



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology



Institut für Fahrzeugantriebe
& Automobiltechnik

DIPLOMARBEIT

Untersuchung der AGR-Verträglichkeit an einem Ottomotor mit Kanalabschaltung

Ausgeführt zur Erlangung des akademischen Grades eines
Diplomingenieurs unter der Leitung von

o.Univ.Prof. Dipl.Ing. Dr.sc.techn. H.P. Lenz

und

Associate Prof. Dipl.Ing. Dr.techn. P.Hofmann

E315

Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Ing. Bernhard Falzeder

8825313

Eidesstattliche Erklärung

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Untersuchung der AGR-Verträglichkeit an einem Ottomotor mit Kanalabschaltung

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Arbeiten selbständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiter erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin/ einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am 10.01.2022, Ing. B. Falzeder

Ing. Bernhard Falzeder

Sperrvermerk:

Ich weise darauf hin, dass die Diplomarbeit vertrauliche Informationen und unternehmensinterne Daten beinhaltet. Daher ist eine Veröffentlichung oder Weitergabe von Inhalten an Dritte ohne die vorherige Einverständniserklärung des Instituts für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik nicht gestattet.

Aufgabenstellung der Diplomarbeit

Herrn Ing. Bernhard FALZEDER, Matr.Nr.: 88 25 313 wurde folgende Diplomaufgabe gestellt:

" Untersuchung der AGR - Verträglichkeit an einem Ottomotor mit Kanalabschaltung "

Folgende Arbeiten sind durchzuführen:

1. Literaturrecherche:

- Beschreibung bereits realisierter Systeme,
- Einflussfaktoren auf AGR - Verträglichkeit,

2. Untersuchungen an einem Motorenprüfstand:

- AGR - Variationen in ausgewählten Messpunkten,
- Einspritzendevariation in ausgewählten Messpunkten,
- Lastvariationen bei verschiedenen Drehzahlen mit verschiedenen AGR - Ventilen.

Vorwort

Die hier vorliegende Diplomarbeit entstand während meiner Tätigkeit als Diplomand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau der Technischen Universität Wien.

Mein Dank gilt Herrn o.Univ.Prof. Dipl.Ing. Dr.sc.techn. H.P. Lenz für die mir angebotene Möglichkeit zu dieser Diplomarbeit, sowie deren großzügige Förderung.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Associate Prof. Dipl.Ing. Dr.techn. P.Hofmann für die Anregungen zu dieser Arbeit, die mir gewährte Selbstständigkeit bei deren Durchführung und für die sehr wertvollen praktischen und fachlichen Hinweise.

Den Institutsangehörigen und den Mitarbeitern des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau der Technischen Universität Wien danke ich für die sehr zuvorkommend gewährte Hilfe bei der Erstellung dieser Arbeit.

Wien, am 10.01.2022, Ing. B. Falzedo

Ing. Bernhard Falzedo

Zitat / Widmung

Nihil tam difficile est, quin quaerendo investigari possit.

Nichts ist so schwierig, daß es nicht erforscht werden könnte.

Heautontim

Diese Diplomarbeit widme ich meiner lieben Familie.

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung	II
Aufgabenstellung der Diplomarbeit	III
Vorwort	IV
Zitat / Widmung	V
Inhaltsverzeichnis	VI
Kurzfassung	VII

1. Einleitung **1**

2. Hoch - AGR - Konzept **2**

2.1. Beschreibung des Hoch - AGR - Konzeptes	2
2.2. Einflußfaktoren auf die AGR - Verträglichkeit	5
2.3. Prinzipielle Ausführungsformen von Kanalabschaltungsmaßnahmen	8
2.4. Bereits realisierte Systeme	9
2.4.1. Opel Magermotoren - Konzept	9
2.4.2. Toyota Lean Burn Engine	11
2.4.3. Mazda Lean Burn Engine	12
2.4.4. Opel-AVL-CBR-Motor (Opel 2.0l Ecotec PDA)	13
2.4.5. Ford 1.25l ZETEC SE	15
2.4.6. Toyota D4 Ultra Lean Burn Engine	17
2.4.7. Honda Lean Burn Engine mit VTEC-E - Mechanismus	17

3. Untersuchungen am Motorenprüfstand **19**

3.1 Motorenprüfstand	19
3.2. Versuchsträger	22

4. Versuchsdurchführung und Diskussion der Meßergebnisse **24**

4.1. AGR - Variation	24
4.2. Einspritzende - Variation	25
4.3. Last - Variation	27

5. Zusammenfassung **31**

6. Literaturverzeichnis **32**

Bildanhang

Kurzfassung :

Das Ziel dieser Arbeit, die Senkung des spezifischen Verbrauchs eines modernen Ottomotors mit Drallklappensystem und Abgasrückführung, wurde erreicht.

Dieses System garantiert ein sehr stabiles Brennverfahren. Fehlfunktionen oder Störungen am Klappensystem wirken sich auf den sicheren Motorbetrieb kaum aus. Die Abgasrückföhrtoleranz wurde durch das Drallklappensystem wesentlich erhöht. Durch den Einsatz von AGR – Ventilen mit erhöhtem Durchsatz konnten die AGR – Raten auch im mittleren und oberen Lastbereich deutlich erhöht werden. Der Verbrauch wurde dadurch nachhaltig gesenkt. Die Abgasrückführung und das Drallklappensystem ermöglichte eine wirksame und effektive Reduktion der Stickoxidemissionen. Es hat sich auch gezeigt, daß im Bereich zwischen 2500 - 4500 min⁻¹ über das gesamte Lastband das geschlossene Klappensystem einen höheren Kraftstoffverbrauch bewirkte. Die erhöhten Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste verursacht durch die intensiveren Ladungsbewegung im Zylinder, konnten auch durch AGR – Ventile mit vergrößertem Durchsatz nicht kompensiert werden. Die Verbrauchswerte für das offene Klappensystem lagen hier besser. Für einen Verbrauchsvorteil müssen bei einem Serieneinsatz die Klappen in diesem Bereich geöffnet werden.

1. EINLEITUNG

Die Entwicklung von Antriebsmotoren für Kraftfahrzeuge steht in einem immer stärker werdenden Spannungsfeld zwischen gesetzlichen Vorschriften, Anforderungen des Kunden und der Notwendigkeit zum schonungsvollen Umgang mit den Ressourcen unserer Erde. Der starke Anstieg des Primärenergieverbrauches durch die Zunahme des Individualverkehrs und der damit verbundene Ausstoß von Treibhausgasen erfordert von zukünftigen Kraftfahrzeugkonzepten mit Verbrennungskraftmaschinen eine spürbare Reduktion des Kraftstoffverbrauches. Durch den Einsatz der Direkteinspritzung beim Dieselmotor ist auch bei Personenfahrzeugen der entscheidende Schritt in bezug auf die Senkung des Kraftstoffverbrauchs bei gleichzeitig gesteigerter spezifischer Leistung gelungen [Ent-01]. Dieser entscheidende Schritt wurde beim Ottomotor nur bedingt getan. Ein Verbrauchseinsparpotential ergibt sich fahrzeugseitig durch die Verringerung des Fahrzeuggewichtes und der Fahrwiderstände. Das erfordert wiederum den Einsatz von Leichtbauwerkstoffen und die Entwicklung fahrwiderstandsoptimierter Fahrzeuge. Die möglichen Maßnahmen werden aber durch gesteigerte Kundenbedürfnisse, wie gesteigerte Ansprüche hinsichtlich Komfort, Sicherheit und Transportkapazität deutlich eingeschränkt. Somit hat der wesentliche Anteil der Verbrauchsreduzierung im Bereich Motor und Antriebsstrang zu erfolgen. Neben den vielfältigen Möglichkeiten im Bereich des Antriebsstranges, die von automatisierten Schaltgetrieben über verschiedene Anwendungen von Kurbelwellen-Starter-Generatorsystemen bis zum Vollhybrid reichen, ergeben sich beim Ottomotor selbst unter zukünftigen Emissionsszenarien noch deutliche Verbrauchspotentiale. Variable Ladungsbewegung, variable Ventilsteuerung, variable Verdichtung, Downsizing durch Aufladen, Direkteinspritzung mit Ladungsschichtung und Technikkombinationen sind die Möglichkeiten, um auch beim Ottomotor diese essentiellen Fortschritte hinsichtlich Verbrauch und Abgasemissionen zu erreichen [Fra-99].

Um eine Reduktion des Verbrauchs und der NO_x-Emissionen technisch einfach und kostengünstig beim Ottomotor zu realisieren, wird heute üblicherweise ein Abgasrückführsystem verwendet [Len-01]. Dabei wird die Frischladung durch Abgas verdünnt. Probleme, die sich in diesem Betriebsbereich ergeben, sind sinkende Brenngeschwindigkeit, steigende Aussetzerhäufigkeit und Zündverzögerung. Die Realisierung eines sicheren Motorbetriebs des Ottomotors bei hohen Abgasrückführraten erfordert eine

abgestimmte Zylinderinnenströmung. Diese Anforderungen können mit entsprechenden ansaugseitigen Maßnahmen und Einlaßkanalgestaltung, die eine intensivere Zylinderinnenströmung ermöglichen, realisiert werden. Vorteilhaft sind schaltbare Konzepte, die in der Teillast die Ladungsbewegung erhöhen, und an der Vollast zur Erreichung einer möglichst hohen Füllung deaktiviert werden können. Durch den Einsatz von Motorkonzepten, die eine hohe Abgasrückführrate zulassen, ist ein erhebliches Verbrauchseinsparpotential gegeben. Ein Vorteil, der dabei für die Abgasrückführung spricht ist, daß bei dieser Art der Ladungsverdünnung auf das $\lambda = 1$ - Konzept mit geregelterm 3 - Wege - Katalysator nicht verzichtet werden muß.

2. HOCH - AGR - KONZEPTE

2.1. BESCHREIBUNG DES HOCH - AGR - KONZEPTE :

Beim Hoch – AGR – Konzept wird die Abgasrückführung (AGR) zur Entdrosselung im Teillastbereich eingesetzt, weiters bietet sie die Möglichkeit, Stickoxide im Rohabgas um bis zu 70 % zu reduzieren und den Wirkungsgrad zu steigern. Es steigen jedoch mit größer werdender AGR - Rate auch die Kohlenwasserstoff - Emissionen an. Soll das Abgasrückführsystem wirklich effizient arbeiten, so ist das nur in Verbindung mit einer intensivierten Zylinderinnenströmung zu realisieren [Kra-99]. Die Problematik besteht darin, daß die Brenndauer mit zunehmenden Ladungsverdünnung durch Abgas ansteigt. Dieser Anstieg hat jedoch wiederum eine Verschlechterung des Verbrennungswirkungsgrades zur Folge. Demzufolge müssen Maßnahmen ergriffen werden, um das Defizit einer erhöhten Brenndauer und die zusätzlich ansteigenden zyklischen Schwankungen bei einer Ladungsverdünnung durch Abgas auszugleichen. Dies ist durch eine verstärkte Ladungsbewegung im Zylinder zu erreichen. Die Verbrennung wird dadurch beschleunigt und stabilisiert. Erst durch eine optimierte Zylinderinnenströmungsmaßnahme ist der Motorbetrieb bei den notwendigen hohen Ladungsverdünnungsraten möglich, die sich dann auch in einer Steigerung des Gesamtwirkungsgrades äußern.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß eine gesteigerte Zylinderinnenströmung folgende Auswirkungen auf den Motorbetrieb zeigen:

- Steigerung der Abgasrückführgrenze
- Steigerung der Magerlaufgrenze
- Beschleunigung der Verbrennung und somit Verkürzung der Brenndauer
- Stabilisierung der Verbrennung
- Verbesserung der Gemischaufbereitung (Homogenisierung)
- Anstieg des Verbrennungsgeräusches
- Erhöhung der Ladungswechsellarbeit durch Änderung des Ansaugverlaufes
- Steigerung der Wandwärmeverluste durch die stärkere Ladungsbewegung

Grundsätzlich unterscheidet man zwei Arten von Strömungen im Zylinder:

Tumbleströmung :

Bild 1 oben zeigt die Orientierung der Tumbleströmung in einem Brennraum. Laut Definition handelt es sich beim Tumble um einen Wirbel senkrecht zur Zylinderachse. Die tumble-typische Rotation wird dadurch erzeugt, daß ein Großteil der einströmenden Zylinderladung über den oberen Ventilsitzbereich gelenkt wird. Für die Intensität des Tumbles ist maßgeblich die Geometrie des Brennraumes und des Einlaßkanals bestimmend [Kra-99].

Drallströmung:

Bild 1 unten zeigt Orientierung der Drallströmung im Brennraum. Der Drall ist als ein Wirbel um die Zylinderhochachse definiert.

Er läßt sich auf folgende Arten erzeugen:

- Erzeugung einer Drehbewegung im Einlaßkanal bzw. im Saugsystem
- Asymmetrische Einströmung des Gemisches in den Brennraum

Für die Intensität des Dralls ist auch, wie bei der Tumble-Strömung, die Geometrie des Brennraumes und des Einlaßkanals bestimmend [Kra-99].

Eine Möglichkeit diese gesteigerte Zylinderinnenströmung zu generieren, ist das Verfahren der Kanalabschaltung. Dabei wird bei einem 4-Ventil-Motor ein Kanal des zweiflutig ausgeführten Saugrohres teilweise bzw. vollständig verschlossen. Bei der Anwendung dieses Verfahrens muß besonderer Augenmerk auf die Minimierung der Strömungsverluste gelegt werden. Prinzipiell kann die Abgasrückführung intern oder extern und dabei wiederum zentral oder dezentral erfolgen.

Die zentrale Einleitung des Abgas erfolgt weit vor den Einlaßventilen, meist am Einlaß des Saugrohres, unmittelbar hinter der Drosselklappe. Der Sammler sorgt dabei für die Durchmischung von Frischluft und Abgas. Dies führt zu einer verbrauchsgünstigen Entdrosselung. Die NO_x - Entstehung wird durch den bekannten Inertgaseinfluß des rückgeführten Abgases reduziert.

Die Problematik bei dieser Ausführung besteht darin, daß dieses System bei Motoren mit größeren Saugrohrvolumina träge reagiert. Bei Lastwechseln führt die Betätigung des AGR-Ventils seitens des Motormanagements zu Betriebszuständen, bei denen die beigegebene Menge Abgas nicht dem idealen Verhältnis zwischen Frischladung und Ladungsverdünnung entspricht. Die Vorgänge bei der Entleerung bzw. Befüllung des Saugrohres mit Abgasluftgemisch kann je nach Last und Drehzahl mehrere hundert Millisekunden betragen. Aus diesen Dynamikgründen kann nicht das gesamte Potential umgesetzt werden, da ein gewisser Sicherheitsabstand zur Verträglichkeitsgrenze eingehalten werden muß. Die Verzugszeiten der Komponenten und der Datenverarbeitung des Motorsteuergerätes spielen dabei eine untergeordnete Rolle. Die Einleitung in das Saugrohr muß sorgfältig abgestimmt sein, damit es zu keiner Ungleichverteilung des bereitgestellten Abgases auf die einzelnen Zylinder kommt. Als Vorteile können die einfache und kostengünstige Realisierung dieses Systems genannt werden, sowie die geringere Versottungsneigung im Vergleich zu dezentralen Einleitungsstellen.

Bei der dezentralen AGR erfolgt die Zuleitung des Abgases über eine Sammelleitung, die in den Zylinderkopf integriert oder außen am Motorblock montiert ist. Das Abgas wird weiter über ein AGR-Ventil und eine Verteilerleitung zu den Einlaßventilen geführt.

Wesentliche Vorteile eines solchen Systems sind optimale Gleichverteilung und Dosierbarkeit und sehr kurzes Ansprechverhalten. Als Nachteile sind der Kostenfaktor und ein etwas höherer, konstruktiver Aufwand zu nennen, sowie die größere Versottungsgefahr. Aus Drehmomentgründen darf die Verteilerleitung bzw. die Einleitung in das Saugrohr nur einen geringen Querschnitt aufweisen.

Die interne Abgasrückführung ergibt sich bei Motoren mit separater Ein- und Auslaßnockenwelle durch eine betriebspunktabhängige Einstellung der Phasenlage von Ein- und Auslaßnocken. Die damit steuerbare Restabgasmenge hat auf die NO_x-Emission und den Verbrauch grundsätzlich den gleichen Einfluß wie die externe Abgasrückführung. Die interne Abgasrückführung ermöglicht eine wesentlich bessere Anpassung an einzelne Betriebszustände durch Variation des Abgasanteils, eine bessere Fahrbarkeit und eine exaktere Gleichverteilung des rückgeführten Abgases. Das heiße Abgas unterstützt zusätzlich die Gemischaufbereitung und erhöht das Temperaturniveau zum Einspritzzeitpunkt. Dies hat zur Folge, daß auch die HC- und CO-Emissionen reduziert werden. Eine zusätzliche Reduktion der HC - Emissionen wird dadurch erreicht, daß jener Anteil des Abgases, der zuletzt aus dem Zylinder austritt und sehr hohe HC- Emissionen enthält, wieder angesaugt wird [Din-99]. Mit der internen Abgasrückführung lassen sich damit alle Zielgrößen verbessern, wobei konstruktiver Aufwand und damit der Kostenfaktor bei diesem System wesentlich höher liegen.

2.2. EINFLUSSFAKTOREN AUF DIE AGR-VERTRÄGLICHKEIT

Erhöhung der Ladungsbewegung im Zylinder

Mit zunehmenden Abgasanteil in der Frischladung steigt die Brenndauer an. Dieser Anstieg hat seinerseits eine Verschlechterung des Verbrennungswirkungsgrades zur Folge. Demzufolge sind Maßnahmen erforderlich, um dieses Defizit der erhöhten Brenndauer und die zusätzlich ansteigenden zyklischen Schwankungen, bei einer Ladungsverdünnung durch Abgas auszugleichen. Dies ist am einfachsten durch eine verstärkte Ladungsbewegung im Zylinder zu erreichen. Die Verbrennung wird dadurch beschleunigt und stabilisiert. Erst durch eine optimierte Zylinderinnenströmungsmaßnahme ist der Motorbetrieb bei den notwendigen hohen Ladungsverdünnungsraten

durch Abgas möglich, die sich dann auch in einer Steigerung des Gesamtwirkungsgrades äußern. Erreichen läßt sich die erhöhte Zylinderinnenströmung durch folgende Maßnahmen:

- Saugrohrgestaltung:* Erzeugung eines Grundwirbels im Saugrohr je nach Ausführung => Dies wirkt Drall/Tumble begünstigend.
- Zusatzkanalsysteme:* Zweiter Kanal neben oder unter dem Hauptkanal, die Steuerung erfolgt über eine Klappe oder einen Schieber => je nach Position Drall oder Tumble erzeugend.
- Schrägkanal/
Tangentialkanal:* Je nach Position zum Brennraum und der damit verbundenen Umlenkung bzw. Symmetrie => Dies wirkt Drall/Tumble begünstigend.
- Spiralkanal:* spiralförmige Gestaltung des Kanals. In erster Linie zur Drallerzeugung.
- Schieber- oder
Klappensysteme:* In einem oder beiden Saugrohren wird eine Klappe oder Schieber eingebaut, manchmal auch in Verbindung mit Kanalteilung. => Dies wirkt Drall/Tumble begünstigend.
- Schirmventil:* An einem oder beiden Einlaßventilen => Dies begünstigt Drall/Tumble.
- Steuerwalzen:* Senkrechter Einbau zur Drallerzeugung oder horizontaler Einbau zur Tumbleerzeugung .
- Ventildeaktivierung,
Ventilhubbegrenzung:* wirkt Drall/Tumble begünstigend.

Doch ist bei der jeweiligen Maßnahme darauf zu achten, daß ein Optimum an Ladungsbewegung erreicht wird. Wird eine zu hohe Zylinderinnenströmung generiert, so kann es zu sogenannten „ **Overswirl - Effekt** “ [Kra-99] kommen. Dies bedeutet, daß die Flamme durch die intensive Ladungsbewegung wieder ausgeblasen wird.

Temperaturkonditionierung des Kühlmittels

Eine Erhöhung der Kühlwassertemperatur in der Teillast ist auch ein moderates Mittel die AGR-Verträglichkeit zu erhöhen. Durch die Anwendung eines variablen und elektrisch übersteuerbaren Thermostaten kann die Kühlwassertemperatur sehr einfach von 90 °C auf über 100 °C erhöht werden. Dadurch verbessern sich die AGR-Verträglichkeit und gleichzeitig auch die NO_x - Emissionen [Phl-97]. Die höhere Kühlwassertemperatur bewirkt außerdem eine erhöhte Öltemperatur, die ihrerseits die Reibung herabsetzt und damit der Verbrauch wiederum senkt.

Beschleunigung der Entflammung durch Doppelzündung

Eine Möglichkeit die Entflammung zu beschleunigen, ist die Verwendung von zwei Zündkerzen. Die erste Zündkerze sitzt dabei zentral im Brennraum, die zweite am Brennraumrand zwischen Ein- und Auslaßventil. Die Lage der zweiten Zündkerze ist zwar nicht optimal, trotzdem hat sie Einfluß auf den Verbrennungsverlauf. Der Brennverzug ist deutlich kürzer, die restliche Verbrennung läuft wie gewohnt ab. Die Magerlaufgrenze verschiebt dabei zirka um ein Zehntel Lambda. Die wesentlich schnellere Entflammung des Gemisches erlaubt wiederum einen späteren Zündzeitpunkt, bei dem höherer Druck, somit höhere Temperatur und Dichte vorliegen, wodurch die Zündfähigkeit ihrerseits wieder verbessert wird. Weiters wird auch die Verbrennung bis an die Magergrenze stabilisiert. Die Doppelzündung ist daher ein wirklich wirksames Mittel, um gleichmäßigen Motorlauf bis an die Magergrenze zu garantieren [Phl-97].

Optimierte Zündkerzen

Eine andere Möglichkeit zur Erhöhung der Magerlauffähigkeit ist die Verwendung spezieller Zündkerzen. Diese bestehen aus dünnen, platinbeschichteten Elektroden mit einem Elektrodenabstand von 1,3 mm. Sie müssen verhältnismäßig weit in den Brennraum hineinragen [Phl-97]. Dadurch wird die Magerlauffähigkeit bei kleine Lasten deutlich verbessert.

Einfluß der Brennraumform

Die Brennraumform ist ein wesentlicher Faktor, durch den die Verbrennung maßgeblich beeinflusst wird, da sie für die Ladungsbewegung und deren Ladungszusammensetzung verantwortlich ist. Ein kompakter Brennraum mit zentraler Zündkerzenlage ist Grundvoraussetzung für eine gute AGR - Verträglichkeit.

Einfluß vom Einspritzende

Der Einspritzzeitpunkt bzw. das Einspritzende hat wesentlichen Einfluß auf die Magerlaufgrenze und auch auf die AGR-Verträglichkeit. Wird der Kraftstoff während der Öffnungsphase des Einlaßventils eingespritzt, so läßt sich im Zylinder eine Ladungsschichtung realisieren. Das heißt, daß durch die vorherrschenden Zylinderinnenströmungen im optimalen Fall das Gemisch im Bereich rund um die Zündkerze fetter als im Rest des Zylinders ist [Kra-99]. Durch diese Strategie läßt sich die AGR - Verträglichkeit wesentlich verbessern. Wird der Kraftstoff hingegen auf das geschlossene Ventil gespritzt, so wird eine Homogenisierung des Gemisches im Zylinder erreicht, bei der die AGR - Verträglichkeit wesentlich niedriger liegt.

2.3. PRINZIPIELLE AUSFÜHRUNGSFORMEN VON KANALABSCHALTUNGSMASSNAHMEN

In der Praxis sind bei Mehrventilmotoren unterschiedliche Ansaugkonzepte anzutreffen. Dabei läßt sich einmal grundsätzlich zwischen einzügigen Saugrohren für beide Einlaßventile und Einzelsaugrohre für jedes einzelne Ventil unterscheiden. In den Abbildungen auf **Bild 2** [Men-95, Fra-90] sind einige prinzipiellen Einlaß- und Einspritzkonfigurationen dargestellt.

Die Einlaßkonfiguration in **Bild 2, Typ A** den Fall eines Zweirohr - Saugsystems mit der Gestaltung als getrennte Einzelkanäle. Die Einspritzung des Kraftstoffes erfolgt dabei durch eine Einspritzdüse im Primärrohr. Die Kanalabschaltung wird durch eine Klappe oder einen Schieber im Sekundärrohr realisiert.

Bei der Variante auf **Bild 2, Typ B** erfolgt die Einspritzung des Kraftstoffes in beide Kanäle durch eine Doppelloch – Einspritzdüse, die in einem Fenster zwischen Primär- und Sekundärrohr angeordnet ist. Die Kanalabschaltung ihrerseits erfolgt durch eine Klappe

im Sekundärrohr .

Eine weitere Einlaßkonfiguration ist in **Bild 2, Typ C** dargestellt. Dieses System besteht ebenfalls aus einem Zweirohrsystem mit getrennten Kanälen. Die Einspritzung des Kraftstoffes erfolgt separat in jeden Kanal durch je eine Einspritzdüse. Die Realisierung der Kanalabschaltung erfolgt hier ebenfalls durch eine Klappe im Sekundärkanal. Unter den weiteren Möglichkeiten, eine Kanalabschaltung technisch zu realisieren, ist die Ausführung mittels eines Walzendrehschiebers zu nennen, welche im Kapitel 2.4.1 näher behandelt wird. Weitere technische Lösung stellen Einlaßventilabschaltung und Ventilhubminimierung dar, die beide in dem von Honda entwickelten VTEC-E Mechanismus, realisiert wurden. Die genauere Beschreibung dieses Systems ist im nachfolgenden Kapitel 2.4.7. nachzulesen.

2.4. BEREITS REALISIERTE SYSTEME

2.4.1. Opel Magermotoren-Konzept [Gre-94]

Bei dem ersten, hier vorgestellten System handelt es sich um ein von der Adam-Opel-AG in Rüsselsheim, Deutschland durchgeführte Untersuchung an einem 4-Zylinder-Viertventilmotor mit AGR und 2 l Hubraum, in der Ausführung des Modelljahres 1994. Nachfolgend sind einige wichtige technische Daten des Versuchsmotors angeführt:

- Nennleistung 110 KW
- Hubraum 1998 cm³
- Hub / Bohrung 86 mm / 86 mm
- Verdichtungsverhältnis 10,5 : 1
- Motormanagement Bosch-Motronic M2.8
- Ventilwinkel 46°
- Einlaß öffnet / schließt 20 ° KW v. OT / 72 ° KW n. UT.
- Auslaß öffnet / schließt 60 ° KW v. UT / 32 ° KW n. OT.
- Einspritzbeginn 374 ° KW v. LWOT
- P_{max} 100 KW bei 5600 min⁻¹
- M_{max} 185 Nm bei 4000 min⁻¹
- Zündfolge 1-3-4-2

In **Bild 3** ist die prinzipielle Versuchsanordnung dieses Projekts dargestellt. Der Brennraum dieses Triebwerks ist giebeldachförmig ausgeführt. Die Einlaßkanäle gabeln sich im Zylinderkopf zu den Ventilen. Dieser Motor besitzt ein Tumble-unterstütztes Brennverfahren. Zur Kraftstoffeinbringung wurden Zweistrahleinspritzdüsen, deren Strahlen auf die Schäfte der Einlaßventile ausgerichtet waren, verwendet. Bei allen Untersuchungen wurde mit maximaler Kraftstoffvorlagerung gearbeitet. Bei dieser Anwendung wurde die Kanalabschaltung mittels eines, zum Sekundärventil koaxial angeordneten Walzendrehschiebers, realisiert. Dieser Schieber bildet durch seinen Innenraum den unteren Bereich des Sekundäreinlaßkanals, wobei dessen Stirnseite zum Ventilsitzring hin offen ist. Zusätzlich weist er an der umfangenden Kontur eine ausgefräßte Öffnung auf.

Das **Bild 4** zeigt einen Querschnitt des Opel 4-Ventilzylinderkopfes mit Walzendrehschieber im Sekundärkanal. Wird der Walzendrehschieber betätigt, so gleitet er an der Oberseite des Ventilsitzringes. Radial geführt wird er von einer Ringnut im Zylinderkopf. Zur Betätigung ist am oberen Ende des Walzendrehschiebers eine Verzahnung angebracht, in der eine, im Zylinderkopf positionierte und verschiebbare Zahnstange eingreift. Diese Zahnstange, die sich über die gesamte Länge des Zylinderkopfes erstreckt, betätigt gleichzeitig die Walzendrehschieber jedes einzelnen Zylinders. Mit Verdrehung des Walzendrehschiebers in beide Richtungen läßt sich ausgehend von der Mittelstellung ($WDS = 0^\circ$) der Kanalquerschnitt individuell verkleinern und zwar bis hin zum totalen Kanalverschluß ($WDS = +90^\circ$, $WDS = -90^\circ$).

In **Bild 5** ist der Strömungsquerschnitt im Sekundärkanal bei einer Verdrehung des Walzendrehschiebers von $WDS = -80^\circ$ und $WDS = +80^\circ$ dargestellt. Die obere Skizze zeigt den Schnitt durch Primär- und Sekundärkanal. Wird der Walzendrehschieber verdreht, so steht die Kante desselben im Einlaßkanal. Dadurch tritt die Frischladung tangential in den, innerhalb des Drehschiebers befindlichen Raum ein. Die sich dadurch ergebenden Strömungsverhältnisse sind denen im Dom eines Spiralkanals ähnlich. In Folge entsteht ein Austrittsdrall, der durch positive Verdrehwinkeln den induzierten Drall um die Hochachse verstärkt. Zusammengefaßt läßt sich zu diesem Projekt folgendes feststellen:

Die Untersuchung einer Kanalabschaltungsmaßnahme zeigen, daß Verluste in Form eines verstärkten Wandwärmeübergangs und einer erhöhten Ladungswechselarbeit auf-

treten. Diese Verluste steigen mit der Last und der Drehzahl. Die Wirkungsgradgewinne durch Ladungsverdünnung werden dadurch aber wieder zum Teil kompensiert. Daher sollte das Ladungswechsellniveau dem jeweiligen Betriebspunkt angepaßt werden können. Erfolgversprechend könnte dabei die Variation des Strömungsquerschnitts direkt am Ventil, zum Beispiel durch eine Ventilhubbegrenzung oder in dessen unmittelbarer Nähe sein.

2.4.2. TOYOTA LEAN BURN ENGINE, 3RD GENERATION [Har-93]

In **Bild 6** oben ist die prinzipielle Anordnung der einzelnen Komponenten des Toyota-Magermotorenkonzeptes dargestellt.

Dieses System arbeitet mit einem zweiflutigen Saugrohr mit nur einer Einspritzdüse. In **Bild 6** unten ist der Ansaugkanal und der Brennraum mit der darin sich bewegenden Strömung dargestellt. Es wurde ein neuer Drallkanal entwickelt, um eine gute Gemischaufbereitung einerseits, und um durch die Erzeugung einer Hochgeschwindigkeitsströmung im Fenster zwischen den Kanälen andererseits, eine bessere Ladungsbewegung im Zylinder zu erreichen. Die Einspritzdüse, die als Doppelstrahldüse ausgeführt wurde, ist dabei nach der Drallklappe positioniert. Im Teillastbereich ist die Drallklappe geschlossen, um eine höhere Ladungsbewegung im Zylinder zu erreichen. Bei höheren Lasten wird sie geöffnet, um die benötigte Leistung zu erreichen. Der Einspritzzeitpunkt wurde zusätzlich optimiert, um die Drehmomentenschwankungen zu minimieren. Zusätzlich wurde dem System ein neuartiger Magerlaufsensoren hinzugefügt, um das Verhältnis von Luft / Kraftstoff im Magerbetrieb exakt steuern zu können. Und zuletzt wurde ein neuartiges AGR - Ventil mit einem Schrittmotor als Antrieb verwendet, das seinerseits eine exakte Steuerung der AGR-Rate bis zur Aussetzergrenze möglich machte. **Bild 7** zeigt Auswirkungen des neuen AGR - Systems auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch und der AGR - Rate über dem Drehmoment.

Zusammenfassend läßt sich zu diesem Projekt sagen, daß der spezifische Kraftstoffverbrauch um durchschnittlich zirka 10 % gesenkt werden konnte, aber auch bei den NO_x - Emissionen konnte eine Reduzierung um durchschnittlich 11% realisiert werden.

2.4.3. MAZDA LEAN BURN ENGINE [Sai-94]

In **Bild 8** ist die prinzipielle Anordnung des Systems dargestellt. Als erstes konzentrierten sich die Untersuchungen bei Mazda auf die Optimierung des Saugrohres. Untersucht wurden mehrere verschiedene Saugrohrtypen, wobei sich jene Anordnung, die in **Bild 9** dargestellt ist, als die günstigste erwiesen hat.

Bei der Auslegung war man darauf bedacht, die Ladungsbewegung im Zylinder so auszunützen, daß es mit der eingespritzten, zeitlich abgestimmten Kraftstoffmenge im Zylinder zu einer Ladungsschichtung kommt. Man tat dies mit dem Ziel, die Magerlaufgrenze weiter zu erhöhen. Zusätzlich zu den Untersuchungen der Ladungsbewegungen und Ladungsschichtungen wurde ein Katalysator für den mageren Motorbetrieb entwickelt, da der Konvertierungsgrad der NO_x - Emissionen auf Grund des Sauerstoffüberschusses bei dieser Betriebsart stark absinkt. Mazda verwendete dafür einen Katalysator auf Zeolite-Basis mit einer Platin – Iridium – Rhodium – Beschichtung in Hinblick auf deren Hitzebeständigkeit und deren Konvertierungsgrad. Zusammenfassen kann als Ergebnis dieser Studie gesagt werden, daß alleine der Kraftstoffverbrauch um nahezu 12% gegenüber der herkömmlichen stöchiometrischen Betriebsart ($\lambda = 1$) gesenkt werden konnte. Die NO_x - Reduktion bewegte sich dabei in Bereichen gut über 20 %. Man gelangte daher auch zu der Überzeugung, daß sich dieses System zum Serieneinsatz gut eignen würde.

2.4.4. AVL-CBR-MOTOR [Sch-96]

Der AVL-CBR-Motor besteht grundsätzlich aus einem Opel 2,0 Liter Saugmotor X20XEV mit dem von der Firma AVL entwickelten Zylinderkopf samt den dazugehörigen Anbauteilen.

