

HJS Emission Technology GmbH & Co. KG  
Dipl.-Ing. Klaus Schrewe

Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden  
Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik (FiF)  
Prof. Dr.-Ing. Gennadi Zikoridse

Technische Universität Dresden  
Professur für Baumaschinen- und Fördertechnik (BFT)  
Prof. Dr.-Ing. habil. Günter Kunze

## **Anforderungsanalyse zur Abgasnachbehandlung im Aussetzbetrieb**

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,  
gefördert unter dem Az: 28831 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dipl.-Ing. (FH) Michael Wagner (HTW Dresden)  
Dipl.-Ing. Helge Rautenberg (TU Dresden)  
Dr.-Ing. André Winger (TU Dresden)  
Dipl.-Ing. Christian Belcour (HJS)

März 2013

**Projektkennblatt**  
der  
**Deutschen Bundesstiftung Umwelt**



Az	<b>28831</b>	Referat	<b>21/0</b>	Fördersumme	<b>258.350 €</b>
----	--------------	---------	-------------	-------------	------------------

**Antragstitel** Weiterentwicklung von Abgasnachbehandlungssystemen für den Aussetzbetrieb bei mobilen Arbeitsmaschinen, die zur Effizienzsteigerung über Hybridantriebe verfügen

**Stichworte** Abgasnachbehandlung, Aussetzbetrieb, Hybridantrieb

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
<b>21 Monate</b>	<b>21.03.2011</b>	<b>21.12.2012</b>	
Zwischenberichte	31.08.2011	31.05.2012	

<b>Bewilligungsempfänger</b>	HJS Emission Technology GmbH & Co. KG Dieselweg 12 D-58706 Menden	Tel	02373/987-368
		Fax	02373/387-259
		Projektleitung Prof. Zikoridse, HTW Dresden	
		Bearbeiter HTWD: Michael Wagner TUD: Helge Rautenberg HJS: Christian Belcour	

**Kooperationspartner 1** Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden  
Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik (fif)  
Friedrich-List-Platz 1  
D-01069 Dresden

**Kooperationspartner 2** Technische Universität Dresden  
Professur für Baumaschinen und Fördertechnik (bft)  
Münchner Platz 3  
01187 Dresden

### **Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens**

Die energetischen Vorteile und die CO<sub>2</sub>-Minderung hybrider Antriebssysteme ergeben sich vorwiegend bei intermittierenden Lastzyklen, nur hier kann das Rekuperationspotential von wiederaufladbaren Energiespeichern genutzt werden. So ergibt sich in hybriden Antrieben die Nutzung des Primäraggregates im energetisch vorteilhaften Aussetzbetrieb.

Den o. g. Vorteilen des Aussetzbetriebs im Hybridantrieb steht allerdings die deutliche Verschlechterung der Bedingungen für die Abgasnachbehandlung gegenüber. Derzeit ungelöste Probleme stellen die Gestaltung des Thermomanagements und der Regenerationsphasen für das gesamte Abgasnachbehandlungssystem dar. Es stellt sich die Frage nach der Anpassung dieser Systeme an den Aussetzbetrieb. Für eine derartige Anpassung ist es erforderlich, die Anforderungen zu definieren, denen ein neu gestaltetes System gerecht werden muss. Die Anforderungsanalyse für künftiges Thermomanagement und Regeneration dieselmotorischer Abgasnachbehandlungssysteme mobiler Maschinen mit Aussetzbetrieb stellt demnach den inhaltlichen Schwerpunkt dieses Projektes dar.

### **Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden**

In der ersten Projektphase soll die im Aussetzbetrieb arbeitende Freikolbenmaschine am Motorenprüfstand des fif in Betrieb genommen und die Komponenten der Abgasnachbehandlung vorausgelegt werden. In der nachfolgenden ersten Messkampagne werden die Emissionsreduktionspotentiale der eingesetzten Abgasnachbehandlungskomponenten ohne zusätzliches Thermomanagement ermittelt und die Auslegung für die nachfolgenden Versuche optimiert. In der zweiten Messkampagne werden die Emissionen im Aussetzbetrieb, ggf. mit zusätzlichem Thermomanagement, mit erweitertem Messaufwand (detaillierte PM-Analytik) untersucht und optimiert. Die abschließende Messreihe dient der umfassenden Dokumentation der Emissionsminderungspotentiale des entwickelten AGN-Systems.

## **Ergebnisse und Diskussion**

Es wurden Untersuchungen für die spezifischen Anforderungen an dieselmotorische Abgasnachbehandlungssysteme beim Aussetzbetrieb des Primäraggregates hybrider mobiler Maschinen durchgeführt. Der Aussetzbetrieb des Primäraggregates wurde durch eine thermohydraulische Freikolbenmaschine auf einem Motorenprüfstand dargestellt. Als repräsentative typische Lastzyklen wurden ein Schwachlastzyklus (Zyklusdauer: 4.574 Sekunden) und ein VDI-Staplerzyklus (Zyklusdauer: 6.437 Sekunden) verwendet. Somit war eine gute Reproduzierbarkeit der Versuchsrandbedingungen gegeben. Das Temperaturniveau im Abgasstrang ist bei diesen Lastzyklen deutlich niedriger als bei kontinuierlichem Betrieb des Primäraggregates, so dass eine konventionelle Abgasnachbehandlungstechnik unter diesen Temperaturrendbedingungen versagt. Es muss auch erwähnt werden, dass die Besonderheit des Primäraggregates aus der Sicht der thermischen Randbedingungen zu einer Verschärfung der Anforderungen beiträgt, da es beim Betrieb keinen Leelaufanteil und keine Teillast gibt, so dass in den Stillstandszeiten keinerlei exotherme Verbrennungsvorgänge stattfinden und davon auszugehen ist, dass beim thermischen Gesamtniveau ungünstigere Verhältnisse als mit Leerlauf- und Teillastanteilen vorliegen. Vorversuche mit einer thermisch isolierten Abgasanlage haben gezeigt, dass sich das thermische Niveau auch bei Aussetzbetrieb günstig beeinflussen lässt. Hier muss allerdings die Frage geklärt werden, ob das Kosten-Nutzen-Verhältnis im Zusammenhang mit den ohnehin erforderlichen Nachbehandlungskomponenten angemessen ist.

Als (passive) Abgasnachbehandlungskomponenten kamen ein Keramik – DOC, ein Metallit – DOC und ein Sintermetall – DPF zum Einsatz. Die Konversion (DOC) und Abscheidung (DPF) im Aussetzbetrieb ist in ähnlicher Weise ohne weitere Zusatzmaßnahmen wie beim Stationärbetrieb gegeben, wobei die Konversionsraten im Aussetzbetrieb etwas geringer sind. Es zeigte sich, dass die besondere Problematik im Aussetzbetrieb die zuverlässige Regeneration des Partikelfilters ist. Dieses Problem scheint nur unter Zuhilfenahme weiterer aktiver Nachbehandlungskomponenten lösbar zu sein.

Mit dem elektrisch beheizbaren Partikelfiltersystem (SMF – AR) und einem speziellen Kraftstoffadditiv mit der Bezeichnung F51 von der Fa. HJS konnte der experimentelle Nachweis erbracht werden, dass eine zuverlässige, reproduzierbare Regeneration des Filters auch im Aussetzbetrieb realisiert werden kann. Allerdings ist dafür Voraussetzung, dass nur in einer bestimmten Korrelation von Beladungszustand (Abgasgegendruck), damit einhergehendem Temperaturniveau im Abgasstrang, einer Dotierung des Kraftstoffs mit Additiv, Einsatz einer (elektrischen) Zusatzheizung und Zuführung von Sekundärluft für den Russabbrand, die Filterregeneration gestartet wird.

Die diesbezüglichen Untersuchungen haben ergeben, dass auch ohne Zusatzheizmaßnahme eine Regeneration durchgeführt werden kann, wenn die anderen Parameter in entsprechender Korrelation vorliegen.

Künftige Untersuchungen sollten sich damit befassen, die Grenzen einer sicheren Regeneration unter diesen Randbedingungen auszuloten und eine optimale Kombination unter möglichst geringem, zusätzlichem Energieaufwand zu erarbeiten.

## **Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation**

Erste Posterpräsentation von Zwischenergebnisse auf der 5. Fachtagung Baumaschinentechnik im September 2012 in Dresden. Weiterhin ist geplant, die Ergebnisse im Wissensportal Bau- und Baustoffmaschinen ([www.baumaschine.de](http://www.baumaschine.de)) nach Projektabschluss vorzustellen.

## **Fazit**

Mit zwei Lastzyklen (Schwachlast, VDI-Staplerzyklus), die den Aussetzbetrieb (Start-Stop-Betrieb) eines Primäraggregates für mobile Anwendungen repräsentieren, wurden die Einsatzmöglichkeiten von Abgasnachbehandlungskomponenten hinsichtlich Konvertierung von gasförmigen Abgasbestandteilen und Regeneration von Partikelfiltern untersucht. Es wurde deutlich, dass die am Markt verfügbaren Nachbehandlungskomponenten prinzipiell für den Einsatz im Aussetzbetrieb geeignet sind. Ohne eine entsprechende Weiterentwicklung (Anpassung) kann aber den besonderen thermischen Randbedingungen im Aussetzbetrieb nicht Rechnung getragen werden. Es müssen entsprechende Kombinationen von Temperaturniveau im Abgasstrang, Beladungszustand des Partikelfilters, Additivkonzentration, Einsatz einer Zusatzheizung und Verwendung von Sekundärluft für den Russabbrand berücksichtigt werden. Weitere Untersuchungen sollten der Erarbeitung von optimalen Kombinationen dienen.

## Inhaltsverzeichnis

Titelblatt	
Projektkennblatt	
Inhaltsverzeichnis .....	1
Abbildungsverzeichnis .....	2
Tabellenverzeichnis .....	5
Verzeichnis der Formelzeichen .....	6
Verzeichnis der Abkürzungen .....	7
1 Zusammenfassung .....	9
2 Einleitung .....	10
3 Hauptteil .....	15
3.1 Prüfstand und Messtechnik .....	15
3.1.1 PowerBox .....	16
3.1.2 Prüfstandmesstechnik .....	18
3.2 Versuchsprogramm .....	20
3.2.1 Vorversuche .....	20
3.2.2 1. Kampagne .....	26
3.2.3 2. Kampagne .....	28
3.3 Versuchsergebnisse .....	32
3.3.1 Ergebnisse der Vorversuche .....	32
3.3.2 Ergebnisse der 1. Kampagne .....	45
3.3.3 Ergebnisse der 2. Kampagne .....	49
4 Fazit .....	67
5 Literaturverzeichnis .....	68
6 Anhang .....	71

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Modell vom Prototyp 3 der thermohydraulischen FKM .....	16
Abbildung 2: Prototyp 3 in Geräteträger „PowerBox“ integriert.....	17
Abbildung 3: Allgemeiner Messstellenplan .....	19
Abbildung 4: Position der einzelnen Messstellen (Beispiel).....	19
Abbildung 5: Sintermetall-Dieselpartikelfilter .....	24
Abbildung 6: Keramik-DOC Draufsicht .....	24
Abbildung 7: Metallit-DOC Draufsicht .....	27
Abbildung 8: Zusätzliche Messstellen am AGN-Canning .....	28
Abbildung 9: Funktionsweise SMF <sup>®</sup> -AR [HJS12].....	30
Abbildung 10: SMF <sup>®</sup> -AR-System (links: Heizung aus, rechts: Heizung an).....	30
Abbildung 11: Beispiel für die Anordnung der Thermoelemente im DPF (A=112,5 mm, B=37,5 mm) .....	32
Abbildung 12: Temperaturverlauf T31 in den ausgewählten Zyklen ohne AGN .....	35
Abbildung 13: Rohemissionen (CO-oben, THC-unten) in den Zyklen ohne AGN.....	37
Abbildung 14: Temperaturmessstellen und isoliertes Abgasrohr .....	38
Abbildung 15: Vergleich der Aufheizungsverläufe der Abgastemperaturen.....	38
Abbildung 16: Vergleich der Abkühlungsverläufe der Abgastemperaturen.....	39
Abbildung 17: Vergleich der Emissionen vor (links) und nach (rechts) Keramik-DOC .....	40
Abbildung 18: Abgastemperatur mit und ohne AGN-Komponenten .....	44
Abbildung 19: Vergleich der Emissionen vor (links) und nach (rechts) Metallit-DOC.....	45

Abbildung 20: Verlauf der Abgastemperaturen im VDI-Zyklus Metallit- und Keramik-DOC .....	47
Abbildung 21: Beladungsverlauf des DPF im stationären Betrieb ohne Additiv .....	48
Abbildung 22: Beladungsverlauf des DPF im stationären Betrieb mit 55ppm Additiv .....	49
Abbildung 23: Selbständige Regeneration des DPF im stationären Betrieb mit 55ppm Additiv .....	50
Abbildung 24: Druckverlust-Beladung ohne Additiv und mit 55ppm Additiv (stationär) .....	51
Abbildung 25: Beladungsverlauf des DPF im VDI-Zyklus mit 55ppm Additiv.....	52
Abbildung 26: Aktive Regeneration des DPF ohne (oben) und aktive Reg. mit (unten) Sekundärluft im VDI-Zyklus mit 55ppm Additiv .....	53
Abbildung 27: Druckverlust-Beladung ohne Additiv und mit 55ppm Additiv (stationär, VDI) .....	54
Abbildung 28: Beladungsverlauf des DPF im stationären Betrieb mit 25ppm Additiv.....	55
Abbildung 29: Selbständige Regeneration des DPF im stationären Betrieb mit 25ppm Additiv.....	56
Abbildung 30: DPF-Temperaturen bei der selbständigen Regeneration im stationären Betrieb mit 25ppm.....	57
Abbildung 31: Druckverlust-Beladung ohne Additiv, mit 55ppm Additiv (stationär, VDI), mit 25ppm Additiv (stationär).....	58
Abbildung 32: Beladungsverlauf des DPF im VDI-Zyklus mit 25ppm Additiv.....	59
Abbildung 33: Aktive Regeneration des DPF im VDI-Zyklus mit 25ppm Additiv .....	60
Abbildung 34: DPF-Temperaturen bei der aktiven Regeneration im VDI-Zyklus mit 25ppm.....	61
Abbildung 35: Druckverlust-Beladung ohne Additiv, mit 55ppm Additiv (stationär, VDI), mit 25ppm Additiv (stationär, VDI).....	62
Abbildung 36: Aktive Regeneration des DPF im SLZ-Zyklus mit 25ppm Additiv .....	63

Abbildung 37: DPF-Temperaturen bei der aktiven Regeneration im SLZ-Zyklus mit 25ppm.....	64
Abbildung 38: Druckverlust-Beladung ohne Additiv, mit 55ppm Additiv (stationär, VDI), mit 25ppm Additiv (stationär, VDI, 2xSLZ).....	65

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Ausgewählte Messgrößen und verwendete Messtechnik .....	18
Tabelle 2: Spezifikationen DOC, DPF [HJS12].....	23
Tabelle 3: Spezifikationen Wärmeisolation Steinbach AG .....	25
Tabelle 4: Spezifikationen des Metallit-DOC [HJS12].....	26
Tabelle 5: Spezifikationen des Kraftstoffadditivs „HJS F51“ [HJS12] .....	29
Tabelle 6: Kraftstoffverbrauchsmessung im stationären Betrieb des Primäraggregate .....	33
Tabelle 7: Spezifikationen der untersuchten Zyklen .....	33
Tabelle 8: Abgasvolumenströme Primäraggregate ohne AGN.....	34
Tabelle 9: Schadstoffemissionen, Abgastemperatur im stationären Betrieb ohne AGN.....	36
Tabelle 10: Konversionsraten Keramik-DOC.....	41
Tabelle 11: Auszug der Umrechnungstabelle „FSN – Rußvolumenstrom“ [AVL05]..	41
Tabelle 12: Ergebnisse der FSN-Messreihen und Umrechnung in Rußmassenstrom .....	43
Tabelle 13: Vergleich der Konversionsraten der DOC im stationären Betrieb .....	46
Tabelle 14: Vergleich der Konversionsraten im VDI-Zyklus.....	47
Tabelle 15: Einfluss des Kraftstoffadditivs auf die THC-Emissionen vor AGN.....	52



## Verzeichnis der Formelzeichen

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
$b_e$	Spezifischer Kraftstoffverbrauch	g/kWh
Bh	Stündlicher Kraftstoffverbrauch	Kg/h
$\dot{m}$	Massenstrom	g/s
$p$	Luftdruck	kg*m/s <sup>2</sup> / m <sup>2</sup>
R	Spezifische Gastkonstante	J/(g*K)
T	Temperatur	°C
$\dot{V}$	Volumenstrom	m <sup>3</sup> /s
$\varphi$	Relative Luftfeuchte	(%)

## Verzeichnis der Abkürzungen

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
AG	Aktiengesellschaft, Abscheidegrad
AGN	Abgasnachbehandlung
AK	Bezeichnung für DPF-Thermoelement „Außen Kurz“
AL	Bezeichnung für DPF-Thermoelement „Außen Lang“
BAUA	Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin
BFT	Professur für Baumaschinen- und Fördertechnik
CLD	Chemilumineszenz Detektor
DOC	Diesel Oxidation Catalyst – Dieseloxidationskatalysator
DPF	Dieselpartikelfilter
ECU	Electronic Control Unit – Steuergerät
FBC	Fuel Born Catalyst - Kraftstoffadditiv
FID	Flammenionisationsdetektor
FiF	Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik

FKM	Freikolbenmaschine
FSN	Filter Smoke Number - Schwärzungszahl
HD	(Hydraulik-) Hochdruck
IL	Bezeichnung für DPF-Thermoelement „Innen Lang“
IK	Bezeichnung für DPF-Thermoelement „Innen Kurz“
ND	(Hydraulik-) Niederdruck
NDIR	Nichtdispersiver Infrarotsensor
RZ	Realzyklus
SD	Schalldämpfer
SLZ	Schwachlastzyklus
SMF <sup>®</sup> -AR	Sintermetallfilter mit aktiver Regeneration
TRGS	Technische Regeln für Gefahrstoffe
TU	Technische Universität Dresden
VDI	Verein Deutscher Ingenieure

## 1 Zusammenfassung

Der vorliegende Abschlussbericht beinhaltet Untersuchungen und Ergebnisse für die spezifischen Anforderungen an dieselmotorische Abgasnachbehandlungssysteme beim Aussetzbetrieb des Primäraggregates hybrider mobiler Maschinen. Es wurden Lösungsvorschläge für spezielle angepasste Systeme zur Abgasnachbehandlung beim Aussetzbetrieb von mobilen Maschinen erarbeitet und auf dem Prüfstand experimentell erprobt. Der Start-Stop-Betrieb des Primäraggregates wurde durch eine thermohydraulische Freikolbenmaschine dargestellt. Insgesamt wurden ca. 7 Mio. Arbeitsspiele realisiert. Als typische reproduzierbare Lastzyklen für den Aussetzbetrieb wurden der VDI – Staplerzyklus (Zyklusdauer: 6.437 Sekunden) und ein sogenannter Schwachlastzyklus (Zyklusdauer: 4.574 Sekunden) verwendet. Das Temperaturniveau im Abgasstrang ist bei diesen Lastzyklen deutlich niedriger als bei kontinuierlichem Betrieb des Primäraggregates, so dass eine konventionelle Abgasnachbehandlungstechnik unter diesen Temperaturrendbedingungen versagt. Für die experimentellen Untersuchungen wurden zur Nachbehandlung 2 DOCs (1x Metallit / 1x Keramik) und ein DPF mit aktiver Regeneration der Firma HJS eingesetzt. Weiterhin wurden Untersuchungen zur DPF-Regeneration unter Einsatz von Kraftstoff-Additiven in verschiedenen Konzentrationen durchgeführt. Es konnte gezeigt werden, dass eine Regeneration des DPF auch im Aussetzbetrieb des Primäraggregates möglich ist. Voraussetzung dafür ist eine entsprechende Kombination von Beladungszustand (Abgasgegendruck), Temperaturniveau im Abgasstrang, Additivkonzentration und Einsatz einer Strahlungsheizung für den DPF. Künftige Untersuchungen sollten sich damit befassen, die Grenzen einer sicheren Regeneration unter diesen Randbedingungen auszuloten und eine optimale Kombination unter möglichst geringem, zusätzlichem Energieaufwand zu erarbeiten. Dieses Projekt wurde von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt unter dem Aktenzeichen 28831-21/0 gefördert. Bewilligungsempfänger war die HJS Emission Technology GmbH & Co. KG in Menden. Als Kooperationspartner waren das Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik (FiF) der Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden und die Professur für Baumaschinen- und Fördertechnik (BFT) der Technischen Universität Dresden beteiligt.

## 2 Einleitung

Gegenwärtig bestehen die Antriebssysteme von mobilen Arbeitsmaschinen überwiegend aus mechanischen und hydraulischen Komponenten sowohl beim Fahrtrieb als auch bei der Arbeitsausrüstung. Die Belastung dieser Maschinen ist häufig durch intermittierende Lastspiele während der Nutzung gekennzeichnet. Damit kommt es zu ständigem Wechsel der vom Antriebssystem abzugebenden oder aufzunehmenden Leistung. Es bietet sich daher an, die vom System aufzunehmende Leistung in Hydraulikspeichern zu rekuperieren. Diese gespeicherte Energie kann in der umgekehrten Energieflussrichtung dazu genutzt werden, um das Primäraggregat (meist Dieselmotor mit angeflanschter Pumpe) zur Abdeckung von Leistungsspitzen zu unterstützen. Durch die Integration von Hydraulikspeichern in ein bestehendes Antriebssystem lässt sich vergleichsweise einfach ein hydraulischer Hybrid darstellen. Damit verbunden sind die bekannten Vorteile eines Hybridsystems: Das Primäraggregat lässt sich auf mittlere, anstatt auf maximale Leistung auslegen. Es kann mit geringerer Nennleistung dimensioniert werden und ist somit auch sparsamer im Verbrauch. Ein weiterer Effekt der Verwendung von Hydraulikspeichern im Antriebssystem besteht darin, dass diese bei einer Start-Stop-Automatik auch den Energiebedarf zum wiederholten Start des Primäraggregates bereitstellen können. So lassen sich unnötige Leerlaufzeiten vermeiden, was je nach Lastzyklus einen erheblichen Beitrag zur Energieeinsparung und CO<sub>2</sub> – Vermeidung liefern kann. Aus vorangegangenen Projekten sind Ergebnisse bekannt, die besagen, dass je nach Lastzyklus Kraftstoffverbrauchseinsparungen und damit CO<sub>2</sub> – Reduktionen von bis zu 30% möglich sind. Die genannten Maßnahmen führen zur effizienten Nutzung des Primäraggregates im sogenannten **Aussetzbetrieb**.

Mit der thermohydraulischen Freikolbenmaschine steht ein Primäraggregat zur Verfügung, welches exakt den Anforderungen mobilhydraulischer Hybridantriebssysteme entspricht. Bedingt durch das Funktionsprinzip der Maschine erfolgt der Betrieb ausschließlich nur in einem, ausgelegten Betriebspunkt. Sie ist vom Lastzyklus der Verbraucher weitgehend entkoppelt. Die Bemessung der Leistung erfolgt entweder durch Puls-Pausen-Betrieb oder Stapel-Betrieb (vergleichbar mit einem sehr häufigen Start-Stop-Betrieb beim Hubkolbenmotor).

Dabei arbeitet sie nur abhängig vom Hochdruckniveau der hydraulischen Speicher, ohne Teillast und ohne Leerlauf.

Bei einer Vielzahl mobiler Arbeitsmaschinen lassen sich durch die Umstellung konventioneller Antriebssysteme auf Hybridantrieb durch den Aussetzbetrieb und das „Downsizing“ erhebliche Energieeinsparungen und CO<sub>2</sub> – Emissionsminderungen realisieren. Dabei sollen aber keine Verschlechterungen der Emission anderer Luftschadstoffe auftreten. Beim vorwiegend mit Diesel betriebenen Primäraggregate mobiler Maschinen sind dies insbesondere die Partikel- und Stickoxidemissionen. Neben innermotorischer- und nachmotorischer Maßnahmen zur Auflösung des Zielkonflikts – Steigerung der Energieeffizienz bei gleichzeitiger Schadstoffreduktion - wird die Hybridisierung der Baumaschinenantriebe eine wichtige Rolle in der Zukunft spielen [ZIK09].

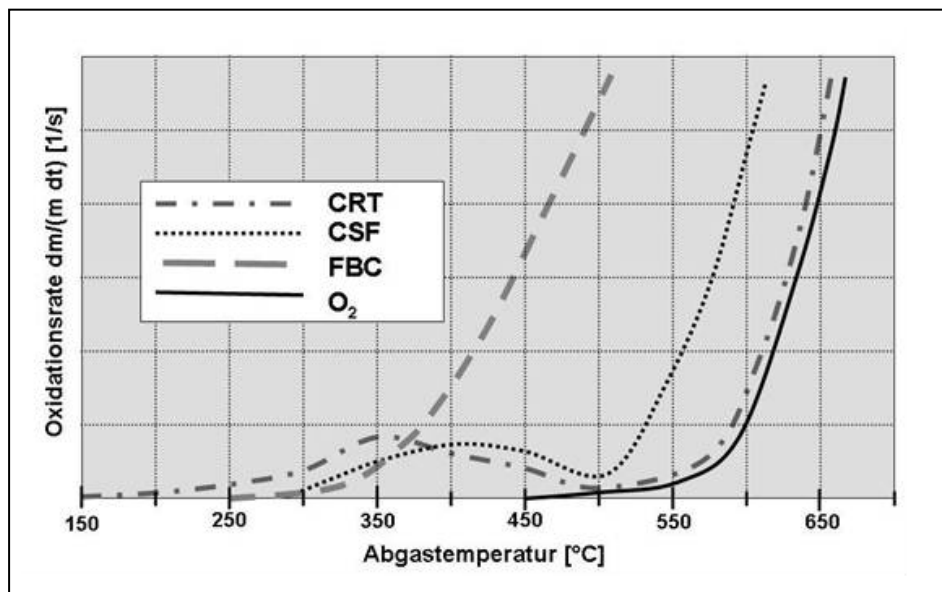
Zur wirksamen Nachbehandlung der dieselmotorischen Schadstoffemissionen existieren verschiedene Konzepte. Das im Abgas enthaltene Kohlenmonoxid und die unverbrannten Kohlenwasserstoffe werden mittels Oxidationskatalysator zu CO<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>O oxidiert. Die Oxidationskatalysatoren konvertieren auch einen Teil an Rußpartikeln angelagerter Kohlenwasserstoffe und tragen somit zu einer geringfügigen Verringerung der Partikelemissionen bei. Die derzeit einzig zuverlässige Methode zur Beseitigung der Partikel besteht in der Filterung mittels geeigneter Filtermedien und in der anschließenden Regeneration. Zur Entfernung der Stickoxide existieren sogenannte DeNO<sub>x</sub> – Katalysatoren. Zu nennen sind hier insbesondere die SCR- und die NO<sub>x</sub> – Speicherkatalysatoren [ZIK04a].

Partikelfilter stellen derzeit die wirkungsvollste nachmotorische Maßnahme zur Verringerung der Partikelemission dar. Die Herausforderung beim Einsatz eines Partikelfilters besteht jedoch weniger in der Realisierung eines hohen Abscheidegrades als vielmehr in der Gewährleistung einer zuverlässigen Regeneration in allen Betriebspunkten.

Die Problematik der Partikelfilterregeneration ist sehr vielschichtig. Für die Gewährleistung einer sicheren Regeneration müssen gleichzeitig viele Prozessparameter (Abgastemperatur, Abgasgedruck, Restsauerstoffgehalt im Abgas, Filtrationsgeschwindigkeit, Raumgeschwindigkeit u.a.) eingehalten werden, wobei die Abgastemperatur dominierend ist.

Derzeit lassen sich grundsätzlich zwei prinzipielle Regenerationsverfahren unterscheiden. Es sind zum Einen die aktiven Regenerationsmethoden wie Kraftstoff-

nacheinspritzung, brennergesteuerte Regeneration und elektrische Beheizung und zum Andern die passiven Regenerationsmethoden mittels katalytisch aktiver Substanzen wie Kraftstoff-Additive oder eine katalytisch aktive Beschichtung der Filterelemente. In den modernen und funktionssicheren Partikelfiltersystemen werden derzeit kombinierte Regenerationskonzepte eingesetzt [ZIK04b]. Die folgende Abbildung zeigt die Oxidationsraten der Partikel mit verschiedenen Regenerationsstrategien.



Zur effizienten Verbrennung eines Rußpartikels mit Sauerstoff bedarf es hoher Temperaturen ( $> 600\text{ °C}$ ), die im Dieselabgas selbst bei Vollastbetrieb nur schwierig zu erreichen sind. Durch Verwendung von Kraftstoffadditiven auf Cerium (Ce)- oder Eisen (Fe)-Basis lässt sich diese Zündgrenze auf  $450\text{ °C}$  absenken. In der Regel wird das Additiv dem Kraftstoff zugemischt. Eine weitere Absenkung der Zündtemperatur auf  $400\text{ °C}$  zeichnet sich ab. Der Einsatz des Kraftstoffadditivs erhöht die Regenerationswahrscheinlichkeit im normalen Fahrbetrieb und senkt erheblich den Energiebedarf zum Erreichen der Regenerationstemperatur beim Niedriglastbetrieb. Die Oxidationsraten bei der additivgestützten Regeneration sind deutlich höher als bei anderen passiven Regenerationsmethoden. Hauptnachteil dieser Methode ist die Entstehung zusätzlicher Aschen, wodurch die Filter schneller beladen werden. Aber in der Entwicklung der Additive zeichnet sich eine starke Absenkung der benötigten Additivkonzentration (weniger Asche) ab. Eine weitere Regenerationsmethode ist die Russoxidation mit Stickstoffdioxid. Hierzu werden

weitaus geringere Temperaturen (ab 250 °C bis 450 °C) als bei der Verbrennung mit Sauerstoff benötigt. Diese Verbrennung läuft sehr langsam ab und ist wenig exotherm. Das NO<sub>2</sub> wird durch Oxidation von NO entweder in einem vorgeschalteten Oxidationskatalysator oder durch die katalytische Beschichtung des Filters selbst erzeugt. Aufgrund des thermodynamischen Gleichgewichts des NO<sub>2</sub> ist diese Regenerationsmethode bis etwa 450 °C stabil [ZIK06].

