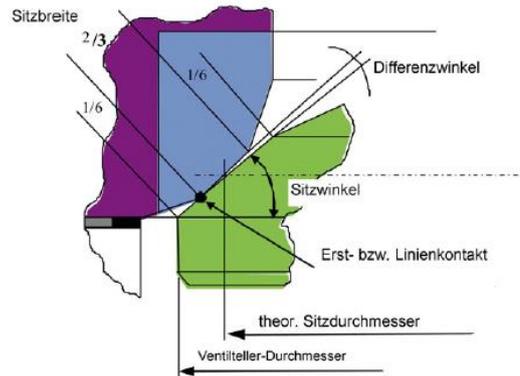


Abbildung 6-74: Differenzwinkel und Ventilsitzbreite [31]

Werkstoffe, Wärmebehandlung und Beschichtung:

- **Einlassventil:** Als Einlassventilwerkstoff hat sich X45CrSi9-3(1.4718) durchgesetzt welcher aber für den CNG Betrieb zu korrosionsanfällig ist, deshalb wird für diesen Motor der martensitische Werkstoff X85CrMoV18-2 (1.4748) verwendet, welcher bei entsprechender Wärmebehandlung sehr Korrosionsresistent ist. Der Schaft wird zur Reibungsminimierung mit Chrom (3-15 μm) beschichtet. Das Schaftende und der Sitz werden induktiv gehärtet.
- **Auslassventil:** Ventilteller: X50CrMnNiNbN21-9 (1.4882) ist ein Chrom- Mangan Stahl welcher mit Niobium austinitisch stabilisiert wurde, nicht härtpbar ist und Temperaturen bis zu 780°C verträgt: Er wird oft für Auslassventile verwendet die normal beansprucht werden, hat aber eine verbesserte Korrosionsbeständigkeit die beim CNG-Betrieb erforderlich ist. Als Schaftmaterial wird X45CrSi9-3 (1.4718), ein ferritisch martensitischer Chrom Silizium Stahl. Dieser ist härtpbar (induktion) und kann bis ca. 500°C eingesetzt werden. Der Sitz wird mit Stellite F beschichtet, das reduziert den Verschleiß und führt zu einer besseren Abdichtung.
- Das Schaftende und der Sitz werden induktiv gehärtet. Der Schaft wird zur Reibungsminimierung mit Chrom (3-15 μm) beschichtet, dafür gelten folgende Richtlinien:
 - Die Chrombeschichtung darf nicht bis zur Rundung des Ventil reichen wegen der Sprötheit
 - Bei geschlossenem Auslassventil darf die Chrombeschichtung nicht in den Auslasskanal ragen, weil die Beschichtung Mikrorisse aufweist, welche zwar zu verbesserten Gleiteigenschaften führt, aber unter der korrosiven Atmosphäre im Abgasstrom stark korrodieren, und unter Umständen zu Kerbwirkungen im Basismaterial führen können.
 - Das Ende der Chromschicht und das Ende der gehärteten Zonen am Ventilschaft sollen nicht zusammenfallen.

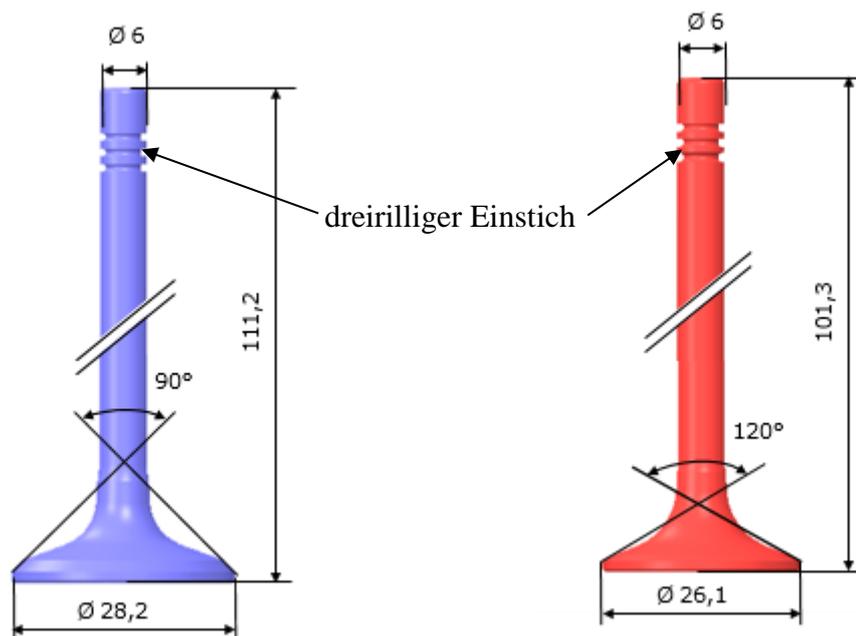


Abbildung 6-75: Konzepte Einlassventil (links) und Auslassventil (rechts)

6.4.5 Ventilsitzring

Neben der Hauptaufgabe, dem Abdichten des Brennraums gegenüber den Ladungswechselkanälen, sind weitere wichtige Aufgaben der Wärmetransport von den Ventilen über die Ventilsitzringe in den Zylinderkopf und die möglichst verlustfreie Strömungsführung der Frischladung bzw. des Abgases. Die Belastung und somit auch der Verschleiß des Ventilsitzrings steigen proportional mit dem maximalen Zylinderdruck. An Ventil und Ventilsitzring treten folgende Verschleißmechanismen auf: Abrasion, Adhäsion, plastische Deformation, Korrosion und Relaxation (Kriechen). Verstärkt werden diese Mechanismen noch durch die erhöhten Temperaturen, vor allem am Auslassventil. Die Verschleißaufteilung soll 1/3 am Ventil und 2/3 am Ventilsitzring betragen um eine Schwächung des Ventiltellers und ein Ventildurchziehen zu vermeiden [31]. Über die Lebensdauer schleift sich das Ventil vom anfänglichen Linienkontakt zum VSR immer mehr in den VSR ein. Dadurch wird die Kontaktfläche zwischen Ventil und VSR größer und die Flächenpressung sinkt. Dichtigkeit ist weiterhin gegeben weil sich die beiden Kontaktflächen perfekt aneinander angepasst haben.

Designrichtlinien:

- Die Ringhöhe muss für PKW > 5mm betragen [26]
- Der Ventilsitzwinkel ist an die Ventilwinkel angepasst, das heißt für das EV 90° und für das AV 120°. Wie schon im Kapitel 6.4.4 beschrieben haben die VSR eine negative Winkeltoleranz um einen Differenzwinkel zwischen VSR und Ventil und somit eine Linienberührung zwischen den Bauteilen zu gewährleisten.

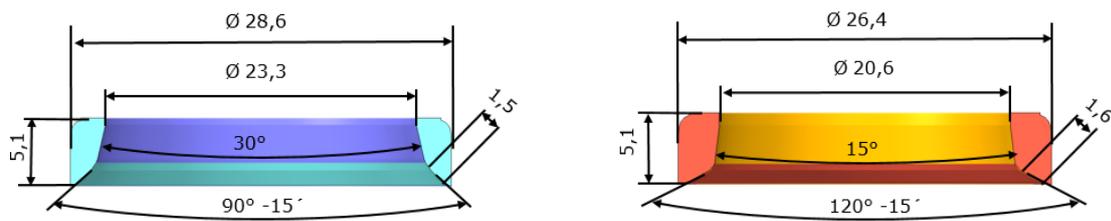


Abbildung 6-76: Ventil Sitzringe Einlass (links) und Auslass (rechts)

- Das Verhältnis von äußeren Durchmesser D_A zu der radialen Ringdicke soll zwischen 10 und 13 liegen. [26]

$$\text{Einlassventil: } \frac{D_A}{(D_A - D_I)/2} = \frac{28,6}{(28,6 - 23,3)/2} = 10,79 \quad \checkmark$$

$$\text{Auslassventil: } \frac{D_A}{(D_A - D_I)/2} = \frac{26,4}{(26,4 - 20,6)/2} = 9,1 \quad \checkmark$$

- Das Verhältnis von der Höhe zur radialen Ringdicke soll kleiner als 2,5 mm sein für Ringhöhen zwischen 5 und 6mm. [26]

$$\text{Einlassventil: } \frac{h}{(D_A - D_I)/2} = \frac{5,1}{(28,6 - 23,3)} = 1,93 \quad \checkmark$$

$$\text{Auslassventil: } \frac{h}{(D_A - D_I)/2} = \frac{5,1}{(26,4 - 20,6)} = 1,75 \quad \checkmark$$

- Zusätzlich zu den Außenflächen und des Ventil Sitzwinkels werden zwei Korrekturwinkel mit folgender Funktion bearbeitet. Der erste Korrekturwinkel dient in erster Linie dazu eine definierte, konzentrisch zum Ventil liegende Erstkontaktlinie zu schaffen. Dadurch wird gewährleistet, dass das Ventil am gesamten Umfang in VSR aufliegt und keine Undichtigkeiten bei der ersten Inbetriebnahme auftritt. Im Laufe der Motorlebensdauer „schleift“ sich das Ventil durch die hohen Belastungen immer mehr in den VSR ein, jedoch darf der Verschleiß nicht zum Verlust vom Ventilspiel führen, da es ansonsten zu Undichtigkeiten und Kompressionsverlust kommt. Heutzutage werden aber fast immer hydraulische Ventilspielausgleichselemente eingesetzt um diesen Effekt entgegenzuwirken. Der zweite Korrekturwinkel bestimmt durch seine Lage die exakte Ventil Sitzbreite.

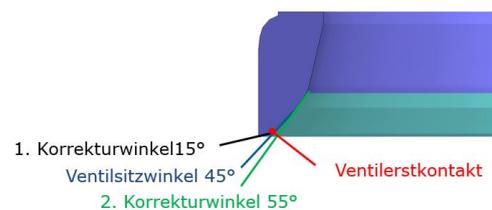


Abbildung 6-77: Ventil Sitz mit Bearbeitungen (Türkis)

- Die AVL Guideline schlägt in Abbildung 6-78 Materialien für verschiedene Einsatzzwecke vor. Für den Dreizylinder Sauger wurden PL S 250 für den Einlass und PL S 007 für den Auslass gewählt.

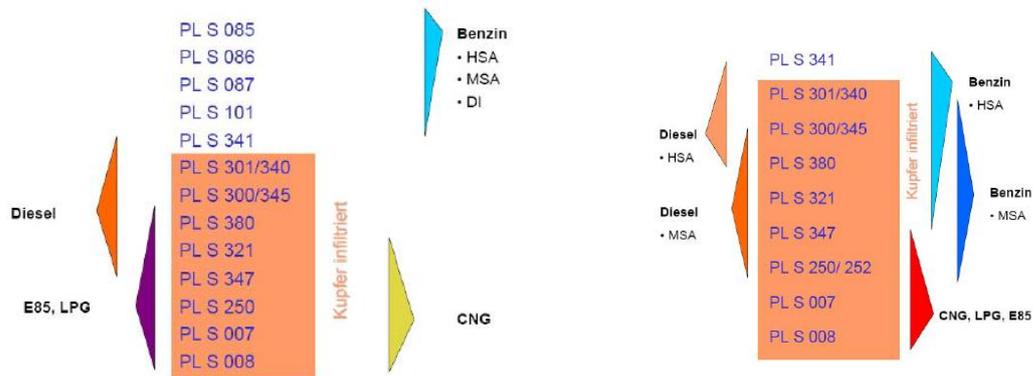


Abbildung 6-78: MAHLE/AVL Werkstoffempfehlung für Ventilsitzringe: links für Einlass-VSR , rechts für Auslass-VSR [31]

6.4.6 Ventilfehrung

Die zwei wesentlichen Aufgaben der Ventilfehrung sind zum einen die Fhrung des Ventils und das Beibehalten der Koaxialitt zwischen Ventil und Ventilsitzring und zum anderen die Khlung des Ventils durch Wrmetransport vom Ventilschaft auf den Zylinderkopf. Die Schmierung der Ventilfehrung erfolgt ber eine gewollte Leckage der Ventilschaftdichtung. Um die immer strengeren Abgasvorschriften einzuhalten, werden die Blow-by-Raten immer mehr reduziert, dadurch verschlechtern sich die Schmiereigenschaften und es werden immer oter Materialien mit guten Notlauf- und VerschleiBeigenschaften eingesetzt. [31]

Die Ventilfehrung ist aus einem Sinterstahl, mit Kupferinfiltrat zur besseren Schmierung, und wird mit einer Presspassung H7/s6 in den Zylinderkopf eingepresst. Durch die Lnge von 42 mm ergeben sich Fhrungslngenverhltnisse (= Lnge der Ventilfehrung/ Lnger des Ventils) fr den Einlass von 37,7% und fr den Auslass von 41,5 %. Das Ventilschaftspiel hat eine besondere Bedeutung. Ein zu groes Ventilspiel fhrt zu Ventilklemmen im heien Motorbetrieb, ein zu geringes Ventilspiel hingegen fhrt zu hohem lverbrauch durch den Spalt. Durch das groe Ventilspiel kann sich das Ventil in der Fhrung schr g stellen, folglich berhrt das Ventil die Ventilfehrung nur noch oben und unten, die Flchenpressung steigt und dadurch steigt auch die mechanische Belastung und der Verschlei. Das Spiel sollte bei Auslassventilen zwischen 0,03 und 0,08 mm und bei Einlassventilen zwischen 0,02 und 0,06 mm liegen [29].

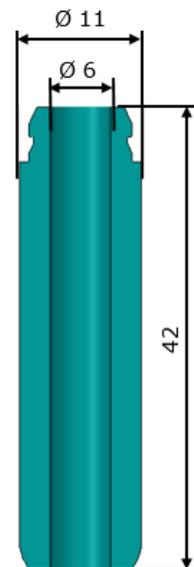


Abbildung 6-79: Ventilfehrung

Die Auslassventilfehrung darf keinesfalls in den Abgasstrom stehen, die hohe thermische Belastung fhrt zu Vernderung des Ventilspiels, auerdem knnen dadurch leichter Abgaspartikel zwischen das Ventil und die Ventilfehrung gelangen und somit den Verschlei drastisch erhhen. Aber auch die Einlassventilfehrung sollte nicht in Frischgasstrom ragen um zus tztliche Str mungswiderstnde zu vermeiden.

7 Ansaugtrakt

7.1 Theoretischer Hintergrund

Beim Otto- Saugmotor ist die Abstimmung des Ansaugsystems besonders wichtig um einen hohen Liefergrad zu erzielen. Bei Turbomotoren herrscht durch den Lader immer ein Überdruck im Ansaugrohr und die Frischladung wird regelrecht in den Zylinder hineingepresst. Beim Saugmotor hingegen erzeugt der nach unten bewegende Kolben einen Unterdruck durch den die Frischladung aus dem Ansaugrohr in den Zylinder gesaugt wird. Dadurch entstehen Druckpulsationen im Ansaugrohr, die bei richtiger Auslegung der Saugrohrlänge und des Volumens auf 3 verschiedenen Varianten ausgenutzt werden können um den Liefergrad zu erhöhen:

I. Schwingrohraufladung

Die Schwingungsvorgänge im Saugrohr lassen sich annäherungsweise durch Anwendung der akustischen Theorie berechnen. (Abbildung 7-1).

Das Ansaugrohr sei ein glattes Rohr mit der gestreckten Länge L , welches mit seinem offenen Rohrende mit dem Sammlervolumen in Verbindung steht. Durch die Abwärtsbewegung des Kolbens beim Saughub entsteht im Zylinder ein Unterdruck ($p_z < p_0$), so dass beim Öffnen des EV eine Saugwelle ($p < p_0$) ausgelöst wird, welche mit der Schallgeschwindigkeit vom Einlassventil in Richtung offenes Rohrende läuft (Phase I). Am offenen Rohrende wird diese Saugwelle als Druckwelle reflektiert (Phase II), die ihrerseits auch wieder mit Schallgeschwindigkeit in Richtung Einlassventil (Phase III) läuft. Trifft sie dort vor Einlass-Schließt ein, wird ein höherer Liefergrad erreicht. Nach dem Schließen des Einlassventils schwingt die Luftsäule im Idealfall entsprechend der Eigenfrequenz eines einseitig geschlossenen Rohrs gedämpft weiter.

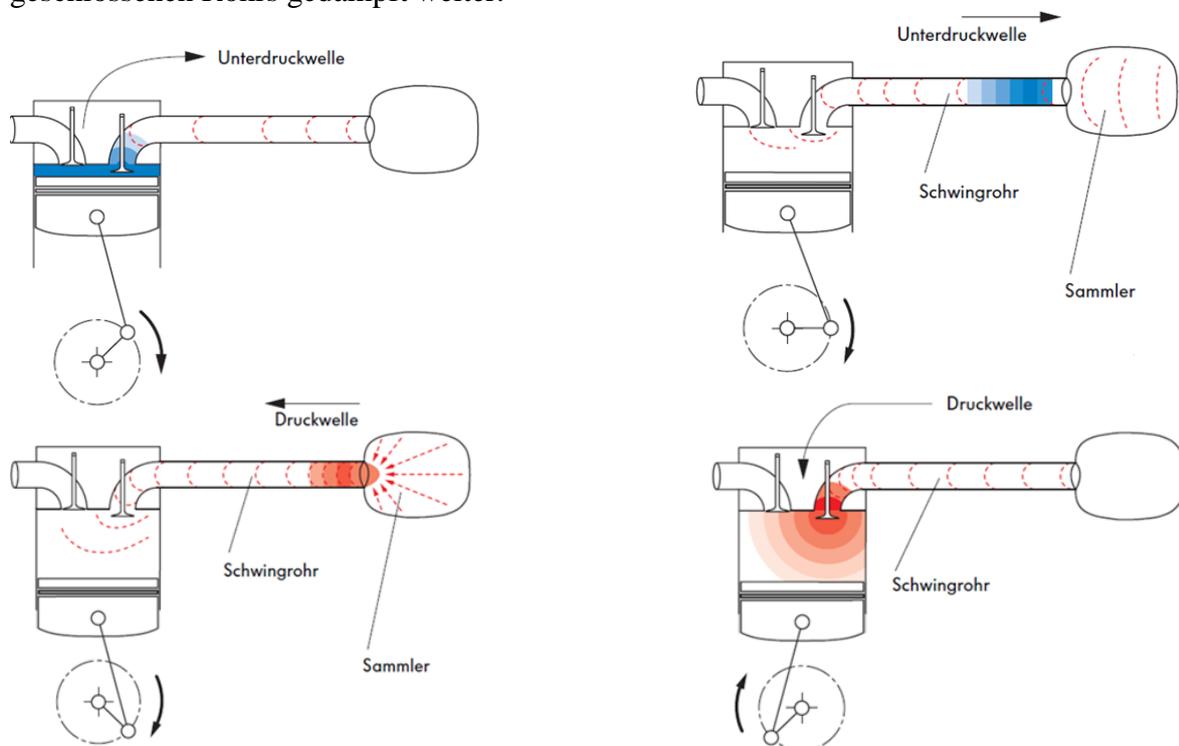


Abbildung 7-1: Natürliche Aufladung durch abgestimmte Saugrohrlänge [56]

Links oben: Entstehung der Unterdruckwelle durch die Kolbenbewegung (Phase I)

Rechts oben: Unterdruckwelle läuft durch das Saugrohr (Phase I)

Links unten: Reflexion der Unterdruckwelle am Übergang zum Sammler als Überdruckwelle (Phase II)

Rechts unten: Die Unterdruckwelle läuft zurück zum Einlassventil (Phase III)

Durch das Umwandeln von Saugarbeit des Kolbens in kinetische Energie der Gassäule und der anschließenden Umwandlung dieser wiederum in Verdichtungsarbeit der Frischladung entstehen Verluste, weshalb die Flächen A und B im pV-Diagramm nicht gleich groß sind.

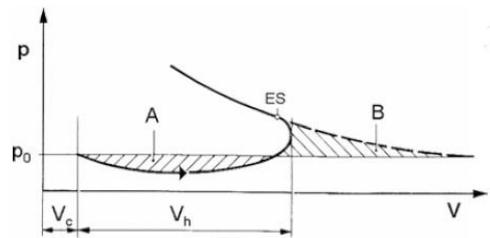


Abbildung 7-2: Umwandlung der Saugarbeit des Kolben (A) in Verdichtungsarbeit (B) [40]

Verluste:

- Krümmungen im Ansaugrohr
- Rohrreibung
- Ansaugluftfilter
- Drosselung an Rohreintritten

Die Wellenlaufzeit Δt_{Lauf} für den Hin- und Rücklauf der Welle durch das Saugrohr

$$\Delta t_{\text{Lauf}} = \frac{2L}{a_0} \quad (7-1)$$

Lässt sich über die gegebene Motordrehzahl n_m in eine Wellenlaufzeit in °KW umrechnen,

$$\Delta \varphi_{\text{Lauf}} = 6 \cdot n_m \cdot \Delta t_{\text{Lauf}} = \frac{12 \cdot n_m \cdot L}{a_0} \quad (7-2)$$

mit n_m in min^{-1} , L in m und a_0 in m/s.

$$a_0 = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_0} \quad (7-3)$$

Die Saugrohrlänge muss umgekehrt proportional der Drehzahl gewählt werden um einen hohen Liefergrad zu erhalten. [40]

$$L \sim \frac{1}{n_m} \quad (7-4)$$

Das wiederum heißt, dass das Saugrohr nur auf eine Drehzahl abgestimmt werden kann, bei der sich dieser Effekt einstellt.

Abbildung 7-3 zeigt den Einfluss der Schwingrohrlänge auf das normierte Drehmoment. Lange Schwingrohre bewirken hohes Moment bei niederen Drehzahlen, aber einen erheblichen Verlust an maximaler Leistung.

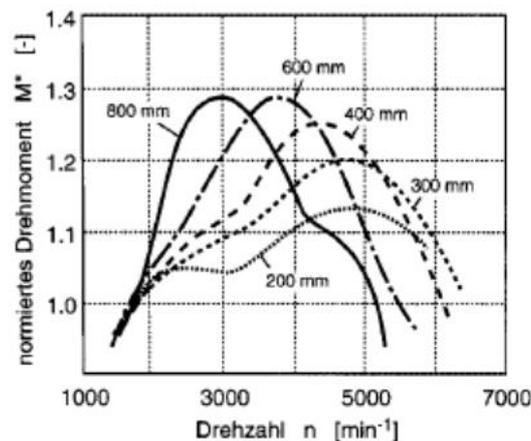


Abbildung 7-3: Verlauf des normierten Drehmoment über die Drehzahl für verschiedene Saugrohrängen [39]

Deshalb werden serienmäßig öfters Schaltsaugrohre eingesetzt. Es gibt zwei bzw. dreistufige und stufenlos verstellbare Schaltsaugrohre. Audi beispielsweise setzt beim 3.2 L V6 auf ein dreistufiges Schaltsaugrohr. Wie in Abbildung 7-4 gut zu erkennen nimmt die Saugrohlänge mit steigender Drehzahl ab. Die Umschaltung zwischen den Längen geschieht über eine Schaltwelle, die entweder durch einen kennfeldgesteuerten Elektromotor oder einer Unterdruckdose verstellt wird.

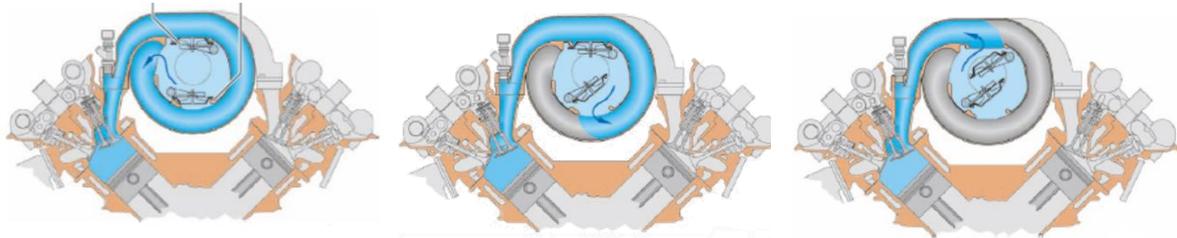


Abbildung 7-4: Dreistufiges Schaltsaugrohr von AUDI [3]
 Links: unterer Drehzahlbereich (langes Saugrohr)
 Mitte: mittlerer Drehzahlbereich (mittleres Saugrohr)
 Rechts: oberer Drehzahlbereich (kurzes Saugrohr)

BMW brachte als erster eine vollvariable Sauganlage im Achtzylinder zum Serieneinsatz. Dadurch konnte insbesondere bei höheren Drehzahlen das Drehmoment und damit die Motorleistung deutlich gesteigert werden, ohne Verluste im unteren und mittleren Drehzahlbereich hinnehmen zu müssen. Durch den gezielten Einsatz von Leichtbauwerkstoffen wie Magnesium und Kunststoff ist es gelungen, ein komplexes und gleichzeitig leichtes Modul zu realisieren [19]. In Abbildung 7-5 ist der Aufbau und die Funktion des stufenlos verstellbaren Saugrohrs dargestellt. Durch Verdrehen des Läuferings relativ zum Außengehäuse verändert sich die Saugrohlänge.

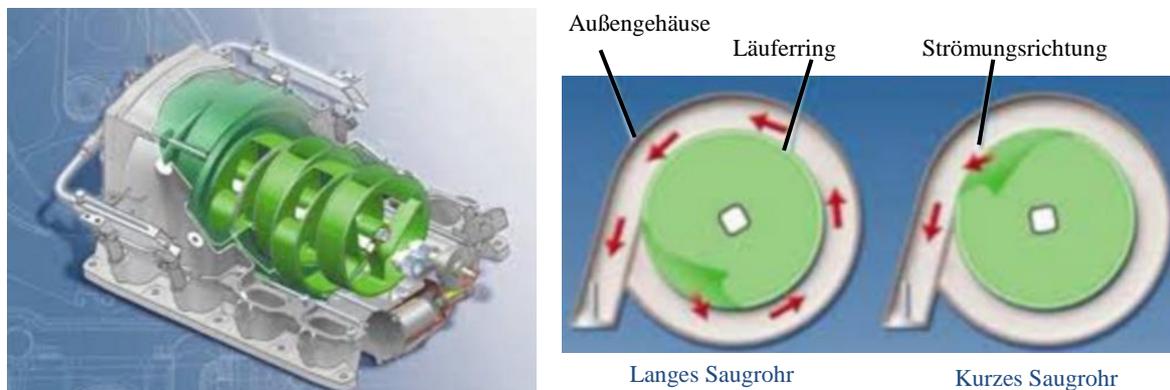


Abbildung 7-5: stufenlos verstellbares Saugrohr von BMW [19]

II. Resonanzaufladung

Die Resonanzaufladung unterscheidet sich wesentlich von der Schwingrohraufladung. Die Luftmasse in den Resonanzrohren (b) bildet zusammen mit den als Federn aufzufassenden Luftvolumina in den Resonanzbehältern (c) ein schwingfähiges System (Helmholtz Resonator) und durch Wellenüberlagerung kann ein ähnlicher Aufladeeffekt erzielt werden. Dieser kommt nur zu Stande wenn die Grundharmonische, der durch die periodischen Saugzyklen der Zylinder hervorgerufenen Erregung, mit der Eigenfrequenz des Systems übereinstimmt. Wichtig dafür sind möglichst kurze Ansaugrohre bis zum Resonanzbehälter und das Zusammenwirken von drei Zylindern von je 240° Zündabstand. Eingesetzt wird die

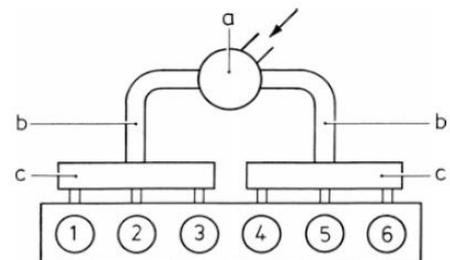


Abbildung 7-6: Resonanzaufladung [40]

Resonanzaufladung oft in Kombination mit Abgasturboladern um die Drehmomentschwäche im unteren Drehzahlbereich etwas zu kompensieren. [30]

III. Impulsaufladung mit Lufttaktventil

Durch ein schnell schaltendes Klappenventil, stromaufwärts des Einlassventils, lässt sich die Wirkung des abgestimmten Saugrohrs noch verstärken. Am Beginn des Saughubes ist das Lufttaktventil noch geschlossen, so dass sich ein starker Unterdruck aufbaut. Durch relativ spätes Öffnen des Lufttaktventils entsteht eine Welle mit höheren Druckgefälle als bei reiner Schwingrohraufladung.

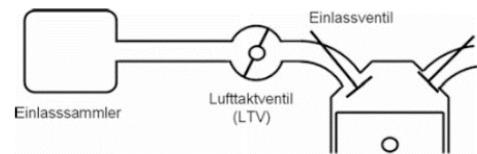


Abbildung 7-7: Saugrohr mit Lufttaktventil [40]

7.2 Saugrohlängenberechnung

Oben wurde die Theorie der Schwingrohraufladung und der Resonanzaufladung getrennt betrachtet, je nach dem welchen Effekt man zur Füllungssteigerung nutzen möchte, unterscheidet sich das Design des Saugrohrs wesentlich. Das heißt aber nicht dass der jeweils andere Effekt dann nicht auch auftritt. Im realen Motorbetrieb ist der Einfluss der Saugrohlänge vielschichtiger und die verschiedenen Effekte überlagern sich. „So ist neben dem Druckverlauf vor dem schließenden Einlassventil die Ausbildung einer freien Schwingung im Saugrohr in der Zeit zwischen ES und EÖ in Korrelation zur Ansaugschwingung, die sich in der Zeit zwischen EÖ und ES bildet, von entscheidender Bedeutung für den Ladungswechsel.“⁸

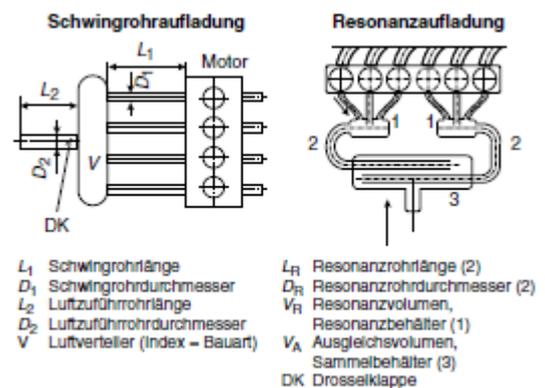


Abbildung 7-8: Schema der Schwingrohr- und der Resonanzaufladung

Ohne der Zuhilfenahme von 1D Ladungswechselsimulationsprogrammen wie AVL Boost, Promo oder GT Power ist eine genaue Auslegung nicht möglich, lediglich eine grobe Vorauslegung kann gemacht werden. Im Folgenden werden zwei unterschiedliche Ansätze betrachtet und miteinander verglichen.

Akustische Theorie nach Basshysen [54]:

Die Laufzeit der Welle im Schwingrohr wird durch die akustische Theorie (siehe Formel (7-1)(7-2)) ermittelt. Die Einlassdauer soll durchschnittlich 1/3 der bei einer bestimmten Drehzahl zu einer Motorumdrehung benötigten Zeit betragen:

$$t \approx \frac{1}{3 \cdot n} \quad (7-5)$$

Dadurch kann die optimale Länge des Ansaugrohres bei einer bestimmten Drehzahl n bestimmt werden:

$$l_1 = \frac{a}{6 \cdot n} \quad (7-6)$$

⁸ Basshysen (2014) S.477

Die Auslegung der Saugrohlänge soll für die Drehzahl $n=3500$ U/min erfolgen:

$$\text{Drehzahl: } n = 3500 \frac{U}{\text{min}} = 58,3 \frac{U}{s}$$

$$\text{Schallgeschwindigkeit: } a = 343,29 \frac{m}{s} \text{ für } T=20^\circ\text{C}$$

$$l_1 = \frac{a}{6 \cdot n \cdot 2} = \frac{343,29}{6 \cdot 58,3} = 0,4904 \text{ m}$$

Schwingungstheorie nach Küntscher [29]:

Aus dem Theorieteil in Kapitel 7.1 lassen sich folgenden vier Bedingungen formulieren unter denen der Ladungswechsel positiv gefördert wird: (siehe auch Abbildung 7-10)

- Kleiner Druck in Auslasskanal beim Schließen des Auslassventils und
- Großer Druck im Ansaugkanal beim Schließen den Einlassventils

- Großer Druck vor dem Öffnen des Auslassventils und
- Kleiner Druck vor dem Öffnen des Einlassventils

Die Schwingungsvorgänge werden vom Auslassdruckstoß und der Kolbenbewegung angeregt. Der Ablauf der Schwingungen ist von der jeweiligen Eigenform und Frequenz der Schwingung abhängig, mit der die Gassäule im Behälter –Rohrleitungssystem (Zylinder-Auspuffrohr bzw. Zylinder-Ansaugrohr) schwingt. Das Ersatzsystem ist in Abbildung 7-9 zu erkennen. Durch Anpassen der geometrischen Abmessungen können die Eigenfrequenzen und somit die Druckzustände an den Ventilen entsprechend modifiziert werden, um beste Füllung zu gewährleisten. Folgende Herleitungen sind an Quelle [29] angelehnt.

