

実機実稼働下のねじ締結体に加わる負荷の解析と疲労寿命推定法 (前編)*

晴山蒼一**, 真鍋健一***

下平貴之****, 星暁生*****

HAREYAMA Soichi, MANABE Ken-ichi

SHIMODAIRA Takayuki, HOSHI Akio

本報はProceedings of the ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress & Expositionにて発表した著者らの論文「WORKING LOAD ANALYSIS AND STRENGTH ESTIMATION FOR BOLTED JOINTS DURING ACTUAL MACHINE OPERATION」⁽¹⁾を邦文化し解説するものである。前編ではねじ締結体に加わる負荷の解析方法および測定事例を示す。後編ではねじ締結体の疲労寿命推定法と建設機械に適用した事例示すとともに、本法の有用性について解説する。なお、参考文献は後編にまとめて示す。特に本解説は、実機開発の中で実用的なねじ締結体設計法・ねじ締結技術としてまとめることを念頭に置いた。

1 緒言

ねじは自動車、建設機械、産業車両、一般機械、電機・電子機器、油圧機器、航空機、プラント装置など多くの工業製品で使用され、重要な役割を果たしている。ねじは、紀元前6～4世紀には揚水技術や染色技術で螺旋の機能が活用され、ねじ原理への追求も始まっていた。このように、ねじは2千年以上の長い歴史を持った機械要素であるにもかかわらず、今日でも締付け不良、ゆるみ、強度不足などのトラブルが後を絶たない。なぜ、未だにねじトラブルは発生するのか？なぜ、要注意の機械要素であり続けるのか？それは、ねじが本質的に強度上の問題・ゆるみの問題等を持っていたからであろう。

機械等に用いられるねじ締結体の適正な締結状態とは、一般に十分な締付け力（軸力）で締付けられた状態で、稼働中にゆるみあるいは疲労破損等を起こさないこととされている^{(1)~(3)}。したがって、ねじ締結の問題・課題は一般的には表1のようにまとめることができる。第1の課題は、ねじ締結体の締結信頼性の確保である⁽²⁾。いかにして高い初期軸力を与え、その軸力を保持するかなどが課題であろう。第2の課題は、ねじ締結体の破損防止法であり、まず最初に把握しなければならないのがねじ締結体に加わる負荷の予測・解析および測定法である⁽¹⁾。その上で疲労寿命推定などにより機械の設計段階、実験開発段階などでねじ締結体の寿命を明らかにすることである。第3の課題は、ゆるみ防止法である⁽³⁾。負荷の把握に基づき各種ゆるみ止め部品やゆるみ止め方法のゆるみ寿命を明らかにすることである。

* 原稿受付：平成27(2015)年8月15日

** 首都大学東京 理工学研究科 客員教授, *** 首都大学東京 理工学研究科 教授

**** 日立建機(株) 技術開発センタ 主任技師, ***** 日立建機(株) 実験解析評価センタ 技師

表1 ねじ締結技術の課題

課 題	詳 細
1. いかにして締結信頼性を確保・維持するか	(1) 高い初期軸力が必要である。そのため、高い軸力を得られる塑性域締結法などがすでに実用化されている。しかしながら、今日でも多くの場合トルク法が活用されている。 (2) さらに、締め付け過程でねじ部や首下部でくびれ破損などを起こすことがある。 (3) 締結信頼性確保・維持のためのメンテナンス方法の確立。
2. いかにして破損を防止するか(疲労破損など)	(1) 常に高応力で使用される。繰返し外力を受ける。 (2) 首下部、ねじ部などに大きな応力集中部がある。 (3) このため、疲労破損、遅れ破壊などを起こす。 (4) ねじ締結体に加わる負荷の解析法および疲労寿命推定法などの確立。
3. いかにしてゆるみを防止するか	(1) 軸力、曲げモーメントおよびねじりトルクなどが加わる。 (2) 螺旋形状および陥没の進行により本質的にゆるみを起こしやすい。 (3) ゆるみ破損に対するゆるみ寿命・残存寿命推定法の確立。
4. その他	(1) 多くの種類がある(並目/細目, 強度区分, 表面処理, etc.)。 (2) 製品1台に多数使用される。 (3) 安心安全に長く使用するには、適切な保守メンテナンスが必要。