Alle diese passiven Regenerationsmethoden (additivgestützte Regeneration, NO<sub>2</sub> – oder O<sub>2</sub> – Regeneration) ermöglichen keine zuverlässige Filterregeneration unter allen Betriebsbedingungen des Fahrzeugs (z.B. Niedriglastbetrieb im Stadtverkehr). Es ist deshalb eine Kombination der passiven und aktiven Regenerationsmethoden erforderlich. In der Regenerationsphase erfolgt eine Zuführung zusätzlicher Energie, um die Regenerationsbedingungen einzustellen. Man erhält somit einen diskontinuierlichen Beladungs- und Regenerationsprozess. Zur Bereitstellung der erforderlichen Energie gibt es verschiedene Möglichkeiten:

- Nacheinspritzung von Kraftstoff und exotherme Reaktionen im Oxikat
- elektrische Heizer oder Zünder
- Dieselmotoren

Dabei wird die Abgastemperatur bis zum jeweiligen Regenerationsbereich der passiven Methode angehoben. Der Einsatz von Partikelfiltersystemen und die Bereitstellung der, für die Regeneration erforderlichen Energien im Fahrzeug, ist mit Erhöhung des Kraftstoffverbrauches - und damit auch eine Zunahme der CO<sub>2</sub> – Emission - verbunden [ZIK07].

Wenn heutige Dieselmotoren verbrennungsoptimiert, d.h. mit maximalem Wirkungsgrad und somit minimalem Kraftstoffverbrauch ausgelegt werden, bedeutet das auf der Rohemissionsseite ein relativ geringes Partikel- jedoch ein hohes NO<sub>x</sub>-Niveau. In den vergangenen Jahren sind immense Fortschritte bei der Anpassung der SCR – Systeme an fahrzeugspezifische Bedingungen erreicht worden. Mit gesteuerten (open loop) SCR-Systemen sind heute ohne Sperrkatalysator etwa 80% und mit geregelten (closed loop) Systemen mehr als 90% NO<sub>x</sub>-Reduktion realisierbar. Der Einsatz von angepaßter Abgasnachbehandlungstechnik ist einerseits immer vom innermotorischen Brennverfahren abhängig und wirkt andererseits auch stets auf diesen Prozess zurück.



Die bestehenden Abgasnachbehandlungssysteme sind zur Einhaltung geltender und künftiger Emissionsvorschriften für die Betriebsweise des Aussetzbetriebes anzupassen, wenn die energiesparenden Hybridantriebe am Markt eine Chance auf Umsetzung haben sollen.

Welche Anpassungen erforderlich sind, und wie mögliche Lösungen gestaltet werden könnten, lässt sich erst nach einer Analyse der Anforderungen an das Nachbehandlungssystem (Thermomanagement, Regeneration) definieren.

Für quantitative Beurteilungen wurden vorrangig die Konversions- und Abscheideraten sowie das Regenerationsverhalten des Dieselpartikelfilters (DPF) in Betriebszyklen mit niedrigem Temperaturniveau herangezogen.

Die Effizienzbewertung der Emissionsminderungsmaßnahmen orientiert sich an der von der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin (BauA) erarbeiteten Richtlinie „Technische Regeln für Gefahrstoffe (TRGS) 554 – Abgase von Dieselmotoren“ [BAU08].

Für Dieselmotoren, die in Geräten oder Maschinen für den nonroad – Einsatz verwendet werden, gelten zunehmend strengere Vorschriften (Stufen EU IIIA, EU IIIB und EU IV [RL04], die emissionsmindernde Maßnahmen erforderlich machen. Die zukünftigen Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz und weiteren Absenkung der Schadstoffemissionen müssen unter Berücksichtigung der wachsenden Diversität und Biogenität der angebotenen Kraftstoffe realisiert werden.

Die Hybridisierung der Baumaschinenantriebe wird eine wichtige Rolle zur Absenkung der CO<sub>2</sub> – Emission bzw. Steigerung der Energieeffizienz spielen [ZIK11].

## **3 Hauptteil**

### **3.1 Prüfstand und Messtechnik**

Für die experimentellen Untersuchungen wurde als Primäraggregat (Abgasproduzent im Aussetzbetrieb) ein Prototyp der von der TU Dresden entwickelten thermohydraulischen Freikolbenmaschine (FKM) verwendet. Durch die Integration der FKM in eine volumenmäßig vordefinierte Betriebsumgebung (die sogenannte „PowerBox“) ist das System als autarke mobile Einheit mit geringem Aufwand in jedem Motorenprüffeld zu betreiben. Dazu müssen nur die grundsätzlichen Prüfstandsmedien (Zuluft, Abluft, Kraftstoff, Kühlwasser) sowie die Elektroanschlüsse (400 V / 230 V) bereitgestellt werden.

Im folgenden Abschnitt sollen die FKM und die PowerBox kurz beschrieben werden, um ein grundlegendes Verständnis für diese Technik zu vermitteln.

Die für die Untersuchungen notwendigen räumlichen Kapazitäten sowie die Abgasmesstechnik und weitere Prüfstandperipherie wurden innerhalb des Projektes vom Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik (FiF) bereitgestellt. In Kapitel 3.1.2 wird näher auf den Motorenprüfstand sowie die Messtechnik eingegangen.

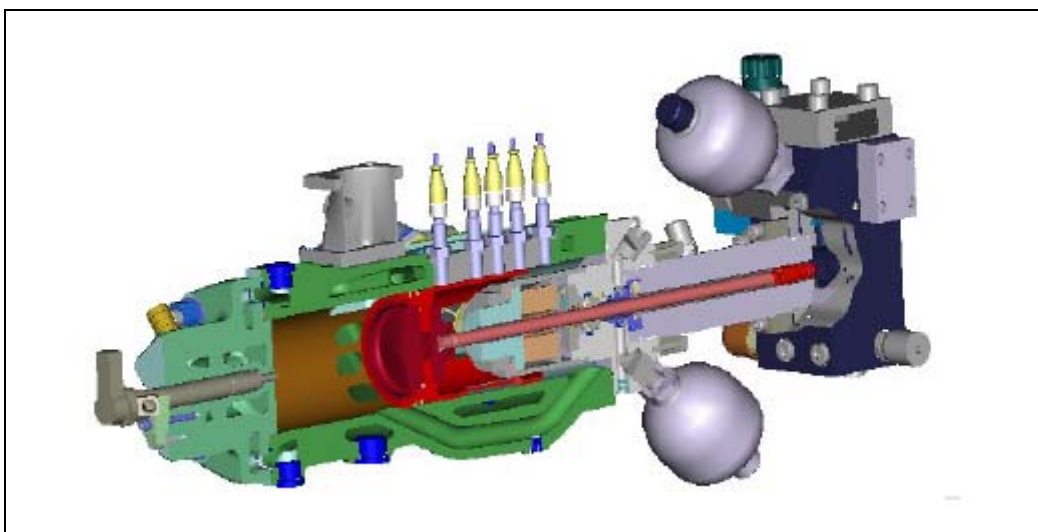
### 3.1.1 PowerBox

Seit dem Jahr 2000 beschäftigt man sich an der TU Dresden mit der Entwicklung einer dieselbetriebenen thermohydraulischen Freikolbenmaschine (Abbildung 1) als umweltverträgliches und preiswertes Primäraggregate für mobilhydraulische Antriebssysteme.

In einem ersten Teilprojekt wurden grundsätzliche theoretische Untersuchungen (Simulationen) durchgeführt, um die Basis für den konstruktiven Entwurf eines Gesamtsystems (Gasseite und Hydraulikseite) zu schaffen.

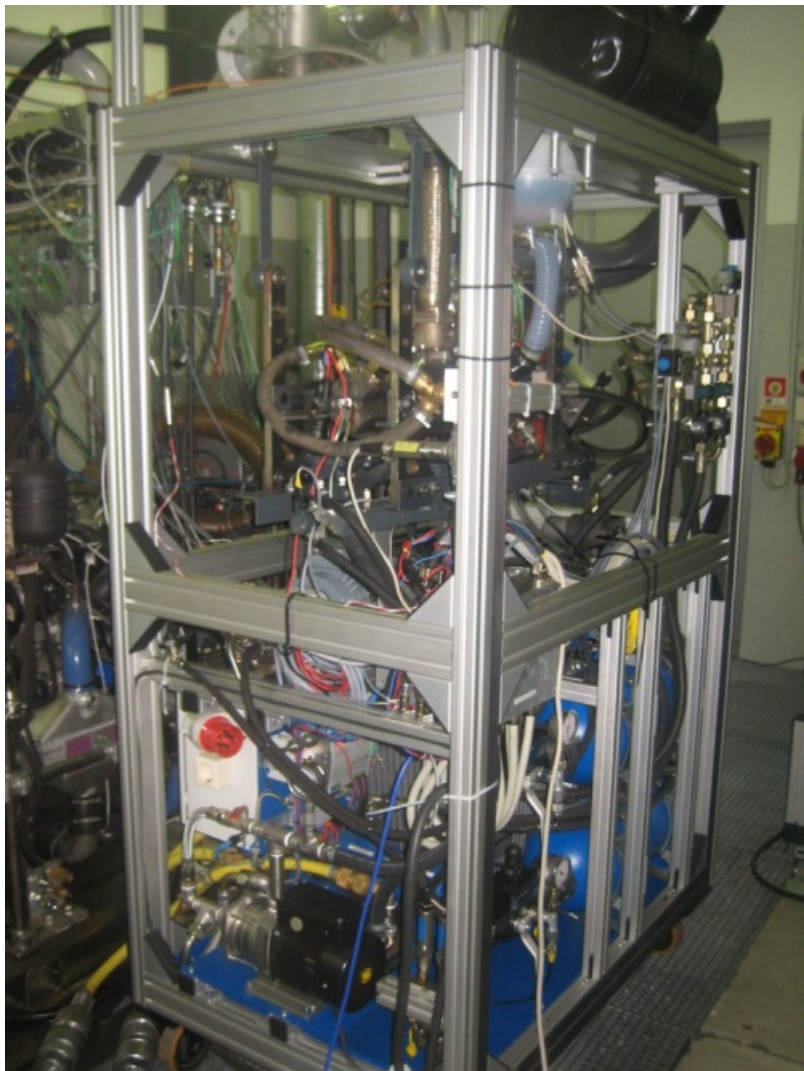
Nachdem ein erster Prototyp konstruiert und gefertigt war, konnten nach erfolgreicher Inbetriebnahme experimentelle Untersuchungen auf dem Prüfstand durchgeführt werden. Im Ergebnis dieser experimentellen Untersuchungen war der Funktionsnachweis für das Gesamtsystem erbracht.

Ein Folgeprojekt hatte im Wesentlichen die Zielsetzungen, weitere Systemoptimierungen (Gasseite und Hydraulikseite) durchzuführen. Die bestimmende Zielsetzung war jedoch, mit einem weiteren Prototyp als Antriebseinheit in einer Applikation (Gabelstapler) einen Demonstrator aufzubauen, mit dem der Nachweis für das Energie- und Emissionssparpotenzial erbracht wurde.



**Abbildung 1: Modell vom Prototyp 3 der thermohydraulischen FKM**

Die in der Abbildung 1 dargestellte FKM (Prototyp 3) wurde als Kernbestandteil in einen Geräteträger „PowerBox“ integriert (Abbildung 2). Durch diese autarke, mobile Einheit stand im Prüffeld der HTW Dresden ein geeigneter Versuchsträger bereit, mit dem der Aussetzbetrieb (Start-Stop-Zyklen) reproduzierbar dargestellt werden konnte.



**Abbildung 2: Prototyp 3 in Geräteträger „PowerBox“ integriert**

### 3.1.2 Prüfstandmesstechnik

Prüfstandseitig wurden sämtliche Parameter für die Bewertung des Emissionsverhaltens des Primäraggregats aufgenommen. Hierfür kamen die in Tabelle 1 aufgelisteten Messsysteme zum Einsatz.

**Tabelle 1: Ausgewählte Messgrößen und verwendete Messtechnik**

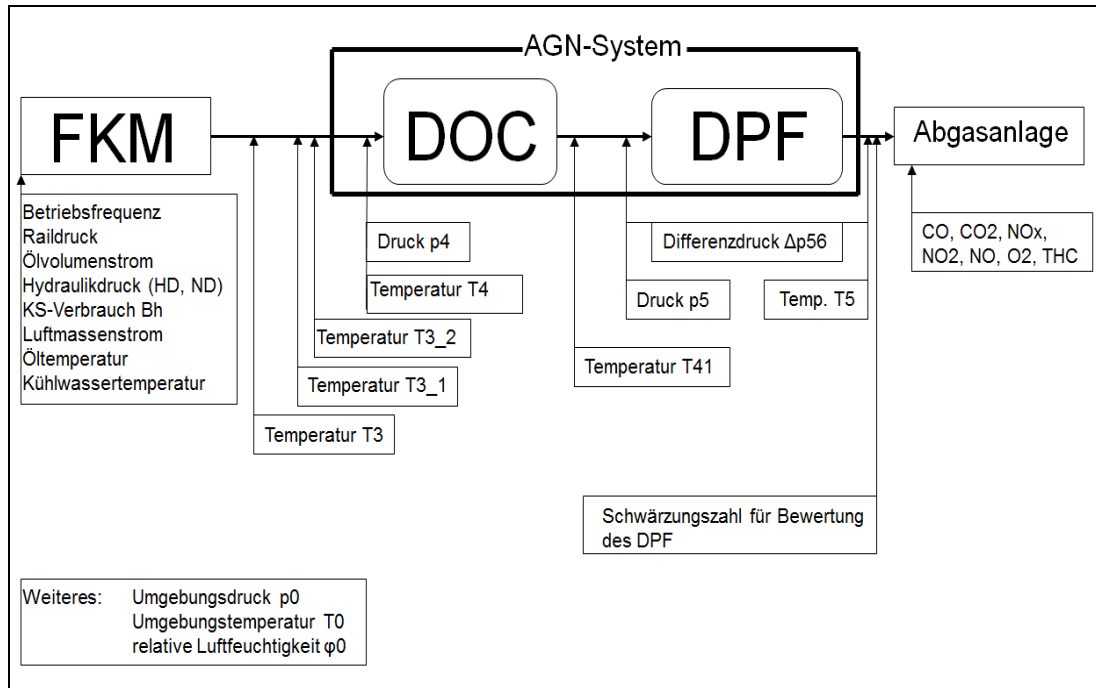
Messgröße	Messsystem
CO, CO <sub>2</sub>	ABB Advance Optima: URAS 14 (NDIR)
THC	ABB Advance Optima: Multi-FID 14
O <sub>2</sub>	ABB Advance Optima: Elektrochemischer Sensor
NO <sub>x</sub> , NO, NO <sub>2</sub>	Eco Physics CLD 700ht
FSN	AVL Smoke Meter 415S
Kraftstoffverbrauch	AVL Kraftstoffwaage 733S
Luftmassenstrom	Sensyflow P

Weiterhin wurden verschiedene Medien (Kühlwasser, Dieselmotorkraftstoff) sowie die Spannungsversorgung bereitgestellt.

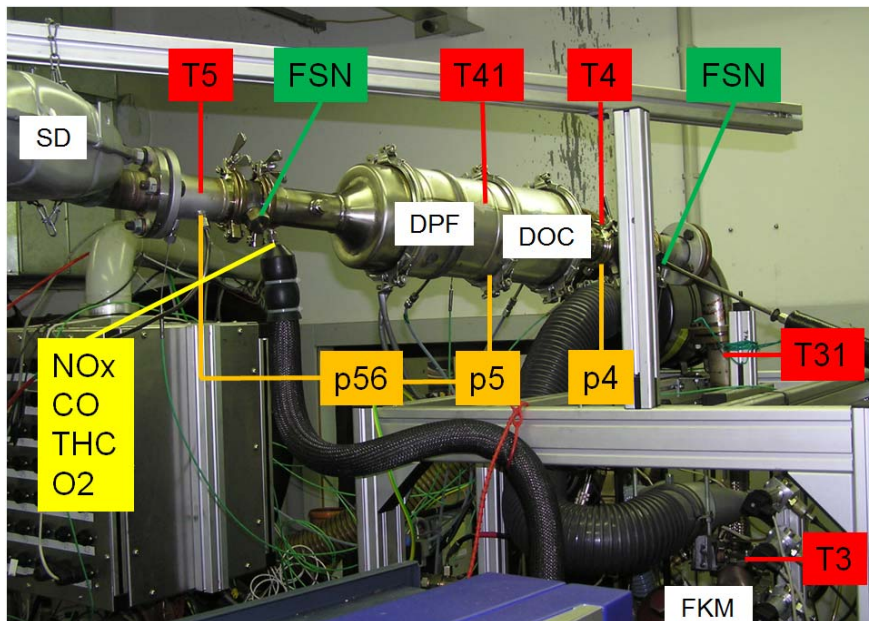
### Messstellenplan

In Abbildung 3 ist der allgemeine Messstellenplan für die erfolgten Untersuchungen zu erkennen. Je nach Verwendung von DOC, DPF oder beiden AGN-Komponenten

variieren die in den einzelnen Logdateien erfassten Messgrößen. Darüber hinaus ergaben sich während der Untersuchungen weitere Messstellen, auf welche in den folgenden Kapiteln eingegangen wird. Die Abbildungen 3 und 4 zeigen verschiedene Messstellen anhand von Untersuchungen am DPF-System.



**Abbildung 3: Allgemeiner Messstellenplan**



**Abbildung 4: Position der einzelnen Messstellen (Beispiel)**

Sämtliche Messgrößen wurden mithilfe des Prüfstandrechners in dem Programm CATS-NT visualisiert und gleichzeitig alle für die Untersuchungen notwendigen Parameter gespeichert.

## **3.2 Versuchsprogramm**

### **3.2.1 Vorversuche**

Für die Darstellung des Aussetzbetriebs wurden im Vorfeld der Prüfstandsversuche geeignete Lastzyklen mit praktischer Relevanz gesucht. Zunächst kamen folgende 3 Zyklen in Betracht:

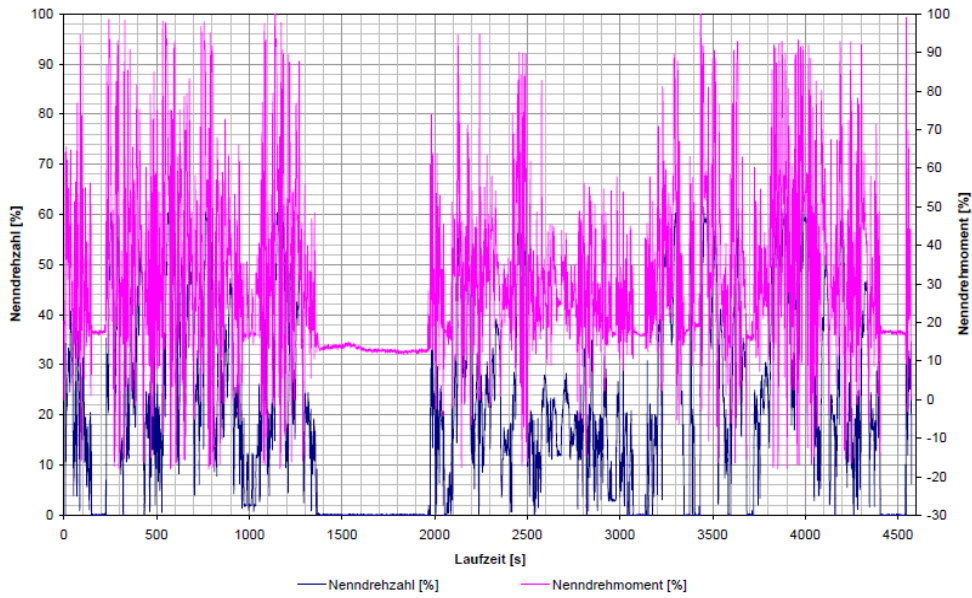
1. Realzyklus, Staplereinsatz im realen Betrieb, Erfassung von Drehmoment und Drehzahl über eine Gesamtzeit von 12.510 Sek. (3:28:30 Std.).
2. Schwachlastzyklus, Einsatzprofil eines Industriemotorenherstellers, Vorgabe für Drehmoment und Drehzahl über eine Gesamtzeit von 4.574 Sek. (1:16:14 Std.).
3. VDI (Stapler) – Zyklus, Einsatzprofil für genormten Testzyklus für einen Gabelstapler über eine Gesamtzeit von 6.437 Sek. (1:47:17 Std.)

Wegen der besseren Reproduzierbarkeit und schnelleren Zyklusabfolge wurden im weiteren Verlauf der Untersuchungen nur der Schwachlastzyklus und der VDI-Zyklus verwendet.

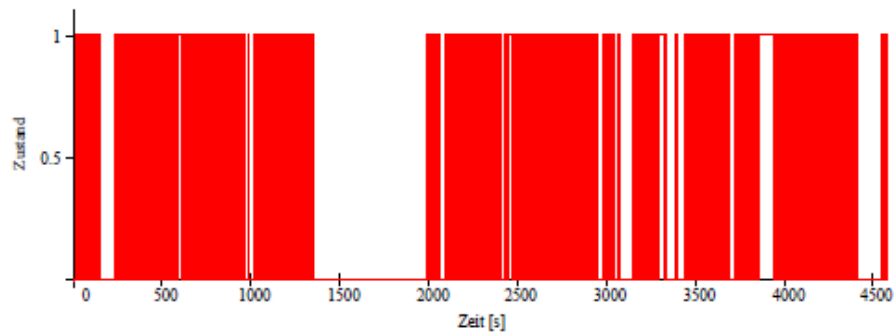
Da für die Betriebsweise der FKM keine Vorgabe von Drehzahl und Drehmoment möglich ist, sondern nur eine Vorgabe von „On“ oder „Off“ (kein Leerlauf), machte sich eine spezielle Anpassung der Steuerung notwendig, um die beiden o.g. Zyklen prüfstandsseitig mit der FKM darzustellen. Am Beispiel des Schwachlastzyklus soll die Vorgehensweise hier prinzipiell dargestellt werden. (Eine ausführliche Dokumentation ist im Anhang beigefügt).

Ausgangspunkt für die Umsetzung war die Annahme, dass der Zyklus durch Maschinen absolviert wird, die mit hybrider Antriebstechnik ausgerüstet sind. Das bedeutet für das primäre Antriebsaggregat einen Start-Stopp-Betrieb. Um die Übertragung auf den Aussetzbetrieb der FKM vorzunehmen, wurde eine Betrachtung der Leistungsbilanz des Gesamtsystems vorgenommen. In den folgenden Bildern sind die Ergebnisse der Übertragung dargestellt:

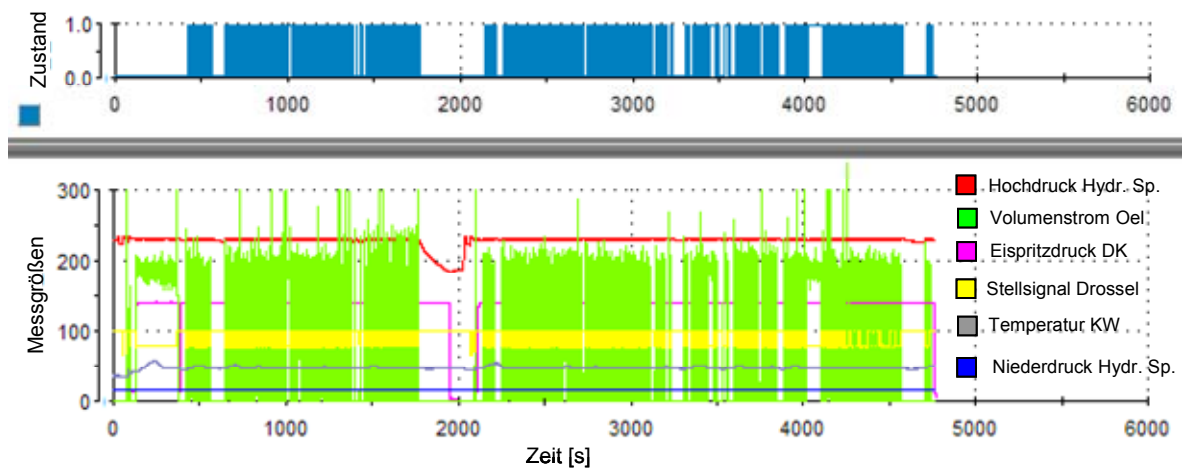
## Schwachlastzyklus für Industriemotoren



## Schwachlastzyklus (Steuerung: Signale für On / Off)



## Schwachlastzyklus (Prüfstandsbetrieb: On / Off, Diverse Messgrößen)





Nach erfolgreichem Test der angepassten Steuerung mit der Powerbox wurde die Integration am Motorenprüfstand der HTW vorgenommen. Dazu wurden sämtliche Medien an die PowerBox angeschlossen, sowie deren Funktionstüchtigkeit überprüft. Weiterhin erfolgte die Inbetriebnahme diverser Messtechnik (siehe Abschnitt 3.1.2). Anhand bekannter AGN-Systeme konnten für die anstehenden Untersuchungen verschiedene Parameter identifiziert und deren Variationsmöglichkeiten abgeschätzt werden. Während der Projektlaufzeit sollte vor allem das Verhalten von Dieseloxydationskatalysatoren (DOC) und Dieselpartikelfiltern (DPF) im Aussetzbetrieb untersucht werden. Die Notwendigkeit von Zusatzheizmaßnahmen bzw. Maßnahmen zur Wärmeverlustreduzierung im Abgasstrang wurde schon vor Beginn der Untersuchungen als Option berücksichtigt. Hier sollte das Ausmaß der nötigen Maßnahmen untersucht, deren Wirkungsgrad aufgezeigt und mögliche Applikationsbeispiele aufgezeigt werden.

Einen großen Anteil der Vorversuche nahm die Messung der Rohemissionen ein. Diese wurden sowohl im stationären Betrieb des Primäraggregats als auch in den oben genannten Zyklen erfasst, um eine Ausgangslage für die spätere Bewertung der Effektivität der AGN hinsichtlich Konversion (DOC) und Abscheidung (DPF) zu erhalten. Weiterhin wurden mehrere Abgastemperaturen an unterschiedlichen Stellen im Abgasstrang erfasst, um Aussagen hinsichtlich der Abkühlung des Abgases über der Rohrlänge zu treffen. Außerdem konnte so abgeschätzt werden, welche exakten Anforderungen an die angepasste AGN hinsichtlich der Abgastemperaturen gestellt werden.

Ein weiterer Schwerpunkt war die Messung der einzelnen Abgaskomponenten nach DOC/DPF. Vom Projektpartner HJS wurde ein für den Abgasvolumenstrom (ca. 175 m<sup>3</sup>/h) ausreichender DPF (Abbildung 5) und DOC (Abbildung 6) bereitgestellt. Die einzelnen Spezifikationen sind in Tabelle 2 ersichtlich. Aufgrund der erwartungsgemäß niedrigen Abgastemperaturen im Aussetzbetrieb des Primäraggregats wurden in dem WashCoat des DOCs eine besonders hohe Konzentration an Zeolithen eingebracht. Diese ermöglichen die Speicherung von HC's bei niedrigen Abgastemperaturen sowie deren Freigabe zu einem späteren Zeitpunkt.

Tabelle 2: Spezifikationen DOC, DPF [HJS12]

DOC		DPF	
<b>Substrat</b>	Keramik	<b>Bezeichnung</b>	HJS SMF <sup>®</sup> -AR 1,2 m <sup>2</sup>
<b>Abmessungen [mm]</b>	144 x 76	<b>Abmessungen [mm]</b>	192 x 158
<b>Zelldichte [cpsi]</b>	400	<b>Fläche [m<sup>2</sup>]</b>	1,2
<b>Beladung [g/ft<sup>3</sup>]</b>	45	<b>Bauart</b>	geschlossen
<b>Beschichtungs- verhältnis (Pt:Pd:Rd)</b>	2 : 1 : 0	<b>Maximale Beladung [g/m<sup>2</sup>]</b>	37,5



**Abbildung 5: Sintermetall-Dieselpartikelfilter**



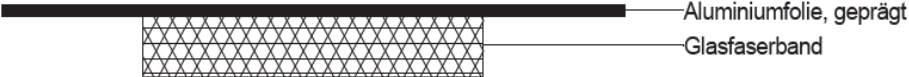
**Abbildung 6: Keramik-DOC Draufsicht**

Um eine allgemeine Aussage zur Wirksamkeit der Rußpartikelfilterung treffen zu können, wurde der DPF im stationären Betrieb des Primäraggregate erprobt. Dabei wurde die Schwärzungszahl jeweils vor und nach dem DPF gemessen. Der DOC wurde ebenso im stationären Betrieb auf seine Konversionsraten bei der HC- und CO-Oxidation untersucht.

Für eine wirtschaftliche Betrachtung des Primäraggregate im Aussetzbetrieb wurde ebenfalls der Kraftstoffverbrauch der Maschine gemessen. Dies geschah messtechnisch im stationären Betrieb und konnte dann rechnerisch (An-/Auszeiten) für die einzelnen Zyklen hochgerechnet werden.

Einen weiteren Teil der Vorversuche bildeten Untersuchungen zur Isolation des Abgasstranges. Für diese Tests wurden zwei verschiedene Isolationsmaterialien ausgesucht und bei den jeweiligen Herstellern bestellt. Aufgrund von Lieferverzögerungen nicht genau benannter Probleme seitens des Herstellers, konnte leider nur eine Art Wärmeisolation, der Rohrleitungs-Isolierverbund der Steinbach AG, für die Versuche herangezogen werden. Tabelle 3 gibt die Spezifikationen des verwendeten Isolierverbundes wieder.

**Tabelle 3: Spezifikationen Wärmeisolation Steinbach AG [Ste12]**

<b>Hersteller</b>	Steinbach AG
<b>Bezeichnung</b>	Rohrleitungs-Isolierverbund Type 100
<b>Aufbau</b>	
<b>Länge</b>	5,5 m
<b>Breite</b>	100 mm (Textilglasfaserband) 150 mm (Aluminiumfolie)
<b>Dicke</b>	5 mm
<b>Wärmebeständigkeit</b>	550 °C langfristig 600 °C kurzfristig

### 3.2.2 1. Kampagne

Mithilfe der Vorversuche konnten wichtige Erkenntnisse zum Verhalten des zu untersuchenden Systems (Primäraggregat + AGN) gewonnen werden. So stellte sich unter anderem ein verändertes Abgastemperaturverhalten bei Verwendung von AGN-Komponenten heraus (siehe Ergebnisse Kapitel 3.3). Aufgrund dessen konnte der Versuchsplan genauer spezifiziert und an die Erkenntnisse angepasst werden.

Für die weiteren Untersuchungen wurden nun nicht mehr alle drei Zyklen herangezogen. Lediglich der VDI-Zyklus (und teilweise der Schwachlastzyklus) mit seinem für die ausgewählte AGN sehr günstigen Temperaturprofil sollte für die Tests mit angepasster AGN verwendet werden.

Zusätzlich wurde von der Firma HJS ein weiterer DOC auf Metall-Substrat-Basis zur Verfügung gestellt (Abbildung 7). Dessen Light-Off Bereich liegt aufgrund des verwendeten Substrats (siehe Tabelle 4) etwas unter dem des Keramik-DOC. Bezüglich der Vergleichbarkeit wurde der identische WashCoat - Beschichtungstyp verwendet.

