

Ein Hybrid-Antrieb mit Schwungrad und stufenlosem Getriebe fuer Pkw

Citation for published version (APA):

Graaf, van der, R. (1995). Ein Hybrid-Antrieb mit Schwungrad und stufenlosem Getriebe fuer Pkw. In *Getriebe in Fahrzeugen '95 : Tagung Friedrichshafen, 26-27 April 1995* (pp. 637-655). (VDI-Berichte; Vol. 1175). VDI-Verlag.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1995

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

www.tue.nl/taverne

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

Ein Hybrid-Antrieb mit Schwungrad und stufenlosem Getriebe für Pkw

Ir. R. van der Graaf, Eindhoven

Zusammenfassung:

Ein Hybrid-Antrieb mit Verbrennungsmotor, Glasfaser-Komposit-Schwungrad und stufenlosem mechanischem Getriebe für Frontantrieb in einem Pkw wird beschrieben.

Durch optimale Benützung der Verbrennungsmaschine, regeneratives Bremsen und kurzzeitige Energiespeicherung im Schwungrad werden beträchtliche Einsparungen von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemission bei sehr guten Fahrleistungen erreicht. Zur Realisierung eines weitgespreizten Bereichs des stufenlosen Getriebes wird mittels Umschaltungen dieser Bereich zweimal benützt.

Konstruktionsüberlegungen und Konstruktion werden erläutert. Die Regelphilosophie als auch die hydraulische Betätigung der Komponenten im Antriebsstrang werden beschrieben.

Zum Schluss werden einige Ergebnisse und Erwartungen gegeben.

1. Einführung

Ein besonderes Merkmal unsrer industriellen Wohlstandsgesellschaft ist die noch immer wachsende Massenmotorisierung im Strassenverkehr. Die steigende Anzahl Kraftfahrzeuge verursacht einen grossen Teil des fossilen Kraftstoffverbrauchs und der Luftverschmutzung in unsren Ländern.

In den letzten Jahrzehnten wird weltweit versucht beides zu verringern und abwechselnd wurde auf eines von beiden der Nachdruck gelegt. In dieser Entwicklung werden immer stärkere Anforderungen an Kraftfahrzeugen gestellt, namentlich auf dem Gebiet der Abgasemissionen. Neben den vielen schon getroffenen motortechnischen und fahrzeugtechnischen Massnahmen um diesen Anforderungen zu entsprechen, können auch andere Antriebskonzepte, wie z.B. Hybrid-Antriebe mit der Möglichkeit Energie in dem Antriebsstrang zu akkumulieren, einen wesentlichen Beitrag leisten.

Für einen universal verwendbaren Pkw bietet ein Schwungradspeicher in Kombination mit einem stufenlosen mechanischen Getriebe und einer optimal benutzten Verbrennungskraftmaschine eine gute Perspektive.

2. Zielsetzung

Vor allem in städtischer Umgebung ist die Luftverunreinigung, verursacht durch den Verkehr, beträchtlich. Gerade unter diesen besonderen Fahrumständen arbeitet ein Verbrennungsmotor mit niedrigem mittleren Wirkungsgrad.

Für beide erwähnten Phänomene liegt die Ursache grösstenteils im Teillastbetrieb der Verbrennungsmaschine, die ausgelegt ist für schnelle Beschleunigung und Höchstgeschwindigkeit. Auch die vielen Lastwechsel im Stadtverkehr tragen zur Erhöhung der Abgasemissionen bei. Darüber hinaus wird durch die vielen Bremsmanöver eine grosse Menge Nutzenergie in Wärme umgewandelt und verschwendet.

In den Niederlanden wird etwa 40% des Kraftstoffes im Verkehr in städtischer Umgebung verbraucht.

Es lohnt sich deshalb im Antriebsstrang von Fahrzeugen spezifische Verbesserungen für die genannten Betriebsverhältnisse vorzunehmen. Da die meisten Pkws im Kurz- und Langstreckenverkehr benützt werden, müssen derartige konstruktive Änderungen nicht nur in Stadtautos sondern auch in universal verwendbaren Autos durchgeführt werden können.

Auf Grund dieser Betrachtungen und mit dem Zweck einen wirtschaftlichen und emissionsarmen Antriebsstrang zu entwickeln, werden folgende Ausgangspunkte formuliert:

- die Verbrennungsmaschine soll möglichst viel und möglichst konstant im Bereich des höchsten Wirkungsgrades betrieben werden,
- die Bremsenergie soll zurückgewonnen werden,
- das Fahrzeug soll, sowohl in der Stadt als auch bei Überlandfahrt gute Fahrleistungen haben,
- die hinzugefügte Masse soll gering bleiben.

Auch wird eine niedrige Schallproduktion für alle Antriebselemente gefordert.

3. Konzeptwahl und Konzeptbeschreibung

Unter Berücksichtigung vorgenannter Ausgangspunkte und falls verschiedene, prinzipiell verwendbare Energiespeicher und Energiewandler in Betracht genommen werden, bietet das Schwungrad mit mechanischem stufenlosem Getriebe (CVT, Continuous Variable Transmission) eine ausgezeichnete Lösung [1]. Das Schwungrad eignet sich besonders für kurzzeitliche Energiespeicherung und hohe Leistung (peak-shaving). Eine mechanische Energieumsetzung, wie sie hier stattfindet, hat wenig Verluste, da sich die Energieart nicht ändert und mechanische Energiewandler gute Wirkungsgrade zeigen. Nachteile die bei Verwendung eines Schwungrades gelöst werden müssen, sind die Sicherheitsprobleme des Schwungrades, die verhältnismässig kleine Spreizung des mechanischen CVTs und, da es sich in diesem Fall um eine Verstellgeschwindigkeit handelt, auch die Regelung des CVTs.

