

高弾性ゴム継手を含む船用機関・軸系のねじり振動

(第1報：高弾性ゴム継手の損傷とねじり振動実測結果)

佐々木千一* 鎌田 実**

1 はじめに

減速機付きディーゼル機関を装備した軸系では、機関の発生するトルク変動やねじり振動による減速歯車のチャタリングが常に問題となるため、ゴム継手のような高弾性でかつ減衰効果の大きい要素を主機と減速機の間装着している。ゴムの弾性を利用することで、歯車に影響を及ぼすねじりの主危険速度を離調させることが可能となり、また、ゴムの高減衰性はねじり振動の振幅を低下させるので、これらの特性はいずれも歯車保護の点では有効に働く。

ところで、推進系に装備されるゴム継手は、他の動力伝達要素と異なり、必ずしも半永久的な使用に耐えられるとは限らない。ゴムのような高分子材料は、環境中のオゾンの影響等で表面の自然劣化を生じ、また、変動荷重下においては、ゴムの減衰によるエネルギー損失がエレメント内部で熱に変換されるので、発熱もゴムの強度に影響する。従って、ゴムの減衰は制振効果という点では大きいほどよいが、ゴム強度の点では逆効果となる。実際にゴムが発熱によって溶融した損傷例¹⁾²⁾も幾つか報告されている。

このような損傷を防止するには、エネルギー損失を正確に評価する必要があるが、そのためには、ゴムに作用するトルク変動などを精度よく計算できる手法を確立しなければならない。減衰要素を含む軸系のねじり振動応答計算としては、エネルギー法で振動応答を求める手法が従来から広く採用されている一方、現在では減衰系強制振動を解く方法³⁾⁴⁾も定着しつつある。しかし、実際のゴムの減衰特性には未だに不明な点が多い。また、従来

の計算は継手要素の制振効果を明らかにするのが主目的であったため、継手出力軸（減速機入力軸）のトルク変動を実測して計算結果と比較したのが多く、振動で発生するゴム部のねじり角や角変位のような動的な挙動を計測して検証するまでには至っていないのがほとんどである。

そこで著者らは、ゴム継手の過去の損傷等を分類、整理する一方で、ゴム継手に関する詳細な実船計測を行い、減衰系ねじり振動における実際の軸トルク、角変位等の特性を理論計算と比較することにした。本報はその第1報である。NK 船級船の統計より、ゴム継手の採用状況や損傷・保守の現状を示して全般的な損傷の特徴を述べ、比較的早い時期にゴム継手の損傷を経験した船舶に対しては、損傷原因を数種類に分類して説明する。実船計測については、最初に計測概要、解析方法、ねじり振動の全般的特徴を述べ、次に振動主成分の応答に着目して、振幅と位相を不減衰系振動モードと比較しながら考察する。

2 ゴム継手採用状況と損傷・保守の現状

2.1 ゴム継手採用状況

表1は、NK 船級船として現在就航している船舶を対象として、建造年度別にゴム継手の採用台数を調査した結果である。継手の大きさによる違いを明示するため、ここでは主機出力を3段階に分けている。同表によれば、当会船級船でのゴム継手は、2,000 kW (2,719 PS) 未満の比較的小型の機関に装備されることが多く、1990年の時点では、全体の約74%を占めている。それに対して大型機関への採用は少なく、7,000 kW (9,517 PS) 以

表1 高弾性ゴム継手の採用台数

主機出力 (kW)	建造年度																				合計		
	~69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88		89	90
0 ~ 2,000	88	27	29	37	28	38	32	28	15	45	41	31	51	51	42	32	31	37	25	35	28	37	808
2,000 ~ 7,000	0	2	4	2	2	4	7	5	3	9	23	9	10	7	12	12	5	7	2	4	6	3	138
7,000 ~	0	0	0	2	3	2	3	15	8	27	10	20	16	17	14	6	2	0	2	0	2	4	153
合計	88	29	33	41	33	44	42	48	26	81	74	60	77	75	68	50	38	44	29	39	36	44	1099

* 技術研究所

** 東京大学

上の機関では約14%の比率となっている。

一方、ゴム継手採用台数の建造年度による偏りは大型機関ほど大きく、1976年から1984年の期間に集中している。これは、1970年代初めから、油タンカー、自動車運搬船、撒積船等の船舶に大型4ストローク機関が数多く搭載され、1980年代後半に入ると主機関の低速化が進み、一般商船では2ストローク機関が主流となったからである。大型4ストローク機関の採用は、最近ではフェリー、客船等の船種がほとんどである。

なお、以上は一般商船を多く保有する当会船級船の特徴であり、一般的な現象とは言えないが、後で示すゴム継手の損傷台数に関連するためここに示した。

2.2 ゴム継手損傷状況

表2は、表1のゴム継手に発生した損傷を年度別に集計した結果であり、損傷の種類を被害の程度により分類して示している。ただし、このうち「劣化・変形」は主に永久歪あるいは表面硬度の上昇を意味しており、自然劣化を考えると中には損傷と呼べないものもある。同表で、年度による損傷発生台数の違いを見ると、大型継手が盛んに採用された10年程前には、「焼損・破損」が比較的多かったが、最近はこのような重大損傷は減少傾向にあり、むしろ「き裂・剥離」損傷が多い。そして、これらき裂、劣化等の比較的軽度の損傷が多発したため、ここ数年は合計で20台前後の損傷台数が続いている。

表2 ゴム継手の損傷台数

年 度	損 傷 の 種 類			合 計
	焼 損	き 裂	劣 化	
	破 損	剥 離	変 形	
1981	5	0	6	11
1982	3	1	3	7
1983	5	7	6	18
1984	3	6	6	15
1985	0	13	4	17
1986	2	8	11	21
1987	1	14	10	25
1988	2	7	9	18
1989	2	11	5	18
1990	1	17	1	19

また、1990年度分の集計から主機出力による損傷率の違いを比較すると、表3のように、機関が大型であるほど損傷率が高いことがわかる。特に、7,000 kW以上の機関では、稼働台数損傷率で6.5%を示しており、他の動力伝達要素(中間軸等)の損傷率が1%以下であることを考えれば、これは極端に高い損傷発生率である。他の年度でも同じ傾向であったことから、表2の結果と併せ

表3 ゴム継手の損傷発生率(1990年度)

主機出力 (kW)	損 傷 の 種 類			合 計	稼働台数 損傷率 (%)
	焼 損	き 裂	劣 化		
	破 損	剥 離	変 形		
0~2,000	0	4	1	5	0.6
2,000~7,000	1	3	0	4	2.9
7,000~	0	10	0	10	6.5
合 計	1	17	1	19	1.7

て考えると、一般に機関が大型であるほどゴム継手の損傷率は高く、最近はこの大型継手にき裂等の軽度の損傷が発生(あるいは再発)していると言える。

2.3 保守作業の現状とゴムの耐用年数

ゴム継手の保守作業としては、ゴムエレメントを点検し表面に傷、き裂、剥離の無いことを確認すると共に、定期的に永久歪、ゴム表面硬度等の計測を実施することが主な作業である。き裂の程度や永久歪等については、継手メーカーによって取り替え基準が定められており、通常はこの基準に従って新替される。しかし、実際にはこのような点検・計測作業にもかかわらず損傷する場合がある。

そこで、実船におけるゴムの耐用年数を求める目的で、ゴム継手使用年数(損傷・保守による新替までの期間)の調査を行った。表4は、ゴム継手装備のNK船級船(現在就航中)のうち、1980年度から1984年度の5年間に建造された船舶のリスト(建造年月の古い順)で、ゴム継手使用年数は「年数」として示されている。なお、前述のように、ゴムの損傷は比較的大型の機関に多発していることから、この調査では機関出力2,000 kW以上を対象とした。

本調査結果にみられる特徴は、使用年数にばらつきが大きいことである。損傷した継手の使用年数は、0.3年(82-S)ないし10.4年(80-W)で約10年の幅があり、しかも同型機関においても違いが生じている。それに対し、保守による新替は、約4年ないし9年で実施されている。

継手使用年数にばらつきが大きいのは、ゴム強度が機関の運転状態、トラブル等に大きく左右されるのが原因と考えられる。従って、実船に採用されたゴム継手の場合には、機関要目だけから一般的なゴム継手の耐用年数を見出すのは困難である。しかし、このリストによれば、就航後6年ないし8年で損傷している例が比較的多いことから、平均的な使用実績という意味で、この範囲を大型ゴム継手の耐用年数と見なすことができる。実際には10年以上使用されている継手もあるので、機関が正常に運転されている限りは長期間使用できる可能性も

表4 ゴム継手使用年数(主機出力2,000 kW以上)

