スポーク輪心とタイヤの焼嵌めに就て⁽¹⁾

(昭和 15 年 4 月 3 日 第 4 回日本工学会大会講演會に於て講演)

正 員 永 島 菊 三 郎⁽²⁾

摘 要

曩に筆者が導いたスポーク輪心にタイヤを焼嵌め車軸を力嵌めした場合に対する計算式を用ひ、スポーク輪心にタイヤを焼嵌めした場合に生ずる應力及び直圧力に対するスポークの数、スポークの横断面積、リムの厚さ及びタイヤの厚さの影響を調べ、これ等の影響を明らかにした。

1. 緒 言

筆者は曩にスポーク輪心にタイヤを焼嵌め車軸を力嵌めした場合に、タイヤ、輪心及び車軸に生ずる應力並にタイヤとリムの間及び轂と車軸の間に生ずる圧力等に対する計算式を導き、且例題として第 1 図に示すスポーク輪心にタイヤを焼嵌めした場合、車軸を力嵌めした場合及びタイヤを焼嵌め、且車軸を力嵌めした場合の應力及び圧力を示した⁽³⁾。最後の例題の計算結果は第 2 図に示す様である。尙この計算式に依る結果は実物輪心に車軸を力嵌めした場合の測定結果並に光弾性に依る実験結果と良く一致する。

第 1 図 計算例のスポーク車輪

その後、実際のスポーク輪心にタイヤを焼嵌めした時に輪心に生ずる変形を測定した結果⁽⁴⁾が発表されたので、この実験に用ひたスポーク輪心及びタイヤに就て計算した結果と実験結果とを比較し得たので、これをこゝに示す。

尙スポーク輪心のスポークの数、スポークの横断面積及びリムの厚さ等が変化すれば、タイヤ及び輪心に生ずる應力及び焼嵌めに依て生ずる圧力等が如何に変るかといふことは、スポーク輪心の設計上重要な事柄である。又タイヤは使用されるに従て磨耗及び削正に依てその厚さが次第に減少するが、これに依てタイヤ及び輪心に生ずる應力及びタイヤとリムの間の直圧力が如何に変化するかは、スポーク車輪の設計上並

第 2 図 スポーク輪心にタイヤを焼嵌めし軸を力嵌めした場合の應力状態 ($\epsilon=1\%$, $\epsilon'=1.1\%$)

に使用上大切な事柄である。これ等は何れも前述の計算式より明らかになし得るが、筆者は客貨車用スポーク輪心として一般に用ひられる例に就て数値計算を行ひ、スポークの数及び横断面積、リム及びタイヤの厚さ等の影響を具体的に求めたので、この結果をこゝに示す。

2. スポーク輪心とタイヤの焼嵌め実験の結果と計算結果との比較

(1) 実験の概要とその結果

タイヤの焼嵌め実験に用ひたスポーク輪心及びタイヤの形状及び寸法は第 3 図に示す通りである。輪心には第 4 図に示す位置にある不銹鋼の鏡上に線を入れ、各測定位置間の距離を標準尺とカセドメータを用ひて測定し、この測定距離のタイヤ焼嵌めの前後の差を以て各位置における焼嵌めに依て生じた変形とした⁽⁵⁾。この焼嵌め実験の結果⁽⁶⁾を次の第 1 表に

(1) A Study of the Shrinkage Fits of Tire on to Spoked Wheel Centre. (2) Kikusaburō NAGASHIMA, Member, Sumitomo Metal Industries. 住友金属工業会社プロペラ製造所兼製鋼所。

(3) 輻車輪の強さに関する研究 (第 1 報), 機械学会論文誌, 2 巻, 428 頁 (昭. 11-11). (4) 鉄道大臣官房研究所に於て行つた実験である、詳細は脚註 (5), (6) 参照。

(5) 試験の詳細は鉄道省車輛研究会特別委員会経過報告 (昭和 10 年度) 26~30 頁参照。 (6) 鉄道省車輛研究会特別委員会経過報告 (昭和 11 年度) 40~43 頁。

