

Konzept zur intuitiven Steuerung omnidirektionaler Flurförderzeuge mit beliebiger Radkonfiguration

Concept for Intuitive Control of Omni-Directional Industrial Trucks with Arbitrary Wheels Configuration

André Colomb
Carolin Brenner

Abteilung Maschinenentwicklung und Materialflussautomatisierung
Institut für Fördertechnik und Logistik
Universität Stuttgart

Die Steuerung von Flurförderzeugen mit ihren vielfältigen Fahrwerkskonfigurationen erfolgt auf ebenso unterschiedliche Arten entweder von Menschenhand oder maschinell über Schnittstellen, die fahrzeugspezifisch und bei flächenbeweglichen Fahrzeugen oft wenig intuitiv sind. Das Ziel einer einheitlichen Beschreibungsform zur Vorgabe der Bewegungsart und Geschwindigkeit führt zur Definition dreier unabhängiger, intuitiv erfassbarer und physikalisch greifbarer Parameter. Ein Fokus liegt auf der Vermeidung von Singularitäten, so dass sich immer stetige Vorgabegrößen für die Antriebe ergeben. Eine effiziente Rechenstruktur am Beispiel eines Fahrwerks mit beliebig vielen Fahr-Lenk-Modulen verdeutlicht das Konzept, welches die Vereinheitlichung solcher Schnittstellen anregen soll.

[omnidirektional, flächenbeweglich, Steuerung, Flurförderzeug, FTF]

Industrial trucks with their manifold wheel configurations are controlled in many different ways either manually or automatically. The employed interfaces are vehicle specific and often not very intuitive. To reach the goal of a uniform description for the target type of motion and velocity, three independent, intuitive to grasp and physically meaningful parameters are defined. A focus on avoiding singularities leads to continuous control variables for the involved drives under all conditions. Based on an example chassis with an arbitrary number of combined steering and drive modules, an efficient way of calculation illustrates this concept, which aims to harmonize such control interfaces.

[omnidirectional, steering, control, industrial truck, AGV]

1 MOTIVATION

Flurgebundene Fördermittel dienen der Unterstützung beim Transport schwerer Güter, zunehmend aber auch als Teil der Automatisierung einer Produktionsanlage in Form von fahrerlosen Transportfahrzeugen (FTF). Dabei führen

oft externe Umstände zu der Notwendigkeit, flächenbewegliche und damit sehr flexibel manövrierbare Fahrzeuge einzusetzen.

Ein konkretes Beispiel sei die Beladung eines Lkw mit langem Stückgut mittels eines Mehrwegestaplers, wie in Abbildung 1 skizziert. Dieser soll lange Teile von einem Stückgutlager zum Verladeplatz bringen, ohne eine dedizierte Wendefläche zu benötigen.

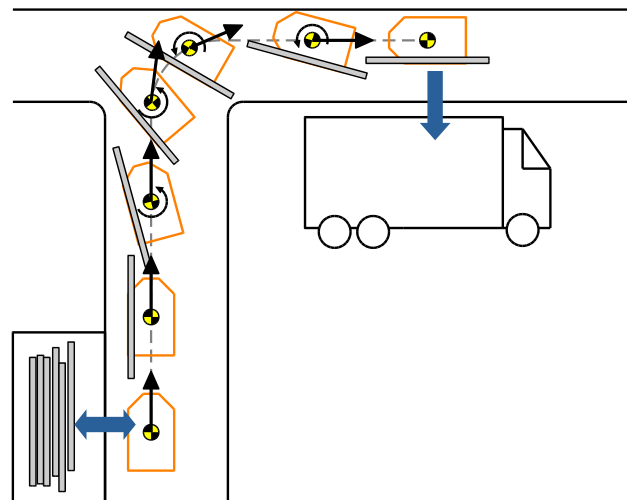


Abbildung 1. Mehrwegestapler mit flüssigem Bewegungsübergang in engen Gassen

Der direkte Weg über eine gewöhnliche Rechtskurve würde das Fahrzeug zum Ziel führen, jedoch mit der Last auf der falschen Seite (abgewandt von der Übergabe). Sofern die Gassenbreite für eine Drehung auf der Stelle zu schmal ist, oder diese zu riskant wäre, erfordert das Szenario ein „elegantes“ Wendemanöver innerhalb der Kurvenkontur. Dabei muss das Fahrzeug während der Kurvenfahrt nach rechts eine gegensinnige Drehung um seine Hochachse ausführen, was ein flächenbewegliches Fahrwerk ermöglicht.

Der so genannte Vierwegestapler bietet solche Beweglichkeit, wird jedoch häufig mittels Umschaltung zwischen

verschiedenen Fahrmodi (z.B. Vorwärts- / Querfahrt / Drehen) gesteuert. Die skizzierte Bewegung muss dadurch in diskret aufeinander folgende Manöver unterteilt werden, was die Effizienz deutlich verringert. Besser wäre eine kontinuierliche Bewegung mit nahtlosen Übergängen.

Eine diskrete Umschaltung ermöglicht hingegen dem Bediener, gewohnte Denkmuster aus der Steuerung anderer Fahrzeuge zu übertragen und damit möglichst intuitiv auf Erfahrungswissen aufzubauen. Zum Vergleich seien zunächst schienengeführte Systeme als einfachste Kategorie genannt, die nur einen einzigen linearen Freiheitsgrad aufweisen. Diese Stufe beherrschen die meisten Menschen ohne Einarbeitung intuitiv.

Im Alltag kommen zahlreiche Beispiele für die nächste Stufe mit zwei Möglichkeiten der Einflussnahme auf ein Fahrzeug vor. Angefangen bei einfachen Handschiebewagen über Fahrräder mit direkter Lenkung bis zu Kraftfahrzeugen mit Lenkrad und Gaspedal – Pkw und Lkw sowie viele Gabelstapler mit bekannter Ackermann-Lenkung – gilt immer dasselbe Prinzip: Ein Steuerorgan zur Richtungsvorgabe und eines für die gewünschte Geschwindigkeit. Aus der Haushaltsrobotik dürfte mittlerweile auch die Kombination aus freier Drehung und anschließender Fahrt in die gewählte Richtung geläufig sein. Das Erreichen eines vorgegebenen Ziels auf einer Fläche (z.B. die Ladestation eines Staubsaugroboters) erfordert schon eine gewisse Vorausplanung, die Menschen aber intuitiv vom eigenen Bewegungsverhalten ableiten. Diese Fahrzeugkategorien können die gesamte Fläche befahren, gelten aber dennoch nicht als flächenbeweglich.

Ein zusätzlicher dritter Freiheitsgrad erweitert die möglichen Bewegungsmuster, damit steigt jedoch auch die Komplexität für den Bediener. Vor allem im industriellen Umfeld werden solche Systeme meist von geschultem Personal mit entsprechender Übung koordiniert, um die Bewegungsfreiheiten voll auszuschöpfen. Als Beispiel sei hier die omniMove-Plattform der Firma KUKA genannt, welche unter anderem ferngesteuert agiert und dafür dem Bediener zwei X-Y-Joysticks zur Hand gibt, deren kombinierte Auslenkung die gesamte Bewegung des Fahrzeugs bestimmt. Die Zuordnung dieser vier Joystickachsen auf die omnidirektionale Fahrzeugbewegung basiert auf gelernten Regeln anstatt intuitivem Transferwissen. Andere Konzepte nutzen z.B. einen dreiachsigen Joystick mit Drehknopf, der sich einfacher auf eine intuitive Steuerung abbilden lässt.

Bewegungen wie in Abbildung 1 wirken für einen externen Betrachter eventuell unerwartet, da dieser mit seiner Alltagserfahrung aus der beobachteten Drehung eine bevorstehende Linkskurve ableitet. Um diesem Effekt vorzubeugen sollte sich ein flächenbewegliches Fahrzeug soweit nicht zwingend benötigt ebenfalls auf einfache Bewegungen beschränken. Der Bediener sollte keine zusätzliche

Denkleistung erbringen müssen, um sein Fahrzeug auch für Personen im Umfeld intuitiv nachvollziehbar zu steuern.

Das hier behandelte Konzept für eine Schnittstelle zur Steuerung omnidirektionaler Flurförderzeuge zielt darauf ab, deren Bewegungsmöglichkeiten vollständig abzubilden und dabei auf der intuitiven Erfahrung des Bedieners aufzubauen. Ferner ermöglicht es eine einheitliche Behandlung der unterschiedlichen Fahrzeugtypen unter manueller sowie automatischer Kontrolle.

2 KINEMATISCHE GRUNDBEGRIFFE

Fahrzeuge im Allgemeinen und insbesondere Flurförderzeuge weisen eine große Vielfalt an Fahrwerkskonfigurationen auf, charakterisiert durch die Anzahl und Freiheitsgrade der vorhandenen Räder. Daraus resultieren unterschiedliche kinematische Eigenschaften im Hinblick auf die verbleibende Bewegungsfreiheit.

