

AEを用いた平歯車の損傷予測の可能性について

金子克己*, 灰塚正次, 西澤稔泰, 佐藤航太, 川本篤史, 宮川達也

About the possibility of damage-prediction of spur gear which used AE

Katsumi Kaneko, Shoji Haizuka, Toshiyasu Nishizawa, Kota Sato,
Atsushi Kawamoto, Tatsuya Miyakawa

Abstract

In the present experiments, AE (Acoustic Emission) is used for non-destructive inspection of spalling and pitting in operating spur gears. The resulting data is used to investigate the possibility of damage-prediction of spur gears.

Keywords : AE, spur gears, pitting, spalling, damage-prediction

1. はじめに

歯車は、動力と運動の伝達を目的として、他の機械要素の追従を見ないほど様々な機械に利用され、その機械の性能を決定づける重要なパーツとなっている。

本研究で対象としている平歯車の歯面には、歯面相互による接触（衝突）と摩擦摩耗が繰り返し起こっており、やがては歯面に損傷（スポーリング、ピッチング）が発生する。

図1は、スポーリングが発生した歯面で、一部が抜け落ちてクレータ状になっている。スポーリングが発生すると、歯車は大きな振動を起こし、結果として機械の性



図1. スポーリング発生歯面

能を著しく低下させるばかりか故障や事故の原因にもなる。またピッチングは歯面に小さな穴が無数に発生する症状で、進行していくとスポーリングを引き起こす要因となる。

一般の機械で、歯車は目視しやすく設計されていることは希であり、安全のためや潤滑油が飛散しないように多くはギヤボックスに納められている。このため、メンテナンス時であっても歯面の検査まで行われることは少ない。このことから、稼働中にスポーリングの発生を事前に予測することは意義が大きい。

本研究は、非破壊検査法として利用されているAE（アコースティック・エミッション）を用い、歯面が衝突したことによって歯車内部に発生するAE波から、稼働中の歯車の歯面損傷を予測できるかについて考察することを目的とした。(1)(2)

2. 歯面のかみ合いについて

図2に、歯面のかみ合いの模式図を示す。回転方向は、テスト歯車Iが反時計回り、テスト歯車IIが時計回りである。歯車Iの歯面が、歯車IIの歯面を押し回していく。かみ合いは、歯車Iの歯元と歯車IIの歯先から始まり、回転につれて歯面上を移動していく。本研究では、歯面に与える荷重をヘルツ圧力換算で1.99～2.48(GPa)とし、通常の歯車使用環境の5倍以上の荷重を与え、加速試験を行った。回転数は、歯車Iが2029(rpm)、歯車

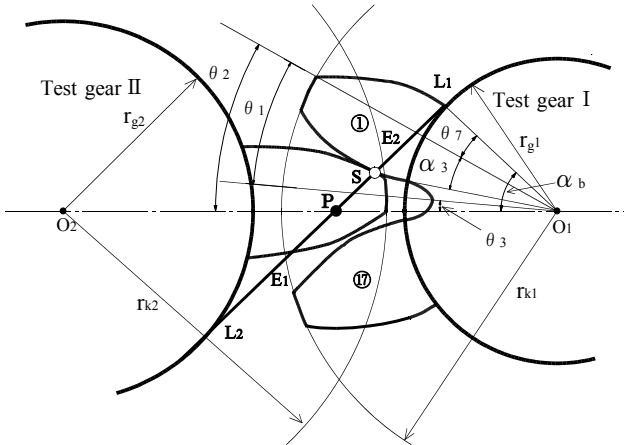


図2 歯面のかみ合いの模式図

IIが1500(rpm)である。

図3に、一つの歯のかみ合いの始まりから終わりまでのプロセスを示す。E2点は、かみ合い始めで、一つ前の歯がまだかみ合っている二歯かみ合いとなっている。B1点で前の歯がリリースされ、一歯かみ合いの状態となる。このとき、歯面に掛かる荷重が一歯に集中するため、歯面では衝撃的に荷重が増える。この点を最悪荷重点という。ピッチ点(P点)で、歯車Iと歯車IIの周速が同じになる。B2点で次の歯がかみ合い始まり、E1点でかみ合いを終了する。S点はA E計測開始点で、必ず歯番号1がかみ合っているS点から計測を開始する。図中の数値は各点間の時間で、計測したA Eの歯面位置はここから求めている。

図4に、歯面に掛かる摩擦方向を示す。歯車Iの歯面について見ると、かみ合い始めからP点までは、歯車IIの歯面よりも周速が遅いため、歯元方向に摩擦力が掛かる。P点では、周速が同じとなるため、摩擦力がほとんど発生しない転がり摩擦状態となる。P点から歯先までは、歯車IIよりも周速が早いため歯先方向に摩擦力が働

