

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5281435号  
(P5281435)

(45) 発行日 平成25年9月4日(2013.9.4)

(24) 登録日 平成25年5月31日(2013.5.31)

(51) Int. Cl. F 1  
**B 6 0 B 3/04 (2006.01)**  
 B 6 0 B 3/04 B  
 B 6 0 B 3/04 E

請求項の数 1 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2009-42711 (P2009-42711)	(73) 特許権者	391006430 中央精機株式会社 愛知県安城市尾崎町丸田1番地7
(22) 出願日	平成21年2月25日(2009.2.25)	(74) 代理人	100084043 弁理士 松浦 喜多男
(65) 公開番号	特開2010-195206 (P2010-195206A)	(74) 代理人	100142240 弁理士 山本 優
(43) 公開日	平成22年9月9日(2010.9.9)	(74) 代理人	100135460 弁理士 岩田 康利
審査請求日	平成24年2月17日(2012.2.17)	(72) 発明者	小崎 晃義 愛知県安城市尾崎町丸田1番地7 中央精機株式会社内
		(72) 発明者	中村 拓光 愛知県安城市尾崎町丸田1番地7 中央精機株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動車用ホイール

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車軸のハブに連結される略円板状のハブ取付部と、該ハブ取付部の外側に設けられた表方へ隆起するハット部と、該ハット部の外周縁から裏方へ延成されたディスクフランジ部とを備えたホイールディスクを、タイヤを装着する略円筒状のホイールリムに内嵌して接合されてなる自動車用ホイールにおいて、

前記ハット部は、

ハブ取付部の外周縁に形成された表側へ折曲するハブ面アール部の外周縁から連成されて、表側へ湾曲状に突出する内側凸周部と、該内側凸周部の外周縁から連成されて裏側へ湾曲状に窪む内側凹周部とが形成された断面略S形状の内側傾斜周部と、  
 該内側傾斜周部の内側凹周部の外周縁から連成されて表方へ湾曲状に突出するハット頂周部と、

該ハット頂周部の外周縁から連成されて裏側へ湾曲状に窪む外側凹周部が形成された外側傾斜周部とが同心状に形成されてなるものであって、

ホイールディスクの中心軸線を含む縦断面上で、

前記ハブ面アール部の内周面と前記内側傾斜周部の内側凹周部の内周面とに夫々接触する仮想内側傾斜線Lと、前記ハブ取付部の裏面に沿って外方へ延出された仮想底線Mとにより形成される仮想内側傾斜角と、

前記外側傾斜周部の外側凹周部の内周面に接触し且つ前記仮想底線Mとディスクフランジ部の内周面との交点Gを通過する仮想外側傾斜線Nと、前記仮想底線Mとにより形成され

る仮想外側傾斜角  $\theta$  とが、

$$0.8 < (\text{仮想外側傾斜角} / \text{仮想内側傾斜角}) < 1.25$$

を満足すると共に、

前記仮想内側傾斜線 L と仮想外側傾斜線 N との仮想交点 P と、前記ハット頂周部の頂点 O との、径方向の乖離距離  $t$  が、

$$0 \text{ mm} < \text{乖離距離 } t < 2.5 \text{ mm}$$

を満足するものであることを特徴とする自動車用ホイール。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車軸に連結されるホイールディスクを、タイヤを装着するホイールリムに内嵌して接合されてなる自動車用ホイールに関するものである。

【背景技術】

【0002】

例えば、スチール製の自動車用ホイールとしては、車軸のハブに連結されるハブ取付部と、該ハブ取付部の外周縁から表方へ隆起するハット部と、該ハット部の外周縁から裏方へ延成されたディスクフランジ部とを同心状に設けた略円盤状のホイールディスクを、略円筒状のホイールリムに内嵌して、両者を溶接することにより一体化してなる構成が一般的である。ここで、ホイールディスクは、ハット部により所望の剛性を発揮できることから、自動車の走行中に作用する様々な負荷によって生ずる変形を抑制する効果が高く、総じて高い強度を発揮することができ得る。特に、自動車の走行中に横 G が掛かった場合には、ホイールディスクを表裏方向へ曲げるように比較的大きな曲げモーメントが作用する。この曲げモーメントに対して、前記ハット部が高い剛性を発揮して変形を抑制できることにより、高い強度を発揮できると共に、優れた走行安定性が発揮され得る。

【0003】

このような自動車用ホイールとして、例えば特許文献 1 には、ハット部が、表側へ湾曲する内側凸周部と裏側へ湾曲する内側凹周部とを備えた内側傾斜周部と、裏側へ湾曲する外側凹周部を備えた外側傾斜周部と、該外側傾斜周部および内側傾斜周部との間で表方へ突成されたハット頂周部とにより構成されてなるものが提案されている。かかる構成にあつては、ハット部を前記形状に成形することにより、剛性を高めることができ、総じて高い強度を発揮することができる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開 2001 - 180202 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、近年、自動車は、その環境性能を向上することが強く求められている。これに伴い、自動車用ホイールにあつても、軽量化や高強度化などの要求性能が厳しく成ってきている。そのため、上記した従来構成のハット部を備えた構成に比して、さらなる高強度化や軽量化への要求が高まっている。また、自動車の性能向上に伴って、横 G が掛かった場合での走行安定性の向上も求められている。

