

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KRANK MİLLERİ KIRILMALARI
VE ÖNLENMESİ
BİLGİSAYAR YARDIMIYLA DİNAMİK ANALİZ**

34760

Mak.Yük.Müh. Sadri ŞENSOY

**F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi : 2 Mayıs 1994
Tez Danışmanı : Prof. Necati TAHRALI (Y.T.Ü.)
Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Mustafa AKKURT (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. Aybars ÇAKIR (İ.T.Ü.)

İSTANBUL, Mayıs 1994

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**



İÇİNDEKİLER

	Teşekkür.....	I
	Türkçe özet.....	II
	Yabancı dilde özet.....	IV
1.	GİRİŞ.....	1
2.	KRANK MİLİ DİNAMİK ANALİZİ.....	14
2.1.	Krank miline tesir eden kuvvetler.....	14
2.1.1.	Gaz ve kütle kuvvetleriyle zorlanmalar.....	16
2.1.1.a.	Eğilme.....	16
2.2.	Krank milinde mukavemet hesapları.....	18
2.2.1.	Maxwell-Clapeyron denklemlerinin krank miline uygulanması.....	19
2.2.1.1.	Üç moment denkleminin çıkarılması.....	19
2.2.2.	Krank milinin sonlu elemanlar yardımıyla analizi.....	23
2.2.2.1.	Eğilme çubuğu rijitlik matrisi.....	26
2.2.2.2.	Sistem rijitlik matrisine geçiş.....	36
2.2.2.3.	Üç silindirdi dört yataklı krank miline sonlu elemanların uygulanması.....	39
2.3.	Krank milinde gerilmelerin ve emniyet katsayılarının hesabı.....	44
3.	KRANK MİLİ TİTREŞİMLERİ.....	51
3.1.	Krank mili burulma titreşimlerinin analizi.....	51
3.1.1.	Krank milinin uzunluğunun indirgenmesi.....	53
3.1.2.	Hareketli parçaların eşdeğer kütle atalet momentlerinin hesabı.....	55
3.1.3.	Krank biyel mekanizmasının kütle atalet momentinin hesabı.....	55
3.1.4.	Krank milinin dönen parçaların atalet momenti.....	57
3.1.5.	Krank milinin matematiksel modeli.....	58
3.2.	Krank milinin eğilme titreşimleri.....	67
3.3.	Dengeleme.....	70

3.3.1.	Çok silindirli motorlarda atalet kuvvetleri ve bunların momentleri.....	70
3.3.2.	İki silindirli motorların dengelenmesi.....	72
3.3.3.	Üç silindirli motorların dengelenmesi.....	72
4.	TİTREŞİMLER VE GERİLMELER.....	76
4.1.	Burulma titreşimleri ve burulma gerilmeler....	76
5.	ÖMÜR HESAPLAMALARI.....	78
6.	KIRILMIŞ KRANK MİLLERİ İLE İLGİLİ NÜMERİK DEĞERLENDİRMELER.....	80
6.1.	Gerilme analizi ile ilgili değerlendirmeler..	80
6.1.1.	Kırılan kesit alanlarının değerlendirilmesi..	83
6.1.2.	Üç silindirli krank miline ait gerilme ve emniyet katsayılarının bulunması.....	83
6.2.	Titreşim analizine göre kritik devir sayıları tespiti.....	85
6.2.1.	Biyel kütlelerinin indirgenmesi.....	86
6.2.2.	Biyelin ağırlık merkezi ve atalet momentinin bulunması.....	88
6.2.3.	Volanın atalet momentinin bulunması.....	90
6.3.	Eğilme titreşimlerinin incelenmesi.....	91
6.4.	Titreşimlerin gerilmeleri arttırıcı etkisinin analizi.....	97
6.5.	Ömür hesaplamaları ile ilgili değerlendirmeler.....	100
6.6.	Dengeleme düzlemlerindeki kuvvetlerin bulunması.....	101
6.7.	Dengelenmemiş atalet kuvvetlerinin bulunması..	103
6.8.	Dengelenmiş durumda kalan atalet kuvvetleri..	106
7.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	107
	KAYNAKLAR.....	110
	EKLER.....	117

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın meydana gelmesinde büyük emeği geçen ,çalışma disiplini ve tecrübesiyle beni her zaman olumlu yönde etkileyen tez yöneticisi değerli hocam sayın Prof. Necati TAHRALI' ya;akademik hayatımın her safhasında bilgisinden ve tecrübesinden faydalandığım Yrd.Doç.Dr. M.Emin TÖZÜN'e tezimin çeşitli safhalarında yorumlarıyla ve tecrübeleriyle katkıda bulunan Doç.Dr.Ertuğrul TAÇGIN'a yardımlarını esirgemeyen Yrd.Doç.Dr.K.Ersin GÜNGÖR'e ve Yrd.Doç.Dr. Mehmet KOPAÇ'a , pratik konularda her türlü kolaylığı gösteren TTK Kozlu müessesesi teknikerlerinden Muzaffer KİLİT'e ve TTK persoleneline teşekkürü bir borç bilirim.

Sadri ŞENSOY

İstanbul

Şubat 1994

ÖZET

Krank mili kırılmaları ve analizi ile ilgili konular pek çok araştırmacının ilgisini çekmiştir. Türkiye Taşkömürü Kurumu müesseselerinde rastlanılan krank mili kırılma olayları bu çalışmanın hazırlanmasında etkili olmuştur.

Bütün makina elemanlarında olduğu gibi krank mili kırılmaları çok etkilerden, yorulma sonucunda, titreşimlerden dolayı oluşan rezonans bölgelerindeki kırılmalar olarak üç grupta toplanabilir. Yapılan çalışmada krank mili bu üç yöndende incelenmiştir.

Ayrıca bu çalışmada literatürde pek rastlanılmayan, krank millerindeki titreşimlerin gerilmeleri arttırıcı etkisi incelenmiştir. Titreşimlerin gerilmeler üzerindeki etkisi incelendiğinde krank milinin bazı devirlerinde emniyetli gerilme sınırlarının ve deformasyon değerlerinin aşıldığı görülmüştür. Bu da bize titreşimlerin gerilme artışlarındaki etkisinin incelenmesi gerektiği sonucunu getirmiştir.

Krank milinin dinamik analizinde, mil boyunca şekil değiştirme ve kuvvet büyüklükleri bunlara bağlı olarak da gerilme ve emniyet katsayısı değerleri bulunmuştur. Bu analiz için krank miline eşdeğer bir hiperstatik sistem kurulmuş yatak kuvvetleri ve momentler hem Maxwell-Clapeyron denklemleri ile hem de sonlu elemanlar yöntemiyle çözülmüştür. Bu şekilde bulunan kuvvet ve momentler göz önüne alınarak şekil değiştirmeler yine sonlu elemanlar tekniği kullanılarak bulunmuştur.

Her bir silindirin ateşlemesi anındaki krank milinin elastik eğrisi çıkarılmış ve krank mili boyunca en tehlikeli kesitler tespit edilmeye çalışılmıştır.

Her iki metodla elde edilen kuvvetlerle ve momentlerle bulunan gerilme değerleri önce elemanlar sonrada literatürde krank mili analizinde rastlanılmayan Soderberg yöntemine göre bütün silindirlerin toplam etkisi dikkate alınarak verilmiştir.

Krank mil boyunca kol ve ana yatak yerlerindeki emniyet kat-

sayıları,eğilme,burulma ve bileşik gerilme için bulunarak kritik kesitler tayin edilmiştir.Burada en tehlikeli zorlanmanın burulma için ortaya çıktığı görülmüştür.

Soderberg'e göre yapılan analiz ile bulunan sonuçların kırılmış krank milleri ile karşılaştırıldığında uygunluk gösterdiği gözlenmiştir.Yapılan bu analizlerde krank milinde en tehlikeli kesitlerin , volana yakın bölgelerde olduğu görülmüştür.

Krank mili titreşim analizi eğilme ve burulma için ayrı ayrı incelenmiştir.Bunlardan burulma titreşimlerinin krank mili için tehlikeli olabileceği görülmüştür.Örnek olarak ele alınan krank millerinin kırılma devirlerinin , burulma titreşim analizinde elde edilen rezonans bölgesinde olduğu görülmüştür.

Eğilme titreşim analizi yapıldığında elde edilen sonuçlar,bu titreşimlerin krank mili açısından bir tehlike yaratmayacağını göstermektedir. Bu sonuç literatürde eğilme titreşimleri için verilen bilgilerle de uygunluk göstermiştir.

Krank millerinin değişik sürelerde değişik yüklerde çalıştığı da dikkate alınarak ömür hesabı Palmgren-Miner denklemleri tatbik edilerek yapılmış ve bir ömür değeri bulunmuştur.

Dengeleme düzlemlerine konulacak olan dengeleme büyüklüklerinin yatak kuvvetlerine olan etkileri araştırılmıştır.Çeşitli oranlarda yapılan dengelemenin yatak kuvvetlerini nasıl etkilediği nümerik olarak değerlendirilmiş , sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

Bu çalışmada kullanılan bilgisayar programları Ek'lerde verilerek pratikte krank mili konstrüksiyonunun bir bütün olarak gerçekleştirilmesi sağlanmak istenmiştir.Bu programlar araştırma sırasında karşılaşılan her bir problem için ayrı ayrı hazırlanmıştır.

SUMMARY

Subjects on analysis and failure of crankshafts have become the interest of many researchers. Events of crankshaft failure taking place in TTK have played the main role in the preparation of this work.

As another machine elements, crankshaft failure can be gathered into three groups, the first of which is due to shock effects, the second is due to fatigue and the third one is the breaks occurring around resonant field because of vibrations.

In this work, the effects of vibrations on the increment of strain were studied which can rarely be found in the present literature. In certain speed of crankshafts, it was observed that the permitted limits of strain exceed. This showed us the requirement for analysing the effect of vibrations on the increase of strain.

In the dynamic analysis of crank mechanism, the change in form and the value of force together with the strain and safety coefficient along the crankshaft were obtained. In order to carry out this analysis a hyper-static system equivalent to the crankshaft was determined, the bearing forces and moments were computed using Maxwell-Clapeyron equations and finite element methods. In addition, the values of deformations have been calculated by finite element method.

The elastic curve of crankshaft for the actuation of each cylinder has been obtained and the most critical sections along the crankshaft were tried to be found out. Strain values calculated using forces and moments by both methods were given in an analytical form firstly by elementary, secondly by advanced Soderberg method which not available in the present literature.

Safety coefficients at all bearings along the crankshaft were obtained for bending twisting and coupled strain cases, and critical sections were obtained. It is, then pointed out that the most dangerous type of forcing is twisting.

It is also observed that these are in compatible with the results obtained by Soderberg analysis when compared with

the broken crankshafts. In this analysis, it is investigated that the most dangerous sections along the crankshaft is taking place near the region of flywheel.

Vibration analysis of the crankshaft were performed both for bending and twisting. It was then pointed out that the torsional vibrations of crankshaft could be the dangerous one among them. It is also investigated that the breaking speeds of sample crankshafts were taking place within the resonance region obtained by torsional vibration analysis.

The results of bending vibration analysis showed that this type of vibration does not cause a danger of breaking crankshaft. This result is also compatible with the information given in the literature.

The life calculation of crankshaft is performed by adopting Palmgren-Miner equations keeping the fact in mind that crankshafts are used under variable loads in different time.

The effects of masses to be placed on the balancing plane were also studied. How the balancing performed in different ratios affects bearing reactions was numerically investigated, and the results obtained were given in terms of tables and graphics.

In this work, the computer programs used were given in appendices and the construction of crankshaft was aimed to be realized as whole. These programs were developed for each problem encountered during this research individually.

1.GİRİŞ

Krank milleri genel olarak dönme hareketinin öteleme, ötelemenin dönme hareketine dönüştürüldüğü mekanizmalarda kullanılmaktadır. Krank mili pistonun biyel vasıtasıyla gelen kuvveti motor volanına moment olarak verir. Bu moment iş yapan bir moment olup gaz ve atalet kuvvetleri ile birlikte değerlendirilmektedir. Krank mekanizması, krank mil ve silindir eksenleri aynı düzlemde olabileceği gibi krank mil ve silindir eksenleri farklı düzlemde de olabilir.

Krank mekanizmasının kinematığının hesaplanması pistonun hız ve ivme, piston yolunun tanımlanmasını içerir. Krank milinin sabit bir açısal hız ile döndüğü kabul edilir. Aslında açısal hız gaz kuvvetlerinin sürekli değişiminden ötürü sabit değildir. Bu yapılan kabul bize bütün kinematik değerleri sabit açısal hızda zamana bağlı krank mil açısı cinsinden karşılaştırmamızı sağlar.

Krank mekanizmasının dinamik analizi ise gaz ve atalet kuvvetlerinin oluşturduğu ve milin ana parçalarının mukavemeti ile dayanımı için dizaynında kullanılan tüm kuvvet ve momentlerin tespitini içerir.

Bir motorun çalışması esnasında krank mekanizmasına ait parçalar silindir içindeki gaz basıncı, hareketli kütlelerin atalet kuvvetleri ve santrifüj kuvvetlerin etkisi altındadır.

Krank mili kırılmaları ve analizi ile ilgili konular hakkında pek çok yayın vardır. Bütün makina elemanlarında kırılma olayları esas olarak üç grupta toplanmaktadır. Birincisi darbe (şok) etkilerinden, ikincisi yorulma sonucunda, üçüncüsü titreşimlerden dolayı meydana gelen rezonans bölgelerindeki kırılmalardır. Şok kırılmaları, krank millerinde darbe momentinin meydana gelmesiyle olmaktadır. Bu da çok değişik durumlarda olabilmektedir. Bir örnek vermek gerekirse motorda enjektör memelerindeki püskürtmenin tam olmaması durumunda yakıt silindir içine sıvı olarak gönderilmektedir. Böylece havayla karışması mümkün

olmanaktadır. Bu silindir içinde birinci yanma peryodunda yakıtın bir kısmı sıvı olarak kalmaktadır. İkinci peryodunda yakıtın bir kısmı sıvı olarak buharlaşmakta ve ayrıca bu peryodda yeni ilave yakıt (gaz) hava karışımı söz konusu olmaktadır. Böylece silindir içinde patlama esnasında daha fazla gaz kuvvetlerinin (şok) oluşmasını sağlar. Karşı (direnc) momentlerinin varlığı şok kırılmaları meydana getirecektir (Müller et al, 1982; Jürgen, 1987; Mitscke, 1982).

Yorulma kırılmaları da krank milindeki değişken burulma ve eğilme gerilmelerinden dolayı belirli bir ömür değerinden sonra ortaya çıkacaktır. Krank milindeki en etkili değişken gerilmeler çoğunlukla burulma gerilmeleridir. Krank mili silindirdeki sıkıştırma ve patlamadaki gaz kuvvetlerinin etkisiyle eğilmeye ve burulmaya zorlanmaktadır. Hızı yüksek motorlarda krank milinde eğilme ve burulma momentlerinden dolayı bileşik gerilmeleri hesap etmeye pek gerek yoktur. Genellikle eğilme ve burulma gerilmelerini ayrı ayrı hesap etmek yeterlidir (Braun, 1985).

Krank mili kırılma olayının hemen pek çoğunda sebepler yalnız gaz ve kütle kuvvetlerinden ileri gelmeyip, krank milinin peryodik titreşimlerinden meydana gelen rezonans kırılmaları söz konusudur. Motor devir sayısı veya ortalama basınç değerini yükselterek güc başına düşen motor ağırlığını düşürme veya malzemeden tamamen istifade etme çabalarına rağmen, bizzat az silindir sayılı motorlarda tehlikeli titreşim sahalarına ulaşılmaktadır. Bunlar bilhassa dönmeden meydana gelen titreşimlerdir. Yani krank mili boyunca dağılmış olarak düşünülen kütlelerle titreşimli olarak dönmektedir. Krank mili titreşimlerinden en tehlikeli olanı ve kırılmaya yol açan burulma titreşimleridir. Eğilme titreşimleri sadece az silindir sayılı motorlar için önemlidir.

Çünkü burada gerekli olan büyük volan ekseriya iki defa yataklanmış ve eğilebilir krank mili genellikle, kendi frekansı düşük bir titreşim sistemi meydana getirir. Bu arada 1. titreşim frekansı da rezonans durumuna girebilir. Üç

silindirli motorlardan itibaren eğilme titreşimleri pratik yönden bir anlam taşımaz. Aynı şekilde nadiren ve pratik olarak sadece büyük diesel motorlarında meydana gelen aksiyal (boyuna) titreşimlerin frekansları dönmadaki titreşim frekansı ile çakışırlarsa kritik durum arzederler (Yalçınkaya,1975).

Pistonlu makinalarda krank millerinin titreşimleri üzerinde çok çalışılmıştır. Bu konuda genellikle deneylere dayanan yayınlara 40 yıl öncesinde rastlanmaktadır. Nestorides (1958), Wilson (1965), Palavan (1973), Eraslan (1948), demirgüç (1947), Öz (1956), Harris (et al, 1976) çalışmalarında krank mili titreşimlerini detaylı olarak incelemişler, krank milinde en çok burulma titreşimleri neticesinde kırılmalar olduğunu belirtmişlerdir. Titreşim analizinde yaklaşık metodlar kullanmışlardır. Bilgisayarların gelişmesiyle son zamanlarda bu analizler nümerik metodlarla yapılmaya başlanmıştır. Bunlardan en çok kullanılanı da matris metodlarıdır. Bu konu ile ilgili yayınlar olarak Kozesnik (et al, 1962), TSE (et al, 1978), Phran (1967), Burton (1976), Pestel (et al, 1963), Hatter (1982), Doughty (et al, 1985) Steidel (1979) gösterilebilir. Daughty (1985), dallanan mil sistemleri ve vizkoz sönüm etkilerini ele alarak sistemin cevabını incelemiştir.

Kashiwagi (1985), diesel motorlarında iç sönüm etkisine eşdeğer bir sönüm katsayısı hesaplanmıştır. Karadağ (1985), krank millerinde vizkoz sönümlü burulma titreşimlerini incelemiştir. Karadağ (1986), ayrıca değişken momentler etkisi altındaki krank milinin gecici sönümlü burulma titreşimlerini gecici titreşim hareketini de dahil ederek incelemiştir. Pistonlu makinalarda gaz kuvvetlerinin ve atalet kuvvetlerinin tahriki ile, hız değişimlerinde ve rezonans hallerinde ortaya çıkan gecici titreşimlerden doğan kayma gerilmelerinin stasyoner haldeki kayma gerilmelerini değiştirebileceği gibi, gecici halde daha yüksek oranda kayma gerilmelerinin ortaya çıkmasına sebep olduğunu göstermiştir. Yapılan literatür çalışmasında krank mili ile ilgili olarak yayınlanan türkçe çalışmaların yalnızca KARADAĞ'a ait olduğu söylenebilir. Gecici titreşim analizi

ile ilgili olarak Evans (et al, 1985), Nonami'nin (et al, 1985) çalışmaları gösterilebilir.

Kawazoe (et al, 1991), geliştirilmiş transfer matris metodu ile küçük motorlarda krank mili analizini yapmıştır. Motor-krank mil sisteminin üç boyutlu titreşim analizi için gelişmiş transfer matris metodu ile kompleks krank mil sisteminin dinamik analizi için uygun bir metod sağlamıştır. Teorik olarak elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla uyum göstermiştir. Dizayn mühendisleri için etken ve uygun bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir.

Mil sisteminin dinamik analizi için transfer matris metodu bir çok avantajından dolayı ve uygulamaların kolaylığı nedeniyle ilgi çekmiştir. Yakın zamanda Yan (1985), bir çok rulman veya kompleks yapıları olan uzun mil sistemi için etken olan gelişmiş bir transfer matris metodunu kullanmıştır. Zhang (et al, 1987) bu metodu rotor geçiş titreşim analizi için geliştirmiştir.

Aynı metodu Wakabayashi (et al, 1980) başarıyla uygulamışlar, teorik sonuçlar deneysel sonuçlarla uyum göstermiştir. Kawazoe (et al, 1991) mil sistemlerinin dinamik analizinde de bu metodu kullanmışlardır.

Nağamatsu (et al, 1981), içten yanmalı bir motorun krank milinin doğal frekanslarını, doğal modları ve dinamik uyarısını indirgenmiş impedans metodu ile analiz etmiştir. Bu analizde krank mili düz mil parçalarına ve kol parçalarına ayrılmıştır. Düz mil parçasının dinamik davranışı, indirgenmiş empedans matrisine dönüşen transfer matrisi ile ifade edilmektedir. Bu arada kol parçaları sonlu elemanlarla incelenmiştir. Sınır yüzeylerinin serbestlik derecesi 6'ya indirgenmiştir. Kol parçalarının hareket esitliği, sınır parçalarına göre impedans matrisi oluşturmak üzere indirgenmiştir. Bu matrisler birleştirilerek hareket denklemleri çözülerek doğal frekanslar ve doğal modlar hesaplanmıştır. Hesaplanan sonuçlar deneysel olanlarla iyi bir uyum sağlamıştır.