第 1 表 タイヤ焼炭め実験の結果 (焼炭め代 $\epsilon=1.47\%$)

第3図に示すスポーク輪心に焼詰め代 $\varepsilon = 1.47\%$ を以て同図に示すタイヤを焼詰めした場合に、輪心各部に生ずる変形を、前述の計算式を用ひて求めた結果を第1表の結果と比較すれば第2表に示す様になる。

	半 径 方 向 の 変 位 mm					
	轂外周と リムの間		スポーク の変形	リムの 変形 (中心よ り測定)	轂外周 (直径に 対し)	轂内面 (直径に 対し)
	スポークの 中心線上	スポーク の中央				
実験結果	0.22	0.24	0.11	0.25	0.025	0.03
計算結果	0.14	0.21	0.09	0.22	0.03	0.03

第2表に於て轆内面における変位は実験結果と計算結果とが良く一致するが、轆外周における変位はかなり相違してゐる。これは測定方法が異なるために生じたものである。轆内径はマイクロメータで軸方向に於て3箇所の直径を測定した結果の平均値であるから、計算式における変形と同じ意味のものに近くなつてゐる。然るに轆外周では第4図に示す様に両端面における変形を測定したもので、特にスポークから遠い方の端面即ち内側の端面に於ては変位が認められない程である。計算結果は軸方向の平均値を考へてゐるので、相當長い轆の端面における測定結果とは幾分相違する筈である。尚リム及びスポークの変形は計算結果と実験結果が相當に良く一致するが轆外周とリムの間の変形が割合に一致しない。これも轆外周の変形が上述の理由に依て実験結果と計算結果とが一致しないためである。斯様な考を以て第2表を見れば、筆者の計算式を用ひて計算した結果はかなり良く実験結果と一致してゐることが解る。尚この実験の結果から輪心及びタイヤに生ずる應力を求めることは困難であるが、この実験に用ひたスポーク輪心にタイヤを焼嵌めた場合に生ずる應力を筆者の計算式を用ひて求めた結果を図示すれば第5図に示す様になる。

本文 2 及び脚註 (3) の論文に述べた処に依り、筆者のスポーク車輪に関する計算式は、実験と良く一致する結果を示すことが解つた。従て本計算式に依てスポーク車輪の特性を窺ひ得る。第 1 図に示すスポーク車輪に就ての計算結果は

第2図その他脚註(3)の論文に示す通りであるが、このスポーク車輪でスポークの数及び横断面積の平均値が変れば、應力及び直圧力は如何に変るであらうか。この点に就て筆者の計算式を用ひ、スポーク輪心にタイヤを焼嵌め車軸を力嵌めした場合に生ずる應力及び直圧力を求め、これ等を比較した。但しここにはタイヤの焼嵌め代 $\varepsilon=1\%$ 、車軸の力嵌め代 $\varepsilon'=1.1\%$ の場合に対するものゝみを示す。スポークの数及び横断面積が第1図に示すものと異なる場合には、タイヤの焼嵌め及び車軸の力嵌めに依て生ずる應力及び直圧力の数値は幾分異なるが、その分布状態は第2図に示すものと同様である。従て夫々の場合の應力及び直圧力の分布状態を示すことは省略して、應力及び直圧力の最大値、最小値その他を図示すれば第6～14図のようになる。

第6図にはタイヤのフランジ尖端に生ずる円周方向應力がスポークの横断面積と共に如何に変化するかを、スポークの数が8, 9及び10の場合に対して示してある。第7図は同様にタイヤの踏面に生ずる應力の変化を示す。これ等の図における最大値は何れもスポーク中心線上に於て生じ、最小値はスポークとスポークの中央に於て生ずることは第2図に示すものと同様である。これ等の図に依てタイヤのフランジ尖端及び踏面における円周方向應力は、スポークの横断面積の大きいほど大きくなり、スポークの数が増す程最大値と最小値との差が減少する。但しこゝで踏面における円周方向應力はスポークの数が9の場合が最大値と最小値との差が最も小さくなつてゐる。第8図にはタイヤとリムの間の直圧力を示す。直圧力の最小値はスポークの数及び横断面積には殆ど無関係であるが、最大値はスポーク

