

Der variable Fahrtrieb – Eine neue Lösung für die Gestaltung von FTF-Fahrwerken

Matthias Könemann

*Fraunhofer Institut für Materialfluss und Logistik
Joseph-von-Fraunhofer-Str. 2-4, 44227 Dortmund*

Michael ten Hompel

*Fraunhofer Institut für Materialfluss und Logistik
Joseph-von-Fraunhofer-Str. 2-4, 44227 Dortmund*

Abstract: Aufgrund der zunehmend kürzer werdenden Produktionslebenszyklen wird von automatischen Transportsystemen verstärkt eine Erhöhung der Layout- und Einsatzflexibilität gefordert. Insbesondere durch die Entwicklung der freien Navigation entlang virtueller Leitlinien wurde durch die Steuerungstechnik bereits ein großer Beitrag zur Flexibilisierung von fahrerlosen Transportsystemen (FTS) geleistet (vgl. /1/). Im Bereich der Fahrwerktechnik werden hingegen zumeist linienbewegliche Fahrwerke mit entsprechend eingeschränkter Manövrierfähigkeit eingesetzt. Hieraus resultiert in der Praxis ein erhöhter Flächenbedarf im Bereich von Kurven und Lastübergabestellen, der die Layoutflexibilität deutlich einschränken kann.

Für das Bewegungsverhalten eines fahrerlosen Transportfahrzeuges (FTF) sind die Freiheitsgrade des Fahrwerks maßgeblich. Um eine hohe Manövrierfähigkeit zu erreichen, können flächenbewegliche Fahrwerke eingesetzt werden. Am Fraunhofer IML wurde ein neues Konzept für ein flächenbewegliches Fahrwerk entwickelt, dessen Ursprünge der Seefahrt entstammen. Dieses erzeugt in der Verfahrzebene Geschwindigkeitsvektoren mit beliebiger Richtung. Zudem lässt sich die Verfahr-geschwindigkeit durch die Drehzahl und die Auslenkung des Antriebes stufenlos variieren.

1 Einleitung

Bei einem linienbeweglichen Fahrzeug sind die Bewegungsfreiheitsgrade in der Ebene – ähnlich einem Kraftfahrzeug – voneinander abhängig. Somit sind bestimmte Fahrmanöver, wie beispielsweise das Traversieren quer zur Fahrzeugrichtung, prinzipbedingt nicht möglich. Flächenbewegliche Fahrwerke ermöglichen im Gegensatz dazu – vergleichbar mit einem Luftkissenfahrzeug – beliebige Fahrmanöver in der Ebene.

Der derzeitige Stand der Technik im Bereich der flächenbeweglichen Fahrwerke /2/, wird durch Radnaben-Lenkantriebe /3/ in mehrfacher Ausführung, drehbare Differentialantriebe und den so genannten „Mecanum-Drive“ repräsentiert. Der geringe Verbreitungsgrad flächenbeweglicher Fahrwerke bei manuellen Flurförderzeugen (FFZ) und in der mobilen Automation begründet sich vor allem durch die hohe

Komplexität und die zahlreichen funktionalen Nachteile der bestehenden Lösungen. Die Entwicklung des neuen Fahrwerkskonzeptes wurde daher mit der vorrangigen Zielsetzung der Flächenbeweglichkeit bei gleichzeitig hoher Variabilität und geringen Systemkosten verknüpft.

Neben dem Einsatz für FTF ergeben sich für das neue Funktionsprinzip – vor allem aufgrund der erwartungsgemäß hohen Tragfähigkeit – zahlreiche Anwendungsmöglichkeiten in den Marktsegmenten der mobilen Handhabungstechnik und der innerbetrieblichen Schwerlast-Transportsysteme. Ein weiteres potenzielles Anwendungsfeld stellen manuell betriebene FFZ – und hier besonders die derzeit mit aufwändiger Fahrwerktechnik ausgestatteten Vier- und Mehrwege-Stapler – dar.

2 Beschreibung des Funktionsprinzips

Die Grundidee basiert auf der bereits aus der Schiffstechnik bekannten Kinematik des Voith-Schneider-Propellers (VSP) [7] [8] [9]. Anstatt der Propellerflügel des VSP kommen passive – also nicht angetriebene – Räder zum Einsatz. Anstelle der Strömungskräfte an den Flügeln des VSP werden beim variablen Fahrtrieb die Seitenführungskräfte der Räder für den Vortrieb genutzt. Über diese Seitenführungskräfte wird – vergleichbar mit der Abstoßbewegung eines Inline-Skaters – die Rotationsbewegung des Antriebes in eine Vortriebsbewegung umgesetzt.