Craven (et al, 1972), motor krank millerinin hareketini içine alan tüm dinamik eşitlikleri çözmek için çok hızlı bir nümerik metod geliştirmişlerdir. Bu metod bir rulmanın performansında rulman açıklığının toleransında etkisini hesaplamakta kullanılmaktadır. Rulman açıklık yerleri içindeki krankmilinin titreşim yerlerini hesaplamak için hızlı nümerik yöntem tavsiye edilmektedir. Bu metod verilen krankmil rulmanı için polar-yük diyagramın kullanılır ve krank mili kutle-ivme etkilerini tamamiyle dikkate alınır 720°lik çevrimi hesaplamak için 45 sn'lik hesaplama süresine ihtiyaç vardır.

Zhencang (et al, 1988), motor krank millerinin burulma titreşimlerinin amplitüdlerinin saptanmasında bir metod geliştirmişlerdir. Tüm gaz etkileri ve her tip salınımda kapsama alınarak motor krank milinin burulma titreşim karakteristiklerinin kompleks idealleşmiş matematiksel bir metod oluşturulmuştur. Yerleşik olan analiz metodları ile mukayese edildiğinde, bu metoddaki asıl gelişme, zorlayan burulma amplitüdüleri ve faz açılarının hassas saptaması olup aynı zamanda diğer parçaların sebep olduğu kuru sürtünme salınımlarının da dahil edilmesidir. Krank millerinin burulma titreşim amplitüdlerinin hesaplanmasında ikincisinin büyük önemi vardır. Çünkü deneyler otomobil motoru krank milinin serbest ucunda bulunan zincirli veya kayışlı parçaların neden olduğu kuru sürtünme salınımı titreşiminin krank mili modunun salınımda önemli bir dağılım yapmaktadır.

Bu metod krank milleri için burulma titreşim absorberlerinin optimize edilmesi problemine de uygulanmaktadır.

Zhencang (1988), bu metodu otomobil motorlarının titreşim absorberlerinin dizaynında kullanarak bir doktora tezi hazırlamıştır.

Zhencang (et al, 1988), motor krank millerinde kullanılacak lastik titreşim absorberlerinin dizaynında kullanılacak olan parametreler için genel bir optimizasyon yöntemi geliştirmişlerdir. MULTI DUF sistemi adı verdikleri bu

sistem geleneksel modellere oranla daha iyi bir sonuc vermektedir. (Duf = Serbestlik derecesi için kısaltma), lastik absorberlerin klasik dizaynları dinamik titreşim absorpsiyonu teorisine dayanır.

Dzygadla (et al, 1989), krank mili pervane sisteminin zorlanmış titreşiminin nümerik analizi için bir metod geliştirmiştir. Bu metodda motor milinin belirli rotasyonel hızı için titreşim amplitüdünün rezonans karakteristiklerinin saptanması sağlanmaktadır. Bu karakteristiklerin saptanmasının helikopter rotar bıçaklarına uygulanması Sobieraj (1983), (1984) tarafından yapılmıştır. Buna ilave-ten teorik rezonans karakteristikleri için sistemin bulunduğu krank-mil ve pervane sisteminin ayrı bir dinamik modelide Zalewski (1987), Sobieraj (1988) tarafından kurulmuştur.

Lastik damperli krank milinin burulma titreşiminin dalga şekli için bir simülasyon metodu Wakabayashi (et al, 1979) tarafından geliştirilmiştir. Bunun için geçiş matrisleri kullanılmıştır.

Bu analizde dinamik rijitlik ve salınımın zorlanma miktarı ile bağlantılı bir amprik formül geliştirilmiştir. Hesaplanan sonuçlar, ölçülen sonuçlarla hemen hemen uyumludur. Seki (1977), bu metodun doğruluğuna yaptığı bir çalışma ile doğrulamıştır.

Lida (et al, 1979), krank mili burulma titreşiminden motor içindeki ortalama efektif basıncın saptanabileceğini göstermişlerdir. Acısal hız saptamaları için uygun veri işleminin kullanılmasının, orta ile düşük hızlarda ortalama basıncın hesaplanmasında % 90 oranında doğruluk verdiği kanıtlanmıştır. Konomi (1983), bu metodu geliştirmiş ve daha hassas sonuçlar almıştır.

Kouju (1991), krankmil sisteminin eğilme titreşimleri için bir simülasyon metodu geliştirmiştir. Krank milinin eğilme titreşimi için rezonansa girmesinin çok zor olduğunu vurgulamaktadır. Eğilme titreşimlerinin bizim incelediğimiz

örnekte de çok yüksek çıkması bu araştırmayla uygunluk göstermektedir. Yüksek hızlı dizel motorlarının titreşimlerini inceleyen nümerik bir çözüm için bir metod Shimayamada (et al, 1991), tarafından geliştirilmiştir ve titreşimlerin krank mili kırılmalarını artırıcı etkisi olduğu belirtilmektedir.

Tamuyuki (et al, 1986), krank miline esnek olarak monte edilmiş bir volan sisteminin, motor ses kalitesini iyileştirebileceğini belirtmektedirler. Yaptıkları çalışmada krank-mili-volan sisteminin eğilme titreşimleri sonuçlarını vermektedirler. Esnek volan, krank mil-volan sisteminin eğilme rezonansını tanımlama amacıyla geliştirilmiş olup, ses kalite problemlerinin olduğu frekans sınırının dışına düşmektedir. Esnek volan ile donanmış test motoru ile elde edilen sonuçlar, bunun rahatsız edici gürültüyü indirdiğini ve yüksek hızlarda doğrusalılığın bozulmasını önleyici olduğunu göstermektedir. Esnek volanın yüksek güvenilirliği, esnek plakada oluşan gerilme konsantrasyonunun azaltılması ile garantilenmiştir.

Krank mili gerilme analizi ile ilgili literatürde motor krankın şekli ve yükleme şartları zor bir gerilme analizi problemi olarak değerlendirilmiştir. Sonuçta basit yaklaşım metodları bu tip millerin dizaynında kullanılmış olup klasik denklemlerinin kurallarına sokulmuştur. Daha sonra bunlar hataları indirmek üzere kullanılmıştır. Dorey (1939) tarafından detaylandırılan dizayn hesaplamalarındaki noksanlıkların çoğu hataların indirgenmesini sağlamıştır.

1920'lerde Timeshenko (1923) ve Gessner (1926) krank milindeki eğilme momentlerinin dağılımı için teorik çözümler önermişlerdir. Ancak Porter (1968), bu çözümlerdeki hataların oldukça sık olduğunu ve kısa krank milleri için kabul edilemeyeceğini belirtmektedir.

Sonlu eleman analizi veya deneylerle türetilen doğrulama faktörlerinin gündeme gelişi ve kabul edilebilir çözümlerin geliştirilmesi için ciddi gayretler sadece son yıllarda yapılmıştır. Bickley (1968)'in çalışması buna örnek

gösterilebilir. Japonya'da 1950'lerin sonlarında gelişmeye başlanan bu metodların yorumlarında, dizaynlarda krank millerinin hız ve esneklik avantajları olduğunu göstermektedir.

Yamada (et al, 1960), Japon Gemi Araştırma Birliği hesabına deniz dizelleri için krank millerinin mukavemetini incelemişlerdir. Bu inceleme burulma ve eğilmedeki yatak için gerilme konsantrasyon faktörlerinin değerlendirilmesinden oluşmaktadır. Bu çalışma krank yarıcağının etkileri için basit giriş teorisinin düzeltilmesi ile krank millerinin tipik formlarındaki sapma ve eğilme momentlerinin dağılımı arasındaki hassasiyeti geliştirmek için genişletilmiştir. Krank yarıcağı bir faktör ile düzeltilmiştir ve bu krank kolu ebadından bağımsız bir sabit olarak belirtilmiştir.

Hildrew (1978), LLoyd's Register adlı derneğe katılıp Dr. S.F. Durcy'le birlikte küçük bir araştırma grubuyla birlikte burulma titreşimine maruz kalan mil parçalarının yorulma mukavemetinin tespiti ile ilgilenmiştir. Gemilerin ana millerindeki burulma titreşim zorlanmasının ölçülmesine ilaveten, uzun yıllar mil malzemesi ve mil geometrisi üzerinde tam ölçekli deneyler yapmıştır. Fakat bu deneylerin

Tishchenko (1983), demiryolu dizel motorlarında çelik krank millerinden farklı olarak sferoikal grafitli dökme demirden yapılmış olan millerin daha uygun olduğunu belirtmektedir. Eğilme ve burulma gerilmeleri açısından daha emniyetli bir malzeme olduğunu belirtmektedir.

Dökme demir krank millerinin burulma gerilmelerinde kolların gerilme halini hesaplamak için Tishchenko (1983), tarafından bir metod geliştirilmiştir. Aynı malzeme için kollardaki eğilme gerilmelerinin analizi için Tishchenko (et al, 1984) tarafından da bir gerilme analizi geliştirilmiştir. Ancak bu analizde mildeki eğilmelerin sadece bir düzlem içinde olduğu kabul edilmektedir.

Whitney (et al, 1986), benzinli ve küçük hızlı dizel motorlarında noduler demirin krank mili malzemesi olarak uygun olduğunu belirtmektedirler. Noduler demirin krank millerinin yüzey tamamlama işleminde daha uygun olduğunu belirtmektedirler.

Son yıllarda pratikte mühendislik sistemlerinde hasarların çoğunlukla değişken atalet etkisine veya yay sabitindeki periyodik değişmeye bağlanmaktadır. Sistemlerde kuvvetli burulma titreşimleri bir çok hız sınırında gözlenmiş olup bu tehlike kontrol altına alınabilmiş sadece sistemlerin davranışının kısmi açıklaması üzerinde çalışılmıştır. Dişliler, mil ve rotorlarda üniform olmayan esneklik ve burulma titreşimi, mühendislik sistemlerinin bir çok durumu, Wilson (1965) tarafından ortaya konmuştur. Bu sistemler fiziksel olarak tartışılmış ve bunların davranışlarının kısmi açıklaması verilmiştir. Tek silindirli motor değişken elastisite ve sabit kütleyle eşdeğer burulma sistemi olarak incelenmiştir. Wilson (1965), sadece tek silindirli motor halindeki kritik hızları tahmin etmekle kalmayıp aynı zamanda sistemin kararsız olduğu hız sınırlarının belirlenmesini de vermiştir. Burada ataletin değiştiğini, elastisitenin sabit kaldığı kabul etmiştir.

Mühendislikte burulma titreşimlerinin önemi açısından, Goldsbrough (1926), titreşimin oluşturulması ve değiştirilme-

sinde parçaların etkisini incelemek için teorik ve deneysel bir çalışma yapmıştır.

Gregory (1954), idealleşmiş tek silindirli motor sistemi için lineer olmayan eşitliklerin çözümünü oluşturarak daha ileri incelemeler yapmıştır.

Brook (1958), Gregory'nin çalışmalarını genişletmiş kararsız bölgelerde osilasyon histeresiz ve ampilütüdeki atlamalarla ilgili lineer olmayan karakteristikler bulunmuştur.

Pasricha (et al, 1973, 1974, 1975, 1976) nümerik analiz tekniklerinin kullanımı ile problemin sistematik yorumunu getirmişler ve incelemelerinde amplitüd frekans, kritik hız sınırları ve idealleşmiş tek silindirli motorlarının farklı hızlarında kompleks dalga formlarının şekillerini incelemişlerdir.

Archer (1964), on silindirli ve on iki silindirli motorlarda çalışma süresince krank mil arızalarının bir çok örneğini vermiştir. Bu çalışmada belirli zamanlardaki ölçümü yapılan gerilme değerlerinin normal metodlarla hesaplanandan daha büyük olduğu bulunmuştur. Draminsky (1961), pratikte çok silindirli motorlarda krank mili arızaları ile ilgili birçok bilgi ilave etmiş ve ataletteki değişme üzerinde kurulan hareket eşitliğini türetmiştir. Draminsky (1965) son olarak analizini ortaya koymuş ve ataletteki ikinci derece değişmelerin pratikte bu tip hataların nedeni olduğu sonucuna varmıştır. Lineer olmayan teorisi üzerinde ve bunun çözümünden elde ettiği kısmi bilgi ile çok silindirli motorların krank millerinde açıklanmamış olan daha büyük gerilmeleri tahmin etmek için bir hesaplama yöntemi ortaya koymuştur. Atalet değişkeninin etkisinin ihmal edildiği basitleştirilmiş teori, modern deniz dizel motorlarının burulma titreşimlerindeki ikinci derece rezonans olayının varlığını açıklamada yeterli değildir.

Carnegie (et al, 1971), bu eksikliği dikkate alarak 10 silindirli motorları incelemişlerdir.

Carnegie (et al, 1981), DRAMINSKY'nin matematiksel modeline müdahale ederek tek silindirli motoru temsil eden değişken ataletli sistemin uyarısı ile ilgili sonuçlar vermiştir. Böylece elde edilen çözümler, ilk olarak, zaman uyarılarının dalga şekillerine cevabını göstermekte olup çözümünün kararsız olduğu motor hızlarını vermektedir. Sonuçlar sistemin daha iyi anlaşılmasını sağlamıştır.

Nazarov (1987), motor krank millerinin yataklarındaki aşınmalar üzerinde çalışmalar yapmıştır. Bu çalışmalarında 600 den fazla benzin ve diesel motorları üzerinde deneyler yapmıştır. Burada beş farklı aşınma tipi olduğunu belirtmektedir. Krank mili rulmanlarının oksitlenme aşınmasına yatkın olduğunu deneylerle ispat etmiştir.

Aguzarav (1987), krank mili gerilmelerinin azaltılması üzerine çalışmalar yapmıştır.

Krank mili de dahil olmak üzere genel olarak makina elemanları için geçerli olan güvenilirlik ve ömür hakkındaki yayınlar şöyledir.

Akkurt (1973), (1975), (1977), makina konstrüksiyonlarında emniyet ve güvenilirlik konularında, Tahralı (1978) de istatistik değerlendirmeler ve ömür hesapları, Savcı (1971) makina parçalarının sürekli mukavemete göre boyutlandırılması çalışmalarını yapmışlardır.

Makina elemanlarının ömür hesapları hakkındaki ayrıntılı bilgiler ise Gnılke (1980) tarafından verilmiştir.

Çeşitli başlıklar altında toplanan konularla ilgili yapılan çalışmalar tabii ki yukarıda sayılanlardan ibaret değildir. Fakat bunlar bize krank mili ile ilgili çalışmalar hakkında bilgi vermektedir.

Bu çalışmaların çoğu titreşim analizi ve gerilme analizi üzerine yoğunlaşmıştır. Krank milinin kırılmasını her iki açıdan aynı anda inceleyen çalışmalar konusunda bir literatür boşluğu vardır. SODERGEBERG'e göre krank milinin

gerilme analizine literatürde rastlanılmamıştır.

Bu çalışmada, krank millerinin titreşimleri ve gerilmeleri göz önüne alınarak kırılma olayına yorum getirilmeye çalışılmıştır. Krank milleriyle ilgili nümerik değerlendirmelerde, Türkiye Taşkömürleri Kurumu müesseselerinde, bilhassa Kozlu bölgesinde yeraltı kömür ocaklarında (galerilerde) 5 tonluk vagonları çeken lokomotiflerde sık sık görülen krank mili kırılmaları dolayısıyla, gerçek krank ölçüleri ve zorlamaları esas alınmıştır. Titreşimlerin ve gerilmelerin analizi için ayrı ayrı bilgisayar programları hazırlanmıştır. Gerilme analizi için hem klasik değerlendirme hem de sonlu elemanlar ile değerlendirmeler yapılmıştır.

Elde edilen sonuçlar ile krank milinin kırılma kesitleri ve kırılma anındaki devirleri bulunmuştur. Adı geçen kurumdan alınan kırılma ile ilgili verilerle bizlerin bulduğu sonuçlar tam bir uyum içerisindedir. İlgili kırılma olayının sebepleri ile ilgili detaylı bilgiler verilmiştir. Son zamanlarda adı geçen kurumda kırılma olayının olmamasında yapmış olduğumuz tavsiyelerin etkisi olduğu düşüncesindeyiz.

Yukarıda literatür değerlendirmesinde açıklanan hususlarda, krank millerindeki konstrüksiyon ve kırılma problemlerine yalnız konu başlıkları açısından yorumlar, değerlendirmeler söz konusu edilmektedir.

Bu çalışmada krank mili için eşdeğer bir hiperstatik sistem ele alınarak yatak kuvvetleri ve momentler hem Maxwell Clapeyron denklemleri ile hem de sonlu elemanlar yardımıyla çözülmüştür (Üç silindirli dört yataklı krank miline sonlu elemanlar metodu uygulanmıştır). Her iki teoriden çıkan sonuçlar Ek'ler de verilmiştir.

Bu iki metodla elde edilen yatak kuvvetleri ve momentlerle bulunacak olan gerilme değerleri önce elemanter sonra da Soderberg'e göre analitik olarak verilmiştir.

Ayrıca eğilme ve burulma gerilmeleri için krank milinin kol

ve ana yatak muylu yerlerindeki emniyet katsayıları hesaplanarak krank mili için kırılma yönünden tehlikeli noktalar tespit edilmiştir.

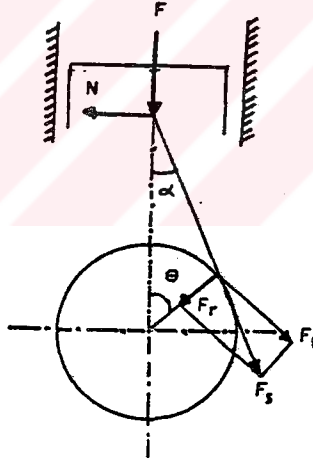
Bu uygulama ve değerlendirmeler ışığında tez çalışmamızdaki kırılmış krank millerinin kırılma kesitleri tam olarak tespit edilmiş; kırılmalara yorumlar getirilmiştir.

Krank millerinde gerilmelerin analizi, kritik kesitlerde emniyet katsayısı değerleri, eğilme ve burulma titreşimlerinin kritik frekansları; Palmgren-Miner metodu tatbik edilerek ömür tayini gerçekleştirilmiştir. Bilgisayar programları verilerek pratikte krank mili konstrüksiyonunun bir bütünlük içinde gerçekleştirilmesinde bu çalışmayla bilimsel katkı amaçlanmıştır. Bilgisayar programları orjinal olup her problem için ayrı ayrı hazırlanmıştır.

2. KRANK MİLİ DİNAMİK ANALİZİ

2.1 Krank Miline Tesir Eden kuvvetler

Krank mili silindir içindeki gaz kuvvetleri, dönen, ileri ve geri hareket eden elemanlarının kütle atalet kuvvetleri, volanın atalet kuvvetleri ile değişken kuvvetlerden meydana gelen titreşimlerle zorlanır. Dinamik analizin kolaylaştırılması açısından piston üzerinden gelen gaz basıncı kuvvetleri tek etkili olarak silindir eksenine boyunca piston pernosu eksenine ve dolayısıyla biyel boyunca kol yatak eksenine uygulandığı kabul edilir. Dinamik analizin yapılabilmesi için krank mekanizmasının dolu kütlelerden oluşturduğu varsayılır. Krank mili dinamik analizine esas olmak üzere Şekil 2.1'de pistona etki eden F kuvvetinin bileşenlere ayrılması gösterilmiştir (Yalcinkaya, 1974), (Binark, 1964).



Sekil 2.1. Piston Kuvvetinin Bileşenlere Ayrılması

F_t = Teğetsel kuvvet

F_r = Krankı eğmeye zorlayan kuvvet

F_S = Biyele etki eden kuvvet

θ = Krank açısı (Radyan)

$$N = F \cdot \tan \alpha \quad (2.1)$$

$$F_S = F / \cos \alpha \quad (2.2)$$

$$F_t = F_S \cdot \sin (\theta + \alpha) \quad (2.3)$$

Periyodik olarak değişen F_S kuvveti krank muylusuna tesir etmektedir. F kuvvetinin etki ettiği muyluya kendinden evvelki muyludan (M) döndürme momenti iletilir. F kuvvetinin muyluda oluşturduğu (m) momentide bu momente eklenir ve neticede krank milinden bu toplam moment ($M+m$) alınır (Binark, 1964).

Krank milinin elemanları F ve M zorlamalarının maksimum değerlerine göre hesap edilmelidir. Bu maksimum değerlerin tespiti için F ve M değerlerinin bütün krank açılarına göre eğrilerini bilmeye gerek yoktur. Belirli kritik durumlar için hesapların yapılması yeterli olacaktır.

