

技術寄稿（第 11 回）

「大型車両の車輪に加わる負荷の解析および 車輪脱落事故の原因と対策に関する一考察」

（その①：車輪に加わる負荷の解析）

◇寄稿者

東京都立大学 システムデザイン学部

システムデザイン学科 客員研究員

工学博士 晴山 蒼一 氏

技術寄稿

「大型車両の車輪に加わる負荷の解析および 車輪脱落事故の原因と対策に関する一考察」

(その①：車輪に加わる負荷の解析)

東京都立大学

晴山 蒼一

ねじ締結体の設計や信頼性試験ではその締結体に加わる負荷を知ることが第一歩になる。本稿では、自動車技術会誌⁽¹⁾に掲載された小生の「大型車両の車輪に加わる負荷の解析および車輪脱落事故の原因と対策に関する一考察」、ASME IMECE 講演論文⁽²⁾、および SAE Technical Paper に掲載された「ねじ締結体の負荷解析」に関する論文⁽³⁾に加筆修正し解説するものです。

1. まえがき

機械構造物に使用されているねじ締結体では、初期締付け力低下や繰返し外力などを起因としてゆるみが発生する。ゆるみ（締付け力低下）によりボルトに加わる内力が増加し、ボルトの変動応力が疲労限度を超えて疲労破損などのトラブルを起こす。最近でもトンネル天井板崩落事故⁽⁴⁾、ジェットコースタのシャフトエンドねじの疲労破損⁽⁵⁾、航空機炎上⁽⁶⁾など国内ではねじトラブルに起因した重大事故が起きている。このように、ボルト一本のトラブルが人身事故や設備の破損を引き起こす場合があり、ゆるみに起因する疲労破損などを起こさないようなねじ製造技術、設計技術あるいはメンテナンス作業が不可欠である。ねじ技術にかかわる技術者・研究者の使命はこのようなねじトラブルの未然防止、不幸にして重大事故を起こしてしまった場合の事故分析や再発防止策の構築などとも言えそうである。

本研究では、終減速機を装備したオフロード車の車輪に加わる垂直・水平荷重（牽引力）、遠心力、駆動トルクの解析と実作業荷重の測定から実働負荷線図を作成する。その①では実作業下における建設機械ホイールローダの車輪に加わる負荷の測定および解析結果について述べる。

大型車の車輪脱落事故が後を絶たない。適正な締付けトルク管理と増締め的重要性が関係団体から指導されている。その②では、トルク法の特性からホイールボルトのゆるみ原因を検討し、ゆるみ防止法を提案する。トルクレンチで締付ける場合、高い初期軸力や、増締めを行っても十分な締付け力が得られない可能性がある。このことから、ホイールボルトのゆるみ防止には、効果的なゆるみ止め部品・装置やゆるみ止め方法を併用する必要がある。

