

①9 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
PARIS

①1 N° de publication :

2 834 762

(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)

②1 N° d'enregistrement national :

03 00370

⑤1 Int Cl⁷ : F 16 D 55/16

①2

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②2 Date de dépôt : 14.01.03.

③0 Priorité : 17.01.02 DE 10201555.

④3 Date de mise à la disposition du public de la demande : 18.07.03 Bulletin 03/29.

⑤6 Liste des documents cités dans le rapport de recherche préliminaire : *Ce dernier n'a pas été établi à la date de publication de la demande.*

⑥0 Références à d'autres documents nationaux apparentés :

⑦1 Demandeur(s) : ROBERT BOSCH GMBH Gesellschaft mit beschränkter Haftung — DE.

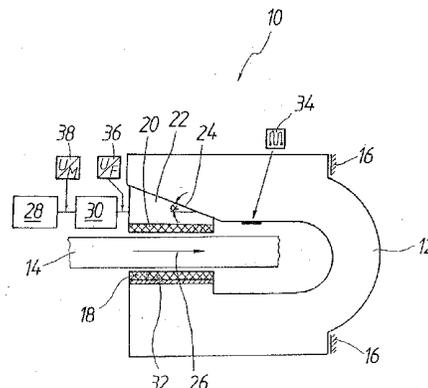
⑦2 Inventeur(s) : BAUMANN DIETMAR, HILZINGER JUERGEN, HOFMANN DIRK, VOLLERT HERBERT, HENKE ANDREAS, SCHMIDT HANNIEL et KELLER FRIEDER.

⑦3 Titulaire(s) :

⑦4 Mandataire(s) : BOSCH SYSTEMES DE FREINAGE.

⑤4 FREIN A FRICTION A AMPLIFICATION DE FREINAGE, SYSTEME DE MESURE DU COEFFICIENT DE FRICTION ET PROCEDE DE REGLAGE D'UNE FORCE DE FREINAGE.

⑤7 L'invention concerne un frein à friction (10) électromécanique, à amplification de freinage, en particulier un frein à disque. L'invention propose de réaliser le frein à friction (10) avec un élément en coin (22) pour appliquer une garniture de frein (20), un angle d'attaque (α) étant choisi tel qu'un coefficient de freinage C^* du frein à friction (10) se trouve au niveau d'un point polaire ou à proximité de celui-ci. On obtient ainsi une amplification de freinage élevée allant vers l'infini, pour une force d'actionnement faible. Pour éviter un blocage du frein à friction (10), il est prévu un dispositif d'actionnement (28, 30) réalisé de manière à bloquer à l'encontre d'un mouvement propre de l'élément en coin (22) ou un système de réglage pour réguler une force d'application de la garniture de frein (20) contre un corps de freinage (disque de frein 14).



FR 2 834 762 - A1



Frein à friction à amplification de freinage, système de mesure du coefficient de friction et procédé de réglage d'une force de freinage

L'invention se rapporte principalement à un frein à friction à amplification de freinage, en particulier pour des véhicules automobiles, comprenant une garniture de frein, un élément d'application avec lequel la garniture de frein peut être pressé sur un corps de freinage rotatif pour engendrer une force de freinage, l'élément d'application étant mobile dans un sens de rotation du corps de freinage et prend appui sur un contre-appui sous un angle-support par rapport à la normale du corps de freinage, le corps de freinage rotatif exerçant une force de friction sur la garniture de frein lorsqu'on active le frein à friction, sollicitant l'élément d'application dans le sens d'une force d'application croissante, et comportant un dispositif d'actionnement par lequel l'élément d'application peut être déplacé dans le sens de rotation et dans le sens opposé au sens de rotation du corps de freinage.

Par ailleurs, l'invention se rapporte également à un système de mesure du coefficient de friction pour un frein à friction présentant une garniture de frein susceptible d'être appliquée sur un corps de freinage rotatif ainsi qu'à un procédé de réglage d'une force de freinage d'un frein à friction présentant un système de mesure du coefficient de friction

Un exemple pour des freins à friction à amplification de freinages sont par exemple des freins à tambour avec une ou plusieurs mâchoires comprimées. Le mode préféré de réalisation d'un frein à friction selon la présente invention est un frein à disque, cependant la présente invention s'applique également par exemple aux freins à tambour.

Pour obtenir une amplification de freinage dans les freins à disque, on met en œuvre des dispositifs d'actionnement qui présentent un mécanisme à coin, à levier ou à rampe. On peut ici en tout cas théoriquement établir une analogie entre un mécanisme à levier et la mâchoire comprimée d'un frein à tambour.

