

令和7年度

「大型車の車輪脱落事故に係る実車を用いた
実証実験結果に基づく解析調査」

ホイール・ナット緩みに関するCAE解析報告書

国土交通省 物流・自動車局 自動車整備課

目次

1 目的	1
2 CAE 解析による調査概要	2
3 シミュレーション概要	3
3.1 シミュレーションモデル	3
3.2 外力測定条件	3
3.3 シミュレーション用入力波形	4
3.4 シミュレーションモデルおよび解析条件の見直し	5
4 シミュレーション条件	5
4.1 シミュレーションモデル	5
4.1.1 ナット本体、ワッシャーモデルの分離	5
4.1.2 全体モデルの見直し	6
4.1.3 詳細モデル見直し	7
4.1.4 遠心力条件の追加	8
4.1.5 外力入力点(固定点・入力点位置)の適正化	9
4.2 シミュレーション効率化	10
4.2.1 全体モデルによる各部材滑り量の把握	10
4.2.2 ホイール間累積滑り量の把握	11
4.2.3 ねじ部、内部のモデルの細分化及び粗分化	12
4.2.4 各部材接触抵抗調整によるナット緩みの加速条件	13
4.2.5 各部材の材料特性	13
4.2.6 解析入力条件(負荷履歴)短縮による演算時間の短縮	14
4.3 目標サイクル数の設定	16
4.3.1 連続サイクルによるナット締結緩み解析	16
5 シミュレーション結果	17
5.1 全体モデルシミュレーション結果	17
5.1.1 全体モデルシミュレーションによる各部材間の累積滑り量の算出	17
5.1.2 各接触面 20 サイクル累積すべり量の分布	17
5.1.3 全体モデルにおける積り滑り量最大値と初期軸力との関係	22
5.1.4 軸力とナット締めつけトルク	23
5.2 詳細モデルシミュレーション	24
5.2.1 初期軸力 45KN の結果	26
5.2.2 初期軸力 30KN の結果	28
5.2.3 初期軸 25KN の結果	30

5.2.4 初期軸 20KN の結果.....	32
5.3 ナットねじ部の累積滑り量分布図.....	34
6 解析結果まとめおよび考察.....	36
7 さらなる調査について	40
7.1 左右輪差に関する CAE 解析	40
7.2 市場走行条件を模擬した CAE 解析.....	42
7.3 市場調査および実機試験.....	43
7.4 実車耐久試験によるナット緩み挙動調査.....	44
8 結言.....	45

1 目的

大型車^{*1}の車輪脱落事故は、大事故に繋がりがねない大変危険なものである。国土交通省は、関係機関と連携し、啓発活動をはじめとした各種対策を行ってきたところであるが、大型車の車輪脱落事故は、令和5年度は142件、令和6年度は120件発生し、依然として多くの車輪脱落事故が発生しており予断を許さない状況である。

大型車の車輪脱落事故を専門的な観点から調査・分析することで原因を解明し、さらなる対策を講じることを目指し、大型車の車輪脱落事故に係るCAE^{*2}を用いた解析を実施し、結果を取りまとめた。

^{*1} 大型車: 車両総重量8t以上のトラック又は乗車定員30人以上のバスをいう。

^{*2} CAE: Computer Aided Engineering (コンピュータ支援工学)。コンピュータ上で製品の設計・開発に必要な物理現象(力、熱、流体など)をシミュレーションし、仮想的に性能や挙動を解析・評価する技術。

2 CAE解析による調査概要

本調査の実施に当たっては、令和5年度に実施した「大型車の車輪脱落事故に係る実車を用いた実証実験調査」(以下「令和5年度実車実験」という。)により得られたデータを基に実施した令和6年度CAE 解析結果(以下、「令和6年CAE解析」という。)をもとに検証を行った。

「令和5年度実車実験」における外力の測定結果および「令和6年度CAE解析」結果を基に、左右輪における回転方向の違いによるナットの緩みへの影響を解析した。

- ① ナットの微小座面滑り発生によるタイヤ脱落の可能性および左右輪の差の有無について検証した。
- ② CAE解析に用いるシミュレーションモデルは令和5 年度実験に用いた車両における部品と同等とし、令和6年度CAE解析で作成した後輪のモデルをもとに精度の向上、演算負荷低減(演算時間の低減)等を施した。
- ③ シミュレーションに用いるナットの締め付けトルク(ホイール・ボルトの軸力)およびサイクル数は有識者等との協議のもと決定した。

3 シミュレーション概要

3.1 シミュレーションモデル

「令和6年度CAE解析」と同様に以下車両および部品（「令和5年度年度実車実験」で使用した車両および部品）をモデル化しシミュレーションを行った。

- ① 車両総重量14 トン車 最大積載 5.7 トン
- ② 大型2 軸車（リアダブルタイヤ/タイヤサイズ265/70R19.5）
- ③ メーカー純正19.5インチアルミホイール（以下「ホイール」と言う。）
- ④ ホイール・ハブ（以下「ハブ」と言う。）
- ⑤ ISO方式平座面用ハブ・ボルト（アルミホイール用）（以下「ボルト」と言う。）
- ⑥ ISO方式平座面用ホイール・ナット（以下「ナット」と言う。）

モデル化した部品を図3-1に示す。



ホイール



ハブ



ボルト



ナット

図 3-1.モデル化部品

3.2 外力測定条件

「令和6年度CAE解析」と同様の条件により、以下のシミュレーションを実施した。

「令和5年度実車実験」において取得した、図3-2に示す直線加減速試験の速度パターンに基づく後輪の外力測定結果を用い、左右輪におけるナットの緩みへの影響についてシミュレーション解析を行った。なお、本走行パターンにおいては、車輪の回転方向およびそれに伴う回転方向の力（モーメント）のみが左右で反対となる条件である。

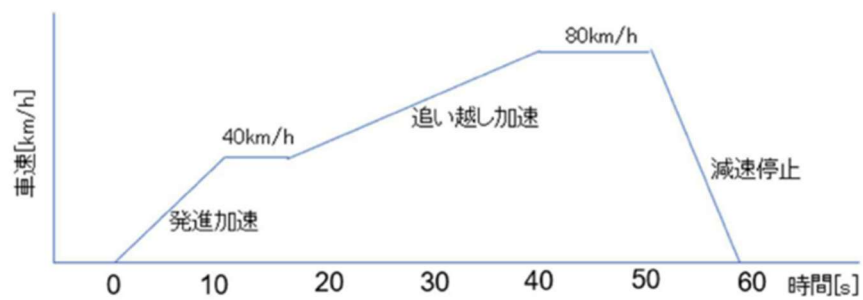


図 3-2 「令和 5 年度年度実車実験」における直線加減速試験速度パターン

3.3 シミュレーション用入力波形

「令和5年度実車実験」での外力計測結果をもとに「令和6年度CAE解析」では図3-3に示すシミュレーション外力の入力波形を生成した。

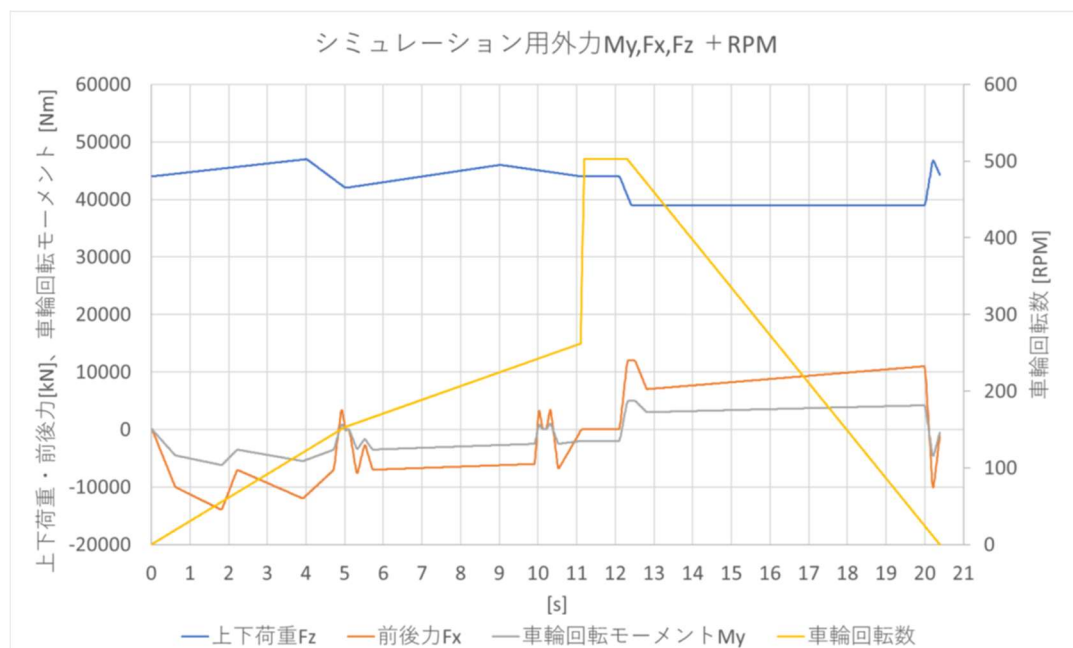


図 3-3 シミュレーション用外力および車輪回転数

3.4 シミュレーションモデルおよび解析条件の見直し

ナットの微小な座面滑りの発生によるタイヤ脱落の可能性、および左右輪における差異の有無を検証するため、「令和6年度CAE解析」のシミュレーション条件を基に、以下の見直しを行い、解析を実施した。

① 緩みの影響把握を目的としたモデルの詳細見直し

- ・ナットとワッシャーの分離
- ・全体モデルの見直し
- ・詳細モデルの見直し
- ・遠心力の入力条件の追加
- ・外力入力点(載荷位置)の適正化

② シミュレーションの効率化(演算時間の短縮)

- ・全体モデルによる各部材間の滑り量の把握
- ・詳細モデルにおけるねじ山部および内部のメッシュ分割の最適化

③ 加速試験条件の設定

- ・各部材間の摩擦係数を調整したシミュレーション加速条件の設定
- ・解析入力条件(負荷履歴)の簡略化による演算時間の短縮

④ 連続サイクルによるナット締結緩み解析

- ・目標サイクル数の設定

4 シミュレーション条件

4.1 シミュレーションモデル

4.1.1 ナット本体、ワッシャーモデルの分離

令和6年度ではナットとワッシャーを一体化した簡易モデルを用いていたが、本年度は微小座面滑りの再現性向上を目的として、実構造と同様にナット本体とワッシャーを分離したモデルを構築した。

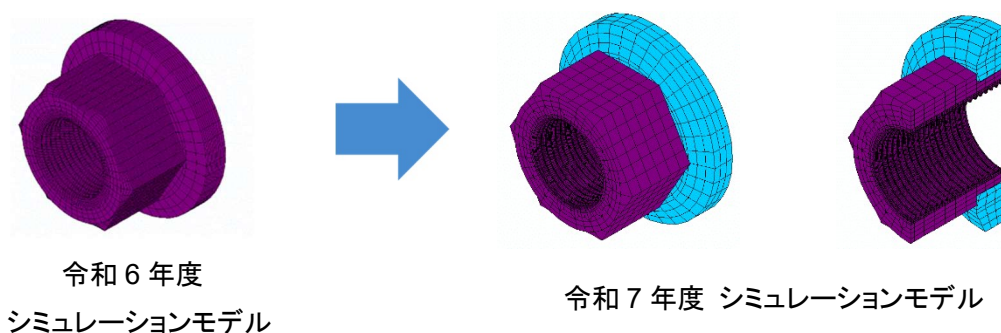


図 4-1. ナットシミュレーションモデル

4.1.2 全体モデルの見直し

令和6年度で作成したモデルは簡易的にハブのモデルをホイールとの接触部の形状のみを再現し剛体として扱った。令和7年度モデルでは実際のハブ全体をモデル化した。ただし、ハブ全体の剛性に大きく影響しないと考えられる小さなRやザグリ穴などは省略した。図4-2にハブ及全体モデルを示す。

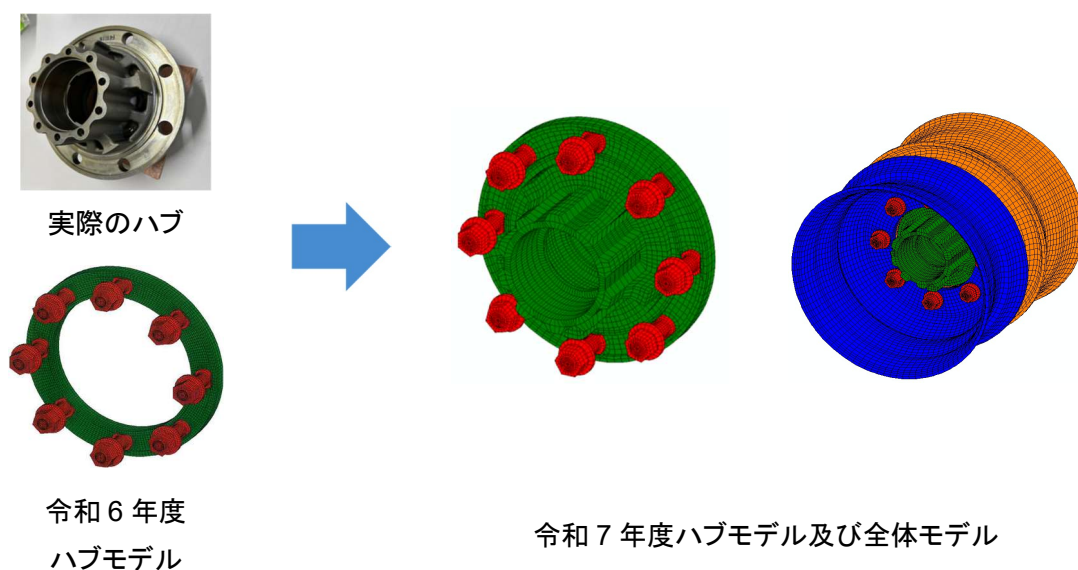


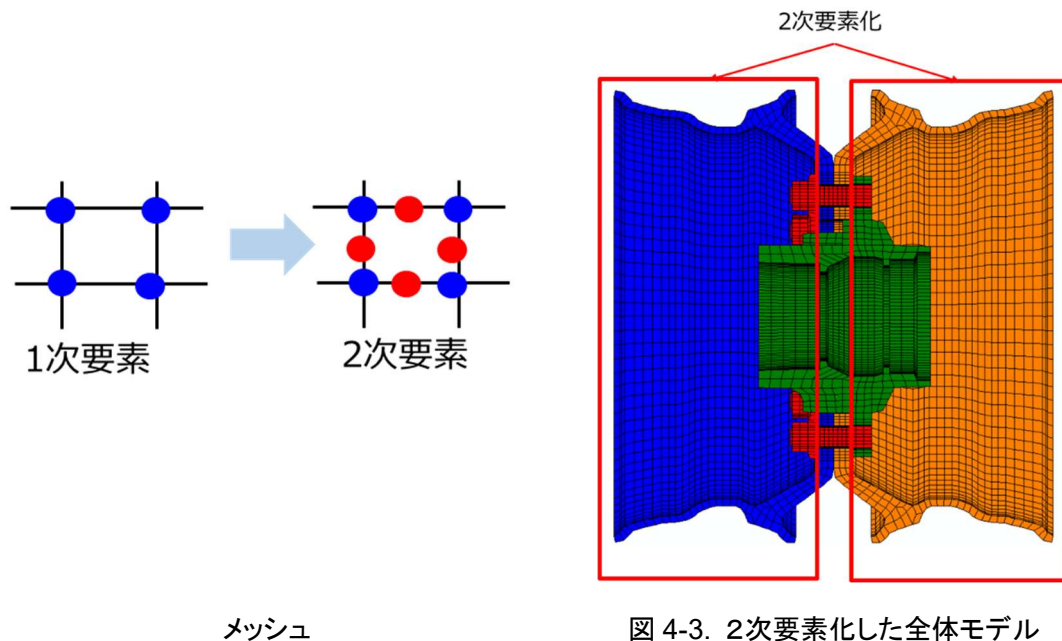
図 4-2. ホイール・ハブ シミュレーションモデル

ホイールに関しては演算負荷を低減するためメッシュ^{注1}を粗くしその分2次要素^{注2}を織り込み精度向上を図った。

注1:モデル化では、対象を格子状に細かく分割し、その分割の細かさをメッシュと呼ぶ。各格子の交点で応力や変位を計算することで、全体の挙動を求める。

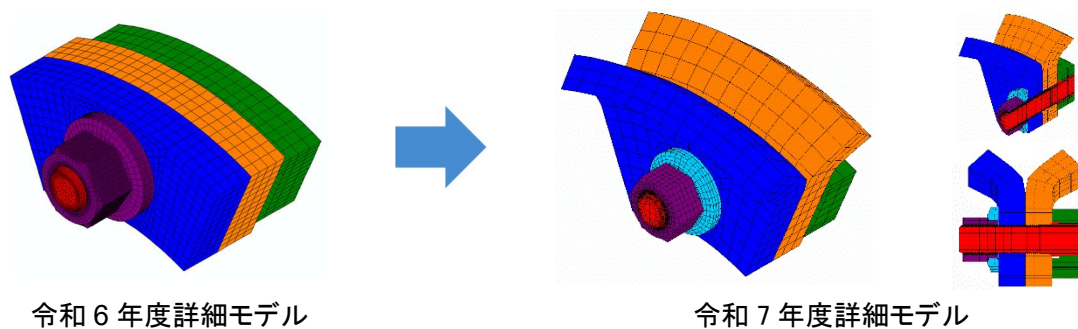
注2:2次要素とは、メッシュの各辺の途中にも節点(計算する点)を持つこと。これにより、変形や応力の分布をより滑らかに表現でき、解析精度が向上する。