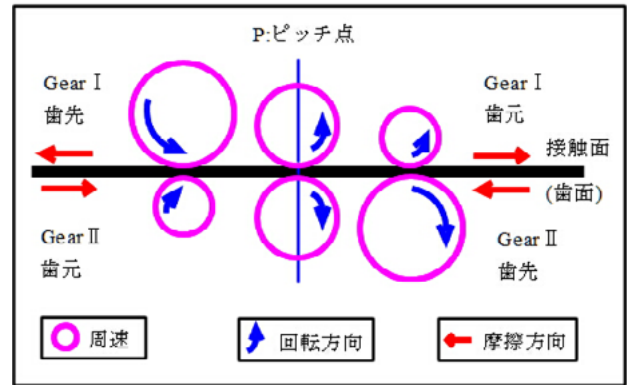


図4 歯面にある摩擦の模式図

く。つまり、P点を境に摩擦方向が逆転する。

3. 歯車試験機

図5に、FZG動力循環式歯車試験機の模式図を示す。この試験機は、負荷継ぎ手に荷重をかけてねじり、そのひずみをトーションバーに蓄えることにより、テスト歯車 (Test gears) と動力伝達用歯車 (Circulation gears) の系内に負荷を閉じこめ、歯面に定められた負荷を掛け続け歯車の強度試験を行う。潤滑油は、パラフィン系の鉱油にZDTP 1.0(wt%)添加した。また2.4(リットル/分)の流量をかみ合い部上から、強制的に吹き付けた。さらに、試験機の温度がA E信号に影響を及ぼすことから、潤滑油の温度を60(℃)一定として試験を行った。A Eセンサは、歯車I (図5の下側) の軸上に取り付けた。

図6に、A E信号の伝播経路と回転位置計測の機構を示す。歯車Iと歯車IIのかみ合いによって発生したA E波は、歯車から軸を経て、軸とA Eセンサ取り付け治具の間に満たしたオイルを通りA Eセンサへと伝わる。また、A E計測開始のトリガとすることと、歯車Iの回転数を監視するため、歯車Iの軸芯上に、分解能(360/週)