第6図 タイヤフランジの尖端に生ずる円周方向應力 $\theta\theta'_f$ (スポークの数 N 及び横断面積 F_s が変わる場合)

第8図 タイヤとリムの間の直圧力 p (スポークの数 N 及び横断面積 F_s が変わる場合)

第9図 リムの外面に生ずる円周方向應力 $\theta\theta_0$ (スポークの数 N 及び横断面積 F_s が変わる場合)

第7図 タイヤ踏面に生ずる円周方向應力 $\theta\theta'_s$ (スポークの数 N 及び横断面積 F_s が変わる場合)

第10図 轂内面に生ずる円周方向應力 $\theta\theta_4''$ (スポークの数 N 及び横断面積 F_s が変わる場合)

第11図 軸と轂との間の直圧力の平均値 p' (スポークの数 N 及び横断面積 F_s が変わる場合)

第 12 図 軸と轂との間の直圧力の平均値から換算した轂の外径

クの数が多い程、横断面積の大きい程増加する。リムの外面に生ずる円周方向應力及び轂内面に生ずる円周方向應力は夫々第 9, 10 図に示す通りで、何れもスポークの数が多い程、横断面積の大きい程減少する。

車軸を力嵌めした場合に車軸と轂との間に生ずる直圧力の平均値は第 11 図に示す様である。尙本図には参考のためにタイヤを焼嵌めしていないスポーク輪心に車軸を力嵌めした場合の直圧力も示して置いた。タイヤのない場合には力嵌めに依て生ずる直圧力はスポークの数及び横断面積には殆ど無関係であるが、タイヤを焼嵌めしてある場合にはスポークの数及び横断面積が増す程、僅か乍ら直圧力は増加する。又タイヤを焼嵌めしてある場合と然らざる場合の直圧力を比較すれ

第 15 図 タイヤのフランジ尖端に生ずる円周方向應力 $\sigma_{\theta f}$ (リムの厚さの異なる場合の比較)

昭和 15 年 11 月]

第 13 図 軸の外面に生ずる円周方向應力 σ_{θ} (スポークの数 N 及び横断面積 F_s が変わる場合)

第 14 図 スポークの平均應力 (スポークの数 N 及び横断面積 F_s が変わる場合)

ば、第 11 図に示す場合にはその比は 1.11~1.31 となり、最も普通の場合と見られる $N=8$, $F_s=27 \text{ cm}^2$ 及び 30 cm^2 の場合では、この比は 1.25 及び 1.27 となる。従て普通のスポーク車輪では、輪心に車軸を力嵌め (嵌入代は 1.1% とする) して後にタイヤを焼嵌めすれば (焼嵌め代は 1% とする) 車軸と轂の間の直圧力 25% 程度増加することが解る。第 11 図に示す直圧力の平均値から逆に計算して、スポーク車輪に相當する円筒の外径、即ち同じ力嵌め代を與へた場合にスポーク車輪における直圧力の平均値と同じ直圧力を與へる円筒の外径を求めれば第 12 図に示す様になる。本図に依り力嵌めに依て生ずる直圧力の平均値に対してはスポーク車輪が如何なる外径を有する円筒に置き換へ得るかが解る。

第 13 図には軸の外面に生ずる円周方向應力を示す。この應力はスポークの数及び横断面積の増す程大きくなる。スポークに生ずる圧縮應力は予想通りスポークの数の多い程、スポークの横断面積の

第 16 図 タイヤの踏面に生ずる円周方向應力 $\sigma_{\theta t}$ (リムの厚さの異なる場合の比較)

第 17 図 タイヤの内面に生ずる円周方向應力 $\sigma_{\theta i}$ (リムの厚さの異なる場合の比較)

