

Technische Universität Graz

Auslegung und Konstruktion des Ein-, Auslass- und Abgasrückführungssystems für einen Einzylinder-Forschungsmotor im gasmotorischen Betrieb



Anton Tilz

Eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
an der Technischen Universität Graz
Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder

Einreichdatum: Mai 2013

Betreuender Professor: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Wimmer
Betreuende Assistentin: Dipl.-Ing. Dr. techn. Claudia Schubert-Zallinger
Betreuer FVT mbH: Dipl.-Ing. Dr. techn. Eduard Schneßl

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.

Graz, am
(Unterschrift)

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date (signature)

Vorwort

Während des Studiums durfte ich am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik und an der Forschungsgesellschaft für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik mbH (FVT mbH) in der Motorenforschung mitwirken.

Im Mai 2012 bot sich die Möglichkeit meine Tätigkeiten im Zuge einer Diplomarbeit im Bereich der Großmotorenentwicklung mit Schwerpunkt auf die Konstruktion fortzusetzen. Das Projekt erfolgte in Zusammenarbeit mit einem Industriepartner und ermöglichte einen weiteren Einblick in die Motorenforschung zu bekommen, insbesondere in die Bereiche Prüfstands Aufbau, Simulation, Konstruktion, sowie dem Zusammenwirken und dem Abstimmen der Tätigkeiten.

Ich bedanke mich beim Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder, dessen Stellvertreter und Leiter der Abteilung Large Engines Competence Center, Herrn Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Wimmer, für die Arbeitsprojekte während meines Studiums an der FVT mbH, die Möglichkeit meine Diplomarbeit am Institut zu verfassen und für die gute Betreuung. Mein Dank gilt auch den Mitarbeitern des Institutes, im Besonderen Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Eduard Schneßl und Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Dimitar Dimitrov, für die fachliche Unterstützung, die gute Zusammenarbeit und Führung durch das Projekt, den regen Ideenaustausch und das gute Arbeitsklima.

Besonderen Dank spreche ich meinen Eltern aus, die mir das Studium ermöglichten.

Anton Tilz

Kurzfassung

Die Erzielung hoher Wirkungsgrade und die Einhaltung immer strenger werdender Abgasgesetzgebungen zwingen die Motorenhersteller die Produkte anzupassen.

Die Abgasrückführung (AGR) stellt eine potentielle Maßnahme zur weiteren Reduktion der NO_x Emission dar. Im Rahmen dieser Diplomarbeit sollte dazu ein AGR System an einem Prüfstand für Einzylinder-Forschungsmotoren aufgebaut werden, um Untersuchungen zur Auswirkung der Abgasrückführung im gasmotorischen Betrieb durchführen zu können. Zusätzlich wurde auch das Ein- und Auslasssystem ausgelegt und konstruiert.

Mechanische, thermische und gasdynamische Randbedingungen, wie auch Zeitvorgaben mussten bei der Konstruktion des Einlass- und Auslasssystems beachtet werden. Es wurde darauf Wert gelegt, ähnliche gasdynamischen Zustände vor und nach dem Zylinder beim Forschungs- und beim Vollmotor zu erreichen. Dies gilt vor allem für die Ventilöffnungsphasen. Durch die Abstimmung der Rohrgeometrien mit den Strömungssimulationsergebnissen konnten die oben erwähnten Forderungen gut umgesetzt werden.

Das aufgebaute Abgasrückführungssystem ermöglicht die Variation der AGR Rate in einem weiten Bereich und die Rückführung von sowohl feuchtem, als auch von trockenem Abgas. Die Arbeit umfasste die Berechnung, die Auslegung und die Konstruktion unter Berücksichtigung der Integration des Systems in die bestehende Prüfstandsinfrastruktur.

Der Motor mit Abgasrückführungssystem konnte bereits den Prüfstandsbetrieb aufnehmen, um Antworten auf die Auswirkung zu untersuchender Motorbetriebsarten auf Emission, Wirkungsgrad, Leistung und auf die Stabilität des Motorbetriebes zu geben.

Abstract

Engine manufacturers are being forced to adapt their products to observe increasingly strict emissions legislation and to achieve high engine efficiency.

Exhaust gas recirculation (EGR) is a potential method for further NO_x emission reduction. As part of this thesis, an EGR system was set up on a test bed for single-cylinder research engines in order to carry out investigations into the effect of EGR on gas engines. In addition, the intake and exhaust system was laid out and designed.

Mechanical, thermal and gas dynamic restrictions as well as time targets had to be considered when designing the intake and exhaust gas piping system. It was important to achieve similar gas dynamic conditions before and after the cylinder with the single cylinder engine as well as the multi cylinder engine. This holds true especially for the valve opening periods. These requirements were able to be met by adjusting the piping geometry to the fluid flow simulation results.

The EGR system that was set up allows the EGR rate to be varied over a wide range and the recirculation of humid as well as of dry exhaust gas. The expansion work involved the calculation, design and layout of the system while integrating it into the existing test bed infrastructure.

It was possible to start operating the engine with the EGR system in order to investigate the impact of different engine modes on emissions, efficiency, performance and the stability of engine operation.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	7
1.1	Ziel	7
1.2	Aufgabenstellung und Vorgehensweise	7
1.3	Abgasrückführungssysteme in der Motorenentwicklung	8
1.4	Abgasgesetzgebung	9
1.5	Randbedingungen und Vorgaben für die Auslegung	13
2	Eindimensionale Strömungssimulation	15
2.1	Allgemeine Grundlagen der Simulation	15
2.2	Ausgangslage	20
2.3	Eindimensionale Strömungssimulation des Saug- und Abgasröhrenwerks	20
2.3.1	Simulationsmodell des bestehenden Motors	27
3	Konstruktion des Saug- und Abgasröhrenwerkes	31
3.1	Ausgangslage	31
3.2	Konzepte	35
3.2.1	Version 1: Minimale Änderung der bestehenden Konstruktion	35
3.3	Realisierte Konstruktion	37
3.3.1	Ansaugrohr	42
3.3.2	Auspuffrohr	42
3.3.3	Werkstoffe	42
3.3.4	Wandstärkenberechnung	43
3.3.5	Saug- und Abgashalterung	45
4	Abgasrückführungssystem	47
4.1	Ausgeführtes Abgasrückführungssystem	47
4.1.1	Abgasrückführungskomponenten	50
4.2	Betriebsstrategie	67
4.3	Auslegungsparameter	67
4.4	Benötigte Auslegungsparameter für den Forschungsmotor	68
4.5	Röhrenwerk	68
4.6	Berechnung der Rohrdurchmesser	69
4.7	Berechnung der Wandstärke	76
5	Zusammenfassung	79
6	Anhang	81
6.1	Berechnung der Wandstärke (TÜV Austria Services GmbH)	81
6.2	Werkstoffdatenblätter	83
6.3	Datenblatt AMK Elektromotor	87
6.4	Gebälsekennlinie	91
6.5	Tröpfchenabscheider	92
6.6	Abbildungsverzeichnis	93
6.7	Tabellenverzeichnis	96
6.8	Literaturverzeichnis	97

1 Einleitung

Großmotoren werden für die Umwandlung von Kraftstoff in Strom- oder Wärme, bzw. für den Antrieb in Trieb-, Bau-, Land- und Sonderfahrzeugen eingesetzt. Hohe Wirkungsgrade sind zur Schonung der Ressourcen, aus wirtschaftlicher Betrachtung und um am Markt konkurrenzfähig zu bleiben unumgänglich. Gleichzeitig sind die immer strenger werdenden Abgasgesetzgebungen zu erfüllen, was die Hersteller zur Überarbeitung der Motoren zwingt. Zusätzlich müssen die Voraussetzungen für Großmotoren, wie beispielsweise Robustheit, Wartungsarmut und Zuverlässigkeit erfüllt werden.

Die meist verbreiteten Brennstoffe für Großmotoren sind Diesel und Gas. Erstgenannter hat den Vorteil sicherer Speicherung und Transport (geringe Zündfähigkeit) des Treibstoffes sowie der robusten Aggregate vorzuweisen.

Gute Verfügbarkeit von Gasen und niedrige Emissionswerte, fördern den zunehmenden Einsatz Zweitgenannter. Mögliche Einsatzbeispiele sind die Kraftwärmekopplung, die Energiebereitstellung abseits vom Stromnetz, die Pumpen- und Kompressorenantriebe (in der Erdöl und Gasindustrie) aber auch der Schiffsantrieb (vgl. [27]). Besonders ist die Nutzung von Abfallprodukten hervorzuheben. Es können neben Erdgas auch z. B. Deponie-, Erdölbegleit-, Klär-, Bio-, Holz- oder Grubengase als Brennstoff für Gasmotoren eingesetzt werden (vgl.[33], S. 87 f, [34]).

1.1 Ziel

Um die neuen Abgasgesetzgebungen zu erfüllen, muss ein bestehender Großgasmotor durch adaptierten Motorbetrieb an den Markt angepasst werden. Bei dem vorliegenden Aggregat ist der Schwerpunkt der Entwicklungstätigkeiten die Reduzierung der Stickoxidemissionen (NO_x Emissionen) mit Hilfe eines Abgasrückführungssystems und eines angepassten Brennverfahrens. Nach der Grundkonzeptphase und dem Festlegen der zu untersuchenden Motoränderungen, die zum gewünschten Ergebnis führen sollten, ist ein weiterer Entwicklungsschritt die Umsetzung der geplanten Änderungen am Einzylinder-Forschungsmotor, um das theoretisch Festgelegte in Realität zu untersuchen.

Ziel der vorliegenden Arbeit war die Anpassung der Prüfstandsinfrastruktur für die experimentellen Untersuchungen an einem Einzylinder-Forschungsmotor zur Entwicklung eines Verbrennungskonzeptes mit niedrigsten NO_x Emissionen.

1.2 Aufgabenstellung und Vorgehensweise

Für den Aufbau eines Einzylinder-Forschungsmotors wurden die spezifischen Bauteile wie z. B. Kolben, Zylinderkopf, Buchse vom Auftraggeber zur Verfügung gestellt, die übrigen die Grundeinheit mit Ausnahme des Röhrenwerkes wurden für den Prüfstand von einem Projektpartner gefertigt. (Diese Konstruktion wurde nicht im Rahmen der Diplomarbeit durchgeführt.) Die Prüfstands Umgebung war vorhanden. Die Aufgabenstellung beinhaltete die Auslegung des Ansaug- und Abgasröhrenwerkes vom Einzylinder-Forschungsmotor und die Begleitung des Aufbaus und der Inbetriebnahme. Dabei wurde auf das Erfüllen der mechanischen, zeitlichen und finanziellen Randbedingungen geachtet. Besonderes Augenmerk wurde darauf gelegt, dass die gasdynamischen Zustände vor und nach dem Zylinderkopf möglichst jenen des Vollmotors (Mehrzylindermotors) entsprechen. Dies gilt vor allem für die Zustände im Saugrohr vor dem Einlassventil während der Einlassventilöffnungszeit und im Auspuff nach dem Auslassventil während der Auslassventilöffnungszeit. Das Ziel der oben beschriebenen Vorgehensweise ist es, eine möglichst gleich ablaufende Verbrennung beim Einzylinder-Forschungsmotor und beim Mehrzylindermotor zu realisieren. Dazu muss der Zylinderzustand zum Zeitpunkt des Schließens des Einlassventils von Ein- und

Mehrzylindermotor gleich sein. Dies gilt vor allem für die Werte im Zylinder wie Masse, Druck, Temperatur, Restgasgehalt, aber auch Saug- und Abgasgegendruck, indizierter Mitteldruck und Ladungswechselmitteldruck wurden betrachtet.

Schließlich musste die Prüfstandsinfrastruktur durch ein Abgasrückführungssystem erweitert werden. Neben Robustheit, Wartungsarmut und -freundlichkeit, wurde gewünscht, die Anlage ausreichend vielseitig zu dimensionieren, damit auch andere Motoren bei geringem Adaptierungsaufwand mit dem System betrieben werden können.

Ein weiteres Thema war die grobe Abschätzung der thermodynamischen Zustände an vorgegebenen Stellen des Abgasrückführungssystems, die der Auslegung des Abgasrückführungssystems diene. Im vorliegenden Endbericht wurde diese nicht gesondert festgehalten.

1.3 Abgasrückführungssysteme in der Motorenentwicklung

Strenger werdende Abgasgesetzgebungen erfordern alternative Brennverfahren. Besonders die Einhaltung der NO_x Grenzwert von 200 $[\text{mg}/\text{m}^3 \text{ i.N. bei } 5 [\%] \text{ O}_2]$ (Abbildung 5) ist für die Großmotorenentwicklung eine Herausforderung. Eine Möglichkeit die NO_x Emissionen zu senken stellt der Motorbetrieb mit Abgasrückführung dar. Dabei werden die Verbrennungstemperaturen und damit die Stickoxidemissionen signifikant gesenkt. Um eine stabile Verbrennung bei hohen Abgasrückführungsraten zu gewährleisten, und um einen Dreiwegekatalysator einsetzen zu können, ist der Betrieb bei stöchiometrischer Verbrennung ein vielversprechendes Konzept.

Die Quellen der im Folgenden angeführten Informationen in diesem Kapitel zu den Systemen sind [6], S. 160 ff und [36], S. 403.

Abgasrückführungssysteme beruhen auf der Einbringung von verbranntem Abgas in den Zylinder (externe Abgasrückführung), welches zuvor vom Auspuff entnommen und nach Durchströmen des AGR Kühlers mit niedriger Temperatur dem Saugrohr zugeführt wurde. Eine weitere Möglichkeit ist das unvollständige Spülen mit Frischgas, wodurch Restgas im Zylinder bleibt, bzw. das Wiederansaugen des Abgases vom Auspuff beim Saugtakt (interne Abgasrückführung). Dem Nachteil des externen AGR Systems vom höheren baulichen Aufwand, steht der Vorteil, einer freieren Regelung der AGR Temperatur durch zusätzliches Kühlen oder Erhitzen. Die genannten Systeme können auch kombiniert werden. In Abbildung 1 sind die Massenströme der internen und externen Abgasrückführung dargestellt. (vgl. [6], S. 160 ff und vgl. [36], S. 403)

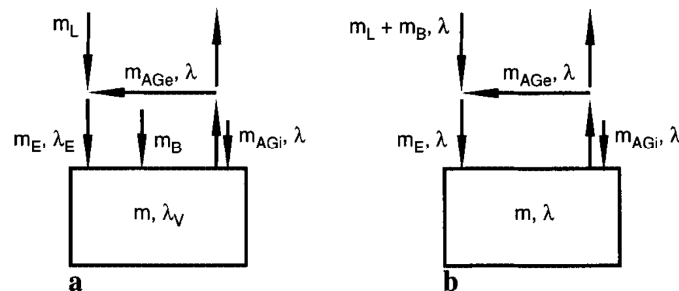


Abbildung 1: Interne und externe Abgasrückführung: (a) luft- (b) gemischtsaugend ([8], S. 240, Abb. 4.40)

$m_L \dots$	Luftmassenstrom $[\text{kg}/\text{s}]$
$m_B \dots$	Brennstoffmassenstrom $[\text{kg}/\text{s}]$
$m_E \dots$	Einlassmassenstrom $[\text{kg}/\text{s}]$
$\lambda_E \dots$	Luftverhältnis Einlass [-]
$m \dots$	Zylindermasse $[\text{kg}]$
$\lambda_V \dots$	Luftverhältnis bei der Verbrennung [-]
$m_{AGe} \dots$	Massenstrom des externen AGR $[\text{kg}/\text{s}]$
$\lambda \dots$	Luftverhältnis im Auspuff [-]
$m_{AGi} \dots$	Massenstrom des internen AGR $[\text{kg}/\text{s}]$

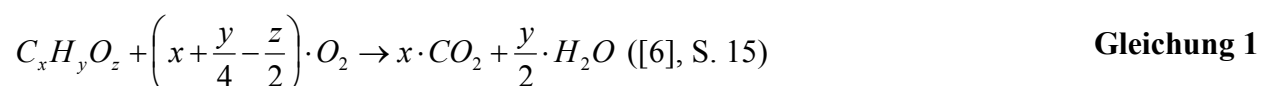
Bei der externen Abgasrückführung sind zwei Systeme zu unterscheiden. Niederdruck Abgasrückführsysteme entnehmen Abgas nach der Turbine, um das Gas, nach Durchströmen durch einen Kühler, vor dem Verdichter ins Saugrohr zuzuführen. Bei Hochdruck Abgasrückführungssystemen erfolgt die Entnahme vor der Turbine. Die Gastemperatur wird im AGR Kühler auf die gewünschte Temperatur gebracht und dem Saugrohr nach dem Verdichter zugeführt. Letztgenannte Ausführung hat den Vorteil, dass der Verdichter keiner zusätzlichen thermischen Belastung oder Verschmutzung ausgesetzt ist. Eine Verschlechterung der Ladungswechselschleife ist die Folge, da auf ein passendes Spülgefälle zwischen Ein- und Auslass zu achten ist. Bei PKW und Nutzfahrzeugmotoren sind Niederdruck Abgasrückführungssysteme bereits in Serie. Eine gute AGR Verteilung und das Verhältnis des Drucks nach der Turbine zum Druck vor dem Verdichter sind positive Eigenschaften des Systems. Bei Dieselmotoren muss das Abgas nach dem Partikelfilter entnommen werden, um der Verdichterverschmutzung entgegenzuwirken. (vgl. [36], S. 403)

Sowohl bei luft-, wie auch für gemischansaugende Motoren reduziert eine Abgasrückführung die Verbrennungstemperatur, wodurch die Stickoxidemissionen gesenkt werden. Grund für die Herabsetzung der Verbrennungstemperatur sind der reduzierte Sauerstoffanteil des Frischgases und die hohe Wärmekapazität des rezirkulierenden Abgases. Neben dem bereits erwähnten Rückgang des NO_x Ausstoßes seien noch weitere Vorteile, wie reduzierte Wandwärmeverluste und reduzierte Bauteiltemperaturen zu erwähnen. Bei Ottomotoren kann die Abgasrückführung zur Lastregelung eingesetzt werden, wodurch Drosselverluste in der Teillast reduziert werden können. (vgl. [6], S. 160 ff und vgl. [36], S. 403)

1.4 Abgasgesetzgebung

Bevor auf die Abgasgesetzgebung eingegangen wird, ist ein kurzer Überblick der Emissionskomponenten angeführt. Die diesem Kapitel zugrunde liegenden Quellen sind [6], S. 15ff, [9] (und dessen Vorlesungsfolien), [28], S. 119 ff sowie [35] und dessen Vorlesungsfolien.

Bei Brennstoffen mit einem C:H Verhältnis von 1:2 entsteht bei vollständiger Verbrennung ca. je 13 [Vol. %] CO₂ und H₂O. Der in der Luft enthaltene Stickstoff (74 [Vol. %] N₂) reagiert nicht und gelangt unverändert ins Abgas. In Gleichung 1 ist die Reaktionsgleichung für vollständige Verbrennung angeführt.



Auf Grund unvollkommener Verbrennung enthält das Abgas bei der motorischen Verbrennung Sauerstoff sowie weitere schädliche und gesetzlich limitierte Komponenten wie Kohlenmonoxid, Stickoxid, Kohlenwasserstoff und Ruß. Die Summe der erwähnten gesetzlich limitierten Abgase beträgt ca. ein Massenprozent von den Gesamtemissionen.

Im Folgenden werden die wichtigsten Emissionskomponenten beschrieben.

Kohlendioxid (CO₂)

Kohlendioxid (CO₂) ist ein Treibhausgas und für den globalen Anstieg der Temperatur verantwortlich. Die kurzwelligen Sonnenstrahlen werden in die Erdatmosphäre durchgelassen, jedoch die langwellige Rückstrahlung absorbiert, was zur Erwärmung der Erde führt.

Kohlenmonoxid (CO)

Das farb-, geruch-, und geschmacklose Atemgift Kohlenmonoxid (CO) entsteht durch unvollständige Oxidation von Kohlenstoff (z. B. Verbrennung unter Luftmangel). Daher steigt der Anstieg der Konzentration bei fetter Verbrennung (siehe Abbildung 2). Die Expansion kann zu einer Oxidation von CO führen. Die Reaktion verlangsamt sich mit dem Absinken der Ladungstemperatur.

Stickoxid (NO_x)

Hohe Temperaturen und Sauerstoffüberschuss sind notwendig, um gute Wirkungsgrade und niedrige Kohlenwasserstoff-, Kohlenmonoxid- und Russ-Emissionen zu erreichen, aber es wird die Bildung giftiger Stickoxide gefördert. Das Maximum der Konzentration wird wenig über dem stöchiometrischen Luftverhältnis erreicht (siehe Abbildung 2). Durch Abkühlung wird die Stickoxidreaktion eingefroren. Daher liegt der Emissionswert nach der Expansion über dem des chemischen Gleichgewichts. Vom Motor emittiertes Stickstoffmonoxid (NO) oxidiert zu Stickstoffdioxid (NO₂), das ein gelblich, wasserlösliches Atem- und Reizgift ist und mit Kohlenwasserstoff bei Sonneneinstrahlung zur Ozonbildung beiträgt. Stickoxidemissionen sind vor allem beim Diesel von Relevanz.

Kohlenwasserstoffe (HC)

Schlechte Verbrennung nahe der Zündgrenze (siehe Abbildung 2) und Verbrennungsaussetzer sind verantwortlich für hohe Kohlenwasserstoffemissionen (HC Emissionen). Unverbrannte Kohlenwasserstoffe im Abgas entstehen durch das Erlischen der Flamme an den kalten Brennraumwänden und in engen Spalten. Eine weitere Quelle sind die Kohlenwasserstoffe aus dem Schmieröl, die in den Brennraum gelangen. Unverbrannte HC werden teilweise (abhängig von Temperatur und Sauerstoffkonzentration) während der Expansion und während des Ladungswechsels oxidiert. Kohlenwasserstoffe sind gesundheitsschädlich und bilden mit Stickoxiden Smog.

Ruß

Hohe Temperaturen und örtlicher Luftmangel führen zur Ausscheidung und Verklumpung von Kohlenstoff, wobei weitere Verbindungen sich anlagern können. Starke Rußkonzentration ist typisch für die nicht vorgemischte, inhomogene Verbrennung, die bei konventionellen Dieselmotoren vorherrscht.

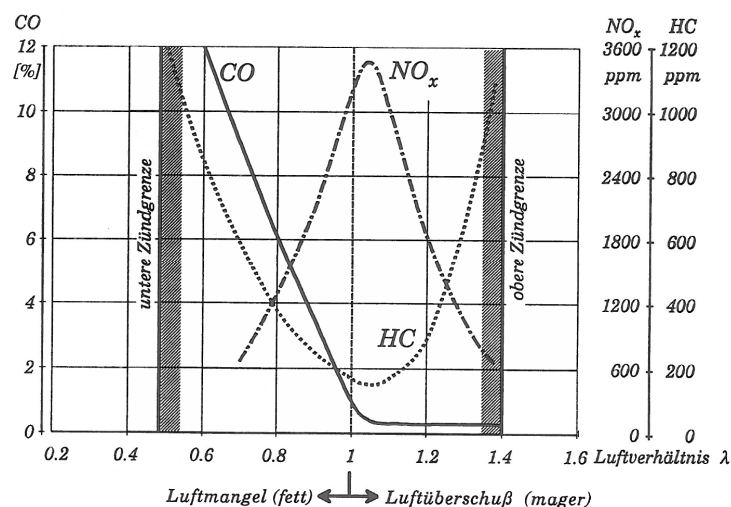


Abbildung 2: Abgasverhalten eines Ottomotors in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ ([28], S. 143)

Die Abgasgesetzgebung für Großmotoren unterscheiden sich Abhängig vom Kontinent (teilweise vom Staat), von der Betriebsart, von der Anwendung und der Motorgröße. Eine detaillierte Auflistung der Grenzwerte der limitierten Komponenten für jede geografische Region in Abhängigkeit von Betriebsart, Anwendung und Größe würde den Umfang der Arbeit überschreiten und ist [38] zu entnehmen. Die in diesem Kapitel angeführten Daten sind aus [38] und [37], S. 106 ff entnommen und zusammengefasst.

Relevant für dieses Projekt sind die NO_x Emissionen. Der Zielkonflikt zwischen Wirkungsgrad und Stickoxidausstoß (Abbildung 3 und Abbildung 4) ist verantwortlich für die besondere Stellung der gesetzlichen NO_x Grenzwerte bei der Motorenentwicklung. Die erwähnte Beschränkung ist der Grund für die vorliegende Arbeit. Daher wird auf die NO_x Einschränkungen gesondert eingegangen.

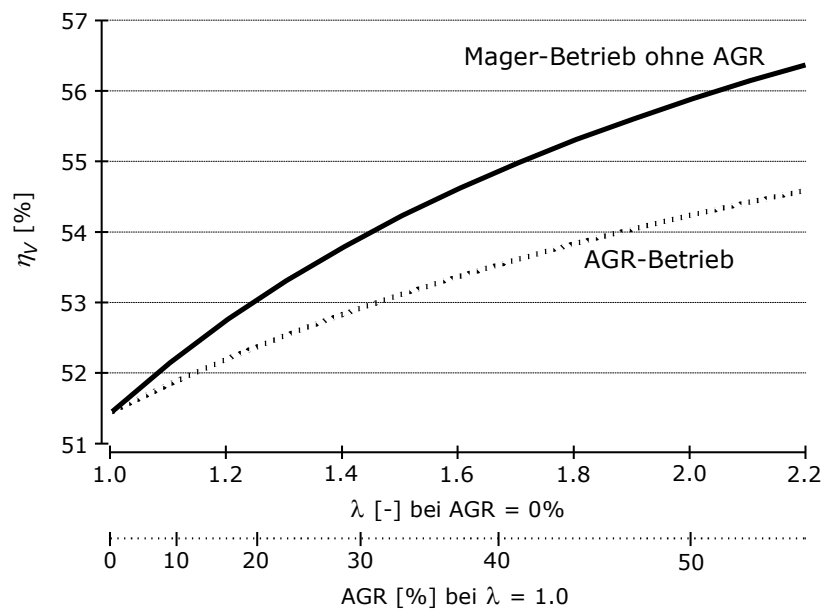


Abbildung 3: Wirkungsgrad des vollkommenen Motors in Abhängigkeit von Lambda bzw. AGR Rate ([37], S. 110, Abb. 2-96)

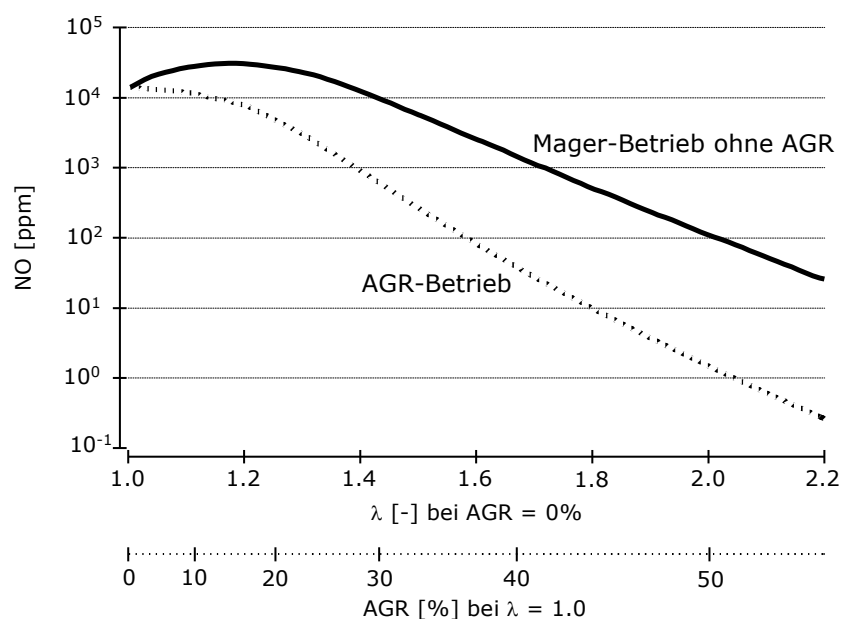


Abbildung 4: NO Emission in Abhängigkeit von Lambda bzw. AGR Rate ([37], S. 110, Abb. 2-96)

Aus Abbildung 3 und Abbildung 4 ist ersichtlich, dass mit zunehmender AGR Rate bei mager betriebenen Gasmotoren, die Stickoxidemissionen sinken, jedoch gleichzeitig ein Wirkungsgradverlust einhergeht.

Laut [38] findet in Deutschland und einigen anderen europäischen Ländern die Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft 2002 (TA Luft, Abbildung 5) Anwendung zur Reglementierung der Schadstoffe von Großmotoren. In dieser Verordnung ist der Grenzwert für die NO_x Emission von 500 [mg/m³ i.N.] (bezogen auf 5 [%] O₂ Konzentration im Abgas) angeführt.

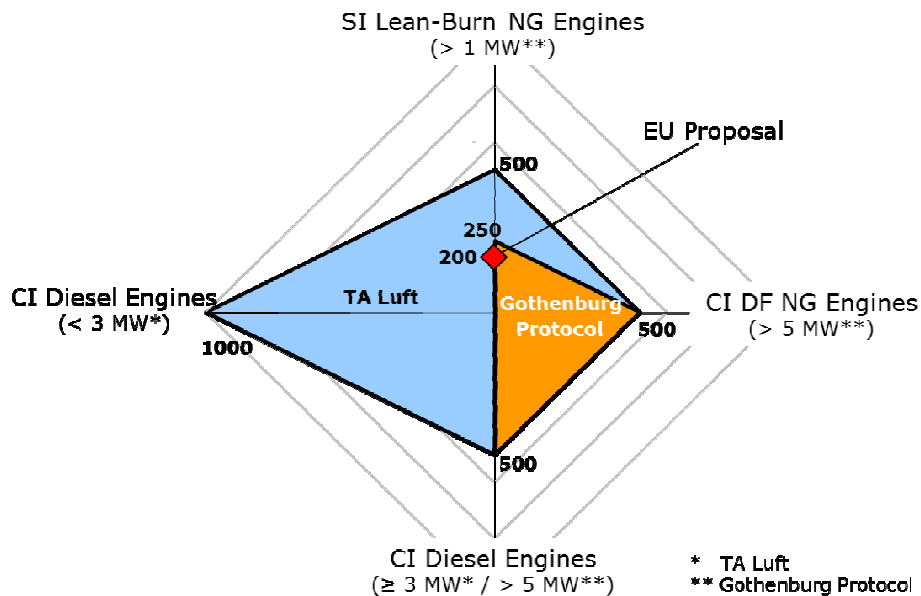


Abbildung 5: NO_x Emissionsgrenzwerte der TA Luft, des Gothenburg Protokolls und der EU in [mg/m³ i.N.] (vgl. [37], S. 107, Abb. 2-93)

Zusammen mit dem EU Vorschlag von 200 [mg/m³ i.N.], dem Gothenburg Protokoll von 250 [mg/m³ (i.N)] (Abbildung 5) und einigen Ausnahmen (weniger als 50 [mg/m³ i.N] in Zürich, Kalifornien, etc.) stellen die Einhaltung der angeführten Regelungen, bei gleichzeitigem streben nach hohen Wirkungsgraden, für Großmotorenhersteller eine Herausforderung dar. In Abbildung 5 sind die NO_x Grenzwerte (für fremdgezündete Magergasmotoren, für Diesel und selbstgezündete Dualfuel Motoren) der „Technischen Anleitung zur Reinhaltung der Luft 2002“, des Gothenburg Protokolls und des EU Vorschlags dargestellt. (vgl. [37], S. 106 ff)

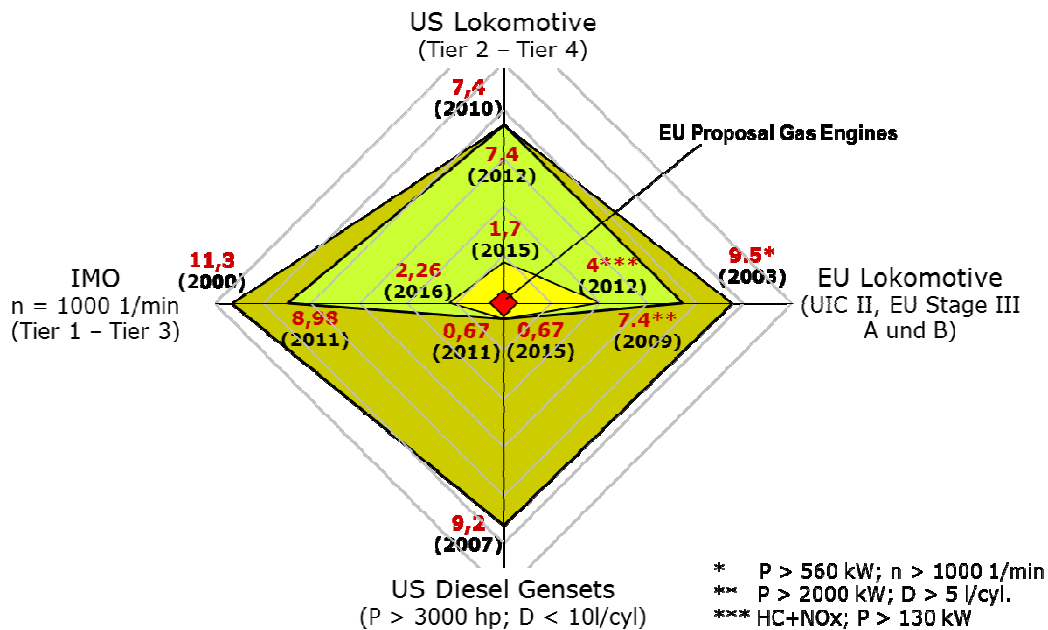


Abbildung 6: NO_x Emissionsgrenzwerte für Dieselmotoranwendungen (Lokomotive, Marine und Generator-Set) im Vergleich zum EU Vorschlag in [g/kWh] (vgl. [37], S. 108, Abb. 2-94)

Abbildung 6 zeigt die Stickoxid Emissionsgrenzwerte für Dieselmotoranwendungen (Lokomotive für EU und USA, Generator Set für USA und den internationalen Marinegrenzwerten, IMO (International Maritime Organization)) im Vergleich zum EU Vorschlag für Großgasmotoren in [g/kWh]. Der strikteste Grenzwert ist 2011 für Generator Sets in den USA in Kraft getreten. Mit 0.67 [g/kWh] ist das Niveau des EU Vorschlags für Großgasmotoren von 200 [mg/m³ i.N.] erreicht. (vgl. [37], S. 107 f)

1.5 Randbedingungen und Vorgaben für die Auslegung

In diesem Kapitel sind die wichtigsten Randbedingungen zur Auslegung, Simulation und Konstruktion des Saug- und Abgasröhrenwerkes sowie für das Abgasrückführungssystem zusammengefasst. Sie wurden nicht für die oben genannten Bereiche getrennt angeführt, da sich die Restriktionen gegenseitig beeinflussen. (Was für die Konstruktion wichtig ist, beeinflusst meist auch die Simulation oder den Prüfstandsbetrieb und umgekehrt.)

Wie bereits erwähnt, ist die Motivation der Anstrengungen einen Grossgasmotor zu entwickeln, der die neuen Abgasgesetzgebungen erfüllt, bei gleichzeitig möglichst geringen Änderungen am Motor und Beibehaltung der guten Dauerhaltbarkeit, Robustheit und hohen Standzeit. Diese Vorgaben sind der Grundgedanke aller Änderungen. Daraus werden die unten angeführten Punkte abgeleitet, um mit der vorliegenden Arbeit, einen problemlosen Prüfstandsbetrieb des Forschungsmotors zu ermöglichen.

Allgemeine Vorgaben

- Ausführung einer robusten und wartungsarmen, Konstruktion,
- geringe Änderung am Serienmotor,
- Verwendung vieler Serien-, Norm- und Gleichteile,
- Einhaltung der Sicherheitsrichtlinien des Prüfstandsbetreibers,
- Einhaltung des Zeitplans (siehe Tabelle 1);

Arbeitsschritt/Zeit	2012							
	Mai	Jun	Jul	Aug	Spt	Okt	Nov	Dez
Berechnung, Simulation und Konstruktion des Röhrenwerkes	■	■	■					
Auslegung des AGR Systems		■	■	■	■			
Beschaffung des Saug-, AG- und AGR-Röhrenwerkes				■				
Aufbau des Röhrenwerkes und des Motors					■	■		
Aufbau des AGR Systems							■	■
Motorinbetriebnahme und Anpassarbeiten							■	■

Tabelle 1: Zeitplan

Zusätzliche Vorgaben für die Saug- und Abgasleitungen

- Nenndruck des Saug- und Abgasröhrenwerkes: [16 bar(g)],
- Maximale Einlasstemperatur: 150 [°C],
- Maximale Auslasstemperatur: 750 [°C],
- Gewährleistung der guten Ergebnisübertragbarkeit vom Einzylinder- auf den Mehrzylindermotor,
- Erzielung von Strömungssimulationsergebnisse des Forschungsmotors, die den Messwerten des Vollmotors entsprechen (Gasdynamik an die des Mehrzylindermotors anpassen),
- Änderung der Abgasleitung erst ab dem Behälter A-B-1 (Abbildung 21),
- Änderung der Saugleitung erst ab dem Bauteil E-RW-1 (Abbildung 20),
- geringes Saugrohrvolumen (Damit im Fall einer unplanmäßigen Rückzündung in das Saugrohr wenig Luft-Kraftstoffgemisch zu Verfügung steht.),
- Einhaltung der geometrischen Restriktionen bei der Saug- und Abgasrohrführung,

Zusätzliche Vorgaben für das Abgasrückführungssystem

- Das Abgas wird vor der Abgasgedrueckklappe entnommen und ins Saugrohr nach dem Gasmischer zugeführt.
- Integration des Abgasrückführungssystems in die bestehende Prüfstandsinfrastruktur ohne zusätzliche Umbauten;
- Universelle Auslegung der Betriebsparameter des Abgasrückführungssystems sodass auch vom Plan abweichende Betriebsparameter untersucht werden können. Weiters soll ermöglicht werden, mit geringen Umbaumaßnahmen, auch andere Motoren mit dem System zu betreiben.

Weitere Details werden in den entsprechenden Kapiteln angeführt.

