

## トラクションドライブ要素の表面損傷及び接触疲労強度に関する研究\*

鄧 鋼<sup>\*1</sup>, 山中 将<sup>\*2</sup>, 山本亮治<sup>\*3</sup>  
小野 陽<sup>\*2</sup>, 加藤正名<sup>\*2</sup>, 井上克己<sup>\*2</sup>

## Contact Fatigue and Strength Evaluation of Traction Drive Rollers

Gang DENG<sup>\*4</sup>, Masashi YAMANAKA, Ryoji YAMAMOTO,  
Noboro ONO, Masana KATO and Katsumi INOUE<sup>\*\*</sup>Miyazaki University, Dept. of Mechanical Systems Engineering, Faculty of Engineering,  
1-1 Gakuen Kibanadai Nishi, Miyazaki, 889-2192 Japan

As the traction drive works under the high traction oil, in small slip ratio, and sometime accompanied with skew, the surface fatigue failures of the traction drive rollers are different to that of gears and bearings. In this research, fatigue tests of traction rollers are performed under the conditions of different load, slip ratio and skew angle. The effects of running condition on the fatigue lives of traction rollers are clarified considering the surface crack growth and wear. A higher slip ratio will make a lower fatigue life, but skew will lead to a higher fatigue strength because of the severe surface wear, which diminishes the surface crack length, and the mechanics condition, which makes surface crack grow difficultly. For evaluation of the effects of such as slip ratio and skew on the fatigue strength of traction rollers, a new method is put forward in which the relationship between the surface temperature index and fatigue life is used instead of  $S-N$  curve.

**Key Words:** Traction drive, Fatigue life, Surface failure, Point contact, Slip ratio, Skew angle, Surface temperature

## 1. 緒言

近年、車両用動力伝達装置の無断変速化、精密位置決め及び運動の平滑化が求められることが多くなり、かつ機械の低振動・低騒音化、高速化、高効率化、高精度化といった要求も高まり、それらに応えることのできる動力伝達装置としてトラクションドライブが注目されている。トラクションドライブは、これまでに様々な機構が提案されており<sup>(1)~(4)</sup>、EHL理論の発展やトラクション係数の高い油の開発により実用化が進んでいる。動力伝達用トラクションドライブの設計にあたり、まず、転動体間の押し付け力とトラクション力との関係(トラクション特性)およびそれに対する滑りなどの運動状況の影響を知る必要がある。このことについては、これまでの多数の研究によってすでに明かにされている<sup>(5)~(10)</sup>。一方、トラクションドライブの強度設計を行うためには転動体の損傷形態とそれに応じた疲労強度を把握することは不可欠である。転動体の疲労強度は材質、表面状況、潤滑状況の他に滑り率によって大きく変わることが知られている<sup>(11)(12)</sup>。これまでに転がり軸受や歯車の疲労強度を知るため、ローラを用いた疲労試験が多く行われているが、それらの滑り率は前者は0、後者は20%前後であり、主な疲労損傷形態は前者はスポーリング、後者はピッチングまたはスポーリングといったそれぞれの機械要素に固有の名称で呼ばれている。トラクションドライブは通常小さな滑り率0~2%で使用されていること、

また、トラクション係数の高い油を用いているため、転動体表面のトラクション力はこれまでのローラより大きく、それによって接触疲労強度は大幅に低下すること<sup>(13)</sup>、さらに、トラクションドライブ装置に加工誤差、組立誤差等があるとスキューと呼ばれる接触面における両ローラの速度ベクトルの方向が異なる状態が生じることなどの使用上の特徴を考慮すると、トラクションドライブ用転動体の疲労破壊の形態、疲労強度及びそれに及ぼす滑りとスキューの影響がまだ明らかにされていない。

本研究では、押し付け力、滑り率、スキュー角を変化させた疲労試験と疲労損傷面の観察を行うことにより、トラクションドライブ要素の損傷形態および表面損傷の発生に及ぼす使用状況の影響を明らかにし、トラクションドライブ要素の接触疲労強度評価の手法を検討することを目的とする。