船名	主機				軸数	年数	原因	船名	主機				軸数	年数	原因
	台数	型式 ¹⁾	出力 (kW)	回転数 (rpm)					台数	型式 ¹⁾	出力 (kW)	回転数 (rpm)			
80-A	1	V16	12,415	X 450	1	4.6	保守	82-G	1	V14	12,282	X 399	1	7.0	き裂
80-B	1	L8	2,059	X 600	1	7.8	き裂	82-H	1	L6	2,427	X 240	1	-	-
80-C	1	V12	13,239	X 400	1	7.7	保守	82-I	1	V14	10,348	X 430	1	-	-
80-D	1	L6	2,868	X 518	1	6.8	保守	82-J	1	L6	2,427	X 240	1	6.8	保守
80-E	1	V12	5,736	X 520	1	-	-	82-K	2	L6(*)	6,950	X 140	1	-	-
80-F	1	V14	10,297	X 430	1	7.1	き裂	82-L	1	L8(*)	11,400	X 126	1	7.8	き裂
	1	V12	8,826	X 430				82-M	2	L6	2,868	X 520	2	-	-
80-G	2	L9	5,001	X 480	1	8.4	破損	82-N	1	V14	10,863	X 450	1	-	-
80-H	1	V12	9,311	X 450	1	5.3	保守	82-O	1	V14	12,282	X 399	1	-	-
80-I	1	V14	9,782	X 470	1	7.0	き裂	82-P	1	V14	10,863	X 450	1	7.3	保守
80-J	1	V12	9,311	X 450	1	7.7	き裂	82-Q	1	V16	7,649	X 518	1	-	-
80-K	1	V12	5,736	X 520	1	-	-	82-R	1	V14	10,863	X 450	1	6.8	保守
80-L	1	V18	8,605	X 520	1	7.1	保守	82-S	1	V10	7,759	X 450	1	0.3	焼損
80-M	1	L8	2,059	X 600	1	-	-	82-T	1	L6(*)	5,884	X 150	1	-	-
80-N	1	V18	8,605	X 520	1	-	-	82-U	1	V16	7,355	X 450	1	-	-
80-O	1	V12	8,899	X 440	1	9.2	劣化	82-V	1	V14	10,863	X 450	1	6.1	き裂
80-P	1	V12	8,826	X 430	1	6.7	変形	83-A	1	L6(*)	5,884	X 150	1	-	-
80-Q	1	V16	7,649	X 518	1	8.8	劣化	83-B	1	V10	7,759	X 450	1	-	-
80-R	1	V12	8,826	X 430	1	3.9	保守	83-C	1	L8(*)	12,334	X 132	1	-	-
80-S	1	V16	12,415	X 450	1	7.7	き裂	83-D	1	L8	2,647	X 650	1	-	-
80-T	1	V14	10,297	X 430	1	-	-	83-E	1	V14	10,863	X 450	1	8.2	保守
80-U	1	V18	8,605	X 520	1	8.1	劣化	83-F	1	L6	2,427	X 240	1	3.0	破損
80-V	1	V14	10,863	X 450	1	6.7	き裂	83-G	1	V10	7,759	X 450	1	-	-
80-W	1	V10	11,032	X 406	1	10.4	破損	83-H	1	L8(*)	3,824	X 210	1	-	-
80-X	1	V12	8,826	X 430	1	4.3	保守	83-I	1	V12	9,311	X 450	1	-	-
80-Y	2	L9	4,302	X 520	1	3.3	き裂	83-J	1	V12	10,444	X 404	1	-	-
81-A	1	V16	12,415	X 450	1	6.5	劣化	83-K	2	L7(*)	6,950	X 164	1	7.3	き裂
81-B	1	V16	7,649	X 518	1	-	-	83-L	1	V14	10,863	X 450	1	-	-
81-C	1	V18	13,967	X 450	1	9.1	き裂	83-M	1	V12	8,826	X 430	1	-	-
81-D	1	V16	11,768	X 430	1	7.9	劣化	83-N	1	V14	10,863	X 450	1	6.3	保守
81-E	1	V12	8,899	X 440	1	6.2	保守	83-O	2	L7	3,217	X 450	2	-	-
81-F	1	L6	3,309	X 480	1	-	-	83-P	1	L6(*)	11,473	X 120	1	-	-
81-G	2	L9	4,302	X 520	1	2.3	き裂	83-Q	1	V16	7,649	X 518	1	-	-
81-H	1	V18	8,605	X 520	1	6.1	劣化	83-R	2	L8	2,280	X 600	2	-	-
81-I	1	V10	11,032	X 400	1	8.7	き裂	83-S	1	V14	10,863	X 450	1	5.8	保守
81-J	1	V14	8,899	X 440	1	9.1	保守	83-T	1	V10	7,759	X 450	1	-	-
81-K	1	V14	10,297	X 430	1	7.8	き裂	83-U	1	L9	10,922	X 402	1	3.6	劣化
81-L	1	L7	5,431	X 450	1	-	-	83-V	1	L8	2,206	X 600	1	-	-
81-M	1	L8	3,824	X 520	1	-	-	83-W	1	L6	2,427	X 230	1	-	-
81-N	1	L6	3,309	X 480	1	5.0	保守	84-A	1	V12	6,619	X 520	1	-	-
81-O	1	V12	8,826	X 430	1	-	-	84-B	1	V12	5,736	X 520	1	-	-
81-P	1	V18	13,967	X 450	1	6.6	き裂	84-C	1	L8	2,206	X 600	1	-	-
81-Q	1	L9	5,295	X 500	1	7.7	保守	84-D	2	L8	8,826	X 400	1	6.3	き裂
81-R	1	V14	10,297	X 430	1	7.0	き裂	84-E	1	V10	7,759	X 450	1	-	-
81-S	1	V10	11,032	X 400	1	-	-	84-F	1	V12	5,736	X 520	1	-	-
81-T	1	V12	5,736	X 520	1	-	-	84-G	2	L7	3,217	X 450	1	-	-
81-U	1	V14	10,297	X 430	1	6.2	保守	84-H	1	L6	2,059	X 240	1	4.1	保守
81-V	1	V14	10,348	X 430	1	7.8	保守	84-I	1	L6	2,059	X 240	1	-	-
81-W	1	V14	10,863	X 450	1	5.3	き裂	84-J	1	L6	3,824	X 185	1	-	-
82-A	1	V16	12,415	X 450	1	9.0	保守	84-K	1	V14	12,062	X 386	1	6.1	保守
82-B	1	V16	7,649	X 518	1	-	-	84-L	1	V10	7,759	X 450	1	6.2	保守
82-C	1	V12	9,311	X 450	1	-	-	84-M	2	L6	2,427	X 240	1	-	-
82-D	1	L8	8,826	X 400	1	3.4	き裂	84-N	1	L8	4,413	X 520	1	-	-
82-E	1	V14	10,297	X 430	1	6.0	劣化	84-O	1	V10	7,759	X 450	1	-	-
82-F	1	V12	10,444	X 404	1	-	-								

注1) L:直列機関 V:V型機関 (*) : 2ストローク機関 数値: シリンダ数

あるが、就航後種々のトラブル(特に燃焼系のトラブル)を経験している船では、この範囲を取り替えの目安として保守作業を進めるのが無難である。

2.4 高弾性ゴム継手の損傷原因

NK 船級船の中では、これまで数十隻が比較的早い時期にゴム継手が損傷している。そこで、この損傷事例の幾つかを表5にリストアップし、同表最後の項に主原因あるいは直接的な原因を示した。以下、各々の損傷原因について説明する。

2.4.1 ねじり振動発生時のトルク変動による損傷

ゴムのような高分子材料にトルクが周期的に作用した場合には、トルク (T) に対するねじり角 (θ) の時間遅れによって、図1のようなヒステリシスが発生することが知られている。ゴムの持つ振動減衰効果は、この閉曲線内の面積 Av で表される損失エネルギーによるものであり、この分のエネルギーがゴムエレメント内で熱に変換される。減衰効果は、一般に弾性歪エネルギーに相当する面積を Ap として次の損失係数 φ で表される。

$$\phi = \frac{A_v}{A_p}$$

損失係数はゴム製造過程の加硫条件や充填剤により調整することができる。船舶の軸系に採用されるゴム継手では φ = 0.5 ~ 1.5 程度が多く、また、船用機関の使用域内では、ゴム特性の変化は小さいと見なされ、一定値とされている。損失係数の大きいゴムほど減衰効果は大きいので、減速歯車の保護という点では損失係数の大きい継手が望ましい。しかし、ゴム内部で過度に発熱し、これが外気への発熱量以上となった場合には、熱は内部に蓄積され温度が上昇するため、ゴムの強度という点では、

