列車通過時振動による分岐器付属部品の摩耗予測のための有限要素法解析

東京大学大学院 工学系研究科 機械工学専攻 37-136194 近藤 祐樹

指導教員 酒井 信介 教授

概要

一般に,鉄道においては分岐器によって列車の進行方向を変更している.分岐器の 転換不能は列車の運行を妨げてしまうため,それを防ぐために定期的な転てつ付属装 置の交換などのメンテナンスが行われているが,明確な根拠に基づいた最適な交換周 期は定まっていない.

本研究ではフロントロッドと呼ばれる付属装置の軸受摩耗を考える.許容量を超え る軸受摩耗による位置不備は分岐装置の転換不能につながるという問題がある.ま た,列車が分岐器の可動レール後端部の継目を通過する際に発生する衝撃振動がこの 軸受摩耗を引き起こすと考えられている.しかし,列車通過時振動がどのようにフ ロントロッド軸受の摩耗に影響を与えるかは明らかになっていない.そこで,本研究 では振動現象を把握できる分岐器の有限要素モデルを構築し,対象分岐器についての 軸受摩耗予測を行うことを目的とした.この分岐器モデルを形状や条件の変更により 様々な分岐器に応用し,実測することなくあらゆる分岐器における摩耗予測を行い交 換周期を提言することを共同研究の最終的な目的としている.

まず軸受摩耗試験により摩耗進行の傾向を把握し,その模擬解析と合わせて軸受部 力学特性と摩耗量を結びつける定数である比摩耗量を算出した.そして,分岐器の有 限要素モデルに継目通過による衝撃力を模擬した荷重を入力した列車通過時振動解析 を行い,フロントロッド部振動波形について実測値と解析値との比較を行うことでそ のモデルの妥当性を確認した.そのモデルの軸受部における力学特性を算出し,傾向 を把握すると共に比摩耗量を適用することで軸受摩耗予測を行った.

結果として対象分岐器において予測された許容摩耗量到達年数は現行交換周期より 格段に長く,一般的な分岐器においては許容摩耗に到達する前にフロントロッドの交 換が行われると考えられた.実際の軸受においても許容摩耗量に到達するほどの摩耗 はほとんどの軸受では生じないと報告されているが,許容摩耗量に到達した事例も見 られることから,摩耗進行速度の増加を促す分岐器の現場調整状態を見直すなどの必 要性があり,そのような状態を様々な分岐器ごとで考慮してモデルに取り込むこと で,精度の高い摩耗予測を行うことができると考えられる.

目次

第1章	序論		1
1.1	背景		1
1.2	本研究	究室の先行研究................................	3
1.3	目的		5
1.4	論文(の構成...............................	6
第2章	分岐署	器の詳細と転換不能要因	7
2.1	緒言		7
2.2	分歧器	程	7
	2.2.1	分岐器の種類.............................	8
	2.2.2	分岐器の区分..............................	10
	2.2.3	列車の通過方向.............................	11
	2.2.4	分岐状態の名称.............................	11
	2.2.5	分岐器の座標系と各軸方向の名称..............	11
	2.2.6	分岐器のレールの名称	11
	2.2.7	転換方式	13
2.3	転て	つ装置と転換動作	14
	2.3.1	電気転てつ機	15
	2.3.2	スイッチアジャスタ	16
	2.3.3	フロントロッド........................	17
	2.3.4	転てつ装置の動作・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	18
2.4	転換	下能要因の考察..............................	18
	2.4.1	様々な転換不能要因..........................	18
	2.4.2	軸受摩耗による位置不備・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	20
	2.4.3	列車・分岐器条件による衝撃振動への影響.........	21
	2.4.4	転換不能要因のまとめと研究アプローチ	22

第3章	軸受摩	摩耗	23
3.1	緒言		23
3.2	フロン	ントロッドの軸受	23
	3.2.1	軸受位置	23
	3.2.2	軸受詳細	23
	3.2.3	実際のフロントロッド接続部摩耗事例	24
3.3	軸受摩	摩耗の詳細	26
	3.3.1	摩耗の種類	26
	3.3.2	軸受部力学的特性からの摩耗量の定量化	26
3.4	軸受摩	摩耗試験	28
	3.4.1	試験概要	28
	3.4.2	試験装置	28
	3.4.3	測定条件	31
	3.4.4	測定結果	34
	3.4.5	軸受摩耗試験の考察	37
3.5	摩耗道	進行モデル	37
第4音	列重道	甬過時振動	39
4.1	》		39
4.2	一 一 一 一	泉振動波形測定概要	39
4.3	営業約	泉振動波形測定条件	40
	4.3.1		40
	4.3.2	列車通過条件	40
	4.3.3	測定条件	40
4.4	営業約	泉振動波形データ	44
	4.4.1	一般的な波形傾向・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	44
	4.4.2	同一車種での比較...........................	47
	4.4.3	車種別での比較............................	48
	4.4.4	分岐器別での比較	50
	4.4.5	前軸の影響を考慮した車軸ごとの比較	52
4.5	営業約	泉振動波形のまとめ	57
ᅉᆮᆇ	±7₽₹	あまてゴリング	FO
弗) 早 ₅ 1	1月11日岁 441一	安奈てナリノク	50
J.1	約古	-2127	38 59
3.2	脾竹∏●		38

	5.2.1	Validation の必要性	58
	5.2.2	本研究の解析と比較データ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	59
	5.2.3	解析モデリング指針	59
5.3	中央語	部軸受モデリング	60
	5.3.1	軸受モデル構成...........................	60
	5.3.2	力学的特性の算出方法......................	61
5.4	軸受	^奪 耗試験模擬解析モデリング	63
	5.4.1	FE モデリング範囲.......................	63
	5.4.2	各モデリング..........................	63
	5.4.3	解析条件	66
	5.4.4	測定波形一覧	67
5.5	分岐	器列車通過時振動解析モデリング...............	68
	5.5.1	FE モデリング範囲.......................	68
	5.5.2	各モデリング	70
	5.5.3	荷重条件	76
	5.5.4	解析条件	78
	5.5.5	測定波形一覧...........................	79
	5.5.6	可変な変数............................	80
第6章	解析約	結果と摩耗予測	81
6.1	緒言	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	81
6.2	軸受	攀耗試験模擬解析結果	81
	6.2.1	実測データとの比較	81
	6.2.2	軸受部 PV 値の算出	84
	6.2.3	比摩耗量の算出............................	88
	6.2.4	考察	89
6.3	分歧	器衝撃振動解析結果	90
	6.3.1	実測データとの比較	90
	6.3.2	軸受部 PV 値の算出	93
	6.3.3	考察	98
6.4	分歧	器衝撃振動解析の応用	100
	6.4.1	接続部ボルトの影響	100
	6.4.2	衝撃力最大値による値の変化	101
	6.4.3	軸受摩耗による値の変化....................	105
6.5	軸受	蒘耗予測	112

	6.5.1	線形増加を仮定した予測...................	112
	6.5.2	車軸を考慮した予測	113
	6.5.3	衝撃力最大値の影響を考慮した予測	115
	6.5.4	軸受摩耗の影響を考慮した予測...............	116
	6.5.5	考察	118
第7章	結論と	2展望	119
7.1	結論		119
7.2	課題と	≤展望	120
	7.2.1	課題	120
	7.2.2	展望	121
付録 A	統計的	的手法	122
A.1	車軸別	の波形最大値平均値の有意差検定	122
A.2	原点を	E通る回帰直線	124
付録 B	面圧·	予じ速度の算出	127
付録 C	偏摩耒	毛による値の変化	130
謝辞			136
参考文献			138

図目次

2.1	Crossing on the track.	7
2.2	Variety of common crossings.	8
2.3	Variety of special crossings.	9
2.4	General view of the crossing.	10
2.5	Name of rails composing crossing.	11
2.6	Tongue rails.	12
2.7	A joint of crossing at the heel of tongue rail	13
2.8	An elastic crossing.	14
2.9	The railroad switch.	14
2.10	An electric switch machine.	15
2.11	The lock system in the electric switch machine.	15
2.12	Lock pieces in the electric switch machine	15
2.13	A switch adjuster.	16
2.14	A connecter of the switch adjuster and the tongue rail (left)	16
2.15	A connecter of the switch adjuster and the tongue rail (right)	16
2.16	B721 front rod.	17
2.17	B821 front rod.	17
2.18	Distance from the tongue rail to the notch of lock rod	19
2.19	Lock normally	20
2.20	Lock error	20
2.21	A bearing located in the center of front rod	20
3.1	Position of bearings on the front rod.	24
3.2	The center part of used front rod and bearing	25
3.3	The bearing liner wore out	25
3.4	Theoretical bearing model.	27

3.5	Drawing of the wear test device.	29
3.6	The wear test device.	29
3.7	The bearing used in the wear test	30
3.8	Compressive position of the wear test device	30
3.9	Tensile position of the wear test device	30
3.10	The spring mechanism.	31
3.11	Displacement - Force curve of the spring mechanism	31
3.12	The laser displacement meter for displacement of the rod	33
3.13	The joe pin type meter for axial force of the rod	33
3.14	The sensitive displacement meter for the wear of bearing	33
3.15	Displacement of the rod in the wear test	34
3.16	Axial force of the rod in the wear test.	35
3.17	Relationship between rod displacement and axial force of the rod in the	
	wear test	35
3.18	Wear amount of bearing and approximate curve in the wear test	36
3.19	Various wear tendency of bearing.	37
4.1	Position of the measuring equipment on the crossing.	42
4.2	The measuring equipment at the heel of tongue rail	42
4.3	The measuring equipment at the hook of front rod	42
4.4	Relationship between strain of the hook and force from the rod	43
4.5	Acceleration at the heel of left tongue rail (Triaxial direction, Field).	44
4.6	Acceleration at the heel of right tongue rail (Triaxial direction, Field)	45
4.7	Acceleration at the left hook of front rod (Triaxial direction, Field)	45
4.8	Acceleration at the right hook of front rod (Triaxial direction, Field).	46
4.9	Axial force of the front rod (Left and right, Field)	46
4.10	Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Same train, Field)	47
4.11	Vertical acceleration at the hook of front rod (Same train, Field)	48
4.12	Axial force of the front rod (Same train, Field)	48
4.13	Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Different train, Field).	49
4.14	Vertical acceleration at the hook of front rod (Different train, Field)	49
4.15	Axial force of the front rod (Different train, Field)	49
4.16	Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Different crossing, Field).	50
4.17	Vertical acceleration at the hook of front rod (Different crossing, Field).	51
4.18	Axial force of the front rod (Different crossing, Field)	51

4.19	Position of wheels on the train car.	52
4.20	Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Different axle, Field)	53
4.21	Vertical acceleration at the hook of front rod (Different axle, Field)	53
4.22	Axial force of the front rod (Different axle, Field)	54
5.1	FE model of the bearing.	60
5.2	Detail FE model of the bearing	61
5.3	FE cut model of the bearing.	62
5.4	Drawing of the main part of wear test device	63
5.5	FE model of the wear test device	63
5.6	The bearing part in FE model of the wear test device	64
5.7	The spring part in FE model of the wear test device	64
5.8	Displacement-Force curve of the spring part	65
5.9	Imposed rotational part in FE model of the wear test device	65
5.10	Imposed rotation curve in the wear test analysis	66
5.11	The sensing point of the rod (FE model)	67
5.12	The sensing point at the bearing (FE model)	67
5.13	Drawing of the crossing	68
5.14	Top view of the FE model of the crossing.	68
5.15	Entire FE model of the crossing.	69
5.16	FE model of railroad switch device	69
5.17	FE model of the heel of tongue rail	70
5.18	The heel of tongue rail.	70
5.19	Spring models simulating sleepers	71
5.20	FE model of the tongue rail contacting to the stock rail	71
5.21	Drawing of the tongue rail contacting to the stock rail	71
5.22	Spring models simulating sleepers (tongue rail)	72
5.23	FE model of the hook of front rod.	72
5.24	The hook of front rod	72
5.25	FE model of the bearing connecting the rod to the hook	73
5.26	FE cut model of the hook of front rod.	73
5.27	FE model of the center part of the front rod.	74
5.28	FE model of the bearing attached to the middle of front rod	74
5.29	FE model of the connecting rod.	74
5.30	FE model of the switch adjuster.	75

5.31	FE model of the connecter of switch adjuster and tongue rail (left)	75
5.32	FE model of the connecter of switch adjuster and tongue rail (right).	75
5.33	FE model of tongue rail not contacting to the stock rail	76
5.34	The ball bearing on the sleeper.	76
5.35	The load point of FE model	77
5.36	Impact load curve	77
5.37	The sensing point at the heel of tongue rail (FE model)	79
5.38	The sensing point at the hook of front rod (FE model)	79
6.1	Displacement of the rod in the wear test (Compression to Tension,	
	Analysis).	82
6.2	Displacement of the rod in the wear test (Tension to Compression,	
	Analysis).	82
6.3	Axial force of the rod in the wear test (Compression to Tension, Analysis).	83
6.4	Axial force of the rod in the wear test (Tension to Compression, Analysis).	83
6.5	Relationship between the rod displacement and axial force of the rod	
	in the wear test (Analysis).	84
6.6	Contact pressure at the beating in the wear test (Compression to Ten-	
	sion, Analysis).	85
6.7	Contact pressure at the beating in the wear test (Tension to Compres-	
	sion, Analysis).	85
6.8	Sliding velocity at the beating in the wear test (Compression to Tension,	
	Analysis).	86
6.9	Sliding velocity at the beating in the wear test (Tension to Compression,	
	Analysis).	86
6.10	PV of the bearing in the wear test (Compression to Tension, Analysis).	87
6.11	PV of the bearing in the wear test (Tension to Compression, Analysis).	87
6.12	Vector of contact pressure at the bearing 1	89
6.13	Vector of contact pressure at the bearing 2	89
6.14	Acceleration at the heel of tongue rail (Analysis).	90
6.15	Acceleration at the hook of front rod (Analysis)	91
6.16	Acceleration at the hook of front rod (Analysis till 0.03s)	91
6.17	Axial force of the front rod (Analysis)	92
6.18	Axial force of the front rod (Analysis till 0.03s)	92
6.19	Axial force of the front rod calculated by different method (Analysis).	93

6.20	Contact pressure at the beating (Analysis)	94
6.21	Sliding velocity at the beating (Analysis)	94
6.22	PV of the bearing (Analysis)	95
6.23	PV integral of the bearing (Analysis)	96
6.24	Wear tendency of the bearing (Analysis)	98
6.25	Normalized axial force and contact pressure (Analysis)	99
6.26	Axial force of the front rod with the modeled bolts(Analysis)	100
6.27	Relationship between maximum of impact load and maximum of ac-	
	celeration at the heel of tongue rail (Analysis)	101
6.28	Wear tendency of the bearing (60N, Analysis)	102
6.29	Wear tendency of the bearing (100N, Analysis)	102
6.30	Wear tendency of the bearing (150N, Analysis)	102
6.31	Wear tendency of the bearing (200N, Analysis)	102
6.32	Wear tendency of the bearing (300N, Analysis).	103
6.33	Wear tendency of the bearing (350N, Analysis).	103
6.34	Relationship between maximum of impact load and PV integral (90deg,	
	Analysis).	104
6.35	Relationship between maximum of impact load and PV integral	
	(270deg, Analysis)	104
6.36	Wear tendency of the bearing (Gap 0.05mm, Analysis)	105
6.37	Wear tendency of the bearing (Gap 0.1mm, Analysis)	105
6.38	Wear tendency of the bearing (Gap 0.2mm, Analysis)	105
6.39	Wear tendency of the bearing (Gap 0.3mm, Analysis)	105
6.40	Wear tendency of the bearing (Gap 0.4mm, Analysis)	106
6.41	Wear tendency of the bearing (Gap 0.49mm, Analysis)	106
6.42	Axial force of the front rod at the both hooks (Gap 0.05mm, Analysis).	106
6.43	Axial force of the front rod at the both hooks (Gap 0.4mm, Analysis)	107
6.44	PV of the bearing at 225deg (Gap 0.4mm, Analysis)	107
6.45	Wear tendency of the bearing (Step0, Analysis).	108
6.46	Wear amount of the bearing (Step0, Analysis).	108
6.47	Wear tendency of the bearing (Step3, Analysis)	108
6.48	Wear amount of the bearing (Step3, Analysis).	108
6.49	Wear tendency of the bearing (Step6, Analysis).	109
6.50	Wear amount of the bearing (Step6, Analysis).	109
6.51	Wear tendency of the bearing (Step9, Analysis)	109

6.52	Wear amount of the bearing (Step9, Analysis)	109
6.53	Wear tendency of the bearing (Step12, Analysis)	109
6.54	Wear amount of the bearing (Step12, Analysis).	109
6.55	Wear tendency of the bearing (Step15, Analysis).	110
6.56	Wear amount of the bearing (Step15, Analysis).	110
6.57	Result of wear prediction as function of maximum of impact load (Lin-	
	ear wear and differnent axle)	116
B .1	The position vector and sensing point of bearing	127
B.2	Resolution of a vector on the bearing	128
C .1	Wear tendency of the bearing (Step0, Analysis)	130
C.2	Wear amount of the bearing (Step0, Analysis)	130
C.3	Wear tendency of the bearing (Step1, Analysis)	130
C.4	Wear amount of the bearing (Step1, Analysis)	130
C.5	Wear tendency of the bearing (Step2, Analysis)	131
C.6	Wear amount of the bearing (Step2, Analysis)	131
C.7	Wear tendency of the bearing (Step3, Analysis)	131
C.8	Wear amount of the bearing (Step3, Analysis)	131
C.9	Wear tendency of the bearing (Step4, Analysis)	131
C.10	Wear amount of the bearing (Step4, Analysis)	131
C.11	Wear tendency of the bearing (Step5, Analysis)	132
C.12	Wear amount of the bearing (Step5, Analysis)	132
C.13	Wear tendency of the bearing (Step6, Analysis)	132
C.14	Wear amount of the bearing (Step6, Analysis)	132
C.15	Wear tendency of the bearing (Step7, Analysis)	132
C.16	Wear amount of the bearing (Step7, Analysis)	132
C.17	Wear tendency of the bearing (Step8, Analysis)	133
C.18	Wear amount of the bearing (Step8, Analysis)	133
C.19	Wear tendency of the bearing (Step9, Analysis)	133
C.20	Wear amount of the bearing (Step9, Analysis)	133
C.21	Wear tendency of the bearing (Step10, Analysis).	133
C.22	Wear amount of the bearing (Step10, Analysis)	133
C.23	Wear tendency of the bearing (Step11, Analysis)	134
C.24	Wear amount of the bearing (Step11, Analysis).	134

C.25	Wear tendency of the bearing (Step12, Analysis)	134
C.26	Wear amount of the bearing (Step12, Analysis)	134
C.27	Wear tendency of the bearing (Step13, Analysis)	134
C.28	Wear amount of the bearing (Step13, Analysis)	134
C.29	Wear tendency of the bearing (Step14, Analysis)	135
C.30	Wear amount of the bearing (Step14, Analysis)	135
C.31	Wear tendency of the bearing (Step15, Analysis)	135
C.32	Wear amount of the bearing (Step15, Analysis)	135

表目次

2.1	Relationship between impact wave of heel and condition of train	21
3.1	Condition of bearings.	24
3.2	Condition of the wear test	31
3.3	Measured data of the wear test	32
3.4	Measuring equipment of wear test.	32
3.5	Wear amount of the bearing in the wear test.	36
3.6	Detail of approximate curve of amount wear.	38
4.1	Condition of the measured crossings.	40
4.2	Condition of the trains.	40
4.3	Measured waves at the crossings	41
4.4	Measuring equipment	41
4.5	The number of data according to axle.	54
4.6	Statistics of vertical acceleration at the heel of tongue rail according to	
	axle	55
4.7	Statistics of vertical acceleration at the hook of front rod according to	
	axle	55
4.8	Statistics of Axial force of the front rod according to axle	55
4.9	Correlation coefficients of vertical acceleration at the heel of tongue	
	rail and other waves.	56
5.1	FE model of bearing.	60
5.2	Property of materials	66
5.3	Analysis condition of the wear test model	67
5.4	Property of spring elements	78
5.5	Analysis condition of the crossing model	78

6.1	PV integral in the wear test (Analysis)
6.2	Detail of the coefficient of amount wear
6.3	PV integral (Analysis)
6.4	Maximum of PV integral and wear amount
6.5	The number of train and axle passing the crossing
6.6	Result of wear prediction (Linear wear and same axle)
6.7	The number of each axle
6.8	PV scaling of each axle
6.9	Result of wear prediction (Linear wear and different axle)
6.10	PV integral according to maximum of impact load
6.11	Result of wear prediction (According to wear progress and different axle).117
A.I	t deciding significant difference between 3rd axle and other axles of
	wave maximum

第1章

序論

1.1 背景

一般に鉄道においては分岐器によって列車の進行方向が変更される.分岐器には通 常用いられている普通分岐器や,特殊な分岐条件や地形の影響に対応できる特殊分岐 器など様々な種類が存在する[1].分岐器の中でも可動レールを動かし左右どちらか のレールに密着させて,列車の進行方向を転換させる装置を転てつ装置と呼ぶ.この 転てつ装置に不備により転換不能が生じてしまうと設置箇所を通過する列車の遅延や 運転中止などを導いてしまう.そのため,転てつ装置は定期的なメンテナンスが行わ れているほか,簡易的な鎖錠機構の改良[2]から分岐器全体規模での技術革新[3]に 至るまで,故障を起こしにくく省メンテナンス化を進める研究開発が行われてきた.

転てつ装置の部品の中でも,トングレール先端に付属されているフロントロッドと 呼ばれる部品について着目する.この部品は可動レールとともに移動し,その位置情 報を接続かんと呼ばれる棒を介して照査装置に伝えることで,正常に転換が完了した かが確認される.したがって,仮に可動レールが正しく転換できていたとしても,フ ロントロッド・接続かんの位置不備があると正しい位置情報が検知されず,転てつ装 置に不備があると見なされて列車の運行不能を導いてしまう.

位置不備の大きな要因の一つとして,列車通過時の振動の影響によるフロントロッドと接続かんを繋ぐ部分の軸受摩耗が考えられている[4].列車通過時には,分岐器の可動レール後端部分の継目を通過する際に生じる高周波振動と車輪が可動レール上を通過することで生じる低周波振動が発生する.これらの現象によりフロントロッドが折損するなどの報告もされており,分岐器の列車通過は転てつ付属部品に大きな負荷を与えている[5].その中でも軸受摩耗には高周波振動が主に影響するため,継目通過で生じた振動が可動レールを伝わりフロントロッドの軸受部分まで到達し,摩耗へとつながると推測される[6].

鉄道におけるレール継目部は,構造上の弱点箇所となり衝撃的な動的応答が発生す る[7].継目通過に伴う衝撃音対策への実測振動特性の評価[8]や沈下対策工法のた めの車輪継目通過の有限要素法解析[9],実験と解析を組み合わせて段違いなどに応 じた理論式の検討[10]や海外においても有限要素法を用いた継目通過時の応力解析 [11]など一般軌道の継目に対しては国内外問わず保守コストを抑えるために様々なア プローチが行われてきた.

一方で,分岐器に関しては継目で発生する衝撃振動による影響を把握する研究が多 くは行われてこなかった.そのため,フロントロッドに関しても継目通過時振動によ りどのような振動特性が確認されるかという情報が不足していた.軸受摩耗などによ る転換不能を防ぐために,フロントロッドは時間計画保全の考え方で定期的な交換が 行われているが,その周期については根拠に基づいてはいない.最適な交換周期が定 められていないと,不必要な交換によるコスト面などでのデメリットが生じてしま う.そのため,まずは継目通過時振動によるフロントロッドの振動特性を把握し,通 過列車緒言や現場調整状態を考慮した軸受摩耗予測を行うことで適切な交換周期を定 める必要がある.しかし,JR 東日本管轄内にあるすべての分岐器に対して現地調査 で振動特性と軸受摩耗を把握し,逐一最適な交換周期の算出をすることは膨大なコス トと時間を必要とするため事実上不可能である.

そこで,本研究では継目で生じる衝撃振動を入力として,転てつ装置の振動特性を 把握する分岐器の有限要素法モデルを構築する.解析上の振動波形と実測波形で比較 し,精度よく解析できることが示されればフロントロッド軸受部力学特性から摩耗量 予測を行うことができると考えられる.

鉄道軌道においては古くより数値解析的なアプローチが行われてきた[12].主に高 周波振動ではなく車輪通過による変位や輪重を解析するモデルが見られるが,枕木や 道床をばね-ダンパでモデリングするなど,分岐器の有限要素モデルにも応用できる 境界条件が用いられてきた[13,14].海外においては Kassa らにより分岐器の有限要 素法解析が行われた[15,16]が,特に日本と転てつ装置の構造が異なるといった点で 大きく条件の違う解析を行うこととなる.

まだ日本では分岐器に対しての解析モデルは確立されておらず,軸受摩耗量予測が 目的ではあるものの分岐器の有限要素法モデルの先駆けとなると考えられる.さら に,解析上で条件や形状を変更することにより,異なる現場調整状態や寸法・形状の 違う様々な分岐器へ容易にモデルを応用し,交換周期予測の検討が可能となる.ま た,転てつ付属部品の折損を防ぐための強度評価など様々な有限要素モデルの応用性 が考えられる.

1.2 本研究室の先行研究

本研究室における転てつ付属装置交換周期提言への過程を述べる.まず,2010年 度における村中[17],2011年度における池田[18]の卒業論文において,営業線での フロントロッドの肘金部軸受摩耗量に基づいた最適なフロントロッド交換周期が検討 された.

両者の研究内容を以下に示す.