【0006】

本発明は、高強度化と優れた走行安定性とを発揮し得る自動車用ホイールを提案するものである。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明は、車軸のハブに連結される略円板状のハブ取付部と、該ハブ取付部の外側に設けられた表方へ隆起するハット部と、該ハット部の外周縁から裏方へ延成されたディスク

10

20

30

40

50

フランジ部とを備えたホイールディスクを、タイヤを装着する略円筒状のホイールリムに内嵌して接合されてなる自動車用ホイールにおいて、前記ハット部は、ハブ取付部の外周縁に形成された表側へ折曲するハブ面アール部の外周縁から連成されて、表側へ湾曲状に突出する内側凸周部と、該内側凸周部の外周縁から連成されて裏側へ湾曲状に窪む内側凹周部とが形成された断面略S形状の内側傾斜周部と、該内側傾斜周部の内側凹周部の外周縁から連成されて表方へ湾曲状に突出するハット頂周部と、該ハット頂周部の外周縁から連成されて裏側へ湾曲状に窪む外側凹周部が形成された外側傾斜周部とが同心状に形成されてなるものであって、ホイールディスクの中心軸線を含む縦断面上で、前記ハブ面アール部の内周面と前記内側傾斜周部の内側凹周部の内周面とに夫々接触する仮想内側傾斜線Lと、前記ハブ取付部の裏面に沿って外方へ延出された仮想底線Mとにより形成される仮想内側傾斜角 と、前記外側傾斜周部の外側凹周部の内周面に接触し且つ前記仮想底線Mとディスクフランジ部の内周面との交点Gを通過する仮想外側傾斜線Nと、前記仮想底線Mとにより形成される仮想外側傾斜角 とが、

$$0.8 \quad (\text{仮想外側傾斜角} / \text{仮想内側傾斜角}) \quad 1.25$$

を満足すると共に、前記仮想内側傾斜線Lと仮想外側傾斜線Nとの仮想交点Pと、前記ハット頂周部の頂点Oとの、径方向の乖離距離tが、

$$0 \text{ mm} \leq \text{乖離距離} t \leq 2.5 \text{ mm}$$

を満足するものであることを特徴とする自動車用ホイールである。尚、乖離距離tは、仮想内側傾斜線Lと仮想外側傾斜線Nとの仮想交点Pと、ハット頂周部の頂点Oとの、径方向のずれ幅を示すものであるから、絶対値となっている。

#### 【0008】

ここで、上述した従来構成(特許文献1)の自動車用ホイールに、その性能試験として回転曲げ耐久試験(JIS D4103)を実施すると、当該自動車用ホイールを構成するホイールディスクが変形し、そのハブ取付部の外周縁に形成されたハブ面アール部や、ハット部を構成する内側傾斜周部の凹部が破壊の起点となり易い。この回転曲げ耐久試験では、自動車用ホイールに表裏方向の曲げモーメント(負荷)を掛ける試験であることから、上記した自動車に横Gが掛かる場合に相当する。そのため、この回転曲げ耐久試験によって破壊の起点となる部位では、横Gによる応力負担が大きいことを示していると言える。そして、この破壊の起点となる部位の応力負担を低減できる構成が求められる。これについて、本発明者が鋭意研鑽した結果、ハット部のハット頂周部の内外両側(内側傾斜周部側と外側傾斜周部側)でバランス良く剛性を発揮できる構成とすることにより、当該ホイールディスクの変形を抑制する効果が向上し、これに伴ってハブ面アール部や内側傾斜周部への応力負担を低減し得ることを突き止めた。これは、ホイールディスクで最も剛性が高いハット部のハット頂周部の、その内外両側の剛性バランスを向上させることにより、横Gが掛かった場合に作用する曲げモーメントに対して、ホイールディスク全体として剛性向上効果が生じて、その変形抑制効果が向上するためであると考えられる。

