



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 697 34 698 T2** 2006.06.22

(12) **Übersetzung der europäischen Patentschrift**

(97) **EP 0 828 096 B1**

(51) Int Cl.⁸: **F16H 61/00** (2006.01)

(21) Deutsches Aktenzeichen: **697 34 698.6**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **97 307 036.0**

(96) Europäischer Anmeldetag: **10.09.1997**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **11.03.1998**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **23.11.2005**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **22.06.2006**

(30) Unionspriorität:

23925696 10.09.1996 JP

(84) Benannte Vertragsstaaten:

DE, FR, GB

(73) Patentinhaber:

Honda Giken Kogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP

(72) Erfinder:

**Kanehara, Shigeru, 4-1 Chuo 1-chome, Saitama,
JP; Namerikawa, Kenichi, 4-1 Chuo 1-chome,
Saitama, JP**

(74) Vertreter:

Weickmann & Weickmann, 81679 München

(54) Bezeichnung: **Verfahren zur Annahme eines leistungsübertragenden Zustandes und zur Steuerung der Axialkraft in einem stufenlosen Umschlingungsgetriebe mit Metallband**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft ein stufenlos verstellbares Getriebe vom Metallriementyp, welches einen um eine Antriebsriemenscheibe und eine Abtriebsriemenscheibe gezogenen Metallriemen umfasst, und insbesondere ein Verfahren zur Annahme eines Kraftübertragungszustands in einem solchen stufenlos verstellbaren Getriebe vom Metallriementyp, welches in den Ansprüchen 1, 2, 3 und 4 beansprucht ist, und ein Verfahren zur Steuerung/Regelung des Axialschubs unter Verwendung eines solchen Verfahrens, welches im Anspruch 6 beansprucht ist.

[0002] Um einen Reibungskoeffizienten μ zwischen einer Riemenscheibe und einem Block in einem stufenlos verstellbaren Getriebe vom Metallriementyp zu bestimmen, werden üblicherweise, wie beispielsweise in der japanischen Patentanmeldung Offenlegungsnr. 6-117530 beschrieben, die Axialschübe einer Antriebsriemenscheibe und einer Abtriebsriemenscheibe allmählich verringert, während das Getriebe in einem vorgegebenen Übersetzungsverhältnis betrieben wird, und der Reibungskoeffizient μ wird gemäß der folgenden Gleichung basierend auf dem Axialschub in einem Moment berechnet, wenn zwischen einem Metallriemen und der Riemenscheibe Schlupf erzeugt wird:

$$Q = T \cos \alpha / 2\mu R$$

wobei Q der Axialschub einer Riemenscheibe ist, welche Schlupf gehabt hat, T das Drehmoment der Riemenscheibe ist, welche Schlupf gehabt hat; R der Teilungsradius der Riemenscheibe ist, welche Schlupf gehabt hat; und α der Neigungswinkel der V-Schrägfläche der Riemenscheibe ist.

[0003] Wenn ein Versuch unternommen wird, den Reibungskoeffizienten μ unter Verwendung des herkömmlichen Verfahrens zu bestimmen, ist es notwendig, einen Schlupf zwischen dem Metallriemen und der Riemenscheibe bei einer vorbestimmten Relativgeschwindigkeit zu erzeugen und man begegnet dem folgenden Problem: Es ist schwierig, den Axialschub der Riemenscheibe derart zu steuern/regeln, dass der Schlupfbetrag einen vorbestimmten Wert nicht überschreitet. In vielen Fällen wird der Schlupfbetrag in dem Moment, in dem Schlupf erzeugt wird, abrupt erhöht, wodurch der Metallriemen und die Riemenscheibe aufgeschmolzen werden, was einen nicht-normalen Reibungskoeffizienten zur Folge hat, und der Metallriemen oder dgl. geht kaputt.

[0004] Folglich ist es ein Ziel der vorliegenden Erfindung, wenigstens in ihren bevorzugten Formen, einen Kraftübertragungszustand eines stufenlos verstellbaren Getriebes vom Metallriementyp anzunehmen, einschließlich der Annahme eines Reibungskoeffizienten zwischen dem Metallriemen und der Riemenscheibe ohne Erzeugung eines Schlupfs zwischen dem Metallriemen und der Riemenscheibe, und um einen Schlupf und Verschleiß des Metallriemens basierend auf dem angenommenen Reibungskoeffizienten zu verhindern.

[0005] "Mechanik des Van Doorne Schubghiederbandes" (Becker H.J., ANTRIEBS-TECHNIK, Vol. 26, Nr. 8, 1987, S. 47 – 52) offenbart einen Approximationsansatz zur Berechnung der Lasten auf einen Schubriemen, welche während des Betriebs auftreten. "Anforderungen an die Druckölversorgungseinheit hydraulisch gesteuerter CVT-Getriebe" (Roepert H., ANTRIEBSTECHNIK, Vol. 26, Nr. 8, 1987, S. 41 – 47) offenbart ein Verfahren zur Berechnung der für ein stufenlos verstellbares Getriebe benötigten Ölzufuhr. "Wirkungsgrade von Zug- und Schubgliederketten in einstellbaren Keilscheibenumschlingungsgetrieben" (Peter J. Tenberge, LMG, Ruhr Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Konstruktionstechnik, Heft 86.10, 1986, S. 105 – 298) offenbart Ketteneffizienzniveaus in einstellbaren Keilriemenscheibenumschlingungsgetrieben.

[0006] Gemäß einem im Anspruch 1 beanspruchten ersten Aspekt und Merkmal der vorliegenden Erfindung ist ein Verfahren vorgesehen zum Annehmen eines Kraftübertragungszustands in einem stufenlos verstellbaren Getriebe vom Metallriementyp, in welchem ein Metallriemen, welcher eine große Anzahl an von Ringen abgestützten Blöcken umfasst, um eine Antriebsriemenscheibe und eine Abtriebsriemenscheibe gezogen ist, sodass ein Schaltverhältnis gesteuert/geregelt wird, indem Nutweiten von beiden Riemenscheiben unter Verwendung von Hydraulikdruck verändert werden. Das Verfahren umfasst die Schritte: Bilden von Beziehungsgleichungen, welche Beziehungen anzeigen zwischen: dem Übersetzungsverhältnis zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, der Drehzahl der Antriebsriemenscheibe, dem Eingangsdrehmoment zu der Antriebsriemenscheibe, dem Axialschub der Antriebsriemenscheibe, dem Axialschub der Abtriebsriemenscheibe, der Drückkraft zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder der Drückkraft zwischen den Blöcken an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, der Achse-Achse-Kraft zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, der Spannung des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, der Spannung des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemen-

scheibe, der radialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe, der tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe, und der radialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe. Es wird angenommen, dass die Kraftübertragung in dem gesamten Bereich des Wicklungswinkels erfolgt, über welchen der Metallriemen um die Riemenscheibe gezogen ist, und dass der Reibungskoeffizient zwischen dem Block und der Riemenscheibe konstant ist. Die radiale Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe wird in die Beziehungsgleichungen eingesetzt unter der Annahme, dass sie ein vorbestimmter Wert ist, und eine Vektorsumme der tangentialen Komponente und der radialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe wird in die Beziehungsgleichungen eingesetzt unter der Annahme, dass sie ein vorbestimmter Wert ist. Das Übersetzungsverhältnis zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, die Drehzahl der Antriebsriemenscheibe, das Eingangsrehmoment zu der Antriebsriemenscheibe und der Axialschub der Abtriebsriemenscheibe werden alle gemessen, um sie in die Beziehungsgleichungen einzusetzen. Der Axialschub der Antriebsriemenscheibe wird aus den Beziehungsgleichungen berechnet.

[0007] Durch das obige Merkmal kann der Axialschub der Antriebsriemenscheibe berechnet werden, ohne tatsächlich gemessen zu werden. Die Berechnung kann vorgenommen werden, indem nur die vier Werte des Übersetzungsverhältnisses zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, die Drehzahl der Antriebsriemenscheibe, das Eingangsrehmoment zu der Antriebsriemenscheibe und der Axialschub der Abtriebsriemenscheibe gemessen werden. Daher ist es möglich, den Kraftübertragungszustand des stufenlosen Getriebes vom Metallriementyp einfach und genau zu bestimmen.

[0008] Gemäß einem im Anspruch 2 beanspruchten zweiten Aspekt und Merkmal der vorliegenden Erfindung ist ein Verfahren vorgesehen, um einen Kraftübertragungszustand in einem stufenlos verstellbaren Getriebe vom Metallriementyp anzunehmen, welches die Schritte umfasst: Bilden von Beziehungsgleichungen, welche Beziehungen anzeigen zwischen: dem Übersetzungsverhältnis zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, der Drehzahl der Antriebsriemenscheibe, dem Eingangsrehmoment zu der Antriebsriemenscheibe, dem Axialschub der Antriebsriemenscheibe, dem Axialschub der Abtriebsriemenscheibe, der Drückkraft zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder der Drückkraft zwischen den Blöcken an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, der Achse-Achse-Kraft zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, der Spannung des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, der Spannung des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, der tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Antriebsriemenscheibe und der tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Abtriebsriemenscheibe. Es wird angenommen, dass die Kraftübertragung in dem gesamten Bereich des Wicklungswinkels erfolgt, über welchen der Metallriemen um die Riemenscheibe gezogen ist, und dass der Reibungskoeffizient zwischen dem Block und der Riemenscheibe konstant ist. Die tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block von der Antriebsriemenscheibe oder der Abtriebsriemenscheibe, welche einen kleineren Wicklungsdurchmesser hat, wird in die Beziehungsgleichungen eingesetzt unter der Annahme, dass sie ein vorbestimmter Wert ist. Das Übersetzungsverhältnis zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, die Drehzahl der Antriebsriemenscheibe, das Eingangsrehmoment zu der Antriebsriemenscheibe und der Axialschub der Abtriebsriemenscheibe werden gemessen, um sie in die Beziehungsgleichungen einzusetzen, um auf diese Weise die Spannung des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die Spannung des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe und die Drückkraft zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder die Drückkraft zwischen den Blöcken an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe aus den Beziehungsgleichungen zu berechnen.

[0009] Mit dem obigen Merkmal kann die Spannung des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die Spannung des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe und die Drückkraft zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder die Drückkraft zwischen den Blöcken an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe berechnet werden, ohne tatsächlich gemessen zu werden, sondern vielmehr durch die Messung nur der vier Werte des Übersetzungsverhältnisses zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe der Drehzahl der Antriebsriemenscheibe, des Eingangsrehmoments zu der Antriebsriemenscheibe und des Axialschubs der Abtriebsriemenscheibe. Daher ist es möglich, den Kraftübertragungszustand des stufenlosen Getriebes vom Metallriementyp einfach und genau zu bestimmen.

[0010] Gemäß einem im Anspruch 3 beanspruchten dritten Aspekt und Merkmal der vorliegenden Erfindung ist ein Verfahren vorgesehen, um einen Kraftübertragungszustand in einem stufenlos verstellbaren Getriebe

vom Metallriementyp anzunehmen, in welchem ein Metallriemen, welcher eine große Anzahl von an Ringen abgestützten Blöcken umfasst, um eine Antriebsriemenscheibe und eine Abtriebsriemenscheibe gezogen ist, sodass ein Schaltverhältnis gesteuert/geregelt wird, indem Nutweiten beider Riemenscheiben unter Verwendung von Hydraulikdruck gesteuert/geregelt werden. Das Verfahren umfasst die Schritte, Beziehungsgleichungen zu bilden, welche Beziehungen anzeigen zwischen dem Übersetzungsverhältnis zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, der Drehzahl der Antriebsriemenscheibe, dem Eingangsdrehmoment zu der Antriebsriemenscheibe, dem Axialschub der Antriebsriemenscheibe, dem Axialschub der Abtriebsriemenscheibe, der Drückkraft zwischen den Blöcken an einer Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder der Drückkraft zwischen den Blöcken an einer Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, der Achse-Achse-Kraft zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, der Spannung des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, der Spannung des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, der tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe, der tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe, der radialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe, der radialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe, der tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Antriebsriemenscheibe und der tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Abtriebsriemenscheibe. Es wird angenommen, dass die Kraftübertragung in dem gesamten Bereich des Wicklungswinkels erfolgt, über welchen der Metallriemen um die Riemenscheibe gezogen ist, und dass der Reibungskoeffizient zwischen dem Block und der Riemenscheibe konstant ist. Die tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Antriebsriemenscheibe oder der Abtriebsriemenscheibe, welche einen kleineren Wicklungsdurchmesser besitzt, wird in die Beziehungsgleichungen eingesetzt unter der Annahme, dass sie ein vorbestimmter Wert ist. Das Übersetzungsverhältnis zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, die Drehzahl der Antriebsriemenscheibe, das Eingangsdrehmoment zu der Antriebsriemenscheibe, der Axialschub der Antriebsriemenscheibe, der Axialschub der Abtriebsriemenscheibe und der Achse-Achse-Kraft zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe werden gemessen und auch in die Beziehungsgleichungen eingesetzt, um dadurch entweder die Drückkraft zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder die Drückkraft zwischen den Blöcken an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die Spannung des Rings an der Austrittsstelle und der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die tangentialen und radialen Komponenten des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe, die tangentialen und radialen Komponenten des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe und die tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Antriebsriemenscheibe oder der Abtriebsriemenscheibe, welche einen größeren Wicklungsdurchmesser besitzt, aus den Beziehungsgleichungen zu berechnen.