1. Kritik durum: Piston üst ölü noktada iken yanmanın oluşturduğu basınç azami değerdedir. Bu durumda iken tesir eden kuvvet $F_{\max}$ olup ancak atalet kuvvetleri ile azaltılmış durumdadır.

$$F_{\max} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot P_{\max} \quad (2.4)$$

D = Silindir çapı: $P_{\max}$ = Yanma basıncı

Bu kritik durumda iken krank muylusu eğilmeye zorlanır.

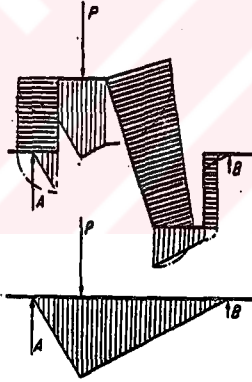
2. Kritik durum: Piston üst ölü noktadan itibaren $\theta=35^\circ$ geçmiş durumda iken F_S , F_t kuvvetleri ile krank muylusunu eğilmeye ve burulmaya zorlar (Yalcıncaya, 1974).

Yataklarında her iki tarafa serbest olarak hareket edebilen bir krank muylusunun bir tarafına dönme momenti uygulanırsa milde bir burulma oluşur. Bu moment milin bütünü boyunca aynı değerde kalır, bir sonraki muylunun burulma momenti piston çevrim içerisindeki konumuna göre eklenir veya çıkarılır.

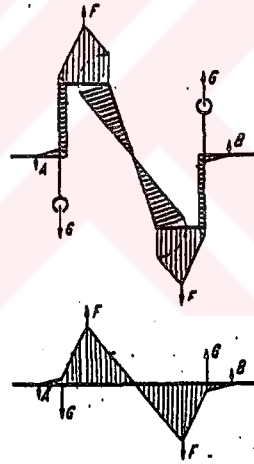
2.1.1 Gaz ve Kütle Kuvvetleri Tesiriyle Zorlanmalar

2.1.1.a Eğilme:

Mukavemet hesap kaidelerine göre, eğilme momenti ve dolayısıyla malzeme zorlanmaları hesap edilebilir. Şekil 2.2



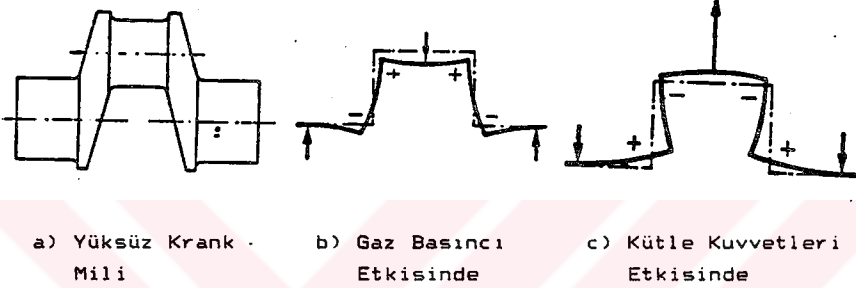
Şekil 2.2. Gaz Kuvvetleri ile Oluşan Eğilme Zorlanmaları



Şekil 2.3. Kütle Kuvvetleri ile Oluşan Eğilme Zorlanmaları

ve Şekil 2.3'de gaz ve kütle kuvvetleri tesiri altında eğilme momentinin dağılışı görülmektedir. Dengeleme ağırlıkları da dikkate alınmıştır.

Yatak yerleri sabit bağlantı yerleri olarak değil mafsal olarak düşünülebilir. Krank yatak yerlerini yan bağlantılara bağlayan yerlerde oldukça yüksek gerilim değerleri meydana gelir ve çekmeye zorlanan yerlerde tehlike yaratabilir. Şekil 2.4.'de çekme gerilmesinin nerede meydana geldiği görülmektedir.

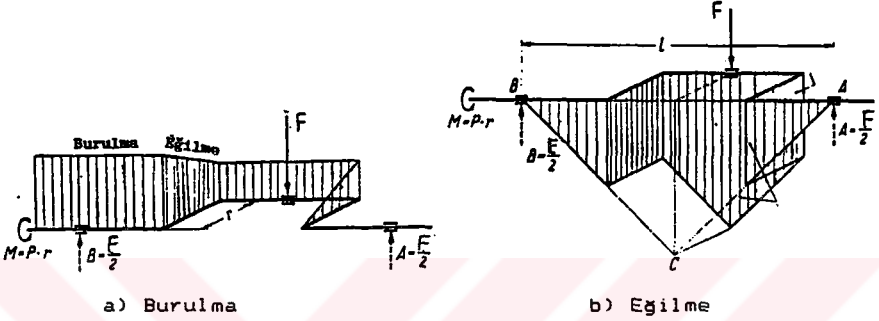


Şekil 2.4. Yük Altında Krank Milinin Eğilmesi

Gaz basıncı nedeniyle kol yatak yerlerinde ve kütle basıncı tesiriyle ana yatak yerlerini kol yanlarına bağlayan geçiş yerlerinde çekme gerilmeleri olmaktadır (Yalcıncı, 1974).

2.1.1.b Burulma

Krank milinin gaz ve kütle kuvvetleriyle burulma zorlanmasının hesabı, dönme titreşimlerinin yaptığı zorlamaların yanında çok daha az önem taşır. Normal krank kolunda en büyük dönme momentleri, en büyük eğilme momentleri ile birlikte meydana gelmediğinden dönme ve eğilme zorlanmaları birbirinden ayrı olarak dikkate alınabilir. Şekil 2.5 de piston kolu çubuk kuvvetleri tesiriyle burulma ve eğilme zorlanmalarının meydana geldiği gösterilmiştir. Burulmaya zorlanan en zayıf yer piston kolu yatak yeridir.



Sekil 2.5. Bir Dönme Momenti Değerinde Krank Milinin Eğilmeye ve Burulmaya Zorlanması

2.2 Krank Milinde Mukavemet Hesapları

Çok silindirli krank mili için kol ve ana yatak kuvvetleri ile eğilme ve burulma momentleri, dönmeler ve çökmeler en genel durum için verilmiştir. Çok silindirli bir krank mili için öncelikle eşdeğer bir hiperstatik sistem kurulur. Böyle bir sistemin çözülebilmesi için çeşitli metodlar vardır. Bunlardan ilk olarak Maxwell-Clopeyron denklemi kullanılacaktır (Demiray, 1976), (İnan, 1972). Teorisi çok öncelere dayanan bu metodu bir çok araştırmacı kullanmıştır. Fakat son zamanlarda bilgisayarların hızla gelişmesiyle sonlu elemanlar ya da sonlu farklar tercih edilmeye başlanmıştır.

Yaptığımız bu çalışmada krank miline eşdeğer olan bu hiperstatik sistem hem Maxwell-Clapeyron hem de sonlu elemanlar yardımıyla çözülmüştür. Sonlu elemanlar yardımıyla yapılan çözümde daha hassas sonuçlar bulunmuştur. Her iki teoriden çıkan sonuçlar ekte verilmiştir.

Bu iki metodla elde edilen yatak kuvvetleri ve momentlerle bulunacak olan gerilme değerleri önce elemanter sonra SODERBERG'e göre analitik olarak verilmiştir.

Ayrıca eğilme ve burulma gerilmeleri için krank milinin kol ve ana yatak yerlerindeki emniyet katsayıları hesaplanarak krank mili için kritik noktalar tespit edilmiştir. Bu metod kırılmış bir çok krank üzerinde denenerek kırılma noktaları tam olarak tespit edilmiş ve böylece kırılma olayına yorum getirilmiştir.

2.2.1 Maxwell-Clapeyron Denkleminin Krank Miline Uygulanması

Öncelikle n silindirli bir krank miline ait eşdeğer hiperstatik sistem kurulur.



Şekil 2.6. n Silindirli Krank Miline Eşdeğer Sistem

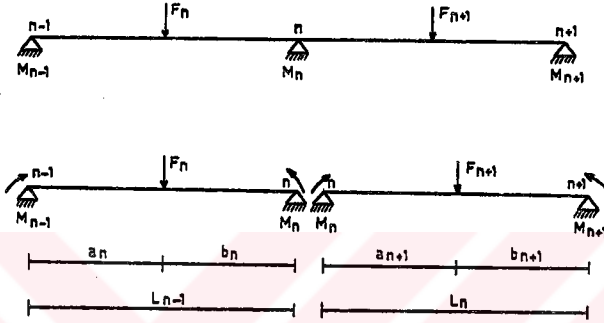
$M_0, M_1, M_2, \dots, M_n, M_{n+1}$ değerleri ana yataklardaki momentlerdir. $F_0, F_1, \dots, F_n$ kuvvetleri silindirlerden gelen kuvvetlerdir.

Yukarıda verilen eşdeğer sistem için Maxwell-Clapeyron (3 moment denklemi) en genel hal için çıkarılacaktır. Daha sonra, çalışmamızdaki bir örnek olan üç silindirli dört yataklı bir sisteme uygulanarak yatak kuvvetleri ve momentlerin bulunuşu gösterilmiştir. Bu değerler gerilme hesaplarında kullanılacaktır.

2.2.1.1 Üç Moment Denkleminin Çıkarılması

Şekil 2.6'da verilen sistem hiperstatik bir sistemdir.

Fazla bilinmeyen sayısı aradaki mesnet sayısı kadardır. Problemi çözebilmek için fazla olan bilinmeyenleri ara mesnet noktalarındaki kesitlerdeki eğilme momentleri olarak kabul etmek faydalıdır. Şimdi çok mesnetli kirişin aradaki üç mesnetlik kısmını ele alalım.



Şekil 2.7. Üç Mesnetlik Bir Sistem ve Bunun Parçalanması

İncelediğimiz üç mesnetlik sistemde ortadaki mesnet n , soldaki $n-1$, sağdaki $n+1$ olsun. Eğilme momentleri Şekil 2.7 de pozitif yönde alınmıştır. Bu şekilde hareket edilerek çok mesnetli kirişler her biri basit mesnetli olan bir çok kirişe ayrılmış olur.

M_n , M_{n-1} , M_{n+1} momentlerini bu noktalarındaki elastik eğrinin kırık olamayacağı şartlarını kullanarak bulabiliriz. n noktasındaki soldaki kirişteki eğim ile sağdaki kirişteki eğim eşit olmalıdır (Demiray, 1976).

$n-1$ ve n mesnetli kirişe tesir eden dış yükler dolayısıyla n mesnedinde elastik eğrinin eğimi;

$$\delta_{A1} = \frac{-F_n \cdot a_n \cdot b_n \cdot (L_n + a_n)}{6 \cdot L_{n-1} \cdot EI} \quad (2.5)$$

L_n boyundaki bu kirişe n noktasında tesir eden M_n momentinden dolayı meydana gelen eğim;

$$\delta_{A2} = - \frac{M_n \cdot a_n}{3 \cdot E \cdot I} \quad (2.6)$$

Aynı kirişe (n-1) noktasında tesir eden M_{n-1} momentinin n noktasında meydana getirdiği eğim;

$$\delta_{A3} = - \frac{M_{n-1} \cdot L_n}{6 \cdot E \cdot I} \quad (2.7)$$

Toplam eğim;

$$\delta_{n1} = \delta_{A1} + \delta_{A2} + \delta_{A3}$$

Aynı mantığı (n,n+1) hattına uygularsak;

$$\delta_{n2} = \frac{F_{n+1} \cdot (a_{n+1}) \cdot (b_{n+1}) \cdot (L_n + b_{n+1})}{6 \cdot L_n \cdot E \cdot I} + \frac{M_n \cdot L_{n+1}}{3 \cdot E \cdot I} + \frac{M_{n+1} \cdot L_{n+1}}{6 \cdot E \cdot I} \quad (2.8)$$

$$\delta_{n1} = \delta_{n2}$$

$$\delta_{n1} - \delta_{n2} = 0 \text{ yazılabilir.} \quad (2.9)$$

2.9 denkleminde değerler yerine konulursa ve $n=n-1$, $L_n=L_{n-1}$, $L_{n+1}=L_n$ yazılırsa Maxwell-Clapeyron denklemi elde edilir.

$$M_{n-1} \cdot L_{n-1} + 2 \cdot M_n \cdot (L_{n-1} + L_n) + M_{n+1} \cdot L_n =$$

$$= - \frac{F_{n-1} \cdot a_{n-1} \cdot b_{n-1} \cdot (L_{n-1} + a_{n-1})}{L_{n-1}} - \frac{F_n \cdot a_n \cdot b_n \cdot (1_n + b_n)}{L_n} \quad (2.10)$$

Çok mesnetli kirişlerde her mesnet için bu denklem bir kez yazılır.

Şimdi üç moment denklemini üç silindirik dört yataklı bir

krank miline eşdeğer olan hiperstatik sistem için açalım.

$$n=1 \text{ için} \quad (2.11)$$

$$M_0 L_0 + 2M_1 \cdot (L_0 + L_1) + M_2 \cdot L_1 = - \frac{F_0 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot (L_0 + a_0)}{L_0} - \frac{F_1 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot (L_1 + a_1)}{L_1}$$

$$n=2 \text{ için} \quad (2.12)$$

$$M_1 \cdot L_2 + 2M_2 \cdot (L_1 + L_2) + M_3 \cdot L_2 = - \frac{F_1 \cdot a_1 \cdot (L_1^2 - a_1^2)}{L_1} - \frac{F_2 \cdot a_2 \cdot (L_2^2 - a_2^2)}{L_2}$$

$M_0=0$, $M_3=0$ olduğuna göre iki denklem ve iki bilinmeyen vardır.

Aşağıdaki kısaltmaları yaparak M_1 ve M_2 momentlerini bulabiliriz.

$$A = F_1 \cdot a_1 \cdot (L_1^2 - a_1^2); \quad B = F_2 \cdot a_2 \cdot (L_2^2 - a_2^2)$$

$$C = F_a \cdot a_0 \cdot (L_2^2 - a_2^2):$$

$$M_1 = \frac{\frac{A}{2(L_1 + L_2)} + \frac{B}{2(L_1 + L_2)} - \frac{C}{L_0} - \frac{A}{L_1}}{2 \cdot (L_0 + L_1) - \frac{L_1^2}{2(L_1 + L_2)}} \quad (2.13)$$

$$M_1 = \frac{\frac{A}{2(L_1 + L_0)} + \frac{C}{2(L_0 + L_1)} - \frac{B}{L_2} - \frac{A}{L_1}}{2 \cdot (L_1 + L_2) - \frac{L_1^2}{2(L_0 + L_1)}} \quad (2.14)$$

Ara momentler bulunduğundan sonra yataklardaki kuvvet bulunabilir.

$$T_0 = \frac{M_1}{L_0} + \frac{F_0(L_0 - a_0)}{L_0}$$

$$T_1 = -M_1 \left(\frac{1}{L_0} + \frac{1}{L_1} \right) + \frac{M_2}{L_1} + \frac{F_0 \cdot a_0}{L_0} + \frac{F_1 \cdot a_1}{L_1} \quad (2.16)$$

$$T_2 = -M_2 \left(\frac{1}{L_1} + \frac{1}{L_2} \right) + \frac{M_1}{L_1} + \frac{F_1 \cdot a_1}{L_1} + \frac{F_2 \cdot a_2}{L_2} \quad (2.17)$$

$$T_3 = \frac{M_2}{L_2} + \frac{F_2 \cdot (L_2 - a_2)}{L_2} \quad (2.18)$$

Yataklardaki kuvvetler ve momentler bulunduğundan sonra silindirlerin bulunduğu noktalarındaki moment değerleri mukavemet kurallarına göre bulunabilir.

Ana yataklar biyel kolu tarafından gelen zorlanma F_s bileşke kuvvetinden olabileceği gibi krankın dönmesinden meydana gelen santrifüj ve atalet kuvvetleri de etki ederse bunlar hesaplarda ihmal edilir (Binark, 1964). Sıra halinde yanyana koyulmuş muhtelif muylularda ana yataklar birbirlerine de tesir ederler. Krank milinde mevcut eğilme momentleri komşu yatakları da ilave olarak zorlarlar (Binark, 1949).

2.2.2 Krank Milinin Sonlu Elemanlar Yardımıyla Analizi

Sonlu elemanların krank millerine uygulanmasına geçmeden önce sonlu elemanlardaki çözüm yöntemleri hakkında biraz bilgi verelim (Zienkiewicz, 1979), (Gallagher, 1973).

Sayısal yöntemlerde, en az sonlu farklar kadar popüler olan diğer bir sayısal çözüm yöntemi de sonlu elemanlar-The

finite element method - Methode der finiten elemente olarak bilinen metoddur.

Bugüne kadar hemen hemen bir çok alanda uygulaması yapılan Sonlu Elemanlar Yöntemi, kapalı çözümleri olmayan ya da çok zor olan fiziksel bağıntıların çözümünü sağlar. Yöntemin ana fikri, çözümü aranan sistemi, bizce geometrisi ve bağıntıları bilinen daha küçük parçalara ayırarak çözmektir. Bütün sisteme göre düşünülen küçük parçaların bağıntılarını yazmak daha kolay bir yoldur. Bu düşünüş bazı işlem adımlarının yerine getirilmesi ile mümkün olur. Sıralamak gerekirse;

-Bütün sistemin tanımlı olduğu ve yerleştirildiği bir dik kartezyen koordinat sistemi seçilir.

-Parçalara ayrılması düşünülen kısımlar için numaralandırma yapılır.

-Düşünülen parçaların kendi eksen takımları içinde -Lokal koordinat sistemi- bağıntıları yazılarak eleman rijitlik matrisleri teşkil eder.

-Bağlantı yerlerinde düşünülen sınır şartları yazılarak, eleman rijitlik matrislerinden sistem rijitlik matrisleri teşkil edilir.

-Son olarak elde edilen matris sistemi sınır şartları dikkate alınarak çözülür.

Aşağıda sonlu elemanların uygulandığı tipler genel olarak verilmiştir.

1. Çubuk eleman tipi
2. Eğilme elemanı tipi
3. Düzlemsel eleman tipleri
4. Üç boyutlu eleman tipleri

Bu çalışmada ise sonlu elemanların çok sık uygulandığı eğilme elemanı tipi uygulanacaktır.

Simdi biraz da eğilme elemanı hakkında bilgiler verelim.

Çubuk elemanlar ağırlık merkezlerinden geçen eksen yardımıyla tanımlanırlar. Yüksüz hal için söz konusu eksen doğru konumundadır. Dış yüklerin etkisi ile eksen eğilerek eğri bir şekil alacaktır. Eksenin aldığı bu eğri şekle elastik eğri adı verilir. Eğri konum dış yükden dolayı oluşan eğilme momenti nedeniyle olur. Bu tip çubuk elemenda mukavemette Eğilme Çubuğu adı ile anılır.

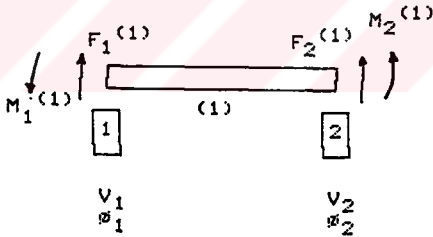
Eğilme çubuklarında kesit büyüklükleri olarak aşağıda sıralanan büyüklükler söz konusudur.

1- Kesit kuvvet büyüklükleri

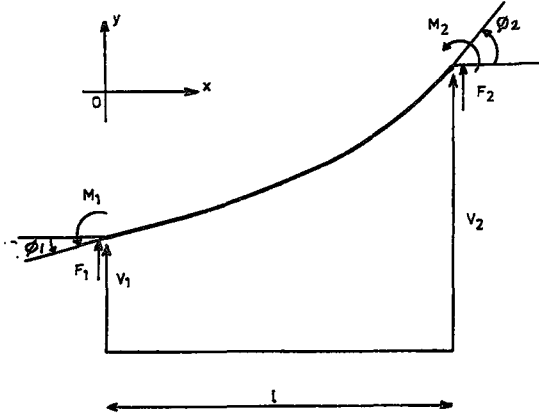
- Çubuk uçlarında oluşan eğilme momentleri: $M_1; M_2$
- Çubuk uçlarında oluşan kesme kuvvetleri : $F_1; F_2$

2- Kesit şekil değiştirme büyüklükleri

- Çubuk uçlarının düşey yer değiştirmeleri: $V_1; V_2$
- Çubuk uçlarının dönmeleri: $\varphi_1; \varphi_2$



Sekil 2.8. Eğilme Çubuğundaki Kesit Büyüklükleri



Şekil 2.9. Eğilme Çubuğunun Şekil Değiştirme Sonrası Konumu

Verilen büyüklüklerin hesaplanmasını sonlu elemanlar yöntemi kullanarak yapmaya çalışacağız.

