

WO 2016/102555 A1



IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO,
RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI,
CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD,
TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz
3)

Prüfstand (11) einfacher und flexibler und damit praktikabler zu machen, ist vorgesehen, dass in einer ersten Simulationseinheit (30) mit einem ersten Simulationsmodell (33) zumindest eine Längsgeschwindigkeit (v_x) eines Reifens (1) berechnet wird und die Längsgeschwindigkeit (v_x) einer zweiten Simulationseinheit (35) übergeben wird, in der zweiten Simulationseinheit (35) anhand der Längsgeschwindigkeit (v_x) mit einem zweiten Simulationsmodell (36) eine Längskraft (F_x) und/oder ein Rollwiderstandsmoment (M_y) des Reifens (1) berechnet wird und mit der Längskraft (F_x) und/oder dem Rollwiderstandsmoment (M_y) ein Dyno-Sollwert (S_D) für eine Antriebsregeleinheit (34) einer Belastungsmaschine (17) des Prüfstandes (11) ermittelt wird.

Verfahren und Vorrichtung zum Durchführen eines Prüflaufs auf einem Prüfstand

Die gegenständliche Erfindung betrifft ein Verfahren zum Durchführen eines Prüflaufs auf einem Prüfstand, wobei ein Prüfling durch eine Belastungsmaschine belastet wird und die Belastungsmaschine durch eine Antriebsregeleinheit geregelt wird und die Antriebsregeleinheit zur Regelung der Belastungsmaschine zumindest einen einzuregelnden Dyno-Sollwert verwendet, wobei der zumindest eine Dyno-Sollwert aus einer Simulation berechnet wird, sowie eine zugehörige Vorrichtung zum Regeln eines Prüfstandes zum Durchführen eines Prüflaufes.

Zur Durchführung realitätsnaher Prüfläufe auf Prüfständen zum Testen von Fahrzeugen oder Fahrzeugkomponenten (Prüfling), wie z.B. einem Fahrzeug, einem Antriebsstrang, einem Verbrennungsmotor, einem Getriebe, einer Traktionsbatterie, etc., wird in jüngster Zeit verstärkt auf eine Simulation des Fahrzeugs, der Teststrecke, der Fahrzeugumgebung, der Interaktion zwischen Fahrzeug und Fahrbahn und des Fahrers anhand von geeigneten Simulationsmodellen zurückgegriffen, um daraus Sollwertvorgaben, z.B. Drehzahlen, Drehmomente, Strom, Spannungen, etc., für einen Prüfling am Prüfstand und für eine damit verbundene Belastungsmaschine zu berechnen. Das bedeutet, dass der Prüfling am Prüfstand physisch aufgebaut ist und durch eine Belastungsmaschine, z.B. durch ein Drehmoment oder eine Drehzahl, belastet wird. Das Fahrzeug, oder ein Teil davon, in dem der Prüfling zur Anwendung kommt, wird dabei durch Simulationsmodelle simuliert und die Simulation ergänzt für den Prüflauf den physisch aufgebauten Prüfling am Prüfstand. Unter Prüflauf wird allgemein verstanden, den Prüfling über eine Schnittstelle mit einem zeitlichen Belastungsverlauf, z.B. in Form eines Drehmoment-Zeit-Diagramms oder Drehzahl-Zeit-Diagramms, zu belasten. Das Ziel dabei ist beispielsweise das Abfahren einer Fahrstrecke mit dem Prüfling, wobei der Prüfling am Prüfstand angeordnet ist – der Prüfling soll also am Prüfstand dieselbe Belastung erfahren, wie wenn der Prüfling in einem realen Fahrzeug real auf der Fahrstrecke unterwegs wäre.

Bei Verwendung von Simulationsmodellen für den Prüflauf werden aus den Simulationsmodellen in, in der Regel, konstanten Zeitschritten, z.B. mit einer Frequenz von 1kHz, in Echtzeit die Sollwerte für den Prüflauf berechnet und am Prüfstand vom Prüfling und der Belastungsmaschine eingeregelt. Dazu werden am Prüfstand auch bestimmte Messgrößen, wie Drehmomente und Drehzahlen, messtechnisch erfasst und in der Simulation verarbeitet. Für höherdynamische Regelvorgänge, z.B. Bremsmanöver oder rasches Beschleunigen, sind aber kürzere Zeitschritte erwünscht bzw. für realistische Prüfläufe notwendig. Allerdings stößt man dabei aufgrund verfügbarer Rechenleistungen sehr rasch an Grenzen, da die Sollwerte nicht rasch genug ermittelt werden können. Für hochdynamische realitätsnahe

Anwendungen sind Zykluszeiten der Regelung von bis zu 10kHz oder mehr notwendig, was derzeit nicht mit ausreichender Genauigkeit wirtschaftlich umsetzbar ist. Entweder muss man dazu die Simulationsmodelle vereinfachen, um mit der verfügbaren Rechenleistung auszukommen, oder man muss sich mit größeren Zeitschritten der Regelung zufrieden geben.

5 Beides ist aber in der Praxis für hochdynamische Vorgänge wenig zufriedenstellend.

Insbesondere die realitätsnahe Berücksichtigung des Verhaltens zwischen Reifen und Fahrbahn, z.B. der Reifenschlupf, stellt hohe Anforderungen an die Simulation. Die

EP 1 037 030 B1 zeigt hierzu ein Verfahren, das es gestattet, das Verhalten eines Fahrzeugs auf einer Fahrbahn möglichst realitätsnah zu simulieren. Dabei wird das Schlupfverhalten des Reifens anhand eines Reifenmodells in einer Simulationseinheit berechnet. Das
10 Reifenmodell liefert ein Drehmoment, das der Belastungsmaschine, die den Reifen am Prüfstand simuliert, als Sollwert vorgegeben wird und das am Prüfstand eingeregelt wird, und eine vom Reifen auf die Fahrbahn übertragene Längskraft, die in einem Fahrzeugmodell zur Berechnung der Fahrzeuggeschwindigkeit verarbeitet wird. Hier wird das Reifenverhalten
15 also vollständig auf einem Simulationsrechner simuliert. Die mögliche Dynamik wird damit durch die Leistungsfähigkeit des Simulationsrechners und/oder von der Komplexität der Simulationsmodelle bestimmt. Mit diesem Verfahren sind Zykluszeiten für die Regelung von typischerweise 1-3kHz möglich, was für realitätsnahe, hochdynamische Prüfläufe aber nicht ausreichend ist.

20 Die Wartung eines Reifenmodells wie in der EP 1 037 030 B1 ist allerdings relativ aufwendig, da das gesamte Reifenmodell durchaus komplex werden kann. Abgesehen davon ist aus diesen Gründen auch eine Änderung oder Anpassung des Reifenmodells, auch nur eines Teiles davon, schwierig. Nicht zuletzt ist das Reifenmodell auch unflexibel, da das implementierte Reifenmodell festgeschrieben ist. Will man ein anderes Reifenmodell oder einen and-
25 ren Teil des Reifenmodells, z.B. für die Berechnung der Querkraft oder des Reifenschlupfes, verwenden, dann muss das ganze Reifenmodell ausgetauscht oder adaptiert werden.

Es ist daher eine Aufgabe der gegenständlichen Erfindung, die Handhabung eines Reifenmodells zum Regeln eines Prüflaufs auf einem Prüfstand einfacher und flexibler und damit praktikabler zu machen.

30 Diese Aufgabe wird mit einem eingangs erwähnten Verfahren erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass in einer ersten Simulationseinheit mit einem ersten Simulationsmodell zumindest eine Längsgeschwindigkeit eines Reifens berechnet wird und die Längsgeschwindigkeit einer zweiten Simulationseinheit übergeben wird, die anhand der Längsgeschwindigkeit mit einem zweiten Simulationsmodell eine Längskraft und/oder ein Rollwiderstandsmoment des
35 Reifens berechnet und mit der Längskraft und/oder dem Rollwiderstandsmoment zumindest

ein Dyno-Sollwert für die Antriebsregeleinheit ermittelt wird. Durch diese Aufteilung des Simulationsmodells in ein separates erstes Simulationsmodell und ein zweites Simulationsmodell wird eine funktionale Abstraktion und eine Modularisierung erreicht, die es ermöglicht, die einzelnen Simulationsmodelle, bzw. Teilmodelle, unabhängig voneinander zu parametrieren, zu warten oder zu adaptieren. Das kann nun deutlich überschaubarer erfolgen, da die einzelnen Simulationsmodelle getrennt voneinander sind und jeweils nur gewisse Teilaspekte der Simulation des Reifens abdecken. Durch die festgelegten Schnittstellen zwischen den Simulationsmodellen muss ein Simulationsmodell keinerlei Kenntnis vom anderen Simulationsmodell haben. Das ermöglicht es wiederum, Simulationsmodelle von unterschiedlichen Herstellern zu verwenden oder ein bestimmtes Simulationsmodell mit verschiedenen anderen Simulationsmodellen zu kombinieren. Die Hersteller der Simulationsmodelle müssen darüber hinaus auch keine Kompetenz in Sachen Maschinendynamik der Belastungsmaschine oder des Prüfstandes mitbringen und brauchen sich mit diesem Thema nicht zu beschäftigen, da damit nur eine Schnittstelle zur Verfügung gestellt wird, die am Prüfstand genutzt werden kann. Man erhält somit problemangepasste Schnittstellen. Die Integration komplexer Simulationsmodelle und Simulationsumgebung in Prüfständen wird dadurch ebenfalls vereinfacht.