2. 車輪に加わる負荷の解析

2.1. ホイールローダの代表的な作業⁽³⁾

図 1 はホイールローダの代表的な作業であるショベル&ダンプ作業である。本研究では、このような作業の中で車輪に加わる負荷荷重について検討する。

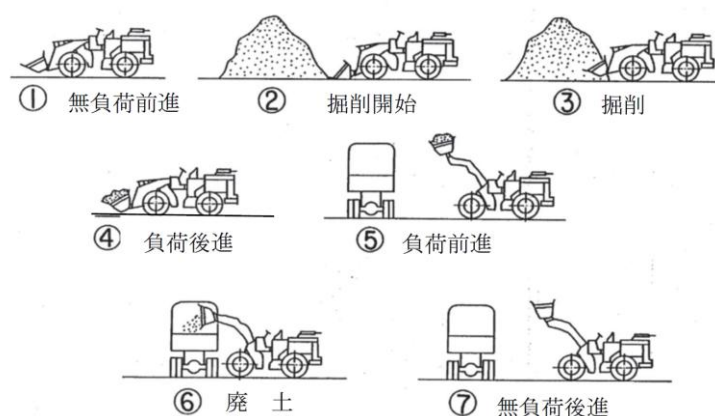


図 1 ショベルダンプ作業

2.2. アクスルの構造

図 2 はホイールローダ車輪部（アクスル構造）の概略図であり、アクスル部分に加わる負荷状況を模式的に示している。デファレンシャルギヤーから左右に分割されたドライブトルクが遊星歯車機構を用いた終減速機を経てディスクホイール（タイヤ）に駆動トルクとして伝えられる。ホイールローダのアクスル構造物やタイヤには垂直荷重 P_1 、水平荷重（駆動力） P_2 および旋回時の遠心力 P_3 がタイヤの接地点に加わる。

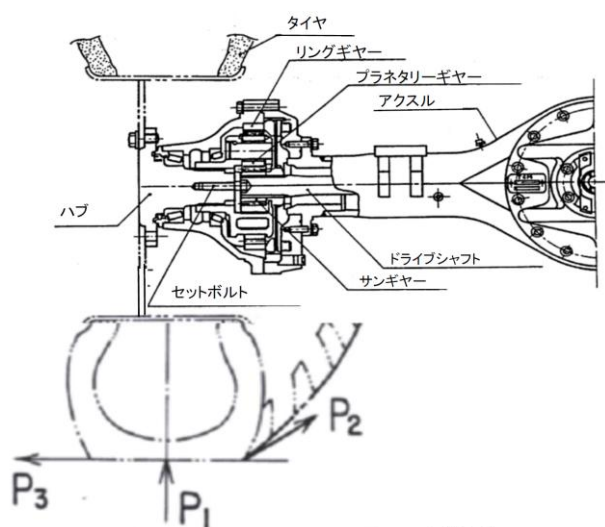


図 2 アクスル構造とタイヤに加わる荷重

2.3. 荷役作業時の荷重

図 3 には掘削時および走行姿勢での荷重のつり合いを示す。掘削作業時および負荷走行時は荷役装置系からの荷重が大きくなる。この時のフロントアクスル垂直荷重の算出式は式(1)となる。

$$P_1 = C_2 \{ L_A W_G + L_B R_R - (L_A + L_B) Q_1 \} / L_A \quad (1)$$

ここで、
 C_2 : 左右荷重配分比, W_G : 自重
 R_R : 後輪軸荷重, Q_1 : 掘削時後輪荷重
 L_A, L_B : 図 3 参照

一方、走行時（走行姿勢）では式(2)となる。

$$P_1 = C_2 \{ L_B + R_F + (L_A + L_B) W_A \} / L_B \quad (2)$$

ここで、
 R_F : 前輪軸荷重, W_A : 積載荷重

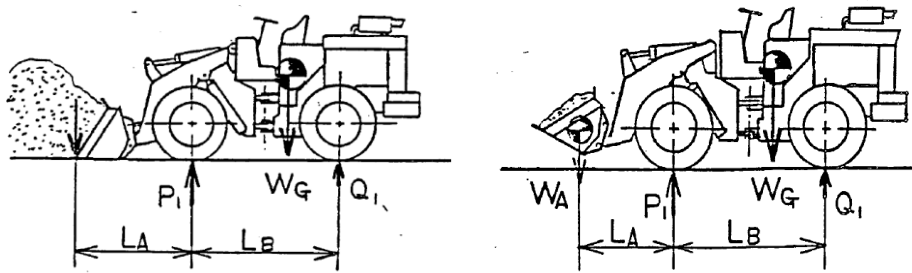


図 3 掘削姿勢および走行姿勢における荷重つり合い

2.4. パワートレイン系からの荷重

アクスルハウジングの前進時を想定した負荷状況の模式図は図 4 のようになる。デフ入力トルク T_p は、ドライブシャフトを通し終減速装置に回転トルクとして伝わる。これらのトルクは遊星歯車機構で構成される終減速機のサンギヤを介してプラネタリギヤに伝わりタイヤを駆動する。タイヤ駆動の反力はリングギヤ介してハウジング本体に T_A のねじりトルクを与える。図 5 に示すようにタイヤおよびハブは荷役系からの垂直荷重 P_1 および水平荷重（駆動力） P_2 の合力 P_E と前述のねじりトルク T_A を考慮した $T_A = P_E \times L_E$ となるような位置に合力 P_E が作用していると考えられる。