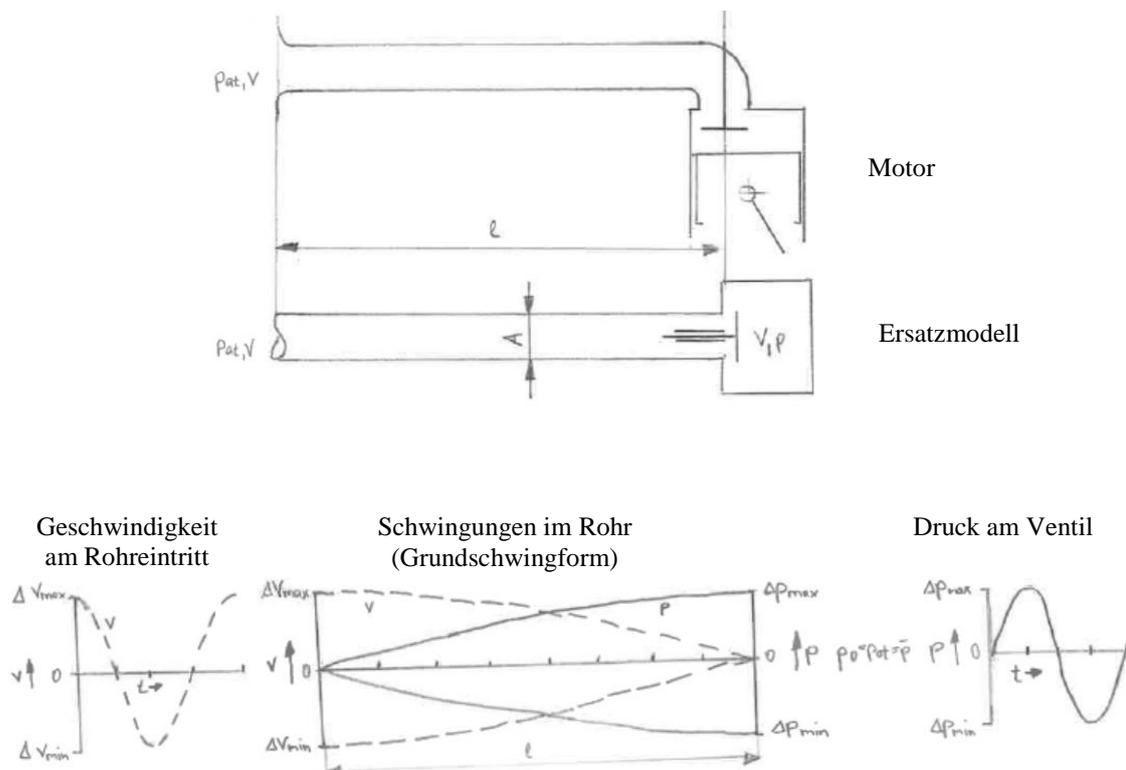


Abbildung 7-9: Ersatzmodell: Zylinder-Ansaugrohr/ Zylinder-Auspuffrohr Systems [29]

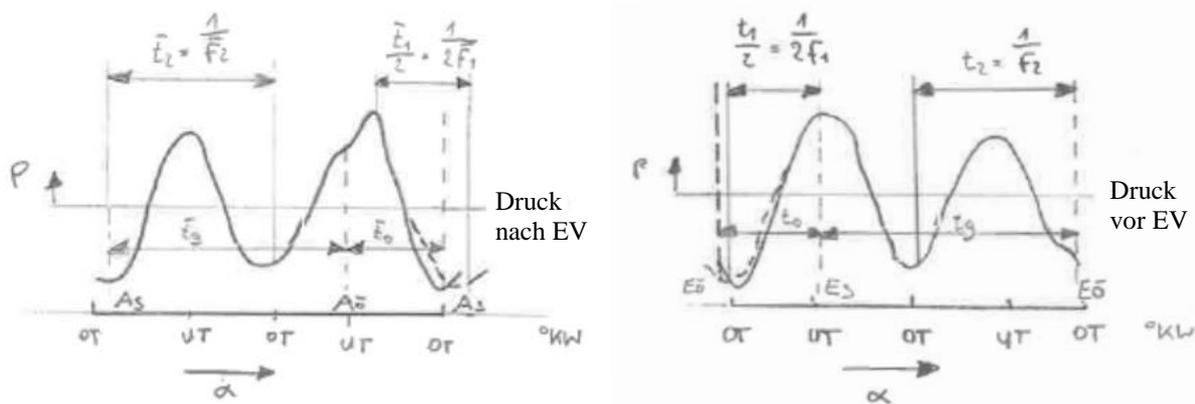


Abbildung 7-10: Druckverläufe beim Auslass- und anschließenden Ansaugvorgang an den Ventilen eines Einzylinder Viertaktmotors [29]
 Links: Druck nach Auslassventil
 Rechts: Druck vor dem Einlassventils

Der optimale Auslassvorgang (siehe Abbildung 7-10) wird erreicht, wenn während des geschlossenen Auslassventils im Auspuffrohr $3/2$ Schwingungen mit der Frequenz \bar{f}_2 beginnend mit Unterdruck nach A_s hin zu Überdruck bei $A_ö$ ablaufen.

$$\frac{3}{2} \cdot \bar{t}_2 = \frac{3}{2 \cdot \bar{f}_2} \quad (7-7)$$

Während des geöffneten Auslassventils soll eine Halbschwingung mit der Frequenz \bar{f}_1 , beginnend mit Überdruck nach $A_ö$ hin zu Unterdruck bei A_s ablaufen

$$\frac{1}{2} \cdot \bar{t}_1 = \frac{1}{2 \cdot \bar{f}_1} \quad (7-8)$$

Analog sind aus Abbildung 7-10 auch die optimalen Ansaugvorgänge zu erkennen. Während das Einlassventil geöffnet ist, sollen eine Halbschwingung mit der Frequenz f_1 , beginnend mit Unterdruck bei $E_ö$ und endend mit Überdruck bei E_s ablaufen.

$$\frac{1}{2} \cdot t_1 = \frac{1}{2 \cdot f_1} \quad (7-9)$$

Bei geschlossenem Einlassventil soll wieder eine $3/2$ Schwingung mit der Frequenz f_2 beginnend mit Überdruck bei E_s und endend mit Unterdruck bei $E_ö$ ablaufen.

$$\frac{3}{2} \cdot t_2 = \frac{3}{2 \cdot f_2} \quad (7-10)$$

Die Zeiten in denen die Ventile geschlossen t_g bzw. offen t_o sind, hängen vom Einlasssteuerwinkel α_E ab und ergeben sich dementsprechend zu:

$$t_o = \frac{\alpha_E}{\alpha_U \cdot n} \quad (7-11)$$

$$t_g = \frac{720^\circ KW - \alpha_E}{\alpha_U \cdot n} \quad (7-12)$$

Wobei der Winkel $\alpha_U = 360^\circ KW/U$ einer Kurbelwellenumdrehung entspricht.

Die Frequenz im Saugrohr bei geschlossenem Einlassventil ist für die Grundschiwingung

$$f_2 = \frac{a}{4 \cdot l} = \frac{1}{t_2} \quad (7-13)$$

Bei offenem Einlassventil ergibt sich die Frequenz der Grundschiwingung aus

$$\frac{A \cdot l}{V} = \varphi \cdot \tan \varphi \quad (7-14)$$

mit

$$\varphi = \frac{2 \cdot \pi \cdot l}{\lambda} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot f_1}{a} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l}{a \cdot t_1} \quad (7-15)$$

Das Öffnungsdauerverhältnis χ_o und das Schließdauerverhältnis χ_g sind definiert als:

$$\chi_o = \frac{t_o}{t_1} \quad (7-16)$$

$$\chi_g = \frac{t_g}{t_2} \quad (7-17)$$

FIALA und WILLUMEIT [12] gaben nach Prüfung an einem Einzylinder Saugmotor an, dass die beste Zylinderfüllung und damit das beste Motordrehmoment bei $n = n_{Mdmax}$ mit $\chi_o = 0,68 \dots 0,70$ und $\chi_g = 1,5$ erzielt wurden.

Für die erforderlichen Schwingdauern t_1 und t_2 ergebend sich dann die Zusammenhänge

$$t_1 = \frac{t_o}{\chi_o} = \frac{\alpha_E}{\alpha_U \cdot n \cdot \chi_o} \quad (7-18)$$

$$t_2 = \frac{t_g}{\chi_g} = \frac{720^\circ KW - \alpha_E}{\alpha_U \cdot n \cdot \chi_g} \quad (7-19)$$

Für eine vorgegebene Motordrehzahl $n = n_{Mdmax}$, bei der die beste Zylinderfüllung bzw. größtes Drehmoment erreicht werden soll, folgt die erforderliche Saugrohrlänge zu

$$l = \frac{a \cdot t_2}{4} = \frac{a \cdot (720^\circ KW - \alpha_E)}{4 \cdot \alpha_U \cdot n \cdot \chi_g} \quad (7-20)$$

Und der Saugrohrquerschnitt A ist definiert als:

$$A = \frac{V}{l} \cdot \varphi \cdot \tan(\varphi) = \frac{V \cdot 2 \cdot \pi \cdot l}{l \cdot a \cdot t_1} \cdot \tan \frac{2 \cdot \pi \cdot l}{a \cdot t_1} =$$

$$= \frac{V \cdot 2 \cdot \pi \cdot \alpha_U \cdot n \cdot \chi_o}{a \cdot \alpha_E} \cdot \tan \left[\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\chi_o}{\chi_g} \cdot \frac{(720^\circ \text{KW} - \alpha_E)}{\alpha_E} \right] \quad (7-21)$$

Für die Auslegung der Saugrohrgometrie wurden folgende Werte angenommen:

Drehzahl: $n = 3500 \frac{U}{\text{min}} = 58,3 \frac{U}{s}$

Schallgeschwindigkeit: $a = 343,29 \frac{m}{s}$ für $T=20^\circ\text{C}$

Zylindervolumen: $V = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{3} = 0,000333 \text{ m}^3$ für einen Zylinder

Einlasssteuerwinkel: $\alpha_E = 260^\circ$

Vollwinkel: $\alpha_U = 360^\circ$ für eine KW Umdrehung

Öffnungsdauerverh.: $\chi_o = \frac{t_o}{t_1} = 0,69$ $t_o \dots \text{Zeit Ventil offen}$
 $t_1 \dots \text{Schwingungsdauer Ventil offen}$

Schließdauerverh.: $\chi_g = \frac{t_g}{t_2} = 1,5$ $t_g \dots \text{Zeit Ventil geschlossene}$
 $t_2 \dots \text{Schwingungsdauer Ventil geschlossen}$

$$l_2 = \frac{a \cdot t_2}{4} = \frac{c \cdot (720^\circ \text{KW} - \alpha_E)}{4 \cdot \alpha_U \cdot n \cdot \chi_g} = \frac{343,29 \cdot (720^\circ \text{KW} - 260)}{4 \cdot 360 \cdot 58,3 \cdot 1,5} = 0,522 \text{ m}$$

$$A = \frac{0,000333 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 360 \cdot 58,3 \cdot 0,69}{343,29 \cdot 260} \cdot \tan \left[\frac{\pi}{2} \cdot \frac{0,69}{1,5} \cdot \frac{(720^\circ \text{KW} - 260)}{260} \right] = 0,001847 \text{ m}^2$$

Der Unterschied zwischen den zwei Berechnungsverfahren über den gesamten Drehzahlbereich ist in Abbildung 7-11 dargestellt.

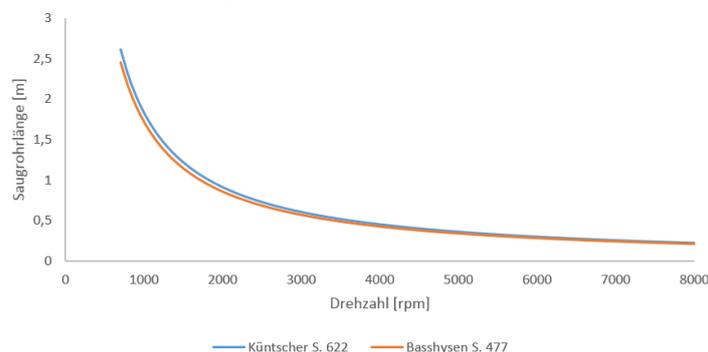


Abbildung 7-11: Vergleich von Berechnungsverfahren zur Auslegung der Saugrohrlänge

Als Grundlage für die folgenden Konzepte wird der Mittelwert der beiden Berechnungsarten herangezogen. In folgenden Entwicklungsschritten wird die Saugrohrlänge mittels 1D Ladungswechselsimulation in Kombination mit 3D CFD Simulation genau bestimmt. Bis dahin bauen alle Konzepte auf die berechnete Länge $l = \frac{l_1 + l_2}{2} = \frac{0,4904 + 0,5222}{2} = \mathbf{0,5063 \text{ m}}$.

Konzeptfindung

Die Laufzeit der Wellen hängt maßgeblich von der Saugrohrlänge ab. Die Amplitude der Welle

hingegen wird vom Saugrohrquerschnitt beeinflusst. Je höher die Drehzahl desto höher ist die Strömungsgeschwindigkeit im Saugrohr und desto höher wird die Amplitude. Durch kleine Saugrohrquerschnitte verbessert sich also der Nachladeeffekt für niedrige Drehzahlen, gleichzeitig verschlechtert sich jedoch die Zylinderfüllung bei hohen Drehzahlen. Abhilfe kann bei 4 Ventil Motoren eine Kanalabschaltung schaffen [54]. Bei so kleinvolumigen Dreizylindermotoren ist dieser Effekt jedoch eher gering und wird hier nicht weiter betrachtet.

7.3 Konzeptfindungsphase

a) Anforderungen

Das Saugrohr soll:

- den Ladungswechsel möglichst positiv beeinflussen
- die Luftführung nach der Drosselklappe bis zum Eintritt in den Zylinderkopf möglichst verlustarm ermöglichen
- die thermischen Ausdehnungen des Systems ausgleichen.
- motorbedingte Vibrationen so gering wie möglich halten.
- so geringen Einfluss auf die Ladungsbewegung wie möglich haben.
- die Frischluft gleichmäßig auf die verschiedenen Zylinder aufteilen.
- die Möglichkeit den Massenstrom zu messen vorsehen.
- über die gesamte Lebensdauer resistent gegen chemische Korrosion durch das Luft Kraftstoffgemisch sein.

b) Brainstorming

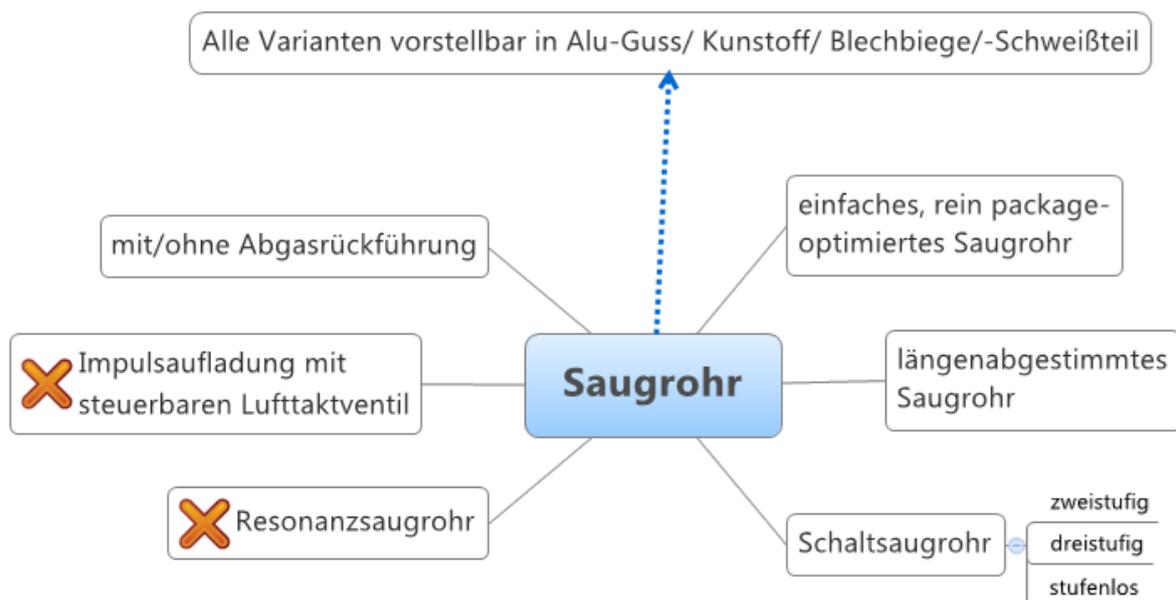


Abbildung 7-12: Brainstorming Saugrohr

c) Konzepte

Das Ziel der ersten groben Konzeptentwicklung war hauptsächlich die Packagesituation zu erfassen und zu analysieren welche Ansaugrohrängen mit den verschiedenen Konzeptideen verwirklicht werden können. Oben im Kapitel 7.2 ergab die erste Saugrohrängenauslegung eine Länge von rund 500 mm. Aufgrund der noch nicht genau spezifizierten Bedingungen, wie der gewünschten Drehzahl bei der der Aufladeeffekt einsetzen soll und den noch nicht fixierten Steuerzeiten, kann sich die Saugrohrlänge bei der später folgenden 1D-Ladungswechselsimulation noch ändern. Deshalb wurde bei den Konzepten die jeweils

maximal mögliche Saugrohrlänge ermittelt. Natürlich ist es bei jedem Konzept dann möglich kürzere Saugrohre zu konstruieren.

Konzept 1:

Konzept 1 zeigt ein Saugrohr das um das Sammlervolumen herum läuft. Dadurch sind große Saugrohrängen bis zu 550 mm (ohne Einlasskanal) möglich. Das Volumen des Sammlervolumens lässt sich je nach Bedarf anpassen. Die Drosselklappe bleibt bei diesem Konzept annähernd an der gleichen Position, was die Integration des Saugmotors in ein vorhandenes Turbomotor- Fahrzeugpackage einfach macht. Als Nachteile sind der kleine Krümmungsradius und die äußerst aufwändige Fertigung zu nennen. Je nach Herstellungsprozess sind aufwändige Formteilungen bzw. Gussformen nötig, wegen der verschachtelten Geometrie.

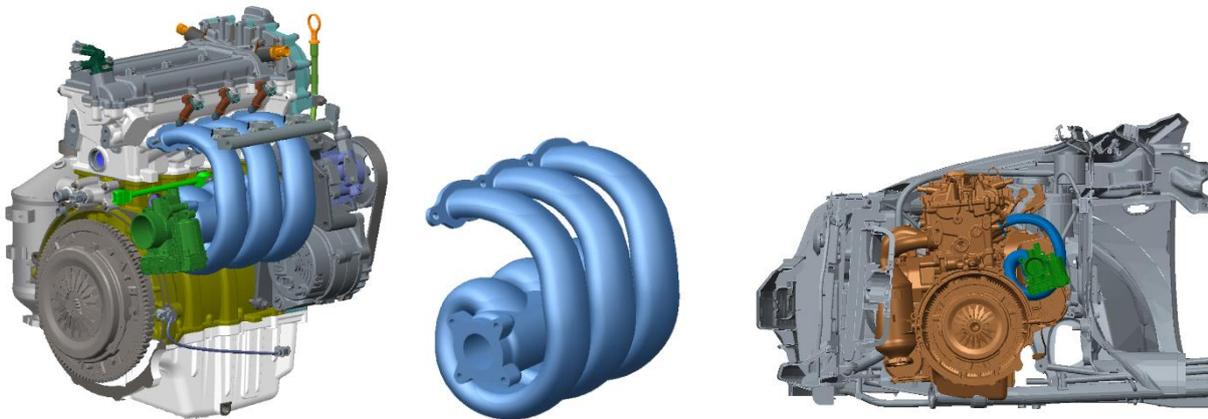


Abbildung 7-13: Konzept 1
Links: mit Motor, Mitte: Saugrohr, Rechts: mit Fahrzeugpackage

Konzept 2:

Das zweite Konzept ist stark an das Erste angelehnt. Der wesentliche Unterschied ist dass die Rohre das Sammlervolumen nicht so stark umschlingen, dafür aber weiter nach unten gezogen sind. Das wirkt sich negativ auf die erreichbaren Saugrohrängen aus, trotzdem können noch Längen bis zu 430 mm (ohne Einlasskanal) erreicht werden. Die Herstellbarkeit wird durch dieses Design jedoch deutlich verbessert.

Die Drosselklappe wird sowohl aus Packagegründen aber hauptsächlich aus strömungstechnischen Gründen schräg montiert. Die Frischladung wird beim Einströmen durch die schräg montierte Drosselklappe schon in Richtung der anschließenden Saugrohre gelenkt, somit ist keine große Umlenkung der Strömung im Sammler mehr nötig.

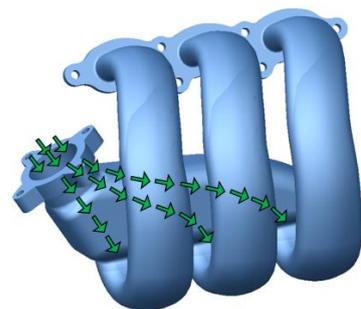


Abbildung 7-14: Strömung der Frischladung bei K2

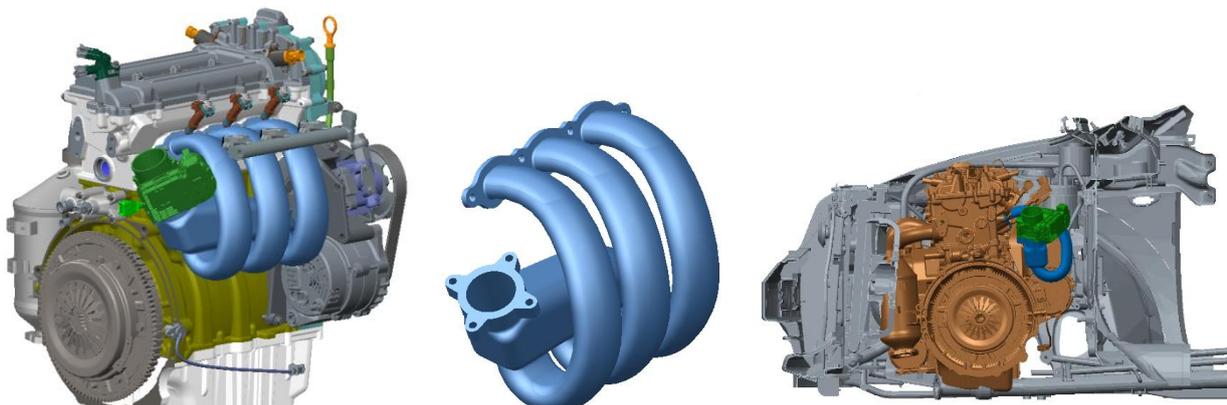


Abbildung 7-15: Konzept 2
 Links: mit Motor, Mitte: Saugrohr, Rechts: mit Fahrzeugpackage

Konzept 3:

Beim dritten Konzept werden die Rohre noch weiter nach unten gezogen, so dass die Drosselklappe zwischen Saugrohr und Motor sitzen kann und damit Bauraum spart. Wobei die Montage der Drosselklappe und des Anschlusschlauches zum Luftfilter durchaus knifflig werden kann. Die max. erreichbare Saugrohrlänge liegt ähnlich wie bei Konzept 2 bei ca. 400mm. Die starke Strömungsumlenkung direkt nach der Drosselklappe wirkt sich negativ auf den Durchflusskoeffizienten aus, und sollte bei Weiterverfolgung dieses Konzepts unbedingt verändert werden.

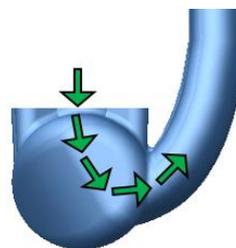


Abbildung 7-16: Strömung der Frischladung bei K3

Ein weiterer Nachteil ist, dass die Belüftungsschlitze des Generators fast vollständig vom Sammlervolumen und den Saugrohren abgedeckt werden. Es ist leicht vorstellbar, dass der Generator ohne die nötige Frischluftzufuhr überhitzt und ernsthafte Schäden anrichten kann. Ohne einer genaueren thermischen Betrachtung des Generators sollte dieses Konzept keinesfalls umgesetzt werden.

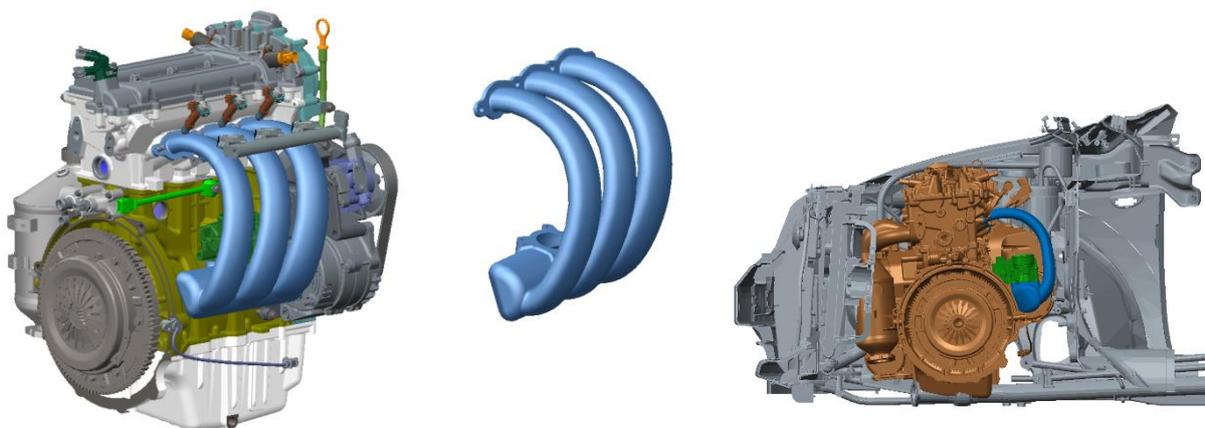


Abbildung 7-17: Konzept 3
 Links: mit Motor, Mitte: Saugrohr, Rechts: mit Fahrzeugpackage

Konzept 4:

Konzept 4 unterscheidet sich komplett von den vorhergehenden. Das Saugrohr verläuft nach oben über den Motor zu Abgasseite hin. Einige Motorenhersteller, unter anderem PSA verwenden ähnliche Konzepte für ihre Dreizylinder. Um nur ein Beispiel zu nennen Citroen C4 Cactus 1,2. Saugrohrängen (ohne Einlasskanal) von bis zu 500 mm sind realisierbar. Allerdings wird es schwierig werden dieses Konzept im Motorpackage gut zu integrieren. Theoretisch ist Platz vorhanden, auch wenn der Abstand zur Motorhaube mit 2 cm sehr gering wird, wie Abbildung 7-18: zeigt. Das heißt aber noch nicht, dass man das Konzept so umsetzen kann. Aus Gründen der Fußgängercrashsicherheit sind nämlich gewisse Richtlinien einzuhalten, welche eventuell durch diese Anordnung verletzt werden. Ebenfalls kritisch ist die Nähe zu heißen Abgasbauteilen, wie Krümmer und Katalysator. Einerseits darf die max. zulässige Temperatur unter der die Drosselklappe zuverlässig operiert nicht überschritten werden. Andererseits bringt die Hitze aber noch einen weiteren Nachteil: Die durch Strahlung von den abgasführenden Teilen abgegebene Wärme, heizt sich das Saugrohr und die Luft im Saugrohr auf. Warme Luft hat naturgemäß eine höhere Dichte als kalte, das heißt es kann verhältnismäßig weniger Luft in den Zylinder befördert werden, weil diese einfach mehr Volumen einnimmt. Damit eine stöchiometrische Verbrennung stattfindet, wird weniger Kraftstoff eingespritzt und das führt zu einem Leistungsverlust.

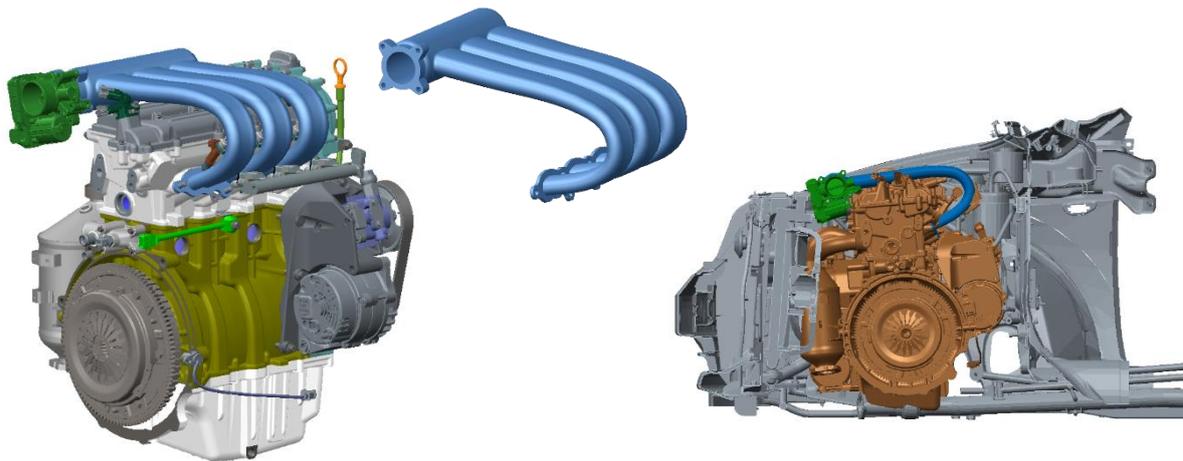


Abbildung 7-18: Konzept 4
Links: mit Motor, Mitte: Saugrohr, Rechts: mit Fahrzeugpackage

Konzept 5:

Bei Konzept 5 bilden die miteinander verbundenen Saugrohre mit einer Rückwand das Sammlervolumen. Die Drosselklappe sitzt über dem Saugrohr. Diese Anordnung ist bei vielen Dreizylindermotoren unter anderem von den Marken Opel und Toyota sehr beliebt, vgl. Abbildung 6-19. Die kompakte Bauweise erlaubt es, den Motor für sehr kleine Fahrzeuge kompatibel zu machen. Beim TUVPR treten zwei wesentliche Probleme auf. Erstens ist der Abstand zwischen Drosselklappenaustritt, wo der Luftschlauch zum Luftfilter angeschlossen wird, und der Motorhaube relativ klein. In diesen kleinen Bauraum muss eine mindestens 90° Biegung des Schlauches erfolgen, das führt zu kleinen Biegeradien und großen Strömungsverlusten. Dieses Problem kann durch ein etwas anders Layout eventuell noch in Griff bekommen und ein akzeptabler Biegeradius erreicht werden. Das viel größere Problem ist die Positionierung der Einspritzventile. Dort wo ursprünglich die Injektoren saßen (siehe Abbildung 7-19 rechts) soll nun die Drosselklappe sitzen. Die Konkurrenz versetzt die Injektorposition einfach in den Zylinderkopf und beseitigt so das Kollisionsproblem. Beim TUVPR ist das Aufgrund der vorliegenden Anforderungen nicht möglich. Erschwerend

hinzukommt, dass nicht nur die drei Benzineinspritzventile, sondern auch drei CNG-Einblasventile, jeweils inklusive Kraftstoffrail Platz finden müssen. Es stellt sich schnell heraus, dass ohne enormen Aufwand und ohne große Kompromisse in Sachen Injektorposition, ein solches Saugrohrlayout nicht umsetzbar ist. Selbst wenn eine akzeptable Lösung gefunden wird, werden die Montage- und Servicefreundlichkeit enorm unter dem komprimierten Packaging leiden.

Aus den oben genannten Gründen scheidet diese Konzeptvariante von vornherein aus und wird erst gar nicht in die Bewertungsmatrix mitaufgenommen.

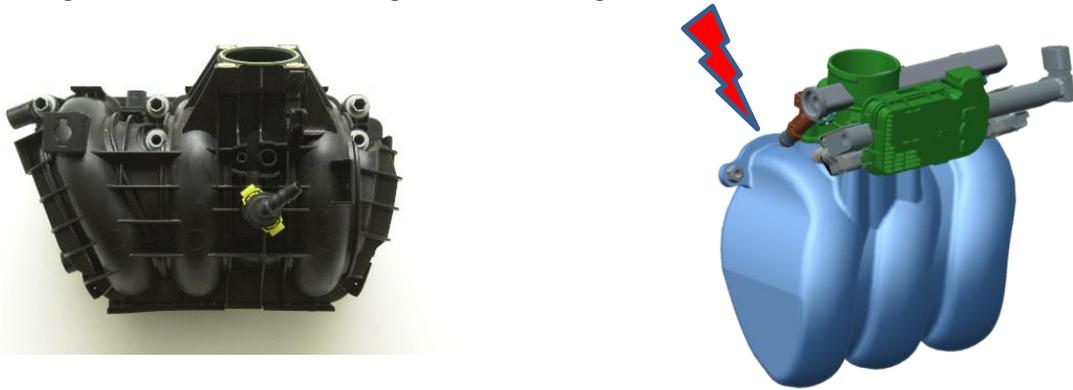


Abbildung 7-19: Links: Saugrohr vom Opel Agila 1.0 12V [1]
Rechts: Kollision von Drosselklappe und Injektoren

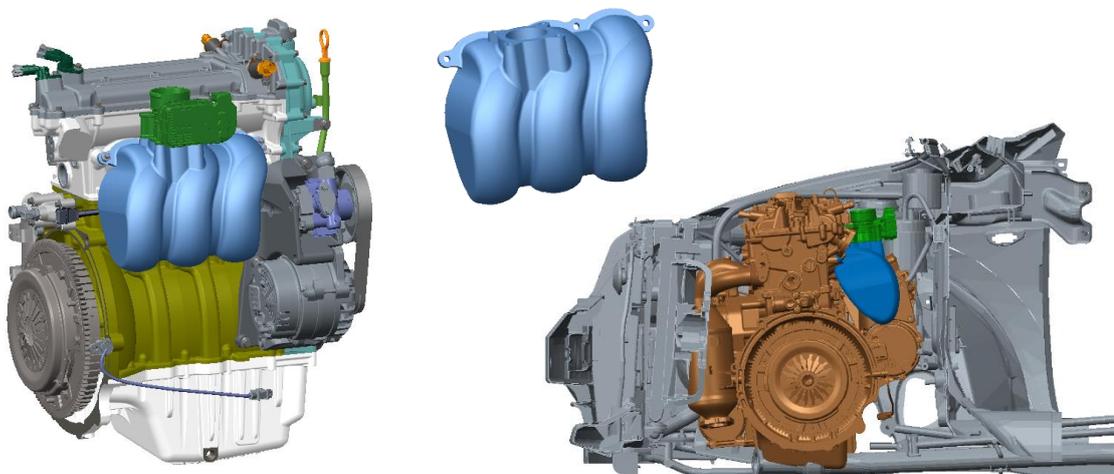


Abbildung 7-20: Konzept 5
Links: mit Motor, Mitte: Saugrohr, Rechts: mit Fahrzeugpackage

d) Konzeptbewertung

Der erste Schritt bei der Konzeptbewertung ist wie zuvor auch schon wieder das Aufstellen der Kriterien und deren Gewichtung. Im Falle des Einlasskanals sind folgenden Kriterien ausgewählt worden: Performance (Gasdynamik, Liefergrad, Verluste), Packagebedarf im Motorraum, Kosten/ Fertigungsaufwand in Bezug auf die Bauteilkomplexität, Montagefreundlichkeit, NVH-Verhalten und Crashesicherheit. In Abbildung 7-21 links ist die Gewichtung der Kriterien im paarweisen Vergleich dargestellt, rechts daneben sind die Ergebnisse geordnet in einem Pareto Diagramm dargestellt.

