



Research Article

Journal of Marine and Engineering Technology (JOINMET) 3(2), 57-66, 2023

Received: 11-Dec-2023 Accepted: 18-Dec-2023



homepage: <https://dergipark.org.tr/pub/joinmet>

<https://doi.org/10.58771/joinmet.1403132>



SAKARYA UNIVERSITY
OF APPLIED SCIENCES

Kam Profillerinin Değme Analizi ve Elastohidrodinamik Yağ Filmi Kalınlığı

İlknur KESKİN ÖNER^{1*} , Ömer SAVAŞ² 

¹ Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Türkiye. keskin@yildiz.edu.tr

² Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Türkiye. osavas@yildiz.edu.tr

ÖZ

Kamlar, dönme hareketini, izleyici vasıtasıyla öteleme ya da salınım hareketine dönüştürmek amacıyla özel olarak imal edilen elemanlardır. Bu dönme hareketinin izleyici vasıtasıyla mekanik bileşenlere aktardığı hareket kusursuz bir zamanlama gerektirmektedir. Bu nedenle kam yüzeylerinde oluşabilecek aşınma, bu kusursuz zamanlamayı bozacaktır. Kam ve izleyici yüzeylerinin teması, yağ filmi ile engellenmelidir. Temas yüzeylerinin uyumsuz olması nedeniyle burada hidrodinamik yağlamanın özel bir formu olan elastohidrodinamik yağlama durumu ortaya çıkmaktadır. Elastohidrodinamik yağlama (EHL) koşullarında (ağır yük altında, uyumsuz yüzeyler arasındaki değme) yağ filmi oluşumu, elastik deformasyonlar ve viskozitenin artan basınçla büyümesi sayesinde mümkün olabilmektedir. Böyle iki yüzey arasındaki yağ filmi kalınlığını hesaplamak için çeşitli nümerik analiz yöntemleri geliştirilmiştir. Bu yöntemlerin teorik temeli Reynolds diferansiyel denklemi, viskozite-basınç denklemi ve elastik deformasyon denklemlerinin müşterek çözümüne dayanmaktadır. Bu çalışmada kam ve izleyici yüzeyi arasında oluşan elastohidrodinamik yağ filmi kalınlığı, Hamrock-Dowson yaklaşımı yardımıyla hesaplanmaya çalışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kam, elastohidrodinamik yağlama, film kalınlığı.

Contact Analysis of Cam Profiles and Elastohydrodynamic Oil Film Thickness

ABSTRACT

Cams are specially designed elements to convert rotational motion into translational or oscillatory motion through the follower. The movement that this rotational movement transfers to the mechanical components via the follower requires perfect timing. For this reason, wear that may occur on the cam surfaces will disrupt this perfect timing. The contact of the cam and follower surfaces should be prevented with an oil film. Since the contact surfaces are incompatible, elastohydrodynamic lubrication, a special form of hydrodynamic lubrication, occurs here. Under

^{1*} keskin@yildiz.edu.tr

elastohydrodynamic lubrication (EHL) conditions (under heavy load, contact between incompatible surfaces), oil film formation is possible due to elastic deformations and the growth of viscosity with increasing pressure. Various numerical analysis methods have been developed to calculate the oil film thickness between two such surfaces. The theoretical basis of these methods is based on the joint solution of the Reynolds differential equation, viscosity-pressure equation and elastic deformation equations. In this study, the elastohydrodynamic oil film thickness formed between the cam and the follower surface was tried to be calculated with the help of the Hamrock-Dowson approach.

Keywords: Cam, elastohydrodynamic lubrication, film thickness.