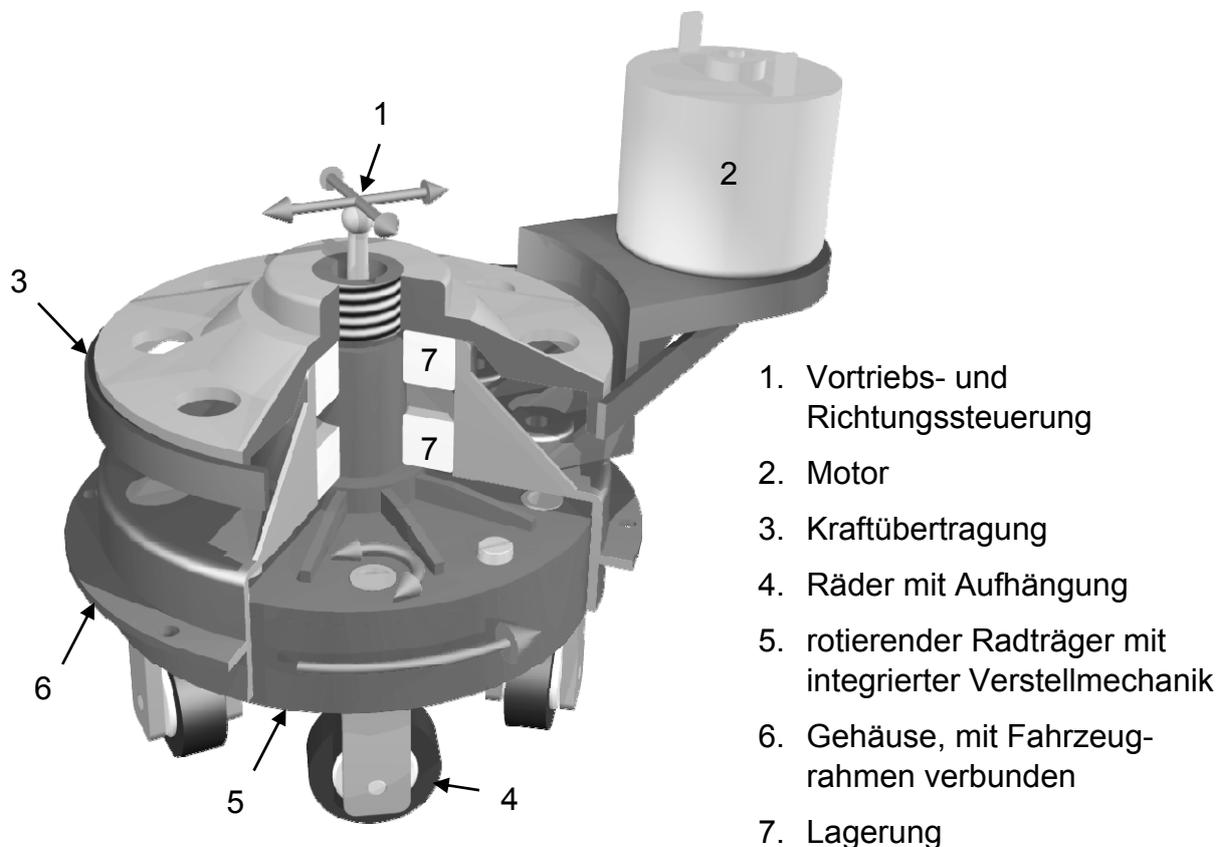


Abb. 1: prinzipieller Aufbau des variablen Fahrtriebes

Der Aufbau des Fahrtriebes ist in der Abb. 1 dargestellt, die Arbeitsweise geht aus Abb. 2 hervor. Der Fahrtrieb besteht aus einem drehbar gelagerten Radträger, der durch einen Antriebsmotor in Rotation versetzt wird. An dem Radträger sind mehrere Räder in kreisförmiger Anordnung angebracht. Während der Drehung bewegt sich jedes der Räder somit auf einer Kreisbahn um das Drehzentrum D und nimmt nacheinander die Positionen a) bis f) ein (Abb. 2). Die Aufhängungen der Räder sind derart ausgeführt, dass sie einzeln drehbar in dem Radträger gelagert sind. Zentrum dieser Drehbewegung ist jeweils der Radaufhängungspunkt P.

Eine im Radträger integrierte Verstellmechanik sorgt dafür, dass die Radachsen in jedem Betriebszustand in einem Punkt, dem so genannten Steuerpunkt V, zusammenlaufen. Der Steuerpunkt ist ortsfest und dreht sich somit nicht mit dem Radträger. Im Grundzustand befindet sich der Steuerpunkt im Drehzentrum (in Abb. 2 schwarz dargestellt). In dieser Neutralstellung rollen die Räder entlang einer Kreisbahn um den Punkt D. Da die Rollrichtung mit der Bewegungsrichtung der Räder übereinstimmt, wird kein Vortrieb generiert. Wird der Punkt V aus dem Drehzentrum verschoben (in Abb. 2 grau dargestellt), erfahren die Räder eine zusätzliche Schwenkbewegung um den Radaufhängungspunkt.

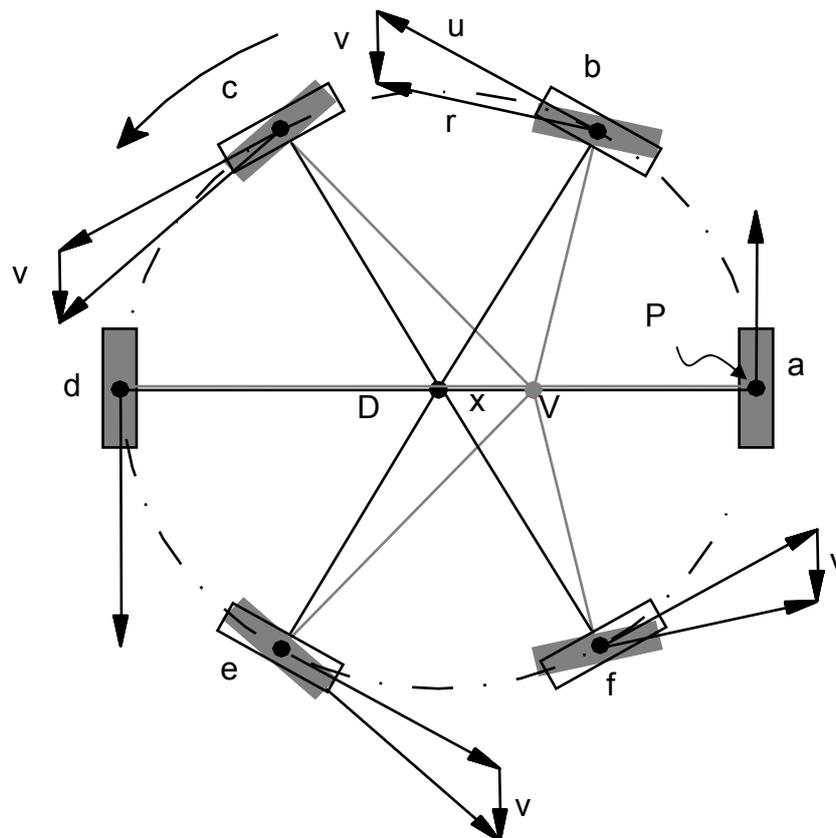


Abb. 2: Kinematik des variablen Fahrtriebes

Entlang des oberen Halbkreises a) bis d) entsteht ein Winkelversatz der Rollrichtung zur Kreisbahn, so dass die Vorderseite des Rades (Bezug: Bewegungsrichtung) zum Kreisinneren hin verschwenkt wird. Entlang des unteren Halbkreises d) bis a) zeigt

die Vorderseite des Rades nach außen bzw. vom Kreiszentrum weg. In den Positionen a) und d) stimmen Rollrichtung und Bewegungsrichtung des Rades überein, so dass hier kein Vortrieb entsteht. Die Ursache des Vortriebs wird durch die Zerlegung der Umfangsgeschwindigkeit u in eine in Rollrichtung wirkende Komponente r und eine Vortriebskomponente v deutlich. Für jede Radposition entsteht eine nach Betrag und Richtung einheitliche Vortriebsgeschwindigkeit v , die stets senkrecht zur Auslenkung des Steuerpunktes orientiert ist.

