

明 細 書

発明の名称： 鉄道車両用防音車輪

技術分野

[0001] この発明は、鉄道車両用防音車輪に関し、特に、車輪の振動による騒音を大幅に低減可能であり、耐久性に優れた鉄道車両用防音車輪に関する。

背景技術

[0002] 鉄道車両の走行時に発生する騒音は、鉄道沿線環境にとって解決すべき最優先課題の1つである。そのような騒音は、車輪から発せられるものを含む。車輪から発せられる騒音には、車輪転動騒音と、いわゆるきしり音とがある。きしり音は、主として、車両が、大きな曲率を有する曲線路を通過するときに発生する。車輪転動騒音は、車両が、曲線路を通過するときのみならず、直線路を通過するときにも発生する。

[0003] レールの表面、およびこれに接触する車輪の表面には、微小な凹凸が存在する。これにより、レール上を車輪が転動すると、車輪およびレールが加振されて、車輪転動騒音が生ずると考えられる。きしり音も、車輪の振動に起因しているものと考えられる。また、特殊な車輪騒音として、レールにおいて車輪と接触する部分である踏面部に波状の摩耗（以下、「波状摩耗」という。）が生じている部分がある場合に、そのような摩耗が生じている部分の上を車両が通過すると、車輪が大きく加振されて騒音が発生する。

[0004] 車輪の振動によって発生する騒音（以下、「車輪振動騒音」ともいう。）を低減するために、特許文献1および2では、車輪のリム部内周側に防音装置を取り付けた防音車輪が提案されている。これらの防音車輪は、ゴムなどからなる弾性体部と、付加質量部とを組み合わせた防音装置を備え、取り付け金具によって、リム部の内周面に形成された取り付け溝に取り付けられる。

[0005] 防音装置は、動的吸振器として作用すると考えられる。動的吸振器は、構造物の固有振動数と一致する共振周波数を有し、共振により、構造物の振動

を吸収（低減）することができる。したがって、防音装置を車輪に取り付けることにより、一致する周波数の固有振動による騒音を低減することができる。防音装置の共振周波数 f は、円周率を π 、弾性体部のばね定数を k 、付加質量部の質量を m とすると、

$$f = (1 / 2 \pi) \times (k / m)^{1/2} \quad \dots (1)$$

で与えられる。したがって、車輪の固有振動数がわかれば、(1) 式から、この固有振動数に、防音装置の共振周波数 f が一致するように、ばね定数 k と、付加質量部の質量 m とを決定することができる。

[0006] 車輪は、通常、複数の固有振動モードを有し、これらの固有振動モードに対応する、固有振動数を有する。したがって、車輪は、固有振動数も複数有することになる。特許文献 2 および 3 では、異なる共振周波数を有する複数の防音装置を備えた防音車輪であって、各防音装置の共振周波数が、車輪の複数の固有振動数のいずれかに一致する防音車輪が提案されている。これらの防音車輪によれば、複数の固有振動数に対応する騒音を、同時に低減することができる。

[0007] 具体的には、特許文献 2 の車輪では、2 つの防音装置が用いられ、これらの防音装置に、弾性係数が異なる 2 種類の弾性体がそれぞれ用いられ、これにより、2 つの防音装置の共振周波数が互いに異なるようにされている。特許文献 3 の車輪では、防音装置（弾性体と当て板とからなる動的吸振器）は、防音車輪の周方向に分割されていて、分割された防音装置のそれぞれの共振周波数が、車輪の固有振動数のいずれかに一致するように設定されている。このような構成により、2 水準またはそれより多くの周波数に対応する騒音成分を同時に吸収することができるようになっている。さらに、特許文献 3 に開示された防音装置は、防音車輪の周方向に分割されていることにより、当て板の固有振動数を、騒音として問題にならない周波数まで高くすることができる。

[0008] 車輪の固有振動モードのうち車輪転動騒音を生じ得る、主たるものは、リム部が面内方向に振動し、かつ板部が面外方向に振動するものである。これ

らの固有振動による騒音は、人が聴覚上敏感である周波数域のうち、少なくとも、1 kHz～10 kHz内に、たとえば、2 kHz付近、3 kHz付近、および4 kHz付近の3水準の周波数成分を含む。

[0009] ところで、車両が高速走行しているときは、防音装置には、様々な力がかかり、車輪から防音装置が脱落するおそれがある。特許文献1～3に記載の発明では、防音装置が車輪から脱落するのを防止するための十分な措置がとられていない。

[0010] 特許文献4には、リング状の付加質量部と、付加質量部の外周部に取り付けられた弾性体部とを備えた防音装置であって、弾性体部が、リム部に形成された溝内に配置された防音装置が開示されている。

