琉球大学学術リポジトリ

ケーンミルタービン及び減速機の破損事故分析

メタデータ	言語: Japanese 出版者: 琉球大学理工学部 公開日: 2012-03-27 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 真喜志, 庸二, Makishi, Yasuji メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/20.500.12000/24008

An Investigation of Damged Turbines and Reduction Gears in A Cane-Sugar Mill Plant

Cane-sugar making has been a principal industry in Oinawa for a long time, and recently the equipments and processes of the sugarmaking has been modernized by introducing high pressure boilers and steam turbines. So, the proper operation and maintenance of every mechanical unit in the factory have become important tasks from the viewpoint of engineers, because a single trouble of the mechanical unit will possibly cause a large damage in the operation of the mill plant.

This paper deals with a systematic analysis of a mechanical accident of the mill turbines and reduction gears at one of the cane sugar mill plants in Okinawa. The work includes the investigation of the operative and maintenance conditions at every mechanical unit, visual identification of the damaged parts (mill turbine axis, teeth of the reduction gears, metal bearings and the couplings) and the composition analysis of the turbine axis material.

Through a close examination of these minor analyses, the main factors which have caused the accident are pointed out as follows:

1) The fatigue phenomenon on the face of the damaged turbine axis
2) The eccentric revolution of the turbine axis due to the wear of the metal bearings arings
3) Axial forces between the flanges of the couplings while the eccentric running of the turbine axis
4) Scratched flaws on the thrust faces of the metal bearings
5) The large clearance between the metal bearing and the turbine axis.

ケーンミルタービン及び減速機の破損事故分析＋

真 喜 志 康 二 *
Yasuji Makishi

1. まえがき

沖縄の製糖工場における甘庶の圧搾は、午馬による畜力及び水力（水車）から、動力用エンジンの発達によって、蒸気エンジン、単気筒デーゼルエンジン等が使用されて来た。

現在操業している大型分密糖工場は10社15工場で、その中、二工場が往復動蒸気エンジンを使用している。また、蒸気タービンで発電して、電動機によってミルロールを動かしている工

* 受付1970年12月15日
理工学部機械工学科

場があって、戦後はどの工場においても蒸気タービンは使用されている。往復動エンジンの工場でも、発電は蒸気タービンを使用している。それに伴いボイラも大型化し、蒸気圧力も20kg/cm² 以上が使用され、エンジン効率向上のため過熱器も据付けられ、甘庶の圧搾能力も向上した。

このように蒸気タービンは製糖工場では、最も重要な原動力として、整備点検にも細心な注意を払い、今迄、事故らしいのもでたことがなく、軸受の発熱による損傷程度であった。今般、大型分密糖工場のケーンミルタービン(Canemill turbine)が破裂事故を起し、同時に減速機も破損したことは、他に例をみないめずらしいケースである。このタービンは、甘庶を圧搾する原動機で、減速機を介し、又、ケーンミルへの動力伝達のため、3m余の大歯車を中継としているので、ミルからの影響も考えられる事故である。

この事故を調査分折することは、沖縄の製糖工場のみならず、タービンを使用している他の工場においても参考になることが多々あると思われる。幸に、この事故を調査研究する機会を得たので、その調査分折結果を報告する。

2　タービン及び減速機の要目

イ、タービン

定格出力	286KW（380HP）
過負荷出力	357.5KW（450HP）
蒸気圧力	13kg/cm²
蒸気温度	280℃
排気圧力	1.0kg/cm²
回転数	4.500RPM
段落数	2
動翼列数	2
翼節円径	500mm
ノズル数	5＋1＝6

ロ、減　速　機

小歯車	直径	95mm　モジュール4
	歯数	23枚
大歯車	直径	686 mm　モジュール4
	歯数	166枚
歯　巾		74mmのはすば歯車

ハ、注油ポンプ

容　量	2m³/H
吐出圧力	6kg/cm²g
吸入圧力	− 0.5kg/cm²g
回転数	666.6RPM
吸入口径	35mm
吐出口径	25mm

以上のような要目であるが、タービンの常用回転数は 4,150RPMで、事故直前の24時間のボイラーデーターは、次表の通りである。

缶胴圧	過熱器圧力	温　度	給水量	缶水PH	缶水濃度
14.1kg/cm²	13.6kg/cm²	284 ℃	10.6t/H	10.5	250

で良好な値であり、また、タービン運転データーの平均は

蒸気圧	蒸気温度	回転数	調速機油圧	軸受油圧	前軸受温度	後軸受温度
13.4kg/cm²	233 ℃	4,150 RPM	4.4kg/cm²	0.8 kg/cm²	65 ℃	54 ℃

で設定蒸気条件との差が、温度においては大きい。

3　運転及び整備状況の経過

当工場のケーンミル駆動用蒸気タービンと減速機は1961年に設置され、8期の製糖を経過しており、その間、タービン及び減速機の支障による停止はなく、ボイラの洗缶や原料切れ等による停止位であった。

今回、8年も経過したので、軸受の摩耗修正のため、製糖開始前にメーカーにより、タービン軸受及びラビリンスパッキンのフィンが前後部共取替えられた。その時の修正状況は第1表に示すとりである。また、減速機は設置されてから、事故発生日まで軸受は勿論、その他の部

Table.1　Clearance of bearing of steam turbine

		設計時	分解直後	組立直後
メタル	F	0.13	0.24～0.30	0.18～0.20
	R	0.13	0.35～0.40	0.18～0.20
スラスト		0.15	0.20～0.25	0.20～0.25
ラビリンス	F	0.10	0.30～0.40	0.25～0.27
	RF	0.10	0.30～0.40	0.25～0.27
	R	0.10	0.30～0.40	0.25～0.27
ラビリンス（蒸気）	F	0.20	0.50～0.60	0.25～0.27
	R	0.20	0.50～0.60	0.25～0.27

品についても、一度も取替えられていない。それ等について、沖縄本島及び離島の8工場を調査した結果では、タービン軸受の取替えは2～3社あったが、減速機軸受については取替えられた例はない。なお、多くの場合、減速機については特別異常がない限り、分解しないようにメーカーから指示を受けている。また、減速機軸受摩耗量については、3工場が測定しているだけである。この3工場のデーターから、減速機軸受の1製糖期間（100 ～150 日操業）当り2/100 mm程度と算定された。このことから正常運転であれば、事故発生前の減速機軸受最大隙間は0.36mm程度であったと考えられる。

タービン軸受取替え前後における、タービン及び減速機の軸受温度、油圧の変化は策1図に示す通りで、特に、タービン軸受温度については、軸受取替え前後において、10度内外の上昇がみられる。

各製糖期において、ボイラは12～14kg/cm² 蒸気温度230 ～270 ℃で運転され、事故当日の蒸気圧力の変化は写真1の円グラフで、指で示すようにその時刻においても、顕著な変化はみられない。従って、過負荷及びタービンの暴走回転等が起ったとは考えられない。