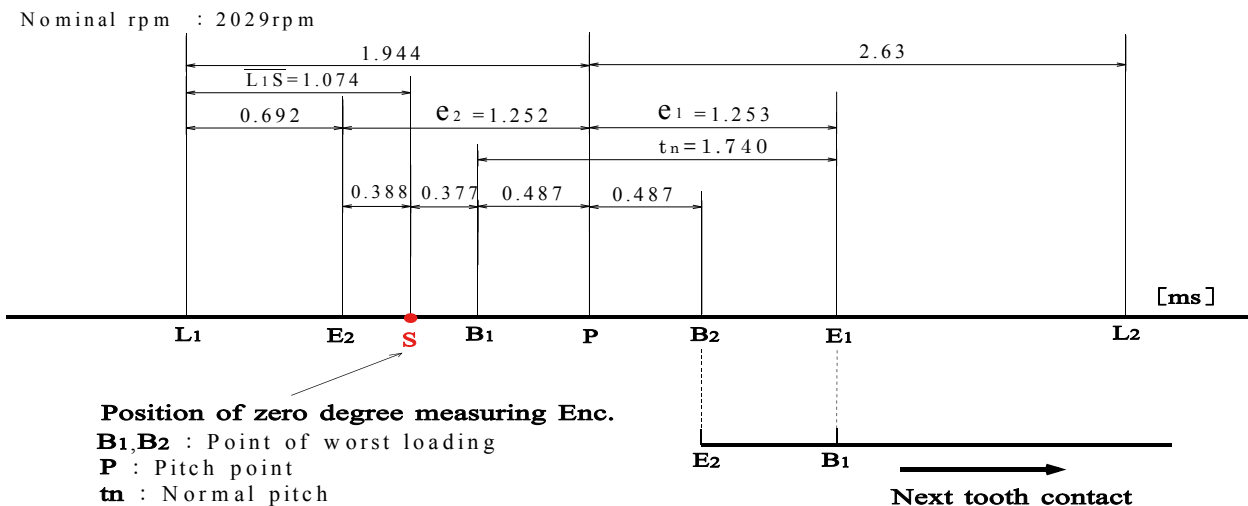


図3 一歯のかみ合いのプロセス

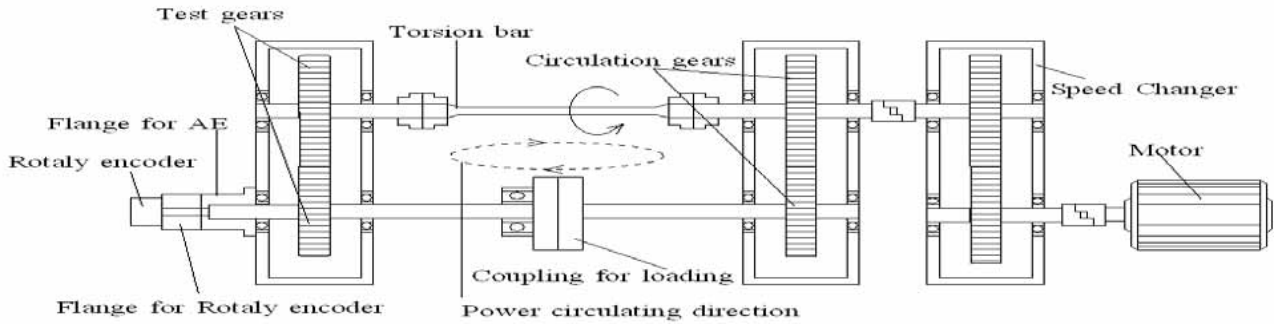


図5 歯車試験機の模式図

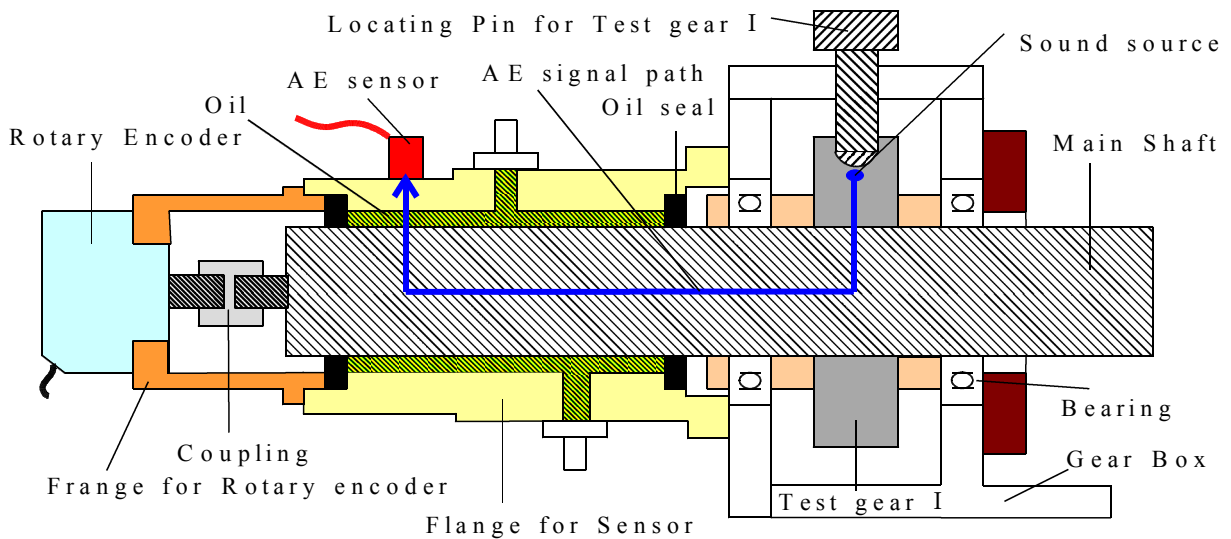


図6 AE信号の伝播経路の模式図

のエンコーダを取り付けた。

図7は、歯車をセットするときの位置決めピンで、エ



図7 AE測定開始位置を決める位置決めピン

ンコーダの0°とテスト歯車Iの0°を合わせているところである。この操作を行うことによって、常に同じ歯番号の同じ歯面位置からAE計測が開始できる。

図8に、本実験で用いた、PZT型100~500(kHz)の広帯域AEセンサを示す。



図8 広帯域型AEセンサー

4. 試験歯車

表1に、本実験で用いている歯車の諸元を示す。モ

表1 試験歯車の諸元

		Gear I	Gear II
Number of teeth	$Z_{1,2}$	17	23
Module	m	4.5	
Add.modification coefficient	$x_{1,2}$	0.177	
Cutter Pressure angle	α_0 deg	20	
Effective Face width	b_{eff} mm	8	
Center distance	a mm	91.5	
Contact ratio	ϵ	1.44	

表2 AE計測条件

Gain	Preamplifier	10dB
	Mainamplifier	20dB
High pass filter	100 and 200kHz	
Dead time	0.1ms	
Sampling frequency	1,2,4,8MHz	
Sampling point	512kword	
Nominal rpm	2029rpm	

ジュール4.5、歯幅は9 (mm)であるが端面を0.5(mm)づつ落とし、かみ合い幅を8 (mm)とした。歯数は、テスト歯車Iが17、かみ合わせているテスト歯車IIは23で、同じ歯面同士のかみ合いは391回転に1回発生する。