- 1. 営業線分岐器において,フロントロッド肘金部軸受の摩耗量を測定した.
- 2. 摩耗原因として日数,通過トン数,列車振動の3種類のパラメータを用いてフ ロントロッドの軸受部摩耗との関係を調べた.
- 7. 摩耗データから、半径摩耗量一定モデル(モデル1)、体積摩耗量一定モデル(モデル2)、そして摩耗半径が日数の指数乗に比例して進むモデル(モデル3)という3つの正規分布に従うと仮定した摩耗進行モデルを構築した.
- 4.3種類のパラメータそれぞれに対して,許容摩耗量を超える確率として定義された故障確率を求め,交換基準年における故障確率に達した時のそれらのパラメータ値を調べた.摩耗量の標準偏差についても2通りの方法を考え,計6通りの故障確率の算出を行った.
- 5. 普通分岐器・関節方式と普通分岐器・弾性方式,特殊分岐器・弾性方式の3種 類で場合分けをして,年間通過トン数から許容確率に基づいた交換周期を算出 した。

これらの研究の結果として以下のことが得られた.

- 実測や実験により摩耗に関するデータを得ることでフロントロッド肘金部軸受の摩耗進行のモデル化を行うことができる。
- 現場に応用できる手法として、このモデルを用いることで許容確率に基づいた
 進行状況を把握しフロントロッドの交換周期を算出する方法を提言できる.

一方,これらの研究の課題として以下のことが挙げられた.

- 実測データ数が少なく軸受摩耗進行の様子が分かるデータもなかったため,精度が低いと考えられた。
- 振動試験におけるフロントロッド拘束条件や加振方法が営業線の条件と違い、 実線での摩耗進行の様子を模擬できていない可能性があると思われた。

特に列車が通過するときに摩耗が生じることは分かっていたものの、どのような現

象で振動が摩耗に影響しているのかという点が明らかになっていなかった.そして, 振動試験においても実際のフロントロッド拘束状態を再現することが難しいため,試 験による実物の状態を模擬しての摩耗量予測や摩耗傾向を把握することが難しいと考 えられた.そのため,振動による軸受摩耗現象を把握することができ,実物の状態を 再現できるような解析モデルを構築するというアプローチ方法をとることとなった.

次に,2012年度における近藤[19],2013年度における良本[20]の卒業論文において,実物を模擬した分岐器の有限要素法モデルを構築し,振動解析を行い軸受部の特性を把握するという研究が行われた.

両者の研究内容を以下に示す.

- 1. 過去の文献や営業線分岐器数ヶ所の列車通過時の振動波形より,車輪のトング レール後端継目通過時の衝撃振動が軸受摩耗の原因であると推測した.
- JR 東日本テクニカルセンター試験線に設置されている分岐器に対して打撃試験を行い,分岐器の固有モードを把握した.
- 3. 試験線の見学や文献を通し拘束条件など考え,分岐器の有限要素モデルの構築 を行った.異なるフロントロッド形状での解析も試みた.
- 打撃試験,営業線分岐器振動波形データとモーダル解析,継目通過時荷重を模擬した衝撃応答解析の結果を比較した。
- 5. 衝撃応答解析結果より肘金部軸受の力学特性の把握が可能となることを確認 した.

これらの研究の結果として以下のことが得られた.

- モーダル解析においては低次モードでのモード形状や周波数が良い一致を見せており、衝撃応答解析では最大応答振幅や周波数成分などで実測結果と近いものとなった.以上より分岐器モデルの形状・物性値・ばね拘束など解析上の妥当性が確認できた.
- ・軸受部力学特性より主に車輪のトングレール後端継目通過時の衝撃振動によっ
 て軸受が摩耗することが確認できた.フロントロッド位置不備に影響する軌間
 内外方向に摩耗しやすいと考えられ,面圧についてはフロントロッド軸力波形
 と関係していることが確認できた.

一方,これらの研究の課題として以下のことが挙げられた.

入力波形が定かでなく、実測波形測定対象と解析モデリング対象の分岐器・フロントロッドが異なるため、比較対象としての妥当性に欠けていた。

- フロントロッド軸力波形の再現性が特にとれていなかった.車輪通過をモデリングすることで再現性向上につながる可能性がある.
- 分岐器の一部や接続部を代替要素などで簡略化してモデリングしていることで 減衰や非線形性で再現できていない点があると考えられる.
- 軸受摩耗量の定量化や摩耗傾向の把握を行うためには,要素試験を行い解析結果と関係付ける必要がある。
- 軸受の潤滑状態や偏摩耗なども摩耗の進行に影響を及ぼすと考えられる.

分岐器の有限要素モデルを構築しある程度の妥当性が確認できた一方で,比較対象 分岐器が異なる点,再現性の低い箇所や考慮していない箇所があるという不十分な点 が数多く見られた.また定量化のためにはデータが足りず,軸受においても考慮する べきことが多かった.

1.3 目的

先行研究 [19, 20] から軸受摩耗予測のための分岐器の有限要素モデルの基礎的な部 分が構築されたと考えられる.本年度はモデリングの容易な分岐器・フロントロッド にて,荷重入力部である後端部の加速度を含めた営業線波形の再測定が行われた.こ れを参考に入力波形を実際のものに近づけ,各部モデル変更とパラメータ調整を行 う.そして,分岐器モデルを向上させることで,実機での現象をより再現できるもの にすることを本研究の一つ目の目的とする.

次に軸受の要素摩耗試験が行われ,対象軸受の摩耗傾向を把握した.模擬解析結果 と照らし合わせることで比摩耗量を算出し,定性的評価にとどまっていたフロント ロッド軸受の定量的評価を行う.そして,同一分岐器の様々な条件を考慮しての摩耗 予測を行うことを本研究の二つ目の目的とする.

また, CAE 解析の強みは実測不可能な箇所の値の算出だけでなく,形状や条件を 変更しての結果を容易で算出できることである.したがって,構築された分岐器の有 限要素モデルを応用し様々な種類の分岐器や現場調整状態を考慮して,あらゆる実在 の分岐器における転てつ付属装置の最適保全計画を作成することをJR 東日本との共 同研究の最終目的として位置付ける.

1.4 論文の構成

本論文では,再測定された実測波形をもとに振動現象を考察すると共に整合性のと れた分岐器の有限要素モデルを構築する.一方で,軸受摩耗試験とその模擬解析によ り比摩耗量を算出し,分岐器モデルの解析に適用することで摩耗予測を行う.以下に 各章の概要を示す.

第1章では,本研究の背景と目的を述べた.

第2章では,分岐器や転てつ装置の詳細を述べ,対象とする転換不能要因を示す. 第3章では,対象軸受の摩耗現象を把握し,軸受摩耗要素試験について述べる. 第4章では,実際の分岐器の列車通過時振動波形を確認し,条件毎の比較を行う. 第5章では,実機を再現するための有限要素モデリング手法や解析条件を述べる. 第6章では,解析結果と実測値の比較を行い,様々な条件での軸受摩耗予測を行う. 最後に,第7章で本論文の結論を述べる.

第2章

分岐器の詳細と転換不能要因

2.1 緒言

本章においては,分岐器および転てつ装置の詳細や用語を整理し,分岐器それぞれ の役割と様々な状態が存在することを理解する.また,転てつ装置の転換動作につい て説明し,様々な転換不能要因の中でも本研究で着目するフロントロッドの軸受摩耗 についての現象を考察する.

2.2 分歧器

可動レールを用いて線路を分岐させて,列車の進行方向を変更させる機構を分岐 器と呼ぶ.まず,分岐器という大きな枠組みについての詳細や用語について述べる. Fig.2.1 に営業線に敷設された一般的な分岐器の図を示す.



Fig.2.1 Crossing on the track.

2.2.1 分岐器の種類[1]

分岐器の種類は普通分岐器と特殊分岐器の2種類に大別される.

2.2.1.1 普通分歧器

普通分岐器は1つの進路から2つの進路へと分岐する分岐器である.規格化され ており生産やメンテナンスが容易であるため,低コストで最も多く用いられている. 様々な種類があり,それらをFig.2.2 に示す.



Fig.2.2 Variety of common crossings[21].

Fig.2.2 の中でも,直進と左右どちらかに進行方向を持つように片側だけ軌道が開 いたものを片開き分岐器と呼び,駅での本線との分岐など多くの場所で用いられてい る.普通分岐器の2つの進路の開き具合を番数で表す.例えば,片開き分岐器の本線 がFig.2.4(後述)においてトングレール先端(左側クロッシング交点)より12m右 側に進んだ位置において本線と分岐線が1m離れる場合,12番片開き分岐器と呼ぶ.

普通分岐器の問題として,規格化されているが故に十分な用地が確保できない場合 や線路が複雑な交差をする場合には,敷設することが不可能であるといった多様性に 欠ける点が挙げられる.

2.2.1.2 特殊分歧器

特殊分岐器は普通分岐器の課題である多様性に長けた分岐器である.2 つだけでな く多くの進路を設定できるなど様々な用途で用いられている分岐器である.用途次第 で形状は異なるため普通分岐器よりも様々な種類があるが,代表的なものを Fig.2.3 に示す.



Fig.2.3 Variety of special crossings[21].

設置場所によって形状や寸法などが異なるため規格化はされていない.規格化されていないために用地に合わせた寸法や形状をとれるため,普通分岐器では対応できない線路構造の部分にも設置が可能である.

一方で,可動部分が多いために継目や接続要素といった弱点箇所が多く耐久力が落ちるため,メンテナンス頻度の増加を招く.普通分岐器と逆に生産が難しく交換頻度 も増えるため,結果的にコストが増加してしまうという問題点が存在する.

2.2.2 分岐器の区分[1]

分岐器基本的にポイント部,リード部,クロッシング部の3つの部分で構成される.以下普通分岐器での説明を行う.分岐器の全体概要図を Fig.2.4 に示す.



Fig.2.4 General view of the crossing[22].

ポイント部とは,列車の進行方向を変更するのに重要な役割を担う部分であり,可 動レールの先端部分からそのレールの後端部分までを表す.すなわち今回研究対象と している転てつ装置が含められるのがこの部分である.転てつ装置の各部の名称に関 しては 2.3 節で記述する.

次に,リード部とはポイント部とクロッシング部をつなぐ部分であり,車輪が素直 にレール上を通過する.

最後に,クロッシング部とは進行方向毎に分かれたレールどうしが交差する部分を 表す.交差部でレールが干渉し合わないように切り欠きが存在しているが,進行方向 と逆の進路のレールに車輪が乗り上げる可能性があるため,ガードレールが備え付け られている.この部分も列車通過時荷重により挫壊と呼ばれる損傷が発生するなど主 要なメンテナンス対象部位であり,二段勾配クロッシングや可動ノーズクロッシング といった改良が行われてきた[3].

2.2.3 列車の通過方向 [21]

Fig.2.4 において列車が左側から右側,つまり進路が分岐する向きに進行すること を対向通過と呼ぶ.逆に列車が右側から左側,つまり進路が合流する方向に進行する ことを背向通過と呼ぶ.

2.2.4 分岐状態の名称 [1]

分岐器には定位と反位が存在する.定位とは通常一定方向に開通している状態で Fig.2.4 においては直線側に分岐器が開通している状態が一般的である.逆に,反位 とは通常とは異なる方向へ開通している状態で Fig.2.4 においては直線と異なる進路 へ分岐器が開通している状態を指す.

2.2.5 分岐機の座標系と各軸方向の名称 [6]

本研究では Fig.2.4 に示すように座標系を定義する.それぞれの方向は鉄道用語で 名称が定められている.

x 軸方向は軌道平行方向と呼ばれ,その名の通りレールと平行な方向を指す.今回はトングレール後端部側を正方向とする.

y軸方向は軌間内外方向と呼ばれ,レールに直角であり枕木と平行な方向を指す. 今回はトングレール先端側から分岐器を眺めた時に左側を正方向とする.

z軸方向は鉛直方向と呼ばれ,重力がかかる方向として一般的に用いられている. 今回は重力がかかるのと逆方向を正方向とする.

2.2.6 分岐器のレールの名称[1]



Fig.2.5 Name of rails composing crossing.

分岐器のうち,ポイント部とクロッシング部で用いられているレールの名称を述べる.これらの部分の境界に位置する箇所をポイント部側から見た図を Fig.2.5 に示す. Fig.2.5 で示されているようにトングレール,基本レール,リードレールと呼ばれる3 つの種類のレールで構成される.構造としてはトングレールとリードレールの外側に 基本レールが敷設されており,列車が分岐器を通過する際はポイント部では片輪が基 本レールでもう片輪がトングレール,リード部を通過する際は片輪が基本レールでも う片輪がリードレールを通過することになる.この組み合わせに対して,左右どちら の車輪が乗るかで進行方向が異なる.



Fig.2.6 Tongue rails.

基本レールとリードレールは道床に締結され固定されている.したがって,リード 部では基本レールとリードレールの間隔が変化することはない.一方で,ポイント部 における可動レールに相当するのがこのトングレールである.Fig.2.6 に示すように, 左右どちらかの基本レールに密着し先端部分から断面形状が連続的に変化すること で,基本レール-トングレール間の滑らかな車輪の受け渡しができる形状となってい る.ポイント部とリード部の境界においてはトングレールとリードレールの軌間は等 しくなっており,こちらも車輪の受け渡しが容易であるものの,Fig.2.5 のように転換 方式によっては継目が存在することにより衝撃振動が生じてしまうものもある.それ について次の 2.2.7 項で述べる.

2.2.7 転換方式 [1]

分岐器におけるトングレールの種類は大きく分けて2種類あり,それぞれ関節方式 と弾性方式と呼ばれる分岐方式をとる.

2.2.7.1 関節方式

関節方式では,トングレールとリードレールが連続しておらず,Fig.2.7 に示すよう にポイント部とリード部の境界に継目が存在する.トングレールがこの継目を中心に 回転することで先端部側を移動させる,という方法で転換が行われる.



Fig.2.7 A joint of crossing at the heel of tongue rail.

Fig.2.1 や Fig.2.5 に示した分岐器も間節方式である.この転換方法では列車の通過時に継目部分での踏面の損傷や,振動や騒音が発生してしまうという問題が見られる.以下このポイント部とリード部の境界に位置する継目をトングレール後端部継目と呼ぶ.

2.2.7.2 弾性方式

弾性方式とは,トングレールとリードレールが連続しており,トングレールをたわ ませることにより先端部側を移動させるという方法で転換が行われる方式である.い わゆる分岐器用ロングレールであり,継目が存在しないため関節方式に比べて損傷や 列車通過時の振動や騒音が抑えられる.弾性方式の一例を Fig.2.8 に示す.本来は奥 行方向(軌道平行正方向)にも連続しており,トングレール後端部は溶接されている ため継目は存在しない.

以前は関節方式が一般的であったが,以上の利点により新設される箇所では弾性方



Fig.2.8 An elastic crossing.

式が敷設されるようになってきている.一方で,転換の際にたわませるための大きな 負荷がトングレールにかかるという課題もある.

2.3 転てつ装置と転換動作

分岐器のポイント部において,進行方向の変更という主要な役割を担うのが転て つ装置である.転てつ装置の基本機能として,転換機能,照査・鎖錠機能を持つ[2]. これらの機能を理解するために,まずは転てつ装置の全体図を Fig.2.9 に示し,各装 置の役割を述べる.



Fig.2.9 The railroad switch.

2.3.1 電気転てつ機[1]



Fig.2.10 An electric switch machine.

Fig.2.10 に示す電気転てつ機は内部モーターにより分岐器を転換するものであり, 一般的な地上の分岐器にはほぼ設置されている.すなわち転換の動力源であり,回転 運動から軌間内外方向並進運動に変える機構を持ち合わせている.動作かんと呼ばれ る部品を介してスイッチアジャスタ(2.3.2項)とつながっており,引っ張ったり押し 付けたりする力によりトングレールを移動させ,基本レールと密着させる.



Fig.2.11 The lock system in the electric switch machine[2].



Fig.2.12 Lock pieces in the electric switch machine.

もう一つの機能として内部で照査鎖錠の機能を持っており,この機構の概要図を Fig.2.11 に示す.2 つの転換状態のどちらかに正常に転換完了したかを調べる機構で あり,正常であればフロントロッド(2.3.3 項)よりつながる鎖錠かんと呼ばれる部品 の切欠きに,転換動作と同時にカム機構を介して移動した電気転てつ機内部のロック ピースが収まる.その様子を Fig.2.12 に示す.これが照査機能であり,この機能と同 時にかみ合うことによって鎖錠かんの期間内外方向変位を拘束し,接続かん・フロン トロッドを介してトングレール密着状態を維持する鎖錠機能を有する.

2.3.2 スイッチアジャスタ[1]



Fig.2.13 A switch adjuster.

Fig.2.13 に示すスイッチアジャスタは動作かんより伝わる電気転てつ機の動力をト ングレールに伝える装置である.この動力はトングレールを左右どちらかの基本レー ルまで移動させるだけでなく,密着力を加えて強く拘束する.その密着力は分岐器の 種類によって基準の異なる一定値になるように調整されている.



Fig.2.14 A connecter of the switch adjuster and the tongue rail (left).



Fig.2.15 A connecter of the switch adjuster and the tongue rail (right).

機構としてスイッチアジャスタとトングレール連結板のボルト部には遊びがあるため,トングレールを左側に押し付けている場合,Fig.2.14 および Fig.2.15 を見ると分かるように,密着側の連結板とスイッチアジャスタは接触しているものの,非密着側

のスイッチアジャスタと連結板にはすき間が見られる.したがってスイッチアジャス タは左右のトングレールの軌間広さを拘束するものではない.

2.3.3 フロントロッド[1]



Fig.2.16 B721 front rod.



Fig.2.17 B821 front rod.

Fig.2.16, Fig.2.17 に示すフロントロッドとは,トングレールの先端部に設置され, その位置情報を接続かんに伝える装置である.スイッチアジャスタがトングレールに 動力を伝えるものであるのに対し,フロントロッドは動力としては作用せずにトング レールと共に移動するのみである.その位置情報が接続かんを介し鎖錠かんに伝えら れ,電気転てつ機内で照査・鎖錠が行われるため,移動したという位置情報を正しく 伝えるための重要な役割を持つ.

またトングレール先端部が基本レールに密着していないと,特に対向通過時に車輪 がトングレールに乗らずに脱線などの重大な事故につながってしまう.それを防ぐた めにロッド長さを調節することで,トングレール先端部の軌間広さを適切な値に調節 するという機能を持っている.

フロントロッドは基本的な構造として肘金部でトングレールと接続され,ロッド中 央部で接続かんと接続される.型番によってロッドと肘金の接続部分や調節機構など が異なる.例えば,Fig.2.16に示される先行研究[19]で用いられたフロントロッドは B721型と呼ばれ,接続部分にはジョーピンが用いられており,その軸方向は鉛直方 向である.

一方で Fig.2.17 に示される本研究で対象としているフロントロッドは B821 型と呼ばれ,普通分岐器において幅広く用いられている.接続要素として球面軸受が用いられているがその軸方向は軌道平行方向をとる.

2.3.4 転てつ装置の動作

転てつ装置の各装置の詳細を述べたところで,その動作順についてまとめる.

- 電気転てつ機内のモーターと機構により、動作かんに軌間内外方向の動力を伝える.同時に、電気転てつ機内カム機構でロックピースが後退することにより 鎖錠が解かれる.
- 2. 動作かんより動力が伝えられたスイッチアジャスタはその動力をトングレール に伝え,元とは反対側の基本レールに押し付ける.
- 3. トングレールと共に先端に付属するフロントロッドが移動する.その位置情報 は接続かんを介し鎖錠かんに伝えられる.
- 4. 鎖錠かんの切欠き位置が移動し、電気転てつ機内の元とは別のロックピースが 前進し切欠きに収まることで照査・鎖錠が行われ転換完了となる.

2.4 転換不能要因の考察

分岐器には稀に転換不能が生じて,列車の遅延や運行中止を招いてしまうことがある.その考えられる転換不能要因を列挙し,本研究で取り扱う要因の現象について述べる.

2.4.1 様々な転換不能要因

転てつ装置における転換不能の原因は大きく2つに分かれると考えられる.

-つ目はトングレール自体が正常に移動しなかった場合である.この場合はそもそ も正常な転換が行われていないので,鎖錠かんとロックピースがかみ合わないという 照査機能が正しく機能し転換異常と見なされるため転換不能となる.発生要因として は軌道歪みや通り変位によるトングレールと基本レールとの接触不良[3],異物介在 などの影響による接触不良などが考えられる.これらの場合,電気転てつ機内のトル クデータに異常の予兆が見られるために,転換不能が生じる前に保守ができるように データから異常予測を行う取り組みも行われている[23].また,位置情報を伝達する ためのフロントロッド自体が折損することによる転換不能といったものも報告されて いる[5].

二つ目はトングレールは正常に移動し転換できているにも関わらずに転換不能と見 なされる場合である.これはロック偏移と呼ばれる現象により発生することが主に報 告されている.以下でその現象について説明する.



Fig.2.18 Distance from the tongue rail to the notch of lock rod[24].

2.3 節で説明したように,鎖錠かんの切欠きに電気転てつ機内ロックピースが正常 に収まることで照査・鎖錠機能が正常に転換完了と見なす.このとき Fig.2.18 に示す ように,フロントロッド・接続かんを介してトングレールと鎖錠かんの切欠きの距離 は L で一定の値となっている.Fig.2.19 に示すように,通常はどちらの転換状態にお いてもロックピースと鎖錠かんの切欠きの間には左右それぞれ1.5mmのすき間が存 在するように調節されている.しかし,Fig.2.18 の L にずれが生じると,片方の転換 状態においては正常にかみ合う場合でも,もう片方の転換ではFig.2.20 に示すように わずかに干渉し,照査機能が転換完了と見なさず転換不能になってしまう.この適切 な L の値のずれをロック偏移といい,1.5mmを超えるとこのような問題が生じる.

適切な転換が行われたかどうかを照査・鎖錠する部分であるため,ロック偏移の許容値は大きくはとることはできない.しかし1.5mmという非常に小さい値のために,ロック偏移を問題とした転換不能が起こりやすく,これを詳しく監視するための測定方法も研究されてきた[25].

ロック偏移の発生要因として,調整不備によりフロントロッドの位置にわずかにず れていたり,日中の温度変化によるロッドやトングレールの熱変形によりずれが生じ るということが考えられる[26].また,機構上様々な点で接続部分を有するために摩



Fig.2.19 Lock normally[24].



耗なども進行しやすく,上記の要因の総和として許容値を超えるロック偏移が発生す る可能性も考えられる.

本研究ではロック偏移による転換不能に着目し,主要因としてフロントロッド軸受 摩耗の影響を考える.

2.4.2 軸受摩耗による位置不備

2.3.3 項で述べたように,フロントロッドには接続部分にジョーピンや軸受が存在 する.この接続要素が摩耗することで,ロック偏移に影響すると考えられる.本研究 で扱う B821 型フロントロッドにおいては,特にフロントロッドと接続かんとの接続 部で用いられる軸受が摩耗すると考えられている[4].その軸受はフロントロッド中 央部に位置し,図を Fig.2.21 に示す.軸受摩耗によるロック偏移などを防ぐために, フロントロッドは 5~7 年で定期的に交換されているがその交換周期は明確な根拠に 基づいて定まっているわけではない.



Fig.2.21 A bearing located in the center of front rod.
次に,軸受の摩耗要因を考察する.第3章で詳しく述べるが,軸受の摩耗には面圧 と滑り速度が主な力学特性として影響する.したがって,振動現象が軸受の摩耗に影 響を及ぼすと考えられ,振動を発生させる状況は分岐器転換時と列車通過時の2つに 分けられる.しかし,分岐器転換時のフロントロッド部波形は列車通過時のものと比 べて十分に小さいことが確認されている[27].さらに1列車の通過毎に転換が行わ れると仮定しても,1列車における通過車輪数の方がはるかに大きくなるため,列車 通過時の振動による影響のみを考慮すればいいことが分かる.

列車通過時の振動波形について,過去のフロントロッド折損事例より列車通過時の フロントロッド部には初めに大きな高周波振動が発生し,その後低周波振動となる応 力波形が確認された [5].この波形について考察すると,高周波波形は車輪がトング レール後端部継目を通過する際に生じる振動がトングレールを伝わったものであり, 低周波振動は車輪がレール上を進む際に生じるものであると考えられた.大きな滑り 速度が生じないと考えられる車輪レール上通過による低周波振動よりも,面圧と滑り 速度がともに大きくなると考えられる継目通過時の高周波振動が,摩耗現象の主要因 であると考えられる.衝撃振動は車輪がトングレールとリードレールの継目を通過す る際に,そのすき間において鉛直方向の段違いや水平方向の目違いによって車輪が レールを叩くことによって生じる.したがって,その段違いや目違いの大きさによっ て衝撃力の大きさも変わってくると考えられる.

2.4.3 列車・分岐器条件による衝撃振動への影響

後端部衝撃振動の大きさは本章で述べた列車や分岐器の条件の影響を受けると考え られる.例えば,通過方向に関しては対向であれば継目通過後にリードレールを叩く のに対し,背向であれば継目通過後にトングレールをたたくので衝撃振動は大きくな ると考えられる.このように列車・分岐器条件と衝撃振動の大きさに関して,分かっ ていることに関係性を Table2.1 に示す.

衝撃振動の大きさ	大	小
通過方向	背向	対向
分岐状態	定位	反位
転換方式	関節方式	弾性方式
段違い	大	小

 Table2.1
 Relationship between impact wave of heel and condition of train.

2.4.4 転換不能要因のまとめと研究アプローチ

以上のことをまとめ本研究でのアプローチを述べる.