2.2.2.1 Eğilme Çubuğu Rijitlik Matrisi

Hesaplanması gereken büyüklükler nedeniyle, eğilme çubuğunun rijitlik matrisinin, eğilme momentleri ve kesme kuvvetleri ile yerdeğiştirmeler ve dönmeler arasındaki bağıntılardan oluşacaktır. Bağıntıları yazmadan önce pozitif yön ve işaret kabulünün yapılması gerekir. Eğilme çubuklarına sonlu eleman yönteminin uygulanmasında söz konusu büyüklükler için aşağıda verilen yön kabulleri geçerlidir.

Kuvvet ve yer değiştirme büyüklükleri her iki uc içinde -Y- eksenin + yönü doğrultusunda yerleştirilecektir.

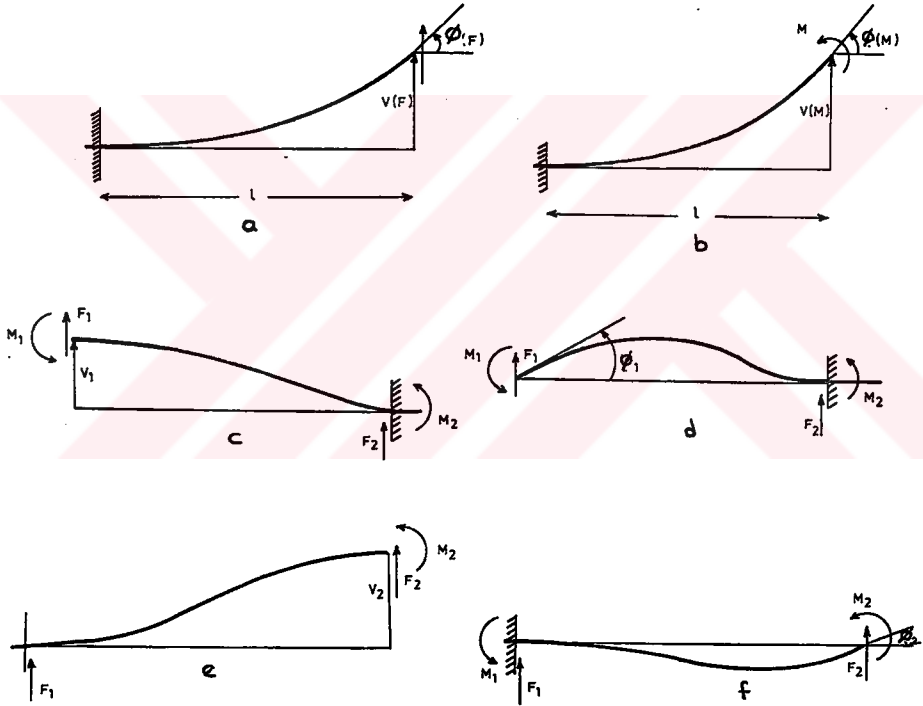
Çubuk elemanın her iki ucundada etiledikleri kabul edilen eğilme momentleri ve dönme açıları için moment + yönü olarak, bilinen saat ibresinin tersi yönü (+) yön olarak alınacaktır.

Söz konusu büyüklüklerin yönleri tahmin edilse bile, yukarıda bahsedilen yönlerden vazgeçilmemesi gerekir.

Sekil 2.8'de eğilme çubuğunun şekil değiştirme sonrası konumu görülmektedir. Eğilme çubuğu için mukavemette yapılan kabuller geçerlidir. Malzeme Hooke konumuna uygun davranmaktadır.

Düşünülen çubuk kısmı için sabit kesit ve atalet momenti kabul edilecektir.

Sonlu elemanlar uygulaması olarak kuvvetin, kesitin veya malzemenin değişiklik gösterdiği kısımlardan ayırma işlemi yapılması gerektiği açıktır.



Sekil 2.10. Sekil Değiştirmelerin kesme kuvveti ve momentler dolayısıyla oluşması

Şimdi herhangi bir eğilme çubuğunda oluşabilecek kuvvet ve şekil değiştirme büyüklükleri sınır değerlerini Şekil 2.10'daki örnekleri dikkate alarak yazalım.

Şekil 2.10'da görüldüğü gibi, yer değiştirmeler veya dönmeler hem uçtaki kesme kuvveti hem de uçlardaki eğilme momenti nedeniyle oluşacaktır.

Eğilme çubuğu için mukavemette yapılan kabuller geçerlidir. Malzeme Hooke Kanununa uygun davranmaktadır.

Düşünülen mil için sabit kesit ve sabit atalet momenti kabul edilecektir.

Şimdi herhangi bir eğilme çubuğunda oluşabilecek kuvvet ve şekil değiştirme büyüklüklerinin sınır değerlerini Şekil 2.10'daki örnekleri dikkate alarak inceleyelim.

Şekil 2.10. a,b'deki uçtaki yer değiştirme ve dönme büyüklükleri;

- tekil kuvvetten:

$$V(F) = \frac{F.L^3}{3.EI} \quad (2.19)$$

$$\theta(F) = \frac{F.L^2}{2.EI} \quad (2.20)$$

- moment yükünden:

$$V(M) = \frac{M.L^2}{2.E.I} \quad (2.21)$$

$$\theta(M) = \frac{M.L}{E.I} \quad (2.22)$$

Şekil 2.10.c'de uçlardaki şekil değiştirme sınır şartlarımız:

$$V_1=0; \quad \theta_1=0; \quad V_2=0; \quad \theta_2=0$$

Burada sadece çökme şekil değiştirmesi düşünülmüştür. Bu durumda F_1 , M_1 'in birlikte oluşturdukları yer değiştirme;

$$V_1 = \frac{F_1 L^3}{3.E.I} - \frac{M_1 L^2}{2.E.I} \quad (2.23)$$

ve dönme;

$$\theta_1 = \frac{M_1.L}{E.I} - \frac{F_1.L^2}{2.E.I} \quad (2.24)$$

Çökme bağıntısında M_1 'den gelen katkı eğilme momenti yönü etkisiyle (-) işaretli olarak alınmıştır. Dönme olmadığından $\theta_1=0$ alınacaktır.

(2.24) nolu denklemden;

$$M_1 = \frac{F_1.L}{2} \quad (2.25)$$

$$V_1 = \frac{F_1.L^3}{12.E.I} - \frac{M_1.L^2}{6.E.I} \quad (2.26)$$

F_1 ve M_1 büyüklükleri yalnız bırakılırsa moment ve kesme kuvvetinin yer değiştirmeler cinsinden karşılıkları;

$$F_1 = \frac{12 E.I}{L^3} \cdot V_1 \quad (2.27)$$

$$M_1 = \frac{6 E.I}{L^2} \cdot v_1 \quad (2.28)$$

ikinci uca ait büyüklükleri ise kuvvet moment denge şartlarından bulabiliriz.

- Kuvvet dengesi:

$$F_1 + F_2 = 0 \quad (2.29)$$

- Moment dengesi:

$$M_1 + M_2 - F_1 \cdot L = 0 \quad (2.30)$$

yazılarak gerekli işlemler yapılırsa,

$$F_2 = -F_1 = \frac{12 E.I}{L^3} \cdot v_1 \quad (2.31)$$

$$M_2 = F_1 \cdot L - M_1 = \frac{6 E.I}{L^2} \cdot v_1 \quad (2.32)$$

sonuçları elde edilir.

Şekil 2.10.d.'deki sistemi inceleyelim.

Ele alınan sistemde bir öncekinden farklı olarak sadece dönme olup yer değiştirme yoktur.

- Sınır şartları:

$$v_1 = 0, \quad v_2 = 0, \quad \theta_1 = 0, \quad \theta_2 = 0 \quad (2.33)$$

olacağından moment ve tekil kuvvet etkisiyle oluşan şekil değiştirme büyüklükleri;

$$V_1 = \frac{F_1 \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} - \frac{M_1 \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I} \quad (2.34)$$

$$\phi_1 = \frac{M_1 \cdot L}{E \cdot I} - \frac{F_1 \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I} \quad (2.35)$$

$V_1=0$, denkleminde;

$$M_1 = \frac{2}{3} F_1 \cdot L_1 \quad (2.36)$$

$$\phi_1 = \frac{F_1 \cdot L^2}{6 \cdot E \cdot I} \quad (2.37)$$

Bu değerler bize M_1 , F_1 'in dönmeler cinsinden karşılıklarını veren bağıntıları yazmamızı sağlar.

$$F_1 = \frac{6 \cdot E \cdot I}{L^2} \cdot \phi_1 \quad (2.38)$$

$$M_1 = \frac{4 \cdot E \cdot I}{L} \cdot \phi_1 \quad (2.39)$$

Denge denklemlerinden F_2 ve M_2 bulunur.

$$F_1 + F_2 = 0$$

$$M_1 + M_2 - F_1 \cdot L = 0$$

$$F_2 = -F_1 = \frac{6 \cdot E \cdot I}{L^2} \cdot \phi_1 \quad (2.40)$$

$$M_2 = \frac{2.E.I}{L} \cdot \phi_1 \quad (2.41)$$

elde edilir.

Sekil 2.10.e'deki sistemi inceleyelim. Ele alınan konum için sınır şartları,

$$v_1=0, \quad v_2=0, \quad \phi_1=0, \quad \phi_2=0 \quad (2.42)$$

Sekil değiştirme büyüklükleri

$$v_2 = \frac{F_2 \cdot L^3}{3.E.I} + \frac{M_2 \cdot L^2}{2.E.I} \quad (2.43)$$

$$\phi_2 = \frac{F_2 \cdot L^2}{2.E.I} - \frac{M_2 \cdot L}{E.I} \quad (2.44)$$

$\phi_2=0$ olduğundan,

$$M_2 = \frac{-F_2 \cdot L}{2} \quad (2.45)$$

$$F_2 = \frac{12 E.I}{L^3} \cdot v_2 \quad (2.46)$$

$$M_2 = \frac{6.E.I}{L^2} \cdot v_2 \quad (2.47)$$

Denge denklemlerinden F_1 ve M_1 bulunur.

$$F_1 + F_2 = 0$$

$$M_1 + M_2 + F_2 \cdot L = 0$$

$$F_1 = -F_2 = - \frac{6.E.I}{L^2} \cdot \varnothing_2 \quad (2.48)$$

$$M_1 = -M_2 - F_2 \cdot L = \frac{2.E.I}{L} \cdot \varnothing_2 \quad (2.49)$$

elde edilir.

Son olarak Sekil 2.10.f'yi inceleyelim.

- Sınır şartları:

$$v_1=0, \quad v_2=0, \quad \varnothing_1=0, \quad \varnothing_2=0 \quad (2.50)$$

Sekil değiştirme büyüklükleri:

$$v_2 = \frac{F_2 \cdot L^3}{3.E.I} + \frac{M_2 \cdot L^2}{2.E.I} \quad (2.51)$$

$$\varnothing_2 = \frac{F_2 \cdot L^2}{2.E.I} - \frac{M_2 \cdot L}{E.I} \quad (2.52)$$

$v_2=0$, denklemden;

$$M_2 = \frac{2}{3} F_2 \cdot L \quad (2.53)$$

$$F_2 = \frac{6.E.I}{L^2} \cdot \varnothing_2 \quad (2.54)$$

$$M_2 = \frac{4.E.I}{L} \cdot \varnothing_2 \quad (2.55)$$

Diğer büyüklükler için denge denklemleri yazılır.

$$F_1 + F_2 = 0$$

$$M_1 + M_2 + F_2 \cdot L = 0$$

$$F_1 = -F_2 = - \frac{6 \cdot E \cdot I}{L^2} \cdot \delta_2 \quad (2.56)$$

$$M_1 = -M_2 - F_2 \cdot L = \frac{2 \cdot E \cdot I}{L} \cdot \delta_2 \quad (2.57)$$

Ele alınan dört konumun birleşimi ile her türlü eğilme çubuğu tanımlanmış olacaktır. Süperpozisyon kuralı ile bunu kolaylıkla sağlayabiliriz.

$$F_1 = \frac{E \cdot I}{L^3} (12V_1 + 6L\delta_1 - 12V_2 + 6L\delta_2) \quad (2.58)$$

$$M_1 = \frac{E \cdot I}{L^3} (6LV_1 + 4L^2\delta_1 - 6LV_2 + 2L^2\delta_2) \quad (2.59)$$

$$F_2 = \frac{E \cdot I}{L^3} (-12V_1 - 6L\delta_1 + 12V_2 - 6L\delta_2) \quad (2.60)$$

$$M_2 = \frac{E \cdot I}{L^3} (6LV_1 + 2L^2\delta_1 - 6LV_2 + 4L^2\delta_2) \quad (2.61)$$

Elde edilen bu sonuçları matris formda gösterelim.

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \end{bmatrix} = \frac{E.I}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{bmatrix} \quad (2.62)$$

F= k.d bağıntısı elde edilir.

F= Kuvvet büyüklükleri

d= Şekil değiştirme büyüklükleri matrisi

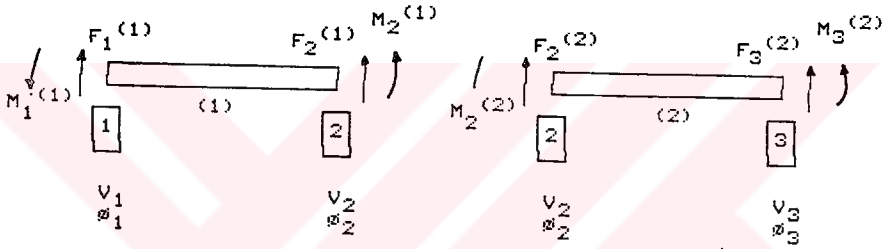
K= Eğilme çubuğu rijitlik matrisi olarak bilinecektir.

Rijitlik matrisindeki terimlerin aynı boyutla olmadıklarını ve matrisin lineer bağımlı olduğunu belirtelim.

Görüldüğü gibi matrisin 1. ve 3. satırları uzunluk cinsinden olacak, sabit carpan ile birlikte çarpıldığında kuvvet birimi elde edilecektir. 2. ve 4. satırlar ise m^2 biriminde olup sabit terim carpanı ile çarpıldığında N.m şeklinde moment birimi elde edilecektir. Bunun yanısıra 1. satırın (-) ile çarpımı 3. satıra eşittir. Bu ise lineer bağımlılık olduğunu gösterir. Ancak tüm sistemin rijitlik matrisi teşkil edildiğinde söz konusu lineer bağımlılık ortadan kalkacaktır.

2.2.2.2 Sistem Rijitlik Matrisine Geçiş

Daha önceki açıklamalarımız çerçevesinde, ele alınan rijidlik matrislerinden sistem rijidlik matrislerine, birbirine komşu iki eğilme çubuğu için ara geçiş şartlarına yazarak varılır. Birbirine komşu ve aynı doğrultuda iki eğilme çubuğu olsun. Şekil 2.11'de görülen çubukların daha önce yapılan tanımlar ışığında uç noktalarına kuvvet ve şekil değiştirme büyüklüklerini yerleştirelim.



Şekil 2.11. Komşu İki Eğilme Çubuğunun Birleştirilmesi

Çubukların uç noktaları kutu içinde numaralandırılmıştır. Birinci çubuğun ucu ile ikinci çubuğun ilk ucu komşu konumda olduklarından aynı numara ile isimlendirilmiştir. Çubuk numaraları parantez içinde verilmiştir. Kuvvet büyüklükleri ise, alt indislerinde etkidikleri uç numarası, parantez içinde ise bağlı oldukları çubuk numarası ile adlandırılmıştır.

Şekil değiştirme büyüklükleri ise bulundukları uçların numarası ile adlandırılmıştır.

Kuvvet büyüklükleri olarak gözüken kesme kuvveti ve eğilme momentleri, komşu uçların sol ve sağında farklı değerler olabileceğinden indislemede ikinci bir numara kullanılması gerekmektedir. Aynı şeyin şekil değiştirmeler için söz konusu olmadığına dikkat edelim.

Açıktır ki, geçiş şartları komşu konumda olan iki uc arasındaki kuvvet büyüklükleri arasında yazılacaktır. Mesela 2 numaralı komşu uç için sonuç M_2 eğilme momenti sol ve sağ tarafta etkiyen iki eğilme momentinin toplamına eşit olacaktır. Aynı şeyi kesme kuvveti içinde söylemek mümkündür. Ancak 1 ve 3 numaralı uçlar dış uçlar ise, söz konusu kuvvet büyüklüklerinin kendileri sonuç kuvvet büyüklüğü olacaktır.

$$F_1 = F_1^{(1)} \quad (2.63)$$

$$M_1 = M_1^{(1)} \quad (2.64)$$

$$F_2 = F_2^{(1)} + F_2^{(2)} \quad (2.65)$$

$$M_2 = M_2^{(1)} + M_2^{(2)} \quad (2.66)$$

$$F_3 = F_3^{(2)} \quad (2.67)$$

$$M_3 = M_3^{(3)} \quad (2.68)$$

denklemleri oluşacağı açıktır. Dikkat edilecek olursa yapılan yön kabulleri sayesinde bağıntıların yazımında toplama işaretinden başka bir işaret düşünülmemektedir. Bu, olayın programatik yaklaşımında kolay bir hale getirilen husustur.

Verilen denklemlerden komşu noktaya ait moment ile ilgili şart açık olarak yazılmak istenirse, daha önceden verilen;

- 2.67 nolu moment denklemi 1 nolu çubuğun ikinci ucu için
- 2.64 nolu moment denklemi 2 nolu çubuğun birinci ucu için dikkate alınmalıdır.

Gerekli indislerde düşünülerek;

$$M_2 = M_2^{(1)} + M_2^{(2)}$$

değerler yerine konursa

$$M_2 = \frac{E \cdot I^{(1)}}{L^{(1)3}} \left[6L^{(1)} \cdot v_1 + 2L^{(1)2} \cdot \theta_1 - 6L^{(1)} v_2 + 4L^{(1)2} \cdot \theta_2 + \right. \\ \left. + \frac{E \cdot I^{(2)}}{L^{(2)3}} \left[6L^{(2)} \cdot v_2 + 4L^{(2)2} \cdot \theta_2 - 6L^{(2)} v_3 + 2L^{(2)2} \cdot \theta_3 + \right] \right] \quad (2.69)$$

K çubuk numarasını göstermek üzere,

$$C^{(K)} = \frac{E \cdot I^{(K)}}{L^{(K)3}} \quad \dots \text{ kısaltması yapılarak ve gerekli işlem ve}$$

sadeleştirmeler sonucunda

$$M_2 = 6C^{(1)} \cdot L^{(1)} v_1 + 2C^{(1)} \cdot L^{(1)2} \cdot \theta_1 + \left[-6C^{(1)} \cdot L^{(1)} + 6C^{(2)} \cdot L^{(2)} \right] v_2 + \\ + \left[4C^{(1)} \cdot L^{(1)2} + 4C^{(2)} \cdot L^{(2)2} \right] \theta_2 - 6C^{(2)} L^{(2)} \cdot v_3 + 2C^{(2)} \cdot L^{(2)2} \cdot \theta_3 \quad (2.70)$$

denklemleri elde edilir.

Her iki elemana ait rijitlik matrislerini ayrı ayrı yazabildiğimiz gibi, geçiş şartlarını kullanarak bir tek matris içinde de gösterebiliriz. Bu düşünüş sistem rijitlik matrisinin oluşmasını sağlayacaktır. Geçiş şartları olarak kullanılan denklemlerin bulunduğu matris satırları toplanacak diğer satırlar olduğu gibi kalacaktır.

1. ve 2. çubuklara ait eleman rijitlik matrislerini a_{ij} , b_{ij} şeklinde ($i=1,4$; $j=1,4$) olmak üzere gösterelim.

- 1 nolu çubuk için;

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_2 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{bmatrix} \quad (2.71)$$

- 2 nolu çubuk için;

$$\begin{bmatrix} F_2 \\ M_2 \\ F_3 \\ M_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{14} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_2 \\ \theta_2 \\ v_3 \\ \theta_3 \end{bmatrix} \quad (2.72)$$

Seklinde olur. Geçiş şartlarının da dikkate alındığı ve iki elemanın bir arada düşünüldüğü sistem rijitlik matrisi:

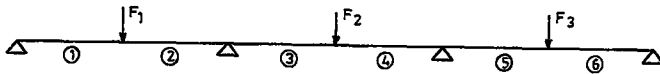
$$\begin{bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \\ F_3 \\ M_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & 0 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33}+b_{11} & a_{34}+b_{12} & b_{13} & b_{14} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43}+b_{21} & a_{44}+b_{22} & b_{23} & b_{24} \\ 0 & 0 & b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} \\ 0 & 0 & b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_2 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \\ v_3 \\ \theta_3 \end{bmatrix} \quad (2.73)$$

görünümünde olacağı açıktır.