2 Eindimensionale Strömungssimulation

Bevor die eindimensionalen Strömungssimulationstätigkeiten für die Auslegung des Röhrenwerkes angeführt werden, fasst der Theorieteil Grundlagen über die Strömungssimulation zusammen.

2.1 Allgemeine Grundlagen der Simulation

Die Beschreibung der Theorie basiert auf den Arbeiten [6], S. 188 f, [8], S. 158, [9], S. 67 ff, S. 94 ff, die ergänzt wurden.

Eine wesentliche Aufgabe der Simulation ist es teure Prüfstandszeiten durch Simulationsrechnungen zu ersetzen. Der Einfluss von mechanischen und chemischen Änderungen auf Leistung, Emission sowie Verbrauch kann mit Hilfe der Strömungssimulation gezeigt werden.

Mit Hilfe der Simulation wurde in der Motorenentwicklung die Entwicklungszeit verkürzt und die Qualität verbessert.

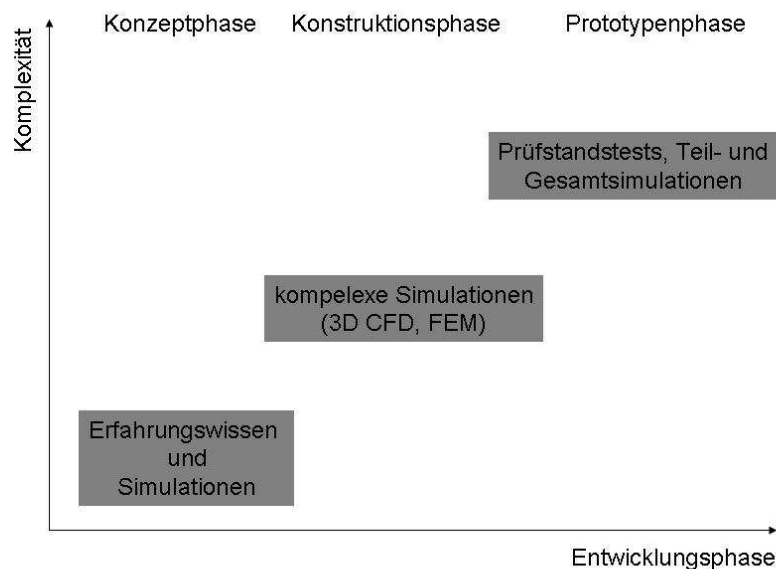


Abbildung 7: Simulation in der Motorenentwicklung ([8], S. 388 Abb. 7.1)

Abbildung 7 zeigt ein Schema des Motorenentwicklungsablaufes. Dabei dienen in der Konzeptphase vor allem Erfahrungswissen und Simulationen zur Unterstützung der Aussagen über grundsätzliche Entscheidungen bezüglich Zielerreichung und Machbarkeitsstudien. Beispiele für Simulationsgebiete sind:

- „Luft- und Kraftstoffversorgung (Strömungsrechnung, Aufladung, Abgasrückführung, Einspritzsystem)
- Verbrennung
- Schadstoffbildung
- Wärmehaushalt (Wärmeübergang, Kühlung)“ ([6], S. 188)

In der darauffolgenden Konstruktionsphase werden in der Simulation komplexe dreidimensionale CFD (Computational Fluid Dynamics) und FEM (Finite Element Methode) Programme für die Simulation eingesetzt. FEM optimiert die Motorkomponenten bezüglich mechanischer und thermischer Belastung, CFD bezüglich der Strömung.

Erst in der letzten Entwicklungsphase kommen Prototypen zum Einsatz, um die Simulation mit Prüfstandstests zu koppeln und zu vergleichen. (vgl. [6], S. 189) „Ziel der thermodynamischen Rechnung ist die Optimierung von Verbrennungsverfahren, Gemischbildung, Emissionen und Ladungswechsel.“ ([6], S. 189)

Simulationen	Modelle	Anwendungen	Charakteristika
Null- und quasidimensionale Motorprozessrechnung	physikalisch/empirisch, Thermodynamik	Brennraum	geringe Auflösung, kurze Rechenzeit
Füll- und Entleermethode	vereinfacht physikalisch	Prinzipstudien Ein- und Auslasssystem	geringe örtliche Auflösung, kurze Rechenzeit
1-D-Fluiddynamik	physikalisch, Strömungsrechnung	Ein- und Auslasssystem mit Lader, Einspritzhydraulik	mittlere Auflösung, mittlere Rechenzeit
3-D-CFD (Computational Fluid Dynamics)	physikalisch, reaktive Strömungsrechnung	Brennraum, Spülung, Ein- und Auslasssystem	hohe Auflösung, lange Rechenzeit

Abbildung 8: Thermodynamische Simulationsprogramme ([8] S. 388, Tab. 7.1)

Abbildung 8 gibt einen Überblick der thermodynamischen Simulationsprogramme, den Modellen auf denen die Programme beruhen, der örtlichen Auflösung und Rechenzeit, sowie deren Anwendungen.

Die Möglichkeiten den Arbeitsprozess von Verbrennungsmotoren zu analysieren und zu simulieren sind vielseitig und können wie folgt kategorisiert werden. (vgl.[8], S. 158, [9], S. 67 ff, S. 94 ff)

- Nulldimensionale Modelle

Diese berücksichtigen keine örtliche Änderung, sondern nur die Zeitabhängigkeit. Auf den ersten Hauptsatz der Thermodynamik basierende Modelle dienen zur Berechnung des Brennraums. Neben dem Ermöglichen schneller und einfacher Ergebnisse, ist die energetisch richtige Beurteilung des Motorprozesses zu den Vorteilen der nulldimensionalen Modelle zu zählen. Räumliche Strömungsfelder oder lokale Phänomene im Brennraum können mit dieser Methode nicht aufgelöst werden. (vgl. [9], S. 67)

- Quasidimensionale Modelle

Bei nulldimensionalen Modellen werden durch die Einführung von ortsabhängigen Variablen als Funktion der Zeit örtliche Einflüsse berücksichtigt. Die Grundgleichungen der null- und quasidimensionalen Modellierung sind neben Stoff-, und Energietransport, die Massen- sowie Energieerhaltung und die Zustandsgleichung des idealen Gases (ideale Gasgleichung). (vgl. [9], S. 67)

- Eindimensionale Modelle

Eine explizit ausgedrückte Ortskoordinate ergänzt die Variablen der oben angeführten Modelle. Anwendung finden eindimensionale Modelle vor allem in Rohrströmungen im Ein- und Auslasssystem. Daher wurde in dieser Arbeit für die Optimierung der Strömung in Saug- und Abgasröhrenwerk ein eindimensionales Strömungssimulationsprogramm verwendet. Auf diese Simulationemethode wird aus diesem Grund näher eingegangen. (vgl. [9], S. 67, 94)

Für die thermodynamische Betrachtung des Arbeitsprozesses ist die Untersuchung des Ladungswechsels entscheidend. Die oben genannten Ergebnisse liefern Eingangsgrößen (Restgasgehalt, Ladungsmasse bei Einlassschluss) für die Zylinderdruckverlaufsanalyse (Brennverlaufsauswertung, Verlustteilung, etc.). Die erwähnten Eingangsgrößen sind relevant für die Hochdruckrechnung. (vgl. [9], S. 94)

Zeitgemäße Ladungswechselprogramme (z. B. das in dieser Arbeit verwendete GT Power von Gamma Technologies GmbH oder AVL BOOST von AVL-List GmbH) haben die Motorprozessrechnung integriert. Mit Hilfe des Vibe-Brennverlaufs oder eines Modells zur Verbrennungssimulation kann bei den genannten Programmen ein Motormodell aus Brennraum, Ein-, Auslasssystem incl. Abgasturbolader, Katalysator, etc. aufgebaut und berechnet werden. (vgl. [9], S. 94) Die im Folgenden angeführten Gleichungen bieten die Basis für die Berechnung der gasdynamischen Vorgänge in den Rohrleitungen unter Voraussetzung der instationären, eindimensionalen, kompressiblen Fadenströmung mit Wandreibung und Wärmeübergang (vgl. [9], S. 94f):

- Kontinuitätsgleichung (Massenerhaltungsgleichung für eine eindimensionale Rohrströmung mit veränderlichem Querschnitt)

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot c \cdot A \cdot dt) \cdot dx = -\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot A \cdot dx) \cdot dt \quad ([11], \text{S. 140}, \quad \text{Gleichung 2}$$

[9], S. 94f)

ρ ...	Dichte [kg/m ³]
c ...	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
A ...	Fläche [m ²]
x ...	Ortskoordinate [m]
t ...	Zeit [s]

- Impulsgleichung (Trägheitsgleichung für eine eindimensionale Rohrströmung mit veränderlichem Querschnitt)

$$\frac{\partial}{\partial x}(A \cdot p) \cdot dx - p \cdot \frac{\partial A}{\partial x} \cdot dx = -A \cdot dx \cdot \rho \cdot \frac{dc}{dt} \quad ([11], \text{S. 140}) \quad \text{Gleichung 3}$$

ρ ...	Dichte [kg/m ³]
c ...	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
p ...	Druck [N/m ²]
A ...	Fläche [m ²]
x ...	Ortskoordinate [m]
t ...	Zeit [s]

- Energiegleichung (erster Hauptsatz der Thermodynamik für ein instationäres, offenes System)

$$dQ + dW_t + \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) \cdot dm_1 - \left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} + g \cdot z_2 \right) \cdot dm_2 = dU + dE_a$$

(vgl. [14], S. 58)

Gleichung 4

Q ...	Wärmestrom [W]
W_t ...	technische Arbeit [J]
c ...	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
h ...	spezifische Enthalpie [J/kg]
g ...	Erdbeschleunigung [m/s ²]
z ...	Höhe [m]
m ...	Masse [kg]
E_a ...	äußere Energie [J]
U ...	Innere Energie [J]

- Entropieänderung eines Teilchens (zweiter Hauptsatz der Thermodynamik für ein instationäres, offenes System)

$$ds = \frac{dq_{rev}}{T} \text{ bzw. } \frac{ds}{dt} = \frac{dq_{rev}}{T \cdot dt} \quad ([11], \text{ S. 39})$$

Gleichung 5

s...	spezifische Entropie [J/(kg.K)]
q _{rev} ...	spezifische reversible Wärme [J/kg]
T...	Temperatur [K]
t...	Zeit [s]

Pischinger, Klell, Sams und Wimmer (vgl. [9], S. 94 f, und vgl.[8], S. 31 f, 304 f) gehen in Ihrer Arbeit auf die Lösung der Formeln wie folgt ein. Die Gleichungen werden unter der Annahme instationärer, reibungsbehafteter, nicht adiabater Strömung gelöst. In geschlossener Form sind die Differentialgleichungen nur unter Zuhilfenahme von Vereinfachungen lösbar. Eine mögliche Vereinfachung stellt die Schalltheorie dar:

- Die Teilchengeschwindigkeit ist gegenüber der Schallgeschwindigkeit klein,
- der Querschnitt bleibt unverändert über den Weg,
- Druck und Dichteänderungen sind klein,
- Zustandsänderungen werden isentrop (adiabat und reibungsfrei) angenommen,
- Dichte und Schallgeschwindigkeit sind entlang des Stromfadens konstant.

Ergänzend zur Schalltheorie wird angenommen, dass die Fläche in Strömungsrichtung konstant ist. Dadurch können in kurzer Zeit Vorgänge in Rohrleitungen abgebildet werden. Grenzen erfährt die Vereinfachung mit Hilfe der Schalltheorie durch die Voraussetzungen von kleinen Schwingungsamplituden, konstanter Dichte und Temperatur des Gases. Daher soll die Schalltheorie nur bei Saugleitungen und bei langsam- (eventuell auch bei mittelschnell-) laufenden Dieselmotoren angewendet werden. Bei hohen Drehzahlen und komplexen Auspuffsystemen führt eine Vereinfachung mit Hilfe der Schalltheorie zu ungenauen Ergebnissen. Daher wird auf die Ausgangsgleichungen zurückgegriffen. (vgl. [9], S. 94 f, und vgl.[8], S. 31 f, 304 f)

Die Lösung der Gleichungen erfolgt mittels graphischer oder numerischer Verfahren (Charakteristiken- oder Differenzen-Verfahren), da eine geschlossene Integration der Gleichungen nicht möglich ist. Die Integration entlang der Machlinien wird Charakteristiken-Verfahren genannt, die Integration entlang der x, t-Koordinaten, wird Differenzen-Verfahren genannt. Machlinien sind Bahnkurven, auf denen sich eine links- oder rechtslaufende Störung ausbreitet. Neben dem Vorteil der erleichterten Umsetzung im Programm, sei auch der Nachteil des Differenzen-Verfahrens erwähnt. Es kann nur der resultierende Gaszustand an Gitterpunkten der Strömungsebene ermittelt werden, die entweder durch Druck, Dichte, Strömungsgeschwindigkeit oder Druck, Schallgeschwindigkeit und Strömungsgeschwindigkeit oder durch Druck, Temperatur und Strömungsgeschwindigkeit dargestellt werden. (vgl. [9], S. 94 f, und vgl.[8], S. 31 f, 304 f)

Bauelemente in Rohrsystemen

Pischinger, Klell, Sams (vgl. [8], S. 305) weisen in Ihrer Arbeit auf die Besonderheiten von Bauelementen in Rohrsystemen und worauf bei der eindimensionalen Modellierung besonders zu achten ist hin. Die dort angeführte Information wird im folgenden zusammengefasst.

Bedeutenden Einfluss auf die Gasdynamik im Ein- und Auslasssystem haben die mehrdimensionale Effekte bildenden Bauelemente (z. B. Querschnittssprünge, Rohrverzweigungen, Blenden, Behälter wie Schalldämpfer, Filter, Katalysatoren, etc.). Bei der Berechnung mittels Differenzen- oder Charakteristiken-Verfahren ist zu beachten, dass die oben erwähnten Störungen in den Rohren das Ergebnis signifikant beeinflussen, da die

Strömungsverhältnisse in diesen Bereichen komplex und schwierig abzubilden sind. Für die Berechnung werden Störstellen vereinfacht dargestellt, indem sie als stationär und nulldimensional für einen kleinen Zeitabschnitt (quasistationär) behandelt werden. Ein Kontrollraum ersetzt die Störstelle. An den Rändern gelten zu jedem Zeitpunkt die Erhaltungssätze der eindimensionalen Strömung. Unabhängig von der Dimension des Grundmodells (nulldimensional oder eindimensional), kann die Störstelle getrennt, in einer anderen Dimension modelliert werden. Gesucht sind die Zustandsgrößen Druck, Schallgeschwindigkeit und Strömungsgeschwindigkeit am Ein- und Austrittsquerschnitt. Mathematische Ersatzmodelle approximieren die Störstellen. Übergangsbedingungen dienen als Randbedingungen für die angrenzenden Elemente. (vgl. [8], S. 305)

Im Versuch ermittelte und im Modell eingesetzte Durchflussbeiwerte ersetzen die Verluste der Störstellen, die von der durchströmenden Masse und Geometrie (Verzweigung, Verjüngung, Erweiterung, Blende, Behälter, Luftfilter, Katalysator, Schalldämpfer, Zylinder, Ventile, Auspufftopf etc.) abhängig sind. (vgl. [15])

Dreidimensionale Komponenten können in eindimensionale Modelle bei gasdynamischen Berechnungsprogrammen eingebaut werden (1D/3D Kopplung), um Störstellen rechnerisch optimiert zu berücksichtigen. (vgl. [17])

Eindimensionale gasdynamische Betrachtung des Ein- und Auslasssystems

Die eindimensionale gasdynamische Betrachtung vom Ein- und Auslasssystem wird bei Pischinger, Klell, Sams (vgl. [8], S. 303ff) gesondert behandelt und die von dort entnommenen Grundlagen im Folgenden zusammengefasst, da diese Berechnung in der Arbeit Anwendung fand.

Um die Verläufe der Drücke und Temperaturen sowie die instationären Vorgänge im Ein- und Auslasssystem zu ermitteln, sind instationäre gasdynamische Rechenverfahren notwendig. Vor allem bei schnelllaufenden Motoren ist es notwendig, die tatsächliche Ausführung unter instationärer gasdynamischer Berechnung durchzuführen, da die Schwingungen in den Rohrleitungen besonders bei hohen Drehzahlen großen Einfluss auf die Gasdynamik haben. Daher kann mit der Gestaltung der Ein- und Auslassleitung Liefergrad, Leistung und Motorwirkungsgrad signifikant beeinflusst werden. (vgl. [8], S. 303ff)

Unter der Annahme, dass die, über den Rohrquerschnitt gemittelten, Zustandsgrößen genügende Genauigkeit aufweisen, können die oben erwähnten Erhaltungssätze der instationären, eindimensionalen Fadenströmung mit Reibung und Wärmeübergang angewendet werden. Die Annahmen incl. der Schalltheorie sind in der Einleitung zum Kapitel „Eindimensionale Modelle“ beschrieben. Unter den oben erwähnten Vereinfachungen können an jeder Stelle im Rohr die Größen Druck und Geschwindigkeit aus einem Konstantbetrag und einem Teil der vor- und rücklaufenden Welle dargestellt werden. Die Wellenform bleibt bis zu einer Störstelle (wie z. B. Querschnittsprünge, Verzweigungen, Rohrenden, etc.) wegen den angenommenen Vereinfachungen erhalten. Dabei ist auf die Randbedingungen der Störstellen zu achten. Mit Hilfe der Durchfluss-, Kontinuitäts- und Polytropengleichung kann die Veränderung der ankommenden Welle an den Störstellen ermittelt werden. Durch Kenntnis der Reflexionsbedingungen der Bauelemente und der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Wellen innerhalb der Rohrleitung mit konstanter Schallgeschwindigkeit, kann der Zustand des Gases zu jedem Zeitpunkt und an jeder Stelle im Rohrsystem durch dessen Druck und Geschwindigkeit festgelegt werden. Die Berechnung erfolgt mit Hilfe der Schalltheorie, durch Addition der vor- und rücklaufenden Wellen. Dadurch können die Wellen beurteilt werden und beispielsweise der Einfluss der Welle vor dem Zylinder (Einlassventil) auf dessen Ladung bewertet werden.

Ist während der Ventilöffnung ein positiver Wellenteil am Ventilquerschnitt, wirkt sich dies positiv auf die Zylinderladung aus. Störstellen, die eindimensionale instationäre Rorhrströmung verhindern, müssen gesondert modelliert werden. Des Weiteren gelten alle in der Einführung zum Kapitel „Eindimensionale Modellierung“ erwähnten Vereinfachungen, Theorien und Gesetzmäßigkeiten. (vgl. [8], S. 303ff)

- **Mehrdimensionale Modelle**

Die oben angeführten Modelle werden durch mehrere explizit ausgedrückte Ortskoordinaten ergänzt. Mehrdimensionale strömungsdynamische Modelle (Computational Fluid Dynamics – CFD) kommen bei komplexen Strömungsfeldern im Brennraum, im Ein- und Auslasssystem etc. zum Einsatz. Diese Modelle teilen das zu untersuchende Volumen in eine große Anzahl finiter Zellen ein und lösen die Erhaltungssätze numerisch für das Gesamtsystem. Eingeschränkt werden die 3D CFD Modelle durch eine begrenzte Genauigkeit der verwendeten Rechenmodelle und durch die lange Rechenzeit. Letzteres ist abhängig von der angenommenen Zellenzahl und den Stabilitätskriterien. (vgl. [9], S. 67)

2.2 Ausgangslage

Ziel der Arbeit war die Auslegung der Prüfstandsumgebung unter Berücksichtigung der Randbedingungen: Einzylinder- und Mehrzylindermotor sollen gleiche gasdynamische Zustände (vor dem Einlassventil und nach dem Auslassventil) aufweisen.

Auf Basis eines bestehenden Simulationsmodells konnten die in diesem Kapitel beschriebenen Arbeiten aufgebaut werden. Die im Strömungssimulationsprogramm vorausgesetzten Annahmen der Prüfstandsumgebung wurden über Jahre in zahlreichen Projekten erprobt, geprüft und nachgebessert.

Ein Zylinder vom Mehrzylindermotorsimulationsmodell des Auftraggebers wurde entnommen und in das Prüfstandssimulationsmodell eingefügt. Damit wurden nicht nur Entwicklungsaufwand, -zeit und -kosten reduziert, sondern auch Fehlerquellen, Ungenauigkeiten und unnötige Abweichungen durch neu zu prüfende Annahmen minimiert. Beim Ein- und Mehrzylindermodell idente Komponenten wurden auf diese Weise auch gleich abgebildet. Beim Vollmotormodell des Auftraggebers wurden die Annahmen bereits gut mit dem realen Motor abgestimmt.

Somit beschränkte sich die eindimensionalen Strömungssimulationstätigkeiten dieser Arbeit auf die geometrische Gestaltung der Saug- und Auspuffleitung, die in ein bestehendes Prüfstandsmodell integriert werden konnte.

2.3 Eindimensionale Strömungssimulation des Saug- und Abgasröhrenwerks

Dieses Kapitel beschränkt sich auf die Simulationstätigkeiten. Die allgemeinen Voraussetzungen und Vorgehensweisen sind in der Einleitung und bei der Beschreibung der Konstruktion erwähnt.

Die bauliche Ausgangssituation kann Abbildung 19 bis Abbildung 22 und Tabelle 3 entnommen werden, das erste Konzept (im Folgenden Konstruktionszwischenstand 1 genannt) und dessen Beschreibung ist Kapitel 3.2.1 und Abbildung 23 bis Abbildung 26 zu entnehmen. Die dazugehörigen eindimensionalen Strömungssimulationsergebnisse werden an dieser Stelle angeführt.

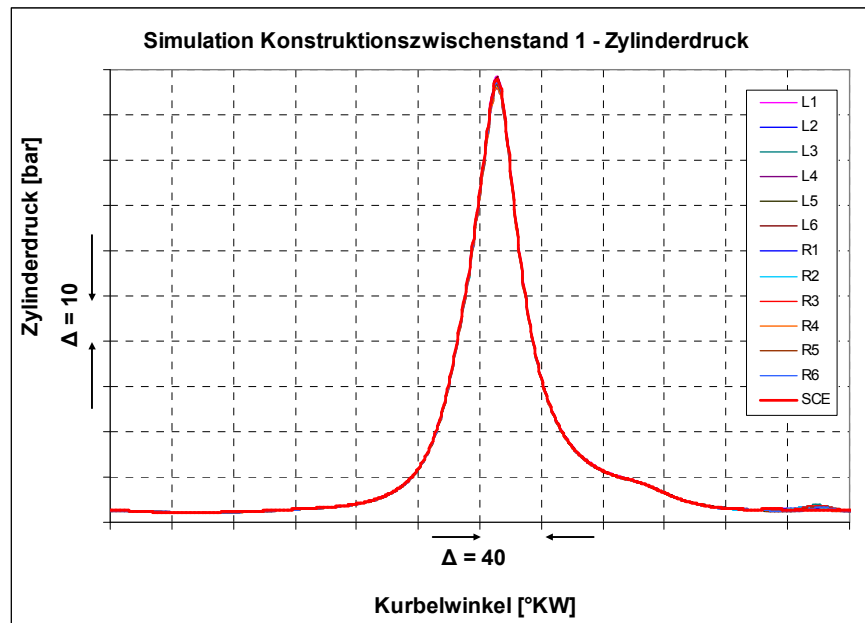


Abbildung 9: gemessener Zylinderdruckverlauf des Vollmotors und Simulationsergebnis des Konstruktionszwischenstands 1 (SCE, rot) [25]

In Abbildung 9 bis Abbildung 11 ist die Simulation des Einzylinder-Forschungsmotors (Konstruktionszwischenstand 1, rote Kurve) mit den Vollmotorsimulationsergebnissen (L1 bis L6 und R1 bis R6 für Zylinder 1 bis sechs der linken bzw. rechten Zylinderbank) gegenübergestellt.

In Abbildung 9 ist der Zylinderdruckverlauf des simulierten Forschungsmotors (rot, SCE) und die am Vollmotor Gemessenen eingezeichnet. Das Ergebnis ist bezüglich der Übereinstimmung von Simulation und Messung für die vorliegende Arbeit gut, da das Simulationsmodell auf den Massenstrom der am Mehrzylinder gemessenen Werte geregelt wurde.

In Abbildung 10 und Abbildung 11 sind die Einlass- und Auslassdruckverläufe des ersten Konstruktionsschrittes dargestellt. Im Saugrohr wurde am Ansaugkrümmer möglichst nahe am Zylinderkopf gemessen bzw. bei der Rechnung der Druckwert entnommen. Beim Auslass wurden am Auspuffkrümmer die Druckwerte entnommen - ebenfalls möglichst nahe am Zylinderkopf.

Bei den erwähnten Diagrammen sind die Simulationsergebnisse rot eingezeichnet. Wie bereits erwähnt, sind die jeweiligen Druckverläufe besonders bei den Ventilöffnungszeiten von Interesse. Auf der Saugseite (Abbildung 10) deckt sich der gerechnete Druckverlauf gut mit den gemessenen Kurven, mit Ausnahme von der Welle im Druckminimum. Um diese Abweichung zu reduzieren, wurden viele Geometrieänderungen der bestehenden Saugleitung, hinsichtlich deren Einfluss auf den Druckverlauf, untersucht. Am Ende dieses Kapitels wird die Berechnung mit den bestmöglichen Simulationsergebnissen, unter Berücksichtigung der Randbedingungen und der gegebenen Prüfstands Umgebung, vorgestellt.

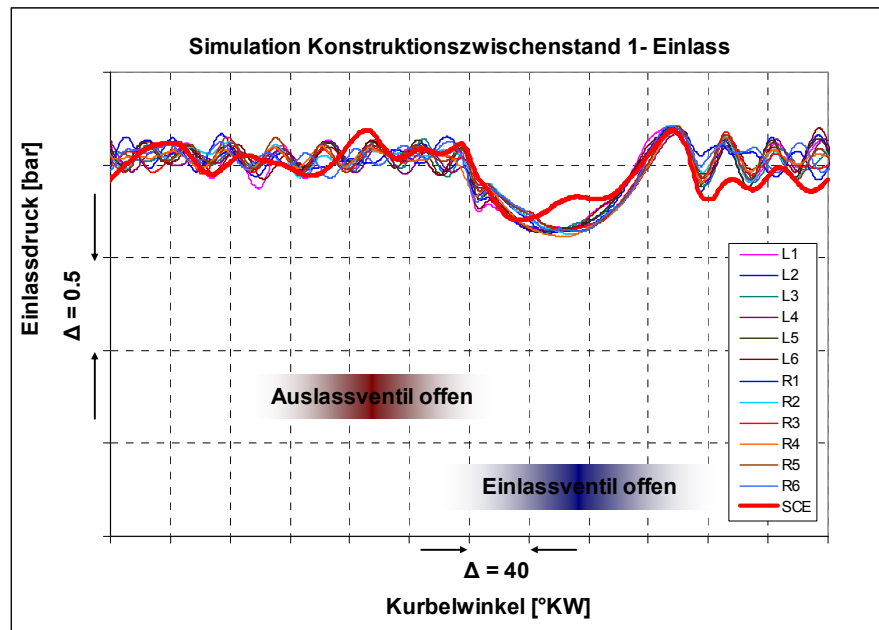


Abbildung 10: gemessene Einlassdruckverläufe des Vollmotors und Simulationsergebnis des Konstruktionszwischenstands 1 (SCE, rot) [25]

Beim Vergleich der Auslassdruckkurven (Abbildung 11) ist erkennbar, dass die gemessenen Kurven voneinander wesentlich stärker abweichen als dies bei der Saugseite der Fall ist. Dementsprechend schwierig gestaltete sich die Anpassung der Auspuffleitung an die Druckkurve. Da der Einfluss des Druckverlaufs im Abgaskrümmers auf die thermodynamischen Ergebnisse wesentlich geringer ist als jener des Einlasskrümmers, lag der Schwerpunkt der Simulationstätigkeit vor allem in der Anpassung der saugseitigen Gasdynamik.

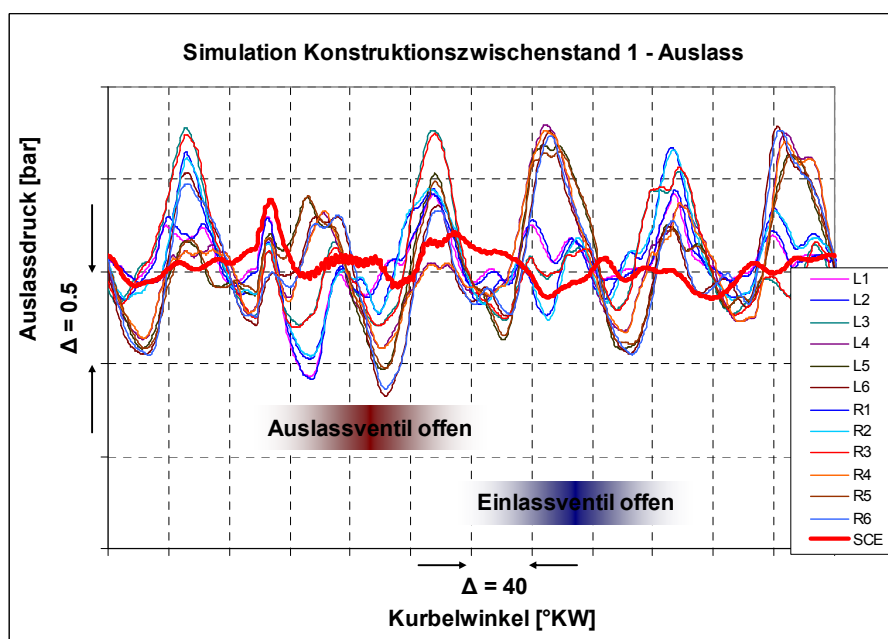


Abbildung 11: gemessene Auslassdruckverläufe des Vollmotors und Simulationsergebnis des Konstruktionszwischenstands 1 (SCE, rot) [25]

Für die Strömung und damit für die Simulationsergebnisse des Zylinders sind vor allem die Rohrabmessungen direkt vor dem Einlass- und nach dem Auslassventil relevant. Daher wurde darauf geachtet, dass sich die Gasdynamik (d. h. der Druckverlauf) in den oben beschriebenen Bereichen gut mit dem Druckverlauf des Mehrzylinderaggregats deckt. Dadurch konnten ähnliche Ansaug- und Restgasmassen im Zylinder wie beim Vollmotor ermöglicht werden. Bedingt durch die unterschiedlichen Rohrgeometrien des Forschungs- und des Mehrzylinderaggregats nahm das Streben nach gleichen Saug- und Abgasdruckverläufen der oben genannten Maschinen (bei identen Ventilöffnungszeiten der Motoren) eine besondere Stellung ein. Die Herausforderung der Arbeit war es, die Geometrie des Einzylinderröhrenwerkes derart auszuführen, dass die Druckkurve der Saug- und Abgasleitung gut mit jener des Vollmotors übereinstimmt. (Saugseitig wurde vor allem für den Kurbelwinkelbereich bei geöffneten Einlassventilen und abgasseitig wurde besonderes auf den Bereich bei geöffneten Auslassventilen Wert auf gute Übereinstimmung gelegt.) Folgende Punkte können mögliche Ursachen für die Abweichung der oben beschriebenen Druckverläufe sein:

- Druckwellen reflektieren am Ende eines geschlossenen Rohres. Weisen die Rohrlängen unterschiedliche Maße auf, erreicht auch das Druckmaximum die Ventilteller zu einem anderen Zeitpunkt. Daher kann durch Variation der Rohrlänge die Lage der Welle entlang der horizontalen Achse verschoben werden.
- Große Volumina vergleichmäßigen Druckstöße besser als Kleine. (Druckstöße werden vor allem durch das Öffnen und Schließen der Ventile erzeugt. Beim Auslass kommt zusätzlich noch der Druckstoß durch das (vom Brennraum ausströmende, komprimierte) Gas hinzu. Der Einlass wird durch (vom Zylinder) rückströmendes Gas beeinflusst. Durch Vergrößerung des Volumens (z. B. Rohrdurchmesser oder -länge erhöhen, Behälter einbauen) kann die Amplitude der Druckwelle reduziert werden. Umgekehrt führt eine Reduktion des Volumens zur Erhöhung der Druckamplitude.
- Schließlich weist jedes Bauteil abhängig von seiner Geometrie und Massenverteilung bestimmte Eigenfrequenzen auf. Dieser Effekt kann beim Auslegen des Einlasses beachtet und auf die Ventilsteuerzeiten angepasst werden. Auf diese Weise kann bei einem Drehzahlbereich (d. h. Frequenzbereich) die Leistung erhöht werden, wenn das Druckmaximum und das Ende der Druckwelle direkt vor dem Einlassventil zum Zeitpunkt der Zylinderladung (d. h. bei geöffnetem Einlassventil) liegt. Dadurch wird mehr Ladung in den Zylinder befördert, woraus mehr Leistung resultiert.
- Neben den bereits erwähnten Einflüssen, haben Verjüngungen bzw. Drosselstellen und Rohrbögen starke Auswirkungen auf die Gasdynamik, bei gleichzeitig einfacher konstruktiver Umsetzung. Deren Einfluss auf den Druckverlauf kann nicht allgemein gültig zusammengefasst werden.

Das eindimensionale Modell des Prüfstandsaggregats in GT Suite ist in Abbildung 12 zu sehen. Die grau hinterlegten Teile stellen den Einzylinder-Forschungsmotor mit den Anbauteilen dar, die von der Serie auf den Prüfstand unverändert übernommen wurden. Das linke kleinere grau hinterlegte Rechteck, welches den Auslasssammelbehälter abbildet, wich im Zuge späterer Konstruktionsschritte, durch eine Neukonstruktion, um eine bessere Gasdynamik zu ermöglichen. Gleiches gilt für den Auslasskrümmer, der im großen grau hinterlegten Rechteck am unteren Rand durch zwei Rohrbögen („Exh_Bend1“ und Exh_Bend2“) dargestellt ist.

Das Simulationsmodell reicht vom Eintritt der Ansaugluft und des Brenngases in den Prüfstandsraum über die Saug- und Abgasleitung incl. Motor, bis zur Abgasgegendruckklappe. Die Zustände und Randbedingungen am Brenngas- und Frischlufteintritt, sowie an der Gegendruckklappe am Auspuff wurden von den Mitarbeitern des Instituts empirisch ermittelt und für diese Arbeit unverändert übernommen. Ähnliches gilt für die vom Auftraggeber

übernommen Komponenten wie Motor und dessen Anbauteile (Krümmer etc.), nur dass die übernommenen Werte vom Motorenhersteller ermittelt bzw. vorgegeben wurden.

Der Abgasgegendruck und der Saugrohrdruck sind bekannt. Wird das Simulationsmodell mit diesen Vorgabewerten betrieben, ist der Massenstrom im Zylinder nicht korrekt. Die Abweichung des Massenstroms erfolgt unter anderem auf Grund der μ - σ Werte, des Ventilspiels und -hubs. Ein Fehler im Massenstrom zieht einen unkorrekten Leistungswert mit sich. Daher werden die vier Komponenten „Flux_Air-1“ und „Air_Regler-1“, sowie „113“ und „Air_Flow-1“ eingebaut. Die zwei letztgenannten Komponenten messen den Massenstrom im Einlasskrümmer. „Air_Flow-1“ gibt den Messwert an „Air_Regler-1“ weiter, der solange den Massenstrom korrigiert, bis der Sollwert mit 0.5-prozentiger Genauigkeit erreicht ist. Der Messwert vom Prüfstand dient als Zielwert, auf den der Massenstrom eingestellt wird.

Entscheidende Eingabedaten der Simulation waren neben der Geometrie des Röhrenwerkes und des Motors, Brennverlauf, Ventilhubkurven, und -spiel, vor allem auch Mitteldruck, Drehzahl (drei Drehzahlen bei Vollast wurden gerechnet – 750, 875 und 1000 [U/min]), Gaszusammensetzung incl. Lambda, Einlass- und Auslassdruck, Luft sowie Kraftstoffmenge.

Bei der Simulationsrechnung waren neben den thermodynamischen Werten für die Auslegung des Röhrenwerkes besonders die Gasdynamik vor und nach dem Motor, sowie die Bauteiltemperaturen von Interesse. Außerdem wurden die Konstruktions- und Simulationszwischenstufen hinsichtlich Zylinderdruck, -temperatur sowie Restgasgehalt im Zylinder bei Einlassschluss, Massenfluss, Ladungswechsellmitteldruck (PMEP), indizierter Mitteldruck (für die Hochdruckphase, IMEP-HP), Ladedruck (boost pressure), Abgasgegendruck (exhaust gas back pressure) und Spülgefälle (Δp) mit dem Vollmotor verglichen.