[0011] 特許文献4の防音車輪では、弾性体部は、リム部に形成された溝の底部、および付加質量部に固定されている一方、付加質量部は、リム部に対して動くことができるようになっている。このような構成により、車輪の振動が吸収されるようになっている。

[0012] この防音装置では、弾性体部に対して、溝の開口側は、付加質量部によって塞がれているので、弾性体部は、付加質量部から分離したとしても、車輪からは脱落し難い。しかし、この発明では、弾性体部が劣化した場合、車両走行中のリム部に対する付加質量部の変位が大きくなり、付加質量部が、他の部材、たとえば、ブレーキディスクに衝突し得る。また、リム部の溝の内面と付加質量部とが擦れることにより、リム部や、付加質量部に疵が入ったり、これらの部材が摩耗したりする。さらに、弾性体部が完全に分離した場合には、付加質量部が車輪から脱落する可能性がある。このため、この防音装置が備えられた車輪の耐久性は、低い。

先行技術文献

特許文献

[0013] 特許文献1：登録実用新案第2577323号公報

特許文献2：特許第3097831号公報

特許文献3：特開昭58-116202号公報

特許文献4：特開2006-182136号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0014] そこで、この発明の目的は、車輪の振動による騒音を大幅に低減可能であり、耐久性に優れた鉄道車両用防音車輪を提供することである。

課題を解決するための手段

[0015] 本発明の要旨は、下記（A）の防音車輪である。

（A）車輪のリム部の内周面に防音装置を装着した鉄道車両用防音車輪において、

前記防音装置は、

前記リム部の前記内周面に形成され前記車輪の中心軸側に開放した溝に少なくとも外周部が嵌め込まれた固定リングであって、前記リム部に固定された固定リングと、

前記固定リングの外周面に、前記固定リングの周方向に沿って固着され、前記溝内に配置された弾性体部と、

前記弾性体部において前記固定リングとは反対側に固着され、前記溝内に配置された付加質量部とを備え、

前記弾性体部は、前記固定リングの周方向に沿って配置された複数の弾性体片を含み、

前記付加質量部は、前記固定リングの周方向に互いに離隔した複数の付加質量片を含み、各付加質量片が、前記複数の弾性体片のいずれかに固着されており、

前記車輪が、複数の固有振動モードに対応する複数の固有振動数を有し、

前記防音装置は、複数の動的吸振器であって、各動的吸振器が、前記弾性体片、および当該弾性体片に固着された前記付加質量片を有する複数の動的吸振器を含み、

前記複数の動的吸振器のうち、少なくとも1つの動的吸振器は、他の動的吸振器の共振周波数とは異なる共振周波数を有し、前記複数の動的吸振器の

いずれの共振周波数も、前記複数の固有振動数のいずれかに一致することを特徴とする防音車輪。

[0016] なお、前記弾性体部の前記防音装置の軸方向の幅は、5 mm以上かつ10 mm以下であることが好ましく、この場合、前記付加質量部の前記防音装置の軸方向の幅は、5 mm以上かつ10 mm以下であることが好ましい。

[0017] 前記防音車輪の軸を含む断面において、

前記溝は、

前記固定リングの最小幅と同じまたは前記最小幅より広い幅を有する第1部分と、

前記第1部分より前記溝の底側に形成され、前記固定リングの前記最小幅より狭い幅を有する第2部分とを有することが好ましい。

[0018] この防音車輪は、周方向で隣接する前記動的吸振器同士の間介在し、前記固定リングの外周面から突出する突起をさらに備えていることが好ましい。

[0019] この防音車輪が前記突起を備えている場合、前記突起の先端は、前記溝の底に接することが好ましい。

発明の効果

[0020] この発明によれば、固定リングが車輪のリム部に固定されていることにより、車輪の振動は、固定リングを介して、複数の動的吸振器（弾性体片、および付加質量片）に伝わる。複数の動的吸振器のうち、少なくとも1つの動的吸振器は、他の動的吸振器の共振周波数とは異なる共振周波数を有し、各動的吸振器の共振周波数は、車輪の複数の固有振動数のいずれかに一致しているので、2水準以上の固有振動数に対応する騒音を同時に低減して、車輪振動騒音を大幅に低減することができる。

[0021] また、この発明によれば、弾性体部、および付加質量部は、リム部の溝内に配置されており、また、弾性体部、および付加質量部に対して溝の開口側には、リム部に固定された固定リングが存在する。このため、付加質量部が、弾性体部から分離したり、弾性体部が、固定リングから分離したとしても

、これらの分離した弾性体部や付加質量部は、当該防音車輪から脱落し難い。

[0022] さらに、防音装置を構成する部品の一つである固定リングが車輪のリム部に固定されていることにより、防音装置と車輪のリム部とが擦れることはない。また、弾性体部が劣化して弾性が弱くなっても、付加質量部は、リム部以外の部材に衝突することはない。このため、この防音車輪は、耐久性が高い。