Dikkat edilirse geçiş şartlarını içeren satırlar üst üste toplanmaktadır. İki den fazla eleman olması durumunda da benzer şekilde uygulanır. Birleşim kolon ve satırları ana rijitlik matrisinin diyagonelleri üzerine rastlar.

2.2.2.3 Üç Silindirli Dört Yataklı Krank Miline Sonlu Elemanların Uygulanması

Bu çalışmada incelenecek krank mili üç silindirli olup, kullanılacak olan matematiksel model aşağıda gösterilmiştir.

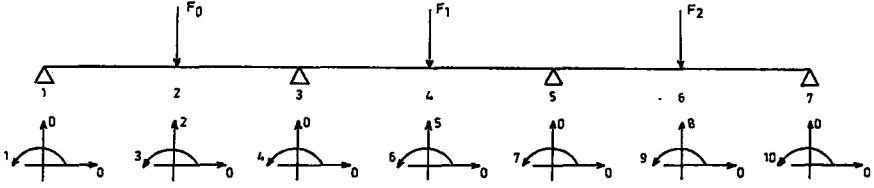


Şekil 2.12. Sonlu Elemanlar İçin Uygalanacak Model

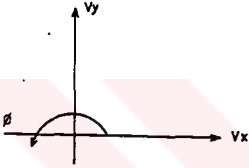
Şekil 2.12'de verilen model kuvvetlerin tatbik noktasında ve yatakların olduğu yerlerden kesilecektir ve 6 ayrı eleman olarak incelenecektir. Daha sonra her bir eleman için ayrı ayrı eleman rijitlik matrisleri yazılarak uygun geçiş şartları ile sistem rijitlik matrisleri oluşturulacaktır. Şimdi her bir eleman için kuvvet ve şekil değiştirme büyüklükleri ile geçiş şart denklemlerini yazalım.

Eleman No (Nokta No)	Kuvvet Büyüklükleri ve Geçiş Şart Denklemleri	Şekil Değiştirme Büyüklükleri
1	$F_1^{(1)} = \text{bilinmeyen}$ $M_1 = M_1^{(1)} = 0$	$V_1 = 0$ $\theta_1 = \text{bilinmeyen}$
2	$F_2 = F_2^{(1)} + F_2^{(2)} = F_0$ $M_2 = M_2^{(1)} + M_2^{(2)} = \text{bilinmeyen}$	$V_2 = \text{bilinmeyen}$ $\theta_2 = \text{bilinmeyen}$
3	$F_3 = F_3^{(2)} + F_3^{(3)} = \text{bilinmeyen}$ $M_3 = M_3^{(2)} + M_3^{(3)} = \text{bilinmeyen}$	$V_3 = 0$ $\theta_3 = \text{bilinmeyen}$
4	$F_4 = F_4^{(4)} + F_4^{(5)} = F_1$ $M_4 = M_4^{(4)} + M_4^{(5)} = \text{bilinmeyen}$	$V_4 = \text{bilinmeyen}$ $\theta_4 = \text{bilinmeyen}$
5	$F_5 = F_5^{(4)} + F_5^{(5)} = \text{bilinmeyen}$ $M_5 = M_5^{(4)} + M_5^{(5)} = \text{bilinmeyen}$	$V_5 = 0$ $\theta_5 = \text{bilinmeyen}$
6	$F_6 = F_6^{(5)} + F_6^{(6)} = F_2$ $M_6 = M_6^{(5)} + M_6^{(6)} = \text{bilinmeyen}$	$V_6 = \text{bilinmeyen}$ $\theta_6 = \text{bilinmeyen}$
7	$F_7 = F_7^{(6)} = \text{bilinmeyen}$ $M_7 = M_7^{(6)} = 0$	$V_7 = 0$ $\theta_7 = \text{bilinmeyen}$

Sınır şartları için aşağıdaki modelleme kullanılacaktır.

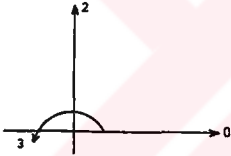


Sekil 2.13. Sınır Şartları İçin Kullanılacak Model



Bu indislemelerde 0 olarak verilen değerler, sonuçta kesin sıfır olacak değerlerdir. Diğer rakamlar ise hesaplanacak olan değerlerin indisleridir.

Örnek;



2 nolu silindirin olduğu yerde $V_y = ?$, $\emptyset = ?$ $V_x = 0$ demektir. V_y , $\emptyset$ nin hesaplanacak demektir.

Şimdi her bir elemana ait rijitlik matrislerini teskil edelim.

- 1 nolu elemanın rijitlik matrisinin genel terimi= a_{ij}
- 2 nolu elemanın rijitlik matrisinin genel terimi= b_{ij}
- 3 nolu elemanın rijitlik matrisinin genel terimi= c_{ij}
- 4 nolu elemanın rijitlik matrisinin genel terimi= n_{ij}
- 5 nolu elemanın rijitlik matrisinin genel terimi= r_{ij}
- 6 nolu elemanın rijitlik matrisinin genel terimi= k_{ij}

ile gösterilsin.

- 1 nolu eleman için;

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_2 \\ \emptyset_1 \\ v_2 \\ \emptyset_2 \end{bmatrix} \quad (2.74)$$

- 2 nolu eleman için;

$$\begin{bmatrix} F_2 \\ M_2 \\ F_3 \\ M_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{14} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_2 \\ \emptyset_2 \\ v_3 \\ \emptyset_3 \end{bmatrix} \quad (2.75)$$

- 3 nolu eleman için;

$$\begin{bmatrix} F_3 \\ M_3 \\ F_4 \\ M_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{34} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_3 \\ \emptyset_3 \\ v_4 \\ \emptyset_4 \end{bmatrix} \quad (2.76)$$

- 4 nolu eleman için;

$$\begin{bmatrix} F_4 \\ M_4 \\ F_5 \\ M_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_{11} & n_{12} & n_{13} & n_{14} \\ n_{21} & n_{22} & n_{23} & n_{24} \\ n_{31} & n_{32} & n_{33} & n_{34} \\ n_{41} & n_{42} & n_{43} & n_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_4 \\ \emptyset_4 \\ v_5 \\ \emptyset_5 \end{bmatrix} \quad (2.77)$$

- 5 nolu eleman için;

$$\begin{bmatrix} F_5 \\ M_5 \\ F_6 \\ M_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} & r_{14} \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} & r_{24} \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} & r_{34} \\ r_{41} & r_{42} & r_{43} & r_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_5 \\ \emptyset_5 \\ v_6 \\ \emptyset_6 \end{bmatrix} \quad (2.78)$$

- 6 nolu eleman için;

$$\begin{bmatrix} F_6 \\ M_6 \\ F_7 \\ M_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_6 \\ \emptyset_6 \\ v_7 \\ \emptyset_7 \end{bmatrix} \quad (2.79)$$

Yukarıda ayrı ayrı verilen eleman rijitlik matrisleri düğüm noktalarından birleştirilerek sistem rijitlik matrisi oluşturulur.

6 farklı elemana ait eleman rijitlik matrisleri düğüm noktalarından birleştirilmiştir. Daha evvel açıkladığımız gibi eleman rijitlik matrislerinin 1. ve 3. satırları lineer bağımlı olmasına rağmen, sistem rijitlik matrisinde lineer bağımlılık yoktur.

Söz konusu matris denklemden, 14 tane şekil değiştirme büyüklüğü ile, mesnetlere ait 8 tane kuvvet büyüklüğü vardır. Denklem sisteminin çözülebilmesi için sınır şartlarının yazılması gerekir. Elimizde 14 denklem 22 bilinmeyen vardır. 8 tane sınır şartının yazılması gerekir. En mantıklısı yataklarda ait sınır şartlarının yazılmasıdır. Her yatakta çökme ve dönme olmak üzere iki tane sınır şartının yazılması gerekir.

Sınır şartları yazılarak denklem sistemi çözüldüğünde her bir noktadaki çökme ve dönme değerleri yine her bir noktadaki kuvvet ve moment değerleri hesaplanabilir.

Krank milinde 3 ayrı silindirin ateşlemesiyle oluşan durumlar için sistem ayrı ayrı çözülerek bilgisayar sonuçları alınmıştır. Sonuçlar Ek 3'de verilmiştir.

2.3. Krank Milinde Gerilmelerin ve Emniyet Katsayılarının Hesabı

$n+1$ yataklı, n silindirli bir krank mili için n adet bir ateşleme durumu söz konusudur. Her bir ateşleme durumu için silindirlerden gelen kuvvetler farklı farklı olacaktır. Bu kuvvetler şöyle bulunmaktadır.

$$F_{\max} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot P_{\max} \quad (2.81)$$

$$F_0 = \frac{F_{0\max}}{\cos \alpha} \quad (2.82)$$

$$F_1 = \frac{F_{1\max}}{\cos \alpha} \quad (2.83)$$

$$F_2 = \frac{F_{2\max}}{\cos \alpha} \quad (2.84)$$

$P_{\max}$ = Yanma basıncı

$P_{\max}$ 'ın değeri her silindir ateşlenmesinde diğer silindirlerde farklı değerler almaktadır.

$F_0, F_1, \dots, F_n$ değerleri sayesinde sistemdeki eğilme momentleri olan M_0, M_1, M_2, M_{n+1} değerleri Maxwell-Clapeyron ya da sonlu elemanlar metoduyla bulunur.

Tegetsel kuvvet F_t 'nin yarattığı döndürme momenti her silindir için aynı değerde ve volan tarafına doğru birbirine eklenerek arttığı kabul edilir (Binark, 1964).

1. silindir için;

$$M_{b1} = F_t \cdot r \quad (2.85)$$

2. silindir için;

$$M_{b2} = F_t \cdot r + M_{b1} \quad (2.86)$$

3. silindir için;

$$M_{b3} = F_t \cdot r + M_{b2} \quad (2.87)$$

Ayrıca bütün mil boyunca sabit olan bir burulma momenti vardır. Bu moment yukarıda yazmış olduğumuz bağıntılara eklenecektir.

$$M_{b1} = M_{b0} + F_t \cdot r \quad (2.88)$$

Bu işlem diğer momentlere de uygulanacaktır.

Bulunan bu eğilme momenti ve burulma momenti değerleri yardımıyla diyagramları çizilebilir mil boyunca her bir kritik noktadaki emniyet katsayısı değerleri eğilme ve burulma için ayrı ayrı bulunabilir.

Soderberg'e göre yazılırsa;

$$\sigma = \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_{D*}} \cdot \frac{M_e}{W_e} + \sigma_0 \quad (2.89)$$

$\sigma_0=0$ (Tam değişken)

$$\sigma_{D*} = \sigma_D \cdot \frac{K_b \cdot K_y}{K_c} \quad (2.90)$$

W_e = Mukavemet değeri ana yatak ve kol yatağı için ayrı hesaplanarak işleme konulacaktır.

Bu gerilme değerleri bulunduğundan sonra her bir kritik noktadaki emniyet katsayısı değerleri ayrı ayrı hesaplanır:

$$S_E = \frac{\sigma_{AK}}{\sigma} \quad (2.91)$$

$$S_B = \frac{\tau_{AK}}{\tau} \quad (2.92)$$

S_E = eğilme için emniyet katsayısı

S_B = burulma için emniyet katsayısı

σ ve τ değerleriyle bileşik gerilme ve emniyet katsayısı değerleri her bir nokta için bulunur (Akkurt, 1975).

Su ana kadar yapılan değerdendirmede olay her bir silindirin patlaması anında oluşan etkiler tek tek incelenmiştir.

Aslında krank milinin bütün silindirlerinin ateşlemesi sonunda yani bir çevrim içinde krank mil üzerindeki herhangi bir nokta farklı zorlanmaların etkisinde olacaktır.

Örnek: 3 silindirli ve ateşleme sırası 1-3-2 olan bir silindir ele alalım. 1 nolu silindir ateşlediğinde 1 nolu noktada etkili olduğu gibi diğer noktalarda da etkisi vardır. 3 ve 2 nolu silindirler ateşlediğinde de 1 nolu silindirin tatbik noktası olan 1 nolu nokta da zorlanacaktır. Buradan da anlaşılacağı üzere 1 nolu nokta bir çevrim içerisinde belli aralıklarla her üç silindirin arka arkaya ateşlemesinden dolayı farklı şekillerde zorlanmaktadır. Bir çevrim içinde genel değişken zorlanmanın etkisi altındadır.

Bu olay 1 nolu nokta için her üç silindirin arka arkaya ateşlemesi düşünülerek inceleneceği gibi, arka arkaya ateşleyen iki silindire göre de yapılabilir.

Örneğin; 1. ve 3. silindirlerin arka arkaya ateşlemesi
3. ve 2. silindirlerin arka arkaya ateşlemesi
2. ve 1. silindirlerin arka arkaya ateşlemesi
için her bir nokta ayrı ayrı incelenerek, her bir noktadaki gerilme ve emniyet katsayısı değerleri bulunabilir. Bu değerlerin kullanılması için SODERBERG'ın formülleri kullanılacaktır (AKKURT, 1975).

$$\sigma = \sigma_o + (\sigma_{AK}/\sigma_D^*) \cdot \sigma_g \quad (2.93)$$

$$\sigma_o = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (2.94)$$

$$\sigma_g = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (2.95)$$

$$\tau = \tau_o + (\tau_{AK}/\tau_D^*) \tau_g \quad (2.96)$$

$$S = \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D + \left(\frac{\sigma_{AK}}{\sigma_{D*}} \right) \cdot \sigma_G} \quad (2.97)$$

S= emniyet katsayısı

Şimdi bu hesaplara geçmeden bir indisleme yapalım.

i= ateşleyen silindirin numarası

j= incelenen noktanın numarası

$\sigma(i,j)$ $i= 1,2,3,\dots,n$

$\tau(i,j)$ $j= 0,1,2,3,\dots,2n$

Örnek:

$\sigma(1,2)=$ 1. silindir ateşlediğinde 2 nolu noktada oluşan eğilme gerilmesi.

$\tau(3,1)=$ 3.silindir ateşlediğinde 1 nolu noktada oluşan burulma gerilmesi gibi.

Önce 3 silindirin arka arkaya ateşlemesi durumuna göre her bir noktanın durumunu inceleyelim.

1 nolu nokta $\sigma(1,1)$, $\sigma(2,1)$, $\sigma(3,1)$ eğilme gerilmelerine; $\tau(1,1)$, $\tau(2,1)$, $\tau(3,1)$ burulma gerilmelerine maruzdur.

$\sigma_0(J)=$ incelenen noktanın ortalama gerilmesi

$\sigma_g(J)=$ incelenen noktanın gerilme genliği

$\sigma(J)=$ incelenen noktanın eşdeğer nominal eğilme gerilmesi

S(J)= incelenen noktanın emniyet katsayısı

Ortalama gerilmeler hesaplanırken her noktaya gelen maksimum ve minimum gerilmeler dikkate alınacaktır.

Esdeğer gerilme değerlerini aşağıdaki gibi genelleştirebiliriz.

$$\sigma(J) = \sigma_0(J) + (\sigma_{AK}/\sigma_D^*) \cdot \sigma_g(J) \quad (2.98)$$

$$\tau(J) = \tau_0(J) + (\tau_{AK}/\tau_D^*) \cdot \tau_g(J) \quad (2.99)$$

SE(J)= incelenen noktanın eğilme için emniyet katsayısı

SB(J)= incelenen noktanın burulma için emniyet katsayısı

$$SE(J) = \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_0(J) + \left(\frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D^*}\right) \cdot \sigma_g(J)} \quad (2.100)$$

$$SB(J) = \frac{\tau_{AK}}{\tau_0(J) + \left(\frac{\tau_{AK}}{\tau_D^*}\right) \cdot \tau_g(J)} \quad (2.101)$$

J= 0,1,2,...,2n değerleri verilerek n silindirli bir krank mili için her bir noktanın esdeğer eğilme ve burulma nominal gerilmeleri ayrıca eğilme ve burulma için emniyet katsayıları bulunabilir.

Bu çalışmada kırılmış krank milleri üzerinde değerlendirmeler yapılarak kırılma noktalarının yeri hesap yoluyla da bulunmuştur. Değerlendirmeler Ek 3'de verilmiştir.

Şimdi de arka arkaya ateşleyen iki silindir göz önüne alınarak değişken gerilmeleri krank mil kesitlerine uygulayalım.

Örnek olarak yine 3 silindirli ve ateşleme sırası 1-3-2 olan krank milini inceleyelim.

Birinci silindirden sonra üçüncü silindir ateslediği için krank milinin her noktası arka arkaya iki zorlanmaya maruz kalmaktadır.

$i = 1$ ve $i = 3$ için 1. ve 3. silindirlerin ateslemesi

$i = 3$ ve $i = 2$ için 3. ve 2. silindirlerin ateslemesi

$i = 2$ ve $i = 1$ için 2. ve 1. silindirlerin ateslemesi

dikkate alınarak, $J = 0, 1, 2, \dots, 2n$ değerlerini kabul ederek 2.98, 2.99, 2.100, 2.101 denklemlerinden σ, τ, SE, SB değerleri bulunabilir.

Örnek: $i=1, i=3$ için

$$\sigma_o(1) = \frac{\sigma(3,1) + \sigma(1,1)}{2}$$

$$\sigma_g(1) = \frac{|\sigma(3,1) - \sigma(1,1)|}{2} \quad \text{gibi}$$

Bu bağıntılar kırılmış bir krank mili üzerinde uygulanmış ve nümerik değerlendirmeler Ek 3'de verilmiştir.

3. KRANK MILİ TİTREŞİMLERİ

Pistonlu makinaların dizaynında, krank mili titreşimleri daima hesaplanmaktadır. Bilgisayarların gelişimi sonucu, krank mili, motor, dişli ve mil sistemleri ile ilgili titreşim problemleri yeniden incelenmektedir. Bu konudaki deneysel çalışmalar 40 yıl öncesine kadar dayanmaktadır (Karadağ, 1985).

Pistonlu makinalarda, makinanın en önemli elemanı olan krank milinde imalat ve malzemesi ile ilgili etkiler dışında en çok titreşimler sonucu kırılmalar ortaya çıkacaktır (Demirgüç, 1947, Öz, 1956).

Krank millerinde rastlanılan titreşimler üçe ayrılır.

1. Krank mili eksenini etrafındaki burulma titreşimleri.
2. Krank mili eksenine dik olan eğilme titreşimleri.
3. Krank mili eksenini boyunca yayılan aksiyal titreşimler.

Genellikle çok büyük diesel motorlarında aksiyal ve boyuna titreşimler bir rezonans durumu arzederler.

Eğilme titreşimleri az silindir sayılı motorlar için önemlidir. Krank milleri için en önemli olanı burulma titreşimleridir.

3.1 Krank Mili Burulma Titreşimlerinin Analizi

Pistonlu makinalarda krank milinin burulma titreşimleri önemli problemlerden biridir.

Bu yüzyılın başından itibaren birçok araştırmacı bu titreşimlerle ilgili problemler üzerinde çalışmışlardır. Bir seri teorik analiz yöntemi oluşturmuşlardır.

Kritik frekansların bulunması için yaklaşım metodu olan Holzer, Frekans denklemi, sonlu elemanlar metodu, transfer matrisi metodu (TMM), indirgenmiş impe-

d a n s m e t o d u (RIM) gibi yollar ve bir de deneysel metodlar kullanılmaktadır.

RIM metodunda krank mili düz mil parçalarına ve kol parçalarına ayrılmıştır. Düz mil parçasının dinamik davranışı indirgenmiş impedans matrisine dönüşen transfer matris ile ifade edilmiştir (Nagamatsu et al, 1981).

Bu arada kol parçaları sonlu elemanlar metodu ile tetragonal elemanlara bölünerek hesaplanmıştır. Tüm bileşenlerin indirgenmiş matrisleri birleştirilerek krank milinin hareket denklemleri oluşturulmuş ve bu denklemlerden kritik frekanslar hesaplanmaktadır. Bulunan sonuçlar deneysel sonuçlarla aynı sonucu vermektedir (Craven et al, 1982).

Bu metod düşük mertebeli kritik frekansların uygulanması için iyidir. Ancak kritik frekansın değeri büyüdükçe hata büyük olmakta ve hesaplanmış olan değerler deneyde elde edilenden daha büyük olmaktadır. Bunun nedeni dirseklerdeki geçişlerde yapılan kabullerdir (Nagamatsu et al, 1981).

Bu çalışmada sistemin frekans denklemini çıkararak kritik frekansların bulunması gerçekleştirildi. Bu metod, örnek olarak alınan ve kırılmış olan üç silindirik bir krank milinde denenmiş ve kırılma problemlerinde burulma titreşimlerinin etkisiyle ilgili, açıklayıcı yorum getirilmiştir.