Der Steuerpunkt kann entgegen der in Abb. 2 dargestellten Position auch in jede beliebige andere Lage innerhalb des Radkreises verschoben werden, wobei sich die Vortriebsgeschwindigkeit mit zunehmender Auslenkung vergrößert. Die Verfahrensgeschwindigkeit in der Ebene kann so bei konstanter Drehzahl des Radträgers nach Betrag und Richtung stufenlos variiert werden.

3 Grundlagen

3.1 Kinematik

Die Vortriebsgeschwindigkeit v für jede Position des Rades während der Umdrehung entspricht der vektoriellen Differenz der Geschwindigkeit r des Rades in Rollrichtung und der Umfangsgeschwindigkeit u .

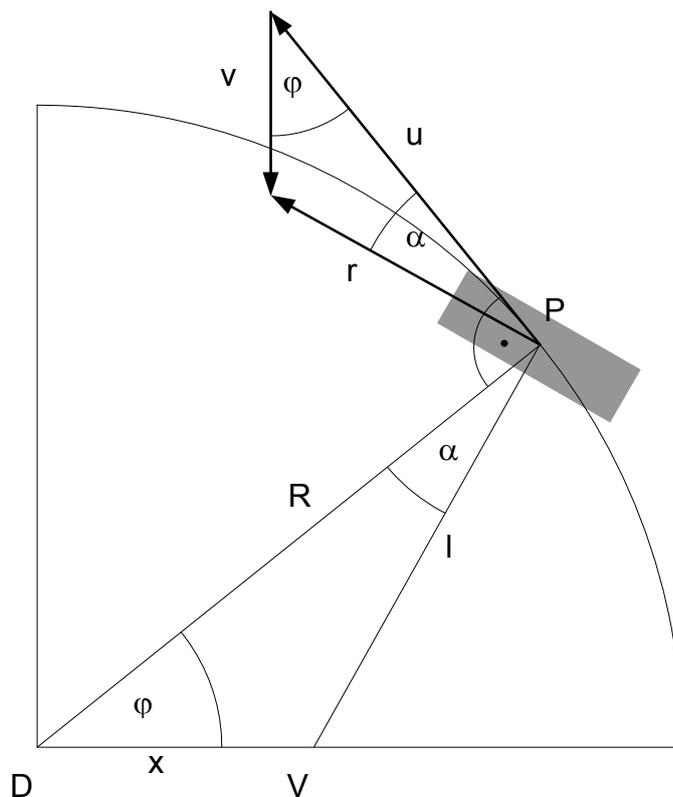


Abb. 3: Zusammenhang zwischen Vortrieb und Auslenkung

Abb. 3 zeigt den Geschwindigkeitsplan für ein Rad, das sich an einer durch die Polarkoordinaten R und φ beschriebenen Position befindet. Der Radius R entspricht dabei dem Radius des Radkreises, die Koordinate φ kennzeichnet die Winkelauslenkung bezogen auf die Ausgangslage des Rades. Der Steuerpunkt V liegt um die Auslenkung x vom Drehzentrum D des Radträgers entfernt. Da die Radachsen aller Räder durch den Steuerpunkt verlaufen, stellt sich zwischen Umfangsgeschwindigkeit und Rollgeschwindigkeit der Versatzwinkel α ein. Dieser entspricht dem Versatz der Radachse zur Verbindungslinie des Drehzentrums D zum Radmittelpunkt C .

Aus Abb. 3 geht hervor, dass für eine definierte Auslenkung des Steuerpunktes der resultierende Geschwindigkeitsvektor während einer Umdrehung des Radträgers in seiner Größe und in seiner Richtung konstant bleibt. Dies begründet sich durch das sogenannte Normalenschnittgesetz, aus dem sich die geometrische Ähnlichkeit der durch die Strecken l , R und x und die Geschwindigkeiten u , v und r definierten Dreiecke ergibt. Aus den festen Seitenverhältnissen der beiden Dreiecke kann die folgende Gleichung abgeleitet werden:

$$\frac{\overline{DV}}{\overline{DP}} = \frac{x}{R} = \frac{v}{u} = \lambda \quad (\text{Gl. 1})$$

Diese Gleichung gilt unter der Voraussetzung, dass der Antrieb schlupffrei arbeitet (idealisierte Betrachtung). Das Verhältnis λ der Auslenkung x zum Radius R des Radkreises wird auch als Fortschrittsgrad bezeichnet. Die in Gleichung 1 enthaltene Umfangsgeschwindigkeit ergibt sich aus dem Produkt der Winkelgeschwindigkeit und dem Radius des Radkreises. Für die Vortriebsgeschwindigkeit des Fahrwerkes ergibt sich somit die folgende Beziehung:

$$v = u \cdot \lambda = \frac{u \cdot x}{R} = \omega \cdot x \quad \text{mit} \quad \omega = \frac{d\varphi}{dt} \quad (\text{Gl. 2})$$

Die Größe der Vortriebsgeschwindigkeit wird also durch das Produkt aus der Drehzahl des Radträgers und der Auslenkung x des Steuerpunktes bestimmt. Bei gegebener Drehzahl ist die Vortriebsgeschwindigkeit somit unabhängig vom Radkreishalbmesser. Für die Geschwindigkeitsvorwahl des Fahrtriebes ergibt sich eine Regelungsmöglichkeit durch zwei voneinander unabhängige Parameter. Bei einer Änderung der Drehrichtung des Antriebes dreht sich der Vektor der Vortriebsgeschwindigkeit entsprechend um 180° . Ein Fahrtrichtungswechsel ist also sowohl durch eine geänderte bzw. spiegelverkehrte Auslenkung des Steuerpunktes als auch durch eine Drehrichtungsumkehr des Antriebes möglich.