Eindimensionale Strömungssimulation

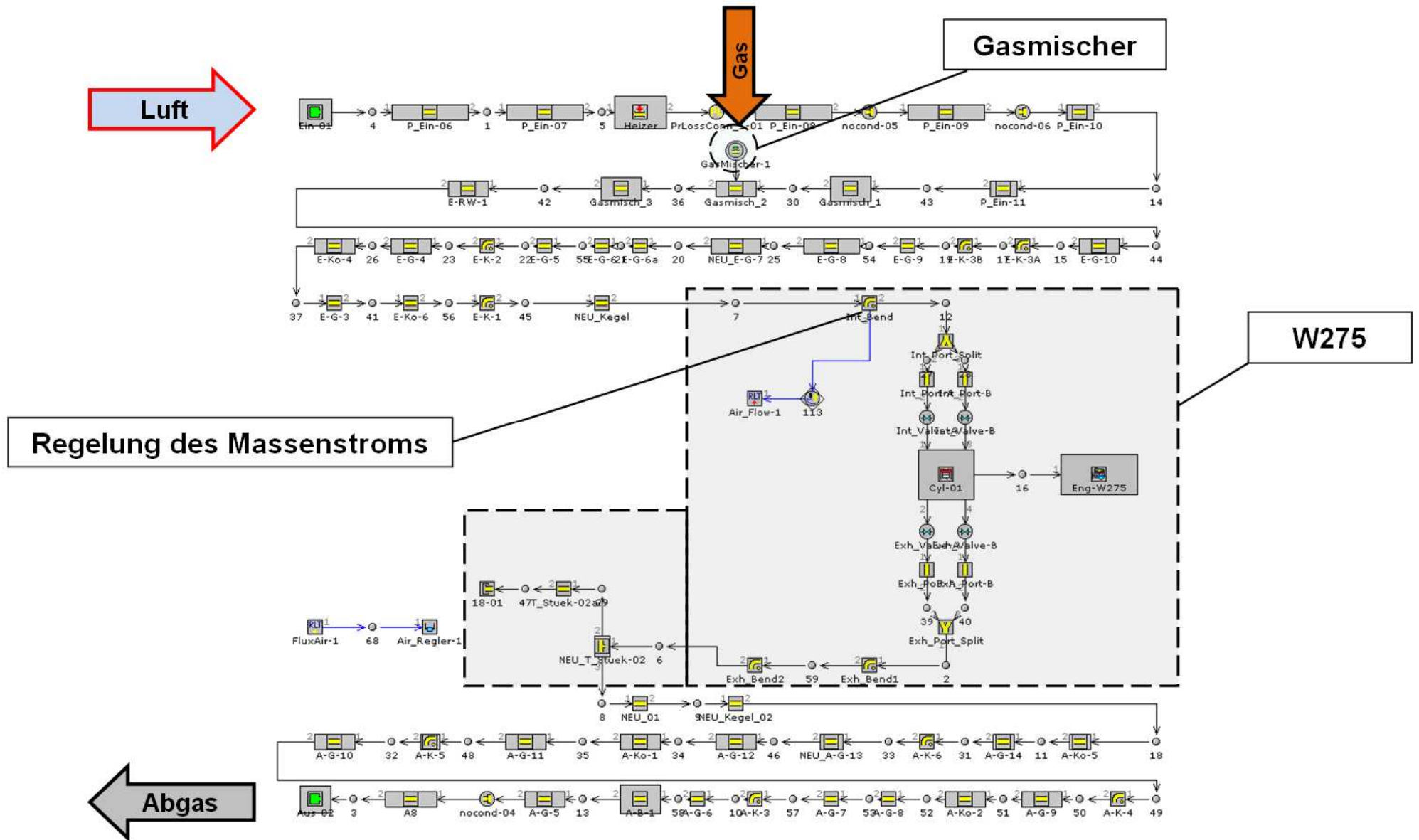


Abbildung 12: 1D Simulationsmodell des Einzylinder-Forschungsmotors in GT Suite [25]

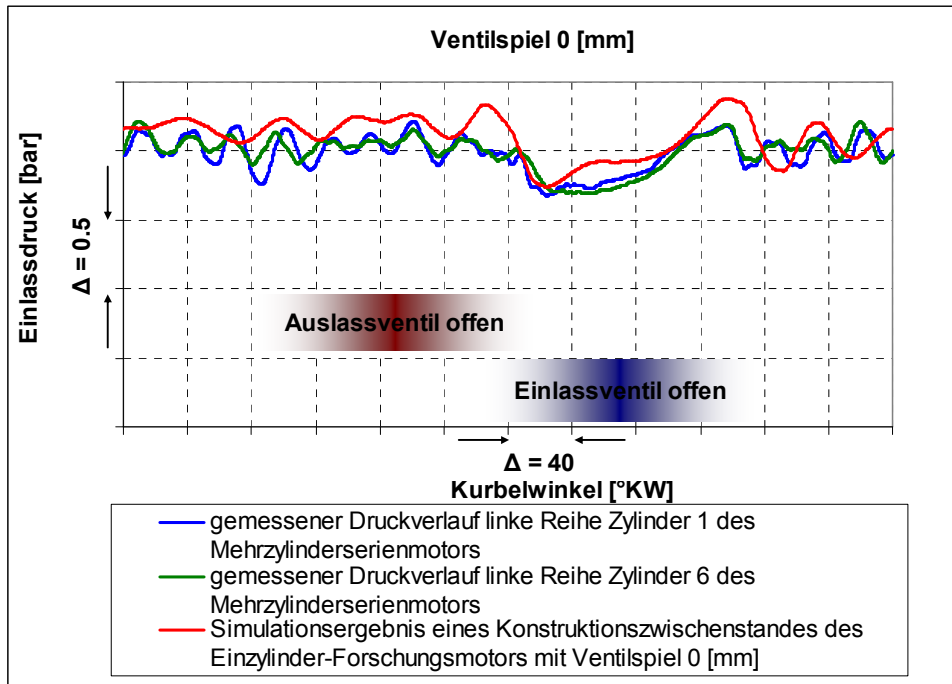


Abbildung 13: Einlassdruckverlauf ohne Ventilspiel [25]

Im Zuge der zahlreichen Geometrievariationen des Röhrenwerkes wurde auch der Einfluss des Ventilspiels auf den Einlassdruckverlauf untersucht. Die Grenzwerte der eingesetzten Ventilspielvariation von 0 [mm] und 1 [mm] Ventilspiel sind in Abbildung 13 und Abbildung 14 dargestellt. Die blaue und grüne Kurve stellt die am Serienmotor gemessene Druckkurve dar, die Rote ist das Simulationsergebnis. Aus den Diagrammen ist zu erkennen, dass der Einfluss des Ventilspiels auf das Ergebnis gering ist.

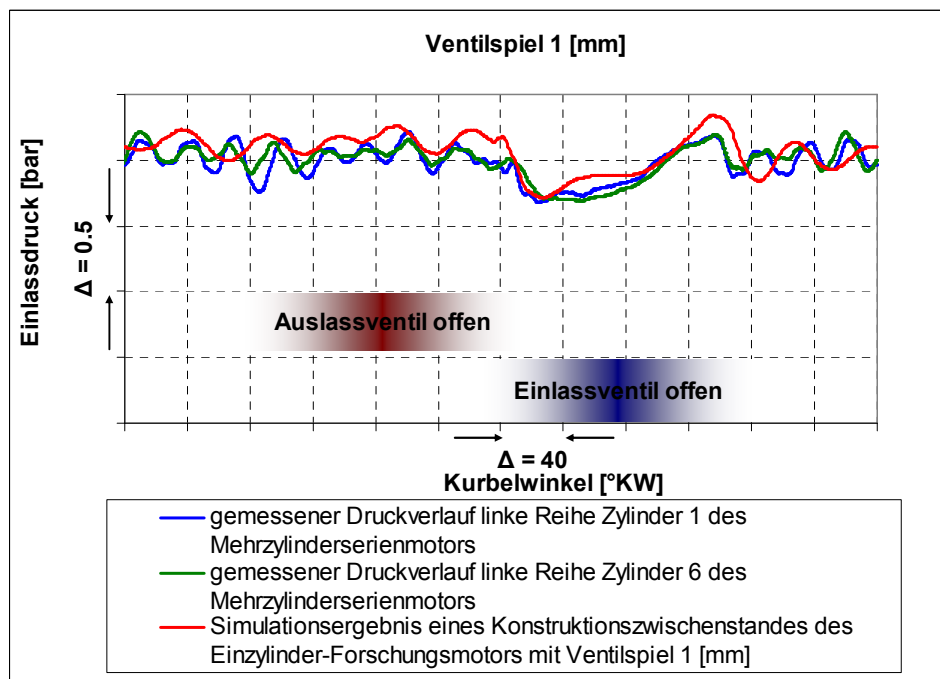


Abbildung 14: Einlassdruckverlauf bei 1 [mm] Ventilspiel [25]

2.3.1 Simulationsmodell des bestehenden Motors

Um das Optimum für die Gasdynamik in den Rohrleitungen bei den gegebenen Randbedingungen zu ermitteln, wurden ca. 200 Simulationsvarianten gerechnet. Die Bestvariante des eindimensionalen Strömungssimulationsergebnisses bezüglich der Übereinstimmung von Messung und Simulation des Saug- und Abgasgegendruckverlaufes und der für die Verbrennung relevanten Werte bei Einlassschluss (Zylindermasse, Restgasgehalt im Zylinder, Zylindertemperatur, Landungswechselmitteldruck, Mitteldruck der Hochdruckphase, Saug- und Abgasgegendruck) ist Abbildung 15 bis Abbildung 18 zu entnehmen. Die Ergebnisse des GT Suite Programms sind in allen Diagrammen mit roten Kurven eingezeichnet und mit den Messergebnissen des Vollmotormodells (grüne und blaue Kurve) gegenübergestellt. Die der Simulation entsprechende Konstruktion wurde am Prüfstand aufgebaut.

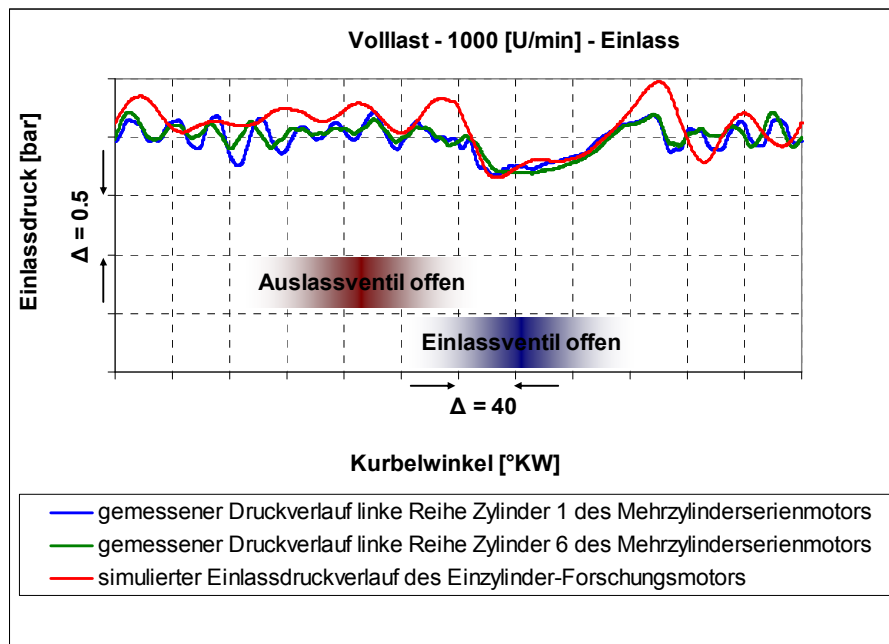


Abbildung 15: Einlassdruckverlauf bei 1000 [U/min]

Die Simulationsergebnisse stimmen für die Einlassventilöffnung ausreichend gut mit der Messung des Vollmotormodells überein (siehe Abbildung 15 bis Abbildung 18). Daher wurde diese Variante auch konstruktiv umgesetzt. Großes Augenmerk wurde bei den Simulationstätigkeiten auf die Reduzierung der Welle im Druckminimum des Einlassdruckverlaufs gelegt (siehe rote Kurve Abbildung 15). Eine Verbesserung war nur auf Kosten der Deckung der simulierten Druckkurve mit den Messdaten des Mehrzylindermodells außerhalb der Einlassventilöffnungszeit möglich. Die Deckung der oben beschriebenen Saugrohrdruckkurven während der Einlassventilöffnungszeit ist wichtig für die gute Übereinstimmung der Zustandeswerte im Zylinder bei Einlassschluss zwischen dem Einzylinder-Forschungsmotor und dem Mehrzylindermotor.

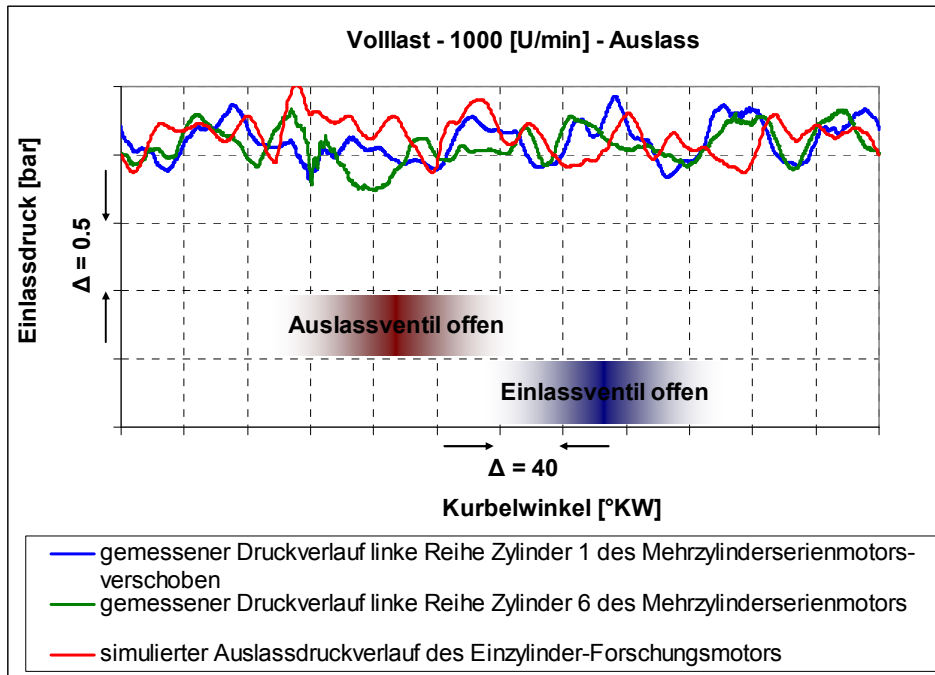


Abbildung 16: Auslassdruckverlauf bei 1000 [U/min]

Die Welle beim Druckminimum und die Überhöhungen am Anfang und am Ende der Einlassventilöffnung konnten unter Berücksichtigung des übrigen Druckverlaufs nicht besser optimiert werden. Geometrische Änderungen, welche die oben beschriebenen Abweichungen reduzieren, haben ein Anheben oder Reduzieren der Gesamtdruckkurve zur Folge. Damit wäre die Gesamtabweichung (über die Einlassöffnungsphase betrachtet) der simulierten von der gemessenen Druckkurve größer, als bei der vorliegenden Ausführung. Die oben beschriebenen Abweichungen während der Einlassöffnungsphase sind bei 1000 [U/min] am höchsten und nehmen mit geringerer Drehzahl ab (siehe dazu Abbildung 15, Abbildung 17 und Abbildung 18).

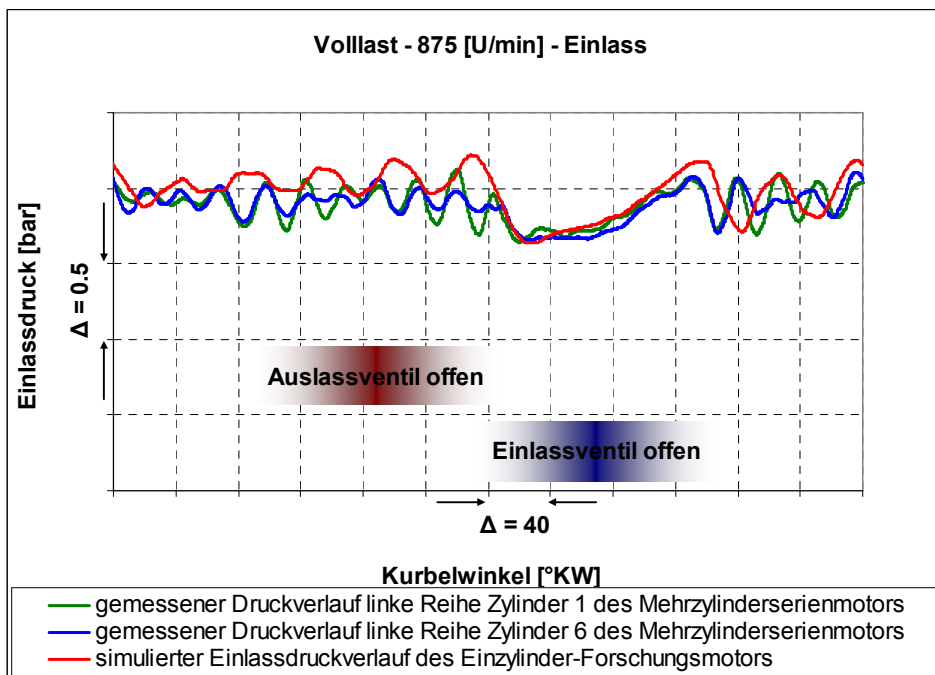


Abbildung 17: Einlassdruckverlauf bei 875 [U/min]

Vom Auftraggeber standen die Einlassdruckverläufe bei allen drei untersuchten Drehzahlen und die Auslassdruckverläufe bei 1000 [U/min] zur Verfügung. Daher wurden bei 875 [U/min] und bei 750 [U/min] die Auslassdruckverläufe nicht angeführt.

Ein Schwerpunkt der Simulationstätigkeit war die Realisierung einer guten Übereinstimmung des simulierten (Einzylinder-Forschungsmotor) und gemessenen (Serienmotor) Einlassdruckverlaufs. Beim Auslassdruckverlauf erwies sich eine exakte Kongruenz während der Auslassventilöffnungszeit (rote Ventilhubkurve) als schwierig. Da der Einfluss des Auslassdruckverlaufs auf die thermodynamischen Ergebnisse geringer als der des Einlassdruckverlaufs ist, (solange die Soll- Ist Abweichung sich in vertretbaren Grenzen hält) und das Ergebnis (Abbildung 16) hinreichend gut ist, wurde die Abweichung akzeptiert. Weitere Gründe für die mäßige Deckung von Messung und Simulation des Abgasdruckverlaufs sind die hohen Temperatur- und Druckschwankungen im Auspuff.

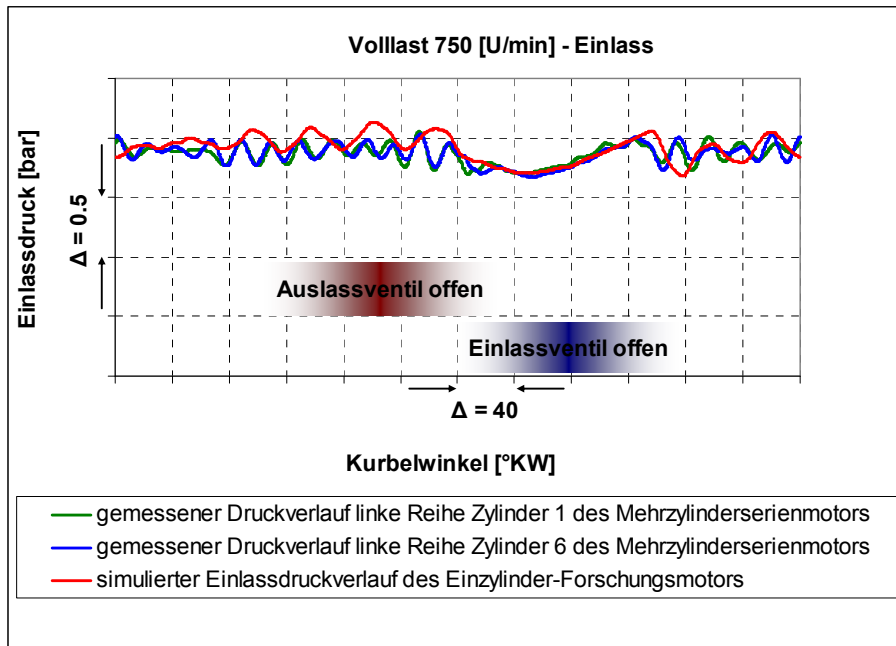


Abbildung 18: Einlassdruckverlauf bei 750 [U/min]

Die Vergleichsmessungen am Prüfstand haben gezeigt, dass die Simulationsrechnungen des Saugrohrdruckverlaufes zufriedenstellend gut mit den Messdaten übereinstimmen. Daher ist die Gasdynamik im Modell gut abgebildet.

Werte im Zylinder bei Einlassventilschluss		Messung Mehrzylindermotor	1000 [U/min]	875 [U/min]	750 [U/min]
			Abweichung Simulation Forschungsmotor von Messung Mehrzylindermotor		
Druck	[bar]	Basis	0.10	-0.02	0.01
Temperatur	[K]	Basis	9.89	-4.70	-4.83
Masse	[g]	Basis	0.35	-0.43	-0.26
Restgasgehalt	[%]	Basis	-0.02	0.46	0.92

Tabelle 2: Abweichung Simulation Forschungsmotor zu Messung Mehrzylindermotor

Die Abweichung der Werte im Zylinder bei Einlassventilschluss ist in Tabelle 2 angeführt. Die Masse ist grau angeführt, da auf den Massenstrom geregelt wurde und die Abweichung bei den drei Drehzahlen die Genauigkeit der Regelung zeigt. Bei 1000 [U/min] ist die Druck- und Temperaturabweichung etwas erhöht, dafür ist die Differenz der gemessenen und simulierten Restgasgehaltswerte niedrig. Bei den anderen zwei Drehzahlen verhalten sich die Werte umgekehrt. Eine Verbesserung der in Tabelle 2 angeführten Druck- und Temperaturangaben bei 1000 [U/min] führen zur Verschlechterung der übrigen Vergleichswerte (ausgenommen der Massen, die geregelt sind) und auch ungünstigen Einlass- und Auslassdruckverläufen. Daher stellt die vorliegende Version einen guten Kompromiss über alle Werte der untersuchten Betriebspunkte (drei Drehzahlen, bei verschiedenen Lastpunkten) und Druckverläufe dar.

3 Konstruktion des Saug- und Abgasröhrenwerkes

Die Konstruktion gliedert sich in zwei Themenbereiche:

- Ansaug- und Abgasleitung
- Abgasrückführungssystem

Erstgenannte Komponenten erfolgten unter Berücksichtigung der eindimensionalen Strömungssimulationsergebnisse. Beide Arbeiten erfolgten unter Einschränkung der geometrischen Prüfstandsgegebenheiten, der Auslegungsparameter, sowie der zeitlichen- und finanziellen Restriktionen.

Die in diesem Kapitel durchgeführten konstruktiven Tätigkeiten (dreidimensionale Konstruktion und zweidimensionale Zeichnungsableitung) wurden im Programm Catia V5 R20 von Dassault Systèmes erstellt. Die eindimensionale Strömungssimulation erfolgte mit GT Suite Version 7.0 von Gamma Technologies Inc..

Der Einfluss jeder konstruktiven Änderung auf die Simulation wurde parallel zur Konstruktion durchgeführt, geprüft und die Ausführung entsprechend geändert.

Randbedingungen sowie Basisdaten der Auslegung und Konstruktion wurden bereits in Kapitel 1.5 erwähnt.

3.1 Ausgangslage

Der bestehende Motor wurde durch ein neues Forschungsaggregat ersetzt (Abbildung 19), was die Anpassung der Ansaug-, Abgasleitung an die neuen Gegebenheiten notwendig machte. Weiters wurde der Prüfstand mit einer Abgasrückführungsleitung (AGR Leitung) ergänzt. Der Eingriff in die bestehende Konstruktion sollte klein gehalten werden, bei gleichzeitig guter Abstimmung der Gasdynamik an den Vollmotor. Dies reduzierte Fehlerquellen, sowie Entwicklungszeit und –kosten.

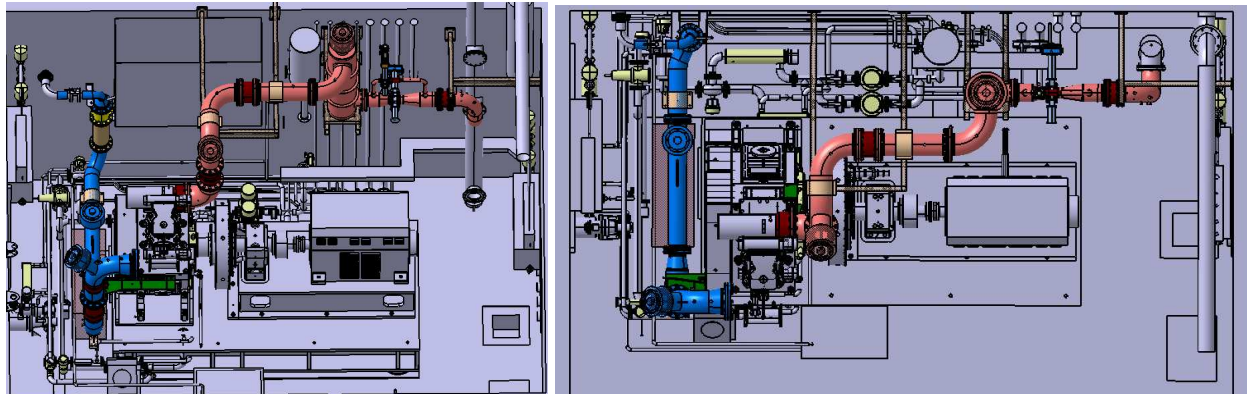


Abbildung 19: Bestehender Motor mit Ansaug- und Abgasleitung (blau, rot) in isometrischer Ansicht (li) und Draufsicht (re)

In diesem Abschnitt sind die Ansaug- und Abgasleitung behandelt. Die AGR Leitung wird in Kapitel 4 durchgenommen. In Tabelle 3, Abbildung 20 bis Abbildung 22 ist die bestehende Konstruktion der Rohre sowie deren Benennungen und die technischen Daten angeführt. Diese Daten entsprechen den Eingangsdaten der Simulationsrechnung des bestehenden Aggregates, sowie dient sie als Zusammenfassung und Überblick der Ausgangslage. Sie dienen auch als Abgleich für die neuen Arbeiten.

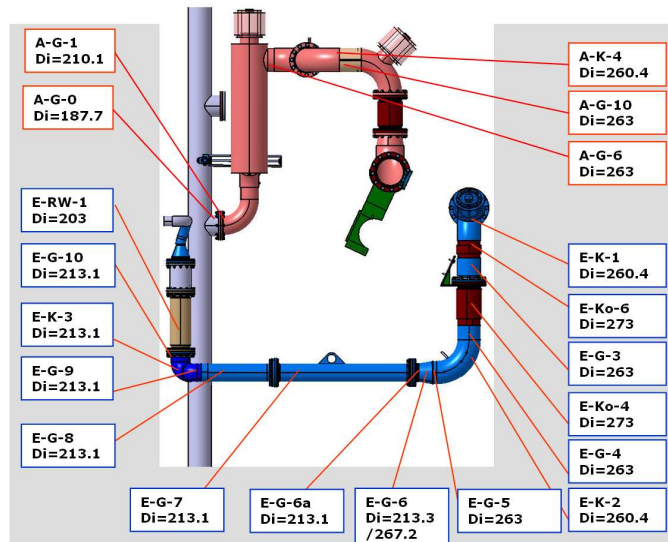


Abbildung 20: Geometrie und Maße des Ein- und Auslassröhrenwerkes vor dem Prüfstandsumbau (1/3): in Kurbelwellenachsrichtung [25]

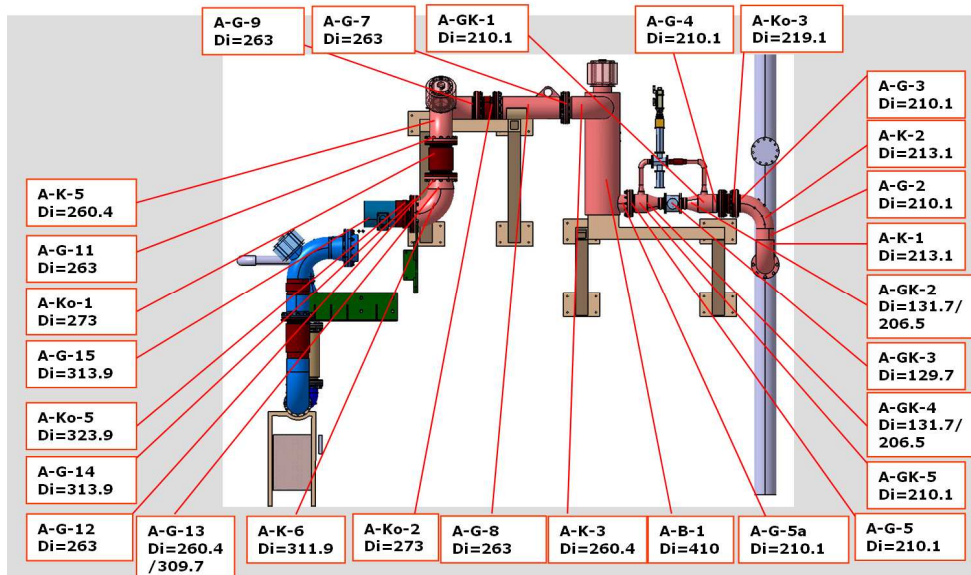


Abbildung 21: Geometrie und Maße des Ein- und Auslassröhrenwerkes vor dem Prüfstandsumbau (2/3): quer zur Kurbelwellenachsrichtung [25]

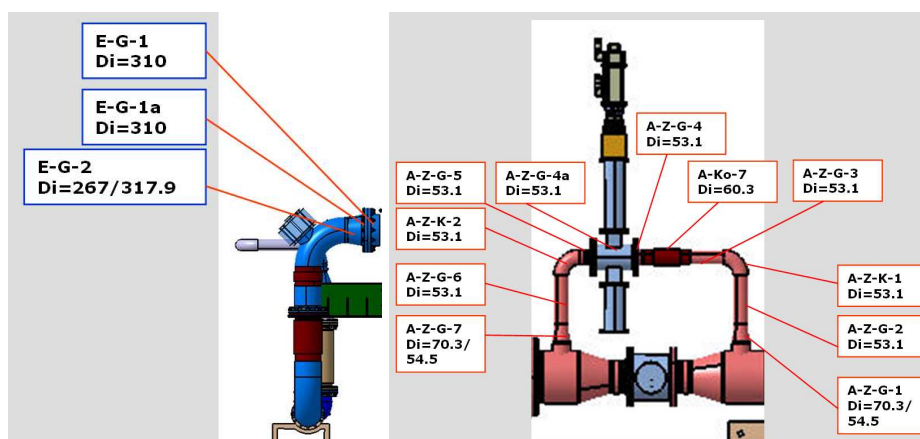


Abbildung 22: Geometrie und Maße des Ein- und Auslassröhrenwerkes vor dem Prüfstandsumbau (3/3): links: von Saugseite des Motors, rechts: Abgasgegenklappe [25]

Konstruktion des Saug- und Abgasröhrenwerkes

Sämtliche Leitungskomponenten wurden auf die Nenndruckstufe PN 16 ausgelegt mit Ausnahme jener, die in der Auspuffleitung nach dem Ausgleichsbehälter (A-B-1, Abbildung 20) gelegen sind.

Beschreibung	Kurzname	Di [mm]	Da [mm]	Länge [mm]
Auslass				
Gerade	A-G-0	187.7	193.7	106
Dichtung		187.7	193.7	2
Gerade	A-G-1	209.1	219.1	31
Rohrknie	A-K-1	213.1	219.1	Bogenlänge=479, r=305
Gerade	A-G-2	210.1	219.1	136
Rohrknie	A-K-2	213.1	219.1	Bogenlänge=479, r=305
Gerade	A-G-3	210.1	-	62
Dichtung		210.1		2
Kompensator	A-Ko-3	219.1	ca.260	165
Dichtung		210.1		2
Gerade	A-G-4	210.1	219.1	108
Abgasgegenklappe	A-GK-1	210.1	219.1	178
Abgasgegenklappe	A-GK-2	206.5/131.7	219.1/139.7	152
Abgasgegenklappe	A-GK-3	129.7	139.7	328
Abgasgegenklappe	A-GK-4	206.5/131.7	219.1/139.7	152
Abgasgegenklappe	A-GK-5	210.1	219.1	148
Gerade	A-G-5	210.1	-	62
Dichtung		210.1	-	2
Gerade	A-G-5a	210.1	219.1	119
Ausgleichsbehälter	A-B-1	410	430	1500 (Länge innen: 1480)
Platten zum Verschließen des Behälters (2 Stk.) Dicke s=10 [mm]				
Gerade	A-G-6	263	273	75
Rohrknie	A-K-3	260.4	273	Bogenlänge=598
Gerade	A-G-7	263	273	70
Dichtung		263	-	2
Gerade	A-G-8	263	273	863
Dichtung		263	-	2
Kompensator	A-Ko-2	273	ca.317	230
Dichtung		263	-	2
Gerade	A-G-9	263	-	70
Rohrknie	A-K-4	260.4	273	Bogenlänge=598
Gerade	A-G-10	263	273	208
Rohrknie	A-K-5	260.4	273	Bogenlänge=598
Gerade	A-G-11	263	-	29
Dichtung		263	-	2
Kompensator	A-Ko-1	273	ca.317	430
Dichtung		263	-	2
Gerade	A-G-12	263	-	29
Gerade	A-G-13	309.7/260.4	323.9/273	120
Rohrknie	A-K-6	311.9	323.9	Bogenlänge=479

Konstruktion des Saug- und Abgasröhrenwerkes

Gerade	A-G-14	313.9	323.9	32
Dichtung		313.9	-	2
Kompensator	A-Ko-5	323.9	ca.374	215
Gerade	A-G-15	313.9	323.9	691
Kompensator	A-Ko-7	60.3	ca.80	200
Abgasgegenklappe	Zusatzleitung			
Gerade	A-Z-G-1	70.3/54.5	76.1/60.3	90
Gerade	A-Z-G-2	53.1	60.3	240
Rohrknie	A-Z-K-1	53.1	60.3	Bogenlänge=119, r=76
Gerade	A-Z-G-3	53.1	60.3	260
Kompensator	A-Ko-7	60.3	ca.80	200
Gerade	A-Z-G-4	53.1	-	45
Dichtung		53.1	-	2
Gerade	A-Z-G-4a	53.1	-	44
Dichtung		53.1	-	2
Gerade	A-Z-G-5	53.1	-	70
Rohrknie	A-Z-K-2	53.1	60.3	Bogenlänge=119, r=76
Gerade	A-Z-G-6	53.1	60.3	240
Gerade	A-Z-G-7	70.3/54.5	76.1/60.3	90
Einlass				
Ansaugstutzen	-	310	-	756
	Spalt	323.9	-	0
Gerade	E-G-1	310	318	0
Dichtung		310	-	2
Gerade	E-G-1a	310	318	0
Gerade	E-G-2	312.7/263	323.9/273	203
Rohrknie	E-K-1	260.4	273	Bogenlänge=598, r=381
Kompensator	E-Ko-6	273	ca.317	200
Gerade	E-G-3	263	273	276
Dichtung		263	-	2
Kompensator	E-Ko-4	273	ca.317	500
Gerade	E-G-4	263	273	166
Rohrknie	E-K-2	260.4	273	Bogenlänge=598, r=381
Gerade	E-G-5	263	273	37
Gerade	E-G-6	267.2/213.3	273/219.1	178
Gerade	E-G-6a	213.1	-	62
Dichtung		213.1	-	2
Gerade	E-G-7	213.1	219.1	1605
Dichtung		213.1	-	2
Gerade	E-G-8	213.1	219.1	854
Gerade	E-G-9	213.1	219.1	46
Rohrknie	E-K-3	213.1	219.1	Doppelknie, Bogenlänge=322
Gerade	E-G-10	213.1	219.1	117
Dichtung		213.1	-	2
Ringwellenschlauch	E-RW-1	203	230	695
Rohrlängen vor Gasmischer:				
Gerade	E-G-11	-	-	324

Dichtung		213.1	-	2
	E-G-11a	213.1	219.1	62
	E-G-12	206.5/107.1	219.1/114.3	152
	E-K-4	107.1	114.3	-
	E-G-13	107.1	114.3	472
	E-K-5	107.1	114.3	-
	E-G-14	107.1	114.3	100
Für Entlastungsventile: Blindflansche DN 200 (4 Stk.)				
Rohrlängen für Entlastungsventile		206.4	219.1	130

Tabelle 3: Maße und Benennung der Rohre vor dem Prüfstandsumbau [25]

Bei den angeführten Innendurchmessern, sind die Durchmessersprünge bei den Flanschen nicht angeführt, sondern mit dem Innendurchmesser der angrenzenden Teile angegeben. Grund dafür ist, dass die Tabelle als Eingabedaten der eindimensionalen Strömungssimulationsrechnung dient. Kurze Rohrabschnitte stellen Schwierigkeiten für das Rechenprogramm dar, da diese zu langen Rechenzeiten führen oder das Modell unlösbar ist. (Es wurde versucht, das Modell mit langen gleichbleibenden Innendurchmessern aufzubauen.) Der daraus resultierende Fehler kann gering angenommen werden, da an allen Stellen Vereinfachungen um wenige Millimeter bei Nenndurchmesser von DN 100 bis DN 300 gemacht werden.

3.2 Konzepte

Der Endversion gingen zahlreiche Varianten voraus, wobei nur ein Zwischenstand festgehalten wurde, um Einblick in das Entstehen der Arbeit zu geben.

3.2.1 Version 1: Minimale Änderung der bestehenden Konstruktion

Zu Projektstart standen vom Auftraggeber noch nicht die vollständigen Simulationsdaten zu Verfügung, daher konnten die ersten Versionen der Konstruktion nur ohne Simulation erstellt werden. Trotz nicht vorhandener Simulation wurde mit der Arbeit begonnen, um den Zeitplan einhalten zu können. Bei dieser Ausführung wurde vor allem auf die eingangs gewünschte Bedingung, viele Gleichteile mit dem Vorgängermotor einzusetzen, geachtet. Den Einfluss der Änderung auf die Gasdynamik wurde soweit Aufmerksamkeit gegeben, wie es ohne Simulationsrechnung möglich war (unter Beachtung der Gesetze der Strömungslehre sowie Empirie). Die eindimensionalen Strömungssimulationsergebnisse von Gamma Technologies Inc. GT Suite Version 7.0 wurden im nächsten Entwicklungsschritt in die Konstruktion eingearbeitet.

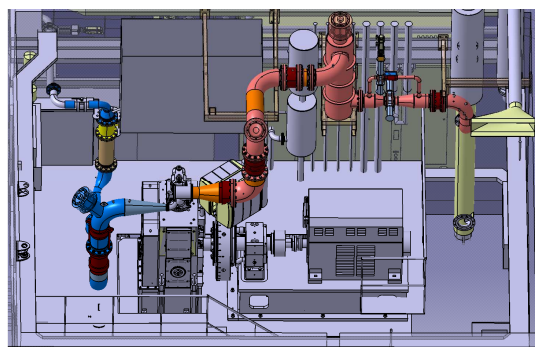


Abbildung 23: Einzylinder-Forschungsmotor mit angepasstem bestehenden Röhrenwerk

Das Vorliegende Konzept ist die Version, bei welcher der geringste Eingriff (betrifft die Anzahl der Bauteile) in das bestehende Röhrenwerk (siehe Abbildung 19 bis Abbildung 22) gemacht werden musste und weist somit am meisten Gleichteile mit dem Röhrenwerk des vorangegangenen Forschungsmotors auf. Das Ergebnis der Konstruktion ist Abbildung 23 bis Abbildung 26 zu entnehmen.