#### 【0009】

本発明は、このような知見を得たことにより成し得たものであり、ハット部の内側傾斜周部側と外側傾斜周部側の剛性バランスが向上するように、仮想内側傾斜角 に対する仮想外側傾斜角 の割合を、上記の0.8以上かつ1.25以下に規定すると共に、仮想内側傾斜線Lと仮想外側傾斜線Nとの仮想交点Pと、ハット頂周部の頂点Oとの乖離距離tを、上記の0mm以上かつ2.5mm以下に規定した構成である。かかる構成によれば、前記横Gにより表裏方向に曲げモーメントが作用した際に、該曲げモーメントにより発生する応力を、前記仮想内側傾斜線Lと仮想外側傾斜線Nとに沿った分力にバランス良く分けることができるから、前記曲げモーメント(負荷)を支える耐力(踏み堪える力)が効率良く発揮され得る。これにより、最も剛性が高いハット頂周部の内外両側における剛性バランスが向上し、ホイールディスク全体としての剛性が向上するため、前記曲げモーメントに対して変形抑制効果が向上する。本構成では、仮想内側傾斜線Lにより、ハット頂周部の頂点Oの径方向位置と、破壊の起点となり易い内側傾斜周部の内側凹周部およびハブ取付部のハブ面アール部との位置関係を設定していることから、前記剛性バランスの向

10

20

30

40

50

上効果と変形抑制効果とによって、内側凹周部とハブ面アール部とへの応力集中を緩和することができる。而して、自動車用ホイールの強度と剛性とを向上することができると共に、横Gに対する剛性が向上することにより、走行安定性も向上する。さらに、強度が向上することに基づいて、ホイールディスクを薄肉化して軽量化することも可能である。

【0010】

尚、上記の（仮想外側傾斜角 / 仮想内側傾斜角）が0.8よりも小さい場合または1.25よりも大きい場合には、上記した剛性バランスがハット頂周部の頂点の内外両側の一方に偏る傾向が強くなるために、表裏方向の曲げモーメントに対する変形抑制効果が低減し、上述した本発明の作用効果が不充分になってしまう。ここで、仮想内側傾斜角と仮想外側傾斜角との関係としては、仮想内側傾斜線Lと仮想外側傾斜線Nと仮想底線Mとにより囲まれる仮想三角形を、二等辺三角形に近づけるようにすることが好適である。これは、上述したように、曲げモーメントにより発生する応力を、仮想内側傾斜線Lと仮想外側傾斜線Nとに沿った分力に、可及的にバランス良く分けることができるため、剛性バランスを向上する作用効果が向上する。このように二等辺三角形に近づけることは、（仮想外側傾斜角 / 仮想内側傾斜角）を1に近づけることであるから、仮想内側傾斜角と仮想外側傾斜角との関係としては、

$$0.84 < \left( \frac{\text{仮想外側傾斜角}}{\text{仮想内側傾斜角}} \right) < 1.20$$

が好適であり、さらには、

$$0.9 < \left( \frac{\text{仮想外側傾斜角}}{\text{仮想内側傾斜角}} \right) < 1.11$$

が好適である。さらには、

$$0.95 < \left( \frac{\text{仮想外側傾斜角}}{\text{仮想内側傾斜角}} \right) < 1.05$$

が好適であり、一層可及的に二等辺三角形に近づける構成とすることができ、剛性バランスの向上効果を一層高め得る。

【0011】

また、仮想内側傾斜線Lと仮想外側傾斜線Nとの仮想交点Pと、ハット頂周部の頂点Oとの乖離距離tが、2.5mmより大きい場合には、最も剛性の高いハット頂周部の頂点Oと、前記仮想交点Pとの径方向位置が比較的大きくずれてしまう。そのため、ハット頂周部の頂点Oの内外両側で、剛性バランスが一方へ偏る傾向が強くなり、上記した表裏方向の曲げモーメントにより作用する応力が、一方へ偏る傾向が強くなる。これにより、前記曲げモーメントに対する変形抑制効果が低減し、上述した本発明の作用効果が不充分となる。尚、前記の乖離距離tとしては、

$$0 \text{ mm} < \text{乖離距離 } t < 1.5 \text{ mm}$$

とした構成が好適であり、前記した剛性バランスを一層向上することができ得る。

【0012】

一方、本発明にあって、ハブ取付部の裏面に、車軸のハブが圧接されるハブ取付面が形成されている構成の場合には、仮想底線Mを、ハブ取付面に沿って外方へ延出するように設定することが好適である。尚、このハブ取付面は、ハブ取付部の裏面に、その外周縁に沿って円環状に形成されてなる構成が好適である。

【発明の効果】

【0013】

本発明の自動車用ホイールは、上述したように、ハブ面アール部から連成される内側凸周部と内側凹周部とを連成してなる断面略S字形の内側傾斜周部と、表方へ湾曲状に突出するハット頂周部と、該ハット頂周部から連成される外側凹周部を備えた外側傾斜周部とにより構成されるハット部が、縦断面上で、ハブ面アール部の内周面と内側凹周部の内周面とに接触する仮想内側傾斜線Lの、ハブ取付部の裏面に沿って外方へ延出する仮想底線Mに対する仮想内側傾斜角と、前記仮想底線Mとディスクフランジ部との交点Gを通過して外側凹周部の内周面に接触する仮想外側傾斜線Nの、前記仮想底線Mに対する仮想外側傾斜角とを、