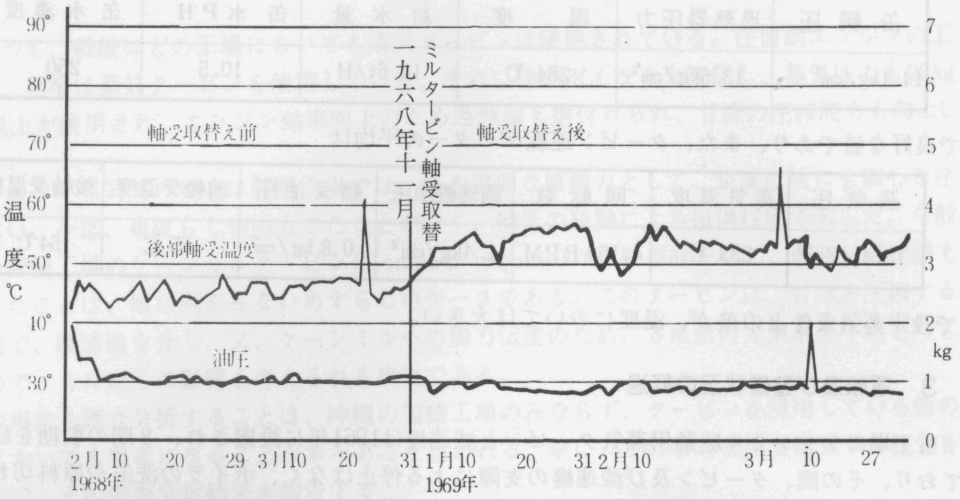


Fig.1 Bearing temperature of steam turbine

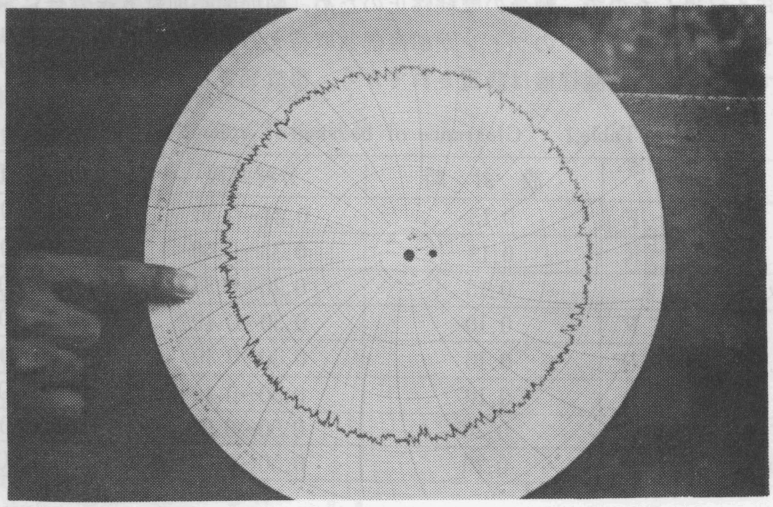


Photo.1 Recording of steam pressure

4 破損状況の調査及び検討

本事故の破損状況をみると、タービン軸の変形、折損、カップリングの変形、軸受の破損、減速機軸の変形、減速機歯車の破損等が明白に観察される。この状況から

A．ケーンミルタービン

B．カップリング

C．減　速　機

の三点に分けて調査検討した。

A ケーンミルタービン

I） ミルタービン軸

破損したタービン軸は、第２図に示す通りで、最大湾曲軸線を含む面に垂直な方向からみた

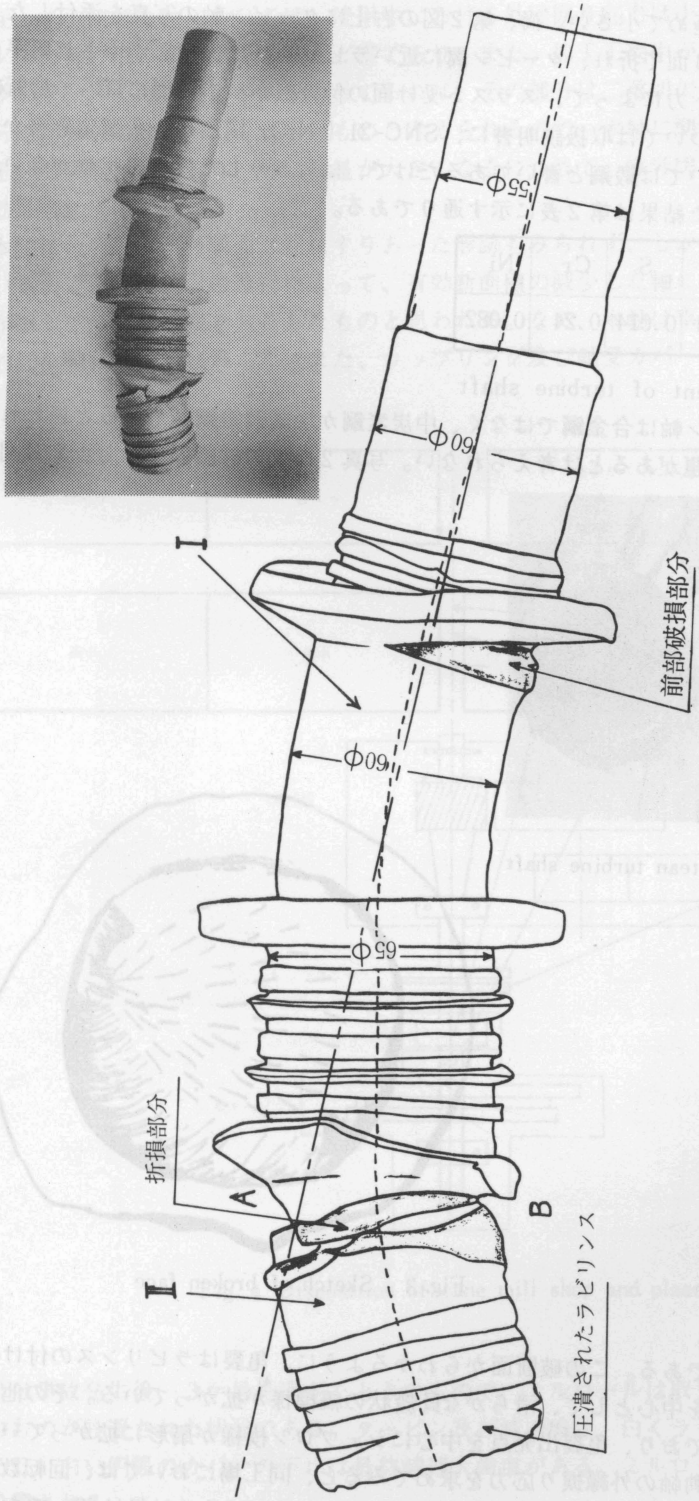


Fig. 2 Sketch of metanophosed main shaft Unit mm

投影図であるが、タービン軸の変形は、実際には三次元的である。しかし、最大湾曲方向と比較して、他の方向の変形は極めて小さい。尚、第２図の右上にタービン軸の写真を添付した。

タービン軸は、図のＡ－Ｂ面で折れ、タービン翼に近いラビリンスは、押しつぶされ扁平になっている。また、スラスト力によって、スラスト受け面の付け根が、半円周に亘って剪断破壊されている。減速機軸については取扱説明書に、SNC-21（NiCr 構造用合金鋼）と書かれているが、タービン軸については鍛鋼と書いてあるだけで、はっきりした材質の記載がない。製鋼会社に依頼して分析した結果は第２表に示す通りである。

C	Mn	S	Cr	Ni
0.34	0.64	0.014	0.24	0.082

Table. 2 Component of turbine shaft

これらの値から、タービン軸は合金鋼ではなく、中炭素鋼か炭素鋼鍛鋼品[3]であると思われる。従って、その材質は特に問題があるとは考えられない。写真２は軸の破断面を示し、第３図は