<div style="text-align: center;"> </div>		1	2	3	4	5	6	Gewichtung
		Performance (Gasdynamik, Liefergrad)	Packagebedarf	Kosten/Fertigungsaufwand in Bezug auf Bauteilkomplexität	Montagefreundlichkeit	NVH Verhalten	Crashsicherheit	
1	Performance (Gasdynamik, Liefergrad)	1	1	1	1/3	3	3	18%
2	Packagebedarf	1	1	1/3	1	3	1/3	12%
3	Kosten/Fertigungsaufwand in Bezug auf Bauteilkomplexität	1	3	1	3	3	1	25%
4	Montagefreundlichkeit	3	1	1/3	1	3	3	22%
5	NVH Verhalten	1/3	1/3	1/3	1/3	1	1/3	5%
6	Crashsicherheit	1/3	3	1	1/3	3	1	16%

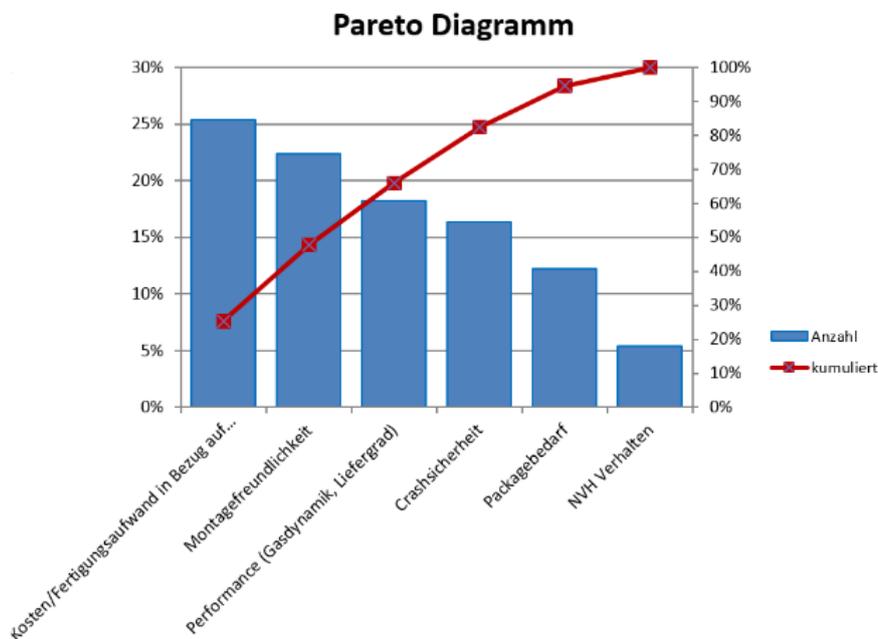


Abbildung 7-21: Gewichtung der Kriterien (oben) inkl. Pareto Diagramm (unten)

Performance (Gasdynamik, Liefergrad)		Analytisch Hierarchische relative Konzeptbeurteilung				
<div style="text-align: center;"> </div>		1	2	3	4	Rating
		Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	
1	Konzept 1	1	1	3	3	38%
2	Konzept 2	1	1	3	3	38%
3	Konzept 3	1/3	1/3	1	1	13%
4	Konzept 4	1/3	1/3	1	1	13%

Packagebedarf		Analytisch Hierarchische relative Konzeptbeurteilung				
<div style="text-align: center;"> </div>		1	2	3	4	Rating
		Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	
1	Konzept 1	1	1	1/3	6	23%
2	Konzept 2	1	1	1/3	6	23%
3	Konzept 3	3	3	1	3	46%
4	Konzept 4	1/6	1/6	1/3	1	7%

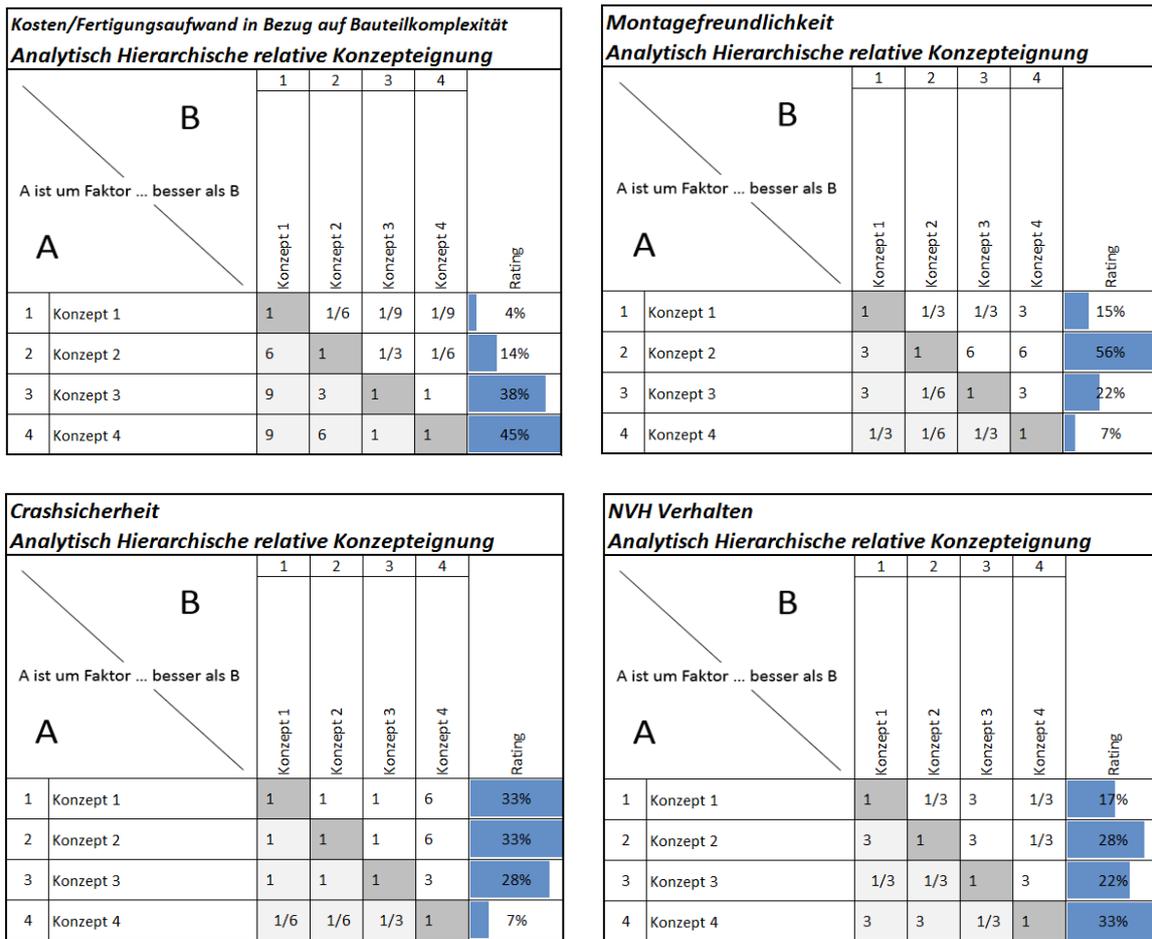


Abbildung 7-22: Paarweiser Konzeptvergleich für alle Kriterien

Für jedes einzelne Kriterium wurden die verschiedenen Konzepte miteinander paarweise verglichen. Daraus ergeben sich für jedes Kriterium die relativen Konzeptteignungen. Gewichtet man nun diese Konzeptteignungen laut Abbildung 7-21 ergibt sich für jedes Konzept eine Gesamtbewertung.

Diese Gesamtkonzeptbewertung ist in Abbildung 7-23 zu sehen. Rechts neben der Konzeptbewertung kann man auch noch die normierte Konzeptbewertung erkennen. Das heißt die höchste Kriterienbewertung wird auf 100 % gesetzt und die übrigen proportional, laut den Ergebnissen der Konzeptbewertung, verteilt.

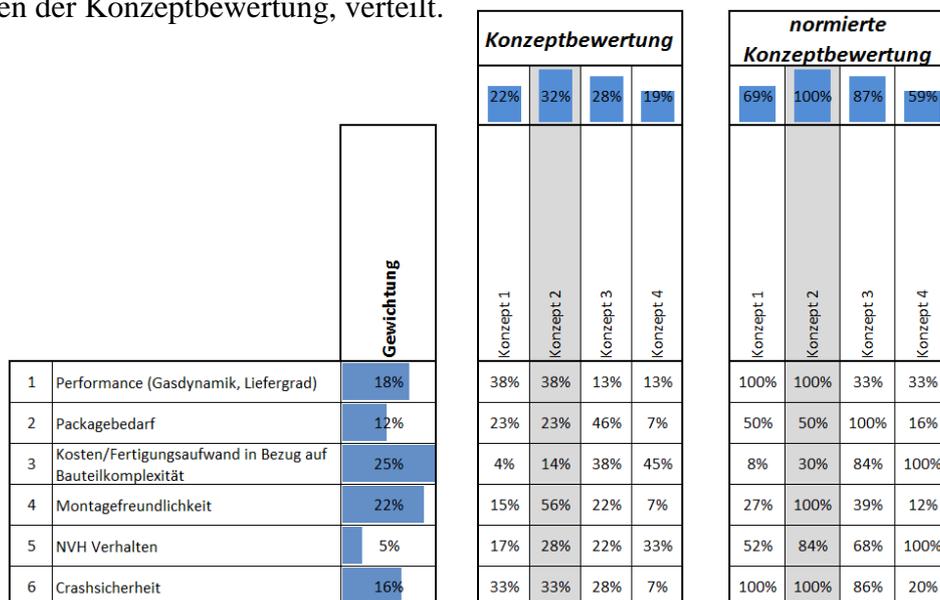


Abbildung 7-23: Finale Konzeptbewertung für Saugrohrkonzepte

Materialwahl für das Saugrohr:

Grundsätzlich können alle Konzeptvarianten entweder aus Aluguss, Kunststoffspritzguss oder als Schweißbaugruppe aus Stahl gefertigt werden. Die Entscheidung ist an viele Faktoren, wie Produktionsvolumen, Haltbarkeit, Dämpfungseigenschaften für Geräusch und Vibration, Gewicht usw. gebunden. Für jedes Material bestehen auch verschiedene Restriktionen in der Freiheit der Formgebung. Bei Kunststoffspritzgussteilen hat die Entformbarkeit wesentlichen Einfluss auf das Design. Bei komplizierten Geometrien wie dem Saugrohr müssen mehrere Einzelteile gespritzt und anschließend durch reibschweißen oder spiegelschweißen miteinander verbunden werden. Am größten ist die Formfreiheit eingeschränkt bei einer Schweißbaugruppe, entweder es werden Standardrohre verwendet, bei denen man dann auf minimale Biegeradien usw. achten muss oder es werden extra Blechbiegeteile gefertigt die dann aufwändig miteinander verschweißt werden müssen. Die einzige Möglichkeit ein Saugrohr aus einem bzw. so wenig Einzelteilen wie möglich herzustellen ist der Aluguss. Beim Schwerkraft- oder Niederdruck-Aluguss und verwenden von Sandformen mit mehreren Kernen können komplizierte Geometrien, auch mit Hinterschnitten, einfach und bei großen Stückzahlen auch kostengünstig produziert werden. Für große Stückzahlen kann theoretisch auch Hochdruck Aluguss in Erwägung gezogen werden. Das ist aber nur möglich wenn ein zweiteiliges Halbschalendesign möglich ist, weil beim Hochdruckgießen keine Sandkerne verwendet werden können. Die beiden Halbschalen müssen dann verschweißt werden. Ein großer Vorteil vom Hochdruckguss ist die gute Oberflächenqualität, so dass eventuell die Bearbeitung der Dichtflächen eingespart werden kann.

Natürlich bringen Metallsaugrohre einen geringen Gewichtsnaheile (bis zu ca. 1,5 kg zwischen Aluminium und Kunststoffsaugrohre) mit sich, in diesem Motorensegment spielen ein paar Gramm mehr auf der Waage jedoch keine Rolle, wenn dadurch Produktionskosten eingespart werden können. Saugrohre aus Kunststoff können ab einer Stückzahl von 250 000 Stück pro Jahr kostengünstiger hergestellt werden als Aluminium Saugrohre [14]. Ausschlaggebend sind die viel teureren Werkzeugmaschinen für das Kunststoffspritzgießen.

Wie schon zu sehen spielen viele Faktoren eine mehr oder weniger wichtige Rolle bei der Materialauswahl. Für eine möglichst objektive Bewertung und Auswahl wurde wieder ein AHP durchgeführt.

Ausschlaggebend für die Bewertung der Materialauswahl sind folgende Kriterien: Gesamtkosten, Gewicht, NVH Verhalten, Formfreiheitsgrad, Fertigungsmöglichkeiten im Produktionsland. In Abbildung 7-25 links ist die Gewichtung der Kriterien im paarweisen Vergleich dargestellt, rechts daneben sind die Ergebnisse geordnet in einem Pareto Diagramm dargestellt.

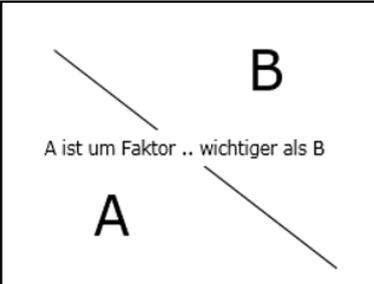
		1	2	3	4	5	Gewichtung
		Gesamtkosten	Gewicht	NVH Verhalten	Formfreiheitsgrad	Fertigungsmöglichkeiten im Produktionsgebiet (Nahe Osten, Iran)	
1	Gesamtkosten	1	6	3	1	1/3	23%
2	Gewicht	1/6	1	1/3	1/3	1/6	5%
3	NVH Verhalten	1/3	3	1	1	1/3	13%
4	Formfreiheitsgrad	1	3	1	1	1/3	15%
5	Fertigungsmöglichkeiten im Produktionsgebiet (Nahe Osten, Iran)	3	6	3	3	1	43%

Abbildung 7-24: Gewichtung der Kriterien

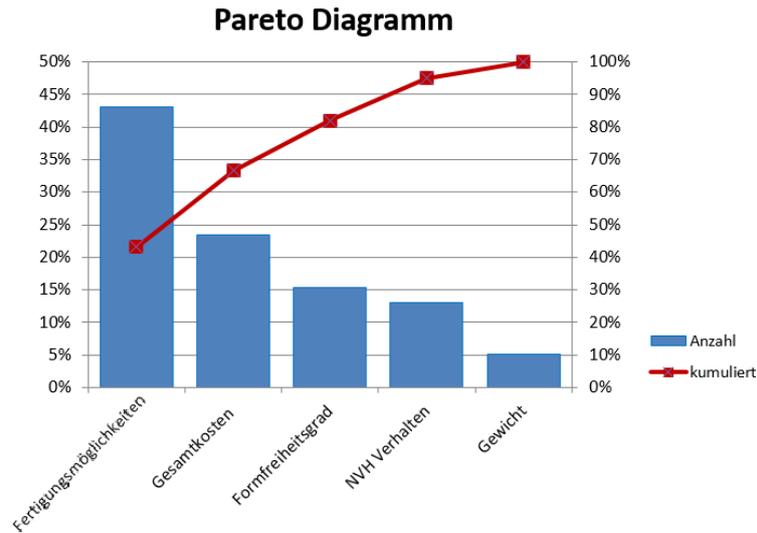


Abbildung 7-25: Pareto Diagramm

Für jedes einzelne Kriterium wurden die verschiedenen Konzepte miteinander paarweise verglichen. Daraus ergeben sich für jedes Kriterium die relativen Konzeptteignungen. Gewichtet man nun diese Konzeptteignungen laut Abbildung 7-25 ergibt sich für jedes Konzept eine Gesamtbewertung.

Formfreiheitsgrad
Analytisch Hierarchische relative Konzeptteignung

		B			Rating
		1	2	3	
A ist um Faktor ... besser als B					
A		Kunststoff	Alu- Guss	Stahlblech Schweißbaugruppe	
1	Kunststoff	1	1/6	3	23%
2	Alu- Guss	6	1	3	64%
3	Stahlblech Schweißbaugruppe	1/3	1/3	1	14%

Gewicht
Analytisch Hierarchische relative Konzeptteignung

		B			Rating
		1	2	3	
A ist um Faktor ... besser als B					
A		Kunststoff	Alu- Guss	Stahlblech Schweißbaugruppe	
1	Kunststoff	1	6	3	65%
2	Alu- Guss	1/6	1	1/3	10%
3	Stahlblech Schweißbaugruppe	1/3	3	1	25%

Fertigungsmöglichkeiten im Produktionsgebiet (Naher Osten,Iran)
Analytisch Hierarchische relative Konzeptteignung

		B			Rating
		1	2	3	
A ist um Faktor ... besser als B					
A		Kunststoff	Alu- Guss	Stahlblech Schweißbaugruppe	
1	Kunststoff	1	1/3	1/6	12%
2	Alu- Guss	3	1	6	60%
3	Stahlblech Schweißbaugruppe	6	1/6	1	28%

NVH Verhalten
Analytisch Hierarchische relative Konzeptteignung

		B			Rating
		1	2	3	
A ist um Faktor ... besser als B					
A		Kunststoff	Alu- Guss	Stahlblech Schweißbaugruppe	
1	Kunststoff	1	1/3	3	29%
2	Alu- Guss	3	1	3	57%
3	Stahlblech Schweißbaugruppe	1/3	1/3	1	14%

Gesamtkosten		Analytisch Hierarchische relative Konzeptreignung			
		1	2	3	Rating
		Kunststoff	Alu- Guss	Stahlblech Schweißbaugruppe	
1	Kunststoff	1	1/3	1	20%
2	Alu- Guss	3	1	3	60%
3	Stahlblech Schweißbaugruppe	1	1/3	1	20%

Abbildung 7-26: Paarweiser Konzeptvergleich für alle Kriterien

Diese Gesamtkonzeptbewertung ist in Abbildung 7-23 zu sehen. Rechts neben der Konzeptbewertung kann man auch noch die normierte Konzeptbewertung erkennen. Das heißt die höchste Kriterienbewertung wird auf 100 % gesetzt und die übrigen proportional, laut den Ergebnissen der Konzeptbewertung, verteilt.

		Gewichtung	Konzeptbewertung			normierte Konzeptbewertung		
			Kunststoff	Alu- Guss	Stahlblech Schweißbaugruppe	Kunststoff	Alu- Guss	Stahlblech Schweißbaugruppe
1	Gesamtkosten	23%	20%	60%	20%	33%	100%	33%
2	Gewicht	5%	65%	10%	25%	100%	15%	38%
3	NVH Verhalten	13%	29%	57%	14%	50%	100%	24%
4	Formfreiheitsgrad	15%	23%	64%	14%	35%	100%	21%
5	Fertigungsmöglichkeiten im Produktionsgebiet (Nahe Osten, Iran)	43%	12%	60%	28%	19%	100%	47%

Abbildung 7-27: Finale Bewertung der Materialauswahl

e) Ausgearbeitetes Konzept

Laut den Bewertungen ist die beste Lösung das Konzept 2 aus Alu Guss. Während der Detaillierung wurden teilweise Komponenten, wie der Drosselklappenflansch trotzdem aus Konzept 1 übernommen, da es fertigungstechnisch einfach viele Vorteile bringt, wenn die Geometrie so einfach wie möglich gehalten wird.

Je nach Gussverfahren muss das Saugrohr eventuell geteilt werden. Wenn ähnlich wie beim Zylinderkopf ein Kokillenguss mit eingelegten Sandkernen für die Kanäle verwendet wird, wird es ohne Teilung nicht möglich sein, ein entformbares Werkstück zu konstruieren. Beim reinen Sandguss hingegen können auch kompliziertere Geometrien mit Hinterschnitten, dank der Sandkästen und Sandkernen, gefertigt werden. Somit ist ein einteiliges Saugrohr durchaus denkbar. Im Folgenden werden beide Variante gezeigt, wobei sich die Geometrie nur indem unterscheidet, dass beim zweiteiligen Saugrohr ein Trennflansch vorhanden ist.

Zweiteiliges Saugrohr:

Das zweiteilige Saugrohr besteht aus dem Oberteil (Rohre) und dem Unterteil (Sammler), zwischen den beiden Teilen befindet sich eine Weichstoffdichtung. Zur Verbindung werden vier M8 Gewindestifte in den Sammler geschraubt, anschließend die Rohre aufgesetzt und durch Muttern fixiert. Um eine gleichmäßige Flächenpressung auf die Dichtfläche sicherzustellen sind zwischen den Rohren auch Verschraubungen nötig. Die extrem eingeschränkten Platzverhältnisse verhindern die Verwendung der gleichen Verbindungselemente, weshalb zwei M6 Innensechskant-Schrauben dazu verwendet werden. Die Position wird durch zwei enger tolerierte Bohrungen im Oberteil bestimmt.

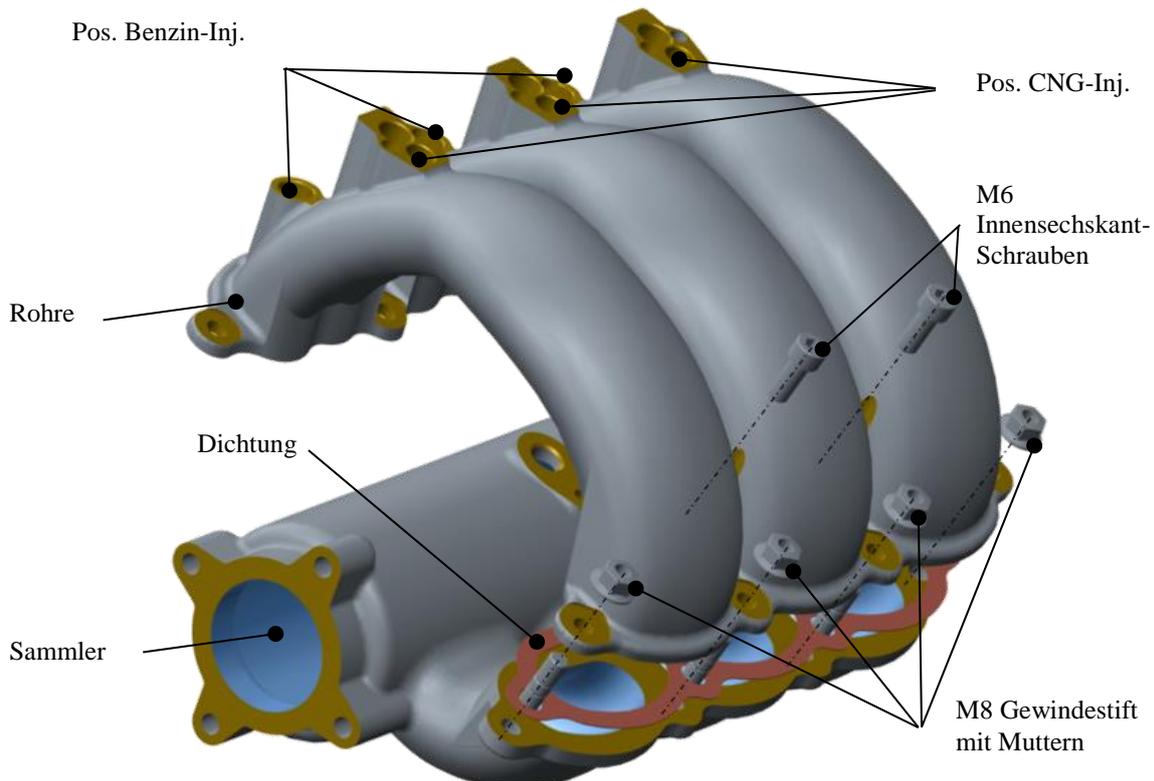


Abbildung 7-28: Explosionsansicht vom zweiteiliges Saugrohr

Die Länge des Saugrohrs beträgt 416 mm, was mit der Einlasskanallänge eine Länge vom Einlassventil bis zum Eintritt in den Sammler 506 mm ergibt. Das heißt die berechnete optimierte Saugrohrlänge wurde ziemlich genau umgesetzt. Die Fläche und der Querschnitt der Rohre am Zylinderkopfflansch sind durch den Einlasskanal bereits vordefiniert. Ausgehend von diesem Querschnitt wird der Rohrquerschnitt stetig erweitert, und zwar mit der gleichen „Steigung“ wie das letzte Stück des Einlasskanals (siehe Abbildung 7-30). Versuche an kleinen Saugmotoren an der TU Graz haben für diese Saugrohrgeometrie die beste Performance ergeben. Bis zum Eintritt in den Sammler vergrößert sich die Querschnittsfläche auf 1916,2 mm², die Form des Querschnitts ist ellipsenförmiger. In Kombination mit großen Einlaufadien ($R=6$) vom Sammler in die einzelnen Rohre können die Verluste beim Einströmen minimiert werden.

Je kleiner der Krümmungsradius des Saugrohrs wird, desto größer werden die hydraulischen Verluste. Das optimale Verhältnis von Krümmungsradius zu Radius des Saugrohres. Die Verluste sinken signifikant wenn dieses Verhältnis größer 2 ist. [14]

Der Querschnitt des Saugrohrs (siehe Abbildung 7-31) ist nicht rund deshalb wird ein Ersatzdurchmesser benötigt der auf zwei Arten ermittelt werden kann. Gleichungen (7-22) & (7-23) zeigen, dass bei beiden Berechnungsvarianten das Verhältnis des Konzepts größer 2 ist

- (1) Als Ersatzdurchmesser dient der Durchmesser eines Kreises mit dem gleichen Querschnitt

$$\frac{R_{\text{Krümmung}}}{R_{\text{Rohr}}} = \frac{40}{18.7} = 2,13 > 2 \quad \checkmark \quad (7-22)$$

- (2) Der Ersatzradius dient der max. vertikale Abstand von der Mittellinie der nierenförmigen Querschnittsfläche

$$\frac{R_{\text{Krümmung}}}{R_{\text{Rohr}}} = \frac{40}{12} = 3,33 > 2 \quad \checkmark \quad (7-23)$$

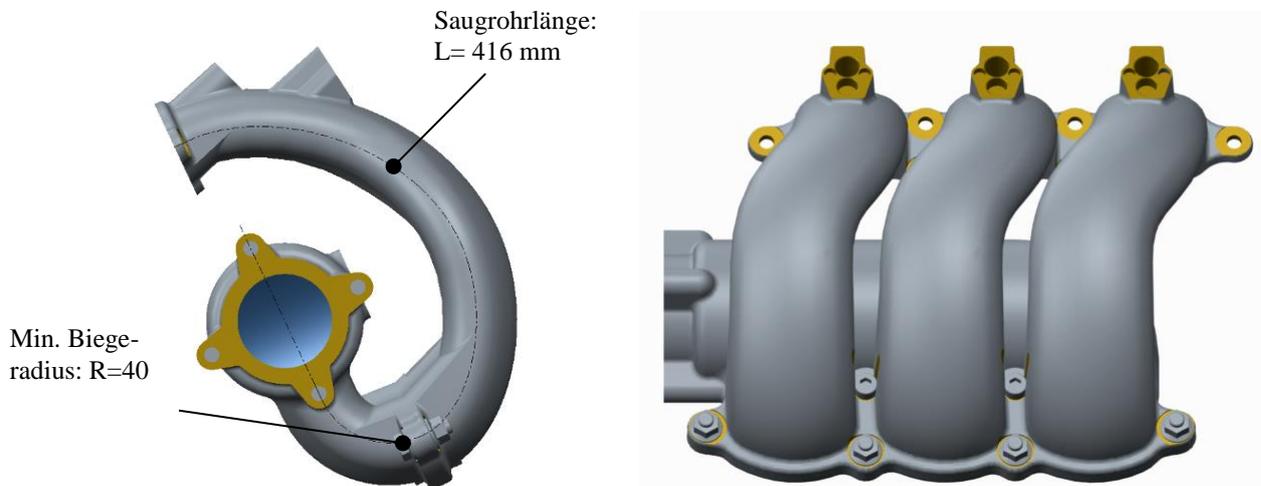


Abbildung 7-29: Seiten und Frontansicht vom zweigeteilten Saugrohr

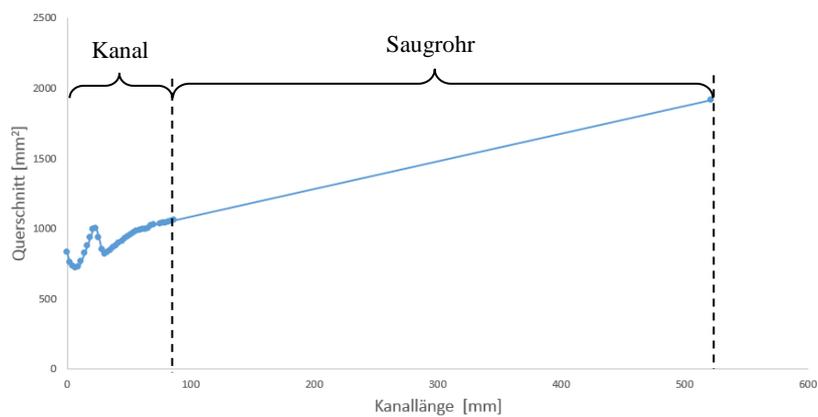


Abbildung 7-30: Querschnittsverlauf vom Kanal und Saugrohr

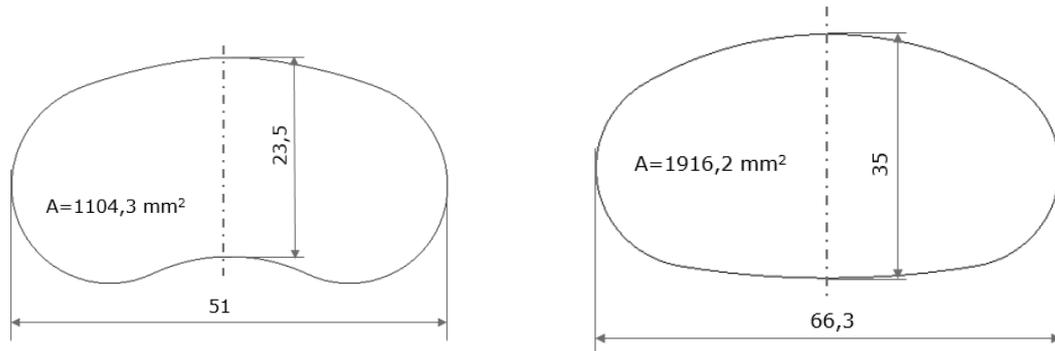


Abbildung 7-31: Links: Kanalquerschnitt am Zylinderkopfeintritt , Rechts: Kanalquerschnitt am Eintritt zum Sammler

Fertigungsverfahren zweiteiliges Saugrohr:

Der ausschlaggebende Grund für die Teilung des Saugrohres war der Wunsch nach Fertigung im Kokillengussverfahren mit nur einem Sandkern für die Rohre (bzw. 3 Kerne für 3 Rohre). Das heißt die Außenkontur von den Gussteile muss frei von Hinterschnitten sein und sonst auch allen Gussanforderungen (Aufmaß, Entformschrägen,...) entsprechen.

Da es sich hier noch um eine Konzeptentwicklung handelt, und sich sicher noch einige Details am Design ändern werden, war es nicht sinngemäß die Bauteile bereits vollständig gussgerecht zu konstruieren, das heißt Gusssträgen und Schwindung wurden noch nicht berücksichtigt. Nichtsdestotrotz ist das Saugrohr bereits so geteilt und konstruiert damit es theoretisch entformbar ist. Abbildung 7-32 Abbildung 7-33 zeigen wie die Formteilung und die zugehörigen Gusskokillen aussehen könnten. Die Kerne werden durch die Kernmarken in den Kokillen aufgenommen.

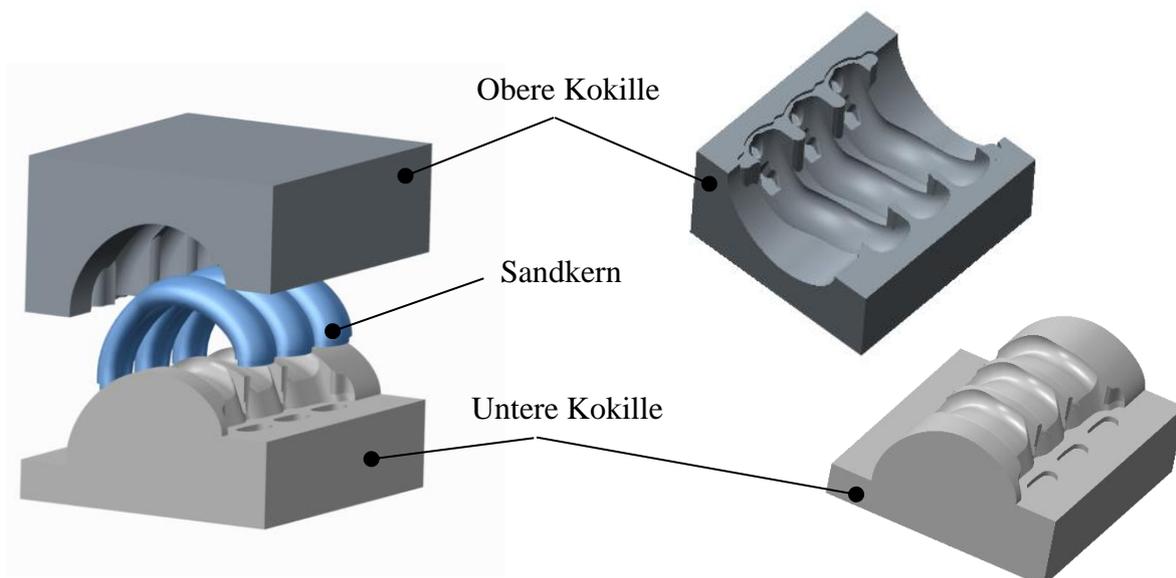


Abbildung 7-32: Formteilung für die Rohre vom zweiteiligen Saugrohr

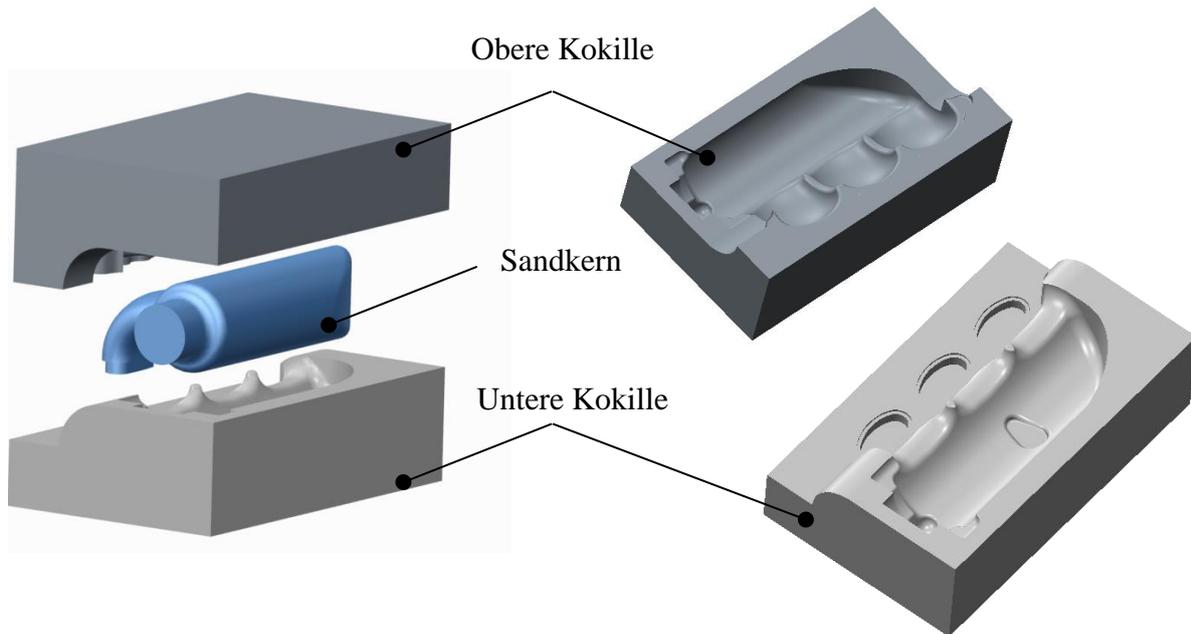


Abbildung 7-33: Formteilung für den Sammler vom zweiteiligen Saugrohr

Einteiliges Saugrohr

Von der Form und der Saugrohlänge her unterscheidet sich das einteilige Konzept nicht vom Zweiteiligen. Zur Erhöhung der Steifigkeit sind die drei Saugrohre miteinander durch einen 4mm starken Steg verbunden. Dadurch sinken die Vibration und das emittierte Geräusch. Beim geteilten Saugrohr war diese Maßnahme nicht möglich weil die zwei Schrauben zwischen den Rohren noch zugänglich bleiben müssen.