Pistonlu makinelerde bilhassa içten yanmalı motorlarda, hayli karışık millere ve bunlar üzerinde sıralanmış muhtelif kütleler vardır. Böyle bir sisteme doğrudan doğruya matematik denklemler tatbik etmek imkansızdır. Bunun için karışık bir sistemin burulma titreşimlerini incelemek için ilk olarak bunu daha basit bir eşdeğer sisteme indirgemek ve ancak bundan sonra hesaplara geçmek lazımdır. Sistemlerin en basit şekli, silindirik miller üzerine bir takım rijit volanların sıralanmasıyla meydana gelmiş olanıdır.

Böylece indirgenme iki kısımdan ibarettir.

$$\text{Krank mili esnekliği} = e = \frac{1}{K} = N^{-1} \text{cm}^{-1}$$

$$1/K = e = 1.2310^{-5} \cdot \left(0.75 \cdot \frac{a}{D_1^4} + 1.15 \cdot \frac{R}{hc^3} + \frac{2b+0.8 \cdot h}{D_2^4} \right) \quad (3.2)$$

Bicera Amprik Formülasyonu:

$$L = 2b + a \cdot \frac{D_2^4}{D_1^4} + 0.07 \cdot \frac{a^3}{R^3} \cdot \frac{D_2^4}{D_1^4} + 2 K \cdot \frac{R}{hc^3} \cdot D_2^4 \quad (3.3)$$

$$2K = 11.61 \cdot \frac{hc^3}{R D_2^4} + 0.429$$

$$1/K = e = 1.23, 10^{-5} \left[\left(\frac{a+0.9 \cdot h}{D_1^4} + 0.89 \cdot \frac{R}{hc^3} \right) \varepsilon + \frac{2b+0.9 \cdot h}{D_2^4} \right] \quad (3.4)$$

$$\varepsilon = f \left(D, \frac{H}{D} \right) \text{ den bulunur. } D = \text{silindir çapı}$$

H = Piston stroku, bunlara göre düzenlenmiş cetveller kullanılır.

Carter formülleri daha çok taşıt motorları için kullanılmaktadır.

Bicera formülü en hassas formül olarak değerlendirilmektedir.

Pratik hesaplarda bu formüllerin hepsine göre esdeğer uzunluk ve esneklikler hesaplanarak ortalama değerler alınır.

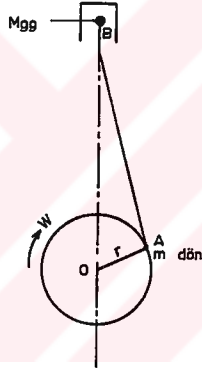
Bu çalışmamızda üç ayrı formüle göre hesap yapıлып ortalama değerler kullanılmıştır.

3.1.2 Hareketli Parçaların Eşdeğer Kütle Atalet Momentlerinin Hesabı

Bir pistonlu makinede krank miline bağlı parçalardan; volanlar, krank kolları, dişliler krank milinin eksenini etrafında dönerler.

Pistonlar silindir eksenine paralel bir gidip gelme hareketi yaparlar. Biyeller ise bilindiği gibi gidip gelme ve dönme hareketinin bileşkesi bir harekette bulunur. Bu parçaların hepsinin atalet momentinin veya bunlara dinamik olarak eşdeğer volanların atalet momentinin hesabı gerekir.

3.1.3 Krank Biyel Mekanizmasının Kütle Atalet Momentinin Hesabı



Şekil 3.2. Krank Biyel Mekanizmasının Atalet Momentinin Hesaplanması

$OA = r =$ krank uzunluğu

$AB = L =$ biyel uzunluğu

$= r/L =$ krank-biyel oranı

$W = \pi n/30 =$ makinanın ortalama açısal hızı

$m_{gg} =$ gidip gelen kütleler

$m_{dön} =$ dönen kütleler

Şimdi hareket eden parçaların kinetik enerjisini hesaplayalım (Palavan, 1973).

$$E_k = \frac{1}{2} m_{\text{dön}} (wr)^2 + \frac{1}{2} m_{\text{gg}} \left[wr \left(\sin Wt + \frac{\lambda}{2} \sin 2Wt \right) \right]^2 \quad (3.5)$$

Bu enerjinin bir devir esnasındaki ortalama değeri

$$= \frac{1}{2} \cdot \int_0^{2\pi} E_k \text{ ile bulunur.}$$

$$E_{k.o} = \frac{1}{2} \left[m_{\text{dön}} + \frac{1}{2} m_{\text{gg}} \cdot \left(1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) \right] \cdot r^2 \cdot W^2 \quad (3.6)$$

3.6 bağıntısını dönen bir cismin kinetik enerjisini veren

$$\frac{1}{2} J \cdot W^2, \text{ye eşitlersek}$$

$$J = \left[m_{\text{dön}} + \frac{1}{2} m_{\text{gg}} \cdot \left(1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) \right] \cdot r^2 \quad (3.7)$$

piston-biyelin eşdeğer atalet momenti bulunur.

$$\frac{\lambda^2}{4} \text{ değeri çok küçük olduğu için ihmal edilir.}$$

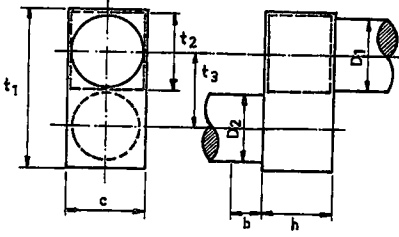
$$J = \left[m_{\text{dön}} + \frac{1}{2} m_{\text{gg}} \right] \cdot r^2$$

Motorun bir silindire uyan eşdeğer atalet momentinin elde edilmesi için krank milinin dönen parçalarının atalet momentini ilave etmek lazımdır.

$$J_{\text{sil}} = J + J_{\text{krank}} \quad (3.9)$$

$m_{\text{dön}}$ ve m_{gg} değerlerinin hesabı nümerik değerlendirme kısmında verilmiştir.

3.1.4 Krank Milinin Döner Parçalarının Atalet momenti



Sekil 3.3. Krank Milinin Döner Parçalarına Ait Büyüklükler

$$J_{krank} = 2 \cdot J_{kk} + J_{anm} + J_{km}$$

J_{kk} = Krank muylusunun atalet momenti

J_{km} = Krank muylusunun atalet momenti

J_{anm} = Ana muylu yarı parçalarının atalet momenti

Yukarıda verilen atalet momentleri krank mili eksenine göre olan atalet momentleridir.

$$J_{km} = \frac{G_{km}}{g} \cdot \left(\frac{D_1^2}{8} + R^2 \right) \quad (3.10)$$

$$J_{anm} = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot 2 \cdot b \cdot D_2^2 \quad (3.11)$$

$$J_{kk} = 2 \cdot (J_x + m \cdot t_3^2) \quad (3.12)$$

Krank kollarının kesidinin dikdörtgen şeklinde olduğu kabul edilecektir.

$$J_x = \frac{1}{2} m_1 \cdot \left(\frac{D_2}{2} \right)^2 \quad (3.13)$$

m_1 = kolun mil üzerinde kalan kütlesi

$$m_1 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4} \cdot h \cdot \gamma \quad (3.14)$$

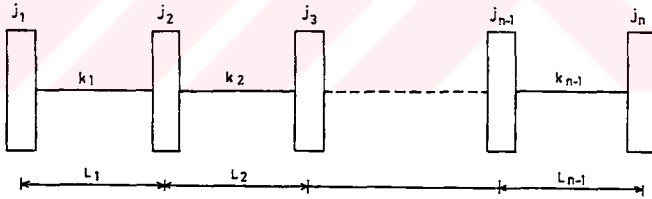
$$m = t_2 \cdot h \cdot c \cdot \gamma \quad (3.15)$$

R = Strok/2 ; a = krank muylu uzunluğu

γ = muylu özgül ağırlığı

$$G_{km} = \frac{\pi}{4} D_1^2 \cdot a \cdot \gamma \quad (3.16)$$

3.1.5 Krank Milinin Matematiksel Modeli



Sekil 3.4. Çok Kütleli Bir Sistemin Matematiksel Modeli

Sistemdeki bütün kütleler indirgenerek ve millerin esneklikleri hesaplanarak bir mil üzerinde n kütleli bir sistem varmış gibi modellenir. Şimdi böyle bir sistemin matematiksel modelini inceliyalım (Palavan, 1973).

Cok Kütleli Sistemlerin Burulma Titreşimlerinin İncelenmesi

$J_1, J_2, J_3, \dots, J_j, \dots, J_n$, kütlelerin atalet momentleri

$k_1, k_2, \dots, k_i, k_n$; kütleler arasındaki millerin rijidlikleri

$\emptyset_1, \emptyset_2, \dots, \emptyset_i, \emptyset_n$; kütlelerin açısal sapmaları

$$k_n = \frac{G \cdot (I_p)_n}{L_n} \quad (3.17)$$

$(I_p)_n$ = mil kesitinin kutupsal atalet momenti kütlelerin açısal sapmaları herhangi bir ilk durumdan itibaren ölçülmektedir. Bu ilk durum $t=0$ için $(\emptyset_1)_0=0$ $(\emptyset_2)_0=0$, $(\emptyset_n)_0=0$

Farzedelim ki göz önüne alınan sistem herhangi bir şekilde zorlanmış olup, kendi haline bırakılmıştır. Tek volanlı sistemlerde olduğu gibi burada sistem muayyen bir şekilde hareket edecektir.

Bu hareketi inceliyelim. İlk önce i numaralı kütlelerin hareketini göz önüne alalım. t zaman anında i numaralı kütle $(i-1)$ numaralı kütleyle göre $(\emptyset_i - \emptyset_{i-1})$ açısı kadar dönme yapmıştır. Bu halde iki volan arasında (k_{i-1}) mil parçasında $k_{i-1}(\emptyset_i - \emptyset_{i-1})$ gibi bir elastik burulma momenti meydana gelir. Bu moment J_i kütleline negatif yönde tesir etmektedir, yani J_i 'nin sapmasını azaltmaya çalışır. Aynı zamanda J_{i+1} volanı J_i numaralı volana nazaran $(\emptyset_{i+1} - \emptyset_i)$ açısı kadar döndüğünden bu iki mil arasında (k_i) mil parçasında $k_i(\emptyset_{i+1} - \emptyset_i)$ elastik burulma momenti meydana gelir. Bu moment J_i kütleline pozitif yönde tesir etmektedir, yani bu kütlelin sapmasını azaltmaya çalışır. Göz önüne alınan kütleyle başka momentler tesir etmediğinden D'Alembert prensibine göre

$$-J_i \frac{d^2 \emptyset_i}{dt^2} - k_{i-1} (\emptyset_i - \emptyset_{i-1}) + k_i (\emptyset_{i+1} - \emptyset_i) = 0 \quad (3.18)$$

Bu ifade i numaralı kütlenin hareketinin diferansiyel denklemini verir.

Şimdi hareketin diferansiyel denklem sistemini elde etmek için $i = 0, 1, 2, \dots, n-1, n$ alalım. Bu durumda 3.18 nolu bağıntı aşağıdaki durumda (Palavan, 1973).

$$\begin{aligned}
 J_1 \cdot \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} + k_1 (\phi_1 - \phi_2) &= 0 \\
 J_2 \cdot \frac{d^2 \phi_2}{dt^2} - k_1 (\phi_1 - \phi_2) + k_2 (\phi_2 - \phi_3) &= 0 \\
 J_3 \cdot \frac{d^2 \phi_3}{dt^2} - k_2 (\phi_2 - \phi_3) + k_3 (\phi_3 - \phi_4) &= 0 \\
 J_i \cdot \frac{d^2 \phi_i}{dt^2} - k_{i-1} (\phi_{i-1} - \phi_i) + k_i (\phi_i - \phi_{i+1}) &= 0 \\
 J_n \cdot \frac{d^2 \phi_n}{dt^2} - k_{n-1} (\phi_{n-1} - \phi_n) &= 0
 \end{aligned} \tag{3.19}$$

3.19 sisteminin çözümü için:

$$\begin{aligned}
 \phi_1 &= a_1 \cdot \cos \omega t & \frac{d\phi_1}{dt} &= -a_1 \cdot \omega \sin \omega t \\
 \phi_2 &= a_2 \cdot \cos \omega t \\
 &\vdots \\
 \phi_n &= a_n \cdot \cos \omega t & \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} &= -a_1 \cdot \omega^2 \cos \omega t
 \end{aligned}$$

bunları denklemler de yerine koyarsak ve $\cos \omega t$ 'ler sadeleşirse;

$$\begin{aligned}
 J_1 \cdot a_1 \omega^2 - k_1 (a_1 - a_2) &= 0 \\
 J_2 \cdot a_2 \omega^2 + k_1 (a_1 - a_2) - k_2 (a_2 - a_3) &= 0 \\
 J_i \cdot a_i \omega^2 + k_{i-1} (a_{i-1} - a_i) - k_i (a_i - a_{i+1}) &= 0 \\
 J_n \cdot a_n \omega^2 + k_{n-1} (a_{n-1} - a_n) &= 0
 \end{aligned} \tag{3.20}$$

3.20 nolu sistemi aşağıdaki gibi yazabiliriz.

$$\begin{aligned}
 & (J_1 w^2 - k_1) \cdot x_1 + k_1 x_2 + 0x_3 + 0x_4 + 0x_5 + \dots + 0x_n = 0 \\
 & k_1 x_1 + (J_2 w^2 - k_1 - k_2) x_2 + k_2 x_3 + 0x_4 + 0x_5 + \dots + 0x_n = 0 \\
 & 0x_1 + k_2 x_2 + (J_3 w^2 - k_2 - k_3) x_3 + 0x_4 + 0x_5 + \dots + 0x_n = 0 \\
 & \vdots \\
 & 0x_1 + 0x_2 + \dots + k_{n-2} x_{n-2} + (J_{n-1} w^2 - k_{n-1} - k_{n-1}) x_{n-1} + k_{n-1} x_n = 0 \\
 & 0x_1 + 0x_2 + \dots + k_{n-1} x_{n-1} + (J_n w^2 - k_{n-1}) x_n = 0
 \end{aligned} \quad (3.21)$$

Bu 3.21 nolu sistemin, n homojen denklemden ibaret olan belirsiz bir sistemi göstermektedir.

Bu sistemin matris formda yazarsak:

$$\begin{bmatrix}
 (J_1 w^2 - K_1) & K_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\
 k_1 & (J_2 w^2 - k_1 - k_2) & k_2 & 0 & \dots & 0 \\
 0 & k_2 & (J_3 w^2 - k_2 - k_3) & k_3 & \dots & 0 \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\
 0 & 0 & K_{n-2} & (J_{n-1} w^2 - K_{n-2} - K_{n-1}) & K_{n-1} & \\
 0 & 0 & \dots & K_{n-1} & (J_n w^2 - K_{n-1}) &
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 x_1 \\
 x_2 \\
 x_3 \\
 \vdots \\
 x_{n-1} \\
 x_n
 \end{bmatrix}
 = 0 \quad (3.22)$$

Buradan da;

$$w^2 [A_1 \cdot (w^2)^{n-1} + A_2 (w^2)^{n-2} + \dots + A_n] = 0 \quad (3.26)$$

bu denklem frekans denklemdir.

Bu denklemdeki $A_1, A_2, \dots, A_n$ 'ler determinantın açılmasıyla ortaya çıkan katsayılarıdır.

6 nolu denklemde W için bir $w=0$ çözümü vardır. Bunun anlamı, milin hiç titreşim yapmadan dönmesi, yani tamamen rijid olmasıdır.

Bu çözümden başka w için (n-1) kök bulunacağı aynı denklem-den görülmektedir. Böylece her bir w'ya bir frekans ve

dolayısıyla bir titreşim uyar.

Kolayca görüleceği gibi her bir w , yani titreşim çeşidi için 3. 21. nolu denklem sistemi ancak

$$\frac{x_2}{x_1}, \frac{x_3}{x_1}, \frac{x_4}{x_1} \dots \frac{x_n}{x_1} \text{ oranlarını verebilir.}$$

Bu durumda aşağıdaki sonuçlara varılabilir.

1. Bir mil üzerinde n bulunan bir sistemde $(n-1)$ de burulma titreşim çeşidi ve dolayısıyla bunların her birine uyan $(n-1)$ tane natürel frekans vardır.

2. Sistemin her titreşim çeşidinde kütlelerin frekansı aynıdır.

3. Herhangi bir titreşim çeşidinde kütlelerin amplitüdları, ancak bunlardan biri bilindiği takdirde hesaplanabilir.

3.19 denklem sisteminin taraf tarafa toplanmasından

$$J_1 \frac{d^2\phi_1}{dt^2} + J_2 \frac{d^2\phi_2}{dt^2} + J_3 \frac{d^2\phi_3}{dt^2} + \dots + J_n \frac{d^2\phi_n}{dt^2} = 0 \quad (3.27)$$

bulunur. 3.27. nolu denklem, hareket esnasında sistemin momentinin sabit olduğunu gösterir.

Bu momentin sıfıra eşit olduğunu düşünmekle milin rijid olarak dönmediği ve milin burulmadan ileri gelen titreşim hareketi yaptığı kabul edilir.

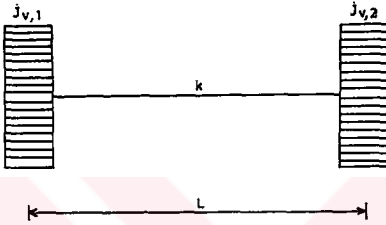
3.27. nolu denklemde $\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_n$ yerine değerleri konulursa;

$$w^2 [x_1 \cdot J_1 + x_2 \cdot J_2 + \dots + x_n \cdot J_n] = 0 \quad (3.28)$$

elde edilir ki buda düğüm noktalarının mevcut olduğunu gösterir.

Yukarıda verilen metodu $n=2$, $n=3$, $n=4$ hali için gösterelim.

$n=2$ için iki volanlı sistem



Sekil 3.5. İki volanlı sistem

3.20 nolu denklem sistemini iki volanlı sisteme uygularsak

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{x}_1 \cdot \omega^2 - k_1 (x_1 - x_2) = 0 \\ J_2 \cdot \ddot{x}_2 \cdot \omega^2 - k_1 (x_2 - x_1) = 0 \end{cases} \quad (3.29)$$

Matris formda yazmak istersek;

$$\begin{bmatrix} (J_1 \omega^2 - k_1) & k_1 \\ k_1 & (J_2 \omega^2 - k_1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.30)$$

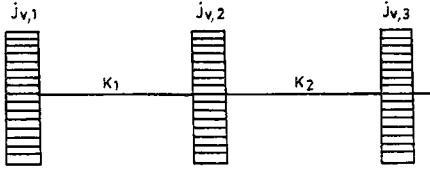
halini alır. Katsayılar matrisini sıfıra eşitlersek,

$$\omega^2 [J_1 \cdot J_2 \omega^2 - k_1 \cdot (J_1 + J_2)] = 0 \quad (3.31)$$

Bu ise iki kütleli ve tek yay bağlantılı sistemin yalnız bir tane titreşim çesidi bulunduğunu gösterir ve buna uygun doğal frekans;

$$W = \sqrt{\frac{k_1 \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}} \quad (3.32)$$

n=3 için üç volanlı sistem



Sekil 3.6. Üç volanlı sistem için eşdeğer model

3.20 nolu denklem sistemini bu modele uygulayalım.

$$J_1 \cdot \ddot{\alpha}_1 w^2 - k_1 (\alpha_1 - \alpha_2) = 0$$

$$J_2 \cdot \ddot{\alpha}_2 w^2 + k_1 (\alpha_1 - \alpha_2) - k_2 (\alpha_2 - \alpha_3) = 0$$

$$J_3 \cdot \ddot{\alpha}_3 w^2 + k_2 (\alpha_2 - \alpha_3) = 0$$

(3.33)

3.33 nolu denklem sistemi çözülürse

$$\alpha_1 = - \frac{k_1}{J_1 \cdot w^2 - k_1} \alpha_2 \quad (3.40)$$

$$\alpha_2 = - \frac{k_2}{J_3 \cdot w^2 - k_2} \alpha_3 \quad (3.41)$$

3.33 nolu denklem sistemini matris formda yazalım.

$$\begin{bmatrix} J_1 w^2 - k_1 & k_1 & 0 \\ k_1 & (J_2 w^2 - k_1 - k_2) & k_2 \\ 0 & k_2 & J_3 w^2 - k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.42)$$

3.42 nolu denklem sistemi çözülürse;

$$w^2 \left[J_1 \cdot J_2 \cdot J_3 \cdot w^4 - \left[(J_1 \cdot J_2 + J_1 J_3) k_2 + (J_2 J_3 + J_1 \cdot J_3) \cdot k_1 \right] w^2 + k_1 \cdot k_2 \cdot (J_1 + J_2 + J_3) \right] = 0 \quad (3.43)$$

3.43 nolu denklemden de görüleceği üzere $w^2=0$, yani milin titreşim yapmadan dönmesi haric, w_1^2 ve w_2^2 gibi iki doğal frekansta iki çeşit titreşim yapacağı anlaşılar.

