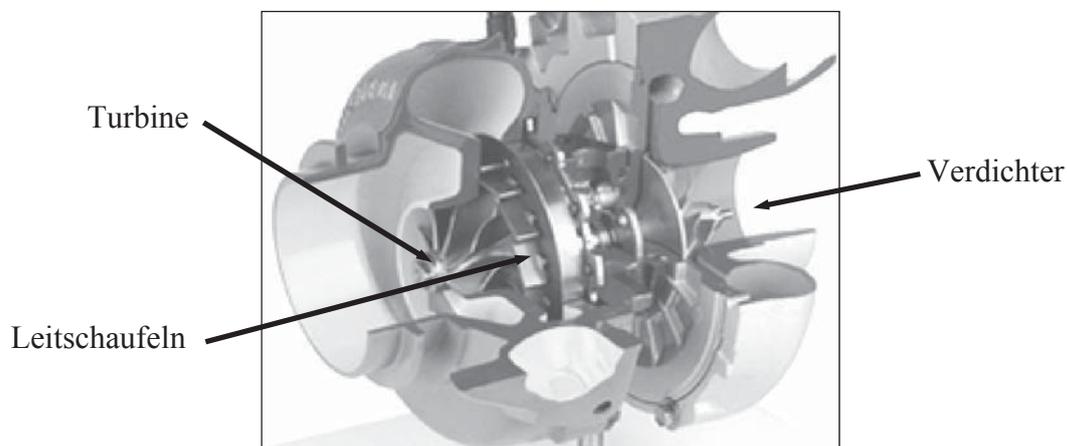


# 1 Einleitung

Die Abgasturboaufladung für Dieselmotoren stellt neben der Direkteinspritzung, der elektronischen Motorsteuerung, der Abgasrückführung (AGR) und demnächst auch der variablen Ventilsteuerung eine wichtige technische Komponente zur Erfüllung der Emissions- und Verbrauchsanforderungen dar. Das Wesentliche der Aufladung ist allerdings die Steigerung des Drehmoments. Durch Verdichtung der Ansaugluft erhöht sich die im Zylinder befindliche Masse an Frischgas, wodurch mehr Kraftstoff eingespritzt werden kann. Bei konventionellen Abgasturboladern, das heißt bei Ladern, die mit einer variablen Turbinengeometrie (VTG-Lader) oder einem Bypassventil (Wastegate-Lader) arbeiten, tritt bei der Ladedruckregelung ein zeitlicher Verzug auf, das sogenannte ‚Turboloch‘. Dieses entsteht auf Grund der Tatsache, dass der Lader besonders im niedrigen Drehzahlbereich nur durch einen geringen Abgasmassenstrom beschleunigt wird, womit nur ein geringer Druck aufgebaut werden kann. Es wird versucht ein dynamisches Ansprechverhalten zu erhalten, in dem der Abgasturbolader möglichst nahe an den Auslassventilen im heißen Abgasstrang sitzt [1], was aber hohe thermische Belastungen zur Folge hat. Der Abgasturbolader muss daher aus hochfesten Werkstoffen hergestellt werden.

Der Unterschied zwischen dem VTG- und dem Wastegate-Lader liegt darin, dass von der Turbine des VTG-Laders in jedem Betriebszustand der volle Abgasmassenstrom zur Leistungsumsetzung genutzt werden kann. Entscheidend hierfür ist die Regelung der Turbinenleistung durch Veränderung des Anströmungswinkels am Turbinenradeintritt. Der Anströmungswinkel wird durch Verstellung der am Turbinenradeintritt befindlichen Leitschaufeln geändert, **Abbildung 1.1**.



