

Dişli Çark Yağlanması Nümerik Çözüm Metodu

Ismail CÜRGÜL *)

NOTASYONLAR

a	m	Temas bölgesi yarı genişliği
E_1, E_2	N/m^2	Çark ve pinyonun elastiklik modülleri
E'	N/m^2	Eşdeğer elastiklik modülü
h	m	Film kalınlığı
h^*	m	Çıkış film kalınlığı
N_1, N_2	dev/sn	Çark ve pinyonun devir sayıları
p	N/m^2	Film basıncı
R_1, R_2	m	Çark ve pinyonun yarıçapları
R'	m	Eşdeğer silindir yarıçapı
U_1, U_2	m/sn	Çark ve pinyonun çevre hızları
W	N/m	Birim genişliğe etkiyen yük
x	m	Temas bölgesi koordinatı
x^*	m	Çıkış koordinatı
α	m^2/N	Basınç - viskozite katsayısı
μ	$Nm^{-2}sn$	Yağlayıcı akışkan viskozitesi
μ_0	$Nm^{-2}sn$	Yağlayıcı akışkan giriş viskozitesi
ρ	kg/m^3	Yağlayıcı akışkan yoğunluğu
ρ_0	kg/m^3	Yağlayıcı akışkan giriş yoğunluğu
ξ	m	x doğrultusu için yardımcı koordinat
ν_1, ν_2	—	Çark ve pinyonun Poisson oranları

1. GİRİŞ

Son onbeş yıl zarfında, yuvarlanma ve kayma temaslarının elasto-hidrokinamik yağlanması problemi, oldukça küçük yük taşıyıcı yağlanmış yüzeylerden ağır yükler taşınmasına olan ihtiyacın artması nedeniyle mühendisliğin ilgi duyulan araştırma konularından birisi olmuştur.

(*) Doç. Y. Müh., Kocaeli D.M.M. Akademisi.

Dişli çark yağlaması problemi; sırasıyla, basınç, sıcaklık ve film kalınlığı için Reynolds, enerji ve film kalınlığı denklemlerinin birbirlerine ani ve karşılıklı tesirlerini ve aynı zamanda yağlayıcı viskozitesinin basınç ve sıcaklık etkisinde değişiminin göz önüne alınması halinde içeren ve bu çeşidin en komplike problemi olmaktadır. Bu problemi iki yönüyle incelemek olanak dahilindedir. Bunlardan birincisi; çalışma esnasında meydana gelen sıcaklık (ısı) sistem içinde dengelenmektedir. Şöyle ki meydana gelen ısının bir kısmı yağlayıcı akışkan tarafından alınmakta (konveksiyonla ısı taşınması), kalan kısmı ise sistem cidarları tarafından alınmaktadır (kondüksiyonla ısı taşınması). Ancak sistem bu şekli ile yinede dengede olamaz. Zira ısı etkisinde yağlayıcı akışkanın viskozitesi değişmekte, dolayısıyla yağlayıcı özelliği azalmakta ve dişli çark malzemeleri ısı etkisinde normal mukavemet özelliklerini muhafaza edememektedir. Eğer bu değişimler sistemin çalışmalarını etkileyecek boyutlara ulaşmaz ise bu durumda sıcaklık etkisi (enerji denklemi) ihmal edilebilir. İkinci olarak, sıcaklık etkisinde yukarıda sıraladığımız mahzurlar, sistemin çalışmalarını etkileyecek boyutlara ulaşır ise bu defa enerji denklemini de göz önüne almak gerekecektir ki bu durum sistemin gerçek çalışma şeklini ele alarak yağlama probleminin incelenmesi olacaktır. Sıcaklık etkisinin ihmal edildiği ilk duruma izotermal; ikinci duruma ise, yani sıcaklık etkisinin de göz önüne alındığı duruma termal elasto - hidrodinamik yağlama denir.

Bu çalışmada, izotermal şartlar göz önüne alınarak daha önce elde edilmiş olan [2] elasto - hidrodinamik yağlamanın nümerik çözümü için bir çözüm metodu ve buna bağlı olarak bir komputer programı geliştirilmiştir. Hesaplamalardaki Reynolds (basınç dağılımı) ve elastik deformasyon denklemleri için; bu çeşit temaslarda çok aşırı olmayan yüklemeler ve yağlayıcı akışkan olarak tam sıkıştırılmaz bir Newton akışkanı göz önüne alınmıştır. Ayrıca yüksek basınçlarda yağlayıcı viskozitesindeki değişimler hesaplara dahil edilmiştir. Elde edilen sonuçlar beklenen değerleri vermiş ve bu konuda daha önceleri yapılan sınırlı sayıdaki çalışmalarla uygunluk temin etmiştir [5, 7].

2. İZOTERMAL ELASTO - HİDRODİNAMİK TEORİYİ KARAKTERİZE EDEN DENKLEMLER

İzotermal elasto - hidrodinamik yağlamada; nümerik çözümün lineer olmayan denklem sistemi; Reynolds denklemi, film kalınlığı denklemi ve viskozite - basınç bağıntısını ifade eden denklemlerden ibarettir.

Zira göz önüne alınan akışkan tam sıkıştırılmaz Newton akışkanı kabul edilmiş, dolayısıyla $\rho = \rho_0$ alınmıştır.

2.1. Reynolds denklemi :

Yağlayıcı filmdeki basınç dağılımı Reynolds diferansiyel denklemi ile verilmiştir. Esas itibariyle bir aralık boyunca akışta yük taşıyıcı film meydana gelmesini karakterize eden bu denklem, film profili geometrisini veren elemanların eğriliğinin etkili yarıçapı, küçük bir hata ile silindir - düzlem teması olarak kabul edilen dişli çark temaslarının eşdeğer yarıçapı ile kıyaslanarak dişli çark yağlamasına da tatbik edilebilir [1].

