

(19)



Octrooi Centrum
Nederland

(11) 1024148

(12) C OCTROOI²⁰

(21) Aanvraag om octrooi: 1024148

(51) Int.Cl.⁷
F16G5/16

(22) Ingediend: 22.08.2003

(41) Ingeschreven:
23.02.2005

(47) Dagtekening:
23.02.2005

(45) Uitgegeven:
02.05.2005 I.E. 2005/05

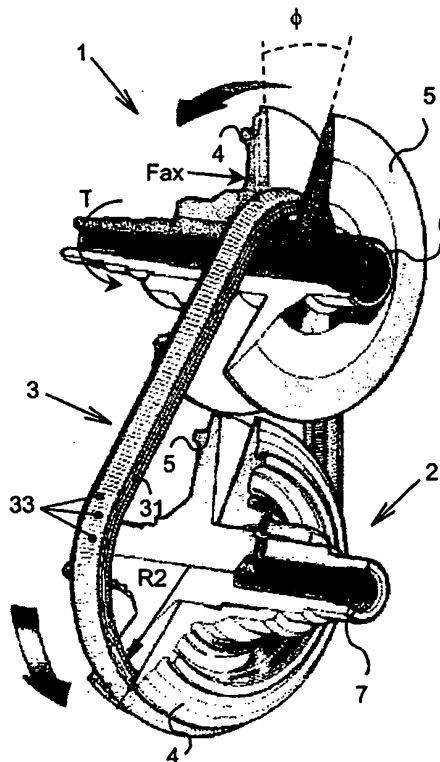
(73) Octrooihouder(s):
Van Doorne's Transmissie B.V. te Tilburg.

(72) Uitvinder(s):
Marlène Elisabeth Inge Lemmens te Best
Minh Duc Tran te Oss
Mark van Drogen te Tilburg
Arjen Brandsma te Tilburg

(74) Gemachtigde:
G.A.J.M. Plevier te 5000 AM Tilburg.

(54) Drijfriem en werkwijze voor het ontwerp daarvan.

(57) Drijfriem (3) voor toepassing in een continu variabele overbrenging zoals voor personenvoertuigen met twee poelies waaromheen de drijfriem (3) is opgenomen, welke drijfriem (3) een in zichzelf gesloten bandpakket (31) omvat waarop een groot aantal dwarselementen (33) zijn aangebracht, die tenminste in een omtreksrichting van het bandpakket (31) daarlangs beweegbaar zijn, waarbij het bandpakket (31) tenminste twee aangrenzende, onderling in radiale richting geneste en relatief dunne metalen banden omvat, waarbij, gegeven een gecombineerde oppervlakteruwheid van de genoemde twee aangrenzende banden, een in een wrijvingscontact tussen de genoemde twee aangrenzende banden werkende wrijvingscoëfficiënt een minimale waarde heeft als functie van het quotiënt van een verschilsnelheid in omtreksrichting en een contactdruk tussen de genoemde banden.



NL C 1024148

De inhoud van dit octrooi komt overeen met de oorspronkelijk ingediende beschrijving met conclusie(s) en eventuele tekeningen.

Octrooi Centrum Nederland is het Bureau voor de Industriële Eigendom, een agentschap van het ministerie van Economische Zaken

DRIJFRIEM EN WERKWIJZE VOOR HET ONTWERP DAARVAN

De onderhavige uitvinding heeft betrekking op een drijfriem, zoals is omschreven in de aanhef van de navolgende conclusie 1.

- 5 Een dergelijke drijfriem is algemeen bekend en is bijvoorbeeld beschreven in de Europese octrooipublicatie EP-A-0 909 907. De op zich bekende drijfriem omvat een reeks opeenvolgend gepositioneerde dwarselementen en, althans in dit voorbeeld, twee pakketten van een aantal in radiale richting gestapelde, relatief dunne in zichzelf gesloten banden, waarbij de dwarselementen tenminste in de omtreksrichting van de bandpakketten vrij beweegbaar in de drijfriem zijn opgenomen. Een dergelijke drijfriem wordt veelvuldig toegepast als overbrengings-
10 element in de overigens ook algemeen bekende continu variabele transmissie, waarbij deze is aangebracht rondom en tussen twee poelies.

- Bekend is, dat in een dergelijke transmissie de dwarselementen ter plaatse van de beide poelies, dat wil zeggen waar deze zijn ingeklemd tussen de schijven van de poelies, een radiaal naar buiten gerichte radiaalkracht ondervinden die als normaalkracht op de radiaal binnenste band van het bandpakket afsteunt, zodat daarin een trekkracht wordt opgewekt. De radiaal binnenste band zal echter ten
15 gevolg van deze trekkracht verlengen. Echter een dergelijke verlenging wordt tegengewerkt door de aanwezigheid van de volgende band in het respectievelijke bandpakket, dat wil zeggen de op één na binnenste band. De genoemde normaalkracht zal daardoor deels ook op die volgende band afsteunen, zodat ook daarin een trekkracht ontstaat. Dit krachtenspel zet zich voort over de volledige pakkethoogte dat wil zeggen over alle banden van het bandpakket, waarbij de
20 trekkracht in theorie gelijkmatig over de banden wordt verdeeld en waarbij het bandpakket als gevolg daarvan als een geheel in een bepaalde mate oprekt. Hierbij nemen de op de respectievelijke banden werkende normaalkrachten gelijkmatig af van het niveau van de radiaalkracht op het radiaal naar binnen gerichte oppervlak, ofwel de binnenzijde, van de binnenste band tot nul op het radiaal naar buiten
25 gerichte oppervlak, ofwel de buitenzijde, van de radiaal buitenste band van het bandpakket.

- Tijdens bedrijf, dat wil zeggen tijdens rotatie van de drijfriem in de transmissie, werken er bovendien wrijvingskrachten tussen de banden van het bandpakket als gevolg van een geometrisch bepaald onderling verschil in omtrekssnelheid. De aan
35 de binnen- of de buitenzijde van de banden werkende wrijvingskracht wordt daarbij

bepaald door het product van een wrijvingscoëfficiënt en de lokaal heersende normaalkracht. Daar de normaalkracht over de pakkethoogte afneemt, ondervindt de binnenzijde van een band dus een grotere wrijvingskracht dan de buitenzijde van die band, waarbij in het bijzonder dit verschil tussen de aan weerszijde op de band

5 werkende wrijvingskrachten een mechanische belasting van de banden vertegenwoordigd naast de al genoemde trekkracht, te weten een op de banden werkende schuifspanning. Bovendien ondergaat de genoemde belasting een periodiek terugkerende variatie, ofwel amplitude, gedurende een omwenteling van de drijfriem in de transmissie, omdat de genoemde normaalkrachten sterk variëren over de

10 omtrek van de drijfriem. Als gevolg hiervan worden de banden op vermoeiing belast, hetgeen uiteindelijk bepalend is voor de levensduur van de drijfriem.

Aldus kan worden geconcludeerd dat het van voordeel is dat de wrijvingscoëfficiënten tussen de verschillende banden van het bandpakket een zo klein mogelijk waarde hebben, zodat de tijdens bedrijf van de drijfriem tussen de

15 banden daarvan optredende wrijvingsverliezen zo klein mogelijk dienen te zijn. In de algemene literatuur, maar ook specifiek voor drijfriemen van het onderhavige type in bijvoorbeeld de Europese octrooipublicatie EP-A-1 221 562, wordt daartoe voorgesteld een relatief lage oppervlakteruwheid toe te passen, of op andere wijze de zogenaamde hydrodynamische smeringscondities in de wrijvingscontacten tussen

20 de banden te realiseren.

Uit onderzoeken welke aan de onderhavige uitvinding ten grondslag liggen, is een wrijvingsgedrag tussen de banden van een bandpakket gebleken, dat onverwachts en op verassende wijze afwijkt van het reeds bekende en beschreven wrijvingsgedrag. Op basis van deze ontdekking, stelt de uitvinding het nieuwe

25 drijfriemontwerp volgens de conclusie 1 voor. In een dergelijke drijfriem zullen de gemiddeld tijdens bedrijf tussen de banden optreden wrijvingsverliezen relatief klein zijn en bovendien in een voordelig voorspelbare en geringe mate variëren in afhankelijkheid van de bedrijfscondities. Een en ander blijkt bovendien op verassend eenvoudige wijze realiseerbaar en wordt hieronder met verwijzing naar de figuren

30 nader uiteen gezet.

Figuur 1 is daarbij een sterk vereenvoudigde en gedeeltelijk opengewerkte weergave van een continu variabele transmissie voorzien van twee poelies en een drijfriem.

Figuur 2 stelt een part van de drijfriem uit de figuur 1 voor voorzien van twee

35 bandpakketten en dwarselementen.