- 本研究ではトングレール後端部継目の列車通過時に発生する衝撃振動が軸受摩
 耗に最も影響し,軸受摩耗によりロック偏移が発生すると推測する.
- 許容値を超えるロック偏移は転換不能を招くため、フロントロッドは定期的な 交換が行われているが、適切な交換周期が定まっているわけではない。
- この後端部継目で発生する衝撃振動による軸受の摩耗現象を把握し,様々な分 岐器に応用できる手法として有限要素法解析を用いる.
- 解析により軸受部分の力学特性から摩耗予測を行い最適な交換周期の予測ができれば,最適なメンテナンスにより転換不能を防ぐことができる.

第3章

軸受摩耗

3.1 緒言

前章においては転換不能の主要因を列車の後端部継目通過時の振動による軸受摩耗 であると定めた.本章においては実際の軸受にどのような摩耗現象が生じているのか を考察し,摩耗量の定量化方針を述べる.そして,摩耗傾向把握のために行われた軸 受摩耗試験について,その概要と結果について詳説する.

3.2 フロントロッドの軸受

本研究で対象としている B821 型フロントロッドには 2 種類の球面滑り軸受が用いられている.

3.2.1 軸受位置

Fig.3.1 に B821 型フロントロッドの軸受位置を示す.

ロッドと接続かんとの接続部である中央部に1つ(以下,中央部軸受と呼ぶ)と, ロッドと肘金との接続部に2つ(以下,肘金部軸受と呼ぶ)の計3つの軸受が用いら れている.左右の肘金部は同じ軸受が用いられているが,中央部のものとは異なる. どちらも球面滑り軸受であり軸方向は軌道平行方向であることが分かる.

3.2.2 軸受詳細

Table3.1 にフロントロッド中央部の軸受と肘金部の軸受の詳細を示す.

中央部軸受の方が肘金部軸受よりも小さいサイズであることが分かる.最大の違い として,中央部軸受には PTFE 材のライナーと呼ばれる 0.5mm の層状の物体が外輪



Fig.3.1 Position of bearings on the front rod.

按结合罢	ロッド-接続かん	ロッド-肘金	
按规位直 (中央部)		(肘金部)	
「「大米日	GE 25EC	DD 20	
呼び留ち	(特殊仕様)	PD 30	
軸受種類	球面滑り	球面滑り	
内輪軸径	25mm	30mm	
ボール直径	35.5mm	50.8mm	
调泡	毎終油弌	給油式	
/月/月		(無給油で使用)	
ライナー	有 (0.5mm)	無	

Table3.1 Condition of bearings[28, 29].

内面に取り付けられている.このライナー部分が主に内輪と接触するが,ライナーの 自己潤滑性により無給油での軸受運用が可能となっている.肘金部軸受は給油式のも のであるが無給油で使用されているため,どちらの軸受も流体・混合潤滑を考慮する 必要はないと考えられる.

3.2.3 実際のフロントロッド接続部摩耗事例

列車通過時振動によりジョーピンや軸受などのフロントロッド接続要素は摩耗しや すい弱点箇所となる.

まず,接続部にジョーピンが用いられているフロントロッドの事例を確認する.上 記フロントロッドが用いられている数ヶ所の営業線分岐器においてのジョーピン半径 の変化を測定したところ,摩耗により0.01mmオーダーの明らかな半径減少が見られ るということが報告されている[30].ジョーピン部では自由度が小さく,摩耗しやすい材料物性であるため摩耗が進行しやすいのではないかと考えられる.

次に接続部に軸受が用いられているフロントロッドの事例を確認する.B821型な どでは球面軸受であるために自由度が大きく,軸受部の摩擦は小さいと考えられるた め,ジョーピンと比較すると摩耗は少ないと考えられる.推測通り肘金部軸受はほと んど摩耗しないと考えられる.しかし,中央部軸受においてはある分岐器においてラ イナーが擦り切れるほどの摩耗が確認された[4].その運用後のフロントロッド中央 部および軸受をFig.3.2 に示し,擦り切れたライナーをFig.3.3 に示す.



Fig.3.2 The center of used front rod and bearing[4].



Fig.3.3 The bearing liner wore out[4].

フロントロッド型番が異なるためやや軸受が小さいものの,B821のものとほぼ同様の条件となる.肘金部と中央部の軸受で摩耗につながる力学特性にどの程度の差が見られるか定かでないため,一概にそれらの軸受の摩耗のしやすさの比較はできないが,仮に同程度の力学特性が見られる場合,ライナーの存在によって摩耗が進行しやすくなっていると考えられる.この時ライナーは擦り切れることで軸受から抜け落ちていたため,少なくとも直径で見ればライナーの厚さの2倍分のガタ量が生じていたこととなる.しかしこのようにライナーが擦り切れるほどの摩耗が確認されることは非常に稀なケースであり,ほとんどのフロントロッドはライナーが摩耗しきることなくその交換周期に達する.この摩耗事例の場合では防塵シールがはがれていたことが確認されており,一般のフロントロッドとは異なり摩耗が進行しやすくなる条件が生じていた可能性もある.

本研究対象の軸受のライナーが擦り切れるほどの摩耗にまで至ると,直径で見れば 最大 1.0mm のロック偏移につながる.1.5mm の許容値と比べると影響力は大きく, この軸受摩耗基準での適切な保守が行われるべきであると考えられる.

したがって,本研究ではフロントロッド軸受中央部軸受を研究対象とし,まずは一般的な条件の分岐器・フロントロッドでの軸受部の力学特性から,摩耗量予測・適切

な交換周期の提言を目指すこととする.

3.3 軸受摩耗の詳細

球面滑り軸受で起きている摩耗の種類を推測し,その定量化方針について述べる.

3.3.1 摩耗の種類

滑り軸受で発生するのはスカッフィング摩耗と呼ばれる摩耗であると推測される. この摩耗は滑り接触面に生じる固相融着による局部的損傷であり,高い面圧や滑り温 度上昇の総合作用によって金属面どうしが融着しては引き裂かれ,引っ掻き傷を生じ た損傷である [31,32].歯車の歯先と歯元に良く見られるが,同じ金属面どうしの滑 りという条件で同様の摩耗が生じるのではないかと推測される.

3.3.2 軸受部力学的特性からの摩耗量の定量化

一般的に滑り軸受の摩耗や寿命は面圧 P と滑り速度 V を指標として評価されている [33,34].また,滑り軸受はすき間が流体で満たされるなどの潤滑されているものが一般的である.その場合レイノルズ方程式に支配される圧力を求めることとなり [35],理論的な圧力算出や有限要素法解析のモデル設定が難解となると考えられる. しかし,本研究における軸受はいずれも無給油で用いているため,固体どうしが直接 接触することによる圧力などを用いて定量化を行う.

一般的に摩耗量 W の予測式は,

$$W = K \cdot P \cdot V \cdot T \tag{3.1}$$

で表される [33, 34]. これをホルムの摩耗式と呼び,比摩耗量とよばれる定数 K と, 軸受接触箇所の面圧 P,滑り速度 V,そして摩擦時間 T により評価されることを示し ている.つまり時間方向の累積 PV を評価指標として,摩耗量 W と結びつけるため の値として比摩耗量 K をかけることで定量化していると考えられる.この比摩耗量 K は軸受固有の値であると考えられる.

式 (3.1) は一定回転時における評価式であり, Fig.3.4 に示すように力 F, 軸径 d, 軸受幅 L, 回転数 n のとき,

$$P = \frac{WL}{d} \tag{3.2}$$

$$V = \pi dn \tag{3.3}$$

で表されるような PV 値が定数である場合の式である.また面圧に関してもマクロ 的な求め方がされているが,より詳細に見て面圧分布を考慮した場合に関しても,こ



Fig.3.4 The theoretical bearing model[33].

の PV 値は摩耗式の評価指標であると考えてホルムの摩耗式を本研究でも適用できる 形に変更する.

実際に軸受摩耗の摩耗量推定にこの式を適用した例では,エンジン1サイクル内で の摩耗指標量 W_iを軸受部での荷重 W_c,滑り速度 V がクランク角 θ の関数であると して,

$$W_i = \int_0^{4\pi} W_c V d\theta \tag{3.4}$$

のように定式化した [36]. なお, θは1サイクルで0から4πまで動くことを意味する.サイクル運動である場合,1サイクル内の評価指標を定めれば,各サイクル内でWiが変わらないと考えるとき,累積摩耗量Wは比摩耗量Kとサイクル数Cを用いて,

$$W = K \cdot W_i \cdot C \tag{3.5}$$

と表される.本研究の場合,3.4節で述べる軸受摩耗試験では1往復で1サイクルと 定めることができ,第4章で述べる分岐器の列車通過も1車軸の振動の影響を1サイ クルと定めて通過車軸数をサイクルとして評価することができると考えられる.

本研究において比摩耗量は定数として扱うが, PV 値に関してはそれぞれ摩耗量に応じて変化する値であるとも推測される.すると単純にサイクル数 C をかけての摩耗量算出ができないため, 摩耗量 W, 比摩耗量 K, 軸受部の面圧 P, 滑り速度 V, 1 サイクルまでに必要な時間 t_i に対して, 微分方程式を基本の形として以下の摩耗式で定める.

$$\frac{dW}{dC} = K \int_0^{t_i} PV dt \tag{3.6}$$

3.4 軸受摩耗試験

本年度に中央部軸受を対象とした軸受摩耗試験が行われた.

3.4.1 試験概要

これまで,フロントロッドに用いられている軸受に関して,摩耗量の把握のための 要素試験などが行われてこなかった.そこで分岐器の転換機構などを組み合わせて, 軸受単体に特化した試験装置を構築し揺動による摩耗試験がJR東日本と吉原鉄道工 業の協力のもと行われた.

試験を行うことで,軸受摩耗傾向を把握し摩耗モデルを考えることができる.また,この試験の模擬解析から得られる軸受部の解析上の力学特性と測定された摩耗量の結果から比摩耗量の算出を行うことを目的とする.

3.4.2 試験装置

軸受摩耗試験装置の詳細について述べる.

3.4.2.1 装置概要図

軸受摩耗試験装置の概要図を Fig.3.5 に示し,実際の試験装置の様子を Fig.3.6 に示す.試験対象とする軸受は Fig.3.5②のコネクタ部先端設置されている.その様子を Fig.3.7 に示す.

3.4.2.2 試験装置の動作[37]

この試験装置の動作は以下の順で行われる.

- モーター(Fig.3.5①)を動力として転換させることにより機構を介して,コネ クタ部(Fig.3.5②)に直近のクランク回転軸(Fig.3.5③)を中心とした回転変 位を与える.
- 2. 軸受を介してコネクタ部と接続されたロッドが長手方向に変位する. すると ばね機構を有する荷重発生器(Fig.3.5④)より,変位に応じたばね反力が発生 する.
- 3. ロッドのコネクタ側では作用反作用の関係より,軸受に荷重発生器と反対方向 の荷重がかかりロッド軸力が発生する.



Fig.3.5 Drawing of the wear test device[37].



Fig.3.6 The wear test device.



Fig.3.7 The bearing used in the wear test[37].

この方法により軸受に荷重を与え,回転運動により滑り速度を加えていることとなる.荷重発生器はコネクタ部のわずかなロッド直角方向変位に追従するように回転が可能となっている.

動作が終了したときは揺動角が最大の状態となっているため,ロッドには圧縮か引 張の最大値が生じた状態となっている.荷重発生器を押している状態,つまりロッド に圧縮力が加わっている状態を Fig.3.8 に示し,荷重発生器を引いている状態,つま りロッドに引張力が加わっている状態を Fig.3.9 に示す.



Fig.3.8 Compressive position of the wear test device.



Fig.3.9 Tensile position of the wear test device.

この状態は移動していないので滑り速度は生じないため,摩耗は発生しない.した がって動作している間の現象のみに着目すればよい. 3.4.2.3 試験条件 [37]

Table3.2 に最大荷重や最大揺動角などをまとめた表を示す.

最大荷重	6000N
最大角度	両側約 6.65°
転換動作時間	約 3.3s
転換回数	往復 70000 回

Table3.2 Condition of the wear test[37].

荷重は営業線分岐器で測定されるフロントロッド軸力よりも大きく,摩耗が営業 線の状況よりも早く進行する条件を設定している.荷重発生器のばね機構は Fig.3.10 のようになっており,このばねは線形的な性質を示さずに,Fig.3.11のような変位-力 特性を示す.しかしばね荷重が発生するまでに遊びがあるため,中心位置からやや変 位したあたりから荷重が発生し始める.



Fig.3.10 The spring mechanism[37].

スト	ロークと軸力の関係	
	7,000	/
	6,000	
	5,000	押し切った状態
	4,000	(5,950N)
	3,000	
	2,000 押し始め	
	1,000	
J -30 -20 -10		20 30 4
	-2,000	
	3,000	
引き切った状態	-4,000 引き始め	
(-5,950N)	-5,000 (-3,139N)	
	-6,000	
	-7,000	

Fig.3.11 Displacement - Force curve of the spring mechanism[37].

揺動角は引張圧縮方向に約6.65。ずつ計13.3。となっており,ばね特性にあわせて 最大角の時の変位量により最大荷重6000Nになるように回転半径が調整されている.

3.4.3 測定条件

試験において測定された変位や力などの詳細を以下に述べる.

3.4.3.1 測定対象

Table3.3 に試験において測定された量を示す. ロッド変位はロッドの時刻歴変位量であり,回転半径で除することにより回転角と

測定位置	測定値 [単位]	
ロッド部	ロッド変位 [mm]	
	ロッド軸力 [N]	
着文号	軸受ガタ量 [mm]	

Table3.3 Measured data of the wear test.

ほぼ一致する.ロッド軸力はこの試験における時刻歴軸力であり,ロッド変位と比較 することにより変位-荷重関係を確認できる.最後に軸受ガタ量は軸受摩耗量を測定 する際に参考とする値である.測定方法は以下で述べる.

3.4.3.2 測定機器 [38]

Table3.4 にそれぞれの測定値の測定器の詳細を示す. ロッド変位やロッド軸力はサンプリング周波数 200Hz で測定されている.

測定波形	測定機器名	型式	メーカー名	定格容量
ロッド	レーザー式	П 600	株式会社	600 ± 400 mm
変位	判別変位センサ	IL-000	キーエンス	000±400 mm
ロッド	ジョーピン型軸力計	LTP-S	株式会社	201/N
軸力	(在来線用)	-30KNSB9	共和電業	JOKIN
杣 四ガク昌	高感度	CDP 10	東京測器	10mm
和文ガラ重	変位計	CDF-10	株式会社	

Table3.4 Measuring equipment of the wear test[38].

3.4.3.3 測定方法 [37]

それぞれの測定値の測定方法について示す.

まず,ロッド変位に関しては Fig.3.12 に示すように,荷重発生器上部に備え付けられたレーザー変位計により,ロッド部に取り付けられた板部との距離を測っている. 荷重発生器自体は回転自由であるがロッド方向には変位しないので,ロッドの変位のみを確認することができる.

次に,ロッド軸力に関しては Fig.3.13 に示すように,ジョーピン型軸力計により ロッド-コネクタ間での作用力から測定された.

最後に,軸受ガタ量に関しては Fig.3.14 に示すように,高感度変位系により軸受部の正確なロッド方向変位を確認できるようにした.同時にジョーピン型軸力計を用い



Fig.3.12 The laser displacement meter for displacement of the rod[37].



Fig.3.13 The joe pin type meter for axial force of the rod[37].



Fig.3.14 The sensitive displacement meter for the wear of bearing[37].

ており,ロッドを前後させた時に引張・圧縮荷重がある一定値になった時の軸受部の 変位量を求めた.この手法を用いた理由としては,軸受を分解せずに摩耗量を測定す るため,また一定荷重を与えないと摩耗時に内部で生じる摩耗粉などの影響で正確な 値が測定できないためである.測定には機器を外しての作業を要するため,約10000 サイクルごとでの計測を行っている.この手法では半径ではなく直径に対する摩耗量 が測定される.測定点としてはクランク腕に対して直角方向の頂点での測定を行って いる.

3.4.4 測定結果

軸受摩耗試験において測定された波形と摩耗量について述べる.

3.4.4.1 時刻歴波形 [39]

時刻歴波形はロッド変位とロッド軸力である.各サイクルにおいても同様の波形と なるため,代表的な1サイクルの波形を示す.それぞれのグラフを Fig.3.15, Fig.3.16 に示す.



Fig.3.15 Displacement of the rod in the wear test.

まずロッド変位波形を確認する.なお,この軸受摩耗試験および模擬解析において は,圧縮荷重が生じる方向(荷重発生器の方向)に変位する方向を正とする.青色が 圧縮位置から引張位置への動作,赤色が引張位置から圧縮位置への動作であり,ほぼ 軸対称な変位が確認できる.どちらの方向へも最大で29mmの変位が見られ,全体 的には正弦関数的な波形となるが,モーターの回転機構の特性上ギザギザした波形が 生じることが確認できる.1.7s あたりで中心位置となる.

次にロッド軸力波形を確認する.変位と同じく,青色が圧縮位置から引張位置への 動作,赤色が引張位置から圧縮位置への動作であり,こちらもほぼ軸対称な波形が確 認できる.荷重発生器のばね特性の影響により,動作し始めてからしばらくは中心位 置で軸力が ON となるような波形を描かないが,1.6s 手前で軸力が大幅に減少してい る様子が見られる.これは荷重発生器のばね機構の遊びに差し掛かったためと考えら れ,同様に反対側の遊びが終了する 1.8s 手前でまた軸力が大幅に増加している.最 大荷重値は 6000N であり,機構により荷重が生じる境界となる部分では約 3500N と なることが確認できる.



Fig.3.16 Axial force of the rod in the wear test.

3.4.4.2 変位-軸力関係 [39]

ロッド変位とロッド軸力の各時間での値の関係から, Fig.3.11 よりも正確に実現象のロッドの変位-荷重関係が得られる.それを Fig.3.17 に示す.



Fig.3.17 Relationship between rod displacement and axial force of the rod in the wear test.

この変位-軸力関係によると,-0.5mm から 1.5mm までの間は荷重が発生していないことが分かる.-29mm から-1.1mm の間では線形的な引張荷重,1.6mm から 29mm では線形的な圧縮荷重となり,この部分が線形的になる傾向は荷重発生器のばねと同じ特性である.それぞれ時刻歴波形と同様に,最大変位の時に 6000N で機構により荷重が生じる境界となる部分では約 3500N となることが読み取れる.

3.4.4.3 累積摩耗量 [39]

試験開始前の状態, すなわち0サイクルの状態ですでにガタ量が生じるが, オフ セットすることにより0サイクルで原点となるように摩耗量を設定する. すなわち 各サイクルでのガタ量と初期ガタ量との差を摩耗量として算出する. Table3.5 に約 10000サイクル刻みで測定された軸受摩耗量を示し, Fig.3.18 にサイクル数-摩耗量関 係をプロットしたグラフとその近似曲線を示す.

Table3.5 Wear amount of the bearing in the wear test[39].

往復数 [Cycle]	摩耗量 [mm]
10000	0.2343
20000	0.01251
35339	0.02659
41761	0.04263
53978	0.04282
62323	0.06965



Fig.3.18 Wear amount of bearing and approximate curve in the wear test.

なお 10000 サイクルでの値は外れ値として,今回は除外して近似曲線を求めた.原 点を通る一次関数で近似したところ,相関係数 0.9534 という精度の良い近似曲線と なることが分かった.

3.4.5 軸受摩耗試験の考察

ロッド変位やとロッド軸力より試験装置の挙動は把握できたものの,軸受の滑り速度や摩耗量が測定されている方向の面圧という値に関しては軸受部の接触角が時々刻々と変わることを考慮すると理論的に求めることは困難である.そこで,有限要素法により軸受摩耗試験の模擬解析を行い,解析上からこれらの軸受部力学特性を算出する.

今回の試験では変位は正弦的な波形を示すが,荷重発生器ではばね機構により変 位-荷重関係が非線形ばねとなる特性を示している.このモデリングは確実に行い, 実測で得られた波形と解析結果を適切に合わせた後に,解析上での軸受 PV 値を求め 比摩耗量の算出を行う必要がある.

3.5 摩耗進行モデル

3.3.2 項で述べたように,軸受の摩耗進行は式 (3.6) で支配されると考えられた.しかし, Fig.3.19 に示すようにその増加傾向は段階を持つとも考えられている [34].



Fig.3.19 Various wear tendency of bearing[34].

A は無潤滑で初期なじみが正常に行われていなかったり,軸受材質の選定が不適切 な場合に代表されるもので,摩耗の進行が極端に早い例である.B と C が一般的な 軸受に見られるもので,b₁ や c₁ の部分は初期摩耗,b₂,c₂ に示される部分は定常摩 耗と呼ばれ,材質や摩擦により勾配や屈折点が異なる.初期摩耗はいわゆるなじみの 期間に発生し,この間で表面粗さや片あたりがなじみ,摩耗粉などの付着により定常 摩耗に移行する.軸受寿命の推定の際にはこの定常摩耗の値を持って論じるため,比 摩耗量は摩擦時間を十分長くとったb₂,c₂の始点と終点を結んで算出される.しか し様々な条件により異常摩耗や焼付きが生じて c₃のような状態が生じる可能性があ るため,適切な軸受の保守が必要となる. ここで, Fig.3.18 において軸受摩耗試験では許容摩耗量の2割までしか摩耗が進行 していなかったが定常状態には移行していたと考えられ,その初期なじみ部がほとん ど生じなかったためか進行は原点を通る一次関数で十分近似できたと考えられる.実 際に対象軸受で揺動試験を行われた結果としては試験条件は異なるものの初期摩耗区 間はほとんどなく,すくに定常摩耗域に移動している様子が見られた[40].これは今 回の軸受摩耗試験では転換動作が約3.3sと長い時間がかかり,変位や軸力変動もゆ るやかであるため準静的な過程と見なすことができ,摩耗進行に応じて現象がほぼ変 わらないため,1サイクルにおける PV 積分値も変化しなかったことも起因している と考えられる.

したがって,式 (3.6)を考えると,比摩耗量も定数であることから右辺はすべて定数と見なせるため, *dW/dC*も定数となり,そのまま近似した一次関数の傾きを意味する.測定上のばらつきを考慮し,付録 A.2 に示す回帰分析によりその傾きの 95% 信頼区間を求め, Table3.6 にまとめる.

Table3.6 Detail of approximate curve of amount wear.

相関係数	0.9534
近似曲線の傾き [mm/Cycle]	9.443×10^{-7}
95% 信頼度上限傾き [mm/Cycle]	1.135×10^{-6}
95% 信頼度下限傾き [mm/Cycle]	7.538×10^{-7}

本研究では軸受摩耗試験では以上の仮定をおいて比摩耗量 K を算出する.軸受摩 耗試験の模擬解析により測定点での PV 積分値が求められれば,式 (3.6)を変形して,

$$K = \frac{1}{\int_0^{t_i} PV dt} \cdot \frac{dW}{dC}$$
(3.7)

により K は求めることができる.

一方で,分岐器の列車通過時振動解析では軸受部は短時間で大きな変位や荷重変動が生じるために,軸受の摩耗量により PV 値は大きく変化すると考えられる.よって,模擬解析により求められた比摩耗量 K を用いた上で, PV 積分値は摩耗量 W の 関数として式(3.6)の微分方程式を解くことで摩耗進行曲線を求めていく.

第4章

列車通過時振動

4.1 緒言

前章では軸受摩耗を考察し,試験を通して摩耗量定量化の方針を定めた.一方で, 本章ではその実際の分岐器の軸受摩耗に影響する衝撃振動について述べる.営業線の 列車通過時に発生する振動の測定概要とトングレール後端部やフロントロッド部の測 定波形を説明するとともに条件が異なる場合の波形の比較を行い考察する.

4.2 営業線振動波形測定概要

本年度に2箇所の普通分岐器を対象とした営業線列車通過時波形の測定がJR東日 本と吉原鉄道工業の協力のもと行われた.以前にもJR東日本管轄内のいくつかの実 線の分岐器において,列車通過時におけるトングレール内の複数箇所の歪,肘金部加 速度,フロントロッド軸力といった波形データが測定されていた[27].この波形をも とに先行研究[19,20]は行われたが,いずれの測定分岐器もフロントロッド形状と分 岐器形状がモデリング対象としたテクニカルセンター試験線のものと異なっており, 波形最大値などの参考程度にとどめていた.また,当時の波形測定は転てつ装置の振 動のみに着目されており,衝撃入力箇所と考えられるトングレール後端部の波形が測 定されていなかった.そのため先行研究においては入力波形も仮定をおいた波形であ るという課題が見られた.

そこで今回の研究においてはフロントロッド・分岐器形状のモデリングが容易な普通分岐器にて測定が行われた.さらに,フロントロッド肘金部加速度やフロントロッド軸力といった従来より測定されていた波形だけでなく,トングレール後端部の波形を測定することで入力と応答の関係を確認することができるようになった.

営業線の分岐器の波形からその振動特性を把握するとともに,これらのデータを解

析結果との比較対象とすることで有限要素モデルの妥当性が評価可能となる.

4.3 営業線振動波形測定条件

営業線振動測定の分岐器条件,列車通過条件,測定条件について順に述べる.

4.3.1 分岐器条件

Table4.1 に測定が行われた2つの分岐器の条件を示す.

分岐器番号	A駅A号	A 駅 B 号
分岐器種類	片開き 12 番普通	片開き 12 番普通
転換方式	関節方式	関節方式
フロントロッド型番	B821	B821
段違い量	3.5	0.5

Table 4.1 Condition of the measured crossings[41].

形状など基本的な条件は同じであるが,継目段違い量に差が見られA号分岐器の 方が振動波形が大きくなると推測される.

4.3.2 列車通過条件

Table4.2 に測定分岐器の列車通過条件を示す.

列車種別	貨物,特急,普通
進行方向	背向
分岐方向	定位

Table4.2 Condition of the trains.

車種は大きく3種類である.進行方向は背向であるためにトングレールをたたく方向であり,分岐方向が定位であるために速度が大きいという継目通過時振動が大きくなると予想される厳しい条件となっている.