In gleichermaßen wird diese Aufgabe mit einer Vorrichtung zum Regeln eines Prüfstandes zum Durchführen eines Prüflaufes gelöst, bei der eine erste Simulationseinheit mit einem ersten Simulationsmodell und eine zweite Simulationseinheit mit einem zweiten Simulationsmodell vorgesehen sind, wobei die erste Simulationseinheit dazu eingerichtet ist, zumindest eine Längsgeschwindigkeit eines Reifens zu berechnen und an die zweite Simulationseinheit zu übergeben, und die zweite Simulationseinheit dazu eingerichtet ist, anhand der Längsgeschwindigkeit eine Längskraft und/oder ein Rollwiderstandsmoment des Reifens zu berechnen und daraus zumindest einen Dyno-Sollwert für die Antriebsregeleinheit zu ermitteln.

Ein Simulationsmodell kann mit dem erfindungsgemäßen Ansatz auch beliebig komplex werden. Insbesondere lassen sich in der ersten Simulationseinheit auch andere Größen berechnen, wie beispielsweise eine Vertikalkraft, eine Querkraft, ein Bohrmoment oder ein Kippmoment des Reifens. Diese Größen können über die vorgesehene Schnittstelle der zweiten Simulationseinheit zur Berechnung der Längskraft und/oder des Rollwiderstandsmoments bzw. des Dyno-Sollwerts für die Antriebsregeleinheit übergeben werden.

Wenn in der zweiten Simulationseinheit aus der Längskraft und/oder dem Rollwiderstandsmoment der zumindest eine Dyno-Sollwert für die Antriebsregeleinheit berechnet wird, dann kann der Antriebsregeleinheit direkt ein Soll-Belastungsmoment oder eine Soll-Dynodrehzahl vorgegeben werden. Damit muss auch die Antriebsregeleinheit keinerlei Kenntnis von einem

Simulationsmodell haben. Das ermöglicht es, eine beliebige am Prüfstand vorhandene Antriebsregeleinheit zu verwenden, insbesondere auch ohne diese adaptieren zu müssen.

Eine weitere Aufgabe der gegenständlichen Erfindung liegt darin, das Problem der beschränkten möglichen Dynamik bei der Durchführung eines Prüflaufs mit einem Simulationsmodell auf einem Prüfstand zu verbessern. Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß
5 dadurch gelöst, dass zumindest eine der Größen Längsgeschwindigkeit, Vertikalkraft, Querkraft, Bohrmoment und Kippmoment, in der ersten Simulationseinheit mit einer ersten Frequenz berechnet werden und daraus die Längskraft und/oder das Rollwiderstandsmoment in der zweiten Simulationseinheit mit einer zweiten Frequenz berechnet werden. Vorzugsweise
10 ist dabei die erste Frequenz kleiner als die zweite Frequenz. Damit werden die für das Erreichen einer hohen Prüfstandsdynamik notwendigen Größen des Kraftwinders des Reifens öfters ermittelt, als die Längsgeschwindigkeit bzw. als die restlichen Größen des Kraftwinders. Aufgrund der Aufteilung der Simulationsmodelle reicht hierzu die verfügbare Rechenkapazität in der zweiten Simulationseinheit aus. Die in der ersten Simulationseinheit berechneten Größen können ohne Einschränkung der Qualität der Simulation weniger häufig aktua-
15 lisiert, also berechnet, werden. Das ermöglicht insbesondere die Durchführung von hochdynamischen Prüfläufen auf Prüfständen, bei denen ein Prüfling mit einer Belastungsmaschine verbunden ist, die von einer Antriebsregeleinheit geregelt wird.

Wenn das zweite Simulationsmodell in der Antriebsregeleinheit implementiert wird, kann eine
20 allfällige Totzeit zur datentechnischen Übertragung von Größen zwischen der zweiten Simulationseinheit und der Antriebsregeleinheit verringert werden. Durch diese umrichternahe Implementierung des zweiten Simulationsmodells ist es möglich, die Dyno-Sollwerte noch schneller zu ermitteln.

Die Genauigkeit der Simulationsmodelle kann erhöht werden, wenn Korrekturterme definiert
25 werden, die die Größen Längskraft und/oder Rollwiderstandsmoment in Abhängigkeit von einem aktuellen Sturz und/oder von einem aktuellen Schräglauf des Reifens korrigieren. Das ermöglicht es auch, am Prüfstand eine Kurvenfahrt zu simulieren. Ebenso führt es zur Erhöhung der Simulationsgenauigkeit, wenn im ersten Simulationsmodell und/oder im zweiten Simulationsmodell bei der Simulation ein Reifenschlupf, der von der Längskraft abhängig ist,
30 berücksichtigt wird.

Das erfindungsgemäße Verfahren lässt sich dabei vorteilhafterweise auch auf einem Rollenprüfstand einsetzen, bei dem zumindest ein Reifen in kraftschlüssiger Verbindung mit einer Rolle, die von der Belastungsmaschine angetrieben wird, steht. Hierbei wird vorteilhafterweise ein Rollenmoment der Rolle gemessen, da diese Messgröße im Normalfall auf einem
35 Rollenprüfstand verfügbar ist. In der zweiten Simulationseinheit wird dann aus dem zweiten

Simulationsmodell die Längskraft oder das Rollwiderstandsmoment berechnet und die jeweils andere Größe aus einer Bewegungsgleichungen (z.B. der Euler'schen Bewegungsgleichung) berechnet. Damit kann die Berechnung der Längskraft oder des Rollwiderstandsmoments vereinfacht werden.

- 5 Der Rollenprüfstand kann vorteilhafterweise auch dazu benutzt werden, um die kraftschlüssige Verbindung der Rolle als Reibradgetriebe mittels einer als Dyno-Sollwert berechnete Latschgeschwindigkeit, d.h. eine bestimmte Umfangsgeschwindigkeit der Lauffläche bzw. des Laufbandes, einzuregeln.

Die gegenständliche Erfindung wird nachfolgend unter Bezugnahme auf die Figuren 1 bis 5
10 näher erläutert, die beispielhaft, schematisch und nicht einschränkend vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung zeigen. Dabei zeigt

Fig.1 einen Reifen auf einer gewölbten Fahrbahn mit einem reifenbezogenen Koordinatensystem,

Fig.2 ein Beispiel eines Antriebsstrangprüfstandes,

15 Fig.3 ein erfindungsgemäßes Regelkonzept des Prüfstandes,

Fig.4 eine vorteilhafte Weiterentwicklung des Regelkonzepts und

Fig.5 ein Beispiel eines Rollenprüfstandes.

In Fig.1 ist schematisch ein Reifen 1 auf einer im Allgemeinen gewölbten Fahrbahn 2 dargestellt. Der Reifen 1 steht am Radaufstandspunkt P auf der Fahrbahn 2 auf (Fig.1 zeigt die
20 Tangentialebene 3 auf die gewölbte Fahrbahn 2 im Radaufstandspunkt P) und der Reifen 1 dreht sich um den Radmittelpunkt C um eine Drehachse y_c . Der Reifen 1 steht dabei nicht in einem Punkt P auf der Fahrbahn 2 auf, sondern auf einer Reifenaufstandsfläche, die gemeinhin als Latsch L bezeichnet wird. Für die folgenden Überlegungen wird von einem rechtshändigen Koordinatensystem ausgegangen, wie in Fig.1 dargestellt. Die x-Achse entspricht der Spur des Reifens 1. Die y-Achse ist die Parallele der Drehachse y_c durch den
25 Radaufstandspunkt P und die z-Achse ist die Verbindungsgerade durch Radaufstandspunkt P und den Radmittelpunkt C. Der Radaufstandspunkt P ist somit jener Punkt der den Abstand zwischen gewölbter Fahrbahn 2 und Radmittelpunkt C minimiert. Damit ergeben sich am Reifen 1 gemäß dem gewählten Koordinatensystem eine Vertikalkraft F_z , eine Längskraft
30 F_x in Richtung der Spur und eine Querkraft F_y , ein Rollwiderstandsmoment M_y , ein Bohrmoment M_z und ein Kippmoment M_x . Diese Kräfte und Momente werden zusammengefasst auch als Reifen-Kraftwinder (=Schraube zweiter Art oder Dyname) bezeichnet. Der Reifen-Kraftwinder ist als intrinsische physikalische Größe von der Zerlegung in ein bestimmtes Koordinatensystem unabhängig. Die in einem fahrbahnfesten Koordinatensystem beobachtete
35 Geschwindigkeit des Radaufstandspunktes P des virtuellen Fahrzeugs wird mit $V(P)$ be-

zeichnet. Die Projektion von $V(P)$ auf die Spur wird Längsgeschwindigkeit genannt und mit v_x abgekürzt.

In Fig.2 ist beispielhaft die Anordnung eines Prüflings 10, hier ein Antriebsstrang, auf einem Prüfstand 11, hier ein Antriebsstrangprüfstand, dargestellt. Der Prüfling 10 ist dabei als reale Hardware physisch am Prüfstand 11 aufgebaut. Der Antriebsstrang umfasst hier eine Antriebseinheit 12, wie z.B. einen Verbrennungsmotor oder einen Elektromotor, der ein Getriebe 13 antreibt. Eine Antriebswelle 15 verbindet das Getriebe 13 mit einem Differenzialgetriebe 14, das in bekannter Weise zwei Seitenwellen 16 antreibt. An der Seitenwelle 16 ist im Normalfall das Fahrzeugrad mit dem Reifen 1 an den Radträgern 18 angeordnet. Am vorliegenden Prüfstand 11 wird das Fahrzeugrad durch eine Belastungsmaschine 17, in der Regel ein Elektromotor, auch Dynamometer oder kurz Dyno genannt, ersetzt, der in geeigneter Weise mit den Radträgern 18 verbunden ist, z.B. formschlüssig durch einen Verbindungsflansch 19 und eine Dynowelle 20. Der Antriebsstrangprüfstand ist somit dadurch gekennzeichnet, dass er eine formschlüssige Verbindung zwischen Prüfling und Belastungsmaschine 17 realisiert. Ebenso ist in der Regel ein Bremssystem 21 vorgesehen, um zum Bremsen ein Bremsmoment M_B in den Antriebsstrang einzuprägen. Ebenso könnten im Antriebsstrang auch noch weitere Drehmomente wirken, z.B. ein Drehmoment eines Radnabenmotors oder eines Elektromotors in einem Hybridantriebsstrang, die ein weiteres Antriebsmoment erzeugen.