図4-3.に2次要素を織り込んだ全体モデルを示す



4.1.3 詳細モデル見直し

全体モデルから切り出した詳細モデルの入力の影響をより正確に再現するため切り出し部分を拡大した。一方シミュレーション計算負荷(演算時間)を低減するためメッシュを粗分化した。



4.1.4 遠心力条件の追加

車輪回転時には、遠心力によりアルミホイールが外周方向へ引張られ、ポアソン比^{注3}の影響により板厚が減少し、その結果として軸力が低下する可能性がある。令和6年度のシミュレーションにおいては、1サイクル終了時点で軸力への影響が認められなかったことから、遠心力の影響は考慮していなかった。しかしながら、令和7年度においては連続サイクルによる影響が蓄積する可能性を考慮し、遠心力を入力条件として追加した。図4-5に遠心力の有無による比較結果を示す

注 3: ポアソン比とは、材料を引っ張ったときに、伸びる方向と直角方向にどれだけ縮むかを表す値

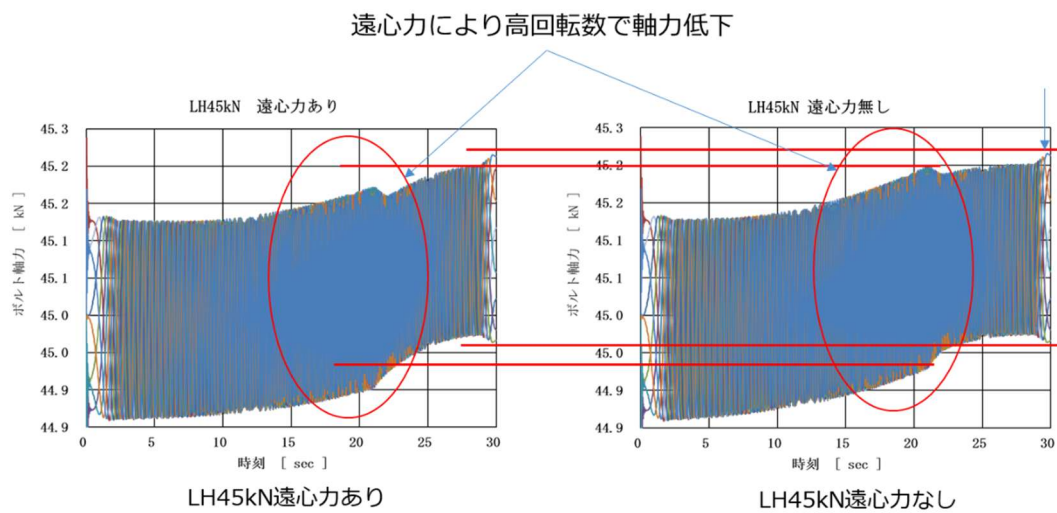


図 4-5.遠心力有無の比較

遠心力の影響を正確にシミュレーションするため、タイヤ重量をホイール外周に付加した。タイヤ1本あたり50kgに相当する質量要素をホイール外周に設定した。図4-6に質量を追加したモデルを示す。

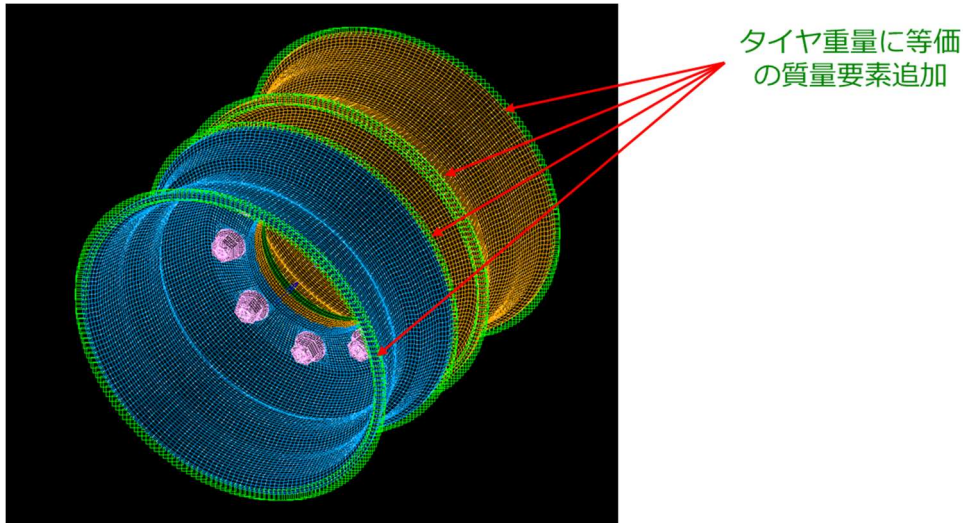
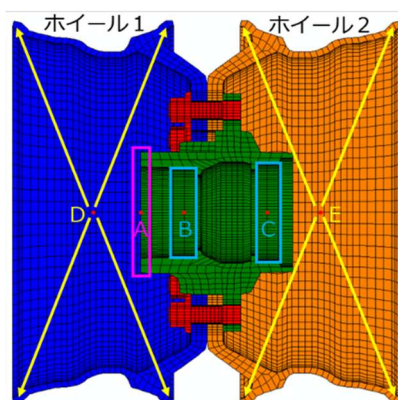


図 4-6.タイヤ質量の追加

4.1.5 外力入力点(固定点・入力点位置)の適正化

図4-7に、車輪モデルにおける固定点および入力点の位置を示す。固定条件については実機構造を踏まえ、回転方向の拘束をハブ先端のアクスルシャフト固定部(図中の点A)に設定した。また、前後方向、左右方向および上下方向の拘束を、ハブのインナーベアリングおよびアウトバーベアリングの挿入部(図中の点BおよびC)に設定した。さらに、前後力、上下力および制駆動力の入力点(载荷点)は、各ホイールのタイヤ取付部中心(図中の点D)に設定した



- A:固定点(車輪回転方向固定):ハブ端面と結合
- B:固定点(前後、上下、横方向を固定):ハブ内周と結合
- C:固定点(前後、上下、横方向を固定):ハブ内周と結合
- D:入力点(F_x , F_z , M_y):ホイール1外周と結合
- E:入力点(F_x , F_z , M_y):ホイール2外周と結合
- F_x :車両前後方向の車輪に加わる力
- F_z :車両上下方向の車輪に加わる力
- M_y :車輪回転方向の車輪に加わる力

図 4-7.モデルにおける固定点、入力点

4.2 シミュレーション効率化

4.2.1 全体モデルによる各部材滑り量の把握

ねじの緩みは、各部材間（ホイールとハブ間、2つのホイール間、ワッシャー座面とホイール間）において滑りが発生した後に生じるのが一般的である。このため、本解析では、まずボルトおよびナットをリベットとしてモデル化し、各部材間の滑り挙動の把握を行った。その上で、軸力の違いによる各部材間の滑り量を評価し、滑り量の増加が顕著となる初期軸力に着目して詳細解析を実施することで、シミュレーション全体の効率化を図った。図4-8にボルト及びナットをリベット化した全体モデルを示す。

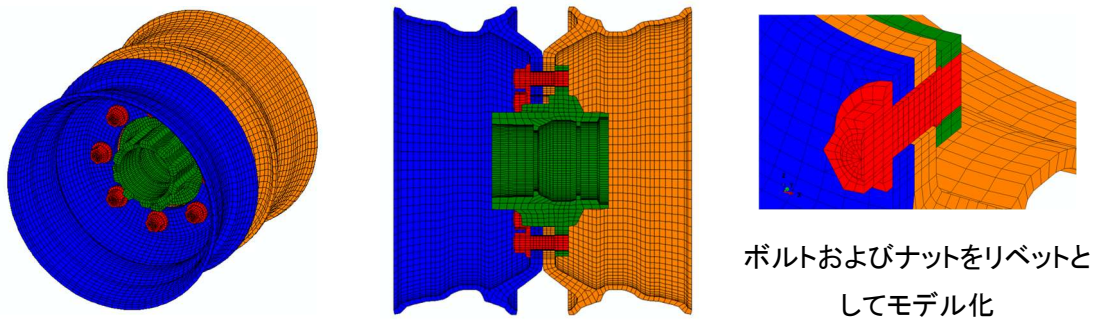


図 4-8.全体モデル

4.2.2 ホイール間累積滑り量の把握

ホイール間、ホイールとハブ間、ワッシャー座面とホイール間の接触面の累積すべり量分布を図4-9～図4-11に参考で示す。軸力が低く摩擦係数が小さいほど各部材間の滑り量が多いことがわかる。

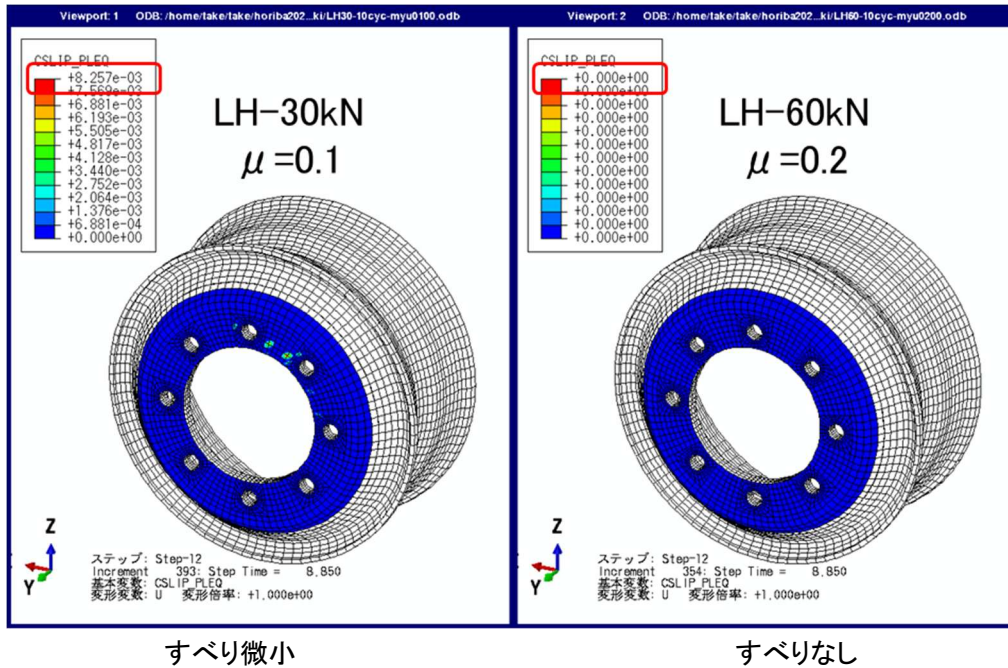


図 4-9.ホイール間累積滑り量分布 [mm]

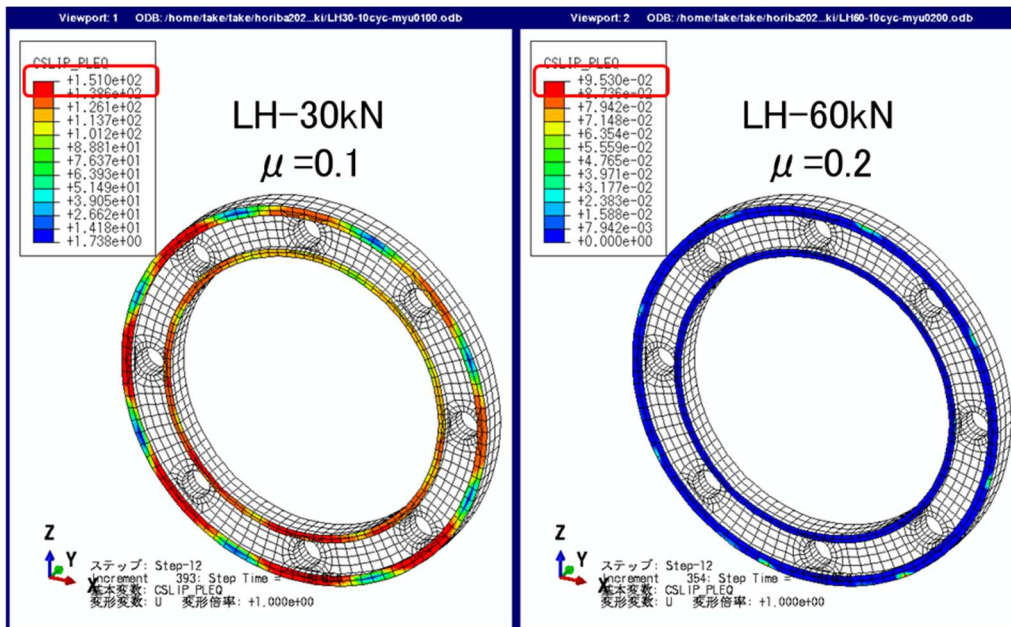
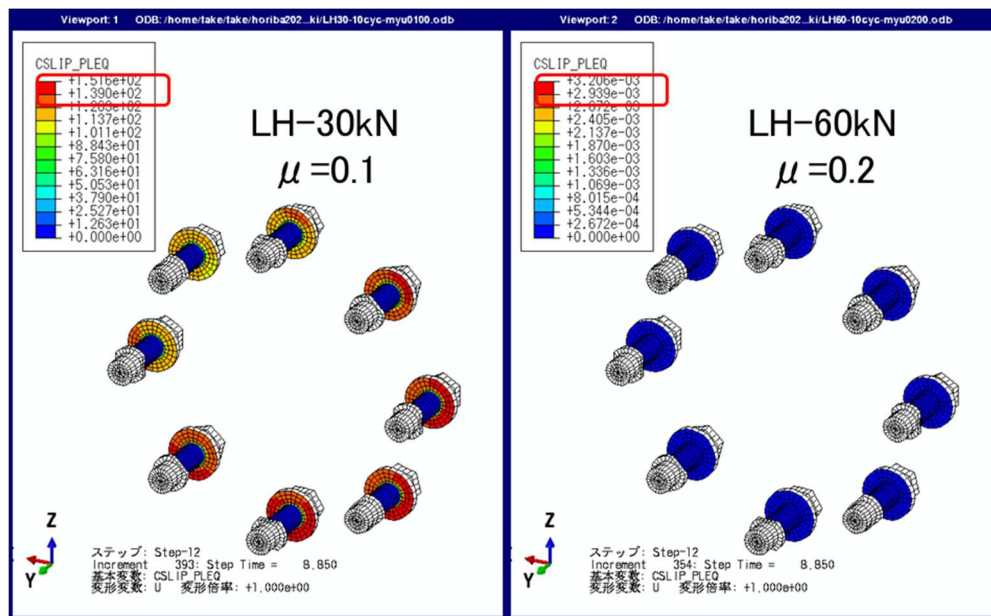


図 4-10.ホイール-ホイール・ハブ間累積滑り量分布 [mm]



すべり大

すべり微小

図 4-11.ボルトおよびワッシャー座面の累積滑り量分布 [mm]

4.2.3 ねじ部、内部のモデルの細分化及び粗分化

ねじの緩みは、ボルトおよびナットの勘合部におけるねじ山の影響が支配的であり、ボルトおよびナット内部の影響は比較的小さい。このため、演算効率の向上（計算時間の短縮）を目的として、ねじ山部についてはメッシュを細分化し、内部については粗分化した。図4-12および図4-13に詳細モデルを示す。