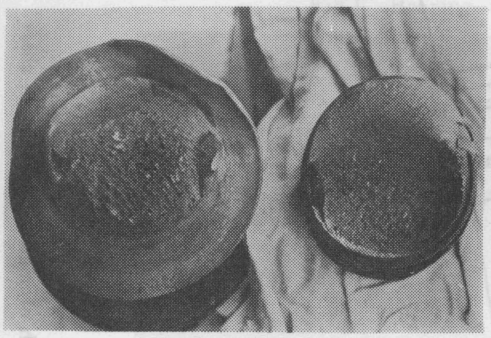


Photo. 2 Broken faces of stean turbine shaft

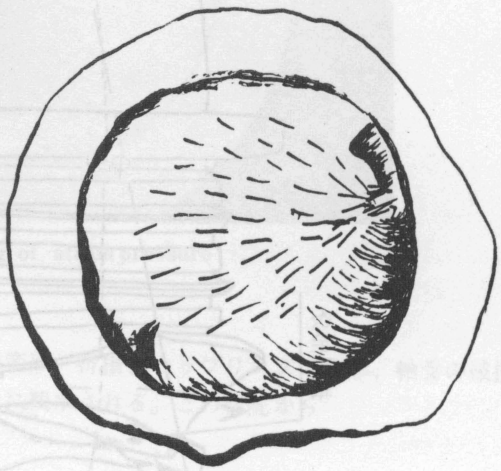


Fig. 3 Sketch of broken face

これをスケッチしたものである。この破断面からわかるように、亀裂はラビリンスの付け根から出発しており、その点を中心として、滑らかな貝殻状の縞模様[4]が拡がっている。その他の部分は粗雑で、凹凸に富んでおり、亀裂出発点を中心にシェブロン模様が扇形に拡がっている。次に、使用中における伝動軸の外縁捩り応力を求めてみると、同工場においては、回転数Ｎ＝4,150 ＲＰＭ; 伝達動力Ｐ＝286 KWで運転しており、また、破損部分の軸径は65mmであるか

ら、これらの値から計算した外縁捩り応力 は1.25kg/mm² 程度である。

従って、問題の軸においては、使用中における外縁捩り応力は十分に小さい。しかし、ラビリンスの付け根の隅肉半径は殆んど零であり、また、加工工程中か、軸受取替え時に、不注意にラビリンスの付け根にキズをつけておれば、その部分は二重切欠の作用[5]を呈することになる。従って、形状係数が極めて大きいものと考えられるので、本軸に関しては疲労強さと亀裂強さとを区別する必要があり、更に軸径が大きくなるにつれて、疲労限が低下すること、即ち、寸法効果[6]も無視できない。

本軸においては、破断面は互にすりあった形跡もみられず、しかも、著しく捩り曲げ変形しているので、疲労破面の進行によって、有効断面積の減少した軸に、衝撃捩り曲げモーメントが作用して、衝撃破壊をおこしたものと思われる。なお、本軸は事故発生時に第４図の位置（約15m離れた処）に飛んだ。また、カップリング及び軸受カバーも図の位置に飛散した。写

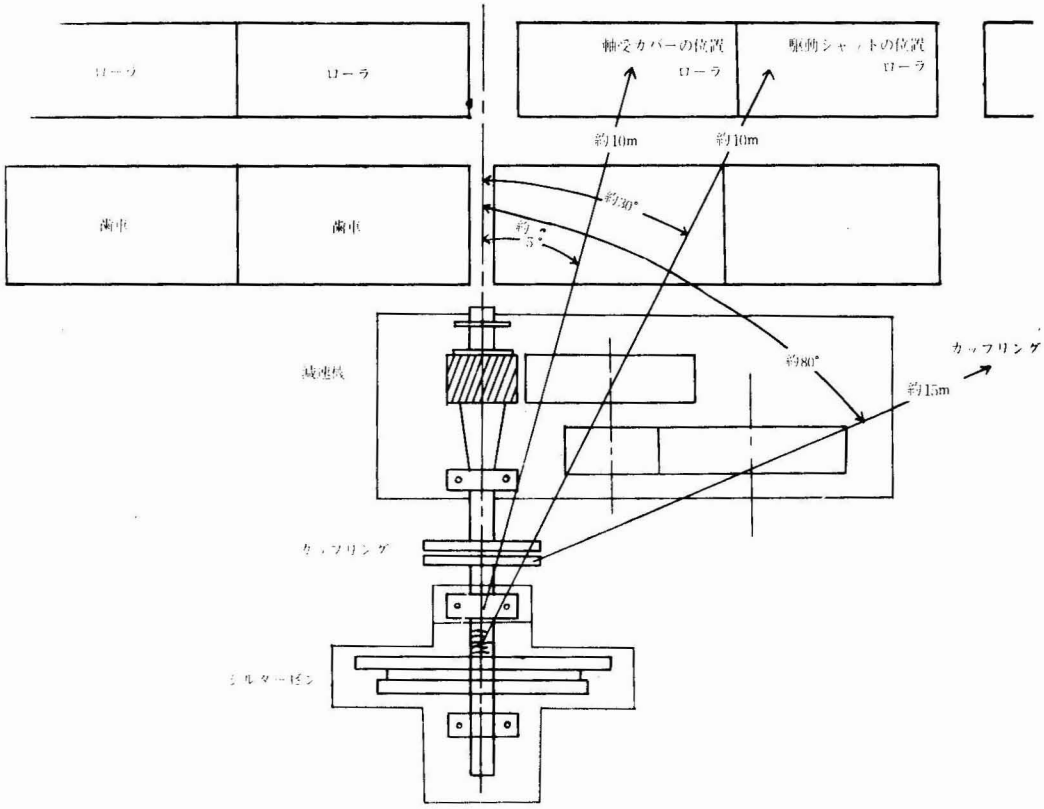


Fig. 4 Disposition of cane mill shop and place of flinders

真３は事故発生後、３ケ月を過ぎたときのもので、ミルロールは取りはずされ、タービンは他社のものが設置された状況である。タービン及び減速機は、白くラギングされた蒸気管の直下にあり、白い円弧のカバーの下には最終減速大歯車がある。ミルロールは大歯車の左側の凹部に設置される。

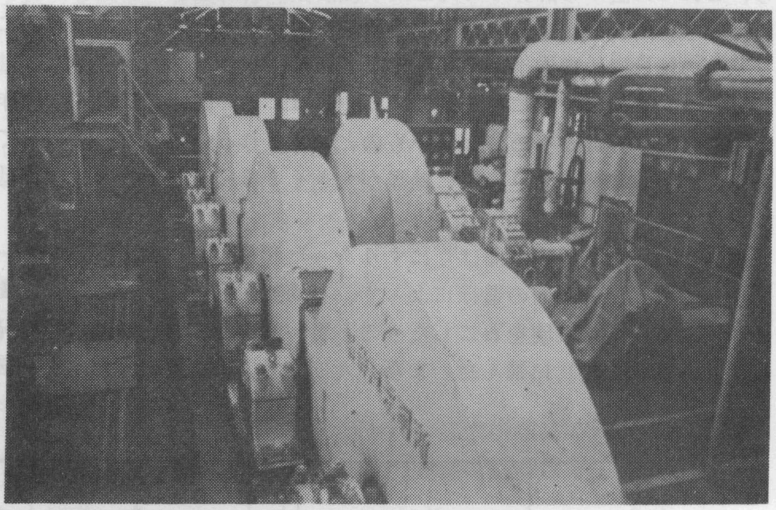


Photo. 3

II） ラビリンス

ラビリンスはタービン中心から、それぞれの軸方向へ番号をつける。第3表は第5図に示してある方向の、ラビリンス外径の変化を表わし、表中のh は片摩領域での、ラビリンスの変形後の最小山の高さを示す。第6図は、タービン翼を中心として測定したもので、縦軸は第5図のh を表わし、横軸の