Des freins à disque à amplification de freinage connus présentent une garniture de frein qui, pour engendrer une force de freinage, peut être pressée par un élément d'application sur un corps de freinage rotatif, et dans le cas d'un frein à disque, le corps de freinage est un disque de frein. L'élément d'application est par exemple un élément en coin qui peut être déplacé dans un sens de rotation du corps de freinage et qui prend appui sur un contre-appui sous un angle-support par rapport à la normale du corps de freinage. Dans le cas où l'on utilise un élément en coin comme élément d'application, l'angle-support est son angle d'attaque, et lorsqu'on utilise un levier, il est l'angle sous lequel le levier est orienté par rapport à une normale du corps de freinage. Si l'on utilise un mécanisme à rampe, le contre-appui est une surface ou un guidage (rampe) s'étendant en oblique par rapport au disque de frein, et l'angle sous lequel le contre-appui s'étend par rapport au corps de freinage, est l'angle-support. Si l'on utilise un mécanisme à rampe, l'élément d'application peut être un élément en coin, un mécanisme en coin et un mécanisme à rampe ne s'excluant donc pas mutuellement. L'angle-support de la rampe peut être constant ou varier sur une longueur de la rampe. Dans le cas d'un levier, l'angle-support varie lorsqu'on actionne le frein.

Pour obtenir une amplification de freinage, l'élément d'application est agencé de telle sorte que lorsque le frein est activé, une force de friction exercée par le corps de freinage rotatif sur la garniture de frein sollicite l'élément d'application dans le sens d'une force d'application croissante, exercée par l'élément d'application sur la garniture de frein. Ceci signifie qu'un élément en coin servant d'élément d'application, est amené dans une fente en forme de coin qui devient plus étroite, entre le contre-appui et le corps de freinage. Un levier servant d'élément d'application est sollicité dans le sens d'un angle décroissant par rapport à la normale du corps de freinage, le levier est donc agencé en tant que levier dit poussé ou mis sous pression.

Pour l'actionnement, les freins à friction connus présentent un dispositif d'actionnement avec lequel l'élément d'application est déplaçable dans le sens de rotation, et à l'inverse du sens de rotation du corps de freinage pour le desserrage.

Par le mouvement dans le sens de rotation du corps de freinage, l'élément d'application prenant appui sur le contre-appui se déplace vers le corps de freinage et applique la garniture de frein contre le corps de freinage.

Un exemple d'un tel frein à friction à amplification de freinage est divulgué dans le document EP 0 953 785. Le frein à friction est réalisé sous forme de frein à disque plein et il présente un nombre d'éléments en coin qui sont agencés sur un disque en forme d'anneau et qui prennent appui sur des rouleaux servant de contre-appuis. En faisant tourner le disque en forme d'anneau, les éléments en coin sont déplacés dans le sens de rotation du disque de frein et ils appliquent plusieurs de garniture de frein contre le disque de frein. En faisant tourner dans le sens inverse le disque en forme d'anneau, le frein à disque connu est desserré.

Dans tous les freins à friction à amplification de freinages connus, l'angle-support ou d'attaque est choisi tel qu'un blocage du frein est exclu de manière sûre. En cas d'auto-blocage, il se produit un blocage du corps de freinage par la force de friction exercée par le corps de freinage en rotation sur l'élément d'application, lors de l'actionnement du frein, cette force de friction déplaçant l'élément d'application dans le sens d'une force d'application croissante. La force d'application de la garniture de frein sur le corps de freinage est augmentée sans qu'une force d'actionnement, avec laquelle l'élément d'application est sollicité dans le sens de rotation du corps de freinage, soit augmentée. La force d'application augmente par elle-même jusqu'à ce que l'autoblocage se produise, c'est-à-dire jusqu'à ce que le corps de freinage se bloque. Puisqu'un coefficient de friction entre la garniture de frein et le corps de freinage varie en fonction d'influences perturbatrices telles que par exemple l'encrassement, l'humidité, l'eau, la température et la force de pression, il faut choisir un angle-support suffisamment grand pour exclure de manière sûre un autoblocage du frein dans toutes les conditions de fonctionnement. Pour cette raison, l'ampleur de l'amplification de freinage est toutefois réduite, et malgré l'amplification de freinage, le freinage nécessite une grande force d'actionnement. Ceci requiert un système d'actionnement suffisamment puissant, qui implique pour sa part un poids

élevé et une grande inertie de masse du système d'actionnement avec une dynamique d'autant plus mauvaise. Par ailleurs, il faut une énergie d'actionnement élevée.

Il faut toujours s'attendre à un autoblocage lorsque ledit coefficient de freinage C^* accomplit un changement de signe. Le coefficient de freinage constitue le rapport de la force périphérique engendrée sur un corps de freinage par rapport à la force d'actionnement du frein à friction. Le coefficient de freinage C^* présente de plus un pôle (dit point polaire), et à ce point, l'amplification de freinage du frein à friction va vers l'infini. Pour les coefficients de friction considérés ici, en dehors de l'angle-support α , le coefficient de freinage C^* est influencé sensiblement par le coefficient de friction μ entre la garniture de frein et le corps de freinage. Le point polaire est égal à : $\mu = \tan \alpha$. Pour $\mu < \tan \alpha$, l'élément d'application doit être sollicité par une force d'actionnement pour obtenir un effet de freinage. Pour $\mu > \tan \alpha$, l'élément d'application est entraîné par friction par le corps de freinage sans qu'une force d'actionnement soit exercée. Ceci pourrait entraîner l'autoblocage du frein.