歯車の材質はSCM415、表面処理は液体浸炭焼き入れ後研削仕上げを施した。歯面の硬さは、 $HV \approx 700$ 、有効硬化深さは0.7(mm)となっている。精度はJIS 4~5級、最大歯面粗さは約1.5(μm)である。また、かみ合い始め時には、歯先と歯元が干渉を起こすため、0.02(mm)の歯先修正を施している。

5. AE計測系

図9に、AE計測のブロックダイヤグラムを示す。AEセンサが検出した信号は、Pre Amp、Main Ampで増幅し2系統に分岐して、一方はPCに接続しているA/D変換ボードを介してAE波形としてPC内に記憶する。もう一方は、適当なしきい値電圧をもうけ、しきい値電圧を超える信号の数をAE事象数としてPCに記憶させている。しきい値電圧が適切に設定されていないと損傷の兆しを掴むことはできないので、ここでも信号を4系統に分岐し、しきい値を4段階ずらして設定しAE事象数をカウントしている。

また、A/D変換ボードには512(kword)のメモリーが2チャンネルあり、チャンネル1をAE信号、チャンネル2をエンコーダの回転角の情報を記憶し歯車の回転数

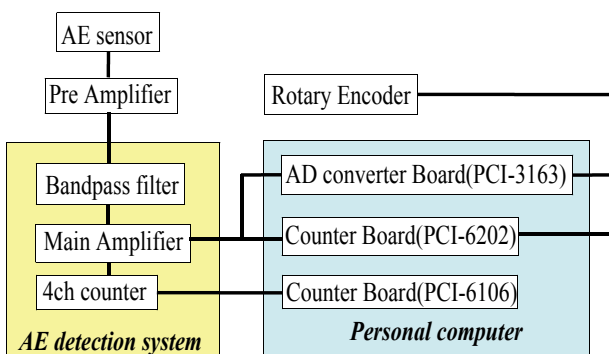


図9 AE計測系のブロックダイヤグラム

の監視を行った。

表2に、AE計測の条件を示す。増幅は、Pre AmpとMain Ampで合わせて20~30(dB)。100(kHz)または200(kHz)のハイパスフィルタを施した。また、しきい値電圧を超える信号をカウントした後に0.1(ms)の無感時間を設けた。

AE信号のサンプリング周波数は、1~8 (MHz)で、8 (MHz)でサンプリングした場合、1回の測定で2.16回転分の測定ができる。何時起こるかかわからない損傷を検出するためには、歯車の試験中を通してAE信号の記録ができることが望ましいが、時として何十時間も要する試験であるため、後の解析等を考えた場合は現実的ではない。サンプリング時間が少なくとも、測定時間間隔を定めて測定することは有効であると考えている。なお、AE事象数については、実験時間を通してカウントしている。

6. AEによる損傷検出

図10に、実験開始から歯面が損傷して実験を終了するまでの、歯車のかみ合い時間とAE事象数の一例を示す。AE事象数は1分間毎に集計して表している。

実験初期は、歯面の凹凸が強くぶつかり合うことが多く、AE事象数は非常に多い。この実験(歯車の組み合わせ)では、300分を過ぎた頃から急激にAE事象数が減少し、650分頃には、毎分の事象数が50回以下となった。このことから、歯車の初期なじみ課程が終了したものと思われる。

650分~3500分までは、AE事象数は大きくならず、強い衝撃が少ないことを示している。このことから、歯車のかみ合いの安定期といえる。

3500分以降、AE事象数は徐々に増えている。歯面にピッチングによる損傷が広がってきていることが伺える。4800分頃にAE事象数は急激に増加している。ピッチングが急激に進行しスポーリングが発生したためと思われる。