## 2. 試験装置、試験ローラと潤滑油

**2.1 試験装置と潤滑** 疲労実験には著者らが設計・製作した動力循環式ローラ試験機を用いた。本試験機の構成を図1に示す。歯車の交換で従動側ローラの滑り率 $S$ を0%~12.5%の範囲内に変更することが出来る。従動側ローラの滑り率 $S$ は $(v_2 - v_1)/v_2$ とし、 $v_1, v_2$ はおのおの駆動ローラ、従動ローラの周速である。また、スキュー角は0degから最大60degまで変えることができる。潤滑油は出光興産が自動車用に開発した合成トラクション油(Daphne Oil 7074)に極圧剤を添加して用いた。最大トラクション係数は約0.12である。給油温度は油タンク内の温度で約40℃とし、強制的に給油した。

\* 原稿受付 1998年12月3日。

<sup>\*1</sup> 正員、宮崎大学工学部 (☎ 889-2192 宮崎市学園木花台西1-1)。<sup>\*2</sup> 正員、東北大学大学院工学研究科 (☎ 980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉01)。<sup>\*3</sup> ヤマハ発動機(株) (☎ 438-0017 磐田市天竜800)。

E-mail: t0d114u@cc.miyazaki-u.ac.jp

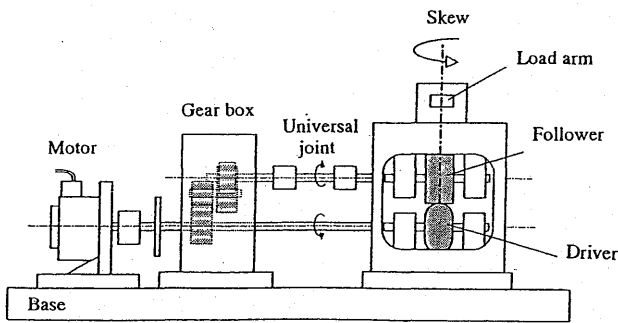


Fig. 1 Roller fatigue test rig

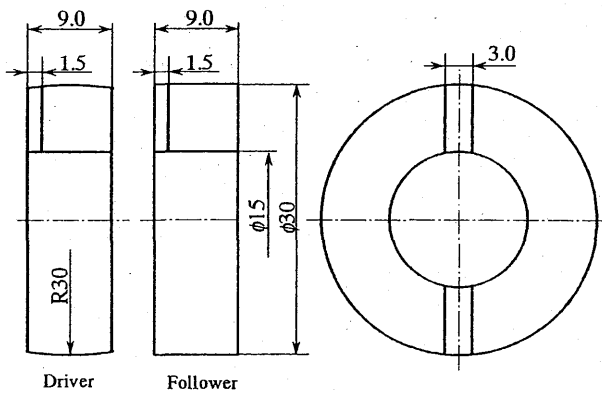


Fig. 2 Dimensions of test roller

2.2 試験用ローラ 実験に用いられたローラを図2に示す。駆動側ローラにはクラウニングが付いており、ローラ間は点接触となっている。ローラの材質はS55Cで、油焼入れ焼戻し後、円周方向に研削、ラッピング仕上げを施してある。硬さはHv580で深さ方向にはほぼ一定である。試験前のローラ表面粗さはおおよそ0.08 $\mu$ mRaである。

3. 疲労実験条件及び実験結果

3.1 実験条件 ローラの疲労強度に及ぼす滑りとスキューの影響を調べるため、トラクション特性を考慮して、次の条件で疲労実験を行った。ローラ間の押し付け力Wは2380, 3840, 5130Nの3種類であり、それぞれの場合におけるヘルツ応力 $\sigma_H$ はそれぞれ3.1, 3.6, 4.0GPaである。滑り率はトラクションドライブの使用状況を考慮してS=-0.44, -5.47, -12.50%に設定した。また、スキュー角 $\alpha_{sk}$ は、スキューがない場合の0deg, 組立・加工誤差により生じた場合を想定した1deg, スキューを積極的に利用することを想定した5degの3種類に設定した。本実験で用いられたローラとトラクション油で推定したトラクション特性<sup>(10)</sup>および実験条件の配分を図3に示す。