1 Giriş

Elastohidrokinamik yağlama (EHL), daha çok sırt sırta vermiş (uyumsuz) eğrisel yüzeyler arasında söz konusu olan ve değme alanında oluşan elastik deformasyonlarla birlikte viskozitenin basınçla değişimini de göz önüne alan bir hidrodinamik yağlama türüdür (Hamrock vd.,2006). Bilindiği gibi artan basınçla birlikte yağın viskozitesi hızla büyümektedir. Hem büyüyen viskozite hem de taşınan ağır yükün böyle küçük değme alanlarında sebep olduğu yerel deformasyonlar yağ filmi oluşumunu, beklenen aksine, kolaylaştırmaktadır. Ancak bu yağ filmi çok ince olup merteye olarak ortalama 10^{-4} mm dolayındadır. Ayrıca deforme olmuş eş yüzeylerin nihai şekli yağ filmi de biçimlendirmektedir. Yük altındaki kuru (yağsız) iki eğrisel yüzey arasında karşılıklı deformasyonlardan sonra ortaya çıkan yeni ortak yüzey çoğunlukla düzlemsel değildir. Düzlemsel bir değme alanı ancak bütün mekanik ve geometrik özellikleri aynı olan (eşdeğer) iki küre veya iki silindir arasında olabilir. Eğer elastisite katsayısı $E \rightarrow \infty$ olursa veya yük sıfırda iki küre arasında bir nokta ve iki silindir arasında bir çizgi değmesinden söz edilebilir. Ancak gerçekte, deformasyonlardan ötürü noktasal değme bir daire alanına, çizgisel değmede bir dikdörtgen alanına dönüşür. En büyük elastik (ağır yüklerde plastik) çökme ortada olacağından değme basıncı da ortada en büyük olacaktır. Elastik sınırlar içinde bu tür değmelere Hertzien değmeler denmektedir. Değme alanının boyutları, değme alanı içindeki gerilmeler ve basınç dağılımı Hertz bağıntılarıyla elde edilebilmektedir. Fries ve Rogers (1988) kam ve izleyici değmeleri için basit aşınma simülasyonları oluşturmuşlardır. İzleyici devrini dikkate almamışlar ve izleyici üzerinde bir noktanın kamın bir turu boyunca karşı yüzey boyunca kaydığı mesafenin hertzien değme genişliği ile orantılı olduğunu göstermişlerdir. Hertzian teorisine benzer bir yaklaşımla basıncı hesaplamışlardır. Bell vd. (1988), kinematik bir analizle, elastohidrokinamik ve sınır yağlama geçişini ifade ederek izleyici tarafındaki aşınmayı hesaplamışlardır. İlk olarak H.M.Martin 1916'da düzlem-silindir geometrisini analiz etmiştir. Martin, yüksek gerilim altındaki elastohidrokinamik değmelerde oluşan, hidrodinamik yağ filminin mevcudiyetiyle ilgili çalışmalarında elde ettiği sonuçların deneysel sonuçlardan farklı olduğunu gözlemlemiştir. Bu eksik tanımlamalardan ötürü yaklaşık yirmi yıl boyunca yağlanmış uyumlu yüzeyler üzerindeki teorik çalışmalardan olumlu sonuçlar elde edilememiştir. Bunun nedeni Martin'in, sabit yağlayıcı viskozitesi ve katı sınırlı yüzeyler kabulleri ile analizini sınırlandırmış olmasıdır. Daha sonra yapılan çalışmalarda elastik deformasyonların fark edilmesi ve akışkan viskozitesinin basınçla değiştiğinin gözlenmesi günümüzde kullandığımız nümerik elastohidrokinamik bağıntılarına ulaşmamızı sağlamıştır. 1949 yılında ise A.N.Grubin film kalınlığı hesabına hem elastik deformasyonun hem de basınca bağlı viskozitenin etkisini dahil ederek, elastohidrokinamik yağlamanın ilk adımını atmıştır.

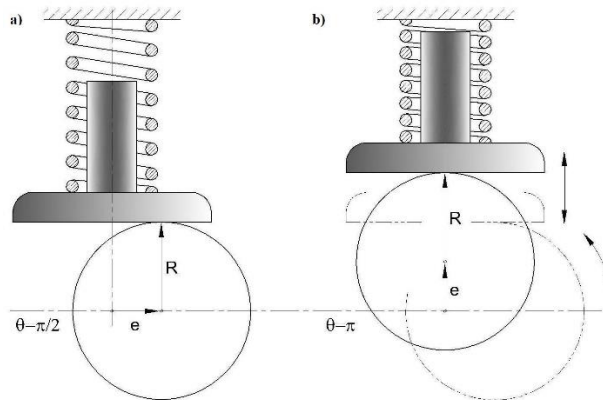
Grubin de, kam ve dişliler gibi uyumsuz yüzeyler üzerindeki yağ kalınlığı hesabına yağın viskozite-basınç değişimini ve yüzeylerde meydana gelen elastik deformasyonun etkisini dahil etmiştir. Yalnız elastik deformasyonun yağlamasız, kuru yüzeylerdeki deformasyon ile aynı kabul edildiği varsayımını yapmıştır. Bunun sonucunda ortaya çıkan film kalınlığının, hidrodinamik teoride ortaya çıkan film kalınlığına göre bir iki basamak daha büyük olduğu görülmüştür. Ayrıca Grubin, basıncın Hertzien

zonunun çıkış bölgesinin yakınında dikkate değer ikinci bir maksimum çıkış yaptığını göstermiştir. EHL değmenin bu karakteristikleri hidrodinamik ve elastik denklemlerin de çözüme dahil edilmesiyle Lacobson (1991) tarafından da teyit edilmiştir (Lacobson, 1991). O zamandan beri elastohidrokinamik değme konusunda çok sayıda analitik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Houpert ve Hamrock elastohidrokinamik çizgi değme için büyük basınç değişimleri altında nümerik analizin geliştirilebileceğini ve elastik deformasyonun doğru olarak saptanabileceğini göstermiştir.

