629.11.012.342 : 625.2.012.342

スポーク車輪の強さに関する研究(第3報)⁽¹⁾

スポーク車輪に水平力が作用する場合の実験結果

永島菊三郎⁽²⁾ 柴原 正雄⁽³⁾ 中村 義晴⁽⁴⁾

A Study of the Strength of Spoked Wheels (The 3rd Report)

by Kikusaburo NAGASHIMA, Masao SHIBAHARA and Yoshiharu NAKAMURA

A theoretical study of the stress in a spoked wheel produced by horizontal load was made in the second report by one of the writers. In succession to this study, they made the following studies.

- (a) Experimental studies of the stress, by making use of a set of axle and spoked wheels which has suitable dimensions for the comparison of calculated and experimental values of stress.
- (b) The comparison between the calculated and experimental results of stress in the spoked wheel caused by a horizontal load. In this study, the calculation of the stress is made applying the theoretical equations and numerical results in the second report.
- (c) Experimental and theoretical studies of the axle deflection and the change of back-gauge when the horizontal load acts on the spoked wheel axle.

As the results of these studies the following conclusions can be reached.

- (1) Experimental values of stresses in spokes under the horizontal load accord with the calculated values. With this fact, it is clear that previously made theoretical study of this problem is correct.
- (2) Experimental values of the axle deflection and the change of back-gauge accord with the calculated values approximately. But we have no objection to using the calculated values, that is, we can find the horizontal load by means of measuring the change of back-gauge.

1. 緒 言

鉄道車両用スポーク車輪が運転中に受ける水平力によって生ずる応力については先に第2報⁽²⁾において計算式を導き、かつ数値計算例によって車輪各部の応力状態を明らかにし、またこれによって略算式を用いた場合における誤差の程度をも明瞭にしておいた。これに引き続き筆者等は実物車輪について実験を行い、実験結果と先の計算式による結果との比較をなし、計算結果が実験結果とよく一致することを認めた。なお水平力を受けた場合の車軸のたわみおよびバックゲージの変化を実験的に求め、計算結果と比較検討しバックゲージの変化を測定することによって運転中に輪軸に作用する水平力を測定しうる可能性を明らかにしたのでこれらの結果をここに報告する。

2. 実験装置および方法

これに使用した試験機は 300t 水圧機で、第1図に示すように輪軸を垂直に立て上方の車輪に水平力に相当する荷重を作用させてスポークに生ずる応力を測定した。車両走行中車輪に作用する最大水平力は最大ジャーナル荷重の 0.4 倍かかるものと考え、前報の数値

第1図 実験装置

計算に使用したと同一の 6 000 kg. を試験荷重とした。この荷重が実際にはタイヤフランジ部に作用するものであるが実験においてはフランジ部に荷重を作用させることは困難であるため第1図に示すように外輪上中心から 395 mm の P あるいは Q の位置において 30 mm 角の鋼片を介して荷重を与えることにした。また任意位置に荷重を作用させるために車両下端部のセンタ穴にジャッキを用い輪軸を自由にして所定の位置まで回転させることにした。本試験に使用した輪軸は第2図に示すような国鉄用 12t 長軸(平軸受型)付輪軸である。スポークに生ずる応力を測定するにはフッゲンベルガー型のひずみ計を使用し、これを第3図に示す S_1 , S_2 , あるいは S_3 の位置すなわちスポークの外輪フランジ側の内面より 80 mm の位置にひずみ計の一端をあて他端を中

第 2 図 実験に用いたスポーク車輪

心の方へ向うようにして取り付けた。これらの ひずみ計はその誤差が本実験においては省略して何らさしつかえない程度であることを確かめた上で使用した。第 3 図に示す A, B および C の位置に荷重をかけそのおのおの場合に対する ひずみ計 S_2, S_3 の読みを取り、更に D および A' の位置にておのおの S_3 および S_1 の読みを測定した。なお ひずみ計 はスポークの裏表に取り付けてその両側の ひずみ を測定した。試験最高荷重は前記のように 6 000 kg であるが、これを反覆上下させておのおの ひずみ計 の読みをとり同一の荷重位置に対して数回実験を行った。

3. 実験結果およびそれと計算結果との比較

前述の実験により 6 000 kg の水平力が作用した場合、おのおのスポークの ひずみ計取付部に生ずる応力および曲げモーメントを求めることができた。それらの結果を第 1 表および第 4 図に○印で示す。ここで角度 θ は荷重作用位置を基準にしてスポークのある位置を示すものである。