Figuur 3 is een vereenvoudigd zijaanzicht van een dwarselement en een bandpakket met daarin een representatie van de krachten die op en van een bandpakket werken.

5 Figuur 4 is een diagram waarin de naar de radiaalkracht genormaliseerde en op de afzonderlijke banden van een bandpakket werkende normaalkrachten zijn weergegeven.

Figuur 5 is een diagram waarin relevante in de drijfriem werkende wrijvingscoëfficiënten zijn gedefinieerd in overeenstemming met de onderhavige uitvinding.

10 Figuur 6 is grafiek op basis van meetresultaten waarin een wrijvingscoëfficiënt tussen twee aangrenzende banden van een bandpakket is gerelateerd aan twee de wrijving tussen de banden kenmerkende parameters.

Figuur 7 toont een sectie van een band van een bandpakket voorzien van een ruwheidsprofiel met ruggen en dalgebieden.

15 Figuur 1 toont de centrale delen een continu variabele transmissie zoals die wordt toegepast in de aandrijving van bijvoorbeeld personenvoertuigen. De transmissie is op zich algemeen bekend en omvat twee poelies 1 en 2, die ieder twee poelieschijven 4, 5 omvatten en waartussen een drijfriem 3 is geplaatst. De poelieschijven 4, 5 zijn in hoofdzaak conisch gevormd en ten minste één schijf 4 van
20 een poelie 1, 2 is axiaal verplaatsbaar over een as 6, 7 van de respectievelijke poelie 1, 2. In de transmissie zijn verder in de figuur niet weergegeven activeringsmiddelen opgenomen, die doorgaans elektronisch regelbaar en hydraulisch werkend zijn en die aan de genoemde éne schijf 4 een axiale kracht F_{ax} kunnen opleggen, zodanig dat de drijfriem 3 tussen de schijven 4, 5 van de respectievelijke poelie 1, 2 wordt
25 geklemd en een aandrijfkracht van een aangedreven as 6, dat wil zeggen het aangeboden koppel T , met behulp van wrijving in het conische contactvlak tussen de schijven 4, 5 en de drijfriem 3 wordt overgebracht van een aandrijvende poelie 1 naar een aangedreven poelie 2. Een overbrengingsverhouding van de transmissie wordt daarbij bepaald door het quotiënt van een effectieve loopstraal R_2 van de drijfriem 3
30 tussen de schijven 4, 5 van de aangedreven poelie 2 en een effectieve loopstraal R_1 van de drijfriem 3 tussen de schijven 4, 5 van de aandrijvende poelie 1.

De drijfriem 3 waarvan een part meer in detail is weergegeven in de figuur 2 omvat in dit voorbeeld twee bandpakketten 31, elk bestaand uit een stel geneste, dunne en in zichzelf gesloten metalen ringen ofwel banden 32, die samen een drager
35 vormen voor een reeks metalen dwarselementen 33 en die de tussen de schijven 4,

5 van de beide poelies 1, 2 respectievelijk uitgeoefende klemkracht F_{ax} opnemen. Om een onderlinge kantelbeweging van de dwarselementen 33 op de poelle mogelijk te maken zijn deze in dwarsrichting voorzien van een zogenaamde kantellijn 34, waaronder de het dwarselement taps toeloopt. Een dergelijk type drijfriem 3 staat
 5 ook wel bekend als de Van Doorne duwband en is bijvoorbeeld nader omschreven in het Europese octrooi EP-A-0 626 526. De drijfriem 3 functioneert doordat de dwarselementen 33 door een rotatie van de aandrijvende poelle 1 naar de aangedreven poelle 32 bewegen, waarbij deze elkaar onderling voortduwen daarbij geleid door de bandpakketten 31. Aldus wordt de aangedreven poelle 2 in rotatie
 10 gebracht en worden de dwarselementen 33 vervolgens weer teruggevoerd naar de aandrijvende poelle 32, etc.

Door de conische vorm van de schijven 4, 5 wordt een deel van de axiale kracht F_{ax} als een radiaal georiënteerde krachtcomponent F_r op de dwarselementen 33 uitgeoefend. Deze krachtcomponent F_r wordt door de dwarselementen 33
 15 uitgeoefend op de bandpakketten 31 in de vorm van normaalkrachten F_n , zodat daarin een trekkracht F_t per band 32 ontstaat. Een en ander is in de figuur 3 schematisch geïllustreerd voor een bandpakket 31 dat een drietal banden 32-1, 32-2 en 32-3 omvat. Tevens zijn in de figuur 3 de wrijvingskrachten F_w weergegeven zoals die tijdens bedrijf van drijfriem 3 in de transmissie tussen de dwarselementen
 20 33 en de radiaal binnenste band 32-1 van een bandpakket 31 en tussen de banden 32 onderling optreden. Ten behoeve van de duidelijkheid is de radiale dikteafmeting van de banden 32 overdreven weergegeven.

Zoals reeds werd opgemerkt zullen in de theoretische situatie, waarin wordt aangenomen dat de banden 32 in radiale richting precies op elkaar aansluiten, de
 25 aan de radiaal naar binnen gekeerde zijde, kortweg de binnenzijde 35 op de banden 32 werkende normaalkrachten F_n , gelijkmatig over het bandpakket 31 afnemen vanaf het niveau van de genoemde radiale component F_r aan de binnenzijde 35 van de radiaal binnenste band 32-1, tot nul aan de radiaal naar buiten gekeerde zijde, kortweg de buitenzijde 36 van de radiaal buitenste band 32-3. De aan de binnenzijde
 30 35 van de x-de band uit een bandpakket 31, dat in totaal z banden 32 omvat werkende wrijvingskracht F_{w_x} wordt daarbij bepaald door.

$$F_{w_x} = F_{n_x} \cdot \mu_x \quad (1)$$

35 Hierin duidt $x=1$ de radiaal binnenste band 32-1 uit het pakket 31 aan en wordt de

respectievelijke normaalkracht F_{n_x} bepaald door:

$$F_{n_x} = \frac{z - (x-1)}{z} \cdot F_r \quad (2)$$

5 Aldus zal bij een gelijkblijvende wrijvingscoëfficiënt μ_x de wrijvingskracht F_{w_x} een door de lengte van de in figuur 3 weergegeven pijlen geïllustreerde gelijkmatige afname vertonen over het z-aantal banden 32-x van het bandpakket 31, welke overeenkomstig is aan die van de normaalkracht F_{n_x} . Een dergelijke gelijkmatige afname van de normaalkrachten F_n is nog eens weergegeven in het diagram volgens
10 de figuur 4 waarin de kruiselings gearceerde balken de respectievelijke normaalkracht F_{n_x} aanduiden, die telkens aan de binnenzijde 35 van de opeenvolgende banden 32-1, 32-2 en 32-3 van het bandpakket 31 werkt. De verticaal gearceerde balken geven dezelfde parameter weer, maar in dit geval voor een bandpakket 31 met een zekere positieve radiale speling tussen de paren van
15 aangrenzende banden 32 daaruit en de horizontaal gearceerde balken geven de parameter weer voor een bandpakket 31 met een zekere negatieve radiale speling daartussen. Uit het diagram volgens de figuur 4 kan aldus worden afgeleid dat in het geval van de positieve radiale speling de wrijvingskracht F_{w_x} , die telkens aan de binnenzijde 35 van de opeenvolgende banden 32-1, 32-2 en 32-3 van het
20 bandpakket 31 werkt, relatief snel afneemt over de pakkethoogte z , terwijl dit in het geval van de negatieve radiale speling juist andersom is. In de praktijk is er gewoonlijk inderdaad enige radiale speling tussen de banden 32 uit het pakket 31 aanwezig zijn, waarbij onder omstandigheden een bepaalde mate van speling zelfs bewust wordt nagestreefd.

