

Hydrid-Antriebe für Gabelstapler

Dipl.-Ing. Georges Vael

Dr.-Ing. Peter Achten

Innas BV

Breda, Niederlande

gvael@innas.com, pachten@innas.com

Dipl.-Ing. Martin Inderelst

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hubertus Murrenhoff

IFAS, RWTH Aachen, Deutschland

martin.inderelst@ifas.rwth-aachen.de, mh@ifas.rwth-aachen.de

Abstract

Serielle Hybridantriebe sind sowohl elektrisch als auch hydrostatisch umsetzbar. Ihre Übertragungskomponenten müssen dabei jedoch bei hoher Lebensdauer leicht und kostengünstig sein sowie hohe Teillastwirkungsgrade ermöglichen.

Hydraulische Akkumulatoren verfügen zwar über eine geringere Energiedichte als Batterien, dafür haben sie aber eine sehr hohe Leistungsdichte. Sie eignen sich somit ideal für hybride Anwendungen in fahrenden Arbeitsmaschinen. Die variablen hydrostatischen Einheiten, die für einen hydrostatischen Hybridantrieb erforderlich sind, weisen aber in herkömmlicher Bauweise niedrige Wirkungsgrade im Teillastbereich auf und sind recht schwer und teuer.

Neue auf dem „Floating Cup“-Prinzip (FC) basierende hydrostatische Einheiten erfüllen die Anforderungen an Lebensdauer, Kosten und Gewicht und verfügen zudem über hohe Wirkungsgrade im Teillastbereich. Daneben ermöglichen hydrostatische FC-Transformatoren den Antrieb von linearen Lasten aus einer Druckschiene mit angebundenem Akkumulator.

Das Antriebskonzept, das auf diesen FC-Pumpen, -Motoren und -Transformatoren beruht, wird als Hydrid-Antriebskonzept bezeichnet. In diesem Bericht wird es in einer Gabelstapleranwendung vorgestellt und auf simulativer Ebene mit bestehenden Antriebssträngen verglichen. Es wird gezeigt, dass Energieeinsparungen von über 50% erreichbar sind.

Schlüsselwörter: Gabelstapler, Energierückgewinnung, hydrostatisch

1 Einleitung

Hydrostatische Antriebe mit Energierückgewinnung sind nicht neu. Schon in den 80er Jahren des 20. Jahrhunderts – ausgelöst von der Ölkrise der 70er Jahre – wurde ausgiebig nach Möglichkeiten zur Bremsenergieerückgewinnung für Straßenfahrzeuge mit einem ausgeprägten Start-Stopp-Betrieb geforscht. Das „Cumulo“-System von „Volvo Flygmotor“ ist ein gutes Beispiel für ein hydrostatisches System zur Bremsenergieerückgewinnung in Stadtbussen. Dieses System ermöglichte Kraftstoffeinsparungen bis zu 30% für typische Stadtbuszyklen /V1, Hu1/. Dass dieses System sich nicht auf dem Markt durchsetzte, lag an den sinkenden Kraftstoffpreisen.

Im Wesentlichen handelt es sich hier um sekundär geregelte hydrostatische Systeme, deren Anwendung in mobilen Arbeitsmaschinen, nicht nur wegen des Energieeinsparungspotenzials, sondern auch wegen der regelungstechnischen Vorteile an vielen Orten untersucht wurde /M1, Ko1, D1, H1/.

Sekundär geregelte Systeme in mobilen Arbeitsmaschinen haben sich aber – außer in einigen Nischen – nicht durchgesetzt. Ein wesentlicher Grund dafür war, dass lange Zeit keine geeignete Lösung vorhanden war, lineare Achsen mit akzeptablen Verlusten aus einer Druckschiene anzutreiben. Zu diesem Zweck wurden in den 70er Jahren Hydrotransformatoren entwickelt, die aber wegen ihrer Größe, Kosten und Gewicht sowie ihrer relativ niedrigen Wirkungsgrade kaum zum Einsatz kamen.