スポーク車輪に水平力が作用する場合の理論式による実物車輪に対する数値計算結果は前報に示した通りである。これを用いて本実験において ひずみ計 を取り付けしたスポークの部分に作用する曲げモーメントおよび曲げ応力を算出した。その結果を第 2 表および第 4 図に実線で示す。

これらの実験結果と計算結果を比較すれば両者はよく一致していることがわかる。ただ実験値が計算値に比してわずかではあるが小さいのは、リムの幅が実験に使用したものが計算例のものよりもわずか大きいためと考えられる。以上により前報の理論式ならびに数値計算例は十分正確なものであることが本実験によって確かめられた。よってここに前報に述べた結果のう

第 3 図 荷重作用位置および ひずみ計取付位置

第 4 図 スポークひずみ計取付位置に生ずる曲げ応力

ちスポークおよびリムに生ずる応力を示せば第 3 表および第 4 表のようであり、これらは本実験に使用した輪軸に 6 000 kg の水平力が作用したときに生ずる応力を十分な精度をもって示すものといえる。

4. 車軸のたわみ およびバックゲージの変化量

車軸の たわみ は第 1 図に示すように ポス (轂) 端面より 30 mm の点 L, N および中央部 M 点において、またバックゲージの変化は J, K 点において、おのおのダイヤルゲージを使用して測定した。その結果を第 5 表に計算結果と共に示す。車軸の たわみ についての計算は軸径を平均 168 mm の一様のものとみなし、かつ下部車輪内面ポス端部において固定されたも

第1表 スポークの ひずみ計取付部に生ずる曲げ応力および曲げモーメント実験結果

θ	45°	67°5'	90°	112°5'	135°	157°5'	180°
曲げ応力 kg/cm^2	110'0	58'6	23'9	-5'5	-22'0	-33'0	-44'0
曲げモーメント $\text{kg}\cdot\text{cm}$	2 780	1 500	600	-150	- 610	- 920	-1 130

第2表 スポークの ひずみ計取付部に生ずる曲げ応力および曲げモーメント計算結果

θ°	0°	22°5'	45°	67°5'	90°	112°5'	135°	157°5'	180°
曲げ応力 kg/cm^2	224'5	223'5	130'3	67'5	21'8	-9'0	-25'3	-38'8	-43'3
曲げモーメント $\text{kg}\cdot\text{cm}$	6 250	5 700	3 300	1 730	550	-250	- 700	-1 080	-1 200

第3表 スポークに生ずる応力 kg/cm^2

外 輪 の 幅 mm	リム側スポークの根元				ボス側スポークの根元			
	曲 げ 応 力		せん断応力		曲 げ 応 力		せん断応力	
	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小
114	907	- 207	195	- 39	1 410	- 269	121	- 24
128	984	- 256	187	- 46	1 270	- 313	116	- 29
142	1 034	- 312	182	- 53	1 216	- 353	113	- 33

第4表 リムに生ずる応力 kg/mm^2 (外輪の幅 114 mm の場合)

位 置	曲 げ 応 力		せん断応力	
	最 大	最 小	最 大	最 小
内 側	722	- 164	177	-36
外 側	49	- 42	54	- 5

第5表 車軸の たわみ およびバックゲージの変化量

位 置	た わ み mm			バックゲージの変化量 mm	
	上 部 (L)	中 央 (M)	下 部 (N)	荷 重 側 (J)	荷重反対側(K)
実 験 値	1'159	0'487	0'290	1'122	0'896
計 算 値	0'995	0'294	0'001	1'261	1'176

のとして算出したものであり、バックゲージの変化量についての計算は軸の曲りによる J, K 点の変位に、輪心自身の弾性変形をも考慮して求めたものである。すなわち第2報(13) 式の

$$\zeta = \frac{1}{E} \left\{ Z \int_0^x \int_0^x \frac{L-x}{I} dx dx - M_2 \int_0^x \int_0^x \frac{1}{I} dx dx \right\}$$

を使用してスポークのリム側根元の車軸に平行な方向の変位 ζ を求めてこれを軸の曲りによる J, K 点の変位に加えたものである。

車軸の たわみ は実験値と計算値とを比較すればやや誤差が大きいが、これは測定用ダイヤルゲージ取付台がやや不安定であったためと思われる。したがって LN 間の弾性変形を示す量 $(L+N)/2-M$ が信頼のおける値であるが、これでは計算値 0'202 に対し実験

