



(10) **DE 10 2009 007 785 A1** 2010.08.12

(12) **Offenlegungsschrift**

(21) Aktenzeichen: **10 2009 007 785.5**

(22) Anmeldetag: **06.02.2009**

(43) Offenlegungstag: **12.08.2010**

(51) Int Cl.⁸: **F16H 7/02** (2006.01)

(71) Anmelder:
**Ebert Kettenspanntechnik GmbH, 04435
Schkeuditz, DE**

(72) Erfinder:
**Ebert, Siegfried, 04435 Schkeuditz, DE; Meier,
Hartmut, 06779 Schierau, DE; Ebert, Frank, 04435
Schkeuditz, DE; Tanzmann, Horst, 04157 Leipzig,
DE**

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

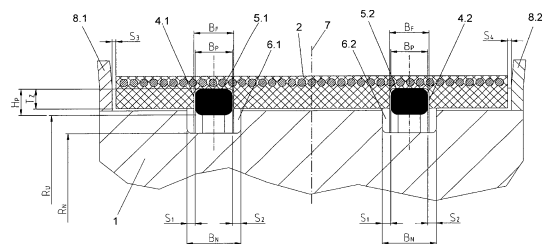
(54) Bezeichnung: **Zugmittelgetriebe, insbesondere Synchronriemengetriebe**

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft ein Zugmittelgetriebe, insbesondere Synchronriemengetriebe, mit Spann- und Dämpfungselementen.

Die Erfindung ist anwendbar im Maschinen- und Fahrzeugbau.

Der Mangel bekannter Synchronriemengetriebe mit rotational elastischen Spann- und Dämpfungselementen besteht in Wirkungsgradverlusten aus dem Kontakt und der Reibung zum Getrieberad, Reibungsverschleiß, Wärmeentwicklung sowie unerwünschten Laufgeräuschen.

Das Problem wird gelöst durch ein Zugmittelgetriebe, insbesondere Synchronriemengetriebe, bei dem die um das Getrieberad 1 angeordneten Spann- und Dämpfungselemente (5.1, 5.2) in Führungsnuten (4.1, 4.2) des Synchronriemens gelagert und rollend geführt sind und ohne Kontakt zu den ein Seiten- und Tiefen-Übermaß aufweisenden Nuten (6.1, 6.2) im gegenüberliegenden Getrieberad stehen.



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Zugmittelgetriebe, insbesondere Synchronriemengetriebe, mit mindestens einem integrierten ringförmigen Spann- und Dämpfungselement, welches innenseitig des Zugmittels um die Achse eines Getrieberades angeordnet ist.

[0002] Sie ist anwendbar im Maschinen- und Fahrzeugbau für Zugmittelgetriebe, insbesondere zum Ausgleich von Montagetoleranzen und von thermischen Maßänderungen unter Betriebsbedingungen von präzisen Zugmittelgetrieben. Darüber hinaus ist sie im Maschinen- und Fahrzeugbau allgemein verwendbar für Zahnkettengeriebe sowie für reibschlüssige Zugmittelgetriebe, z. B. Flachriemengetriebe, Kraftbänder oder Keilrippengetriebe. Durch die EP 0870 128 B1 ist eine Spannvorrichtung für Riemengetriebe in Form eines federnd biegbaren Ringes in einem als lastfrei betrachteten Getriebe bekannt.

[0003] Diese ist als ringförmiges, elastisch rotational verformbares Element im Umschlingungsbogen in einer Nut in der Riemenscheibe und damit in Kontakt mit dieser angeordnet und wirkt ständig auf beide Trume mit gleicher diametral gerichteter Spannkraft und gleicher Dämpfung.

[0004] Die Spannvorrichtung hat die Funktion, Riemenschlupf zu verringern oder Zahnübersprünge zu verhindern.

[0005] Diese Spannvorrichtung hat den Nachteil von Wirkungsgradverlusten aus der Reibung zwischen Spannvorrichtung und Nut sowie Spannvorrichtung und Riemen, einhergehend mit Reibungsverbrauch, unerwünschter Reibungswärme und unerwünschtem Abrieb an den Reibflächen von Riemen, Spannvorrichtung und Nut sowie das dabei entstehende Laufgeräusch.