4.3.3 測定条件

Table4.3 に測定された波形を示す.

測定位置	測定値 [単位]	
トングレール後端部	鉛直方向加速度 [mm/s ²]	
	軌間内外方向加速度 [mm/s ²]	
	軌道平行方向加速度 [mm/s ²]	
フロントロッド肘金部	鉛直方向加速度 [mm/s ²]	
	軌間内外方向加速度 [mm/s ²]	
	軌道平行方向加速度 [mm/s ²]	
フロントロッド肘金部	フロントロッド軸力 [N]	

Table4.3 Measured waves at the crossings.

左側と右側それぞれのトングレール,フロントロッド肘金での測定が行われており 基本レール密着側と非密着側での波形の比較が可能である.

なお,フロントロッド軸力はひずみゲージで測定された値から力に変換して求めて おり,測定機器と貼付位置と共にその変換方法も以下に述べる.

4.3.3.1 測定機器 [38]

Table4.4 に測定機器の緒言を示す.サンプリング周波数は 2000Hz で 1000Hz の ローパスフィルタをかけている.

測定波形	測定機器名	型式	メーカー名	定格容量
トングレール	3 軸型	ASHT	株式会社	10970mm /a
後端部加速度	加速度変換器	-A-1K	共和電業	± 9870 mm/s
フロントロッド	3 軸型	ASHT	株式会社	10970mm /a
肘金部加速度	加速度変換器	-A-1K	共和電業	± 9870 mm/s
フロントロッド	汎用箔	KFG-1-350-C1	株式会社	
軸力	ひずみゲージ	-11L1M2R	共和電業	_

Table4.4 Measuring equipment[38].

4.3.3.2 測定位置

Fig.4.1 に測定分岐器における測定機器の貼付位置を示す.

Fig.4.1 において,①がトングレール後端部加速度,②がフロントロッド肘金部加速 度の測定のための3軸加速度センサ貼付位置であり,③がフロントロッド軸力算出の ための歪ゲージ貼付位置である.先ほど述べたように左右両方での測定が行われてお



Fig.4.1 Position of the measuring equipment on the crossing.

り,計測点は計6点である.

実機における①の状態を Fig.4.2 に示し,②,③の状態を Fig.4.3 に示す.それぞれ, 軌道平行方向,軌間内外方向,鉛直方向に3軸が向くようにセンサは設置されている.



Fig.4.2 The measuring equipment at the heel of tongue rail.



Fig.4.3 The measuring equipment at the hook of front rod.

4.3.3.3 歪から軸力の導出 [42]

軸力は肘金部で計測された歪を以下の考え方により力に変換したものである.

肘金は接続部である軸受部にてロッドより力を受ける.作用反作用の法則により, この逆ベクトルがロッドが受ける力となるため,ロッドから肘金に与える外力はロッ ド軸力に等しいと考えられる.



Fig.4.4 Relationship between strain of the hook and force from the rod[42].

Fig.4.4 に示すように肘金を梁と見立てると,ロッドからの軌間内外方向外力により鉛直方向を軸とした曲げ変形が生じると見なせる. 歪ゲージは肘金の側面に貼付されているので,肘金長手方向すなわち軌道平行方向歪が計測される. これが曲げ変形によって生じるものであると考えると以下の関係式が導かれる.まず球面軸受歪ゲージ貼付位置にかかる曲げモーメントをM,その地点での断面係数をZとすると,曲げ応力 σ は,

$$\sigma = \frac{M}{Z} \tag{4.1}$$

と表される.接触部である球面軸受中心部分から歪ゲージ貼付位置までの軌道平行 距離を l, 今回求めたいロッドから受ける軌間内外方向外力を W とすると,

$$M = Wl \tag{4.2}$$

であるため, 歪 ε と応力 σ はヤング率 E により,

$$\sigma = E\varepsilon \tag{4.3}$$

となることから,式(4.1),式(4.2),式(4.3)により,ロッド軸力 W と肘金部歪 ε の関係は次の式で表される.

$$W = \frac{EZ}{l}\varepsilon \tag{4.4}$$

4.4 営業線振動波形データ

各測定点での波形傾向を確認し,代表的な波形について列車,分岐器,車軸が異な る場合の波形について比較する.基本的には解析対象とする A 駅 A 号分岐器の波形 を示す.

4.4.1 一般的な波形傾向

まず,それぞれの測定点の各軸方向の波形について確認する.通過車軸は貨物列車 Aの1両目1軸目とする.Fig.4.5 に左側トングレール後端部加速度,Fig.4.6 に右側 トングレール後端部加速度,Fig.4.7 に左側フロントロッド肘金部加速度,Fig.4.8 に 右側フロントロッド肘金部加速度,そしてFig.4.9 に左右フロントロッド軸力の波形 を示す.波形は0.1s までの実測値を示す.



Fig.4.5 Acceleration at the heel of left tongue rail (Triaxial direction, Field).

まず Fig.4.5 より, 継目通過により振動発生側となる左側後端部加速度は鉛直方向 に 10⁶mm/s² オーダーの値が確認でき, その他の軸方向と比べてはるかに大きな値と

なった.したがって,継目通過時荷重の入力波形としては鉛直方向のみを考慮すれば 良いと考えられる.鉛直方向波形の特徴として,始めに負方向にインパルス状の高周 波振動1山による最大値が生じ,正方向に跳ね返った後ただちに減衰する様子が見ら れる.その周波数は700~800Hzである.



Fig.4.6 Acceleration at the heel of right tongue rail (Triaxial direction, Field).

一方で Fig.4.6 より,同時刻での右側後端部加速度では鉛直方向も全く生じないといった様子が確認できた.これは継目が無い場合は 10⁶mm/s² といった大きなオーダーでの加速度は全く生じなく,列車通過時に振動発生部位とはならないということを再確認できた.したがって継目のある左側でのみ後端部で荷重が加えられ,振動がトングレールを伝わると考えて良いと分かる.



Fig.4.7 Acceleration at the left hook of front rod (Triaxial direction, Field).

次に Fig.4.7 より, レール密着側である左側肘金部加速度でも後端部振動が伝わる 形で高周波の振動が確認できた.鉛直方向は後端部のものが伝わる形になるというこ とが分かるが,軌間内外方向に関しても鉛直方向と同じくらいの最大値が生じる.こ れは振動によるトングレールの挙動で励起されるものであると考えられる.

最大値は $5 \times 10^5 \sim 8 \times 10^5 \text{mm/s}^2$ ほどであり,後端部鉛直方向よりは小さくなる. また各軸方向の大小関係は 鉛直 \approx 軌間内外 > 軌道平行 という傾向となる.特に鉛 直方向波形は 3 山ほどの大きな振動が生じた後減衰し,その周波数成分は 250Hz ほ どである.



Fig.4.8 Acceleration at the right hook of front rod (Triaxial direction, Field).

次に Fig.4.8 より, レール非密着側である右側肘金部加速度を確認する. Fig.4.7 と 同じオーダーの座標で波形を描くと,密着側と比べてどの波形もはるかに小さい値 となることが分かる.わずかに振幅が生じていることが確認できるが,各軸方向とも 2×10⁵mm/s² 以下であり,密着側と比べて大きく減衰している.右側後端部では振 動が発生しないため,左側からフロントロッドを伝わることによってのみ振動が発生 する.その接続部が多いという構造上,大きく振動が減衰すると考えられる.



Fig.4.9 Axial force of the front rod (Left and right, Field).

最後に Fig.4.9 より,フロントロッド軸力を確認する.この波形は特に軸受の軌間 内外方向摩耗へ強く寄与する波形であると考えられる.特に左側で測定された軸力 は,左側肘金加速度と同様に後端部より伝わる振動により最大 3kN ほどの高周波振動が 3 山ほど続く様子が見られ,その周波数は 250Hz ほどである.異なる点として, 直ちに減衰することなく,80Hz ほどの低周波振動が 0.1s まで継続するという点が挙 げられる.右側では初めの高周波振動は左側と比べると小さな振幅しか生じないが, 低周波振動が残るという傾向に関しては同様であり,左側と比べると少し遅れた波形 となる.この右側での波形も,左側からの振動がフロントロッドで減衰するために高 周波部の振幅が小さくなると考えられる.

各測定点,各軸方向の波形特性が確認できたところで,代表的な波形を左側トング レール後端部鉛直方向加速度,左側フロントロッド肘金部鉛直方向加速度,左側測定 フロントロッド軸力の3つと定め,それぞれ後端部加速度,肘金部加速度,フロント ロッド軸力と省略して以下比較を行っていく.また,後端部加速度について高周波な 上に減衰が早いため0.03sまでを示し,同様に肘金部加速度に関しては0.05sまでを 示す.

4.4.2 同一車種での比較

同一車種の場合の異なる車軸通過の際の波形を比較する.なお車両は貨物列車 A とし,車軸は1両目1軸目をTrain A1,2両目3軸目をTrain A2,3両目3軸目 をTrain A3 としてグラフに示す.ここで車軸は4.4.5項で述べるように前軸がト ングレール上に乗っている影響を生じさせないためにこのような選定方法とした. Fig.4.10に後端部加速度,Fig.4.11に肘金部加速度,そしてFig.4.12にフロントロッ ド軸力の波形を示す.



Fig.4.10 Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Same train, Field).

いずれのグラフにおいても多少最大値の上下や周波数のずれがあるものの、どの車



Fig.4.11 Vertical acceleration at the hook of front rod (Same train, Field).



Fig.4.12 Axial force of the front rod (Same train, Field).

軸においても波形傾向が変わらないということが確認できる.同一分岐器,同一車 両で車軸の条件を同じにすればほとんど再現性のある波形が生じるということが分 かった.

4.4.3 車種別での比較

車種が異なる場合の波形を比較する.車軸は1両目1軸目とし,車両は貨物列車A を Train A,特急列車を Train B,普通列車を Train C としてグラフに示す.Fig.4.13 に後端部加速度,Fig.4.14 に肘金部加速度,そして Fig.4.15 にフロントロッド軸力の 波形を示す.



Fig.4.13 Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Different train, Field).



Fig.4.14 Vertical acceleration at the hook of front rod (Different train, Field).



Fig.4.15 Axial force of the front rod (Different train, Field).

車両種別の場合においても、いずれのグラフにおいても多少最大値の上下や周波数 のずれがあるものの、波形傾向が大きく変わらないということが確認できる.特に車 両種別が異なる場合は車両重量や通過速度が異なるため、それらの変化により振動波 形に影響があると考えられる.しかし、波形傾向がそれほど大きく変わらないという ことは、波形は分岐器の現場調整状態に依存し、同一分岐器であれば条件がほとんど 変わらないと考えられる.また、極度に車両重量が軽かったり通過速度が遅い場合に は波形は変化すると考えられるため [10]、今回測定されたような大多数の通過する列 車の通過条件はほぼ一致するものであり、有限要素法解析を用いて振動波形を再現で きる分岐器モデルを構築することの有意性が言える.

4.4.4 分岐器別での比較

異なる分岐器の場合の波形を比較する.同時にA駅B号分岐器の波形特性を把握 するため,グラフにはA号分岐器のもの1つと,B号分岐器の波形3つを示す.どち らも車両は貨物列車であり,A号の車軸は1両目1軸目を Crossing A1 としてグラフ に示す.B号の車軸は,1両目1軸目を Crossing B1,2両目3軸目を Crossing B2, 3両目3軸目を Crossing B3 としてグラフに示す.Fig.4.16 に後端部加速度,Fig.4.17 に肘金部加速度,そして Fig.4.18 にフロントロッド軸力の波形を示す.



Fig.4.16 Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Different crossing, Field).

まず Fig.4.16 より後端部加速度の比較を行うと, B 号分岐器の方が始めに負方向に 出る最大値が小さくなる傾向が見られる.一方で,その後の跳ね上がりからの減衰は も小さくなることが分かる.周波数特性はA号より低周波であると考えらえる.最 大値が小さくなる要因としてはB号分岐器の方が継目段違いが小さいために,継目 通過時の衝撃力が小さくなるためであると考えられる.



Fig.4.17 Vertical acceleration at the hook of front rod (Different crossing, Field).

次に Fig.4.17 より肘金部加速度の比較を行うと,まず B 号分岐器の周波数特性が A 号分岐器のものと大きく異なり,高周波な振動となることが確認できる.後端部加 速度の最大値は小さくなる傾向が見られた一方で,肘金部加速度の最大値はほとんど 同じであることが分かる.同一分岐器で各波形の特性は概ね一致していると考えら える.



Fig.4.18 Axial force of the front rod (Different crossing, Field).

最後に Fig.4.18 よりフロントロッド軸力の比較を行うと,波形特性が大きく変わる ことが分かる.B 号分岐器の波形はA 号分岐器のものと比べて,最大値が小さくな る傾向が見られるが,より高周波な振動が生じ0.02s までに減衰してしまうため,そ の後の低周波振動が生じないという傾向が見られた.

B 号分岐器の場合,特に肘金部分の波形については衝撃振動部で高周波であり,軸 力に関しては低周波振動が出ないなど現場調整状態の違いによるトングレールやフロ ントロッドの拘束条件の違いは振動系に変化を与えるといったことが考えられる.

4.4.5 前軸の影響を考慮した車軸ごとの比較

4.4.5.1 鉄道車両の車軸

一般的な鉄道車両には車両1両には2つの台車があり,それぞれ2つの車軸がつ いている.したがって,1車両には計4つの車軸がある.今回はFig.4.19に示すよう に,進行方向から順にそれらの軸番号を定義する.車両をまたぐ際は連番とせずに, 1軸目から始める.また貨物の先頭車である機関車は例外で,1つの車両につき3つ の台車があるため6つの車軸となる.



Fig.4.19 Position of wheels on the train car.

この同台車内の車軸間隔は約2mである.今回の分岐器のトングレール長さは約7mであるため,2軸目と4軸目は前軸の車輪がトングレールに乗っている状態で継目を通過することとなる.またFig.4.19に示すように一般的に2両目以降の1軸目とその前車両の4軸目の距離もトングレール長さよりも短くなり,同様の状態が見られる.この状態だとトングレールの拘束条件が変わるために,後端部やフロントロッド部の波形に影響があると考えられる.一方で,1両目1軸目は前軸が存在せず,各車両3軸目も前軸との距離があり前軸の影響は受けないと考えられるため,これまではこれらを選定し波形を示してきた.この前軸の影響を受ける場合とそうでない場合について,各波形を比較するとともに特性を確認する.

4.4.5.2 前軸の影響を考慮した波形の比較

グラフには前軸の影響を受けない波形 1 つと,前軸の影響を受ける波形 3 つを示 す.車両はすべて貨物列車 A とする.前軸の影響を受けない波形は,車軸は 1 両目 1 軸目を Wheel A1 としてグラフに示す.前軸の影響を受ける波形は,1 両目 2 軸目 を Wheel B1,2 両目 4 軸目を Wheel B2,3 両目 4 軸目を Wheel B3 としてグラフに 示す.Fig.4.20 に後端部加速度,Fig.4.21 に肘金部加速度,そして Fig.4.22 にフロン トロッド軸力の波形を示す.



Fig.4.20 Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Different axle, Field).

まず Fig.4.20 より後端部加速度の比較を行うと,始めの負方向の最大値が前軸 の影響を受ける波形の方が影響を受けない波形よりも全体的に大きくなる様子が 見られる.一方で,その後の跳ね上がりからの減衰は小さくなり 0.09s あたりまで 5×10⁵mm/s² ほどの振幅を持つ振動が継続する.最大値の部分の周波数特性は特に 変化が見られないが,最大値が大きく要因としては前輪がトングレールに乗っている ことで見かけの継目段違い量が増加し,継目通過時の衝撃力が大きくなるためである と考えられる.



Fig.4.21 Vertical acceleration at the hook of front rod (Different axle, Field).

次に Fig.4.21 より肘金部加速度の比較を行うと,後端部とは逆に前軸の影響を受ける波形の方が影響を受けない波形よりも全体的に最大値が小さくなっていることが分かる.周波数特性はこちらも特に変化は見られない.



Fig.4.22 Axial force of the front rod (Different axle, Field).

最後に Fig.4.22 よりフロントロッド軸力の比較を行うと,こちらも後端部とは逆に 前軸の影響を受ける波形の方が影響を受けない波形よりも全体的に最大値が小さくな る様子が見られた.高周波部分の周波数特性は変化は見られないが,低周波部にはや や波形の相違が見られる.これは車輪がトングレール上を通過している影響を受けて いるためだと考えられる.

フロントロッド部では特に前軸の影響を受ける波形の方が影響を受けない波形より も振動の最大値が小さくなる要因として前輪がトングレールに乗っていることでその 拘束条件が変化し,車輪や枕木・バラストの方にも振動が分岐しやすくなるためであ ると考えらえる.しかし異なる分岐器で比較したときのように周波数特性にまで大き な影響を及ぼさない.

4.4.5.3 車軸別の波形最大値統計量

波形特性を確認したところで,それぞれの車軸についての継目通過時振動による波 形の最大値とその平均および分散を確認する.最大値の算出方法は衝撃振動部の正方 向最大値と負方向最大値の和,すなわち最大振幅とし,同台車内の相関係数も示す. 車両種別は考慮せずに1まとめとし,測定したすべてのデータで算出する.この時の 総車両数は75 両であるが,データ処理の都合上先頭車両の1軸目だけは3軸目扱い とし,それに伴い先頭の2軸目も4軸目扱いとする.逆に機関車は台車間隔が短いた め,その6軸は前から3軸目,4軸目,1軸目,2軸目,1軸目,2軸目としてデータ 処理を行う.

車軸番号	1	2	3	4
データ数	71	71	81	81

Table4.5 The number of data according to axle.

 Table4.5 に各車軸のデータ総数を示し、Table4.6 に後端部加速度、Table4.7 に肘

 金部加速度、そして Table4.8 にフロントロッド軸力の最大値に対する各種統計量を

 示す。

車軸番号	1	2	3	4
平均 [×10 ⁶ mm/s ²]	1.238	1.804	1.551	1.827
標準偏差 [×10 ⁶ mm/s ²]	0.3226	0.4414	0.3214	0.3843
相関係数	0.4297		0.5345	

 Table4.6
 Statistics of vertical acceleration at the heel of tongue rail according to axle.

Table4.7 Statistics of vertical acceleration at the hook of front rod according to axle.

車軸番号	1	2	3	4
平均 [×10 ⁶ mm/s ²]	0.6809	0.5082	1.019	0.5724
標準偏差 [×10 ⁶ mm/s ²]	0.2124	0.1446	0.2705	0.1684
相関係数	0.1414		0.2730	

 Table4.8
 Statistics of Axial force of the front rod according to axle.

車軸番号	1	2	3	4	
平均 [kN]	2.610	2.109	4.467	2.582	
標準偏差 [kN]	0.7365	0.5459	08051	0.6143	
相関係数	0.260		0.2682		

後端部加速度では振動波形で確認したように台車の後軸となる2軸目と4軸目の 平均値は前軸の影響を受けない3軸目の平均値と比べて値が大きくなることが分か る.一方で1軸目の平均値に関しては逆に3軸目の平均値よりも小さくなる.これ は2軸目と4軸目は前軸との間隔が2mと近いために見かけの継目段違い量の増加に 大きく寄与する一方で,1軸目は前軸との間隔が長いために見かけの継目段違い量に 逆の影響を与えたためと考えられる.

次に,肘金部加速度でも前軸の影響を受ける1軸目,2軸目,4軸目の平均値は前 軸の影響を受けない3軸目の平均値と比べて小さくなることが確認できる.1軸目で は後端部加速度の平均値が小さくなる一方で,肘金部加速度は2軸目,4軸目と比べ ると下がり幅が小さくなることが分かる.トングレール上の車輪の位置により,その 振動の伝達特性も異なるといったことが考えられる. 最後に,フロントロッド軸力でも肘金部加速度と同様に前軸の影響を受ける1軸 目,2軸目,4軸目の平均値は前軸の影響を受けない3軸目の平均値と比べて小さく なることが確認できる.2軸目の平均値だけ下がり幅が大きいといった傾向が見られ たが,トングレール上の振動の伝達特性も異なるといったことが考えられる.

これらの結果については,3軸目の平均値と他の車軸の平均値との間には有意な差 があることが確認された.この検定の内容は付録A.1で示す.また,同台車内の相関 係数に関しては後端部加速度だけある程度の相関が確認できた.それぞれの継目通過 時衝撃振動は独立したものであるので,本来相関は確認できないと考えられる.しか し,同台車であればその車軸にかかる重量がほぼ同じであると考えられるので,継目 付近である後端部加速度において相関が見られるということは継目通過時の荷重の大 きさは重量に相関があるということを意味していると考えられる.一方でフロント ロッドに振動が到達する段階では伝達特性の変化によりその相関が見られなくなると 考えられる.

4.4.5.4 同一振動での各波形間の相関係数

継目通過時に生じた同一振動について後端部加速度最大値と肘金部加速度最大値お よびフロントロッド軸力最大値の相関係数を確認する.今回も軸別に分けて整理し, その結果を Table4.9 に示す.

Table 4.9 Correlation coefficients of vertical acceleration at the heel of tongue rail and other waves.

車軸番号	1	2	3	4
肘金部鉛直方向加速度	0.4202	0.2478	0.7126	0.5513
フロントロッド軸力	0.5625	0.3132	0.6727	0.602

3 軸目が最も鉛直方向加速度と各フロントロッド部波形との間に相関が見られる. これは車輪がトンクレールに乗っているというような振動伝達に影響を与える要因が ないためであると考えられる.この相関が高いということは毎回の振動現象の再現性 が高いことを意味し,解析で表現できる妥当性があることを意味している.一方で特 に2 軸目の相関係数が低くなるが,1 軸目と4 軸目は相関係数が高く一概に車輪がト ンクレールに乗っている状態が振動伝達系の入力出力ゲイン関係にバラつきを与えて いるとは言えない.
4.5 営業線振動波形のまとめ

以上の結果についてまとめ,考察する.

- 各測定点全て軸方向の波形を確認し、その特性を把握した.継目が存在する方のトングレール後端部鉛直方向加速度でその通過時衝撃に伴う波形が確認され、その振動が伝わることでフロントロッド部において肘金部加速度や軸力に振動波形が生じることが確認された.
- 代表的な波形において,同分岐器で車軸の条件も同じであれば同じ波形特性が 生じることが確認できた.車両重量による最大値の上下は考えられるが,ほぼ 通過条件が等しければ,振動波形は分岐器の現場調整状態に依存すると考えられる.
- 代表的な波形において,逆に現場調整状態の異なる分岐器で波形を比較すると
 その特性が大きく違うということが確認できた.
- 前軸がトングレール上にある場合,特に同台車であれば後端部加速度の最大値は大きくなり,フロントロッド部の振動波形の最大値は小さくなるといった傾向が確認できた.車輪がトングレールを押し付けることで振動が分岐するなど伝達系に影響を及ぼすと考えられる.
- 同一振動であるとき,後端部加速度最大値とフロントロッド部振動波形最大値 は相関が見られる.毎回の振動での再現性が確認でき,解析で表現できる妥当 性が言える.車輪がトングレール上にある場合だとこの相関は低下する様子が 見られる.

第5章

有限要素モデリング

5.1 緒言

振動波形や軸受摩耗の実現象の把握と実測データの確認ができたところで,本章に おいてはメインとなる有限要素法解析の手法について述べる.各解析のモデリング工 夫点や解析条件について述べ,比較対象波形などについて考察する.

5.2 解析について

解析上の注意点やモデリング指針について述べる.

5.2.1 Validation の必要性

現在,数値解析手法による応力解析や流体解析などが広く用いられるようになって きている.利点として適切なモデリングや境界条件の設定が行われれば,容易にモデ ルを変更することや実測不可能な点の評価ができる点などが挙げられる.これにより 様々な形状を作成して実験をするコストを減らすことができたり,理論式ではカバー できない複雑なモデルにも対応できるようになった.

中でも,本研究で用いる有限要素法解析は構造解析・振動解析において主要な手法 となっている.どのような構成式に基づいて計算が行われているかについては省略す るが,接触などの非線形的な現象も含めて誰でも容易に用いることができる汎用ソフ トが数多く考案されている.しかしその手軽さと引き換えに適切なモデリングが行わ れずに,実際の現象と異なる解析結果が生じているにも関わらず,解析結果のみにつ いて議論しがちになるという問題点がある.これは全く無意味な議論となってしまう ため,実測データや試験,そして理論計算と解析結果とを比較することによって,解 析モデルの妥当性を確かめていく必要がある.

5.2.2 本研究の解析と比較データ

本研究においては2種類の解析を行う.それぞれ軸受摩耗試験模擬解析と分岐器列 車通過時振動解析と称することとする.

軸受摩耗試験模擬解析は名の通り 3.4 節で述べた軸受摩耗試験の模擬解析であり, 実測された摩耗量と解析上の軸受 PV 値から本研究での軸受の比摩耗量を算出する目 的で行う.軸受摩耗試験で測定されている時刻歴波形や変位-荷重関係を比較するこ とでモデルの妥当性を確認する.モデリング詳細は 5.4 節で述べる.

次に分岐器列車通過時振動解析は,トングレール後端部に車輪の継目通過時振動を 模擬した荷重を入力し,フロントロッド部における特性を確認する解析である.振動 特性を把握するとともに,軸受部 PV 値の傾向や前述の解析で求められた比摩耗量か らの摩耗量推定を行うことを目的とする.比較対象は第4章で述べられている営業線 で実測された列車通過時振動波形である.特に今回はA駅A号分岐器の波形を対象 として,後端部および肘金部の加速度やフロントロッド軸力波形を比較することによ リモデリングを行う.モデリング詳細は5.5節で述べる.先行研究[19,20]のノウハ ウがあるためモデルはある程度完成された形ではあるが,今回はトングレール後端部 加速度を測定できたことにより,主に入力荷重を合わせることでモデリング向上に努 めた.