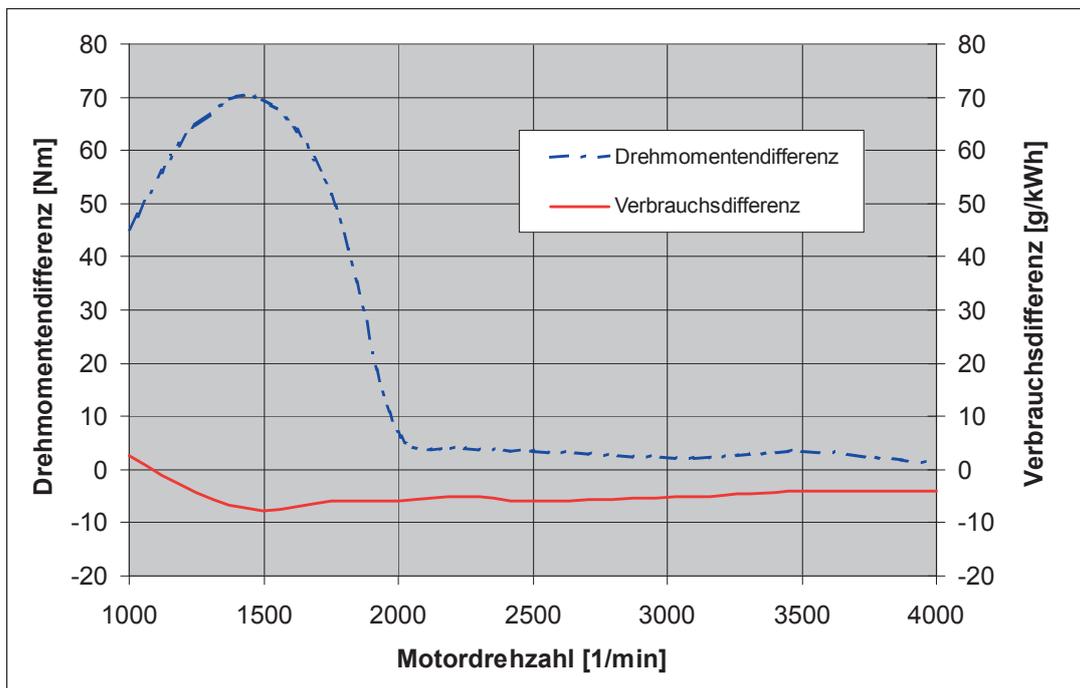
**Abbildung 1.1:** Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie



Beim Schließen der Leitschaufeln verengt sich der durchströmte Querschnitt. Dies führt zur erhöhten Strömungsgeschwindigkeit und damit über die höhere Turbinendrehzahl zu einem höheren Ladedruck. Bei voll geöffneter Leitschaufelposition hingegen wird der maximale Turbinendurchsatz bei hohem zentripetalem Anteil des Geschwindigkeitsvektors der Strömung erreicht [2].

Der Wastegate-Lader besitzt meist ein verhältnismäßig kleines Turbinenrad, um schnell hohe Turboladerdrehzahlen zu erlangen. In Betriebspunkten in denen ein großer Abgasmassenstrom erzeugt wird, muss der Wastegate-Lader gegen Überschreitung der maximalen vorgesehenen Drehzahl geschützt werden. Dies geschieht über ein schaltbares Bypassventil bei dem Abgas direkt in den Abgasstrang gelangt, ohne die Turbine zu durchströmen.

**Abbildung 1.2** zeigt den Drehmomenten- bzw. den Verbrauchsunterschied der beiden Aufladungskonzepte, aufgenommen mit einem 2,5 Liter Dieselmotor. Die Drehmomentsteigerungen mit variabler Turbinengeometrie bei geringen Motordrehzahlen hat eine Erhöhung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs zur Folge. Die Verbrauchsreduzierung im mittleren und oberen Drehzahlbereich gleicht diese Verbrauchserhöhung hingegen mehr als aus.