Elastohidrokinamik yağlamada, yağlayıcı içinde meydana gelen basınç 0,5 Gpa ve 4,0 Gpa ve minimum film kalınlığı 10^{-7} m mertebesindedir. Yüksek basınçtan ötürü yağlayıcı piezoviskoz özellikler sergiler. Çoğu yağlayıcılarda viskozite artan basınçla beraber hızlı bir şekilde artar. Bununla birlikte yüksek basınçlara sebep olan büyük yüklerin uygulanması, değme yüzeylerinde önemli bölgesel deformasyonlara sebep olur. Deformasyonun etkisi yağ filminin biçimini değiştirir (Cameron, 1966). Soejima, vd. (1997) kam ve izleyicinin yağlanması konusunda deneysel çalışmalar yapmışlar ve sonuçları malzeme kombinasyonu, yağlayıcı katkıları ve yağ deliğinin konumu açısından değerlendirmişlerdir. Soejima, vd. (1994) sürtünme ve aşınma karakteristiklerine değme yükünün, yüreğin dönme hızının, malzeme ve yağlayıcı özelliklerinin etkisini araştırmışlardır. Shigley ve Uicker (1995) çoğu basit mekanizmalar için yerdeğştirmeyi, kayma hızlarını ve değme yüklerini tahmin edebilmek için kapalı form çözümler geliştirdiler. Glovna ve Spikes (2001) kam ve izleyici hareketinin elastohidrokinamik film kalınlığı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Cheng (1982) yürek ve izleyici aşınmasını yük, hız ve malzeme özellikleri itibarıyla ele aldığı çalışmasında tüm bu kompleks faktörlerin neticesi olarak ortaya çıkan yüzey yorulmasını yürek ve izleyici sisteminin arızalarında en baskın neden olarak ortaya koymuştur.

2 Metodoloji

Bu çalışmada kamın izleyici vasıtasıyla aktardığı iki tanımlı hareket (basit harmonik hareket ve sikloidal hareket) ve kamın üç farklı devir sayısı için Hamrock-Dowson yaklaşımının çizgi değme durumundaki nümerik çalışmalarla ortaya koyduğu film kalınlığı denklemi yardımıyla, kam ve izleyici arasındaki film kalınlığı hesaplanmıştır (Hamrock, 1994). Kam malzemesi için pirinç alaşımı, izleyici malzemesi olarak da çelik seçilmiştir. Kam ve izleyici temasında çizgisel değme söz konusudur. Şekil 1. de bir kam ve izleyici temasının, kamın 90° ve 180° dönüşü sonundaki konumları gösterilmiştir. Çizgi değme durumu için Hamrock-Dowson yaklaşımına göre boyutsuz film kalınlığı denklem 1 ile verilmiştir.



Şekil 1. Kamın 90° ve 180° dönüşü neticesindeki izleyici hareketi (Keskin, 2012)

$$H_{min} = \frac{gH_{min}}{W} \cdot U \quad (1)$$

Boyutlu film kalınlığı ise denklem 2 ile ifade edilmiştir. $g_{H_{min}}$ boyutsuz film kalınlığı parametresi olup, piezoviskoz elastik rejim için denklem 3 ile hesaplanır.

$$h_{min} = H_{min} \cdot R \quad (2)$$

$$g_{H_{min}} = 2,65 \cdot g_v^{0,54} \cdot g_E^{0,06} \quad (3)$$

g_v boyutsuz viskozite parametresidir ve denklem 4 ile hesaplanır.

$$g_v = \frac{G \cdot W^{3/2}}{U^{1/2}} \quad (4)$$

g_E boyutsuz elastisite parametresidir ve denklem 5 ile hesaplanır.