Beispielhaft wird im Folgenden die Vortriebsgeschwindigkeit für eine Drehzahl von 60 min^{-1} und eine Auslenkung von $x = 0,2 \text{ m}$ berechnet:

$$v = \omega \cdot x = \frac{n \cdot \pi}{30} \cdot x = \frac{60 \text{ min}^{-1} \cdot \pi \cdot 0,2 \text{ m}}{30 \text{ s} \cdot \text{min}^{-1}} = 1,26 \text{ m/s}$$

Die Berechnung zeigt, dass sich durch das Antriebskonzept Vortriebsgeschwindigkeiten erzeugen lassen, die im Bereich typischer Geschwindigkeiten automatisierter Flurförderzeuge liegen. Aus Gleichung 2 lässt sich durch Integration auch der Weg s des Fahrtriebes, der während einer Umdrehung des Radträgers zurückgelegt wird, berechnen:

$$v = \omega \cdot x \Rightarrow \frac{ds}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot x \xRightarrow{\text{Integration}} s = \varphi \cdot x \quad (\text{Gl. 3})$$

Für eine komplette Umdrehung mit $\varphi = 2\pi$ ergibt sich also ein Weg von

$$s = 2 \cdot \pi \cdot x \quad (\text{Gl. 4})$$

Diese Strecke entspricht dem Umfang eines Kreises mit dem Radius x . Die Vortriebsbewegung des Fahrtriebes kann daher als ein Abrollen des Radkreises auf einem Grundkreis mit dem Radius x interpretiert werden. Wird der Boden als Bezugskoordinatensystem definiert, führen die Räder eine Bewegung entlang einer Zykloide aus. Diese Zykloide ergibt sich durch die Überlagerung der translatorischen Vortriebsbewegung mit der Rotationsbewegung des Radkreises.

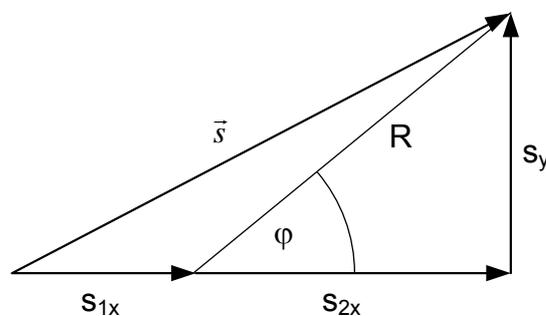


Abb. 4: Ortsvektor der Zykloide

Mit den Nebenbedingungen

$$s_{1x} = \varphi \cdot x, \quad s_{2x} = R \cdot \cos \varphi, \quad s_y = R \cdot \sin \varphi$$

kann in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ der Ortsvektor der Zykloide bezogen auf ein kartesisches Koordinatensystem wie folgt angegeben werden:

$$\vec{s}(\varphi) = \begin{pmatrix} s_x(\varphi) \\ s_y(\varphi) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} s_{1x}(\varphi) + s_{2x}(\varphi) \\ s_y(\varphi) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \varphi \cdot x + R \cdot \cos \varphi \\ R \cdot \sin \varphi \end{pmatrix} \quad (\text{Gl. 5})$$

In Gleichung 5 wird der translatorische Weganteil durch s_{1x} repräsentiert. Die überlagerte Rotation wird durch s_{2x} und s_y ausgedrückt. In Abb. 5 ist die von den Rädern des Fahrwerkes während einer Umdrehung des Radträgers zurückgelegte Zykloidenbahn dargestellt.

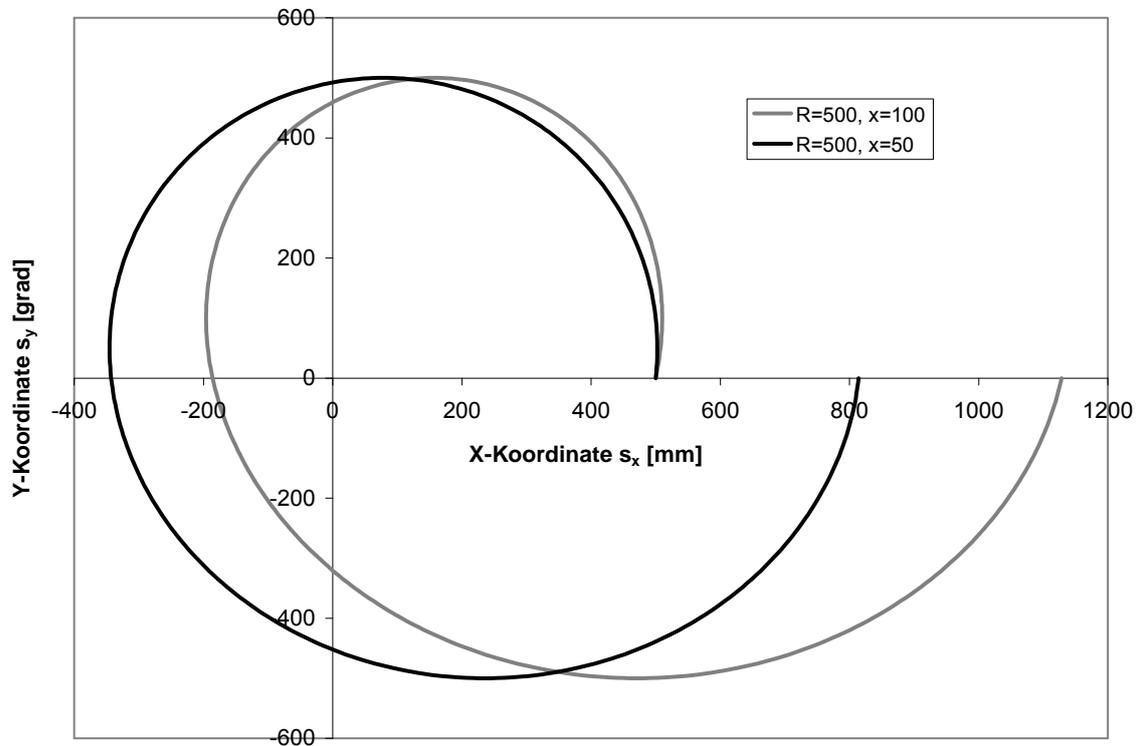


Abb. 5: Darstellung der Zykloide

Die Krümmung der Zykloide nimmt während eines Radträger-Umlaufes unterschiedliche Werte an. Der Krümmungsradius r_z der Zykloidbahn in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ kann aus Gl. 5 wie folgt ermittelt werden:

$$r_z(\varphi) = \left| \frac{(s'_x(\varphi)^2 + s'_y(\varphi)^2)^{3/2}}{s'_x(\varphi) \cdot s''_y(\varphi) - s''_x(\varphi) \cdot s'_y(\varphi)} \right| \quad (\text{Gl. 6})$$