さて、本報は上述の課題の中の特に2項に関するものである。勿論締結が不十分であれば、即ゆるみや疲労破損などに直結する。ねじ締結体はゆるみが生じればやはり即疲労破損に直結する。

ねじ締結体設計では、まずねじにどのような荷重が加わるのかを明らかにすることが第一歩である。本報ではそのような背景にたつて前編では、ねじ締結体に加わる負荷の解析法および測定解析事例を示す。後編では実機開発段階で予測が必要となる疲労寿命評価法すなわち寿命推定法などを解説する。特に本解説は、実機開発の中で実用的なねじ締結体設計法・ねじ締結技術としてまとめることを念頭に解説する。ねじ締結技術分野がいかに広いものかを感じさせる。ねじ締結分野に関わられた多くの先輩諸兄が言われているように、「たかがねじ、されどねじ」である。

実機におけるねじ締結体の強度評価・事故解析については国内外で多数の報告がある。Simpson⁽⁴⁾、Cross⁽⁵⁾および Manning⁽⁶⁾らは実機のねじ締結体の破損例や事故例を報告している。Baggerly⁽⁷⁾は遅れ破壊事故を、Hoang⁽⁸⁾はラップジョイントの破損モード解析などを行っている。福岡ら⁽⁹⁾は大型車のホイールボルトの強度について考察している。沢⁽¹⁰⁾はねじの事故における原因分析をしている。日本ねじ研究協会⁽¹¹⁾ではねじの疲れ強さに関する研究成果を報告している。Weber⁽¹²⁾は軽量化構造に適用するねじ締結体の疲労強度などを検討している。Minguezと Vogwell⁽¹³⁾はトルク法により締付けられたラップジョイントと平板の疲労強度の差について検討をしている。橋村と Socie⁽¹⁴⁾は軸直角振動を受けるねじ締結体のゆるみ寿命について詳細な実験と考察を行っている。山本⁽¹⁵⁾や Bickford⁽¹⁶⁾はねじ締結技術を総括的にまとめている。ねじ締結体の疲労強度設計については Buhr⁽¹⁷⁾およびよく知られている VDI 2230⁽¹⁸⁾などが指針を示している。先の我々の報告⁽¹⁹⁾では負荷解析と強度評価について基本的な指針を示した。これの研究成果などを背景に、本報では複合的な負荷の加わるねじ締結体の負荷解析と疲労寿命推定法について検討する。

2 ねじ締結体に加わる負荷の解析

重車両すなわち建設機械や産業車両では厳しい負荷が構造部材を締結しているねじ締結体に作用する。ねじ締結体では、ノックピンを用いるなどして設計段階からねじ自身に加わる負荷状態を単純化する工夫がさ

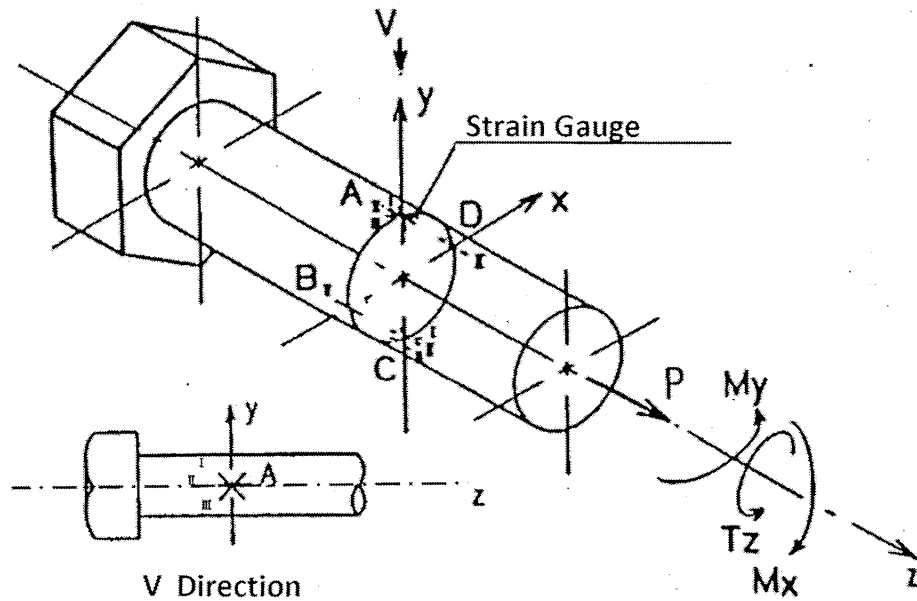


図1 測定部のひずみゲージとねじ締結体に加わる負荷の関係

れ、ねじ軸部に加わるせん断力や円周方向力などは無視して取扱うことができる場合も多いようである。したがって、軸力、曲げモーメントおよびねじりトルクなどが加わるようなねじ締結体では、以下の方法で負荷の測定解析を行うことができる。