La présente invention a par conséquent principalement pour objet un frein à friction caractérisé en ce que l'angle-support est choisi tel qu'un coefficient de freinage du frein à friction se trouve au niveau d'un point polaire ou à proximité de celui-ci, c'est-à-dire que l'amplification de freinage du frein à friction va vers l'infini ou est en tout cas très élevé. Puisque le coefficient de friction entre la garniture de frein et le corps de freinage varie en fonction des conditions de fonctionnement, il n'est pas évident à première vue, dans le cas d'un angle-support prédéterminé, que le coefficient de freinage est situé au niveau du point polaire ou à proximité de celui-ci. L'invention se donne donc pour tâche de choisir l'angle-support de telle sorte que l'amplification de freinage soit très élevée et puisse aller vers l'infini en fonction des conditions de fonctionnement. Puisque le coefficient de friction varie avec les conditions de fonctionnement, l'angle-support selon l'invention ne peut pas être indiqué de manière exacte. Le frein à friction selon l'invention présente toutefois de préférence un angle-support fixe et non réglable.

Pour éviter un autoblocage, le dispositif d'actionnement du frein à friction selon l'invention est réalisé de manière à se bloquer à l'encontre d'un mouvement propre de l'élément d'application et à l'encontre du sens de rotation du corps de freinage et dans le sens opposé au sens de rotation du corps de freinage. Ceci signifie que lorsque le frein est actionné, la force de friction exercée par le corps de freinage rotatif sur la garniture de frein ne continue pas à déplacer l'élément d'application ou le déplace de manière limitée à un jeu du dispositif d'actionnement dans le sens de rotation du corps de freinage. Un exemple pour un dispositif d'actionnement bloquant est un engrenage hélicoïdal, par exemple un engrenage à vis. Supposant que le dispositif d'actionnement est dénué de jeu, la force d'application et par conséquent une force de freinage n'augmente pas à l'actionnement du frein à friction même si l'amplification de freinage va vers l'infini ou s'il se produit un changement de signe du coefficient de freinage puisque l'élément d'application ne se déplace pas dans le sens de rotation du corps de freinage avec celui-ci et, par conséquent, pas non plus vers le corps de freinage, ce qui serait une condition préalable pour une augmentation de la force d'application de la garniture de frein sur le corps de freinage. Si le dispositif d'actionnement présente un jeu, l'élément d'application se déplace, en cas de changement de signe du coefficient de freinage, de façon limitée au jeu du dispositif d'actionnement dans le sens de rotation, avec le corps de freinage. Une augmentation de la force d'application et de la force de freinage est limitée par la course limitée de l'élément d'application dans le sens de rotation du corps de freinage. La force de freinage augmente en effet dans ce cas, mais il ne se produit pas d'autoblocage et donc pas de blocage du corps de freinage, à moins que la force de freinage ne soit déjà située juste en dessous d'une limite de blocage du corps de freinage.

Si l'on tient en outre compte d'une rigidité limitée du frein à friction, donc par exemple une ouverture d'un étrier de frein à disque par la force de pression, l'augmentation de la force de freinage se produisant par le jeu dans le dispositif d'actionnement diminue lors d'un changement de signe du coefficient de freinage, puisque le contre-appui s'écarte du corps de freinage en raison de l'élasticité du

frein à friction lors d'un mouvement de l'élément d'application. Ceci s'oppose à l'augmentation de la force d'application et par conséquent à l'augmentation de la force de freinage. Grâce à une élasticité inévitable dans la pratique, même si le frein à friction est réalisé rigide, l'écartement du contre appui du corps de freinage augmente en raison de la force d'application de la garniture de frein contre le corps de freinage lorsqu'on actionne le frein.

Une autre possibilité d'éviter un auto blocage du frein à friction est un réglage (électronique) de la force d'application de la garniture de frein contre le corps de freinage. On peut par exemple régler aussi une course de déplacement de l'élément d'application. Le système de réglage agit à l'encontre d'un mouvement propre de l'élément d'application dû à la force de friction exercée par le corps de freinage sur l'élément d'application. Le système de réglage commande et règle, respectivement, le dispositif d'actionnement qui déplace l'élément d'application.