損失係数の小さいゴムが安全である。

損失係数を用いると、i 次の振動による振動1サイクルの損失エネルギー Ei は、トルク変動を Ti、その時のゴムの動的ねじり剛さを Kdyn をとして

$$E_i = \frac{2\pi^2\phi}{4\pi^2 + \phi^2} \cdot \frac{T_i^2}{K_{dyn}}$$

と表され、回転数 n (rpm) におけるパワーロス Pi は、

$$P_i = E_i \cdot \frac{n}{60} \cdot i$$

で与えられる。パワーロスの許容値(許容パワーロス)は、ゴムエレメント内部での最高温度が、ゴムの加硫温度(150℃ ~ 160℃)を下回るように設定されており、現

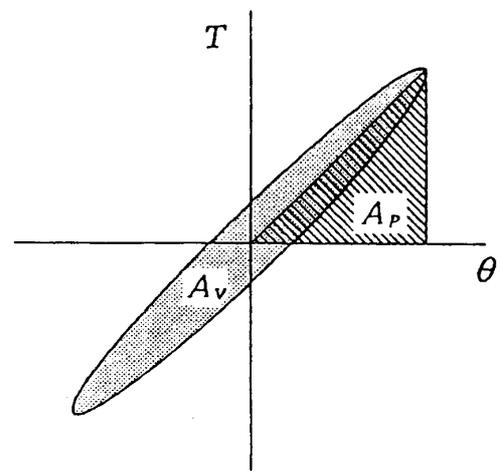


図1 ゴムのヒステリシス

表5 短期間で損傷したゴム継手

船名	G/T	船種 ¹⁾	主 機 関			軸数	ゴ ム 継 手 の 損 傷				
			型式 ²⁾	台数	出力 (kW)		回転数 (rpm)	発生年度	使用年数	状態	原因
A	36.236	撒	V10	1	X 7,759	X 450	1	1982	0.1	焼損	ねじり振動
B	6.916	その他	L6	2	X 1,618	X 280	2	1984	0.1	焼損	ねじり振動
C	13.661	撒/コ	V10	1	X 4,780	X 500	1	1986	0.2	焼損	ねじり振動
D	129.511	油	L8	2	X 9,708	X 500	1	1986	0.3	焼損	ねじり振動
E	11.240	自	V16	1	X 11,768	X 430	1	1978	0.4	破損	疲労
F	58.154	油	V16	1	X 11,826	X 430	1	1981	1.6	変形	プロペラ衝突
G	22.943	油	L9	2	X 4,302	X 520	1	1983	2.3	き裂	逆トルク
H	116.648	鉬	V10	1	X 11,032	X 403	1	1987	2.7	き裂	逆トルク
I	6.738	フ	V16	1	X 11,768	X 430	1	1978	2.7	き裂	疲労
J	128.413	鉬/油	V18	2	X 13,239	X 433	1	1982	2.8	焼損	減筒運転
K	4.341	油	L6	1	X 2,427	X 240	1	1986	3.0	破損	ねじり振動
L	20.144	油	L9	2	X 4,302	X 520	1	1984	3.3	き裂	ガバナ制御不良
M	49.164	撒	L8	1	X 8,826	X 400	1	1985	3.4	き裂	逆トルク

注1) 撒:撒積, コ:コンテナ, 油:油タンカー, 自:自動車, 鉬:鉬石, フ:フェリー

注2) L:直列機関, V:V型機関, 数値:シリンダ数

在では1列あたり1～4kW程度⁵⁾が多い。また、周囲温度が30℃を越える場合には、許容値を周囲温度で補正して使用されている⁵⁾。

さて、表5で「ねじり振動」として分類した損傷は、いずれもゴムエレメント内部で過度の発熱が確認された事例である。いずれも早期に損傷が発生し、損傷発見時にはエレメント内部に溶融が見られ、ほとんどの場合に完全破断に至るのが特徴である。発熱はねじりの振動発生時のトルク変動によるもので、ねじり振動の危険回転数近くか、あるいは高周波の振動が発生する回転域で運転されたため、パワーロスが許容値を越えたのが原因である。ねじり振動が原因であることは破面観察からも判定できる。図2のように、破断面はねじり振動現象に特有の、円周方向に45度の傾きをもったぎざぎざの形状となっている。

また、この種の損傷は、トルク変動の大きさだけでなく、ゴムエレメントの放熱状況にも関係する。C船のゴ

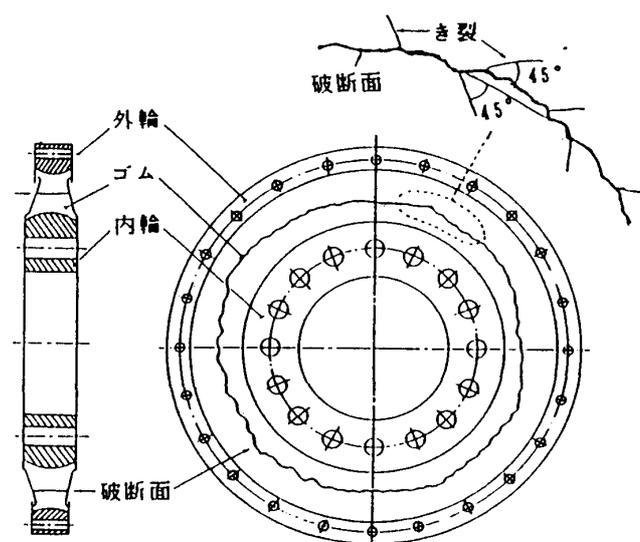


図2 ねじり振動による損傷

ム継手は鋼製のケーシングで覆われた構造であり、ゴムエレメント内部で発生した熱が十分に放熱できないため、ゴムの温度上昇を助長する結果となった。事故発生時のケーシング表面温度は約100℃と報告されている。本事故例からも分かるように、ゴム内部温度はエレメントが置かれている環境にも依ることから、ケーシング構造や通風状態にも注意を払う必要がある。

格子状のケーシングを有し、良好な通風状態で計測したゴム表面温度の変化を参考として図3に示す。この実測例では、継手付近の室温上昇に伴いゴム表面温度も上昇し、温度がほぼ整定した続行試験(100%負荷)では室温36℃、ゴム表面温度46℃となっている。ゴム内部での最高温度は、パワーロスの大きさにもよるが、これまでの実測例⁴⁾を参考にすると、表面より30℃ないし50℃高温の状態にあると考えられる。

ねじり振動の状況にもよるが、常用回転で機関を比較的長時間連続運転し、ゴムの温度上昇を確認しておくことは、ゴムの強度をチェックする上で重要である。場合によっては、ゴムの溶融事故を未然に防止できると考えられる。

2.4.2 減筒運転時のトルク変動による損傷

実船では、常に正常運転で航行できるわけではなく、エンジントラブル発生時には減機運転、減筒運転などをせざるを得ない状況がある。

一般に、減筒運転時には1節0.5次あるいは1節1次のような低次の過大なトルク変動が発生することが知られている。0.5次は定格回転数近くに共振が現れる場合が多く、このとき機関の発生するトルク変動自体が大きいので、共振点での応答は連続使用に耐えられない変動レベルに達する。0.5次の変動は低回転域でも続き、ねじり振動のすそ部であっても、無視できない大きさのトルク変動が発生する。

表5のJ船は、排気弁にき裂を生じ、減筒運転を行っ

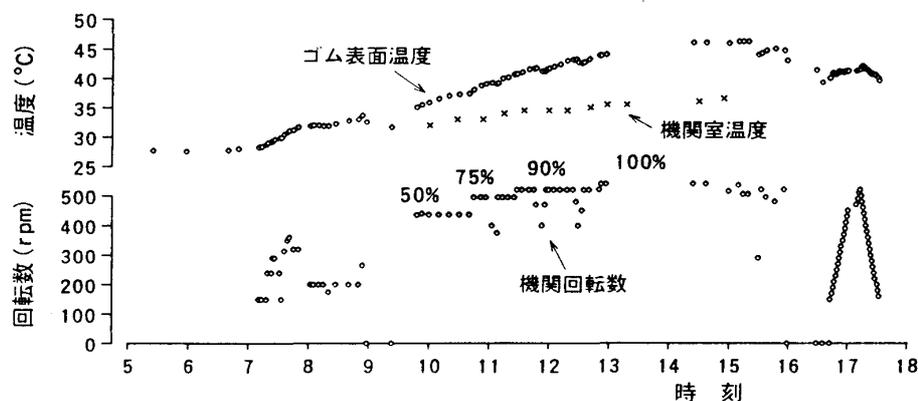


図3 ゴム表面温度変化

た結果発生した損傷である。減筒運転時には、ねじり振動の共振点でなくても振幅が大きいため、損失エネルギーも大きく、ゴムは通常以上に高温となる。さらに、ねじり振幅が大きいため自体がゴムを急速に劣化させるので、減筒運転を開始してから短期間にき裂あるいは破断に至る。損傷時のゴム硬度に関しては、発熱を伴うことから経年変化以上に硬度が上昇している。

2.4.3 衝撃的な逆トルクによる損傷

機関が急停止した場合、プロペラの慣性により継手には瞬間的に過大なトルクが作用するが、このような衝撃的な逆トルクによって継手が損傷する場合がある。H船では航行中インジケータコックからのガス漏れが生じ、行き足を止めるためにクラッシュアスタンを実行しており、また、M船では足出し事故による機関の急停止があった。いずれもゴム表面にき裂が生じているが、これらは機関の運転状態、き裂方向から判断して、経年変化等である程度劣化していたゴムに、過大な逆トルクが衝撃的に作用したのが原因と考えられる。