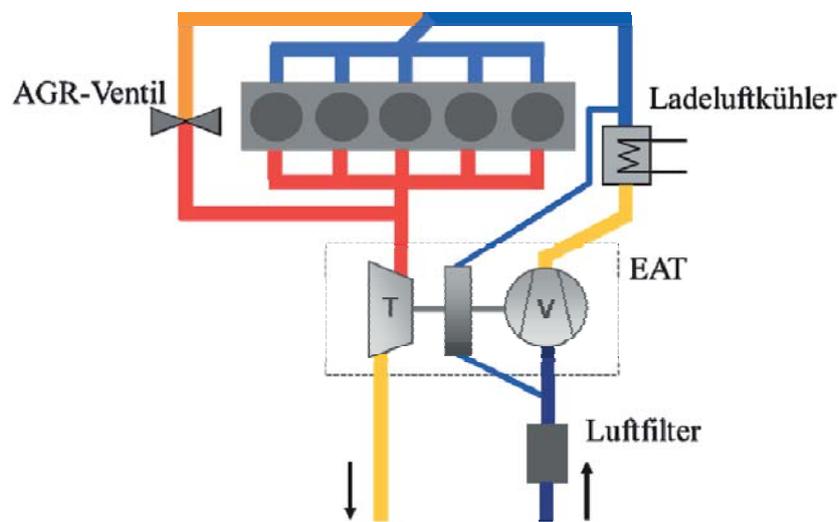


**Abbildung 1.2:** Verbrauchs- und Drehmomentendifferenz eines VTG- und Wastegate-Laders, bezogen auf den Wastegate-Lader



## 1.1 Inhalte und Ziele der Arbeit

Der in dieser Arbeit untersuchte Prototyp ist ein VTG-Abgasturbolader mit einer Synchronmaschine. Die Synchronmaschine kann als Antriebsunterstützung für den Abgasturbolader genutzt werden. Sie befindet sich auf derselben Welle wie der Verdichter und die Turbine. Sofern nur wenig Abgas zur Verfügung steht, kann der elektrische Laderantrieb den Verdichter antreiben. Dadurch wird die Ansprechzeit des Abgasturboladers reduziert. Dieser Prototyp, auch elektrisch unterstützter Abgasturbolader (EAT, Electrically Assisted Turbocharger) genannt, ist in den Luft- und Abgaspfad eines 2,5 Liter Dieselmotors mit Direkteinspritzung integriert, **Abbildung 1.3**.



**Abbildung 1.3:** EAT Prinzip

Neben der Verbesserung der fahrdynamischen Eigenschaften wird unter anderem untersucht, inwiefern sich der elektrisch unterstützte Betrieb auf den Verbrauch und auf die Schadstoffemission auswirkt und wie diese weiter minimiert werden können. Gerade in dem unteren Drehzahlbereich, **Abbildung 1.2** in dem der VTG-Lader noch einen höheren spezifischen Verbrauch als der Wastegate-Lader aufweist, kann der elektrisch unterstützte Abgasturbolader sein Potential nutzen.

Die elektrische Unterstützung des EAT stellt im regelungstechnischen Sinn einen zusätzlichen Freiheitsgrad dar. Der gewonnene Freiheitsgrad wird in die regelungstechnische Struktur integriert. Der Reglerentwurf und seine Applikation wird dadurch allerdings deutlich erschwert. Dementsprechend wird die Abgasturboaufladung nicht nur aus Sicht der Thermodynamik sondern auch aus Sicht der Regelungstechnik betrachtet. Die Folge ist ein verbesserter Ladedruckauf- und abbau im Vergleich zum konventionellen VTG-System. Die Synchronmaschine dient hierfür einerseits als zusätzliche Antriebsenergie, um den Ladedruck aufzubauen,



andererseits kann über den generatorischen Betrieb ein Ladedrucküberschwinger minimiert werden.

Die Untersuchungen aus thermodynamischer Sicht beschäftigten sich mit der Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches und dessen Schadstoffbildung. Im Zusammenspiel mit dem elektrischen unterstützten Abgasturbolader, der externen Abgasrückführung und der Spätverstellung der Einspritzung kann gezielt eine Minimierung der Schadstoffe im Abgase erreicht werden. Um das volle Potential des EAT festzustellen, werden sowohl Prüfstandsmessungen als auch Messungen im Fahrzeug durchgeführt. Die Prüfstands-messungen dienen der Identifizierung des Drehmomentpotentials und der Rußemission im stationären Betrieb. Im Fahrzeug befinden sich unter anderem eine Indizier- und Emissions-messvorrichtung. Mit den Zylinderdruck- und den  $\text{NO}_x$ -,  $\text{CO}_2$ - und  $\text{CO}$ -Emissionsmessungen können die Verläufe pro Arbeitsspiel analysiert werden. Es werden sowohl der Teillastbereich als auch Vollastbeschleunigungen untersucht.