[0011] Durch das obige Merkmal kann die Drückkraft des Blocks an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder die Drückkraft des Blocks an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die Spannung des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die Spannung des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die tangentialen und radialen Komponenten des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe, die tangentialen und radialen Komponenten des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe und die tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block von der Antriebsriemenscheibe oder Abtriebsriemenscheibe, welche einen größeren Wicklungsdurchmesser hat, berechnet werden, ohne tatsächlich gemessen zu werden, indem nur die sechs Werte des Übersetzungsverhältnisses zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, die Drehzahl der Antriebsriemenscheibe, das Eingangsdrehmoment zu der Antriebsriemenscheibe, der Axialschub der Antriebsriemenscheibe, der Axialschub der Abtriebsriemenscheibe und die Achse-Achse-Kraft zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe gemessen werden. Somit ist es möglich, den Kraftübertragungszustand des stufenlosen Getriebes vom Metallriementyp einfach und genau zu erfassen.

[0012] Gemäß einem im Anspruch 4 beanspruchten vierten Aspekt und Merkmal der vorliegenden Erfindung ist ein Verfahren vorgesehen zur Annahme eines Kraftübertragungszustands in einem stufenlos verstellbaren Getriebe vom Metallriementyp, welches die Schritte umfasst, Beziehungsgleichungen auszubilden, welche Beziehungen anzeigen zwischen dem Übersetzungsverhältnis zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, der Drehzahl der Antriebsriemenscheibe, dem Eingangsdrehmoment zu der Antriebsriemenscheibe, dem Axialschub der Antriebsriemenscheibe, dem Axialschub der Abtriebsriemenscheibe, der Drückkraft zwischen den Blöcken an einer Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder der Drückkraft zwischen den Blöcken an einer Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, der Achse-Achse-Kraft zwischen der An-

triebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, der Spannung des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, der Spannung des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, der tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe, der tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe, der radialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe, der radialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe, der tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Antriebsriemenscheibe und der tangentialen Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Abtriebsriemenscheibe. Die radiale Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe wird in die Beziehungsgleichungen eingesetzt unter der Annahme, dass sie ein vorbestimmter Wert ist; eine Vektorsumme der tangentialen und radialen Komponenten des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe wird in die Beziehungsgleichungen eingesetzt unter der Annahme, dass sie ein vorbestimmter Wert ist; und die tangentiale Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Antriebsriemenscheibe oder der Abtriebsriemenscheibe, welche einen kleineren Wicklungsdurchmesser hat, wird in die Beziehungsgleichungen eingesetzt unter der Annahme, dass sie ein vorbestimmter Wert ist. Das Übersetzungsverhältnis zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, die Drehzahl der Antriebsriemenscheibe, das Eingangsdrehmoment zu der Antriebsriemenscheibe und der Axial Schub der Abtriebsriemenscheibe werden gemessen, um sie in die Beziehungsgleichungen einzusetzen. Dadurch kann wenigstens eine Größe aus dem Axial Schub der Antriebsriemenscheibe, der Drückkraft zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder der Drückkraft zwischen den Blöcken an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die Achse-Achse-Kraft zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, die Spannungen des Rings an der Austrittsstelle und der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die tangentiale Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe, die tangentialen und radialen Komponenten des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe berechnet werden. Es wird angenommen, dass die Kraftübertragung in dem gesamten Bereich des Wicklungswinkels erfolgt, über welchen der Metallriemen um die Riemenscheibe gezogen ist und dass der Reibungskoeffizient zwischen dem Block und der Riemenscheibe konstant ist. Die tangentiale Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block von der Antriebsriemenscheibe oder der Abtriebsriemenscheibe, welche einen größeren Wicklungsdurchmesser hat, wird in die Beziehungsgleichungen eingesetzt unter der Annahme, dass sie ein vorbestimmter Wert ist.

[0013] Durch das obige Merkmal kann der Axial Schub der Antriebsriemenscheibe, die Drückkraft zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder die Drückkraft zwischen den Blöcken an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die Achse-Achse-Kraft zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, die Spannung des Rings an der Austrittsstelle und der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die tangentiale Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe, die tangentialen und radialen Komponenten des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe, und die tangentiale Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block von der Antriebsriemenscheibe oder der Abtriebsriemenscheibe, welche den größeren Wicklungsdurchmesser hat, berechnet werden, ohne tatsächlich gemessen zu werden, indem nur die vier Werte des Übersetzungsverhältnisses zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, die Drehzahl der Antriebsriemenscheibe, das Eingangsdrehmoment zu der Antriebsriemenscheibe und der Axial Schub der Abtriebsriemenscheibe gemessen werden. Somit ist es möglich, den Kraftübertragungszustand des stufenlosen Getriebes vom Metallriementyp leicht und genau zu bestimmen.

[0014] Gemäß einem fünften Aspekt und Merkmal der vorliegenden Erfindung ist ein Verfahren vorgesehen, um den Axial Schub in einem stufenlos verstellbaren Getriebe vom Metallriementyp zu steuern/regeln unter Verwendung eines Verfahrens zur Annahme des Kraftübertragungszustands in dem stufenlos verstellbaren Getriebe vom Metallriementyp, welches das oben beschriebene dritte oder vierte Merkmal hat. Das Verfahren umfasst die Schritte, die tangentiale Komponente und die radiale Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block einer Abtriebsriemenscheibe zu berechnen und den Axial Schub der Abtriebsriemenscheibe basierend auf einer Vektorsumme der beiden Komponenten zu steuern/regeln.

[0015] Durch das obige Merkmal wird der Axial Schub der Abtriebsriemenscheibe basierend auf dem berechneten Reibungskoeffizienten zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block gesteuert/geregt und daher ist es möglich, einen Schlupf zwischen der Riemenscheibe und dem Block infolge eines zu kleinen Axialschubs und eine Reibung zwischen der Riemenscheibe und dem Block infolge eines zu großen Schubs zu ver-

meiden.

[0016] Die obigen und andere Ziele, Merkmale und Vorteile der Erfindung werden aus der folgenden Beschreibung einer nur beispielhaft beschriebenen Ausführungsform der Erfindung ersichtlich, welche gemeinsam mit den beigefügten Zeichnungen verwendet wird.

[0017] [Fig. 1](#) bis [Fig. 12](#) veranschaulichen eine Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, wobei:

[0018] [Fig. 1](#) ein schematisches Diagramm eines Kraftübertragungssystems in einem Fahrzeug ist, welches mit einem stufenlos verstellbaren Getriebe ausgestattet ist.

[0019] [Fig. 2](#) eine perspektivische Teilansicht eines Metallriemens ist.

[0020] [Fig. 3](#) eine Darstellung zur Erläuterung der Definition von auf verschiedene Abschnitte des stufenlos verstellbaren Getriebes ausgeübte Lasten und Reibungskoeffizienten ist.

[0021] [Fig. 4A](#) und [4B](#) Diagramme sind, welche Lasten (einschließlich einer tangentialen Komponente) zeigen, welche auf einen Block ausgeübt werden.

[0022] [Fig. 5](#) ein Diagramm ist, welches Lasten (einschließlich einer radialen Komponente) zeigt, welche auf den Block ausgeübt werden.

[0023] [Fig. 6A](#) und [6B](#) Diagramme sind, welche Lasten (einschließlich einer tangentialen Komponente) zeigen, welche auf einen Ring ausgeübt werden.

[0024] [Fig. 7A](#) und [7B](#) Diagramme sind, welche Lasten (einschließlich einer radialen Komponente) zeigen, welche auf den Ring ausgeübt werden.

[0025] [Fig. 8](#) ein Diagramm ist, welches eine auf einen vertikalen Abschnitt einer Riemenscheibe ausgeübte Last zeigt.

[0026] [Fig. 9](#) eine graphische Darstellung ist, welche berechnete Werte des Gesamtreibungskoeffizienten μ_{DN} zwischen einer Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe veranschaulicht.

[0027] [Fig. 10](#) eine graphische Darstellung ist, welche die berechneten Werte des radialen Reibungskoeffizienten μ_{RDR} zwischen einer Antriebsriemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe veranschaulicht.

[0028] [Fig. 11](#) eine graphische Darstellung ist, welche die tatsächlich gemessenen Werte und angenommene Werte des Reibungskoeffizienten μ_{TDN} zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe veranschaulicht.

[0029] [Fig. 12](#) ein Diagramm zur Erläuterung des Begriffs eines mittleren Reibungskoeffizienten ist.

[0030] [Fig. 1](#) veranschaulicht schematisch die Struktur eines stufenlos verstellbaren Getriebes vom Metallriementyp T, welches in ein Fahrzeug eingebaut ist. Eine Eingangswelle **3** ist mit einer Kurbelwelle **1** eines Motors E durch einen Dämpfer **2** verbunden und ist auch mit einer Antriebswelle **5** des stufenlosen Getriebes vom Metallriementyp T durch eine Startkupplung **4** verbunden. Eine Antriebsriemenscheibe **6** ist an der Antriebswelle **5** angebracht und umfasst eine stationäre Riemenscheibenhälfte **7**, welche an der Antriebswelle **5** befestigt ist, und eine bewegliche Riemenscheibenhälfte **8**, welche zu der stationären Riemenscheibenhälfte **7** hin und von dieser weg beweglich ist. Die bewegliche Riemenscheibenhälfte **8** ist zu der stationären Riemenscheibenhälfte **7** durch Hydraulikdruck vorgespannt, welcher auf eine Ölkammer **9** ausgeübt wird.

[0031] Eine Abtriebsriemenscheibe **11** ist an einer Abtriebswelle **10** angebracht, welche parallel zu der Antriebswelle **5** angeordnet ist, und umfasst eine stationäre Riemenscheibenhälfte **12**, welche an der Abtriebswelle **10** befestigt ist, und eine bewegliche Riemenscheibenhälfte **13**, welche zu der stationären Riemenscheibenhälfte **12** hin und von dieser weg beweglich ist. Die bewegliche Riemenscheibenhälfte **13** ist zu der stationären Riemenscheibenhälfte **12** durch einen auf eine Ölkammer **14** ausgeübten Hydraulikdruck vorgespannt. Ein Metallriemen **15**, welcher eine große Anzahl an Metallblöcken **32** umfasst, die jeweils auf einem Paar von linken und rechten Metallringen **31**, **31** getragen sind, ist zwischen der Antriebsriemenscheibe **6** und der Abtriebsriemenscheibe **11** aufgezogen (siehe [Fig. 2](#)).

[0032] Ein Vorwärtsantriebszahnrad **16** und ein Rückwärtsantriebszahnrad **17** sind relativ drehbar auf der Abtriebswelle **10** getragen und können selektiv mit der Abtriebswelle **10** durch einen Selektor **18** gekuppelt werden. An einer parallel zur der Abtriebswelle **10** angeordneten Ausgangswelle **19** sind ein Vorwärtsabtriebszahnrad **20**, welches mit dem Vorwärtsantriebszahnrad **16** im Eingriff ist, und ein Rückwärtsabtriebszahnrad **22**, welches durch ein Rückwärtszwischenrad **21** mit dem Rückwärtsantriebszahnrad **17** im Eingriff ist, befestigt.

[0033] Die Drehung der Ausgangswelle **19** wird durch ein Endabtriebszahnrad **23** und ein Endabtriebszahnrad **24** einem Differenzial **25** zugeführt und von diesem durch linke und rechte Achsen **26**, **26** zu angetriebenen Rädern W, W übertragen.

[0034] Eine Antriebskraft von einem Motor E wird zu der Abtriebswelle **10** durch die Kurbelwelle **11**, den Dämpfer **2**, die Eingangswelle **3**, die Startkupplung **4**, die Antriebswelle **5**, die Antriebsriemenscheibe **6**, den Metallriemen **15** und die Abtriebsriemenscheibe **11** übertragen. Wenn ein Vorwärtsfahrtbereich ausgewählt wurde, wird die Antriebskraft von der Abtriebswelle **10** zu der Ausgangswelle **19** durch das Vorwärtsantriebszahnrad **16** und das Vorwärtsabtriebszahnrad **20** übertragen, um die Vorwärtsfahrt des Fahrzeugs zu bewirken. Wenn ein Rückwärtsfahrtbereich ausgewählt wurde, wird die Antriebskraft von der Abtriebswelle **10** zu der Ausgangswelle **19** durch das Rückwärtsantriebszahnrad **17**, das Rückwärtszwischenrad **21** und das Rückwärtsabtriebszahnrad **22** übertragen, um die Rückwärtsfahrt des Fahrzeugs zu bewirken.