5.2.3 解析モデリング指針

材料の形状や物性値は定まっているので,モデル上での不確定要素は接続部や拘束 部であると考えられる.特に分岐器のレールと枕木・バラストとの拘束状態など,そ のような部位の詳細なモデリングは複雑である上に,計算負荷となってしまうため に,ばね要素などを用いた代替モデリングにより表現する.そのばね係数や粘性係数 を変更することによって実現象を再現できるモデリングを行ってゆく.接続部に関し ては肘金部軸受など振動に強く影響すると考えられる部分は接触要素を用いて実機を 再現している.接触要素に関してはペナルティ法が用いられている,一方で計算負荷 を考慮し硬く接続されていると考えられる接続部に関しては節点共有的な挙動を示す 接続(以下,剛接と呼ぶ)を用いている.

5.3 中央部軸受モデリング

それぞれの解析のモデリングについて詳細に述べる前に,主要部分である中央部軸 受のモデリング詳細を述べる.

5.3.1 軸受モデル構成

3.2.2 項で述べたように中央部軸受はライナーを含めて内輪,外輪と3つの部品で 構成されている.Table5.1 に各部品の詳細を示し,Fig.5.1 にその FE モデル, Fig.5.2 に FE 詳細カットモデルを示す.

軸受要素名	外輪	内輪	PTFE ライナー
要素数	8640	14976	1728
半径 [mm]	18.25	17.75	18.25 (-0.5)
材質	SP	SP	PTFE

Table5.1 FE model of bearing.



Fig.5.1 FE model of the bearing.



Fig.5.2 Detail FE model of the bearing.

ライナー部はメッシュ上では外輪と同じ半径となるが,接触要素の接触判定領域を 変更することにより半径を調節している.したがって,内輪は外輪とは直接接触せ ずにライナーと接触することとなる.材質は外輪と内輪は同じ SP 材を用いることと し,ライナー部は PTFE 材を用いた.これらの物性値は Table5.2 で述べる.なお摩 擦係数は 0.15 で定数として設定する [40].

5.3.2 力学的特性の算出方法

次に軸受部の PV 値それぞれの算出方法と接触インターフェース設定について述 べる.前述の Fig.5.2 に軸受の接触インターフェースも示されている.接触インター フェースは x 軸負方向からそれぞれ前(赤),中(青),後(緑)の3等分を行い,円 周方向には 15°ずつ 24 箇所に分けた.したがって計 72 分割した点での値の算出が 可能となる.

x 軸方向の赤青緑の色付けに対し,円周方向には15°ずつ濃淡で交互に表すことに より分かりやすくした.なお z 軸正方向の頂点を0°とし, y 軸正方向の頂点を90° という向きに一周するように角度を定義した.したがって,分岐器列車通過時振動解 析においては,90°が軌間内外方向のトングレール-基本レール密着側,270°が非密 着側となる.Fig.5.3 に示すように円周方向同角度のとき,球中心と中部を結んだ線 と,球中心と前部または後部を結んだ線の角度は12.2°となる.



Fig.5.3 FE cut model of the bearing.

面圧は各インターフェース中心での圧力ベクトルの球面における法線方向成分とし て算出し,滑り速度は各インターフェース中心での相対速度ベクトルの球面における 接線方向成分として算出した.算出方法は付録 B にて示す.

5.4 軸受摩耗試験模擬解析モデリング

軸受摩耗試験模擬解析のモデリング・解析条件について述べる.

5.4.1 FE モデリング範囲

軸受摩耗試験装置自体は大がかりなものであるが,主要な部分は図面 Fig.5.4 に示す部分である.そこで図面を参考に主要な寸法を合わせて, Fig.5.5 のような解析モデルを作成した.



Fig.5.4 Drawing of the main part of wear test device.

	①軸受部
②荷重発生器はね部	③ クランク回転軸部

Fig.5.5 FE model of the wear test device.

5.4.2 各モデリング

軸受摩耗試験模擬解析の解析モデルの主要箇所モデリングの詳細について述べる.

5.4.2.1 軸受部

Fig.5.5 の①軸受部の詳細図を Fig.5.6 に示す.

軸受部付近は鉛直方向変位を拘束し余計な動的振動を発生させないようにしている.この拘束により,ラジアル頂点すなわち軸受中部で圧力が最大になるような理想 的な状態を再現している.



Fig.5.6 The bearing part in FE model of the wear test device.

5.4.2.2 荷重発生器

Fig.5.5 の②荷重発生器の詳細図を Fig.5.7 に示す.



Fig.5.7 The spring part in FE model of the wear test device.

実物はばね機構を持つ構造体であるが,解析モデルにおいてはロッド方向に非線形 性を持つばね要素で代用した.なお,軸受が付属するロッド先端は z 軸方向にもわず かに変位するため,それの追従のためにロッドとばねを結ぶ点においては鉛直方向を 軸に回転自由であり,ロッド軸方向のみ変位可能な拘束を加えている.すなわちこの 点ではロッド軸に直角な並進方向には変位不可能である. この非線形ばねはロッド軸方向に対して, Fig.5.8 で表される変位-荷重関係となっている.これは荷重発生器内のばねの特性(Fig.3.11)ではなく,実際のロッドの変位-軸力関係(Fig.3.17)を参考にしている.



Fig.5.8 Displacement-Force curve of the spring part.

5.4.2.3 クランク回転軸部

Fig.5.5 の③クランク回転軸部の詳細図を Fig.5.9 に示す.



Fig.5.9 Imposed rotational part in FE model of the wear test device.

この解析の荷重条件としては,このクランク回転軸を中心とした強制回転角を与えた.入力波形に関しては実測されたロッド変位波形とクランク半径の関係から算出した.それを Fig.5.10 に示す.



Fig.5.10 Imposed rotation curve in the wear test analysis.

片側最大角度は約 6.65 ° であり, 揺動角は約 13.3 ° となる.また,解析上の初期 位置では動作中心の位置となっているため,引張と圧縮どちらかの転換状態にしてか ら,試験装置の動作を模擬した解析を行った.Fig.5.10 から分かるように,0.2s まで にどちらかの転換状態まで動作させて,0.02s のインターバルを設けた後に約 3.3s で 転換動作を行う.

5.4.3 解析条件

軸受摩耗試験模擬解析は圧縮位置から引張位置への転換,および引張位置から圧縮 位置への転換の2種類を行い,その結果を合算して1サイクルと見なす.Table5.2に この解析で用いた材料の物性値を示し,Table5.3に解析条件を示す.本研究におい て,高周波振動は対象ではないので動的緩和法を用いて余計な動的振動を抑えた.

材料名	SC	SP	PTFE
密度 [ton/mm ³]	7.86×10^{-9}	8.6×10^{-9}	2.15×10^{-9}
ヤング率 [MPa]	2.05×10^5	7.9×10^4	4.0×10^{2}
ポアソン比	0.3	0.3	0.3

Table 5.2 Property of materials.

解析ソフト	Hyperworks Radioss Block 120
解析手法	陽解法
単位系	[ton][mm][MPa]
要素	Solid 要素, Spring 要素
要素数	31811
解析時間	3.6s まで
最大タイムステップ	2.0×10^{-6} s
中央部軸受すき間	0 mm
その他	動的緩和法

Table 5.3 Analysis condition of the wear test model.

5.4.4 測定波形一覧

この解析における主な出力波形は以下に示す通りであり,解析モデル上のロッド波形の測定位置を Fig.5.11 に示し,軸受部の測定位置を Fig.5.12 に示す.

- ロッド変位
- ロッド軸力
- 軸受部接触力,滑り速度



Fig.5.11 The sensing point of the rod (FE model).



Fig.5.12 The sensing point at the bearing (FE model).

ロッド変位とロッド軸力はロッド-ばね接続点の変位と,接続点周辺の断面におけ る力の総和により求める.軸受 PV 値測定点に関しては,この解析においては72点 すべてで求めるわけではなく,実機での計測点と同じく,中部90°および中部270° の2点を測定点とする.対面に位置するこの2点の PV 積分値の和から直径方向の摩 耗量との関係性がとれるようになる.

5.5 分岐器列車通過時振動解析モデリング

分岐器列車通過時振動解析のモデリング・解析条件について述べる.

5.5.1 FE モデリング範囲

今回把握したい現象は,衝撃振動が生じるトングレール後端部からフロントロッド 中央部軸受の摩耗までである.したがって,x軸正方向にはトングレール後端部およ びその周辺のリードレールや基本レールまでをモデリング範囲とする.x軸負方向に はフロントロッド中央部軸受とそれに接続されている接続かんの電気転てつ機側の拘 束部までをモデリング範囲とする.

また,トングレールと基本レールとの接触や,スイッチアジャスタといった付属機器についても,拘束要素や動力源として振動に影響を及ぼすと考えられるためモデリング対象とした.モデル対象とする分岐器の諸元はTable4.1に示した通りであり,その概略図面をFig.5.13に示す.また,Fig.5.13と比較しやすいように上面から見た分岐器の有限要素モデルをFig.5.14に示す.



Fig.5.13 Drawing of the crossing.



Fig.5.14 Top view of the FE model of the crossing.

分岐器全体の有限要素モデルを Fig.5.15 に示し, その③に示すフロントロッド周辺の転てつ装置モデルを Fig.5.16 に示す.



Fig.5.15 Entire FE model of the crossing.



Fig.5.16 FE model of railroad switch device.

5.5.2 各モデリング

分岐器列車通過時振動解析の解析モデルの主要箇所モデリングの詳細について述べる.

5.5.2.1 トングレール後端部

Fig.5.15 の①トングレール後端部の接触部の詳細図を Fig.5.17 に示す.また比較対象として Fig.5.18 に実機の後端部を示す.





Fig.5.17 FE model of the heel of tongue rail.

Fig.5.18 The heel of tongue rail.

この部分は荷重入力位置となるために,基本レール,リードレール,間隔材といった部品も形状を再現した.これらのレールは底面が同じ床板に締結されており,ほぼ 一体的な挙動をすると考え,軌間内外方向のボルト締結による接続は再現せずに剛接 とした.

次に底面での拘束であるが, 枕木およびバラスト形状の詳細なモデリングは複雑と なり計算負荷となるため, 等価なばね要素としてモデリングを行い, 高い剛性と粘性 係数を持ったばね要素を用いて表現する. これは MBD などでの軌道モデリングで は良く用いられている手法であり, それらの文献値を参考に数値オーダーを定めた [7,9,10,13,14].

Fig.5.19 に示すように,底面は床板を模擬して rigid 接続されており,レール枕木 ばねによって拘束されている.レールの不要なねじりが生じないように y 軸方向に 2 点を拘束することで枕木を模擬する.また,リードレールと基本レールの端は本当は レールが続くために,振動が返ってくると条件として不適当である.そこで,鉛直方 向ばね定数はレール枕木ばねと同様とし,減衰係数などを十分大きく設定した無反射 境界を再現できるばねを設置した.これらのばね緒言は Table5.4 に示す.



Fig.5.19 Spring models simulating sleepers.

5.5.2.2 密着側トングレール

Fig.5.15 の②密着側トングレールの詳細図を Fig.5.20 に示す.また,比較対象として Fig.5.21 にレール接触の概略断面図を示す.



Fig.5.20 FE model of the tongue rail contacting to the stock rail.



Fig.5.21 Drawing of the tongue rail contacting to the stock rail.

2.2.6 項で述べたように列車通過の際は片輪のみがトングレール後端部継目を通過 するが,これは常に基本レールに密着しているトングレール側となる.したがって, 振動がトングレールを伝わる際にこの基本レールとの接触は現象に大きく影響すると 考えられる.そこで,基本レールはトングレール前縁までの形状を作成し,接触モデ リングを行った.トングレールはスイッチアジャスタより押し付け力が加えられるた め,摩擦により変位しにくい状態となることを接触により再現した.なお,今回の解



析モデルでは Fig.5.20 に示したように y 軸正方向のトングレールに相当するので,そ ちら側のみの作成にとどめた.

Fig.5.22 Spring models simulating sleepers (tongue rail).

次に底面での拘束であるが, Fig.5.22 に示すように,基本レールは後端部と同様の レール枕木ばねを一定間隔で用いている.一方で,トングレールについては枕木の上 に置かれたような状態になっており,z軸負方向に対して,すなわち枕木を押し込む 方向に変位が生じるときには反力がかかる一方で,z軸正方向の変位が生じるときに は反力は生じないという非線形ばねをトングレール枕木ばねとして設置している.

5.5.2.3 フロントロッド肘金部

Fig.5.16 の①フロントロッド肘金部の詳細図を Fig.5.23 に示す.また,比較対象として Fig.5.24 に実機のフロントロッド肘金を示す.



Fig.5.23 FE model of the hook of front rod.



Fig.5.24 The hook of front rod.

肘金部は様々な要素で構成される.まず,肘金とトングレールはボルト締結されて

いるが,2点での拘束がなされているため今回は主の解析では剛接とする.しかし接 触インターフェースの設定を剛接から接触に変更すれば,軸力を発生させることによ りリベット締結状態を再現できるようにモデルが作成されている.

そして肘金は,軸受を介してロッド部と接続されている.Fig.5.25 にその軸受の有限要素モデルを示し,Fig.5.26 軸受付近の肘金断面図を示す.



Fig.5.25 FE model of the bearing connecting the rod to the hook.



Fig.5.26 FE cut model of the hook of front rod.

肘金部軸受の詳細は 3.2.2 項で述べた通りである.無潤滑である上に,外輪と内輪の2つの部品で構成されるという単純なモデルあり,今回着目する軸受ではないため モデル詳細は省略する.特に力学特性を把握したいわけではないので,内部すき間が 0.05mm となる1つの接触インターフェースのみを設定している.また外輪とロッド 部および内輪と肘金とは剛接としている.

Fig.5.26 を見ると軸受の前後に受け座が備え付けられていることが分かる.この受け座により軸受は x 軸回転, z 軸回転はフリーではあるが y 軸回転をある程度拘束されている.両肘で拘束されることによってフロントロッドは構造として x 軸回転, z 軸回転が生じにくくなるが,唯一回転しやすい y 軸回転による位置不備を防ぐためのものである.そこで受け座と軸受ハウジング部の間で,1mm 差が縮まったら反力を生じるような非線形ばねを設定した.1つの軸受に対して2つの受け座の上下,計4点で拘束されることとなる.

5.5.2.4 フロントロッド中央部・接続かん

Fig.5.16 の②フロントロッド中央部の詳細図を Fig.5.27 に示す.

フロントロッド部は基本的にどの部品間も剛接でモデリングしている.したがって,形状の影響のみが強く表れることとなる.中央部には今回着目している軸受が設置されており,接続かんと接続している.Fig.5.28 に中央部軸受周辺モデルを示し, Fig.5.29 に接続かんのモデルを示す.

実機において接続かんは一端は軸受と接続され、一端は照査かんと接続されてい



Fig.5.27 FE model of the center part of the front rod.



Fig.5.28 FE model of the bearing attached to the middle of front rod.



Fig.5.29 FE model of the connecting rod.

る.照査かんはロックピースとかみ合い拘束されているため,質量体および拘束体と して接続のモデリングは欠かすことができない.解析モデルにおいては,接続かんは 一端は軸受と接続されもう一端はばねを介して完全拘束と接続している.このばねも 照査かんとロックピース部の拘束を考えて,y軸方向に 1.5mm 変位したときにばね 反力が生じるような非線形ばねを用いた.そのばね諸元は Table5.4 に示す.

5.5.2.5 スイッチアジャスタ・動作かん

Fig.5.16 の③スイッチアジャスタの詳細図を Fig.5.30 に示す.

押し付け力を直接トングレールに与える方法も考えたが,トングレールの振動を考 える際にスイッチアジャスタも質量体として振動に影響する可能性もあるためにモデ リングを行った.このモデルに関しては接触要素が多く使われている.動作かんのモ デリングは接続かんと同様に一端はスイッチアジャスタとの接触,もう一端は電気 転てつ機内の拘束を考慮し,ばねを介して完全拘束と接続した.ばねは接続かんと同 様のものを用いている.このばねとの接続部に y 軸正方向に 1.57kN の力を加えてい



Fig.5.30 FE model of the switch adjuster.

る.その力が,動作かんとスイッチアジャスタとの接触およびスイッチアジャスタと 連結板との接触を介してトングレールに伝わり,基本レールとの接触力が生じる.

2.3.2 項で述べたように密着側の連結板は接触するようになっており,このとき非 密着側は接触していないような状態を再現したモデルとなっている.連結板とトング レールは剛接としている.解析上のそれらの様子を Fig.5.31 と Fig.5.32 に示す.



Fig.5.31 FE model of the connecter of switch adjuster and tongue rail (left).



Fig.5.32 FE model of the connecter of switch adjuster and tongue rail (right).

5.5.2.6 非密着側トングレール

Fig.5.15 の非密着側トングレールの詳細図を Fig.5.33 に示す.



Fig.5.33 FE model of tongue rail not contacting to the stock rail.



Fig.5.34 The ball bearing on the sleeper.

非密着トングレールは転換を滑らかに行うために, Fig.5.34 に示すようなボールベ アリング床板が設置されているため,先端がわずかに浮いている様子が見られた.し たがって非密着側のトングレールについては後端部および,ボールベアリング接触部 のみで鉛直方向の拘束を受けていると考え,ばね拘束を設定する.

5.5.3 荷重条件

車輪がトングレール後端部継目を通過する際に生じる荷重について,解析においての荷重条件を述べる.なお,トングレールの押し付け力の与え方に関しては前述した.

5.5.3.1 入力位置

車輪がトングレール後端部継目を通過するのは片輪だけであり,反対側では振動が 生じないことを4.4.1 項で確認した.したがってy軸正方向側のトングレール後端部 のみが入力位置とし,反対側では衝撃振動は生じないとした.次に,継目通過時荷重 の入力位置は車輪が継目を通過して初めてトングレールに当たった瞬間の位置である と考えられる.したがって,Fig.5.35 に示す位置を入力位置とした.



Fig.5.35 The load point of FE model.





Fig.5.36 Impact load curve.

トングレール後端部の加速度波形を参考に,継目通過時にトングレールにかかる荷 重に関しても鉛直方向が支配的であるとして,その荷重値および入力波形を考える. トングレール後端部加速度では700Hz ほどの衝撃波形が生じ,直ちに減衰する様子 が確認できた.荷重入力位置が近いため,この周波数は荷重波形の影響を強く受けて いると考えられる.そこで,周波数700Hz の正弦波1周期分を衝撃荷重として与え た.この衝撃波形の大きさは,列車速度と継目段違い量より継目通過時衝撃力を推定 した文献の値を参考に250kN と定めた[10].また,衝撃力だけでなく輪重による力 も現象として考えられるため再現を行った.1 車輪にかかる重量を約6t であるとし て,60kN の波形を輪重とした.これは衝撃荷重と比べるとより低周波な波形となる ために, 立ち上がりを 400Hz, 衝撃波形後を 60Hz と定めて波形を確定させた.以上の考え方により, Fig.5.36 に示すグラフを鉛直方向の入力波形として z 軸負方向に与えた.

また,他の軸方向に関しても仮定をおいて荷重値を定めた.入力波形は共通として,軌道平行方向は x 軸負方向に鉛直方向荷重値の 0.01 倍,軌間内外方向は y 軸正方向に鉛直方向荷重値の 0.05 倍の荷重値を定めた.

5.5.4 解析条件

軸	係数	レール	トングレール	レール端	接続かん
方向		枕木	枕木		動作かん
v	ばね [kN/mm]	10	-	10	1.0
Λ	減衰 [Ns/mm]	10	-	500	1.0
	ばね [kN/mm]	10	-	10	10*
У	減衰 [Ns/mm]	30	-	500	50
Z	ばね [kN/mm]	10	3.0★	10	10
	減衰 [Ns/mm]	50	1.0	500	0.01

Table5.4 Property of spring elements.

分岐器列車通過時振動解析では荷重入力から 0.1s までの解析時間とする.解析で 用いた材料の物性値は Table5.2 と同様である.また,ばね要素の各軸方向ばね定数 や減衰係数をに Table5.4 にまとめる.★付きのばねはそれぞれ 5.5.2 項で述べた非線 形ばねであり,荷重が生じる変位に関しては Table5.4 に示す係数となる.

最後に, Table 5.5 に解析条件を示す.

Table5.5Analysis condition of the crossing model.

解析ソフト	Hyperworks Radioss Block 120
解析手法	陽解法
単位系	[ton][mm][MPa]
要素	Solid 要素, Spring 要素
要素数	225978
解析時間	0.1s まで
最大タイムステップ	1.0×10^{-7} s
中央部軸受すき間	0 mm

5.5.5 測定波形一覧

この解析における主な出力波形は以下に示す通りである.解析モデル上の後端部加速度の測定位置を Fig.5.37 に示し,肘金部加速度および歪の測定位置を Fig.5.38 に示す.

- トングレール後端部加速度
- フロントロッド肘金部加速度
- フロントロッド肘金部歪
- 肘金部軸受接触力
- 中央部軸受接触力,滑り速度



Fig.5.37 The sensing point at the heel of tongue rail (FE model).



Fig.5.38 The sensing point at the hook of front rod (FE model).

なおフロントロッド軸力は実測値と同様に得られた肘金部歪を式 (4.4) により変換 して算出する.肘金部軸受は1インターフェースで構成されているので,細かく面圧 の確認などはできないが全体の接触力は算出可能である.中央部軸受測定点に関して は,72点すべてで値を算出する.

5.5.6 可変な変数

この解析に置いて可変な変数は主に以下に示す通りである.

- レール枕木ばね要素の定数
- トングレール枕木ばね要素の定数
- 入力荷重最大値および波形
- 肘金部軸受すき間
- 中央部軸受すき間

入力荷重やばね要素の定数を変更することにより,まずは実測データと比較し模擬 できるモデルを構築する.肘金部軸受すき間は今回は摩耗せずに一定量と考えるた め,0.05mm で固定とした.モデルが構築できた後は中央部軸受のすき間や衝撃力最 大値を変更して,様々な条件での解析を行う.

第6章

解析結果と摩耗予測

6.1 緒言

モデリングおよび解析条件を述べたところで,本章においてはその解析結果を示し 考察を行う.軸受摩耗試験模擬解析および分岐器列車通過時振動解析とそれらの比較 対象である実測データの結果を総合し,中央部軸受の摩耗予測を行う.また,条件を 変えての解析を行うことで摩耗進行の変化などを考察してゆく.

6.2 軸受摩耗試験模擬解析結果

まず軸受摩耗試験模擬解析の解析結果から比較し,解析結果を考察する.解析結果 は圧縮 引張,引張 圧縮の2種類のものを示す.

6.2.1 実測データとの比較

ロッド変位やロッド軸力,そして変位-荷重関係の実測データと解析結果を比較する.なお時刻歴波形に関しては圧縮,引張どちらかの転換状態に移動した後の,0.22s 以降について確認する.

6.2.1.1 ロッド変位

まず, Fig.6.1 に圧縮 引張の転換動作のロッド変位の解析結果を示し, Fig.6.2 に 引張 圧縮の転換動作の解析結果を示す.同時に実測データと比較する.



Fig.6.1 Displacement of the rod in the wear test (Compression to Tension, Analysis).



Fig.6.2 Displacement of the rod in the wear test (Tension to Compression, Analysis).

グラフより,どちらの転換動作においてもロッド変位は良く一致している.した がって,クランク半径との関係より妥当な強制回転角を入力として与えることができ たと考えられる.

6.2.1.2 ロッド軸力

次に Fig.6.3 に圧縮 引張の転換動作のロッド軸力の解析結果を示し, Fig.6.4 に引 張 圧縮の転換動作の解析結果を示す.同時に実測データと比較する.



Fig.6.3 Axial force of the rod in the wear test (Compression to Tension, Analysis).



Fig.6.4 Axial force of the rod in the wear test (Tension to Compression, Analysis).

グラフより,動作中心付近でやや値がばたつくものの,ロッド軸力に関してもどち らの転換動作においても良く一致している.ロッド変位波形が良く一致していたた め,変位に対する適切なばねを設定できたと言える.

6.2.1.3 変位-荷重関係

適切なばねを設定できたどうかを,変位-荷重関係により再確認する.Fig.6.5 に2 つの転換動作両方の解析結果を示し,実測データと比較する.



Fig.6.5 Relationship between the rod displacement and axial force of the rod in the wear test (Analysis).

グラフより,変位-荷重関係もどちらの転換動作においても良く一致している.山 なりに外れている部分も見られるが,これは0.2sまでの動作部分の影響である. 以上の解析結果より,実測データと比較して試験を良く模擬できた解析モデルである という妥当性を確認することができた.

6.2.2 軸受部 PV 値の算出

実測波形との比較により解析モデルの妥当性が確認できたところで軸受部の PV 値を確認していく.解析上の測定点は 5.4.4 項で述べた 2 点である.

6.2.2.1 面圧

まず面圧波形を確認する.Fig.6.6 に圧縮 引張の転換動作の面圧の解析結果を示し,Fig.6.7 に引張 圧縮の転換動作の解析結果を示す.



Fig.6.6 Contact pressure at the beating in the wear test (Compression to Tension, Analysis).



Fig.6.7 Contact pressure at the beating in the wear test (Tension to Compression, Analysis).

圧縮 引張の転換動作では,圧縮時の接触点としてコネクタ側の90°の方で面圧 が生じていることが分かり,その間は荷重発生器側の270°の方では面圧が生じな い.一方,動作中心部を超えるとその関係は逆になるため270°の方で面圧が生じる ということが分かる.これは力学的に正しい接触が表現されていることが言える.圧 縮 引張の転換動作ではその逆になっているのでこちらも妥当性が言える.当然,圧 縮側または引張側に変位量が最大の時に面圧が最大となることが分かり,その値はど のパターンにおいても約23MPaである.一方で変位-荷重関係により滑らかな波形を 描いていたロッド軸力と異なり,どの面圧波形においても3つほどの山を持つ波が生 じていることが分かる.この原因については6.2.4 項で考察する.動作中心部付近で はロッド軸力と同様にやや波形がばたつく.