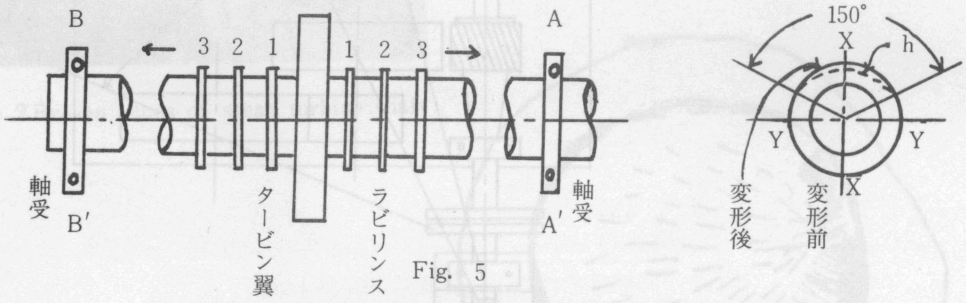


Fig. 5

Table. 3 Wear volume of Labyrinth Packing

	タービン翼と軸受AA′間			タービン翼と軸受BB′間		
	XX	YY	h	XX	YY	h
1	67.6	69.0	0.5	67.9	69.0	0.5
2	67.5	69.0	0.5	67.8	69.0	0.8
3	67.7	68.9	0.5	67.8	69.0	0.7
4	68.2	69.3	0.9	67.8	68.9	0.5
5	68.4	69.8	1.0	67.6	69.0	0.3
6	68.7	70.0	1.2	67.5	68.8	0.1
7	69.0	70.0	1.5	67.8	68.8	0.6
8	69.2	69.9	1.7	67.7	68.0	0.9
9	69.6	69.9	2.1	67.8	67.4	1.0
10	69.8	70.0	2.4	68.2	66.7	1.4

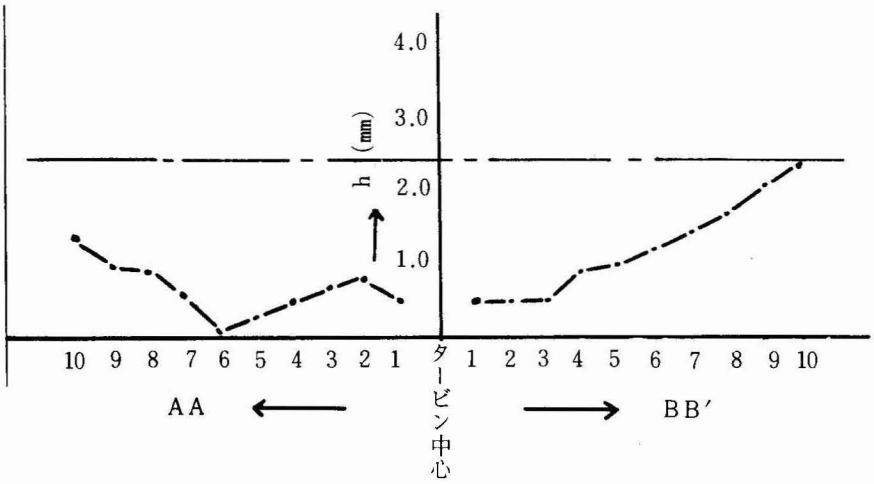


Fig. 6 Wear volume condition

数字はラビリンス番号を示す。ラビリンスの摩耗前の高さは、縦軸の2.5 mmの点を通り、横軸に平行な一点鎖線で表わしてある。このグラフから、ラビリンスの摩耗量は、タービン近傍で大きく、軸受の方へ近づくにつれて減少していることがわかる。しかも、ラビリンスは全周に沿って、一様に摩耗しているのではなく、疲労破面側が摩耗しており、また、第5図に示すように、摩耗角度は150 度位である。すなわち、片当り現象を呈しており、このことから、軸は偏心回転していることがわかる。ところが、ケーシング側ラビリンスは、全周にわたって、殆んど一様に摩耗しており、従って、ラビリンスの片当りが、ただ単に、衝撃破壊時に形成されたものではないということがわかる。勿論、衝撃破壊時にも、ラビリンスの摩耗変形は一層促進されたであろうが、それ以前に、ラビリンスが片当りしていた時間的経過があったことは否定できない。それが破壊時に異常音を発したというが、その間の摩耗であるか、或は、それ以前から片当りしていたかは、ラビリンスの破損後の観察からは判断できない。

Ⅲ） 軸　受

第7図はタービン翼、軸受、伝動軸等の配置図で、蒸気流入側を前部とすれば、タービン後部（B－B′）の軸受がひどく損傷している。

事故後、拾集された軸受の破損状況は、写真4及び写真5にてわかるように、前後部軸受面とも焼付いた形跡があり、また、その近傍にはむしり取られたようなキズがある。特に写真4のc、及び写真5のc、dではよくわかる。スラストを受ける面の圧縮変形も大きく、写真5－aの上方の陰影部がその変形である。後部軸受（B－B′）の下部軸受背面には、圧縮キズと共に溝が全くなくなり、後述の減速機軸受の破損状況と相違する点は、ミルタービン側の軸受面に焼付けの形がみられることと、下部軸受の背面が押しつぶされていることである。また、前部（A－A′）の軸受は、上下共に軸受メタルが写真4のb・dのように押し出されている。なお、ボルトの折損状況は写真6のようで、タービン側後部軸受（第7図B－B′）のキャップボルトは4本共折損し、減速機側（第7図C－C′）は片側のみ折損している。いずれも急激な引張力によって切断された形跡があり、写真6の右より4番目がタービン側のボルトの切損状況である。

軸受面の焼付の発生（生成）に関しては、軸受取替え時における当り面の修正不良、その後の潤滑不良、或は、事故の進行中における軸の変形によって、異常に押しつけられた結果によ

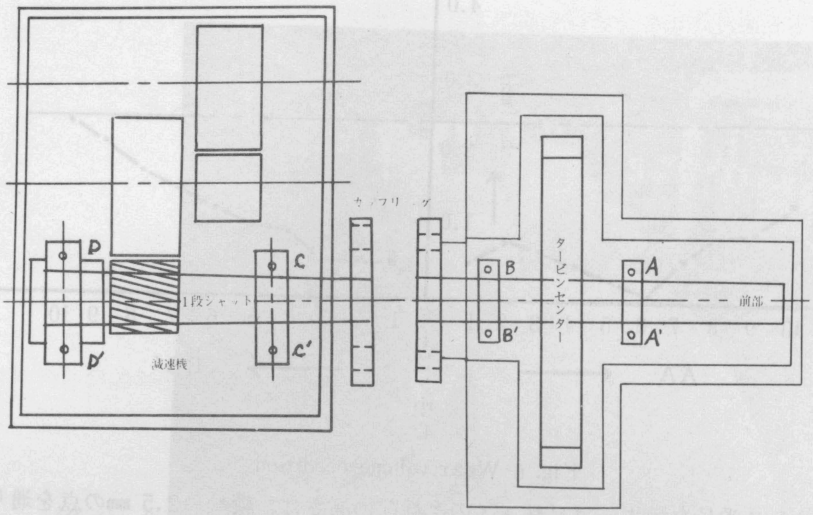


Fig. 7 Disposition of reduction gear, turbine roter, main shaft and coupling etc.

