

# 港湾技研資料

TECHNICAL NOTE OF  
THE PORT AND HARBOUR RESEARCH INSTITUTE  
MINISTRY OF TRANSPORT, JAPAN

No. 239      June 1976

ケーソン進水台車車軸応力測定試験

藤 井 喜一郎  
石 塚 浩 次  
東海林 秀 幸  
中 島 忠 男

運輸省港湾技術研究所



# 目 次

1. ま え が き	3
2. 調 査 概 要	4
2.1 調査実施経過	4
2.2 酒田港ケーソンヤード設備，ならびに進水台車の概要	4
3. 第一次応力測定試験のための前調査	6
3.1 車軸材質および強度	6
3.2 永久変形をしている車軸材の応力測定について	6
3.3 曲げモーメントと曲げ降伏	7
3.4 曲げ試験およびその結果	7
4. 第一次応力測定試験	13
4.1 測定方法および測定箇所	13
4.2 車軸に発生する応力および荷重	13
4.3 台車主桁に発生する応力	15
5. レール精度と車軸に作用する荷重との関係	37
5.1 レール精度と台車進水状況	37
5.2 レール精度と車輪の接触状況	40
5.3 車軸両端に作用する荷重	42
6. 車軸に発生した永久たわみの発生原因	43
6.1 車軸に発生する応力の有限要素法による解析	43
6.2 車軸に発生する応力の材料力学的手法による解析	46
6.3 車軸の永久歪の進行状況	54
7. 第一次応力測定試験結果まとめ，および車軸に生ずる永久 たわみ発生防止対策	55
8. 第二次応力測定試験	56
8.1 斜路改修工事概要と第二次応力測定試験経過	56
8.2 測定方法および測定項目	56
8.3 測定結果および考察	58
8.4 第二次応力測定試験結果まとめ	62
9. 車軸測定試験結果から得られた車軸設計のための参考事項	62
10. あ と が き	63
謝 辞	63

# Investigation on the Stresses of Axes of Cassion Launching Truck

Kiichiro FUJII\*  
Koji ISHIZUKA\*\*  
Hideyuki SHOJI\*\*  
Tadao NAKAJIMA\*\*

## Synopsis

This technical data presents on the results of the investigation which was carried out second times on the stresses of the axes of the cassion launching truck at the launching of the cassions. The cassion launching truck belongs to Sakata Port Construction office of First Port and Harbour Construction Bureau, and the weight of cassions launched at each investigation were both 1500 tons.

The main purpose of the first investigation was to look into the cause of the resident bending of the axes of the truck generated by the past cassion launching operations of the truck and to study on the safety of the launching operation of the truck. Stresses of the axes of the launching truck were measured at this first investigation. On the base of the results of this first investigation, Sakata Port Construction office improved the launching rails and the axes of the truck.

The second investigation was carried out soon after the improvements of them for the purpose of the examination whether the safety of cassion was raised or not, measuring the stress of the axes of the truck. The results of the second investigation showed that the safety of axes was confirmed to be raised in comparison with the results at the first investigation.

Through these two investigation, the touching state of the wheels of the truck with the launching rails, the launching state of the axes were investigated.

---

\* Chief of the Dredger and Construction Equipment Laboratory, Machinery Division.

\*\* Member of the Dredger and Construction Equipment Laboratory, Machinery Division.

# ケーソン進水台車車軸応力測定試験

藤井 喜一郎\*  
石塚 浩次\*\*  
東海林 秀幸\*\*  
中島 忠男\*\*

## 要 旨

ケーソン進水時における進水用台車の車軸に発生する応力について、第一次、第二次の2回にわたり測定試験を行いその結果を記した。進水用台車は第一港湾建設局酒田港工事事務所所属のもので、進水されたケーソンの重量は各試験時とも1,500tonであった。

第一次の応力測定試験は過去の進水作業により各車軸に若干の永久たわみを生じているため、その永久たわみ発生の原因および進水時の安全性を調査する目的で実施し、それらの結果を明らかにした。この第一次測定試験結果にもとづき、酒田港工事事務所では斜路および台車車軸の改修工事を行なった。

第二次の応力測定試験はこの改修工事直後に行われ、車軸の安全性が改修工事により向上したかどうかを調査する目的で実施した。この第二次応力測定試験による調査結果から、車軸全体の安全性は全般的に第一次試験時に比較して向上したことが判明した。

この二度にわたる測定試験による調査結果から、ケーソンを進水させる際、台車の各車軸に生ずる応力ならびに各車軸の負担する荷重が明らかになった。そして、それらをもとにして車輪とレールの接触状況、台車の進水状況、車軸に永久たわみの生じた原因などについての考察を行い、車軸設計のための二、三の参考事項を記した。

## 1. ま え が き

近年、港湾局所属の各工事事務所では大小さまざまなケーソンの進水には通常ケーソンヤード内の進水台車や浮きドック等が使用されているが、これらの進水方式の中で斜路式のケーソン進水台車を用いて進水させている例が最も多い。ケーソンの大型化、大重量化にともない、多数のケーソンを安全かつ能率よく進水させることはますます重要な課題となってきた。当研究室では、この方式を採用している進水台車、ならびにケーソンヤード構内の機械設備全般に関する調査を過去数回にわたり実施してきた。

本資料は、第一港湾建設局の要請にもとづき、同局酒田

港工事事務所所属のケーソン進水台車の車軸の安全性を主とした調査を依頼されて前後2回にわたり（昭和50年3月と7月に実施）行った調査結果を記したものである。

本調査では、台車進水時に車軸に発生する応力、および車軸に作用する荷重を測定し、それらの結果にもとづき、車軸に生じた永久たわみ発生の原因について推察をした。また、台車進水時の車輪とレールの接触状況、車軸両端に作用する荷重の変化に関する解析を行い、一般の斜路式進水台車の車軸を設計するための参考資料を得ることを試みた。

\* 機械部 作業船研究室長

\*\* 機械部 作業船研究室

## 2. 調査概要

### 2.1 調査実施経過

当研究室では昭和48年11月に酒田港ケーソン進水台車ならびにケーソンヤード機械設備全般について最初の調査を行い、既にその結果を発表している。今回再び本資料に記すケーソン進水台車に関する調査を行うようになった経緯についてここで述べてみよう。

本ケーソン進水台車は過去に台車の設計荷重値内のケーソンを約 200 函程進水させてきたが、昭和49年末に台車車軸について酒田港工事事務所による調査の結果、各車軸に若干の永久たわみの生じていることが発見された。しかもこの永久たわみは各ケーソンの進水ごとに漸次増大し、車軸の破損を招く恐れがあるとのことであった。そこで当研究室では昭和50年に二回にわたり車軸の応力測定を主とする調査を行ったが、第一次の応力測定試験（昭和50年3月に実施したもの、以後第一次応力測定試験と称する）では、実際にケーソンをこの進水台車に載せて進水させ、その時の車軸応力ならびに荷重を測定することにより、車軸に発生した永久たわみの発生原因について調査し、車軸ならびに台車の今後の安全性を検討するために実施した。

酒田港工事事務所では、この試験実施後、測定結果に基づきレールの調整工事、ならびに車軸の新替工事、車軸変形防止のための諸対策工事を実施した。

一方、第二次の測定試験（昭和50年7月に実施したもの、以後、第二次応力測定試験と称する）は酒田港工事事務所による斜路、および台車車軸全般の改良工事にともない、台車進水時の車軸の安全性が果して向上したのかどうかを調査する目的で実施したものである。すなわち第一次応力測定試験結果と比較するため、第一次試験時と全く同じ進水状況を再現して、進水時における車軸の応力測定を行った。

なお、これらの調査では、第一次応力測定試験は第一港湾建設局の要請により本ケーソン進水台車の製作にあたった石川島播磨重工業株式会社も測定に参加し港研との共同実験で実施された。また第二次応力測定試験については、酒田港工事事務所の協力により、当研究室単独で行った。

なお第一次応力測定試験前に、今回の調査の対象となったケーソン進水台車の車軸について、その材質、強度、進水時の車軸応力の測定方法、車軸の曲げ試験等について当研究室ならびに共同実験担当者である石川島播磨重工業株式会社、および酒田港工事事務所により前調査が行われた。

### 2.2 酒田港ケーソンヤード設備、ならびに進水台車

試験方法などを説明する前にケーソンヤード設備全般に

ついて概要を記す。酒田港ケーソンヤード設備は、主として酒田北港建設のため昭和45年度築造された斜路式の設備で、ヤードの能力は最大重量2,000tのケーソンを同時に4函製作が可能なもの、第一港湾建設局管内では最大のケーソンヤード施設である。ここに参考までにヤード施設および台車の概要などについて、簡単に紹介する。（図2.1参照）

(1) 製作可能な最大ケーソン	巾21.5 m×長さ13 m×高さ12 m 重量 2,000 t
(2) 最小ケーソン	巾13.0 m×長さ6.5 m×高さ6 m 重量 320 t
(3) 斜路勾配	1/11
(4) 斜路先端水深	-10 m
(5) 函台	7 函台（両軸上下段方式）
(6) 斜路レールスパン	10 m
(7) 斜路レールゲージ	0.4 m
(8) 横引路レールスパン	6 m
(9) 横引路レールゲージ	0.6 m
(10) 橋型クレーンレールスパン	20 m
(11) 油圧ジャッキ能力	200 t（1台あたりの能力）

1) 進水台車	
型式	ローラー多列型
数量	1 台
長さ	15,855 mm
主桁中央高さ（レール上面から）	1,700 mm
主桁巾	870 mm
主桁中心間隔	10,000 mm
車軸および車輪直径	115 mmおよび420 mm
車輪数	116 個
レール間隔	400 mm



### 3. 第一次応力測定試験のための前調査

2.1にも述べたが、今回の測定試験を実施する前に、測定して得る結果について正確な解析を行えるようにさまざまな前調査が行なわれた。以下順にそれらの内容について記す。

#### 3.1 車軸の材質および強度

ケーソン進水台車に用いられている車軸材はSNCM25（ニッケルクロムモリブデン鋼）でJIS規格による本車軸材の強度は、引張り強度で110（kg/mm<sup>2</sup>）以上のものとされている。一方実際のケーソン台車に使用された車軸材については製作前の引張り強度は140（kg/mm<sup>2</sup>）以上であった。しかし今回の第一次応力測定試験の直前に実際に使用している車軸からとり出した試験材料を用いて引張試験を行った結果は下の表に記す強度であった。

表-1 車軸材の機械的性質（kg/mm<sup>2</sup>）

	第 1 回			第 2 回		
耐力	92.8	94.1	89.7			
引張強さ	96.8	94.3	96.0	96.8	95.6	98.2

この表に示す強度をJIS規格の強度、ならびに台車製作時の車軸材の強度と比較すると、その後著しく減少していることがわかる。この原因は、車軸の疲労による強度の減少ではないかと考えられる。

#### 3.2 永久変形を生じている車軸材の応力測定について

今回の車軸材の測定には歪ゲージを用いることにした。しかしこの歪ゲージを既に多少なりとも永久変形している材料に貼付して測定する場合に問題がないかここで検討してみよう。

一般に材料の歪と応力との関係は、図-3.1に示す関係があり、本図に示すOA区間は、応力と歪は比例関係があり、歪ゲージを用いて応力を測定するのは通常この関係が成立する応力の範囲である。次に本車軸材のように、材料に永久たわみが発生するような大きな応力が繰返して発生する場合、応力と歪の関係は図3.2に示すような関係が考えられよう。すなわち材料に非常に大きな荷重が作用して除荷されると、材料の応力～歪曲線は図-3.2で、O→A→A'→B<sub>1</sub>という曲線を描き、 $\epsilon_1 = \overline{OB_1}$ の永久歪が材料にまず生ずる。次に永久歪 $\epsilon_1$ を発生した状態から荷重が作用し、再び比例限界を起えるような応力が発生し、その後除荷されると、応力～歪曲線は、B<sub>1</sub>→C→D→E→A'→E→F→B<sub>2</sub>と描かれ、更に $\epsilon_2 = \overline{B_1B_2}$ の永久歪を生じ全体で $\epsilon_2 = \epsilon_1 + \epsilon_2'$ の永久歪を生じていることになる。この

ような過程が次々にくり返されると、 $\epsilon_3, \epsilon_4, \epsilon_5, \epsilon_6, \dots$ と永久歪が徐々に大きくなり、材料はついに破損する。ところがこの場合、材料に大きな荷重が作用せず、比例限界を越えない応力が発生する場合は、応力～歪曲線は、B<sub>1</sub>→C→D→C→B<sub>1</sub>となり、あくまで比例限界内の応力と歪の関係が維持される。このようなことを考慮すると、図-3.2に示す応力と歪関係線図で、O→A<sub>1</sub>→Aと、B<sub>1</sub>→C→A'とはほとんど平行と考えてよいから、この場合 $\sigma = E\epsilon$ の関係が成立するものとみなしてよい。すなわち、すでに永久歪の生じている材料でも（図-3.2で、 $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ 永久の歪を発生した状態でも）この図からもわかるように、発生する応力が比例限界を越える程の大きな値でなければ、応力と歪とは常に比例する（すなわち、 $\sigma = E\epsilon$ の関係が成立する）と考えてよい。

以上のことから、永久たわみの生じている車軸材の応力の測定に、歪ゲージを用いて応力を測定することが可能であるわけである。このような考え方に従って今回歪ゲージによる車軸の応力測定が行われた。

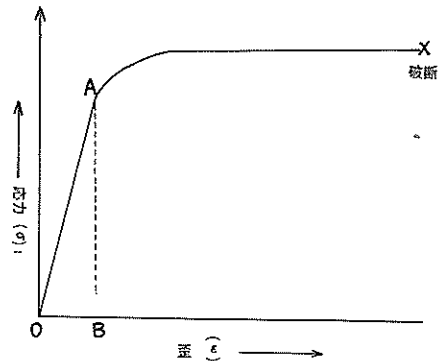


図3.1 材料の応力と歪の一般的関係

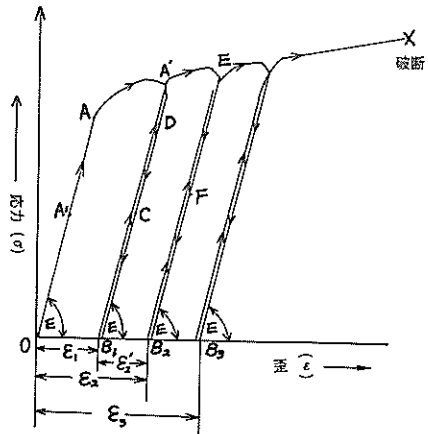


図3.2 永久歪の生じた材料の応力と歪の関係

### 3.3 曲げモーメントと曲げ降伏

次に車軸に生じた永久歪がどのような性質のものであるかここで調べてみよう。車軸に生じた永久歪（残留または永久たわみ）は、車軸に作用する曲げ応力により生じたものである。

すなわち、車軸両端の主桁から受けるケーソンの荷重を2つの車輪で支えるため、車軸に曲げモーメントを生じ、この曲げモーメントが車軸内部に曲げ応力（引張り、圧縮応力）を生じ、その結果永久歪を生じた。（図3.3参照）

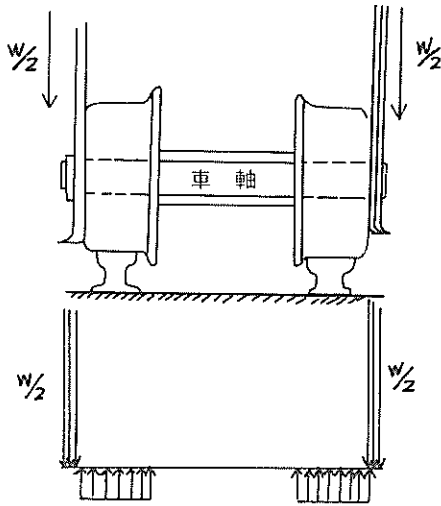


図3.3 車軸に生ずる荷重および反力の作用図

そこで、この永久歪が実際の車軸について各々どのような状況にあるのか考えてみよう。

ここではまず、一般的にはりに作用する曲げモーメントと曲げ降伏について、過去に多くの学者により考えられている学説を簡単に紹介し、台車車軸の内部の応力状態が載荷時に、どのような状態になるのか簡単に述べてみたい。

一般にはりのような曲げモーメントを受けるような棒であると、曲げモーメントと曲率 $K$ との間の関係図は図3.4のようになる。

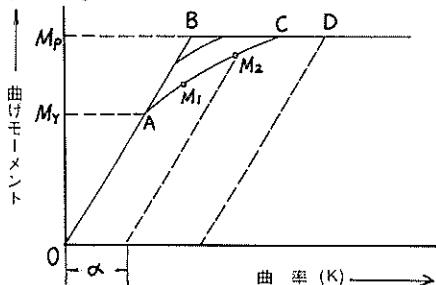


図3.4 はりに生ずる曲げモーメント $M$ と曲率 $K$ の関係

すなわち、

- ① 図3.5の(a)に示すように、棒の内部の応力分布が全部弾性限界内にある場合
- ② 図3.5の(b)・(b')のように、棒の表面からある一定の深さの箇所について、弾性破損を生じ、一定の降伏応力 $\sigma_b$ の発生している状態
- ③ 図3.5の(c)のように全断面にわたり、弾性破損を生じている状態

の3通りの状態が考えられる。そして②、③の場合は、図3.4からわかるように永久たわみ（残留たわみ $K=\alpha$ ）が生ずる。従って、今回の車軸の場合は、若干の変形を生じていることから、図3.5の(b)と(c)のどちらかの状態が発生したと考えられる。

従って、今回の測定では車軸の表面にゲージを貼付して応力を測定することにより、車軸の内部に生ずる応力状態が上に述べた図3.5の(a)の状態になるのか、それとも(b)、(b')または(c)の状態になるのかどうか判断することが可能であろう。

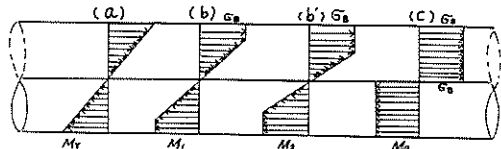


図3.5 曲げモーメントの大きさに対応した車軸内部の応力分布

### 3.4 曲げ試験およびその結果

#### (1) 車軸に作用する荷重の測定方法について

第一次測定試験では車軸に作用する応力ばかりでなく、台車がケーソンを進水させる際、各々の車軸にどれ程の荷重が作用するのか調査することも一つの大きな目的であった。ここでは、この測定試験を実施する以前に車軸に作用する荷重の測定方法についていろいろと考慮したのでそれらについて簡単に記す。その方法として考えたのは、実際の車軸を用いて、ケーソン台車車軸と同じような載荷状態を曲げ試験機で再現し、車軸に荷重をかけて車軸中央部の歪と荷重を測定し、歪～荷重関係図を作り、この図を用いて進水時の車軸の荷重を推定する方法である。すなわち、今回の測定試験では各車軸の中央部に歪ゲージを貼付して、その中央部の応力を測定するが、それと同時にこれらの歪ゲージの歪量の変化から、各々の車軸に作用する荷重をこの曲げ試験結果から得られる歪～荷重関係図を用いて知ることが出来るわけである。このためには実際の車軸について荷重試験（曲げ試験）を行う必要があるが、これは第一次測定試験が行われる以前に協同実験者である石川島播磨



重工業株式会社により行われ、図 3.6 に示す結果が得られた。この図に示すように、車軸の曲げ試験では全く新しい

車軸材（未使用のもの）と、既に永久たわみの生じている車軸の 2 本について荷重試験が行われた。

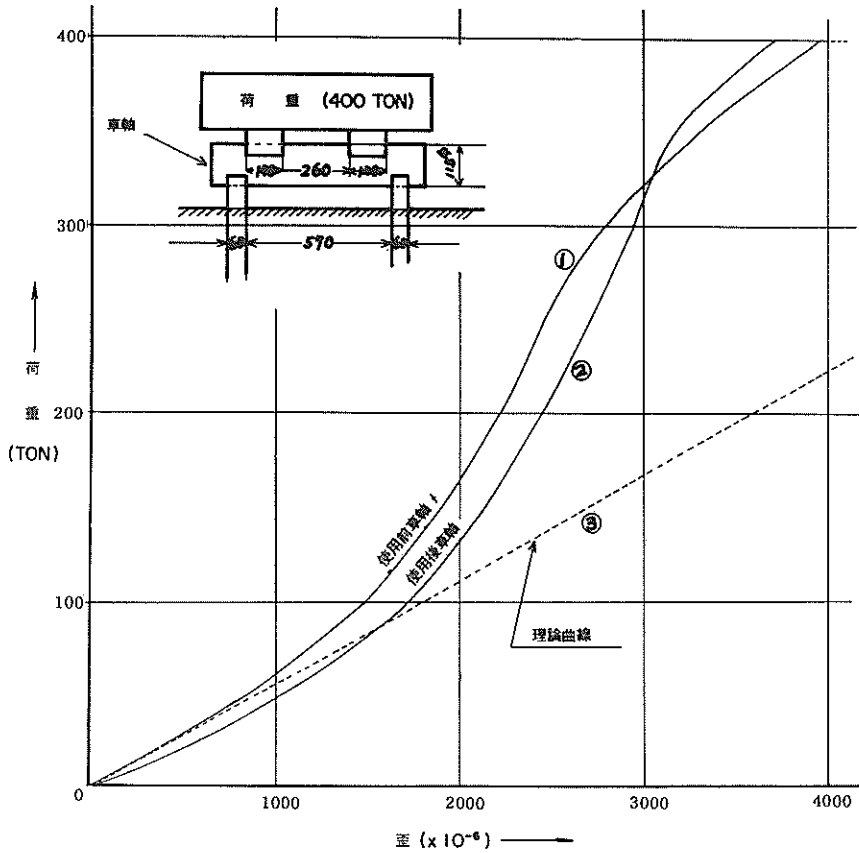


図 3.6 荷重 (W) ~ 歪 ( $\epsilon$ ) 曲線 (曲げ試験結果)

(2) 曲げ試験結果についての解析

曲げ試験結果図 3.6 を見てもわかるように、荷重～歪曲線で新車軸とすでに変形している使用後の車軸では、かなり異なっている。ここではこのような違いの原因や、車軸に作用する荷重と車軸中央部の歪の理論的な関係について考えてみたい。

まず、一つの車軸に作用する荷重および反力の状態が図 3.7 に示すような時、はり（この場合車軸）に全くたわみが生じないと仮定した時の曲げモーメント図を求め、これから荷重とはり中央部の歪変化の理論的な関係について考えてみよう。そしてその結果と今回の曲げ試験結果から得られた荷重～歪曲線との比較を行い、それらの相互の関係を検討してみる。

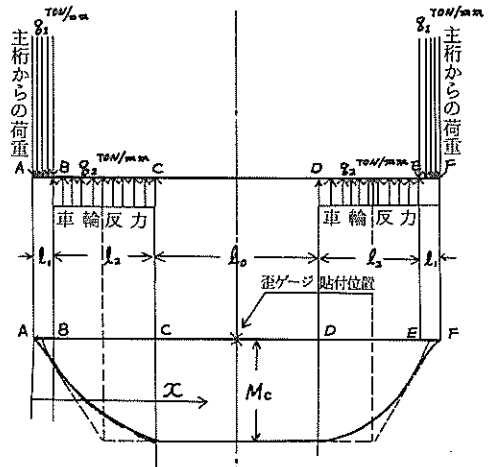


図 3.7 車軸に作用する荷重と反力の作用図、ならびに車軸に生ずる曲げモーメント図

まず図 3.7 に示す車軸に作用する力として、はりの両端に作用する主桁からの荷重、およびこれらを支持する車輪の反力が考えられる。ここでは、これらの荷重が等分布荷重として作用すると仮定し、前者(主桁)の荷重を、 $q_1$  ton/mm、後者(車軸の反力)の荷重  $q_2$  ton/mm とする。このとき図 3.7 の荷重支持条件から  $q_1$  と  $q_2$  との間には、

$$q_1 \ell_1 + q_1 \ell_1 = q_2 \ell_2 + q_2 \ell_2$$

$$\therefore q_1 \ell_1 = q_2 \ell_2 \quad \dots\dots\dots (3-1)$$

の関係が存在する。

いま  $x$  を車軸の左端からの距離とし各区間における曲げモーメントを  $x$  の函数で表現すると、

(A)  $0 \leq x \leq \ell_1$  のとき (A B 間のとき)

$$M_1 = \frac{x^2}{2} q_1 \quad \dots\dots\dots (3-2)$$

(B)  $\ell_1 \leq x \leq \ell_1 + \ell_2$  のとき (B C 間のとき)

$$M_2 = \left(x - \frac{\ell_1}{2}\right) \times q_1 \ell_1 - (x - \ell_1) q_2 \times \frac{(x - \ell_1)}{2}$$

$$= -\frac{1}{2} q_2 x^2 + (q_1 + q_2) \ell_1 x - \frac{1}{2} \ell_1^2 (q_1 + q_2)$$

$$\dots\dots\dots (3-3)$$

この区間での曲げモーメントは  $x$  の変化とともに、放物線状に変化するが、その最大値および最大値を生ずる位置は、

$$M_2(x)' = 0 \text{ において}$$

$$M_2(x)' = -q_2 x + (q_1 + q_2) \ell_1 = 0$$

$$\therefore x_a = \frac{q_1 + q_2}{q_2} \cdot \ell_1$$

(ここに  $x_a$  は  $M_2(x)$  の最大値を生ずる  $x$  の値)

ところがこの  $x_a$  は (3-1) の関係式から変形すると、

$$x_a = \frac{q_1 + q_2}{q_2} \ell_1$$

$$= \ell_1 + \ell_2 \quad (\text{すなわち } x_a = \overline{AC})$$

であり、しかもその時の  $M_2$  の値は (3-1) 式に代入して

$$M(x_a) = \left(x - \frac{\ell_1}{2}\right) q_1 \ell_1 - (x - \ell_1) q_2 \cdot \frac{(x - \ell_1)}{2}$$

$$= \frac{q_1}{2} \ell_1 (\ell_1 + \ell_2) \quad \dots\dots\dots (3-4)$$

( $\therefore$  (3-1) 式の関係を用いる)

(C)  $\ell_1 + \ell_2 \leq x \leq \ell_1 + \ell_2 + \ell_0$  のとき (C D 間のとき)

図 3.7 の関係から X 点における曲げモーメントは

$$M_3(x) = q_1 \ell_1 \times \left(x - \frac{\ell_1}{2}\right) - q_2 \ell_2 \times \left(x - \ell_1 - \frac{\ell_2}{2}\right)$$

$$= \frac{1}{2} q_1 \ell_1 (\ell_1 + \ell_2) \quad \dots\dots\dots (3-5)$$

( $\therefore$  (3-1) 式から)

この値は (3-4) 式の値と一致する。

なお D E 間、E F 間の曲げモーメントは、図 3.7 の荷重状態からわかるように車軸中央に関して対称である。よって、(A) ~ (C) の各計算式から曲げモーメント図を描くと、図 3.7 の下に示す図のようになる。(点線の曲げモーメント図は荷重を車輪幅の中央位置で集中的に支持した場合のもの) 以上から、図 3.7 の上に示す荷重状態における車軸の曲げモーメント図が得られた。

次にこの曲げモーメント図から、荷重 ( $W$ ) と車軸中央部における歪 ( $\epsilon_c$ ) の関係を求めてみよう。まず、図 3.7 および式 (3-4) から車軸中央における曲げモーメント  $M_c$  が

$$M_c = \frac{1}{2} q_1 \ell_1 (\ell_1 + \ell_2) \quad \dots\dots\dots (3-6)$$

と求まる。いま車軸中央部の曲げモーメント  $M_c$  と車軸中央部の曲げ応力  $\sigma_c$  との間には

$$M_c / Z = \sigma_c \quad (Z: \text{断面係数}) \quad \dots\dots\dots (3-7)$$

の関係があり、しかも  $\sigma_c = E \epsilon_c$  ( $E$ : 弾性係数,  $\epsilon_c$  は車軸中央部の歪) の関係があるから、式 (3-6) と式 (3-7) より

$$\frac{\frac{1}{2} q_1 \ell_1 (\ell_1 + \ell_2)}{Z} = E \epsilon_c$$

$$\therefore q_1 = \frac{2 \sigma_c Z}{\ell_1 (\ell_1 + \ell_2)} \quad \dots\dots\dots (3-8)$$

一方車軸に作用する主桁からの荷重  $W$  は、 $W = 2 q_1 \ell_1$  であるから  $W$  と  $\epsilon_c$  の間には (3-8) 式より

$$W = 2 q_1 \ell_1$$

$$= \frac{4 E Z}{\ell_1 + \ell_2} \epsilon_c \quad \dots\dots\dots (3-9)$$

の関係が求まる。

いま、 $\ell_1, \ell_2$  は実際の車軸では知られており、 $\ell_1 = 46$  mm,  $\ell_2 = 190$  mm で、しかも  $E = 2.1 \times 10^4$  (ton/mm<sup>2</sup>)  $Z = 149 \times 10^3$  (mm<sup>3</sup>) であるから、これらの値を式 (3-9) に代入すると

$$W = 5.5 \times 10^4 \epsilon_c \quad \dots\dots\dots (3-10)$$

の関係が得られる。この式 (3-10) に示したものが理論的に考えられる荷重 ( $W$ ) と歪 ( $\epsilon_c$ ) との関係で、その関係を図示したものが図 3.6 に点線で示したものである。なお、図 3.6 はこのように新しい車軸(未使用のもの)、ならびに既に永久たわみを生じている使用後の車軸についての荷重 ~ 歪曲線および理論的に考えられる荷重 ~ 歪曲線の三つの曲線を示したものである。

さてこれら 3 つの曲線を比較すると、それらが全部異なっていることがわかる。そこで次にこのような違いがどのような理由で生じたのか考えてみたい。

まず理論曲線と新しい車軸に対する曲げ試験結果から得られた曲線との違いについて考えてみる。その大きな原因

として次のようなことが考えられる。すなわち上に述べた荷重( $w$ )と歪( $\epsilon_0$ )との理論関係線図は、車軸を支える車輪の反力分布が荷重の大きさ如可にかかわらず、等分布荷重であると仮定して計算した結果から得られたものである。ところが実際の車軸に荷重を作用していくと、荷重の小さい間は車軸はたわまないが、荷重が大きくなるとたわみ始める。そのため車軸の両端の主桁から作用する荷重分布、および車輪からの反力分布は必ずしも等分布で作用せず、車軸のたわみ状態に応じて例えば図 3.8 に示すように、それぞれ中央部から遠ざかるに従いその反力が大きくなる傾向を有する分布となることが考えられる。(主桁からの荷重分布は主桁の車軸上に作用する幅が小さいのでこのようなことまで考慮しなくともよい。)

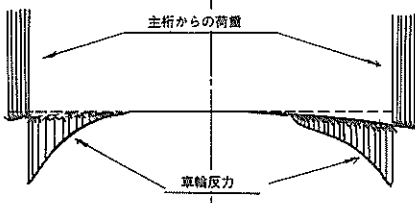


図 3.8 車軸がたわんだ状態における荷重と反力の作用図

いま、車輪反力が図 3.9 に示すように偏った分布になっている場合の (A) の場合の曲げモーメント図と等分布となっている場合 (B) の場合の曲げモーメント図との比較を行ってみよう。

図 3.9 の C に、等分布で車軸に反力が作用する場合の曲げモーメント図 (同図の点線に示す) と、左右の車輪端のどちらかに偏った反力分布の場合の曲げモーメント図 (同図の実線に示す) とを示す。

この図に示すように、偏った反力分布の場合の曲げモーメントの車軸上の値は等反力分布の場合の曲げモーメントに比較して小さい。その理由は、図 3.9 の A と B の図に示すそれぞれの反力分布状態で、A の偏った荷重分布の場合は反力の中心位置が、B の等反力分布の状態より右に  $\Delta x$  だけ移動している。そのため、B の場合の曲げモーメント図を導いた計算式の式 (3-1) から式 (3-5) に上に述べた偏った反力分布の状態をあてはめて、概略の計算を行って曲げモーメント図を描いてみると、全車軸区間で偏った反力分布の曲げモーメントは、等反力分布の場合のそれに比較して小さくなることわかる。(同図 C 参照)

以上のことから、車軸を偏って支持する場合の A の場合の反力分布の中央部の曲げモーメント  $Mc'$  は、車輪幅全体で等反力分布で支持する場合の中央部曲げモーメント  $Mc$