Yan kaçakların ihmal edilmesi halinde Reynolds diferansiyel denklemi

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu (U_1 + U_2) \left[\frac{h - h^*}{h^3} \right] \quad (1)$$

şeklinindedir.

2.2. Film kalınlığı denklemi :

Yuvarlanma hareketi yapan makina elemanları arasındaki birçok temaslar silindirlerle temsil edilebilir [4]. Bu temsilde silindir yarıçapı olarak eşdeğer bir yarıçap

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

alınır. Matematik analiz bakımından iki silindir arasındaki temas düz bir yüzey yanında eşdeğer bir silindirle yeterince temsil edilebilir [4].

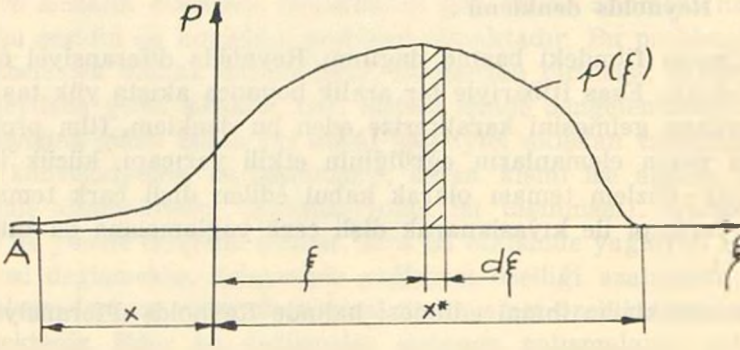
Diğer taraftan yarı sonlu bir plağın düz kenarına herhangi bir yük dağılımı etkiğinde düşey deplasmanlar verilmiş bir yük dağılımı için yazılabilir [6].

Buna göre herhangi bir noktadaki düşey elastik deformasyon (Şek. 1).

$$h_A(x) = - \frac{2}{\pi E} \int_{-\infty}^{x^*} p(\xi) \ln \left| \frac{\xi - x}{d} \right| d\xi - \frac{1+\nu}{\pi E} \int_{-\infty}^{x^*} p(\xi) d\xi \quad (2)$$

şeklinde yazılabilir. Burada d , plak yüzeyine teğet ve yükün tatbik nok-

tası hariç her noktasında radyal gerilmenin aynı olduğu kabul edilen dairenin çapıdır [6].



Şekil 1.

Herhangibir noktadaki film kalınlığı, eş çalışan iki dişli çark dişinin yüzey deformasyonlarının toplam değerine eşittir. Eğer iki dişli çark malzemesi aynı kabul edilirse

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{\pi} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) = \frac{2}{\pi E'}$$

eşdeğer elastiklik modülü olur. Bu durumda herhangi bir x_0 noktasındaki deformasyon belli iken herhangi bir x noktasındaki deformasyonu ve buna bağlı olarak film kalınlığını veren ifade

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2 - x_0^2}{2R'} - \frac{2}{E'} \int_{-\infty}^{x^*} p(\xi) \ln \left| \frac{\xi - x}{\xi - x_0} \right| d\xi \quad (3)$$

olarak yazılır. Herhangibir x_0 noktası yerine tayini mümkün olan x^* çıkış koordinatı ve bu noktadaki elastik deformasyonu göz önünde tutarak (3) ifadesi

$$h(x) = h^* + \frac{x^2 - x^{*2}}{2R'} - \frac{2}{E'} \int_{-\infty}^{x^*} p(\xi) \ln \left| \frac{\xi - x}{\xi - x^*} \right| d\xi \quad (4)$$

şeklinde yazılır.

2.3. Viskozite - basınç bağıntısı :

Viskozitenin basınçla olan değişimi [2]

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha p}$$

üstel ifadesi ile verilmiştir.

3. SİSTEM DENKLEMLERİNİN BOYUTSUZ İFADELERİ

3.1. Reynolds denklemi :

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu(U_1 + U_2) \left[\frac{h - h^*}{h^3} \right]$$

$$\text{Burada : } U_1 = 2\pi R_1 N_1$$

$$U_2 = 2\pi R_2 N_2$$

olduğu hatırlanacak olursa

$$P = p \frac{a}{12\pi\mu_0(R_1N_1 + R_2N_2)}$$

veya

$$dP = dp \frac{a}{12\pi\mu_0(R_1N_1 + R_2N_2)}$$

ile $X = x/a$

$$H = h/a$$

$$H^* = h^*/a$$

$$\bar{\mu} = \mu/\mu_0$$

parametreler¹ dönüşümü yapılarak

$$\frac{dP}{dX} = \frac{\bar{\mu}}{H} (H - H^*)$$

ifadesi bulunur.