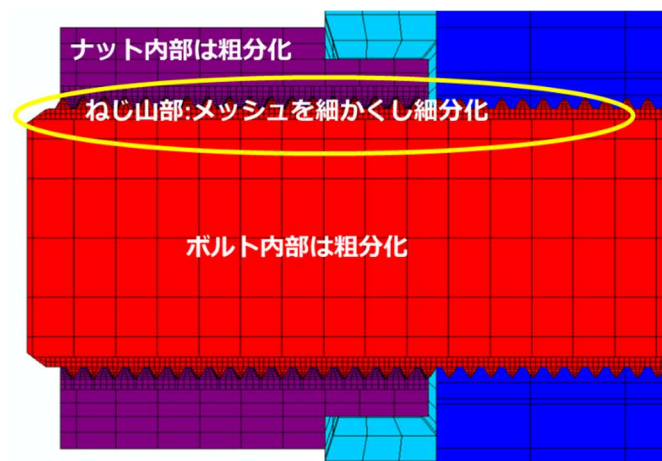
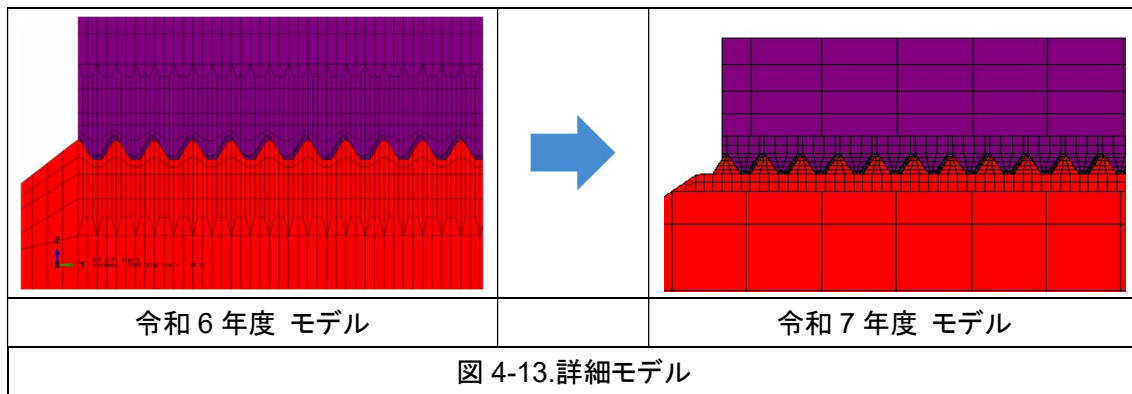


図 4-12.詳細モデル



4.2.4 各部材接触抵抗調整によるナット緩みの加速条件

ホイール間、ホイールとハブ間に接触抵抗(摩擦係数)を小さくしワッシャー座面へより大きな剪断力が入力されるように設定した。摩擦係数0.1はボルトおよびナット締結シミュレーション解析で使用されている一方で0.1以下になると演算が収束しない場合があり0.1を使用した。図4-14に各部材間の摩擦係数示す。

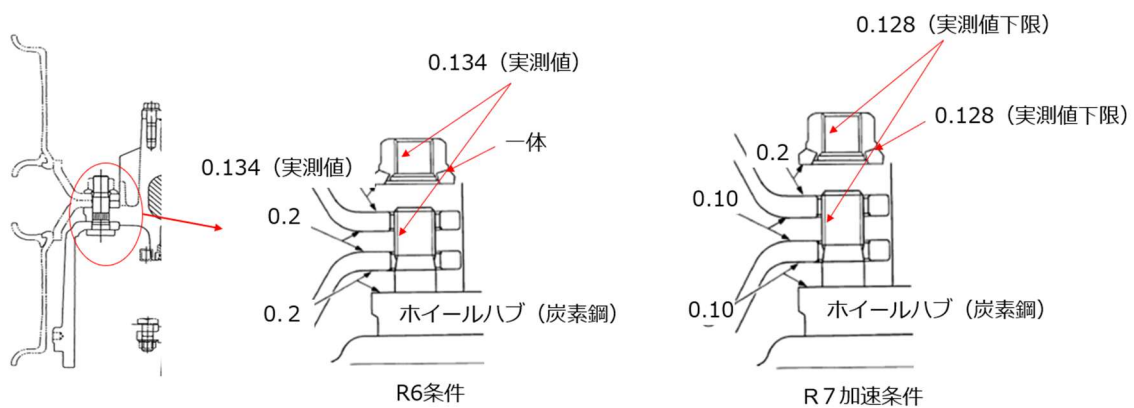


図 4-14.各部材間摩擦係数

4.2.5 各部材の材料特性

各部材の材料特性(ヤング率、ポアソン比、密度)は令和6年度での条件と同じく実際に使用した車両用部品の材料における平均とした。表4-1に各値を示す。

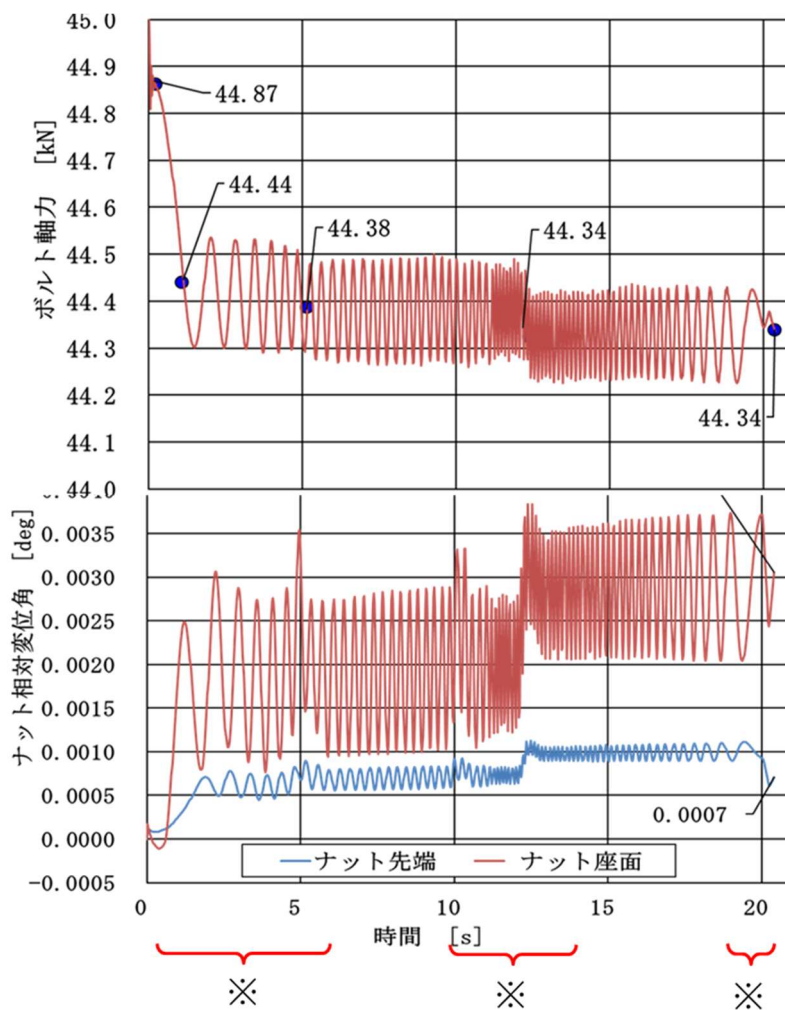
表 4-1.各部材材料特性

部材	ヤング率 ^{注4} [GPa]	ポアソン比 [-]	密度 [g/cm3]
ボルト・ナット	210	0.30	7.86
ホイール	70	0.33	2.70
ハブ	170	0.28	7.10

注 4: ヤング率とは材料の「硬さ(変形しにくさ)」を表す物理量

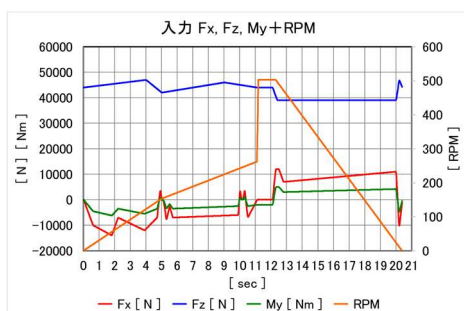
4.2.6 解析入力条件(負荷履歴)短縮による演算時間の短縮

多サイクル負荷に対応するため、令和6年度のシミュレーション結果を基に、軸力変化およびボルト・ナット間の相対変位角の変化が比較的大きい加速、減速、停止区間(図4-15の※印部)の条件を抽出し、これらを結合することで解析時間の短縮を図った。その結果、令和7年度におけるシミュレーション1サイクルの時間は8.85[s]とし、令和6年度(20.4[s])に対して大幅な短縮を実現した。図4-15に令和6年度のシミュレーション結果例(初期軸力45 kNにおける軸力およびナット相対変位角の変化)を示し、図4-16に短縮後の入力特性(負荷履歴)を示す

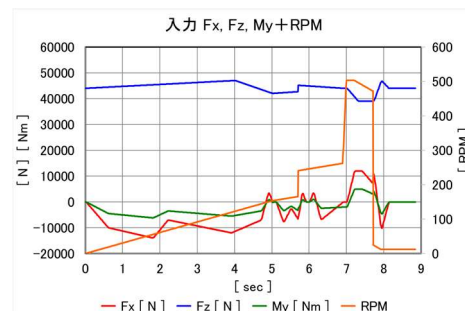


※:軸力、ボルトおよびナット相対変位角が見受けられた区間

図 4-15.令和 6 年度入力(負荷履歴)における軸力、ナット相対変位角変化



令和 6 年度入力特性
(負荷履歴:20.4s)



令和 7 年度短縮入力特性
(負荷履歴:8.85s)

図 4-16. 短縮入力特性(負荷履歴)

図4-17に図4-16のグラフ中に示した力(F_x , F_z)・モーメント(My)の実際に車輪に加わる力とその向きを示す。

- F_x : 前後にかかる力
- F_z : 上下にかかる力
- My : 加速・減速時に発生する車輪が回転する力(モーメント)

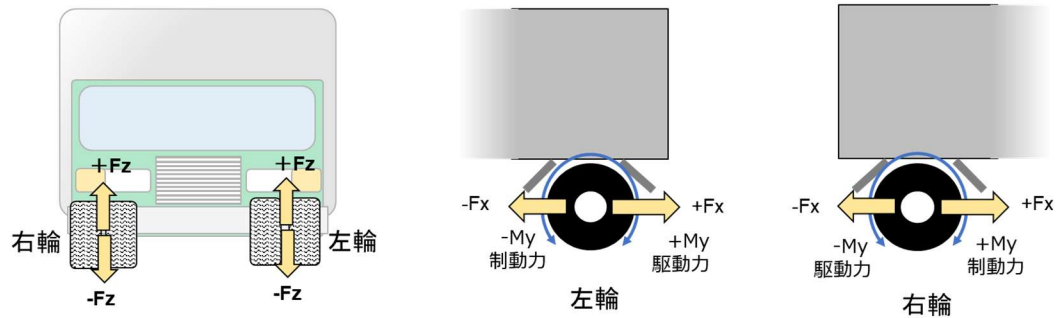


図 4-17. F_x , F_z , My の実際に車輪に加わる力とその向き

4.3 目標サイクル数の設定

4.3.1 連続サイクルによるナット締結緩み解析

4-2-6で示した短縮入力特性を用い、令和6年度に作成したモデルに対して連続20サイクルのシミュレーションを実施した。その結果を図4-18に示す。軸力およびナットの相対回転角は、ともに15サイクル程度で飽和する傾向が確認された。このため、本解析では連続20サイクルでシミュレーションを実施することとした。

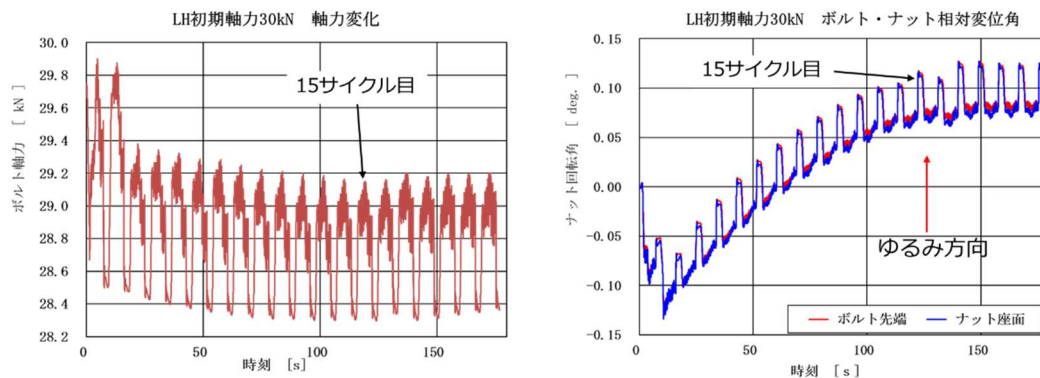


図 4-18.短縮履歴 20 サイクルの結果

5 シミュレーション結果

5.1 全体モデルシミュレーション結果

5.1.1 全体モデルシミュレーションによる各部材間の累積滑り量の算出

全体モデルおよび解析条件の概要を以下に示す。

1. ボルト、ナットおよびワッシャーは一体化し、リベット形状としてモデル化した
2. 各接触部の摩擦係数は、図4-14に示した各部材間摩擦係数を適用した。
3. 図4-16に示した短縮入力特性を用い、20サイクルの連続シミュレーションを実施した。

ワッシャー座面とホイール間、ホイールとハブ間接触面、および2つのホイール間接触面における滑り量について、20サイクル分の累積値を算出し、その最大値を評価した。なお、累積滑り量は各座標方向の符号に依らず、滑り量の絶対値を積算して求めた。図5-1に累積滑り量算出部位を示す。

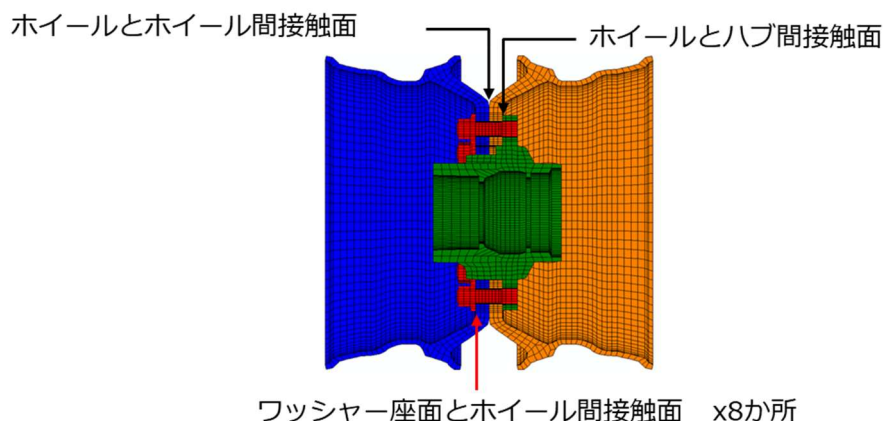


図 5-1.全体モデルによる累積滑り量算出部位

5.1.2 各接触面20サイクル累積すべり量の分布

図5-2-1から図5-2-4に、ワッシャー座面における20サイクル分の累積滑り量の分布を示す。各初期軸力条件における累積滑り量分布およびその最大値を比較すると、45 kNではワッシャー座面の一部にのみ滑りが発生しており、その滑り量も他の軸力条件と比較して極めて小さい。一方、30 kNではワッシャー座面全体に滑りが発生し、さらに25 kN及び20kNでは滑り量が全体的に1～2桁増加していることが確認された。

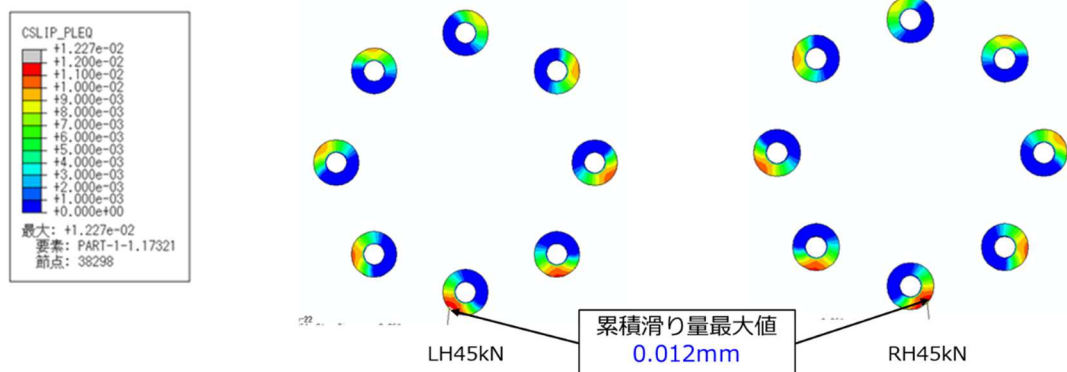


図 5-2-1.ワッシャー座面累積滑り量分布 (45kN)

