

Modelle für die Echtzeitsimulation von Ottomotoren

Prof. Dr.-Ing. Victor Gheorghiu, HAW Hamburg, Dept. Maschinenbau und Produktion

Haus der Technik, Essen, 1996

1. Einleitung

Die Modellierung der thermo- und fluiddynamischen Prozesse, die innerhalb von Otto- und Dieselmotoren stattfinden, wurde vor weniger als 10 Jahren nur zur Gewinnung der Off-Line ablaufenden Simulationen eingesetzt. Die ersten modellgestützten Echtzeitanwendungen wurden für den Einsatz in Steuergeräte (SG) bestimmt. Im Fahrzeugbereich hat die ständige Verschärfung der Abgasvorschriften bewirkt, daß die nur auf Kennfeldern basierte Motorsteuerung relativ schnell ins Abseits abgedrängt wurde und echtzeitfähige Modelle gefragt wurden, deren Entwicklung ihrerseits, die Einführung immer stärkerer Echtzeitprozessoren verlangten. Diese Modelle wurden ständig komplexer und deshalb immer schwieriger zu überprüfen. Demzufolge war es notwendig eine Strategie zu entwickeln, die diese neue Aufgabe sicher und effizient erledigen kann: Die Lösung heißt Hardware-in-the-Loop-Simulation [1],[2].

Bei einer Hardware-in-the-Loop (HIL) -Simulation wird z.B. das Motorsteuergerät (MSG), wie im **Bild 1** gezeigt ist, in einer simulierten Umgebung, hier das Gesamtfahrzeug, integriert. Während eines simulierten Fahrversuches kann der Fahrer, z.B. mit Hilfe eines Minicockpits, alle SG-Funktionen prüfen und bewerten. Die Kommunikation zwischen Fahrer, MSG und simulierter Umgebung erfolgt über Schnittstellen. Diese enthalten A/D- bzw. D/A-Wandler, Filter, Verstärker, Komponente für Pegelsignalanpassung, Endstufen, usw.. Da die Signalgenerierung sehr rechenaufwendig ist, werden die Schnittstellen zunehmend diese Aufgabe zugunsten des HIL-Hauptprozessors (-en) übernehmen [3].

Die simulierte Umgebung beinhaltet den Motor, die Kupplung und das Getriebe, den Antriebsstrang, Räder, Bremsen, das Chassis, die Straße, usw.. All diese Komponenten sollen auf eine bestimmte Art und Weise, getrennt oder zusammengefaßt, modelliert werden. Wie im Bild 1 dargestellt ist, beinhaltet das Motormodell zwei Submodelle: Motordrehmomenterzeugung und Motordynamik. Das erste Submodell beschreibt die Energierzeugung: Die chemische Energie des Kraftstoffes wird über die thermische (Wärme) in mechanische Energie umgewandelt. Das zweite Submodell beschreibt das dynamische Verhalten des Motors, wenn er über eine gewisse mechanische Energie verfügt und gegen dem von der Fahrzeugträgheit und den Fahrwiderstände hervorgerufenen Widerstandsmoment durchsetzen muß.

2. Modellierungsarten

Ein Überblick über die Struktur der Submodelle kann aus **Bild 2** gewonnen werden, wenn man die dort aufgelisteten Fragen beantwortet. Natürlich gibt es viele andere Fragen, die gestellt werden können, und somit auch andere Möglichkeiten die Modelle zu charakterisieren.

