

Helisel Dişlilerin Dinamik Yük Analizi

M. A. Sahir Arıkan
Doç. Dr.

Makina Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
06531 ANKARA

Mustafa Tamar

ARÇELİK Bulaşık Makinası Fabrikası
06935 ANKARA

Bu çalışmada, helisel dişliler üzerine etki eden dinamik yükler, dişlilerin burulma titreşimlerine dayanan bir model ve bir sayısal çözüm yöntemi kullanılarak hesaplanmış ve yüklerin bir kavrama periyodu içindeki değişimleri bulunmuştur. Hesaplamalar için gerekli olan diş temas analizi, kremayer kesici takımın geometrisi ve temel dişli teorisi kullanılarak yapılmıştır. Temas doğruları boyunca değişiklik gösteren kavrama direngenliğinin ve temas doğrularının eşdeğer kavrama direngenliklerinin bulunmasında kullanılmak üzere; diş deformasyonlarının hesaplanması için sonlu elemanlar yöntemi ve üç boyutlu ve dört düğüm noktası olan tetrahedron elemanlar kullanılmıştır. Dişli gövdesinin, millerin ve yatakların deformasyonları ile temas deformasyonları ise analitik ifadeler yardımıyla hesaplanmıştır.

GİRİŞ

Dişlilerin çalışması esnasında, dişlerin üzerine, genellikle statik yüklerden daha büyük olan dinamik yükler etki etmektedir. Dinamik yüklerin oluşmasının başlıca nedenleri, diş çiftlerinin temasları arasındaki geçişler; dişler, mil, yatak ve diğer elemanların yük altındaki deformasyonları ile üretim ve montaj hatalarıdır.

Dişli dinamik yükleri üzerindeki araştırmalar ondokuzuncu yüzyılda Carl G. Barth ile başlamıştır. Daha sonra Earle Buckingham [1] tarafından diş profil hatalarını ve dişli çarkların kütleli etkilerini de hesaba katan dinamik yük ifadeleri geliştirilmiştir. 1950'li yıllardan itibaren de dinamik yükler üzerindeki değişik etkileri göz önüne alabilen değişik modeller önerilmiştir. Bu modeller ile ilgili özet bilgileri Özgüven ve Houser tarafından yapılmış olan çalışmada bulmak mümkündür [2].

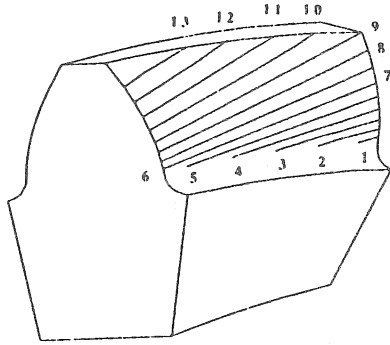
Dişli dinamik yükleri konusunda yapılan çalışmaların esas amacı, bir dişli üzerine etki eden en büyük dinamik yükün statik yüke oranı olan dinamik yük faktörünü bulmak ve bu faktörün değişik dişli özellikleri ve çalışma şartlarına göre değişimini incelemek olmuştur. Son yıllarda da helisel dişlileri, bunları taşıyan mil ve yataklarla, motoru, yükü ve mil üzerindeki diğer elemanları simgeleyen disklerden oluşan dişli sistemlerinin dinamik analizi, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır [3]. Dinamik yüklerin büyüklüklerinin yanında, bir kavrama periyodu boyunca gösterdikleri değişimler de, ani yük değişimlerinin gürültüye ve erken yorulmaya neden olması nedeniyle önemlidir. Bu değişimlerin bulunması, daha sonra yapılacak olan gürültü ve yorulma analizlerinde kullanılabilmeleri açısından da önem taşımaktadır.

Helisel dişliler ile kıyaslandığında daha basit, iki boyutlu bir geometriye sahip olan alın dişliler için dinamik yük ve gerilme analizi çalışmaları daha önce yapılmıştır [4, 5]. Üç boyutlu geometriye sahip olan helisel dişlilerin analizi için ilk basamak diş temas analizinin yapılması ve temas doğrularının belirlenmesidir. Temas doğrularının, helisel dişlilerin işlenmesinde kullanılan kesici takımların geometrisi ve temel dişli teorisi kullanılarak belirlenmesi mümkündür [6-9]. Temas doğrularının belirlenmesinden sonraki basamak bu doğrulara karşı gelen kavrama direngenliklerinin ve eşdeğer kavrama direngenliklerinin bulunmasıdır [8, 9]. Kavrama direngenliği, dişler ile mil, yatak ve diğer elemanların yük altındaki deformasyonları ile üretim ve montaj hataları nedeni ile temas doğrusu boyunca değişiklik göstermektedir. Son basamak ise, belirlenen temas doğruları ve bunların eşdeğer kavrama direngenlikleri ile dişli özellikleri ve çalışma şartları kullanılarak dişli üzerine etki eden dinamik yükün bir kavrama periyodu boyunca gösterdiği değişimlerin bulunması ve dinamik yük faktörlerinin hesaplanmasıdır.