ハブボルトに加わる荷重は車輪に加わる垂直荷重が圧倒的に大きいと考えられるが。その変動荷重をハブボルトの軸力から得られる摩擦力で押さえねばならない。

また、ホイールローダは一般的には 4 輪駆動であり、車両の左側の前輪と後輪には前進時にはハブボルトを緩めようとするトルクが働く。一方、車両の右側の前輪と後輪には前進時にはハブボルトを締めようとするトルクが働く。後進時はその逆となる。ホイールローダは繰返し前後進を行う作業機でありハブボルトにとっては都合がよい。

また、換向はアーティキュレート（車体屈折）式であり前輪と後輪は同じ軌上を走行する。

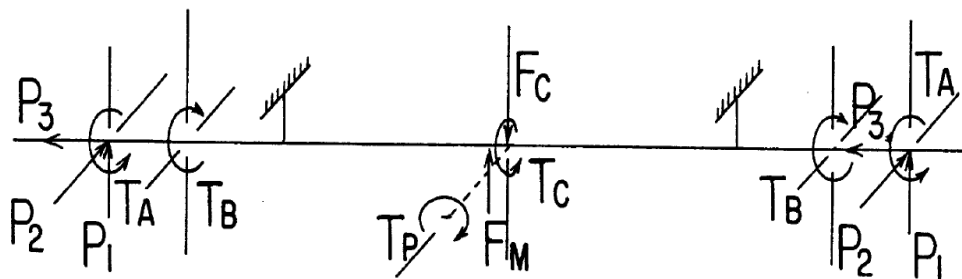


図4 荷重条件の模式図

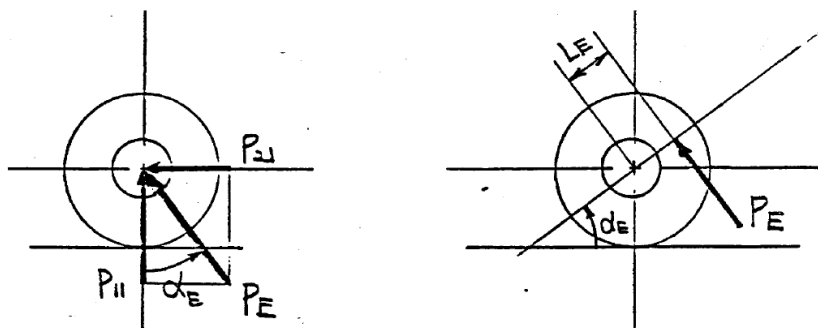


図5 タイヤホイールに加わる荷重とトルク

2.5. 制動時の荷重

制動時には、ブレーキ力の反力としてハウジング本体には T_A と反対方向のねじりトルク T_B が作用する。また、 P_2 の駆動力も反対方向に制動力として作用する。

制動時にはブレーキを使わずに前後進を切替えるようなオペレーションもあり、その場合には制動力ではなくドライブシャフトにはストールトルクが働く。

図6は自動車技術ハンドブック⁽⁷⁾による制動現象の解説図である。ホイールローダの場合上述のように制動力を使用しない作業もあり、タイヤやハブにどれほどの制動トルクがかかるのかも興味深いところである。