$$0.8 < \left( \frac{\text{仮想外側傾斜角}}{\text{仮想内側傾斜角}} \right) < 1.25$$

とするように定めると共に、前記仮想内側傾斜線Lと仮想外側傾斜線Nとの仮想交点Pと

10

20

30

40

50

、前記ハット頂周部の頂点Oとの、径方向の乖離距離  $t$  を、

0 mm 乖離距離  $t$  2 . 5 mm

をできるように定めることにより形成されてなる構成としたものであるから、最も剛性の高いハット頂周部の頂点Oの内外両側に、表裏方向の曲げモーメントにより発生する応力を、バランス良く分けることができ、優れた剛性バランスを発揮できる。そのため、前記曲げモーメントに対して、ホイールディスクの変形抑制効果が向上し、総じて当該自動車用ホイールの強度が向上する。さらに、ホイールディスクの剛性が向上するため、当該自動車用ホイールは、横Gが作用している状況における走行安定性が向上する。

【図面の簡単な説明】

【0014】

【図1】本発明にかかる実施例の自動車用ホイール1の縦断面図である。

【図2】自動車用ホイール1のハット部24を拡大した縦断面図である。

【図3】実施例1～6および比較例1, 2の各構成の、仮想内側傾斜角  $\theta$  と仮想外側傾斜角  $\phi$  と乖離距離  $t$  の各数値、および回転曲げ耐久試験の測定結果を示す図表である。

【図4】実施例1～6および比較例1, 2の各構成の、回転曲げ耐久試験の測定結果を表すグラフである。

【図5】回転曲げ耐久試験による変位  $\delta$  の測定方法を示す説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0015】

本発明の実施例を、添付図面を用いて詳述する。

図1は、本発明にかかる自動車用ホイール1の縦断面図であり、図2は、該自動車用ホイール1のハット部24を拡大した縦断面図である。この自動車用ホイール1は、ホイールリム2のドロップ部13に、ホイールディスク3のディスクフランジ部25を内嵌して、ドロップ部13とディスクフランジ部25とを隅肉溶接して一体化してなる、いわゆるドロップ嵌合タイプの構成である。そして、ホイールリム2とホイールディスク3とは、それぞれスチール製平板を成形加工してなるものであり、本実施例の自動車用ホイール1は、2ピースタイプのスチール製ホイールである。

【0016】

尚、本実施例にあって、ホイールディスク3の背面側から意匠面側へ向かう方向を表方向とし、逆向きを裏方向としている。また、ホイール径方向に沿って、自動車用ホイール1の中心軸線Xへ向かう方向を内方とし、逆向きを外方としている。また、この中心軸線Xを含む縦断面が、図1, 2の縦断面により表示されるため、該図1, 2の紙面上が、本発明にかかる縦断面上となる。

【0017】

上記したホイールリム2は、異形断面の円筒状を成し、その表裏両側の開口端縁に図示しないタイヤのサイドウォール部を支持するリムフランジ部11a, 11bが夫々形成されており、各リムフランジ部11a, 11bに夫々に連成されて、タイヤのビードを着座させる表裏のビードシート部12a, 12bが夫々に形成されている。さらに、表側のビードシート部12aと裏側のビードシート部12bとの間には、内方へ突出するドロップ部13が設けられており、タイヤ装着時にタイヤのビードを該ドロップ部13に落とし込むことによって、その装着を容易に行い得るようにしている。

【0018】

このホイールリム2は、所定寸法とした長形状のスチール製平板を成形加工することにより得る。詳述すると、長形状のスチール製平板を、その短辺同士を突き当てるように湾曲させ、短辺同士をアプセットバット溶接により突き合わせ接合して円筒体(図示省略)とする。その後、この円筒体を、その内外両側から所定の金型を回動しながら挟み込むロール加工を行うことにより、所望のホイールリム形状に成形する。尚、この長方形平板からホイールリム2を成形する手段は、従来から公知の方法を用いることができ、詳細については省略する。

【0019】

10

20

30

40

50

また、上記したホイールディスク3は、略円盤状を成し、中央にハブ孔22が開口された略円板状のハブ取付部21が設けられており、該ハブ取付部21の外周縁から表方へ隆起する環状のハット部24が設けられている。そして、このハット部24の外周縁から裏方へ延成された環状のディスクフランジ部25が設けられている。ここで、ハブ取付部21には、ハブ孔22の周囲にナット座(図示せず)を備えた複数のボルト孔23が同一円周上に等間隔で穿設されている。このハブ取付部21とハット部24とディスクフランジ部25とは、ホイールディスク3の中心軸線Xを中心とする同心状に設けられている。