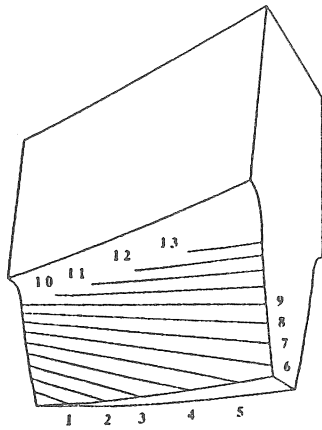
DIŞ TEMAS DOĞRULARININ BELİRLENMESİ VE DİRENGENLİKLERİN BULUNMASI

Bu bölümde, makalenin bütünlüğünü sağlamak amacı ile bu konuda daha önce yazarlar tarafından yapılmış olan yayınlar özetlenmiştir [8, 9]. Diş temas analizi için ilk adım diş yüzeylerinin oluşturulmasıdır. Bu yüzeylerin kremayer kesici ile oluşturulması Tsay [6] tarafından önerilmiş olan yöntemle yapılmıştır. Bu yöntemde diş yüzeylerini oluşturan yüzeyler,

yani kremayer kesicinin yüzeyleri, dişli taslakları döndürülürken dişli eksenleri boyunca hareket ettirilmiş ve diş yüzeylerini oluşturan noktaların koordinatları dişli taslaklarına bağlı olan koordinat sistemlerinde elde edilmiştir. Bu şekilde diş yüzeyleri doğrudan kremayer kesicinin geometrisi ve ölçüleri kullanılarak oluşturulmuş ve bu yöntemle her türlü kremayer kesici için modelleme yapmak mümkün olmuştur. Daha sonra, diş yüzeylerini oluşturan noktaların koordinatları, diş temas analizinin yapılması, pinyon ve dişli dişlerinin temas noktalarının ve nihayet temas doğrularının bulunması için sabit bir koordinat sistemine aktarılmıştır. Temas noktalarının koordinatları, sabit koordinat sisteminde pinyon ve dişli diş yüzeylerini oluşturan noktaların koordinatları ile bu noktadaki yüzey normallerinin eşitlenmesi ile elde edilen altı denklemin ortak çözülmesi ile bulunmuştur. Bu şekilde belirlenen tipik temas doğruları Şekil 1 ve 2'de verilmiştir.

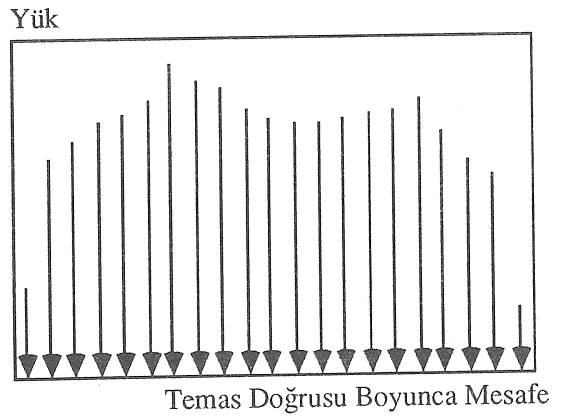


Şekil 1. Pinyon Dişi Temas Doğruları



Şekil 2. Dişli Dişi Temas Doğruları

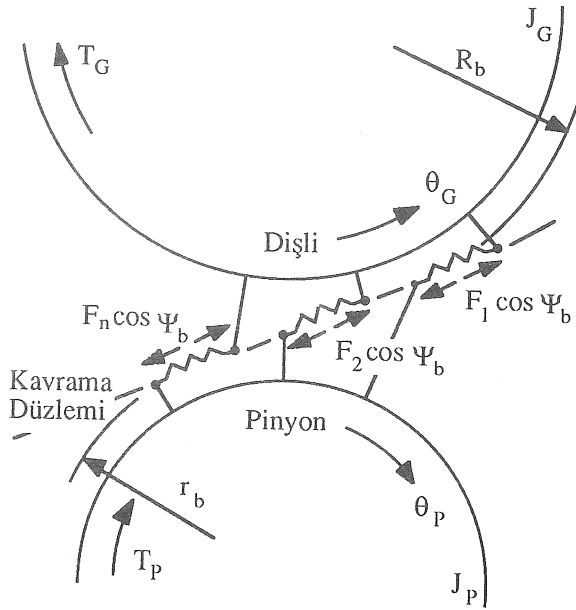
Helisel dişlilerin çalışması esnasında bir kesitteki temas noktası, döndüren dişlide radyal yönde dışarıya doğru, döndürülen dişlide ise radyal yönde içeriye doğru hareket etmektedir. Dişler arasındaki temas ise Şekil 1 ve 2'de görüldüğü gibi dişli eksenlerine göre üç boyutta eğimli temas doğruları boyunca olmaktadır. Bu şekilde bir çalışma, ve temas doğrularının üç boyutta eğimli doğrular olması, temas ilerledikçe dişlerin kavrama direngenliklerinde ve eşdeğer kavrama direngenliğinde değişikliklere yol açmaktadır. Bu da, dişlilerde imalat ve montaj hatası olmasa bile temas doğruları boyunca düzgün olmayan bir yük dağılımının oluşmasına neden olmaktadır. Bir temas doğrusu için tipik yük dağılımı Şekil 3'de verilmiştir. Yük dağılımına paralel olarak, temas doğrusu boyunca, temas eden dişlerin kavrama direngenlikleri ve eşdeğer kavrama direngenliği de düzgün olmayan bir dağılım göstermektedir. Dinamik yük hesaplamalarında, her kavrama doğrusu ve temas pozisyonu için bu dağılım kullanılarak bir ortalama değer kavrama direngenliği olarak bulunmuş ve temas eden diş çifti için bulunmuş olan bu değerler seri olarak bağlanmış yaylar gibi toplanarak eşdeğer kavrama direngenliği hesaplanmıştır. Dişlerin temas doğrularına karşı gelen kavrama direngenliklerinin bulunması için dişler üzerine temas doğruları boyunca birim yükler etki ettirilmiş ve bu yükler nedeni ile oluşan deformasyonlar bulunmuştur. Bu deformasyonlar kullanılarak da kavrama direngenlikleri hesaplanmıştır. Diş deformasyonunun bulunması için sonlu elemanlar yöntemi; dişli gövdesinin, millerin ve yatakların deformasyonları için ise analitik ifadeler kullanılmıştır. Temas deformasyonları da yine analitik ifadeler kullanılarak bulunmuştur.