6.2.2.2 滑り速度

次に滑り速度を確認する.Fig.6.8 に圧縮 引張の転換動作の滑り速度の解析結果 を示し, Fig.6.9 に引張 圧縮の転換動作の解析結果を示す.



Fig.6.8 Sliding velocity at the beating in the wear test (Compression to Tension, Analysis).



Fig.6.9 Sliding velocity at the beating in the wear test (Tension to Compression, Analysis).

どちらの転換動作においても, また 90°と 270°のどちらの測定点においてもほ ぼ同じ波形となることが分かる.これは軸受の内輪と外輪の相対回転速度のみを取り 出しているので,軸受上のどの測定点でも同じ値になるはずであり,妥当な結果と言 える.また,内輪はほとんど角速度を持たないため外輪の角速度のみで決まる.すな わち外輪の角速度はクランク軸の角速度となり,クランク回転角と対応するロッド変 位波形を見ると,その傾きは軸受中心に近い時には大きくなるため,同様に軸受の滑 り速度も大きくなる.クランク軸の最大角速度は約0.13rad/s であり,半径 18.25mm を考慮すると軸受外輪の最大回転速度は約2.3mm/sとなるため,解析の結果の値は 妥当であると考えられる.面圧波形と同じように滑らかな波形とならずに3つほどの 山を持つ波となるが,その振幅は面圧ほど大きくはない.動作中心部付近および不定 期に高周波振動が生じているが,最終的に積分値を求める際には大きな影響はないと 考えられる.

6.2.2.3 PV 値

最後に PV 値を確認する.Fig.6.10 に圧縮 引張の転換動作の PV 値を示し, Fig.6.11 に引張 圧縮の転換動作の PV 値を示す.



Fig.6.10 PV of the bearing in the wear test (Compression to Tension, Analysis).



Fig.6.11 PV of the bearing in the wear test (Tension to Compression, Analysis).

面圧と滑り速度をかけ合わせたものなので,それぞれの傾向を持った波形となる. 圧縮 引張の転換動作では,圧縮時の接触点である 90°の方に面圧が生じるため PV 値が生じ,270°の方では PV 値は生じない.一方,動作中心部を超えるとその関係 は逆になるという面圧と同じ傾向を示す.当然,圧縮 引張の転換動作ではその逆の ことが言える.圧縮側または引張側に変位量が最大の時に面圧が最大となるが,この とき滑り速度は0であるので,転換し始めは値が小さく動作中心に向かって増加して いく傾向が見られる.これは滑り速度の影響を強く受けており,面圧が原点を通らな いばねの非線形性により作動中心手前までは大きな値を持つことも起因している.一 方で面圧も滑り速度も共に山を持つ波形であったために,それらがかけ合わさること で PV 値はより山が協調される波形となることが分かる.

6.2.3 比摩耗量の算出

それぞれの転換動作の 90°および 270°の測定点で得られた計 4 つの PV 値につ いての積分値を Table6.1 にまとめる.

PV 積分値	圧縮 引張	引張 圧縮
90 °	28.71 N/mm	32.91 N/mm
270 °	34.00 N/mm	29.59 N/mm

Table6.1 PV integral in the wear test (Analysis).

これら 4 つの合計は 125.2N/mm である.これが,1 サイクルでの直径方向の PV 積分値の総和となるため,Table3.6 と式 (3.7)の関係から比摩耗量を算出できる.そ の結果を,Table6.2 にまとめる.

Table6.2 Detail of the coefficient of amount wear.

比摩耗量	$7.542 \times 10^{-9} \text{mm}^2/\text{N}$
95% 信頼度上限比摩耗量	$9.064 \times 10^{-9} \text{mm}^2/\text{N}$
95% 信頼度下限比摩耗量	$6.020 \times 10^{-9} \text{mm}^2/\text{N}$

試験条件が異なるが,無潤滑条件では 1.7×10⁻⁹~8.3×10⁻⁹mm²/N が比摩耗量の 目安として考えられている [34].したがって,軸受摩耗試験とその模擬解析より得ら れた 7.542×10⁻⁹mm²/N という比摩耗量は十分に妥当性があると考えられる.

6.2.4 考察

実測データと比較可能な解析結果に関してはどれも良い一致を見せており,モデル や解析条件の妥当性が確認できた.そして,軸受の力学特性を解析上で算出すること で実測摩耗量の結果と合わせて,比摩耗量の算出を行うことができた.

今回 PV 値の波形には3つほどの山が生じるという現象が見られた.これは軸受の 接触による荷重ベクトル方向と、ロッドの軸方向ベクトルが一致せずにばね部にモー メントが発生するためと考えられる.一例として、動作中心から圧縮側に変位する場 合を考える.Fig.6.12 に示すように、動作し始めは軸受部の速度はy軸負の方向成分 のみを持ち、荷重ベクトル方向も同様となる.これによりばね部では x 軸周り負の モーメントが発生し、モーメントを受けた方向に回転しようとする.すると、今度は 接触荷重が z 軸正の方向成分を大きく持つため、Fig.6.13 に示すように、逆に x 軸周 り正のモーメントが発生しその方向に回転しようとする.仮に荷重ベクトルとロッド の軸方向ベクトルが一致する瞬間があっても、外輪は回転運動が生じているのでその 速度ベクトル方向に荷重ベクトルが変化し、これを繰り返すことにより3つほどの山 が生じたと考えられる.解析条件を変えた際でも同様に見られるために、動的解析の ために付随して生じてしまうものではなく、自然現象として生じるものであると考え られる.



A real of the second se

Fig.6.12 Vector of contact pressure at the bearing 1.

Fig.6.13 Vector of contact pressure at the bearing 2.

6.3 分岐器衝撃振動解析結果

次に分岐器衝撃振動解析の解析結果を実測データと比較し,結果について考察する.

6.3.1 実測データとの比較

トングレール後端部の鉛直方向加速度やフロントロッドの振動特性を示す肘金部鉛 直方向加速度やフロントロッド軸力について実測データと解析結果を比較する.それ ぞれ実測データの波形2点と比較する.

6.3.1.1 後端部鉛直方向加速度

まず,トングレール後端部鉛直方向加速度についての比較を行う.Fig.6.14 にその 波形を示す.周波数が高い上にすぐに減衰するため0.03s までの結果で比較する.



Fig.6.14 Acceleration at the heel of tongue rail (Analysis).

解析結果は最大値や周波数といった点で良い一致を見せていることが分かる.特に 入力荷重の値や波形はこの後端部加速度を良く再現できるように合わせこみを行った が,妥当な入力荷重とレール枕木ばねの係数を与えることができたと考えられる.や や解析の方が正方向への跳ね返りが大きいが,その後の減衰傾向は良く一致してい る.輪重を考慮せずに衝撃力を模擬するのみであると,この跳ね返りは大きくなり再 現性が低下するため,周波数の低い輪重波形が後まで続く入力波形を用いることと した.

6.3.1.2 肘金部鉛直方向加速度

次に,フロントロッド肘金部加速度についての比較を行う.Fig.6.15 に 0.1s までの 波形を示す.また,こちらの波形も周波数が高く減衰が大きいため,波形特性を比較 しやすいように 0.03s までの結果を Fig.6.16 に示す.なお水色の破線が得られた解析 結果であるが,これでは高周波成分が強く出ていて比較が難しいために,実測波形の 条件に合わせて 1000Hz のローパスフィルタをかけた波形を青色の実線で示し,実測 データと比較する.



Fig.6.15 Acceleration at the hook of front rod (Analysis).



Fig.6.16 Acceleration at the hook of front rod (Analysis till 0.03s).

Fig.6.15 より,始めに山が4つほど現れた後0.015s までにはほとんど減衰するといった傾向は一致している.解析結果の方が初めの山が小さく,4つ目の山がやや大きくなってしまっているが,最大値などは良い一致を見せていることが分かる. Fig.6.16 より,周波数成分も良い一致を見せていることが分かるが,解析の方がやや周波数が高いのでは肘金周辺には剛接が多く用いられており,固有振動数が高めになっているためとも考えられる.

6.3.1.3 フロントロッド軸力

最後に,フロントロッド肘金部加速度についての比較を行う.Fig.6.17 に 0.1s までの波形を示す.また,周波数が高い部分の波形特性を比較しやすいように 0.03s までの結果を Fig.6.18 に示す.



Fig.6.17 Axial force of the front rod (Analysis).



Fig.6.18 Axial force of the front rod (Analysis till 0.03s).

Fig.6.17 より,0.02s あたりまでは肘金部加速度同様に最大値など波形傾向は良く 一致しているが,それ以降の低周波振動が解析では再現できなかった.フロントロッ ドの再現性については6.3.3 項で述べる.逆にFig.6.18 より,0.02s までは値や周波 数が実測波形にとても良い一致を見せている.軸力は軸受部の面圧に関わってくる部 分であると考えられるため,最も波形が大きくなる箇所での再現性が高いことは後述 する軸受部 PV 値の精度が高くなることを意味していると思われる.

また,4.3.3.3 目で述べた測定方法の妥当性を確認するために,解析上で算出方法 を変えた軸力波形の比較を行う.肘金歪から算出する方法(上記波形)とロッド部に
セクションを設けて力の総和から算出する方法,および左側軸受接触力を比較する. Fig.6.19 にこの結果を示す.新たに比較する2つの波形は1000Hzのローパスフィル タをかけている.



Fig.6.19 Axial force of the front rod calculated by different method (Analysis).

グラフを見ると分かるようにどの波形においてもほとんど相違は見られない.した がって,4.3.3.3目の算出方法の考え方とそこから得られる数値には妥当性があると 考えられる.

以上の解析結果より,実測データと比較して実機振動の再現性が高く,軸受部力学 特性を把握する上で精度の良い解析モデルであるという妥当性を確認することがで きた.

6.3.2 軸受部 PV 値の算出

実測波形との比較により,実機を再現する解析モデルの妥当性が確認できたところ で軸受部の PV 値を確認していく.5.3.2 項で述べた 72 点すべてを解析上の測定点と するが,以下の面圧,滑り速度,PV 値は中部の 0°(鉛直上側),90°(軌間内外方 向レール密着側),180°(鉛直下側),270°(軌間内外方向レール非密着側)の4点 について述べ,おおまかな傾向について考察する.軸受すき間が0mm である点に注 意する.

6.3.2.1 面圧

まず,面圧波形を確認する.Fig.6.20にその解析結果を示す.



Fig.6.20 Contact pressure at the beating (Analysis).

面圧については加速度や軸力が高周波振動によって大きな値をとる 0.01s あたりで 同様に最大値となる.今回示した測定点では軌間内外方向の2点で大きな値が生じる 傾向があり,摩耗進行がしやすい方向であるということが考えられる.その最大値は 約10MPaとなる.その後減衰し,0.05s あたりにはほとんど値を生じないということ が分かる.特に軌間内外方向に関してはフロントロッド軸力波形の影響を強く受けて いると考えられる,これについては 6.3.3 項で述べる.

6.3.2.2 滑り速度

次に,滑り速度波形を確認する.Fig.6.21 にその解析結果を示す.



Fig.6.21 Sliding velocity at the beating (Analysis).

滑り速度は各点でほぼ同じ波形となることが分かる.これは軸受の内輪と外輪の相

対回転速度のみを取り出して算出しているので,軸受上のどの測定点でも同じ値にな るはずであり,妥当な結果と言える.面圧と同様に各振動波形傾向のように0.01s あ たりで最大値となる.周波数が高いため局所的な値ではあるが,最大800mm/s にも 達する速度が見られる.面圧よりも早く0.02s あたりまでにはほとんど減衰する様子 が見られた.この傾向はフロントロッド軸力よりも肘金部加速度に近い傾向となる.

6.3.2.3 PV 値



次に, PV 値波形を確認する. Fig.6.22 にその解析結果を示す.

Fig.6.22 PV of the bearing (Analysis).

面圧と滑り速度をかけ合わせたものなので,それぞれの傾向を持った波形となる. したがって,各振動波形と同様に0.01s あたりで最大値となり,軌間内外方向位置で 最大値を生じる.その値は約3000N/mm・sであり,0.02sまでにはほとんど減衰し ている様子が見られる.

6.3.2.4 PV 積分値

最後に,全測定点での PV 積分値を確認する.まず,今まで述べてきた4点についてのみ Fig.6.23 にその増加傾向を表すグラフを示す.



Fig.6.23 PV integral of the bearing (Analysis).

グラフより,いずれの点も0.02sまでに大きな積分値の増加を見せており,それ以降はほとんど増加が見られない.PV値の波形だけでなく,その積分値を確認することで軌間内外方向の値が大きくなることが再確認でき,その値は約3.2N/mmになる.

次に,全測定点での PV 積分値を Table6.3 に示し,その前中後と角度毎の摩耗傾向を図示したものを Fig.6.24 に示す.なお,摩耗傾向はその変化が分かりやすいように, PV 積分値に $2.0[mm^2/N]$ をかけて,初期ライナー半径を足すことによって可視化している. $2.0[mm^2/N]$ という値は 3.4 節で求められた比摩耗量を用いると 2.652×10^8 Cycle に相当するが,これは非現実的な値であり可視化のためだけに設定 した値であることに注意する.

Degree [°]	Front [N/mm]	Middle [N/mm]	Rear [N/mm]
0	1.661	0.578	0.217
15	1.873	0.850	0.236
30	2.199	1.345	0.415
45	2.606	1.947	0.768
60	3.045	2.517	1.188
75	3.447	2.924	1.494
90	3.729	3.129	1.610
105	3.780	2.884	1.506
120	3.573	2.683	1.199
135	3.194	2.119	0.797
150	2.783	1.436	0.471
165	2.351	0.808	0.364
180	2.169	0.813	0.531
195	2.335	1.512	0.967
210	2.679	2.339	1.534
225	3.037	2.980	2.003
240	3.263	3.341	2.272
255	3.296	3.429	2.313
270	3.182	3.304	2.182
285	3.005	3.060	1.959
300	2.689	2.631	1.615
315	2.249	2.019	1.172
330	1.811	1.306	0.722
345	1.597	0.726	0.369

Table6.3 PV integral (Analysis).



Fig.6.24 Wear tendency of the bearing (Analysis).

Table6.3 および Fig.6.24 から,前中後いずれの傾向としても軌間内外 (y)方向の頂 点に近いほど値が大きくなり,鉛直 (z)方向に近いほど値が小さくなる傾向が見られ る.最大値は約 3.8N/mm,最小値は約 0.2N/mm であり,20 倍ほどの差が見られる. 特に前中後の比較をすると,前部が全体的に値が大きくなり,後部が小さくなるとい う傾向が見られた.

6.3.3 考察

実測データと比較可能な解析結果に関しては衝撃振動の部分で良い一致を見せてお り,最も摩耗に影響すると考えられる範囲での分岐器モデルや解析条件の妥当性が確 認できた.軸受の力学特性も衝撃振動部分で大きな値が生じるため摩耗が進行し,そ の値は前部や軌間内外方向で大きな値をとるということが分かった.このことから, 軸受すき間 0mm では転換不能につながりやすい方向に摩耗しやすいという傾向が導 き出せた.

今回,フロントロッド軸力は 0.02s 以降の低周波振動の再現はできなかったが,特に PV 積分値に大きく影響する 0.02s までの再現性は高かった.したがって,今回

のモデルでは軸力に関しては衝撃による高周波振動の部分の再現にとどめることとした.

特に軌間内外方向の軸受面圧に関しては軸力波形の影響を強く受けていると考えられる.中部の90°と270°のみについて,軸受と面圧それぞれの最大値で正規化して符号を考慮した波形をFig.6.25に示し比較する.



Fig.6.25 Normalized axial force and contact pressure (Analysis).

この結果より軸力の波形と面圧の波形は特性が良く一致しており,面圧のほうがや や遅れた波形となることが分かる.したがって実測波形のみで軸受摩耗特性を考える ときに,軸力波形は大きな指標となるということが考えられる.

軸受摩耗特性について前部が全体的に値が大きくなり,後部が小さくなるという傾向が見られたが,これは衝撃振動が到達するタイミングでレールが振動するために幾何的にフロントロッドが後端部方向(軌道平行の正方向)に移動する,したがって相対的に接続かんが軌道平行の負方向側になるため,軸受前部と強く接触するためと考えられる.

6.4 分岐器衝撃振動解析の応用

分岐器モデルの妥当性を確認し軸受部力学特性を把握できたところで,様々な条件 での解析結果について述べる.

6.4.1 接続部ボルトの影響

6.3.3 項で述べたように,フロントロッド軸力は0.02s までの再現にとどめたが,その過程の中で様々な軸力の低周波を再現するためのモデルの考察を行った.その中で 肘金とトングレールの接続部ボルトのモデリングの影響について述べる.

通常のモデルでは肘金とトングレールの接続部分は剛接となっている.しかし,実際はボルト締結されているのでこの接続部での剛性の低下がフロントロッド軸力に影響すると考え,ボルト締結を再現した場合の変化を確認する.Fig.5.23 に示すボルト部分はインターフェースを剛接から接触に変更し,軸力を発生させることにより簡易ねじであるリベット締結状態を再現できるモデルとなっている.その締結状態を再現し,実機に合わせた軸力を発生させての解析を行った.Fig.6.26 にこの解析のフロントロッド軸力の解析結果を示す.比較のための通常モデルの解析結果を青色で示し,ボルト再現時の解析結果を緑色で示す.



Fig.6.26 Axial force of the front rod with the modeled bolts(Analysis).

ボルトを再現することに負方向の山が小さくなるなどの特性が見られたが,その後の波形傾向は通常の解析とほとんど変わらずに,低周波振動は見られなかった.したがって,ボルト締結の再現の有無はフロントロッドの軸力には特に影響しないと考えられる.

6.4.2 衝撃力最大値による値の変化

列車継目通過の衝撃力の最大値は通常の解析においては 250N に設定していた.こ れは,継目の段違い量と列車速度より文献から推定された値である [10].したがっ て,段違い量や列車速度によりこの衝撃力の最大値は変化すると考えられるが,これ らは現場調整状態や通過条件という普段より把握されている値である.膨大な数の分 岐器のメンテナンスを考える際,これらの値のような各分岐器における最低限の情報 から軸受摩耗傾向が把握できることが望ましいと考えられる.そこで,衝撃力の最大 値を変化させた時の解析を行い,トングレール後端部加速度との関係や軸受部の摩耗 傾向の変化などを考察する.

6.4.2.1 衝撃力最大値と後端部加速度最大値の関係

衝撃力最大値は 100kN から 350kN まで 50kN ずつ計 6 つの解析と, 輪重のみの状態となる 60kN の解析を行った.軸受すき間は 0 の状態とする.それぞれの輪重成分は通常の解析と同様で最大値 60kN である.まず, Fig.6.27 に衝撃力最大値とトングレール後端部鉛直方向加速度の最大値および振幅の関係のグラフと一次近似曲線を示す.



Fig.6.27 Relationship between maximum of impact load and maximum of acceleration at the heel of tongue rail (Analysis).

どの衝撃力最大値でも加速度波形は Fig.6.14 と同じ傾向を持つ波形となり,初めに 負方向に最大値が生じた後跳ね返りが生じて直ちに減衰する.この負方向の最大値と 跳ね返り後の正方向の最大値を足したものを振幅とする.グラフより衝撃力最大値と 後端部加速度最大値は相関係数 0.9999,衝撃力最大値と後端部加速度振幅は相関係 数 0.9987 のどちらも一次関数で良く近似できる関係となる.これはトングレール後端部はばね拘束も含めて線形的な材料と拘束によるものであると考えられる.ただし この近似直線は切片を有しており原点を通らないため,衝撃力最大値が2倍になれば そのまま加速度も2倍になるというわけではない.60kNの輪重成分により加速度波 形の跳ね返りが抑えられているため,振幅で見ると特に非線形的な傾向が強まり相関 係数が下がることが分かる.後端部の締結状態などを再現するとより非線形性が出る と考えられるが,以下得られた結果で議論する.

6.4.2.2 衝撃力最大値と摩耗傾向

Fig.6.28 ~ Fig.6.33 に各衝撃力最大値に対しての摩耗傾向のグラフを示す.なお 250kN の場合は Fig.6.23 と同じなので省略するが,各グラフの PV 積分値は Fig.6.23 と同様に 2.0[mm²/N] をかけて,初期ライナー半径を足すことによって可視化して いる.



Fig.6.28 Wear tendency of the bearing (60N, Analysis).



Fig.6.30 Wear tendency of the bearing (150N, Analysis).



Fig.6.29 Wear tendency of the bearing (100N, Analysis).



Fig.6.31 Wear tendency of the bearing (200N, Analysis).



Fig.6.32 Wear tendency of the bearing (300N, Analysis).



Fig.6.33 Wear tendency of the bearing (350N, Analysis).

衝撃力最大値の増加と共にそれぞれの PV 積分値も増加していくことが分かる.軌 間内外方向に大きな値を生じる傾向は通常モデルと同じである.衝撃力最大値が小さ いときは前中後で大きな差は見られないが,大きくなるにつれ PV 積分値は前部が大 きく中部,後部の順に小さくなるという差が大きくなっていく.特に90°の方でそ の傾向は顕著であるが,これは6.3.3 項で述べたようにトングレール振動の影響によ り生じるフロントロッドと接続かんの相対位置関係が,衝撃力最大値が大きくなるほ ど顕著になり軸受前部における接触力が増すためであると考えられる.その傾向とし て前部では90°,270°のみならず,全体的に増加していく様子が見られる.90°の 方は始めの衝撃の山の影響が大きいためこの影響が顕著に表れ,270°の方は0.02s 以降の PV 積分値の増加の影響も多少あるため,差が付きにくくなっていると考えら れる.

6.4.2.3 衝撃力最大値と PV 積分値の関係式

最後に,軌間内外方向頂点の90°と270°での前中後のPV積分値と衝撃力最大値の関係を確認する.衝撃力最大値と加速度最大値および振幅はほぼ一次近似できる関係であったため,それらとの比較は行わない.Fig.6.34 に90°の関係を示し, Fig.6.35 に270°の関係を示す.

どちらのグラフにおいても基本的には増加傾向が見られるが,特に90°側では 250kNから300kNにかけて中部や後部の値が落ち込むという傾向が見られた.全体 的に増加していく傾向が見られた前部においては単調な増加を見せており,二次関数 で近似すると90°では相関係数0.9954,270°では0.9998となり良く再現できてい るということが確認できる.

二次関数で良く近似できる理由を考察する.フロントロッド部で生じる加速度や軸 力はそれぞれ後端部での衝撃力最大値にある程度線形な関係があると仮定する.そし



Fig.6.34 Relationship between maximum of impact load and PV integral (90deg, Analysis).



Fig.6.35 Relationship between maximum of impact load and PV integral (270deg, Analysis).

て,軸受部の力学特性である面圧はフロントロッド軸力に比例し,滑り速度は加速度 に比例すると考えられるため,それらの積 PV 値は衝撃力最大値の2乗の関数になる と考えられる.現にこの曲線が良い一致を見せていることから加速度や軸力はこの仮 定はある程度正しいと考えられ,継目段違いや列車速度による継目通過時の衝撃力の 大きさが推定できれば,この二次関数を用いての摩耗量の推定が行えるようになると 考えられる.

ただし,90°で見られたような衝撃力最大値の増加による値の落ち込みが傾向とし て見られる場合はこの式は適用できない.現場調整状態から理論式により簡易的に摩 耗予測を行うためには,主要な摩耗方向を決定しそれに以上の関係式が適用できるか を詳細に把握していく必要がある.

6.4.3 軸受摩耗による値の変化

通常解析における軸受すき間は 0mm として解析を行っているが, この軸受すき間 を大きくした場合の解析を行い変化を確認する.

6.4.3.1 一様摩耗による値の変化

まず,半径が一様に摩耗した場合を仮定し,それぞれの軸受すき間量での摩耗傾向を確認する.データとしては軸受すき間がそれぞれ,0.05mm,0.1mm,0.2mm,0.3mm,0.4mm,0.49mmの6パターンの解析を行う.Fig.6.36~Fig.6.41 に各軸受すき間量に対しての摩耗傾向のグラフを示す.各グラフのPV積分値はこれまでと同様に2.0[mm²/N]をかけて,初期ライナー半径を足すことによって可視化している.



Fig.6.36 Wear tendency of the bearing (Gap 0.05mm, Analysis).



Fig.6.38 Wear tendency of the bearing (Gap 0.2mm, Analysis).



Fig.6.37 Wear tendency of the bearing (Gap 0.1mm, Analysis).



Fig.6.39 Wear tendency of the bearing (Gap 0.3mm, Analysis).



Fig.6.40 Wear tendency of the bearing (Gap 0.4mm, Analysis).



Fig.6.41 Wear tendency of the bearing (Gap 0.49mm, Analysis).

軌間内外方向に大きく出ていた PV 積分値の傾向が徐々に減少していき,軸受すき 間 0.4mm あたりでは値が見られなくなる.一方で徐々に 225°や 315°の方向に値 が生じるようになり,軸受すき間 0.49mm ではその方向にしか PV 積分値が生じて いない.右側肘金での力の分担が増えると考え,左右両方の肘金部で算出された軸 力を比較する.Fig.6.42 に軸受すき間 0.05mm の軸力波形を,Fig.6.43 に軸受すき間 0.4mm の軸力波形をそれぞれ示す.



Fig.6.42 Axial force of the front rod at the both hooks (Gap 0.05mm, Analysis).



Fig.6.43 Axial force of the front rod at the both hooks (Gap 0.4mm, Analysis).