25 Volgens de uitvinding kan ook indien er een waarneembare positieve of negatieve radiale speling tussen de aangrenzende banden 32-1, 32-2 en 32-3 van het bandpakket 31 aanwezig is, de doorgaans als meest ideale verdeling aangemerkte gelijkmatige afname van de wrijvingskrachten F_w over de pakkethoogte z alsnog worden verkregen, althans worden benaderd. Hiertoe stelt de uitvinding
30 voor de wrijvingscoëfficiënt μ tussen twee opeenvolgende, ofwel een paar aangrenzende banden 32 van het bandpakket 31 op een geëigende wijze af te stemmen op een gewenste afname van de wrijvingskracht wF_{w_x} over de pakkethoogte z uitgaande van de werkelijk optredende normaalkrachten F_{n_x} :

$$35 \quad \frac{\mu_{x+1}}{\mu_x} = \frac{F_{n_x} \cdot wF_{w_{x+1}}}{wF_{w_x} \cdot F_{n_{x+1}}} \quad (3)$$

Meer in het bijzonder wordt de voordelig gelijkmatige afname van de wrijvingskracht F_{w_x} verkregen met:

$$\frac{\mu_{x+1}}{\mu_x} = \frac{z-x}{z-x+1} \cdot \frac{F_{n_x}}{F_{n_{x+1}}} \quad (4)$$

Hierbij wordt de werkelijk optredende afname van de normaalkrachten F_n over de pakkethoogte z bij voorkeur vastgesteld onder de meest kritische omstandigheden die tijdens bedrijf van de drijfriem optreden, zodat juist in die omstandigheden de gewenste optimale afname van de wrijvingskrachten F_w wordt verkregen. Dergelijke meest kritische omstandigheden, die ook wel worden aangeduid als de vollast-situatie, treden doorgaans op wanneer het tussen de poelies 1, 2 overgedragen mechanisch vermogen maximaal is en ter plaatse van de poelie 1 waar de effectieve loopstraal R_1 van de drijfriem 3 de kleinste waarde heeft. In een personenvoertuig, waarin de drijfriem 3 volgens de uitvinding bijvoorbeeld kan worden toegepast, treden dergelijke meest kritische bedrijfscondities doorgaans op bij een maximale waarde van het aangeboden koppel T en een maximale waarde van een rotatiesnelheid van de drijfriem 3.

In het diagram uit de figuur 5 zijn de met behulp van de vergelijking (4) bepaalde gewenste wrijvingscoëfficiënt μ_{x+1} tussen een paar aangrenzende banden 32 weergegeven in verhouding tot de wrijvingscoëfficiënt μ_1 in het contact tussen de dwarselementen 33 en de radiaal binnenste band 32-1 van het bandpakket 31, waarmee voor de in figuur 4 weergegeven bandpakketten 31 een evenredige afname van de wrijvingskracht F_{w_x} over de pakkethoogte z zou worden verkregen, te weten met de kruiselings gearceerde balken het bandpakket 31 zonder radiale speling tussen de banden 32 daarin, met de verticaal gearceerde balken het bandpakket 31 met de positieve radiale speling en met horizontaal gearceerde balken het bandpakket 31 met de negatieve radiale speling. Uit het diagram volgens de figuur 5 blijkt, dat in het geval van het bandpakket 31 met de positieve radiale speling tussen de banden 32 daarvan het van voordeel is dat de wrijvingscoëfficiënten μ tussen de banden 32 in het pakket 31 radiaal naar buiten toenemen. In het geval van negatieve speling is dit juist andersom.

Volgens de uitvinding is het in de praktijk inderdaad en zelfs op een verassend eenvoudige wijze mogelijk de wrijvingscoëfficiënt μ tussen de banden 32 op een gerichte wijze te beïnvloeden. Hiertoe wordt verwezen naar de figuur 6, waarin een

wrijvingscoëfficiënt μ gemeten in het wrijvingscontact tussen twee aangrenzende banden 32 is uitgezet tegen een karakteristieke parameter KP, althans voor een drietal waarden van de zogenaamde gereduceerde, of gecombineerde oppervlakteruwheid Ra' in dat wrijvingscontact, die is gedefinieerd als:

5

$$Ra' = \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2} \quad (5)$$

Hierin is Ra_1 de oppervlakteruwheid van de buitenzijde 36 van een radiaal binnenste band 32-x en Ra_2 de oppervlakteruwheid van de binnenzijde 35 van een radiaal
10 buitenste band 32-(x+1) in dat wrijvingscontact.

In de figuur 6 is de gecombineerde oppervlakteruwheden Ra' voor curve I ongeveer gelijk is aan $0,9 \mu m$ en voor curve II ongeveer gelijk aan $0,4 \mu m$, waarbij in beide gevallen de genoemde oppervlakteruwheid Ra_1 , Ra_2 van één van de oppervlakten 35, 36 in het wrijvingscontact tot stand komt door een daarop
15 aangebracht ruwheidsprofiel. Het ruwheidsprofiel heeft onder meer als functie een doorstroming van het wrijvingscontact met een doorgaans in de transmissie toegepast smeer- c.q. koelmiddel te reguleren. In dit voorbeeld is het ruwheidsprofiel aangebracht op de binnenzijde 35 van de banden 32 en omvat een hoeveelheid elkaar overlappende en hoger gelegen ruggen 40 met daartussen lager gelegen
20 dalgebieden 41, waarbij de ruggen 40 zich in twee hoofdrichtingen ten opzichte van de omtreksrichting L van de band 32 uitstrekken, welke hoofdrichtingen beide onder een hoek van ongeveer 45 graden ten opzichte van die omtreksrichting L zijn georiënteerd. Curve III tenslotte heeft betrekking op een wrijvingscontact tussen twee nagenoeg gladde banden 32, dat wil zeggen met een gecombineerde
25 oppervlakteruwheid Ra' die een waarde heeft van ongeveer $0,1 \mu m$, welke waarde als ondergrens kan worden gehanteerd ten behoeve van een minimale doorstroming van het wrijvingscontact met het genoemde smeermiddel. De karakteristieke parameter KP is hierbij als volgt gedefinieerd:

$$30 \quad KP = f \cdot \frac{\Delta v}{P_{AV}} \quad (6)$$

Hierin is Δv een verschilsneldheid is tussen de genoemde twee banden 32-x en 32-(x+1) in de omtreksrichting daarvan, p_{AV} een contactdruk in het wrijvingscontact, ofwel de respectievelijke normaalkracht F_{Nx} gedeeld door de oppervlakte van het

contact tussen de banden 32, en is f een constante factor die van toepassing is bij voor een gegeven transmissie olie, een gegeven temperatuur en een gegeven oppervlakte ruwheid R_a en ruwheidsprofiel. Volgens de vergelijking (6) zal de karakteristieke parameter KP tijdens bedrijf van de drijfriem 3 in de transmissie

5 tenminste enigszins variëren, bijvoorbeeld in afhankelijkheid van de overbrengingsverhouding van de transmissie met een invloed op de absolute waarde van de verschill snelheid Δv in het wrijvingscontact, en tevens in afhankelijkheid van de radiale component F_r van de door de poelies op de drijfriem 3 uitgeoefende axiale krachten F_{ax} en uiteraard het verloop van de normaalkrachten F_n over de

10 pakkethoogte, beide met een invloed op de in het wrijvingscontact werkende contactdruk p_{av} , waarop tevens de axiale afmeting van de banden 32 van invloed.

De vorm van de curven I, II en III uit de figuur 6 wijkt af van hetgeen normaalgesproken in een gesmeerd wrijvingscontact verwacht kan worden. De normaalgesproken optredende curve SC is ook weergegeven in de figuur 6 en is

15 bijvoorbeeld bekend uit de Europese octrooiaanvraag EP-A-1 221 562. De onverwachts afwijkende vorm en met name de sterke toename van de respectievelijke curven I, II en III ten opzichte van de verwachte curve SC in het uiterst rechts gelegen deel daarvan wordt naar het huidige inzicht van aanvrager veroorzaakt door de bijzonderheid dat het wrijvingscontact tussen de banden 32 in

20 de omtreks-, tevens de onderlinge bewegingsrichting gesloten is, zodat een smeermiddel enkel vanaf de zijkanten van de banden 32 in dat contact kan instromen hetgeen de laag- ofwel filmdikte van het smeermiddel, dat tijdens normaal bedrijf aanwezig is tussen de banden 32 van het pakket 31, beperkt. De hypothese is daarom, dat de genoemde filmdikte minder snel toeneemt met de verschill snelheid Δv

25 dan een rechtevenredige toename die door de curve SC wordt vertegenwoordigd en die in de algemene vakliteratuur wordt beschreven. De wrijvingscoëfficiënt μ zal dan juist relatief snel toenemen bij een toenemende verschill snelheid Δv , bijvoorbeeld omdat stromingswervelingen in het smeermiddel, die nabij de oppervlakken 35, 36 van het wrijvingscontact ontstaan, door de relatief geringe filmdikte een aanzienlijke

30 invloed op het totale wrijvingsgedrag hebben. Bovendien werd geconstateerd dat de vormgeving van voornoemd profiel een relatief grote invloed heeft op de wrijving, hetgeen waarschijnlijk wordt veroorzaakt door de invloed daarvan op de genoemde stromingswervelingen en filmdikte.