Şekil 3. Temas Doğrusu Boyunca Yük Dağılımı

DİNAMİK YÜK ANALİZİ

Dişlilerin hareket denklemlerinin Şekil 4'de verilmiş olan ve dişlilerin burulma titreşimlerine dayanan bir model kullanılarak yazılması mümkündür.



Şekil 4. Helisel Dişli Çiftinin Dinamik Modeli

Bu modelde dişliler birbirlerine, temas halinde bulunan diş çifti sayısı kadar, kavrama düzlemi üzerinde çalışan yay ile bağlanmış olarak düşünülmüş ve aşağıdaki hareket denklemleri elde edilmiştir.

$$J_G \ddot{\theta}_G = R_b (F_1 + F_2 + \dots + F_n) \cos \psi_b - T_G \quad (1)$$

$$J_P \ddot{\theta}_P = T_P - r_b (F_1 + F_2 + \dots + F_n) \cos \psi_b \quad (2)$$

Dişlilerin açısal pozisyonları yerine, temas noktalarının kavrama düzlemi üzerindeki pozisyonlarının kullanılması ile aşağıdaki yeni hareket denklemlerinin elde edilmesi mümkündür.

$$m_G \ddot{x}_G = (F_1 + F_2 + \dots + F_n) \cos \psi_b - W \cos \psi_b \quad (3)$$

$$m_P \ddot{x}_P = W \cos \psi_b - (F_1 + F_2 + \dots + F_n) \cos \psi_b \quad (4)$$

Burada,

$$x_G = R_b \theta_G \quad (5)$$

$$x_P = r_b \theta_P \quad (6)$$

$$m_G = \frac{J_G}{R_b^2} \quad (7)$$

$$m_P = \frac{J_P}{r_b^2} \quad (8)$$

$$W = \frac{T_G}{R_b} \frac{1}{\cos \psi_b} = \frac{T_P}{r_b} \frac{1}{\cos \psi_b} \quad (9)$$

olarak alınmıştır.

Yeni hareket denklemlerinin taraf tarafa çıkarılması ile iletim hatası x_r cinsinden aşağıdaki hareket denkleminin elde edilmesi mümkündür.

$$\ddot{x}_r + \frac{(m_G + m_P) (K_1 + K_2 + \dots + K_n) \cos^2 \psi_b}{m_G m_P} x_r = \frac{(m_G + m_P) W \cos \psi_b}{m_G m_P} \quad (10)$$

Burada,

$$x_r = x_P - x_G \quad (11)$$

$$\dot{x}_r = v_r = \dot{x}_P - \dot{x}_G \quad (12)$$

$$\ddot{x}_r = \ddot{x}_P - \ddot{x}_G \quad (13)$$

$$K_1 = \frac{F_1}{x_r \cos \psi_b} \quad (14)$$

$$K_2 = \frac{F_2}{x_r \cos \psi_b} \quad (15)$$

$$\vdots$$

$$K_n = \frac{F_n}{x_r \cos \psi_b} \quad (16)$$

olarak kullanılmıştır.

Böyle bir hareket denkleminin, titreşimin sönümünün de hesaba katılmasıyla aşağıdaki şekilde ifade edilmesi mümkündür.

$$\ddot{x}_r + 2\omega\zeta\dot{x}_r + \omega^2 x_r = \omega^2 x_s \quad (17)$$

Burada,

$$\omega^2 = \frac{(K_1 + K_2 + \dots + K_n)(m_G + m_P) \cos^2 \psi_b}{m_G m_P} \quad (18)$$

$$\omega^2 x_s = \frac{(m_G + m_P) W \cos \psi_b}{m_G m_P} \quad (19)$$

$$x_s = \frac{\omega^2 x_s}{\omega^2} = \frac{W}{(K_1 + K_2 + \dots + K_n) \cos \psi_b} \quad (20)$$

olarak ifade edilmiştir.