これらのグラフより.軸受すき間の大きさにより,特に右側での軸力波形はそれほ ど変化は見られないため力の分担が変わっているというわけではないと考えられる. また Fig.6.44 のように PV 値は摩耗とともにインパルス状に高周波な山となる傾向が 見られる.



Fig.6.44 PV of the bearing at 225deg (Gap 0.4mm, Analysis).

ー様摩耗を仮定するとその軸受すき間が大きくなるほど極値的な PV 積分値が生じ るために,ただちに一様でない摩耗が生じ,その仮定が崩れるということが分かる. したがってこのモデルでは実現象の再現性が低いことが分かり,実際の摩耗傾向と異 なる可能性が高く参考程度の結果となった.したがって,摩耗進行を考慮した偏摩耗 状態での解析を行う必要性があると考えられる. 6.4.3.2 偏摩耗による値の変化

算出した PV 積分値を参考に摩耗進行の様子を軸受すき間として解析上の算出 点である 72 点のインターフェースで表現した.今回は得られた各ステップで得られ た PV 積分値を 0.01[mm²/N] 倍してすき間として加算する.したがって各ステップ 間は摩耗は PV 積分値(定数)×サイクル数の線形に進行すると考える.

軸受すき間 0mm の時の解析結果を初期 step0 として Fig.6.45 ~ Fig.6.56 に 3step 刻 みの摩耗傾向である PV 積分値とその step までを加算した摩耗進行の様子を示す. 全ステップのグラフは付録 C に記載する.摩耗傾向のグラフの PV 値は今回におい ては 3.0[mm²/N] かけて,初期ライナー半径を足すことによって可視化した.摩耗進 行のグラフは軸受すき間の 20 倍としてスケーリングがなされており,初期ライナー 半径を足すことによって可視化されている.



Fig.6.45 Wear tendency of the bearing (Step0, Analysis).



Fig.6.47 Wear tendency of the bearing (Step3, Analysis).



Fig.6.46 Wear amount of the bearing (Step0, Analysis).



Fig.6.48 Wear amount of the bearing (Step3, Analysis).



Fig.6.49 Wear tendency of the bearing (Step6, Analysis).





Fig.6.51 Wear tendency of the bearing (Step9, Analysis).



Fig.6.53 Wear tendency of the bearing (Step12, Analysis).



Fig.6.50 Wear amount of the bearing (Step6, Analysis).



Fig.6.52 Wear amount of the bearing (Step9, Analysis).



Fig.6.54 Wear amount of the bearing (Step12, Analysis).



Fig.6.55 Wear tendency of the bearing (Step15, Analysis).



Fig.6.56 Wear amount of the bearing (Step15, Analysis).

PV 積分値の全体的な傾向としては始めは大きな値が生じているが, step3 あたり までは小さくなる.その後は最大値に関しては大きく変化はしない.一方で,始めは y 軸方向にはどちらにも大きく,z 軸方向にはどちらにも小さく出ていた PV 積分値 の傾向が徐々に変化する.step6 では 135°あたりで値が小さくなり,反対に 225° から 315°といった z 軸負側では値が大きくなる.そして step が進むにつれてその 分布が軸受中心に x 軸(紙面奥方向)正回転をして,step6 でほとんど値が見られな かった 135°から,step15 では 90°あたりでほとんど値が見られないようになり,最 大値も 270°あたりから 210°あたりに移動するといった様子が見られた.摩耗量に 関しては始めは y 軸方向どちらにも大きな値が出るが,step が増えるのに伴い PV 積 分値が z 軸負側で大きくなる影響でそちら側での増加が大きいことが分かる.特に step15 では 0°あたりや 135°あたりでの摩耗量は小さく,225°あたりの摩耗量が 大きいということが分かり,45°あたりと 225°あたりを結んだ直径方向の摩耗が大 きくなると考えられる.

Stop	PV 積分値最大		摩耗量最大		
Step	測定点	值 [N/mm]	測定点	值 [mm]	
0	105°前部	3.780	105°前部	0.0378	
3	255°後部	3.420	255°中部	0.1372	
6	270°後部	2.415	255°中部	0.2089	
9	210°前部	2.907	255°前部	0.2689	
12	210°前部	2.218	225°前部	0.3269	
15	210°前部	1.939	210°前部	0.3819	

Table6.4 Maximum of PV integral and wear amount.

局所的な最大値としてそれぞれの step での PV 積分値最大値とその測定点,摩耗 量の最大値とその測定点を Table6.4 に示す.数値で見ても,210°から 270°あたり で PV 積分値や摩耗量の最大値が生じることが確認できる.最大摩耗が 0.2mm ほど である step6 の PV 積分値 (Fig.6.49)と一様摩耗の 0.2mm の PV 積分値 (Fig.6.38) を比較すると,135°あたりで値が生じなく 225°の方で大きな値を持つという傾向 は同じであるが,偏摩耗の方では PV 積分値の分布が滑らかな円形なのに対し,一様 摩耗の方では 225°や 315°方向に角を持つ分布となる.その角では一様摩耗の方が 偏摩耗よりも大きな値が生じる.また,最大摩耗が 0.4mm ほどである step15 の PV 積分値 (Fig.6.55)と一様摩耗の 0.4mm の PV 積分値 (Fig.6.40)を比較すると,90 °あたりの値が生じなく 210°あたりで大きな値が生じる傾向は同じであるが,偏摩 耗の方では PV 積分値の分布が滑らかな円形なのに対し一様摩耗で角が生じる傾向が 顕著となり,一様摩耗の方では z 軸正側には値が生じない様子が見られる.

この摩耗進行による偏摩耗を考慮した解析の結果は軸受の外輪と内輪の初期位置の 関係などによって,摩耗量増加の傾向は異なる可能性がある.しかし一様摩耗は極値 的な PV 積分値を生じ,その一様であるという仮定が崩れるため明らかに実現象の再 現性が低いことが考えられたが,偏摩耗の step 毎の PV 積分値や摩耗量の分布を確 認すると滑らかに楕円形を描くことで変化し,自然な現象が生じていると考えられ る.そして PV 積分値の最大値は摩耗進行とともに減少傾向にあり,その分布も変化 することから step0 の値で線形に摩耗が進行すると仮定した場合よりも許容摩耗量到 達年数が長くなると推定される.したがって今回はこの偏摩耗を考慮した摩耗進行も 6.5.4 頂で述べるように,軸受摩耗予測の一つのモデルと考える.

6.5 軸受摩耗予測

軸受摩耗試験模擬解析と分岐器列車通過時振動解析の2つの解析の結果から摩耗予 測を行う.

6.5.1 線形増加を仮定した予測

まず,サイクル数に対して摩耗量が線形関係である場合の軸受摩耗予測を行う.このとき式(3.7)の右辺は摩耗量に対して定数であることを意味し,PV積分値が変化しない場合を考えることとなる.

摩耗予測は波形測定を行った営業線分岐器を対象に行い,貨物,特急,普通の全列 車種別の1日の通過車軸数を合計して計算を行う.1日の列車種別の通過本数や車 両ごとの車軸数は決まっているため,1本あたりの車両数のみを仮定して算出する. Table6.5 にそれらの値と算出された1日あたりの通過車軸数を示す.

列車種別	貨物	特急	普通
1日あたり通過本数	8	7	8
列車1本あたりの車両数	21	7	4
1本あたりの総車軸数	86	28	16
1日あたりの通過車軸数	688	196	128

Table6.5 The number of train and axle passing the crossing.

なお今回の予測においては 4.4.5 項で述べたような車軸別の波形最大値の変化を考慮せずに,どの車軸においても同一の条件であり,解析で求められた PV 積分値を扱うこととする.

PV 積分値は,衝撃力最大値 250kN で軸受すき間 0mm の通常解析における解析結 果を用いる.摩耗予測の基準とする測定点としてはまずロック偏移に最も影響のある 点が挙げられる.Fig.5.3 で示したように円周方向同角度のとき,球中心と中部を結 んだ線と,球中心と前部または後部を結んだ線の角度は 12.2 °である.したがって, 中部での摩耗が最も軌間内外方向の偏移につながる方向と考え 90 °中部と 270 °中 部での算出を行う.また,軌間内外方向に直接影響する点以外で最も摩耗進行の早い と考えられる点も摩耗予測基準として考慮する.この点は,Table6.3 から最大の PV 積分値が生じる 105 °前部と定める. 以上で定めた 3 つの点について摩耗が許容摩耗量 0.5mm に達する年数の予測を行う. これらの条件より, 各点の PV 積分値から予測年数を算出した結果を Table6.6 に示す.

測定位置	90°中部	270°中部	105°前部
PV 積分値 [N/mm]	3.129	3.304	3.780
1 サイクル摩耗量 [mm]	2.360×10^{-8}	2.492×10^{-8}	2.851×10^{-8}
1日あたり摩耗量 [mm]	2.389×10^{-5}	2.522×10^{-5}	2.885×10^{-5}
許容摩耗量到達日数 [日]	20933	19826	17332
許容摩耗量到達年数 [年]	57	54	47
信頼度 95% 上限到達年数 [年]	72	68	59
信頼度 95% 下限到達年数 [年]	48	45	40

 Table6.6
 Result of wear prediction (Linear wear and same axle).

許容摩耗量到達年数は47年~57年と、いずれの結果においても50年近いという 予測結果が得られた.また信頼度95%下限到達年数においても40年以上という予 測結果が得られ、対象分岐器においては現行の5~7年という交換周期では寿命に十 分な余裕があり、過剰に安全側に設定されていることが分かる.ただし、この分岐器 では1日あたりの通過本数が少ないため、通過本数の多い分岐器において一概にこの 結果と同じ結論を述べることはできない.

6.5.2 車軸を考慮した予測

6.5.1 項では車軸別の波形最大値の変化を考慮してなかったため,次に考慮しての 摩耗予測を行う.4.4.5 項で述べたように,前輪がトングレールに乗っている状態と そうでない状態ではフロントロッド部の波形の最大値に違いが見られた.今回の解析 モデルは前輪がトングレールに乗っている状態を考慮していないため,3 軸目の条件 で解析を行っていることとなる.前輪がトングレールに乗っている影響を解析上で考 慮する場合,車輪との接触や振動伝達系としての車体のモデリングなどを考慮する必 要があり,解析負荷が増すために今回は見送ることして,得られた実測データからそ の PV 積分値変化を考慮し摩耗予測を行う.

対象分岐器を通過する列車本数は変更がないため,列車1本あたりの軸番号別の軸 数を整理する.Table6.7 にそれぞれの車軸数を示す.列車一本当たりの車両数とその 総車軸数はTable6.5 と同数である.

列車種別	貨物	特急	普通
列車1本あたりの車両数	21	7	4
1本あたりの1軸目数	22	6	3
1 本あたりの 2 軸目数	22	6	3
1本あたりの3軸目数	21	8	5
1本あたりの4軸目数	21	8	5
1本あたりの総車軸数	86	28	16

Table6.7 The number of each axle.

次に,3軸目と他車軸でのPV積分値の関係を考える.4.4.5項では,車軸別の肘金部加速度最大値とフロントロッド軸力最大値の平均値を算出し,そこに有意な差が見られることが分かった.また,軸受部の面圧最大値はフロントロッド軸力最大値と比例関係があり,滑り速度最大値は肘金部加速度最大値と比例関係があると推測される.これは,6.4.2項でも確認されている.この仮定を用いてTable4.7,Table4.8の平均値を比較することで,各軸の平均値を3軸目の平均値で除した値によりスケーリングを行い,肘金部加速度のスケーリング値とフロントロッド軸力のスケーリング値の積をPV値のスケーリング値とする.それらをまとめたものをTable6.8に示す.

車軸番号	1	2	3	4
肘金部加速度	0.6682	0.4988	1.000	0.5618
フロントロッド軸力	0.5843	0.4722	1.000	0.5781
PV 値	0.3904	0.2355	1.000	0.3248

Table6.8 PV scaling of each axle.

得られた PV スケーリング値を解析結果に適用することで各車軸の PV 積分値を算 出し, Table6.7 を参考に1日あたりの各車軸の通過数を考慮することで摩耗予測を 行う.摩耗予測の基準とする測定点は6.5.1 項と同様であり,その結果を Table6.9 に 示す.

許容摩耗量到達年数は 96 年以上と, いずれの結果においても 6.5.1 項の 2 倍近く の予測値となった.こちらの方が現実に近い条件での予測が行われていると考えられ るが,交換周期が安全側に設定されていると論じた 6.5.1 項でさえ過剰評価が行われ ていることとなる.しかし,現在の予測手法では通過本数が 2 倍になるだけで 6.5.1 項とほぼ同一条件となることは配慮しなければならない.

測定位置	90°中部	270°中部	105°前部
PV 積分値 [N/mm]	3.129	3.304	3.780
1日あたり摩耗量 [mm]	1.183×10^{-5}	1.249×10^{-5}	1.423×10^{-5}
許容摩耗量到達日数 [日]	42266	40030	34995
許容摩耗量到達年数 [年]	116	110	96
信頼度 95% 上限到達年数 [年]	145	137	120
信頼度 95% 下限到達年数 [年]	96	91	80

Table6.9 Result of wear prediction (Linear wear and different axle).

6.5.3 衝撃力最大値の影響を考慮した予測

6.4.2 項で述べた衝撃力最大値を変化させた場合の摩耗予測を行う.これまでと同様の列車通過数で,車軸別の影響を考慮して予測を行う.また,摩耗予測の基準とする測定点もこれまでと同様に軌間内外方向頂点の90°中部および270°中部と,それ以外の各荷重で最大 PV積分値となる点を摩耗予測基準として考慮する.各荷重での90°中部および270°中部のPV積分値と,最大 PV積分値となる測定点とその値をTable6.10 に示す.

衝擊力	PV 積分値	PV 積分値	最大 PV 積分値	
最大値 [kN]	90°中部 [N/mm]	270°中部 [N/mm]	測定点	值 [N/mm]
60	0.1216	0.5857	255°中部	0.5979
100	0.3495	0.8840	255°中部	0.9029
150	0.9601	1.490	255°中部	1.548
200	1.992	2.288	255°中部	2.415
250	3.129	3.304	105°前部	3.780
300	2.809	4.147	240。前部	4.880
350	3.509	4.895	240°前部	6.311

Table6.10 PV integral according to maximum of impact load.

これらの PV 積分値を用いて, 6.5.2 項の手法で許容摩耗量到達年数を求めたグラ フを Fig.6.57 に示す.信頼度 95% 区間は割愛する.

グラフは衝撃力により年数に大きな差が生じるため,縦軸(年)を対数軸として片 対数でプロットした.最も許容摩耗量到達年数が早いものでも衝撃力最大値 350kN



Fig.6.57 Result of wear prediction as function of maximum of impact load (Linear wear and different axle).

の時の240°前部の57年であり荷重最大値が通常解析値時より100kN大きくとも寿命に十分な余裕があると考えられる.もっとも,更に大きな衝撃力が発生する場合は実際の交換周期以前に許容摩耗量に到達する可能性も考えられるが,このときは350kNよりも大きな衝撃力が発生する場合であるので,段違いなどの現場調整状態に大きな不備が見られる時などであると考えられる.適切な分岐器の保守が行われていれば,それほどの大きな荷重は生じないと考えられる.たとえば100kNの場合は最も許容摩耗量到達年数が早い場合でも400年であるように,寿命を格段に伸ばすことができると言える.

6.5.4 軸受摩耗の影響を考慮した予測

最後に,軸受摩耗進行を考慮した摩耗予測を行う.摩耗進行に伴って PV 積分値が 変化するが,今回は 6.4.3.2 目で得た偏摩耗での摩耗進行を考える.また,6.4.3.2 目 において step 間は PV 積分値を定数としていたが,今回も step 間の PV 積分値を線 形補間などは行わずに 6.4.3.2 目と同様の考え方により軸受摩耗量を算出する.した がって軸受摩耗量は 6.4.3.2 目の結果と一致する.

軸受摩耗量は各 step の PV 積分値の 0.01[mm²/N] 倍を加算する形で算出していた. これは単純に比摩耗量で除すると,1.326×10⁶ サイクル分に相当することとなる.こ こで,車軸別の影響を考慮した上で日数に変換すると 2645 日となり,年数に直せば 約7年分となる.したがって 6.4.3.2 目においてはこの年数分の加算を step 間で行っ ていたこととなる. step15 まではこの年数分の加算を行えばよい.今回はそれ以降の摩耗は step15 で 得られた各測定点での PV 積分値と摩耗量から,許容摩耗量までの到達年数を算出し て step15 までの年数と合算することとする.

摩耗予測の基準とする測定点は step15 において 90°中部の値はほとんど生じない ため,軌間内外方向に関しては 270°中部のみを考える.それ以外の測定点で最も 早く許容摩耗量に到達する測定点を(許容摩耗量-摩耗量)/PV 積分値により算出し, 210°前部と定める.衝撃力が変わると摩耗傾向も変わると考えられるため,6.5.3項 は考慮しないこととする.これらを総合した結果を Table6.11 に示す.

測定位置	270°中部 210°前部		
step15 到達年数 [年]	116		
step15 摩耗量 [mm]	0.3140	0.3819	
step15PV 積分值 [N/mm]	0.7357	1.939	
許容摩耗量到達年数 [年]	299	160	
信頼度 95% 上限到達年数 [年]	375	201	
信頼度 95% 下限到達年数 [年]	249	133	

Table6.11 Result of wear prediction (According to wear progress and different axle).

step15 までに到達する年数ですでに 110 年かかるという結果が算出され,それに 加算する形で軌間内外方向では 299 年,最も早く許容摩耗量に到達する測定点でも 160 年かかるという結果となった.これは 6.5.2 項で算出された到達年数よりも大き くなるということが分かる.理由としては摩耗進行に伴い最大 PV 積分値の値も小 さくなっていく傾向にあることが言える.今回は step15 までの値で予測を行ったが, それ以降はさらに PV 積分値が小さくなったり摩耗傾向が変化する可能性がある.ま た 6.4.3.2 目で述べたように初期位置などの条件によって摩耗傾向は変化する可能性 があるが,許容摩耗量到達年数は軸受摩耗を考慮していないときよりも大きくなると いう定性的な傾向は変化はないと考えられる.

6.5.5 考察

様々な場合を考慮しての摩耗予測を行ったが,線形摩耗を仮定した場合でも40年 以上と現行の交換周期では過剰に安全側に設定しているということを確認できた.車 軸別の考慮や軸受摩耗進行という現実に近い現象を取り入れるとさらに到達年数がの びるため,より交換周期が安全側に設定されていると考えられた.

衝撃力最大値によって到達年数が変化する傾向も確認できたが,適切な分岐器の保 守が行われていれば許容摩耗量到達年数を格段に伸ばすことができると言える.逆に 適切な保守が行われていなく衝撃力最大値が大きくなった場合が現実にも考えられ, それが現実に起こるような許容摩耗量到達につながっている可能性もある.現行モデ ルでの解析結果からは交換周期に対して十分に許容摩耗量到達年数が大きかったた め,高い精度でなかったとしても安全側であるという結果を導くことができた.さら に精度の高いモデルの構築方法として,衝撃力最大値の変化と摩耗傾向の変化の関係 を把握することも必要であると思われる.精度が高まれば,現行交換周期と許容摩耗 量到達年数が近くなる場合の衝撃力最大値の限度を把握できるなどの応用例が考えら れる.

交換周期が過剰に安全側に設定されていると結論づけた一方で,許容摩耗量到達に つながった事例が存在した.特に許容摩耗量到達につながった軸受では外輪と内輪の シール部がはがれ,内部に液体や塵などが侵入しやすい状態にあった.またその分岐 器の現場調整状態についても把握されてなく,これらの状態により摩耗が過度に進行 しやすかった可能性が高い.このような特異な例が生じる場合について,どの箇所の 現場調整状態がフロントロッド部振動の増大を招いたり,軸受部の摩耗進行速度の増 加を促したりするのかを整理する必要がある.そして,その状態を考慮した解析によ る裏付けを行うことで新たな保守基準の制定につながっていく可能性がある.

第7章

結論と展望

7.1 結論

本研究では有限要素法解析を通して分岐器付属部品であるフロントロッドの軸受摩 耗予測を行った.

第1に,営業線分岐器にて測定された列車の継目通過時振動波形と,整合性の取れ た分岐器モデルにおける振動解析の結果を比較した.継目周辺の加速度波形を参考と した入力荷重を与えることができたため,先行研究モデルよりも各種波形での再現性 が向上した分岐器モデルを構築できた.このモデルに対して様々な条件を与えた場合 の軸受部力学特性を把握した.軸受摩耗を考慮したモデルでは摩耗進行に伴い PV 積 分値最大値が小さくなり,その分布も変化するといった様子が見られ,摩耗進行と共 にその速度は遅くなることが考えられた.

第2に,軸受摩耗試験で得られた対象軸受の摩耗量増加傾向とその模擬解析により 得られた軸受部力学特性により,比摩耗量を7.542×10⁻⁹mm²/Nと算出した.そし て,得られた比摩耗量を列車通過時振動解析に適用し,対象の分岐器において軸受摩 耗予測を行った.単純な線形摩耗進行モデルであっても,許容摩耗量到達に40年以 上を有するという結果が得られ,現行の5~7年という交換周期は過剰に安全側に設 定されているという結論を導いた.車軸毎でフロントロッド振動特性が変化すること や,摩耗進行といった現実の状態を考慮すると,許容摩耗量到達年数はより長くなる という結果が得られた.許容摩耗量到達につながった事例における分岐器の現場調 整状態を整理するなど,軸受部の摩耗進行速度の増加を促す要因を特定する必要が ある.

7.2 課題と展望

7.2.1 課題

営業線分岐器を対象とした軸受の摩耗予測を行ったが,あくまで解析結果から推測 される値であり実測の摩耗データとの比較を行うことができなかった.これまで営業 線における軸受やジョーピンの摩耗量を測定した事例[17,30]も確認できたが,肘金 部を対象としていたことや材質が違う関係で比摩耗量も異なるといった相違点が考え られ,比較対象として考慮することは難しいと考えられる.

今回の研究においても先行研究 [19,20] の課題であったフロントロッド軸力波形の 低周波部の再現ができなかった. PV 積分値の増加傾向を確認すると,衝撃振動部で ある 0.02s まででほとんどその積分値が決まる様子は見られるが,低周波部の影響で もわずかに増加していく傾向も見られた.低周波部での軸力振幅は 2~3kN ほどと大 きいため,現象を再現するとさらに 0.02s 以降の PV 積分値増加量が大きくなる可能 性も考えられる.一方で,衝撃振動部での振動波形はばね定数などのフィッティング により良く再現できたが,これは今回対象とした分岐器モデルにのみ適用できる値で あり,他の分岐器に応用できるかは未知数である.

今回の営業線波形測定ではサンプリング周波数が 2000Hz とそれほど高周波帯を捉 えられるものではなく,後端部加速度の周波数も正確に捉えられてはいなかった.-般継目での加速度測定を行った例 [8] ではサンプリング数 24000Hz により,継目通 過時に 2000Hz を超える高周波振動が生じている様子を捉えている.軌道は固有振動 数が高いと考えられるため,衝撃波形とその最大値を正確に捉えるためにはサンプリ ング周波数を上げての振動特性の確認が必要であると考えられる.ただ肘金部では十 分に波形を捉えられていたと考えられるため,今回の解析の妥当性が低下するもので はないと思われる.

Fig.4.6~Fig.4.8 に示されているように平均値の差から車軸毎で実測された振動波 形の最大値には変化が見られることが分かったがその分散も大きく最大値にバラつき が大きいということも言える.今回は比摩耗量算出の時のみ統計的な扱いを行った が,より精度の高い摩耗予測を行うためには解析結果という確定値だけでなく,実測 データのバラつきを考慮した上でモデル化する必要がある.また,車軸毎の波形変化 や軸力再現のためには形状を再現しての分岐器車輪通過解析を行う必要性も考えら れる.

6.5.5 項で述べたように,安全側に見積もられていると考えられた交換周期に反し 許容摩耗量到達につながった事例こそもっと詳細に確認すべきである.したがって, 現在確認されている事例において,どのような現場調整状態であったのか,どの箇所 の状態が影響を及ぼすと考えられるかについて詳しく考察する必要がある.

7.2.2 展望

JR 東日本と吉原鉄道工業の協力のもと営業線波形測定や軸受摩耗試験と様々な試 験を行っていただいたが,今後は対象軸受を合わせての様々な営業線での軸受摩耗測 定を行っていただくことで摩耗量と傾向を把握し,解析結果と比較を行うことでより 妥当性のある軸受摩耗予測モデルを構築する.その際,固有振動数の高い軌道の衝撃 波形とその最大値を正確に捉えるためにはサンプリング周波数を高くして測定するこ とで,入力となる衝撃振動をより正確に捉えられると考えられる.

解析モデルにおいてはフロントロッド軸力の低周波振動を再現し,より正確な PV 積分値の把握を行う.そして他分岐器モデルにも応用できるように,実測データと比 較しながらばね定数などの基準を制定していく必要がある.6.5.5項で述べたように, 衝撃力最大値の変化と摩耗傾向の変化の関係も把握できればより精度の高いモデルと なる.

精度よく摩耗予測が行うことができ、どの現場調整状態を考慮すれば良いかを把握 し、様々な分岐器へ解析モデルを応用していくことによって、実測することなくあら ゆる分岐器でのフロントロッド最適交換周期の提言が可能となる.

付録 A

統計的手法

A.1 車軸別の波形最大値平均値の有意差検定

4.4.5 項の中の Table4.6 ~ Table4.8 に車軸ごとの後端部加速度,肘金部加速度,フ ロントロッド軸力の波形最大値の平均値と分散をまとめた.算出された統計量から前 輪がトングレールに乗っていないという3軸目の平均値と,前輪がトングレールに 乗っている他の車軸の平均値が有意な差があるかどうかを確認する.