逆トルクによる損傷の特徴は、ゴム表面に発生するき裂の方向と形状である。き裂は正転時の歪方向（逆転時のトルクで発生するき裂の方向）に風車状に発生している（図4）。き裂の発生は逆トルクの大きさに依存するが、ゴム強度に方向性が生じていた可能性もある。すなわち、ゴム表面に劣化・硬化が進み、正転方向に永久歪が存在する場合には、ゴムの強度にも方向性が生じ、逆方向のトルクに対して弱い状態に材質が変化しているとも考えられる。

損傷発見時のゴム表面硬度や永久歪量は、船によってばらつきがあるが、ゴム内部での硬度上昇は、過度の発

熱を伴う損傷でないことから比較的小さい。表面硬度や永久歪は、き裂発生から発見までの機関の運転状態に依存するため、一般的な傾向としては現れないと考えられる。

2.4.4 複合材の疲労による損傷

ゴムの疲労破損は、一般にはゴムに作用する機械的な歪あるいは発熱酸化により充填剤の結合が繰返し破壊されて起こると言われている。ゴムの疲労限は、ゴム継手メーカーにより“許容連続変動トルク”として与えられており、機関の常用回転域内で発生するトルク変動に適用されている。

ところで、ゴムをプライ（合成繊維が多い）で補強した継手においては、ゴム自身、ゴム-金属間の接着力の他に、ゴム-プライ間の接着力、プライ配列等もゴム継手全体の強度に影響する。例えば、プライ配列に片寄りがあり、各層のプライ長さが不均一である場合には、一部のプライに局所的に張力が加わるので剥離が生じ易い。また、ゴムエレメント内部での温度上昇は、各素材間の接着力を低下させるので、温度も重要な要因となっている。

表5で「疲労」として示した損傷は、いずれもプライが剥離していた例である。これは複合材料の構造・性質に依存する損傷ではあるが、静的なトルクでは発生せず、通常以上の比較的大きなトルクの繰返しによるものと考えられるので、ここでは疲労の一種として分類した。損傷に共通する事項としては、永久歪量の増加が挙げられる。ゴムの硬度上昇は、過度の発熱を伴わないので内外部とも正常であったが、永久歪量はゴム自身の経年変化の他にプライの剥離等によっても進展するため、損傷発見時には大きな値を示していた。

2.4.5 その他

表5によれば、2機1軸系に装備のゴム継手が比較的短期間で損傷している。一般に、多機1軸船では制御系（调速系）に依存した不測のトルク変動が発生するという意味で、1機1軸船などよりもゴム継手の損傷比率が高いように思われる⁹⁾。L船はその例で、ガバナ制御の僅かな偏差で両舷機関の回転数に不揃いが生じ、トルク変動が増大した。

ゴムの損傷に関連する他のシステムとしては、補機駆動系が考えられる。中小型油タンカーの多くは、図5のように主機船首側に荷油ポンプを設置し、船尾側（推進側）のクラッチを脱にして主機でポンプを駆動している。この場合、推進用ゴム継手は、機関直後に装備されているため、荷役時には（無負荷の状態でもトルク変動だけが伝達される）ねじり振動ダンパ的な働きをしてい

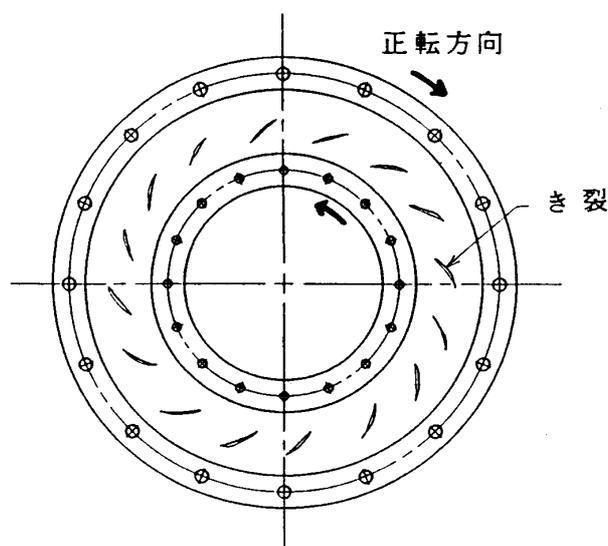


図4 逆トルクによる損傷

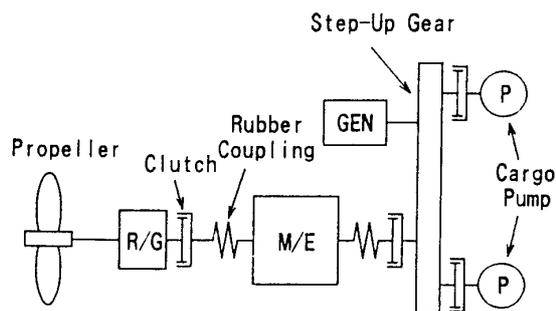


図5 油タンカーの C. O. P. 駆動系

る。従って、系のねじり振動によっては、船尾側自由端での振幅が大きくなりゴムに発熱が生じる。表5のK船はこの例で、荷役時のねじり振動で発生した初期き裂が、航海時に進展したものと考えられている。

最後に、すべての機関・システムに共通する事項として、シリンダ間での燃焼のばらつきが挙げられる。燃焼系に不具合が生じると、各シリンダの燃焼が不整となり、1節低次のトルク変動が増大する。程度は異なるが、これは減筒運転と同じ状況であり、燃焼不良の状態が長期間続いた場合にはゴムの劣化が急速に進行する。H船の損傷は、直接の原因は過大な逆トルクであるが、逆トルクが作用する前に、燃焼のばらつきでゴムがかなり劣化した状態にあったと推定されている。

3 実船計測

3.1 計測概要

計測は同種類のゴム継手を推進系に装備した2隻の船舶について行った。主要目を表6及び表7に示す。A船は1機1軸、直列6気筒主機関を、B船は2機2軸、V型12気筒主機関を搭載した船舶である。ゴム継手は、ともに軸方向に垂直な面内のせん断力でトルクを伝達する型式(図6)である。計測項目に関しては、軸系全体の振動状態を詳細に解析できるように、以下のように設定した。

- ・継手入力軸、出力軸トルク
- ・中間軸トルク、スラスト
- ・継手フランジ部回転パルス
(入力側、中央部、出力側)
- ・クランク自由端回転速度
- ・筒内圧力
- ・継手ゴム表面温度
- ・燃料ポンプマーク (A船のみ)
- ・翼角 (A船のみ)
- ・クランク軸、中間軸タイミングパルス

ただし、A船では継手中央部角変位、B船では継手入力

軸トルクの計測に失敗したため、完全に整ったデータは得られなかった。例として、B船における計測項目を図7に示す。

軸トルク・スラストは、すべて歪ゲージを軸表面部に貼付し、FMテレメータ方式で軸歪を計測した。継手部のパルスは、角変位等の解析に用いる信号であり、継手各フランジに反射テープを120枚(B船、継手中央部のみ116枚)等間隔に貼付し、フォトセンサを用いて回転で発生するパルス信号を計測した。また、ゴムの平均ねじり角を解析できるように、反射テープのうち各1枚だけ長さを変えて位置の検出を可能とした。クランク自由端における回転速度は、ロータリエンコーダをクランク自由端に設置し、F/Vコンバータを経由して計測した。

試験方法としては、両船ともに内試・公試2日間の海上運転時に実施し、ねじり振動試験、速力試験などのほかに、低速域主危険速度での振動応答を求めるため、起

表6 主要目 (A船)

船体	L x B x D トン数 船速	120.0m x 20.0m x 14.7m 3,950 ton 17.5 knot
機関	型式 x 台数 M. C. R N. C. O シリンダ数 ボア x ストローク	4 CYCLE DIESEL x 1 6,619kW x 340rpm 5,957kW x 328.3rpm 6 570mm x 750mm
減速機	型式 減速比	HELICAL GEAR 1.786
弾性継手	外径 動的ねじり剛さ	1,585mm 1,000kNm/rad
プロペラ	型式 直径 翼数	C. P. P 4,200mm 4

表7 主要目 (B船)

船体	L x B x D トン数 船速	130.0m x 22.0m x 7.6m 6,350 ton 17.5 knot
機関	型式 x 台数 M. C. R N. C. O シリンダ数 ボア x ストローク	4 CYCLE DIESEL x 2 6,619kW x 520rpm 5,957kW x 502rpm 12 400mm x 460mm
減速機	型式 減速比	HELICAL GEAR 3.357
弾性継手	外径 動的ねじり剛さ	1,375mm 1,280kNm/rad
プロペラ	型式 直径 翼数	F. P. P 4,300mm 5

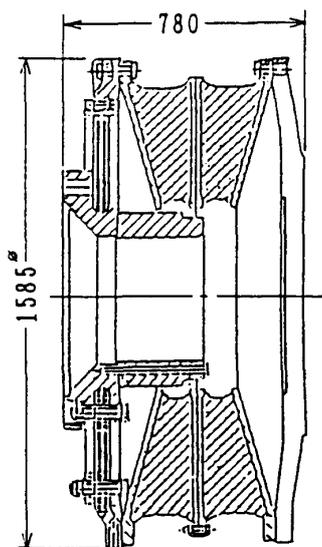


図6 ゴム継手 (A船)

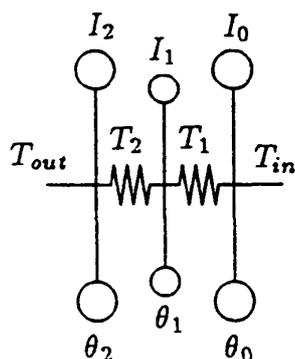


図8 継手解析モデル (B船)

動試験, クラッシュアスタン試験, 流し取り計測 (低回転域から機関停止まで回転数を徐々に変化させた計測) のような過渡状態での計測も行った. なお, A船の場合は, 通常的全筒運転に加えて, 減筒運転によるねじり振動試験も実施した.