Die Anwesenheit bewährter mechanischer CVTs in der holländischen Industrie und die wissenschaftliche Herausforderung dieser Aufgabe spielten auch eine Rolle in der Wahl des Konzeptes.

Wenn ein Schwungrad für Rückgewinnung der Bremsenergie und für Fahrzeugbeschleunigung benützt wird, besteht ein andauernder Austausch kinetischer Energie zwischen Schwungrad und Fahrzeugmasse.

Dies schreibt man, verlustfrei gerechnet, mathematisch:
 $1/2 J_S \omega_S^2 + 1/2 m_F v^2 = \text{konstant} = 1/2 J_S \omega_{\text{max}}^2$

(J_S = Massenträgheitsmoment des Schwungrades,
 ω_S = Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades,
 m_F = Fahrzeugmasse, v = Fahrzeuggeschwindigkeit,
 ω_{max} = maximale Winkelgeschwindigkeit)

Die durch Fahrwiderstände und Verluste in den Triebwerkteilen verbrauchte Energie wird vom Motor bereit gestellt. Im Stadtverkehr ist die mittlere Leistung des Motors sehr niedrig, etwa 7 kW. Auf der Autobahn benötigt man dagegen eine ziemlich hohe Leistung. Die letzte Leistung ist massgebend für die Motorgröße. Wenn der Motor auch im Stadtverkehr nur mit hohem Nutzungsgrad arbeiten soll, dann muss der Motor unter diesen Umständen ab- und zugeschaltet werden. Bei abgeschaltetem

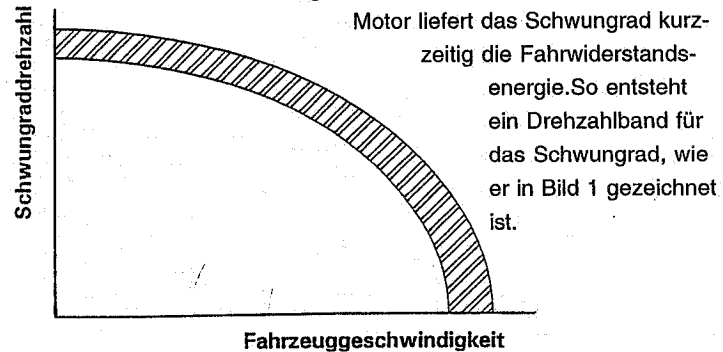


Bild 1: Drehzahlband für das Schwungrad.

Das Schwungrad ist mittels des CVTs mit den Fahrzeugrädern verbunden. Das benützte CVT hat einen Übersetzungsbereich von 5,5, während ein Bereich von ungefähr 20 bis 25 ideal wäre. (12 in Fahrzeuggeschwindigkeit x 2 in Schwungradzahl). Diese Gegebenheiten führen zur Lösung in der der Regelbereich des CVTs zweimal ausgenutzt wird, ein sogenanntes i^2 -Getriebe, wie es auch von anderen Autoren vorgeschlagen worden ist [2, 3]. Es folgen also zwei Schaltzustände, ein Niedergeschwindigkeitsbereich und ein Hochgeschwindigkeitsbereich. Unter Verwendung einer Schlupfkupplung zum Anfahren und einer Begrenzung des Schwungradbetriebs auf 120 km/h entsteht ein Antriebskonzept mit Drehzahlen und Geschwindigkeitsbereichen nach Bild 2.

Die Umschaltung vom einen Bereich in den Anderen findet in einem Synchronpunkt statt.

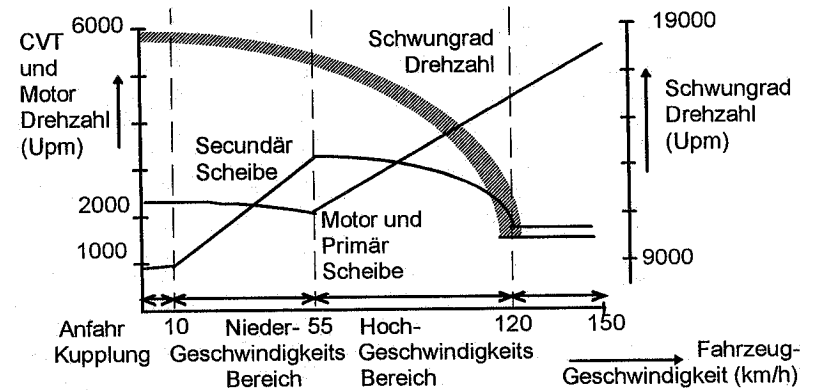


Bild 2: Drehzahl und Hybrid-Fahrzustände.

Es gibt viele Möglichkeiten dieses Konzept konstruktiv zu realisieren. Der in der TU Eindhoven realisierten Antrieb ist schematisch dargestellt in Bild 3. Es sind darin fünf Kupplungen vorgesehen (K₁ bis K₅). Damit können mehrere Fahrzustände geschaltet werden:

	geschlossen	offen
Niedergeschwindigkeitsbereich	(K ₁), K ₃ , K ₅	K ₂ , K ₄
Hochgeschwindigkeitsbereich	(K ₁), K ₂ , K ₄	K ₃ , K ₅
Konventioneller Motorbetrieb	K ₁ , K ₅	K ₂ , K ₃ , K ₄
Laden des Schwungrades	K ₁ , K ₄	K ₂ , K ₃ , K ₅

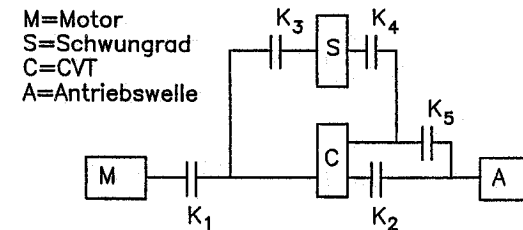


Bild 3: Funktionelles Schema.