2.1 FREIHEITSGRADE DER EBENEN BEWEGUNG

Die kinematische Beschreibung der ebenen Bewegung eines Starrkörpers weist drei unabhängige Freiheitsgrade auf: Translation in zwei orthogonale Richtungen und Rotation um die Hochachse. Die Definition als Starrkörper besagt, dass alle Punkte darauf relativ zueinander fixiert bleiben und sich die Gestalt damit nicht verändert. Die Verteilung der lokalen Geschwindigkeiten all dieser Punkte stellt ein System gebundener Vektoren dar, welches sich auf einen äquivalenten Vektorwinder reduzieren lässt. Dieser beschreibt den Geschwindigkeitsvektor \vec{v} eines ausgewählten, körperfesten Bezugspunkts K zusammen mit der Momentenwirkung des Vektorensystems. Die kartesischen Koordinaten von \vec{v} und die skalare Drehgeschwindigkeit ω werden üblicherweise zur Darstellung des Vektorwinders genutzt und entsprechen den drei genannten Freiheitsgraden im körperfesten Koordinatensystem:

- v_x Geschwindigkeit in Richtung „vorwärts“
- v_y Laterale Geschwindigkeit orthogonal zu v_x
- ω Drehgeschwindigkeit um die vertikale z-Achse

Diese Koordinaten der Geschwindigkeit sind identisch zur zeitlichen Ableitung der so genannten Pose, welche sich aus der Position (absoluter Ortsvektor $[x, y]$ zum Bezugspunkt K) und der Orientierung (Winkel ψ zwischen raum- und körperfestem Koordinatensystem) zusammensetzt.

Im Gegensatz zur Orientierung ψ wird der Schwimmwinkel β definiert als Winkel zwischen der positiven x-Achse und dem momentanen Geschwindigkeitsvektor \vec{v} des körperfesten Bezugspunkts K .

Eine weitere mögliche Beschreibung des Bewegungszustands liefert die kinematische Abstraktion des Momen-

tanpols. Dabei wird der Bezugspunkt so gewählt, dass dessen zugehöriger Vektorwinder nur in der ω -Komponente von Null verschieden ist. Sein Ortsvektor beschreibt dann die restlichen zwei Freiheitsgrade und bewegt sich relativ zum Körper auf einer Gangpolbahn (für stationäre Bewegungen ein fester Punkt). Aus der Definition geht hervor, dass der Momentanpol im Schnittpunkt aller Polstrahlen liegt, bei Rädern entsprechend den Radachsen. Die Schnittpunktmethode kann jedoch auch eine Lösung im Unendlichen (Fernpunkt), oder bei zusammenfallenden Polstrahlen keine eindeutige Lösung liefern.

Wirken sich kinematische Zwangsbedingungen auf den Körper aus, reduziert das die Anzahl verbleibender Freiheitsgrade und führt zu einem so genannten gebundenen System. Den Extremfall stellen schienengebundene Fahrzeuge dar, für die nur noch ein Freiheitsgrad verbleibt.

2.2 ABROLLEN VON RÄDERN ALS NICHT-HOLONOME ZWANGSBEDINGUNG

Der Kontakt zwischen Rad und Boden stellt eine komplexe Berührungssituation dar, die bei Betrachtung der Kinematik in der Regel durch vereinfachende Annahmen ersetzt wird. Die Abrollbedingung besagt, dass die durch Rotation um die Radachse am Umfang zurückgelegte Bogenlänge genau der linear zurückgelegten Strecke am Boden entspricht. Andernfalls liegt Schlupf vor, der bei einer idealisierten Betrachtung ausgeschlossen wird.

Eine Geschwindigkeitskomponente parallel zur Radachse, also orthogonal zur Rollrichtung, heißt Querschlupf. Dieser bezieht sich jeweils auf die momentane Ausrichtung des Rads und sollte bei Standardrädern nicht auftreten, da er sonst übermäßigen Verschleiß zur Folge hätte. Somit gilt für ein kinematisches Fahrzeugmodell immer die Annahme, dass der Geschwindigkeitsvektor im Aufstandspunkt eines Rads relativ zum Boden bei idealer Ansteuerung stets rechtwinklig zur Radachse liegt. Eine solche Abhängigkeit zwischen der geometrischen Ausrichtung (als Lagegröße) und der Richtung des Geschwindigkeitsvektors (als Zeitableitung) heißt nichtholonome Zwangsbedingung, üblicherweise dargestellt in verallgemeinerten Koordinaten als:

$$F(q_1, \dots, q_n, \dot{q}_1, \dots, \dot{q}_n) = 0$$

Diese Einschränkung gilt für so genannte Standardräder, nicht aber für omnidirektionale Typen wie Kugelräder, Allseitenräder (Omni-Wheels) oder Mecanum-Räder. Die beiden letzten besitzen einen intrinsischen Freiheitsgrad, der eine schlupffreie Querbewegung unter Einhaltung der Abrollbedingung für die enthaltenen Röllchen ermöglicht.

2.3 BEWEGUNGSVERHALTEN VON FAHRZEUGEN

Die VDI-Richtlinie für fahrerlose Transportsysteme [VDI2510] unterscheidet **linienbewegliche** Fahrzeuge mit

zwei Freiheitsgraden und flächenbewegliche mit drei Freiheitsgraden. Erstere können jeder beliebigen krümmungstetigen Bahnkurve folgen, schränken jedoch die Bewegungsrichtung relativ dazu durch ihre Fahrwerksanordnung ein. Für das Fahrzeug als Ganzes resultiert daraus ebenfalls eine nichtholonome Zwangsbedingung, als Abhängigkeit zwischen der Orientierung ψ (Lagegröße) und der Richtung des Geschwindigkeitsvektors \vec{v} .

Der Begriff „**flächenbeweglich**“ bzw. omnidirektional kann verschiedene Ausprägungen bezeichnen, welche sich insbesondere durch diese nichtholonomen Zwangsbedingungen unterscheiden:

Erreichbarkeit der Fläche

Durch Folgen geeigneter Bahnkurven bzw. Trajektorien kann jeder Punkt auf der Ebene in beliebiger Pose erreicht werden. Diese erste Interpretation wird bereits durch linienbewegliche Fahrzeuge erfüllt und fällt somit nicht unter die übliche Definition der Flächenbeweglichkeit.

Stufe 1: quasi-omnidirektional

Die Orientierung des Fahrzeugs kann unabhängig von dessen Position eingestellt werden. Somit sind aus dem Stand heraus alle drei Freiheitsgrade (translatorisch und rotatorisch) prinzipiell möglich, bedürfen aber ggf. vorher einer Rekonfiguration des Fahrwerks in endlicher Zeit. Auch dieser Zusammenhang zwischen einem oder mehreren Lenkwinkeln und der daraus momentan eingeschränkten Bewegungsart ist eine nichtholonome Zwangsbedingung.

Stufe 2: vollständig omnidirektional.

Alle Komponenten im Geschwindigkeitsvektorwinder sind zu jedem Zeitpunkt direkt beeinflussbar. Daraus resultiert ein insgesamt holonomes kinematisches System, was aus dem Stand ohne Rekonfiguration in jedem Freiheitsgrad individuell beschleunigt werden kann.

Die Antriebsmotoren ermöglichen einen aktuatorischen Einfluss auf verschiedene Größen im Fahrzeug. Bei der vollständigen Flächenbeweglichkeit (Stufe 2) wirken diese allesamt direkt auf die Fahrzeugpose ein – die Bewegung eines Aktors bewirkt also unmittelbar eine Änderung der Pose. Im Unterschied dazu umfassen Fahrwerke mit eingeschränkter Flächenbeweglichkeit (Stufe 1) Aktoren, welche interne Lagegrößen – insbesondere Lenkwinkel – beeinflussen und damit keinen direkten Effekt auf die zeitliche Ableitung der Fahrzeugpose haben. Dieser ergibt sich erst indirekt durch die nichtholonomen Zwangsbedingungen, wenn eine Komponente der Geschwindigkeit von Null verschieden ist. Bei den in [VDI2510] beispielhaft aufgezählten Fahrwerkskonfigurationen kann dabei jedem aktuierten Freiheitsgrad eindeutig entweder ein Geschwindigkeits- oder ein Konfigurationseinfluss zugeordnet werden.

In Summe weisen alle flächenbeweglichen Fahrwerke drei verbleibende kinematische Freiheitsgrade auf. Die Anzahl ansteuerbarer Antriebe, ebenso wie die Anzahl der Räder

der liegt jedoch oft darüber. Ein Fahrzeug mit vier gelenkten Rädern ist beispielsweise ohne federnde Radaufhängung schon statisch überbestimmt. Um die in Abschnitt 2.2 beschriebenen Zwangsbedingungen zu erfüllen, muss zudem die Konfiguration der Lenkwinkel gewährleisten, dass sich zu jedem Zeitpunkt alle Radachsen in einem Momentanpol schneiden bzw. parallel liegen. Auch für die Radgeschwindigkeiten ergibt sich ein Satz Zwangsbedingungen abhängig von der aktuellen Konfiguration. Diese kinematische Überbestimmtheit des Fahrwerks wächst beliebig durch zusätzliche Räder z.B. zur Erhöhung der Traglast.