Nachfolgend sind zu diesem Triebwerk die technischen Daten aufgelistet :

• Bauart	Reihenvierzylinder- Ottomotor
• Hubraum	1998 cm ³
• Hub / Bohrung	86 mm / 86 mm
• Verdichtungsverhältnis	10,8 : 1
• Ventile / Zylinder	4
• Ventilwinkel	38°
• Motormanagement	Simtec 56.5
• P _{max}	100 KW bei 5600 min ⁻¹
• M _{max}	185 Nm bei 4000 min ⁻¹
• Zündfolge	1-3-4-2

Die Nockenwellen sind identisch mit denen des Serienmotors, allerdings sind die Steuerzeiten um 5 °KW nach spät verschoben. Dabei ist der CBR-Motor in seinem Grundkonzept konsequent auf niedrigen Kraftstoffverbrauch ausgelegt. Realisiert wird dies durch einen Eingriff in den Ladungswechselfvorgang, indem in weiten Bereichen der Teillast mit Hilfe eines aus Kunststoff gefertigten und in einem Zwischenflansch angeordneten Absperrschiebers jeweils ein Einlaßkanal pro Zylinder abgeschaltet wird. Durch die gezielte Beeinflussung der Zylinderinnenströmung und durch Ladungsverdünnung mittels Abgasrückführung entsteht ein variabler Brennverlauf. Ausgeführt ist der Absperrschieber als Flachschieber, der pneumatisch über eine vom Motorsteuergerät angesteuerte Unterdruckdose betätigt wird. Die beiden Einlaßkanäle sind asymmetrisch gestaltet. **Bild 10** oben zeigt den Zylinderkopf und **Bild 10** unten die zwei Schieberstellung „Auf“ und „Zu“.

Der deaktivierbare Kanal ist als Neutralkanal gestaltet und auf hohe Durchflußwerte ausgelegt, der nicht deaktivierbare ist als Tangentialkanal ausgeführt. Die Trennung der beiden Einlaßkanäle beginnt zirka 40 mm vor dem Schieber und ist im Bereich des

Einspritzventils durch ein Fenster unterbrochen. Durch dieses Fenster wird der Kraftstoff durch ein Zweistrahleinspritzventil in die Einlaßkanäle eingebracht. Der Schieber läßt eine genau definierte Leckspülung zu, um eine gute Kraftstoffspülung aus dem deaktivierten Einlaßkanal zu gewährleisten. In **Bild 11** oben ist einerseits schematisch die Einlaßkanalgeometrie und unten die sich ergebende Strömung im Zylinder dargestellt. Die Anforderungen, die an das AGR - System gestellt wurden, waren einerseits gute Zylindergleichverteilung des rückgeführten Abgases und eine dynamikgerechte Auslegung des Abgasrückführsystems. Wie man aus **Bild 12** oben ersehen kann, beinhaltet der Zylinderkopfflansch eine Einzelleitung in jeden Saugarm. Das ist von wesentlichem Vorteil, da das Saugrohrplenum von Abgas frei gehalten und somit der Speichereffekt deutlich reduziert wurde. Dieser Speichereffekt fällt sehr unangenehm dadurch auf, daß er besonders bei Lastrücknahmen für einige Verbrennungszyklen den Motor mit nicht angepaßten AGR-Konzentrationen belastet. Die daraus sich ergebenden Verbrennungsstörungen führen zum sogenannten "AGR-Ruckeln", das fahrkomfort-beinträchtigend wirkt. Die Kanalabschaltung ist nur in der Teillast und bis zu einer Drehzahl von 3200 min^{-1} aktiv, wobei mit steigender Drehzahl der Bereich, in dem der Motor vorteilhaft mit Kanalabschaltung betrieben wird, abnimmt. **Bild 12** unten zeigt dazu das Kennfeld der Kanalabschaltung. Die intensive Zylinderinnenströmung ruft dabei eine schnelle und stabile Entflammung des Gemisches, sowie eine hohe Brenngeschwindigkeit hervor, welche Voraussetzungen für eine hohe AGR-Toleranz der Verbrennung sind. Die hohe Brenngeschwindigkeit kann dabei wirksam durch Abgasrückführung wieder auf einen Wert reduziert werden, der hinsichtlich der Abgasrohmissionen, der Klopfgrenze, der Reduktion der Ladungswechselverluste und des Verbrennungsgeräusches durchaus vertretbar ist. Die Auslegung des CBR-Motors erlaubt aber nicht nur eine erhöhte AGR-Rate, sondern auch einen deutlich erweiterten Kennfeldbereich in dem Abgas zugeführt werden kann. Die damit verbundene Entdrosselung des Ladungswechsels des CBR-Motors bietet gerade in Richtung abnehmender Last und Drehzahl steigende Verbrauchsvorteile. Aber auch bei aktiver Kanalabschaltung und ohne Abgasrückführung, werden, aufgrund der verkürzten Brenndauer, die mit der Kanalabschaltung verbundenen Nachteile, wie die erhöhten Ladungswechselverluste und die höheren Wandwärmeverluste, vollständig kompensiert. Weiters wurde der CBR-Motor auch auf saugsynchrone Einspritzung ausgelegt. Dabei gelangt ein Großteil des eingespritzten Kraftstoffes während des Öffnens der Einlaßventile direkt in den Brennraum, wodurch die Wandfilm-

bildung in den beiden Einlaßkanälen fast zur Gänze verhindert wird. Die Erkenntnisse, die durch den Einbau in ein Serienfahrzeug gewonnen werden konnten, können wie folgt, dargestellt werden :

- Dieses System kann ohne großen Aufwand in einem Serienfahrzeug angewendet werden.
- Durch die reduzierten Abgasrohmissionen ergibt sich ein Freiraum bei der Optimierung des Abgaskonzeptes
- Die Einsparungen, die hinsichtlich Kraftstoffverbrauchs ermittelt werden konnten, liegen in der Größenordnung von 5% - 7%.
- Die Reduktion der Stickoxide im Rohabgas beträgt deutlich mehr als 50% !
- Die HC- Emissionen konnten trotz der hohen AGR - Raten gehalten, bzw. in fast allen Testzyklen leicht reduziert werden.

Im Gegensatz zu den direkteinspritzenden Ottomotoren, deren Verbrauchsvorteile ein mehrfaches der hier erreichten Werte versprechen, kann dieses System als kostengünstige Alternative im Segment kleiner und mittlerer Motoren gesehen werden.

2.4.5. FORD 1.25L ZETEC SE [PhI-97]

Das nächste Konzept, daß hier vorgestellt werden soll, ist das Motorenkonzept für homogenen Magerbetrieb mit Saugrohreinspritzung auf der Basis des Ford Fiesta. Als Triebwerk diente ein moderner, kleiner Vierventil-Motor mit 1.25 Liter Hubraum, kompaktem Brennraum, zentraler Zündkerzenposition und sequentieller Einspritzung, wie er bereits als Ford ZETEC - SE - Motor seit einiger Zeit auf dem Markt ist. Die Magerfähigkeit des Motors wurde durch verschiedene Anbauteile erhöht, insbesondere durch schaltbare Sperrklappen (SCV-„Swirl Control Valve“) in jedem einzelnen Saugrohr und Tumble-Einlaßkanäle, welche in **Bild 13** oben dargestellt sind. Weiters kamen optimierte Zündkerzen, ein Kennfeld-Thermostat und ein Magerkatalysator zum Einsatz. Dies machte auf Seiten der Abgasnachbehandlung und der Motorsteuerung Zusatzmaßnahmen notwendig. Der Konflikt zwischen motorferner und motornaher Anordnung des Katalysators besteht nämlich darin, daß bei letzterer zwar ein schnelles Anspringen

nach dem Kaltstart garantiert wird, bei ersterer aber schädliche Temperaturspitzen vermieden werden. Zu diesem Zweck wurde ein variables Abgassystem entwickelt. Der prinzipielle Aufbau des gesamten Systems ist in **Bild 13** unten zu sehen. Das hier zum Einsatz gekommene variable Abgassystem bestand aus 2 Strängen unterschiedlicher Längen, wobei der lange Strang durch ein Ventil geschlossen werden konnte. Der zugehörige Temperaturregler wurde im Hinblick auf die Dauerhaltbarkeit an einer relativ „kalten“ Position plaziert. Dies ermöglichte die verschiedenen Betriebsarten des NOx-Speicherkatalysators. Während des Startvorganges wird der lange Pfad (Kühlschleife) durch das Temperatur-Regelventil geschlossen und die beiden Katalysatoren werden über den kurzen Pfad schnell aufgeheizt. So erreicht man auch bei einem Kaltstart sehr schnell eine gute Abgasnachbehandlung. Bei mittleren und hohen Lasten wird der größte Teil des Abgases über den langen Pfad (Temperatur-Regelventil geöffnet) geführt, und verhindert durch Wärmeabfuhr die sonst unvermeidlichen Katalysatorschäden. Bewegen sich die Temperaturen, besonders die des NOx-Speicherkatalysators, aus dem Gebiet der optimaler Konvertierung heraus, so kommt es zum Schließen des Temperatur-Regelventils. Zusätzlich wurden noch folgende Untersuchungen hinsichtlich der Senkung des Verbrauches und der NOx- Emissionen durchgeführt :

- Heißkühlung : Erhöhung der Kühlmitteltemperatur von 90 °C auf 105 °C.
- Doppelzündung : Verwendung von 2 Zündkerzen im Brennraum.
- Magerlaufzündkerze : Verwendung einer platinbeschichteten Zündkerze, die weit in den Brennraum hineinragt und einen großen Elektrodenabstand von 1.3mm besitzt.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß es mit verhältnismäßig geringem Aufwand möglich ist, einen Motor neuerer Bauart als Magermotor zu betreiben. Die Verbrauchsverbesserung, die bei diesem Projekt dabei erreicht wurden, lagen in der Größenordnung von 10 % über einen großen Bereich der Teillastgebietes. Parallel dazu konnten die NOx - Rohemission um ca. 80 % gesenkt. Damit würde diese Triebwerk auch die Stufe III der europäischen Abgasnorm erfüllen. **Bild 14** zeigt auf eindrucksvolle Weise die dabei erreichten Ergebnisse für einen speziellen Lastpunkt.

2.4.6. TOYOTA D4 ULTRA LEAN BURN ENGINE [Mas-98]

Bei dem nächsten System, das hier vorgestellt werden soll, handelt es sich um einen direkteinspritzenden Viertakt - Ottomotor. Dieses System, dessen Brennraumkonfiguration in **Bild 15** zu sehen ist, arbeitet mit Einspritzdrücken zwischen 80 bar und 130 bar. Der Kraftstoff wird dabei so in eine Kobenmulde eingespritzt, daß der entstehende feinste Kraftstoffnebel im Brennraum zu rotieren beginnt (Drall) und es in Verbindung mit dem Drallkanal und der variablen Drallklappe zu einer optimierten Ladungsbewegung im Zylinder kommt. Drossel- und Wärmeverluste werden dadurch maßgeblich gesenkt. Auch die NOx – Emissionen lassen sich dabei mit Hilfe eines elektrisch angesteuerten AGR - Ventils, einem Abgasnachbehandlungssystem, das seinerseits aus einem herkömmlichen 3-Wege-Katalysator und einem NOx – Speicherkatalysator besteht und einem elektronischen Drosselklappensteller nachhaltig senken. Die Verbrennungscharakteristika sehen dabei so aus, daß bei kleinen Lasten das Prinzip der Ladungsschichtung zur Anwendung kommt. Eingespritzt wird dabei in die Kompressionsphase. Es entsteht im Bereich rund um die Zündkerze ein fetteres Gemisch, wobei das Gemisch in seiner Gesamtheit gesehen eher mager ist. Durch Zugabe von Abgas durch das AGR - Ventil lassen sich die NOx - Emissionen um zirka 90 % senken. Bei mittleren Lasten wird die Kraftstoffmenge je zur Hälfte während des Ansaugens und des Verdichtens aufgeteilt. So verhindert man einerseits Rauchbildung und reduziert andererseits wirksam die Aussetzerhäufigkeit. Bei Vollast wird mit homogenem Gemisch gearbeitet. Die Einspritzung erfolgt gänzlich im Ansaugtakt. In **Bild 16** ist die Prinzipskizze des Motors dargestellt. Der Verbrauch kann damit lt. [Mas-98], verglichen mit einem gleichwertigen Serienmotor, bei einem um etwa 10 % höheren Drehmoment um zirka 35 % gesenkt werden.

2.4.7. HONDA LEAN BURN ENGINE MIT VTEC-E – MECHANISMUS [Hor-92]

Bei diesem System wird die Kanalabschaltung nicht mit einer Drallklappe, sondern durch Ventildeaktivierung realisiert. Eine schematische Darstellung des Systems ist in **Bild 17** zu sehen. Der Betrieb mit nur einem Einlaßventil bewirkt im unteren Drehzahlbereich einen Anstieg des Vollast – Drehmoments, siehe **Bild 18** oben. Durch das Abschalten eines Ventils läßt sich auf einfache Art und Weise die intensive Ladungsbewegung generieren. Die Wirkungsweise des VTEC-E - Mechanismus ist im **Bild 18** unten zu sehen. Dieser besteht aus einer Nockenwelle mit 2 verschiedenen Nockenprofilen. Die

Primärnocke dient für die Betätigung der Einlaßventile, die Sekundärnocke für die Ventildeaktivierung. Der Primärkipphebel besitzt einen Nockenfolger, ausgeführt als Rollenlager, mit einem integrierten hydraulischen Koppellement, das seinerseits über eine eigene Hydraulikölleitung angesteuert wird.

Bei niedrigen Drehzahlen arbeitet jeder Kipphebel unabhängig nach dem entsprechenden Nockenprofil. Dabei wird das Primärventil zur Gänze geöffnet, das Sekundärventil wird jedoch nur 0.65 mm angehoben. Dieser kleine, verkürzte Ventilhub ist zum Ansaugen des eingespritzten Kraftstoffes notwendig, hat aber auf die Ladungsbewegung im Zylinder nur sehr geringen Einfluß. Das Zweistrahl - Einspritzventil sitzt dabei in einem Kanalfenster zwischen den beiden Kanälen. Bei höheren Drehzahlen, ab 3200 min^{-1} , wird durch ein Signal vom Steuergerät der hydraulische Koppelmechanismus aktiviert. Dadurch wird der Sekundärkipphebel in seiner Bewegung an den Primärkipphebel gekoppelt. Somit werden beide Einlaßventile über die Primärnocke angesteuert und beide Ventile werden zur Gänze geöffnet. Das System wurde zusätzlich um einen Auslösemechanismus für das hydraulische Koppellement erweitert, um die Probleme die sich bei niedrigen Öltemperaturen ergeben, zu kompensieren. Durch weitere Optimierungsmaßnahmen konnten eine stabilere Verbrennung, Einsparungen im spezifischen Kraftstoffverbrauch und eine Reduzierung der NO_x- Rohemissionen erreicht werden. Bei diesen Maßnahmen handelte es sich um folgende technische Veränderungen und Neuentwicklungen :

- Verwendung eines kompakten Brennraums
- Optimierung des Einspritzzeitpunktes
- Drallsteuerung mit Unterstützung des VTEC-E Mechanismus
- Steuereinheit zur sensibleren Steuerung des Luft - Kraftstoff - Verhältnisses (LAF-Sensor)
- Exakte Steuerung der AGR-Rate

Zusammenfassend kann man sagen, daß durch dieses System der spezifische Kraftstoffverbrauch je nach Verbrauchstest sich in der Größenordnung zwischen acht und zwölf Prozent bewegt, wobei auch die NO_x - Emissionen um ca. 70% reduziert werden konnten. Dem entgegen stehen aber die Kosten für den wesentlich aufwendigeren Ventiltrieb.

3. UNTERSUCHUNGEN AM MOTORENPRÜFSTAND

3.1 MOTORENPRÜFSTAND

Der Prüfstands Aufbau samt den zugehörigen Meßsystemen ist in **Bild 19** schematisch dargestellt.

Belastungsmaschine, Drehzahlmessung

Der Motor wurde über eine Kardanwelle (16) an eine als Pendelmaschine ausgeführte Wirbelstrombremse (17) der Type Zöllner B220 AC angekoppelt. Die Erfassung des Drehmoments geschah mittels einer integrierten Kraftmeßdose (18). Mittels Meßverstärker wurde das Drehmoment am Schaltschrank der Bremse angezeigt und auch an den Prüfstandsrechner (35) weitergegeben.

Die Drehzahlmessung erfolgte mit der berührungslosen Drehzahlerfassungsvorrichtung der Wirbelstrombremse einerseits und andererseits durch eine, an der Kurbelwelle montierten Winkelmarkengeber (25), Typ AVL 364.

Kühlkreislauf

Um eine ausreichende Motorkühlung zu erreichen, wurde in den Kühlwasserkreislauf ein Wasser / Wasser- Kühler (24) Type Alfa Laval C626-34H (V12,12) integriert. Die Regelung der Kühlmitteltemperatur erfolgte über ein, im Kühlkreislauf am Motorausstritt positioniertes Thermoelement, in Verbindung mit einem PID – Regler, welcher über ein Stellventil den Wasserdurchsatz im Sekundärkreislauf regelte.

Motormanagement

Für den aktiven Eingriff die Motorsteuerung stand ein Applikationssteuergerät (26), in Verbindung mit einem ETAS MAC 2F (27) und dem Meß- und Verstelleinrichtungsprogramm VS100 von Bosch auf dem ersten Prüfstandsrechner (28) zur Verfügung. Parallel zum aktiven Eingriff in das Motormanagement wurden damit alle relevanten Motorparameter ausgelesen. Zur Einstellung der Last wurde mittels der Steuereinheit (42), über den Stellmotor (43) das Gaspedalpotentiometer (44) betätigt, das sein Signal an die Motorsteuerung (Motronic) (26) weitergab.

Zylinderdruckindizierung

Zur Zylinderdruckindizierung wurden vier baugleiche, wassergekühlte Quarzkristalldruckaufnehmer (36), Typ Kistler 6061B verwendet. Diese wurden bündig im Zylinderkopf verschraubt. Die Signale wurden an einen Ladungsverstärker (37), Typ Kistler 011600 weitergegeben, und mit einem Digital Analyzer (38), Type AVL DA 620 aufgezeichnet. Zur Auswertung und Speicherung kam hier das Programm INDIWIN, Version 2.20r, von AVL zum Einsatz.

Temperaturmessung

Für die Temperaturmessung kamen NiCr-Ni - Thermoelemente vom Typ Thermocoax-K zum Einsatz. Folgende Temperaturen wurden dabei laufend aufgenommen:

- Lufttemperatur vor Saugrohreintritt
- Lufttemperatur vor Zylinder 1
- Abgastemperatur Zylinder 4 im Krümmer
- Abgastemperatur vor dem Katalysator
- Temperatur im Katalysator
- Abgastemperatur nach dem Katalysator
- Kraftstofftemperatur im Seppeler -Kraftstoffmeßsystem
- Kraftstofftemperatur in der Kraftstoffleiste
- Kühlwassertemperatur am Motoreintritt
- Kühlwassertemperatur am Motorausstritt
- Motoröltemperatur in der Ölwanne

Druckmessung

Die Druckmessung erfolgte mittels Absolutdrucksensoren, Typ Bosch 0273003210 bzw. Typ Bosch 0 273 003 206. Damit wurden die nachfolgenden Drücke gemessen:

- Saugrohrdruck nach der Drosselklappe
- Druck im Abgassystem
- Umgebender Luftdruck

Die Ausgabe und Speicherung der erfaßten Werte erfolgte am zweiten Prüfstandsrechner (35). Verwendet dazu wurde das Programm VISUAL DESIGNER, Version 3 0.

Abgasmeßtechnik

Aus dem Abgaskrümmer wurde an zwei Stellen nahe vor dem Katalysator durch Sonden Abgas entnommen und durch beheizte Leitungen (29) und beheizte Pre - Filter (30) einmal einem Flammenionisationsdetektor (FID) zugeführt, die zweite Leitung führte weiter über eine Pumpe (31), einen Wasserabscheider (32), einen Abgaskühler (33), und ein Filter (34) zum Abgasanalyseschrank. Dort wurde der Abgasstrom auf die einzelnen Meßgeräte aufgeteilt. Die nachfolgende Aufstellung gibt Aufschluß über die verwendeten Geräte und deren Hersteller :

<u>MESSGERÄT / TYPE</u>	<u>ABGASKOMPONENTE</u>	<u>MESSPRINZIP</u>
TESTA FID 2000 S	HC	Flammenionisation
SIEMENS OXIMAT 5E	O ₂	Paramagnetismus
SIEMENS ULTRAMAT 5E-2R	CO	Infrarot
SIEMENS ULTRAMAT 5E	CO ₂	Infrarot
TECAN ANALYZER CLD 502	NO / NO _x	Chemolumineszenz
MAIHAK DEFOR	CO ₂	Infrarot

Messung der Abgasrückführrate

Aus dem Saugrohr wurde an einer Stelle nahe Zylinder 1 Frischladung über eine Sonde entnommen und über eine Pumpe (41) und eine Leitung einem CO₂ – Meßgerät; der Type MAIHAK DEFOR, zugeführt. Mit dem gemessenen Wert,(CO_{2,Saugrohr}), und dem CO₂ – Konzentration aus der Abgasanalyse, (CO_{2,Abgas}), konnte die Abgasrückführrate mittels folgender Formel errechnet und auf dem zweiten Prüfstandsrechner (35) ausgegeben werden.

$$\text{AGR-Rate [\%]} = \frac{\text{CO}_{2,\text{Saugrohr}}}{\text{CO}_{2,\text{Abgas}}} \times 100$$

Verwendeter Kraftstoff

Für alle Messungen wurde einheitlich der gleiche handelsübliche Kraftstoff der Fa. OMV verwendet : Euro Super Bleifrei 95 ROZ / Sommerqualität.

3.2. VERSUCHSTRÄGER

Für die durchgeführten Untersuchungen wurde ein Vier - Zylinder - Reihen - Ottomotor der GM Powertrain GmbH - mit der Bezeichnung Opel EcotecZ14XEP/ZK verwendet. Es handelt sich dabei um einen Motor mit vier Ventilen / Zylinder und zwei oben liegenden Nockenwellen und Rollenschlepphebel mit hydraulischem Ventilspielausgleich. Er ist in Aluminiumbauweise ausgeführt, stehend angeordnet und serienmäßig mit einem motor-nahen geregelten Dreiwegekatalysator ausgerüstet. Zusätzlich besitzt er ein Saugrohr aus Kunststoff, das einerseits vier Drallklappen zur Abschaltung der Füllungskanäle beinhaltet und andererseits über ein wassergekühltes AGR – Ventil die Beigabe von Abgas zur Frischladung erlaubt. Nachfolgend sind die wichtigsten technischen Daten des Motors im Vorserienzustand zusammengestellt.

• Hubvolumen	1364 cm ³
• Kühlung	Wasser
• Bohrung	80,6 mm
• Hub	73,4 mm
• Ventilwinkel	50 °
• Verdichtungsverhältnis	10,5 : 1
• Nennleistung	66 kW
• Maximales Drehmoment	125 Nm
• Motormanagement	Bosch Motronic 7.6.1 A

Ansaugung

Um während des gesamten Betriebes gleichmäßige Lufttemperatur und – feuchtigkeit zu gewährleisten, wurde die angesaugte Motorluft aus dem Prüfstandskeller entnommen. Diese Luft trat über einen zusätzlichen Hitzdraht - Luftmassenmesser (1) Typ Pierburg 4567 den Luftfilter (2), den motoreigenen Luftmassenmesser (3), Type Bosch EH 30486

und den Drosselklappensteller (4), Typ Bosch B 289000414, in das Kunststoffsaugrohr (5) ein. Dieses war mit einem Klappensystem (6) zur Kanalabschaltung versehen, das über eine Unterdruckdose (7) angesteuert wurde.

Abgasführung

Das Abgas wurde über den Krümmer (9) mit direkt integriertem Abgaskatalysator (10), dem serienmäßigen Schalldämpfer (14) und dem Endschalldämpfer (15) einer Abgasabsauglage zugeführt.

Abgasrückführung

Das benötigte Abgas zur Ladungsverdünnung wurde von Zylinder 4 entnommen, dann weiter über ein serienmäßiges, wassergekühltes AGR-Ventil (40), der Type Pierburg 7228750000T und ein Mündungsstück in das Saugrohr direkt unter die Drosselklappe geführt. Über zwei seitliche Öffnungen an dem Mündungsstück konnte sich das ausströmende Abgas mit der durch die Drosselklappe strömenden Frischluft vermischen. Für die Untersuchungen wurden auch zwei weitere AGR - Ventile eingesetzt, die über einen höheren Durchsatz verfügten, siehe **Bild 20** .

Kraftstoffversorgung

Der Kraftstoff gelangte vom Hochtank (19), die Kraftstoffmeßeinrichtung (20); ein sogenanntes Seppeler-Gefäß; mit angeschlossener elektronischer Auswerteeinrichtung, über ein Filter (21), die Kraftstoffpumpe (22), ein Kraftstoffdruckregelventil und einen Kraftstoff / Wasser - Kühler (23), Typ Alfa - Laval CB25-12L (B1, B1) in die Kraftstoffsammelleiste (8) und die Doppelzweistrahler - Einspritzdüse in den Einlaßkanal.

Luftmasse und Luftzahl

Die Bestimmung der Luftzahl λ erfolgte einerseits rechnerisch aus den Abgaskonzentrationen nach Brettschneider und weiters über eine zusätzliche Lambda-Sonde (12) .

4. VERSUCHSDURCHFÜHRUNG UND DISKUSSION DER MESS- ERGEBNISSE

4.1. AGR - VARIATION :

Bei der AGR - Variation wurde der AGR - Anteil in der Frischladung bis kurz vor die Aussetzergrenze erhöht. Als weiterer Parameter wurde die Drallklappenstellung (Klappenwinkel = 0°(auf), 30°, 60°, 90°(zu)) variiert. Der Frischladung das Abgas nur bei betriebswarmen Motor zugegeben, um einer Versottung des AGR - Ventils und des Saugrohrs entgegenzuwirken. Der Zündwinkel wurde verbrauchsoptimal eingestellt.

Den Verlauf des spezifischen Verbrauches über der AGR - Rate für den Lastpunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{\text{me}} = 2 \text{ bar}$ zeigt **Bild 21**. Dabei fällt der um zirka 1 % höhere Verbrauch bei geschlossener, im Vergleich zu offener Klappe auf. Grund dafür sind erhöhte Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste resultierend aus der intensiveren Ladungsbewegung im Zylinder. Andererseits lassen sich dadurch auch höhere AGR -Raten und dabei Einsparungen realisieren. Die Kurvenverläufe für die Klappenstellungen 30° und 60° unterscheiden sich bei geringen AGR - Raten nur marginal. Beim Klappenwinkel von 60° können aber deutlich höhere AGR – Raten gefahren werden.

Bild 22 zeigt die Verläufe der NOx - Konzentrationen im Rohabgas über der AGR – Rate für den Lastpunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{\text{me}} = 2 \text{ bar}$. Es zeigt sich, daß die Drallklappe in den verschiedenen Stellungen nur geringe Auswirkung auf die jeweiligen Emissionen hat, jedoch läßt die intensivere Ladungsbewegung im Zylinder höhere AGR - Raten zu. Dadurch ergibt sich ein Potential zur Senkung der NOx - Emissionen .

Bild 23. Zeigt die HC - Konzentrationen für den Lastpunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{\text{me}} = 2 \text{ bar}$. Mit zunehmenden Klappenwinkel wird die Ladungsbewegung erhöht, was zu einer Reduktion der HC – Konzentration bei gleicher AGR - Rate führt. Daneben steigt die HC – Konzentration mit zunehmender AGR – Rate kontinuierlich an. Im Bereich der Aussetzergrenze ergibt sich ein starker Anstieg der HC – Konzentrationen.

Bild 24 zeigt die Brenndauer über der AGR - Rate für den gleichen Lastpunkt. Man sieht, daß die Brenndauer einerseits mit steigender AGR-Rate zunimmt, daß sie andererseits jedoch sinkt, je intensiver die Zylinderinnenströmungsmaßnahme mit zunehmenden Klappenwinkel wirkt. Wie auch bei den vorhergehenden Diagrammen ist hier die

Erhöhung der AGR -Toleranz auch leicht erkennbar.

Bild 25 zeigt den Verlauf des Zündwinkels über der AGR – Rate und **Bild 26** den Verlauf des Zündverzugs über der AGR – Rate für den Lastpunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$. Die intensiver werdende Zylinderinnenströmung mit zunehmendem Verschuß des Sekundärkanals bewirkt eine verkürzte Brenndauer und verkürzten Zündverzug, somit geringeren Vorzündungsbedarf und zusätzlich erhöhte AGR-Toleranz.

Bild 27 zeigt den Verlauf der Abgastemperatur im Abgaskrümmen für den Lastpunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$. Generell gesehen senkt die Zugabe von Abgas im angesaugten Gemisch die Abgastemperatur, da ein gewisser Anteil des rückgeführten Abgases, wie ein Inertgas wirkt. Es nimmt an der Reaktion nicht teil und senkt so die Temperatur des ausgestoßenen Abgases. Auf Grund der schnelleren Verbrennung durch den Verschuß der Drallklappen sinkt die Abgastemperatur.

Bild 28 zeigt den Verlauf des COV_{pmi} für den Lastpunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_{me} = 2 \text{ bar}$. Sobald erste Aussetzer stattfinden, steigt der COV_{pmi} steil an. Als Abstimmungsgrenze wurde ein COV_{pmi} von 3% gewählt.

Dieses System garantiert ein sehr stabiles Brennverfahren. Sein Verhalten auf unvollständiges Öffnen oder Schließen der Klappen durch eine Fehlfunktion oder einen technischen Defekts kann man durchaus als unempfindlich bezeichnen. Ab einem Klappenwinkel von 60° sind deutlich höhere AGR-Raten realisierbar.

4.2. EINSPRITZENDE VARIATION:

Die Einspritzstrategie hat auf die Ladungsschichtung und damit auf die maximal verträgliche AGR - Rate wesentlichen Einfluß. Bei diesen Untersuchungen wurde das Einspritzende bei einem konstanten Lastpunkt variiert, während der Frischladung immer die maximal verträgliche Menge Abgasruchführte beigegeben wurde. Letzter Tatsache wurde in der Beschriftung der Diagramme mit dem Vermerk „AGR maximal“, Rechnung

getragen. Der Zündwinkel wurde verbrauchsoptimal eingestellt. Das Einlaßventil öffnete 331°KWnZOT (29°KWvLWOT) und schloß wieder bei 601°KWnZOT (61°KWnUT). In Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt wurde hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs ein Einspritzendewinkel gesucht, der hinsichtlich dieser Größe ein Optimum darstellt.

Bild 29 zeigt den spezifischen Kraftstoffverbrauch und die NO_x - Konzentrationen im Rohabgas über dem Einspritzende für den Lastpunkt $n=1800 \text{ min}^{-1} / \text{Md} = 10 \text{ Nm}$. Wird kurz nach dem Öffnen des Ventils eingespritzt, Einspritzende um ca. 400°KWnZOT , so lassen sich bei beiden Größen deutliche Verbesserungen erzielen. Die Begründung liegt in der deutlich höheren AGR – Verträglichkeit bei saugsynchroner Einspritzung auf Grund einer positiven Ladungsschichtung.

Bild 30 zeigt den Verlauf der AGR-Rate und den der HC - Konzentrationen im Rohabgas über dem Einspritzende für den Lastpunkt $n=1800 \text{ min}^{-1} / \text{Md} = 10 \text{ Nm}$. Die höhere AGR-Rate und die etwas schlechte Aufbereitung des Kraftstoffs bewirken bei saugsynchroner Einspritzung einen Anstieg der HC – Konzentrationen in diesem Bereich.

Bild 31 zeigt den Verlauf der Brenndauer den des COV_{pmi} , über dem Einspritzende für den Lastpunkt $n=1800 \text{ min}^{-1} / \text{Md} = 10 \text{ Nm}$. Für diese Untersuchungen wurde der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks COV_{pmi} knapp unter der Aussetzer-grenze eingestellt. Er liegt im Bereich von 3 bis 5 %.

Bild 32 zeigt den Verlauf des Zündwinkel und den des Zündverzugs für den Lastpunkt $n=1800 \text{ min}^{-1} / \text{Md} = 10 \text{ Nm}$. Im Bereich des geöffneten Ventils bleiben beide Verläufe aufgrund erhöhter Ladungsbewegung in etwa gleich. Durch die Ladungsschichtung im Bereich eines saugsynchronen Einspritzzeitpunktes würde der Zündverzug verringert, dies wird aber durch höhere AGR-Raten wieder kompensiert. Dadurch ergeben sich relativ konstante Verläufe des Zündverzugs und des Zündzeitpunktes. Für alle weiteren Untersuchungen der Lastvariation wurde daher als Einspritzende 415°KWnZOT als fester Wert ausgewählt. Dieser stellt hinsichtlich Verbrauch Emissionen und aller anderen charakteristischen Größen einen sehr guten Kompromiß dar.

4.3. LASTVARIATION :

Bei der Lastvariation wurde der effektive Mitteldruck p_{me} , bei jeweils konstanter Drehzahl, schrittweise erhöht. Der Zündzeitpunkt wurde dabei verbrauchsoptimal eingestellt, und der Frischladung immer die maximal verträgliche Abgasrückführrate beigegeben. Letzter Tatsache wurde in der Beschriftung der einzelnen Diagramme mit dem Vermerk „AGR maximal,, Rechnung getragen. Als Kriterium wurde ein $COV_{pmi} \leq 3$ gewählt. Als Einspritzendewinkel wurde, wie schon vorhin erwähnt, 415° KWnZOT gewählt. Für die Untersuchungen kamen drei verschiedene Abgasrückführventile zum Einsatz, die sich durch unterschiedliche Durchsätze unterschieden, siehe **Bild 20**. Alle Ventile hatten einen einheitlichen Stellantrieb aber unterschiedlich große Ventilteller. Da der Stellantrieb nur für das serienmäßige AGR-Ventil optimal ausgelegt war, gab es bei dem AGR+ und bei dem AGR++ Ventil Probleme mit der Einstellung kleiner AGR – Raten. Da die Untersuchungen aber lediglich das Potential abschätzen sollten, kamen diese beiden Ventile nur in einem Lastbereich mit höheren AGR - Raten zum Einsatz. Es zeigte sich aber, daß keines der untersuchten Ventile die maximal verträglichen AGR -Raten im mittleren und oberen Last / Drehzahlbereich bereitstellen konnte.