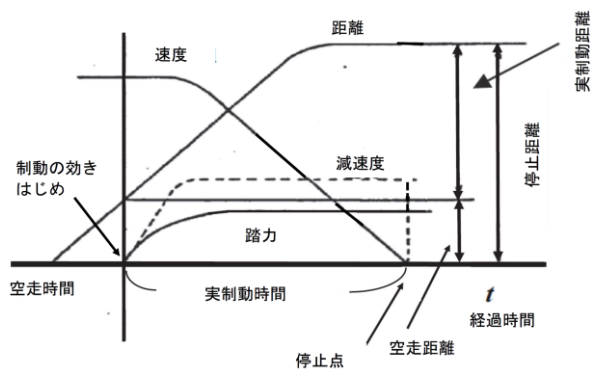


図 6 制動現象の概要

2.6. 遠心力による荷重

ホイールローダは通常作業中の速度は遅いが、旋回半径は小さい場合があり、遠心力に影響を与える場合もある。

遠心力 P_3 は一般に式(3)で示される。

$$P_3 = Wr\omega^2 = WV^2/r \quad (3)$$

ここで、

P_3 : 遠心力 (N)

W : 車両重量 (kg), r : 旋回半径 (m)

ω : 角速度 (rps), V : 走行速度 (km/h)

荷重比 P_3/W 、旋回半径 r および速度 V の関係は式(3)から図 7 のようになる。旋回半径は小さく、走行速度も低速で作業するホイールローダの場合、横荷重比は 0.1 程度と小さく、ハブボルト・ナットへの影響は小さいものと考えられる。

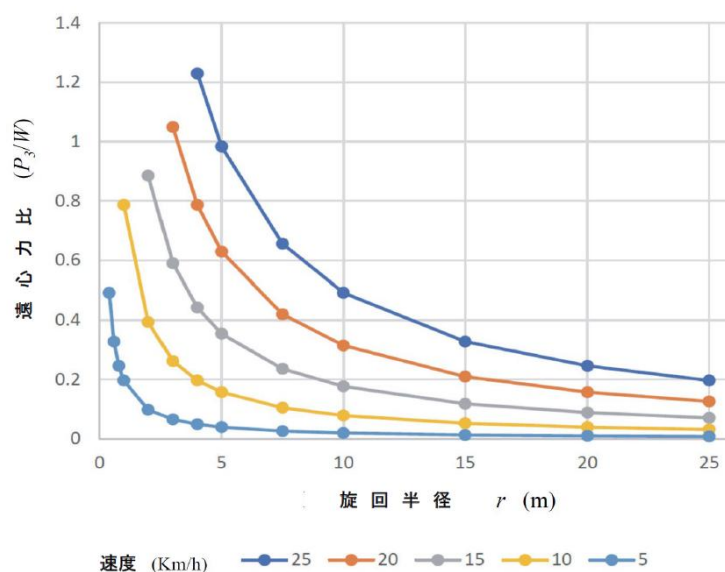


図 7 遠心力に与える速度と旋回半径の影響。

3. 実動荷重下の負荷測定結果⁽³⁾

3.1. 測定方法

負荷測定は、デフインプットトルク T_p (Nm) はトルクメータを用い、エンジン回転数はロータリエンコーダを用いた。タイヤに加わる垂直荷重 P_1 、水平荷重（駆動力） P_2 およびアクスルハウジングに加わるタイヤ回転力の反力 T_A は図 8 に示すハウジング外表面に張付けたひずみゲージで測定した。

図 9 には図 1 に示したホイールローダの標準的なショベルダンプ作業 1 サイクルの負荷測定結果を実働負荷線図として示した。測定結果のデフ入力トルク T_p および駆動トルクの反力であるアクスルハウジングねじりトルク T_A は掘削作業時に大きなトルク変動が観測されている。掘削作業を終了し後進に移る時には反転したトルクが発生している。その反転トルクは掘削時に比べ 1/3 程度となっている。

一方、車輪に加わる垂直荷重 P_1 および水平荷重（駆動力） P_2 も掘削時に大きな負荷変動が観測され、その後は車両重量に加えバケットに積載された土砂の積載荷重が加わっている。後進および前進後トラックへの積込み作業後は垂直荷重 P_1 は車両重量分となっている。水平荷重は掘削時の駆動力に対し後進に移るため符号が反転している。