2.4 GÄNGIGE FAHRWERKE IN DER PRAXIS

Eine umfassende und systematische Betrachtung der unterschiedlichen Typen von Rädern und möglicher Fahrwerkskonfigurationen findet sich z.B. in [Connette13]. Die vorliegende Beschreibung beschränkt sich hingegen auf eine Auswahl in der Praxis verbreiteter Fahrwerkstypen, welche alle für das nachfolgend vorgestellte Konzept relevanten Eigenschaften aufweisen.

2.4.1 EINSPURMODELL

Ein Großteil der weltweit verbreiteten Fahrzeuge lässt sich ersatzweise durch das Einspurmodell beschreiben. Deren prinzipielle Steuerung über einen Lenkwinkel und ein „Gaspedal“ für die Geschwindigkeit ist vielen Menschen bekannt und geschieht daher völlig intuitiv.

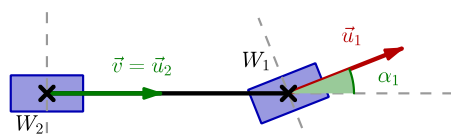


Abbildung 2. Einspurmodell aus der Fahrdynamik

Das Modell umfasst ein starr gelagertes Rad W_2 an einem Ende und ein aktiv gelenktes Rad W_1 am anderen Ende einer festen Strecke, welche in Rollrichtung des starren Rads liegt. Jedes Modellrad repräsentiert ggf. mehrere reale Räder, deren Polstrahlen sich äquivalent umformen lassen, beispielsweise zwei nicht gelenkte Räder mit identischer Achse. Der Antrieb erfolgt wahlweise über eines der beiden modellierten Räder.

Daraus resultiert ein linienbewegliches, nicht überbestimmtes Fahrzeug mit zwei Freiheitsgraden und zwei Steuergrößen. Der Lenkwinkel α_1 stellt die interne Konfiguration dar und beeinflusst im Stand nicht die Pose, sondern lediglich die mögliche Richtung des Geschwindigkeitsvektors \vec{v} (nichtholonome Zwangsbedingung). Die zweite Steuergröße skaliert den Vektor und damit die Schnelligkeit der Bewegung.

Der Bezugspunkt wird beim Einspurmodell oft im Fahrzeugschwerpunkt gewählt. Der Momentanpol liegt hingegen unter Ausschluss von Schlupf immer auf der Achse des starren Rads, ggf. im Unendlichen für die Vorwärts- oder Rückwärtsfahrt mit Lenkwinkel $\alpha_1 = 0$.

Dadurch bietet sich der Aufstandspunkt W_2 des festen Rads als alternativer Bezugspunkt an, so dass der Schwimmwinkel konstant 0° beträgt. Bei ausreichend großem Lenkwinkelbereich von mindestens $\pm 90^\circ$ ist dann auch eine reine Rotation um diesen Bezugspunkt möglich.

2.4.2 DIFFERENZIALKINEMATIK

Die bei Robotern und FTF beliebte Differenzialkinematik – auch als Panzerlenkung bekannt – umfasst zwei unabhängig angetriebene, starre Räder mit gemeinsamer Achse. Darüber hinaus besitzt das Fahrzeug in der Regel nur passive Stützräder, die ein Kippen verhindern. Solche Fahrwerke sind ebenfalls linienbeweglich, bilden aber ein holonomes, nicht überbestimmtes System.

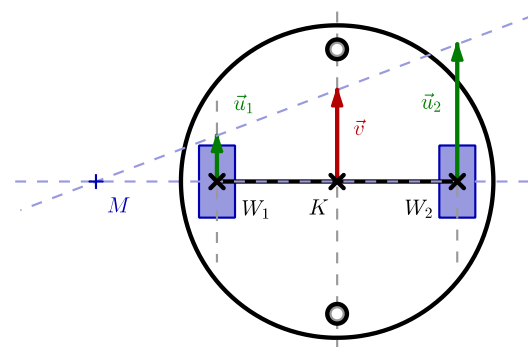


Abbildung 3. Differenzialantrieb eines Roboters

Zu jedem Zeitpunkt können zwei Bewegungsarten beliebig kombiniert werden: Die Translation senkrecht zur Radachse (gleichzeitig Gangpolbahn) und die Rotation um den Achsmittelpunkt. Diese haben direkten Einfluss auf zwei Koordinaten der Pose im bewegten, kartesischen Koordinatensystem. Deshalb liegt der Bezugspunkt in der Regel symmetrisch zwischen den Rädern, wodurch der Schwimmwinkel wieder konstant bei 0° bleibt. Die entsprechenden Steuergrößen sind äquivalent zum Mittelwert und der Differenz der beiden Antriebsgeschwindigkeiten. Zustandsgrößen zur internen Konfiguration entfallen.

2.4.3 FAHR-LENK-MODULE

Um mit Standardrädern flächenbewegliche Fahrzeuge zu realisieren, muss jedes davon einzeln lenkbar sein. Mindestens drei Aufstandspunkte sind nötig, oft werden aber vier oder mehr Räder eingesetzt. Sofern jedes einen eigenen Fahr- sowie Lenkantrieb besitzt, wird das Fahrwerk in der Regel überbestimmt, bietet allerdings auch die besten Fahreigenschaften bei Bodenunebenheiten und somit teilweise mangelndem Radkontakt. Dafür steigen tendenziell Komplexität, Bauraum und Kosten für die einzelnen Motoren. Durch die Verteilung der Antriebsleistung auf viele Motoren skaliert das Prinzip allerdings vergleichsweise gut auf größere Fahrzeuge. Im Hinblick auf die Kinematik können die Fahr-Lenk-Module äquivalent auch als Drehschmel ausgeführt sein, die wiederum für sich betrachtet eine

Differenzialkinematik darstellen. Daraus ergeben sich jedoch ggf. wieder Nachteile in Bezug auf die Lenkbarkeit bei mangelndem Bodenkontakt.

Die interne Konfiguration des Fahrwerks umfasst die Lenkwinkel aller aktuierten Räder. Um damit eine konsistente Bewegung auszuführen, müssen sich alle Radachsen in einem gemeinsamen Momentanpol schneiden. Diese Verantwortung obliegt der Fahrzeugsteuerung, die in der Regel minimale Abweichungen toleriert, welche die Räder durch Querschleif ausgleichen. Innerhalb dieser Toleranz ergibt sich aus der Konfiguration eine definierte Momentanpollage und damit eine gewisse Bewegungsart (Mode). Die zwei Koordinaten des Momentanpols entsprechen zwei Freiheitsgraden, der letzte verbleibende Freiheitsgrad ist die Geschwindigkeit, mit der die Bewegung in dieser Mode ausgeführt wird.

Hierbei handelt es sich folglich auch um ein nichtholonomes Fahrwerk, da das Fahrzeug aus dem Stand heraus momentan nur in genau einer Mode losfahren kann ohne vorher die Lenkkonfiguration anzupassen.

2.4.4 MECANUM- UND ALLSEITENRÄDER

Omnidirektionale Mecanum-Fahrwerke kommen praktisch vor allem in der Robotik zum Einsatz – meistens mit vier Rädern in rechteckiger Anordnung, teilweise aber auch im Schwerlastbereich mit z.B. acht Rädern. Für Allseitenräder ist der so genannte Kiwi-Drive mit drei Rädern in einem gleichschenkligen Dreieck üblich, wobei auch hier Anordnungen mit mehr Rädern realisiert wurden. Die Fahrwerke sind in der Regel dennoch nicht überbestimmt, da die Räder mit ihren internen Freiheitsgraden ausweichend reagieren können.

Voraussetzung für einen einwandfreien Betrieb ist ein gleichmäßiger Bodenkontakt, da der zusätzliche, nicht aktuierte Freiheitsgrad jedes Rads nur durch die jeweils anderen Räder kontrolliert werden kann, welche dafür ständig ausreichend Traktion zum Boden benötigen. Zudem resultiert aus der Konstruktion mit Röllchen kleineren Durchmessers eine höhere Flächenpressung im Bodenkontakt sowie eine verringerte Traglast gegenüber Vollrädern mit gleichen Abmaßen. Abhängig von der Anzahl am Umfang angeordneter Röllchen führt die wechselnde Berührungssituation zu einem unruhigen Lauf und damit Vibrationen. Der Wirkungsgrad verringert sich in vielen Fahrsituationen durch Reibungsverluste in den Röllchen gegenüber einem insgesamt rollenden Rad ohne interne bewegliche Teile. Daher beschränkt sich der Einsatz im Bereich der Logistik auf spezielle Anwendungen, wo z.B. kleiner Bauraum und Kosteneinsparung durch wenige Motoren die genannten Nachteile überwiegen.

Darüber hinaus bieten diese Fahrwerke jedoch als einzige einen direkten Einfluss auf alle Freiheitsgrade der Pose, da sie in Summe nur holonome Zwangsbedingungen aufweisen.