3.2 解析方法及び手順

直接計測したデータのうち, 定常状態の試験で得た軸トルクデータは, クランク回転を基にした回転次数比解析 (分解能0.5次) を行った. 過渡状態の計測結果に関しては, 時系列データから変動の P-P 値を読み取ったが, クラッシュアスタンなど一部のデータに対しては, 振動主成分である 1 節 3 次の応答を求めるため, 周波数分析も行っている.

ゴム部のトルク変動のように, 直接計測できない項目は, 出力軸トルク変動と継手部パルス信号のデータから, ゴム継手を図 8 のように 3 質点にモデル化して算出

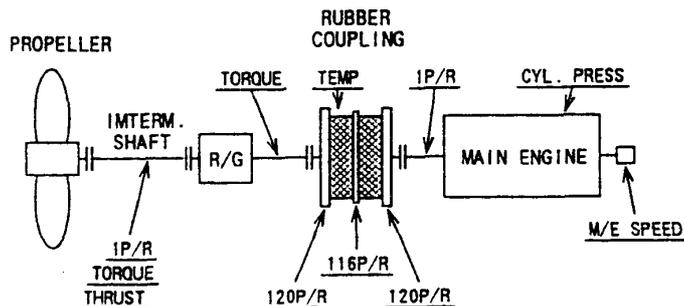


図7 計測項目 (B船)

した. ただし, A船では継手中央部のパルス計測に失敗したので, B船に対する解析のみである. 以下, この解析手順について簡単に述べる.

はじめに, パルス信号はパソコンに組み込んだ A/D 変換器を用い, パルス発生間隔が約 400 点データとなるような高速サンプリングを行った. そして誤差補正の後, パルス発生間隔の逆数に比例する角速度を求め, その変動分を時間で積分して角変位の変動とした. ゴムねじり角の変動は, ゴム両端部フランジにおける角変位の変動の差をとり求めた.

ゴム部や (計測できなかった B 船の) 入力軸のトルク変動は, 上述の解析結果と直接計測した出力軸トルク変動からすべて計算できる. 入・出力軸のトルク変動を T_{in} , T_{out} , ゴム 1 列目・2 列目に伝達されるトルク変動を T_1 , T_2 とすると, 継手各質点の慣性トルクは次式で与えられる.

$$\begin{aligned} I_0 \ddot{\theta}_0 &= T_{in} - T_1 \\ I_1 \ddot{\theta}_1 &= T_1 - T_2 \\ I_2 \ddot{\theta}_2 &= T_2 - T_{out} \end{aligned}$$

ここに, I_i , θ_i ($i=0,1,2$) はそれぞれ慣性モーメント, 角変位変動であり, 添字は順に入力側, 中央部, 出力側の質点を示す. 各質点における慣性トルクが全て計算できるので, T_{out} と $I_2 \ddot{\theta}_2$ から T_2 を求め, 同様の手順で T_1 , T_{in} の順に各部のトルク変動が算出される.

なお, 位相角は船首側シリンダ TDC からの位相進み角として解析したが, クラッシュアスタンの場合には解析の都合で A/D 開始のトリガポイントがずれ, 位相が全体的にずれたので, 位相変化が小さいときの回転数を基準として正転時の位相と一致するように補正している.

4 解析結果及び考察

4.1 ねじり振動の全般的な特徴

ここではまず直接計測した軸トルクと角変位の解析結果から, 全筒運転時のねじり振動の特徴を示す. また,

減筒運転による影響や機関起動時、アスタン移行時のような過渡状態で発生する過大な振動についても考察する。

4.1.1 全筒運転時のトルク変動

図9、図10はA船入・出力軸、図11はB船出力軸で計測したトルク変動の例である。A船では0.5次、3次成分の振動が目立ち、B船ではそれらの他に高回転域で5.5次、6次、6.5次成分が卓越している。両船ともに、気筒数は異なるが使用回転域内(約250rpm)に2節3次の共振ピークが現われ、低回転域では1節3次のすそ部の変動が比較的大きい。

参考として不減衰系固有振動数の計算例を表8に示す。2節3次の共振状態を見ると、B船では減衰効果が大きくピークがはっきりしないが、A船では計算結果よりやや高い回転数でピークとなっている。共振回転数はずれたのは、計算に使用したゴム継手の動的ねじり剛さが適正でなかったことが原因と考えられる。ただし、非線形な特性を有するゴム材料では、運転状態でねじり剛さが変化する可能性があるため、その影響で固有振動数が変化した可能性もある。これまでの実測例によると、ゴム継手装備の軸系では共振回転数が計算値から10%前後ずれる場合も経験されている。

また、両船ともに0.5次成分の変動は、回転上昇に伴い大きくなっているが、これは定格回転数近くに1節共振点が存在し、各シリンダの燃焼のばらつきが起振力となって生じた結果と思われる。

次に、高次成分に着目してA船の図9、図10を比較すると、入力軸における5.5次以上の振動成分が、出力軸ではほとんど見られないのが特徴的である。これは4節あるいは5節の振動と考えられるが、図11のように高回転まで使用できる機関では、定格回転(520rpm)近くに共振点が存在するため、出力軸にも高次の振動が確認できる。一般に、多節あるいは高次の振動は、高周波であることから、ゴムの強度上有害となることが多いので、常用回転域内にこのような振動が発生する場合には、振動レベルを極力抑えるように設計する必要がある。

4.1.2 ねじり振動角変位

B船で計測した継手部の角変位を図12に示す。トルク変動と同様、1節0.5次、1節3次、2節3次の振動が目立つが、4節(あるいは5節)の振動は小さい。低回転域での1節振動は、振動すそ部での応答しか得られていないが、0.5次、3次ともに継手各部の振幅はほぼ等しい。それに対して2節振動では、継手の出力フランジが大きく振動するモードであるため、3次の共振は出力側

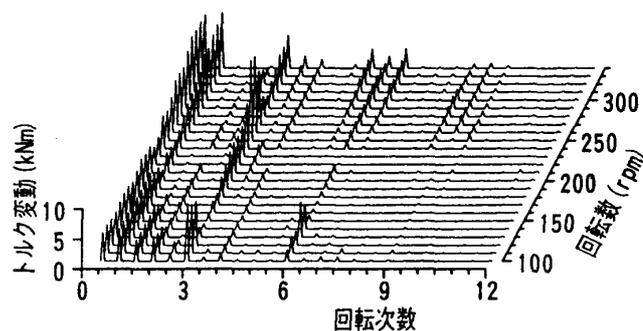


図9 入力軸トルク変動 (A船)

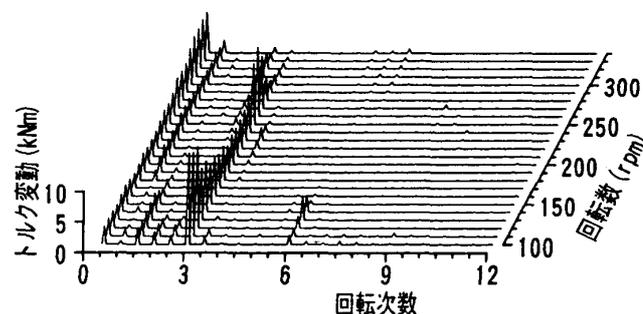


図10 出力軸トルク変動 (A船)