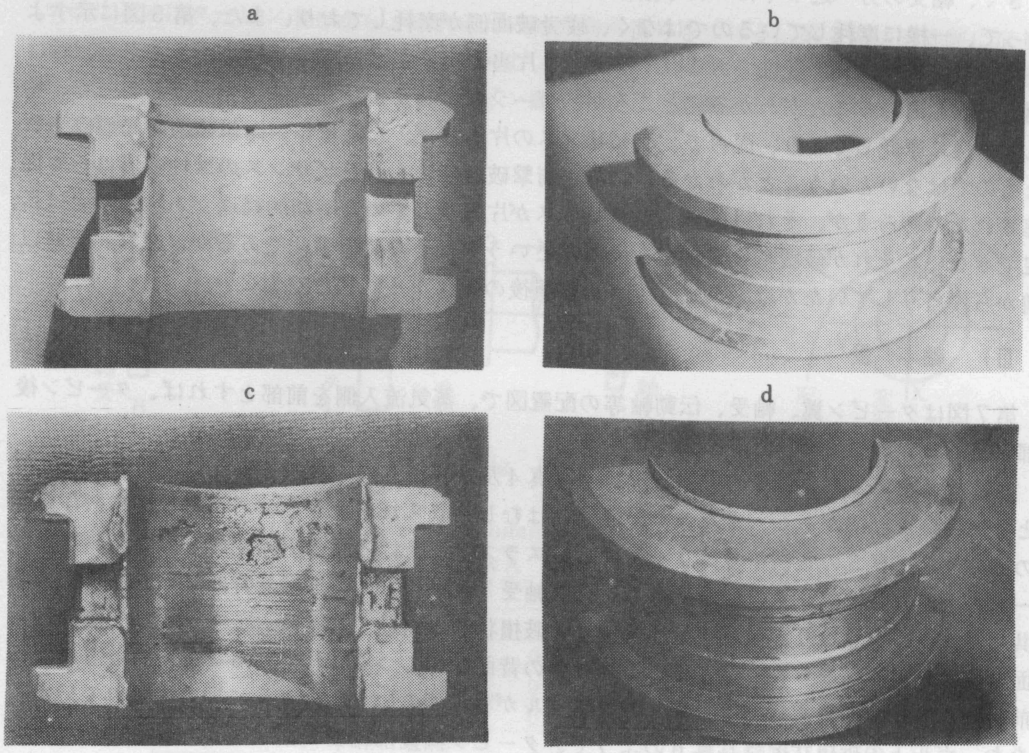


Photo. 4 Front bearing of steam turbine

るもの、この三者が考えられるが、軸受面の軸方向への傾斜摩耗がみられないことや、第1図において示されている軸受取替え前後の軸受温度の上昇したこと、および、油圧に大きな変動がないことをあわせて考えると、当り面の修正不良による焼付けであると推定される。換言す

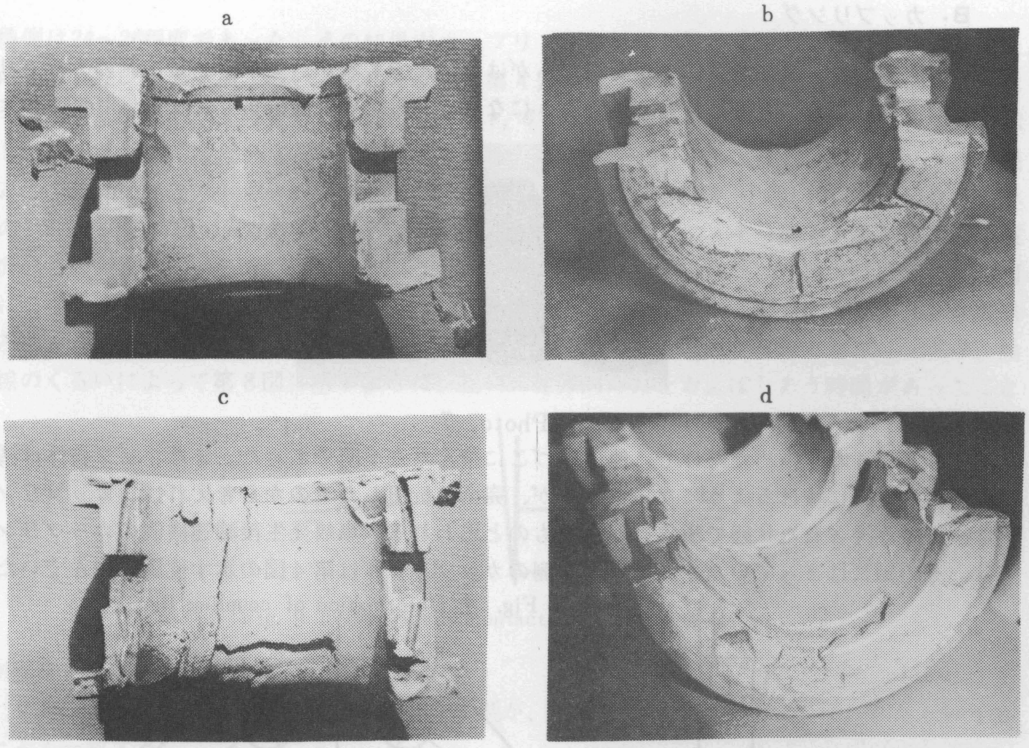


Photo. 5 Rear bearing of steam turbine

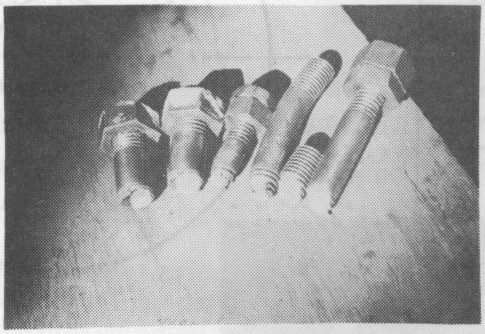


Photo. 6 Mounting bolts of bearing

ると、潤滑不良からくるものでなく、また、変形したタービン軸の回転による焼付けでもなく、当り面の修正不良に基づく焼付けであり、軸受取替え後約３ケ月の時間的経過をもって進行して行ったもので、その結果軸受間隙が次第に増し、軸の振動や軸線のくるいを促進せしめた一ツの因子と考えられる。

その他、スラストを受ける面の圧縮変形は、後述のＢ項のカップリングが変形する際、互に押しあう力によって生じたものであり、また、過度の焼付けによって、写真４のように部分的にむしり取られたものと考えられるが、両者いずれも事故進行中の損傷、いわゆる二次的損傷である。

B. カップリング

減速機側のカップリングには緩衝用ゴムがはめ込んであるが、ミルタービン側のカップリングにはそれはなく、直接ピンを差込むようになっている。事故後拾集したピンは写真7のよう

Photo, 7

に変形し、4本を集めただけで、他はいづこに飛んだか不明であった。また、ピン自体は減速機側には自由に抜けるようになっているが、完全に折損したものから考えれば、カップリングは一方のみ押された状態で事故は起ったものと思われる。事故発生後減速機側のカップリングは、その軸にはまっていたが、タービン側のカップリングは第4図の示す位置に飛んでいた。