第 18 図 タイヤとリムの間の直圧力 p
(リムの厚さの異なる場合の比較)

大きい程小さくなる。これを図示すれば第 14 図のやうになる。以上に依りスポークの数が 8, 9 及び 10 の場合にスポークの横断面積が 24~30 cm² の間で変化すれば應力および直圧力等が如何に変化するかが解る。

4. リムの厚さの影響

スポークの数及び横断面積が変る場合における應力及び直圧力の変化は前述の通りであるがリムの厚さが増せば應力及び直圧力は如何に変るであらうか。こゝにスポークの数は 9, スポークの横断面積は 30 cm², その他の寸法は第 1 図に示す通りであるが、リムの内径が変りその厚さが 4.2 cm, 5.2 cm 及び 6.2 cm となるやうな三つの場合に就て計算した結果を示す。この場合にもタイヤの撓め代 $\epsilon=1\%$, 車軸の力嵌め代 $\epsilon'=1.1\%$ とする。

タイヤのフランジ尖端及び路面に生ずる円周方向應力を第 15, 16 図に示す。本図に依りタイヤこれ等の部分に生ずる円周方向の向應力の最大値はリムの厚さの大きい程

第 19 図 リムの外面に生ずる円周方向應力 $\theta\theta_0$
(リムの厚さの異なる場合の比較)

第 20 図 轂の内面に生ずる円周方向應力 $\theta\theta_4''$
(リムの厚さの異なる場合の比較)

第 21 図 轂と軸との間の直圧力 p' (リムの厚さの異なる場合の比較)

第 22 図 軸の外面に生ずる円周方向應力 $\theta\theta_4'''$
(リムの厚さの異なる場合の比較)

第 23 図 スポークの平均應力 (リムの厚さの異なる場合)

減少し、最大値と最小値の差もリムの厚さの大きくなる程小さくなることが解る。第 17 図にはタイヤの内面に生ずる円周方向應力を示すがこの應力はリムの厚さが増す程大きくなる。撓め代に依てリムとタイヤの間に生ずる直圧力は第 18 図に示す様にリムの厚さの大きい程最大値は減少するが、平均値は増加する。リムの外面に生ずる円周方向應力は第 19

図に示すやうにリムの厚さの増す程減少する。轂内面の円周方向應力、轂と車軸の間の直圧力及び車軸外面に生ずる円周方向應力は夫々第 20, 21, 22 図に示すやうにリムの厚さの大小には殆ど影響されない。スポークに生ずる平均圧縮應力は第 23 図に示す様で、リムの厚さが 5.2 cm の場合が最小になつてゐる。以上に依りリムの厚さの影響を覗ひ得たが、

第24図 タイヤのフランジ尖端に生ずる
円周方向応力 $\hat{\theta}\theta_1$
(タイヤの厚さの異なる場合の比較)

第25図 タイヤの踏面に生ずる円周方向応力 $\hat{\theta}\theta_1'$
(タイヤの厚さの異なる場合の比較)

第26図 タイヤの内面に生ずる円周方向応力 $\hat{\theta}\theta_1''$
(タイヤの厚さの異なる場合の比較)

第27図 タイヤとリムの間の直圧力 p
(タイヤの厚さの異なる場合の比較)

第28図 リムの外面に生ずる円周方向応力 $\hat{\theta}\theta_0$
(タイヤの厚さの異なる場合の比較)

第29図 轂の内面に生ずる円周方向応力 $\hat{\theta}\theta_0'$
(タイヤの厚さの異なる場合の比較)

第30図 轂と軸との間の直圧力 p'
(タイヤの厚さの異なる場合の比較)

第31図 軸の外面に生ずる円周方向応力 $\hat{\theta}\theta_0''$
(タイヤの厚さの異なる場合の比較)

第 32 図 タイヤのフランジ尖端に生ずる円周方向応力 $\bar{\theta}\theta'_f$ とスポーク横断面積 F_s との関係 (タイヤの厚さの異なる場合の比較)