## 2 Umfeld des Dieselmotors

Die Nachfrage nach Dieselmotoren im Segment SUV (Sport Utility Vehicle) und Van wächst seit einigen Jahren an [5, 6]. Es werden Fahrzeuge verlangt, deren Motoren hohe Drehmomente und möglichst niedrigen Kraftstoffverbrauch aufweisen. Weitere Entwicklungen im Bereich der Abgasturboaufladung, wie Turbolader mit variablem Verdichter und Turbine, zweistufiger Aufladung, Turbolader in Kombination mit einem Kompressor oder auch die elektrisch unterstützte Abgasturboaufladung sollen diese Kundenwünsche erfüllen [2].

Aber nicht allein das hohe Drehmoment verbunden mit einem hohen Beschleunigungsvermögen und der niedrige Kraftstoffverbrauch sind entscheidend für den Kauf eines mit Dieselmotors betriebenen Fahrzeugs. Weitere Kauffaktoren sind die aktuelle Abgabenbelastung, der Convenience-Faktor und das Image des Fahrzeugs [7]. Die Abgabenbelastung setzt sich zusammen aus Mineralölsteuer, Versicherungssteuer, Kfz-Steuer und Zulassungsabgaben. Der Convenience-Faktor wird einerseits geprägt durch die Bequemlichkeit beim Kauf eines Fahrzeugs wie Leasen und hängt andererseits ab von Sonderausstattungen eines Fahrzeugs wie elektrische Sitzverstellung und Infotainment. Das Image eines Fahrzeugs bezieht sich heutzutage oft auf das sogenannte ‚Green Image‘. Dabei geht es um die Frage, wie stark belastet der Fahrzeugbetrieb die Umwelt. Die Entscheidungen der Fahrzeugkäufer werden natürlich auch beeinflusst durch weitere Kosten wie den Anschaffungspreis, die Versicherungsprämien, die Wartungskosten und den Werterhalt [8]. In den europäischen Ländern, in denen sich die Abgaben für Dieselfahrzeuge weit weniger belastend auswirken, werden deshalb letztlich mehr Dieselfahrzeuge zugelassen. Führend in Westeuropa bei Pkw-Neuzulassung von Dieselfahrzeugen im Jahre 2007 sind vor allem Luxemburg, Belgien, Frankreich und Spanien mit über 70%. Der Kauf eines Dieselfahrzeugs lohnt sich dagegen weniger in Schweden, Dänemark und der Schweiz mit unter 40% der Pkw-Neuzulassungen [5]. In Nord- und Südamerika, China, Indien und Japan hingegen spielen Pkws mit Dieselmotoren noch eine untergeordnete Rolle.

In der Zukunft werden die Emissionsvorschriften für Rußpartikel und Stickoxide noch strikter, wodurch Mehrkosten für die Dieselfahrzeuge entstehen. Es werden aufwändige Abgasnachbehandlungen notwendig, um die Emissionsvorschrift Euro 6 in Europa im Jahr 2014, in China etwa 2018, in Indien etwa 2021 zu erfüllen. In den USA besteht schon gegenwärtig mit der Tier2 Bin5 eine strenge Abgasvorschrift [9]. Die Abgasgrenzwerte können beim Dieselmotor zum Beispiel durch NO<sub>x</sub>-Speicher-katalysatoren und / oder Partikel-filter unterschritten



werden. Leider sorgen die Abgasnachbehandlungssysteme nicht nur für Mehrkosten sondern auch für einen zusätzlichen Kraftstoffverbrauch.