[0035] Während dieser Zeit wird das Schaltverhältnis des stufenlos verstellbaren Getriebes vom Metallriementyp T kontinuierlich reguliert, indem der auf die Ölkammer **9** in der Antriebsriemenscheibe **6** und die Ölkammer **14** in der Abtriebsriemenscheibe **11** des stufenlos verstellbaren Getriebes vom Metallriementyp T ausgeübte Hydraulikdruck durch eine Hydraulikdrucksteuer/regeleinheit U_2 gesteuert/geregt wird, welche durch einen Befehl von einer elektronischen Steuer/Regeleinheit U_1 betätigt wird. Insbesondere, wenn der auf die Ölkammer **14** in der Abtriebsriemenscheibe **11** ausgeübte Hydraulikdruck relativ zu dem auf die Ölkammer **9** in der Antriebsriemenscheibe **6** ausgeübten Hydraulikdruck zunimmt, nimmt die Nutweite der Abtriebsriemenscheibe **11** ab, um den effektiven Radius zu vergrößern, und demgemäß wird die Nutweite der Antriebsriemenscheibe **6** vergrößert, um den effektiven Radius zu verkleinern. Daher wird das Schaltverhältnis des stufenlos verstellbaren Getriebes vom Metallriementyp T zu einem Erster-Gang-Bereich hin kontinuierlich verändert. Umgekehrt wird dann, wenn der auf die Ölkammer **9** in der Antriebsriemenscheibe **6** ausgeübte Hydraulikdruck relativ zu dem auf die Ölkammer **14** in der Abtriebsriemenscheibe **11** ausgeübten Hydraulikdruck zunimmt, die Nutweite der Antriebsriemenscheibe **6** verkleinert, um den effektiven Radius zu erhöhen und demgemäß wird die Nutweite der Abtriebsriemenscheibe **11** vergrößert, um den effektiven Radius zu verkleinern. Daher wird das Schaltverhältnis des stufenlos verstellbaren Getriebes vom Metallriementyp T kontinuierlich zu dem OD (Schnellgang)-Bereich hin verändert.

[0036] Der Begriff eines mittleren Reibungskoeffizienten wird unter Bezugnahme auf [Fig. 12](#) beschrieben.

[0037] [Fig. 12](#) zeigt den Zustand, in welchem der Metallriemen um die Antriebsriemenscheibe und die Abtriebsriemenscheibe gezogen ist, wobei die Dicke des in [Fig. 12](#) schematisch gezeigten Metallriemens die Größe der Spannung des Metallriemens darstellt. Der sichtbare Wicklungswinkel des Metallriemens ist θ ; die Spannung auf der rücklaufenden Seite des Metallriemens ist T_1 ; die Spannung der Abtriebsseite ist T_2 ; der Reibungskoeffizient zwischen dem Riemen und der Riemenscheibe ist μ ; und der Winkel, welcher von einem Punkt gemessen wird, an welchem sich die Spannung des Riemens von T_2 zu verändern beginnt, ist β^* . Die Spannung T des Metallriemens basiert auf einer Euler'schen Reibriemengetriebetheorie gemäß der folgenden Gleichung (1):

$$T = T_2 \exp(\mu\beta^*) \quad (1)$$

[0038] Die Gleichung (1) ist sowohl für die Antriebsriemenscheibe als auch die Abtriebsriemenscheibe aufgestellt.

[0039] Die Kraftübertragung zwischen dem Riemen und der Riemenscheibe wird in dem Bereich von $0 < \theta < \beta$ durchgeführt (der Bereich, in welchem die Spannung T des Metallriemens verändert wird), welche der Wirkbogen genannt wird. Im Gegensatz dazu wird in dem Bereich, welcher der Ruhebogen genannt wird und in welchem die Spannung T nicht verändert wird, die Kraftübertragung zwischen dem Riemen und der Riemenscheibe nicht durchgeführt. Unter Verwendung der Gleichung (1) ist die Spannung T_1 auf der zurücklaufenden Seite des Metallriemens gegeben gemäß einer Gleichung (2):

$$T_1 = T_2 \exp(\mu\beta_e) \quad (2)$$

[0040] Auf diese Weise wird die Kraftübertragung zwischen dem Riemen und der Riemenscheibe in dem Wirkbogen durchgeführt. Wenn jedoch berücksichtigt wird, dass die Kraftübertragung in dem gesamten Bereich des Wicklungswinkels θ durchgeführt wird, muss der Begriff (Idee) eines mittleren Reibungskoeffizienten μ_{AV} eingeführt werden, welcher ein scheinbarer Reibungskoeffizient ist, um die folgende Gleichung (3) zu etablieren:

$$T_1 = T_2 \exp(\mu_{AV}\theta) \quad (3)$$

[0041] In der Gleichung (3) ist der mittlere Reibungskoeffizient μ_{AV} gegeben gemäß der folgenden Gleichung (4):

$$\mu_{AV} = (1/\theta) \log(T_1/T_2) = (1/\theta) \log(T_{IN}/R_{DR}T_2 + 1) \quad (4)$$

in welcher T_{IN} das Eingangsdrehmoment zu der Antriebsriemenscheibe ist, und R_{DR} der Teilungsradius der Antriebsriemenscheibe ist. In einem lastfreien Zustand ist $\mu_{AV} = 0$. In einem vollständigen Schlupfzustand ist $\mu_{AV} = \mu$.

[0042] Der Reibungskoeffizient in der nachfolgenden Beschreibung bezeichnet den oben beschriebenen mittleren Reibungskoeffizienten μ_{AV} .

[0043] Eine Technik zur Annahme eines Kraftübertragungszustands des stufenlos verstellbaren Getriebes vom Metallriementyp einschließlich des Reibungskoeffizienten zwischen dem Block des Metallriemens und der Riemenscheibe und des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block wird nachstehend beschrieben.

[0044] [Fig. 3](#) veranschaulicht ein stufenloses Getriebe vom Metallriementyp in einem stabilen Betriebszustand, wobei die Bedeutung der in der [Fig. 3](#) verwendeten Symbole wie folgt ist:

- E_1 : die Drückkraft zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe (N)
- E_2 : die Drückkraft zwischen den Blöcken an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe (N)
- T_1 : die Spannung des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe (N)
- T_2 : die Spannung des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe (N)
- Q_{DR} : der Axialschub der Antriebsriemenscheibe (N/rad)
- Q_{DN} : der Axialschub der Abtriebsriemenscheibe (N/rad)
- θ_{DR} : der Wicklungswinkel des Metallriemens um die Antriebsriemenscheibe (rad)
- θ_{DN} : der Wicklungswinkel des Metallriemens um die Abtriebsriemenscheibe (rad)
- FS : die Achse-Achse-Kraft zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe (N)
- μ_{TDR} : die tangentielle Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block in der Antriebsriemenscheibe
- μ_{TDN} : die tangentielle Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block in der Abtriebsriemenscheibe
- μ_{RDR} : die radiale Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Antriebsriemenscheibe und dem Block in der Antriebsriemenscheibe
- μ_{RDN} : die radiale Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block in der Abtriebsriemenscheibe
- μ_{SDR} : die tangentielle Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block in der Antriebsriemenscheibe
- μ_{SDN} : die tangentielle Komponente des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block in der Abtriebsriemenscheibe

[0045] [Fig. 4A](#) und [4B](#) zeigen nur jene der auf den Block ausgeübten Kräfte, welche eine tangentielle Komponente umfassen, wobei

- E : die Drückkraft zwischen den Blöcken (N)
- P : die Drückkraft zwischen dem Ring und dem Block (N/rad)
- N : die Drückkraft zwischen der Riemenscheibe und dem Block (N/rad)

[0046] [Fig. 5](#) zeigt nur jene der auf den Block ausgeübten Kräfte, welche eine radiale Komponente umfassen, wobei

Q: der Axialschub (N/rad)
 G: die Zentrifugalkraft (N/rad)
 α : der Neigungswinkel einer V-Schrägfläche der Riemenscheibe (rad)

[0047] Die Fig. 6A, 6B, 7A und 7B zeigen nur jene der auf den Ring ausgeübten Kräfte, welche eine tangential Komponente umfassen und nur jene von solchen Kräften, welche eine radiale Komponente umfassen, wobei

T: die Ringspannung (N)

[0048] Wie in Fig. 3 gezeigt, kann die aus den Fig. 4A bis 7B hergeleitete Gleichgewichtsbeziehung in derselben Gleichung für die Antriebsriemenscheibe und die Abtriebsriemenscheibe gehandhabt werden, indem der Winkel β in entgegengesetzte Richtungen für die Antriebsriemenscheibe und die Abtriebsriemenscheibe definiert wird.

[0049] Als Erstes wird die folgende Gleichung (5) aus der Gleichgewichtsbeziehung der tangentialen Kräfte hergeleitet, welche auf den n-ten Block in den Fig. 4A und 4B ausgeübt werden:

$$2\mu_T N^{(n)} + E^{(n+1)} \cos \frac{\Delta\beta}{2} = E^{(n)} \cos \frac{\Delta\beta}{2} + \mu_r P^{(n)} \quad \text{--- (5)}$$

[0050] Die folgende Gleichung (6) wird aus der Gleichgewichtsbeziehung der radialen Kräfte hergeleitet, welche auf den n-ten Block in Fig. 5 ausgeübt werden:

$$P^{(n)} + 2\mu_R N^{(n)} \cos \alpha = G^{(n)} + 2N^{(n)} \sin \alpha + E^{(n+1)} \sin \frac{\Delta\beta}{2} + E^{(n)} \sin \frac{\Delta\beta}{2} \quad \text{--- (6)}$$

[0051] Die folgende Gleichung (7) wird aus der Gleichgewichtsbeziehung der tangentialen Kräfte hergeleitet, welche auf den Ring in den Fig. 6A und 6B ausgeübt werden:

$$T^{(n)} \cos \frac{\Delta\beta}{2} + \mu_r P^{(n)} = T^{(n+1)} \cos \frac{\Delta\beta}{2} \quad \text{--- (7)}$$

[0052] Die folgende Gleichung (8) wird aus der Gleichgewichtsbeziehung der radialen Kräfte hergeleitet, welche auf den Ring in den Fig. 7A und 7B ausgeübt werden:

$$T^{(n)} \sin \frac{\Delta\beta}{2} + T^{(n+1)} \sin \frac{\Delta\beta}{2} = P^{(n)} \quad \text{--- (8)}$$

[0053] Die folgende Gleichung (9) wird aus der Gleichgewichtsbeziehung der Axialschübe hergeleitet, welche auf den n-ten Block in Fig. 5 ausgeübt werden:

$$N^{(n)} \cos \alpha + \mu_R N^{(n)} \sin \alpha = Q^{(n)} \quad (9)$$

[0054] Wenn $\Delta\beta$ $d\beta$ wird unter der Annahme, dass die Dicke des Blocks ausreichend klein ist, können die folgenden Annäherungen erhalten werden: $\cos d\beta/2 = 1$; $\sin d\beta/2 = d\beta/2$; $dE \cdot d\beta = 0$; und $dT \cdot d\beta = 0$. Daher können die Gleichungen (5) bis (9) in die folgenden Gleichungen (10) bis (14) umgeschrieben werden, welche Basisgleichungen sind, um den Betriebszustand des stufenlos verstellbaren Getriebes vom Metallriementyp anzunehmen.

$$\frac{dE}{d\beta} = \mu_s P - 2\mu_r N \quad \text{--- (10)}$$

$$P - E = G + 2N(\sin \alpha - \mu_r \cos \alpha) \quad \text{--- (11)}$$

$$\frac{dT}{d\beta} = \mu_s P \quad \text{--- (12)}$$

$$T = P \quad \text{--- (13)}$$

$$Q = N(\cos \alpha + \mu_r \sin \alpha) \quad \text{--- (14)}$$

[0055] Dann sind die für die Bildung der Basisgleichungen angewendeten Grenzbedingungen unten aufgeführt.