Für die Erfindung ist die Erkenntnis wichtig, dass von den Kräften und Momenten des Reifen-Kraftwinders nur ein Teil die Drehbewegung des Reifens 1 um seine Drehachse y_c beeinflusst, was wiederum unmittelbar den Antriebsstrang bzw. den Prüfling 10 beeinflusst, und der andere, im Sinne der Schraubentheorie hierzu orthogonale Teil des Reifen-Kraftwinders, die Fahrdynamik des Fahrzeuges, in dem der Antriebsstrang virtuell (durch Simulation) oder real eingebaut ist, beeinflusst. Vom Reifen-Kraftwinder beeinflussen nur die Längskraft F_x und das Rollwiderstandsmoment M_y die Drehbewegung des Reifens 1 um die Drehachse y_c . Alle anderen Größen des Reifen-Kraftwinders sind im Sinne der Schraubentheorie orthogonal zur Schraube erster Art und haben keinen direkten Einfluss auf die Drehbewegung des Reifens 1, sondern diese wirken auf die Radaufhängung und damit auf das Fahrzeug.

Anhand von Fig.3 wird nachfolgend das Simulations- und Regelkonzept des Prüfstandes 11 näher erläutert. Am Prüfstand 11 ist der Prüfling 10, beispielsweise ein Antriebsstrang wie in Fig.2 gezeigt, physisch angeordnet. Der Prüfling 10 ist mit einer Anzahl von Belastungsmaschinen 17 verbunden und wird von dieser belastet, beispielsweise durch ein Belastungsmoment M_D . Der Einfachheit halber wird im Folgenden aber von nur einer Belastungsmaschine 17 ausgegangen. Der Prüfling 10 kann durch eine Automatisierungseinheit 37 des Prüfstandes 11 gemäß den Vorgaben des durchzuführenden Prüflaufs geregelt werden, z.B.

kann eine Drosselklappe eines Verbrennungsmotors 12 durch die Automatisierungseinheit 37 geregelt werden, indem die Automatisierungseinheit 37 Prüflings-Sollwerte S_P , z.B. eine Drehzahl und/oder ein Drehmoment, für den Prüfling 10 berechnet. Die Automatisierungseinheit 37 kann dazu auch in einer Simulationseinheit 30 berechnete Simulationsgrößen G erhalten, wie nachfolgend noch ausgeführt wird.

Die Belastungsmaschine 17 wird am Prüfstand 11 von einer Antriebsregeleinheit 34 geregelt. Dazu wird der Antriebsregeleinheit 34 ein Soll-Belastungsmoment $M_{D,soll}$, oder gleichwertig eine Soll-Dynodrehzahl $n_{D,soll}$ (allgemein ein Dyno-Sollwert S_D), vorgegeben, das von der Antriebsregeleinheit 34 eingeregelt werden soll. Hierzu kann auch vorgesehen sein, dass die Antriebsregeleinheit 34 für die Regelung von der Belastungsmaschine 17 und/oder vom Prüfling 10 Messwerte MW erhält, wie z.B. eine Istdrehzahl oder ein Istdrehmoment, die mittels geeigneter Sensoren am Prüfling 10 oder an der Belastungsmaschine 17 erfasst werden können. Der Dyno-Sollwert S_D wird hierzu in der Simulation ermittelt, wie nachfolgend erläutert.

In einer ersten Simulationseinheit 30, z.B. ein Simulationsrechner mit Simulationshardware und Simulationssoftware, ist ein erstes Simulationsmodell 31 implementiert, hier z.B. mit Teilmodellen in Form eines Fahrzeugmodells 32 und eines ersten Reifenmodells 33. Mit dem ersten Simulationsmodell 31, hier insbesondere dem ersten Reifenmodell 33, werden Kräfte und Momente des Reifen-Kraftwinders berechnet, die die Drehbewegung des Reifens 1 um seine Drehachse y_C , wie oben ausgeführt, nicht unmittelbar beeinflussen, also zumindest eine der Größen Vertikalkraft F_z , Seitenkraft F_y , Kippmoment M_x und Bohrmoment M_z . Davon können Größen, die die Querdynamik des Reifens 1 beeinflussen, also insbesondere eine Seitenkraft F_y und oder ein Bohrmoment M_z , auch dem Fahrzeugmodell 32 rückgeführt werden, das diese Größen für die Simulation des virtuellen Fahrzeugs verarbeitet, wie in Fig.3 angedeutet.

Das Fahrzeugmodell 32 kann eine aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit $V(P)$ für die einzelnen Fahrzeugräder (oder im Falle einer Vereinfachung für das Gesamtfahrzeug) berechnen und dem ersten Reifenmodell 33 zur weiteren Verarbeitung übergeben.

Im ersten Simulationsmodell 31 wird insbesondere die Längsgeschwindigkeit v_x des Radaufstandspunktes P des Reifens 1 berechnet. Das kann entweder im Fahrzeugmodell 32 oder im ersten Reifenmodell 33 erfolgen. Es ist aber auch denkbar, dass das Simulationsmodell 31 keine Teilmodelle in Form eines Fahrzeugmodells 32 oder eines ersten Reifenmodells 33 umfasst. In diesem Falle wird die Längsgeschwindigkeit v_x unmittelbar durch das erste Simulationsmodell 31 berechnet. Diese berechnete Längsgeschwindigkeit v_x des Radaufstandspunktes P wird an eine zweite Simulationseinheit 35 zur weiteren Verarbeitung übergeben.

Daneben können gegebenenfalls weitere in der ersten Simulationseinheit 30 berechnete Größen des Kraftwinders (Vertikalkraft F_z , Seitenkraft F_y , Kippmoment M_x oder Bohrmoment M_z), oder weitere Größen (z.B. geometrische, kinematische Größen oder Fahrbahnbeschaffenheitswerte (wie z.B. Reibwerte), an die zweite Simulationseinheit 35 zur weiteren Verarbeitung übergeben werden.

In der zweiten Simulationseinheit 35, z.B. ein zweiter Simulationsrechner mit Simulationshardware und Simulationssoftware, ist nun ein zweites Simulationsmodell 36, insbesondere ein zweites Reifenmodell, implementiert, das Kräfte und Momente des Reifen-Kraftwinders berechnet, die die Drehbewegung des Reifens 1 um dessen Drehachse y_C unmittelbar beeinflussen, also die Längskraft F_x und/oder das Rollwiderstandsmoment M_y . Dazu verwendet die zweite Simulationseinheit 35 zumindest die von der ersten Simulationseinheit 30 erhaltene Längsgeschwindigkeit v_x , und gegebenenfalls auch weitere erhaltene Größen, wie Vertikalkraft F_z , Seitenkraft F_y , Kippmoment M_x oder Bohrmoment M_z , geometrische oder kinematische Größen (wie z.B. Schräglaufwinkel oder Quergeschwindigkeiten) oder Größen, die die Fahrbahnbeschaffenheit betreffen. Die Längskraft F_x ist beispielsweise, wie aus der Reifenphysik bekannt, im Wesentlichen von der kinematischen Größen der Längsgeschwindigkeit v_x des Radaufstandspunktes P, aber gegebenenfalls auch von Größen des Kraftwinders, wie der Vertikalkraft F_z , abhängig, woraus ein einfaches Modell für die Ermittlung der Längskraft F_x ableitbar ist. Aus der Längsgeschwindigkeit v_x , und gegebenenfalls aus anderen benötigten Größen, wie z.B. den Größen des Kraftwinders oder dem Schräglaufwinkel oder dem Sturz des Reifens 1, die im Fahrzeugmodell 32 berechnet werden können, wird der Dyno-Sollwert S_D , hier z.B. das Soll-Belastungsmoment $M_{D,soll}$ oder die Soll-Dynodrehzahl $n_{D,soll}$, für die Antriebsregeleinheit 34 ermittelt.

Dies geschieht beispielsweise mit einer Bewegungsgleichung, wie der Euler'schen Bewegungsgleichung in der Form

$$J_w \ddot{\alpha} = M_y + F_x r + M_B + M_A + M_{aux}$$

mit den folgenden Größen:

Massenträgheitsmoment des Fahrzeuges J_w , Drehbeschleunigung $\ddot{\alpha}$ mit dem Drehwinkel α (der gemessen werden kann), Rollwiderstandsmoment M_y , Längskraft F_x , Radius des Fahrzeuges r , Bremsmoment M_B , Antriebsmoment M_A , das z.B. vom Verbrennungsmotor 12 in den Antriebsstrang eingeprägt wird, und beliebigen Zusatzmomenten M_{aux} , wie z.B. Reibmomente, Luftwiderstandsmoment, usw. Die Drehmomente sind als algebraische Größen gegebenenfalls vorzeichenbehaftet. Die Größen Bremsmoment M_B und Antriebsmoment

M_A werden entweder gemessen oder sind aus dem Prüflauf bekannt, oder werden aus anderen am Prüfstand 11 gemessenen Größen berechnet oder geschätzt.