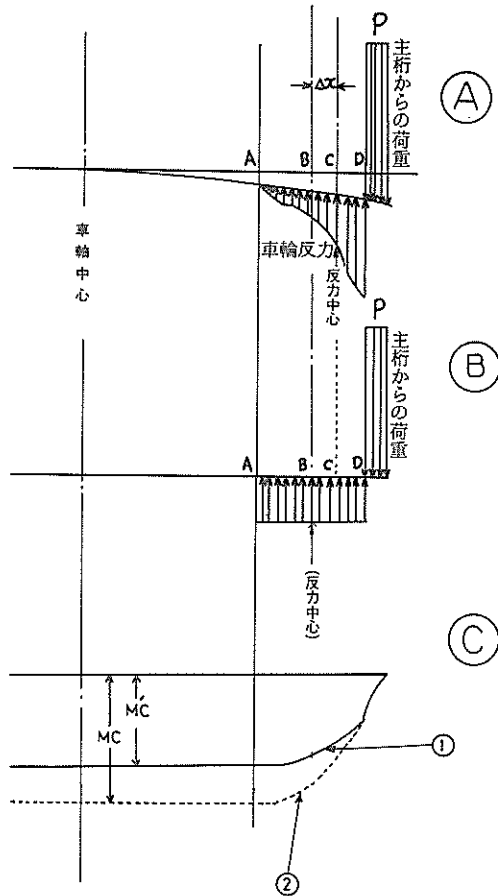


図 3.9 車軸の荷重分布状況と対応する曲げモーメント図

より小さいことがわかる。そしてそれに対応する車軸中央部に生ずる応力、ならびに歪は A の場合が B の場合より小となる。

このことは、図 3.10 に示すように車輪に本来  $W_0^{TON}$  の荷重が作用した時に、荷重を等分布で車輪が支持したと仮定した場合には  $\epsilon_0$  の歪を受けるはずが、荷重を偏った分布で支持する場合には、 $\epsilon_x$  (ただし  $\epsilon_x < \epsilon_0$ ) の歪しか生じなくなることを意味する。さらに大きな荷重  $W_0'$  が作用すると車軸のたわみがひどくなり、図 3.9 の図 A の場合の反力中心点がますます車軸端の方へ移動し、車軸中央部の曲げモーメントはさらに小さくなり、車軸が等分布支持している場合より一層小さな歪しか生じなくなる。

従ってこの図に示すように、荷重の増大とともに偏った支持力分布の場合の  $W - \epsilon_0$  の線図は、等分布の場合の  $W - \epsilon_0$  の関係線図より大巾に違ってくるようになり図 3.6

に示す結果が得られたのではないかとと思われる。

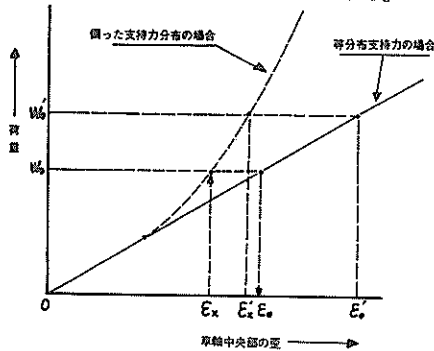


図 3.10 車軸中央部の歪と荷重との関係図

以上の説明からわかるように、この曲げ試験の結果では図 3.6 から判断すると、車軸に 55ton 程までの力が作用する限りでは理論曲線と一致してくる。(また実際の車軸設計もほぼこの理論式に近い計算で行っている。)そして設計では 2000 ton のケーンを台車に平均に載せて、一本の車軸あたり  $2000 \text{ ton} / 56 \text{ 本} = 35.7 \text{ ton}$  の荷重が作用すること、(3割増の衝撃量を見込むと、46.1 ton の荷重)を見込んで設計している。この程度の荷重が作用する限りでは  $W$  と  $\epsilon_c$  の関係は (3-10) 式とほぼ一致するはずで、実際車軸にはたわみが生じないため図 3.6 の①と②の曲線が一致している。ところが、一本の荷重に 100 ton 程の力が作用すると、式 (3-10) に示す理論式によると、 $1800 \times 10^{-6}$  の歪を生ずることになるが、この曲げ試験結果からでは  $1500 \times 10^{-6}$  のひずみしか生ぜず、実際の場合には設計値に較べ、かなり少ないひずみしか得られないことになる。(このことは設計がかなり安全をみて行われていることがわかる。)

以上は新車軸に対する  $W-\epsilon$  関係曲線と、理論的に考えた  $W-\epsilon$  曲線の相違について考えてみたものである。次に図 3.6 で新車軸の  $W-\epsilon$  曲線と旧車軸の  $W-\epsilon$  曲線の相違がなぜ生じたのか考えてみよう。旧車軸は前にも述べたように既に永久たわみが生じてしまっているものである。従ってこの曲げ試験は、その永久たわみが生じている状態で車軸に荷重をかけて曲げ試験を行っている。そのため新しい車軸の場合の曲げ試験とは、多少試験条件が異っている。すなわち、車軸の永久たわみが大きい時は、車軸に荷重をかけ始めた時から、すでに車輪幅に相当する部分における支持力の分布が正確に等分布になっていない。そのために新車軸に対する曲げ試験時の曲げモーメント分布図が旧車軸と異なり、それに対応して、 $W-\epsilon_0$  関係も異ってくる。以上の理由から、旧車軸の曲げ試験結果と新車軸の曲げ試験結果は当然異ってくると考えられる。しかも既に、たわみの生じてしまっている各々の旧車軸は、それぞれの荷重

をかける前の永久たわみの程度が異っていることが考えられ、そのため荷重  $W$  と  $\epsilon_0$  の関係を表わす曲線は荷重作用後から異ってくるのが考えられる。そして厳密に考えるなら、既にたわんでしまっている各々の車軸について、 $W$  と  $\epsilon$  との正確な関係を求めるならば、各旧車軸の一本、一本についてこのような曲げ試験を行ってみたいと各車軸についての正確な  $W$  と  $\epsilon_c$  との関係は得られないと考えられる。しかし第一次測定試験完了後にこの曲げ試験結果図を用いて、進水時の車軸の歪変化の測定試験結果より車軸に作用する荷重を推定する場合には、極くおおまかにこの図 3.6 に示す曲げ試験結果の曲線②を代表させて、 $W-\epsilon$  の関係であると仮定して、その上で荷重を推定することにしてしよう。

以上、図 3.6 に示した三つの  $W-\epsilon$  曲線の相違の原因について述べてみた。

このようにして得られた新しい車軸、ならびに既に永久変形を若干生じている使用後の車軸についての曲げ試験結果を利用して、実際にケーンを進水させる際の車軸に作用する荷重を概略ではあるが推定できるわけである。

### (3) 曲げ試験結果から得られる残留ひずみについて

図 3.11 に曲げ試験結果から得られた車軸の残留歪の大きさを示す。この図に示してあるように 350 ton の荷重が作用し、車軸中央部の歪 ( $\epsilon$ ) が  $3150 \times 10^{-6}$  (新しい車軸について) になった時、既にごくわずかであるが、車軸には永久たわみ (残留たわみ) を生じている。この程度のひずみで永久たわみを生ずるとなると、発生する応力が

$$\begin{aligned} \sigma_c &= 3150 \times 10^{-6} \times 2.1 \times 10^4 \text{ (Kg/cm}^2\text{)} \\ &= 66.1 \text{ (Kg/cm}^2\text{)} \end{aligned}$$

で永久たわみを生ずることになる。

この値は実際の車軸自体が有している耐力よりかなり小さな値であることがわかる。また、このことから過去のケーンを進水作業により車軸に発生された若干の永久たわみは、車軸に 3.1 の表-1 に示した耐力に達しないまでも上に示した程度の応力が多くの車軸に生じたとも考えられる。これは新しい車軸の場合であるが既に使用した車軸についても図 3.11 に示すように  $69.3 \text{ Kg/cm}^2$  (350 t 載荷で) 以上の応力で永久たわみが更に増加することが認められ、旧車軸については、少なくともこの値以上の応力が車軸に生ずると永久ひずみが発生することが考えられる。

従って、第一次応力測定試験後にもし特定の車軸にこの値以上の応力が記録された場合には当然、極くわずかではあるが永久たわみを生ずると考えてよいし、またその車軸には、少なくとも 350 t を超える大荷重が作用していると考えられよう。

以上が実際の車軸の応力測定を行う以前に考えた車軸 のである。  
 生ずる応力、ひずみ、荷重等の関係について述べてきたも

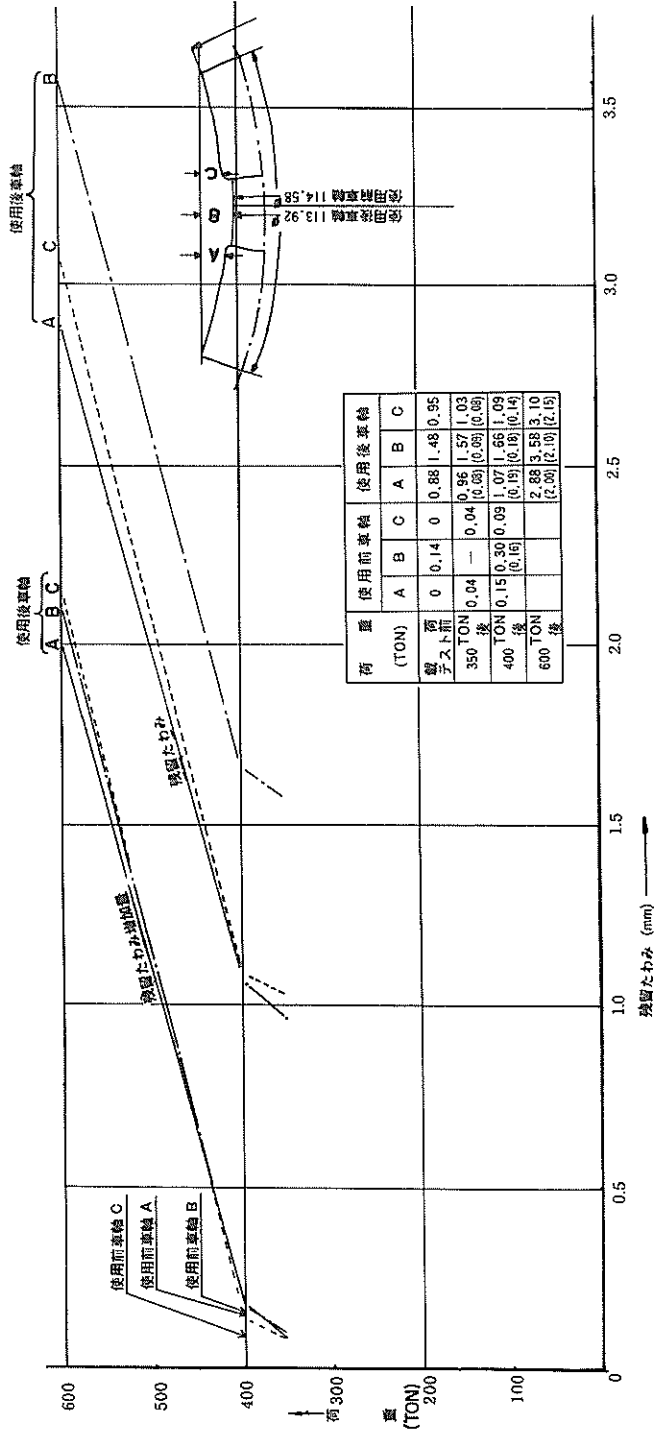


図 3.11 車軸に生じた永久たわみ (曲げ試験結果)

## 4. 測定結果

### 4.1 測定方法および測定箇所

測定は、1500tonのケーソンを通常の進水作業通りに進水させ、その際の台車車軸ならびに、主桁に生ずる応力を測定することにした。車軸の応力を測定する位置は、その中央部とし、また測定する車軸は昭和48年に当研究室が測定を行った車軸を主として、測定することにした。

また、その他に台車全体に生ずる曲げや、主桁の垂直応力を推定するために主桁の垂直、水平応力を測定することにした。なお具体的な測定箇所は図4.1に示すように

東側 車軸……………6本(当研究室測定担当)

西側 車軸……………12本(石川島播磨重工業株式会社測定担当)

主桁……………12箇所( # )

についてストレインゲージを貼り、台車がケーソンを載荷して進水する際に、車輪がレールと接触しない時、すなわち車軸が完全に無負荷のときを零点とした。そしてケーソン載荷時の歪および進水途中での歪を歪測定器を通してオシログラフに記録した。なお車軸の測定位置については、図4.1に示すように各車軸ともその中央部の上部である。また主桁に歪ゲージを貼付した位置は同じく同図に示すように、東西左右の主桁について

(測定目的)(略号)(歪ゲージ枚数)

主桁の下部に……垂直応力測定用(Y)……………1枚

水平応力測定用(X<sub>1</sub>)……………1枚

主桁の上部に……水平応力測定用(X<sub>2</sub>)……………1枚

の3枚のゲージを合計12枚貼付して測定を行った。

またこれらの主桁応力測定用の歪ゲージは、同図に示すように車軸No12の位置における主桁上に貼付した。測定軸のうち西側および東側の各1本(Na12)は新品の軸を使用し、既に永久たわみの生じている旧品との差を調べることにした。また、ケーソン進水台車の進水位置と、各ゲージの応力変化の関係を調査するため、進水用ドラムの回転数をオシログラフに同時記録し、台車進水位置の測定を行った。なお、測定機器を西側の車軸および主桁を記録するものについては舟艇に積み、東側車軸の記録については測定器をトラックに積みケーソンの進水に合わせて移動させて測定を行った。

### 4.2 車軸に発生する応力および荷重

車軸に発生する応力の台車進水距離に対応する変動状態を図4.2から図4.5に示す。

なお各図には「車軸に発生する応力」、「主桁垂直応力」、「レール精度」を同一紙面上に相互に比較できるように画いてある。

また、図4.6から図4.9に示す「車軸に作用する荷重変動図」は3.4に述べた曲げ試験の結果から得られた図3.7の荷重～歪曲線にもとづいて今回測定した車軸中央部の歪変化より得られたものである。これらの各図は、同一進水位置のレールを通過する時の各車軸の応力および荷重を調べるために、車軸間隔分だけ測定値をずらして描いてある。また各図とも進水距離1.0m毎の区間に分割し、その区間の最大値を読みとりその変化を示した。

「主桁垂直圧縮応力」は、No12の車軸の上部の主桁の垂直応力を示すもので測定主桁の東、西側の左右両主桁に発生する応力を画いている。

なお、主桁の応力変化は0.5m間隔で読みとり、図を画いたものであり、最大値を必ずしも表わしていない。

「レール精度」は、昭和50年3月31日の時点で測定された値であり、東または西側の左右レールの高低を基準レベルに対する盛り上り、又は沈下量として表わしている。この基準レベルは水平に画いているが、実際には1/11のこう配をもつ設計レベルである。

なお、図中のレール長さは、下函台用(図2.1参照)の横引路の中心を零点とし、測定値は進水ロープドラムの回転数より算出した進水距離で表わしている。

この図4.2～図4.9より次のことがわかる。

- イ) 測定した各車軸に発生する応力および作用する荷重はそれぞれ進水距離により大きく変動し、大きな応力および大荷重の発生位置は大きさは差があるものの各車軸とも同一レール位置にあり、これは2回のケーソン進水時とも同一である。
- ロ) その発生位置は、下函台横引路の中心を零とすると西側の主桁の車軸では、5、10、19、24、30、32mの付近であり、24m付近で最大の応力の発生および荷重が作用する。  
東側の主桁の車軸では、18m～19m、24m、30m、34m附近に大きな応力、荷重が発生し34m附近が最大である。このように、西、東側ではほぼ同様な位置で大きな応力が発生し、大荷重が作用するが、詳細にみると多少のずれがある。これらの大応力、および大荷重の発生点は全て基礎杭のある地盤(36.0m以外)内であり、基礎杭のない海中部ではNo0車軸を除いて大応力および大荷重は発生していない。
- ハ) 台車先端のNo0の車軸は他の車軸と異なり、海中部に入ってから大きな応力および大荷重が発生する。この傾向は、No0の車軸程顕著ではないがNo2の車軸にも見られる。
- ニ) 西側の車軸は陸上部では、先端よりNo8の車軸までは、ほとんど大きな応力および大荷重は発生せず、No9以降

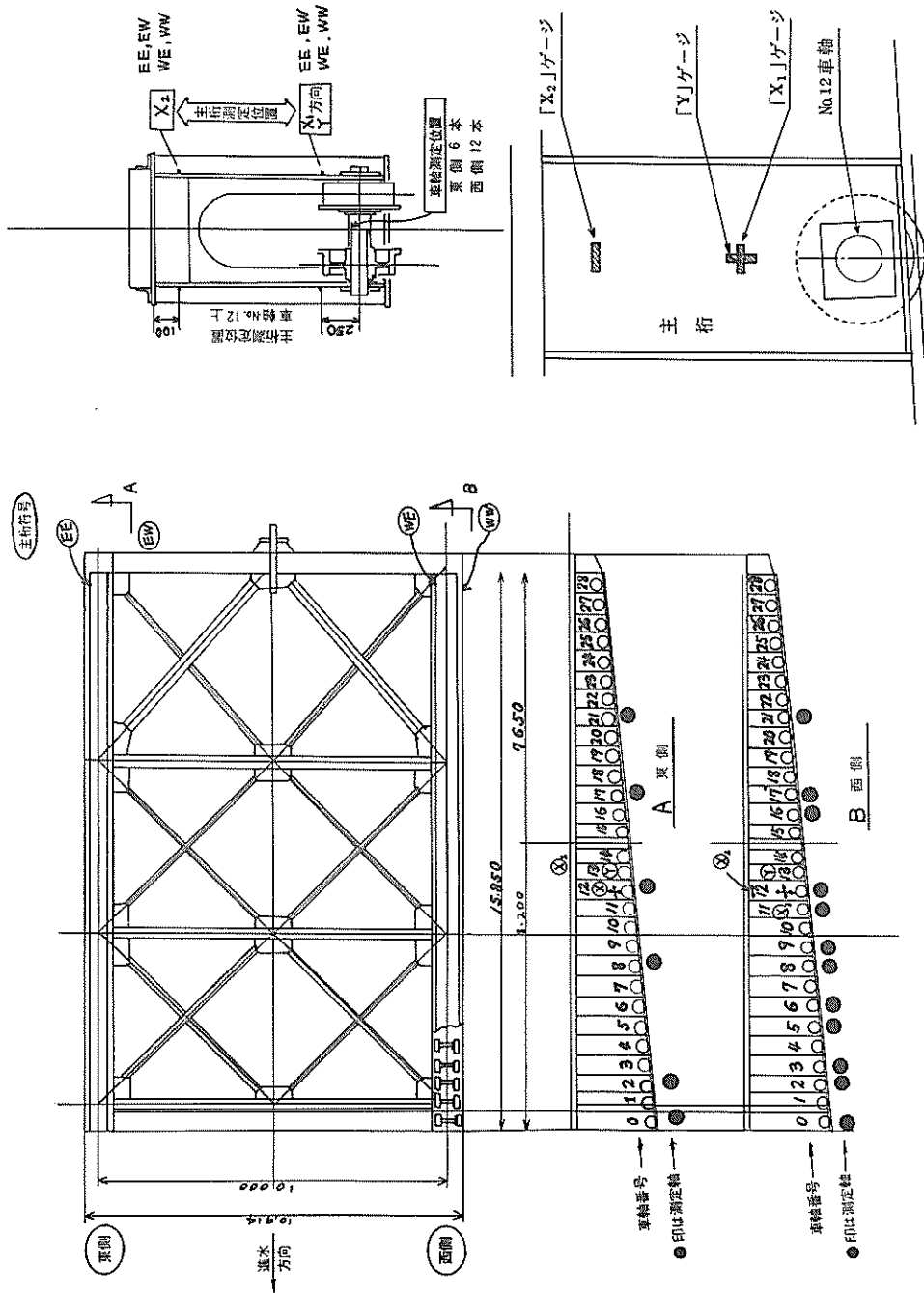


図 4.1 応力測定箇所

の車軸で比較的大きな応力および荷重を発生する傾向があるのに対し、東側車軸は最大応力および荷重の発生位置は異なるものの平均的にケーソンの荷重を受けている傾向がわかる。

ホ) 発生する最大の応力、および荷重は、西側車軸では

	応 力	荷 重
No 0 で	60~65 Kg/cm <sup>2</sup>	約 300t ~ 350t
No 2	20~25 Kg/cm <sup>2</sup>	100t 以下
No11~21	50~55 Kg/cm <sup>2</sup>	

東側車軸では

	応 力	荷 重
No 0	40~46 Kg/cm <sup>2</sup>	150t ~ 200t
No 2, 8	35~40 Kg/cm <sup>2</sup>	100t
No12, 17	43~48 Kg/cm <sup>2</sup>	150t ~ 220t
No21	30~34 Kg/cm <sup>2</sup>	100t ~ 120t

程度の応力および荷重が生ずる。

へ) 主桁の垂直圧縮応力は、車軸に発生する応力および荷重が大きくなる位置で大きな値のものが発生するが、東側、西側とも左右主桁の応力には、大きな差があり車軸についている2個の車輪反力は異っていることを示している。従って図3.6に示す2個の車輪反力が等しいとした曲げ試験結果からの車軸荷重とは、実際に車軸に作用する荷重とはかなりの差があることが考えられる。

ト) レールの高低差をみると、基礎杭のある部分と、ない部分の境界で急激な沈下があり、その量は東側の方が西側より大である。

また、車軸に発生する応力および荷重との関連でみると、レールの屈曲部に大きい応力および荷重が発生しており、車軸の大きい応力の発生はレール精度に大きく影響されることがわかる。また、同様に東西の左右レール(WW, WE又はEW, EEレール、図4.2~4.9参照)の高低差は、主桁に発生する垂直応力の発生に影響し、レールの高い側の主桁に発生する応力が大きく生じている。

チ) 図4.10に予備テストで行った空台車による進水時の代表的車軸の荷重の変化状況を示す。

図は空台車時でも、ケーソン積荷時でも同様なピーク

荷重が生ずることを示しているが、海中部においてNo17, 21車軸に応力の変動が生じている点がケーソンを載荷した場合の測定結果と異なっている。

リ) 図4.11, 4.12に特定進水位置での、各車軸の荷重分布状態を示す。すなわち特定の進水距離で、ある車軸が大荷重を受ける時、他の車軸がどのような荷重を受けているのかを示している。図は下記の事を示している。

- ケーソン載荷位置では、各車軸の負担する荷重は一般的に、それぞれの大きさに差が少ない。
- 特定車軸の荷重がピークとなった時、隣接する車軸の荷重は特に大きくならない。既ち、荷重が分散されにくい事を示している。

### 4.3 台車主桁に発生する応力

台車の主桁の応力変化を図4.13に示す。本図では、オシログラフより得た結果を進水距離1.0m間隔で分割し、その間隔内での最大値を読みとり、プロットして画いている。従って実際にはこの図より細かい変動がある。

またこの図では第2回目の進水時についてのみ記しているが、第1回目も大体同じような傾向を示している。

図中「Y」は、No12車軸上の主桁の垂直応力であり、主桁からの荷重に比例して変動する応力であると見なすことが出来る。

また「x<sub>1</sub>」「x<sub>2</sub>」は、台車主桁の下側および上側の水平方向の応力であり、「x<sub>1</sub>」「x<sub>2</sub>」の差は台車に生ずる曲げモーメントを近似的に表わしていると思なすことができる。図より「x<sub>1</sub>」は(+)引張、「x<sub>2</sub>」は(-)圧縮応力にはなっており、図4.14のような曲げモーメントが生じている傾向があり、この傾向は海中部で明確になる。

ロ) 但し、西側(WW, WE)の陸上部では、一部で「x<sub>1</sub>」が(-)「x<sub>2</sub>」が(+)と逆転している箇所もある。

ハ) 「Y」方向応力は、No12の車軸荷重と同様変動を示し車軸荷重と密接な関係があることを示す。

(但し、西、東の各左右の主桁の「Y」応力は、かなり差があり、同一車軸上の2個の車輪の反力に差があることを示している。)



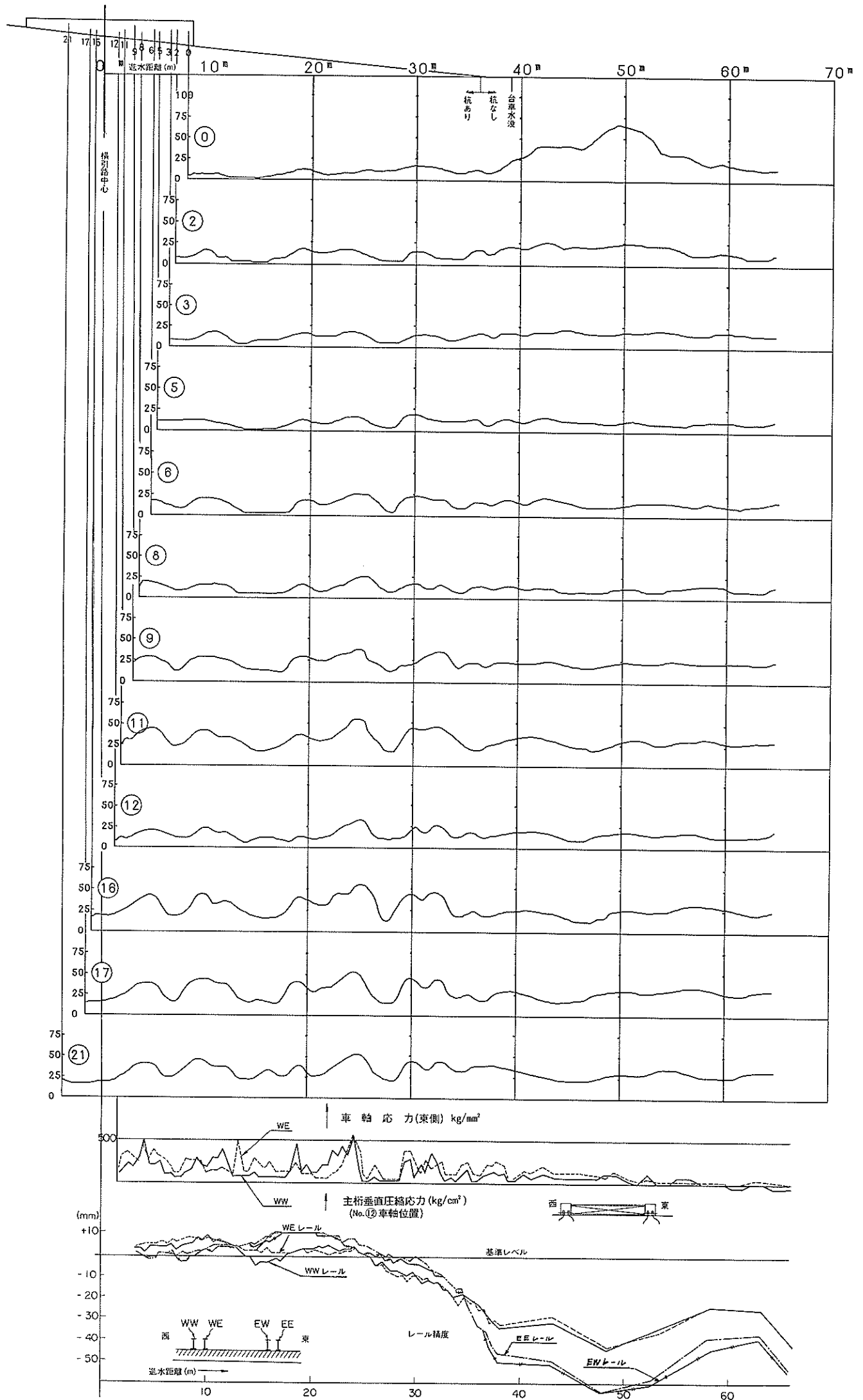


図 4.2 車軸に発生する応力変動図 (西側車軸, 第 1 回進水時)

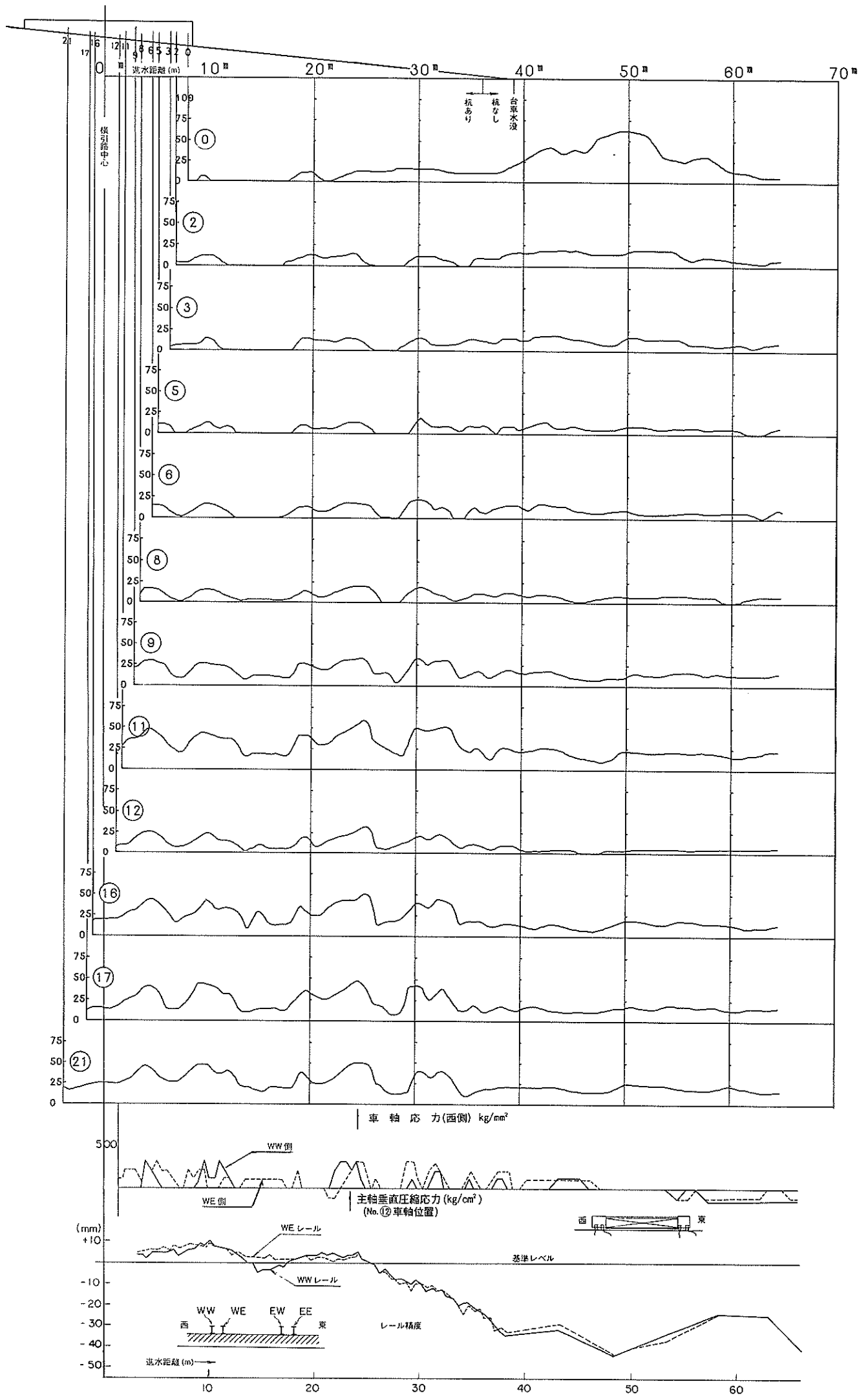


図 4.3 車軸に発生する応力変動図 (西側車軸, 第 2 回進水時)

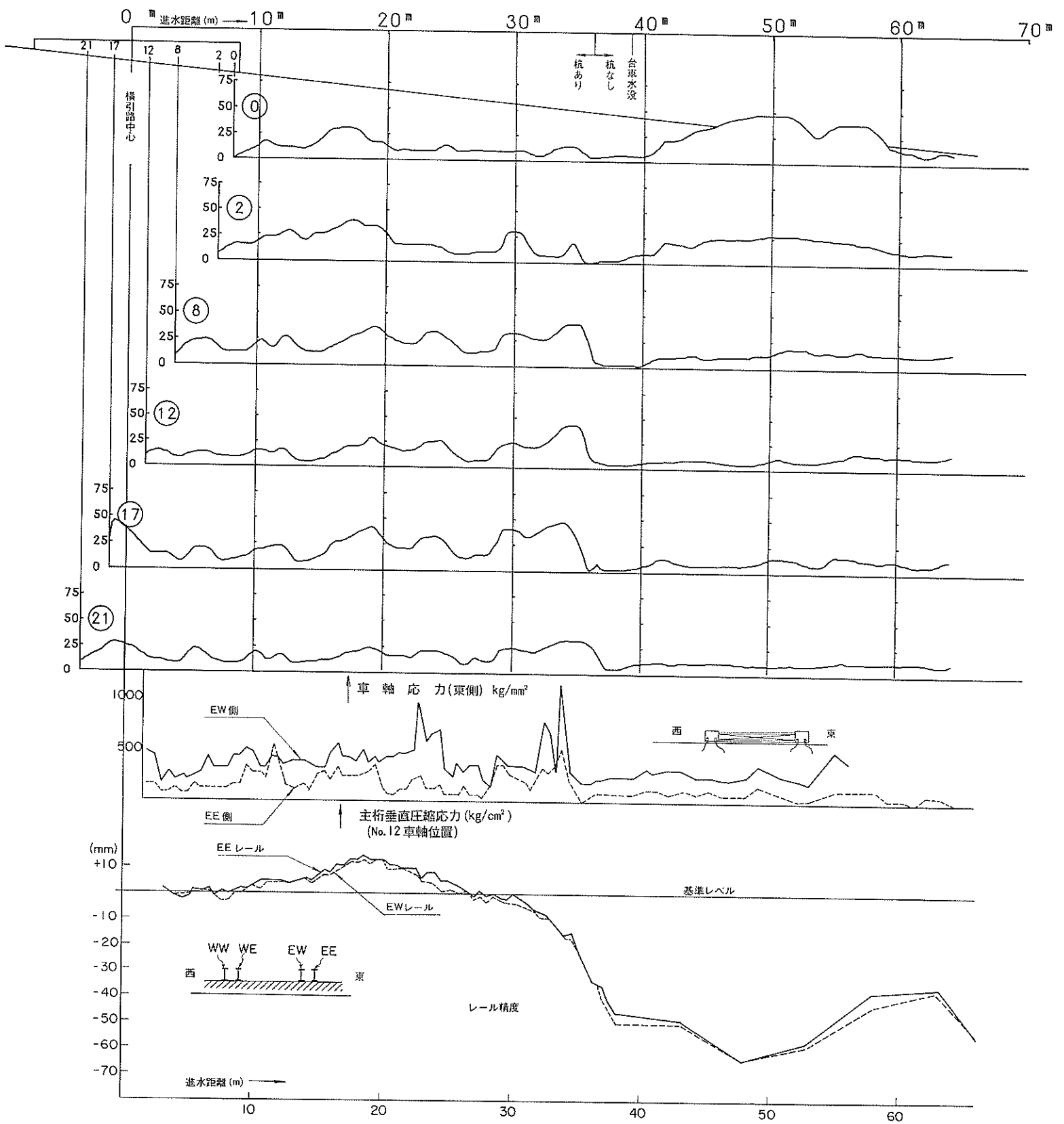


図 4.4 車軸に発生する応力変動図 (東側車軸 第1回進水時)