遠心力 P_3 は本測定では無視できるほど小さく図には示していない。

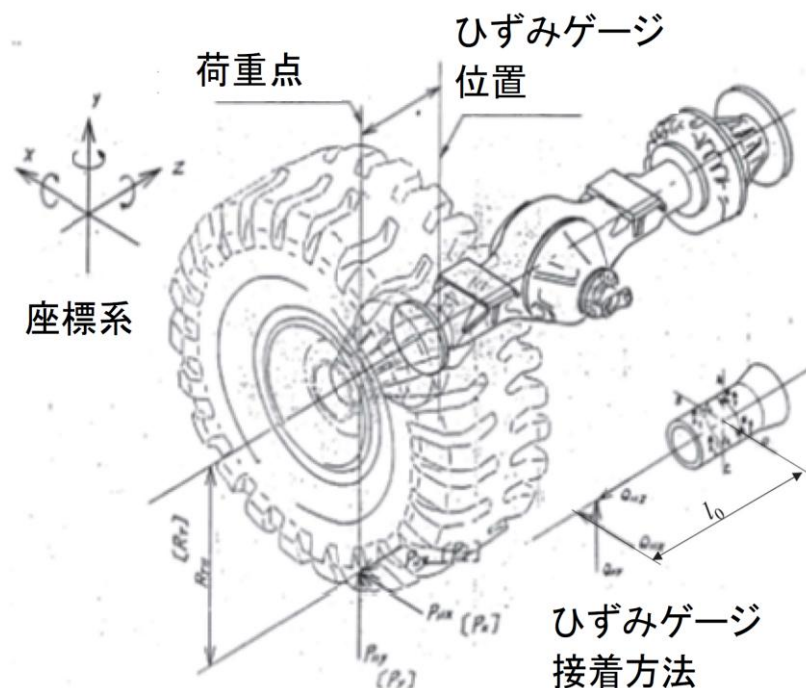


図 8 ひずみゲージによるタイヤに加わる荷重の測定

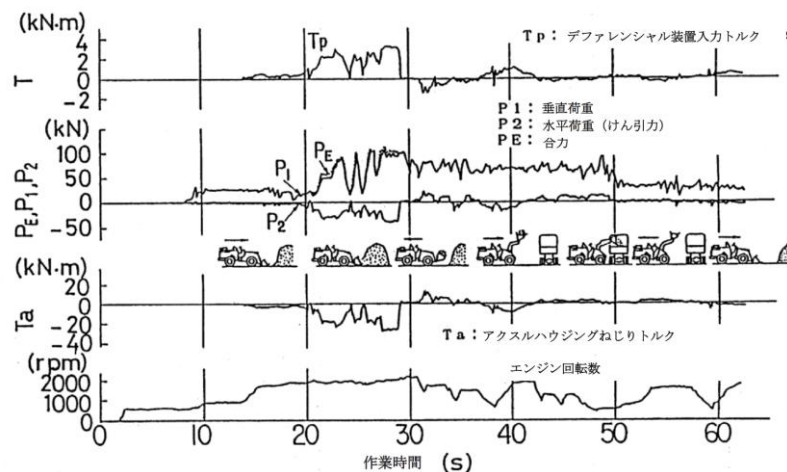


図9 ショベルダンプ作業における変動荷重の測定結果

3.2. 測定結果と台上試験ベンチへの適用

図9の測定結果と図5の結果からアクスルハウジングの台上試験ベンチは、図10に示す通り支配的な負荷状況を与える掘削作業時に対応した試験条件としている。合力 P_E の方向を考慮してアクスルハウジングは角度をつけてマウントしている。負荷荷重も図5のように L_E だけ偏心させて着力点としている。負荷治具はハブにハブボルトで装着している。