3.2. Film kalınlığı denklemi :

$$h(x) = h^* + \frac{x^2 - x^{*2}}{2R'} - \frac{2}{E'} \int_{-\infty}^{x^*} p(\xi) \ln \left| \frac{\xi - x}{\xi - x^*} \right| d\xi \quad (5)$$

bu ifade şu şekilde de yazılabilir

$$h(x) = h^* + \frac{x^2}{2R'} - \frac{x^{*2}}{2R'} - \frac{2}{E'} \int_{-\infty}^{x^*} p(\xi) \ln \left| \frac{\xi - x}{\xi - x^*} \right| d\xi \quad (6)$$

Çünkü film kalınlık denklemi geometrik film kalınlığı (h_g) ve elastik deformasyonlardan (v) meydana gelir. Yani denklem

$$h(x) = h_g + v$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada

$$h_g = h^* + \frac{x^2}{2R'} \quad (7)$$

ve

$$v = -\frac{x^{*2}}{2R'} - \frac{2}{E'} \int_{-\infty}^{x^*} p(\xi) \ln \left| \frac{\xi - x}{\xi - x^*} \right| d\xi \quad (8)$$

şeklinindedir. Bu ifadeleri boyutsuz yazmak için

$$\bar{H} = h/h^*$$

$$\bar{X} = x/x^*$$

$$\bar{\xi} = \xi/x^*$$

$$P = p \cdot a/W$$

parametreleri kullanılırsa integral sınırları da $-\infty$ ile $+1$ bulunur. Temas aralığı $X = x/a$ boyutsuz ifadesinde, (a) çok küçük olacağından sınırlar oldukça geniş bir alanı kapsayacaktır. Dolayısıyla burada ($-\infty$) yerine (-1) almak büyük bir hata getirmeyecektir.

$$\frac{1}{\bar{R}'} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

hatırlatmasıyla boyutsuz geometrik film kalınlığı

$$\bar{H}_g = 1 + \frac{x^{*2}(R_1 + R_2)}{2R_1R_2h^*} \bar{X} \quad (9)$$

ve elastik deformasyon ifadesi

$$\bar{V} = -\frac{x^{*2}(R_1 + R_2)}{2R_1R_2h^{*3}} - \frac{2R'W}{E'ah^{*3}} \int_{-1}^1 \bar{P}_1(\bar{\xi}) \ln \left| \frac{\bar{\xi} - \bar{X}}{\bar{\xi} - 1} \right| d\bar{\xi} \quad (10)$$

olarak yazılabilir. Burada

$$a^2 = \frac{4R'W}{E'}$$

yazılırsa

$$\bar{V} = -\frac{x^{*2}(R_1 + R_2)}{2R_1R_2h^{*3}} - \frac{a}{2h^{*3}} \int_{-1}^1 \bar{P}_1(\bar{\xi}) \ln \left| \frac{\bar{\xi} - \bar{X}}{\bar{\xi} - 1} \right| d\bar{\xi} \quad (11)$$

olur. (9) ve (11) ifadeleri birleştirilirse boyutsuz film kalınlığı denklemi

$$\bar{H} = 1 + \frac{x^*}{2h^*} \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} (\bar{X}' - 1) - \frac{a}{2h^{*3}} \int_{-1}^1 \bar{P}_1(\bar{\xi}) \ln \left| \frac{\bar{\xi} - \bar{X}}{\bar{\xi} - 1} \right| d\bar{\xi} \quad (12)$$

bulunmuş olur.

3.3. Viskozite - basınç bağıntısı :

Burada

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha p}$$

yazılırsa

$$\bar{\mu} = \mu / \mu_0$$

$$\bar{\mu} = e^{\alpha p}$$

olur.

4. SİSTEM DENKLEMLERİNİN ÇÖZÜM METODU

Sistem denklemlerinin çözümü için, aşırı olmayan yüklemelere tatbik edilebilen doğrudan iterasyon metodu kullanılmıştır. Her iterasyon şu adımlardan oluşmaktadır :

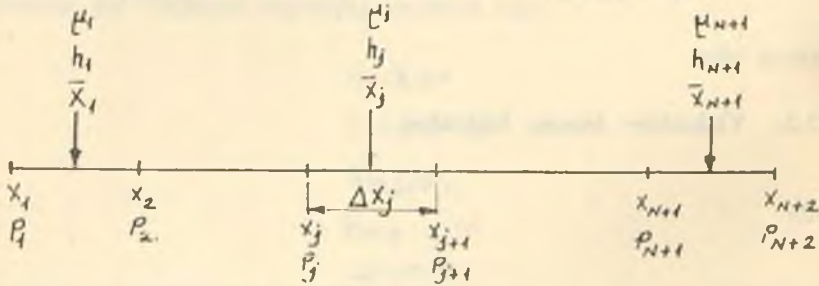
a) Bir film kalınlığı profili hesaplamak (ilk iterasyonda film kalınlığı olarak geometrik film kalınlığı göz önüne alınmıştır. Sonraki iterasyonlarda bir önceki iterasyonda hesaplanan basınç değerlerinden düzeltilmiş basınç profiline göre hesaplanır).

b) Basınç profilini bulmak için bir önceki iterasyonda bulunan (ilk iterasyonda bu değer geometrik film kalınlığıdır) film kalınlığı profili kullanılarak Reynolds denklemi çözülmüştür.

c) Bir evvelki iterasyonda bulunan basınç değerleri ile son iterasyonda elde edilen basınç değerleri arasındaki toplam farklar hesaplanır ve hesaplamadaki hata değeri tayin edilir. Ortaya çıkan hata değeri belli bir değerden (sonlu küçük bir değer) daha az ise son bulunan basınç ve buna karşılık gelen film profili sistemin çözümü olarak alınır. Aksi halde bu işlemler istenilen hata değerine ulaşıncaya kadar tekrarlanmalıdır.

5. HESAPLAMA İŞLEMİ

Hesaplama işlemi $X = -1$ den $X = 1$ e kadar uzanan boyutsuz bir saha içinde yapılacaktır. Bu bölge $N + 1$ adet alt aralıklara bölünmüştür. Ancak her alt aralığın eşit uzunlukta olmaları şartı yoktur. Her bir alt aralığın son noktalarında basınçlar ve orta noktalarında ise viskozite ve film kalınlıkları hesaplanmıştır (Şek. 2).