第 33 図 タイヤの踏面に生ずる円周方向応力 $\bar{\theta}\theta'_1$ とスポーク横断面積 F_s との関係 (タイヤの厚さの異なる場合の比較)

第 34 図 タイヤとリムの間の直圧力 p とスポーク横断面積 F_s との関係 (タイヤの厚さの異なる場合の比較)

少なくなることが解つた。

5. タイヤの厚さの影響

タイヤは使用されるに従て磨耗及び削正に依てその厚さを減少し、タイヤに生ずる円周方向応力は増加し、タイヤとリムの間の焼嵌め圧力は減少する筈である。その結果タイヤの折損及びタイヤの弛緩を生ずる傾向が増加するので、この見地からタイヤの厚さが減少した場合の応力及び直圧力の変化を知ることは大切である。リムの厚さが 4.2 cm でその他は 4 の例題と同様のスポーク輪心 (即ちスポークの数 $N=9$ 、

スポークの横断面積 30 cm²、その他の寸法は第 1 図に示す通りのもの) に、焼嵌め代 $\epsilon=1\%$ を以てタイヤを焼嵌めし、且力嵌め代 $\epsilon'=1.1\%$ を以て車軸を力嵌めした場合、タイヤの厚さが 6.3 cm (新しい場合) から 2.2 cm (使用限度) に減少すれば応力及び直圧力は如何に変化するかを計算で求め、これを図示すれば第 24~31 図のようになる。

タイヤのフランジ尖端、踏面及び内面に生ずる円周方向応力は第 24, 25, 26 図に示す様に何れもタイヤの厚さが減少すれば増加する。尙これ等の応力の最大値と最小値の差もタイヤの厚さが減少する程大きくなる。タイヤとリムの間の直圧力は第 27 図に示す様に減少し、平均値では 321 kg/cm² から 158 kg/cm² に減少する。第 28 図にはリムの外面における円周方向応力を示すが、タイヤの厚さが減少すればこの応力も減少する。轆の内面における円周方向応力は第 29 図に示すやうにタイヤの厚さが減少すれば増加する。又轆と車軸の間の力嵌め圧力及びこれに依て車軸に生ずる円周方向応力は第 30, 31 図に示す様に何れもタイヤの厚さが減少するに従て減少する。

以上はスポークの横断面積が 30 cm²

の場合であるが、これに依てタイヤの厚さが減少すれば応力及び直圧力が如何に変化するかを窺ひ得られる。スポークの横断面積が 24 cm², 27 cm² の場合にも同様の計算を行つたが、何れも同様の結果が得られた。今代表的にタイヤのフランジ尖端及び踏面に生ずる円周方向応力及びタイヤとリムの間の焼嵌め圧力を図示すれば第 32, 33, 34 図のようになる。本図に依てスポークの横断面積が変つても、タイヤに生ずる応力及びタイヤとリムの間の焼嵌め圧力は余り変わらないことが解る。

6. 結 び

以上述べたところより次の結論が得られる。

- (1) 実際のスポーク輪心にタイヤを焼嵌めした実験結果と筆者の計算式に依る計算結果とは良く一致する。
- (2) 普通の客貨車用スポーク車輪では、輪心に車軸を力嵌めして後にタイヤを焼嵌めすれば車軸と轆の間の直圧力は約 25% 増加する。
- (3) スポーク輪心又はスポーク輪心にタイヤを焼嵌めしたスポーク車輪に車軸を力嵌めする場合、力嵌めに依て生ずる直圧力の平均値から考へたスポーク輪心又はスポーク車輪に相當する円筒の大きさが明らかにされた。
- (4) 応力及び直圧力の分布から見れば、スポークの横断面積が小さく、スポークの数が多い程良い⁽⁷⁾。

(7) スポークの数及び横断面積に就ては焼嵌め及び力嵌めに依る応力の他に、尙運轉中に車輪に加はる荷重に対する強さ及び製作上の問題も慮せねばならぬからこの点は注意せねばならない。