$$g_E = \frac{W}{U^{1/2}} \quad (5)$$

Bu denklemlerdeki h_{min} (μm) minimum film kalınlığı, R eşdeğer yarıçap, E' efektif elastisite modülü, E_k kam malzemesinin elastisite modülü, E_i izleyici malzemesinin elastisite modülü, $U = \eta_0 \cdot u_r / E' \cdot R$ boyutsuz hız parametresi, u_r yuvarlanma hızı (m/sn), η_0 (Pa.s), $p=0$ ve sabit sıcaklıktaki mutlak viskozite, $G = \alpha \cdot E'$ boyutsuz malzeme parametresi, α (Pa^{-1}) basınç-viskozite katsayısı, $W = \frac{F}{E \cdot R \cdot L}$ boyutsuz yük parametresidir. Elastohidrokinamik yağ filmi hesabında farklı yaklaşımlar mevcuttur. Bu çalışmada Hamrock-Dowson yaklaşımı ile film kalınlığı hesaplanmaya çalışılmıştır. Kam ve izleyici temasında çizgi değme söz konusudur. Eşdeğer yarıçap, izleyici düz yüzeyli olduğundan kam yarıçapı olan 40 mm alınacaktır. Kayma yolu genişliği(L), kamın kalınlığı olan 10 mm'dir. Elastisite modülü Denklem 6'da ve kam, izleyici ve yağlayıcıya ait sayısal değerler Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1: Çalışmada Kullanılan Kam, İzleyici ve Yağlayıcı parametreleri

	Kam	İzleyici	Yağlayıcı
Malzeme	Pirinç	HSS	
Elastisite modülü (Gpa)	106	208	
Poisson oranı ν	0,3	0,324	
Yarıçap (mm)	40	0	
Viskozite basınç katsayısı (α) (Pa^{-1})			$2,1 \cdot 10^{-8}$
Mutlak viskozite η_0 (Pa.s)			0,04

Efektif elastiklik modülü

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_i} + \frac{1-\nu_2^2}{E_k} \right] \quad (6)$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[\frac{1-0,324^2}{208} + \frac{1-0,3^2}{106} \right], \quad E' = 156 \text{ GPa}$$

Tablo 2: Farklı devir sayıları için yuvarlanma hızları ve boyutsuz hızlar

R=40 mm $E' = 156 \text{ GPa}$	n=350 d/dak için	n=610 d/dak.	n=1000 d/dak.
Yuvarlanma hızı (U_r)(m/sn) $u_r = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot n}{60}$	1,466	2,555	4,188
Boyutsuz hız $U = \eta_0 \cdot u_r / E' \cdot R$	$9,397 \cdot 10^{-12}$	$1,637 \cdot 10^{-11}$	$2,685 \cdot 10^{-11}$

Boyutsuz malzeme parametresi

$$G = \alpha \cdot E' = 2,1 \cdot 10^8 \cdot 156 \cdot 10^9 = 3276$$

Boyutsuz yük

$$W = F / E' \cdot R \cdot L = \frac{F}{156 \cdot 10^9 \cdot 0,04 \cdot 0,01} = 1,6 \cdot 10^{-8} \cdot F$$

2.1 Kamın Dakikada 350 Tur Yapması Durumundaki, Yüke Bağlı Film Kalınlığı Denklemi

Denklem 4 ve 5'de sırasıyla boyutsuz viskozite ve elastisite parametreleri malzeme, yük ve hız parametrelerine bağımlı olarak, kuvvet çarpanı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

Boyutsuz viskozite parametresi

$$g_v = \frac{G \cdot W^{3/2}}{U^{1/2}} = \frac{3276 \cdot (1,6 \cdot 10^{-8} F)^{3/2}}{(9,397 \cdot 10^{-12})^{1/2}} = 2,164 \cdot 10^{-3} \cdot F^{3/2}$$

Boyutsuz elastisite parametresi

$$g_E = \frac{W}{U^{1/2}} = \frac{1,6 \cdot 10^{-8} \cdot F}{(9,397 \cdot 10^{-12})^{1/2}} = 5,219 \cdot 10^{-3} \cdot F$$

Piezoviskoz elastik rejim için boyutsuz film kalınlığı

$$g_{Hmin} = 2,65 \cdot g_v^{0,54} \cdot g_E^{0,06} = 7,036 \cdot 10^{-2} (F^{0,81} + F^{0,06})$$

Minimum film kalınlığı

$$H_{min} = \frac{g_{Hmin}}{W} \cdot U = 4,132 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{F^{0,81} + F^{0,06}}{F}$$

Boyutlu film kalınlığı

$$h_{min} = H_{min} \cdot R = 1,652 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{F^{0,81} + F^{0,06}}{F} \text{ m}$$

2.2 Kamın Dakikada 610 Tur Yapması Durumundaki, Yüke Bağlı Film Kalınlığı Denklemi

Boyutsuz viskozite parametresi

$$g_V = \frac{G \cdot W^{3/2}}{U^{1/2}} = \frac{3276 \cdot (1,6 \cdot 10^{-8} F)^{3/2}}{(1,637 \cdot 10^{-11})^{1/2}} = 1,638 \cdot 10^{-3} \cdot F^{3/2}$$

Boyutsuz elastisite parametresi

$$g_E = \frac{W}{U^{1/2}} = \frac{1,6 \cdot 10^{-8} \cdot F}{(1,637 \cdot 10^{-11})^{1/2}} = 3,954 \cdot 10^{-3} \cdot F$$