Şekil 2.

5.1. Reynolds denkleminin çözümü :

$$\frac{dP}{dX} = \frac{\mu}{H^3} [H - H(X^*)] \quad (13)$$

Burada $H(X^*)$ henüz belirlenmemiş fakat dP/dX in sıfır olduğu noktadaki film kalınlığıdır. $dP/dX=0$ ise $H(X^*)=H^*$ olmalıdır.

$P(-1)=0$ kabul edilerek (13) denklemi integre edilirse

$$P(X) = \int_{-1}^X \frac{\mu(\xi)}{H^2(\xi)} \left[1 - \frac{H(X^*)}{H(\xi)} \right] d\xi \quad (14)$$

bağıntısı bulunur.

5.1.1. X^* ve $H(X^*)$ 'in bulunması :

a) Sürekliliğe bağlı olarak en sağdaki X değerinde $H = H^*$ kabul edilir. Bu noktada basınç (P) ve basınç gradyeni (dP/dX) sıfırdır. (14) denklemi

$$\begin{aligned} P(X) &= \int_{-1}^X \frac{\bar{\mu}(\xi)}{H^2(\xi)} d\xi - H(X^*) \int_{-1}^X \frac{\bar{\mu}(\xi)}{H^3(\xi)} d\xi \\ &= I_1(X) - H(X^*) I_2(X) \end{aligned} \quad (15)$$

şeklinde yazılabilir.

Program ilk olarak bütün alt aralıklardaki X ler için $I_1(X)$ ve $I_2(X)$ değerlerini hesaplar ve hafızada saklar. I_1 ve I_2 integrallerinin hesaplanmasında

$$\int_{x_i}^{x_{i+1}} f(x) dx = \Delta X_i [f_{i+1/2} + C] \quad (16)$$

ifadesi kullanılmaktadır. Seyrek bölümlendirilmiş aralıklarda C düzeltme terimi ihmal edilmekte, sık bölümlendirilmiş aralıklarda ise hesaba dahil edilmektedir. Burada C , Reynolds denkleminin integrasyonunda kullanılan düzeltilmiş kuadratür formülüdür [3] ve ifadesi

$$C = \frac{1}{24} (f_{1+3/2} - 2f_{i+1/2} + f_{i-1/2})$$

şeklinindedir.

b) Hesaplanan I_1 ve I_2 ler kullanılarak X in -1 den itibaren olan aralık değerleri ile

$$P(\bar{X}) = I_1(\bar{X}) - H(\bar{X}) I_2(\bar{X}) \quad (17)$$

denklemi kullanılarak $P(X)$ ilk basınçları hesaplanır. Yapılan kabule göre, yani $P(X^*) = 0$ ile (17) denkleminin en sağdaki kökü (X^*) P nin bir pozitif ve bir evvelki negatif değeri kullanılarak lineer dönüşümle tayin edilir.

c) Buradan lineer dönüşümle $H(X^*) = H^*$ değeri tayin edilir.

5.1.2. $P(X)$ 'in hesabı :

a) (15) denklemi $X_i < X^*$ için her j de $P(X_j)$ nin düzeltilmemiş değerlerinin hesabı için kullanılır.

$$X_j \geq 1 \text{ için } P(X_j) = 0$$

kabul edilmiştir.

b) Her iterasyonda düzeltilmiş $P^{(n)}(X_j)$ değerlerini tayin için hızlandırma (veya yavaşlatma) faktörü, ω , kullanılır. Bu durumdaki basınç

$$P^{(n)}(X_j) = [P^{(n-1)}(X_j) + \omega [P(X_j) - P^{(n-1)}(X_j)]] \quad (18)$$

şeklinde tarif edilmiştir.

5.1.3. Yük hesabı :

Basınç eğrisinin X eksenine ile meydana getirdiği kapalı alan, sistemin taşıdığı yükü belirler. Bu ifade

$$W = \int_{-1}^1 P(X) dX$$

şeklinde yazılabilir. Programda bu integrasyon işlemi için trapez kaidesi kullanılabilir.

5.1.4. Hata hesabı :

Hata, birbirini takip eden integrasyonlardaki basınç değerleri ortalamasıyla tarif edilir. N inci iterasyondaki hata değeri

$$E^{(N)} = \frac{\sum_{j=1}^N |P(X_j) - P^{(n-1)}(X_j)|}{\sum_{j=1}^N |P(X_j)|} \quad (19)$$

şeklindedir.

5.1.5. Viskozite hesabı alt programı :

$\mu = \mu(p)$ şeklindeki bağıntı göz önüne alınmıştır. Boyutsuz viskozite ifadesi

$$\bar{\mu} = \mu / \mu_0 = \exp(\alpha p)$$

şeklindedir. Burada α - basınç - viskozite üstel sabitidir. Bu değer belli bir yağ için tablo veya diyagramlardan seçilir. Böylece viskozite hesabı

alt programı ile her X_j noktasındaki viskozitenin basınçla olan değişimi hesaplanabilir.