In het geval van een bepaalde constante factor C volgt uit de figuur 6, dat de

wrijvingscoëfficiënt μ wordt beïnvloed door de normaalkracht F_n in het wrijvingscontact via de contactdruk p_{av} , door de verschillsnelheid Δv in het wrijvingscontact en door de gecombineerde oppervlakte ruwheid R_a' in het wrijvingscontact. De figuur 6 toont in grote lijnen drie gebieden, die de curven I, II en

5 III doorlopen in afhankelijkheid van de normaalkracht F_n , te weten een gebied 'A' waarin de wrijvingscoëfficiënt μ een nagenoeg constante waarde heeft onafhankelijk van de normaalkracht F_n , welk wrijvingsgedrag in de literatuur bekend staat als grenssmering, een gebied 'B' waarin deze afneemt bij een afnemende normaalkracht F_n , welk wrijvingsgedrag in de literatuur bekend staat als gemengde smering, en een

10 gebied 'C' waarin deze juist toeneemt bij een afnemende normaalkracht F_n . Laatstgenoemd gedrag werd zoals vermeld nog niet eerder in de literatuur beschreven, maar komt qua smeringscondities overeen met de wel uit de literatuur bekende zogenaamde volle-film-smeringscondities, waarin de oppervlakken van een wrijvingscontact 35, 36 volledig van elkaar zijn gescheiden door een laag

15 smeermiddel. In de figuur 6 duiden de streeplijnen althans bij benadering de grenzen van de gebieden A, B en C aan. Het zijn deze variaties van de wrijvingscoëfficiënt μ in afhankelijkheid van de genoemde parameters die de onderhavige uitvinding op inventieve wijze benut.

Volgens de uitvinding wordt allereerst de verandering van de normaalkracht F_n

20 in tenminste twee opeenvolgende wrijvingscontacten tussen tenminste drie opeenvolgende banden 32 van het bandpakket 31 vastgesteld. Dit laatste kan kwalitatief -bijvoorbeeld op basis van de tussen de banden 32 aanwezige radiale speling- of zelfs kwantitatief -bijvoorbeeld op basis van de hierna beschreven meetmethode- worden vastgesteld. Vervolgens wordt met behulp van de vergelijking

25 (2) of (3) een gewenst verloop voor de wrijvingcoëfficiënt μ in de genoemde tenminste twee wrijvingscontacten bepaald, hetgeen ook weer kwalitatief of kwantitatief kan worden gedefinieerd. Indien bijvoorbeeld voor een kwalitatieve benadering wordt gekozen, kan het voldoende zijn vast te stellen of de radiale speling positief of juist negatief is, dat wil zeggen of de normaalkrachten meer of juist

30 minder dan evenredig afnemen over de pakkethoogte z , en afhankelijk daarvan de genoemde parameters zodanig te kiezen dat de wrijvingcoëfficiënt μ respectievelijk toeneemt of juist afneemt, bijvoorbeeld op basis van de meetgegevens uit figuur 6.

Vanzelfsprekend is het bijzonder voordelig de voorgestelde werkwijze over de volledige pakkethoogte z dat wil zeggen voor alle wrijvingscontacten ofwel paren van

aangrenzende banden 32 toe te passen.

Als voorbeeld van een mogelijke toepassing van de onderhavige uitvinding wordt uitgegaan van een bandpakket 31 waarin de normaalkracht F_n meer dan evenredig afneemt van de over de pakkethoogte z ten gevolge van een positieve radiale speling tussen de banden 32 daarvan, welk bandpakket 32 werd geïllustreerd door de verticaal gearceerde kolommen uit het diagram in de figuur 4. In een dergelijk geval dient volgens de uitvinding de tijdens bedrijf in de vollast-situatie optredende karakteristieke parameter K_P bij voorkeur te worden gekozen in het gebied C in de figuur 6, zodanig dat de volgens de uitvinding gewenste relatieve verandering van de wrijvingscoëfficiënt μ_x over de pakkethoogte z , in het onderhavige geval een toename, tijdens bedrijf als vanzelf wordt gerealiseerd via de invloed van de normaalkracht F_n op de karakteristieke parameter K_P . In het gebied C neemt de wrijvingscoëfficiënt μ tussen de banden 32 immers toe met een afname van de normaalkracht F_n , dat wil zeggen met een afname van de contactdruk p_{AV} tussen de banden 32. Daarbij zijn met name de oppervlakteruwheid R_a van de banden 32 en de vormgeving van het daarop aangebrachte profiel geschikte parameters om het absolute niveau van de tijdens bedrijf in het bandpakket 31 optredende wrijvingscoëfficiënten μ naar een gewenst bereik van mogelijke waarden daarvoor te sturen, hetgeen blijkt uit een onderling vergelijk van de curven I, II en III. Bovendien bepalen deze parameters ook de mate waarin de wrijvingscoëfficiënt μ verandert, dat wil zeggen de helling van de respectievelijke curve I, II of III, zodat deze kan worden afgestemd op de genoemde vastgestelde verandering van de normaalkracht F_n . Een belangrijk voordeel van de hierboven besproken toepassing van de uitvinding is dat alle banden 32 van het bandpakket 31 van een overeenkomstige oppervlakteruwheid R_a en oppervlakteprofiel kunnen worden voorzien en dus in een zelfde fabricageproces kunnen worden geproduceerd.

Tegen dezelfde achtergrond geldt voor een bandpakket 31 met een negatieve radiale speling tussen de banden 32 daarvan, dat de tijdens bedrijf in de vollast-situatie optredende karakteristieke parameter K_P bij voorkeur dient te worden gekozen in het gebied B in de figuur 6, zodanig dat de in een dergelijk geval gewenste relatieve afname van de wrijvingscoëfficiënt μ wordt gerealiseerd via de invloed van de normaalkracht F_n op de karakteristieke parameter K_P .

Het bandpakket 31 met een positieve radiale speling tussen de banden 32 daarvan kan bovendien nog verder worden geoptimaliseerd door de tijdens bedrijf in

de vollast-situatie optredende karakteristieke parameter KP iets groter te kiezen dan de bij het minimum voor de wrijvingscoëfficiënt μ behorende waarde daarvan en wel zodanig dat in een deellast-situatie het genoemde minimum wel optreedt. Hierbij baseert de onderhavige uitvinding zich op de waarneming, dat in de onderlinge

5 verhouding tussen de verschillingsnelheid Δv en de contactdruk p_{AV} , die samen de karakteristieke parameter KP beïnvloeden en die tijdens normaal bedrijf in de transmissie vanuit de vollast-situatie in de richting van de genoemde deellast-situatie beide parameters afnemen, de invloed van de verschillingsnelheid Δv doorslaggevend is, zodat de waarde van de karakteristieke parameter KP in deellast kleiner is dan in

10 vollast. De uitvinding combineert in dit geval lage wrijvingsverliezen bij een deellast van de drijfriem 3, als gevolg van de het dan optredende minimum van de wrijvingscoëfficiënt μ in een relatief vlak deel van de respectievelijke curve I, II of III, met een robuust drijfriemontwerp in vollast, daar bij de dan iets grotere waarde van de karakteristieke parameter KP de respectievelijke curve I, II of III een stijgende

15 trend vertoont en de wrijvingscoëfficiënt μ toeneemt met een afnemende normaalkracht F_{Nx} tussen de banden 32, zoals volgens de uitvinding gewenst is voor een bandpakket 31 met een positieve radiale speling tussen de banden 32 daarvan.

De voor een kwantitatieve en meer nauwkeurige toepassing van de onderhavige uitvinding benodigde werkelijk waarde van de optredende normaal-

20 krachten F_n kunnen op theoretische wijze worden benaderd, zoals door een modelmatige berekening op basis van de verdeling van de radiale speling tussen de respectievelijke paren aangrenzende banden 32 van het bandpakket 31 en de op het respectievelijke bandpakket ter plaatse van een respectievelijke poelie 1, 2 op het bandpakket 31 uitgeoefende radiale kracht F_r , maar deze kunnen ook worden

25 gemeten, bijvoorbeeld in de transmissie zelf of met behulp van een meetmethode waarin het bandpakket 31 op een proefstand rond twee roterend aangedreven cilindrische rollen is opgespannen door deze rollen met een bepaalde spankracht van elkaar af te duwen. Bij voorkeur komt de afmeting ofwel straal van de rollen daarbij overeen met de effectieve loopstralen R_1 en R_2 van de drijfriem 3 in de

30 transmissie in de genoemde vollast-situatie, hetgeen bij voorkeur ook van toepassing is voor de snelheid waarmee een eerste rol wordt geroteerd. Als gevolg van het verschil in effectieve loopstraal tussen de binnenste band 32-1 die in contact is met de rollen en de overige banden 32 van het bandpakket 31 ontstaat er net als tijdens bedrijf in de transmissie als vanzelf een verschil in omtrekssnelheid Δv tussen de

respectievelijke banden 32. Eventueel kan de respectievelijke tweede rol, doorgaans die met de kleinste straal, zodanig worden aangedreven, dat er het verschil in omtreksnelheid tussen deze rol en die van de binnenzijde 35 van de radiaal binnenste band 32-1 van het bandpakket 31 ontstaat overeenkomstig aan het

5 snelheidsverschil dat tijdens de vollast-situatie in de drijfriem 3 tussen de laatstgenoemde binnenzijde 35 en de dwarselementen 33 optreedt. Ook de spankracht wordt bij voorkeur zodanig gekozen dat tenminste ter plaatse van de tweede rol de laatstgenoemde binnenzijde 35 een normaalkracht F_{n1} ondervindt, die overeenkomstig is aan de genoemde radiaalkracht, zoals die tijdens de vollast-

10 situatie in de drijfriem 3 optreedt.