【0020】

このホイールディスク3は、円形状のスチール製平板を、プレス加工することにより得る。詳述すると、略正方形形状のスチール製平板を、その中央を円形凹部とする受け皿状に形成した後、絞り加工によりハブ取付部21やハット部24の形状を形成し、ボルト孔23や飾り孔27を穿設する加工を行う。さらに、リストライク加工によりディスクフランジ部25を形成し、ホイールディスク3を成形する。このようにホイールディスク3を成形する工程にあっては、従来と同様の工程により行うことができるため、その詳細については省略する。

【0021】

次に本発明の要部について説明する。

上記したホイールディスク3は、そのハブ取付部21の裏面に、該ハブ取付部21の外周縁に沿って円環状のハブ取付面31が形成されている。このハブ取付面31は、ハブ取付部21を車軸のハブ(図示せず)と連結した際に、該ハブに圧接される。また、ハブ取付部21の外周縁には、表側へ折曲するハブ面アール部32が形成されている。

【0022】

このホイールディスク3を構成するハット部24は、最も表方に突出する環状のハット頂周部36と、該ハット頂周部36と上記したハブ取付部21のハブ面アール部32との間に設けられた環状の内側傾斜周部35と、前記ハット頂周部36と上記ディスクフランジ部25との間に設けられた環状の外側傾斜周部37とにより構成されている。そして、内側傾斜周部35とハット頂周部36と外側傾斜周部37とが、中心軸線Xを中心として同心状に形成されている。

【0023】

ここで、ハット部24の内側傾斜周部35は、上記したハブ取付部21のハブ面アール部32の外周縁から外方へ連成されて、表側へ湾曲状に突出する内側凸周部41と、該内側凸周部41の外周縁から連成されて、裏側へ湾曲状に窪む内側凹周部42とから構成されてなり、内側凸周部41と内側凹周部42とが滑らかに連続するように形成された断面略S形状を成す。また、ハット頂周部36は、前記内側凹周部42の外周縁から表側へ湾曲状に突出するように形成されている。また、外側傾斜周部37は、上記したハット頂周部36の外周縁から連成されて、裏側へ湾曲状に撓む外側凹周部44と、該外側凹周部44の外周縁から連成されて、裏側へ傾斜する下降周部45とが滑らかに連続するように形成されている。そして、この下降周部45の外周縁から上記したディスクフランジ部25が延成されており、下降周部45に、上記した飾り孔27が周方向に均等間隔で複数形成されている。

【0024】

このハット部24について、さらに詳述する。図2の紙面上により表示されるホイールディスク3の中心軸線Xを含む縦断面上で、上記したハブ面アール部32の内周面32aと内側傾斜周部35の内側凹周部42の内周面42aとに夫々接触する接線として仮想内側傾斜線Lを設定する。また、ハブ取付部21の裏面に形成されたハブ取付面31に接し且つ該ハブ取付面31に沿って外方へ延出する仮想底線Mを設定する。さらに、この仮想底線Mとホイールディスク3のディスクフランジ部25の内周面25aとの交点Gを通過し、且つ外側傾斜周部37の外側凹周部44の内周面44aと接触する接線として仮想外側傾斜線Nを設定する。そして、前記仮想内側傾斜線Lと仮想底線Mとにより形成される仮想内側傾斜角と、前記仮想外側傾斜線Nと仮想底線Mとにより形成される仮想外側傾

10

20

30

40

50

斜角  $\theta$  を、下記の式 ( 1 ) を満足するように定めている。

$$0.8 < (\text{仮想外側傾斜角} / \text{仮想内側傾斜角}) < 1.25 \quad \dots \text{式 ( 1 )}$$

【 0 0 2 5 】

さらに、仮想内側傾斜線 L と仮想外側傾斜線 N との仮想交点 P と、上記したハット頂部 3 6 の頂点 O との径方向の垂離距離  $t$  を、下記の式 ( 2 ) を満足するように定めている。尚、この垂離距離  $t$  は、仮想交点 P の径方向位置と頂点 O の径方向位置とのずれ幅の許容量を絶対値により示している。そのため、ハット頂部 3 6 の頂点 O が、仮想交点 P に対して径方向で内側 ( 中心軸線 X 側 ) にある場合と、径方向で外側にある場合とがあり得る。

$$0 \text{ mm} < \text{垂離距離 } t < 2.5 \text{ mm} \quad \dots \text{式 ( 2 )}$$

10

【 0 0 2 6 】

すなわち、本発明にかかる実施例のハット部 2 4 にあっては、上記の式 ( 1 ) および式 ( 2 ) を満足する仮想内側傾斜角  $\theta_1$  によって定まる仮想内側傾斜線 L と、仮想外側傾斜角  $\theta_2$  によって定まる仮想外側傾斜線 N とにしたがって、ハブ面アール部 3 2、内側凹周部 4 2、ハット頂部 3 6、外側凹周部 4 4 の位置関係が夫々設定される。これにより、ハット部 2 4 の形態が設定される。