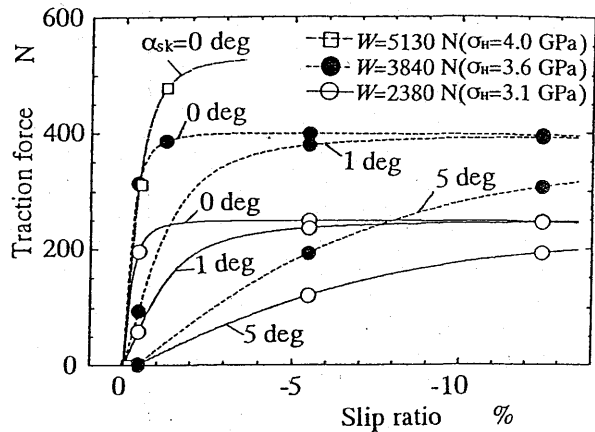


Fig. 3 Traction curves and fatigue test conditions

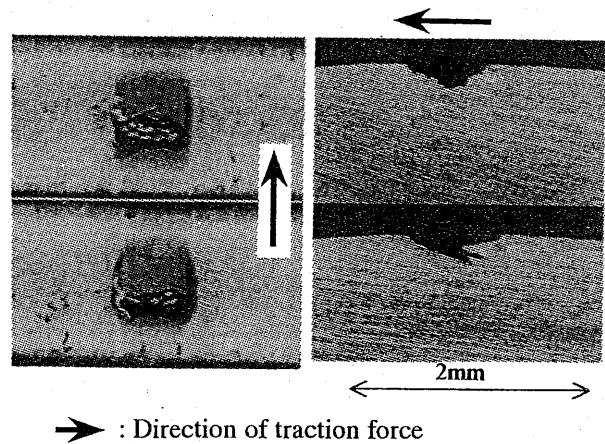


Fig. 4 Surface fatigue failure on rollers

なお、駆動ローラの回転速度は1500rpmで一定とし、各条件について2点の損傷実験を行った。ローラの寿命は表面損傷が発生し、振動センサが異常信号を検出して試験機を停止させた時点での繰返し数とした。また、疲労破壊が発生しない場合の打ち切り繰返し数を $10^7$ 回とした。

3.2 疲労試験結果 疲労損傷はすべて従動ローラ表面で生じた。損傷部位の正面および断面の形状を図4に示す。ローラの表面が硬く、荷重も大きいため、ピットの進展が非常に速く、実験終了時のピットの大きさはかなり大きくなっている。図5は荷重W=2380N( $\sigma_H=3.1$ GPa)において滑り率およびスキュー角を変えた実験の表面損傷を示し、図中の矢印と楕円はヘルツ接触を想定した場合のトラクションカベクトルと接触域を示す。また、荷重W=3840N( $\sigma_H=3.6$ GPa)においても図5と同じ破壊が見られる。図5からは本実験条件の範囲内では疲労寿命が異なるものの、損傷の形態に及ぼす滑り及びスキューの影響は見られない。