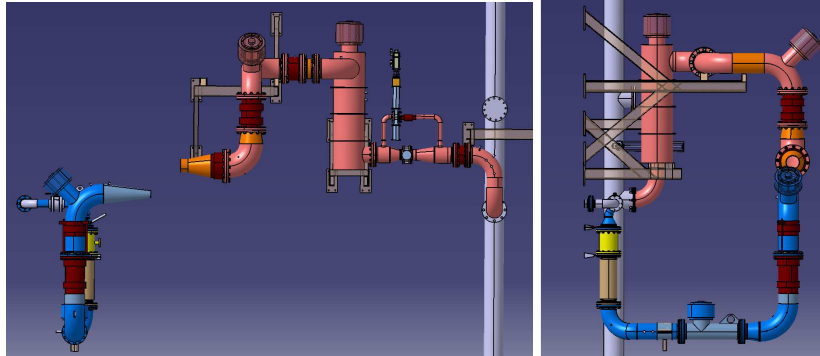


Abbildung 24: adaptierte Verrohrung (bei minimaler Änderung der bestehenden Rohrleitungen)

Bei der Saugleitung wurden die hellblauen Teile (Abbildung 24 und Abbildung 25), bei der Abgasleitung die goldenen Komponenten geändert (Abbildung 24 und Abbildung 26). Ansaug-, und Abgaskrümmter incl. deren Flansche, sowie der Abgassammelbehälter nach dem Abgaskrümmter wurden vom Serienmotor übernommen.

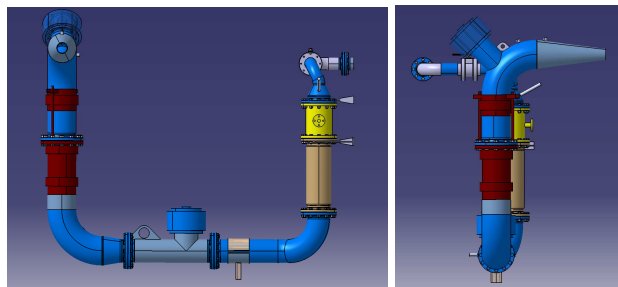


Abbildung 25: adaptierte Saugleitung (bei minimaler Änderung der bestehenden Rohrleitungen)

Das neue Röhrenwerk wurde auf einen Nenndruck von 16 [bar(g)] und eine Spitztemperatur von 150 [°C] im Einlass, sowie 750 [°C] im Auslass ausgelegt. Damit die Vibrationen und Bewegungen vom Motor das Röhrenwerk nicht schädigen, wurden durch den Einbau von Kompensatoren der Firma Innoflex GmbH entgegengewirkt (dunkelrote Elemente in den Abbildungen). Die in dieser Konzeptphase geplanten Materialien der Rohrleitungen entsprechen den Werkstoffen der Endversion. Sie sind in Kapitel 3.3.3.1 angeführt.

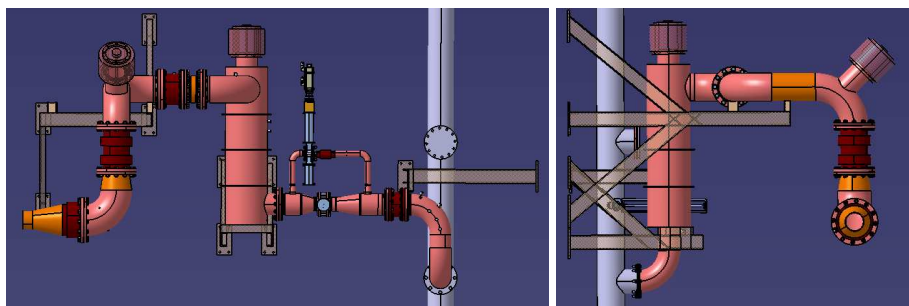


Abbildung 26: adaptierte Auspuffleitung (bei minimaler Änderung der bestehenden Rohrleitungen)

Die in diesem Kapitel beschriebene Variante zeigt das Konzept mit dem geringsten Aufwand bezüglich des Prüfstandsumbaus. Die Ergebnisse der eindimensionalen Strömungssimulationsrechnung waren jedoch nicht zufriedenstellend, weshalb weitere Varianten untersucht wurden.

3.3 Realisierte Konstruktion

Neben einer thermodynamisch optimierten Ausführung der Saug- und Abgasleitung, war zu beachten, dass die Konstruktion ausreichend robust ausgeführt ist. Daher wurde nicht nur bei der Wahl der Komponenten die Dimensionierung mit ausreichender Sicherheit versehen. Auch in allen Konstruktionsphasen (von der Konzeptphase bis zur Detaillierungsphase) wurde darauf geachtet, dass die Beanspruchung der Komponenten gering ausfällt. Dies floss in der Verlegung der Rohre, der Ausführung und der Befestigung ein.

Daher wurden beispielsweise bei der Position der Kompensatoren vor dem Einlass und nach dem Auslass beachtet, dass diese parallele Achsen zur Kurbelwelle aufweisen. Auf diese Weise wird die Motorquerbewegung, erzeugt durch den anliegenden und pulsierend ein- bzw. ausströmenden Ein- und Auslassdruck von ca. 1 [bar(a)] bis 6 [bar(a)], minimiert. Da sich Ein- und Auslass auf der gleichen Seite befinden, kann es sonst bei ungeeigneter Position der Kompensatoren, zu hohen abstützenden Kräften und Bewegungen kommen. Grund ist die oben beschriebene Belastungssituation, die eine hohe Beanspruchung auf alle Motorteile, vor allem auf das Röhrenwerk, zur Folge hat.

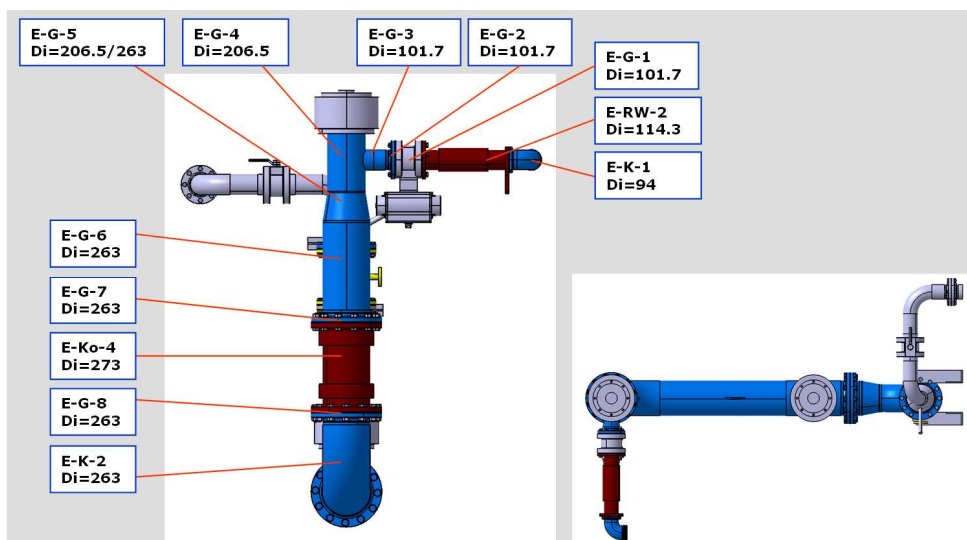


Abbildung 27: ausgeführtes Einlassröhrenwerk des Einzylinder-Forschungsmotors

Ein weiteres Beispiel, in dem durch vorausschauende Planung, unnötige Beanspruchungen der Konstruktionen reduziert werden konnte, sind die Ausführungen der Saug- und Abgashalterungen (siehe Abbildung 31 und Abbildung 32). Dabei wurde darauf geachtet, dass die Abstützung möglichst motornah erfolgt, um lange Hebelarme und damit verbundene große Kräfte zu vermeiden. Durch die Wahl der Profile der Abstützungen, konnte weitere Steifigkeit der Abstützung umgesetzt werden. Saugseitig wurde neben einem U Profil mit Versteifungsrippen zusätzlich das Profil an einer Stelle geschlossen und damit eine Erhöhung der Drehsteifigkeit erreicht. (Der verschlossene Querschnittsteil ist in den Abbildungen nicht dargestellt). Letztgenannte Maßnahme wurde nach dem Probebetrieb umgesetzt, wodurch der Unterschied zwischen dem offenen und geschlossenen Profil der Saugrohrhalterung im Betrieb deutlich wurde. Die Vibrationsamplituden der Rohrleitung konnte durch die beschriebene Ausführung entscheidend reduziert werden. Abgasseitig wurde die Rohrhalterplatte durch Versteifungsrippen gegen Biegung verstärkt.

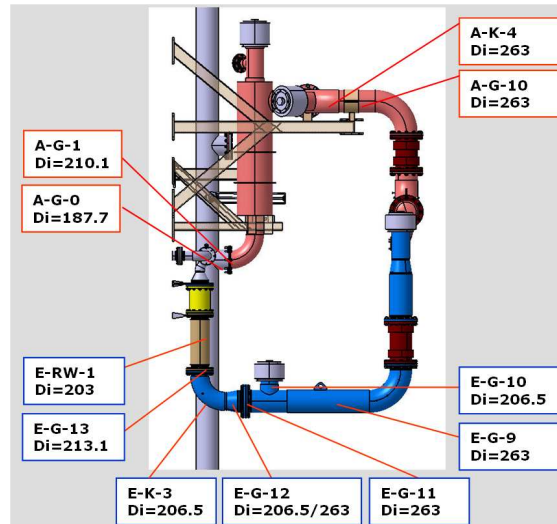


Abbildung 28: ausgeführtes Ein- und Auslassröhrenwerk des Einzylinder-Forschungsmotors (1/3)

Ähnlich war die Vorgehensweise bei der Lage der Entlastungsventile: Eine motornah Position eines Ventils war gewünscht, um bei einer eventuellen Rückzündung in das Saugrohr möglichst früh die Leitung vor dem Überdruck zu entlasten. Viele Varianten wurden geprüft, um alle Entlastungsventile nahe an den Rohrabstützungen einzubauen. Dies hat zur Folge, dass der ausgeführte Hebelarm der Schwingenden Masse (Gewicht des Entlastungsventils beträgt ca. 80 [kg]) gering ist, bei gleichzeitig naher Position am Einlassventil. Somit sind die Rohre und die Schweißnähte wenig belastet.

Abbildung 27 bis Abbildung 30 und Tabelle 4 zeigen das Ansaug- und Abgasröhrenwerk sowie dessen Maße ohne Prüfstand und Motor des ausgeführten Röhrenwerkes.

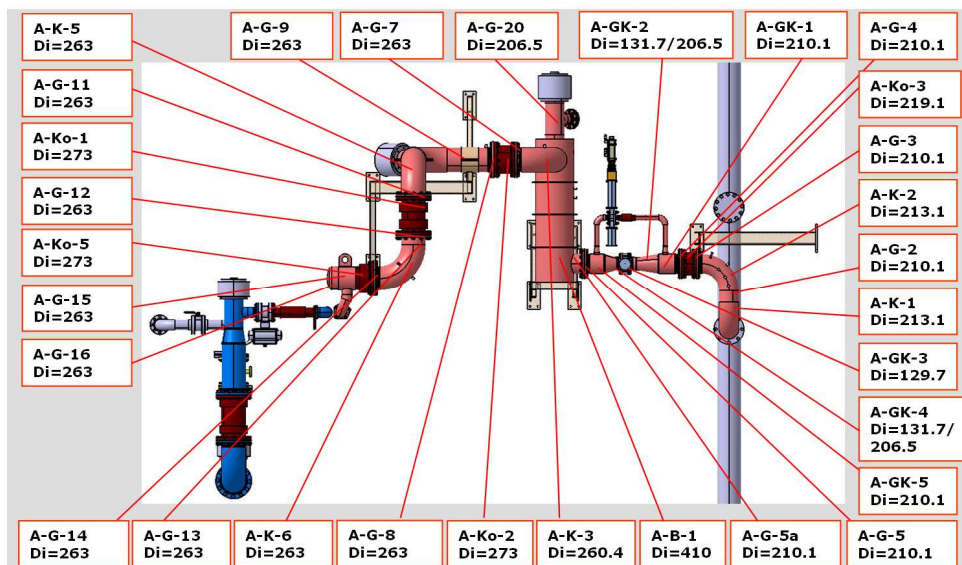


Abbildung 29: ausgeführtes Ein- und Auslassröhrenwerk des Einzylinder-Forschungsmotors (2/3)

Das Abgasröhrenwerk nach dem Abgaskrümmter (A-K-3) blieb bestehen, daher wurde das Detail der Abgasgegendruckklappe nicht nochmals eingefügt. Es ist Abbildung 22 zu entnehmen. Die Maße sind in Tabelle 4 angeführt.

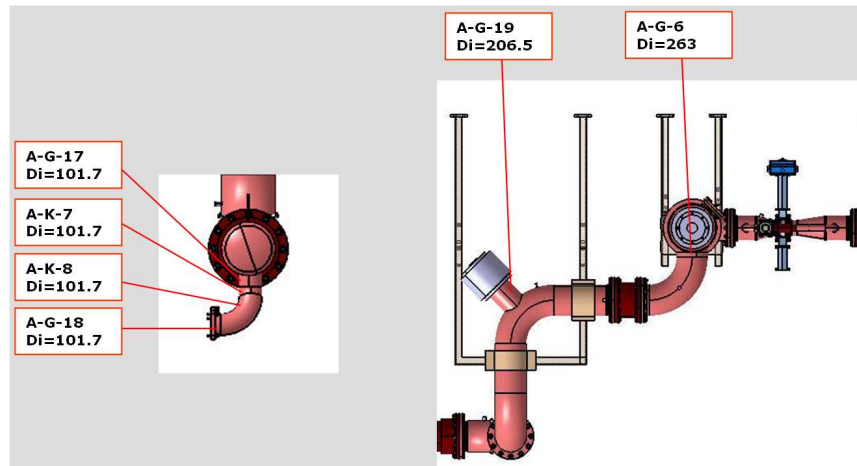


Abbildung 30: ausgeführtes Ein- und Auslassröhrenwerk des Einzylinder-Forschungsmotors (3/3)

Zur Aufnahme der Wärmedehnungen und zur Entkoppelung der Motorschwingungen vom Röhrenwerk, wurden Axial-, Lateralkompensatoren und Ringwellenschläuche der Firma Innoflex GmbH aus Kottingneusiedl in Österreich verbaut (rote und braune Elemente in Abbildung 27 bis Abbildung 30). Die Axialkompensatoren nehmen einen Hub von 10 [mm] bzgl. Zug und 10 [mm] bzgl. Druck auf. Die Axial- und Lateralkompensatoren nehmen zusätzlich 15 [mm] Achsversatz in alle Richtungen auf.

Beschreibung	Kurzname	Di [mm]	Da [mm]	Länge [mm]
Auslass				
Gerade	A-G-0	187.7	193.7	106
Dichtung		187.7	193.7	2
Gerade	A-G-1	210.1	219.1	31
Rohrknie	A-K-1	213.1	219.1	Bogenlänge=479, r=305
Gerade	A-G-2	210.1	219.1	136
Rohrknie	A-K-2	213.1	219.1	Bogenlänge=479, r=305
Gerade	A-G-3	210.1	-	62
Dichtung		210.1		2
Kompensator	A-Ko-3	219.1	ca.260	165
Dichtung		210.1		2
Gerade	A-G-4	210.1	219.1	108
Abgasgegenklappe	A-GK-1	210.1	219.1	178
Abgasgegenklappe	A-GK-2	131,7/206,5	219,1/139,7	152
Abgasgegenklappe	A-GK-3	129.7	139.7	328
Abgasgegenklappe	A-GK-4	131,7/206,5	219,1/139,7	152
Abgasgegenklappe	A-GK-5	210.1	219.1	148
Gerade	A-G-5	210.1	-	62
Dichtung		210.1	-	2
Gerade	A-G-5a	210.1	219.1	119
Ausgleichsbehälter	A-B-1	410	430	1500 (Länge innen: 1480)
Platten zum Verschließen des Behälters (2 Stk.) Dicke s=10 mm				

Konstruktion des Saug- und Abgasröhrenwerkes

Gerade	A-G-6	263	273	75
Rohrknie	A-K-3	260.4	273	Bogenlänge=598, r=381
Gerade	A-G-7	259.2	-	70
Dichtung		263	-	2
Kompensator	A-Ko-2	273	-	230
Dichtung		263	-	2
Gerade	A-G-8	259.2	-	70
Dichtung		263	-	2
Gerade	A-G-9	263	273	459
Rohrknie	A-K-4	263	273	Bogenlänge=598, r=381
Gerade	A-G-10	263	273	437
Rohrknie	A-K-5	273	-	Bogenlänge=598, r=381
Gerade	A-G-11	259.2	273	24
Dichtung		263	-	2
Kompensator	A-Ko-1	273	-	430
Dichtung		263	-	2
Gerade	A-G-12	259.2	-	24
Gerade	A-G-13	263	273	85
Rohrknie	A-K-6	263	273	Bogenlänge=598, r=381
Gerade	A-G-14	259.2	-	70
Dichtung		263	-	2
Kompensator	A-Ko-5	273	-	200
Gerade	A-G-15	263	273	196
Gerade	A-G-16	263	273	Klörperboden DIN 28011 DN 250
Gerade	A-G-17	101.7	114.3	75
Rohrknie (Segment)	A-K-7	101.7	114.3	Bogenlänge=239, 22 [°], r=152
Rohrknie	A-K-8	101.7	114.3	Bogenlänge=239, r=152
Gerade	A-G-18	101.7	114.3	51
Gerade	A-G-19	206.5	219.1	274
Gerade	A-G-20	206.5	219.1	456
Abgasgegenklappe	Zusatzleitung			
Gerade	A-Z-G-1	70,3/54,5	76,1/60,3	90
Gerade	A-Z-G-2	53.1	60.3	240
Rohrknie	A-Z-K-1	53.1	60.3	Bogenlänge=119, r=76
Gerade	A-Z-G-3	53.1	60.3	260
Kompensator	A-Ko-7	60.3	ca.80	200
Gerade	A-Z-G-4	53.1	-	45
Dichtung		53.1	-	2
Gerade	A-Z-G-4a	53.1	-	44
Dichtung		53.1	-	2
Gerade	A-Z-G-5	53.1	-	70
Kompensator	A-Z-K-2	53.1	60.3	Bogenlänge=119, r=76
Gerade	A-Z-G-6	53.1	60.3	240
Gerade	A-Z-G-7	70,3/54,5	76,1/60,3	90

Einlass				
Rohrknie	E-K-1	94	110	Bogenlänge=128, r=82, incl. 2 Geraden: 42+45
Dichtung		114.3	-	2
Ringwellenschlauch	E-RW-2	114.3	-	495
Dichtung		114.3	-	2
Gerade	E-G-1	101.7	-	152
Dichtung		101.7	-	2
Gerade	E-G-2	107.1	-	52
Gerade	E-G-3	101.7	114.3	136
Gerade	E-G-4	206.5	219.1	356
Gerade	E-G-5	206.5/263	219.1/273	178
Gerade	E-G-6	263	273	503
Gerade	E-G-7	259.2	-	70
Dichtung		259.2	-	2
Kompensator	E-Ko-4	273	-	510
Dichtung		259.2	-	2
Gerade	E-G-8	259.2	-	70
Rohrknie	E-K-2	263	273	Bogenlänge=598, r=381
Gerade	E-G-9	263	273	1426
Gerade	E-G-10	206.5	219.1	196
Gerade	E-G-11	259.2	-	70
Dichtung		259.2	-	2
Gerade	E-G-12	206.5/263	219.1/273	178
Rohrknie	E-K-3	206.5	219.1	Bogenlänge=479, r=305
Gerade	E-G-13	206.5	-	62
Dichtung		206.5	-	2
Ringwellenschlauch	E-RW-1	203	-	695

Tabelle 4: Maße und Benennung vom ausgeführten Ein- und Auslassröhrenwerk des Einzylinder-Forschungsmotors

Ergänzend zu Tabelle 4 sei an dieser Stelle nochmals erwähnt, dass die Komponenten nach dem Abgasbehälter A-B-1 in PN 10 ausgelegt wurden. Die Teile vor dem Behälter wurden in PN 16 verbaut.

Das Bestreben gleiche Teile der bestehenden Prüfstandsinfrastruktur (vor allem mit dem vorhandenen Röhrenwerk) zu verbauen konnte teilweise bei Kompensatoren, Rohren und Fittings umgesetzt werden. Die gleichen Teile wurden auch gleich benannt, um Verwechslungen bei der Ersatzteilbeschaffung zu vermeiden. Daher die unkonventionelle Benennung in einigen Fällen der Rohrelemente und -fittings.

3.3.1 Ansaugrohr

Das Ansaugrohr wurde ab dem Ringwellenschlauch nach dem Gasmischer (brauner Schlauch E-RW-1 in Abbildung 28) bis zum Einlasskrümmer neu konstruiert. (Der Originaleinlasskrümmer des Motorenherstellers konnte verwendet werden.)

Da der Motor mit vorgemischtem Gemisch betrieben wird, und die Gaszumesstelle bereits zur besseren Durchmischung (lange Mischstrecke) am Anfang der Saugleitung positioniert ist, befindet sich in der gesamten Saugleitung Gas-Luft-Gemisch. Daher wurden zwei Entlastungsventile, die von Hörbiger Ventilwerke GmbH & CO. KG. aus Wien in Österreich ausgelegt und geliefert wurden, verbaut. Eines wurde motornahe positioniert, wie oben beschrieben. Beide Ventile waren im Haus vorhanden und konnten unverändert wiederverwendet werden. Die rechnerische Überprüfung und Freigabe für den neuen Einsatz erfolgte vom Hersteller.

3.3.1.1 Schnellschlussklappe

Nahe vor dem Einlasskrümmer wurde eine Schnellschlussklappe eingesetzt, um bei Notstop ein schnelles abstellen des Motors zu gewährleisten. Vor allem soll damit vermieden werden, dass beim Abschalten im Störfall, der Motor mit der in der Saugleitung befindlichen Luft-Kraftstoffmenge nachläuft und auf diese Weise ohne Ölschmierung betrieben wird.

Ein einfach wirkender pneumatisch betriebener Kugelhahn BADA-100-SSTV-S0 (CF8m Kugelhahn der Firma Valpres aus Italien) kam als Schnellschlussklappe zum Einsatz. Gehäuse und Kugel sind aus 1.4401, die Anschlussflansche in der Nenngröße DN 100. Ausgelegt wurde das Bauteil auf den Nenndruck PN 16. Die Schließzeit beträgt weniger als eine Sekunde. Geliefert wurde der Kugelhahn von Stasto, Ing. Stocker KG aus Innsbruck (Österreich). Der Pneumatikantrieb wurde von der Firma Valbia aus Italien geliefert. Ergänzend zum Kugelhahn erfolgt die Ansteuerung mit Hilfe eines aufgebautem 5/2-Namurventil, ABS54, NM52W1S-PR das für die Antriebe DA/SR52-DA270 freigegeben ist. Weiters war es notwendig, für den Betrieb eine Magnetspule MS02400 (24 Volt DC) und eine Gerätesteckdose (6-42143-2000-S) zu verbauen.

3.3.2 Auspuffrohr

Das Auspuffrohr wurde ab dem Zylinderblock bis zum Abgasbehälter (A-B-1, Abbildung 21 und Abbildung 29) erneuert. Die Bauteile danach konnten unverändert beibehalten werden. Die verbauten Kompensatoren (siehe dazu Kapitel 3.3) entkoppeln die Schwingungen des Motors vom Röhrenwerk. Auch in diesem Fall waren die verbauten Entlastungsventile von Hörbiger Ventilwerke GmbH & CO. KG. aus Wien in Österreich im Haus und konnten wiederverwendet werden. Sie wurden von vom Hersteller auf den neuen Einsatz überprüft und freigegeben.

3.3.3 Werkstoffe

Um von Beginn an einen reibungslosen Prüfstandsbetrieb zu ermöglichen, wurden Werkstoffe verwendet, mit denen bereits Erfahrungen aus vorangegangenen Projekten (bei ähnlichen Beanspruchungen und Medien) gesammelt werden konnten.

3.3.3.1 Werkstoffe der Verrohrungen

Die Saugleitung muss Temperaturen bis 150 [°C] standhalten und gegen Luft, Wasserdampf, Gas und rückgeführtes Abgas eines Gasmotors resistent sein. Die Wahl fiel auf den bereits erprobten Werkstoff 1.4571 mit der bestellten Wandstärke von 2.9 [mm]. Das Datenblatt des Materials ist dem Anhang zu entnehmen (Abbildung 60 und Abbildung 61), eine Wandstärkenabschätzung ist in Kapitel 3.3.4 angeführt.

Die Abgasleitung wurde für eine Maximaltemperatur von 750 [°C] und ungereinigtes feuchtes Abgas eines Gasmotors ausgelegt. Obwohl der Werkstoff 1.4541 nur bis 400 [°C] (AD 2000), bzw. 550 [°C] (EN 13480-3) zugelassen ist, kam er zum Einsatz. Die Festigkeitskennwerte für die EN 13480-3 sind in EN 10216-5 (für nahtlose Rohre) bzw. in EN 10217-7 (für geschweißte Rohre) zu finden. Wie bereits erwähnt existieren in beiden Normen Werte bis 550 [°C] für die angegebenen Materialien. Dabei handelt es sich um die Streck- bzw. 1 [%] Dehngrenzenwerte. Ein Temperaturfesterer Stahl (z. B. 1.4841) war bezüglich Preis und Lieferzeit nicht möglich und das eingesetzte Material hat bei den vorangegangenen Projekten den Ansprüchen ausreichend entsprochen. Weiters ist anzumerken, dass der Motor nur für ca. ein Jahr aufgebaut ist und die Spitzentemperaturen nur bei Volllast annähernd erreicht werden. Die Wandstärkenabschätzung ist Kapitel 3.3.4 und das Werkstoffdatenblatt dem Anhang (Abbildung 58 und Abbildung 59) zu entnehmen. Die Rohre wurden in der Wandstärke 5 [mm] bestellt.

3.3.3.2 Werkstoffe der Dichtungen

Alle Dichtungen wurden in der Stärke von 2 [mm] ausgeführt. Der Temperatur, dem Medium, dem Druck und der Flächenpressung entsprechend, kamen Saug-, Abgasseitig und beim Abgasrückführungssystem die Dichtungsmaterialien Klinger MILAM PSS 200 und Klinger SIL-C4400 zum Einsatz. Mit beiden Werkstoffen konnten in vorangegangenen Projekten gute Erfahrungen bei ähnlichen Betriebsbedingungen (Medium, Flächenpressung, Betriebsdruck, Temperatur, etc.) gesammelt werden. Gute und rasche Verfügbarkeit der eingesetzten Materialien war ein weiterer Grund, warum auf die bewährten Werkstoffe zurückgegriffen wurde.

3.3.4 Wandstärkenberechnung

Da die eingesetzten austenitischen Werkstoffe (1.4571 für die Saugseite, 1.4541 für die Abgasseite) nur bis 550 [°C] zugelassen sind, die maximale Abgastemperatur jedoch für Spitzenbelastungen bis zu 750 [°C] betragen kann, dient die vorliegende Berechnung nur einer Grobabschätzung für die Wandstärke. Die ausführliche Theorie, die Herkunft der Werkstoffwerte und die Bedeutung und Einheiten der Symbole sind Kapitel 4.7 zu entnehmen.

Für $D_0/D_i \leq 1.7$ gilt:

$$e = \frac{p_c \cdot D_o}{2 \cdot f \cdot z + p_c} \quad ([3], \text{ S. 22, Gl. 6.1-1}) \quad \text{Gleichung 6}$$

Werden die Zahlenwerte eingesetzt, errechnet sich für die Auspuffleitung (1.4541) die Wandstärke für eine Maximaltemperatur von 550 [°C] zu

$$e = \frac{16 \cdot 273}{2 \cdot 98 \cdot 0.7 \cdot 16} = 1.99 \text{ [mm]} \quad \text{Gleichung 7}$$

Es ist erwähnenswert, dass die Berechnung für 550 [°C] ausgeführt ist. Darüber ist der Werkstoff nicht zugelassen, daher gibt es keine Werkstoffwerte für 750 [°C]. In Kapitel 3.3.3.1 wurde näher darauf eingegangen. In der Ausführung wurde der oben beschriebene Sachverhalt durch ausreichend Sicherheit bei der Wandstärke berücksichtigt.

Saugseitig (1.4571) errechnet sich die Wandstärke für die maximale Einsatztemperatur von 150 [°C] zu:

- $R_{p1.0_{150}}$ (1 [%] Dehngrenze bei 150 [°C]) für 1.4571 ist 206 [N/mm²] [21]

$$e = \frac{16 \cdot 273}{2 \cdot 206 \cdot 0.7 \cdot 16} = 0.95 \text{ [mm]}$$

Gleichung 8

Sowohl Einlass-, als auch Auslasswandstärke wurden für 16 [bar(g)] berechnet, um im Betrieb ausreichend Sicherheit gegen Versagen zu gewährleisten, da die Vibrationen und mechanischen Beanspruchungen nicht exakt abgeschätzt und damit berechnet werden können. Zusätzlich kann es beim Auslass kurzzeitig zu höheren Temperaturen als Werkstoffseitig zugelassen (550 [°C]) kommen (wie bereits erwähnt). Tabelle 5 gibt einen Überblick der eingesetzten Rohre und deren technische Daten.

Rohrleitung	Werkstoff	Wandstärke bestellt	Wandstärke berechnet	[DN]	[PN]	
Saugrohrleitung	1.4571	2.9	0.95	250, (200, 100)	16	
Abgasleitung	1.4541	5 (6.3)	1.99	250, (100)	16	
Abgasrückführungsleitung hochtemperatur	–	1.4541	3.6	1.33, für 16 [bar(g)]	100	16
Abgasrückführungsleitung niedertemperatur	–	1.4571	2.9	0.81, für 16 [bar(g)]	80	16
Abgasrückführungswärmetauscher – Gasmantel	1.4571	*	*	250	25	
Abgasrückführungswärmetauscher – Wassermantel	1.4571	*	*	65	16	
Abgasrückführungswärmetauscher – Kühlwasserleitung	1.4301	2	-	65	10	
*: Vom Hersteller berechnet und festgelegt.						

Tabelle 5: Übersicht: Daten der neu konstruierten Verrohrung

Die DN 100 Rohre der Abgasleitung wurden trotz niedrigerem Nenndurchmesser als die DN 200 Rohre in höherer Wandstärke ausgeführt, anstatt mit niedrigerer, wie es auf Grund der Berechnung gegen Druck anzunehmen wäre. Grund dafür sind die hohen Belastungen, welche die Bauteile aufnehmen müssen. Die DN 100 Rohre und -bögen sind direkt nach dem Motor verbaut und sind daher am höchsten Belastet bezüglich der Kräfte, die aus der Motorbewegung resultieren und bezüglich der pulsierenden Gasstöße. Zusätzlich ist zu erwähnen, dass der oben erwähnte Bereich die am höchsten thermisch belastete Stelle darstellt, da die DN 100 Rohre direkt nach dem Auslassventil verbaut sind.

3.3.5 Saug- und Abgashalterung

Bei den Rohrhalterungen (siehe Abbildung 31 und Abbildung 32) war eine einfache, verwindungssteife Konstruktion gewünscht. Daher wurde darauf Wert gelegt, die Rohrleitungen motornah abzustützen, um einen geringen Hebelarm und damit geringe Kräfte und hohe Steifigkeit umzusetzen. Saugseitig wurde neben der Hauptabstützung am Ende der Haupthalterung eine zusätzliche Fixierung an den verbauten Rohrleitungsteilen notwendig (am Entlastungsventil und am Flansch der Schnellschlussklappe, siehe Abbildung 31).

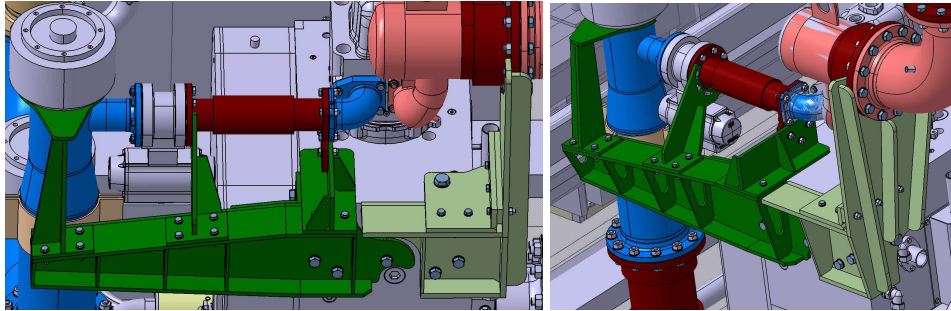


Abbildung 31: Konstruktion der Saugrohr (dunkelgrün)- und Abgashalterung (hellgrün) (1/2)

Grund dafür war das hohe Gewicht des Entlastungsventils und der Schnellschlussklappe sowie dessen Antrieb. Um das Saugrohr möglichst nahe von den Motorschwingungen zu entkoppeln, wurde bereits vor dem Ansaugkrümmer die erste Abstützung vorgenommen (siehe Abbildung 31). Die Konstruktion ist aus S355J2+N (St 52) mit der Wandstärke von 15 [mm], mit Ausnahme der Versteifungsrippen, die aus 10 [mm] Stahlplatten gefertigt sind. Vier Stück M 24 Schrauben und eine M 30 Schraube verbinden die Konstruktion mit dem Motorblock. Auf Grund der Anordnung der Schrauben (M 30 Schraube im Winkel von 90 [°] zu den M 24 Schrauben), ist das System überbestimmt. Da angestrebt wurde jede Befestigungsmöglichkeit zu nutzen, die Schraubenlöcher jedoch vom Auftraggeber vorgegeben waren, wurde der 90 [°] Winkel zur Befestigung der M 30 Schraube mittels zwei Schrauben vor Ort verschraubt und nicht verschweißt. Die Schraubenlöcher sind ausreichend groß dimensioniert (35 [mm] für die M 30 Schrauben, 28 [mm] für die M 24 Schrauben) für eine spannungsfreie Montage.

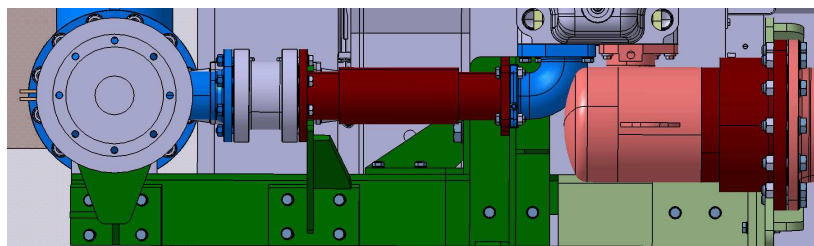


Abbildung 32: Konstruktion der Saugrohr- (dunkelgrün) und Abgashalterung (hellgrün) (2/2)

Da abgasseitig entscheidend höhere Kräfte wirken, verbunden mit den wesentlich höheren Temperaturen von bis zu 700 [°C], wurde der gleiche Werkstoff, jedoch in der Stärke 20 [mm] eingesetzt. Die Versteifungsrippe des Hauptträgers ist auch aus einem 10 [mm] Blech geschnitten. Zum Einsatz kam der saugseitige Werkstoff S355J2+N (St 52). Aus den Erfahrungen der vorangegangenen Projekten wurde ersichtlich, dass nicht nur die oben genannten Wandstärken notwendig waren, sondern auch noch zusätzliche Rippen entlang der Hauptabstützplatte. Die Halterung wurde mit vier Stück M 24 und zwei Stück M 30 Schrauben mit dem Zylinderblock verschraubt. Aus den gleichen Überlegungen, wie bereits bei der Saugrohrhalterung erwähnt, wurden die M 30 Schrauben mit verschraubten Winkeln an den Hauptabgasrohrhalterträger befestigt, der mit vier Stück M 24 Schrauben mit dem Motorblock verbunden ist. Die Schraubenlöcher für die um 90 [°] versetzten M 30 Schrauben wurden ausreichend groß dimensioniert (35 [mm]), um spannungsfreie Montage zu ermöglichen.

Das Abgasrohr wurde zusätzlich am Wandträger zwei Mal abgestützt. Da zwischen den Abstützungen kein Kompensator verschraubt wurde, kam ein Befestigungselement mit verbautem Gleitschuh zum Einsatz, um die Wärmedehnungen auszugleichen. Zur leichten Montage und Demontage wurden sowohl an der Saug-, als auch an der Abgasleitung Hebeösen vorgesehen.

Weitere Gedanken zur Ausführung der Halterungen sind in 3.3 festgehalten.

4 Abgasrückführungssystem

Zur Untersuchung der Potentiale hinsichtlich Wirkungsgrad, Verbrauch, Leistung, Motorbetriebsverhalten und vor allem Emissionen bei Großgasmotoren mit externer Abgasrückführung, wurde der Prüfstand mit einem AGR System erweitert.

Die Theorie dazu ist in Kapitel 1.3 zusammengefasst.

4.1 Ausgeführtes Abgasrückführungssystem

In Anlehnung an ein bestehendes System wurde der Prüfstand mit einem Abgasrückführungssystem (AGR System) ausgestattet. Bei Verdichter, Kupplung, Motor und Frequenzumrichter konnte auf bereits erprobte Komponenten zurückgegriffen werden. Randbedingungen der Auslegung und Konstruktion wurden bereits in Kapitel 1.5 erwähnt.

Parameter	Wert	Einheit
Volumenstrom AGR	1500	[kg/h]
Leistung des Wärmetauschers	380	[kW]
max. Verdichterenddruck	7	bar(a)
max. Abgastemperatur vor dem Wärmetauscher	550	[°]
max. Verdichtungsverhältnis des AGR Verdichters	2	[-]

Tabelle 6: Auslegungsdaten Abgasrückführungssystem

Tabelle 6 fasst die Grundauslegungsdaten des Systems zusammen, die Hauptkomponenten sind in Abbildung 34 zu sehen. Der eingesetzte Verdichter ist für den Verdichterenddruck von 7 bar(a) (Tabelle 6) vom Werk nicht frei gegeben. Das Gerät hat sich jedoch im Betrieb ohne nennenswerte Ausfälle bewehrt.