Mit der Entwicklung des Innas Hydraulischen Transformators (IHT) /A1/ wurde der erste Schritt in Richtung eines kleinen, leichten und kostengünstigen Hydrotransformators mit guten Wirkungsgraden gemacht. Die ersten Prototypen basierten auf einer konventionellen Axialkolbenpumpe, in der die normale feste Steuerscheibe mit zwei Nieren durch eine Steuerscheibe mit drei Nieren ersetzt wurde. Diese ist über einen beschränkten Drehwinkelbereich verdrehbar gelagert. Über einen modifizierten Gehäusedeckel ist eine der Nieren mit der Hochdruckschiene verbunden, eine mit der Niederdruckschiene und eine mit der Last. Durch Verdrehen der Steuerplatte kann der Druck am Lastanschluss stufenlos zwischen Niederdruck und Hochdruck variiert werden. Beim Überschwenken eines bestimmten Winkels wird der Lastdruck verstärkt.

Mit diesem ersten IHT-Prototypen konnte die Realisierbarkeit des Prinzips aufgezeigt werden und es wurden schon recht gute Wirkungsgrade erzielt. Wegen des „Phasenanschnitts“ der Volumenströme aus den Bohrungen entstanden aber noch erhebliche Wirkungsgradverluste und Druckpulsationen. Deshalb wurde viel Entwicklungsarbeit bei der Suche nach Verbesserungen geleistet /A2/.

Dies führte zu einem neuen hydrostatischen Verdrängungsprinzip, das „Floating Cup“ Prinzip (FC). Eines der wichtigsten Merkmale dieses Prinzips ist, dass es

für spanlose Fertigungstechniken wie Tiefziehen, Sintern, usw. konzipiert wurde. Somit wird es möglich, hydrostatische Einheiten mit vielen Kolben für niedrige Stückkostenpreise zu produzieren. Obschon der Anreiz für die Entwicklung der FC aus der IHT-Entwicklung entstand, wurde schnell erkannt, dass sich dieses Prinzip auch für hydrostatische Pumpen und Motoren eignet /A3/.

Ein anderes wichtiges Merkmal der FC-Technologie ist, dass der Arbeitsdruck keinerlei Querkräfte zwischen Kolben und Verdrängungskammer erzeugt. Damit entfällt ein wesentlicher Verlustanteil, was einen positiven Einfluss auf den Wirkungsgrad bei Teillast bewirkt. Dies führt in Kombination mit der großen Anzahl von Kolben zu sehr hohen Wirkungsgraden beim Anfahren aus dem Stillstand.

Die Entwicklung von FC-Pumpen, -Motoren und -Transformatoren hat sogar die Voraussetzungen für die Anwendung von hydrostatischen Antriebssträngen im PKW-Bereich geschaffen. Ein FC-basierter hydrostatisch serieller Antriebsstrang wurde bereits ausgelegt und simuliert /A4/. Dieser Antriebsstrang ermöglicht es, dass der Verbrennungsmotor im PKW, wenn er Leistung liefert, nur in Betriebspunkten mit guten Wirkungsgraden arbeitet. Hierdurch können Kraftstoffeinsparungen von mehr als 50% erreicht werden.

Mit dem FC-IHT ist eine Möglichkeit geschaffen worden, lineare sowie rotatorische Antriebe aus einer Druckschiene anzutreiben. Daher eignet sich die FC- und IHT-basierte Antriebstechnologie (Hybrid genannt) gerade für mobile Arbeitsmaschinen, da zyklische Verluste teilweise kompensiert werden können.

In diesem Bericht wird untersucht, welche Energieersparnisse die Hybrid-Technologie für Gabelstapler bewirken kann. Dabei wird nur die Energie im Fahrtrieb quantifiziert. Energien, die aus der Hubfunktion zurückgewonnen werden können und andere Einsparungsquellen, die mit der Hybrid-Technologie zusammenhängen, sind zwar nicht vernachlässigbar, jedoch deutlich geringer als die Energie, die im Fahrtrieb umgesetzt wird.

2 Der Hybrid-Gabelstapler

Schon auf dem 1. IFK /V2/ wurde ein Gabelstapler mit einem Antriebsstrang vorgestellt, der mit einem IHT den Fahrtrieb speist und mit einem weiteren IHT die Hebefunktion realisiert. Dies wurde bereits in einem Fahrzeug integriert und erprobt.