Weiteres Downsizing durch spezielle Aufladungsmethoden hilft zusätzlich den Verbrauch zu senken und die Emissionen zu mindern. Der Dieselmotor ist zurzeit noch im Kraftstoffverbrauch auf Landstraßen und vor allem auf Autobahnen unschlagbar. In den letzten Jahren konnte der Ottomotor durch Aufladung, Direkteinspritzung, variablen Ventiltrieb und variablem Schaltsaugrohr im Kraftstoffverbrauch zum Dieselmotor aufholen. Sobald der Ottomotor im Gegensatz zum Dieselmotor nur noch zehn Prozent mehr Kraftstoff volumetrisch verbraucht, fällt die CO<sub>2</sub>-Bilanz zu Gunsten des Benzin betriebenen Motors aus. Der Grund hierfür liegt in der um 12 Prozent höheren Dichte des Dieselmotorkraftstoffs. Hybridfahrzeuge hingegen können in der Stadt einen niedrigeren Kraftstoffverbrauch realisieren. Bei Start-Stopp Fahrten kann der Elektromotor jeweils das Anfahren übernehmen und beim Abbremsen wird die Batterie durch den Generatorbetrieb geladen.

## 2.1 Dieselverbrennung

Das Verdichtungsverhältnis bei Dieselmotoren liegt höher als bei Ottomotoren. Die Selbstzündung muss auch bei Kälte gesichert werden. Die verdichtete Gastemperatur erreicht am Ende der Kompressionsphase bei Dieselmotoren mit Aufladung Temperaturen bis zu 1000 K und Drücke bis zu 120 bar [10, 11, 12]. Der Kraftstoff wird gegen Ende der Verdichtung mit einem Einspritzdruck bis zu 2000 bar direkt in den Zylinder eingebracht. Mit der in den Zylinder eingespritzten Kraftstoffmenge wird die Last des Motors geregelt [13]. Damit ändert sich das Mischungsverhältnis aus Kraftstoff und Luft je nach Lastpunkt. Es wird daher beim Dieselmotor von der ‚Qualitätsregelung‘ gesprochen [14].

Die Selbstzündung läuft bei Temperaturen zwischen ca. 600 bis 1100 K ab. Das lokale Luftverhältnis liegt dabei zwischen  $0,5 < \lambda < 0,9$ . Zwischen Einspritzbeginn und dem Verbrennungsbeginn entsteht ein zeitlicher Verzug. Untersuchungen haben ergeben, dass sich mit steigendem Zylinderdruck diese Zündverzugszeit verkürzt [15]. Bei geringeren Zündverzugszeiten ergibt sich ein weicherer Verbrennungsverlauf. Am Anfang der Verbrennung ist nur ein kleiner Anteil des Kraftstoffs aufbereitet und damit zündfähig. Um die Zündverzugszeiten in verschiedenen Lastpunkten zu vergleichen, muss der Verbrennungsbeginn mit einer definierten Methode bestimmt werden. Der Brennbeginn kann erkannt werden über einen Anstieg der Temperatur, des Zylinderdrucks oder der OH-Radikale [11].

Bei der Abgasturboaufladung mit elektrischem Laderantrieb und der Einspritzmengenbestimmung ist einerseits darauf zu achten, dass sich die Zündverzugszeit nicht zu sehr ver-



kleinert, ansonsten besteht die Möglichkeit der ungenügenden Vermischung des Kraftstoffs mit der Luft. Dies hat eine unvollständige Verbrennung und Rußbildung zur Folge. Des Weiteren kann es zur Ausbildung der Flamme an den Einspritzdüsen kommen. Andererseits wird bei langen Zündverzugszeiten viel Kraftstoff aufbereitet und gleich in der Anfangsphase der Verbrennung kommt es zu hohen Drucksteigerungen. Es wird mehr Kraftstoff in homogener Verbrennung umgesetzt. Die Kraftstoffverbrennung mit zu langen Zündverzugszeiten führt zur hohen Motorlaufunruhe, nicht tolerierbaren Geräuschen und höheren Belastungen für das Triebwerk. Darüber hinaus wird der Zündverzug auch über den Brenn- bzw. Einspritzbeginn beeinflusst. Je näher sich die Einspritzung am oberen Totpunkt befindet, desto kürzer ist der Zündverzug. Die Kompressionstemperatur nimmt bis zum oberen Totpunkt zu. Danach verlängert sich die Zündverzugszeit wieder [12].

