

Masterarbeit

Konstruktion und Auslegung eines Ansaugplenums für einen 3- Zylindermotor eines Freizeitfahrzeuges

Verfasser

Michael Sauer, BSc

**Eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen
und Thermodynamik der Technischen Universität Graz**

Vorstand: Univ.-Prof. DI Dr. Helmut Eichlseder

Betreuer:

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Kirchberger

Externer Betreuer:

Dipl.-Ing. Markus Hochmayr (BRP- Powertrain)

Graz, 10.12.2014



Vorwort

Folgenden Personen möchte ich meinen Dank aussprechen, da sie mich bei dieser Arbeit unterstützt haben bzw. mir zur Seite gestanden sind:

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Kirchberger, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (TU Graz) für die wissenschaftliche Betreuung der Masterarbeit,

Dipl.-Ing. Markus Hochmayr der Firma BRP-Powertrain, der die Betreuung in der Firma übernahm und mich organisatorisch unterstützte,

Dipl.-Ing. Stefan Leiber der Firma BRP-Powertrain, der mein fachlicher Ansprechpartner war und mir mit seinem know how eine sehr große Hilfe war,

etliche weitere Mitarbeiter der Firma BRP-Powertrain, die mich fachlich unterstützt haben und ohne die diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre,

meinen Eltern, die mich das ganze Studium über finanziell und moralisch unterstützt haben,

meinen Freunden, die mir zu willkommener Ablenkung verhalfen

und schließlich meiner Freundin Julia, die mich die letzten Monate immer wieder aufgemuntert und unterstützt hat.

Inhaltsverzeichnis

VORWORT	III
FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	VII
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	IX
ZUSAMMENFASSUNG	X
ABSTRACT	XI
1 EINLEITUNG	1
2 TECHNISCHE GRUNDLAGEN	2
2.1 IDEALES GASVERHALTEN	2
2.2 AKUSTISCHE EFFEKTE	2
2.2.1 Ausbreitung von Schallwellen	2
2.2.2 Akustisch wirksame Längen	3
2.2.3 Reflexion von Druckwellen am offenem Ende	4
2.3 MOTORORDNUNGEN	4
2.4 TOTALDRUCK	5
2.5 BEGRIFFSBESTIMMUNG PLENUM	5
2.6 ANSAUGTRAKT NICHT AUFGELEADENER MOTOR	6
2.7 EINLASSSYSTEM ABGASTURBOGELADENER MOTOR	7
3 ANFORDERUNGEN EINLASSSYSTEM	8
3.1 STRÖMUNGSTECHNISCHE ANFORDERUNGEN	8
3.1.1 Gleichverteilung	8
3.1.2 Optimale Füllung	8
3.1.3 Instationärverhalten	9
3.1.4 Sounddesign	9
3.2 ZUSAMMENGEFASSTE ANFORDERUNGEN PLENUM	10
4 AUFLADUNG DURCH GASDYNAMISCHE EFFEKTE	11
4.1 SCHWINGROHRAUFLADUNG	11
4.1.1 Grundlagensimulation Schwingrohraufladung	13
4.1.2 Zusammenfassung Schwingrohraufladung.....	21
4.1.3 Schwingrohraufladung in der Praxis	22
4.2 RESONANZAUFLADUNG	23
5 PLATZANGEBOT IM FAHRZEUG	25
6 AUSLEGUNG EINLASSSYSTEM GESAMT	27
6.1 1D CFD (1. ITERATION)	27
6.1.1 Einfluss Runnerlänge	28
6.1.2 Unterschiedlich lange Runner.....	28
6.2 1 D CFD 2. ITERATION	29
6.2.1 Einfluss Plenumsvolumen.....	29
6.2.2 Einfluss des Resonanzrohres	30
6.2.3 Auswahl eines Resonanzrohres für dieses Packaging.....	32
7 STRÖMUNG IM PLENUM	34
7.1 AUFTEILUNG IN FUNKTIONSBEREICHE.....	34
7.2 DRUCKWELLEN IM PLENUM	35
7.2.1 Auswirkung von Wandreflexionen auf Schwingrohraufladung	35
7.2.2 Ausbreitung von Druckwellen im Plenum	36
7.3 REFLEXIONEN DER DRUCKWELLEN IM PLENUM	39
7.3.1 Ebene Wand normal zur Runneröffnung	39
7.3.2 Ebene Wand schräg zur Runneröffnung.....	39
7.3.3 Rippen	40
7.4 RIPPEN IN DER RUNNEREBENE.....	41

7.5	EINSTRÖMEN IN RUNNER.....	42
7.6	STRÖMUNGSVERTEILUNG IM PLENUM	44
7.6.1	<i>Einströmen über Diffusor.....</i>	45
7.6.2	<i>Einströmen über Freistrah.....</i>	48
7.6.3	<i>Strömungsdiffusion mit Wandkontakt.....</i>	49
7.6.4	<i>Strömungsaufteilung über Strömungswiderstand.....</i>	50
7.7	GESTALTUNGSBEISPIELE DES PLENUMS	51
7.7.1	<i>Strömungseinlass in Runnerebene.....</i>	51
7.7.2	<i>Einströmrichtung.....</i>	52
7.7.3	<i>Seitliches Einströmen in versetzter Ebene.....</i>	52
7.7.4	<i>Konzept Strömungsaufprallfläche</i>	53
8	SIMULATION DER STRÖMUNG IM PLENUM.....	55
8.1	SIMULIERTE MODELLE	55
8.1.1	<i>Variante 1a.....</i>	56
8.1.2	<i>Variante 1b.....</i>	57
8.1.3	<i>Variante 1c.....</i>	58
8.1.4	<i>Variante 2.....</i>	59
8.2	VERGLEICH 1D/3D-KOPPELUNGSRECHNUNG MIT REINER 1D- CFD	60
8.3	VERGLEICHE DER EINZELNEN VARIANTEN	60
8.4	ANALYSE DER LEISTUNG.....	61
8.5	ANALYSE DER GLEICHVERTEILUNG	62
8.6	ANALYSE UND VISUALISIERUNG DER STRÖMUNG IM PLENUM	63
8.6.1	<i>Strömungsvorgänge im Runner.....</i>	63
8.6.2	<i>Einströmen in die Runner.....</i>	65
8.6.3	<i>Druckwellen im Plenum</i>	71
8.6.4	<i>Ausbreitung von Druckwellen aus dem Runner</i>	75
8.7	ZUSAMMENFASSUNG DER STRÖMUNGSTECHNIK IM PLENUM	77
9	FERTIGUNGSTECHNIK.....	79
9.1	KUNSTSTOFFE	79
9.1.1	<i>Polyamid (PA).....</i>	79
1.1.1	<i>Polypropylen (PP).....</i>	80
9.1.2	<i>Glasfaserverstärkte Kunststoffe</i>	80
9.2	FERTIGEN VON KUNSTSTOFFTEILEN	80
9.2.1	<i>Spanende Bearbeitung Kunststoff.....</i>	80
9.2.2	<i>Rotationsformen</i>	80
9.2.3	<i>Blasformen</i>	81
9.2.4	<i>Spritzgießen.....</i>	81
9.2.5	<i>Gewinde in Kunststoffteilen</i>	84
9.2.6	<i>Schweißen.....</i>	85
9.3	LIEFERZEITEN WERKZEUG	87
10	PLENUMSFESTIGKEIT.....	88
10.1	SCHWEIßNAHTFESTIGKEIT	88
11	AKUSTIK DES PLENUMS	89
11.1	VON PLENUM- OBERFLÄCHE ABGESTRAHLTES GERÄUSCH	90
11.1.1	<i>Entkoppelung der Zylinderkopfschwingung</i>	90
11.1.2	<i>Plenumsschwingung reduzieren</i>	93
11.2	ANSAUGGERÄUSCH	93
11.2.1	<i>Motorordnungen im Mehrzylinderomotor.....</i>	94
12	MONTAGE DES PLENUMS.....	95
12.1	MONTAGE AM ZYLINDERKOPF.....	96
12.1.1	<i>Festes Anschrauben am Zylinderkopf.....</i>	96
12.1.2	<i>Montage am Zylinderkopf mit Entkoppelung</i>	97
12.1.3	<i>Kanalgestaltung im Übergang Plenum - Zylinderkopf.....</i>	98
13	LASTENHEFT	99
13.1	FAHRZEUGSEITIGE UMGEBUNGSBEDINGUNGEN	99
13.2	AUFTRETENDE BELASTUNGEN IM PLENUM.....	99

14	ERGEBNISSE	100
15	AUSBLICK	101
	LITERATUR.....	102

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

A	m^2	Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche
c	m/s	Schallgeschwindigkeit
d	m	Durchmesser
D_{entk}	-	Dämpfungsgrad der Entkoppelung
f	s^{-1}	Frequenz
F	N	Kraft
f_M	s^{-1}	Motordrehfrequenz
f_{AS}	s^{-1}	Arbeitsspielfrequenz
f_R	s^{-1}	Resonanzfrequenz
g	m/s^2	örtliche Fallbeschleunigung
H_G	MJ/m^3	Gemischheizwert
J_{12}	J/kg	Dissipationsenergie
L	m	Länge
ΔL	m	Längenunterschied
m	kg oder mol	Masse
m_{tat}	kg	Tatsächliche Ladungsmenge im Zylinder
$m_{theoret}$	kg	Theoretisch mögliche Ladungsmenge im Zylinder
n_M	min^{-1}	Motordrehzahl
p_t	N/mm^2	Totaldruck
p	bar, Pa	Druck
P	$(k)W$	Leistung
p_e	bar, Pa	effektiver Mitteldruck
R	$J/(kg \cdot K)$	spezifische Gaskonstante
T	K	thermodynamische Temperatur
V	m^3	Volumen
V_H	m^3	Resonanzfrequenz
$\Delta Var_{A,B}$	$\%$	Unterschied im Liefergrad der Variante A und B
w	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
x_{ZK}	m	Verschiebung Zylinderkopfanschluss
x_{PF}	m	Verschiebung Plenumsflansch

Griechische Formelzeichen

α_D	-	Winkeländerung der Schallausbreitung durch Strömung des Mediums
$\eta_e ; \eta_i$	-	effektiver; innerer Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent
λ_a	-	Luftaufwand
λ_1	-	Liefergrad
$\Delta \lambda_1$	-	Ungleichverteilung
ρ	kg/m^3	Dichte
ϑ_{Diff}	-	Öffnungswinkel des Diffusors
$\Delta \varphi_{Runner}$	-	Laufzeit in Kurbelwinkel einer Druckwelle für die doppelte Runnerlänge

$\Delta\varphi_{Runner}$	°	-	Laufzeit in Kurbelwinkel einer Druckwelle für die doppelte Runnerlänge in Grad
φ	°	KW	Kurbelwinkel
ω_M	s ⁻¹		Winkelgeschwindigkeit der Motorumdrehung
ω_R	s ⁻¹		Resonanzwinkelgeschwindigkeit

Operatoren und Bezeichnungen

Σ Summe

Weitere Indices und Abkürzungen

1D	eindimensional
3D	dreidimensional
CFD	numerische Simulation der Strömungsvorgänge (computational fluid dynamics)
EO	Auslassventil öffnet (exhaustvalve opens)
IC	Einlassventil schließt (intakevalve closes)
max	maximal
min	minimal
NA	Nicht aufgeladen (naturally aspirated)
TC	mittels Turbolader aufgeladen (turbo charged)
ZOT	Zünd Totpunkt

In Anlehnung an DIN 1304-1, DIN 1345, DIN 13 345 und ISO 80 0000-5
Abkürzungen sind in "Times New Roman" geschrieben,
Formelzeichen sind in „Cambria Math“ geschrieben

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.

Scharten, den 10. Dez 2014

Michael Sauer

Zusammenfassung

Die Leistung eines Viertaktmotors hängt sehr wesentlich von seinem Einlasssystem ab. Aus diesem Grund kommt vor allem bei Powersportanwendungen der Auslegung von diesem besondere Bedeutung zu.

In dieser Arbeit soll ein wesentlicher Teil des Einlasssystems, das Plenum für einen Dreizylinder- Reihenmotor konstruiert werden. Dieses soll sowohl für die Anwendung in mittels Turbolader aufgeladenen Motoren als auch in nicht aufgeladenen Motoren geeignet sein. Dies bringt aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen der beiden Varianten an das Plenum Schwierigkeiten mit sich.

Vor allem die gleichzeitige Forderung nach kleinem Volumen und guter Gleichverteilung (für die aufgeladene Variante wichtig) und einem hohen Liefergrad (für die nicht aufgeladene Variante notwendig) stellt eine große Herausforderung dar. Ein wesentlicher Teil dieser Arbeit beschäftigt sich damit, diese drei Parameter möglichst gut zu vereinen.

Dazu werden anfangs die theoretischen Grundlagen des Ladungswechsels erläutert. Aufbauend auf diesen wird das Einlasssystem mit Hilfe von 1D- CFD Simulationen ausgelegt, wobei auch die räumlichen Gegebenheiten des Fahrzeuges berücksichtigt werden.

Das Plenumsvolumen ist nach theoretischen Grundlagen gestaltet. Dabei entstanden drei neue Plenumsformen. Diese werden mittels 1D/3D- Koppelungsrechnung mit einer bereits bewährten Plenumsform verglichen.

In der Auswertung und Visualisierung dieser Simulationen werden die strömungstechnischen Vorgänge im Plenum erläutert und die theoretischen Überlegungen überprüft.

Darüber hinaus wird auch auf die fertigungstechnischen, akustischen, festigkeitsrelevanten und konstruktiven Aspekte eines Plenums eingegangen.

Zusammenfassend werden in dieser Arbeit die für die Funktion des Plenums relevanten Effekte erläutert. Die neu entwickelten Plenumsformen erreichen durchaus vergleichbar gute Ergebnisse wie das Referenzplenum.

Abstract

For power sports applications the maximum power output of an internal combustion engine is an important factor. To achieve a good performance, the intake system has to be well designed/constructed.

In this thesis the plenum, a very important component of such an intake system is constructed/designed for an inline three cylinder engine. Supercharged engines and not charged engines have a different set of requirements to the plenum. Finding a plenum which meets the requirements of both engine types as good as possible, is a very difficult task and a main topic of this thesis.

Considering the basics of load shifting, which are explained in the beginning, a intake system was designed with 1D- CFD simulations. The intake system is designed in respect of the geometry of the vehicle.

Different models of the plenums fluidic effects lead to new possible plenum- geometry designs.

Simulating the function of the new plenum designs and comparing them with a proven plenum design shows the advantages and disadvantages of the new designs.

The fluidic effects in the plenum are explained and compared with the theoretical models by visualization.

Also the strength, production and acoustics of plenums are explained in this thesis.

Concluding this thesis describes the function of a plenum. The new plenum- designs can provide similar good function as the reference plenum.

1 Einleitung

Die Leistung eines Vier- Taktmotors hängt sehr wesentlich von seinem Einlasssystem ab. Aus diesem Grund kommt vor allem bei Powersportanwendungen der Auslegung von diesem besondere Bedeutung zu.

In dieser Arbeit soll ein wesentlicher Teil des Einlasssystems, das Plenum für einen Dreizylinder- Reihenmotor konstruiert werden. Dieses soll sowohl für die Anwendung in mittels Turbolader aufgeladenen Motoren als auch in nicht aufgeladenen Motoren geeignet sein. Dies brachte aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen der beiden Varianten an das Plenum Schwierigkeiten mit sich.

Vor allem die gleichzeitige Forderung nach kleinem Volumen und guter Gleichverteilung (für die aufgeladene Variante wichtig) und einem hohen Liefergrad (für die nicht aufgeladene Variante notwendig) stellt eine große Herausforderung dar. Der wesentliche Teil dieser Arbeit beschäftigt sich damit, diese drei Parameter möglichst gut zu vereinen.

Dazu werden anfangs die theoretischen Grundlagen des Ladungswechsels erläutert (Kapitel 4, Seite 11). Aufbauend auf diesen wird das Einlasssystem mit Hilfe von 1D- CFD Simulationen ausgelegt (Kapitel 6, Seite 27), wobei auch die räumlichen Gegebenheiten des Fahrzeuges berücksichtigt werden (Kapitel 5, Seite 25).

Das Plenumsvolumen ist nach theoretischen Grundlagen gestaltet (Absatz 7, Seite 34). Dabei entstanden drei neue Plenumsformen. Diese werden mittels 1D/3D- Koppelungsrechnung mit einer bereits bewährten Plenumsform verglichen (Kapitel 8, Seite 55).

In der Auswertung und Visualisierung (Absatz 8.6, Seite 63) dieser Simulationen werden die strömungstechnischen Vorgänge im Plenum erläutert und die theoretischen Überlegungen überprüft.

Darüber hinaus wird auch auf die fertigungstechnischen (Kapitel 9, Seite 79), akustischen (Kapitel 11, Seite 89), festigkeitsrelevanten und konstruktiven Aspekte (Kapitel 12, Seite 95) eines Plenums eingegangen.

Zusammenfassend werden in dieser Arbeit die für die Funktion des Plenums relevanten Effekte erläutert. Die neu entwickelten Plenumsformen erreichten durchaus vergleichbar gute Ergebnisse wie das Referenzplenum.

2 Technische Grundlagen

Im diesem Kapitel werden einige für diese Arbeit notwendigen technische Grundlagen erläutert.

2.1 Ideales Gasverhalten

Beim idealisierten Zustand des idealen Gases werden die Wechselwirkungskräfte zwischen den Molekülen vernachlässigt. Dadurch kann das Gasverhalten mit Gleichung (2.1) beschrieben werden. Diese Gleichung gibt einen Zusammenhang von Dichte ρ , Druck p , Temperatur T und Gaskonstante R eines Gases an.

$$\frac{p}{\rho} = R * T \quad (2.1)$$

Diese Annahme gilt für Luft in dem betrachteten Temperaturbereich mit guter Näherung.

2.2 Akustische Effekte

Da akustische Effekte (die Wirkung von Druckwellen) beim Ladungswechsel eine sehr große Rolle spielen sollen diese hier kurz erläutert werden.

2.2.1 Ausbreitung von Schallwellen

In Gasen breiten sich Druckänderungen aufgrund gasdynamischer Effekte mit endlicher Geschwindigkeit aus. Für kleine Druckunterschiede und ideales Gasverhalten ergibt sich eine Ausbreitungsgeschwindigkeit relativ zum Medium, welche unabhängig von der Frequenz und der Amplitude ist. Diese Ausbreitungsgeschwindigkeit nennt man Schallgeschwindigkeit c . Diese ist nur von der Temperatur T , der Gaskonstante R und dem Isentropen Exponent κ abhängig (Gleichung(2.2)).

$$c = \sqrt{\kappa * R * T} \quad (2.2)$$

Für große Amplituden gilt diese unaghängige Ausbreitungsgeschwindigkeit nicht mehr, wodurch Druckwellen während ihrer Ausbreitung ihre Form verändern. So können sich beispielsweise Druckwellen aufsteilen.

Für kleine Amplituden kann von linearer Wellenausbreitung ausgegangen werden. So lassen sich unterschiedliche Druckwellen einfach überlagern.

Im Folgenden wird für die analytischen Betrachtungen von diesen Vereinfachungen ausgegangen.

Trifft eine Druckwelle auf eine Wand auf, so wird diese mit gleichem Vorzeichen reflektiert. Die reflektierte Druckwelle liegt mit der einfallenden Welle und dem Lot in einer Ebene, und der Einfallswinkel entspricht dem Ausfallswinkel. Jedoch treten bei Druckwellen zusätzliche

Effekte auf, wenn die Wellenlänge groß im Vergleich zur Geometrie ist. So tritt eine Druckwelle auch in den Schatten eines Objektes ein (Beugung).

Druckwellen breiten sich mit Schallgeschwindigkeit relativ zum Medium aus. Bewegt sich dieses Medium, so ergibt sich in Summe eine andere Ausbreitungsgeschwindigkeit und Ausbreitungsrichtung. Die scheinbare Schallgeschwindigkeit c_s ist die vektorielle Summe aus Mediums- Geschwindigkeit w und Schallgeschwindigkeit c (Abbildung 1).

Die maximale Winkelabweichung der Schallausbreitung α_D (Gleichung (2.3)) tritt auf, wenn die Strömungsgeschwindigkeit normal zur scheinbaren Schallgeschwindigkeit ist (Abbildung 1).

Durchläuft eine Druckwelle auf ihrem Weg unterschiedliche Mediums Geschwindigkeiten, so kann es zu einer Abweichung von der geradlinigen Ausbreitung kommen.

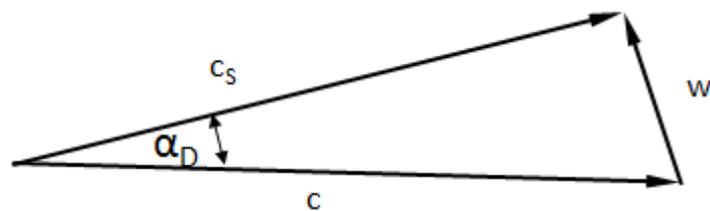


Abbildung 1: Winkeländerung der Schallausbreitung bei Strömungsgeschwindigkeit

$$\alpha_D = \arcsin\left(\frac{w}{c}\right) \quad (2.3)$$

Dieser Winkelfehler ist im Plenum aufgrund der niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten vernachlässigbar klein und es wird vereinfacht von einer geradlinigen Ausbreitung der Schallwellen ausgegangen.

2.2.2 Akustisch wirksame Längen

Der Weg den sich eine Druckwelle in einer gewissen Zeit fortbewegt ΔL ist proportional zu der zur Verfügung stehenden Zeit. Da diese wiederum umgekehrt proportional zur Motordrehzahl ist, folgt, dass der vom Schall zurückgelegte Weg umgekehrt proportional zur Motordrehzahl ist (Gleichung (2.4)).

$$\Delta L \sim \frac{1}{n_M} \quad (2.4)$$

Demzufolge wirken Längen für Druckwellen umgekehrt proportional zur Motordrehzahl. So wirkt beispielsweise eine Runnerlänge bei niedrigerer Drehzahl länger als dieselbe Länge bei hoher Drehzahl. Diese Ähnlichkeitsbeziehung ist bei der Analyse des Ladungswechsels sehr hilfreich.

2.2.3 Reflexion von Druckwellen am offenem Ende

Trifft eine vorlaufende Druckwelle p_V' in einem Rohr auf einen Querschnittsprung, so entsteht eine Druckwelle in die entgegengesetzte Richtung. Diese reflektierte Druckwelle (p_R'') hat das umgekehrte Vorzeichen wie die vorlaufende Druckwelle aus der sie entstanden ist. Ein Teil der vorlaufenden Druckwelle läuft in den anderen Querschnitt ein (p_V'') (im folgendem transmittierte Druckwelle genannt).

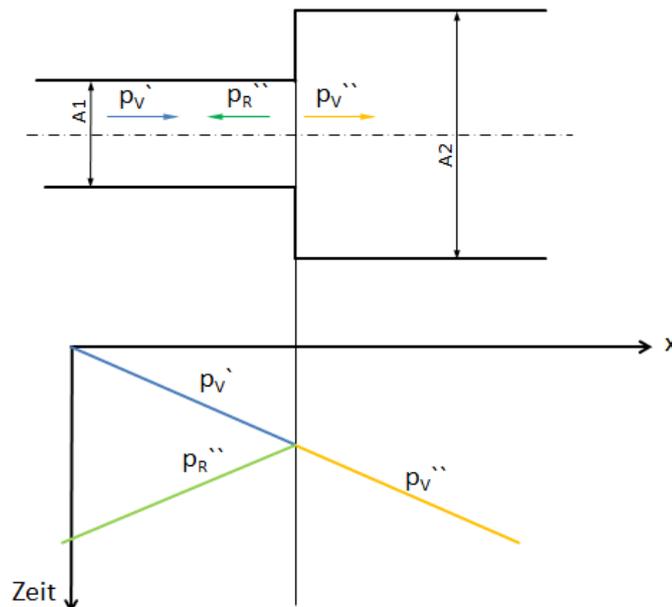


Abbildung 2: Reflexion Druckwelle am offenem Ende

2.3 Motorordnungen

Im stationären Motorbetrieb unterscheiden sich die einzelnen Arbeitszyklen eines Verbrennungsmotors nur unwesentlich. Somit ergibt sich beim Viertaktmotor ein sich alle zwei Motorumdrehungen wiederholender Zustand. Folglich wiederholen sich alle physikalischen Größen alle zwei Umdrehungen. Dies entspricht der Arbeitsspielfrequenz f_{AS} , welche wiederum die halbe Motordrehzahl f_M ist.

Unterzieht man solch ein periodisches Signal einer Fourier Analyse, so beinhaltet dieses nur Frequenzen mit einem ganzen Vielfachen dieser Arbeitsspielfrequenz. Diese Vielfachen nennt man Motorordnungen (Ord) mit der Frequenz f_{Ord} (Gleichung (2.5)).

$$f_{ord} = f_{AS} * Ord = \frac{f_M * Ord}{2} \quad (2.5)$$

Diese Ordnungen sind vor allem für die Akustik sehr relevant (siehe Kapitel 11.2, Seite 93).

Ist eine Ordnung ein ganzzahliges Vielfaches der Zylinderzahl, so handelt es sich um eine Hauptordnung. Diese nehmen vor allem beim symmetrischen Einlasssystem eine Sonderstellung ein.

2.4 Totaldruck

Der Totaldruck p_t ist jener Druck den ein Fluid bei isentroper Verzögerung auf den Ruhezustand einnimmt. Bei diesem addiert sich der statische Druck p mit dem dynamischen Druck (zusammengesetzt aus Strömungsgeschwindigkeit w und Dichte ρ) auf. Für den inkompressiblen Fall¹ berechnet sich dieser laut Gleichung (2.6) [1].

$$p_t = p + \frac{\rho}{2} * w^2 \quad (2.6) \quad [1]$$

Aus der reibungsbehafteten Bernulligleichung für den inkompressiblen Fall (Gleichung (2.7)) folgt bei Vernachlässigung der Höhenunterschiede ($z_1 - z_2 = 0$), dass die Differenz des Totaldrucks der beiden Zustände ein Maß für die Energiedissipation J_{12} ist.

Folglich ist der mittlere Totaldruckverlust zwischen zwei Punkten ein guter Kennwert für den mittleren Strömungswiderstand zwischen diesen.

$$p_1 + \frac{\rho}{2} * w_1^2 + \rho * g * z_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} * w_2^2 + \rho * g * z_2 + \rho * J_{12} \quad (2.7)$$

2.5 Begriffsbestimmung Plenum

Bei Mehrzylindermotoren gibt es bei der Anordnung der Drosselklappe zwei Möglichkeiten:

Man kann den Massenstrom erst nach der Drosselklappe auf die einzelnen Zylinder aufteilen (Abbildung 3). Solch eine Anordnung nennt man Plenum. Da sich das Plenumvolumen hinter der Drosselklappe befindet ergibt sich ein verschlechtertes Instationärverhalten (siehe Absatz 3.1.3, Seite 9).

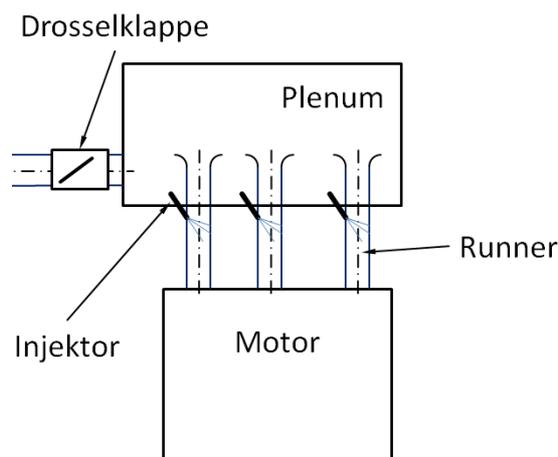


Abbildung 3: Prinzip Plenum

¹ Eine Strömung mit Strömungsgeschwindigkeiten unterhalb der 0,3-fachen Schallgeschwindigkeit verhält sich näherungsweise inkompressibel. [1]

Bei der anderen Möglichkeit befinden sich die Drosselklappen erst nach der Aufteilung des Massenstroms auf die einzelnen Zylinder (Abbildung 4). Solch eine Anordnung nennt man Airbox. Ihr Vorteil ist, dass sich nach der Drosselklappe nicht mehr viel Volumen befindet, wodurch das Instationärverhalten wesentlich besser ist. Jedoch fallen höhere Kosten an, da jeder Runner eine eigene Drosselklappe benötigt.

Aus Kostengründen wird für dieses Projekt ein Plenum verwendet.

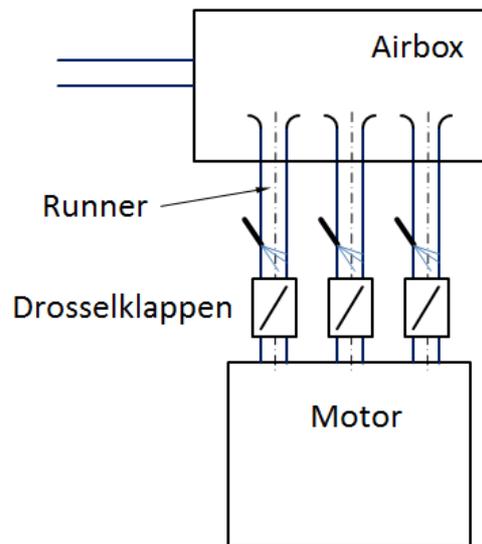


Abbildung 4: Prinzip Airbox

2.6 Ansaugtrakt nicht aufgeladener Motor

Beim nicht aufgeladenen Motor (im Folgenden mit NA (*naturally aspirated*) Motor bezeichnet) fließt das angesaugte Gemisch über den Ansaugschnorchel in den Luftfilter. Dessen Volumen verbessert das Instationärverhalten des Motors. Vom Luftfilter aus gelangt die Luft über das Resonanzrohr und die Drosselklappe in das Plenum. Aus dem Plenum wird die Luft über die Runner angesaugt und so den einzelnen Zylindern zugeführt (Abbildung 5). Der Kraftstoff wird mittels Injektoren in die Runner eingespritzt, wodurch sich das Verbrennungsgemisch bildet.

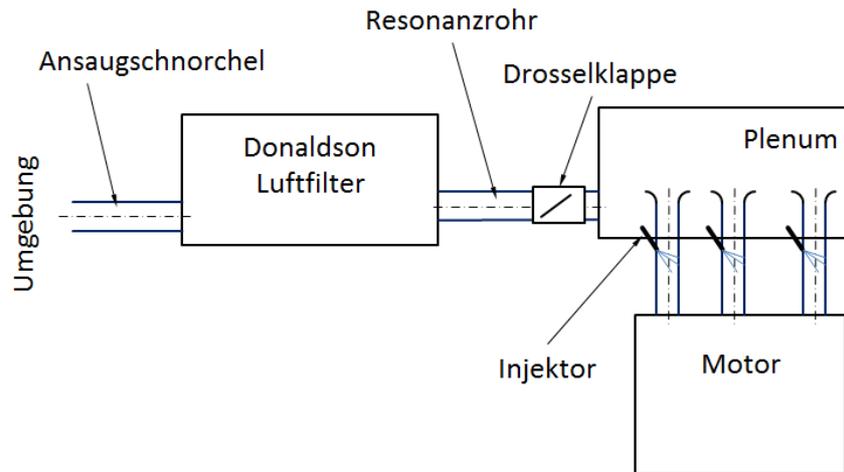


Abbildung 5: Einlasssystem NA Motor

2.7 Einlasssystem abgasturbogeladener Motor

Bei einem mittels Turbolader aufgeladenen Motor (im Folgenden mit TC (*turbo charged*) Motor bezeichnet) sieht das Einlasssystem ganz anders aus. Hier strömt die Luft durch Ansaugschnorchel und Luftfilter in den Verdichter des Turboladers, wo sie auf ein höheres Druckniveau gehoben wird. Dadurch steigt die Dichte des Gemischs und somit die maximale Leistung.

Die im Verdichter entstehende Temperaturerhöhung wird im nachfolgenden Ladeluftkühler wieder rückgekühlt. Dies steigert wiederum die Dichte der Luft und somit die Motorleistung. Des Weiteren reduziert diese Rückkühlung die Klopfgefahr und die thermische Belastung des Motors.

Nach diesem Ladeluftkühler strömt die Luft über die Drosselklappe ins Plenum. Ab hier unterscheidet sich das Einlasssystem prinzipiell nicht von jenem eines NA Motors.

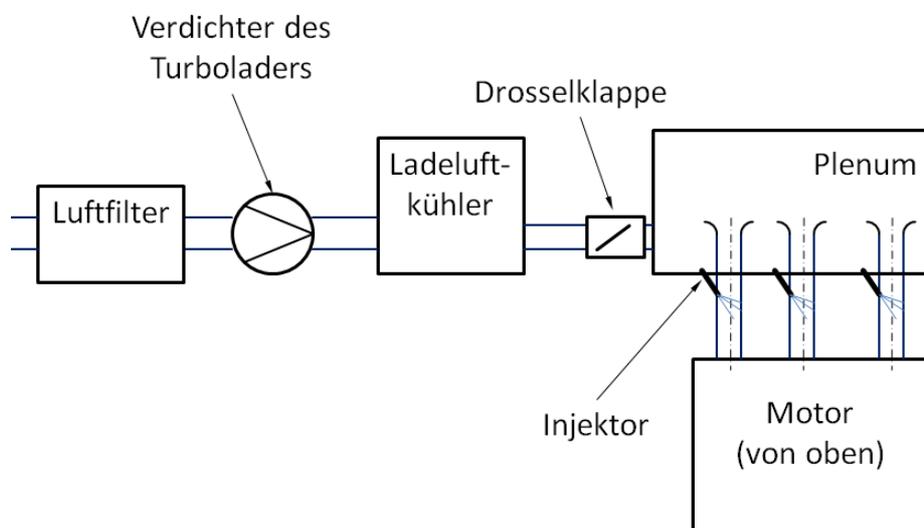


Abbildung 6: Einlasssystem TC Motor

3 Anforderungen Einlasssystem

Das Plenum soll sowohl im Einlasssystem eines NA als auch eines TC Motors verwendet werden können. Da es für eine Serienfertigung geplant ist, soll auch auf das Packaging und die Fertigbarkeit Rücksicht genommen werden.

3.1 Strömungstechnische Anforderungen

Besondere Schwierigkeit ergibt sich vor allem darin, die unterschiedlichen strömungstechnischen Anforderungen der NA und TC Varianten mit ein und demselben Plenum zu erfüllen.

3.1.1 Gleichverteilung

Bei einem Motor ist es erwünscht, dass die Zylinder beim Ladungswechsel annähernd gleich viel Frischladung bekommen. Die sich dadurch ergebenden gleichen Bedingungen in den Zylindern vereinfachen die Applikation des Motors. Darüber hinaus kann bei einer guten Gleichverteilung jeder Zylinder näher an seiner Klopfgrenze betrieben werden. Dies kommt daher, dass der Zylinder mit der besten Füllung am frühesten zu klopfen beginnt, wogegen die anderen Zylinder noch weit von dieser Klopfgrenze entfernt sein könnten. Daher ist die Gleichverteilung vor allem für Turbomotoren äußerst wichtig (diese nutzen die Klopfgrenze stärker aus). Bei Turbomotoren führt eine Ungleichverteilung zwischen den Zylindern zusätzlich für einen stärker schwankenden Abgasmassenstrom, wodurch sich Probleme bei der Auslegung des Turboladers ergeben. Ungleichverteilung erschwert auch die Auswahl der Injektoren, da sich dadurch die Spanne zwischen minimaler und maximaler Einspritzmenge vergrößert.

Zusammenfassend soll das Plenum in jedem Betriebspunkt dafür sorgen, dass jeder Zylinder möglichst gleich viel Frischladung erhält.

3.1.2 Optimale Füllung

Der Liefergrad λ_1 ist das Verhältnis der tatsächlich in den Zylinder gebrachten Ladungsmenge m_{tat} zur theoretisch möglichen $m_{theoret}$. Da die Motorleistung auch mit der Ladungsmenge steigt, ist ein hoher Liefergrad wünschenswert.

$$\lambda_1 = \frac{m_{tat}}{m_{theoret}} \quad (3.1)$$

Das Leistungstarget bei der NA Variante liegt sehr hoch und kann nur mit sehr hohem Liefergrad erreicht werden. Dazu ist ein sehr gut abgestimmtes Einlasssystem erforderlich. Aus diesem Grund muss das Plenum vor allem für diese Variante optimiert sein.

Beim TC Motor wird der Ladungswechsel ohnehin durch den Turbolader unterstützt. Somit muss der Liefergrad nicht so hoch sein. Eventuell schlechte Liefergrade lassen sich mittels erhöhtem Ladedruck kompensieren.

3.1.3 Instationärverhalten

Unter dem Instationärverhalten versteht man, wie schnell der Motor auf eine Änderung der Drosselklappenposition reagiert. Somit beeinflusst es das Fahrverhalten sehr maßgeblich und muss daher berücksichtigt werden.

Beim **Plenumsmotor** durchströmt die Luft nach der Drosselklappe noch das Plenum. Das Volumen des Plenums muss nach einem Lastwechsel erst gefüllt oder entleert werden, bevor sich der Druck in diesem ändert. Dadurch folgt die Motorleistung nicht direkt der Drosselklappenposition, wodurch das Fahrverhalten leidet.

Bei einer Airbox (Abbildung 4, Seite 6) befindet sich kein Volumen zwischen Drosselklappe und Zylinder, wodurch sich ein besseres Instationärverhalten ergibt.

Darüber hinaus bewirkt bei der TC Variante jedes Volumen zwischen Turboladerverdichter und Zylinder eine Trägheit beim Wechsel des Ladedrucks. Dies verschlechtert das Instationärverhalten zusätzlich. Grund für diese Trägheit ist, dass sich beispielsweise bei einem positiven Lastwechsel die Abgasenthalpie erhöht und so ein höherer Ladedruck fahrbar ist. Die Verdichterstufe des Turboladers muss nun für eine Druckänderung das gesamte durchflossene Volumen zwischen Verdichter und Zylinder auf höheres Druckniveau bringen. Mit steigendem Volumen dauert dies länger. Dieser Druckaufbau steigert wiederum den fahrbaren Ladedruck. In Summe ergibt sich durch jedes Volumen zwischen Verdichterstufe des Turboladers und Zylinder eine deutliche Verschlechterung des Instationärverhaltens. Folglich ist ein geringes Plenumsvolumen erstrebenswert.

Zusammenfassend soll das Plenumsvolumen für ein gutes Instationärverhalten möglichst gering sein.

3.1.4 Sounddesign

Für ein gut abgestimmtes Gesamtgeräusch des Fahrzeuges ist auch auf ein gutes Ansauggeräusch zu achten. Näheres zu diesem Thema findet sich im Absatz 11.2 (Seite 93).

3.2 Zusammengefasste Anforderungen Plenum

Um sowohl für die TC als auch die NA Variante geeignet zu sein soll das Plenum folgende Eigenschaften haben:

- Gutes Instationärverhalten
- Gutes Sounddesign (Ansauggeräusch bei NA Variante)
- Gleichverteilung zwischen den Zylindern (besonders bei TC Variante)
- Hoher Liefergrad (besonders für NA Anwendung)

Dies wird folgendermaßen umgesetzt:

Es wird versucht, das Plenumsvolumen möglichst klein zu halten. Das Plenum wird so ausgelegt, dass für die NA Variante das Leistungstarget erreichbar ist. In diesem Fall soll auch durch unterschiedliche Runnerlängen das Ansauggeräusch optimierbar sein. Für die TC Variante werden gleich lange, kurze Runner verwendet. In diesem Fall soll sich eine gute Gleichverteilung ergeben.

4 Aufladung durch gasdynamische Effekte

Um eine Leistungssteigerung zu erreichen wird vor allem bei NA Motoren versucht, einen möglichst hohen Liefergrad zu erreichen. Dafür ist unter anderem ein Einlasssystem mit geringem Strömungswiderstand notwendig. So kann beispielsweise eine starke Krümmung der Runner zu strömungstechnischen Verlusten führen, die die Motorleistung deutlich senken.

Es ist auch möglich durch optimale gasdynamische Auslegung die Zylinderfüllung zu erhöhen. Die hierbei für die Kompression der Ladung benötigte Energie (Abbildung 7, B) wird aus der Saugenergie gewonnen (Abbildung 7, A).

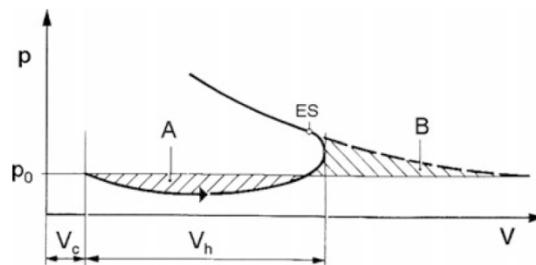


Abbildung 7: Wandlung der Saugarbeit des Kolbens (A) in Verdichtungsarbeit (B) [2]

4.1 Schwingrohraufladung

Bei der Schwingrohraufladung wird die Zylinderfüllung durch Ausnutzung der Ausbreitung von Druckwellen im Runner verbessert.

Die Druckwellen kommen dabei aus den Beschleunigungen der Ladung im Einlassventil. Diese breiten sich im Runner aus und beeinflussen die Zylinderfüllung. Am offenen Kanalende wird eine Druckwelle mit umgekehrten Vorzeichen reflektiert (siehe Absatz 2.2.3, Seite 4), am geschlossenen Ende hingegen mit gleichem Vorzeichen. Trifft eine Druckwelle auf ein offenes Einlassventil, so verlässt sie den Zylinder nach einiger Zeit wieder mit gleichem Vorzeichen.

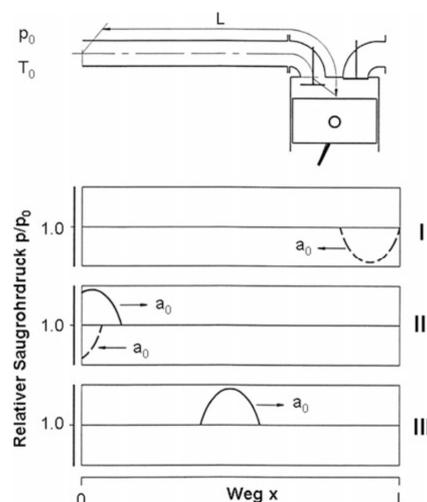


Abbildung 8: Ausbreitung Druckwellen bei Schwingrohraufladung [2]

Um eine optimale Füllung des Zylinders zu erreichen soll eine Überdruckwelle kurz vor dem Schließen des Einlassventils eintreffen und so noch etwas Ladung in den Zylinder drücken oder das Ausströmen reduzieren. Tritt eine Unterdruckwelle kurz vor dem Schließen des Ventils bei diesem ein, so wird die Füllung reduziert.

Die Zeit, bis eine Druckwelle vom Zylinder zum offenem Ende läuft und von dort (mit umgekehrtem Vorzeichen) wieder den Zylinder erreicht (t_{Runner}) ist die Laufzeit, welche die Druckwelle (Schallgeschwindigkeit c) für den Ausbreitungsweg der doppelten Kanallänge ($2*L$) benötigt (Gleichung (4.1)).

$$t_{Runner} = \frac{2 * L}{c} \quad (4.1) \quad [2]$$

In dieser Zeit dreht sich die Kurbelwelle um $\Delta\varphi_{Runner}$ weiter, da sich der Motor mit der Drehzahl n_M (entspricht der Winkelgeschwindigkeit ω_M) dreht.

$$\Delta\varphi_{Runner} = \omega_M * t_{Runner} \quad (4.2) \quad [2]$$

$$\omega_M = \frac{n_M * \pi}{30} \quad (4.3) \quad [2]$$

$$\Delta\varphi_{Runner} = \frac{2*L*\omega}{c} \quad [in \text{ RAD}] \quad (4.4) \quad [2]$$

$$\Delta\varphi_{Runner}^{\circ} = \frac{12*n_M*L}{c} \quad [in \text{ }^{\circ}KW] \quad (4.5) \quad [2]$$

Dieser Winkelversatz $\Delta\varphi_{Runner}$ ist ein sehr charakteristischer Wert für die Schwingrohraufladung. Für die unterschiedlichen Winkel ergeben sich unterschiedliche Liefergrade.

Um bei einer Drehzahl n_M das maximale Moment zu erhalten muss die Einlasskanallänge auf L_{opt} angepasst werden (Gleichung (4.6)).

$$L_{opt} = \frac{\Delta\varphi_{Runner}^{\circ opt} * c}{12 * n_M} \quad (4.6) \quad [2]$$

Der Liefergrad hängt neben dem Winkel $\Delta\varphi_{Runner}$ noch von weiteren Faktoren ab (z.B. Drehzahl, Kanaldurchmesser, ...). Auch die Einlasssteuerzeiten spielen eine große Rolle. So lässt sich mittels Einlassphasenschieber diese Charakteristik verändern, und so über das Drehzahlband ein besseres Moment erreichen.

Da die optimale Runnerlänge sehr stark von der Drehzahl abhängt bietet es sich an, diese der Drehzahl anzupassen. Dies wird in der Praxis relativ häufig in Form von Schaltsaugrohren oder variabler Saugrohrlänge gemacht.