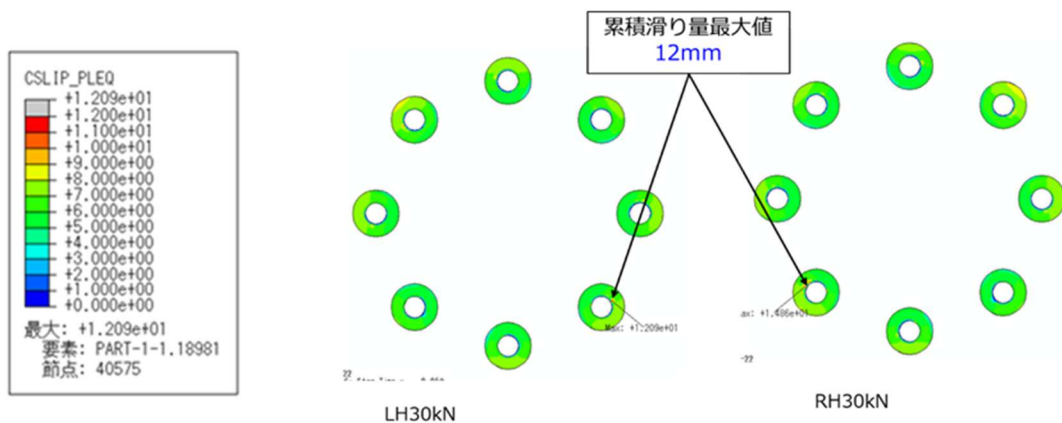


図 5-2-2.ワッシャー座面累積滑り量分布 (30kN)

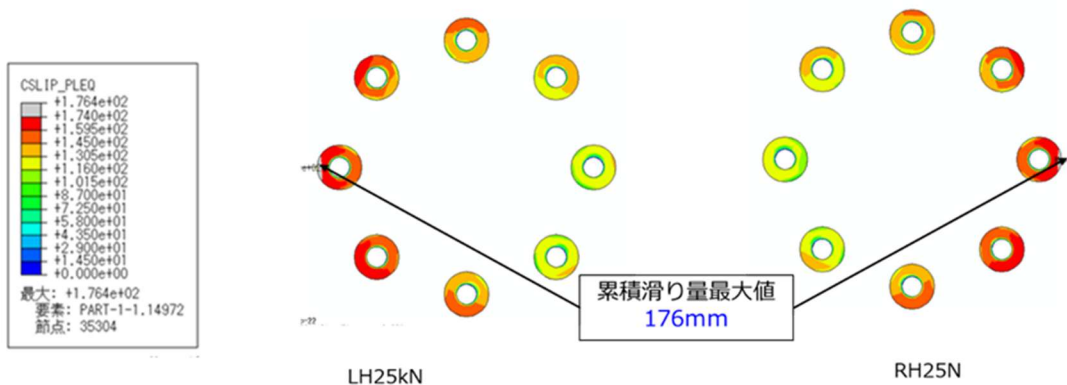


図 5-2-3.ワッシャー座面累積滑り量分布 (25kN)

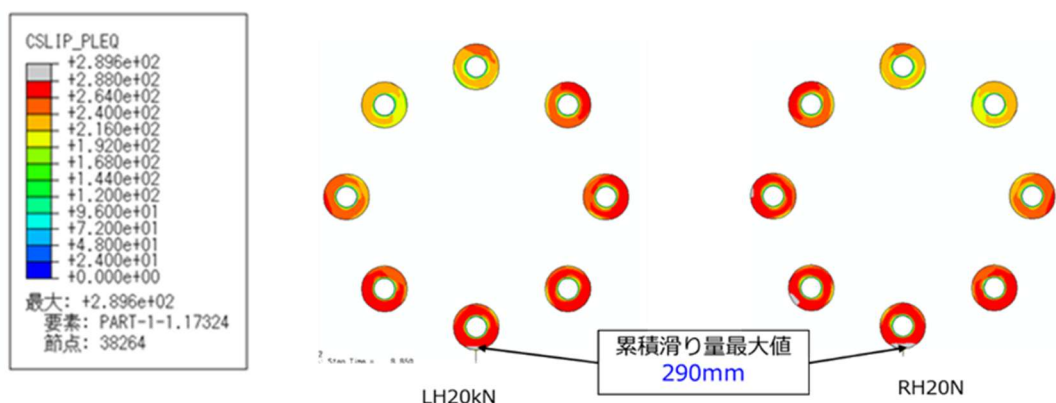


図 5-2-4.ワッシャー座面累積滑り量分布 (20kN)

図5-3-1から図5-3-4にホイールとハブ間接触面の20サイクル累積滑り量分布を示す。ワッシャー座面とホイール間と同様に初期軸力25kN、20kNで累積滑り量が相対的に非常尾大きく増えているのがわかる。

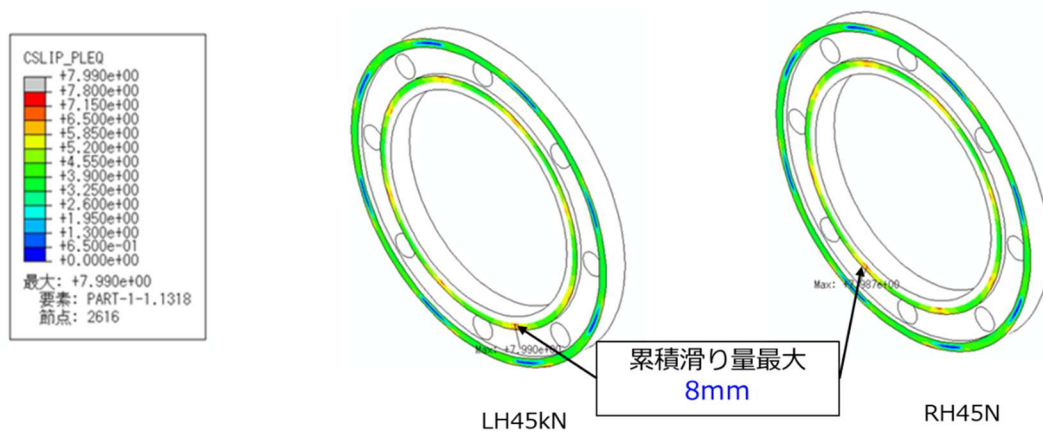


図 5-3-1.ハブのホイールとの接触面の累積滑り量分布 (45kN)

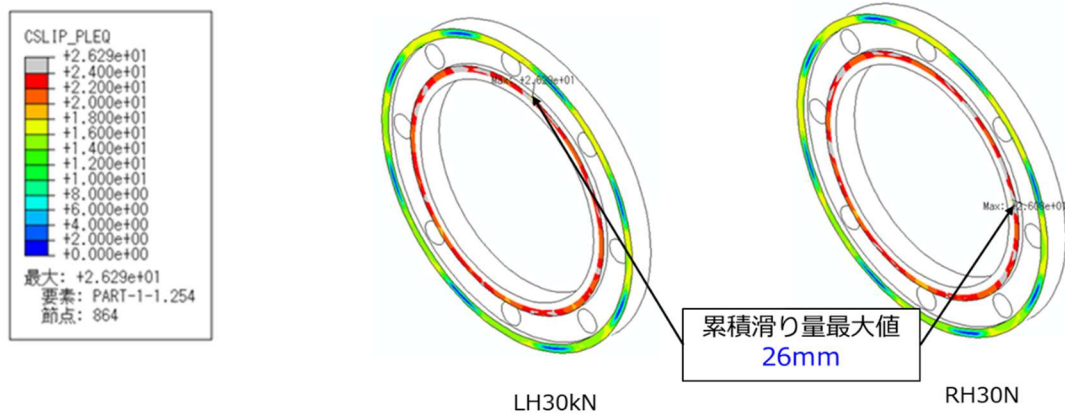


図 5-3-2.ハブのホイールとの接触面の累積滑り量分布 (30kN)

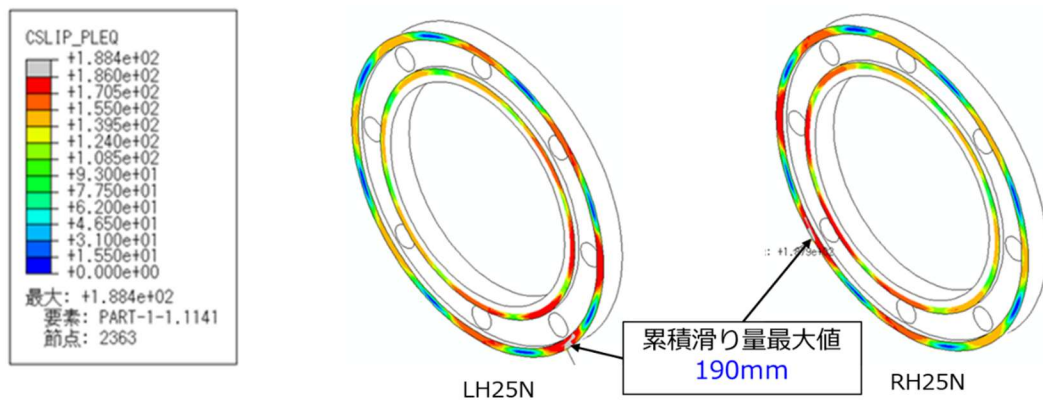


図 5-3-3.ハブのホイールとの接触面の累積滑り量分布 (25kN)

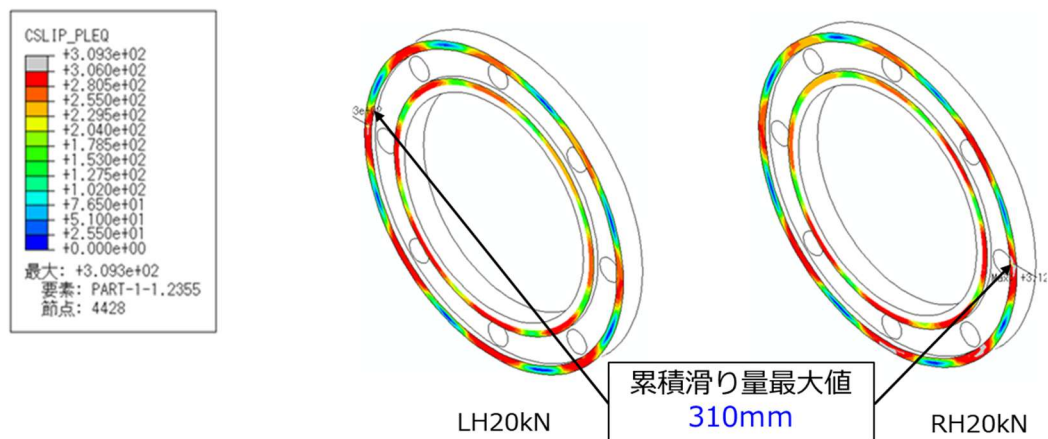


図 5-3-4.ハブのホイールとの接触面の累積滑り量分布 (20kN)

図5-4-1から図5-4-4に、ホイール間の接触面における20サイクルの累積滑り量分布を示す。いずれの初期軸力条件においても、滑りはボルト周辺に局所的に発生しており、その滑り量はワッシャー座面およびハブ接触面と比較して極めて小さいことが確認された。



図 5-4-1.ホイール間の接触面の累積滑り量分布 (45kN)

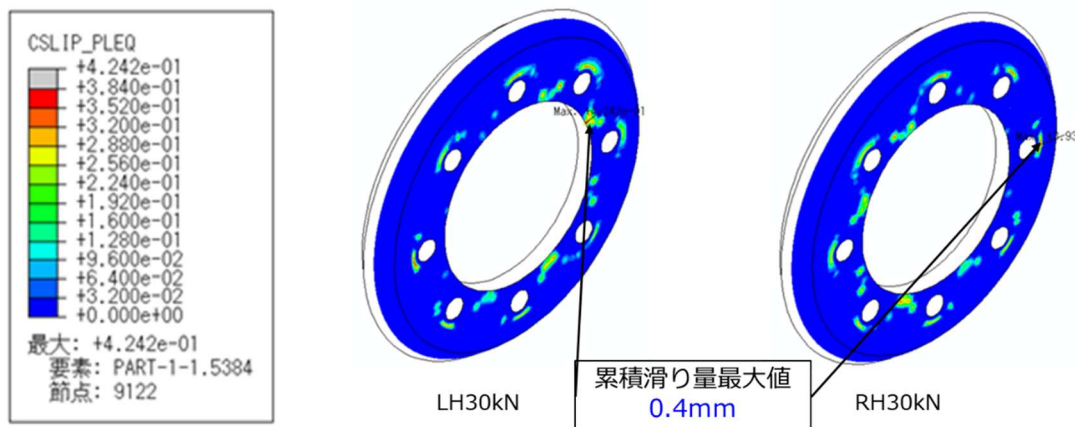


図 5-4-2.ホイール間の接触面の累積滑り量分布 (30kN)

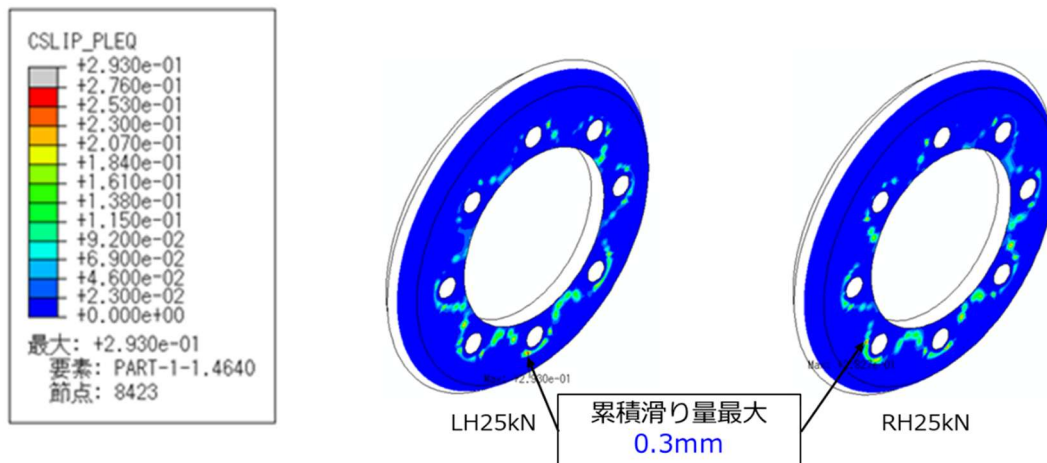


図 5-4-3.ホイール間の接触面の累積滑り量分布 (25kN)

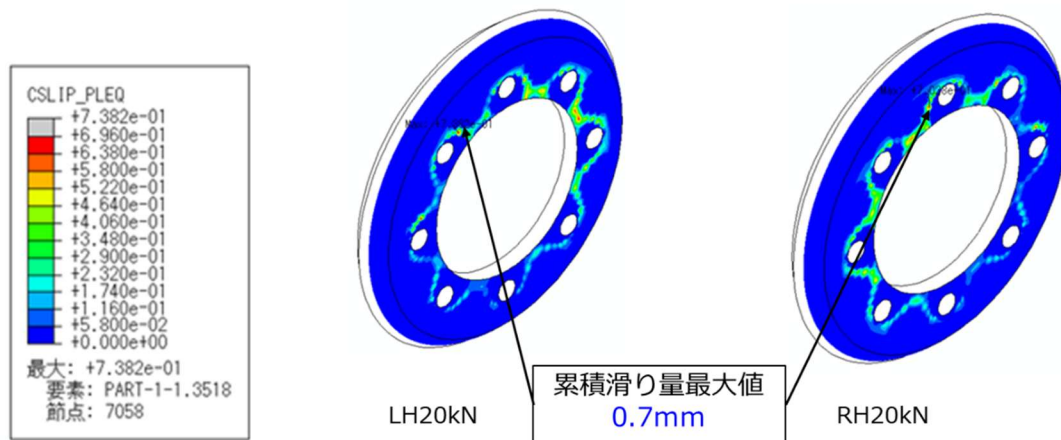


図 5-4-4.ホイール間の接触面の累積滑り量分布 (20kN)

5.1.3 全体モデルにおける累積滑り量最大値と初期軸力との関係

左右輪の全体モデルにおける各部材間の累積滑り量の最大値と初期軸力の関係を図5-5に示す。図より、ボルト初期軸力30 kNを境にワッシャー座面の滑り量が急激に増加する傾向が確認された。また、左右輪においてもほぼ同様の結果が得られている。このことから、初期軸力が30kN以下ではワッシャー座面の滑りが顕著となり、ナットの緩みにつながる可能性が高いと考えられる。以上を踏まえ、詳細モデル解析は30 kN前後の初期軸力を対象とし、初期軸力45 kN、30 kN、25 kN、および20 kNの条件で実施することとした。