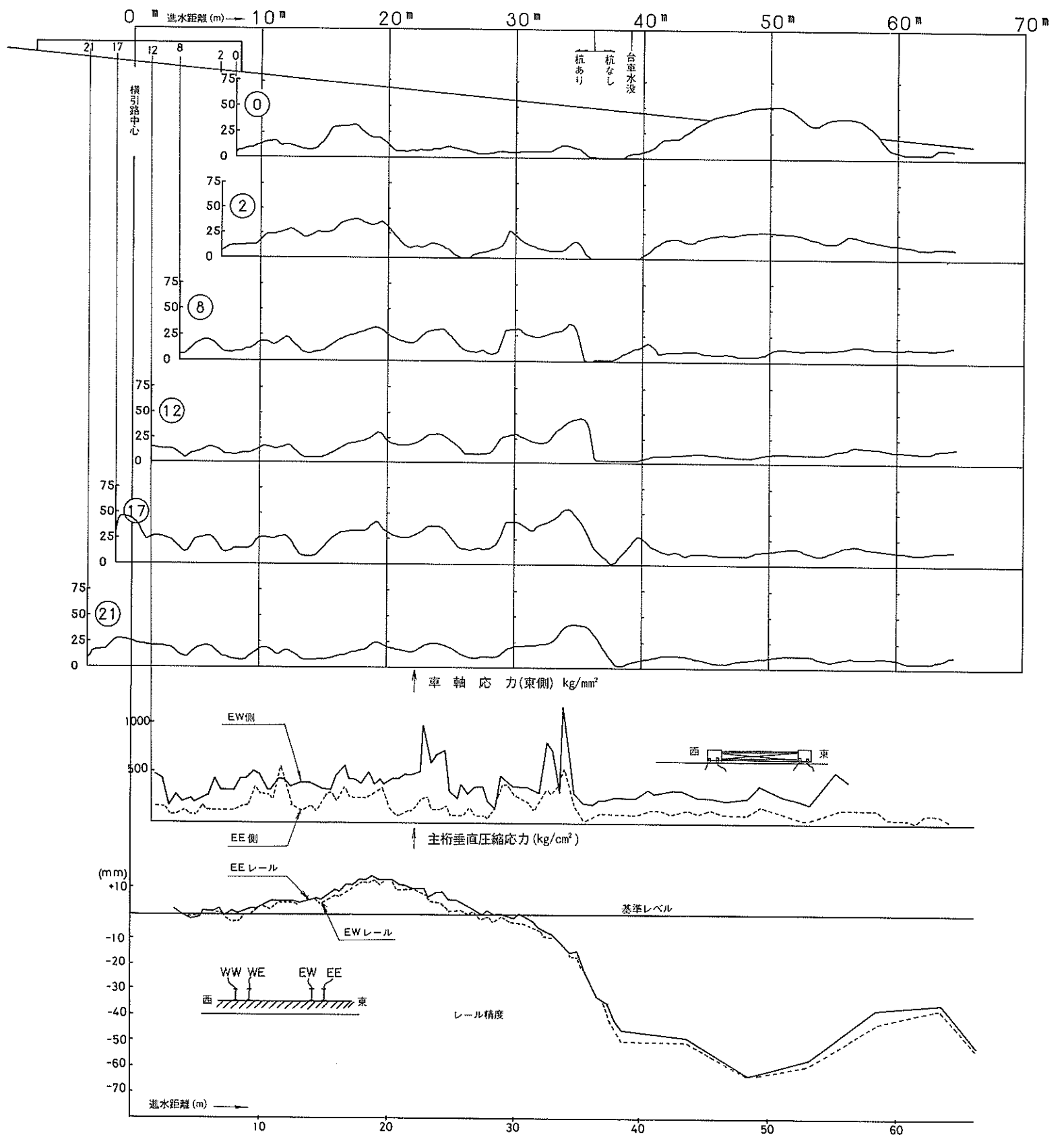


図 4.5 車軸に発生する応力変動図 (東側車軸, 第 2 回進水時)

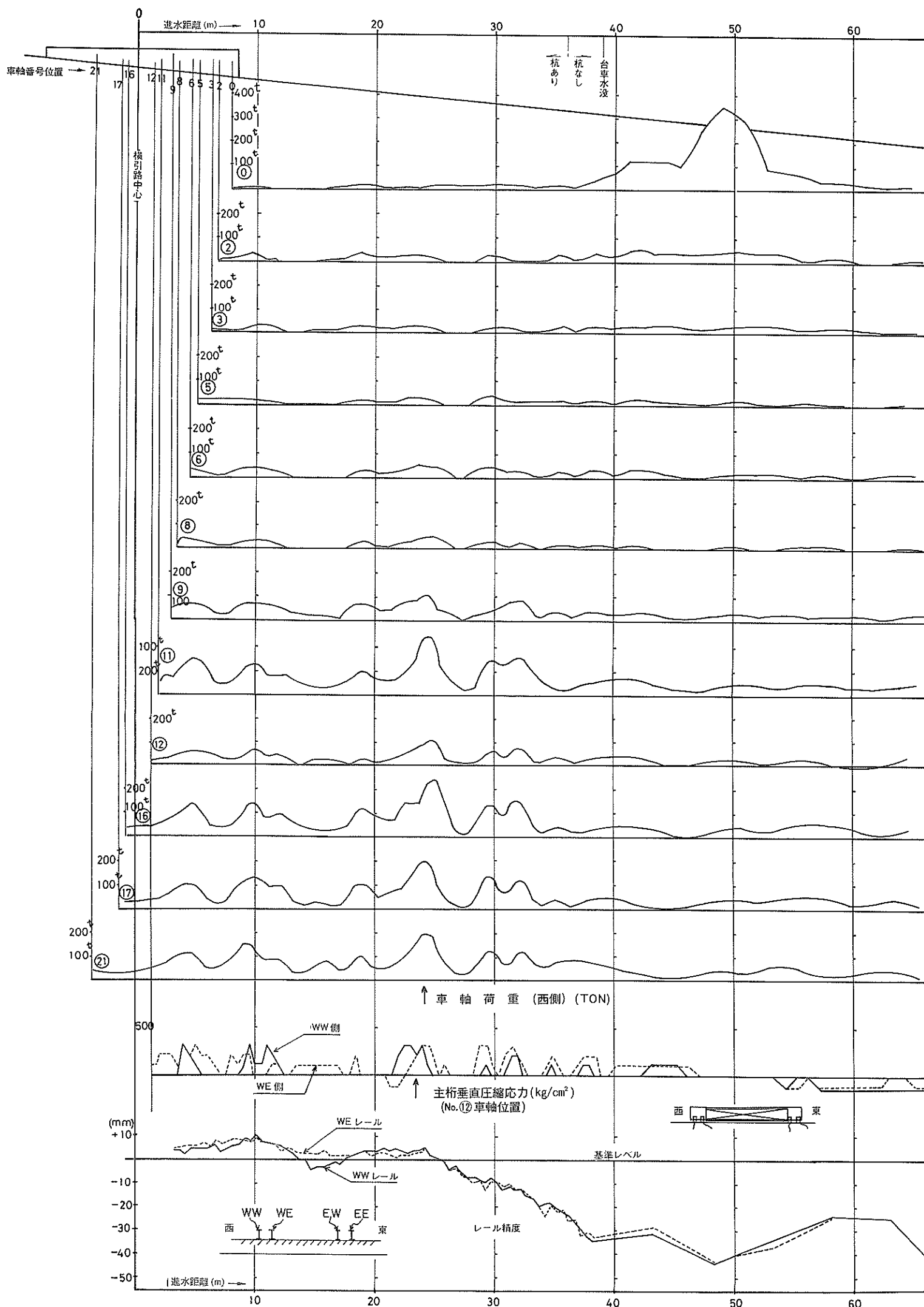


図 4.6 車軸に作用する荷重変動図 (西側車軸, 第1回進水時)

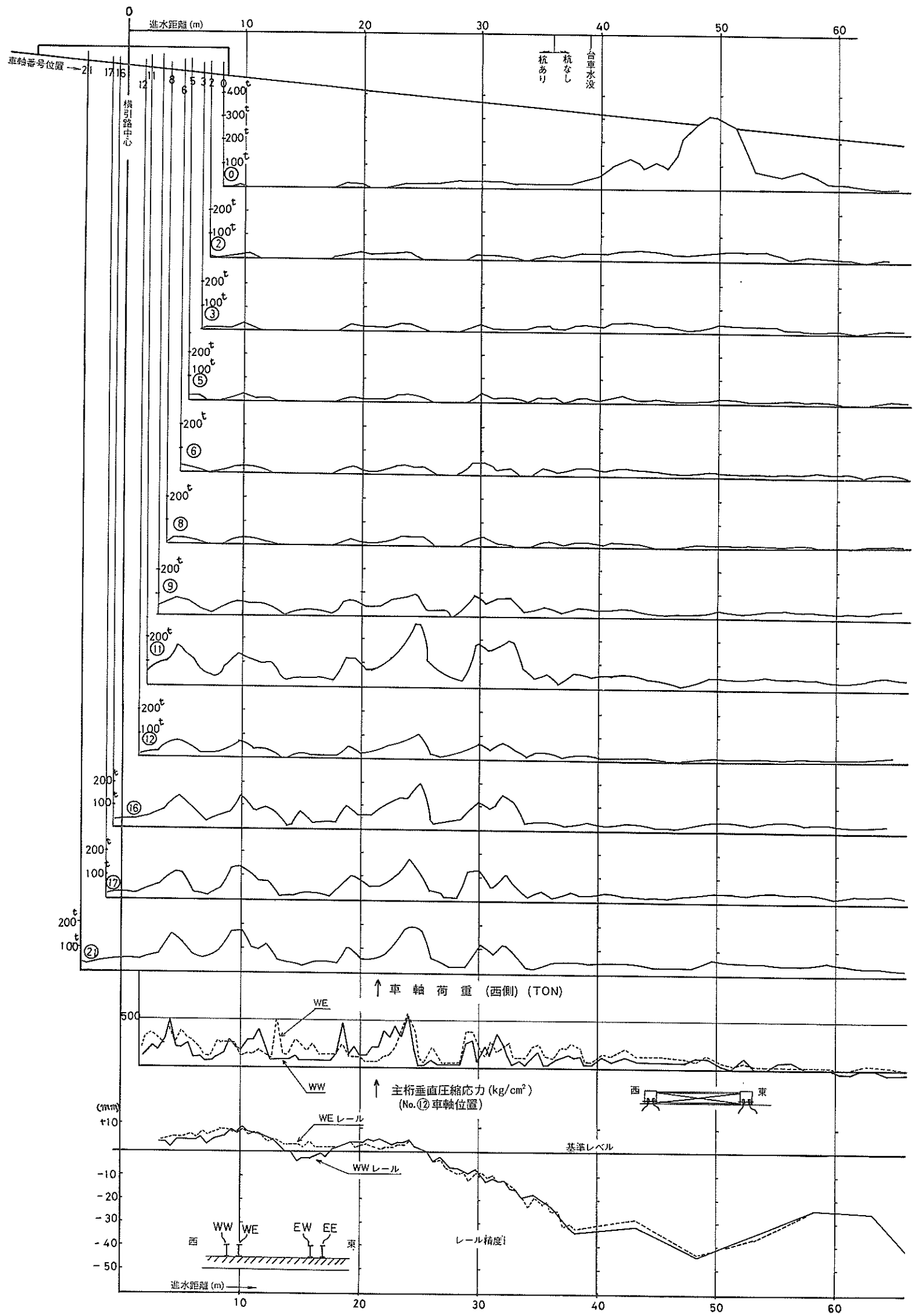


図 4.7 車軸に作用する荷重変動図 (西側車軸, 第 2 回進水時)

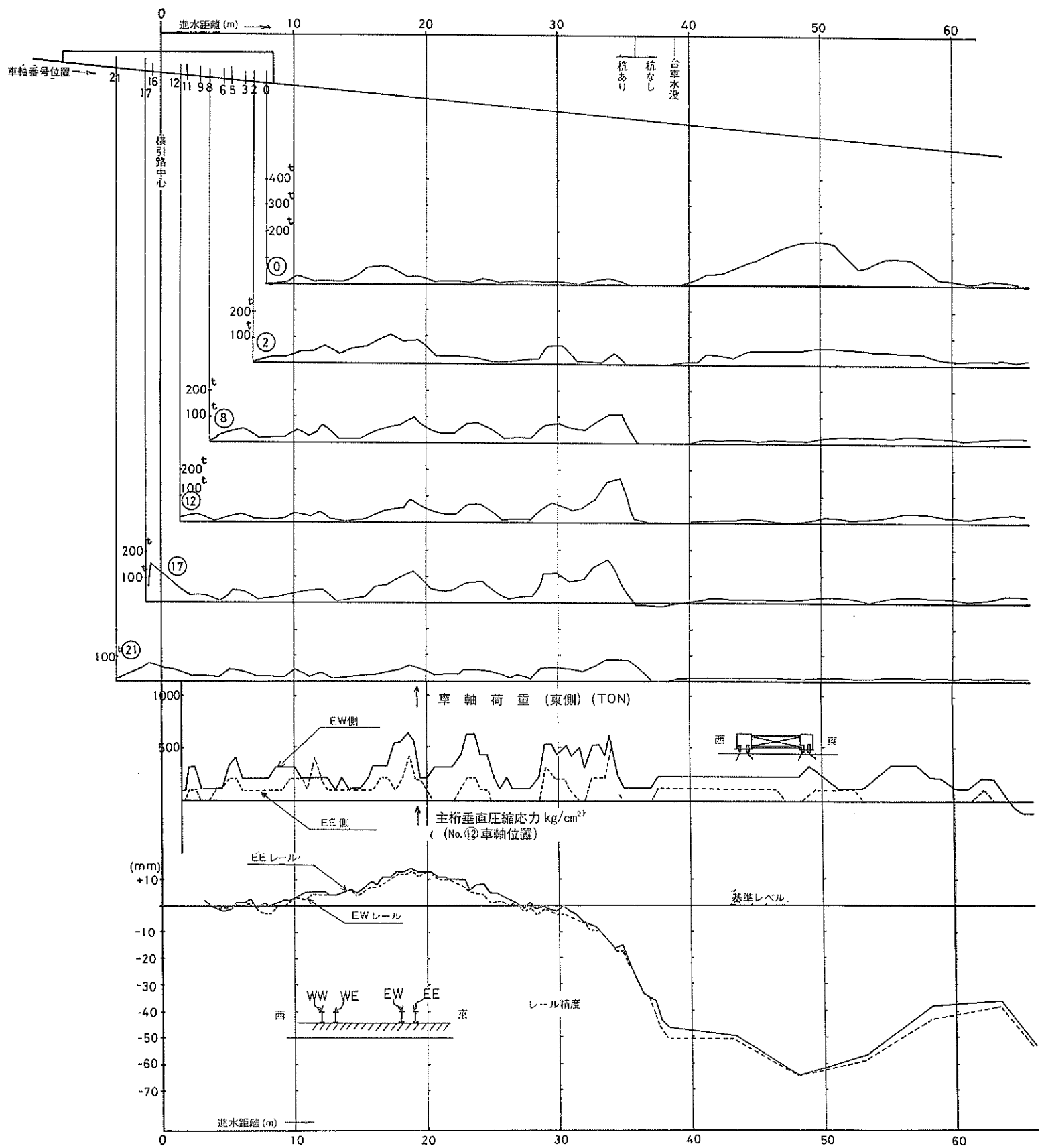


図 4.8 車軸に作用する荷重変動図 (東側車軸, 第 1 回進水時)

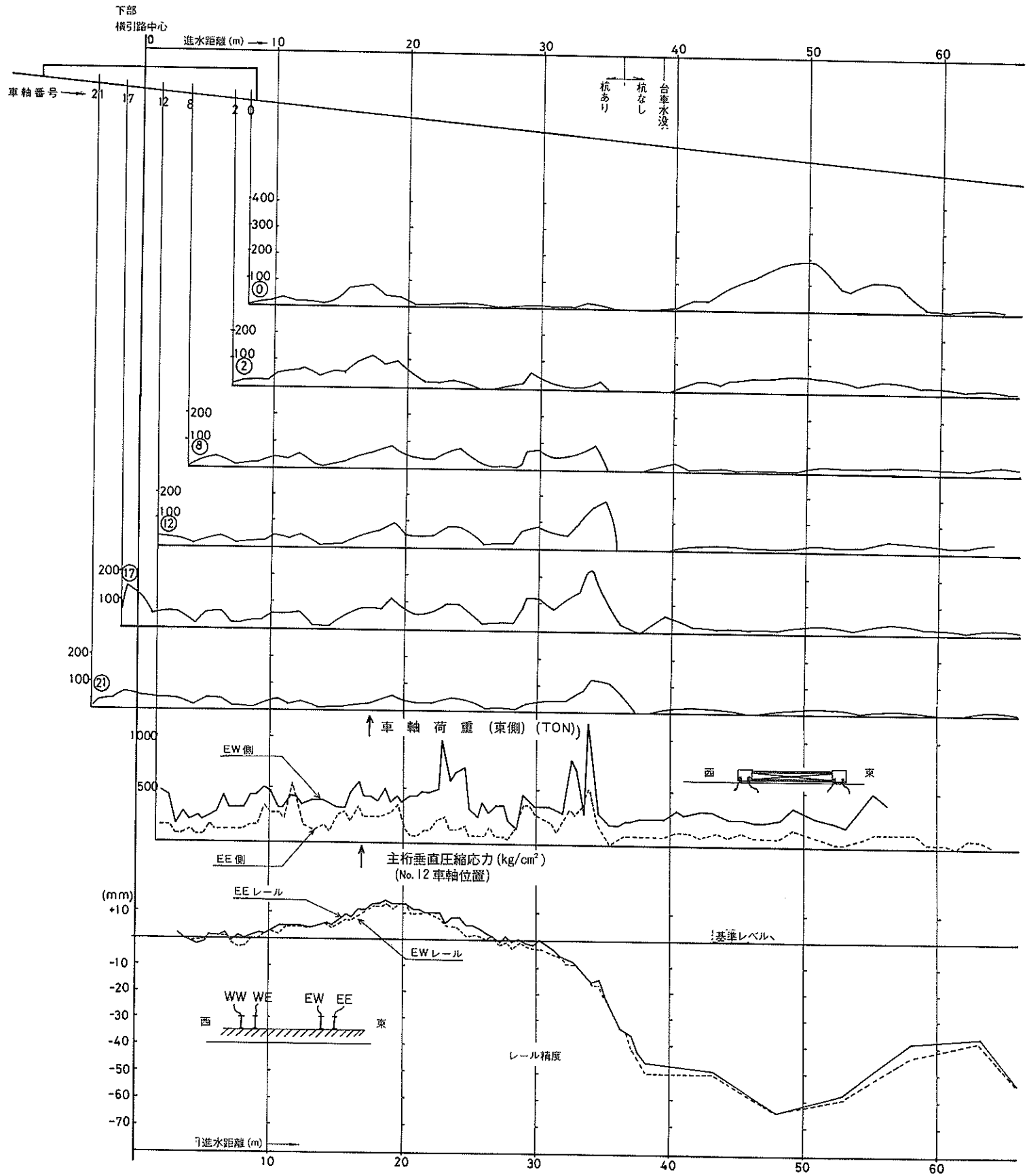


図 4.9 車軸に作用する荷重変動図 (東側車軸, 第 2 回進水時)



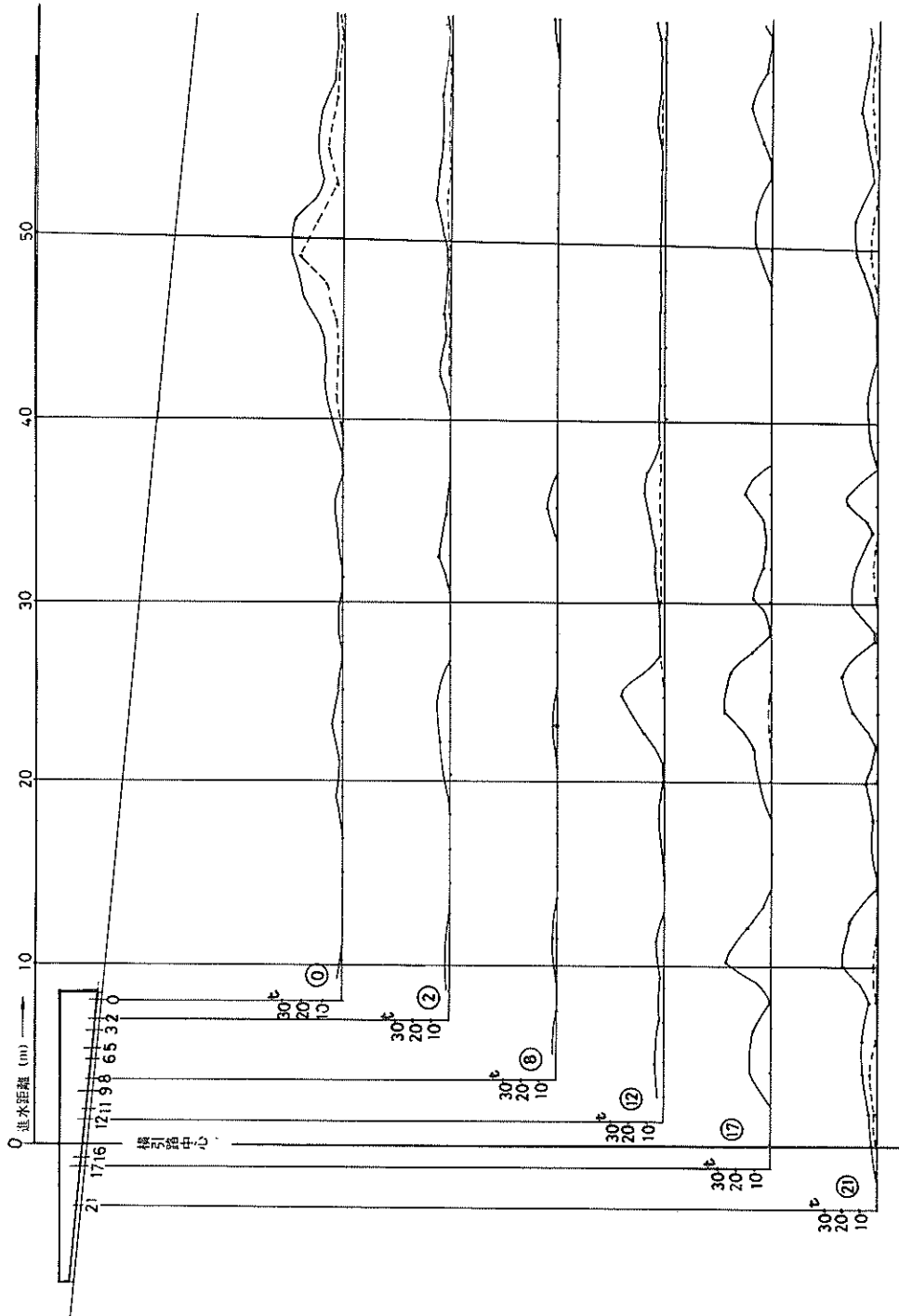


図 4.10 空進水台車運転時の車軸荷重変動図

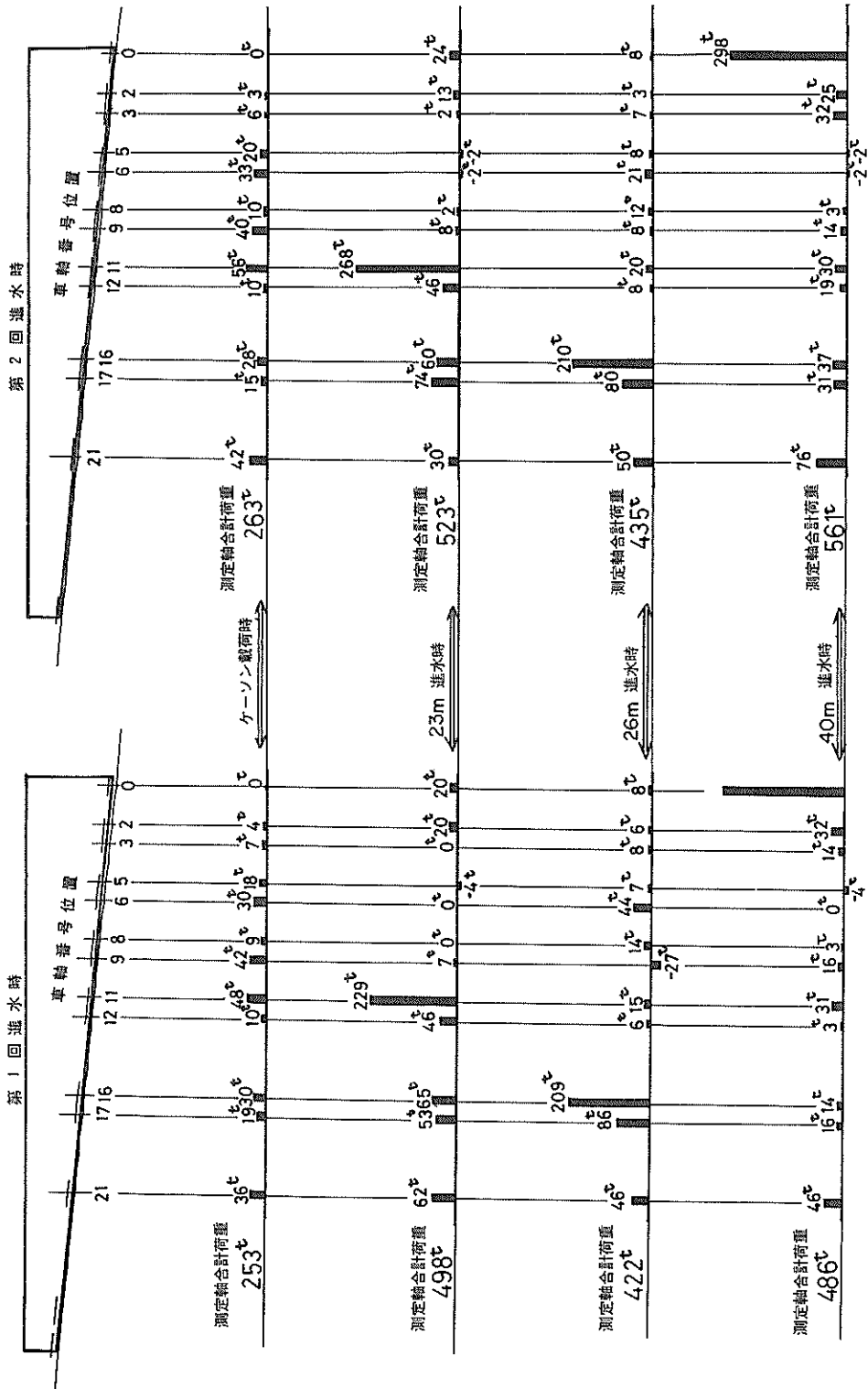
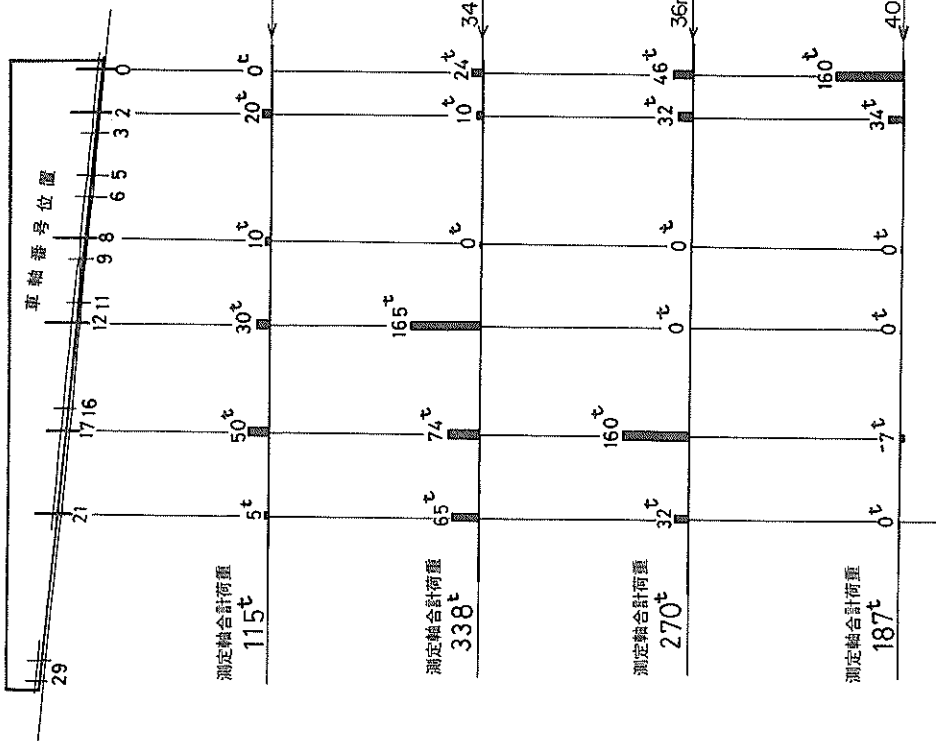


図 4.11 特定進水位置における車軸荷重図(西側)

第1回進水時



第2回進水時

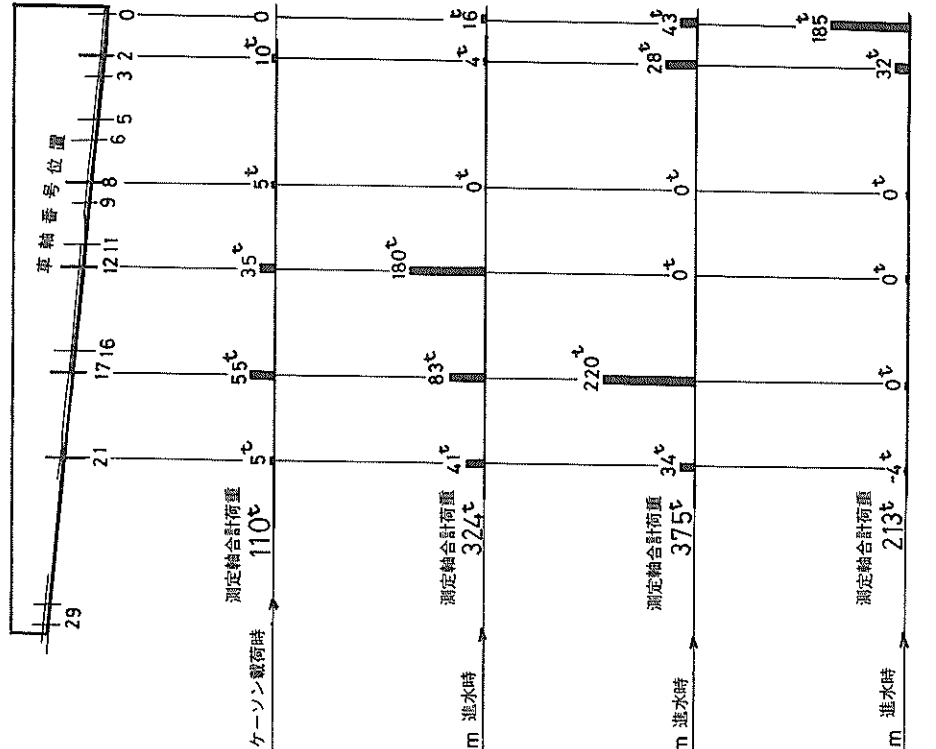


図 4.12 特定進水位置における車軸荷重図 (東側)