Im gezeigten Ausführungsbeispiel nach Fig.3 wird im ersten Reifenmodell 33 die Längsgeschwindigkeit v_x und die Vertikalkraft F_z berechnet und an die zweite Simulationseinheit 35 übergeben. Eine Seitenkraft F_y und ein Bohrmoment M_z werden ebenfalls im ersten Reifenmodell 33 berechnet und an das Fahrzeugmodell 32 zurückgegeben. Abgesehen davon, können auch die in der zweiten Simulationseinheit 35 berechneten Größen des Kraftwinders, wie z.B. die Längskraft F_x und/oder das Rollwiderstandsmoment M_y , an das erste Simulationsmodell 31 rückgeführt werden, wie in Fig.3 angedeutet.

Für die Ermittlung des Dyno-Sollwertes S_D kann in einer Näherung die Berechnung nur einer der beiden Größen, Längskraft F_x oder Rollwiderstandsmoment M_y , ausreichend sein. Beispielsweise könnte das Rollwiderstandsmoment $M_y=0$ angenommen werden, oder es könnte nur das Rollwiderstandsmoment M_y berücksichtigt werden. Die obige Bewegungsgleichung würde sich dabei entsprechend anpassen.

Die erste Simulationseinheit 30 und/oder die zweite Simulationseinheit 35 können hierzu auch benötigte Parameter P für die Simulation, z.B. Fahrbahnparameter, Umgebungsparameter oder Reifenparameter, von der Automatisierungseinheit 37 gemäß dem durchzuführenden Prüflauf erhalten.

Ebenso kann die erste und/oder die zweite Simulationseinheit für die Simulation auch Messwerte MW aus dem Prüfstand 11 erhalten, wie in Fig.3 angedeutet, beispielsweise Drehzahlen und Drehmomente.

Ein wesentlicher Vorteil der Aufteilung des Simulationsmodells zur Berechnung des Dyno-Sollwertes S_D in ein separates erstes Simulationsmodell 33 und ein zweites Simulationsmodell 36 ist im Prinzip der funktionalen Abstraktion und der Modularisierung zu sehen. Die Hersteller der ersten und zweiten Simulationseinheit 30, 35 bzw. der darauf implementierten Simulationsmodelle 31, 36, die auch verschieden sein können und die in aller Regel keine Kompetenz in Sachen Maschinendynamik der Belastungsmaschine 17 oder des Prüfstandes 11 mitbringen, brauchen sich mit diesem Thema nicht zu beschäftigen, da damit nur eine Schnittstelle zur Verfügung gestellt wird, die am Prüfstand 11 genutzt werden kann. Man erhält somit problemangepasste Schnittstellen. Die Integration komplexer Simulationsmodelle 31, 36 und Simulationsumgebung in Prüfständen 11 wird dadurch ebenfalls vereinfacht. Abgesehen davon ist auf einem Prüfstand 11 die zweite Simulationseinheit 35 häufig bereits fertig implementiert und vorhanden. Damit kann man diese vorhandene Schnittstelle einfach mit ersten Simulationseinheiten 30 verschiedener Anbieter kombinieren. Dies ist ein wertvol-

ler Beitrag im Hinblick auf die von vielen Anwendern geforderten Offenheit der Simulations- und Prüfstandssysteme.

Ein weiterer wichtiger Vorteil der Aufteilung des Simulationsmodells in ein separates erstes Simulationsmodell 33 und ein zweites Simulationsmodell 36, die auch auf verschiedenen

Simulationseinheiten 30, 35 implementiert sind, liegt darin, dass die für die Drehbewegung des Reifens 1, und damit für die Dynamik, verantwortlichen Größen des Reifen-Kraftwinders mit kleineren Zeitschritten berechnet werden können, als die anderen Größen. Beispielsweise werden die für die Drehbewegung des Reifens 1 verantwortlichen Größen des Reifen-

Kraftwinders, Längskraft F_x und/oder Rollwiderstandsmoment M_y , in der zweiten Simulationseinheit 35 mit einer Frequenz von 10kHz berechnet, während die Berechnung der Längsgeschwindigkeit v_x in der ersten Simulationseinheit 30 mit einer Frequenz von 1kHz erfolgt. Damit liegt der für die Regelung der Belastungsmaschine 17 notwendige Dyno-

Sollwert S_D in kleineren Zeitschritten (höherer Frequenz) vor, was eine zeitlich feiner aufgelöste Regelung der Belastungsmaschine 17 und damit auch das Regeln hochdynamischer

Regelvorgänge ermöglicht. Dazu kommt noch, dass die Längskraft F_x und/oder das Rollwiderstandsmoment M_y näher an der Antriebsregeleinheit 34 berechnet werden, wodurch auch Totzeiten für die Übertragung des Dyno-Sollwerts S_D an die Antriebsregeleinheit 34 verringert werden können, was für eine hochdynamische Berechnung ebenfalls vorteilhaft ist. Die in der ersten Simulationseinheit 30 berechneten Größen werden in größeren Zeitschritten,

z.B. mit einer Frequenz von 1kHz, berechneten. Für die zweite Simulationseinheit 35 werden die von der ersten Simulationseinheit 30 erhaltenen Größen, insbesondere Längsgeschwindigkeit v_x und gegebenenfalls Größen des Kraftwinders, mit größeren Zeitschritten (niedriger Frequenz) aktualisiert, als die zweite Simulationseinheit 35 die Dyno-Sollwerte S_D berechnet. Für die Durchführung des Prüflaufs stellt das aber kein Problem dar. Die zweite Simulationseinheit 35 führt im Allgemeinen die berechneten Größen Längskraft F_x und/oder Rollwiderstandsmoment M_y , und gegebenenfalls weitere Größen, an die erste Simulationseinheit 30 zurück.

In einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung ist das zweite Simulationsmodell 36 in der Antriebsregeleinheit 34, die in diesem Fall auch als zweite Simulationseinheit 35 fungiert,

implementiert, wie in Fig.4 dargestellt. Damit kann der Dyno-Sollwert S_D direkt in der Antriebsregeleinheit 34 berechnet werden, was insbesondere auch allfällige Totzeiten durch notwendige Datenübertragung zwischen zweiter Simulationseinheit 35 und Antriebsregeleinheit 34 noch weiter reduziert. Damit wird es auch möglich bestehende Prüfstandlösungen auf einfache Weise nachzurüsten, indem die existierende Antriebsregeleinheit 34 am Prüfstand 11 durch das zweite Simulationsmodell 36 ergänzt wird. Für die Berechnung der für die Drehbewegung des Reifens 1 verantwortlichen Größen des Reifen-Kraftwinders, Längskraft

F_x und/oder Rollwiderstandsmoment M_y , reicht die verfügbare Rechenkapazität der vorhandenen Antriebsregeleinheit 34 in der Regel aus.

Das erfindungsgemäße Vorgehen der getrennten Ermittlung von Längsgeschwindigkeit v_x und Längskraft F_x und/oder Rollwiderstandsmoment M_y bedarf aber nicht unbedingt eines Prüflings 10 am Prüfstand 11, bei dem lediglich die Reifen 1 fehlen, wie beim Antriebsstrang der Fig.1. Die Erfindung könnte natürlich auch bei anderen Prüflingen 10 angewendet werden. Wenn der Prüfling z.B. nur ein Verbrennungsmotor 12 auf einem Motorprüfstand ist, der mit einer Belastungsmaschine 17 verbunden ist, dann lassen sich trotzdem realitätsnahe Prüfungen durchführen. Dazu kann wie oben beschrieben in einer ersten Simulationseinheit 30 mit einem ersten Simulationsmodell 31 die Längsgeschwindigkeit v_x , und gegebenenfalls Größen des Reifen-Kraftwinders, die die Drehbewegung des Reifens 1 nicht beeinflussen, berechnet werden. In einer zweiten Simulationseinheit 35 bzw. in der Antriebsregeleinheit 34 können mit dem zweiten Simulationsmodell 36 die Größen des Reifen-Kraftwinders berechnet werden, die die Drehbewegung des Reifens beeinflussen, also die Längskraft F_x und/oder das Rollwiderstandsmoment M_y . Um in diesem Fall einen Dyno-Sollwert S_D für die Belastungsmaschine 17 zu ermitteln, könnten die Komponenten des Antriebsstranges zwischen Verbrennungsmotor 12 und Reifen 1 ebenfalls simuliert werden, vorzugsweise in der zweiten Simulationseinheit 35 oder der Antriebsregeleinheit 34.

Auf der anderen Seite kann die erfindungsgemäße Aufteilung der Berechnung der Größen des Reifen-Kraftwinders auch in einem Rollenprüfstand angewendet werden, also wenn der Reifen 1 am Prüfstand 11 real vorhanden ist, wie nachfolgend unter Bezugnahme auf die Fig.5 beschrieben wird.