図1は、ボルト軸部へのひずみゲージ接着状況を示したもので、併せて負荷状況も示している。ねじ締結体に作用する負荷は、ボルトの中心軸上あるいはそのまわりに働くものとする。各測定点のひずみゲージは、図に示したように、A点とC点では直角三軸型ひずみゲージを用い中央のゲージをボルト軸方向に向けて接着する。また、B点とD点については単軸ゲージをボルト軸方向に接着する。直角三軸型ひずみゲージによる測定ひずみは、たとえば測定点Aでは、ゲージI、IIおよびIIIのひずみをそれぞれ ε_{AI} 、 ε_{AII} および ε_{AIII} と示すことにする。また、B点およびD点の単軸ゲージでの測定ひずみは、それぞれ ε_{BII} および ε_{DII} と示すことにする。これによりねじ締結体に加わる軸力 P 、曲げモーメント M_x 、 M_y およびねじりトルク T_z は次のように示すことができる。

$$P = \frac{E \cdot A_r}{2} (\varepsilon_{AII} + \varepsilon_{CII}) \cdots (1)$$

$$M_x = \frac{E \cdot Z_b}{2} (\varepsilon_{AII} - \varepsilon_{CII}) \cdots (2)$$

$$M_y = \frac{E \cdot Z_b}{2} (\varepsilon_{BII} - \varepsilon_{DII}) \cdots (3)$$

$$T_z = \frac{G \cdot Z_P}{2} \{ (\varepsilon_{AIII} - \varepsilon_{AII}) + (\varepsilon_{CIII} - \varepsilon_{CII}) \} \cdots (4)$$

ここで P : 軸力 (測定部の軸方向力)

M_x : 測定部x軸まわりの曲げモーメント

M_y : 測定部y軸まわりの曲げモーメント

T_z : 測定部z軸周りのねじりトルク

A_r : 測定部断面積

Z_b : 軸端断面係数

Z_p : 軸端側断面係数

E : ボルトの縦弾性係数

G : ボルトの横断面係数

なお、曲げモーメント M_x および M_y の合曲げモーメントとその作用軸の方向は次のとおりである。

$$M_e = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$= \frac{E \cdot Z_b}{2} \sqrt{(\varepsilon_{AII} - \varepsilon_{CII})^2 + (\varepsilon_{BII} - \varepsilon_{DII})^2} \dots (5)$$

$$\tan \alpha_M = \frac{M_y}{M_x} = \frac{(\varepsilon_{BII} - \varepsilon_{DII})}{(\varepsilon_{AII} - \varepsilon_{CII})} \dots (6)$$

ここで M_e : 合曲げモーメント

α_M : x軸から合曲げモーメント作用軸までの角度 (半時計方向を正とする)

3 負荷測定および解析の実験的な検証

ねじ締結体に複合的に加わる負荷を、ひずみ測定により正しく測定・解析できるものか否かを簡単な実験を通して検証する。

3.1 軸力と曲げモーメントの場合

軸力と曲げモーメントを、図2-a)のような上下対称の引張試験装置を用い、測定用段付スタッドの中央に図1の要領で接着したひずみゲージにより測定した。図2中の写真は、実験装置の外観である。

