

ゴムシールのしゅう動特性に及ぼす粗さの影響

The Influence of Surface Roughness on Sliding Characteristics of Rubber Seal

山本和俊 K. YAMAMOTO 尾崎大輔 D. OZAKI 中川智喬 T. NAKAGAWA

The influence of surface roughness on frictional vibration of a bearing seal has been studied to establish the method for identifying generation mechanism of frictional vibration. Through the study, it was found that the degree of influence on frictional vibration could be clarified by the power spectrum arising from the roughness of sliding surface.

An examination was made on stability of frictional vibration using viscous coefficient obtained from FEM analysis, contact load and μ -V curve of rubber material. The result turned out to be approximately consistent with actual measurements.

Key Words: seal, frictional vibration, surface roughness, power spectrum

1. はじめに

軸受用シールなどのゴムシールは、潤滑不良時にしゅう動するとスティック - スリップ(以下 S - S と称す)に起因する摩擦振動により異音が発生する場合があります。

一般に、ゴム材は速度に対する摩擦係数変化が負の勾配を示すため、S - S が発生する材料である。そして、異音は S - S による摩擦振動が不安定(自励振動)な場合に発生し、表面粗さ効果を含めた速度に対する摩擦係数変化、材料の粘性および接触荷重が影響する。この摩擦振動発生メカニズム解析については多く報告されている¹⁾。

しかし、ゴム材の物性および摩擦特性からゴム製品の摩擦振動による異音発生を予測するまでには至っていない。

そこで、軸受用シールについてドライ時の摩擦振動に及ぼすしゅう動面粗さの影響を明らかにし、ゴム材の物性、摩擦特性および振動特性から摩擦振動発生の関連を求めた結果について報告する。

2. 試験方法

2.1 試験試料

本試験に用いた試料は、軸受6200用ゴムシールで概略を図1に示す。ゴム材は表1に示す4種類のニトリルゴム(以下 NBR と称す)である。

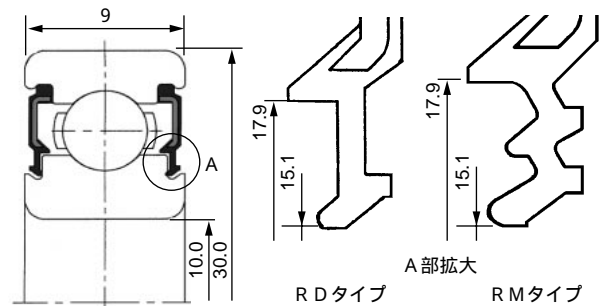


図1 軸受シール
Bearing seal

表1 ゴム材の物性
Property of rubber material

	NBR 1	NBR 2	NBR 3	NBR 4
硬さ, HA	64	70	67	69
引張強さ, MPa	12.7	13.9	20.2	18.7
伸び, %	580	520	630	590
50%モジュラス, MPa	1.4	1.9	2.3	2.2
tan - (RT, 10Hz)	0.18	0.19	0.19	0.20

2.2 しゅう動面粗さの影響確認

シールしゅう動部の凹凸は梨地処理およびサンドブラスト処理を施した金型で成型することにより付与した。

粗さ測定はレーザー顕微鏡、しゅう動試験はシール単体をドライ条件下で実施した。

2.3 摩擦振動の判別

シールしゅう動の微小部を図2に、しゅう動モデルを図3に示す。

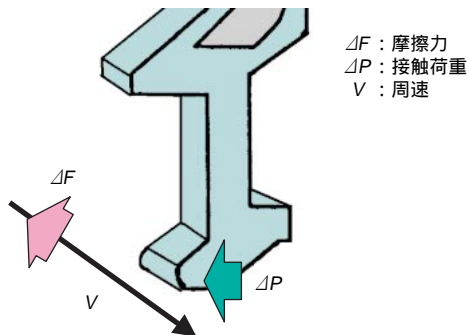


図2 シールしゅう動部
Schematic of sliding part

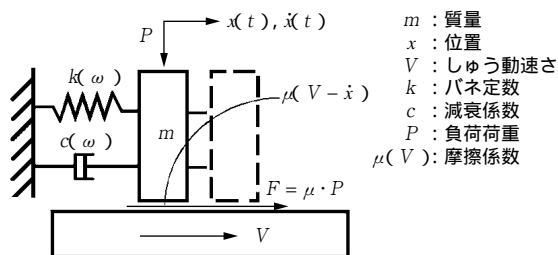


図3 しゅう動モデル
Sliding motion model

運動方程式は以下のように表される。

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = -k(x - x_0) - c \frac{d}{dt}(x - x_0) + \mu \left[V - \frac{d}{dt}(x - x_0) \right] \cdot P \quad (1)$$