3 KLASSISCHE VORGABE PER VEKTORWINDER

Das Konstrukt des kartesischen Vektorwinders $[\vec{v}, \omega]$, wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, eignet sich prinzipiell zur Vorgabe der Bewegungsmode und Geschwindigkeit aller im vorigen Kapitel vorgestellten Fahrwerke. Daraus lässt sich für jedes Rad am Fahrzeug mit dem Lagevektor \vec{w}_i die gewollte Bewegung \vec{u}_i aus dem äquivalenten System gebundener Vektoren ableiten:

$$\vec{u}_i = \vec{v} + \omega \cdot \vec{w}_i$$

Die direkte Kontrolle darüber ist jedoch nur unter Annahme vollständig holonomer Zwangsbedingungen möglich, also im Endeffekt nur für eine vergleichsweise kleine Klasse von Fahrwerken (Stufe 2, vollständig omnidirektional). Diese Einschränkung zeigt sich insbesondere dann, wenn ein Fahrzeug aus dem Stand heraus beschleunigen soll. In diesem Zustand ist der Vektorwinder in allen Komponenten Null und enthält demnach keine Information über die anschließend geforderte Bewegungsmode. Erst zu dem Zeitpunkt, wenn sich die Koordinaten von Null unterscheiden, kann diese Mode abgeleitet werden. Alle zur Stufe 1 gehörigen quasi-omnidirektionalen Fahrwerke benötigen dann erst eine endliche Zeitdauer zur Rekonfiguration der Lenkwinkel und weichen währenddessen bereits vom Vektorwinder der Geschwindigkeit ab. Entweder verzögert sich das Anfahren entsprechend, oder das Fahrzeug fährt zunächst einen „Schlenker“ in eine andere Richtung – folgt in beiden Fällen also nicht exakt der Vorgabe.

Eine unmittelbare Ansteuerung über den Geschwindigkeits-Vektorwinder kommt verbreitet bei fahrerlosen Transportfahrzeugen zum Einsatz, wenn deren Pfade von einer externen Instanz vorgegeben werden. Dabei kann diese natürlich die internen Konfigurationszustände verfolgen und berücksichtigen, eine Änderung der Lenkkonfiguration im Stand ist jedoch aus oben genanntem Grund nicht darstellbar. Insbesondere wenn die Steuerung alternativ durch einen Bediener über dieselbe Schnittstelle erfolgen soll, führt das zu unerwartetem Verhalten. Aus der Erfahrung mit linienbeweglichen Fahrzeugen erwartet dieser nämlich, den Lenkwinkel vor dem Losfahren einstellen zu können. Aber auch für den Entwickler einer automatischen softwarebasierten Steuerung ist diese Beschreibungsform der Freiheitsgrade kontraintuitiv.

Alle drei Komponenten des Vektorwinders müssen immer aufeinander abgestimmt vorgegeben werden, auch wenn die gewünschte Bewegung einem linienbeweglichen Fahrzeug entspricht und somit zwei Steuergrößen ausreichen würden. Soll beispielsweise ein flächenbewegliches Fahrzeug tangential einer Kreisbahn folgen, so ergibt sich der (vorzeichenbehaftete) Kurvenradius R für diese intuitive Fahrbewegung erst aus dem Verhältnis der linearen Geschwindigkeit zur Winkelgeschwindigkeit. Die Vorzeichenkonvention entspricht einem Rechtssystem.

$$R = \frac{|\vec{v}|}{\omega} \begin{cases} > 0 & \text{Kurve links} \\ 0 & \text{Drehung auf der Stelle} \\ < 0 & \text{Kurve rechts} \end{cases}$$

Die überlagerte Fähigkeit flächenbeweglicher Fahrzeuge, ihre Fahrzeugorientierung relativ zur Bahnkurve ihres Bezugspunkts beliebig auszurichten, findet sich in der variablen Richtung des Vektors \vec{v} wieder. Daraus ergibt sich indirekt wieder der Schwimmwinkel:

$$\beta = \angle \vec{v} = \tan^{-1} \frac{v_y}{v_x}$$

Der Vektorwinder als Bewegungsvorgabe verteilt also die Information zu Bewegungsmodus und Geschwindigkeit so, dass den Komponenten keine isolierte, intuitive Bedeutung zugeordnet werden kann. Vielmehr wirkt sich eine Skalierung der Geschwindigkeit bei konstanter Bewegungsmodus ebenso auf alle drei Komponenten aus, wie eine Änderung der Bewegungsmodus bei gleicher Geschwindigkeit des Bezugspunkts.

Anstatt des kartesischen Vektorwinders kann die Bewegung auch durch Angabe der Momentanpollage vorgegeben werden. Dabei ersetzen die zwei Koordinaten des Polstrahlvektors \vec{p}_K die des Geschwindigkeitsvektors \vec{v} , unter Beibehaltung der Winkelgeschwindigkeit.

$$\begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ \omega \end{bmatrix} \Rightarrow \begin{bmatrix} p_{K,x} \\ p_{K,y} \\ \omega \end{bmatrix} \text{ (kartesisch) bzw. } \begin{bmatrix} p_{K,r} \\ p_{K,\theta} \\ \omega \end{bmatrix} \text{ (polar)}$$

Die gewünschte translatorische Geschwindigkeit ergibt sich sowohl in der kartesischen, als auch in der polaren Darstellungsform (nach z.B. [Thuilot96]) durch ein Produkt von zwei gegebenen Komponenten:

$$v = |\vec{p}_K| \cdot \omega = p_{K,r} \cdot \omega$$

Dies führt jedoch zu Singularitäten für alle Fälle mit parallelen Polstrahlen, also Geradeausfahrt in beliebiger Richtung. Eine endliche translatorische Geschwindigkeit lässt sich in dieser Form nicht mehr darstellen, da der Polstrahl unendlich lang wird und die Gierrate ω gegen Null strebt. Andere Ansätze mit homogenen Koordinaten [Brandstötter07] oder Projektion auf eine Kugeloberfläche [Thuilot96] versuchen dieses Problem zu vermeiden, führen aber zu rechenaufwändigen trigonometrischen Transformationen.

Ziel des im Folgenden vorgestellten Konzepts ist daher eine Darstellung mit möglichst unabhängigen, intuitiv erfassbaren Parametern, die für beliebige Fahrwerke mit geringem Rechenaufwand anwendbar und in allen Fahrsituationen frei von Singularitäten ist. Intuitiv erfassbar bedeutet insbesondere, dass sie nachvollziehbar mit messbaren physikalischen Größen zusammenhängen. Eine Reduktion der Freiheitsgrade soll sich ideal nur durch die Unveränderlichkeit eines Parameters auswirken.

4 INTUITIVE STEUERGRÖßEN ZUR BEWEGUNGSVORGABE

Aus den maximal drei zur Darstellung des ebenen Bewegungszustands benötigten Parametern ergeben sich die Führungsgrößen für sämtliche Aktorik im Fahrwerk. In Anlehnung an die Robotik entspricht diese Umrechnung der so genannten *inversen Kinematik*. Diese besitzt bei typischen Mehrgelenkrobotern oft keine eindeutige Lösung, im Gegensatz zur *direkten Kinematik*. Bei Fahrzeugen mit überbestimmtem Fahrwerk gilt dieser Sachverhalt aufgrund der Zwangsbedingungen umgekehrt, da die Räder durch leichten Schlupf auch in sich widersprüchliche Konfigurationen tolerieren. Deshalb konzentriert sich der Ansatz auf die inverse Kinematik zur Bewegungsvorgabe und umfasst keine Rücktransformation des aktuellen Bewegungszustands.

Die Grundlage bildet das intuitive Verständnis von Fahrzeugen, die dem Einspurmodell nach Abschnitt 2.4.1 entsprechen. Die daraus bekannten Parameter beschreiben abstrakt eine „Lenkung“, proportional zur Krümmung der aktuellen Kurve, und ein „Gaspedal“ für die Geschwindigkeit. Diese Größen werden nun um Konventionen ergänzt und für omnidirektionale Fahrzeuge durch die variable Orientierung erweitert. Daraus resultiert ein vorgeschlagener Steuergrößenansatz, die so genannten *Omni-Kurven-Parameter* (OKP).

4.1 WAHL EINES BEZUGSPUNKTS

Für eine intuitive Steuerung ist die Wahl des Bezugspunkts essenziell zur Nachvollziehbarkeit, jedoch für Fahrzeuge nach dem Einspurmodell in der Regel sehr unterbewusst. Unter den in Abschnitt 1 genannten diskreten Fahrmanövern kommt ihm vor allem im Fall einer Drehung „auf der Stelle“ eine greifbare Bedeutung zu. Diese findet üblicherweise um den Mittelpunkt (geometrisch oder z.B. Massenschwerpunkt) als Bezugspunkt statt.

Der Bezugspunkt bei linienbeweglichen Fahrzeugtypen muss ein potenzieller Momentanpol sein, damit ein nahtloser Übergang zwischen Translation und reiner Rotation möglich wird. Zusätzlich sollte er intuitiv auf einer Symmetrieebene des Fahrzeugs liegen. Am Beispiel des Einspurmodells wäre das der Mittelpunkt W_2 der nicht lenkbaren Achse, welcher in der Regel nicht mit der Fahrzeugmitte übereinstimmt.