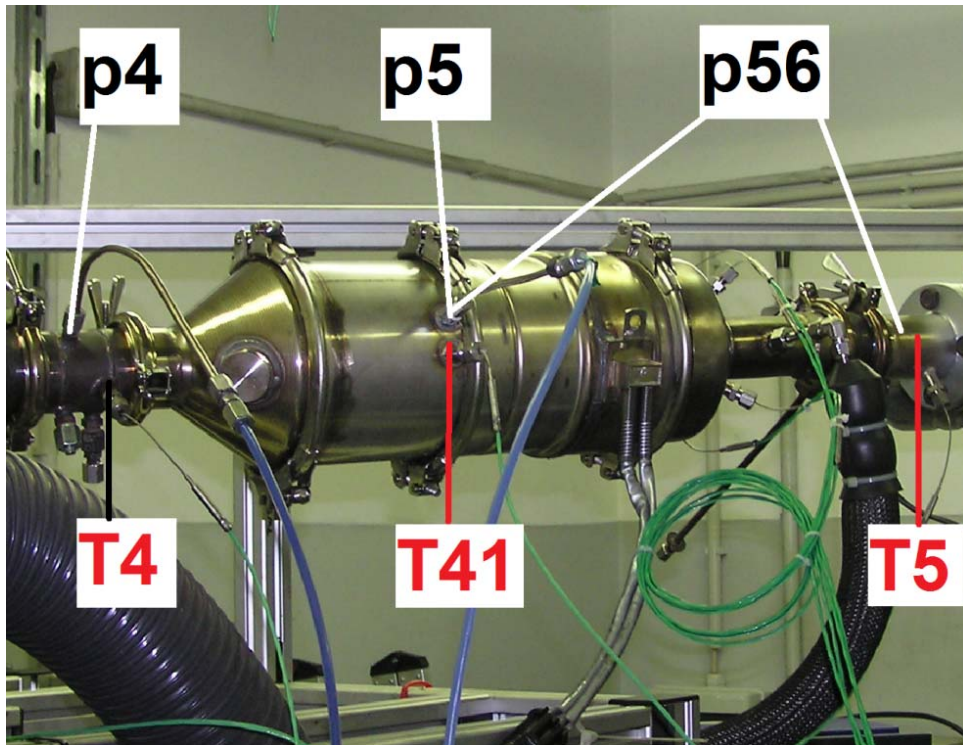
**Tabelle 4: Spezifikationen des Metallit-DOC [HJS12]**

DOC	
Substrat	Metallit
Abmessungen [mm]	145 x 74,5
Zelldichte [cpsi]	400
Beladung [g/ft <sup>3</sup> ]	45
Beschichtungsverhältnis (Pt:Pd:Rd)	2 : 1 : 0



**Abbildung 7: Metallit-DOC Draufsicht**

Mithilfe der Erkenntnisse aus den Vorversuchen und der angepassten AGN wurde ein Versuchsprogramm für den weiteren Verlauf des Projektes aufgestellt. Es wurde festgelegt, dass alle weiteren Versuche mit dem VDI-Zyklus gefahren werden. Ein Vergleich der Konvertierungsraten sowie des Temperaturverhaltens der beiden DOCs in diesem Zyklus sollte eine Entscheidung hinsichtlich des am besten geeigneten DOC für diesen Aussetzbetrieb herbeiführen. Als nächster Schritt war vorgesehen, das komplette System mit Kraftstoffadditiv zu betreiben und den DPF später mit einem von der Firma HJS entwickelten thermoelektrischen DPF-Regenerationssystem zu regenerieren. Bei der Zugabe des Kraftstoffadditivs waren zwei verschiedene Dosierungen vorgesehen, wobei mit der höheren begonnen werden sollte. Die Beimischung des Additivs sollte eine Absenkung der Rußzündungstemperatur bewirken, wodurch der Ruß im DPF unter bestimmten Voraussetzungen bereits bei Temperaturen  $> 350^{\circ}\text{C}$  abgebrannt werden kann. Für die AGN-Komponenten wurden im Vergleich zu den Vorversuchen weitere Temperatur- und Druckmessstellen benötigt. Diese wurden direkt in das Canning von DOC und DPF eingebracht (siehe Abbildung 8).



**Abbildung 8: Zusätzliche Messstellen am AGN-Canning**

Die Untersuchungen in diesem Teil des Projektes umfassten hauptsächlich das Verhalten des DPF im VDI-Zyklus. Hierbei wurden das Beladungs- und Regenerationsverhalten ohne Kraftstoffadditiv untersucht. Weiterhin war der Schadstoffausstoß nach dem AGN-System von Relevanz. Diese Untersuchungen wurden, wie bereits erläutert, sowohl mit dem Keramik-DOC, als auch mit dem Metallit-DOC durchgeführt.

### **3.2.3 2. Kampagne**

Im letzten Teil der Untersuchungen kam ein aktives Regenerationssystem der Firma HJS, das SMF<sup>®</sup>-AR-System (Sintermetallfilter mit autarker thermoelektrischer Regeneration), zum Einsatz [HJS07]. Da dies in Kombination mit einem speziell entwickelten Kraftstoffadditiv verwendet wird, wurde dieses dem Dieseldieselkraftstoff in zwei verschiedenen Dosierungen für die Untersuchungen beigemischt (50 ppm und 25 ppm).

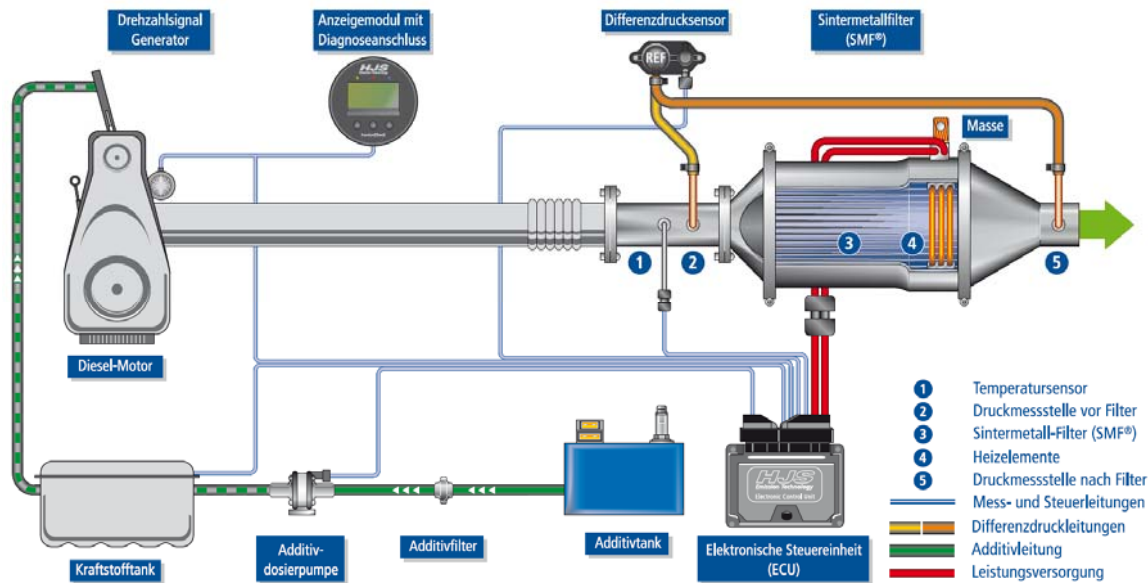
Kraftstoffadditiv ist eine flüssige Mischung einer organischen Eisenverbindung, welche sich mit dem Kraftstoff vermischt und unter anderem die Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches dahingehend beeinflusst, dass weniger Ruß entsteht. Weiterhin lagert sich der nichtverbrannte Teil des Additivs mit den Rußpartikeln im

Filter ab und wirkt dort bei der Regeneration als eine Art Katalysator (Senkung Rußzündungstemperatur, Reaktionsbeschleunigung). Aufgrund der Zusammensetzung des Additivs bildet sich bei der Regeneration des DPF Asche, welche im Filter zurückbleibt. Je nachdem, welches Additiv und welcher Filter verwendet wird, muss die maximale Aschebelastung des DPF berücksichtigt und, wenn notwendig, die Asche manuell entfernt werden. Der verwendete DPF (SMF – 1,2m<sup>2</sup>) kann zum Beispiel maximal 133g Asche einlagern [HJS11]. Die Spezifikationen des in diesen Untersuchungen verwendeten Kraftstoffadditivs sind in Tabelle 5 ersichtlich.

**Tabelle 5: Spezifikationen des Kraftstoffadditivs „HJS F51“ [HJS12]**

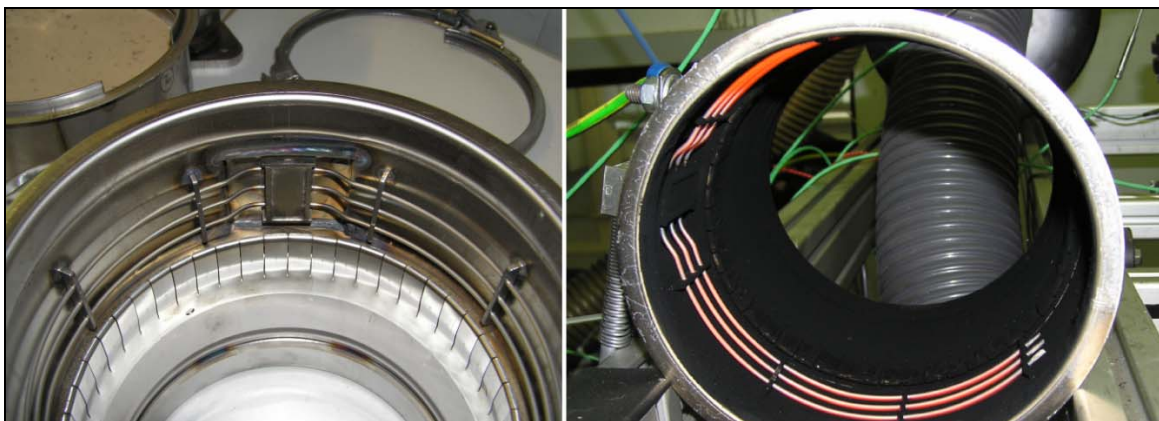
<b>Bezeichnung</b>	HJS F51
<b>Eisengehalt</b>	5% in Ferrocen gebunden
<b>Parameter A</b>	%
<b>Parameter B</b>	%
<b>Parameter C</b>	%
<b>Parameter D</b>	%





**Abbildung 9: Funktionsweise SMF®-AR [HJS11]**

Bei dem verwendeten System (Abbildung 9) wird der Ruß aus dem Abgas solange gefiltert zurückgehalten, bis sich eine für die einwandfreie Durchführung einer Regeneration notwendige Menge Ruß auf dem Filter angesammelt hat. Über einen Differenzdrucksensor und in Versuchen ermittelte Kennfelder kann der optimale Bereich für eine Regeneration festgestellt werden. Die Absenkung der Rußzündungstemperatur und die Erhöhung der Rußabbrandgeschwindigkeit durch das Kraftstoffadditiv ermöglichen eine selbständige Regeneration schon bei circa 400°C. Sollte diese Temperatur nicht von dem Abgas erreicht werden, wie es bei den vorliegenden Untersuchungen der Fall war, kann die thermoelektrische Heizung (Abbildung 10) zugeschaltet werden.



**Abbildung 10: SMF®-AR-System (links: Heizung aus, rechts: Heizung an)**

Somit kann beim Einsatz des SMF<sup>®</sup>-AR-Systems der Filter nahezu unabhängig von der Abgastemperatur regeneriert werden. Lediglich die Versorgung mit ausreichend Sauerstoff, ob als Restsauerstoff im Abgas oder durch Zufuhr von Frischluft (Sekundärlufteinblasung), muss gewährleistet sein.

Für den Einsatz des SMF<sup>®</sup>-AR-Systems am Prüfstand konnte von der Serienvariante sowohl das Canning des DPF mit Spannungsversorgung als auch die elektronische Steuereinheit (ECU) übernommen werden. Aufgrund des geringen Umfangs der Messreihen, wurde auf den Einsatz einer Additivdosierpumpe für diese Untersuchungen verzichtet. Das Additiv wurde je nach Notwendigkeit manuell dem Dieselkraftstoff beigemischt. Als Spannungsversorgung für die elektrische Heizung (elektrische Leistung: 1000W) kam zuerst ein Akkumulator mit 12V Nennspannung und 90Ah Kapazität zum Einsatz. Später wurde ein leistungsstarkes Netzteil (Voltcraft SPS 12/120) mit 13,8V Ausgangsspannung und bis zu 120A Dauerstrom zum Akkumulator parallel geschaltet.

In diesem Abschnitt der Untersuchungen stand vor allem die Regeneration des DPF im Vordergrund. Es sollte ermittelt werden, ob eine Regeneration im stationären Betrieb mit verschiedenen Additivdosierungen möglich ist und inwiefern zusätzlich die Heizung eingeschalten werden muss.

Aufgrund der positiven Ergebnisse mit Kraftstoffadditiv und elektrischer Heizung im **VDI-Zyklus** wurde das Versuchsprogramm angepasst. Fortan wurde der **Schwachlastzyklus** als hinsichtlich des Temperaturprofils ungünstigster Zyklus ebenfalls für die Untersuchungen zu den Konversionsraten und der DPF-Regeneration herangezogen.

In den DPF wurden vor Beginn der Untersuchungen mit der geringeren Kraftstoffadditivdosierung vier neue Temperaturmessstellen eingebracht, um den Regenerationsfortschritt gezielt überwachen und eventuelle Flammenlösungen erkennen zu können. Nach Rücksprache mit HJS wurden je zwei Thermoelemente mit den Eindringtiefen 112,5 mm und 37,5 mm, gemessen vom stromabwärtsseitigen Flansch des DPF, am Canning befestigt und in den Filter eingeführt. Die genaue Position der einzelnen Thermoelemente kann Abbildung 11 entnommen werden. Die nahe der geometrischen Mitte des Filters angeordneten Thermoelemente haben einen Durchmesser von 1.0 mm, die äußeren einen Durchmesser von 1.5 mm.

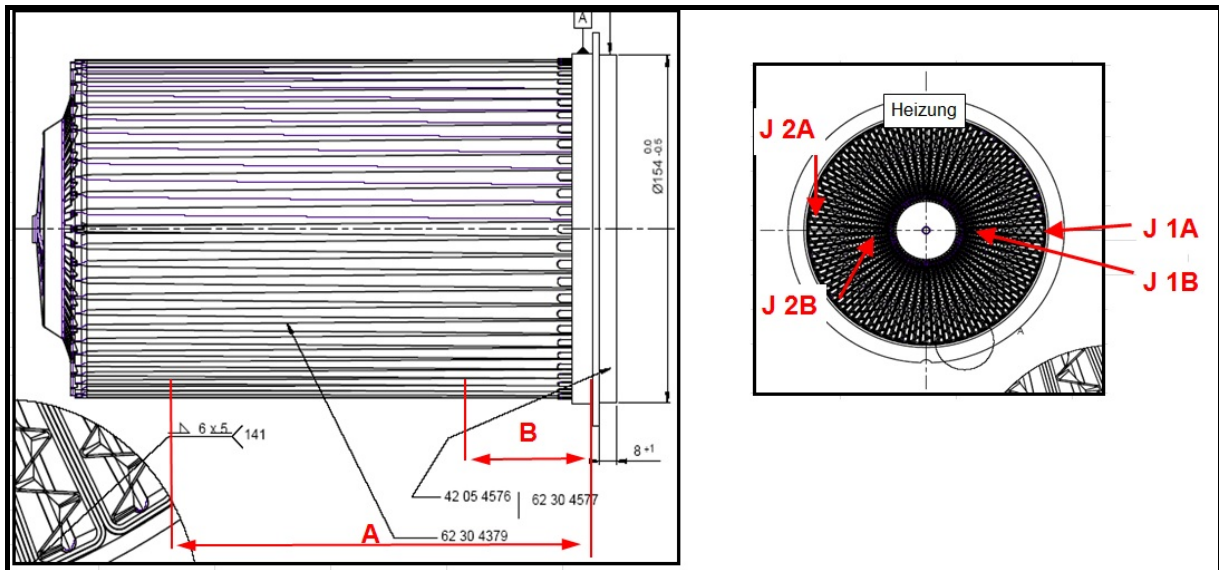


Abbildung 11: Beispiel für die Anordnung der Thermoelemente im DPF (A=112,5 mm, B=37,5 mm)

### 3.3 Versuchsergebnisse

#### 3.3.1 Ergebnisse der Vorversuche

Für die Untersuchungen wurden zwei verschiedene Lastzyklen von der TU Dresden identifiziert und steuerungstechnisch so umgesetzt, dass sie mit der PowerBox auf dem Motorenprüfstand darstellbar sind.

#### Messung des Kraftstoffverbrauchs

Nachdem in den Vorversuchen unter anderem der stündliche Kraftstoffverbrauch des Primäraggregats im stationären Betrieb gemessen wurde (Tabelle 6, 1 Messreihe = 10 Messungen), konnte der Kraftstoffverbrauch für die einzelnen Zyklen berechnet werden. Tabelle 7 zeigt verschiedene Spezifikationen der drei Zyklen.

Tabelle 6: Kraftstoffverbrauchsmessung im stationären Betrieb des Primäraggregats

Messreihe	1	2	3	Ø
Einspritzzeit [ $\mu$ s]	185	185	190	-
Raildruck [bar]	1400	1400	1400	-
Bh [kg/h]	2,031	1,98	2,06	<b>2,02</b>
[g/s]	0,564	0,55	0,572	<b>0,561</b>

Tabelle 7: Spezifikationen der untersuchten Zyklen

	Realzyklus	Schwachlastzyklus	VDI-Zyklus
Gesamtzeit [s]	12510	4574	6437
Dauer Motor „An“ [s]	5866	1886	4196
Max. Einzelbetrieb [s]	61	88	86
KS-Verbrauch [kg]	3,430	1,058	2,354
[l]	4,12	1,27	2,83

Zur Auslegung der AGN-Komponenten, vor allem des DPF, ist die Kenntnis des vom Primäraggregat produzierten Abgasvolumenstroms erforderlich. Zur Ermittlung des Abgasvolumenstroms wurden die folgenden Gleichungen verwendet.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{Abgas} \cdot R_{Luft} \cdot T_{Abgas}}{\rho_{Luft}}$$

$$\dot{m}_{Abgas} = \dot{m}_{Luft} + \dot{m}_{KS}$$

$$\text{mit: } R_{Luft} = 287,2 \frac{J}{kg \cdot K} \quad \text{und} \quad \rho_{Luft} = 1 \text{ bar}$$

Für den stationären Betrieb des Primäraggregats ohne AGN-Komponenten ergaben sich in den Vorversuchen die in Tabelle 8 ersichtlichen Volumenströme.

**Tabelle 8: Abgasvolumenströme Primäraggregat ohne AGN**

Messreihe	1	2	3
$\varnothing \dot{m}_{Luft} \left[ \frac{kg}{h} \right]$	130	124	123
$\varnothing \dot{m}_{KS} \left[ \frac{kg}{h} \right]$	1,82	2,07	2,05
$\varnothing T_{Abgas} \left[ ^\circ C \right]$	185	213	220
$\varnothing \dot{V}_{Abgas} \left[ \frac{m^3}{h} \right]$	173	176	177

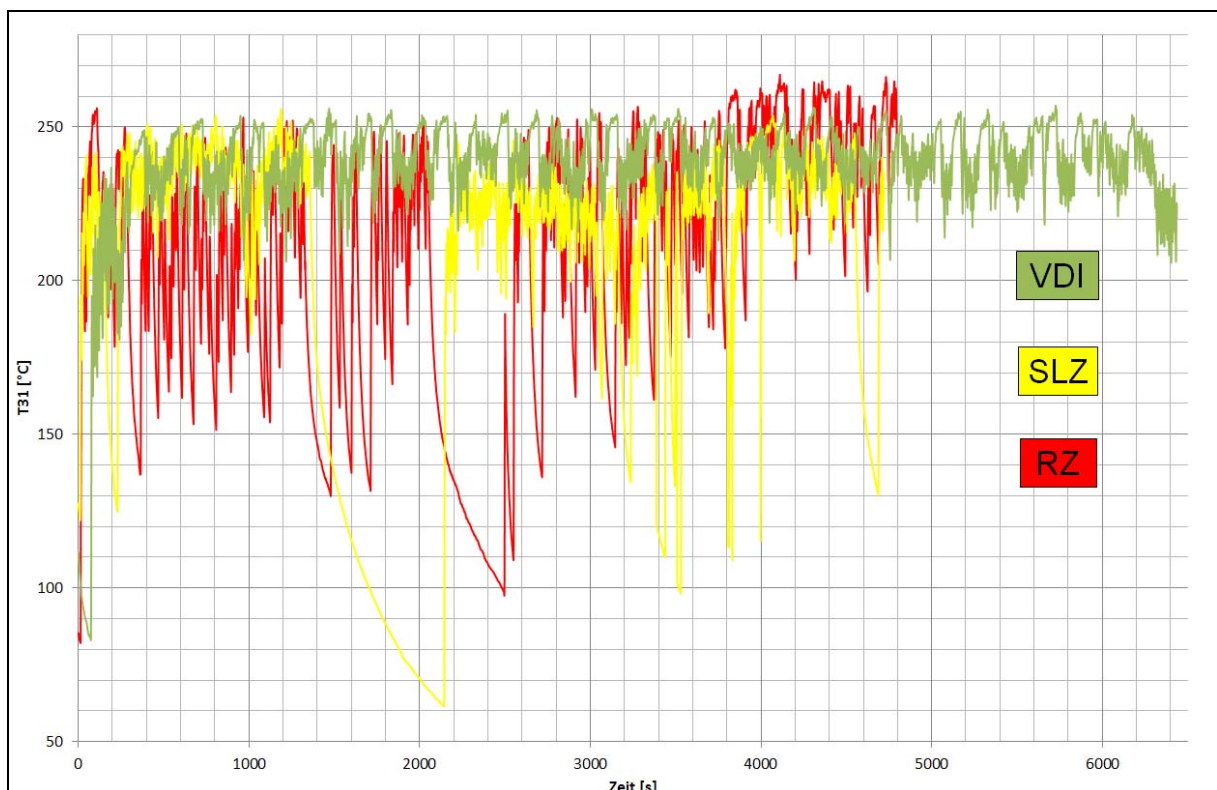
### Messung der Abgastemperaturen

Als weitere Auslegungsgröße ist die zu erwartende Abgastemperatur vor der AGN von Bedeutung. Daher wurden zusätzlich zu den Versuchen im stationären Betrieb

(siehe Tabelle 8) die Temperaturverläufe in den drei Zyklen ohne AGN-Komponenten aufgenommen. Angemerkt werden muss, dass aufgrund des Zwei-Takt-Prinzips und des damit verbundenen Gasaustauschs sowie der Reflexion der Gases im Abgastrakt nicht die Messstelle T3, sondern die Temperatur T31 (siehe Abbildung 3) die heißeste ist.

In Abbildung 12 ist zu erkennen, dass die Abgastemperatur nur zeitweise die 250°C Grenze überschreitet. Ebenfalls eindeutig ist, dass im VDI-Zyklus ein relativ gleichmäßiges Temperaturniveau vorhanden ist. Im Gegensatz dazu sind im SLZ und RZ tiefe Temperaturstürze zu erwarten, welche sich negativ auf die Konversionsraten des DOC auswirken dürften.

Für die weiteren Untersuchungen, beginnend mit der Ermittlung der Konversionsraten für den ersten DOC, wurde daher entschieden, lediglich den VDI-Zyklus als temperaturgünstigsten Zyklus zu untersuchen. Dies wurde auch damit begründet, dass die anderen Zyklen nach positiven Ergebnissen im VDI-Zyklus immer noch untersucht werden könnten.



**Abbildung 12: Temperaturverlauf T31 in den ausgewählten Zyklen ohne AGN**

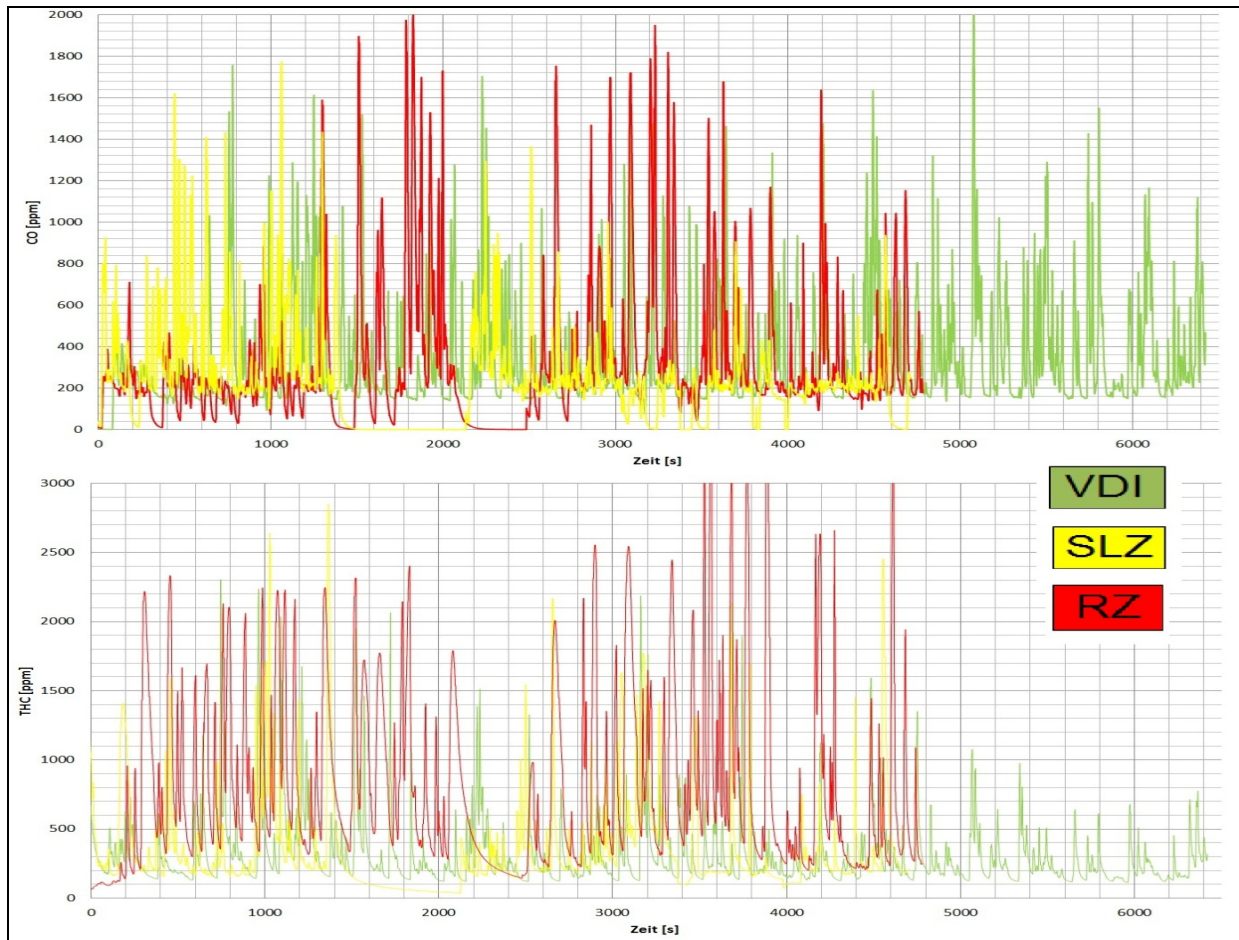
### Messung der Rohemissionen

Weiterhin konnten die Rohemissionen sowohl im stationären Betrieb als auch in den drei Zyklen erfasst werden. Bei diesen Versuchen waren ebenfalls keine AGN-Komponenten im Abgasstrang verbaut. Bei den stationären Versuchen erreichen die verschiedenen Abgaskomponenten nach einer gewissen Einfahrzeit ein bestimmtes Niveau (siehe Tabelle 9).

Im Aussetzbetrieb der einzelnen Zyklen hingegen schwanken die Messwerte der Emissionen und es treten prinzipbedingt Peaks auf. Abbildung 13 veranschaulicht dies am Beispiel der Messungen der Schadstoffkomponenten CO und THC in den drei Zyklen.

**Tabelle 9: Schadstoffemissionen, Abgastemperatur im stationären Betrieb ohne AGN**

Messreihe	1	2	3
CO [ppm]	110	145	140
THC [ppm]	90	70	40
NOx [ppm]	360	300	370
CO2 [%]	3	3	3
Max. Abgastemperatur [°C]	260	260	265



**Abbildung 13: Rohemissionen (CO-oben, THC-unten) in den Zyklen ohne AGN**

### **Versuche zur Isolation des Abgasstranges**

Da bereits zu Beginn des Projektes bekannt war, dass für die vorliegenden Untersuchungen Maßnahmen zu Eindämmung des Verlustwärmestroms im Abgasstrang ergriffen werden müssen, wurde erwägt, durch entsprechende Isolation eine günstige Beeinflussung zu erzielen. Wie bereits erläutert, konnte nur eine Variante, die der Steinbach AG, näher untersucht werden.

Um die Wirkung des Isolationsmaterials zu verdeutlichen, wurde zunächst eine Abkühlkurve ohne Isolation aufgenommen. Hierfür musste das Primäraggregat im stationären Betrieb bis zum Erreichen der maximalen Abgastemperatur (ohne AGN-Komponenten) gefahren werden (Abbildung 15). Danach wurde die Maschine abgestellt und die einzelnen Temperaturen während der Abkühlung aufgezeichnet (Abbildung 16). Gleiches wurde mit Isolation wiederholt. Während dieser Versuche war auch ein Thermoelement an der Außenseite des Abgasrohres bzw. der Isolation angebracht (Abbildung 14).