Şimdi 3.40, 3.41 denklemindeki w^2 yerine w_1^2 konursa; (Palavcı, 1973)

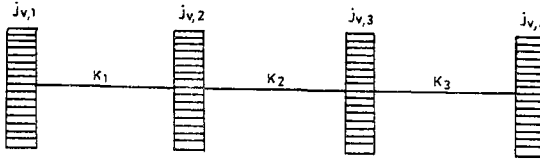
$$\frac{x_1}{x_2} = - \frac{k_1}{J_1 w_1^2 - k_1} \quad (3.44)$$

$$\frac{x_3}{x_2} = - \frac{k_2}{J_3 w_1^2 - k_2} \quad (3.45)$$

w_1^2 küçük kök olduğundan $\frac{J_3}{k_2} > \frac{J_1}{k_1}$ kabul edildiğine göre

bu oranlardan biri pozitif diğeri negatiftir.

Yani birbiri yanında olan iki volanın aynı yöne, üçüncüsü ise ters yöne titreşim yapar. Büyük kök w_2^2 kare için her iki oran negatif olduğundan daha yüksek frekansta olan bu titreşim çeşidinde yanlardaki volanların ortadakinin ters yönde titreşim yaptığı anlaşılar.

n=4 için dört volanlı sistem

Şekil 3.7. Dört volanlı sistem için eşdeğer matematiksel model

3.20 nolu denklem sistemini yukarıdaki sisteme uygulayalım.

$$J_1 \cdot \ddot{x}_1 - k_1 (x_1 - x_2) = 0$$

$$J_2 \cdot \ddot{x}_2 + k_1 (x_1 - x_2) - k_2 (x_2 - x_3) = 0$$

$$J_3 \cdot \ddot{x}_3 + k_2 (x_2 - x_3) - k_3 (x_3 - x_4) = 0$$

$$J_4 \cdot \ddot{x}_4 - k_3 (x_3 - x_4) = 0$$

(3.46)

Yukarıdaki denklem sistemini matris formda yazalım.

$$\begin{bmatrix} J_1 \omega^2 - k_1 & k_1 & 0 & 0 \\ k_1 & (J_2 \omega^2 - k_1 - k_2) & k_2 & 0 \\ 0 & k_2 & (J_3 \omega^2 - k_2 - k_3) & 0 \\ 0 & 0 & k_3 & (J_4 \omega^2 - k_3) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.47)$$

3.47 nolu denklem sisteminde bazı kısaltmalar yaparak katsayılar matrisini sıfıra eşitleyelim.

$$A = J_1 \cdot J_2 \cdot J_3 \cdot J_4$$

$$B = (-J_1 \cdot J_3 \cdot J_4 - J_2 \cdot J_3 \cdot J_4) \cdot k_1$$

$$C = (-J_1 \cdot J_2 \cdot J_4 - J_1 \cdot J_3 \cdot J_4) \cdot k_2$$

$$D = (-J_1 \cdot J_2 \cdot J_4 - J_1 \cdot J_2 \cdot J_3) \cdot k_3$$

$$E = (J_1 \cdot J_4 + J_2 \cdot J_4 + J_3 \cdot J_4) \cdot k_1 \cdot k_2$$

$$F = (J_1 \cdot J_4 + J_1 \cdot J_3 + J_2 \cdot J_4 + J_2 \cdot J_3) \cdot k_1 \cdot k_3$$

$$G = (J_1 \cdot J_4 + J_1 \cdot J_2 + J_1 \cdot J_3) \cdot k_2 \cdot k_3$$

$$H = (-J_1 - J_2 - J_3) \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3$$

$$A \cdot W^8 + (B+C+D) \cdot W^6 + (E+F+G) \cdot W^4 + H \cdot W^2 = 0 \quad (3.48)$$

$$W^2 \left[A \cdot W^6 + (B+C+D) \cdot W^4 + (E+F+G) \cdot W^2 + H \right] = 0 \quad (3.49)$$

3.49 denkleminde $W^2=0$, yani milin titreşim yapmadan dönmesi hariç, w_1, w_2, w_3 gibi üç doğal frekansta üç çeşit serbest titreşim yapacağı anlaşılır.

3.49 denkleminde $W^2=t$ dönüşümü yaparsak

$$At^3 + (B+C+D) t^2 + (E+F+G) t + H = 0 \quad (3.50)$$

şeklinde üçüncü dereceden bir denklem elde edilir.

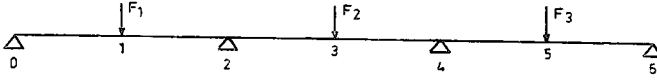
Yukarıda verilen denkleme üç silindirli kırılmış bir krank mili parametreleri tatbik edilmiştir ve pratiğe uygun sonuçlar alınmıştır. Krank milinin kırılmalarında titreşimlerle ilgili yorumlar getirilmiştir. Sonuçlar ek'de verilmiştir.

3.2 KRANK MİLİNİN EĞİLME TİTREŞİMLERİ

Önceki kısımlarda da bahsedildiği gibi krank milinin eğilme titreşimleri sadece az silindirli motorlar için önemlidir. Çünkü burada gerekli olan büyük kütle ile çoğunlukla iki yerden yataklanmış ve eğilebilir krank mili, öz frekansı düşük bir titreşim sistemi meydana getirir. Bu arada birinci

kritik frekansında rezonans durumuna sokulabilir. 3 silindirli motorlardan itibaren eğilme titreşimleri pratik yönden bir anlam taşımaz (Kouji, 1991; Yalçinkaya, 1974).

Eğilme titreşimlerinin hesabı için krank milinin aşağıdaki eşdeğer modeli kullanılacaktır:



Şekil 3.8. Eğilme titreşimleri için krank milinin matematiksel modeli

Eğilme titreşimlerinin hesabı için birden fazla metod mevcuttur. Bunlardan Rayleigh-Ritz, Dunkerley yaklaşım metodu yaklaşık olarak kritik hızı hesaplamaktadır. Ayrıca sistemin frekans denklemi çıkarılarak da kritik hızlar bulunabilir (Akkurt, 1975).

Rayleigh-Ritz ifadesi daha yüksek ve Dunkerley ifadesi daha düşük değerlerle karşımıza çıkar. n kütleli bir sistem için bulunacak olan kritik hız formülü Rayleigh-Ritz'e göre aşağıdaki gibidir (Palavan, 1973).

$$w^2 = \frac{g \cdot (F_1 y_1 + F_2 y_2 + F_3 y_3 + \dots + F_n y_n)}{F_1 y_1^2 + F_2 y_2^2 + \dots + F_n y_n^2}$$

g = yerçekim ivmesi

$y_1, y_2, \dots, y_n$ = çökmeler (kütlelerin tatbik noktasındaki)

Dunkerley bağıntısına göre kritik hız formülü (Palavan, 1973).

$$\frac{1}{w^2} = \frac{1}{w_1^2} + \frac{1}{w_2^2} + \frac{1}{w_3^2} + \dots + \frac{1}{w_n^2} \quad (3.51)$$

W = çok kütleli sistemin birinci kritik hızı

W_1 = yalnız birinci kütle varsa birinci kritik hızı

W_2 = yalnız ikinci kütle varsa birinci kritik hızı

.

$$W_1 = \sqrt{\frac{g}{y_1}} ; W_2 = \sqrt{\frac{g}{y_2}} \dots W_n = \sqrt{\frac{g}{y_n}}$$

Yüksek kritik hızlar çok kütleli sistemler için birinci kritik hıza göre daha hassas ve kesin hesaplama gerektirmektedir. Bu nedenle sistemin frekans denklemini çıkartarak, kritik hızları bulmak daha hassas sonuçlar verecektir (Akkurt, 1975; Timoshenko, 1936).

Herhangi bir çok kütleli sistem için frekans ifadesi aşağıdaki determinanın sıfıra eşitlenmesiyle bulunur (Timoshenko, 1936).

$$\begin{bmatrix} a_{11} F_1 \cdot w^2 - 1 & a_{12} F_2 \cdot w^2 & a_{13} F_3 \cdot w^2 \\ a_{21} F_1 \cdot w^2 & a_{22} F_2 \cdot w^2 - 1 & a_{23} F_3 \cdot w^2 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{m1} F_1 \cdot w^2 & a_{m2} F_2 \cdot w^2 & a_{m3} F_3 \cdot w^2 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.52)$$

$a_{11}, a_{12}, \dots$ ile gösterilen ifadeler tesir katsayılarıdır (1 birimlik yükden dolayı oluşan cökmeler).

a_{ij} ; i = cökmenin olduğu yer
 j = kütlenin tatbik noktası

a_{21} = 1 nolu noktadan etki eden kütlenin 2 nolu noktada oluşturduğu cökme.

Bu durumda herhangi bir noktadaki cökme değerini bulmak için, o noktada etki eden kütlenin kendi tatbik noktasındaki cökmesiyle, diğer noktadaki kuvvetlerin oluşturduğu سهمlerin toplanması gerekir (Timoshenko, 1936).

Kritik frekansların ve tesir katsayılarının hesaplanması örnek olarak alınan krank millerinin parametreleri tatbik edilerek bilgisayar programları ve sonuçları ek 3'de verilmiştir.

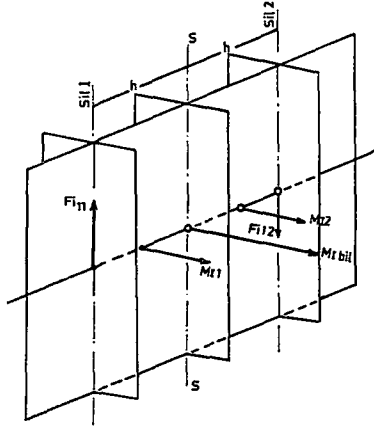
3.3. Dengeleme

Krank miline dengeleme amacıyla ilave edilen karşı ağırlıkların genellikle iki sebebi vardır. Bu ağırlıklar sayesinde bir defa krank ana yataklarının ve diğer taraftan silindir blokunun zorlanmaları azaltılır. Dört, altı, sekiz silindirli motorların krank millerinin ortadaki ana yatakları nisbeten büyük bir zorlamanın tesiri altındadır. Bu yatağın her iki tarafında bulunan ayrı yöndeki muylulardan ileri gelen zorlanma yatakta yüksek basınçlar meydana getirir. Bunu karşılamak maksadı ile yapılan karşı ağırlıkların yatakların zorlanmasını azalttıkları gibi silindir blokuna iletilen atalet momentlerininide bir miktar düşürürler (Palavan, 1975).

Krank miline eklenen bu karşı ağırlıkların faydaları yanında mahsurlarıda vardır. Krank miline konan bu ağırlıklar ile krankın kütlesi artar ve kritik dönme sayıları aşağı düşer. Kritik dönme sayılarının aşağı düşmesi arzu edilen bir sonuç değildir. Bundan dolayı konstrüktörler yatak zorlanmasının fazlalığını göze alarak karşı ağırlık koymaktan vazgeçebilirler.

3.3.1. Çok Silindirli Motorlarda Atalet Kuvvetleri ve Bunların Momentleri

Pistonlu makinaların çoğunda bütün silindirlerin hareket mekanizmaları birbirinin aynıdır. Makina çalışırken bu silindirlerde meydana gelen atalet kuvvetleri; bütün makinanın ağırlık merkezinden geçen düzlemden farklı uzaklıklardaki paralel düzlemlerde bunların müsterek tesiri, atalet kuvvetleri momentlerini meydana getirir. Böylece F_c (merkezkaç kuvveti), F_{i1} , F_{i2} (atalet kuvvetleri)'ye karşılık gelen M_c , M_1 , M_{i1} momentleri meydana gelir (Palavan, 1975).



Sekil 3.9 İki silindirli bir motor için F_i kuvvetlerinin gösterimi

Mekanikten bilinen kaidelere göre, bir kuvvet, kendisine eşit ve paralel bir kuvvet ve momentle değiştirilebilir. Şekil 3.9 da gösterilen F_{11} ve F_{12} kuvvetlerini, motorun ağırlık merkezinden geçen düzleme naklederken; her iki silindir için M_i momentleri elde edilir. Bunları toplarsak bir bileşke moment meydana gelir ve bu moment makinayı boyu doğrultusunda devertmeye çalışır. Atalet kuvvetlerinin momentlerinin dengelenmesi problemi bu şekilde doğar.

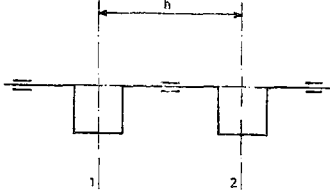
M_c momentleri karşı ağırlık sayesinde tamamen dengelenir.

Bileşke momentlere gelince; bunlar pratikte, o zamana kadar yapılmış makinalarda tesirleri bilinen değerlerle karşılaştırılır ve yeni makinanın dengeleme derecesi hakkında bir fikir edinilir. Bu son momentlerin büyüklüklerine tesir edebilmek için, yardımcı bir yol olarak, krankların diziliş sırasını değiştirmek suretiyle denemeler yapılır.

3.3.2. İki Silindirli Motorların Dengelenmesi

1- Kranklar aynı tarafta

Her iki silindirdeki benzer kuvvetler aynı yönde olup, bileşkelerinin tatbik noktaları silindirler arasındaki uzaklığın ortasındadır.



Sekil 3.10. Kranklar aynı tarafta

Kuvvetlerin bileşkeleri:

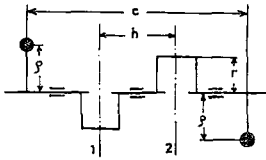
$$\sum F_{i1} = 2 mrw^2 \cdot \cos\alpha \quad (3.53)$$

$$\sum F_{i2} = 2 mrw^2 \cos 2\alpha \quad (3.54)$$

$$\sum F_c = 2 mr \cdot w^2 \quad (3.55)$$

Kuvvetler aynı yönde olduklarından bileşke momentler mevcut değildir (Palavan, 1975)

2- Kranklar 180° farklı ise



Sekil 3.11. Kranklar 180° farklı tarafta

Birinci mertebeden atalet kuvvetleri her an eşit ve aksi yöndedirler;

Birinci silindir için:

$$F_{i11} = mrw^2 \cdot \cos\alpha \quad (3.56)$$

ve ikinci silindir için (krank açısı $\alpha + 180$)

$$F_{i12} = mrw^2 \cos(\alpha+180) = -mrw^2 \cdot \cos\alpha \quad (3.57)$$

bulunur. Bu iki kuvvet;

$$M_{Ibil.} = mrw^2 h \cos\alpha \quad (3.58)$$

serbest momentini doğurur.

Milin dönme ekseninden geçen düşey düzlem içinde bulunan bu momenti karşı ağırlıkla dengeleyebiliriz. Karşı ağırlığın kütlesi,

$$(mrw^2 \cos\alpha)h = (m_x \cdot p \cdot w^2 \cos\alpha) \cdot c \quad (3.59)$$

denkleminde bulunur.

$$m_x = m \cdot \frac{r \cdot h}{p \cdot c} \quad (3.60)$$

Kullandığımız karşı ağırlıklardan dolayı;

$$M^1_I = (m_x \cdot p \cdot w^2 \cdot \sin\alpha) \cdot c \quad (3.61)$$

serbest momenti doğar. Bu moment, silindir eksenlerine dik düzlemde tesir edecektir. Bunun periyodu ve genliği $M_{Ibil.}$ kine eşittir. Birinci mertebeden atalet kuvvetlerini dengelemeye çalışmamız, bizi bu momentin tesirini bir düzlemde diğerine nakletmeye sevk etti.

Görüldüğü üzere bu metod, $M_{Ibil.}$ momentini ancak kısmen dengelemey yarar.

ikinci mertebeden atalet kuvvetleri:

1. silindir için:

$$F_{i21} = mrw^2\lambda.\cos 2\alpha \quad (3.61)$$

2. silindir için:

$$F_{i22} = mrw^2\lambda.\cos 2(\alpha+180) = mrw^2\lambda\cos 2\alpha \quad (3.62)$$

Bunların bileşkesi:

$$F_{ilbil} = 2mrw^2\lambda.\cos 2\alpha \quad (3.63)$$

Bu toplam kuvvet ancak $2W$ hızı ile dönen karşı ağırlıklar yardımıyla dengelenir.

İkinci mertebe atalet kuvvetleri hep aynı yönde olduğundan bileşke moment mevcut değildir.

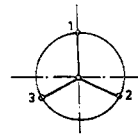
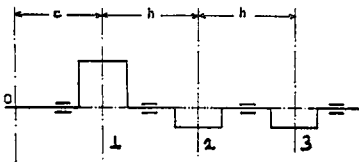
İki silindirin dönen kütlelerinin merkezkaç kuvvetleri:

$$M_{cbil} = F_c \cdot h \quad (3.64)$$

serbest momentini verirler. Bu moment krankların düzleminde bulunur ve karşıağırlıklarla tamamen dengelenebilir (Palavan, 1975).

3.3.3 Üç Silindirli Motorun Dengelenmesi

Krankları 120° lik açılar yapan bir üç silindirli motorun birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin bileşkesi sıfırdır.



Şekil 3.12. Üç silindirli bir krank mili ve krank yıldızının görünüşü

Herhangi bir O noktasına göre birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin momentini hesaplayalım.

$$\begin{aligned} M_{Ibil} &= mrw^2 \left[c \cdot \cos\alpha + (c+h) \cdot \cos(\alpha+120) + (c+2h) \cos(\alpha+240) \right] \quad (3.65) \\ &= -mrw^2 \cdot h \left[\cos(\alpha+120) + 2\cos(\alpha+240) \right] \end{aligned}$$

olur.

Üç silindirli bir krank miline ait dengeleme ile ilgili nümerik çözüm yapılmış ve sonuçlar Ek-3'de verilmiştir.

4. TİTREŞİMLER VE GERİLMELER

Yorulma kırılmalarında kuvvet veya momentlerin değişken olması ve ayrıca yük frekansı ile sistemin kritik frekansı gerilmeler üzerinde birinci derecede etkili olmaktadır. Dinamik zorlanmalarda, titreşimlerin gerilmeler üzerindeki etkisi burulma eğilme ve aksiyal titreşimlerin kritik frekanslarının bilinmesiyle hesaplanmaktadır.

Literatürde krank millerinde titreşimler göz önüne alınarak gerilme analizi değerlendirmeleri, otomatik firmalarının özel yayınlarında söz edilmekte fakat projelerine esas olan değerlendirmeleri vermemektedirler.

Bu çalışmamızda titreşim ve gerilme analizi bir bütün olarak değerlendirilerek, krank mili kırılmalarında gerilmelerin efektif değerlerinin hesaplanmasında gerçekçi bir yaklaşım ortaya konulmuştur.

4.1. Burulma Titreşimleri ve Burulma Gerilmeleri

Burulma titreşimlerinde tek serbestlik dereceli sistemlerde (iki kütle tek yaylı dejenere sistemde ve onun eşdeğer tek kütle tek yay modelinde) dinamik denklemler şöyledir:

Çeşitli modellemelere göre verilen kritik frekans ve dinamik moment hesapları göz önüne alınarak serbestlik derecelerine göre burulma titreşim vektörleri yazılabilmektedir. Tek serbestlik dereceli bir sistemde burulma titreşim vektörü:

$$\phi_{din} = \frac{M_b}{k_b - J_{e\phi} \gamma^2} \cdot e^{i\gamma t} \quad (4.5)$$

dir.

Aynı şekilde titreşimli durumda dinamik moment ve dinamik gerilmeler hesaplanabilir.

$$(M_b \cdot \phi_{din})_{tit} = k_b \cdot \phi_{din} \quad (4.6)$$

$$(\tau_b \cdot \phi_{din})_{tit} = \frac{M_b \cdot \phi_{din}}{w_b} \quad (4.7)$$

Nümerik değerlendirme kısmında çalışma konusu olan üç silindiri dört yataklı krank mili için uygulama yapılmıştır.

5. ÖMÜR HESAPLAMALARI

Bazı hallerde, çalışma esnasında makina elemanları tek bir değişken gerilmeye değil, belirli süreler içerisinde çeşitli büyüklükteki gerilmelere maruz kalırlar. Örnek olarak bir eleman n_1 yük değişme süresince σ_1 , n_2 yük değişme süresince σ_2 , vs. gibi gerilme değerlerinin etkisi altında kalırlar (Akkurt, 1975).

Bu gerilmelerden her biri elemanda ayrı hasarlar meydana getirmektedir. Kırılmaya sebep olan hasar bunların birikmesinden meydana geldiğinden bu olaya birikmiş hasar yorulması denir. Pratik bakımdan problem, bu şekilde zorlanan elemanlar için ömrün veya sonsuz ömür halinde emniyet katsayısının tespiti.