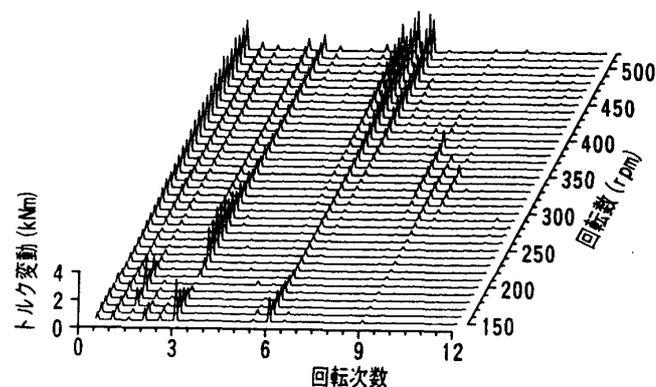


図11 出力軸トルク変動 (B船)

表8 不減衰系固有振動数 (cpm)

	1節	2節	3節	4節	5節
A船	155	731	1499	2277	2460
B船	295	694	2252	2470	2995

で顕著に現われている。これに関しては後で詳細に考察する。

なお、ねじり振動の実測方法としては、クランク自由端にガイゲル振動計を設置し、他の部位の振動を間接的に計測するのが最も簡易な方法であり、一般に採用されている。しかし、2節振動においては、図12の入力側角変位と同様に、クランク自由端位置の角変位も相対的

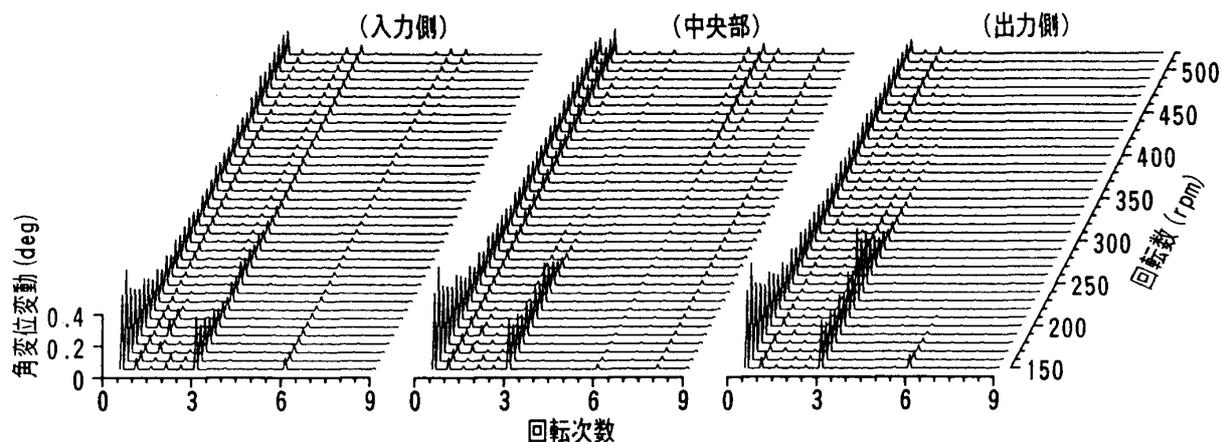


図 12 継手部のねじり振動角変位 (B船)

に振幅が小さいので、計測精度が著しく低下するおそれがある。精度を上げるには、歪ゲージ方式などの直接的な計測法が望ましい。

4.1.3 減筒運転時のトルク変動

2.4.2 で示したように、減筒運転時のトルク変動に見られる特徴は低次の1節振動である。図 13 はA船で1シリンダをカットした時の1節0.5次、1次成分の変化を示しているが、両成分ともに全筒運転時と比較して振幅が極端に増大している。特に0.5次の振動は、回轉上昇に伴い急激に増加している。これは出力軸での計測例であるが、1節振動の場合はゴム部においても同程度のトルク変動が作用すると考えられるので、ゴムの強度上、定格回轉近くでの減筒運転は不可能となる。一方、1次成分に関しては、約170rpmで共振状態となり、この回轉数での振動振幅は全筒運転時の10倍以上となっている。

このように、減筒運転時には、3次の振動に加えて、0.5次の共振、すそ部や1次の共振をも避けて運転しなければならないため、選択できる回轉数範囲が非常に狭くなる。

4.1.4 機関起動時のトルク変動

図 14 は、A船の起動試験時における出力軸トルクと回轉数の変化を示している。機関起動時には、1節3次の鋭いねじり振動のピークを通過するが、図 14 によると振動ピーク時のトルク変動は約120kNm(片振幅)である。本ゴム継手の許容最大トルク、許容変動トルクはそれぞれ750kNm、63kNmであることから、この変動はゴム継手の静的強度の面では特に問題はないが、疲労強度として定められている許容変動トルクの約2倍に達する過大な振動であることが分かる。

一般に、1節3次のような主危険回轉数は、かなり低

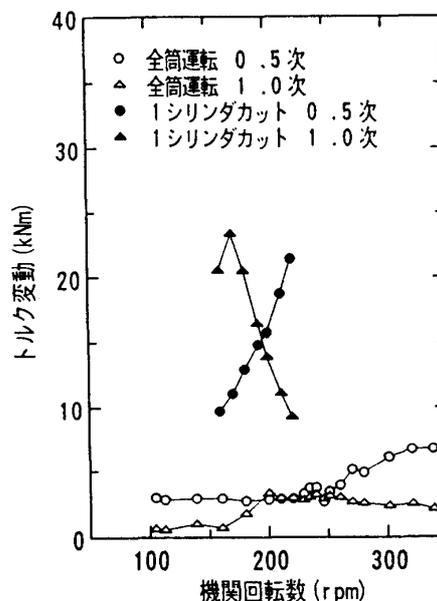


図 13 減筒時のトルク変動 (A船)

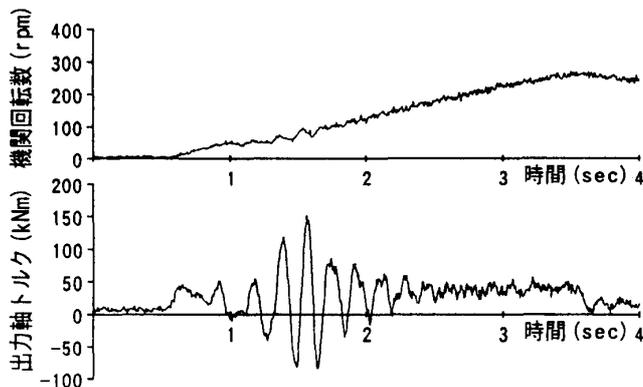


図 14 起動試験結果 (A船)

い回転数に離調されており、通常運転時に問題となることはない。しかし、機関の起動・停止時には通過が不可避なので、ゴムに与える影響を考えると、この範囲を瞬時に通過することが必要である。

4.1.5 アスタン移行時のトルク変動

B船のクラッシュアスタン試験で計測した出力軸トルクと回転数の変化を図15に示す。トルクは燃料カットと同時に急速に低下し、プロペラが遊転している間は0に近い状態が続いている。機関の逆転は、回転数が約150rpmまで低下した時点で開始されており、逆転の回転数に達する途中で1節3次の共振回転数(約100rpm)を通過するため、トルクは大きな変動を示している。この変動は、P-Pで比較した場合、後進整定時の平均トルクに相当する大きさ(約80kNm)で、しかも10秒前後振動が続いていることから、過渡的な状態ではあるが、ゴムの強度に及ぼす影響がかなり大きいと考えられる。

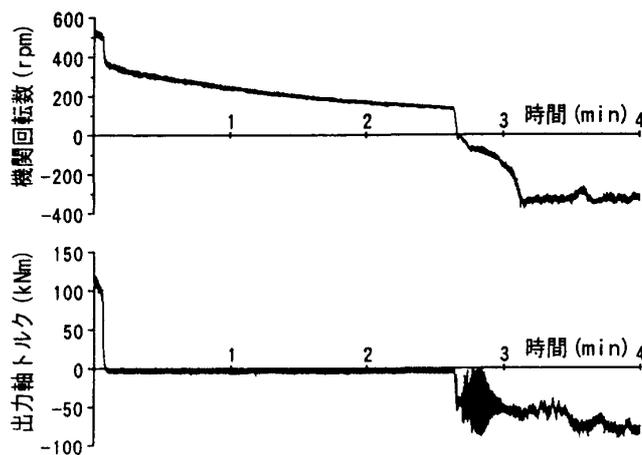


図15 クラッシュアスタン試験結果 (B船)

4.2 ゴム継手の振動応答 (回転3次成分)

A, B両船ともに1節3次, 2節3次の振動が比較的大きいことから、ここでは、ねじり振動による角変位、トルク、ねじり角の変動3次成分について、B船の計測結果を詳細に検討し、振動特性を振幅、位相の両面から考察する。B船の定格回転数近くで発生している多節高次の振動については、角変位の変動が小さく位相の解析精度が悪かったので、ここでは取り上げない。

4.2.1 角変位の変動

ねじり振動発生時におけるゴム継手の挙動を知るには、質点要素での角変位の変動を調査するのが最も理解し易い。そこで不減衰系振動モードの計算例を表9(質点3を基準とする)に、角変位の変動を図16に示し、両者を対比して考察する。