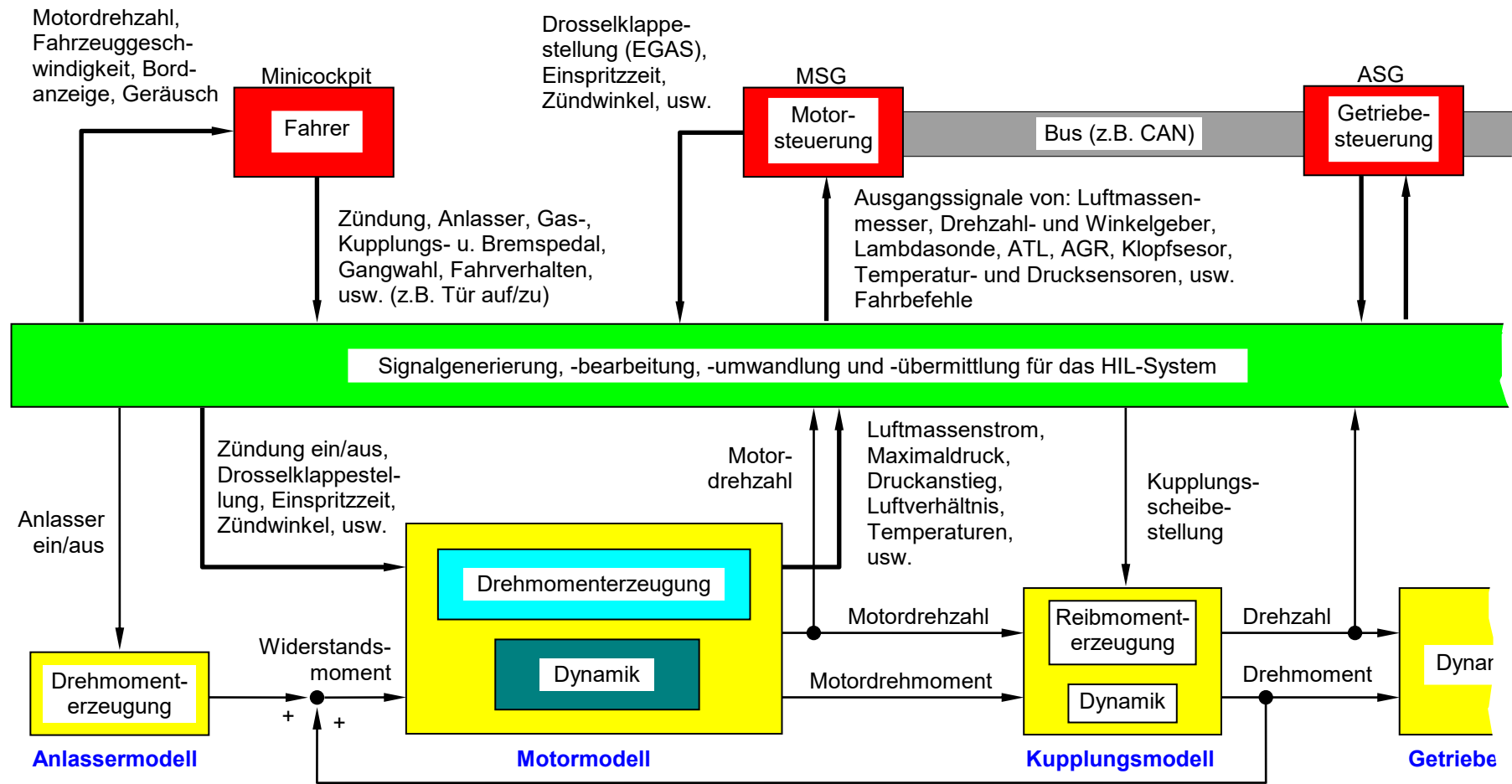


Bild 1. Platzierung des Motormodells innerhalb eines HiL-Systems

Die ersten Motormodelle, wie es auch früher für die MSG-Modelle der Fall war, basierten auf Kennfeldern. Die Submodelle, im Bild 2 als M0 - D0 bezeichnet, weisen keine Dynamik des simulierten Systems (hier des Gesamtfahrzeugs) auf und dienen ausschließlich nur zum Stimulieren des MSG. Somit lassen sich nur sehr einfache Funktionen des MSG überprüfen. Die verbesserte Version D1 des Submodells kann gewonnen werden, wenn für die Dynamik der Motorkurbelwelle mindestens die Drehimpulssatzgleichung berücksichtigt wird. Dadurch bekommt die Simulation realistische Wurzeln, und das dynamische Verhalten des simulierten Motors gewinnt an Genauigkeit und Glaubwürdigkeit: Es wird somit ein physikalisches Modell realisiert.

Um das reale dynamische Verhalten des Motormomentes in etwa zu beschreiben, muß man vom Submodell M0 auf M1 ansteigen. Dieser Modellierungsanstieg ist viel komplizierter als der von D0 auf D1. Die Schwierigkeit besteht einerseits in der großen Anzahl der zur Momenterzeugung beteiligten Vorgänge, und zweitens in deren Einteilung: Welche Vorgänge sollten physikalisch modelliert und welche nur durch Kennfelder beschrieben werden? Die Antwort bei dieser Frage verlangt viel Erfahrung, und deshalb wird hier das Thema unten detailliert diskutiert. Man muß nun noch erwähnen, daß bei der Auswahl der physikalisch zu modellierenden Vorgänge noch berücksichtigt werden muß, daß die resultierende Simulation so gut wie möglich das dynamische Verhalten des realen Motors wiedergeben soll.

Der erste Schritt, der auch als ein günstiger Kompromiß zwischen den physikalischen Gegebenheiten und dem Rechenaufwand bezeichnet werden kann, ist das Mittelwert-Modell (MWM), das auf englisch unter dem Name „mean value model“ sehr bekannt ist [4]. Ein MWM wird dadurch definiert, daß das simulierte System sich wie eine Phase verhält, und die dem System zugehörigen Zustandsgrößen (ZG) nur zeitlich, und zwar mit einer bestimmten Zeitauflösung, veränderlich sind. Diese Definition stellt fest, daß die ZG innerhalb der Systemgrenzen zu jeder Zeit homogen sind, wodurch das Systemverhalten als Phase verwirklicht wird. Die übliche Zeitauflösung für das Motor-MWM beträgt die Arbeitsspieldauer (Zykluslänge).

Eine weitere Variante der Motormodellierung wird als M2 - D2 vorgestellt. In diesem Fall werden die zylinderunterschiedlichen Vorgänge ebenfalls mittels MWM simuliert. Als Beispiel für ein M2-Submodell kann man hier unterschiedliche Füllungs- und Entleerungsvorgänge des Zylinders erwähnen, die auch zylinderspezifische Luft-Kraftstoff-Verhältnisse (kurz Luftverhältnisse) hervorrufen. Dadurch werden die zylinderunterschiedlichen Ladungen ebenfalls unterschiedliche Zylinderdrehmomente erzeugen, die in einem D2-Modell einbezogen werden können. Allerdings wird der Rechenaufwand in diesem Fall größer, aber gleichzeitig können auch neue Aspekte des realen Motors simuliert werden.

Wenn man vom simulierten Motor noch winkelspezifische Reaktionen erwartet, muß man ferner die Modellierung verfeinern. Solche M3 - D3 Modelle nähern sich wesentlich stärker denen von Off-Line-Simulationen an. Die Komplexität dieser Modelle und der entsprechende Rechenaufwand werden diesmal sehr groß, aber gleichzeitig wird dadurch die Qualität der Simulation erheblich erhöht. Wenn man über hochleistungsfähige Echtzeitmaschinen verfügt und die Simulation konsequent als Werkzeug einsetzt, lohnt es sich dann auch hochwertige Simulationen durchzuführen, um dadurch ein hochwertiges Verhalten des simulierten Motors zu gewährleisten.

Submodelle für die Motordrehmomenterzeugung				
Modellbenennung	M0	M1	M2	M3
Wurde ein Kennfeld für das Motormoment verwendet ?	Ja	Nein	Nein	Nein
Sind die Zustandsgrößen zeitabhängig ?	Nein	Ja	Ja	Ja
Sind die Zustandsgrößen zylinderunterschiedlich ?	Nein	Nein	Ja	Ja
Sind die Zustandsgrößen winkelabhängig ?	Nein	Nein	Nein	Ja
Ordnung des Submodells	0	≥1	≥1	≥1
Submodelle für die Motordynamik				
Modellbenennung	D0	D1	D2	D3
Wurde die Motordrehzahl vom Fahrer als Wert zugefügt ?	Ja	Nein	Nein	Nein
Ist die Motordrehzahl zeitabhängig ?	Nein	Ja	Ja	Ja
Ist das Motordrehmoment zylinderunterschiedlich ?	Nein	Nein	Ja	Ja
Ist das Motordrehmoment winkelabhängig ?	Nein	Nein	Nein	Ja
Ordnung des Submodells	0	≥1	≥1	≥1

Bild 2. Einige Varianten der Motorsubmodelle

3. Mittelwert-Modelle (MWM) für einen Ottomotor

3.1 Was muß und was muß nicht modelliert werden?

Wie erwähnt, sollte man zuerst für eine HIL-Anwendung entscheiden, welche Motorvorgänge hauptsächlich von Interesse sind, und damit physikalisch simuliert werden müssen, und welche dynamischen Reaktionen (Antworten) vom Modell erwünscht werden.