Mit den Ableitungen der Koordinaten des Ortsvektors s_x und s_y ergibt sich daraus:

$$r_z(\varphi) = \left| \frac{(x^2 - 2xR \cdot \sin \varphi + R^2)^{3/2}}{R^2 - xR \cdot \sin \varphi} \right| \quad (\text{Gl. 7})$$

Die zugehörige Funktion ist in Abb. 6 dargestellt. Die Bahnkrümmung erreicht ihre Extremwerte bei $\varphi=90^\circ$ bzw. $\varphi=270^\circ$. Es fällt auf, dass der mittlere Krümmungsradius mit zunehmender Auslenkung x anwächst und stets größer als der Radkreishalbmesser R ist. Dies muss beispielsweise beachtet werden, wenn die aus der Bahnkrümmung resultierende Radreibung, z.B. durch konisch ausgeführte Räder, minimiert werden soll.

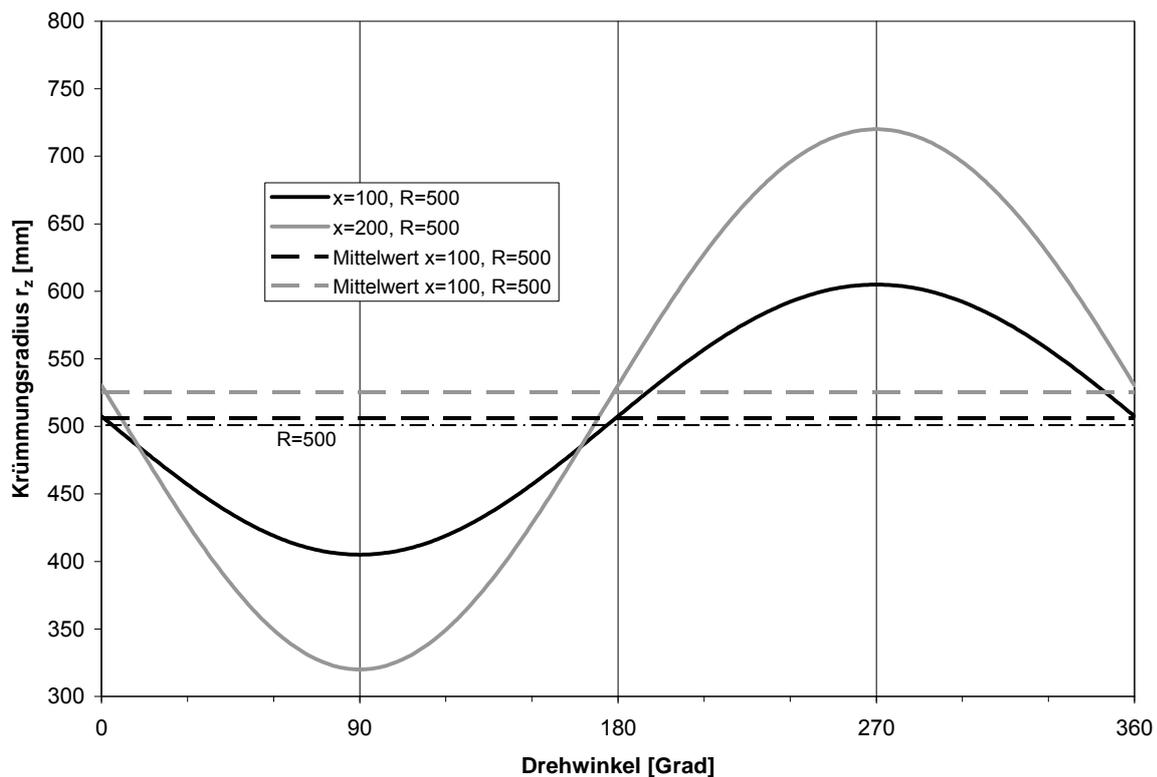


Abb. 6: Krümmung der Zykloide

3.2 Vortriebskräfte

Die nachfolgend dargestellte Betrachtung legt einen statischen Zustand zugrunde, bei dem dynamische Effekte der Rad/Boden-Kontaktfläche, wie z.B. Querschlepp, zunächst ausgeblendet werden. Der Antrieb wird mit einer äußeren Kraft F senkrecht zur Auslenkungsrichtung x beaufschlagt und durch das Moment M im Gleichgewicht gehalten.

Abb. 7 zeigt die Kräftebilanz beispielhaft für einen Fahrtrieb mit drei Rädern. Da die Räder Kräfte nur senkrecht zur Rollrichtung aufnehmen können, wirken an den Aufstandsflächen die Normalkräfte N_1 , N_2 und N_3 . Aufgrund der Lage des Schnittpunktes der Radachsen ergibt die Vektorsumme der Normalkräfte im Steuerpunkt V wiederum die Kraft F . Die quer zur Bewegungsrichtung an den Rädern wirkenden Komponenten der Normalkräfte gleichen sich dabei aus. Das Moment wirkt somit dem an dem Hebelarm x angreifenden Kräftepaar entgegen. Es ergibt sich demzufolge das Moment zu $M = F \cdot x$. Die Analogie zu einem auf dem Radius x abrollenden Rad kann daher auch für die Betrachtung der Vortriebskräfte bestätigt werden.