Taylor展開より、

$$\begin{aligned} \mu(V - \dot{x}) &= \mu(V) - \dot{x} \frac{d}{dV} \mu(V) + \frac{1}{2} \dot{x}^2 \frac{d^2}{dV^2} \mu(V) \dots \\ &\approx \mu(V) - \dot{x} \frac{d}{dV} \mu(V) \end{aligned}$$

ここで、 $X = x - \frac{\mu(V) \cdot P}{k}$ 、 $\omega^2 = \frac{k}{m}$ とおくと

$$\ddot{X} + \frac{P}{m} \left\{ \frac{c}{P} + \frac{d}{dV} \mu(V) \right\} \dot{X} + \omega^2 X = 0 \quad (2)$$

すなわち、摩擦振動の安定判別は式(3)になる²⁾。

$$\begin{aligned} \frac{c}{P} + \frac{d}{dV} \mu(V) &> 0 \dots \text{安定(異音発生無)} \\ \frac{c}{P} + \frac{d}{dV} \mu(V) &\leq 0 \dots \text{不安定(異音発生有)} \end{aligned} \quad (3)$$

シールでの摩擦振動の安定判別をするため、ゴム材の $\mu - V$ 曲線、FEM解析より減衰係数 c 、負荷荷重 P を求めて試験との比較を行った。

なお、ゴムの $\mu - V$ 曲線は図4に示すリングオンディスク摩擦試験より求めた。試験条件は、シールの周速および静的FEM解析により求まる負荷荷重 P をもとに平均接触圧力条件下で実施した。

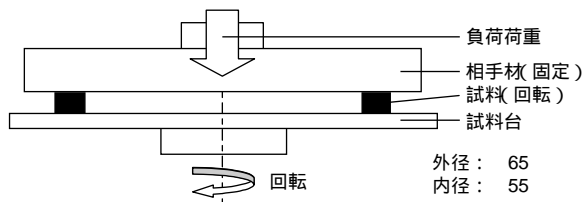


図4 リングオンディスク摩擦試験概略
Ring-on-disk type test method

減衰係数 c は $c = 4 f_0 m$ (f_0 : 固有振動数, m : 質量, γ : 減衰比) で表されるため、 f_0 , m は固有振動数解析、 γ は伝達率解析により求めた。

解析環境は下記の通りである。

ハードウェア: S G I 社 Octane / S I R10000/195MHz

ソルバー: H K S 社 ABAQUS ver.6.3 - 1

プリポスト: S D R C 社 I - DEAS Master Series ver. 9

3. 試験結果

3.1 摩擦振動に及ぼすしゅう動面粗さの影響

しゅう動面への凹凸付と無しシールの摩擦トルク測定例および摩擦振動による音発生領域を図5, 6に示す。図中の塗つぶしマークは、摩擦振動による異音発生を表す。また、異音発生時のFFT解析結果を図7に示す。

摩擦振動による異音の周波数は約11KHzで、回転数による摩擦トルク減少が著しい領域で発生する。この発生領域に及ぼすゴム材およびしめしろの影響が認められ、NBR1材は音発生領域が広く、高しめしろになるほど領域が広い。

音発生領域の広いNBR1材のシールにてしゅう動面に凹凸付与したシールの摩擦トルク測定例を図8に示す。図中の塗りつぶしは音発生を表す。

このように、サンドブラスト処理により摩擦トルクが低減し、音発生は認められない。この時のしゅう動面粗さは図9に示すように異なっているが、数値化すると表2の通り、両者の相違は認められない。

しかし、図10に示すパワースペクトルで表すと両処理粗さの区別ができる。これより、サンドブラスト処理の粗さは、梨地処理と比較すると、短波長成分が大きく長波長成分が小さくなっている。

そのため、摩擦振動による異音発生を抑制する一手法として、しゅう動面に細かく深い粗さを付与することが有効であることが判明した。

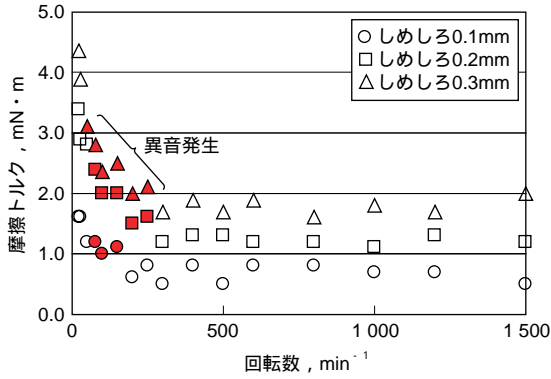


図5 摩擦トルク測定例(NBR1, RDタイプ)
Measurement example of friction torque (NBR1, type RD)