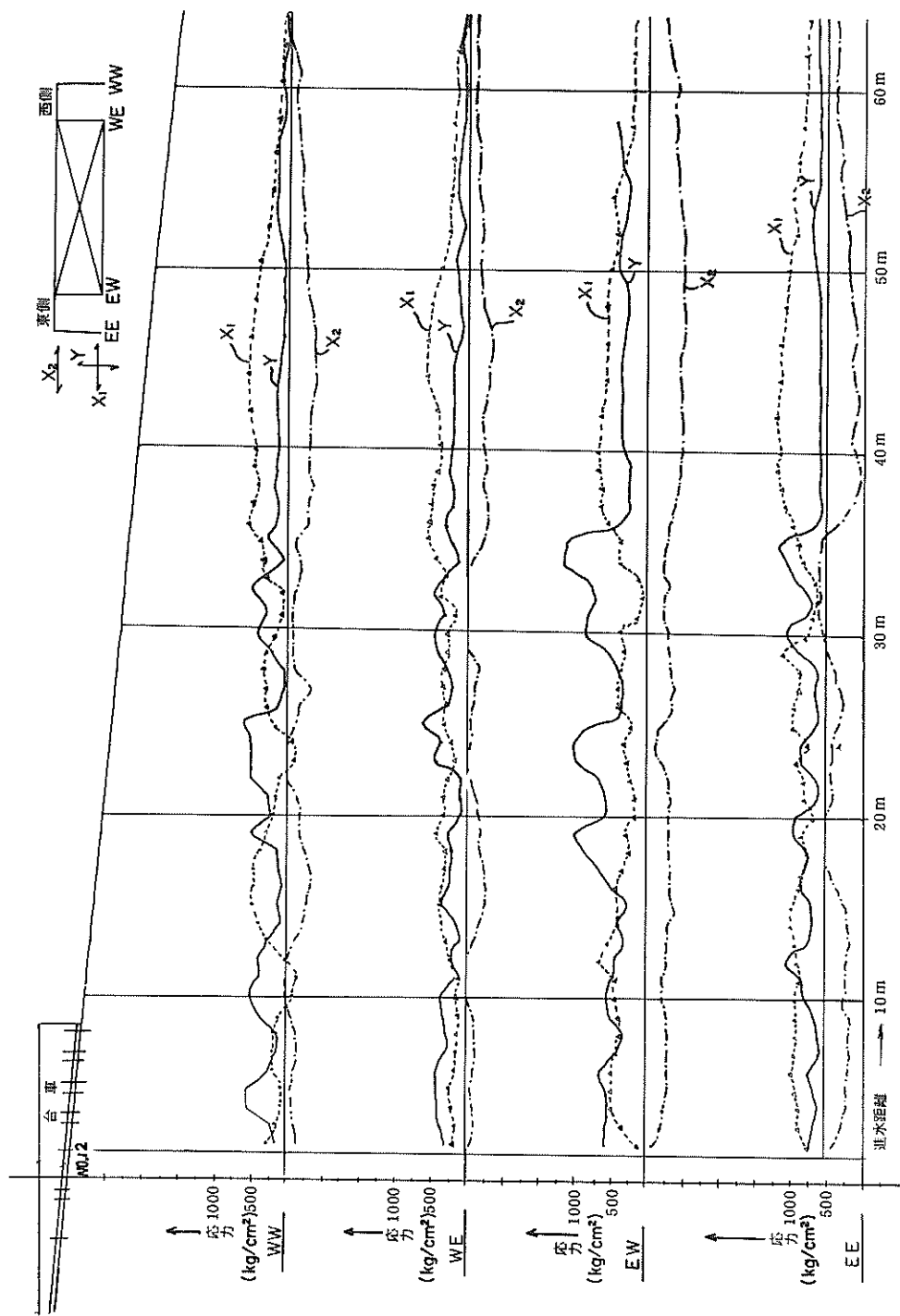


图 4.13 主桁应力变化图

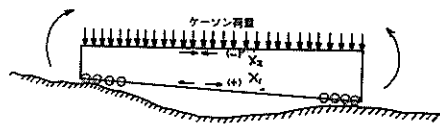


図 4.14 進水台車に生ずる曲げモーメントと、主桁に貼付した歪ゲージの符号との関係

## 5. レール精度と車軸に作用する荷重との関係

4. の測定の結果から判断すると、台車の一定進水距離で特定の車軸に大きな応力が生ずる大きな原因の一つとして、レールの精度が考えられる。すなわちレールの凹凸が激しいため、各車軸の負担する荷重が極端にアンバランスになり、車軸に大きな応力が発生すると考えられるわけである。そこでここでは、このレールの凹凸状態により、台車各部の車軸がレールに対してどのような接触状態になり、台車全体にどのような影響を与えるのか、4. の測定結果から推察してみよう。

### 5.1 レール精度と台車の進水状況

図 5.1 はケーソン進水台車が起伏のあるレールの上を進水する状況を、進水方向を  $1/1000$ 、レールの高さ方向を  $1/1$  の縮尺で、西側 WE のレールについて示したものである。この図では進水方向と高さ方向の縮尺比が異なっているため、多少極端な接触状態で描いているが、レールに接する車軸の状況が概略ではあるが推察される。



図 5.1 レールの起伏状態と台車の進水状況

また、図 5.2 は東西のレールで左右のうち、どちらか高い方を基準にして台車が進水して行く状況を描いたものだが、レールの精度が完全にこの絵に示すような精度であると極端な場合には台車は西側 1 点、東側 2 点、あわせて 3 点で支持する場合が考えられる。

また図 5.3 のように、台車がレールの凸部に接するような場合、2～3 個の車輪で台車が支持するように想像される。

しかしこの場合、台車自体のたわみでかなり多くの前後部の車輪がレールに接することも考えられる。(しかしレール

凸部に接する台車中央部の車輪は、他の部分に比べてかなりの大荷重を負担することが考えられる。)

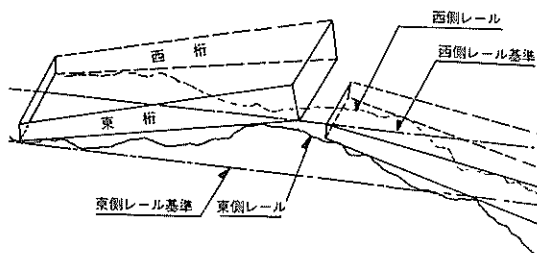


図 5.2 レールの起伏状態と台車の進水状況

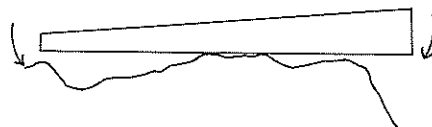


図 5.3 レールの起伏状態と台車の進水状況

次に 4.1 の測定方法のところの説明で述べたように、台車全体の曲げ状態や主桁の垂直応力などを測定する目的で、主桁に貼付したゲージ「 $X_1$ 」「 $X_2$ 」「 $Y$ 」の測定結果から上に述べた台車の各進水状況について調査してみよう。ここでは一つの例として、西側主桁に貼った水平方向の応力測定用の歪ゲージの測定結果について調べてみる。

#### (1) 進水距離 0～33m について

図 4.13 からわかるように、0～12m で台車の主桁の WW、WE ともゲージ「 $X_1$ 」が比較的小さな正の値を示し、特に WW については 10m～12m 附近で負の値を示す。またゲージ「 $X_2$ 」は全般に比較的小さな負の値を示し、特に 10m～12m で零になる。このことは、先にも示したように、台車の長手方向に作用する曲げモーメントが小さいことを示し、比較的多くの車輪が台車の前、中、後部で平均的にケーソンを支えているのではないかと考えられる。図 5.4 は車軸 No.12 (主桁の応力測定のためゲージ「 $X_1$ 」「 $X_2$ 」が貼ってある。) が進水距離 12m 附近を通過するときの台車のレールへの接触状況、および各車軸の荷重負担量、ならびにゲージ「 $X_1$ 」「 $X_2$ 」の応力値の変化の状況を示したものである。これからわかるように、この状態では台車前部の車輪は、ほとんどレールに接触することがなく、No.12 の車軸を含む後部の車軸がかなり負担していることがわかる。そのため No.12 の車軸の主桁に貼ったゲージ「 $X_1$ 」「 $X_2$ 」には、ほとんど応力が作用しないと考えられ、実際両者ともその値は小さい。同様のことを図 5.5 に示す進水距離 29m～33m の場合についても言える。

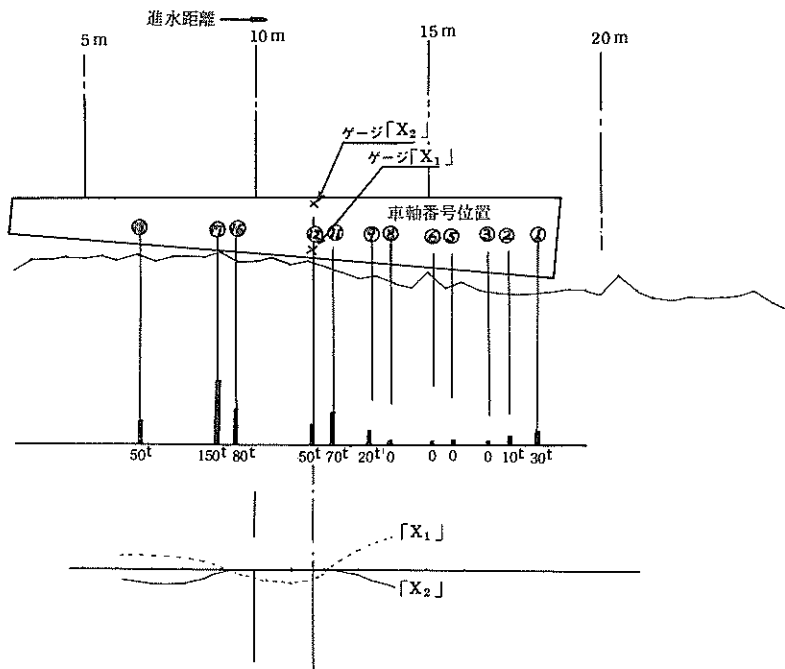


図 5.4 レール精度と各車軸の荷重負担量と  
主桁水平方向応力の関係図

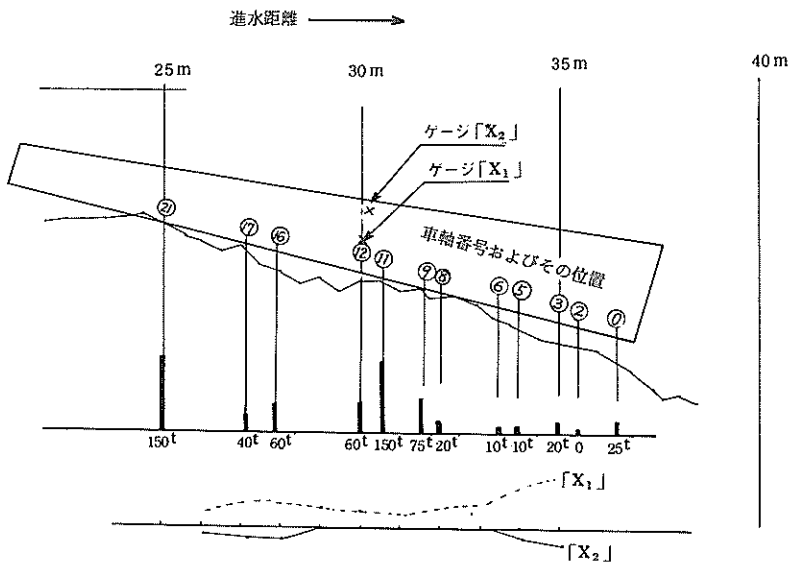


図 5.5 レール精度と各車軸の荷重負担量と  
主桁水平方向応力の関係図

(2) 進水距離34m~60mについて

次に進水距離が34m~60m区間について調べてみよう。  
 図5.6に進水距離34m附近の荷重図とゲージ「X<sub>1</sub>」「X<sub>2</sub>」の変化を対照させた図を示すが、この附近から「X<sub>1</sub>」は正の値で、「X<sub>2</sub>」は負の値で徐々に大きくなっていく。このことは台車の長手方向に下に凸の曲げモーメントが作用することを意味する。すなわち台車の前端部と後端部は比較的大きな荷重を負担するが、中央部附近の車軸の荷重は零に近くなることを意味する。

実際図5.6によると、レール精度図ならびに各々の車軸の荷重図とも上に推定した状態と全く同じ状態が現われていることがわかる。そしてこれはレールの凹凸状況とよく対応している。

以上述べたようなことは、西側だけでなく東側レールについてもあてはまる。(しかし必ずしも全部が正確にあてはまるとは限らない。例外の場合もある。ここではその他の場合については省略する。)

なお、レールの精度が上に示したように車軸の荷重変化に与える影響を判断する別の例をあげてみよう。本進水台車の車軸については、当研究室が昭和48年11月にその応力測定を行っており、その時の測定値と今回の測定値とを比較してみる。図5.7はその結果で、この図によると応力のピークはほぼ同一の位置で生じており、大荷重が発生する位置が変わっていないことを示している。

但し、その応力値は前回に比べ、かなり増大している。

この原因については、前回測定時点でのレール精度、台車精度等が不明のため明らかではないが、レールの沈下が主なものとして考えられる。それも発生位置が変わらないことから基礎の固い部分を残して、その前後が沈下した様に思われる。

以上のことから、レールの凹凸状態は車軸に与える荷重状態、ならびに台車自体のたわみ、または主桁のたわみなどに大きな影響を与えるのがわかる。

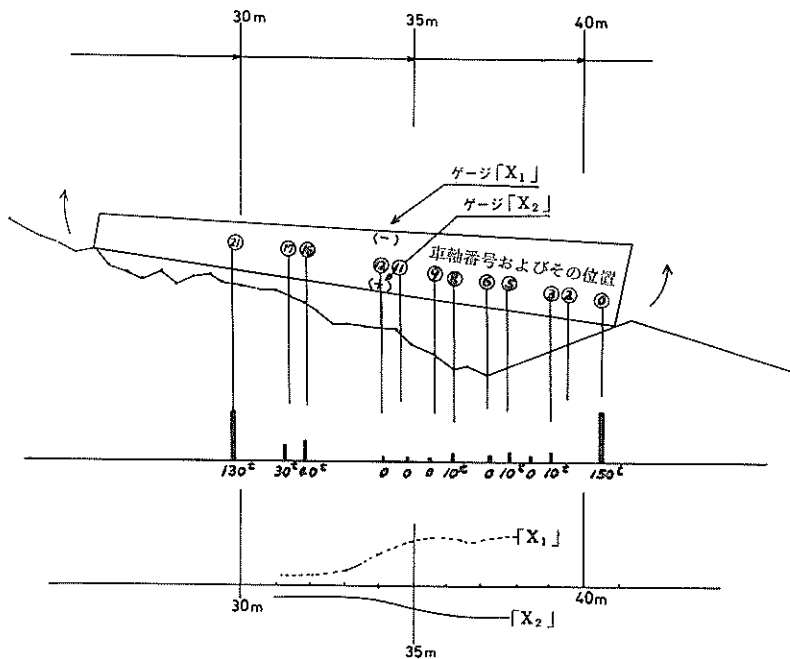


図 5.6 レール精度と各車軸の荷重負担量と主桁水平方向応力の関係図

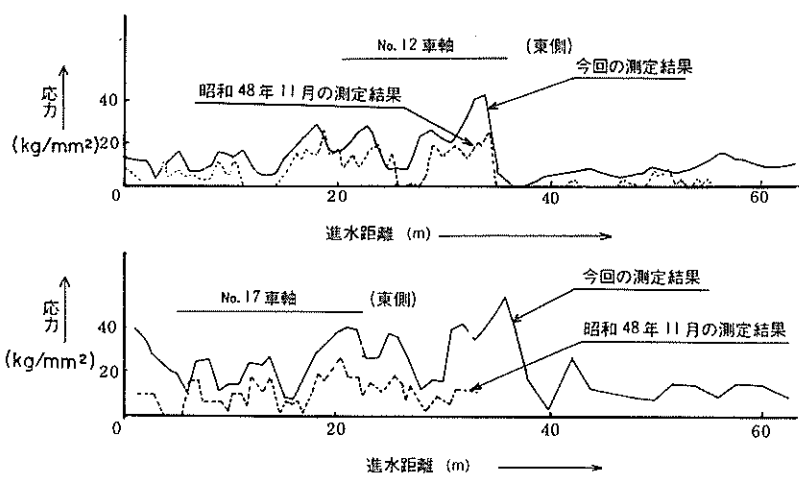


図 5.7 昭和48年11月の応力測定結果と  
今回の測定結果との比較

5.2 レールの精度と車輪の接触状況

次にレール精度と各々の車輪の左右にある車輪のレールへの接触状態の関係について考えてみる。ただし、ここではその接触状況を実際のレールの精度と比較するのは非常に困難なので、レールの各々の起伏状態をいろいろと想定してみても各車輪がどのような接触状態になるのか推定してみる。

図 5.8 に示したものは、台車の一部の車輪がレールのさまざまな起伏のあるところで、どのような接触状態になるのか示したものである。

①の場合

全部の車輪が左右両方とも完全に接している。(すなわち左右ともレールの高さは等しく、凹凸が全くない場合)しかし、全部の車輪が接しているとはいえ、各車輪に作用する荷重がすべて等しいとは限らない。

②の場合

一部の車輪が左右とも接触しているが、他の車輪は全く接触していない。

③の場合

一部の車輪が接触しているが、左、右どちらか片方だけ接触している状態。

④の場合

1組、あるいは2組の左右の車輪だけがレールに接していて、他の大部分の車輪が浮いている状態。(このような状態は(4.2)節にも述べたが台車が海中部に入ると、台車先端部だけの車輪で荷重を支える場合である。)

⑤の場合

④の場合の特別な例であるが、左右の車輪のうち、ど

ちらか1つの車輪1個だけがレールに接していて大荷重を支える場合。

⑥の場合(図 5.9 参照)

図 5.9 に示してあるように、東側、または西側のどちらかのレールの基礎が一方に比べ高くなっている場合で、東西の各車輪で右側または左側の車輪のどちらか一方の列のみの車輪が接する場合。ここで実際に、このように東西のレールに、高さの差が長距離にわたり生ずる恐れがある進水地域は、図 4.2 と図 4.4 の下に示す東西の各々レール精度図にみると進水距離35m~40m附近があてはまることがわかる。しかし実際にこのようなことが生ずるのかどうか、ここで考えてみよう。いま、図 5.9 に示すように、東西のレールの高低差がHmmあるとすると、台車の傾斜角度θは、

$$\theta = \tan^{-1}H/\ell_0$$

と表わされる。従って左右の車輪の高低差 Xh は、

$$Xh = \ell_1 \times \tan \theta$$

$$= H \times \frac{\ell_1}{\ell_0} \dots\dots\dots (5-1)$$

と表わされる。

ここで(5-1)式に実際の値を代入してみると進水距離35m附近で東西のレール高さの差は最大でH=25mm程あり、 $\ell_1=0.4m$ 、 $\ell_0=10.9m$ を代入すると、 $Xh=1.0mm$ の値が得られる。ところが実際のレールの精度図を見ると(図 4.2, 4.4 参照)、左右のレールの高低差が1.0mm以上の個所が多く、この場合のように左右のレールのうちどちらか一方だけに車輪が接する場合は考えられない。以上、いろいろな場合を想定してみたが、一つの車輪の

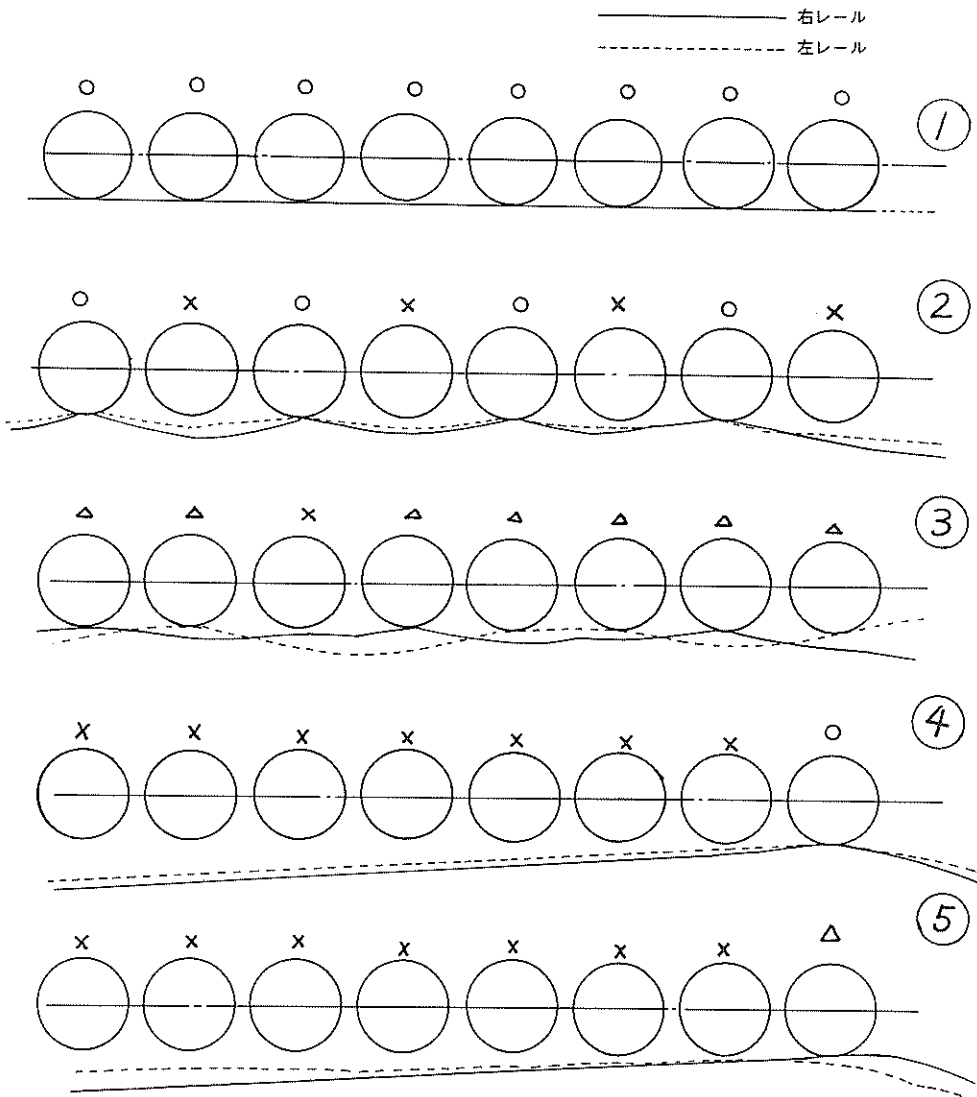


両車輪がレールに接する状態は、要するに

- ① 左右の車輪が両方ともレールに接する場合
- ② 左右両輪のうちどちらか一方がレールに接する場合
- ③ 左右のどちらの車輪もレールに接触しない場合

の3通りが考えられる。

そして①の場合でも②の場合であっても、各車輪に作用する荷重は、各々かなり異ってくる場合もあることに注意しなくてはならない。



- - - - - - 左右両車輪とも接する場合
- × - - - - - 左右両車輪とも接しない場合
- △ - - - - - 左右どちらか片方の車輪が接する場合

図 5.8 レールの凹凸状態と車輪の接触状態の想像図

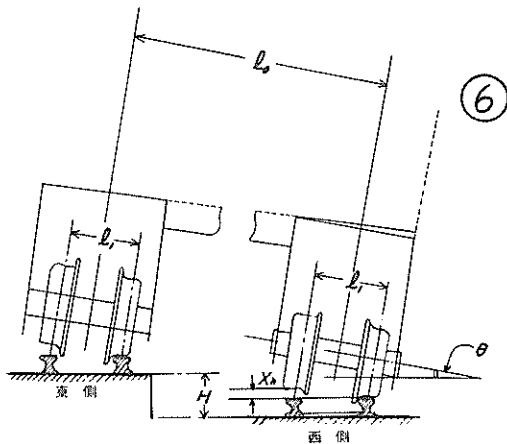


図 5.9 東西のレールに高低差がある場合の車輪とレールの接触状態の想像図

### 5.3 車軸両端に作用する荷重

次に進水台車の各々の車輪が前節で述べたようなさまざまな接触状態でレール上を進むとき、各車軸にどのような状況で荷重が作用するのか考えてみよう。

各々の車軸には、その左右両端で主桁から作用する荷重と、車輪からの反力が作用する。その各々の力がどのような状況で作用するかを直接知ることはできないが、4.1にも述べたように、東西のNo.12の車軸位置にある左右の主桁にそれらの垂直応力を測定する目的で貼付したゲージ「Y」の測定値から概略の傾向がつかめる。

すなわちNo.12の車軸の左右の車輪がレール上を走る時、図 5.8 に示す車輪とレールのさまざまな接触状況に対応して台車の左右の主桁に作用する垂直応力が、いろいろと変化して作用するであろう。

そこでこの左右の主桁に作用する垂直応力の測定結果である図 4.13を検討すると次のようなことがわかる。

東側EW、EEの同一進水地点でのゲージ「Y」（垂直応力測定用）の測定値は、それぞれ値がかなり異っており、また西側WW、WEの測定値についても同様なことが記録され、かつ同一地点での左右の「Y」の値が同じ大きさであることが少ない。このことは主桁の左右の荷重が車軸に対して決して平等に作用してはいない（同時に左右の車輪に作用する反力が等しくない）ことを意味する。

以上のことから、車軸に作用する荷重の状況として、

- ① 左右の両車輪がレールに接していて、車軸両端に作用する荷重が等しい場合
- ② 左右の両車輪がレールに接触はしているが、車軸両端

端に作用する荷重が異なっている場合

- ③ 左右どちらか一方の車輪のみがレールに接して、車軸両端に作用する荷重が異なっている場合の3通りが考えられる。

ここで、これらおのおの場合、車軸がどのような時に、どのような荷重条件で生ずるのか考えてみる。

まず①の場合であるが、これは当初考えていた全く完全な理想の状態を意味するもので、車軸の左右両端に平等の荷重が作用する場合である。

②の場合は次のようなことが考えられる。図 5.10の④に示すように、左右の車軸に接しているレールがどちらか一方が若干高くなっていて、荷重を支えている状態が考えられる。この場合、高いレールに接している方の主桁が低いレール側の主桁の荷重をより大きな荷重を車軸に与える。

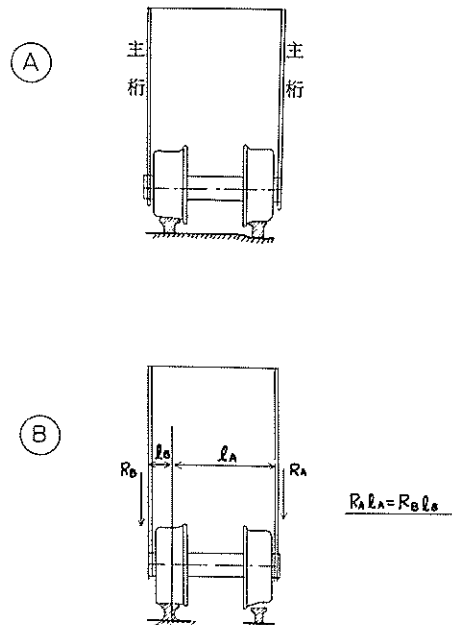


図 5.10 左右のレールに高低差がある場合の車輪とレールの接触状態の想像図

③の場合、これは左右の車輪のうちそのどちらかのレールが一方に比べて他方が低すぎるため、そのレールの低い側の車輪が全くレールに接しない場合に生ずる。すなわち若干の高低差なら②の場合になるのだが、高低差が大きくなると車軸は1個の車輪だけで支えられてしまう。この状態ではこの図 5.10の④に示すように荷重を支える車輪が載っているレール中央位置に対する左右の主桁からの荷重によるモーメント、 $R_A l_A$ と $R_B l_B$ とが等しい。

すなわち、この図で

$$R_A l_A = R_B l_B$$

の関係が存在している。そしてこの場合、この車軸に極端に大きな荷重が作用していると、1個の車輪でその大荷重を支えることになり、非常に危険な状態になることが想像される。

以上のことを考慮すると、先に示した図 4.13 で主桁に貼付したゲージ「Y」による垂直応力の大きさは、おおまかに主桁から車軸に作用する荷重（すなわち車輪反力の大きさ）の変化を意味しており、その左右の大きさの差が各進水地域により異なっていることは、車輪のレールとの接触状態が上に示した②または③の状態になっているものと解釈される。

以上の結果は、たまたま台車東西のNo12の車軸の位置の左右の主桁に貼付した歪ゲージの測定結果から得られたものであるが、他の車軸についても上に述べたことと同様な現象が生じているものと推測される。

## 6. 車軸に発生した永久たわみの発生原因

4. の測定結果によると、今回の車軸応力の測定結果では、車軸に永久たわみを生ずる程の大きな応力の発生は見られなかった。それにもかかわらず、過去の何回かの進水後に車軸に永久たわみが生じたのは、どのようなことが原因であったのか本章で考えてみたい。

まず第一に考えられることは、今回の測定値がすべて車軸中央部に貼った歪ゲージから得られたものであるが、実際には車軸の別な位置にもっと大きな応力が発生しているのではないかとということである。

その理由として、5.3にも述べたように車軸の両端には、異なった荷重が作用すると思われる、車軸の中央部より左右どちらか荷重の大きい方に寄った側に、大きな応力が発生したことが考えられる。

次に、たとえ車軸両端に平等な荷重が発生していても、大荷重が車軸に作用した場合、車軸中央部附近が最大の曲げモーメントを生ずるところであると考えてよいかどうか疑問である。

このような事を考慮すると、車軸には中央部以外のどこかにもっとも大きな応力が発生したのではないかと推定される。そしてそれが台車車軸に永久ひずみを生じさせた直接の原因ではないかと考えられるわけである。

そこでここでは、車軸中央部以外に発生すると思われる大きな応力の発生原因、および発生箇所などについて2通りの方法で考えてみたい。

その一つの方法とは、現在、構造解析などあらゆる面で応用されている有限要素法による考え方であり、もう一つの方法は、一般の材料力学的な手法による考え方である。

### 6.1 車軸に発生する応力の有限要素法による解析

ここでは有限要素法により車軸両端に等しい荷重が作用したとき、車軸の各位置に発生する応力について考え、果して車軸の中央部以外にも大きな応力が発生する可能性があるかどうかを検討してみる。

さて、有限要素法をこの車軸応力の解析に応力するためには電子計算機を使用するが、その三次元的な対象物に対する応用は極めて困難である。何故ならば、この場合車軸を三次元対象物として扱うとき、対象物をいくつかの要素に分割し、その各々の分割要素に作用する荷重と発生する応力の関係を求めるのだが、電子計算機の記憶容量には制限があるし、また分割が荒くなるために計算精度が低下すると考えられるからである。

そこで、今回、車軸についての解析に有限要素法を応用するために車軸および応力～歪関係については、次のような仮定を設け単純化した形式で解析を試み、車軸の各位置に発生する応力の定性的な考察を試みることにした。その仮定とは、

- ① 車軸は実際には円柱であるが、四角柱として扱い、実際の円柱形状の車軸と同じ値の断面係数にして計算する。
  - ② 応力～歪の関係は線形とする。
  - ③ 車軸の両端の上部に一定の変位を与えて計算し、車軸の支持部は車軸ブッシュ部（ $E = 1.0 \times 10^4 \text{Kg/cm}^2$ ）の表面において支持する。
- 等である。なお図 6.1 に車軸の分割要素を示す。

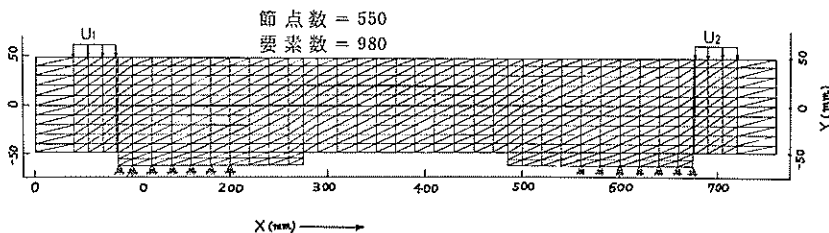


図 6.1 車軸分割要素

以上の条件のもとで、車軸内部の応力計算を行うと、図 6.2 から 6.5 に示すような結果が得られた。

まず、これらの結果の中で車軸両端に等しい荷重が作用する場合について検討してみる。図 6.2 は車軸表面の変形曲線を示すが、車軸の変形はブッシュ部長手中心付近において+、一反転し、車軸の中心付近においてはフラットな形状になっている。

反力分布は、この車軸の変形曲線に沿ったものとなり、ブッシュ部では図 6.3 のようになる。すなわち、ブッシュ部中心より内側においてはマイナスの反力になり、外側にかたよった反力分布となる。その結果、反力分布の中心位置もブッシュの外側端から少し内側附近にあり、今回の  $u_1 = u_2 = 1.0 \text{ mm}$  の計算では車軸端から 29.5 mm の位置にあることが計算の結果示された。