L'invention est basée sur la connaissance que dans le cas d'un frein à friction à amplification de freinage, lors de l'apparition d'un changement de signe du coefficient de freinage, la force de freinage ne croît pas à volonté et le corps de freinage se bloque, à condition que la course de l'élément d'application soit limitée dans le sens de rotation du corps de freinage. La limitation de course peut être obtenue par exemple par un dispositif d'actionnement bloquant ou par un réglage de la course de l'élément d'application ou de la force de pression. De manière additionnelle, l'invention est basée sur la connaissance qu'une augmentation de la force de freinage à laquelle il faut s'attendre lors de l'apparition d'un changement de signe du coefficient de freinage n'est pas significative dans la pratique puisque la dynamique de dispositifs d'actionnement (actionneurs) disponibles est nettement plus élevée que l'inertie du système mécanique pour l'amplification de freinage. Ces connaissances s'opposent à l'opinion bien ancrée acquise par les spécialistes et selon laquelle un frein à friction à amplification de freinage doit être construit de manière à pouvoir éviter de manière sûre un changement de signe du coefficient de freinage pendant le freinage, dans toutes les conditions de fonctionnement.

Lors d'un fonctionnement classique, il ne faut pas s'attendre à des changements de coefficient de friction entre la garniture de frein et le corps de freinage, qui ont pour effet un dépassement vers le haut et vers le bas en succession rapide, du point polaire du coefficient de freinage. Le frein à friction selon l'invention fonctionne également avec de telles conditions, et des variations de force de freinage notables et gênantes lors du fonctionnement quotidien ne se produisent pas ici.

La présente invention a également pour objet à friction à amplification de freinage caractérisé en ce que le frein à friction est un frein à disque.

10 La présente invention a également pour objet à friction à amplification de freinage caractérisé en ce que l'élément d'application est un élément en coin.

La présente invention a également pour objet à friction à amplification de freinage caractérisé en ce que le contre appui présente un guidage (rampe) oblique par rapport au corps de freinage, pour l'élément d'application.

15 La présente invention a également pour objet à friction à amplification de freinage caractérisé en ce que le dispositif d'actionnement présente un engrenage à vis hélicoïdal.

La présente invention a également pour objet à friction à amplification de freinage caractérisé en ce que le dispositif d'actionnement est réalisé sans jeu.

20 Le frein à friction selon l'invention a l'avantage de ne nécessiter qu'une faible force d'actionnement et de desserrage puisqu'il travaille avec des coefficients de freinage très élevés et que pour cette raison, une grande partie de la force d'application de la garniture de frein contre le corps de freinage, qui est nécessaire pour provoquer une force de freinage, est apportée par l'amplification de freinage.

25 Le frein à friction selon l'invention présente une amplification de freinage très élevé qui, en cas limite, va vers l'infini. En fonction des conditions de fonctionnement, le frein à friction selon l'invention travaille, en dessous, au niveau ou en dessus du point polaire du coefficient de freinage, au niveau duquel un

changement de signe du coefficient de freinage a lieu et où l'amplification de freinage va vers l'infini. Le système d'actionnement peut grâce à cela être réalisé comparativement petit et léger, sa dynamique est élevée grâce à des moments d'inertie minimales. Par ailleurs, l'énergie d'actionnement est très faible. Le frein à friction selon l'invention convient ainsi pour un actionnement électromécanique avec un moteur électrique. Spécialement dans les freins à friction électromécaniques, une réalisation à amplification de freinage apporte des avantages du point de vue du poids, de la taille et de la dynamique.

En utilisant deux moteurs électriques, on peut obtenir de la redondance. Par ailleurs, si l'on utilise par exemple un engrenage à vis avec deux moteurs électriques, on peut obtenir une absence de jeu par le fait que deux écrous et/ou deux broches de l'engrenage à vis sont précontraint(e)s l'un/l'une contre l'autre avec les deux moteurs électriques.

La présente invention a également pour objet est un système de mesure de coefficient de friction pour un frein à friction, le frein à friction présentant une garniture de frein susceptible d'être appliquée sur un corps de freinage rotatif, caractérisé en ce que le système de mesure de coefficient de friction présente un système pour mesurer une force d'application de la garniture de frein sur le corps de freinage ou pour mesurer une grandeur proportionnelle à la force d'application et un système pour mesurer une force d'actionnement permettant de rapprocher la première garniture de frein de la deuxième garniture de frein ou pour mesurer une grandeur proportionnelle à la force d'actionnement.

Le système de mesure de coefficient de friction selon l'invention présente un système de mesure d'une force d'application de la garniture de frein sur le corps de freinage et un système de mesure d'une force d'actionnement du frein à friction. Les deux systèmes de mesure peuvent être par exemple des capteurs dynamométriques ou autres capteurs de force. La valeur de friction entre la garniture de frein et le corps de freinage est égale au quotient négatif des deux grandeurs mesurées, plus la tangente de l'angle-support, est ($\mu \approx -F_{app}/F_N + \tan \alpha$, F_{app} étant la force d'actionnement et F_N la force de pression, $\tan \alpha$ étant une

grandeur constante en cas d'angle-support fixe). Le système de mesure de coefficient de friction selon l'invention a l'avantage qu'un réglage de la force de freinage du frein à friction est possible malgré le coefficient de friction variant en raison des influences perturbatrices. Dans les freins à friction connus, c'est tout au plus la force d'actionnement ou la force d'application de la garniture de frein contre le corps de freinage qui est réglée. Puisque le coefficient de friction varie, on n'obtient pas de force de freinage constante par un tel réglage.