4.1.1 Grundlagensimulation Schwingrohraufladung

Der Sachverhalt der Schwingrohraufladung soll nun mithilfe einer GT Powertrain Simulation² näher erläutert werden.

Um den Effekt der Schwingrohraufladung zu isolieren wurden folgende Vereinfachungen getroffen:

- Um Verfälschungen des Ergebnisses durch Gasdynamische Effekte im Abgassystem zu verhindern, mündet das Auslassventil direkt in die Umgebung.
- Es wurde bei gleichbleibender Drehzahl und Steuerzeiten die Kanallänge variiert. Der Kanal hatte hierbei einen konstanten Querschnitt.
- Die Steuerzeiten (IO = -15 und EC = 15) wurden so gewählt, dass keine Ventilüberschneidungen auftraten, da diese das Ergebnis verfälschen könnten.

Der sich ergebende Liefergrad ist aufgrund der Steuerzeiten und dem nicht vorhandenem Abgassystem relativ gering und nicht auf andere Anwendungen übertragbar! Jedoch sollten sich damit die bei der Schwingrohraufladung auftretenden Effekte erklären lassen.

Als Ergebnis ist der Liefergrad über $\Delta\varphi_{\text{Runner}}$ (Formel (4.5)) aufgetragen (Abbildung 9). Die Drehzahl ist dabei konstant auf 8500 1/min gehalten. Zur Erläuterung der physikalischen Effekte werden einige Lastpunkte genauer analysiert.

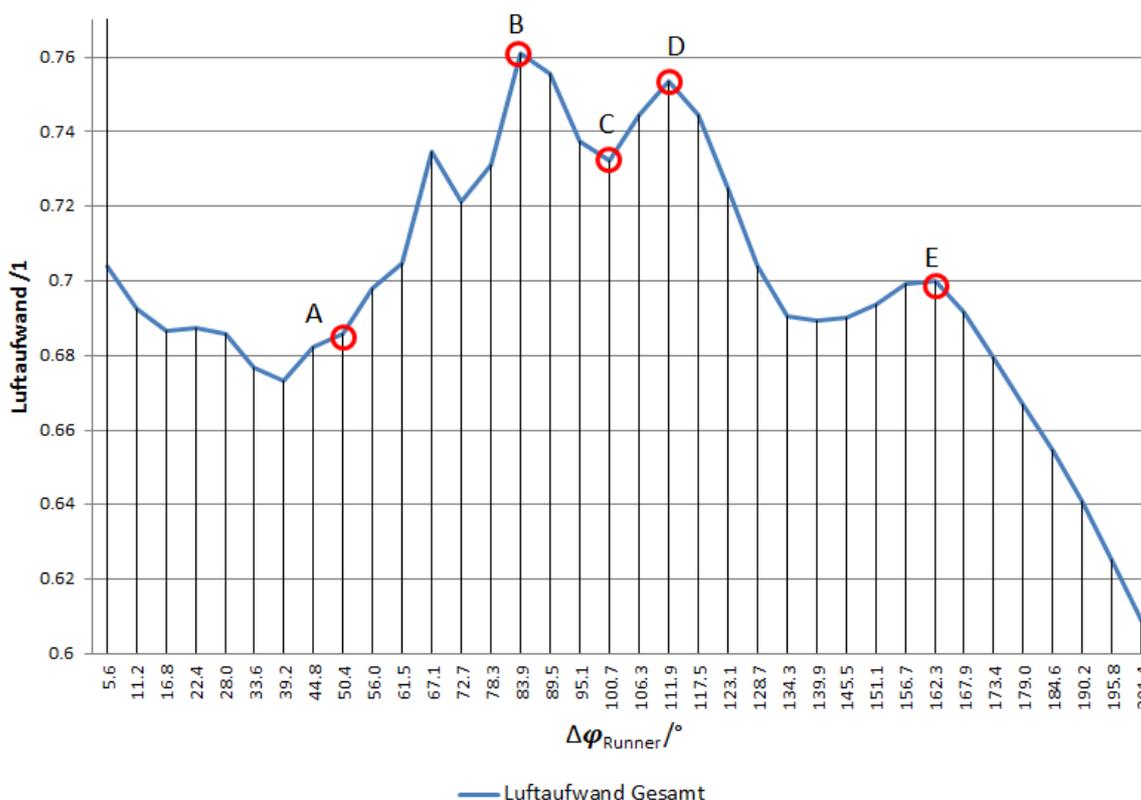


Abbildung 9: Liefergradverlauf über $\Delta\varphi_{\text{Runner}}$ bei 8500 1/min

² Diese Simulation wurde auf Anfrage von der Firma BRP Powertrain durchgeführt.

Dieser Liefergradverlauf setzt sich aus der Überlagerung zweier Effekte zusammen. Der Effekt, der durch die Ladungsbeschleunigung in den Zylinder zu Stande kommt (siehe Absatz 4.1.1.2, Seite 15) bewirkt einen Verlauf welcher sich über $\Delta\varphi_{\text{Runner}}$ relativ langsam ändert und große Amplitude hat (Abbildung 10, ROT). Dazu ist der Effekt der Ladungsverzögerung (siehe Absatz 4.1.1.3, Seite 18) überlagert, welcher mehrere Maxima und Minima hat (Abbildung 10, GRÜN). Aufgrund der Annahme der Superposition der Schallausbreitung (siehe Abschnitt 2.2.1, Seite 2) ist diese Aufspaltung des Gesamtverhaltens in mehrere einzelne Effekte zulässig.

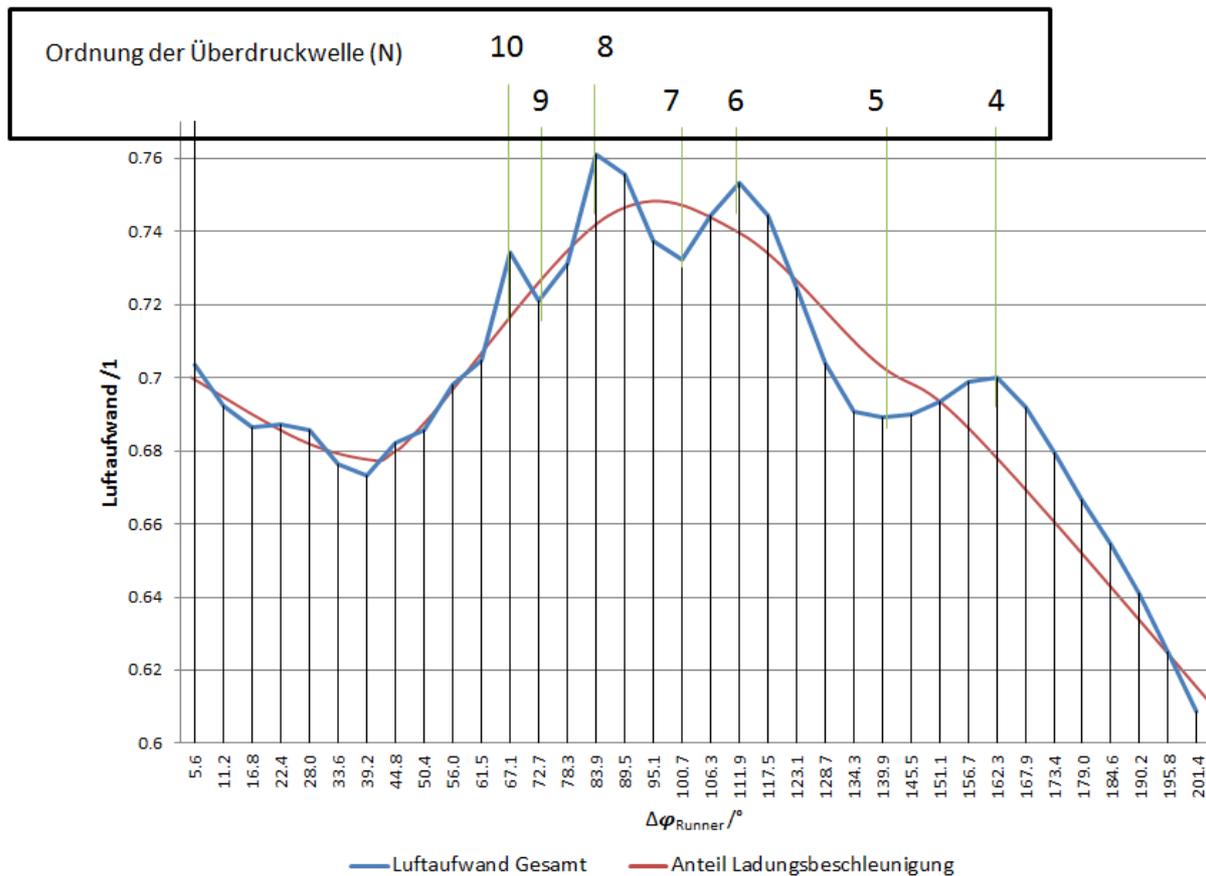


Abbildung 10: Aufteilung Schwingrohraufladung in Ladungsbeschleunigung und Verzögerung (8500 1/min)

4.1.1.1 Entstehung der Druckwellen im Runner

Die für die Schwingrohraufladung verantwortlichen Druckwellen entstehen durch eine Verzögerung/Beschleunigung der Luft im Einlassventil. Diese wird durch den sich ändernden Massenstrom in den Zylinder verursacht. Da sich der Massenstrom in den Zylinder nur bei offenem Ventil ändern kann (da er nur bei offenem Ventil existiert), ist für die Anregung nur die Phase mit offenem Einlassventil von Interesse!

Kurz nach dem Öffnen des Einlassventils kann es zu einem minimalen Rückströmen in den Zylinder kommen (Abbildung 11,1). Dieses hat jedoch aufgrund des kleinen Beitrags keine großen Auswirkungen. Danach steigt der Volumenstrom in den Zylinder stark an, was mit einem Unterdruck im Zylinder einhergehen muss (Abbildung 11,2). Am Ende des

Ansaugtaktes muss dieser Volumenstrom wieder abgebremst werden, was zu einer Überdruckwelle führt (Abbildung 11,3). Im Normalfall tritt am Ende des Ansaugtakts keine so ausgeprägte oder gar keine Rückströmung auf (Abbildung 11,4). In diesem Fall kommt dieses Rückströmen von den ungewöhnlichen Ventilsteuerzeiten.

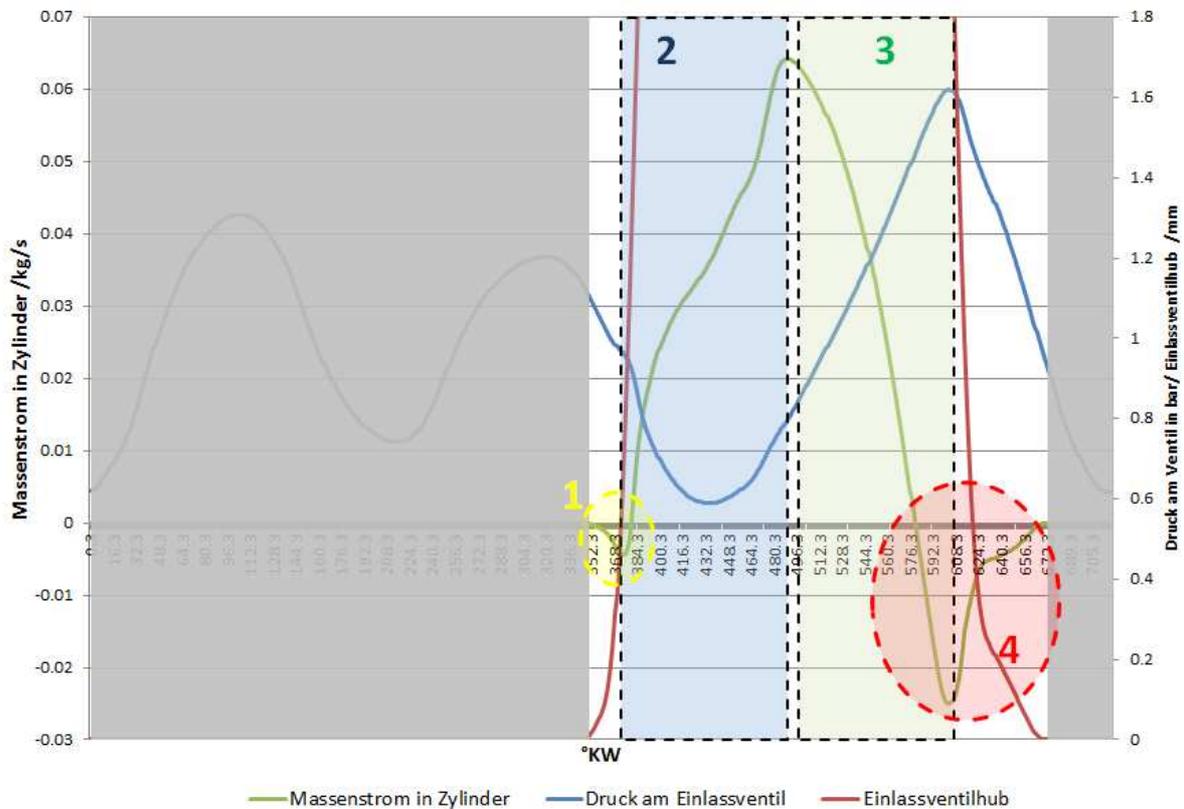


Abbildung 11: Entstehung Druckwellen im Ventilspalt

4.1.1.2 Wirkung der Ladungsbeschleunigung

Der bereits in Abbildung 10 vorweggenommene Einfluss der Beschleunigung der Ladung im Einlassventil auf den Liefergrad soll hier erläutert werden. Dafür reicht es aus, das System bei offenem Einlassventil zu betrachten.

Durch die Ladungsbeschleunigung nach dem Ventilöffnen entsteht eine Unterdruckwelle (Abbildung 12 bis Abbildung 15, 1). Diese läuft zum Ende des Runners, wo sie als Überdruckwelle reflektiert wird. Nach dem Winkel $\Delta\varphi_{\text{Runner}}$ erreicht diese das Einlassventil (Abbildung 12 bis Abbildung 15, 2). Diese Überdruckwelle wird wiederum aus dem Zylinder hinausreflektiert und erreicht nach Reflexion am offenem Ende den Zylinder als Unterdruckwelle (Abbildung 12 bis Abbildung 15, 3).

Erreicht nun kurz vor dem Ventilschluss eine Überdruckwelle das Einlassventil, so steigt der Liefergrad (Abbildung 12, Abbildung 13). Bei einer Unterdruckwelle kurz vor dem Ventilschluss sinkt jedoch der Liefergrad (Abbildung 15).

Jener Kurbelwinkelbereich in dem das Maximum einer Druckwelle liegen muss, um ein Maxima oder Minima im Liefergrad zu erzeugen, ist empirisch ermittelt worden (Abbildung 12 bis Abbildung 14, 4).

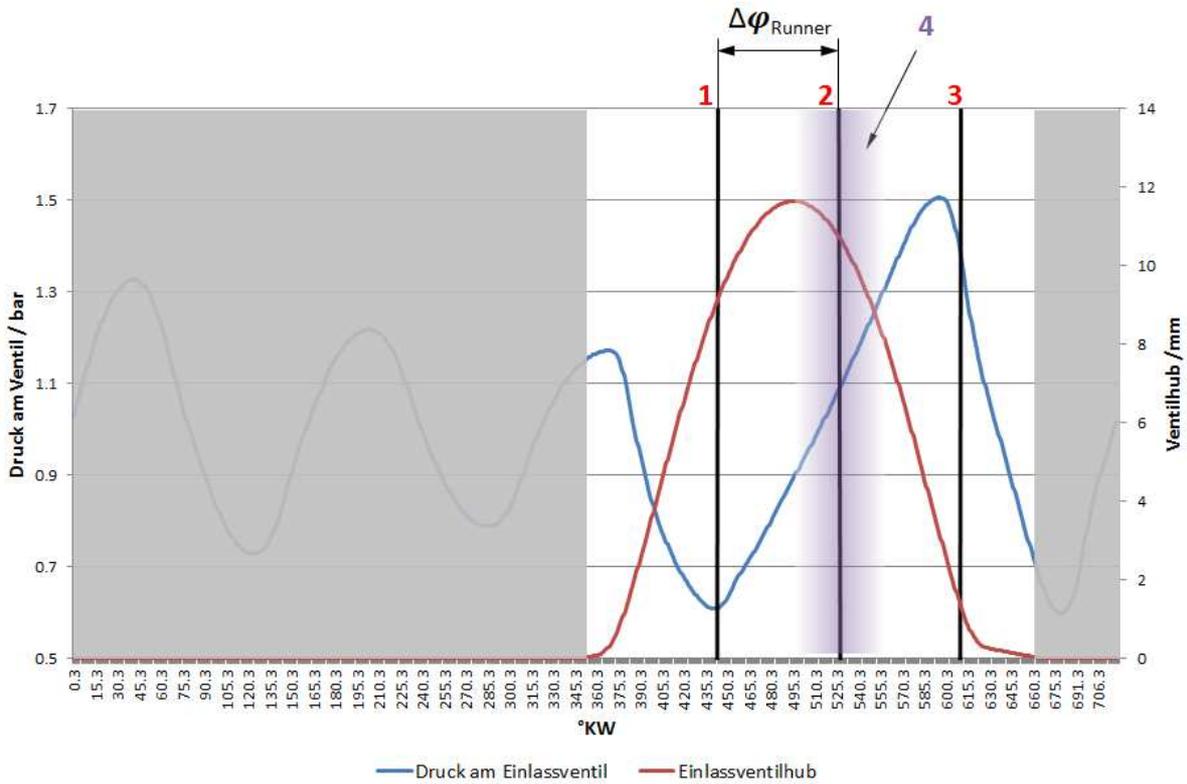


Abbildung 12: Ladungsbeschleunigung bewirkt eine Überdruckwelle im relevanten Kurbelwinkelbereich (Abbildung 9, B)

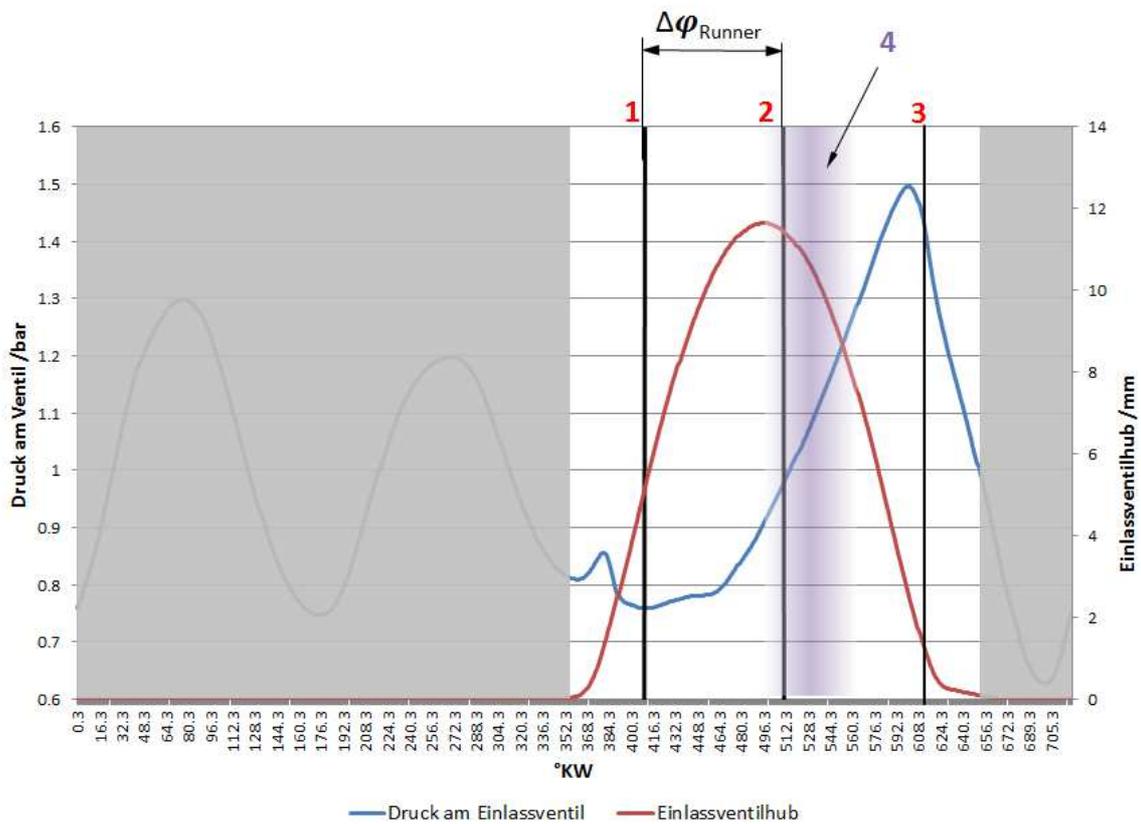


Abbildung 13: Ladungsbeschleunigung bewirkt eine Überdruckwelle im relevanten Kurbelwinkelbereich (Abbildung 9, C)

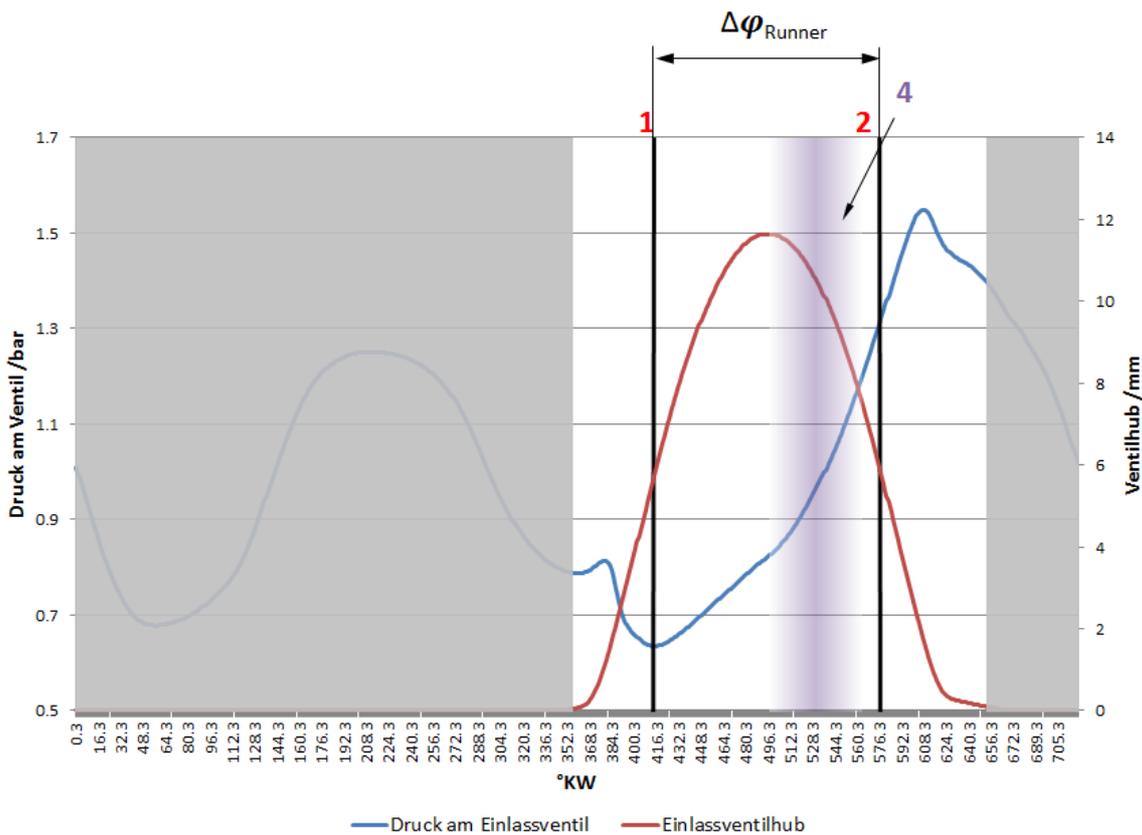


Abbildung 14: Ladungsbeschleunigung bewirkt eine zu spät kommende Überdruckwelle – ab diesem Punkt Absinken des Liefergrades (Abbildung 9, E)

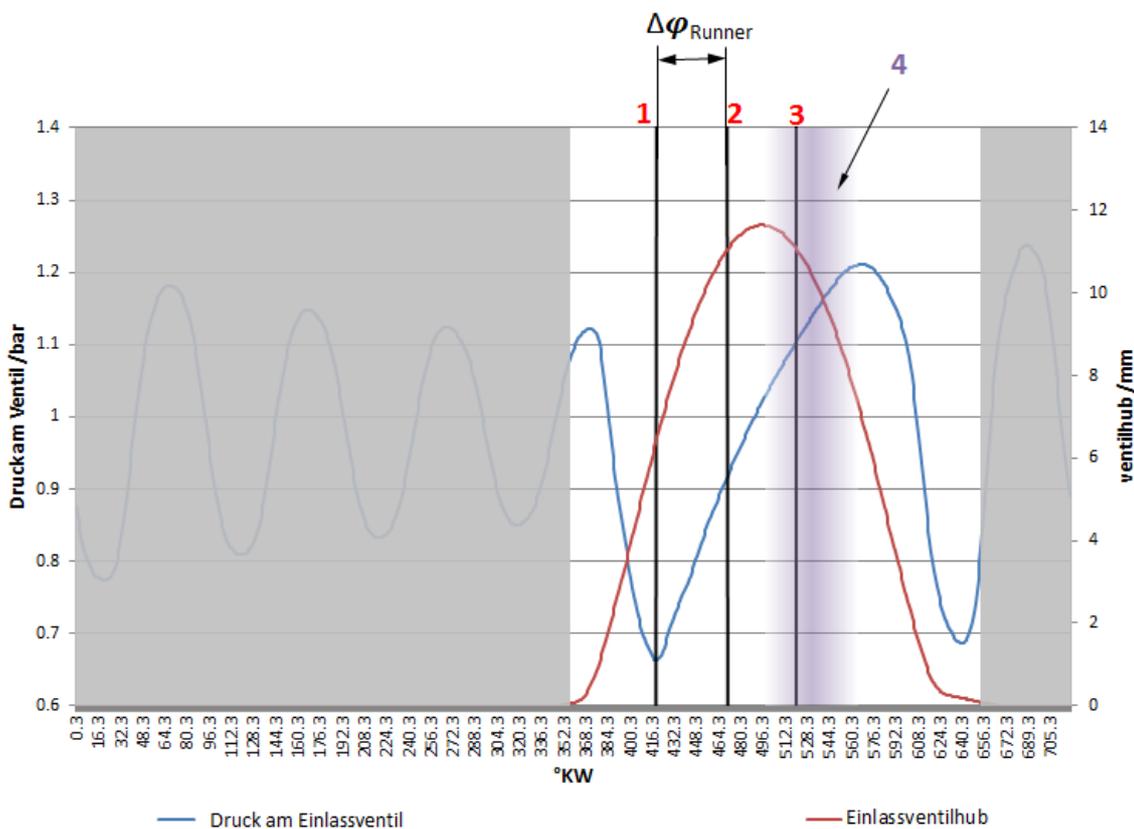


Abbildung 15: Ladungsbeschleunigung bewirkt eine Unterdruckwelle im relevanten Kurbelwinkelbereich (Abbildung 9, A)

4.1.1.3 Wirkung der Ladungsverzögerung

Am Ende des Ansaugtaktes nimmt der Volumenstrom in den Zylinder wieder ab, die Ladung verzögert sich. Dadurch entsteht eine Überdruckwelle (Abbildung 16, 1). Zur optimalen Füllung soll eine Überdruckwelle kurz vor dem Schließen des Einlassventils dieses erreichen (Abbildung 16, 2). Dazu soll die Ankunft der Druckwelle um einen Phasenwinkel von $\Delta\varphi_{\text{ÜB}}$ gegenüber der Entstehung verschoben sein.

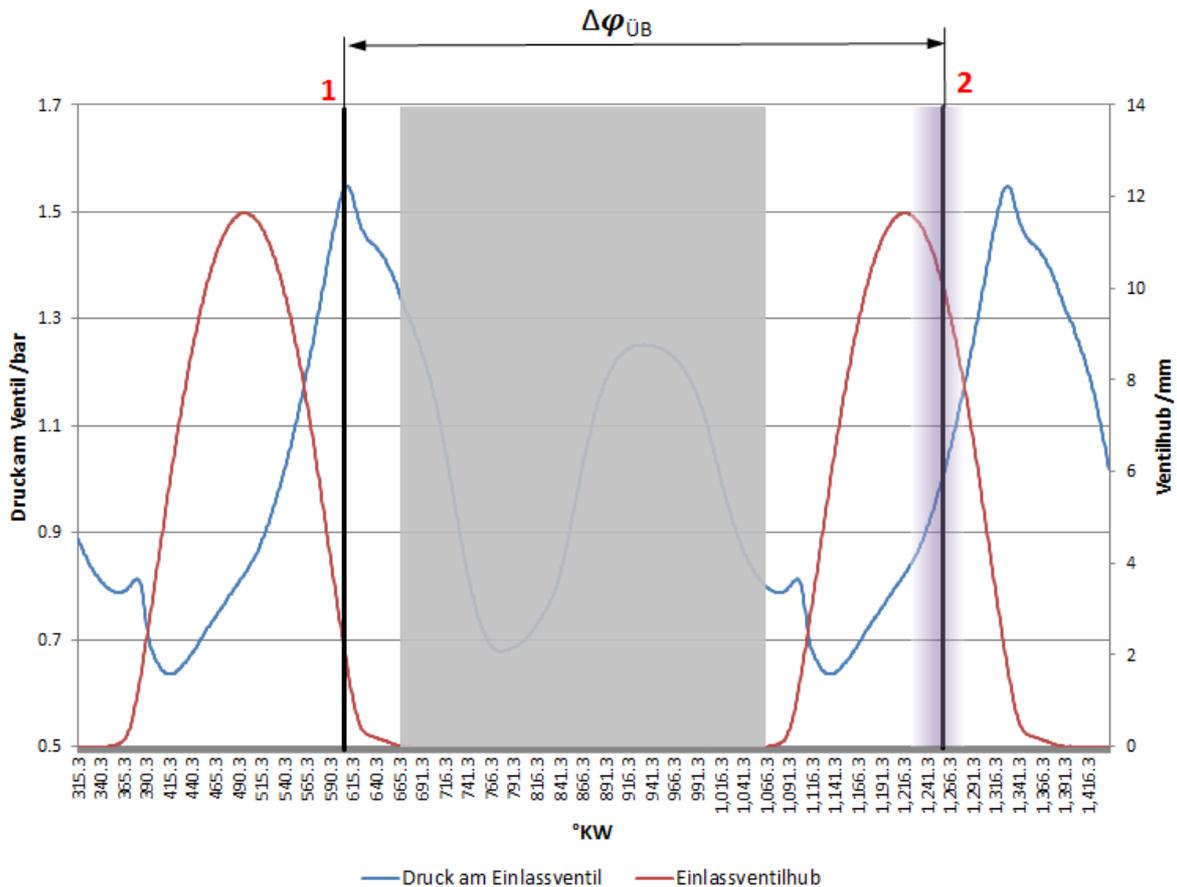


Abbildung 16: Druckwellen beim Effekt Ladungsverzögerung (Abbildung 9, E)

Auch hier läuft eine anfangs erzeugte Überdruckwelle (Abbildung 17 bis Abbildung 19, 0+) zum Runnerende, wird dort reflektiert und erreicht um $\Delta\varphi_{\text{Runner}}$ verschoben wieder das Einlassventil (Abbildung 17 bis Abbildung 19, 1-). Dieser Prozess wiederholt sich, so dass immer abwechselnd (um $\Delta\varphi_{\text{Runner}}$ verschoben) eine Überdruckwelle (Abbildung 17 bis Abbildung 19, 2+,4+....) und eine Unterdruckwelle (Abbildung 17 bis Abbildung 19, 1-,3-....) am Zylinder ankommt.

Auch hier ergibt sich ein höherer Liefergrad, wenn kurz vor dem Ventilschluss eine Überdruckwelle den Zylinder erreicht. Erreicht hingegen kurz vor dem Ventilschluss eine Unterdruckwelle den Zylinder, so ergibt sich ein niedrigerer Liefergrad.

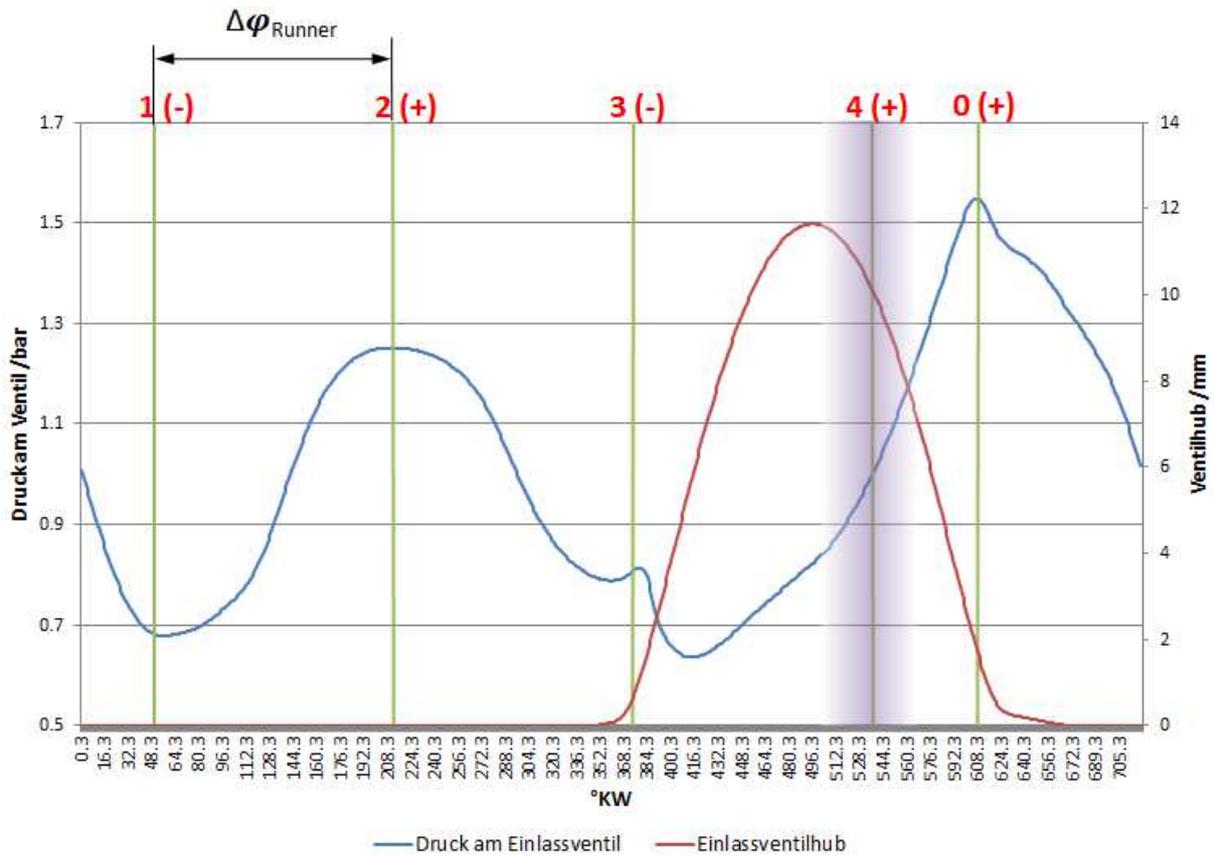


Abbildung 17: Ladungsverzögerung bewirkt eine Überdruckwelle im relevanten Kurbelwinkelbereich (4. Ordnung) (Abbildung 9, E)

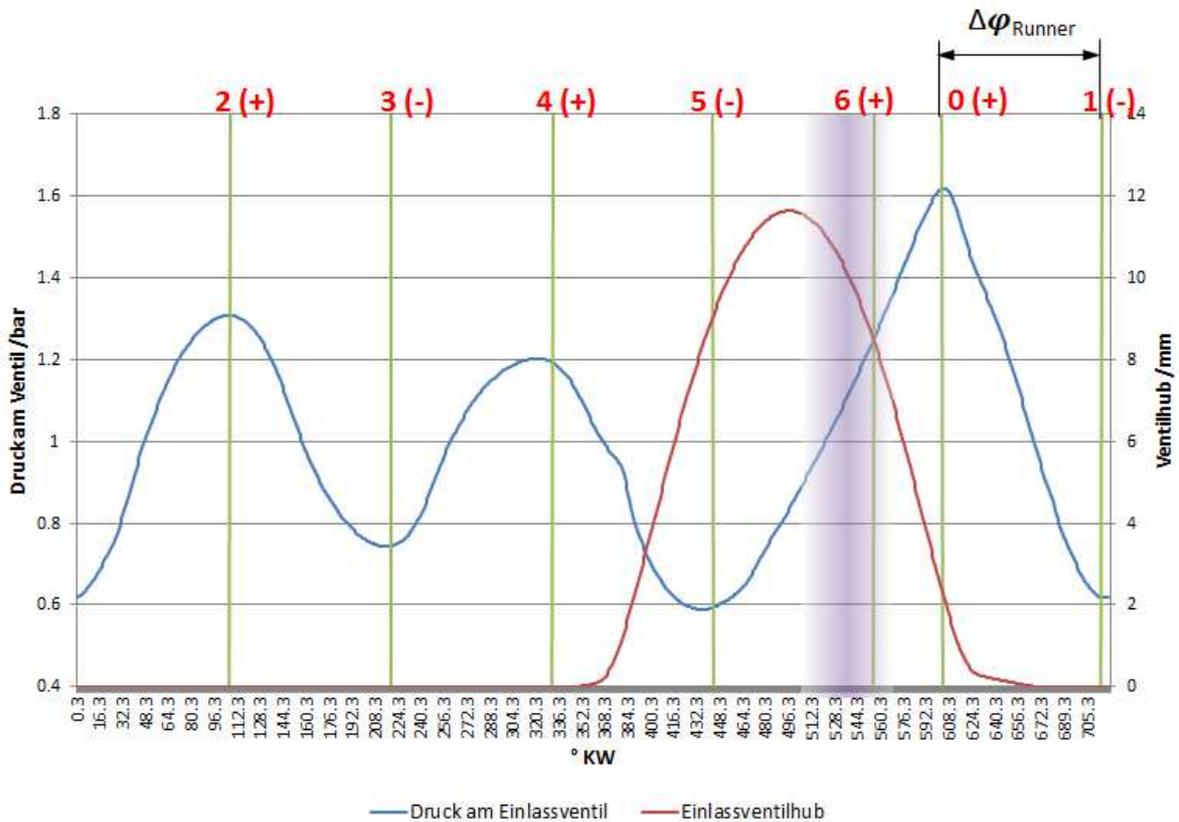


Abbildung 18: Ladungsverzögerung bewirkt eine Überdruckwelle im relevanten Kurbelwinkelbereich (6. Ordnung) (Abbildung 9, D)

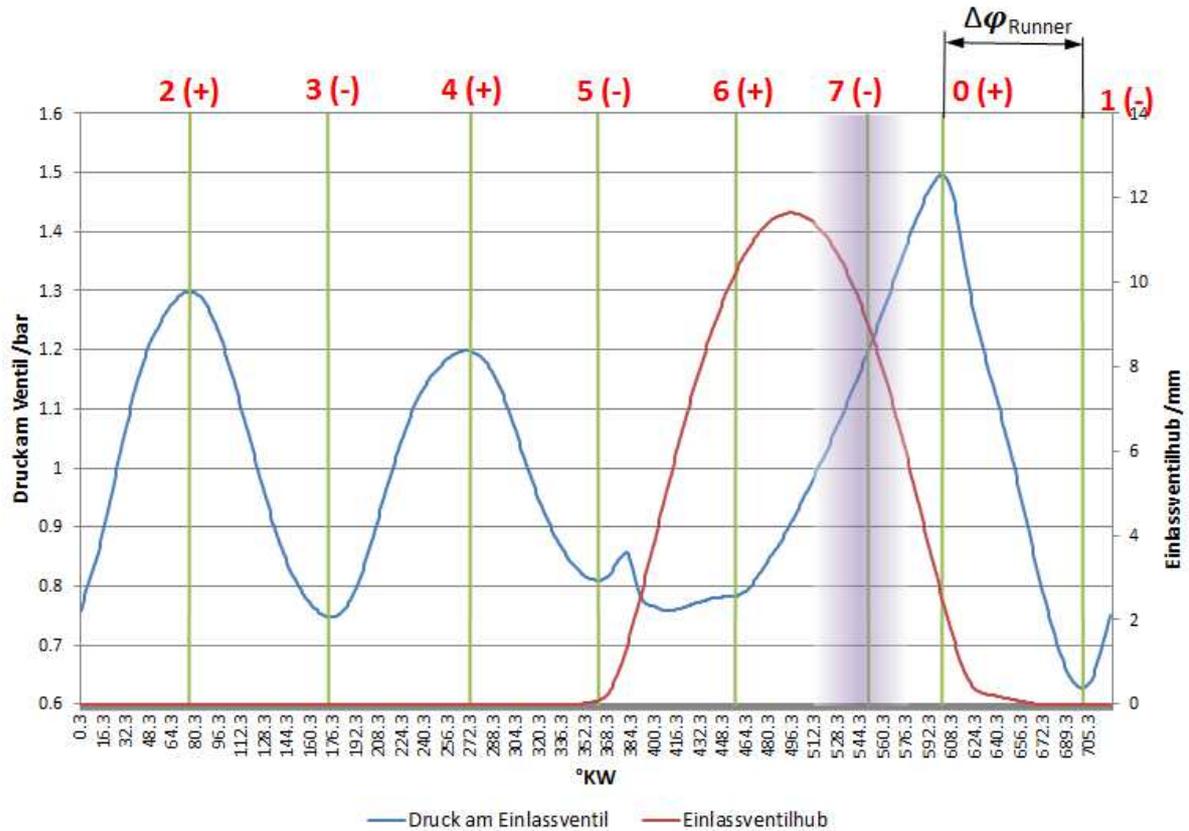


Abbildung 19: Ladungsverzögerung bewirkt eine Unterdruckwelle im relevanten Kurbelwinkelbereich (7. Ordnung) (Abbildung 9, C)

Damit um $\Delta\varphi_{\text{ÜB}}$ versetzt eine Unterdruckwelle ankommt, muss die Überdruckwelle der Ladungsverzögerung zuvor eine ungerade Anzahl oft am offenen Ende reflektiert werden (Gleichung (4.7)).

$$\Delta\varphi_{\text{ÜB}} = \Delta\varphi_{\text{Runner}} * U \quad (4.7)$$

$$U = \{1, 3, 5, \dots\}$$

Wird die Welle jedoch eine gerade Anzahl oft reflektiert, so kommt sie als Überdruckwelle am Zylinder an (Gleichung(4.8)).

$$\Delta\varphi_{\text{ÜB}} = \Delta\varphi_{\text{Runner}} * G \quad (4.8)$$

$$G = \{2, 4, 6, \dots\}$$

Mit diesen beiden Gleichungen lässt sich die Position der einzelnen Ordnungen relativ gut abschätzen.

4.1.1.4 Vergleich unterschiedlicher Drehzahlen

Beim Vergleich der Liefergradverläufe unterschiedlicher Drehzahlen (Abbildung 20) erkennt man, dass diese prinzipiell aus denselben Effekten zusammengesetzt werden. Dies bestätigt die allgemeine Gültigkeit der hier erläuterten Effekte.

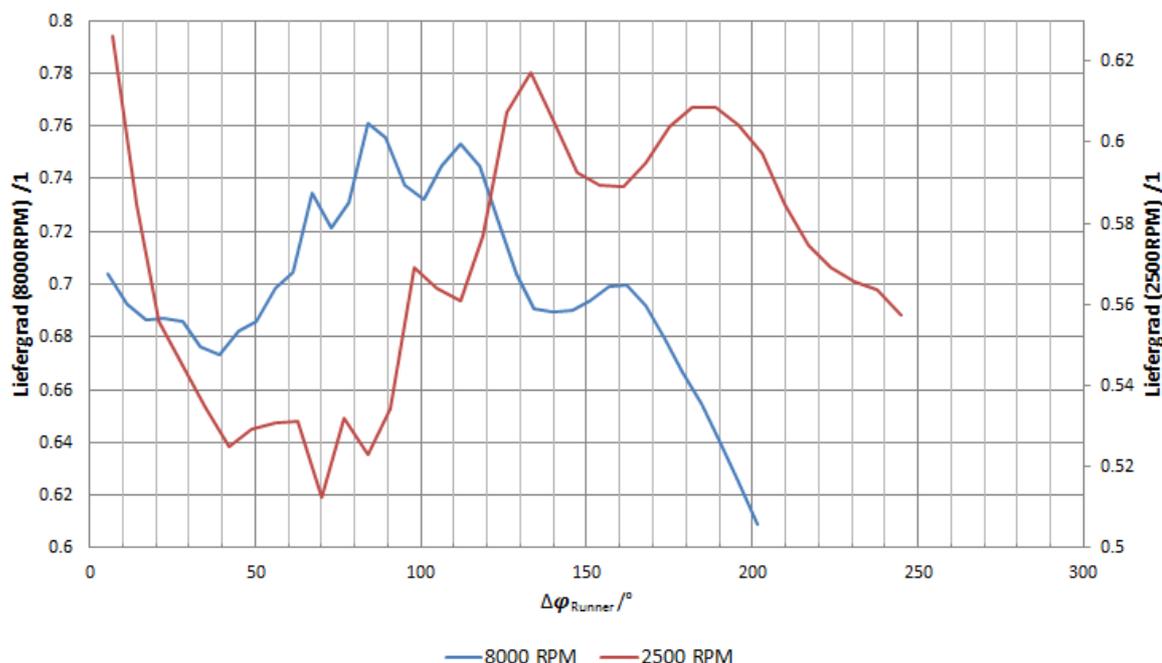


Abbildung 20: Liefergradvergleich unterschiedlicher Drehzahlen

4.1.1.5 Einfluss der Runnerkrümmung auf die Schwingrohraufladung

Bei einer zu kleinen Krümmung der Runner kommt es aufgrund der unterschiedlichen Lauflängen (Innenradius und Außenradius) zu einer Verschleifung der Druckwellen. Durch diese Verschleifung verschwinden die Maxima (und Minima), wodurch sich ein geglätteter Drehmomentenverlauf ergibt. Durch das Verschwinden der Maxima werden nicht so hohe Liefergrade erreicht.