ゴム材	しめしろ	回転数, min ⁻¹						
		0	50	100	150	200	250	300
NBR1	0.1mm							
	0.2mm							
	0.3mm							
NBR2	0.1mm							
	0.2mm							
	0.3mm							
NBR3	0.1mm							
	0.2mm							
	0.3mm							
NBR4	0.1mm							
	0.2mm							
	0.3mm							

図6 摩擦振動による音発生領域(RDタイプ)

Noise generating region caused by frictional vibration (type RD)

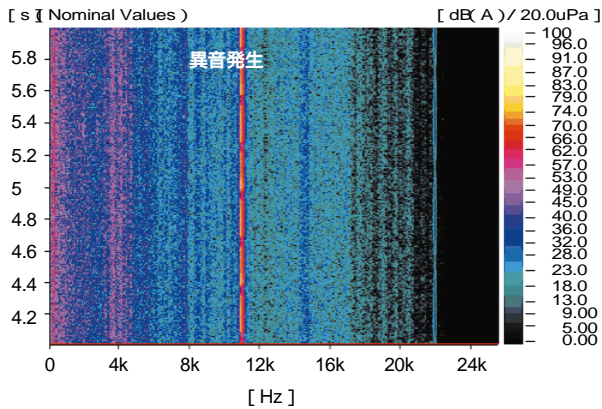


図7 異音のFFT解析結果
FFT analysis result on noise

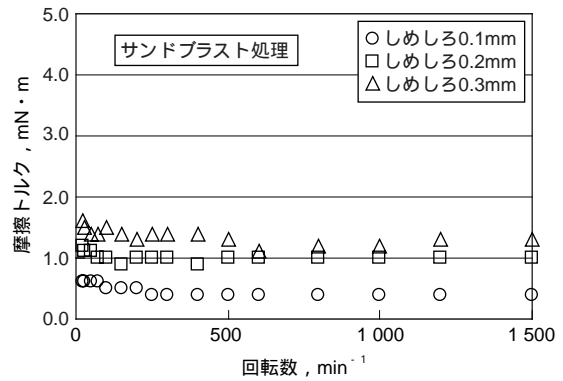
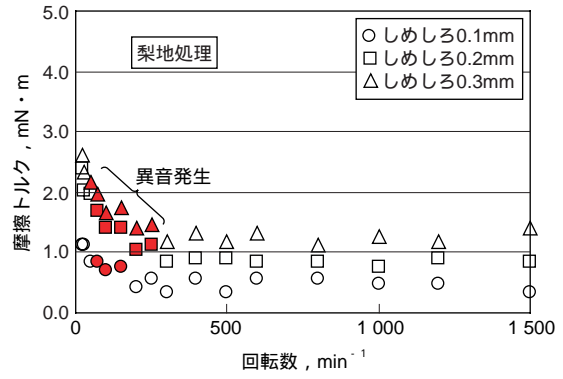


図8 摩擦トルク測定例(NBR1, RDタイプ)
Measurement example of friction torque (NBR1, type RD)

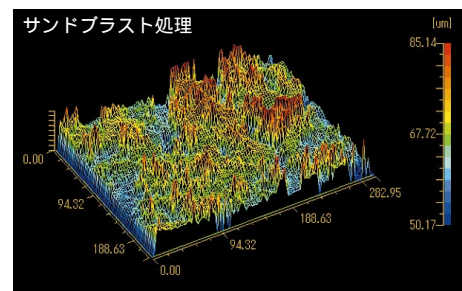
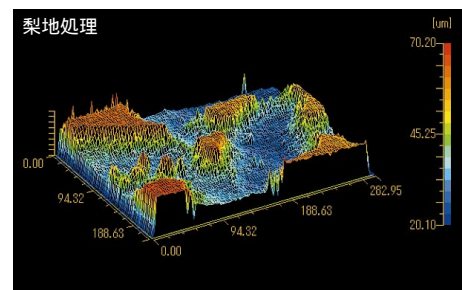


図9 しゅう動面観察例(NBR1)
Example of sliding surface observation (NBR1)

表2 しゅう動面粗さ (単位, μm)
Roughness of sliding surface

	処理無し	梨地処理	サンドブラスト処理
Ra	0.1 ~ 0.5	3 ~ 8	2 ~ 4
Ry	2 ~ 10	30 ~ 50	25 ~ 60
Rz	1 ~ 4	25 ~ 40	30 ~ 55
Sm	40 ~ 65	30 ~ 55	25 ~ 40