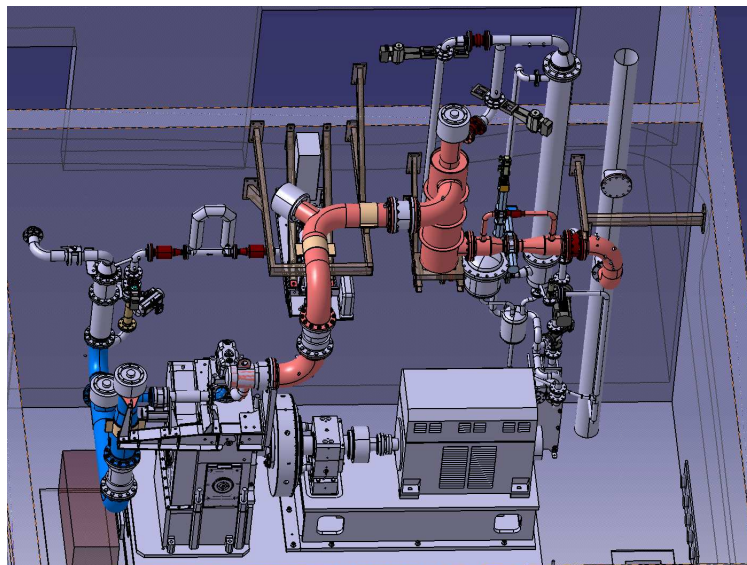


Abbildung 33: Motor, Bremse, Röhrenwerk und AGR System im Prüfstandsraum

In Abbildung 33 ist der Motor mit Bremse, Röhrenwerk und Abgasrückführungssystem im Prüfstandsraum dargestellt, ohne den übrigen Prüfstandskomponenten. Die Komponenten sind im Folgenden aufgezählt.

- 1 Forschungsmotor
- 2 Ansaugleitung
- 3 Abgasleitung
- 4 pneumatisch betätigte Abgasrückführungsentnahmeklappe
- 5 Kondensatauffangbehälter
 - o 5.1 Kugelhahn und Leitungen zum Kondensatauffangbehälter
 - o 5.2 Füllstandssensoren
 - o 5.3 Kugelhahn mit Antriebsmotor
 - o 5.4 mechanischer Kugelhahn
- 6 Axialkompensator
 - o 6.1 Axialkompensator
 - o 6.2 Ringwellenschlauch
 - o 6.3 Ringwellenschlauch
 - o 6.4 Ringwellenschlauch
- 7 Abgasrückführungskühler
- Zwischenkühlkreislauf bestehend aus
 - o 8.1 Zwischenkreiskühler
 - o 8.2 Wasserpumpe
 - o 8.3 Expansionsgefäß
 - o 8.4 Dreiwegeventil
 - o 8.5 Sicherheitsventil
 - o 8.6 Entlüftungsventil
 - o 8.7 Kugelhahn zur Befüllung und Entleerung
 - o 8.8 Strangregulierungsventil
- 9 Stehlager und Kupplungsadapterwelle
- 10 Frequenzumrichter
- 11 Elektromotor
- 12 Kupplung
- 13 Verdichter
- 14 Wasserhähne für den Anschluss des Elektromotors an den Haustechnik-Kühlkreislauf (im Schema nicht eingezeichnet)
- 15 Wasserpumpe incl. Temperaturmessung und Zwischenkühlkreislauf für den Elektromotor (im Schema nicht eingezeichnet)
- 16 pneumatisch betätigte Abgasrückführungsby-passklappe
- 17 Coriolismassenmesser
- 18 pneumatisch betätigter Kugelhahn
- 19 pneumatisch betätigte Abgasrückführungszumessklappe
- 20 Sicherheitsventil (gasseitig)
- 21 Tröpfchenabscheider (Gehäuse inklusive Abscheider)
- 22 T-Stück mit Druckluftanschluss für Test
- 23 elektrische Rohrbegleitheizung
- Im Schema nicht enthalten sind:
 - o Messsensoren,
 - o AGR Motor-Verdichterträger,
 - o Kupplungs- und Stehlagerschutz,
 - o Flansche,
 - o Kondensatableitungsschläuche,
 - o Rohrleitungen im Detail,
 - o Isolierung,
 - o elektrische Einbindung in die Prüfstandsumgebung

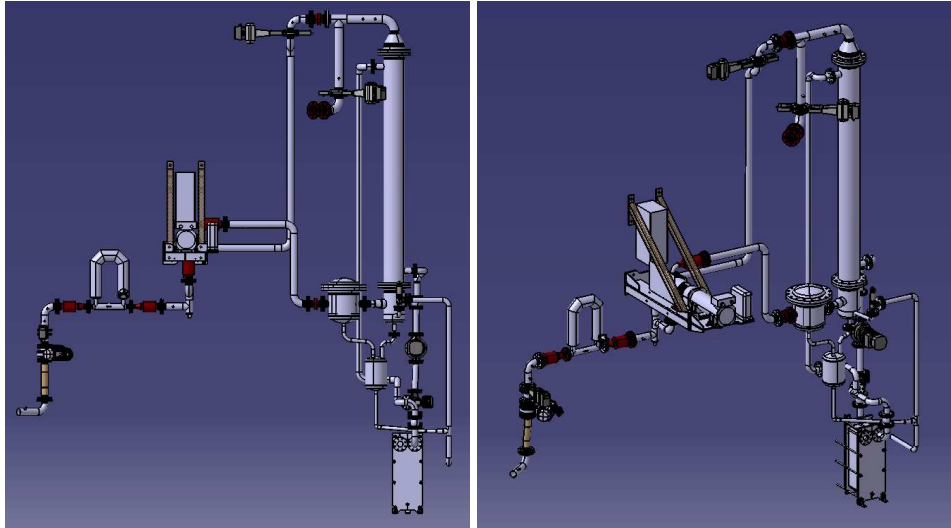


Abbildung 34: Abgasrückführungssystem (Vorderansicht und isometrische Ansicht)

Die Umsetzung der theoretischen Arbeit des Abgasrückführungssystems während des Prüfstandsbaus ist in Abbildung 35 bis Abbildung 37 zu sehen. Das System ist vollständig aufgebaut, mit Ausnahme von der Isolierung (zur besseren Sichtbarkeit der Komponenten).

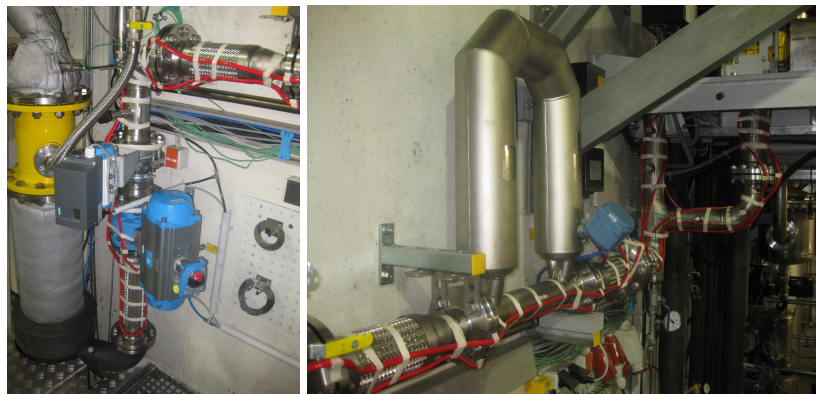


Abbildung 35: AGR Leitung vor der Zumesstelle (li) und vom Kompressor bis zur Abgasrückführungzumessklappe (re)



Abbildung 36: AGR Entnahme, Bypassleitung und Kühler

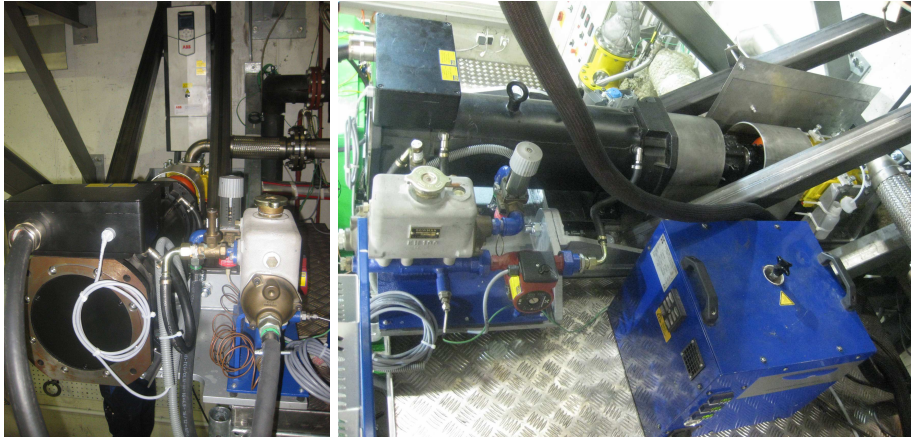


Abbildung 37: Motor, Zwischenkühlkreislauf des Motors, Stehlager, Kupplung, Verdichter und Frequenzumrichter

4.1.1 Abgasrückführungskomponenten

Die Einzelkomponenten des Abgasrückführungssystems, wurden teilweise in Anlehnung an ein bestehendes System ausgelegt. Von den relevanten Teilen sind in den folgenden Kapiteln die Aufgaben und technischen Spezifikationen zusammengefasst. Die technischen Daten wurden von den Auslegungen, den Herstellerangaben und deren Berechnungen, Auslegungen, Angeboten, sowie deren Produktinformationen (Homepage, Printmedien) zusammengefasst.

4.1.1.1 Motor, Ansaug- und Abgasleitung

Die Beschreibung zum Motor und dessen Röhrenwerk ist in Kapitel 3 angeführt.

4.1.1.2 Abgasrückführungskühler

Das rückgeführte Abgas wird in einem Wärmetauscher (Abbildung 38) von 550 [°C] auf 40 [°C] (max. 45 [°C]) gekühlt. Zum Einsatz kam ein Rohrbündelwärmetauscher der Firma APL Apparatebau GmbH aus Hopfgarten in Österreich.



Abbildung 38: Konstruktion des APL Wärmetauschers

Mantel, Rohrplatte und Innenrohre sind aus 1.4571. Die Auslegungsparameter der Gasseite sind aus Tabelle 7, die wasserseitigen sind in Tabelle 8 zu entnehmen.

Max. zul. Druck [bar(g)]	16 (Nenndruck PN 16)
Prüfdruck [bar(g)]	33.1
Min. / max. zul. Temperatur [°C]	0 / 550
Inhalt [l]	60
Medium	Abgas – Gasmotor
Anschluss [DN / PN]	250 / 25

Tabelle 7: Gasseitige Auslegungsparameter

Max. zul. Druck [bar(g)]	10 (Nenndruck PN 10)
Prüfdruck [bar(g)]	20.7
Min. /max. zul. Temperatur [°C]	0 / 80
Inhalt [l]	85
Medium	Wasser
Anschluss [DN / PN]	65 / 16

Tabelle 8: Wasserseitige Auslegungsparameter

Die maximale Betriebstemperatur des Wassers ist 80 [°C], jedoch ist geplant, dass der Wärmetauscher nur eine maximale Betriebstemperatur bei Vollast von 60 [°C] erreicht. Die Berechnungsspannung wurde zu 85 [%] ausgenutzt. Nach Art. 9 PED 97/23/EG ist die Gasseite in Fluidgruppe 2, die Mantelseite in Fluidgruppe 1 und das Druckgerät in Kategorie III eingestuft. Der Kühler im eingebauten Zustand ist in Abbildung 36 und in der Konstruktion in Abbildung 34 zu sehen.

4.1.1.3 Zwischenkreisplattenwärmetauscher

Um weitere Einstellparameter zu ermöglichen und um das System vom Hauswasserkühlsystem entkoppeln zu können, dient ein Zwischenkühlkreislauf. Dieser besteht aus

- Plattenwärmetauscher,
- Wasserpumpe,
- Expansionsgefäß,
- Dreiwegeventil,
- Sicherheitsventil,
- Entlüftungsventil,
- Kugelhahn zur Befüllung und Entleerung und
- Strangregulierventil.

Die technischen Daten des gedichteten VAU Plattenwärmetauscher VMG0180+095M45GNPV1AA22(200) (Abbildung 39) sind in Tabelle 9 und Tabelle 10 angeführt.

	Kreislauf 1	Kreislauf 2
Medium	Wasser	Wasser
Temperaturen (ein/aus) [°C]	60 / 40	37 / 55
Menge [kg/s]	4.55	5.05
Druckverlust [kPa]	13	15.8
Verschmutzung [m ² .K/W]	0	0
Betriebsdruck (max. zul.) [bar(g)]	10 / 10	10 / 10
Max. Betriebstemperatur [°C]	110	110

Tabelle 9: Auslegungsdaten des Plattenwärmetauschers (1/2)

Leistung [kW]	380
Flüssigkeitsumlauf	gegenstrom
Installierte Fläche [m ²]	16.7
Plattenanzahl [Stück]	95

Tabelle 10: Auslegungsdaten des Plattenwärmetauschers (2/2)

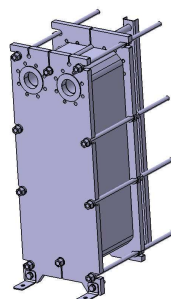


Abbildung 39: VAU Plattenwärmetauscher VMG0180+095M45GNPV1AA22(200)

4.1.1.4 Wasserpumpe

Zur Auswahl standen Trockenläufer und Nassläuferpumpe. Aus wirtschaftlichen Gründen fiel die Wahl auf einen Trockenläufer, der als Nachteil eine größere Bauweise aufweist, was in dem vorliegenden Anwendungsfall nicht von Bedeutung ist.



Abbildung 40: Grundfos TP 65-190/2-A-F-A-BAQE 400D 50 HZ

Zum Einsatz kam eine Grundfos TP 65-190/2-A-F-A-BAQE 400D 50 HZ (Abbildung 40), dessen technische Daten Tabelle 11 zu entnehmen sind.

Nenndruck [PN]	16
Nenngröße der Anschlüsse [DN]	65
Min / max. Wassertemperatur [°C]	0 / 120
Förderhöhe [m] bei einer Fördermenge von [m ³ /h]	17.3 bei einer Fördermenge von 21.5

Tabelle 11: Technische Daten Wasserpumpe

4.1.1.5 Dreiwegeventil

Um beim Zwischenkreislauf die Temperatur zum Abgasrückführungskühler besser steuern zu können, wurde ein Dreiwegeventil eingebaut. Die technischen Daten des SiemensVXF31.65-63 Dreiwegeventils (Abbildung 41) sind im Folgenden festgehalten.

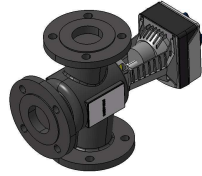


Abbildung 41: SiemensVXF31.65-63 Dreiwegeventil

- PN 10
- DN 65
- Kvs: 63 (für einen Durchfluss von 20 [m³/h] = 5.5 [kg/s])
- Hub: 20 [mm]
- geflanschte Ausführung
- Gehäuse aus Grauguß
- incl. Ventilstellantrieb Motor: Siemens SAX61.03
 - o 24 [V AC/DC]
 - o 4...20 [mA] Signal
 - o Stellzeit: 30 [s]

4.1.1.6 Sicherheitsventil für den Zwischenkühlkreislauf

Das Sicherheitsventil für den Zwischenkühlkreislauf ist ein federbelastetes Sicherheitsventil mit einem einstellbaren Öffnungsdruck von 0.2 bis 12 [bar(g)], das auf 5 [bar(g)] eingestellt wurde.

Die Wahl fiel auf ein Produkt der Firma Goetze KG Armaturen aus Ludwigsburg in Deutschland. Das Ventil der Baureihe 318 (618T PTFE) mit Gehäuse aus Rotguss (CC499K) und Messing (CW614N) und der Feder aus Edelstahl (1.4310) ist geeignet für Flüssigkeiten, Luft, Gase und technische Dämpfe, sowie für Wasserdampf und für Temperaturen von -60 [°C] bis + 225 [°C]. Bei einem Einstelldruck von 5 [bar(g)] beträgt die maximale Wasserblaseleistung 2.68 [m³/h].

4.1.1.7 Expansionsgefäß

Das Expansionsgefäß dient zum Ausgleichen der durch die Temperatur hervorgehobenen Volumsänderung und um den Druck im System konstant zu halten.

Die Firma Edler aus Salzburg in Österreich lieferte das Eder Elko Flex Typ N25 Sicherheitsexpansionsgefäß. Dieses ist ausgelegt für einen Vordruck von 1 [bar(g)], einen Nenninhalt von 25 Liter, einem maximalem Betriebsdruck von 3 [bar(g)] und einer maximalen Betriebstemperatur von 90 [°C].

4.1.1.8 Entlüftungsventil

Zur Entlüftung des Zwischenkühlkreislaufes kam ein selbsttätiger Entlüfter aus der Heizungstechnik zum Einsatz. Der Schnellentlüfter, der Firma IMT aus der Schweiz, mit einem halb Zoll Anschlussgewinde wurde an der höchsten Stelle montiert, damit die gesamte im System befindliche Luft entweichen kann. Davor wurde ein handbetätigter halb Zoll Kugelhahn mit beidseitigem halb Zoll Gewinde verbaut, um das System bei defektem Entlüfter ohne nennenswerte Stillstandszeit weiter betreiben zu können, oder das beschädigte Bauteil schnell tauschen zu können.

4.1.1.9 Strangreguliertventil

Die kalte Seite des Zwischenkühlers wird durch den Kühlkreislauf der Haustechnik durchflossen. Da mit dem oben erwähnten bestehenden prüfstandsseitigen Kühlkreislauf auch die Motorkühlung versorgt wird, ist es notwendig, den Durchfluss für den Zwischenkühlkreislauf zu regeln. Dies erfolgt mit Hilfe eines geflanschten Einregulierungsventils aus Grauguss der Firma TA Heimeier GmbH aus Erwitte in Deutschland vom Typ Heimeier STAF 65-2 DN 65 PN 16.

Für die Motorkühlung soll stets 55 [kW] Kühlleistung zu Verfügung stehen. Die Vorlauftemperatur beträgt 37 [°C], die Rücklauftemperatur darf 55 [°C] nicht überschreiten, damit der Haustechnikkreislauf nicht negativ beeinflusst wird. (Auch andere Prüfstände werden vom gleichen Kreislauf versorgt.) Durch Umformen der Gleichung 9 kann für Wasser die nötige Masse berechnet werden, um 50 [kW] Kühlleistung bereitzustellen.

$$Q = m \cdot cp \cdot \Delta T \quad ([16], \text{F 16 f})$$

Gleichung 9

Q...	Wärmemenge [J/s]
m...	Masse [kg/s]
cp...	spezifische Wärmekapazität [kJ/(kg.K)]
ΔT...	Temperaturdifferenz [K]

Umgeformt und die Zahlenwerte eingesetzt ergibt sich ein Volumenstrom von 0.66 [kg/s].

$$m = \frac{Q}{cp \cdot \Delta T} = \frac{50000}{4190 \cdot 18} = 0.66 [\text{kg} / \text{s}]$$

Gleichung 10

Für die Motor und Abgasrückführungskühlung stehen seitens der Haustechnik 400 [kW] bei einem Wassermassenstrom von 5.3 [kg/s] und einer Temperaturspreizung von 55 – 37 = 18 [°C] zu Verfügung. Somit ist nach Abzug der Motorkühlleistung für die Abgasrückführungskühlung eine Leistung von 400 – 50 = 350 [kW] bzw. ein Massenstrom von 5.3 – 0.66 = 4.64 [kg/s] vorhanden. Da für die Motorkühlung nicht in jedem Betriebspunkt die volle Kühlleistung von 55 [kW] benötigt wird und seitens der Haustechnik die Angaben der Kühlleistung bis 527 [kW] schwanken, wurde der Zwischenkreiskühler auf 380 [kW] ausgelegt. (Jene Energie, welche die Motorkühlung weniger benötigt, steht für die Abgasrückführungskühlung mehr zu Verfügung.) Dieser Wert ist etwas über den oben erwähnten 350 [kW] und resultiert aus den Gas- und Wasserwerten im Abgasrückführungskühler.

4.1.1.10 Gasbeaufschlagte Klappen

In diesem Kapitel sind die

- Abgasrückführungsentnahmeklappe
- Abgasrückführungszumessklappe und die
- Abgasrückführungsbypassklappe

angeführt.

Alle Klappen wurden von der Firma Jasta Armaturen GmbH & Co.KG mit Sitz in Essen, Deutschland gefertigt. Als Ausführung wurde aus Kostengründen eine Zwischenflanschlösung gewählt. Außerdem wurden gute Erfahrungen mit jenen Armaturen gesammelt, die am Prüfstand bereits in Zwischenflanschausführung verbaut sind. Die technische Information bezüglich der Klappen wurde vom Hersteller zu Verfügung gestellt (Produktinformation [22] der Firma Jasta Armaturen GmbH & Co.KG), ergänzt mit der Information auf deren Homepage [23].

4.1.1.10.1 Abgasrückführungsentnahmeklappe

Anfangs war geplant, die Klappe nur zur Entnahme des Abgases aus dem Auspuff vorzusehen. Daher war vorgesehen diese Klappe mit einem Motor auszuführen, der nur zwei Positionen umsetzen kann: Offen und Geschlossen, ohne Zwischenstufen oder Feinregulierung. Um weitere Flexibilität bezüglich der Steuerung des Abgasrückführungssystems umzusetzen und da der finanzielle Aufwand kaum höher ist, kam schließlich ein Antriebsmotor zum Einsatz, der auch zwischen den Endpositionen stoppen kann. Die hohen Temperaturen in Verbindung mit den hohen Drücken hatten lange Lieferzeiten und Kosten zur Folge, da hochtemperaturfeste Materialien zum Einsatz kamen (Details siehe unten).

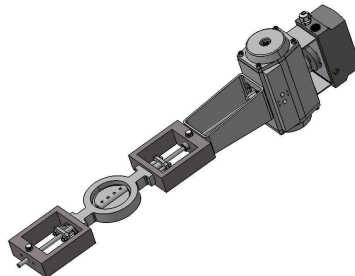


Abbildung 42: AGR Entnahme Klappe: Jasta, JA-GD-6/S LB DN 100

Die Wahl fiel auf eine Ringklappe vom Typ Jasta, JA-GD-6/S LB DN 100 für den Zwischenflanscheinbau (Abbildung 42). Der Auslegungsnennndruck beträgt PN 16, die Lagerung ist außenliegend an beiden Seiten. Durch die Ausführung mit Anschlagleiste (in Abbildung 43 weiß hervorgehoben) der Klappe im Gehäuse und eine dreiseitig ummantelte Dichteinlage im Gehäuse, kann eine Leckage von 0.05 [%] vom Kv-Wert bei geschlossener Klappe realisiert werden. (Dies entspricht einem Volumenstrom von 0.8 [m³/h].) Gehäuse, Scheibe und Welle sind aus 1.4828. Zweitgenanntes ist 8 [mm] dick und geschweißt. Die Packung ist aus Al- Si, das Lager aus GGCrNi.

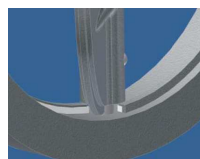


Abbildung 43: Klappe mit Anschlagleiste und 3-seitig ummantelter Dichteinlage im Gehäuse [22]

Die Auslegungsparameter sind:

- Medium: ungereinigtes feuchtes Abgas
- max. Betriebstemperatur 650 [°C]
- max. Betriebsdruck 6 [bar(a)]
- max. Differenzdruck 2 [bar(a)]

4.1.1.10.2 Abgasrückführungsbypassklappe

Zur besseren Feinregulierung des Volumenstroms wurde das Abgasrückführungssystem mit einem Bypass ausgestattet. Damit kann der Kompressor mit konstanter Last im Einsatz sein und über den Bypass der nötige Volumenstrom geregelt werden. Da das reale Verhalten des Gesamtsystems noch nicht bekannt war, wurde die Anlage für zwei Betriebsstrategien ausgelegt. Konstante Verdichterdrehzahl und der Volumenstrom wird über den Bypass geregelt, oder ohne Bypass und der Verdichter regelt den Volumenstrom. Letztgenanntes führt allerdings zu geringeren Freiheiten bezüglich Volumen und Druckniveau, da der Verdichter mit erhöhter Drehzahl auch ein höheres Volumen und Druckniveau aufweist. Um Volumendurchsatz und Druck voneinander zu entkoppeln und deren Werte freier einstellen zu können, wurde der Bypass konstruiert.

Die Ausführung der Bypassklappe (Abbildung 44) ist weitgehend ident mit der Entnahmeklappe mit kleinen Unterschieden. Die technische Ausführung ist im Folgenden zusammengefasst.



Abbildung 44: Bypassklappe: Jasta, JA-GD-6/S LB DN 80

- Klappentyp: Jasta, JA-GD-6/S LB DN 80
- Ringklappe für Zwischenflanscheinbau zwischen PN 16 Flansche
- Nenndruckstufe PN 16
- beidseitige Außenlagerung,
- Anschlagleiste mit dreiseitig ummantelter Dichteinlage im Gehäuse
- Leckage von 0.05 [%] vom Kv-Wert bei 90 [°] (dies entspricht einem Volumenstrom von 0.6 [m³/h] in geschlossenem Zustand)
- Werkstoff Gehäuse, Scheibe und Welle: 1.4828
- Scheibe geschweißt mit einer Dicke von 8 [mm]
- Packung: Al-Si, tiefliegend
- Lager aus GGCrNi
- Aufbausatz aus St 37

Die Auslegungsparameter sind:

- Medium: ungereinigtes feuchtes Abgas
- max. Betriebstemperatur 650 [°C]
- max. Betriebsdruck 7 [bar(a)]
- max. Differenzdruck 4 [bar(a)]

4.1.1.10.3 Abgasrückführungsregelklappe

Aufgabe der Abgasrückführungsregelklappe (Abbildung 45) ist es eine zusätzliche Regelung des Abgasrückführungsvolumenstroms zu ermöglichen. Weiters soll sie im Falle eines Notstops schnell schließen und im geschlossenen Zustand dicht sein.

Die Klappe ist vom gleichen Typ wie die vorgenannten, nur dass sie auf Grund von der niedrigen Einsatztemperatur aus einem anderen Material gefertigt und nicht beidseitig außengelagert wurde. An dieser Stelle werden die technischen Daten angeführt.

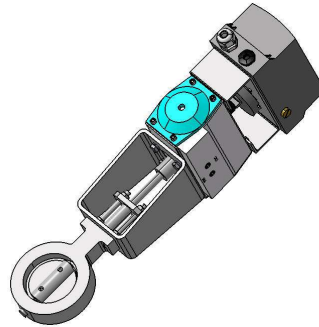


Abbildung 45: AGR Regelklappe Jasta: JA-GD-6/S DN 80

- Klappentyp: Jasta: JA-GD-6/S DN 80
- Ringklappe für Zwischenflanscheinbau zwischen PN 16 Flansche
- Anschlagleiste mit dreiseitig ummantelter Dichteinlage im Gehäuse
- Leckage von 0.05 [%] vom Kv-Wert bei 90 [°] (dies entspricht einem Volumenstrom von 0.6 [m³/h] in geschlossenem Zustand)
- Werkstoff Gehäuse, Scheibe: 1.4301
- Werkstoff Welle: 1.4057
- Scheibe geschweißt mit einer Dicke von 6 [mm]
- Packung: Graphit, tiefliegend
- Lager aus DU (metall-polymer Verbundwerkstoff)
- Aufbausatz aus St37

Die Auslegungsparameter sind:

- Medium: ungereinigtes feuchtes Abgas
- max. Betriebstemperatur 250 [°C]
- max. Betriebsdruck 7 [bar(a)]
- max. Differenzdruck 4 [bar(a)]

4.1.1.10.4 Die Antriebe und Stellungsrückmeldungen der Klappen

Elektrische, pneumatische, hydraulische Klappenantriebe wurden diskutiert, sowie Handbetätigte. Der Wunsch, genaue und schnelle Einstellung des Gasdurchflusses im Betrieb umsetzen zu können, ließ letztgenannte Ausführung ausscheiden. Der große Aufwand der von Seiten des Prüfstandes notwendig wäre, ließ die hydraulische Ausführung wegfallen. Damit wurden nur noch die elektrische und pneumatische Variante in nähere Auswahl genommen. Grundsätzlich sollen von beiden Antriebsarten am Markt robuste und zuverlässige Produkte verfügbar sein, die in einer ähnlichen Preislage sind. Bezüglich Wartungsarmut, Langlebigkeit und Robustheit soll die luftbetriebene Variante Vorteile aufweisen. Im Haus sind bereits gute Erfahrungen mit oben genannter Antriebsart gemacht worden, weshalb die Entscheidung auf die pneumatische Antriebsart für alle Klappen und Kugelhähne fiel. Da im Haus bereits ähnliche oder gleiche Produkte vorhanden sind, seien die mögliche Austauschbarkeit und der Erfahrungsaustausch als weiteres Argument für die obige Entscheidung erwähnt.

4.1.1.10.4.1 Antrieb der Abgasrückführungsentnahmeklappe

Die Abgasrückführungsentnahmeklappe wird von einem pneumatisch betätigten Antrieb vom Fabrikat Air-Power, Typ APD-110/090-12-F07-V22-H mit einer erforderlichen Zuluft von 6 [bar(g)] angetrieben. Dies ist ein einfach wirkender Antrieb, in der Ausführung, bei der die Feder bei Druckausfall schließt. Im Gegensatz zu einem doppelwirkenden Antrieb, wie er bei der Abgasrückführungszumessklappe eingesetzt wird, ist bei diesem Antrieb mit der Ausführung „Feder schließt“, die Basis des Klappenantriebs eine Feder. Diese wird durch den pneumatischen Antrieb geöffnet. Dies hat den Vorteil, dass im Fall eines Notstops, oder bei Ausfall der Druckluft, die Klappen durch die Feder geschlossen werden und somit das System stillgelegt und vom Abgassystem entkoppelt wird. Ergänzt wird der Antrieb durch einen elektro-pneumatischen Positioner der Firma Siemens vom Typ Siprat PS2, 6DR5020-0NG01-0AA0. Der Eingang und die Rückmeldung erfolgt mit einem 4-20 [mA] Signal.

4.1.1.10.4.2 Antrieb der Abgasrückführungsbypassklappe

Bei der Bypassklappe ist dieselbe Ausführung wie für die Abgasrückführungsentnahmeklappe gewählt, jedoch für die Dimension DN 80 statt DN 100.

Der Antrieb ist ein pneumatisch betätigter, einfach wirkender Antrieb in der Bauart: „Feder schließt“ vom Fabrikat Air Power, Typ APD-090/090-12-F07-V17-H. Auch dieser Motor benötigt einen erforderlichen Überdruck von 6 [bar(g)]. Der Positioner ist ident mit jenem der Abgasrückführungsentnahmeklappe.

4.1.1.10.4.3 Antrieb der Abgasrückführungszumessklappe

Da die Abgasrückführungszumessklappe möglichst fein regelbar sein soll und aus wirtschaftlichen Überlegungen, ein Kugelsegmentventil nicht zum Einsatz kam, wurde der Antrieb dieser Klappe doppelwirkend ausgeführt. Da nach der AGR Zumessklappe ein einfach wirkender pneumatischer Kugelhahn verbaut ist, konnte bei der oben erwähnten Klappe auf die Notstop Eigenschaft des einfach wirkenden Antriebes verzichtet werden. Die Notstopeigenschaft ist beim Antrieb der Abgasrückführungsentnahmeklappe erwähnt.

Der doppelwirkende pneumatisch betriebene Antrieb ist vom Fabrikat Air-Power, Typ APD-070/090-F07-V17-H und erfordert einen Überdruck von 6 [bar(g)].

Der elektropneumatischer Positioner ist ident dem der Abgasrückführungsentnahmeklappe, wo auch die Details angeführt sind.

4.1.1.11 Kugelhahn vor der Einströmung in das Saugrohr

Da bei der Abgasrückführungszumessklappe zur besseren Feinregulierung ein doppelwirkender Antrieb zum Einsatz kam, wurde danach ein Kugelhahn (Abbildung 46) mit einfach wirkendem pneumatischem Antrieb eingesetzt.

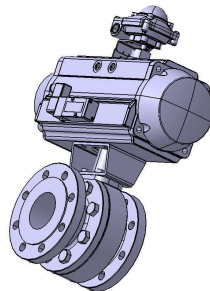


Abbildung 46: Adler Kugelhahn AD-FM2-CS

Dieser übernimmt die Notentkoppelung des Abgasrückführungssystems von der Saugleitung bei Notstop oder bei defekt werdender Druckluftversorgung. Eine weitere Aufgabe des Kugelhahns ist, die vollständige Entkoppelung des AGR Systems (wenn dieses nicht in Betrieb ist) von der Saugleitung (als zusätzliche Redundanz, sollte eine vollständige Absperrung mit der Abgaszumessklappe nicht möglich sein).

Zum Einsatz kam ein pneumatisch betriebener Kugelhahn der Firma Adler S.p.A. aus Italien.

Die technischen Spezifikationen des Kugelhahns sind:

- Adler Kugelhahn AD-FM2-CS
- PN 16
- DN 80
- Flansch-Kugelhahn aus Stahl ASTM A 105 / DIN 1.0460
- Kugel aus AISI 304 / 1.4301 hartverchromt
- PTFE Kohle Sitze
- beiderseits mit Flansch
- Baulänge 180 [mm] nach EN 558-1 Serie 27
- mit aufgebautem pneumatischem Antrieb Typ APM 242, einfach wirkend, Feder schließt incl. 3/2 Wege Magnetventil EVM11
- Anschluss an 24 [V DC]
- inkl. Endschalterbox für Position Auf und Zu

Die Auslegungsparameter sind:

- Medium: ungereinigtes feuchtes Abgas
- Mediumtemperatur: +15 bis +250 [°C]
- max. Systemdruck: 7 [bar(a)]
- max. Volumenstrom: 600 [m³/h] (1500 [kg/h])

4.1.1.12 Kondensatauffangbehälter

Der Kondensatauffangbehälter bestehend aus

- Kugelhahn und Leitungen zum Kondensatauffangbehälter
- Füllstandssensoren
- Kugelhahn mit Antriebsmotor
- mechanischer Kugelhahn.

Das Bauteil sammelt das im Abgasrückführungskühler und des Tröpfchenabscheiders (Abbildung 43) abgeschiedene Wasser, um es nach Erreichen des Füllstandsmaximums, in den Pumpensumpf abzulassen. Anstatt der oben erwähnten Konstruktion wurde auch ein Kondensatableiter diskutiert. Diese werden vor allem bei Kompressoren eingesetzt. Die mechanische Ausführung wurde bereits bei ähnlichen Anwendungen erprobt, konnte sich jedoch auf Grund von mangelnder Robustheit nicht durchsetzen. Elektronische Bauelemente hatten zum Nachteil, dass diese erst bei zu hohem Überdruck öffnen und auch preislich unattraktiv sind. Daher fiel die Entscheidung auf die oben angeführte Konstruktion, wo das Wasser in einem Behälter gesammelt wird, bis der obere Füllstandssensor erreicht wird. Somit erkennt der obere Sensor den Füllstand und der Inhalt wird bis zum unteren Füllstandssensor über den handbetätigten Kugelhahn und danach über den Kugelhahn mit Antriebsmotor durch die Kondensatschläuche in den Kamin abgelassen. Neben einer einfachen, robusten und preiswerten Bauweise, ist ein weiterer Vorteil, dass das System bei jedem Systemdruck öffnet und schließt.



Abbildung 47: Kondensatsammelbehälter nach dem AGR Kühler und Tröpfchenabscheider (21) mit Leitung zum Kondensatauffangbehälter (5)

Vom Tröpfchenabscheider rinnt das Medium über einen handbetätigten Kugelhahn und eine Kondensatleitung ebenfalls in den oben beschriebenen Kondensatauffangbehälter. Die handbetätigten Kugelhähne sind zur Absicherung eingebaut um eine defekte Komponente nach dem Kugelhahn vom System zu entkoppeln.

Die Firma Endress+Hauser Messtechnik GmbH+Co. KG aus Weil am Rhein in Deutschland lieferte die beiden Füllstandssensoren Endress+Hauser Liquiphant T FTL 20-0024 DC PNP.

Die mechanisch betätigten Muffenkugelhähne A-621 TLD sind gegen Wasser, Dampf, Öl, Gas resistent und aus dem Werkstoff 1.4408 / 4401 mit beidseitigem ein Zoll Innengewinde. Sie sind für Nenndrücke bis PN 63 in der Ausführung „voller Durchgang“ mit PTFE Dichtung, für Medientemperaturen bis +180 [°C] geeignet und wurden von der Firma Zultner GmbH & CO.KG aus Graz (Österreich) geliefert.

Der pneumatisch betätigte Flanschkugelhahn BADA-025-SSTV-D0 in der Nenngröße DN 25, mit dem Nenndruck PN 16/40 wurde von STASTO Ing. Stocker KG (Innsbruck in Österreich) geliefert. Medientemperaturen bis 160 [°C] sind zugelassen. Gehäuse und Kugel sind aus Edelstahl 1.4401, die Flansche aus 1.4571. Der Druckluftantriebshersteller ist Valbia S.r.l. aus Italien. Der Steuerdruck beträgt 5,5 bis 8 [bar(g)], der Betriebsdruck, 0 bis 16 [bar(g)].

Informationen zu den Kondensatableitungsschläuchen sind in Kapitel 4.1.1.24 zu entnehmen.

4.1.1.13 Stehlager und Kupplungsadapterwelle

Um die Kupplung zwischen Abgasrückführungsverdichter und dessen Elektromotor montieren zu können, war es notwendig, den AMK Motor mit einer Kupplungsadapterwelle zu versehen (Abbildung 48 und Abbildung 49).

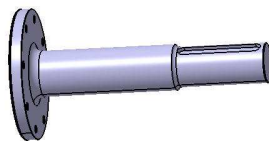


Abbildung 48: Kupplungsadapterwelle

Die Größe der rotierenden Masse und der zu überbrückenden Abstand zwischen Kupplung und Antrieb, machte eine Zwischenlagerung notwendig. Diese stützt die Welle und dessen Unwuchten ab und sorgt für einen sichereren und ruhigeren Lauf der Welle.