Bild 33 zeigt die AGR-Rate und den Variationskoeffizienten COV des indizierten Mitteldrucks aufgetragen über dem effektiven Mitteldruck p_{me} bei 1000 1/min . Deutlich kann man hier die positive Wirkung der geschlossenen Drallklappe auf die AGR-Rate erkennen. Zusätzlich sieht man auch die Wirkung der verschiedenen AGR-Ventile. Der starke Abfall der einzelne Kurven im letzten Kurvendrittel ist darauf zurückzuführen, daß das jeweilige Ventil zu hundert Prozent geöffnet war, aber nicht die maximal verträgliche AGR-Rate erreicht wurde. Es liegt daher auch der Schluß nahe, daß AGR – Raten über 30 % und abhängig von der Klappenposition, möglich und fahrbar sind.

Das **Bild 34** zeigt die prozentuelle Änderung des Kraftstoffverbrauchs der einzelnen AGR – Ventile bezogen auf den Verbrauch mit dem serienmäßigen AGR – Ventil bei offener Klappe und 1000 1/min , aufgetragen über dem effektiven Mitteldruck p_{me} . Durch die deutlich höheren AGR - Raten bei geschlossener Klappe ergeben sich dementsprechend niedrigere Verbräuche. Zwischen den einzelnen AGR – Ventilen ergeben sich bei gleicher Drallklappenstellungen kaum Unterschiede.

Bild 35 zeigt die AGR-Rate und den Variationskoeffizienten $COV_{p_{me}}$ aufgetragen über dem effektiven Mitteldruck p_{me} bei 2000 $1/min$. Bei dieser Drehzahl wird der rückgeführte Abgasstrom durch das serienmäßige AGR – Ventil ab einem effektiven Mitteldruck von etwa 4 bar bereits stark gedrosselt. Mit den AGR – Ventilen mit höherem Durchsatz können die AGR – Raten im unteren Lastbereich deutlich erhöht werden, wodurch auch der Verbrauch weiter gesenkt werden kann, siehe dazu **Bild 36**.

Das **Bild 37** und zeigt **Bild 38** zeigen die Ergebnisse der Lastvariation bei $n = 2500 \text{ min}^{-1}$. Es fällt auf, daß die Absenkungen des Verbrauchs bei geschlossener Klappe geringer werden und beim Serienventil sogar ein Mehrverbrauch auftritt. Dies kommt daher, daß für die Kompensation der erhöhten Wandwärme- und Drosselverluste sehr hohe AGR-Raten nötig sind, die mit dem serienmäßigen AGR – Ventil nicht mehr bewerkstelligt werden können.

Bei den Drehzahlen $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ können die erhöhten Verluste beim Betrieb mit geschlossener Klappe nicht mehr kompensiert werden, siehe dazu **Bild 39** bis **Bild 42**.

Erst bei der Drehzahl $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ gibt es wieder Vorteile beim Betrieb mit geschlossener Klappe, siehe dazu **Bild 43** und **Bild 44**.

Bild 45 zeigt ein Kennfeld der prozentuellen Änderung des Kraftstoffverbrauchs bei geschlossener der Kanalklappe mit dem AGRs – Ventil in Bezug zur offenen Klappe. Man erkennt dabei deutlich daß in einem Bereich von zirka 2500 - 4500 min^{-1} bei geschlossener Klappe mehr verbraucht wird, als in der Basiskonfiguration.

Wird das AGR+ Ventil eingesetzt, kann, bezogen auf die Basisvariante (AGRs-Ventil, Klappe offen), der Verbrauch in weiten Bereichen gesenkt werden, siehe dazu **Bild 46**. Im Bereich zwischen 2500 min^{-1} und 4500 min^{-1} ist der Verbrauchsanstieg geringer als beim AGRs -Ventil.

Kommt das AGR++ - Ventil zum Einsatz, so kann, bezogen auf die Basisvariante (AGRs - Ventil, Klappe offen) der Verbrauch in weiten Bereichen noch weiter gesenkt werden. Die

Bereiche, in denen dabei Verbrauchsgewinne erzielt werden können, sind noch größer als beim AGR+ Ventil. Der Verbrauchsanstieg im Bereich zwischen 2500 min^{-1} und 4500 min^{-1} fällt noch geringer aus, siehe dazu **Bild 47**.

Durch den Vergleich von **Bild 45 - 47** wird hier deutlich, daß die erhöhten Verluste im Bereich zwischen 2500 min^{-1} und 4500 min^{-1} durch AGR – Ventile mit vergrößertem Durchsatz nicht oder kaum kompensiert werden können.

Bild 48 zeigt einen Vergleich der NO_x - Konzentration im Rohabgas bei offener und geschlossener Klappe mit dem AGRs – Ventil. Die AGR – Rate wurde dabei immer maximal eingestellt. Durch die hohen AGR – Raten bei geschlossener Klappe können speziell im unteren Last / Drehzahlbereich die NO_x – Konzentrationen stark abgesenkt werden.

Bild 49 zeigt die Darstellung der HC - im Rohabgas bei offener und geschlossener Klappe mit dem AGRs – Ventil. Die AGR – Rate wurde immer maximal eingestellt. Die hohen AGR – Raten bei geschlossener Klappe, die im unteren Last / Drehzahlbereich für die Senkung der NO_x – Konzentrationen verantwortlich sind, führen hier zu einem moderaten Anstieg der HC – Konzentrationen.

Durch den Einsatz eines AGR - Ventils mit größeren Durchsatzraten als das derzeitige Serienventil läßt sich der Verbrauch über weite Bereiche senken. Im Bereich zwischen $2500 - 4500 \text{ min}^{-1}$ über das gesamte Lastband verursacht das geschlossene Klappensystem bei allen drei verwendeten AGR - Ventilen einen erhöhten Kraftstoffverbrauch. Die erhöhte Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste, die durch die intensivere Ladungsbewegung im Zylinder entstehen, können durch AGR – Ventile mit vergrößertem Durchsatz nicht kompensiert werden. Für diesen Bereich liegen die Verbrauchswerte mit dem offenen Klappensystem besser. Das bedeutet weiters, daß bei einem Serieneinsatz die Klappen in diesem Drehzahlbereich auf jeden Fall geöffnet werden müssen, um die gewünschten Verbrauchsvorteile zu erzielen.

5. ZUSAMMENFASSUNG

Abschließend kann also über dieses Projekt folgendes gesagt werden:

- Dieses System garantiert ein sehr stabiles Brennverfahren. Sein Verhalten auf Fehlfunktionen oder Defekt am Klappensystem kann man als unempfindlich bezeichnen. Es besitzt genug Potential, um einen sicheren Motorbetrieb zu gewährleisten.
- Die Abgasrückföhrtoleranz wurde mittels Drallklappensystem wesentlich erhöht. AGR – Raten von über 30% bei mittleren Lasten und Drehzahlen sind realisierbar.
- Durch die AGR – Ventile mit höherem Durchsatz konnten die AGR – Raten im unteren Lastbereich deutlich erhöht werden. Dadurch wurde auch der Verbrauch gesenkt.
- Durch die höheren Abgasrückföhraten in Verbindung mit dem Drallklappensystem wurde eine wirksame und effektive Reduktion der Stickoxidemissionen möglich.
- In einem Bereich zwischen 2500 - 4500 min⁻¹ über das gesamte Lastband bewirkte das geschlossene Klappensystem bei allen drei verwendeten AGR - Ventilen einen höheren Kraftstoffverbrauch. Die erhöhten Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste, verursacht durch die intensiveren Ladungsbewegung im Zylinder, ließen sich auch durch hohe AGR - Raten nicht kompensieren. Die Verbrauchswerte für das offene Klappensystem lagen in diesem Bereich weit besser. Das bedeutet, daß die Klappen in diesem Bereich bei einem Serieneinsatz geöfnet werden müssen, um einen Verbrauchsvorteil zu erzielen.

6. LITERATURVERZEICHNIS

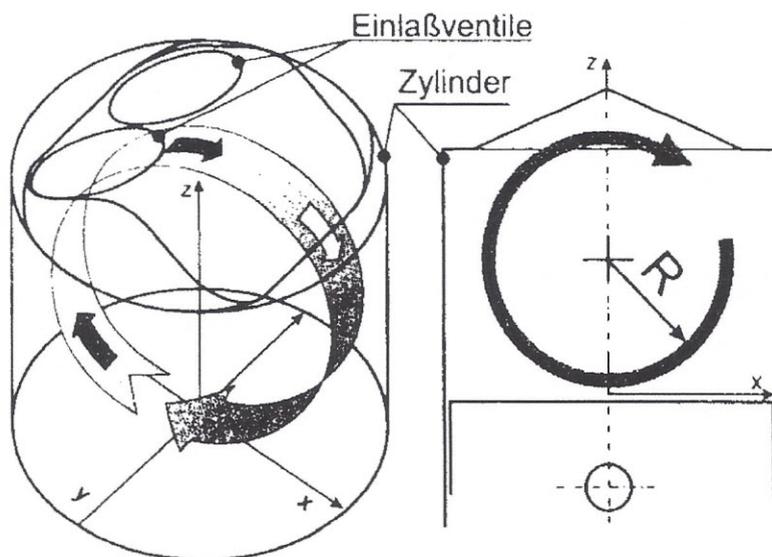
- [Din-99] Dingl, J. : Zukünftige Strategien für Ottomotoren zur Minimierung der Schadstoffemissionen im Kaltstart und Warmlauf durch Verbesserung der Gemischbildung. Dissertation.
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau der technischen Universität Wien, B 2660 (1999).
- [Ent-01] Entzmann, G.: Einfluß von Einspritzparametern auf das Betriebsverhalten von Otto-DI Motoren. Dissertation.
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau der technischen Universität Wien, B 2745 (2001).
- [Fra-87] Fraidl, G.K.: Gemischaufbereitung und motorisches Betriebsverhalten bei intermittierender Saugrohreinspritzung.
VDI - Fortschrittsberichte - Reihe 12, Nr.90 (1987).
- [Fra-90] Fraidl, G.K.; Mikulic,L.; Quissek, F.: Entwicklungsergebnisse am Viertakt - Ottomotor mit Mehrventiltechnik. Emissionen, Verbrauch und Leistungspotential.
11. Internationalen Wiener Motoren - Symposium 1990, VDI - Fortschrittsberichte - Reihe 12, Nr.141 (1990), Seite 397 - 422.
- [Fra-99] Fraidl, G.K.; Kapus, P.; Piock, W.; Wirth, M.: Fahrzeugklassen - spezifische Ottomotorenkonzepte.
MTZ Motortechnische Zeitschrift 60(1999)10, Seite 692 - 698.

- [Gre-94] Grebe, U.; Krausgrill, C.: Die Indizierung als zielführende Methode zur Analyse von Kanalabschaltungsverfahren eines Ottomotors.
Adam Opel AG – Rüsselsheim – Deutschland (1994), Seite 37 - 53.
- [Har-93] Harada, J.; Adachi, S.; Nomura, T.; Katoh, K.; Tamaki, Y.:
Development of a New Lean-Burn Engine.
Toyota Motor Corporation - Japan,
Toyota Technical Review, Vol.42 No.2 Apr.1993, Seite 27 - 32.
- [Hor-92] Horie, K.; Nishizawa, K.: Developement of a Four - Valve Lean Burn Engine with VTEC-E Mechanism.
Honda R&D Corporation, Ltd, - Japan,
13. Internationalen Wiener Motoren - Symposium 1992, VDI-Fortschrittsberichte - Reihe 12, Nr.167 (1992), Seite 213 - 223.
- [Kra-99] Krausgrill, C.: Messung und Bewertung der Zylinderinneströmung am Ottomotor.
TU -Darmstadt & Adam Opel AG, Rüsselsheim - Deutschland,
VDI-Fortschrittsberichte - Reihe 12, Nr.379 (1999).
- [Len-01] Lenz, H.P.: Verbrennungskraftmaschinen - Vertiefung, 14.Auflage.
Skriptum (B 2730) zur Vorlesung am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Krafftfahrzeugbau der technischen Universität Wien - Österreich.
- [Mas-98] Mashiki, Z.; Matsushita, S.; Guono T.: Developement of D4-D Engine.
Toyota Motor Corporation – Japan,
Toyota Technical Review, Vol.47 No.2 Apr.1998, Seite 29 - 35.

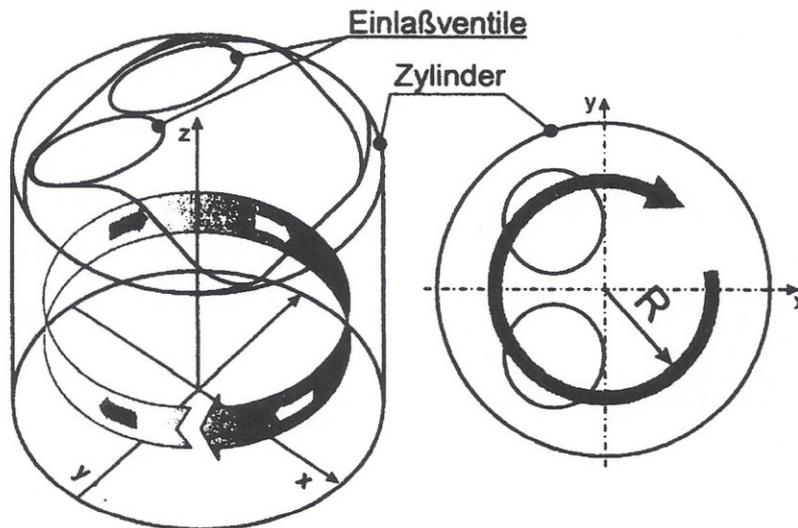
- [Men-95] Menne, R.J.; Schwertfirm, G.; Brohmer, A.; Harbolla, B.:
Optimierung variabler Einlaßsysteme für Vierventil - Ottomotoren.
Stuttgarter Symposium 1995, Band 1: Motoren, Seite M 15.1 – 15.15.
- [Oka-90] Okano, H.; Matsushita, S.; Okumura, T.; Kato, Y.: Toyota Lean - Burn
System. Toyota Motor Corporation - Japan,
13. Internationalen Wiener Motoren - Symposium 1992,
VDI-Fortschrittsberichte - Reihe 12, Nr.141 (1990), Seite 299 - 310.
- [Phi-97] Phlips, P.; Mayer, Th.; Wallbrück, B.; Warren, G.A.; Menne, R.:
Maßnahmen zur Verbesserung des Magerlaufverhaltens von
Ottomotoren. Ford - Werke AG, Köln, Deutschland,
Bericht vom 17. Internationalen Wiener Motoren - Symposium 1997,
VDI - Fortschrittsberichte - Reihe 12, Nr.306 (1997), Seite 257 - 284.
- [Phi-97] Phlips, P.; Griesser, K.; Mayer, Th.; Wallbrück, B.; Warren, G.A.;
Menne, R.: Fiesta Magerkonzept für Stufe III Emissionen .
6. Aachener Kolloquium 1997 – Fahrzeug und Motorentechnik,
Band 1 (1997), Seite 149 - 179.
- [Sch-96] Schamschula, S.; Bauder, T.: Variable Ladungsbewegung durch Ein-
laßkanalabschaltung.
Haus der Technik Essen (1996), Vortrag.
- [Sai-94] Saito, F.; Misumi, M.; Komatsu, K.; Mitobe, N.; Nagao, A.: Mazda
Advanced Lean Burn Engine with new Three-Way Catalyst.
SAE Technical Papers 955001-9450501 (1994), Vehicle Systems and
Components, Seite 52 - 59.

BILDANHANG

Tumble - Strömung



Drall - Strömung

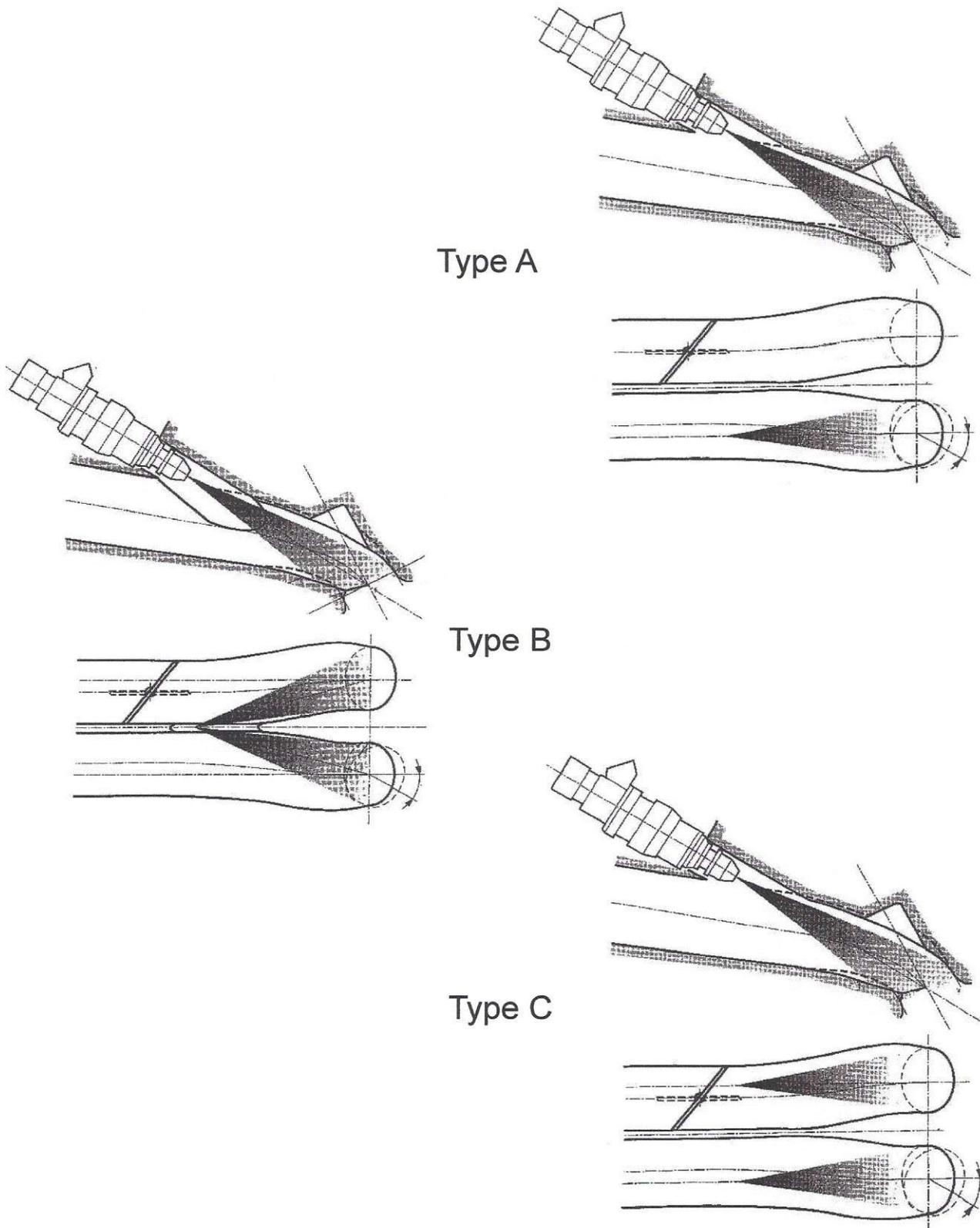


Prof. Lenz
TU Wien
Ing. Bernhard
Falzeder

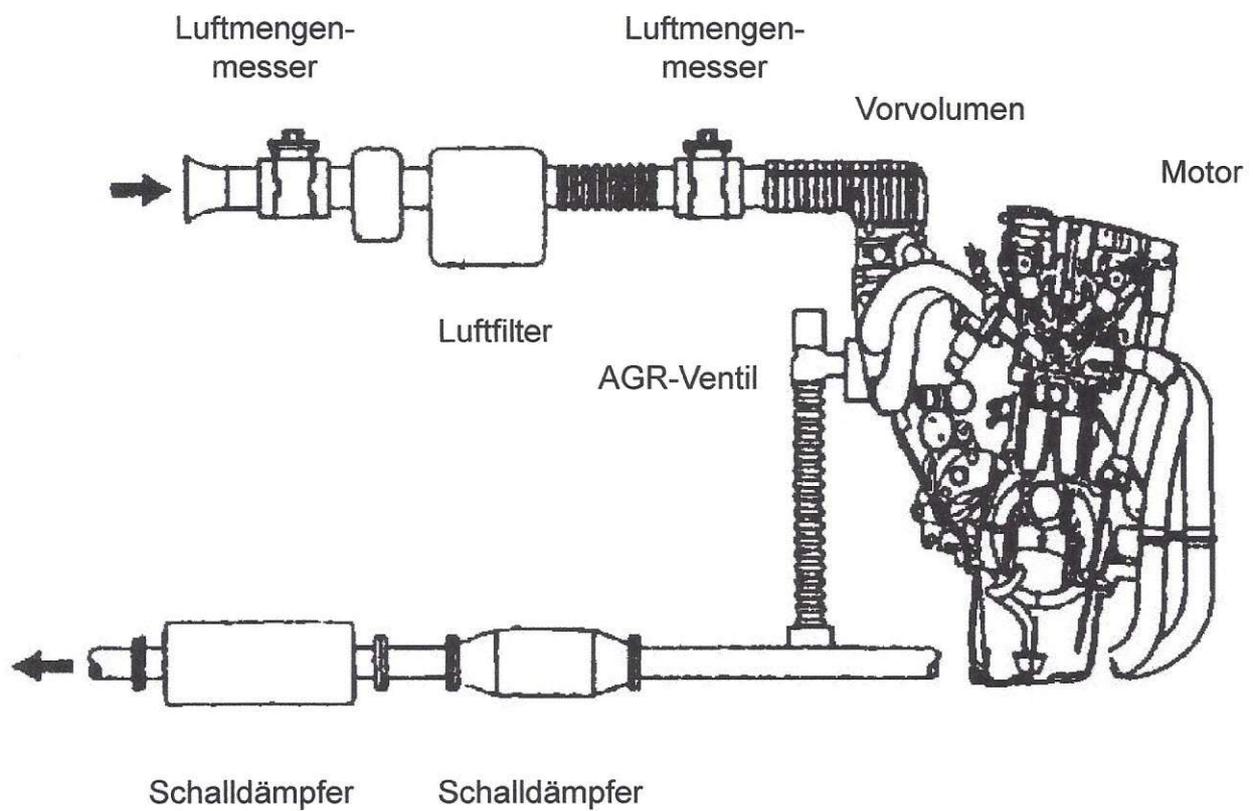
Verschiedene Einlaßkonfigurationen für schnell brennende Vierventilkonzepte [Men-95, Fra-90]

Bild
2

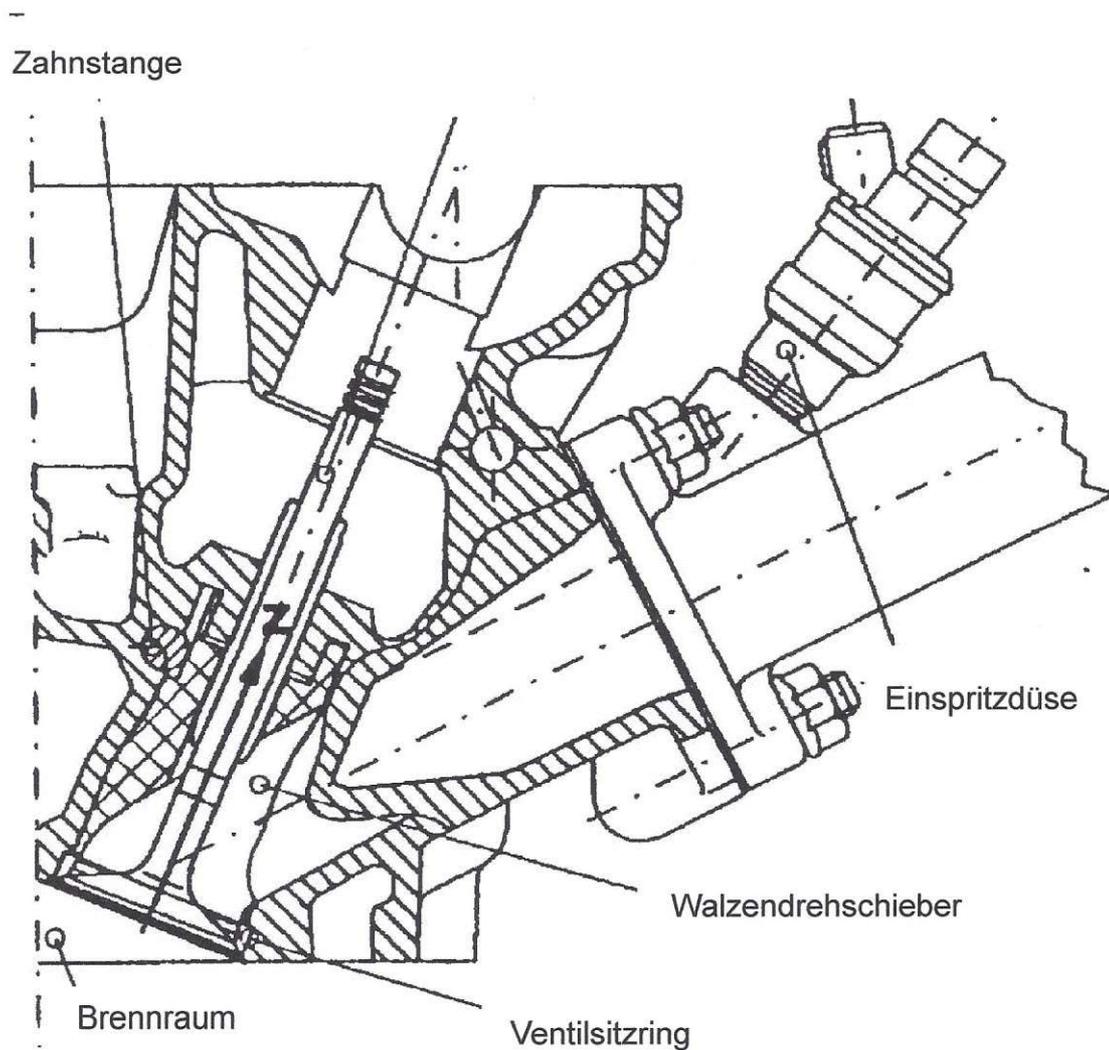
B 2808



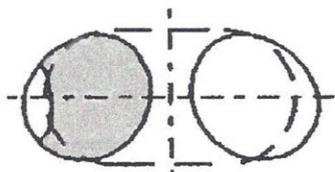
Prinzipielle Versuchsanordnung des Opel Walzendrehschiebermotors [Gre-94]



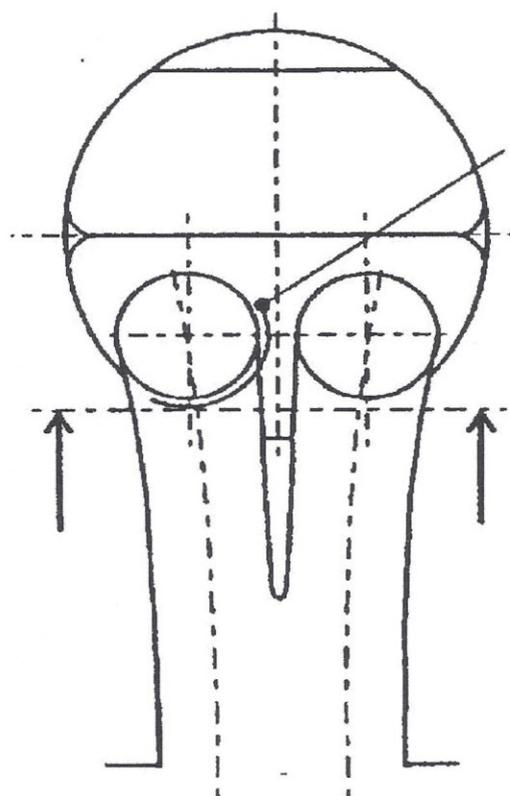
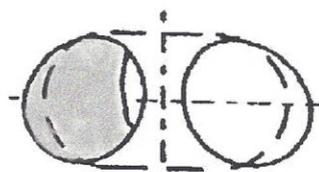
Prinzipielle Versuchsanordnung des Opel Walzendrehschiebermotors [Gre-94]



WDS = -80°



WDS = +80°



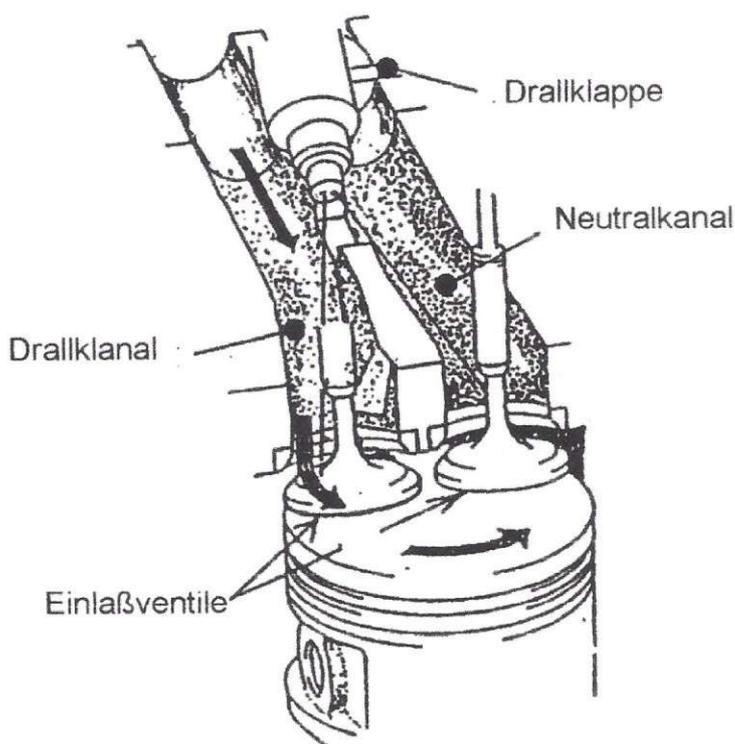
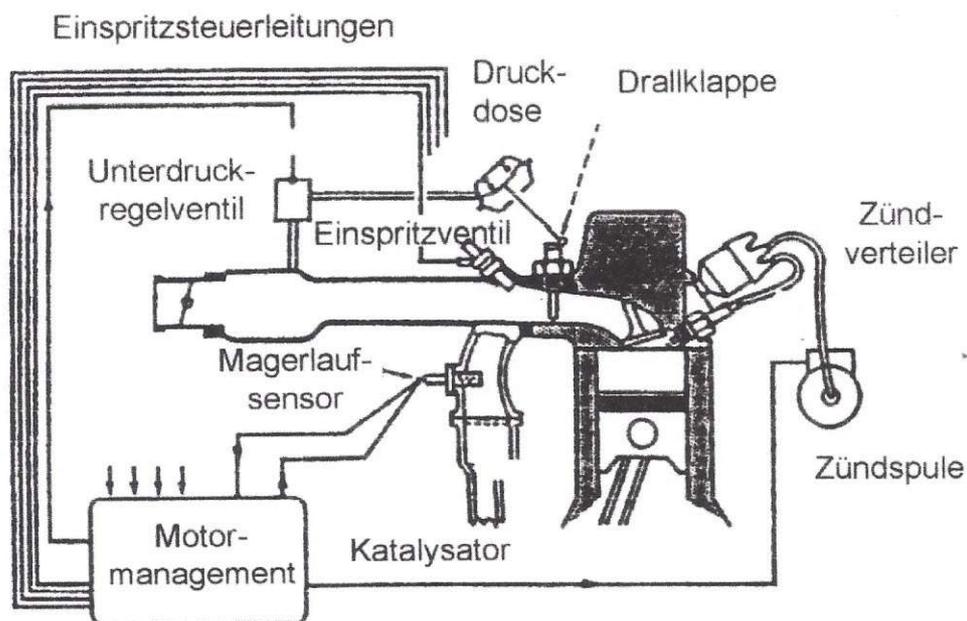
Kontur des
Walzendreh-
schiebers

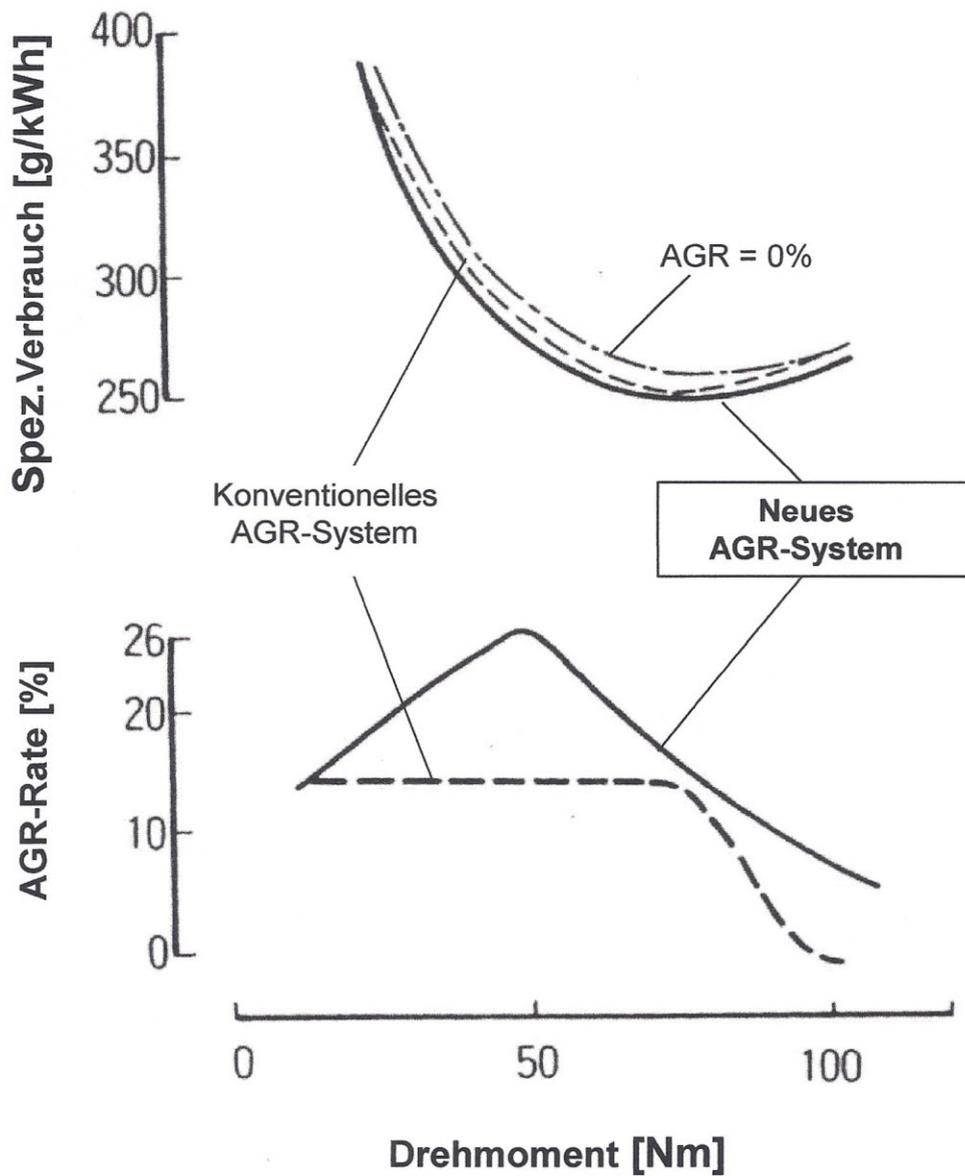
Die Kontur des Walzendreh-
schiebers ist dabei grau
dargestellt.