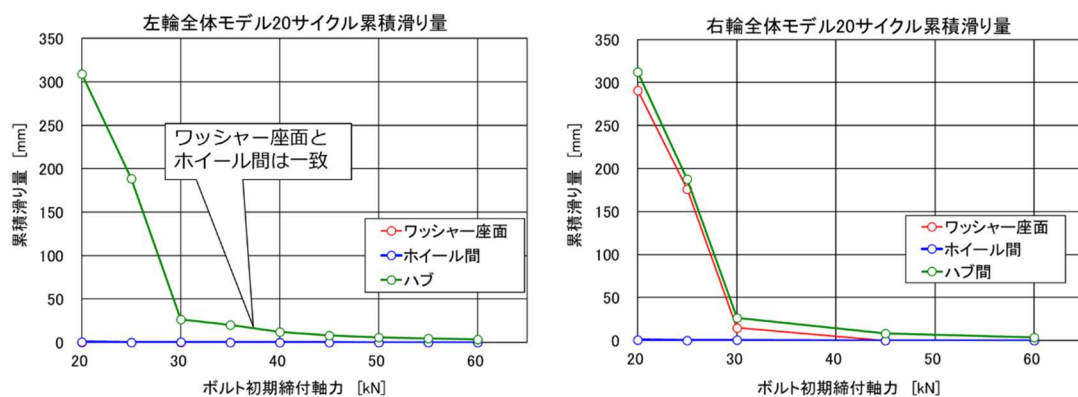


図 5-5.累積滑り量最大値 vs ボルト軸力

5.1.4 軸力とナット締めつけトルク

参考として、各軸力とナット締め付けトルクの関係を表5-1に示す。ナット締め付けトルクと軸力には所定の関係式が成り立ち、トルク係数(ボルト・ナット締結部位における総合摩擦係数)については、令和5年度実車実験で計測した実測値の平均値を用いた。一般的な大型トラックにおけるナット(ISOボルト・ナット)のメーカー指定締め付けトルクは550～600 N・m程度である。本解析で対象とした条件は、これに対して約10～25%程度の締め付けトルクに相当し、比較的緩んだ状態にあるといえる。

表 5-1. 軸力 vs ナット締めつけトルク

$T = K \cdot d \cdot F$
 T : 締め付けトルク [N・m]
 K : トルク係数
 d : ボルトの呼び径 [m]
 F : 軸力(締め付け力) [N]

軸力 [kN]	摩擦係数	ボルト径 [mm]	ナット締め 付けトルク [Nm]
45	0.134	22	133
30	0.134	22	88
25	0.134	22	74
20	0.134	22	59

5.2 詳細モデルシミュレーション

シミュレーション開始時において、車輪の上死点位置にあるボルトを対象に、以下の物理量を算出した。

- ① 軸力変化
- ② ねじりモーメント
- ③ 上下方向曲げモーメント
- ④ 前後方向曲げモーメント
- ⑤ ボルトに対するナット回転角(相対変位角度)

図5-6、図5-7 に各シミュレーション各計算値(力、モーメント)位置とその向きを、また図5-8にボルトに対するナットの相対回転角の算出位置を示す。

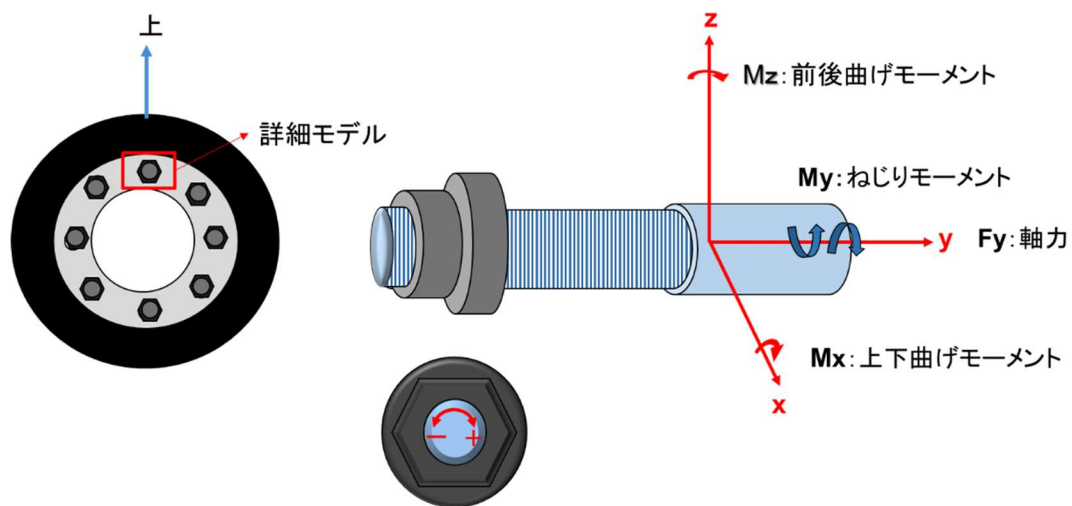


図 5-6. 計測位置と力の向き

軸力、ねじりモーメント、上下、前後曲げモーメント計算位置

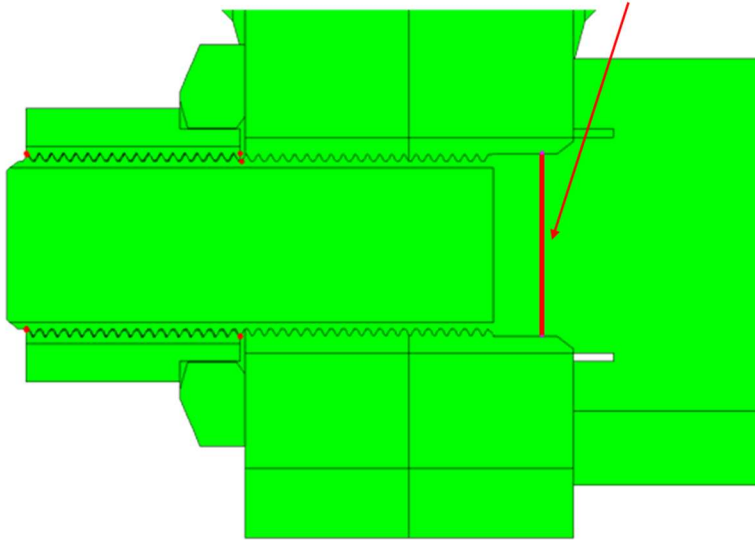


図 5-7. 各力およびモーメント計算位置

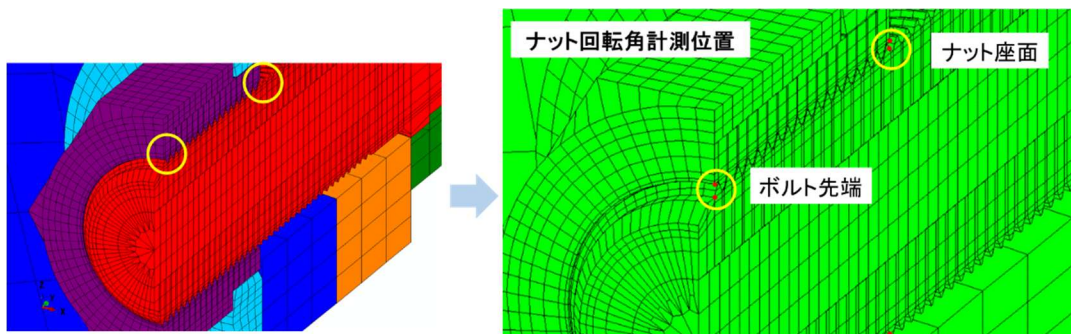


図 5-8. 計測位置と力の向き

全体モデルによるシミュレーション結果から、累積滑り量が大きく変化する初期軸力30 kN前後に着目し、以下の条件で詳細モデルのシミュレーションを実施した。

- ① 45kN
- ② 30kN
- ③ 25kN
- ④ 20kN

これらの初期軸力条件におけるナットの緩み挙動を評価するため、各条件に対する軸力変化およびナットの相対回転角のシミュレーション結果を示す。

なお、シミュレーション開始直後において軸力およびナット相対回転角に変化が見られるが、これは初期軸力の設定方法に起因するものと考えられる。本解析ではボルト軸方向の圧縮に

より軸力を付与しているのに対し、実際の締結時にはボルトにねじりモーメントが作用するため、初期状態に差異が生じるためである。このため、初期状態から本来の挙動へ遷移するまでの初期数サイクルは評価対象外とし、その後の挙動に着目して評価を行った。

5.2.1 初期軸力45kNの結果

図5-9に、詳細モデルによる20サイクルの軸力変化を示す。図より、軸力の低下は認められなかった。一方で、軸力はわずかに増加する傾向を示している。これは、各部材間の滑りに伴いボルトにせん断方向の力が作用すること、ならびにねじりモーメントが発生することにより、軸力が増加したためと考えられる。

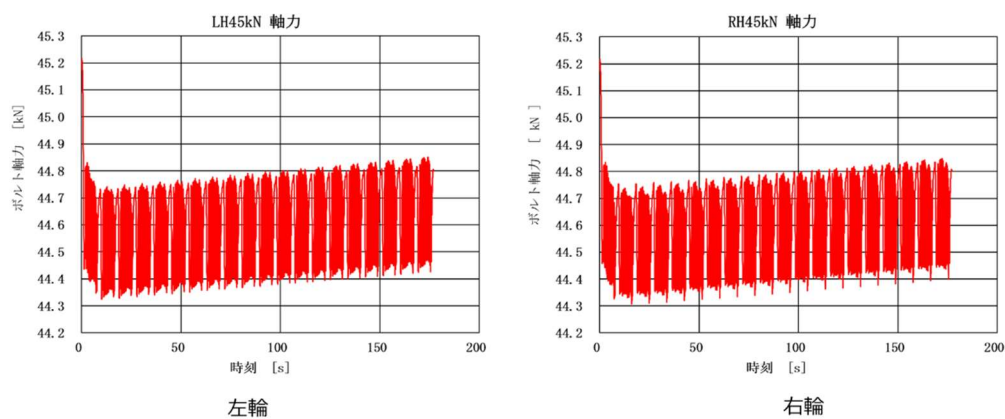


図 5-9.初期軸力 45kN での軸力変化

10 サイクル目の 1 サイクルに軸力波形を図 5-10.に示す。左右輪でほぼ同等であり差はない。

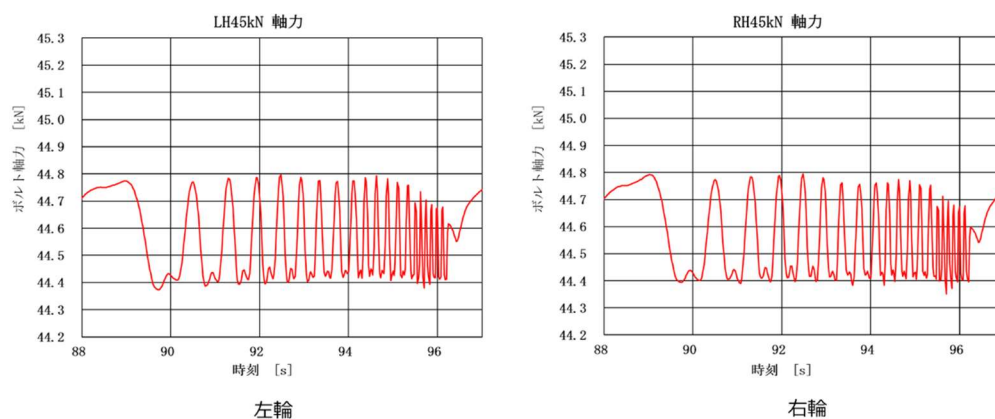


図 5-10.初期軸力 45kN での軸力変化詳細

図5-11に、ナットのボルトに対する相対回転角を示す。図より、相対回転角は全体として極めて小さく、ナットの回転進行(緩み回転)は認められない。また、ナット先端部の回転はほとんど見られない一方で、座面側において比較的大きな変動が確認されることから、ナットまたはボルトにねじり変形が生じているものと考えられる。以上より、初期軸力45 kNの条件ではナットの緩み回転は発生していないと判断される。

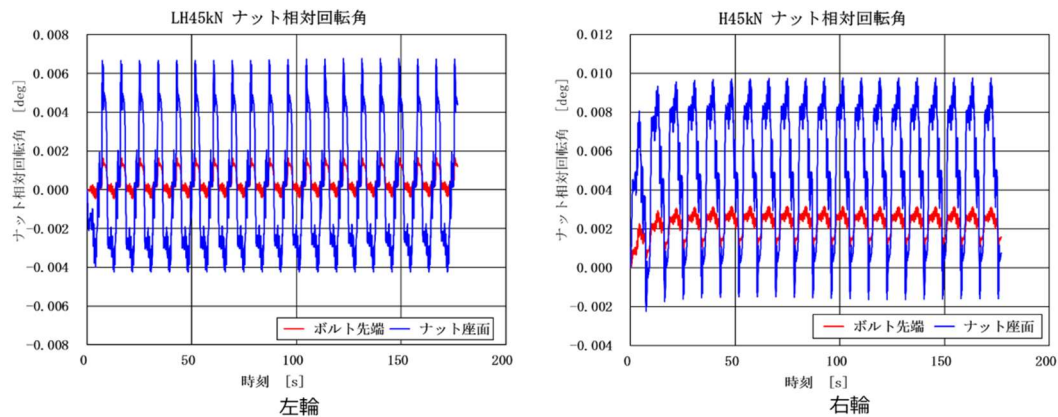


図 5-11.初期軸力 45kN でのナット相対回転角

図5-12に、10サイクル目におけるナットの相対回転角の波形を示す。左輪では加速時にナットの締付け方向、減速時に緩み方向へ相対回転が生じ、右輪ではこれと逆の挙動を示す。しかしながら、サイクルの開始時と終了時で相対回転角に差は認められず、累積的な回転は発生していない。このことから、実質的なナットの回転(緩み)は生じていないと考えられる。

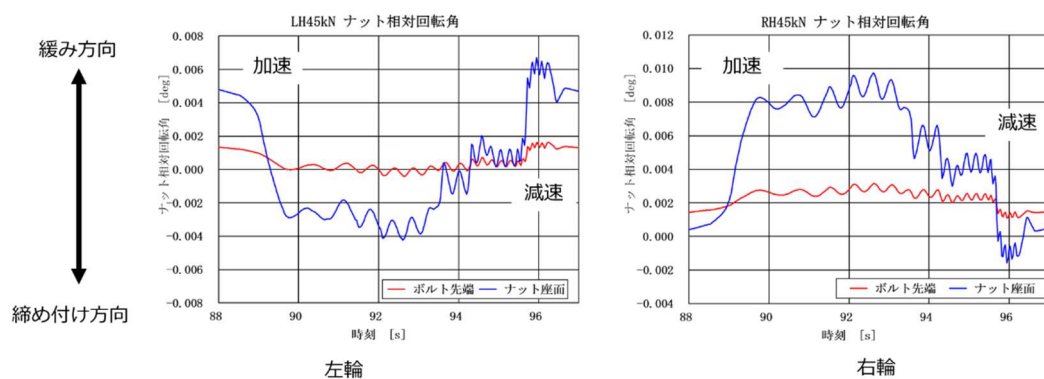


図 5-12.初期軸力 45kN でのナット相対回転角詳細

5.2.2 初期軸力30kNの結果

図5-13に初期軸力30 kNにおける詳細モデルの20サイクルの軸力変化を示す。初期軸力30 kNの条件においても、軸力の低下は認められなかった。

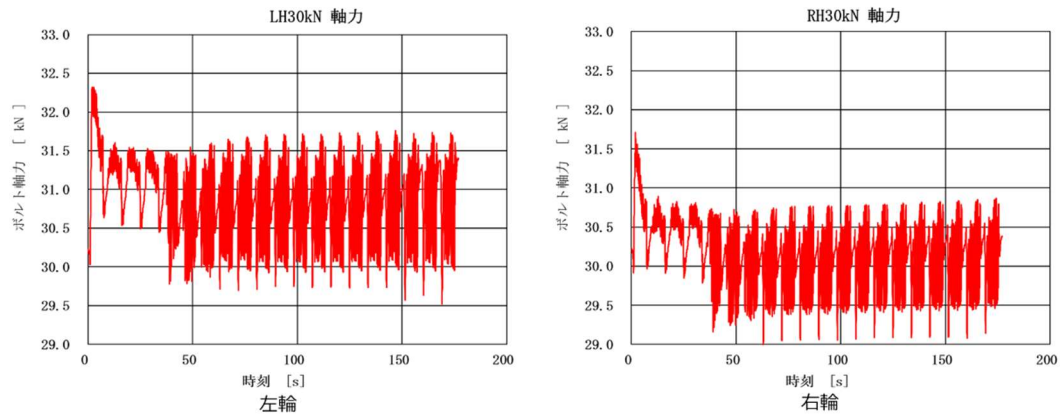


図5-13.初期軸力30kNでの軸力変化

詳細モデルにおける20サイクル中の10サイクル目の詳細波形を図5-14に示す。左右輪で波形の形状はほぼ同様であるが、振幅は右輪の方がやや小さい傾向が確認された。

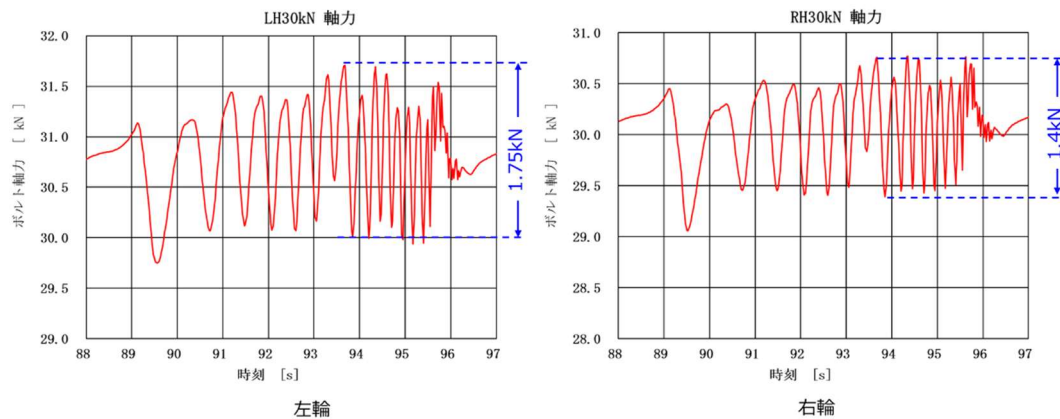


図 5-14.初期軸力 30kN での軸力変化詳細

ナット回転角を図5-15に示す。シミュレーション開始直後から双方ともに約6サイクル目までに、緩み方向へ約 0.2° の回転が確認されたが、その後は飽和している。このことから、継続的なナットの緩みは発生していないと考えられる。