5.1.6. Film kalınlığı hesabı :

Hesaplamaya başlangıç olarak geometrik film kalınlığı

$$h_g = h^* + \frac{x^2}{2} \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}$$

ifadesinde $h^* = h_{min}$ alınır ve ifade

$$\bar{H}_g = h_g / a$$

$$\bar{X} = x / a$$

$$\bar{H}_{min} = h_{min} / a$$

olacak şekilde boyutsuz yazılabilir. Bu durumda denklem

$$\bar{H}_g = \bar{H}_{min} + \frac{a(R_1 + R_2)}{2R_1 R_2} \bar{X}^2$$

şeklini alır. Şimdi seçilecek herhangi bir h_{min} için ilk geometrik film kalınlığı değerleri hesaplanabilir. Bundan sonraki adım olarak, elastik deformasyon ifadesini de içine alan (12) denklemini göz önüne alarak, Şek. 2 yardım'yle

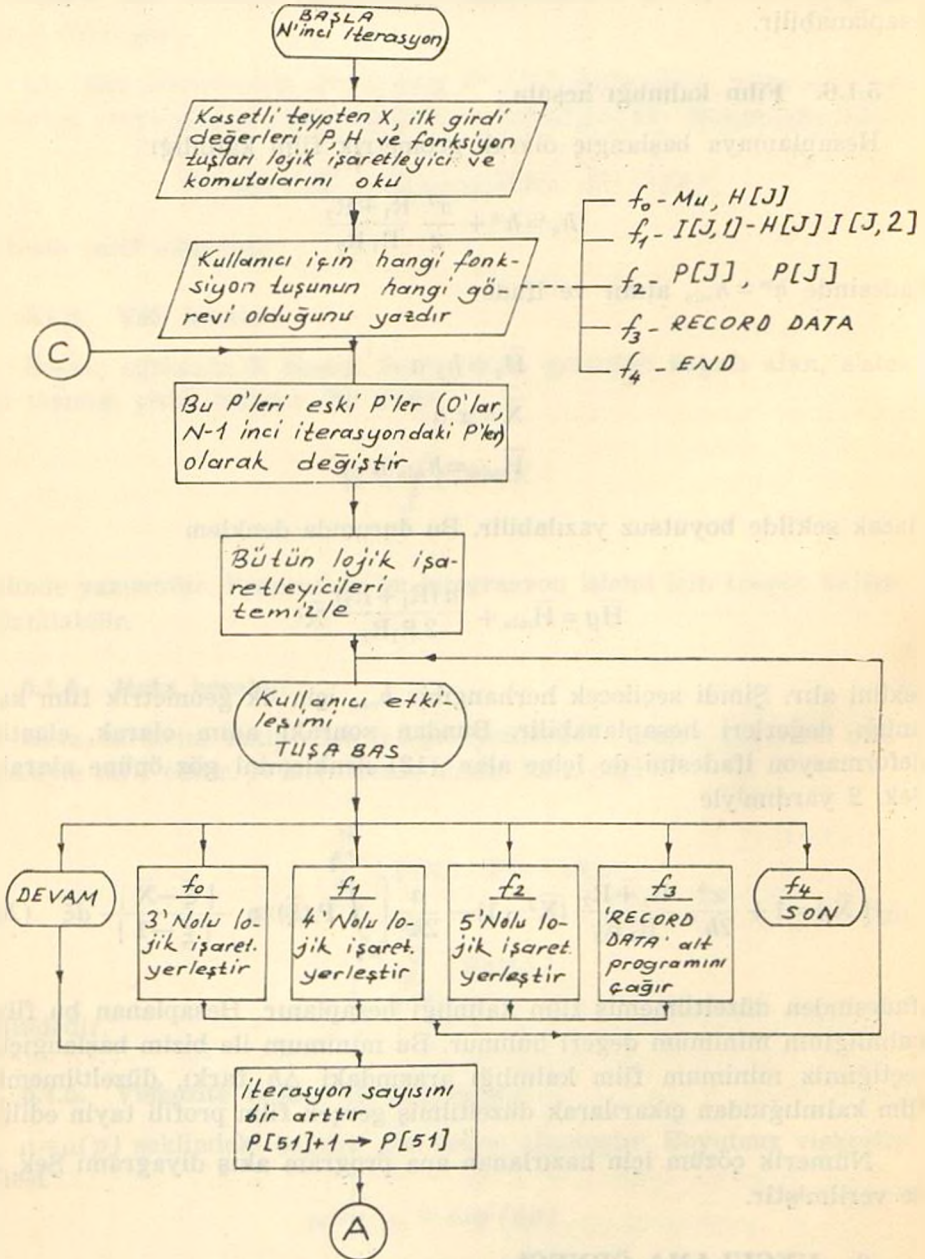
$$H(\bar{X}_j) = 1 + \frac{x^*}{2h^*} \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} (\bar{X}^2 - 1) - \frac{a}{2h^*} \left[\int_{-1}^1 \bar{P}(\bar{\xi}) \ln \frac{|\bar{\xi} - \bar{X}|}{|\bar{\xi} - 1|} d\bar{\xi} \right] \quad (20)$$

ifadesinden düzeltilmemiş film kalınlığı hesaplanır. Hesaplanan bu film kalınlığının minimum değeri bulunur. Bu minimum ile bizim başlangıçta seçtiğimiz minimum film kalınlığı arasındaki Δh farkı, düzeltilmemiş film kalınlığından çıkarılarak düzeltilmiş gerçek film profili tayin edilir.