[0006] Bei einer vordergründig naheliegenden Übertragung dieser Spannvorrichtung zur Verwendung für Synchronriemengetriebe werden alle o. g. Nachteile vergrößert infolge von zusätzlicher Seitendrift oder/und zusätzlichen Querschwingungen des Zugmittels durch Getriebeerschütterungen. Die Seitendrift und die Querschwingungen des Zugmittels führen zum oft zufälligen und wechselnden einseitigen Einlaufen der Spannvorrichtung in die Seitenflächen der Nut, zur Planlaufinstabilität der Spannvorrichtung und zur allgemeinen Verschlechterung der Führungsfunktion.

[0007] Beim Reversieren von schräg verzahnten Synchronriemen entstehen unerwünschte wechselnde Seitendriftingen, welche ebenfalls ein mit unerwünscht klickendem Geräusch verbundenes Pendeln der Spannvorrichtung in der Nut verursachen.

[0008] Die technische Ursache dieses Nachteils ist die bei dem Kontakt von Nut, Spannvorrichtung und Riemen während der reibschlüssigen, mit Schlupf verbundenen Momentübertragung und Rotation der Riemenscheibe und zwischen diesen infolge der durch die jeweilig unterschiedlichen Kontaktkreisdurchmesser bedingten unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten zwischen dem Zugmittel und der Spannvorrichtung sowie zwischen der Spannvorrichtung und der Nut und der insbesondere von Reibradgetrieben bekannten Bohrbewegung zwischen Nut und Spannvorrichtung und zwischen Spannvorrichtung und Zugmittel auftretende Reibung.

[0009] Ziel der Erfindung ist ein Zugmittelgetriebe, insbesondere Synchronriemengetriebe, mit verbessertem Wirkungsgrad, geringerem Verschleiß, geringerer Wärmeentwicklung und geringerem Laufgeräusch.

[0010] Die Aufgabe der Erfindung ist ein Zugmittelgetriebe, insbesondere Synchronriemengetriebe, mit mindestens einem um mindestens ein Getrieberad angeordneten rotational-elastisch verformbarem ringförmigen Spann- und Dämpfungselement ohne Kontakt zwischen Spann- und Dämpfungselement und Riemenscheibe.

[0011] Erfindungsgemäß wird die Aufgabe durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

[0012] Mit Bezug auf die Wirkfläche aus Umschlingungsbogen und Wirkbreite des Zahnprofils des Synchronriemens und auf die Übersprungsicherheit wird bei der vorgeschlagenen Lösung vorteilhafterweise von der Anordnung des Spann- und Dämpfungselementes in einem Synchronriemengetriebe mit divergierenden Trumen in Richtung des Getrieberades um dieses Getrieberad ausgegangen.

[0013] Der Umschlingungswinkel am divergierenden Getrieberad ist bei derartigen Getrieberädern größer als 180°. Die erfindungsgemäßen Nuten im Getrieberad verringern die wirkende Breite im Umschlingungsbogen stärker als die kleinere Breite der Führungsnuten im Synchronriemen. Am konvergierenden Getrieberad reduzieren die Führungsnuten und am divergierenden Getrieberad reduzieren deren Nuten die wirkende Breite des Synchronriemengetriebes.

[0014] Bei der Dimensionierung des Synchronriemengetriebes, speziell zur Vorspannkraft oder zur Wirkfläche, ist deshalb dieser Zusammenhang zu berücksichtigen.

[0015] Divergierende Trume liegen sowohl in Zwei-Wellen-Getrieben in Richtung des größeren Getrieberades, aber auch in Mehr-Wellen-Getrieben

bei entsprechenden Umlenkungen der Trume durch Spann- oder Führungsrollen vor.

[0016] Der Synchronriemen weist im Zahnprofil mindestens eine umlaufende Führungsnut auf. Im Bereich des Umschlingungsbogens des Getrieberades und in der, bzw. den Führungsnuten des Synchronriemens ist mit Roll-Führungsspiel ein oder sind mit axialem Abstand mehrere rotational elastisch verformbare ringförmige Spann- und Dämpfungselemente angeordnet, deren Außendurchmesser größer ist als der Fußkreisdurchmesser des Getrieberades. Bei mehreren, vorzugsweise gleichen, Spann- und Dämpfungselementen sind diese belastungsgleich über die Riemenbreite angeordnet.