- (5) リムの厚さを増せば應力及び直圧力の最大値と最小値の差は減少するが、リムの厚さが相當大きくなつても、最大値と最小値との間には尙相當の差がある。従てリムの厚さを増して應力及び直圧力を一様に近くすることは實際上困難である。
- (6) タイヤの厚さが減少すればタイヤに生ずる應力は著しく増加し、タイヤが使用限度に達すれば新しい場合の 50 % 程度増加する。
- (7) タイヤの厚さが減少すればタイヤとリムの間の直圧力は

減少し、使用限度に達すれば新しい時の圧力の約 50% となる。

終りに本研究は筆者が住友金属工業株式会社製鋼所に於て行つたものであることを附記し、併せて御懇切な御指導を賜はつた同社荒木取締役並に本研究に助力された同社製鋼所の職員各位に対し厚く感謝の意を表する。尙本研究における面倒な数値計算は同所の松井稔氏の手になるもので同氏の熱心な助力に対し厚く感謝の意を表する。

(昭和 15 年 9 月 5 日受付)

スポーク輪心とタイヤの焼嵌め圧力を一様にする 焼嵌め代に就て⁽¹⁾

(昭和 15 年 4 月 3 日 第 4 回日本工学会大会講演會に於て講演)

正 員 永 島 菊 三 郎⁽²⁾

摘 要

スポーク輪心にタイヤを焼嵌めした場合にタイヤとリムの接触面に生ずる焼嵌め圧力を円周方向に於て一様にするには、如何なる焼嵌め代を與ふれば良いか、又斯様な焼嵌め代を與へた場合にはタイヤ及び輪心に如何なる應力を生ずるかを計算式を用ひて調べた。

1. 緒 言

スポーク輪心に一定の焼嵌め代を以てタイヤを焼嵌めした場合に、タイヤとリムの間に生ずる直圧力は、曩に述べた⁽³⁾様に、スポークの位置で最大となり、スポークとスポークの中央で最小となる。この直圧力を円周方向に於て一様にするには如何なる焼嵌め代を與へれば良いか、又斯様な焼嵌め代を與へた場合にはタイヤ及び輪心に如何なる應力を生ずるか。この問題に就て計算式を用ひて調べた結果をこゝに示す。

2. 計 算 式

スポーク輪心にタイヤを焼嵌めした場合にタイヤ及びリムに生ずる應力及び変位は次式で表はされる⁽⁴⁾。但し $\widehat{rr}$ = 半径方向の垂直應力、 $\widehat{\theta\theta}$ = 円周方向の垂直應力、 $\widehat{r\theta}$ = 剪断應力、 u_r , u_θ = 半径方向及び円周方向の変位である。

$$\left. \begin{aligned} \widehat{rr} &= K_2 + \frac{K_3}{r^2} - \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \left(\frac{\pi n}{\alpha} - 2 \right) A_n r^{\frac{\pi n}{\alpha}} - \left(\frac{\pi n}{\alpha} + 2 \right) B_n r^{-\frac{\pi n}{\alpha}} \right. \\ &\quad \left. + \frac{\pi n}{\alpha} \left(\frac{\pi n}{\alpha} - 1 \right) C_n r^{\frac{\pi n}{\alpha} - 2} + \frac{\pi n}{\alpha} \left(\frac{\pi n}{\alpha} + 1 \right) D_n r^{-\frac{\pi n}{\alpha} - 2} \right\} \cos \frac{\pi n}{\alpha} \theta \\ \widehat{\theta\theta} &= K_2 - \frac{K_3}{r^2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \left(\frac{\pi n}{\alpha} + 2 \right) A_n r^{\frac{\pi n}{\alpha}} + \left(-\frac{\pi n}{\alpha} + 2 \right) B_n r^{-\frac{\pi n}{\alpha}} \right. \\ &\quad \left. + \frac{\pi n}{\alpha} \left(\frac{\pi n}{\alpha} - 1 \right) C_n r^{\frac{\pi n}{\alpha} - 2} + \frac{\pi n}{\alpha} \left(\frac{\pi n}{\alpha} + 1 \right) D_n r^{-\frac{\pi n}{\alpha} - 2} \right\} \cos \frac{\pi n}{\alpha} \theta \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} \widehat{r\theta} &= \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{\pi n}{\alpha} A_n r^{\frac{\pi n}{\alpha}} + \frac{\pi n}{\alpha} B_n r^{-\frac{\pi n}{\alpha}} \right. \\ &\quad \left. + \frac{\pi n}{\alpha} \left(\frac{\pi n}{\alpha} - 1 \right) C_n r^{\frac{\pi n}{\alpha} - 2} - \frac{\pi n}{\alpha} \left(\frac{\pi n}{\alpha} + 1 \right) D_n r^{-\frac{\pi n}{\alpha} - 2} \right\} \sin \frac{\pi n}{\alpha} \theta \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (1)$$