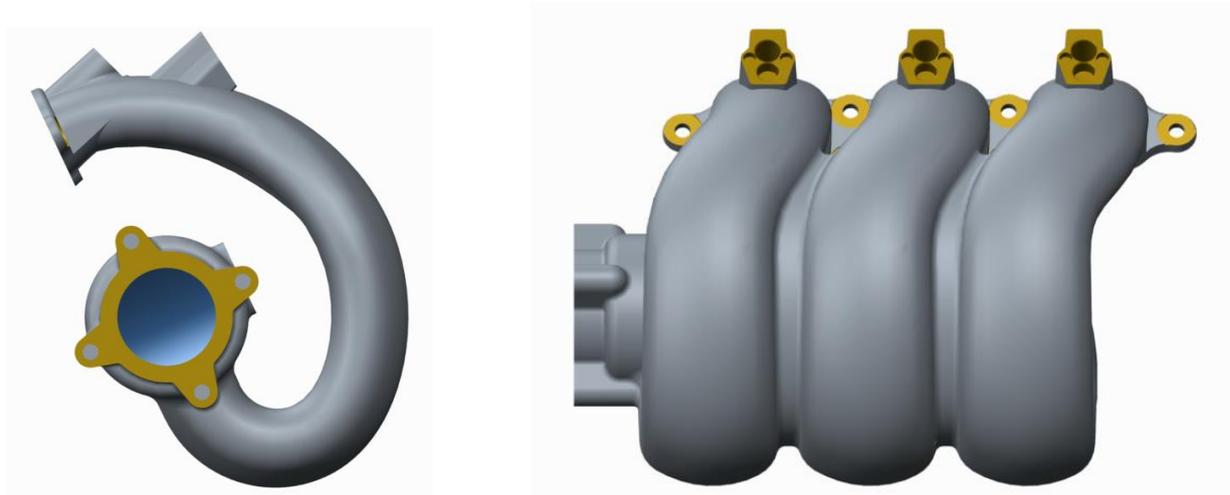


Abbildung 7-34: Seiten und Frontansicht vom einteiligen Saugrohr

Fertigungsverfahren einteiliges Saugrohr:

Wird das Sandgussverfahren verwendet, bestehen alle Formen aus verlorenen Sandformen. Dadurch steigt der Formfreiheitsgrad bei der Gestaltung, weil nur mehr auf die Herstellbarkeit und Trennebenen der einzelnen Sandkerne geachtet werden muss und nicht mehr so genau auf die Gusstauglichkeit des Werkstücks. Durch das Zusammensetzen mehrerer Sandformen sind komplizierte Geometrien mit Hinterschnitten gießbar. Der Formkasten besteht aus 5 Einzelformen. Den Ober- und Unterkasten, einem Zwischenkern und einem zweigeteilten Kern

für die Rohre mit Sammler. Die Teilung des Rohrkerns ist notwendig da sonst die Gussformen nicht zusammengebaut werden können. Der Rohrkern wird durch zusammenstecken und verkleben um den Zwischenkern gebaut. Dieses Kernpaket wird dann in den Unterkasten gelegt. Schließlich kommt noch der Oberkasten drauf. Der Rohrkern wird durch Kernmarken an drei Rohrenden im Zwischenkern und durch eine Kernmarke am Drosselklappenflansch in Ober-/bzw. Unterkasten gelagert.

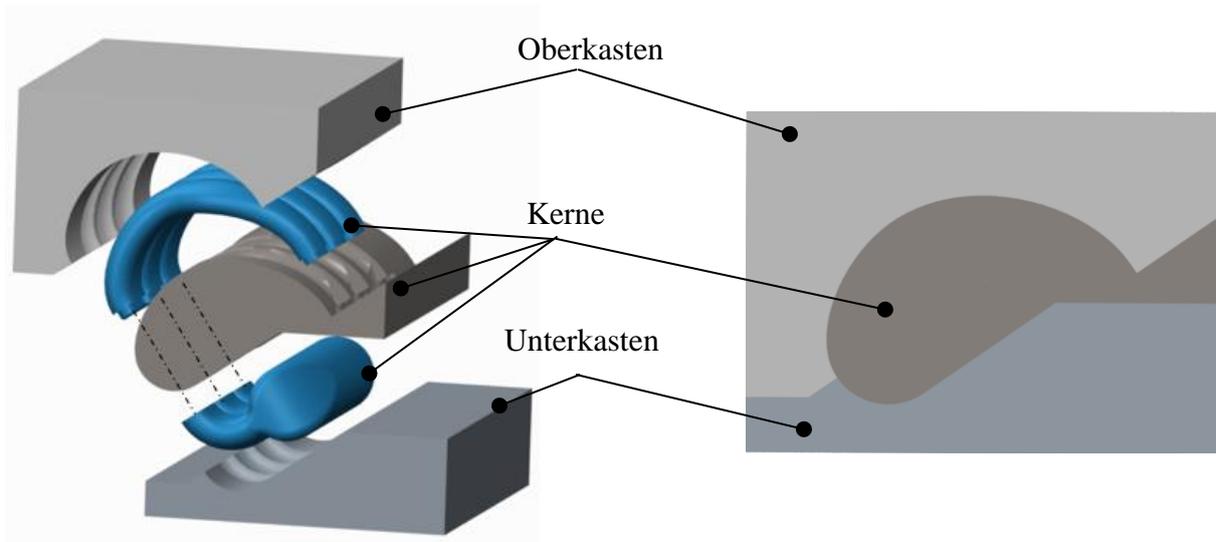


Abbildung 7-35: Formteilung für das einteilige Saugrohr

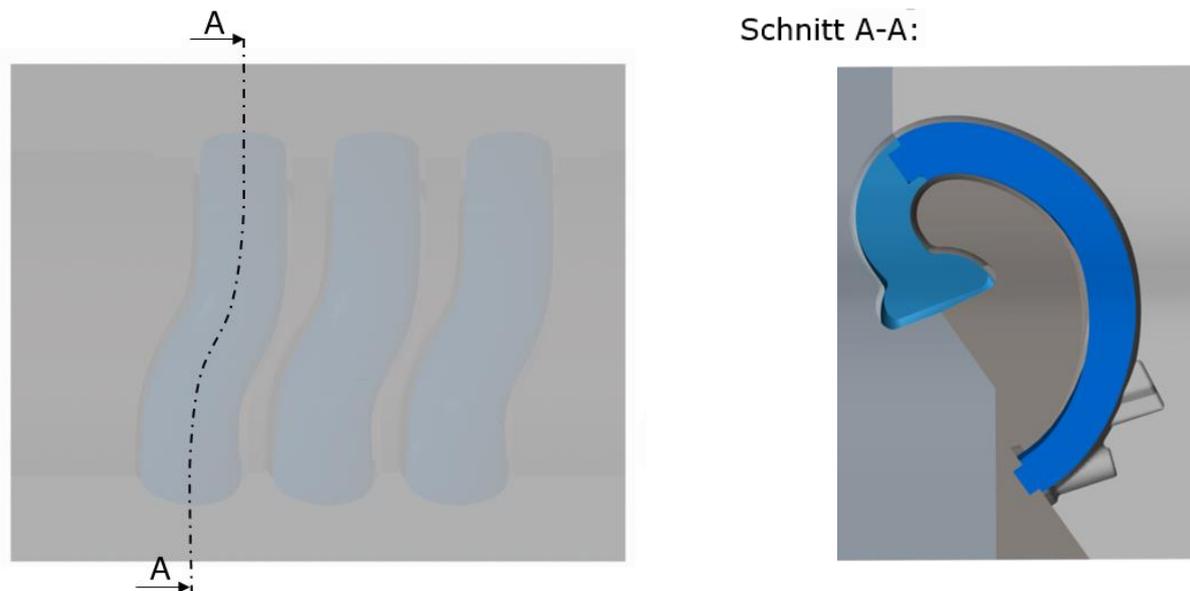


Abbildung 7-36: Schnitt durch den Formkasten mit Kernen

8 Kraftstoffsystem

8.1 Theoretische Grundlagen

Für eine gute Verbrennung wird ein Gemisch aus Kraftstoff und Luft benötigt, das innerhalb der Zündgrenzen liegt. Je homogener dieses Gemisch ist desto schadstoffarmer kann die Verbrennung erfolgen. Man unterscheidet zwischen der inneren und äußeren Gemischbildung.

a) Innere Gemischbildung

Die Gemischbildung findet im Zylinder, durch direkte Injektion in den Zylinder, statt. Da teilweise gegen einen hohen Druck im Zylinder eingespritzt wird, benötigt man einen hohen Einspritzdruck (heute ca. 150-200 bar). Dieser wird von einer Hochdruckpumpe, die meist über einen zusätzlichen Pumpennocken auf der Nockenwelle angetrieben wird, erzeugt.

Dieses Konzept ist der Schlüssel für effektives Downsizing und ermöglicht Verbrauchseinsparungen bis zu 20%, überdies lässt es eine Gesamtoptimierung des Antriebs zu, um kostengünstige Abgasnachbehandlungskonzepte für künftige Emissionsgrenzen, wie z.B. Euro 6 und SULEV darzustellen. Direkteinspritzung bietet einen hohen Freiheitsgrad bei der Auswahl von Brennverfahren, wie zum Beispiel Homogenbrennverfahren, Schichtbrennverfahren, wand-/strahl- oder luftgeführtes Brennverfahren [43]. Diese Art der Gemischbildung kann jedoch auch zu starken lokalen Inhomogenitäten und dadurch zu erhöhten Emissionen führen.

b) Äußere Gemischbildung

Die äußere Gemischbildung ist auch heute noch das weltweit meistgenutzte System für Verbrennungsmotoren. Früher übernahm die Gemischbildung ein Vergaser, mittlerweile ist diese Technik aber längst überholt und wurde durch Saugrohreinspritzung abgelöst. Der wesentliche Vorteil davon ist, dass für jeden Zylinder eine eigene Einspritzeinheit zur Verfügung steht und der Kraftstoff präzise dosiert werden kann. Eingespritzt wird während des Saughubes des Kolbens, durch das Einströmen durch die Ventile und die Ladungsbewegung während der Kompressionsphase, steht bis zum Beginn der Verbrennung genug Zeit zur Verfügung um das Gemisch zu homogenisieren.

Die wesentlichen Vorteile der Benzin- Saugrohreinspritzung sind die geringeren Kosten und die einfachere Technik, durch den Entfall des gesamten Hochdrucksystems.

Eine Weiterentwicklung der Saugrohreinspritzung zu Advanced PFI wurde von Bosch propagiert. Dabei werden für 4 Ventil Motoren, jeweils zwei Injektoren pro Zylinder sogenannte Twin Injector verbaut, weiters wird auf Open Valve Injection und PFI Scavenging (nur bei Turbomotoren) sowie einer Erhöhung des Einspritzdruckes auf bis zu 6 bar gesetzt. Bei Motoren mit einer spezifischen Leistung von bis zu 60 kW/Liter und Downsizing-Konzepten von bis zu 25% bringt das große Vorteile. Die Innovation „Advanced PFI“ reduziert Benzinverbrauch und CO₂-Ausstoß bereits um 12 Prozent, die HC-Emissionen sind um gut 20 Prozent geringer. [45]

Verwendet wird diese Technologie unter anderen von Opel und von Suzuki im K10B Motor unter dem Namen Dualjet Technology.[11]

Spray Targeting und Einspritztiming

Der Zeitpunkt wann die Einspritzung erfolgt hat wesentlichen Einfluss auf die Güte der Gemischbildung. Wird während des Saughubes eingespritzt (saugsynchrone Einspritzung) wird ein Teil des Kraftstoffes an die gegenüberliegende Zylinderwand geschleudert, setzt sich als Wandfilm ab und nimmt nicht an der Verbrennung teil, was zu höheren HC Emissionen führt. Der Vorteil ist, dass die Kraftstoffverdunstung vorwiegend im Brennraum stattfindet und somit die Frischluftfüllung gesteigert werden kann, weil die flüssigen Kraftstofftröpfchen weniger Volumen einnehmen.

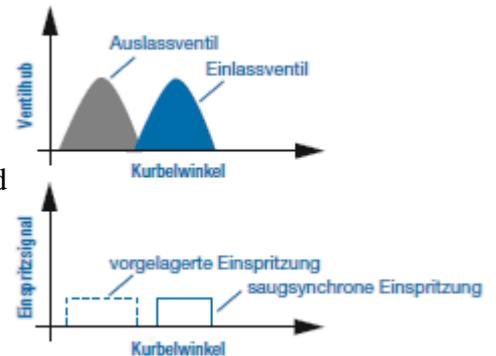


Abbildung 8-1: Einspritztiming [43]

Durch eine vorgelagerte Einspritzung wird der Kraftstoffeintrag in Richtung Brennraummitte verschoben, die Wandfilmbildung beim Kaltstart und dadurch auch die Schadstoffbildung reduziert. Durch geschicktes Spray Targeting kann dieser Effekt noch verstärkt werden.

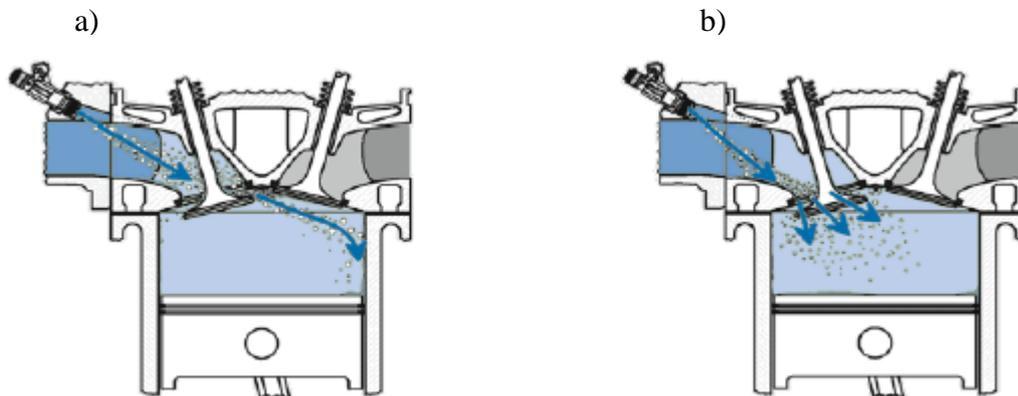


Abbildung 8-2: Spray Targeting und Einspritzstrategien [43]

- a) Spray Ausrichtung zentral auf den Ventilteller
- b) Spray Ausrichtung auf die untere Kanalwand

Bei Ausrichtung des Sprays in Richtung Kanalwand (Abbildung 8-2b) wird der Kraftstoffeintrag in den Zylinder noch zusätzlich in Richtung Brennraummitte verschoben, und die oben genannten positiven Effekte noch verstärkt, des Weiteren wird ein zu starkes benetzen der Zündkerze verhindert. Negativ ist der Aufbau eines Wandfilms an der unteren Kanalwand, welcher Auswirkungen auf die Berechnung der notwendigen Einspritzmenge im Motorsteuergerät (Wandfilm Kompensationsfunktion) hat um auch im instationären Betriebszustand $\lambda=1$ zu gewährleisten. [43]

Injektorpositionierung beim Konzept:

Aus den vorhergehenden Entwicklungsschritten steht bereits fest, dass der Injektor vom Saugrohr aufgenommen wird. Der Abstand zwischen Injektordüse und Einlassventil ist somit relativ groß (135 mm). Auf der einen Seite ist das ein Vorteil, weil über die lange Strecke das Gemisch gut homogenisiert werden kann, auf der anderen Seite muss der Spray penibel ausgerichtet werden um eine große Wandfilmbildung, besonders in ungewünschten Bereichen zu vermeiden.

Für das Konzept wurde das Bosch Einspritzventil EV6 ausgewählt, welches einen Spritzwinkel α zwischen 15° und 70° und einen Kippwinkel γ von 0 bis 20° (siehe Abbildung 8-4, links). Der rechten Teil der Abbildung 8-4 zeigt die aktuelle Injektorposition im Saugmotor. Alle Einbaubedingungen sind erfüllt und der Injektor penetriert den aktiven Strömungsquerschnitt des Saugrohres nicht und stellt keinen zusätzlichen Strömungswiderstand dar.

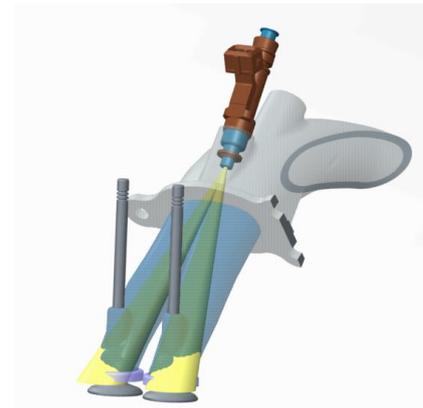
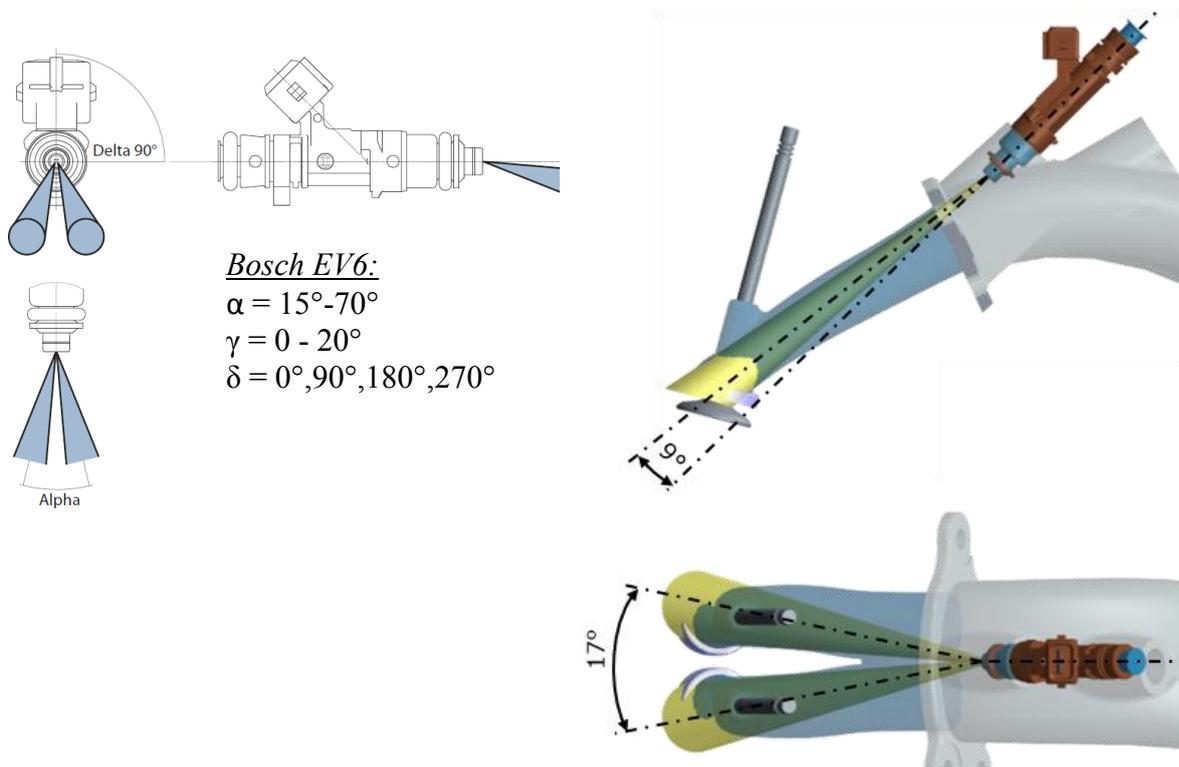


Abbildung 8-3: Injektorposition



Bosch EV6:
 $\alpha = 15^\circ - 70^\circ$
 $\gamma = 0 - 20^\circ$
 $\delta = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$

Abbildung 8-4: Links: Bosch EV6 Injektor
 Rechts: Konzept Spray Targeting

c) Einblasventil für CNG Betrieb

Das in den Tanks gespeicherte Erdgas wird den Druckreglern über ein Magnetventil zugeführt. Diese reduzieren den Speicherdruck ($\sim 200\text{bar}$) auf den Einblasdruck von $1-10\text{bar}$ (unterschiedlich nach Fahrzeugtype). Die Weiterleitung zum Motor erfolgt z.B. über einen mikroprozessor-gesteuerten Gasverteiler, der dafür sorgt, dass die Einblasdüsen jedem Zylinder die jeweils erforderliche Kraftstoffmenge zuführen.

Gas Injektoren funktionieren grundsätzlich gleich wie Benzin-Einspritzventile für Saugrohreinspritzung, auch die Form und die elektrische Ansteuerung sind ähnlich. Bei Gasinjektoren muss besonders auf gute Abdichtung geachtet werden. Durch das Einblasen von

gasförmigem Kraftstoff kommt es nie zu einer Wandfilmbildung, wodurch die Position und das Targeting des Injektors eine untergeordnete Rolle spielen. Die einzige Forderung ist, dass die eingespritzte Gasmenge vollständig in den Zylinder gesogen und homogenisiert werden kann. Beim Homogenisieren hilft die Durchströmung des Ventilspalts durch die induzierten Turbulenzen. Wird der Injektor weit vom Einlassventil entfernt montiert wird es schwierig im Instationärbetrieb exakt stöchiometrische Gemischzusammensetzungen zu gewährleisten.

Weiters soll der Injektor möglichst nicht in den aktiven Strömungsquerschnitt ragen um ungünstige Verwirbelungen der Ansaugluft zu vermeiden. Was natürlich schon beachtet werden muss ist, dass es im instationären Betrieb immer schwieriger wird $\lambda=1$ einzuhalten, je weiter das Einblasventil vom Einlassventil entfernt ist.

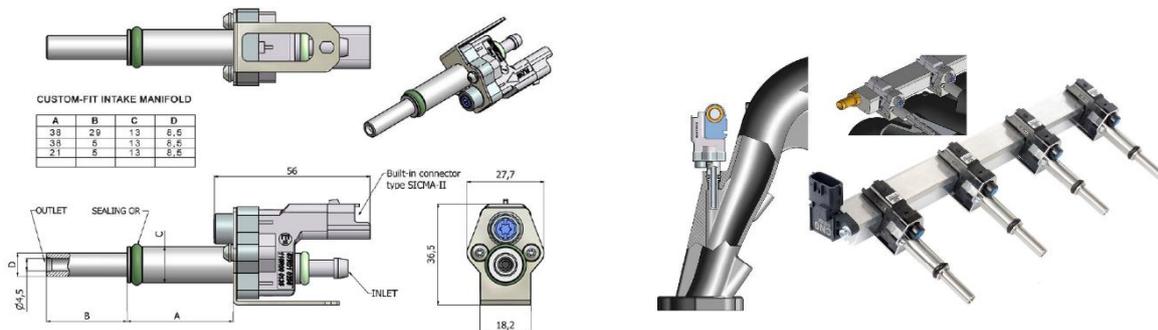


Abbildung 8-5: Matrix CNG Injektor HS Series UDS (=Universal Direkt Mounting) [32]

Links: Abmessungen

Rechts: Einbaulage

Der CNG Injektor, vom Hersteller Matrix (siehe Abbildung 8-5) ist der gleiche der schon im T-GDI Konzept ausgewählt wurde. In Abbildung 8-6 ist zu erkennen, dass dieses Kriterium im aktuellen Konzept gut umgesetzt ist. Der Injektor zielt direkt in Richtung Einlassventile, und steht dabei selbst nicht in den aktiven Strömungsquerschnitt.

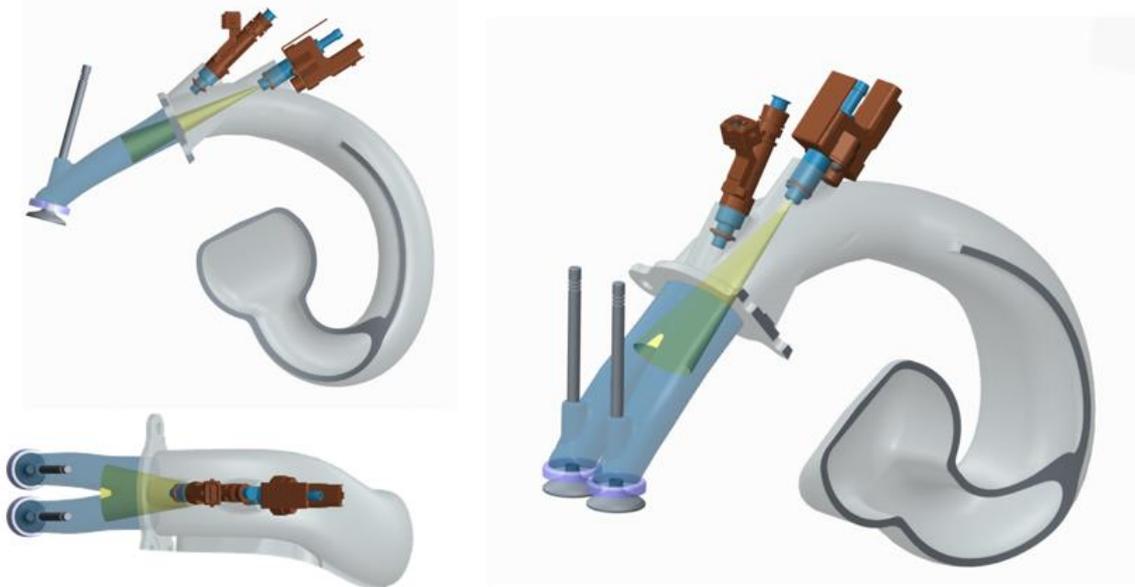


Abbildung 8-6: Spray Targeting CNG Einblasventil

9 Abgassystem

9.1 Abgasgesetzgebung

Vorreiter in Sachen Abgasgesetzgebung ist seit jeher der US- Bundesstaat Kalifornien. Seit der ersten Einführung von Grenzwerten für Schadstoffe 1960 wurden die Limits immer weiter gesenkt. Mittlerweile haben Industriestaaten Abgasgesetze eingeführt, deren Geltungsbereich ist in Abbildung 9-1 dargestellt.

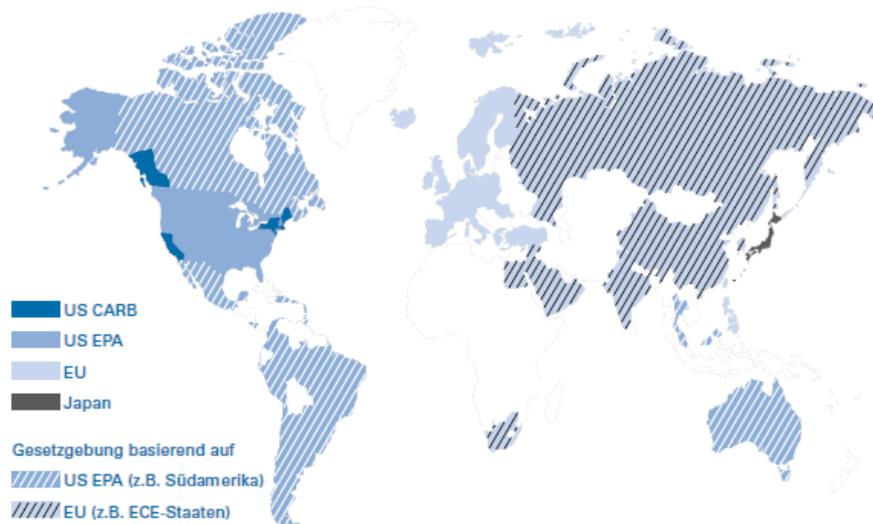


Abbildung 9-1: Geltungsbereich der verschiedenen Abgasgesetzgebungen für PKW und leichte NKW [42]

Mit einem Grenzwert reguliert sind Kohlenstoffmonoxid (CO), Stickstoffoxide (NO_x), Kohlenwasserstoffe und Partikel (PM). Dabei wird zwischen der Art des Motors (Otto- oder Dieselmotor) sowie nach Kraftfahrzeugtyp (Pkw, Lkw, Motorrad) unterschieden. Für den CO₂ Ausstoß, der in letzter Zeit immer heiß diskutiert wird gelten keine fahrzeugspezifischen Grenzwerte, sondern ein Grenzwert für den Flottenverbrauch.

Die Entwicklung der Schadstoffbegrenzung zeigt für alle Klassen eine stark, teilweise sogar extrem stark fallende Tendenz, vergleiche mit Tabelle 9-1. Seit EU5 wird auch bei Ottomotoren (mit DI) die Partikelmasse PM reguliert und ab EU6b auch die Partikelanzahl PN. Für Dieselmotoren gelten eigene Grenzwerte auf die hier nicht näher eingegangen wird.

Die Verordnung (EG) Nr. 443/2009 mit letzter Änderung Verordnung (EG) Nr. 333/2014 setzt einen Grenzwert für den Flottenverbrauch von 130 g CO₂/km fest. Dieser wird bis 2021 auf 95 g CO₂/km abgesenkt [55]. "Es wird kaum einen Automobilhersteller geben, der dieses Ziel locker nimmt", sagte Andreas Wilde von BMW in seinem Eröffnungsvortrag zur Aerodynamik-Tagung in München.

Tabelle 9-1: Emissionsgrenzwerte für PKW mit Ottomotor Angaben im mg/km außer PN in 1/km [29]

Norm	EU1	EU2	EU3	EU4	EU5	EU6b	EU6c
Typprüfung	1992	1996	2000	2005	2009	2014	2017
Erstzulassung	1993	1997	2001	2006	2011	2015	2018
CO	2720	2200	2300	1000	1000	1000	100
(HC+NO_x)	970	500	-	-	-	-	-
HC	-	-	200	100	100	100	100
Davon NMHC	-	-	-	-	68	68	68
NO_x	-	-	150	80	60	60	60
PM	-	-	-	-	4,5	4,5	4,5
PN	-	-	-	-	-	6*10 ¹²	6*10 ¹¹

Getestet werden die Motoren bei der Typprüfung indem ein vorgegebenen Fahrzyklus (in Europa derzeit NEFZ) abgefahren wird und dabei die Emissionen gemessen werden. Diese Grenzwerte dürfen über eine festgelegte Zeitspanne und Kilometerleistung nicht überschritten werden. Dies geschieht über eine Feldüberwachung mit Rückruf bei systematischen Fehlern. [29]

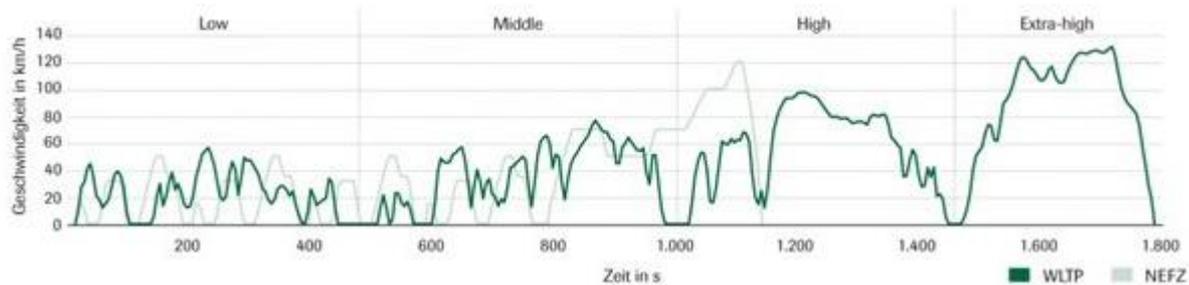


Abbildung 9-2: Geschwindigkeitsprofil im NEFZ und WLTP (Quelle: UN/ECE)

Die Abgaslimitierung durch einen genau spezifizierten Fahrzyklus, der nebenbei angemerkt nicht sehr realitätsnahe ist, führte dazu, dass die Hersteller ihre Motoren und Fahrzeug genau auf diesen Zyklus optimiert haben. Zum Teil sogar mit betrügerischer Software, die zwischen dem realen Fahrbetrieb und dem Test auf dem Abgasprüfstand unterscheiden kann und dann im Falle eines Tests, das Kennfeld des Motors ändert um die vorgeschriebenen Grenzwerte zu erreichen. Im realen Betrieb sind die Emissionen deutlich höher. So praktiziert von VW, dieses Vorgehen stellt aber eher den Ausnahmezustand dar. Gängige Praxis jedoch ist, die Fahrzeuge so zu kalibrieren um die gesetzlichen Grenzwerte unter Testbedingungen am Rollenprüfstand zu erreichen und gute Verbrauchswerte zu erzielen. Die Diskrepanz zu den realen Verbrauchs- und Emissionswerten ist beträchtlich. [21].