図面の簡単な説明

[0023] [図1A]図1 Aは、本発明の一実施形態に係る防音車輪の断面図であって、防音車輪において中心軸に対して一方側の部分を示す図である。

[図1B]図1 Bは、図1 Aに円Cで示す領域の拡大図である。

[図2]図2は、本発明の防音車輪に用いることができる防音装置の例を示す平面図である。

[図3]図3は、本発明の防音車輪に用いることができる防音装置の他の例を示す平面図である。

[図4A]図4 Aは、図1 A～図3に示す実施形態の第1の変形例に係る防音車輪の断面図である。

[図4B]図4 Bは、図1 A～図3に示す実施形態の第2の変形例に係る防音車輪の断面図である。

[図5A]図5 Aは、図1 A～図3に示す実施形態の第3の変形例に係る防音車輪の断面図である。

[図5B]図5 Bは、図1 A～図3に示す実施形態の第4の変形例に係る防音車輪の断面図である。

[図6]図6は、車輪転動騒音試験機の構成を示す概略図である。

[図7]図7は、騒音の分析をする際に用いられる騒音の補正レベルを示す図である。

[図8]図8は、実施例1～4、および比較例1について、1/3オクターブバンド中心周波数と、騒音レベルとの関係を示す図である。

[図9]図9は、比較例1～5について、1/3オクターブバンド中心周波数と、騒音レベルとの関係を示す図である。

[図10]図10は、実施例1～4、および比較例1について、軌条輪の周速と、騒音レベルとの関係を示す図である。

[図11]図11は、比較例1～5について、軌条輪の周速と、騒音レベルとの関係を示す図である。

発明を実施するための形態

[0024] 以下では、この発明の実施の形態を、添付図面を参照して詳細に説明する。

[0025] 図1A、および図1Bは、本発明の一実施形態に係る防音車輪の断面図であり、図1Aには、防音車輪において中心軸に対して一方側の部分を示し、図1Bには、図1Aに円Cで示す領域の拡大図を示す。

[0026] この防音車輪1は、鉄道車両に用いられるものであり、車輪2と、防音装置3とを備えている。車輪2は、環状の板部4と、板部4の外周部に位置する環状のリム部5とを備えている。リム部5は、板部4に対して板部4の厚さ方向両側に突出しており、防音車輪1の中心軸Aに面する内周面6を有する。リム部5の外周面において、中心軸Aに沿う方向に関して一方側には、中心軸Aとは反対方向に、フランジ7が突出している。

[0027] リム部5において、中心軸Aに沿う方向に関して上記一方側（フランジ7と同じ側）の内周面6には、中心軸A方向に開放した溝8が、中心軸A周りに環状に形成されている。防音装置3は、溝8に、溝8の全周にわたって嵌められている。

[0028] 防音装置3は、固定リング10と、固定リング10の外周面10aに固着された弾性体部11と、弾性体部11において固定リング10とは反対側に固着された付加質量部12とを備えている。固定リング10は、剛性が高い材料、たとえば、金属からなる。固定リング10は、径方向の外周側の部分が、溝8に嵌められ、リム部5に対して固定されている。固定リング10のリム部5に対する固定は、たとえば、溶接、かしめ、接着等によるものとす

ることができる。

[0029] 固定リング１０の幅（防音装置３の軸方向の長さ）は、溝８の幅とほぼ同じであり、溝８の開口部は、固定リング１０により密閉されている。溝８内のこの密閉された空間に、弾性体部１１、および付加質量部１２が配置されている。

[0030] 弾性体部１１は、たとえば、ゴムからなる。車両の走行中に車輪２に生じた振動は、固定リング１０を介して、弾性体部１１、および付加質量部１２に伝わり、これにより、弾性体部１１、および付加質量部１２が振動する。弾性体部１１、および付加質量部１２と溝８の内面との間には、間隙が形成されており、弾性体部１１、および付加質量部１２は、振動しても、溝８の内面に接触しないようになっている。

[0031] 弾性体部１１、および付加質量部１２は、リム部５の溝８内に配置されており、弾性体部１１、および付加質量部１２に対して溝８の開口側には、リム部８に固定された固定リング１０が存在する。このため、付加質量部１２が、弾性体部１１から分離したり、弾性体部１１が、固定リング１０から分離したとしても、これらの分離した弾性体部１１や付加質量部１２は、防音車輪１から脱落し難い。

[0032] 防音装置３の部品の一部である固定リング１０が車輪２のリム部５に固定されていることにより、防音装置３と車輪２のリム部５とが擦れることはない。また、弾性体部１１が劣化して弾性が弱くなっても、付加質量部１２は、リム部５以外の部材に衝突することはない。このため、この防音車輪１は、耐久性が高い。