Der Hybrid-Antriebsstrang für den hier untersuchten Gabelstapler ist im Aufbau mit dem früheren Gabelstaplerexperiment identisch. Abbildung 2.1 zeigt die wesentlichen Bestandteile:

- Eine Hoch- und eine Niederdruckschiene bilden ein Drucknetz. An beide sind Akkumulatoren gekoppelt, die die Rückgewinnung von Bewegungs- und Schwerkraftenergie aus dem Fahrzeug und der Nutzlast ermöglichen.
- Eine Verbrennungskraftmaschine (VKM) ist mechanisch mit einer FC Konstantpumpe gekoppelt, welche zur Aufrechterhaltung des Druckniveaus zwischen beiden Druckschienen genutzt wird. Weil der mittlere Leistungsbedarf in dieser Anwendung näher an der maximalen Leistung der VKM liegt, ist für diese Anwendung eine Akkumulatorfüllschaltung vorgesehen anstelle des Start Stopp Betriebs des Hybrid-PKW.
- Der Fahrantrieb wird mit zwei parallel geschalteten FC-Radmotoren und einem FC-IHT realisiert. Der IHT verfährt im Vier-Quadranten-Betrieb und realisiert die benötigte Druckdifferenz über die Radmotoren. Der IHT fördert während des Bremsbetriebs zurück in den Hochdruckspeicher.
- Ein weiterer FC-IHT steuert den Hubzylinder. Die Senkenergie wird ebenfalls in den Hochdruckspeicher gespeist.
- Neig- und Klemmfunktionen bedürfen wenig Energie und werden direkt über Drosselventile aus dem Hochdruckkreis versorgt.

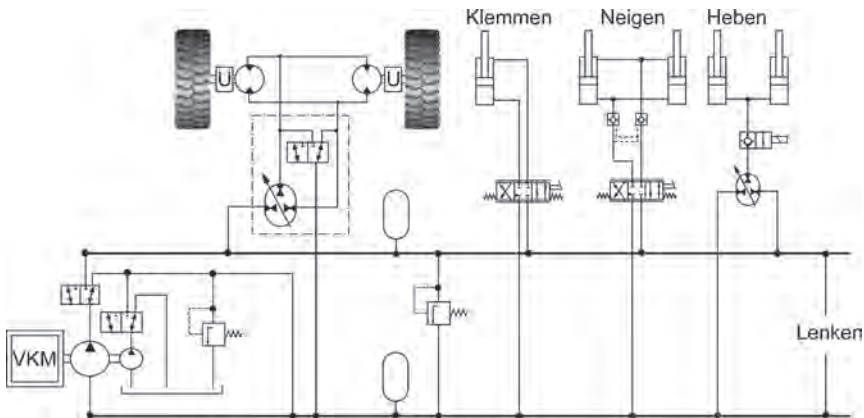


Abbildung 2.1: Das hydraulische System des Hybrid-Gabelstaplers

3 Simulation

Zur Ermittlung des Einsparungspotenzials der Hybrid-Antriebstechnologie für Gabelstapler wurden Simulationen herangezogen. Das Bezugsfahrzeug, ein typischer Gabelstapler der 2,5-Tonnen-Klasse, wird mit hydrostatischen sowie hydrodynamischen Fahrantrieben angeboten. Diese Antriebe wurden jeweils simuliert und mit einem simulierten Hybrid-Fahrzeug verglichen.

Am Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen (IFAS) der RWTH Aachen wurden sowohl ein repräsentativer hydrostatischer Antriebsstrang als auch der Hybrid-Antriebsstrang für diesen typischen Stapler ausgelegt und simuliert. Die Modelle beider Antriebsstränge wurden im hydraulischen Systemsimulationsprogramm DSHplus erstellt. Sie basieren neben Komponentenkennfeldern auf bestehenden Modellen für hydrostatische /K1/ und Hybrid-Antriebsstränge /A4, K2/.

Bei Innas wurden ein hydrodynamischer Antriebsstrang und das Hybrid-Konzept für den gleichen Gabelstapler ausgelegt und mit Hilfe von MatLab-Simulink modelliert und simuliert. Dabei basiert die Modellierung ebenfalls auf Erfahrungen aus früheren Arbeiten an Hybrid-Antriebssträngen für PKW und Gabelstapler.

Alle benutzten Modelle weisen einen vergleichbaren Detaillierungsgrad auf.