Wird die HIL-Anwendung für die Überprüfung eines SG, das für die Kupplungs-, Getriebe- oder allgemein Antriebsstrangsteuerung verantwortlich ist, konzipiert, sind sehr wichtige Vorgänge, wie z.B. die dynamische Ausfüllung des Zylinders, zu simulieren. Die Simulation kann in diesem Fall z.B. die realen verzögerten Motormomentenhöhen- und -senkungen bei sprunghaften Öffnen bzw. Schließen der Drosselklappe („Tip-In“ bzw. „Tip-Out“) sehr gut wiedergeben. Im Gegenteil hierzu hat eine Modellierung der Wandfilmablagerung des Kraftstoffes, die z.B. für die Lambda-Regelung sehr wichtig ist, auf das äußerliche Verhalten des Motordrehmomentes bei sprunghaften Betätigungen der Drosselklappe einen so geringen Einfluß, daß das SG für die Antriebsstrangsteuerung (ASG) den Unterschied nicht mehr wahrnehmen kann.

3.2 Zylinderfüllungssubmodell = Saugrohrsubmodell

3.2.1 Auswahl der geeigneten Zustandsgröße

Um ein genaues MWM für das Ausfüllen des Zylinders zu erzielen, werden die in Stationärversuchen am Motorprüfstand üblicherweise erfassten Werte, wie Motordrehmoment, Druck und Temperatur in der Umgebung und im Ansaugtrakt, Luft- und Kraftstoffverbrauch usw. über die Drehzahl und Drosselklappenposition, übernommen. Einige von diesen Werten werden als Kennfelder im Modell und andere nur zum Kalibrieren des Modells eingesetzt.

Das Gasvolumen V_S zwischen Drosselklappe (Index „DK“) und Ventilen (Index „V“), also das Gesamtvolumen aller Ansaugrohre (Index „S“), wird als Kontrollraum betrachtet. Die Massenbilanzgleichung für dieses Volumen lautet

$$\frac{d}{dt} m_S = \dot{m}_{DK} - \dot{m}_V \quad (1)$$

wobei hier m die Masse, t die Zeit und \dot{m} der Massenstrom bedeuten.

Der Massenstromwert am Ort der Drosselklappe \dot{m}_{DK} wird üblich am Motor mit einem Luftmassenmesser erfaßt und dem Steuergerät übermittelt. Leider ist dieser Wert für ein HIL-System nicht verfügbar und wird noch, wenn das MSG in einem HIL-System geprüft wird, als Ausgangswert der Simulation benötigt. Der Massenstrom am Ort der Ventile \dot{m}_V beschreibt die Zylinderfüllung und somit hauptsächlich, neben dem effektiven Wirkungsgrad und dem Luftverhältnis, die Momenterzeugung. Er ist im Instationärbetrieb des Motors praktisch unerfaßbar.

Durch Modellierung müssen genaue Informationen über diese zwei Massenströme gewonnen werden. Um dies zu erzielen, gibt es zwei Möglichkeiten: Erstens wäre die bekannte und gleichzeitig sehr aufwendige Ladungswechselberechnung, z.B. mit Hilfe des PROMO-Programmpaketes, zu erwähnen, die oben als M3-Modell benannt und bisher nur für die Off-Line-Simulation eingesetzt wurde. Zweitens können aber auch sehr wertvolle Aussagen über diese Vorgänge mit Hilfe von einfachen MWM, oben als M1- bzw. M2-Modell benannt, gewonnen werden, wenn die treffenden Annahmen richtig ausgewählt sind.

Nach dem Dividieren in Gl. (1) durch V_S kann man schon erkennen, daß die Dichte im Ansaugrohr am besten den dort ablaufenden instationären Prozeß beschreibt

$$\boxed{\frac{d}{dt} \rho_S = \frac{\dot{m}_{DK} - \dot{m}_V}{V_S}} \quad (2)$$

Eine andere Möglichkeit besteht darin, den Saugdruck statt der Saugdichte als Haupt-ZG zu wählen. In diesem Fall sollte auch der Saugtemperaturverlauf mitberücksichtigt werden, um eine entsprechende Genauigkeit zu erzielen. An dieser Stelle muß man noch erwähnen, daß die Abhängigkeit der Saugtemperatur von der Drosselklappenposition im Gegenteil zum Saugdruck oder zur Saugdichte viel geringer ist. Wie bekannt, sollte die stationäre adiabate Drosselung eines idealen Gases keine Temperaturänderung verursachen. Im Falle eines realen Gases (hier die Luft) ist jedoch eine Temperaturänderung (hier Abkühlung) insbesondere bei sehr starker Drosselung zu verzeichnen (Joule-Thomson-Effekt). Gleichzeitig wird die Luftmasse im Saugrohr durch Wärmeübertragung von den Rohrwänden erwärmt. Diese zwei entgegen ablaufenden thermodynamischen Vorgänge können den Eindruck vermitteln, daß die Drosselung der Ansaugluft nahezu isotherm erfolgt und somit $p/\rho \cong \text{const}$ ist. Dadurch wird es ermöglicht, den Saugdruck statt der Saugdichte überall einzusetzen. Die geschätzt verursachte Ungenauigkeit liegt im $\pm 10\%$ Bereich. Die Annahme einer adiabaten Strömung durch die Drosselstelle zur Bestimmung der Saugrohrtemperatur ist noch ungenauer, und ihrer Einsatz ist standard in der Literatur [4], [5], [6], [7]. Wegen dieser Ungenauigkeit werden diese Wege weiterhin nicht verfolgt.