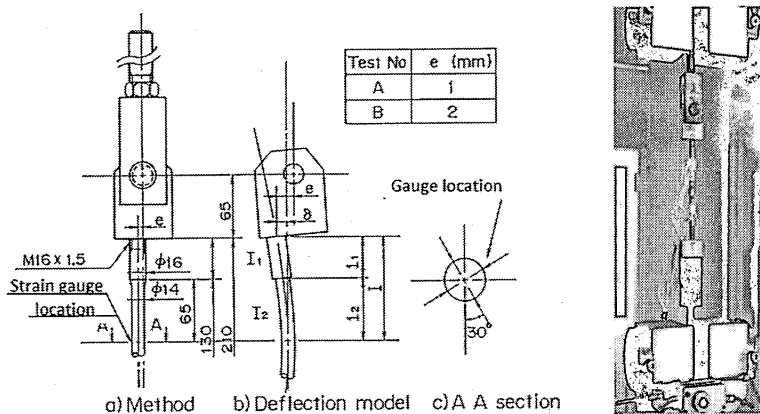


図2 軸力と曲げモーメントの測定装置

なお、後に述べる実機での実働負荷測定には、本スタッドを用いている。曲げモーメントは、引張試験機の軸とスタッドの軸に偏心量 e を与えることにより生じる。さて、本装置を図 2-b) のようにモデル化すると、これは長柱に引張りの偏心荷重が加わった問題となる。偏心量は 1mm と 2mm とし、ひずみゲージの接着位置は試験機の軸から 30 度ずらした。いま、スタッドサポート部は無視し長柱の中央部に加わる曲げモーメント M_c を解くと次式のとおりとなる。

$$M_C = P(e - \delta) \quad (7)$$

$$\delta = \frac{\alpha_1 e}{\alpha_1 \cos \alpha_1 l_1 \cdot \cos \alpha_2 l_2 - \alpha_1 \sin \alpha_1 l_1 \cdot \sin \alpha_2 l_2} \cdot e \quad (8)$$

ここで、 $\alpha_1 = \frac{P}{EI_1}$, $\alpha_2 = \frac{P}{EI_2}$

I_1 : スタッド保持部断面 2 次モーメント

I_2 : スタッド測定部断面 2 次モーメント

図 3 は、上式による計算値とひずみ測定の結果から式 (5) による合曲げモーメント M_c の値を比較したものである。式 (7) による計算値とは傾向はよく一致しているが、やや大きな誤差を持っている。これは試験片の加工精度・ねじ部のがたなどによるものと考えられる。

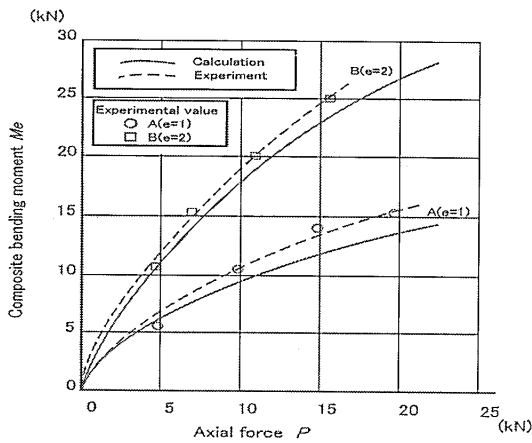


図 3 合曲げモーメントの計算値と実験値の比較

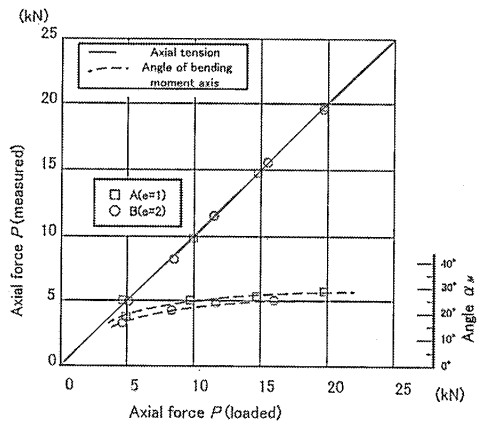


図 4 軸力と合曲げモーメント作用軸方向

図 4 は、軸力の測定結果と合曲げモーメントの作用軸方向の測定結果を示したものである。軸力については、実験荷重をきわめてよい精度で測定できていることが分かる。また、合曲げモーメントの作用軸方向 α_M は、図 2-c) に示したようにあらかじめ 30 度ひずみゲージ接着方向から回転させた方向にセットして実験を行ったが、荷重を増すにしたがって測定値の精度はよくなっている。これらの実験結果から、実機稼働時にねじ締結体に加わる軸力と曲げモーメントについて本法によって精度よく分離測定できることが裏付けられたと考える。