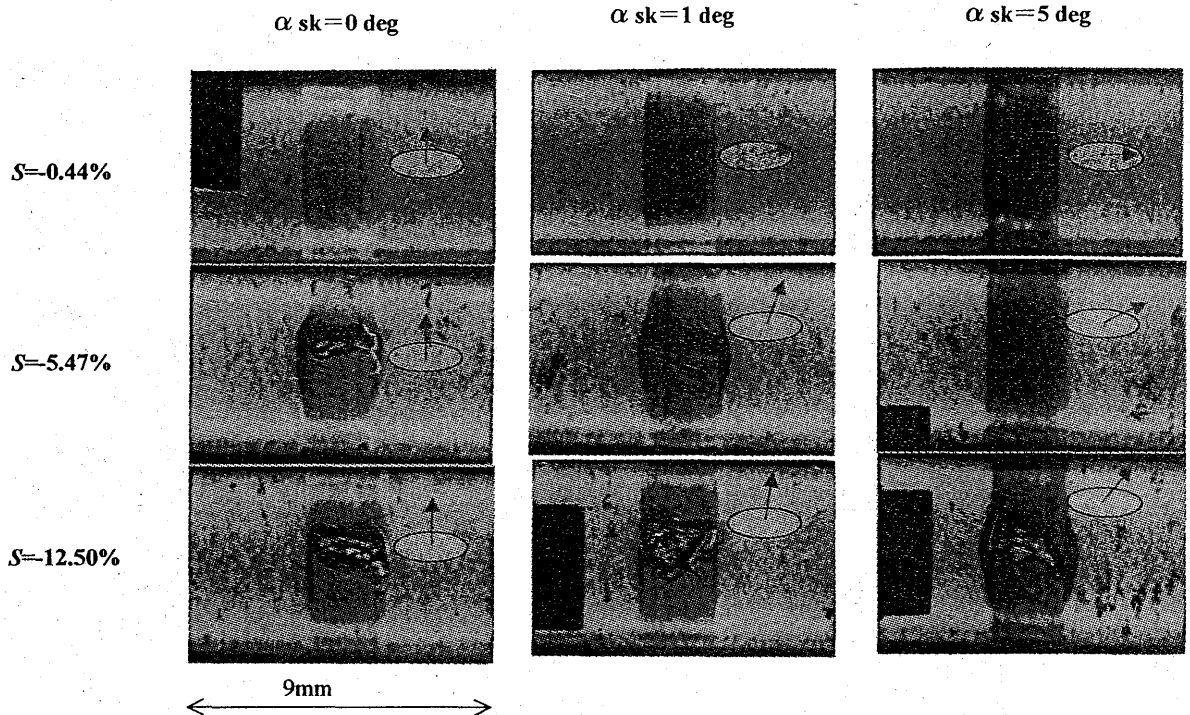


Fig. 5 Appearances of tooth surface after running ( $W=2380N$ ,  $\sigma_H=3.1GPa$ )

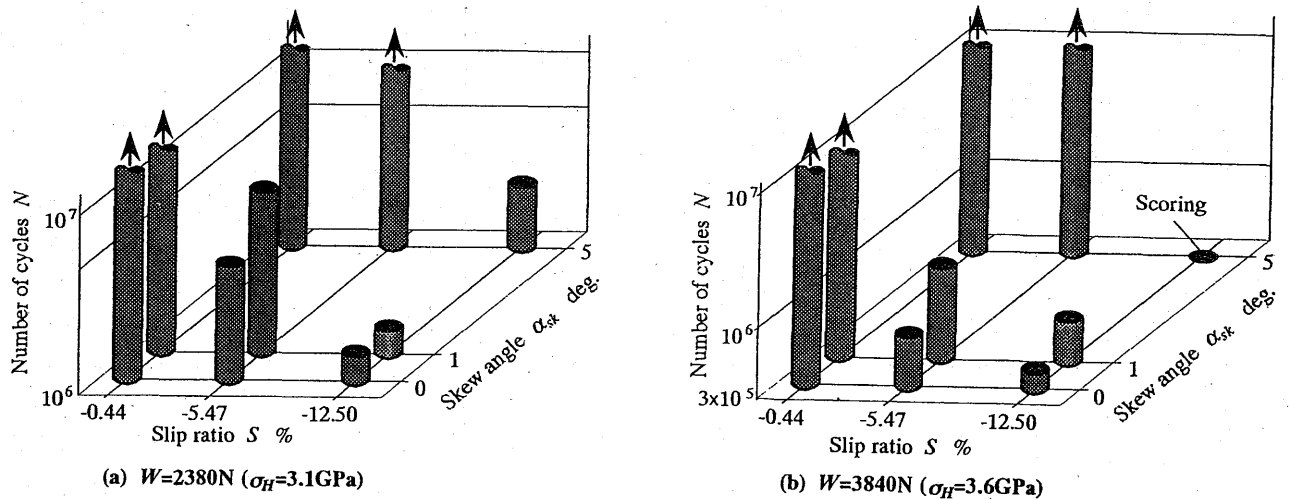


Fig. 6 Fatigue life in different slip ratio and skew angle

4. 疲労損傷に及ぼす滑りとスキューの影響

4.1 疲労寿命に及ぼす滑り及びスキューの影響 荷重を一定として、各滑り率とスキュー角の組合わせでの平均疲労寿命を図6に示す。図より滑り率の増加にともない、疲労寿命が短縮していることと、スキューによって疲労寿命が増加していることが明らかである。滑りの増加により寿命が低下することは当然の結果であるが、スキューによる寿命の増加は次のように考察できる。