3.2.2 Stationärmotorbetrieb

Im Stationärbetrieb des Motors (konstante Last und Drehzahl) sind die beiden Massenströme gleich, deshalb ändert sich die im Ansaugrohr befindliche Gasmasse zeitlich nicht. Man kann in diesem Fall für den stationär (Index „st“) angesaugten Gasmassenstrom $\dot{m}_{a_{st}}$ schreiben

$$\boxed{\dot{m}_{a_{st}} = \dot{m}_{DK} = \dot{m}_V} \quad (3)$$

An dieser Stelle soll noch erwähnt werden, daß auch relative Größen, spricht Luftaufwand $\lambda_{a_{st}}$ bezogen auf den Umgebungszustand (Index „U“), statt absoluter Größen, spricht Massenstrom $\dot{m}_{a_{st}}$, in der Gl. (3) eingesetzt werden können,

$$\lambda_{a_{st}} = \frac{\dot{m}_{a_{st}}}{\dot{m}_{th}} = \frac{\dot{m}_{a_{st}}}{\dot{V}_H \cdot \rho_U} = \frac{\dot{m}_{a_{st}}}{V_H \cdot n_a \cdot \rho_U} = \frac{\dot{m}_{a_{st}}}{V_H \cdot \frac{n}{a_T} \cdot \rho_U} \quad (4)$$

wobei \dot{m}_{th} der theoretisch (ideal) im Motor angesaugte Massenstrom, \dot{V}_H der theoretisch im Motor angesaugte Volumenstrom, n_a die Anzahl der pro Zeiteinheit ablaufenden Arbeitsspiele und a_T die Taktzahl ($a_T = 2$ für Vier- bzw. $a_T = 1$ für Zweitakter) bedeuten.

Für die jetzige Modelldarstellung werden sowohl absolute als auch relative Größen verwendet. Nun werden die im Motorstationärbetrieb gewonnenen experimentellen Meßergebnisse ausgewertet. Folgende Abhängigkeiten von Drosselklappenwinkel β_{DK} und Motordrehzahl n können für den angesaugten Massenstrom und die relative Saugrohrdichte $\rho_{S_{st}}^*$ (kurz Saugdichte) resultieren (s. **Bilder 3*** und **4**):

$$\dot{m}_{a_{st}} = \dot{m}_{a_{st}}(\beta_{DK}, n), \quad \rho_{S_{st}}^* = \rho_{S_{st}}^*(\beta_{DK}, n) \quad (5)$$

wobei

$$\rho_{S_{st}} = \frac{p_{S_{st}}}{R \cdot T_{S_{st}}}, \quad \rho_{S_{st}}^* = \frac{p_{S_{st}}}{\rho_U} \quad (6)$$

und R die Gaskonstante und $T_{S_{st}}$ die absolute Saugtemperatur bedeuten.

Aus Beziehungen (5) ergeben sich nach entsprechenden Bearbeitungen folgende Zusammenhänge für den angesaugten Massenstrom während des Stationärbetriebs des Motors

$$\dot{m}_{a_{st}} = \dot{m}_{a_{st}}(\rho_{S_{st}}^*) \Big|_{n=\text{const}}, \quad \dot{m}_{a_{st}} = \dot{m}_{a_{st}}(\rho_{S_{st}}^*) \Big|_{\beta_{DK}=\text{const}} \quad (7)$$

In diesen neuen Beziehungen wurden die Einflüsse des Drosselklappenwinkels bzw. der Motordrehzahl zugunsten der Ansaugdichte weggestrichen. Die resultierenden ungeglätteten Kurven sind in den **Bildern 5** und **6** dargestellt.

* Die in den Bildern 3 bis 6 dargestellten Meßergebnisse entsprechen einem 2 Liter Ottomotor der Firma Opel AG.