Temas eden diş çiftlerini modelleyen yayların yalnız basma yönünde çalışabiliyor olması, yayları çekme yönünde çalıştırmaya yönelik kuvvetlerin yaylar tarafından taşınmıyor olması nedeni ile, temas eden bütün diş çiftlerinin birbirinden ayrılması durumunda ise aşağıdaki hareket denklemi kullanılmalıdır.

$$M \ddot{x}_r = W \cos \psi_b \quad (21)$$

Burada,

$$M = \frac{m_G m_P}{m_G + m_P} \quad (22)$$

olarak alınmıştır.

Temas eden diş çiftlerinin eşdeğer kavrama direngenliklerinin temas pozisyonuna göre değişiyor olmasının, ve bu nedenle de hareket denkleminin katsayılarının sabit olmamasının analitik çözümü imkansız hale getirmesi, çözüm için bir bilgisayar programının hazırlanmasını gerektirmiştir. Bir dişin ilk temasa başlamasından, yanındaki dişin ilk temasa başlamasına kadar geçen süre bir periyod olarak tanımlanmış ve bu periyod küçük aralıklara bölünmüştür. Bu şekilde, bu aralıkların sınırlarında temas pozisyonları elde edilmiş ve bu pozisyonlarda eşdeğer kavrama direngenlikleri hesaplanmıştır. Bir aralıkta, hareket denkleminin katsayıları sabit kabul edilerek analitik çözüm elde edilmiştir. Aralığın sonundaki x_r ve v_r değerleri, bir önceki aralığın sonundaki x_r ve v_r değerlerinin sınır şartları olarak kullanılmasıyla

hesaplanmıştır. Bu şekilde periyodun sonundaki x_r ve v_r değerleri bulunmuş ve bunlar periyodun başındaki değerler ile karşılaştırılmıştır. Aralarındaki farkın istenilenden küçük olmaması halinde, periyodun sonundaki değerler yeni başlangıç değerleri olarak alınmış, fark istenilenden küçük oluncaya kadar çözüm tekrarlanmıştır.

Statik iletim hatası x_s 'nin zamana göre değişiminin doğrusal olduğu varsayımı ile hareket denkleminin aşağıdaki şekilde homojen hale getirilmesi mümkündür.

$$\ddot{X} + 2\zeta\omega\dot{X} + \omega^2 X = 0 \quad (23)$$

$$X = x_r - x_s + \frac{2\zeta}{\omega} \dot{x}_s \quad (24)$$

Statik iletim hatasının zamana göre değişimi aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir. Burada Δt , ardışık iki temas pozisyonunun teması arasında geçen süredir.

$$\dot{x}_s = \frac{x_{s(i+1)} - x_{si}}{\Delta t} \quad (25)$$

İletim hatasının ve iletim hatasının zamana göre değişiminin bir sonraki temas pozisyonundaki değerlerinin aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanması mümkündür.

$$X_i = x_{ri} - x_{si} + \frac{2\zeta}{\omega} \dot{x}_s \quad (26)$$

$$V_i = \dot{X}_i = v_{ri} - \dot{x}_s \quad (27)$$

$$X_{(i+1)} = e^{-\omega\zeta\Delta t} (X_i \cos([1 - \zeta^2]^{1/2} \omega\Delta t) + \frac{1}{[1 - \zeta^2]^{1/2} \omega} (V_i + \omega\zeta X_i) \sin([1 - \zeta^2]^{1/2} \omega\Delta t)) \quad (28)$$

$$V_{(i+1)} = \dot{X}_{(i+1)} = e^{-\omega\zeta\Delta t} (V_i \cos([1 - \zeta^2]^{1/2} \omega\Delta t) - \frac{\zeta}{[1 - \zeta^2]^{1/2}} (V_i + \frac{\omega}{\zeta} X_i))$$

$$\sin([1 - \xi^2]^{1/2} \omega \Delta t) \quad (29)$$

$$x_{r(i+1)} = X_{(i+1)} + x_{s(i+1)} - \frac{2\zeta}{\omega} \dot{x}_s \quad (30)$$

$$v_{r(i+1)} = \dot{x}_{r(i+1)} = V_{(i+1)} + \dot{x}_s \quad (31)$$

Temas eden bütün diş çiftlerinin birbirinden ayrılması durumunda ise, iletim hatasının ve iletim hatasının zamana göre değişiminin bir sonraki temas pozisyonundaki değerleri aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanmalıdır.