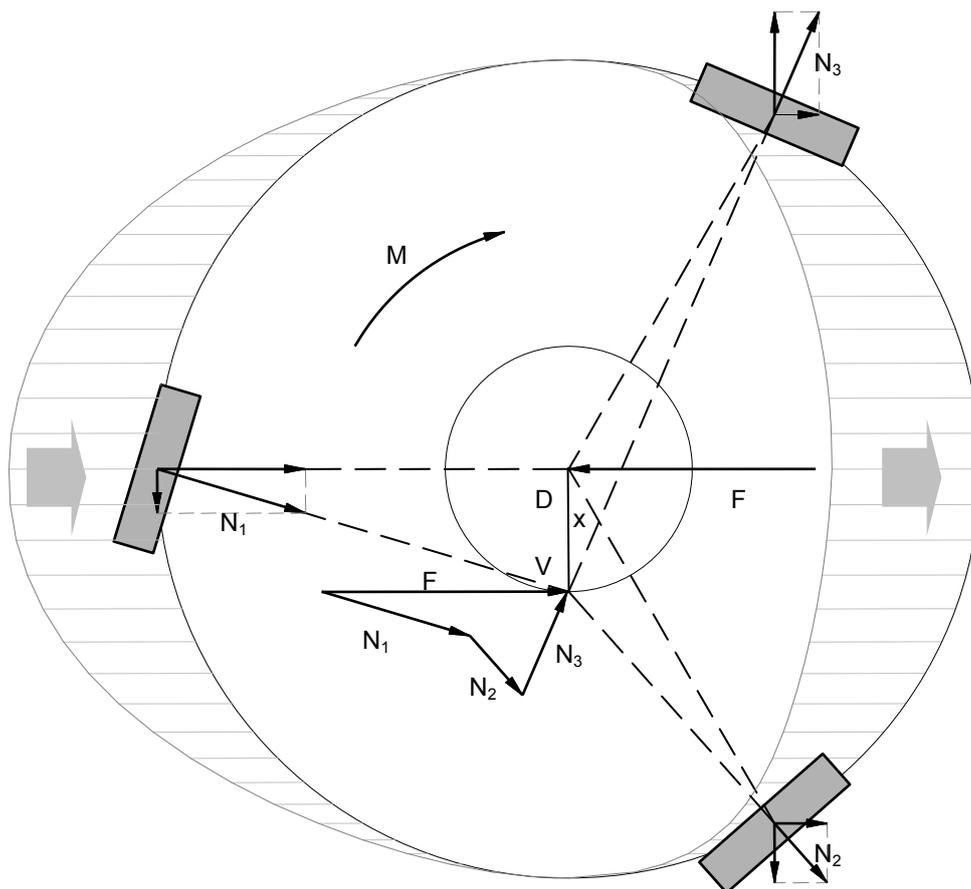


Abb. 7: statische Kräftebilanz

Je nach Stellung der Radbasis ändert sich die Aufteilung der Normal- und Vortriebskräfte auf die einzelnen Räder. Da das System bei einer Radanzahl > 2 statisch überbestimmt ist, erfolgt die Berechnung mit Hilfe von Methoden der Elastostatik [6].

Jedem Rad wird somit eine – vereinfachend als konstant angenommene – Federsteifigkeit in Querrichtung zugeordnet. Aus dem Prinzip der virtuellen Kräfte kann im Anschluss daran für jede Winkelposition der Radbasis die Aufteilung der Normalkräfte auf die Räder abgeleitet werden. Die von den Rädern in Vortriebsrichtung erzeugte Kraft (Vortriebskomponente der Normalkraft) ist in Abb. 7 maßstäblich dargestellt. Dabei sind die zum Drehpunkt zeigenden Komponenten auf der Außenseite des Radkreises angetragen („Druckseite“). Die bezogen auf das Drehzentrum in Gegenrichtung wirkenden Kräfte sind entsprechend im Kreisinneren dargestellt („Zugseite“). Das Winkelinkrement zwischen den dargestellten Kraftlinien beträgt jeweils 5°.

Wenn davon ausgegangen wird, dass die Antriebsleistung $P_{an} = M \cdot \omega$ in die Vortriebsleistung $P_v = F \cdot v$ umgesetzt wird, ergibt sich unter Berücksichtigung der auftretenden Verluste die Beziehung

$$P_v = \eta \cdot P_{an} \Rightarrow F = \frac{M \cdot \omega \cdot \eta}{v} = \frac{M \cdot \eta}{x} \quad (\text{Gl. 8})$$

In dieser Leistungsbilanz sind alle auftretenden Verluste durch den Wirkungsgrad η ausgedrückt. Bei einem konstanten Antriebsmoment lässt sich demzufolge die Vortriebskraft durch die Auslenkung x beeinflussen. Bei kleiner Auslenkung des Steuerpunktes und großer Drehzahl stellen sich hohe Vortriebskräfte ein, während große Auslenkungen in Kombination mit kleinen Drehzahlen geringe Vortriebskräfte bewirken. Damit übernimmt das Fahrwerk die Funktion eines Getriebes mit stufenloser Drehzahl- und Momentenwandlung. In der Praxis verursacht der Gesamtwirkungsgrad eine gegenüber dem Idealzustand verminderte Vortriebskraft und/oder verminderte Vorschubgeschwindigkeit (Schlupf). Die Quantifizierung des Wirkungsgrades unter Berücksichtigung dynamischer Einflüsse ist Gegenstand der aktuellen Forschungsaktivitäten.

4 Systemtechnische Gestaltung

4.1 Verstellmechanik

Bezüglich der Realisierung der Verstellmechanik existieren im Bereich der Nautik unterschiedliche Lösungsansätze. Das Ursprungspatent /10/ von Ernst Schneider basiert auf einer einfachen lineargeführten Kinematik (Abb. 8a). Im Gegensatz dazu arbeitet die so genannte Schubkurbelkinematik (Abb. 8c, vgl. /7/) ausschließlich mit Stangen und Drehgelenken und kommt daher ohne Linearführungselemente aus. Aus Gründen des günstigeren Verschleißes und der Anpassbarkeit des Anstellwinkels der Schaufeln hat sich im Bereich der Seefahrt die Schubkurbelkinematik gegenüber den linear geführten Kinematiken durchgesetzt. Gemeinsames Merkmal der derzeit umgesetzten Funktionsprinzipien ist, dass sie eine Übersetzung der Steuerbewegung beinhalten. Geringe Verschiebungen des realen Steuerpunktes führen so zu vergrößerten Auslenkungen x des kinematischen Steuerpunktes. Eine linear geführte Kinematik, die – wie auch die Schubkurbelkinematik – eine solche Übersetzung be-

sitzt, ist in Abb. 8b dargestellt. Anwendungen für diese Art der Verstellmechanik bestehen derzeit noch im Bereich des Schiffsmodellbaus /11/.