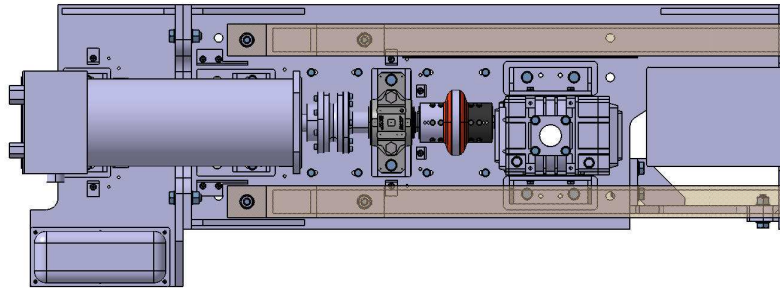


Abbildung 49: Motor Verdichter Einheit incl. dessen Träger (wassergekühlter Motor)

Zum Einsatz kam ein Stehlager von SKF.

- Stehlagergehäuse: SNL 512-610 SKF
- Pendelkugellager: 1212 EKTN9/C3 SKF
- Spannhülse: H 212
- Labyrinthdichtung: TSN 512 S SKF

Auf Grund der hohen Drehzahlen war eine teure und mit langer Lieferzeit versehene Labyrinthdichtung notwendig. Beim Festziehen des Lagers galt es den Anzugswinkel von $75 [^\circ]$ (mittels Hakenschlüssel von SKF (HN 12/SNL SKF)) nicht zu überschreiten um einen Lagerschaden zu vermeiden. Die Schmierung erfolgt auf Grund der hohen Drehzahlen mit dem Wälzlagerfett LGLT 2/0.2 SKF. Bei der Erstschmierung war darauf zu achten, dass die richtige Menge eingebracht wird. Bei zu wenig erfolgt ein Lagerschaden, auf Grund mangelnder Schmierung, bei zu viel überhitzt das Lager. Nach Empfehlung von SKF Österreich, errechnet sich bei einer angenommenen radialen Belastung von $1500 [N]$ (axiale Belastung ist $0 [N]$) eine Lagertemperatur von ca. $65 [^\circ C]$. Unter dieser Belastung wird empfohlen nach ca. 4000 Betriebsstunden nachzuschmieren. Bei einer angenommenen radialen Belastung von $3000 [N]$ (axiale Belastung $0 [N]$) errechnet sich nach dem SKF Berechnungsprogramm eine Lagertemperatur bei ebenfalls $7000 [U/min]$ von ca. $70 [^\circ C]$. In diesem Anwendungsfall ist alle $3150 [h]$ nachzuschmieren.

4.1.1.14 Frequenzumrichter

Um den Elektromotor des Abgasrückführungsverdichters anzutreiben ist ein Frequenzumrichter notwendig. Für die frei einstellbaren Frequenz und Amplitude der Wechselspannung wurde ein bereits erprobtes und von ABB empfohlenes Gerät mit einer Eingangsspannung von $400 [V]$, einen Nennausgangsstrom von $105 [A]$, einer Nennausgangsleistung von $55 [kW]$ eingesetzt. Der ABB Typencode des Gerätes ist ACS880-01-105A-3+E202+K454+L502.

4.1.1.15 Elektromotor

Der Elektromotor (Abbildung 49) sollte eine Leistung von ca. $50 [kW]$, eine Maximaldrehzahl von $7500 [U/min]$, ein Drehmoment bei $7500 [U/min]$ von ca. $80 [Nm]$ und $400 [V]$ aufweisen. Weiters war auch ein generatorischer Betrieb gewünscht. (Dies war vor allem für den Frequenzumrichter zu beachten.) Auf Grund der beengten Platzbedingungen sollte das Antriebsaggregat möglichst klein gebaut sein. Die ausgeschriebenen Drehzahl und Leistungsdaten konnten von den eingesetzten Motoren nicht vollständig erfüllt werden. Da für den Einsatz bei den angefragten Daten großzügig Reserve für eventuelle spätere Ausbaustufen einkalkuliert wurde, konnten beide unten angeführte Motoren die tatsächlichen Anforderungen für den Verdichter (siehe dazu Kapitel 4.1.1.17) erfüllen. Ein im Haus bereits existierender wassergekühlter Motor (Abbildung 49) der Firma AMK Arnold Müller GmbH & Co. KG in Kirchheim unter Teck aus Deutschland kam zunächst zum Einsatz, bis der bestellte ABB Motor geliefert wurde.

Die technischen Daten sind unten angeführt.

- Leistung: 38 [kW]
- Nennmoment: 120 [Nm]
- Spannung: 350 [V]
- Nenndrehzahl / Maximaldrehzahl: 3000 / 9000 [U/min]
- Nennstrom: 80 [A]

Die Datenblätter des wassergekühlten vierpoligen Asynchronmotors sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung 62 bis Abbildung 65).

Da der beschriebene Motor nur ein Leihmotor war, wurde für spätere Anwendungen ein Luftgekühlter HDP Kompaktmotor der Firma ABB Ltd mit Hauptsitz der Zentrale in Zürich bestellt. Diese Antriebseinheit wird bereits in ähnlicher Anwendung im Haus eingesetzt. Bei Montage dieses Motors, kann auf die Zwischenwelle und das Stehlager verzichtet werden, wodurch die Einheit Motor – Verdichter kürzer und einfacher (Entfall von Bauteilen) baut.

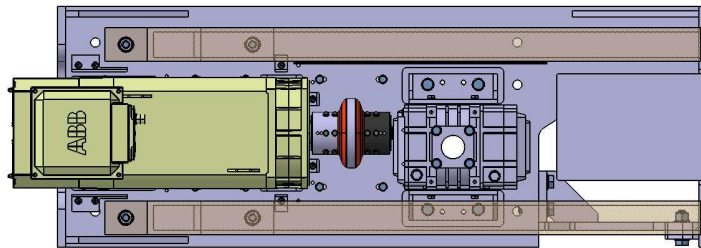


Abbildung 50: Motor Verdichter Einheit incl. dessen Träger (luftgekühlter Motor)

Die technischen Daten des Motors (Abbildung 50) sind im Folgenden zusammengefasst.

- Type: CM 5.5 (BG 132)
- Leistung: 49,3 [kW] bei 3000 [U/min]
- Strom: 91,4 [A]
- Spannung: 400 [V]
- Frequenz: 101,4 [Hz]
- Nennmoment: 157 [Nm]
- max. Motordrehzahl bei constanter Leistung: 7500 [U/min]
- Drehmoment bei 7500 [U/min]: 63 [Nm]
- Schutzart: IP 54
- Kühlform: IC 416
- Klixon in Stator
- Encoder, HTL, 1024 Imp.
- High-Speed Lager

4.1.1.16 Kupplung

Der Elektromotor wurde mittels Elastomerkupplung (Abbildung 49 bis Abbildung 51) Rexnordkupplung mit dem Verdichter verbunden. Die gewählte Kupplung gleicht große Axialen-, Radialen-, und Winkelversatz zwischen der Kupplungsadapterwelle des Elektromotors und dem Abgasrückführungsverdichters aus.

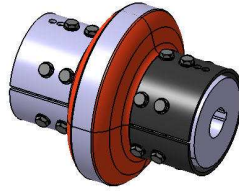


Abbildung 51: Kupplung Rexnord Omega ES 10-R-M SHCB

Da mit dieser Kupplung bereits gute Erfahrung gemacht werden konnte, fand sie auch bei dem vorliegenden System Anwendung. Neben dem einfachen Einbau, der guten Schwingungsdämpfung, der Aufnahme von großen Versätzen der zu verbindenden Wellen, sei auch erwähnt, dass sie im Schadensfall durch den geteilten Aufbau rasch getauscht werden kann: An den zu verbindenden Wellen werden Naben aufgedrückt, die durch zwei halbzylindrische Elastomerelemente verschraubt werden. Bei defekter Kupplung müssen nur die oben erwähnten aufgeschraubten Teile ersetzt werden. Dies kann schnell montiert werden, was im Schadensfall zu kurzen Prüfstandszeiten verhilft.

Die genaue Bezeichnung des Verbindungselementes lautet:

- Kupplung Rexnord Omega ES 10-R-M SHCB
 - o Nabe 1: Bohrung 28 H7 [mm] + Nut 8 P9 [mm]
 - o Nabe 2: Bohrung 48 H7 [mm] + Nut 14 P9 [mm]

4.1.1.17 Verdichter

Wie in der Einleitung des Kapitels Abgasrückführungssystem erwähnt, konnte beim Verdichter (Abbildung 49) auf ein bereits erprobtes Produkt zurückgegriffen werden. Die benötigten technischen Daten waren eine Förderung von Massen- (bzw. Volumen)strömen von 0 [kg/h] (0 [m³/h]) bis zu 1500 [kg/h] (600 [m³/h]) (siehe Gleichung 19), dies entspricht 1220 [m³ i.N./h] (siehe Gleichung 21), entsprechend DIN 1343 bei 1,01325 [bar(a)], 0 [°C] und zusätzlich zur DIN: Abgas mit 0 [%] Feuchtigkeit angenommen). Die Durchflusswerte sind für ein Einlassdruckniveau von 1 [bar(a)] bis 7.5 [bar(a)] bei einem Druckverhältnis des Verdichters von 1.5 [-] gewünscht. Da am Markt keine entsprechenden Aggregate zu Verfügung stehen, wurde auf ein Drehkolbengebläse der Firma Kaeser zurückgegriffen. Dieses ist vom Werk nur für einen Einlassdruck von 2 [bar(a)] ausgelegt, hat jedoch bei den bisherigen Einsätzen unter ähnlichen Bedingungen, den Anforderungen entsprochen. Auf Grund der Beanspruchung über den Auslegungsparametern des Gebläses und wegen des aggressiven Mediums (Abgas), ist die Haltbarkeit dementsprechend herabgesetzt.

Zum Einsatz kam ein Drehkolbengebläse der Firma Kaeser aus Coburg in Deutschland. Die Type Omega 21P ist ausgelegt für einen maximalen Betriebsüberdruck von 1 [bar(g)], einer maximalen Druckdifferenz im Überdruckbetrieb von 1000 [mbar] und einem maximalen Verdichtungsverhältnis von 2.0 [-]. Der Nennvolumenstrom beträgt 321.6 [m³/h] bei einem maximalen Leistungsbedarf von 9.96 [kW]. Für die Lagerschmierung ist eine Minimaldrehzahl von 1200 [U/min] nötig, die Maximaldrehzahl ist mit 6200 [U/min] begrenzt. Die maximale Ansaugtemperatur darf 40 [°C] nicht überschreiten, die maximale Verdichteraustrittstemperatur im Normalbetrieb ist 160 [°C]. Nach Rücksprache mit dem Werk, soll die Lufteingangstemperatur von 45 [°C] möglich sein, wobei die Verdichterendtemperatur auch 170 [°C] erreichen kann. Die Kennlinien des Gebläses (für Normalbetrieb) sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung 66). Sie dienen nur als Anhaltswert, da das Gebläse über dessen freigegebene Druck und Drehzahlwerte, sowie mit einem nicht freigegebenen Medium eingesetzt wird.

4.1.1.18 Wasserpumpe mit Temperaturmessung und Zwischenkühlkreislauf für den Elektromotor

Der AMK Elektromotor wird mittels Wasserkreislauf gekühlt. Temperaturmessung, Zwischenkreislaufkühler, Leitungen und Wasserpumpe waren beim Elektromotor vorhanden und auf dessen Anforderungen abgestimmt. Daher wird an dieser Stelle nicht näher darauf eingegangen.

Für den später verbauten ABB Elektromotor (siehe Kapitel 4.1.1.15) entfällt der Kühlwasserkreislauf (Wasserpumpe, Temperaturmessung, Zwischenkühlkreislauf incl. Zwischenkühlkreislaufwärmetauscher, Dreiwegeventil, etc.), da es sich um eine luftgekühlte Ausführung mit motorinternem Überhitzungsschutz handelt.

4.1.1.19 Coriolismassenmesser

Die Beschreibung des Messsystems dieses Kapitels erfolgt in Anlehnung an [10], S. 92.

Um die Abgasrückführungsmasse messen zu können, wurde ein Coriolismassenmesser verbaut. Dieser funktioniert auf Basis des Coriolis Prinzips. Dem Vorteil der genauen Messung stehen die hohen Investitionskosten gegenüber. Als weitere Vorteile sind das gleichzeitige Messen von Massendurchfluss, Dichte und Temperatur, sowie die Verschleißfreiheit (keine bewegten Teile) zu nennen.

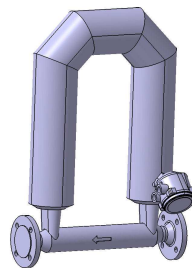


Abbildung 52: Coriolismassenmesser Emerson CMF200M-24146944

Zum Einsatz kam ein Emerson CMF200M-24146944 CMF200M369N2FNGZZZ MC Massenmesser (Abbildung 52) von Emerson Process Management AG dessen Konzernzentrale in Ferguson, Missouri (Vereinigte Staaten von Amerika) ist.

4.1.1.20 Gasseitiges Sicherheitsventil

Um die Abgasrückführungskomponenten vor zu hohem Druck abzusichern wurde ein Sicherheitsventil verbaut. Damit das Bauteil nicht unnötig für das heiße Abgas ausgelegt werden muss, wurde es nach dem Abgasrückführungskühler verbaut. Alternativ wurde eine Berstscheibe diskutiert. Da diese nach einmaligem Drucküberschreiten zu tauschen ist und dies hohen Kosten und langen Lieferzeiten mit sich zieht, setzte sich ein Sicherheitsventil durch.

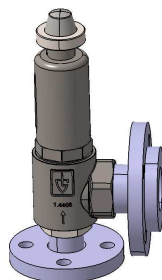


Abbildung 53: Sicherheitsventil Goetze 451BGK – DN 32 / 50 - PN 16 - TV

Zum Einsatz kam ein Bauteil der Firma Goetze KG Armaturen aus Ludwigsburg in Deutschland vom Typ 451BGK – DN 32 / 50 - PN 16 – TV (Abbildung 53). Körper und Faltenbalg sind aus Edelstahl. Es ist für gasförmige Medien ausgelegt. Der Eintritts Flansch hat den Nenndurchmesser DN 32 aus der Nenndruckstufe PN 16, der Austritt ist in DN 50 mit der Nenndruckstufe PN 16. Die Abblaseleistung für Luft beträgt 2088 [m³ i.N./h], die Dichtungen sind aus PTFE und FKM. Das Bauteil ist für ungereinigtes feuchtes Abgas vom Lieferanten freigegeben.

4.1.1.21 Tröpfchenabscheider

Der Tröpfchenabscheider (Abbildung 54) ist nach dem Abgasrückführungskühler und dessen Kondensatauffangbehälter verbaut. Er hat die Aufgabe die im Gas verbleibenden Tröpfchen abzuschneiden, was durch Umlenken des Gases erfolgt. Dabei können die Tröpfchen der Strömungsrichtung nicht folgen, prallen an ein Blech, und rinnen zum Abfluss.

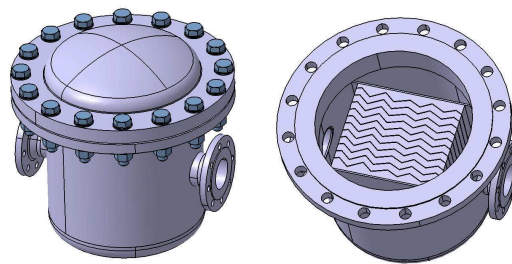


Abbildung 54: Tröpfchenabscheidergehäuse (li), Tröpfchenabscheider im Gehäuse (re)

Der eingesetzte Lamellen-Tröpfchenabscheider vom Typ RBB8305 wurde von der Firma Alino Industrieservice GmbH aus Nettetal-Kaldenkirchen in Deutschland geliefert. Er ist ausgelegt auf

- Temperaturen von 50 [°C],
- eine Druckbeständigkeit von PN 16,
- einen Volumenstrom von 1216 [m³ i.N./h] (siehe Gleichung 21), (nach DIN 1343: p = 1,01325 [bar(a)], T = [0°C], Abgas mit 0 [%] Feuchtigkeit für die Volumenberechnung angenommen)
- einen Druckverlust kleiner 10 [mbar] und
- einen Betriebsdruck zwischen 4 [bar(a)] und 10 [bar(a)].
- Der Tröpfchenabscheidegrad beträgt 100 [%] für 10 [µm] Tröpfchen.
-

Das Bauteil ist aus Edelstahl (1.4404) und für eine horizontale Durchströmung gefertigt, was Vorteile hinsichtlich Kosten und Wasserabscheidung ermöglicht. Die Zeichnung ist im Anhang eingefügt (Abbildung 67). Den Behälter um den Abscheider wurde von der Firma AMT Anlagen Montagetechnik GmbH aus St. Stefan im Rosental in Österreich gefertigt.

4.1.1.22 Elektrische Rohrbegleitheizung

Um Kondensation an den kalten Rohrwänden nach dem Abgasrückführungsverdichter zu vermeiden, wurde die Abgasrückführungsleitung nach dem Verdichter bis zur Abgasrückführungszumessstelle in das Saugrohr und die Bypassleitung bis zur Bypassklappe mit einer elektrischen Rohrbegleitheizung versehen. Zusätzlich kann mit Hilfe dieser Heizung eine leichte Änderung der Abgasrückführungstemperatur realisiert werden. Die Wahl fiel auf ein Leistungsbegrenzendes Hochtemperatur-Heizband 20VPL2-CT mit Schutzmantel aus Schutzmantel Fluorpolymer der Firma Raychem / Tyco Thermalcontrols mit Sitz in der Schweiz (Baar) und in den Vereinigten Staaten von Amerika (Californien). Die vom Hersteller bereitgestellten Daten des Heizbandes sind im Folgenden zusammengefasst.

- maximale Einsatztemperatur im eingeschalteten Zustand: 150 [°C]
- maximale Einsatztemperatur im ausgeschalteten Zustand: 250 [°C]
- Betriebsspannung: 230 [V]
- Leistungsabgabe: 60 [W/m] bei +10 [°C]
- maximale Heizkreislänge: 110 [m]

Bei Vierfachverlegung erhitzt das Heizband das Rohr von 20 [°C] auf 100 [°C] in 1.5 Stunden und hält danach den eingestellten Temperaturwert konstant. Dabei ist für die Isolierung zu beachten, dass die Maximaltemperatur (der Oberfläche) nach Angaben des Herstellers bis zu 275 [°C] beim Erhitzen und Halten der Rohrtemperatur auf 145 [°C], erreichen kann. Da dies den äußersten Grenzfall darstellt, der im Betrieb vorraussichtlich nie auftreten wird, wurden die mit der Begleitheizung in Verbindung stehenden Komponenten auf 250 [°C] ausgelegt, mit Ausnahme der Isolierung, die für 300 [°C] dimensioniert ist.

4.1.1.23 Sieb für die Inbetriebnahme

Um den Verbrennungsmotor vor Fremdkörper aus dem Abgasrückführungssystem im Fall eines Verdichterschadens zu schützen, wurde ein Hutsieb vom Typ DELTA-HS-08 mit der Feinheit von 500 [µm] der Firma Deltafilter aus Speyer in Deutschland eingebaut. Gefertigt wurde das Bauteil aus Edelstahl (1.4571 / 1.4401).

4.1.1.24 Zusammenfassung noch nicht erwähnter Abgasrückführungskomponenten

Die Wasserhähne, das T- Stück mit mechanischem Kugelhahn und Druckluftanschluss für die Druckprobe, sämtliche Druck- und Temperaturmessensoren, die Rohrleitungen mit den Flanschen, der Kupplungs- und Stehlagerschutz, die Isolierung und die elektrische Einbindung in die Prüfstands Umgebung sind an dieser Stelle zusammengefasst.

AGR Motor – Verdichterträger

Um die Einheit Motor – Kupplung – Stehlager – Verdichter ausrichten, und montieren zu können, war es notwendig, einen Motor – Verdichterträger (Abbildung 55) zu konstruieren. Neben ausreichender Stabilität für die Aufnahme und Wandmontage der Aggregate, war zu beachten, dass die Auflageflächen der oben erwähnten Teile die Anforderungen der Herstellertoleranzen erfüllen. Außerdem war gewünscht dass die verbauten Teile bei Schaden oder bei zwischenzeitlicher Demontage schnell und ohne aufwändige Einrichtarbeiten montiert werden können.

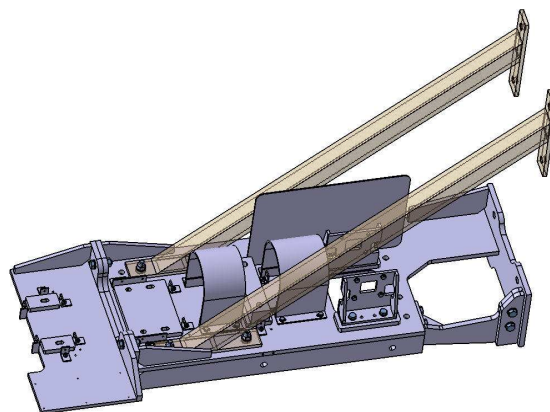


Abbildung 55: Motor-Verdichterträger

Die Gesamtlänge des Trägers beträgt etwa 2 Meter bei einer Breite von ca. 1 Meter, bei Anforderungen hinsichtlich der Tolerierung der Auflageflächen nach ISO 2768 mK auf das Gesamtprodukt bezogen. Auf Grund der großen nötigen Bearbeitungsmaschinen (siehe dazu die oben erwähnten geometrischen Randbedingungen) in Verbindung mit der gewünschten kurzen Fertigungs- und Lieferzeit, fiel die Auftragsvergabe auf die Firma Pamminer Ges m.b.H. & Co.KG. aus Linz.

Kondensatableitungsschläuche

Die Kondensatableitungsschläuche wurden von der Firma Innoflex GmbH aus Kottlingneusiedl aus Österreich geliefert. Die Ausführung der Teile ist in PN 16 mit Stahlummantelung, beidseits mit 1 Zoll bzw. 2 Zoll Anschraubgewinde und für die Medien Abgas und Kondensatwasser von Abgas ausgelegt.

Kompensatoren und Ringwellenschläuche

Zum Ausgleich der Längendehnungen wurden Axialkompensatoren der Firma Innoflex GmbH verbaut. Um das System von den Schwingungen des Motors zu entkoppeln, kamen Ringwellenschläuche der oben genannten Firma zum Einsatz. Die Komponenten wurden mit den gleichen Auslegungsparametern bestellt, wie die Rohrleitungen, in denen die Teile verbaut sind. (Details siehe Kapitel 4.3 bis 4.5.)

4.2 Betriebsstrategie

Die geplante Betriebsstrategie prägte die konstruktive Ausführung. Daher wurden in den Kapiteln der Einzelkomponenten bei der Erläuterung der Funktionen der Bauteile teilweise auf die Betriebsstrategie eingegangen. Die entscheidenden Grundüberlegungen sind bei der Bypassklappe in Kapitel 4.1.1.10.2 festgehalten und hier nochmals zusammengefasst.

Für den Prüfstandsbetrieb sind der Massenstrom und der Druck an der Abgasrückführungszumesstelle zum Saugrohr die entscheidenden Größen. (Daraus resultieren der Abgasrückführungsentnahmemassenstrom, die Klappenstellungen und die Drehzahl des Verdichters.) Die Regelung des Abgasrückführungsmassenstroms und -drucks an der Zumesstelle erfolgt primär über die Drehzahl des Kompressors. Zur Feinregelung dienen zusätzlich die drei frei einstellbaren Klappen.

4.3 Auslegungsparameter

Da das Abgasrückführungssystem auch für andere Motoren zum Einsatz kommen soll und die Betriebsparameter des zu untersuchenden Motors nur abgeschätzt werden konnten, wurde bei der Auslegung darauf geachtet, dass die Komponenten hinsichtlich Druck, Temperatur und Volumenstrom ausreichend dimensioniert sind. Ein weiterer Grund für die konservative Ausführung hinsichtlich der tatsächlichen Bauteilbeanspruchung, war das Bestreben hohe Sicherheit im Betrieb zu ermöglichen und Schäden zu vermeiden.

Alle mit dem Gas beaufschlagten Komponenten wurden mit der Nenndruckstufe PN 16 ausgeführt, mit Ausnahme des Verdichters. Dabei ist zu beachten, dass nach der Druckgeräterichtlinie die Druckangabe der Nenndruckstufe PN bei Raumtemperatur gilt. Mit höherer Temperatur sinkt der zulässige Maximaldruck. Die EN 12516 legt ein „Tabellenverfahren zur Bestimmung der Wanddicke von Armaturengehäusen, Oberteilen und Deckeln mit im Wesentlichen kreisrundem Querschnitt aus Schmiedestahl, Stahlguss oder Rohstahl“ ([4]) fest. Beispielsweise ist in der EN 12516, Tabelle 3 EO ersichtlich, dass bei Edelstahlaraturen aus 1.4552/1.4541 der maximale Betriebsdruck bei einem Nenndruck von PN 16 bei 20 [°C] mit 15,2 [bar(g)] und bei 550 [°C] mit 7,5 [bar(g)] festgelegt ist (siehe [18]).

Weiters ist in der Druckgeräterichtlinie festgelegt, dass die angegebenen Druckangaben Überdruckangaben [bar(g)] sind.

Die heiße Seite des Abgasrückführungssystems (vor dem AGR Kühler) und die Bypassleitung wurde auf 550 [°C] ausgelegt, die kalte Seite des Abgasrückführungssystems (nach dem AGR Kühler) wurde auf 50 [°C] vor Verdichter und auf 250 [°C] nach Verdichter ausgelegt.

4.4 Benötigte Auslegungsparameter für den Forschungsmotor

Die für den Motorbetrieb geplanten Auslegungsparameter sind wie folgt:

- Heiße AGR Seite (Abgasrückführungsentnahme bis zum AGR Kühler):
 - o Maximaltemperatur von 550 [°C] (Für höhere Temperaturen sind hochtemperaturfeste Werkstoffe nötig, die einen deutlichen Sprung hinsichtlich Lieferzeit und Kosten verursachen.)
- Kalte AGR Seite (AGR Kühler bis zum Saugrohr incl. Bypassleitung bis zur Bypassklappe (in Strömungsrichtung betrachtet)):
 - o Maximaltemperatur von 50 [°C]. Diese Temperatur wird vom Verdichter vorgegeben. Sie ist die maximale Eintrittstemperatur (incl. 5 [°C] Reserve) für den Verdichter.
 - o Ab dem Verdichter ist die Maximaltemperatur von 250 [°C] festgelegt worden. Die Rohrbegleitheizung kann laut Werkangaben in ungünstigen Fällen Temperaturen bis 274 [°C] erreichen, was jedoch nur der Oberflächentemperatur des Heizbandes in ungünstigen Fällen entspricht. (Details siehe in Kapitel 4.1.1.22.)
- Rohrleitung vor dem AGR Verdichter: Maximaldruck von 6 [bar(a)]
- Rohrleitung nach dem AGR Verdichter: Maximaldruck von 7 [bar(a)]
- Fittings: PN 16

4.5 Röhrenwerk

Das Röhrenwerk wurde von der Abgasrückführungsentnahme bis zum AGR Kühler aus dem Werkstoff 1.4541, mit dem Nenndurchmesser DN 100, bei einer bestellten Wandstärke von 2.9 [mm] geplant.

Alle Werkstücke nach dem AGR Kühler incl. Bypassleitung bis zur Bypassklappe sind aus 1.4571 in DN 80 mit einer Wandstärke von 2.9 [mm] bestellt. Von der Bypassklappe bis zur AGR Hochtemperaturleitung erweitert sich der Rohrdurchmesser von DN 80 auf DN 100. Nur dieser Bereich der Bypassleitung ist auch für die hohen Temperaturen ausgelegt, da es bei geschlossener Bypassklappe zu einem Rückströmen des heißen Abgases in die Bypassleitung kommen kann. Bei geöffneter Bypassklappe ist der Bypass permanent in Betrieb. Da diese Leitung vom Kompressor beliefert wird, ist stets Überdruck vorhanden, und es kann zu keinem Rückströmen des heißen Abgases in die Bypassleitung von der Hochtemperaturleitung (DN 100) kommen.

4.6 Berechnung der Rohrdurchmesser

Für die Grundausslegung der Rohrdurchmesser ist der maximale Volumenstrom das entscheidende Kriterium. Der Maximalwert wurde mit 1500 [kg/h] bis 1650 [kg/h] festgelegt, um für die Zukunft ausreichende Flexibilität vorzuweisen.

Die Berechnung des Volumenstroms erfolgt mit Hilfe der idealen Gasgleichung. Wird die allgemeine Form aus Gleichung 17 zu Gleichung 18 umgeformt, kann mit Hilfe von einem angenommenen minimalen Absolutdruck im Auspuffsystem von 4 [bar(a)], der maximalen Temperatur von 700 [°C], dem bereits erwähnten Massenstrom und der aus Gleichung 12 bis Gleichung 16 (sowie Tabelle 12 bis Tabelle 13) errechneten spezifischen Gaskonstante, der maximale Volumenstrom berechnet werden.

Um die spezifische Gaskonstante abschätzen zu können, dient die Abgaszusammensetzung aus der Messung eines bestehenden Gasmotors ähnlichen Typs, betrieben mit AGR Brennverfahren für die Berechnung. Der Rechengang ist Gleichung 12 bis Gleichung 16 zu entnehmen.

An dieser Stelle sei auch die Definition der Abgasrückführungsrate ([8], S. 239, Gl. 4.193 und Gl. 4.194) erwähnt, die für den vorliegenden Gasmotor gleich wie für Ottomotoren mit zentraler Gemischbildung ist:

$$x_{AGR} = \frac{m_{AGR}}{m_L + m_K + m_{AGR}} \quad \text{Gleichung 11}$$

(entspricht der Definition von [8], S. 239, Gl. 4.193 und Gl. 4.194)

x_{AGR} ...	Abgasrückführungsrate [-]
m_{AGR} ...	Abgasrückführungsmasse [kg/s]
m_L ...	angesaugte Luftmasse [kg/s]
m_K ...	Kraftstoffmasse [kg/s]

Ausgehend von den Messergebnissen eines ähnlichen Prüfstandsmotors, war die Abgaszusammensetzung in Volumsprozent angegeben, die für weitere Berechnungen mit Hilfe der molaren Massen in Massenprozent umgerechnet werden mussten. Daraus konnte schließlich die spezifische Gaskonstante bestimmt werden.

$$\mu_i = v_i \cdot \frac{M_i}{M} \quad ([11], \text{ S. 97 ff}) \quad \text{Gleichung 12}$$

μ_i ...	Massenanteile der Einzelkomponente [m%]
v_i ...	Volumsanteile der Einzelkomponente [% Vol]
M_i ...	Molare Masse der Einzelkomponente [g/Mol]
M ...	Molare Masse des Gemisches [g/Mol]

Die molare Masse M des Abgases errechnet sich durch Gleichung 13.

$$M = \sum_{i=1}^n (v_i \cdot M_i) \quad ([11], \text{ S. 100}) \quad \text{Gleichung 13}$$

v_i ...	Volumsanteil der Einzelkomponente [% Vol]
M_i ...	Molare Masse der Einzelkomponente [g/Mol]
M ...	Molare Masse des Gemisches [g/Mol]

Aus den Massenprozent μ_i können mit Hilfe von Gleichung 14 die Massenanteile, mit Gleichung 15 die Partialdrücke berechnet werden.

$$m_i = m \cdot \mu_i \text{ ([11], S. 97)}$$

Gleichung 14

- m_i ... Masse der Einzelkomponente [kg]
- μ_i ... Massenanteil der Einzelkomponente [m%]
- m ... Masse (des Gemisches) [kg]

$$p_i = v_i \cdot p \text{ ([11], S. 102)}$$

Gleichung 15

- v_i ... Volumsanteil der Einzelkomponente [% Vol]
- p_i ... Partialdruck der Einzelkomponente [bar(a)]
- p ... Druck (des Gemisches) [bar(a)]

Bei der Berechnung der Partialdrücke von Wasser in den einzelnen Zuständen, ist beim Ergebnis zu prüfen, ob die errechneten Wasserpartialdrücke kleiner den Sättigungsdampfdrücken bei der vorgegebenen Temperatur sind. Sofern dies nicht erfüllt ist, kommt es zur Kondensation und es wird mit den Sättigungsdampfdrücken weitergerechnet.

Somit ist es schließlich möglich die spezifische Gaskonstante R_s zu ermitteln (Gleichung 16).

$$R_s = \frac{R_m}{M} \text{ ([11], S. 2)}$$

Gleichung 16

- R_s ... spezifische Gaskonstante des Gemisches [J/(g.K)]
- R_m ... allgemeine Gaskonstante 8.314 [J/(Mol.K)]
- M ... Molare Masse des Gemisches [g/Mol]

Bevor die Zahlenwerte angeführt werden, folgt eine Zusammenfassung des Rechenweges zur Abschätzung des Rohrdurchmessers. Das Volumen (Gleichung 18) kann aus den Auslegungsdaten ermittelt werden, wenn die spezifische Gaskonstante (Gleichung 16) zusätzlich berechnet wird. Dazu muss zuerst die molare Masse (Gleichung 13) und die Volumsanteile der Einzelkomponenten (aus Vergleichsmessungen eines ähnlichen Motors bereitgestellt) ermittelt werden. Somit kann die Strömungsgeschwindigkeiten für verschiedene Rohrdurchmesser festgelegt werden (Gleichung 27), die einen empfohlenen Wert nicht überschreiten soll (siehe dazu Dubbel [1], Seite K27 Anhang K2 Tabelle 2).

Für die Berechnung des rückgeführten Abgasvolumens war zu prüfen, ob Wasser bei den gegebenen Zuständen auskondensiert. Dafür mussten die Partialdrücke (Gleichung 15) ermittelt werden. Für die weiteren Auslegungen war die Kondensationsmasse definierter Zustände im AGR System von Interesse. Daher sind in Tabelle 12 und Tabelle 13 auch die Massenanteile der Abgaskomponenten angeführt, die mittels Gleichung 12 und Gleichung 14 ermittelt werden konnten. Die in den Tabellen ersichtlichen Werte sind die Ausgangsdaten für die weiteren Kondensationsmassenberechnungen, die im Detail in dieser Arbeit nicht angeführt sind.

Die Rechenergebnisse sind aus Tabelle 12 für feuchte Abgaszusammensetzung und Tabelle 13 für die teilkondensierte Abgaszusammensetzung zu entnehmen. Eingabewerte sind hellgelb hinterlegt.