【 0 0 2 7 】

本実施例の自動車用ホイール 1 にあっては、上記の式 ( 1 ) および式 ( 2 ) を満足するように設定されたホイールディスク 3 を備えた構成であるため、横 G が掛かった場合に表裏方向に作用する曲げモーメントに対する剛性が向上し、強度向上と走行安定性向上との作用効果を奏する。詳述すると、当該自動車用ホイール 1 は、前記曲げモーメントによりハット部 2 4 に発生する応力を、最も剛性の高いハット頂部 3 6 の頂点 O の内外両側 ( 内側傾斜周部 3 5 側と外側傾斜周部 3 7 側 ) へ効率的に分けることができる。これは、上記した仮想内側傾斜線 L を成す仮想内側傾斜角  $\theta_1$  と仮想外側傾斜線 N を成す仮想外側傾斜角  $\theta_2$  とを可及的に同等とするように、上記式 ( 1 ) を満足することによって、前記曲げモーメントに対して、内側傾斜周部 3 5 側と外側傾斜周部 3 7 側との剛性バランスを向上できるためである。換言すれば、前記曲げモーメントを、仮想内側傾斜線 L により定まる内側傾斜周部 3 5 と仮想外側傾斜線 N によって定まる外側傾斜周部 3 7 とによって、バランス良く支えて耐える ( 踏み堪える ) ことができることによる。

20

【 0 0 2 8 】

そして、内側傾斜周部 3 5 の内側凹周部 4 2 とハブ面アール部 3 2 とは、上記仮想内側傾斜線 L に従って位置設定していることから、上述した剛性バランスの向上により変形抑制効果が向上することによって、内側凹周部 4 2 とハブ面アール部 3 2 とへの上記曲げモーメントによる応力集中を緩和する効果が向上する。そのため、上記した曲げモーメントに対する強度向上効果が大きい。

30

【 0 0 2 9 】

また、ハット頂部 3 6 は、ホイールディスク 3 で最も高い剛性を発揮し得る部位であることから、その頂点 O を式 ( 2 ) に従って定めることにより、上述したように、内側傾斜周部 3 5 側と外側傾斜周部 3 7 側へバランス良く応力を分けることができる。これは、最も剛性の高いハット頂部 3 6 の頂点 O を、仮想内側傾斜線 L と仮想外側傾斜線 N とを可及的に同等とする位置に設定することにより、内側傾斜周部 3 5 と外側傾斜周部 3 7 とへ作用する応力の分力を同等とすることができるためである。

40

【 0 0 3 0 】

このように、ハット部 2 4 の剛性バランスが向上することによって、ホイールディスク 3 の剛性が向上し、上記した曲げモーメントにより生じる変形を抑制する効果が向上するため、総じて当該自動車用ホイール 1 は高い強度と剛性を発揮できる。そして、この自動車用ホイール 1 は、横 G が掛かった状況でも優れた走行安定性を発揮でき得る。

【 0 0 3 1 】

尚、上述した従来構成のように、上記の式 ( 1 ) および式 ( 2 ) と無関係に、ハブ面アール部と、内側凸周部および内側凹周部を連成した内側傾斜周部を有するハット部とを備

50

えた構成の場合には、上述したように表裏方向に作用する曲げモーメントを掛けると、ハット部の剛性バランスに比較的大きな偏りが生じ得る。このような従来構成に比して、本実施例の構成は、上述したように式(1)および式(2)を満足するように設定されていることから、ハット部24の剛性バランスに優れ、ホイールディスク3が高剛性化されるため、ハブ面アール部32と内側凹周部42への応力集中を緩和できる作用効果が向上する。

#### 【0032】

次に、上述した本実施例の自動車用ホイール1について、回転曲げ耐久試験(JIS D 4103)を実施した結果について説明する。

本実施例では、回転曲げ耐久試験により、自動車用ホイール1の剛性を評価している。10  
 詳述すれば、JIS D 4103に従って実施する回転曲げ耐久試験は、一定の速度で回転する自動車用ホイール1のハブ取付面21に一定の曲げモーメントを与えることにより行われる。本実施例では、この試験により、曲げモーメントを与えるために負荷を掛けた位置(以下、ピボットポイントと言う)yの変位(撓み)を測定する。図5のように、自動車用ホイール1の表側フランジ部11aを締め具52によって回転円板51の上面に固定する。そして、負荷アーム54の一端に設けた取付円板部53を、該取付円板部53を自動車用ホイール1の裏側からハブ取付部21に連結することにより、負荷アーム54を自動車用ホイール1に取り付ける。このように自動車用ホイール1をセットした後に、負荷アーム54の他端に水平方向に沿って負荷を掛けて、ホイールディスク3に曲げモーメントを与えながら、回転円板51を一定速度により回転する。そして、負荷アーム54  
 20  
 の他端のピボットポイントyの水平方向に沿った変位を測定する。この変位は、主としてホイールディスク3の剛性に従って発生することから、この変位を測定することにより、ホイールディスク3の剛性(すなわち、当該自動車用ホイール1の剛性)を評価する指標としている。