Toepassing van de karakteristieke parameter KP volgens de uitvinding biedt overigens het praktische voordeel, dat de hierboven beschreven meetmethode bij een lager niveau van de radiaalkracht F_r , ofwel de normaalkracht F_{n1} op de radiaal binnenste band 32-1 van het bandpakket 31, en van de verschillsnelheid Δv tussen

15 de respectievelijke banden kan worden uitgevoerd dan de niveaus zoals die in de vollast-situatie optreden, mits de bijbehorende waarde van de karakteristieke parameter KP overeenkomstig is aan de waarde daarvan in de genoemde vollast-situatie. Door uit te gaan van de vollast-situatie wordt de levensduur of de belastbaarheid van de drijfriem 3 maximaal verbeterd.

20 Vervolgens kunnen de ter plaatse van een rol werkelijk optredende normaalkrachten F_n nauwkeurig worden bepaald door een rek ofwel verlenging ε van de afzonderlijke banden 32 te meten, bijvoorbeeld met behulp van een rekstrookmeting, en deze om te rekenen via:

$$25 \quad F_{n_x} = \varepsilon \cdot E \cdot S \cdot \alpha \quad (7)$$

Hierin is E de zogenaamde Young's elasticiteitsmodulus van het materiaal waaruit de betreffende band 32 is vervaardigd, is S de oppervlakte van een loodrecht op de omtreksrichting georiënteerde doorsnede van de betreffende band 32 en is α de

30 hoek waarover het bandpakket 31 in contact is met de rol ter plaatse waarvan de verlenging ε wordt gemeten.

Omdat het met bestaande technieken, zoals een rekstrookmeting, moeilijk of zelf onmogelijk is de genoemde verlenging ε van de andere banden 32 dan de radiaal buitenste band 32-3 te meten, stelt de onderhavige uitvinding tevens de

navolgende eenvoudiger hanteerbare werkwijze voor, waarin

- met de hierboven beschreven meetmethode de normaalkracht F_{NB} op de buitenste band 32 van het bandpakket 31 wordt bepaald;
- die buitenste band 32 uit het bandpakket 31 wordt verwijderd, zodat de voorheen op één na buitenste band 32 van het bandpakket 31 nu de in radiale zin meest naar buiten gelegen ofwel buitenste band 32 van het resterende snaarpakket is geworden;
- de genoemde spankracht, welke leidt tot de radiaalkracht F_r die van toepassing is op het volledige bandpakket 31, wordt verkleind met de factor $(F_r - F_{NB})/F_r$; en waarin
- de drie voorgaande stappen worden herhaald voor de buitenste band 32 van het telkens nog resterende bandpakket, totdat deze nog maar één enkele band 32 omvat, te weten de binnenste band 32-1 van het oorspronkelijke, volledige bandpakket 31.

Andersom lenen voornoemde meetmethode en hanteerbare werkwijze zich er tevens voor, de werkelijk aan de binnenzijde 35 van een band 32 werkende wrijvingscoëfficiënt μ vast te stellen. Hierbij wordt uitgegaan van de theorie, dat de amplitude van de trekkracht F_t over de omtrek van een band 32, dat wil zeggen de maximaal optredende trekkracht $F_{t_{MAX}}$ minus de minimaal optredende trekkracht $F_{t_{MIN}}$ voldoet aan de vergelijking:

$$(F_{t_{MAX}} F_{t_{MIN}}) = e^{\mu \alpha} \quad (8)$$

Hierin is α de hoek waarover het bandpakket 31 in contact is met de kleinste van de twee rollen. Omdat de trekkracht F_t wordt bepaald door het product van de Young's elasticiteitsmodulus E van de band 32, de oppervlakte S van een loodrecht op de omtreksrichting van de band 32 georiënteerde doorsnede en de gemeten verlenging ϵ van de band, kan de vergelijking (8) worden geschreven als:

$$\mu = \frac{\ln[(\epsilon_{MAX} - \epsilon_{MIN}) \cdot E \cdot S]}{\alpha} \quad (9)$$

Hierin duiden ϵ_{MAX} en ϵ_{MIN} respectievelijk de maximaal en de minimaal over de omtrek van de band 32 gemeten waarde van de verlenging ϵ aan, die met behulp van voornoemde meetmethode en hanteerbare werkwijze achtereenvolgens voor alle banden 32 van het bandpakket 31 kan worden gemeten.

In de figuur 7 is het ruwheidsprofiel waarmee de in de figuur 6 opgenomen

meetresultaten zijn verkregen schematisch geïllustreerd. De figuur 7 toont een stukje van een binnenzijde 35 van een band 32 met daarop aangebracht de verhoogd gelegen ruggen 40 waartussen zich de dalgebieden 41 bevinden. Tevens is in deze figuur de omtreksrichting L van de drijfriem 3 en de banden 32 daarvan aangegeven.

- 5 Een dergelijk ruwheidsprofiel, dat zich in het bijzonder leent voor de banden 32 van de drijfriem 3 volgens de onderhavige uitvinding, wordt gekarakteriseerd doordat tenminste een aanzienlijk deel van de ruggen 40 zich in twee hoofdrichtingen ten opzichte van de omtreksrichting L van de band 32 uitstrekken, welke hoofdrichtingen beide onder een hoek in het bereik van 10 tot 80 graden ten opzichte van de
- 10 omtreksrichting L van de band 32 zijn georiënteerd, bij voorkeur onder een hoek in het bereik van 50 tot 80 graden, doordat deze ruggen 40 tussen de 3 en 15 micrometer hoger zijn gelegen dan de dalgebieden 41 en doordat een dwarsafmeting van deze ruggen 40 minder dan een zevende deel, bij voorkeur minder dan een tiende deel van een afmeting van de dalgebieden 41 in die richting uitmaakt.
- 15 Zoals reeds werd opgemerkt, wijkt het door de curven I, II en III uit de figuur 6 beschreven wrijvingsgedrag af van het gedrag dat normaalgesproken in een gesmeerd wrijvingscontact optreedt en dat is geïllustreerd door de curve SC. Meer in het bijzonder werd ontdekt, dat voor relatief hoge getalswaarden van de karakteristieke parameter KP, waarbij de volle-film-smeringscondities in het
- 20 wrijvingscontact heersen, de wrijvingscoëfficiënt μ niet een nagenoeg constante, kleine waarde aanneemt, maar daarentegen in een aanzienlijke mate toeneemt met een toenemende waarde van de karakteristieke parameter KP (ofwel naar rechts in de figuur 6). Dit heeft tot gevolg dat de in het wrijvingscontact tussen de banden 32 werkende wrijvingscoëfficiënt μ in afhankelijkheid van de karakteristieke parameter
- 25 KP onverwachts enkel een lokaal minimum vertoont (ongeveer in het midden in de figuur 6). Dus waar voorheen in een optimaal ontwerp van een transmissie gestreefd werd naar een zo groot mogelijke waarde van de karakteristieke parameter KP, c.q. een zo laag mogelijke gecombineerde ruwheid Ra', ten einde met zekerheid de volle-film-smeringscondities en de bijbehorende lage wrijvingscoëfficiënt μ te realiseren,
- 30 blijkt volgens de uitvinding in afhankelijkheid van voornoemde parameters lokaal een minimum op te treden in de wrijvingscoëfficiënt μ dat bij een specifieke waarde van de karakteristieke parameter KP welke afhankelijk is van de gecombineerde ruwheid Ra' van het wrijvingscontact, optreedt.