In Fig.5 ist ein Antriebsstrang wie in Fig.2 beschrieben auf einem Prüfstand 11 in Form eines Rollenprüfstandes angeordnet. Hier sind am Prüfling 10 reale Fahrzeugräder 40 mit den Reifen 1 an den Radträgern 18 angeordnet. Am Prüfstand 11 sind Rollen 41 angeordnet, auf denen die Fahrzeugräder 40 über den Latsch L der Reifen 1 (siehe Fig.1) aufliegen. Obwohl im gezeigten Ausführungsbeispiel für jedes Fahrzeugrad 40 eine eigene Rolle 41 vorgesehen ist, kann aber natürlich auch nur eine Rolle 41 für mehrere Fahrzeugräder 40, insbesondere einer Achse, vorgesehen sein. Für einen Allrad-Antriebsstrang können auch vier Rollen 41 oder je eine Rolle 41 pro Achse vorgesehen sein. Jede Rolle 41 wird von einer zugeordneten Belastungsmaschine 17 angetrieben. Ein Rollenprüfstand ist ein Reibradgetriebe und somit ein Beispiel für eine kraftschlüssige Getriebebauform. Dabei rollt der Reifen 1 kraftschlüssig über die Rolle 41 und wird hierbei mittels der Belastungsmaschine 17 belastet. Die Belastung erfolgt hierbei entweder durch ein Belastungsmoment M_D oder indem dem Reifen 1 kraftschlüssig eine (Soll-) Drehzahl n eingeprägt wird. Wie aus der Theorie der Reibradgetriebe hinlänglich bekannt, führen Kräfte und Momente im Latsch L zu einem Reifenschlupf in

der Kontaktzone zwischen Reifen 1 und Rolle 41. Solche Rollenprüfstände und Reibradgetriebe sind hinlänglich bekannt, weshalb hier nicht näher darauf eingegangen wird. Die Rolle 41 ist demnach ein Mittel, um dem Reifen 1 über eine kraftschlüssige Verbindung eine bestimmte Latschgeschwindigkeit, bzw. eine Geschwindigkeit des Laufbandes oder der Lauf-
 5 fläche, aufzuprägen. Diese Latschgeschwindigkeit ist an die Fahrzeuggeschwindigkeit über Kraftgesetze, nicht jedoch rein kinematisch gekoppelt. Die Fahrzeuggeschwindigkeit ist hierbei nicht mit der Tangentialgeschwindigkeit der Rollenoberfläche identisch: Beispielsweise können die Lauffläche des Reifens 1 bzw. der Latsch L auf einer Eisplatte durchdrehen, während das Fahrzeug sich bei 100% Reifenschlupf im Stillstand befindet. Die Rolle 41 befindet
 10 sich bei der Simulation dieses Fahrmanövers nicht im Stillstand.

Die Regelung des Prüflings 10, z.B. des Verbrennungsmotors 12, erfolgt wieder wie schon bezüglich der Fig.3 erläutert über die Automatisierungseinheit 37 des Prüfstandes 11, die wieder Messwerte MW aus dem Prüfstand erhalten kann (in Fig.5 aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht eingezeichnet). Eine Antriebsregeleinheit 34 kann als Messwert MW z.B.
 15 einen Istwert der Rollengeschwindigkeit n_{RL} , n_{RR} oder des Rollenmomentes M_{RL} , M_{RR} , die am Prüfstand 11 über geeignete Drehzahlgeber erfasst werden kann, zugeführt werden. Die Dyno-Sollwerte S_{DL} , S_{DR} werden wieder in einer Simulation ermittelt. Die Simulation berücksichtigt hierbei vorzugsweise die dem Rollenprüfstand inhärente Eigenschaft, dass die Rolle 41 ein Reibradgetriebe ist und die Rolle 41 und der Latsch L des Reifens 41 eine von der
 20 Gesamtsystemdynamik abhängige Relativgeschwindigkeit (Reifenschlupf) haben. Der Rollenprüfstand kann folglich eine Latschgeschwindigkeit einregeln. Somit kann an beiden Prüfstandtypen, am Rollenprüfstand und am Antriebsstrangprüfstand, der in Realität auf beliebigen Fahrbahnen vorhandene Reifenschlupf implementiert werden.

Am Rollenprüfstand wird in der Regel ein Istwert des Rollenmoments M_R (bzw. M_{RL} , M_{RR} bei
 25 zwei Rollen 41) zur Verfügung gestellt, das am Prüfstand 11 mittels geeigneter Sensoren erfasst wird. Aus dem erfindungsgemäßen Grundgedanken, dass nur bestimmte Größen des Reifen-Kraftwinders die Drehbewegung beeinflussen, insbesondere die Längskraft F_x und das Rollwiderstandsmoment M_y , ergibt sich aufgrund der Euler'schen Bewegungsgleichung für eine Rolle 41 unmittelbar der Zusammenhang

$$J_R \ddot{\alpha}_R = M_y + F_x r_R + M_R + M_{aux}$$

mit dem bekannten Rollenradius R_R , dem Massenträgheitsmoment der Rolle J_R und der Drehbeschleunigung der Rolle $\ddot{\alpha}_R$ gegenüber einem ruhenden Bezugssystem und und beliebigen Zusatzmomenten M_{aux} , wie z.B. aerodynamische und Reibverluste der Rolle, usw.

In der ersten Simulationseinheit 30 ist wieder ein erstes Simulationsmodell 31 mit einem Fahrzeugmodell 32 und einem ersten Reifenmodell 33 (oder im Falle mehrere Reifen 1 auch mehrere erste Reifenmodelle 33, wie in Fig.5 angedeutet) implementiert. Mit dem ersten Simulationsmodell 31 wird wieder die Längsgeschwindigkeit v_x des Radaufstandspunktes P, und gegebenenfalls Größen des Reifen-Kraftwinders, die die Drehbewegung des Reifens 1 nicht direkt beeinflussen, berechnet.

Mit dem in der zweiten Simulationseinheit 35 implementierten zweiten Simulationsmodell 36 (oder im Falle mehrere Reifen 1 auch mehrere zweite Simulationsmodelle 36, wie in Fig.5 angedeutet), vorzugsweise wieder ein zweites Reifenmodell, werden nun wieder die Größen des Reifen-Kraftwinders berechnet, die die Drehbewegung des Reifens 1 unmittelbar beeinflussen, nämlich die Längskraft F_x und/oder das Rollwiderstandsmoment M_y . Hierzu können mit dem zweiten Simulationsmodell 36, wie schon bzgl. Fig. 3 erläutert, beide Größen aus der Simulation gewonnen werden. Alternativ könnten die beiden Größen auch aus der obigen Euler'schen Bewegungsgleichung berechnet werden. Wenn die Simulation nun eine der beiden Größen Längskraft F_x und das Rollwiderstandsmoment M_y berechnet bzw. schätzt, kann als Simulation aus den Messwerten des Rollenmoments M_R und der Drehbeschleunigung $\ddot{\alpha}_R$ der Rolle 41 aus der obigen Bewegungsgleichung direkt die jeweils fehlende zweite Größe berechnet werden. Wie bereits oben erläutert, kann für die Ermittlung des Dyno-Sollwertes S_D die Berechnung nur einer der beiden Größen, Längskraft F_x oder Rollwiderstandsmoment M_y , ausreichend sein.

Die so gemessenen oder geschätzten Größen werden im Allgemeinen an die erste Simulationseinheit 30 zurückgeführt.

Am Rollenprüfstand können zusätzlich auch noch Effekte zweiter Ordnung, die sich aus dem Sturz und dem Schräglauf der Fahrzeugräder 40 ergeben, berücksichtigt werden. Dazu könnten Korrekturterme definiert werden, die die Größen Längskraft F_x und/oder Rollwiderstandsmoment M_y in Abhängigkeit vom aktuellen Sturz und/oder dem aktuellen Schräglauf, die gemessen werden können oder aus dem Prüflauf bzw. aus dem Simulationsmodell des Fahrzeugs auch bekannt sein können, korrigieren. Die Korrekturterme können aus bekannten und vorgegebenen Modellen, Kennlinien oder Kennfeldern ermittelt werden. Eine solche Korrektur wäre prinzipiell auch in einer Anordnung nach Fig.2 denkbar, beispielsweise wenn der Sturz und der Schräglauf im ersten Simulationsmodell 31 berücksichtigt werden, z.B. über geeignete Simulationsmodelle der Fahrzeugräder.

Die Rolle 41 und der Reifenlatsch L haben eine von der Gesamtsystemdynamik abhängige bezogene Relativgeschwindigkeit, den sogenannten Reifenschlupf. Aus dem ermittelten Reifen-Kraftwinder des oder der Reifen 1 des Fahrzeugs kann in der zweiten Simulationseinheit

35 in an sich bekannter Weise aus einem inversen Reifenmodell eine Soll-Latschgeschwindigkeit des Reifens 1 berechnet werden. Aus der Soll-Latschgeschwindigkeit des Reifens 1 und einem Latschmodell, welches die Reibungsphysik des Reibradgetriebes Rolle/Reifenlatsch berücksichtigt, ergibt sich eine Soll-Latschgeschwindigkeit der Rolle 41, die der Antriebsregeleinheit 34 als Dyno-Sollwert S_D vorgegeben werden kann. Als Latschmodell kann beispielsweise eine bekannte Schlupfkurve herangezogen werden, welche Sturz, Vordrängkraft F_z und Temperatureinflüsse berücksichtigt. Der Rollenprüfstand kann daher auch eine Latschgeschwindigkeit modellbasiert einregeln, wenn die Raddrehzahl nicht direkt gemessen wird.

Ein weiterer Aspekt der Erfindung liegt darin, dass auch Reifenverluste berücksichtigt werden können. Beispielsweise ist die Verlustleistung im Reifen 1 aufgrund des Reifenschlupfes abhängig vom Rollwiderstandsmoment M_y und von der Längskraft F_x . Diese Verlustleistung kann in der Simulation berücksichtigt werden, und zwar auch dann, wenn die realen Verluste im Reibradgetriebe des Rollenprüfstandes andere sind als in der virtuell simulierten Fahrumgebung. Hierzu könnte beispielsweise vorgesehen sein, dass im ersten Simulationsmodell 31, oder im Fahrzeugmodell 32 des Fahrzeugs, in der ersten Simulationseinheit 30 diese Verlustleistung zur Berechnung der Vortriebsleistung des Fahrzeuges berücksichtigt wird. Dazu kann in der zweiten Simulationseinheit 35 entweder eine Verlustleistung berechnet und der ersten Simulationseinheit 30 übergeben werden, oder es werden dazu direkt die Längskraft F_x und/oder das Rollwiderstandsmoment M_y übergeben.