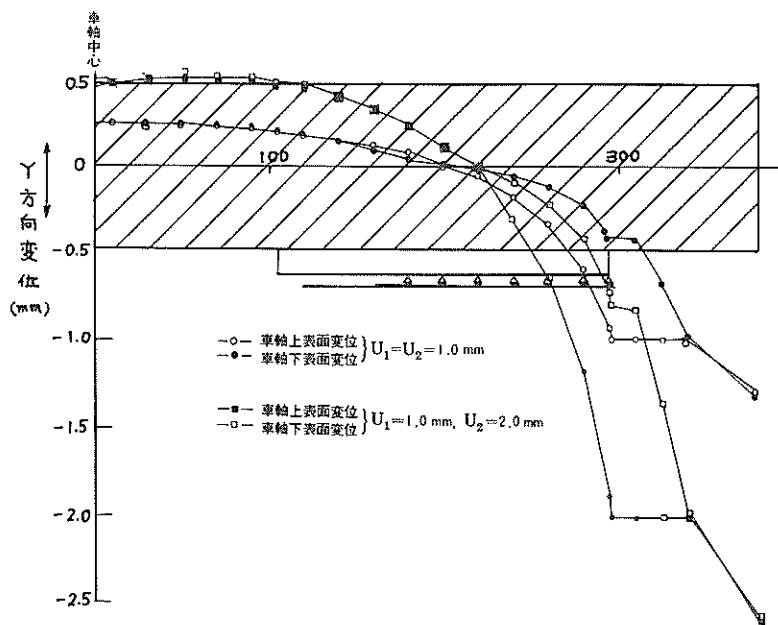


図 6.2 車軸表面「Y」方向変位

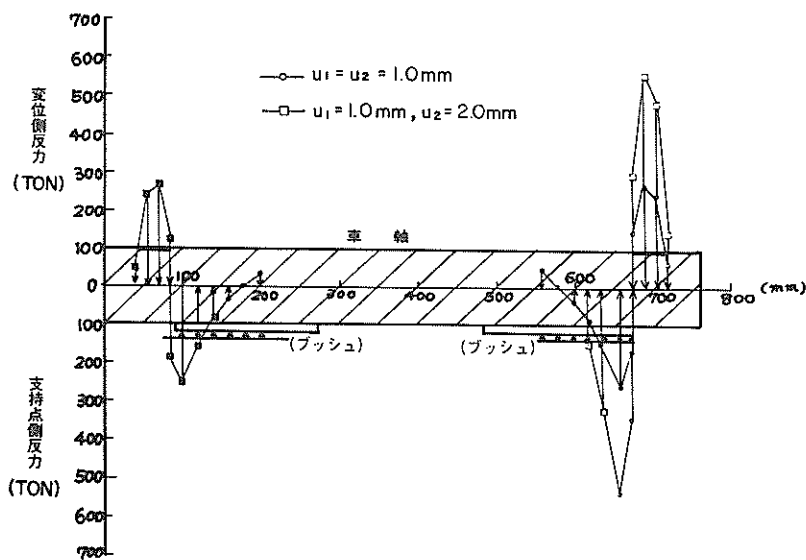


図 6.3 反力荷重分布

図 6.4 は、車軸断面における x 方向の応力分布で、ブッシュ部を考慮したために、車軸中心軸より多少下側にずれた附近が応力中立軸になるが、おおよそ正常な曲げ応力を受けている。

図 6.5 は、車軸表面における x 方向の応力分布で今回の境界条件のもとでは、車軸長手方向中心位置における値に対し、両端の応力は 4 ~ 5 倍の値となっている。この原因については、図 6.2 からわかるように、ブッシュ部外側端部、すなわち変位を与えた附近においてのみ大きな局部変形を受け、車軸の長手中心附近までは影響を及ぼさないことによるものと思われる。

すなわち、変位を与えた附近においては大きなせん断変形を受け荷重を受け持っていると考えられる。

このように上に示したいずれの場合でも、反力の最大値附近において局部変形がおこり、その位置に発生する応力

は、その位置より離れた位置に発生する応力よりも大きいと考えられる。

次に、せん断応力については図 6.6 からわかるように、変位を与えた階段状附近においては大きな値を示すが、これは変位を階段状に与えたためであることが原因であると思われる。

次に、車軸の左右に異なった荷重が作用する場合についての結果を図 6.2 から 6.5 について調べてみると、応力～歪関係が線形として計算しているため、おおよそ変位量に比例した応力となっている。なおここでは、左右に 1 : 2 の割合の変位量を与えた場合について計算を行っている。

以上示したように有限要素法による解析から、車軸には車軸中央部以外（特に車軸ブッシュ部の附近）に大きな応力の発生があることが考えられる。そして、それが今回車軸に永久たわみが発生した原因の一つとも考えられる。

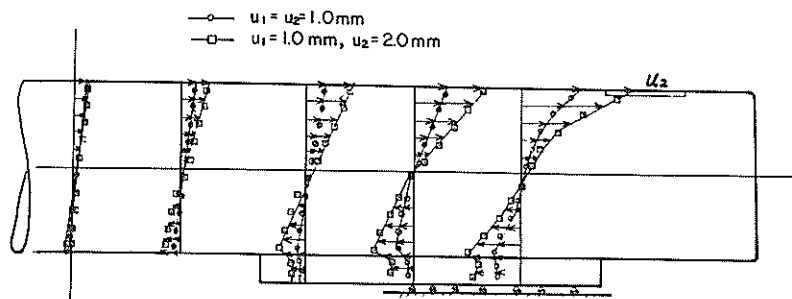


図 6.4 車軸内部の軸方向応力分布

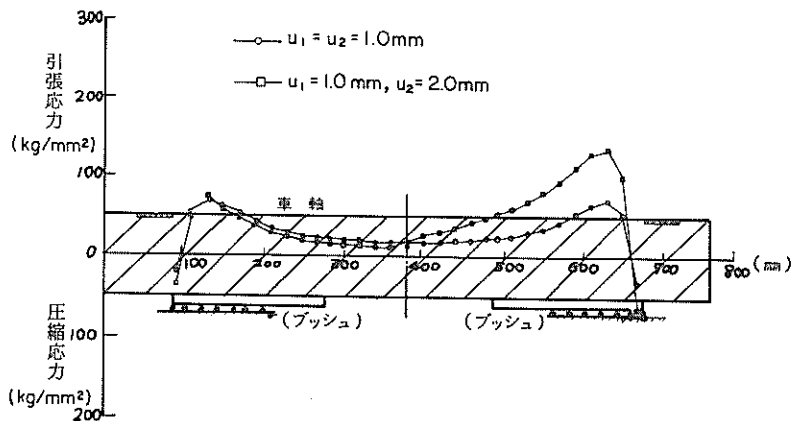


図 6.5 車軸上表面軸方向応力分布

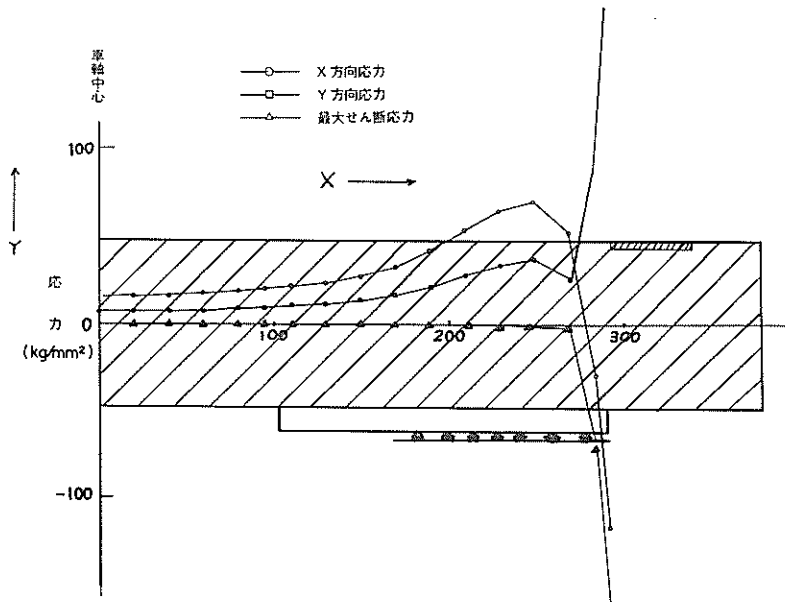


図 6.6 車軸上表面の応力分布

6.2 車軸内部に発生する応力の材料力学的手法による解析

(1) 車軸に作用する荷重が比較的小さい場合

次に車軸にその中央部以外に発生する応力の大きさを知る方法として、一般の材料力学的な手法によって考えてみよう。すなわち、車軸の両端に主桁から作用する荷重が異なっている場合、車軸に作用する曲げモーメントの分布、応力発生状態、車軸中央部と他の部分の応力値の比較を行い、車軸中央部以外に果して、大きな応力が発生するかどうか考えてみる。

いま図 6.7 に示すように車軸両端に 1 : n (n ≥ 1) の荷重、p と np の力が作用するものと考えよう。(この場合車軸全体に作用する荷重 w は、w = p + np = (1 + n)p) また図 6.7 の場合、計算を単純にするため両端に主桁から作用する荷重は、先の 3.4 で考えたような(等分布荷重)とせず、集中力として考える。一方、この主桁からの荷重を支える車軸の支持力は車輪幅がかなり大きいことから等分布支持力として考える。すなわち、図 6.7 に示すように p の荷重が作用する側の車軸に、単位長さあたり q<sub>1</sub> ton の荷重が作用し、np の荷重が作用する側の車軸に q<sub>2</sub> ton の荷重が作用するものとする。(このとき、それぞれの車輪の支持力は、R<sub>1</sub> = q<sub>1</sub>l<sub>2</sub>、R<sub>2</sub> = q<sub>2</sub>l<sub>2</sub>、l<sub>2</sub> : 車輪幅)

このとき下に示すような関係が得られる。

$$R_1 + R_2 = p + np \dots\dots\dots (6-1)$$

$$p l_1 = n p (\ell_1 + \ell_0) - R_2 \ell_0 \dots\dots\dots (6-2)$$

これから

$$R_2 = \frac{p \{ n (\ell_1 + \ell_0) - l_1 \}}{\ell_0} \dots\dots\dots (6-3)$$

$$R_1 = \frac{p \{ (1-n) \ell_1 + \ell_0 \}}{\ell_0} \dots\dots\dots (6-4)$$

よって

$$q_1 = \frac{R_1}{l_2} = \frac{p \{ (1-n) \ell_1 + \ell_0 \}}{\ell_0 l_2} \dots\dots\dots (6-5)$$

$$q_2 = \frac{R_2}{l_2} = \frac{p \{ n (\ell_1 + \ell_0) - l_1 \}}{\ell_0 l_2} \dots\dots\dots (6-6)$$

これらをもとに、図 6.7 の場合の曲げモーメントを図の右側を基点として求めると、

(1) 0 ≤ x ≤ l<sub>1</sub> - l<sub>2</sub>/2 のとき (FE 間)

$$M_1 = n p x \dots\dots\dots (6-7)$$

(2) l<sub>1</sub> - l<sub>2</sub>/2 ≤ x ≤ l<sub>1</sub> + l<sub>2</sub>/2 のとき (DE 間)

$$M_2 = n p x - \frac{1}{2} (x - l_1 + \frac{l_2}{2})^2 q_2 \dots\dots\dots (6-8)$$

いまこの M<sub>2</sub> を具体的に求めるために、M<sub>2</sub>'(x) = 0 より、M<sub>2</sub> の最大を生ずるところの x の値を求めると、

$$M_2' = n p - (x - l_1 + \frac{l_2}{2}) \times q_2 = 0$$

$$\therefore x_\alpha = l_1 - \frac{l_2}{2} + \frac{n p}{q_2} \dots\dots\dots (6-9)$$

ところで、この  $x_a$  の値は  $\frac{nP}{q_2} > 0$  であるから、まず

$$x_a > l_1 - \frac{l_2}{2} \dots\dots\dots (6-10)$$

また、 $x_a$  と  $l_1 + \frac{l_2}{2}$  の大きさの比較を行うと、

$$(l_1 + \frac{l_2}{2}) - x_a$$

$$= l_2 - \frac{nP}{q_2}$$

$$= l_2 - \frac{n l_0 l_2}{\{n(l_1 + l_0) - l_1\}} \quad (\because (6-6) \text{式より})$$

$$= \frac{(n-1)l_1 l_2}{\{n(l_1 + l_0) - l_1\}} \geq 0 \quad (\because n \geq 1, q_2 > 0)$$

$$\dots\dots\dots (6-10)'$$

よって、式(6-10)および(6-10)'から

$$\therefore l_1 - \frac{l_2}{2} < x_a < l_1 + \frac{l_2}{2} \dots\dots\dots (6-11)$$

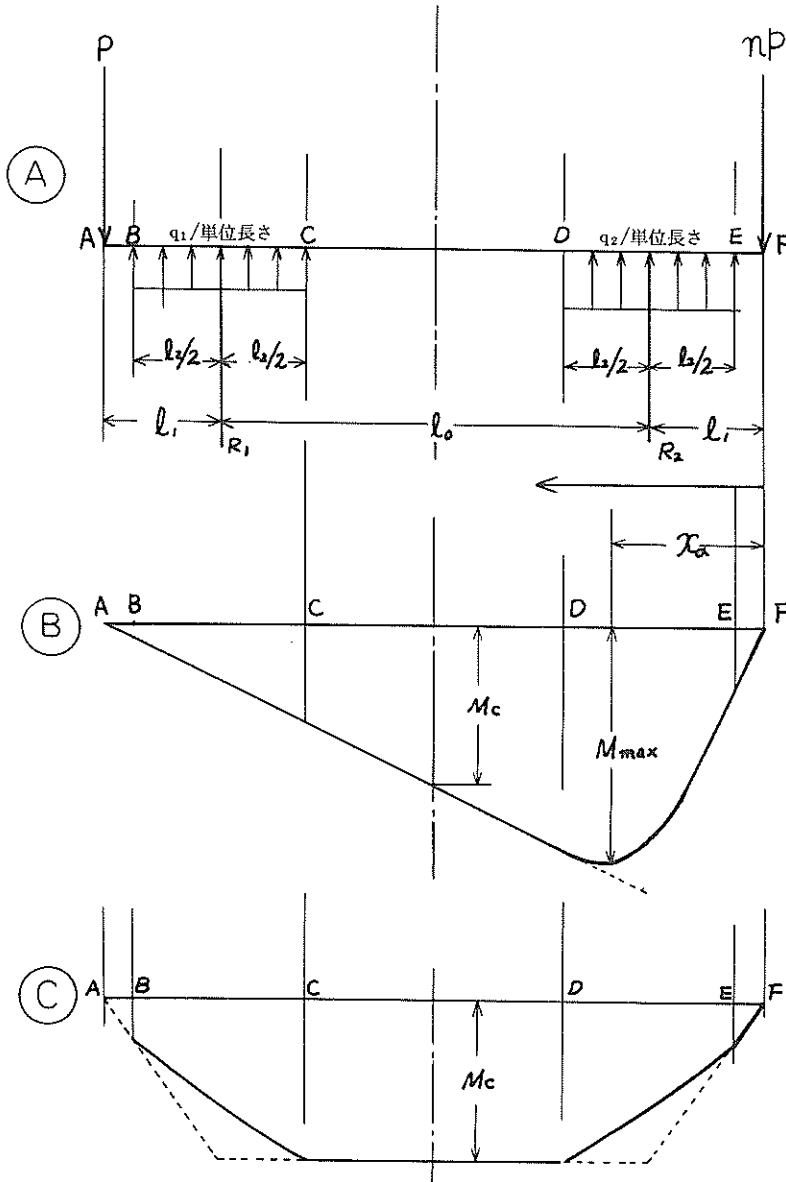


図 6.7 車軸両端に異なった荷重が作用する場合の作用図と曲げモーメント図

すなわち、 $M_2(x)$ の最大値を生ずる区間は図 6.7 で E D 間となる。またその時の最大値  $M_{max}$  は、

$$M_{max} = M_2(x_\alpha) = np x_\alpha - \frac{1}{2} (x_\alpha - l_1 + \frac{l_2}{2})^2 q_2$$

上式の  $x_\alpha$  に (6-9) 式を代入して

$$= np \left\{ \frac{(\frac{l_1 - l_2}{2}) \{ n(l_1 + l_0) - l_1 \} + \frac{1}{2} n l_0 l_2}{n(l_1 + l_0) - l_1} \right\} \dots\dots\dots (6-12)$$

となる。

(3)  $l_1 + l_2/2 \leq x \leq l_1 + l_0 - l_2/2$  のとき (D C 間)

$$M_3 = np x - R_2 (x - l_1) = \frac{pl_1}{l_0} \{ (1-n)x + (n-1)l_1 + n l_0 \} \dots\dots\dots (6-13)$$

(4) C A 間

この間については計算を省略する。

以上をもとにして、曲げモーメント図を描くと図 6.7 の㉔に示すようになる。(図 6.7 の㉔の点線で示す線は、車

輪からの反力が作用する車輪中心位置に集中力として作用した場合を描いたものである。)

この図からわかるように、車軸に生ずる最大の曲げモーメントは左右両端の荷重のうち、大きな荷重が作用する側の車軸端から  $x_\alpha$  の位置に (6-12) 式で表わされる値として得られる。

このように車軸両端に異なった荷重が作用した時には、車軸中央部よりはなれたところに最大の曲げモーメントを生ずることになる。そのため今回ゲージを貼付して測定した車軸中央部は必ずしも最大の応力を生じたところではないと考えられる。

そして図 6.7 ㉔で  $n = 1$  のとき、どのような曲げモーメント図が得られるか検討すると、式(6-7)、(6-8)、(6-13)で  $n = 1$  を代入すると、図 6.7 ㉔のような曲げモーメントが得られることがわかる。これは 3.4 の曲げ試験の解析のとき考えた、両端に等しい荷重が作用する場合と一致する。(図 3.7 参照)

次に車軸中央部の曲げモーメント  $M_c$  の変化について調らべる。(図 6.8 参照)

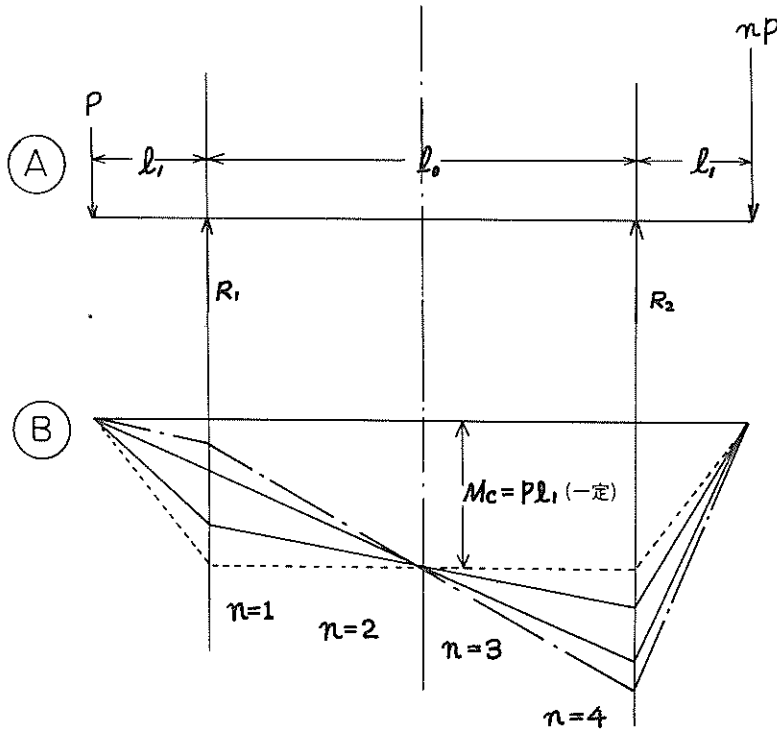


図 6.8 車軸中央部に作用する曲げモーメント図



式(6-12)で、 $x_c = \ell_1 + \ell_0/2$ を代入すると、

$$M_c = \frac{p\ell_1}{\ell_0} \left\{ (1-n)x_c + (n-1)\ell_1 + n\ell_0 \right\} \\ = \frac{(n+1)}{2} p\ell_1 \dots\dots\dots (6-14)$$

となる。ところが全体荷重  $w = (n+1)P$  の関係があるから、これを(6-14)式に代入すると、

$$M_c = \frac{w}{2} \ell_1 \dots\dots\dots (6-15)$$

となり、これは  $w$  が一定のとき、 $n$  の変化如可にかかわらず  $M_c$  が常に一定であること意味する。すなわち、車軸全体に作用する荷重  $w$  が一定のとき、その荷重が両端に1:nの任意の比で配分されても、車軸中央部に作用する曲げモーメントは常に一定である。

次に図6.7㉔で右側の主桁の荷重が徐々に大きくなると(すなわち  $n$  が大きくなり)遂に左側の車輪の支持力  $R_1$  が全く零になってしまう場合が考えられ(すなわち、この時は右側だけの車輪の片持となる。)(5.3参照)その場合が  $n$  が最大値となることを意味する。これから  $n$  は  $R_1 = 0$  を満足する時の値であることがわかる。

(6-4)式で  $R_1 = 0$  とおくと、

$$p \left\{ (1-n)\ell_1 + \ell_0 \right\} = 0 \\ \therefore n = 1 + \frac{\ell_0}{\ell_1} \dots\dots\dots (6-16)$$

と表わされる。すなわち  $n$  の変化する範囲は、

$$1 \leq n \leq 1 + \frac{\ell_0}{\ell_1} \dots\dots\dots (6-17)$$

となる。

そして実際の車軸から  $\ell_0$ 、 $\ell_1$  の値を求めて  $\ell_0/\ell_1$  を算出し、(6-17)式に代入すると  $n$  は  $1 \leq n \leq 4.37$  の範囲にあることがわかる。(ここで、 $n = 1$  は左右平等の荷重、 $n = 4.37$  は片車輪のみで車軸を支持する場合)

この結果、および図6.7からもわかるように、車軸の左右両端に異なった荷重が作用するとき、車軸に生ずる曲げモーメントは必ずしも車軸中央部に最大の曲げモーメントを生ずるのではなく、むしろ中央部以外に生ずることがわかる。従ってこの曲げモーメントに対応して、車軸に生ずる最大の応力は、今回歪ゲージが貼付された車軸中央部には発生せず、それ以外の区域で生ずることも考えられるわけである。

以上の結果は比較的小さい荷重が車軸に作用する場合を想定し、そこに生ずる曲げモーメントについて考えたものである。(すなわち、車軸が荷重によりたわまず車輪幅全域に等分布の反力を生ずるものと仮定して計算した結果である。実際には、3.4の曲げ試験のところで述べたように

車軸に作用する全体荷重が50 ton程の場合について適応できるのではないと思われる。)

## (2) 車軸に作用する荷重が比較的大である場合

次に荷重がかなり大きくなった場合の車軸に生ずる曲げモーメントおよび応力について考えてみよう。この場合は前項(1)で述べた場合と異なって、車輪の支持力の支持幅が図6.9㉔に示すように小さくなり、しかも偏った支持力分布となる。なぜならば、3.4の曲げ試験の説明で述べたように、車軸に作用する荷重が大になると車軸に大きなたわみを生ずると考えられるからである。そのため、この場合は前項(1)に述べた場合とは異なった曲げモーメントが車軸に発生すると考えられる。そこでこの場合の曲げモーメント図を考えてみる。(しかしここで左右両端に作用する荷重は異なるが、左右の支持力分布の幅は等しく、しかもそれらの支持力分布の作用中心位置が車軸の両端から同一距離にあると仮定する。その理由は車軸に全体荷重  $w$  が作用して、その荷重が左右両端に等しく配分されようと異なって配分されようと車軸のたわみ曲線はあまり大きく変化しないと考えられるからである。

この場合の曲げモーメント図は、前項(1)に説明した図6.7の㉔に示す場合について考えたものと全く同じ傾向のものが得られる。なぜならこの場合、車軸に対応する荷重および反力の作用している状態を示した図6.9の㉔の図を図6.7の㉔の図と比較してみるとわかる。すなわち、図6.9に示す距離  $\ell_1'$  は、反力中心位置の車軸端からの距離を示し、 $\ell_0'$  は2つの反力中心位置間の距離を示すのに対し、図6.7の  $\ell_1$  および  $\ell_0$  はそれぞれの  $\ell_1'$ 、 $\ell_0'$  に対応する距離を示すもので、反力の作用関係は図6.9も図6.7も全く同じであるからである。従って、この図6.9の㉔に示す荷重および反力の作用状態における車軸の曲げモーメントの分布は、図6.7の場合と全く同じような計算方法で求められ、式(6-1)~(6-12)で  $\ell_1$ 、 $\ell_0$  に対し、 $\ell_1'$  と  $\ell_0'$  を代入すれば求められる。よって図6.9の㉔に示す曲げモーメント図が得られる。(実際には反力分布の状態がわからないために計算できないが、図に示すように三角形の反力分布として概略計算すると求まる。点線で示したものは、反力が集中力として作用する場合の曲げモーメント図である。)

次にこの場合の最大の曲げモーメントを求めてみよう。この値は図6.9からわかるように、反力が反力中心位置に集中力として作用した場合の曲げモーメント図(図の点線に示す)から得られる最大曲げモーメントとほとんど値が変わらない。よって最大の曲げモーメントは、

$$M_{\max} \doteq np\ell_1' \dots\dots\dots (6-18)$$

となる。また車軸中央部の曲げモーメント  $M_c$  は前項(1)の場合で求めた時と全く同様に式(6-14)で、 $x_c = l'_1 + l'_0/2$  を代入して

$$M_c = \frac{n+1}{2} p l'_1 \dots\dots\dots (6-19)$$

となる。この場合も前項(1)で考えたと同じように

$$M_c = \frac{w}{2} l'_1 \dots\dots\dots (6-20)$$

となり一定値となる。(図6.7の③の曲げモーメント図参照) いずれにせよこの場合も車軸にはその中央部以外の別な位置に中央部に発生する応力より大きな応力が得られることがわかる。

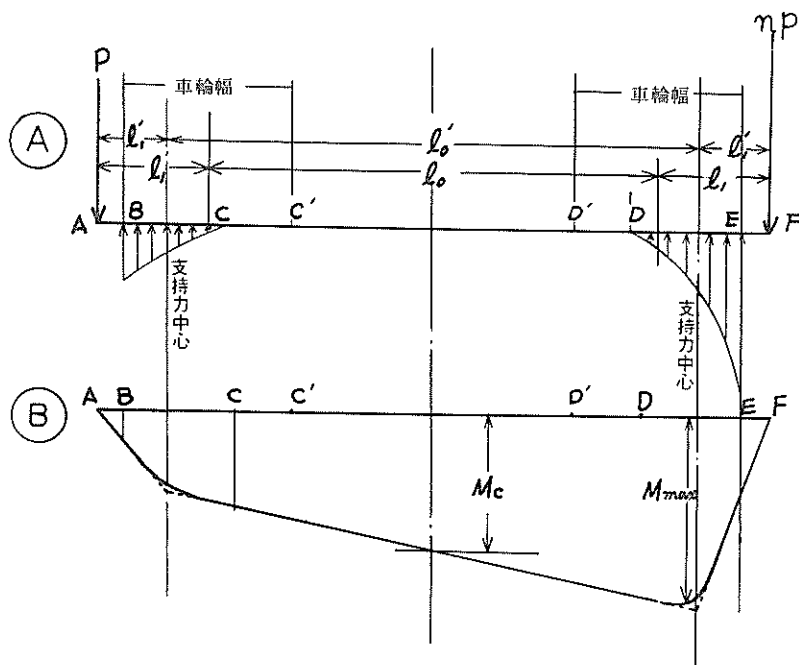


図 6.9 車軸がたわんだ状態における荷重と反力の作用図と曲げモーメント図

(3) 車軸に生ずる最大の応力と車軸中央部に生ずる応力の比について

以上(1)および(2)の考察から、車軸には車軸両端に作用する荷重が異なる時、今回ゲージを貼付し、応力の測定を行った車軸中央部以外の別の位置に、中央部より大きな応力が発生しているかもしれないことが明らかになった。次にその車軸に発生していると思われる最大の応力が、既に測定値が得られている中央部の応力に対して、どれ程大きい値なのかここで推定してみよう。そこでまず、車軸に生ずる最大の曲げモーメント ( $M_{max}$ ) と、車軸中央部に生ずる曲げモーメント ( $M_c$ ) との大きさの比を考えてみよう。(但し、ここでは(2)で考えた場合について検討する) 式(6-18)および、式(6-19)から、その比  $\eta$  は

$$\eta = \frac{M_{max}}{M_c} = \frac{n p l'_1}{\frac{n+1}{2} p l'_1} = \frac{2n}{n+1}$$

と表わされ、 $\eta$  は  $n$  の値だけによって変化することがわか

る。また車軸中央部応力  $\sigma_c$  と最大曲げモーメントを生ずる位置での曲げモーメント  $\sigma_{max}$  との比は、

$$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_c} = \frac{\frac{M_{max}}{z}}{\frac{M_c}{z}} = \frac{2n}{n+1} = \eta$$

となり、 $\sigma_{max}$  は

$$\therefore \sigma_{max} = \eta \sigma_c$$

と求まり、最大応力  $\sigma_{max}$  は  $\sigma_c$  に  $\frac{2n}{n+1}$  倍すると得られる。また、この場合  $n$  の変化する範囲は式(6-17)の場合と同様に

$$1 \leq n \leq 1 + \frac{l'_0}{l'_1} \dots\dots\dots (6-21)$$

となる。

ところが、ここでは上式の  $\frac{l'_0}{l'_1}$  の実際の値は(1)の(6-17)式の場合の  $\frac{l_0}{l_1}$  の値と異なってくる。この場合は  $l'_0$  が大きくなり、 $l'_1$  が小さくなるから当然  $\frac{l'_0}{l'_1} > \frac{l_0}{l_1}$  となることが考えられる。しかし実際にはどの程度大きくなるのかわ

からないので、ここでは一応式(6-17)と式(6-21)のnの範囲はほとんど同一であると考えよう。

このような時、 $\eta$ がnの変化によってどのように変わっていくのかを示したものが表-2である。

表-2 nの変化に対応する $\eta$ の値

n	1	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.37
$\eta$	1	1.20	1.33	1.43	1.50	1.56	1.60	1.63

この表から判断すると、荷重比nが車軸の左右両端に作用する荷重が全く等しい場合(このときn=1)から、車軸が2つの車輪のうちどちらか一方で支えられる場合(このときn=4.37)に対応するまで変化すると、車軸に生ずる最大の応力は車軸中央部の応力に対して1~1.63倍まで変化することがわかる。

すなわち今回歪ゲージを貼りつけて測定を行った車軸中央部応力値( $\sigma_c$ )より、最大でその163%増の応力が車軸中央部以外のどこかに発生していることが推定される。

以上の考え方から、車軸に生ずる最大の応力とその中央部に生ずる応力の大きさの比は知られたのだが、荷重比nの今回測定した個々の車軸についての具体的な値がわからなければ $\eta$ の値を求めることはできない。

ところが今回の測定試験では、この車軸の両端に作用する荷重比については測定を行っていない。そのため、それを推定する方法として、主桁の左右に貼った垂直応力測定用の歪ゲージ「Y」の値から判断してみよう。(4.1の測定方法および図4.1を参照)この左右のYゲージの値は車軸の左右両端に作用する荷重の大きさを示すものではないがそのための一つの目安となることは明らかである。(5.3参照)図6.10は、図4.13をもとにして台車の一定進水位置における東西のNo.12の車軸位置における主桁左右の「Y」, 「X<sub>1</sub>」, 「X<sub>2</sub>」のゲージから得られた応力の大きさを示したものである。特に「Y」の応力値について注目すると、東側については左右にかなりの応力差が表わされていることがわかる。(但し、ここで注意しなければならないことは「Y」ゲージは東西ともNo.12の車軸上の主桁だけしか貼っておらず、この図に示している結果は、No.12の車軸がある一定進水位置を通過した時のNo.12上の左右の主桁の垂直応力の測定値を記している。)他の主桁の左右の垂直応力についても、台車と同じ進水位置を通過するとき、おそらくこの値と似たような傾向の値が生じたのではないかと思われるが、今回は測定していないので不明である。

いずれにせよこのように「Y」歪ゲージの測定値から、車

軸両端に異なった荷重が作用していることはわかるが、正確な荷重比nはこれらの左右の応力値だけでは推定できない。

そこでここでは、今回測定を行ったすべての車軸について、その車軸両端の荷重比nの値が表-2に示すように変化したものとしよう。そしてその各々のnの値のとき各車軸に発生する最大の応力がどれ程の値になるのか調べてみる。表-3は、Dの欄に各車軸について今回の測定で得られた最大の応力値(車軸中央部応力値 $\sigma_c$ )、Fの欄は変化する荷重比nの各値を示す。そして各々の車軸の両端に作用する荷重の比nが表に示す各値に変化するとき、その車軸に発生する最大応力がどれ程の値になるのか示したものである。

この表では、最大応力が車軸の耐力94.1Kg/cm<sup>2</sup>を越えるものについては、すべて94.1Kg/cm<sup>2</sup>の値を示している。

この表からわかるように多くの車軸についてnの値いかによっては生ずる応力が66.0Kg/cm<sup>2</sup>を越えるものがあることがわかる。(この値は3.4の曲げ試験結果でも述べたように、車軸に若干ではあるが永久たわみを生ずる応力値である。)

さらに、この表で車軸中央部に大きな応力を発生していた車軸については、nの値が増加する場合には、耐力を越える応力の発生が考えられる場合が多い。(各車軸の中央部で最も大きな応力が発生する時、必ずしも荷重比nがこの表に示すように大きな値をとるとは限らないが、全くないことも考えられない。)

以上のことを考慮すると、今回測定した車軸中央部の応力 $\sigma_c$ には耐力を超えるような大きな値は得られていないが、中央部以外に耐力を超える曲げ応力( $\sigma_{max}$ )を生じる可能性があり、これが車軸に永久たわみを生じさせた原因ではないかと考えられる。