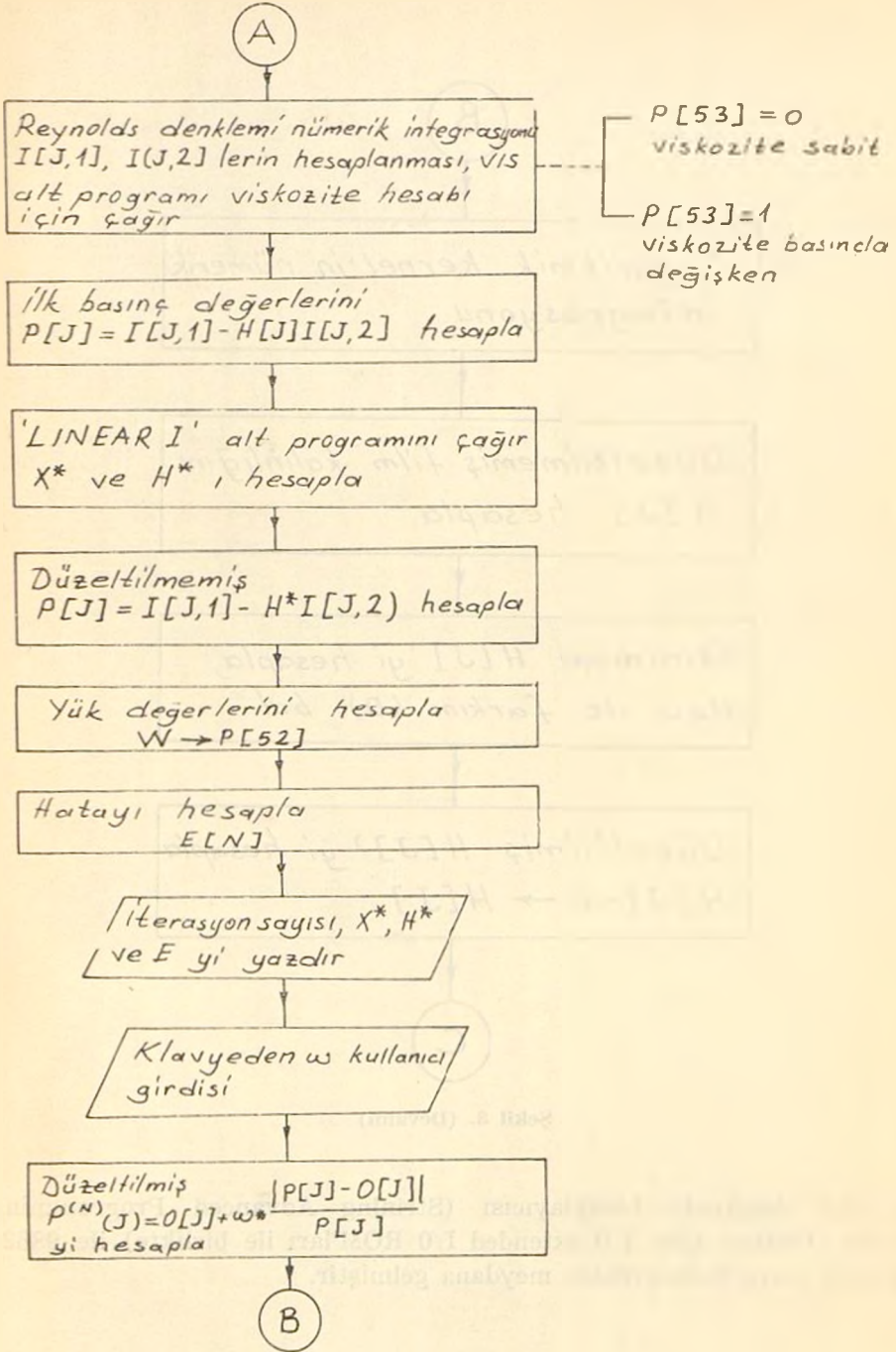
Nümerik çözüm için hazırlanan ana program akış diyagramı Şek. 3 de verilmiştir.

6. UYGULAMA ÖRNEĞİ :

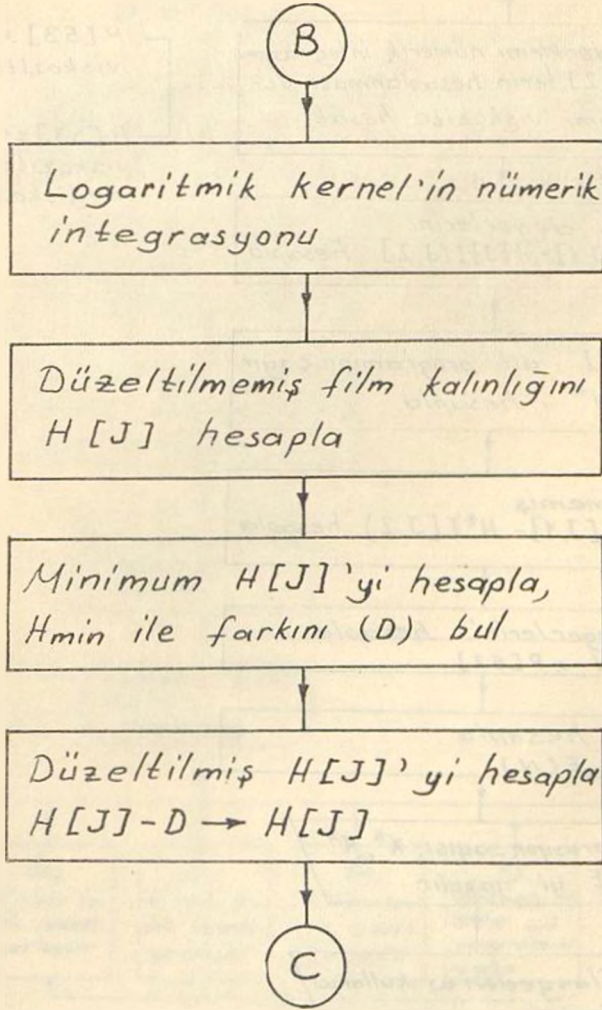
Nümerik çözüm için kullanılan sistem; Hawlett Packard 9825A ma-



Şekil 8.