今回はそれぞれの波形最大値について,3軸目の母平均と他の車軸の母平均が有意 な差があるかどうかを確認するため2標本検定となる[43].特に今回の統計量は波 形の最大値をとった関係でそれぞれの平均値の大きさに応じて分散は異なると考えら れるので,母分散が異なる場合の2標本検定となる.

3 軸目の母集団が N(μ_1 , σ_1^2) の正規分布に従いその標本 X_i の抽出数を m として, 他軸の標本を母集団が N(μ_2 , σ_2^2) の正規分布に従いその標本 Y_i の抽出数を n とする. 帰無仮説

$$H_0 : \mu_1 = \mu_2$$

に対して,対立仮説

$$H_1 : \mu_1 \neq \mu_2$$

であり,両側検定を考える.

$$s_1^2 = \frac{\Sigma \left(X_i - \bar{X}\right)^2}{m - 1}, \quad s_2^2 = \frac{\Sigma \left(Y_i - \bar{Y}\right)^2}{n - 1}$$
 (A.1)

とすると,帰無仮説が正しい場合,

$$t = -\frac{\bar{X} - \bar{Y}}{\sqrt{\frac{s_1^2}{m} + \frac{s_2^2}{n}}}$$
(A.2)

は近似的に自由度が,

$$\nu = \frac{\left(s_1^2/m + s_2^2/n\right)^2}{\frac{(s_1/m)^2}{m-1} + \frac{(s_2/n)^2}{n-1}}$$
(A.3)

に最も近い整数 v^* の自由度の t 分布 $t(v^*)$ に従う.今回は有意水準を 95% を定め t 検定を行い, $|t| > t_{0.05}(v^*)$ である時は帰無仮説が棄却され,3軸目の母平均 μ_1 と他の車軸の母平均 μ_2 の間には有意な差があることが言える.TableA.1 に各車軸と各波形の組み合わせにおける $|t| \ge t_{0.05}(v^*)$ を示す.

車軸番号		1	2	4
么端如如油田	<i>t</i>	5.948	3.962	4.919
夜姉即加还反	$t_{0.05}(v^*)$	1.976	1.979	1.975
时令如如清帝	<i>t</i>	8.561	14.66	12.54
的並即加述反	$t_{0.05}(v^*)$	1.976	1.979	1.978
フロントロッド動力	<i>t</i>	14.75	21.21	16.65
	$t_{0.05}(v^*)$	1.976	1.977	1.976

TableA.1 t deciding significant difference between 3rd axle and other axles of wave maximum.

この結果からいずれの組み合わせにおいても, $|t| > t_{0.05}(v^*)$ となることが分かり, どの3軸目との平均値間にも有意な差が確認された.平均値間に有意な差が確認され たので,解析モデル条件と一致する3軸目と他の車軸のPV値の関係を6.5.2項で述 べたように平均値の比としたスケーリングに採用することができると考えられた.

A.2 原点を通る回帰直線

軸受摩耗試験より確認されたサイクル数と摩耗量の関係について,一次近似曲線を 算出してその傾きから比摩耗量を求めるという手法をとった.この時の一次近似曲線 は最小二乗法を用いた回帰分析によって算出される[44].

その前提条件を以下に示す [45].回帰式は推定パラメータ *a*, *b* を用いて *y* = *a*+*bx* の一次曲線で表す.

- 任意の *i* 番目の観測点における独立変数 *x_i* と従属変数 *y_i* に対して,誤差項 *u_i* を用いて方程式 *y_i* = *a* + *bx_i* + *u_i* で表される.
- 2. 誤差項の期待値は0であるため, $E(u_i) = 0$ である.
- 3. 誤差項の分散はすべての *i* について等しく , $V(u_i) = \sigma^2$ である .
- 4. 誤差項の系列相関は存在しないため,誤差項 u_i と u_j の共分散は0, すなわち
 S_{ui} = 0 となる.
- 5. 説明変数 x と誤差項 u はすべての i と j に関して独立である.
- 6. 誤差項の確率分布は正規分布に従う.上記3つより,誤差項は互いに独立で同
 一の正規分布 N(0, σ²) に従う.

これらの仮定のもと最少二乗法を用いると通常の回帰直線における *a*,*b*は,*x*,*y*の平均をそれぞれ *x*,*y*として,

$$b = \frac{S_{xy}}{S_{xx}}, \quad a = \bar{y} - b\bar{x} = \bar{y} - \frac{S_{xy}}{S_{xx}}\bar{x}$$
 (A.4)

と求められる.これは仮定をすべて満たす回帰直線となり,定数項が存在する.

一方で軸受摩耗試験においてはサイクルが0の時は当然摩耗量は0となる.した がって定数項の存在しない回帰直線となる.これを y = bx で表して最少二乗法を用 いると,

$$b = \frac{\Sigma x_i y_i}{\Sigma x_i^2} \tag{A.5}$$

となり,通常時の傾きに相当する $S_{xy}/S_{xx} = \Sigma(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})/\Sigma(x_i - \bar{x})^2$ とは異なる値となる [46].

次に相関係数について考える.原点を通る回帰直線の場合では誤差項の期待値が0 にならないなどのいくつかの前提条件が満たされないため,回帰曲線と実測値の相 関係数の2乗である決定係数の定義も多少異なる.一般に決定係数は全体の平方和 TSS と,説明変数の平方和 ESS,そして残差平方和 RSS により,

$$TSS = ESS + RSS \tag{A.6}$$

で表される.通常の回帰直線において y_i は残差項 e_i として $y_i = a + bx_i + e_i$ で表され,両辺の平方を取るだけでは定数項が残り式 (A.6) のように分離することが不可能である.そこで $\bar{y} = a + b\bar{x}$ の関係を用いることで,

$$y_i - \bar{y} = b(x_i - \bar{x}) + e_i \tag{A.7}$$

の形に変形し,両辺を2乗して各*i*での総和をとる.このとき,前提条件により $\Sigma(x_i - \bar{x})e_i = 0$ となるために,

$$\Sigma (y_i - \bar{y})^2 = b^2 \Sigma (x_i - \bar{x})^2 + \Sigma e_i^2$$
(A.8)

が得られる. 左辺第一項からそれぞれ TSS, ESS, RSS に相当する. 決定係数 R^2 は,

$$R^2 = \frac{\text{ESS}}{\text{TSS}} = 1 - \frac{\text{RSS}}{\text{TSS}}$$
(A.9)

で表されるため,通常の回帰直線の場合の決定係数は,

$$R^{2} = \frac{\text{ESS}}{\text{TSS}} = \frac{\left(\frac{S_{xy}}{S_{xx}}\right)^{2} \cdot S_{xx}}{S_{yy}} = \frac{S_{xy}^{2}}{S_{xx}S_{yy}}$$
(A.10)

となり, これは実測値の x, y における相関係数の 2 乗と一致する.

一方,原点を通る回帰直線の場合では満たされない前提条件がある関係で $\Sigma(x_i - \bar{x})e_i = 0$ とならない.しかし, y_i を表す $y_i = bx_i + e_i$ は右辺に定数項を持たない上に前提条件の一つである $\Sigma x_i e_i = 0$ は満たされるために,そのまま両辺の平方和をとって,

$$\Sigma y_i^2 = b^2 \Sigma x_i^2 + \Sigma e_i^2 \tag{A.11}$$

が得られる.左辺第一項からそれぞれ TSS, ESS, RSS に相当する.したがって, $\bar{y} = b\bar{x}$ の関係を用いることで,原点を通る回帰直線の決定係数は,

$$R^{2} = \frac{\text{ESS}}{\text{TSS}} = \frac{\left(\frac{\Sigma xy}{\Sigma x^{2}}\right)^{2} \cdot \Sigma x^{2}}{\Sigma y^{2}} = \frac{(\Sigma xy)^{2}}{\Sigma x^{2} \Sigma y^{2}}$$
(A.12)

これは実測値の *x*, *y* における相関係数の 2 乗とは一致せずに,低下することに注意 する. 最後に母回帰推定値の信頼区間を考える.まず,母回帰の誤差項の標準偏差 σ の 推定値として標準誤差 s_e を求める.通常の回帰直線においては全データ数nに対し て自由度はn-2となるため,残差平方和 ESS が,

ESS = TSS - RSS =
$$S_{yy} - \frac{S_{xy}^2}{S_{xx}}$$
 (A.13)

であることから, s_e は,

$$s_e = \sqrt{\frac{S_{xx}S_{yy} - S_{xy}^2}{(n-2)S_{xx}}}$$
(A.14)

で表される.また,途中式は割愛するが b の標準誤差 s_b , a の標準誤差 s_a と標準誤 \hat{s}_e の間にはそれぞれ,

$$s_b = \frac{s_e}{\sqrt{S_{xx}}}, \quad s_a = s_e \sqrt{\frac{1}{n} + \frac{\bar{x}^2}{S_{xx}}}$$
 (A.15)

の関係があり,t検定を用いてyの母回帰推定値の95%信頼区間を推定すると,

$$y \pm t_{0.05}(n-2)s_e \sqrt{\frac{1}{n} + \frac{(x-\bar{x})^2}{S_{xx}}}$$
 (A.16)

の式で表される.

一方で,原点を通る回帰直線の場合では全データ数*n*に対して自由度は*n*-1となるため,残差平方和 ESS が,

$$ESS = TSS - RSS = \Sigma y^2 - \frac{(\Sigma x y)^2}{\Sigma x^2}$$
(A.17)

であることから, s_e は,

$$s_e = \sqrt{\frac{\Sigma x^2 \Sigma y^2 - (\Sigma x y)^2}{(n-1)\Sigma x^2}}$$
 (A.18)

で表される.また,途中式は割愛するがbの標準誤差 sb と標準誤差 se の間には,

$$s_b = \frac{s_e}{\sqrt{\Sigma x^2}} \tag{A.19}$$

の関係があり, t 検定を用いて b の母回帰推定値の 95% 信頼区間を推定すると,

$$b \pm t_{0.05}(n-1)\frac{s_e}{\sqrt{\Sigma x^2}}$$
 (A.20)

の式で表される.原点を通る回帰直線の場合はこれがそのまま傾きとなり x を与える ことで, y の信頼区間が確定する.なおこれは回帰直線が通ると推定される範囲の信 頼区間であり,摩耗量が予測される信頼区間とは異なる.しかし,今回求めたいもの は軸受摩耗試験における摩耗量の予測範囲ではなく,傾きの信頼区間であるためこの 信頼区間を用いることとした.

付録 B

面圧・滑り速度の算出

振動によってフロントロッドが運動する影響で軸受球中心から各インターフェース 測定点までの角度は変動する.たとえば90°測定点は初期状態であれば,軸受中心 に対して y 軸正方向の方向であり z 軸方向は同じ座標であるが,運動することにより 相対的に z 軸方向の値を持つようになる.したがって単純に面圧や滑り速度を初期角 度と三角関数によって求める方法ではわずかに誤差が生じてしまう.それほど大きな 誤差とはならないが,面圧は球面の法線方向成分,滑り速度は球面の接線方向成分と いう本研究の定義を厳密に再現するために,軸受球中心から各インターフェース測定 点を結んだベクトルと,各測定点で生じるベクトルの関係より法線方向成分,接線方 向成分を求める.

Fig.B.1 に軸受の球中心とそこから各インターフェースの測定点に伸びる位置ベクトル R の 1 例を示す.この測定点に生じる面圧や滑り速度のベクトルを代用として A で示す.



Fig.B.1 The position vector and sensing point of bearing.

次に Fig.B.2 に軸受球面上の測定点付近の様子を示す.この測定点からのびるベクトル \vec{A} は,球面に対して法線方向の成分のみを持つベクトル $\vec{A_n}$ と接線方向の成分のみを持つベクトル $\vec{A_t}$ に分解できる.したがって,これらのベクトルの大きさを求めればよい.



Fig.B.2 Resolution of a vector on the bearing.

*A_n*の大きさは*A*の法線方向成分となることから,*A*と法線方向単位ベクトルとの内積で与えられる.法線方向単位ベクトルは位置ベクトルをその大きさで除したものであるため,以下の式が導ける.

$$\left|\vec{A_n}\right| = \frac{\vec{A} \cdot \vec{R}}{\left|\vec{R}\right|} \tag{B.1}$$

この A として接触力をあてはめ,最後にインターフェース面積を除することによって 面圧ベクトルを算出することができる.

次に,接線ベクトルである $\vec{A_t}$ の大きさを求める.ここで三平方の定理の関係から,

$$\left|\vec{A_t}\right| = \sqrt{\left|\vec{A}\right|^2 - \left|\vec{A_n}\right|^2} \tag{B.2}$$

となる.これに式(B.1)を代入することで,

$$\left|\vec{A_{t}}\right| = \sqrt{\left|\vec{A}\right|^{2} - \frac{\left(\vec{A} \cdot \vec{R}\right)^{2}}{\left|\vec{R}\right|^{2}}}$$
 (B.3)

により求まる.この *A* として外輪と内輪の近接2節点の相対速度をあてはめることによって滑り速度ベクトルを算出することができる.
位置ベクトルに関しては軸受球中心とインターフェース測定点がともに変位することを考慮して,その相対変位分を取り入れた位置ベクトルを時刻ごとに更新する必要がある.なお球中心の変位は0°中部,90°中部,180°中部,270°中部の変位の平均として算出した.

付録 C

偏摩耗による値の変化



Fig.C.1 Wear tendency of the bearing (Step0, Analysis).



Fig.C.3 Wear tendency of the bearing (Step1, Analysis).



Fig.C.2 Wear amount of the bearing (Step0, Analysis).



Fig.C.4 Wear amount of the bearing (Step1, Analysis).



Fig.C.5 Wear tendency of the bearing (Step2, Analysis).



Fig.C.6 Wear amount of the bearing (Step2, Analysis).



Fig.C.7 Wear tendency of the bearing (Step3, Analysis).



Fig.C.8 Wear amount of the bearing (Step3, Analysis).



Fig.C.9 Wear tendency of the bearing (Step4, Analysis).



Fig.C.10 Wear amount of the bearing (Step4, Analysis).



Fig.C.11 Wear tendency of the bearing (Step5, Analysis).



Fig.C.12 Wear amount of the bearing (Step5, Analysis).



Fig.C.13 Wear tendency of the bearing (Step6, Analysis).



Fig.C.14 Wear amount of the bearing (Step6, Analysis).



Fig.C.15 Wear tendency of the bearing (Step7, Analysis).



Fig.C.16 Wear amount of the bearing (Step7, Analysis).



Fig.C.17 Wear tendency of the bearing (Step8, Analysis).



Fig.C.18 Wear amount of the bearing (Step8, Analysis).



Fig.C.19 Wear tendency of the bearing (Step9, Analysis).



Fig.C.20 Wear amount of the bearing (Step9, Analysis).



Fig.C.21 Wear tendency of the bearing (Step10, Analysis).



Fig.C.22 Wear amount of the bearing (Step10, Analysis).



Fig.C.23 Wear tendency of the bearing (Step11, Analysis).



Fig.C.24 Wear amount of the bearing (Step11, Analysis).



Fig.C.25 Wear tendency of the bearing (Step12, Analysis).



Fig.C.26 Wear amount of the bearing (Step12, Analysis).



Fig.C.27 Wear tendency of the bearing (Step13, Analysis).



Fig.C.28 Wear amount of the bearing (Step13, Analysis).



Fig.C.29 Wear tendency of the bearing (Step14, Analysis).



Fig.C.30 Wear amount of the bearing (Step14, Analysis).



Fig.C.31 Wear tendency of the bearing (Step15, Analysis).



Fig.C.32 Wear amount of the bearing (Step15, Analysis).

謝辞

本研究は東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻酒井信介教授のご指導の下で行われました.酒井教授にはメンテナンスや信頼性工学の考え方について教えていただき,本研究の最終段階において大変参考になりました.また,泉教授には核となる数値計算手法についての考え方を一から教えていただき,研究の方針や手法など数多くのことで相談させていただきました.両教授に心より感謝申し上げます.

共同研究先である東日本旅客鉄道の方々には定期的な打合せによる議論や施設見 学を設定していただくことにより,現場に近い方々からの知見を得ることができま した.

東日本旅客鉄道の加藤様,鈴木様,樋口様,そして前任の市倉様,本間様には打合 せの際に的確なご指摘をいただき本当に感謝申し上げます.樋口様にはデータや連絡 とやり取りなどを何度も行っていただき,常に迅速な対応をとっていただきまして心 より感謝いたします.

中でも,営業線振動波形測定や軸受摩耗試験は本研究において非常に重要な実測 データであり,東日本旅客鉄道および吉原鉄道工業のご協力が無ければ得ることので きない貴重なデータでした.

試験の構想段階から実際の設置・測定まで,多大な労力を要したと思いますが,東 日本旅客鉄道のみなさま,ならびに吉原鉄道工業の谷畑様,榊原様ほか試験にご協力 いただいたみなさまに感謝申し上げます.

研究室の方々には日々の生活において大変お世話になりました。

田中助教にはやんちゃな学生の兄貴分・まとめ役としてとてもお世話になりました.トーク力もさることながら,仕事と遊びのメリハリの大切さを教えていただき, ありがとうございました.今後も阪大での活躍をお祈りしています.

波田野助教には有限要素法を詳しく教えていただいたり何気ない会話をしたり, まったりと色々なお話ができて楽しかったです,ありがとうございました.真面目な 姿勢は見習っていきます,これからも学生を優しく時には厳しく指導してあげでくだ さい.

原先生や高垣様,山際様ら研究室 OB の方々にも多くの学生が支えていただいた上に,私の研究に関してもアドバイスをいただくなど大変お世話になりました.自分自身もそのように研究室に貢献できる OB でありたいと感じています,ありがとうございました.

次に同期のみなさんありがとうございました.

荒牧は不真面目なようで真面目で,アクティブな姿勢はいつも尊敬していました, さすがグロタフ先輩です.2年間隣の席でテキトーな話ができて気楽でした,留学 帰りから目覚めたように飲み会をするようになって楽しかったです,今後もやりま しょう.

磯崎は機械科にこんな隠れた逸材がいたのかと驚愕しました.俗世間離れした雰囲 気といじり易さで,いつの間にか上の代に含まれていたのが印象的でした.何気に野 球をがっつり観ていましたね,今後も昔の自分に打ち勝てるように趣味に没頭してく ださい.

井上はまた身長伸びましたね,スカイツリーのような存在でした.なんてウザ絡み するとしかとされるので寂しかったです.博識でグルメで,特に車の話は楽しかった です,勉強になりました.またバドミントンかドライブしましょう.

寺田はなんといっても賢かったです,研究分野も近くてよく勉強の相談させても らって助かりました.野球や旅行の話など趣味が近くて話が合って楽しかったです. 適度なやる気のなさと祖父母心くすぐる雰囲気でまた人を癒してください.

そして偉大な先輩方,真面目で面白い後輩など多くの人に恵まれて研究室生活を送れたと思います.特に高本さんには3年間研究のことは当然ながら,ご飯やイベントやスマブラなどお世話になりました.これからも研究室をよろしくお願いします.

他の方々にもしっかりと文を書きたいのですが,GW だけだと時間がないので申し 訳ないですが割愛させていただきます.本当にお世話になりました,ありがとうござ いました.これからもどうぞよろしくお願いいたします.

そして家族や親戚,私を受け入れ支えてくださったみなさまには心より感謝申し上 げます.

以上,私の修士課程の生活を支えてくださり研究に関わった全ての人に感謝の意を 表します.

参考文献

- [1] 鉄道技術ポケットブック編集委員会(編). 鉄道技術ポケットハンドブック. オーム社, 2012.
- [2] 五十嵐義信. NS-A 形電気転てつ機の鎖錠に関する課題と改善手法. 鉄道総研報告, Vol. 23, No. 1, pp. 29–32, Jan 2009.
- [3] 堀雄一郎, 安岡和恵, 小尾実, 加治俊之, 尾高達男, 本橋幸二. 分岐器・転てつ機シ ステムの革新 -次世代分岐器・転てつ機の開発-. JR East Technical Review, No. 2, pp. 64–68, 2003.
- [4] 東日本旅客鉄道. 産学共同研究打合せ資料.
- [5] 安原碩人, 伊東周二, 鹿間政男. フロントロッドの改良(第1報). 鉄道技術研究 所速報, 1982.
- [6] 吉原鉄道工業技術開発部. 東大 泉准教授よりの御質問に対するコメント, Jun 2012.
- [7] 紅露一寛, 阿部和久, 石田誠, 鈴木貴洋. レール継目部の衝撃応答解析における道床・路盤部のモデル化の影響. 応用力学論文集, Vol. 7, pp. 1–11, Aug 2004.
- [8] 川口二俊,田中慎一郎,村田香,長倉清.レール継目衝撃音に係る車輪・軌道の振動特性評価-軌道編-.第18回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集,2011.
- [9] 桃谷尚嗣, 堀池高広. 車輪走行によるレール継目部の衝撃荷重の評価. 鉄道総研 報告, Vol. 19, No. 2, pp. 29–34, Feb 2005.
- [10] 西本正人,山口剛志.列車荷重の継目部衝撃成分推定に関する検討.第20回鉄道 技術・政策連合シンポジウム講演論文集, pp. 5-8, 2013.
- [11] Zefeng Wen, Xuesong Jin, and Weihua Zhang. Contact-impact stress analysis of rail joint region using the dynamic finite element method. *Wear*, Vol. 258, pp. 1301–1309, 2005.
- [12] 佐藤裕. 軌道構造の構築振動におよぼす影響. 土木学会論文報告集, Vol. 240, pp. 63–70, Aug 1975.

- [13] 鈴木貴洋,名村明,石田誠. 軌道構造変化箇所における輪重変動メカニズムの検討. 土木学会第 59 回年次学術講演会講演論文, pp. 49–50, Sep 2004.
- [14] 紅露一寛, 阿部和久, 石田誠, 鈴木貴洋. レール継目部列車走行試験の有限要素シ
 ミュレーションとその再現性. 応用力学論文集, Vol. 8, pp. 1–12, Aug 2005.
- [15] Elias Kassa, Clas Andersson, and Jens C. O. Nielsen. Simulation of dynamic interaction between train and railway turnout. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 44, No. 3, pp. 247–258, Mar 2006.
- [16] Elias Kassa and Jens C. O. Nielsen. Dynamic interaction between train and railway turnout: full-scale field test and validation of simulation models. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46, pp. 521–534, 2008.
- [17] 村中亮太. 卒業論文:鉄道の転てつ装置の最適保全のための信頼性工学, 2011.
- [18] 池田和寛. 卒業論文:転てつ機の信頼性工学に基づく最適保全手法の開発,2012.
- [19] 近藤祐樹. 卒業論文:有限要素法を用いた鉄道分岐器モデルにおける衝撃応答解 析, 2013.
- [20] 良本真啓. 卒業論文:鉄道転てつ付属装置の摩耗現象解明のための有限要素法解析, 2014.
- [21] 東日本旅客鉄道. JR 東日本社内講座教本-施設技術入門-.
- [22] コトバンク:分岐器. https://kotobank.jp/word/%E5%88%86%E5%B2%90%E5% 99%A8-867302.
- [23] 樋口博俊, 鈴木雅彦, 加藤尚志. 電気転てつ機モニタリングデータを用いた転換不 能予兆把握に関する研究. 第 21 回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, Dec 2014.
- [24] 五十嵐義信. 転てつ機モニタ装置. 信号通信技術交流会要旨, 不明.
- [25] 海沼翔平, 野口隆文, 鈴木雅彦, 加藤尚志. NS 形電気転てつ機におけるロック偏 移量の測定方式の研究. 第 21 回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, Dec 2014.
- [26] 宮下優, 比澤庸平, 五十嵐義信. 転換鎖錠装置のロック狂い現象のモデル化及び対策の検討. 第 21 回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, Dec 2014.
- [27] 吉原鉄道工業.主要波形データ集.
- [28] IKO 日本トムソン. IKO 球面滑り軸受.
- [29] IKO 日本トムソン. IKO ピロボール.
- [30] 吉原鉄道工業. 特殊分岐器フロントッドの実使用による摩耗量測定 報告書, Dec 2013.
- [31] 日本潤滑学会. 潤滑ハンドブック. 養賢堂, 1970.
- [32] 日本潤滑学会. 潤滑用語集. 養賢堂, 1992.

- [33] NTN. すべり軸受の設計. http://www.ntn.co.jp/japan/products/ catalog/pdf/5100.pdf.
- [34] OILES. 推定摩耗量の考え方. http://www.oiles.co.jp/bearing/oiles_ bearing/sekkei/suitei/.
- [35] 加藤孝久, 益子正文. トライボロジーの基礎. 培風館, Dec 2004.
- [36] 宮内勇馬,廣部敏之,木村昇平,権代明典,広田哲昭. 軸受け摩耗予測計算と薄層放 射化法による予測精度検証. マツダ技報, No. 26, pp. 147–152, 2008.
- [37] 吉原鉄道工業. TC 軸受試験機測定方法, Jan 2015.
- [38] 吉原鉄道工業. 使用機器一覧, 2015.
- [39] 吉原鉄道工業. 軸受耐久試験測定結果, Jan 2015.
- [40] 原健彦, 伊藤寧俊. 球面滑り軸受の特徴と応用事例. 機械設計, Jul 1981.
- [41] 吉原鉄道工業技術開発部. 分岐器ヒール部加速度測定 測定候補分岐器検討, Mar 2014.
- [42] 吉原鉄道工業技術開発部. 振動測定に伴う応力測定について, Aug 2014.
- [43] 東京大学教養学部統計学教室(編). 統計学入門. 東京大学出版会, 1991.
- [44] 岩崎学. 不完全データの統計解析. エコノミスト社, 2002.
- [45] 麻生良文. 回帰分析(単回帰).
- [46] 廣沢敏弘. 回帰分析. http://cse.niaes.affrc.go.jp/kadosawa/stat/ text/kadosawa_07.pdf.