Au lieu de mesurer la force d'application de la garniture de frein sur le corps de freinage ou la force d'actionnement, on peut aussi mesurer des grandeurs proportionnelles à ces forces puisque pour un réglage de force de freinage, il ne faut pas obligatoirement déterminer le coefficient de friction, mais une valeur proportionnelle au coefficient de friction est suffisante. Est proportionnelle à la force d'application de la garniture de frein sur le corps de freinage, par exemple la force régnant sur le contre-appui de l'élément d'application ou un ouverture de l'étrier d'un frein à disque, c'est-à-dire une déformation du frein à friction caractéristique pour la force de pression. Au lieu de la force d'actionnement, on peut par exemple mesurer un couple de rotation ou une consommation de courant d'un moteur électrique du système d'actionnement.

La présente invention a également pour objet un procédé de réglage d'une force de freinage. Une grandeur de référence est multipliée par le coefficient de friction ou par un coefficient proportionnel au coefficient de friction, en tant que facteur de correction. La valeur de friction peut être déterminée comme expliqué ci-dessus. La grandeur de référence peut être par exemple une force d'application de la garniture de frein sur le corps de freinage ou la force d'actionnement. La valeur de la grandeur de référence est déterminée par exemple en fonction d'une course d'enfoncement d'une pédale de frein ou en fonction d'une force d'enfoncement d'une pédale de frein, cette relation de dépendance ne devant pas être proportionnelle. Par la multiplication avec le coefficient de friction ou par une valeur proportionnelle à celui-ci, on élimine des variations du coefficient de

friction et la force de freinage du frein à friction est réglée à une valeur dépendant de l'actionnement de la pédale et indépendante du coefficient de friction

La présente invention sera mieux comprise à l'aide de la description qui va suivre et de la figure unique en annexe sur laquelle on peut voir une représentation schématique d'un frein à friction à amplification de freinage selon la présente invention.

Le frein à friction 10 à amplification de freinage selon l'invention représenté au dessin est réalisé sous forme de frein à disque. Le frein à disque présente un étrier de frein 12 qui est réalisé sous forme d'un étrier dit flottant, c'est-à-dire que l'étrier de frein 12 peut être déplacé transversalement à un disque de frein 14. Le déplacement transversal de l'étrier de frein 12 est schématisé sur la figure unique par des contre-appuis 16 représentés de manière symbolique.

Dans l'étrier de frein 12 sont agencées une garniture de frein 18 fixe, sur un côté du disque de frein 14, et une garniture de frein 20 mobile, sur l'autre côté opposé du disque de frein 14. Pour engendrer une force de freinage, la garniture de frein 20 mobile peut être appliquée par un mécanisme en coin, qui sera encore à expliquer, contre un côté du disque de frein 14. En appliquant la garniture de frein 20 mobile contre le disque de frein 14, l'étrier de frein 12 est déplacé de manière connue, transversalement au disque de frein 14 et il applique la garniture de frein 18 fixe contre le côté opposé du disque de frein 14, et le disque de frein 14 est freiné.

Pour appliquer la garniture de frein mobile 20 contre le disque de frein 14, le frein à friction 10 présente un élément en coin 22 déplaçable parallèlement au disque de frein 14, qui est agencé sur une face postérieure détournée du disque de frein 14, de la garniture de frein mobile 20 et qui prend appui en translation sous un angle d'attaque α sur une surface oblique ou sur une rampe de l'étrier de frein 12. La surface oblique ou rampe forme un contre-appui 24 pour l'élément en coin 22 qui est agencé dans l'angle d'attaque α par rapport au disque de frein 14.

L'angle d'attaque α peut aussi être appelé angle-support α . L'élément en coin 22 et le contre-appui 24 sont agencés de telle sorte qu'un espace intermédiaire, désigné en tant que fente en forme de coin, se rétrécit entre le contre-appui 24 et le disque de frein 14 dans un sens de rotation du disque de frein 14, portant le numéro de
5 référence 26. En déplaçant l'élément en coin 22 dans le sens de rotation 26 du disque de frein, la garniture de frein 20 mobile est pressée contre le disque de frein 14. Par l'intermédiaire de l'étrier de frein 12, la garniture de frein 18 fixe est pressée de la manière décrite ci-dessus contre le côté opposé du disque de frein 14, et le disque de frein est freiné. Pour desserrer le frein à friction 10, l'élément
10 en coin 22 est déplacé dans le sens opposé, donc dans la direction de l'évasement de la fente en coin.