[0017] Zwischen den divergierenden Trumen driftet das Spann- und Dämpfungselement, bzw. driften die Spann- und Dämpfungselemente zum Spannkraftminimum im Bereich des größten Diametralabstandes der Trume und positioniert sich, bzw. positionieren sich unter Einwirkung einer resultierenden Driftkraft mit Schlupf in Richtung der Getrieberadachse selbst in der Führungsnut des Synchronriemens.

[0018] Dabei taucht das in der Führungsnut des Synchronriemens angeordnete Spann- und Dämpfungselement, bzw. tauchen die in den Führungsnuten angeordneten Spann- und Dämpfungselemente im Umschlingungsbogen in die radial gegenüberliegende Nut, bzw. Nuten des Getrieberades ein, ohne diese zu berühren.

[0019] Die jeweils einem Spann- und Dämpfungselement radial gegenüberliegende Nut des Getrieberades ist breiter als die Summe des Seitenschlages von der idealen Umlaufebene oder der Fluchtungsabweichung des Synchronriemens zwischen üblichen Bordscheiben.

[0020] Die jeweilige Nuttiefe der radial gegenüberliegenden Nut des Getrieberades ist größer als der Überstand des Ringprofils, resultierend aus der Höhe des Ringprofils abzüglich der Tiefe der Führungsnut des Synchronriemengetriebes.

[0021] Infolge der damit gegenüber der Führungsnut des Synchronriemens und der Breite des Spann- und Dämpfungselementes größeren Gesamtbreite und Tiefe der Nut des Getrieberades kommt es nicht zum Kontakt zwischen Spann- und Dämpfungselement und dem Getrieberad; die Reibung zwischen diesen ist damit ausgeschlossen.

[0022] Die dadurch erreichten Vorteile erfüllen die Zielstellung der Erfindung hinsichtlich Wirkungsgrad, Verschleiß, Wärmeentwicklung und Laufgeräusch.

[0023] Die Erfindung soll nachstehend an einem Ausführungsbeispiel näher erläutert werden:

[0024] [Fig. 1](#) zeigt die Seitenansicht eines divergierenden Getrieberades mit den Trumen eines Synchronriemens und zwei gleichen ellipsenähnlich verformten sowie belastungsgleich über die Riemenbreite angeordneten Spann- und Dämpfungselementen.

[0025] [Fig. 2](#) zeigt einen Ausschnitt aus dem Auslaufbereich des Umschlingungsbogens in der vergrößerten (5:1) Schnittdarstellung A-A des divergierenden Getrieberades gemäß [Fig. 1](#) und die Anordnung der Spann- und Dämpfungselemente.

[0026] Wie aus den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) ersichtlich, ist das divergierende Getrieberad **1** vom Lasttrum **2** und Leertrum **3** des Synchronriemens umschlungen. Um das divergierende Getrieberad herum und in den Führungsnuten **4.1** und **4.2** des Synchronriemens sind die rotational elastischen Spann- und Dämpfungselemente **5.1** und **5.2** mit der Profilbreite B_p und der Profilhöhe H_p in den Führungsnuten mit der Führungsnutbreite B_F und der Führungsnuttiefe T_Z bei $B_p < B_F$ mit seitlichem Roll-Führungsspiel im Synchronriemen gelagert.

[0027] Im Umschlingungsbogen liegt der sonst übliche Bereich des unerwünschten Kontaktes der Spann- und Dämpfungselemente mit dem Getrieberad. Der Außendurchmesser der Spann- und Dämpfungselemente ist größer als der Fußkreisdurchmesser des Getrieberades. Dadurch, dass der Außendurchmesser der Spann- und Dämpfungselemente größer ist als der Fußkreisdurchmesser des Getrieberades, ragen die Spann- und Dämpfungselemente unter elastischer Spannkraft maximal, aber frei verformt in den Bereich gegenüber des Umschlingungsbogens.