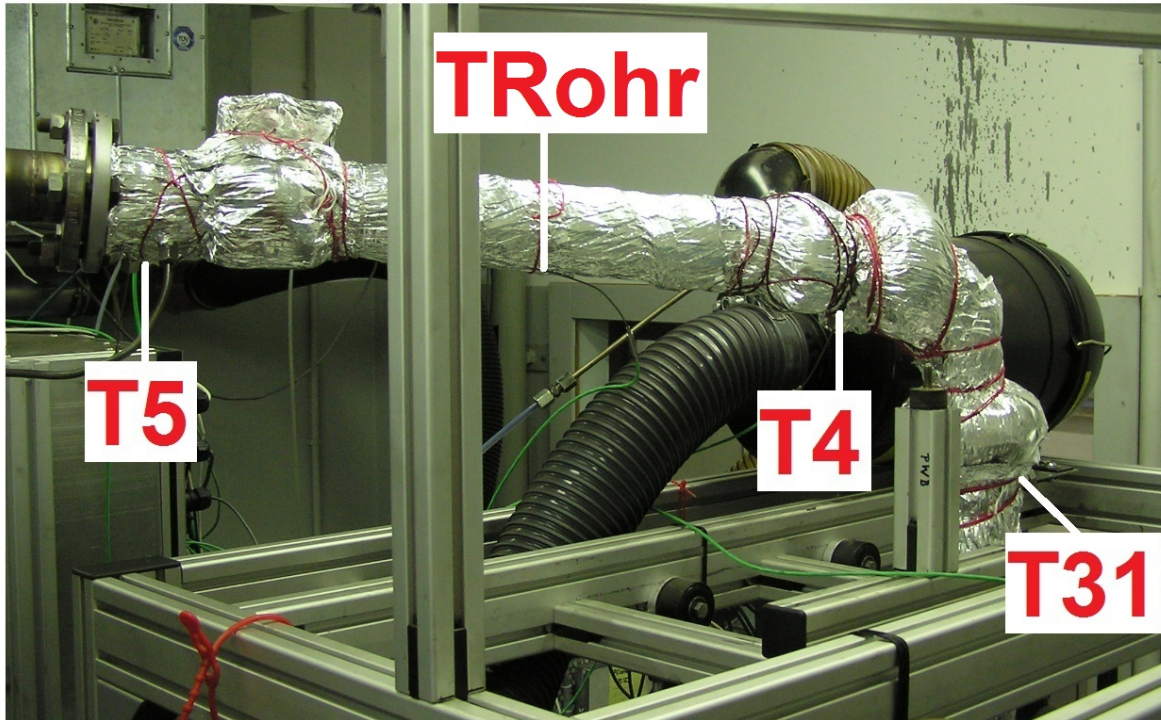


Abbildung 14: Temperaturmessstellen und isoliertes Abgasrohr

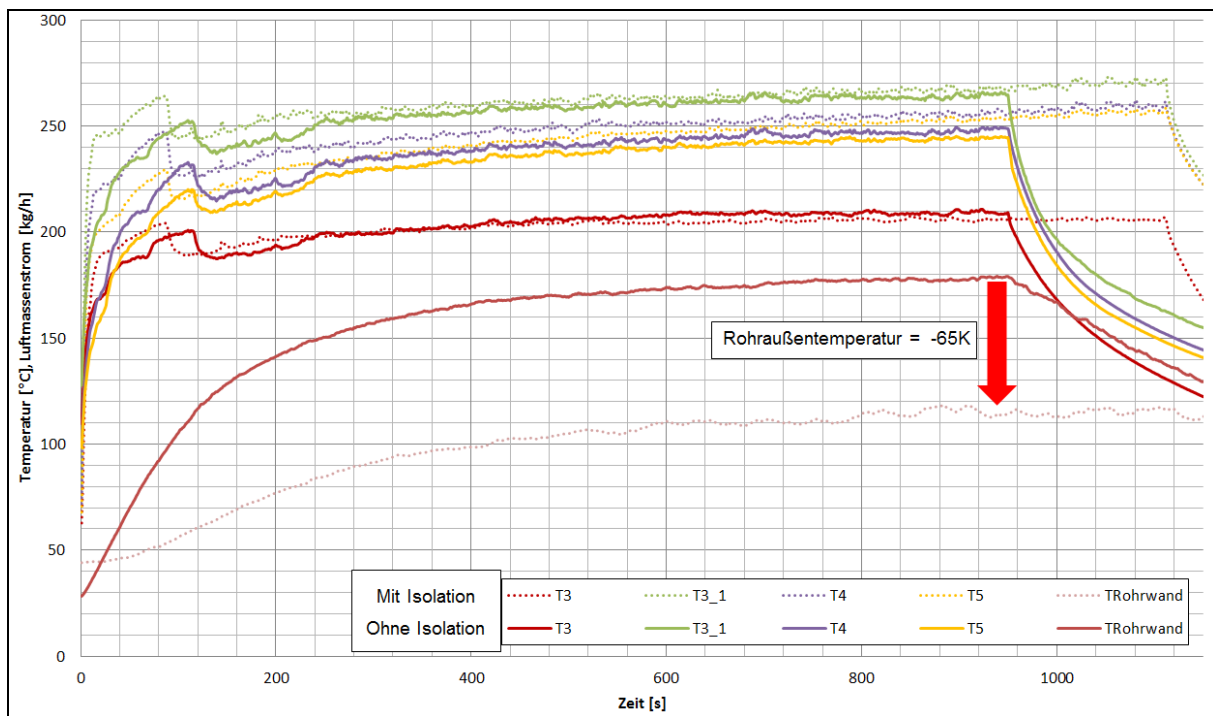
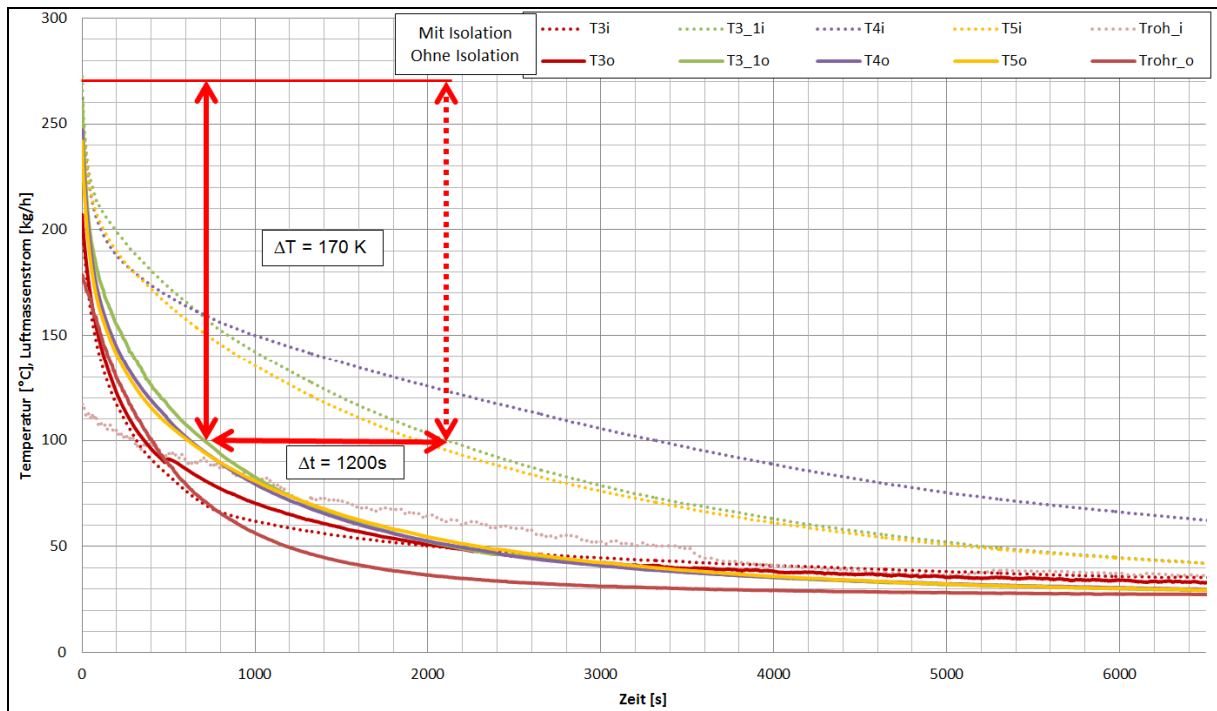


Abbildung 15: Vergleich der Aufheizungsverläufe der Abgastemperaturen



**Abbildung 16: Vergleich der Abkühlungsverläufe der Abgastemperaturen**

Es ist deutlich zu erkennen, dass durch das Isolationsmaterial bei der Erwärmung des Abgasstrangs zum einen die einzelnen Messstellen zum gleichen Zeitpunkt wie ohne Isolation eine höhere Temperatur aufweisen (Abbildung 15 bis ca. 120s). Zum anderen verringert sich die Rohraußentemperatur bzw. die Temperatur an der Isolationsaußenfläche deutlich.

Bei der Betrachtung der Abkühlungsverläufe in Abbildung 16 fällt die große Verzögerung von rund 1200s (1/3 Stunde) auf, die das Gas im isolierten Rohr länger benötigt, um auf die gleiche Temperatur wie das Rohr ohne Isolation abzukühlen.

Eine Anwendung von Isolationsmaterial erscheint daher im Aussetzbetrieb, wo das Primäraggregate bis zu einer Minute still steht, sehr sinnvoll.

### Auswahl AGN-Komponenten

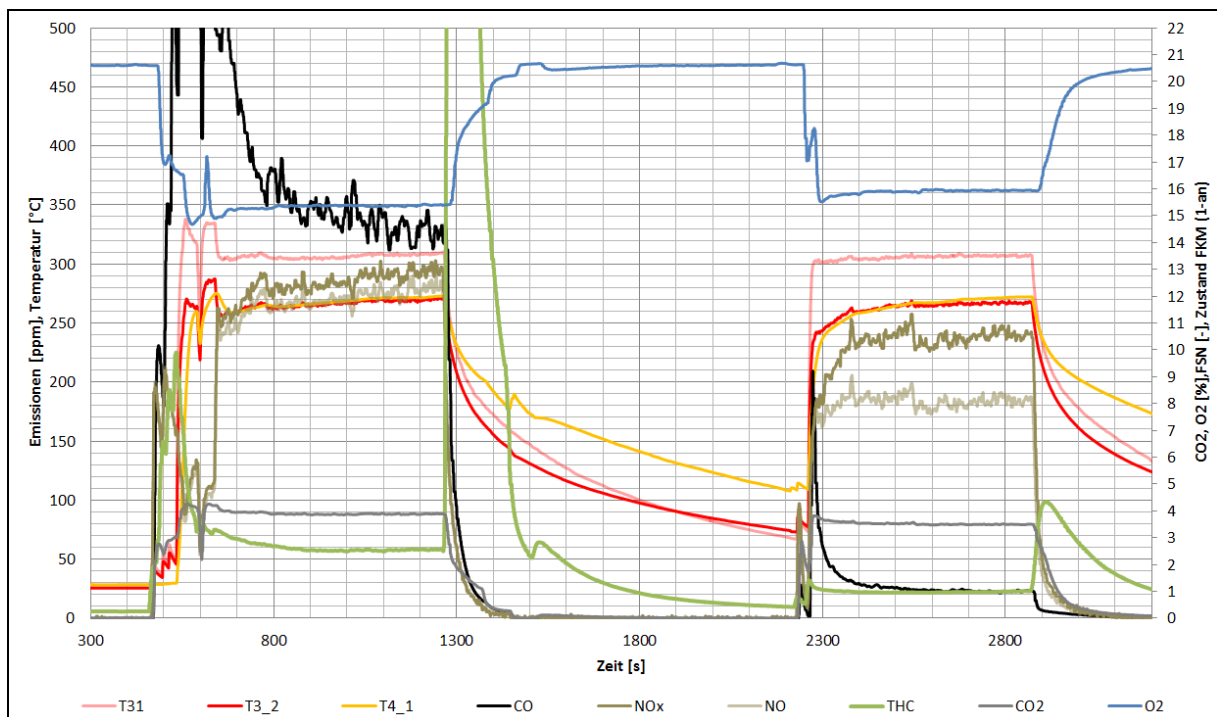
Auf der Grundlage der vorangegangenen Untersuchungen und deren Ergebnisse konnte HJS die ersten AGN-Komponenten auswählen. Aufgrund des geringen Abgasvolumenstroms wurde der kleinste bei HJS verfügbare DPF mit 1,2m<sup>2</sup> Filteroberfläche ausgewählt. Dies galt ebenfalls für den DOC, wobei hier ein

Keramiksubstrat mit einer Beschichtung von 45 g/ft<sup>3</sup> mit 2:1:0 (Pt:Pd:Rd) zum Einsatz kam.

### Messung der Konversionsraten K-DOC

Für eine erste Bewertung der Konversionsraten des vorhandenen DOC wurde das Primäraggregat stationär betrieben. Dabei wurden die Emissionen jeweils vor und nach dem DOC gemessen, um etwaige Auswirkungen des Einbaus der AGN-Komponente auf die Verbrennungsabläufe im Primäraggregat festzustellen.

Tatsächlich zeigte sich eine um ca. 50 K erhöhte Abgastemperatur, wie in Abbildung 17 anhand der hellroten Kurve der Temperatur T31 zu erkennen ist. T32 und T41 waren in diesem Fall die Temperaturen vor bzw. nach DOC. Die Konversionsraten der Schadstoffkomponenten können Tabelle 10 entnommen werden.



**Abbildung 17: Vergleich der Emissionen vor (links) und nach (rechts) Keramik-DOC**

Bei der Messung der Emissionen vor dem Keramik-DOC fallen insbesondere der CO-Peak beim Einschalten und der THC-Peak beim Ausschalten des Primäraggregats auf. Es wird vermutet, dass eine schlechte Verbrennung zu Beginn des stationären Betriebs des Primäraggregats die Ursache für den CO-Peak darstellt. Der Grund für den THC-Peak nach dem Ende des stationären Betriebs ist vermutlich

nicht verbranntes Luft-Kraftstoff-Gemisch, welches durch die Abgasabsauganlage des Prüfstands langsam aus den Brennräumen des Primäraggregats durch den Abgasstrang abgesaugt wird.

Beide Peaks werden durch den Keramik-DOC eingedämmt, können jedoch nicht vollständig umgesetzt werden (siehe Abbildung 17 rechts). Um dies zu erreichen, wird in der 1. Kampagne ein weiterer DOC untersucht und mit dem Keramik-DOC verglichen.

**Tabelle 10: Konversionsraten Keramik-DOC**

Komponente	CO	THC	NO	Temperaturdifferenz
Konversionsrate [%]	94	66	34	~ 0K

### FSN-Messung und Abscheidegrad DPF

Im stationären Betrieb wurde zudem die Schwärzungszahl nach BOSCH (Filter Smoke Number – FSN) gemessen. Diese bildete zusammen mit dem Abgasvolumenstrom die Grundlage für die Berechnungen des zu erwartenden Rußmassenstroms. Dieser kann über die Gleichung

$$\dot{m}_{Ru\beta} = \dot{V}_{Abgas} \cdot Ru\beta_{AVL}$$

berechnet werden. In Tabelle 11 ist ein Auszug aus der Umrechnungstabelle „FSN zu Rußvolumenstrom“ aus dem AVL Handbuch 415s Seite 239 zu sehen.

**Tabelle 11: Auszug der Umrechnungstabelle „FSN – Rußvolumenstrom“ [AVL05]**

FSN [-]	Ruß [mg/m <sup>3</sup> ] (beheizt)
0.5	7.65
0.55	8.55
0.6	9.47
0.65	10.42

Die Ergebnisse der Messreihen (je zehn Messungen) sind in Tabelle 12 ersichtlich. Die Messreihen 1 und 2 wurden ohne eingebaute AGN-Komponenten vorgenommen. Messreihe 3 wurde vor dem eingebauten DPF und Messreihe 4 nach dem eingebauten DPF gemessen.

Der Abscheidegrad (AG) des DPF kann ermittelt werden, indem der Quotient aus der Differenz von Rußmassenstrom vor / Rußmassenstrom nach DPF und dem Rußmassenstrom vor dem DPF berechnet wird.

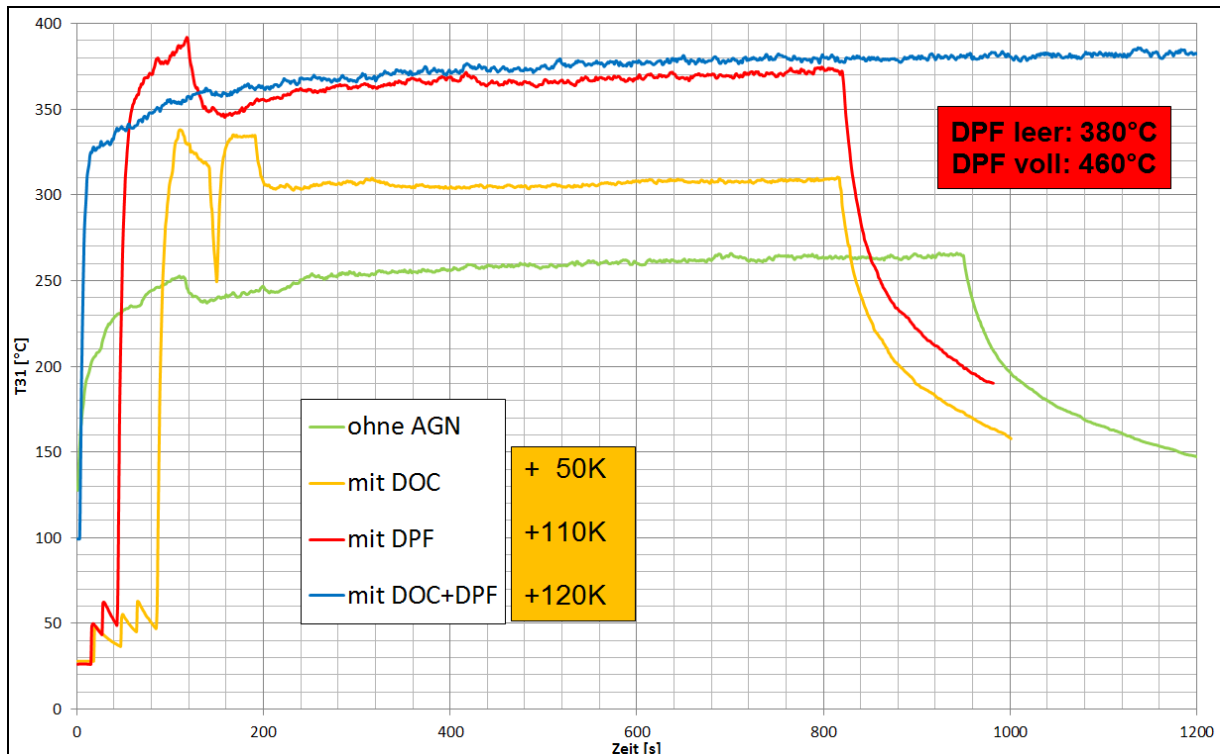
$$AG = \frac{\dot{m}_{\text{RußvorDPF}} - \dot{m}_{\text{RußnachDPF}}}{\dot{m}_{\text{RußvorDPF}}} \cdot 100 \quad [\%]$$

In dem untersuchten Fall ergibt sich so ein Abscheidegrad von 98,6%. Allerdings muss die Ermittlung des Rußmassenstroms über die FSN beachtet werden. Die Randbedingungen der FSN-Messungen sowie deren Genauigkeit bei kleinen Messwerten sollte daher berücksichtigt werden, wenn es zu einer Bewertung des Ergebnisses kommt. So können sich unter anderem durch den Betrieb des Primäraggregats verursachte Vibrationen und Druckpulsationen dahingehend ungünstig auswirken, dass Ablagerungen bzw. Rußpartikel abgerissen werden und so in den Messbereich gelangen. Das vorliegende Ergebnis stellt daher nur einen Richtwert dar.

Tabelle 12: Ergebnisse der FSN-Messreihen und Umrechnung in Rußmassenstrom

Messreihe	1	2	3	4
$\varnothing$ FSN [-]	0,74	0,59	2,734	0,0096
$Ru\beta_{AVL} \left[ \frac{mg}{m^3} \right]$	12,2	9,35	83,13	0,127
$\varnothing \dot{m}_{Luft} \left[ \frac{kg}{h} \right]$	117,4	118,9	86,56	85,3
$\varnothing \dot{m}_{KS} \left[ \frac{kg}{h} \right]$	1,98	2,06	2,13	2,1
$\varnothing T_{Abgas} [^{\circ}C]$	236,2	242,9	366,5	368,5
$\varnothing \dot{m}_{Ru\beta} \left[ \frac{g}{h} \right]$	1,93	1,54	15	0,02

Bereits an diesem Punkt der Untersuchungen fällt auf, dass die Verwendung von AGN-Komponenten im Abgasstrang eine Auswirkung auf den Betrieb bzw. die Emissionen des Primäraggregats hat. Selbst die relativ ungenaue Berechnung des Rußmassenstroms über die FSN zeigt, dass durch den Einbau des DPF wesentlich mehr Ruß entsteht. Ebenso geht die angesaugte Frischluftmasse zurück. Gleichzeitig erhöht sich der Kraftstoffverbrauch. Das bedeutet, das zu verbrennende Luft-Kraftstoffgemisch wird fetter. Weiterhin ist ein enormer Anstieg der Abgastemperatur von über 100K zu beobachten. Die Intensität der Auswirkungen der einzelnen AGN-Komponenten auf die Abgastemperatur ist in Abbildung 18 dargestellt.



**Abbildung 18: Abgastemperatur mit und ohne AGN-Komponenten**

Die grüne Kurve gibt den aus den Versuchen ohne AGN-Komponenten bekannten Abgastemperaturverlauf wieder, wobei hier maximal 265°C erreicht werden. Schon der Einbau eines DOC erhöht die Abgastemperatur um 50K, bei der Verwendung von DOC und DPF erhöht sich die Abgastemperatur bei leerem DPF um 120K gegenüber Variante ohne AGN. Ist der DPF zudem voll beladen, erreicht die Temperaturerhöhung einen Wert von 200K.

Für dieses Phänomen gibt es folgende Erklärung: Auf Grund des Zweitaktprinzips (Gaswechsel Frischluft/Abgas) sinkt mit zunehmendem Abgasgegendruck der Luftaufwand und gleichzeitig steigt der Fanggrad, so dass der heiße Abgasbestandteil in der Abgasanlage näher an den Auslass heranrückt. Damit ergeben sich in der gesamten Abgasanlage bei Betrieb mit DPF höhere Abgastemperaturen als bei Betrieb mit der Serienauspuffanlage. Diesen Sachverhalt könnte man möglicherweise nutzen, um bei Untersuchungen mit additiviertem Kraftstoff bei der Regeneration des DPF ohne zusätzliche Heizmaßnahmen auszukommen.

### 3.3.2 Ergebnisse der 1. Kampagne

#### DOC-Vergleich im stationären Betrieb

Auf der Grundlage der Vorversuche und der gewonnenen Erkenntnisse, vor allem hinsichtlich der Beeinflussung der Abgastemperatur durch AGN-Komponenten, konnte ein Versuchsplan für das weitere Vorgehen erstellt werden. Dieser sah für die 1. Kampagne zuerst Untersuchungen im stationären Betrieb mit einem weiteren DOC der Firma HJS vor. Zudem sollten beide DOC's im VDI-Zyklus getestet und danach verglichen werden. Als letztes sollte die Beladung und Regeneration des DPF im stationären Betrieb untersucht werden. Hierfür wurde die elektrische Heizung des SMF<sup>®</sup>-AR Systems verwendet, welches genauer in der 2. Kampagne untersucht wurde.

Die Ergebnisse der Messungen mit dem zweiten DOC von HJS, einem Metallit-Substrat sowie 45 g/ft<sup>2</sup> 2:1:0 Beschichtung, im stationären Betrieb können Abbildung 19 entnommen werden. Die Konversionsraten im Vergleich zum Keramik-DOC sind in Tabelle 13 ersichtlich.

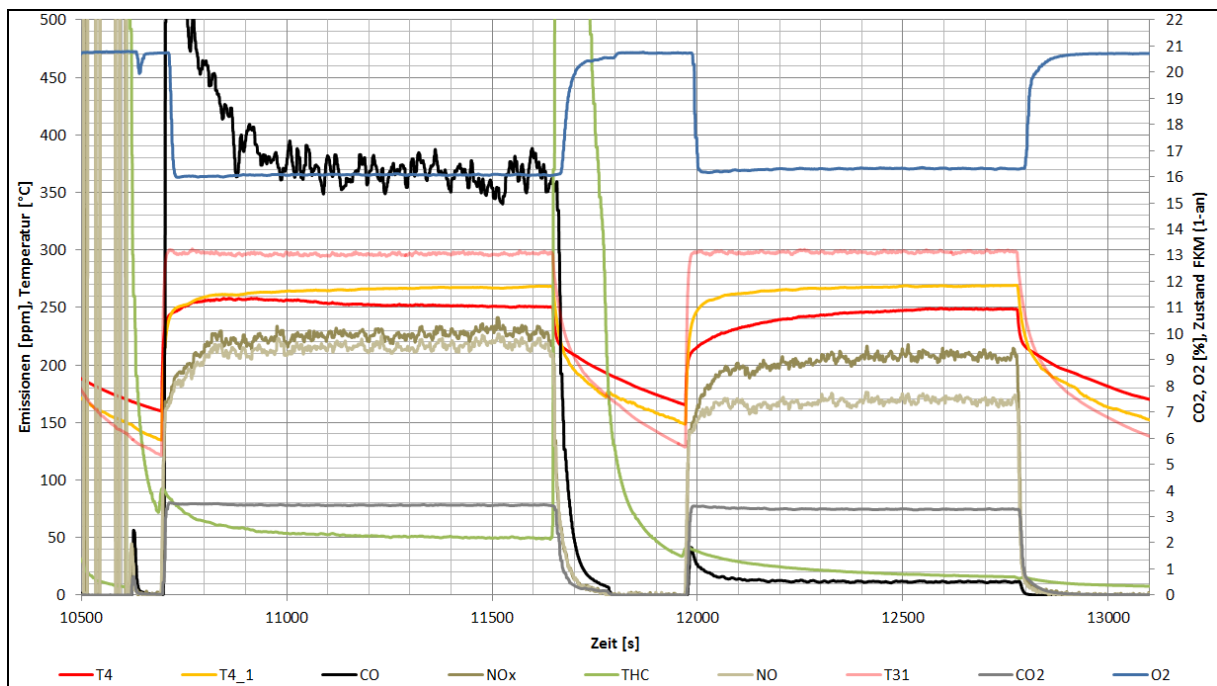


Abbildung 19: Vergleich der Emissionen vor (links) und nach (rechts) Metallit-DOC



Bei der Messung der Emissionen vor dem Metallit-DOC fallen, wie beim Keramik-DOC, der CO-Peak beim Einschalten und der THC-Peak beim Ausschalten des Primäraggregats auf. Im Unterschied zum Keramik-DOC kann der Metallit-DOC jedoch den THC-Peak vollständig und den CO-Peak besser umsetzen. Außerdem wurde eine Temperaturerhöhung über dem Metallit-DOC von circa 20K registriert. Hinsichtlich der erforderlichen Abgastemperaturen für eine Regeneration des DPF dürfte sich dies positiv auswirken.

**Tabelle 13: Vergleich der Konversionsraten der DOC im stationären Betrieb**

Konversionsrate[%]	CO	THC	NO	Temperatur-differenz
<b>Keramik-DOC</b>	94	66	34	~ 0K
<b>Metallit-DOC</b>	97	60	23	+20K

Bezüglich der Konversionsraten sticht keiner der beiden DOC heraus. Vor dem Hintergrund der Einhaltung der Emissionsgrenzwerte, welche in der TRGS 554 niedergeschrieben sind, ist die Erreichung hoher Konversionsraten eher zweitrangig.

### **DOC Vergleich im VDI-Zyklus**

Die beiden DOCs wurden im VDI-Zyklus hinsichtlich der Verläufe der Abgastemperaturen (Abbildung 20) und der Konversionsraten (Tabelle 14) getestet. Aufgrund der zum Teil stark schwankenden Werte wurden für die Schadstoffkomponenten mittlere Werte zur Berechnung der Konversionsraten angenommen.

Bei diesen Versuchen konnten ebenfalls nur marginale Unterschiede festgestellt werden. Am deutlichsten sticht noch die Erhöhung der Abgastemperatur vom Messpunkt T4 (vor DOC) zu T41 (nach DOC) beim Metallit-DOC hervor (Abbildung 20 links).

Tabelle 14: Vergleich der Konversionsraten im VDI-Zyklus

Konversionsrate[%]	CO	THC	NO	Temperatur-differenz
K-DOC + SMF-AR	93	87	17	~ 0K
M-DOC + SMF-AR	95	83	11	+ 20K

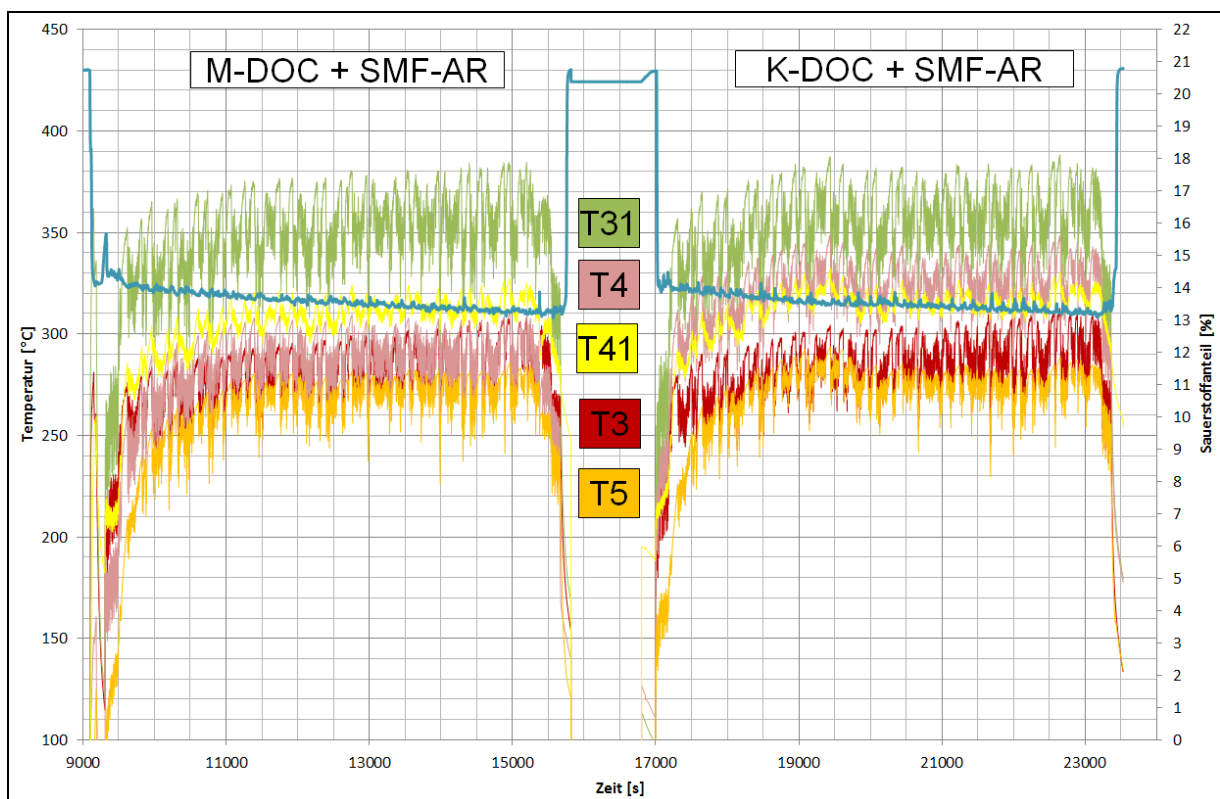
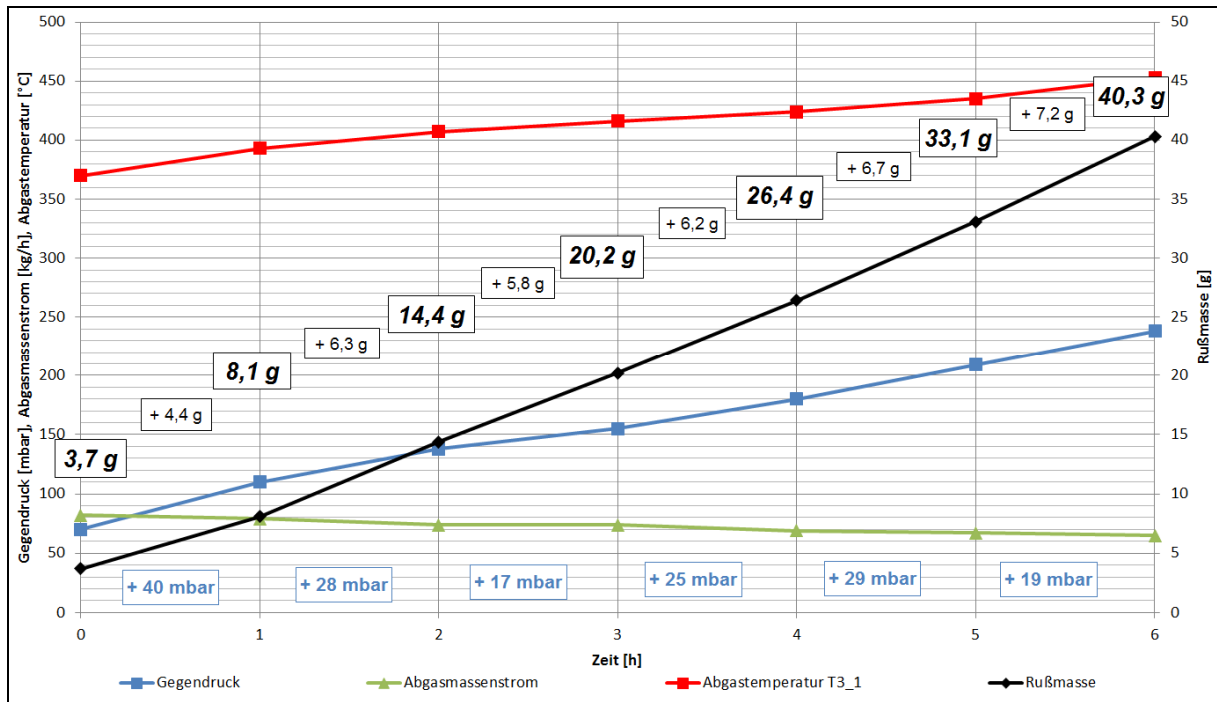


Abbildung 20: Verlauf der Abgastemperaturen im VDI-Zyklus Metallit- und Keramik-DOC

### Beladung DPF stationär und Regeneration

Für das weitere Vorgehen sollte nun das Verhalten der AGN-Komponenten als komplettes System im stationären Betrieb untersucht werden. Da bereits die Konversionsraten der beiden DOC sowie das Abscheideverhalten des DPF untersucht wurden, konzentrierten sich die Versuche auf das Beladungsverhalten

des DPF im stationären Betrieb. Aufgrund des erhöhten Niveaus der Abgastemperatur beim Betrieb mit DOC und DPF (mindestens +120 K), wurde auf etwaige Anzeichen einer selbständigen Regeneration im DPF geachtet.