Bei flächenbeweglichen Fahrzeugen ist die Wahl prinzipiell frei, da für jeden möglichen Punkt ein äquivalenter Vektorwinder existiert. Intuitiv bieten sich wiederum die Symmetrieebenen des Fahrzeugs als Referenz an, oder der entsprechende Punkt bei einem ähnlichen, linienbeweglichen Pendant. Der Bezugspunkt sollte normalerweise relativ zum Fahrzeug konstant liegen, darüber hinaus beschreibt Abschnitt 6.1 eine mögliche Erweiterung, um ihn situationsgerecht zu verschieben.

4.2 TRENNUNG VON KONFIGURATION UND GESCHWINDIGKEIT

Die vorgestellten Fahrwerkstypen unterscheiden sich in Anzahl und Art der verbleibenden Freiheitsgrade, insbesondere dem Grad der Lenkbarkeit und dem Grad der Mobilität [Connette13]. Der einfachste Fall eines schienengebundenen Fahrzeugs besitzt nur eine einzige Geschwindigkeitsgröße. Eine allgemeingültige Bewegungsvorgabe sollte demnach ebenfalls nur eine solche enthalten und diese, wie in Abschnitt 2.4.3 gezeigt, von der Bewegungs-mode trennen. Intuitiv verständlich gibt dieser Parameter dann abstrakt die Schnelligkeit der Bewegung vor.

Zusätzliche Freiheitsgrade erweitern dann nur die möglichen Bewegungsarten: Linienbeweglich kommt eine Kurvenkrümmung hinzu, flächenbewegliche Fahrwerke ergänzen diese um einen Schwimmwinkel. Die geschwindigkeitsunabhängige Vorgabe dieser beiden Konfigurationsgrößen löst auch das in Abschnitt 3 erwähnte Problem, dass bereits im Stillstand die Konfiguration passend zur Bewegungs-mode ausgerichtet werden muss.

Derart entkoppelte Steuergrößen sollten jeweils unabhängig voneinander zu jeder Zeit stetige Veränderungen innerhalb eines vordefinierten Bereichs erlauben. Die technischen Einschränkungen des Fahrwerks setzen diesem Bereich ggf. auch abhängig von der Fahrsituation engere Grenzen, wie die maximale Antriebsgeschwindigkeit oder Anschläge bei gelenkten Rädern, die Abschnitt 5.1 näher betrachtet. Solange diese nur in den jeweiligen Extrembereichen auftreten, lässt sich die Beschränkung intuitiv leicht erfassen.

4.3 EINHEITLICH NORMIERTE STEUERGRÖßEN

Für eine universell einsetzbare Schnittstelle bietet sich an, die Steuergrößen von der Fahrzeuggeometrie und dessen Leistungsdaten weitgehend unabhängig zu gestalten. Die involvierten Parameter werden normiert auf fahrzeugspezifische Kenngrößen, damit eine externe Vorgabe möglichst wenig Wissen über das konkrete Fahrzeug erfordert.

4.3.1 NOMINELLE GESCHWINDIGKEIT

Als erste Steuergröße dient eine nominelle Geschwindigkeit v_n , welche das Fahrzeug intern mit einer spezifischen Maximalgeschwindigkeit v_{max} skaliert, um eine interne (translatorische) Sollgröße zu erhalten:

$$v_s = v_n \cdot v_{max}$$

Die maximal mögliche Geschwindigkeit v_{max} des gesamten Fahrzeugs ergibt sich einerseits aus den Maximaldrehzahlen der jeweiligen Radantriebe, andererseits z.B. aus der Gefährdungsbetrachtung und den involvierten Bremswegen. Der Bezugswert v_{max} kann darüber hinaus eine zusätzliche Verlangsamung abbilden, welche ggf. situativ im Fahrzeug benötigt oder gewünscht wird.

In seltenen Fällen kann aufgrund externer Umstände die Vorgabe einer erlaubten Absolutgeschwindigkeit notwendig werden. Diese Forderung bedarf jedoch zunächst einer genaueren Spezifikation, welche Geschwindigkeit am Fahrzeug damit gemeint ist. Bei einem hohen Rotationsanteil im Vergleich zur Translation bewegt sich beispielsweise der Bezugspunkt deutlich langsamer als weiter vom Momentanpol entfernte Punkte. Ein passender Grenzwert für v_s lässt sich vernünftig nur im Fahrzeug selbst individuell ermitteln, da dort alle nötigen geometrischen Kenndaten sowie die aktuelle Konfiguration bekannt sind.

4.3.2 NOMINELLE KRÜMMUNG BEI KURVENFAHRT

Wie bereits in Abschnitt 3 erläutert, ergibt sich der Kurvenradius R für den gewählten Bezugspunkt aus dem Verhältnis von Rotation zu linearer Geschwindigkeit und definiert damit maßgeblich die Bewegungsart. Dessen Kehrwert stellt die Krümmung $\kappa = 1/R$ dar, welche für Geradeausfahrt Null beträgt.

Folglich divergiert der Radius R in dieser grundlegenden Fahrsituation gegen Unendlich. Diese unerwünschte Singularität tritt genau umgekehrt bei der Krümmung κ auf, wenn der Radius bei reiner Drehung zu Null wird. Fließkommazahlen könnten theoretisch den ganzen Wertebereich abbilden, weisen aber eine schlechte Auflösung im Extrembereich auf. Passend zur üblichen Auswertung von Eingabegeräten wäre eine endliche Ganzzahlsskala zu bevorzugen, was zu effizienteren Berechnungen führt und dadurch die erforderliche Rechenleistung reduziert.

Für Bewegungsarten mit überwiegender Translation wird daher die Krümmung als direkte, intuitiv greifbare Steuergröße genutzt. Eine überwiegende Rotation lässt sich hingegen durch den Radius als alternative Steuergröße optimal beschreiben. Die gewählte Lösung kombiniert diese beiden durch abschnittsweise lineare Abbildung auf eine gemeinsame Skala. In den beiden Abschnitten tritt dadurch keine Singularität mehr auf, da die jeweils abgebildete Rechengröße betragsmäßig beschränkt bleibt.

Im Intervall $[-2 \dots 2]$ dieser gemeinsamen Skala wird die nominelle Krümmung κ_n als normierte Steuergröße definiert. Im inneren Bereich ergibt sich daraus die Krümmung κ im Verhältnis zu einer fahrzeugspezifischen Grenzkrümmung κ_g :

$$\kappa = \kappa_n \cdot \kappa_g \quad \forall \quad |\kappa_n| < 1$$

Sobald diese betragsmäßig den Grenzwert überschreitet (also $|\kappa_n| \geq 1$), wird die Bewegungs-mode stattdessen über den Radius definiert, mit einem stetigen Übergang beim Grenzzradius $R_g = 1/\kappa_g$. Reine Rotation um den Bezugspunkt, also ein Radius $R = 0$ am Ende der Skala für $\kappa_n = \pm 2$ führt zur zweiten Geradengleichung:

$$R = \frac{\pm 2 - \kappa_n}{\kappa_g} \quad \forall \quad |\kappa_n| \geq 1$$

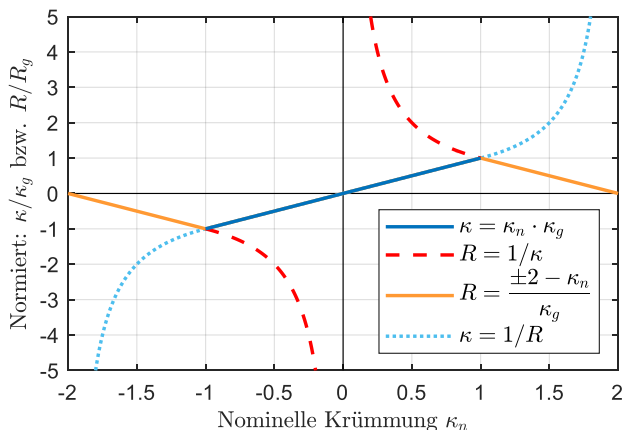


Abbildung 4. Grenzwertverhalten von Kurvenradius und Bahnkrümmung mit linearer Fortsetzung

Aufgetragen über der nominellen Krümmung κ_n stellt Abbildung 4 die abschnittsweise definierten Verläufe von Radius und Krümmung jeweils normiert auf die Grenzkrümmung κ_g bzw. den äquivalenten Grenzradius R_g dar. Die gestrichelte Hyperbel im inneren Bereich zeigt den theoretischen Verlauf des Radius R bei direkter Vorgabe von κ . Im Gegenzug verläuft die gepunktete Kurve der Krümmung im äußeren Bereich gegen Unendlich, wenn der Radius zu Null vorgegeben wird.

Für alle drei Rechengrößen gilt dieselbe Vorzeichenkonvention wie in Abschnitt 3 definiert: $\kappa_n, \kappa, R > 0$ beschreibt eine Linkskurve bzw. reine Drehung gegen den Uhrzeigersinn (mathematisch positiv). $\kappa_n, \kappa, R < 0$ entsprechend eine Rechtskurve oder Drehung im Uhrzeigersinn.