3.1 Technische Daten des simulierten Gabelstaplers

Aus den technischen Daten für 2,5-Tonnen-Gabelstapler verschiedener Hersteller, wobei sowohl Stapler mit Diesel- als auch Treibgasmotoren betrachtet wurden, wurden die Kennwerte für einen typischen Gabelstapler dieser Klasse abgeleitet (Tabelle 3.1). Die Angaben sind gemäß /VD1/ dargestellt.

Kennzeichen	Eigengewicht	4.100	[kg]
Leistungsdaten	Tragfähigkeit	2.500	[kg]
	Fahrgeschwindigkeit	20	[km/h]
	Zugkraft	20.000	[N]
	Steigfähigkeit	30	[%]
	Beschleunigungszeit	5	[s]
	Hubgeschwindigkeit	0,56	[m/s]
Räder	Bereifung	Pneumatisch	
	Dynamischer Radradius	0,32	[m]
	Rollwiderstandsbeiwert	0,015	[-]
Aerodynamische Kenndaten	Luftwiderstandsbeiwert	0,4	[-]
	Stirnfläche	3	[m ²]

Tabelle 3.1: Technische Daten des simulierten Gabelstaplers

3.2 Auslegung der Komponenten der drei Antriebsstränge

Hydrodynamischer Antriebsstrang

Im hydrodynamischen Antriebsstrang, gezeigt in Abbildung 3.1 (a), werden die Räder über einen Drehmomentwandler sowie eine feste Übersetzung U angetrieben. Weil der Wandler bei der maximalen Geschwindigkeit fast keinen Schlupf aufweist, wird die totale Übersetzung zwischen VKM und Rädern aus der maximalen Geschwindigkeit und der maximalen Drehzahl der VKM berechnet.

Mit dieser Übersetzung, der erforderlichen Zugkraft und dem maximalen Drehmoment der VKM kann die benötigte maximale Drehmomentenzahl λ_{max} der Wandlerkupplung bestimmt werden. Der Wandler wurde mit dieser maximalen Drehmomentenzahl und praxisnahen Kennfeldern für den Verlauf von Drehmomentenzahl λ sowie Leistungsfaktor μ über dem Drehzahlverhältnis v modelliert.

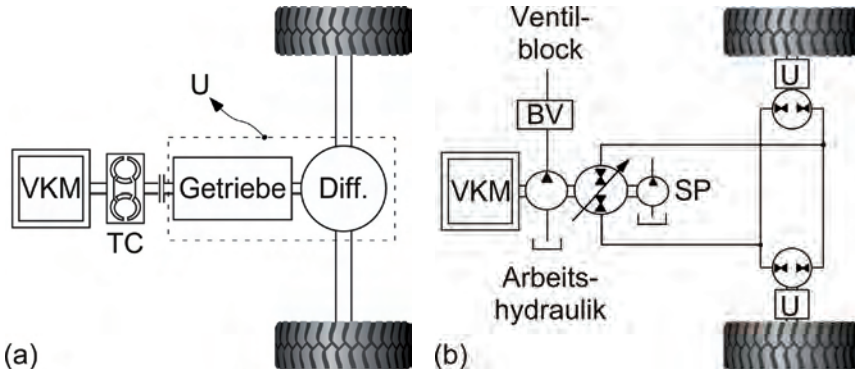


Abbildung 3.1: Hydrodynamischer (a) und hydrostatischer (b) Antriebsstrang

Hydrostatischer Antriebsstrang

Abbildung 3.1 (b) zeigt einen hydrostatischen Standardantriebsstrang mit einer variablen Pumpe und zwei konventionellen Hydromotoren mit konstantem Schluckvolumen, die die vorderen Räder des Staplers antreiben. Zur Bremsung ist ein Bremsventil (BV) im Arbeitshydraulikkreis integriert. Eine Speisepumpe (SP) hält den Niederdruck des geschlossenen Fahrkreislaufes aufrecht und versorgt Kühlung und Filtrierung.

Bestimmend für die Auslegung der Komponenten des hydrostatischen Getriebes ist die maximale Zugkraft, die auch bei Stillstand aufgebracht werden soll, der Anfahrwirkungsgrad der Hydromotoren bei Stillstand, die maximale Druckdifferenz an den Radmotoren und die maximale Geschwindigkeit des Fahrzeuges.