Darüber hinaus kann sich bei zu geringen Runnerkrümmungen die Strömung ablösen, wodurch sich der Liefergrad zusätzlich reduziert.

4.1.2 Zusammenfassung Schwingrohraufladung

In dieser Simulation wurde von einem konstanten Kanalquerschnitt ausgegangen. Tatsächlich ergibt sich bei einem Einlasskanal, welcher sich in Richtung der Einlassventile verjüngt, ein höherer Liefergrad.

Da der Effekt der Ladungsverzögerung mehrere Maxima erzeugt, sind auch im Gesamtverlauf mehrere Maxima zu finden.

Mithilfe eines Einlassphasenstellers können die Steuerzeiten geändert werden und so diese

Effekte verschoben werden. Somit kann in jedem Drehzahlpunkt die Steuerzeit an die gasdynamischen Effekte angepasst werden und so der Liefergrad gesteigert werden.

Mit größer werdendem Kanaldurchmesser verschiebt sich das maximale Motormoment zu niedrigeren Drehzahlen.

Mit länger werdendem Einlasskanal verschiebt sich das maximale Motormoment ebenfalls zu niedrigeren Drehzahlen (Abbildung 21). Dies deckt sich mit dem Effekt der Ladungsbeschleunigung (Absatz 4.1.1.2, Seite 15)

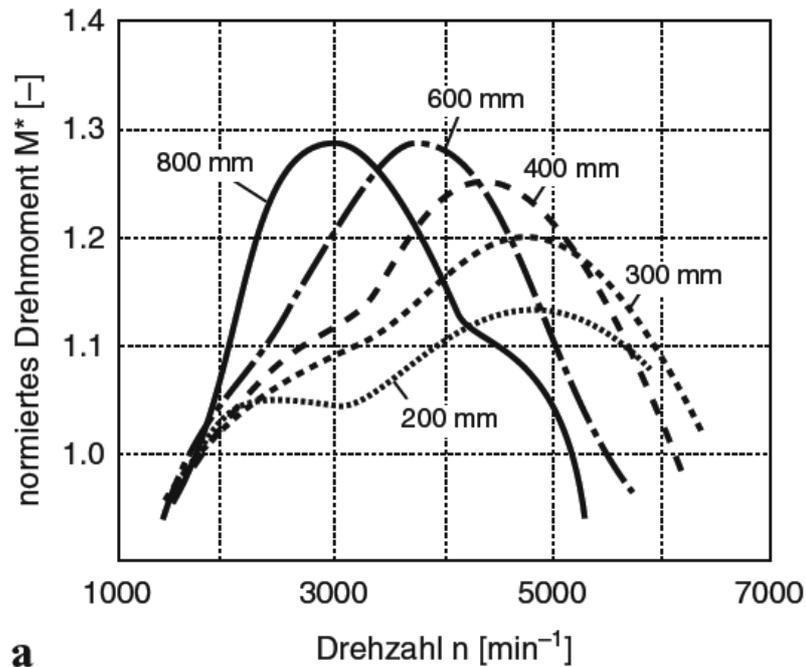


Abbildung 21: Einfluss Kanallänge auf Schwingrohraufladung [3]

4.1.3 Schwingrohraufladung in der Praxis

In der Praxis tritt keine reine Schwingrohraufladung auf. Da die Schwingrohre in einen endlichen Behälter enden, schwingt dieser mit. Meist reduziert diese Schwingung die Wirkung der Schwingrohraufladung. Aus diesem Grund hat ein Ansaugsystem mit großem Plenumsvolumen tendenziell mehr Leistung. Die genaue Abstimmung kann jedoch nur mittels Simulation oder Versuch durchgeführt werden.

4.2 Resonanzaufladung

Bei der Resonanzaufladung wird die Schwingung eines Behälter – Rohr Systems (gebildet aus Resonanzbehälter (Abbildung 22,c) und Resonanzrohren (Abbildung 22,b)) genutzt. Diese Druckschwingung des Plenums kann nun ein Druckmaximum erzeugen, welches kurz vor dem Schließen des Einlassventils dieses erreicht und so dessen Füllung erhöht.

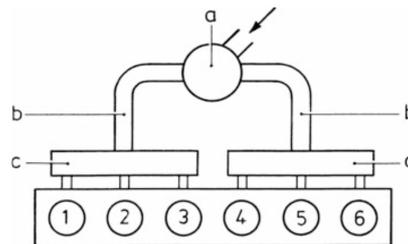


Abbildung 22: Prinzip Resonanzaufladung [2]

Vereinfacht kann angenommen werden, dass das Plenum mit seinem Resonanzrohr einen Helmholtz Resonator bildet (Plenum = Volumen, Resonanzrohr = Rohr), der durch die fluktuierenden Einlassmassenströme in die Zylinder angeregt wird. Da dieser fluktuierende Einlassmassenstrom für die Resonanzaufladung notwendig ist, sollen für dessen Wirksamkeit nur Zylinder ohne wesentliche Überschneidung der Einlassventilöffnung in einen Resonanzbehälter münden.

Um eine große Druckschwankung im Plenum zu erreichen müssen die Eigenfrequenz dieses Systems und die Anregefrequenz (1,5 fache Motordrehzahl beim Dreizylinder) nahe beieinander liegen. Da dieses Resonanzverhalten sehr schmalbandig ist, ist die Resonanzaufladung auch nur in einem sehr schmalen Resonanzband wirksam (Abbildung 23)

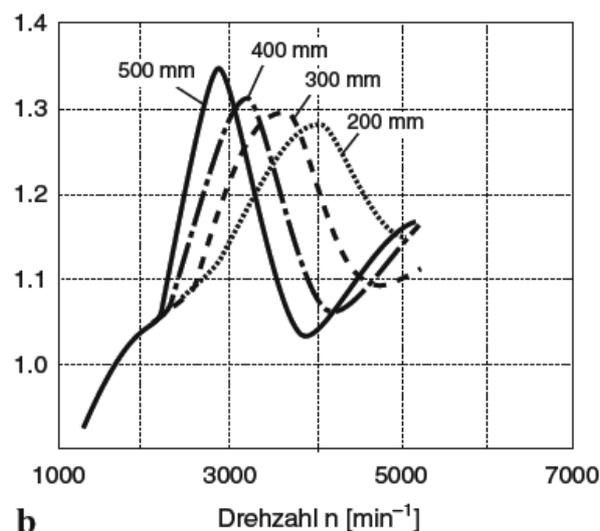


Abbildung 23: Resonanzaufladung bei unterschiedlichen Vorrohrängen [3]

Das Resonanzverhalten kann mittels eines Helmholtzresonators abgeschätzt werden. Die Resonanzfrequenz eines Helmholtzresonators f_H berechnet sich aus der Schallgeschwindigkeit c , dem Volumen V und der Länge L_v sowie dem Querschnitt A_v des Resonanzrohres [4]

$$f_R = \frac{c}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{A_v}{L_v * V}} \quad (4.9) \quad [4]$$

Dabei gilt jedoch die Annahme, dass das Resonanzrohr in einen unendlich großen Behälter mündet. Dies ist jedoch in der Regel nicht der Fall, wodurch sich ein komplexeres System bildet. Die Auslegung solch eines Systems ist praktisch nur mittels Versuch und Simulation möglich.

Um einen Aufladeeffekt zu erreichen reicht es nicht, dass man den Plenumsdruck in Schwingung versetzt. Man muss des Weiteren dafür sorgen, dass der maximale Druck der Schwingung kurz vor dem Schließen des Einlassventils an diesem ankommt. Nur in diesem Fall ist die Zylinderfüllung optimal. Diese Auslegung ist wiederum nur mittels Simulation möglich.

Laut Literatur ist ein positiver Effekt durch die Resonanzaufladung nur bei kurzen (für Druckwellen) Runnern möglich [2]. Solch kurze Runner sind in diesem Projekt jedoch praktisch nicht umsetzbar.

5 Platzangebot im Fahrzeug

Bei der Konstruktion des Plenums muss auch auf die räumlichen Gegebenheiten des Fahrzeuges geachtet werden. Da das Plenum sowohl in der TC als auch der NA Variante verbaut wird, müssen die Gegebenheiten beider Fahrzeuge berücksichtigt werden.

Die Positionierung der Drosselklappe muss an die aufgeladene Variante angepasst werden. Dazu sollte diese so ausgerichtet sein, dass die Verbindungsleitung zwischen Ladeluftkühler und Plenum möglichst wenig Umlenkung hat. Dies soll die Verluste reduzieren und das strömungstechnische Verhalten der Leitung verbessern. Diese Anforderung kann bei dem gegebenen Platzangebot am besten mit einer schrägen, leicht außermittigen Drosselklappe erfüllt werden (Abbildung 24).

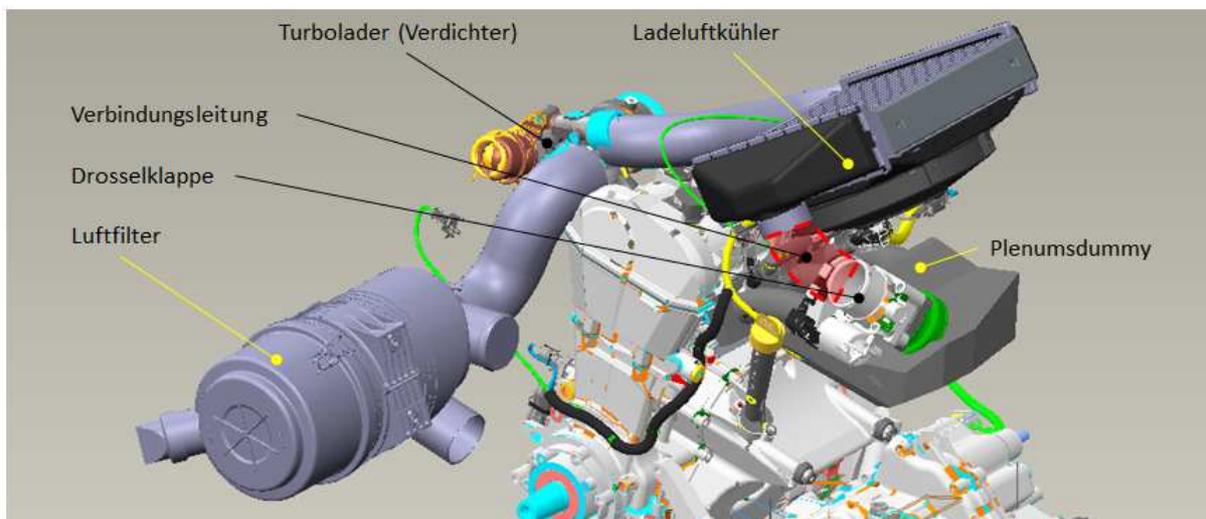


Abbildung 24: Packaging TC variante

Für die nicht aufgeladene Variante spielt die Länge der Leitung zwischen Plenum und Luftfilter für die Leistung eine große Rolle (siehe Absatz 6.2.2, Seite 30). Bei den gegebenen Platzverhältnissen ergibt sich eine minimale Länge von 600mm. Längere Leitungen sind nur mit zusätzlichen Umlenkungen umsetzbar und sollen daher vermieden werden. (Abbildung 25). Darüber hinaus sind auch kleine Durchmesser (ca. $<91\text{mm}$) erwünscht, da diese ebenfalls besser unterzubringen sind. Im Bereich des Luftfilters ist etwas mehr Platz gegeben, wodurch hier am ehesten größere Durchmesser verwendet werden können.

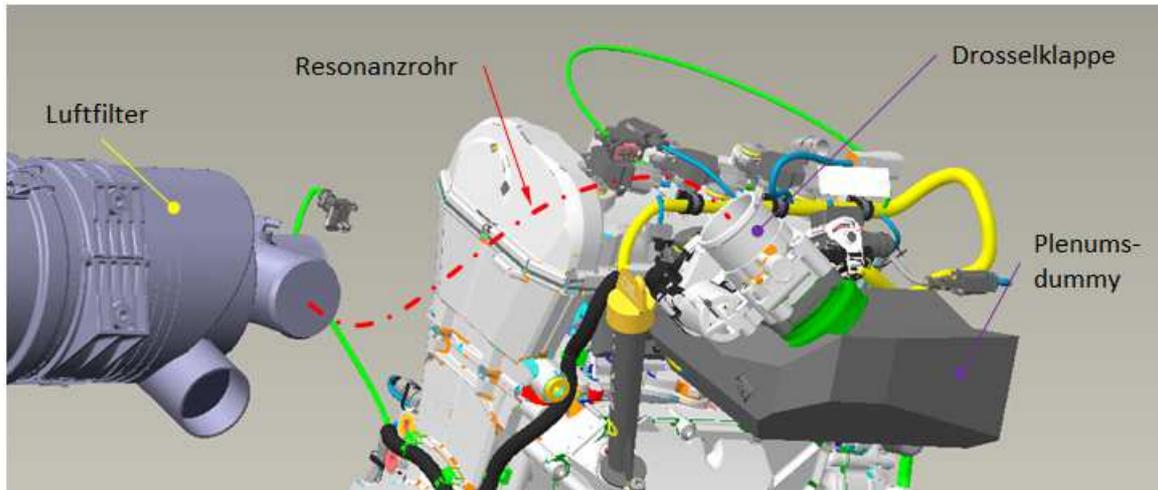


Abbildung 25: Packaging NA Variante

6 Auslegung Einlasssystem gesamt

In diesem Kapitel werden die Abmaße des Einlasssystems der NA Variante mittels 1D CFD Simulation ausgelegt. Die Simulationen³ wurden mittels GT Powertrain durchgeführt. Ziel dabei war es, möglichst viel Leistung bei 8500 1/min zu erreichen um das Leistungstarget erfüllen zu können. Dieses Leistungstarget sollte bei möglichst geringem Plenumvolumen erreicht werden.

Da es sich um einen iterativen Prozess handelt wird im Laufe der Auslegung auch das Simulationsmodell überarbeitet.

6.1 1D CFD (1. Iteration)

Zu Beginn wird eine grobe Auslegung der Runnerlängen gemacht um mit der Konstruktion beginnen zu können. Dabei werden auch bereits dem Plenum vorgeschaltete Elemente berücksichtigt (Abbildung 26). Das Plenum wird zu diesem Zeitpunkt noch als Rohr (Volumen 3L) mit seitlicher Drosselklappe modelliert⁴. Die Elemente vor der Drosselklappe werden zu diesem Zeitpunkt nicht variiert.

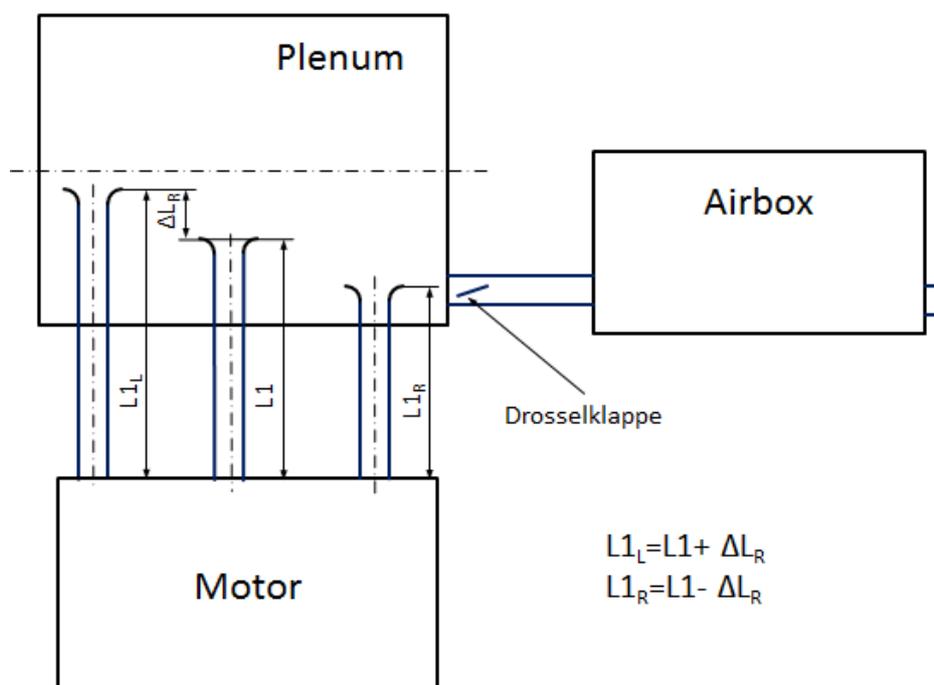


Abbildung 26: Einlasssystem bei Vorauslegung

³ Simulationen wurden von der Firma BRP Powertrain durchgeführt.

⁴ Bei diesen Abmaßen schwingt das Plenum mit und kann somit nicht als einfaches Volumen definiert werden.

6.1.1 Einfluss Runnerlänge

Einen großen Einfluss auf die maximale Leistung und den Momentenverlauf hat die Runnerlänge. Die geforderte hohe maximale Leistung bei der hohen Drehzahl kann am besten durch eine Runnerlänge von ca. 130mm (bei allen Zylindern) erreicht werden (Abbildung 27). Dies gilt unabhängig von dem Plenumsvolumen und den Elementen vor der Drosselklappe. Die angegebenen Kurven berücksichtigen bereits einen Einlass - CAM Faser und haben somit eine für jede Drehzahl optimierte Einlasssteuerzeit.

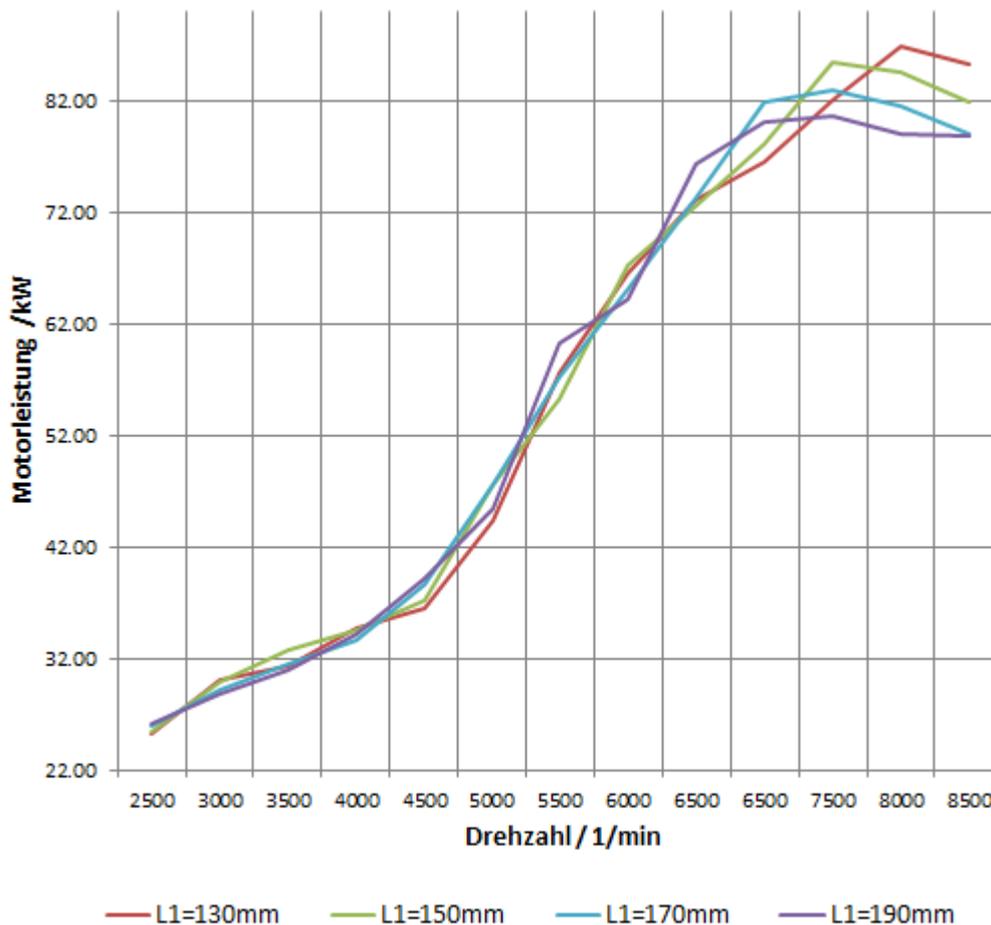


Abbildung 27: Leistung als Funktion der Runnerlänge (1. Iteration)

6.1.2 Unterschiedlich lange Runner

Zur Verbesserung des Sounddesigns des Motors sollen unterschiedlich lange Runner getestet werden (siehe Absatz 11.2, Seite 93). Aus diesem Grund soll hier der Einfluss unterschiedlich langer Runner auf Leistung / Drehmoment untersucht werden.

Sind an einem Motor unterschiedlich lange Runner verbaut, hat jeder Zylinder eine andere Schwingrohrlänge und dementsprechend einen anderen Liefergradverlauf. Es ergibt sich ein geglätteter Drehmomentenverlauf. Jedoch können mit unterschiedlich langen Runnern auch Leistungssteigerungen (bei einem 1D gerechnetem Plenum) erreicht werden (Abbildung 28).

Insgesamt bewirken unterschiedlich lange Runner kaum Unterschied in der Leistung / im Moment des Motors.

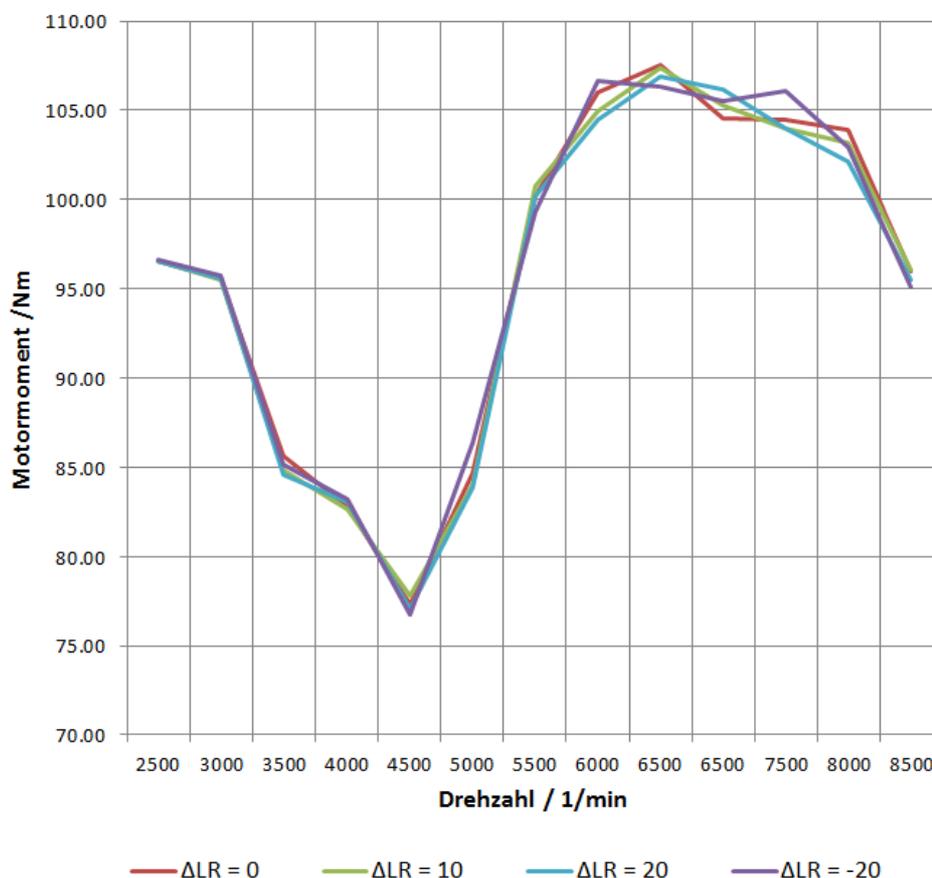


Abbildung 28: Drehmoment bei ungleichen Runnerlängen (1. Iteration)

6.2 1 D CFD 2. Iteration

Für die Auslegung des Plenumsvolumens und der Elemente vor der Drosselklappe wird mit detaillierteren Modellen gearbeitet (Abbildung 29 und Abbildung 31). Das Plenumsvolumen wird dabei auf 3,3 Liter festgelegt, da dies das kleinste konstruktiv sinnvoll umsetzbare Volumen zu sein scheint. Für die Simulationen wird es in kleine verbundene Volumina unterteilt, um die Schwingungseffekte im Plenum näherungsweise abbilden zu können.

6.2.1 Einfluss Plenumsvolumen

Es zeigt sich, dass mit zunehmendem Plenumsvolumen mehr Leistung erreicht werden kann (siehe Abbildung 32). Für den Einsatz in der TC Variante soll das Plenum möglichst wenig Volumen haben. Aus konstruktiven Gründen ist jedoch ein Plenumsvolumen unter 3,3 Liter nicht sinnvoll umsetzbar (ansonsten würde beispielsweise nicht genug Platz um die Runner frei bleiben). Im folgenden soll versucht werden für dieses Plenumsvolumen die maximale Leistung herauszuholen. Dies kann vor allem durch eine Variation des Resonanzrohres erreicht werden.

6.2.2 Einfluss des Resonanzrohres

Die Variation der Motorleistung bei 8500 1/min und unterschiedlichen ungestuften Resonanzrohren (Abbildung 29) ist in Abbildung 30 dargestellt. Es fällt auf, dass durch eine Optimierung der Resonanzrohre die Leistung deutlich gesteigert werden kann.

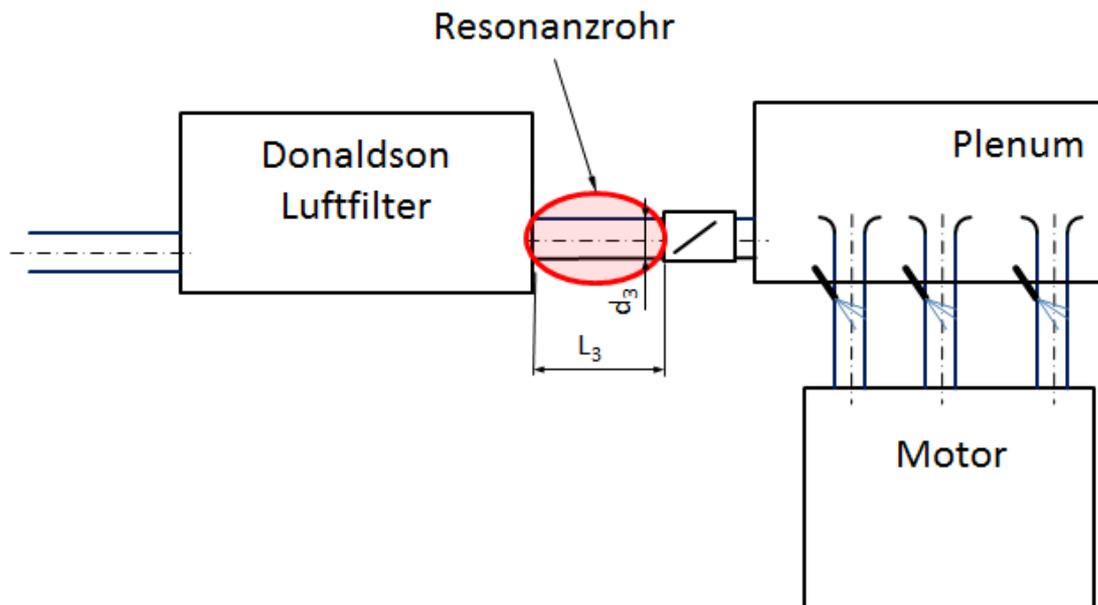


Abbildung 29: Einlasssystem NA für Simulation

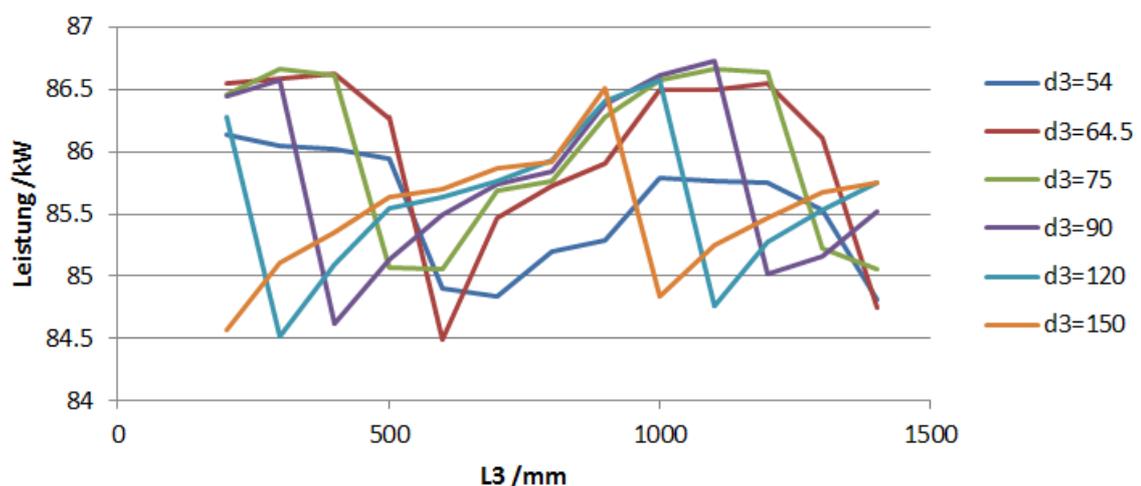


Abbildung 30: Motorleistung bei 8500 1/min, ungestuftes Resonanzrohr (2. Iteration)

Bei größer werdendem Plenumsvolumen nimmt bei Auslegungsdrehzahl (8500 1/min) der Einfluss der Elemente vor der Drosselklappe ab. Darüber hinaus ergibt sich auch eine größere Leistung. (Abbildung 32).

Für die packagingmäßig erwünschte Resonanzrohrlänge L_3 von ca. 600 bis 800 mm ergeben sich niedrigere Maxima der Leistung bei ungestuften Resonanzrohren. Mit einem gestuften Resonanzrohr (Abbildung 31) kann für solch eine Länge eine deutliche Leistungssteigerung erzielt werden (Abbildung 32). Das Leistungsniveau kann dennoch nicht auf jenes des größeren Plenums gehoben werden

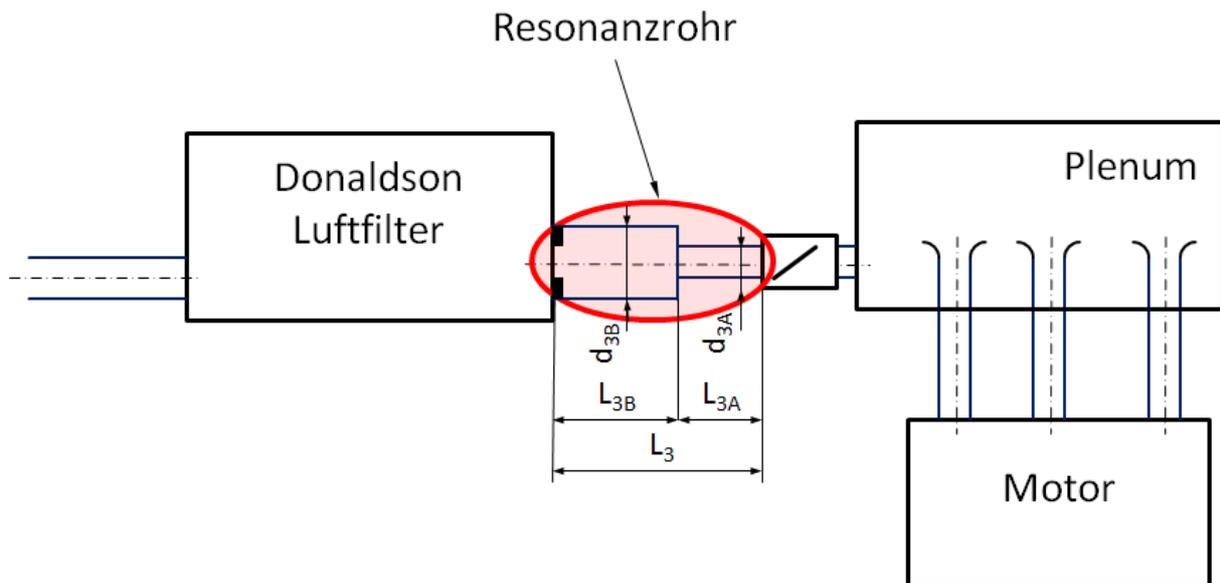


Abbildung 31: Einlasssystem NA für Simulation mit gestuftem Resonanzrohr

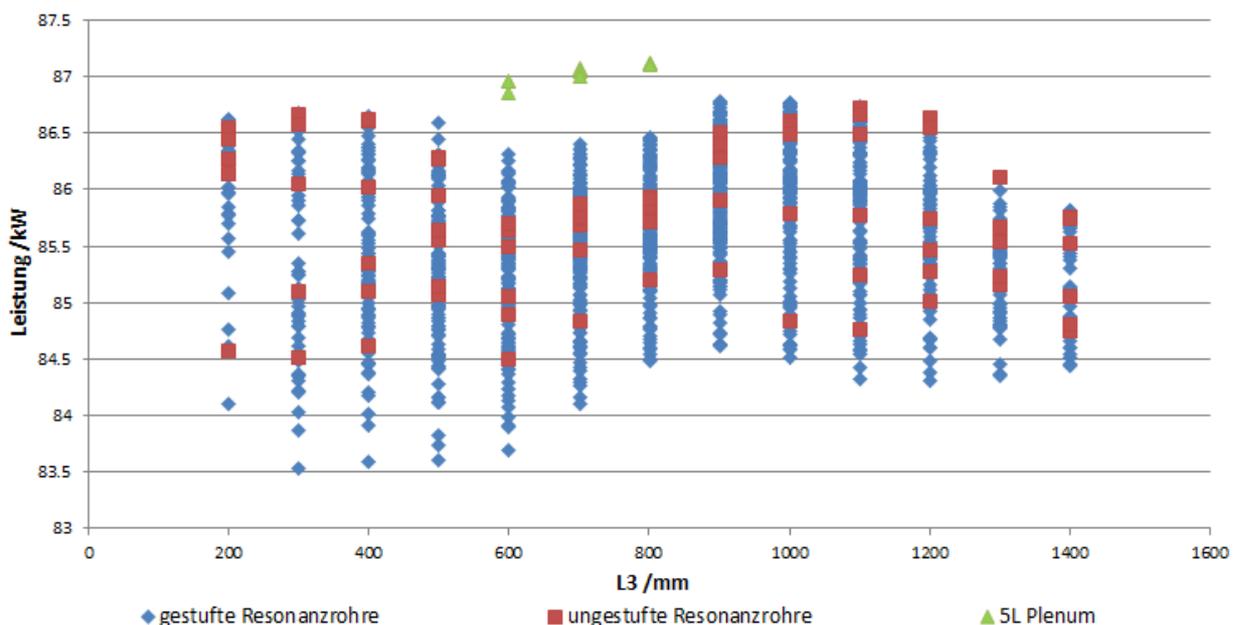


Abbildung 32: Vergleich Motorleistung bei 8500 1/min (bei keiner Volumenangabe: $V_1=3,3L$)

Für die 3D CFD (Absatz 8, Seite 55) wird ein Resonanzrohr mit 800 mm Länge und 120 mm Durchmesser verwendet. Obwohl dies packagingmäßig schwer umsetzbar ist, sollen die daraus ergebenden Trends auch für andere Resonanzrohre stimmen.

6.2.3 Auswahl eines Resonanzrohres für dieses Packaging

Da das Platzangebot im Fahrzeug eingeschränkt ist (siehe auch Absatz 5, Seite 25), kann nicht jedes beliebige Resonanzrohr verbaut werden. So lassen sich Resonanzrohre mit einer Länge von 600 mm am günstigsten unterbringen. Längere Resonanzrohre müssen (um diese unterzubringen) mit strömungsungünstigen Krümmungen versehen werden und sind daher zu vermeiden. Darüber hinaus sind auch kleine Durchmesser (ca. <91 mm) erwünscht, da diese ebenfalls besser unterzubringen sind.

Somit bietet sich beispielsweise ein gestuftes Resonanzrohr mit 600 mm Länge und einem Durchmesser von maximal 90 mm an ($d_{3A}=64,5$, $L_{3A}=300$, $d_{3B}=90$, $L_{3B}=400$; 85,81 kW bei 8500 1/min). Berücksichtigt man die Tatsache, dass in der Nähe der Airbox ohnehin mehr Platz vorhanden ist, so kann man in dessen Nähe einen größeren Durchmesser verwenden (Abbildung 32, $d_{3A}=64,5$, $L_{3A}=400$, $d_{3B}=150$, $L_{3B}=200$; 86,05 kW bei 8500 1/min). Dadurch kann eine respektable Leistungssteigerung erreicht werden.

Bringt man im Fahrzeug hingegen ein längeres Resonanzrohr von 700 mm unter, so kann man noch mehr Leistung erzielen ($d_{3A}=64,5$, $L_{3A}=300$, $d_{3B}=90$, $L_{3B}=400$; 86,09 kW bei 8500 1/min). Auch durch Verwendung eines kürzeren Resonanzrohres ($d_{3A}=64,5$, $L_{3A}=400$, $d_{3B}=75$, $L_{3B}=100$; 86,59 kW bei 8500 1/min) kann die Leistung entscheidend gesteigert werden. Aufgrund des enormen Potentials der Leistungssteigerung soll versucht werden, entweder ein längeres oder ein kürzeres Resonanzrohr im Fahrzeug unterzubringen.

Die sich für diese Resonanzrohre ergebenden Momentenverläufe sind in Abbildung 33 eingetragen. Zum Vergleich ist auch die 1D- mäßig ermittelte Drehmomentkurve des Einlasssystems der 1D/3D- Koppelungsrechnung eingetragen ($d_3=120$, $L_3=800$; 85,93 kW bei 8500 1/min).

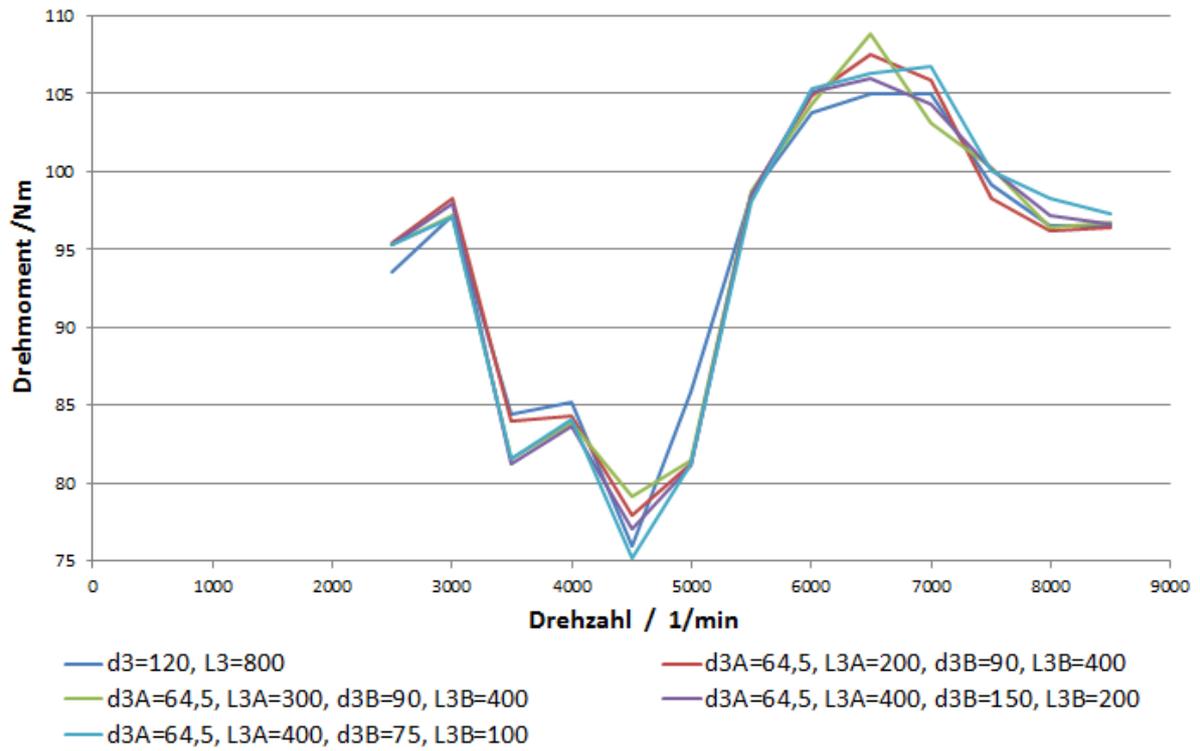


Abbildung 33: Drehmomentverläufe ausgewählter Varianten

7 Strömung im Plenum

Die Funktion des Plenums wird durch die Strömungsvorgänge in seinem inneren bestimmt. Diese sind dreidimensional und instationär. In diesem Kapitel wird mittels einfachen Modellen versucht die auftretenden Strömungen im Plenum vorauszusagen. Im Kapitel 8 (Seite 55) werden diese Modelle überprüft.

7.1 Aufteilung in Funktionsbereiche

In der folgenden Modellvorstellung wird das Plenum in Funktionsbereiche gegliedert. Dies soll vor allem der Übersichtlichkeit dienen.

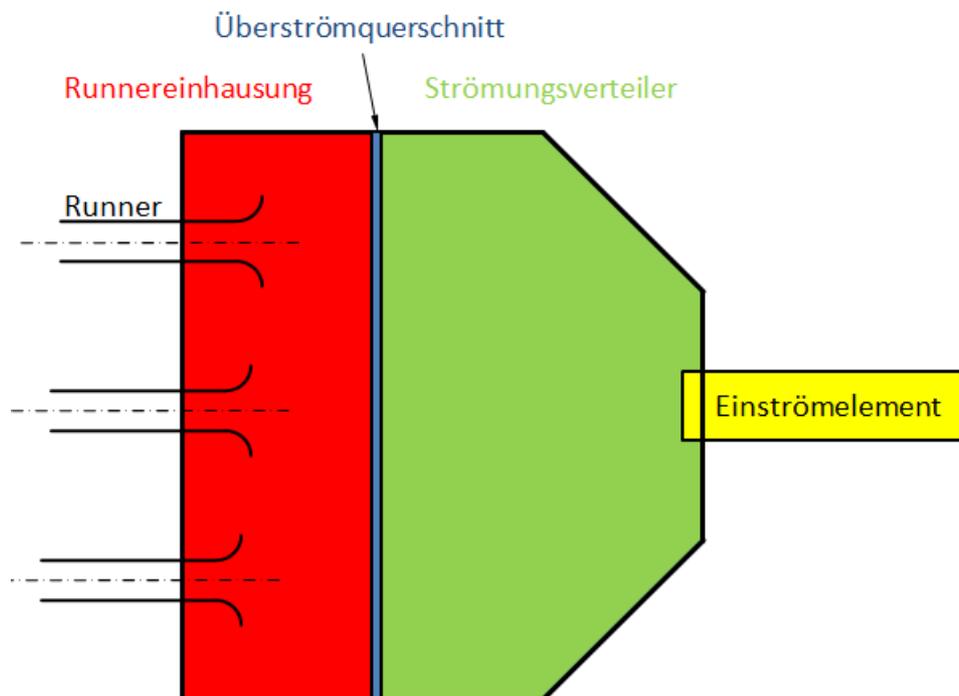


Abbildung 34: Funktionsgruppen Plenum

Die **Runnereinhausung** befindet sich direkt um die Runner herum. Aus diesem Volumen wird die Luft aus dem Plenum in die Runner gesaugt. Die strömungstechnischen Vorgänge in diesem Bereich beeinflussen die Wirksamkeit der Schwingrohraufladung. Für eine gute Gleichverteilung sollen daher möglichst ähnliche Bedingungen an den einzelnen Runnern herrschen.