[0056] Als Erstes werden die folgenden Gleichungen (15) und (16) aus der Tatsache aufgestellt, dass die Drückkräfte E zwischen den Blöcken an den entgegengesetzten Enden von Gurten in [Fig. 3](#) einander entsprechen:

$$E = E_1 \text{ (wo } \beta = 0) \quad (15)$$

$$E = E_2 \text{ (wo } \beta = \theta_{DR} = \theta_{DN}) \quad (16)$$

[0057] Die folgenden Gleichungen (17) und (18) werden aus der Tatsache aufgestellt, dass die Ringspannungen an den entgegengesetzten Enden des Gurts einander entsprechen.

$$T = T_1 \text{ (wo } \beta = 0) \quad (17)$$

$$T(\text{wo } \beta = \theta_{DR}) = T(\text{wo } \beta = \theta_{DN}) = T_2 \quad (18)$$

[0058] Die Axialschübe Q_{DR} und D_{DN} der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe sind durch die folgende Gleichung (19) gegeben:

$$\int_0^{\theta_{DR}} Q(\beta) d\beta = Q_{DR} \quad \int_0^{\theta_{DN}} Q(\beta) d\beta = Q_{DN} \quad \text{--- (19)}$$

[0059] Das Eingangsdrehmoment T_{IN} (übertragenes Drehmoment) in die Antriebsriemenscheibe ist gegeben als eine Summe von einer Differenz der Drückkraft zwischen den Blöcken in einem Paar von Gurten und einer Differenz der Ringspannung gemäß der folgenden Gleichung (20):

$$\frac{T_{IN}}{R_{DR}} = (E_1 - E_2) + (T_2 - T_1) \quad \text{--- (20)}$$

[0060] Wie aus [Fig. 8](#) gesehen werden kann, ist eine Achse-Achse-Kraft FS als eine Summe zwischen axialen Komponenten gegeben, welche von den Blöcken auf die Riemenscheibe ausgeübt werden, gemäß der folgenden Gleichung (21):

$$FS = \int_0^{\theta_{DR}} 2\{N(\beta)(\sin \alpha - \mu_r \cos \alpha)\} d\beta \cos \alpha \left(\frac{\theta}{2} - \beta\right) + \int_0^{\theta_{DN}} 2N(\beta)\mu_r \sin\left(\beta - \frac{\theta}{2}\right) d\beta \quad \text{--- (21)}$$

[0061] Aufgrund der Basisgleichungen (10) bis (13) und der Grenzbedingungen (14) bis (21), welche in der obigen Weise erhalten werden, können Beziehungen, welche zur Berechnung der sechs Reibungskoeffizienten μ_{TDR} , μ_{TDN} , μ_{RDR} , μ_{RDN} , μ_{SDR} und μ_{SDN} , T_1 (die Spannung des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe) und T_2 (die Spannung des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe) benötigt werden, aus i (ein Übersetzungsverhältnis: N_{IN}/N_{OUT} , wobei N_{IN} die Drehzahl der Antriebsriemenscheibe ist und N_{OUT} die Drehzahl der Abtriebsriemenscheibe ist); N_{IN} (die Drehzahl der Antriebsriemenscheibe); T_{IN} (das Eingangs-

drehmoment zu der Antriebsriemenscheibe); Q_{DR} (der Axial Schub der Antriebsriemenscheibe); Q_{DN} (der Axial Schub der Abtriebsriemenscheibe); E_1 (die Axialkraft zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe); und FS (die Achse-Achse-Kraft zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe) hergeleitet werden. E_1 oder E_2 (die Drückkraft zwischen den Blöcken in dem Gurt, auf den die Antriebskraft des Metallriemens **15** nicht übertragen wird) ist 0 (null). Wenn $E_1 = 0$, wird E_2 anstelle von E_1 verwendet. Die mathematische Technik, welche zur Ableitung der oben beschriebenen Beziehungsgleichungen benötigt wird, betrifft nicht den wesentlichen Gegenstand der vorliegenden Erfindung und wird folglich nicht beschrieben.

[0062] i , N_{IN} , Q_{DR} , Q_{DN} , E_1 (oder E_2) und FS, welche in den Beziehungsgleichungen verwendet werden, sind messbar und werden Eingangsvariablen genannt. μ_{TDR} , μ_{TDN} , μ_{RDR} , μ_{RDN} , μ_{SDR} und μ_{SDN} , T_1 und T_2 , welche in den Beziehungsgleichungen verwendet werden, sind schwierig zu messen und werden daher Ausgangsvariablen genannt. Somit können die Ausgangsvariablen berechnet werden, indem die Eingangsvariablen gemessen werden und sie in die Beziehungsgleichungen eingesetzt werden.

[0063] Unter Verwendung eines Getriebeöls mit einem durch die Zugabe einer vorbestimmten Menge eines FM-Mittels regulierten Reibungskoeffizienten wurden Werte der Eingangsvariablen erfasst, während das stufenlose Getriebe vom Metallriementyp in einer Mehrzahl von verschiedenen stabilen Betriebszuständen betrieben wurde, und Werte der Ausgangsvariablen wurden basierend auf diesen Eingangsvariablen berechnet. Als Ergebnis wurden die folgenden Tendenzen (1), (2) und (3) in den berechneten Werten der Ausgangsvariablen gefunden:

- (1) Der tangentielle Reibungskoeffizient μ_s (μ_{SDR} oder μ_{SDN}) zwischen dem Ring und dem Block der durchmessergeringeren Riemenscheibe ist im Wesentlichen konstant ($\mu_s = 0,1$) ungeachtet der Übertragungszustände bei einem Drehmomentverhältnisses $i \geq 0,5$.
- (2) Der Gesamtreibungskoeffizient μ_{DN} zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe ist im Wesentlichen konstant ($\mu_{DN} = 0,1$) ungeachtet der Übertragungszustände bei einem Drehmomentverhältnis $i \geq 0,5$.
- (3) Der radiale Reibungskoeffizient μ_{RDR} zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe ist im Wesentlichen konstant ($\mu_{RDR} = 0$) ungeachtet der Übertragungszustände bei einem Drehmomentverhältnis $i \geq 0,5$.

[0064] Unter Punkt (1) entspricht der Begriff "durchmessergeringere Riemenscheibe" der Abtriebsriemenscheibe in einem Zustand, in welchem das Übersetzungsverhältnis i (N_{IN} ist die Drehzahl der Antriebsriemenscheibe und N_{OUT} ist die Drehzahl der Abtriebsriemenscheibe) kleiner als 1 ist (ein Geschwindigkeitszunahmestand) und der Antriebsriemenscheibe in einem Zustand, in welchem das Übersetzungsverhältnis i gleich oder größer als 1 ist (ein Geschwindigkeitsabnahmestand). Wenn das gegenwärtige Übertragungsdrehmoment T_{IN} ist und das übertragbare maximale Drehmoment T_{IN}^* ist, wird das Drehmomentverhältnis i als T_{IN}/T_{IN}^* definiert. Das Drehmomentverhältnis $i \geq 0,5$ entspricht einem praktischen Drehmomentbereich des stufenlos verstellbaren Getriebes vom Metallriementyp.

[0065] Unter Punkt (2) ist der Gesamtreibungskoeffizient μ_{DN} zwischen der Riemenscheibe und dem Block die Vektor-Gesamtsumme der tangentialen Komponente μ_{TDN} des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe und der radialen Komponente μ_{RDN} des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe und wird gemäß der folgenden Gleichung (22) angegeben:

$$\mu_{DN} = (\mu_{TDN}^2 + \mu_{RDN}^2)^{1/2} \quad (22)$$

[0066] Bei dem oben beschriebenen Experiment ist der Wert von $\mu_s = 0,1$ unter Punkt (1), $\mu_{DN} = 0,1$ unter Punkt (2) und $\mu_{RDR} = 0$ unter Punkt (3) im Wesentlichen konstant ungeachtet des Betriebszustands des stufenlosen Getriebes vom Metallriementyp, aber wird abhängig von der Temperatur und dem Grad der Verschlechterung des Getriebeöls, der Menge an Additiv in dem Getriebeöl und dgl. verändert.

[0067] **Fig. 9** zeigt Ergebnisse, welche erhalten werden, indem die Werte der Eingangsvariablen gemessen werden, während das Übersetzungsverhältnis i und das Drehmomentverhältnis i fein verändert werden, und dann die Gesamtreibungskoeffizienten μ_{DN} zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe basierend auf solchen Eingangsvariablen berechnet werden. Wie es aus **Fig. 9** ersichtlich ist, ist μ_{DN} kleiner als ein vorbestimmter Wert (0,1) in einem Bereich, in dem das Drehmomentverhältnis i kleiner als 0,4 ist, aber μ_{DN} entspricht im Wesentlichen dem vorbestimmten Wert (0,1) in einem praktischen Bereich, in dem das Drehmomentverhältnis i gleich oder größer als 0,4 ist.

[0068] [Fig. 10](#) zeigt Ergebnisse, welche erhalten werden, indem die Werte der Eingangsvariablen gemessen werden, während das Übersetzungsverhältnis i und das Drehmomentverhältnis r fein verändert werden und dann die radialen Reibungskoeffizienten μ_{RDR} zwischen der Antriebsriemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe basierend auf solchen Eingangsvariablen berechnet werden. Wie es aus [Fig. 10](#) ersichtlich ist, entspricht μ_{RDR} im Wesentlichen einem vorbestimmten Wert (0) in dem praktischen Bereich, in dem das Drehmomentverhältnis r gleich oder größer als 0,4 ist.

[0069] Wenn der Gesamtreibungskoeffizient μ_{DN} zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe, welcher gemäß der Gleichung (22) bestimmt wird, bekannt ist, kann die tangentielle Komponente μ_{TDN} des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe oder die radiale Komponente μ_{RDN} des Reibungskoeffizienten zwischen der Riemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe aus der anderen berechnet werden.

[0070] Aus dem Vorangehenden kann μ_s der durchmesserkleineren Riemenscheibe, d.h. entweder μ_{SDR} oder μ_{SDN} als ein bekannter Wert (z.B. 0,1) getrachtet werden; entweder μ_{TDN} oder μ_{RDN} , welche Komponenten des Gesamtreibungskoeffizienten μ_{DN} (z. B. 0,1) zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe sind, kann als die andere abhängige Variable getrachtet werden, d.h. $\mu_{RDN} = (0,1^2 - \mu_{TDN}^2)^{1/2}$ oder $\mu_{TDN} = (0,1^2 - \mu_{RDN}^2)^{1/2}$; und der radiale Reibungskoeffizient μ_{RDR} zwischen der Antriebsriemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe kann als ein bekannter Wert (z.B. 0) getrachtet werden. Auf diese Weise können dann, wenn die zwei Reibungskoeffizienten von den acht Ausgangsvariablen μ_{TDR} , μ_{TDN} , μ_{RDR} , μ_{RDN} , μ_{SDR} , μ_{SDN} , T_1 und T_2 bekannte Werte sind, und der eine Reibungskoeffizient von ihnen die Variable ist, die von den anderen Reibungskoeffizienten abhängt, drei der acht Eingangsvariablen i , N_{IN} , T_{IN} , Q_{DR} , Q_{DN} , E_1 (oder E_2) und FS als unbekannte Werte getrachtet werden.

[0071] Wenn danach die drei Eingangsvariablen Q_{DR} , E_1 (oder E_2) und FS, welche relativ schwierig zu erfassen sind, als die Ausgangsvariablen getrachtet werden, können die übrigen fünf Ausgangsvariablen μ_{SDN} (oder μ_{SDR}), μ_{RDN} , μ_{TDN} , T_1 und T_2 und Q_{DR} , E_1 (oder E_2) und FS, welche als die unbekannten Ausgangsvariablen getrachtet werden, basierend auf der Tatsache angenommen werden, dass die übrigen fünf Eingangsvariablen i , N_{IN} , T_{IN} , Q_{DN} , E_2 (oder E_1), die zwei Reibungskoeffizienten μ_{SDR} (oder μ_{SDN}) und μ_{RDR} , welche als die bekannten Eingangsvariablen getrachtet werden, und μ_{TDN} oder μ_{RDN} die anderen abhängigen Variablen sind, und der Tatsache, dass E_2 oder E_1 0 ist.

[0072] In der obigen Weise können selbst dann, wenn die Temperatur und der Grad der Verschlechterung des Getriebeöls, die Menge des Additivs in dem Getriebeöl und dgl. verändert werden, die Werte Q_{DR} , E_1 (oder E_2), T_1 , T_2 und FS nur aus den Betriebszuständen i , N_{IN} , T_{IN} und Q_{DN} angenommen werden, wenn die Werte der Reibungskoeffizienten μ , welche von solchen veränderten Werten abhängen, verwendet werden.

[0073] [Fig. 11](#) zeigt tatsächlich gemessene Werte und angenommene Werte des Reibungskoeffizienten μ_{DN} zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block bezüglich der Menge an dem Getriebeöl zugegebenen FM-Mittel. Wie es aus [Fig. 11](#) ersichtlich ist, kann gesehen werden, dass der Wert μ_{DN} , welcher gemäß der vorliegenden Erfindung angenommen wird, dem tatsächlich gemessenen Wert μ_{DN} äußerst gut entspricht.

[0074] In einer weiteren Ausführungsform der vorliegenden Erfindung kann der Axialschub Q_{DR} der Antriebsriemenscheibe berechnet werden, ohne gemessen zu werden, durch Bilden der Beziehungsgleichungen, welche die Beziehungen der dreizehn Variablen i , N_{IN} , T_{IN} , Q_{DN} , Q_{DR} , E_1 (oder E_2), T_1 , T_2 , FS, μ_{RDR} , μ_{TDN} und μ_{RDN} anzeigen; tatsächliches Messen von vier Variablen i , N_{IN} , T_{IN} und Q_{DN} von diesen dreizehn Variablen; und Einsetzen von ihnen in die Beziehungsgleichungen unter der Annahme, dass μ_{RDR} , die Vektorsumme von μ_{TDN} und μ_{RDN} = ein vorbestimmter Wert (z. B. 0) und dass μ_{DN} = ein vorbestimmter Wert (z. B. 0,1).