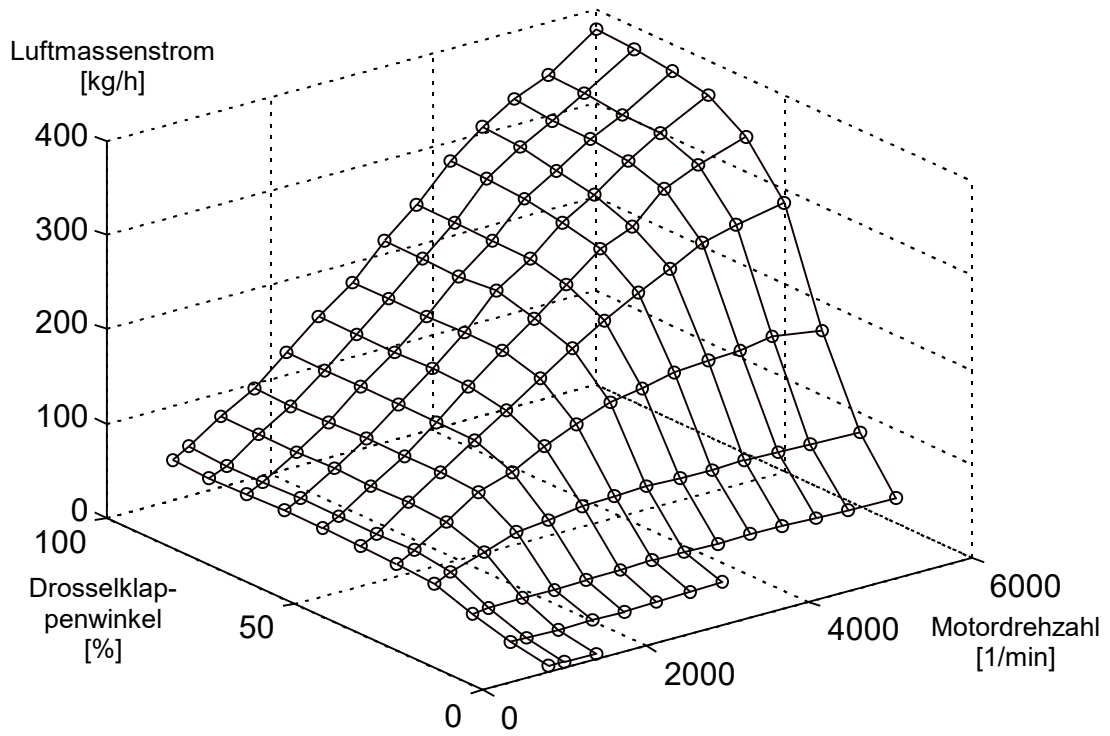


Bild 3. Kennfeld des angesaugten Luftmassenstroms

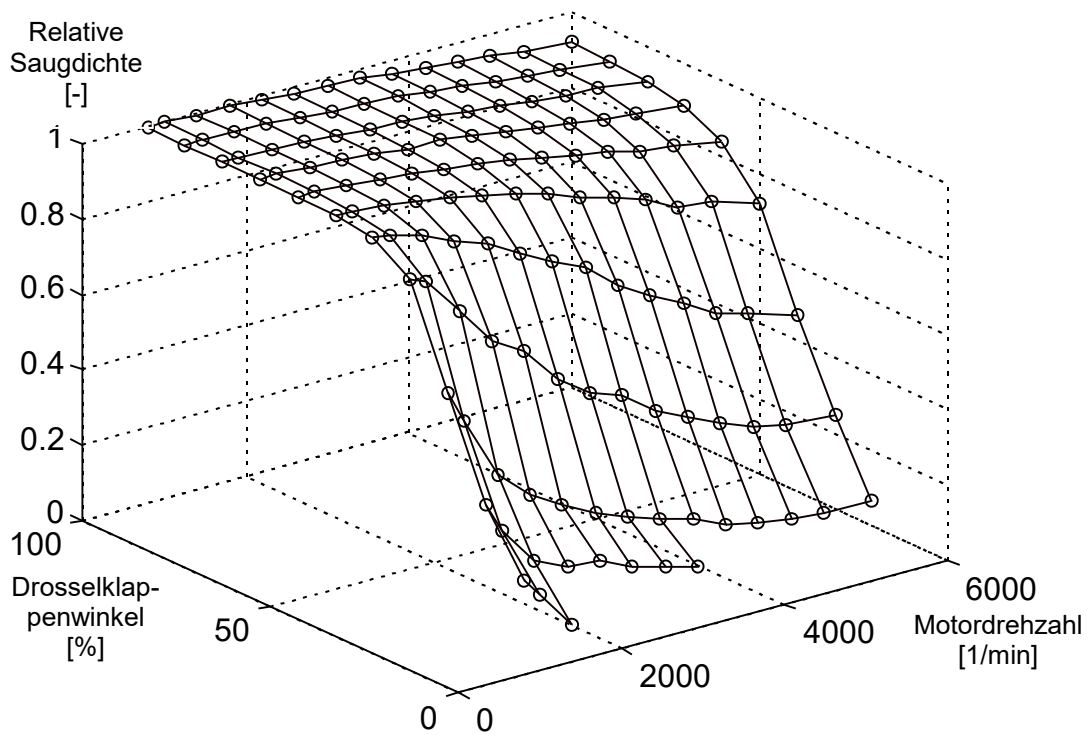


Bild 4. Kennfeld der relativen Saugrohrdichte

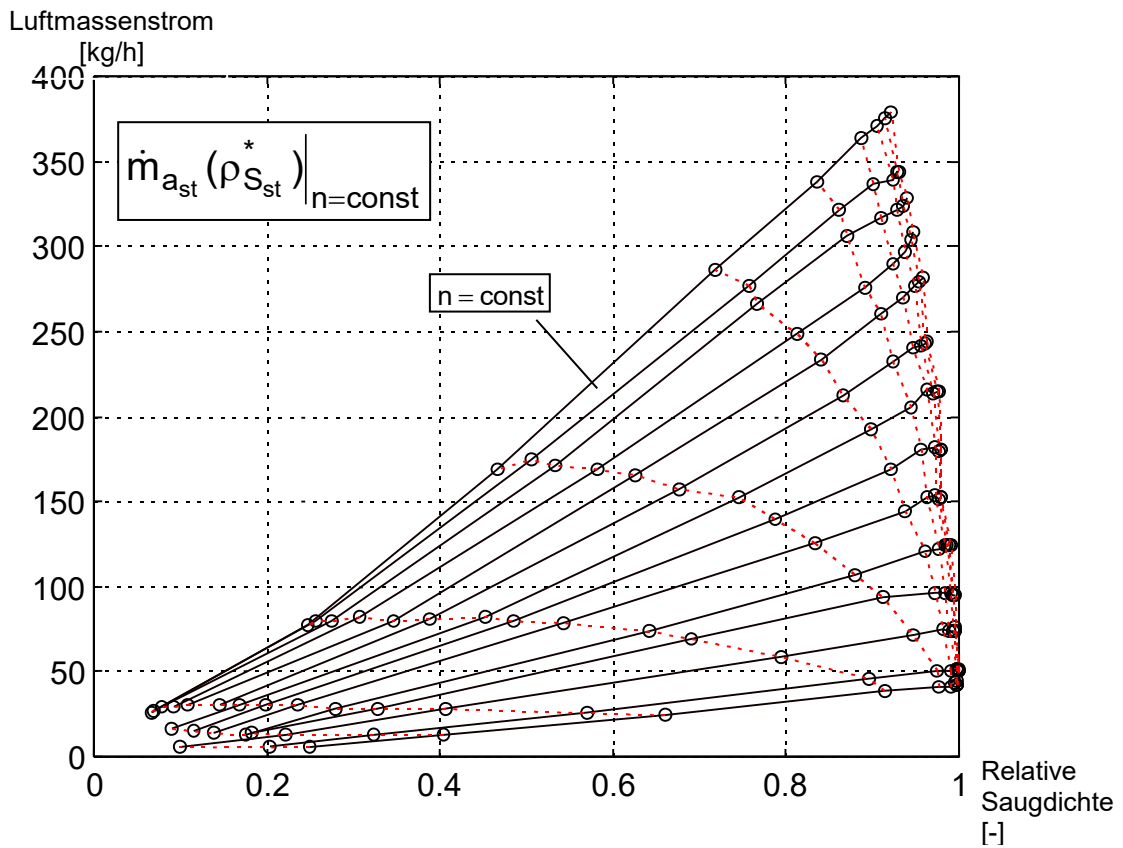


Bild 5. Massenstromabhängigkeit von Saugdichte und Drehzahl

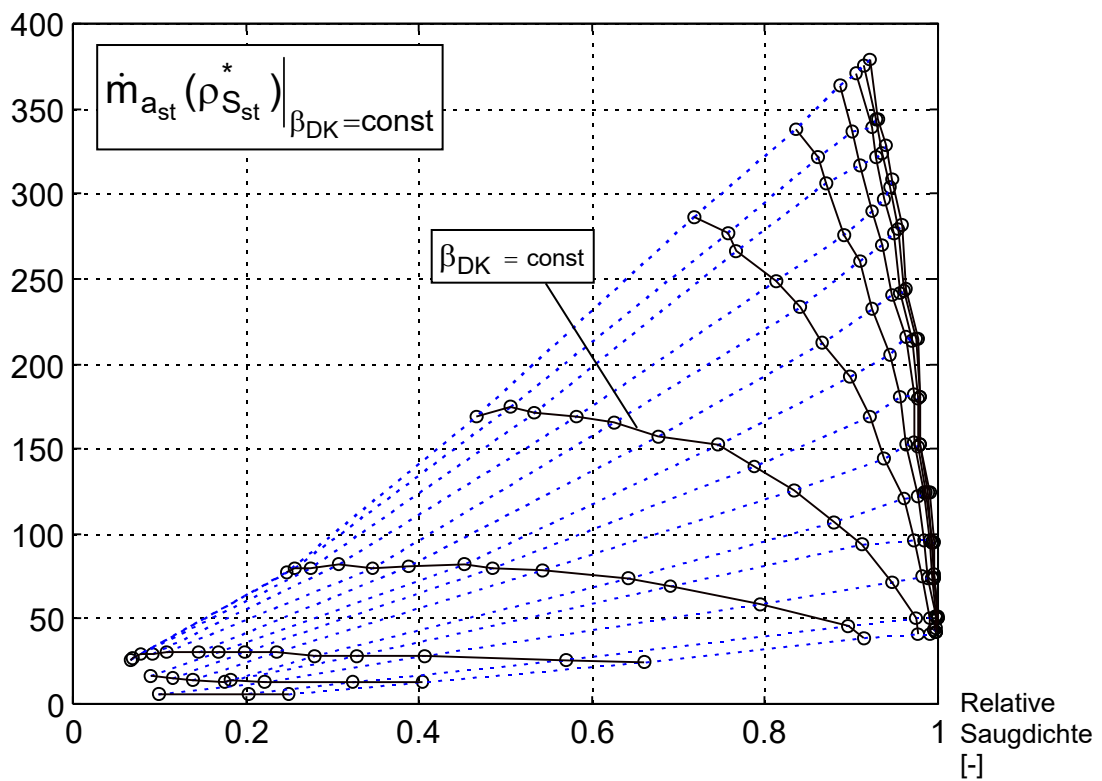


Bild 6. Massenstromabhängigkeit von Saugdichte und β_{DK}

3.2.3 Instationärmotorbetrieb

Im Gegenteil zum Stationärbetrieb, sind die Massenströme, während eines instationären Motorverhaltens, am Ort der Drosselklappe und der Ventile unterschiedlich. Nun wird das Volumen V_S schwankend mit Luft gefüllt (mehr oder weniger als in den entsprechenden Stationärbetriebspunkten), somit gilt für den Zusammenhang der Massenströme

$$\dot{m}_{DK} \neq (\dot{m}_V = \dot{m}_a) \quad (8)$$

d.h., der instationär angesaugte Massenstrom \dot{m}_a , der in den Zylinder gelangt, ist nur dem Massenstrom \dot{m}_V , der durch die Ventile im Zylinder hineinströmt, gleich.

Um den Massenstrom am Ort der Ventile im Instationärmotorbetrieb ermitteln zu können, muß er von seiner Drosselklappenabhängigkeit befreit werden, d.h., weil er nicht mehr gleich dem \dot{m}_{DK} ist, hängt er auch nicht mehr direkt vom Drosselklappenwinkel β_{DK} ab. Zwei ZG, nämlich die Saugdichte und Motordrehzahl, bestimmen hauptsächlich den Wert vom \dot{m}_V zu

$$\dot{m}_V = \dot{m}_{a_{st}}(\rho_S^*) \Big|_{n=\text{const}} \quad (9)$$

Ähnliche Überlegungen können für den Massenstrom am Ort der Drosselklappe durchgeführt werden. Im Instationärmotorbetrieb ist jedoch \dot{m}_{DK} nicht mehr direkt von Motordrehzahl (spricht von der Frequenz, mit der der Motor seinem Hubraum ausfüllt) sondern vom Drosselklappenwinkel und Saugrohrzustand (hier Saugdichte) abhängig, somit ergibt sich

$$\dot{m}_{DK} = \dot{m}_{a_{st}}(\rho_S^*) \Big|_{\beta_{DK}=\text{const}} \quad (10)$$

Nun werden die Massenströme in die Massenbilanzgleichung eingesetzt