スキューが存在すると横滑りが生じることによって接触点の発熱が増加し、潤滑油の粘度の低下にともなって油膜

厚さが減り、表面の磨耗量が増える。これは図5からローラの接触幅が増加していることから確認できる。図5よりスキュー角を0degから5degにした場合、接触幅は約6%増加していることから、接触域の長短軸ともに6%増加したと仮定すれば、実ヘルツ応力は約11%減となり、見かけの荷重は約30%減少したとの試算結果が得られる。したがって、摩耗による接触幅の増加が、実際の接触応力の減少をもたらす、疲労寿命を増加させたと考えることができる。また、ピットの発生は表面き裂の進展によるものであり、この観点から以下のように考察できる。表面摩耗速度（一繰返し荷重ごとの摩耗厚さ）がき裂進展速度（一繰返し荷重

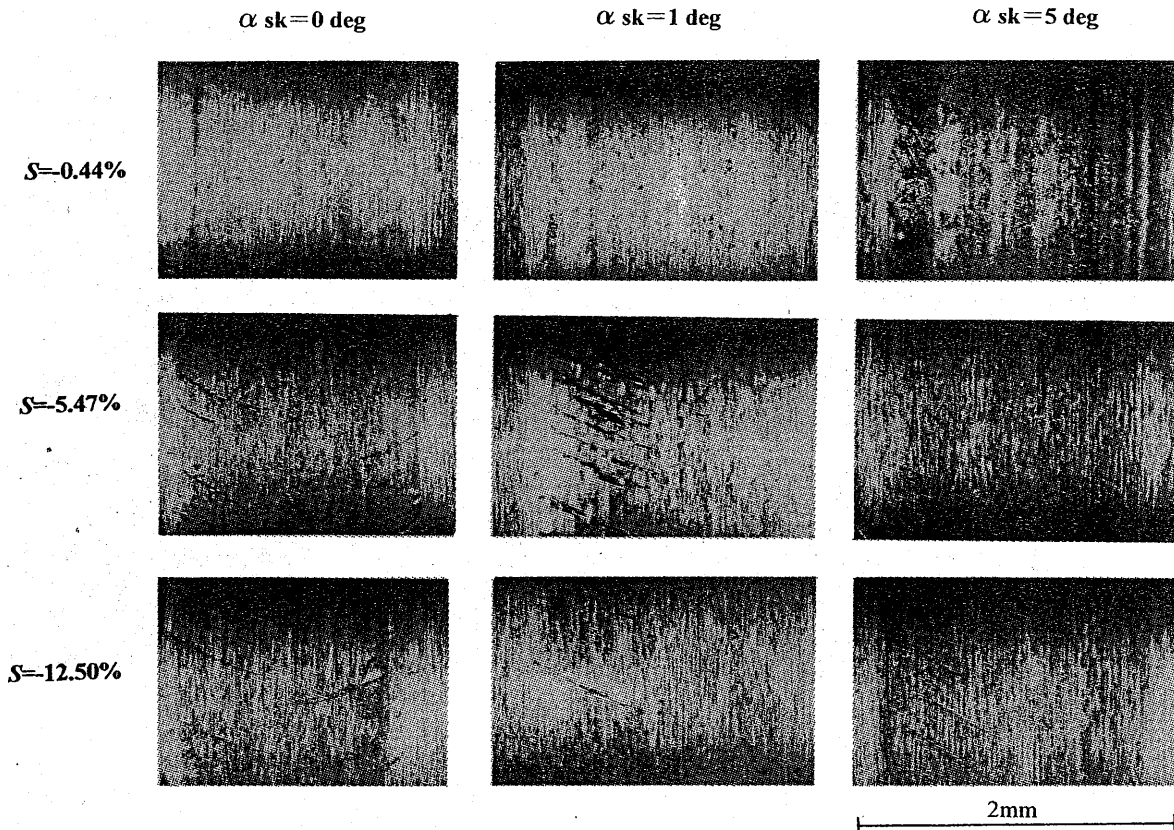


Fig. 7 Surface crack of rollers ( $W=2380N, \sigma_H=3.1GPa$ )

ごとのき裂長さの増加)に等しい或いはそれより速いときはピットが発生しない。表面の摩耗が生じるとき裂が短くなり、き裂の進展が遅くなる。本実験では、スキューによる摩耗量の増加で、き裂の成長が遅れ、剥離を生じるき裂長さになるまでより長い時間がかかったことがスキューによる疲労寿命の増加のもう一つの原因であると考えられる。