Welcher konkrete Wert sinnvoll für die Grenzkrümmung κ_g gewählt wird, hängt maßgeblich von der Fahrwerksanordnung und den daraus resultierenden Radgeschwindigkeiten ab, wie im Abschnitt 4.4 näher erläutert.

4.3.3 SCHWIMMWINKEL ZUR RELATIVEN FAHRZEUGORIENTIERUNG

Als dritte Steuergröße dient der Schwimmwinkel β als Winkel des Geschwindigkeitsvektors \vec{v} im Bezugspunkt K relativ zur vorwärts zeigenden x-Achse des Fahrzeugkoordinatensystems. Dieser kann nur bei flächenbeweglichen Fahrwerken als zusätzlicher Freiheitsgrad vorgegeben werden und sollte andernfalls, bei entsprechender Wahl des Bezugspunkts nach Abschnitt 4.1, Null betragen.

Analog zum Krümmungsmaß gilt hierbei die mathematisch übliche Vorzeichenkonvention, so dass ein positiver Schwimmwinkel eine aus Sicht des Fahrzeugs nach links gerichtete Bewegung beschreibt. Unter Beibehaltung einer nominellen Krümmung $\kappa_n = 0$ entsteht so eine intuitive Steuerung des Fahrzeugs mit gleichbleibender räumlicher Orientierung.

Freie Kombinationen von nomineller Krümmung und Schwimmwinkel, auch mit unterschiedlichen Vorzeichen, ermöglichen dann eine intuitive Steuerung der in Abbildung 1 skizzierten flüssigen Bewegungen. Gedanklich lässt sich diese zerlegen in eine gewöhnliche Bahnkurve des Bezugspunkts (wie bei linienbeweglichem Fahrwerk) und davon unabhängig, überlagert, eine Orientierung des Fahrzeugchassis relativ zur aktuellen Fahrtrichtung.

Die in dieser Form definierten Omni-Kurven-Parameter als Steuergrößenansatz können alle geforderten Bewegungen der in Abschnitt 2.4 erwähnten Fahrwerke abbilden, indem sie um die jeweils nicht benötigte(n) Steuergröße(n) reduziert werden.

Kinematik	v_n	κ_n	β
Schienenengebunden	✓	✗	○
Einspurmodell	✓	✓	○
Differenzial	✓	✓	○
Fahr-Lenk-Module	✓	✓	✓
Mecanum	✓	✓	✓

Abbildung 5. Steuergrößen verschiedener Fahrwerke: frei ✓, fremdbestimmt ✗ oder konstant ○

4.4 INTERPRETATION DER NOMINELLEN GESCHWINDIGKEIT

Die vorgeschlagene nominelle Geschwindigkeit v_n führte bisher durch Skalierung mit v_{max} nur auf die ebenfalls abstrakte Sollgeschwindigkeit v_s . Für weitläufige Kurven und Geradeausfahrt, also kleine Werte der Krümmung, lässt sich diese unproblematisch direkt als Geschwindigkeitsbetrag des Bezugspunkts K interpretieren. Die Kombination mit dem Schwimmwinkel β führt direkt zur vektoriellen Geschwindigkeit \vec{v} im Bezugspunkt.

$$\vec{v} = v_n \cdot v_{max} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta \\ \sin \beta \end{bmatrix} \quad \forall |\kappa_n| < 1$$

Nähert sich die Bewegungsmode mit stetig steigender Krümmung einer reinen Drehung um den Bezugspunkt an, so streben durch diese Vorgabe jedoch die Geschwindigkeitsbeträge an den einzelnen Rädern gegen Unendlich. Für enge Kurven stellt die Gierrate ω daher eine sinnvollere Sollgröße dar. Im Extremfall muss der Bezugspunkt sogar stillstehen, wodurch sein Geschwindigkeitsbetrag keinen Bezug zur Schnelligkeit der Bewegung mehr hat. Die umgekehrte Problematik tritt bei der Vorgabe der Gierrate für reine Translation auf (wie Abschnitt 3 in Verbindung mit der Momentanpollage erläutert), so dass keine der beiden Größen für alle möglichen Bewegungsmoden gültig ist. Analog zur abschnittswisen Abbildung der nominellen Krümmung κ_n erfolgt daher eine stetige Umschaltung:

$$\omega = \pm \kappa_g \cdot v_n \cdot v_{max} \quad \forall |\kappa_n| \geq 1$$

Die Gierrate ω wird im Bereich größerer Krümmung zur ausschlaggebenden Größe und hängt nicht mehr von dieser ab, sondern nur noch von der nominellen Geschwindigkeit v_n und v_{max} . Der Proportionalitätsfaktor ergibt sich aus der stetigen Anschlussbedingung und entspricht genau der Grenzkrümmung κ_g .

Diese zweite Interpretation der nominellen Geschwindigkeit bedeutet anschaulich, dass die Sollgeschwindigkeit v_s betragsmäßig für alle Punkte im Radius $R_g = 1/\kappa_g$

um den Momentanpol gilt. Die stetige Umschaltung bei $|\kappa_n| = 1$ führt zu einem intuitiven, nahtlosen Übergang mit konstanter Schnelligkeit und betragsmäßig begrenzten Geschwindigkeiten aller Räder.

Abbildung 6 fasst die unterschiedlichen Fälle für die nominelle Krümmung κ_n als Steuergröße zusammen und dient als Referenz zur Interpretation der resultierenden Bewegungsmode mit vorgegebener nomineller Geschwindigkeit v_n .

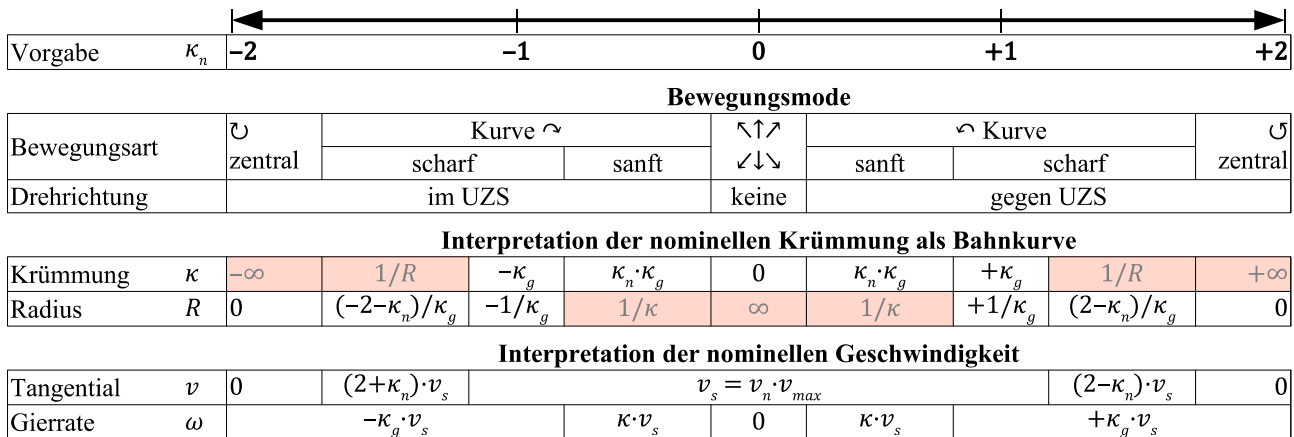


Abbildung 6. Interpretation der Steuergrößen in Abhängigkeit der nominellen Krümmung

5 ANWENDUNG AUF FAHR-LENK-MODULE

Jeder Fahrwerkstyp benötigt bei Verwendung der Omni-Kurven-Parameter eine Umrechnung der Steuergrößen v_n, κ_n, β auf die Sollgrößen seiner jeweiligen Antriebe und Stellglieder. Diese inverse Kinematik soll im Folgenden für Fahrzeuge mit einer beliebigen Anzahl von Fahr-Lenk-Modulen beispielhaft näher betrachtet werden.

5.1 SKALIERUNG FÜR BELIEBIGE ANZAHL

Aus der Bewegungsvorgabe für das gesamte Fahrzeug lässt sich, wie in Abschnitt 2.1 erwähnt, für jeden Punkt am Fahrzeug der passende Geschwindigkeitsvektor ableiten. Das heißt, dass auch in jedem Punkt ein Antriebsmodul liegen kann, sofern es im Berührungspunkt mit dem Boden eben diesem Geschwindigkeitsvektor genügt.

Aus dieser Überlegung heraus bietet sich eine Berechnungsstruktur an, die beliebig mit der Anzahl verbauter Fahr-Lenk-Module skaliert, indem sie jedes Rad individuell betrachtet. Jedes gelenkte Rad wird durch den Lagevektor \vec{w}_i vom Bezugspunkt zu seinem Anlenkpunkt W_i charakterisiert. Der Aufstandspunkt des Rads kann entlang seiner Achse um eine konstante Exzentrizität davon abweichen, woraus eine überlagerte Abrollgeschwindigkeit passend zur momentanen Winkelgeschwindigkeit der Lenkung resultiert. Durch Spiegelung der Exzentrizität auf ein zweites Rad ergibt sich das Modell eines Drehschemels, dessen Lenkfunktion aus einer Differenzgeschwindigkeit

der beiden Räder herrührt. In Bezug auf die Geschwindigkeitsvorgabe können diese drei Typen als äquivalent behandelt werden.