In Hybridbetrieb kann die Verbrennungsmaschine mittels Kupplung 1 ab- und zugeschaltet werden. Das Schwungrad kann entweder im Stillstand oder unterwegs bei Bremsmanövern geladen werden. Auch nicht-hybrides Fahren ist möglich, was vor allem Vorteile auf Langstrecken hat. In diesem Fall hat man einen konventionellen Motor-CVT Antrieb ohne Schwungradverluste. Nur die extra Masse muss leider mitgeschleppt werden.

Wichtige Daten des ganzen Antriebsstranges sind:

- * Otto-motor mit Kraftstoffeinspritzung, Maximal-Leistung etwa 50 kW bei 5500 Upm.
- * CVT, Van Doornes Transmissie Typ, Maximal-Drehmoment 125 Nm.
- * Lamellenkupplungen mit Sinterbelag
- * Schwungrad aus Glasfaserkomposit,
- Energieinhalt: 0,72 MJ, Maximal Drehzahl 19.000 Upm.

4. Konstruktion des Getriebes

Nachdem zuerst eine Konstruktion für Hinterradantrieb ausgearbeitet worden war [1], wurde danach eine Frontantriebeinheit konstruiert. Bild 4 zeigt den Aufbau skizzenhaft. Die an das Getriebe angebaute Schwungradeinheit und das integrierte Differentialgetriebe sind deutlich zu erkennen. Bild 5 gibt die Ansicht der angefertigten Gehäuse.

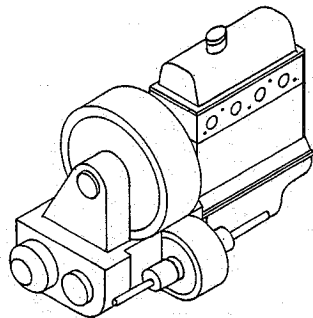


Bild 4: Skizze der Antriebseinheit.

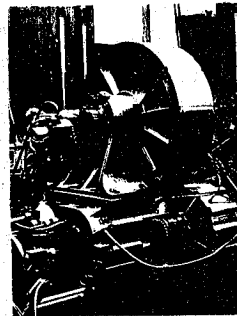


Bild 5: Angefertigte Gehäuse für Schwungrad und Getriebe.

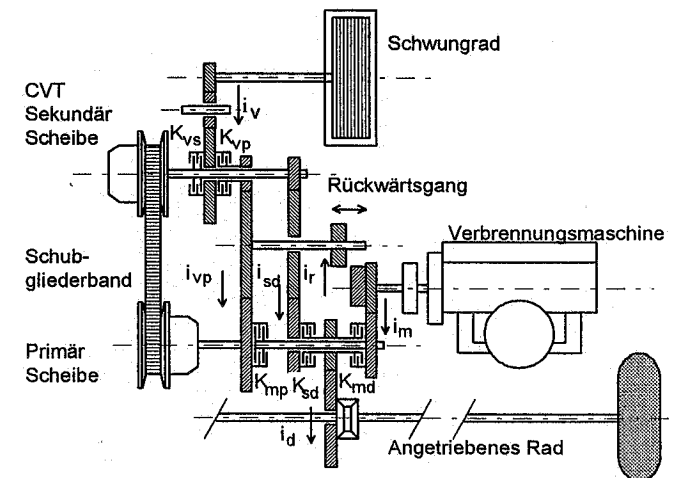


Bild 6: Konstruktionsprinzip des Getriebes.

Die konstruktive Auslegung des Innern des Getriebes ist im Prinzip gegeben in Bild 6. Das CVT ist links an der Aussenseite zu erkennen. Auf der Primärwelle des CVTs sind drei Kupplungen angeordnet: K₁, K₂, K₅, hier bzw. K_{mp}, K_{md} und K_{sd} genannt. Das Schwungrad wird mittels der Kupplungen K_{vs} und K_{vp} (K₄ bzw. K₃) an die Sekundärwelle oder an die Primärwelle gekoppelt. K_{sd} ist als Anfahrkupplung ausgeführt. Eine Zwischenwelle dient dazu die Zahnräder auf der Primär- und Sekundärwelle zu verbinden. Diese Konstruktion ermöglicht die zwei beabsichtigten Betriebsarten für Nieder- und Hochgeschwindigkeit, wie diese in Bild 2 vorgeführt sind. Die zu diesen Fahrzuständen gehörenden Energieflüsse durch das Getriebe sind in Bild 7a und 7b veranschaulicht. Der Frontantrieb erfordert eine sehr kompakte Bauweise. Aus diesem Grund sind einige Kupplungen an eine funktionell etwas andere Stelle gekommen. Hierdurch ist es nicht mehr möglich im Hochgeschwindigkeitsbereich den Motor abzukoppeln, was ein kleiner Nachteil ist.

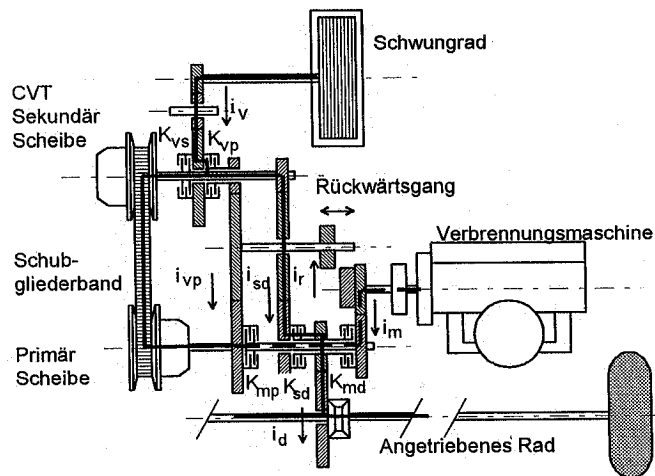


Bild 7a: Energiefluss im Niedergeschwindigkeitsbereich.