Vor diesem Hintergrund wird der in Kritik geratene NEFZ im Jahr 2017 durch den WLTC abgelöst. Zudem gibt es Pläne, die Typprüfumfänge um RDE (Real Drive Emission) Messungen zu ergänzen [21]. Wichtige Unterschiede sind die Fahrzeugeinteilung nach Gewichts- und Leistungsklassen, höhere gefahrene Geschwindigkeiten, eine längere Prüfzeit sowie dynamischere Fahrprofile und fahrzeugspezifische Schaltpunkte.

a) Abgasnormen im Iran

Schon aus der Grafik in Abbildung 9-1 ist ersichtlich, dass dem Iran keine Abgasnorm zugeteilt ist. Dementsprechend unterscheidet sich auch die Neuentwicklung von Motoren für den iranischen Markt. Bis zuletzt wurden emissionsrelevante Themen eher in den Hintergrund gerückt, viel mehr Gewicht haben die Anforderungen an die Kosten und die Leistung. Jedoch hat auch das iranische Umweltministerium einen Plan ausgearbeitet um die Schadstoffausstöße zu reduzieren, siehe Tabelle 9-2. Fortschreitend soll die Abgasgesetzgebung von EU4 auf EU5 für Benzinmotoren etabliert werden und beim Dieselmotor will man sich bis 2020 an den europäischen Standard angleichen.

Nichtsdestotrotz will der Kunde für die Zukunft gewappnet sein und mind. EU5 erreichen, bzw. am liebsten schon EU6-ready mit wenigen Anpassungen (z.B. andere Abgasnachbehandlung) sein. Ein großes Problem ist die nicht konstante und eher schlechte Kraftstoffqualität im Iran. Das heißt wenn ein Motor in Europa mit gutem Kraftstoff eine Emissionsgrenze einhält, heißt das noch lange nicht dass der Test auch im Iran mit der schlechteren Kraftstoffqualität bestanden wird. Aus diesem Grund muss in den weiteren Entwicklungsschritten darauf geachtet werden.

Tabelle 9-2: Abgasnormen in Iran 2015 bis 2020

<i>Fahrzeugtyp</i>	<i>März 2015 - März 2016</i>	<i>März 2016 - März 2017</i>	<i>März 2017 - März 2018</i>	<i>März 2018 - März 2019</i>	<i>März 2019 - März 2020</i>
PKW & Pick up „Benzin“	EU4	EU4	EU4	EU5	EU5
Truck & Bus „Diesel“	EU3	EU4	EU4	EU4	Europe Standard

9.2 Theoretischer Hintergrund

Die Hauptaufgaben der Abgasanlage sind das Reduzieren der Emissionen und das Vermindern des Auspuffgeräusches, dabei wird die Leistungscharakteristik des Motors aber erheblich beeinflusst. Es muss immer ein möglichst guter Kompromiss zwischen diesen drei Anforderungen gefunden werden. Der Schalldruck am Auslassventil liegt zwischen 60 und 150 dB(A).[54] Diesen gilt es auf den gesetzlich vorgeschriebenen Wert abzubauen. Durch das dämpfen des Geräusches wird jedoch der Abgasgegendruck erhöht und führt zu Einbußen in der Leistung.

Entstehung von Emissionen

Die Entstehung der Schadstoffe wird von vielerlei konstruktiven Details und Parametern bestimmt und es gibt eine Vielzahl an Möglichkeiten diese zu beeinflussen, siehe in Abbildung 9-3. Wesentlichen Beitrag dazu leistet die Art der Gemischbildung und der Verbrennung. Zur Verbesserung der Gemischaufbereitung können Abgasrückführsysteme, Aufladesysteme, Ladungswechselorgane, Einspritzsysteme und Brennraumgeometrie optimiert werden.

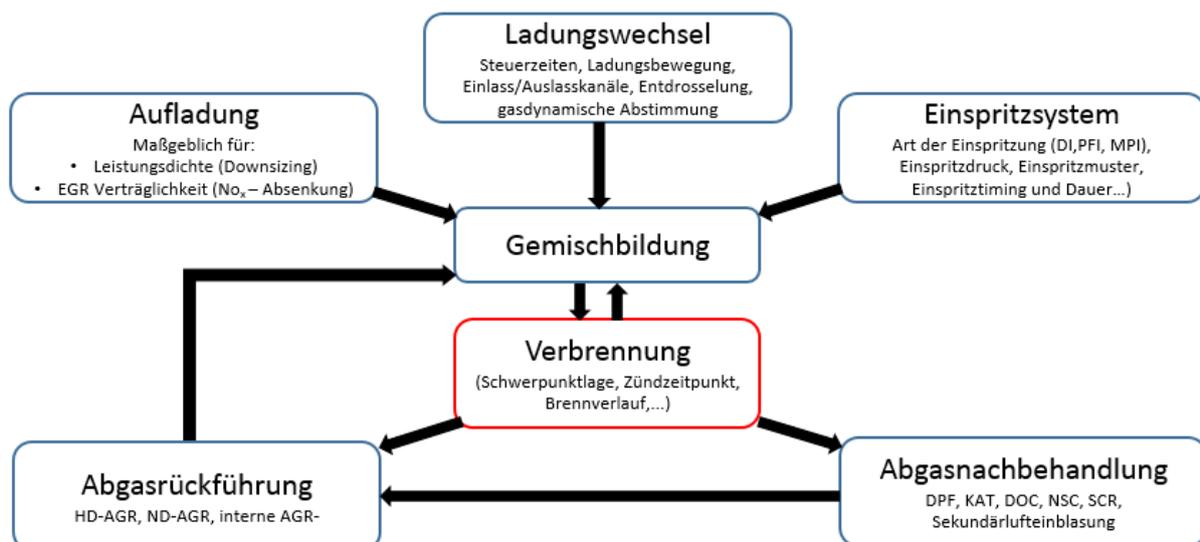


Abbildung 9-3: Einflussparameter auf die Gemischbildung, vgl. [2]

Bei der vorgemischten Verbrennung, wie sie bei Saugrohreinspritzung vorkommt, wird ein homogenes Kraftstoff-Luftgemisch verbrannt. Dadurch findet eine rasche und rußfreie Verbrennung statt. Anzumerken ist, dass bei DI Ottomotoren eine nicht-vorgemischte Verbrennung stattfindet und die Partikelemission auch beim Ottomotor immer mehr an Bedeutung gewinnt. Die Zusammensetzung der Schadstoffe wird im Wesentlichen vom

Luftverhältnis bestimmt, siehe Abbildung 9-4. Der CO Ausstoß steigt bei Luftmangel, die NO_x Emissionen erreichen ihr Maximum und die HC Emissionen ihr Minimum knapp über $\lambda=1$.

Die Schadstoffemission hängt auch wesentlich vom Zündzeitpunkt ab. Eine spätere Zündung senkt die NO_x und HC Emissionen, erhöht aber den Kraftstoffverbrauch [10].

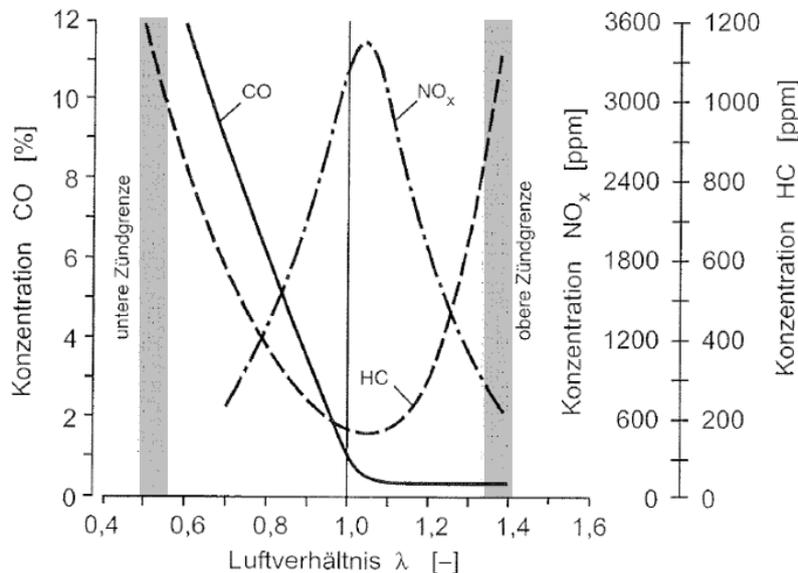


Abbildung 9-4: Schadstoffbildung im Ottomotor über den Luftverhältnis [39]

Abgasnachbehandlung:

Innermotorische Maßnahmen konnten die Abgasrohmissionen von Verbrennungsmotoren deutlich senken. Um die Anforderungen der laufend verschärften Abgasgesetzgebung erfüllen zu können, ist eine Abgasnachbehandlung unumgänglich [10]. Für Ottomotoren werden dazu bevorzugt Dreiwegekatalysatoren eingesetzt. Nahe dem stöchiometrischen Luftverhältnis, bei dem die Verbrennung zumindest beim PFI Ottomotor immer abläuft, können alle drei Schadstoffe zu 90% konvertiert werden, siehe Abbildung 9-5.

Zur Einhaltung des stöchiometrischen Luftverhältnisses ist eine Lambdaregelung erforderlich. Die Lambdasonde erfasst den momentanen Lambda Wert und signalisiert ob das Gemisch angefettet oder abmagert werden muss. Darauf wird sofort mit dem Anpassen der Einspritzmenge reagiert. Vom Zeitpunkt der Bildung des Frischgemisches und dessen Erfassung nach der Verbrennung vergeht einige Zeit (Totzeit). Diese Totzeit führt dazu, dass das Luft- Kraftstoffverhältnis ständig um den Idealwert $\lambda=1$ schwankt. Solange diese Schwankung innerhalb des „Katalysatorfensters“ bleibt, entstehen aus abgastechnischer Sicht keine Probleme.

Um die strengen Emissionsvorschriften der EU5/6, vor allem während der Kaltstartphase einzuhalten, ist ein schnelles Aufheizen des Katalysators notwendig, da die Konvertierungsrate stark von der KAT Temperatur abhängig ist, siehe Abbildung 9-6. Besonders wichtig dabei ist die Zeit bis zum Erreichen der Anspringtemperatur (jene Temperatur bei der die Hälfte der Schadstoffe konvertiert wird).

„Untersuchungen haben gezeigt dass beim geregelten KAT die HC-Emissionen des Kaltstarts um 230% über diejenigen beim Heißstart liegen. Bei CO sind es 170% und bei NO_x 60%.“⁹

⁹ [10] S.74

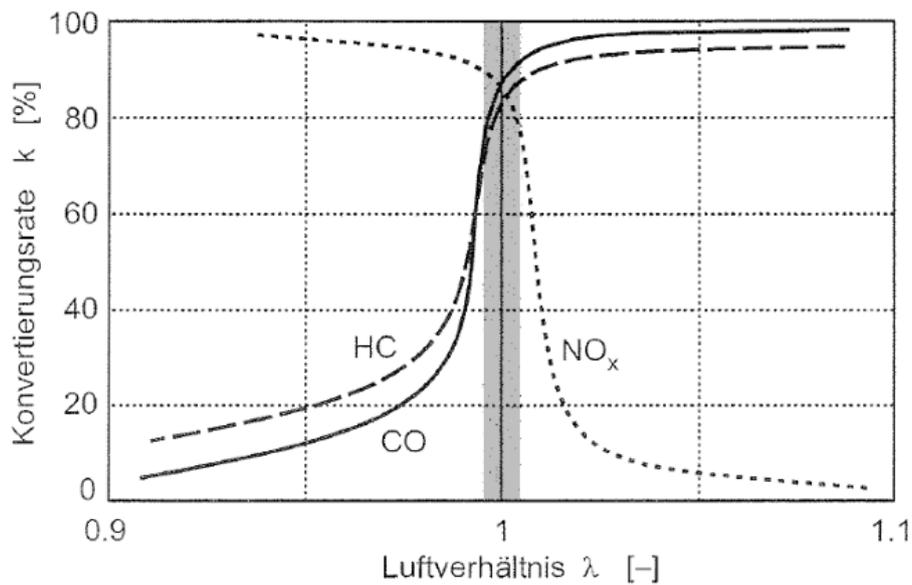


Abbildung 9-5: Schematische Darstellung der Konvertierungsrate eines Katalysators

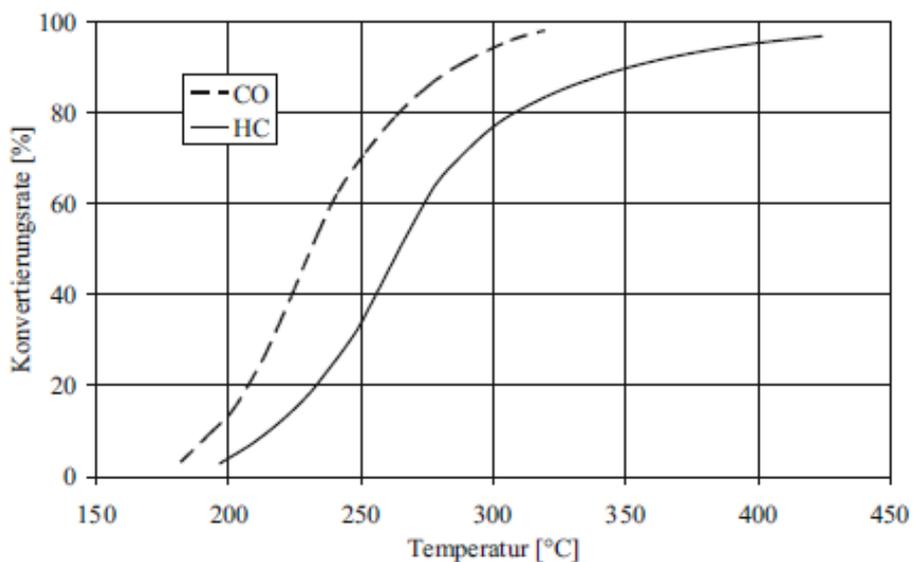


Abbildung 9-6: Konvertierungsrate von CO und HC in Abhängigkeit der Temperatur [35]

Deshalb ist eine motornahe KAT Position notwendig um möglichst schnell auf die Konvertierungstemperatur zu kommen. Diese Temperaturen unterscheiden sich ein wenig für CO und HC. CO wird schon bei niedrigeren Temperaturen konvertiert die HC's erst bei höheren, siehe Abbildung 9-6, ab ca. 300 °C werden beide zum Großteil konvertiert. Die NO_x Umsetzrate zeigt einen sehr ähnlichen Verlauf wie die CO Umsetzrate [10]. Manche Motoren bedienen sich zum schnelleren KAT heizen zweier unterschiedlicher Kühlkreisläufe. Bis zum Erreichen der gewünschten KAT Temperatur wird der Kühlkreislauf, der den Auslasstrakt umgibt, weggeschaltet und damit wird der Wärmeabtransport aus dem Abgas verringert und der KAT wird schneller heiß. Eine weitere Möglichkeit ist das Einblasen von Sekundärluft in den Abgaskrümmen, wo sie mit den unverbrannten Verbrennungsrückständen exotherm reagiert und Wärme abgibt. Beim hier behandelten Motorkonzept ist keines dieser zwei Systeme vorgesehen, umso wichtiger ist die nahe Motorposition des Katalysators.

Durch die motornahe KAT Position können die Abgaskrümmen nicht gasdynamisch

längenoptimiert ausgelegt werden wie die Ansaugrohre.

Besonderheiten CNG Betrieb:

Die Katalysator Light Off Temperatur liegt bei CNG Betrieb ca. 150 K höher als bei Benzinbetrieb [53]. Bei bivalenten Erdgasantrieben wurde bis vor nicht allzu langer Zeit mit Benzin gestartet und erst nach Erreichen einer bestimmten Motortemperatur auf Erdgas umgeschaltet, dadurch konnten die Abgasgrenzwerte leichter erreicht werden. Mittlerweile sind auch Fahrzeuge am Markt die nur mit Erdgas starten.

Der Start mit Benzin bringt aber auch noch weitere Vorteile, ein Zitat aus der MTZ lautet:

„Bei einem bivalenten Motor reicht der Kaltstart mit Benzin schon völlig aus, den Auslassitzring hinreichend zu schmieren, um anschließend über 500 bis 600 km keinen erhöhten Sitzringverschleiß zu erhalten“¹⁰

Aus diesem Grund wird der TUVPR Motor immer mit Benzin gestartet und anschließend auf Erdgasbetrieb umgeschaltet. Dadurch muss bei der Ventil Sitzringauslegung nicht so strikt darauf geachtet werden, dass der Schmierungsseffekt komplett verloren geht.

Gasdynamische Effekte:

Ähnlich den Vorgängen auf der Frischgasseite laufen auch in der Abgasanlage instationäre Strömungsvorgänge ab. Vor dem Auslassöffnen herrscht im Zylinder Überdruck, welcher sich beim Öffnen als Überdruckwelle im Abgaskrümmner ausbreitet, durch den aufwärtsbewegenden Kolben werden weitere Überdruckwellen induziert. Diese Druck- und Geschwindigkeitswellen werden an der nächsten Unstetigkeitsstelle im Krümmer als Unterdruckwelle reflektiert. Falls das Timing stimmt und die Unterdruckwelle genau vor Einlassschluss im Zylinder eintrifft, wird der Abgasgedruck gesenkt, beziehungsweise noch zusätzliche Frischladung in den Zylinder gesogen. Die Berechnung erfolgt analog wie bei der Saugrohrlängeauslegung in Kapitel 7.2, jedoch vergrößert sich die Schallgeschwindigkeit aufgrund der höheren Temperatur. Nimmt man eine mittlere Temperatur von 600 °C im Abgaskrümmner an erhöht sich die Schallgeschwindigkeit, unter Berücksichtigung von $\kappa = 1,3$ für Abgase, auf 570,85 m/s. Das entspricht einer Steigerung im Vergleich zu 20 °C um Faktor 1,66. Wird wieder eine Optimierung bei Drehzahl 3500 U/min angestrebt, ergibt sich eine notwendige Krümmerlänge von 840 mm. Bei solchen Längen kann der KAT niemals in der geforderten Zeit die Konvertierungstemperatur erreichen, außerdem ist das Unterbringen dermaßen langer Rohre im Fahrzeugpackage äußerst schwierig und die Kosten würden den Rahmen sprengen.

¹⁰ [57] S.12

9.3 Konzeptfindungsphase

a) Brainstorming

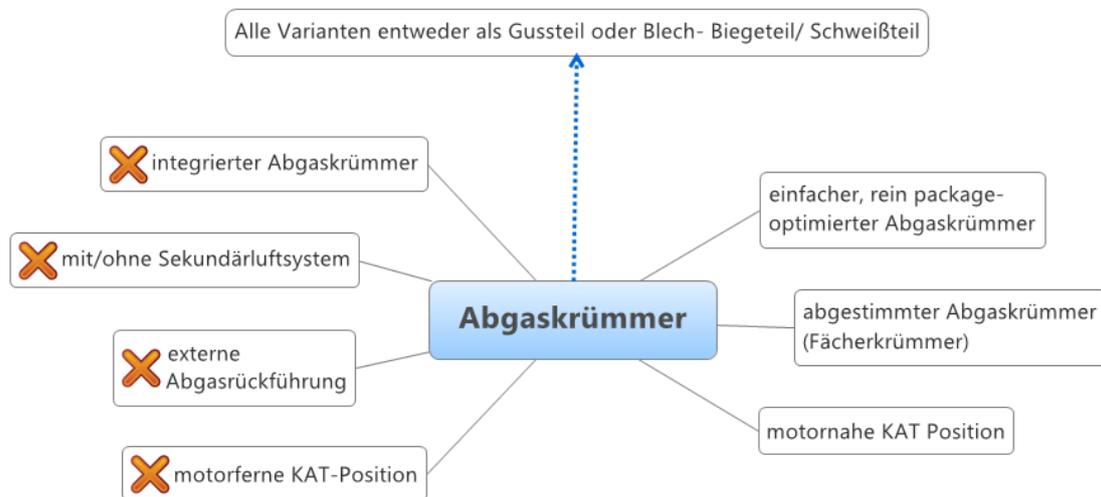


Abbildung 9-7: Brainstorming Abgaskrümmerkonzepte

Einige Varianten wurden durch Absprache mit den jeweiligen Spezialisten von AVL Schrick, sofort ausgeschlossen. So stellte sich heraus, dass eine motorferne KAT Position oder ein Sekundärluftsystem nicht in Frage kommen, dadurch scheidet abgestimmte Fächerkrümmer eigentlich auch schon mit aus. Ebenfalls scheidet eine externe Abgasrückführung aus, da die gewünschten AGR Raten, dank den Nockenwellenverstellern, auch durch interne Rückführung erreicht werden können.

Einige Hersteller setzen bei neuen Motoren immer mehr auf integrierte Abgaskrümmer. Diese haben einige Vorteile gegenüber den Herkömmlichen. Es ist eine wesentlich kompaktere Bauweise möglich wenn die einzelnen Abgaskanäle schon im Zylinder zusammengeführt werden. Die dadurch verringerte Gesamtoberfläche und der kürzere Strömungsweg beschleunigen das KAT Heizen und verringern die Emissionen. Während der Warmlaufphase tragen der verringerte Energieeinsatz zum Aufheizen des Katalysators, sowie die reduzierte Motorreibung aufgrund der schnelleren Erwärmung des Kühlmittels zur Kraftstoffersparnis bei. Im normalen Betrieb dagegen wird der Abgasstrom stärker gekühlt, wodurch der Motor bei einem optimalen Kraftstoff-Luft-Verhältnis von $\lambda=1$ betrieben werden kann. Gewichtseinsparungen bis zu 2,5 kg können bei Dreizylindermotoren erreicht werden. Die Abgasdichtung zum Zylinderkopf, welche einen einzelnen Gasaustritt abzudichten hat, ist deutlich kleiner und damit auch kostengünstiger. Durch die Integration im Zylinderkopf wird der Schall besser gedämpft.



Abbildung 9-8: Integrierter Abgaskrümmer [22]

Trotz all der Vorteile sind integrierte Abgaskrümmer keine Option für den TUVPR Saugmotor solange die Turbomotorvarianten noch mit herkömmlichen Auslasskanälen geplant wird. Die Änderungen die sich durch das Anpassen der abgasseitigen Zylinderkopfseite und des Wassermantels ergeben sind viel zu aufwändig, als das sie wirtschaftlich umgesetzt werden könnte.

Im Endeffekt bleibt nun nur mehr ein möglichst kürzer, packageoptimierter Abgaskrümmen mit naher KAT Position über. Im nächsten Kapitel wird zuerst auf die Auswahl des Materials und des Herstellungsverfahrens eingegangen und anschließend die möglichen Konzeptideen vorgestellt.

a) Konzepte

Materialauswahl:

Gusskrümmer:

Typische Werkstoffe sind globularer Grauguss (GJS), globularer Grauguss mit Silizium Molybdän (GJS-SiMO) und austenitisches Gusseisen (GJV-SiMO). Je nach Gussart sind Wandstärken zwischen 3 und 8 mm üblich. [54]



Rohrkrümmer:

Typische Werkstoffe für sind austenitische Stähle (z.B. 1.4828) und ferritische Stähle (z.B. 1.4509) mit Wanddicken zwischen 1,2 und 1,5 mm [54].



Vorteile von Gusskrümmern gegenüber Rohrkrümmern:

- höhere Formfreiheit, weil Biegeradien usw. von Rohren eingehalten werden müssen, dadurch flexibler an Packageanforderungen anpassbar.
- Möglichkeit von sehr kompakten Konstruktionen.
- Aufwändige Herstellung und Montage.
- Billiger, vor allem im Großserieneinsatz.
- Bessere akustische Eigenschaften durch hohe Materialdämpfung.

Abbildung 9-9:
Oben: Gusskrümmer
Unten: Rohrkrümmer
[54]

Nachteile von Gusskrümmern gegenüber Rohrkrümmern:

- Höheres Gewicht als Rohrkrümmer, aufgrund höherer Wandstärken.
- Leistungsoptimierte Auslegung (d.h. große Rohrlängen) nur eingeschränkt möglich.
- Beim Gussmaterial sind die max. zulässigen Abgastemperaturen mehr beschränkt.
- Höhere thermische Masse, dadurch aus Emissionssicht benachteiligt beim Kaltstart gegenüber Rohrkrümmern.
- Stärkeres Nachheizverhalten durch geringere thermische Masse.

Halbschalenkrümmer:

Halbschalenkrümmer sind auch meist aus austenitischen Stählen (z.B. 1.4828) oder ferritischen Stählen (z.B. 1.4509) gefertigt.

Sie zeichnen sich durch geringes Gewicht und geringes Nachheizverhalten aus, jedoch sind sie sehr aufwändig herzustellen. Formbedingt fällt beim Herstellungsprozess viel Materialverschnitt an und die Einzelteile müssen oft mit sehr langen Schweißnähten verbunden werden.



Abbildung 9-10: Halbschalenkrümmer
[54]

Für die Anforderungen des TUVPR Motors eignen sich Gusskrümmer am besten. Die folgenden Konzepte basieren alle auf gegossene Alu-Krümmer.

Konzept 1:

Vorteile:

Die Position des KAT bleibt gleich, die gleichen Anschraubpunkte können verwendet werden. Es muss lediglich der Anschlussflansch und der Einlauftrichter des KATs angepasst werden. Durch das schräge Einströmen in den KAT wird die Strömung zwar abermals umgeleitet aber dadurch wird der KAT gleichmäßig beaufschlagt. Alle Flanschschrauben, bis auf eine, sind leicht zugänglich. Aber auch die mittlere Zylinderkopfflanschschraube kann, unter den geforderten Montagebedingungen: Werkzeugfreigang $\varnothing 23$ und max. Winkel 15° montiert werden.

Nachteile:

Das linke und rechte Krümmerrohr weisen kleine Biegeradien auf, welche zu höheren Strömungsverlusten führen. Außerdem stehen Rohr 1 und 3 (siehe Abbildung 9-12 Draufsicht) fast in 180° Winkel zueinander. Beim Ausstoßen des Abgases aus Zylinder 1 läuft die Druckwelle durch das Rohr 1 und schießt dann nach der Zusammenführung aufgrund der Bewegungsrichtung und der Trägheit des strömenden Fluid teilweise in das Rohr 3. Falls zu dem Zeitpunkt der Zylinder 3 ausschieben möchte, kommt es zu einem Rückstau durch das Zusammentreffen der beiden Überdruckwellen. Das erhöht natürlich den Abgasgegendruck und wirkt sich negativ auf den Ladungswechsel und somit die Leistung aus.

Durch das Zusammenführen von drei Rohren entsteht in der Mitte des Krümmers ein relativ großes Volumen, dargestellt in Abbildung 9-11, was einen plötzlichen Querschnittsprung gleichkommt und eigentlich zu vermeiden ist. Der Mindestabstand zu anderen Bauteilen kann eingehalten werden, auch wenn der Abstand bis zum Ölkühler relativ knapp ist.



Abbildung 9-11: Detail Volumen Konzept 1

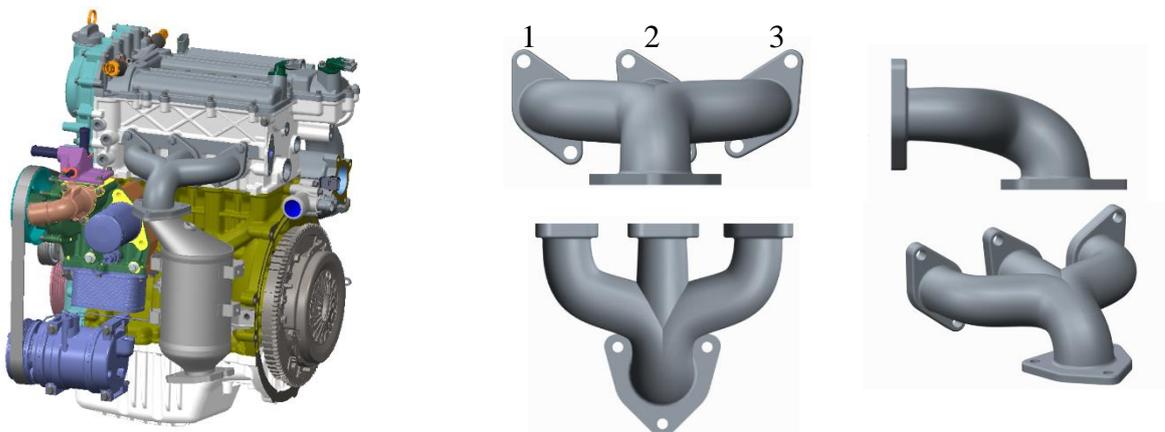


Abbildung 9-12: Links: Motorpackage mit Konzept 1
Rechts: Frontal-, Seiten-, Grund- und Isometrische- Ansicht von Konzept 1

Konzept 2:

Vorteile:

Auch hier bleibt die Position des KAT gleich, und die gleichen Anschraubpunkte können verwendet werden. Es muss wieder lediglich der Anschlussflansch und der Einlauftrichter des KATs angepasst werden. Die KAT Beaufschlagung ist ebenfalls ident zu Konzept 1. Alle Flanschschrauben bis auf eine sind leicht zugänglich. Aber auch die mittlere Zylinderkopfflanschschraube kann, unter den geforderten Montagebedingungen: Werkzeugfreigang $d20$ und max. Winkel 15° montiert werden. Das nach oben gebogene mittlere Rohr sorgt für gleiche Runnerlängen. In diesem Fall ist das jedoch nicht so wichtig, da die Abgasdynamik durch die kurzen Laufwege nicht wirklich genutzt werden kann. Der viel größere Vorteil von dieser Anordnung ist dass die Rohre schön stetig ineinander übergehen und keine großen Querschnittssprünge auftreten. Der Winkel zwischen Rohr 1 und 3 ist nun deutlich spitzer (105°) und verhindert größtenteils das Einströmen vom Abgasstrom 1 in das Abgasrohr 3 und vice versa, in dem die Strömung schon zuvor in Richtung des KAT Eintritts gelenkt wird. Ein weiterer positiver Nebeneffekt dieser Anordnung sind die größeren Krümmungsradien.

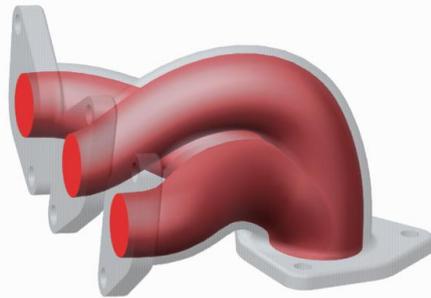


Abbildung 9-13: Innenrohre Konzept 2

Nachteile:

Ein kleiner Nachteil gegenüber Konzept 1 ist der etwas größere Packagebedarf, da in diesem Bereich aber leicht Platz ist relativiert sich dieser Nachteil.

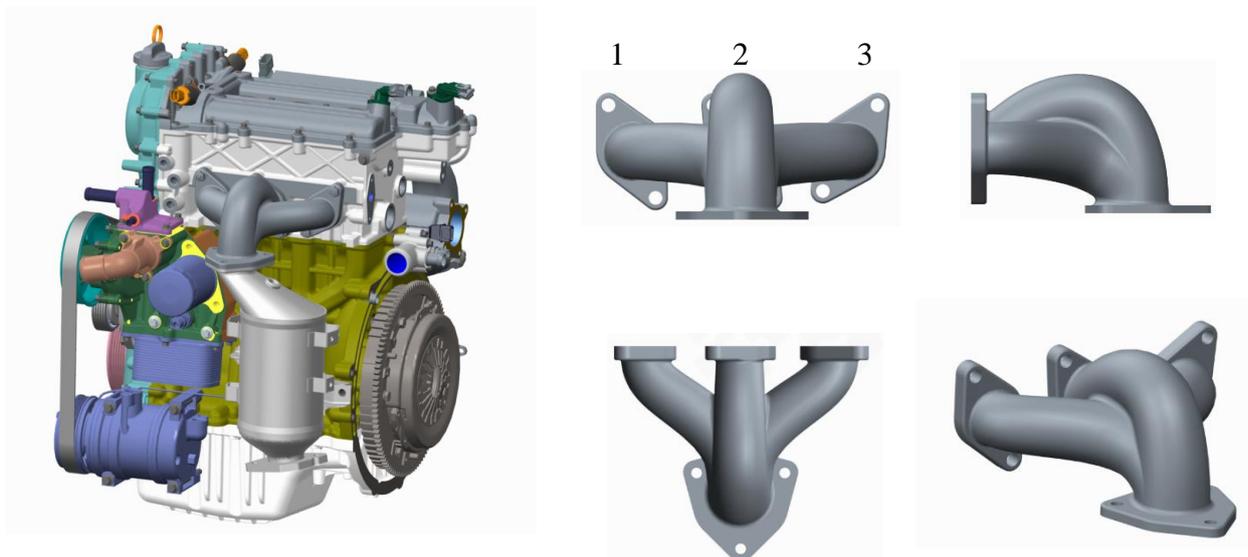


Abbildung 9-14: Links: Motorpackage mit Konzept 2
Rechts: Frontal-, Seiten-, Grund- und Isometrische- Ansicht von Konzept 2

Konzept 3:

Vorteile:

Auch beim dritten Konzept bleibt die Position des KAT gleich, und die gleichen Anschraubpunkte können verwendet werden. Es muss wieder lediglich der Anschlussflansch und der Diffusor des KATs angepasst werden. Die Abgaspulse der einzelnen Runner werden so in den Kat geleitet, dass sie nicht in die anderen gelangen können und den Ladungswechsel

negativ beeinflussen.