$$\left. \begin{aligned} u_r &= \frac{1}{E} \left\{ (1-\sigma) K_2 r - (1+\sigma) \frac{K_3}{r} \right\} \\ &\quad + \frac{1}{E} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \left[-\frac{\pi n}{\alpha} (1+\sigma) + 2(1-\sigma) \right] \frac{A_n}{\frac{\pi n}{\alpha} + 1} r^{\frac{\pi n}{\alpha} + 1} \right. \\ &\quad \left. + \left[\frac{\pi n}{\alpha} (1+\sigma) + 2(1-\sigma) \right] \frac{B_n}{-\frac{\pi n}{\alpha} + 1} r^{-\frac{\pi n}{\alpha} + 1} \right. \\ &\quad \left. - \frac{\pi n}{\alpha} (1+\sigma) C_n r^{\frac{\pi n}{\alpha} - 1} + \frac{\pi n}{\alpha} (1+\sigma) D_n r^{-\frac{\pi n}{\alpha} - 1} \right\} \cos \frac{\pi n}{\alpha} \theta \\ u_\theta &= \frac{1}{E} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \left[\left(\frac{\pi n}{\alpha} + 2 \right) (1+\sigma) + 2(1-\sigma) \right] \frac{A_n}{\frac{\pi n}{\alpha} + 1} r^{\frac{\pi n}{\alpha} + 1} \right. \\ &\quad \left. - \left[\left(-\frac{\pi n}{\alpha} + 2 \right) (1+\sigma) + 2(1-\sigma) \right] \frac{B_n}{-\frac{\pi n}{\alpha} + 1} r^{-\frac{\pi n}{\alpha} + 1} \right. \\ &\quad \left. - \frac{\pi n}{\alpha} (1+\sigma) C_n r^{\frac{\pi n}{\alpha} - 1} + \frac{\pi n}{\alpha} (1+\sigma) D_n r^{-\frac{\pi n}{\alpha} - 1} \right\} \sin \frac{\pi n}{\alpha} \theta \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2)$$

(1) On the Allowance giving the Uniformly Distributed Pressure between a Tire and a Rim of a Spoked Wheel Centre.
(2) Kikusaburo NAGASHIMA, Member, Sumitomo Metal Industries. 住友金属工業株式会社プロペラ製造所製鋼所。
(3) 筆者、輻車輪の強さに関する研究 (第 1 報)、機械学会論文、2 巻、428 頁。(昭 11-11)。
(4) こゝで θ はスポークの中心線から測つた角度で、 2α は相隣れるスポークの中心線間の角である。尙詳細は脚註 (3) の論文を参照され度。

以下の計算に於てはリムに生ずる應力及び変位を $\widehat{rr}$, $\widehat{\theta\theta}$, $\widehat{r\theta}$, u_r , u_θ タイヤに生ずる應力及び変位を $\widehat{rr}'$, $\widehat{\theta\theta}'$, $\widehat{r\theta}'$, u_r' , u_θ' と表はし、且これ等に対する積分常数を夫々 K_2 , K_3 ,