Fig. 7 Detormation of coupling flange

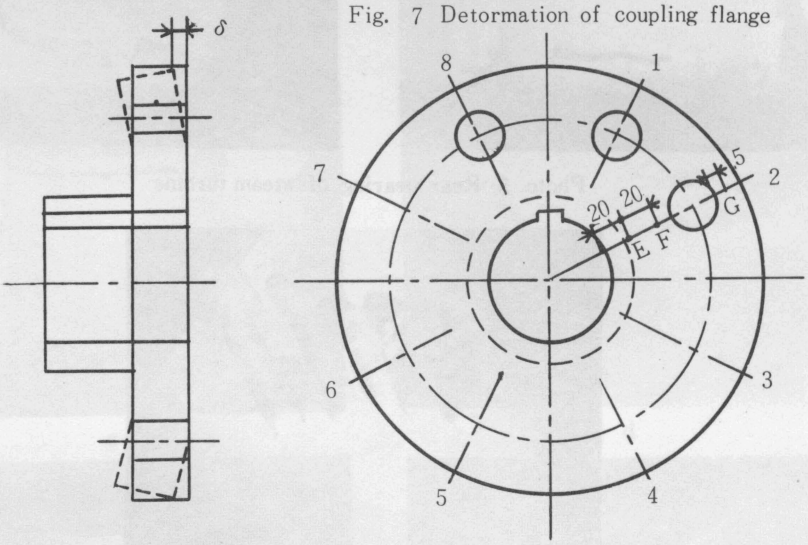


Table 4 Flexure volume of coupling flanges

	タービン側カップリングの撓み			減速機側カップリングの撓み		
	δ_E,(mm)	δ_F(mm)	δ_G(mm)	δ_E,(mm)	δ_F,(mm)	δ_G(mm)
1	0.48	1.05	3.17	0.50	0.60	0.82
2	0.49	1.14	3.51	0.50	0.51	1.01
3	0.36	0.98	4.11	0.12	0.30	0.89
4	0.13	0.74	5.54	0.08	0.26	2.46
5	0	0.54	4.09	0.23	0.19	2.66
6	0.04	0.67	4.56	0.10	0.05	3.04
7	0.19	0.87	5.19	0.09	0	2.31
8	0.38	0.91	3.38	0.10	0.11	1.31

両カップリングの硬度について調べてみると、ショア硬さで、ミルタービン側は17～19、減速

機側は24～26程度であった。その結果両カップリングの材質が異っていることがわかる。また、両カップリングの撓みについて調べた結果は第４表の通りで、撓み量の測定は第７図のようにキー溝を基準にして８等分した。表中δ_E, δ_F, δ_Gは第７図におけるE、F、G点の撓みを示し、1、2……8はピン穴番号に対応している。この表からわかるように、カップリングの撓みは、ショア硬さの小さいタービン側カップリングが、減速機側カップリングより大きく、そのタービン側でもキー溝の反対側が大きくなっている。しかるに、キー溝側と折損軸の疲労破面側とは一致しているので、結局、カップリングの撓みの大きい方向は、疲労破面側の反対側になっている。また、カップリングの撓みが全周にみられることからして、カップリングの撓みは、ただ単に、軸の衝撃破壊時に生じたものではなく、それ以前から両カップリングは、軸線のくるいによって第８図に示すように、互いに軸方向の力をおよぼしあう時間があったこと

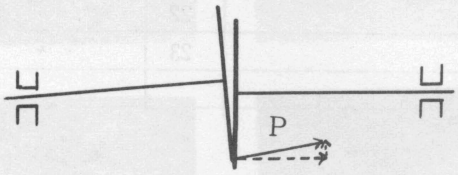


Fig. 9 Eccentrically contacted of coupling flange

が推察される。

なお、この推察は前述のラビリンスの片摩耗が、ある時間的経過をもって行われたということとも一致する。

C 減 速 機

I）減速機の破損状況

減速機の第一段駆動歯車においては、タービン側歯車端面から約30mmの所までに異常がみられ、それについては、歯元面からの折損歯一個と、亀裂歯数個及び歯末面の圧潰３個で、写真８にみられる通りである。また、第一段従動歯車では、タービン側から約40mmの附近で、歯末

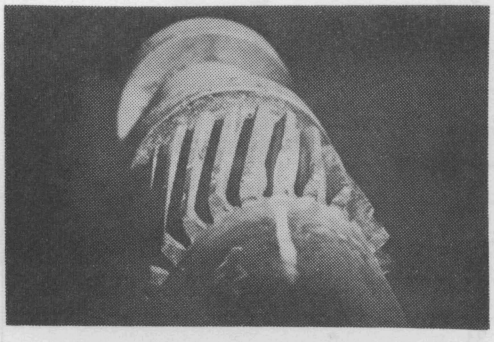


Photo. 8 Pinion gear of Ist reduction

面及び歯元面にくい込みによるキズがある。これらの破損状況を第５表及び第６表に示す。

両歯車の折損、亀裂、圧潰及びくい込みは、すべて接触面の反対側の歯末面及び歯元面に生じている。又、潤滑油を調べたところ、折損歯一個以外は何も発見されず、両歯車間には異物が入つたとは考えられない。

次に、軸受の破損状況は写真９、写真10に示す通りで、減速機前部締付けボルトは２本とも

Table. 5 Breakage exrent of Ist reduction pinion

歯数	歯面の状態	歯数	歯面の状態
1	タービン側 3 cm破損及び歯底に食込	13	接触面の亀裂
2	接触面の反対面に摩 〃	14	接触面の反対側歯底に亀裂
3	〃 〃	15	
4	〃 〃	16	正常歯
5	〃 〃	17	〃
6	〃 〃	18	〃
7	〃 〃	19	〃
8	〃	20	〃
9	〃	21	〃
10	〃	22	〃
11	正常歯	23	〃
12	接触面に亀裂		

Table. 6 Breakage extent of lst reduction pinion

歯数	歯面の状態		歯面の状態
1	接觸面の反対側面に食込みキズ	52	正常歯
2	〃	53	接觸面の反対面歯末にキズ
3	〃	54	正常歯
4	正常歯	≀	〃
5	接觸面の反対側面に食込みキズ	57	〃
6	正常歯	58	接觸面の反対面歯末にキズ
7	接觸面の反対側面に食込みキズ	≀	〃
8	〃	61	〃
9	〃	62	正常歯
10	正常歯	≀	〃
≀	〃	86	〃
24	〃	87	接觸面の反対面歯末にキズ
25	接觸面の反対側面に食込みキズ	88	正常歯
26	正常歯	≀	〃
≀	〃	129	〃
32	〃	130	接觸面の反対面歯末にキズ
33	接觸の反対面歯末にキズ	131	正常歯
34	〃	≀	〃
35	接觸面の反対面歯元にキズ	163	〃
≀	〃	164	接觸面の反対面ピッチ円上にキズ。
37	〃	≀	〃
38	正常歯	166	〃
≀	〃		