[0033] 図２は、防音装置３の一例を示す平面図である。

弾性体部１１は、防音装置３の周方向に互いに離間した複数の弾性体片１３を含む。付加質量部１２は、防音装置３の周方向に互いに離間した複数の付加質量片１４を含む。図２の例では、弾性体部１１は、１２個の弾性体片１３を含み、付加質量部１２は、１２個の付加質量片１４を含む。各付加質量片１４は、いずれかの弾性体片１３に固着されている。

- [0034] 各弾性体片 1 3 と、当該弾性体片 1 3 に固着された付加質量片 1 4 とは、動的吸振器 1 5 を構成する。図 2 の例では、防音装置 3 は、1 2 個の動的吸振器 1 5 A ~ 1 5 L を備えている。防音装置 3 の周方向に関して、各動的吸振器 1 5 は、ほぼ面一の端面を有する。
- [0035] 車輪 2 は、通常、複数の固有振動モードにそれぞれ対応する複数の固有振動数を有する。動的吸振器 1 5 A ~ 1 5 L のうち、少なくとも 1 つの動的吸振器 1 5 は、他の動的吸振器 1 5 の共振周波数とは異なる共振周波数を有する。すなわち、動的吸振器 1 5 A ~ 1 5 L は、少なくとも 2 つの共振周波数を有する。動的吸振器 1 5 A ~ 1 5 L のいずれの共振周波数も、車輪 2 のいずれかの固有振動数に一致する。これにより、車輪 2 の複数の固有振動数のうち、少なくとも 2 つの固有振動数に対応する騒音を、同時に低減することができる。
- [0036] 動的吸振器 1 5 A ~ 1 5 L は、少なくとも 3 つの共振周波数であって、各共振周波数が、車輪 2 のいずれかの固有振動数に一致する共振周波数を有することが好ましい。これにより、車輪 2 の騒音を効率的に低減することができる。
- [0037] 上述のように、車輪 2 からは、板部 4、およびリム部 5 の固有振動による車輪転動騒音が発生する。このような騒音は、人が聴覚上敏感である周波数域、たとえば、1 k H z ~ 1 0 k H z 内に、たとえば、2. 0 k H z、2. 5 k H z、および 3. 0 k H z の周波数成分を含む。
- [0038] この場合、たとえば、動的吸振器 1 5 A ~ 1 5 L を、第 1 ~ 第 3 のグループに分け、第 1 のグループに属する動的吸振器 1 5 が、いずれも、2. 0 k H z の共振周波数を有し、第 2 のグループに属する動的吸振器 1 5 が、いずれも、2. 5 k H z の共振周波数を有し、第 3 のグループに属する動的吸振器 1 5 が、いずれも、3. 0 k H z の共振周波数を有するものとすることができる。これにより、騒音を、聴覚上、大幅に低減することができる。第 1 ~ 第 3 のグループは、たとえば、各々が 4 つの動的吸振器 1 5 からなるものとすることができる。

[0039] また、動的吸振器 15 A～15 L のいずれかを、きしり音の周波数に対応する共振周波数を有するように構成すれば、きしり音を低減することができる。同様に、動的吸振器 15 A～15 L のいずれかを、波状摩耗に起因する騒音の周波数に対応する共振周波数を有するように構成すれば、このような騒音を低減することができる。

[0040] 動的吸振器 15 A～15 L の各々の共振周波数は、上記（１）式に基づき、弾性体片 13 のばね定数 k 、および付加質量片 14 の質量 m を適当なものとすることにより、所望の値にすることができる。

[0041] この防音車輪 1 を製造する際、防音装置 3 の周方向の一部が切断された状態とし、付加質量部 12、弾性体部 11、および固定リング 10 の外周部を、リム部 5 の溝 8 に嵌めた後、防音装置 3 の切断部を、たとえば、溶接により接合することができる。

[0042] 防音装置 3 の軸方向に関して、弾性体部 11（各弾性体片 13）の長さは、5 mm 以上かつ 10 mm 以下であり、付加質量部 12（各付加質量片 14）の長さは、5 mm 以上かつ 10 mm 以下である。弾性体部 11、および付加質量部 12 は、このような大きさを有していることにより、固定リング 10 に対する取り付け、および共振周波数の調整が容易である。

[0043] 動的吸振器 15 の個数は、12 個以外であってもよく、たとえば、図 3 に示すように、24 個であってもよい。この場合、図 2 の防音装置 3 に比して、動的吸振器 15 の数が増えるため、車輪 2 の対応する固有振動の数を増やすことができる。さらに、一部の動的吸振器 15 の弾性体片 13 が劣化し、動的吸振器 15 としての性能が劣化した場合でも、他の動的吸振器 15 により振動を低減できるため、車輪 2 の制振（転動騒音低減）性能の劣化を抑制することが可能である。このような効果は、動的吸振器 15 の数が多くなるほど得られやすい。