Berechnung für feuchte Abgaszusammensetzung			
v_i...Volumsprozents der gemessenen Abgaskomponenten		Einheit	Quelle
v_N2	71.50	[%Vol]	Messung
v_CO2	9.50	[%Vol]	Messung
v_H2O	19.00	[%Vol]	Messung
Summe	100.00	[%Vol]	

M_i...Molare Masse		Einheit	Quelle
M _{N2}	28.01	[g/Mol]	[12], S. 4
M _{CO2}	44.01	[g/Mol]	[12], S. 4
M _{H2O}	18.02	[g/Mol]	[12], S. 4
μ_i... Massenprozent			
$\mu_i = \frac{m_i}{m} = \frac{n_i \cdot M_i}{(n \cdot M)} = \frac{v_i \cdot M_i}{M}$		[m%]	[11], S. 97 ff
μ _{N2}	72.48	[m%]	
μ _{CO2}	15.13	[m%]	
μ _{H2O}	12.39	[m%]	
Summe	100.00	[m%]	
m_i...Massenanteile			
$m_i = \mu_i \cdot m$		[kg]	[11], S. 97 ff
für Gesamtmasse von 1000 [kg]			
m _{N2}	724.78	[kg]	
m _{CO2}	151.31	[kg]	
m _{H2O}	123.91	[kg]	
Summe	1000.00	[kg]	
m...Gesamtmasse			
m	1000.00	[kg]	Annahme
mi...Massenanteile			
$m_i = \mu_i \cdot m$		[kg]	[11], S. 97 ff
für Gesamtmasse von 1500 [kg/h]			
m _{N2}	1087.18	[kg]	
m _{CO2}	226.96	[kg]	
m _{H2O}	185.86	[kg]	
Summe	1500.00	[kg]	
m...Gesamtmasse			
m	1500.00	[kg]	Annahme
pi...Partialdruck			
$p_i = v_i \cdot p$ aus $v_i = p_i/p$		[bar(a)]	[11], S. 102
p _{N2}	4.29	[bar(a)]	
p _{CO2}	0.57	[bar(a)]	
p _{H2O}	1.14	[bar(a)]	
Summe	6.00	[bar(a)]	

p...Druck		[bar(a)]	
p	6.00	[bar(a)]	Annahme
Berechnete Werte für das Abgasgemisch (nicht in Einzelkomponenten aufgeteilt)			
M_AG...Molare Masse des Abgases		Einheit	Quelle
$M = \sum v_i \cdot M_i$		[g/Mol]	[11], S. 100
M_AG	27.63	[g/Mol]	
R_s...spezifische Gaskonstante		Einheit	Quelle
$R_s = R/M$		[J/(g*K)]	[11], S. 2
R_s	0.30088	[J/(g*K)]	
R...allgemeine Gaskonstante	8.314	[J/(mol*K)]	[11], S. 2

Tabelle 12: Berechnung des Abgases für „feuchte“ Abgaszusammensetzung

Berechnung für teilkondensierte Abgaszusammensetzung			
v_i...Volumsprozent der gemessenen Abgaskomponenten		Einheit	Quelle
v_N2	76.70	[%Vol]	Messung
v_CO2	10.30	[%Vol]	Messung
v_H2O	13.00	[%Vol]	Messung
Summe	100.00	[%Vol]	
M_i...Molare Masse		Einheit	Quelle
M_N2	28.01	[g/Mol]	[12], S. 4
M_CO2	44.01	[g/Mol]	[12], S. 4
M_H2O	18.02	[g/Mol]	[12], S. 4
μ_i... Massenprozent		Einheit	Quelle
$\mu_i = m_i/m = n_i \cdot M_i / (n \cdot M) = v_i \cdot M_i / M$		[m%]	[11], S. 97 ff
μ_N2	75.76	[m%]	
μ_CO2	15.98	[m%]	
μ_H2O	8.26	[m%]	
Summe	100.00	[m%]	

m_i...Massenanteile		Einheit	Quelle
$m_i = \mu_i \cdot m$		[kg]	[11], S. 97 ff
für Gesamtmasse von 1000 [kg]			
m _{N2}	757.55	[kg]	
m _{CO2}	159.84	[kg]	
m _{H2O}	82.60	[kg]	
Summe	1000.00	[kg]	
m...Gesamtmasse			
m	1000.00	[kg]	Annahme
m_i...Massenanteile		Einheit	Quelle
$m_i = \mu_i \cdot m$		[kg]	[11], S. 97 ff
für Gesamtmasse von 1500 [kg/h]			
m _{N2}	1136.33	[kg]	
m _{CO2}	239.76	[kg]	
m _{H2O}	123.91	[kg]	
Summe	1500.00	[kg]	
m...Gesamtmasse			
m	1500.00	[kg]	Annahme
p_i...Partialdruck		Einheit	Quelle
$p_i = v_i \cdot p$ aus $v_i = p_i/p$		[bar(a)]	[11], S. 102
p _{N2}	4.60	[bar(a)]	
p _{CO2}	0.62	[bar(a)]	
p _{H2O}	0.78	[bar(a)]	
Summe	6.00	[bar(a)]	
p...Druck			
p	6.00	[bar(a)]	Annahme
Berechnete Werte für das Abgasgemisch (nicht in Einzelkomponenten aufgeteilt)			
M_{AG}...Molare Masse des Abgases		Einheit	Quelle
$M = \sum v_i \cdot M_i$		[g/Mol]	[11], S. 100
M _{AG}	28.36	[g/Mol]	

R _s ...spezifische Gaskonstante		Einheit	Quelle
R _s = R/M		[J/(g*K)]	[11], S. 2
R _s	0.29317	[J/(g*K)]	
R...allgemeine Gaskonstante	8.314	[J/(mol*K)]	[11], S. 2

Tabelle 13: Berechnung des Abgases für teilkondensierte Abgaszusammensetzung

Das gemessene Rohabgas bei der Entnahmestelle wird in dieser Arbeit „feuchtes Abgas“ genannt. „Teilkondensiertes Abgas“ kann nach dem Abgasrückführungskühler gemessen werden. Da ein Teil, des im Abgas enthaltenen Wassers, im Wärmetauscher auskondensiert. Damit sind alle Werte vorhanden, um mit der Idealen Gasgleichung den Volumenstrom zu berechnen.

$$p \cdot V = n \cdot R_m \cdot T \quad ([1], \text{S. D9, Gl. 5}) \quad \text{Gleichung 17}$$

$$p \cdot V = m \cdot R_s \cdot T \quad ([1], \text{S. D9, Gl. 2}) \quad \text{Gleichung 18}$$

p...	Druck [bar(a)]
V...	Volumen [m ³] bzw. Volumenstrom [m ³ /s]
n...	Stoffmenge [mol] bzw. Stoffmengenstrom [Mol/s]
m...	Masse [kg] bzw. Massenstrom [kg/s]
R _m ...	universelle Gaskonstante: 8.314 [J/(Mol.K)]
R _s ...	spezifische Gaskonstante [J/(g.K)]
T...	Temperatur [K]

Besonders für die Grundauslegung des Abgasrückführungsröhrenwerkes war es entscheidend, die Grenzwerte der Volumenströme abzuschätzen, um die Komponenten und die Rohrdurchmesser auszulegen. Details des Abgasrückführungssystems siehe Kapitel 4. Mit eingesetzten Zahlenwerten errechnet sich der maximale Volumenstrom bei einem angenommenen minimalen Druck von 4 [bar(a)] für den Massenstrom von 1500 [m³/h] zu

$$V_{\max_{1500_{250}}} = \frac{1500 \cdot 0.300905 \cdot 523 \cdot 1000}{3600 \cdot 4 \cdot 10^5} = 0.163930536 \text{ [m}^3/\text{s]} = 590 \text{ [m}^3/\text{h]} \quad \text{Gleichung 19}$$

für 250 °C und

$$V_{\max_{1500_{700}}} = \frac{1500 \cdot 0.300905 \cdot 973 \cdot 1000}{3600 \cdot 4 \cdot 10^5} = 0.304979755 \text{ [m}^3/\text{s]} = 1098 \text{ [m}^3/\text{h]} \quad \text{Gleichung 20}$$

für 700 [°C].

Der Volumenstrom bei Normzustand ist in Gleichung 21 angegeben. (Normzustand nach DIN 1343: p = 1,01325 [bar(a)], T = [0°C]; Der Einfluss der Feuchte wird nicht berücksichtigt, d. h. es wird Abgas mit 0 [%] Feuchtigkeit für die Volumenberechnung angenommen.)

$$V_{\max_{1500_{0_{1bar(a)}}}} = \frac{1500 \cdot 0.300905 \cdot 273 \cdot 1000}{3600 \cdot 1.01325 \cdot 10^5} = 0.3378 \text{ [m}^3 \text{ i.N./s]} = 1216 \text{ [m}^3 \text{ i.N./h]} \quad \text{Gleichung 21}$$

Die Ergebnisse für einen maximalen Volumenstrom von 1000 m³/h sind in Gleichung 22 bis Gleichung 24 angeführt.

$$V_{\max_1000_250} = 393 \text{ [m}^3\text{/h]} (250 \text{ [}^\circ\text{C]})$$

Gleichung 22

$$V_{\max_1000_700} = 732 \text{ [m}^3\text{/h]} (700 \text{ [}^\circ\text{C]})$$

Gleichung 23

$$V_{\max_1000_0 \text{ 1bar(a)}} = 810 \text{ [m}^3 \text{ i.N./h]} (0 \text{ [}^\circ\text{C]}, 1 \text{ [bar(a)]})$$

Gleichung 24

Für die Auslegung des Rohrdurchmessers ist die Strömungsgeschwindigkeit die entscheidende Größe. Die Berechnung wurde in Anlehnung an Roloff/Matek Maschinenelemente ([19], S. 614f) und Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau ([1], S. K9, 2.8.1 und Anhang K2, Tab 2) durchgeführt.

$$V = A \cdot c = \frac{m}{\rho} \quad ([19], \text{ S. 614f})$$

Gleichung 25

V...	Volumenstrom [m ³ /s]
A...	Querschnittsfläche [m ²]
c...	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
m...	Massenstrom [kg/s]
ρ...	Dichte [kg/m ³]

Aus der obigen Gleichung kann der Durchmesser berechnet werden.

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{m}{\rho \cdot c}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{V}{c}} \quad ([19], \text{ S. 614f})$$

Gleichung 26

Daraus errechnet sich die Strömungsgeschwindigkeit.

$$c = \frac{V}{A}$$

Gleichung 27

c...	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
V...	Volumenstrom [m ³ /s]
A...	Querschnittsfläche [m ²]

Die maximale Strömungsgeschwindigkeit ergibt sich bei geringstem Druck und größter Temperatur (größten Volumen). Der Massenstrom wird für die Zustände gegeben und konstant angenommen. In den folgenden Gleichungen sind die Geschwindigkeiten für das Hochtemperaturrohr und die Niedertemperaturleitung angeführt. Der DN 80 Abschnitt ist für eine Maximaltemperatur von 250 [°C] ausgelegt worden, da die Option auf eine AGR Heizung nach dem Kompressor offen gehalten werden sollte. In der ersten Ausbaustufe wurde eine Erhitzung des Abgases nur durch eine Rohrbegleitheizung umgesetzt, um Kondensation zu vermeiden. (Näheres dazu siehe Kapitel 4.1.1.22.)

$$c_{DN100_700} = \frac{1098}{3600} \cdot \frac{4}{0.11^2 \cdot \pi} = 32 \text{ [m/s]} = 115 \text{ [km/h]}$$

Gleichung 28

$$c_{DN80_700} = \frac{590}{3600} \cdot \frac{4}{0.08^2 \cdot \pi} = 33 \text{ [m/s]} = 117 \text{ [km/h]}$$

Gleichung 29

Zur Berechnung des Innendurchmessers wurde eine Wandstärke von drei Millimeter angenommen. Dubbel [1], Seite K27 Anhang K2 Tabelle 2 gibt Richtwerte für Strömungsgeschwindigkeiten in Rohren für unterschiedliche Medien an. Da Abgas nicht in der Tabelle enthalten ist, wurden die Werte von Heißdampf als Anhaltswert genommen. Diese reichen abhängig von der Dichte von 35 [m/s] bis 60 [m/s]. Damit ist die Strömungsgeschwindigkeit mit ausreichender Sicherheit unter den oberen Grenzwerten der erwähnten Tabelle.

4.7 Berechnung der Wandstärke

Zwei Berechnungsnormen standen zur Auswahl:

AD 2000 Regelwerk [5]

ÖNORM EN 13480-3 [3]

Erstgenannte war in der Vergangenheit das Standardwerk hinsichtlich mechanischer Auslegung von Druckgerätebauteilen. Sie wird zunehmend von der ÖNORM EN 13480 abgelöst, die auch hier zur Anwendung kam. Weiters sind für die verbauten Werkstoffe (1.4541 und 1.4571) die maximale Einsatztemperatur im AD 2000 Regelwerk nur bis 400 [°C] zugelassen, nach der EN 13480 jedoch bis 550 [°C].

Im Vorfeld der Berechnung ist es notwendig die Stelle mit der höchsten Beanspruchung zu definieren, um für diesen Bereich die rechnerische Prüfung durchzuführen. Die Abgasrückführungsentnahme ist auf Grund der hohen Temperaturen (550 [°C]) und des größten Durchmessers (DN 100) die Stelle mit der größten Bauteilbelastung im Abgasrückführungsröhrenwerk. Auf Grund der Komplexität und der schwierigen Erfassung wurde der Einfluss von Schwingungen durch Vibrationen und Druckstößen, nicht einer detaillierten Berechnung unterzogen, sondern nur durch erhöhte Sicherheit berücksichtigt. Die im Folgenden ausgeführte Berechnung erfolgt nach [3].

Der Sicherheitsbeiwert für die zulässige Spannung im Zeitstandsbereich für die Auslegung in ruhender Belastung wurde mit $SF_{CR} = 1,5$ [-] ([3], S. 22) angenommen. Die geforderte Mindestwanddicke für gerade Rohre ohne Zuschläge und Toleranzen errechnet sich aus den unten angeführten Gleichungen (vgl. [3], S. 22, Gl. 6.1-1 bis 6.1-4).

Für $D_o/D_i \leq 1.7$ gilt

$$e = \frac{p_c \cdot D_o}{2 \cdot f \cdot z + p_c} \quad ([3], \text{ S. 22, Gl. 6.1-1})$$

Gleichung 30

oder

$$e = \frac{p_c \cdot D_i}{2 \cdot f \cdot z - p_c} \quad ([3], \text{ S. 22, Gl. 6.1-2})$$

Gleichung 31

Für $D_o/D_i \geq 1.7$ gilt

$$e = \frac{D_o}{2} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{f \cdot z - p_c}{f \cdot z + p_c}} \right) \quad ([3], \text{ S. 22, Gl. 6.1-3})$$

Gleichung 32

oder

$$e = \frac{D_i}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{f \cdot z + p_c}{f \cdot z - p_c}} - 1 \right) \quad ([3], \text{ S. 22, Gl. 6.1-4})$$

Gleichung 33

In Gleichung 30 bis Gleichung 33 bedeuten:

e...	geforderte Mindestwanddicke für gerade Rohre ohne Zuschläge und Toleranzen [mm]
p _c ...	Berechnungsdruck [N/mm ²]
D _o ...	Außendurchmesser [mm]
D _i ...	Innendurchmesser [mm]
f...	Auslegungsspannung [N/mm ²]
z...	Schweißnahtfaktor [-]

Im vorliegenden Fall kommen Gleichung 30 und Gleichung 31 zur Anwendung, woraus sich e, die geforderte Mindestwanddicke für gerade Rohre ohne Zuschläge und Toleranzen, ergibt. Der Berechnungsdruck p_c ist 16 [bar(g)], da alle Rohrleitungsteile für 16 [bar(g)] ausgelegt sind. Der im Betrieb tatsächlich vorkommende Druck ist maximal 6 [bar(a)] bei 550 [°C] vor Verdichter und 7 [bar(a)] bei 250 [°C] nach Verdichter. Die Temperatur nach Verdichter ist auf Grund eines optionalen Abgasrückführungsheizers auf den oben erwähnten Wert festgelegt worden. Der maximal zulässige Druck sinkt mit zunehmender Temperatur. Die Auslegungsspannung (f) für austenitische Stähle errechnet sich für A > 35 [%] wie unten angeführt.

$$f = \frac{R_{p1.0t}}{1.5} \quad ([3], \text{ S. 20, Gl. 5.2.2-1}) \quad \text{Gleichung 34}$$

oder

$$f = \min\left(\frac{R_{mt}}{3}; \frac{R_{p1.0t}}{1.2}\right), \text{ falls } R_{mt} \text{ vorliegt} \quad ([3], \text{ S. 20, Gl. 5.2.2-1}) \quad \text{Gleichung 35}$$

A...	Bruchdehnung [%]
f...	Auslegungsspannung [N/mm ²]
R _{mt} ...	festgelegter Mindestwert für die Zugfestigkeit bei Berechnungstemperatur, wenn diese höher ist als die Raumtemperatur ist [N/mm ²] ([2], S. 8)
R _{p1.0t} ...	festgelegter Mindestwert für die 1.0 % Dehngrenze bei Berechnungstemperatur t, wenn diese höher ist als die Raumtemperatur ist [N/mm ²] ([2], S. 8)

Die Bestellwanddicke ist nach [3]:

$$e_{ord} \geq e + c_0 + c_1 + c_2, \quad ([3], \text{ S. 18, Gl. 4.3-3}) \quad \text{Gleichung 36}$$

e _{ord} ...	Mindestwert der zu bestellenden Wanddicke [mm]
c ₀ ...	Korrosions- bzw. Erosionszuschlag [mm]
c ₁ ...	Absolutwert der Minustoleranz aus der zugehörigen Werkstoffnorm [mm]
c ₂ ...	Zuschlag für mögliche Wanddickenabnahme bei der Fertigung [mm]

- Die Bruchdehnung A ist für die eingesetzten Werkstoffe min. 40 [%] ([19], Tabellen, S. 4 TB 1-1).
- R_{p1.0_550} (1 [%] Dehngrenze bei 550 [°C]) für 1.4541 ist 147 [N/mm²] [20]
- R_{p1.0_250} (1 [%] Dehngrenze bei 250 [°C]) für 1.4571 ist 186 [N/mm²] [21]

Durch Einsetzen der Werte in Gleichung 34 ergibt sich eine Auslegungsspannung von 98 [N/mm²] für 1.4541 und von 124 [N/mm²] für 1.4571.

Nach [3], S. 18, Abschnitt 4.5, wurde der Schweißnahtfaktor mit z = 0.7 [-] gewählt, um die Konstruktion ausreichend konservativ auszuführen. (Obwohl für die Bauteile durch zerstörende oder zerstörungsfreie Prüfung nachgewiesen wurde, dass die Gesamtheit der Nähte keinen signifikanten Fehler aufweist (vgl. dazu [3], S. 18, Abschnitt 4.5).)

Daraus kann die geforderte Mindestwandstärke für gerade Rohre ohne Zuschläge und Toleranzen berechnet werden. Die Berechnung wurde mit 7 [bar(a)] durchgeführt, da die Bypassleitung in die Abgasrückführungsentnahmeleitung mündet und mit dem Druck nach Verdichter beaufschlagt wird. Um ausreichend Sicherheit zu gewährleisten, wurde auch der Wert von 16 [bar(g)] (PN 16) eingesetzt.

$$e = \frac{0.6 \cdot 114.3}{2 \cdot 98 \cdot 0.7 + 0.6} = 0.50 \text{ [mm]} \text{ ([3], S. 22, Gl. 6.1-1)} \quad \textbf{Gleichung 37}$$

$$e = \frac{1.6 \cdot 114.3}{2 \cdot 98 \cdot 0.7 + 1.6} = 1.33 \text{ [mm]} \text{ ([3], S. 22, Gl. 6.1-1)} \quad \textbf{Gleichung 38}$$

Da es sich um eine Prototypenkonstruktion handelt, bei der auch die Schwingungen und Vibrationen nicht genau erfasst wurden, entfiel die detaillierte Berechnung der Zuschläge, wie in Gleichung 36 angeführt. Stattdessen wurde eine großzügige Sicherheit vorgesehen. Die bestellte Wanddicke von 2.9 [mm] ermöglicht eine Sicherheit von 5.8 [-] in Bezug auf die geforderte Mindestwanddicke für gerade Rohre ohne Zuschläge und Toleranzen.

Auch wurden Rohrbögen und Fittings nicht zusätzlich nachgerechnet, sondern für dessen Auslegung an den Dimensionen der Rohrwandstärke orientiert.

Für die Rohrleitung nach dem Abgasrückführungskühler incl. Bypassleitung (DN 80, 1.4571, bestellte Wandstärke von 2.9 [mm]) ist die erforderliche Mindestwandstärke für die maximale Einsatztemperatur von 250 [°C] unten angeführt.

$$e = \frac{0.7 \cdot 88.9}{2 \cdot 124 \cdot 0.7 + 0.7} = 0.36 \text{ [mm]} \text{ ([3], S. 22, Gl. 6.1-1)} \quad \textbf{Gleichung 39}$$

$$e = \frac{1.6 \cdot 88.9}{2 \cdot 124 \cdot 0.7 + 1.6} = 0.81 \text{ [mm]} \text{ ([3], S. 22, Gl. 6.1-1)} \quad \textbf{Gleichung 40}$$

Zur Kontrolle wurde die Rechnung der Abgasrückführungsentnahmeleitung (DN 100, 1.4541) vom TÜV Austria Services GmbH für 16 [bar(g)] durchgeführt. Dessen Ergebnisse sind dem Anhang (6.1, Abbildung 56 und Abbildung 57) zu entnehmen. Die etwas niedrigere Wandstärke des TÜV Austria Services GmbH Ergebnis' ist auf Grund von unterschiedlicher Annahme der Faktoren (z. B. Schweißnahtfaktor) zurückzuführen.

5 Zusammenfassung

Um die vorgeschriebenen Abgasgesetzgebungen einhalten zu können, überarbeiten die Hersteller bestehende Seriengroßgasmotoren. Zur Bewertung des Motorverhaltens bei Betrieb mit externer Abgasrückführung hinsichtlich Wirkungsgrad, Emissionen und Stabilität der Verbrennung, soll mit Hilfe von Untersuchungen an einem (von der Serie abgeleiteten) Einzylinder-Forschungsmotor Antworten gegeben werden.

Für die Entwicklung eines Brennverfahrens mit niedrigen Emissionen bei gleichzeitig konkurrenzfähigem Wirkungsgrad, war eine Adaption der Prüfstandsinfrastruktur zur Durchführung der experimentellen Untersuchung an einem Einzylinder-Forschungsaggregat nötig. Die beschriebenen Anpassarbeiten stellen das Ziel der Diplomarbeit dar.

Die Aufgabenstellung umfasste die Auslegung des Ein- und Auslassröhrenwerkes vom Einzylinder-Forschungsmotor mittels eindimensionaler Strömungssimulation zur Sicherstellung der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf das Mehrzylinderaggregat. Auch die konstruktive Umsetzung und Anpassung des Röhrenwerkes an den bestehenden Prüfstand zählte zu den Aufgaben. Schließlich war die Prüfstandsinfrastruktur mit einem Abgasrückführungssystem, zu erweitern, das ausgelegt, konstruiert und dessen Prüfstandsaufbau begleitet wurde.

Die Durchführung der Arbeit erfolgte auf Basis bewährter Methodik: Die konstruktive Auslegung entstand unter Berücksichtigung eindimensionaler Strömungssimulationsrechnungen des Prüfstandsrohrenwerkes, die mit der Vollmotormessung abgeglichen wurden. Dadurch konnte eine gute Übereinstimmung der Gasdynamik im Saug- und Abgasrohrenwerk vom Einzylinder-Forschungsmotor mit der des Mehrzylinderaggregats erreicht werden. Weiters weisen die oben erwähnten Motoren (Forschungs- und Serienmaschine) eine gute Korrelation der für die Verbrennung relevanten Werte bei Einlassschluss (Zylindermasse, Restgasgehalt im Zylinder, Zylindertemperatur, Landungswechsellendruck, Mitteldruck der Hochdruckphase, Saug- und Abgasgegendruck) auf. Dies ermöglicht die Übertragbarkeit der Messergebnisse vom Einzylinder-Forschungsmotor auf den Mehrzylindermotor.

Die 1D Strömungssimulationsergebnisse des Einzylinder-Forschungsmotors wurden bereits am Prüfstand durch Tests geprüft. Die Ergebnisse der Saugseite stimmen gut mit den Rechnungen, die im Programm GT Suite Version 7.0 von Gamma Technologies Inc. durchgeführt wurden, überein. Die gute Korrelation zwischen Messung und Prüfstandsergebnissen ist vor allem auf die mit der Realität abgestimmten, übernommenen Modelle (Prüfstands- und, Motormodell) und dem Einfließen der Simulationserfahrung der FVT mbH zurückzuführen.

Abgasseitig stellte sich die Übereinstimmung der Simulation mit der Messung als schwierig heraus. Grund dafür sind die hohen Temperaturen in Kombination mit starken Temperatur- und Druckschwankungen. Da für eine gute Übereinstimmung der Zustände im Zylinder von den beiden beschriebenen Motoren der Abgasgegendruck nur von geringer Bedeutung ist und das erreichte Ergebnis ausreichend war, wurde die Ungenauigkeit akzeptiert.

Die 3D Konstruktionen und die 2D Zeichnungsableitungen erfolgten im Programm Catia V5 R20 von Dassault Systèmes. Bei der Konstruktion und Auslegung des Saug- und Abgasrohrenwerkes wurde darauf geachtet, die Sicherheitsanforderungen des Prüfstandsbetreibers zu erfüllen, sowie hohe Zuverlässigkeit und eine Umsetzung mit geringem baulichen Eingriff in die Prüfstandstechnik zu ermöglichen.

Durch die Erweiterung der Infrastruktur mit einem AGR System, kann mit dem Prüfstand der Einfluss von (interner, externer oder kombinierter) Abgasrückführung auf Leistung, Verbrauch und Emission untersucht werden. Die Anwendungsgebiete des ausgelegten Systems sind nicht nur auf den vorliegenden Forschungsmotor beschränkt. Bei der Berechnung wurde darauf geachtet, das System für eine große Bandbreite an Motoren einsetzen zu können. Dies wurde bei der Lebensdauerberechnung, als auch bei den übrigen technischen Daten wie z. B. Volumen- bzw. Massenstrom, Verdichtungsverhältnis, Temperaturen etc. berücksichtigt.

Mit dem ausgelegten und verbauten Röhrenwerk und Abgasrückführungssystem konnte der Prüfstand in Betrieb gehen und die geplanten Brennverfahrensentwicklungen sind bereits angelaufen. Der Umfang der Diplomarbeit endet mit dem Beginn der Prüfstandstests. Es kam bisher zu keinen nennenswerten Ausfällen. Dies schließt sowohl die Saug- und Abgasverrohrung, deren Halterungen, als auch das AGR System mit dessen Verrohrungen und Komponenten ein.

6 Anhang

6.1 Berechnung der Wandstärke (TÜV Austria Services GmbH)

TÜV AUSTRIA Zylinder schale
 SERVICES GMBH EN 13480-3, 08/2002 incl. Ber. 3 05/2007
 P R O B A D - IBM Deutschland GmbH
 Release : 02.01.00 (09/2012) Datum: 6.02.2013 16:33:59h Blatt: 1/ 2

Auftrag : HAHN_2013 Nr.:
 Zeichnung: Tilz Nr.:
 Datensatz: Rohr_DN100 Nr.:
 Name : Abt.: Tel.:

E r g e b n i s s e:

Betriebsbedingungen gesamt		Betrieb	Probe unkorrod.
Innen - Berechnungsdruck	Pi/Pti	16.00 * bar	bar
- zul. Ueberdruck	Pi max	45.80 bar	bar
resultierend aus		Grundkoerper Wanddickenformel	
Berechnungstemperatur	t/tt	550.00 * °C	°C
Zul. Temperatur Gesamt-Baugruppe		550.00 °C	
Temperaturreserve Gesamt-Baugruppe		0.00 °C	

Dauer der Zeitstandfestigkeit T 200000 h

Bauteil	Werkstoff- Nummer	Erz. form	Lief.- zust.	G n	Werkstoffname
Grundkoerper	EN 1.4541 *	105	+AT	1	X6CrNiTi18-10

Bauteil	fzul (MPa)		zul.Druck(bar)		Ausnutz. (%)	
	Betrieb	Probe	Betr.	Probe	Betr.	Probe
Grundkoerper	(3) 98.0		45.80		34.93	

Ergebnisse Zylinder: Pos.-Nr. 1 Bez.

Abmessungen: - Massgeblich: vorg. Abmessungen

Baureihe Norm der Massreihe EN 10217-7 /R1/Au (05/05) *
 Norm der Liefertoleranz EN 10217-7 (05/05) *
 Durchmesser innen Dis 108.50 aussen Dos 114.30 * mm

Bestellwanddicke	eos	2.90 * mm	Probe
Prakt. Wandd. ohne Zuschlaege	eas	2.61 mm	mm
Rechn. Wandd. ohne Ausschnitte	esu (6.1-1)	0.93 mm	mm

Wandd.- Minustoleranz (10.00 %) cls 0.29 mm
 - Plustoleranz (10.00 %) clps 0.29 mm
 Korrosion innen c0is 0.00 * aussen c0os 0.00 * mm
 Schweissnaht Keine bestimm. Naht Faktor z

Ausschnitte - Max.unverst.Durchm. (gem. 8.4.2-1) dmax 2.39 mm
 - Max.unverst.Durchm. (Flaechenvgl.) dmax 62.15 mm
 - Min. Steglaenge ohne Beeinflussung 2*ls 34.15 mm
 Baulaenge Grundkoerper Lcyl 1000.00 * mm
 Masse Grundkoerper Ms 8.02 kg
 Innenvolumen Grundkoerper Vs 9.25 dm3

Abbildung 56: Wandstärkenberechnung (TÜV Austria Services GmbH) [30] (1/2)

Anhang

TÜV AUSTRIA Zylinder schale
SERVICES GMBH EN 13480-3, 08/2002 incl. Ber. 3 05/2007
P R O B A D - IBM Deutschland GmbH
Release : 02.01.00 (09/2012) Datum: 6.02.2013 16:33:59h Blatt: 2/ 2
Datensatz: Rohr_DN100 Nr.:

Ergebnisse Zylinder: Pos.-Nr. 1 Bez.

Resultate Grundkoerper Innendruck		Betrieb		Probe	
Zul. Spannung	f*z	(3)	98.00 MPa		MPa
Vorh.Spannung Grundk.o.Auss. (6.1-1)	fa		34.23 MPa		MPa
Zulaess.Druck Grundk.o.Auss. (6.1-1)	Pmax		45.80 bar		bar
Werkstoff: We.-Nr./Dat./G.-Nr.	1.4541 / Basis	/	1		
Grundk. : Norm / Fest./ Phys.	EN / EN 13480	/	EN 13480		
Werkstoffname	X6CrNiTi18-10				
Erzeugnisform	Rohr geschweisst				
Lieferzus./ Zertif.	Loesungsgeglueht / nein				
Stoff-Fam./ Dichte	Austenit	/	7.90	Mg/m3	
Bruchdehnung			30.00	%	
Quelle Festigk.-Kennwerte	DIN EN 10217-7 (05/05)				
Werkstoff	Grundk.	Betrieb	Kennwert	Sicherh.	Nennspannung
Zugfestigkeit	Rm / 20		500.00 MPa	2.400 S	208.33 MPa
1.0 % Dehngrenze	Rp 1.0 / t		147.00 MPa	1.500 S	98.00 MPa

Legende: * = Vorgabewert S = Normtabellen- bzw. Standardwert
Relevanter Kennwert zur Ermittlung der zul. Spannung:
(1) = Rm/20 (2) = Rp 0.2 (3) = Rp 1.0 (4) = Rm/tc
(5) = Rm/T/tc (6) = Rm/100.000/tc (7) = Rm/T/tc extrapoliert
*** Ende der Ergebnisausgabe ***

Abbildung 57: Wandstärkenberechnung (TÜV Austria Services GmbH) [30] (2/2)

6.2 Werkstoffdatenblätter

COGNOR TAD Metals Edelstahlhandels GmbH

Werkstoff 1.4541



Werkstoff-Nr. 1.4541 nach EN 10088-2

International	Germany	EN	X 6 CrNiTi 18-10
	USA	ASTM / AISI	321
	Great Britan	BS	321S31
	France	NF	Z6 CNT 18-10
	Sweden	SS	2337

Chemische Zusammensetzung		C	Cr	Ni	Ti
	mind.	-	17,0	9,0	5 x % C
	max.	0,08	19,0	12,0	0,70

Mechanische Eigenschaften (Querproben) bei RT nach EN 10088-2	Abmessungs- bereich	R _p 0,2 (0,2%-Dehn- grenze) N/mm ²	R _p 1,0 (1,0%-Dehn- grenze) N/mm ²	R _m (Zug- festigkeit) N/mm ²	A ₈₀ (Bruch- dehnung) %
	Kaltband s ≤ 6 mm	≥ 220	≥ 250	520-720	≥ 40
	Warmband s ≤ 12 mm	≥ 200	≥ 240	520-720	

Mindestwerte bei höheren Temperaturen	Temperatur °C	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
	R _p 0,2 (0,2%-Dehngrenze) N/mm ²	176	167	157	147	136	130	125	121	119	118
	R _p 1,0 (1,0%-Dehngrenze) N/mm ²	208	196	186	177	167	161	156	152	149	147

Wärmebehandlung	Glühtemperatur °C	Dauer min	Abkühlung	Gefüge
	1000-1100	~ 5/mm Dicke	Wasser / Luft	Austenit (ggf. Ferritanteile)

Physikalische Eigenschaften	Dichte kg/dm ³	Elastizitätsmodul in kN/mm ² bei					Wärmeausdehnung in 10 ⁻⁶ · K ⁻¹ zwischen 20 °C und					
		20 °C	100 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C	100 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C
	7,9	200	194	186	179	172	165	16,5	16	17	17	18

Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C W/m · K	Spezifische Wärme- kapazität bei 20 °C J/kg · K	Elektrischer Widerstand bei 20 °C Ω · mm ² /m	Magnetisierbarkeit
15	500	0,73	nicht vorhanden*

* Werkstoff 1.4541 kann im abgeschreckten Zustand leicht magnetisch sein.
Die Magnetisierbarkeit nimmt mit steigender Kaltverfestigung zu.

COGNOR TAD Metals Edelstahlhandels GmbH

Verarbeitung Der Werkstoff 1.4541 lässt sich sehr gut kaltumformen (z.B. Biegen, Bördeln, Tiefziehen, Drücken usw.) Die gegenüber unlegierten Stählen stärkere Kaltverfestigung verlangt jedoch entsprechend höhere Umformkräfte. Im Druckbehälterbau sind für die Kaltumformung sowie die eventuelle Wärmenachbehandlung und das Schweißen Die Regeln des AD-Merkblattes zu beachten. Danach ist eine Wärmenachbehandlung erforderlich bei einem Kaltumformungsgrad $\leq 15\%$ und nach dem Schweißen. Bei Kaltumformungsgraden über 15 % ist eine Wärmenachbehandlung durchzuführen. Die bei der Wärmebehandlung oder dem Schweißen entstehenden Anlauffarben oder Zunderbildungen beeinträchtigen die Korrosionsbeständigkeit. Sie sind chemisch (z. B. durch Beizen oder Beizpasten) bzw. mechanisch (z. B. durch Schleifen bzw. Strahlen mit Glasperlen oder eisen- und schwefelfreiem Quarzsand) zu entfernen. Die spanende Bearbeitung sollte wegen der Neigung zur Kaltverfestigung Und wegen der schlechten Wärmeleitfähigkeit mit Werkzeugen aus hochwertigem Schnellarbeitsstahl (gute Kühlung erforderlich) oder besser noch mit Hartmetallwerkzeugen vorgenommen werden. Werkstoff 1.4541 ist polierbar.

Verarbeitungs- Wegen des Zusatzes von Titan als Karbidbildner ist der Werkstoff 1.4541 auch im geschweißten Zustand im Dauer-
hinweise Betrieb bis 400 °C IK-beständig. 1.4541 wird in allen Sparten der Nahrungs- und Genussmittelindustrie, der Chemischen, insbesondere der Stickstoffdüngemittelindustrie, sowie für Transportfahrzeugbau für aggressive Medien eingesetzt. Außerdem findet 1.4541 Verwendung bei Schalldämpfer- und Abgasentgiftungsanlagen. Außerdem ist der Werkstoff 1.4541 im Bauwesen zur Herstellung von Mauerankern zugelassen. Wegen seiner guten Zähigkeitseigenschaften findet 1.4541 ein breites Anwendungsgebiet in der Tieftemperaturtechnik.

Schweißzusatz- 347 (artgleich), 308L (artähnlich), 316L (höherlegiert)
werkstoff

Abbildung 59: Werkstoffdatenblatt 1.4541, Seite 2 [20]

COGNOR TAD Metals Edelstahlhandels GmbH

Werkstoff 1.4571



Werkstoff-Nr. 1.4571 nach EN 10088-2

International	Germany	EN	X 6 CrNiMoTi 17-12-2
	USA	ASTM / AISI	316Ti
	Great Britan	BS	320S31
	France	NF	Z6 CNDT 17-12
	Sweden	SS	2350

Chemische Zusammensetzung		C	Cr	Ni	Mo	Ti
	mind.	-	16,5	10,5	2,0	5 x % C
	max.	0,08	18,5	13,5	2,5	0,7

Mechanische Eigenschaften (Querproben) bei RT nach EN 10088-2	Abmessungsbereich	$R_p 0,2$ (0,2%-Dehngrenze) N/mm ²	$R_p 1,0$ (1,0%-Dehngrenze) N/mm ²	R_m (Zugfestigkeit) N/mm ²	A_{80} (Bruchdehnung) %
	Kaltband $s \leq 6$ mm	≥ 240	≥ 270	540-690	≥ 40
	Warmband $s \leq 12$ mm	≥ 220	≥ 260	540-690	

Mindestwerte bei höheren Temperaturen	Temperatur °C	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
	$R_p 0,2$ (0,2%-Dehngrenze) N/mm ²	185	177	167	157	145	140	135	131	129	127
	$R_p 1,0$ (1,0%-Dehngrenze) N/mm ²	218	206	196	186	175	169	164	160	158	157

Wärmebehandlung	Glüh Temperatur °C	Dauer min	Abkühlung	Gefüge
	1030-1110	~ 5/mm Dicke	Wasser / Luft	Austenit (ggf. Ferritanteile)

Physikalische Eigenschaften	Dichte kg/dm ³	Elastizitätsmodul in kN/mm ² bei					Wärmeausdehnung in $10^{-5} \cdot K^{-1}$ zwischen 20 °C und				
		20 °C	100 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C	100 °C	200 °C	300 °C	400 °C
	7,98	200	194	186	179	172	165	16,5	17,5	18,5	18,5

Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C W/m · K	Spezifische Wärmekapazität bei 20 °C J/kg · K	Elektrischer Widerstand bei 20 °C $\Omega \cdot mm^2/m$	Magnetisierbarkeit
15	500	0,73	nicht vorhanden*

* Werkstoff 1.4571 kann im abgeschreckten Zustand leicht magnetisch sein.
Die Magnetisierbarkeit nimmt mit steigender Kaltverfestigung zu.

COGNOR TAD Metals Edelstahlhandels GmbH

Verarbeitung Der Werkstoff 1.4571 lässt sich sehr gut kaltumformen (z.B. Biegen, Bördeln, Tiefziehen, Drücken usw.) Die gegenüber unlegierten Stählen stärkere Kaltverfestigung verlangt jedoch entsprechend höhere Umformkräfte. Durch bestimmte Abstufungen der chemischen Zusammensetzung innerhalb der Norm-Analyse können besondere Schweißigenschaften (z. B. für längsnahtgeschweißte Rohre) erzielt werden. Im Druckbehälterbau sind für die Kaltumformung sowie die eventuelle Wärmenachbehandlung und das Schweißen die Regeln der AD-Merkblattes zu beachten. Danach ist eine Wärmenachbehandlung nicht erforderlich bei einem Kaltumformungsgrad $\leq 15\%$ und nach dem Schweißen. Bei Kaltumformungsgraden über 15% ist eine Wärmenachbehandlung durchzuführen. Die bei der Wärmebehandlung oder dem Schweißen entstehenden Anlauffarben oder Zunderbildungen beeinträchtigen die Korrosionsbeständigkeit. Sie sind chemisch (z. B. durch Beizen oder Beizpasten) bzw. Mechanisch (z. B. durch Schleifen bzw. Strahlen mit Glasperlen oder eisen- und schwefelfreiem Quarzsand) zu entfernen. Die spanende Bearbeitung sollte wegen der Neigung zu Kaltverfestigung und wegen der schlechten Wärmeleitfähigkeit mit Werkzeugen aus hochwertigem Schnellarbeitsstahl (gute Kühlung erforderlich) oder Besser noch mit Hartmetallwerkzeugen vorgenommen werden. Der Werkstoff 1.4571 ist nicht polierbar.

Verarbeitungshinweise - Wegen des Zusatzes von Titan als Karbidbildner ist der Werkstoff 1.4571 auch im Dauerbetrieb bis 400 °C IK-beständig. Aufgrund der durch den Mo-Gehalt erweiterten chemischen Beständigkeit sowie der höheren Beständigkeit gegen Lochfraß durch chloridhaltige Medien wird der Stahl auf breiter Basis eingesetzt in der Chemischen Industrie, in der Petro- und Kohlenwertstoffindustrie, der Zellstoffgewinnung, sowie der Textilveredelung. Außerdem ist 1.4571 im Bauwesen zur Herstellung von Mauerankern zugelassen.