図11に、衝撃的なAEが少なくなった、安定期から

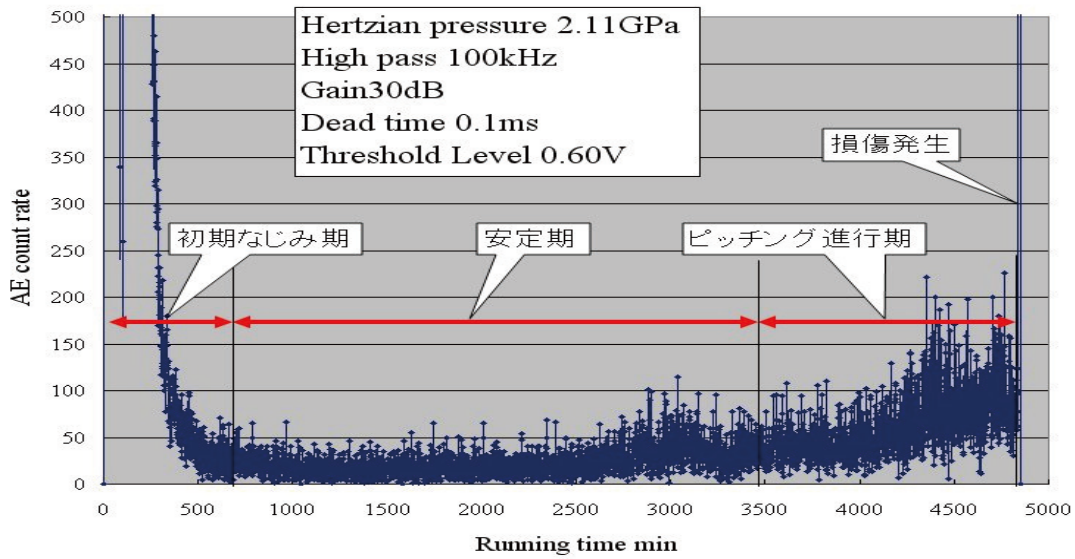


図10 歯車のかみ合い時間とA E事象数

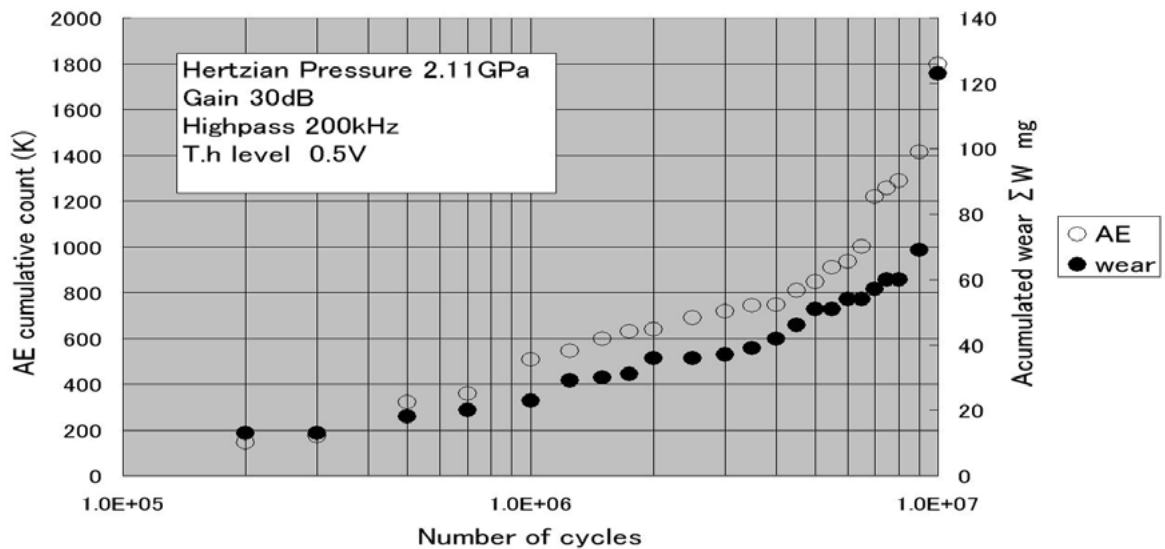


図11 安定期後の摩擦量とA E事象数の比較

スポーリング発生までの、歯面の摩擦量とA E事象数とを比較して表す。横軸は歯車の総回転数、縦軸は摩擦量(mg)と総A E事象数を示す。摩擦量は、試験機から歯車を取り出し、十分に洗浄した後に歯車の重量を測定することで求めた。この実験では、 1×10^7 回でスポーリングが発生したため実験を終了した。図から、総回転数に対し摩擦量と総A E事象数は共に増加している。このことから、A E事象数は歯面の摩擦量と相関があることがわかる。

図10と図11から、適当なしきい値を設定し、A E事象数によって歯車が損傷しているか否かを判断できると考えている。

図12に、歯番号5番の歯面の歯形を、A E事象数で判断した期間ごとに表面粗さ計(ミットヨ製Surftest SJ-301)で測定した結果を示す。左側が歯元で右側が歯

先である。また、実験終了時の歯面形状は変化が大きいいため、1/10倍のレンジで表している。実験初期には歯面の窪みは無いが、なじみを終了したころには、B1点付近からP点前までに窪みができている。安定期には、