Dafür soll der **Strömungsverteiler** sorgen. Dazu muss die Strömung aus dem Einströmelement so aufgeteilt werden, dass für alle Runner möglichst gleiche Bedingungen herrschen. Dies muss mit Abstimmung des Einströmelements geschehen. Darüber hinaus sollen die Strömungsgeschwindigkeiten aus dem Einströmelement abgebaut werden, damit an den Runnern keine hohen Querströmungen herrschen (Absatz 7.5, Seite 42).

7.2 Druckwellen im Plenum

Die Druckwellen, welche bei der Schwingrohraufladung im Runner umherlaufen, dringen auch in das Plenum ein (siehe auch Absatz 2.2.3, Seite 4). In diesem Abschnitt soll abgeschätzt werden, welche Auswirkungen diese auf die Schwingrohraufladung haben.

7.2.1 Auswirkung von Wandreflexionen auf Schwingrohraufladung

Die Ausbreitung der Druckwellen im Plenum ist sehr komplex und kann nur mittels Simulation oder Versuch untersucht werden.

Dennoch werden hier einige vereinfachte Betrachtungen durchgeführt. Es soll der Einfluss einer Druckwelle aus einem Zylinder auf den Liefergrad desselben Zylinders analysiert werden. Da der Ladungswechsel in der Auslegungsdrehzahl durch die Schwingrohraufladung unterstützt wird, entspricht eine Unterstützung der Schwingrohraufladung einer Verbesserung des Ladungswechsels.

Bei der Schwingrohraufladung werden die Unterdruckwellen aus dem Zylinder (Abbildung 35,1) am Runnerende zum Teil als Überdruckwelle reflektiert (Abbildung 35, 2). Der restliche Teil der Unterdruckwelle verlässt den Runner (Abbildung 35, 3) und dringt in das Plenum ein. Trifft diese Unterdruckwelle nun an einer Wand auf, so wird sie wiederum als Unterdruckwelle reflektiert. Schlussendlich läuft sie nach dem Weg $2 \times a_w$ wieder in den Runner ein (Abbildung 35, 5). Dies kann auch erst nach mehreren Reflexionen im Plenum geschehen. Durch den dabei zurückgelegten Weg tritt eine Zeitverzögerung auf (Formel (7.1)). Bei einer zu großen Zeitverzögerung ändert sich das Vorzeichen der Druckwelle aus dem Zylinder. Tritt die Rückreflexion in den Runner bereits nach kurzer Zeit auf (Vorzeichen der Druckwelle aus dem Zylinder hat sich noch nicht geändert), so schwächt die in das Plenum zurück reflektierte Unterdruckwelle die Überdruckwelle der Schwingrohraufladung. Somit wird die Schwingrohraufladung abgeschwächt und der Liefergrad reduziert. Für einen Winkelversatz von $\Delta\varphi_{WR} = \Delta\varphi_{Runner}$ verstärkt beispielsweise diese Druckwelle die Schwingrohraufladung (siehe auch Absatz 4.1, Seite 11)

Analoges gilt auch für aus dem Zylinder laufende Überdruckwellen (mit ausgetauschtem Vorzeichen).

a_w ist als scheinbarer Wandabstand zu verstehen. Er entspricht der Hälfte des Weges, welche die Druckwelle im Plenum zurücklegt, ehe sie wieder in denselben Runner zurückreflektiert wird.

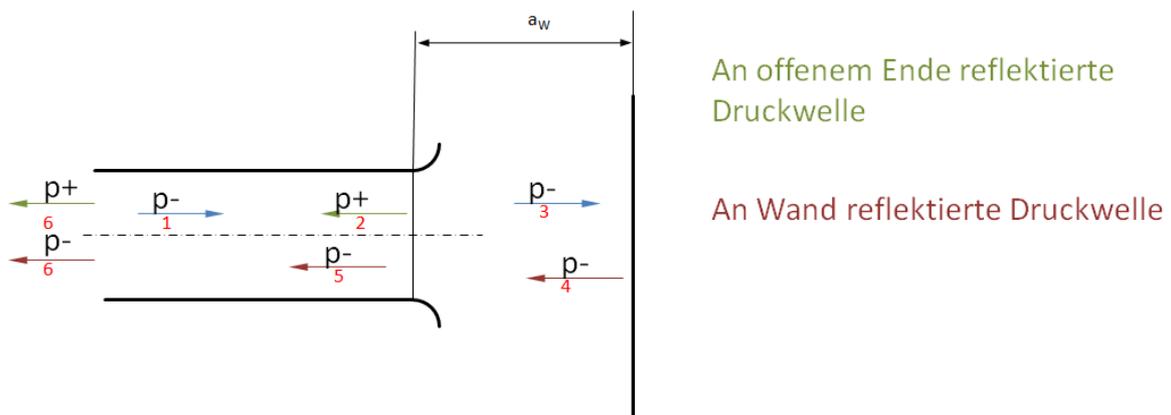


Abbildung 35: negative Wirkung von in den Runner zurückgeworfenen Druckwellen

$$t_{WR} = \frac{2 * a_W}{c} \quad (7.1)$$

$$\Delta\varphi_{WR} = \omega_M * t_{WR} = \frac{2 * \omega_M * a_W}{c} \text{ [in RAD]} \quad (7.2)$$

$$\Delta\varphi_{WR}^\circ = \frac{12 * n_M * L}{c} \text{ [in } ^\circ KW] \quad (7.3)$$

In der Praxis gilt für die Reflexion der Druckwelle aus dem Runner kein einheitlicher Wandabstand. Dies ist damit zu begründen, dass die Druckwelle je nach Ausbreitungsrichtung unterschiedliche Längen im Plenum zurücklegt ehe sie in den Runner zurückreflektiert wird.

Zusammenfassend soll versucht werden, dass keine Druckwellen bereits nach einem kurzen Weg im Plenum in den Runner zurückreflektiert werden.

7.2.2 Ausbreitung von Druckwellen im Plenum

Das Plenum soll nun so ausgelegt werden, dass diese frühen Reflexionen von Druckwellen in den Runner zurück verhindert werden. Dazu ist es notwendig sich zuerst mit den Druckwellen im Plenum zu beschäftigen.

Die Ausbreitung der Druckwellen aus einem Runner hinaus soll mittels (für eine Modellbildung) Schlierenbildern abgeschätzt werden (Abbildung 36 [5]). In diesen ist die Ausbreitung Druckwellen aus einem Auspuffrohr in die Umgebung dargestellt. Als erste Abschätzung wird angenommen, dass sich Druckwellen in gleicher Weise um einen Ansaugtrichter ausbreiten.

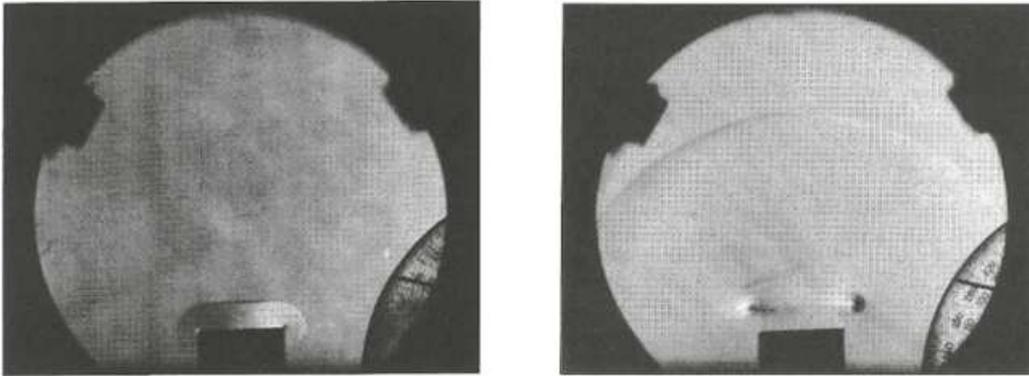


Abbildung 36: Schlierenbilder Ausbreitung Druckwelle [5]

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Druckwellen mit zunehmender Entfernung ihr Ausbreitungsverhalten ändern.

Im **Nahfeld** der Öffnung lässt sich die Ausbreitung in eine parallele und eine Torus förmige Ausbreitung unterteilen (Abbildung 37).

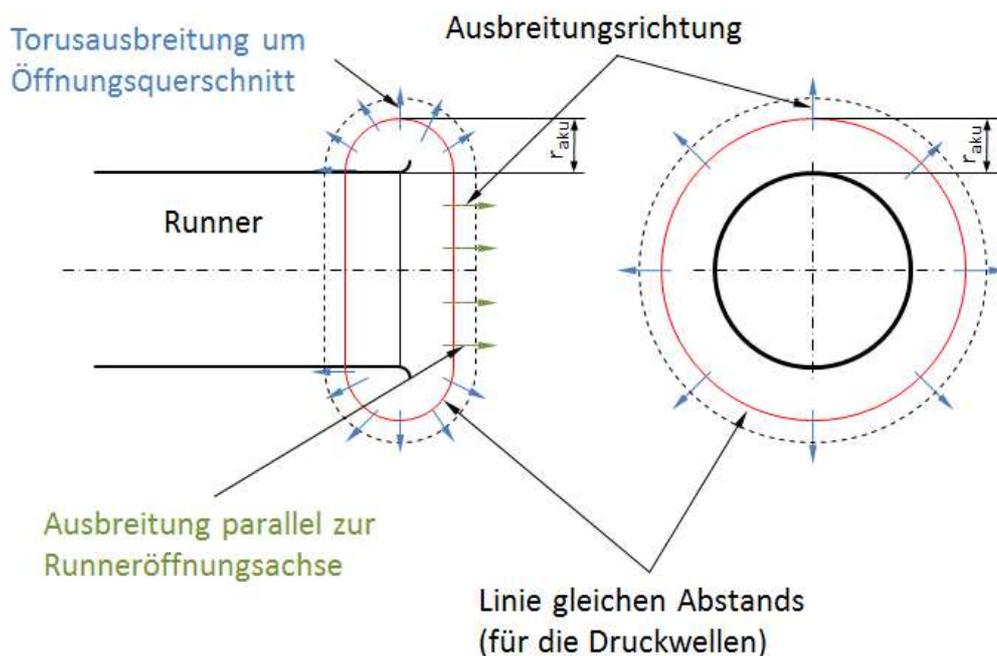


Abbildung 37: Nahfeldausbreitung Druckwelle um Runner

Etwas weiter entfernt breitet sich die Druckwelle wie eine Kugel mit dem Ursprung im Mittelpunkt der Öffnung aus (Abbildung 38). Diese Ausbreitung wird im folgenden **Fernfeldausbreitung** genannt.

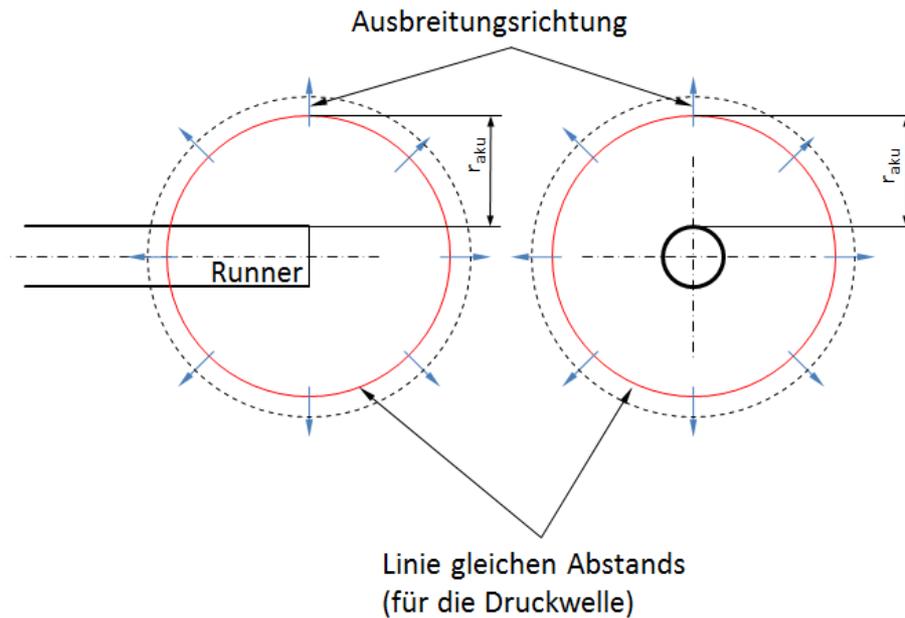


Abbildung 38: Fernfeldausbreitung Druckwelle um Runner

Da der minimale Wandabstand zwischen den beiden Schlierenbildern liegt, kann keine sichere Aussage getroffen werden, ob mit Fernfeld- oder Nahfeldausbreitung zu rechnen ist. Aus diesem Grund werden bei den weiteren Betrachtungen beide Möglichkeiten berücksichtigt.

Bei der Analyse der 3D Simulation wird ersichtlich, dass die tatsächliche Ausbreitung der Druckwellen aus dem Runner anders aussieht (siehe Absatz 8.6.4, Seite 75). Dennoch wird hier von den oben erläuterten Annahmen der Ausbreitung ausgegangen.

Durch Beugungseffekte können Druckwellen, welche nicht direkt in den Runnereintritt laufen, in diesen gebeugt werden (Abbildung 39).

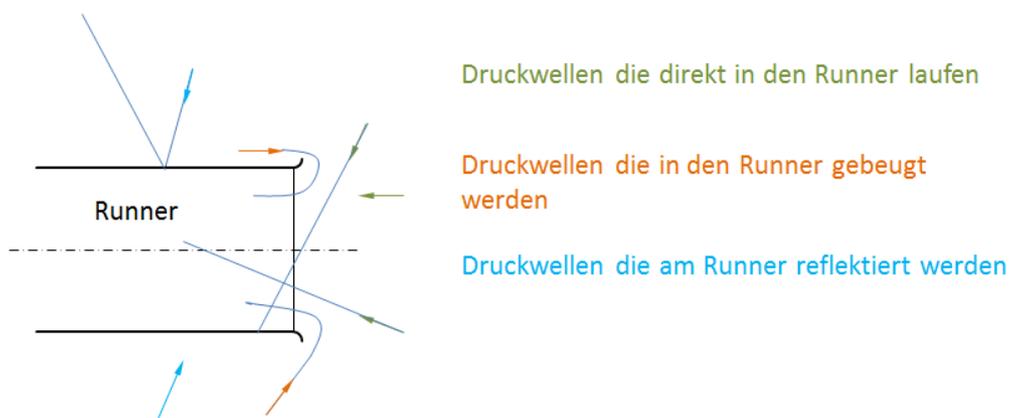


Abbildung 39: Eintritt Druckwellen in Runner

7.3 Reflexionen der Druckwellen im Plenum

Durch eine geeignete geometrische Gestaltung des Plenums soll erreicht werden, dass frühe Reflexionen von Druckwellen aus einem Runner in denselben zurück vermieden werden.

In diesem Absatz soll diese Auslegung mittels des oben erläuterten Modells der Ausbreitung geschehen. In Absatz 8.6.4 (Seite 75) wird dies durch Simulationen überprüft.

7.3.1 Ebene Wand normal zur Runneröffnung

Trifft eine Druckwelle aus einem Runner auf eine Wand welche parallel zur Runneröffnung steht, so wird ein Teil dieser Welle in den Runner zurückgeworfen (Abbildung 40, gelb). Für den Fall der Nahfeldausbreitung ist dieser Anteil unabhängig vom Wandabstand relativ groß. Folglich soll (diesem Modell nach) solch eine Anordnung der Wand vermieden werden.

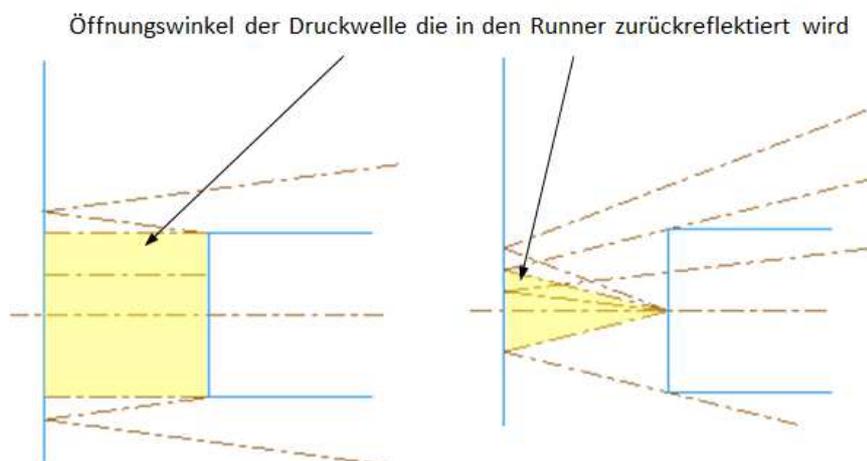


Abbildung 40: Modellvorstellung der Nahfeld - (links) und Fernfeldreflexionen (rechts) bei ebener Wand normal zur Runneröffnung

Die Tendenz der mit dem Wandabstand abnehmenden Rückreflexion in den Runner gilt (diesem Modell nach) beinahe unabhängig von der Geometrie der Wand. Jedoch steigt mit zunehmendem Wandabstand das Plenumsvolumen, wodurch diese Maßnahme vermieden werden soll.

7.3.2 Ebene Wand schräg zur Runneröffnung

Steht die Wand schräg zur Runneröffnung, so wird vor allem bei der Nahfeldausbreitung der Anteil der direkten Reflexion in den Runner zurück reduziert. (Abbildung 41, gelb). Insgesamt ergibt sich (diesem Modell nach) ein deutlich verbessertes Verhalten.

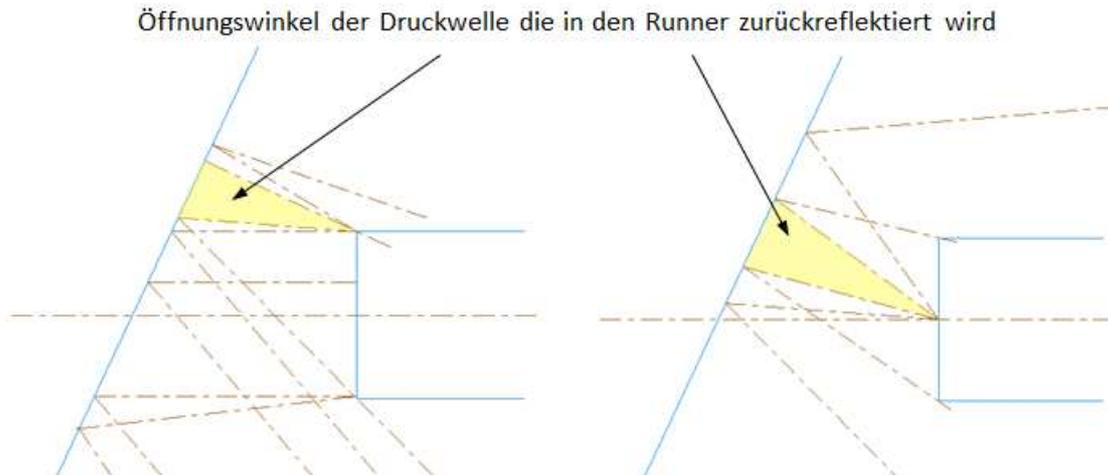


Abbildung 41: Modellvorstellung der Nahfeld- (links) und Fernfeldreflexion (rechts) bei schräger Wand

7.3.3 Rippen

Durch gezielte Rippen kann (diesem Modell nach) das Reflexionsverhalten noch weiter verbessert werden. Dies kann man sowohl durch Außen- als auch Innenrippen erreichen.

Mithilfe von Innenrippen können sowohl für die Nahfeldausbreitung als auch für die Fernfeldausbreitung direkte Reflexionen von Druckwellen in den Runner zurück gänzlich vermieden werden. Dazu müssen diese Rippen so konstruiert sein, dass selbst jene Druckwelle mit der Ausbreitungsrichtung entlang der Runnermittellinie am Runner vorbeireflektiert wird (Abbildung 42, Rot). Dadurch entsteht (diesem Modell nach) vor dem Runner eine Zone, in der keine Wandreflexionen auftreten. In dieser Zone ist das Druckfeld nur von aus dem Runner austretenden Druckwellen bestimmt.

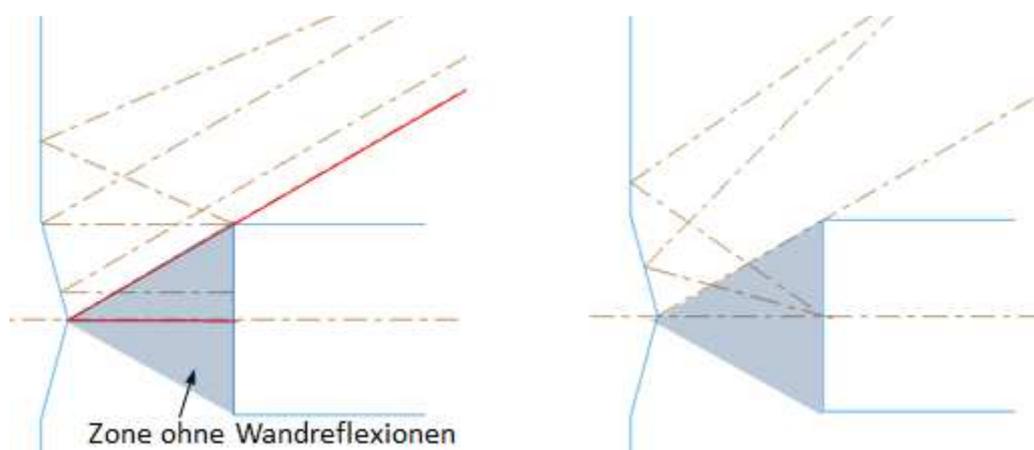


Abbildung 42: Modellvorstellung der Nahfeld- (links) und Fernfeldreflexion (rechts) bei Innenrippen

Um bei Außenrippen direkte Reflexionen in den Runner zurück zu vermeiden muss jene Druckwelle, welche bei der Fernfeldausbreitung die Kante der Rippe trifft, am Runner vorbei reflektiert werden (Abbildung 43, Rot). Auch hier entsteht wiederum vor dem Runner eine Zone ohne Wandreflexionen.

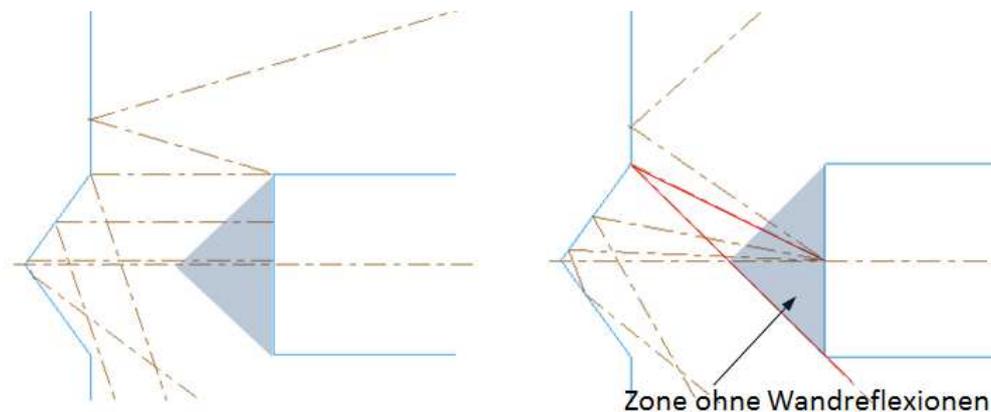


Abbildung 43: Modellvorstellung der Nahfeld- (links) und Fernfeldreflexion (rechts) bei Außenrippen

Diese Modellvorstellung über die Auswirkung der Rippen auf die Motorleistung wird in Absatz 8.6.4 (Seite 75) überprüft.

7.4 Rippen in der Runnerebene

Druckwellen aus dem Runner hinaus können (diesem Modell nach) nicht nur von der der Runneröffnung gegenüberliegenden Wand in diesen zurückgeworfen werden (wie bereits behandelt), sondern von jeder Wand. Dies ist auch nach mehrfachen Reflexionen möglich.

Da bei der Forderung nach kleinem Volumen die Plenen tendenziell rohrförmig aussehen, wurde die Idee entwickelt, dass Rippen in der Runnerebene (Abbildung 44, rechts.) eine deutliche Verbesserung des Verhaltens gegenüber der unverrippen Variante (Abbildung 44, mitte) bewirken können. Dabei sollen durch Rippen die Druckwellen aus der Runnerebene reflektiert werden, so dass diese nicht mehr so schnell in den Runner zurückreflektiert werden können (Abbildung 44, rechts). Dadurch sind abgesehen von den Seitenwänden keine direkten Reflexionen in den Runner zurück möglich.

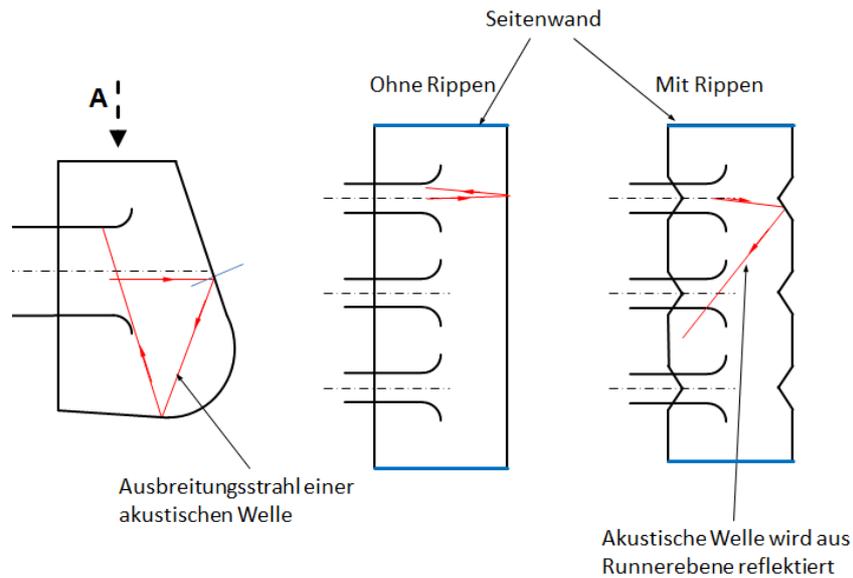


Abbildung 44: Modellvorstellung der Druckwellenausbreitung bei Rippen in Runnerebene

Bei der 3D CFD Analyse zeigt sich jedoch, dass diese Anordnung nicht die erdachte Verbesserung bringt (siehe Absatz 8.6.4.1, Seite 77).

7.5 Einströmen in Runner

Das Einströmen in den Runner hat wesentlichen Einfluss auf den Liefergrad des Einlasssystems. Aus diesem Grund soll auf dieses hier näher eingegangen werden.

Die Druckwellen aus dem Runner breiten sich vom Runnerende in alle Richtungen aus (siehe Absatz 7.2.2, Seite 36). Folglich strömt die Luft von allen Richtungen in den Runner. Dabei entsteht hinter dem Einströmelement eine Verengung des Strömungsquerschnittes (Abbildung 45, oben). Dadurch sinkt auch der Volumenstrom in den Runner bei einem gegebenem Druckverhältnis. Diese Einengung kann man durch eine geeignete Einströmtulpe deutlich reduzieren (Abbildung 45, unten).

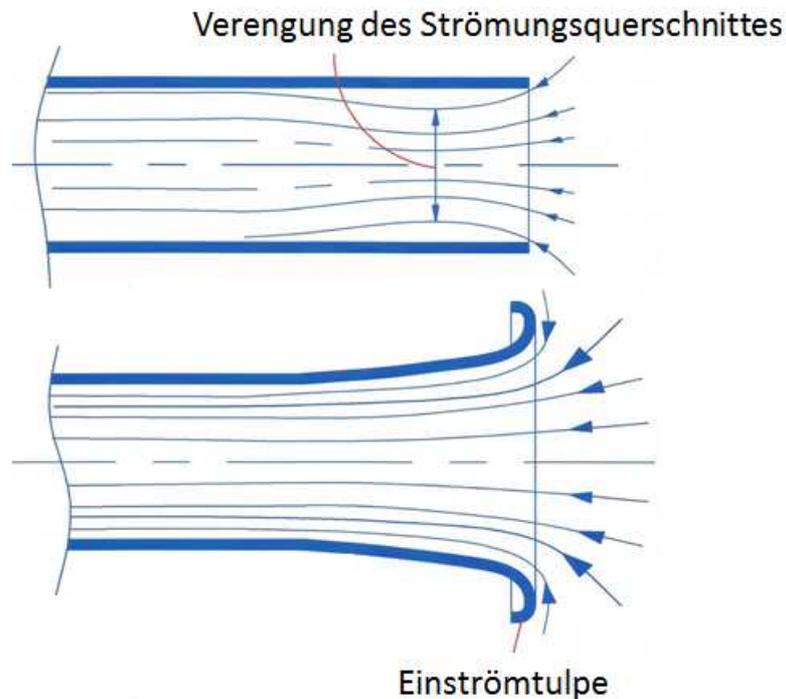


Abbildung 45: Einschnürung des Strömungsquerschnittes bei keiner (oben) und guter (unten) Einströmtulpe [6]

In vielen Quellen sind unterschiedliche optimale Einströmtulpen angegeben. Alle diese Quellen sind sich jedoch einig, dass der Krümmungsradius zum Runnerende hin abnehmen soll. So ergeben sich laut [7] bei einer elliptischen Tulpengestaltung die besten Einströmbedingungen (Abbildung 46).

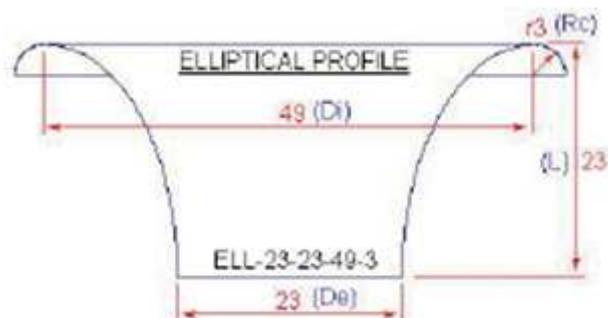


Abbildung 46: Optimaler Einlasstrichter laut [7]

Damit sich die Strömung in den Runner ordentlich ausbilden kann soll um diesen herum auch ein gewisser Platz frei bleiben. Für diese Arbeit werden dafür die Abstände laut Abbildung 47 als ausreichend angenommen.

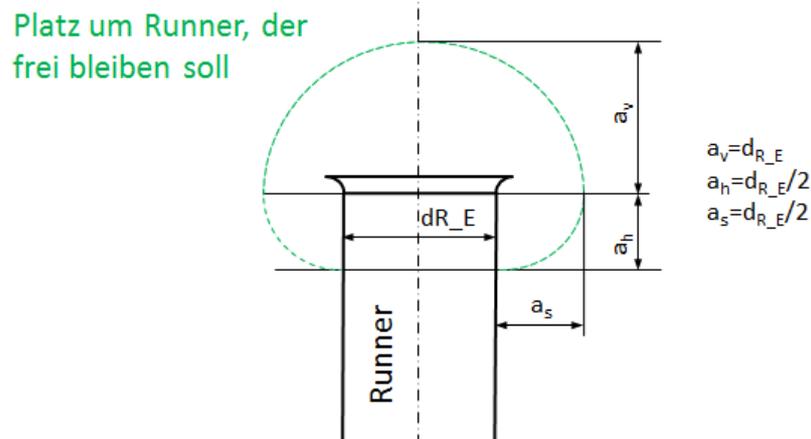


Abbildung 47: Platz, der um Einlasstulpe frei bleiben soll

Es wird vermutet, dass Querströmungen zu der Einströmrichtung eine zusätzliche Einschnürung der Strömung im Runner bewirken können (Abbildung 48). Um diese Einschnürungen zu vermindern sollen also diese Querströmungen, welche durch das Einströmen durch die Drosselklappe entstehen, vermindert werden.

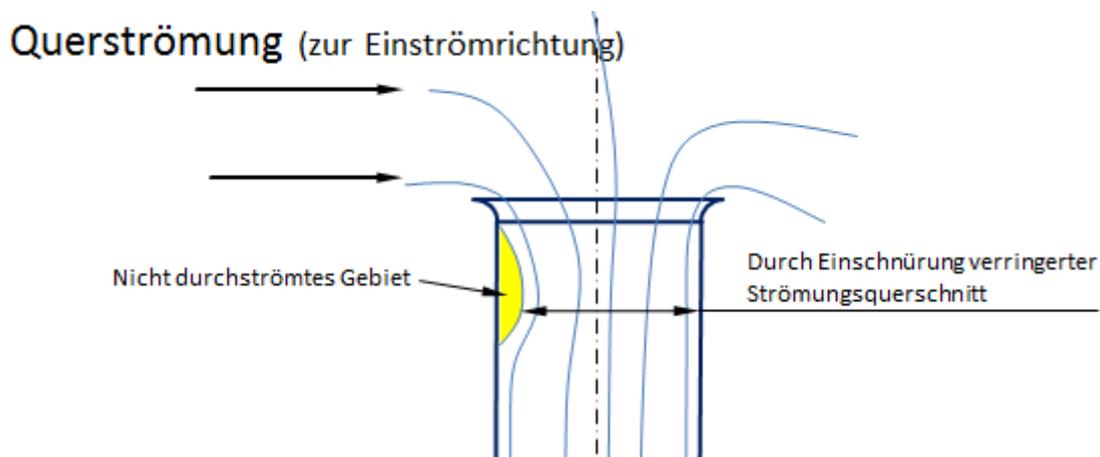


Abbildung 48: Einströmen in Runner bei starker Querströmung

In den Simulationen zeigt sich, dass diese Einschnürungen bei keinem untersuchtem Plenum auftreten (siehe Absatz 8.6.2, Seite 65).

7.6 Strömungsverteilung im Plenum

Über das Einströmelement tritt die Luft mit einer relativ hohen Strömungsgeschwindigkeit in das Plenum ein. Diese soll verteilt werden um hohe Querströmungen in der Nähe der Runner zu verhindern. Darüber hinaus ist solch eine Verteilung notwendig um gleiche Strömungsbedingungen an den unterschiedlichen Runnern erhalten zu können.

Für solch eine Strömungsverteilung stehen mehrere Möglichkeiten zur Verfügung.

7.6.1 Einströmen über Diffusor

Ein Diffusor dient der Wandlung von kinetischer Energie eines Fluids in Druckenergie. Dazu muss die Strömung verzögert werden, was man bei Unterschallströmung durch eine Querschnittserweiterung erreicht (Abbildung 49). Dies bewirkt sowohl eine Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit als auch eine Druckerhöhung.

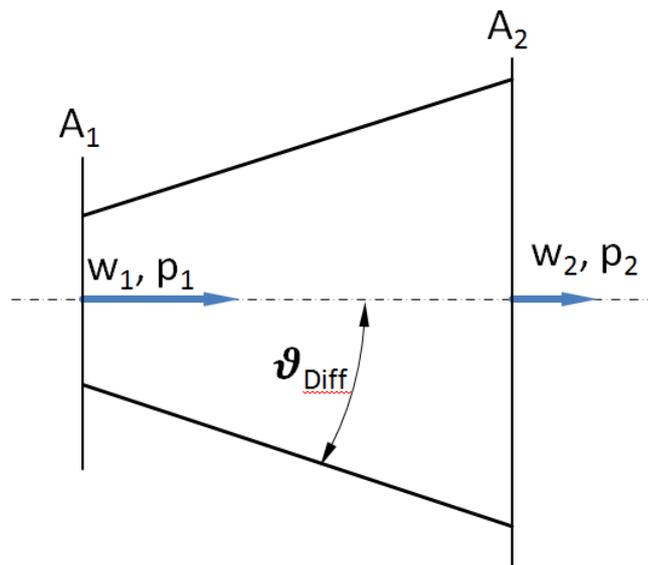


Abbildung 49: Prinzip Diffusor (bei Unterschallströmung)

Für den reibungsfreien adiabaten inkompressiblen⁵ Fall gilt für diese Strömung die Bernulligleichung (Gleichung (7.4)). Um diese einzuhalten muss sich demnach bei einer Verzögerung der Strömung der Druck erhöhen (Gleichung (7.5)).

$$p_1 + \frac{\rho_1 * w_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho_2 * w_2^2}{2} \quad (7.4)$$

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{\rho_1 * w_1^2}{2} - \frac{\rho_2 * w_2^2}{2} \quad (7.5)$$

Im realen Diffusor kann jedoch nicht die gesamte kinetische Energie in Druck gewandelt werden. Der Diffusorwirkungsgrad η_{Diff} gibt das Verhältnis zwischen realem Druckgewinn

⁵ Bei kleinen Druckänderungen und Strömungsgeschwindigkeiten wie in diesem Fall gilt die Vereinfachung der Inkompressibilität.

zum idealem Druckgewinn an (Gleichung (7.6)) [8].

$$\eta_{Diff} = \frac{(p_2 - p_1)_{real}}{(p_2 - p_1)_{ideal}} \quad (7.6)$$

[8]

Die Funktion des Diffusors ist maßgeblich vom seinem Öffnungswinkel ϑ_{Diff} abhängig (Abbildung 49). So kann es bei einem zu großem Öffnungswinkel zu einer Ablösung der Strömung kommen, wodurch der Diffusorwirkungsgrad deutlich sinkt.

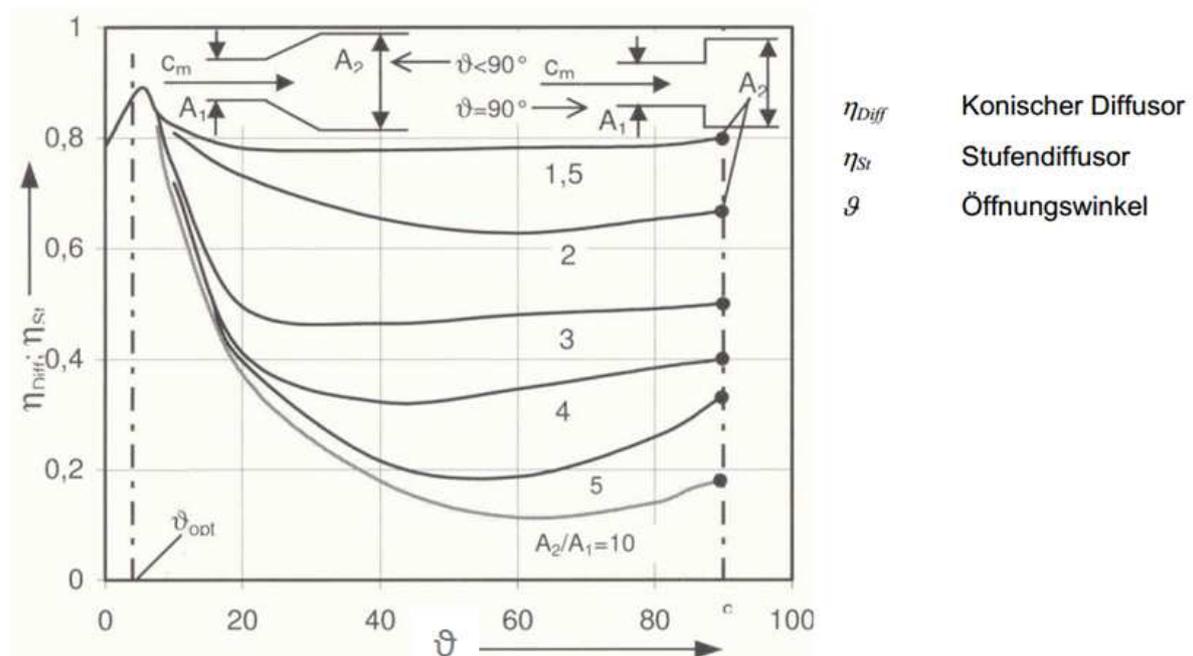


Abbildung 50: Diffusorwirkungsgrad über Öffnungswinkel [1]

Da beim Durchströmen eines adiabaten Diffusors dem Medium weder Energie zugeführt noch abgeführt wird, ändert sich bei idealem Gas die Gastemperatur nicht.

Bei einem Querschnittsprung ($\vartheta_{Diff} = 90^\circ$) bildet sich ein sogenannter Stufendiffusor. Dabei kann sogar ein besserer Diffusorwirkungsgrad erreicht werden als bei einem Diffusor mit zu großem Öffnungswinkel (Gleichung (7.7)) [9].

$$\eta_{Stufendiff} = \frac{2}{1 + \frac{A_2}{A_1}} \quad (7.7)$$

[9]

7.6.1.1 Potential eines Diffusors

Wie bereits erläutert kann mittels eines Diffusors Druck rückgewonnen werden. Das maximal mögliche Potential dieses Druckrückgewinns soll nun für diese Anwendung abgeschätzt werden.

Der mittlere Volumenstrom durch die Drosselklappe \dot{V}_{DK} entspricht dem Hubvolumen V_H multipliziert mit dem Luftaufwand λ_a und der halben Motordrehfrequenz f_M (Gleichung (7.8)).

$$\dot{V}_{DK} = V_H * \lambda_a * \frac{f_M}{2} \quad (7.8)$$

Es wird angenommen, dass dieser Volumenstrom mit einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit über die Drosselklappe (Durchmesser d_{DK}) einströmt. Dabei ist je nach Drosselklappenquerschnitt A_{DK} eine Strömungsgeschwindigkeit von w_{DK} in der Drosselklappe notwendig. Die Dichte wird als konstant angenommen.

$$w_{DK} = \frac{\dot{V}_{DK}}{A_{DK}} \quad (7.9)$$

$$A_{DK} = \frac{\pi * d_{DK}^2}{4} \quad (7.10)$$

Die maximal mögliche Druckrückgewinnung Δp_{iD} würde man in einem Diffusor, welcher die Strömung bis zum Stillstand verzögert ($w_2=0$), erreichen. Dies würde bei einem Diffusorwirkungsgrad von eins eine Drucksteigerung des Fluids auf p_{2_iD} bewirken (Gleichung (7.11)).

Der maximale Druckrückgewinn Δp_{iD} entspricht dem Staudruck der Strömung in der Drosselklappe. Es fällt auf, dass dieser maximale Druckgewinn sehr stark vom Drosselklappendurchmesser abhängig ist (4te Ordnung).

$$\Delta p_{iD} = p_{2_iD} - p_1 = \frac{2 * \rho_1 * V_H^2 * \lambda_a^2 * f_M^2}{\pi^2 * d_{DK}^4} \quad (7.11)$$

Bei einer Auslegungsdrehzahl von 8500 1/min (f_M), einem Hubvolumen von einem Liter und einem Luftaufwand von eins, ergibt sich in der Drosselklappe eine Strömungsgeschwindigkeit von 30,93 m/s und damit ein maximaler Druckrückgewinn von 5,6 mbar.

Die Leistung eines Viertaktmotors ist direkt proportional dem effektivem Mitteldruck p_e (Gleichung (7.12)). Dieser ist bei gleich bleibendem effektivem Wirkungsgrad η_e und Gemischheizwert HG proportional dem Luftaufwand λ_a (Gleichung(7.13)). Dieser Luftaufwand ist näherungsweise proportional zur Dichte, welche für ideales Gas wiederum proportional zum Druck im Plenum ist.

$$P = V_H * p_e * \frac{f_M}{2} \quad (7.12)$$

$$p_e = \eta_e * \lambda_a * HG \quad (7.13)$$

Folglich ist für ideales Gas die Motorleistung proportional dem Druck im Plenum. Durch den Druckrückgewinn eines idealen Diffusors (Gleichung (7.11)) ergibt sich somit eine Leistungssteigerung von 0,56% (der inneren Leistung – ohne Berücksichtigung der Reibung).

7.6.1.2 Anwendbarkeit in diesem Projekt

Um einen hohen Diffusorwirkungsgrad zu erreichen ist ein sehr kleiner Öffnungswinkel erforderlich (Abbildung 50, Seite 46). Solch ein Diffusor müsste sehr lang sein um die geforderten Querschnittsänderungen zu erzielen. Dies würde einerseits das Plenumsvolumen enorm steigern, andererseits ist es platzmäßig nicht unterzubringen.

Bei einem **Mehrfachdiffusor** (Abbildung 51), welcher quasi einer Parallelschaltung mehrerer Diffusoren entspricht sind größere Öffnungswinkel realisierbar. Jedoch ist dieser konstruktiv mit den gewählten Fertigungsverfahren schwer umsetzbar. Aus diesem Grund wird davon abgesehen.

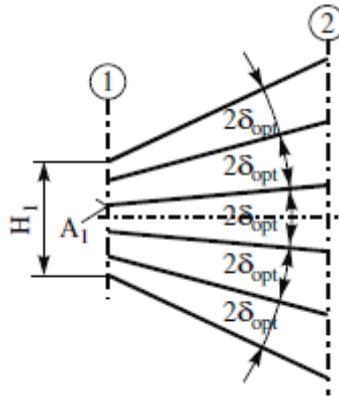


Abbildung 51: Mehrfachdiffusor [1]

Da die Realisierung eines Einströmdiffusors nur schwer umsetzbar ist und das Potential der Leistungssteigerung ohnehin nicht recht groß ist, soll kein Diffusor verwendet werden.

7.6.2 Einströmen über Freistrah

Eine andere Möglichkeit des Abbaus der Strömungsgeschwindigkeit aus der Drosselklappe stellt der Freistrah dar.