[0044] 一方、動的吸振器 15 の数が増えると、付加質量片 14、および弾性体片 13 について、車輪 2 の周方向の長さが短くなるため、弾性体片 13 の劣化により付加質量片 14 が固定リング 10 から分離しやすくなる場合がある。

動的吸振器 15 の数を少なくし、付加質量片 14、および弾性体片 13 について、車輪 2 の周方向の長さを長くすることにより、このような分離を生じに難くすることができる。ただし、付加質量片 14 は、固定リング 10 から分離しても、固定リング 10 により密閉された溝 8 内に留まるため、落失する可能性は非常に低い。

[0045] 図 4 A は、図 1 A ～図 3 に示す実施形態の第 1 の変形例に係る防音車輪の断面図であって、車輪の中心軸を含む断面を示している。図 4 A において、図 1 B に示す構成要素に対応する構成要素には、図 1 B と同じ参照符号を付して説明を省略する。

[0046] この防音車輪では、車輪のリム部 5 に、車輪の中心軸方向に開放した溝 8 A が形成されている。溝 8 A には、防音装置 3 に備えられた固定リング 10 が嵌められている。これにより、溝 8 A には、密閉された空間が形成されており、溝 8 A 内のこの密閉された空間には、弾性体部 11、および付加質量部 12 が配置されている。

[0047] 固定リング 10 は、ほぼ一定の幅を有する。溝 8 A は、第 1 部分 8 A 1 と、第 1 部分 8 A 1 より溝 8 A の底側に形成された第 2 部分 8 A 2 とを有する。第 1 部分 8 A 1 は、固定リング 10 の幅（最小幅）とほぼ同じ幅を有する。第 2 部分 8 A 2 は、固定リング 10 の幅より狭い幅を有する。この実施形態では、第 1 および第 2 部分 8 A 1、8 A 2 の幅は、いずれも、ほぼ一定であり、溝 8 A の内側壁において第 1 部分 8 A 1 と第 2 部分 8 A 2 との間には、段差 8 S が形成されている。

[0048] 固定リング 10 は、段差 8 S に接した状態で、リム部 5 に固定されている。第 2 部分 8 A 2 が固定リング 10 の幅より狭い幅を有することにより、固定リング 10 は、段差 8 S に接した状態から、溝 8 A の底面に、より近づくように移動することはできない。したがって、この状態では、固定リング 10 と溝 8 A の底面との間隔は、一定に保たれる。この間隔は、振動により付加質量部 12 が溝 8 A の底面に近接しても、付加質量部 12 と溝 8 A の底面とが、一定の距離（たとえば、1 mm、好ましくは 2 mm）以上離れるよう

に設定されている。これにより、付加質量部 12 と溝 8 A の底面とが接触して、弾性体部 11、および付加質量部 12 が動的吸振器として機能しなくなる事態を回避することができる。

[0049] 図 4 B は、図 1 A ～図 3 に示す実施形態の第 2 の変形例に係る防音車輪の断面図であって、車輪の中心軸を含む断面を示している。図 4 B において、図 1 B に示す構成要素に対応する構成要素には、図 1 B と同じ参照符号を付して説明を省略する。

[0050] この防音車輪では、車輪のリム部 5 に、車輪の中心軸方向に開放した溝 8 B が形成されている。溝 8 B には、防音装置 3 A に備えられた固定リング 10 A が嵌められている。これにより、溝 8 B には、密閉された空間が形成されており、溝 8 B 内のこの密閉された空間には、弾性体部 11、および付加質量部 12 が配置されている。

[0051] 溝 8 B は、この断面において、台形状であり、溝 8 B の底に近づくに従って幅が狭くなっている。固定リング 10 A は、この断面において、台形状であり、上底の長さが最小幅 W_{min} である。溝 8 B は、第 1 部分 8 B 1 と、第 1 部分 8 B 1 より溝 8 B の底側に形成された第 2 部分 8 B 2 とを有する。第 1 部分 8 B 1 は、固定リング 10 の最小幅 W_{min} と同じまたは最小幅 W_{min} より広い幅を有する。第 2 部分 8 B 2 は、固定リング 10 の最小幅 W_{min} より狭い幅を有する。

[0052] 溝 8 B の一対の内側壁がなす角度は、固定リング 10 A の一対の側面がなす角度にほぼ等しい。固定リング 10 A は、最小幅を有する面が溝 8 B の底面に向けられて、溝 8 B に嵌められている。固定リング 10 A の側面は、ほぼ全面に渡って、溝 8 B の内側壁に接している。

[0053] 第 2 部分 8 B 2 が固定リング 10 A の最小幅 W_{min} より狭い幅を有することにより、固定リング 10 A は、側面が溝 8 B の内側壁に接した状態から、溝 8 B の底面に、より近づくように移動することはできない。したがって、この状態では、固定リング 10 A と溝 8 B の底面との間隔は、一定に保たれる。したがって、この間隔を適切に設定することにより、第 1 の変形例と