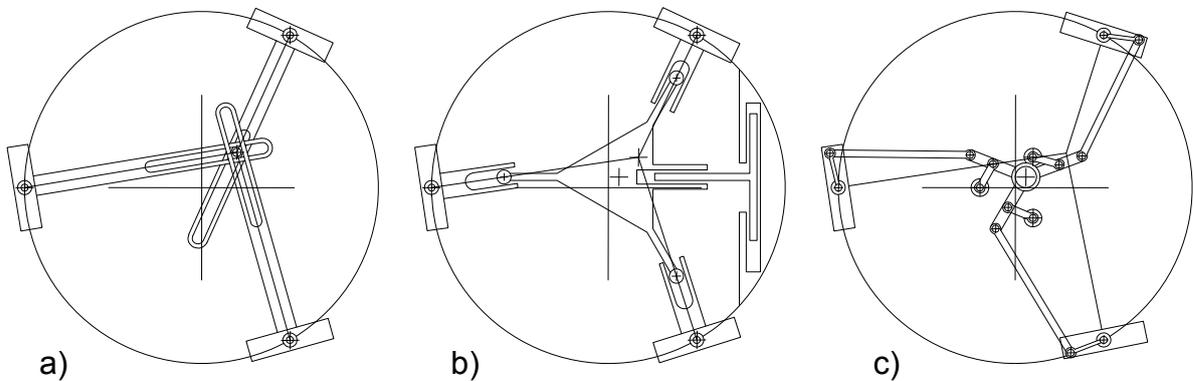


Abb. 8: prinzipielle Möglichkeiten zur Realisierung einer Verstellkinematik

4.2 Fahrwerkvarianten

Die Rotationsbewegung des Fahrantriebes verursacht – vergleichbar mit dem Rotor eines Hubschraubers – ein Reaktionsmoment, das in geeigneter Weise kompensiert werden muss (vgl. auch Abschnitt 3.2). Daraus ergeben sich für den Bau eines kompletten Fahrwerkes verschiedene mögliche Anordnungsvarianten. Der Ausgleich des Reaktionsmomentes kann beispielsweise durch zusätzliche passive Stütz- bzw. Kompensationsräder geschehen. Es entsteht dann ein linienbewegliches Fahrwerk, bei dem die zusätzlichen Räder zusammen mit dem Fahrtrieb ein Dreieck aufspannen (Abb. 9a).

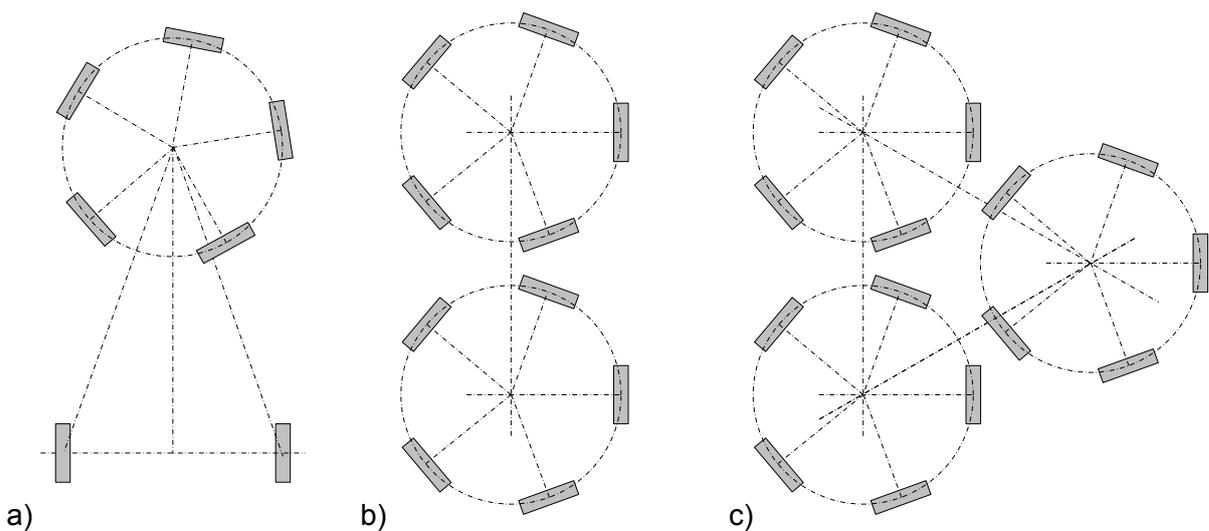


Abb. 9: mögliche Ausführungen für Fahrwerke

Falls die Aufstandsfläche des Radkreises eine ausreichende Kippstabilität des Fahrzeuges gewährleisten kann, ist ein Fahrwerksaufbau mit einem Fahrtrieb und nur einem zusätzlichen Rad (innerhalb oder außerhalb des Radkreises) denkbar. Eine vollständige Flächenbeweglichkeit wird durch die Kombination zweier (Abb. 9b) oder mehrerer (Abb. 9c) Fahrtriebe erreicht. Die entstehenden Reaktionsmomente können bei diesen Fahrwerkvarianten durch eine geeignete Ansteuerung der Antriebe kompensiert werden.

5 Erprobung

Die prinzipielle Machbarkeit des Antriebskonzeptes „variabler Fahrtrieb“ wurde in verkleinertem Maßstab anhand zweier Konzeptfahrzeuge nachgewiesen. Eines der Fahrzeuge besitzt eine Linienkinematik (vgl. Abb. 9a) mit einem Fahrtrieb und zwei ergänzenden passiven Rädern. Das andere Fahrzeug (Abb. 10) ist im Gegensatz dazu mit einem flächenbeweglichen Doppelantrieb (vgl. Abb. 9b) ausgerüstet. Die Verstellkinematik der verwendeten Antriebe entspricht dem in Abb. 8b dargestellten Grundprinzip. Die theoretischen Vorbetrachtungen können – insbesondere bezüglich der linearen Abhängigkeit der Vorschubgeschwindigkeit von der Auslenkung des Antriebes und der Drehzahl – bestätigt werden. Für beide Fahrwerksvarianten konnte eine herausragende Manövrierfähigkeit in Verbindung mit einer guten Regelbarkeit und Umsteuerbarkeit der Fahrtriebe nachgewiesen werden. Beide Konzeptfahrzeuge zeigen insbesondere bei Richtungswechseln, Beschleunigungen und Verzögerungen ein agiles Verhalten. Das flächenbewegliche Fahrwerk ermöglicht komplexe Fahrmanöver wie Drehungen um die Fahrzeug-Hochachse und Traversierbewegungen in beliebiger Richtung. Filmaufnahmen dieser Fahrzeuge finden sich auf der Website www.variabler-fahrtrieb.de.