Le frein à friction 10 peut être actionné de façon électromécanique, il présente un système d'actionnement qui comporte un moteur électrique 28 et un mécanisme de conversion de rotation en translation 30. Entre le moteur électrique
15 28 et le mécanisme de conversion de rotation en translation 30, on peut intercaler un démultiplicateur qui n'est pas représenté séparément dans le dessin. Le mécanisme de conversion de rotation en translation 30 présente un engrenage hélicoïdal, par exemple un engrenage à vis, et par mesure de simplification, il sera désigné ci-après comme engrenage à vis 30. Par l'entraînement rotatif avec le
20 moteur électrique 28, l'engrenage à vis 30 déplace l'élément en coin 22 parallèlement au disque de frein 14, et ceci en fonction du sens de rotation du moteur électrique 28 ou dans le sens opposé au sens de rotation du moteur électrique 14. Il est prévu un système de réglage électronique non représenté qui règle à une valeur de consigne une course de déplacement de l'élément en coin 22.
25 Le système de réglage empêche un mouvement propre de l'élément en coin 22 provoqué par une force de friction exercée par le disque de frein 14 sur la garniture de frein 20. Le système de réglage compense un jeu éventuel de l'engrenage à vis 30.

Grâce à l'élément en coin 22 déplaçable dans le sens de rotation 26 du disque
30 de frein 14, le frein à friction 10 présente une amplification de freinage : le disque

de frein 14 en rotation exerce une force de friction dans le sens de rotation 26 sur la garniture de frein 20 mobile appliquée contre le disque de frein 14, lorsque le frein à friction 10 est actionné. Cette force de friction agit en direction de la fente en coin se rétrécissant et suscite, par la venue en appui de l'élément en coin 22 sur le contre-appui 24, une augmentation de la force d'application de la garniture de frein 20 contre le disque de frein 14. L'angle d'attaque α est choisi selon l'invention de telle sorte qu'un coefficient de freinage C^* du frein à friction 10 se trouve au niveau d'un point polaire ou à proximité de celui-ci. Le coefficient de freinage C^* est ici le rapport entre une force de friction exercée sur le disque de frein 14 par la garniture de frein 20 pressée contre le disque de frein 14 et une force d'actionnement, donc la force exercée par l'engrenage à vis 30 sur l'élément en coin 22. Au niveau du point polaire du coefficient de freinage C^* , l'amplification de freinage du frein à friction 10 va vers l'infini. Grâce à l'angle d'attaque α selon l'invention, un changement de signe du coefficient de freinage C^* peut avoir lieu entre la garniture de frein 20 et le disque de frein 14, en cas de variations de coefficient de friction auxquelles on peut s'attendre. Pour empêcher un blocage du disque de frein 14 lorsque l'amplification de freinage va vers l'infini, on prévoit le système de réglage qui empêche un mouvement propre de l'élément en coin 22 et par conséquent une variation non intentionnelle de la force de freinage. A la place du système de réglage, ou de manière supplémentaire à celui-ci, l'engrenage à vis 30 peut être réalisé telle sorte qu'il se bloque à l'encontre d'un mouvement propre de l'élément en coin 22.

L'angle d'attaque α est par exemple choisi tel qu'en cas de disque de frein 14 sec et exempt de saleté et en cas de force de pressage moyenne de la garniture de frein 20 contre le disque de frein 14, le coefficient de freinage C^* est juste encore positif. L'élément en coin 22 doit être pressé par l'engrenage à vis dans la fente en coin. Si la friction augmente entre le disque de frein 14 et la garniture de frein 20, il se produit un changement de signe du coefficient de freinage C^* , et l'élément en coin 22 doit être retenu par l'engrenage à vis 30 pour ne pas pénétrer dans la fente en coin. Ce choix de l'angle d'attaque α a l'avantage qu'il ne faut qu'une faible force d'actionnement pour déplacer l'élément en coin 22 pour actionner le frein à

friction 10 parce qu'une grande partie, ou la majeure partie de la force d'application de la garniture de frein 20 contre le disque de frein 14 est produite par l'amplification de freinage du frein à friction 10.

Si l'on suppose que l'engrenage à vis est exempt de jeu, l'élément en coin 22 ne
5 continue pas à se déplacer dans la fente en coin devenant de plus en plus étroite lorsqu'il se produit un changement de signe du coefficient de freinage C^* , et la force d'application de la garniture de frein 20 contre le disque de frein 14 et par conséquent la force de freinage n'augmentent que du facteur duquel le coefficient de friction varie, dont la variation provoque le changement de signe du coefficient
10 de freinage C^* . Si l'engrenage à vis 30 présente un jeu, la force de freinage augmente de façon limitée par le jeu de l'engrenage à vis 30, en fonction du déplacement de l'élément en coin 22. L'augmentation de la force de freinage est limitée, et il ne se produit pas d'autoblocage du disque de frein 14. Par un réglage, on peut réduire l'augmentation de force de freinage due au jeu.