$$x_{r(i+1)} = \frac{W \cos \psi_b}{2M} (\Delta t)^2 + v_{ri} \Delta t + x_{ri} \quad (32)$$

$$v_{r(i+1)} = \frac{W \cos \psi_b}{M} \Delta t + v_{ri} \quad (33)$$

Her temas pozisyonundaki iletim hatasının bulunmasından sonra da temas pozisyonlarındaki kuvvetler aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$F_1 = K_1 x_r \cos \psi_b \quad (34)$$

$$F_2 = K_2 x_r \cos \psi_b \quad (35)$$

⋮
⋮
⋮

$$F_n = K_n x_r \cos \psi_b \quad (36)$$

ÖRNEK HESAPLAMALAR

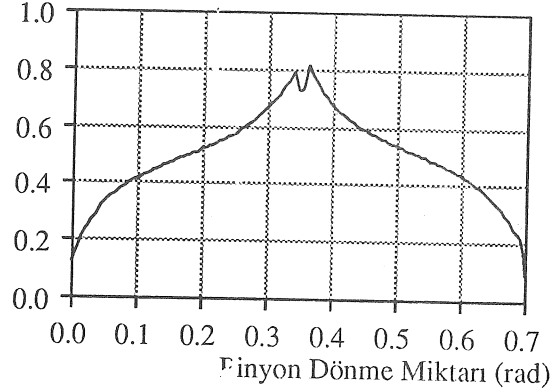
Özellikleri Tablo 1'de verilen, standard ölçülerdeki imalat ve montaj hatası olmayan helisel dişli çifti için bir pinyon dişi üzerine etki eden dinamik yük ve pinyon üzerine etki eden toplam dinamik yük için dinamik yük faktörlerinin bir kavrama periyodu boyunca değişimleri değişik pinyon hızlarında bulunmuş ve sonuçlar Şekil 5 - 10'da verilmiştir. Dinamik yük faktörü, kavrama düzlemi üzerinde temas doğrularına dik olarak etki eden dinamik yükün, yine kavrama düzlemi üzerinde temas doğrularına dik olarak etki eden toplam statik yüke oranı olarak tanımlanmıştır. Bir pinyon dişi üzerine etki eden dinamik yük ve pinyon üzerine etki eden toplam dinamik yük için dinamik yük faktörlerinin maksimum değerlerinin pinyon

hızına göre değişimleri ise Şekil 11'de gösterilmiştir. Hesaplamalarda sönüm katsayısı ζ , 0.17 olarak alınmıştır.

Tablo 1. Helisel Dişli Çifti Özellikleri

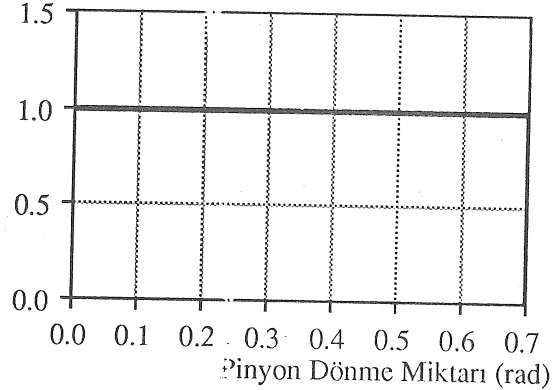
Pinyon diş sayısı	: 18
Dişli diş sayısı	: 36
Alın modülü	: 4 mm
Normal kavrama açısı	: 20 derece
Eğim açısı	: 25 derece
Diş genişliği	: 20 mm
Pinyon ve dişli malzemesi	: Çelik

Dinamik Yük Faktörü

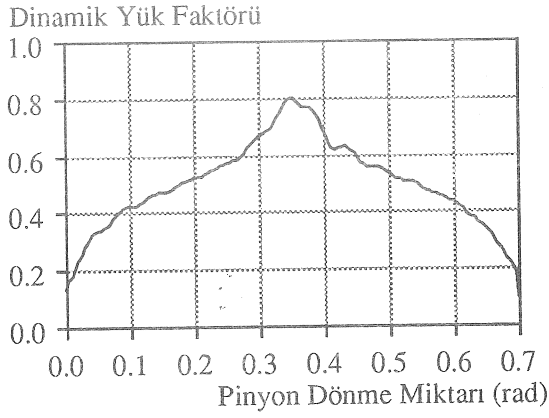


Şekil 5.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 1 d/d

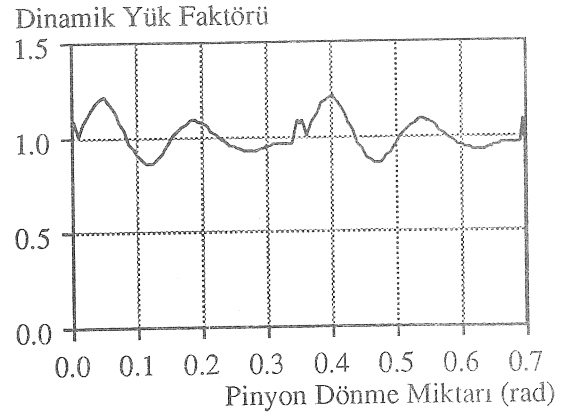
Dinamik Yük Faktörü



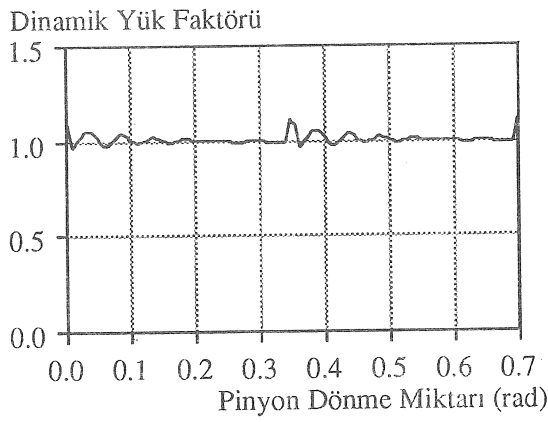
Şekil 5.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 1 d/d