[0075] In einer weiteren Ausführungsform der vorliegenden Erfindung kann die Drückkraft E_1 (oder E_2) zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die Spannung T_1 des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe und die Spannung T_2 des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe berechnet werden, ohne tatsächlich gemessen zu werden, durch Bilden der Beziehungsgleichungen, welche die Beziehungen von den zwölf Variablen i , N_{IN} , T_{IN} , Q_{DN} , Q_{DR} , E_1 (oder E_2), T_1 , T_2 , FS, μ_{SDR} und μ_{SDN} anzeigen; tatsächliches Messen von vier Variablen i , N_{IN} , T_{IN} und Q_{DN} dieser zwölf Variablen; und Einsetzen von ihnen in die Beziehungsgleichungen unter der Annahme, dass μ_{SDR} oder μ_{SDN} = ein vorbestimmter Wert (z. B. 0,1).

[0076] Ferner kann durch Ausbilden der Beziehungsgleichungen, welche die Beziehungen der sechzehn Variablen i , N_{IN} , T_{IN} , Q_{DN} , Q_{DR} , E_1 (oder E_2), T_1 , T_2 , FS, μ_{TDR} , μ_{TDN} , μ_{RDR} , μ_{RDN} , μ_{SDR} und μ_{SDN} anzeigen; tatsächliches

Messen von sechs Variablen i , N_{IN} , T_{IN} , Q_{DN} , Q_{DR} und FS dieser sechzehn Variablen; und Einsetzen von ihnen in die Beziehungsgleichungen unter der Annahme, dass μ_{SDR} oder μ_{SDN} = ein vorbestimmter Wert (z. B. 0,1), E_1 (oder E_2), T_1 , T_2 , der andere von μ_{SDR} oder μ_{SDN} , μ_{TDR} , μ_{TDN} , μ_{RDR} und μ_{RDN} in einer Echtzeit berechnet werden. Wenn daher beispielsweise der Reibungskoeffizient μ_{DN} zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block berechnet wird, kann der Axialschub Q_{DN} der Abtriebsriemenscheibe, um den Schlupf des Metallriemens auf der Abtriebsriemenscheibe zu verhindern, gemäß einem solchen Reibungskoeffizienten μ_{DN} gesteuert/geregelt werden, um den Schlupf des Metallriemens zu verhindern.

[0077] Mit anderen Worten, wenn die Schubsicherheitsrate durch SF repräsentiert ist, ist der Axialschub Q_{DN} der Abtriebsriemenscheibe gemäß der folgenden Gleichung gegeben:

$$Q_{DN} = \frac{T_{IN} \cos \alpha}{2\mu_{DN} R_{DR}} SF \quad \text{--- (23)}$$

[0078] Daher kann der Schlupf des Metallriemens effektiv verhindert werden, während eine Verringerung der Haltbarkeit des Metallriemens infolge des übermäßigen Axialschubs Q_{DN} vermieden wird, um die Haltbarkeit zu erhöhen, indem der Axialschub Q_{DN} der Abtriebsriemenscheibe gemäß dem Reibungskoeffizienten μ_{DN} zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block in der Gleichung (23) gesteuert/geregelt wird. In diesem Fall ist es notwendig, den Axialschub Q_{DR} der Antriebsriemenscheibe gemäß dem Axialschub Q_{DN} der Abtriebsriemenscheibe zu verändern, sodass das Schaltverhältnis nicht durch die Veränderung des Axialschubs Q_{DN} der Abtriebsriemenscheibe verändert wird. Wenn $Q_{DR} \leq Q_{DN}$ in einem bestimmten Betriebszustand ist, kann ein angenommener Wert des Reibungskoeffizienten μ_{DN} zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block verwendet werden, wie er ist, um den Axialschub Q_{DR} der Antriebsriemenscheibe zu steuern/regeln.

[0079] Obwohl die vorliegende Erfindung detailliert beschrieben wurde, ist es verständlich, dass die vorliegende Erfindung nicht auf die oben beschriebene Ausführungsform begrenzt ist und dass verschiedene Modifikationen vorgenommen werden können, ohne von dem in den Ansprüchen definierten Schutzbereich der Erfindung abzuweichen.

[0080] Beispielsweise müssen Q_{DR} , E_1 (E_2), FS, T_1 , T_2 , μ_{TDR} , μ_{TDN} , μ_{RDN} , μ_{SDR} (oder μ_{SDN}) nicht alle berechnet werden und wenigstens ein Wert von ihnen kann gemäß dem Verwendungszweck berechnet werden.

Patentansprüche

1. Verfahren, wobei ein Kraftübertragungszustand in einem stufenlos verstellbaren Getriebe vom Metallriementyp angenommen wird, wobei das Getriebe einen Metallriemen (15) mit Ringen (31) und einer Mehrzahl von an den Ringen (31) abgestützten Blöcken (32), eine Antriebsriemenscheibe (6) und eine Abtriebsriemenscheibe (11) umfasst, wobei der Metallriemen (15) um die Antriebsriemenscheibe (6) und die Abtriebsriemenscheibe (11) gezogen ist, und wobei ein Schaltverhältnis gesteuert/geregelt wird, indem Nutweiten sowohl von der Antriebsriemenscheibe (6) als auch der Abtriebsriemenscheibe (11) durch die Steuerung/Regelung des Hydraulikdrucks auf diese gesteuert/geregelt wird, wobei das Verfahren die Schritte umfasst:

Bilden von Beziehungsgleichungen, welche Beziehungen anzeigen zwischen:

einem Übersetzungsverhältnis (i) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe,

einer Drehzahl (N_{IN}) der Antriebsriemenscheibe,

einem Eingangsdrehmoment (T_{IN}) zu der Antriebsriemenscheibe,

einem Axialschub (Q_{DR}) der Antriebsriemenscheibe,

einem Axialschub (Q_{DN}) der Abtriebsriemenscheibe,

einer Drückkraft (E_1) zwischen den Blöcken an einer Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder einer Drückkraft (E_2) zwischen den Blöcken an einer Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe,

einer Achse-Achse-Kraft (FS) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe,

einer Spannung (T_1) des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe,

einer Spannung (T_2) des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe,

einer radialen Komponente (μ_{RDR}) eines Reibungskoeffizienten zwischen der Antriebsriemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe, einer tangentialen Komponente (μ_{TDN}) eines Reibungskoeffizienten zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe; und

einer radialen Komponente (μ_{RDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe, Annehmen, dass die Kraftübertragung in dem gesamten Bereich des Wicklungswinkels erfolgt, über welchen der Metallriemen um die Riemenscheibe gezogen ist, und dass der Reibungskoeffizient zwischen dem Block und der Riemenscheibe konstant ist;

Einsetzen der radialen Komponente (μ_{RDR}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Antriebsriemenscheibe

und dem Block der Antriebsriemenscheibe in die Beziehungsgleichungen unter der Annahme, dass die radiale Komponente des Reibungskoeffizienten ein vorbestimmter Wert ist;
 Einsetzen einer Vektorsumme der tangentialen Komponente (μ_{TDN}) und der radialen Komponente (μ_{RDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe in die Beziehungsgleichungen unter der Annahme, dass die Vektorsumme ein vorbestimmter Wert ist;
 Messen des Übersetzungsverhältnisses (i) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, der Drehzahl (N_{IN}) der Antriebsriemenscheibe, des Eingangsrehmoments (T_{IN}) zu der Antriebsriemenscheibe und des Axialschubs (Q_{DN}) der Antriebsriemenscheibe, um sie in die Beziehungsgleichungen einzusetzen;
 um dadurch den Axialschub (Q_{DR}) der Antriebsriemenscheibe aus den Beziehungsgleichungen zu berechnen.

2. Verfahren, wobei ein Kraftübertragungszustand in einem stufenlos verstellbaren Getriebe vom Metallriementyp angenommen wird, wobei das Getriebe einen Metallriemen (15) mit Ringen (31) und einer Mehrzahl von an den Ringen (31) abgestützten Blöcken (32), eine Antriebsriemenscheibe (6) und eine Abtriebsriemenscheibe (11) umfasst, wobei der Metallriemen (15) um die Antriebsriemenscheibe (6) und die Abtriebsriemenscheibe (11) gezogen ist, und wobei ein Schaltverhältnis gesteuert/geregt wird, indem Nutweiten sowohl von der Antriebsriemenscheibe (6) als auch der Abtriebsriemenscheibe (11) durch die Steuerung/Regelung des Hydraulikdrucks auf diese gesteuert/geregt wird, wobei das Verfahren die Schritte umfasst:
 Bilden von Beziehungsgleichungen, welche Beziehungen anzeigen zwischen:
 dem Übersetzungsverhältnis (i) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe,
 der Drehzahl (N_{IN}) der Antriebsriemenscheibe,
 dem Eingangsrehmoment (T_{IN}) zu der Antriebsriemenscheibe,
 dem Axialschub (Q_{DR}) der Antriebsriemenscheibe,
 dem Axialschub (Q_{DN}) der Abtriebsriemenscheibe,
 der Drückkraft (E_1) zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder der Drückkraft (E_2) zwischen den Blöcken an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe,
 der Achse-Achse-Kraft (FS) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe,
 der Spannung (T_1) des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe,
 der Spannung (T_2) des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe,
 einer tangentialen Komponente (μ_{SDR}) eines Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Antriebsriemenscheibe, und einer tangentialen Komponente (μ_{SDN}) eines Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Abtriebsriemenscheibe,
 Annehmen, dass die Kraftübertragung in dem gesamten Bereich des Wicklungswinkels erfolgt, über welchen der Metallriemen um die Riemenscheibe gezogen ist, und dass der Reibungskoeffizient zwischen dem Block und der Riemenscheibe konstant ist;
 Einsetzen der tangentialen Komponente (μ_{SDR} oder μ_{SDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block von der Antriebsriemenscheibe oder der Abtriebsriemenscheibe, welche einen kleineren Wicklungsdurchmesser hat, in die Beziehungsgleichungen unter der Annahme, dass die tangentiale Komponente des Reibungskoeffizienten ein vorbestimmter Wert ist; und
 Messen des Übersetzungsverhältnisses (i) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, der Drehzahl (N_{IN}) der Antriebsriemenscheibe, des Eingangsrehmoments (T_{IN}) zu der Antriebsriemenscheibe und des Axialschubs (Q_{DN}) der Abtriebsriemenscheibe, um sie in die Beziehungsgleichungen einzusetzen,
 um dadurch die Spannung (T_1) des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die Spannung (T_2) des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe und die Drückkraft (E_1) zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder die Drückkraft (E_2) zwischen den Blöcken an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe zu berechnen.

3. Verfahren, wobei ein Kraftübertragungszustand in einem stufenlos verstellbaren Getriebe vom Metallriementyp angenommen wird, wobei das Getriebe einen Metallriemen (15) mit Ringen (31) und einer Mehrzahl von an den Ringen (31) abgestützten Blöcken (32), eine Antriebsriemenscheibe (6) und eine Abtriebsriemenscheibe (11) umfasst, wobei der Metallriemen (15) um die Antriebsriemenscheibe (6) und die Abtriebsriemenscheibe (11) gezogen ist, und wobei ein Schaltverhältnis gesteuert/geregt wird, indem Nutweiten sowohl von der Antriebsriemenscheibe (6) als auch der Abtriebsriemenscheibe (11) durch die Steuerung/Regelung des Hydraulikdrucks auf diese gesteuert/geregt wird, wobei das Verfahren die Schritte umfasst:
 Bilden von Beziehungsgleichungen, welche Beziehungen anzeigen zwischen:
 einem Übersetzungsverhältnis (i) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe,
 einer Drehzahl (N_{IN}) der Antriebsriemenscheibe,
 einem Eingangsrehmoment (T_{IN}) zu der Antriebsriemenscheibe,
 einem Axialschub (Q_{DR}) der Antriebsriemenscheibe,

einem Axialschub (Q_{DN}) der Abtriebsriemenscheibe,
 einer Drückkraft (E_1) zwischen Blöcken an einer Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder einer Drückkraft (E_2) zwischen den Blöcken an einer Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe,
 einer Achse-Achse-Kraft (FS) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe,
 einer Spannung (T_1) des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe,
 einer Spannung (T_2) des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe,
 einer tangentialen Komponente (μ_{TDR}) eines Reibungskoeffizienten zwischen der Antriebsriemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe,
 einer tangentialen Komponente (μ_{TDN}) eines Reibungskoeffizienten zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe,
 einer radialen Komponente (μ_{RDR}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Antriebsriemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe,
 einer radialen Komponente (μ_{RDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe,
 einer tangentialen Komponente (μ_{SDR}) eines Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Antriebsriemenscheibe und
 einer tangentialen Komponente (μ_{SDN}) eines Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Abtriebsriemenscheibe;

Annehmen, dass die Kraftübertragung in dem gesamten Bereich des Wicklungswinkels erfolgt, über welchen der Metallriemen um die Riemenscheibe gezogen ist, und dass der Reibungskoeffizient zwischen dem Block und der Riemenscheibe konstant ist;

Einsetzen der tangentialen Komponente (μ_{SDR} oder μ_{SDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block von der Antriebsriemenscheibe oder der Abtriebsriemenscheibe, welche einen kleineren Wicklungsdurchmesser besitzt, in die Beziehungsgleichungen unter der Annahme, dass die tangentiale Komponente des Reibungskoeffizienten ein vorbestimmter Wert ist; und

Messen des Übersetzungsverhältnisses (i) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, der Drehzahl (N_{IN}) der Antriebsriemenscheibe, des Eingangsdrehmoments (T_{IN}) zu der Antriebsriemenscheibe, des Axialschubs (Q_{DR}) der Antriebsriemenscheibe, des Axialschubs (Q_{DN}) der Abtriebsriemenscheibe und der Achse-Achse-Kraft (FS) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, um diese in die Beziehungsgleichungen einzusetzen;

um dadurch entweder die Drückkraft (E_1) zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder die Drückkraft (E_2) zwischen den Blöcken an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die Spannungen (T_1 und T_2) des Rings an der Austrittsstelle und der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, die tangentialen und radialen Komponenten (μ_{TDR} oder μ_{RDR}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Antriebsriemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe, die tangentialen und radialen Komponenten (μ_{TDN} oder μ_{RDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe und die tangentiale Komponente (μ_{SDR} oder μ_{SDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block von der Antriebsriemenscheibe oder der Abtriebsriemenscheibe, welche einen größeren Wicklungsdurchmesser besitzt, aus den Beziehungsgleichungen zu berechnen.