Piezoviskoz elastik rejim için boyutsuz film kalınlığı

$$g_{Hmin} = 2,65 \cdot g_V^{0,54} \cdot g_E^{0,06} = 5,94 \cdot 10^{-2} (F^{0,81} + F^{0,06})$$

Minumum film kalınlığı

$$H_{min} = \frac{g_{Hmin}}{W} \cdot U = 6,085 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{F^{0,81} + F^{0,06}}{F}$$

Boyutlu film kalınlığı

$$h_{min} = H_{min} \cdot R = 2,434 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{F^{0,81} + F^{0,06}}{F} \text{ m}$$

2.3 Kamın Dakikada 1000 Tur Yapması Durumundaki, Yüke Bağlı Film Kalınlığı Denklemi

Boyutsuz viskozite parametresi

$$g_V = \frac{G \cdot W^{3/2}}{U^{1/2}} = \frac{3276 \cdot (1,6 \cdot 10^{-8} F)^{3/2}}{(2,685 \cdot 10^{-11})^{1/2}} = 1,282 \cdot 10^{-3} \cdot F^{3/2}$$

Boyutsuz elastisite parametresi

$$g_E = \frac{W}{U^{1/2}} = \frac{1,6 \cdot 10^{-8} \cdot F}{(2,685 \cdot 10^{-11})^{1/2}} = 3,088 \cdot 10^{-3} \cdot F$$

Piezoviskoz elastik rejim için boyutsuz film kalınlığı

$$g_{Hmin} = 2,65 \cdot g_V^{0,54} \cdot g_E^{0,06} = 51,39 \cdot 10^{-3} (F^{0,81} + F^{0,06})$$

Minumum film kalınlığı

$$H_{min} = \frac{g_{Hmin}}{W} \cdot U = 8,624 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{F^{0,81} + F^{0,06}}{F}$$

Boyutlu film kalınlığı

$$h_{min} = H_{min} \cdot R = 3,45 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{F^{0,81} + F^{0,06}}{F} \text{ m}$$

2.4 Film Kalınlığının Farklı Devir sayıları için Kuvvete Göre Değişimi

350 d/dak, 610 d/dak ve 1000 d/dak için film kalınlıklarını hesaplayabileceğimiz denklemler, kuvvete bağlı olarak yukarıda ifade edildi. Kamın izleyiciye yaptırdığı tanımlı hareketler olan basit harmonik ve sikloidal hareket için ilgili kinematik ilişkilerden faydalanarak mekanizma üzerindeki kuvvet ilişkisini yazabiliriz (Waldron vd., 2004), (Dyson, 1980), (Purmer 1985). İtıcinin arkasına yerleştirilen bir bası yayı yardımıyla başlangıçta 30 N luk bir ön yüklemeye maruz kaldığını varsayıp, etkili olan normal kuvveti, ön yüklemeye kuvveti, yay kuvveti ve atalet kuvvetlerinin toplamı olarak denklem 7’de verildiği üzere hesaplanabilir (Dickrell, 2003), (Gecim, 1988), (Rothbart, 2003).

$$F_n = F_0 + k \cdot s + m \cdot a \quad (7)$$

İfade basit harmonik hareket eğrisine sahip yürek profili için konum (s) ve ivme (a) parametreleri için denklem 7’de yerine yazılacak olursa denklem 8 elde edilir. Denklem 8’deki e, dairesel kamın geometri merkezinin, dönme merkezine uzaklığı olan kaçıklık olup 6 mm olarak kabul edilmiştir.

Burada k, iticinin arkasına yerleştirilen bası yayının yay katılığı olup, 20N/mm olarak kabul edilip, k.d ifadesi ön yüklemeye tanımlamakta ve 30 N olarak belirlenmiştir. Açısal hız ise $\omega=2\pi n/60$ denklemi ile rad/sn olarak hesaplanır. Kamın dönme açısı ise derece cinsinden θ açısıdır.

$$F_N = k \cdot d + k \cdot e \cdot (1 - \cos\theta) + m \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta \quad (8)$$