Tritt eine Strömung in ein Volumen ein, so reißt sie umliegende Luft mit. Dadurch wird Strömungsgeschwindigkeit abgebaut. Um den Massenstrom des mitgerissenen Fluids zu kompensieren muss Sekundärfluid seitlich nachströmen (Abbildung 52).

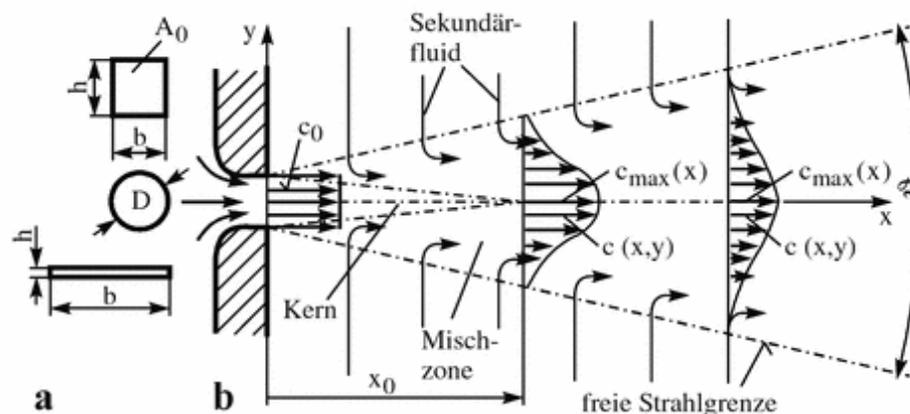


Abbildung 52: Freistrahlausbreitung [1]

Jedoch erfolgt die Weitergabe des Impulses nur sehr langsam, wodurch sich eine enorme Eindringtiefe ergibt. So erreicht die Wirkung der Scherkräfte den Strahlkern erst nach einer Ausbreitung um ca. den 6- 7 fachen Anfangsdurchmesser ($x_0=6$ bis $7 \times D$) [1]. Erst nach dieser Strecke wird die maximale Strömungsgeschwindigkeit reduziert. Aufgrund dieser enormen Eindringtiefe ist ein vollkommener Geschwindigkeitsabbau im Freistrahls kaum realisierbar.

Obwohl der Freistrahls eine sehr große Ähnlichkeit mit einem Stufendiffusor hat, tritt im Freistrahls keine Erhöhung des Drucks auf.

Eine Konstruktion, bei der die Geschwindigkeit durch einen Freistrahls abgebaut werden soll, ist in Absatz 7.7.3 (Seite 52) erläutert.

7.6.3 Strömungsdiffusion mit Wandkontakt

Aufgrund der großen Eindringtiefe des Freistrahls trifft dieser bei einer normalen Anordnung mit nur minimal reduzierter Strömungsgeschwindigkeit auf eine Wand auf.

Dieser Wandaufprall soll nun mittels einer einfachen Modellvorstellung analysiert werden:

Trifft der Fluidstrom auf eine Fläche auf, so wird dieser in mehrere Richtungen abgelenkt (Abbildung 53). Die dadurch entstehende größere Oberfläche führt (dieser Modellvorstellung nach) in Kombination mit der Wandreibung zu einem schnellen Impulsabbau. Dies führt wiederum zu einem Abbau der Strömungsgeschwindigkeit. Je steiler dieser Strömungsaufprall ist desto stärker tritt dieser Effekt (dieser Modellvorstellung nach) auf.

Darüber hinaus kann auch direkt beim Wandaufprall ein Verlust durch Turbulenz auftreten, welcher die Spitzengeschwindigkeit der Strömung zusätzlich reduziert.

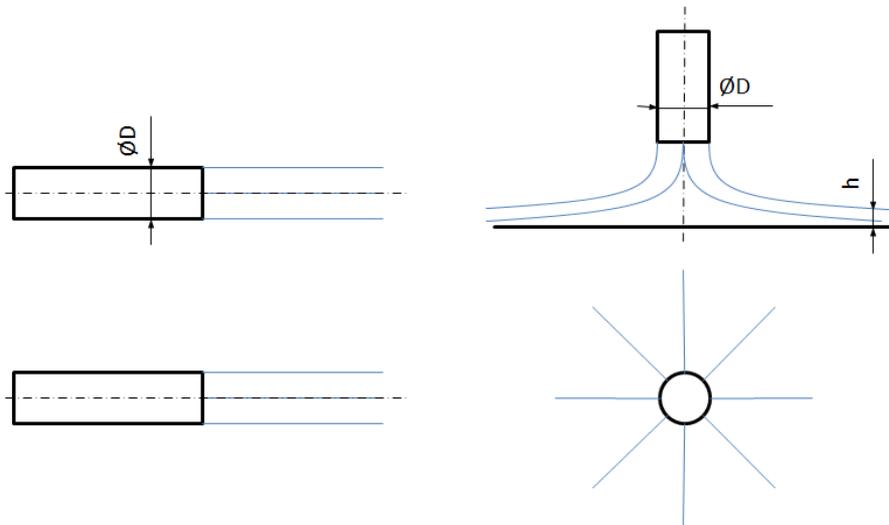


Abbildung 53: Reibungsfreie Strömungsausbreitung ohne (links) und mit Wandkontakt (rechts)

Jedoch sollte bei solch einer Umlenkung berücksichtigt werden, dass die Strömung nach der Umlenkung ausreichend Querschnitt zum Strömen hat. Bei einer Querschnittsreduktion müsste sich die Strömung aus Kontinuitätsgründen beschleunigen.

Da in keiner der betrachteten Plenen eine Einschnürung im Runner durch Strömungen im Plenum (Absatz 8.6.2, Seite 65) stattfand, ist diese Verbesserung der Strömungsdiffusion nicht notwendig.

7.6.4 Strömungsaufteilung über Strömungswiderstand

Eine weitere Möglichkeit der Strömungsaufteilung ist über einen Strömungswiderstand. Dabei strömt ein Massenstrom in ein Ausgleichsvolumen und diffundiert in diesem, so dass in diesem überall ein gleichmäßiger Druck p_A herrscht. Über den Strömungswiderstand stellt sich durch die Druckdifferenz $p_B - p_A$ eine konstante Strömungsgeschwindigkeit in diesem ein (Abbildung 54).

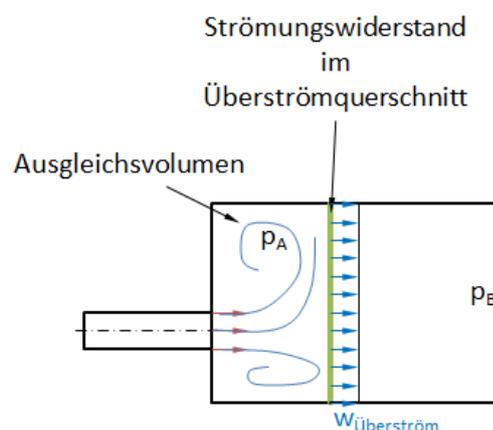


Abbildung 54: Strömungsaufteilung über Strömungswiderstand

Durch diese Anordnung ist eine sehr gute Gleichverteilung bei geringem Volumen möglich. Jedoch ergibt sich ein zusätzlicher Druckverlust.

Da der Druckverlust bei einem Turboplenum nicht allzu wichtig ist, wird diese Anordnung sehr gerne bei solchen Motoren eingesetzt. Die konkrete Umsetzung bei Turbomotoren nennt sich Spaltplenum. Dabei bildet ein relativ schmaler Spalt den Strömungswiderstand.

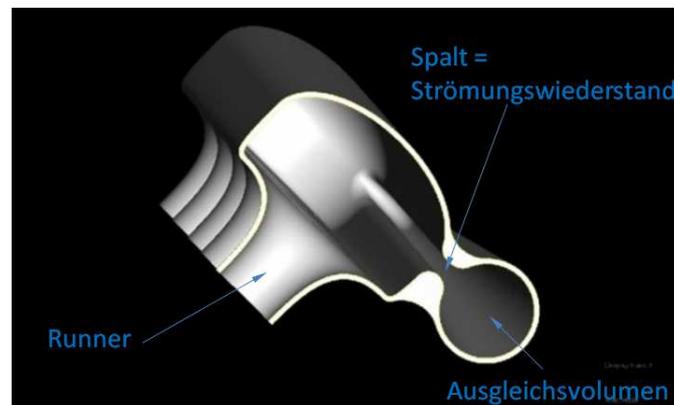


Abbildung 55: Spaltplenum [10]

7.7 Gestaltungsbeispiele des Plenums

In diesem Kapitel wird die Geometrie des Plenums erarbeitet. Dies geschieht mittels Analyse einiger Beispiele. Dabei wird von einer seitlichen Drosselklappenposition (aus Packaginggründen) ausgegangen.

7.7.1 Strömungseinlass in Runnerebene

Bei einer Einströmung in der Runnerebene (Abbildung 56) würden an den Runnern sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten herrschen, da der Geschwindigkeitsabbau einer freistrahllähnlichen Strömung nur langsam stattfindet (siehe auch Absatz 7.6.1.2, Seite 48). Nach der Modellvorstellung von Kapitel 7.5 (Seite 42) würden sich somit schlechtere Einströmbedingungen in die Runner ergeben

Darüber hinaus würden sich an den Runnern sehr unterschiedliche Strömungsbedingungen ergeben. In Summe ist mit schlechtem Liefergrad und schlechter Gleichverteilung zu rechnen. Aus diesem Grund sollte solch eine Drosselklappenposition auf jeden Fall vermieden werden.

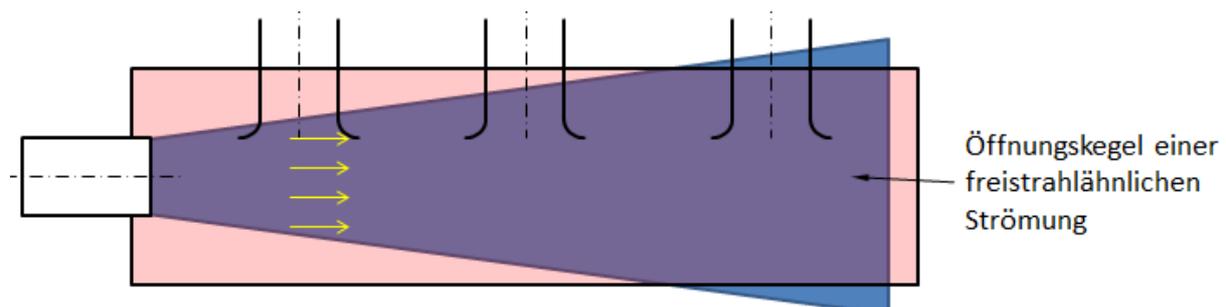


Abbildung 56: Einströmen in Runnerebene (Modellvorstellung)

7.7.2 Einströmrichtung

Um trotz der seitlichen Drosselklappenposition gleiche Strömungsbedingungen an den Runnern zu erhalten, soll die Strömung aus der Drosselklappe nicht quer zu den Runnern in die Runnereinhausung fließen (Abbildung 57). Diese Aufgabe übernimmt der Strömungsverteiler (siehe Abbildung 34, Seite 34).

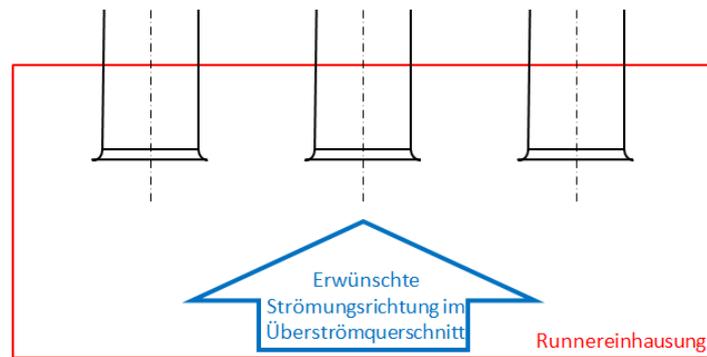


Abbildung 57: optimale Strömungsrichtung im Überströmquerschnitt

7.7.3 Seitliches Einströmen in versetzter Ebene

Bei einer Einströmung quer zu den Runnern in einer versetzten Ebene (Abbildung 58) wurden bislang sehr gute Ergebnisse erzielt. Aus diesem Grund wird dieser Aufbau näher untersucht.

Aufgrund des freistrahllähnlichen Einströmens und dessen Mitreißen von Sekundärfluid ist damit zu rechnen, dass sich im Plenum ein Strömungsfeld mit Wirbeln ausbildet. Die Strömung aus der Drosselklappe würde tendenziell in Richtung des hintersten Runners (Runner 3) verlaufen, wodurch sich für diesen deutlich bessere Strömungsbedingungen ergeben. Dies führt zu einer stärkeren Ungleichverteilung. Die Entstehung dieser Wirbel wird in Absatz 8.6.2.1 (Seite 68) nachgewiesen. Jedoch bewirken diese keine verschlechterten Einströmbedingungen.

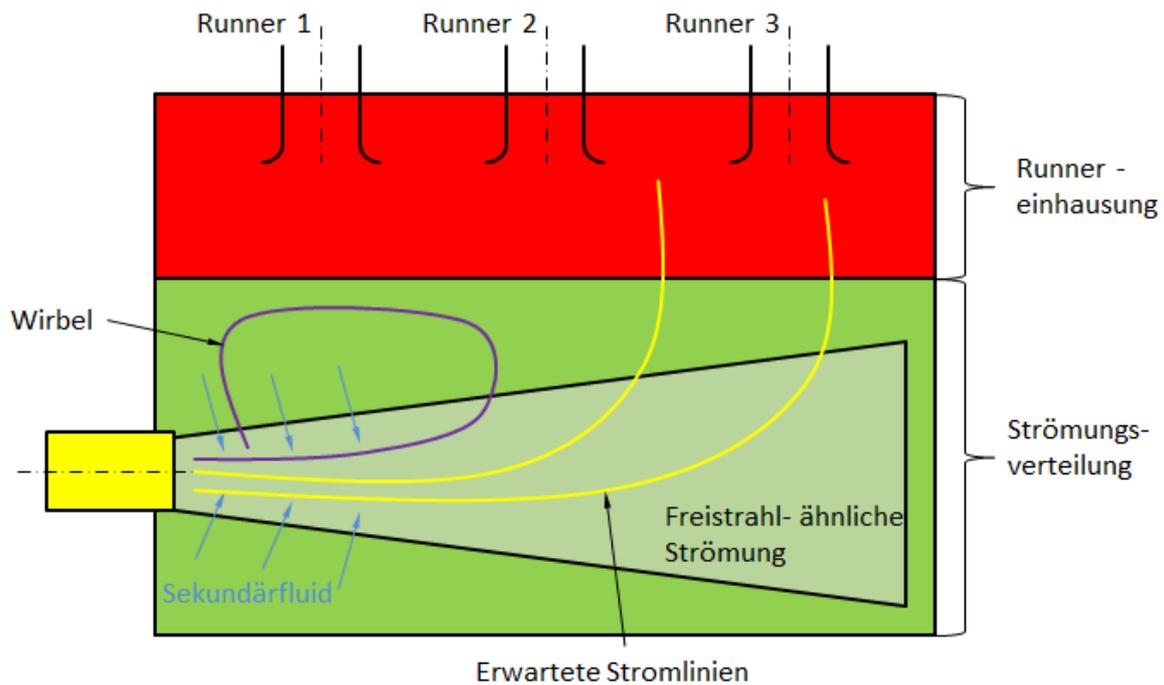


Abbildung 58: seitliches Einströmen in versetzter Ebene (Modellvorstellung)

7.7.4 Konzept Strömungsaufprallfläche

Es wird nach einem Konzept gesucht, bei welchem geringe Strömungsgeschwindigkeiten und somit gute Einströmbedingungen (siehe Abbildung 48, Seite 44) an den Runnern herrschen.

Dazu soll die Strömungsgeschwindigkeit aus der Drosselklappe mittels eines Wandkontakts schneller abgebaut werden (siehe Absatz 7.6.3, Seite 49). Durch die dadurch entstehende Verflachung der Strömung teilt sich (dieser Modellvorstellungen nach) diese so auf, dass kein Runner mehr bevorzugt wird.

Da vermutet wird, dass der Aufprallwinkel der Strömung ein wichtiger Parameter für diese Verteilung ist, soll dieser bei den Simulationen variiert werden.

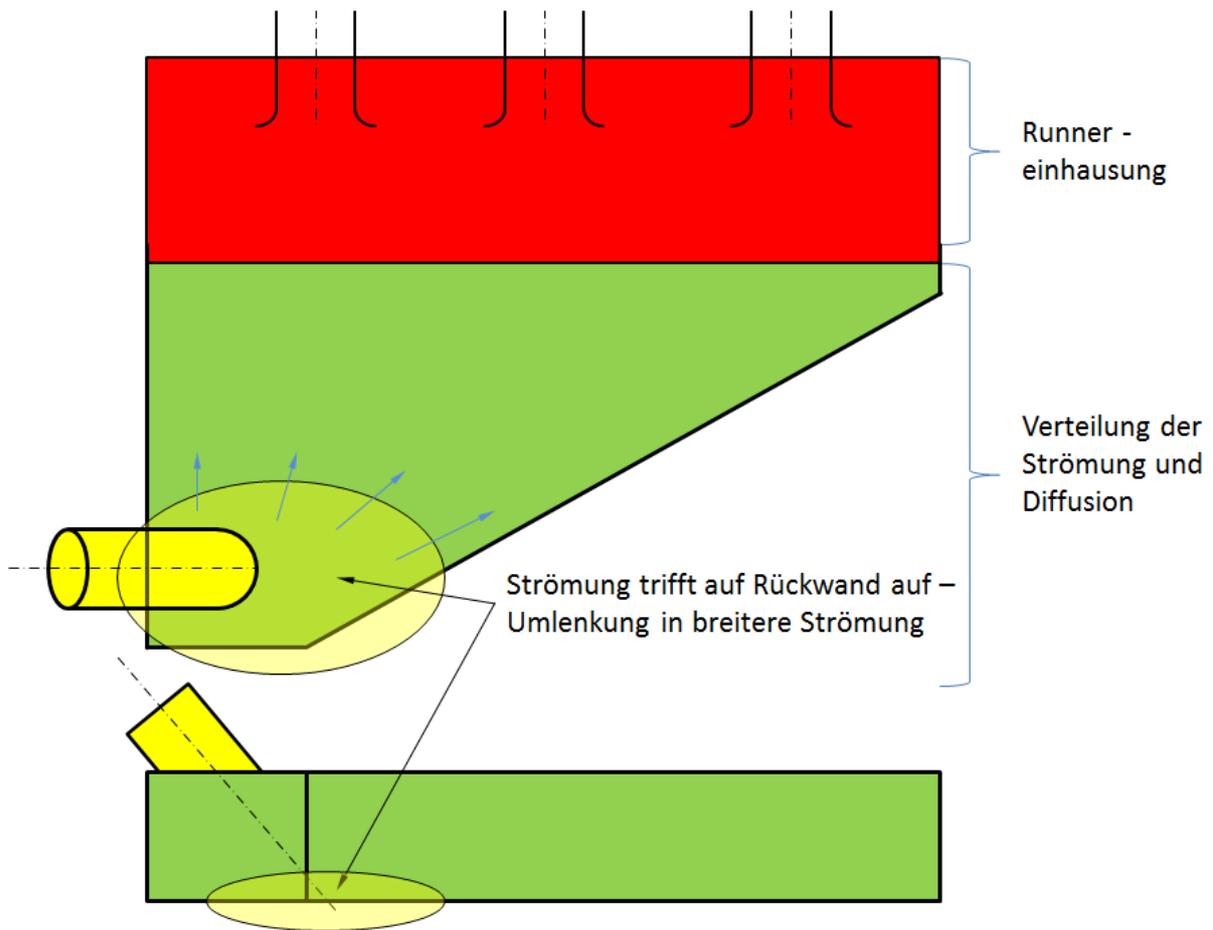


Abbildung 59: Konzept Strömungsaufprallfläche

Durch solch ein Prinzip stehen auch deutlich mehr Freiheiten in der konstruktiven Gestaltung des Plenums zur Verfügung. Auch ist dieses Prinzip bei den gegebenen Platzverhältnissen sehr gut umsetzbar.

In den Simulationen zeigt sich jedoch, dass auch ohne diese Maßnahme keine Einschnürung der Strömung in die Runner auftritt. Aus diesem Grund ist solch eine Strömungsführung nicht notwendig.

8 Simulation der Strömung im Plenum

Um die erarbeiteten Theorien über die Strömungsvorgänge im Plenum zu überprüfen werden Simulationen erstellt⁶. Dabei wird das gesamte Ein- und Auslasssystem von vier Plenumsgeometrien mittels einer instationären 1D/3D- Koppelungsrechnung in GT Powertrain simuliert. Nur das Plenum samt den Runnern wird 3D gerechnet.

Da für die TC Variante kein Modell des Turboladers zur Verfügung steht, wird ausschließlich die NA Variante simuliert.

Simuliert werden die Drehzahlen 4500 1/min, 7000 1/min und 8500 1/min jeweils bei Vollast. Mit den beiden höheren Drehzahlen wird jeweils die maximale Leistung und das maximal erreichbare Drehmoment vorausberechnet. Mit dem niedrigeren Drehzahlpunkt wird die Gleichverteilung bei niedrigeren Drehzahlen überprüft.

Am Ende dieses Kapitels werden die strömungstechnischen Vorgänge im Plenum erläutert und visualisiert.

8.1 Simulierte Modelle

Um die erarbeiteten Grundlagen überprüfen zu können werden vier verschiedene Plenen konstruiert. Dabei wird eine neue Plenumsgeometrie entworfen, welche auf dem Prinzip des Wandaufpralls basiert und platzmäßig (siehe Absatz 5, Seite 25) gut unterzubringen ist. Um den Effekt des Wandaufpralls und die Wirkung von Rippen auf Druckwellen zu analysieren werden hiervon drei Variationen erstellt (Varianten 1a, 1b und 1c).

Zur Überprüfung der Funktion dieser Varianten wurde ein Plenum mit einer bewährten Geometrie nachkonstruiert (Variante 2). Weisen die neuen Plenen ähnlich gute Eigenschaften wie dieses auf, so kann dessen Funktion als gut eingestuft werden.

Um den Einfluss des Plenumsvolumens auf den Liefergrad zu eliminieren werden alle Plenen so konstruiert, dass sie dasselbe Volumen haben.

⁶ Simulationen wurden von der Firma BRP Powertrain durchgeführt

8.1.1 Variante 1a

Bei dieser Variante steht die Strömungsaufprallfläche normal auf die Drosselklappe. Darüber hinaus ist diese Variante mit Rippen versehen (Abbildung 60). Wie sich in Absatz 8.6.4.1 (Seite 77) herausstellt sind diese so platziert, dass sie ihre angedachte Funktion nicht erfüllen können.

Auch auf das Platzangebot im Fahrzeug wurde Rücksicht genommen.

Im Plenum ist Platz für unterschiedlich lange Runner vorhanden. So können mittels Austausch der Einströmtulpen unterschiedlich lange Runner realisiert werden. Dies kann für ein besseres Ansauggeräusch notwendig sein (siehe Absatz 11.2, Seite 93)

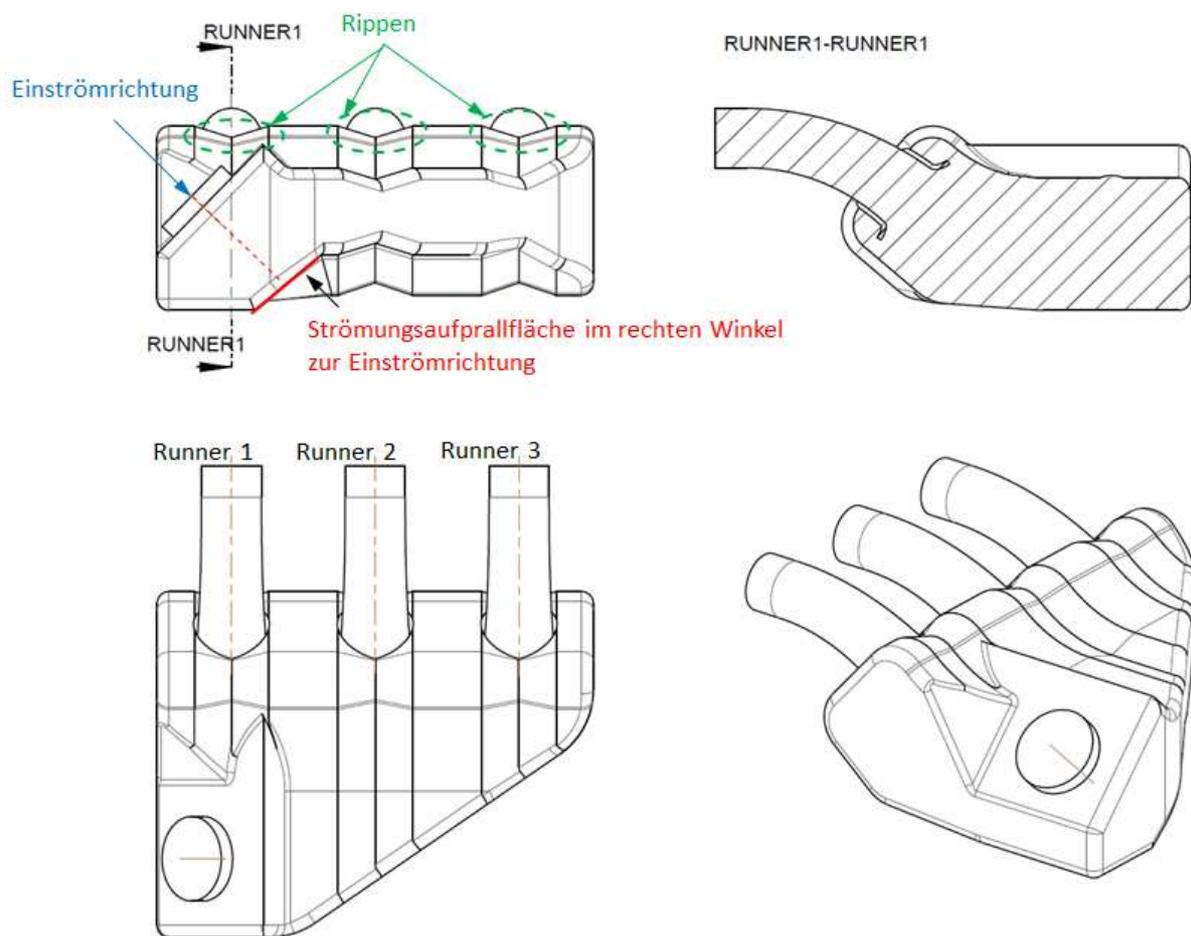


Abbildung 60: durchströmtes Volumen Variante 1a

8.1.2 Variante 1b

Bei dieser Variante steht die Strömungsaufprallfläche nicht ganz so steil auf die Drosselklappe. Auch diese Version hat Rippen (welche wiederum ungünstig angeordnet sind).

Auch diese Variante berücksichtigt das Platzangebot des Fahrzeuges und ermöglicht unterschiedlich lange Runner.

Durch den Vergleich dieser Variante mit der Variante 1a soll der Einfluss des Neigungswinkels der Strömungsaufprallfläche bestimmt werden können.

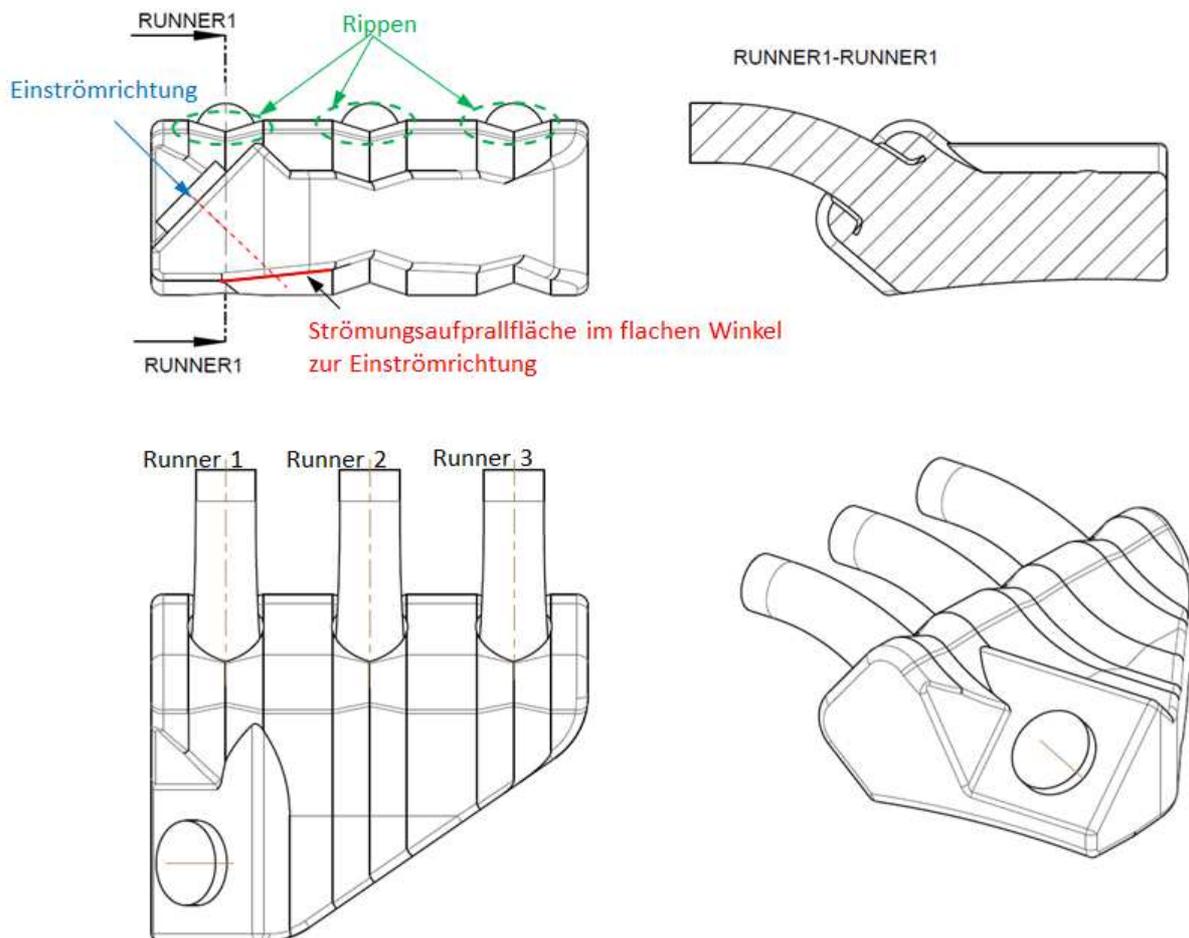


Abbildung 61: durchströmtes Volumen Variante 1b

8.1.3 Variante 1c

Diese Variante entspricht grundsätzlich der Variante 1a, bis auf das Weglassen der Rippen.

Sie ist auch mit einer Strömungsaufprallfläche senkrecht zur Einströmrichtung versehen. Diese Variante berücksichtigt ebenfalls das Platzangebot des Fahrzeuges und ermöglicht unterschiedlich lange Runner.

Durch den Vergleich dieser Variante mit der Variante 1a soll der Einfluss der Rippen analysiert werden können.

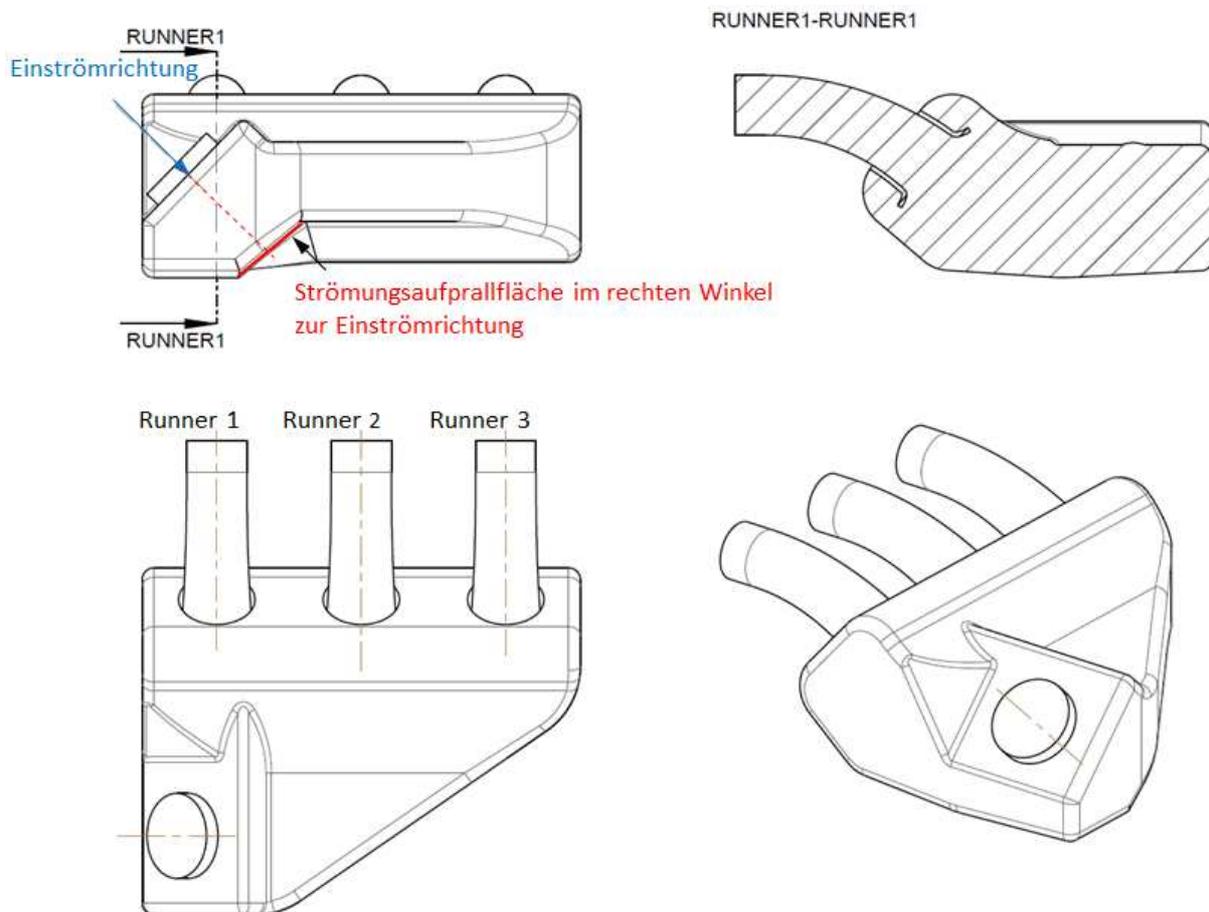


Abbildung 62: durchströmtes Volumen Variante 1c

8.1.4 Variante 2

Diese Variante ist einer bereits bewährten Geometrie nachempfunden. Bei ihr wird seitlich in einer versetzten Ebene eingeströmt (siehe Absatz 7.7.3, Seite 52).

Diese Variante soll rein als Maßstab für die Funktion der neuen Varianten (1a, 1b und 1c) dienen. Sie ist weder platzmäßig im Fahrzeug unterzubringen, noch ermöglicht sie eine nennenswerte Variation der Runnerlänge im Inneren des Plenums.

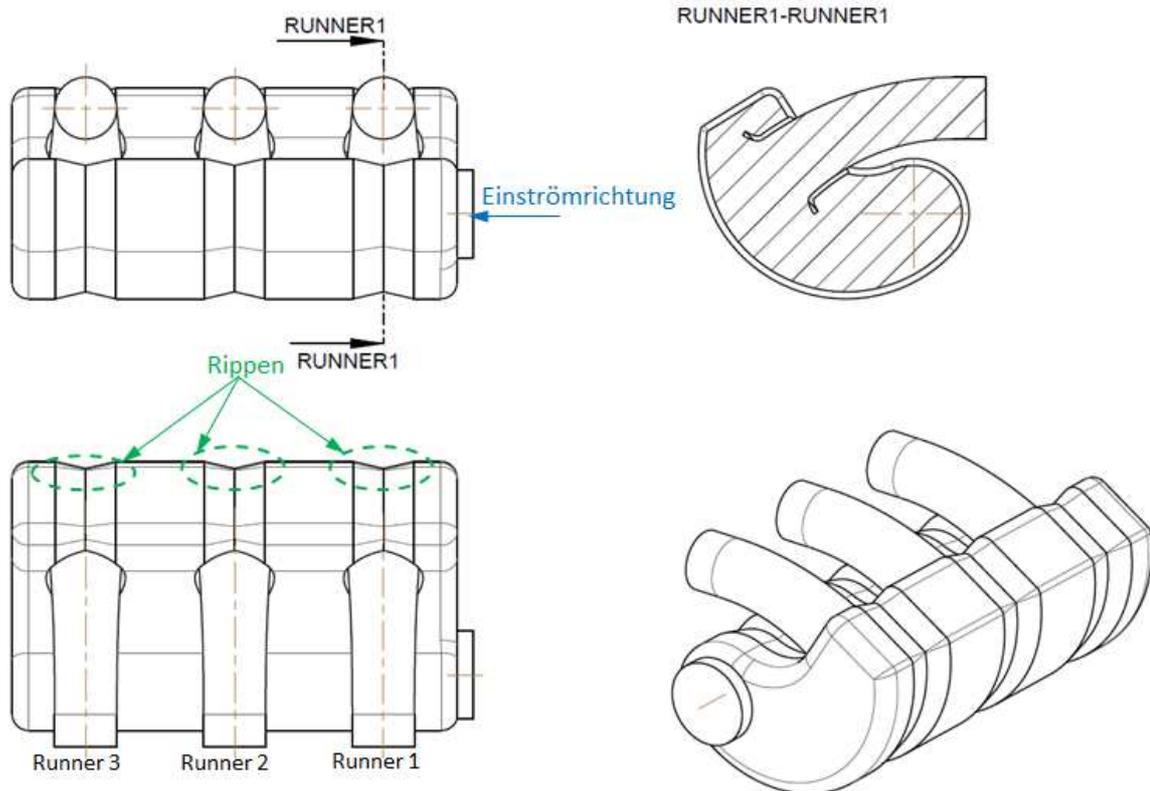


Abbildung 63: durchströmtes Volumen Variante 2

8.2 Vergleich 1D/3D-Koppelungsrechnung mit reiner 1D- CFD

Beim Vergleich der Ergebnisse der 1D/3D- Koppelungsrechnung mit der reinen 1D- Simulation fällt auf, dass bei der reinen 1D- Simulation ausgeprägtere Maxima und Minima auftreten. (Abbildung 64). Es wird auch eine höhere Leistung und ein höheres Moment erreicht.

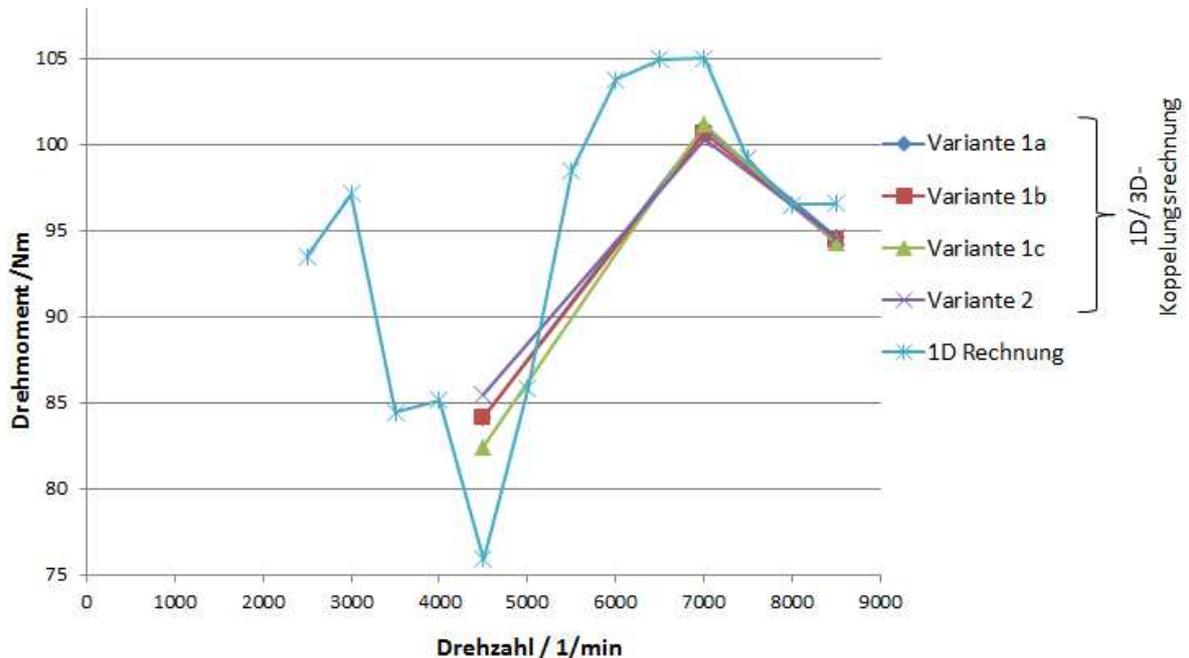


Abbildung 64: Vergleich Drehmoment 1D und gekoppelte Simulation

8.3 Vergleiche der einzelnen Varianten

Die Analyse der Funktion der einzelnen Varianten erfolgt primär über den Vergleich untereinander. Aus diesem Grund ist es sinnvoll den Unterschied der Varianten zu quantifizieren. Dazu wird ein Kennwert $\Delta Var_{A,B}$ (Formel (8.1)) eingeführt, welcher angibt, um wie viel Prozent sich die Liefergrade der Zylinder zweier Varianten (in einem Lastpunkt) durchschnittlich unterscheiden.

Hierbei steht $\lambda_{1_varA_Zyl}$ für den Liefergrad des Zylinders x der Variante A bei einem Lastpunkt, $\lambda_{1_varB_Zyl}$ für den Liefergrad desselben Zylinders (x) der Variante B beim gleichem Lastpunkt.

$$\Delta Var_{A,B} = \frac{1}{\text{Zylinderzahl}} \sum_{\text{Zylinder}} \frac{|\lambda_{1_varA_Zyl,x} - \lambda_{1_varB_Zyl,x}|}{(\lambda_{1_varA_Zyl} + \lambda_{1_varB_Zyl})/2} \quad (8.1)$$

Tabelle 1 Abweichung der Varianten

$\Delta\lambda_{\text{Var}_{A_B}}$ in %	1a – 1b	1a – 1c	1a - 2	1b - 2
4500 1/min	0,665	2,221	1,800	1,907
7000 1/min	0,283	0,492	1,403	1,225
8500 1/min	0,277	0,134	0,492	0,307
Durchschnitt	0,409	0,949	1,232	1,147

Beim Analysieren der Unterschiede zwischen den Varianten (Tabelle 1) fällt auf, dass der Einfluss des Plenums relativ gering ist. Darüber hinaus erkennt man, dass sich die Varianten mit abnehmender Drehzahl zunehmend unterscheiden. Folglich ist die Geometrie des Plenums vor allem für niedrige Drehzahlen relevant.

8.4 Analyse der Leistung

Da vor allem für die NA Variante ein hohes Leistungstarget gesetzt ist, soll für dessen Erfüllung die Plenumsgeometrie den Ladungswechsel möglichst gut unterstützen. Wie bereits aus der Analyse der Abweichungen der Varianten (Tabelle 1) hervorgeht unterschieden sich die Varianten für hohe Drehzahlen nur unwesentlich. Jedoch liefert die Variante 1a bei 8500 1/min die meiste Leistung. In Summe lieferte die Variante 1a über das gesamte Drehzahlband die zufriedenstellendste Leistungscharakteristik. Alle neuen Varianten waren bei 7000 1/min der Vergleichsvariante überlegen (Abbildung 65). Es sei noch angemerkt, dass diese Werte sehr nahe beieinander liegen, der Einfluss des Plenums auf die Leistung daher als gering einzuschätzen ist.

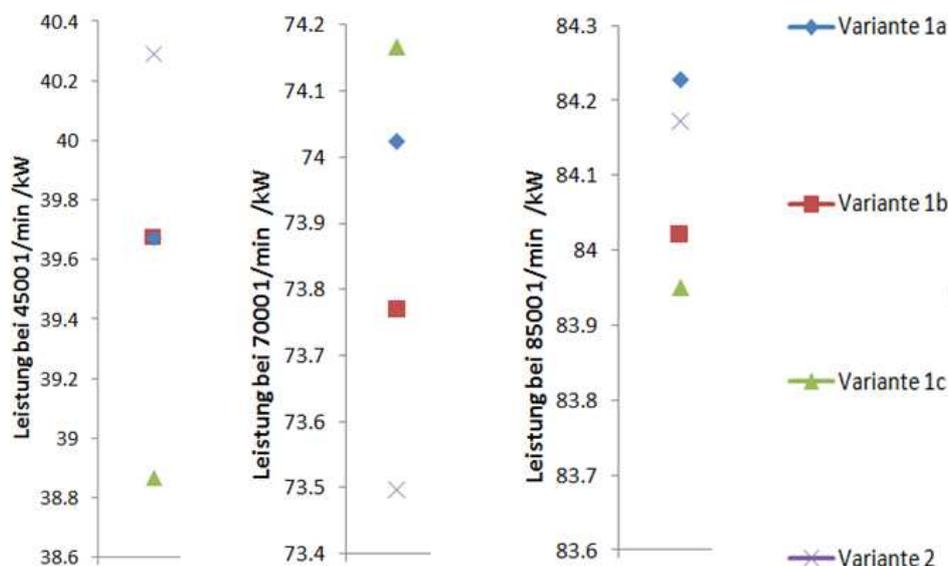


Abbildung 65: Leistung der Varianten (3D Simulation)

8.5 Analyse der Gleichverteilung

Wie bereits in Absatz 3.1.1 (Seite 8) erläutert ist eine wichtige Anforderung an das Plenum die Gleichverteilung des Massenstroms zwischen den Zylindern. Dies gilt besonders für die TC Variante. Die hier vorliegenden Simulationen wurden jedoch für NA Varianten durchgeführt. Dennoch sollte die Gleichverteilung der NA Variante als Richtwert für die Gleichverteilung der TC Variante dienen.