以上の結果は、昭和50年3月20日に進水した1500tのケーソンの場合について推定したものであるが、過去には本台車を用いて、これより更に重量の大きい2000tのケーソンを進水させている例が何回かある。するとその場合、今回測定した応力よりも、はるかに大きな応力が車軸中央部に生じたことが考えられる。

仮に今回の測定の場合、1500tonケーソンが形は変わらず、重量だけが2000tonになっていたとすると、どのくらいの応力が各車軸中央部に生ずるのか考えてみよう。そしてそのとき最大の応力がどれほどになるのか、表-3の値を単純に2000ton/1500ton=1.33倍して算出してみる。

第 2 回 進水時

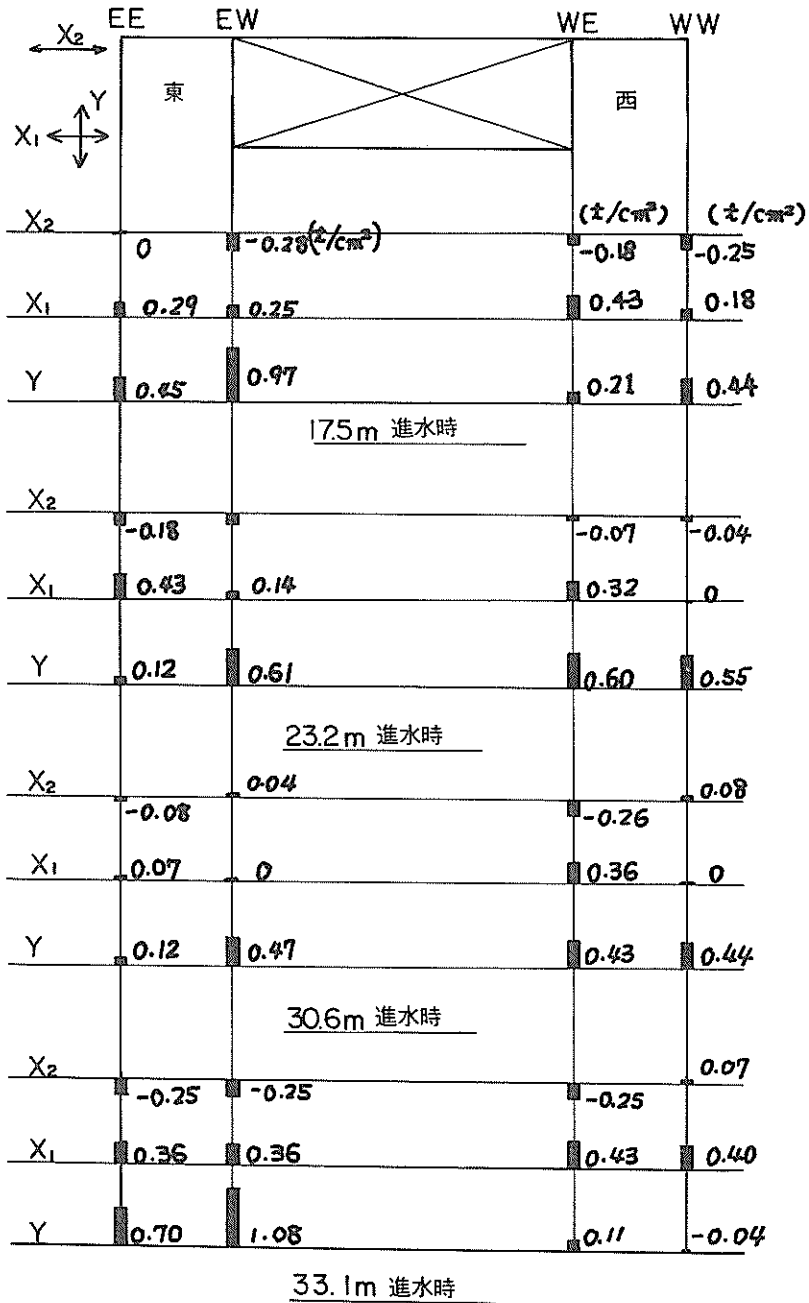


図 6.10 特定進水位置で、左右の主桁に作用する垂直  
応力の大きさ、および水平方向応力の大きさ

表-3 車軸両端の荷重比が変化した場合、各車軸に発生すると考えられる最大応力 ( $\sigma_{max}$ ) ( $Kg/cm^2$ )  
(1500ton ケーソン)

		F			1.25	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.37
A	B	C	D	E	1.11	1.20	1.33	1.43	1.50	1.56	1.60	1.63
西側車軸	①	4.85m	65.9	73.2	79.1	87.6	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1
	②	4.20m	24.1	26.8	29.0	32.1	34.5	36.2	37.7	38.6	39.3	39.3
	③	4.4 m	22.7	25.2	27.0	30.1	32.4	34.0	35.4	36.3	36.9	36.9
	⑤	2.9 m	18.9	21.0	22.7	25.1	27.0	28.3	29.5	30.2	30.8	30.8
	⑥	2.5 m	25.2	28.0	30.2	33.5	36.0	37.8	39.3	40.3	41.0	41.0
	⑧	2.5 m	22.6	25.2	27.2	30.1	32.4	34.0	35.4	36.3	36.9	36.9
	⑨	2.5 m	36.5	40.6	43.8	48.5	52.2	54.8	57.0	58.5	59.5	59.5
	⑪	2.5 m	55.4	61.6	66.5	73.6	79.2	83.1	86.6	88.7	90.3	90.3
	⑫	2.5 m	32.3	36.4	39.3	43.5	46.8	49.1	51.1	52.4	53.4	53.4
	⑯	2.5 m	54.6	60.6	65.5	72.5	78.0	81.9	85.3	87.4	88.9	88.9
	⑰	2.5 m	50.8	56.4	60.9	67.5	72.6	76.2	79.3	81.3	82.8	82.8
	㉑	2.5 m	50.8	56.4	60.9	67.5	72.6	76.2	79.3	81.3	82.8	82.8
東側車軸	①	5.0 m	46.2	51.3	65.4	61.4	66.0	69.3	72.1	73.9	75.2	75.2
	②	1.7 m	39.9	44.2	47.8	53.0	57.0	59.8	62.3	63.8	65.0	65.0
	⑧	3.5 m	39.9	44.2	47.8	53.0	57.0	59.8	62.3	63.8	65.0	65.0
	⑫	3.5 m	43.0	47.7	51.6	57.2	61.5	64.6	67.2	68.5	70.1	70.1
	⑰	3.5 m	48.3	53.4	57.9	64.1	69.0	72.4	75.4	77.3	78.7	78.7
	㉑	3.5 m	33.6	37.3	40.3	44.6	48.0	50.4	52.5	53.8	54.7	54.7

- A : 車軸の東西別  
 B : 車軸番号  
 C : 車軸中央部に最大の応力を発生した際の進水距離  
 D : 車軸中央部応力 ( $Kg/cm^2$ ) (測定値) ( $\sigma_c$ )  
 E :  $\eta$  の値  
 F :  $n$  の値

表-4は、表-3を用いて表-3の各値を1.33倍した値である。これからわかるように $n$ の値の大きいものについては、大部分が $66Kg/cm^2$ を超えるし、また車軸材の耐力 $94.1Kg/cm^2$ を超えるものが多数ある。

従って表-3、4によれば、1500ton ケーソンでも2000ton ケーソンでも、車軸によっては部分的に永久ひずみを発生させるような応力の発生が考えられる。(但し、左右の荷重の比が大きいとき)特に2000ton ケーソンの場合は、完全に車軸材料の耐力を越える応力の発生する車軸の例が

考えられ、今回の1500ton ケーソンの進水測定で永久ひずみが生じなかったとしても、過去に何回か2000t ケーソンを進水した際に永久たわみが生じてしまっていたのではないかとと思われる。

以上が今回、永久たわみを生じたと思われる原因について述べてきたものである。この第一次応力測定試験では車軸中央部にしかゲージを貼っておらず、果して上に述べたように車軸の別の部分に最大の応力が発生したかどうかは確認できなかった。

表-4 車軸両端の荷重比が変化した時、各車軸に発生すると  
考えられる最大応力 ( $\sigma_{max}$ ) ( $Kg/cm^2$ )  
(2000 ton ケーソン)

		F			1.25	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.37
A	B	C	D	E	1.11	1.20	1.33	1.43	1.50	1.56	1.60	1.63
西 側 車 軸	①	48.5m	87.6	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1
	②	42.0m	32.0	35.7	38.6	42.7	45.9	48.1	50.1	51.3	52.2	52.2
	③	44 m	30.2	33.6	35.9	40.0	43.1	45.2	47.1	48.3	49.1	49.1
	⑤	29 m	25.1	28.0	30.2	33.4	35.9	37.6	39.2	40.1	40.9	40.9
	⑥	24 m	33.5	37.3	40.1	44.6	47.9	50.2	52.3	53.6	54.5	54.5
	⑧	25 m	30.0	33.6	36.2	40.0	43.1	45.2	47.1	48.3	49.1	49.1
	⑨	25 m	48.6	54.1	58.3	64.5	69.4	72.8	75.8	77.8	79.1	79.1
	⑪	25 m	73.4	82.1	88.5	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1
	⑫	25 m	42.9	48.4	52.2	57.9	62.2	65.3	67.9	69.7	71.0	71.0
	⑬	25 m	72.6	50.7	87.1	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1
東 側 車 軸	①	50 m	61.4	68.3	87.0	81.6	87.8	92.1	94.1	94.1	94.1	94.1
	②	17 m	53.0	59.0	63.6	70.4	75.8	79.5	83.2	84.8	86.4	86.4
	⑧	35 m	53.0	59.0	63.6	70.4	75.8	79.5	83.2	84.8	86.4	86.4
	⑫	35 m	57.1	63.6	68.6	76.0	80.8	85.9	89.4	91.1	93.2	93.2
	⑬	35 m	64.2	71.2	77.0	85.2	91.7	94.1	94.1	94.1	94.1	94.1
	⑰	35 m	48.7	49.7	53.6	59.3	63.8	67.0	69.8	71.5	72.7	72.7

- A : 東西の車軸別
- B : 車軸番号
- C : 車軸中央部に最大の応力を発生した際の進水距離
- D : 車軸中央部応力 ( $Kg/cm^2$ ) (測定値) ( $\sigma_c$ )
- E :  $\eta$  の値
- F :  $n$  の値

### 6.3 車軸の永久歪の進行状況

台車の車軸には永久歪が生じてしまっているが、その永久歪の進行程度がどの程度なのか、ここで推定してみよう。すなわち 3.3 に述べたように、図 3.5 に示す弾性破損状態図でケーソン載荷時の車軸の弾性変形の進行状態がこの図の (b) の状態になるのか、それとも (c) の状態になるのか考えてみたい。

3.3 にも述べたように、車軸のある断面でその表面付近のみが弾性破損しているものとする、その断面に作用する曲げモーメントは、

$$M_y = \sigma_B Z (\sigma_B: \text{耐力}, Z: \text{断面係数}) \dots (6-22)$$

と表わされる。

また車軸のある断面で、その断面全部が弾性破損する場合の曲げモーメント  $M_F$  は、(図 6.11の⑧参照)

$$\begin{aligned} M_F &= 2\sigma_B \int_0^{\pi/2} y ds \\ &= 2\sigma_B \int_0^{\pi/2} 2r \cos \theta \cdot r \cos \theta \cdot r \sin \theta d\theta \\ &= \frac{4}{3} \sigma_B \cdot r^3 \quad (r: \text{車軸半径}) \dots (6-23) \end{aligned}$$

と表わされる。

一方、6.2の(3)によると、各車軸に生ずる最大の応力 ( $\sigma_{max}$ ) は車軸中央部の応力を  $\sigma_c$  とすると、 $\sigma_{max} = \eta \sigma_c$  と表わされ、この時の曲げモーメントは、 $M_{max} = \sigma_{max} Z$  となるから、もし  $\sigma_{max} \geq \sigma_B$  とすると、

$$\sigma_{max} Z \geq \sigma_B \cdot Z = M_y \quad (\because (6-22) \text{ から})$$

$$\therefore M_{max} \geq M_y \dots (6-24)$$

となる。

この(6-24)式からわかるように、各車軸で $\sigma_{max}$ が車軸材の耐力 $\sigma_y$ より大になると、弾性破損が車軸内部まで進行していることがわかる。(すなわち、(b)の状態になっている恐れがある。)

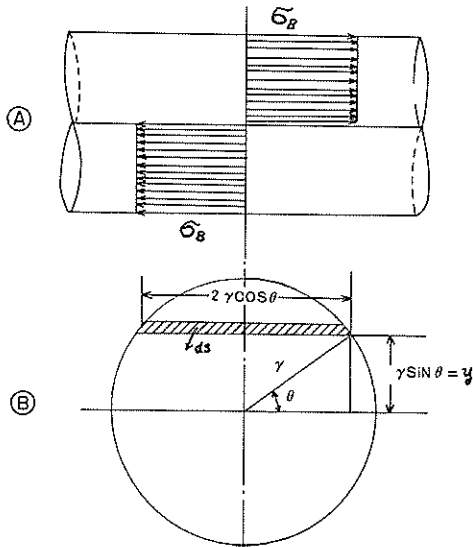


図 6.11 車軸全断面で弾性破損した場合の曲げモーメント計算方法の説明図

次に、 $M_{max}$ と $M_y$ の大きさの比較を行ってみよう。(6-23)式から、その比を $\xi$ とすると、

$$\xi = \frac{M_{max}}{M_y} = \frac{\eta \sigma_c Z}{\frac{4}{3} \sigma_B r^3} \dots\dots\dots (6-25)$$

と表わされる。この $\xi$ が具体的にどれ程の値になるのか、その一例として、西側車軸No11の $M_{max}$ について計算してみよう。(表-3参照)いま

$$\sigma_c = 55.4 \text{ Kg/cm}^2, \quad Z = 149 \times 10^3 (\text{cm}^3),$$

$$\sigma_B = 94.1 \text{ Kg/cm}^2, \quad r = (115 \text{ mm}/2)$$

であるから  $\therefore \xi = 0.60$

となる。これは車軸に生ずる最大の曲げモーメントが全断面降伏に要する曲げモーメントの約6割しか違ってないことになる。上の結果は、1500 tonのケーソンの場合における測定結果から考えたものだが、2000 tonの場合でも、

$$\xi = 0.60 \times \frac{2000}{1500}$$

$$= 0.80$$

となり、この場合でも全断面が弾性破損に至るような曲げモーメントが生じない。

以上のことから、上に述べた場合の車軸の荷重時の弾性破損の進行状況は、図3.5の(c)の(b)に示す状態になっていることは考えられるが、車軸の全断面で弾性破損してい

る同図の(c)の状態にはなっていると考えられない。また仮りに、車軸が全断面で弾性破損していても、車軸はすぐ破断はしない。このようなことを考えると、車軸が現在の状態から急速に破断してしまう危険性は考えられない。

しかし、耐力に近い応力の発生する状態がこのように何回も生じると、ますます車軸のたわみはひどくなっていくことが考えられ、実際には車軸としては使えない程の変形を生じ、ついには疲労などにより破断してしまうのではないかとと思われる。

### 7. 第一次応力試験測定結果のまとめ、および車軸に生ずる永久たわみ発生防止対策

1) 台車進水時の車軸に作用する荷重を推定するために実際の車軸に対して曲げ試験を行った。その結果

- ① 使用後の車軸と新品の未使用の車軸について、荷重～歪曲線が得られた。これらの曲線は相互に異なった曲線であった。さらにそれらの曲線は理論的に考えた車軸の荷重～歪曲線とも大きく異なっていた。
- ② 上記の三つの曲線が異なる原因は、荷重が増大すると車軸のたわみが大きくなり、荷重を支持する車輪幅相当の長さにおける支持力の分布が使用後の車軸、新品の車軸の場合、理論的に考えた場合のそれぞれ三つの場合が異なっていることに原因があるのではないかと考えられた。

2) 測定試験の結果、車軸に発生する応力、ならびに作用する荷重は、レールの精度により大きく変動した。

殊にレールの基礎の状態が悪い個所で、特定の車軸には66Kg/cm<sup>2</sup>の応力が発生し、図3.6から判断すると負担する荷重が350tonの大きさになるものさえあった。

3) 台車各車輪のレールへの接触状態を考えてみると、全部が均一に接することはほとんど考えられず、極端な場合には、台車が東西の前後端部の4点の車輪で支えられて進水することも考えられた。

また各車軸の両端に作用する荷重は、必ずしも常に等しくなく、しかも各々の車軸には、左右の車輪のどちらか一個の車輪だけで車軸を支える場合も考えられた。

4) 車軸の耐力は94.1Kg/cm<sup>2</sup>程であったが、今回の応力測定では、測定した全ての車軸について、その値に近い程の応力が発生しているものはなかった。それにもかかわらず、過去のケーソンの進水により車軸に永久変形が生じたのは、歪ゲージを貼付して測定した車軸の中央部以外の場所に、耐力に近い応力が発生したことが原因ではないかと推測された。

5) 4)に述べた車軸中央部以外に発生すると考えられる応力の発生原因を知るために、有限要素法による方法と、一般の材料力学的な手法の二通りの方法で、その推測を試みた。前者の有限要素法による解析の結果、車軸を支えるブッシュ部附近に車軸中央部よりも大きな応力が発生する傾向がみられ、このことが今回車軸に永久たわみの発生した原因の一つとも考えられた。

また後者の考え方では、車軸両端には異なった荷重が作用すると仮定して、車軸に作用する曲げモーメント分布を考え、車軸中央部以外に最大の応力が発生する可能性についての推測を行った。

その結果、台車が1500 tonのケーソンを進水させると、車軸にはその中央部以外に非常に大きな応力が発生することが考えられ、更に2000 tonのケーソンを進水させる場合には、ほとんど多くの車軸について、耐力に近い応力が発生する場合も考えられた。

今回、車軸に永久たわみが生じたのは、これらのことが原因ではないかと推測された。

6) 車軸に生じた弾性破損の発生状態は、いままぐ車軸が破断する程の危険な状態なものではないと推定されたが、その使用により、ますます危険な状態になることが考えられた。

7) 以上の試験結果から、台車の進水時の安全性を確保するために

- ① 斜路のレール精度を改良し、特定の車軸に大きな荷重を負担させないようにすること。
- ② 東西の台車前端部とも非常に大きな荷重を負担しやすいので、台車車軸の軸径を増大させること。
- ③ 車軸は今後一層大きな永久たわみを生ずる恐れがあるので新品のものと交換すると同時に、すでに腐朽しているブッシュについても新しいものと交換すること。等の対策が必要と考えられた。

## 8. 第二次応力測定試験

### 8.1 斜路改修工事概要と第二次応力測定試験経過

第二次応力測定試験について述べる前に酒田港工事事務所が第一次応力測定試験結果に基づいて行った斜路の改修工事の概要を記す。

主な工事内容は、

- ① 斜路のレール不陸調整工事を実施した。
- ② 台車車軸材質の強度を増大させるため第一次測定試験の際に使用している車軸材 SNCM25 の替わりに SNCM26 (引張強度 140 Kg/mm<sup>2</sup>以上、耐力 110 Kg/mm<sup>2</sup>以上)を全車軸に採用した。

③ 台車の進水時に、台車先端部の車軸(特に東西とも No 0)には、斜路の水中部で非常に大きな応力が発生したので、車軸の径を増大し(東西とも車軸 No 0 および No 1 について、径 115 mm<sup>φ</sup> から、径 150 mm<sup>φ</sup> に変更)大応力の発生防止を図った。

④ 各車軸に使用していたブッシュを新品のものと交換した。

以上が改修工事の主なものであるが、特に①については工事の都合上、陸上部のレールについてのみ、レール下にゴムパットを削ったり加えたりして不陸の調整を行った。水中部のレールについては特に改修工事は行っていない。

第二次応力測定は以上の改修工事を実施し、新車軸に生ずる応力が第一次応力試験時に測定した旧車軸に発生した応力と比較してどの程度減少したか調査し、車軸の安全性が果して向上したのかどうか検討する目的で上記改修工事直後に行われた。

### 8.2 測定方法および測定項目

測定方法は、第一次応力測定試験時とはほぼ同一で、1500 ton ケーソンを前後 2 回にわたり進水させ、その各々の場合について測定を行った。

しかし台車の進水開始位置は、ケーソンの製作時に図 2.1 に示す上函台で製作したため、第一次試験時に比較して、斜路上 30 m 程上部であった。

次に測定項目について記す。

この第二次応力測定試験では、前回(第一次応力測定試験時)の測定で比較的高い応力を発生した車軸に注目し、それらと同一の位置における新車軸を主として選定し測定を行った。すなわち図 8.1 に示すように東西両車軸のうち、

西側……………No 11, 16, 17, 21

東側……………No 8, 12, 17, 21

の位置の旧車軸は、第一次応力測定時に比較的大きな応力を発生したので、レール調整後、これらと同一位置での新車軸が前回と比較して、どれ程の応力値を示すか知る目的で測定を行った。

次に

西側の……………No 2, 3, 5

東側の……………No 8

については、上記と逆に第一次応力測定時に比較的小さい応力の発生が測定された位置であるが、今回の測定によりどのような応力の発生が見られるのか調査する目的で行ったものである。

さらに

西側の……………No 0

東側の……………No 0



については、第一次測定試験結果ではかなり大きな応力の発生し、常に危険な荷重状態になる可能性が強いので車軸径を（今回の車軸新替工事で）115mm $\phi$  から 150mm $\phi$  に変更した車軸で、軸径の増大にともないどれ程応力値に変化があるのか調査する目的で行われた。

また

西側の………No28

東側の………No28

については、両方とも台車最後端の車軸で、ここも台車の前端部同様、大きな応力が発生しやすいと考えられ測定を行った。

以上の測定は、車軸中央部に1枚の歪ゲージを貼り、その発生応力を測定したものである。（図8.2の㊸参照）

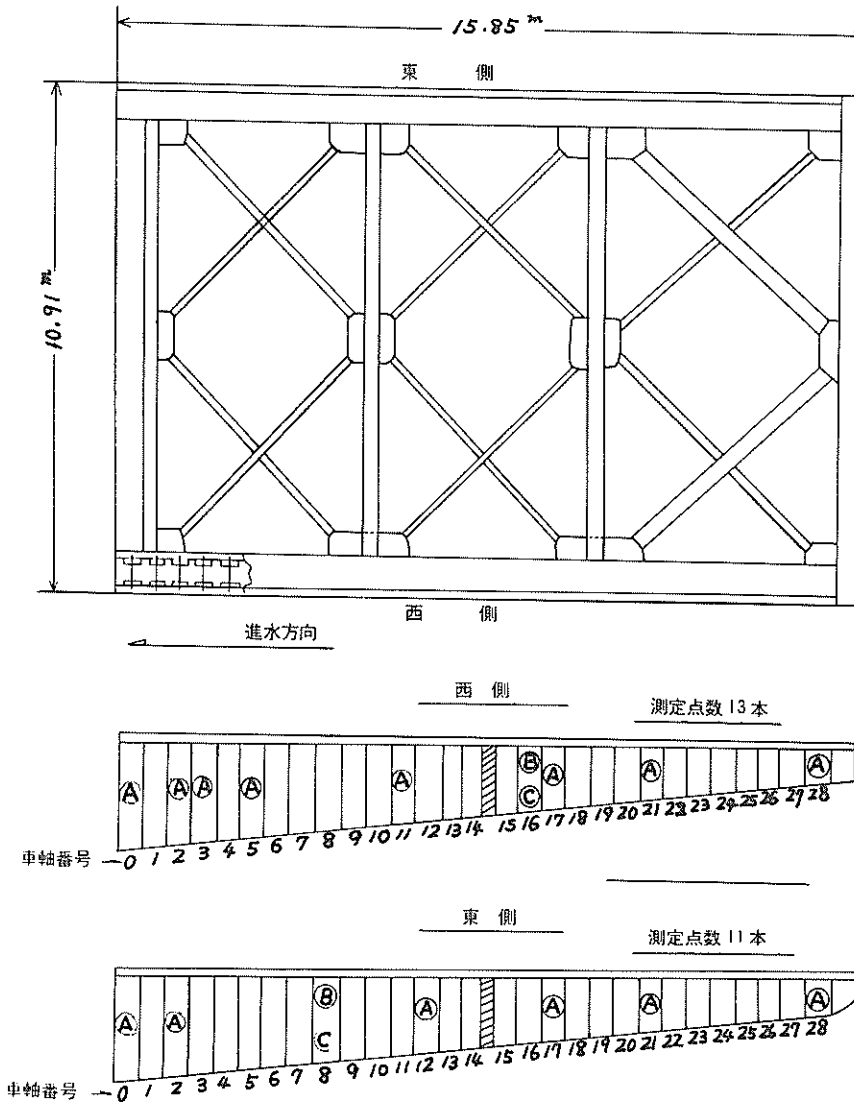


図8.1 応力測定箇所説明図

次に今回の測定では、第一次応力測定試験の解析（6.2に記す）で述べたように車軸の左右両端に異なった荷重が作用した時、車軸中央部以外に中央部より大きな値の応力が発生するかどうかを確認することも一つの大きな目的で

あった。

そこで、このような目的のため、

西側の………No16

東側の………No 8

の車軸については、車軸の中央部以外に、左右に1枚ずつ（その貼付位置は図8.2に示す）合計3枚の歪ゲージを貼り、それら各位置での応力を測定することにした。それと同時に、第一次測定試験時と同様に車軸の左右両端に作用する荷重の概略の大きさの傾向を知るためにこれらの車軸位置の左右の主桁に歪ゲージを貼り、その垂直応力を測定した。（図8.2の㊸ならびに㊹参照）

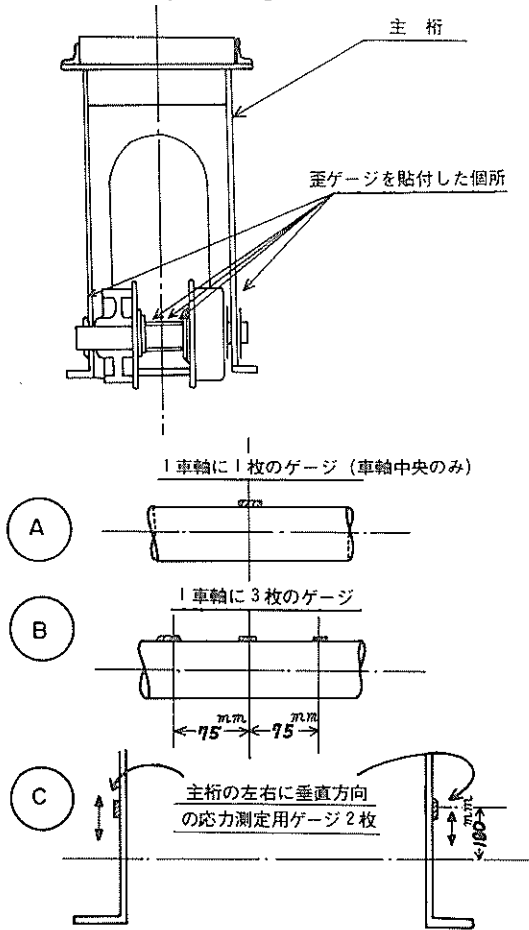


図 8.2 応力測定箇所説明図

以上、測定した車軸の位置、歪ゲージ貼付数を整理すると下記の表のとおりになる。（東西で合計24点の測定となった。図8.1参照）

西 (13点)	車軸 No	0	2	3	5	11	16	17	21	28	合計
	車軸	1	1	1	1	1	3	1	1	1	11
	主桁	0	0	0	0	0	2	0	0	0	2

東 (11点)	車軸 No	0	2	8	12	17	21	28	合計
	車軸	1	1	3	1	1	1	1	9
	主桁	0	0	2	0	0	0	0	2

### 8.3 測定結果およびその考察

#### (1) 応力および荷重測定結果

ケーソン台車の進水距離による車軸応力の変動状態を巻末の図8.6～8.13に、また3.4に述べた曲げ試験結果にもとづく荷重～歪曲線から各車軸に作用する荷重の変動状態を同じく巻末の図8.14～8.17の各図に示す。これらの応力値および荷重値は進水距離1m区間毎に分割して各区分における最大の応力値および荷重値をとって示したものである。（なお各図には、第一次応力試験時の結果を第二次測定結果との比較のために示してある。また、各図に示してある進水距離は、第一次測定試験時の進水距離の表示に対して30mの長さだけ距離を附加している。ケーソン進水開始位置は、第一次試験時に比較して、30m上方の上函台である。）なお今回の測定では、東No8と西No16の車軸中央部の応力は測定の不備により測定されなかった。（従ってこの図では、それぞれの車軸については車軸中央に対して右側に貼付した歪ゲージの応力変化を記した。）また西側No11についても第2函目のケーソン進水時には測定されなかった。これらの図から次のようなことがわかる。

イ) 東西の各々の車軸の応力変化は進水距離により大きく変動し、比較的大きな応力が発生する進水位置は車軸によって応力値に大きさの差はあるが、同一である。しかもこれは2函進水させた各ケーソンの進水時とも同一傾向にある。このことは、第一次応力測定時と同様、応力および荷重の発生がレールの精度状態に大きく影響されていると考えられる。

ロ) 各車軸とも比較的大きな応力を示す位置は、ケーソン進水開始位置（横引路中心）より

西側は………53m～54m

東側は………59m～64m

附近となっており、この傾向は前回の第一次応力試験結果の傾向と一致する。（図4.2～4.5参照）

ハ) 各車軸とも第1函目と第2函目とは応力の発生する傾向は一致するが、その大きさについては必ずしも全車軸について完全には一致しない。特に

西側………No21

東側………No8

の車軸については、第1函と第2函とは全く応力の値が異なる。この原因については、

① 実際に同じ重量のケーソンを同一の載荷状態で進水

させても、各進水毎に車軸により、応力および荷重の発生状態が大きく変化する場合があること。

② 第1函目、または第2函目の測定時のどちらかに測定上の不備があったこと。

の2通りのことが考えられるが、現在のところ不明である。もし、②が原因であるとしたら、各車軸とも大きな応力の発生している方を参考にして、その処置を考えるとよい。特に車軸No.211については、第2函の進水時に60 Kg/㎡を起える曲げ応力が発生しているので注意を要する。(但し、ここで注意を要するといってもこの応力値が他の車軸と比較して大であるという意味で、すぐにこの応力値で車軸のたわみが始まるという意味でない。なぜなら、この新車軸材の耐力  $\sigma_b$  は、 $\sigma_b \geq 110 \text{ Kg/㎡}$  であるから。)

いずれにせよ、この2本の車軸については正確にどの程度の応力が発生したのか今回の測定では、判明しなかったので再度、何等かの機会に検査をする必要があると思われる。

二) 東のNo.28の車軸(台車の最後端の位置の車軸)については、進水距離65m附近で第1函、第2函進水時とも応力値が90 Kg/㎡(荷重にして450 ton)に近い大きさを示している。これは図8.3ならびに図8.20のレール精度図を見てもわかるようにこの附近でレールは急激に下降しており、台車の後端部の車輪は接しているが、後端に近い幾つかの車輪は完全にレールから離れ、荷重を負担していないためNo.28の車軸に大きな荷重が作用して、このような大応力が発生したと考えられる。

この程度の応力では、車軸材の耐力の110 Kg/㎡に達する程のものではないが、車軸材の比例限界に近い値であり、この車軸内部には材料が部分的に弾性破損を生じていることも考えられる。本車軸の定期的な点検を希望する。

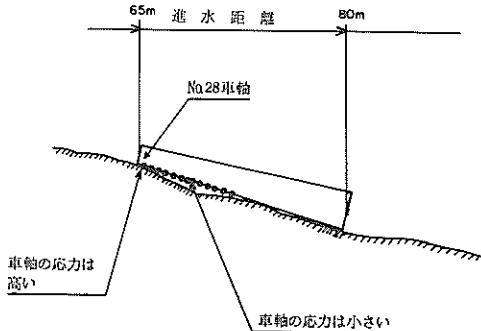


図 8.3 進水台車が進水距離65m附近を通過するときのレール精度と車輪の接触状況(想像図)

ホ) 西側No.0の車軸については、他の車軸と異なり、前回同様進水距離80m附近で最大の応力が発生している。しかし今回は車軸径を増大(旧車軸径115mmφを150mmφに)しているので、前回路大きな値は発生していない。第一次応力測定試験の結果では66 Kg/㎡程の応力を示しているが、今回の第2函目のケーソン進水時に40 Kg/㎡の値が示された。

ここでNo.0の車軸について、今回の測定の際にこの車軸の径が旧車軸と同一径であったとしたら、どの程度の応力が発生したか考えてみる。図8.4に示すように、115mmφの車軸と150mmφの車軸があり、両車軸とも同一の荷重が作用した場合、両車軸の長さは変わらないから、車軸中央部に生ずる曲げモーメントMは両方とも同一である。従って各車軸の中央部に生ずる応力  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$  は

$$\sigma_1 = \frac{M}{Z_1}, \quad \sigma_2 = \frac{M}{Z_2}$$

(ここで  $Z_1$ 、 $Z_2$  はそれぞれ115mmφ、150mmφ車軸の断面係数)と表わされる。この両式から

$$\sigma_1 = \frac{Z_2}{Z_1} \sigma_2$$

が得られ、しかも  $Z_1 = d_1^3 / 32\pi$ 、 $Z_2 = d_2^3 / 32\pi$

(ここで  $d_1$ 、 $d_2$  はそれぞれの車軸径を表わす)の関係があるから

$$\sigma_1 = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^3 \sigma_2$$

が成り立つ。今回の測定で新車軸(径  $d_2 = 150 \text{ mm}$ )で最大の応力値  $\sigma_2 = 40 \text{ Kg/㎡}$  の値が得られたから、もしこれが  $d_1 = 115 \text{ mm}$  の径の車軸とすると、車軸には上式から