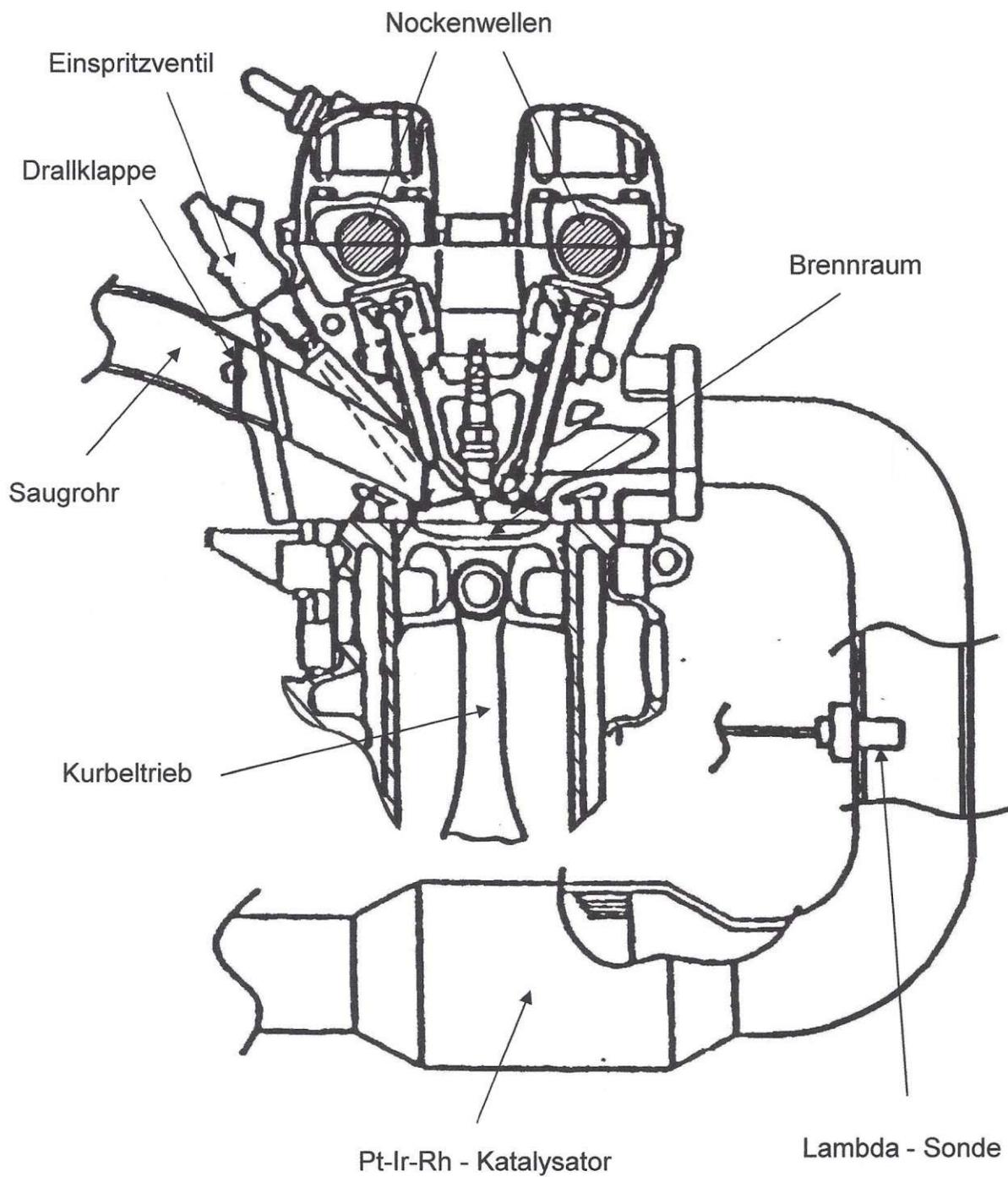
**Prinzipieller Versuchsaufbau und
Ansaugquerschnitte von Primär- und
Sekundärkanal beim Toyota Magermotor
[Oka-90]**

**Bild
6**

B 2808



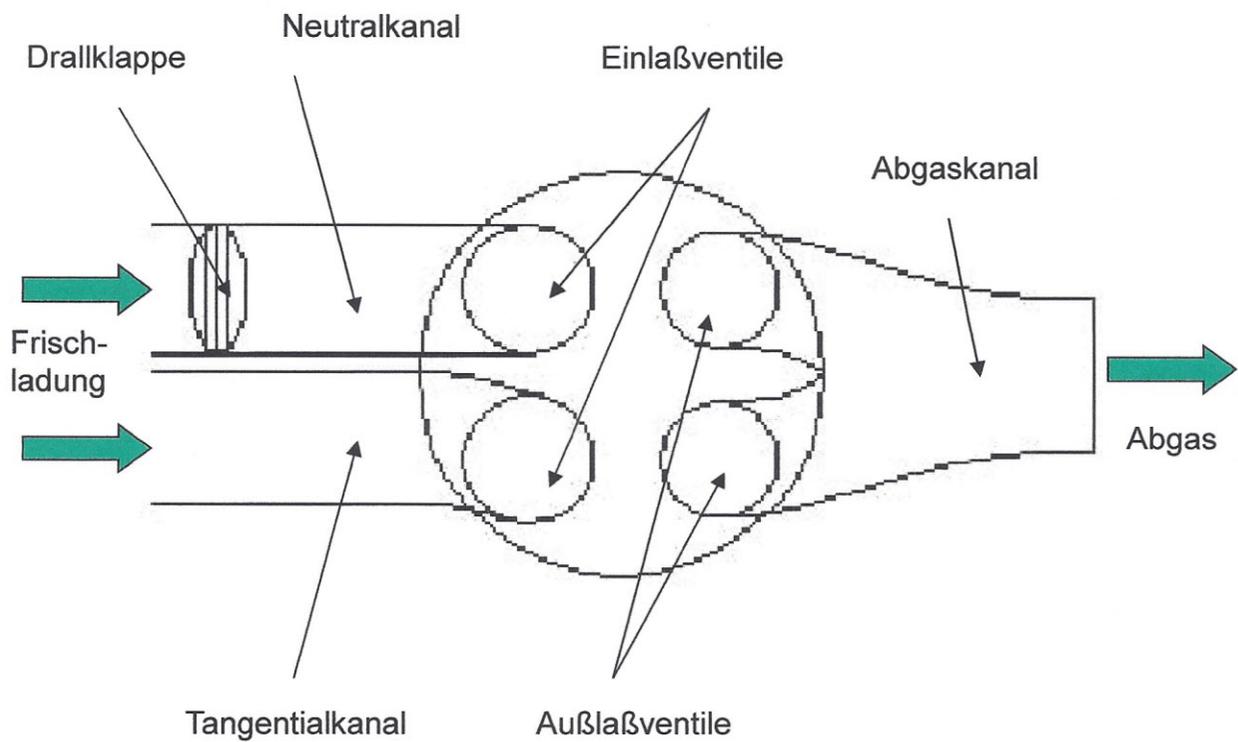


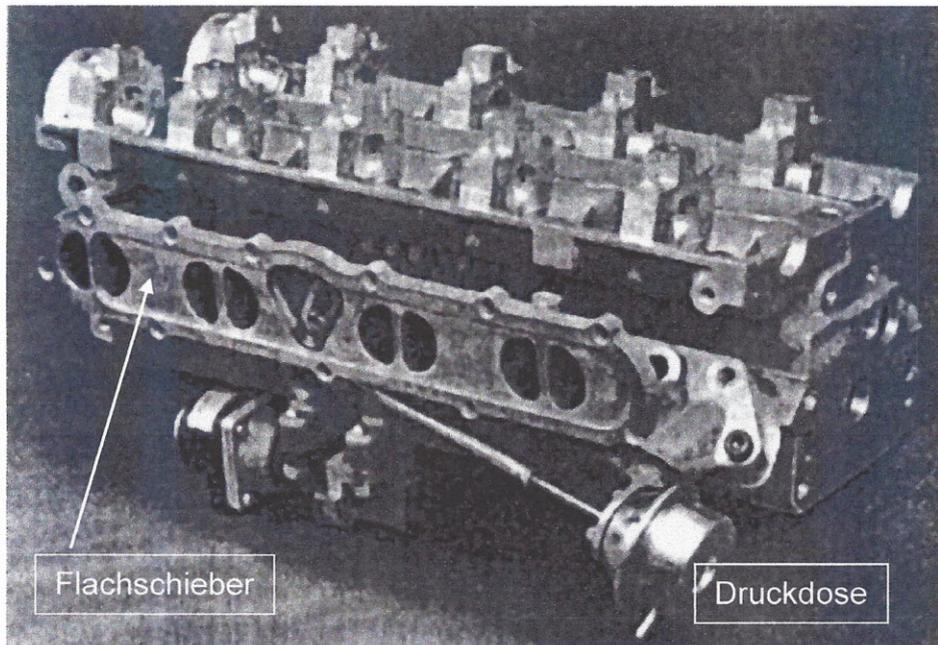


Prof. Lenz
TU Wien
Ing. Bernhard
Falzeder

**Prinzipieller Versuchsaufbau des
Magermotoren-Konzeptes der
Mazda Motor Company - Japan**
[Sai-93]

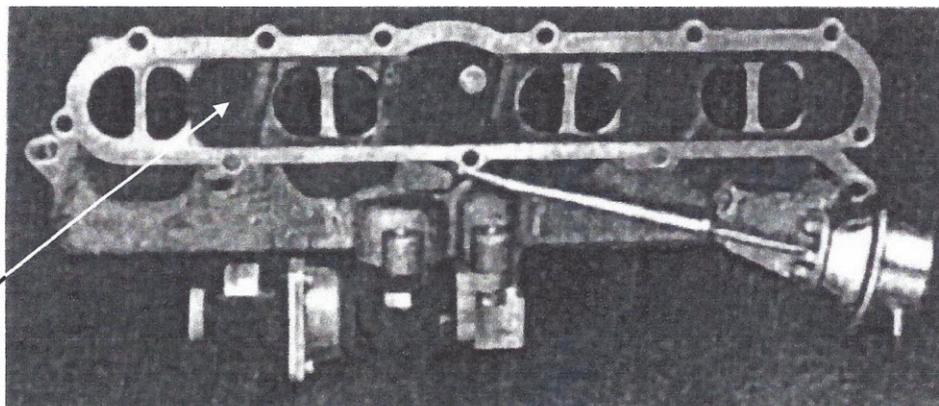
Bild
8
B 2808



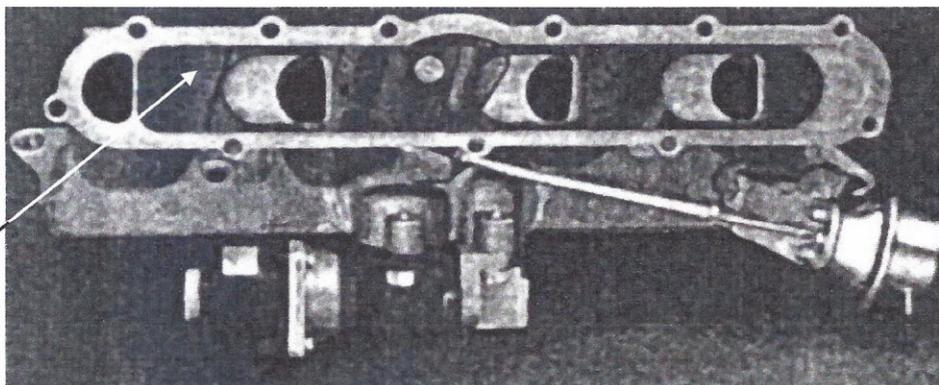


Zylinderkopf

Schieber
> AUF <



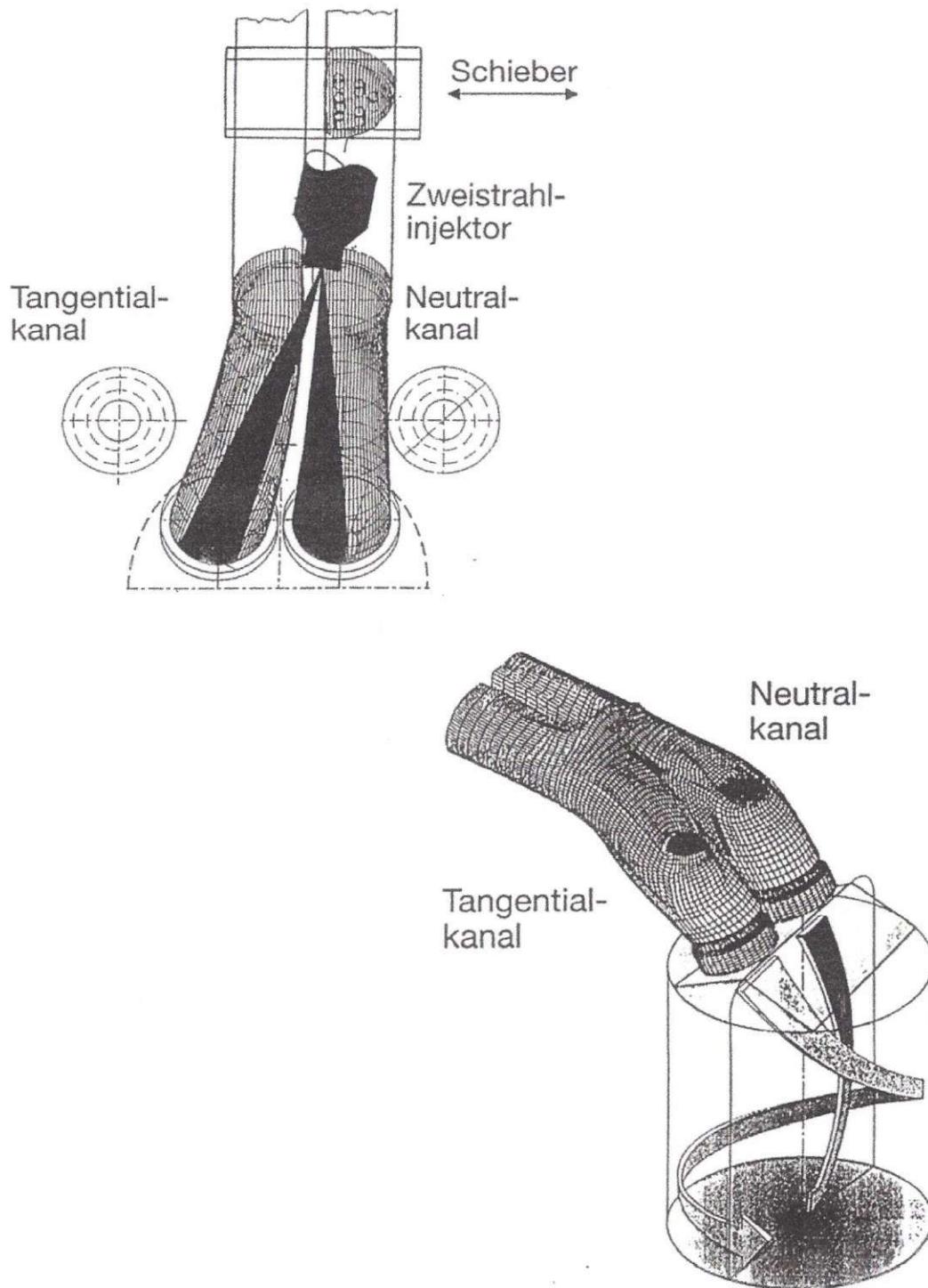
Schieber
> ZU <



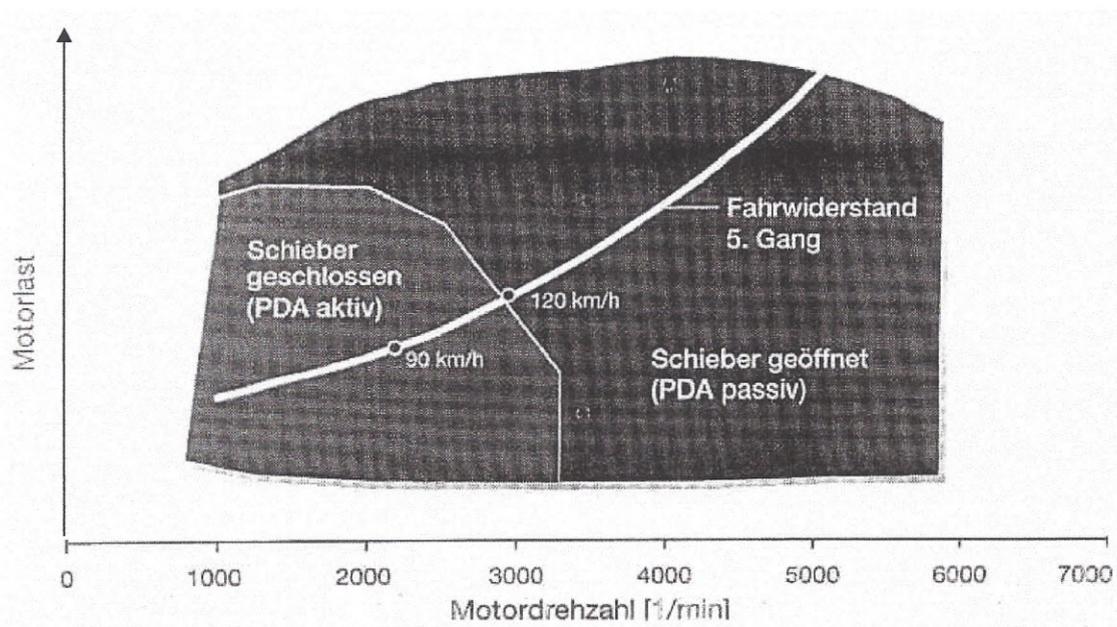
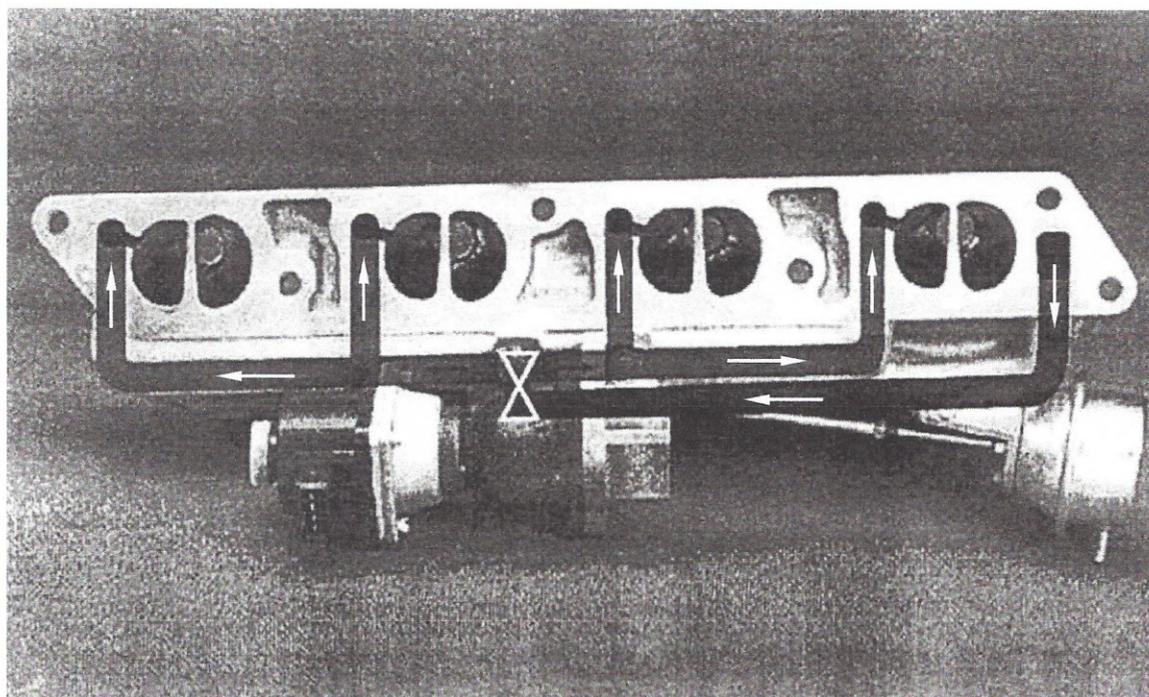
Zylinderkopf des AVL - CBR Motors
Zylinderkopf mit den Schieberstellungen
> AUF < und > ZU <
[Din-99]

Bild
10

B 2808



Prof. Lenz
TU Wien
Ing. Bernhard
Falzeder

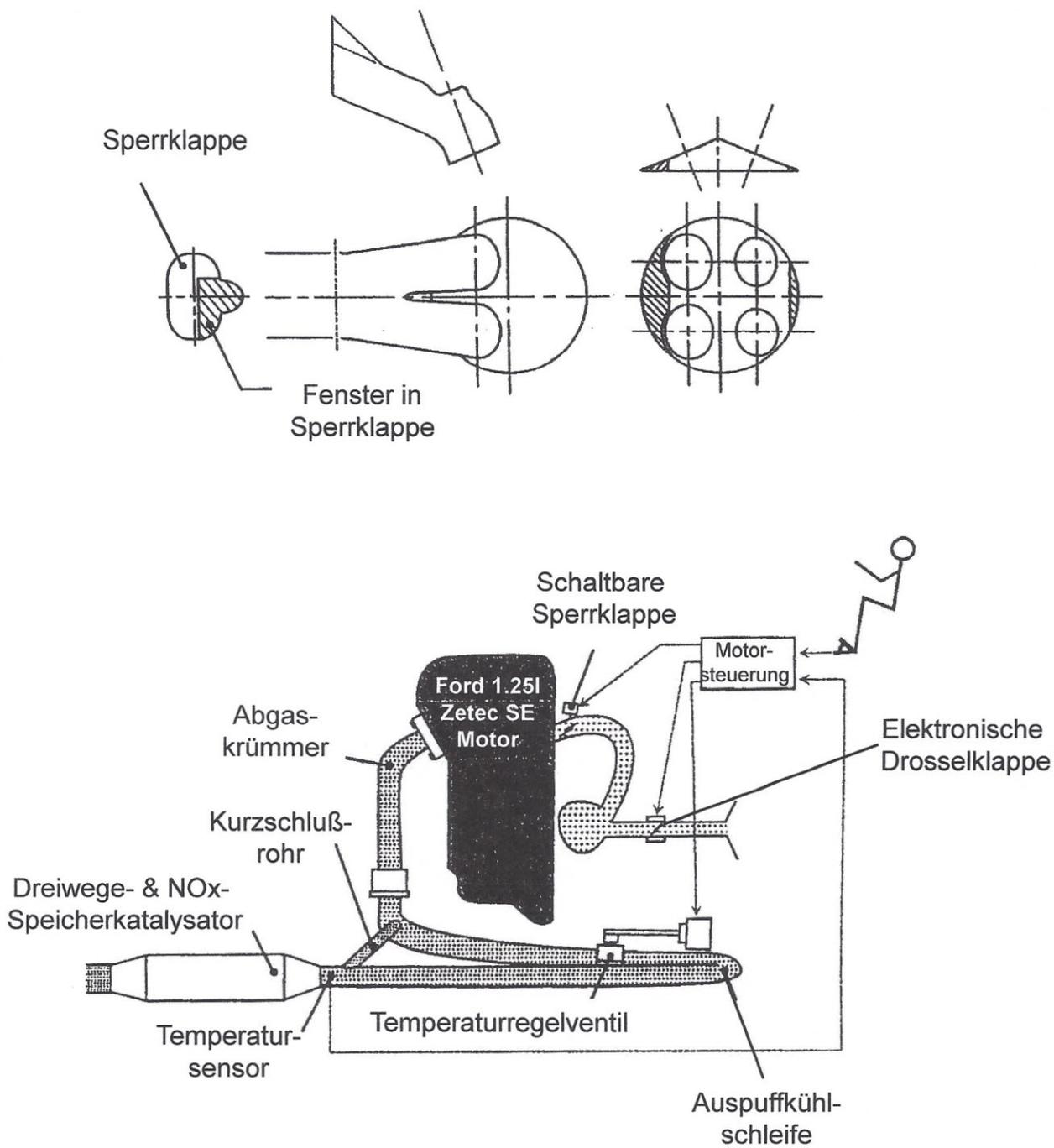


**Auslegung des Zwischenflansches für zylinder-
nahe Abgasrückführung und Kennfeld der
Kanalabschaltung beim AVL - CBR Motor**
[Sch-96]

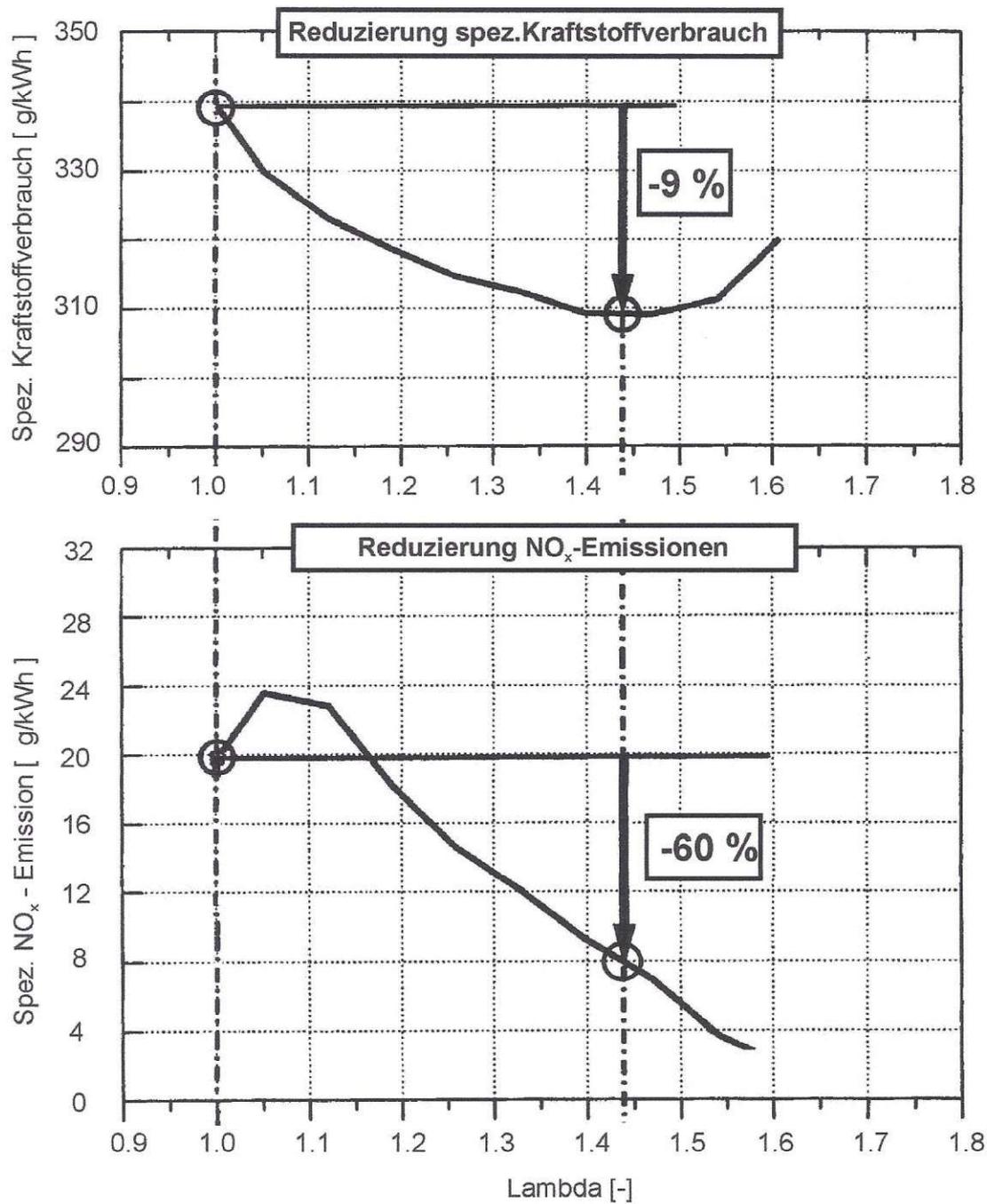
**Bild
12**

B 2808

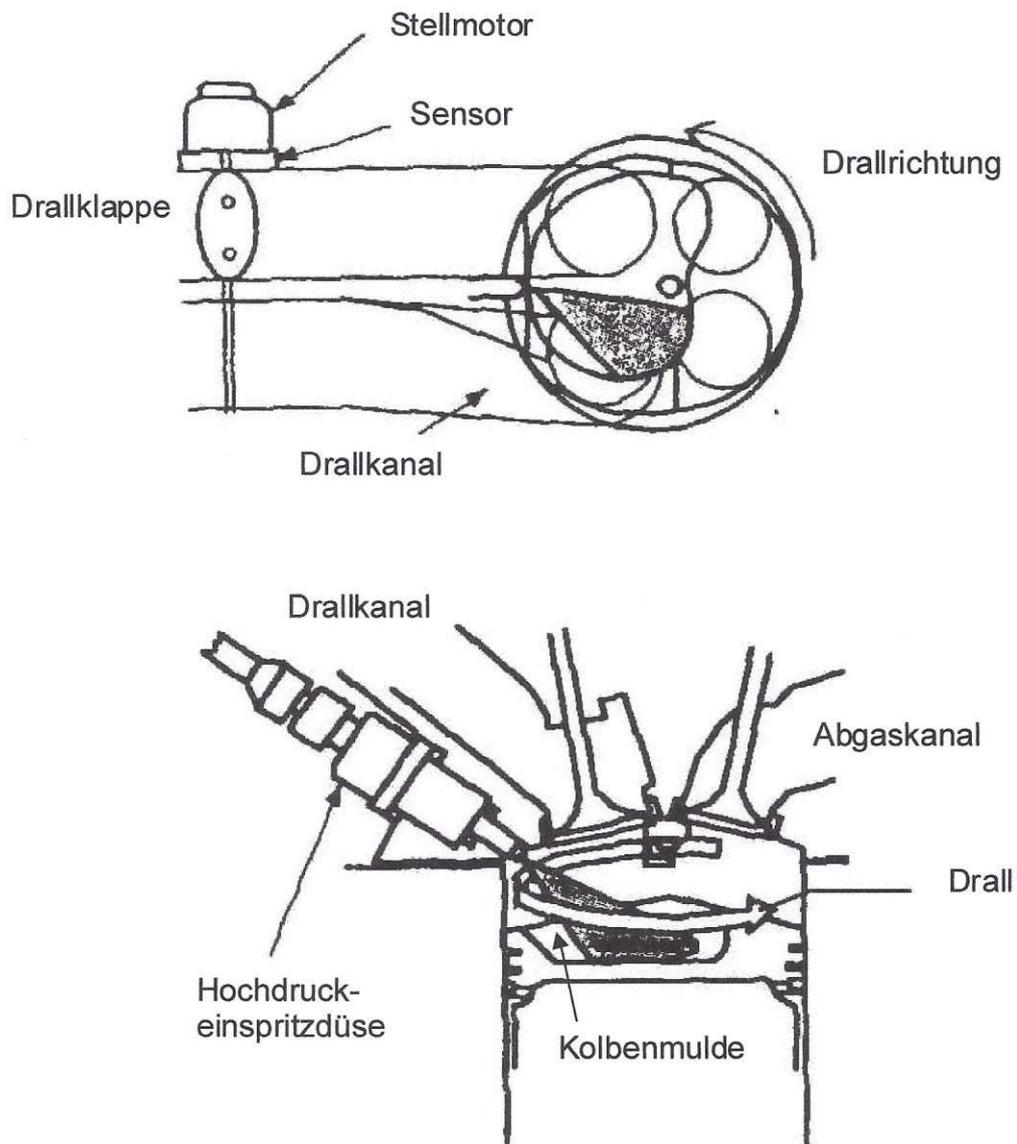
Schaltbarer Kanaltyp mit SCV-Element und Fenster und prizieller Aufbau des Ford 1.25l Zetec SE mit variablem Abgassystem
[PhI-97]