$$\frac{d}{dt} \rho_S^* = \frac{1}{V_S \cdot \rho_U} \cdot \left(\dot{m}_{a_{st}}(\rho_S^*) \Big|_{\beta_{DK}=\text{const}} - \dot{m}_{a_{st}}(\rho_S^*) \Big|_{n=\text{const}} \right) \quad (11)$$

Die Saugdichte ist nun, wie es scheint, die ZG, die dem Ansaugprozeß den instationären Charakter vermittelt.

Die Analyse der obigen Gleichungen zeigt, daß der Instationäranströmungsprozeß nur mit Hilfe von zwei Größen, die am Motorprüfstand im Stationärbetrieb abhängig von Drosselklappenwinkel und Motordrehzahl erfaßt wurden, erfolgen kann. Diese Größen heißen: erstens der angesaugte Massenstrom $\dot{m}_{a_{st}}$ und zweitens die Saugdichte $\rho_{S_{st}}$.

Der Einsatz vom stationär gemessenen Massenstrom $\dot{m}_{a_{st}}$ bzw. Luftaufwand $\lambda_{a_{st}}$, um den Massenstrom am Ort der Ventile \dot{m}_V zu modellieren, wurde ohne große Un-

terschiede von vielen anderen Verfassern schon Anfang der neunzigten Jahre vorgeschlagen [5]. Im Gegensatz zur Gl. (10) haben sich diese Verfasser ständig bemüht, den Massenstromwert am Ort der Drosselklappe \dot{m}_{DK} , durch Berücksichtigung der Geometrie und der Durchfluß- bzw. Strömungsverlustkoeffizienten der Drosselstelle, zu gewinnen [4], [5], [6], [7]. Diese Versuche haben, natürlich wegen der Vielfältigkeit der Konstruktionen dieser Drosselstelle und der Anwesenheit der vom MSG gesteuerten Leerlauf-Bypass-Ventile, nicht sehr gut funktioniert. Die Gl. (10) kann als eine konsequente Betrachtungsweise bezeichnet werden, die die Verwendung von stationären Messungen zum Modellieren des Instationärmotorverhaltens ausdrückt. Dadurch wird nun ermöglicht, die \dot{m}_{DK} -Ermittlung viel genauer als bisher durchzuführen.

Der so entstehende MWM für den Saugrohr eignet sich, wegen des geringeren Rechenaufwandes und der erhöhten Genauigkeit, zum Einsatz sowohl in einer HIL-Anwendung als auch in einer Motorsteuerung.