Op basis van dit nieuw verkregen inzicht stelt de uitvinding voor om de drijfriem

3 toe te passen in het ontdekte lokale minimum voor de wrijvingscoëfficiënt μ_{MIN} ,
 hetgeen dus wil zeggen ter plaatse van de overgang tussen de gebieden B en C, die
 schematisch door de curve OL is weergegeven en die een overgangsgebied tussen
 de gemengde smeringscondities en de volle-film-smeringscondities betreft. Volgens
 5 de uitvinding kan deze overgangscurve OL bijbenadering worden beschreven door:

$$\mu_{MIN} = 0,34Ln(KP \approx 1,1 \cdot 10^7 \cdot \frac{\Delta v}{P_{AV}}) + 0,26 \quad (10)$$

Volgens de uitvinding kan aldus bij een gegeven gecombineerde ruwheid Ra'
 10 de karakteristiek parameter KP tijdens bedrijf worden geoptimaliseerd zodat deze,
 althans bij benadering, overeenkomt met de waarde daarvan waarbij het genoemde
 lokale minimum voor de wrijvingscoëfficiënt μ_{MIN} optreedt, of vice versa. Bij voorkeur
 wordt daarbij uitgegaan van de waarde van de karakteristiek parameter KP, die in
 een typische deellast-situatie van de transmissie optreedt. De typische deellast-
 15 situatie kan volgens Aanvraagster worden gedefinieerd als de bedrijfsconditie, die
 tijdens bedrijf (in een stochastische verdeling) het meest optreedt en die typisch
 wordt gekenmerkt doordat 5 tot 20% van het maximale motorvermogen door de
 drijfriem 3 tussen de poelies 1, 2 wordt overgedragen, hetgeen doorgaans
 overeenkomt met 15 tot 30% van de genoemde maximale waarde van het
 20 aangeboden koppel T en $1/3$ tot $2/3$ van de genoemde maximale waarde van de
 rotatiesnelheid van de drijfriem 3, waarbij de effectieve loopstraal R1 van de drijfriem
 3 tussen de schijven 4, 5 van de aandrijvende poelle 1 maximaal is (Overdrive).

Door voor een bepaalde transmissie of overbrenging de parameters van de
 gecombineerde ruwheid Ra' en de karakteristieke parameter KP onderling op elkaar
 25 af te stemmen, kan aldus het lokale minimum voor de wrijvingscoëfficiënt μ_{MIN}
 worden opgezocht. En hoewel deze waarde doorgaans niet de in absolute zin
 kleinste mogelijke wrijvingsverliezen zal opleveren, die immers volgende de figuur 6
 enkel optreden in combinatie met de kleinst mogelijke gecombineerde ruwheid Ra',
 verkrijgt men als belangrijk voordeel dat de wrijvingscoëfficiënt μ tijdens bedrijf
 30 voorspelbaar en voordelig constant is, dat wil zeggen dat deze niet of slechts in zeer
 geringe mate zal variëren in afhankelijkheid van de variaties in de karakteristieke
 parameter KP die tijdens bedrijf onherroepelijk optreden. De karakteristieke
 parameter KP wordt immers niet alleen door de geometrie van de drijfriem 3 en het
 bandpakket 31 wordt bepaald, maar, bijvoorbeeld via de constante factor f en de

grootte van de axiaalkracht F_{ax} , ook door de bedrijfscondities van de transmissie waarin deze wordt toegepast.

- 5 In het meest ideale geval, waarin tevens de wrijvingsverliezen worden geminimaliseerd, wordt volgens de uitvinding een gecombineerde ruwheid R_a in het bereik tussen de 0,4 en 0,1 micrometer toegepast in combinatie met een karakteristieke parameter KP die het lokale minimum voor de wrijvingscoëfficiënt μ_{min} realiseert. De ondergrens van 0,1 μm is daarbij noodzakelijk voor het verkrijgen van een voldoende doorstroming van het wrijvingcontact met het genoemde smeermiddel.
- 10 Het hierboven uitgewerkte inzicht is in een eerste benadering onafhankelijk van de radiale speling tussen de banden van het bandpakket.

CONCLUSIES

1. Drijfriem (3) voor toepassing in een continu variabele overbrenging zoals voor personenvoertuigen met twee poelies waaromheen de drijfriem (3) is opgenomen, welke drijfriem (3) een in zichzelf gesloten bandpakket (31) omvat waarop een groot
 5 aantal dwarselementen (33) zijn aangebracht, die tenminste in een omtreksrichting van het bandpakket (31) daarlangs beweegbaar zijn, waarbij het bandpakket (31) is voorzien van tenminste twee aangrenzende, onderling in radiale richting geneste en relatief dunne metalen banden (32; x , $x+1$) met een gecombineerde oppervlakteruwheid (Ra'), met het kenmerk, dat een tijdens bedrijf van de drijfriem
 10 (3) in een wrijvingscontact tussen de genoemde twee aangrenzende banden (32; x , $x+1$) werkende wrijvingscoëfficiënt (μ) een minimale waarde heeft als functie van en van het quotiënt van een verschill snelheid in omtreksrichting (Δv) en een contactdruk (p_{AV}) daartussen.
2. Drijfriem (3) volgens de conclusie 1, met het kenmerk, dat de genoemde
 15 minimale waarde van de wrijvingscoëfficiënt (μ) tenminste optreedt in een deellast-situatie die tijdens normaal bedrijf typisch optreedt, dat wil zeggen met het grootste aandeel in een bedrijfstijd.
3. Drijfriem (3) volgens de conclusie 1 of 2, met het kenmerk, dat de genoemde gecombineerde oppervlakteruwheid (Ra') smeringscondities tussen de genoemde
 20 twee aangrenzende banden (32; x , $x+1$) realiseert, die zich tijdens bedrijf bevinden in een overgangsgebied tussen zogenaamde mengsmeringscondities, waarin de wrijvingscoëfficiënt (μ) afneemt bij een toenemende waarde van het quotiënt van een verschill snelheid in omtreksrichting (Δv) en een contactdruk (p_{AV}) en vice versa, en zogenaamde volle-film-smeringscondities, waarin de wrijvingscoëfficiënt (μ)
 25 toeneemt bij een toenemende waarde van het quotiënt van een verschill snelheid in omtreksrichting (Δv) en een contactdruk (p_{AV}) en vice versa.
4. Drijfriem (3) volgens de conclusie 1, 2 of 3, met het kenmerk, dat tenminste één van de twee aangrenzende banden (32; x , $x+1$) is voorzien van een oppervlakteprofiel van hoger gelegen ruggen (40) met daartussen dalgebieden (41).
- 30 5. Drijfriem (3) volgens de conclusie 4, met het kenmerk, dat tenminste een deel van de ruggen (40) tussen de 3 en 15 micrometer hoger zijn gelegen dan de dalgebieden (41), dat een dwarsafmeting van deze ruggen (40) minder dan een zevende deel, bij voorkeur minder dan een tiende deel van een afmeting van de

dalgebieden (41) in die richting uitmaakt en dat deze ruggen (40) onder een hoek in het bereik van 10 tot 80 graden ten opzichte van de omtreksrichting van de band (32) zijn georiënteerd, bij voorkeur onder een hoek in het bereik van 50 tot 80 graden.

6. Drijfriem (3) volgens de conclusie 4 of 5, met het kenmerk, dat de ruggen (40) zich tenminste in twee onderling onder een hoek georiënteerde hoofdrichtingen uitstrekken, welke hoofdrichtingen onder een onderling nagenoeg overeenkomstige hoek ten opzichte van de omtreksrichting van de band (32) zijn georiënteerd.

7. Werkwijze voor het ontwerp van een drijfriem (3) voor toepassing in een continu variabele overbrenging zoals voor personenvoertuigen met twee poelies waaromheen de drijfriem (3) is opgenomen en in het bijzonder volgens één of meer der voorgaande conclusies, welke drijfriem (3) een in zichzelf gesloten bandpakket (31) omvat waarop een groot aantal dwarselementen (33) zijn aangebracht, die tenminste in een omtreksrichting van het bandpakket (31) daarlangs beweegbaar zijn, waarbij het bandpakket (31) is voorzien van tenminste twee aangrenzende en onderling in radiale richting geneste en relatief dunne metalen banden (32; x, x+1) met daartussen een wrijvingscontact,

- waarin in een eerste stap een tijdens normaal bedrijf van de transmissie typisch optredende waarde van het quotiënt van een verschilsnelheid in omtreksrichting (Δv) en een contactdruk (p_{AV}) in het wrijvingscontact wordt bepaald;

20 - waarin in een tweede stap het verloop van een in het wrijvingscontact werkende wrijvingscoëfficiënt (μ) wordt bepaald voor een aantal waarden van een gecombineerde oppervlakte ruwheid (Ra') van de twee aangrenzende banden (32; x, x+1) in afhankelijkheid van het quotiënt van de verschilsnelheid (Δv) en de contactdruk (p_{AV}), tenminste in de directe nabijheid van de typische waarde daarvan;

25 - en waarin in een derde stap die waarde van de gecombineerde oppervlakte ruwheid (Ra') wordt gekozen waarvoor de wrijvingscoëfficiënt (μ) als functie van het quotiënt van de verschilsnelheid (Δv) en de contactdruk (p_{AV}) een minimum vertoont in of in de onmiddellijke nabijheid van de typische waarde daarvan.