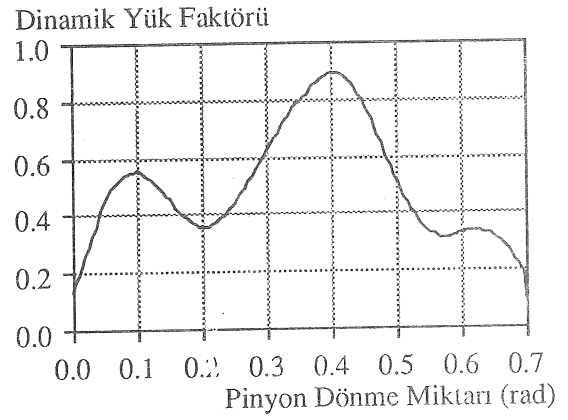
Şekil 6.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 500 d/d



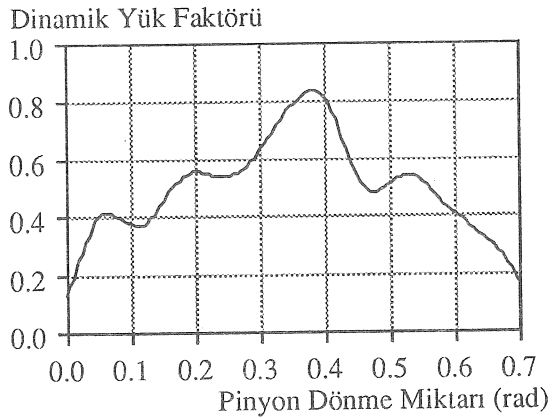
Şekil 7.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 1500 d/d



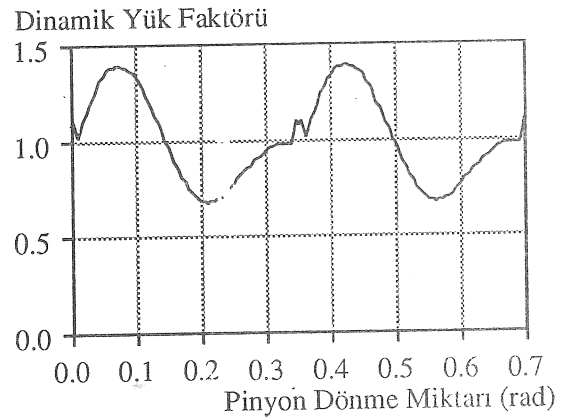
Şekil 6.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 500 d/d



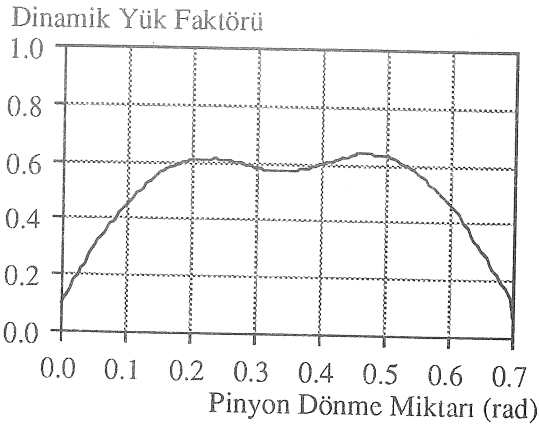
Şekil 8.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 3000 d/d



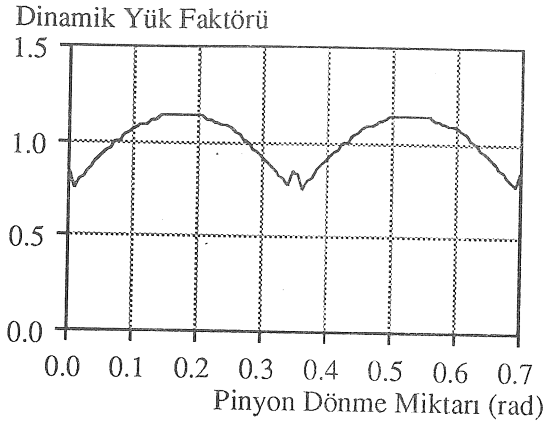
Şekil 7.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 1500 d/d