**Abbildung 21: Beladungsverlauf des DPF im stationären Betrieb ohne Additiv**

Trotz einer Beladung des DPF bis zur maximalen Grenze ( $37,5 \text{ g/m}^2 = 45 \text{ g}$  absolut), einer Abgastemperatur von  $410^\circ\text{C}$  vor DPF und unter Zuhilfenahme der elektrischen Heizung konnte keine erfolgreiche Regeneration durchgeführt werden. Der Filter musste manuell in einem Ofen regeneriert werden und stand danach für die weiteren Untersuchungen zur Verfügung.

In Abbildung 21 ist zu erkennen, dass der Rußmassenstrom nicht konstant ist. Am Anfang der Messreihe wird der DPF mit  $4,4 \text{ g}$  Ruß pro Betriebsstunde beladen, wohingegen am Ende etwas mehr als sieben Gramm Ruß pro Betriebsstunde auf den Filter geladen werden. Dies verdeutlicht, wie sehr der Verbrennungsprozess, und damit die Rußentstehung, vom Abgasgegendruck beeinflusst wird. Der Abgasgegendruck wiederum ist abhängig von der Filterbeladung; je mehr Ruß auf dem Filter ist, desto mehr Gegendruck wird erzeugt.

### 3.3.3 Ergebnisse der 2. Kampagne

Für die 2. Kampagne wurde das AGN-System bestehend aus Keramik-DOC und SMF<sup>®</sup>-AR verwendet. Um die Möglichkeiten des SMF<sup>®</sup>-AR-Systems vollständig ausschöpfen zu können, wurde dem Kraftstoff ein Additiv beigemischt. Die Berechnung der notwendigen Dosierung führte HJS mithilfe der bekannten Rußmassenströme durch.

Dabei stellte sich heraus, dass für einen Rußmassenstrom von 15 g/h (siehe Tabelle 12) und einem Abgasmassenstrom von circa 130 kg/h eine Additivierung von 55 ppm HJS F51 notwendig sein würde, um einen Regenerationserfolg zu erzielen.

Aufgrund des Aussetzbetriebs kristallisierte sich die Anforderung heraus, einen konstanten Sekundärluftstrom im Abgasstrang bereitzustellen. Dieser wurde mithilfe der am Prüfstand anliegenden Druckluft realisiert und konnte bei Bedarf manuell zugeschaltet werden. Damit wurde gewährleistet, dass es während einer aktiv eingeleiteten Regeneration aufgrund des Stillstandes des Primäraggregats nicht zu einer Flammenlöschung und damit zum Abbruch der Regeneration kommt.

#### Stationäre Versuche 55 ppm

Dementsprechend wurden der DPF zuerst im stationären Betrieb des Primäraggregats beladen. Der Beladungsverlauf ist Abbildung 22 zu entnehmen.

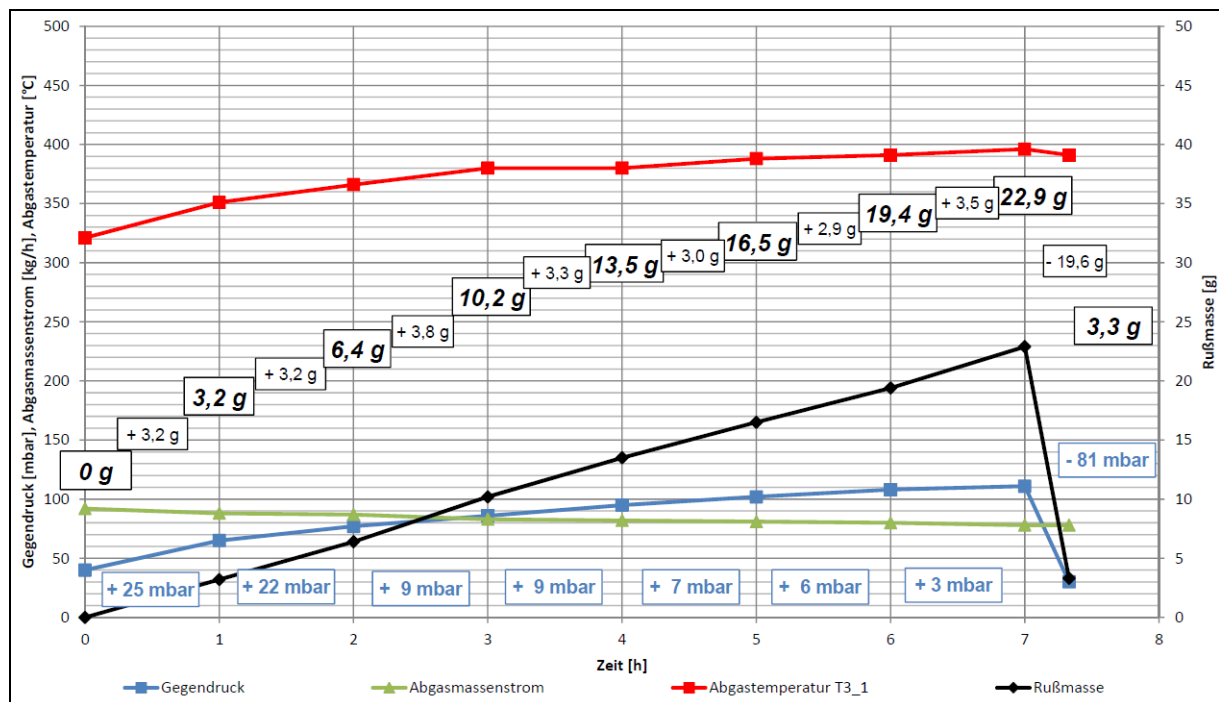
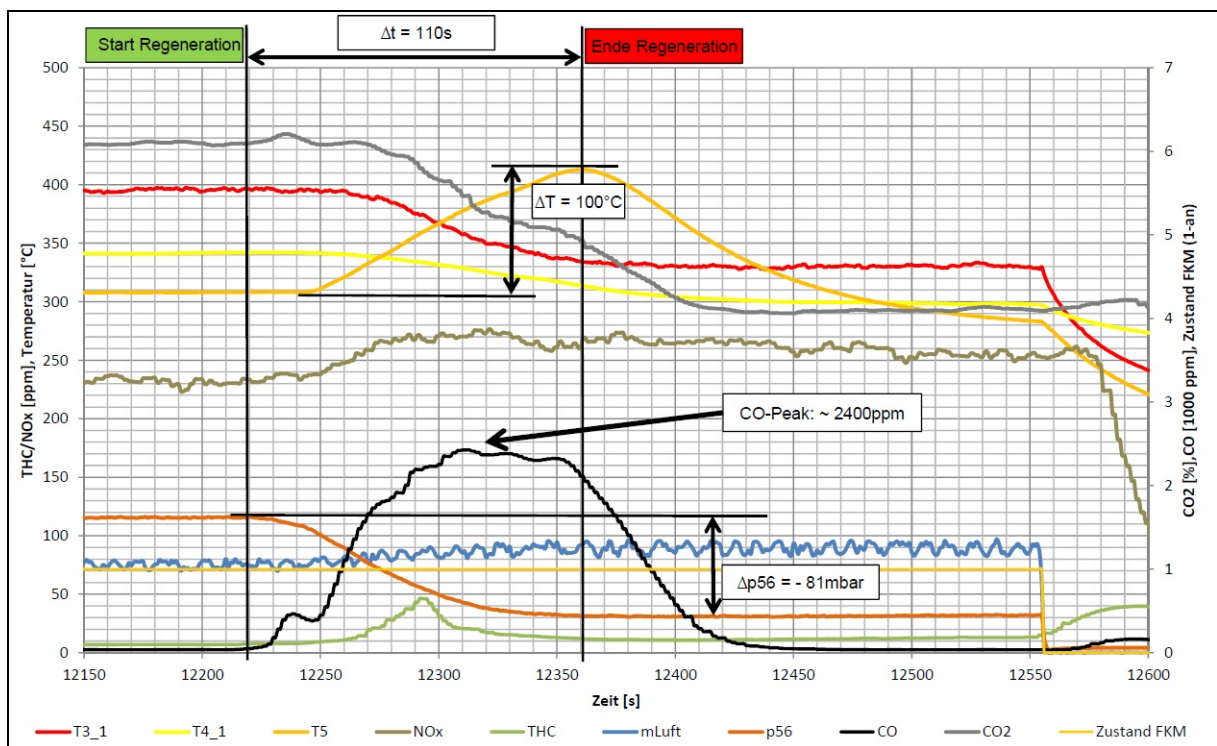


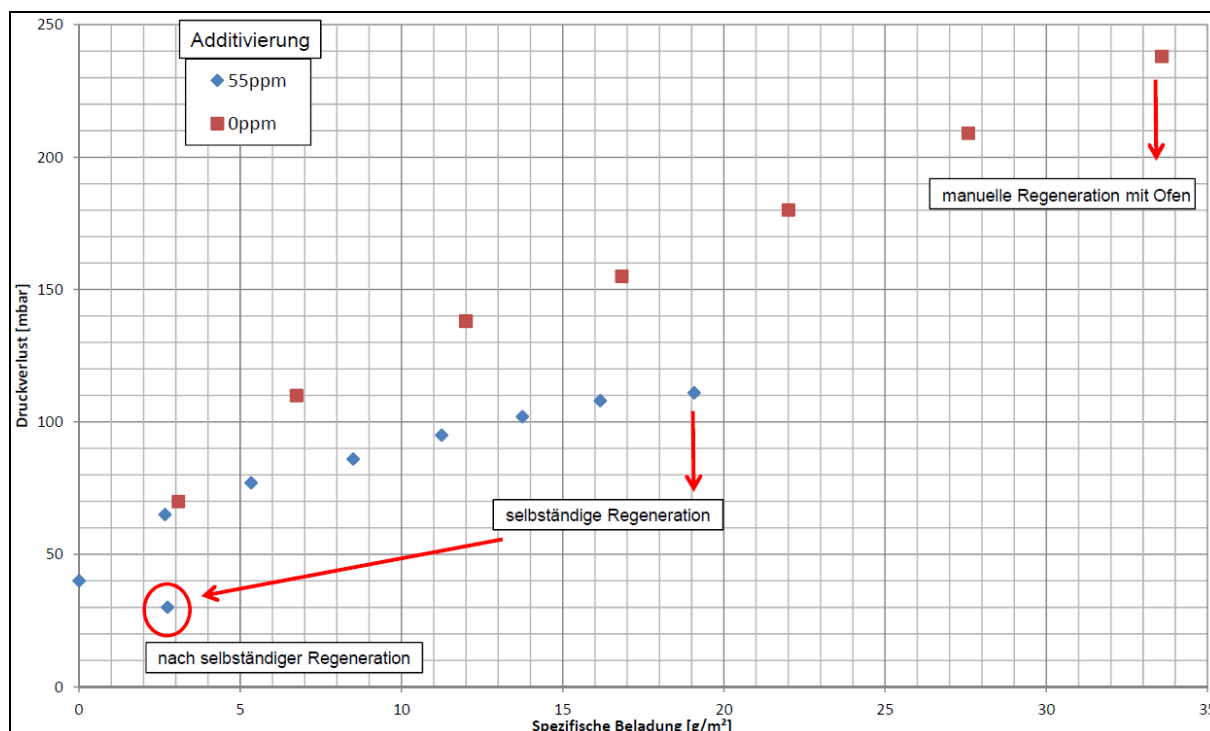
Abbildung 22: Beladungsverlauf des DPF im stationären Betrieb mit 55 ppm Additiv

Nach einer Beladungszeit von rund 7,5 Stunden fand eine selbständige Regeneration des DPF statt (Abbildung 23), bei der rund 85% des gefilterten Rußes innerhalb einer Zeitspanne von circa zwei Minuten abgebrannt werden konnten. Der detaillierte Verlauf der Regeneration ist in Abbildung 23 ersichtlich.



**Abbildung 23: Selbständige Regeneration des DPF im stationären Betrieb mit 55 ppm Additiv**

Die Abhängigkeit zwischen Filterbeladung und Druckverlust über dem DPF ist in Abbildung 24 dargestellt.



**Abbildung 24: Druckverlust-Beladung ohne Additiv und mit 55 ppm Additiv (stationär)**

Es fand die spontane Regeneration vor der von HJS empfohlenen minimalen Beladung des Filters ( $20 \text{ g/m}^2$ ) für eine Regeneration statt. Ebenso fällt der Gegendruckanstieg bei den Versuchen mit 55 ppm Additiv deutlich flacher aus als bei der Messreihe ohne Additiv.

Vermutlich ist dieser Effekt auf die Tatsache zurückzuführen, dass bei der Verwendung von Kraftstoffadditiv die Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemisches im Brennraum beeinflusst wird. Bei der Beladung des Filters spielt vor allem die Zusammensetzung des Rußes eine wesentliche Rolle. Ruß hat die Eigenschaft, bei erhöhter THC-Emission klebriger zu sein, wodurch es zu einer höheren Packdichte des Rußes auf dem Filter und damit zum stärkeren Anstieg des Gegendruckes kommt. Dahingehend wurden die THC-Emissionen vor AGN der Versuche mit und ohne Additiv verglichen. Die Zahlen in Tabelle 15 bestätigen die soeben angedeutete Vermutung. Die THC-Emission senkte sich um mehr als die Hälfte bei Verwendung des Additivs.

Tabelle 15: Einfluss des Kraftstoffadditivs auf die THC-Emissionen vor AGN

	THC-Emission vor AGN [ppm]
Ohne Additiv	~175
Mit 55ppm Additiv	~80

### VDI 55 ppm

Der Beladungsverlauf im VDI-Zyklus ist in Abbildung 25 dargestellt. Eine Regeneration erfolgte nach rund 5 Zyklen (circa 9 Betriebsstunden). Die erste aktiv eingeleitete Regeneration (Verwendung der elektrischen Heizung) wurde ohne Sekundärluft durchgeführt und war daher nur teilweise erfolgreich (Abbildung 26 oben). Bei der zweiten aktiven Regeneration mit Sekundärluft konnte der Gegendruck in drei Minuten um 80mbar gesenkt werden. Absolut wurden 17,6 g Ruß abgebrannt, was bei einer vorangegangenen Beladung von 26,2 g einer Minderung um 67% entspricht.

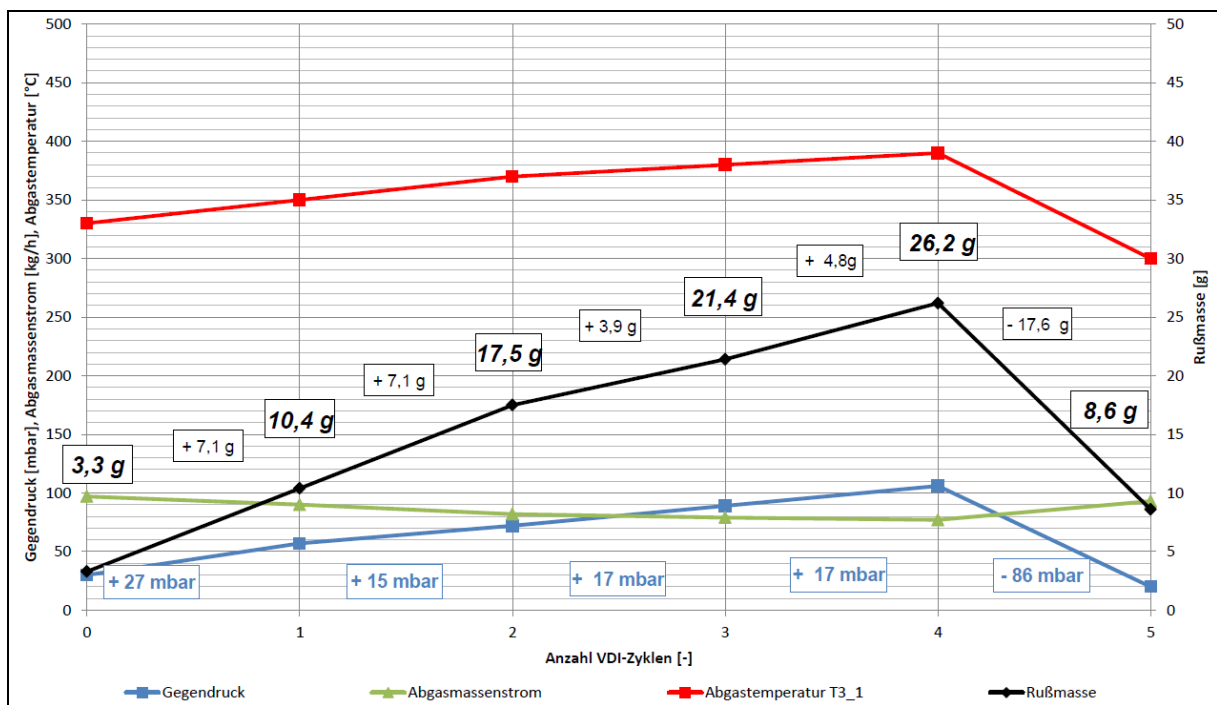


Abbildung 25: Beladungsverlauf des DPF im VDI-Zyklus mit 55 ppm Additiv

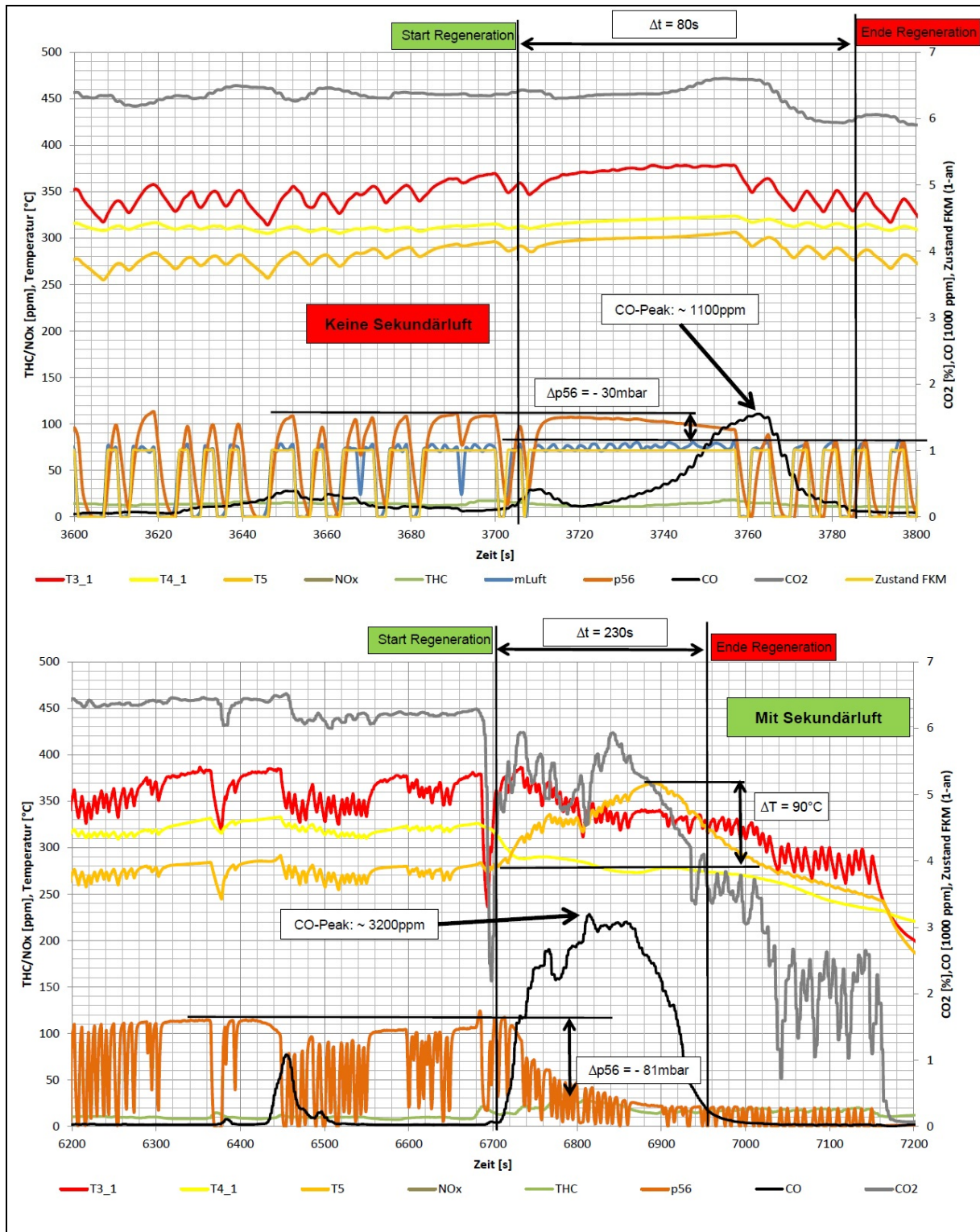
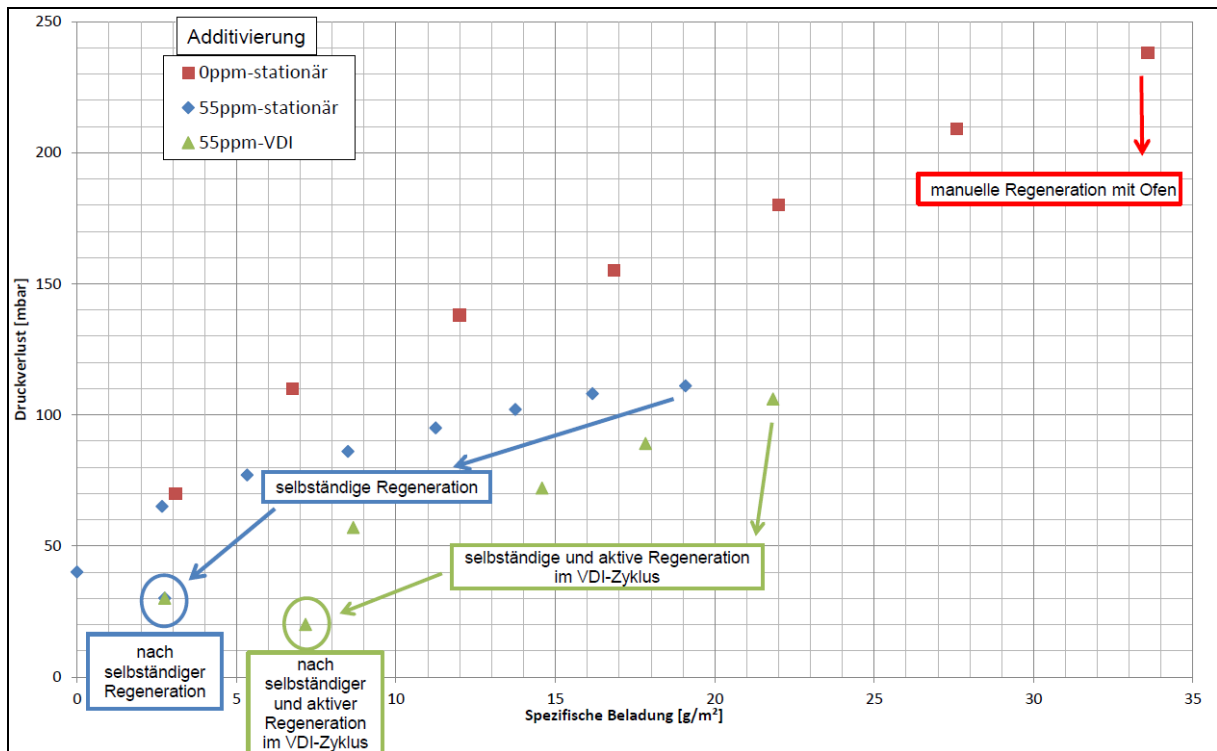


Abbildung 26: Aktive Regeneration des DPF ohne (oben) und aktive Regeneration mit (unten) Sekundärluft im VDI-Zyklus mit 55 ppm Additiv





**Abbildung 27: Druckverlust-Beladung ohne Additiv und mit 55 ppm Additiv (stationär, VDI)**

Die aktive Regeneration wurde innerhalb des von HJS vorgegebenen Fensters von 20 – 30 g/m<sup>2</sup> (Abbildung 27) Beladung des Filters durchgeführt. Eine Regeneration im oberen Bereich des Fensters wäre vermutlich erfolgreicher verlaufen. Prinzipiell konnte aber die Funktion des Systems im VDI-Zyklus mit 55 ppm Kraftstoffadditiv nachgewiesen werden. Für die weiteren Untersuchungen wurde aufgrund der positiven Ergebnisse beschlossen, die Dosierung des Additivs auf 25 ppm zu reduzieren (Abbildung 29). Dies sollte zum einen die Möglichkeiten des Systems aufzeigen. Zum anderen war diese Entscheidung im Hinblick auf eine zukünftige Anwendung der AGN im Realbetrieb wirtschaftlicher Natur, da bei der Verwendung von weniger Kraftstoffadditiv die Betriebsmittelkosten für den Anwender effektiv gesenkt werden können.

Für die folgenden Untersuchungen wurden Thermoelemente in das Filtermaterial eingebracht, um die Regeneration besser überwachen zu können. Die als „lang“ (Abkürzung „L“) bezeichneten Thermoelemente sind dabei in Höhe der drei elektrischen Heizwendeln angebracht. Eine tiefere Einbringung von Thermoelementen war aufgrund der Filterstruktur leider nicht praktisch darstellbar.

### Stationäre Versuche 25 ppm

Bei den stationären Versuchen mit 25 ppm ereignete sich eine selbständige Regeneration bereits nach 5,5 Betriebsstunden. Dabei wurden 19,7g Ruß abgebrannt, was rund 78% der vorhergehenden Beladung entsprach.

Die Regeneration fand spontan bei einer spezifischen Beladung von circa 21g/m<sup>2</sup> statt. Aufgrund der hohen Abgastemperatur vor DPF von rund 360°C (siehe gelbe Kurve T4\_1 in Abbildung 29) war die Verwendung der elektrischen Heizung nicht nötig.