同様に、付加質量部 1 2 と溝 8 B の底面とが接触して、弾性体部 1 1、および付加質量部 1 2 が動的吸振器として機能しなくなる事態を回避することができる。

[0054] 図 5 A は、図 1 A ～図 3 に示す実施形態の第 3 の変形例に係る防音車輪の断面図であって、車輪の中心軸に垂直な断面を示す。図 5 A において、図 2 に示す構成要素に対応する構成要素には、図 2 と同じ参照符号を付して説明を省略する。

[0055] 周方向で隣接する動的吸振器 1 5 同士の間には、固定リング 1 0 の外周面から突出した突起 1 8 A が設けられている。突起 1 8 A は、固定リング 1 0 に対して固定されているとともに、周方向で隣接する付加質量片 1 4 同士の間まで延びている。この実施形態では、固定リング 1 0 の外周面からの突起 1 8 A の高さは、固定リング 1 0 の外周面からの動的吸振器 1 5 の高さよりわずかに低くなっている。

[0056] 動的吸振器 1 5 が振動しても、動的吸振器 1 5 が突起 1 8 A に接触しないように、動的吸振器 1 5 と突起 1 8 A とは、十分な間隔があげられている。したがって、動的吸振器 1 5 と突起 1 8 A との接触により動的吸振器 1 5 の機能が損なわれることはない。

[0057] 突起 1 8 A が設けられていない場合、弾性体片 1 3 が破断すると、付加質量片 1 4 が溝 8 内で動くことにより異音が生じ、また、車輪の回転時の動バランスが乱れるという問題が生じ得る。図 5 A の実施形態では、突起 1 8 A が設けられていることにより、付加質量片 1 4 の車輪周方向への移動が規制されるので、このような問題を生じ難くすることができる。

[0058] 突起 1 8 A は、固定リング 1 0 と一体であってもよく、別体であってもよい。突起 1 8 A が固定リング 1 0 と別体である場合、突起 1 8 A は、たとえば、弾性体片 1 3 と同じ材料からなるものであってもよい。この場合、弾性体片 1 3 と、突起 1 8 A とを、一括して形成することができる。具体的には、固定リング 1 0 の外周面上に、全周に渡って、弾性体片 1 3、および突起 1 8 A に対応する凹部が形成された型を配置し、この凹部に、弾性体片 1 3

、および突起 18 A の原料となる液状の前駆体を流し込んだ後、この前駆体を硬化させることにより、弾性体片 13、および突起 18 A を一括して形成することができる。

[0059] この製造方法において、固定リング 10 の外周面と、型との間に、液状の前駆体が侵入し、そのまま硬化することがある。この場合、弾性体片 13 と、突起 18 A とは、互いに完全には分離せず、薄い弾性体の膜でつながって形成される。しかし、この場合でも、各動的吸振器 15 は、実質的に、設計通りの共振周波数を有するとともに、互いに独立して振動する。すなわち、複数の弾性体片 13 は、これらが固定リング 10 の周方向に互いに離間している場合と、実質的に同じ挙動を示す。したがって、各動的吸振器は、所定の周波数の振動を吸収することができる。

[0060] 図 5 B は、図 1 A ～図 3 に示す実施形態の第 4 の変形例に係る防音車輪の断面図であって、車輪の中心軸に垂直な断面を示す。図 5 B において、図 2 に示す構成要素に対応する構成要素には、図 2 と同じ参照符号を付して説明を省略する。

[0061] 周方向で隣接する動的吸振器 15 同士の間には、固定リング 10 の外周面から突出した突起 18 B が設けられている。突起 18 B は、固定リング 10 に対して固定されているとともに、周方向で隣接する付加質量片 14 同士の間を通過して延びている。突起 18 B の先端（固定リング 10 の外周面から最も遠い部分）は、溝 8 の底面に接している。突起 18 B が設けられていることにより、図 5 A に示す実施形態と同様に、弾性体片 13 が破断した場合における付加質量片 14 の車輪周方向への移動を規制して、異音の発生を抑制し、車輪の回転時の動バランスを保ちやすくすることができる。

[0062] 突起 18 B は、固定リング 10 と一体であってもよく、別体であってもよいが、いずれの場合でも、剛性が高い材料からなる。これにより、固定リング 10 と溝 8 の底面との間隔は、一定に保たれる。この間隔は、振動により付加質量片 14 が溝 8 の底面に近接しても、付加質量片 14 と溝 8 の底面とが、一定の距離（たとえば、1 mm、好ましくは 2 mm）以上離れるように