3. 2 軸力とねじりトルクの場合

図5に示すような実験装置を用い、初期軸力を与えたスタッドにねじりトルクを作用させたときの軸力変動を測定し、軸力とねじりトルクが同時に加わった場合、それぞれを正しく分離測定できるか検討した。図5には、実験装置の外観を併せて示す。実験は、締付けナットを78.5Nmの締付けトルクで締付けた後、負荷ナットからねじりトルクを作用させた。図5には、負荷ナットからねじりトルクを与える実験状況も示している。ひずみ測定は図2と同様スタッド中央部で行った。図6は実験結果を示したもので、締付け後に与えられたねじりトルクによる軸力変化はほとんどみられない。これにより、本測定法で軸力とねじりトルクについても十分な精度で分離解析できるものと考えられる。また、曲げモーメントとねじりトルクについ

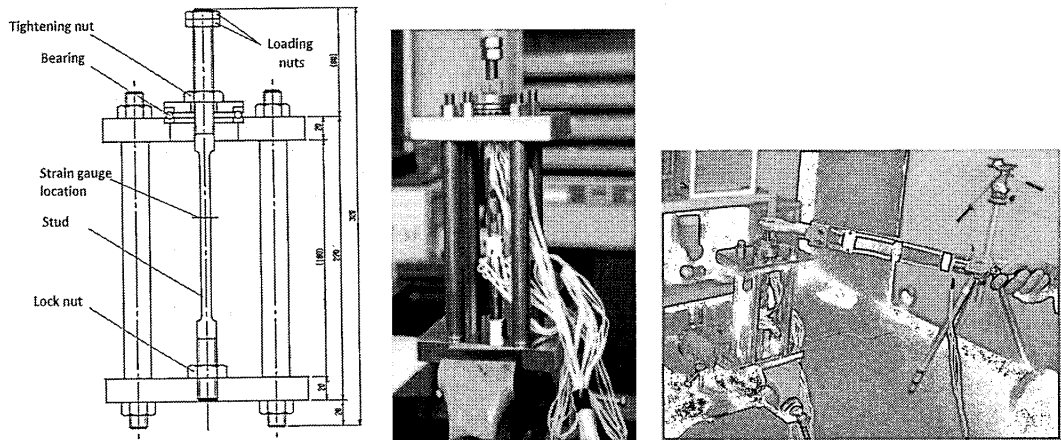


図5 軸力およびねじりトルクの実験装置

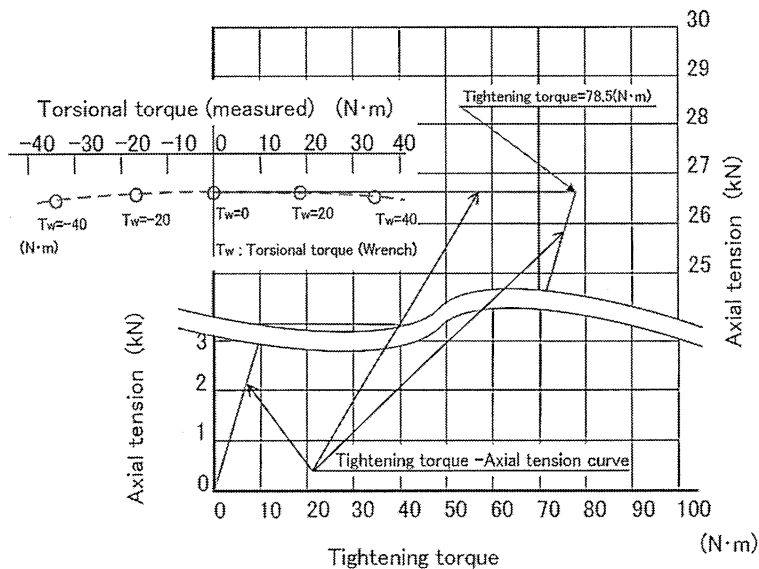


図6 軸力とねじりトルクの実験結果

でも軸方向ひずみとせん断ひずみの関係であり同様と考えてよいであろう。なお、スタッドのひずみゲージで検出したねじりトルクは与えられたねじりトルクの85%程度とやや低いが、これはベアリングの摩擦によるロスと考えられる。実機稼働時のねじ締結体に加わる軸力とねじりトルクについても、本法により精度よく分離測定できることを検証した。

4 実機での負荷測定および解析

前節までに、ねじ締結体に加わる負荷測定について基本的な考え方を示すとともに、簡単な実験により本法により複合的に加わる負荷を正しく分離測定・解析できることを確認した。本節ではこれらの方法を、実機へ適用した結果について述べる。