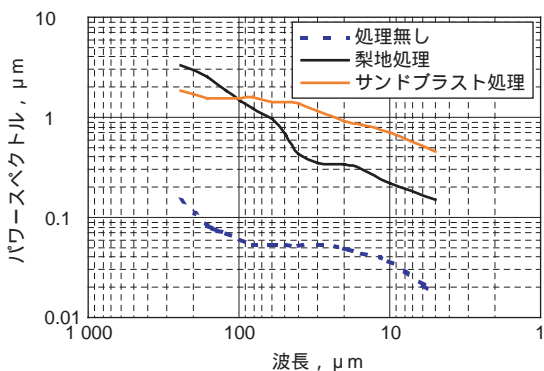


図10 表面粗さのパワースペクトル
Variation of power spectra on surface roughness

3.2 摩擦振動の判別

減衰比 は、金属環を強制振動した時のリップ先端の振動を図11に示すモデルで周波数毎にシミュレーションし、周波数と金属環とリップ先端の振幅比の関係より求めた。

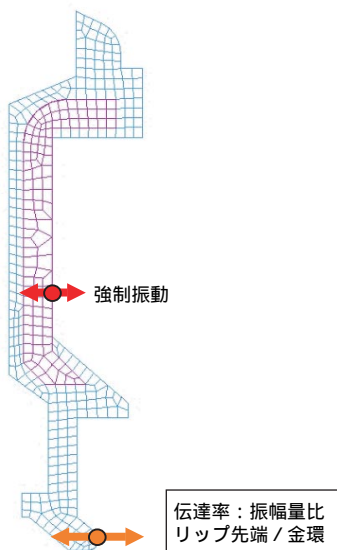


図11 解析モデル
FEM analysis model

ここで、解析には各ゴム材について、短冊形状 (5 × 50 × 2) の振動解析と実測との対応より求めたRayleigh減衰係数 (ただし, = 0) を使用した。なお、算出は、伝達率の周波数依存性を式(4)で回帰して求めた。

$$\frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta \frac{f}{f_0}\right)^2}}{\sqrt{\left\{1 - \left(\frac{f}{f_0}\right)^2\right\}^2 + \left(2\zeta \frac{f}{f_0}\right)^2}} \quad (4)$$

f : 周波数
f₀ : 固有振動数

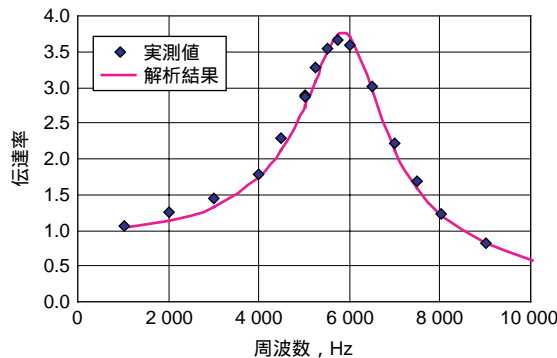


図12 伝達率解析例(NBR1, RDタイプ)

Example of analysis on transmissibility (NBR1, type RD)

周波数毎に解析を実施して求めた伝達率解析例を図12に示す。

いずれのゴムシールも解析により求めた伝達率はシール実測値とほぼ一致するため、解析手法の有効性が確認出来た。

伝達率解析などをもとに、各ゴム材のRDタイプでの c, P 値の算出結果例を表3に示す。

減衰係数 c に及ぼすゴム材の影響が大きく、RD, RM タイプの c 値よりシール形状の影響は小さいことが分かる。また、表1に示したゴム物性と減衰係数の相関は認められない。

NBR1材に凹凸付与した時の摩擦特性を図13、摩擦振動判別した結果を図14に示す。

なお、いずれもシールしめしろ0.3mm相当である。

梨地処理は、処理無と同様の周速域まで摩擦振動する。

一方、サンドブラスト処理は低周速域から摩擦振動しないことが分かり、実験結果と一致する。

次に、各ゴム材のRDタイプでの摩擦振動の判定結果を図15に示す。解析結果でも、摩擦振動による音発生領域は低周速域では音確認が困難なため解析結果と実測で異なるが、高周速側はほぼ一致する。