Im Simulationsmodell wurde eine übliche automotive Regelung von hydrostatischen Fahrantrieben nachgebildet.

Hybrid-Antriebsstrang

Der Hybrid-Antriebsstrang wurde schon in Kapitel 2 vorgestellt. Wiederum sind die maximale Zugkraft bei Stillstand, der Anfahrwirkungsgrad der Hydromotoren sowie die maximale Druckdifferenz an den Radmotoren bestimmend für die Auslegung. Aufgrund der Druckverstärkung des IHT und der damit höheren Druckdifferenz an den Radmotoren sowie des viel höheren Anfahrwirkungsgrads der FC-Radmotoren können im Hybrid kleinere Hydromotoren gewählt werden. Dies verringert auch den maximalen Volumenstrombedarf der Radmotoren erheblich.

Als IHT für den Fahrentrieb kommt hier der FC-IHT mit 60 cm³ zum Einsatz, der für die Anwendung im PKW entwickelt wurde (Abbildung 3.2)

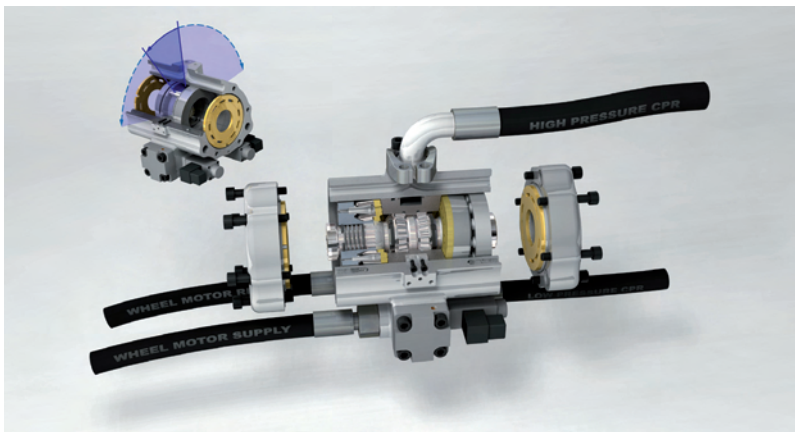


Abbildung 3.2: Der 60 cm³ FC-IHT

Der Hochdruckakkumulator des Hybrids wurde so ausgelegt, dass die Bremsenergie eines maximal beladenen Staplers aus voller Fahrt bis zum Stillstand gespeichert werden kann.

Wie in Kapitel 2 beschrieben wurde, geschieht die Füllung des Akkumulators über eine durch den Verbrennungsmotor angetriebene FC-Konstantpumpe. Der Volumenstrom dieser Pumpe wird durch Anpassen der Motordrehzahl variiert. Eine komplexe Regelung ist nicht erforderlich. Solange der Druck im Hochdruckakkumulator oberhalb einer unteren Schwelle liegt, läuft die VKM bei Leerlaufdrehzahl und die Füllpumpe fördert im freien Umlauf in den Niederdruckakkumulator. Sobald der untere Schwellwert unterschritten wird, wird das Akkumulatorfüllventil geschaltet, sodass die Pumpe in den Hochdruckakkumulator bzw. zum IHT fördert. Über die Kraftstoffeinspritzung der VKM wird dabei die Drehzahl der VKM so angepasst, dass der Druck im Hochdruckakkumulator langsam steigt. Für diese Drehzahlregelung der VKM wird der gemessene Druck im Hochdruckak-

kumulator erfasst. Aus dessen Zeitverlauf wird der Akkumulatorvolumenstrom rekonstruiert.

Die Füllschwellen werden an die aktuelle Fahrgeschwindigkeit angepasst. So wird sichergestellt, dass immer ein ausreichender Versorgungsdruck am IHT anliegt, aber auch die maximale Bremsleistung in den Speicher zurückgeführt werden kann.

Technische Daten der Antriebseinheiten

Tabelle 3.2 zeigt die charakteristischen Größen der Komponenten, die aus der Auslegung folgten und in den Simulationen eingeführt wurden.