4.2 表面き裂の発生と進展に及ぼすスキューの影響 図5に示す試験片においてピットが生じていない表面を観察し、各ローラの表面状況を図7に示す。滑り率 $S=-0.44\%$ においてはいずれの条件でも表面き裂は観測されなかった。滑り率 $S=-5.47\%$ 、 $-12.50\%$ においては表面き裂が確認され、別箇所ピットが生じた。また、滑り率 $S=-12.50\%$ と $-5.47\%$ と比較すると、滑り率の高い方が表面き裂が少なく、さらに、スキュー角が大きくなるにつれ、き裂の数が減少する傾向にあることがわかった。これは前述のように、滑り率およびスキュー角が増えることにより、表面の摩耗が激しくなり、表面き裂は削られてしまうことによると考えられる。また、図よりスキューの存在にともない、接触域の右半分にはき裂がほとんどなくなっていることがわかる。その原因については後に述べる。

図8はトラクション力が作用している場合の表面き裂の進展過程を模式的に示す。これまでに歯車および軸受など

の滑り・転がり接触要素の疲労き裂の発生と進展は主として表面せん断応力および潤滑油にスクイズ効果によると考えられている。本研究では高トラクション力の下でのき裂進展過程を図8のa)からf)とに分け、各段階におけるき裂の開閉状態およびき裂先端の変形を説明する。き裂は接触域中心点につくまでにトラクション力の作用で開口状態にあり、接触が始まる瞬間でモードⅡとなる場合を除いて、き裂はモードⅠの状態にある。接触の後半は接触が終わる瞬間を除いて、き裂は閉じた状態にある。したがって、表面き裂の進展はき裂がモードⅠの状態にある接触域の前半で生じると考えられる。トラクション力はき裂先端の応力拡大係数 $K_I$ に大きく影響する要因であるため、トラクション力が大きいほど、応力拡大係数 $K_I$ が大きく、き裂の進展が速くなる。トラクションドライブ要素は軸受け、歯車などと違って、トラクション係数の高い油を用いているため、転動体表面のトラクション力は大きく、接触疲労強度は大幅に低下することになると考えられる。

なお、接触疲労強度に及ぼすスキューの影響については、スキューによる潤滑状況および摩耗とそれによる接触域の変化を合わせて考える必要がある。既に図6に示すようにスキューによる疲労寿命の増加が見られている。これは前述のように摩耗による接触域の増加が原因と思われる。

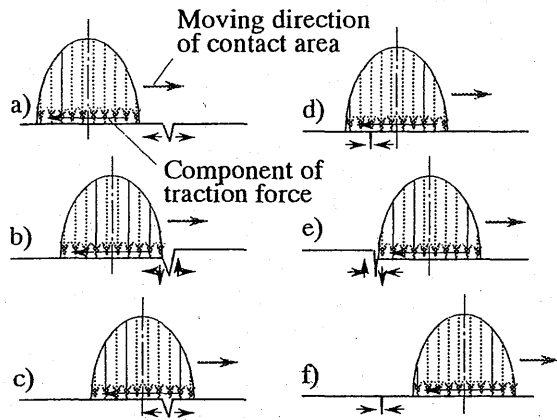


Fig. 8 Surface crack growth during contact

一方、スキューによってトラクション力の方向でき裂先端の力学状況が大きく変わったことももう一つの原因である。図7から見られるように、スキューがない場合、接触域の左右にはほぼ同様なき裂が現れていることに比べ、スキューが存在している場合、表面き裂の分布は接触域の左右において異なっており、接触域の左半分においてのみき裂が観測されている。その原因について、図9に示すスキューの有無による表面き裂の形状とトラクションカベクトルで説明する。図中の太い矢印はトラクション力であり、細い矢印はき裂面の垂直および接線方向の分力を示す。両分力の作用によってき裂はモードIおよびモードIIIの状態にある。著者らのトラクション特性についての研究<sup>(10)(17)</sup>によれば、最大トラクション力はトラクション油の限界せん断応力によって決められ、また、極めて小さい滑り率でトラクション力は最大値に達することが分かる。本実験では、各実験条件においてトラクション力は最大値に達しているため、発熱による油のトラクション特性の低下を考えなければ、スキューの有無に関係せずトラクション力の大きさは一定である。スキューの存在によって、トラクション力の方向が図a)から図b)の示すように変わる。図9の左側のき裂ではスキューのある場合はスキューのない場合と比べてモードIの分力が大きい、また、図9の右側のき裂ではスキューの存在によってモードIの分力がき裂を閉口させる働きにあり、モードIによるき裂の進展がないことがわかる。また、図7から見られるように、中央領域まで伸びているき裂が少ない。これは最大接触域において摩耗は両脇に比べて激しいと考えられる。なお、観察されたき裂の間隔は均等であり、スキュー角と滑り率によってその間隔が異なっているように見られる。これは装置依存性、トラクションカベクトルおよび潤滑条件等の変化によると考えられる。明確な説明を得るため更なる研究が必要である。