#### 【0033】

この回転曲げ耐久試験には、図3のように、上記の式(1)および式(2)を満足する構成の自動車用ホイール1として、6種類の実施例1~6の構成を供した。さらに、式(1)および式(2)に該当しない構成として、2種類の比較例1,2についても、同様に回転曲げ耐久試験を行った。

#### 【0034】

ここで、実施例1~6の構成は、リム径が16インチサイズであり、ホイールディスク3のハブ取付部21の外径が133.5mm、ディスクフランジ部25の外径(嵌合径)が364.6mmのものである。そして、各構成は、図3に示す仮想内側傾斜角、仮想外側傾斜角とが上記の式(1)を満足するように設定されていると共に、仮想内側傾斜線Lと仮想外側傾斜線Nとの仮想交点Pと、ハット頂周部36の頂点Oとの径方向の垂離距離tが上記の式(2)を満足するように設定されており、これらに従って夫々のハット部24の形態が決まっている。また、実施例1~6のいずれの構成にあっても、ホイールリム2およびホイールディスク3は同じ板厚としている。尚、実施例1~6の各構成は、ハット部24の形態が本発明の趣旨の範囲内で変更されている以外は同じ構成であり、各構成要素は同じ符号によって説明する。

#### 【0035】

また、比較例1,2の構成は、上記の式(1)および式(2)を満足しないように、ハット部の形態を設定している以外は、上述した実施例の自動車用ホイール1と同じ構成であり、そのハット部は、断面略S形状の内側傾斜周面と、表方に湾曲するハット頂周部と、外側傾斜周面とから構成されている。そして、リム径、ハブ取付部の外径、ディスクフランジ部の外径、板厚も同じである。

#### 【0036】

このような実施例1~6および比較例1,2の各構成についての試験結果を、図3および図4に示す。この回転曲げ耐久試験では、1.67kN・mの一定の曲げモーメントを与えた場合に、上記したピボットポイントyの変位(撓み)を測定している(図5参照

10

20

30

40

50

)。

【 0 0 3 7 】

尚、各実施例 1 ~ 6 および比較例 1 , 2 の構成は、夫々の各ハット部形態が異なることから、中心軸線 X を中心とする各ハット頂周部の頂点 O のハット頂径についても、図 3 に記載している。そして、ハット部形態に従って重量も異なるため、各重量についても測定している。また、自動車用ホイールとしては、剛性（強度）の向上と軽量化とを両立することが求められることから、変位 と重量とを積算した値を、剛性向上と軽量化との効率的な発現効果を判断するための指標として表現している。

【 0 0 3 8 】

回転曲げ耐久試験の試験結果により、実施例 1 ~ 6 の構成は、比較例 1 , 2 の構成に比して、ピボットポイント y の変位 が小さい。特に、実施例 4 の構成は、変位 が最も小さくなっている。これにより、実施例 1 ~ 6 の構成は、ホイールディスク 3 の剛性が高く、この剛性が上記の式 ( 1 ) および式 ( 2 ) を満足することによって発現していることが明らかである。すなわち、実施例 1 ~ 6 の構成では、上述したように、曲げモーメントにより発生する応力を、ハット部 2 4 の頂点 O の内外両側（内側傾斜周部 3 5 側と外側傾斜周部 3 7 側）へバランス良く分散することができるために、当該ハット部 2 4 の剛性バランスに優れており、ホイールディスク 3 が高剛性化されている。そして、実施例 4 の構成は、（仮想外側傾斜角 / 仮想内側傾斜角）が他の実施例 1 ~ 3 , 5 , 6 に比して最も 1 に近いことから、前記した剛性バランスが最も良く、一層高い剛性を発揮している。これにより、（仮想外側傾斜角 / 仮想内側傾斜角）を可及的に 1 に近くなるようにした構成（換言すれば、仮想内側傾斜線 L と仮想底線 M と仮想外側傾斜線 N とにより囲まれる三角形を、二等辺三角形に近づける構成）が好適であると言える。

【 0 0 3 9 】

さらに、各構成の重量は、ハット頂径が大きくなるに従って増加することから、比較例 1 , 2 に比して、実施例 1 ~ 6 は重量増となっている。しかし、変位 と重量とを積算した値を比較すると、比較例 1 , 2 に比して実施例 1 ~ 6 が小さく、実施例 4 が最も小さい。これにより、実施例 1 ~ 6 は、比較例 1 , 2 に比して、上記した剛性と軽量化とのバランスが良く、特に実施例 4 はこのバランスに最も優れている。