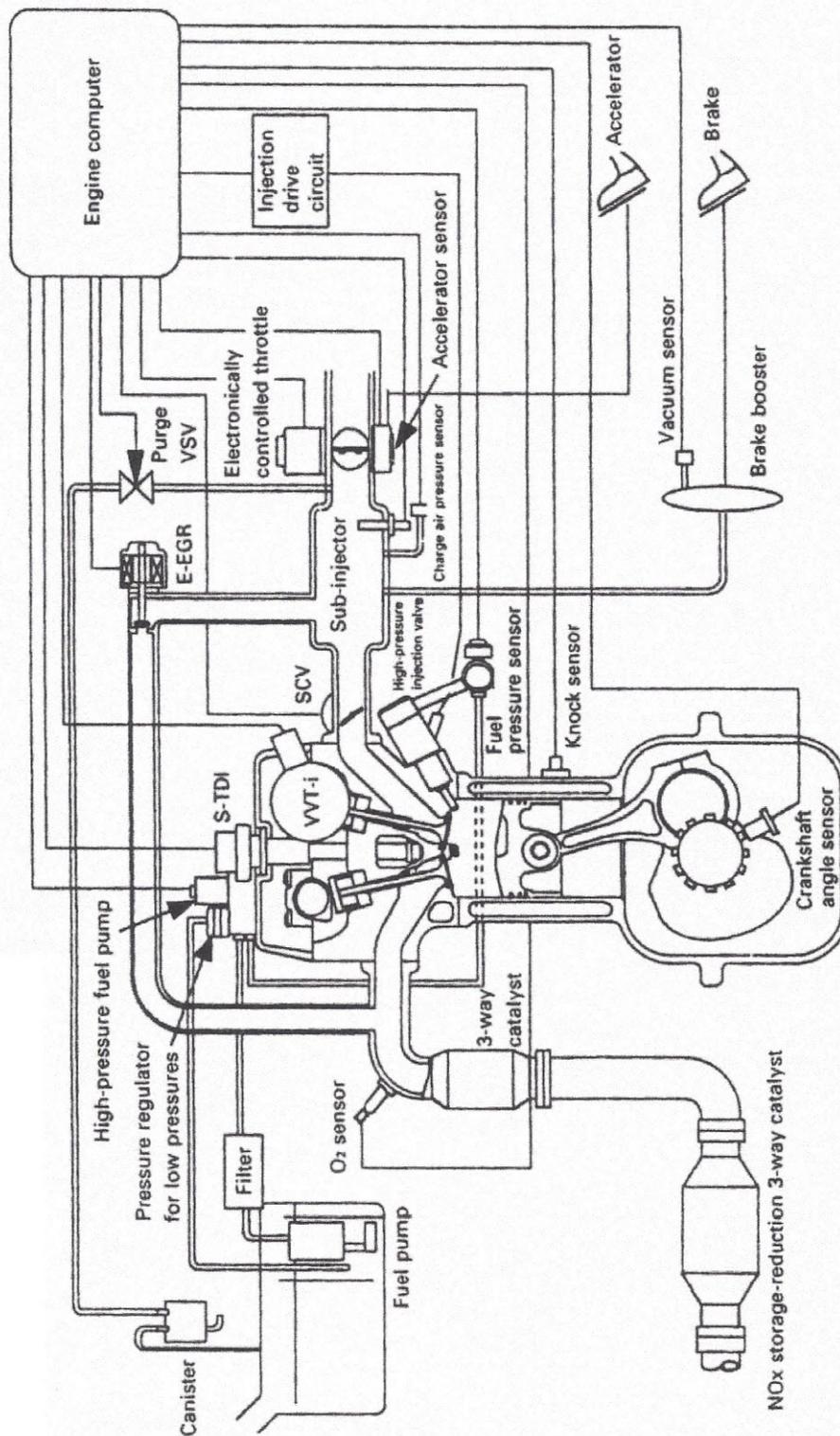
**Verbrauch und Stickoxid - Rohemissionen
des Ford Vierventilmotors bei Magerbetrieb**
 $n = 2500 \text{ 1/min} / \text{pmi} = 2.62 \text{ bar}$
[PhI-97]



**Kanalgeometrie und Brennraumform des
Toyota Magermotors D4**
[Mas-98]



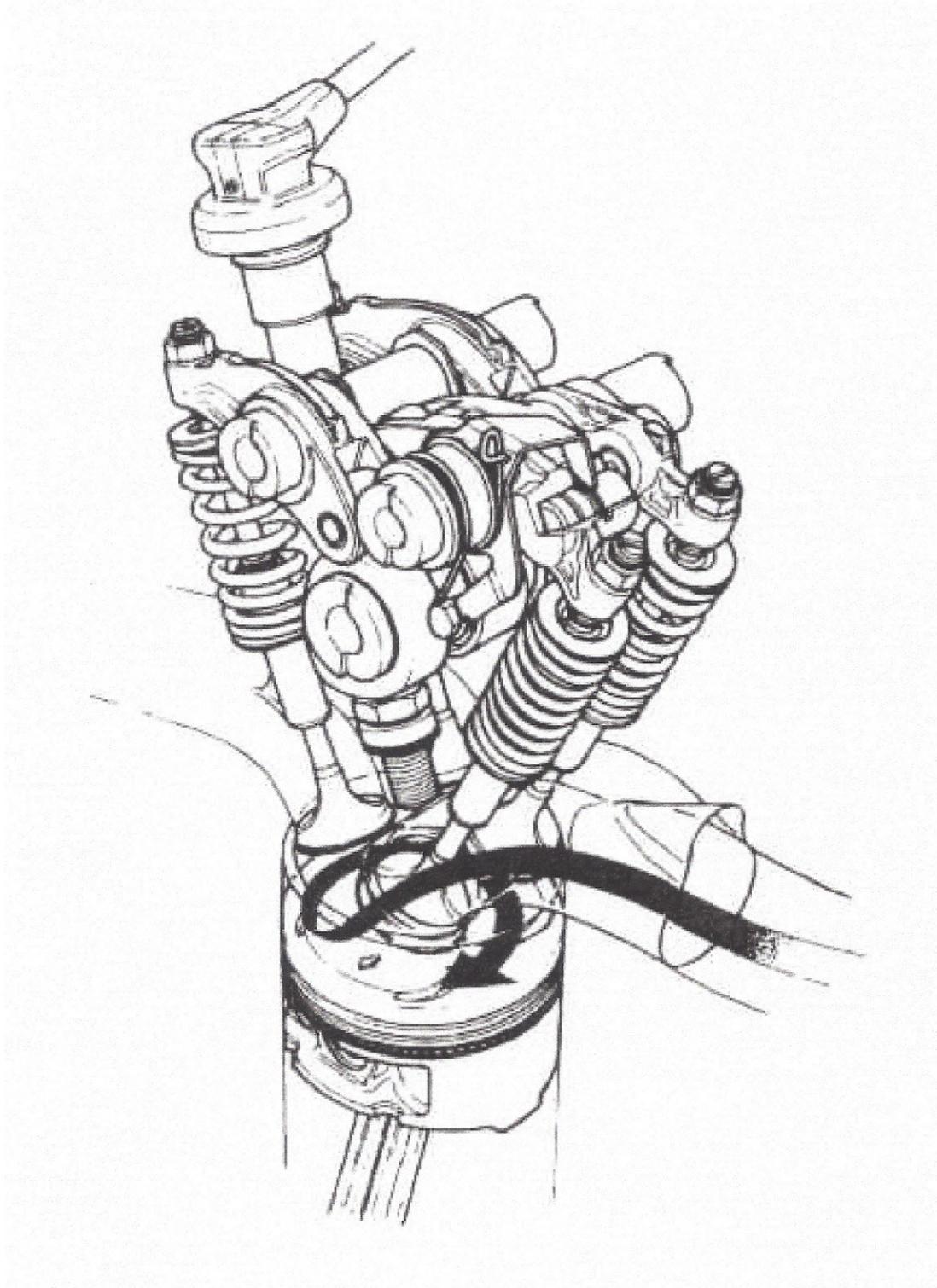
Prinzipskizze des Toyota Magermotors D4
 [Mas-98]



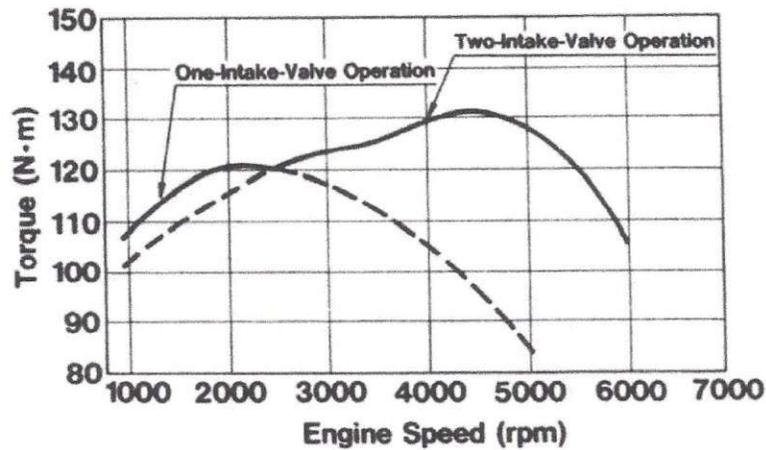
Ventiltrieb des Honda VTEC-E Mechanismus [Hor-92]

Bild
17

B 2808

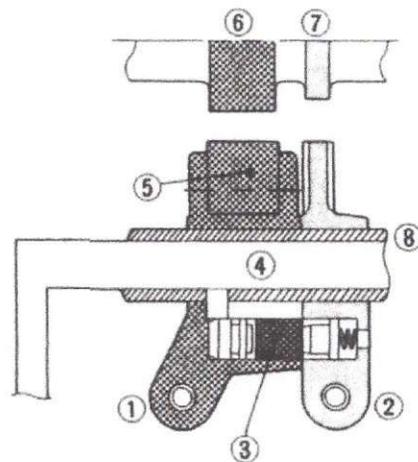


Vergleich Vollast - Einventil- und Zweiventilbetrieb

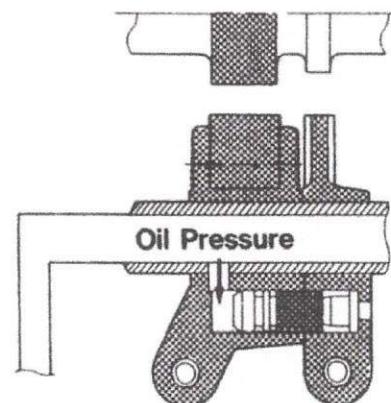


Betätigung des V-TEC-E Mechanismus im unteren Drehzahlbereich bei Betrieb mit einem Einlaßventil

- 1 Primärkipphebel
- 2 Sekundärkipphebel
- 3 Hydraulisches Koppellement
- 4 Ölversorgung
- 5 Nockenfolger
- 6 Primärnocke
- 7 Sekundärnocke
- 8 Kipphebelwelle



Betätigung des V-TEC-E Mechanismus im oberen Drehzahlbereich bei Betrieb mit zwei Einlaßventilen

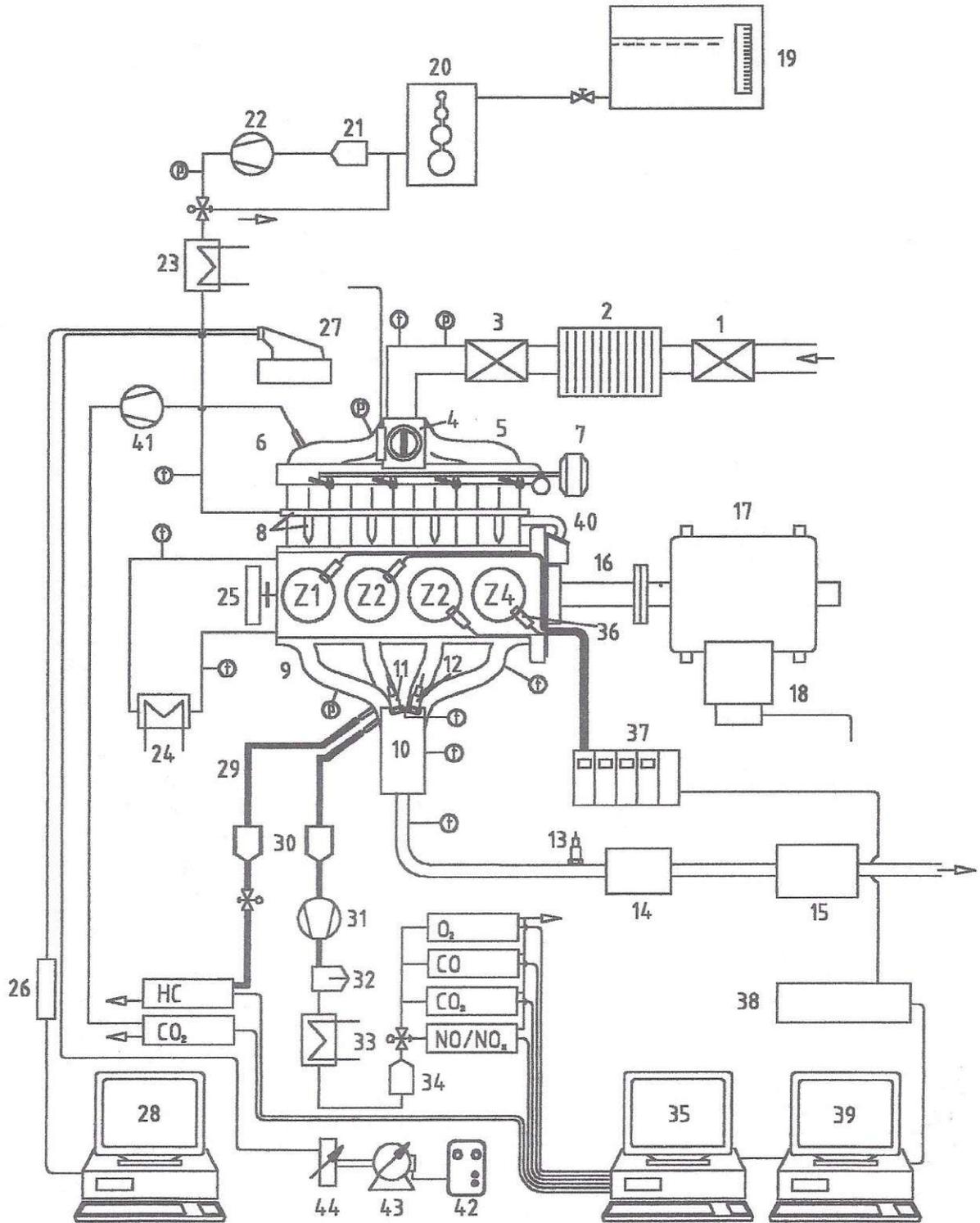


Vollastkurven bei Ein- und Zweiventilbetrieb
und Betätigung des VTEC-E Mechanismus
[Hor-92]

Prof. Lenz
TU Wien
Ing. Bernhard
Falzeder

Bild
18

B 2808

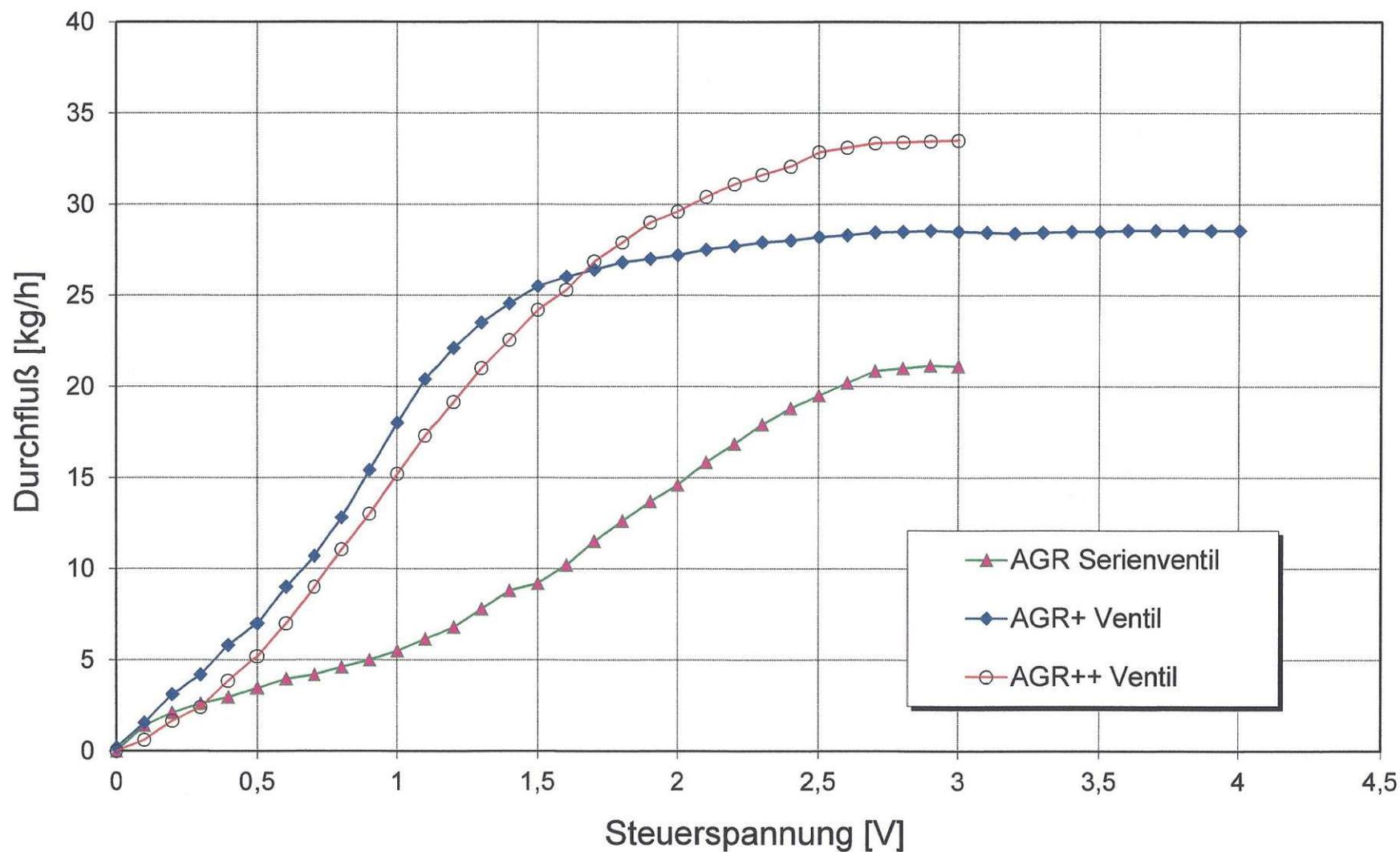


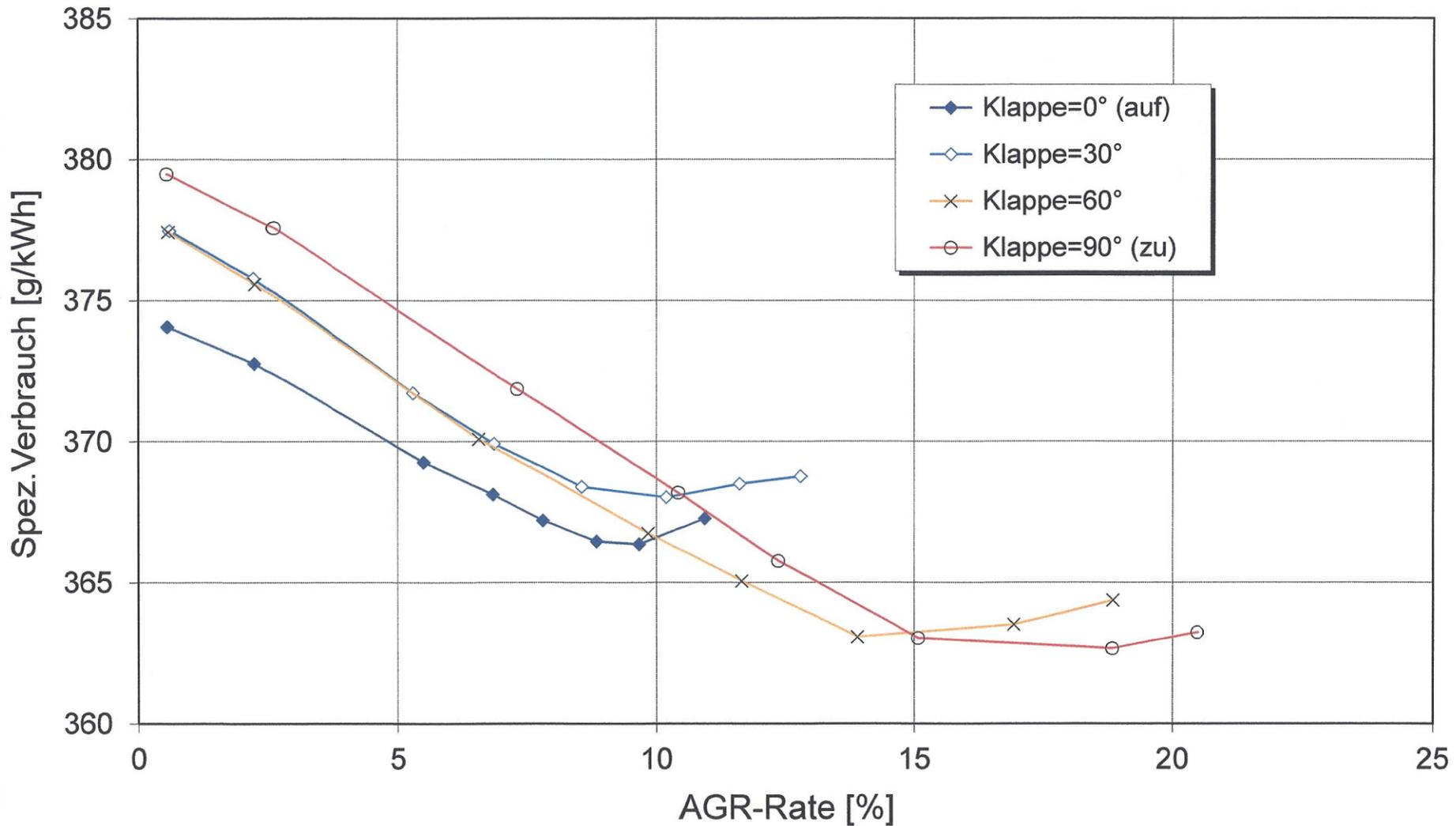
**Schematische Darstellung des
Prüfstandsbaus und des
Meßsystems**

**Bild
19**

B 2808

Durchfluß über der Steuerspannung für verschieden AGR - Ventile



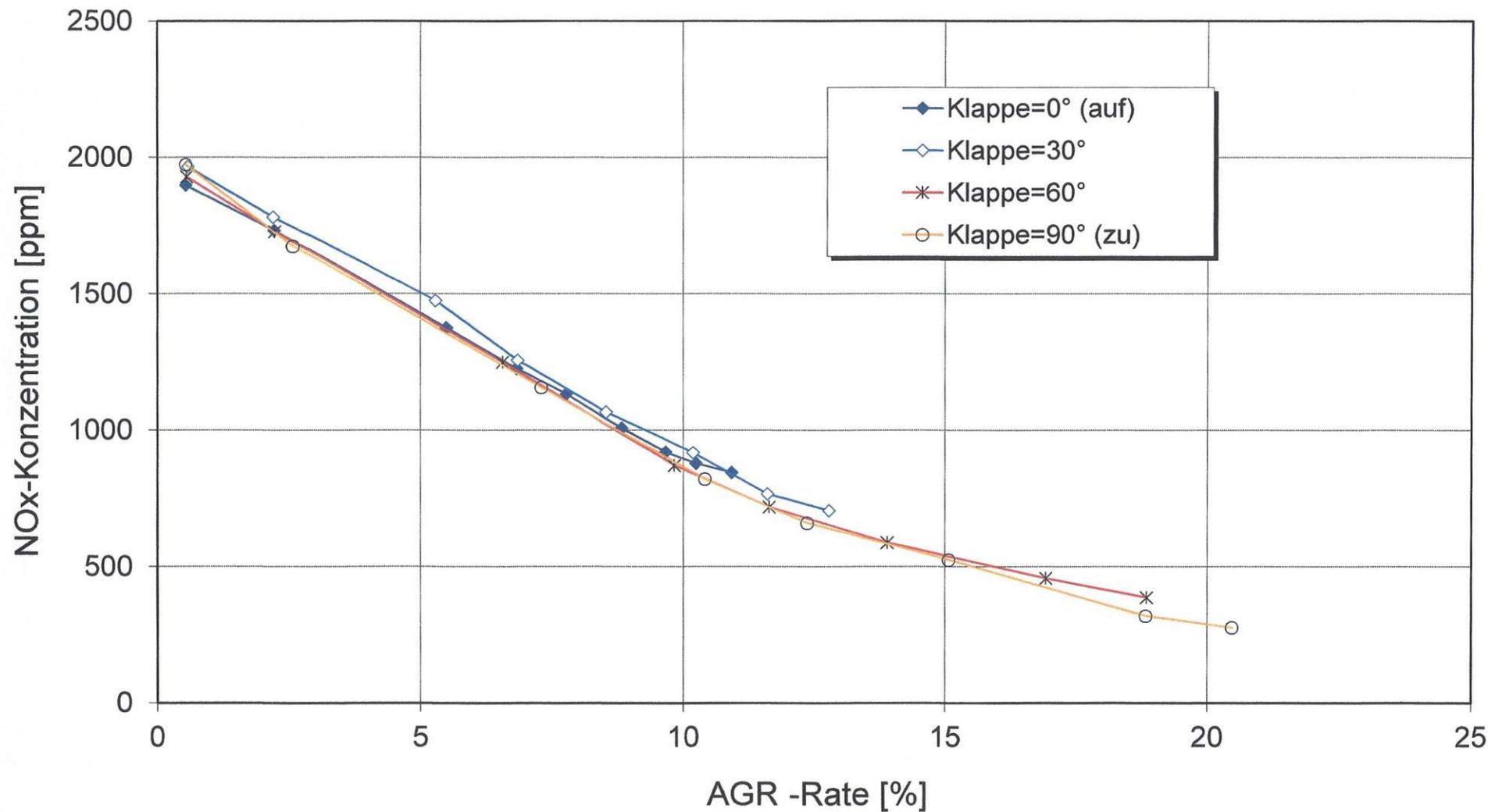


Spezifischer Verbrauch über der AGR-Rate bei verschiedenen Klappenstellungen

$n=2000$ 1/min, $p_{me}=2$ bar, ZZP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot} = 90^\circ\text{C}$
Einspritzende : 391°KWnZOT

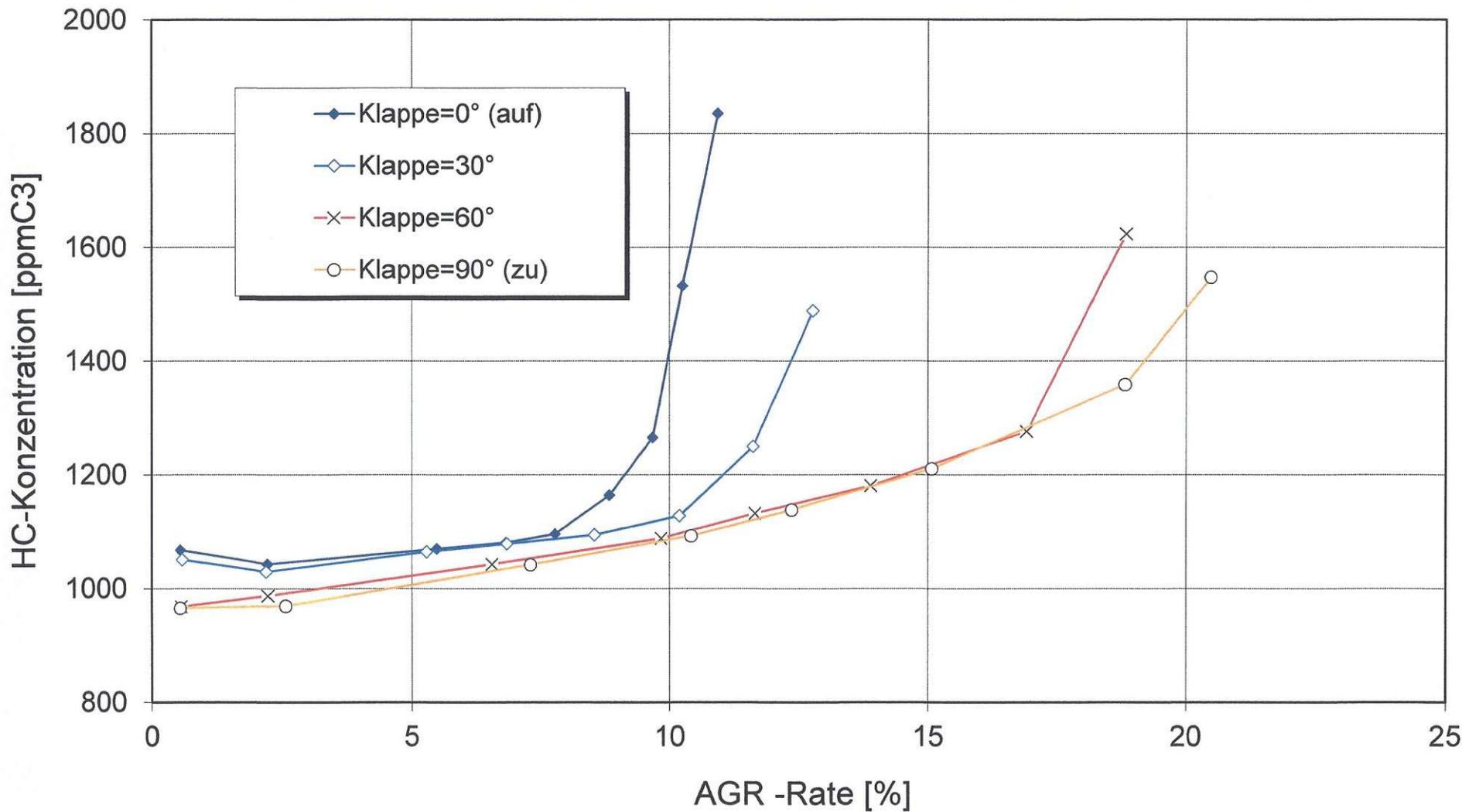
Bild 21

B 2808



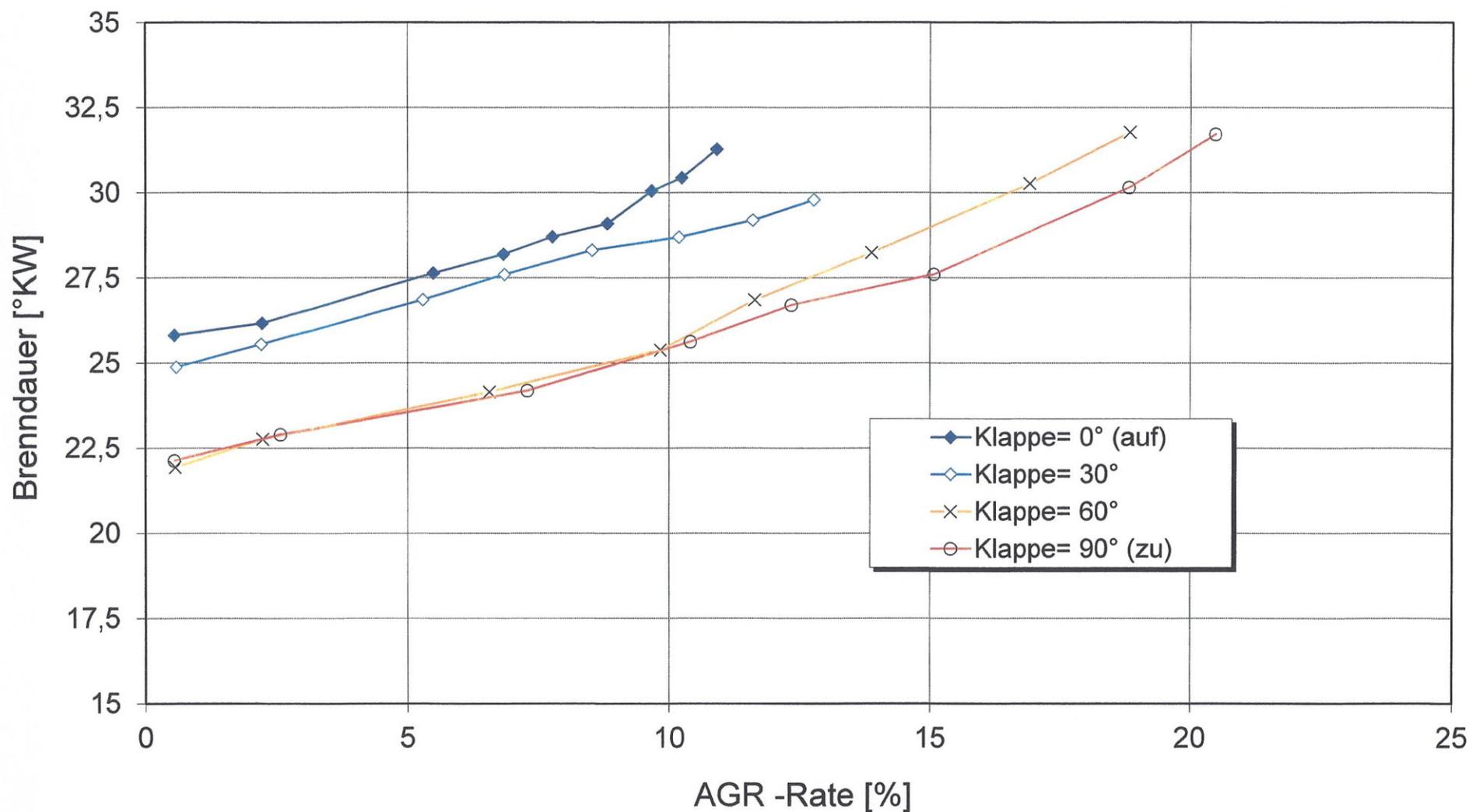
NOx-Konzentration im Rohabgas über der AGR-Rate bei verschiedenen Klappenstellungen

$n=2000$ 1/min, $p_{me}=2$ bar, ZZP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot}=90^{\circ}\text{C}$
Einspritzende : 391°KWnZOT



HC-Konzentration im Rohabgas über der AGR-Rate bei verschiedenen Klappenstellungen

$n=2000$ 1/min, $p_{me}=2$ bar, ZPP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot}=90^{\circ}\text{C}$
Einspritzende : 391°KWnZOT

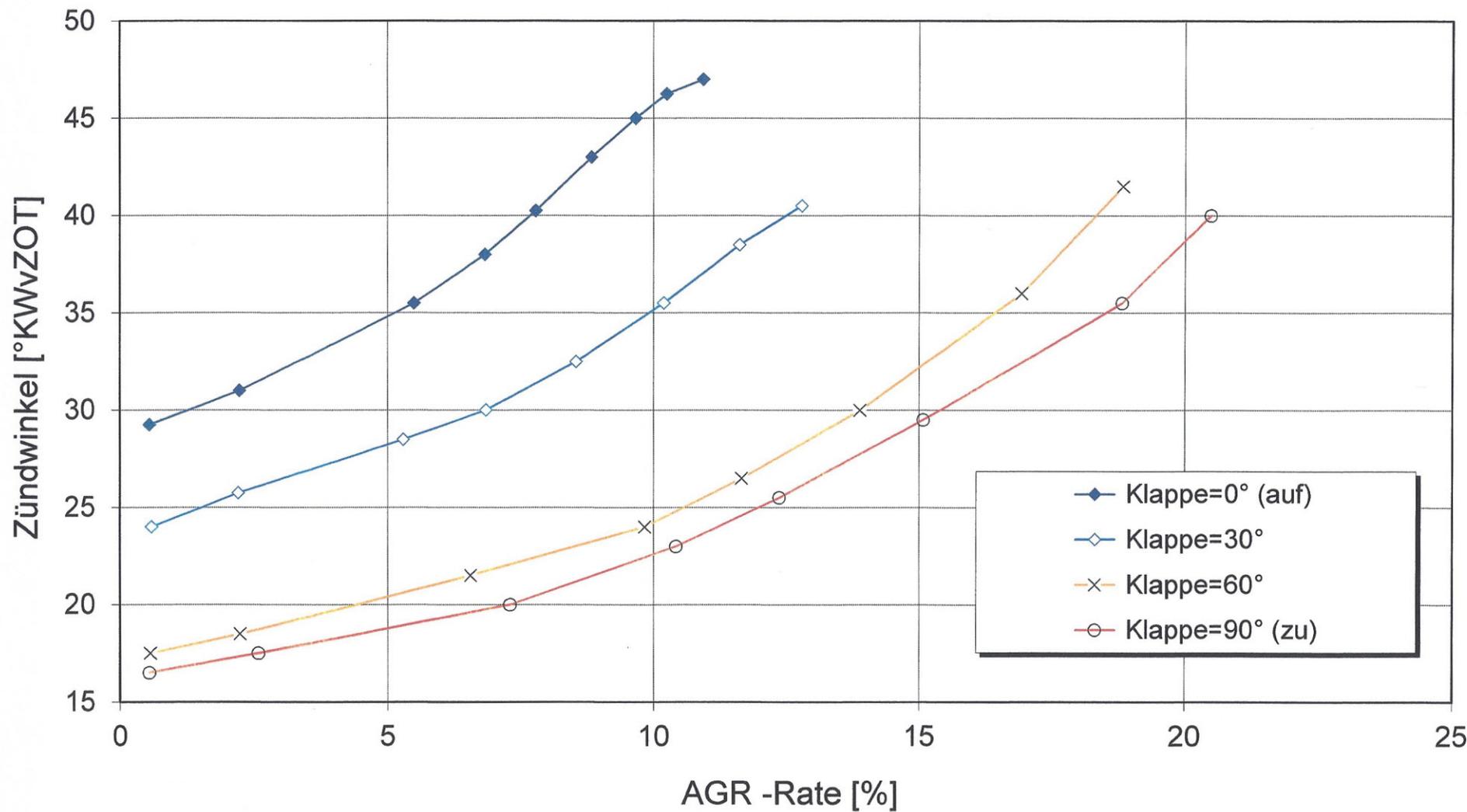


Brenndauer (10% - 90% Energieumsetzung) über der AGR-Rate bei verschiedenen Klappenstellungen