Şekil 3. (Devamı)



Şekil 3. (Devamı)

sa tipi elektronik hesaplayıcısı (String - Advanced Programming, 9862A - Plotter - Gen. I/O extended I/O ROM'ları ile birlikte) ile 9862A yazıcısı çevre ünitelerinden meydana gelmiştir.

Kabuller :

Silindir yarıçapları

$$R_1 = R_2 = 0,0762 \text{ m}$$

Devir sayısı : a) Sabit viskozite $\mu = \mu_0$

$$N_1 = N_2 = 5 \text{ dev/sn}$$

b) Değişken viskozite $\mu = \mu(p)$

$$N_1 = N_2 = 1,25 \text{ dev/sn}$$

Eşdeğer elastiklik modülü

$$E' = 206977 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

Poisson oranı

$$\nu = 0,33$$

Yarı temas uzunluğu

$$a = 0,0015875 \text{ m}$$

Giriş viskozitesi

$$\mu_0 = 0,092 \text{ Nsn/m}^2$$

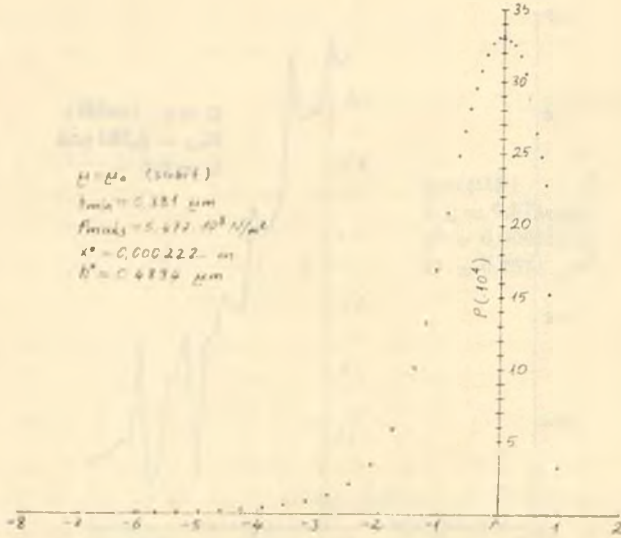
Giriş yoğunluğu

$$\rho_0 = 8538,7 \text{ kg/m}^3$$

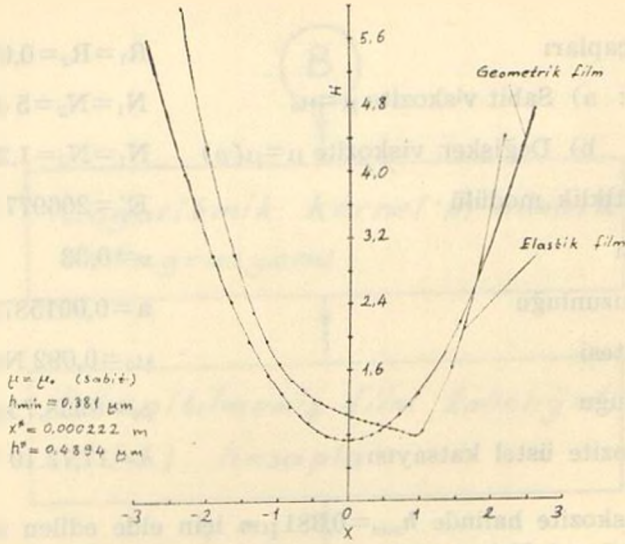
Basınç - viskozite üstel katsayısı

$$\alpha = 17,72 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{N}$$

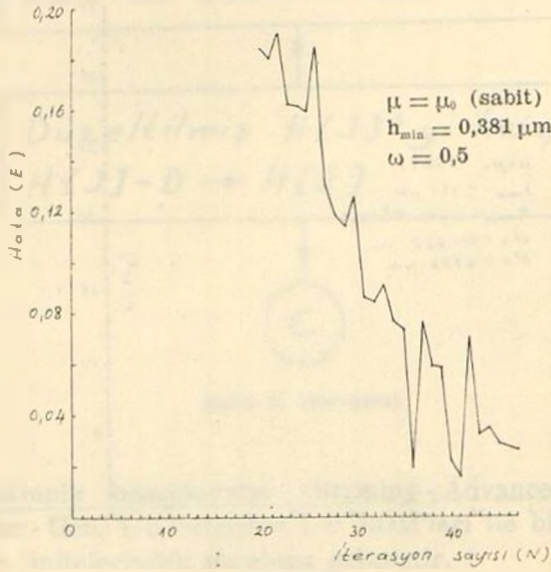
Sabit viskozite halinde $h_{min} = 0,381 \mu\text{m}$ için elde edilen sonuçlar Şekil 4, 5 ve 6 da; değişken viskozite halinde $h_{min} = 0,571 \mu\text{m}$ için elde edilen sonuçlar Şekil 7, 8 ve 9 da olduğu gibidir.