設定されている。これにより、付加質量片 1 4 と溝 8 の底面とが接触して、動的吸振器 1 5 が機能しなくなる事態を回避することができる。この点において、図 5 B の実施形態は、図 4 A、および図 4 B に示す実施形態と同様の効果を奏することができる。

実施例

[0063] 本発明の実施例である防音車輪、および本発明の構成要件の一部を欠く比較例である車輪について、車両転動音試験器を用いた試験をして、発生する騒音について調査した。

[0064] 実施例 1 ～ 4 として、図 2 に示す構造を有する防音装置 3 を備え、各動的吸振器 1 5 A ～ 1 5 L を、共振周波数が異なる 3 種類のタイプ (TYPE-i ～ TYPE-iii) のもののいずれかとした防音車輪 1 を作製した。この防音車輪 1 の車輪 2 の主たる固有振動モードに対応する固有振動数は、2.0 kHz、2.5 kHz、および 3.0 kHz である。

[0065] 表 1 に、各タイプの動的吸振器 1 5 の共振周波数を示す。表 2 に、実施例の防音車輪、および比較例の車輪の動的吸振器の内容を示す。

[0066] [表1]

表1	
防音装置の タイプ名	共振周波数 (kHz)
TYPE-i	2.0
TYPE-ii	2.5
TYPE-iii	3.0

[0067]

表2
防音裝置

[illegible]

- [0068] いずれの実施例においても、4つのTYPE-iの動的吸振器15、4つのTYPE-iiの動的吸振器15、および4つのTYPE-iiiの動的吸振器15を用いたが、実施例1～4の間で、3種類のタイプの動的吸振器15の位置関係を、互いに異ならせた。
- [0069] 比較例として、防音装置を有さない通常の車輪（比較例1）、動的吸振器15A～15LのいずれもTYPE-iとしたもの（比較例2）、動的吸振器15A～15LのいずれもTYPE-iiとしたもの（比較例3）、動的吸振器15A～15LのいずれもTYPE-iiiとしたもの（比較例4）、および、防音装置3に代えて、特許文献2で採用されている防音リングを車輪2に装着したもの（比較例5）を用意した。
- [0070] 図6は、試験に用いた車輪転動音試験機の構成を示す概略図である。
- [0071] この車輪転動音試験機21は、試験対象の車輪2（防音車輪1）に取り付けられた車軸22を回転が自在なように支持する軸受23と、軸受23に取り付けられ、軸受23を下方に押しつける油圧ジャッキ24と、車軸22を介して軸受23に支持された車輪2の外周部に当接して、車輪2を回転させるための軌条輪25と、軌条輪25に取り付けられた車軸22を支持する軸受26と、軸受26に支持された車軸22を回転駆動するためのモータ27と、車輪2から発生する騒音を測定し、騒音に対応する電気信号を発生する精密騒音計28と、精密騒音計28からの電気信号が入力され、当該電気信号の周波数分析をする周波数分析器29とを備えている。
- [0072] 試験を行う際は、車輪2に取り付けられた車軸22と、軌条輪25に取り付けられた車軸22とは、平行にされ、油圧ジャッキ24の駆動により、車軸22を介して軸受23に支持された車輪2の外周面が、車軸22を介して軸受26に支持された軌条輪25の外周面に押しつけられ、この状態で、モータ27により軌条輪25が回転される。これにより、車輪2が回転される。
- [0073] 車輪2から300mm離れた位置に、精密騒音計28を配置し、この車輪

転動音試験機 21 で、実施例の防音車輪 1、および比較例の車輪を回転させて、発生する騒音を、精密騒音計 28 で測定した。騒音測定時の軌条輪 25 の周速を、そのときの車輪 2 の回転速度とした。軌条輪 25 の周速は、モータ 27 の回転数と、軌条輪 25 の直径（この車輪転動音試験機 21 では、910 mm）とから求めた。たとえば、モータ 27 の回転数が、1750 rpm のとき、軌条輪 25 の周速は、300 km/h であった。

[0074] 騒音の測定は、精密騒音計 28 を FLAT 特性（聴覚補正を加えない状態）とし、動特性を FAST として行った。精密騒音計 28 による測定後、周波数分析器 29 により、入力された信号に基づき、騒音の周波数分析を行った。

[0075] 図 7 は、騒音を分析する際に用いられる騒音の補正レベルを示す図である。測定された騒音について、図 7 の A 特性による補正を加えた後、1/3 オクターブバンド処理をし、周波数特性、およびオーバーオール(OverAll)値を求めた。結果を、図 8～図 11 に示す。

[0076] 図 8 は、実施例 1～4、および比較例 1 について、1/3 オクターブバンド中心周波数と、騒音レベルとの関係を示す図である。図 9 は、比較例 1～5 について、1/3 オクターブバンド中心周波数と、騒音レベルとの関係を示す図である。図 8 および図 9 に示す結果は、車輪 2 の回転速度（軌条輪 25 の周速）が 200 km/h のときのものである。図 8 および図 9 の右端付近に、オーバーオール値 (O.A.) を示している。