折損しており、折損状況は写真６のようである。その軸受の下部軸受面には操返衝撃荷重によると思われる変形があるが、それはタービン軸受ほど著しくはない。

減速機後部軸受においては、締付けボルトはゆるんだ程度であって、スラストを受ける面に

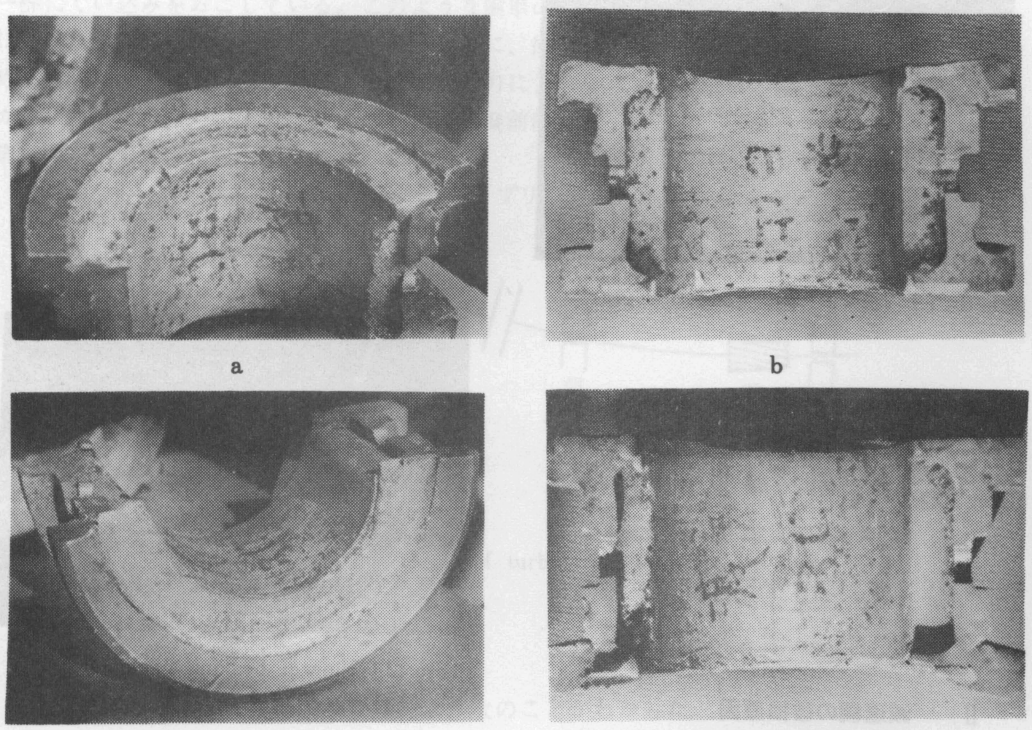
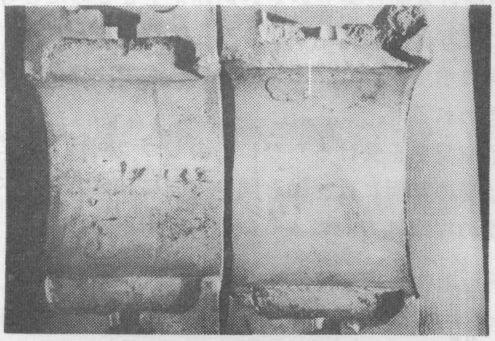


Photo.6 Front bearing of reduction gear



Upper　　Lower

Photo.10　Rear bearing of deauction gear.

は約２mm程度のくい込みによる変形がみられる。写真９のａ、ｃはその状況である。

駆動軸の変形については、事故発生後再使用するため修正しているので、事故発生直後の変形量は不明であるが、カップリングの変形の方向とは一致していたものと推察される。写真11、12は修正したものを定位置においた状況である。

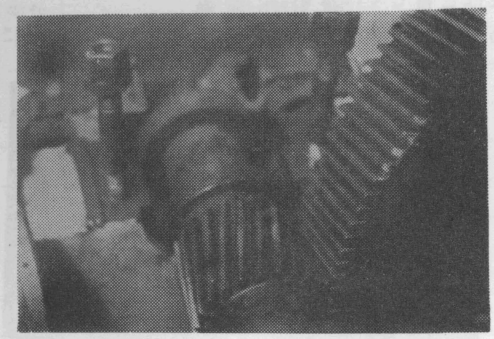


Photo. 11 View of 1st reduction gear

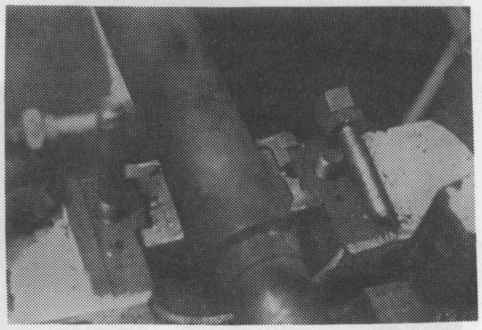


Photo.12 View of bearing and shaft

Ⅱ） 減速機の破損原因

前述のA、B項に述べたタービン軸の変形及びカップリングの変形状況の考察より、カップリングを変形せしめた力の軸方向成分は、減速機軸を強く後方におしつけ、写真9のa、cに示すようにスラストを受ける面に著しいくい込みを生ぜしめたと考えられる。

一方、下部軸受面には写真9dに示すような片摩耗がみられる。A項に述べたタービン主軸の偏心回転から第9図に示すような状態において、衝撃圧縮荷重を受け、下部軸受面の一部分に片摩耗が生じたと思われる。

また、軸受は衝撃圧縮荷重を受けるたびに、少しづつ回転し、この時に軸受の背面はケーシングをたたき、下部軸受の背面には、軸と同一方向に10数条のキズが生じたと思われる。第一段駆動歯車軸が、軸受の片摩耗方向によるたびに、歯車のかみあいが深くなり、その結果、従

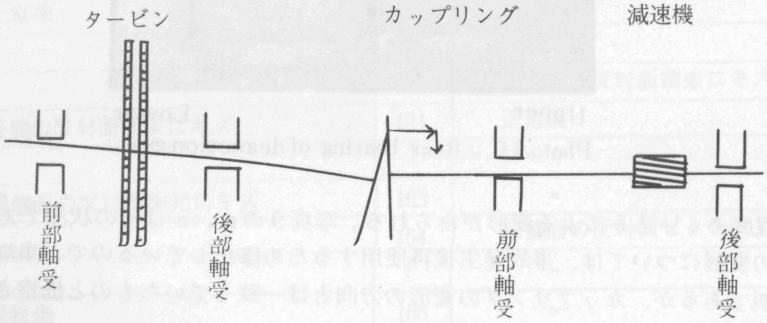


Fig.10 Rotation of turbine and pinion shaft

動歯車の歯先が駆動歯車の一部歯底面をキズつけ、また、駆動歯車の歯先は、従動歯車歯面の一部にくい込みをおこしている。このような歯車の干渉により、駆動歯車の一部歯面にC－Iに述べたように、破損をおこしている。さらに、歯車の干渉により、回転が妨げられ、そのため第11図に示すように、タービン主軸は回転力によって上方へ動く。　この結果、減速機軸もカップリングを介し、上方へ動かされ、減速機前部軸受締付ボルトが破損したと思われる。又第11図に示すように駆動軸も曲げられる。