Ganz besonders vorteilhaft ist es in diesem Zusammenhang, dass somit auch am Rollenprüfstand die bei einer Kurvenfahrt oder aufgrund unebener Fahrbahnen verursachten Reifenverluste berücksichtigt werden können. Eine Kurvenfahrt führt beispielsweise zu einem Schräglaufwinkel des Fahrzeuges 40, der in der ersten Simulationseinheit 30 berücksichtigt wird. Die Verlustleistung steigt mit dem Schräglaufwinkel an, wobei dieser Zusammenhang bekannt ist und durch eine Formel oder ein Modell abgebildet werden kann. Das ermöglicht es, im ersten Simulationsmodell 31 durch eine Kurvenfahrt verursachte Reifenverluste zu berücksichtigen (gegebenenfalls wieder durch Korrekturterme), womit am Prüfstand 11 auch realitätsnahe Prüfläufe mit Kurvenfahrten durchgeführt werden können.

Selbstverständlich können die Längskraft F_x und/oder das Rollwiderstandsmoment M_y auch direkt als Dyno-Sollwert S_D an die Antriebsregeleinheit 34 übergeben werden. Damit könnte die Antriebsregeleinheit 34 direkt die Längskraft F_x und/oder das Rollwiderstandsmoment M_y zur Ansteuerung der Belastungsmaschine 17 nutzen. Mit der Berechnung der Längskraft F_x und/oder Rollwiderstandsmoment M_y wird in diesem Fall gleichzeitig auch der Dyno-Sollwert S_D ermittelt.

Aus den obigen Ausführungen geht hervor, dass in der ersten Simulationseinheit 30 mit dem ersten Simulationsmodell 31, bzw. einem ersten Reifenmodell 33, für einen Reifen 1 die Längsgeschwindigkeit v_x berechnet und an die zweite Simulationseinheit 35 übertragen werden. Selbstverständlich könnten aber auch andere gleichwertige Größen berechnet werden, aus denen die Längsgeschwindigkeit v_x unmittelbar ableitbar ist. Auch das wird im Sinne der Erfindung als Berechnung der Längsgeschwindigkeit v_x verstanden. Als Beispiel sei hier der Fall angeführt, dass in der ersten Simulationseinheit 30 an Stelle der Längsgeschwindigkeit v_x die Projektion von $V(P)$ auf die Fahrzeuglängs- und Querachse sowie die Vorspur berechnet werden und der zweiten Simulationseinheit 35 übergeben werden, die daraus unmittelbar Längsgeschwindigkeit v_x ableiten könnte.

Aus den obigen Ausführungen geht hervor, dass in der ersten Simulationseinheit 30 mit dem ersten Simulationsmodell 31, bzw. einem ersten Reifenmodell 33, für einen Reifen 1 auch die Vertikalkraft F_z berechnet werden kann. Selbstverständlich könnten aber auch andere gleichwertige Größen berechnet werden, aus denen die Vertikalkraft F_z unmittelbar ableitbar ist. Auch das wird im Sinne der Erfindung als Berechnung der Vertikalkraft F_z verstanden. Als Beispiel sei hier ein lineares Kraftgesetz des Reifens 1 in der Form $F_z = z \cdot c [+ \dot{z} \cdot d]$ angeführt. Dabei bezeichnet z die Reifeneinfederung zu einem bestimmten Zeitpunkt und c eine Federkonstante des Reifens 1. Optional könnte dabei auch noch ein Dämpfungsterm mit einer Dämpfungskonstante d berücksichtigt werden. Damit könnte in der ersten Simulationseinheit 30 gleichwertig zur Vertikalkraft F_z die Reifeneinfederung z berechnet und der zweiten Simulationseinheit 35 übergeben werden, die daraus unmittelbar die Vertikalkraft F_z ableiten könnte.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Durchführen eines Prüflaufs auf einem Prüfstand (11), wobei ein Prüfling (10) durch eine Belastungsmaschine (17) belastet wird und die Belastungsmaschine (17) durch eine Antriebsregleinheit (34) geregelt wird und die Antriebsregleinheit (34) zur Regelung der Belastungsmaschine (17) zumindest einen einzuregelnden Dyno-Sollwert (S_D) verwendet, wobei der zumindest eine Dyno-Sollwert (S_D) aus einer Simulation berechnet wird, **dadurch gekennzeichnet, dass** in einer ersten Simulationseinheit (30) mit einem ersten Simulationsmodell (31) zumindest eine Längsgeschwindigkeit (v_x) eines Reifens (1) berechnet wird und die Längsgeschwindigkeit (v_x) einer zweiten Simulationseinheit (35) übergeben wird, **dass** in der zweiten Simulationseinheit (35) anhand der Längsgeschwindigkeit (v_x) mit einem zweiten Simulationsmodell (36) eine Längskraft (F_x) und/oder ein Rollwiderstandsmoment (M_y) des Reifens (1) berechnet wird **und dass** mit der Längskraft (F_x) und/oder dem Rollwiderstandsmoment (M_y) der zumindest eine Dyno-Sollwert (S_D) für die Antriebsregleinheit (34) ermittelt wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** in der ersten Simulationseinheit (30) weiters zumindest eine der Größen Vertikalkraft (F_z), Querkraft (F_y) Bohrmoment (M_z) und Kippmoment (M_x) des Reifens (1) berechnet werden und der zweiten Simulationseinheit (35) zur Berechnung der Längskraft (F_x) und/oder des Rollwiderstandsmoments (M_y) übergeben werden.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** in der zweiten Simulationseinheit (35) aus der Längskraft (F_x) und/oder dem Rollwiderstandsmoment (M_y) zumindest ein Dyno-Sollwert (S_D) für die Antriebsregleinheit (34) berechnet wird.
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** zumindest eine der Größen Längsgeschwindigkeit (v_x), Vertikalkraft (F_z), Querkraft (F_y), Bohrmoment (M_z) oder Kippmoment (M_x) in der ersten Simulationseinheit (30) mit einer ersten Frequenz berechnet werden und daraus die Längskraft (F_x) und/oder das Rollwiderstandsmoment (M_y) in der zweiten Simulationseinheit (35) mit einer zweiten Frequenz berechnet werden.
5. Verfahren nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Frequenz kleiner ist als die zweite Frequenz.
6. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das zweite Simulationsmodell (36) in der Antriebsregleinheit (34) implementiert wird.

7. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Größen Längskraft (F_x) und/oder Rollwiderstandsmoment (M_y) in Abhängigkeit von einem aktuellen Sturz und/oder von einem aktuellen Schräglauf des Reifens (1) korrigiert werden.
8. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** im ersten Simulationsmodell (31) und/oder im zweiten Simulationsmodell (36) bei der Simulation ein Reifenschlupf, von dem die Längskraft (F_x) abhängig ist, berücksichtigt wird.
9. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Prüfstand (11) ein Rollenprüfstand eingesetzt wird und zumindest ein Reifen (1) in kraftschlüssiger Verbindung mit einer Rolle (41), die von der Belastungsmaschine (17) angetrieben wird, steht.
10. Verfahren nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Rollenmoment (M_R) der Rolle (41) gemessen wird und in der zweiten Simulationseinheit (35) aus dem zweiten Simulationsmodell (36) die Längskraft (F_x) oder das Rollwiderstandsmoment (M_y) berechnet wird und die jeweils andere Größe aus einer Bewegungsgleichung berechnet wird.
11. Verfahren nach Anspruch 9 oder 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Dyno-Sollwert (S_D) eine Latschgeschwindigkeit berechnet wird, welche die Rolle (41) als Reibradgetriebe über die kraftschlüssige Verbindung einregelt.
12. Vorrichtung zum Regeln eines Prüfstandes (11) zum Durchführen eines Prüflaufes, wobei am Prüfstand (11) ein Prüfling (10) aufgebaut ist und der Prüfling (10) mit einer Belastungsmaschine (17) verbunden ist, und wobei zum Einregeln eines Dyno-Sollwerts (S_D) an der Belastungsmaschine (17) eine Antriebsregeleinheit (34) vorgesehen ist und eine Simulation den Dyno-Sollwert (S_D) berechnet, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine erste Simulationseinheit (30) mit einem ersten Simulationsmodell (33) und eine zweite Simulationseinheit (35) mit einem zweiten Simulationsmodell (36) vorgesehen sind, wobei das erste Simulationsmodell (33) zumindest eine Längsgeschwindigkeit (v_x) eines Reifens (1) berechnet und an die zweite Simulationseinheit (35) übergibt, **dass** die zweite Simulationseinheit (35) anhand der Längsgeschwindigkeit (v_x) eine Längskraft (F_x) und/oder ein Rollwiderstandsmoment (M_y) des Reifens (1) berechnet und daraus den zumindest einen Dyno-Sollwert (S_D) für die Antriebsregeleinheit (34) ermittelt.
13. Vorrichtung nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Simulationseinheit (30) weiters zumindest eine der Größen Vertikalkraft (F_z), Querkraft (F_y), Bohrmoment (M_z) und Kippmoment (M_x) des Reifens (1) berechnet und der zweiten Simulationseinheit (35) zur Berechnung des Dyno-Sollwerts (S_D) für die Antriebsregeleinheit (34) übergibt.

14. Vorrichtung nach Anspruch 12 oder 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Simulationseinheit (30) zumindest eine der Größen Längsgeschwindigkeit (v_x), Vertikalkraft (F_z), Querkraft (F_y), Bohrmoment (M_z) und Kippmoment (M_x) des Reifens (1), mit einer ersten Frequenz berechnet und die zweite Simulationseinheit (35) daraus die Längskraft (F_x) und/oder das Rollwiderstandsmoment (M_y) mit einer zweiten Frequenz berechnet.
15. Vorrichtung nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Frequenz kleiner ist als die zweite Frequenz.
16. Vorrichtung nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** als zweite Simulationseinheit (35) die Antriebsregeleinheit (34) vorgesehen ist und das zweite Reifenmodell (36) in der Antriebsregeleinheit (34) implementiert ist.