	Radantrieb			
	Hydrodynamisch	Hybrid		Hydrostatisch
P_{max} VKM	Diesel 45 kW	45 kW	41 kW	Treibgas 41 kW
n_{max} VKM	2800 min ⁻¹	2800 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹
Pumpe	-	25 cm ³		75 cm ³
Speicher	-	10 Liter		-
IHT	-	60 cm ³		-
Hydromotor	-	2 x 125 cm ³		2 x 140 cm ³
Δp_{max}	-	490 bar		400 bar
λ_{max} Wandler	3	-		-
Untersetzung	1 : 16,5	1 : 4,8		1 : 3,5

Tabelle 3.2: Technische Daten der Antriebseinheiten

3.3 Fahrzyklus

Der Fahrzyklus wurde abgeleitet aus /VD1/. Der Zyklus, der in dieser beschrieben wird, besteht aus einer Hinfahrt und einer Zurückfahrt zwischen zwei Regalen, die 30 Meter auseinander liegen. Die Fahrt wird dabei mit Last durchgeführt. An jeder Regalposition wird eingelenkt und die Last anschließend zwei Meter gehoben und wieder abgesenkt. Danach entfernt sich das Fahrzeug rückwärts vom Regal, so lenkend, dass es wieder in die richtige Fahrtrichtung für den Rückweg gerät. Nach der Rückfahrt wird an der anderen Regalposition eingelenkt und die Last erneut gehoben und abgesenkt. Danach fährt der Stapler rückwärts lenkend wieder bis zu seiner Ausgangsposition. Die Norm schreibt vor, dass dieser Zyklus in 60 Sekunden durchfahren wird und während einer Stunde 60 mal wiederholt wird. Für die Simulationen wurde nur der halbe Zyklus angesetzt. Weil nur der

Fahr Antrieb simuliert wird, wurden statt des Hebens und Senkens 10 Sekunden Stillstand in der Regalposition angenommen. Der simulierte Zyklus ist in Abbildung 3.3 definiert.

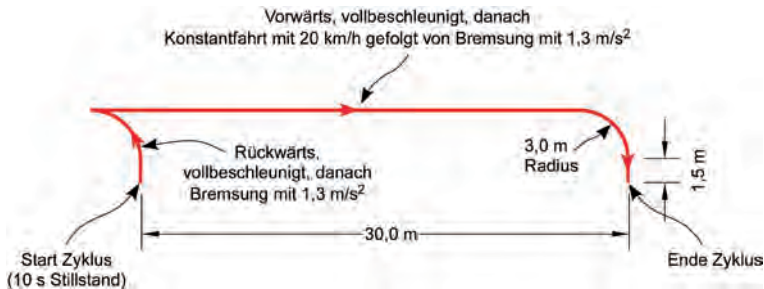


Abbildung 3.3: Definition des simulierten Fahrzyklus

Es wurde immer mit einer Zulast von 1750 kg simuliert. Für beide Vergleiche wurde zunächst das herkömmliche Fahrzeug in diesem Zyklus gefahren. Der realisierte Geschwindigkeitsverlauf galt dann als Sollgeschwindigkeit für das Hybrid-Fahrzeug.

3.4 Resultate

Alle vier Varianten schaffen den Zyklus innerhalb der geforderten 30 Sekunden. Der Hybrid-Antrieb ist im Stande, die zyklusbedingten Geschwindigkeitsverläufe der herkömmlichen Antriebe sehr nah zu reproduzieren.

In der Simulation mit Simulink benötigt ein hydrodynamischer Gabelstapler eine Energie von 200 kJ (55,6 Wh), die durch die VKM gestellt werden muss. Der Hybrid-Gabelstapler benötigt bei gleichem Geschwindigkeitsprofil nur 92 kJ (25,5 Wh).

In den Simulationen in DSHplus erfordert der hydrostatische Antrieb am Wellenende der VKM eine Energie von 239 kJ (66,3 Wh). Zur Realisierung des gleichen Geschwindigkeitsprofils benötigt der Hybrid-Gabelstapler nur 102 kJ (28,4 Wh).

Die berechneten Kraftstoffverbräuche der vier Varianten verhalten sich im Verhältnis ähnlich zu den eingesetzten Energien. Hieraus lässt sich schließen, dass sowohl in den konventionellen Gabelstaplern, als auch im Hybrid-Gabelstapler die VKM bei ungefähr gleichen mittleren Verbräuchen betrieben werden. Während des Zyklus, gibt es somit keinen Gewinn durch eine Verlagerung der Betriebspunkte der VKM.