Abb. 10: Konzeptfahrzeug mit Doppelantrieb

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der bisherigen IML-Aktivitäten konnten bereits zahlreiche Potenziale des Konzeptes „Variabler Fahrtrieb“ erkannt werden. Das Alleinstellungsmerkmal des Konzeptes im Bereich der Fahrwerktechnik besteht in der Kombination eines omnidirektionalen Vortriebes mit einer stufenlosen mechanischen Regelbarkeit. Von diesen grundsätzlichen Vorteilen des Konzeptes, die in der Seefahrt bereits genutzt werden, können auch Flurförderzeuge profitieren.

Im Bereich der Fahrzeugtechnik können vom Fahrtrieb zahlreiche Aufgaben übernommen werden. So besteht die Möglichkeit, die Funktionen „Vortrieb“, „Lenkung“, und „Getriebe“ in einer Baugruppe zu vereinen. Da der Fahrtrieb bei voller Drehzahl aus dem Stillstand beschleunigen kann, ist der Wegfall der Anfahrkupplung bei derzeit entsprechend ausgerüsteten Fahrzeugen denkbar. Da sich die Räder eines Antriebes im Stillstand gegenseitig blockieren wird zudem die Funktion einer Betriebs- und Haltebremse übernommen. Speziell für Flurförderzeuge ergeben sich Vorteile durch die Verteilung der Last auf mehrere Räder. Insbesondere bei größeren Radanzahlen sind hohe erreichbare Tragfähigkeiten zu erwarten. Aufgrund der Rotationsbewegung der Radbasis kann davon ausgegangen werden, dass eine Fahrspur Bildung – die bei fahrerlosen Transportsystemen ein bekanntes Problem darstellt – vermieden werden kann.

Bezüglich der theoretischen Grundlagen wurden erste Modellierungsansätze formuliert, die jedoch eine vollständige Beschreibung des Systems noch nicht zulassen. Insbesondere die Systemgestaltung im Bereich der Verstellmechanik und die dynamischen Vorgänge in der Rad/Boden-Kontaktzone bedürfen der weiteren Untersuchung.

Für die Realisierung einer geeigneten Verstellgeometrie existieren bereits zahlreiche Lösungen aus dem Bereich der Nautik. Diese beziehen sich jedoch zumeist auf die spezifischen Anforderungen der Schiffstechnik (hydrodynamische Optimierung, Abdichtung, etc.), die für eine Anwendung im Bereich der Fahrwerktechnik größtenteils irrelevant sind. Das Ziel weiterer Schritte ist es daher – unter Berücksichtigung der bereits existierenden Lösungen – eine für ein Landfahrzeug geeignete Verstellmechanik zu finden und näher zu untersuchen. Aufgrund des großen Einflusses auf die Komplexität und die Kosten des Fahrtriebes soll vor allem die Frage nach dem kinematischen Grundprinzip (Schubkurbelkinematik vs. lineargeführte Kinematik) beantwortet werden.

Die Kontaktkräfte zwischen Rad und Boden stellen ein zentrales Auslegungskriterium für den Verstellmechanismus, die Radaufhängungen und die Räder dar. Ein prinzipbedingter Unterschied zu üblichen radbasierten Trag-/ Führungssystemen ergibt sich aus der permanenten zeitliche Änderung der Querkraft bezogen auf das Rad. Auf den Grundmodellen der Fahrzeugdynamik /5/ aufbauend sollen daher – unter Berücksichtigung dieser Problematik – Aussagen bezüglich der Tragfähigkeit, der erzielbaren Vortriebskräfte, der Spurstabilität und der Energieeffizienz abgeleitet werden. Zur experimentellen Absicherung der Ergebnisse und zur Erprobung der Gesamtfunktion ist die Schaffung einer Testumgebung in Form eines Versuchsstandes geplant.

7 Literatur

- /1/ ten Hompel, M., Schmidt, T., Nagel, L.: Materialflusssysteme, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2007
- /2/ VDI 2510 Fahrerlose Transportsysteme, Verein Deutscher Ingenieure e.V., Düsseldorf 2005; Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin
- /3/ VDI 4451/3 Kompatibilität von Fahrerlosen Transportsystemen (FTS) – Fahr- und Lenkantrieb, Verein Deutscher Ingenieure e.V., Düsseldorf 1998; Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin
- /4/ Fahrerlose Transportsysteme (FTS) und mobile Roboter: Chancen, Technologie, Wirtschaftlichkeit. Neueste Erkenntnisse und Trends in Materialfluss und mobiler Automation. Fraunhofer IPA Technologieforum, 06. Mai 2009, Stuttgart
- /5/ Popp, K, Schiehlen, W.: Fahrzeugdynamik, Verlag B. G. Teubner, Stuttgart 1993
- /6/ Meskouris, K, Hake, E: Statik der Stabtragwerke, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2009
- /7/ Jürgens B., Fork W.: Faszination Voith-Schneider-Propeller – Geschichte und Technik. Hamburg 2002
- /8/ Bartels J.-E., Jürgens,B.: Voith-Schneider-Propeller – Gegenwärtige Anwendungen und neue Entwicklungen, Handbuch der Werften, Band XXVI, 2002
- /9/ Baer, W.: Der Voith-Schneider-Propeller heute und seine Entwicklungstendenzen, STG-Vortrag, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1973
- /10/ Patentschrift DE 453 823 A, Anmeldetag: 07.12.1925, Veröffentlichungstag der Patenterteilung: 01.12.1927, Bezeichnung: Schaufelrad, Erfinder: Schneider, Ernst
- /11/ Gebrauchsmuster DE 8 202 898 U1, Anmeldetag 04.02.1982, Bekanntmachung 24.06.82, Bezeichnung: Voith-Schneider-Propeller für ein Modellfahrzeug, Inhaber: Ludwig Bergdorf KG, Vöhringen