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \left(\frac{150}{115}\right)^3 \times 40.0 \quad (\text{Kg/㎡}) \\ &= 88.7 \quad (\text{Kg/㎡}) \end{aligned}$$

の応力が生ずることになる。この値は第一次応力測定試験時の車軸No.0の同一進水距離(第一次応力測定試験時の進水距離で表示すると50m附近)で測定された応力値よりもさらに大きな値となる。従って前回の測定時よりも今回の測定時の場合が、車軸No.0に作用する荷重がより大きくなったと考えられる。

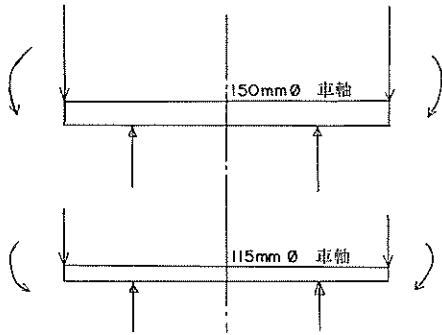


図 8.4 長さが等しく径の異なる二つの車軸に作用する曲げモーメント作用図

## (2) 車軸中央部以外に発生する応力

第二次応力測定試験では、特定の車軸については車軸の中央部だけでなく、中央部から一定の距離だけ左右に離れた位置に歪ゲージを貼付してそれらの応力を測定した。また同時に、その車軸位置における左右の主桁にも歪ゲージを貼付してその垂直応力を測定した。この測定の目的は、6.2にも述べたように車軸の左右両端に主桁から作用する荷重が異なっている場合、車軸の中央部以外に、中央部より大きな応力が発生しないかどうかを知る目的であった。ここでは、この目的で測定を行った東側車軸No.8と西側車軸No.16にそれぞれの各個所に貼付した歪ゲージの記録結果から上記の解析を行ってみる。測定結果を巻末の図8.18、8.19に示す。

### イ) 東側No.8の車軸について(図8.19参照)

図8.19に東No.8の車軸についての測定結果を示す。上部に左右の主桁に作用する応力変化、下部に車軸応力変化を示す。(但し今回の測定では、車軸中央部の応力は東No.8、西No.16とも測定ミスにより、測定されなかった)これらの図から判断すると、車軸の右側および左側に発生するそれぞれの応力は、左右主桁の垂直応力の大きさに極めて敏感に対応して発生していることがわかる。すなわち、主桁の左右どちらか一方の垂直応力が大である時は車軸の方も同じ側に発生する応力が一方より大となり、また主桁垂直応力が左右ともその大きさに差がない場合は、車軸の左右に生ずる応力もその大きさに変わらない。

このことは図8.5に示す2つの曲げモーメント図④と⑤を参照するとわかる。この図で車軸の左右端に異なった荷重が作用するときには、④に示す曲げモーメント図が得られ、等しい荷重が作用するときには⑤に示す曲げモーメントが作用する。すなわち④の図で右側に作用す

る荷重が左側の荷重より大のときは当然車軸上で右側の歪ゲージをはりつけたCの位置における応力は歪ゲージをはりつけた左側のAの位置における応力よりも大となる。また⑤の図で左右両端に作用する荷重が等しいときはAおよびCに発生する応力は等しくなる。このように測定結果は、この図8.5に示す二つの曲げモーメント分布図ときわめてうまく対応する。そして、図8.5に示す曲げモーメント図の④に示すような状態が生ずると同図⑤の図に示す車軸のD(測定は実際は行わなかった)の位置には、Cの位置で測定された応力よりも更に大きな応力が発生しているのではないかと考えられる。

今回の測定では、先に述べたように図8.5に示す車軸中央部Bの応力が、東、西の車軸とも測定できなかったため、図8.5の④または⑤下に示す曲げモーメント分布の十分な確認ができなかった。しかし、測定結果図8.18、および上に述べたことから、車軸の左右両端の荷重の大小によって、ほぼ図8.5の④または⑤に示したような曲げモーメント分布になっているのではないかと考えられる。

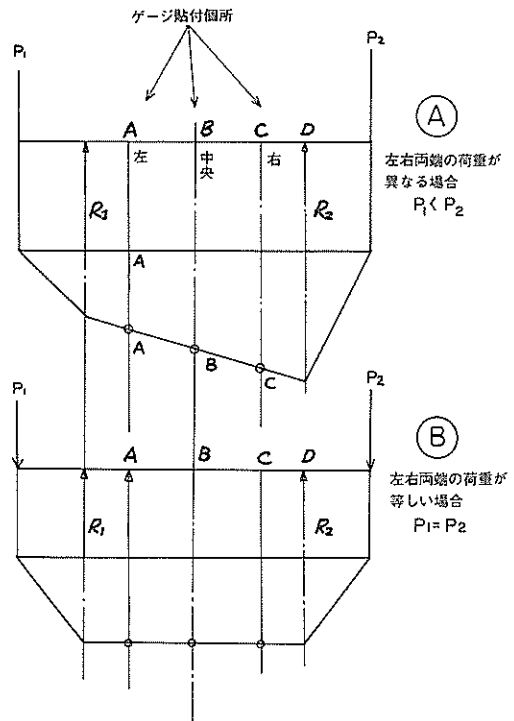


図 8.5 車軸両端に異なった荷重と等しい荷重が作用する場合の曲げモーメント図

ロ) 西側No.16の車軸について(図8.18参照)

東No.8の場合と異なり、左右の主桁に作用するそれぞれの垂直応力の大きさの差、ならびに、それらの絶対値は全般的に小さい。それと対応して、車軸左右の位置における各々の応力にもあまり大きな差は見られない。しかも進水位置によっては、左右の主桁垂直応力の大きさの大小が、車軸の各左右の位置の応力の大小に完全には対応していない。

しかし全般的には、東No.8の車軸と同様、左右の垂直応力の大小と、車軸の左右の位置に発生する応力の大小は対応していることがわかる。

以上のことから車軸にはその中央部以外に、中央部より大きな応力が発生する可能性があるかと推定されよう。

(3) 車軸応力のレール精度、車軸の据えつけ精度による影響

今回調整工事を行ったレールの精度を巻末の図8.20の㉔に示す。また第一次応力測定時に調査した際のレール精度を図8.20の㉓に示す。これらのレール精度図と今回の応力測定結果との全般的な対比を行ってみると次のようなことがわかる。

イ) 車軸応力のレール不陸による影響

全般的なレールの凹凸について図8.20の㉓、㉔について調べてみると㉓の第一次測定時に調査したレールの精度では設計基準線(1/11の傾き)より場所により高くなっているところがあったが、第二次測定時に調査したレール精度図㉔には全くない。このことは、特定車軸に大きな荷重を負担する危険性が少なくなると考えられよう。

次に東西の各レールについて、各進水距離と各車軸に発生する応力の大きさについて比較してみよう。(但し、レールの精度調査図は、東西とも進水距離が33m~60mまでのものである。)

東のレールについては、図8.20の㉓に示すように

進水距離	33m~36m, 41m~45m
	53m~60m
	65m~70m

の区間で、レールの下向き平均こうばいが急激に増大している。そのため、上に示した各区間では台車の車軸には、他の区間よりはレールに接する車輪の数が少なくなり、接する車輪には大きな荷重が作用するものと考えられる。

これを実際の東側の車軸の応力測定結果である図8.8, 8.9, 8.12, 8.13の各進水距離について調べてみると若干の距離のずれはあるが上記の推定にある程度の対応がみられる。すなわち、レールのこうばいが急激に大きく

なる地区を中心に大きな応力の発生がみられ、特に進水距離65m~70mはレールのこうばいが激しいのに対応して、No.28, 21, 8の車軸には極めて大きな応力が発生している。

一方、西のレールについては図8.20の㉔に示すように

進水距離	39m~45m
	53m~60m

に急激なこうばいの箇所が見られ、また測定結果図8.6, 8.7および図8.10, 8.11よりそれと同一進水距離附近ではかなり大きな応力の発生、および激しい応力変化の傾向が見られる。

また、東西のレールとも進水距離80m附近で急激に上昇しているところがあり、ここでは必然的に台車先端部の車軸(特にNo.0の車軸)には大きな荷重が作用することになる。実際、No.0の車軸には、東西とも80m附近で最大の応力が発生している。

この結果から、台車の車軸に発生する応力の変化は、レール精度に極めて大きく影響することがわかる。

ロ) 車軸応力の左右のレールの高低差による影響

図8.20のレール精度図㉓を、第一次応力測定試験時のレール精度図㉔と比較して調査してみると、㉓のレール精度図では東西の左右2本のレールの高低差が若干減少していることがわかる。このことは、車軸の左右両端に作用する荷重の差を小さくして(6.2参照)、車軸中央部以外の左右どちらかに大きな応力の発生する危険を少なくするものと考えられる。

しかし、上記のことを判断する測定結果である図8.18, 8.19の西No.16, ならびに東No.8の結果では、進水距離に対応して明確にその状況が示されていない。すなわち、これらの図から東西のレールの左右の高低差と車軸および主桁の左右の応力の大きさの間には、明確な対応関係は見つからない。この原因は、図8.20のレールの精度図は、あくまでも空台車で測定した時の精度であり実際のケーソンを載荷した時とは精度状況が異なっていることによるものと考えられるが、はっきりした判断はできない。いずれにせよ左右のレールの高低差が少なくなるとは好ましいことではある。

ハ) 車軸応力の車軸据えつけ精度による影響

車軸の据えつけ精度が不良であると、たとえレールに高低差はなくても車軸の左右両端に作用する荷重に差が生ずることが考えられる。しかも、この場合もレールの凹凸状態がある場合と全く同様に特定の車軸に大きな荷重が作用する傾向になる。しかし、これも今回の調査では充分確認されなかった。

いずれにせよ、レールの精度、車軸の据えつけ精度、

台車の製作精度等が複雑にからみあって、特定進水位置で大きな荷重を車軸に作用させ、同時に車軸の左右両端に働く荷重の差を大きくし、6.2節に述べたように車軸に大応力を発生させる原因となりやすい。

#### 8.4 第二次応力測定試験結果まとめ

##### 1) 車軸応力の測定試験から、

① 測定を行った台車東側の車軸については、特定の車軸を除き発生する応力が第一次応力測定時に発生した応力と比較して全般的に低くなった。

② 台車の西側については、第一次応力測定時に約40～60Kg/cm<sup>2</sup>程の大きな応力の発生した車軸には、すべてそれらの値を下まわる低い応力(20～40Kg/cm<sup>2</sup>)の発生がみられた。

また逆に、第一次測定時に比較的小さな応力が発生した車軸については、それらをやや上まわる値の応力の発生が見られた。しかしそれらの応力値は最大で40Kg/cm<sup>2</sup>程のもので大きなものではない。このことは、改修工事により平均化した荷重を各車軸が負担するようになったと言える。

③ 測定結果を全般的にみると、第一次測定時と比較して、車軸に大きな応力が生ずることがなくなり、台車ならびにレールの改修工事による台車全体の安全性が向上したと考えられる。

2) 東のNa28の車軸については、90Kg/cm<sup>2</sup>程の応力が発生しており、しかもこれは車軸材の弾性限界に近い値である。そのため本車軸については永久たわみの発生状況などについての定期的な検査が必要と思われる。

3) 東Na8の車軸上の左右の主桁に発生する各々の垂直応力の大きさは等しい場合もあるがむしろ大小の差がある場合が多い。そして、それらの変動状態は同車軸上の左と右の各位置に発生する応力の変動状態と左右ともきわめてよく対応した。このことは、車軸の左右両端に常に等しい荷重が作用するとは限らないことを意味した。従って図8.5に示す曲げモーメント図から判断すると車軸の中央部以外に大きな応力が発生する場合もあると考えられた。

4) 第一次測定時と同様、車軸に発生する応力の大小は、レールの精度に大きく影響されることがわかった。なお今回、レールの起伏状態を改修した地区には、極端な大きな応力は発生する傾向はみられなかったが改修が行われなかった水中部の斜路では、各所でやはり比較的大きな応力の発生がみられた。

#### 9. 応力測定調査結果から得られた車軸設計のための参考事項

ここで第一次応力測定試験、および第二次応力測定試験の結果を総合的にとりまとめ、今後の台車の車軸の設計のための参考事項などを挙げてみよう。

1) 2度にわたる測定結果から、車軸に生ずる応力変化は斜路のレール精度、斜路地盤支持力のアンバランスなどに大きく影響され、レールの精度ならびに基礎地盤の構造を向上させることが車軸の安全性、ならびに耐久性に直接つながることがわかった。

しかし、斜路のレールの精度向上には工事施工上、限度があり、特に水中部の斜路の改修は不可能であった。従って、ケーソン進水時に台車のすべての車輪をレールに均一に接触させることはほとんど不可能である。通常、台車の設計の際には、各車軸はケーソンの荷重を均一に負担すると仮定して設計している。しかし、今回の2回の測定結果によると、一部の車軸には進水位置により車軸の設計時に考慮した荷重値の4～6倍の荷重を負担すると考えられる例があった。そのため、車軸材の強度、材質、軸径、安全率の決定には上記のことを充分考慮して行い、車軸の永久変形発生の防止に努めなくてはならない。

2) レールの不陸が極端な場合になると、台車の先端部ならびに後端部の車輪だけでケーソンの大荷重を支持することもある。そのため、前端部、ならびに後端部の車軸の設計には、このような特別な場合も考慮しなくてはならない。

この点から考えると、今回の台車改修後に、東西の車軸ともNa0、Na1の車軸の軸径を増大したことは大応力の発生の防止に大いに効果があったことが認められた。しかし、今回の改修では台車後端部の車軸については径を増加してはならず、当然の結果として大きな応力の発生がみられた。このため、後端部の軸径を増大させることも望まれる。

3) 台車の進水時に各車軸の左右両端部には必ずしも等しい荷重が作用することは考えられなかった。通常、車軸を設計する際には車軸両端に等しい荷重が作用する場合の曲げモーメント図を描いて車軸材の許容応力を決定しておるが、両端に異なった荷重が作用する場合の曲げモーメント図も考慮して設計する必要がある。

なお、極端の場合には車軸によっては左右どちらか一個だけの車輪で支える場合があることも考慮する必要がある。なお、この場合の車軸に生ずる最大の応力は車軸中央部の約60%増の値となることが考えられる。

4) 第一次測定試験時、および第二次測定試験時においても各車軸に最大の応力が発生する進水位置はすべて斜路の水中部であった。しかもその区域は基礎に杭を打っておらず、ケーソンの進水のたびに地盤の沈下、レールの凹凸が激しくなっていくと考えられる。この大応力の発生する区域では場所により、こうばいが長い距離にわたり急激にゆるやかになっており、台車が前端部と後端部の車輪で支持されて進水することも考えられ、今回の測定で後端部の車軸について最大 $90\text{kg/cm}^2$ の大きな応力の発生がみられた。

このように、陸上部で如可に精度のよい斜路レールを設置しても、水中部での斜路の状態が悪いと車軸の安全性は確保できない。斜路の水中部の基礎構造を充分考慮し、極端な沈下、不陸の生ずることのない斜路の設計、施工を行わなくてはならない。また同時に、車軸を設計する際も、既に施工してあるレールの精度をよく検討し、大荷重を負担する車軸については安全率等を充分に考慮して設計を行うべきであろう。

5) 以上の対策の他に、定期的な車軸の応力測定の実施、レールの不陸状態の線密な調査、車軸の永久変形のチェックを行い、車軸の永久変形が大きくなり前の各種の対策をとることが望まれる。

## あ と が き

ここで、ケーソン進水台車の車軸に生ずる応力調査に関する今後の方向、問題点などについて触れてみたい。

当研究室では、2.1でも述べたように昭和48年11月に今回調査を行った進水台車に対して、同様の応力測定調査を行っている。その結果によると、車軸によってはかなりの大応力がみられ、測定したほとんどの車軸について設計時に考慮した約1.5～2.2倍の応力が発生していることがわかった。その後多数のケーソンの進水作業により、この進水台車の車軸には永久たわみが発生する事態になり、今回再び応力測定調査を2回にわたり行うことになった。その測定の結果では先にも示したように設計時の応力の2.5～3.2倍程の応力が作用していることが判明した。

このようなことを考慮すると、過去に当研究室が調査した他の工事事務所所属のケーソン進水台車の車軸について、比較的大きな応力の発生が測定されたものについては、長期間にわたる台車および斜路の使用によって、今後徐々に一層大きな応力の発生を促す状態が進み、遂には車軸に永久たわみが発生する場合も考えられよう。

そのため、今後とも過去に測定したケーソン進水台車車軸に対して、応力発生状況に関する追跡調査を行う必要が

あると思われる。

次に今回の測定試験結果では、台車の車軸に生じた永久たわみの発生原因についての明確な結論は得られなかったが少なくとも、その間接的な原因のいくつかを明らかにし得たと思われる。そしてその結論の一つを導びいた事実として、車軸の両端には異なった荷重が作用するとの結果は、当研究室がいままで調査を行った他の進水台車の測定時には全く考慮に入れなかった内容であった。この結果が車軸にその耐力以上の大応力を発生させ、車軸に永久たわみを発生させた直接の原因であるかどうか今回は明確に確認されないが、車軸の設計の際には必ず考慮しなければならないことの一つであろう。

今回の調査は、酒田港所属の進水台車についてのみの結果であり、今回得た結果が果して他の進水台車に対して適用されるかどうか、今後も調査してみなくてはならない。そして一層安全性の高い車軸を設計するための基礎資料を得ることに努めたい。(1976年4月12日受付)

## 参 考 文 献

- 1) 第一港湾建設局新潟機械整備事務所“酒田港ケーソンヤード機械設備の設計について”第9回工事報告会資料 1970年
- 2) 麻山和正他“小名浜港第二ケーソンヤード機械設備実験報告”港研資料No.121, 1971年
- 3) 藤井喜一郎他“酒田港ケーソンヤード機械設備試験報告”港研資料No.187, 1974年
- 4) 第一港湾建設局酒田港工事事務所“酒田港ケーソンヤードの維持と管理”第14回管内工事報告会資料, 1976年

## 謝 辞

本調査の実施ならびに本調査報告書の作成にあたり、第一港湾建設局新潟機械整備事務所、酒田港工事事務所、ならびにケーソン進水台車のメーカーである石川島播磨重工業株式会社の関係者の方々に、多大の御援助をいただき深く感謝いたします。

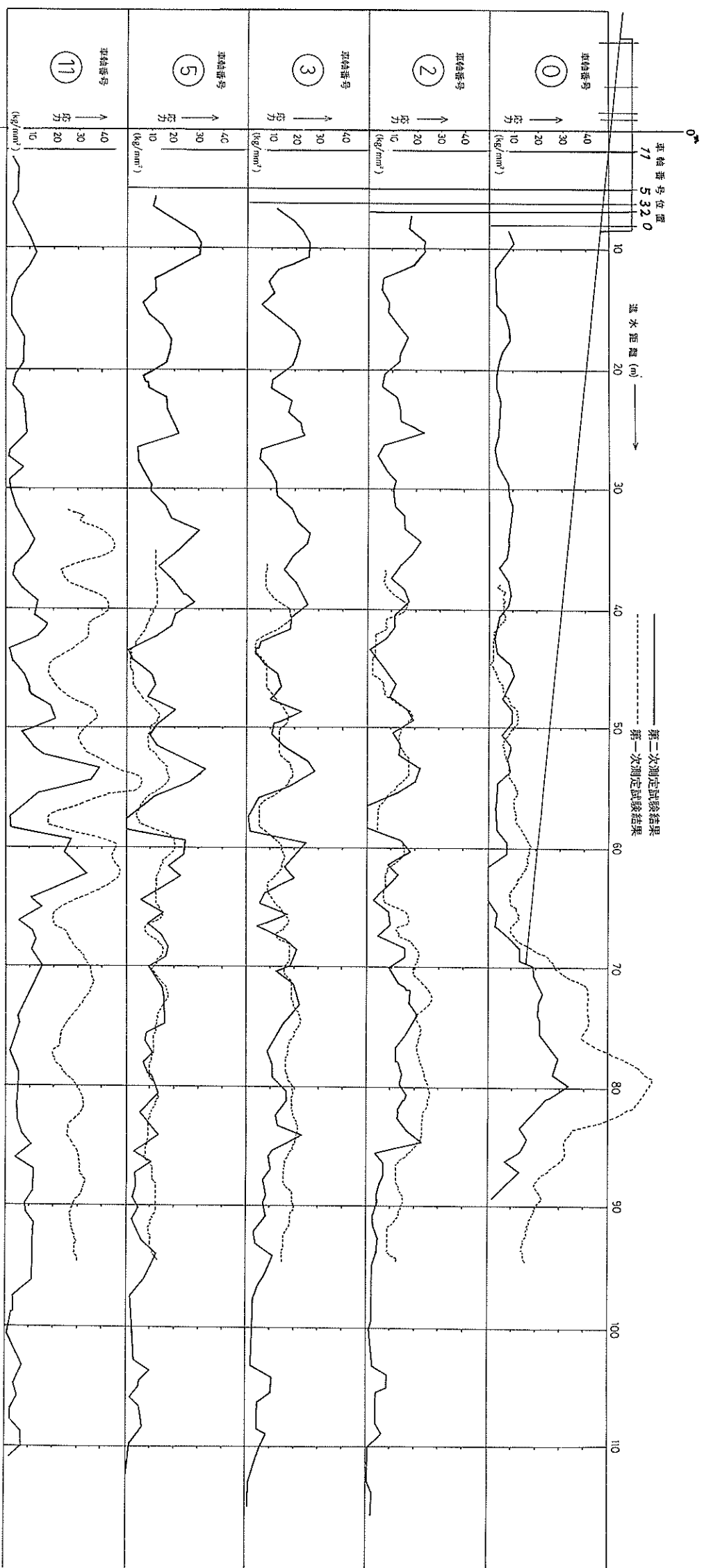


図 8.6 車軸に生ずる応力変化図 (台車西側車軸, 第 1 回進水時, その 1)



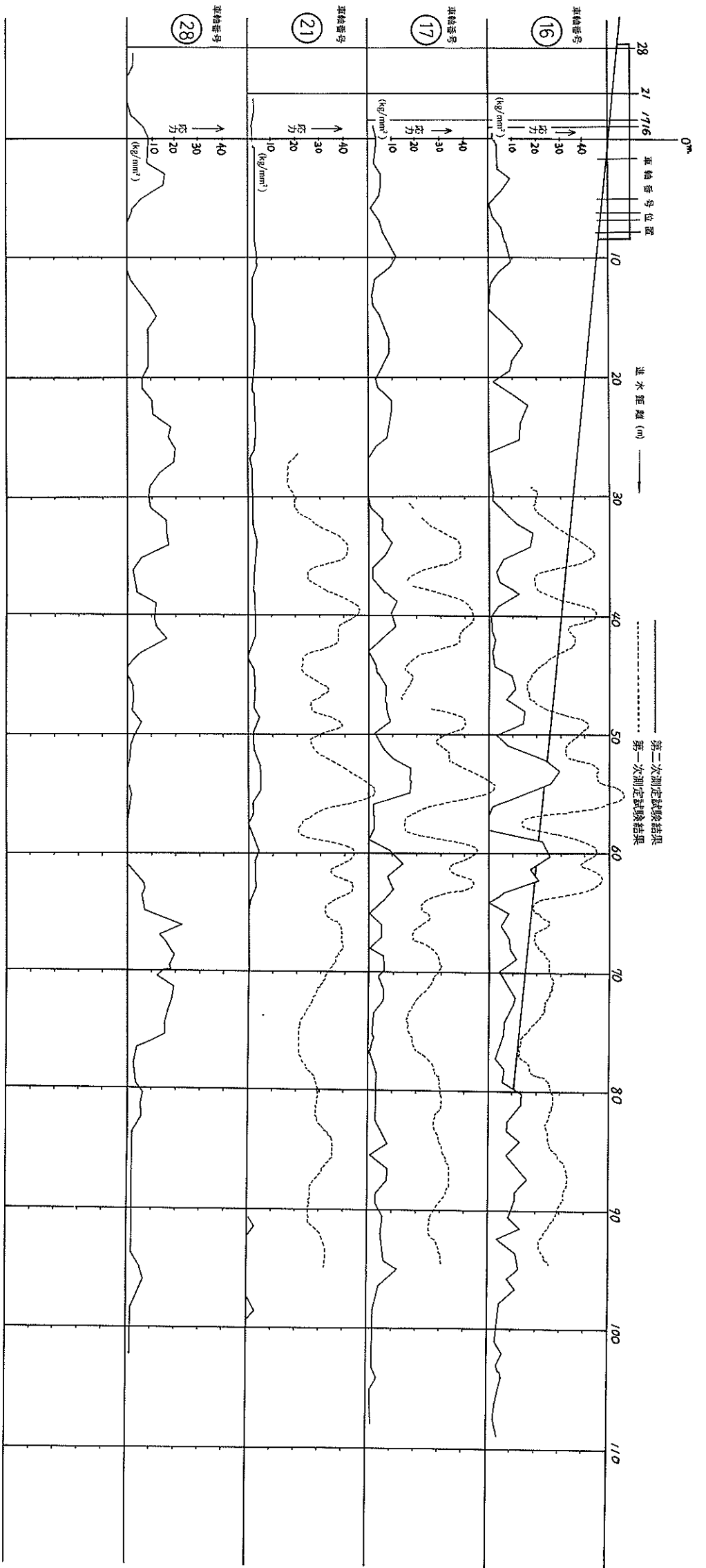


図 8.7 車軸に生ずる応力変化図 (台車西側車軸 第 1 回進水時, その 2)

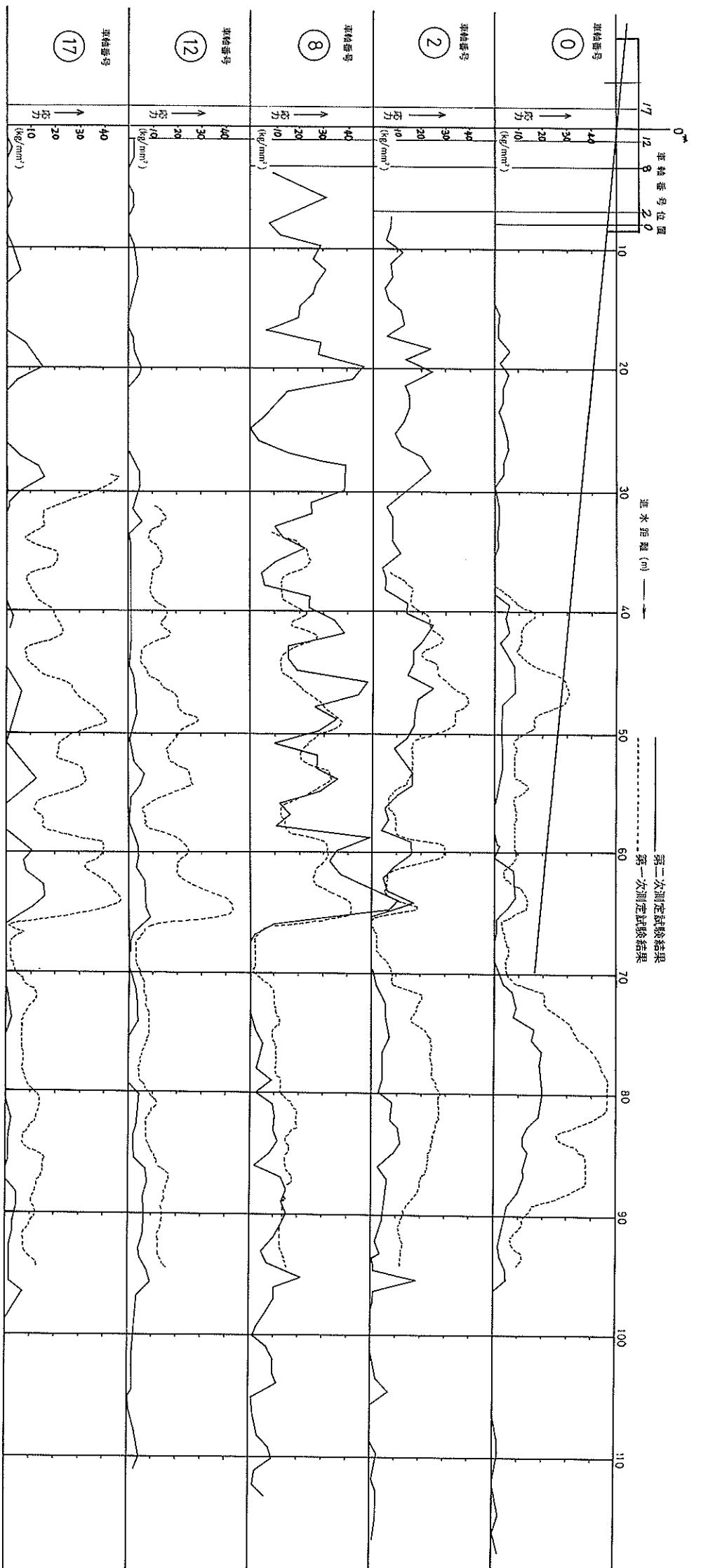


図 8.8 車軸に生ずる応力変化図 (台車東側車軸, 第 1 回進水時, その 1)

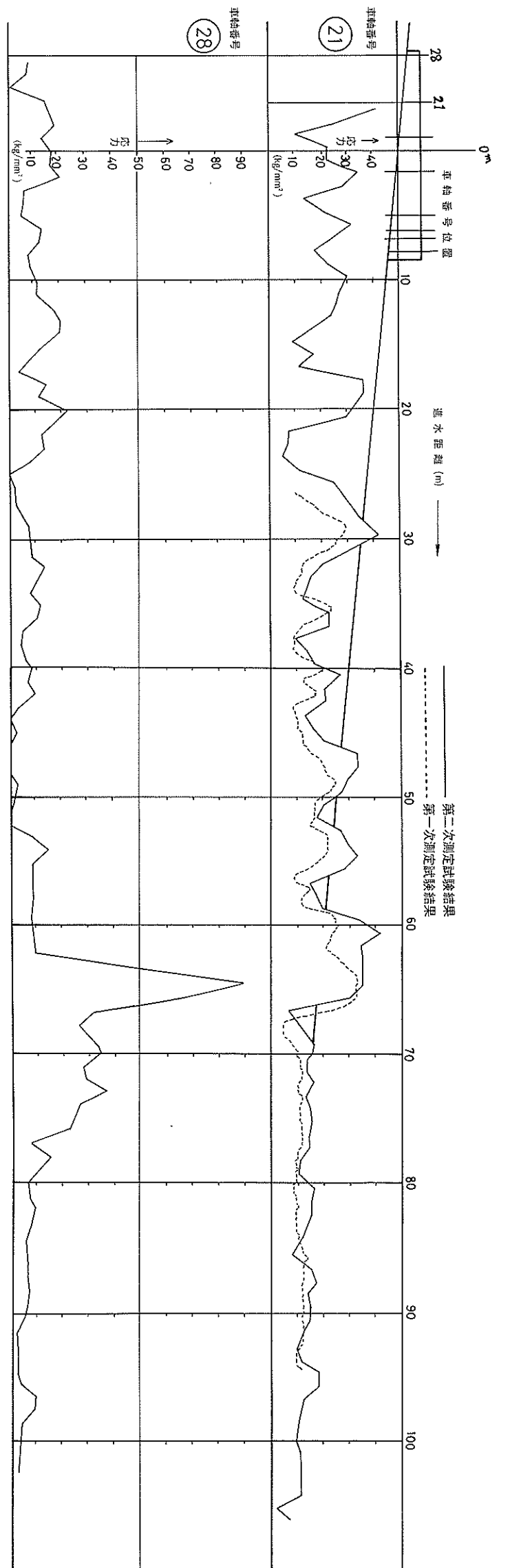


図 8.9 車軸に生ずる応力変化図 (台車東側車軸, 第 1 回進水時, その 2)