Nachteile:

Diesmal sitzt der Verbindungsflansch zwischen KAT und Abgaskrümmer direkt über dem Kat, das heißt der Einlaufrichter ist gerade. Das führt zwar zu geringfügig weniger Strömungsverlusten, jedoch beruhigt sich die Strömung nicht so gut, und es kommt zu einer ungleichmäßigeren Anströmung des KAT. Das Hauptproblem dieser Anordnung ist jedoch, dass die untere Flanschschraube von Rohr 3 nicht zugänglich ist. Schwer zugänglich sind auch die Flanschschrauben zwischen KAT und Abgaskrümmer aufgrund der schrägen Lage. Bei dieser Rohrführung unterscheiden sich die Rohrlängen deutlich.

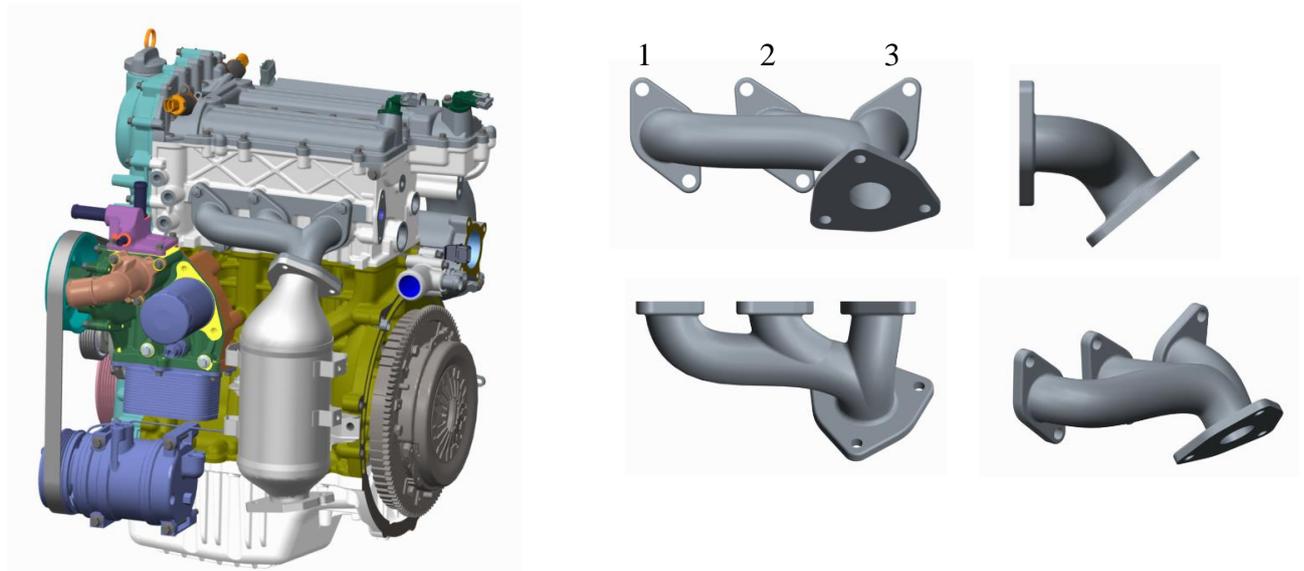


Abbildung 9-15: Links: Motorpackage mit Konzept 3
Rechts: Frontal-, Seiten-, Grund- und Isometrische- Ansicht von Konzept 3

Konzept 4:

Vorteile:

Bei Konzept 4 wird der komplett gleiche KAT verwendet, wie bei der T-GDI Variante. Unter der Voraussetzung, dass der KAT sowohl für den T-GDI als auch für den Saugmotor ausgelegt wurde, könnte dieser ohne Veränderung übernommen werden.

Nachteile:

Der größte Nachteil ist der viel höhere Packagebedarf als bei Konzepten 1-3 durch die langen Abgasrohre. Diese und der anschließende lange KAT Einlauf ergeben zusammen einen Abstand von Auslassventil bis KAT Eintritt von ca. 600mm. Bei solch großen Rohrlängen wird es schwierig den KAT schnell aufzuheizen.

Der T-GDI KAT Krümmer sitzt hinter dem Turbolader und hat einen Innendurchmesser von 53 mm. Wird dieser KAT auch für die Saugmotor- Variante verwendet, heißt das, der Durchmesser vom Abgaskrümmer muss von 31mm am Zylinderkopfaustritt auf 53mm am KAT-Krümmer eintritt stetig zunehmen. Anderenfalls entsteht beim Übergang von Krümmer auf KAT ein Querschnittsprung der sich eventuell negativ auf die Performance auswirkt.

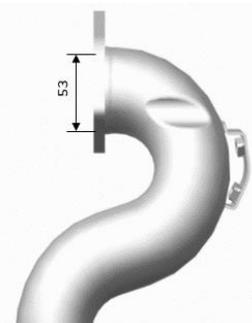


Abbildung 9-16: T-GDI
KAT-Krümmer

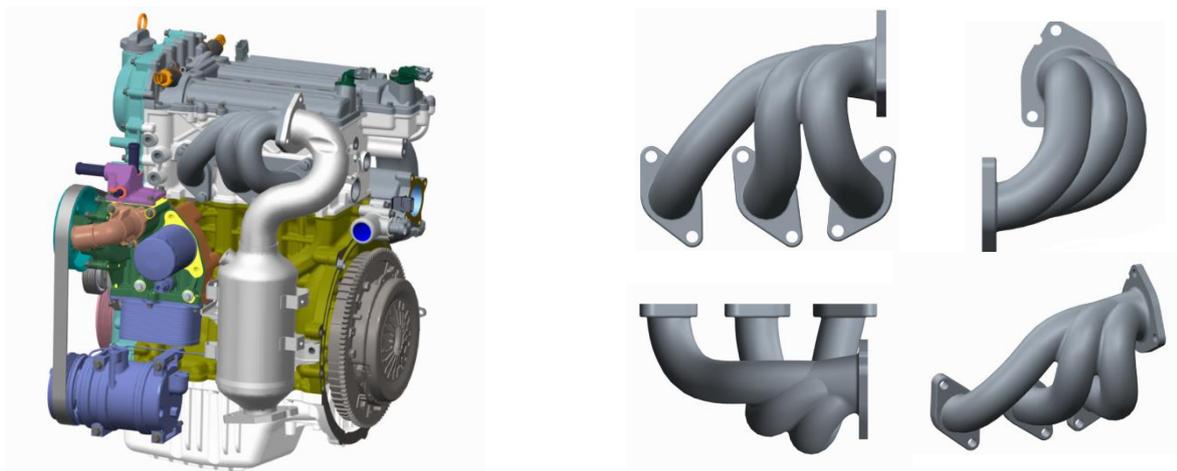


Abbildung 9-17: Links: Motorpackage mit Konzept 4
Rechts: Frontal-, Seiten-, Grund- und Isometrische- Ansicht von Konzept 4

b) Konzeptbewertung

Abermals sind die ersten Schritte das Aufstellen der Kriterien und deren Gewichtung. Im Falle des Auslasskrümmers sind folgenden Kriterien von Relevanz: Performance (Gasdynamik, Liefergrad, Verluste), KAT Anströmqualität, Kosten, Montage-/Fertigungsaufwand, Packagebedarf, Kompatibilität zur Motorenfamilie, KAT Heizen. In Abbildung 9-19 links ist die Gewichtung der Kriterien im Paarweisen Vergleich dargestellt, rechts daneben sind die Ergebnisse geordnet in einem Pareto Diagramm dargestellt

<div style="text-align: center;"> <p>A ist um Faktor .. wichtiger als B</p> <p>A B</p> </div>		1	2	3	4	5	6	7	Rating
		Performance (Gasdynamik, Abgasgedruck)	KAT Anströmungsqualität	Kosten	Montage-/Fertigungsaufwand	Packagebedarf	Kompatibilität Motorenfamilie	KAT Heizen	
1	Performance (Gasdynamik, Abgasgedruck)	1	1	1/3	1	1/3	1	3	12%
2	KAT Anströmungsqualität	1	1	1	1/3	1/3	1/3	1	8%
3	Kosten	3	1	1	1	1	1	3	17%
4	Montage-/Fertigungsaufwand	1	3	1	1	3	1	1/3	17%
5	Packagebedarf	3	3	1	1/3	1	1/3	3	16%
6	Kompatibilität Motorenfamilie	1	3	1	1	3	1	3	20%
7	KAT Heizen	1/3	1	1/3	3	1/3	1/3	1	10%

Abbildung 9-18: Gewichtung der Kriterien

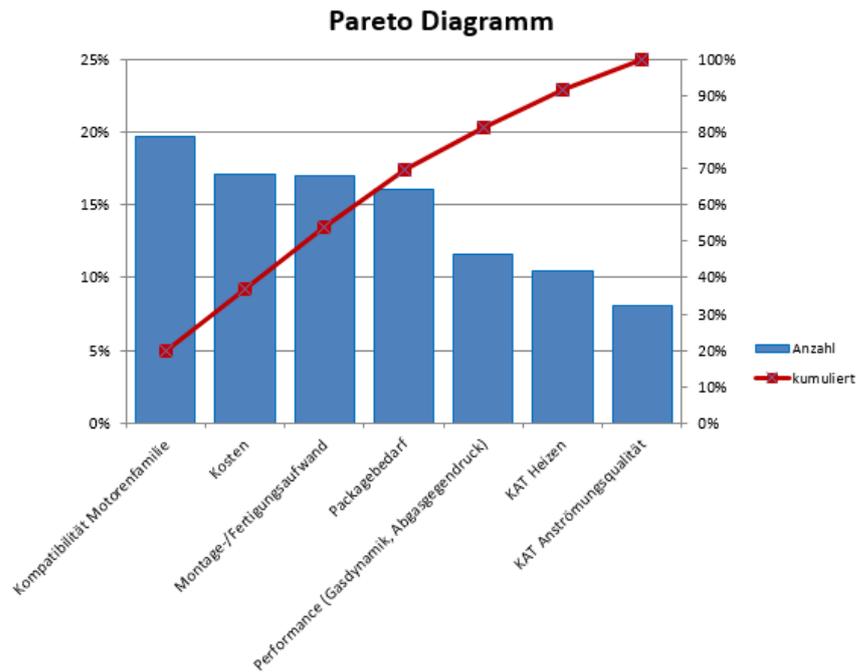


Abbildung 9-19: Pareto Diagramm

Für jedes einzelne Kriterium wurden die verschiedenen Konzepte miteinander paarweise verglichen. Daraus ergeben sich für jedes Kriterium die relativen Konzepteignungen. Gewichtet man nun diese Konzepteignungen laut Abbildung 9-19 ergibt sich für jedes Konzept eine Gesamtbewertung.

Packagebedarf
Analytisch Hierarchische relative Konzepteignung

		B				Rating
		1	2	3	4	
A ist um Faktor ... besser als B		A				
		Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	
1	Konzept 1	1	1	1	6	32%
2	Konzept 2	1	1	1	6	32%
3	Konzept 3	1	1	1	6	32%
4	Konzept 4	1/6	1/6	1/6	1	5%

Montage-/Fertigungsaufwand
Analytisch Hierarchische relative Konzepteignung

		B				Rating
		1	2	3	4	
A ist um Faktor ... besser als B		A				
		Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	
1	Konzept 1	1	1	1	3	30%
2	Konzept 2	1	1	1	3	30%
3	Konzept 3	1	1	1	3	30%
4	Konzept 4	1/3	1/3	1/3	1	10%

Performance (Gasdynamik, Abgasgedrueck)
Analytisch Hierarchische relative Konzepteignung

		B				Rating
		1	2	3	4	
A ist um Faktor ... besser als B		A				
		Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	
1	Konzept 1	1	1/3	3	3	30%
2	Konzept 2	3	1	3	1	38%
3	Konzept 3	1/3	1/3	1	1/3	9%
4	Konzept 4	1/3	1	3	1	23%

Kosten
Analytisch Hierarchische relative Konzepteignung

		B				Rating
		1	2	3	4	
A ist um Faktor ... besser als B		A				
		Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	
1	Konzept 1	1	1	1	3	30%
2	Konzept 2	1	1	1	3	30%
3	Konzept 3	1	1	1	3	30%
4	Konzept 4	1/3	1/3	1/3	1	10%

Kompatibilität Motorenfamilie																										
Analytisch Hierarchische relative Konzept eignung																										
		<table border="1"> <tr> <td></td> <td>1</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>A ist um Faktor ... besser als B</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>A</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>					1	2	3	4	B					A ist um Faktor ... besser als B					A					Rating
	1	2	3	4																						
B																										
A ist um Faktor ... besser als B																										
A																										
1	Konzept 1	Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	Rating																				
1	Konzept 1	1	1	1	1/3	17%																				
2	Konzept 2	1	1	1	1/3	17%																				
3	Konzept 3	1	1	1	1/3	17%																				
4	Konzept 4	3	3	3	1	50%																				

KAT Anströmungsqualität																										
Analytisch Hierarchische relative Konzept eignung																										
		<table border="1"> <tr> <td></td> <td>1</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>A ist um Faktor ... besser als B</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>A</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>					1	2	3	4	B					A ist um Faktor ... besser als B					A					Rating
	1	2	3	4																						
B																										
A ist um Faktor ... besser als B																										
A																										
1	Konzept 1	Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	Rating																				
1	Konzept 1	1	1/3	6	1/3	17%																				
2	Konzept 2	3	1	9	1/3	31%																				
3	Konzept 3	1/6	1/9	1	1/6	5%																				
4	Konzept 4	3	3	6	1	48%																				

KAT Heizen																										
Analytisch Hierarchische relative Konzept eignung																										
		<table border="1"> <tr> <td></td> <td>1</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>A ist um Faktor ... besser als B</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>A</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>					1	2	3	4	B					A ist um Faktor ... besser als B					A					Rating
	1	2	3	4																						
B																										
A ist um Faktor ... besser als B																										
A																										
1	Konzept 1	Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	Rating																				
1	Konzept 1	1	1	1	6	32%																				
2	Konzept 2	1	1	1	6	32%																				
3	Konzept 3	1	1	1	6	32%																				
4	Konzept 4	1/6	1/6	1/6	1	5%																				

Abbildung 9-20: Paarweiser Konzeptvergleich für alle Kriterien

Diese Gesamtkonzeptbewertung ist in Abbildung 7-23 zu sehen. Rechts neben der Konzeptbewertung kann man auch noch die normierte Konzeptbewertung erkennen. Das heißt die höchste Kriterienbewertung wird auf 100 % gesetzt und die übrigen proportional, laut den Ergebnissen der Konzeptbewertung, verteilt.

	Rating	Konzeptbewertung				normierte Konzeptbewertung			
		28%	29%	25%	18%	94%	100%	84%	60%
		Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4
1	Performance (Gasdynamik, Abgasgegendruck)	30%	38%	9%	23%	80%	100%	24%	62%
2	KAT Anströmungsqualität	17%	31%	5%	48%	35%	65%	10%	100%
3	Kosten	30%	30%	30%	10%	100%	100%	100%	33%
4	Montage-/Fertigungsaufwand	30%	30%	30%	10%	100%	100%	100%	33%
5	Packagebedarf	32%	32%	32%	5%	100%	100%	100%	17%
6	Kompatibilität Motorenfamilie	17%	17%	17%	50%	33%	33%	33%	100%
7	KAT Heizen	32%	32%	32%	5%	100%	100%	100%	17%

Abbildung 9-21: Finale Konzeptbewertung Abgaskrümmer

c) Detaillierung Konzept 2:

Das Konzept 2 geht aus dem analytisch hierarchischen Prozess als vielversprechendste Lösung hervor. Der nächste Schritt ist die weitere Detaillierung des Konzeptes, besonderes Augenmerk muss dabei auf die hohe thermische Belastung gelegt werden. Der Abgaskrümmter wird im Gegensatz zum Zylinderkopf nicht wassergekühlt. Durch den Abgaskrümmter strömen Abgase die Temperaturen von 1000°C erreichen können. Dadurch heizt sich der Krümmer im Gegensatz zum Zylinderkopf auf bis zu 900°C auf und führt zu einer deutlichen thermischen Ausdehnung. Wird sie behindert, führt dies im Abgaskrümmter zu Spannungen und plastischen Verformungen, die zum Versagen des Krümmers führen können. Die Verschraubung muss nun so ausgelegt werden, dass sich der Krümmer in Verbindung mit der Dichtung ausdehnen kann. Jedoch muss die Schraubenkraft hoch genug sein, um die erforderliche Flächenpressung für Dichtigkeit sicherzustellen. Je höher die Schraubenkraft desto höher die Reibkräfte zwischen Krümmer, Dichtung und Zylinderkopf und desto schneller ermüdet der Krümmer. [15] Durch FEM Analysen kann der Krümmer vor dem Prototypenbau simuliert und Aussagen über die Zeitstandfestigkeit getroffen werden. Dazu werden die thermischen Ausdehnungen und Spannungen sowie die plastischen Verformungen des Abgaskrümmers bei wiederholtem Aufheizen und Abkühlen rechnerisch simuliert.



Abbildung 9-22: Detaillierung von Konzept 2

Flansch

Nicht nur das Anzugsmoment der Schrauben ist von Bedeutung, sondern auch das Design des Flansches. Die Flanschdicke soll bei Gusskrümmern mind. 10 mm betragen. Einerseits wegen der Belastung, andererseits wird der Wärmeeintrag in die Dichtung und den Zylinderkopf durch größere Flanschdicken reduziert. Damit sich der Abgaskrümmter wie oben beschrieben ausdehnen kann, ist es notwendig dass sich die Schrauben im Flansch bewegen können. Dazu sind 5 der 6 Löcher größer als die Schraube und als Langlöcher ausgeführt. Für die genaue Positionierung des Abgaskrümmers wird ein Flanschloch nur geringfügig größer gemacht als die Befestigungsschrauben. In diesem Fall beträgt der Bohrungsdurchmesser 8,2 für eine M8 Schraube. Über eine Schraube werden jedoch nur die horizontale und die vertikale Position definiert. Die rotatorische Position hingegen ist noch nicht fixiert, da sich die Schrauben (M8) in den 9 mm hohen Langlöchern frei bewegen können. Aus diesem Grund ist ein Langloch statt 9 mm nur 8,2 mm hoch, somit wird durch den vertikalen Anschlag der Schraube im Langloch die Drehposition sichergestellt. Die Länge der Langlöcher variiert je nach Abstand vom Positionierungsloch, ganz einfach erkennbar an der Formel für die Längenänderung durch thermische Ausdehnung.

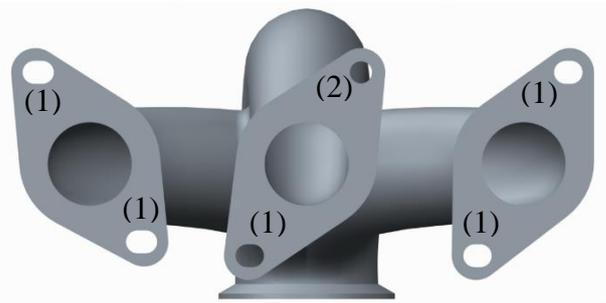


Abbildung 9-23: Abgaskrümmter – Flansch
(1) Langlöcher
(2) Positionierungsloch

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta T \quad (9-1)$$

Mit dem Ausdehnungskoeffizienten α der das Verhalten eines Stoffes bezüglich seiner Abmessungen bei Temperaturveränderung beschreibt. Der Ausdehnungskoeffizient ist ein Stoffwert und unterscheidet sich für verschiedenen Materialien wesentlich. Als Beispiel hat Stahl je nach Zusammensetzung $13-16 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$ und Aluminium um die $23 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$ bei 20°C .

Die Langlöcher sind im Durchmesser 8,5 mm und mit 2 bzw. 3 mm geradem Stück.

Werkzeugfreigang:

Die Forderung vom Kunden lautet: Alle Schrauben müssen und mit einem Werkzeugfreigang von $\varnothing 23 \text{ mm}$, unter einem maximalen Winkel von 15° zugänglich sein. Diese Forderung wird von Konzept 2 erfüllt, der maximale Montagewinkel beträgt 12° .

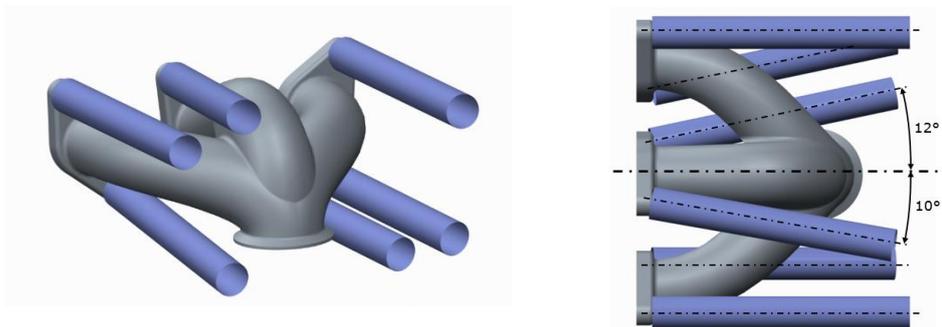


Abbildung 9-24: Werkzeugfreigang

Beim Design des Auslasskrümmers ist eine Fase (siehe Abbildung 9-25) am Eintritt vorzusehen, die mindestens 0,5 mm mit $15-20^\circ$ groß ist. Ansonsten könnte aufgrund von Gusstoleranzen von Abgaskrümmers und Zylinderkopf eine Kante in Strömungsrichtung entstehen, die die Abgasströmung beeinträchtigt. Bei Gasgeschwindigkeiten von $100-120 \text{ m/s}$ [36], die im Abgaskrümmers durchaus vorkommen können, führen kleine Kanten bereits zu großen Verwirbelungen und Einschnürungen des Strömungsquerschnitts. Generell soll die Strömungsführung mit möglichst kleinen Umlenkungen und Querschnittsprüngen auskommen. Bei der Konzipierung wurde darauf geachtet, dass die Zusammenführung der einzelnen Kanäle so fließend wie möglich ist und vor allem, dass sie sich nicht gegenseitig negativ beeinflussen. Der Durchmesser der Rohre erweitert sich stetig von d_{31} am Zylinderkopfflansch, bis auf d_{40} nach der Zusammenführung der drei einzelnen Rohre. Bei Dreizylindermotoren beträgt der Zündabstand 240° , das heißt es strömt immer nur das Abgas aus einem Zylinder durch den Abgaskrümmers. Darum braucht der Durchmesser des Sammlerrohrs nicht wesentlich größer sein als ein Kanaldurchmesser.

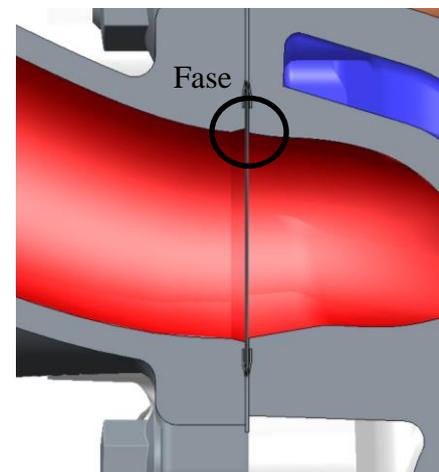


Abbildung 9-25: Krümmereintritt

Das Material kann aufgrund der noch nicht spezifizierten thermischen Belastung final ausgewählt werden. Ergebnis Simulation und Motortestlauf thermische Beanspruchung $< 900^\circ\text{C}$ kann 1.4826 verwendet werden für Temperaturen von $900-1100^\circ\text{C}$ ist besser 1.4848 geeignet.

Um den Katalysator mit dem Abgaskrümmers zu verbinden sind grundsätzlich drei Varianten

denkbar. Entweder eine klassische Flanschverbindung, eine Verbindung mit Schelle, oder miteinander verschweißen. Jede der drei Varianten bringen Vor- und Nachteile mit sich. Die drei Konzepte werden in einer Pugh Matrix (Abbildung 9-26) miteinander verglichen und bewertet, die Variante 1 (Flanschverbindung) dient dazu als neutrale Referenz.

Pugh Matrix				
++ ... viel bessere Erfüllung, + ... bessere Erfüllung, o ... neutral, - ... schlechtere Erfüllung, -- ...viel schlechtere Erfüllung				
Kriterien		Konzept		
		V1	V2	V3
1	<i>Sicherheit gegen Lösen</i>	o	+	+
2	<i>Dichtheit</i>	o	o	+
3	<i>Kosten</i>	o	-	+
4	<i>Packagebedarf</i>	o	+	+
5	<i>Montagefreundlichkeit</i>	o	--	+
6	<i>Servicefreundlichkeit</i>	o	--	+
Summe "++"		0	0	0
Summe "+"		0	2	6
Summe "o"		6	6	0
Summe "-"		0	1	0
Summe "--"		0	2	0
Gesamt		0	-3	6
Rangfolge		2	3	1

Abbildung 9-26: Pugh Matrix Verbindungsvarianten von KAT und Krümmer
V1... Flanschverbindung; V2...Schweißverbindung; V3...V-Band-Schelle

Eine Schweißverbindung zum Beispiel ist nicht lösbar und ein einfacher Tausch des KATs ist somit nicht möglich. Des Weiteren müssen die Teile so konstruiert sein, dass die Schweißstellen zugänglich sind. Flansche hingegen benötigen wesentlich mehr Bauraum, und besonderes Augenmerk gilt der Zugänglichkeit der Schrauben. Die unkomplizierteste und am schnellsten zu montier- und lösbare Verbindung ist eine Schelle. V-Band Schellen eignen sich besonders für diese Anwendung. Aufgrund des Funktionsprinzips sind sie einfach zu handhaben, haben ein geringes Gewicht und Abmessungen und sind schnell montierbar. Durch das Anziehen der axialen Schraube, wirkt eine radiale Kraft F_1 auf die Profilschelle. Über die schiefe Ebene des Profils wird diese Kraft in eine axiale Kraft umgewandelt und presst die Kontaktflächen der zwei Bauteile aneinander. Zwischen den beiden Kontaktflächen wird eine Dichtung eingelegt um Gasaustritt dauerhaft zu vermeiden. Es handelt sich aufgrund der hohen Temperaturen meist um eine Edelstahldichtscheibe mit einer umlaufenden Sicke.

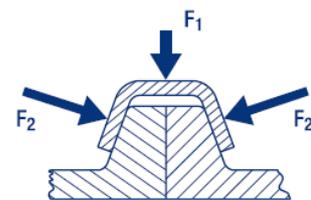


Abbildung 9-27: Funktionsprinzip V-Bandschelle

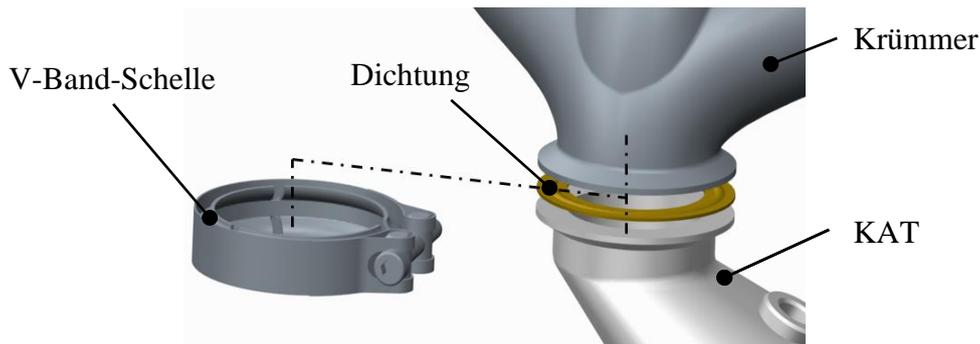


Abbildung 9-28: Verbindung von KAT und Krümmer durch V-Bandschelle

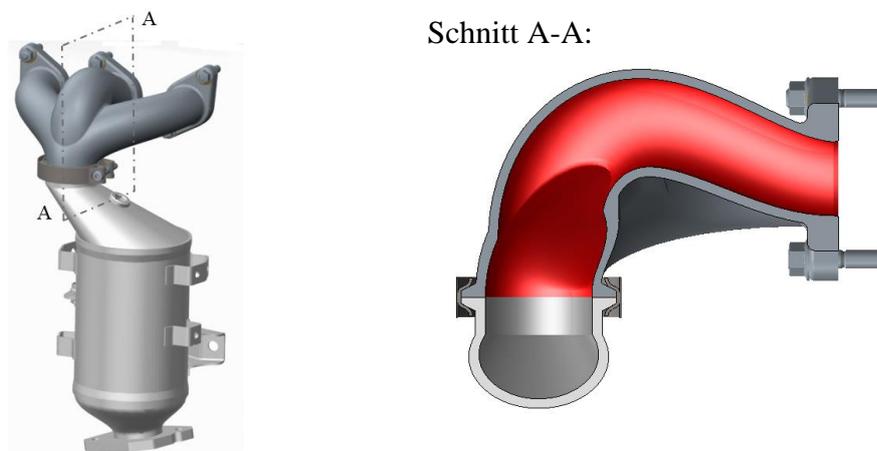


Abbildung 9-29: Abgaskrümmer mit KAT

Hitzeschild:

Um die Abgaswärme möglichst gut abzuschirmen und die Erwärmung umliegender Komponenten möglichst gering zu halten, wird der gesamte Abgaskrümmer und der KAT von einem Hitzeschild umgeben. Daraus resultiert auch die Forderung, dass zwischen den Komponenten des Abgasstrangs und den anderen Motor- bzw. Motorraumkomponenten ein Abstand von mind. 30mm eingehalten wird. In diesem Raum befindet sich dann das Hitzeschild, das üblicherweise aus einem 3mm starken Blech besteht. Toleranzen in der Herstellung des Schildes (bis zu $\pm 4\text{mm}$) und die Bewegung des Motors beim Startvorgang, und beim Durchfahren der Resonanzfrequenzen erfordern den großen Abstand.

9.4 Dichtung

Die Dichtung zwischen Abgaskrümmer und Zylinderkopf ist starken thermischen Beanspruchungen ausgesetzt. Der Abgaskrümmer wird nicht gekühlt und erreicht, je nach Abgastemperatur, die bis zu $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ beträgt, sehr hohe Temperaturen. Der Zylinderkopf hingegen wird gekühlt, da er solch hohe Temperaturen nicht erträgt. Das bedeutet, dass die Dichtung idealerweise auch eine gewisse isolierende Wirkung besitzen sollte. Durch den hohen Temperaturgradienten, kommt es vor allem beim Start und nach dem Stopp des Motors zu einer Relativbewegung zwischen Zylinderkopf und Abgaskrümmer, welche die Dichtung ebenfalls ertragen muss. Trotz alledem muss unter allen Umständen eine zuverlässige Abdichtung des Abgasstroms gewährleistet werden, um weder Abgasaustritt noch Lufteintritt zu ermöglichen. Kommt Luft durch eine schadhafte Dichtung in den Abgaskrümmer, wird das Abgas verdünnt, die Lambdasonde misst verfälschte Werte und schlussfolgert, dass das Luftverhältnis nicht

stimmt. Folglich wird das Kraftstoffgemisch angereichert, der Kraftstoffverbrauch steigt und der Schadstoffausstoß nimmt zu.

Diese Anforderungen werden am besten von Metallsickendichtungen erfüllt. Die Form der Dichtung und der Sicken sind in Abbildung 9-30 dargestellt. Es werden zwei 0,25mm starke Dichtungen mit jeweils einer umlaufenden Halbsicke paarweise eingesetzt. Die Halbsicken verursachen eine Zwei-Linienpressung, werden elastisch verformt und dichten.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die genaue Positionierung der Dichtung. Es darf unter keinen Umständen dazu kommen, dass die Dichtung direkt in den Abgasstrom ragt, da diese sehr dünn und aus nicht so hochwarmfesten Material besteht, und sofort abbrennen würde. Deswegen ist der Bohrungsdurchmesser der Dichtung mind. 5 mm größer zu wählen als der Durchmesser des Auslasskanalaustritts am Zylinderkopf. Zusätzlich ist eine Schraubenbohrung, ähnlich wie beim Abgaskrümmter, enger toleriert um die Position sicherzustellen. Im Gegensatz zum Krümmer ist nur ein Langloch vorgesehen zum Ausgleich der auftretenden Toleranzen zwischen den Bohrungen. Die Wärmeausdehnung ist relativ klein, da die Dichtung zwischen dem gekühlten Kopf und dem relativ kalten Krümmerflansch sitzt, deshalb müssen keine Langlöcher an den übrigen Löchern vorgesehen werden.



Abbildung 9-30: Links: Form der Sicke, Rechts: Abbildung der gesamten Dichtung

10 Ölversorgung

Die Ölpumpe ist im Steuertriebdeckel integriert, siehe Abbildung 10-1 (links). Es handelt sich dabei um eine einfache, von der Kurbelwelle angetriebene, nicht geregelte Zahnringpumpe (Gerotorpumpe).

Bei der Zahnringpumpen läuft ein exzentrisch gelagerter Innenrotor mit Zähnen in der Innenverzahnung eines Zahnringes. Der Innenrotor hat einen Zahn weniger als der Außenrotor. (Abbildung 10-1 rechts). Das Medium wird auf einer Seite in die Pumpe gesaugt und durch den sich im Volumen verkleinernden Verdrängungsraum zwischen den Zahnücken gefördert. Dadurch erhöht sich der Druck bis das Medium durch die Auslassöffnung in die Hochdruckseite strömt. In Abbildung 10-1 rechts ist auf der rechten Seite die Saug- und auf der linken Seite die Druckseite zu erkennen. Die Einlass- und Auslassöffnungen werden durch eine Ausnehmung in Steuertriebdeckel hinter dem Außenring gebildet.

Der Vorteil gegenüber einer Sumpfpumpe sind die etwas geringeren Kosten. Als Nachteil ist anzumerken, dass bei der Motorkonstruktion eigentlich immer darauf geachtet wird, die Länge des Motors so kurz wie möglich zu halten. Das heißt der Abstand zwischen erstem Motorlager und Ketten- oder Riemenspur, dort wo die Ölpumpe sitzt ist begrenzt. Bei Dreizylindermotoren, die gegenüber einem Vierzylinder schon deutlich kürzer bauen, ist meist genug Freiraum vorhanden um eine Kurbelwellenpumpe vorzusehen.