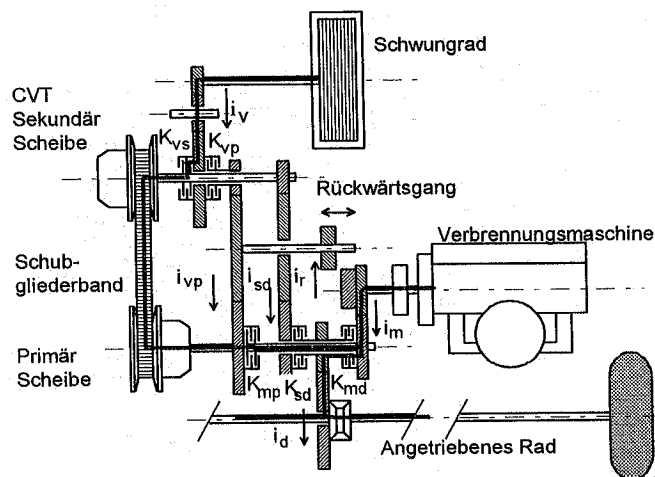


Bild 7b: Energiefluss im Hochgeschwindigkeitsbereich.

Das CVT ist umschaltbar und es muss in beiden Schaltpositionen in zwei Richtungen das maximale Drehmoment durchleiten können. Deshalb wird das CVT, sowohl mechanisch wie auch hydraulisch und regeltechnisch, völlig symmetrisch gebaut. Wegen der integrierten Bauweise sind auch die Scheibenwellen geändert.

Wie vorher erwähnt ist es im Prinzip möglich im Umschaltzeitpunkt synchron zu schalten. Mit der Umschaltung löst und koppelt man zwei grosse Massen: einerseits das Fahrzeug und andererseits das schnell drehende Schwungrad, das an der CVT-Welle ein grosses reduziertes Massenträgheitsmoment hat. Ein Schaltvorgang benötigt immer ein wenig Zeit und das Drehmoment das vom Schubgliederband übertragen wird geht durch Null. Deshalb fällt das Antriebsmoment kurzzeitig zurück auf das Drehmoment des Motors, der am Anfang der Schaltung mit dem Differentialritzel verbunden wird. Unter Umständen, zum Beispiel an einem Gefälle, kann das Fahrzeug während dieses Schaltvorgangs ein wenig verzögern. Schnelle exakte Synchronisierung der Kupplungshälften ist dann nicht immer gewährleistet. Deshalb werden Lamellenkupplungen bevorzugt. Messungen ergaben, dass ein Drehzahlunterschied von 3% bei 4000 Upm ohne Schwierigkeiten von den speziell entwickelten Schwungradkupplungen mit nur einer Lamelle aufgenommen wird. Wegen des gewünschten kleinen Bauvolumens sind Sinterbelaglamellen mit ihrer grossen zulässigen Flächenpressung gewählt.

In der Sekundärwelle des CVTs wurde gleich neben dem Hauptlager einen Drehmomentmesser mit Dehnmessstreifen eingebaut. Dieser Messer wurde ausgerüstet mit eigener Stromerregung. Das Ausgangssignal, ein drehmomentabhängiger Frequenz, wird kontaktlos auf einen Sensor übertragen. Die Drehmomentmessung dient dazu die Stabilität der CVT-Regelung zu gewährleisten. Das vom Schwungrad gelieferte Drehmoment ist der Verstellgeschwindigkeit des CVTs proportional. Diese Gesetzmässigkeit wird beschrieben mit:

$$T_A = i_{CVT} \cdot T_{CVT} = i_{CVT} \cdot i_s \cdot T_S = i_{CVT} \cdot i_s \cdot J_S \cdot \frac{d\omega_S}{dt} =$$

$$= i_{CVT} \cdot i_s \cdot J_S \cdot \frac{d}{dt} (i_s \cdot i_{CVT} \omega_A), \text{ also}$$

$$T_A = i_{CVT} \cdot i_s^2 \cdot J_S \left(\omega_A \frac{d i_{CVT}}{dt} + i_{CVT} \frac{d \omega_A}{dt} \right)$$

(T_A = Antriebsmoment, T_S = Schwungraddrehmoment,
 T_{CVT} = Drehmoment am CVT-Eingang,
 i_{CVT} = CVT-Übersetzung, i_s = Schwungradübersetzung,
 ω_S = Schwungradzahl, ω_A = Antriebswellendrehzahl)

Das letzte Glied zwischen den Klammern ändert sich allmählich, während das erste Glied für die schnellen von der Fahrzeugdynamik geforderten Drehmomentänderungen sorgen muss. Die Übersetzungszahl i_{CVT} kann nur mittels schneller Drehzahlmessungen erfasst werden. In der Praxis sind die Drehzahlen von vielen Störungen überlagert. Weil es deshalb sehr schwierig ist genaue Werte für $\frac{d}{dt} i_{CVT}$ zu finden, wird bis auf weiteres ein

Drehmomentmesser verwendet. Inzwischen wird die Möglichkeit mit Drehzahlmessungen auszukommen weiter untersucht.