Schweißzusatzwerkstoff 318 (artgleich), 316L (artähnlich)

Abbildung 61: Werkstoffdatenblatt 1.4571, Seite 2 [21]

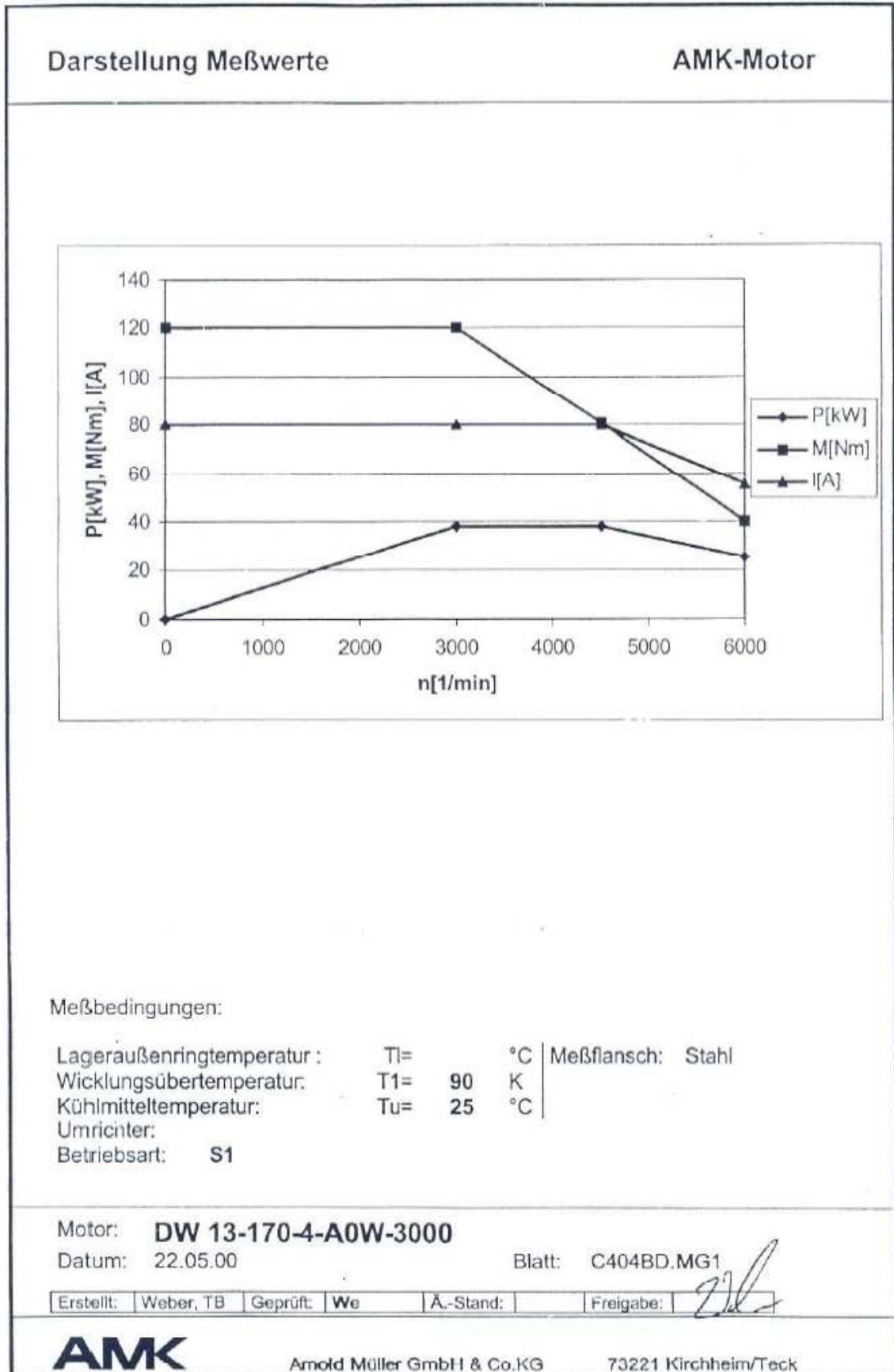
6.3 Datenblatt AMK Elektromotor

AMK Motor - Datenblatt

Telle-Nr.:	C659ED	Stator-Nr.:	S1085	Datum:	25.05.98
Bezeichnung 1:*	DW 13-170-4-A0W-3000-B3/5			Schaltung:	Stern
Bezeichnung 2:	17556.5-SA08-ESM			Gewicht [kg]:	
Schutzart:	IP 54	iso.-klasse:	F	Bauform:	IM B 3/5
Kühlart:	Wasser	Polzahl 2p =	4	Geber / Imp.:	A / 100
Betriebsart:	S1				
Leistung P_B [kW]	38,00				
Drehmoment M_B [Nm]	120,0				
Drehzahl n_B [min ⁻¹]	3000				
Frequenz f_B [Hz]	102				
Spannung U_B [V]	350				
Strom I_B [A]	80,00				
Magn.-Strom I_M [A]	27,0				
Magn.-Strom I_{M1} [A]	17,5				
Rotorzeitkonstante T_R [s]	0,350				
n_{Epk} ($P_B = \text{const}$) [min ⁻¹]					
Drehzahl n_{max} [min ⁻¹]					
Leistung bei n_{max} [kW]					
R_1 /20°C (Leiter/Leiter)	0,10 Ω	$L_{\sigma-998}$ (Streuinduktivität)	0,7 mH	L_{11} (bzw. L_1)	10,0 mH
K_T (Nennpkt.)	- Nm/A	K_E	- V/1000min ⁻¹		
Thermoschutz / NAT [°C]	140			Klemmkastenlage:	O
Rotor-Trägheitsmom. : J [kgm ²]	0,07500			Rundlauf: (DIN 42955)	N
Schwingstärkestufe: (DIN ISO 2373)	N	Wuchtung:	G 2,5	Paßfeder: (DIN 6885)	
Einbaudosen:	Motor: -	Geber:	ja	Lüfter:	-
T. Nr. / Lage	- / -		17372 / E		- / -
Fremdlüfter:	U_F [V] = -	I_F [A] = -		f_F [Hz] = -	
Bremse:	U_{BR} [V] = -	i_{BR} [A] = -		M_{BR} [Nm] = -	
Zusatz:					
* Motorbezeichnung auf Typenschild = <u>Unterstrichen</u>				Blatt:	C659ED.mdb
Erstellt:	Schreiber	Geprüft:	Ä.-Stand:	1,00	Freigabe:

Für dieses Dokument und die darin enthaltenen Angaben behalten wir uns alle Rechte vor. Technische Änderungen vorbehalten.
AMK-2-008 (c) AMK GmbH&Co.KG

Abbildung 62: AMK Motor Datenblatt [31] (1/4)



Für dieses Dokument und die darin enthaltenen Angaben behalten wir uns alle Rechte vor. Technische Änderungen vorbehalten.
 AMK-2-004 (c) AMK GmbH&Co. KG

Abbildung 63: AMK Motor Datenblatt [31] (2/4)



Motor-Datenblatt motor data sheet

Bezeichnung/name **DW13-170-4-A0W** - 3000-B3/5 - 17556.5-SA13-ON-ESM Datum/date: 14.11.2012
 Teile-Nr./part number **D195ED** Zeichn.-Nr./drawing no.: 12245-38409

Motorbeschreibung motor description:

Motorprinzip/motor principle: asynchron
 Kühlart/cooling type: Flüssigkeit 5l/min
 Bauform/mounting type: B 3/5
 Schutzart/degree of protection: IP 54
 Isolierklasse/insulation class: F

Leistungsdaten performance data:

Betriebsart/duty type: S1 (dT=80K)
 Dauerstillstandsmoment/continuous Stall Torque "Mo": 145 Nm
 Maximales Moment/maximum torque "Mmax": 336 Nm
 Bemessungsmoment/rated torque "Mn" (ID32771): 120 Nm
 Bemessungsleistung/rated power "Pn": 38 kW
 Bemessungsdrehzahl/rated speed "Nn" (ID32772): 3000 rpm
 Theo. Leerlaufdrehzahl/theor. no-load-speed "No": 3646 rpm

Motorkennlinien performance - characteristics:

Elektrische Daten electrical data:

Nennspannung/rated voltage "Un" (ID32768): 350 V
 Nennstrom/rated current "In" (ID111): 80 Arms
 Dauerstillstandsstrom/cont. stall current "Io" (ID34096): Arms
 Maximalstrom/maximum current "Imax" (ID109): 240 Arms
 Maximale Dauer für/duration for "Imax" (ID34168): 1 s
 Drehmomentkonstante/torque constant "kt": Nm/Arms
 Spannungskonstante/voltage constant "ke": 96 V/ku/min
 Schaltung/connection type: Y
 Polzahl/number of poles "2p" (ID32775): 4 Pole
 Hauptfeldinduktivität Lh: 10 mH
 Streuinduktivität Ls: 1 mH
 Widerstand Rotor "Rr" (ID34185): 0,1 Ohm
 Induktivität Rotor "Lr" (ID34187): mH
 Magn.-Strom/magn. current "Im" (ID32769): 27 Arms
 Magn.-Strom/magn. current "Im1" (ID32770): 17,5 Arms
 Rotorzeitkonstante/rotor time constant "Tr" (ID32774): 0,35 s

Reglereinstellungen controller settings:

Stromregler current controller:

Verstärkung Flußregler / gain fluxcontroller "Kpr" (ID34189): V/Am
 Nachstellzeit Flußregler / tim constant flucontroller "Tnr" (ID34190): ms
 Adaption Verstärkung/adaption gain "Kpq2" (ID 34179): 100 %
 Adaption Nachstellzeit/adaption time constant "Tnq2" (ID 34180): 100 %
 Untere Anpaßschwelle/lower adaption limit "lua" (ID34177): 100 %
 Obere Anpaßschwelle/upper adaption limit "loa" (ID34178): 100 %

Drehzahlregler speed controller (default for plain motor):

Verstärkung Drehzahlerrfassung / tachymeter "Kpt" (ID34191): Vs
 Nachstellzeit Drehzahlerrfassung / tachymeter "Tnt" (ID34192): ms
 Verstärkung/gain "Kp_n" (ID100): 200
 Nachstellzeitkonstante/time constant "Tn_n" (ID101): 10 ms

Spannungsregler voltage controller:

Spannungsregler/voltage controller "Kp" (ID34148): 0,5 AV
 Spannungsregler/voltage controller "Tn" (ID34149): 5 ms

Kennlinie kann die maximal zulässige Drehzahl übersteigen / Characteristic may exceed mechanical speed limit of motor

Für dieses Dokument und die darin enthaltenen Angaben behalten wir uns alle Rechte und technische Änderungen vor.
 All rights reserved for this document and all information included. Technical modifications reserved

(c) AMK Antriebs- und Steuerungstechnik GmbH Co. KG

Abbildung 64: AMK Motor Datenblatt [31] (3/4)

Motor-Datenblatt motor data sheet

Bezeichnung/name **DW13-170-4-A0W** - 3000-B3/5 - 17556.5-SA13-ON-ESM Datum/date: 14.11.2012
 Teile-Nr./part number **D195ED** Zeichn.-Nr./drawing no.: 12245-38409 Revision: 1

Mechanische Daten mechanical data:

Gesamtmasse/motor mass "m": 0 kg
 Motorträgheitsmoment/inertia "J": 750,00 kgcm²
 Mech. zul. Drehzahl/mech. speed limit "Nmax": 9000 rpm
 Rundlauf/run out (DIN 42955): N
 Wuchtgüte/balancing quality: G2,5
 Schwingstärke/vibration level (DIN ISO 2373): N
 Passfeder/shaft key: -

Bremsendaten brake data:

Typ/type: - Nm
 Bremsmoment/brake torque: A
 Bremsstrom/brake current: V
 Bremsenspannung/brake voltage: -
 Spannungsart/voltage type: 0 ms
 Einfallzeit/engage time "Te": J
 max. Bremsenergie/max. braking energy: J
 einmalig/single engagement: J
 Lebenslang/lifetime: J

Lüfterdaten fan data:

AMK-TNr./AMK part number:
 Lüfterspannung/fan voltage:
 Strom/current:
 Frequenzfrequenz: Hz

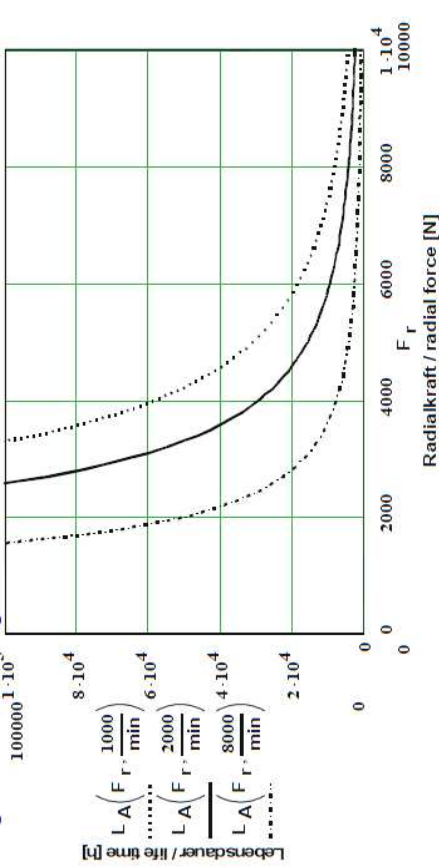
Wicklungsschutz thermistor:

Typ/type (ID34166): PTC
 Ansprechtemp./operation temp: 140 °C
 Widerstand/resistance (20°C) <=750 Ω

Lagerbelastung bearing load:

A/B - Lager/A/B - side bearing:
 Lagertyp/bearing type: 7210 / 6210
 Fettsorte/type of grease: ÜBER BQH72-102 / KLÜBER BQH7
 theo. Fettgebrauchsdauer/grease life time: 40000 / 32000 h
 bei Nennrehzahl und 70°C Lageraufsemitmp/at rated speed and 158°F at outer bearing ring
 Maximale Axialkraft bei Montage/max. axial force for assembly: 22500 N

A - Lager/A - side bearing:

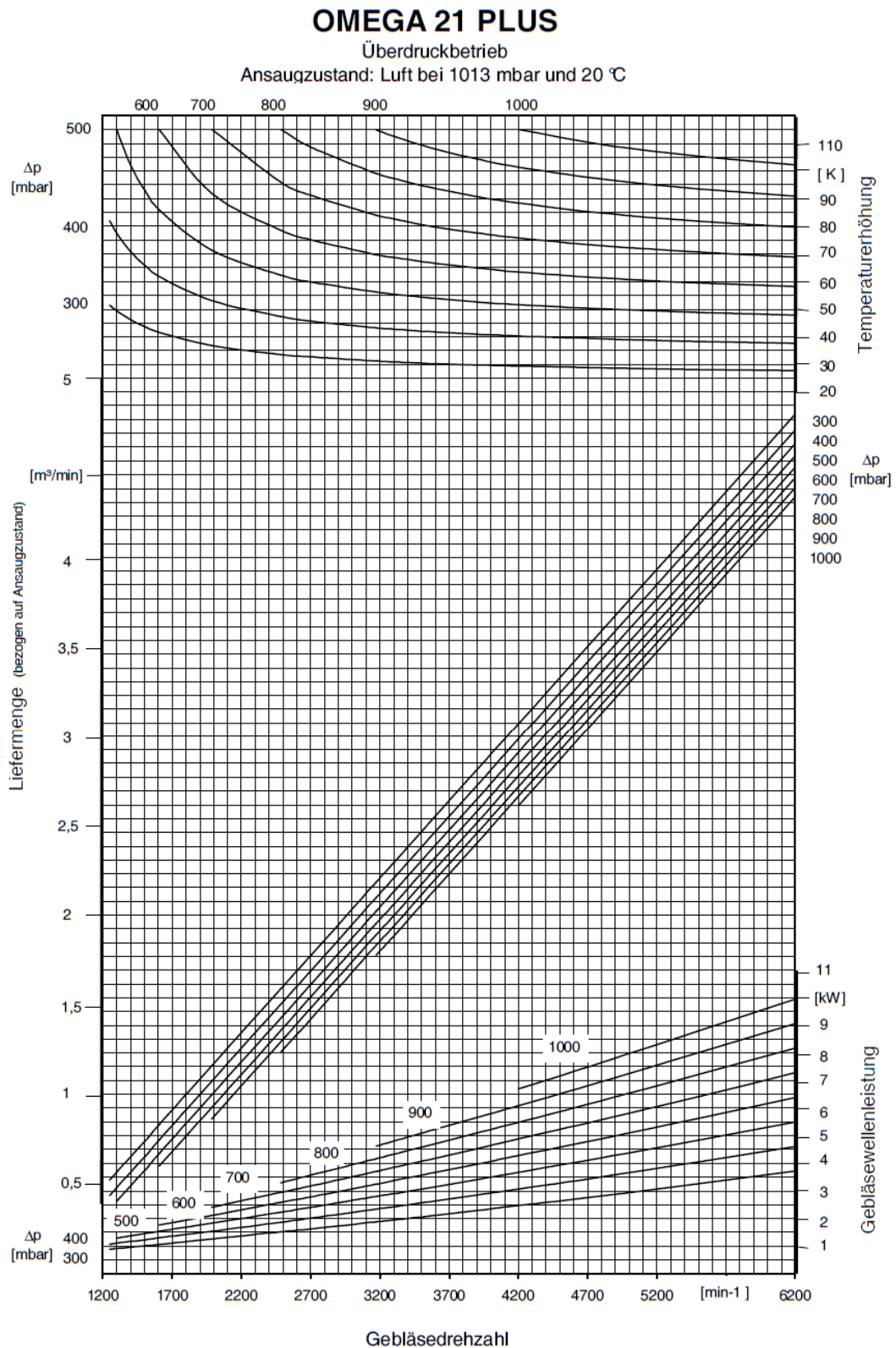


* Typenschildbezeichnung unterstrichen, bitte bei Rückfragen immer angeben /Nameplate data underlined, please state with every inquiry

Ersteller/created by: SMM Änderungsstand Mechanik/revision motor-mechanics: 0 Motorfreigabedatum/motor release date 04.12.2006
 Für dieses Dokument und die darin enthaltenen Angaben behalten wir uns alle Rechte und technische Änderungen vor (c) AMK Antriebs- und Steuerungstechnik GmbH Co. KG
 All rights reserved for this document and all information included. Technical modifications reserved

Abbildung 65: AMK Motor Datenblatt [31] (4/4)

6.4 Gebläsekennlinie



DIA-OMEGA-P Überdruck/03.99
DIA 21P

Stand 07.99

Abbildung 66: Kennlinien Kaeser Omega 21 P [32]

6.5 Tröpfchenabscheider

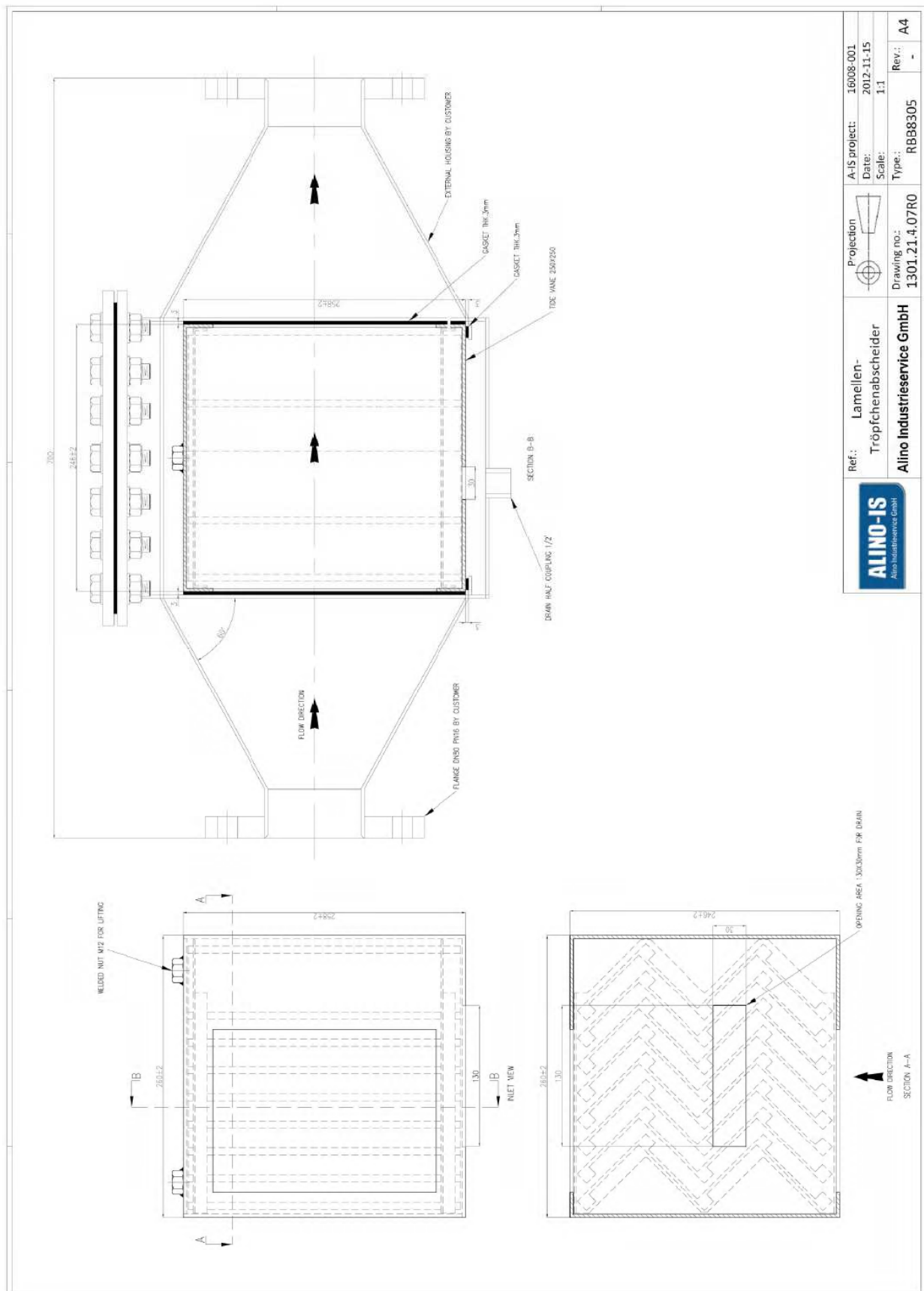


Abbildung 67: Zeichnung Tröpfchenabscheider [26]

6.6 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Interne und externe Abgasrückführung: (a) luft- (b) gemischansaugend ([8], S. 240, Abb. 4.40)	8
Abbildung 2: Abgasverhalten eines Ottomotors in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ ([28], S. 143)	10
Abbildung 3: Wirkungsgrad des vollkommenen Motors in Abhängigkeit von Lambda bzw. AGR Rate ([37], S. 110, Abb. 2-96)	11
Abbildung 4: NO Emission in Abhängigkeit von Lambda bzw. AGR Rate ([37], S. 110, Abb. 2-96)	11
Abbildung 5: NO_x Emissionsgrenzwerte der TA Luft, des Gothenburg Protokolls und der EU in [mg/m³ i.N.] (vgl. [37], S. 107, Abb. 2-93)	12
Abbildung 6: NO_x Emissionsgrenzwerte für Dieselmotoranwendungen (Lokomotive, Marine und Generator-Set) im Vergleich zum EU Vorschlag in [g/kWh] (vgl. [37], S. 108, Abb. 2-94).....	13
Abbildung 7: Simulation in der Motorenentwicklung ([8], S. 388 Abb. 7.1)	15
Abbildung 8: Thermodynamische Simulationsprogramme ([8] S. 388, Tab. 7.1).....	16
Abbildung 9: gemessener Zylinderdruckverlauf des Vollmotors und Simulationsergebnis des Konstruktionszwischenstands 1 (SCE, rot) [25]	21
Abbildung 10: gemessene Einlassdruckverläufe des Vollmotors und Simulationsergebnis des Konstruktionszwischenstands 1 (SCE, rot) [25]	22
Abbildung 11: gemessene Auslassdruckverläufe des Vollmotors und Simulationsergebnis des Konstruktionszwischenstands 1 (SCE, rot) [25]	22
Abbildung 12: 1D Simulationsmodell des Einzylinder-Forschungsmotors in GT Suite [25]25	25
Abbildung 13: Einlassdruckverlauf ohne Ventilspiel [25]	26
Abbildung 14: Einlassdruckverlauf bei 1 [mm] Ventilspiel [25].....	26
Abbildung 15: Einlassdruckverlauf bei 1000 [U/min]	27
Abbildung 16: Auslassdruckverlauf bei 1000 [U/min].....	28
Abbildung 17: Einlassdruckverlauf bei 875 [U/min]	28
Abbildung 18: Einlassdruckverlauf bei 750 [U/min]	29
Abbildung 19: Bestehender Motor mit Ansaug- und Abgasleitung (blau, rot) in isometrischer Ansicht (li) und Draufsicht (re).....	31
Abbildung 20: Geometrie und Maße des Ein- und Auslassröhrenwerkes vor dem Prüfstandsumbau (1/3): in Kurbelwellenachsrichtung [25].....	32
Abbildung 21: Geometrie und Maße des Ein- und Auslassröhrenwerkes vor dem Prüfstandsumbau (2/3): quer zur Kurbelwellenachsrichtung [25]	32
Abbildung 22: Geometrie und Maße des Ein- und Auslassröhrenwerkes vor dem Prüfstandsumbau (3/3): links: von Saugseite des Motors, rechts: Abgasgegenklappe [25]	32
Abbildung 23: Einzylinder-Forschungsmotor mit angepasstem bestehenden Röhrenwerk	35

Abbildung 24: adaptierte Verrohrung (bei minimaler Änderung der bestehenden Rohrleitungen).....	36
Abbildung 25: adaptierte Saugleitung (bei minimaler Änderung der bestehenden Rohrleitungen).....	36
Abbildung 26: adaptierte Auspuffleitung (bei minimaler Änderung der bestehenden Rohrleitungen).....	36
Abbildung 27: ausgeführtes Einlassröhrenwerk des Einzylinder-Forschungsmotors	37
Abbildung 28: ausgeführtes Ein- und Auslassröhrenwerk des Einzylinder-Forschungsmotors (1/3)	38
Abbildung 29: ausgeführtes Ein- und Auslassröhrenwerk des Einzylinder-Forschungsmotors (2/3)	38
Abbildung 30: ausgeführtes Ein- und Auslassröhrenwerk des Einzylinder-Forschungsmotors (3/3)	39
Abbildung 31: Konstruktion der Saugrohr (dunkelgrün)- und Abgashalterung (hellgrün) (1/2)	45
Abbildung 32: Konstruktion der Saugrohr- (dunkelgrün) und Abgashalterung (hellgrün) (2/2)	45
Abbildung 33: Motor, Bremse, Röhrenwerk und AGR System im Prüfstandsraum	47
Abbildung 34: Abgasrückführungssystem (Vorderansicht und isometrische Ansicht).....	49
Abbildung 35: AGR Leitung vor der Zumesstelle (li) und vom Kompressor bis zur Abgasrückführungszumessklappe (re).....	49
Abbildung 36: AGR Entnahme, Bypassleitung und Kühler	49
Abbildung 37: Motor, Zwischenkühlkreislauf des Motors, Stehlager, Kupplung, Verdichter und Frequenzumrichter.....	50
Abbildung 38: Konstruktion des APL Wärmetauschers	50
Abbildung 39: VAU Plattenwärmetauscher VMG0180+095M45GNPV1AA22(200)	52
Abbildung 40: Grundfos TP 65-190/2-A-F-A-BAQE 400D 50 HZ	52
Abbildung 41: SiemensVXF31.65-63 Dreiwegeventil.....	53
Abbildung 42: AGR Entnahme Klappe: Jasta, JA-GD-6/S LB DN 100	55
Abbildung 43: Klappe mit Anschlagleiste und 3-seitig ummantelter Dichteinlage im Gehäuse [22]	55
Abbildung 44: Bypassklappe: Jasta, JA-GD-6/S LB DN 80.....	56
Abbildung 45: AGR Regelklappe Jasta: JA-GD-6/S DN 80.....	57
Abbildung 46: Adler Kugelhahn AD-FM2-CS	58
Abbildung 47: Kondensatsammelbehälter nach dem AGR Kühler und Tröpfchenabscheider (21) mit Leitung zum Kondensatauffangbehälter (5)	60
Abbildung 48: Kupplungsadapterwelle	60
Abbildung 49: Motor Verdichter Einheit incl. dessen Träger (wassergekühlter Motor).....	61
Abbildung 50: Motor Verdichter Einheit incl. dessen Träger (luftgekühlter Motor)	62

Abbildung 51: Kupplung Rexnord Omega ES 10-R-M SHCB.....	63
Abbildung 52: Coriolismassenmesser Emerson CMF200M-24146944	64
Abbildung 53: Sicherheitsventil Goetze 451BGK – DN 32 / 50 - PN 16 - TV.....	64
Abbildung 54: Tropfchenabscheidergehäuse (li), Tröpfchenabscheider im Gehäuse (re)....	65
Abbildung 55: Motor-Verdichterträger	66
Abbildung 56: Wandstärkenberechnung (TÜV Austria Services GmbH) [30] (1/2)	81
Abbildung 57: Wandstärkenberechnung (TÜV Austria Services GmbH) [30] (2/2)	82
Abbildung 58: Werkstoffdatenblatt 1.4541, Seite 1 [20].....	83
Abbildung 59: Werkstoffdatenblatt 1.4541, Seite 2 [20].....	84
Abbildung 60: Werkstoffdatenblatt 1.4571, Seite 1 [21].....	85
Abbildung 61: Werkstoffdatenblatt 1.4571, Seite 2 [21].....	86
Abbildung 62: AMK Motor Datenblatt [31] (1/4)	87
Abbildung 63: AMK Motor Datenblatt [31] (2/4)	88
Abbildung 64: AMK Motor Datenblatt [31] (3/4)	89
Abbildung 65: AMK Motor Datenblatt [31] (4/4)	90
Abbildung 66: Kennlinien Kaeser Omega 21 P [32]	91
Abbildung 67: Zeichnung Tröpfchenabscheider [26]	92

6.7 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Zeitplan	14
Tabelle 2: Abweichung Simulation Forschungsmotor zu Messung Mehrzylinderomotor	29
Tabelle 3: Maße und Benennung der Rohre vor dem Prüfstandsumbau [25].....	35
Tabelle 4: Maße und Benennung vom ausgeführten Ein- und Auslassröhrenwerk des Einzylinder-Forschungsmotors.....	41
Tabelle 5: Übersicht: Daten der neu konstruierten Verrohrung.....	44
Tabelle 6: Auslegungsdaten Abgasrückführungssystem.....	47
Tabelle 7: Gasseitige Auslegungsparameter.....	51
Tabelle 8: Wasserseitige Auslegungsparameter	51
Tabelle 9: Auslegungsdaten des Plattenwärmetauschers (1/2).....	52
Tabelle 10: Auslegungsdaten des Plattenwärmetauschers (2/2).....	52
Tabelle 11: Technische Daten Wasserpumpe	52
Tabelle 12: Berechnung des Abgases für „feuchte“ Abgaszusammensetzung	72
Tabelle 13: Berechnung des Abgases für teilkondensierte Abgaszusammensetzung	74

6.8 Literaturverzeichnis

- [1] W. Beitz, K.-H. Grote: DUBBEL Taschenbuch für den Maschinenbau, 20. Auflage, Springer Verlag 2001
- [2] ÖNORM, EN 13480-1, Ausgabe 2011-08-15, Austrian Standards Institute, Wien, 2011, (Beuth Verlag GmbH, Berlin)
- [3] ÖNORM, EN 13480-3, Ausgabe 2011-08-15, Austrian Standards Institute, Wien, 2011, (Beuth Verlag GmbH, Berlin)
- [4] Europäische Normen, EN 12516-1:2011, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Oktober 2011
- [5] AD 2000 Regelwerk, Herausgeber Verband der TÜV e.V., Berlin, Beuth Verlag Berlin und Carl Heymanns Verlag GmbH, Köln
- [6] Eichlseder Helmut: Verbrennungskraftmaschinen, Vertiefte Ausbildung, Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, Graz Februar 2004
- [7] Basshuysen R., Schäfer F. (Hrsg): Handbuch Verbrennungsmotor, Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 2002
- [8] Pischinger Rudolf, Klell Manfred, Sams Theodor: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 3. Auflage, Springer Verlag, Wien New York, 2009
- [9] Wimmer Andreas: Thermodynamik des Verbrennungsmotors, Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, Graz, Februar 2004
- [10] Wimmer Andreas: Fahrzeug und Motorenmesstechnik, Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, Graz, Oktober 2004
- [11] Pischinger Rudolf: Thermodynamik Skriptum, 11. Auflage, Skriptenreferat der Hochschülerschaft an der TU Graz GmbH, Graz 1989
- [12] Institut für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Graz, Thermodynamik Studienblätter, Hochschülerschaft an der TU Graz GmbH, Graz, September 2004
- [13] Institut für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Graz, Thermodynamik Studienblätter, Hochschülerschaft an der TU Graz GmbH, Graz, 1999
- [14] Hakenesch R.: Vorlesungsskriptum, Version 2.1, Hochschule für angewandte Wissenschaften München, München 2012
- [15] Klell Manfred, Sams Theodor, Wimmer Andreas: Berechnung der Strömung in Rohrverzweigungen, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, 59, 1998, Springer Vieweg/ Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden 1998
- [16] Börge Alfred: Handbuch Maschinenbau, Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik, 20. Auflage, Vieweg Teubner Verlag, Wiesbaden 2011
- [17] Lang O., Silvestri J., Crawford B.: Rechnerische Untersuchung eines motornahen Katalysators mittels gekoppelter 1D/3D Berechnungen, 6. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Mitteilungen des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Heft 70, Technische Universität Graz, Graz, 1997

- [18] Crane Energy Flow Solutions, 4526 Research Forest Drive, Suite 400
The Woodlands, Texas 77381, <http://craneenergy.com/energy/de/products/quarter-turn-valves/triple-offset-butterfly-valves/flowseal-ms-triple-offset-valves&page=EF793449-0F47-FD59-BAC175BAF33E8AD5>, abgerufen am 2013-02-06
- [19] Muhs Dieter, Wittel Herbert, Becker Manfred, Jannesch Dieter, Voßiek Joachim:
Roloff/Matek Maschinenelemente, 16. Auflage, Vieweg & Sohn Verlag/GWV Fachverlag
GmbH, Wiesbaden 2003
- [20] Cognor Tad Metals Edelstahlhandels GmbH, Lunzerstraße 105, 4030, Linz, Österreich,
Werkstoffdatenblatt 1.4541,
http://www.cognor-tad.at/Data/content/MediaDB/content/dl_wst-datenblaetter/1232639425_j05x6hnudh/1.4541.pdf, abgerufen am 2013-02-14
- [21] Cognor Tad Metals Edelstahlhandels GmbH, Lunzerstraße 105, 4030, Linz, Österreich,
Werkstoffdatenblatt 1.4571,
http://www.cognor-tad.at/Data/content/MediaDB/content/dl_wst-datenblaetter/1232639433_vavlz7hko/1.4571.pdf, abgerufen am 2013-02-14
- [22] Jasta Armaturen GmbH & Co.KG, Levinstraße 156-160, 45356 Essen, Deutschland;
Ringdrosselklappe Typ GD-6 – Beschreibung Standard, Stand 2/2011,
http://www.jasta-armaturen.de/lib/downloads/de/deutsch_gd-6.pdf,
abgerufen am 2013-02-15
- [23] Jasta Armaturen GmbH & Co.KG, Levinstraße 156-160, 45356 Essen, Deutschland,
<http://www.jasta-armaturen.de/de/>, abgerufen am 2013-02-15
- [24] Schneßl Eduard, Zelenka Jan: interner Forschungsbericht, Forschungsgesellschaft für
Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik GmbH Graz, Graz, 2013-01
- [25] Dimitrov, Dimitar: interner Forschungsbericht, Forschungsgesellschaft für
Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik GmbH Graz, Graz, 2013-01
- [26] Alino Industrieservice GmbH, D-41334 Nettetal, Deutschland
- [27] Wimmer, Pirker, Schneßl, Trapp, Schaumberger, Klinker: Bewertung von
Simulationsmodellen zur Brennverfahrensauslegung für die neue Generation von
Großgasmotoren, 10. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-
Baden, Mai 2012
- [28] Pischinger Rudolf: Kolbenmaschinen, Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz,
Graz 1999
- [29] Pischinger F.: Verbrennungsmotoren, Vorlesungsdruck der RWTH Aachen, 13. Auflage,
Aachen 1992
- [30] Hahn Franz, Wandstärkenberechnung, TÜV Austria Services GmbH, Wien, 2013
- [31] Arnold Müller GmbH&CO.KG, Gaußstraße 37-39, 73230 Kirchheim unter Teck,
Deutschland, Datenblatt zum Motor DW 13-170-4-AOW-30000-B3/5, Kirchheim unter
Teck 2000
- [32] Kaeser Kompressoren AG, Carl-Kaesers-Straße 26, 96450 Coburg, Deutschland, Datenblatt
zum Drehkolbengläse Omega 21P, Coburg 2012
- [33] Zacharias Friedmann: Gasmotoren, 1. Auflage 2001, Vogel Verlag und Druck
GmbH&CO.KG, Würzburg, 2001

- [34] General Electrics Power & Water, Achenseestraße 1-3, A- 6200 Jenbach, Deutscher Automobilhersteller setzt seit 30 Jahren auf Jenbacher Gasmotoren von GE, Presseaussendung vom 2013-01-13, Jenbach 2013
- [35] Hausberger Stefan, Schüßler Martin: Schadstoffbildung und Emissionsminimierung bei KFZ, Vorlesungsskriptum und -folien, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, Graz 2009
- [36] Robert Bosch GmbH, Plochingen, Deutschland: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 27. Auflage, Vieweg & Teubner Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden 2011
- [37] Merker Günter P., Schwarz Christian, Teichmann Rüdiger: Grundlagen Verbrennungsmotoren, Funktionsweise, Simulation, Messtechnik, 6. Auflage, Vieweg & Teubner Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden 2012
- [38] Ecopoint inc. 2010 P.O. Box 47055 Mississauga ON L5K 2R2, Canada, <http://www.dieselnet.com/standards/>, abgerufen am 2013-04-30