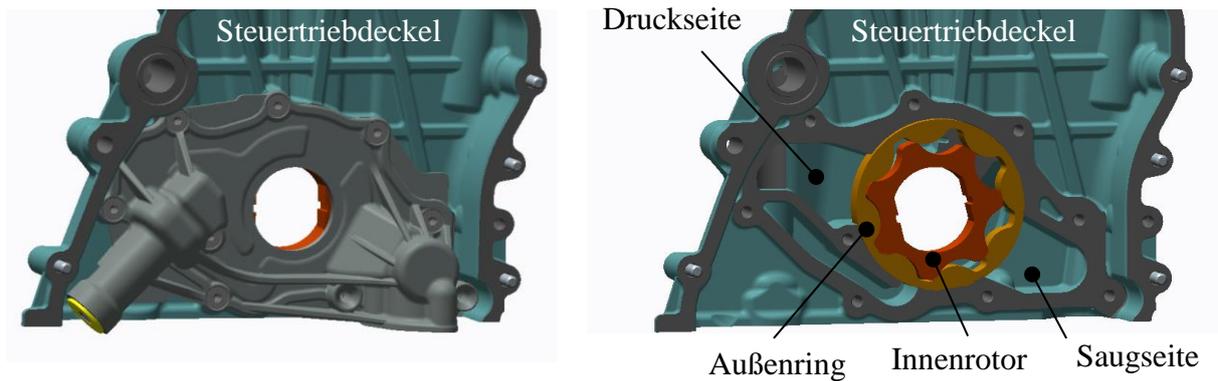


Abbildung 10-1: integrierte Ölpumpe: links mit Gehäuse, rechts ohne Gehäuse

Die Saugmotorenvariante benötigt etwas weniger Öldurchfluss (L/min), weil die Ölversorgung vom Turbolader und der Hochdruckpumpe wegfällt. Durch eine andere Zahnpaarung von Innenrotor bzw. Außenring könnte das leicht ermöglicht werden. In Hinblick auf die Teilegleichheit zwischen den Motorvarianten, wird auch hier wieder ein Kompromiss geschlossen. Trotz des etwas höheren Leistungsbedarfs, was einen geringfügig kleineren Gesamtwirkungsgrad des Motors bedeutet, wird die T-GDI Ölpumpe auch im Saugmotorkonzept verwendet. Im Motorenversuch muss die Kompatibilität dann evaluiert und eine endgültige Entscheidung getroffen werden.

11 Kurbeltrieb und Kurbeltriebsgehäuse

Der Kurbeltrieb verwandelt die oszillierende Bewegung des Kolbens in eine rotatorische Bewegung der Kurbelwelle, die über ein Getriebe eine bzw. beide Achsen des Fahrzeugs antreiben. Der Kurbeltrieb besteht aus Kurbelwelle mit Gegengewichten, Pleuel, Kolben mit Pleuelringen und den dazugehörigen Lagern. Auf der linken Seite der Kurbelwelle in Abbildung 11-1 sitzt die Riemenscheibe, die den Steuertrieb über einen 6PK Keilrippenriemen antreibt. Auf der gegenüberliegenden Seite sitzt das Zweimassen- Schwungrad.

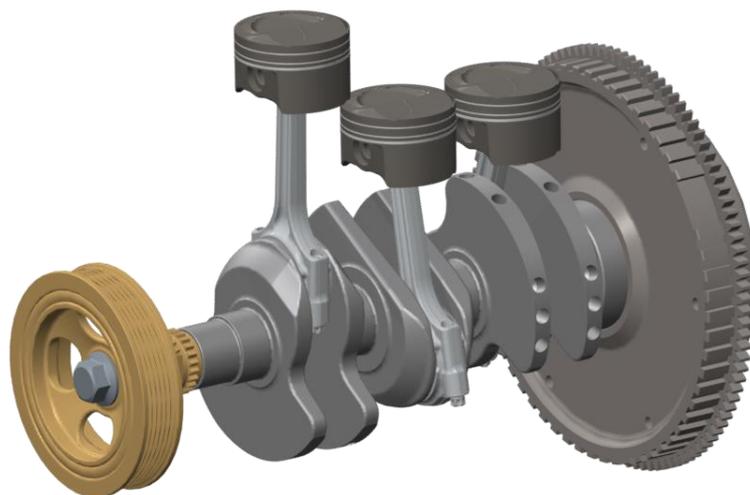


Abbildung 11-1: Kurbeltrieb des T-GDI Konzeptes

11.1 Kräfte am Kurbeltrieb

Die Kräfte auf den Kurbeltrieb werden durch den Verbrennungsstoß über den Kolben auf das Pleuel und weiter über die Kurbelwelle und die Lager in das Kurbelwellengehäuse übertragen. Diese Kraft bezeichnet man als Gaskraft:

$$F_{\text{Gas}} = p_{\text{Gas}} * A_K \quad (11-1)$$

Der für die Gaskraft bestimmende Gasdruck hängt ab von:

- Thermodynamischen Prozess
- Auslegung des Motors: Saugmotor/ Motor mit Aufladung
- Gemischbildungs- und Verbrennungsverfahren
- Lastpunkt im Kennfeld

Zusätzlich zu den Gaskräften treten im Motorbetrieb noch oszillierende Massenkräfte auf. Die oszillierende Bewegung des Kolbens verursacht eine translatorische Massenkraft in Richtung der Zylinderachse. Die Exzentrizität und Masse des Kurbelwellenzapfens verursachen auch rotatorische Massenkräfte.

Massenkräfte

Die Massenkräfte am Hubkolbenmotor sind gleichzeitig erwünscht als auch unerwünscht. Zum einen verursachen sie zusätzliche Beanspruchungen auf den Antriebsstrang und verschlechtern das NVH Verhalten. Zum anderen vergrößern sie die Kraftabgabe des Triebwerks, indem sie Kräfte aus Druckspitzen kompensieren und somit Kräfte und Beanspruchungen verringern.[54]

Zur Vereinfachung der Berechnung reduziert man den Kurbeltrieb auf zwei Massenpunkte. Die Kolbenmasse wird auf den Ankerpunkt des Pleuels am Kolben reduziert. Die Masse des Pleuels wird in der sog. Zweipunktaufteilung auf einen Massenpunkt im Kolbenbolzen und einen weiteren Massenpunkt auf die Hubzapfenachse der Kurbelwelle aufgeteilt.

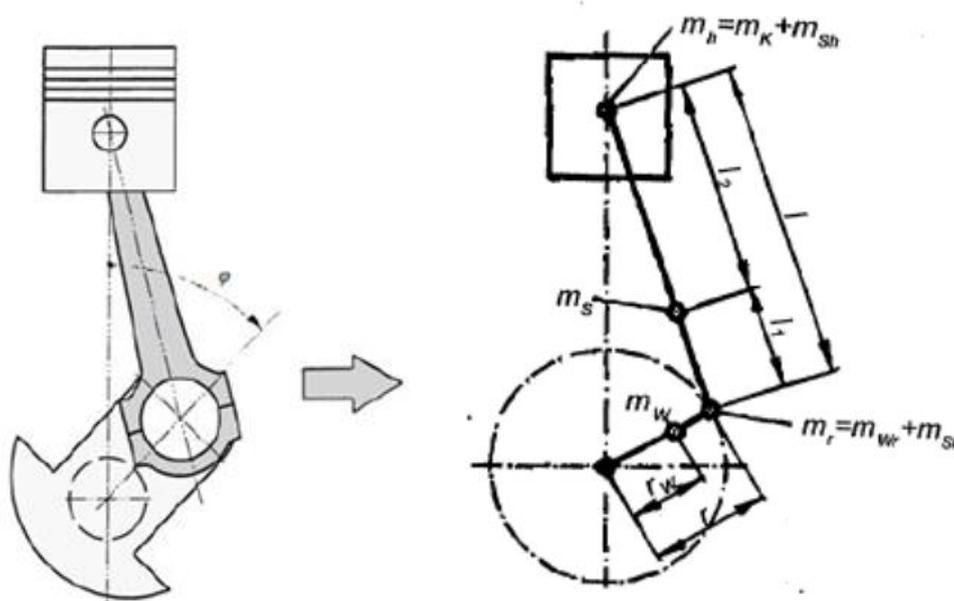


Abbildung 11-2: Reduktion des Kurbeltriebs auf zwei Massenpunkte [54]

Oszillierende Massenkräfte:

Die Summe der hin und her gehenden Massen beträgt:

$$m_h = m_K + m_{Sh} \quad (11-2)$$

m_K ...Masse Kolben

m_{Sh} ... hin und hergehender Masseanteil der Pleuelstange $m_{Sh} = \frac{l_1}{l} * m_S$

Die Beschleunigung des Kolbens wird durch zweimaliges Ableiten der Wegkoordinate x nach der Zeit bestimmt und ergibt sich zu:

$$a_K = \frac{d^2x}{dt^2} = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda_S \cdot \cos 2\varphi) \quad (11-3)$$

Wobei λ_S das Schubstangenverhältnis $\lambda_S = \frac{r}{l}$

Aus der allgemeinen Beziehung für die Trägheitskraft gilt folglich:

$$F_h = -m_h \cdot a_K = \underbrace{-m_h * r \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi}_{F_I} - \underbrace{m_h * r \cdot \omega^2 \cdot \lambda_S \cdot \cos 2\varphi}_{F_{II}} \quad (11-4)$$

F_h ... hin und hergehende Massenkräfte

F_I ... Massenkräfte erster Ordnung

F_{II} ... Massenkräfte zweiter Ordnung

Die Massenkräfte wirken mit einfacher (erster Ordnung) bzw. doppelter (zweiter Ordnung) Motorfrequenz in Richtung der Zylinderachse. Wobei der Betrag der Massenkräfte zweiter Ordnung um den Faktor λ_S kleiner ist, trotzdem ist sie wegen der doppelten Frequenz relativ energiereich.

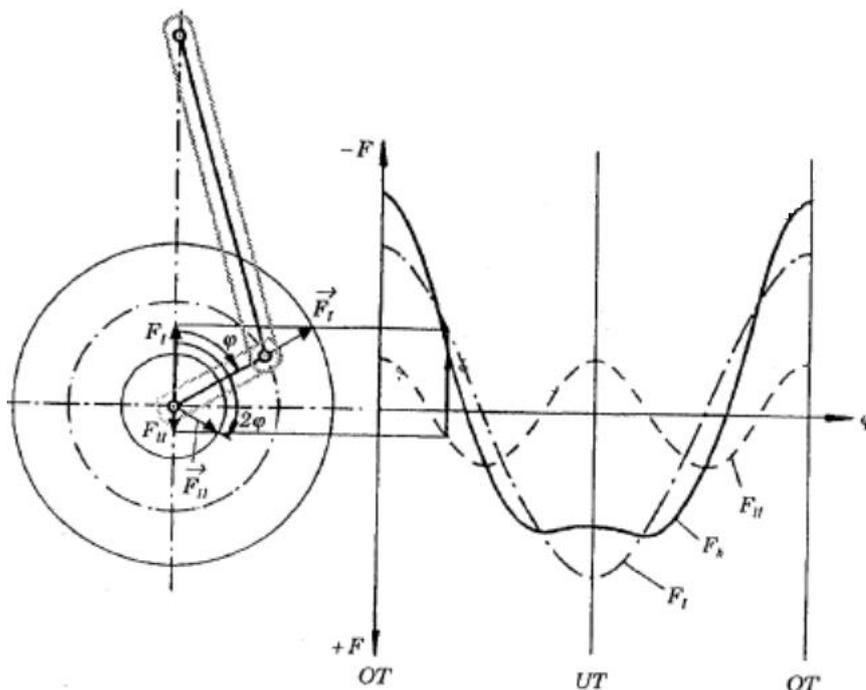


Abbildung 11-3: Massenkräfte über dem Kurbelwinkel [9]

Trägheitskräfte aus rotierenden Massen:

Die Summe der rotierenden Massen entspricht:

$$m_r = m_{W_r} + m_{S_r} \quad (11-5)$$

m_r ... Summe der rotierenden Massen

m_{W_r} ... rotierende Masse der Kurbelwelle

m_{S_r} ... rotierende Masse der Schubstange

Mit der Beschleunigung in Kurbelrichtung

$$a_r = r \cdot \omega^2 \quad (11-6)$$

Ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\underbrace{m_r \cdot a_r}_{F_r} = \underbrace{m_{W_r} \cdot r \cdot \omega^2}_{F_{W_r}} + \underbrace{m_{S_r} \cdot r \cdot \omega^2}_{F_{S_r}} \quad (11-7)$$

F_r ... Summe der rotierenden Massenkräfte

F_{W_r} ... rotierende Massenkraft der Kurbelwelle

F_{S_r} ... rotierende Massenkraft der Schubstange

Massenausgleich bei Mehrzylindermotoren

Die nach außen wirkenden, freien Massenkräfte führen zu unruhigem Lauf und Schwingungen. Durch Anordnung zusätzlicher unrund laufender Massen, die genau entgegen der freien Massenkräfte wirken, können diese kompensiert werden. Die rotierenden Massen können einfach durch Gegengewichte an der Kurbelwelle vollständig ausgeglichen werden.

Die hin und hergehenden Massen der einzelnen Zylinder sind vektoriell zu addieren. Bei Mehrzylindermotoren verursachen diese freien Massenkräfte auch freie Massenmomente um die Motorquerachse. (Bildung des Vektoriellen Produkts $\vec{M} = \vec{l} \times \vec{F}$ (l ... Abstand von \vec{F} zum Motorschwerpunkt))

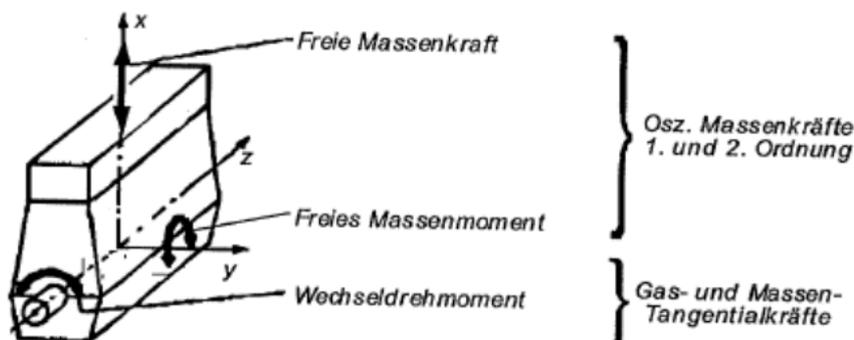


Abbildung 11-4: Äußerer Kräfte und Momente des Reihenmotors [9]

Zur graphischen Ermittlung der Massenkräfte und Momente stellt man diese mit rotierendem Zeiger im Kurbelstern dar. Bei der Darstellung der Massenkräfte ist zu bedenken, dass laut Gleichung (11-4) nur der $\cos\phi$ -Anteil eine reell wirkende Kraft darstellt. Die gerade wirkende Massenkraft erhält man deshalb durch die Projektion des Zeigers in die Zylinderrichtung.

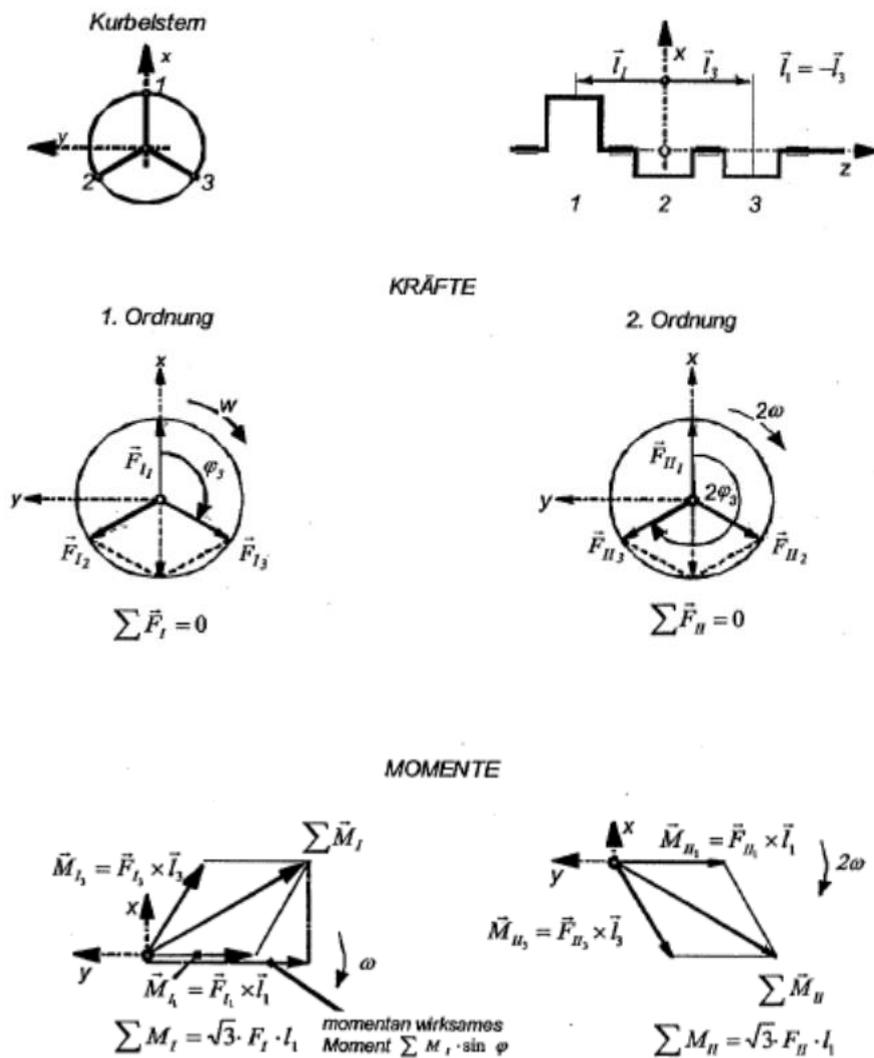


Abbildung 11-5: Kurbelwellenstern der Massenkräfte- und Momente I. und II. Ordnung [9]

Diese Berechnungen zeigen, dass bei einem Dreizylindermotor mit 120° versetzten Kurbelzapfen keine freien Massenkräfte erster und zweiter Ordnung auftreten, sehr wohl aber freie Massenmomente mit den Beträgen $\sum M_I = \sqrt{3} \cdot F_I \cdot l_1$ für das Massenmoment erster Ordnung und $\sum M_{II} = \sqrt{3} \cdot F_{II} \cdot l_1$ für das Massenmoment zweiter Ordnung.

Ausgleichswelle:

Wie oben demonstriert besitzen Dreizylindermotoren weder freie Massenkräfte erster noch zweiter Ordnung, nur freie Massenmomente. Mit dem Betrag $M_I = \sqrt{3} \cdot F_I \cdot l$ bzw. $M_{II} = \sqrt{3} \cdot F_{II} \cdot l$. Für einen vollständigen Ausgleich ist eine zusätzlich Ausgleichswelle die mit doppelter Drehzahl dreht nötig, da ansonsten das mit 2ω umlaufende zweite Massenmoment nie komplett ausgeglichen werden kann. Der Referenzmotor, auf dem das TUVPR Konzept beruht, besitzt ein zusätzliches Modul mit Ausgleichswelle. Für die TUVPR Motorenfamilie ist bisweilen keine Ausgleichswelle vorgesehen. Die NVH Kriterien können durch eine geschickte

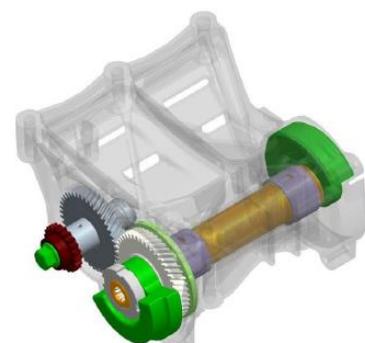


Abbildung 11-6: Ausgleichswellenmodul des Referenzmotor

Anordnung und Auslegung der Gegengewichte auf der Kurbelwelle erreicht werden. Sogar namhafte Hersteller, die viel mehr Wert auf NVH Standards legen, verzichten bei den meisten Dreizylindern auf Ausgleichswellen. Ford zum Beispiel sah für die EcoBoost Motorenfamilie ursprünglich eine Ausgleichswelle vor. Nach ersten Tests am Prototypen zeigte sich aber schnell, dass die sehr hoch gesteckten NVH-Ziele aufgrund der kurzen Länge der Kurbelwelle in Verbindung mit einer intelligenten Anordnung von Gegengewichten auch ohne Ausgleichswelle erfüllt werden können, was zu einer Kosten-, Gewichts- und Reibungsreduzierung führt. [13]

Der Turbomotor stellt aufgrund der höheren Leistungsausbeute die höhere Belastung an den Antriebsstrang dar. Die Gaskräfte sind aufgrund des höheren max. zulässigen Zylinderdruck von 110 bar, im Vergleich zum Saugmotor mit 85 bar deutlich höher. Die Massenkräfte sind in erster Linie von den Massen des Kolbens und des Pleuels abhängig. Die Kolbenmassen ändert sich nur sehr geringfügig wie in Kapitel 6.3.2 um max. 5g, das Pleuel bleibt gleich.

Bei der Konzeptionierung der Saugmotorenvariante wurde daher davon ausgegangen, dass alle Bauteile die für das T-GDI Konzept ausgelegt wurden, auch im Saugmotor Konzept verwendet werden können. Natürlich sind viele Bauteile dann überdimensioniert und könnten theoretisch durch günstigere ersetzt werden. Für das erste Konzept werden jedoch alle Bauteile in Hinblick auf die Kompatibilität innerhalb der Motorenfamilie einfach übernommen.

In den folgenden Entwicklungsschritten muss dann geprüft werden, ob es wirtschaftlich Sinn macht einzelne Komponenten durch andere zu ersetzen.

12 Gesamtkonzept

Der finale Schritt dieser Arbeit ist die Anfertigung einer sauberen Zusammenstellungszeichnung in der die jeweils besten Konzeptvarianten, der einzelnen Komponenten, eingebaut sind. Diese Baugruppe ist in Abbildung 12-1 dargestellt.

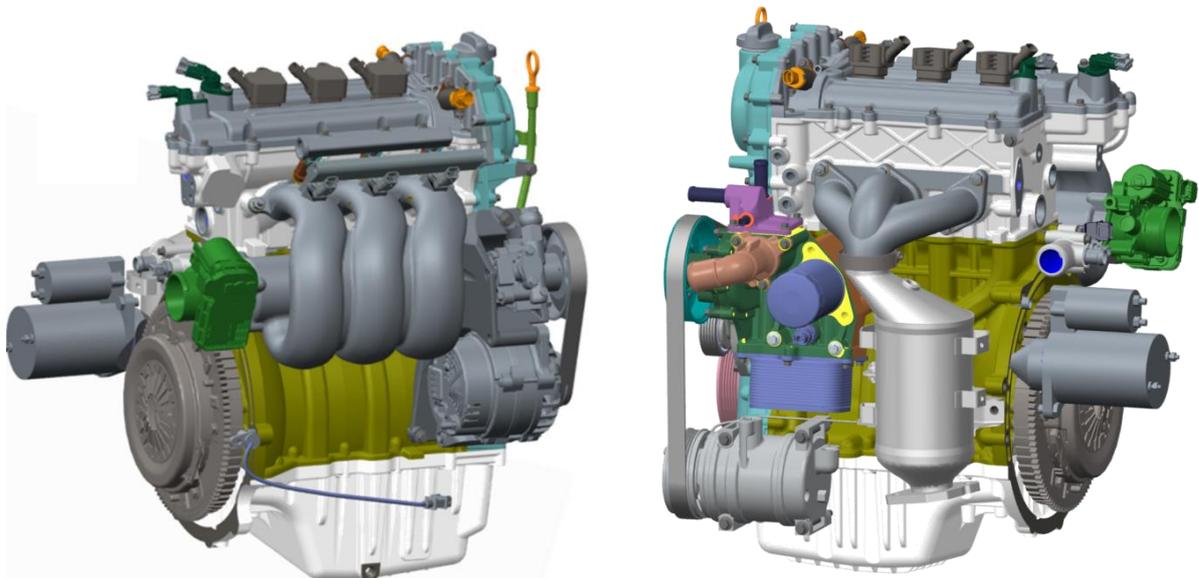


Abbildung 12-1: Links: Isometrische Frontansicht des gesamten PFI Motorkonzeptes
Rechts: Isometrische Rückansicht des gesamten PFI Motorkonzeptes

Fahrzeugintegration

Während der kompletten Konzeptionsphase wurde bereits darauf geachtet, dass die Kompatibilität unter den verschiedenen Motorenvarianten möglichst hoch gehalten wird und viele Gleichteile verwendet werden können. Um auch die Kompatibilität der verschiedenen Motorvariante zum Fahrzeug zu gewährleisten ist es nötig, dass die Saugmotorenvariante ca.

den gleichen Bauraum beansprucht, bzw. ohne Kollision im Fahrzeugpackage integriert werden kann, ohne große Änderungen an der Motorposition und der Motorlagerung, vorzunehmen. Schon während des Konzeptionsprozess wurde penibel darauf geachtet, die Komponenten in den vorhandenen Bauraum möglichst platzsparend zu integrieren. Durch abschließende CAD Analysen am Gesamtfahrzeugpackage in dem der gesamte PFI Motor eingebaut ist, wurde die Packagesituation noch einmal überprüft. Die Integration des Motors im Fahrzeug ist in Abbildung 12-2 zu sehen. Es gibt keine Kollisionen, wenn der PFI Motor an die gleiche Position wie der T-GDI gesetzt wird.

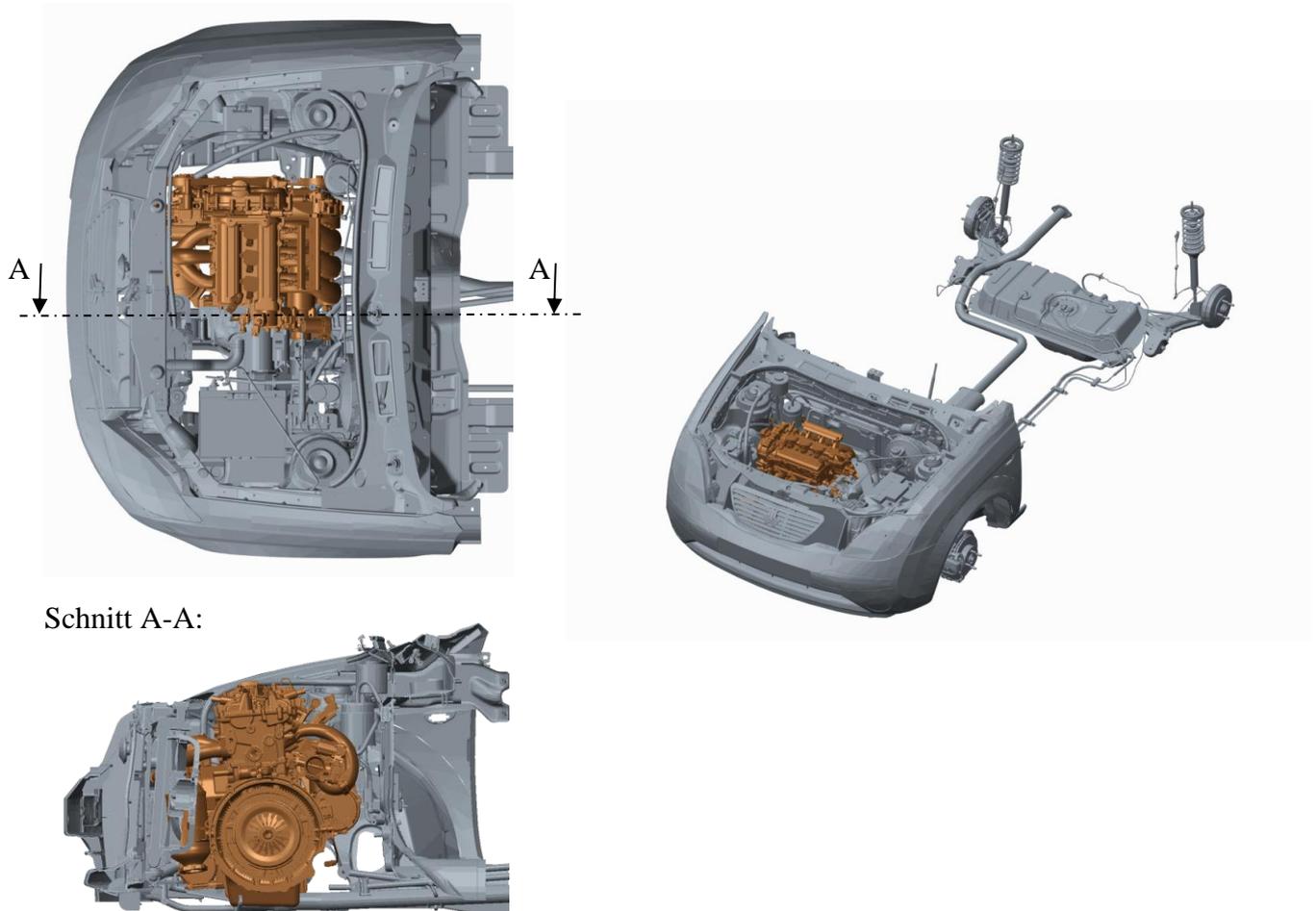


Abbildung 12-2: Integration des gesamten Motors in das Fahrzeugpackage

13 Schluss

13.1 Zusammenfassung

Alle Punkte der Aufgabenstellung konnten in der vorgegebenen Zeit abgearbeitet werden. Durch das streng entwicklungsmethodische Vorgehen, mit Konzeptgenerierung, systematische Bewertung und Auswahl, konnten für alle neuentwickelten Komponenten die jeweils besten Varianten herausgefiltert und danach weiter detailliert werden. Teilweise wurden die Konzepte sogar detaillierter ausgearbeitet als anfangs von der Firma AVL Schrick gefordert. Besonders gut gelungen ist die Anpassung des T-GDI Zylinderkopfes, so dass nun eine gemeinsame Basis für die Herstellung aller drei Zylinderköpfe (T-GDI, T-PFI und PFI) besteht. Beim Herstellungsprozess der verschiedenen Varianten müssen lediglich, die aus Sand gefertigten, Gusskerne für die Ladungswechselkanäle und die Brennraumkalotte geändert werden. Die äußeren Gusskokillen bleiben gleich. Die finale mechanische Bearbeitung unterscheidet sich

natürlich auch in einigen Punkten. Zum Beispiel werden bei der PFI Variante weder der Flansch für die Hochdruck Kraftstoffpumpe noch die Ölversorgungsbohrung für den Turbolader bearbeitet. Bei der Gestaltung der Einlasskanäle wurde darauf geachtet, dass der Tumble reduziert und der Massenstrom erhöht wird. Durch Optimierungsarbeiten, mittels einer stationären 3D CFD Simulation, konnte der mittlere Massenstrom um 17% erhöht und der Tumble von 2,3 auf 1,4 gesenkt werden. Auch der Auslasskanal wurde an die PFI-Anforderungen angepasst. Der wesentliche Unterschied besteht darin, dass der Kanal am Ende des Zylinderkopfs nicht mehr so stark verengt wird, um einen geringeren Abgasgegendruck zu erhalten. Erreicht wurde das durch die Konstruktion neuer Sandkerne für die Auslasskanäle. Eine besondere Herausforderung war das Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses von 10 auf 11,5 ohne dass zu große konstruktive Änderungen am Zylinderkopf bzw. dem Kurbeltrieb vorgenommen werden müssen. Letztendlich gelang es dann doch nur durch einfügen zweier Quetschflächen, und dem Aufsetzen einer Krone mit Mulde auf das Kolbendach. Diese Kronen-Mulde Konstruktion gewährleistet eine hohe Verbrennungsqualität und erhöht gleichzeitig das Verdichtungsverhältnis, indem sie das komprimierte Volumen verringert. Besonderes Augenmerk wurde auf die Auslegung des Saugrohrs gelegt. Dieses soll möglichst geringe Strömungsverluste verursachen und den Ladungswechsel in einem bestimmten Drehzahlband, durch das Ausnutzen gasdynamischer Effekte, positiv beeinflussen. Die Auslegung erfolgte ohne 1D LW- Simulation, weshalb die berechneten Werte auch nur für die erste Konzeptstufe ausreichend genau sind. In weiteren Entwicklungsschritten, werden die Rohrlängen durch Simulationen genauer bestimmt. Durch das parametrisch aufgebaute CAD Modell ist die Anpassung der Rohrlänge dann sehr schnell möglich. Das Abgassystem verändert sich auch, da der Turbolader entfällt. Der Krümmer wird nicht mehr nach oben, wie beim T-GDI Konzept, sondern direkt nach unten auf dem kürzesten Weg zum KAT geführt. Die Komponenten des Kurbeltriebs bleiben alle außer dem Kolben unverändert.

13.2 Ausblick

Das in Rahmen der Diplomarbeit entstandene Konzept erfüllt alle in der Aufgabenstellung geforderten Anforderungen. Auf Grundlage dieses Konzepts kann nun eine schnelle Projektfortsetzung garantiert werden, sobald der Auftrag von TUVPR kommt. Natürlich sind die hier entwickelten Konzepte noch lange nicht reif um einen Prototypen zu erstellen, geschweige denn in Serienproduktion zu gehen. Für den Bau eines ersten Prototyps sind jedoch nicht mehr viele Schritte notwendig. Eine 1D Ladungswechselsimulation, sei es mit AVL Boost, GT Power oder ähnlicher Software, ist unumgänglich. Aus den Ergebnissen dieser Simulation können dann die tatsächlich notwendige Saugrohrlänge, sowie die Steuerzeiten abgeleitet werden. Sind die Steuerzeiten bekannt, können die neuen Nockenprofile, z.B. durch Einsatz des Simulationstools AVL Excite, ausgelegt werden. Durch Mehrkörpersimulationen und FEM Berechnungen müssen die Triebwerkskomponenten mit den veränderten Belastungen nachgerechnet werden. Eventuell werden noch 3D Strömungssimulationen, z.B. von Einström- und Gemischbildungsvorgang durchgeführt, um wenn nötig Optimierungsmaßnahmen am Einlass-, Auslasskanal, der Brennraumform und dem Saugrohr vorzunehmen.

Nachdem das Motorkonzept fertig simuliert und virtuell optimiert wurde, folgen der Prototypenbau und ein ausführlicher Test am Motorenprüfstand. Am Motorprüfstand werden dann mittels DoE- Methoden Optimierungsaufgaben vorgenommen. Nach ausreichender Optimierung und nachdem der Dauerlauf test bestanden sind, steht der Einführung der ersten Baustufen für die Serienfertigung nichts mehr im Weg.