[0077] 図 8 から、実施例 1～4 のいずれの防音車輪 1 も、2.0 kHz、2.5 kHz、および 3.0 kHz 付近の騒音を、比較例 1、すなわち、防音装置を有さない場合に比して、大幅に低減できていることがわかる。実施例 1～4の間では、大きな違いは見られない。すなわち、実施例 1～4 で採用された TYPE-i～TYPE-iii の動的吸振器 15 の配置による騒音低減効果の差は、ほとんどない。

[0078] これに対して、図 9 から明らかなように、比較例 2～4 の車輪では、動的吸振器 15 の共振周波数のうち 1 水準の周波数付近の騒音しか低減できておらず、これ以外の周波数の騒音は低減できていない。比較例 5 の車輪は、少

なくともオーバーオール値では、実施例 1～4 の防音車輪 1 に比して、騒音低減効果が少ない。

[0079] 図 10 は、実施例 1～4、および比較例 1 について、軌条輪 25 の周速と、騒音レベルとの関係を示す図である。図 11 は、比較例 1～5 について、軌条輪 25 の周速と、騒音レベルとの関係を示す図である。図 10 および図 11 において、騒音レベルは、オーバーオール値である。

[0080] 図 10 に示すように、比較例 1 の車輪、すなわち、防音装置を有さない場合に比して、実施例 1～4 の防音車輪 1 では、いずれも、軌条輪 25 の周速が 130 km/h 以下の低速域では、 5 dB (A) 以上の騒音レベルの低減が達成されており、 140 km/h 以上の高速域でも、 3 dB (A) 以上の騒音レベルの低減が達成されている。

[0081] 一方、図 11 に示すように、比較例 2～5 の車輪では、比較例 1 の車輪に比して、騒音の低減効果がほとんど認められない。

符号の説明

[0082] 1 : 防音車輪、 2 : 車輪、 3、3A : 防音装置、
5 : リム部、 6 : 内周面、 8、8A、8B : 溝、
8A1、8B1 : 溝の第 1 部分、
8A2、8B2 : 溝の第 2 部分、 10、10A : 固定リング、
10a : 外周面、 11 : 弾性体部、 12 : 付加質量部、
13 : 弾性体片、 14 : 付加質量片、
15、15A～15L : 動的吸振器、
18A、18B : 突起

請求の範囲

[請求項1] 車輪のリム部の内周面に防音装置を装着した鉄道車両用防音車輪において、

前記防音装置は、

前記リム部の前記内周面に形成され前記車輪の中心軸側に開放した溝に少なくとも外周部が嵌め込まれた固定リングであって、前記リム部に固定された固定リングと、

前記固定リングの外周面に、前記固定リングの周方向に沿って固着され、前記溝内に配置された弾性体部と、

前記弾性体部において前記固定リングとは反対側に固着され、前記溝内に配置された付加質量部とを備え、

前記弾性体部は、前記固定リングの周方向に沿って配置された複数の弾性体片を含み、

前記付加質量部は、前記固定リングの周方向に互いに離隔した複数の付加質量片を含み、各付加質量片が、前記複数の弾性体片のいずれかに固着されており、

前記車輪が、複数の固有振動モードに対応する複数の固有振動数を有し、

前記防音装置は、複数の動的吸振器であって、各動的吸振器が、前記弾性体片、および当該弾性体片に固着された前記付加質量片を有する複数の動的吸振器を含み、

前記複数の動的吸振器のうち、少なくとも1つの動的吸振器は、他の動的吸振器の共振周波数とは異なる共振周波数を有し、前記複数の動的吸振器のいずれの共振周波数も、前記複数の固有振動数のいずれかに一致することを特徴とする防音車輪。

[請求項2] 請求項1に記載の防音車輪であって、

前記弾性体部の前記防音装置の軸方向の幅が、5 mm以上かつ10 mm以下であり、

前記付加質量部の前記防音装置の軸方向の幅が、5 mm以上かつ10 mm以下である、
防音車輪。

[請求項3] 請求項1または2に記載の防音車輪であって、
前記防音車輪の軸を含む断面において、
前記溝が、
前記固定リングの最小幅と同じまたは前記最小幅より広い幅を有する第1部分と、

前記第1部分より前記溝の底側に形成され、前記固定リングの前記最小幅より狭い幅を有する第2部分とを有する、防音車輪。

[請求項4] 請求項1～3のいずれかに記載の防音車輪であって、
周方向で隣接する前記動的吸振器同士の間介在し、前記固定リングの外周面から突出する突起をさらに備えた、防音車輪。

[請求項5] 請求項4に記載の防音車輪であって、
前記突起の先端が、前記溝の底に接する、防音車輪。