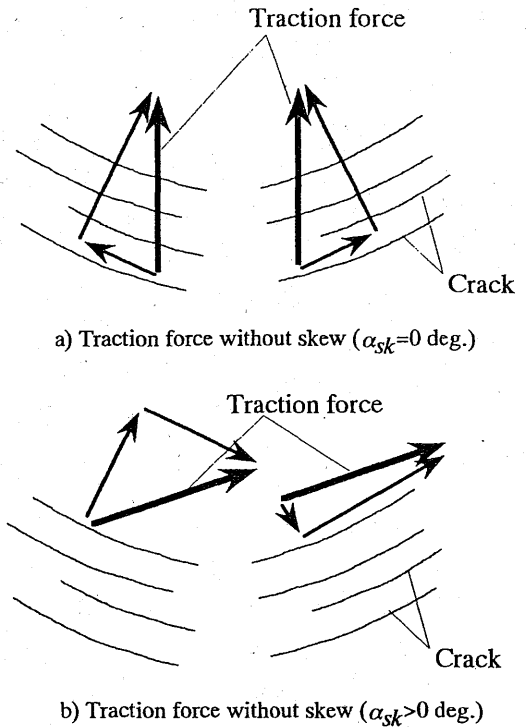


Fig. 9 Effects of skew on surface crack growth

##### 5. 滑り速度とスキューを考慮した疲労強度評価

これまで、転がり・滑り接触の機械要素の接触疲労寿命はヘルツ応力と荷重繰返し数、いわゆるS-N曲線で検討される。ここで用いられるヘルツ応力は、接触点での幾何学形状、押し付け荷重および材料の特性によって定まり、表面粗さ、表面組織のような表面状態および接触点での転がり速度、滑り速度、潤滑条件のような運転条件などとは無関係である。しかしながら、実際では、疲労寿命に及ぼす表面状態および運転条件の影響が大きく、多数のS-N曲線が存在し、ヘルツ応力のみでは疲労強度評価を一律に行うことができていることが周知の通りである。荷重およびヘルツ応力を一定にした本実験においても図6に示すように滑り率およびスキュー角の違いによって、ローラの疲労強度が大きく変わる。

そこで、著者の一人は接触面の温度は接触荷重の他に、転がり速度、滑り速度、接触表面品質および潤滑条件などの影響を包括した総合的なパラメータであること、接触面の温度上昇による表面硬さの低下、材質の中高温での強度変化などのことから、表面温度は接触疲労強度に大きく影響していることを考慮し、表面温度或いはそれを含めたパラメータを用いて転がり・滑り接触疲労強度評価の確立を試みている<sup>(18)</sup>。円筒試験片を用いた表面温度の計測結果に基づき、潤滑油膜厚さと摩擦係数の変化を考慮し、表面温度を推定するための実験式をまとめた。それによると、円

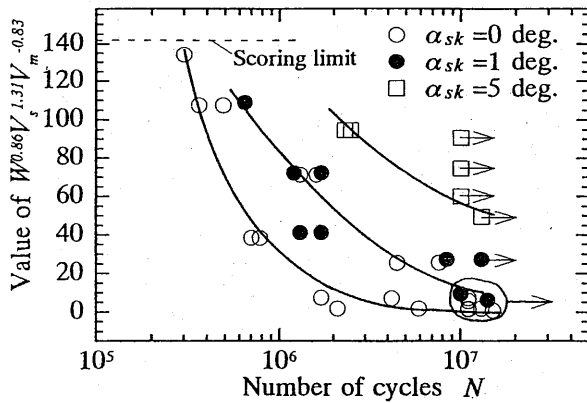


Fig. 10 Relationship between fatigue life and the  $W^{0.86}V_s^{1.31}V_m^{-0.83}$  value