Zum Antrieb des Stromerregers und der externen Ölpumpen (Druck- und Schmieröl) ist eine separate Welle vorgesehen. Diese Welle wird über Freiläufe von der Motorwelle oder von der mit dem Schwungrad verbundenen Zwischenwelle, abhängig von welcher am schnellsten dreht, angetrieben. Mit dem Zweck die Reibungsverluste zu erniedrigen wurde das Getriebe mit einem "dry-sump" ausgerüstet.

Die Hydraulik für die Anpressung der Kupplungen und der CVT-Scheiben wird von externen elektrisch gesteuerten Ventilen versorgt. Da der Ölbedarf grossen Schwankungen unterliegt und eine kontinuierlich arbeitende Hochdruckpumpe viel Energie verbrauchen würde, ist im Ölkreis ein Druckbehälter vorgesehen. Wenn der Öldruck im Behälter genügend hoch ist, schaltet die Pumpe auf einen sehr niedrigen Lieferdruck.

Das hydraulische Schema ist in Bild 8 dargestellt.

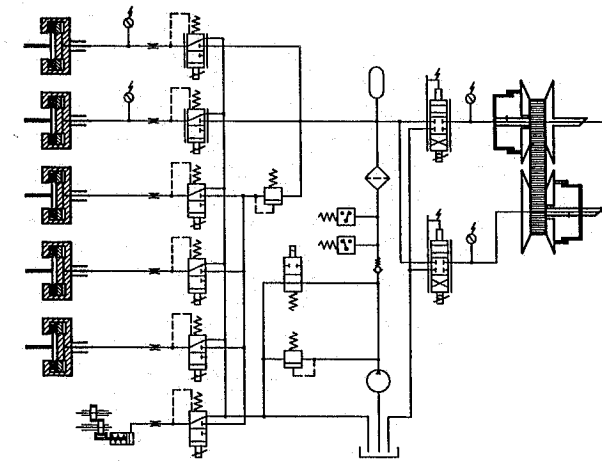


Bild 8: Hydraulische Betätigung des CVTs und der Lamellenkupplungen.

5. Konstruktion der Schwungradeinheit

Der Energieinhalt des Schwungrades wird bestimmt von der Endgeschwindigkeit die in einem Beschleunigungsvorgang erreicht werden soll. Mit dieser Geschwindigkeit für Stadtautobahnen auf 100 km/h und dem Schwungradzahlabfall auf 50% ergibt sich ein benötigter Energieinhalt von 200 Wh.

Schwungrad und Gehäuse sollen leicht, kompakt, "fail-safe" und billig in der Massenproduktion sein. Ein tangential gewickeltes Glasfaserkompositrad kommt diesen Anforderungen nah.

Weitere Daten des Rades sind: Durchmesser 390 mm, Maximaldrehzahl 19000 Upm, Masse 19 kg.

In Bild 9 ist die Zusammensetzung dargestellt. Darin erkennt man die mittels zwei Spindellagern gelagerte Welle mit links der Schwungradnabe und rechts einem Ritzel. Das Ritzel wird durch Zahnräder mit den Lamellenkupplungen auf der sekundären CVT-Welle verbunden. Das Schwungrad befindet sich in einem aluminium Vakuumgehäuse. Unter allen Umständen, z.B. Überbelastung, Lebensdauerbelastung, Unfälle, muss die Sicherheit für Insassen und Umstehenden gewährleistet sein. Wenn die Materialspannungen zu hoch werden

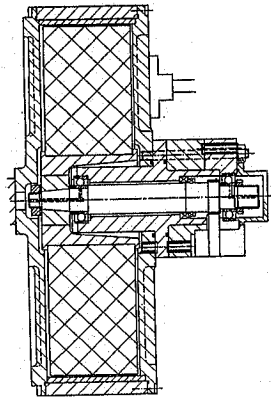


Bild 9:
Durchschnitt durch
Schwungrad und Gehäuse.

entstehen im tangential gewickelten faserverstärkten Kompositrad tangentiale Risse wodurch kreisförmige Teile entstehen können die eine Unwucht verursachen. Beim Anlaufen und Reiben wird Glaswolle geformt. Dieses Versagen ereignet sich also sehr freundlich. Bei einem eventuellen Wellenbruch kann sich das Schwungrad in dem Gehäuse verklemmen. Dagegen ist ein Teflon-verkleideter, stählerner Ring vorgesehen, der im Gehäuse rotieren kann. Dieser Ring kann auch eventuelle Bruchteile zusammenhalten. Darüber hinaus ist das Gehäuse noch genügend stark um diese Funktion zu erfüllen.

Die Reibungsverluste werden dadurch niedrig gehalten, dass ein Vakuum von etwa 5 bis 10 mbar realisiert wird und leicht gespannten Spindellagern mit Fettschmierung verwendet werden. Die an einem früheren Schwungrad gemessenen Verluste sind in den Bildern 10 und 11 eingetragen worden.

6. Regelung und Schaltlogik

Die Regelung dient dazu die Führersignale in ein erwünschtes Drehmoment an den Antriebsrädern zu übersetzen. Dabei müssen Schwungrad, Verbrennungsmotor, Bremsen und Getriebe so betrieben werden, dass die Hauptzwecke, Kraftstoffeinsparung und Emissionsverminderung, erzielt werden, während auch Fahr-sicherheit und gutes Fahrverhalten garantiert werden.