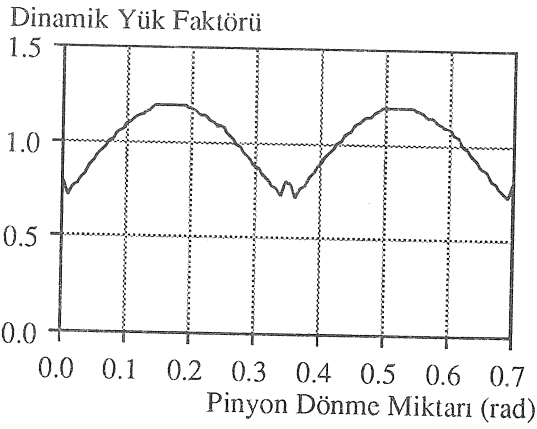
Şekil 8.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 3000 d/d



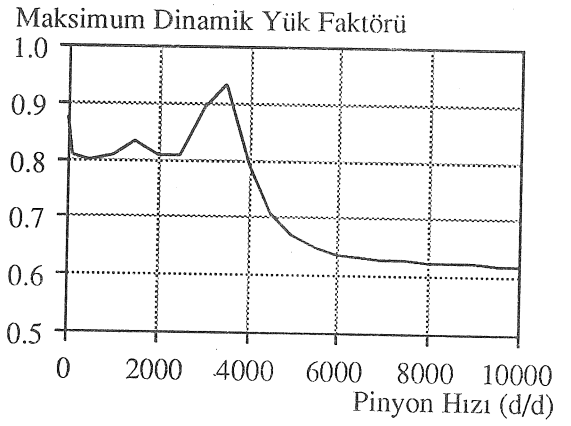
Şekil 9.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 6000 d/d



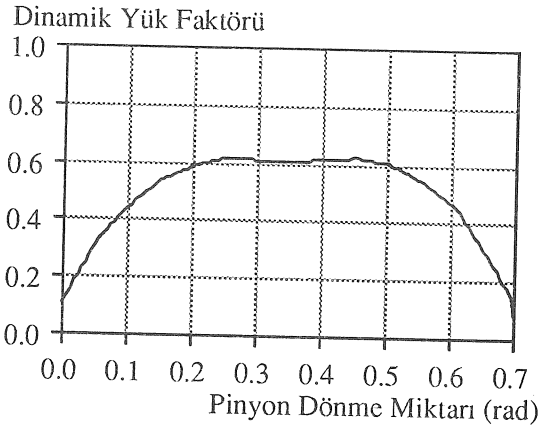
Şekil 10.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 10000 d/d



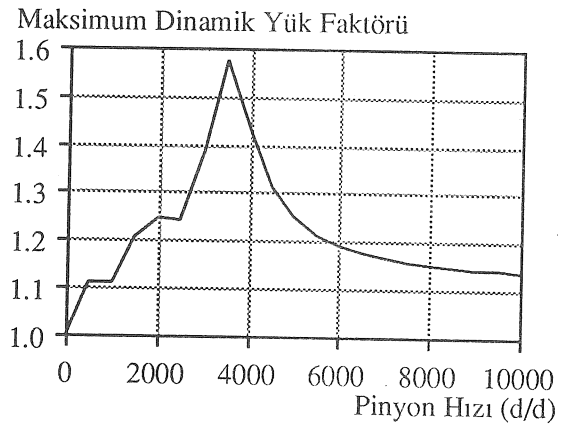
Şekil 9.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 6000 d/d



Şekil 11.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Dinamik Yük için Dinamik Yük Faktörünün Maksimum Değerleri



Şekil 10.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 10000 d/d



Şekil 11.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Dinamik Yük için Dinamik Yük Faktörünün Maksimum Değerleri

SONUÇ

Helisel dişliler üzerindeki dinamik yükün çalışma hızına bağlı olarak değiştiği gözlenmiştir. Çalışma hızına bağlı olarak, hem bir diş üzerindeki dinamik yük hem de dişliler üzerindeki toplam dinamik yük değişik davranışlar göstermektedir. Şekil 5'te görüldüğü gibi statik duruma karşı gelen 1 d/d pinyon hızında, pinyon üzerine etki eden toplam yük için dinamik yük faktörü kavrama periyodu içerisinde değişmemekte ve değeri de bir olmaktadır. Bu durumda dişliler üzerine etki eden dinamik yükün değeri statik yüke eşittir. Bir pinyon dişi üzerine etki eden yük için dinamik yük faktörü ise düzgün bir şekilde artmakta ve sonra da azalmaktadır. Değişik diş çiftlerinin teması arasındaki geçişler belirgin değildir. Alın dişlilerde ise bu geçişler çok belirgin olarak gözlenmektedir [4]. Helisel dişliler için bu davranış yüksek çalışma hızları için de geçerli olmakta ve helisel dişliler alın dişlilere göre daha az titreşimle ve gürültü ile çalışmaktadır. Bir diş tarafından taşınan yük ise statik yükten küçüktür. Bu da, her zaman diş çiftleri arasında yük paylaşımı olduğunu, aynı anda iki veya üç diş çiftinin temas halinde olduğunu göstermektedir. Alın dişlilerde ise kavrama periyodunun bir bölümünde bütün yük tek diş tarafından taşınmaktadır [4]. Bu şekilde, benzer boyutlara sahip helisel dişlilerin, alın dişlilere göre daha fazla yük taşıma kapasitesine sahip olduğu da görülmektedir.