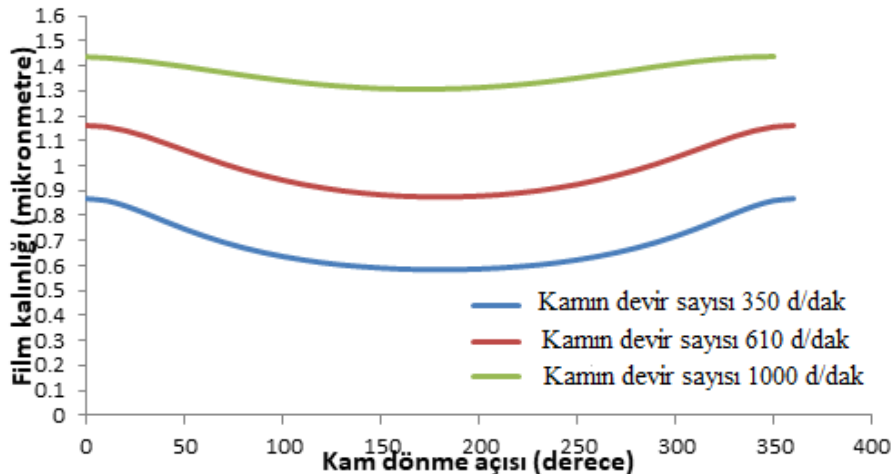
Daha sonra kamın izleyiciye yaptırdığı hareketin sikloidal hareket olması durumu için denklem 7’de konum (s) ve ivme (a) parametreleri yerine yazılırsa denklem 9 elde edilir.

$$F_N = k \cdot d + k \cdot H \cdot \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta \right) + m \cdot \omega^2 \cdot \left(\sin 2\theta \cdot \frac{2}{\pi} \right) \cdot H \quad (9)$$

Denklem 9’daki H ifadesi kamın izleyiciye yaptırdığı harekete ait stroktur.

3 Bulgular ve Tartışma

Kam üzerinde 30° lik açılarla bölünmüş noktadaki kuvvet büyüklüklerini basit harmonik hareket için denklem 8 ifadesinde, sikloidal hareket için denklem 9 ifadesinde, 3 farklı devir sayısı için hesaplanmış değerleri tablo 3’de verilmiştir. Öncelikle basit harmonik harekete sahip kam ile izleyici arasında, 1 tam tur hareketi boyunca oluşacak film kalınlığı değerleri farklı devir sayıları için Şekil 2’de verilmiştir.

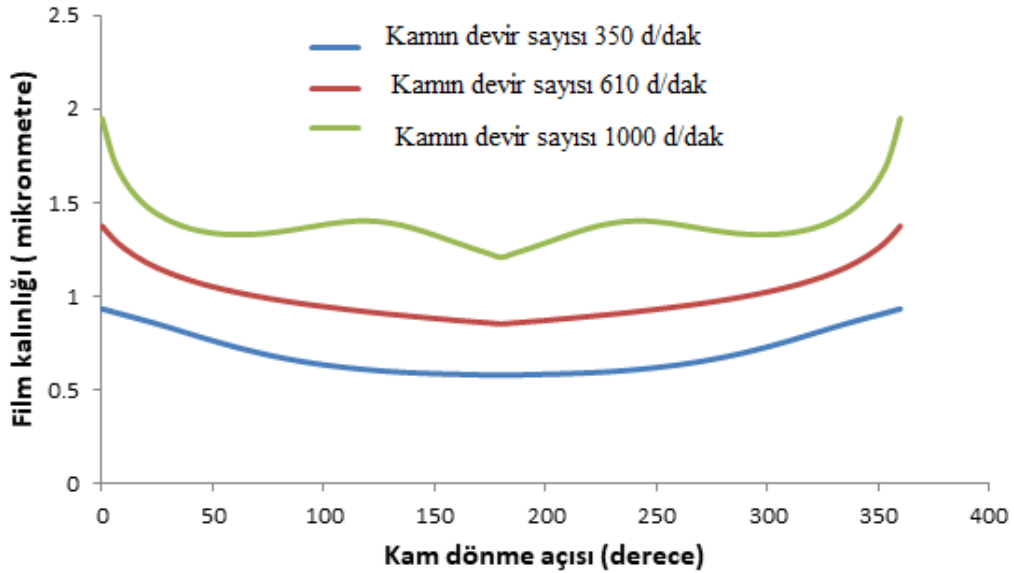


Şekil 2: Basit harmonik profilli kamın (yüreğin) farklı devir sayılarında oluşan film kalınlıkları

Tablo 3: Kamın her 30°lik dönüşünde etkili olan toplam kuvvetler

Açı (°)	Basit harmonik hareket için toplam kuvvet F_n (N)			Sikloidal hareket için toplam kuvvet F_n (N)		
	n=350 d/dak	n=610 d/dak	n=1000 d/dak	n=350 d/dak	n=610 d/dak	n=1000 d/dak
0	40,269	61,19	113,83	30	30	30
30	54,97	73,09	118,67	48,24	71,31	129,35
60	95,134	105,60	131,91	88,24	111,31	169,35
90	150	150	150	150	150	150
120	204,866	194,40	168,09	211,76	188,69	130,65
150	245,03	226,91	181,33	251,76	228,69	170,65
180	259,731	238,81	186,17	270	270	270
210	245,03	226,91	181,33	251,76	228,69	170,65
240	204,866	194,4	168,09	211,76	188,69	130,65
270	150	150	150	150	150	150
300	95,134	105,6	131,91	88,24	111,31	169,35
330	54,97	73,09	118,67	48,24	71,31	129,35
360	40,269	61,19	113,83	30	30	30