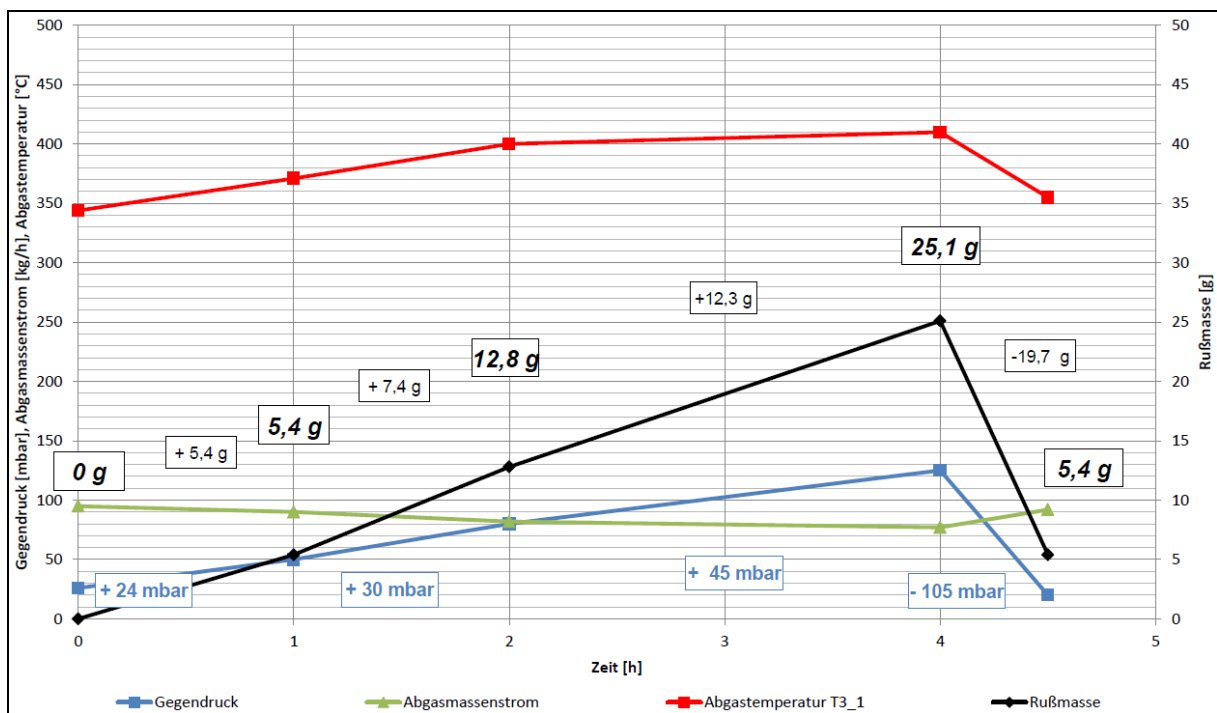
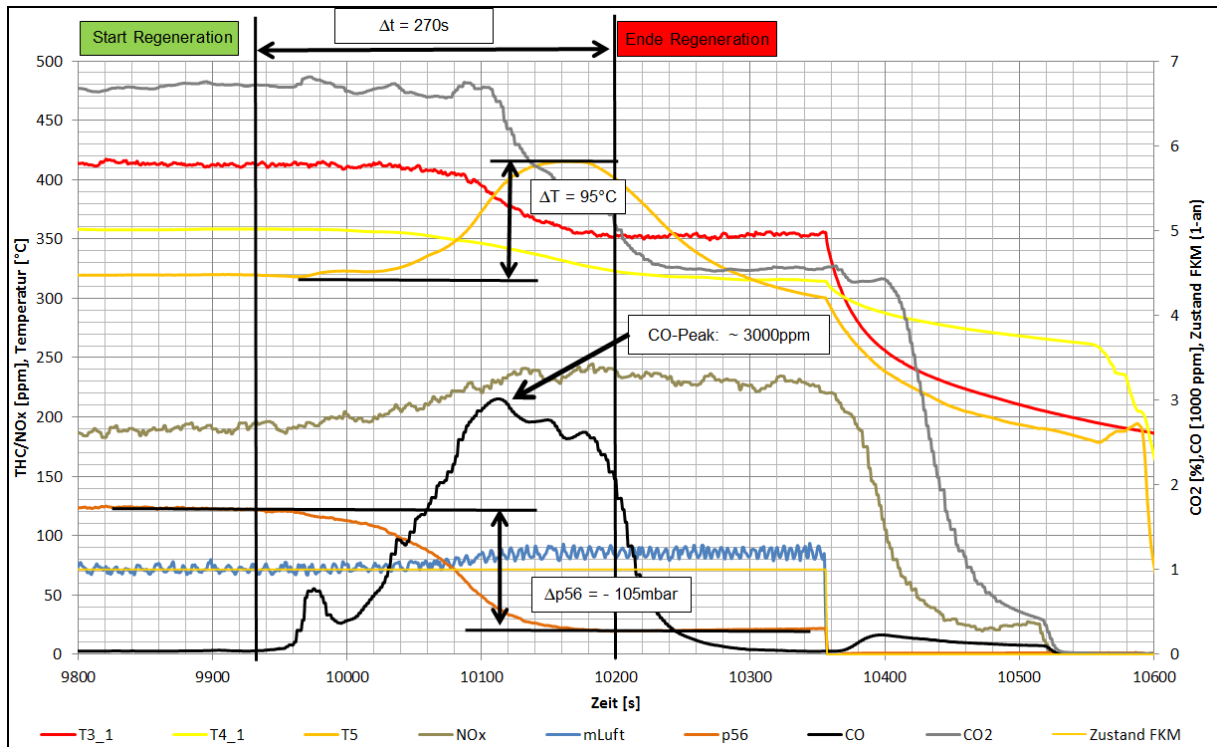
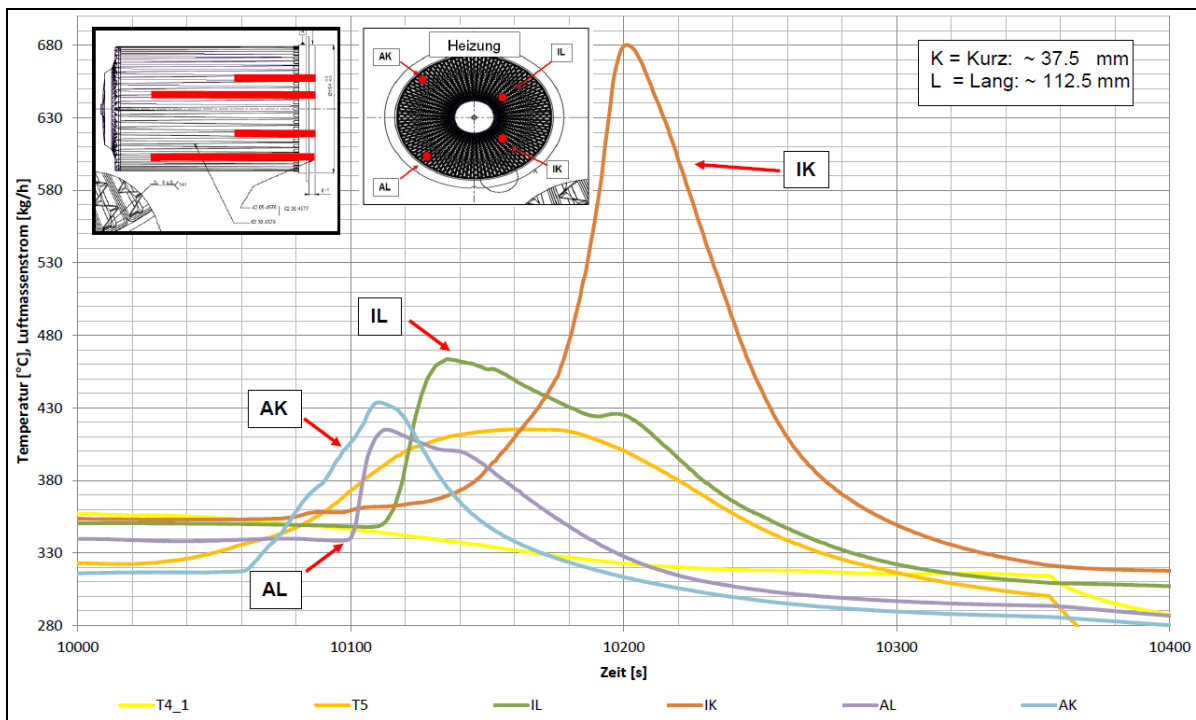


Abbildung 28: : Beladungsverlauf des DPF im stationären Betrieb mit 25 ppm Additiv



**Abbildung 29: Selbständige Regeneration des DPF im stationären Betrieb mit 25 ppm Additiv**

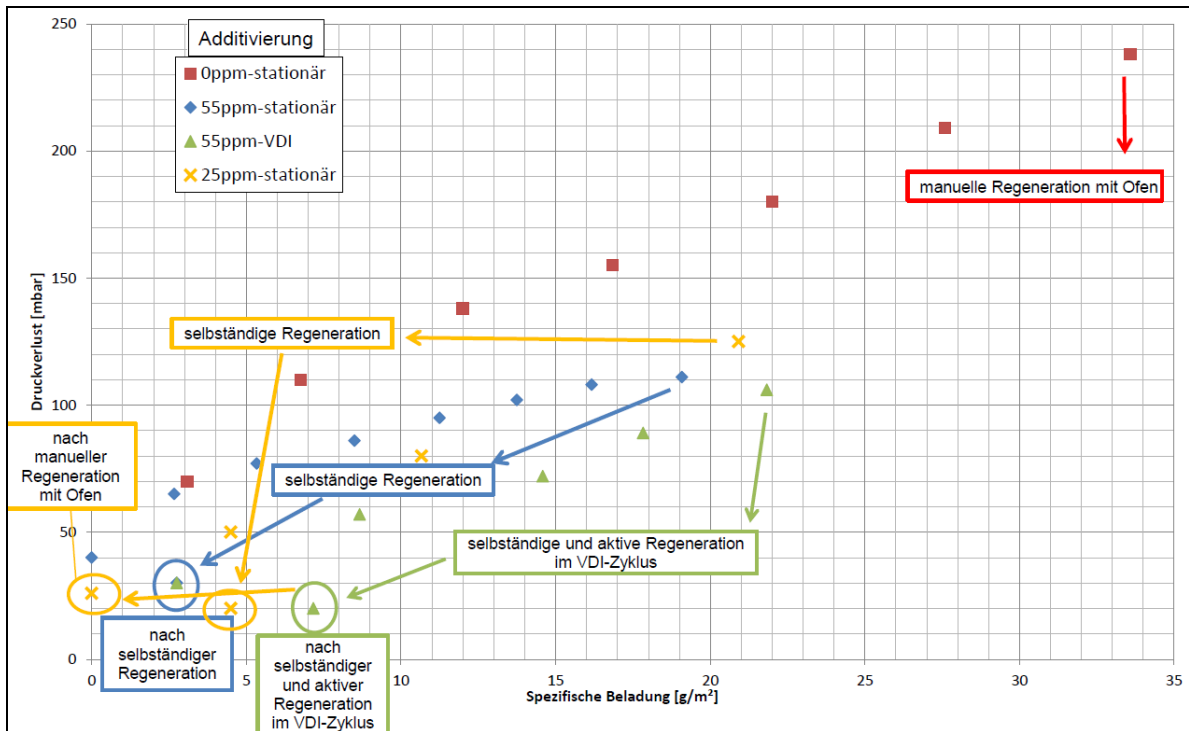
Während der Regeneration konnte der Abgasgedruck um mehr als 100 mbar abgebaut werden, die Temperatur nach DPF stieg um 95°C an. Diese Temperaturerhöhung ist auf die exotherme Reaktion innerhalb des Filters zurückzuführen.



**Abbildung 30: DPF-Temperaturen bei der selbständigen Regeneration im stationären Betrieb mit 25 ppm**

Die Existenz einer solchen Reaktion kann in Abbildung 30 anhand der Messstellen im Filtermaterial bewiesen werden. Es ist sehr gut zu erkennen, dass die Rußzündung offenbar an mehreren Stellen gleichzeitig begonnen hat. An der Messstelle „AK“ zeigte sich die erste signifikante Temperaturerhöhung von circa 120°C. Fast gleichzeitig begann der Rußkuchen bei der Messstelle „AL“ zu brennen, was eine Temperaturerhöhung von rund 75°C zur Folge hatte. Kurz nach dem Peak von „AL“ zeigte sich ebenso ein Temperaturanstieg von 110°C bei „IL“, was auf eine Ausbreitung der Flammenfront zur Filtermitte schließen lässt.

Dies erklärt auch, warum kurze Zeit später bei der Messstelle „IK“ ein enormer Temperaturanstieg von 330°C registriert werden konnte. Der Filter wurde sozusagen von außen und vorn hin zur Mitte nach hinten (stromabwärts) frei gebrannt.



**Abbildung 31: Druckverlust-Beladung ohne Additiv, mit 55 ppm Additiv (stationär, VDI) mit 25 ppm Additiv (stationär)**

Der Anstieg des Druckverlustes über der spezifischen Beladung des Filters verlief etwas steiler als bei den Versuchen mit 55 ppm Additiv. Allerdings lagen die Werte immer noch weit unter denen der Versuche ohne Additiv (Abbildung 31).

## VDI 25 ppm

Als nächstes wurden Versuche im VDI-Zyklus mit 25 ppm Additiv gefahren. Hierbei wurde eine aktive Regeneration nach 3,5 Zyklen bei einer spezifischen Beladung von 21,5g/m<sup>2</sup> durchgeführt (Abbildung 32). Dabei konnte nur ein Teil der Rußbeladung abgebrannt werden (circa 18%). Eine weitere Regeneration wurde nach 5,5 Zyklen bei einer spezifischen Beladung von circa 27g/m<sup>2</sup> erfolgreich durchgeführt. Absolut wurden 25,1g Ruß abgebrannt (78% der Beladung).

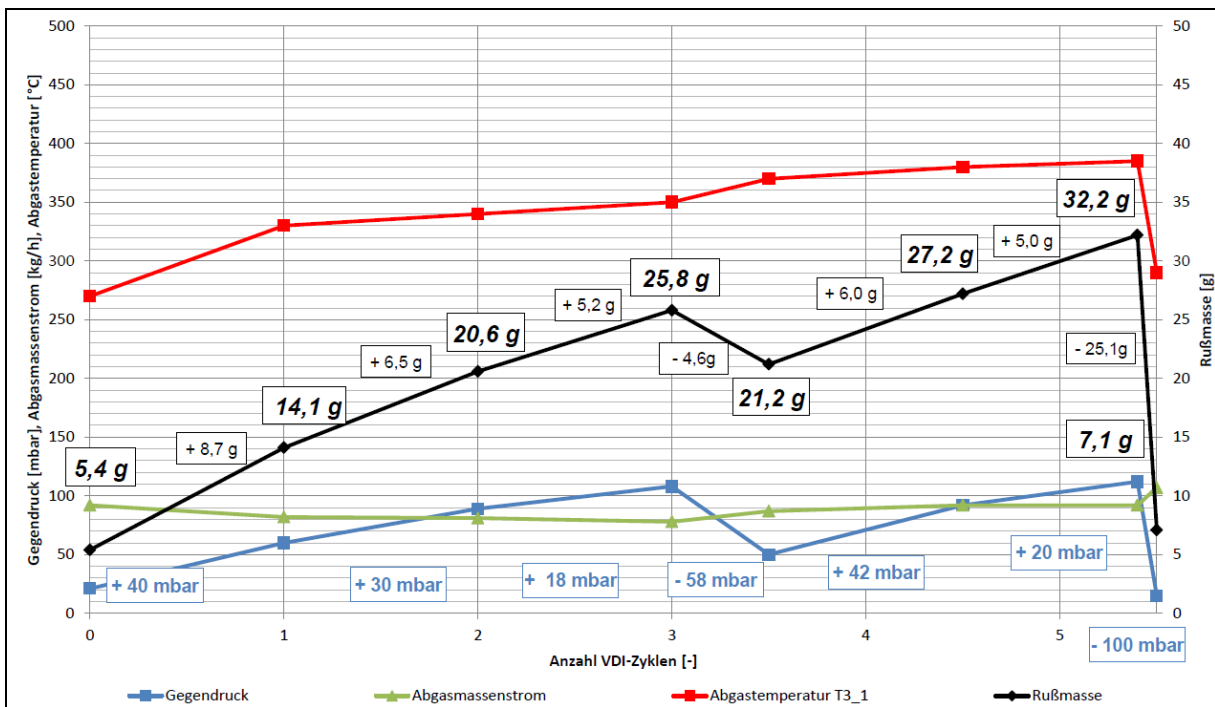
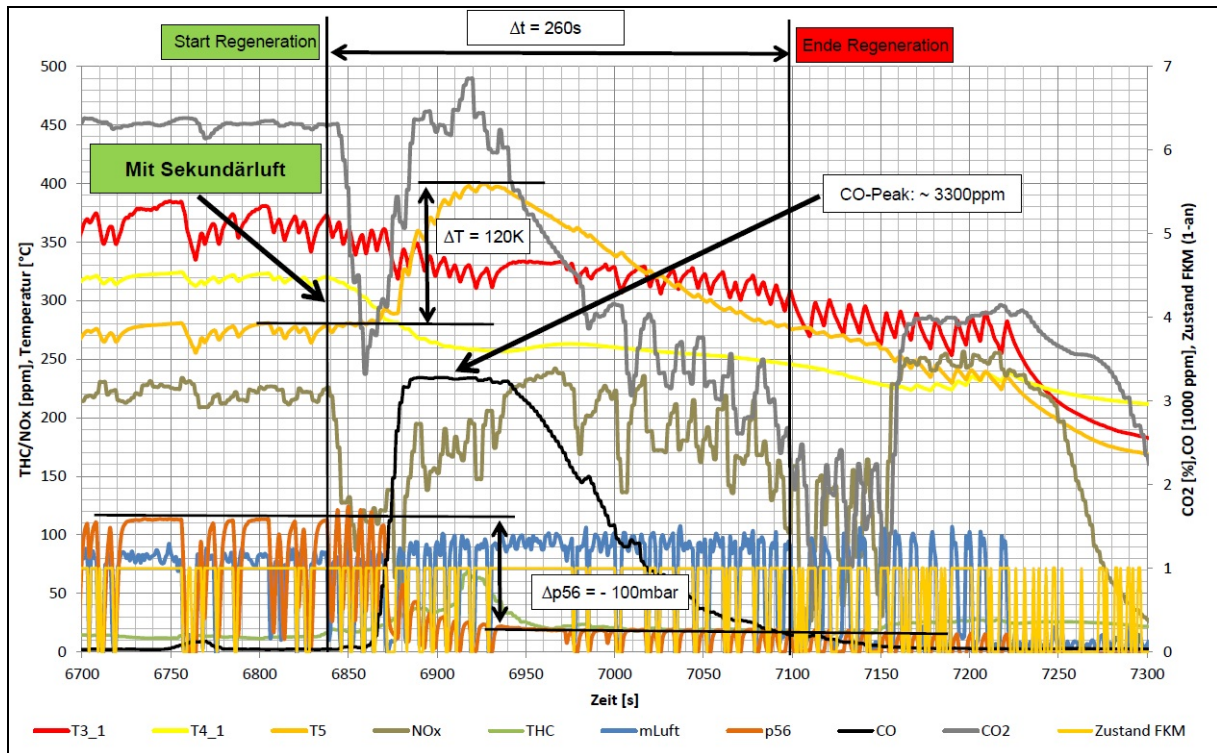


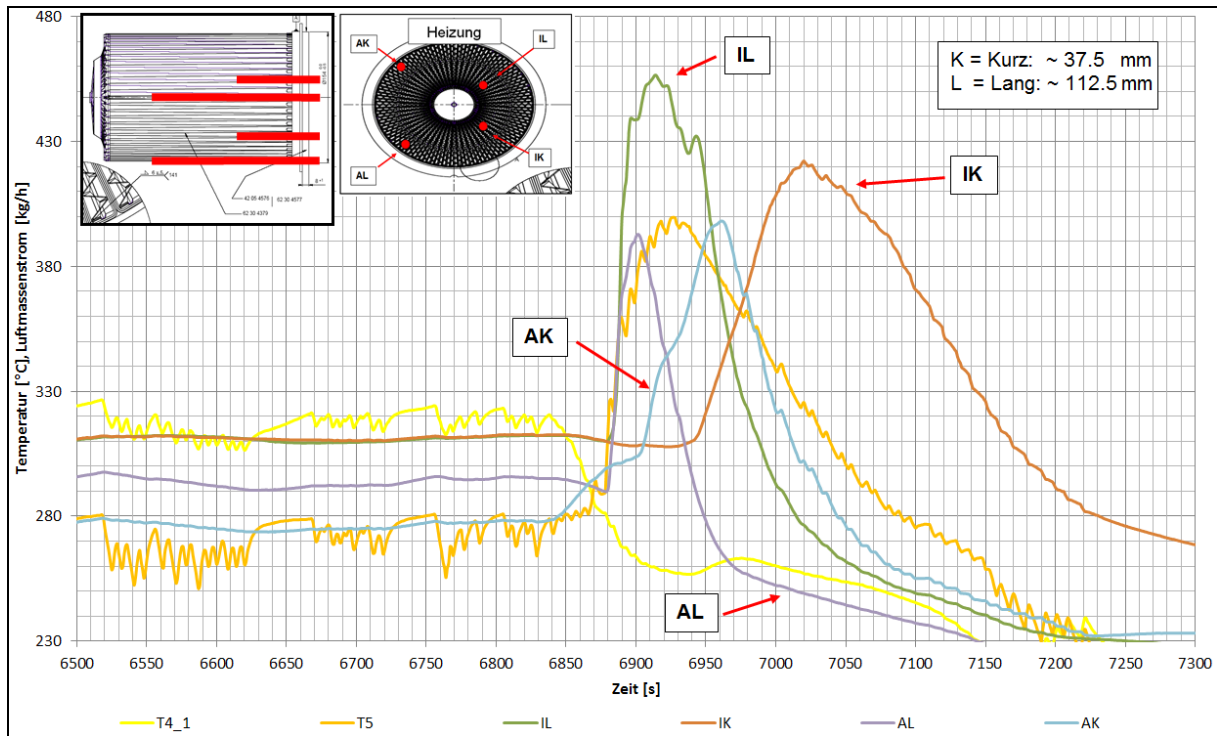
Abbildung 32: Beladungsverlauf des DPF im VDI-Zyklus mit 25 ppm Additiv



**Abbildung 33: Aktive Regeneration des DPF im VDI-Zyklus mit 25 ppm Additiv**

Während der Regeneration stieg die Temperatur nach DPF um 120 K an. Insgesamt dauerte der Rußabbrand rund vier Minuten an, wobei der Abgasgedruck um 100 mbar abgesenkt wurde. Für beide Regenerationsversuche wurde die Sekundärluft zugeschaltet, um etwaigen Flammenlöschungen vorzubeugen und den Regenerationserfolg sicherzustellen. In Abbildung 33 ist das Einströmen der Sekundärluft sehr gut an dem kurzzeitigen Gegendruckanstieg vor Beginn der Regeneration (Zeit:  $\sim 6850$  s) zu erkennen. Eine Regeneration ohne Sekundärluft wäre wahrscheinlich nicht erfolgreich, da ein eventueller Restsauerstoffanteil im Abgas nur diskontinuierlich bereitgestellt wird (erkennbar am Betriebszustand der FKM – On/Off).

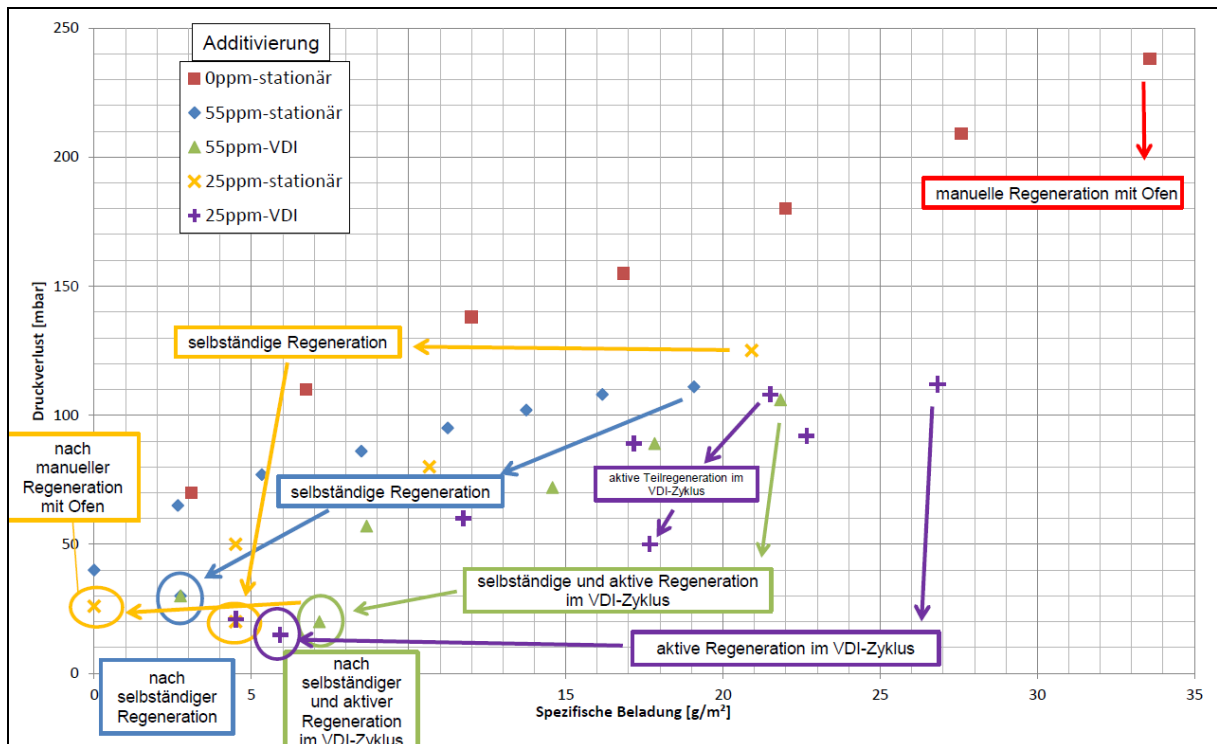
Aus Abbildung 34 geht hervor, wie der Rußabbrand bei der zweiten, vollständigen Regeneration voranschritt. Sowohl an der Messstelle „IL“ als auch „AL“ konnte zu Beginn der Regeneration ein Temperaturanstieg von 120 K bzw. 100 K verzeichnet werden.



**Abbildung 34: DPF-Temperaturen bei der aktiven Regeneration im VDI-Zyklus mit 25 ppm**

Mit einer kurzen Verzögerung stieg auch die Temperatur an der Messstelle „AK“ um 120 K, später bei „IK“ um 100 K an. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass sich die Flammen relativ gleichmäßig im Filter von vorn nach hinten (stromabwärts) ausgebreitet hat. Weiterhin ist eine Tendenz des Flammenwegs von außen nach innen, zumindest an den „kurzen“ Messstellen, zu verzeichnen.





**Abbildung 35: Druckverlust-Beladung ohne Additiv, mit 55ppm Additiv (stationär, VDI), mit 25ppm Additiv (stationär, VDI)**

Der Anstieg des Druckverlustes über der spezifischen Beladung des Filters verlief in etwa ähnlich steil wie bei den Versuchen mit 25 ppm Additiv im stationären Betrieb. Im Vergleich mit den Versuchen ohne Additiv lagen die Werte hier jedoch immer noch im unteren Bereich (Abbildung 35).

## SLZ 25 ppm

Aufgrund der sehr positiven Ergebnisse der bisherigen Untersuchungen mit Kraftstoffadditiv sowohl im stationären als auch im Aussetzbetrieb, sollten nun zusätzlich die Möglichkeiten des SMF<sup>®</sup>-AR-Systems in dem temperaturungünstigsten Zyklus, dem Schwachlastzyklus, getestet werden.

Nachdem festgestellt wurde, dass pro gefahrenen Schwachlastzyklus lediglich eine Rußmasse von zwei Gramm auf den Filter gebracht wird, fiel die Entscheidung für eine Beladung mithilfe des VDI-Zyklus.

Eine erste aktive Regeneration wurde bei einer spezifischen Beladung von circa 25g/m<sup>2</sup> eingeleitet. Dabei konnte lediglich 48% der vorhandenen Rußmasse abgebrannt werden und der Filter wurde erneut im VDI-Zyklus beladen.

Die zweite aktive Regeneration bei einer spezifischen Beladung von 30 g/m<sup>2</sup>, welche die Obergrenze des von HJS vorgegebenen Fensters für das SMF<sup>®</sup>-AR-System darstellt, war hingegen erfolgreicher. Es konnten 75% des Rußes innerhalb von circa 5,5 Minuten abgebrannt werden. Der Abgasgedruck fiel um 88 mbar, wobei die Temperatur nach DPF um lediglich 80 K anstieg (Abbildung 36).