Çalışma hızının artması ile birlikte gerek pinyon üzerine etki eden toplam yük için dinamik yük faktörü, gerekse de pinyon dişi üzerine etki eden yük için dinamik yük faktöründe dalgalanmalar başlamakta, pinyon dişi üzerine etki eden yük için dinamik yük faktörünün maksimum değeri birden büyük olmaktadır. Pinyon üzerine etki eden toplam yük için dinamik yük faktörü de değişik davranışlar göstermektedir. İlk önce fazla dalgalanmalar olmakta, çalışma hızının artmasıyla birlikte dalgalanmalar azalmaktadır. Bu değişik davranışlar da dişlilerin çalışması esnasında oluşan gürültüyü ve dişlilerin yorulma karakteristiklerini etkilemektedir.

Şekil 11'de ise her iki faktörün maksimum değerlerinin çalışma hızına göre değişimi gösterilmektedir. Bu iki faktörün maksimum değerleri önce artmakta, yaklaşık 4000 d/d pinyon hızından sonra da düşmeye başlamakta ve çalışma hızı arttıkça da oldukça küçük değerlere ulaşmaktadır.

SİMGELER

F_i	Temas eden diş çiftine, kavrama düzlemi üzerinde, temas doğrusuna dik olarak etki eden dinamik yük
J	Dönme eksenine göre eylemsizlik momenti
K_i	Temas eden diş çiftinin eşdeğer kavrama direngenliği
m	Dişli çark üzerindeki etkili kütle
M	Eşdeğer kütle
r_b	Pinyon temel dairesi yarıçapı
R_b	Dişli temel dairesi yarıçapı
T	Dönme momenti
v_r	İletim hatasının zamana göre değişimi
W	Dönme momenti sonucu, kavrama düzlemi üzerinde, temas doğrularına dik olarak etki eden toplam statik yük
x	Temas noktasının kavrama düzlemi üzerindeki pozisyonu
x_r	İletim hatası
x_s	Statik iletim hatası
Δt	Ardışık iki temas pozisyonunun teması arasında geçen süre
θ	Açısal pozisyon
ζ	Sönüm katsayısı
ψ_b	Temel dairesindeki eğim açısı
ω	Frekans

İndisler

G	Dişli
P	Pinyon

DYNAMIC LOAD ANALYSIS OF HELICAL GEARS

Dynamic loads on helical gears are calculated by using a model based on torsional vibrations of gears and a numerical solution method, and dynamic load variations during a mesh cycle of a tooth are determined. Tooth contact analysis, which is necessary for calculations, is made by using rack cutter geometry and basic gear theory. For determination of mesh stiffnesses of contacting teeth and equivalent mesh stiffnesses, which show a non-uniform distribution along contact lines; tooth deflections are calculated by using finite element method with four-noded three-dimensional tetrahedron elements. Deflections of gear bodies, shafts and bearings, and contact deformations are found by making use of analytical expressions.

KAYNAKÇA

1. Deutschmann, A.D., Michels, M.J., Wilson, C.E, *Machine Design*, Collier-McMillan International Editions, 1975.
2. Özgüven, H.N. ve Houser, D.R., Mathematical Models Used in Gear Dynamics - A Review, *Journal of Sound and Vibration*, 121 (1988) 3, 383-411.
3. Kesan, M. ve Özgüven, H.N., Helisel Dişlilerin Dinamik Analizi, 5. *Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi Bildiri Kitabı*, 241-251, ODTÜ, 1992.
4. Arıkan, M.A.S. ve Kaftanoğlu, B., Dynamic Load and Root Stress Analysis of Spur Gears, *Annals of the CIRP*, 38/1/1989 (1989), 171-174.
5. Arıkan, M.A.S., Dynamic Load and Contact Stress Analysis of Spur Gears, *Advances in Design Automation*, ASME Publication DE-Vol. 32-1 (1991), 85-91.
6. Tsay, C.B., Helical Gears with Involute Shaped Teeth : Geometry, Computer Simulation, Tooth Contact Analysis, and Stress Analysis, *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 110 (1988), 482-491.
7. Litvin, F.L., *Theory of Gearing*, NASA Reference Publication, 1989.
8. Tamar, M., *Dynamic Load and Three-Dimensional Stress Analysis of Helical Gears*, Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü, 1992.
9. Arıkan, M.A.S. ve Tamar, M., Tooth Contact and 3-D Stress Analysis of Involute Helical Gears, *Advancing Power Transmission into the 21st Century*, ASME Publication DE-Vol. 43-2 (1992), 461-468.
10. Elkholy, A. H., Load Distribution on Contact Lines of Helical Gear Teeth, *Proceedings of the ASME 1989 International Power Transmission and Gearing Conference*, 135-142, 1989.