Dafür wurde ein hierarchisches Regelsystem entwickelt, dass in Bild 12 dargestellt ist. Die Führersignale, von Fahrhebel, Gaspedal und Bremspedal, werden in einem Rechner in den gewünschten Fahrbereich und das erforderliche Antriebsmoment umgesetzt. Dann wird auf Grund der Messdaten aus dem Antrieb entschieden auf

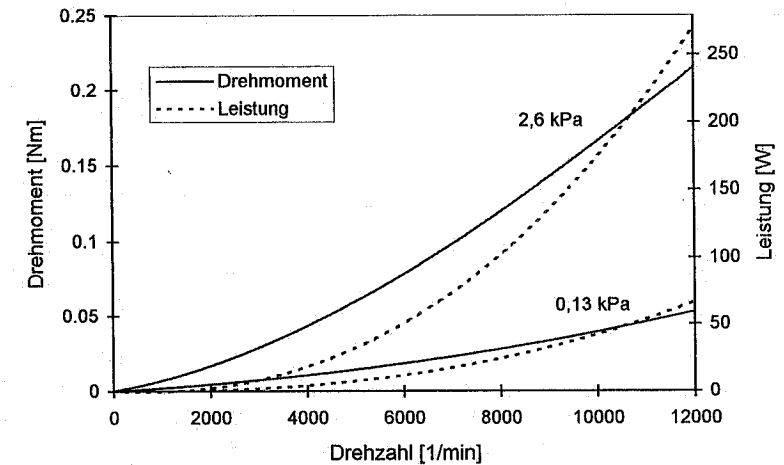


Bild 10: Schwungrad Luftreibungsverluste

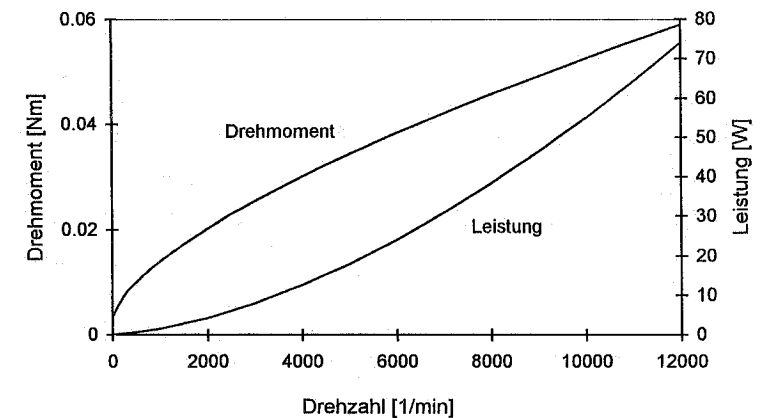


Bild 11: Schwungrad Lagerverluste

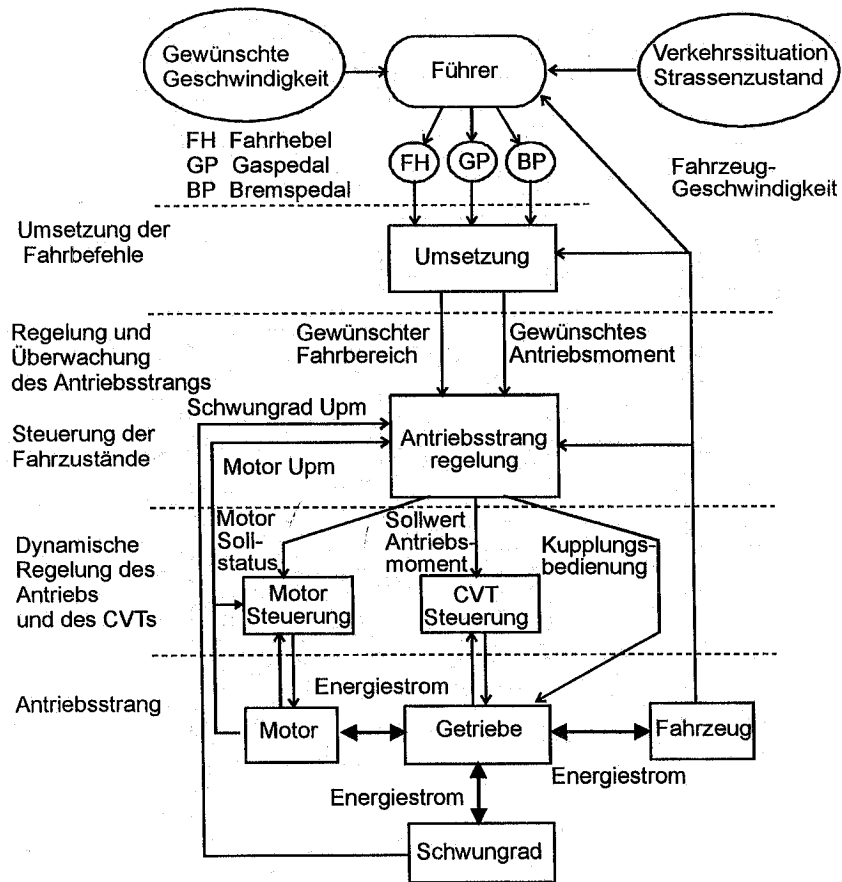


Bild 12: Hierarchisches Regelsystem

welcher Weise die betroffene Leistung geliefert werden soll, entweder von der Verbrennungsmaschine oder vom Schwungrad.

Das Schwungrad soll hierbei in dem in Bild 2 angegebenen Drehzahlband bleiben.

Zum Schluss werden die Komponenten Motor, CVT und Kupplungen angesteuert.

In den drei möglichen Fahrbereichen, Hochgeschwindigkeit, Niedergeschwindigkeit und konventionellen Motor-CVT-Betrieb, werden neun Fahrzustände unterschieden, wie sie in Bild 13 zu erkennen sind. Daneben gibt es noch vier Zustände: Neutral, Laden des Schwungrades in Stillstand, Rückwärts und Sicherheit. Der Letzte bietet bei Schwierigkeiten einen Ausweg. Diese Zustände sind alle in die Software eingetragen worden. Nur die gezeichneten Übergänge sind möglich und diese werden mittels des Schaltens der Kupplungen realisiert. Es ist noch nennenswert, dass im konventionellen Motor-CVT-Betrieb bei hoher Geschwindigkeit der Motor direkt, in einem "Over-drive", an die Ritzelwelle des Differentials gekoppelt werden kann.