[0028] Infolge der Divergenz von Last- und Leertrum sind die Spann- und Dämpfungselemente bestrebt, unter Wirkung der Driftkraft F eine spannkraftminimale Position einzunehmen. Diese spannkraftminimale Position ist dann erreicht, wenn der größtmögliche Umfangsabschnitt der Spann- und Dämpfungselemente minimal elastisch verformt ist. Das entspricht einer Position der Spann- und Dämpfungselemente in dem Abschnitt der Führungsnut des Synchronriemens, der im Umschlingungsbogen liegt. Das Profil der Spann- und Dämpfungselemente läuft somit bis zur Führungsnuttiefe T_Z in die Führungsnut mit dem Umlaufradius R_U , gemessen an seiner Innenseite, ein.

[0029] Die Führungsnuttiefe T_Z ist dann vorteilhaft, wenn sie nicht größer ist als die Zahnhöhe des Synchronriemens. In diesem Fall besteht sonst üblich zwischen einem in die Führungsnut eingelaufenen Spann- und Dämpfungselement und dem Getrieberad kein kontaktfreier Arbeitsraum.

[0030] Das Getrieberad weist in seinem Zahnprofil

zwei umlaufende Nuten **6.1** und **6.2** mit der Breite B_N und einer durch den Radius R_N gegebenen Nuttiefe auf.

[0031] Die Breite B_N der Nuten beinhalten ein seitliches Spiel $S_S = S_1 + S_2$. Das seitliche Spiel S_S ist größer als die seitlichen maximalen Abweichungen $S_{\max} = S_3 + S_4$ von der idealen Umlaufebene **7** des Synchronriemens.

[0032] Verlässt der Synchronriemen die ideale Umlaufebene, so wird die zulässige seitliche Abweichung durch die Bordscheiben **8.1** und **8.2** begrenzt.

[0033] Das Kriterium für den Ausschluss des axialen Kontaktes des in der Führungsnut des Synchronriemens geführten Spann- und Dämpfungselementes mit dem Getrieberad ist $B_N > B_F$ und $S_S > S_{\max}$.

[0034] Die Spann- und Dämpfungselemente ragen in die Nuten mit dem Überstandsmaß $\ddot{U} = H_P - T_Z$ bis in den Umlaufradius R_U hinein.

[0035] Das Kriterium für den Ausschluss des radialen Kontaktes des in der Führungsnut des Synchronriemens geführten Spann- und Dämpfungselementes mit dem Getrieberad ist $R_U > R_N$. Es verbleiben axiale und radiale Spalte zwischen den Spann- und Dämpfungselementen und den Nuten im Getrieberad.

ZITATE ENTHALTEN IN DER BESCHREIBUNG

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde automatisiert erzeugt und ist ausschließlich zur besseren Information des Lesers aufgenommen. Die Liste ist nicht Bestandteil der deutschen Patent- bzw. Gebrauchsmusteranmeldung. Das DPMA übernimmt keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

Zitierte Patentliteratur

- EP 0870128 B1 [[0002](#)]