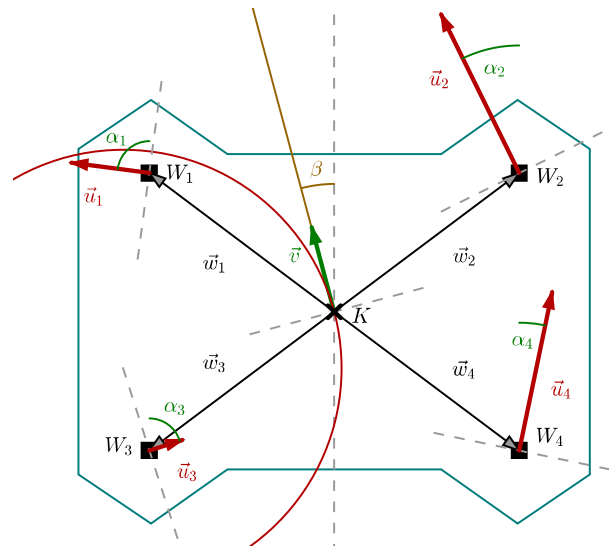


Abbildung 7. Kinematikmodell mit vier Fahr-Lenk-Modulen

Als Modell eines Beispielfahrzeugs sind in Abbildung 7 vier Fahr-Lenk-Module $W_1 \dots W_4$ angeordnet, mit den zugehörigen Lagevektoren $\vec{w}_1 \dots \vec{w}_4$ und als kinematische Größen die Geschwindigkeitsvektoren $\vec{u}_1 \dots \vec{u}_4$ unter dem jeweiligen Lenkwinkel $\alpha_1 \dots \alpha_4$ von der Vertikalen gemessen.

sen. Der Bezugspunkt K bewegt sich dadurch auf der eingezeichneten Kreisbahn um den Momentanpol mit der Tangentialgeschwindigkeit \vec{v} unter dem Schwimmwinkel β . Die Konstruktion für beliebig viele weitere Räder würde analog verlaufen.

Bei der Implementierung einer entsprechenden Berechnungsstruktur für viele Räder bietet sich eine einmalige Auswertung gemeinsamer, von \vec{w}_i unabhängiger Rechensterme (je Zyklus) an, um die verfügbare Rechenleistung effizient zu nutzen.

5.2 INTERNE VORGABEGRÖßEN

Die praktische Umsetzung von kombinierten Fahr-Lenk-Modulen (oder auch Drehschemeln) beinhaltet meistens geschlossene Regelkreise, getrennt für den Radantrieb und die Lenkwinkellage. Demnach bietet sich als Schnittstelle zwischen Fahrzeugkinematik und dem Modul eine Kombination aus der skalaren Abrollgeschwindigkeit u_i und dem Lenkwinkel α_i an.

Diese Form entspricht weitgehend der Darstellung des Vektors \vec{u}_i in Polarkoordinaten mit einer wichtigen Erweiterung des erlaubten Wertebereichs: Für jeden zulässigen Vektor existieren zwei äquivalente Koordinatenpaare, bei denen das Vorzeichen der Abrollgeschwindigkeit invertiert und der Lenkwinkel um 180° versetzt ist. Sofern für die OKP-Steuergrößen jederzeit stetige Verläufe vorgegeben werden, kann die inverse Kinematik daraus für jedes Rad ebenfalls stetige Parameter in diesen „erweiterten“ Polarkoordinaten generieren.

Bei dieser Koordinatenwahl lässt sich eine geschlossene Form ableiten, die ohne Umrechnung in kartesische Vektoren direkt die benötigten Führungsgrößen für die jeweiligen Antriebsregler (geschwindigkeits- bzw. positionsgeregt) liefert. Am in Abbildung 8 skizzierten Signalfluss zeigt sich deutlich die Entkopplung der Konfiguration von der Geschwindigkeit in zwei unabhängige Teilsysteme. Die Umschaltung der Interpretation anhand der Bedingung $|\kappa_n| \geq 1$ spiegelt sich in beiden wider, wodurch die beiden getrennten Rechenzweige jeweils nur betragsmäßig beschränkte Terme berücksichtigen müssen.

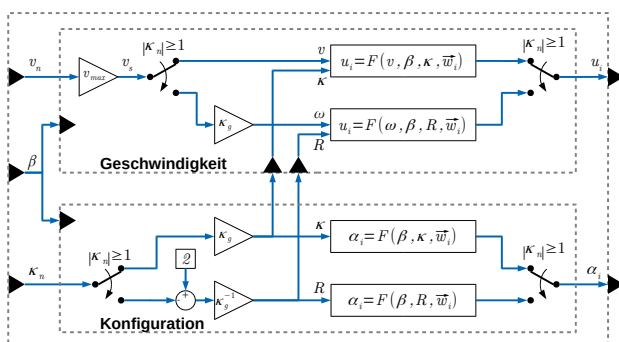


Abbildung 8. Signalfluss für einzelnes Fahr-Lenk-Modul

5.3 BENÖTIGTER LENKWINKELBEREICH

Lenkbare Räder können prinzipiell einen begrenzten oder unendlichen Lenkwinkelbereich abdecken, so genannte Multi-Turn-Lenkung. Letztere sind in Flurförderzeugen weniger verbreitet, da sie meist eine größere Bauhöhe aufweisen oder durch einen zusätzlich nötigen Drehübertrager für Energieversorgung und Steuersignale der Antriebe teurer ausfallen.

Eine klassische Auslegung von Fahr-Lenk-Modulen mit beschränktem Lenkwinkelbereich für omnidirektionale Fahrzeuge berücksichtigt in der Regel einen Bereich von mindestens $\pm 90^\circ$, um alle Fahrrichtungen von „Querfahrt links“ über „geradeaus“ bis „Querfahrt rechts“ abzudecken. Durch umgekehrte Rollrichtung des Rads können damit alle Geschwindigkeitsvektoren im vollen Umfang von 360° abgebildet werden. Zusätzlich wird der Bereich bei Querfahrt üblicherweise um eine kleine Reserve zum Nachregeln erweitert.

Diese Anordnung ermöglicht auch reine Drehung um den Bezugspunkt. An der rechteckigen Anordnung in Abbildung 7 müssen beispielsweise die Räder in Form einer Raute eingelenkt werden: W_1 und W_4 im Uhrzeigersinn, W_2 und W_3 entgegengesetzt. Die beiden linken Räder rollen dann vorwärts, die rechten rückwärts bei einer Drehung im Uhrzeigersinn. Aus dieser Situation existiert jedoch kein stetiger Übergang zurück in eine Geradeaus- oder Kurvenfahrt, da die paarweisen Schnittpunkte der Polstrahlen divergieren. Der einzige Weg ist eine abgesetzte Bewegung mit einer kurzen Pause zum Umlenken im Stillstand, was den eingangs erwähnten diskreten Fahrmanövern entspricht.

Zur Vermeidung dieser Einschränkung sollten die Lenkbereiche also so gewählt werden, dass die Konfiguration für die Grenzsituationen $\kappa_n = \pm 2$ abgebildet werden kann. Dies liefert für die im Beispiel skizzierte Radanordnung einen notwendigen Bereich von einheitlich ca. $\pm 143^\circ$, da hier alle Räder symmetrisch zum Bezugspunkt liegen.

Diese Spanne reicht unter Umständen auch nicht aus, wenn bei relativ engen Kurven der Schwimmwinkel β ebenfalls einen größeren Bereich abdecken soll. Insbesondere ein Übergang zwischen Vorwärts- und Rückwärtsfahrt durch kontinuierliche Verdrehung des Schwimmwinkels um 180° – wie für den Ablauf in Abbildung 1 – erfordert auch entsprechende Lenkwinkel mit $|\alpha_i| \geq 180^\circ$.

Anhand der Beschreibung mit den vorgestellten Omni-Kurven-Parametern lassen sich die gewünschten Kombinationen einfach abgrenzen und dazu die nötigen Bereiche errechnen. Umgekehrt ergibt sich aus einer gegebenen Radanordnung mit bekannten Lenkbereichen der erlaubte Konfigurationsraum, welcher in einem κ_n - β -Diagramm einfach als geschlossene Fläche dargestellt werden kann. Unter Berücksichtigung der maximal möglichen

Radgeschwindigkeiten kann für jede Konfiguration zusätzlich eine Grenze für die Sollgeschwindigkeit v_s errechnet werden, mit entsprechender Darstellung als räumliche Fläche im κ_n - β - v_s -Diagramm. Mittels der Omni-Kurven-Parameter entsteht somit eine einheitliche Beschreibung der möglichen Bewegungen für beliebige Fahrzeugtypen.