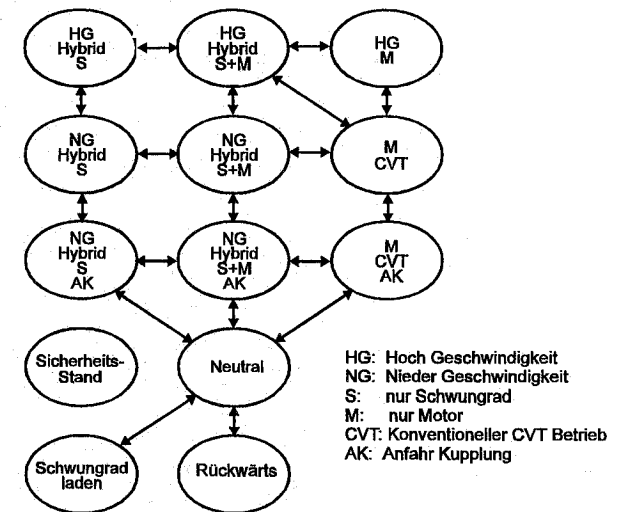


Bild 13: Fahrzustände und Umschaltungen

Die interne CVT-Regelung die die Änderung des Übersetzungsverhältnisses ($\frac{di}{dt}$) regelt, bildet das Herz des ganzen Regelsystems.

Dieser Regler arbeitet in einem Innenkreis der gesamten Regelung. Sie muss dafür sorgen, dass das erforderliche Drehmoment schnell aufgebaut wird ohne den Antriebsstrang in seiner niedrigsten Eigenfrequenz anzuregen. Diese Eigenfrequenz ist wegen des grossen Massenträgheitsmoments des Schwungrades ($i^2_S \cdot J_S$), das dem Antriebsstrang hinzugefügt wurde, auf etwa 3 Hz gesunken. Dieser Regelung werden hohe Anforderungen gestellt. Über die Lösung dieses nichtlinearen Regelproblems wurde von E. Spijker [4] berichtet.

Die Regelung benötigt mehrere Signale aus dem Getriebe, wie Drehzahl der CVT-Scheiben, der Antriebswelle, des Schwungrades und des Motors, Drosselklappenstellung und im Moment noch Drehmoment des CVTs.

7. Ergebnisse und Erwartungen

Die Kraftstoffverbrauchsreduzierung wurde mittels Simulationsberechnungen erfasst. Dazu wurde ein Fahrzeug mit einer Masse von 1300 kg, und 47 kW Leistung mit 5-Gang Getriebe und Kraftstoffabschaltung im Leerlauf verglichen mit demselben Fahrzeug mit dem hier erläuterten Hybrid-Antrieb. Die wichtigsten Einflussfaktoren auf den Verbrauch sind die Schwungradverluste und die Wirkungsgrad des CVTs. Die Erste schwankt mit der Drehzahl und die Letzte hauptsächlich mit der Belastung. Die Resultate für den ECE R15 Europa Zyklus und für den wesentlich schelleren Amerikanischen SAE Metropolitan Zyklus werden in Bild 14 gezeigt. Hieraus geht hervor, dass mit vernünftigem Konstruieren eine Verbesserung von 15 bis 20% zu erreichen ist.

Die erhöhte Fahrleistung im Hybrid-Bereich wird in Bild 15 vorgeführt. Im Gebiet von 50 bis 100 km/h ist die Beschleunigung des Hybrid-Fahrzeugs deutlich bemerkbar. Im unteren Teil wird die Beschleunigung durch das CVT-Drehmoment begrenzt. Die Reduzierung der Schadstoffemissionen sind schwerer einzuschätzen. Immerhin wird die CO₂ Produktion dem Verbrauch