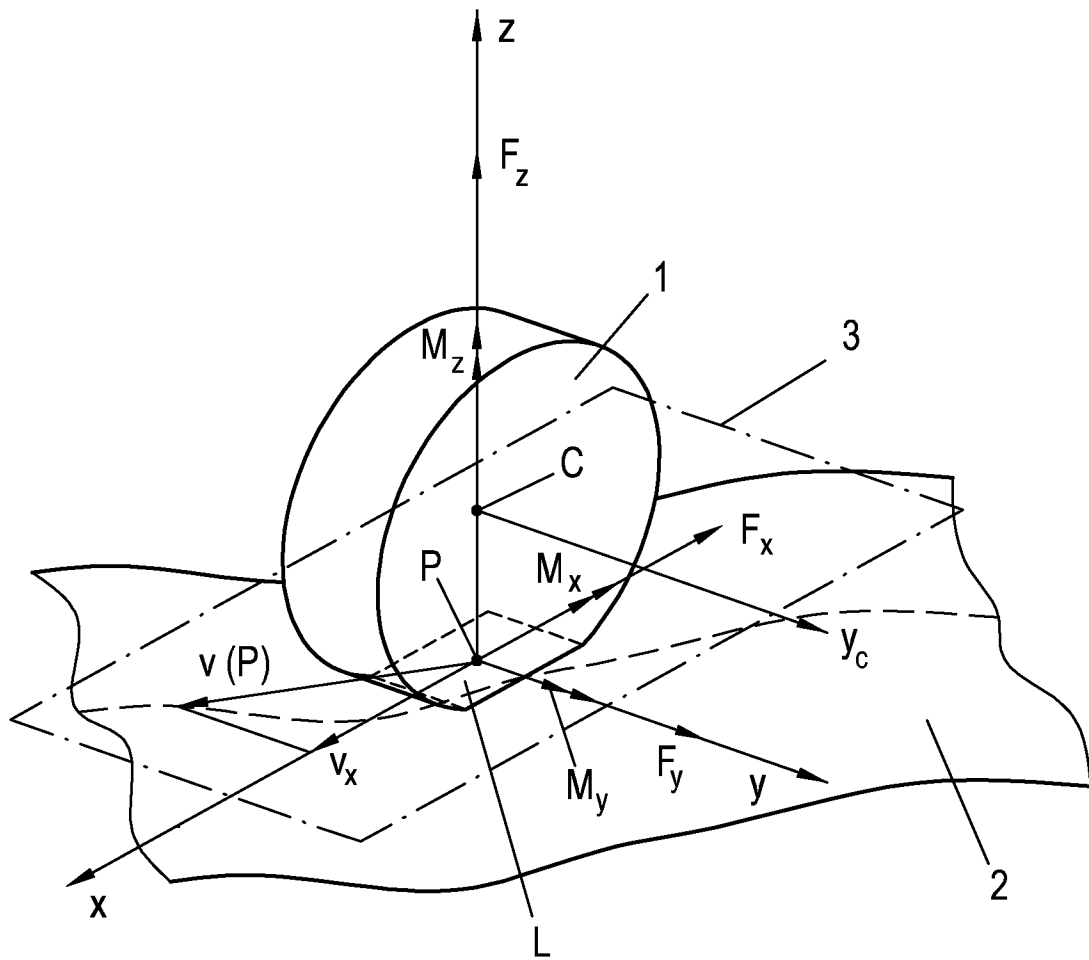


Fig. 1

2/4

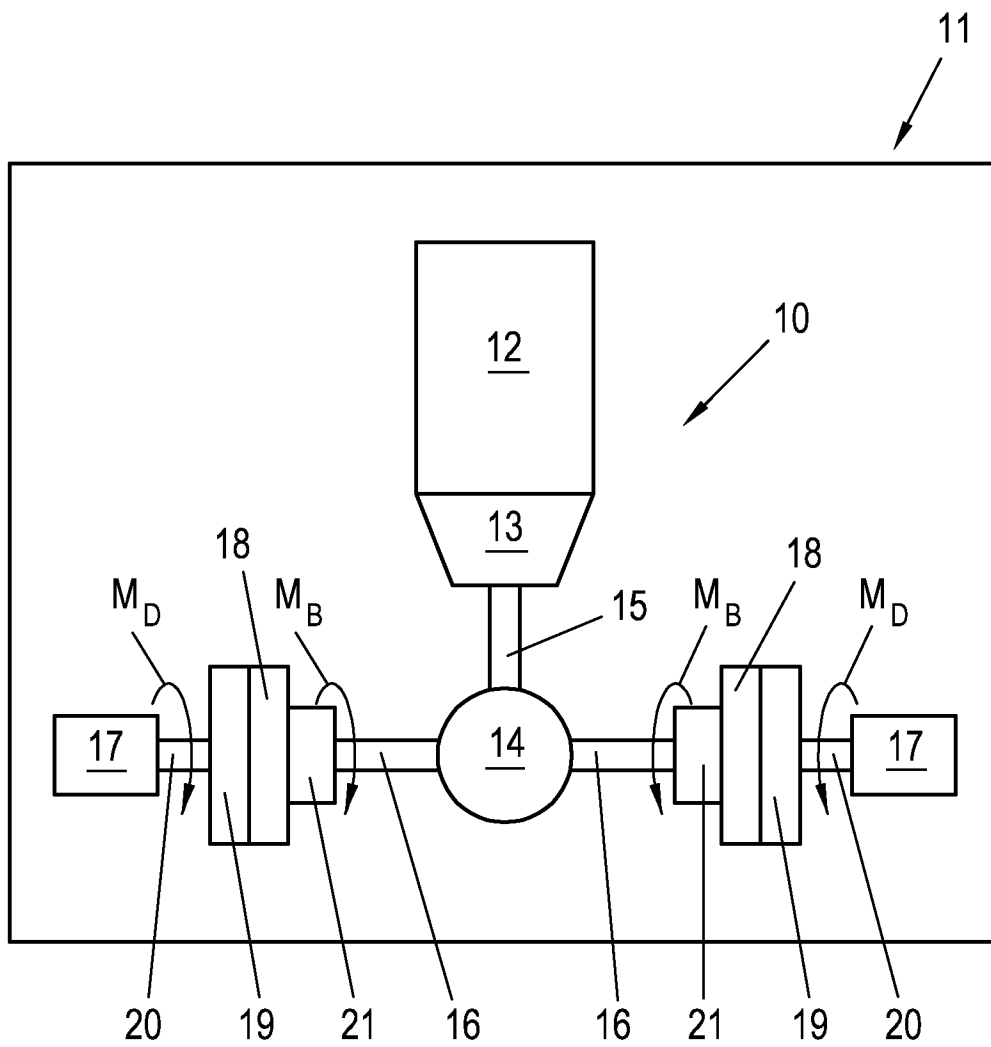


Fig. 2

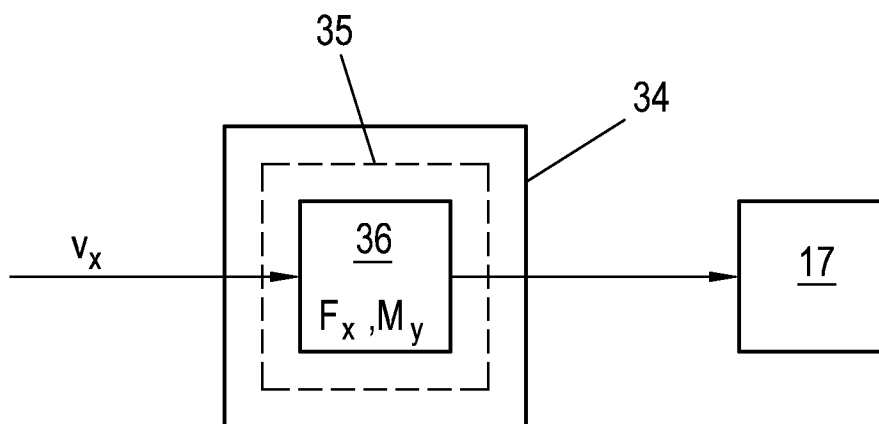


Fig. 4

3/4

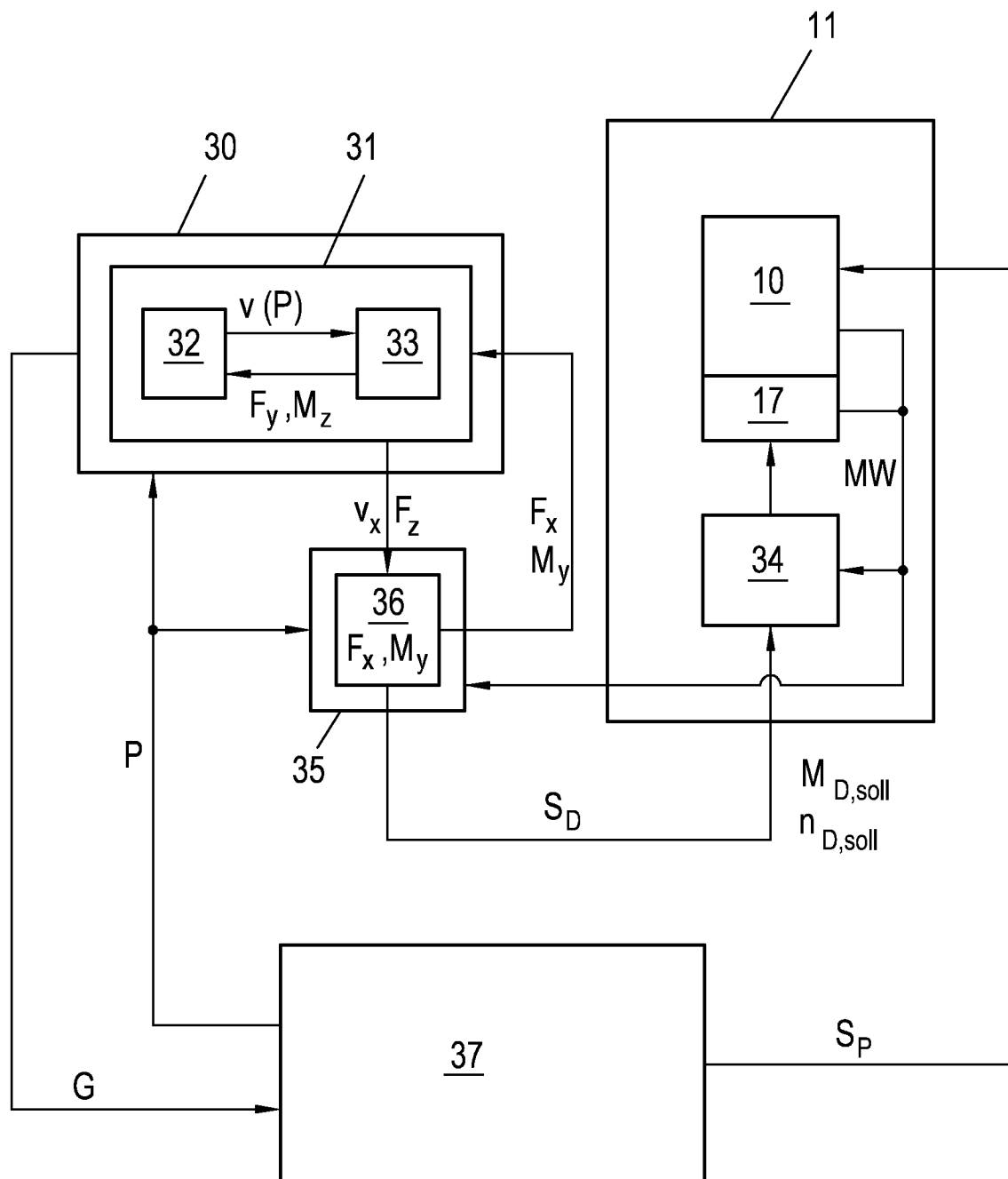
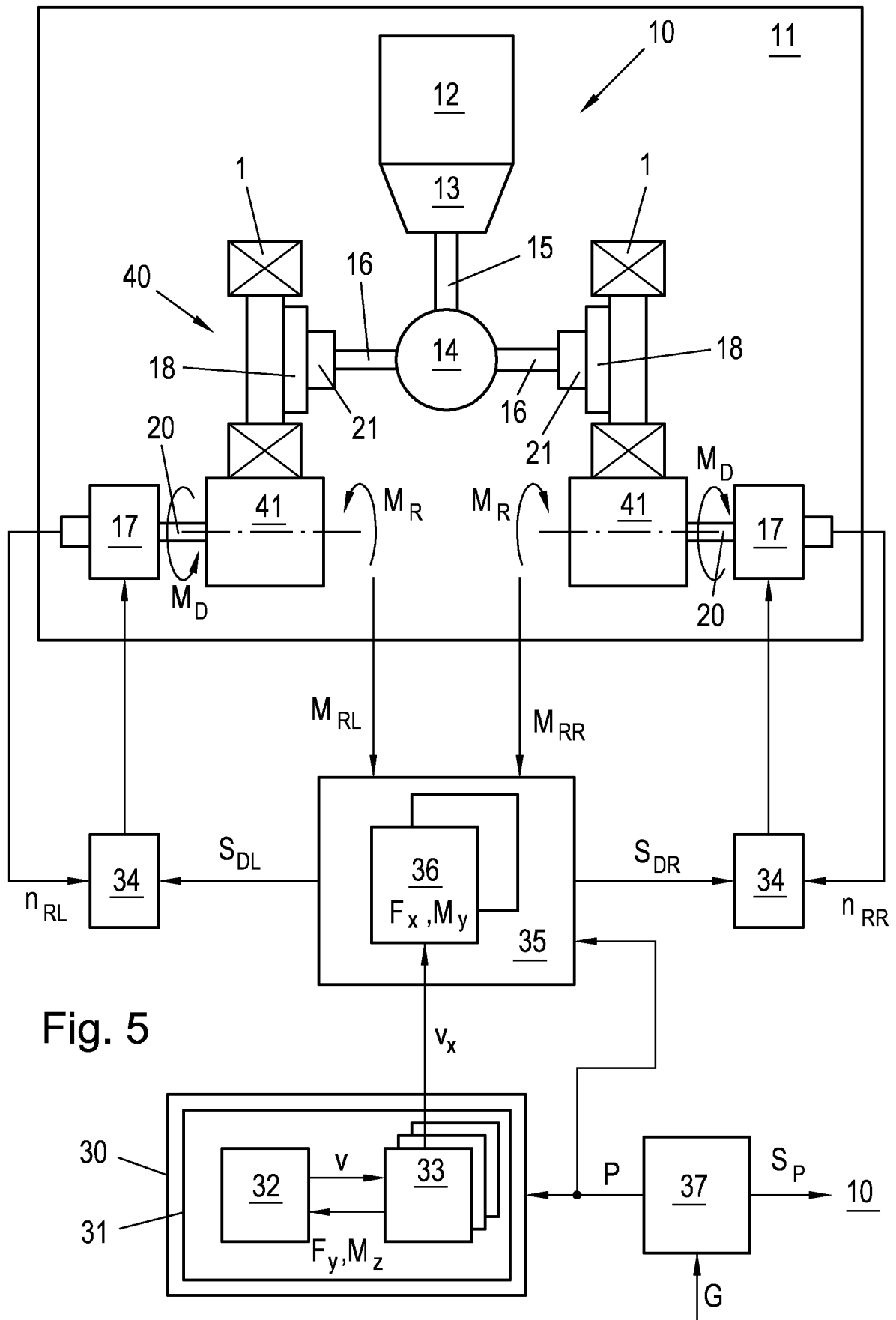


Fig. 3



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2015/080954

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. G01M17/007
ADD.

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
G01M

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	WO 2014/010409 A1 (MEIDENSHA ELECTRIC MFG CO LTD [JP]) 16 January 2014 (2014-01-16) claims 1,4	1-12, 14-16
X	----- AT 514 144 A2 (AVL LIST GMBH [AT]) 15 October 2014 (2014-10-15) page 8, line 26 - page 9, lines 5,16-23	1-16
A	----- EP 1 037 030 A2 (AVL DEUTSCHLAND GMBH [DE]; PORSCHE AG [DE]) 20 September 2000 (2000-09-20) claim 1	1-16
A	----- AT 11 001 U2 (AVL LIST GMBH [AT]) 15 February 2010 (2010-02-15) claims 1,4	1-16



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

9 March 2016

Date of mailing of the international search report

18/03/2016

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Cilissen, Marcel

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2015/080954

Patent document cited in search report		Publication date		Patent family member(s)		Publication date
WO 2014010409	A1	16-01-2014	CN	104487815 A		01-04-2015
			JP	5733477 B2		10-06-2015
			KR	20150042779 A		21-04-2015
			US	2015219529 A1		06-08-2015
			WO	2014010409 A1		16-01-2014

AT 514144	A2	15-10-2014	AT	514144 A2		15-10-2014
			WO	2016012575 A1		28-01-2016

EP 1037030	A2	20-09-2000	DE	19910967 C1		21-09-2000
			EP	1037030 A2		20-09-2000
			JP	4320406 B2		26-08-2009
			JP	2000329656 A		30-11-2000
			US	6754615 B1		22-06-2004

AT 11001	U2	15-02-2010	AT	11001 U2		15-02-2010