4. Verfahren, wobei ein Kraftübertragungszustand in einem stufenlos verstellbaren Getriebe vom Metallriementyp angenommen wird, wobei das Getriebe einen Metallriemen (**15**) mit Ringen (**31**) und einer Mehrzahl von an den Ringen (**31**) abgestützten Blöcken (**32**), eine Antriebsriemenscheibe (**6**) und eine Abtriebsriemenscheibe (**11**) umfasst, wobei der Metallriemen (**15**) um die Antriebsriemenscheibe (**6**) und die Abtriebsriemenscheibe (**11**) gezogen ist, und wobei ein Schaltverhältnis gesteuert/geregt wird, indem Nutweiten sowohl von der Antriebsriemenscheibe (**6**) als auch der Abtriebsriemenscheibe (**11**) durch die Steuerung/Regelung des Hydraulikdrucks auf diese gesteuert/geregt wird, wobei das Verfahren die Schritte umfasst:

Bilden von Beziehungsgleichungen, welche Beziehungen anzeigen zwischen:

dem Übersetzungsverhältnis (i) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe,

der Drehzahl (N_{IN}) der Antriebsriemenscheibe,

dem Eingangsdrehmoment (T_{IN}) zu der Antriebsriemenscheibe,

dem Axialschub (Q_{DR}) der Antriebsriemenscheibe,

dem Axialschub (Q_{DN}) der Abtriebsriemenscheibe,

der Drückkraft (E_1) zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe oder der Drückkraft

(E_2) zwischen den Blöcken an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe,

der Achse-Achse-Kraft (FS) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe,

der Spannung (T_1) des Rings an der Austrittsstelle der Antriebsriemenscheibe,

der Spannung (T_2) des Rings an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe,

einer tangentialen Komponente (μ_{TDR}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Antriebsriemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe,

der tangentialen Komponente (μ_{TDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe, der radialen Komponente (μ_{RDR}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Antriebsriemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe, der radialen Komponente (μ_{RDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe, der tangentialen Komponente (μ_{SDR}) des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Antriebsriemenscheibe und der tangentialen Komponente (μ_{SDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block der Abtriebsriemenscheibe;

Annehmen, dass die Kraftübertragung in dem gesamten Bereich des Wicklungswinkels erfolgt, über welchen der Metallriemen um die Riemenscheibe gezogen ist, und dass der Reibungskoeffizient zwischen dem Block und der Riemenscheibe konstant ist;

Einsetzen der radialen Komponente (μ_{RDR}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Antriebsriemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe in die Beziehungsgleichungen unter der Annahme, dass die radiale Komponente des Reibungskoeffizienten ein vorbestimmter Wert ist;

Einsetzen einer Vektorsumme der tangentialen und radialen Komponenten (μ_{TDN} und μ_{RDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe in die Beziehungsgleichungen unter der Annahme, dass die Vektorsumme ein vorbestimmter Wert ist;

Einsetzen der tangentialen Komponente (μ_{SDR} oder μ_{SDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block von der Antriebsriemenscheibe oder der Abtriebsriemenscheibe, welche einen kleineren Wicklungsdurchmesser hat, in die Beziehungsgleichungen unter der Annahme, dass die tangentiale Komponente des Reibungskoeffizienten ein vorbestimmter Wert ist; und

Messen des Übersetzungsverhältnisses (i) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, der Drehzahl (N_{IN}) der Antriebsriemenscheibe, des Eingangsdrehmoments (T_{IN}) zu der Antriebsriemenscheibe, und des Axialschubs (Q_{DN}) der Abtriebsriemenscheibe und Einsetzen derselben in die Beziehungsgleichungen;

um dadurch aus den Beziehungsgleichungen wenigstens eine Größe aus dem Axialschub (Q_{DR}) der Antriebsriemenscheibe, der Drückkraft (E_1) zwischen den Blöcken an der Austrittsstelle der Abtriebsriemenscheibe oder der Drückkraft (E_2) zwischen den Blöcken an der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, der Achse-Achse-Kraft (FS) zwischen der Antriebsriemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe, der Spannungen (T_1 und T_2) des Rings an der Austrittsstelle und der Eintrittsstelle der Antriebsriemenscheibe, der tangentialen Komponente (μ_{TDR}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Antriebsriemenscheibe und dem Block der Antriebsriemenscheibe, der tangentialen und radialen Komponente (μ_{TDN} und μ_{RDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen der Abtriebsriemenscheibe und dem Block der Abtriebsriemenscheibe und der tangentialen Komponente (μ_{SDR} oder μ_{SDN}) des Reibungskoeffizienten zwischen dem Ring und dem Block von der Antriebsriemenscheibe oder der Abtriebsriemenscheibe, welche einen größeren Wicklungsdurchmesser hat, zu berechnen.

5. Verfahren zur Steuerung/Regelung des Axialschubs in einem stufenlos verstellbaren Getriebe vom Metallriementyp unter Verwendung des Verfahrens, wobei der Kraftübertragungszustand in dem stufenlosen Getriebe von Metallriementyp gemäß Anspruch 3 oder 4 angenommen wird, wobei das Steuer/Regelverfahren die Schritte umfasst:

Berechnen einer tangentialen Komponente (μ_{TDN}) und einer radialen Komponente (μ_{RDN}) eines Reibungskoeffizienten zwischen einer Riemenscheibe und einem Block einer Abtriebsriemenscheibe, und Steuern/Regeln des Axialschubs der Abtriebsriemenscheibe basierend auf einer Vektorsumme der beiden Komponenten (μ_{TDN} und μ_{RDN})

6. Verfahren zur Steuerung/Regelung eines stufenlos verstellbaren Getriebes vom Metallriementyp, umfassend die Schritte: (a) Bilden der Beziehungsgleichungen von einem der Ansprüche 1 bis 4; (b) Durchführen des Verfahrens des Anspruchs; und (c) Steuern/Regeln der Übertragung in Reaktion auf die im Schritt (b) berechnete Größe.

Es folgen 12 Blatt Zeichnungen

FIG.2

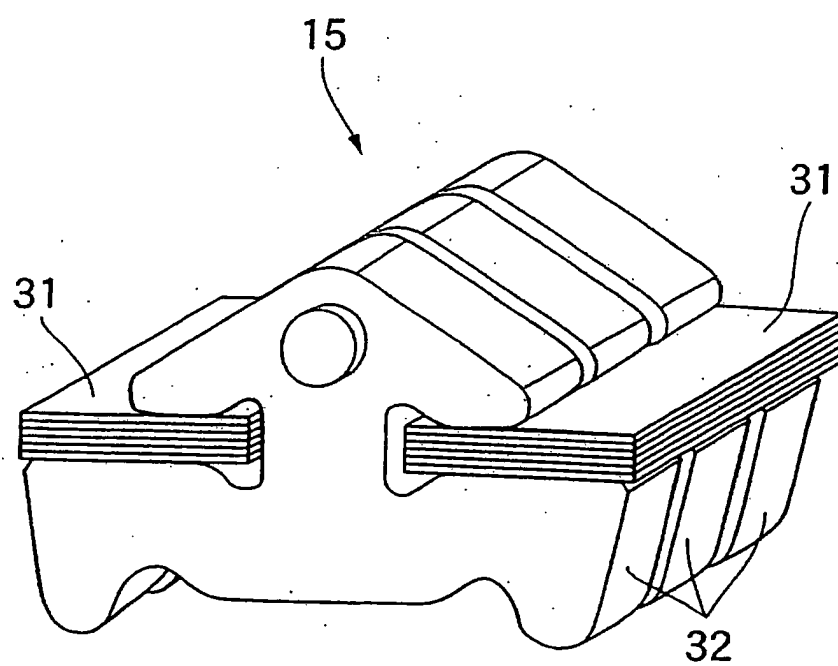


FIG.3

ABTRIEBSRIEMENSCHLEIBE
(SCHUB; Q_{DN})

ANTRIEBSRIEMENSCHLEIBE
(SCHUB; Q_{DR})