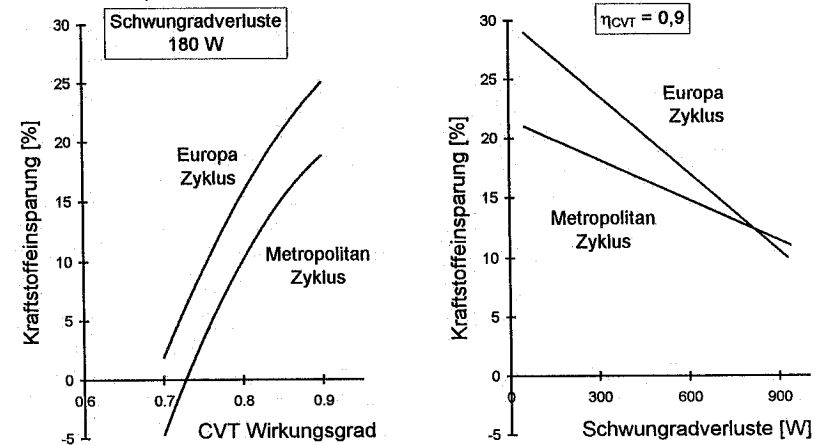


Bild 14: Kraftstoffeinsparungen

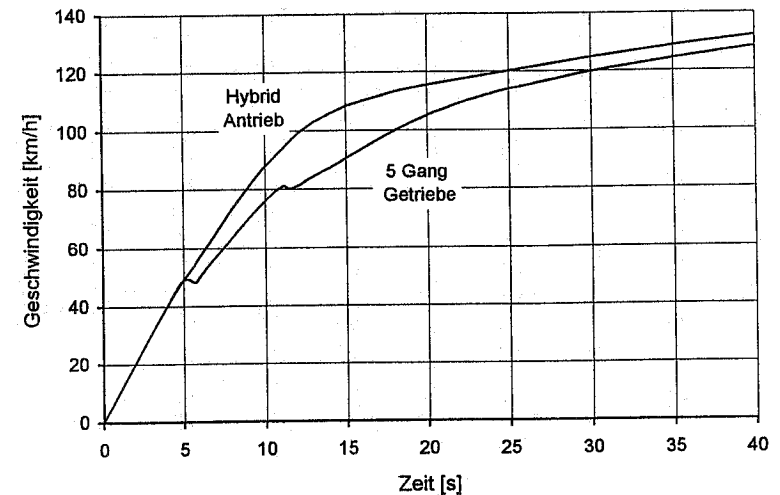


Bild 15: Beschleunigungsvorgang.

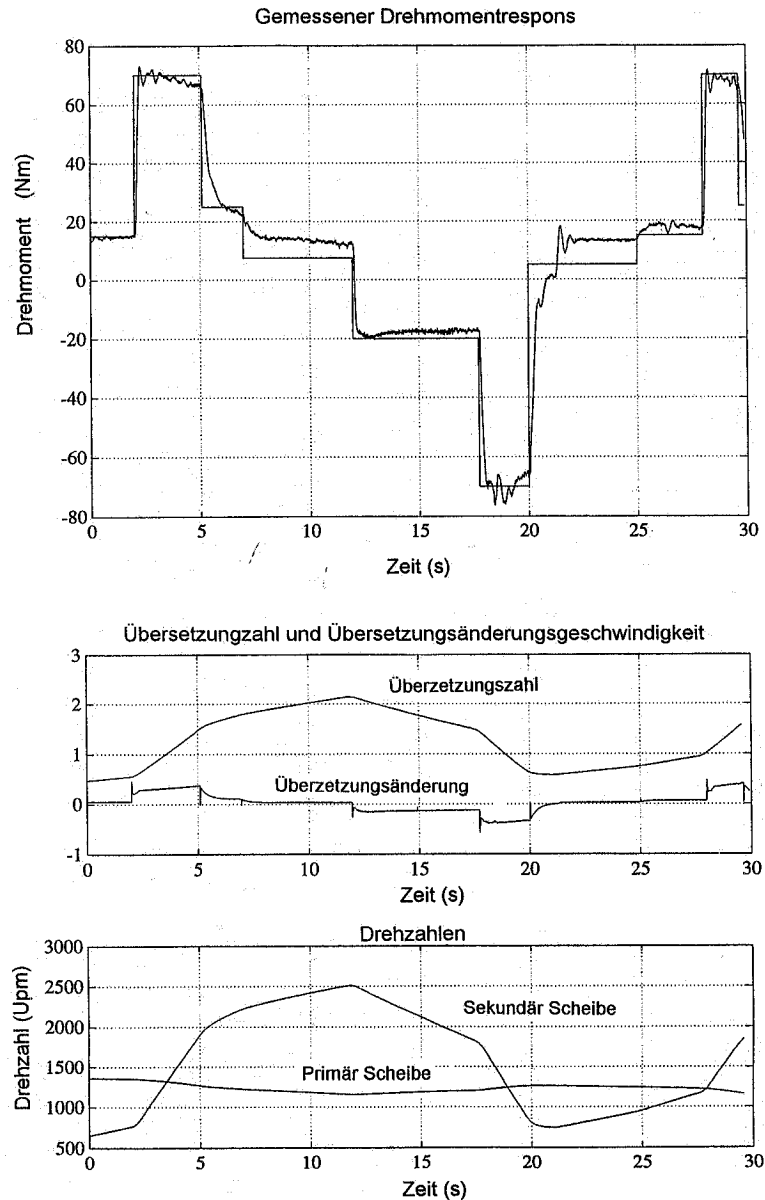


Bild 16: Drehmomentrespons des CVTs

proportional reduziert. Es ist möglich beim Starten und Stoppen des Motors die Einspritzung des Kraftstoffes so zu steuern dass sehr wenig CH und CO produziert werden; siehe zum Beispiel [5]. Unter Verwendung eines Otto-Motors sind wahrscheinlich einige Massnahmen am Katalysator notwendig, damit die Temperatur auch bei diesem Taktbetrieb genügend hoch bleibt . Die NO_x -Emission wird einerseits mit dem Kraftstoffverbrauch sinken, andererseits voraussichtlich mit der Verbrennung mit hohem Nutzungsgrad etwas ansteigen. Experimente mit der entwickelten CVT-Regelung zeigen einen guten Drehmomentrespons, sowohl im Fall einer Beschleunigung wie auch im Fall einer Bremsung; siehe Bild 16.

- [1] R. van der Graaf; An IC Engine-Flywheel Hybrid Drive for Road Vehicles, EAEC-Congress, Strassbourg, 1987.
- [2] N.A. Schilke e.a.; The design of an engine-flywheel hybrid drive system for a passenger car, SAE paper 84 1306.
- [3] B.R. Höhn e.a.; Konzept und Spreizungserweiterung des Stufenlosen Getriebes, Kolloquium Sonderforschungsbericht Nr. 365, T.U. München, 1994.
- [4] E. Spijker; Steering and control of a CVT based hybrid transmission for a passenger car, Dissertation, T.U. Eindhoven, 1994.
- [5] P. Greve e.a.; Der neue VW Golf Ecomatic, ATZ 95 (1993), nr. 9