3.3 Gemischbildungssubmodell

3.3.1 HIL-System eines MSG

Die Hauptausgangssignale eines MSG sind die Einspritzzeit t_E und der Zündwinkel α_Z . Durch das Kraftstoffmodell soll abhängig von der Einspritzdauer und dem im Saugmodell ermittelten angesaugten Massenstrom \dot{m}_V der Wert des im Zylinder eingestellten Luftverhältnisses gewonnen werden.

Wie bekannt, ist während der Einspritzung der Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{Kr} , der proportional mit der Einspritzzeit t_E und Motordrehzahl n ist,

$$\dot{m}_{Kr} = c_E \cdot t_E \cdot n \quad (12)$$

zu einem Teil in der strömenden Luft \dot{m}_{KrL} sehr fein zerstäubt und zum anderen flüssig auf der Saugrohrwand \dot{m}_{KrW} gelagert [4] ... [8]. Dadurch befindet sich auf der Saugrohrwand eine flüssige Kraftstoffmasse m_{KrF} , die ständig durch \dot{m}_{KrW} vergrößert und gleichzeitig durch Verdampfung \dot{m}_{KrD} bzw. Antreiben von der strömenden Luft (somit flüssig angesaugt) \dot{m}_{KrA} reduziert wird [6]. Die Massenbilanz ergibt somit

$$\frac{d}{dt} m_{KrF} = \dot{m}_{KrW} - \dot{m}_{KrD} - \dot{m}_{KrA} \quad (13)$$

Die Proportionalitätskonstante c_E in der Gl. (12) entsteht als

$$c_E = \alpha_{EV} \cdot A_{EV} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_{Kr} \cdot \rho_{Kr}} \cdot \frac{z}{a_T} \quad (14)$$

wobei α_{EV} der Durchflußkoeffizient und A_{EV} die Fläche der Auftrittsöffnung des Einspritzventils, z die Zylinderanzahl, Δp_{Kr} die Druckdifferenz zwischen Kraftstoff in der Einspritzleitung und Luft im Saugkanal und ρ_{Kr} die Kraftstoffdichte bedeuten.

Der Massenstrom \dot{m}_{KrW} entspricht nur einem Anteil x_W des eingespritzten Kraftstoffmassenstroms \dot{m}_{Kr} , somit ergibt sich

$$\boxed{\dot{m}_{KrL} = (1 - x_W) \cdot \dot{m}_{Kr}} \quad \boxed{\dot{m}_{KrW} = x_W \cdot \dot{m}_{Kr}} \quad (15)$$

Der durch Verdampfung der gelagerten Kraftstoffmenge m_{KrF} entstehende Massenstrom \dot{m}_{KrD} kann durch folgende Beziehung ausgedrückt werden

$$\boxed{\dot{m}_{KrD} = \frac{m_{KrF}}{\tau_D}} \quad (16)$$

wobei τ_D die Zeitkonstante des Verdampfungsprozesses bedeutet.

Diese zwei neuen Parameter sind nicht in allen Motorbetriebspunkten konstant. Die Verdampfungskonstante τ_D ist z.B. für einen gegebenen Kraftstoff vom thermodynamischen Saugrohrzustand und von der Wandtemperatur abhängig. Jedoch kann man für die Modellierung dieser Prozesse im Falle einer HIL-Anwendung annehmen, daß diese Parameter in allen Motorbetriebspunkten unverändert bleiben. Die auf der Wand flüssig gelagerte Masse m_{KrF} bleibt nur in einem Stationärmotorbetriebspunkt konstant, somit ergibt sich unter diesen Bedingungen

$$\boxed{\left. \frac{d}{dt} m_{KrF} \right|_{st} = 0} \quad (17)$$

Aus diesem Grunde können leider x_W und τ_D durch stationär durchgeführte Messungen nicht ermittelt werden. Es besteht jedoch die Möglichkeit, sie aus den instationär am Motorprüfstand durchgeführten Messungen zu bestimmen [4], [5], [8]. Als Zahlenwerte kann man für einen Vierzylinder mit sequentieller multipoint Benzineinspritzung z.B. $x_W = 0,6$ und, wenn die Kühlmitteltemperatur 30°C beträgt, $\tau_D = 2,5$ s verwenden [6]. Wenn die Kühlmitteltemperatur größer ist (z.B. 85°C), nimmt natürlich τ_D einen, etwa zehnfach, kleineren Wert an.

Der Term \dot{m}_{KrA} in der Gl. (13) kann, unter den Annahmen der Couette-Flüssigkeitsströmung und der Blasius-Schubspannungsbeziehung zwischen Phasen, ausgedrückt werden

$$\boxed{\dot{m}_{KrA} = \frac{0,00933}{d_S^{4,75} \cdot L_S^2} \cdot \frac{v_S^{0,25} \cdot \dot{m}_V^{1,75}}{\rho_S^{0,75}} \cdot \frac{m_{KrF}^2}{\rho_{Kr} \cdot v_{Kr}}} \quad (18)$$

wobei d_S der Saugrohrdurchmesser im Bereich der Einspritzdüse, L_S der Abstand zwischen Einspritzdüse und Einlaßventil und ν die kinematische Viskosität bedeuten. Alle in Gl. (18) beteiligten Größen sind in SI-Einheiten berücksichtigt. Zu einem in etwa ähnlichen Ausdruck sind auch die Autoren von [6] gekommen. Wenn in der Gl. (18) der Einfluß der Saugtemperaturänderung über die Stoffwerte vernachlässigt wird, ergibt sich für den flüssigen Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{KrA}

$$\dot{m}_{KrA} = x_A \cdot \frac{\dot{m}_V^{1,75}}{\rho_S^{*0,75}} \cdot m_{KrF}^2 \quad (19)$$

wobei die Proportionalitätskonstante x_A zusätzlich den Term $\rho_U^{0,75}$ beinhaltet. Nach dem Einsetzen der Gl. (12), (15), (16) und (19) in (13) ergibt sich schließlich für die Rate der flüssig gelagerten Kraftstoffmasse

$$\frac{d}{dt} m_{KrF} = x_W \cdot c_E \cdot t_E \cdot n - \frac{1}{\tau_D} \cdot m_{KrF} - x_A \cdot \frac{\dot{m}_V^{1,75}}{\rho_S^{*0,75}} \cdot m_{KrF}^2 \quad (20)$$