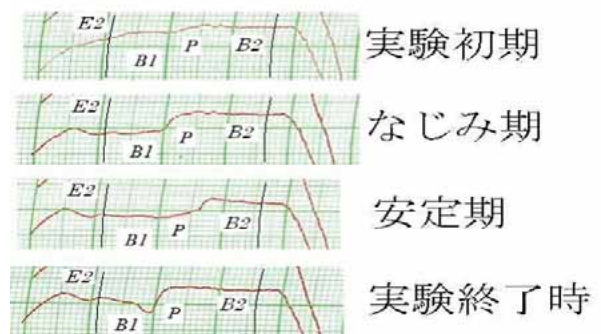


図12 歯面形状の遷移

その歪みがP点を超えるあたりまで広がってきている。終了時には、B1点付近が大きく凹んでいる。

図13のa～dに、歯形を測定する直前の、歯番号5番のA E波形を示す。図中の8.364(ms)と10.115(ms)は、5番の歯のかみ合い始めとかみ合い終了を示す。

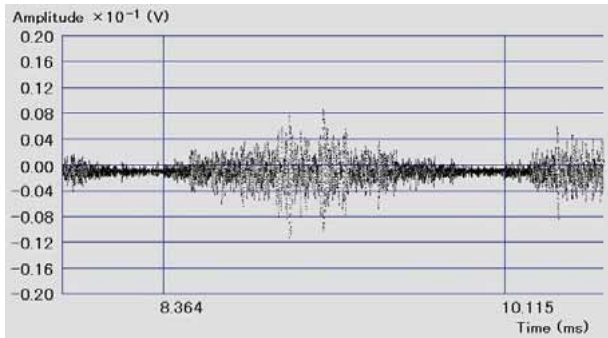


図13-a 実験初期のA E波形

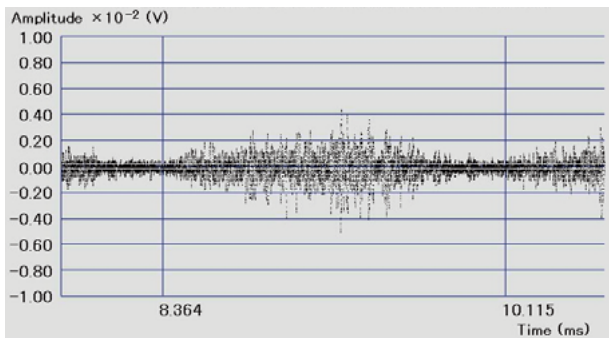


図13-b なじみ終了時のA E波形

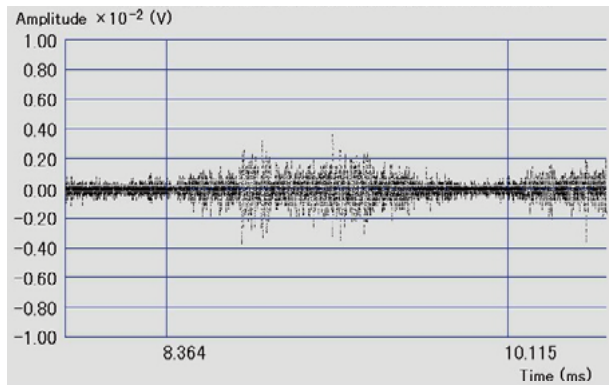


図13-c 安定期のA E波形

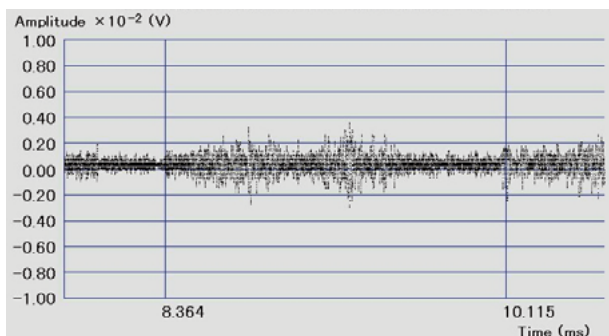


図13-d 終了間際のA E波形

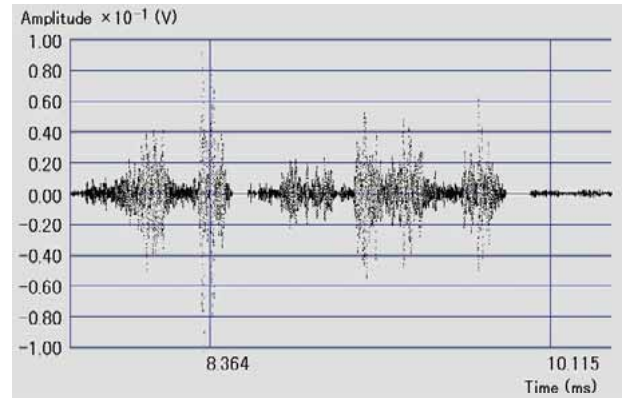


図14 スポーリングが発生した歯車のA E

実験初期は、大きなA Eが検出されている。なじみ期から実験終了時までには、大きなA Eは無いが、歯形の変化があった場所で、A E波が小さくなっている。このことから、A E波形からも歯形の変化をある程度捉えられると考えている。