Sikloidal harekete sahip kam ile izleyici arasında, 1 tam tur hareketi boyunca oluşacak film kalınlığı değerleri farklı devir sayıları için Şekil 3. de verilmiştir.



Şekil 3: Sikloidal profilli kamın (yüreğin) farklı devir sayılarında oluşan film kalınlıkları

Şekil 2 ve Şekil 3'deki sonuçları incelediğimizde öne çıkan ilk veri kamın harekete başladıktan 180° sonraki konumunda ortaya çıkan yük miktarı maksimum değerine ulaşmakta iken film kalınlığı değeri 350 d/dak için, basit harmonik hareketi veren kam profilinde %32,81, sikloidal hareketi veren profile ise % 37,98 azalmakta, 610 d/dak için basit harmonik hareketi veren kam profilinde % 32,76, sikloidal hareketi veren profile ise % 37,98 azalmakta, 1000 d/dak için de basit harmonik hareketi veren kam profilinde % 8,97, sikloidal hareketi veren profile ise % 37,97 azalmaktadır. Burada ilk önemli bulgu,

film kalınlığı denkleminde baktığımız da yük ile ilişkisi de bunu göstermektedir ki yük miktarı arttıkça, film kalınlığı düşmektedir. Kamın devir sayısı 350 den 1000 d/dak ya yükselirken, atalet kuvveti her ne kadar büyüklük olarak artmakta iken işaret olarak 90° ve 270° aralığında toplam yüke negatif olarak etkilediğinden dolayı toplam normal kuvvet büyüklüğü azalmakta, dolayısıyla film kalınlığı artmaktadır. Ancak devir sayılarındaki bu artışa oranla, basit harmonik hareketi veren kam profili için yükün maksimum olduğu (180°) ve minimum olduğu (0°) noktaları arasındaki film kalınlığı farkı 350 d/dak için %37.98, 610 d/dak için %32,76 ve 1000 d/dak için de %8,97 olarak belirgin bir şekilde düşerken, aynı şartlardaki sikloidal hareketi veren kam profili için bu oranın neredeyse sabit kalıp değişmediği gözlenmiştir.

4 Sonuçlar

Bu çalışmada piriç alaşımından yapılmış ve izleyiciye aktardığı tanımlı hareketin, basit harmonik ve sikloidal hareket olmak üzere ilgili geometriğe sahip 2 farklı kam profilinin 350 d/dak, 610 d/dak ve 1000d/dak daki üç farklı devri sonucunda, kam ve izleyici arasında oluşan film kalınlığı hesaplanmaya çalışıldı. Boyutlu film kalınlığı denklemlerinde gördüğümüz üzere film kalınlığı yüke ve devir sayısına bağlı olarak değişmektedir. Basit harmonik hareketi ve sikloidal hareketi veren kam profilleri üzerinde oluşan maksimum toplam yük, kamın harekete başlama noktasından 180° sonraki konumunda oluşmaktadır ve film kalınlığı denkleminde göre de yorumlayabileceğimiz gibi ilgili devir sayısı için artan yüke bağlı olarak, film kalınlığı en düşük değerini vermektedir. Ancak tablo 3 de, ilgili tanımlı hareketlerin 350 d/dak, 610 d/dak ve 1000 d/dak devirleri boyunca oluşan kuvvet toplamalarını incelediğimizde, kamın 0° - 90° ve 270° - 360° arasında toplam kuvvet değişimi devir sayısı arttıkça doğru orantılı olarak artmakta, kuvvet artmakta iken film kalınlığının düşmesi beklenirken aksine film kalınlığı da artmaktadır. Film kalınlığı denkleminde incelendiğinde ise, bu denklemin sadece yüke değil aynı zamanda hıza da bağımlı olduğu ve artan devir sayısı ile birlikte hız katsayısının da büyümekte olduğudur. Bu durumda film kalınlığı denkleminde tek bağımlı değişkenin yük olmadığı hız artışının da film kalınlığını artıran yönde etkisi olduğunu Şekil 1 üzerinde de açıklayabiliriz. Yine Tablo 3'deki toplam normal kuvvet sonuçlarını incelediğimizde kamın hareketinin 90° - 270° arasındaki konumunda ise toplam kuvvet, artan hıza göre düşmektedir. Şekil 1 üzerinde gözlemlediğimiz sonuç ise beklenildiği gibi azalan yüke bağlı olarak film kalınlığının artması şeklindedir. Burada ilginç bir diğer husus ise 90° ve 270° aralığındaki yük değerleri 0° - 90° ve 270° - 360° aralığındaki yük değerlerine oranla daha fazladır ve beklenildiği gibi büyük yük değerlerinde film kalınlığının azalması gerektiği savını desteklemektedir. Tüm bu veriler birlikte değerlendirilecek olursak, film kalınlığı hesabında, yükün yanında hızın da katkısı olduğudur. Hızın denklem içindeki etkisi ise kuvvetin belli bir büyüklüğün altında kalması durumunda ön plana çıkmaktadır. Bu çalışmada, mekanizmanın tanımlı olması şartıyla, kuvvet parametresinin farklı konumlar için de hesaplanabildiği durumlarda, yağ filminin hesaplanabileceği görülmüştür. Kam profili üzerinde, değişen yük ve hız bileşenlerine göre film kalınlığının kritik değerlerinin altına indiği noktaları tayin ederek bu yüzeylerin aşınma riski ile yüz yüze geleceği tahmin edilip, gerekli iyileştirmelerin yapılabilmesine imkan sağlanmış olacaktır.