			DE	102010049689 A1		05-05-2011

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
 INV. G01M17/007
 ADD.

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
 G01M

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	WO 2014/010409 A1 (MEIDENSHA ELECTRIC MFG CO LTD [JP]) 16. Januar 2014 (2014-01-16) Ansprüche 1,4	1-12, 14-16
X	----- AT 514 144 A2 (AVL LIST GMBH [AT]) 15. Oktober 2014 (2014-10-15) Seite 8, Zeile 26 - Seite 9, Zeilen 5,16-23	1-16
A	----- EP 1 037 030 A2 (AVL DEUTSCHLAND GMBH [DE]; PORSCHE AG [DE]) 20. September 2000 (2000-09-20) Anspruch 1	1-16
A	----- AT 11 001 U2 (AVL LIST GMBH [AT]) 15. Februar 2010 (2010-02-15) Ansprüche 1,4	1-16



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

9. März 2016

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

18/03/2016

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
 Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
 NL - 2280 HV Rijswijk
 Tel. (+31-70) 340-2040,
 Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Cilissen, Marcel

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2015/080954

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument			Datum der Veröffentlichung		Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung	
WO 2014010409	A1	16-01-2014	CN	104487815	A		01-04-2015	
			JP	5733477	B2		10-06-2015	
			KR	20150042779	A		21-04-2015	
			US	2015219529	A1		06-08-2015	
			WO	2014010409	A1		16-01-2014	

AT 514144	A2	15-10-2014	AT	514144	A2		15-10-2014	
			WO	2016012575	A1		28-01-2016	

EP 1037030	A2	20-09-2000	DE	19910967	C1		21-09-2000	
			EP	1037030	A2		20-09-2000	
			JP	4320406	B2		26-08-2009	
			JP	2000329656	A		30-11-2000	
			US	6754615	B1		22-06-2004	

AT 11001	U2	15-02-2010	AT	11001	U2		15-02-2010	
			DE	102010049689	A1		05-05-2011	