Die Gleichverteilung gibt Auskunft, in welchem Verhältnis sich die Massenströme auf die einzelnen Zylinder aufteilen. Diese soll mittels des Kennwerts der Ungleichverteilung $\Delta\lambda_1$ (Gleichung (8.2)) beziffert werden. Diese entspricht der Differenz des höchsten ($\lambda_{1_Zyl_max}$) und niedrigsten ($\lambda_{1_Zyl_min}$) Liefergrades eines Zylinders dividiert durch den mittleren Liefergrad aller Zylinder. Dabei sind alle Werte desselben Lastpunkts zu nehmen. Da diese Ungleichverteilung ungünstig ist, soll sie in allen Betriebspunkten möglichst gering sein.

$$\Delta\lambda_1 = \frac{\lambda_{1_Zyl_max} - \lambda_{1_Zyl_min}}{\lambda_1} \quad (8.2)$$

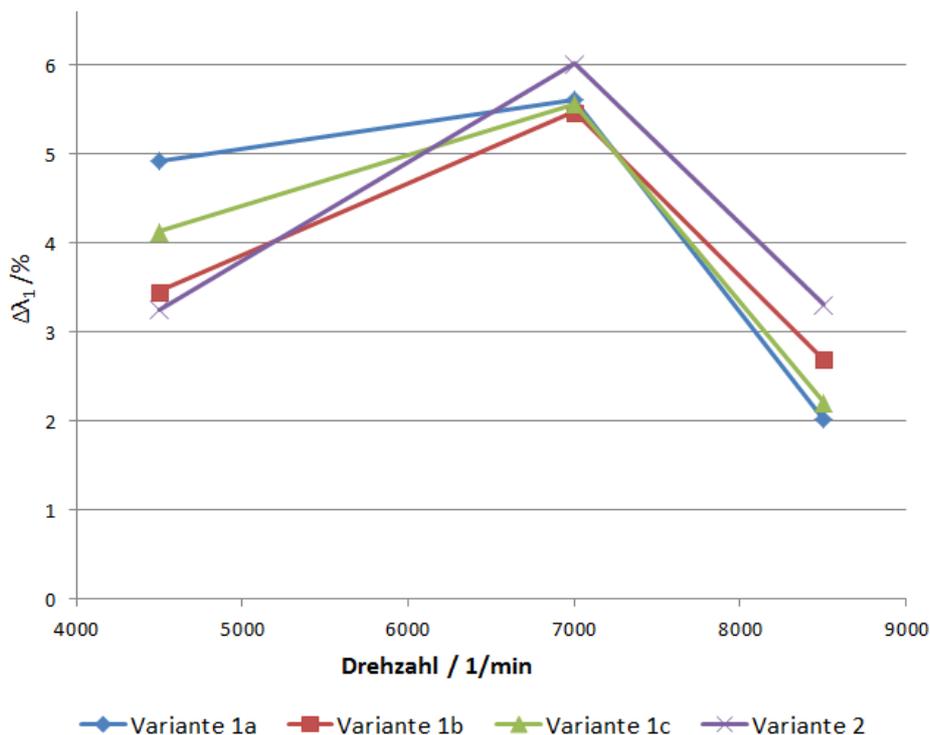


Abbildung 66: Ungleichverteilung der Varianten bei Vollast

Es zeigt sich, dass die neu entwickelten Lösungen (Variante 1a, 1b und 1c) für hohe Drehzahlen eine bessere Gleichverteilung haben. Für niedrige Drehzahlen ist jedoch die Referenzvariante (Variante 2) besser. Lediglich die Variante 1b erreicht bei niedrigen Drehzahlen eine ähnlich gute Gleichverteilung wie diese Referenzvariante.

Bei der Analyse der Ungleichverteilung fällt auf, dass der mittlere Zylinder tendenziell den höchsten Liefergrad hat. Ist nun beispielsweise für einen TC Motor eine sehr gute

Gleichverteilung gefordert, so kann man diese durch gezielte Reduzierung des Liefergrades des mittleren Zylinders verbessern. So könnte man beispielsweise weniger Platz um diesen Runner herum frei lassen.

8.6 Analyse und Visualisierung der Strömung im Plenum

Das Verhalten der unterschiedlichen Plenumvarianten entsteht durch die sehr komplexen Strömungsvorgänge in deren Inneren. Diese sollen im folgenden Kapitel näher erläutert werden.

Dazu werden einerseits Geschwindigkeits und Druckverläufe an gewissen Punkten/Querschnitten ermittelt und andererseits die Vorgänge mittels Bildern und Videos visualisiert. Dazu wird das Programm ParaView verwendet.

Die Analyse der Druck- und Geschwindigkeitsverläufe erfolgt durch Herausrechnen der Werte aus den Ergebnisdateien der Simulationen. Dies wird je Runner an zwei Stellen durchgeführt. Die Werte im Runner werden am Ende des mittels 3D dargestellten Runners ermittelt (40 mm vor dem zylinderkopfseitigen Runnerende) (Abbildung 67). Die Messstelle für die Werte vor dem Runner befindet sich 30 mm vor der Runnerröffnung (Abbildung 67). Durch diesen Abstand sollte der Einfluss der Druckwellen aus dem Runner auf diesen Druck reduziert werden. Diese Verläufe werden auch für den Drosselklappeneinlassquerschnitt ermittelt.

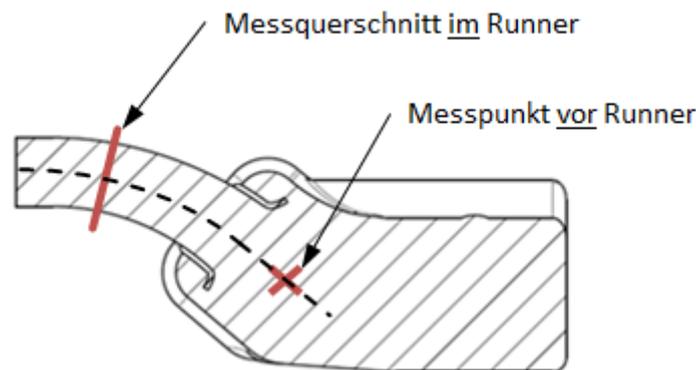


Abbildung 67: Messquerschnitt im und Messpunkt vor Runner

8.6.1 Strömungsvorgänge im Runner

Die Strömungsvorgänge, die im Plenum auftreten, sollen anhand einer Analyse der Variante 1a bei 7000 1/min erläutert werden.

Anregung für die Strömung im Plenum sind die Massenströme in die Zylinder. Dabei tritt mit jeder das Runnerende erreichenden Druckwellenfront ein Ein- oder Ausströmen in den Runner statt, wodurch sich Ein- und Ausströmvorgang des Runners mehrmals während eines Zyklus abwechseln. Dies ist für die Variante 1a bei 7000 1/min in Abbildung 69 dargestellt.

Dabei zeigt sich, dass sich in den verschiedenen Runnern (Messquerschnitt im Runner, Abbildung 67) deutlich unterschiedliche Geschwindigkeits- und Druckverläufe ausbilden. Die

unterschiedlichen Verläufe entstehen durch die Wechselwirkungen mit dem Plenum und sind die Ursache für die Ungleichverteilung zwischen den Zylindern.

Diese Verläufe in Abbildung 68 und Abbildung 69 sind jeweils relativ zum ZOT (Zünd – Totpunkt) des betrachteten Zylinders dargestellt. Dabei sind die Verläufe der Zylinder so gegeneinander verschoben, dass alle ZOTs bei 0°KW liegen.

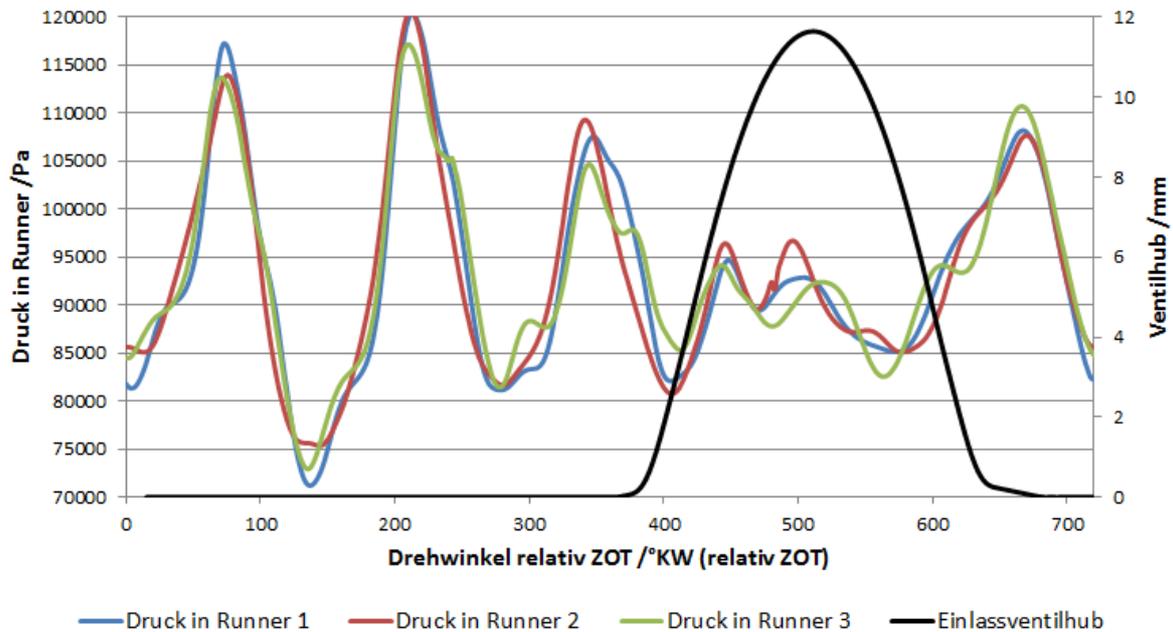


Abbildung 68: Druck in den Runnern (Variante 1a bei 7000 1/min)

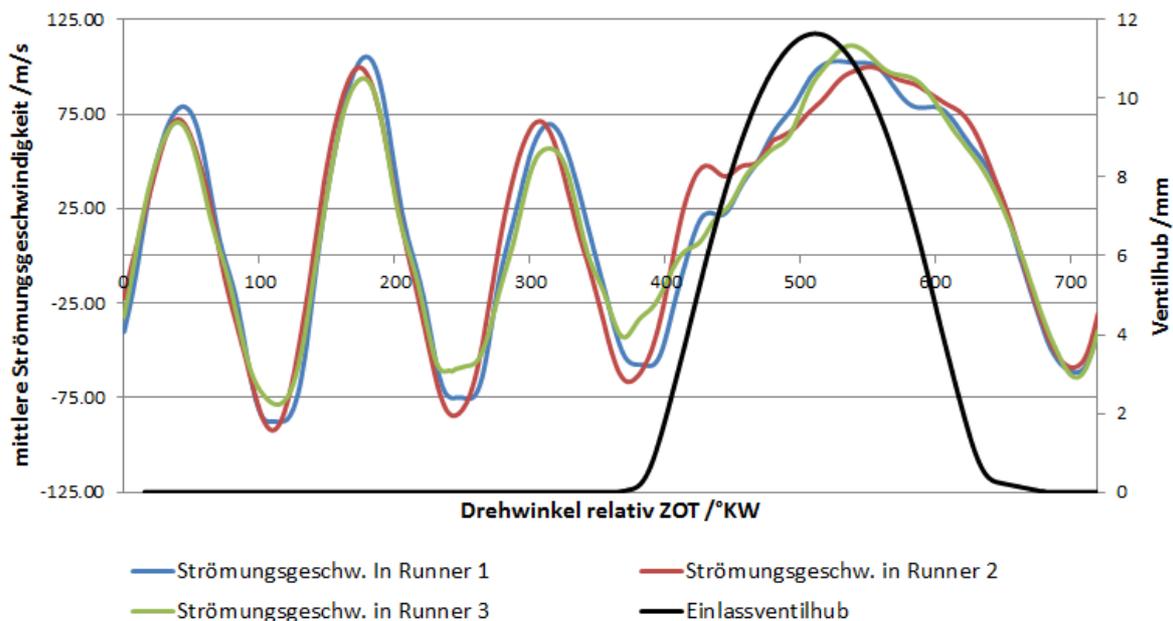


Abbildung 69: mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Runner (Variante 1a bei 7000 1/min)

8.6.2 Einströmen in die Runner

In diesem Abschnitt werden die Einströmverhältnisse in die Runner untersucht und visualisiert. Insbesondere wird ermittelt, ob es durch Strömungen im Runner zu Strömungseinschnürungen und dadurch verstärktem Einströmwiderstand im Runner kommt (siehe auch Absatz 7.5, Seite 42).

Zur Visualisierung werden hierzu die Strömungsverhältnisse bei den Runnern mitten im Ansaugvorgang des jeweiligen Zylinders dargestellt. Dieser Zeitpunkt ist näherungsweise jener zu welchem die maximale Strömungsgeschwindigkeit in den Runner herrscht (eine exakte Bestimmung ist aufgrund der Unterschiede zwischen den Runnern nicht möglich). Dieser Zeitpunkt liegt für jeden Zylinder relativ zum ZOT gleich.

Um die Strömungsverhältnisse möglichst vollständig darstellen zu können werden diese für jeden Runner jeweils in zwei zueinander senkrechten Schnitten dargestellt (Abbildung 70).

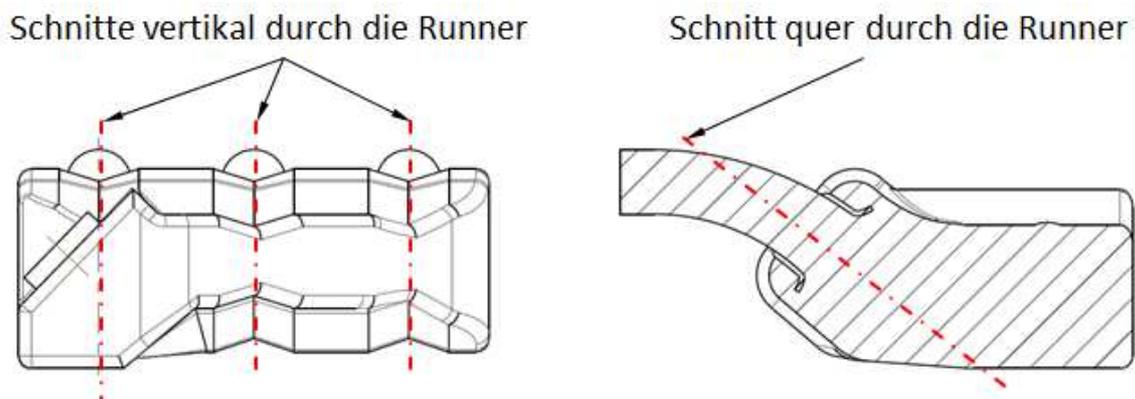


Abbildung 70: Schnitte der Strömungsdarstellung

Betrachtet man die Strömungsverhältnisse bei den Runnern mittels Vektoren, so erkennt man unterschiedliche Strömungsverhältnisse (zumindest vor den Runnern) (Abbildung 71).

Betrachtet man hingegen nur die Amplituden der Strömungsgeschwindigkeit, so erkennt man, dass sich die Geschwindigkeitsverläufe im Runner nur unwesentlich unterscheiden (Abbildung 72). Hierbei wurde zwischen keiner und maximal auftretender Strömungsgeschwindigkeit skaliert um die unterschiedlichen mittleren Strömungsgeschwindigkeiten in die Runner zu berücksichtigen.

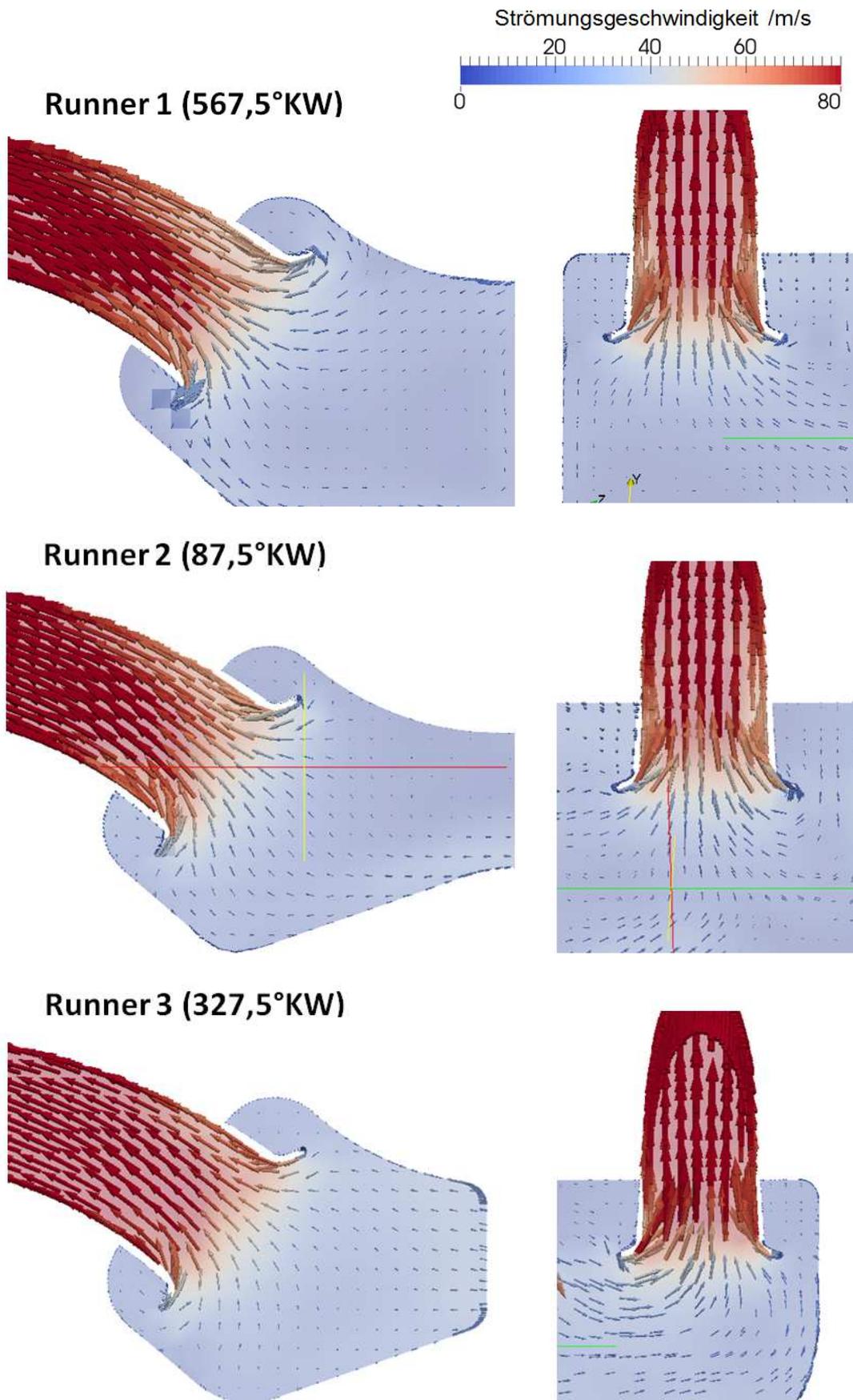


Abbildung 71: Einströmverhältnisse beim Runner Vektordarstellung (Variante 1a bei 7000 1/min)

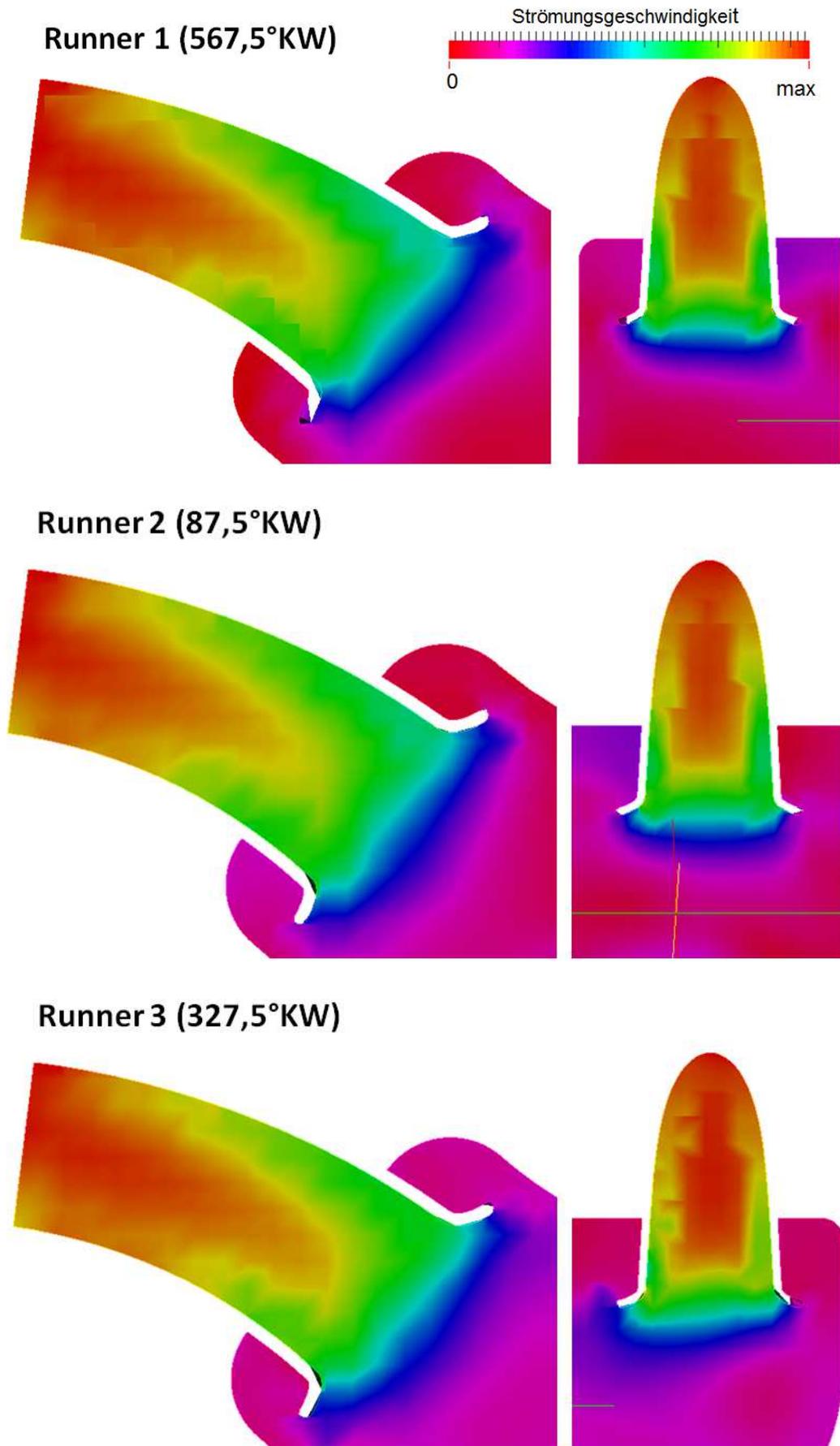


Abbildung 72: Einströmverhältnisse an Runner Geschwindigkeitsdarstellung (Variante 1a bei 7000 1/min)

8.6.2.1 Variante 2 bei 7000 1/min

Bei der Variante 2 wurde in Absatz 7.7.3 (Seite 52) abgeschätzt, dass sich durch die Drosselklappenströmung Wirbel im Plenum bilden kann. Dies tritt tatsächlich für höhere Drehzahlen bei dem drosselklappenseitigen Runner (Runner 1) auf. Dies ist in Abbildung 74 (für den Querschnitt nach Abbildung 73) für 7000 1/min dargestellt.

Jedoch bewirkt dieser Wirbel keine Einschnürung der Strömung in die Runner (Abbildung 75) und damit auch keine zusätzlichen Strömungsverluste.

Für niedrigere Drehzahlen (4500 1/min) trat dieser Wirbel nicht mehr auf.

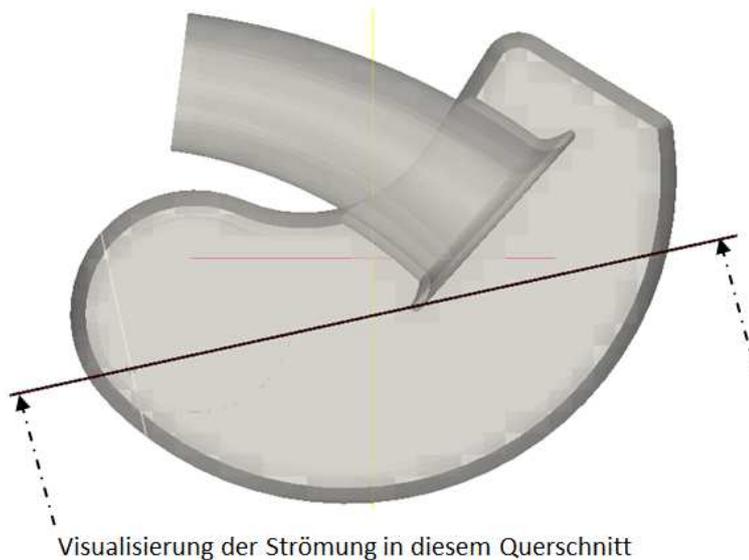


Abbildung 73: Querschnitt für die Visualisierung der Strömung (Variante 2)

Vergleicht man die Strömungsverhältnisse in den Runnern der Variante 1a (Abbildung 72) mit jenen der Variante 2 (Abbildung 75) so fällt auf, dass die Strömungsverhältnisse in allen Runnern beinahe gleich sind. Somit traten in keinem Fall merkliche Einschnürungen durch Querströmungen und damit verbundene verschlechterte Einströmbedingungen durch die Strömungszustände im Plenum auf. Somit kann eine Strömungsaufprallfläche die Einströmbedingungen nicht verbessern (siehe Absatz 7.7.4 ,Seite 53), da Querströmungen ohnehin keine Rolle spielen.

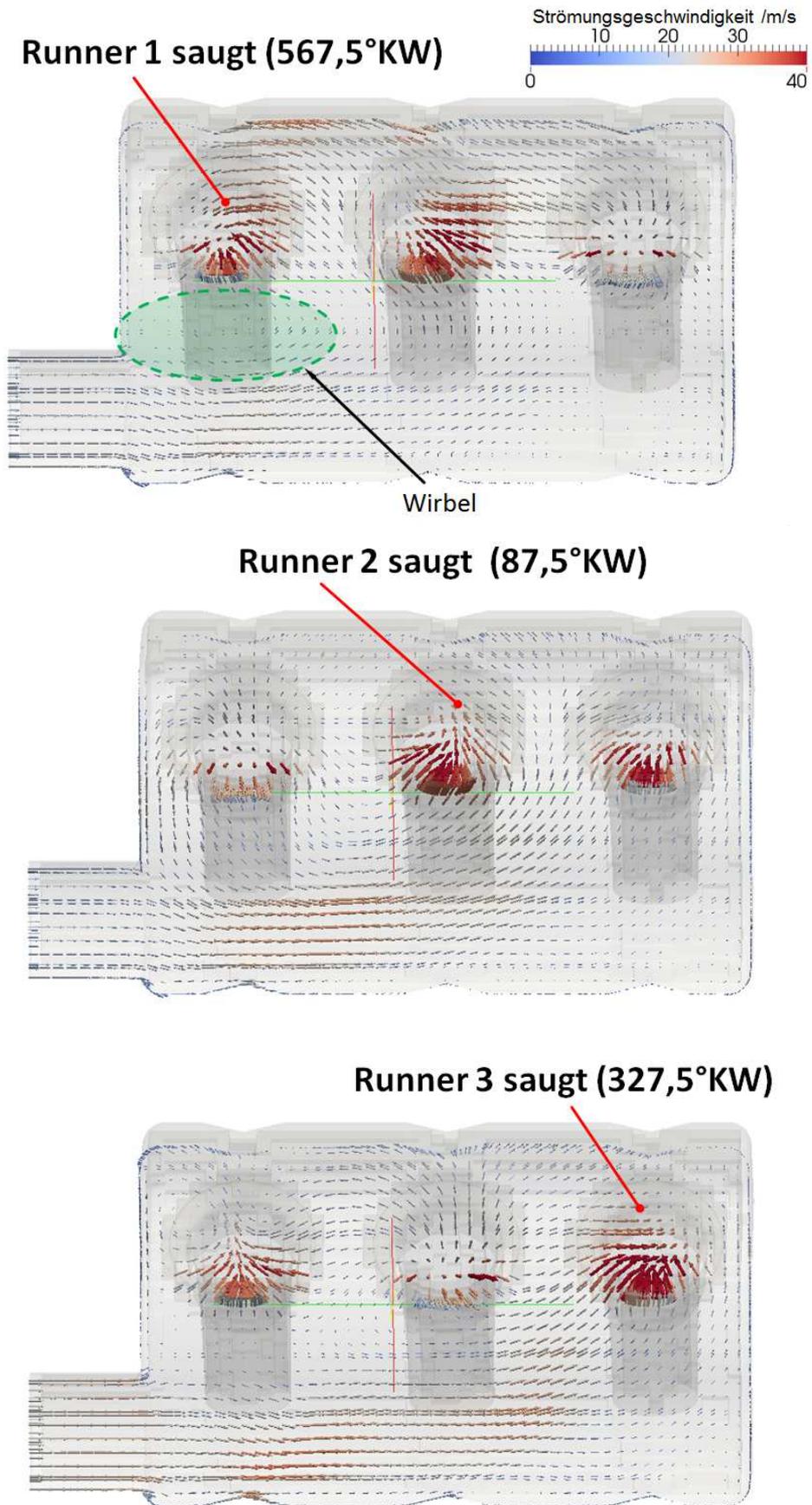


Abbildung 74: Strömung im Plenum während Einströmen in den Runner (Variante 2 bei 7000 1/min)

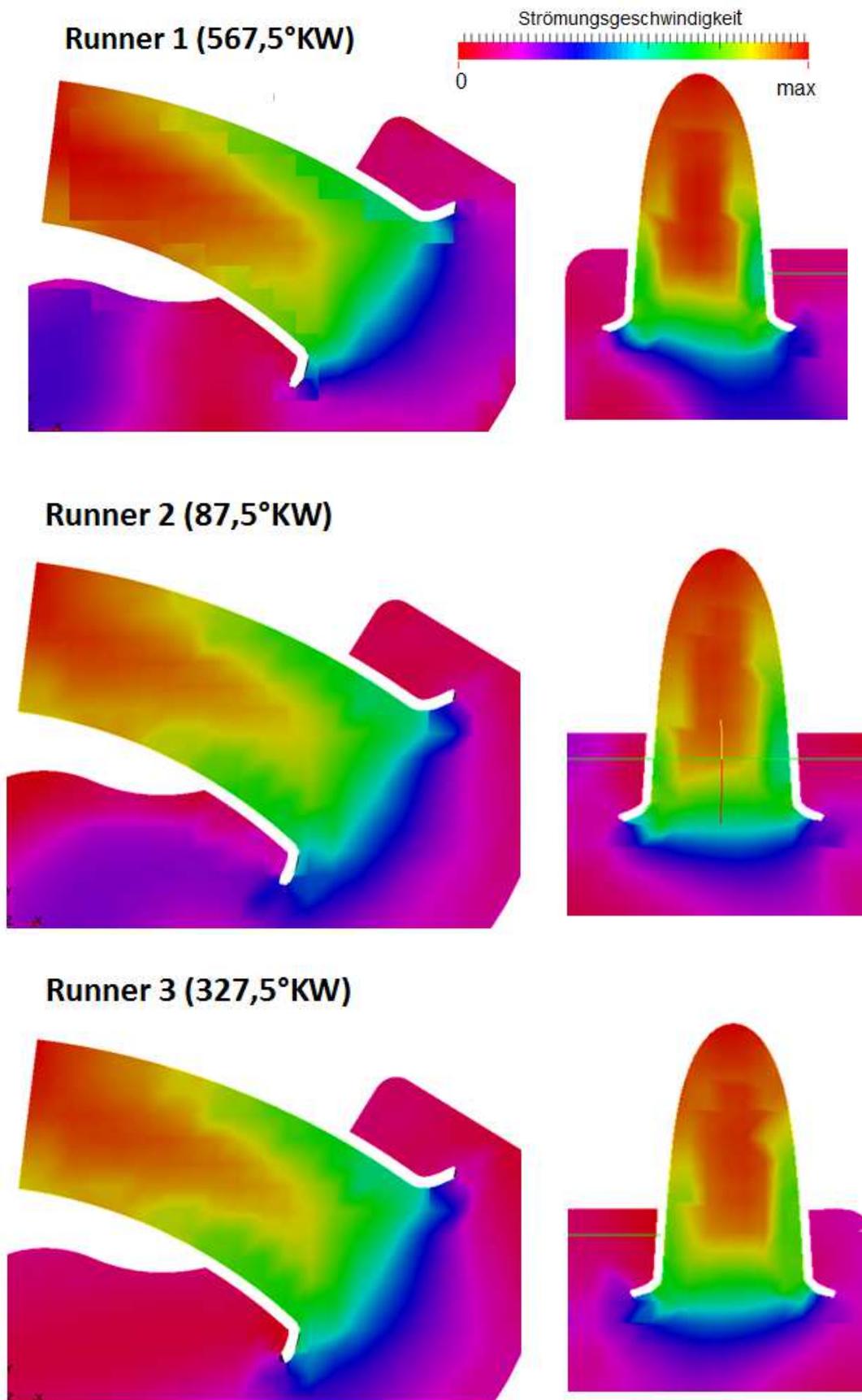


Abbildung 75: Einströmverhältnisse an Runner Geschwindigkeitsdarstellung (Variante 2 bei 7000 1/min)

8.6.2.2 Druckverluste zu den einzelnen Runnern

Es wird untersucht, ob die unterschiedlichen Liefergrade der Zylinder aufgrund von Druckverlusten im Plenum zu Stande kommen. Dazu werden die mittleren Totaldrücke (über einen Zyklus gemittelt) (siehe auch Absatz 2.4, Seite 5) in den Runnern (Abbildung 67, Seite 63) ausgewertet, da diese Auskunft über die Strömungswiderstände geben.

Dabei ist zwischen dem mittleren Totaldruck in diesem Querschnitt und dem Liefergrad des zugehörigen Zylinders kein Zusammenhang zu finden. Dies deckt sich auch mit den Erkenntnissen der Visualisierung, bei welcher keine Unterschiede der Einstrombedingungen zu erkennen waren. Mittlerer Totaldruck und Liefergrad sind beispielsweise für die Variante 1a bei 7000 1/min in Abbildung 76 dargestellt.

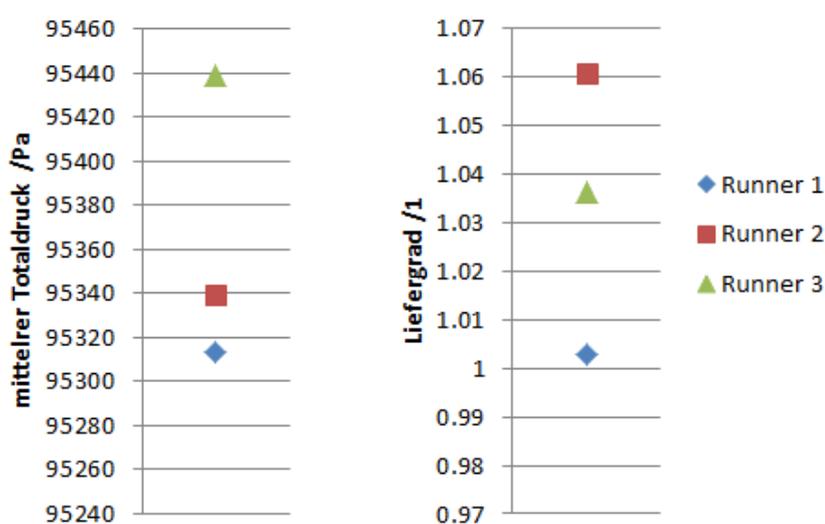


Abbildung 76: Totaldrücke und Liefergrade der Runner der Variante 1a bei 7000 1/min

8.6.3 Druckwellen im Plenum

Die Ungleichverteilung zwischen den Zylindern entsteht durch Druckwellen im Plenum. Diese sollen in diesem Kapitel kurz erläutert werden. Diese Druckwellen bewirken dass vor den Runnern (Abbildung 67, Seite 63) relativ zu ihrem ZOT unterschiedliche Drücke herrschen (Abbildung 77). Dies beeinflusst die Strömung in den Runnern und somit deren Liefergrad.

In Abbildung 77 sind die Verläufe der Zylinder wiederum dermaßen verschoben, dass die ZOT der einzelnen Zylinder bei 0°KW liegen.

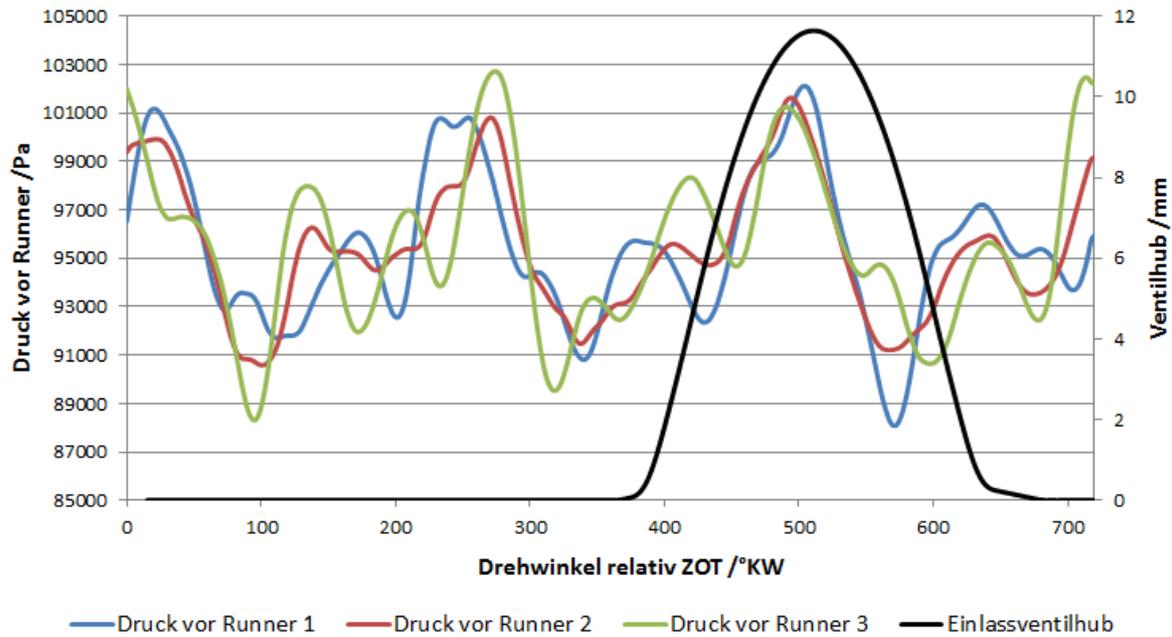


Abbildung 77: Druck vor den Runnern relativ ZOT (Variante 1a bei 7000 1/min)

Trägt man diese Drücke vor den Runnern über dem Drehwinkel des Motors auf (keine Verschiebung mehr - ein Drehwinkel entspricht auch einem Zeitpunkt) so stellt man fest, dass auch innerhalb des Plenums deutliche Druckunterschiede auftreten (Abbildung 78).

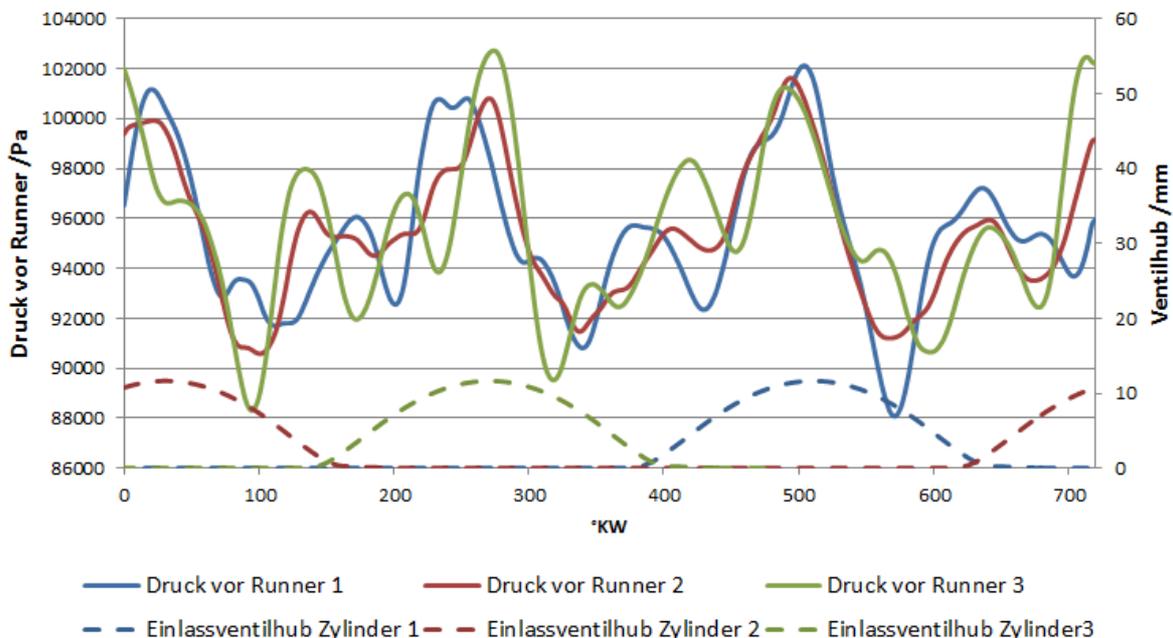


Abbildung 78: Druck vor den Runnern absolut (Variante 1a bei 7000 1/min)

Durch den schwankenden Druck im Plenum bildet sich auch eine Schwingung im Vorrohr. Das Einströmen durch die Drosselklappe erfolgt diskontinuierlich (Abbildung 79). Es tritt sogar ein Rückströmen von Luft aus dem Plenum in das Vorrohr auf.

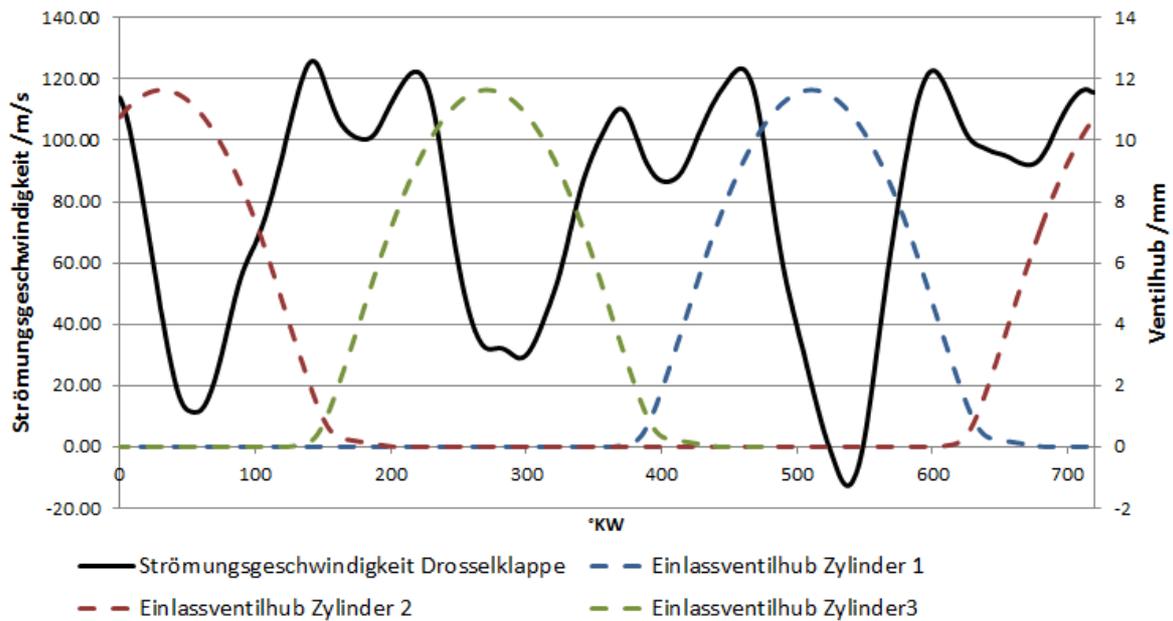


Abbildung 79: Strömungsgeschwindigkeit in Drosselklappe (Variante 1a bei 7000 1/min)

Die räumlichen Druckschwankungen im Plenum sind durch Druckwellen, welche durch dieses laufen, charakterisiert. Die Ausbreitung solch einer Druckwelle ist in Abbildung 82 für die Variante 1a bei 7000 1/min dargestellt. In diesem Fall befindet sich der Zylinder drei im Ansaugtakt. Die Runner eins und zwei haben aufgrund der Ausbreitung von Druckwellen in deren Inneren wechselnde Ein- und Ausströmverhältnisse. Die Geschwindigkeitsverläufe in den einzelnen Runnern und der Drosselklappe sind in Abbildung 81 dargestellt.