5 Beyanname

5.1 Rakip Çıkarlar

Bu çalışmada herhangi bir çıkar çatışması yoktur.

5.2 Yazarların Katkıları

Sorumlu Yazar İlknur KESKİN ÖNER: Makale için fikir geliştirilmesi, literatür araştırması, makalenin yazılması

2. Yazar Ömer SAVAŞ: Literatür araştırması, makalenin sonuçlarının yorumlanması, gözden geçirilmesi

Kaynakça

- Bell vd., (1985). "Prediction of Automotive Valve Train Wear Patterns with Simple Mathematical Models", Proceedings of the 12 th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Lyon, France.
- Cameron, A., (1966), The Principles of Lubrication, Cambridge University Press, Cambridge, U.K.
- Chen , F.Y., (1982). A text Book on Mechanics and Design of Cam Mechanisms, Pergamon Press.
- Dyson, A., (1980). "Kinematics and Wear Patterns of Cam and Finger Follower Valve Gear, Tribol. Int., 121-131.
- Dickrell III vd.,(2003). "The Evolution of Geometry for a Wearing Circular cam:Analytical and Computer Simulation With Comparison to Experiment", Journal of Tribology, 125:187-192
- Fries, R.H. ve Rogers, C.A., (1988). "Predictions of Cam Wear Profiles", Proceedings of the 15 th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 6-9 September 1988, Leeds
- Gecim, B.A., "Lubrication and Fatigue Analysis of a Cam and Roller Follower", Proceedings of the 15 th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 6-9 September 1988, Leeds:91-100
- Glovnea, R.P. ve Spikes, H.A., (2001). "The Influence of Cam Follower Motion on Elastohydrodynamic Film Thickness, in: Tribology Research:From Model Experiment to Industrial Problem"Elsevier, 485-493.
- Hamrock, B.J. ; Schmid, S.R. ; Jacobson, B.O. (2006) Fundamentals of Machine Elements, McGraw-Hill, International Edition, Singapore.
- Hamrock, B.J. (1994) Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill, New York.
- Keskin, İ. (2012). Yürek Mekanizmalarında Aşınma ve Elastohidrokinamik Yağlama. Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Lacobson, B. O.,(1991). Rheology and Elastohydrodynamic Lubrication, Tribology Series, 19, Elsevier Science Publishing Company, U.S.A.
- Purmer, P.D., ve Berg, W., (1985), "Measurement of Camshaft Wear-Wear and Kinematics of Overhead Camshafts, SAE, 850442:232-241.
- Rothbart, H.R., (2003). Cam Design Handbook, McGraw-Hill, New York.
- Shigley, J.E. ve Uicker, J.J.,(1995),. "Theory of Machines and mechanisms", McGraw-Hill
- Soejima,M., vd., (1994)."Experimental Studies on Friction and Wear of Cam and Tappet",JSAE Review,23:140-146.
- Soejima, M., Wakuri, Y. Ve Ejima, Y., (1997). "Experimental Studies on Improvement of Lubrication for Cam and Follower", JSAE Review, 18:301-305.
- Waldron, K.J. ve Kinzel, G.L., (2004). Kinematics, Dynamics and Design of Machinery, John Wiley & Sons, New York.



© 2020 by the authors. Submitted for possible open access publication under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).