・剛体モード 流し取りの解析結果によれば、約60rpm以下の低回転では、軸系は剛体に近い運動をしているため、各点の位相は同相で、振幅は同レベルで変位している。

・1節振動 1節3次の共振ピークは90~100rpmで発生している。これは過渡状態の応答ではあるが、不減衰系の計算(約98.5rpm)とほぼ等しい回転数で共振状態となっている。ピーク時の振幅を比較すると、入力側が最も大きく、中央部はその約半分の大きさで、出力側では目立ったピークは現れていない。これを表9の振動モードと比較すると、機関側の質点ほど大きく変位している点では、不減衰系と同じ傾向にあると言える。

位相に関しては、入力側・中央部では約60rpmないし90rpmの間に位相が進み、出力側では逆に位相遅れが生じている。不減衰系1節振動の計算では2列目のゴムを節とし、その前後で位相が反転(180度)するモードであるが、実際系では中央部と出力側の位相差はピーク付近で約90度であり、これよりゴム部には固定点としての節が存在しないことが分かる。

・1節と2節振動の間 約150rpmの回転数では、各質点の振幅・位相がほぼ一致している。これより1節と2節振動の間では、前述の剛体運動に近い状態が存在することが分かる。

・2節振動 2節3次の振動は、入力側は250rpmで、中央部及び出力側は計算とほぼ一致する230rpmでピークとなっている。230rpmにおける振幅比を表9と比較すると、両者ともに入力側より約1:2:4の比率で質点に変位していることから、固有振動数や振幅比に関しては不減衰系での計算結果と大きな違いは生じてない。

表9 不減衰系振動モード (B船)

質点No.	振動比振幅	
	1節	2節
1 (DAMPER)	1.014	1.082
2	1.001	1.005
3	1.000	1.000
4	0.998	0.987
5 (NO. 1-12 CYL.)	0.994	0.968
6	0.990	0.943
7	0.984	0.911
8	0.977	0.873
9	0.970	0.834
10	0.966	0.813
11 (COUPLING)	0.463	-1.794
12	-0.055	-4.066
13 (R/G)	-0.086	-4.101
14 (I. SHAFT)	-0.162	-3.931
15 (P. SHAFT)	-0.966	-2.041
16 (PROP.)	-2.132	1.013

一方、位相に関しては、入力側では 230rpm で位相が約 45 度進み、中央部・出力側では共振ピーク以降位相が遅れ続けている（ただし、中央部では 280rpm から位相が進む）。不減衰系の 2 節振動は 1 列目のゴムを節とし、その前後で位相が反転する振動モードであるが、実際系の入力側と中央部の位相差は、ピーク時の 230rpm で約 90 度となっている。

以上より、本軸系のような高減衰要素を含む系では、常に振幅 0 となる節は存在せず、節に相当する位置は 1 点に固定していないと考えられ、明らかに不減衰系とは異なる挙動であることが分かる。なお、アスタシテ移動時の振幅が大きいのは、逆転でプロペラ負荷が上昇し、機関発生トルクが増大したためであり、これを定常応答であるねじり振動試験結果と比較すると、振動すそ部では約 2 倍の大きさとなっている。

4.2.2 トルク変動

トルク変動の解析結果を図 17 に示し、軸部とゴム部での応答の違いや、位相変化の特徴などについて述べる。

- ・1 節振動 ピーク時におけるゴム部、入出力軸のトルク変動は、ともに 90rpm 前後で過大なピークを示している。各部の振幅はほぼ等しく、入力軸でわずかに小さい程度である。

一般に、1 節振動の場合は、表 9 から分かるように出力フランジの比振幅は小さく、しかも低周波であることから慣性トルクも小さい。従って、ゴム部と出力軸のトルク変動は同程度となることが多いので、1 節振動に関する限り、出力軸トルクの実測結果からゴムに作用するトルク変動を推測しても、大きな差はないと考えられる。各部の位相角については、1 節振動が続く間は同じような変化であり、ピーク前後で 180 度近い遅れを示している。

- ・1 節と 2 節振動の間 1 節と 2 節の間では、各部の振動応答に違いが見られる。角変位の図 16 と比較すると、振幅の極小値（反共振点）が顕著に現われるのが特徴で、機関側の部位ほど低い回転で極小となり、このとき位相は、極小となる回転数の前後で 180 度近い急激な変化を示す。
- ・2 節振動 入力軸及びゴム部の変動トルクは 230rpm で共振ピークとなり、同程度の大きさ（約 12kNm）であるが、それに対し出力軸ではピークがはっきりせず、振幅は 3kNm と比較的小さい。2 節振動は出力フランジが大きく振動するモードであるため、ゴム部と出力軸では振幅の違いが顕著となっている。位相に関しては、各部ともに共振ピーク直前から比較的ゆる

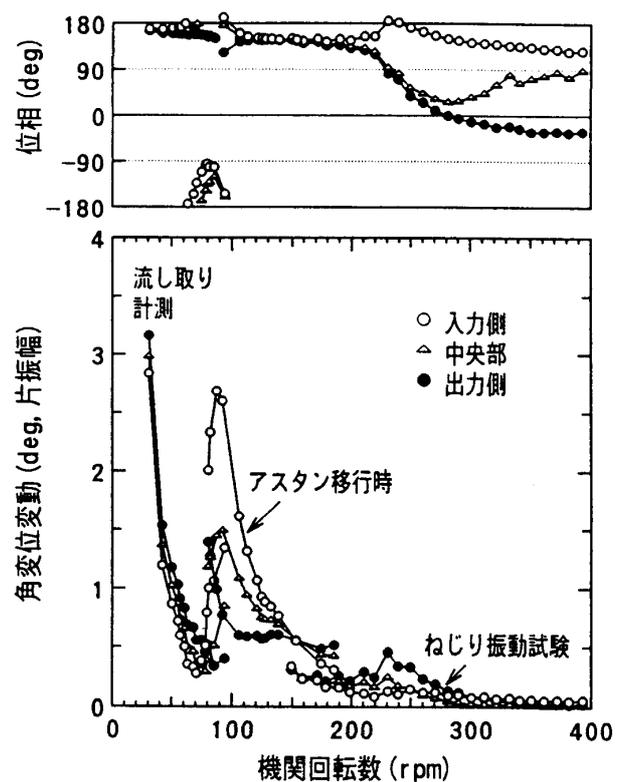


図 16 角変位の変動 (B 船)

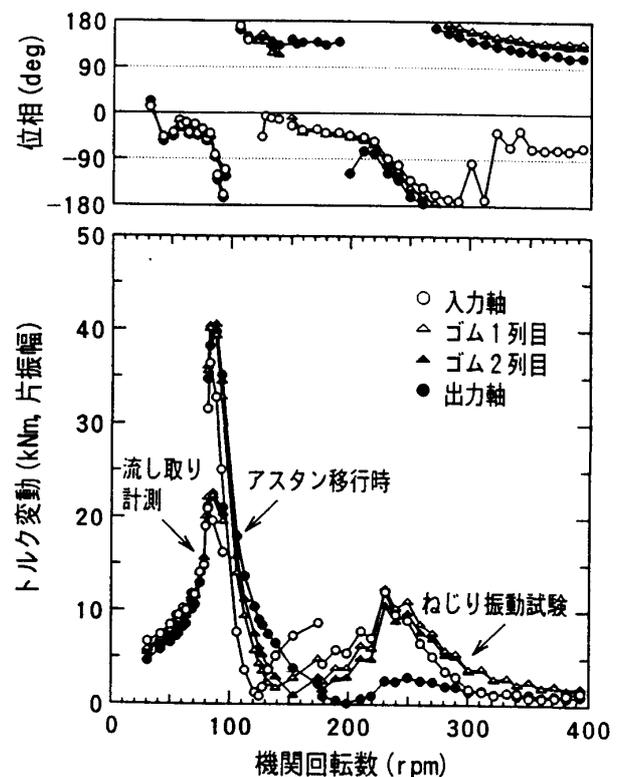


図 17 トルク変動 (B 船)

やかに位相遅れが進行している。ただし、入力軸では約 300rpm 前後から位相が進み始め 350rpm 以降は元の位相角近くに復帰している。

各部位の位相変化に共通する特徴は、共振ピーク前後で位相が 180 度遅れ、振幅極小となる回転数の前後で位相が 180 度進むことであり、これは 1 節及び 2 節振動ともに同じ傾向と言える。

4.2.3 ゴムねじり角の変動

図 18 に示すゴムねじり角の変動は、継手各質点における角変位変動の差を示したもので、一般的な傾向としては、振幅・位相ともに図 17 のゴム部トルク変動と同様な変化である。不減衰系におけるトルクとねじり角は、位相が一致し振幅が比例する正比例の関係にあるが、継手として使用されるゴムにおいてもそれに近い関係となっている。両者の比（動的ねじり剛さ）の詳細に関しては、次項で考察する。