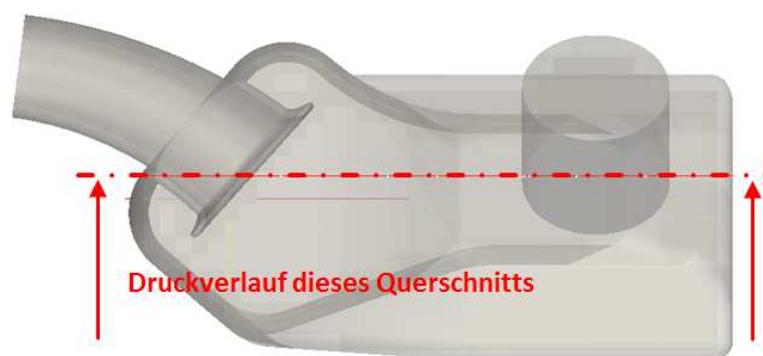


Abbildung 80: Betrachteter Querschnitt bei der Druckwellenausbreitung (Variante 1a 7000 1/min)

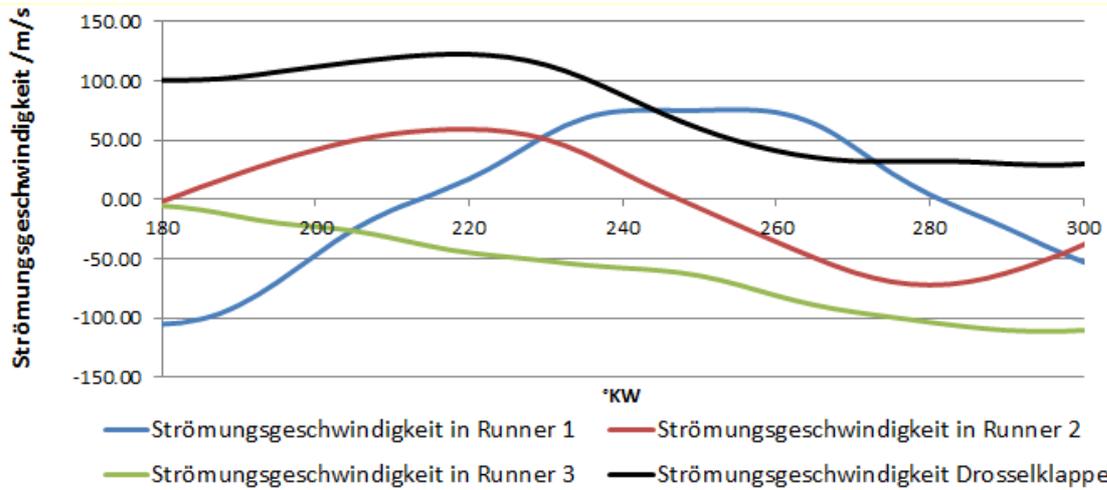


Abbildung 81: Strömungsverhältnisse in Runner und Drosselklappe (180-300°KW) (Variante 1a 7000 1/min)

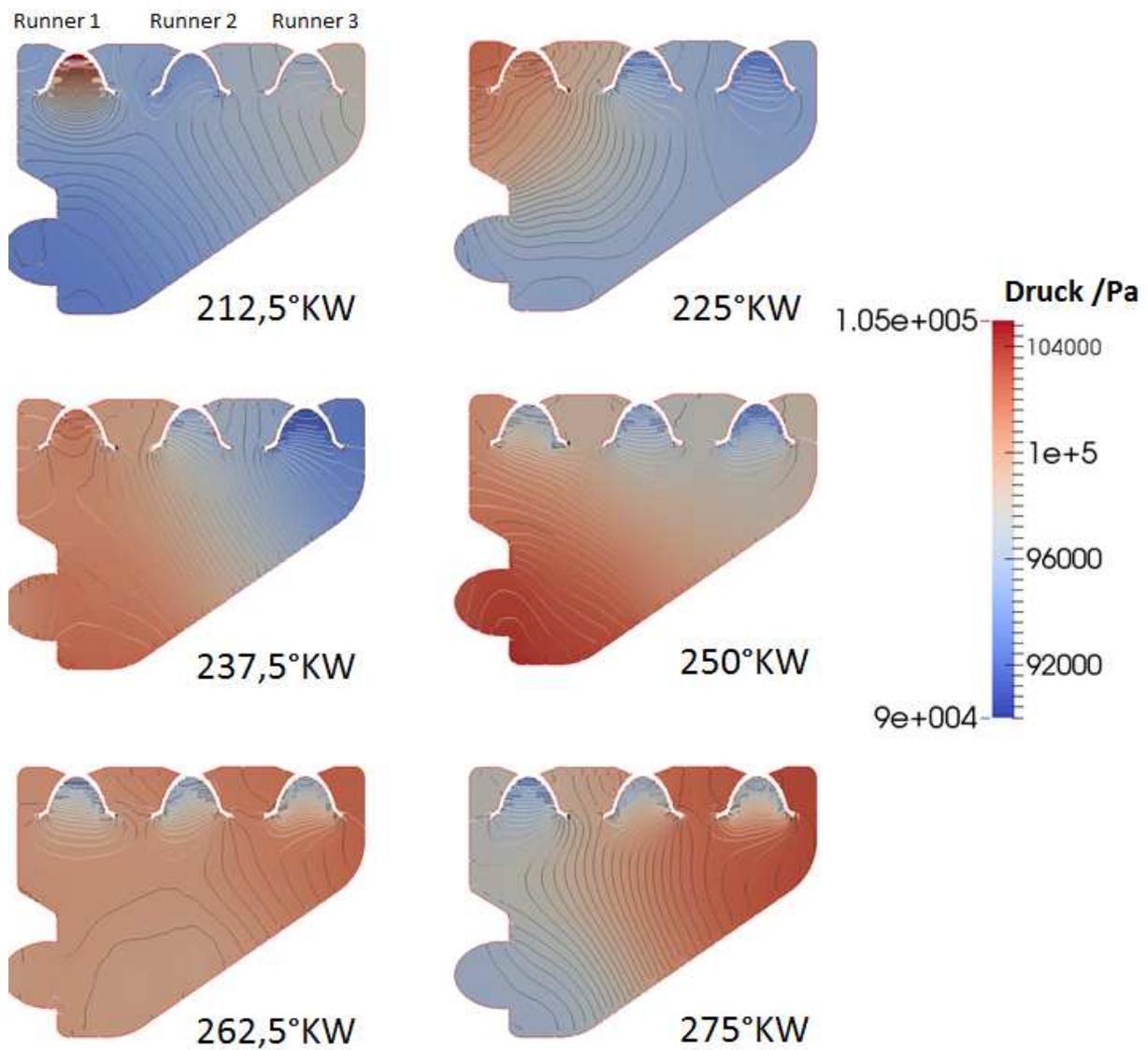


Abbildung 82: Ausbildung von Druckwellen im Plenum (Variante 1a bei 7000 1/min)

Diese Ausbreitung der Druckwellen ist nur mittels Simulation und Versuch zu erfassen. Es sind daher keine pauschalen Aussagen zur Auslegung machbar. So bewirkt beispielsweise eine Änderung der Strömungsaufprallfläche ein deutlich geändertes Verhalten. Wie in Absatz 8.6.2 (Seite 65) erläutert kommt dieser Unterschied nicht durch eine Änderung der Einströmbedingungen in die Runner zu Stande.

8.6.4 Ausbreitung von Druckwellen aus dem Runner

Die Ausbreitung der Druckwellen in das Plenum soll mittels der dadurch entstehenden Druckverteilung analysiert werden. Um keine Verfälschungen zu erhalten, sollen sich dabei diese Druckwellen in ein ruhendes Plenum ausbreiten. Um dies zu erhalten werden die Simulationsdaten des ersten Zyklus herangezogen.

Die Visualisierung dieser Druckverläufe wird in zwei senkrecht zueinander stehenden Schnitten durchgeführt (Abbildung 83).

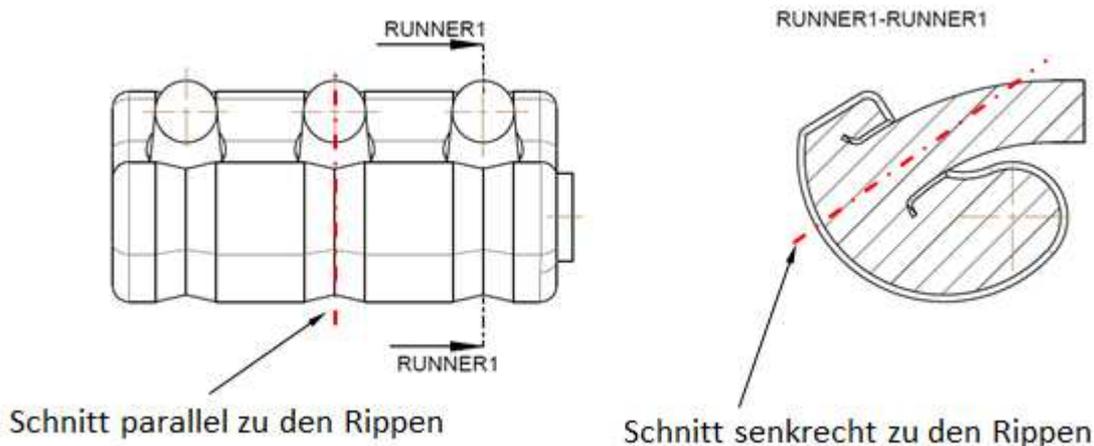


Abbildung 83: Schnitte der Druckwellenanalyse

In Abbildung 84 ist die Ausbreitung einer Druckwelle in das Plenum zu sehen.

Die oberen beiden Bilder zeigen diese dabei zu einem Zeitpunkt zu welchem diese Druckwelle die Wand noch nicht erreicht hat. In diesem Fall sind noch keine Reflexionen vorhanden, wodurch dies einer ungestörten Ausbreitung der Druckwelle entspricht. Man erkennt, dass die Ausbreitung der Druckwellen aus dem Runner heraus durch den Einlasstrichter etwas anders aussieht wie in Absatz 7.2.2 (Seite 36) angenommen. So breiten sich die Druckwellen verstärkt nach vorne aus.

In den mittleren beiden Bildern hat die Druckwelle die Wand bereits erreicht. Man erkennt, dass sich durch die Rippung die Druckfelder in der Ebene parallel und senkrecht zur Rippung unterscheiden. In der Ebene parallel zur Rippung herrscht annähernd ein Druckfeld wie bei der ungestörten Druckwellenausbreitung, wogegen das Druckfeld in der Ebene senkrecht zur Rippung deutlich geändert ist.

Zu einem noch späteren Zeitpunkt (untere beide Bilder) unterscheidet sich auch das Druckbild in der Ebene parallel zu den Rippen von der ungestörten Druckwellenausbreitung.

In der Ebene parallel zu den Rippen sollen laut Modellvorstellung der Druckwellenausbreitung (siehe Abbildung 42, Seite 40) keine Reflexionen der Druckwelle vorhanden sein. Jedoch unterscheidet sich zu diesem Zeitpunkt das Druckfeld in dieser Ebene

von der ungestörten Ausbreitung. Folglich müssen in dieser Ebene Wandreflexionen vorhanden sein, wodurch die Rippen ihre angedachte Funktion (z.B. durch zu kleine Winkel) nicht erfüllen. Folglich ist auch die Modellvorstellung der Reflexion der Druckwellen wiederlegt.

Um eine genauere Aussage über die Funktion der Rippen zu erhalten ist es notwendig mit einer unverrippeten Wand zu vergleichen.

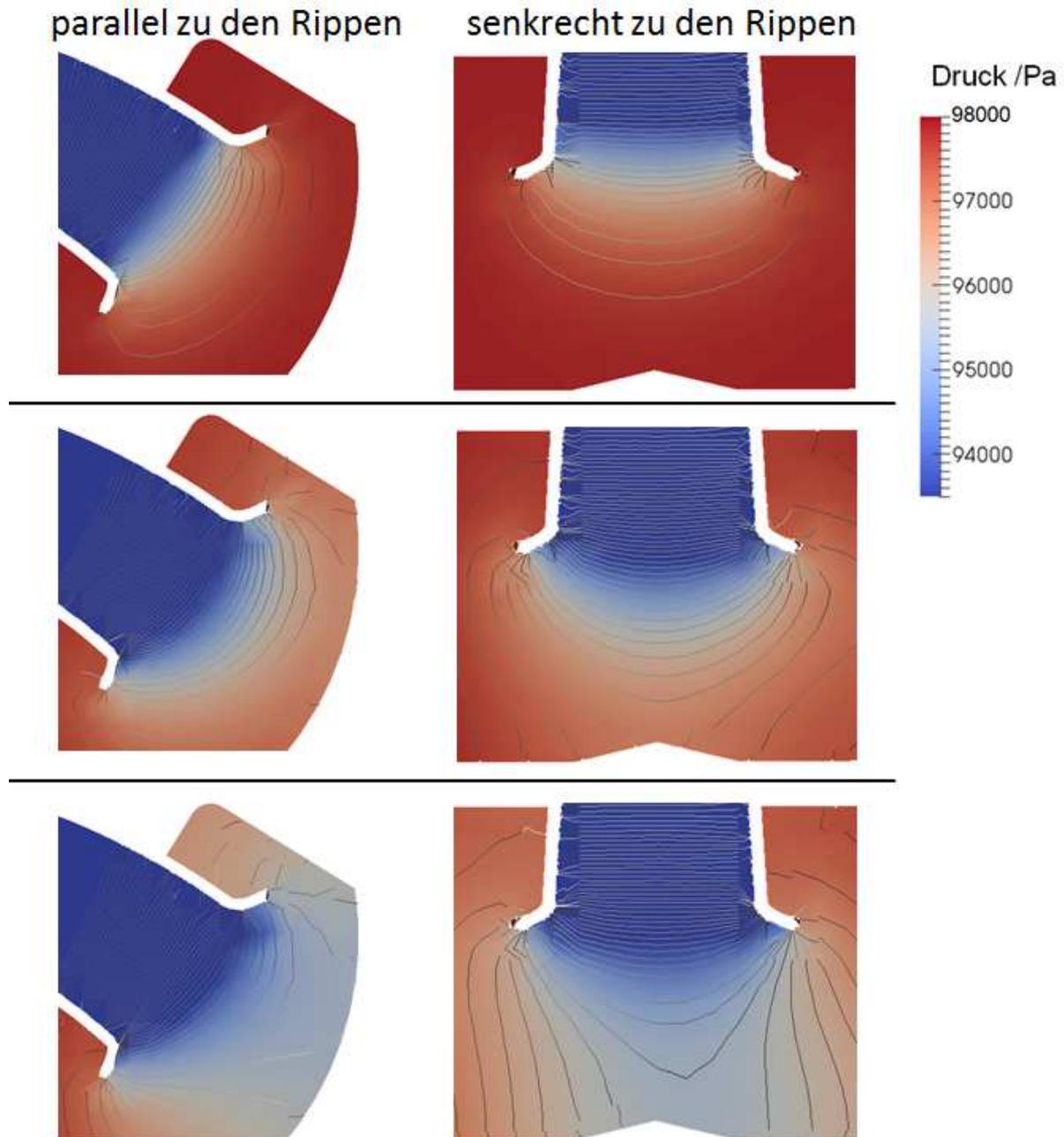


Abbildung 84: Ausbreitung einer Druckwelle im Plenum auf eine Rippe

8.6.4.1 Wirkung der Rippen auf die Motorleistung

Die Analyse der Wirkung der Rippen kann mit diesen Varianten nicht untersucht werden. Grund hierfür ist, dass sich die Rippen in den Varianten 1a und 1b auf Wänden befinden, welche ohnehin keine direkte Rückreflexion in den Runner haben (Abbildung 85).

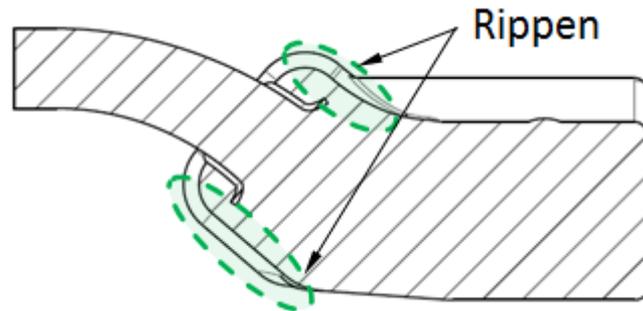


Abbildung 85: Druckwellen bei Innenrippen (Variante 1a)

Bei der Variante 2 sind die Rippen richtig angeordnet, es fehlt jedoch eine Vergleichssimulation ohne Rippen.

Es sei jedoch angemerkt, dass sich trotz der klein wirkenden Veränderung durch das Weglassen der Rippen (Variante 1c) besonders für niedrige Drehzahlen stark veränderte Eigenschaften des Plenums ergeben (siehe Tabelle 1, Seite 61).

8.7 Zusammenfassung der Strömungstechnik im Plenum

Bei den simulierten Modellen ergibt sich ein mit abnehmender Drehzahl zunehmender Unterschied der Varianten. Folglich scheint der Einfluss der Plenumsform für abnehmende Drehzahl zuzunehmen.

Die Ungleichverteilung entsteht durch unterschiedliche Strömungsvorgänge in den Runnern. Diese werden durch die Ausbreitung von Druckwellen im Plenum hervorgerufen.

Die Querströmungen zur Einströmrichtung in die Runner (hervorgerufen durch die Drosselklappenströmung) hatten in allen Simulationen keinen wesentlichen Einfluss auf die Vorgänge im Runner.

Die in Absatz 7.7.4 (Seite 53) angenommenen Verbesserungen der Einströmbedingungen durch Strömungsaufprallflächen tritt nicht auf. Grund hierfür ist, dass in keinem Fall die Einströmbedingungen durch die Drosselklappenströmung wesentlich beeinflusst werden. Jedoch ändert sich durch diese Flächen die Ausbreitung der Druckwellen und es kommt zu einer Veränderung der Eigenschaften.

Es zeigte sich auch, dass ein Wandaufprall der Strömung keine negativen Auswirkungen hat. Dies erhöht die Freiheit bei der Positionierung der Drosselklappe.

Die unterschiedlichen Eigenschaften der Plenen entstehen durch die unterschiedlichen Ausbreitungen der Druckwellen in deren inneren. Die Ausbreitung der Druckwellen ist sehr komplex und nur mittels 3D Simulation vorhersehbar.

Die Leistungssteigerung durch Rippen im Plenum konnte nicht untersucht werden, da diese nicht korrekt angeordnet waren (Variante 1a – 1c) oder eine Vergleichsmessung fehlte (Variante 2). Jedoch änderte sich vor allem bei niedrigen Drehzahlen das Verhalten des Plenums durch das Weglassen der Rippen beträchtlich (siehe Tabelle 1, Seite 61).

Die neu entwickelten Plenen (Varianten 1a, 1b und 1c) zeigen durchaus vergleichbar gute Eigenschaften wie das Referenzplenum (Variante 2). Es kann sogar für hohe Drehzahl eine bessere Gleichverteilung und mehr Leistung erreicht werden (Variante 1a).

9 Fertigungstechnik

Da das Plenum in Serie produziert werden soll, muss besonders auf dessen Fertigbarkeit geachtet werden. Nur so kann eine fertigungsgerechte Konstruktion gewährleistet und somit optimale Funktion bei niedrigen Kosten erreicht werden.

9.1 Kunststoffe

Auf das Plenum wirken keine großen Belastungen. Die auftretenden niedrigen Drücke und Temperaturen können auch von einem Kunststoffplenum aufgenommen werden. Dadurch können das Gewicht und die Kosten gesenkt werden. Jedoch weisen Kunststoffe Materialeigenschaften auf, welche bei Metallen nicht auftreten.

Bei Metallen herrscht eine direkte Beziehung zwischen Spannung und Verzerrung. Bei Kunststoffen ist die Verformung zusätzlich noch von der Zeit der Belastung abhängig. Die mit der Zeit zunehmende Verformung nennt man Kriechen. Durch solch ein Kriechen nehmen auch Vorspannkräfte mit der Zeit ab (Relaxation).

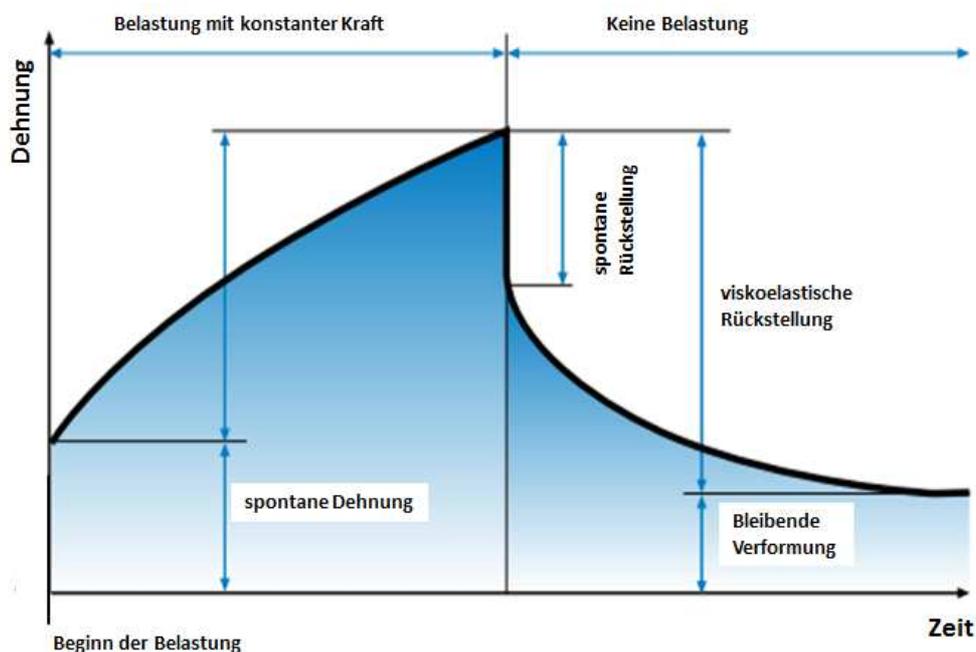


Abbildung 86: Dehnung Kunststoff bei Be- und Entlastung [11]

9.1.1 Polyamid (PA)

Polyamid zählt zu der Gruppe der thermoplastischen Werkstoffe und zeichnet sich durch seine gute Festigkeit aus. Jedoch nimmt dieser Werkstoff Feuchtigkeit auf, wodurch sich seine Eigenschaften ändern. Des Weiteren tritt bei diesem Vorgang eine Volumenzunahme auf. Polyamid ist auch bei tiefen Temperaturen einsetzbar.

1.1.1 Polypropylen (PP)

Polypropylen gehört ebenso zu der Gruppe der thermoplastischen Kunststoffe. Es zeichnet sich vor allem durch die geringe Dichte aus. Jedoch sind Steifigkeit, Härte und maximal zulässige Spannung geringer als bei Polyamid. Darüber hinaus ist dieser Werkstoff sehr gut bearbeitbar und sehr warmfest. Jedoch wird er bei tiefen Temperaturen spröde.

Zum Entformen aus der Gussform benötigt Polypropylen größere Auszugsschrägen als Polyamid. Aus diesem Grund lässt sich Polypropylen nicht mit einem Gusswerkzeug für Polyamid fertigen. Umgekehrt lässt sich Polyamid mit einem für Polypropylen ausgelegtem Werkzeug fertigen. So ist auch ein späterer Umstieg des Materials möglich.

9.1.2 Glasfaserverstärkte Kunststoffe

Durch die Beimischung von Glasfasern zum Kunststoff entsteht ein Verbundwerkstoff mit besseren mechanischen Eigenschaften. Jedoch werden die Materialeigenschaften je nach Ausrichtung dieser Glasfasern anisotrop.

9.2 Fertigen von Kunststoffteilen⁷

Auch hinsichtlich der Fertigungsverfahren unterscheiden sich Kunststoffe sehr wesentlich von Metallen. Aus diesem Grund werden die Fertigungsverfahren von Kunststoff hier erläutert.

9.2.1 Spanende Bearbeitung Kunststoff

Bei einer spanenden Bearbeitung von Kunststoff kann es zum teilweisen Schmelzen und damit Verkleben der Späne kommen. Dies macht solch eine Bearbeitung für die Serie sehr kritisch. Aus diesem Grund sollte solch eine Nachbearbeitung vermieden werden.

9.2.2 Rotationsformen

Beim Rotationsformen wird Kunststoff als Granulat, Pulver oder in flüssiger Form in eine hohle Kunststoffform eingebracht. Diese Form wird erhitzt und rotiert. Dabei bildet sich ein Kunststofffilm auf den Innenflächen dieser Form. Nach dem Abkühlen und Erstarren des Kunststoffes wird die Rotation der Form beendet und der Teil kann entnommen werden [12].

⁷ Gesamter Absatz 9.2 inhaltlich aus [13]

9.2.3 Blasformen

Beim Blasformen wird ein thermoplastischer Rohling in einer Form mittels Luftdruck aufgeblasen. Dabei nimmt dieser die Form des Werkstückes an. Es entsteht wiederum ein Hohlkörper, welcher nicht geschweißt werden muss.

9.2.4 Spritzgießen

Spritzgießen ist eines der wichtigsten Verarbeitungsverfahren von thermoplastischen Kunststoffen. Dabei wird der Kunststoff geschmolzen und mittels Druck in eine Form befördert. Dort kühlt dieser ab und härtet aus. Anschließend wird das Werkzeug geöffnet und das Bauteil entnommen (Abbildung 87). Jedoch können mit diesem Verfahren nur eingeschränkt Innenvolumen gebildet werden, wodurch solche Plenen geschweißt werden müssen. Dies senkt die Plenumsfestigkeit.

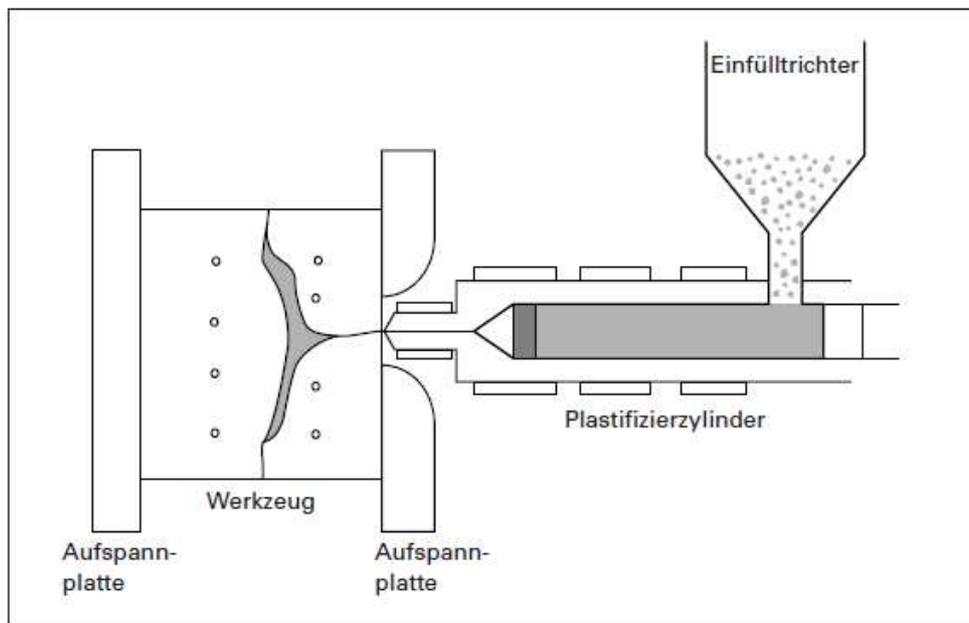


Abbildung 87: Prinzip Spritzgießen [13]

Im Plastifizierzylinder wird der Kunststoff geschmolzen und in das Werkzeug gedrückt. Da das Werkzeug mit dem Kunststoff direkten Kontakt hat, muss auf eine besondere Qualität der Oberfläche geachtet werden. Darüber hinaus muss es auch sehr warmfest sein.

9.2.4.1 Spritzgießen glasfaserverstärkter Kunststoffe

Beim Befüllen des Werkzeuges strömt der Kunststoff von einem Punkt aus in die gesamte Form. Dies geschieht mit einer relativ hohen Strömungsgeschwindigkeit. Durch Wandreibung entsteht dabei im Randbereich ein Geschwindigkeitsgradient normal zur Flussrichtung, welcher eine Ausrichtung der Glasfasern bewirkt (Abbildung 88, b). In der Mitte des Strömungsquerschnittes herrscht beim Befüllen annähernd eine konstante Geschwindigkeit, wodurch die Glasfasern zufällig orientiert sind (Abbildung 88, c). Je größer die Wandstärke, desto größer ist dieses isotrope Gebiet. An der Oberfläche befinden sich kaum Glasfasern, wodurch eine glatte Oberfläche entsteht (Abbildung 88, a). Da diese Ausrichtung der Glasfasern zu anisotropen Materialeigenschaften führen, muss dies bei der Wahl des Punktes für die Befüllung berücksichtigt werden (Abbildung 89).

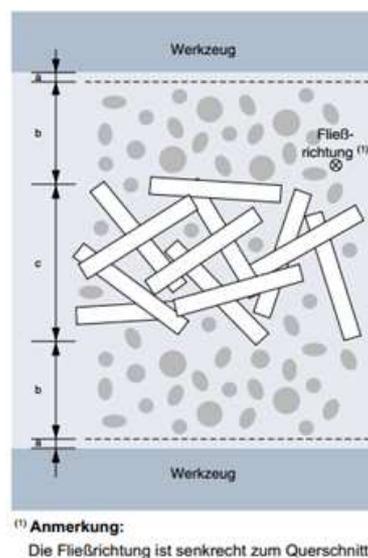


Abbildung 88: Ausrichtung Glasfasern in Flussrichtung [13]

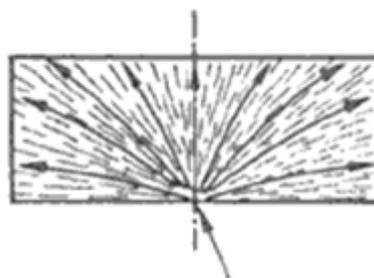


Abbildung 89: Ausrichtung Glasfasern zum Befüllungspunkt [14]

Beim Abkühlen des Kunststoffes reduziert dieser sein Volumen. Dieser Effekt wird mittels der Schwindung S beschrieben

$$S = \frac{L_{\text{nach abkühlen}} - L_{\text{vor abkühlen}}}{L_{\text{nach abkühlen}}} \quad (9.1)$$

Diese Schwindung ist bei glasfaserverstärkten Kunststoffen nicht isotrop. So sind die Schwindung in und quer zur Fließrichtung unterschiedlich groß. Eine ungleichmäßige Schwindung kann zu Eigenspannungen führen. Hat ein Werkstück nach dem Spritzen in der Form Eigenspannungen, so kommt es nach dem Auswerfen zu einem Nachschwinden.

9.2.4.2 Gestaltungskriterien für das Spritzgießen

Bei Spritzgussteilen muss bei der geometrischen Gestaltung vor allem die Entformbarkeit des Werkzeuges berücksichtigt werden. Darüber hinaus sind aufgrund der Schwindung des Werkstückes auch Auszugsschrägen vorzusehen.

Bei nicht einheitlichen Wanddicken kommt es durch ungleichmäßige Abkühlung zu Lunker, Verzug und Eigenspannungen. Um dies zu vermeiden sollen Wandstärkenübergänge lediglich 15% der Wandstärke betragen und kontinuierlich verlaufen (Abbildung 90) [15]

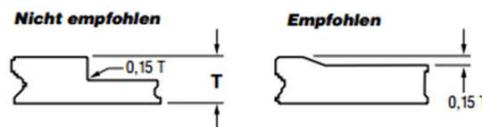


Abbildung 90: empfohlene Wandstärkeänderungen beim Spritzgießen [15]

Aus wirtschaftlichen Gründen sollen spritzgegossene Bauteile mit möglichst dünnen Wandstärken konstruiert werden, da diese schneller erstarren.

Da Kunststoffe in der Regel kerbempfindlich sind, soll die Geometrie ausgerundet werden. Diese Rundungen verbessern auch die Strömungsbedingungen beim Befüllen der Form. Üblicherweise wird als Rundungsradius die halbe Wandstärke des Bauteils verwendet [13].

Rippen sind eine sehr wirtschaftliche Methode um die Steifigkeit und Festigkeit eines Bauteils zu erhöhen. Dabei kann mit weniger Material mehr Festigkeit und Steifigkeit erreicht werden als bei der Verwendung dickerer Wände. Jedoch sollten Rippen nur dann eingesetzt werden, wenn diese tatsächlich benötigt werden, da sie Verzug und Spannungskonzentration bewirken können [13]. Natürlich sind Rippen ebenfalls mit Auszugsschrägen zu versehen und zu verrunden.

Im Fußpunkt einer Rippe tritt eine Materialanhäufung auf. Diese nimmt mit zunehmender Rippendicke zu. Um diese Materialanhäufung in Grenzen zu halten wird eine Rippendicke von der Hälfte bis zu zwei Drittel der Wandstärke empfohlen [13]. In Abbildung 91 ist der Effekt der Materialanhäufung für zwei unterschiedlich dicke Rippen dargestellt. Durch die Materialanhäufung tritt an der der Rippe gegenüberliegenden Fläche eine Einfallstelle auf.

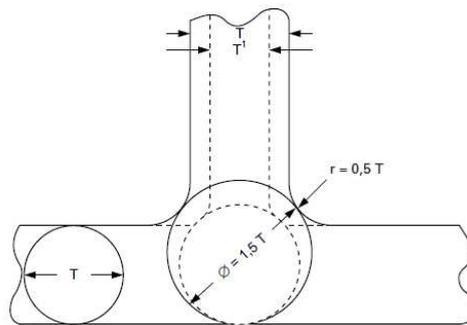


Abbildung 91: Materialanhäufung in Rippenfußpunkt [13]

Häufig sind aufgrund der bereits dünnen Wandstärken keine dünneren Rippen gießbar. In solch einem Fall muss beispielsweise durch Reduktion der Rundungsradien die Materialanhäufung im Rippenfußpunkt vermieden werden.

9.2.5 Gewinde in Kunststoffteilen

Zur Montage von diversen Anbauteilen (z.B. Drosselklappe, Injektoren...) ist es notwendig, Gewinde im Plenum zu haben. Diese Gewinde können nicht in den Kunststoff geschnitten werden, da die Bearbeitung von Kunststoff vermieden werden soll. Aus diesem Grund sind andere Verfahren zum Erstellen der Gewinde notwendig.

9.2.5.1 Gewinde direkt in das Bauteil gießen

Es besteht die Möglichkeit ein Gewinde direkt in ein Kunststoffteil zu gießen. Jedoch müssen diese Gewinde stark gerundet werden und sind nicht besonders formbeständig.

9.2.5.2 Selbstschneidende Schrauben

Selbstschneidende Schrauben formen sich bei der Montage ihr Gewinde selbst. Dabei wird dieses entweder gedrückt oder geschnitten. In Summe ist dies eine sehr wirtschaftliche Methode der Montage. Problematisch hierbei ist jedoch die eingeschränkte Festigkeit der so geformten Gewinde.

9.2.5.3 Gewindeeinsätze

Mit Gewindeeinsätzen können sehr formhaltige Gewinde in Kunststoffteile gebracht werden. Dabei befindet sich das Gewinde nicht direkt im Kunststoff, sondern in einem anderen beständigeren (meist metallischem) Teil, welcher am Kunststoffteil befestigt ist.

Für deren Montage gibt es viele Möglichkeiten. So können die Einsätze in den Kunststoff (mittels Ultraschall) eingeschweißt oder mittels Presssitz in diesem montiert werden. Der

Gewindeinsatz kann auch beim Gießvorgang eingelegt werden und somit eingegossen werden. Eine weitere sehr wirtschaftliche Methode ist das Warmeinbetten, bei welchem die Buchsen nach dem Gießen in das warme Kunststoffteil eingelegt werden.

9.2.6 Schweißen

Durch das Spritzgießen lassen sich nur beschränkt Innenvolumen schaffen. Aus diesem Grund muss das Plenum aus mehreren Spritzgussteilen aufgebaut werden, welche schließlich verschweißt werden. Da die Schweißnähte bezüglich Festigkeit meist die Schwachstellen des Plenums sind, ist bei dessen Auslegung besondere Vorsicht geboten.

Auch stehen für das Schweißen unterschiedliche Verfahren zur Auswahl, welche hier kurz erläutert werden.

9.2.6.1 Vibrationsschweißen

Beim Vibrationsschweißen werden die zu verschweißenden Teile aneinander gepresst und dabei gegeneinander bewegt. Die durch die Reibung entstehende Wärme leitet den Schweißprozess ein.

9.2.6.2 Hitzeelementschweißen

Beim Hitzeelementschweißen werden die Berührflächen an einem Heizelement aufgeheizt. Daraufhin werden die Kontaktflächen zusammengepresst, wodurch die Schweißverbindung entsteht.

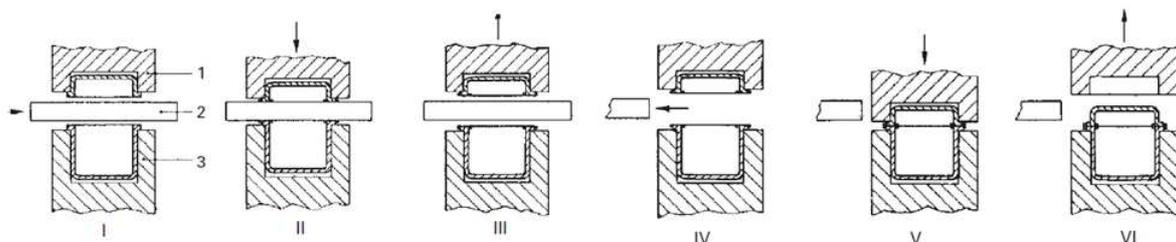


Abbildung 92: Ablauf Hitzeelementschweißen [13]

Dieses Verfahren wird angewandt, wenn Bauteile verschweißt werden sollen, die empfindliche Einbaukomponenten haben, welche man mit dem Vibrations- oder Ultraschallschweißen nicht schweißen kann [13].

9.2.6.3 Ultraschallschweißen

Das Ultraschallschweißen eignet sich durch seinen schnellen Ablauf und der hohen Qualität besonders für Serienteile. Dabei werden über die Sonotrode hochfrequente Ultraschallwellen in das Bauteil eingeleitet. Diese werden über Reibung in die für den Schweißvorgang

benötigte Wärme umgewandelt. Die Sonotrode sorgt darüber hinaus durch Anpresskraft für den Druck zwischen den beiden zu verschweißenden Werkstückhälften. Die Haltevorrichtung dient der Reflexion der Ultraschallwellen.

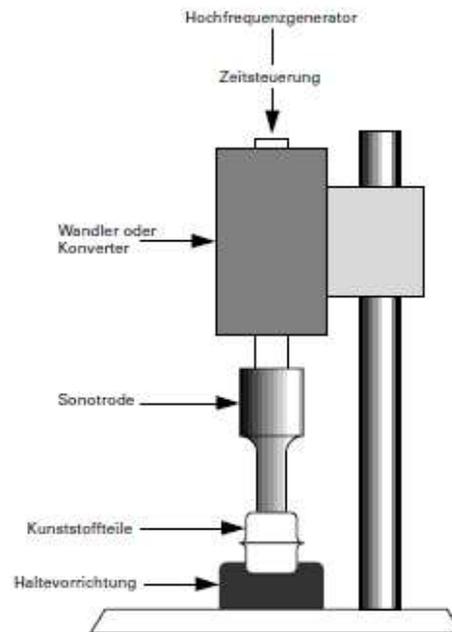


Abbildung 93: Aufbau Ultraschallschweißen

Die Ultraschallschwingung wird im Werkstück durchgängig in Wärme umgewandelt. Dabei treten an den Berührflächen zwischen Sonotrode und Werkstück und zwischen Werkstück und Haltevorrichtung die größten Temperaturen auf. Wird an der Kontaktfläche zwischen den zu verschweißenden Bauteilen genügend Temperatur erreicht, kommt es durch den Druck zu einem Verschweißen.

Beim Ultraschallschweißen sollen die Schweißflächen möglichst eben sein, da sich dadurch die Druckaufteilung während dem Schweißvorgang verbessert. Dadurch ergeben sich bessere Schweißnähte

Die Rundungen der Gussteile sind auch für das Ultraschallschweißen von Vorteil. Ohne sie könnte es in den Ecken durch die Schwingungen zu einem Bruch kommen. Die für den Gussvorgang empfohlenen Radien reichen hierfür aus.

Bei der Gestaltung der Schweißnaht gibt es zwei Möglichkeiten:

Bei der Stumpfschweißnaht befinden sich die beiden zu verschweißenden Flächen gegenüberliegend (Abbildung 94). Diese Art der Schweißnaht ist einfach zu konstruieren, es ist jedoch vergleichsweise schwierig feste und dichte Verbindungen zu erstellen. Für diese Anwendung stellt dies jedoch die wirtschaftlichste Methode dar, da die nötige Festigkeit und Dichtheit erreicht werden kann.

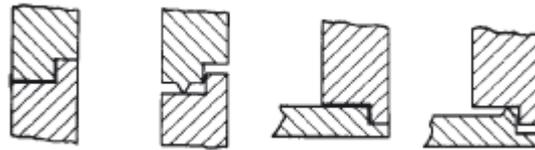


Abbildung 94: Stumpfschweißnaht Varianten [13]

Die zweite Ausführungsart einer Schweißnaht ist die Schernnaht. Dabei berühren sich die zu verschweißenden Teile anfangs nur auf einer kleinen Fläche (Abbildung 95). Während des Schweißvorganges gleiten dann die Teile ineinander. Die Festigkeit der Schweißnaht ist von der Eindringtiefe der Bauteile abhängig.

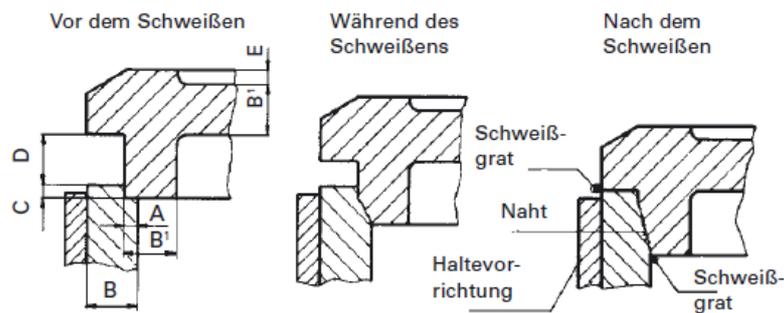


Abbildung 95: Schweißvorgang einer Schernnaht [13]

9.3 Lieferzeiten Werkzeug

Für das Spritzgusswerkzeug des Plenums ist mit sehr langen Lieferzeiten zu rechnen. Um dieses Werkzeug rechtzeitig zu erhalten muss die Plenumsgeometrie bereits sehr früh im Entwicklungsprozess festgelegt werden.

10 Plenumsfestigkeit

Bei der Verwendung des Plenums in einem aufgeladenen Motor wird dieses durch Innendruck und Temperatur stark belastet. Üblicherweise werden für solch aufgeladene Motoren Plenen aus Metall eingesetzt. Da Kunststoffplenen weniger Festigkeit aufweisen muss bei diesen besonders auf eine stabile Konstruktion geachtet werden.

Eine wichtige Kenngröße der Plenumsfestigkeit ist der Berstdruck. Dieser gibt an, ab welchem Überdruck das Plenum beschädigt wird.

10.1 Schweißnahtfestigkeit

Das limitierende Kriterium für den Berstdruck ist meist die Schweißnaht. Aus diesem Grund wird hier näher auf deren Festigkeit eingegangen. Für einen hohen Berstdruck muss sowohl die Schweißnaht gut ausgeführt sein, als auch die Belastung der Schweißnaht gering sein oder zumindest günstig wirken.

Bei einer Unterbrechung der Schweißnaht kommt es zu einer Belastungsspitze. Aus diesem Grund und für eine bessere Dichtung soll daher die Schweißnaht möglichst ununterbrochen sein.