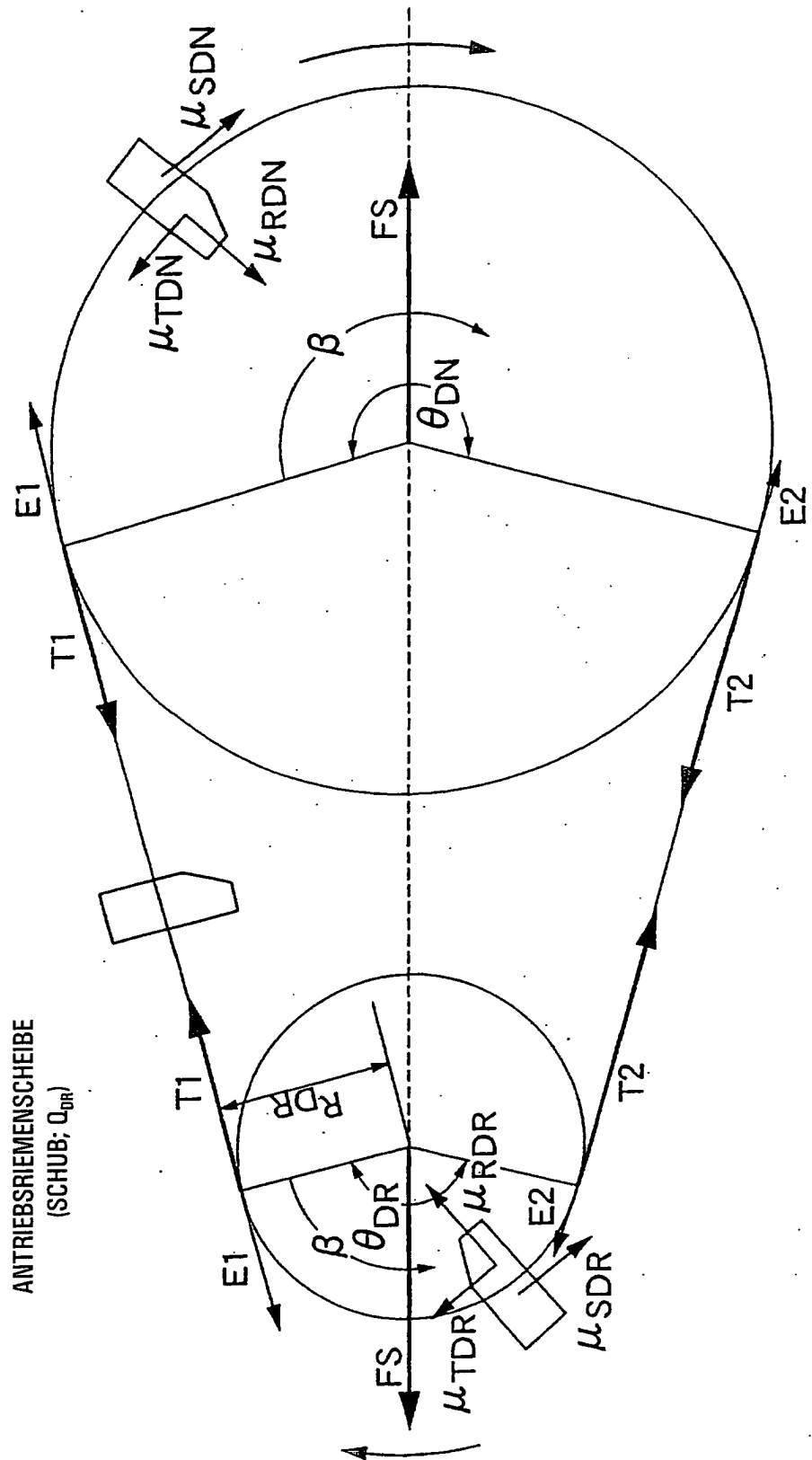


FIG.4

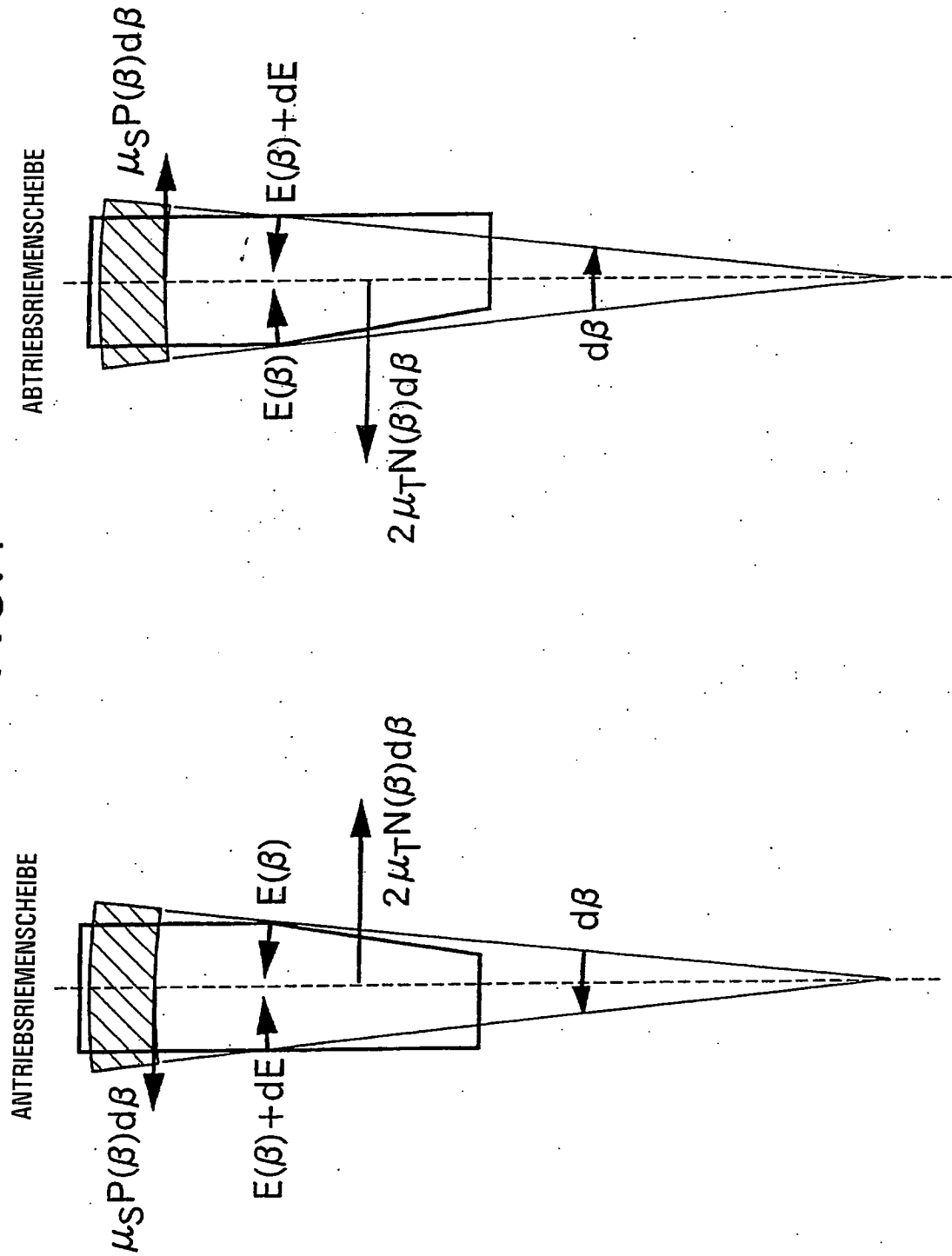


FIG.5

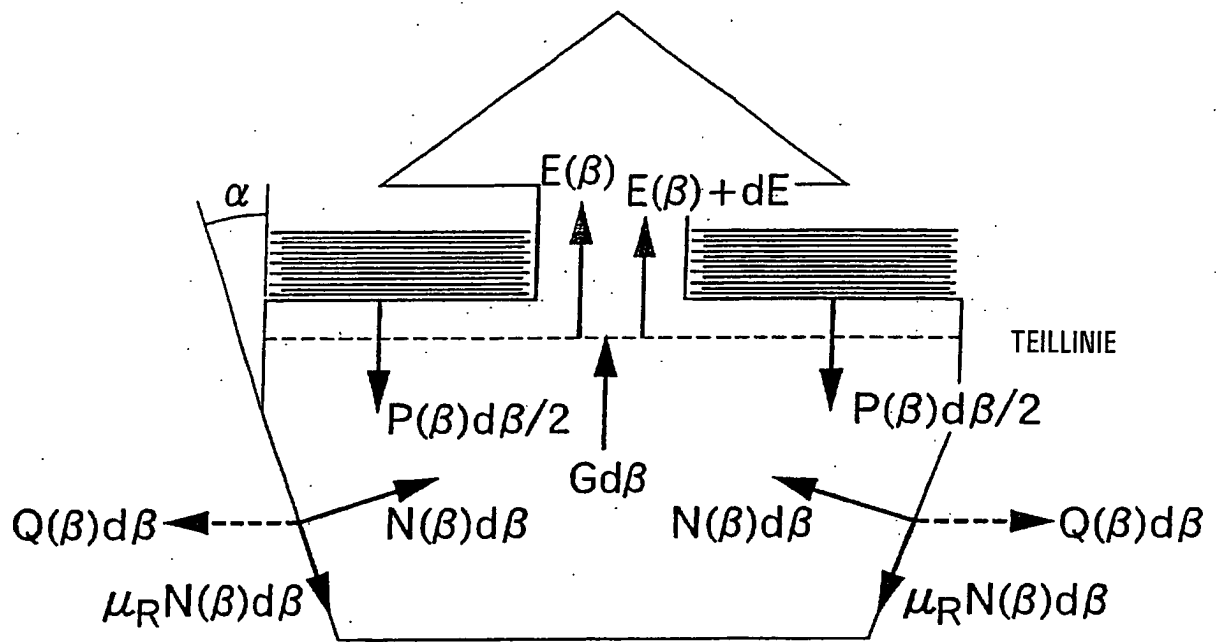


FIG. 6

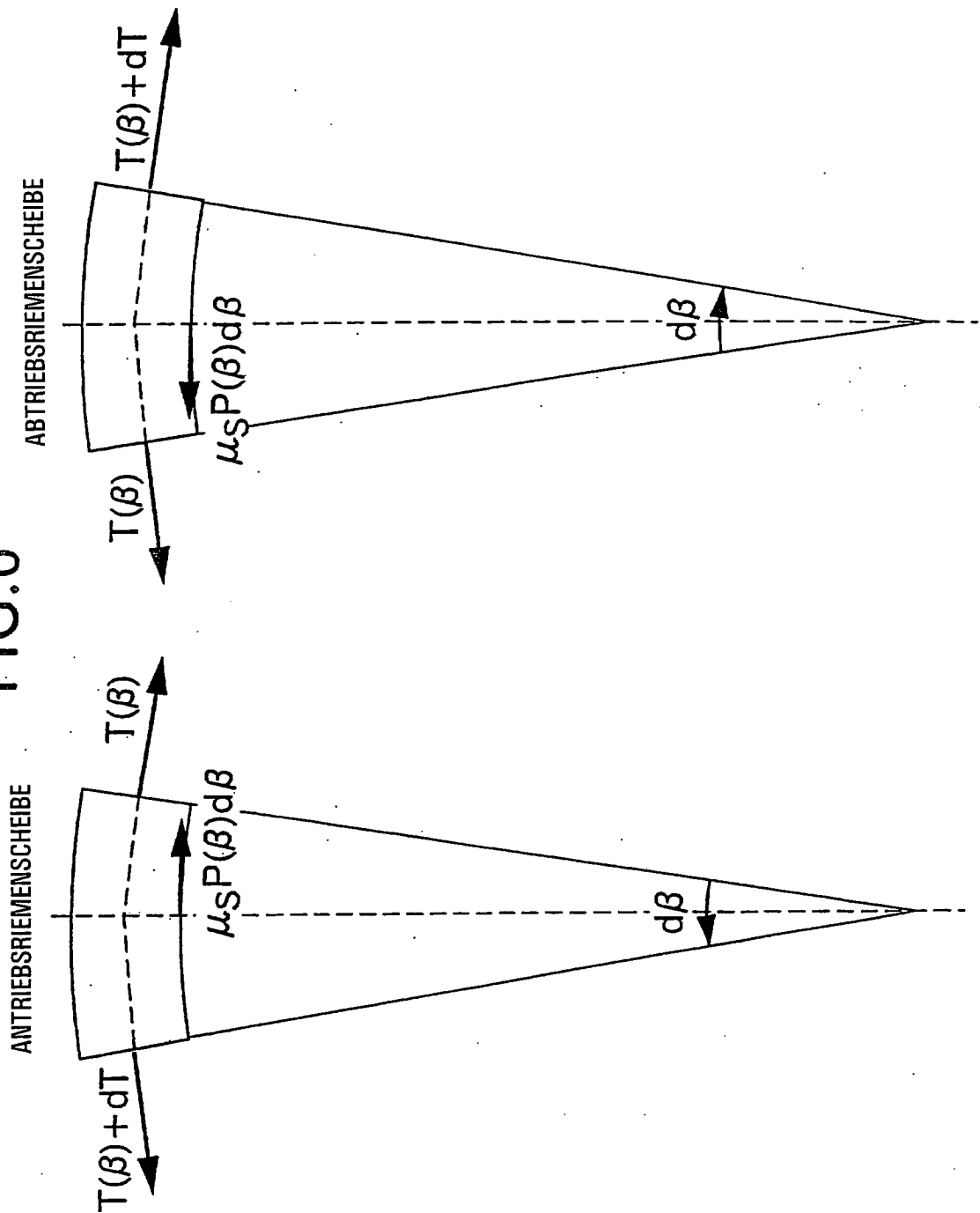


FIG. 7

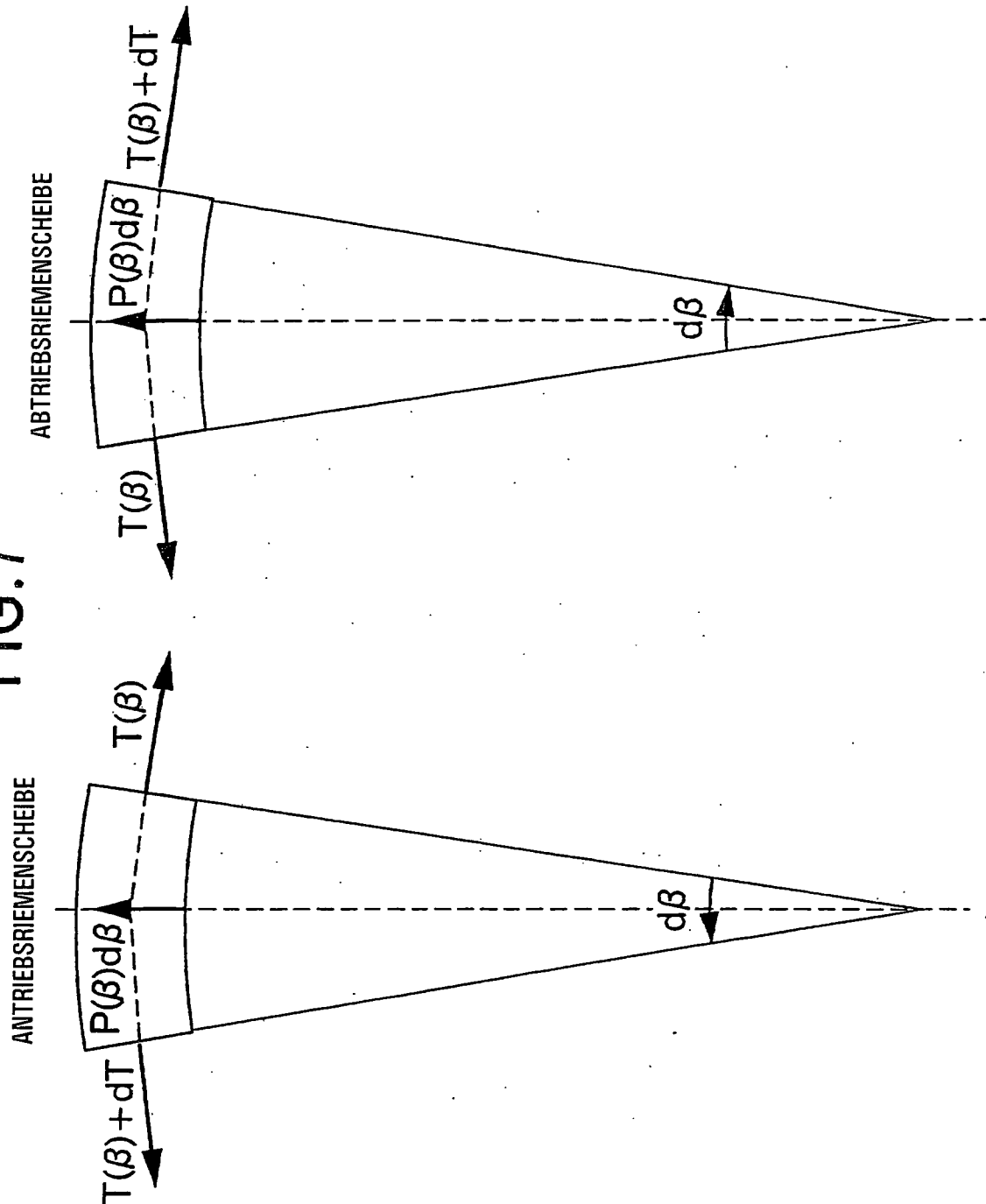