8. Continu variabele overbrenging met twee poelies waaromheen de drijfriem (3) volgens één of meer der conclusies 1-6 is opgenomen, met het kenmerk, dat deze tijdens bedrijf althans bij benadering voldoet aan de vergelijking:

$$\mu = 0,34 \ln(1,1 \cdot 10^7 \cdot \frac{\Delta v}{p_{AV}}) + 0,26$$

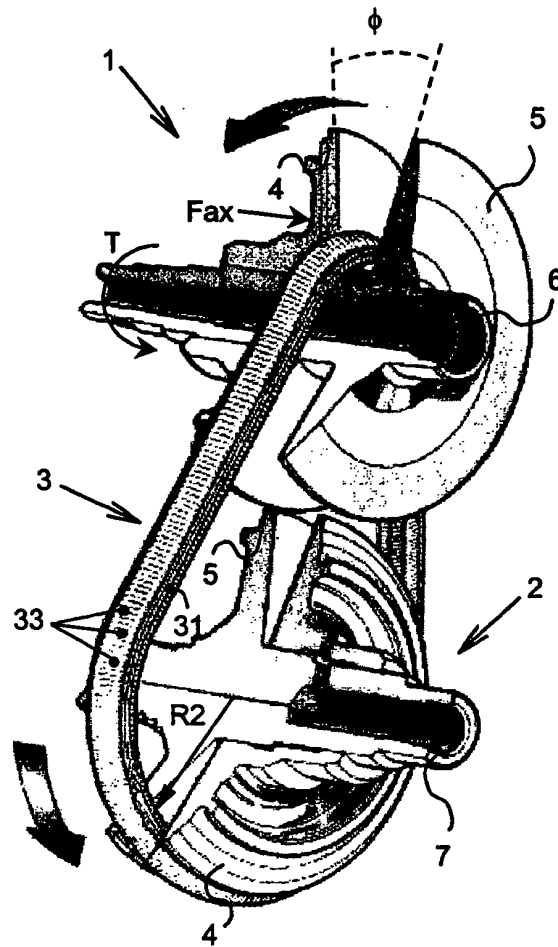


FIG. 1

2 / 3

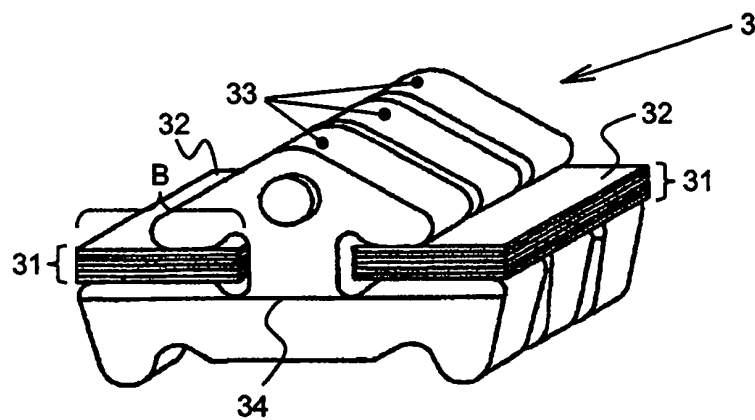


FIG. 2

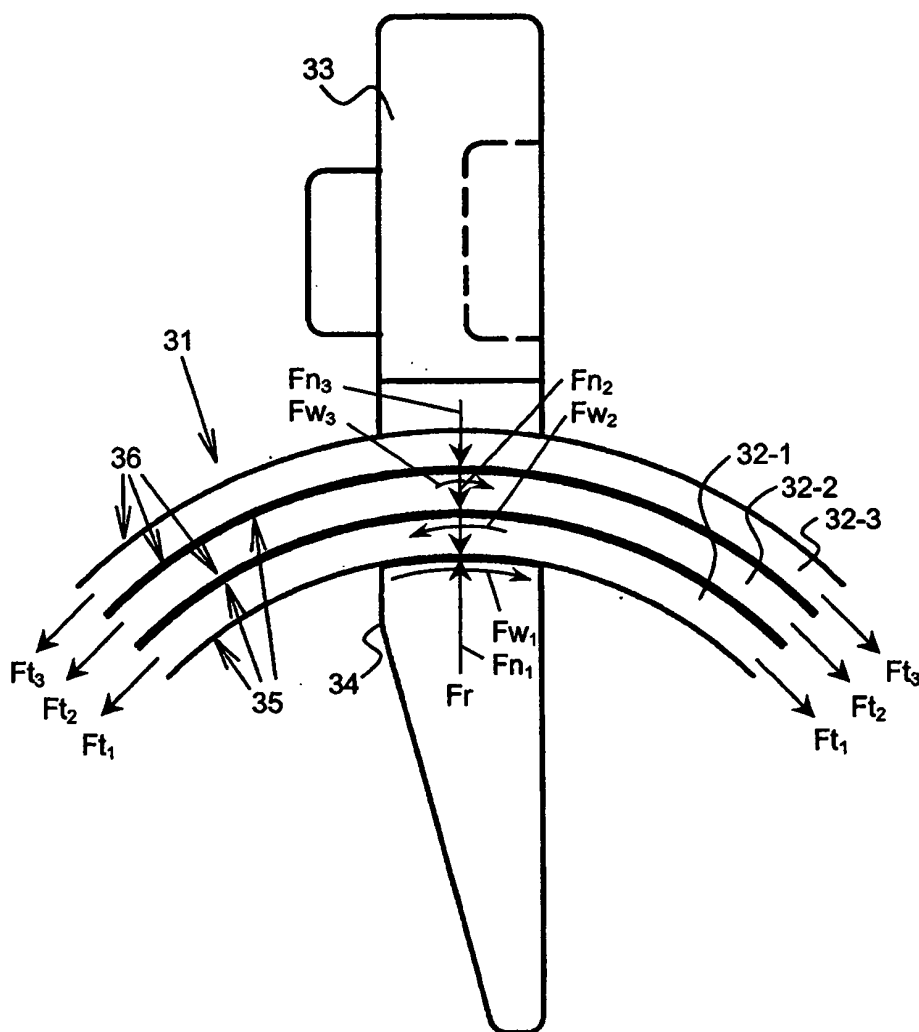


FIG. 3

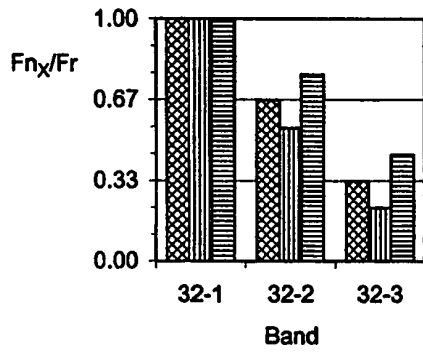


FIG. 4

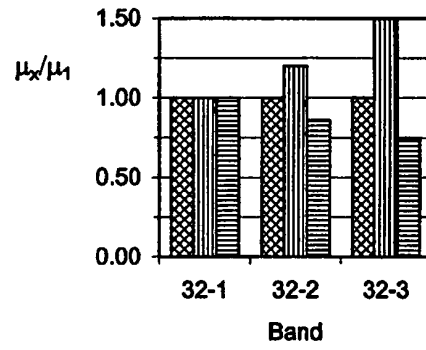


FIG. 5

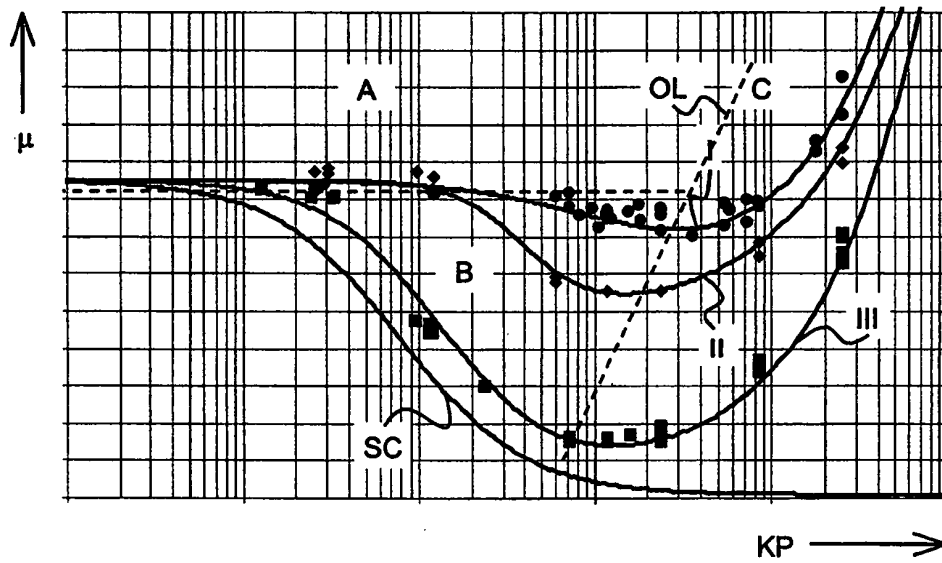


FIG. 6

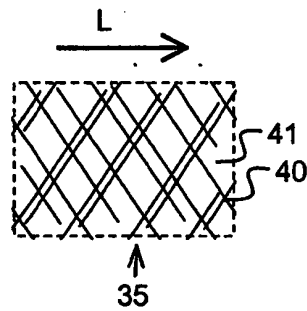


FIG. 7

SAMENWERKINGSVERDRAG (PCT)