4.1 供試品および実験条件

図7-a)は建設機械(ホイールローダ)のアクスルを示す。解析の対象とするボルトは、遊星歯車機構の減速機とハブを中心軸上で固定しているセットボルトで、回転部であることから軸力に加え、ねじりトルクなどの負荷が複合的に加わると考えられる。図7-b)にセットボルトの寸法諸元を示す。このような構造のねじ締結体に加わる実働負荷を簡便に求めるために、測定は図8-a)に示すような通しスタッドを用いて行った。図8-b)は、この負荷測定用スタッドの寸法諸元を示す。図9は、負荷測定用スタッドへのひずみゲージ接着状況と負荷測定用ハブのアッセンブリ状況を示す。さらに、図10は、スリップリングによるリード線の取出し状況であり、図11は、社内試験場での実働試験状況を示したものである。

実働負荷測定は、ホイールローダの代表的作業であるショベルダンプ作業で行った。図12は、ショベルダンプ作業の1こま1こまを模式的に分解して示したもので、図13は、ショベルダンプ作業時にタイヤなどに加わる負荷波形を、作業1サイクルについて測定したもので、疲労強度解析上長時間のデータが必要なことから、負荷測定は約30分間にわたるこのような作業の繰返しで行った。

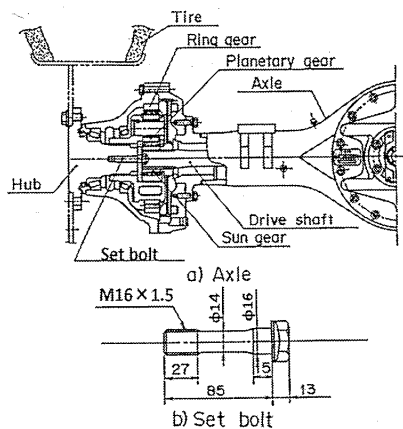


図7 供試品構造とセットボルト

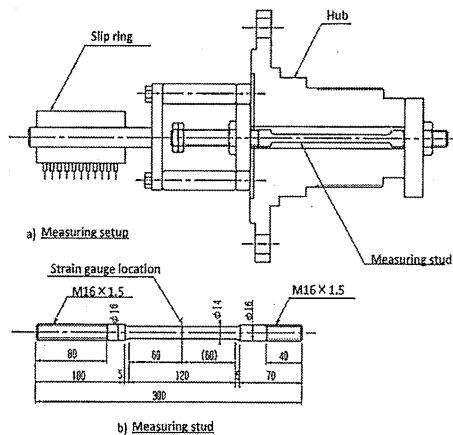


図8 負荷測定装置とスタッド

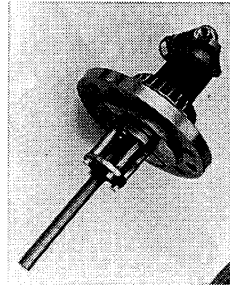
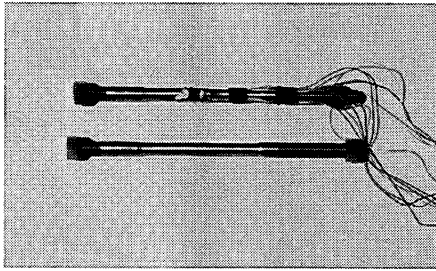