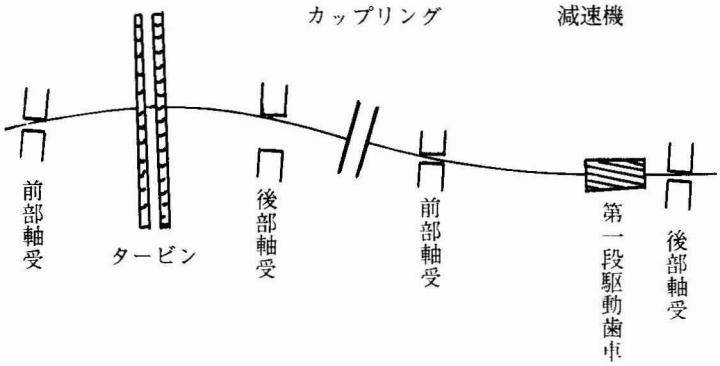


Fig. 11 Eccentric rotation of turbine shaft and pinion shaft

5. ま と め

以上に述べた各部の調査結果及び検討より次のことがわかった。

イ、タービン軸には疲労破面が存在する

ロ、タービン軸は偏心回転をしていた

ハ、カップリングが全周に亘って変形していることから、タービン軸と減速機軸は、軸線のくるいによって、フランジが直接接触した状態で、或る時間回転していた。

ニ、軸受のスラスト面にくい込みがみられることから、両軸にはカップリングの接触によって軸推力が生じていた。

ホ、溶融したメタルが、軸受間隙の大きい箇所に附着していることから、軸受間隙はかなり大きくなっていた。

上記のことがらを総合的に分析すれば、本事故は次の如く進行発展しておこったものと推察される。

本事故の主要因としては、疲労破面を有する欠陥軸と、当り面の修正不良及びその他によって機能低下した軸受とが考えられ、これらの主要因と他の小さな要因とが加わって、軸の折損に至らしめたと考えられる。若し、軸受その他に欠陥がなく、ただ、単に、欠陥軸だけが存在していたならば、本事故は起らなかったと思われる。何故ならば、折損軸は相当に曲げ変形しており、このことは軸がそれだけの曲げ変形を起すまで、運転に耐えていたことを示すものであるから。

他方、軸受については、事故発生の約5ケ月前に取替えられ、第1表の如くその間隙は正常であり、また、当り面の修正不良によって生じたと考えられる焼付けの程度は、事故後の観察ではさほどひどいものではないので、軸受の欠陥のみでは、本形態の事故は起らなかっただろうと思われる。

従って、本事故は、ただ単に、この二ツの要因が各々単独に成長増大して引きおこしたもの

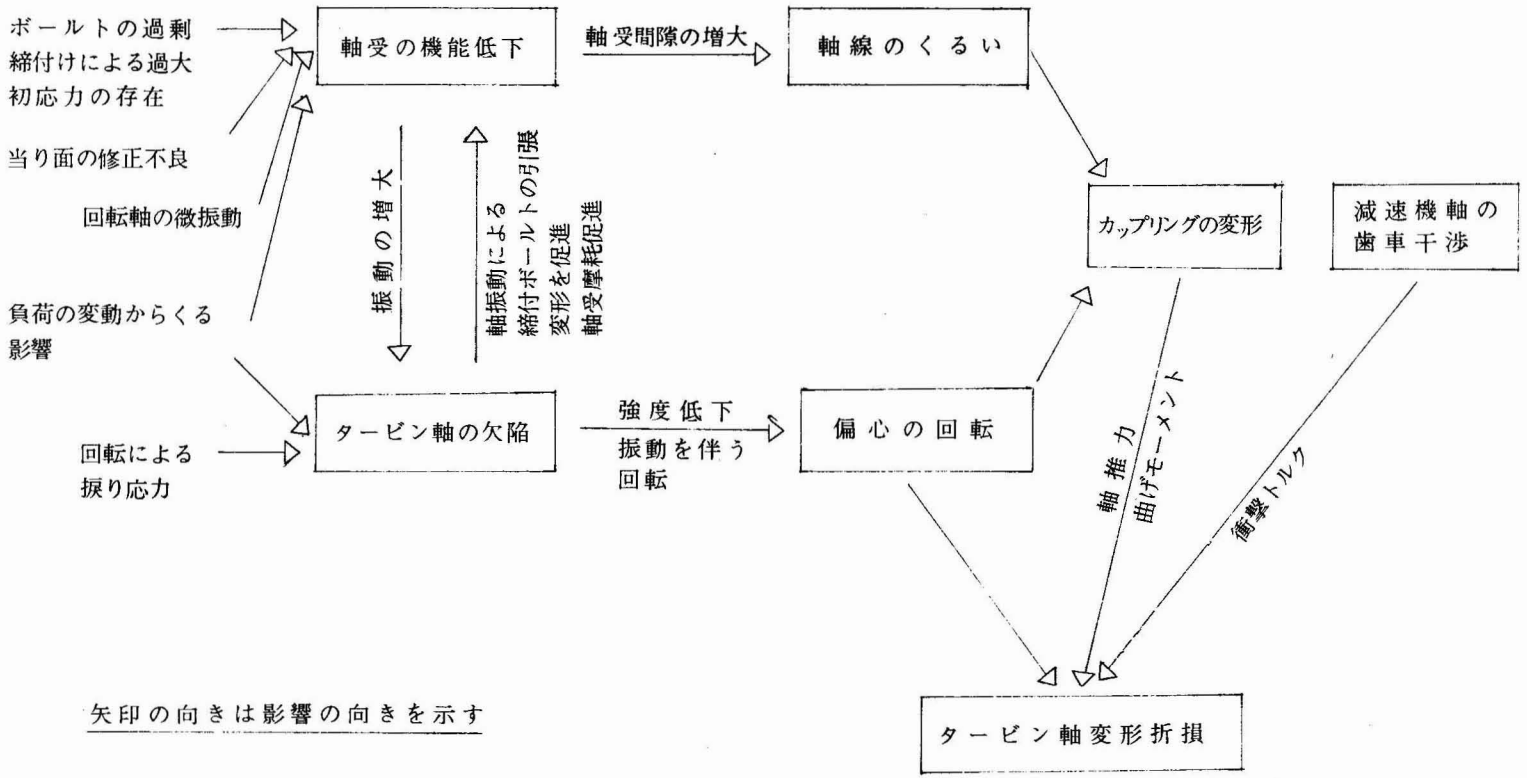


Fig.12 Relation of every cause

ではなく、これらの主要因が相互に影響しあい、また、他の小さな要因が加わって、欠陥の進行を促進し、本事故を引きおこしたものと思われる。

以上のように、種々の要因が互に影響しあう経過を第12図に示す。図からわかるように欠陥軸と機能低下した軸受及び他の小さな要因とが、相互に影響をおよぼしあって、これらの欠陥をますます増大させ、ついには、カップリングが接触するまで発展していった。一旦、カップリングが接触するようになれば、これによって生じた接触力は軸を曲げ、また、軸推力となって軸受のスラスト受け面にくい込みを起こさせると同時に、歯車に干渉をおこさせるので、その際、衝撃トルクが発生する。即ち、疲労破面の進行によって、有効断面積の減少した軸に、上述の衝撃トルク、曲げモーメント及び軸推力が加わって、最終的な軸の折損が起ったものと考えられる。

6. あとがき

事故の再現ということは殆んど困難であるが、この場合も同様不可能であったが、種々の原因を探究して調査検討をしなければならなかった。事故現場をそのままにしておけなかったこともわかるが、原因探究が将来いかに役立つかを知って貰いたい。製糖工場においては、原料甘庶を長期間貯蔵すると糖汁が変化し、砂糖が生れないので、当事者にとっては保存の事は念頭になかったらしい。幸に、従業員及他工場等からの聞き込み調査も加えて分析検討した。尚、機械工学科職員の協力を得て、各専門分野の資料を提供して下さったことに厚く御礼申し上げる次第である。

参考文献

1） 分密糖工業会：分密糖工場実態調査1969年
2） 高圧ガス保安協会：ＬＰガス用高圧タンクの疲害調査報告
3） 日本金属学会：鉄鋼材料便覧
4） 石橋　正：金属の疲労と破壊防止、養賢堂
5） 鵜戸口英善他：材料力学上巻、裳華房
6） 日本金属学会：強度と疲労、丸善