$n=2000$ 1/min, $p_{me}=2$ bar, ZP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot}=90^\circ\text{C}$
Einspritzende : 391 °KWnZOT

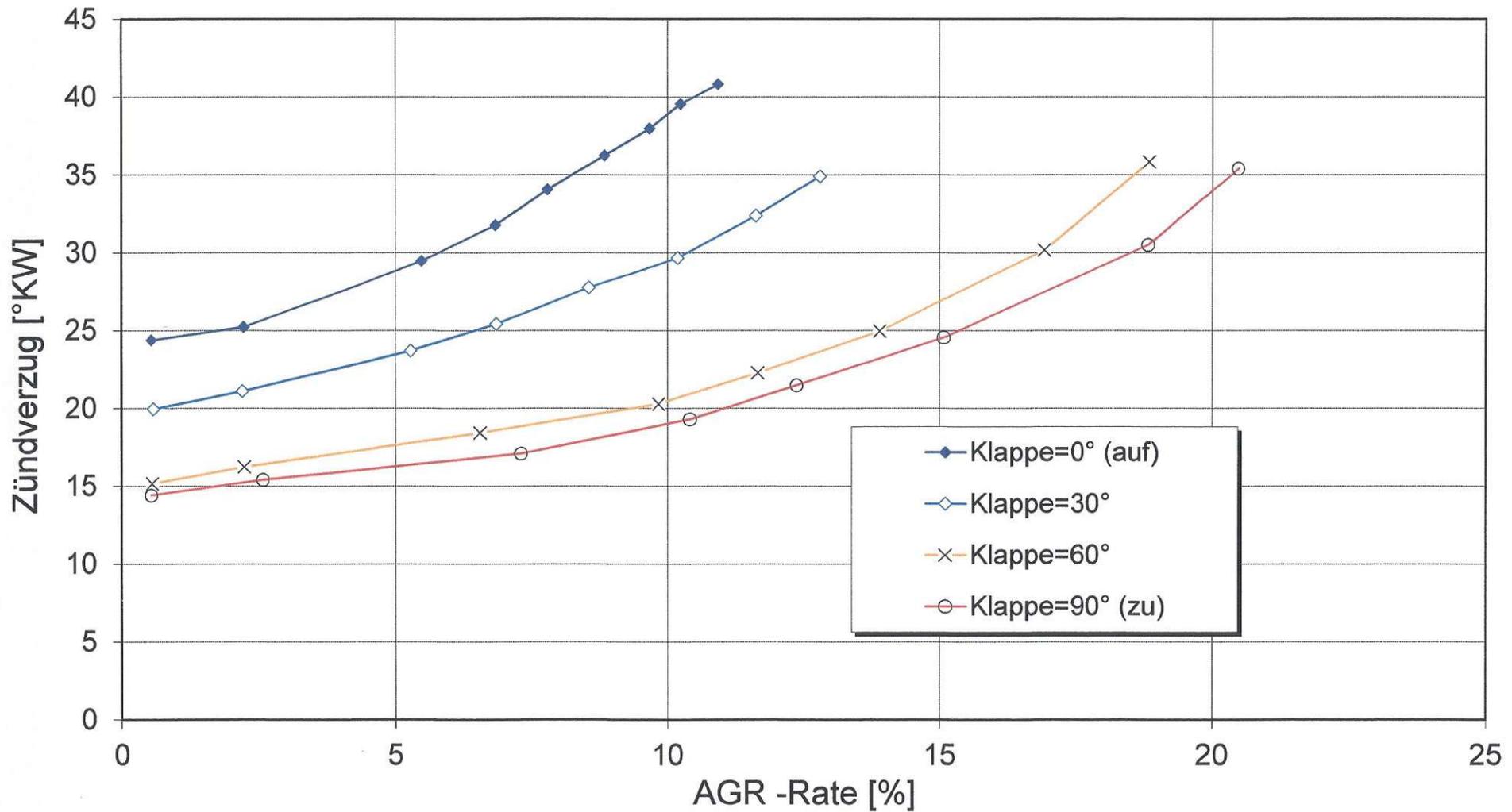
Bild 24

B 2808



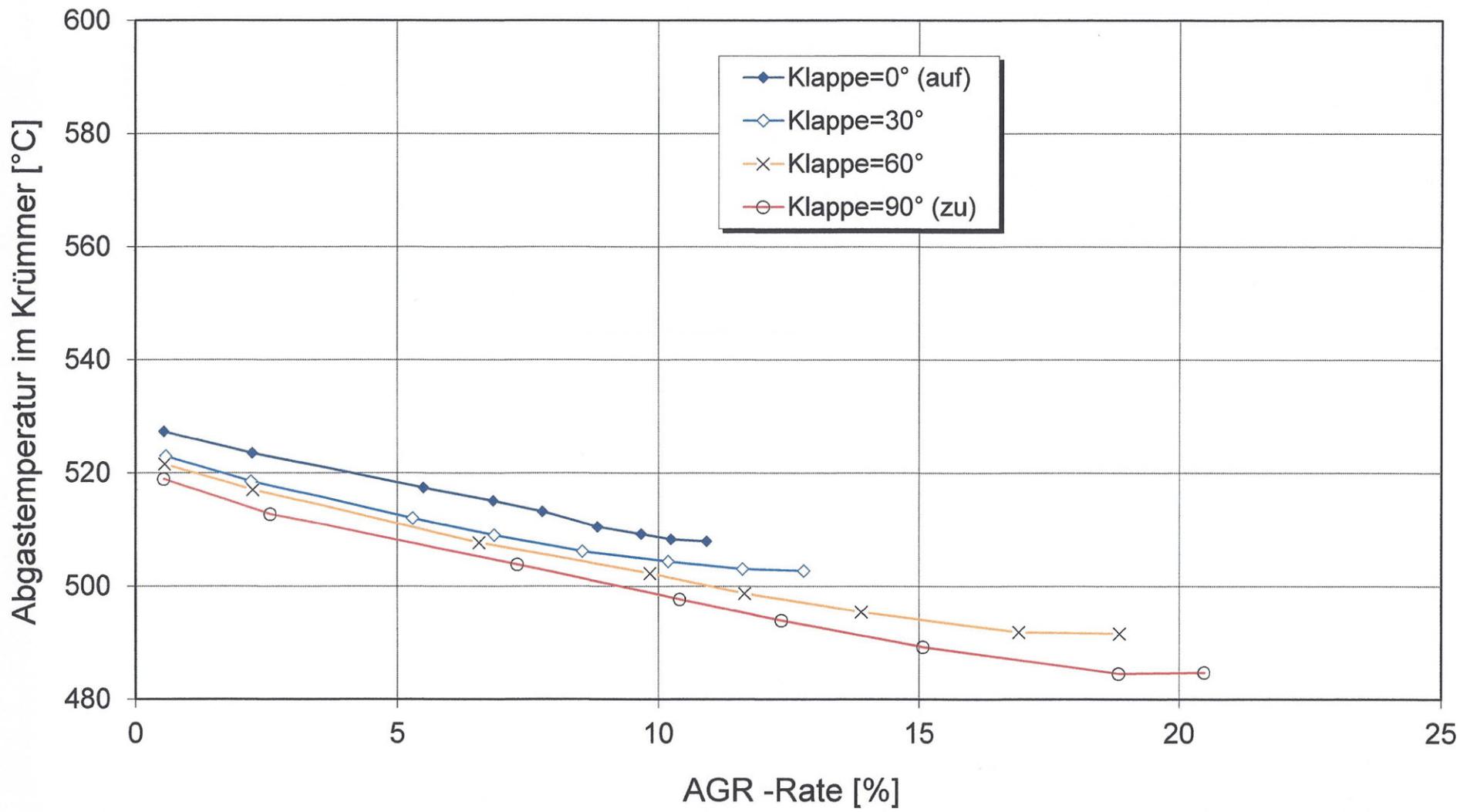
Verbrauchsoptimaler Zündwinkel über der AGR-Rate bei verschiedenen Klappenstellungen

$n=2000$ 1/min, $p_{me}=2$ bar, ZPP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot}=90^\circ\text{C}$
Einspritzende : 391°KWnZOT



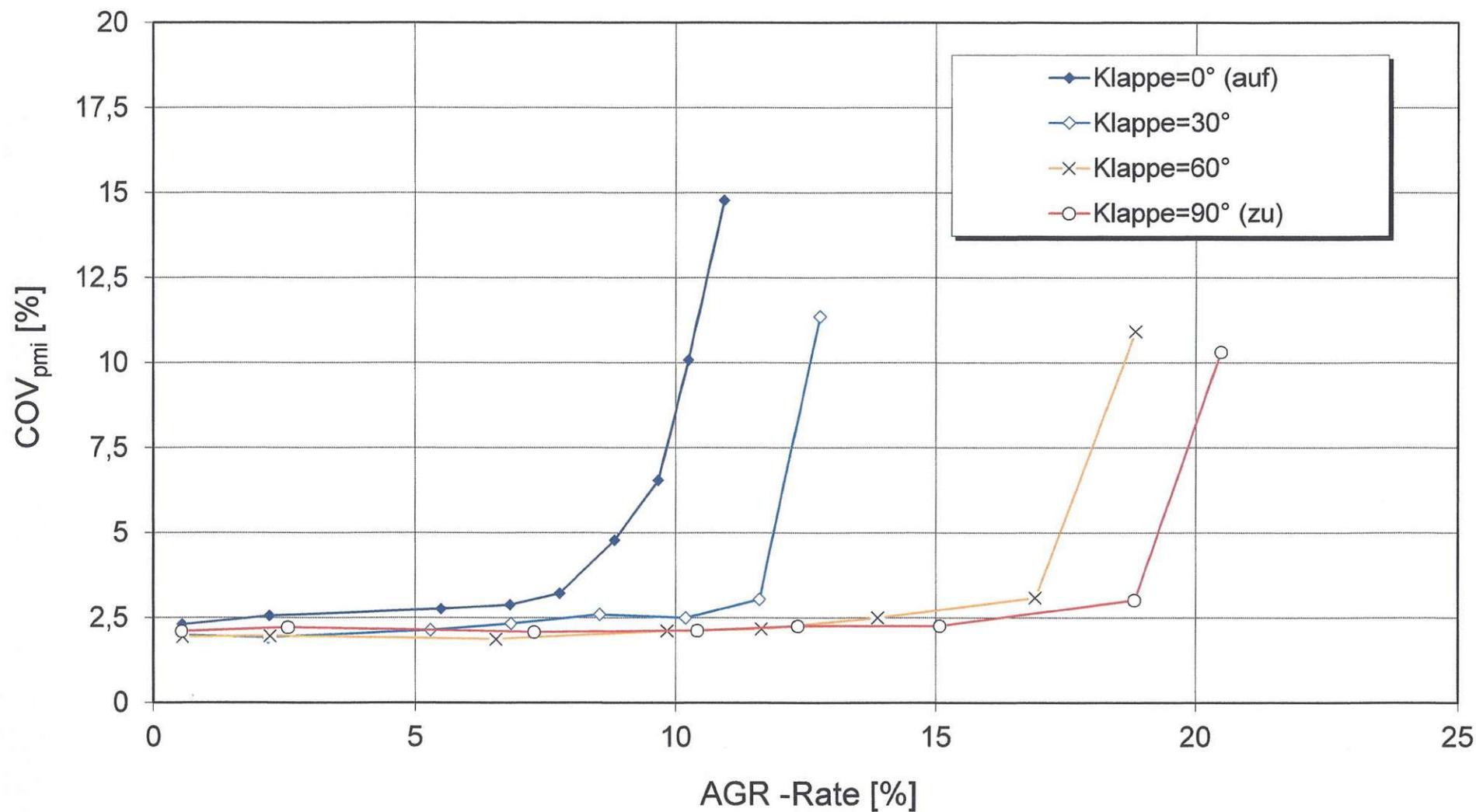
Zündverzug über der AGR-Rate bei verschiedenen Klappenstellungen

n=2000 1/min, p_{me}=2 bar, Z_{ZP}=MBT, λ=1, T_{mot}=90°C
Einspritzende : 391°KWnZOT



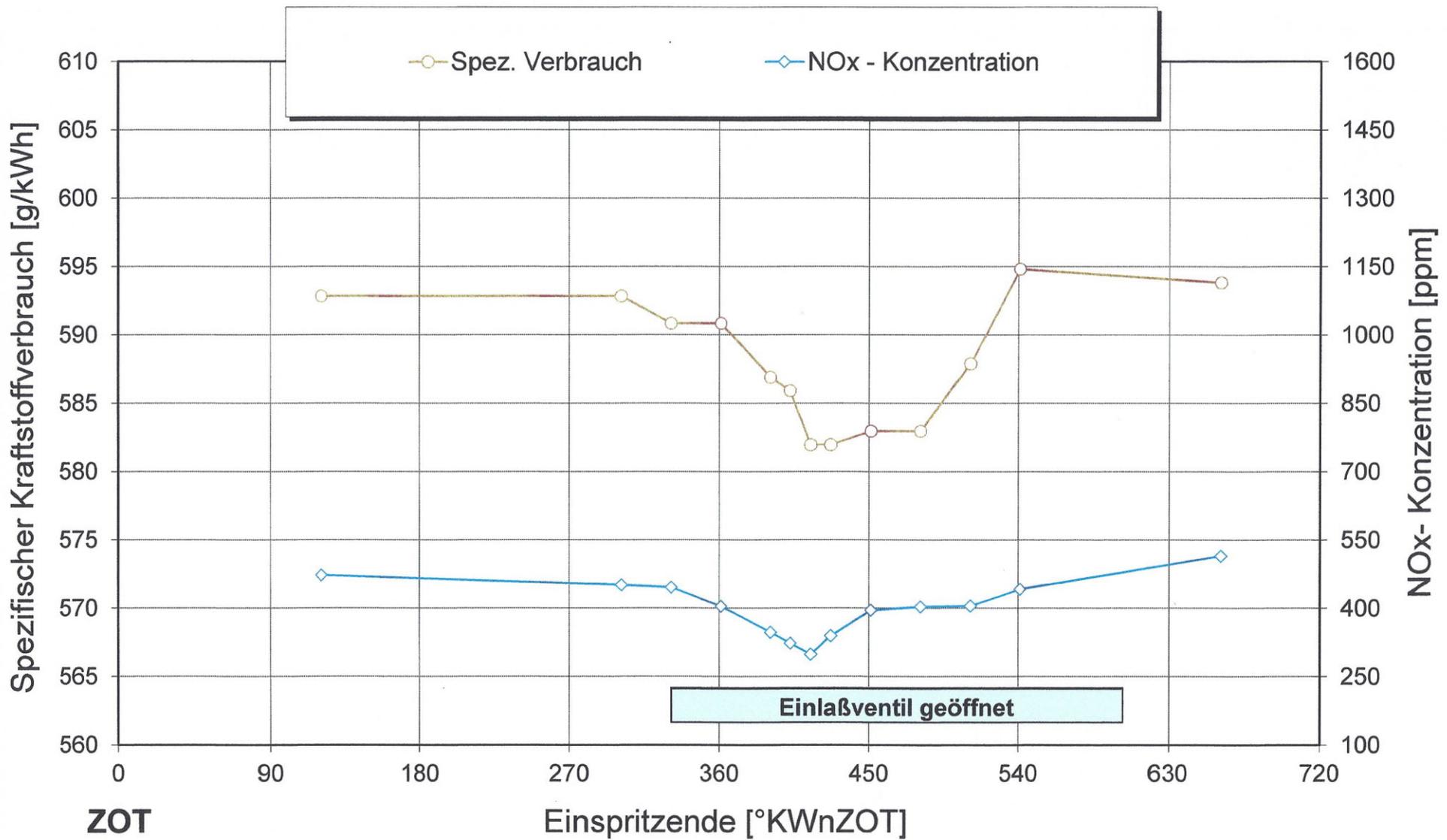
Abgastemperatur im Krümmer über der AGR-Rate bei verschiedenen Klappenstellungen

$n=2000$ 1/min, $p_{me}=2$ bar, ZPP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot}=90^{\circ}\text{C}$
Einspritzende : 391°KWnZOT



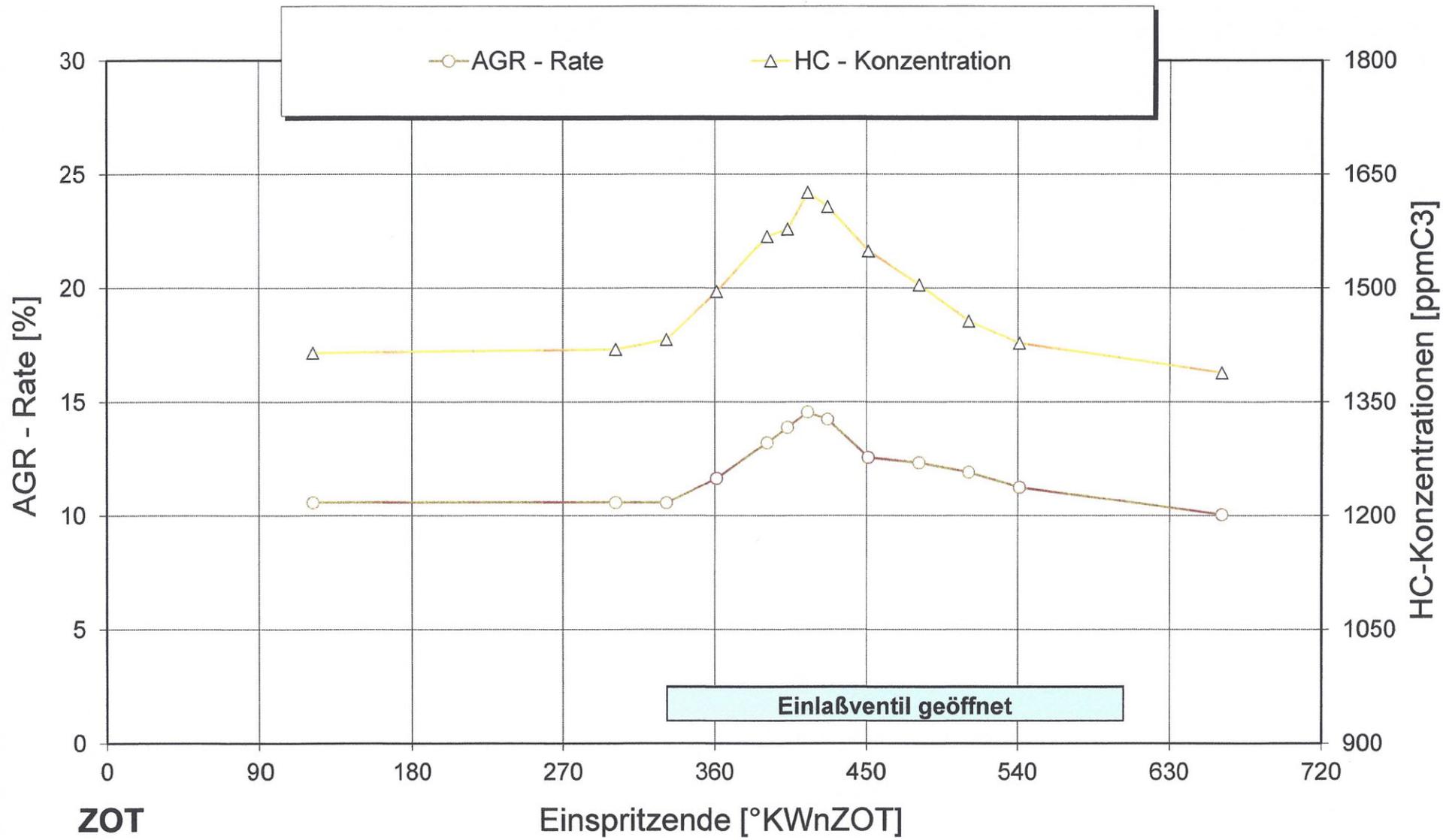
COV des indizierten Mitteldruckes über der AGR-Rate bei verschiedenen Klappenstellungen

n=2000 1/min, p_{me}=2 bar, Z_{ZP}=MBT, λ=1, T_{mot}=90°C, wee=210°
Einspritzende : 391° KWnZOT



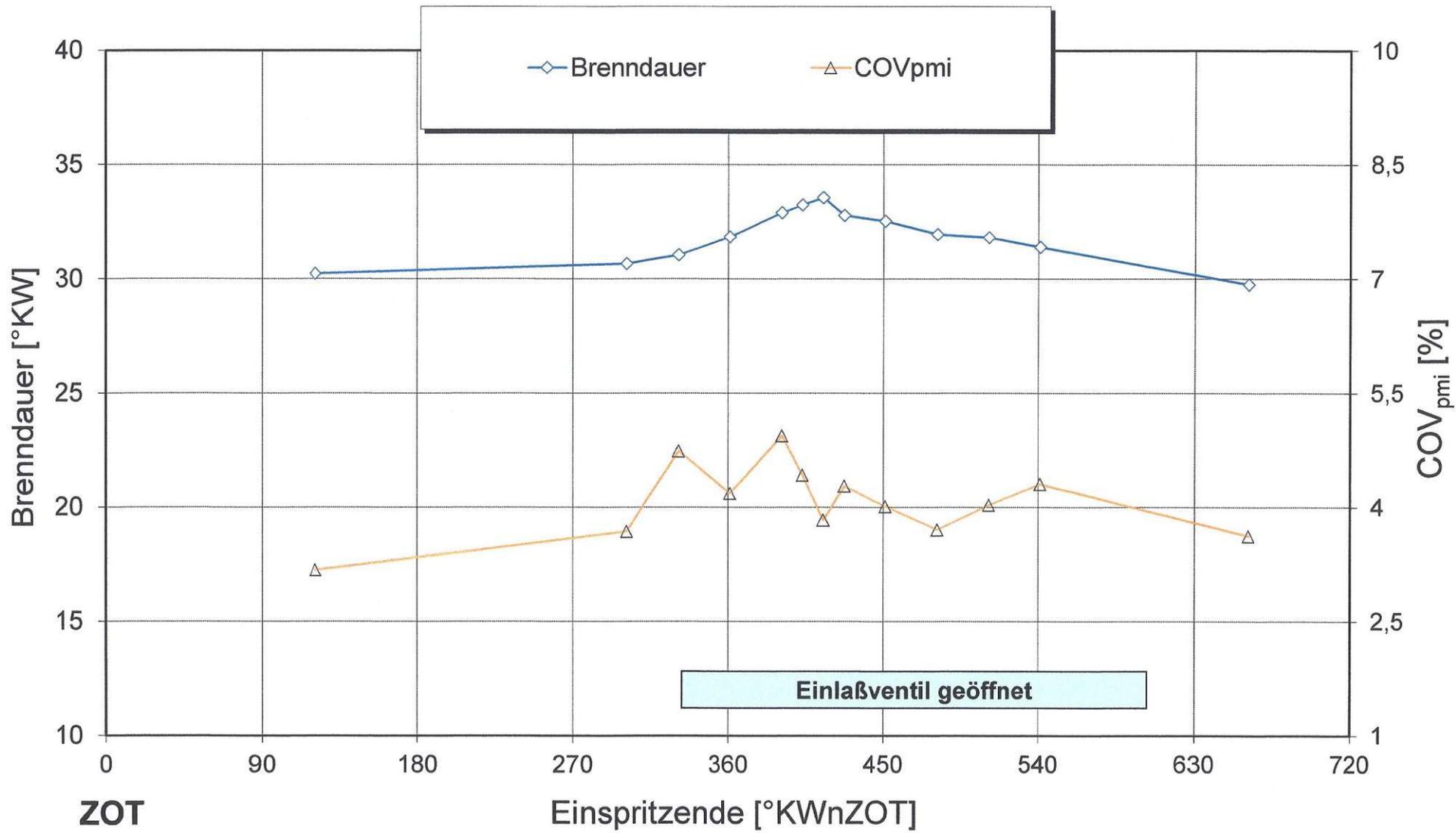
Spez. Verbrauch und NOx -Konzentration im Rohabgas über Einspritzende

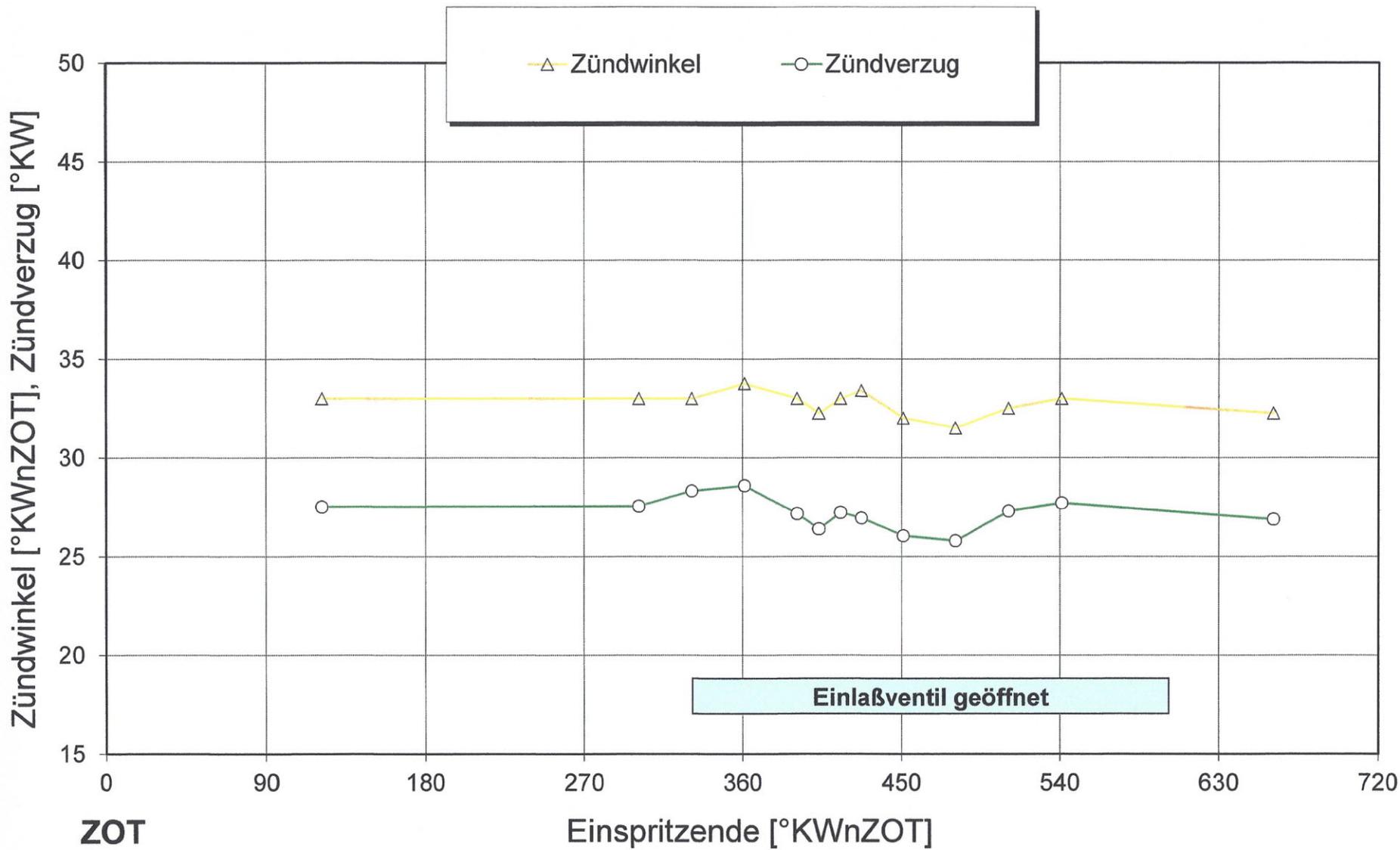
AGR-Serienventil, Klappe zu, $n=1800$ 1/min, $M_d=10$ Nm, ZYP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot} = 90^\circ\text{C}$, AGR maximal



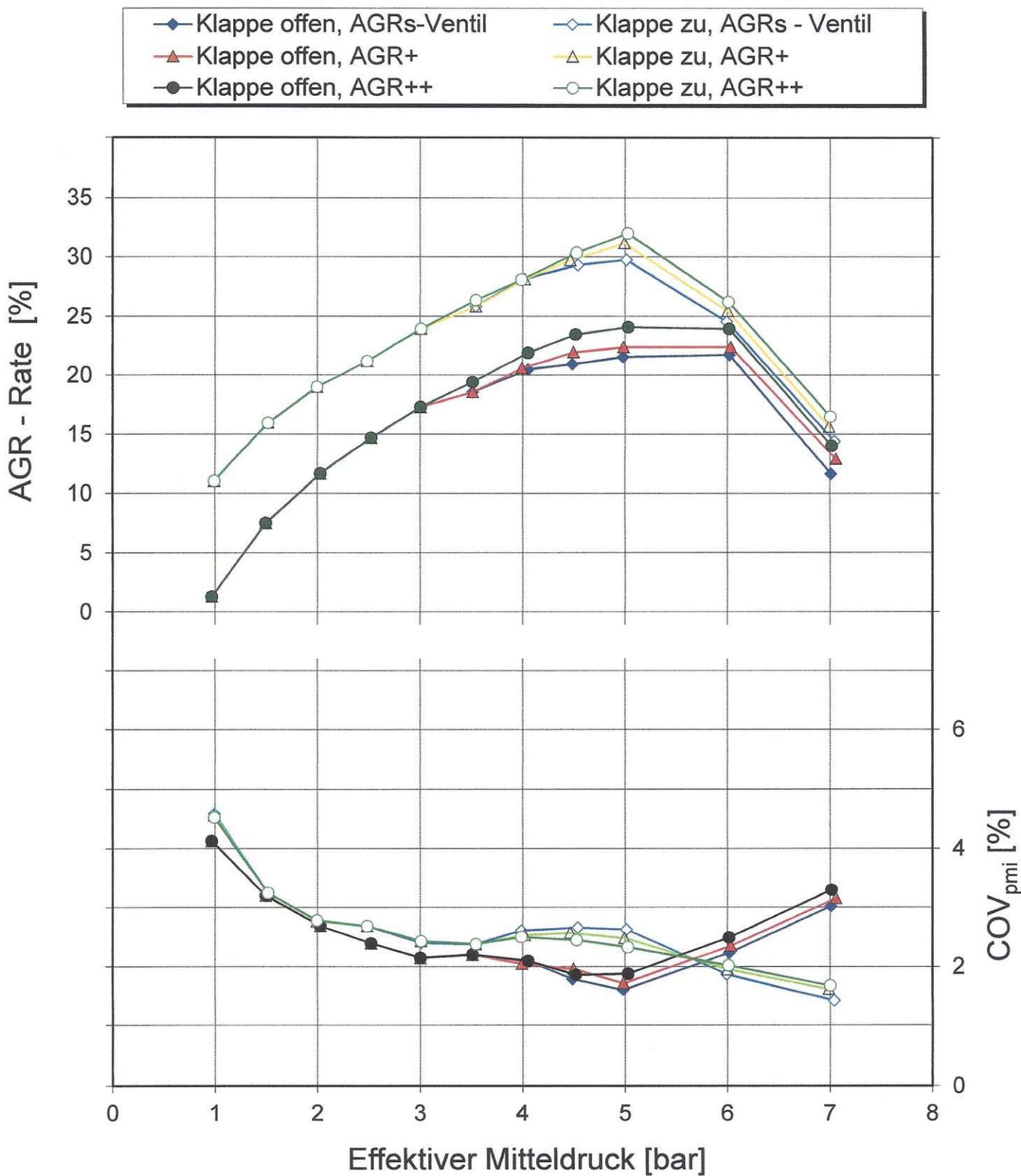
AGR- Rate und HC - Konzentration im Rohabgas über Einspritzende

AGR-Serienventil, Klappe zu, $n=1800$ 1/min, $M_d=10$ Nm, ZZP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot} = 90^\circ\text{C}$, AGR maximal