値 0'238 となり、20% 程度の誤差で一致している。またバックゲージの変化については実験、計算両者を比較すれば計算値の方が荷重反対側において多少大き目になっている。また両者共荷重側が反対側に比して大きい値を示しているが、これは輪心の荷重側の弾性変形が反対側よりも大きいためである。

5. 結 び

スポーク車輪に水平力が作用した場合、スポークに生ずる応力を実験によって求め、これと第2報に示しておいた計算結果と比較してそのよく一致することを確かめた。また水平力が作用した場合の車軸の たわみ およびバックゲージの変化量をも測定し、これと略算式にて求めた計算結果とを比較し若干の誤差をもつよ

うではあるが実用上は使用してさしつかえない程度のものであることがわかった。したがってバックゲージの変化量を測定することにより逆に車輪に作用する水平力を知りうることが明らかにされた。

注：一

- (1) 昭和25年4月7日 第27期定時總會講演會において講演, 原稿受付 昭和25年4月24日.
- (2) (4) 正員, 新扶桑金屬工業會社製鋼所.
- (3) 正員, 金澤工業專門學校.
- (5) 永島: 機械學會論文集, 5巻 21號(昭14-11) I-170ページ.

629.11.012.342 : 625.033.4

スポーク車輪の強さに関する研究(第4報)⁽¹⁾

スポーク車輪に垂直荷重が作用する場合に生ずる応力

永島菊三郎⁽²⁾ 柴原正雄⁽³⁾

A Study of the Strength of Spoked Wheels (The 4th Report)

by Kikusaburō NAGASHIMA and Masao SHIBAHARA

Theoretical and experimental studies on the stress in a spoked wheel produced by a horizontal load have been made in the second and third reports. In succession to these studies, the writers made a theoretical study on the stress produced by a vertical load in a spoked wheel.

Pippard-Baker and Kreissig studied this problem already, but their reports are not complete and we cannot find how much load acts on the each spoke, that is, the strength of spoked wheels under vertical load has never been made clear yet.

From this point of view, in this report they introduced theoretical equations for the stresses produced by vertical load in each part of the spoked wheels. In these equations, the tire and the rim are treated as rings. That is to say that the tire is a ring on which a load acts from outside and the rim is also a ring on which the reaction force acts through the spokes from inside. and the spokes are treated as the beams on which the tensile force, the bending moment and the shearing force act at the boss and their rim-side roots.

Numerical examples for the wheels of railway rolling-stock under vertical load will be shown also in this report.

1. 緒 言

スポーク車輪が組立てられた状態で外輪, 輪心および車軸に生ずる応力については第1報⁽⁴⁾に, また水平力が作用する場合については第2報⁽⁵⁾および第3報⁽⁶⁾においてそれぞれ研究結果を報告した。本報においてはスポーク車輪に垂直荷重が作用する場合に生ずる応力に対する理論式を求め, なお例題として鉄道車両用スポーク車輪のおのおののスポークに作用する荷重を求めた数値計算結果につき報告する。

スポーク車輪に垂直荷重が作用する場合に生ずる応力については既に Pippard および Baker⁽⁷⁾, Kreipig⁽⁸⁾ などの論文があるがいずれも十分ではなく, 現在のところスポーク車輪に垂直荷重が作用した場合, おのおののスポークはいかなる力を分担しているかということは理論的にも実験的にも全然明らかにされていない。筆者らは外輪およびリムを, 外輪の外側において一つの集中荷重を受け, リムのスポーク根元においてスポークより伝えられる応力を受ける輪として二次

元的に取り扱い, スポークはリムおよびボスの根元においておのおのの垂直荷重によつて生ずる引張力, 曲げモーメントおよびせん断力を受けるはりとして, スポーク車輪に垂直荷重が作用する場合, 車輪各部に生ずる応力を求める計算式を導いた。これによればおのおののスポークにはいかなる荷重が分担されているか, したがってスポーク, リムおよび外輪各部に生ずる応力が計算によって求めることができる。

2. 略算式ボス(穀)および外輪リムの組合せは変形しないものと仮定した場合

スポーク車輪に垂直荷重が作用する場合に, 車輪のボスおよび外輪リムの組合せがスポークに比較してこわくその変形がスポークの変形に対して省略し得る程度ならば, スポーク車輪に生ずる応力は簡単に求め得る。すなわち第1図に示すようにボスおよび外輪リムの組合せは変形せずそのままの形で δ だけ関係的に移動するものとする。今 φ なる位置にあるスポー