Der Innendruck im Plenum bewirkt primär eine Zugbelastung der Schweißnaht. Durch eine Verformung des Plenums können zusätzlich noch Biege und Scherbelastungen auftreten. Diese senken den Berstdruck. Durch Rippen kann man diese Verformungen des Plenums reduzieren und so den Berstdruck erhöhen (Abbildung 96). Denselben Effekt erreicht man durch eine Bombierung der Geometrie.

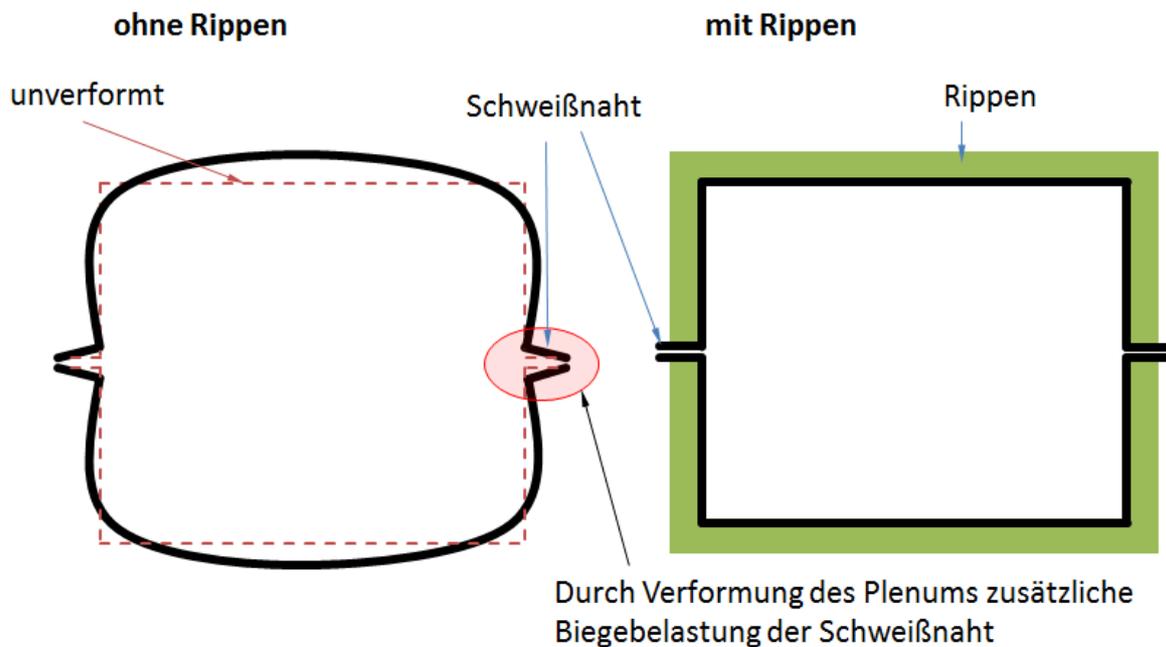


Abbildung 96: Wirkung Rippen auf die Schweißnahtbelastung

11 Akustik des Plenums

Die Akustik des Fahrzeuges muss aus zwei Gründen betrachtet werden. Zum einen ist die maximal zulässige Schallabstrahlung des Fahrzeuges gesetzlich festgelegt und zum anderen hat es einen wesentlichen Einfluss auf das subjektive Empfinden des Fahrzeuges.

Das Plenum trägt durch zwei Effekte am Gesamtgeräusch des Fahrzeuges bei. Zum einen bewirkt es über seine Oberfläche eine direkte Schallabstrahlung und zum anderen beeinflusst es das Ansauggeräusch.

Das von der Oberfläche abgestrahlte Geräusch entsteht durch eine Schwingung der Oberfläche des Plenums. Diese wird sowohl durch eine Pulsation des Innendrucks im Plenum als auch durch die Übertragung mechanischer Schwingungen vom Zylinderkopf angeregt. Die Anregung durch die Zylinderkopfschwingungen kann durch eine Entkoppelung reduziert werden (siehe Absatz 11.1)

Das Ansauggeräusch entsteht durch einen pulsierenden Massenstrom im Lufteinlass (siehe Absatz 11.2, Seite 93).

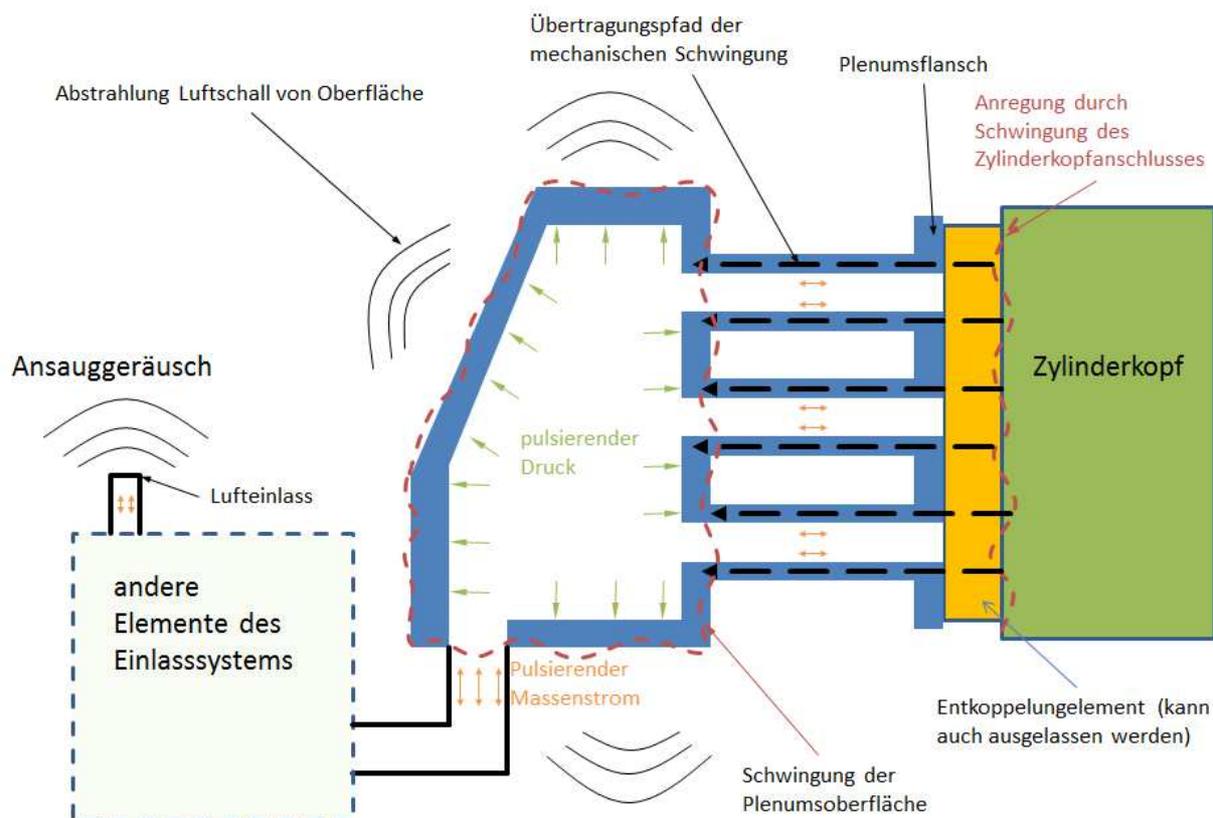


Abbildung 97: Akustik Plenum - Übersicht

Die Schallabstrahlung des Plenums ist sehr stark durch die Motorordnungen (siehe auch Absatz 2.3, Seite 4) geprägt. So strahlen Frequenzen, die einer Motorordnung entsprechen (Formel (2.5)), deutlich mehr Schall ab als andere. Dies ist exemplarisch in Form einer Körperschallmessung eines Plenums in einem Wasserfalldiagramm dargestellt (Abbildung

98). Dabei ist auf der horizontalen Achse die Motordrehzahl aufgetragen und auf der vertikalen die Frequenz des Körperschalls. Die Farbe entspricht dem Körperschall einer Frequenz bei einer Drehzahl. Die in diesem Diagramm herausstechenden Linien stärkeren Körperschalls entsprechen den Motorordnungen.

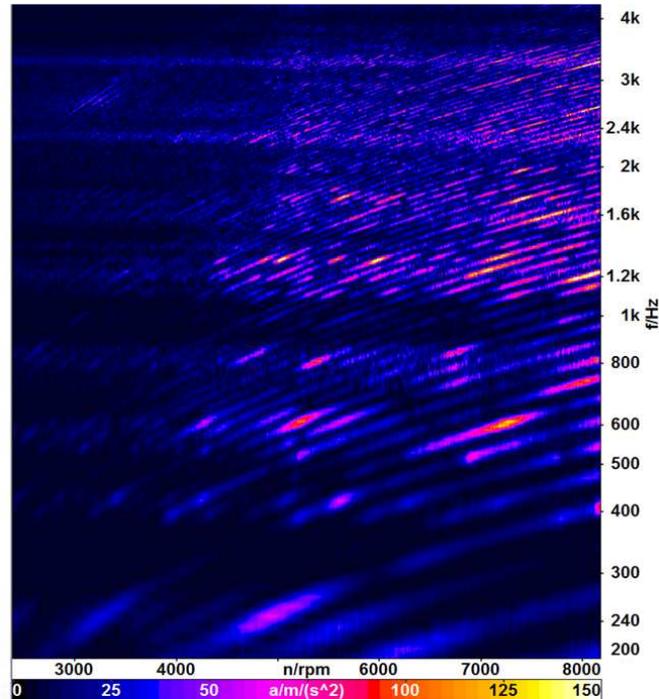


Abbildung 98: Wasserfalldiagramm Körperschallmessung Plenum

11.1 Von Plenum- Oberfläche abgestrahltes Geräusch

Obwohl der von der Plenum- Oberfläche abgestrahlte Schallpegel im Gesamtgeräusch des Motors nur eine untergeordnete Rolle spielt verbessert eine Reduzierung von diesem das Sounddesign deutlich. Grund dafür ist, dass an der Plenum- Oberfläche vor allem Frequenzen in einem unangenehmen Frequenzband abgestrahlt werden (ca. 800 – 3000 Hz).

11.1.1 Entkoppelung der Zylinderkopfschwingung

Im Zylinderkopfanschluss treten Bewegungen und Verformungen in alle Richtungen auf. Diese werden auf den Plenumsflansch übertragen, wodurch sie das Plenum zum Schwingen anregen. Durch eine Entkoppelung dieser Zylinderkopfschwingung kann somit die Anregung des Plenums deutlich reduziert werden. Dabei wird ein elastisches Element zwischen Zylinderkopf und Plenumsflansch eingebracht (Abbildung 97).

Dieser Vorgang soll nun anhand eines 1D- Modelles erklärt werden. Dazu wird die Bewegung in nur eine Richtung betrachtet, das Entkoppelungselement wird als Feder- Dämpfer- Element

modelliert und das Plenum als starr angenommen (Abbildung 99). Tatsächlich verhält sich die Entkoppelung natürlich mehrdimensional.

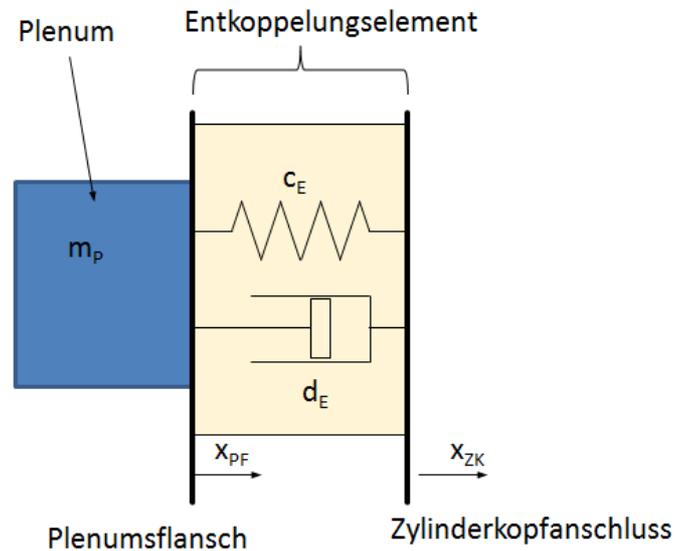


Abbildung 99: Prinzip Entkoppelung

Es ergibt sich ein gedämpfter Einmassenschwinger mit einer Resonanzwinkelgeschwindigkeit ω_{R_e} nach Gleichung (11.1)

$$\omega_{R_e} = \sqrt{\frac{c_E}{m_P}} \quad (11.1)$$

Je nach Anregungsfrequenz ändert sich die Zylinderkopfschwingung entsprechend der Übertragungsfunktion α (Gleichung (11.2)). Diese Übertragungsfunktion ist sowohl von dem Frequenzverhältnis η (Gleichung (11.4)) als auch vom Dämpfungsgrad D_{entk} abhängig (Gleichung (11.3)). Dieser Verlauf ist in Abbildung 100 dargestellt.

$$\alpha = \frac{x_{ZK}}{x_{PF}} \quad (11.2)$$

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2 * D_{entk} * \eta)^2}} \quad (11.3)$$

$$\eta = \frac{\omega}{\omega_{R_e}} \quad (11.4)$$

$$D_{entk} = \frac{d_E}{2 * \sqrt{c_E * m_P}} \quad (11.5)$$

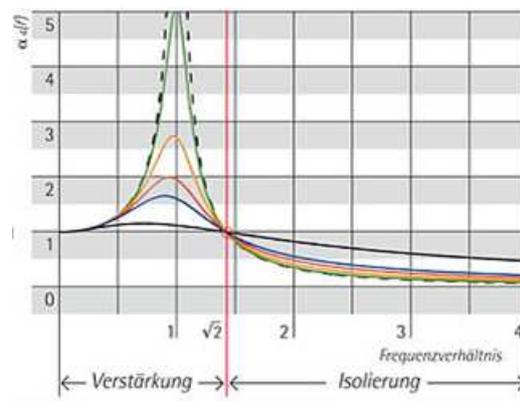


Abbildung 100: Übertragungsfunktion der Entkoppelung bei Weganregung [16]

Eine Entkoppelung tritt erst oberhalb der $\sqrt{2}$ fachen Eigenfrequenz des Einmassenschwingers auf. Unterhalb dieser Frequenz wird die Anregung verstärkt.

Um selbst sehr niedrige Frequenzen entkoppeln zu können ist eine sehr niedrige Eigenfrequenz der Entkoppelung notwendig. Jedoch ergeben sich bei solch einer niedrigen Eigenfrequenz sehr große Verschiebungen bei einer stationären Beschleunigung \ddot{x}_{ZK} des Aufbaus.

Dies kommt daher, da die Federkraft im statischen Fall (Gleichung (11.6)) gleich der Trägheitskraft des Plenums (Gleichung (11.7)) sein muss.

$$F_{stat} = c_E * (x_{ZK} - x_{PF}) \quad (11.6)$$

$$F_{stat} = m_P * \ddot{x}_{ZK} \quad (11.7)$$

Daraus ergibt sich für eine Beschleunigung des Zylinderkopfanschlusses die statische Verschiebung als Funktion der Resonanzfrequenz

$$(x_{ZK} - x_{PF}) = \frac{m_P * \ddot{x}_{ZK}}{c_E} = \frac{\ddot{x}_{ZK}}{\omega_R^2} \quad (11.8)$$

Um keine zu großen statischen Verschiebungen zu erreichen darf die Eigenfrequenz nicht zu tief liegen. Dadurch kann es vorkommen, dass die Anregefrequenz gleich der Resonanzfrequenz ist. In diesem Fall würde sich ohne ausreichende Dämpfung die Plenumsflanschbewegung bis zum Schaden vergrößern. Folglich muss eine gewisse Dämpfung vorhanden sein, welche jedoch auch die Wirksamkeit der Entkoppelung bei hohen Frequenzen reduziert.

Dies zeigt auch die Messung eines Plenums bei Volllast und 4000 1/min. Hier ist für niedrige Frequenzen das entkoppelte Plenum lauter als das nicht entkoppelte (Abbildung 101). Erst für höhere Frequenzen (ca. 650 Hz) wird die Entkoppelung wirksam, wodurch sich ab dieser Frequenz eine deutliche Reduktion des Luftschalls ergibt. In Summe wird durch diese Entkoppelung der Luftschall reduziert.

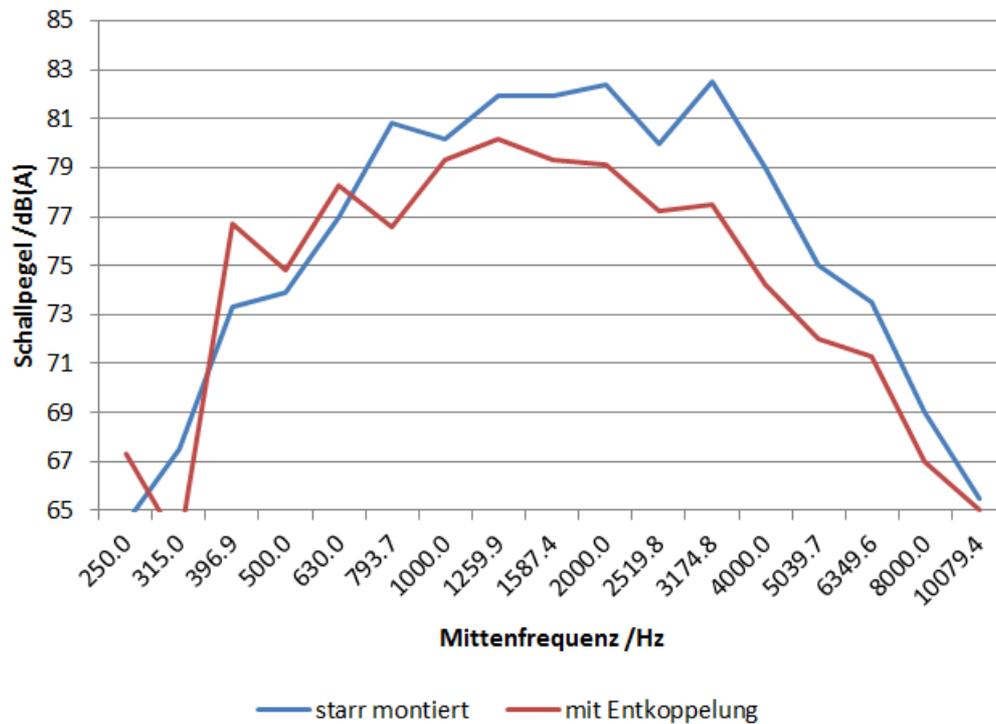


Abbildung 101: Schallabstrahlung Plenum mit und ohne Entkoppelung

11.1.2 Plenumsschwingung reduzieren

Die Schallabstrahlung des Plenums erfolgt über Schwingung der Plenum-Oberfläche. Um den abgestrahlten Schall zu reduzieren muss also die Bewegung der Plenum-Oberfläche reduziert werden.

Besonders große Schwingungsamplituden der Plenum-Oberfläche treten auf, wenn das Plenum mit einer seiner Eigenfrequenzen angeregt wird. Da höhere Frequenzen schwächer angeregt werden, kann man durch Erhöhen der Eigenfrequenzen des Plenums die Plenumsschwingung reduzieren.

Dies ist vor allem durch eine geeignete Geometrie erreichbar. Dazu ist eine Geometrie erforderlich, welche relativ zur Masse sehr steif ist. Aus diesem Grund sollten die Flächen möglichst gekrümmt und bombiert sein, ebene Wände sollen vermieden werden. Ist dies nicht durchführbar, so kann mit Rippen nachgeholfen werden. Da die Eigenfrequenzen meist durch Biegung der Plenumswände entstehen, erhöhen dickere Wände die Eigenfrequenzen. Jedoch ist dies aus wirtschaftlichen Gründen nicht praktikabel.

11.2 Ansaugeräusch

Das Ansaugeräusch entsteht durch die Pulsation des Massenstroms in den Lufteinlass der Ansauganlage. Dieser Massenstrom und damit das Ansaugeräusch wird vor allem bei der NA Variante durch das Plenum beeinflusst, hängt aber auch von den anderen Elementen des Einlasssystems ab. So wirkt beispielsweise der Luftfilter als Expansionsschalldämpfer und reduziert breitbandig das Ansaugeräusch. Darüber hinaus können mit geeigneten Maßnahmen (Helmholzresonator, $\lambda/4$ - Leitung,...) störende Frequenzen gezielt

herausgefiltert werden um das Sounddesign zu verbessern.

Bei Turbomotoren bewirkt der Verdichter eine Dämpfung des pulsierenden Massenstroms im Einlasssystem. Des Weiteren erzeugt dieser ein Rauschen, welches im Ansaugeräusch dominant ist. Aus diesem Grund hat ein asymmetrisches Einlasssystem (unten beschrieben) kaum Einfluss auf das Ansaugeräusch eines TC Motors

11.2.1 Motorordnungen im Mehrzylindermotor

Die fluktuierenden Massenströme in die Zylinder sind durch die Motorordnungen geprägt.

Ist das Plenum symmetrisch ausgeführt (die Lauflängen für die Druckwellen der einzelnen Zylinder sind gleich lang) und die Zündfolge gleichmäßig, so löschen sich alle Motorordnungen bis auf die Hauptmotorordnung (siehe auch Absatz 2.3, Seite 4) aus. Wird diese Symmetrie beispielsweise durch eine seitliche Drosselklappe oder unterschiedlich lange Runner gestört, so bleiben auch jene Motorordnungen, welche keine Hauptmotorordnungen sind, vorhanden (Abbildung 102, rechts). Dies ergibt einen rauen Sound, welcher sehr sportlich wirkt. [17]

Zur besseren Verständlichkeit sind in Abbildung 102 die Massenströme in die einzelnen Runner und der sich dadurch ergebende Summenmassenstrom sowohl bei symmetrischem als auch asymmetrischem Plenum für verschiedene Motorordnungen eingezeichnet. Bei der symmetrischen Variante sind die Ordnungen nur um die Zündfolge verschoben, beim asymmetrischen Einlass tritt eine zusätzliche Verschiebung durch die unterschiedlichen Lauflängen auf. Man erkennt, dass sich beim symmetrischen Plenum jene Motorordnungen, welche keine Hauptmotorordnungen sind gegenseitig aufheben (Abbildung 102).

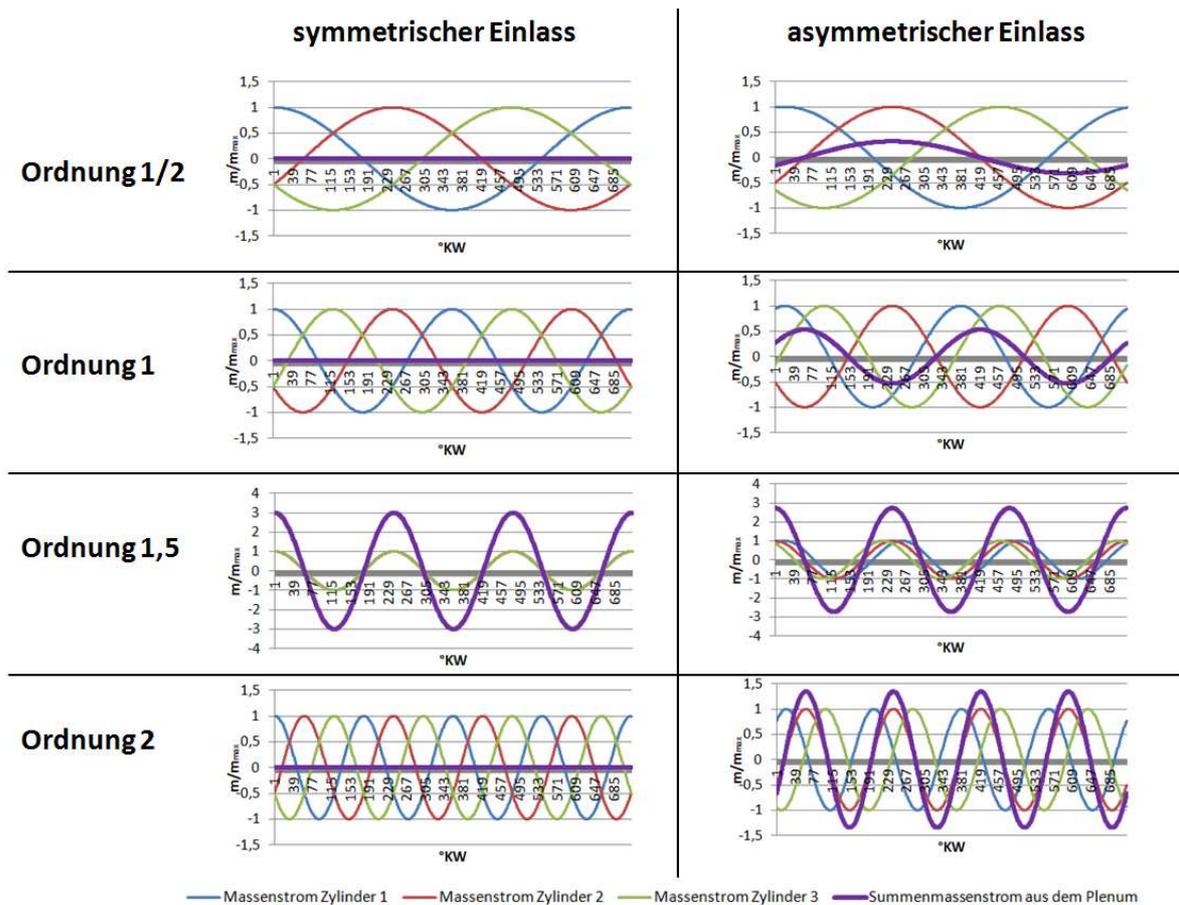


Abbildung 102: Motorordnungen bei symmetrischem und asymmetrischem Einlass

Um das Sounddesign optimieren zu können soll für die Serie die Möglichkeit unterschiedlich langer Runner vorgesehen werden.

12 Montage des Plenums

Bei der Wahl der Aufhängungspunkte sind mehrere Aspekte zu berücksichtigen. Zum einen sollen durch die Montagepunkte keine Schwingungen auf das Plenum übertragen werden, zum anderem soll das Plenum relativ genau auf den Zylinderkopf ausgerichtet sein.

Eine Montage des Plenums an schwingungsarmen (motorfernen) Punkten könnte die Schallabstrahlung des Plenums deutlich reduzieren. Da jedoch die möglichst genaue Positionierung des Plenums zum Zylinderkopf anzustreben ist, ist es am sinnvollsten das Plenum direkt am Zylinderkopf zu montieren. Um die Montage weiter zu optimieren wird das Plenum an weiteren umgebenden Punkten (z.B. am Getriebe) montiert.

12.1 Montage am Zylinderkopf

Da der Anschraubpunkt des Plenums am Zylinderkopf besonders kritisch ist, soll auf diesen näher eingegangen werden. Diese Montage kann sowohl mit als auch ohne Entkoppelung geschehen.

12.1.1 Festes Anschrauben am Zylinderkopf

Wie in Absatz 9.1 (Seite 79) erläutert kriecht ein Kunststoff unter Last mit der Zeit. Dadurch reduziert sich bei einem verschraubten Kunststoff auch die Vorspannkraft durch Relaxation.

Um dies zu vermeiden kann man sich mit einer Verschraubhülse aushelfen (Abbildung 104). Da diese Hülse nicht kriecht kommt es zu keinem Verlust der Vorspannung. Um ein Bewegen des Plenums zu verhindern ist diese Hülse in den Kunststoff eingepresst.

Der Spalt zwischen Plenumsflansch und Zylinderkopfanschluss soll möglichst gering sein.

Um die Fertigungstoleranzen auszugleichen kann man das Toleranzfeld der Hülse so legen, dass auch erst nach der elastischen Verformung des Kunststoffes die Hülse Kontakt mit dem Zylinderkopfanschluss bekommt.

Zur besseren Zentrierung des Plenums am Zylinderkopf dienen Zentrierstifte.

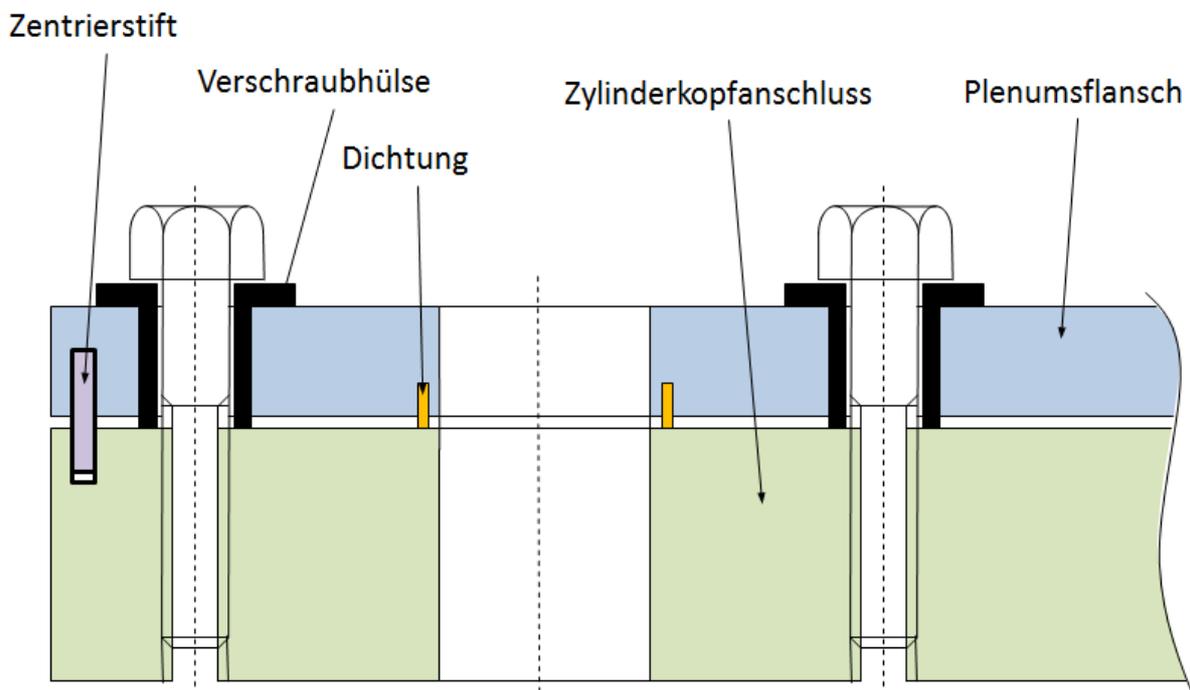


Abbildung 103: starre Verschraubung des Plenums am Zylinderkopf

12.1.2 Montage am Zylinderkopf mit Entkoppelung

Eine akustische Verbesserung kann erreicht werden, indem das Plenum entkoppelt am Zylinderkopf befestigt wird (siehe auch Absatz 11.1.1, Seite 90). Dazu wird zwischen Plenumsflansch und Zylinderkopfanschluss ein elastisches Element eingefügt.

Dabei wird über Schrauben mittels Entkoppelungshülse die Vorspannkraft über einen Elastomer auf den Plenumsflansch übertragen. Dieser stützt sich über die (elastomere) Dichtungen am Zylinderkopfanschluss ab (Abbildung 104).

Es herrscht somit über die Elastomere Kontakt, wodurch sich ein Kontakt mit niedriger Steifigkeit und hoher Dämpfung (wie erwünscht) ergibt.

Elastomer zum Spannen

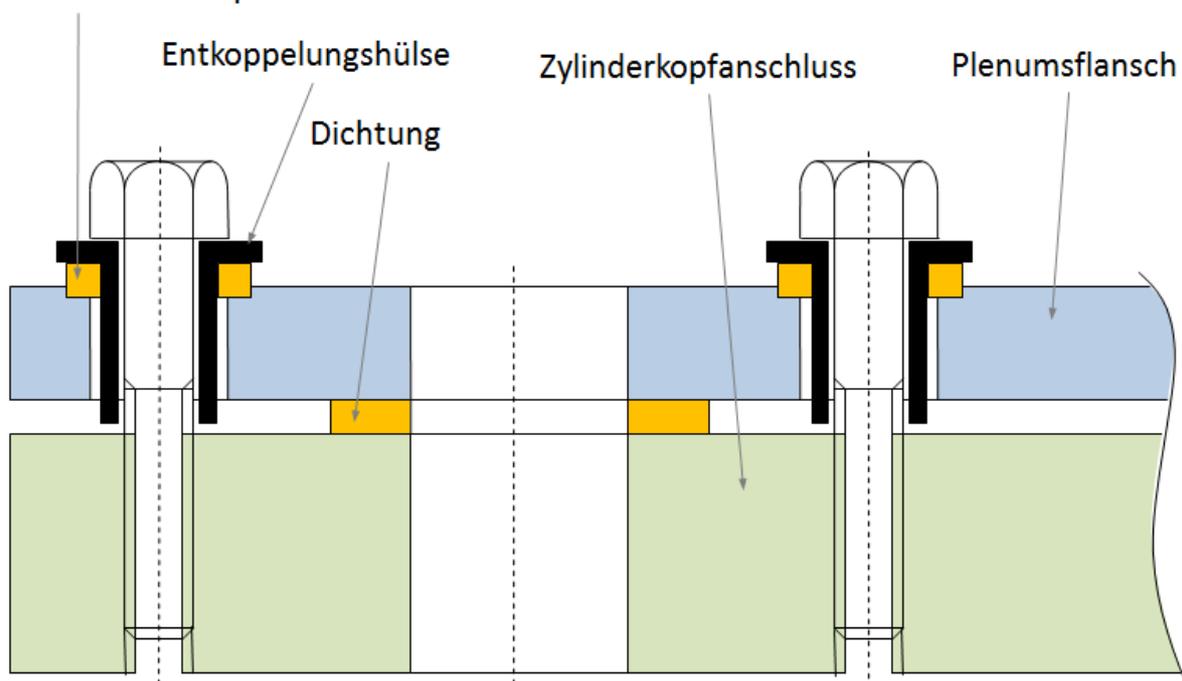


Abbildung 104: technische Umsetzung Entkoppelung

Da die Verbindung zwischen Zylinderkopfanschluss und Plenumsflansch bei der Entkoppelung wenig Steifigkeit aufweist, können sich diese gegeneinander verschieben. Dies muss in der Kanalauslegung berücksichtigt werden (Siehe Absatz 12.1.3).

Wird eine Zentrierung mittels Zentrierstiften vorgesehen, so leidet darunter die Entkoppelung (vor allem in Querrichtung zur Schraubebene).

Bei sehr tiefen Temperaturen (unterhalb der Glasübergangstemperatur) verlieren Elastomere ihre elastischen Eigenschaften und werden hart. Folglich ist die Entkoppelung bei einem Kaltstart unwirksam.

12.1.3 Kanalgestaltung im Übergang Plenum - Zylinderkopf

Da das Plenum nicht ideal auf den Zylinderkopf ausgerichtet ist, kommt es in diesem Bereich zu einem Versatz im Kanal.

Hat der Kanal bei diesem Übergang an beiden Seiten denselben Querschnitt, so entsteht bei einer Verschiebung eine Stolperkante für die Strömung (Abbildung 105, links). Diese erhöht den Strömungswiderstand des Einlasskanals beträchtlich und verschlechtert so den Liefergrad.

Diese Stolperkante kann vermieden werden, indem der Kanal auf der Plenumsseite kleiner als auf der Zylinderkopfseite ausgeführt wird ($D_{vZ} < D_{nZ}$). Zusätzlich kann man den Zylinderkopfkopfkanal anfasen (Abbildung 105 rechts). Diese Maßnahme muss auf die Qualität der Zentrierung angepasst sein.

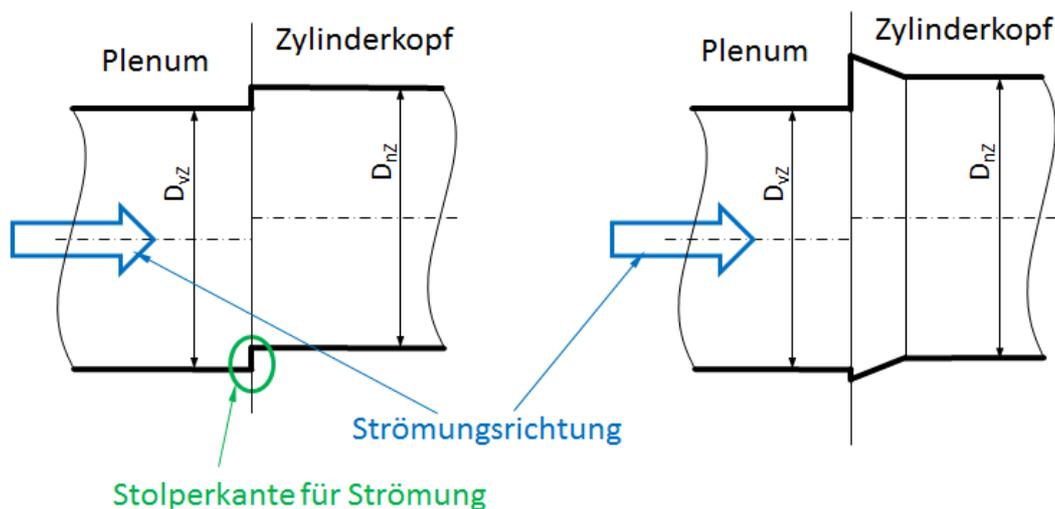


Abbildung 105: Kanalgestaltung im Übergang Plenum – Zylinderkopf

13 Lastenheft

In diesem Lastenheft sollen die Anforderungen an das Plenum kurz zusammengefasst werden.

13.1 Fahrzeugseitige Umgebungsbedingungen

Betriebsbedingungen:

Temperaturen

Umgebungstemperatur: -40 bis 50 °C

Höhe: 0 bis 3500 m (entspricht einem Luftdruck von 1,01325 bis 0,6465 bar)

Beschleunigungen:

5g in alle Richtungen (Sprung)

10g in Fahrtrichtung (Kollision)

Leistungsanforderung:

NA Variante: 84 kW bei 8500 1/min

TC Variante: 97 kW bei 7250 1/min

Lagerbedingungen:

Temperatur: -40 bis 60°C

NA und TC Variante haben selben Zylinderkopf

13.2 Auftretende Belastungen im Plenum

Drücke:

Ladedruck: 1,6 bar (Verdichtungsverhältnis von maximal 2,5)

Minimaler Druck: 250 mbar (bei geschlossener Drosselklappe)

dreifache Sicherheit gegen Berstdruck ist üblich

Druckpulsationen: ca. 0,6 bis 0,8 bar

maximal aktiver Überdruck im Plenum (Normalbetrieb und gegen Umgebungsdruck): 1,7 bar

maximal aktiver Unterdruck: 0,9 bar

Temperaturen:

Ladungstemperatur im Plenum von 5°C (Schlitten) bis 90°C (Wüste)

Ab ca. 90 °C Bauteilschutz => auch Schutz gegen Missbrauch

14 Ergebnisse

Durch diese Arbeit konnte das Verständnis der Strömungsvorgänge im Einlasssystem verbessert werden.

Der Einfluss der Plenumsform auf Leistung und Gleichverteilung ist relativ klein gegenüber jenem des Resonanzrohres.

Mit zunehmender Drehzahl verringert sich der Einfluss der Plenumsgeometrie auf Liefergrad und Gleichverteilung.

Querströmungen zur Einströmrichtung in die Runner haben (in diesem Fall) kaum Einfluss auf die Eigenschaften des Plenums.

Dieser Erkenntnis nach können Strömungsaufprallflächen die Plenumseigenschaften nicht durch Abbau der Strömungsgeschwindigkeiten aus der Drosselklappe verbessern.

Die Eigenschaften des Plenums werden primär durch die Ausbreitung von Druckwellen in diesem bestimmt. Diese Ausbreitungen und damit die Eigenschaften von Plenen sind nur mittels Simulationen/Messungen vorhersehbar. Schon kleine Änderungen der Geometrie, z.B. andere Strömungsaufprallflächen, können die Plenumseigenschaften stark ändern.

Welche Auswirkung eine Strömungsaufprallfläche auf die Druckwellen aus der Drosselklappe hat wurde nicht untersucht.

Bei den Plenen mit Strömungsaufprallflächen wurden vergleichbar gute Ergebnisse erreicht wie im konventionellen Design. Durch diese Erkenntnis ergeben sich mehr Freiheiten für die Platzierung der Drosselklappe.

Die leistungssteigernde Wirkung von Rippen an der der Runnernöffnung gegenüberliegenden Wand konnte nicht direkt nachgewiesen werden.

Durch eine entkoppelte Aufhängung des Plenums kann die Schallabstrahlung deutlich reduziert werden.

Durch ein asymmetrisches Plenum wirkt das Ansaugeräusch des Fahrzeuges sportlicher.

In Summe erfüllen die konstruierten Plenumsformen ihre Anforderungen recht gut, auch wenn die zugrunde gelegten Theorien teilweise widerlegt wurden.

15 Ausblick

Leider wurde aus Packaginggründen dieses Projekt gestoppt und das Plenum wird in dieser Form nicht in Serie erscheinen. Jedoch werden einige darin gewonnene Erfahrungen sicher in andere Projekte übernommen werden. Dazu sind jedoch noch tiefgreifendere Untersuchungen notwendig.

Um die Wirksamkeit von Rippen auf die Leistung untersuchen zu können sind Vergleichs Simulationen mit und ohne richtig platzierten Rippen notwendig.

Auch die Wirkung von Strömungsaufprallflächen auf die Druckwellen aus der Drosselklappe muss noch mittels Simulationen getestet werden.

Um die Ausbreitung von Druckwellen im Plenum und deren genaue Wirkung besser zu verstehen sind weitere Simulationen notwendig. Durch stark vereinfachte Grundlagensimulationen kann eine bessere Auswertung erfolgen.

Literatur

- [1] W. Kümmel, Technische Strömungsmechanik, Lübeck: B.G. Teubner, 2001.
- [2] K. Z. Helmut Pucher, Aufladung Verbrennungsmotoren, Berlin: Springer Vieweg, 2012.
- [3] M. K. W. F. P. Helmut Einchelseder, Grundlagen und Technologien des Ottomotors, Springer, 2008.
- [4] wikipedia, „<http://de.wikipedia.org/>“, [Online]. Available: <http://de.wikipedia.org/wiki/Helmholtz-Resonator>. [Zugriff am 25 September 2014].
- [5] G. P. Blair, Design and Simulation of Four-stroke Engines, Society of Automotive Engineers, 1999.
- [6] J. Coxon, „<https://www.highpowermedia.com/>“, [Online]. Available: <https://www.highpowermedia.com/blog/3780/the-air-trumpet>. [Zugriff am 12 Aug 2014].
- [7] W. M. C. Gordon P. Blair, „SPECIAL INVESTIGATION : DESIGN OF AN INTAKE BELLMOUTH“.
- [8] W. M. Günter Brenn, „Vorlesungsskriptum Strömungslehre und Wärmeübertragung 1,“ Technische Universität Graz, Graz, 2011.
- [9] P. D.-I. P. R. Hakenesch, „<http://hakenesch.userweb.mwn.de/>“, 16 06 2014. [Online]. Available: http://hakenesch.userweb.mwn.de/fluidmechanik/k4_folien_teil1.pdf. [Zugriff am 24 04 2014].
- [10] „Hybrid Z“, [Online]. Available: <http://forums.hybridz.org/gallery/image/15840-carbon-plenum-double7/>. [Zugriff am 10 Juli 2014].
- [11] faigle, „<http://www.faigle.com/>“, [Online]. Available: http://www.faigle.com/media/766395/pas_polymere_kl.pdf. [Zugriff am 10 Juli 2014].
- [12] Rotoworld, „<http://rotoworldmag.com/>“, Rotoworld, [Online]. Available: <http://rotoworldmag.com/uber-das-rotationsformen/>. [Zugriff am 7 Okt 2014].
- [13] DUPont, „<http://plastics.dupont.com/>“, DuPont, [Online]. Available: <http://plastics.dupont.com/plastics/pdflit/europe/markets/L12565d.pdf>. [Zugriff am 25 06 2014].
- [14] Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, [Online]. Available: http://diglib.ethz.ch/system/temporary/get_urf.ind50.de.htm. [Zugriff am 2014 06 25].
- [15] AlliedSignal, Inc, [Online]. Available: <http://ww3.cad.de/foren/ubb/uploads/Tricksucher/09-96-BG3049-500.pdf>. [Zugriff am 06 Aug 2014].
- [16] „<http://de.wikipedia.org/>“, [Online]. Available: <http://de.wikipedia.org/wiki/Vergr%C3%B6%C3%9Ferungsfunktion>. [Zugriff am 11 Sept 2014].
- [17] K. Genuit, Sound-Engineering im Automobilbereich, Deutschland: Springer, 2010.
- [18] „Wikipedia,“ [Online]. Available: <http://de.wikipedia.org/wiki/Freistrahl>. [Zugriff am 10 Juli 2014].
- [19] M. Möser, Technische Akustik, Berlin: Springer, 2002.
- [20] B. F. A. K. U. Spicher, „HC Rohemissionen bei Kaltstart in der Warmlaufphase sowie bei

Last- und Drehzahlsprünge,“ Karlsruhe, 1999, Institut für Kolbenmaschinen
Universität Karlsruhe(TH).