Der Verbrennungsvorgang wird in zwei Phasen eingeteilt. Der vor Verbrennungsbeginn verdampfte Kraftstoff wird als sogenannte Premixed-Verbrennung und nach Verbrennungsbeginn eingebrachter Kraftstoff als sogenannte Diffusionsverbrennung umgesetzt. Je später die Einspritzung erfolgt, desto mehr nimmt in Richtung OT der Anteil an Premixed-Verbrennung zugunsten der Diffusionsverbrennung ab. Bei weiterer Verzögerung der Einspritzung nimmt die Premixed-Verbrennung wieder deutlich zu. Dies gilt in der Teillast für den gesamten Motordrehzahlbereich [12, 16].

Ein großer Anteil am Verbrennungsvorgang hat die Premixed-Verbrennung bei niedrigen Lasten und Drehzahlen. In diesem Betriebsbereich ist der Zündverzug lang und das Kraftstoff-Luft-Gemisch hat dadurch viel Zeit sich zu homogenisieren. Bei Brennbeginn kommt es zu einer schnellen Wärmefreisetzung. Der hohe Premixed-Anteil ist bei denen in Kapitel 7.2 dargestellten Druckverlaufsanalysen gut zu erkennen. Bei mittleren Lasten und niedrigen bis mittleren Motordrehzahlen ergibt sich üblicherweise eine ausgeprägte Premixed-Verbrennung mit einer anschließenden Diffusionsverbrennung. Durch die in diesem Betriebsbereich vorhandenen höheren Ladedrücke verkürzen sich die Zündverzugszeiten im Vergleich zu niedrigeren Lasten. Es kann sich nur noch ein kleiner Teil des Kraftstoffs gut mit der Luft vermischen. Der größere Anteil an Kraftstoff wird in der Diffusionsverbrennung umgesetzt [16]. Diese Art der Verbrennung wird in Kapitel 8.1, 8.2 und 8.5 analysiert. Bei mittleren bis hohen Lasten und Motordrehzahlen ist der Premixed-Anteil kaum noch zu erkennen, siehe Kapitel 8.3 und 8.4.

Weiter ist die Brenndauer ein Maß für den Wirkungsgrad der Verbrennung und somit für den Brennstoffverbrauch. Die Brenndauer  $\phi$  ist vor allem abhängig von der Motordrehzahl  $n$  und dem Luftverhältnis  $\lambda$  [17, 18, 19]. Bei hohen Drehzahlen verlängert sich die Einspritzdauer in Grad Kurbelwellenwinkel und die Einspritzrate nimmt pro Kurbelwellenwinkel ab. Damit



ergeben sich eine geringere Umsatzrate und längere Brenndauer. Bei Verdopplung der Drehzahl verdoppelt sich allerdings nicht die Brenndauer. Dies liegt an der größeren Turbulenz bei höheren Drehzahlen. Die Mischungszeit verkürzt sich, die Flammengeschwindigkeit nimmt zu, was eine Beschleunigung der Diffusionsverbrennung zur Folge hat [16]. Bei hohem Luftverhältnis dagegen verringert sich die Brenndauer, siehe Kapitel 7.2.

## 2.2 Schadstoffbildung

Bei vollständiger Verbrennung des Dieselkraftstoffs mit der Luft entsteht neben der Verbrennungswärme, Wasser, Kohlendioxid, reiner Sauerstoff und reiner Stickstoff [20]. Bei nicht idealen Verbrennungsbedingungen, was gleich zu setzen ist mit dem realen Motorbetrieb, kommt es zum Beispiel zu keiner optimalen Kraftstoffzusammensetzung, einer unvollständigen Gemischbildung, keinem optimalem Zündverzöger, keinen optimalen Verbrennungstemperaturen, einem lokalem Sauerstoffmangel, einem hohen Inertgasanteil, dem Erlöschen der Flamme oder zu einer unvollständigen Oxidation, was in einer unvollständigen Verbrennung endet. Es bilden sich Schadstoffe, wie Stickstoffoxide ( $\text{NO}_x$ ), Kohlenwasserstoffe (HC), Kohlenmonoxid (CO) und Partikel [21, 22, 23].