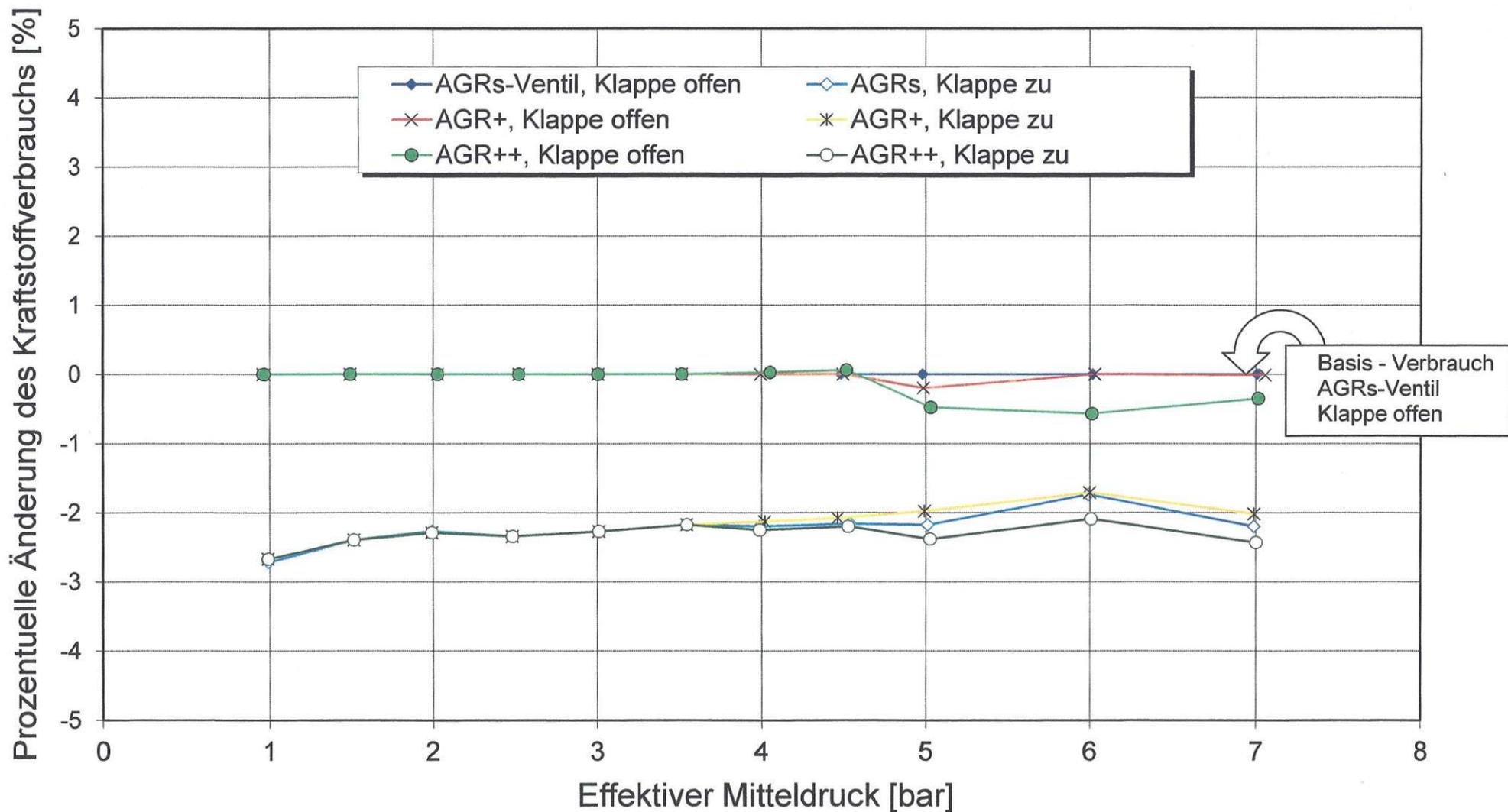


Zündwinkel und Zündverzug über Einspritzende
AGR-Serienventil, Klappe zu, $n=1800$ 1/min, $M_d=10$ Nm,
ZZP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot} = 90^\circ\text{C}$, AGR maximal

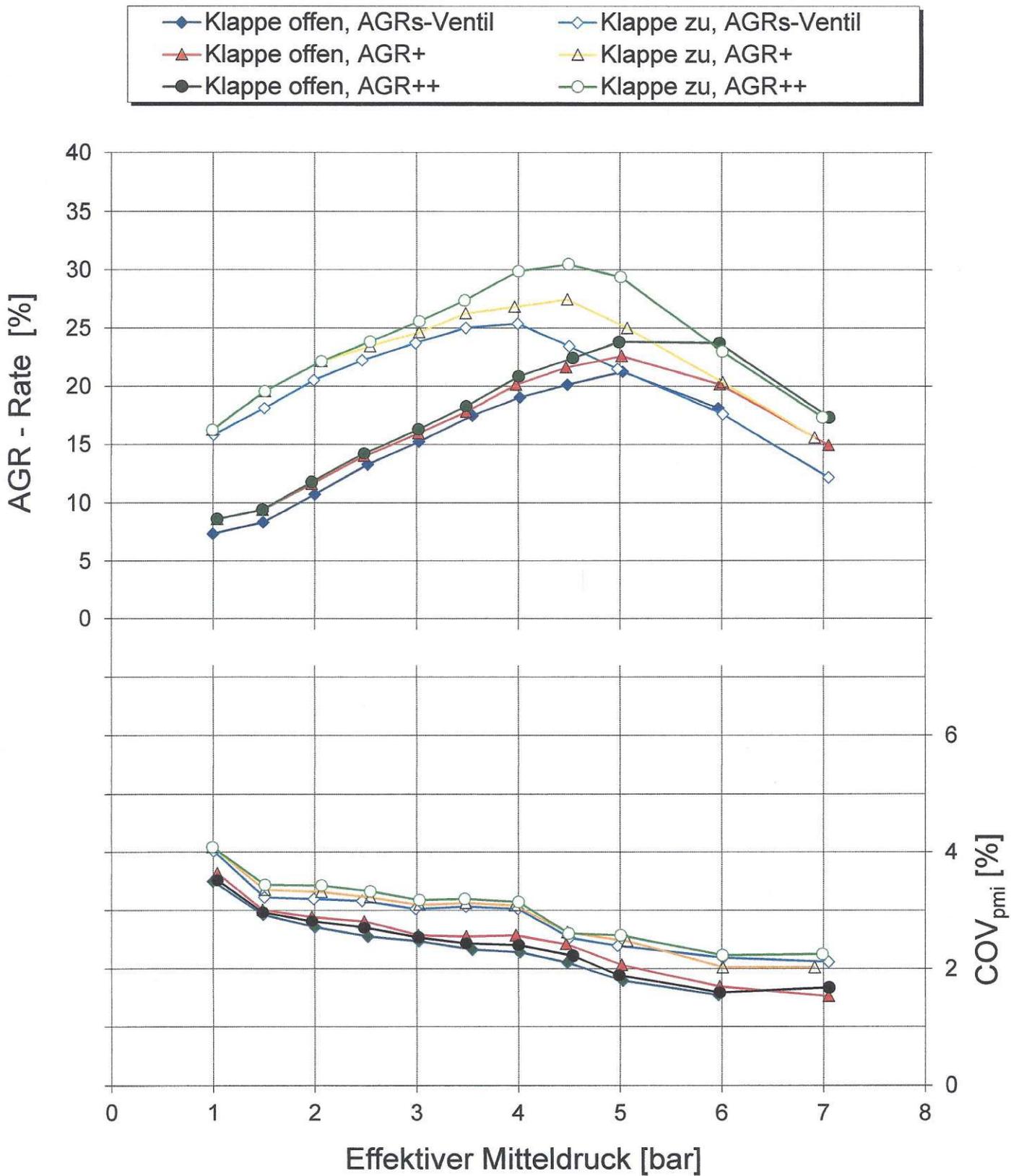


AGR-Rate und COV_{pmi} über p_{me} bei verschiedenen Klappenstellungen

n=1000 1/min, ZZP=MBT, λ=1, T_{mot} = 90°C
 AGR maximal, Einspritzende : 415 °KWnZOT

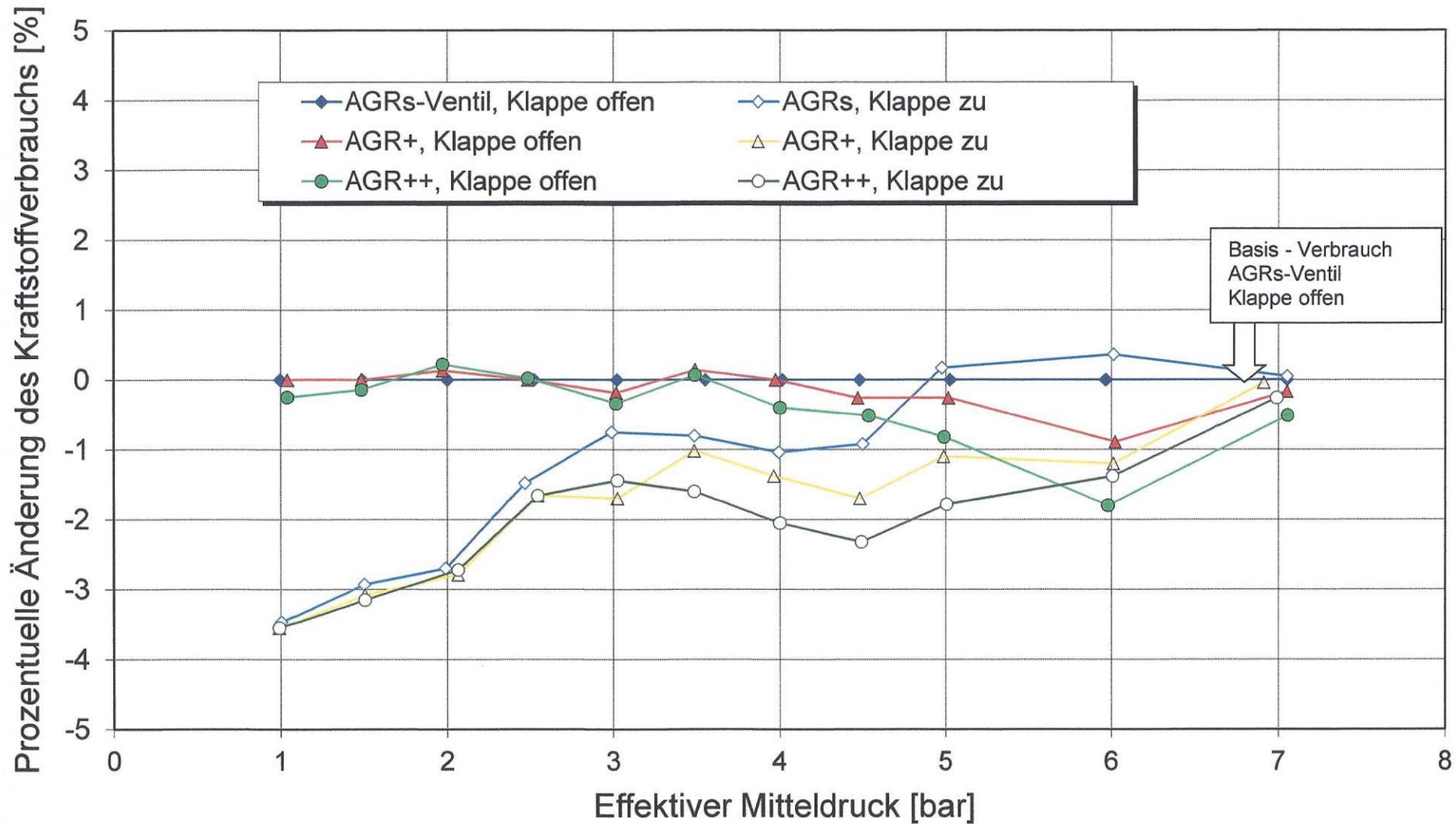


Prozentuelle Änderung des spezifischen Kraftstoff-verbrauchs.
Basis: AGR-Serienventil, Klappe offen
 $n=1000$ 1/min, ZZP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot} = 90^\circ\text{C}$, AGR maximal
Einspritzende : 415 °KWnZOT



AGR-Rate und COV_{pmi} über pme bei verschiedenen Klappenstellungen

n=2000 1/min, ZZP=MBT, λ=1, T_{mot} = 90°C
 AGR maximal, Einspritzende : 415 °KWnZOT

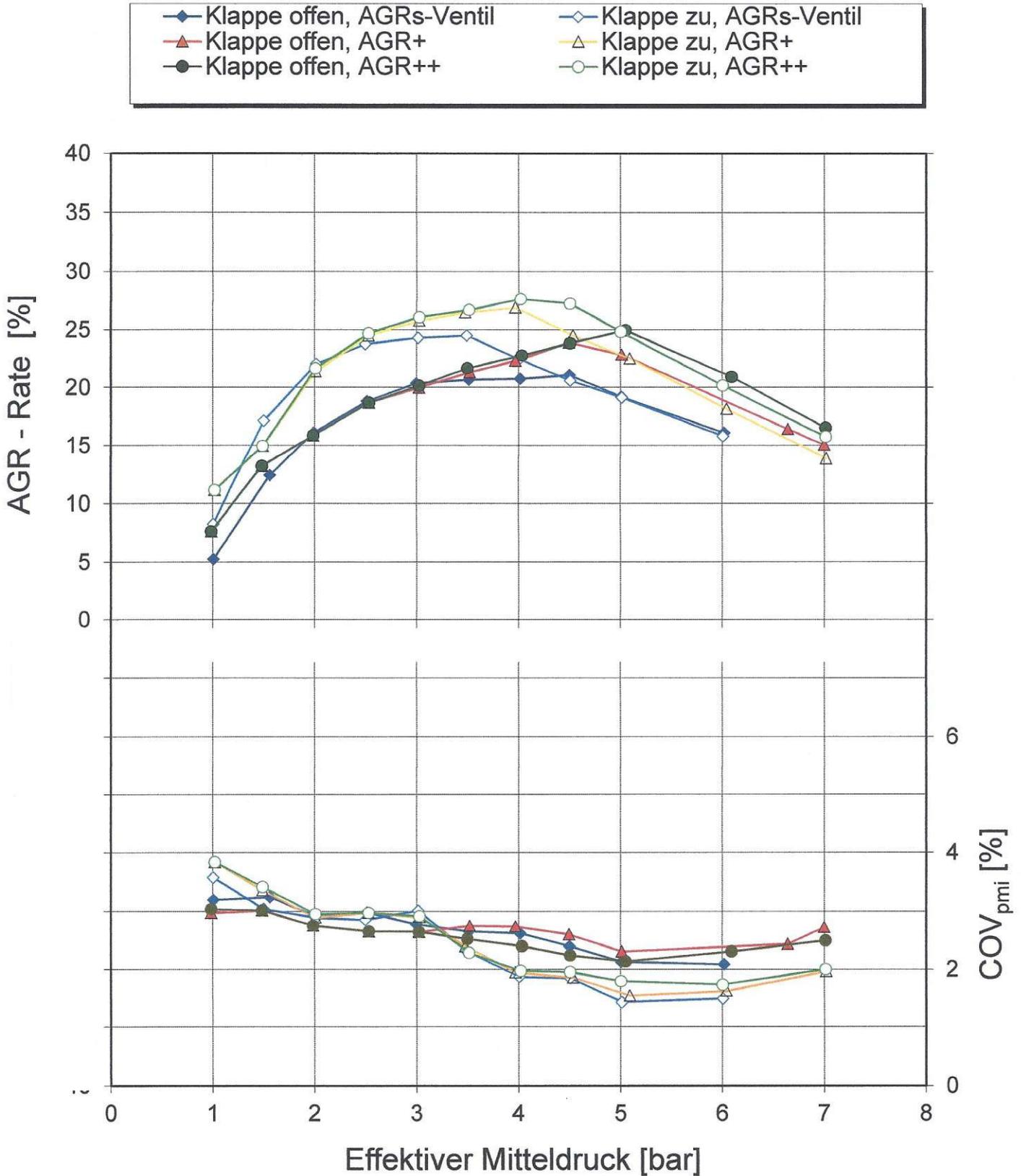


Prozentuelle Änderung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Basis: AGR-Serienventil, Klappe offen

$n=2000$ 1/min, ZZP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot} = 90^\circ\text{C}$, AGR maximal
Einspritzende : 415 °KWnZOT

Bild 36

B 2808

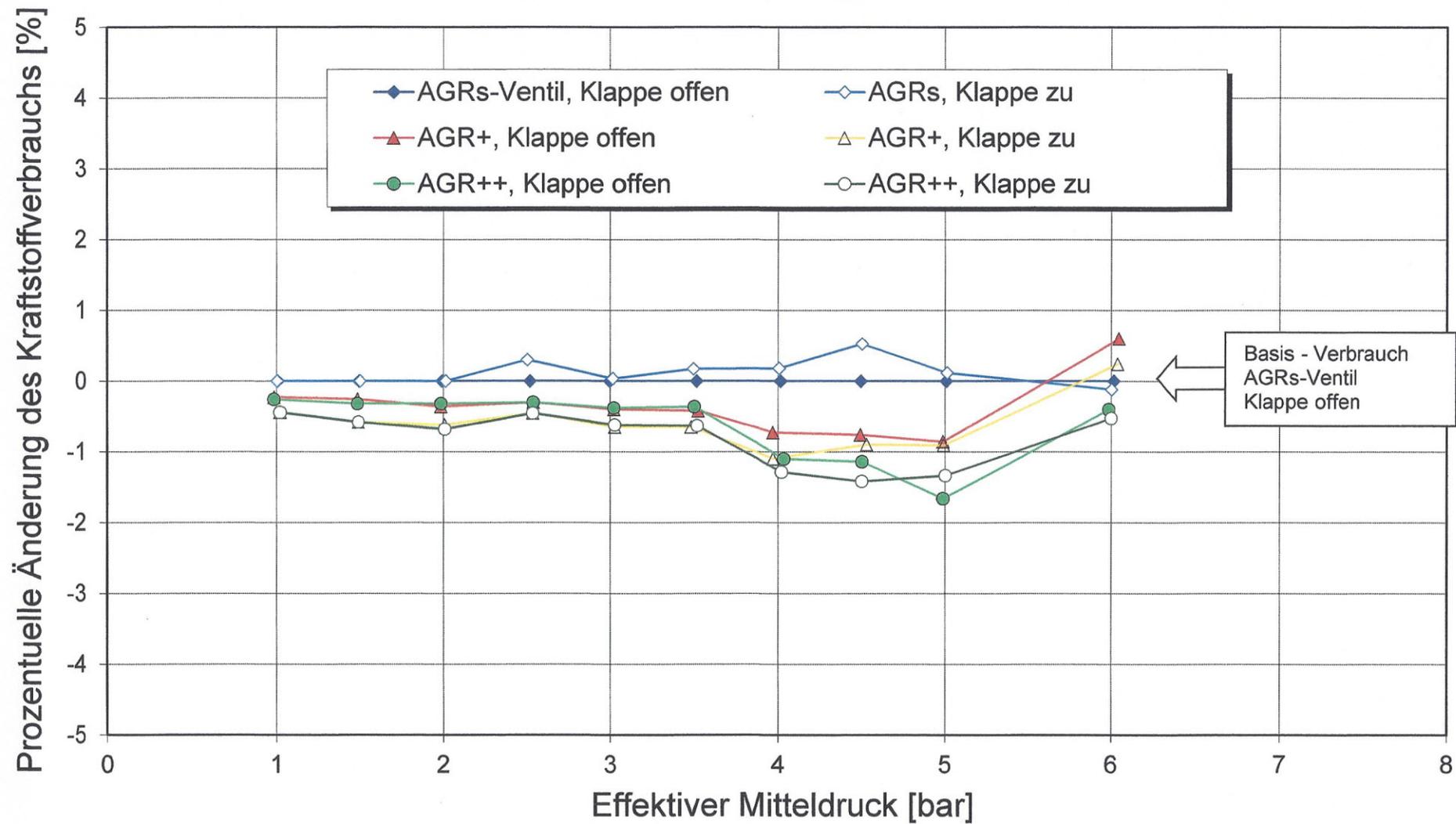


AGR-Rate und $COV_{p_{mi}}$ über p_{me} bei verschiedenen Klappenstellungen

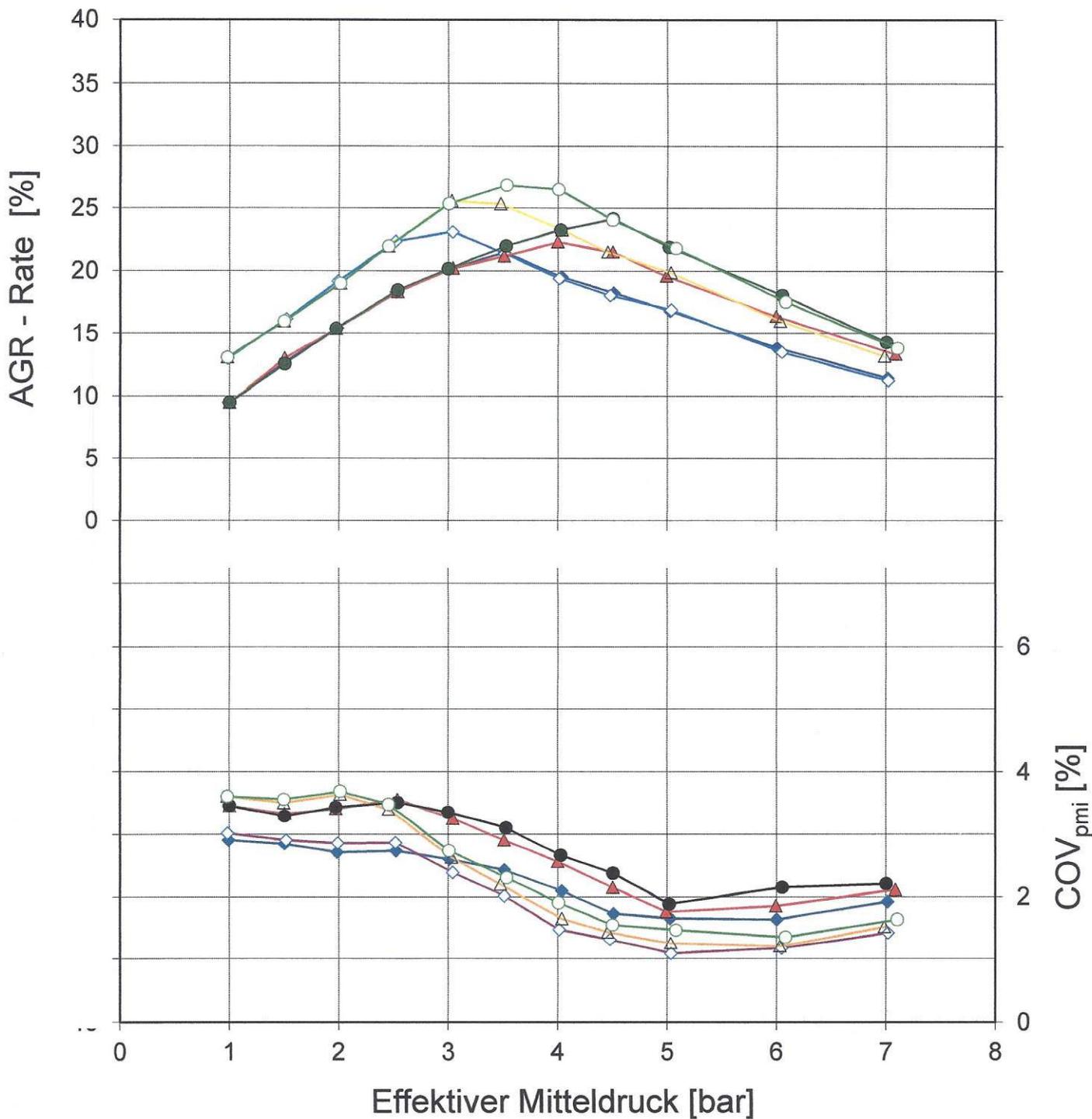
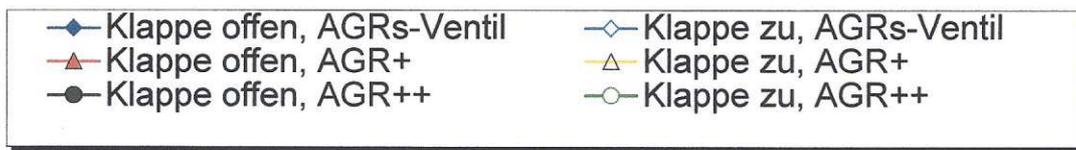
$n=2500$ 1/min, ZZZP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot} = 90^\circ C$
 AGR maximal, Einspritzende : 415 °KWnZOT

Bild 37

B 2808

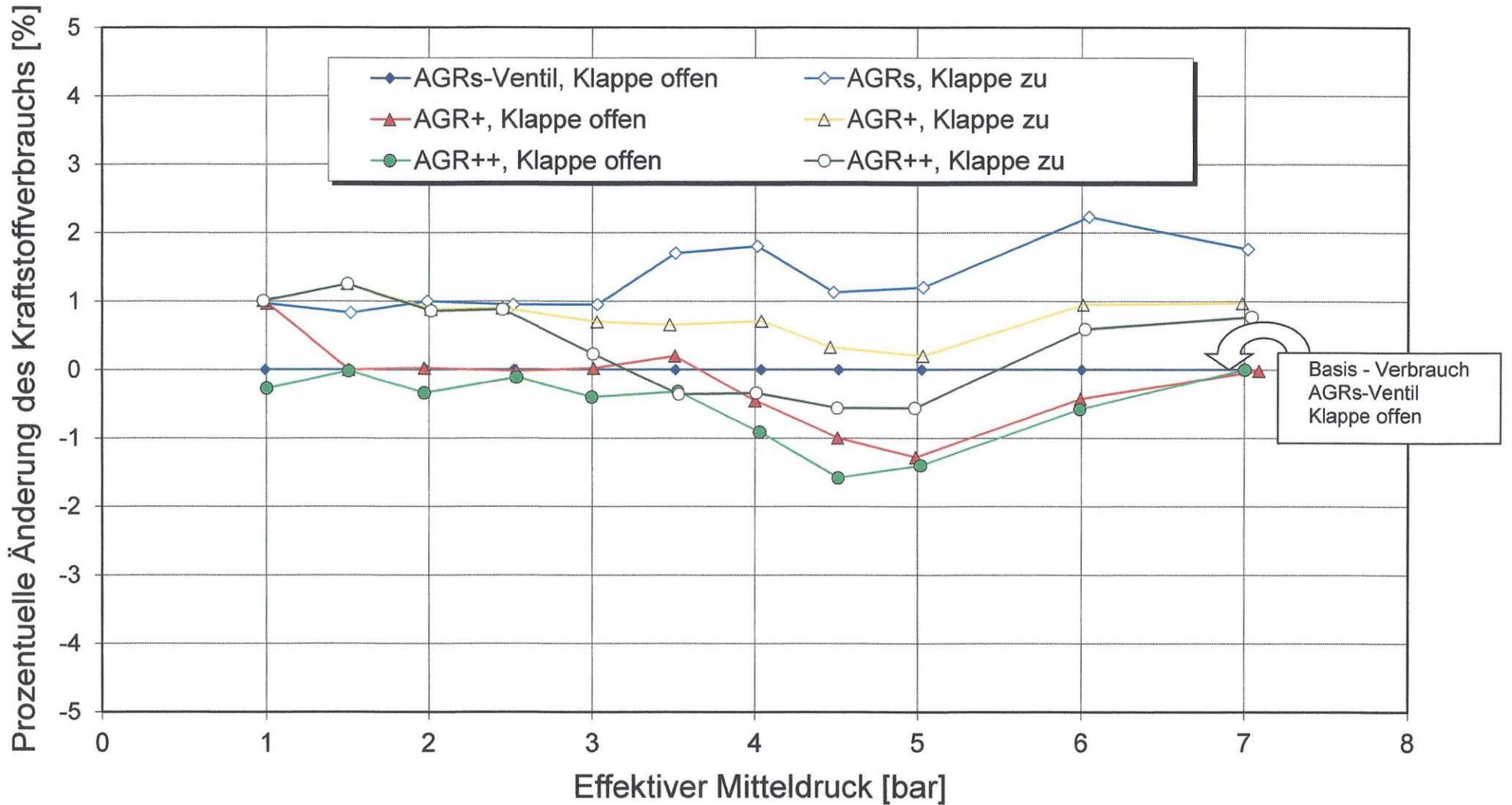


Prozentuelle Änderung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs.
Basis: AGR-Serienventil, Klappe offen
n=2500 1/min, ZZP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot} = 90^{\circ}\text{C}$, AGR maximal
Einspritzende : 415 °KWnZOT



AGR-Rate und COV_{pmi} über p_{me} bei verschiedenen Klappenstellungen

n=3000 1/min, ZZZ=MBT, λ=1, T_{mot} = 90°C
 AGR maximal, Einspritzende : 415 °KWnZOT



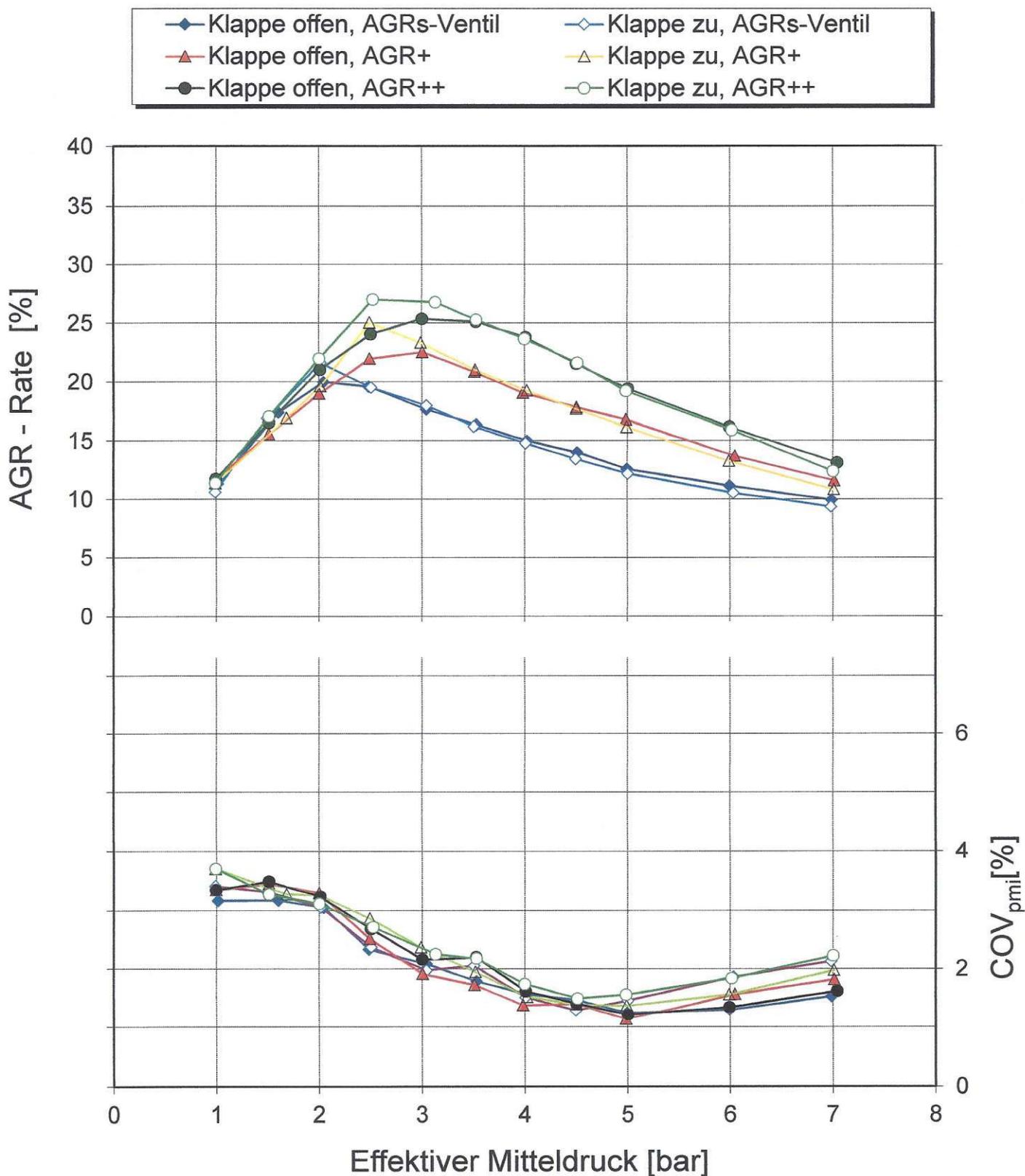
Prozentuelle Änderung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Basis: AGR-Serienventil, Klappe offen

$n=3000$ 1/min, ZZP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot} = 90^\circ\text{C}$, AGR maximal

Einspritzende : 415 °KWnZOT

Bild 40

B 2808

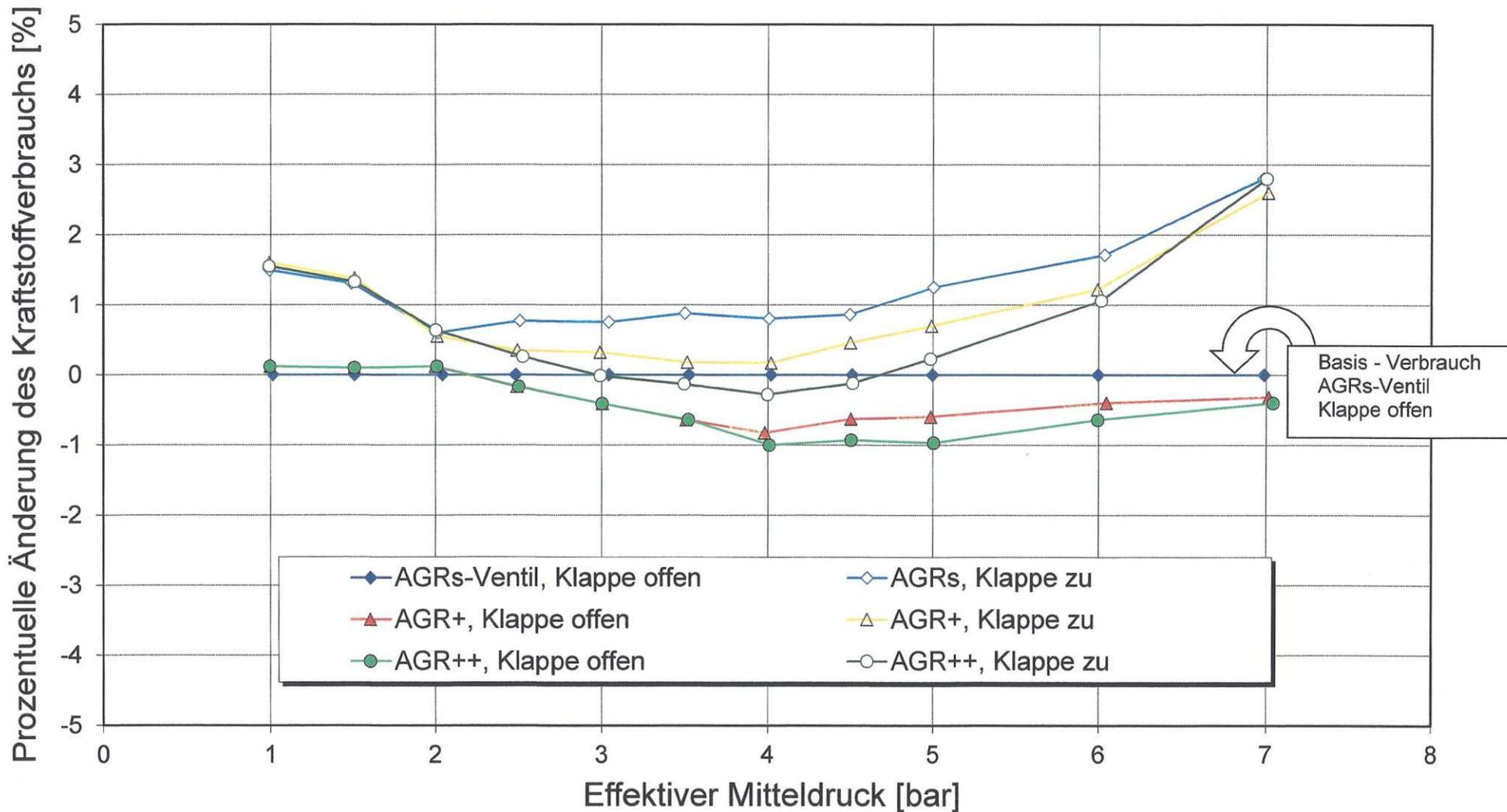


AGR-Rate und COV_{pmi} über pme bei verschiedenen Klappenstellungen

n=4000 1/min, ZZP=MBT, λ=1, T_{mot} = 90°C
 AGR maximal, Einspritzende : 415 °KWnZOT