図14に、スポーリングが発生した歯番号5番のA E波形を示す。E2点に当たる部分にスポーリングが発生し、大きなA Eが検出されているとともに波形が著しく乱れている。

本研究で、スポーリング発生時のA E波形から読み取れる損傷歯番号と歯面の損傷箇所が、歯面観察結果と一致することを確認した。

7. A Eによる歯面の衝突状態の把握

歯車の材質、歯車の形状、潤滑油など、すべての実験条件を同様にしても、長時間耐える歯車と短時間で損傷してしまう歯車がある。強度のバラツキの要因は様々に考えられるが、A E事象数と摩擦量(図11)、A E波形と歯面の変形(図12)、損傷歯番号の特定、損傷箇所の位置評定などが検出できたことから、各歯のA E信号の

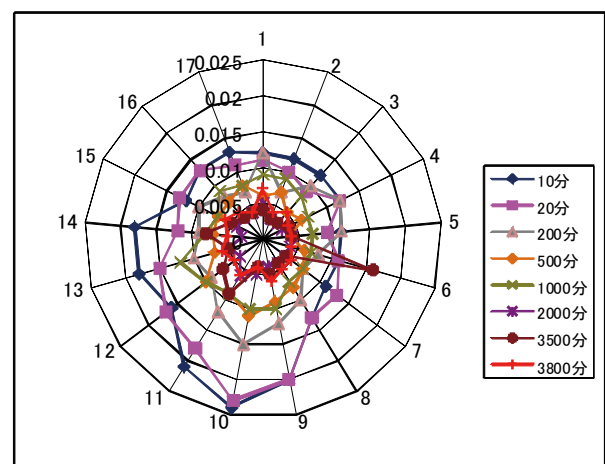


図15 歯面ごとの最大A E信号

最大値と最大信号が出ている箇所を測定し、歯面の衝突状態を把握することで損傷予測が可能かどうか検討した。

図15は、3840分まで損傷が発生しなかった歯車の、歯番号(円の外側の数値)とA E信号の大きさを示している。ここでは、実験開始後10分、20分は、歯番号10番の方向に偏ったA E信号が出ている。実験開始直後は歯番号10番方向に僅かな編芯があったと思われる。その後、時間とともにA E信号は小さくなり隔たりも少なくなったことから、この実験では実験開始から200分程度で馴染みが済んだものと思われる。3500分に、歯番号6番で他と比べて大きな信号が出ているが、3800分では現れていない。これは歯番号6番が、摩耗によってできた金属粉を噛み込んだのではないと思われる。

図16は、最大信号の出ている場所を、最悪荷重点(B1)を起点(0)として時間(ms)で表している。マイナスの時間はB1点からかみ合い始めの方向、プラスはP点の方向で最大信号が出ていることを示している。ここでは、実験初期の10分、20分では、B1点の手前で最大信号が出ている。かみ合い始め(E2)に大きなA Eが発生していることから、実験開始直後は歯先と歯元の衝突があったことを示している。その後はB1点を過ぎた頃に最大信号が集中して発生している。このことは、歯車IIの歯先が摩耗か塑性変形し、E2点に強い衝突が無くなったためと思われる。1000分で、歯番号1, 2, 3でP点付近から最大信号が出ているが、その後には見られない。これも、摩耗によってできた金属粉を噛み込んだかしたのではないかと思える。

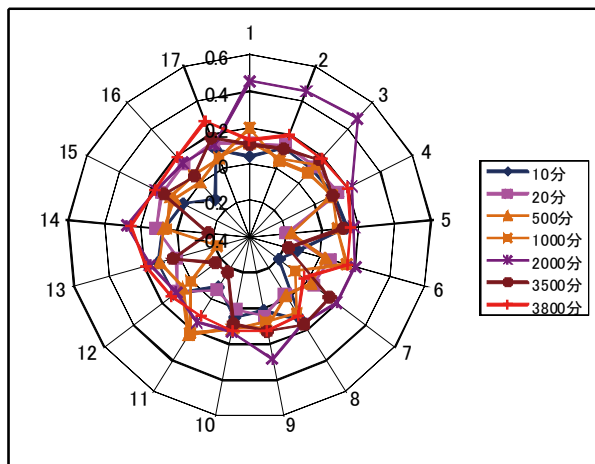


図16 歯面ごとの最大A E信号の発生位置

図14と図15から、この一対の歯車は編芯が少なくバランス良く組み込まれていたことが伺える。

図17は、同様の実験条件であるにもかかわらず、前述の歯車の1/3以下の1230分でスポーリングが発生してしまった歯車の最大信号を示す。ここでは、実験初期に先の実験と比べて6倍もの信号が歯番号14番で検出