Nach der Integration der Dgl. (20) ist es möglich den tatsächlich im Zylinder angesaugten Kraftstoffmassenstrom zu ermitteln, der als Summe der, in der strömenden Luft verteilten, aus der flüssig gelagerten Masse verdampften und flüssig im Zylinder angesaugten, Massenströme gebildet wird

$$\dot{m}_{KrV} = \dot{m}_{KrL} + \dot{m}_{KrD} + \dot{m}_{KrA} \quad (21)$$

Das so im Zylinder eingestellte Luftverhältnis lautet

$$\lambda = \frac{\dot{m}_V}{L_{st} \cdot \dot{m}_{KrV}} \quad (22)$$

wobei hier L_{st} der stöchiometrische Luftbedarf des Kraftstoffes bedeutet. Das Luftverhältnis zeigt durch Gl. (22) seine Abhängigkeit von der instationären Luftströmung bzw. instationären Bildung des flüssigen Kraftstofffilms auf der Saugrohrwand und von der vom MSG eingestellte Einspritzzeit. In manchen Fällen wird auch $\Delta p_{Kr} = \text{const}$ vom MSG geregelt.

Als Überprüfung der Modellierungsparameter x_W und τ_D kann man, mittels der Gl. (17) und (20) für den Stationärbetrieb, die flüssig gelagerte Kraftstoffmasse ermitteln. Die Parameter sind richtig ausgewählt, wenn positive Werte für die m_{KrF} aus diesen Gleichungen resultieren und nicht eine obere plausible Grenze, die abhängig von den Motorgegebenheiten und dem -betriebspunkt geschätzt werden kann, überschritten ist.

3.3.2 HIL-System eines ASG

Für ein solches HIL-System, wie schon im Abschnitt 3.1 erwähnt wurde, genügt es nur ein Kennfeld zur Bestimmung des Luftverhältnisses einzusetzen. Das Kennfeld kann die λ -Abhängigkeit, entweder von dem Drosselklappenwinkel und der Motordrehzahl oder besser, von der relativen Saugdichte und Motordrehzahl, darstellen.

$$\boxed{\lambda = \lambda(\beta_{DK}, n)}, \quad \boxed{\lambda = \lambda(\rho_S^*, n)} \quad (23)$$

3.4 Submodell der Hochdruckprozesse

3.4.1 HIL-System eines MSG

Die Effizienz der Verbrennung wird hier einfach durch das Kennfeld des effektiven Wirkungsgrades beschrieben. Dadurch entstehen folgende zwei möglichen Beziehungen, von denen die letzte wegen ihrer Saugdichteabhängigkeit zu empfehlen ist,

$$\boxed{\eta_e = \eta_e(\beta_{DK}, n, \alpha_Z, \lambda)}, \quad \boxed{\eta_e = \eta_e(\rho_S^*, n, \alpha_Z, \lambda)} \quad (24)$$

wobei α_Z der vom MSG eingestellte Zündwinkel bedeutet.

Das effektive Motordrehmoment ergibt sich somit als

$$\boxed{M_{de} = \frac{\eta_e \cdot H_u}{\omega} \cdot \dot{m}_{KRV}} \quad (25)$$

wobei H_u der untere Heizwert des Kraftstoffes und ω die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle bedeuten.

3.4.2 HIL-System eines ASG

Die Beziehungen (24) werden auch hier in einer vereinfachter Form, die die Zündwinkelabhängigkeit nicht mehr berücksichtigt, übernommen

$$\boxed{\eta_e = \eta_e(\beta_{DK}, n_Z)}, \quad \boxed{\eta_e = \eta_e(\rho_S^*, n)} \quad (26)$$

und die Gl. (25) wird entsprechend zur Gl. (23) angepaßt. Somit ergibt sich in diesem Fall für das Motordrehmoment

$$\boxed{M_{de} = \frac{\eta_e \cdot H_u}{\omega} \cdot \frac{\dot{m}_V}{\lambda \cdot L_{st}}} \quad (27)$$

3.5 D1 Submodell für die Motordynamik

Aus dem Drehimpulssatz ergibt sich die Gleichung der Winkelbeschleunigung der Motorkurbelwelle für den Fall der gleitenden Kupplung (Index „g“)

$$\frac{d}{dt} \omega = \frac{M_{de} + M_{Kg}}{J_M} \quad (28)$$

bzw. der haftenden Kupplung (Index „h“)

$$\frac{d}{dt} \omega = \frac{M_{de} + M_{Kh}}{J_M + J_K} \quad (29)$$

wobei M_K das Widerstandsmoment an der Kupplung (meistens negative Größe) und J_M bzw. J_K die Trägheitsmomente des Motors bzw. der Kupplungsscheibe plus der Getriebeeintrittswelle bedeuten.

Für eine vollständige HIL-Simulation, spricht für den Fall des Motorstartes, soll auch das Anlasserdrehmoment (positive Größe) berücksichtigt werden (s. Bild 1).

4. Literaturverzeichnis

- [1] Gheorghiu, V., Schmitz, H., Krohm, H., „Hardware-in-the-Loop-Systeme zur Entwicklung, Anpassung und Überprüfung der elektronischen KFZ-Steuergeräte“, Echtzeit'94, Hamburg, 1994
- [2] Krohm, H., Gheorghiu, V. „Hardware-in-the-Loop Simulation for an Electronic Clutch Management System“, SAE Technical Paper 950420, 1995
- [3] Hanselmann, D., „Signalgenerierung bei der Sensorsimulation“, Haus der Technik, Tagung Nr. E-30-926-056-6, Essen, 1996
- [4] Hendricks, E., Sorenson, S. C. „SI Engine Controls and Mean Value Engine Modelling“, SAE Technical Paper 910258, 1991
- [5] Aquino, C. F., „Transient A/F Control Characteristics of the 5 Liter Central Fuel Injection Engine“, SAE Technical Paper 810494, 1981
- [6] Mattews, R. D., Dongre, S. K., Beaman, J. J. „Intake and ECM Submodel Improvements for Dynamic SI Engine Models: Examination of Tip-In/Tip-Out“, SAE Technical Paper 910074, 1991
- [7] Benninger, N. F., Plapp, G., „Requirements and Performance of Engine Management Systems under Transient Conditions“, SAE Technical Paper 910083, 1991
- [8] Sekozawa T., Takahashi, S., Shioya, M., Ishii, T., Asano, S., „Development of a Highly Accurate Air-Fuel Ratio Control Method Based on Internal State Estimation, SAE Technical Paper 920290, 1992