Die detaillierten Auswirkungen der Verbrennung auf die Schadstoffbildung wird ab Kapitel 6 näher betrachtet. Der Ausstoß dieser Schadstoffe wird durch die Abgasgesetzgebung reglementiert. In **Tabelle 2.1** ist die Limitierung der einzelnen Schadstoffkomponenten und die Begrenzung der Partikelmasse und Partikelanzahl ab der Abgasstufe Euro 4 dargestellt. Das Hauptziel der Abgasstufe Euro 5 ist die Einführung des Partikelfilters. Mit der Abgasstufe Euro 6 werden teilweise  $\text{NO}_x$ -Nachbehandlungssysteme notwendig [5].

**Tabelle 2.1:** Euro-Norm für Pkw mit Dieselmotoren [9]

Dieselmotor Pkw	Euro 4 ab Jan. 2005	Euro 5a ab Sept. 2009	Euro 5b ab Sept. 2011	Euro 6 ab Sept. 2014
CO in mg/km	500	500	500	500
$\text{NO}_x$ in mg/km	250	180	180	80
HC + $\text{NO}_x$ in mg/km	300	230	230	170
PM in mg/km	25	5	4,5	4,5
PN in 1/km			$6 \cdot 10^{11}$	$6 \cdot 10^{11}$



## NO<sub>x</sub>-Bildung

Bei der dieselmotorischen Verbrennung besteht die Stickoxidemission zum überwiegenden Anteil aus Stickstoffmonoxid (NO) und zwar zu einem Volumenanteil von über 60 bis 90 Prozent. Je höher die Motorlast ist, desto mehr NO wird gebildet. Das NO wird durch weitere Oxidation im Abgasstrang und nach Verlassen des Abgasstrangs zu Stickstoffdioxid (NO<sub>2</sub>). Neben dem NO entstehen weitere Stickoxidverbindungen während der Verbrennungsphase wie das NO<sub>2</sub> und das Distickstoffoxid (N<sub>2</sub>O). Alle anderen Stickoxidverbindungen sind vernachlässigbar klein. Die Reaktionen laufen kinetisch kontrolliert ab, d.h. unter den bei der Verbrennung im Dieselmotor herrschenden lokalen Temperaturen und lokalen Luftverhältnissen wird bei den gegebenen Verweilzeiten des Gasgemisches im Brennraum der chemische Gleichgewichtszustand nicht erreicht. Die im Abgas befindliche NO-Konzentration liegt über der zur Temperatur und zum Luftverhältnis gehörenden Gleichgewichtskonzentration [11, 15, 21]. Im folgenden Abschnitt wird auf die Bildungsmechanismen der dominanten Stickstoffmonoxid Komponente näher eingegangen.

‘Thermisches NO’ entsteht im verbrannten Anteil (postflame-Bereich) bei Temperaturen über 2000 K. Dabei reagiert der molekulare Stickstoff aus der Verbrennungsluft mit Sauerstoff- und OH-Radikalen (Hydroxyle). Der Zeldovich-Mechanismus beschreibt die dabei zugrunde liegende Reaktionskinetik:

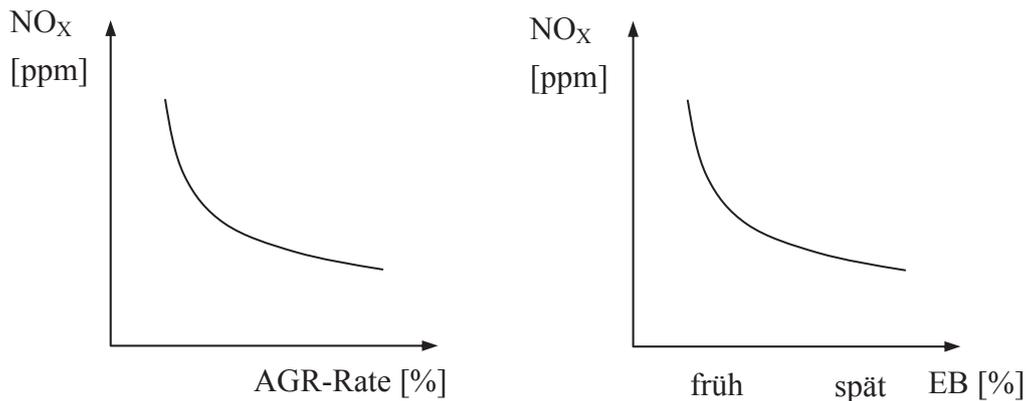


‘Prompt NO’ bildet sich in der Flammenfront innerhalb der radikalreichen Hauptreaktionszone der Kohlenwasserstoffverbrennung bei bis zu 2800 K. CH-Radikale reagieren mit molekularem Luftstickstoff N<sub>2</sub> zu Blausäure HCN und weiter durch Oxidation zu NO. Im Gegensatz zur thermischen NO-Bildung ist die Aktivierungstemperatur kleiner, aber da die Reaktionszone dünn ist, entstehen nur ca. 5 bis 10 Prozent der gesamten NO-Emission über diese Reaktion.

Der im Brennstoff enthaltene Stickstoff ist verantwortlich für die Bildung des ‘Brennstoff NO’. Der Stickstoff wird unter anderem in Cyan-Verbindungen umgewandelt und in der Flammenzone teilweise zu NO oxidiert. Allerdings enthält der handelsübliche Dieselmotorenstoff weniger als ein Promille Stickstoff und kann somit vernachlässigt werden.



Die  $\text{NO}_x$ -Emission ist hauptsächlich von der zur Verfügung stehenden Menge an Kraftstoff während der Verbrennungsphase, von der Temperatur und dem Druck im Brennraum abhängig. Sowie von der Dauer bei der die Verbrennung eine Temperatur von über 2000 K aufweist. Unter dieser Temperatur frieren die NO-Reaktionen ein. Die Temperatur im postflame-Bereich kann durch einen zurückgeführten Abgasmassenstrom gesenkt werden und dadurch verringert sich auch das Zeitintervall in dem die Temperatur die 2000 K überschreitet. Ebenso verringert ein später Einspritzbeginn (EB) die maximalen Brennraumtemperaturen, **Abbildung 2.1**



**Abbildung 2.1:** Einfluss der AGR-Rate und des EB auf die  $\text{NO}_x$ -Bildung

## CO-Bildung

In Verbrennungszonen mit unterstöchiometrischen Luftverhältnis kommt es zur unvollständigen Verbrennung und damit zur Kohlenmonoxid-Bildung. Aber auch bei sehr magerem Kraftstoff-Luft-Gemisch zum Beispiel im wandnahen Bereich mit niedrigen Verbrennungstemperaturen bildet sich CO. Die CO-Konzentration fällt durch Nachoxidation zu  $\text{CO}_2$  wieder ab. Dafür werden hohe Verbrennungsend- bzw. Abgastemperaturen benötigt. Die CO-Oxidation wird unter 2000 K sehr langsam.

Die beiden Maßnahmen zur Stickoxidreduzierung nämlich die Spätverstellung der Einspritzung bzw. die Abgasrückführung verursachen die sogenannte CO-NO-Schere. Die Temperatur im postflame-Bereich wird gesenkt und es entsteht ein geringerer Anteil an molekularem Sauerstoff. Dieser Sauerstoff fehlt für die CO-Oxidation. Ein weiterer Effekt, der die Nachoxidation verhindert, ist das ‚flame quenching‘. Sobald der Flamme bei bestimmten Last- und Luftverhältnissen mehr Wärme entzogen wird als die chemische Reaktion zuführt, erlischt sie und die weitere Oxidation von CO zu  $\text{CO}_2$  wird unterbunden [15, 24].