Patentansprüche

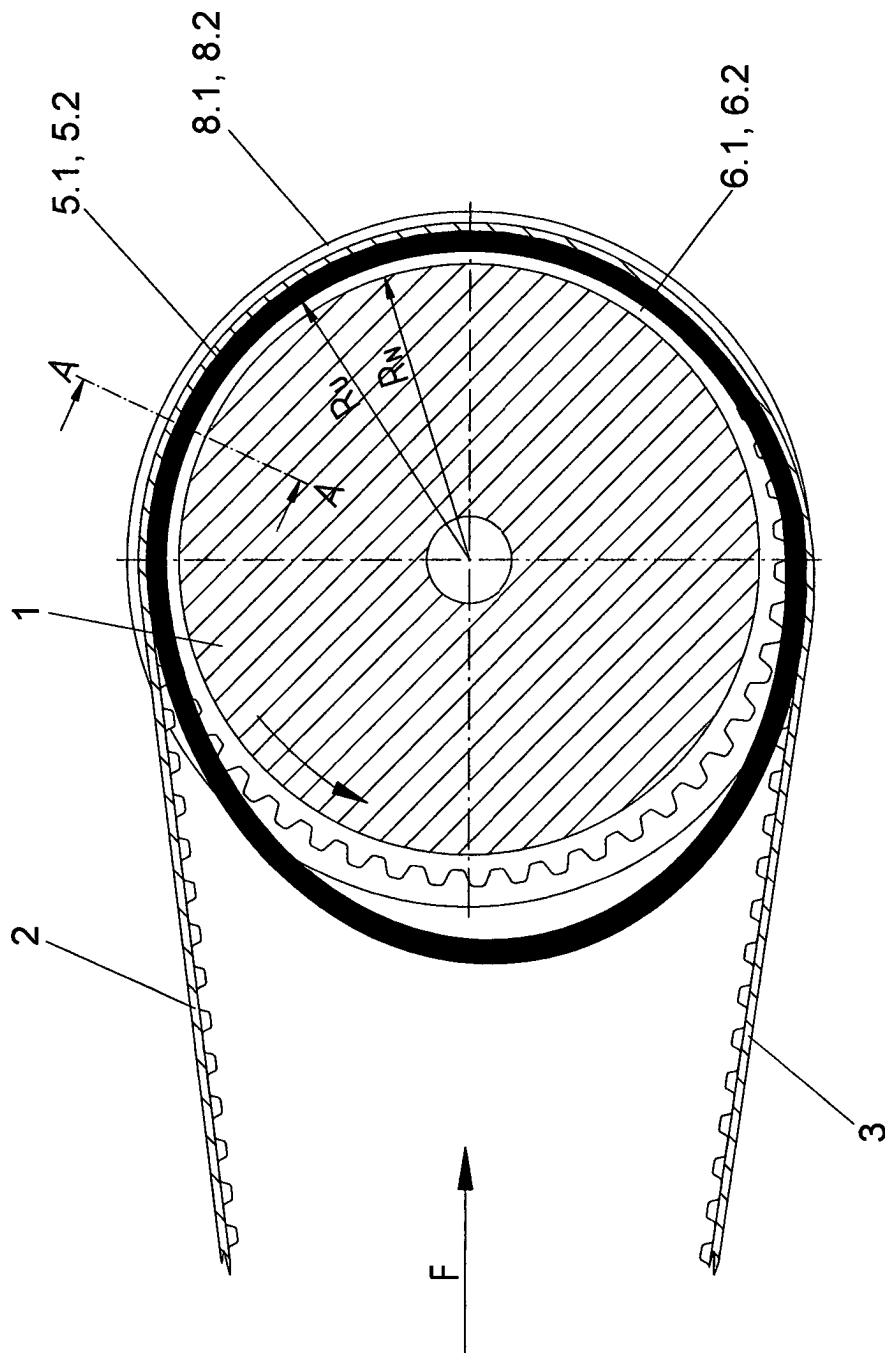
1. Zugmittelgetriebe, insbesondere Synchronriemengetriebe, mit einem über ein treibendes Getrieberad und ein getriebenes Getrieberad geführten Zugmittel und mit mindestens einem zwischen Lasttrum (2) und Lostrum (3) und vorzugsweise um das den Trumverlauf divergierende, mindestens 180° von dem Synchronriemen umschlungene Getrieberad (1) angeordneten rotational elastisch verformbaren ringförmigen Spann- und Dämpfungselement (5.1, 5.2), dessen bzw. deren Außendurchmesser größer ist als der Fußkreisdurchmesser des jeweiligen Getrieberades, gekennzeichnet durch

eine in der Breite des Synchronriemens angeordnete oder mehrere axial mit Abstand und in Bezug auf die Riemenbreite symmetrisch angeordnete Führungsnut, bzw. Führungsnuten (4.1, 4.2) mit der Tiefe T_z und mit jeweils einer ein Roll-Führungsspiel enthaltenden Führungsbreite B_F zum Spann- und Dämpfungselement, bzw. zu den Spann- und Dämpfungselementen (5.1, 5.2),

ein in der Führungsnut oder mehreren in Führungsnuten (4.1, 4.2) axial mit Abstand und in Bezug auf die Riemenbreite symmetrisch angeordnetes Spann- und Dämpfungselement, bzw. Spann- und Dämpfungselementen (5.1, 5.2) mit außenseitigem, zur Führungsnut, bzw. den Führungsnuten mit Roll-Führungsspiel passendem Führungsprofil,