図10 アクスルハウジングの台上試験ベンチ

4. ハブボルト・ナットのゆるみ防止の考え方⁽⁸⁾⁽⁹⁾

4.1. ハブボルト・ナットのゆるみ現象

図11は以前行った2種類のディスクホイールを締結しているハブボルトの実働試験におけるゆるみ傾向を真数目盛にプロットしたものである。作業は約半日にわたる図1に示したショベルダンプ作業を600サイクル行った結果である。締付け直後のハブボルトの初期軸力を100%として、作業の進行に従って軸力の低下傾向をプロットしたもので、作業初期に大きな軸力低下

があるがその後は漸減傾向となっている。

図 12 はこの結果を両対数紙にプロットしたもので、強い線形傾向を示している。この両対数紙でのゆるみ（軸力低下）傾向が長期間でも同様に観測できるのかを実験的に求めたのが図 13 である。1 か月にわたる実験結果からも M24 ピッチ 2 のハブボルトで、やはり良い線形傾向を示しており、この回帰直線を延長すると将来のボルトのゆるみ寿命および軸力低下率を予測することができる。

これらの回帰直線は式(4)の方程式で示すことができる。

$$\log R = a + b \times \log N \quad (4)$$

ここで、 R : 測定軸力 / 初期軸力, N : 作業回数
 a, b : 定数

4.2. オフロード車両におけるハブボルト・ナットの構造

図 14 はホイールローダのハブボルトの装着状況の一例で、ホイールローダではスペースがありハブボルトのピッチ円半径は大きくとれ、かつボルト本数も多い。このためボルト軸力で路面からの垂直荷重や駆動トルクによるねじり力による軸直角方向および軸周りの荷重を摩擦力で押さえることができる。

一方、図 15 に示すような小型フォークリフトの前輪構造はスペースも狭くハブボルト本数も限られるため、軸直角方向の荷重をハブボルトの摩擦力だけでは押さえることができず、図 16 に示すような円錐座あるいは曲面座のハブボルトやハブナットが用いられ、軸直角方向の荷重を受け持っている。