Abbildung 3.4 zeigt die Sankey-Diagramme der Energieflüsse für die berechneten Varianten. Darin werden auch die mittleren Wirkungsgrade der Komponenten

ten jedes Antriebsstranges aufgezeigt. Für den Hybrid-Gabelstapler ist nur das Sankey-Diagramm abgebildet, welches aus dem Nachfahren des Geschwindigkeitsprofils des hydrodynamischen Gabelstaplers folgt.

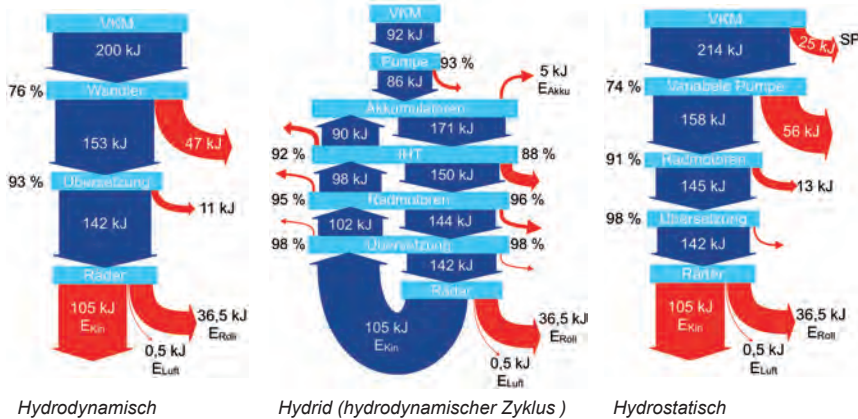


Abbildung 3.4: Sankey-Diagramme

Aus publizierten Kraftstoffverbrauchsmessungen ist zu entnehmen, dass im Allgemeinen hydrostatisch angetriebene Gabelstapler weniger Kraftstoff verbrauchen als hydrodynamisch angetriebene Stapler. Die vorliegenden Simulationen zeigen dieses Verhalten nicht, der hydrodynamische Gabelstapler fragt weniger Energie von der VKM ab als der hydrostatische. Als Ursache wird hier der Kraftstoffverbrauch während der Bremsungen aufgeführt. Im hydrodynamischen Gabelstapler entkoppelt ein gewöhnlicher Fahrer die VKM zu Beginn der Bremsung.

Diese geht in den Leerlaufbetrieb über, wobei Verbräuche auftreten. Noch größer wird der Kraftstoffverbrauch, wenn der Fahrer die Möglichkeit nutzt, die Fahrtrichtung im dem Wandler nachgeschalteten Getriebe während der Fahrt zu wechseln. Der Wandler lässt dabei zu, dass die VKM dann ein Drehmoment für die Bremsung des Fahrzeuges liefert. Für den Fahrer ist dies eine recht komfortable Bedienungsart, die er beim vorgestellten Zyklus wahrscheinlich beim Übergang von der Rückwärtsfahrt aus dem Regal hin zur Beschleunigung in die Vorwärtsrichtung benutzen wird.

4 Schlussfolgerung und Ausblick

Die Hybrid-Technologie bietet ein sehr großes Potenzial zur Energieeinsparung für den Radantrieb von Gabelstaplern. Ihr Einsatz kann die benötigte Primärenergie um über 50% senken. Weil sich die Betriebspunkte der VKM in einem Hybrid-Gabelstapler zu Arbeitspunkten mit vergleichbaren Wirkungsgraden verlagern,

sinken Kraftstoffverbrauch und die CO₂-Emissionen im etwa gleichen Maße.

Der Kombination von FC-IHT und FC-Radmotoren kommt im Hybrid eine hohe Bedeutung zu, weil durch diese die spezifischen Anforderungen an die Zugkraft erfüllt werden können und zudem im normalen Betrieb ein sehr hoher Wirkungsgrad realisiert wird. Sekundär geregelte Fahrtriebe mit Bremsenergieerückgewinnung können auch mit variablen Motoren gestaltet werden, jedoch würden diese wegen ihrer schlechteren Wirkungsgrade bei Teillast eine geringere Rückgewinnung ermöglichen.