【 0 0 4 0 】

そして、図 4 により、（仮想外側傾斜角 / 仮想内側傾斜角）= 1 を境として、変位 が大きくなり、変位 と重量との積算値が大きくなる傾向を示す。そして、（仮想外側傾斜角 / 仮想内側傾斜角）が 0 . 8 より小さい場合、および 1 . 2 5 より大きい場合には、この傾向が強くなることが伺える。これにより、上記の式 ( 1 ) および式 ( 2 ) を満足する構成（実施例 1 ~ 6 の構成）で、上記した作用効果に優れたものとなることが明らかである。

【 0 0 4 1 】

さらに、実施例 1 ~ 6 の試験結果によれば、上述したように（仮想外側傾斜角 / 仮想内側傾斜角）を可及的に 1 に近づける構成が好ましいことから、上記の式 ( 1 ) にあって、

0 . 8 4 （仮想外側傾斜角 / 仮想内側傾斜角） 1 . 2 0  
が好適であり、さらには、

0 . 9 （仮想外側傾斜角 / 仮想内側傾斜角） 1 . 1 1  
が好適であり、さらには、

0 . 9 5 （仮想外側傾斜角 / 仮想内側傾斜角） 1 . 0 5  
が一層好適である。

【 0 0 4 2 】

また、乖離距離 t としては、上記の式 ( 2 ) を満足することによって、上述した本発明の作用効果が発揮され得るものの、できるだけ 0 に近い構成とすることにより、頂点 O の表裏両側への剛性バランスの向上効果が発揮され易いと考えられる。そのため、上記の式 ( 2 ) にあって、

10

20

30

40

50

0 mm 乖離距離 t 1 . 5 mm  
が好適である。

【 0 0 4 3 】

本発明にあっては、上述した実施例に限定されるものではなく、その他の構成についても、本発明の趣旨の範囲内で適宜変更可能である。例えば、スチール製の他に、アルミニウム合金製の平板から成形される構成や、マグネシウム合金製の平板から成形される構成などにあっても、同様の作用効果を奏し得る。

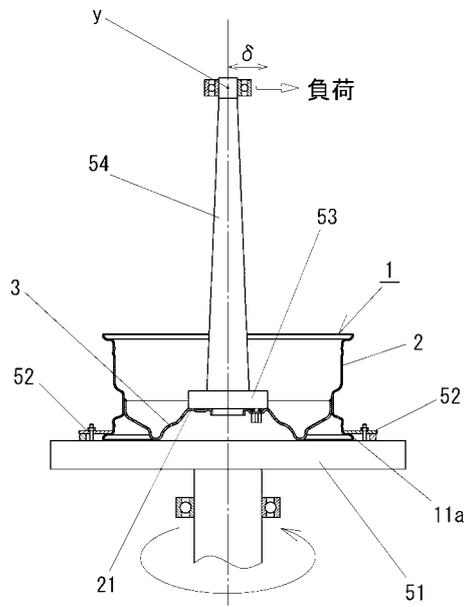
【 符号の説明 】

【 0 0 4 4 】

- |       |                               |    |
|-------|-------------------------------|----|
| 1     | 自動車用ホイール                      | 10 |
| 2     | ホイールリム                        |    |
| 3     | ホイールディスク                      |    |
| 2 1   | ハブ取付部                         |    |
| 2 4   | ハット部                          |    |
| 2 5   | ディスクフランジ部                     |    |
| 2 5 a | (ディスクフランジ部 2 5 の) 内周面         |    |
| 3 1   | ハブ取付面 (ハブ取付部 2 1 の裏面)         |    |
| 3 2   | ハブ面アール部                       |    |
| 3 2 a | (ハブ面アール部 3 2 の) 内周面           |    |
| 3 5   | 内側傾斜周部                        | 20 |
| 3 6   | ハット頂周部                        |    |
| 3 7   | 外側傾斜周部                        |    |
| 4 1   | 内側凸周部                         |    |
| 4 2   | 内側凹周部                         |    |
| 4 2 a | (内側凹周部 4 2 の) 内周面             |    |
| 4 4   | 外側凹周部                         |    |
| 4 4 a | (外側凹周部 4 4 の) 内周面             |    |
| G     | (仮想底線 M とディスクフランジ部 2 5 との) 交点 |    |
| L     | 仮想内側傾斜線                       |    |
| M     | 仮想底線                          | 30 |
| N     | 仮想外側傾斜線                       |    |
| O     | (ハット頂周部 3 5 の) 頂点             |    |
| P     | 仮想交点                          |    |
| X     | 中心軸線                          |    |
| t     | 乖離距離                          |    |
|       | 仮想内側傾斜角                       |    |
|       | 仮想外側傾斜角                       |    |



【図5】



---

フロントページの続き

審査官 柳元 八大

(56)参考文献 特開2001-180202(JP,A)  
特開平1-106701(JP,A)  
特開2008-114723(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
B60B 3/04