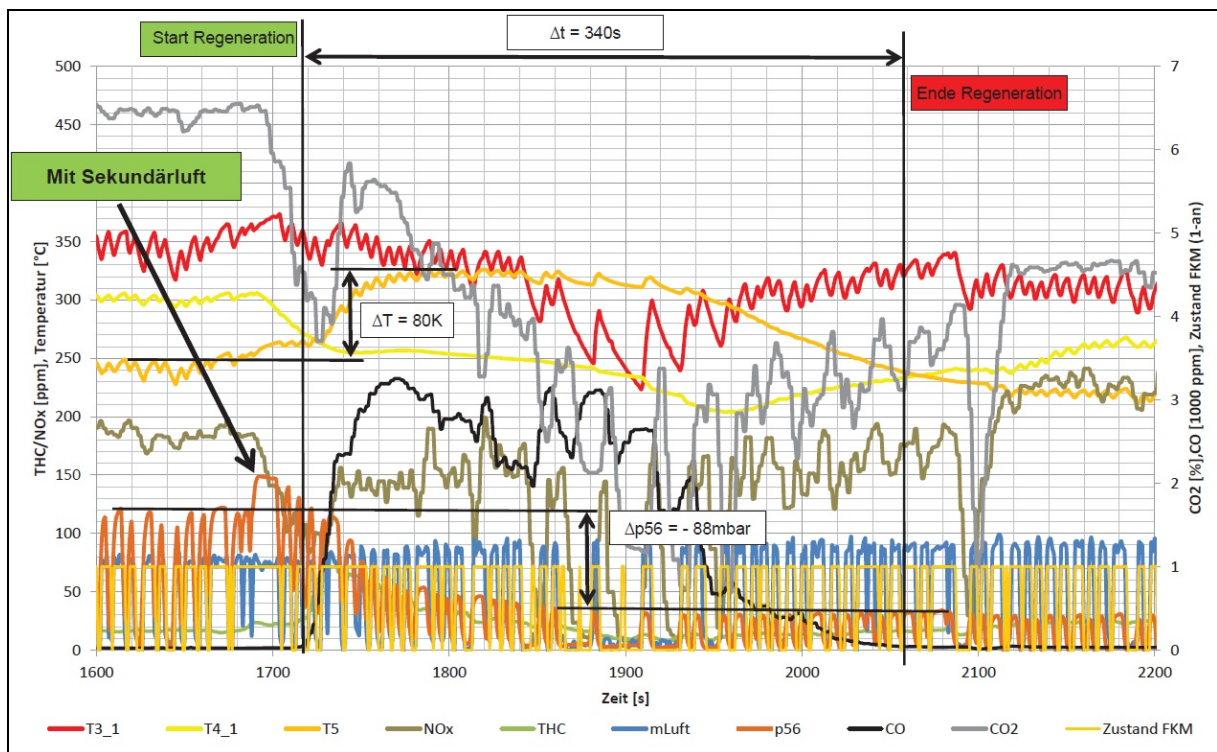
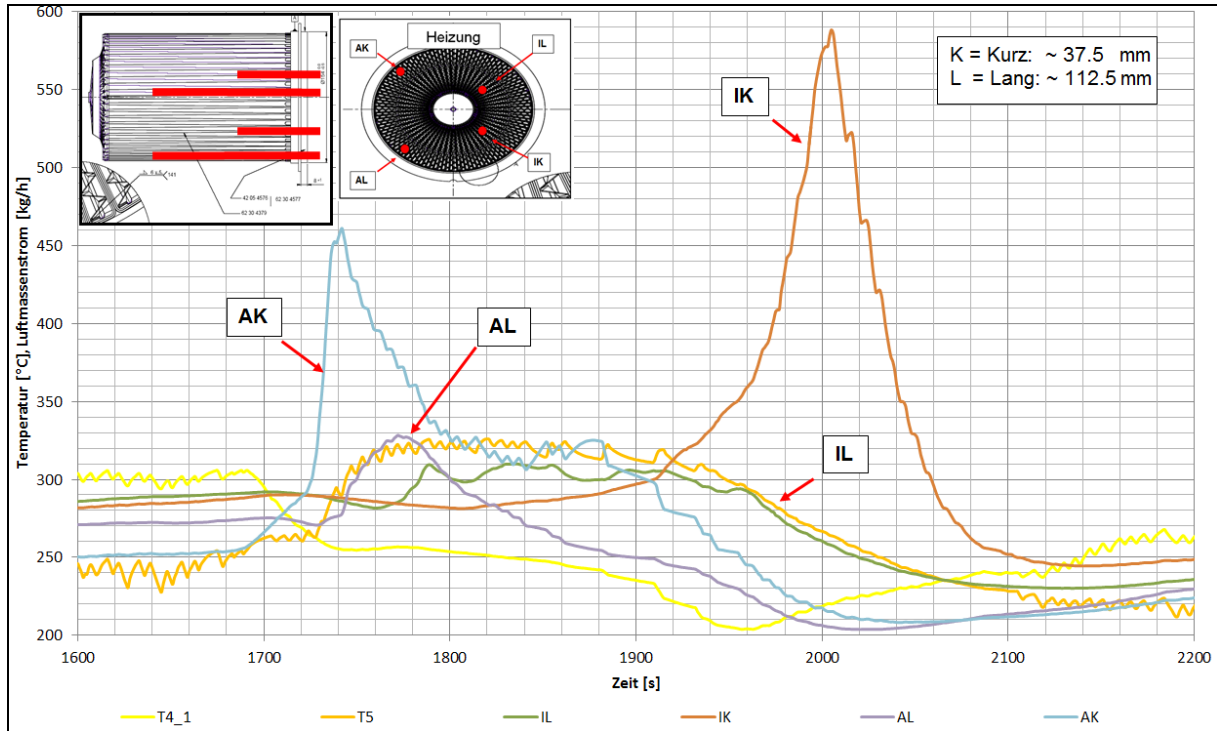


Abbildung 36: Aktive Regeneration des DPF im SLZ-Zyklus mit 25 ppm Additiv

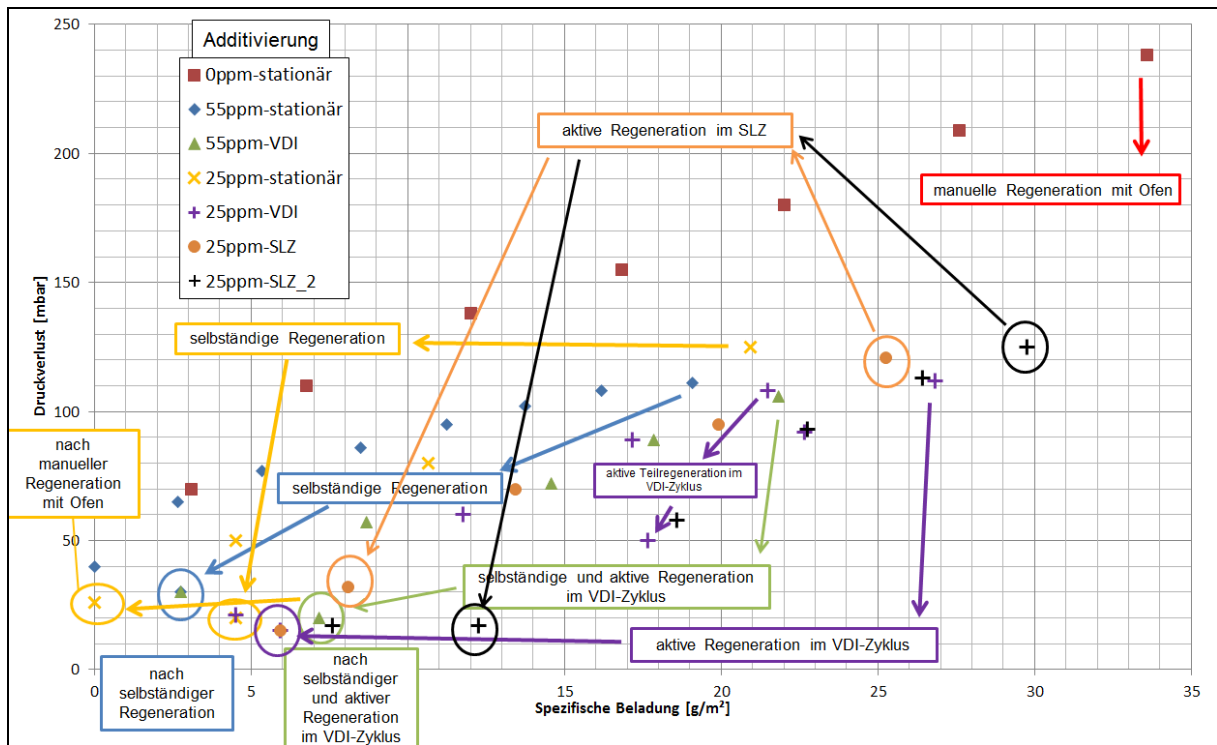
Mithilfe Abbildung 37 lässt sich der Rußabbrand im Schwachlastzyklus bei der zweiten aktiven Regeneration nachvollziehen.



**Abbildung 37: DPF-Temperaturen bei der aktiven Regeneration im SLZ-Zyklus mit 25 ppm**

Zuerst stieg die Temperatur bei „AK“ um etwas über 200 K an. Rund eine Minute später zeigte sich eine kurze Temperaturerhöhung bei „AL“ um circa 80 K. Bei der Messstelle „IL“ zeigte sich lediglich eine Temperaturerhöhung von 30 K, welche jedoch über einen Zeitraum von rund zwei Minuten zu verzeichnen war. In den letzten 2,5 Minuten der Regeneration (Zeit: 1900..~ 2050 s) zeigte sich ein enormer Anstieg der Temperatur bei „IK“ um 310 K auf annähernd 600 °C.

Der Anstieg des Druckverlustes über der spezifischen Beladung des Filters verlief nahezu parallel zu dem der Versuche mit 25 ppm Additiv im VDI-Zyklus. Im Vergleich mit den Versuchen ohne Additiv lagen die Werte hier jedoch immer noch im unteren Bereich (Abbildung 38).



**Abbildung 38: Druckverlust-Beladung ohne Additiv, mit 55 ppm Additiv (stationär, VDI), mit 25 ppm Additiv (stationär, VDI, 2xSLZ)**

Durch die abschließenden experimentellen Untersuchungen mit der Option Schwachlastzyklus (25 ppm Additiv) im November / Dezember 2012 konnten die Ergebnisse aus den vorhergehenden Versuchen (siehe Abbildung 36) bestätigt werden. In einer letzten Versuchsreihe wurde eine Beladung des Partikelfilters bis 45,0 g absolut ( $37,5 \text{ g / m}^2$ ) vorgenommen. Damit wurde das von HJS vorgegebene Limit von  $30 \text{ g / m}^2$  deutlich überschritten. Diese Überschreitung wurde jedoch bewusst vorgenommen, um den Regenerationserfolg bei maximaler Beladung zu testen. Bei der unter Zuführung von Sekundärluft eingeleiteten aktiven Regeneration konnte eine Reduzierung der Russmasse um 36,7 g absolut registriert werden, was einem Regenerationsgrad von ca. 82 % entspricht. Offensichtlich gibt es einen Zusammenhang zwischen dem Regenerationserfolg und dem Beladungszustand des Filters, von dem aus die Regeneration gestartet wird.

Im Verlauf des Projektes konnten umfangreiche Versuchsreihen für die Abgasnachbehandlungsmöglichkeiten eines Primäraggregates unter den Bedingungen eines Aussetzbetriebes durchgeführt werden. Mit dem Primäraggregat wurden ca. 7 Mio. Arbeitsspiele absolviert. Das Projekt konnte zunächst mit den theoretischen Vorarbeiten planmäßig durchgeführt werden. Mit Beginn der experimentellen Arbeiten zeigte sich aber, dass durch häufige Betriebsstörungen des Primäraggregates eine Gefährdung der planmäßigen zeitlichen Projektbearbeitung zu erwarten ist. Anfangs konnten die Verzögerungen durch die Projektbearbeiter kompensiert werden. In der Messkampagne 2 trat jedoch ein Materialschaden im Primäraggregat auf, der eine sehr zeitintensive Reparatur und Wiederinbetriebnahme erforderte. Im folgenden Bild ist der Schaden dokumentiert.



Im Bild dargestellt ist der Hydraulikkolben des Primäraggregates. Die gekennzeichnete Bruchstelle markiert die Kolbenstange, die als Verbindungselement zwischen Hydraulik-Kolben und Gas-Kolben fungiert. Bedingt durch die Fertigungstechnologie musste für die Reparatur des Schadens die gesamte Einheit des im Bild erkennbaren Hydraulik-Kolbens neu gefertigt werden und mit einer neuen Kolbenstange die Verbindung zum Gas-Kolben wiederhergestellt werden. Bei der Fertigung handelt es sich um hochpräzise Teile mit Passungen, Form- und Lageabweichungen im Mikrometerbereich. Nach erfolgter Reparatur musste mit einer gewissen Einlaufzeit (Passung Kolben – Zylinderbuchse) die Wiederinbetriebnahme des Primäraggregates erfolgen. Auf Grund des dafür aufgewendeten Zeitvolumens konnte eine planmäßige Projektbearbeitung nicht gewährleistet werden, so dass eine kostenneutrale Verlängerung der Projektlaufzeit um 6 Monate beantragt und durch den Zuwendungsgeber bestätigt wurde. Damit konnten alle ursprünglich formulierten Projektziele erreicht werden.

## 4 Fazit

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen stellen hilfreiche Erkenntnisse für zukünftige Untersuchungen von AGN-Systemen im Niedrigtemperaturbereich bei Verbrennungsmotoren (Dieselmotoren) dar. Ganz gleich, ob diese als Primäraggregat oder in Hybridbauweise im Antriebsstrang eines Systems untergebracht sind, ergeben sich in bekannten Zyklen, zum Beispiel Schwachlastzyklus und Post-Zyklus, vergleichbare Randbedingungen für die AGN. An dieser Stelle scheint der Hinweis zweckmäßig, dass von gesetzgeberischer Seite Überlegungen angestellt werden müssen, um auch für den Aussetzbetrieb eines Primäraggregates zum einen sinnvolle Limits für die Abgasemissionswerte und zum anderen geeignete Prüfalgorithmen und Messverfahren für diese spezielle instationäre Betriebsweise zu definieren.

Mit zwei Lastzyklen (Schwachlast, VDI-Staplerzyklus), die den Aussetzbetrieb (Start-Stop-Betrieb) eines Primäraggregates für mobile Anwendungen repräsentieren, wurden die Einsatzmöglichkeiten von Abgasnachbehandlungskomponenten hinsichtlich Konvertierung von gasförmigen Abgasbestandteilen und Regeneration von Partikelfiltern untersucht. Es wurde deutlich, dass die am Markt verfügbaren Nachbehandlungskomponenten prinzipiell für den Einsatz im Aussetzbetrieb geeignet sind. Ohne eine entsprechende Weiterentwicklung (Anpassung) kann aber den besonderen thermischen Randbedingungen im Aussetzbetrieb nicht Rechnung getragen werden. Es müssen entsprechende Kombinationen von Temperaturniveau im Abgasstrang, Beladungszustand des Partikelfilters, Additivkonzentration, Einsatz einer Zusatzheizung und Verwendung von Sekundärluft für den Russabbrand berücksichtigt werden. Weitere Untersuchungen sollten der Erarbeitung von optimalen Kombinationen dienen.

Welches Einsparpotenzial hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, und damit Vermeidung von CO<sub>2</sub> – Emission, bei Nutzung des Aussetzbetriebes möglich ist, wird eindrucksvoll in [HWK13] beschrieben. Auf Anhieb wurden ca. 20 % Kraftstoff eingespart. Der messtechnisch nachgewiesene Einspareffekt resultiert aus dem konsequenten Vermeiden von Leerlauf und Teillast und ist damit Kernbestandteil einer Verbesserung der Systemeffizienz.

## 5 Literaturverzeichnis

- [AVL05] ANSTALT FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN LIST GMBH:  
*Gerätehandbuch AVL 415s Rauchwertmessgerät*. Seiten 238-239, Ausgabe 2005.
- [BAU08] BUNDESANSTALT FÜR ARBEITSSCHUTZ UND ARBEITSMEDIZIN:  
*Technische Regeln für Gefahrstoffe (TRGS) 554 - Abgase von Dieselmotoren*. Stand: Oktober 2008.
- [HJS07] SCHREWE, K.: *Entwicklung eines Dieselpartikelfilters mit autarker Regeneration*.  
Abschlussbericht des DBU-geförderten Projektes Az 22121-21/0,  
Menden, April 2007
- [HJS11] HJS EMISSION TECHNOLOGY GMBH & CO. KG: *Modulare DPF®-Systeme Non-Road (Nachrüstung) - Diesel-Partikelfilter für mobile Maschinen und stationäre Anwendungen*. [http://www.hjs.com/download/hjs\\_maschinen\\_katalog\\_04\\_2011\\_d.pdf](http://www.hjs.com/download/hjs_maschinen_katalog_04_2011_d.pdf), Stand: 01.04.2011.
- [HJS12] HJS EMISSION TECHNOLOGY GMBH & CO. KG: *Technische Daten zu Abgasnachbehandlungskomponenten im DBU-Projekt*. Projektbesprechungen, 2012
- [HR09] HOFMANN, U. und REINHARDT, P.: *Messergebnisse der Abgasemissionen einer thermohydraulischen Freikolbenmaschine*. Bericht zu mehreren Messkampagnen an der HTW Dresden, Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik, 2009.

- [HWK13] HUTH, T., WINGER, A., KUNZE., G.: *Mit hydraulischem Hybridantrieb arbeitet ein Gabelstapler sparsamer.*  
Maschinenmarkt, Das Industriemagazin, Ausgabe 9, 2013.
- [KW06] KUNZE, G., WINGER, A., FICHTL., H., FEUSER, A. und DANTLGRABER,J.: *Thermohydraulische Freikolbenmaschine als Primäraggregat für mobilhydraulische Antriebe.*  
Vortrag auf dem 5. ifk – Kolloquium in Aachen, 2006.
- [RL04] *Richtlinie 2004/26/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 21. April 2004 zur Änderung der Richtlinie 97/68/EG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten über Maßnahmen zur Bekämpfung der Emission von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln aus Verbrennungsmotoren für mobile Maschinen und Geräte.*
- [Ste12] STEINBACH AG: *Technisches Datenblatt Rohrleitungs-Isolierverbund.*  
[http://www.steinbach-tech.de/industrial-components/produkte-nach-funktionsarten/265/waermeisolation/de/docs/rohrleitungs\\_isolierverbund.pdf](http://www.steinbach-tech.de/industrial-components/produkte-nach-funktionsarten/265/waermeisolation/de/docs/rohrleitungs_isolierverbund.pdf),  
Stand: 23.05.2012.
- [ZIK04a] Zikoridse, G., et. al.: *Lösungsansätze zur simultanen Reduktion von NO<sub>x</sub> und PM.*  
Haus der Technik, Tagung: Minimierung der Partikelemission von Verbrennungsmotoren. München, Juni 2004
- [ZIK04b] Zikoridse, G., et.al.: *Regenerationsmethoden für Dieselpartikelfiltersysteme.*  
Haus der Technik, Tagung: Minimierung der Partikelemission von Verbrennungsmotoren, Expertverlag, ISBN 3-8169-2430-1, 2004



- [ZIK06] Zikoridse, G., et.al.: *Rahmenbedingungen für die mehrstufige Abgasnachbehandlung von Dieselmotoren.*  
Tagungsband 4. FAD-Konferenz, Dresden, 2006
- [ZIK07] Zikoridse, G., et.al.: *Abgasnachbehandlung für Dieselmotoren – aktuelle und künftige Entwicklungsschwerpunkte.*  
Tagungsband 7. Dresdner Motorenkolloquium, Dresden, 2007
- [ZIK09] Zikoridse, G., et.al.: *Strategien für Baumaschinenantriebe zur Auflösung des Zielkonfliktes – Steigerung der Energieeffizienz bei gleichzeitiger Schadstoffreduktion.*  
4. Fachtagung Baumaschinentechnik, Dresden, 2009
- [ZIK11] Zikoridse, G., et.al.: *Stand der Dieselpartikelfilter – Technik.*  
Tunnelbau, Fachtagung der BG Bau, Jößnitz, 2011

## **6 Anhang**

Dokumentation für FKM-Steuerung Schwachlastzyklus

**Schwachlastzyklus**

$P_{\text{nenn}} := 53000$  [W]

$n_{\text{nenn}} := 2200$  [min-1]

$M_{\text{nenn}} := \frac{P_{\text{nenn}} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{nenn}}}$  [Nm]

Da für den Zyklus nur prozentuale Verläufe für Drehzahl und Moment vorliegen, werden die Nennwerte des Staplers BF4M1012E angenommen.

**Erzeugen einer Drehzahl-Drehmomentenkurve**

Es werden ein Drehzahlvektor und ein zugehöriger Momentenvektor an Hand der Nennleistung und -drehzahl des betrachteten Gabelstaplers definiert. Diese sollen einer sogenannten 'Büffelkurve' mit der charakteristischen Überhöhung gegenüber dem Nennmoment unterhalb der Nenndrehzahl genügen. Anschließend wird zwischen den festgelegten Punkte linear interpoliert. Es entsteht die für die weiteren Betrachtungen zu Grunde liegende Kurve.

$n_{\text{vek}} := (0 \ 0.79 \ 1.0 \ 1.35 \ 1.8 \ 2.0 \ 2.2 \ 2.3 \ 2.5)^T \cdot 10^3$  Drehzahlvektor, manuell eingeben!

$M_{\text{vek}} := (0 \ 0 \ 2.0 \ 2.35 \ 2.5 \ 2.5 \ 2.3 \ 0 \ 0)^T \cdot 10^2$  Momentenvektor, manuell eingeben!

$M_{\text{max\_fcn}}(n) := \text{linterp}(n_{\text{vek}}, M_{\text{vek}}, n)$  Interpolationsfunktion zur Erzeugung der Kurve über n

$n0 := 0$  [min-1] Drehzahl am Anfang des Interpolationsbereiches

$n1 := 3000$  [min-1] Drehzahl am Ende des Interpolationsbereiches

$\Delta n := 10$  [min-1] Drehzahlschrittweite

$in_{\text{anz}} := \frac{n1 - n0}{\Delta n} + 1$  Anzahl der Interpolationsschritte + 1

$in := 0..in_{\text{anz}} - 1$  Festlegung des Interpolationsbereiches. Es wird 1 von  $in_{\text{anz}}$  subtrahiert, um mit '0' im Index starten zu können.

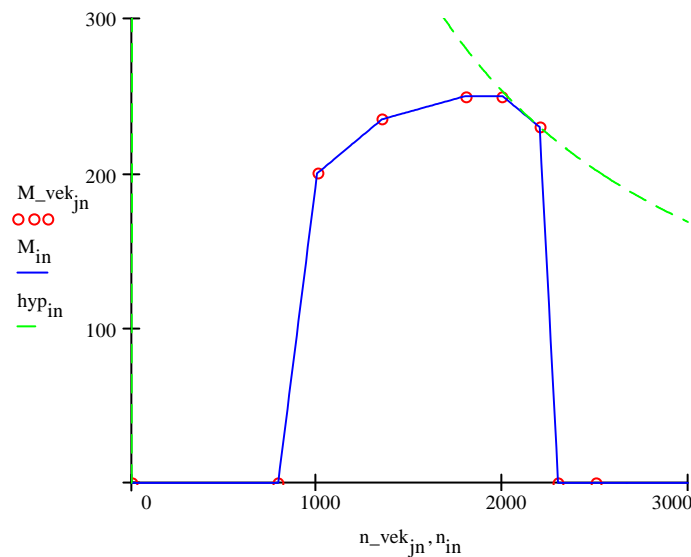
$n_{\text{in}} := \Delta n \cdot in + n0$  Definition der Drehzahlpunkte, an denen interpoliert werden soll

$M_{\text{in}} := M_{\text{max\_fcn}}(n_{\text{in}})$  Erzeugung der Drehzahl-Momentenkurve

$jn := 0..zeilen(n_{\text{vek}}) - 1$  Bereich zur Darstellung von  $M_{\text{vek}}$  im Diagramm

$hyp_{\text{in}} := \frac{P_{\text{nenn}} \cdot 60}{2 \cdot \pi} \cdot \text{wenn}[n_{\text{in}} > 0, (n_{\text{in}})^{-1}, 0]$  Leistungshyperbel für  $P_{\text{nenn}}$

### Grafische Darstellung der Drehzahl-Drehmomentenkurve



### Einlesen und Vorbereitung der Daten des betrachteten Lastzykluses

#### Einlesen der Daten

Data\_01 := PRNLESEN(slz)

Einlesen der prn-Datei. Diese muss sich im gleichen Ordner wie die mcd-Datei in die sie eingelesen werden soll, befinden.

i\_anz := zeilen(Data\_01) - 1

Anzahlder Werte pro Parameter

i := 0..i\_anz

Laufvariable für grafische Darstellung, bei '0' startend.

j := 1..i\_anz

Laufvariable für Funktionen, bei '1' startend, um Anfangswerte festlegen zu können.

$\Delta t := 1$

Zeitschrittweite

$t_i := \text{Data\_01}_{i,0}$

Definition der Parameter Zeit, Drehzahl und Last in Prozent aus den Spalten der prn-Datei.

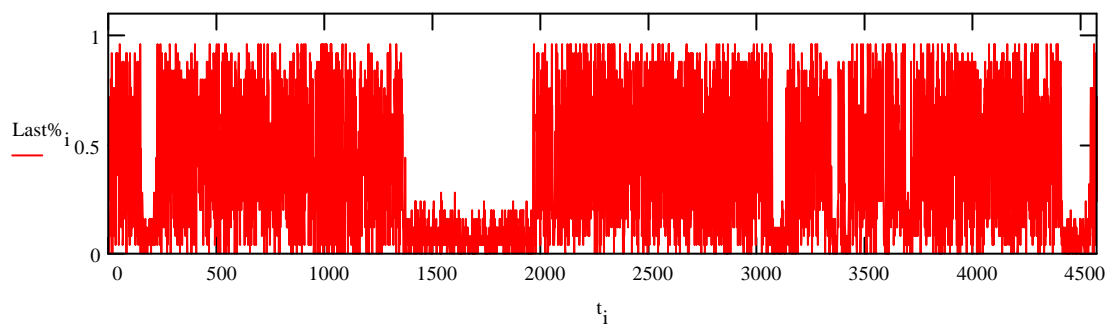
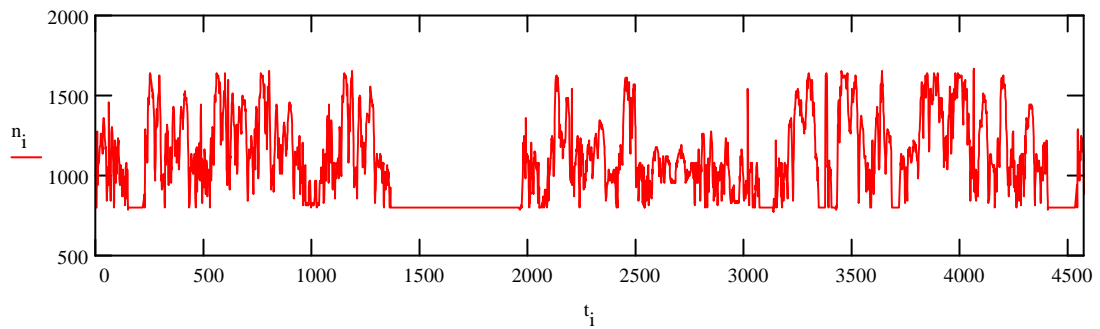
$n_{\text{off}} := 800$  [min-1]

Der prozentuale Drehzahlverlauf des VDI-Zykluses ist ohne Offset aufgezeichnet. Dieses wird hier festgelegt und zur aktuellen Drehzahl hinzugefügt, um den jeweiligen, absoluten Drehzahlwert zu erhalten.

$$n_i := \frac{\text{Data\_01}_{i,1}}{100} \cdot (n_{\text{nenn}} - n_{\text{off}}) + n_{\text{off}}$$

$$\text{Last}\%_i := \text{Data\_01}_{i,2} \cdot \frac{1}{100}$$

### Drehzahl -und prozentualer Lastverlauf des Zykluses



### Definition von Momenten -und Leistungsverlauf über die gesamte Zykluszeit

$$M_i := \frac{\text{Data\_01}_{i,2}}{100} \cdot M_{\text{max\_fcn}}(n_i)$$

'Neues', an die oben definierte  
Drehzahl-Drehmomentenkurve angepasstes  
Moment

$$PZ_i := \frac{n_i \cdot 2 \cdot \pi}{60} \cdot M_i$$

Zyklusleistung

$$\max(PZ) = 3.95 \cdot 10^4$$

maximale Leistung im Zyklus

$$PZ\%_i := \frac{PZ_i}{P_{\text{nenn}}}$$

Auf die Nennleistung bezogene Zyklusleistung

$$nk_0 := 0 \quad nk_1 := 3000$$

$$\Delta n := 10$$

$$k_{\text{anz}} := \frac{nk_1 - nk_0}{\Delta n} \quad k := 0 \dots k_{\text{anz}}$$

$$nk_k := \Delta n \cdot k + nk_0$$

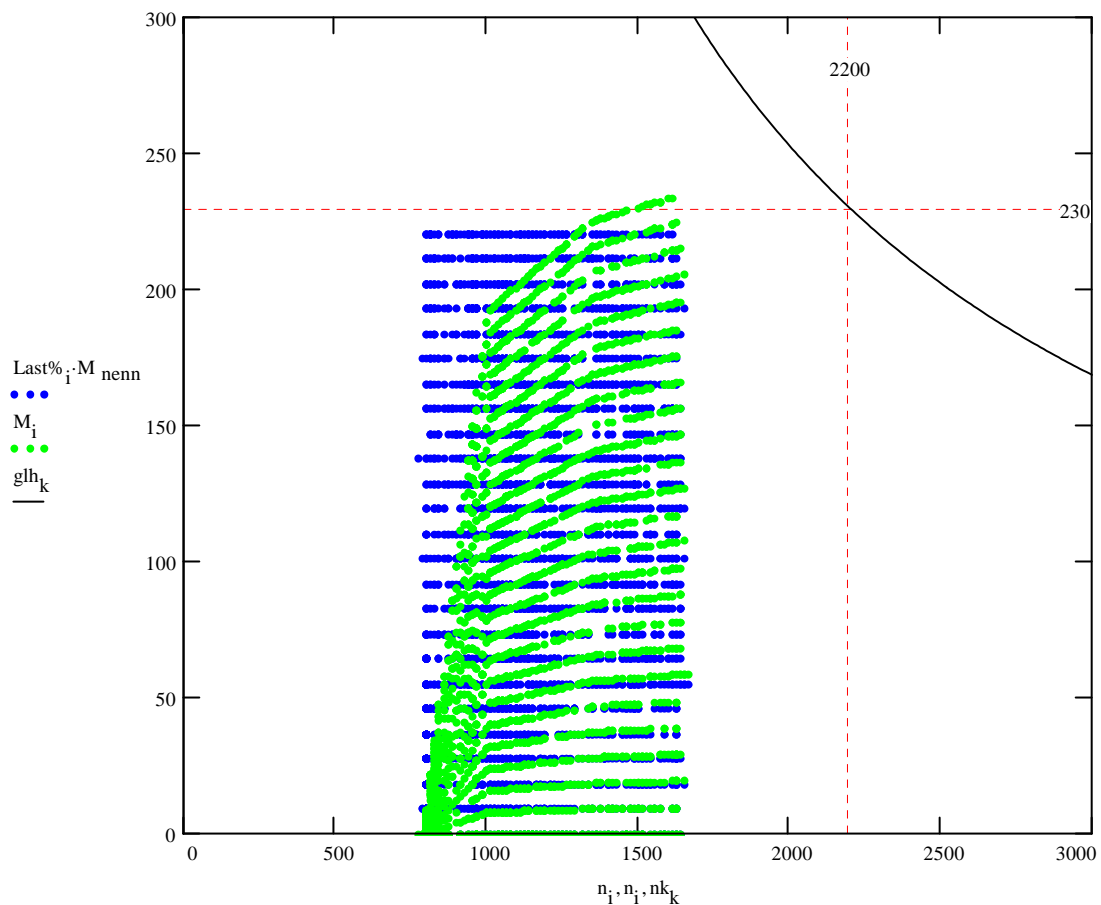
Um nachfolgend die  $P_{\text{nenn}}$ -Gleichleistungshyperbel  
unabhängig von den im Zyklus vorkommenden  
Drehzahlen darstellen zu können, wird nochmal eine  
eigenständige Indizierung erstellt.

$$g_{lh_k} := \frac{P_{\text{nenn}} \cdot 60}{2 \cdot \pi} \cdot \text{wenn}[nk_k > 0, (nk_k)^{-1}, 0]$$

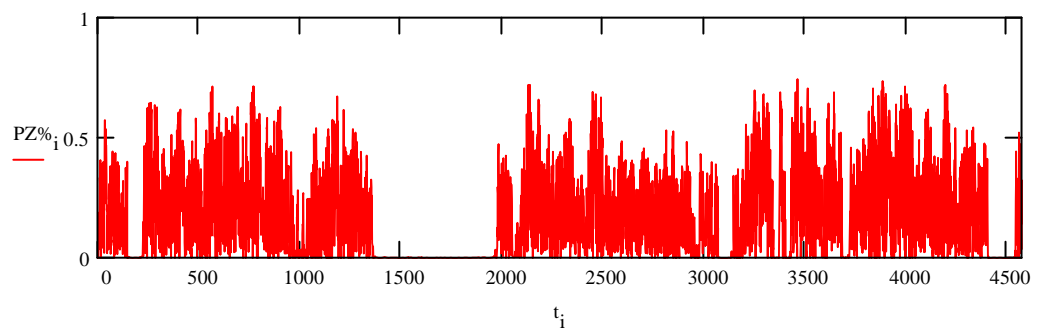
Gleichleistungshyperbel für  $P_{\text{nenn}}$

### Darstellung der Momente aus der prn-Datei, der angepassten Momente und der Leistungshyperbel

In diesem Zyklus wird nicht der komplette Drehzahl-Drehmoment-Bereich genutzt. Es wird nie die Gleichleistungshyperbel der Nennleistung (siehe Seite 2) erreicht!



### Darstellung des prozentualen Verlaufs des Leistungszykluses



Im Folgenden werden die Parameter für das Primär -und das Sekundäraggregate definiert. Die prozentualen Leistungangaben beziehen sich dabei immer auf die oben deklarierte Nennleistung. Es werden ebenfalls Grenzwerte innerhalb des Leistungszykluses festgelegt, die Bereiche unterschiedlicher Aktivität der Aggregate bestimmen.