Literaturverzeichnis

- [1] A2Mac1 Automotive Benchmarking [online], <https://www.a2mac1.com/AutoReverse/default.asp?c=1&p=2#/product/6/part/161>, [abgerufen am 04.07.2016]
- [2] Alberti P.: Von der Gemischbildung zu Schadstoffemissionen im Dieselmotor auf direkten Weg, Dissertation, Universität Magdeburg, 2010
- [3] Audi Grundlagen Motorentechnik, Selbststudienprogramm 626, Audi AG Ingolstadt
- [4] AVL Homepage [online], Verfügbar unter <https://www.avl.com/avl-facts>, [abgerufen am 13.07.2016]
- [5] AVL Schrick Homepage [online], Verfügbar unter <http://www.avl-schrick.com/index.php?id=14&L=1Mr>, [abgerufen am 13.07.2016]
- [6] CNG Stations Comparison: „Prices of CNG“, [online] Verfügbar unter <http://www.cngstations.com/prices-of-cng/>, [abgerufen am 2010]
- [7] Dassault Systems Solid Works Corp.; Solid Works Flow Simulation 2012, Technical Reference, Waltham, USA, 2012
- [8] Duesmann, M.: Rightsizing ist mehr als Downsizing, MTZ (74), Ausgabe 02/2013
- [9] Eichelseder, H.: Kolbenmaschinen, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2010
- [10] Eichelseder, H.; Verbrennungskraftmaschinen, Vertiefte Ausbildung. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2014
- [11] Engine Technology International, [online] Verfügbar unter <http://images.google.de/imgres?imgurl=http%3A%2F%2Fcms.ukintpress.com%2FUserFiles%2FK10C.jpg&imgrefurl=http%3A%2F%2Fwww.enginetechologyinternational.com> [abgerufen unter am 31.07.2016)
- [12] Fiala, E.; Willumeit, H.-P.: Schwingungen in Gaswechselleitungen von Kolbenmaschinen. MTZ 28 (1967), H.4, S.144-151
- [13] Friedfeldt, R.: Dreizylinder-Ottomotor, Ford EcoBoost, MTZ (73), Ausgabe 05/2012
- [14] Fürhapter, H.: Design Guidelines for Intake Manifold, AVL iDesign Guideline, 2008
- [15] Geminn, M.: Ermittlung von Schraubkräften bei Abgaskrümmern; MTZ (73), Ausgabe 7-8/2012
- [16] Golloch, R.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren, Springer Verlag Berlin Heidelberg, New York, ISBN 3-540-23883-2, 2005
- [17] Haberfellner et.al.: Systems Engineering, Methodik und Praxis, 10.Auflage, Verlag Industrielle Organisation Zürich, ISBN 3-85743-998-X
- [18] Hardenberg, H.: Die Berechnung des freien Öffnungsquerschnitts von Kegelventilen MTZ 30 (1969)

- [19] Hirschfeldner K. et.-al.; Die erste stufenlos variable Sauganlage im neuen Achtzylindermotor von BMW, MTZ(63); Ausgabe 03/2002
- [20] Hochenauer C.: Numerische Verfahren in der Energietechnik, Teil , Vorlesungsskript, Technische Universität Graz, 2013
- [21] Hofacker A.: Abgasnorm und Wirklichkeit, Eine Annäherung, , MTZ (76); Ausgabe 02/2015
- [22] Ippen H.: Die magischen 3, Dreizylindermotoren: Neue Sparsame Hightech Triebwerke [online], Verfügbar unter: <http://www.autozeitung.de/technik/dreizylinder-motoren-bmw-ford-opel-vw-benziner-diesel-trendreport/>, [abgerufen am 05.07.2016]
- [23] Isayev S., Six reasons why Iran should use compressed natural gas for vehicle, [online] Verfügbar unter <http://en.trend.az/iran/2108967.html>, [abgerufen am 19.07.2016]
- [24] Johnen, T.: „Rightsizing“-Strategie im Kundeninteresse, MTZ (77), Ausgabe 06/2016, S.102
- [25] Knollmayer C.: Design Guidelines for Ports and Combustion Chamber, AVL iDesign Guidline, AVL 2009
- [26] Knollmayer C.: Design Guidelines for Valve Seats & Guides, Design Guidelines for Valves , AVL iDesign Guidline, 2008
- [27] Köhler, R.; Flierl, R.: Verbrennungsmotoren, Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 5. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, ISBN 978-3-8348-0490-7, 2009
- [28] Kuhlbach, K.; Mehring,J.; Borrmann D.; Friedfeld, R.: Zylinderkopf mit integriertem Abgaskrümmen für Downsizing-Konzepte; MTZ (70), Ausgabe 04/2009
- [29] Küntscher, V. , Hoffmann W. : Kraftfahrzeugmotoren, Auslegung und Konstruktion. 5.Auflage, Vogel Buchverlag, ISBN 978-3-8343-3206-6, 2014
- [30] Lenz, H.P.; Gemischbildung bei Ottomotoren, Springer Verlag Wien, ISBN 978-3-7092-3765-9, 1990
- [31] Mahle GmbH: Ventiltrieb, Systeme und Komponenten. Springer Vieweg Verlag, ISBN 978-3-8348-2490-5
- [32] Matrix Mechatronics [online] Verfügbar unter <http://www.matrix.to.it/pdf/hs%20light.pdf>, [abgerufen am 18.07.2016]
- [33] Matsson, J.: An Introduction to SolidWorks Flow Simulation, SDC Publications, ISBN- 978-1-58503-859-6, 2009
- [34] Melde, H.: Design Guidelines for Piston, AVL iDesign Guideline, AVL 2009
- [35] Merker G.P. , Teichmann R.: Grundlagen Verbrennungsmotoren, Funktionsweise, Simulation, Messtechnik, 7.Auflage, Springer Vieweg Verlag, ISBN 978-3-658-03194-7, 2014
- [36] Merlde R.: Designguideline Exhaust Manifold, AVL iDesign Guideline, 2005

- [37] Normagroup, Normaconnect-Rohrverbindungen, Datenblatt [online], Verfügbar unter [[http://www.normagroup.com/norma.nsf/res/NORMACONNECT%20V%20Automobil%20de.pdf/\\$file/NORMACONNECT%20V%20Automobil%202007%20%20de.pdf](http://www.normagroup.com/norma.nsf/res/NORMACONNECT%20V%20Automobil%20de.pdf/$file/NORMACONNECT%20V%20Automobil%202007%20%20de.pdf)] [abgerufen am 01.07.2016]
- [38] Offner, G.: Numerische Methoden in der angewandten Thermodynamik- Numerische Grundlagen, Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2009
- [39] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. 3. Auflage, Springer Wien New York, ISBN 978-3211-99276-0, 2009
- [40] Pucher, H. ; Zinner, K. : Aufladung von Verbrennungsmotoren, Grundlagen, Berechnung, Ausführung. 4. Auflage, Springer Verlag, ISBN 978-3-642-28989-7, 2012
- [41] Reif K.; Grundlagen Fahrzeug und Motorentechnik. 1. Auflage, Vieweg und Teubner Verlag, ISBN 978-3-8348-1598-9, 2011
- [42] Reif, K.: Abgastechnik für Verbrennungsmotoren, Springer Vieweg Verlag Wiesbaden, ISBN 978-3-658-09521-5, 2015
- [43] Reif, K.: Ottomotoren Management, Steuerung, Regelung und Überwachung. 4. Auflage, Springer Vieweg Verlag, ISBN 978-3-8348-1416-6, 2014
- [44] Reulein K. , et.al.: Thermodynamik des BMW-Dreizylinder Motors, MTZ (74), Ausgabe 05/2013
- [45] Robert Bosch GmbH, Benzin Saugrohreinspritzung: Das Wirtschaftliche Antriebssystem noch energieeffizienter [online], Verfügbar unter www.bosch-pfi.de [abgerufen am 25.05.2016]
- [46] S. Aljamali, S. Abdullah, W. Faizal, Yusoff A, "Comparison of performance and emission of gasoline engine fueled by gasoline and CNG under various engine loads".
- [47] SaipaCorp, Online Product Presentation [online], Verfügbar unter <http://www.saipacorp.com/public/41646D696E6973747261746F72/Images/Products/All/saipa/Tiba%20II/AI%20-%20I.jpg>, [abgerufen am 06.07.2016]
- [48] Salahi Consulting GmbH, Erfahrungsbericht Automobilindustrie, [online] Verfügbar unter https://www.ihk-nuernberg.de/de/media/PDF/veranstaltungs-pdfs/International/iran_veranstaltung_250915/04_erfahrungsbericht_automobilindustrie_iran_salahi.pdf, [abgerufen am 18.07.2016]
- [49] Sasaki, Y.: The new Toyota 1.0L L3 ESTEC gasoline engine, 35., Toyota Motor Company, Internationales Wiener Motorensymposium 2014
- [50] Statista, Das Statistik Portal; Anzahl der gemeldeten PKW in den Jahren 1960-2016. <http://de.statista.com/statistik/daten/studie/12131/umfrage/pkw-bestand-in-deutschland/> , Zugriff am 11.07.2016
- [51] Storch Helling, Beurteilung der Kundenanforderungen: Analytisch-Hierarchischer Prozess (AHP), Schulungsunterlagen für den Lehrgang Distance Training DFSS Black Belt Strategiephase, 2013

- [52] T-E-A-M Marktpsychologie, Kreativitätstechniken,[online] Verfügbar unter http://www.t-e-a-m.de/tl_files/downloads/Kreativitaetstechniken.pdf, [abgerufen am 26.07.2016]
- [53] Van Basshuysen, R.: Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb. Springer Vieweg Verlag, ISBN 978-658-07158-5
- [54] Van Basshuysen, R.; Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor, Grundlagen-Komponenten-Systeme-Perspektiven. 7 Auflage, Springer Vieweg Wiesbaden, ISBN 978-3-658-04677-4, 2014
- [55] Verordnung (EG) Nr. 443/2009 zu Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der Co2 Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen, 23.April 2009; [online] Verfügbar unter <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32009R0443>, [abgerufen am 18.07.2016]
- [56] VW Selbststudienprogramm, Schaltsaugrohre der VR-Motoren, SSP 212,
- [57] Westerhoff, M.: Erdgas, Die greifbare Chance, MTZ 77, Ausgabe 02/2016
- [58] Westerhoff, M.: Interview mit Professor Helmut Eichelseder, MTZ (77), Ausgabe 05/2016

Anhang

A1) Anforderungsliste

Tabelle 0-1: Anforderungsliste für die Saugmotorenvariante der TUVPR Motorenfamilie

Anforderungsliste						
für 3 Zylinder Ottomotor PFI						
Nr.	F	W	Anforderung	Wert- Daten	Ein-heit	Änderung/ Bemerkungen
1. Allgemeine Anforderungen						
1	x		Arbeitsweise	4T, Otto		Kundenvorgabe
2	x		Aufladung	keine		Kundenvorgabe/ Motorvariante
3	x		Zylinderanzahl	3		Kundenvorgabe
4	x		Hubraum	0,999	L	Kundenvorgabe
5	x		Leistung	55	kW	Zieldefinition auf Grundlage des Benchmarks
6	x		Moment	95	Nm	Zieldefinition auf Grundlage des Benchmarks
7	x		Bohrung x Hub	72,2 x 81,3	mm	Übernahme TGDI
8	x		Kompressionsverhältnis	11,5-12		Zieldefinition auf Grundlage des Benchmarks
9		x	gutes NVH Verhalten			Kundenwunsch
10	x		Massenausgleich	nein		
11		x	Gesamtgewicht Motor	tbd		
12	x		Schwungrad	Zweimassen- schwungrad		Übernahme TGDI
13	x		Schmierkonzept	nicht geregelte Ölpumpe		Übernahme TGDI
14	x		durchschnittliches jährliches Produktionsvolumen	150000	Stk/a	Kundenvorgabe
15	x		Zielmarkt	Naher Osten, Russland, Indien, (Europa low Budget)		Kundenvorgabe
16	x		Einsatz	Auto, 2WD, Frontantrieb, Quereinbau		Kundenvorgabe
17	x		Packageanforderungen: Freigang zwischen Motor und Fahrzeugteilen	25	mm	Kundenvorgabe
2. Thermodynamische Anforderung						
18		x	spez. Kraftstoffverbrauch	240	g/kWh	Richtwert aus THD Abteilung, im Bestpunkt
19		x	max. Zylinderdruck	70 (nominal)/ 85 (max.)	bar	Richtwert aus THD Abteilung
3. Kraftstoffsystem						

20	x		Kraftstoff	Bi-Fuel Benzin und CNG		Kundenvorgabe
21	x		Einspritzsystem	PFI		Kundenvorgabe
22	x		Einspritzdruck Benzin	~5	bar	Richtwert aus THD Abteilung
23	x		Kraftstoffördervolumen Benzin	tbd	kg/h	Richtwert aus THD Abteilung
24	x		Einspritzdruck CNG	tbd		Richtwert aus THD Abteilung
25	x		Kraftstoffördervolumen CNG	tbd		
26	x		Injektor Typ	Mehrloch, Einspritzdüse mit Strahlteilung		
4. Ventiltrieb						
30	x		Anzahl der Ventile	4		Übernahme TGDI
31	x		Ventiltrieb	Schlepphebel, VCT		Übernahme TGDI
<i>VVT Anforderungen:</i>						
32	x		Genauigkeit	+/-1	°KW	Richtwert aus THD Abteilung
33	x		NW- Verstellbereich Einlass	50	°KW	Richtwert aus THD Abteilung
34	x		NW-Verstellbereich Auslass	40	°KW	Richtwert aus THD Abteilung
5. Emissionen/ Abgasnachbehandlung						
<i>Emissionsanforderungen:</i>				EU5		Kundenvorgabe
35	x		CO	1000	mg/km	gesetzliche Anforderungen
36	x		HC	100	mg/km	gesetzliche Anforderungen
37	x		davon NMHC	68	mg/km	gesetzliche Anforderungen
38	x		NO _x	60	mg/km	gesetzliche Anforderungen
39	x		PM	4,5	mg/km	gesetzliche Anforderungen
41	x		CO ₂ Ausstoß	< 90	g/km	Zieldefinition auf Grundlage des Benchmarks
42	x		max. Abgastemperatur	950	°C	
43	x		KAT Position	motornahe		
44	x		Konvertierungsrate	99,5	%	
45	x		Katalysatorvolumen	tbd		Ann.: Packagevolumen 1,5l
46	x		Katalysator- Zellendichte	tbd		
47	x		KAT Überwachung	Lambda Sensoren		

A2) Analyse der Übernahmekomponenten Tabellarisch

Notwendige Modifikationen für die Saugmotor Variante und Analyse der Übernahmekomponenten							
Komponente	Übernahme potential			notwendige Änderungen/ Anmerkung	Einfluss auf andere Komponenten/ Eigenschaften	Besonderheiten CNG- Betrieb	
	ja	nein	ev.				
Kurbelwellengehäuse:							
Bohrungsdurchmesser	x			keine	-	-	
Zylinderabstand	x			keine	-	-	
Zylinderlänge	x			keine	-	-	
Kurbelgehäuse	x			möglichst unverändert lassen, Verschluss von Turbolader Ölrückführung	-	-	
Ölgalerie	x			Verschluss von einzelnen Linien z.B. zu HD Pumpe	-	-	
Wasserkanäle	x			keine	-	-	
Öljet auf Kolben			x	Prüfen ob weiterhin nötig	Kolbentemperatur, Leistung der Ölpumpe	-	
Kurbeltrieb:							
Kurbelwelle			x	Massenausgleich prüfen wegen anderer Kolbenmasse, und anderen Gaskräften aufgrund der anderen Verbrennungsform	NVH, Massenkräfte, Hub, Lagerdurchmesser, Trägheitsmoment, Laufruhe	-	
Kolben		x		Kolbenform an Saugmotoranforderungen anpassen, so dass gefordertes Verdichtungsverhältnis erreicht wird und die gewünschte Brennraumform und die Gemischverteilung ermöglicht wird	Massenkräfte, Kurbeltrieb, Brennraumform, Verbrennungsqualität, Leistung, Emissionen	höhere therm. Belastung, keine isolierenden Ablagerungen	
Pleuel	x			keine	-	-	
Kurbelwellen-lager	x			keine	-	-	
Pleuellager	x			keine	-	-	
Ausgleichswelle	x			Beim TGDI nicht vorhanden , wird beim Sauger auch nicht nötig sein	-	-	
Schwungrad	x			keine	-	-	
Zylinderkopf:							
Zylinderkopf Grundform			x	möglichst unverändert lassen, ev. Einlassseite an PFI Anforderungen anpassen. Bearbeitung von HD- Pumpenflansch und DI Injektoren entfallen.	gesamten Steuertrieb, gesamter Ventiltrieb Anschlussebene für Ansaug- und Abgassystem,....	-	
Einlasskanäle		x		Anpassen an Saugmotor Anforderungen. Bearbeitung oder gesamten Sandkern ändern, Flanschgeometrie anpassen	Ladungsbewegung, Durchflusskennzahl, Liefergrad, Verbrennungsqualität, Zylinderkopflayout, Emissionen	chemisch aggressiver	

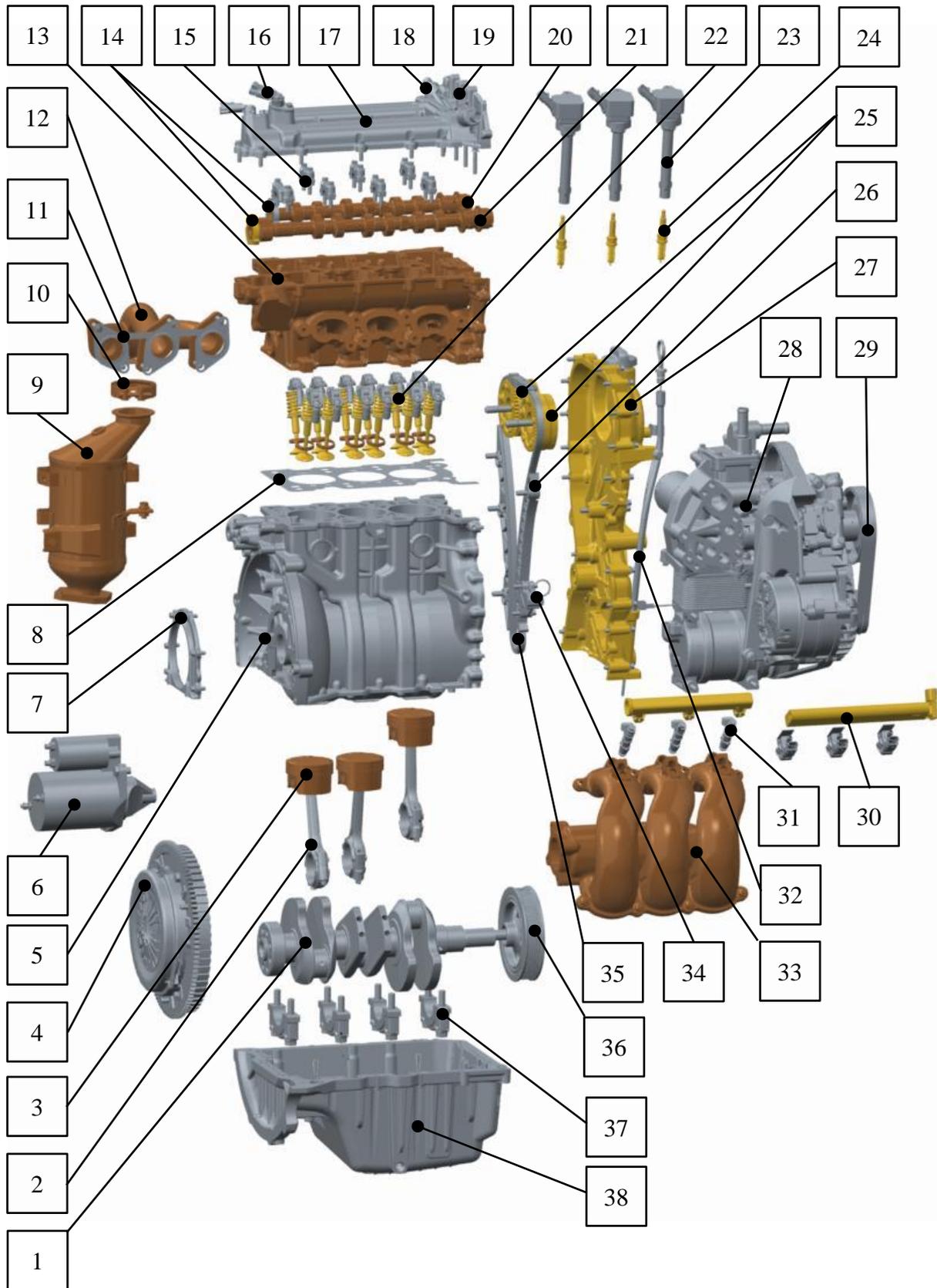
Auslasskanäle			x	Anpassen an Saugmotor Anforderungen. Bearbeitung oder gesamten Sandkern ändern, Flanschgeometrie anpassen	Abgasgegendruck, Ladungswechselqualität, Zylinderkopflayout, Emissionen, Leistung	chemisch aggressiver
Brennraum-mulde			x	Bearbeitung oder Gussform (Einsatz für Brennraumkalotte) ändern, Einfügen von Quetschflächen für Ladungsbewegung und Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses	Verbrennungsqualität, Verdichtungsverhältnis, Kolbenform, Kanaldesign, Leistung, Klopfverhalten, Emissionen	höhere therm. Belastung
DI - Einspritzdüsen-Aufnahme/ Durchtritt		x		keine Bearbeitung nötig oder entfällt komplett durch Änderung der Brennraumkalotte und der Einlassseite des ZK.	Brennraumform, Zylinderkopflayout	-
Ölversorgungs-kanäle ZK			x	Verschluss von einzelnen Linien z.B. zu HD Pumpe	Leistung Ölpumpe	-
Wasserkanäle			x	Wasserkern sollte möglichst unverändert bleiben	Wärmeabfuhr, Zylinderkopflayout	-
Zündkerzen-position	x			keine	-	-
Zylinderkopf-dichtung	x			keine	-	chemisch aggressiver
Zylinderkopf-deckel			x	Abhängig von Änderungen am Zylinderkopflayout	-	-
Ventiltrieb:						
Nockenwelle			x	Änderung der Nockenform um Steuerzeiten anzupassen. Bei PFI kein Pumpnocken für die HD Pumpe erforderlich . Entweder die NW kürzen oder gleich lang lassen wegen NW Sensorposition	ZK, Steuertrieb, Ventilposition und -länge, Ventildfedern, ZK Layout (Wasser- und Ölkanäle, Abmessungen), Kanaldesign, Steuerzeiten, Leistung, Emissionen	-
Schlepphebel	x			keine	-	-
hydraulischer Ventilspielausgleich	x			keine	-	-
Ventildfedern			x	wahrscheinlich Übernahme aus T-GDI Konzept	Ventilerhebung, Verschleiß an Ventil und VSR	-
Ventile			x	Am Auslass ist wahrscheinlich kein natriumgefülltes Ventil mehr notwendig (geringere Temp.), Ventilwinkel prüfen	Ventilsitzring, Schlepphebel, Ventildfeder, NW, Verschleiß	höhere VB-Temp. und chem. Aggressiver, erhöhter Verschleiß wegen fehlender Schmierung
Ventilhub			x	wenn möglich gleich behalten	Ladungswechsel, Ventiltaschen im Kolben, NW	-
Ventilführung			x	ev. Kürzung nötig wegen neuer Kanalform	Ventile, Kanaldesign	-
Ventilwinkel	x			keine	-	-
Ventildurch-messer	x			keine	-	-

Ventilsitzring			x	An neue Kanalgeometrie anpassen, Überarbeitung Sitzwinkel und Material (CNG Betrieb andere Ventile??)	Ventile, Kanaldesign, Kontrollschnitt, Verschleiß des Ventils	höhere VB-Temp. und chem. Aggressiver, erhöhter Verschleiß wegen fehlender Schmierung
Nockenwellenlagerung			x	Möglichst unverändert lassen. Entweder gleich lassen, oder letzte Lagerstelle an Einlass-NW entfällt weil Pumpennocken nicht mehr nötig ist	Reibung, Schwingungsverhalten der NW	-
Nockenwellen-sensor			x	entweder an gleicher Position, oder bei gekürzter NW an andere Position verschieben	Form ZK-Abdeckung	-
Nockenwellen-versteller			x	Verstellungsbereich prüfen	Verbrennungsqualität	-
OCV's NW-Versteller	x			keine		-
Ansaugsystem						
Flanschebene			x	wenn möglich gleich behalten, ev. Bearbeitung ändern um anderen Kanaleintrittswinkel zu realisieren	-	-
Ansaugrohr		x		Länge, Querschnitt anpassen, Package im Motorraum	Liefergrad, Resonanzeffekt, Leistung, Gemischbildung, NVH Verhalten	Aufnahmen für CNG Injektor vorsehen
Sammler		x		Volumen anpassen, Package im Motorraum	Liefergrad, Resonanzeffekt, Leistung, Gemischbildung, NVH Verhalten	-
Injektorposition Benzin		x		Position im Zylinderkopf oder Saugrohr	Gemischbildung, Verbrennungsqualität, Leistung, Emissionen	-
Injektorposition CNG		x		Position	Gemischbildung, Verbrennungsqualität, Leistung, Emissionen	-
Luftfilter			x	wenn packagemäßig möglich übernehmen	NVH Verhalten, Liefergrad, Leistung, Druckverlust im Einlasstrakt	-
Drosselklappe	x			keine		-
Abgaskrümmen						
Flanschebene	x			nicht ändern	-	-
Krümmen		x		Länge, Querschnitt anpassen, Resonanzauslegung nicht möglich weil motornaher KAT erforderlich	Emissionen, Leistung	chem. aggressiveres Abgas
Turbolader		x		entfällt	Leistung, Abgastrakt	-
Katalysator		x		motornaher Anordnung bleibt erhalten, wenn möglich gleiche Anschraubpositionen und Brackets verwenden, nur Einlaufrichter anpassen, ev. kleineres Volumen ausreichend, spezielles katalytisches Material wegen CNG	Emissionen, Abgasgedruck	ev. andere reaktive Beschichtung nötig
Steuertrieb						
Steuerkette mit Spanner			x	ev. Anpassen wenn sich NW-KW Abstand ändert	-	-

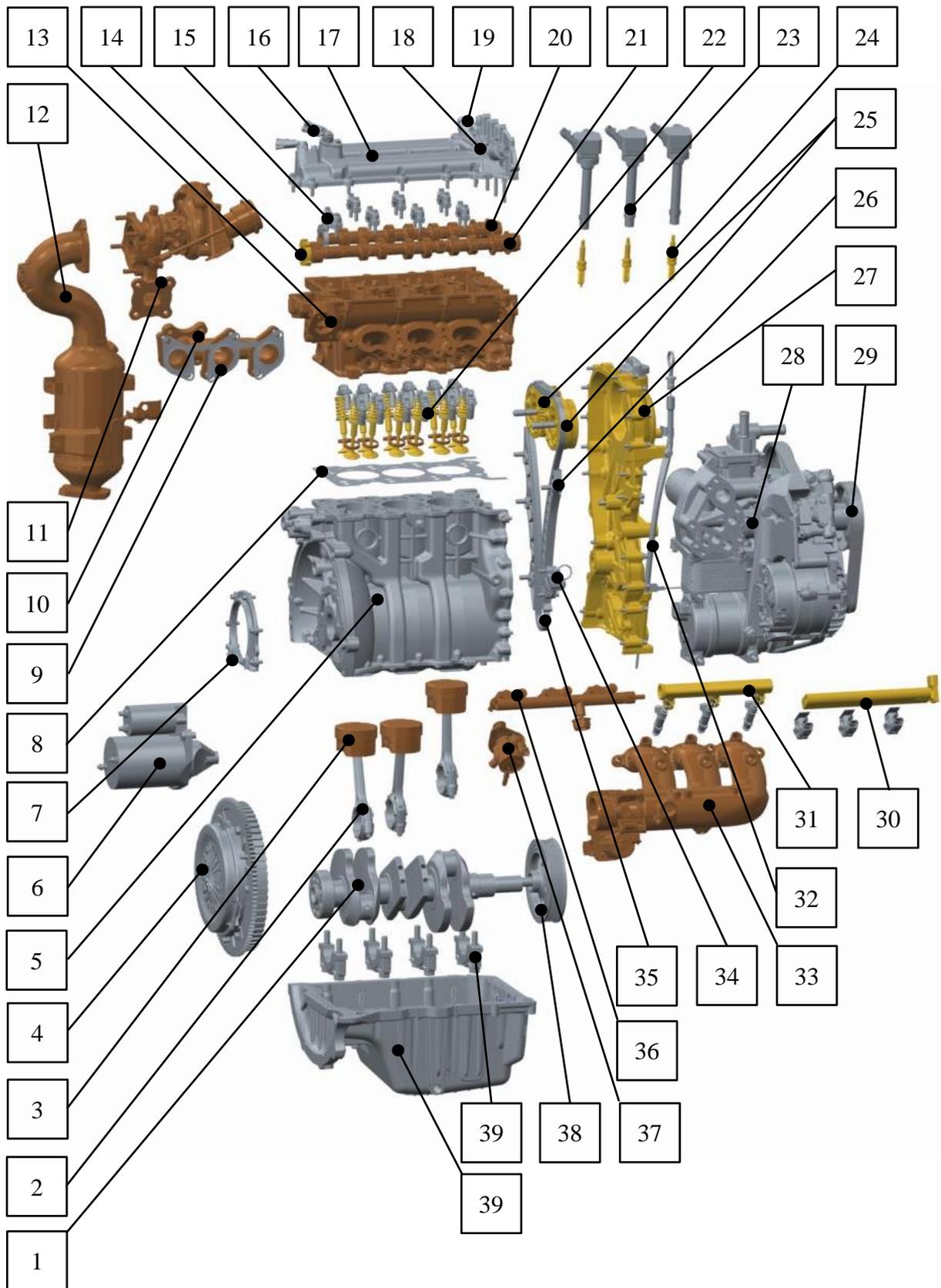
Kettentrieabdeckung			x	ev. Anpassen wenn sich Zylinderkopflayout ändert	-	-
Ölwanne	x			keine	-	-
Ölfilter	x			keine	-	-
Ölkühler	x			keine	-	-
Kurbelgehäuse-entlüftung	x			keine	-	-
Kraftstoffsystem						
KS-Pumpe Benzin			x	geforderte Fördermenge und Druck prüfen	Injektorwahl, Gemischbildung, Verbrennung	-
HD-KS Pumpe Benzin		x		nicht mehr benötigt	NW, Steuertrieb, Pumpenmocken, HD-Leitung, Ölversorgung, ZK	-
KS-Rail CNG			x	ev. neu wegen anderen Ansaugrohr	Packagebedarf	
KS- Rail Benzin			x	ev. neu wegen anderen Ansaugrohr	Packagebedarf	
KS- Rail HD		x		entfällt	Packagebedarf	
Injektoren Benzin	x			ähnliche Anforderungen wie T-PFI		
Injektoren CNG	x			ähnliche Anforderungen wie T-PFI		
Nebenaggregate						
Generator	x			keine		-
Klimakompressor			x	bei Bedarf		-
Wasserpumpe	x			keine		-
Ölpumpe			x	weniger Bedarf weil Ölversorgung zum Turbolader und zur HD Pumpe entfällt	Leistungsaufnahme höher als nötig, dadurch geringfügig geringerer Wirkungsgrad	-
Riemen	x			keine		-
Starter	x			keine		-
Torsions-schwingungs-dämpfer	x			keine		-

A3) Analyse der Übernahmekomponenten Bilder

➤ **PFI:**



➤ **T-GDI:**



Komponenten des PFI Konzeptes	Komponenten des T-GDI Konzeptes
1) Kurbelwelle	1) Kurbelwelle
2) Pleuel	2) Pleuel
3) Kolben	3) Kolben
4) Schwungrad	4) Schwungrad
5) Kurbelgehäuse	5) Kurbelgehäuse
6) Starter	6) Starter
7) Dichtungsringträger	7) Dichtungsringträger
8) Zylinderkopfdichtung	8) Zylinderkopfdichtung
9) Katalysator	9) Abgasflanschdichtung
10) V-Band Schelle	10) Abgaskrümmen
11) Abgasflanschdichtung	11) Turbolader
12) Abgaskrümmen	12) Katalysator
13) Zylinderkopf PFI	13) Zylinderkopf T-GDI
14) Triggerrad für Nockenwellensensor	14) Triggerrad für Nockenwellensensor
15) Nockenwellenlagerböcke	15) Nockenwellenlagerböcke
16) Nockenwellensensor	16) Nockenwellensensor
17) Nockenwellendecken	17) Nockenwellendeckel
18) VVT- Brücke	18) VVT- Brücke
19) OCV für Nockenwellenversteller	19) OCV für Nockenwellenversteller
20) Auslassnockenwelle	20) Auslassnockenwelle
21) Einlassnockenwelle	21) Einlassnockenwelle
22) Ventiltrieb mit HLAs, Schleppebel, Ventilfeder, Ventildführung, Ventilsitzring und Ventil	22) Ventiltrieb mit HLAs, Schleppebel, Ventilfeder, Ventildführung, Ventilsitzring und Ventil
23) Zündspule	23) Zündspule
24) Zündkerze	24) Zündkerze
25) Nockenwellensteller für Einlass und Auslassnockenwelle	25) Nockenwellensteller für Einlass und Auslassnockenwelle
26) Kettenführung	26) Kettenführung
27) Steuertriebdeckel	27) Steuertriebdeckel
28) Nebenaggregate (Wasserpumpe, Generator, Ölkühler, Klimakompressor,...)	28) Nebenaggregate (Wasserpumpe, Generator, Ölkühler, Klimakompressor,...)
29) Riementrieb für Nebenaggregate	29) Riementrieb für Nebenaggregate
30) Fuelrail mit Injektoren für CNG	30) Fuelrail mit Injektoren für CNG
31) Fuelrail mit Injektoren PFI Benzin	31) Fuelrail mit Injektoren für Benzin
32) Ölmesstab	32) Ölmesstab
33) Ansaugrohr	33) Ansaugrohr
34) Kettenspanner	34) Kettenspanner
35) Steuertriebkette	35) Steuertriebkette
36) Riemenscheibe (Nebenaggr.)	36) Fuelrail mit DI Injektoren für Benzin
37) Kurbelwellenlagerböcke	37) HD- Kraftstoffversorgung
38) Ölwanne	38) Riemenscheibe (Nebenaggr.)
	39) Kurbelwellenlagerböcke
	40) Ölwanne