FIG.8

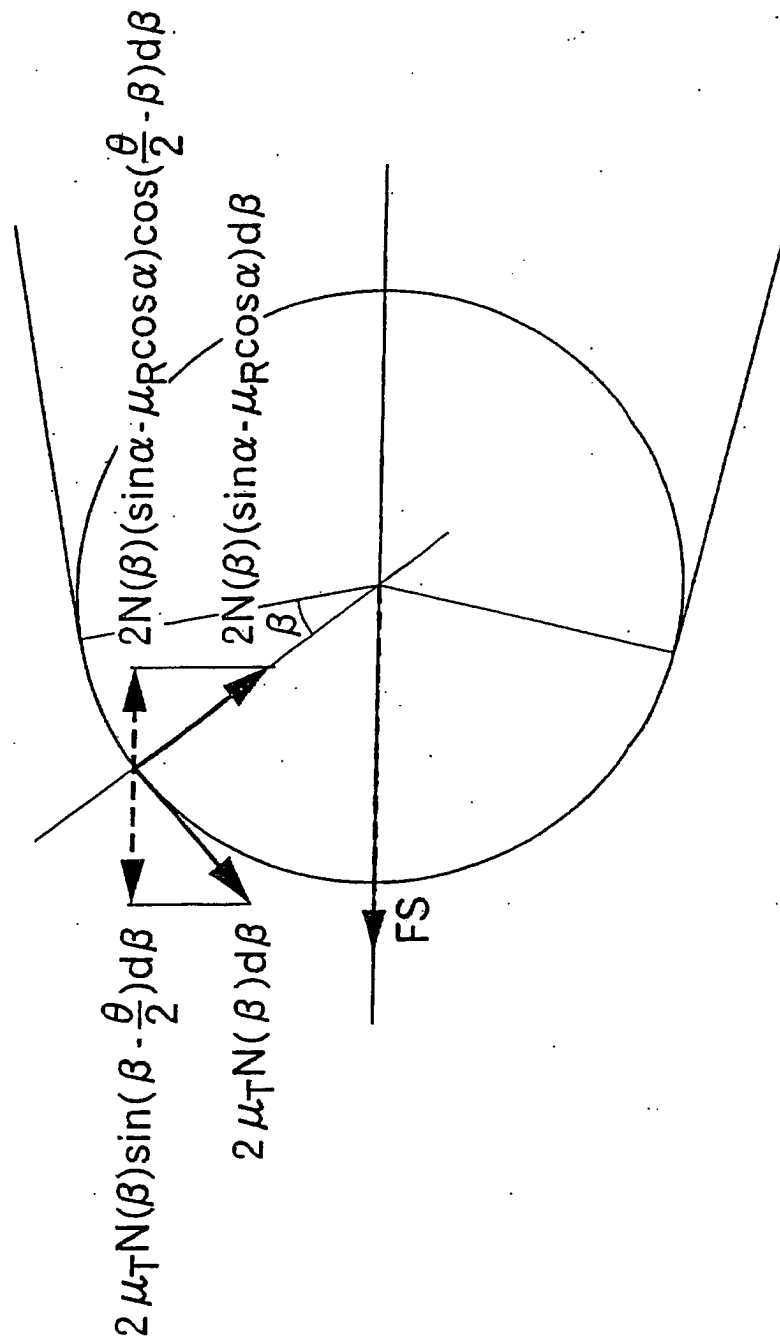


FIG.9

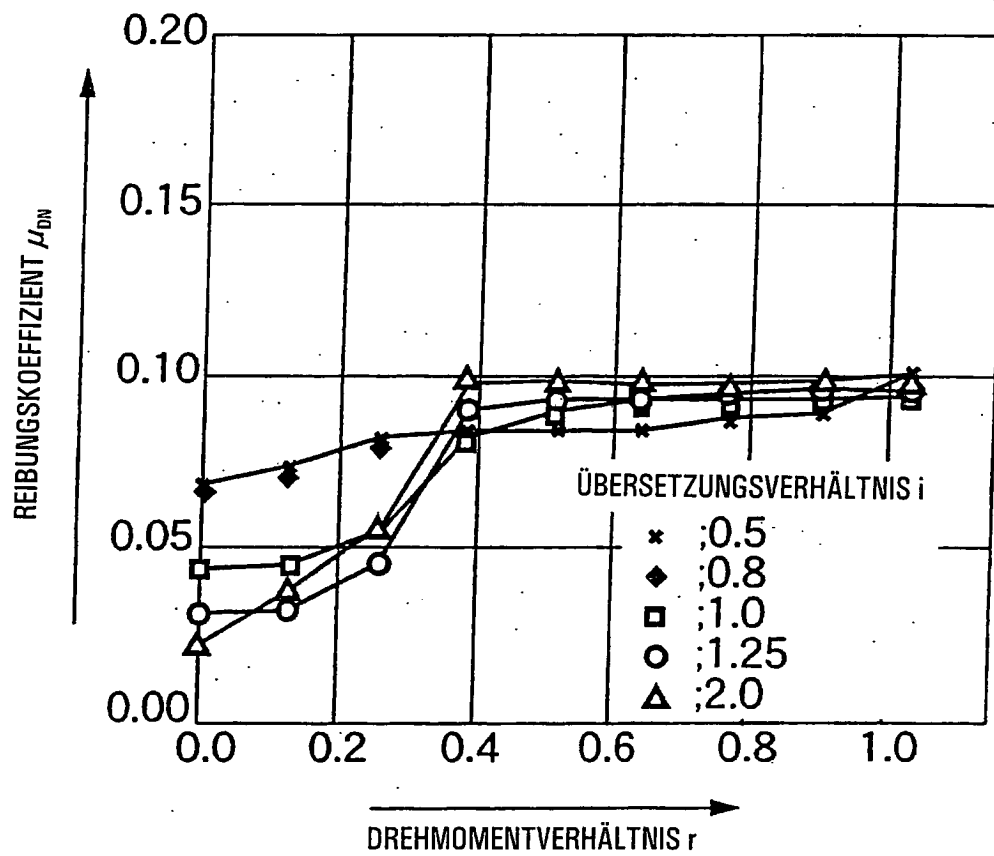


FIG.10

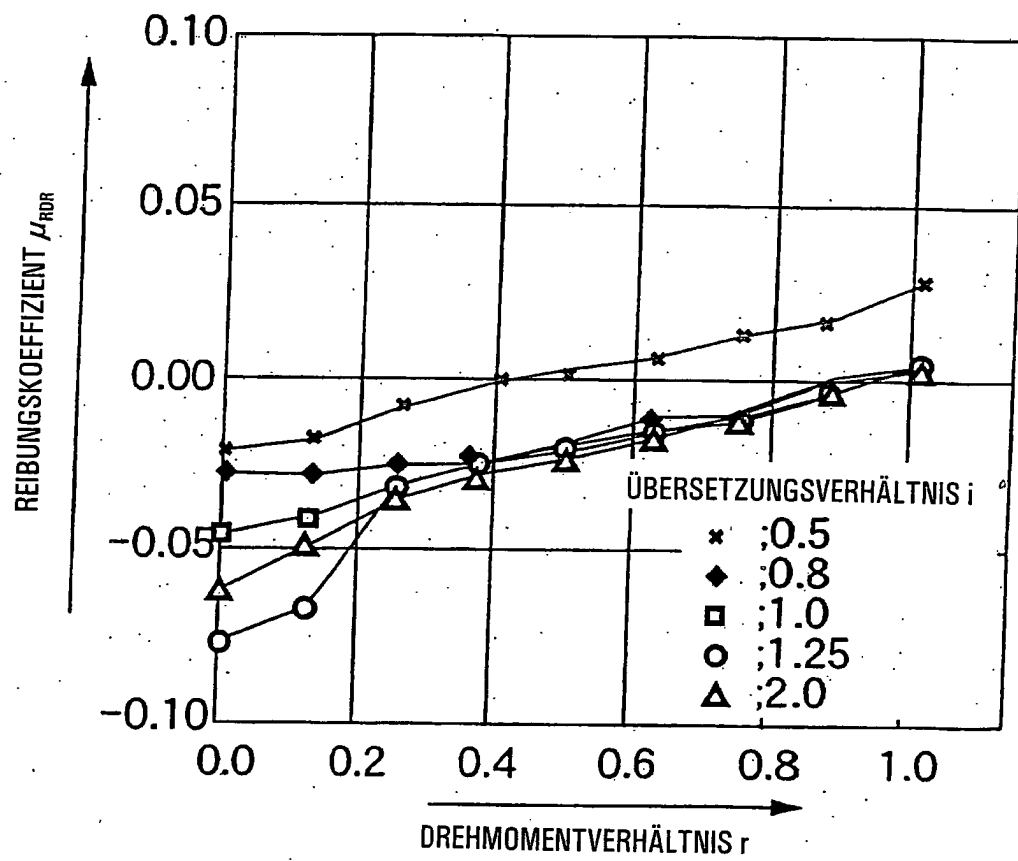


FIG.11

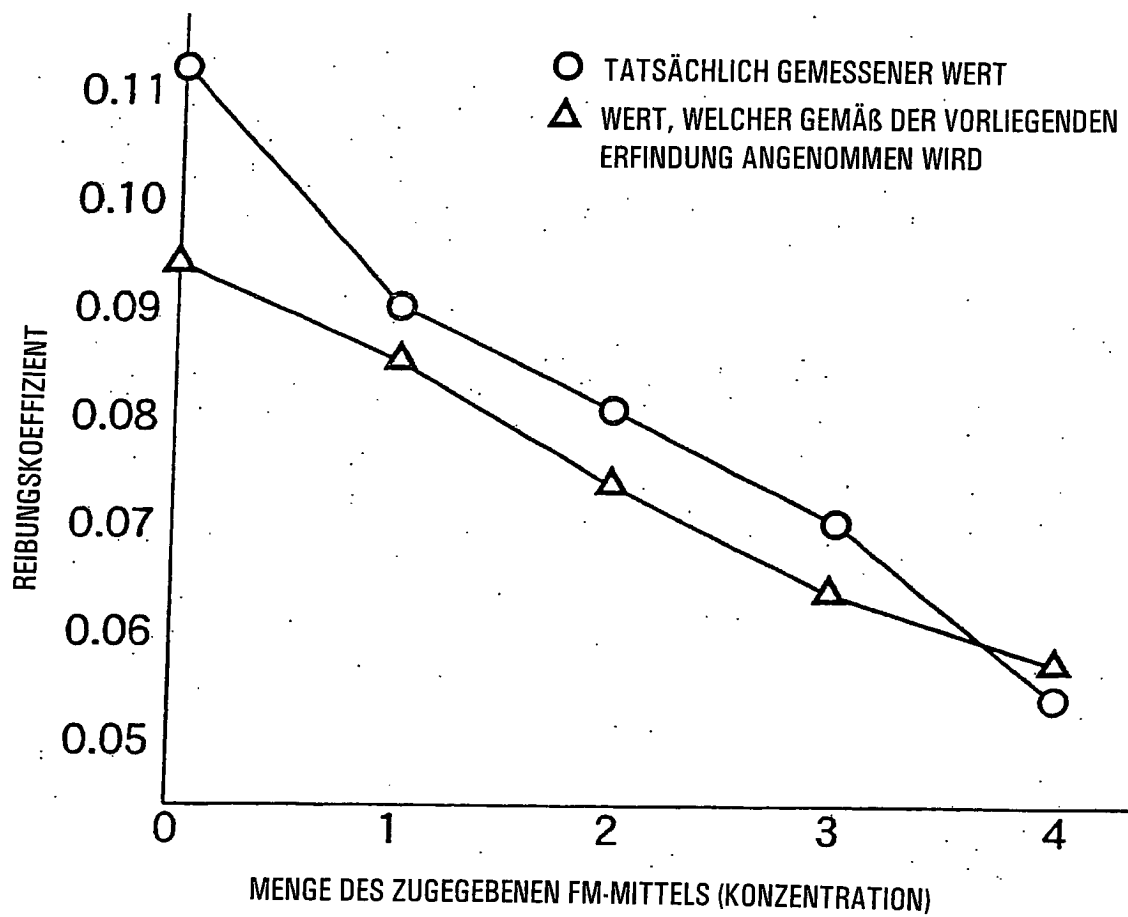


FIG.12