### Definition des Primäraggregate bzw. des Verbrennungsmotors

$PVM\%_{\max} := 0.5$		Maximal abrufbare Leistung des Verbrennungsmotors bzw. des Primäraggregate, relativ zur Nennleistung
$PVM_{\max} := PVM\%_{\max} \cdot P_{\text{nenn}}$	[W]	Maximal abrufbare Leistung des Verbrennungsmotors bzw. des Primäraggregate, absolut

### Definition des Sekundäraggregate bzw. des Speichers

$T_{100} := 120$	[s]	Zeitkonstante des Speichers. Sie gibt an wie lange es dauert bis der Speicher, bei Entladung mit maximal möglicher Leistung, geleert ist.
$P\lambda\%_{\max} := 1 \cdot PVM\%_{\max}$		Maximale Entladeleistung des Speichers, relativ zu Nenn- und maximaler Verbrennungsmotorleistung
$P\lambda_{\max} := P_{\text{nenn}} \cdot P\lambda\%_{\max}$	[W]	Maximale Entladeleistung des Sekundäraggregate, absolut
$PL\%_{\max} := 1 \cdot PVM\%_{\max}$		Maximale Ladeleistung des Speichers, relativ zu Nenn- und maximaler Verbrennungsmotorleistung
$PL_{\max} := P_{\text{nenn}} \cdot PL\%_{\max}$	[W]	Maximale Ladeleistung des Sekundäraggregate, absolut
$E_{100} := T_{100} \cdot P\lambda\%_{\max} \cdot P_{\text{nenn}}$	[J]	Maximaler Energiegehalt des Speichers
$\frac{E_{100}}{3.6 \cdot 10^6} = 0.883$	[kWh]	Maximaler Energiegehalt des Speichers in Kilowattstunden
$L\%_{\text{og}} := 0.7$		Ladezustandsobergrenze relativ zum Energiegehalt
$L_{\text{og}} := L\%_{\text{og}} \cdot E_{100}$	[J]	Ladezustandsobergrenze absolut
$L\%_{\text{ug}} := 0.5$		Ladezustandsuntergrenze relativ zum Energiegehalt
$L_{\text{ug}} := L\%_{\text{ug}} \cdot E_{100}$	[J]	Ladezustandsuntergrenze absolut
$L_{\text{opt}} := 0.6 \cdot E_{100}$	[J]	Optimaler Ladezustand
$L\%_{\text{opt}} := \frac{L_{\text{opt}}}{E_{100}}$		Optimaler Ladezustand bezogen auf den Gesamtenergiegehalt des Speichers

$\eta_{BL} := 0.8$		Wirkungsgrad des Speichers beim Ladevorgang
$\eta_{B\lambda} := 0.8$		Wirkungsgrad des Speichers beim Entladevorgang
$\Delta t_{Ev} := 2$	[s]	Einschaltverzögerung des Verbrennungsmotors
$\Delta t_{Av} := 2$	[s]	Ausschaltverzögerung des Verbrennungsmotors

### Festlegung der Grenzwerte

$PZ\%_{og} := P\lambda\%_{max}$	Zykluseistungsobergrenze für den Ladevorgang des Speichers.
$PZ\%_{ug} := 0.125$	untere Grenzleistung des Zyklus, bei dem der Verbrennungsmotor eingeschaltet wird, bis dahin Entnahme aus Speicher

Die Über- bzw. Unterschreitung von  $PZ\%_{ug}$  legt unter Anderem fest, wann der Verbrennungsmotor zu Ladezwecken des Speichers ein- bzw. ausgeschaltet wird. Diese Grenze soll abhängig vom Ladezustand linear veränderlich sein, um den oben bestimmten zulässigen Bereich dieses Zustands nicht zu verlassen. Hierzu wird eine Funktion definiert (siehe Anhang).

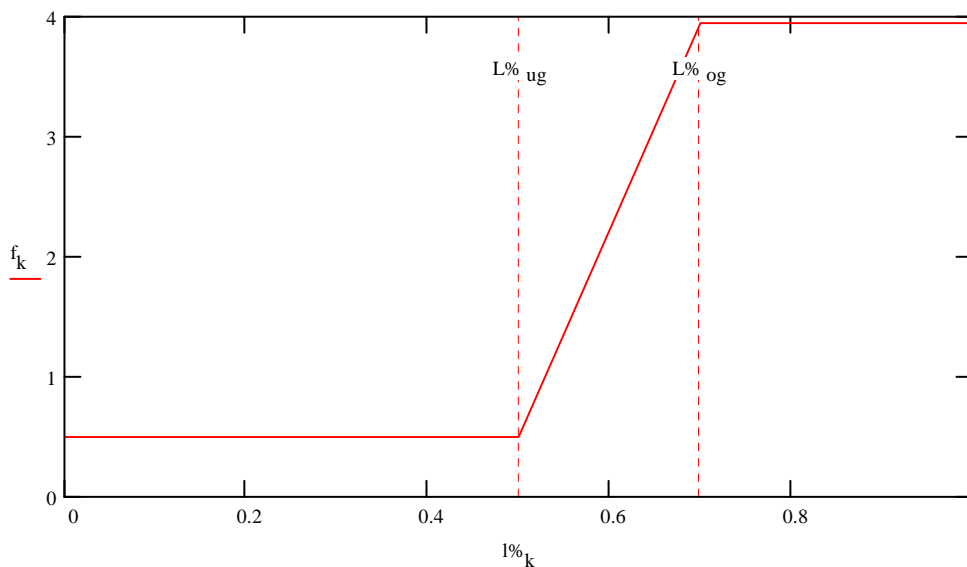
$$Z1 := 0.5 \quad Z2 := 3.95$$



Einschließen:T:\DBU00\Nutzer\trommerbft\Schwachlastzyklus\P\_fens\_slz.MCD

$$k_{anz} := 11 \quad k := 0..k_{anz} - 1 \quad l\%_k := \frac{1}{k_{anz} - 1} \cdot k \quad f_k := F_{ug}(Z2, Z1, l\%_k)$$

Diese Funktion schwankt abhängig vom Ladezustand zwischen den vom Anwender festzulegenden Zahlen Z1 und Z2 und wird mit  $PZ\%_{ug}$  multipliziert. Z2 darf das Verhältnis von  $PZ\%_{og}$  zu  $PZ\%_{ug}$  nicht überschreiten.





**Funktionen (siehe Anhang)**

Den Funktionen liegen folgende Bedingungen zu Grunde:

1. Der Verbrennungsmotor ist entweder an- oder ausgeschaltet und stellt je nachdem seine maximale Leistung ( $PVM\%_{\max}$ ) oder keine Leistung zur Verfügung.
2. Es ist zu verhindern, dass der Ladezustand seine Unter- bzw. Obergrenze unter- bzw. überschreitet. Spätestens bei Erreichen der jeweiligen Grenze ist der Motor ein- bzw. auszuschalten. Die Ladeanweisung, die bei Erreichen der Untergrenze gegeben wird, soll nur solange aktiv sein bis der Ladezustand sein Optimum erreicht hat.
3. Befindet sich der Ladezustand im zulässigen Bereich, ist der Verbrennungsmotor bei Zyklusleistungen kleiner  $PZ\%_{uq}$  ausgeschaltet, solange keine Ladeanweisung wegen zu geringem Ladezustand gegeben wird. Bei Leistungen zwischen der veränderlichen  $PZ\%_{uq}$  und  $PZ\%_{oq}$ , stellt der Verbrenner einerseits die Zyklusleistung bereit, andererseits lädt er den Speicher mit der Differenz aus  $PVM\%_{\max}$  und der aktuellen Zyklusleistung  $PZ\%$  auf.  $PZ\%_{oq}$  entspricht immer  $PVM\%_{\max}$ . Nach Überschreitung der Obergrenze arbeitet das Primärregagat zusammen mit dem Speicher, um die Zyklusleistung zur Verfügung zu stellen.
4. Je nach Größe der Parameter des Speichers kommt es zu Leistungsdefiziten in Folge der Ladebegrenzung, wenn Verbrenner und/oder Speicher weniger Leistung zur Verfügung stellen können, als der Zyklus fordert. Ist die Konstellation im Zyklus so, dass mehr Leistung zum Laden vorhanden ist, als der Speicher ertragen kann, treten Ladeverluste in Folge der Ladebegrenzung des Speichers auf.
5. Es entstehen Verluste sowohl bei der Entnahme von Energie aus als auch bei der Zuführung von Energie in den Speicher.
6. Der Verbrennungsmotor soll sowohl eine Mindestzeit aus- als auch eingeschaltet sein, um sehr kurze Stillstands- bzw. Laufzeiten zu vermeiden. Hierzu wurden bereits oben Ein- und Ausschaltverzögerungen definiert. Die Einschaltverzögerung muss abgebrochen werden, wenn der Zyklus während der Verzögerung mehr Leistung fordert als der Speicher alleine bedienen kann damit keine Leistungsdefizite entstehen. Dieser Punkt ist neu im Vergleich zu P\_ctrl01.

**Es wird nun ein Funktionsvektor aus den definierten Funktionen (siehe Anhang) gebildet und in der Funktion V\_fcn dessen Verarbeitungsreihenfolge festgelegt.**

```
V_fcn(V_old) := | l%old ← V_old_0
                  | l%old2 ← V_old_1
                  | ladeb_old ← V_old_2
                  | vm01old ← V_old_3
                  | ivm ← Ivm(V_old_10, vm01old)
                  | jvm ← Jvm(V_old_11, vm01old)
                  | ladeb ← LadeB_fkt(l%old, l%old2, ladeb_old)
                  | vm01 ← VM01_fcn(PZ%_j, PZ%_{j-1}, vm01old, l%old, l%old2, ladeb, ivm, jvm)
                  | Pλ% ← Pλ_fkt(PZ%_j, vm01, l%old)
                  | pvlb% ← PVLb_fkt(PZ%_j, vm01, l%old)
                  | Pl% ← PL_fkt(PZ%_j, vm01, l%old)
                  | l% ← L_fkt(Pl%, Pλ%, l%old · E 100) · E 100-1
                  | pdλb% ← PDλb_fkt(PZ%_j, vm01, l%old)
                  | pvλ% ← PVλ_fkt(PZ%_j, vm01, l%old)
                  | pvl% ← PVL_fkt(PZ%_j, vm01, l%old)
                  | pdev% ← PDEv_fkt(PZ%_j, Pλ%, jvm, vm01)
                  | (l% l%old ladeb vm01 Pl% Pλ% pdλb% pvlb% pvλ% pvl% ivm jvm pdev%)T
```

### Festlegung der Anfangszustände

$L_0 := L_{opt}$	Anfangsladezustand des Speichers, absolut
$L\%_0 := L\%_{opt}$	Anfangsladezustand, relativ zum Gesamtenergiegehalt des Speichers
$L\%old_0 := L\%_0$	Vorhergehender Zustand des Anfangsladezustands
$LadeB_0 := 0$	Anfangszustand der LadeB-Funktion ('an oder aus')
$VM01_0 := 0$	Anfangszustand des Verbrennungsmotors ('an oder aus')
$PL\%_0 := 0$	Anfangsladeleistung
$Pλ\%_0 := 0$	Anfangsentladeleistung
$PDλb\%_0 := 0$	Leistungsdefizit in Folge der Entladebegrenzung des Speichers zum Zeitpunkt '0'

$PVLb\%_0 := 0$	Leistungsverlust in Folge der Ladebegrenzung des Speichers zum Zeitpunkt '0'
$PV\lambda\%_0 := 0$	Ladeverlustleistung zum Zeitpunkt '0'
$PVL\%_0 := 0$	Entladeverlustleistung zum Zeitpunkt '0'
$IVM_0 := 0$	Startwert für den Sekundenzähler der Ausschaltverzögerung
$JVM_0 := 0$	Startwert für den Sekundenzähler der Einschaltverzögerung
$PDEv\%_0 := 0$	Leistungsdefizit in Folge der Einschaltverzögerung des Verbrennungsmotors zum Zeitpunkt '0'

### Berechnung

$$V\_all^{<0>} := \begin{bmatrix} L\%_0 \\ L\%old_0 \\ LadeB_0 \\ VM01_0 \\ PL\%_0 \\ P\lambda\%_0 \\ PD\lambda b\%_0 \\ PVLb\%_0 \\ PV\lambda\%_0 \\ PVL\%_0 \\ IVM_0 \\ JVM_0 \\ PDEv\%_0 \end{bmatrix} \quad \text{Anfangsvektor}$$

$$V\_all^{<j>} := V\_fcn(V\_all^{<j-1>}) \quad \text{Aufruf des Funktionsvektors}$$

**Zuweisung der Parameter zu den Zeilen des Ergebnisvektors für die grafische Darstellung**

$$\begin{aligned} L\%_i &:= V\_all_{0,i} & L\%old_i &:= V\_all_{1,i} & LadeB_i &:= V\_all_{2,i} & VM01_i &:= V\_all_{3,i} \\ PL\%_i &:= V\_all_{4,i} & P\lambda\%_i &:= V\_all_{5,i} & PD\lambda b\%_i &:= V\_all_{6,i} & PVLb\%_i &:= V\_all_{7,i} \\ PV\lambda\%_i &:= V\_all_{8,i} & PVL\%_i &:= V\_all_{9,i} & IVM_i &:= V\_all_{10,i} & JVM_i &:= V\_all_{11,i} \\ PDEv\%_i &:= V\_all_{12,i} \end{aligned}$$

### Leistungs- und Energiebilanz

**Leistungsbilanz des Zykluses an jeder Stelle i**

$$PZ\%bil_i := (PZ\%_i - VM01_i \cdot PVM\%_{\max} + PL\%_i - P\lambda\%_i - PD\lambda b\%_i) + PVLb\%_i - PDEv\%_i$$

**Energiebilanz am Speicher zu jedem Zeitpunkt j**

$$L\%bil_0 := 0$$

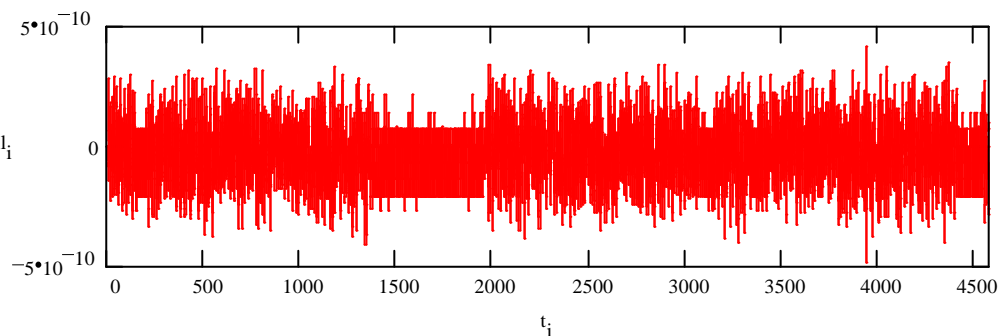
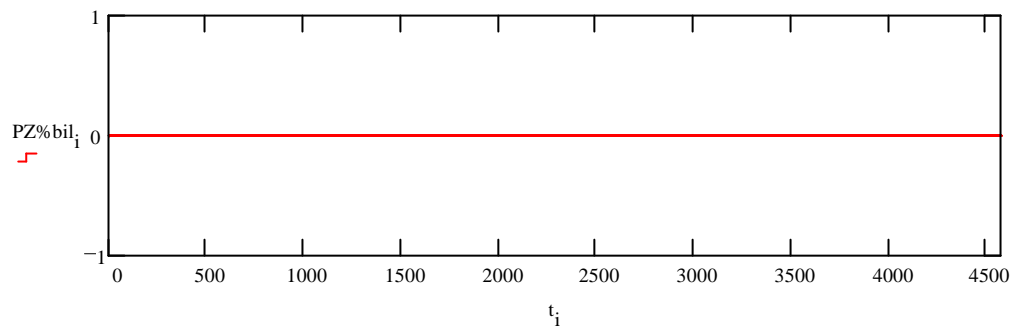
$$L\%bil_j := (L\%_j - L\%_{j-1}) \cdot E_{100} + (P\lambda\%_j - PL\%_j + PV\lambda\%_j + PVL\%_j) \cdot P_{\text{nenn}} \cdot \Delta t$$

$$tg0 := 0$$

Vom Anwender wählbare Grenzen des zu betrachtenden Zeitbereichs.

$$tg1 := i_{\text{anz}} \cdot 1 + 400 \cdot 0$$

### Grafische Darstellung

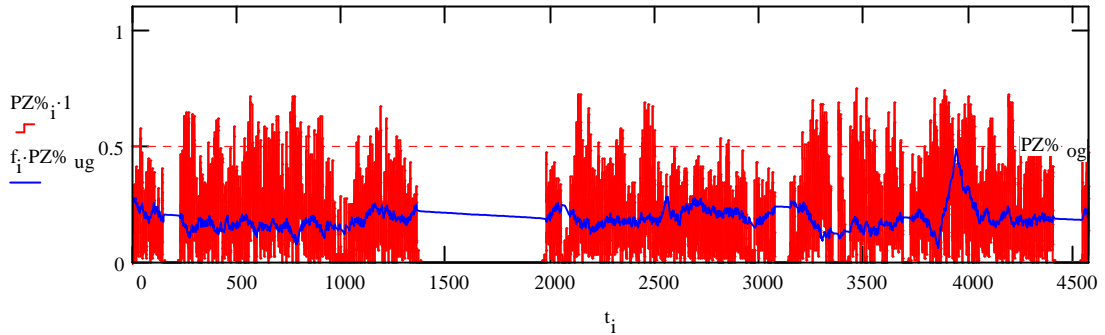


**Definition des Faktors zur Veränderung der Zyklusleistungsuntergrenze  $PZ\%_{ug}$ , abhängig vom Ladezustand des Speichers.**

$$f_0 := 1$$

$$f_j := F_{ug}(Z2, Z1, L\%_{j-1})$$

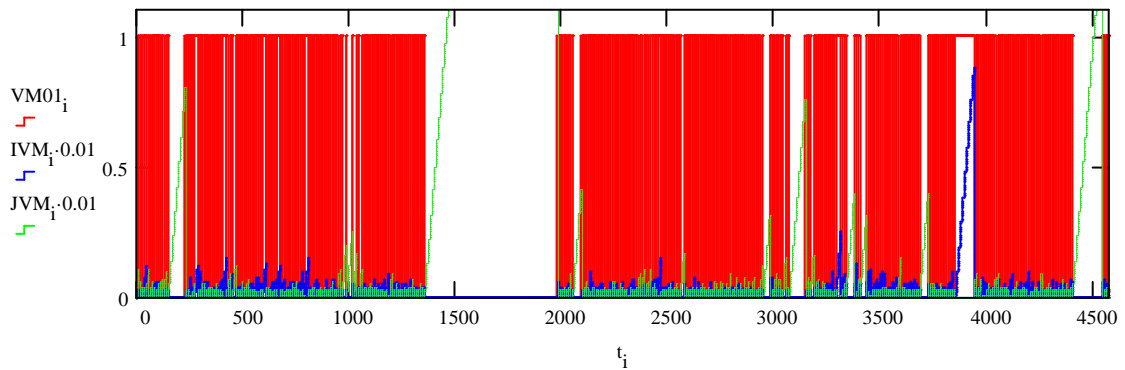
### Verlauf der Zyklusleistung



$$EZ_{\text{ges}} := \sum_i PZ\%_i \cdot P_{\text{nenn}} \cdot \Delta t$$

$$\frac{EZ_{\text{ges}}}{3.6 \cdot 10^6} = 11.905 \quad [\text{kWh}] \quad \text{Gesamte im Zyklus vorhandene Energie}$$

### Einsatzzeiträume des Verbrennungsmotors mit 'Sekundenzählern' für die Zustände 'Aus' (JVM) und 'Ein' (IVM)

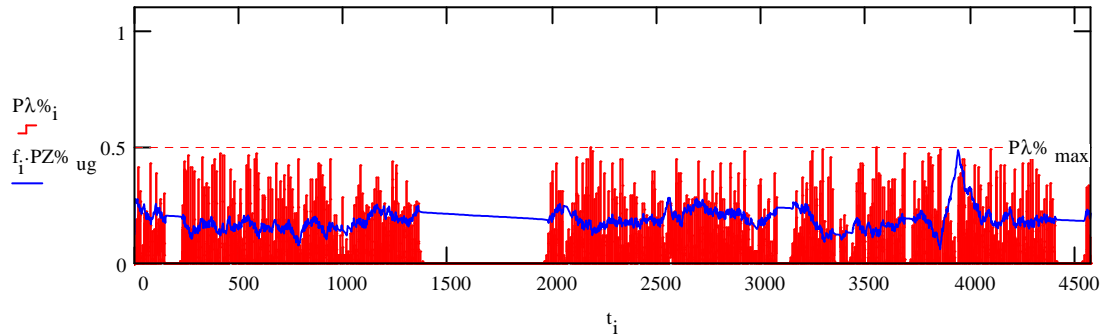


$$EVM_{\text{ges}} := \sum_i VM01_i \cdot PVM_{\text{max}} \cdot \Delta t$$

$$\frac{EVM_{\text{ges}}}{3.6 \cdot 10^6} = 13.883 \quad [\text{kWh}] \quad \text{Gesamte durch den Verbrennungsmotor bereitgestellte Energie}$$

## Energieentnahme aus dem Speicher und dabei auftretende Verluste

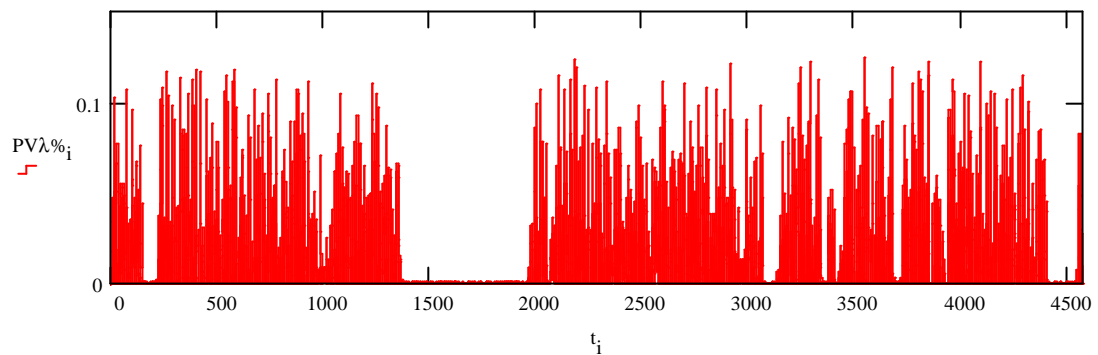
### Darstellung der Entladeleistung



$$E\lambda_{ges} := \sum_i P\lambda\%_i \cdot P_{nenn} \cdot \Delta t$$

$$\frac{E\lambda_{ges}}{3.6 \cdot 10^6} = 3.574 \quad [\text{kWh}] \quad \text{Gesamte aus dem Speicher entnommene Energie abzüglich der Verluste}$$

### Darstellung der Entladeverlustleistung

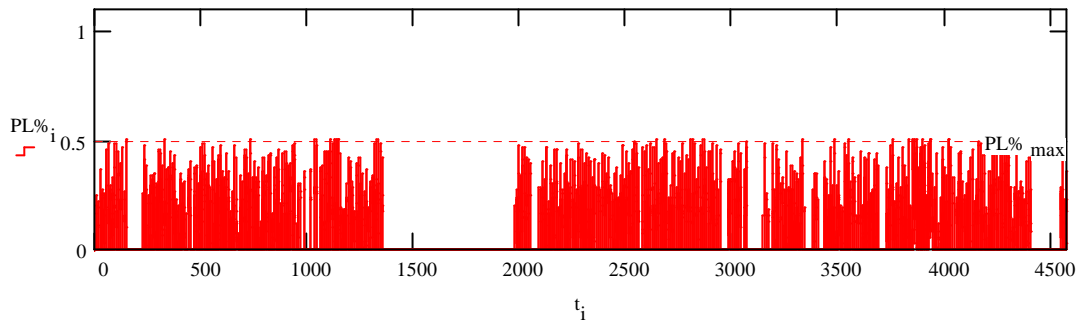


$$EV\lambda_{ges} := \sum_i PV\lambda\%_i \cdot P_{nenn} \cdot \Delta t$$

$$\frac{EV\lambda_{ges}}{3.6 \cdot 10^6} = 0.894 \quad [\text{kWh}] \quad \text{Gesamtenergie aus Entladeverlusten}$$

## Energiezuführung in den Speicher und dabei auftretende Verluste

### Darstellung der Ladeleistung



$$EL_{ges} := \sum_i PL\%_i \cdot P_{nenn} \cdot \Delta t$$

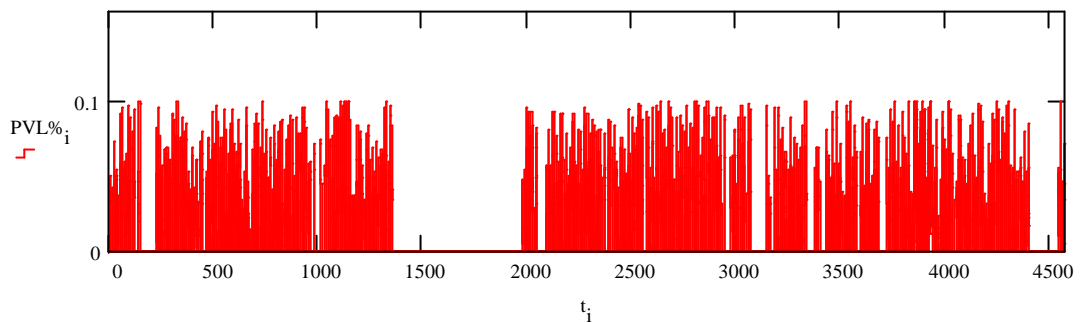
$$\frac{EL_{ges}}{3.6 \cdot 10^6} = 5.552$$

[kWh]

**Gesamte dem Speicher zugeführte Energie einschließlich der Ladeverluste**

14.09.2011

### Darstellung der Ladeleistungsverluste



$$EVL_{ges} := \sum_i PVL\%_i \cdot P_{nenn} \cdot \Delta t$$

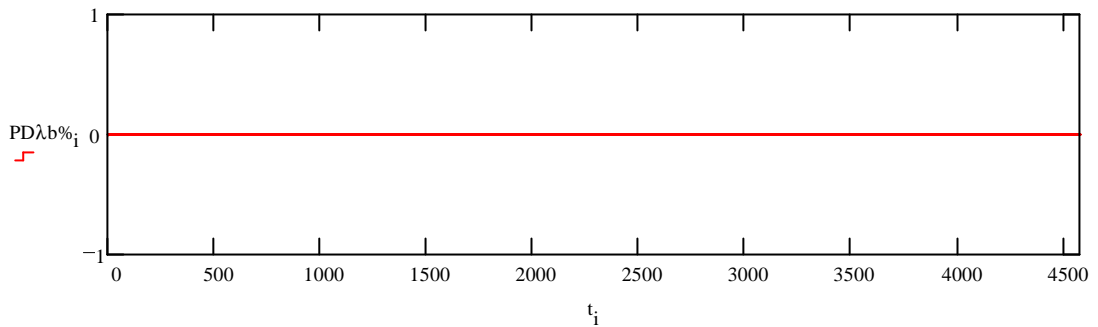
$$\frac{EVL_{ges}}{3.6 \cdot 10^6} = 1.11$$

[kWh]

**Gesamtenergie aus Ladeverlusten**

### Leistungsdefizite beim Entladen des Speichers und Leistungsverluste bei überschüssiger Ladeleistung

Darstellung des Leistungsdefizits in Folge der Entladebegrenzung des Speichers

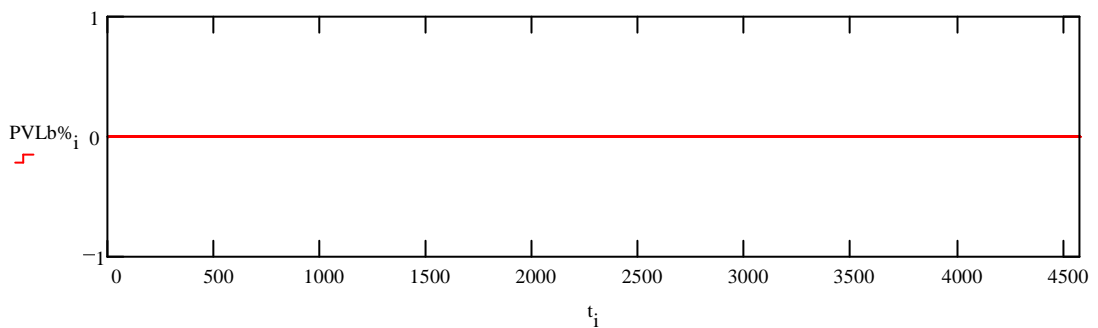


$$ED\lambda b_{ges} := \sum_i PD\lambda b\%_i \cdot P_{nenn} \cdot \Delta t$$

$$\frac{ED\lambda b_{ges}}{3.6 \cdot 10^6} = 0 \quad [\text{kWh}]$$

Gesamte Energie, die dem Zyklus auf Grund von Leistungsdefiziten nicht zur Verfügung gestellt werden kann.

Darstellung des Leistungsverlusts in Folge der Ladebegrenzung des Speichers



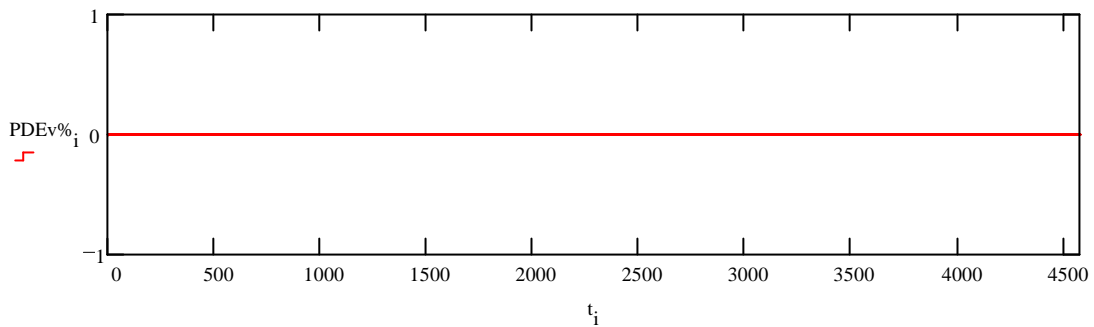
$$EVLb_{ges} := \sum_i PVLb\%_i \cdot P_{nenn} \cdot \Delta t$$

$$\frac{EVLb_{ges}}{3.6 \cdot 10^6} = 0 \quad [\text{kWh}]$$

Gesamte Energie, die dem Speicher auf Grund seiner begrenzten Ladeleistung nicht zugeführt werden kann.



### Leistungsdefizite in Folge der Einschaltverzögerung des Verbrennungsmotors



$$E_{\text{DEv ges}} := \sum_i P_{\text{DEv}\%_i} \cdot P_{\text{nenn}} \cdot \Delta t$$

$$\frac{E_{\text{DEv ges}}}{3.6 \cdot 10^6} = 0 \quad [\text{kWh}]$$

Gesamte Energie, die dem Zyklus auf Grund der Einschaltverzögerung nicht zur Verfügung gestellt werden kann.

### Ladezustand und Einsatzzeiten der Ladeanweisung