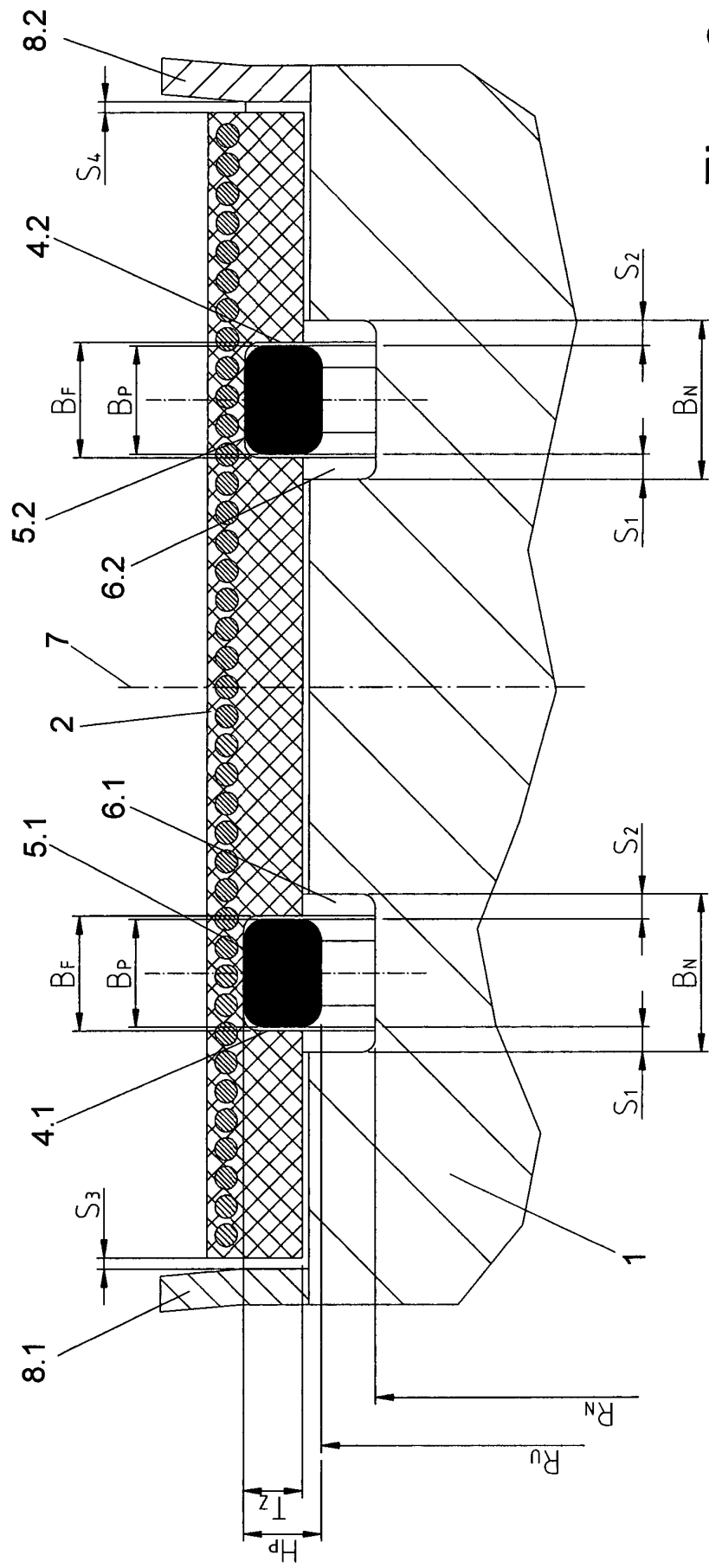
ein Getrieberad (1) mit einer im Zahnprofil verlaufenden Nut oder mehreren Nuten, deren jeweiliges Nutprofil in der Nutbreite B_N um das seitliche Spiel $S_s = S_1 + S_2$ größer ist als die seitlichen maximalen Abweichungen $S_{\max} = S_3 + S_4$ von der idealen Umlaufebene (6) des Synchronriemens und deren jeweiliger Nutgrundradius R_N kleiner ist als der Überstandradius R_U des Ringprofils des Spann- und Dämpfungselementes, bzw. der Spann- und Dämpfungselemente (5.1, 5.2) im Umschlingungsbogen.

Es folgen 2 Blatt Zeichnungen



Figur 1

Schnitt A-A (5:1)



Figur 2