6 ANWENDUNGSSZENARIEN UND AUSBLICK

Eine direkte manuell gesteuerte Anwendung der vorgestellten Omni-Kurven-Parameter lässt sich trivial mit einem dreiachsigen Joystick realisieren. Dabei entspricht z.B. die Achse in Blickrichtung des Bedieners (vorwärts / rückwärts) dem Geschwindigkeitsparameter v_n und steuert damit immer die Schnelligkeit der Bewegung. Die laterale Achse (rechts / links) kontrolliert dann analog zur Ackermann-Lenkung den Krümmungsparameter κ_n . Der Schwimmwinkel β findet sich auf dem um die Hochachse drehbaren Knauf wieder und wird nur bei Bedarf betätigt.

Für automatisch gesteuerte Fahrzeuge (FTF) können die drei Steuergrößen auch als interne Schnittstelle zwischen der Pfadplanung und der inversen Fahrwerkskinematik genutzt werden. Da reale Fahrzeuge ohnehin nur krümmungsstetigen Bahnkurven exakt folgen können, erfüllen die generierten Pfade in der Regel schon die wichtigste Voraussetzung stetiger Parameter. Aus einer Beschreibung mittels – mindestens kubischer – Splines ergibt sich beispielsweise trivial der Krümmungsverlauf entlang der Bahnkurve, mit endlichem Betrag. Mit der bekannten Grenzkrümmung κ_g kann daraus wieder die einheitliche Steuergröße κ_n bestimmt werden. Der Schwimmwinkel β bleibt als Parameter der Orientierung frei. Soll das automatische Fahrzeug entlang einer Spur gelenkt werden, kann die nominelle Krümmung auch direkt mit dem Ausgang eines entsprechenden Regelglieds verknüpft werden. Beide Fälle profitieren vom definierten Verhalten durch die krümmungsabhängige Interpretation der Sollgeschwindigkeit, da der Parameter v_n einfach konstant gehalten werden kann und bei engen Kurven dennoch keine überhöhten Radgeschwindigkeiten auftreten.

Der bisherige Betrachtungshorizont für dieses Konzept beschränkt sich bewusst auf einheitliche Steuergrößen und umfasst keinen kompletten Regelkreis. Die dafür benötigte Rückführung des Bewegungszustands ist bei überbestimmten Systemen nicht eindeutig und bei handgeführten Fahrzeugen z.B. nicht erforderlich. Zur externen Vermittlung der Pose und Geschwindigkeit oder auch einen integrierten Positionsschätzer eignen sich die in Abschnitt 3 erläuterten kartesischen Vektorwinder gut. Die Definition der Omni-Kurven-Parameter zielt zunächst darauf ab, beliebige Bewegungen von Flurförderzeugen einheitlich und leicht nachvollziehbar zu beschreiben, was in der Praxis erfahrungsgemäß bereits eine große Hürde darstellt.

Eine weitergehende Untersuchung des Konzepts sollte sich vor allem auf eine klare Definition der Einsatzgrenzen für unterschiedliche Fahrwerke konzentrieren. Erste Ideen dazu sind in Abschnitt 5.3 skizziert, erfordern jedoch eine weitere Vertiefung außerhalb des hier gesetzten Rahmens.

6.1 ERWEITERUNG: DYNAMISCHE VERSCHIEBUNG DES BEZUGSPUNKTS

Bei handgeführten Flurförderzeugen sollte der Bediener einer intuitiven Steuerung möglichst auf der Erfahrung mit vergleichbaren Fahrzeugen aufbauen. Das Konzept der Omni-Kurven-Parameter versucht bereits, die Handhabung flächenbeweglicher Fahrzeuge weitgehend analog zum alltäglich gewohnten, linienbeweglichen Verhalten wie beim Einspurmodell anzunähern. Dabei unterscheiden sich die realen Fahrzeuge in solche mit Lenkung der Vorder- oder Hinterachse.

Gabelstapler besitzen passend zu ihrem Einsatzzweck meistens eine starre Vorderachse nahe der Lastaufnahme und eine gelenkte Hinterachse, um mit der Last möglichst platzsparend zu manövrieren. Mit einem flächenbeweglichen Fahrwerk ausgestattet, ist diese Zuordnung nicht mehr so eindeutig oder zwingend nötig. Beispielsweise könnte das Fahrzeug an zwei Seiten Lastaufnahmemittel bzw. Anschlusspunkte aufweisen. Je nach Einsatzsituation sollte dann ein variables Fahrverhalten mit Bezug zur jeweiligen Orientierung bereitstehen, also die „Vorder-“ und „Hinterachse“ virtuell vertauscht.

Im Kontext der Omni-Kurven-Parameter ist dies gleichbedeutend mit einer Verschiebung des Bezugspunkts. Dies spiegelt sich lediglich in den dann nicht mehr konstanten Lagevektoren \vec{w}_i wider und kann bei jeweils stetiger Verschiebung ergänzend zu den anderen Steuergrößen auch während der Fahrt genutzt werden. Die resultierenden Bewegungsgrößen behalten ihre Eigenschaften bezüglich der Stetigkeit, allenfalls müssen dadurch erweiterte Konfigurationsbereiche zur Verfügung stehen. Die grundlegenden Bewegungsmöglichkeiten ändern sich dadurch nicht, sondern werden jeweils nur durch eine andere Parameterkombination in der Konfiguration repräsentiert.

Für eine intuitive und übersichtliche Nutzung dieser Ergänzung sollte sie sich auf einen zusätzlichen Parameter beschränken. Beispielsweise für ein klassisches vierrädriges Fahrzeug die stufenlose Verschiebung zwischen den Mittelpunkten der Vorder- und Hinterachse.

7 ZUSAMMENFASSUNG

Die Untersuchung bei Flurförderzeugen gängiger Fahrwerkstypen führte zu der Definition unterschiedlicher Stufen der Beweglichkeit anhand der kinematischen Freiheitsgrade verschiedener Modelle. Darauf aufbauend wur-

den die Schwierigkeiten aufgezeigt, welche bei der Beschreibung mit einem kartesischen Vektorwinder der Geschwindigkeit auftreten können.

Daraus folgte die Herleitung eines neuen Satzes von drei Steuergrößen, den so genannten *Omni-Kurven-Parametern* (OKP), die für einen definierten Bezugspunkt gelten:

- Die nominelle Geschwindigkeit v_n , entkoppelt von der Art der Bewegung. Letztere ergibt sich isoliert aus den anderen beiden Parametern.
- Die nominelle Krümmung κ_n als abstraktes Verhältnis zwischen Rotation und Translation.
- Der Schwimmwinkel β als unabhängig überlagerte Angabe der Fahrzeugorientierung zur Bahnkurve.

Anhand eines exemplarischen Fahrzeugmodells mit vier Fahr-Lenk-Modulen zeigte die effiziente Berechnungsstruktur, wie situationsabhängig den Steuergrößen zwei unterschiedliche physikalische Bedeutungen zukommen, die bei einer definierten Grenzkrümmung stetig ineinander übergehen. Dadurch werden Singularitäten vermieden und die involvierten Rechen terme zur Ableitung der Vorgabegrößen für die Antriebe bleiben immer betragsbeschränkt. Die Einsatzgrenzen und insbesondere benötigte Lenkwinkelbereiche wurden grob skizziert, bedürfen jedoch noch einer näheren Betrachtung.

Die so geschaffene Schnittstelle kann für beliebige, auch nicht flächenbewegliche Fahrwerke einheitlich angewendet werden und liefert zudem ein gedankliches Modell, um den Umgang mit mehreren Freiheitsgraden intuitiv auf der Alltagserfahrung aufbauend zu gestalten.

LITERATUR

- [Brandstötter07] Brandstötter, M.: *Kinematikbasierte Regelung zur Rekonfiguration fehlerbehafteter mobiler Roboter*. Graz: Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik, Technische Universität Graz, November 2007
- [Connette13] Connette, C.: *Kinematische Modellierung und Regelung omnidirektionaler, nicht-holonomer Fahrwerke*. Stuttgart: Fraunhofer IPA, März 2013. ISBN 978-3-8396-0564-6
- [Thuilot96] Thuilot, B., Andréa-Novel, B., Miccaelli, A.: *Modeling and Feedback Control of Mobile Robots Equipped with Several Steering Wheels*. In: IEEE Transactions on Robotics and Automation, Vol. 12, No. 3, Juni 1996. DOI [10.1109/70.499820](https://doi.org/10.1109/70.499820)
- [VDI2510] VDI 2510: *Fahrerlose Transportsysteme*. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure e.V., Oktober 2005

Dipl.-Ing. André Colomb, wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart, nach dortigem Abschluss des Studiengangs Maschinenwesen (2007 bis 2012).

Telefon: +49 711 685-83940
E-Mail: andre.colomb@ift.uni-stuttgart.de

Carolin Brenner, M. Sc., wissenschaftliche Mitarbeiterin am Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart. Zwischen 2012 und 2019 studierte sie technische Kybernetik an der Universität Stuttgart.

Telefon: +49 711 685-83780
E-Mail: carolin.brenner@ift.uni-stuttgart.de

Adresse: Universität Stuttgart
Institut für Fördertechnik und Logistik
Holzgartenstraße 15 B, 70174 Stuttgart