Bild 41

B 2808

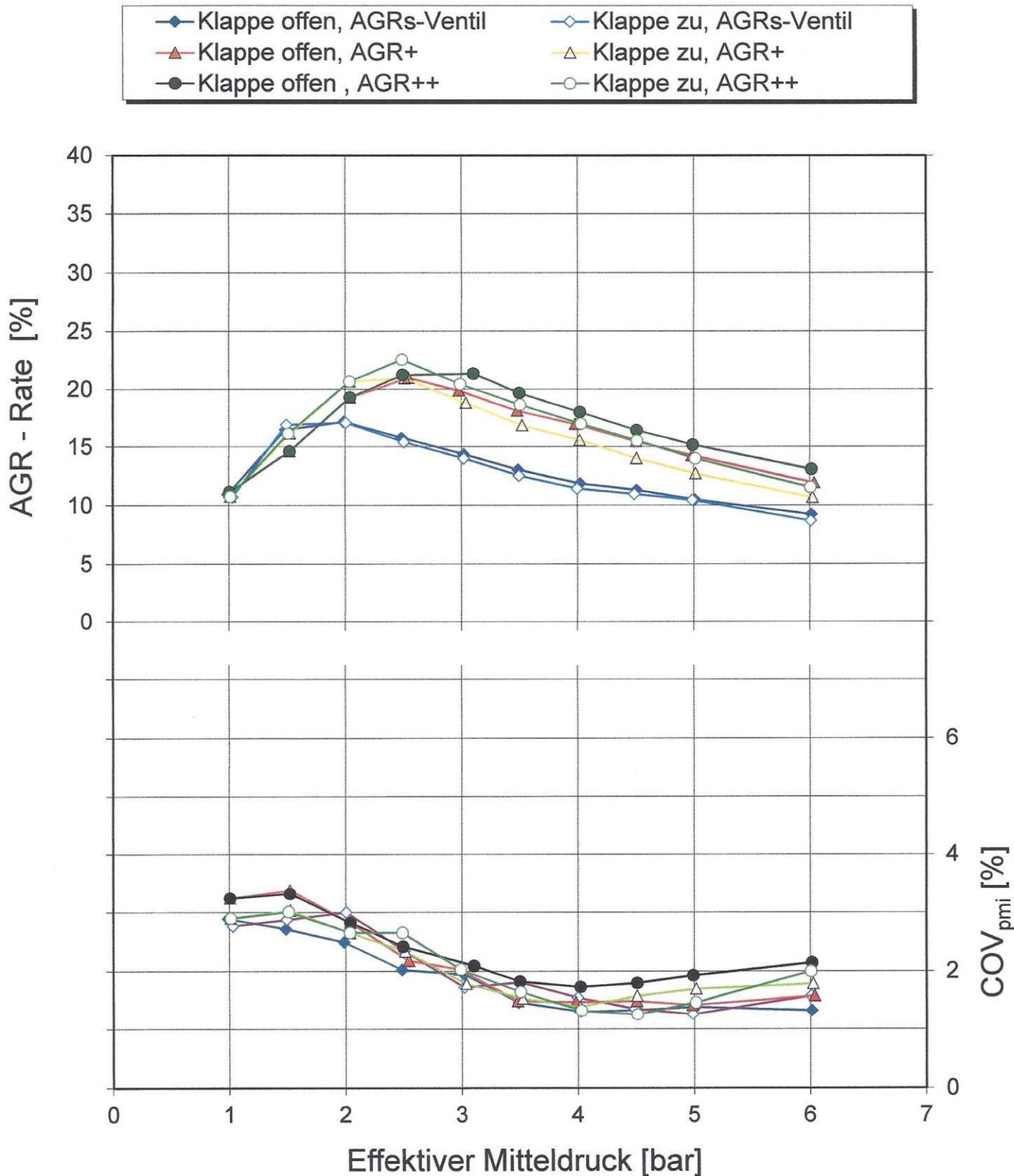


Prozentuelle Änderung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Basis: AGR-Serienventil, Klappe offen

$n=4000$ 1/min, ZZP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot} = 90^\circ\text{C}$, AGR maximal
Einspritzende : 415 °KWnZOT

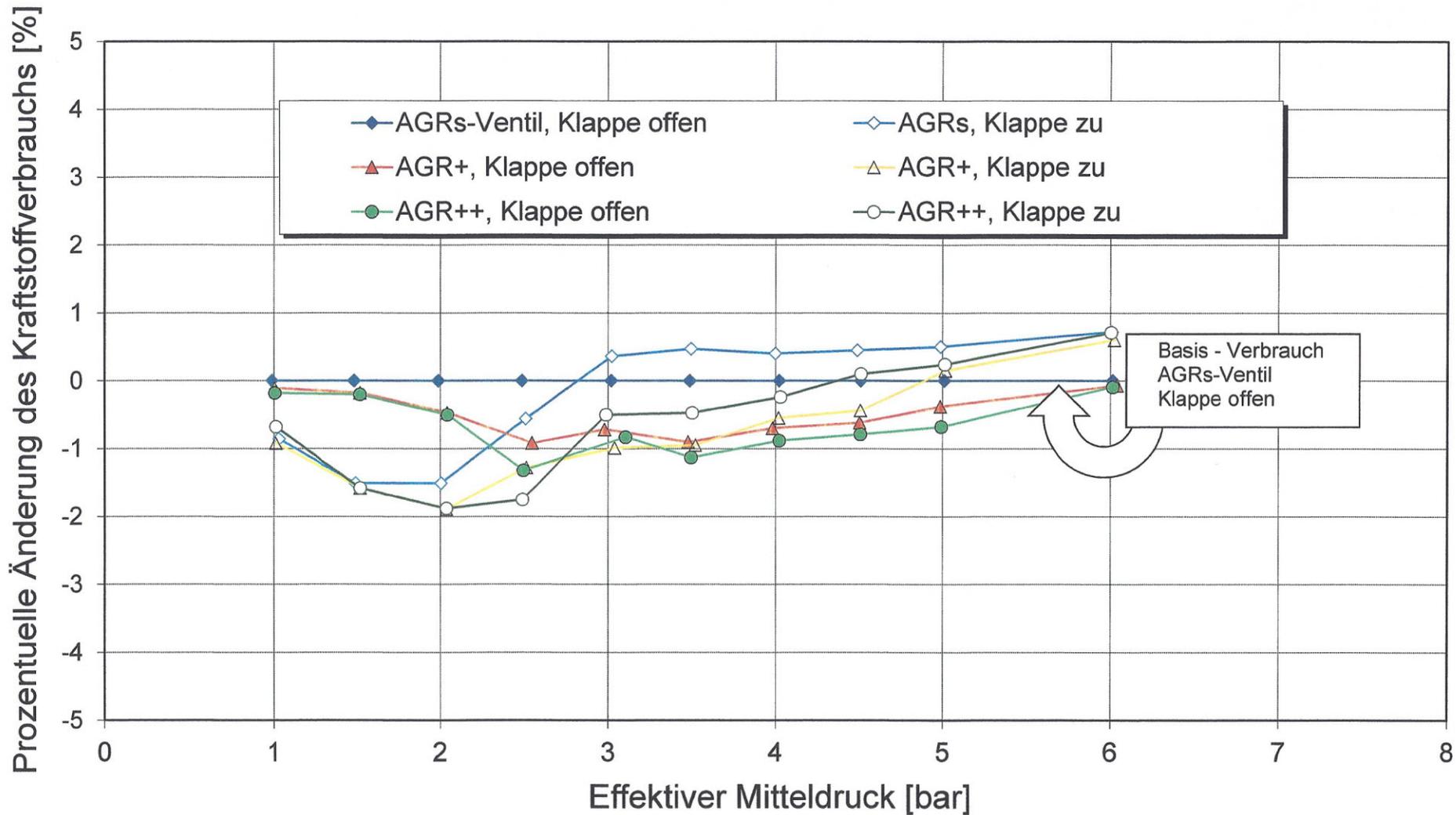
Bild 42

B 2808



AGR-Rate und COV_{pmi} über p_{me} bei verschiedenen Klappenstellungen

n=5000 1/min, ZZP=MBT, λ=1, T_{mot} = 90°C
 AGR maximal, Einspritzende : 415 °KWnZOT

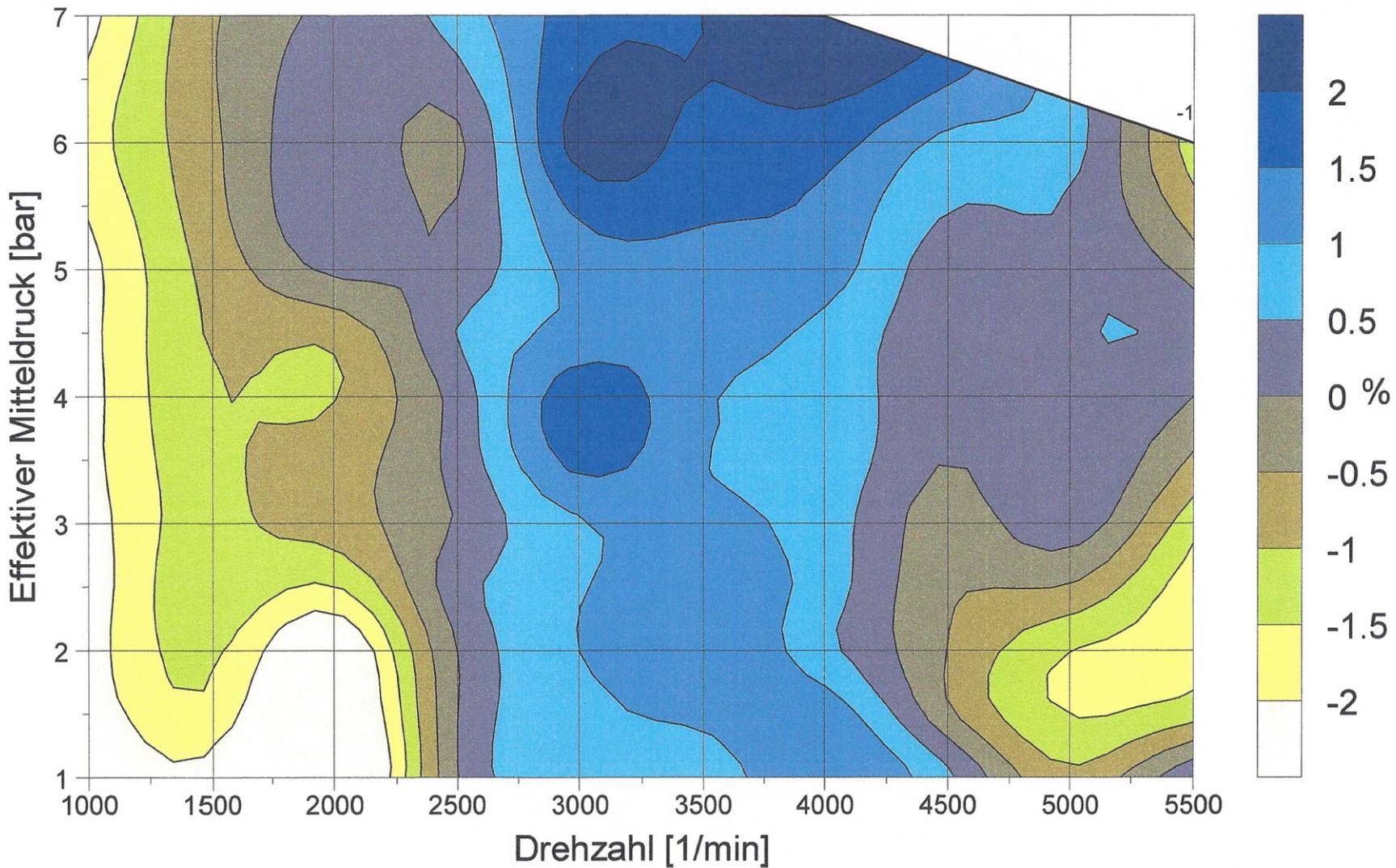


Prozentuelle Änderung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Basis: AGR-Serienventil, Klappe offen

$n=5000$ 1/min, ZZP=MBT, $\lambda=1$, $T_{mot} = 90^\circ\text{C}$, AGR maximal
Einspritzende : 415 °KWnZOT

Bild 44

B 2808



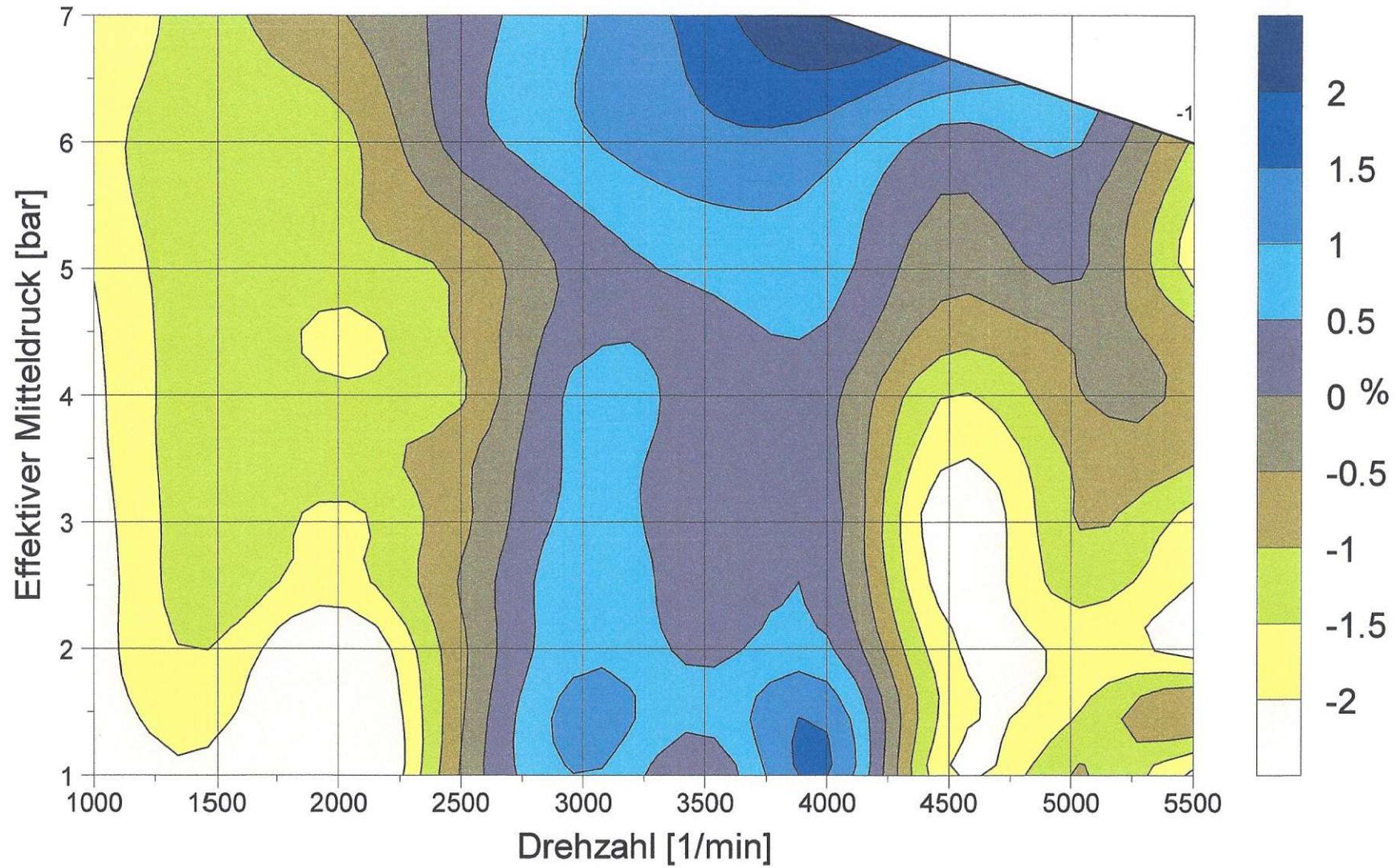
Prozentuelle Änderung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs bei geschlossener Klappe mit dem AGRs-Ventil.

Basis: AGRs-Ventil, Klappe offen

ZZP= MBT, $\lambda = 1$, $T_{mot} = 90^{\circ}\text{C}$, AGR maximal, Einspritzende : 415°KWnZOT

Bild 45

B 2808



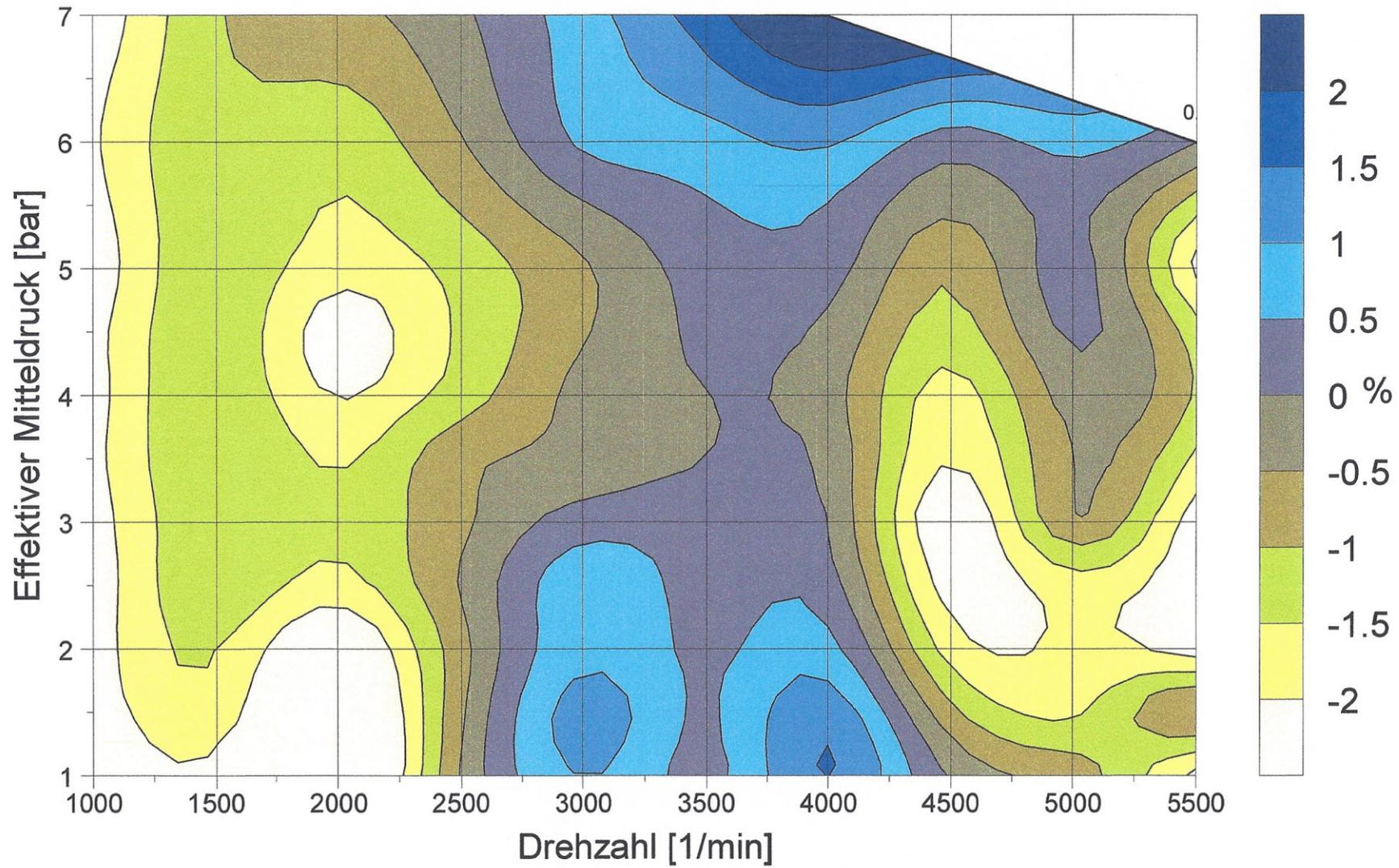
Prozentuelle Änderung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs bei geschlossener Klappe mit dem AGR+Ventil.

Basis: AGRs-Ventil, Klappe offen

ZZP= MBT, $\lambda = 1$, $T_{mot} = 90^\circ\text{C}$, AGR maximal, Einspritzende : 415°KWnZOT

Bild 46

B 2808



Prozentuelle Änderung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs bei geschlossener Klappe mit dem AGR++ Ventil.

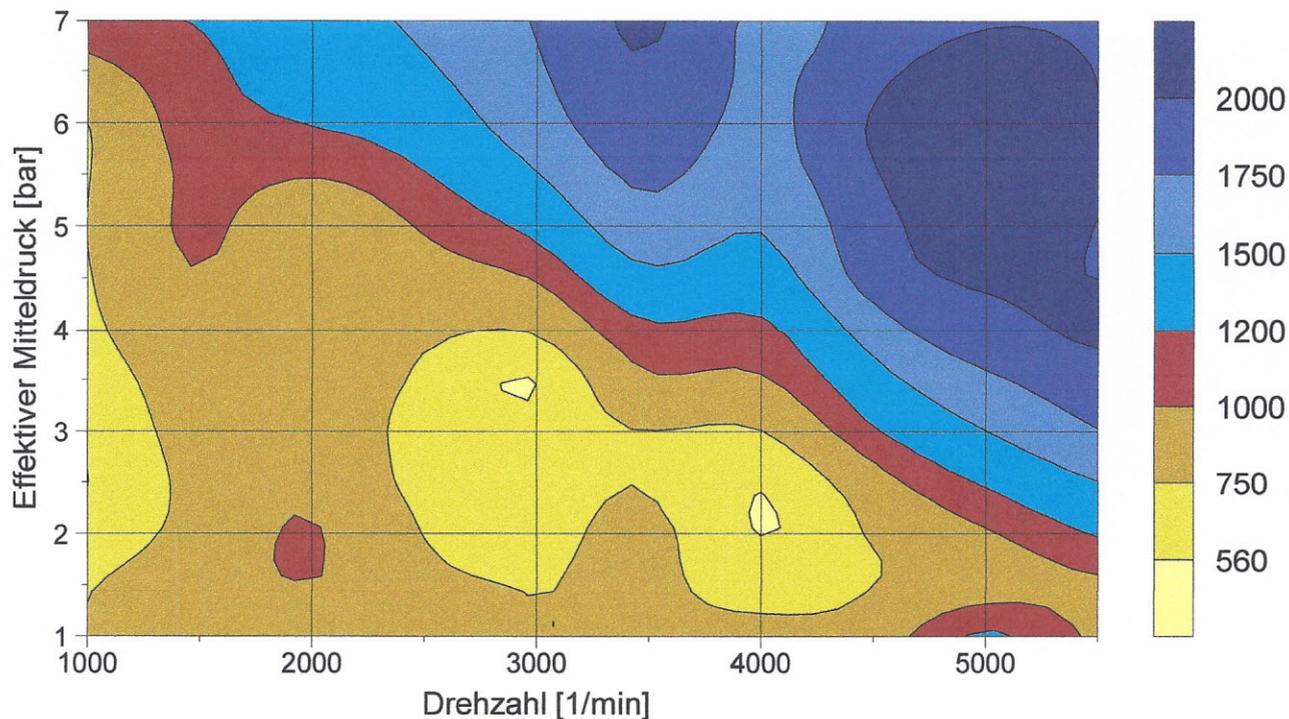
Basis: AGRs-Ventil, Klappe offen

ZZP= MBT, $\lambda = 1$, $T_{mot} = 90^{\circ}\text{C}$, AGR maximal, Einspritzende : 415°KWnZOT

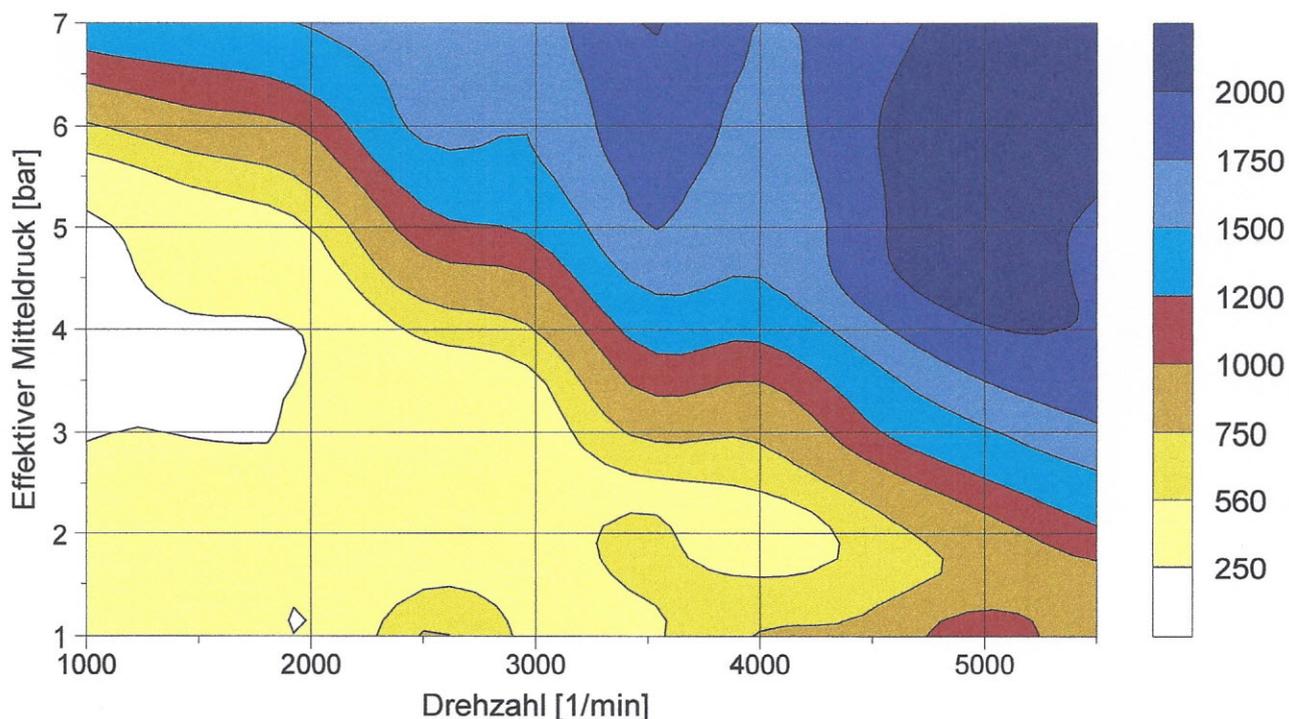
Bild 47

B 2808

Klappe offen



Klappe geschlossen



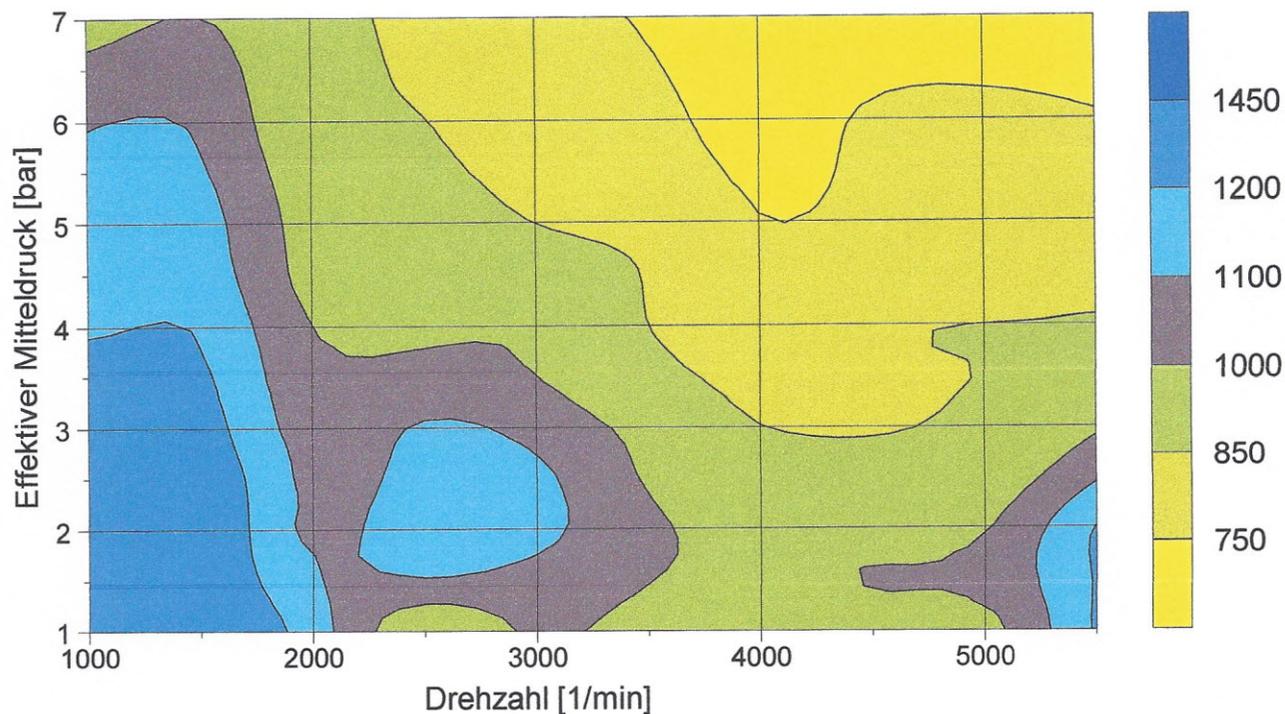
NO_x- Konzentrationen im Rohabgas bei offener und geschlossener Klappe, abhängig von Drehzahl und Last

AGRs-Ventil, ZZP= MBT, $\lambda = 1$, $T_{mot} = 90^{\circ}\text{C}$, AGR maximal
Einspritzende : 415°KWnZOT

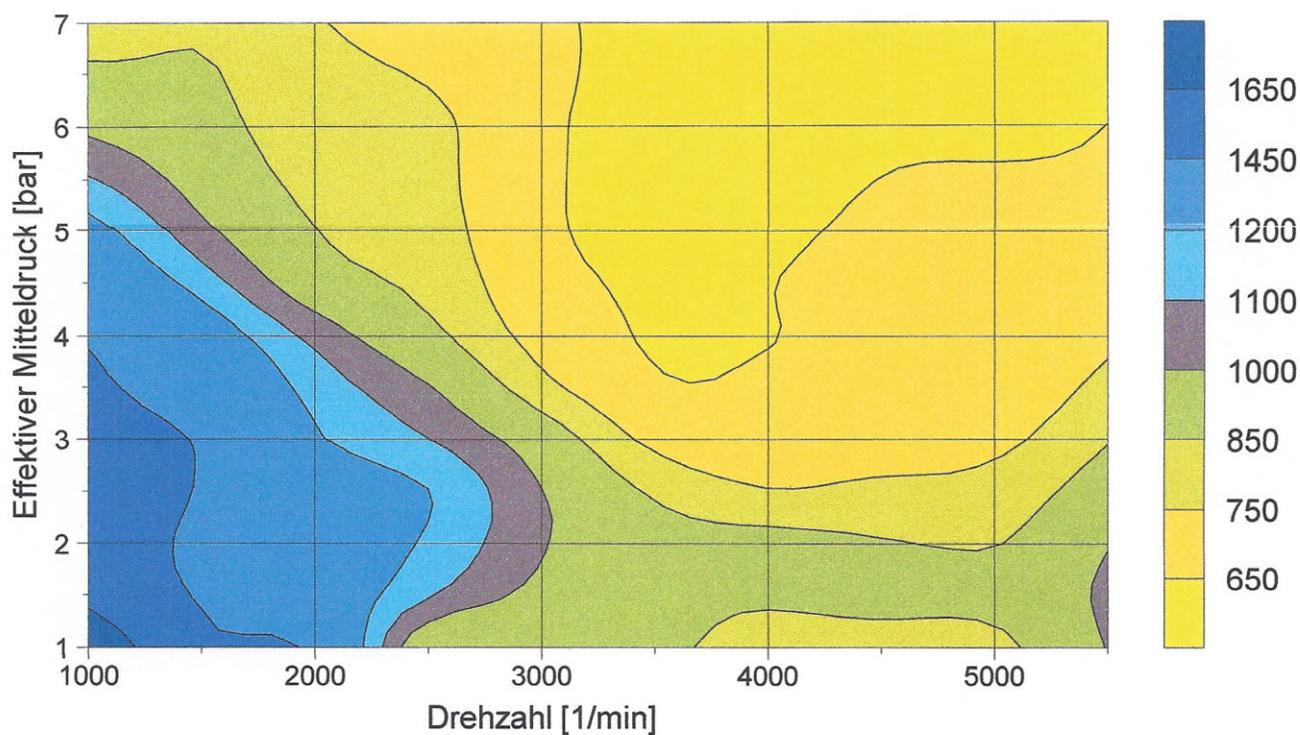
Bild 48

B 2808

Klappe offen



Klappe geschlossen



HC- Konzentration im Rohabgas bei offener und geschlossener Klappe, abhängig von Drehzahl und Last

AGRs-Ventil, ZZP= MBT, $\lambda = 1$, $T_{mot} = 90^{\circ}C$, AGR maximal
Einspritzende : 415°KWnZOT

Bild 49

B 2808