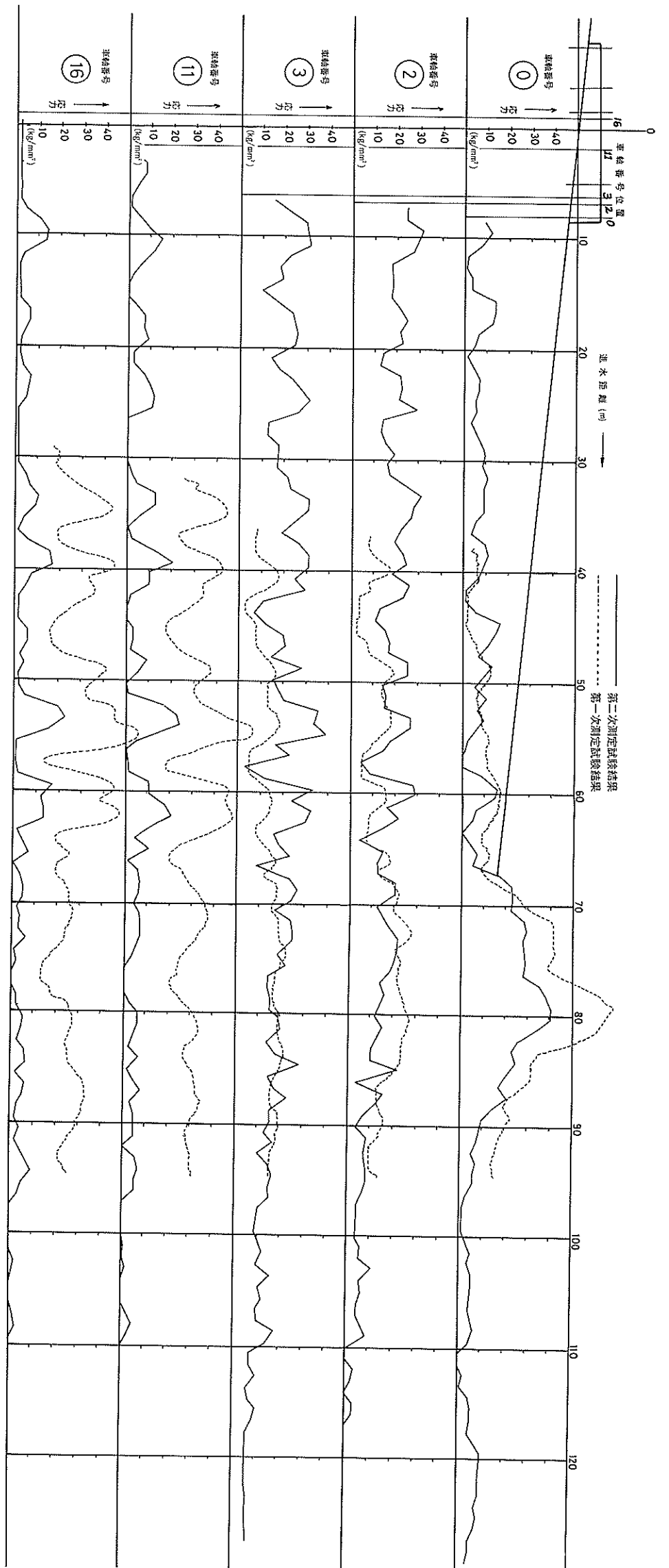


図 8.10 車軸に生ずる応力変化図 (台車西側車軸, 第 2 回進水時, その 1)

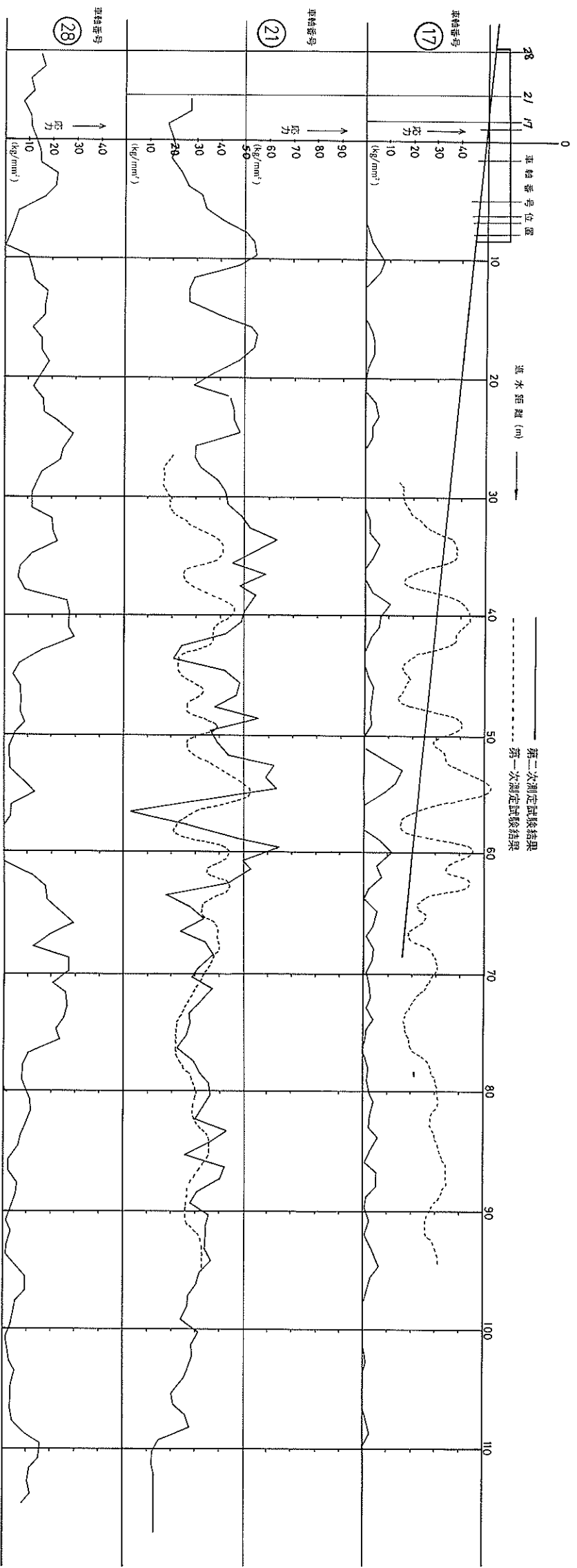


図 8.11 車軸に生ずる応力変化図 (台車西側車軸, 第 2 回進水時, その 2)

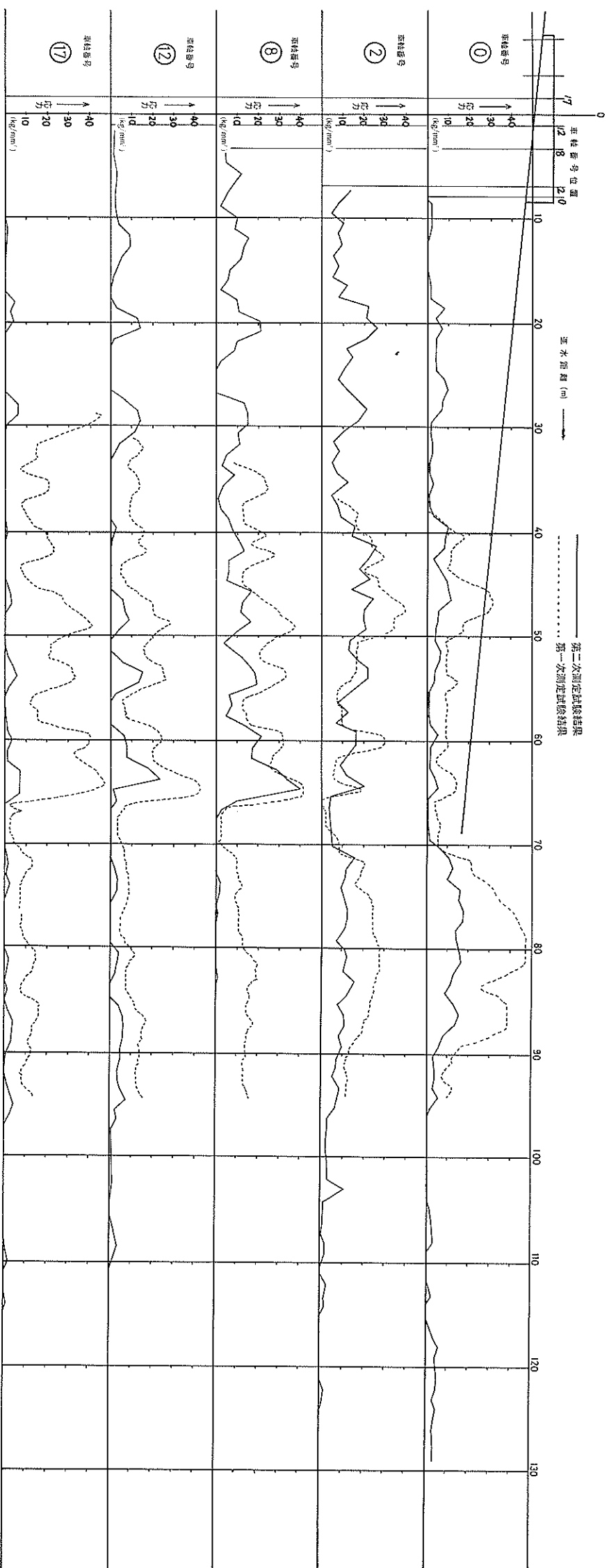


図 8.12 車軸に生ずる応力変化図 (台車東側車軸, 第 2 回進水時, その 1)

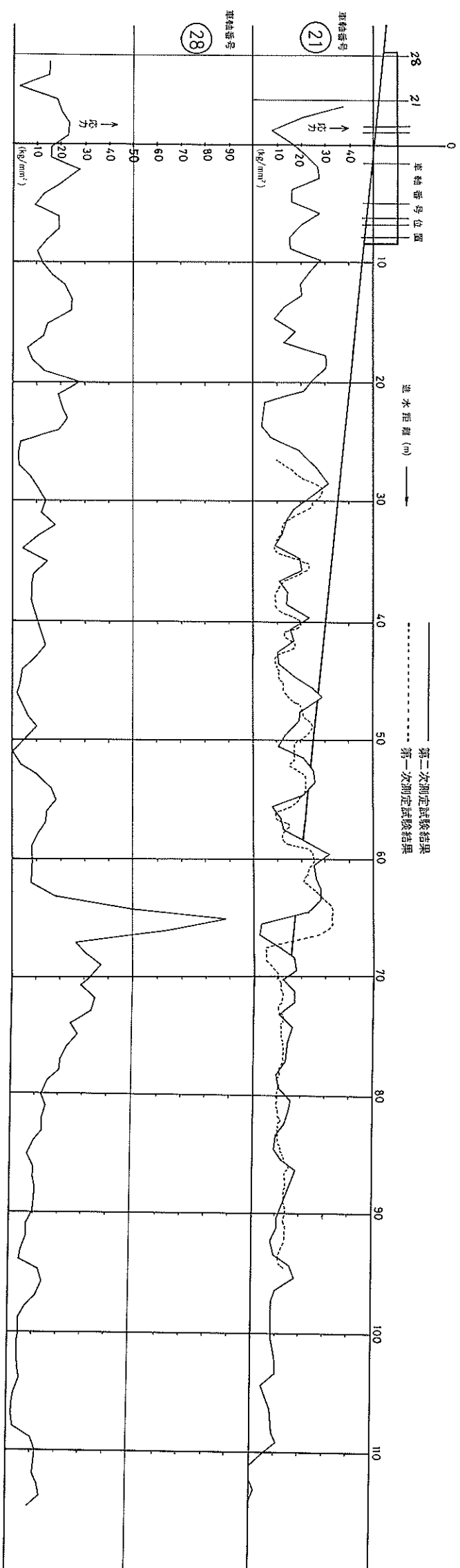


図 8.13 車軸に生ずる応力変化図 (台車東側車軸, 第 2 回進水時, その 2)

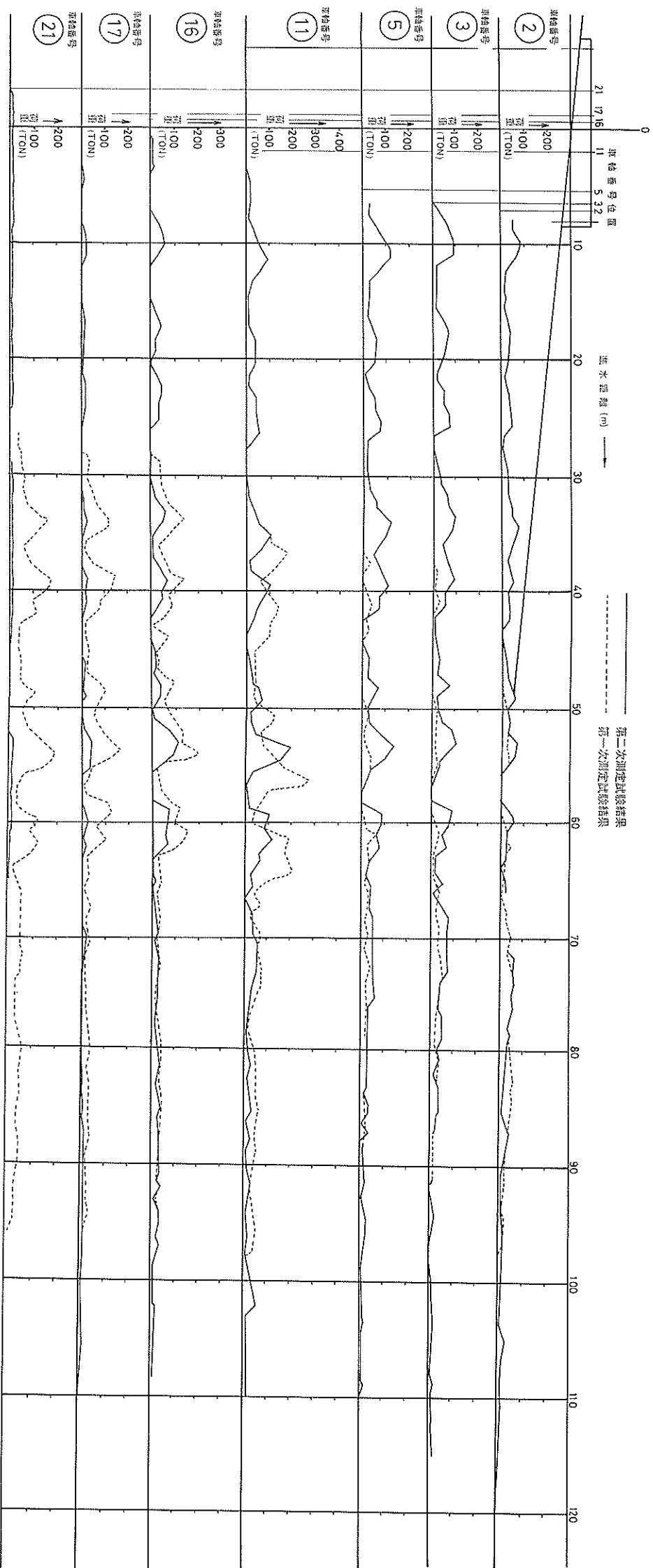


図 8.14 車軸に作用する荷重変化図 (台車西側, 第 1 回進水時)



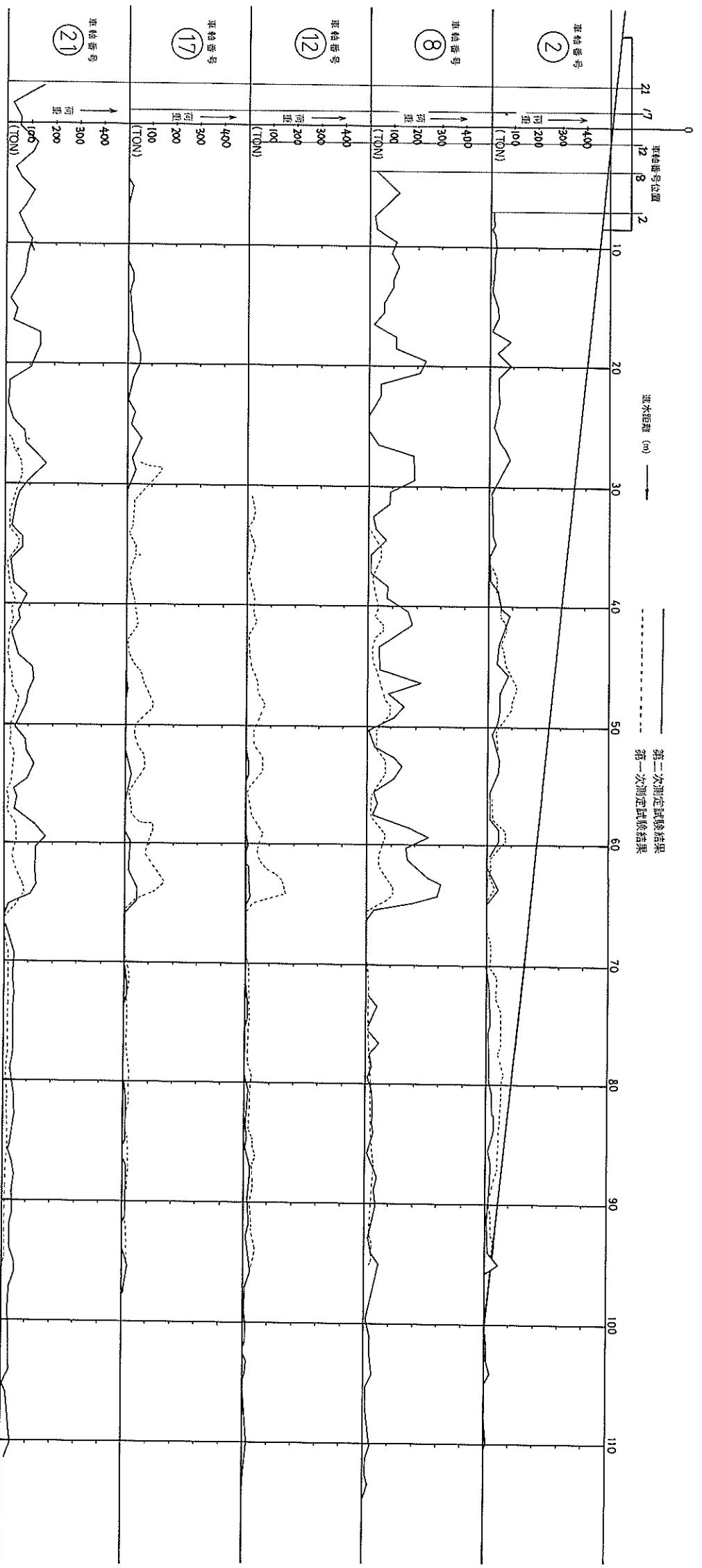


図 8.15 車軸に作用する荷重変化図 (台車取側, 第 1 回進水時)

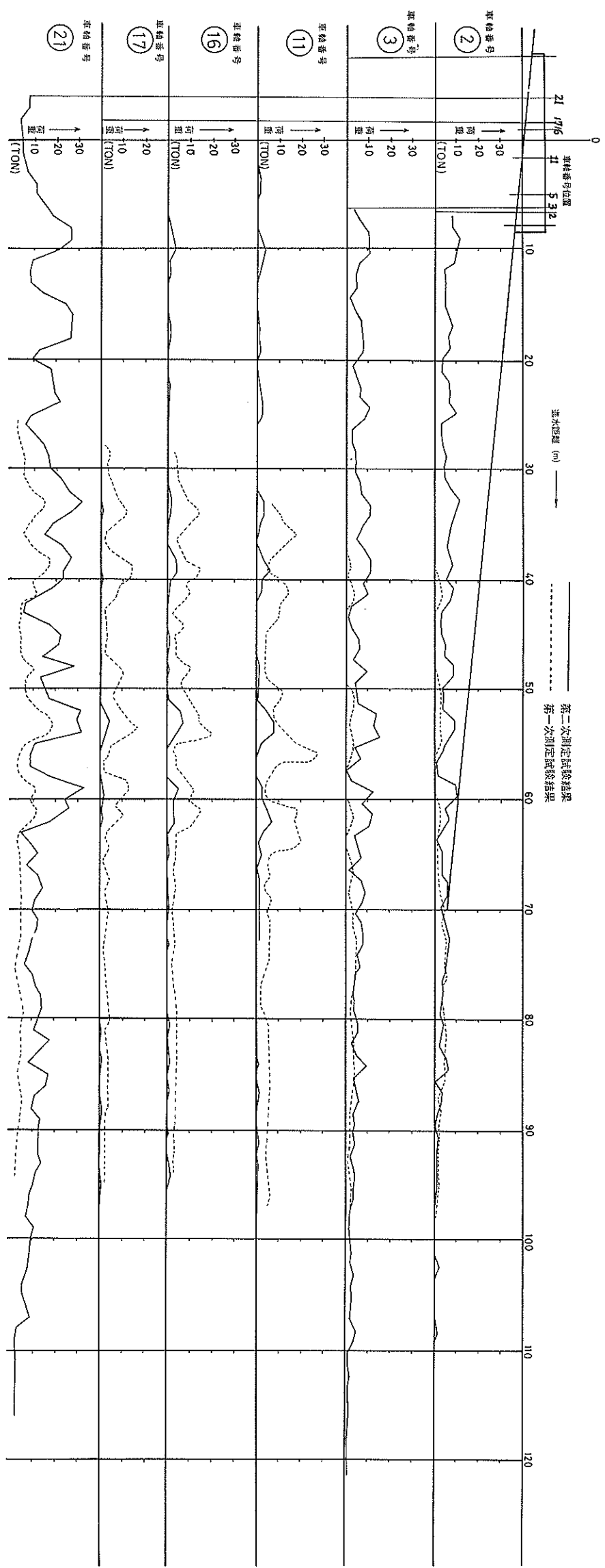


图 8.16 車軸に作用する荷重変化図 (台車西侧, 第 2 回進水時)

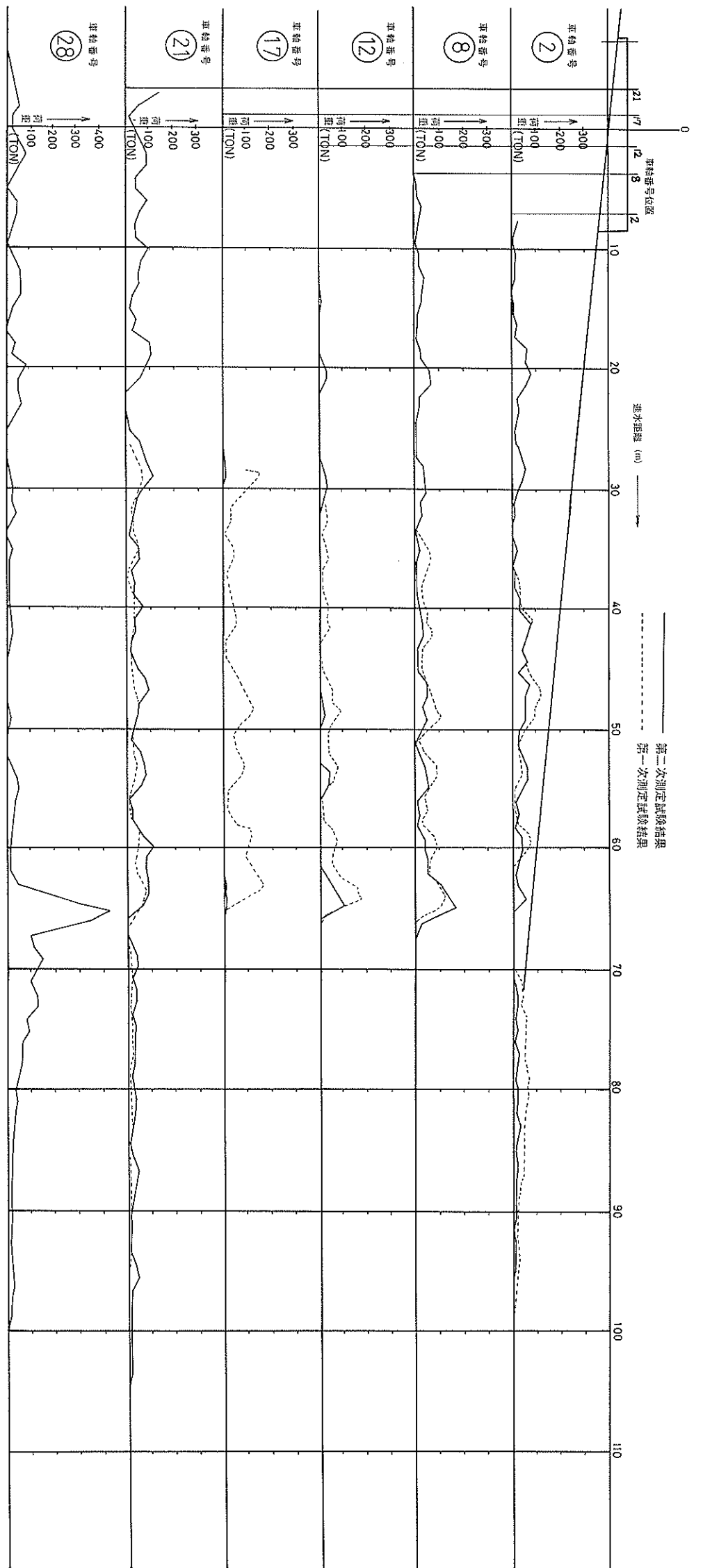


図 8.17 車軸に作用する荷重変化図 (台車某側, 第 2 回進水時)

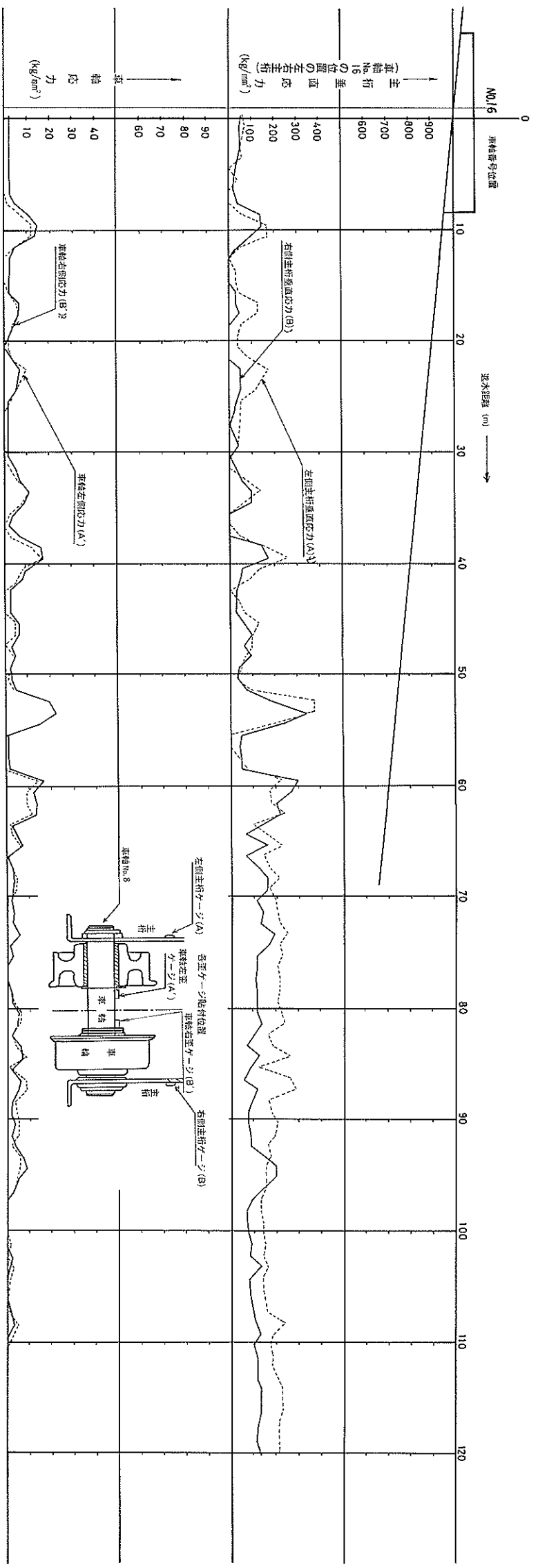


図 8.18 主桁垂直応力変化と車軸応力変化の比較 (台車西側, No.16の車軸)

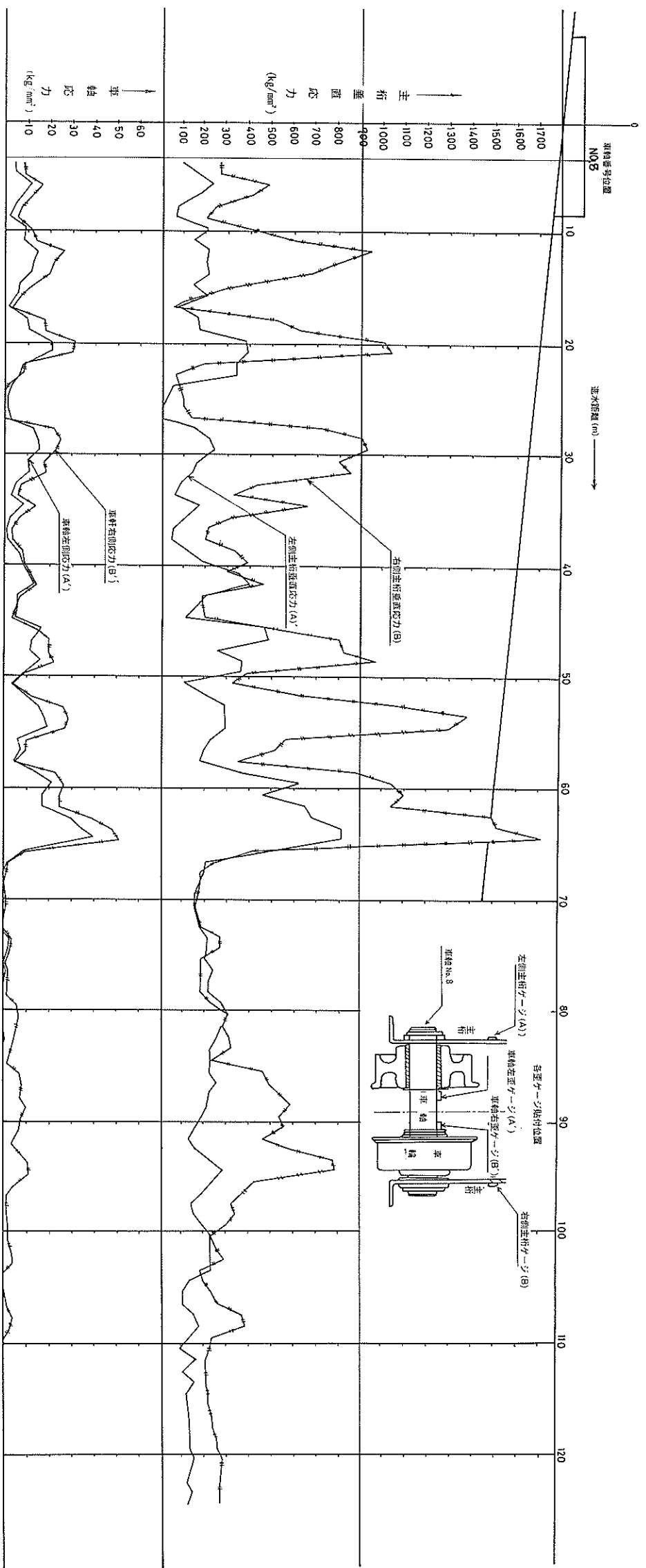


図 8.19 主桁垂直応力変化と車軸応力変化の比較 (台車東側, No. 8 の車軸)

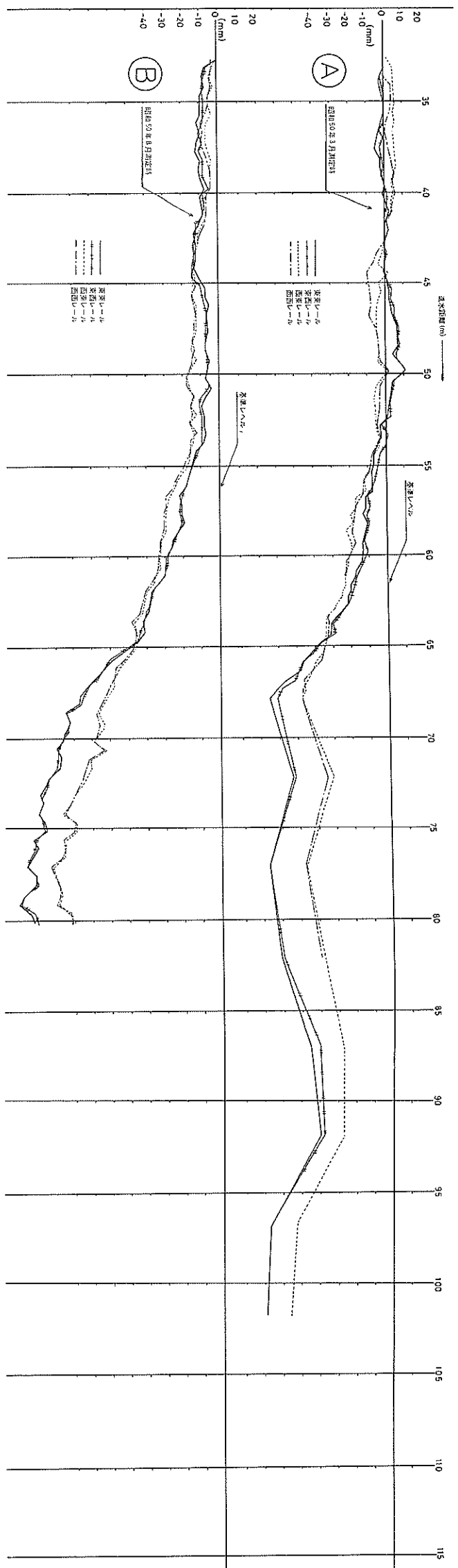


図 8.20 斜路レベル精度図

港灣技研資料 No.239

1976・6

編 集 兼 運 輸 省 港 灣 技 術 研 究 所  
行 人

發 行 所 運 輸 省 港 灣 技 術 研 究 所  
橫 須 賀 市 長 瀬 3 丁 目 1 番 1 号

印 刷 所 株 式 會 社 美 巧 社

Published by the Port and Harbour Research Institute  
Nagase, Yokosuka, Japan.