4.2.4 ゴムの動的ねじり剛さ

表 8、表 9 の計算例は動的ねじり剛さを一定値（メーカーカタログ値を使用）として試算した結果であるが、一般にゴム材料の動的ねじり剛さは、温度、変動荷重の周波数・振幅などに依存して変化すると考えられる。そこで、実測範囲におけるねじり剛さを逆解析して計算使用値が妥当であったか検討する。

図 17、図 18 の共振ピーク近くのデータからトルク・ねじり角曲線を求め、平均値と合成して図 19 に示す。トルク・ねじり角の変動成分には位相差が存在するため、特性曲線はループ状となっているが、位相差は比較的小さいので、ここでは両者の振幅比を動的ねじり剛さと定義し、計算値を図中に示した。計算結果によれば、カタログに示されている動的ねじり剛さは 2560kNm/rad（1 列当り）であるが、ねじり振動試験時（2 節振動）の値はこれに近く、流し取り計測時、アスタン移行時（ともに 1 節振動）ではそれぞれカタログ値の約 80%、60% となっている。

2 節振動時の動的ねじり剛さがカタログ値に近いのは、カタログ値を定めたゴムの動ねじり試験⁷⁾が実船の常用回転域を想定しており、実船でのねじり振動試験に近い条件で動ねじり試験が行われているためである。共振点以外でも、2 節振動が発生している範囲ではカタログ値に近い値を示していた。

一方、1 節振動の共振時に動的ねじり剛さが低下した原因を考察すると、まず周波数や温度については、図 19 に示したように 2 節振動との差が比較的小さいことから、特性に与える影響も小さいと考えられる⁸⁾⁹⁾。2 節振動と大きく異なる点はトルク（あるいはねじり角）の

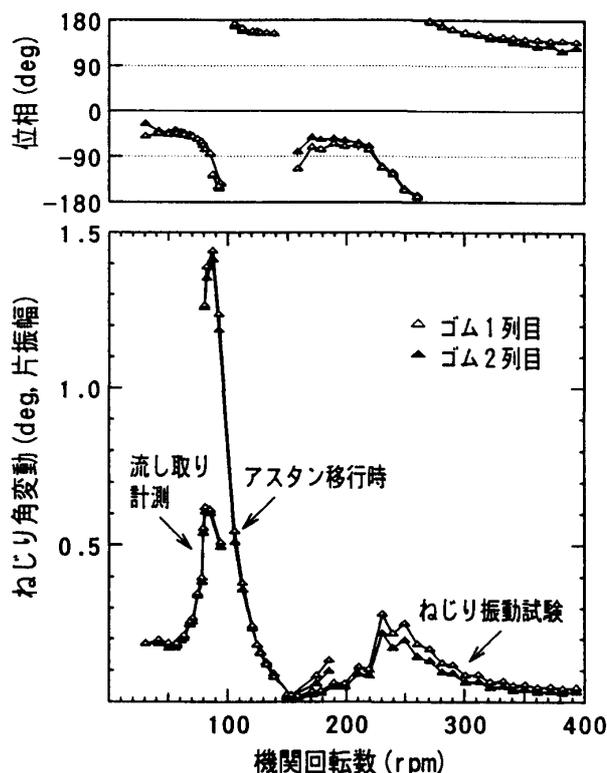


図 18 ゴムねじり角の変動（B船）

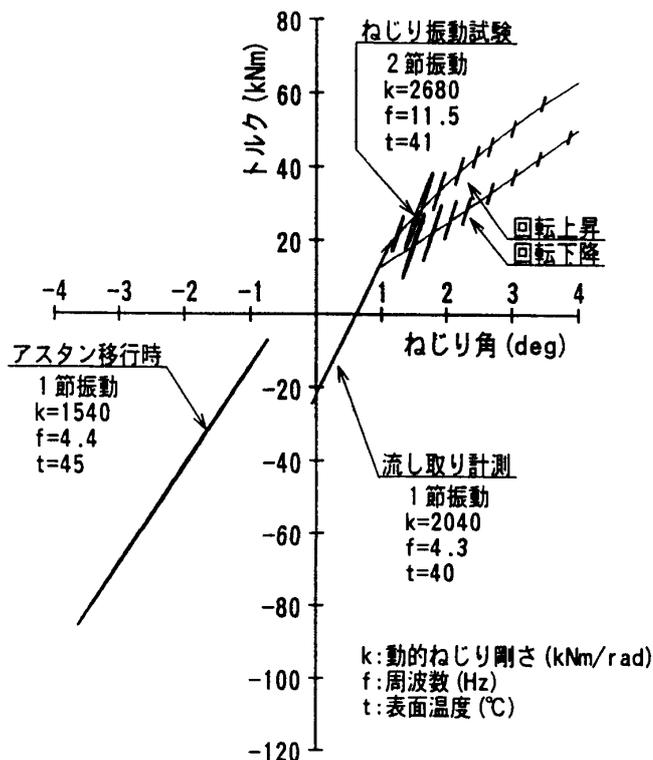


図 19 ゴムねじり特性（ゴム 2 列目，B船）

振動振幅である。1節振動の振幅はかなり大きく、一般に振幅が大きいほど動的ねじり剛さは低下する傾向がある⁸⁾ので、主に振幅の大きさが原因で特性に違いが生じたと考えられる。

以上より、動的ねじり剛さとしては、極低速域では値が変化することがあるが、ゴム強度の点で最も重要な常用回転域においては、カタログ値を採用し一定値としてもよいと判断した。なお、ゴムの減衰特性を示す損失係数に関しては、一般に周波数の影響は無視できるとされており⁹⁾、動的ねじり剛さと同様に、常用回転域ではカタログ値とほぼ等しいことが計測結果から確認された。

5 まとめ

船用主推進系に装備されている高弾性ゴム継手の損傷について、過去の事例を調査し、損傷の特徴や原因等を分類して示した。その結果、次のような知見を得た。

- 主機関が大型であるほどゴム継手の損傷率は高く、多くの継手が損傷・保守により6年ないし8年の期間で新替されている。
- 短期間での損傷は、ねじり振動、減筒運転等によるゴムの内部発熱に起因することが多く、極端な場合にはゴムの溶融破断事故も発生している。それに対して、クラッシュアスタウン等で発生する衝撃的逆トルクは、過大なトルクではあるが、損傷はき裂程度に留まり瞬時に破断することは少ない。
- 設計段階では、(減筒運転、補機駆動のような)ゴム継手に関連するあらゆるケースを考慮した振動予測計算が必要であり、特に溶融破断のような損傷については、常用回転域でのトルク変動とそれに対応するパワーロスをチェックしておくことで対処できる。
- ゴム継手を使用する側の損傷対策としては、継手及び主機関の保守・点検作業が最も重要である。主機関に関しては、シリンダ間の燃焼のばらつきが起振力を増大させることから、特に燃焼系に注意を払い、燃焼が不整とならないよう監視する必要がある。トラブルが発生した場合には、できるだけ現状復帰させることとし、安易な減筒運転は避けるべきである。

また、実測結果としては、観察されたねじり振動の一般的特徴を示し、特に3次の振動応答を振幅と位相の両面から詳細に考察した。その結果、

- 1節、2節の共振に関しては、固有振動数、振幅比ともに不減衰系の計算結果に近いが、位相は不減衰系のそれと大きく異なり、立体的な振動モードを示していることが分かった。
- ゴム継手の動的ねじり剛さに関しては、常用回転域の範囲では、メーカーカタログ値を採用し、一定値とする計算でも妥当な結果を与えることを確認できた。

第2報では、実用的な振動応答計算法を提示し、実測結果と比較してその有効性を示す。

本研究の遂行ににあたり、多大な御協力を賜った栗林商船株式会社、大島運輸株式会社、日本鋼管株式会社、今治造船株式会社、三菱重工株式会社下関造船所の関係各位に厚く御礼申し上げる。また、実船計測に携わった同僚に謝意を表したい。

参 考 文 献

- 1) 高木道雄, “高弾性ゴム継手について”; 日本海事協会誌, No.197 (1986), p.28
- 2) “1986年度の機関損傷統計”; 日本海事協会誌, No. 201 (1987), p.75
- 3) 赤沢政彦, 本田稔, “減速装置付ディーゼル機関軸系のねじり振動”; 日本船用機関学会誌, Vol.2, No.3 (1967), p.47
- 4) 小山陽一, 高須績, “高弾性継手採用ディーゼル機関のねじり振動の考察”; 日本船用機関学会誌, Vol.10, No.2 (1975), p.183
- 5) 日本ブルカン(株)カタログ “RATO 高弾性カップリング”
- 6) 琵琶忠志他, “弾性継手を介した軸系の振動”; 日本船用機関学会誌, Vol.18, No.12 (1983), p.67
- 7) Heribert Macikowski, “Testing flexible couplings”; THE MOTOR SHIP, Nov.1983
- 8) 機械設計便覧, 初版 (1958)
- 9) Benjamin J. Lazan, “Damping of Materials and Members in Structural Mechanics”, 1968, p.49