筒試験片の表面温度は  $P^{0.86}V_s^{1.31}V_m^{-0.83}$  値とは線形関係にあることを示した(18).  $P$ は単位接触長さ当たりの荷重(N/m),  $V_s(=|V_1 - V_2|)$ は滑り速度,  $V_m(=(V_1 + V_2)/2)$ は平均速度,  $V_1, V_2$ はそれぞれ駆動側と従動側の周速度(m/sec)である. さらに本推定式を公表されている円筒および歯車の表面温度測定結果に適用してその汎用性が確かめられている. 本研究の実験結果について, 単位接触長さ当たりの荷重  $P$  の代わりにローラ間の押し付け荷重  $W$  で代入し, 表面温度を左右する  $W^{0.86}V_s^{1.31}V_m^{-0.83}$  値と疲労寿命との関係を調べ, その結果を図10に示す.  $W^{0.86}V_s^{1.31}V_m^{-0.83}$  と疲労寿命との関係は接触疲労強度に及ぼすスキューの影響を明確に示すことができた.  $W^{0.86}V_s^{1.31}V_m^{-0.83}$  を用いた強度計算法については今後検討する必要がある.

6. 結言

本研究は, トラクションドライブ要素の損傷形態および表面損傷の発生に及ぼす運転状況の影響を明らかにするため, トラクションドライブ用ローラを用いて押し付け力, 滑り率, スキュー角を変えた疲労実験を行い, ローラ表面の損傷状況を観察して, それをトライボロジーおよび破壊力学の観点で検討を行った. 得られた主な結果を以下の通り要約する.

- (1) 滑り率が増加することによって疲労寿命は低下する.

しかし, 表面摩耗による接触領域の増大した場合, 実質の接触応力の低下によって接触疲労寿命が上昇することもあることがわかった.

(2) スキューが存在する場合, 表面き裂の分布は接触領域において偏っており, その原因はスキューによつてき裂表面に対する垂直および接線方向のトラクション力の成分およびき裂進展状況は接触領域において左右異なっていることによることが分かった.

(3)  $W^{0.86}V_s^{1.31}V_m^{-0.83}$  を用いて接触疲労強度に及ぼすスキューの影響を明確に示すことができた.

参考文献

- (1) 田中, 機論, 54-503, (1988), 1577-1583.
- (2) 町田・倉地, 機論, 56-525, C(1990), 1282-1288.
- (3) 岡村, トライボロジスト, 38-3, (1993), 229-232.
- (4) 芝崎, NIKKEI MECHANICAL, 12-29, (1986), 50-54.
- (5) Dowson, D. and Whomes T.L., Proc Instn Mech Engrs, Vol.182 Pt 1 No 14, (1967), 292-296.
- (6) Tevaarwerk, J.L. and Johnson K.L., J. of Lubrication Technology, Trans. of the ASME, Vol.101, (1979), 266-274.
- (7) Tevaarwerk, J.L., J. of Mechanical Design, Trans. of the ASME, Vol.103, (1981), 440-446.
- (8) Bair, S. and Winer, W.O., J. of Lubrication Technology, Trans. of the ASME, Vol.104, (1982), 382-391.
- (9) 村木・木村, 潤滑, 28-10, (1983), 753-760.
- (10) 鄧・加藤(康)・加藤(正)・井上, 機論, 61-588, C(1995), 3389-3395.
- (11) Machida, H. and Abe, T., Proc. of the Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, Yokohama, Japan, (1996), 101-106.
- (12) Culp, D.V. and Stover, J.D., ASLE Transactions, Vol.19-3, (1976), 250-256.
- (13) 柴田・喜田・相原・似内・対馬, トライボロジスト, 39-8, (1994), 698-708.
- (14) 相原, JSPE-56-09, '90-09, 1593-1596.
- (15) Machida, et al, Int.Conf.on PCVT, CVT'96, Yokohama, (1996).
- (16) Imanishi, et al, Int.Conf.on PCVT, CVT'96, Yokohama, (1996).
- (17) 加藤(康)・鄧・加藤(正)・井上, 機論, 61-589, C(1995), 3657-3664.
- (18) 鄧・中西, 機論, 65-630, C(1999), 732-737.