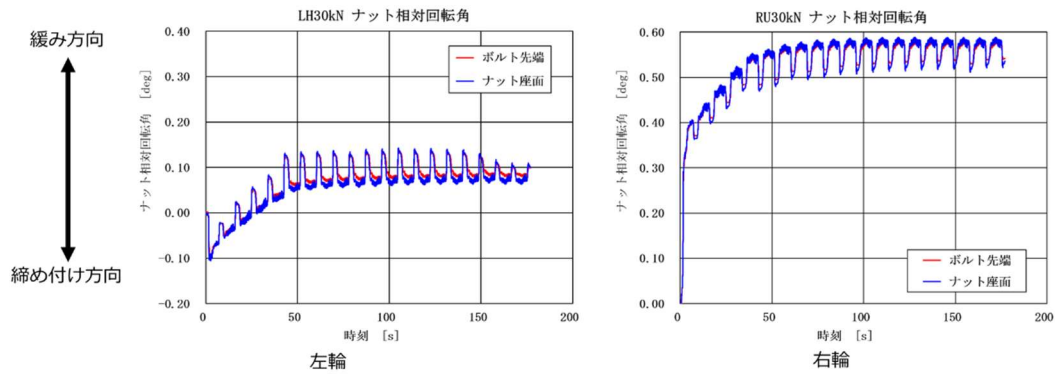


図 5-15. 初期軸力 30kN でのナット相対回転角

詳細モデルにおける20サイクル中の10サイクル目の詳細波形を図5-16に示す。初期軸力 45 kN の場合と比較して、相対回転角は約10倍に増加しており、ナット先端部と座面位置でほぼ同一の角度を示していることから、ナット全体が一体的に回転していると考えられる。ただし、サイクル開始時と終了時で相対回転角に差は認められず、累積的な回転は発生していない。したがって、ナットの緩みは生じていないと判断される。

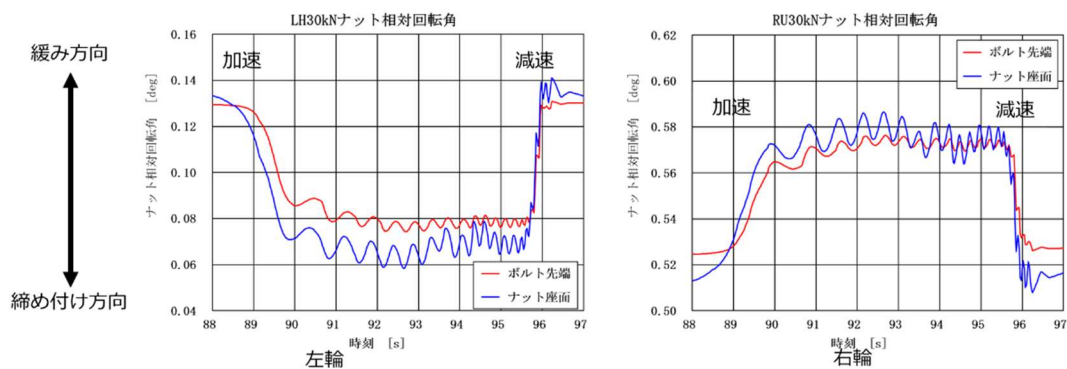


図 5-16. 初期軸力 30kN でのナット相対回転角詳細

5.2.3 初期軸25kNの結果

図5-17初期軸力25 kNにおける軸力変化を示す。左右輪ともに軸力の低下が確認された。左輪では、初期に一旦軸力が上昇した後に低下へ転じ、軸力17 kN付近、あるいは19～20サイクル目(軸力約16 kN)で飽和、もしくは再び上昇傾向を示している。一方、右輪では初期から軸力が継続的に低下する傾向が確認された

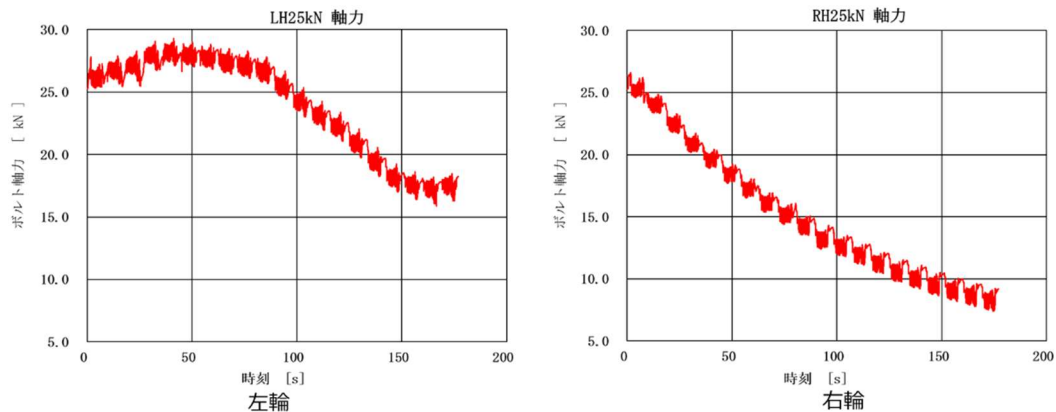


図 5-17. 初期軸力 25kN での軸力変化

詳細モデルにおける20サイクル中の10サイクル目の詳細波形を図5-18に示す。左右輪で波形の様相には明確な差異が認められる。特に減速時において、右輪では軸力の増加が確認されるのに対し、左輪では顕著な変化は見られない。

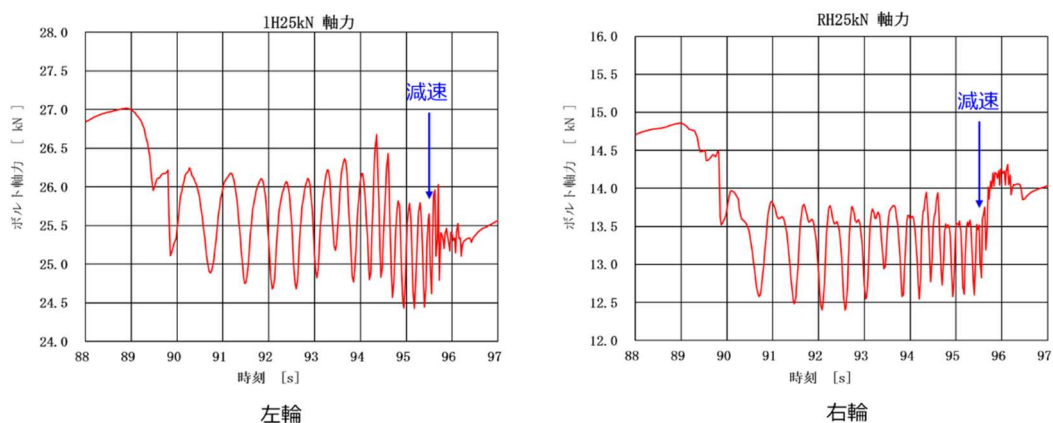


図 5-18 初期軸力 25kN での軸力変化詳細

ナットの相対回転角を図5-19に示す。左右輪ともに、緩み方向への明確なナットの相対回転が確認された。特に右輪では、左輪と比較して緩み回転量が大きい傾向が認められる。

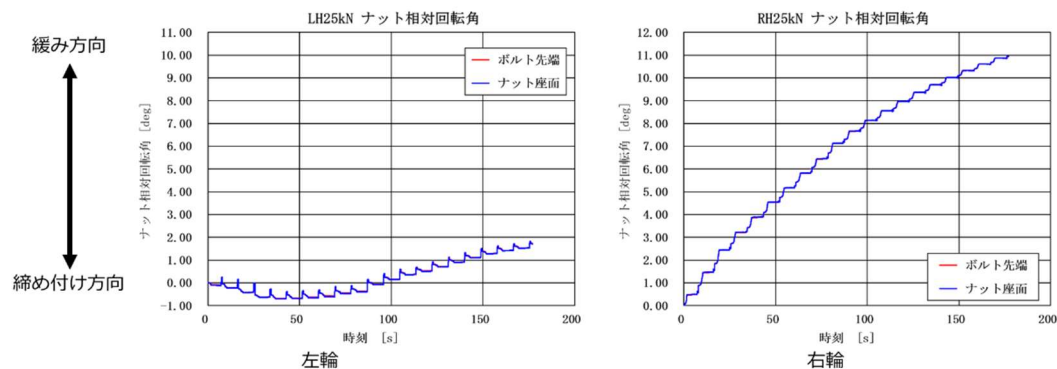


図 5-19.初期軸力 25kN でのナット相対回転角

10サイクル目の詳細波形を図5-20に示す。左右輪ともに、締め付け方向の入力(左輪の加速時および右輪の減速時)における回転は比較的小さい。一方で、緩み方向の入力(左輪の減速時および右輪の加速時)においては、緩み方向の回転角が大きいことが確認された。このことから、サイクルの繰り返しに伴い、ナットは累積的に緩み方向へ回転し続ける傾向にあると考えられる。

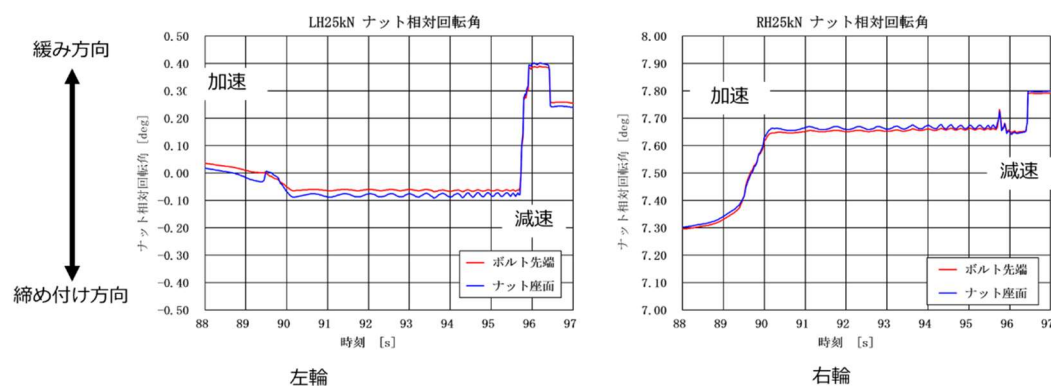


図 5-20.初期軸力 25kN でのナット相対回転角詳細

5.2.4 初期軸 20kN の結果

軸力変化を図5-21に示す。左輪では、軸力が約14 kN付近で一旦上昇した後、約24 kN付近で減少に転じる挙動が確認された。一方、右輪では軸力が継続的に低下し、14サイクル目において軸力が消失した。

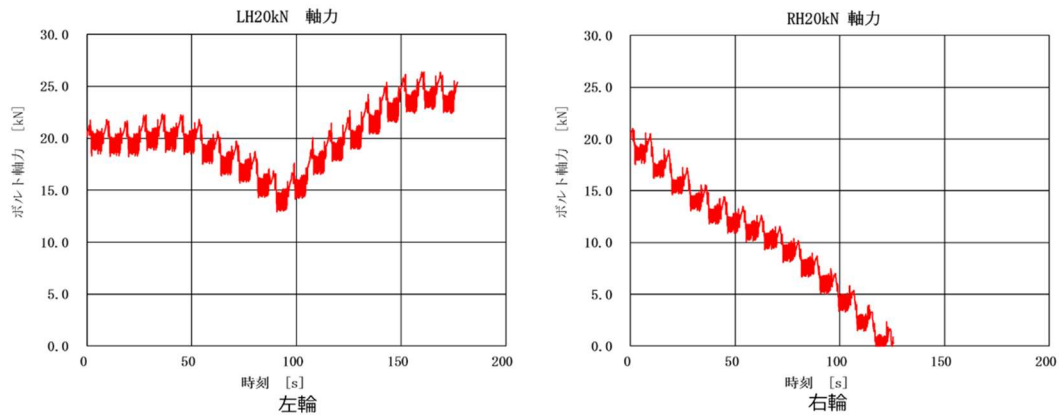


図 5-21.初期軸力 20kN での軸力変化

10サイクル目の詳細波形を図5-22に示す。サイクルの開始時と終了時と比較すると、左輪では軸力の低下はほとんど認められないのに対し、右輪では軸力の低下が確認された。

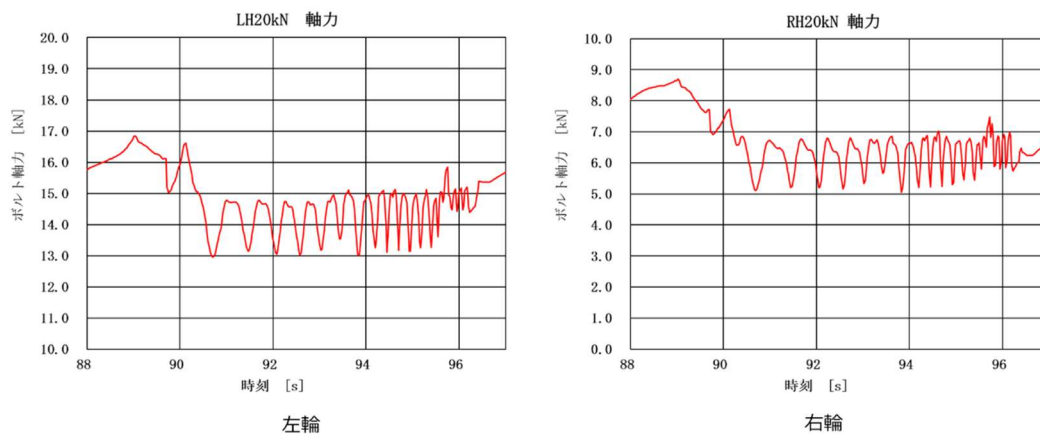


図 5-22.初期軸力 45kN での軸力変化詳細

ナットの相対回転角を図5-23に示す。左輪では、約5サイクル目以降、ナットは締付け方向へ回転する傾向が確認された。一方、右輪では、ほぼ直線的に緩み方向へ回転していることが確認された。