そのため、解析から求めた減衰係数、接触荷重およびゴム材の μ - V 曲線による判別式の値は、シールの摩擦振動領域の推定法として有効である。

表3 FEMによる c, P 算出結果
Results of FEM calculation for c and P

ゴム材	固有振動数解析		伝達率解析	減衰係数	しめしろ	負荷荷重	c/P
	f_0	m					
	$\text{Hz} (= \text{sec}^{-1})$	kg					
RDタイプ NBR 1	5 950	1.33E - 05	0.141	1.38E - 01	0.1	4.05E - 02	3.41
					0.2	7.78E - 02	1.77
					0.3	1.14E - 01	1.21
RDタイプ NBR 2	7 796	9.10E - 06	0.189	1.67E - 01	0.1	3.00E - 02	5.56
				
RDタイプ NBR 3	8 370	8.85E - 06	0.235	2.17E - 01	0.1	3.57E - 02	6.08
				
RDタイプ NBR 4	4 794	1.22E - 05	0.103	7.47E - 02	0.1	3.62E - 02	2.06
				
RMタイプ NBR 1	6 080	1.36E - 05	0.135	1.35E - 01	0.1	3.62E - 02	3.74
				

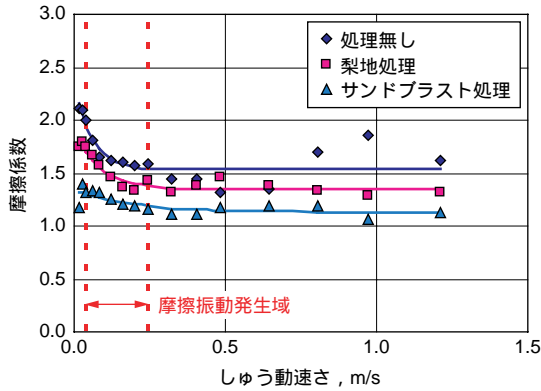


図13 ニトリルゴム1材の摩擦特性
Friction characteristics of nitrile rubber 1

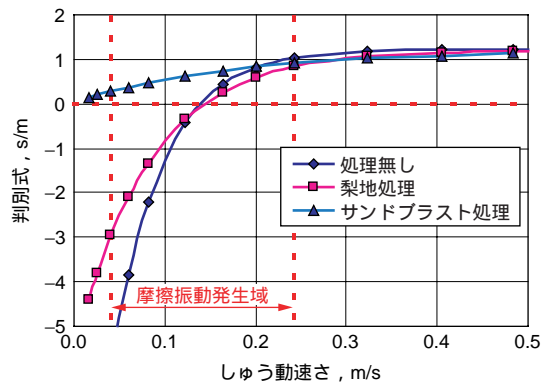


図14 処理別の摩擦振動判別結果
Analysis on frictional vibration for each treatment

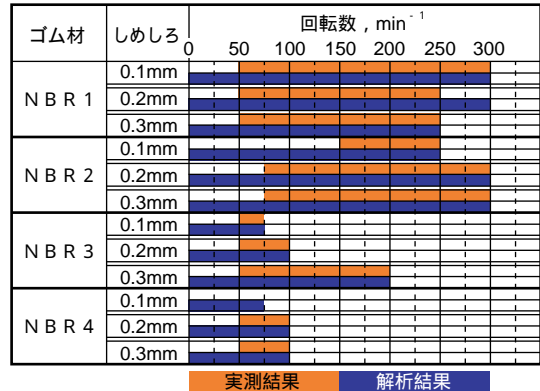


図15 摩擦振動の判定結果

Comparison of frictional vibration between analyzed and actual measurement

4. まとめ

軸受シールの摩擦振動に及ぼすシールしゅう動面粗さの影響を明らかにし、摩擦振動発生判別手法確立を検討した結果を以下にまとめる。

- 1) 摩擦振動による異音発生防止の一手法として、シール金型へのサンドブラストによるシールしゅう動面を粗くするのが効果的である。
- 2) しゅう動面粗さはパワースペクトルで表すと摩擦振動に及ぼす影響度合いが明確にできることが分かった。
また、短波長成分を大きく、長波長成分を小さくすると、摩擦振動が収束する。
- 3) FEM解析から求めた粘性係数、接触荷重およびゴム材の $\mu - V$ 曲線から摩擦振動の安定判別とした結果、シールの実測とほぼ一致した。

シールの摩擦振動領域の推定法として有効である。

参考文献

- 1) 劉 叢民, 内山吉隆: トライボロジスト, vol. 43, no. 12(1998)1042.
- 2) 服部泰久, 加藤隆久: 機論, 61 - 589C(1995) 3693.

筆 者



山本和俊*
K. YAMAMOTO



尾崎大輔**
D. OZAKI



中川智喬*
T. NAKAGAWA

* 総合技術研究所 基礎技術研究部

** テネシー光洋ステアリングシステムズ