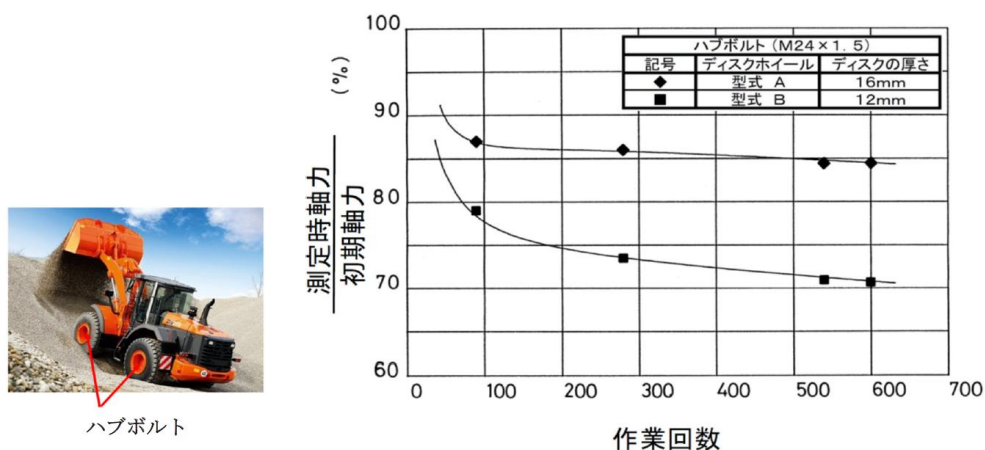


図 11 ハブボルトのゆるみ傾向（真数目盛り）

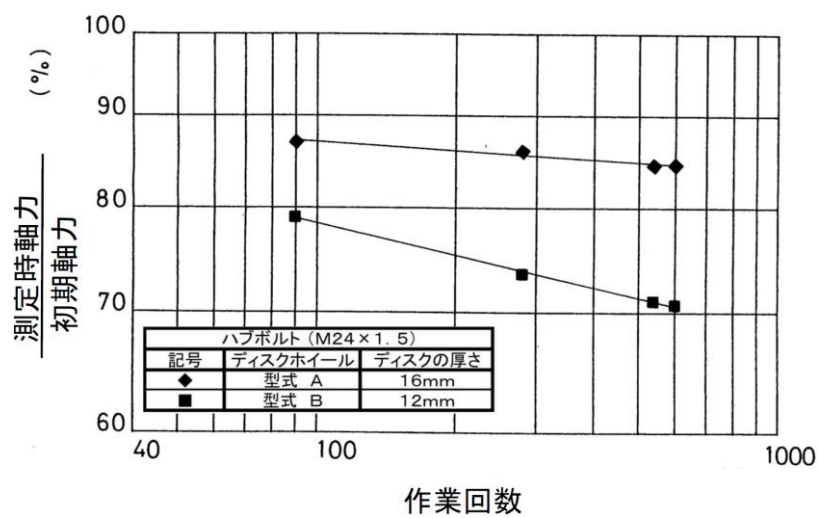


図 12 ハブボルトのゆるみ傾向（両対数目盛り）

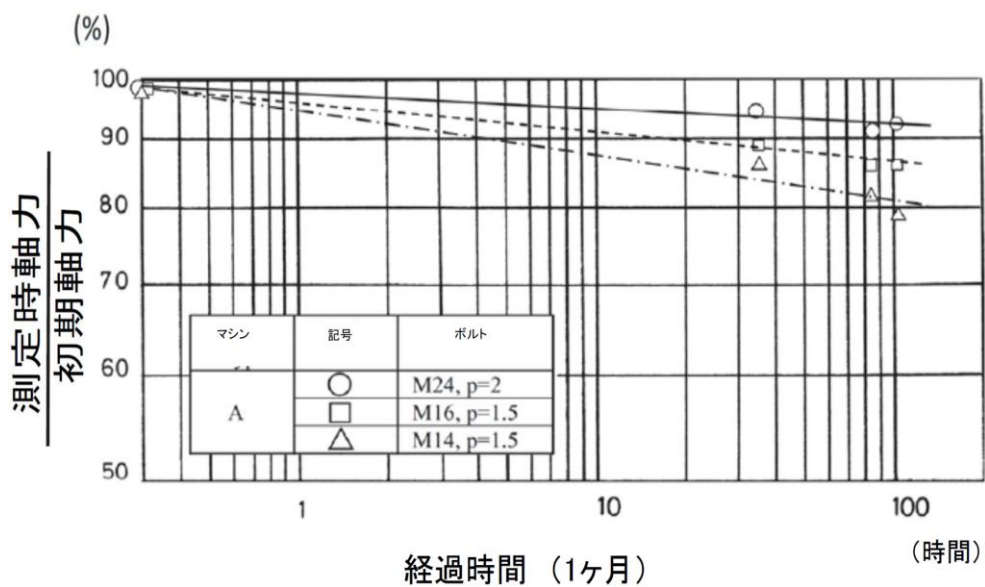


図 13 長期間のゆるみ傾向の観測



図 14 ハブボルトとその装着状況

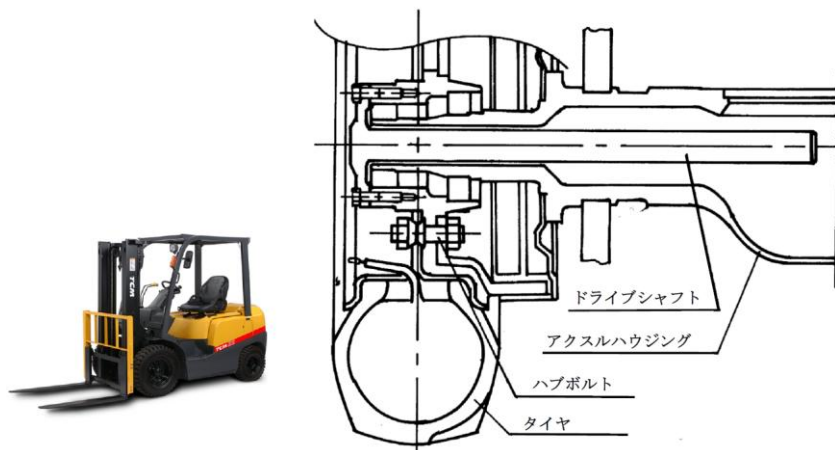


図 15 小型フォークリフトのディスクホイールの装着状況



図 16 小型フォークリフトのハブボルトの例

5. まとめ

本稿では、大型車両の車輪に加わる負荷の解析を実機稼働時の負荷の作用現象の測定と分析により行った。負荷条件を把握することは、設計段階でも実験開発段階でも重要で、第一歩となる。

本技術寄稿のその②では大型トラックの車輪脱落事故の原因と対策について検討結果を述べたいと考えています。

最後になりましたが、本研究は参考文献にも示す TCM（株）時代（現在会社は消滅）の研究の既発表資料によるところが大きい。ここに感謝申し上げます。

参 考 文 献

- (1) 晴山, 真鍋, 小林, 大型車両の車輪に加わる負荷の解析および車輪脱落事故の原因と対策に関する一考察, 自動車技術 (2024), 78-11, pp. 80-88.
- (2) Hareyama S., Manabe K., Shimodaira T., Hoshi A., Working Load Analysis and Strength Estimation for Bolted Joints during Actual Machine Operation, Proceedings of the ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2014-39193, 2014.
- (3) Hareyama S, Manabe K, , “Working Load Measurement and Analysis of Bolted Joint under Off-road Vehicle Operation,” SAE Technical Paper, 2018-01-1234, 2018, doi:10.4271/2018-01-1234.