15 L'augmentation ou la diminution de la force de freinage lorsqu'il se produit un changement de signe du coefficient de freinage C^* dans le cas d'un engrenage à pas de vis 30 présentant un jeu est d'autant plus faible que l'élasticité de l'étrier de frein 12 augmente. Puisque l'étrier de frein 12 est en pratique réalisé certes rigide, mais qu'il ne peut pas être absolument sans déformation élastique, il s'ouvre du
20 fait de la force d'application des garnitures de frein 18, 20 contre le disque de frein 14. Si la force d'application de la garniture de frein 20 mobile, en cas de changement de signe du coefficient de freinage C^* dû au déplacement de l'élément en coin 22, augmente de la valeur du jeu de l'engrenage à vis 30, l'étrier de frein 12 s'ouvre. La conséquence en est qu'une augmentation de la force de
25 d'application et, par conséquent aussi, une augmentation de la force de freinage sont sensiblement plus faibles que dans le cas d'un étrier de frein sans déformation élastique ou très rigide. L'augmentation de la force de freinage lors d'un changement de signe du coefficient de freinage C^* par le jeu de l'engrenage à vis
30 30 est donc affaiblie par l'élasticité toujours présente de l'étrier de frein 12. La rigidité limitée ou l'élasticité de l'étrier de frein 12, respectivement, est illustrée

sur la figure unique par l'étrier de frein 12 représenté sous forme d'étrier en U. Dans la réalisation pratique, l'étrier de frein 12 du frein à friction 10 peut avoir bien entendu une forme classique. L'invention est en particulier basée sur la connaissance que lors d'un changement de signe de coefficient de freinage C^* , des variations de force de freinage sont si faibles, même en cas d'engrenage à pas de vis 30 présentant un jeu, qu'elles sont en pratique acceptables et que pour cette raison, un angle d'attaque α peut être choisi au niveau ou à proximité du point polaire du coefficient de freinage C^* . Même en cas de changement de signe réitéré et rapide pendant un freinage, les variations de force de freinage qui y sont liées, en particulier par l'utilisation du système de réglage pour la course de déplacement de l'élément en coin 22 ou par l'utilisation de la force de pression, ne sont ni significatives ni acceptables.

Pour maintenir faibles de telles variations de force de freinage, l'engrenage à vis à vis 30 ou, de manière générale, un mécanisme de conversion de rotation en translation est réalisé avec un faible jeu ou, de façon idéale, sans jeu. Une réalisation exempte de jeu est par exemple possible en prévoyant deux broches et/ou écrous axialement précontraint(e)s l'une et/ou l'un contre l'autre, de l'engrenage à vis 30.

Le frein à friction 10 présente un système de mesure de coefficient de friction. Le système de mesure de coefficient de friction comprend un système 32 de mesure de la force d'application des garnitures de frein 18, 20 contre le disque de frein 14. Ceci peut être par exemple un élément piézo-électrique qui est par exemple agencé, comme représenté, entre la garniture de frein 18 fixe et l'étrier de frein 12. L'élément piézo-électrique peut bien entendu aussi être agencé entre la garniture de frein 20 mobile et l'élément en coin 22 (non représenté). Au lieu de la force d'application, on peut aussi mesurer une grandeur proportionnelle à la force d'application, par exemple la force d'appui de l'élément en coin 22 contre le contre-appui 24 ou par exemple aussi l'évasement de l'étrier de frein 12. Ce dernier est schématisé sur la figure unique par un extensomètre à bande 34.

Par ailleurs, le système de mesure de coefficient de friction comprend un système de mesure de la force d'actionnement par laquelle l'élément en coin 22 est sollicité parallèlement au disque de frein 14. Ceci est possible par exemple au moyen d'un capteur de force 36. Au lieu de la force d'actionnement, on peut aussi mesurer ici avec le capteur de couple de rotation 38 une grandeur proportionnelle à la force d'actionnement, comme par exemple le couple de rotation exercé par le moteur électrique 28 ou une consommation de courant du moteur électrique 28. A partir du rapport entre la force d'actionnement et la force d'application, on peut déterminer le coefficient de friction entre la garniture de frein 20 et le disque de frein 14 et par conséquent aussi la force de freinage du frein à friction 10. Ceci permet de régler le frein à friction 10 à la force de freinage réellement engendrée, par exemple en fonction d'une position de la pédale de frein ou d'une force avec laquelle la pédale de frein est enfoncée. Pour régler la force de freinage, il n'est pas nécessaire de déterminer sa valeur absolue, mais puisque le réglage d'une grandeur proportionnelle à la force de freinage est suffisant, il ne faut donc pas, pour régler la force de freinage, mesurer la force d'application des garnitures de frein 18, 20 contre le disque de frein 14 et la force d'actionnement exercée sur l'élément en coin 22, mais il suffit de mesurer les grandeurs proportionnelles à ces deux forces.