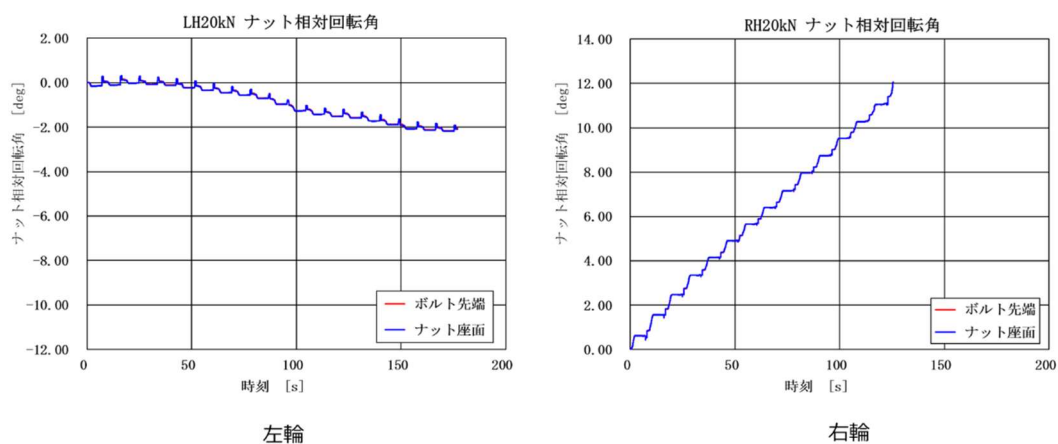


図 5-23.初期軸力 20kN でのナット相対回転角

10サイクル目の詳細波形を図5-24に示す。加速時には、左輪で締付け方向の相対回転角が大きく、右輪では緩み方向の相対回転角が大きい傾向が確認された。また、減速時には、右輪では締付け方向の回転はほとんど認められない。一方、停止時には、左輪は締付け方向、右輪は緩み方向に回転している。これらの挙動は、停止時の車両の揺り返し^{注5}による影響と考えられる。以上より、左輪は締付け方向、右輪は緩み方向へそれぞれ累積的に回転し続ける傾向にあるといえる。

注5: 車両の揺り返しとは停止直後に車両が少し前後にわずかに動く現象

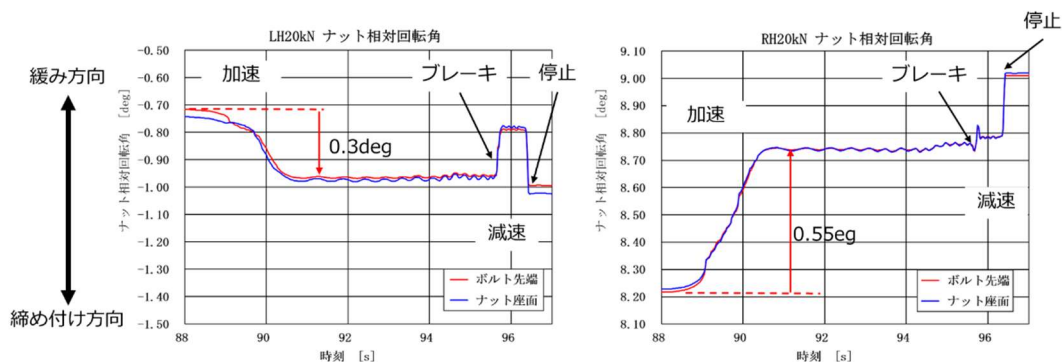


図 5-24.初期軸力 20kN でのナット相対回転角詳細

5.3 ナットねじ部の累積滑り量分布図

図5-25から図5-28に、ナットねじ部における累積滑り量分布を示す。なお、ナットは軸方向に分割して表示しており、上段を車両前方側、下段を車両後方側としている。

初期軸力45 kNでは、ワッシャー側近傍においてわずかな滑りが確認されるものの、ナット先端部ではほとんど滑りは発生していない。

初期軸力30 kNでは、全体的に滑りが発生し始めているが、分布にはばらつきが見られる。

一方、初期軸力25 kNおよび20 kNでは、ナットねじ部全体にわたり滑りが発生していることが確認された。

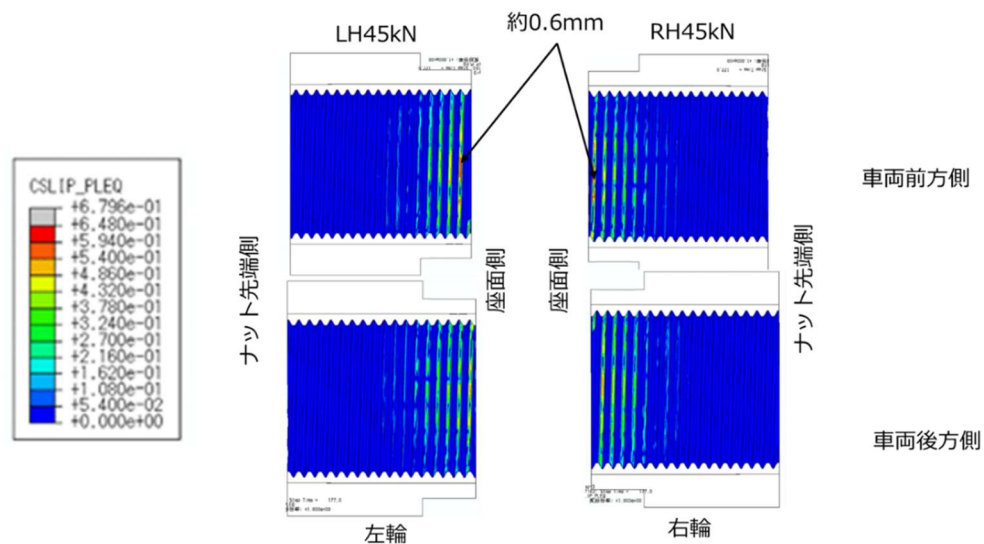


図 5-25. 初期軸力 45kN でのナットねじ山累積滑り量分布図

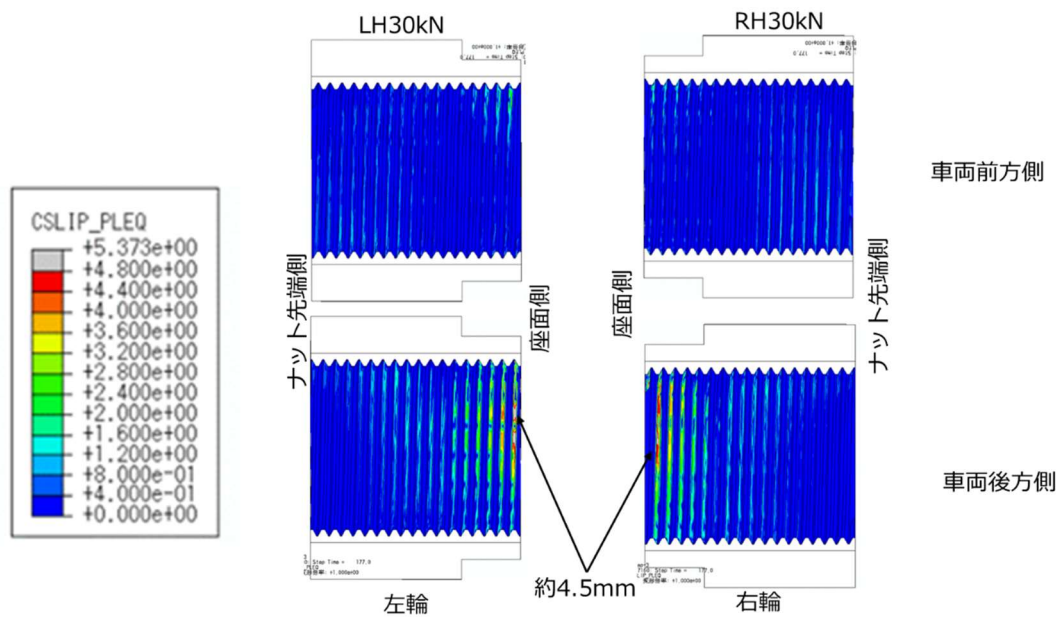


図 5-26.初期軸力 30kN でのナットねじ山累積滑り量分布図

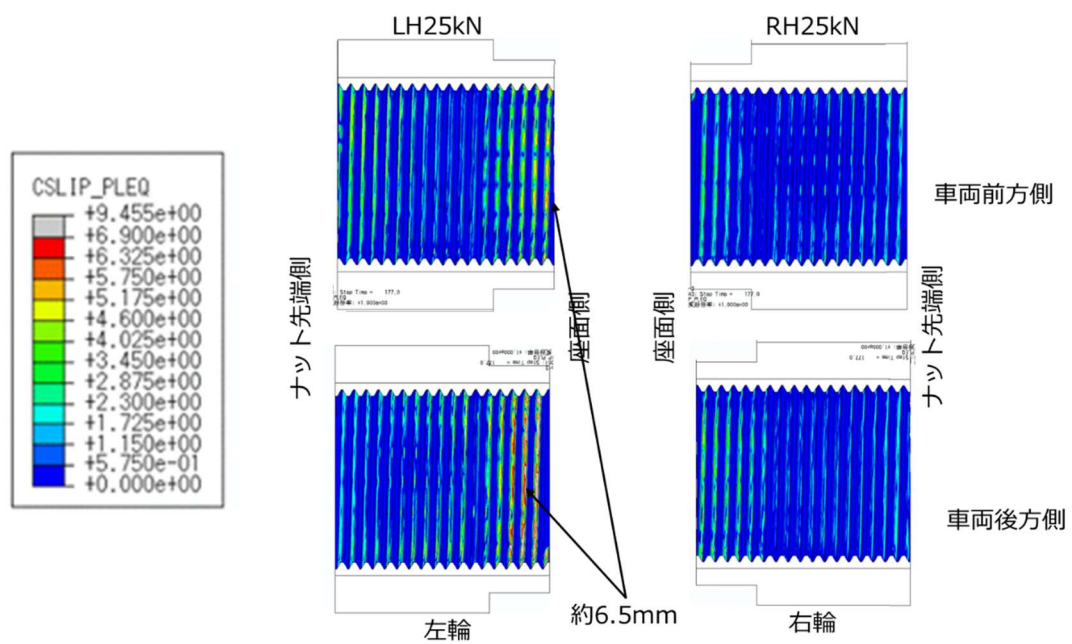


図 5-27.初期軸力 25kN でのナットねじ山累積滑り量分布図

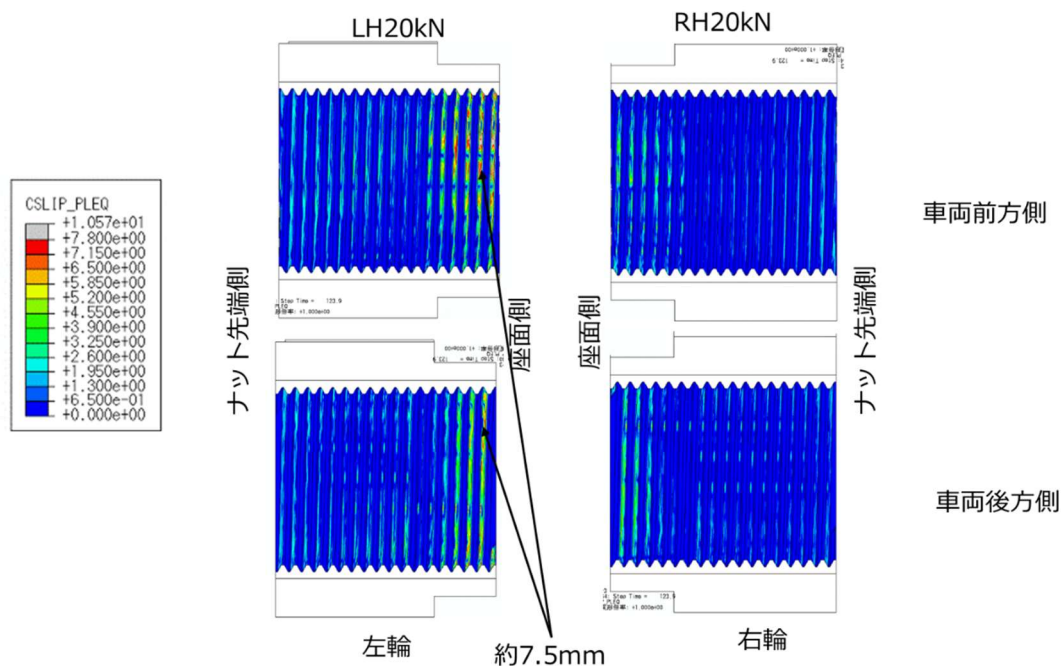


図 5-28.初期軸力 20kN でのナットねじ山累積滑り量分布図

6 解析結果まとめおよび考察

表 6-1. にシミュレーション結果をまとめる。

表 6-1.シミュレーションまとめ

初期 軸力 [kN]	20サイクル後軸力 [kN]		20サイクル後ナット回転角 (+:緩み、-:締め) [deg]		ナット緩み [deg]	
	LH	RH	LH	RH	LH	RH
45	44.6	44.6	0.01	0.01	無し	無し
30	31	30	0.1	0.5	無し	無し
25	18	9	1.7	10.9	あり	あり
20	25	0	-2.0	12.0	14kNから軸力上がる。	あり

今回の条件：直線加減速では軸力が初期軸力30kNより下回るとナット緩みが進行することがわかった。これは令和4年度の限界軸力確認実験（両輪均等負荷条件）において初期軸力35kNで軸力が一気に低下した結果とほぼ一致する。一方、今回のシミュレーション結果では右輪がより緩みの進行が早いという結果であり、最終的に軸力が0kNまで落ちるのは右輪となった。令和4年度の実車実験で得られた左輪の平均軸力低下が右輪より大きい結果および市場での左輪脱落率90%を超える高い比率とは異なった結果となった。

初期軸力30kNと25kNのナット相対回転角を比較すると、加速時は左輪が締めつけ方向、右輪が緩み方向、減速時は左輪が緩み方向、右輪が締めつけ方向に回転するが、30kNでは加減速にほぼ同じ回転角であるのに対し、25kNでは左右輪ともに締めつけ方向は小さく、緩み方向は大きい。結果的に加減速を繰り返すと緩み続けることがわかる。

また、初期軸力30 kNと25 kNにおけるナットの相対回転角を比較すると、図6-1に示すように加速時には左輪が締め付け方向、右輪が緩み方向に回転し、減速時にはその逆の挙動を示す点は共通している。しかし、30 kNでは加速・減速時の回転角がほぼ同程度であるのに対し、25 kNでは左右輪ともに締め付け方向の回転角が小さく、緩み方向の回転角が大きい傾向が確認された。このことから、加減速を繰り返す条件下では、特に初期軸力が低い場合にナットが累積的に緩み方向へ回転し続けることが明らかとなった。

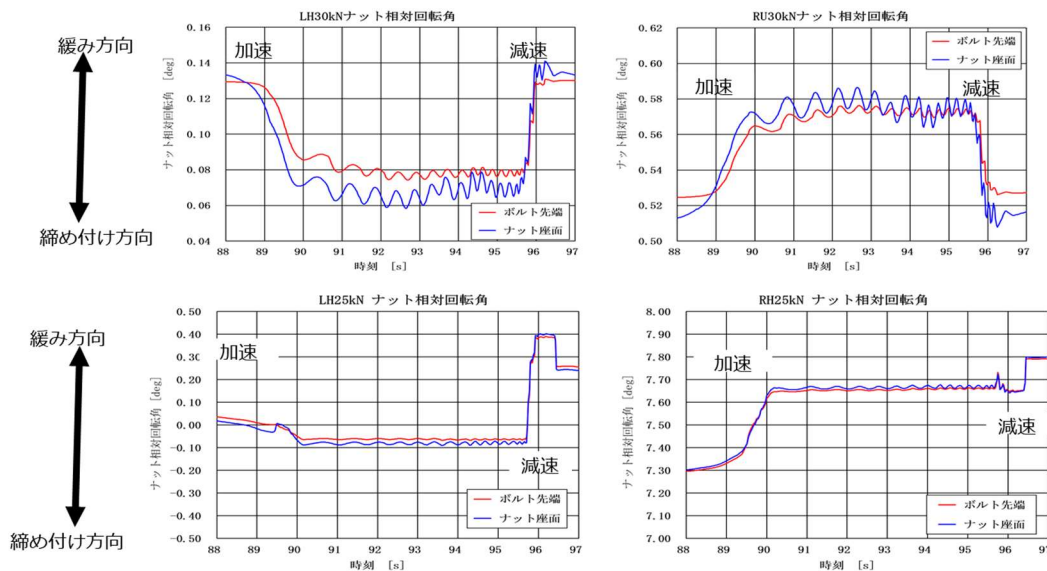


図 6-1. 初期軸力 30kN 及び 25kN におけるナット相対回転角

次に、初期軸力20 kNにおいて、右輪では軸力が0 kNまで低下する一方、左輪では軸力が約14 kNまで低下した後に再び上昇(ナットの締め付け方向への回転)する現象について検討した。図6-2に、14サイクル後(右輪の軸力が0 kNとなった時点)における軸力方向の応力分布および各部の変位を示す。右輪では、ワッシャーとナットがともに緩み方向へ回転しているのに対し、左輪ではワッシャーは締め付け方向へ回転している様子が確認される。