- (4) 朝日新聞, 2012 年 12 月 3 日, トンネル崩落 死者 9 人.
- (5) 朝日新聞, 2007 年 5 月 6 日, コースター脱輪 女性死亡.

- (6) 日本経済新聞, 2007 年 9 月 3 日, ナット小さくボルト脱落 (航空機炎上事故).
- (7) 山本ほか, 自動車工学ハンドブック (昭和 42), p. 262, 朝倉書店.
- (8) 晴山, 浜田, 石丸: 実機稼働時におけるねじのゆるみおよび強度評価に関する研究 (第 1 報
ゆるみの絶対的評価法について), 日本機械学会論文集 Vol. 154, No. 503, pp.1, 559-1563 (1988).
- (9) Hareyama, S., Manabe, K., Kobayashi, S., 2019, “Residual Clamping Force Estimation and Lifetime
Prediction to Loosening Failure of Bolted Joints,” SAE Technical Paper 2019-01-1111,
doi:10.4271/2019-01-1111.

■寄稿者紹介

氏名 晴山 蒼一（はれやま そういち）

略歴 昭和 44 年 4 月 東洋運搬機株式会社（現：三菱ロジスネクスト）入社

昭和 44 年 5 月 同上 技術研究所第 2 研究室 配属

- ・ 構造物の強度評価システムの確立

- ・ ねじの適正締付けとゆるみ及び強度評価に関する研究に従事

平成元年 1 月 同上 技術研究所第 1 研究室室長

- ・ コンテナヤード管理システムの開発に従事

平成 7 年 9 月 同上 港湾 CHS 事業部 副事業部長

平成 18 年 4 月 同上 技術開発センター長

平成 20 年 4 月 同上 技師長、首都大学東京 非常勤講師

平成 22 年 4 月 日立建機（株）技術開発センター テクニカルアドバイザー

平成 24 年 4 月 首都大学東京 客員教授、蒼テクノロジー設立

令和 3 年 4 月 東京都立大学 客員研究員

⇒ 現在に至る