図9 負荷測定用スタッドへのひずみゲージ接着状況と負荷測定用ハブのアッセンブリ

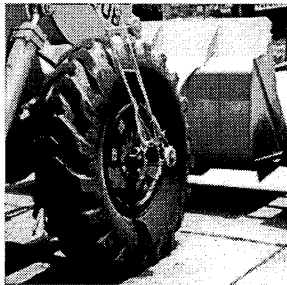


図10 スリップリングによるリード線の取出し

図11 社内試験場での実働試験状況

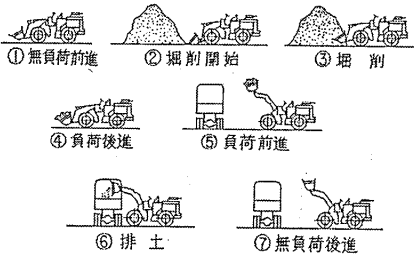


図12 ショベルダンプ作業

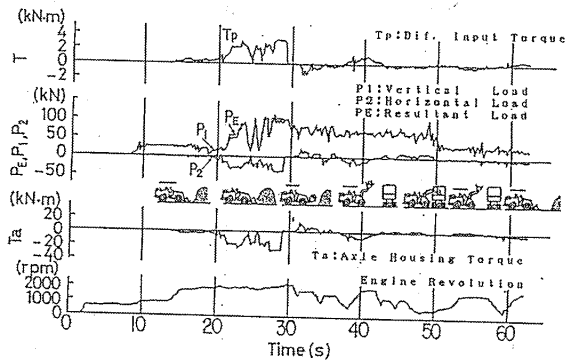


図13 タイヤなどに加わる負荷波形

4.2 実機稼働時の負荷測定および頻度解析

負荷測定は、2節に示した式(1)～式(4)によるものとし、せん断力あるいは円周方向力などは無視できるものとした。図14、図15および図16は、それぞれねじ締結体に加わる軸力、曲げモーメントおよびねじりトルクをピーク法により頻度計数した結果を、負荷頻度として示したものである。曲げモーメントとねじりトルクの負荷頻度を見ると、双方とも2つの頻度の山があると見られる。これらは、それぞれ作業時と走行時の頻度および前進時と後進時の頻度が重畳したものと推定している。

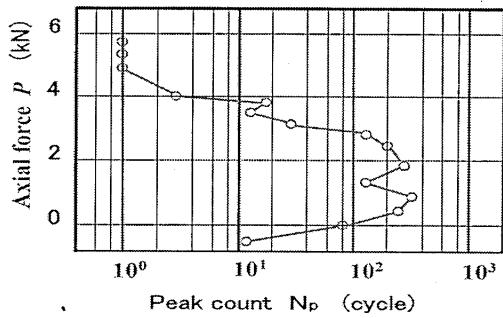


図14 負荷頻度 (軸力)

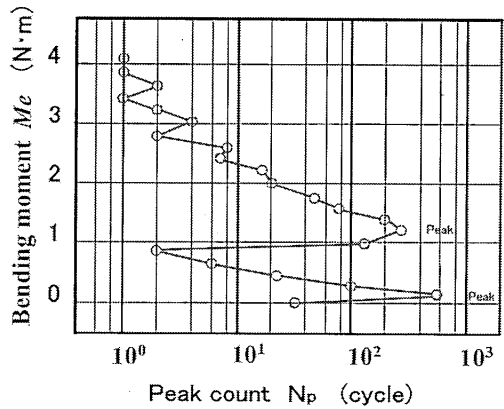


図15 負荷頻度 (合曲げモーメント)

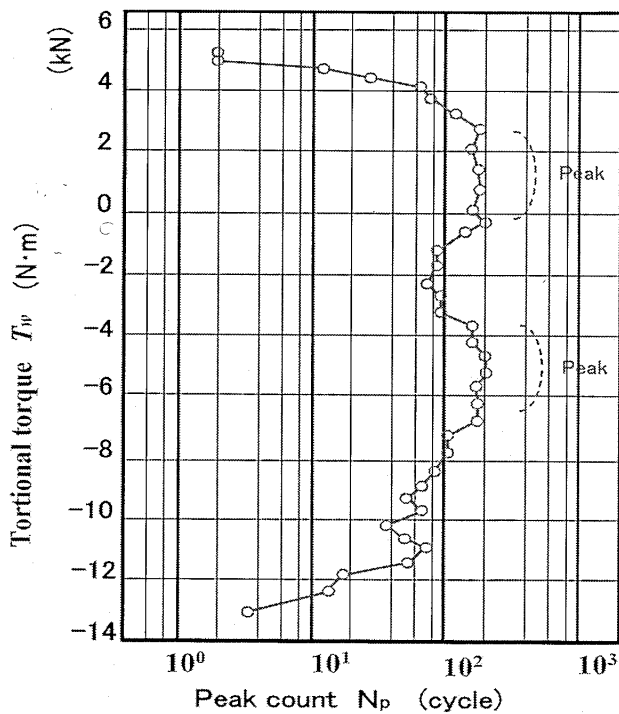


図16 負荷頻度 (ねじりトルク)

これらの負荷頻度の計測結果は、設計段階で予測した負荷状況と照らし合わせ、違いがある場合には設計条件の見直しに活用される。

(後編につづく)