されている。歯番号16、17、1番も大きな信号が出ている。しかし、20分以降は、このような大きな信号は検出せず、隔たりはあるものの先の実験よりも小さな最大信号が小さくなった。このことから、実験開始直後には非常に激しい衝突が発生していたが急速に衝突の要因が消滅したと思われる。

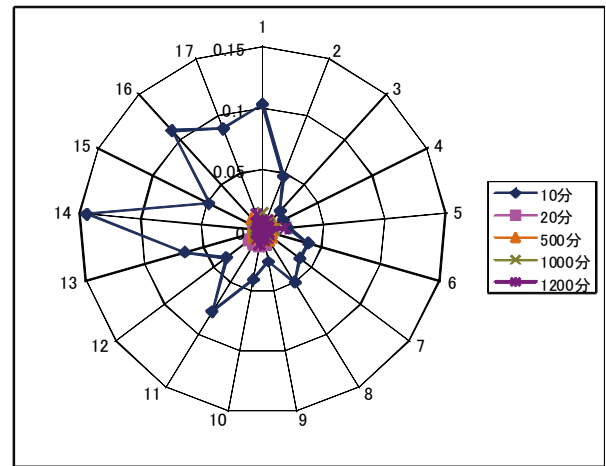


図17 歯面ごとの最大A E信号

図18に、最大信号を発した箇所を示す。実験開始直後の10分では、殆どの歯がB1点より前で最大信号を発している。これは、E2点付近で衝突が起っていたことを示している。20分以降は、B1点からP点の間で最大信号が出ているが、連続性が無く最大信号を発する箇所がまちまちになっている。このことから、最大信号は小さくなったものの歯車IIと旨くなじんでいないことが予想される。

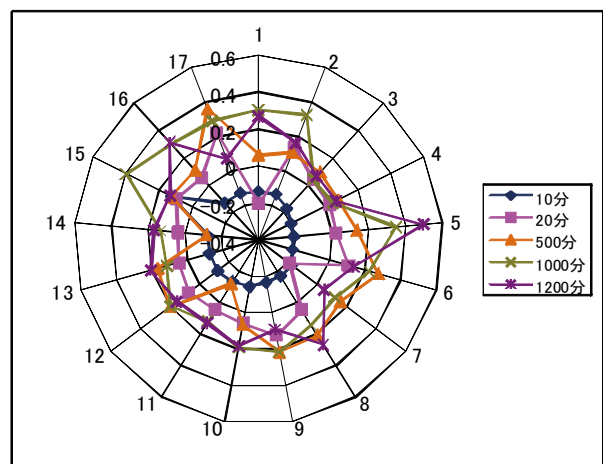


図18 歯面ごとの最大A E信号の発生位置

この歯車Iの損傷歯番号は5番であったことから、初期に発生していた衝撃が歯車の強度を著しく損ねたとは言えない。このため、初期の時点で損傷が発生する歯の予測はできない。しかし、滑らかで損失の少ない歯車の運転監視と、A E事象数の推移とA E波形の変化から直前の損傷予測は可能である。

8. まとめ

本実験では、通常使われている5倍以上の負荷で加速試験をしているが、実際にはこのような歯車が損傷を起こす前に、他の部品に寿命がくることの方が現実的であると思える。しかし、歯車の強度ギリギリの運転を求められる場合には、AEによる歯車の回転監視は有効である。

AE事象数は、適当なしきい値を設定できないとピッチング進展期を見いだせないが、AE波形を解析するための機器が不要のため簡易に扱える。また、摩耗量の推定も行える。

AE波形は、十分に歯面の情報を取り入れることができるサンプリング周波数と分解能があれば、歯面の損傷箇所を特定できる。また、稼働中を通してAE波形の監視を行うのであれば、歯車の回転状態の監視と、大きな値を示す頻度から損傷を起こしやすい歯番号を予測できると思える。

本研究のAE検出システムでは、衝突や衝撃によって発生するAE信号は検出できるが、摩擦（せん断力）によって発生するAE信号は検出できない。せん断力によって発生するAE信号はS波であるので、適切なセンサが無い場合検出は非常に困難である。

このため、損傷のメカニズムを明らかにすることは難しいが、損傷のプロセスが明らかになれば、AEによる早期の損傷予測は可能と考えている。

参考文献

- (1) 三輪博史, 灰塚正次, 金子克己 他
歯面強度におけるAEの有効性 (スポーリングの検出とその歯の特定)、日本機械学会、(2001.12)
- (2) 西澤稔泰, 灰塚正次, 金子克己
AEによるピッチングの位置標定、日本機械学会山梨講演会講演論文集、2002/10