Der FC-IHT ermöglicht es auch, die Arbeitshydraulik aus der Druckschiene des Fahrtriebs anzutreiben. Dies vereinfacht den Systemaufbau erheblich und bietet die Möglichkeit zur Energierückgewinnung aus Senkvorgängen des Hubwerkes und der Nutzlast.

Im simulierten Zyklus wurde maximal beschleunigt sowie verzögert. Unter realen Bedingungen ist dies aufgrund der Arbeitsaufgabe des Fahrers nicht immer möglich und die maximale Leistung kann infolge dessen nicht abgerufen werden. Die Hybrid-Technologie bietet unter diesen Umständen zusätzliche Ersparnisse, indem sie die Arbeitspunkte der VKM in optimalere Wirkungsbereiche verlagert.

Somit ist mit dem Hybrid eine Technologie verfügbar, die ein großes Potenzial vorweist und die auch ohne große Entwicklungsschritte kurzfristig zum Einsatz kommen kann.

Die Hybrid-Technologie schließt den Elektroantrieb nicht aus. Kombiniert mit einer Batterie und einem E-Motor anstelle einer VKM wirkt die Technologie eher ergänzend, indem sie die lebensdauereinschränkenden Leistungsspitzen von der elektrischen Batterie fernhält und diese vom Akkumulator abruft. Die Batterie würde somit nur noch als Energiespeicher eingesetzt, und gerade dafür ist sie ideal geeignet.

5 Literatur

- /A1/ Achten, P.; Fu, Zh.; Vael, G.: Transforming future hydraulics: a new design of a hydraulic transformer. „The Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP ,97“, University of Linköping, Sweden, 1997.
- /A2/ Achten, P.; Vael, G.; Van den Oever J.; Fu Zh.: ‚Shuttle‘ technology for noise reduction and efficiency improvement of hydrostatic machines. „SICFP ,01“, University of Linköping, Sweden, 2001.

- /A3/ Achten, P. et al.: Design and testing of an axial piston pump based on the floating cup principle. „SICFP ,03“, University of Linköping, Sweden, 2003. ISBN Nr. 952-15-0972-4
- /A4/ Achten, P.; Vael, G.; Kohmäscher, T.; Sokar, M.-I.: Energy Efficiency of the Hybrid. „6th Int. Fluid Power Conf.“, Dresden, 2008.
- /D1/ Dluzik, K.: Entwicklung und Untersuchung Energiesparender Schaltungskonzepte für Zylinderantriebe am Drucknetz, Dissertation, RWTH Aachen, 1989.
- /H1/ Haas, H.-J.: Sekundärgeregelte hydrostatische Antriebe im Drehzahl- und Drehwinkelregelkreis, Dissertation, RWTH Aachen, 1989.
- /Hu1/ Hugosson, C.: Cumulo Hydrostatic Drive – a Vehicle Drive with Secondary Control. „The Third Scandinavian International Conference on Fluid Power“, University of Linköping, Sweden, May 25-26, 1993.
- /K1/ Kohmäscher, T.; Murrenhoff, H.: Efficient recuperation of kinetic energy – hybrid versus hydrostatic approach. SAE Paper: 2007-01-4153.
- /K2/ Kohmäscher, T.; Murrenhoff, H.; Achten P.: Hybrid – Ein Weg aus der Emissionsfalle. In: „Automobil Konstruktion“, August 3, 2008.
- /Ko1/ Kordak, R.: Hydrostatische Antriebe mit Sekundärregelung. In: Der Hydrauliktrainer, Band 6, Mannesmann Rexroth, 1989.
- /M1/ Murrenhof, H.: Energiesparende Leistungsentnahme aus einem Konstant-Drucknetz, „5. Aachener fluidtechnisches Kolloquium“, Band 2, Seite 169, RWTH Aachen, 1982.
- /V1/ Vael, G.: Hydropneumatische remenergieterugwinning voor stadbusen. „AEC- Workshop openbaar vervoer en energiebesparing“, Hilversum, 02-1990.
- /V2/ Vael, G.; Achten, P.: The Innas Fork lift truck - Working under Constant Pressure. „1st International Fluid Power Conference“, Aachen, Germany, 1998.
- /VD1/ VDI 2198, „Typenblatt für Flurförderzeuge“. August 2002, VDI-Gesellschaft Fördertechnik Materialfluss Logistik, Fachbereich B2 Flurförderzeuge.