RAPPORT BETREFFENDE NIEUWHEIDSONDERZOEK VAN INTERNATIONAAL TYPE

IDENTIFICATIE VAN DE NATIONALE AANVRAGE		KENMERK VAN DE AANVRAGER OF VAN DE GEMACHTIGDE R.306693	
Nederlands aanvraag nr. 1024148		Indieningsdatum 22 aug. 2003	
		Ingeroepen voorrangsdatum	
Aanvrager (Naam) ROBERT BOSCH GMBH			
Datum van het verzoek voor een onderzoek van internationaal type		Door de Instantie voor Internationaal Onderzoek (ISA) aan het verzoek voor een onderzoek van internationaal type toegekend nr. SN41608NL	
I. CLASSIFICATIE VAN HET ONDERWERP (bij toepassing van verschillende classificaties, alle classificatiesymbolen opgeven)			
Volgens de internationale classificatie (IPC) Int.Cl:F16G5/16			
II. ONDERZOCHE GEBIEDEN VAN DE TECHNIEK			
Onderzochte minimum documentatie			
Classificatiesysteem		Classificatiesymbolen	
Int.Cl.7:	F16G		
Onderzochte andere documentatie dan de minimum documentatie, voor zover dergelijke documenten in de onderzochte gebieden zijn opgenomen			
1024148			
III. ☐ GEEN ONDERZOEK MOGELIJK VOOR BEPAALDE CONCLUSIES (opmerkingen op aanvullingsblad)			
IV. ☐ GEBREK AAN EENHEID VAN UITVINDING (opmerkingen op aanvullingsblad)			

**VERSLAG VAN HET NIEUWHEIDSONDERZOEK VAN
INTERNATIONAAL TYPE**

Nummer van het verzoek om een nieuwheidsonderzoek

NL 1024148

A. CLASSIFICATIE VAN HET ONDERWERP
IPC 7 F16G5/16

Volgens de Internationale Classificatie van octroolen (IPC) of zowel volgens de nationale classificatie als volgens de IPC.

B. ONDERZOCHE GEBIEDEN VAN DE TECHNIEK

Onderzochte minimum documentatie (classificatie gevolgd door classificatiesymbolen)
IPC 7 F16G

Onderzochte andere documentatie dan de minimum documentatie, voor dergelijke documenten, voor zover dergelijke documenten in de onderzochte gebieden zijn opgenomen

Tijdens het internationaal nieuwheidsonderzoek geraadpleegde elektronische gegevensbestanden (naam van de gegevensbestanden en, waar uitvoerbaar, gebruikte trefwoorden)

WPI Data, EPO-Internal

C. VAN BELANG GEACHTE DOCUMENTEN

Categorie *	Geciteerde documenten, eventueel met aanduiding van speciaal van belang zijnde passages	Van belang voor conclusie nr.
A	EP 1 221 562 A (DOORNES TRANSMISSIE BV) 10 Juli 2002 (2002-07-10) in de aanvraag genoemd het gehele document	1,7,8
A	EP 1 219 859 A (DOORNES TRANSMISSIE BV) 3 Juli 2002 (2002-07-03) het gehele document	1,7,8
A	EP 0 909 907 A (HONDA MOTOR CO LTD) 21 April 1999 (1999-04-21) in de aanvraag genoemd het gehele document	1,7,8
A	EP 1 184 591 A (HONDA MOTOR CO LTD) 6 Maart 2002 (2002-03-06) -/-	

☒ Verdere documenten worden vermeld in het vervolg van vak C.

☒ Leden van dezelfde octroofamilie zijn vermeld in een bijlage

* Speciale categorieën van aangehaalde documenten

"A" document dat de algemene stand van de techniek weergeeft, maar niet beschouwd wordt als zijnde van bijzonder belang

"E" eerder document, maar gepubliceerd op de datum van indiening of daarna

"L" document dat het beroep op een recht van voorrang aan twijfel onderhevig maakt of dat aangehaald wordt om de publicatiedatum van een andere aanhaling vast te stellen of om een andere reden zoals aangegeven

"O" document dat betrekking heeft op een mondelinge uiteenzetting, een gebruik, een tentoonstelling of een ander middel

"P" document gepubliceerd voor de datum van indiening maar na de ingeroepen datum van voorrang

"T" later document, gepubliceerd na de datum van indiening of datum van voorrang en niet in strijd met de aanvraag, maar aangehaald ter verduidelijking van het principe of de theorie die aan de uitvinding ten grondslag ligt

"X" document van bijzonder belang; de uitvinding waarvoor uitsluitende rechten worden aangevraagd kan niet als nieuw worden beschouwd of kan niet worden beschouwd op inventiviteit te berusten

"Y" document van bijzonder belang; de uitvinding waarvoor uitsluitende rechten worden aangevraagd kan niet worden beschouwd als inventief wanneer het document beschouwd wordt in combinatie met één of meerdere soortgelijke documenten, en deze combinatie voor een deskundige voor de hand ligt

"Z" document dat deel uitmaakt van dezelfde octroofamilie

Datum waarop het nieuwheidsonderzoek van internationaal type werd voltooid

7 April 2004

Verzenddatum van het rapport van het nieuwheidsonderzoek van internationaal type

Naam en adres van de instantie

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

De bevoegde ambtenaar

Baron, C

**VERSLAG VAN HET NIEUWHEIDSONDERZOEK VAN
INTERNATIONAAL TYPE**

Nummer van het verzoek om een nieuwheidsonderzoek

NL 1024148

C.(Vervolg). VAN BELANG GEACHTE DOCUMENTEN

Categorie *	Geciteerde documenten, eventueel met aanduiding van speciaal van belang zijnde passages	Van belang voor conclusie nr.
A A	EP 1 118 795 A (ZF GETRIEBE N V SINT TRUIDEN) 25 Juli 2001 (2001-07-25) --- EP 0 626 526 A (DOORNES TRANSMISSIE BV) 30 November 1994 (1994-11-30) in de aanvraag genoemd ----- 1024148	

**VERSLAG VAN HET NIEUWHEIDSONDERZOEK VAN
INTERNATIONAAL TYPE**

Informatie over leden van dezelfde octrooifamilie

Nummer van het verzoek om een nieuwheidsonderzoek

NL 1024148

In het rapport genoemd octroolgeschied	Datum van publicatie	Overeenkomend(e) geschied(en)	Datum van publicatie
EP 1221562	A	10-07-2002	EP 1221562 A1 10-07-2002
			JP 2002250403 A 06-09-2002
			US 2002123405 A1 05-09-2002
EP 1219859	A	03-07-2002	EP 1219859 A1 03-07-2002
			JP 2002213538 A 31-07-2002
			US 2002123406 A1 05-09-2002
EP 0909907	A	21-04-1999	JP 3319995 B2 03-09-2002
			JP 11117998 A 27-04-1999
			DE 69812833 D1 08-05-2003
			DE 69812833 T2 06-11-2003
			EP 0909907 A1 21-04-1999
			TW 392046 B 01-06-2000
			US 6090004 A 18-07-2000
EP 1184591	A	06-03-2002	JP 2001280427 A 10-10-2001
			EP 1184591 A1 06-03-2002
			US 2002137586 A1 26-09-2002
			CN 1366589 T 28-08-2002
			WO 0175331 A1 11-10-2001
			TW 477880 B 01-03-2002
EP 1118795	A	25-07-2001	BE 1013242 A3 06-11-2001
			EP 1118795 A1 25-07-2001
			JP 2001208139 A 03-08-2001
			US 2001009875 A1 26-07-2001
EP 0626526	A	30-11-1994	NL 9300880 A 16-12-1994
			DE 69401532 D1 06-03-1997
			DE 69401532 T2 15-05-1997
			EP 0626526 A1 30-11-1994
			JP 7012177 A 17-01-1995
			US 5439422 A 08-08-1995

1024148