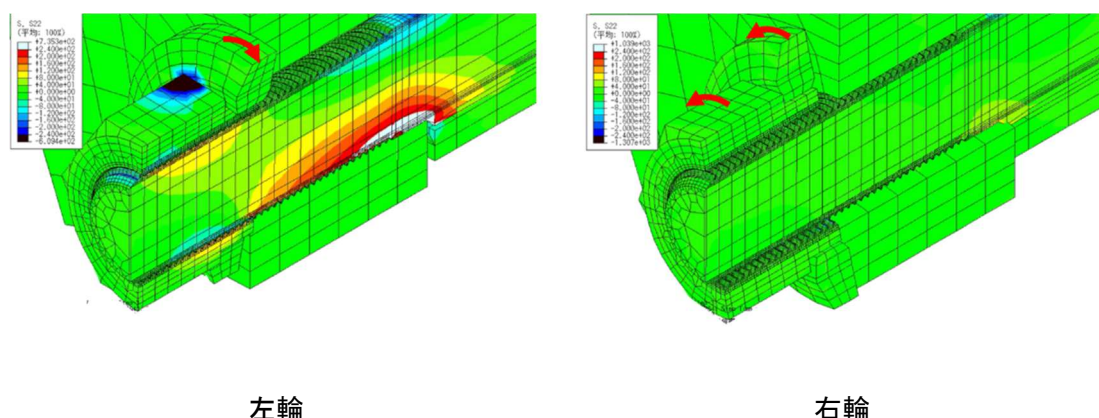


図 6-2.軸方向応力と各部変位

本シミュレーションは、直線走行時における急加速および急減速条件を対象とし、回転方向、制駆動トルクの向き、ならびに前後方向荷重の作用方向が左右輪で逆となる条件下における影響を評価することを目的として実施した。

ナットの回転挙動については、加速時および停止時の車両の揺り返しにおいて、左輪では締付け方向、右輪では緩み方向の回転傾向が確認された。また、制動時には左輪で緩み方向、右輪で締付け方向の回転傾向が認められた。

一方、軸力が低下し約25kN以下となった条件では、制動時、右輪において締付け方向の回転がほとんど発生せず、緩み方向の回転が継続する傾向が確認された。この結果から、右輪側において軸力低下が先行して進行する可能性が示唆される。

なお、本シミュレーションで設定した走行条件(加速度および減速度条件)は、令和4年度に実施した走行試験条件(急加減速条件を含まず、悪路走行やS字カーブ走行等を含む条件)とは異なるものである。例えば、悪路走行ではボルトおよびナット締結部に対してせん断方向の衝撃入力作用すること、また8の字では横加速度による車輪の傾斜に伴うボルトの曲げモーメントや荷重移動に起因するせん断力が作用することが想定される。

これらは本シミュレーションで想定した入力条件とは異なる影響を与える可能性があることから、これらの条件を考慮した検討が必要と考えられる。今後は、令和4年度走行試験条件と同等の入力条件を想定した解析を実施し、左右輪における軸力変化およびナット相対回転角の挙動について、さらなる検証を行うことが必要と考えられる。また、実車の走行条件の設定とシミュレーションの走行条件の設定は必ずしも一致しないためお互いの結果を単純比較はできないことから、実車による実証実験とシミュレーションの相関性についても検証していく必要があると考えられる。

また、市場環境における実際の走行パターンを考慮すると、交差点での右左折時の走行条件や、縁石乗り上げ等による衝撃入力など、実走行において発生する外力の影響により、左右車輪に作用する荷重条件に差が生じる可能性がある。したがって、これら実環境における走行条件に起因する左右車輪への外力差についても、今後の検討において考慮する必要があると考えられる。

さらに、本検討において確認された締付け状態は、正規の締付けトルク600 Nm(軸力約200 kN)に対し、締付けトルク約70 Nm程度と著しく低い状態であった。このような状態に至る要因についても把握することが重要であると考えられる。具体的には、締付け作業に起因する要因のほか、部品側の要因(摩耗、腐食、寸法精度等)についても影響が想定されることから、これらの要因について実機を用いた確認を行うことが有効であると考えられる。

表 6-2.ナット締め付けトルクと軸力の関係

ナット締め付け トルク [Nm]	軸力概算値 [KN]
600	204
88	30
74	25
59	20

7 さらなる調査について

さらなる調査としてボルトおよびナット締結部における軸力低下およびナット緩み挙動について、左右輪差および実環境における走行条件の影響をより詳細に把握することを目的とした検討が必要であると考えられる。以下に具体的な検討案について説明する。

7.1 左右輪差に関するCAE解析

令和4年度に取得した走行データおよび令和5年度実証実験における走行データベースを元に、令和4年度に実施した限界軸力確認試験条件と同等となる入力条件を設定し、今回構築したシミュレーションモデルを用いた解析を実施する。

具体的には、左右対称となる旋回条件および悪路走行条件を含む走行入力を作成し、左右輪における締結部挙動の比較解析を行う。解析における初期軸力条件は、本検討で緩み挙動が確認された境界付近(約30 kN)を中心とした範囲で設定する。

また、参考検討として逆ねじモデルを作成し、左右輪でねじ方向を逆とした場合の挙動についても解析を実施し、左右差への影響を確認する。なお、参考として、令和4年度実証実験における試験条件を図7-1に示す

(2) 限界軸力確認実験(両輪均等負荷条件)1 サイクル

表 6-2. 限界軸力確認実験条件

	項目	テストコース条件	車速	両輪均等負荷条件	
				左回り	右回り
①	悪路等	ハンプ突起路	30km/h	1回	1回
②	8の字旋回	半径15m	20km/h	1周	1周
③	一般路	周回路	30～60km/h	1周	1周

※走行順序: 左回り → 右回り

1サイクル走行距離: 約4.4km

左右輪の入力を等価にするため、同じコースを左右回りで1サイクルとし、20サイクル走行1サイクル毎に軸力(20本)測定

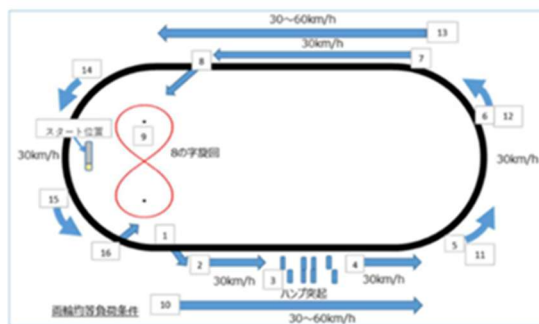


図 6-8. 限界軸力確認実験走行方法(左回り)

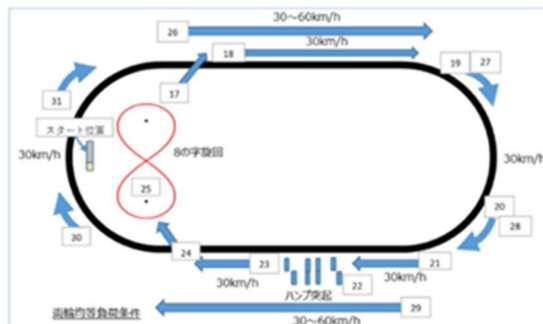
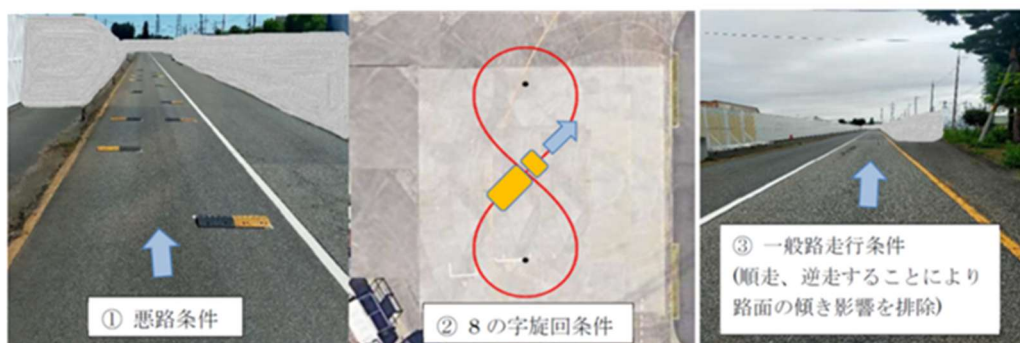


図 6-9. 限界軸力確認実験走行方法(右回り)



大型車の車輪脱落事故防止対策に係る調査分析検討会「さらなる車輪脱落事故防止対策の検討」中間取りまとめ 令和4年(2022年)12月より抜粋

図 7-1. 令和4年度実証実験 限界軸力確認実験条件

7.2 市場走行条件を模擬したCAE解析

実環境における車両走行では、車両構造に起因する左右差に加え、走行条件の違いにより左右輪へ作用する外力にも差が生じる。例えば、交差点での右左折時の走行や縁石乗り越し時の衝撃入力などにより、左右輪へ作用する荷重条件は必ずしも対称とはならない。これら実走行環境における外力の左右差がナット緩み挙動に与える影響を把握することは、市場で発生しているタイヤ脱落事象の原因特定に資する知見を得る上で重要であると考えられる。本解析では、本年度に構築した実証シミュレーションモデルを用い、市場走行条件を模擬した入力条件を設定して検討を実施する。交差点右左折時および縁石乗り越し時における車輪への外力については、令和5年度実車実験の実測データ(参考に交差点右左折時の車輪への外力の実測値を図7-2に示す。)を基に解析条件へ反映する。

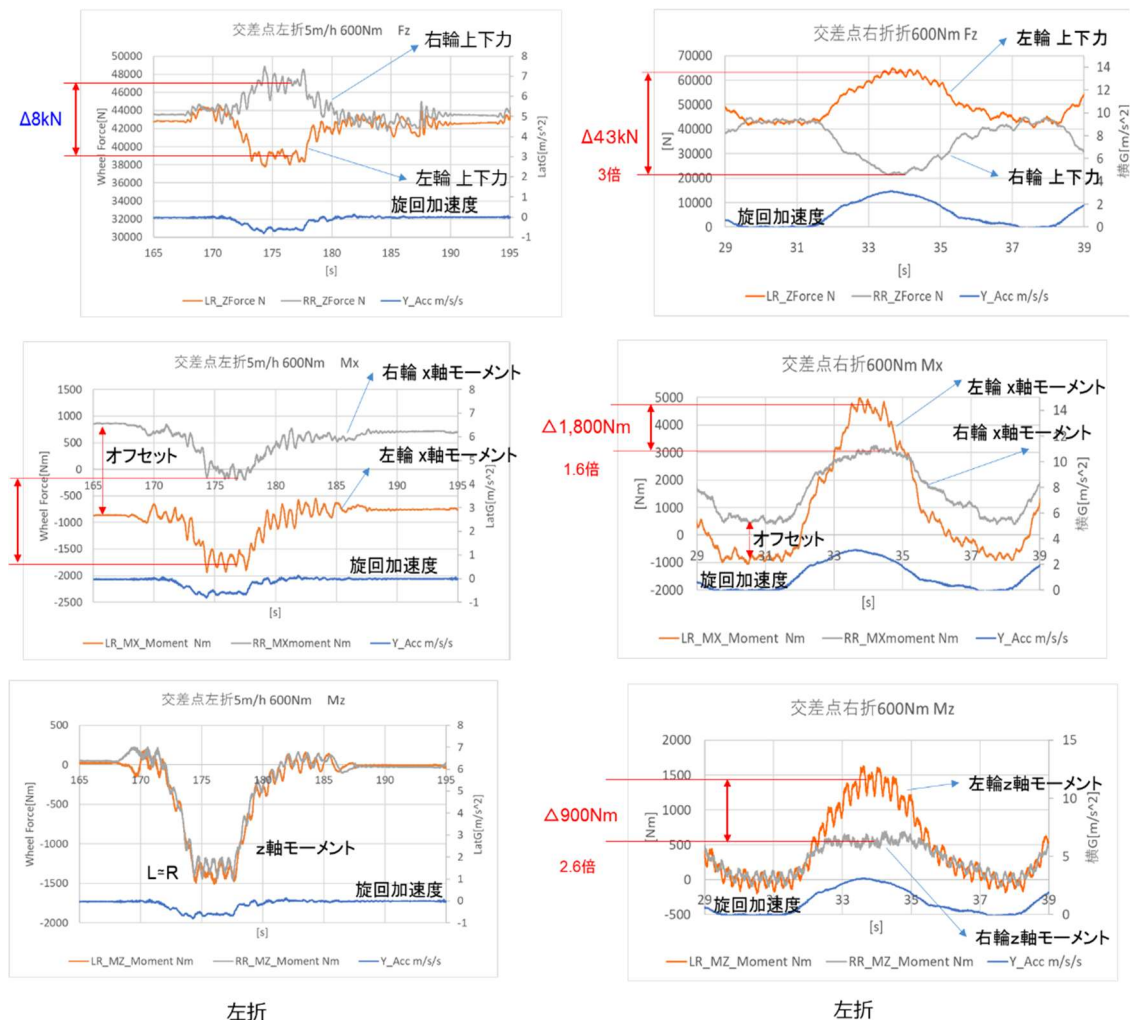


図 7-2.交差点右左折における車輪への外力

7.3 市場調査および実機試験

締結部において十分な軸力が得られない、あるいは使用過程で軸力が低下する要因を把握するため、市場調査および実機試験を実施する。

市場調査では、タイヤ脱落事象が発生した車両から関連部品（ナット、ボルト、ホイール、ハブ等）を回収し、腐食状態、摩耗、変形、損傷状況等の確認を行う。併せて、回収部品を用い、実際のトラックに装着したうえで、ナット締付け試験および軸力測定を実施し、締付けトルクに対する軸力発生状況を確認する。この際、回収したハブ・ボルトに軸力計測用のひずみゲージを装着して測定を行う。また、車輪脱着作業において軸力に影響を及ぼす可能性のある作業要因を整理し、実際の整備作業条件における締付け作業の軸力測定を実施する。上記検討の実施にあたり、以下の準備を行う。

- 市場発生車両からの部品回収および試験準備
- 軸力計測用試験車両（25t級トラック）の準備
- 作業用ガレージの確保
- 市場回収ボルトへの軸力計測用ひずみゲージ装着
- 計測用ボルトの準備（軸力、曲げモーメント、ねじりモーメント計測用ひずみゲージを装着）
- 計測装置一式の準備

7.4 実車耐久試験によるナット緩み挙動調査

実車走行耐久試験を通じて、ナット緩み挙動に対する左右輪差の影響を確認する。まず、令和4年度に実施した限界軸力確認試験と同等の走行条件により耐久試験を実施し、車両構造に起因する左右差が締結部軸力に与える影響を確認する。さらに、交差点走行等を含む実環境に近い走行条件において走行耐久試験を実施し、左右輪における軸力変化の差異を調査する。加えて、参考検討として逆ねじ仕様の締結部品を用いた試験を実施し、ねじ方向の違いが軸力変化および緩み挙動に与える影響について評価する。

上記検討の実施にあたり、以下の準備を行う。

- 軸力計測用試験車両(25t級トラック)の準備
- 試験走行用プルービンググラウンドの確保
- 計測用ボルトの準備(軸力、曲げモーメント、ねじりモーメント計測用ひずみゲージを装着)
- 軸力計測装置一式の準備

8 結言

本年度に実施したシミュレーション解析の結果、初期軸力約30 kN付近から座面の滑りが発生し、25 kNにおいてナットの緩みが生じることが確認された。これらの結果は、令和4年度に実施した実証実験における限界軸力確認試験の結果と概ね一致しており、本解析手法の妥当性を一定程度裏付けるものと考えられる。

一方で、軸力低下の進行については、右輪側が左輪側よりも早いという結果が得られ、令和4年度実証実験において確認された傾向とは一致しなかった。この差異の要因としては、加減速時の加速度条件、旋回挙動の有無、悪路走行条件の設定等、シミュレーション条件の設定と実証実験の設定の相違が影響している可能性が考えられることから、引き続きシミュレーションと実車による実証実験の相関性についても検証していく必要があると考えられる。

また、市場におけるタイヤ脱落事例の90%を超える高い比率で左輪側で発生しているという実態とも整合しておらず、実走行環境に即した入力条件に基づく解析の必要性が示唆された。

さらに、座面滑りが発生する程度まで軸力が低下する要因、あるいは締結時において所定の軸力が確保されなかった要因についても、今後調査を進める必要があると考えられる。

さらにはそもそも座面滑りが発生するような軸力の低下もしくは正規の軸力が出せなかった要因についても調査することも必要と考える。