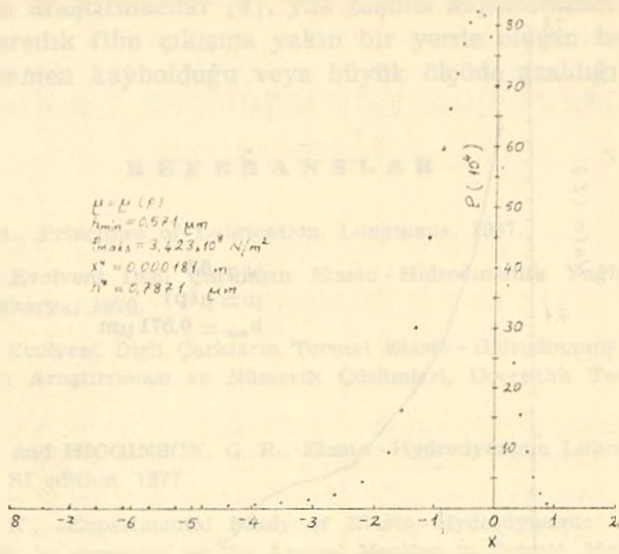
Şekil 4.



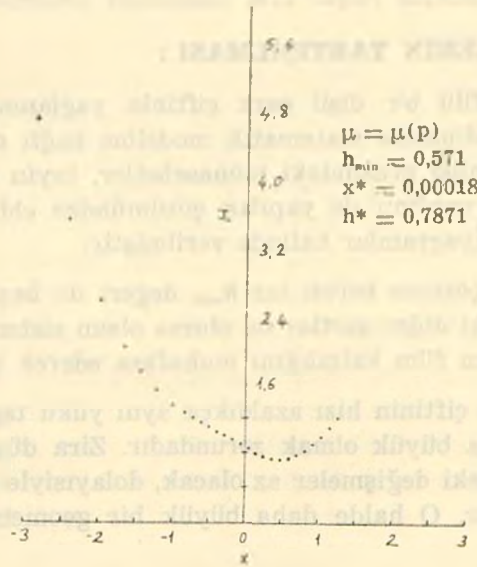
Şekil 5.



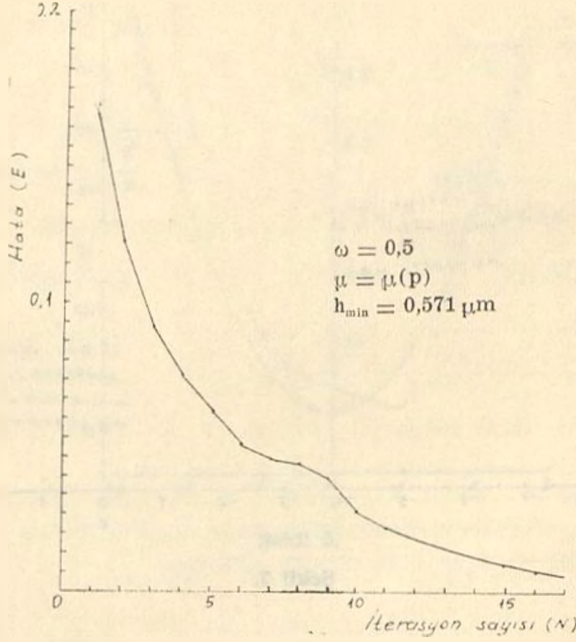
Şekil 6.



Şekil 7.



Şekil 8.



Şekil 9.

7. NETİCELERİN TARTIŞILMASI :

Evolvent profilli bir dişli çark çiftinin yağlanması karakterize eden elasto - hidrodinamik matematik modeline bağlı olarak film kalınlığı ve basınç yayılımı arasındaki münasebetler, tayin edilen denklemlerin bir komputer yardımı ile yapılan çözümünden elde edilen sonuçlar olarak yukarıda diyagramlar halinde verilmiştir.

1. Nümerik çözüme belirli bir h_{min} değeri ile başlanmıştır. Bu demektirki sistemdeki diğer şartlar ne olursa olsun sistem belirli bir yükü belirli bir minimum film kalınlığını muhafaza ederek taşıyacaktır.

2. Dişli çark çiftinin hızı azaldıkça aynı yükü taşıyacak minimum film kalınlığı daha büyük olmak zorundadır. Zira düşük hızlarda yağlayıcı özelliklerindeki değişmeler az olacak, dolayısıyla elastik deformasyon da azalacaktır. O halde daha büyük bir geometrik filme ihtiyaç vardır.

3. Hesaplarda yağlayıcının aşırı yükler altında sıkıştırılamaz bir akışkan olduğu kabul edilmiştir. Yağlayıcı akışkanın sıkışabilirliğini göz

önüne alan bazı araştırmacılar [4], yük taşıma kapasitesinin % 10 arttığını, buna karşılık film çıkışına yakın bir yerde oluşan basınç tepesiğinin ya tamamen kaybolduğu veya büyük ölçüde azaldığı sonucuna varmışlardır.

REFERANSLAR

1. CAMERON, A., Principles of Lubrication, Longmans, 1967.
2. CÜRGÜL, I., Evolvent Dişli Çarkların Elasto - Hidrodinamik Yağlanması, Yeterlik Tezi, Sakarya, 1976.
3. CÜRGÜL, I., Evolvent Dişli Çarkların Termal Elasto - Hidrodinamik Yağlanması Probleminin Araştırılması ve Nümerik Çözümleri, Doçentlik Tezi, Sakarya, 1979.
4. DOWSON, D. and HIGGINSON, G. R., Elasto - Hydrodynamic Lubrication, Pergamon Press, SI edition, 1977.
5. ORCUTT, F. K., «Experimental Study of Elasto - Hydrodynamic Lubrications», ASLE paper to be presented at the Annual Meeting in Detroit, May, 1965.
6. TIMOSHENKO, S., and GOODIER, J. N., Theory of Elasticity, McGraw - Hill, 1951.
7. WERNICK, R. J., «Some Computer Results in the Direct Iteration Solution of the Elasto - Hydrodynamic Equations», MTI Report 62TR38, Feb., 1963.