Le frein à friction 10 représenté sur la figure unique présente une amplification de freinage seulement dans le sens de rotation 26 représenté du disque de frein 14. Pour obtenir une amplification de freinage lorsque le disque de frein 14 tourne en sens inverse, on peut, en dehors d'un deuxième frein à friction agencé à l'opposé, prévoir par exemple aussi au lieu de l'élément en coin 22, un coin double qui, en fonction du sens de rotation du disque de frein 14, prend appui sur l'un de deux contre-appuis obliques opposés l'un à l'autre, ou encore deux éléments en coin avec contre-appui respectif associé.

Pour obtenir une redondance, le frein à friction 10 peut présenter deux moteurs électriques qui entraînent par exemple l'engrenage à vis 30 via un engrenage différentiel tel que par exemple un engrenage planétaire (non représenté). Avec

deux moteurs électriques, il est aussi possible de précontraindre axialement l'un contre l'autre par exemple deux écrous qui sont placés sur la vis d'un engrenage à vis pour éliminer du jeu.

Revendications

1. Frein à friction à amplification de freinage, comprenant une garniture de frein, un élément d'application avec lequel la garniture de frein peut être appliqué sur un corps de freinage rotatif pour engendrer une force de freinage, l'élément d'application étant mobile dans un sens de rotation du corps de freinage et prend appui sur un contre-appui sous un angle-support par rapport à la normale du corps de freinage, le corps de freinage rotatif exerçant une force de friction sur la garniture de frein lorsqu'on active le frein à friction, sollicitant l'élément d'application dans le sens d'une force d'application croissante, et comportant un dispositif d'actionnement par lequel l'élément d'application peut être déplacé dans le sens de rotation et dans le sens opposé au sens de rotation du corps de freinage, caractérisé en ce que l'angle-support (α) est choisi tel qu'un coefficient de freinage (C^*) du frein à friction (10) se trouve au niveau d'un point polaire ou à proximité de celui-ci.
2. Frein à friction à amplification de freinage selon la revendication 1, caractérisé en ce que le dispositif d'actionnement (28, 30) est réalisé de manière à bloquer à l'encontre d'un mouvement propre de l'élément d'application (22) dans le sens de rotation et dans le sens opposé au sens de rotation (26) du corps de freinage.
3. Frein à friction à amplification de freinage selon la revendication 1, caractérisé en ce que le frein à friction (10) présente un système de réglage de la force d'application de la garniture de frein (20) contre le corps de freinage.
4. Frein à friction à amplification de freinage selon la revendication 1, caractérisé en ce que le frein à friction (10) est un frein à disque.
5. Frein à friction à amplification de freinage selon la revendication 1, caractérisé en ce que l'élément d'application est un élément en coin (22).

6. Frein à friction à amplification de freinage selon la revendication 1, caractérisé en ce que le contre-appui (24) présente un guidage (rampe) oblique par rapport au corps de freinage (14), pour l'élément d'application (22).

7. Frein à friction à amplification de freinage selon la revendication 1, caractérisé en ce que le dispositif d'actionnement (28, 30) présente un engrenage à vis hélicoïdal.

8. Frein à friction à amplification de freinage selon la revendication 1, caractérisé en ce que le dispositif d'actionnement (28, 30) est réalisé sans jeu.

9. Frein à friction à amplification de freinage selon la revendication 1, caractérisé en ce que le dispositif d'actionnement présente au moins un moteur électrique (28).

10. Frein à friction à amplification de freinage selon la revendication 9, caractérisé en ce que le dispositif d'actionnement (28, 30) présente deux moteurs électriques (28).

11. Système de mesure du coefficient de friction pour un frein à friction, le frein à friction présentant une garniture de frein susceptible d'être pressée sur un corps de freinage (14) rotatif, caractérisé en ce que le système de mesure de coefficient de friction présente un système (32, 34) pour mesurer une force d'application de la garniture de frein (18) sur le corps de freinage (14) ou pour mesurer une grandeur proportionnelle à la force d'application et un système (36, 38) pour mesurer une force d'actionnement permettant de rapprocher la première garniture de frein (18) de la deuxième garniture de frein (20) ou pour mesurer une grandeur proportionnelle à la force d'actionnement.

12. Procédé de réglage d'une force de freinage d'un frein à friction présentant un système de mesure du coefficient de friction, caractérisé en ce qu'une grandeur de référence est multipliée par le coefficient de friction, en tant que facteur de correction, le coefficient de friction étant égal au quotient négatif résultant de la

force d'actionnement et de la force d'application plus la valeur de la tangente d'un angle-support α .

1/1