Günümüzde bu problemin tam bir çözümü bulunmamaktadır; ancak pratikte bir takım noksanlıklara rağmen Palmgren-Miner adı verilen bir yaklaşım uygulanmaktadır.

Bunun matematiksel bağıntısı;

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_i}{N_i} = K \quad (5.10)$$

şeklinde yazılır.

Burada $n_1, n_2, \dots, n_i$ sırası ile $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$ 'ye tekabül eden yük değişme sayıları; $N_1, N_2, \dots, N_i$ sırası ile $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$ 'ye tekabül eden elemanın ömrü ve K deneysel olarak tayin edilen ve değeri 0,7 ile 2,2 arasında değişen bir sabittir. En çok tavsiye edilen

$K=1$ dir.

$n_1, n_2, \dots, n_i$ değerlerini tespit etmek çok güç olduğundan bunlar $c_1, c_2, \dots, c_i$ orantı faktörleri olmak üzere elemanın N toplam ömrünün $n_1=c_1N, n_2=c_2N, \dots, n_i=c_iN$ kısımları olarak ifade edilirse denklem aşağıdaki hale gelir (Akkurt, 1975).

$$\frac{C_1}{N_1} + \frac{C_2}{N_2} + \dots + \frac{C_i}{N_i} = \frac{1}{N} \quad (5.2)$$

$$C_1 N + C_2 \cdot N + C_3 N + \dots C_i \cdot N = N \quad (5.3)$$

$$C_1 + C_2 + \dots C_i = 1 \quad (5.4)$$

Burada verilen metod üç silindirli krank miline uygulanmış ve sonuçlar EK-3'de verilmiştir.

6.KIRILMIŞ KRANK MILLERİ İLE İLGİLİ NÜMERİK DEĞERLENDİRMELER

6.1 Gerilme Analizi ile ilgili Değerlendirmeler

TTK (Türkiye Taşkömürü Kurumu) Zonguldak Kozlu Müessesesinde yer altı kömür galerilerinde çalışan beş tonluk vagonları çeken dizel lokomotiflerinin krank millerinde sürekli kırılmalar (9 adet) meydana gelmiş ve bu krank milleri doktora tezi çalışmamız dolayısıyla tarafımızdan incelemeye alınmıştır.

Daha önceki bölümlerde gerilme ve titreşim analizi için açıklanan tüm metodlar bu krank miline uygulanarak kırılma olaylarına açıklama ve yorumlar getirilmiştir.

Bu krank milleri üç silindirli dört yataklıdır. İncelenen krank mili Şekil 6.1'de verilmiştir. Ateşleme sırası 1-3-2 şeklindedir. Krank milinin 8 tanesi 3. silindirin olduğu kol yatağı bölgesinde (5 nolu bölgede) kırılma göstermiştir. Yalnızca bir tanesi 1. silindirin olduğu yerden kırılmıştır.

Şekil 6.1'de krank mili üzerinde işaretlenen 0,1,2,3,4,5,6 noktalarına ait şekil değiştirme büyüklükleri, gerilme ve moment büyüklükleri ile emniyet katsayıları Ek.3'de verilmiştir.

Nümerik değerlendirmeleri yapılacak olan krank mili için konstrüksüyon değerleri aşağıda verilmiştir.

Krank mili malzemesi	= 41 Cr4
Motor gücü	= 30 HP
Silindir sayısı	= 3
Max yanma basıncı	= 85 Bar
Sıkıştırma basıncı	= 35 Bar
Toplam silindir hacmi	= 3117 cm ³
Silindir çapı	= 105 mm
Krank uzunluğu	= 383 mm
Krank muylu çapı	= 61.6 mm
Piston çapı	= 105 mm
Strok	= 120 mm



61

Şekil 6.1 Üç silindirli krank milinin görünüşü

Piston ağırlığı	= 18.1 N
Biyel ağırlığı	= 18.2 N
Volan çapı	= 380 mm
Volan ağırlığı	= 850 N
Biyel uzunluğu	= 207 mm
Krank mili ağırlığı	= 320 N
Krank yarıçapı	= 60 mm
Ana muylu çapı	= 69.2 mm
$n_{rölanti}$	= 650 dev/dak
n_{max}	= 2900 dev/dak
	= 0.2
K_c = çentik faktörü	= 1.784
K_y = yüzey faktörü	= 0.9
K_b = boyut faktörü	= 1.78

TTK kurumunda Kozlu müessesesinde kırılmış olan 9 krankın mevcut olan 5'i üzerinde sayısal değerlendirmeler yapılmıştır.

6.1.1 Kırılan Kesit Alanlarının Değerlendirilmesi

Kırılmış olan krank milinin son taşıma ve yorulma yüzeyleri en küçük karelere ayrılarak ölçülmüştür.

Krank muylu yüzeyi= 2980.24 mm²

Son taşıma yüzeyleri;

1 nolu krank mili son taşıma yüzeyi = 1617 mm²
 2 nolu krank mili son taşıma yüzeyi = 1449 mm²
 3 nolu krank mili son taşıma yüzeyi = 1735 mm²
 4 nolu krank mili son taşıma yüzeyi = 1521 mm²
 5 nolu krank mili son taşıma yüzeyi = 1910 mm²

Yorulan Yüzeyler;

1 nolu krank mili yorulan yüzey = 1363 mm²
 1 nolu krank mili yorulan yüzey = 1531 mm²
 1 nolu krank mili yorulan yüzey = 1245 mm²
 1 nolu krank mili yorulan yüzey = 1459 mm²
 1 nolu krank mili yorulan yüzey = 1070 mm²

Son taşıma yüzeylerinin tüm alana oranları;

1 nolu krank mili için = 0.54
 2 nolu krank mili için = 0.48
 3 nolu krank mili için = 0.58
 4 nolu krank mili için = 0.51
 5 nolu krank mili için = 0.64

Kırılmış olan 5 tane krank milinin fotoğrafları ve kırılan yüzeylerin çeşitli yönlerden görüntüleri Ek 1'de verilmiştir.

6.1.2. Üç silindirli krank miline ait gerilme ve emniyet katsayılarının bulunması

Üç silindirli krank mili şekil 6.1 de verilmişti. Krank mili üzerinde gerilmelerin ve emniyet katsayılarının bulunacağı

nokta sayısı yedi dir. krank mili, statik ve dinamik zorlanmalarda dört durum için bu noktalarda (0,1,2,3,4,5,6) hesaplanmıştır.

Statik zorlanma hali;

1. Durum = Bütün silindirlerin ateşleme durumunda olması hali (en optimum durum))
2. Durum = 1. silindir ateşleme, 2. silindir egzost, 3. silindir sıkıştırma sürecinde
3. Durum = 3. silindir ateşleme, 2. silindir sıkıştırma, 1. silindir sıkıştırma sürecinde
4. Durum = 2. silindir ateşleme, 3. silindir egzost, 1. silindir sıkıştırma sürecinde

Soderberg yöntemine göre yapılan gerilme analizlerinde değişken zorlanmada da dört durum incelenmiştir.

1. Durum = 1-2-3 silindirlerinin üçünün de ardışık ateşlemesinin incelenmesi
2. Durum = Yalnız 1-3 silindirlerinin arka arkaya ateşlemesinin incelenmesi
3. Durum = Yalnız 3-2 silindirlerinin arka arkaya ateşlemesinin incelenmesi
4. Durum = Yalnız 2-1 silindirlerinin arka arkaya ateşlemesinin incelenmesi

Statik zorlanma hali için söz konusu olan dört durumdaki silindir kuvvetlerini verecek olan gaz basınçları aşağıda verilmiştir.

- | | | | |
|------------|---------------|----------------|---------------|
| 1. Durum ; | $P_1=85$ bar; | $P_2=85$ bar; | $P_3=85$ bar |
| 2. Durum ; | $P_1=85$ bar; | $P_2=2$ bar; | $P_3=1.6$ bar |
| 3. Durum ; | $P_1=2$ bar; | $P_2=1.6$ bar; | $P_3=85$ bar |

4. Durum ; $P_1=1.6$ bar; $P_2=85$ bar; $P_3=2$ bar

Yukarıdaki değerler indikatör diyagramından alınmıştır.

Krank milinin üzerindeki kritik kesitlerin zorlanmasının, her üç silindirin arka arkaya ateşlemesine göre ve ardışık iki silindirin ateşlemesine göre incelenmesinin ve gerilme analizinin yapılmadığı literatür araştırmamızda görülmüştür. Bu çalışmada gerçek krank konstrüksiyonu üzerinde yapılan uygulama ile literatüre bilimsel katkı amaçlanmıştır.

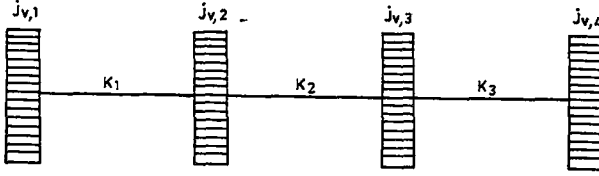
Krank milinin konstrüksiyon değerleri Maxwell-Clapeyron denklemlerine ve sonlu eleman metoduna uygulanmış; gerilmeler ve emniyet katsayıları bulunmuştur. Sonlu eleman metoduna göre yapılan analizin daha sağlıklı sonuçlar verdiği görülmüştür. Sonlu elemanlar metodu uygulanmasıyla krank mili üzerindeki kritik noktaların dönme ve çökme değerleri de hesaplanabilmektedir. Bu şekil değiştirmeler eğilme titreşimlerinin analizinde de kullanılmıştır.

Maxwell-Clapeyron denklemleriyle ve sonlu elemanlarla ilgili yapılan analizin bilgisayar programları hazırlanmış ve Ek-B'de verilmiştir. Sonuçlar ise Ek-3'de verilmiştir. Ek-1, Ek-2, Ek-3 incelenirse krank mili boyunca bulunan emniyet katsayısı değerlerinin minimum değerleri 1 ve 5 nolu bölgelerde (1. ve 3. silindirin kol yatağının olduğu yer) görülmüştür. Zaten kırılan 9 tane krank milinin 8 tanesi 3. silindir kol yatağından bir tanesinin de 1. silindir kol yatağından olduğu fotoğraflardan görülmektedir.

Bu da tarafımızdan yapılan gerilme analizi değerlendirmelerinin sağlıklı olduğunu göstermektedir. Emniyet katsayısı, gerilme ve moment ile şekil değiştirme diyagramları Ek-3 de verilmiştir.

6.2 Titreşim Analizine Göre Kritik Devir Sayıları Tespiti

Burulma titreşimleri incelenirken 3 silindirli krank mili eşdeğer bir sisteme indirgenmiştir.



Şekil 6.2. Burulma titreşimi için 3 silindirli krank milinin eşdeğer modeli

1, 2, 3 nolu kütleler krank ve silindirleri, 4 nolu kütle volanı göstermektedir.

Bir kranka ait eşdeğer uzunluk bulunurken Carter'a, Bicerano'ya ve Tuplin'e göre ayrı ayrı hesaplar yapılmıştır. Sonuçun daha sağlıklı olması içinde bunların bir ortalaması alınmıştır.

Bir silindire ait eşdeğer atalet momentinin bulunması (Palavan, 1973), (Eraslan, 1948)'in kaynakları ışığı altında uygulanmıştır.

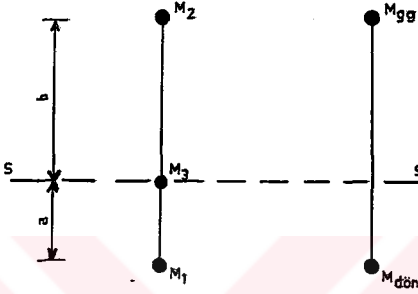
Burulma titreşimlerinin hesabı için gerekli olan biyel ağırlık merkezi, biyelin atalet momenti ve volanın atalet momenti, bu parçalar çok karışık yapıda olduğundan deneysel yollardan faydalanılmıştır (Palavan, 1973).

6.2.1 Biyel Kütlesinin İndirgenmesi

Karışık düzlemsel hareket yapan biyelin kütlesi, bir kaç noktada toplanmış farz olan ve dinamik tesiri eşdeğer olan kütlelerle değiştirilmektedir. Bu işleme biyel kütlesinin indirgenmesi denir. İncelenen problemde mümkün olan basit bağıntılarının elde edilmesi için sözü geçen noktaların sayısında küçük olmalıdır. Biyel için en uygun noktalar krank muylusu merkezi ile piston pernosu merkezidir. Zira bu iki nokta sadece dönme ve sadece doğrusal hareket yapmaktadır.

Burada üç kütle metodu incelenecektir (Palavan, 1973).

Üç kütle metodunda biyelin kütlesi krank muylusu merkezinde, piston pernosu merkezinde ve ağırlık merkezinde yerleştirilmiş olan 3 kütleli bir sistemle değiştirilir. Bu yeni sistemin dinamik bakımdan biyel kütlesine eşdeğer olabilmesi için aşağıdaki şartları gerçekleştirilmelidir.



Şekil 6.3. Biyel Kütlesinin İndirgenmesi

- m_1, m_2, m_3 kütlelerinin toplamı biyelin m_b kütlesine eşit olmalıdır.
- Yeni sistemin ağırlık merkezi, biyelin ağırlık merkeziyle intibak etmelidir.
- Yeni sistemin ağırlık merkezinden geçen ve motorun krank mili eksenine paralel eksene göre atalet momenti biyelin aynı eksene göre J_b atalet momentine eşit olmalıdır.

Bunlara göre aşağıdaki 3 denklemi yazabiliriz.

$$m_1 + m_2 + m_3 = m_b \quad (6.1)$$

$$m_1 \cdot a - m_2 \cdot b = 0 \quad (6.2)$$

$$m_1 \cdot a^2 + m_2 \cdot b^2 = J_b = m_b \cdot i^2 \quad (6.3)$$

$$m_1 = \frac{J_b}{a(a+b)} = \frac{m_b \cdot i^2}{a \cdot L} \quad (6.4)$$

$$m_2 = \frac{J_b}{b(a+b)} = \frac{m_b \cdot i^2}{b \cdot L} \quad (6.5)$$

$$m_3 = m_b - \frac{J_b}{a \cdot b} = m_b \left(1 - \frac{i^2}{a \cdot b} \right) \quad (6.6)$$

i = atalet yarıçapı

m_1 kütlesi krank kütlelerini temsil eden m_{krank} kütlesine ve m_2 kütleside gidip gelme hareketi yapan piston sisteminin m_{piston} kütlesine eklendiği zaman bu iki noktada toplanmış kütleler m_3 'e nazaran daha büyüktür. Bu sebepten dolayı ağırlık merkezindeki m_3 kütlesinin

$\frac{b}{L} \cdot m_3$ kısmı dönen kütleye ve $\frac{a}{L} \cdot m_3$ kısmı da gidip gelen kütleye ilave edilir.

m_{gg} = gidip gelen kütle

$m_{dön}$ = dönen kütle

6.2.2 Biyelin Ağırlık Merkezi ve Atalet Momentinin Bulunması

Biyelin atalet momentinin ve ağırlık merkezinin bulunması için en uygun yol sarkaç deneyidir (Palavan, 1975).

$$T^2 = 4 \pi^2 \cdot \frac{J_b}{G \cdot X} \quad (6.7)$$

denkleminde istifade edilir.

X = biyelin ağırlık merkezinin dönme eksenine olan uzaklığıdır.

Deney iki defa yapılır.

Biyelin büyük başı etrafında asılması için (A eksen) küçük başı etrafında asılması için (B eksen) salınım periyotları T_A ve T_B ayrı ayrı hesaplanır. Bu eksenler ile biyelin ağırlık merkezinden geçen S eksenine göre biyelin atalet momentleri sırasıyla J_A , J_B , J_S olsun. Burada a vve b ağırlık merkezinin A ve B eksenlerine olan uzaklıkları olsun.

$$T_A^2 = 4 \cdot \pi^2 \cdot \frac{J_A}{G \cdot a} \quad (6.8)$$

$$T_B^2 = 4 \cdot \pi^2 \cdot \frac{J_B}{G \cdot b} \quad (6.8)$$

Steiner teoremine göre

$$J_S = J_A - m \cdot a^2 \quad (6.10)$$

$$J_S = J_B - m \cdot b^2 \quad (6.11)$$

$a = L - b$ olduğu dikkate alınarak

$$L \cdot T_A^2 - \frac{4\pi^2}{g} L^2 = \frac{4\pi^2}{g} L^2 - T_B^2 - 2 \cdot L \cdot \frac{4\pi^2}{g} b$$

$$b = \frac{T_A^2 + T_B^2 - 2 \cdot L \cdot \frac{4\pi^2}{g}}{4\pi^2} \quad (6.12)$$

bulunur.

Yapılan deneylerde T_A , T_B değerleri aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

Tablo 6.1. Biyelin küçük baştan asılması

Deney no	1	2	3
ölçülen peryot	17	19	18
ölçülen zaman	16	17	16,5
Peryot sn.	0,896	0,89	0,91

$T_B = 0,897$ alınabilir.

Tablo 6.2. Biyelin büyük baştan asılması

Deney no	1	2	3
ölçülen peryot	39	36	30
ölçülen zaman	31	30	25
Peryot sn.	0,89	0,83	0,88

$T_B = 0,879$ alınabilir.

6.2.3 Volanın Atalet Momentinin Bulunması

Volanın şekli çok karışık olduğundan analitik yollarla hesaplamak çok güçtür. Bu nedenle deneysel metodla volanın ataletini bulacağız.

Bunun için volan eşit uzunluktaki 3 tane ip ile bir tavana asılır ve bir salınım hareketi yaptırılır. Ağırlık merkezinin ve iplerin düşey düzlemde olmasına dikkat edilmelidir (Palavan, 1973).

$$J\ddot{\theta} + mgr \cdot \frac{r}{L} \cdot \theta = 0 \quad (6.18)$$

$$\Sigma M = mgr \cdot \alpha = mgr \cdot \frac{r}{L} \cdot \theta = \frac{mgr^2}{L} \cdot \theta \quad (6.19)$$

$$\ddot{\theta} + \frac{mgr^2}{L \cdot J} \cdot \theta = 0 \quad (6.20)$$

$$\omega_n^2 = \frac{mgr^2}{L \cdot J} = 2\pi f \quad (6.21)$$

olur.

$$J = \frac{mgr^2}{4\pi^2 \cdot f^2 L^2} \quad (6.22)$$

elde edilir.

Buradaki frekans (f) değeri deneyle bulacağız.

Tablo 6.3. Volanın salınım yaptırılması

Deney	1	2
Titreşim	55	37
Zaman	90 sn	60 sn

$$f = \frac{55}{90} = 0,611 \text{ Hz}$$

$$f = \frac{37}{60} = 0,61 \text{ Hz}$$

f = 0,61 Hz alınabilir.

Bu değer sayesinde de volanın atalet momenti bulunabilir. Bu deneyle ilgili değerler Ek-3'de verilmiştir.

Krank mili burulma titreşim analizi için bir bilgisayar programı hazırlandı ve Ek-2'de verildi. Krank milinin konstrüksiyon değerleri ve yukarıda deneylerle bulunan

değerler, daha önceden verilen krank mili burulma titreşim analizi için hazırlanmış olan denklemlere tatbik edildi. Gerekli tüm değerler (eşdeğer uzunluklar, eşdeğer atalet momentleri, ağırlık merkezleri) bilgisayar çıktısından alındı. Sistem dört kütleli olduğu için üç adet kritik devir bulundu.

1. kritik devir= 800.1288 dev/dak
2. kritik devir= 5066,185 dev/dak
3. kritik devir= 6885,062 dev/dak

Krank mili ile ilgili konstrüksiyon değerlerine bakıldığında, örnek aldığımız motorun rölanti devrinin 650 dev/dak, maksimum devrinin 2900 dev/dak olduğu görülmektedir.

Buradan da görüleceği gibi dizel motoru harekete başlar başlamaz krank mili birinci kritik devire gelerek rezonans bölgesine girmektedir. Lokomotif operatörlerinin ifadelerinde, yavaş yavaş kalkış esnasında kırılma olaylarını yaşadıklarını belirtmeleri, bu birinci kritik bölgede çalışma süresinin uzaması ve milde absorber olması dolayısıyla yorulan kesitlerde rezonans kırılmalarının varlığını göstermektedir.

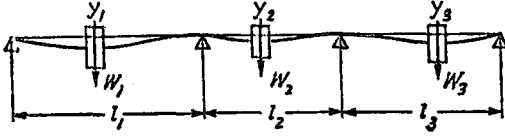
Krank milinin 2. ve 3. kritik devirlere ulaşamayacağı rakamlardan görülmektedir.

Adı geçen kurumda krank milleri kırılmaya başladığı zaman bir komisyon oluşturularak bu olayın rapor edilmesi istenilmiştir. Görüştüğümüz komisyon üyeleri bazı krank millerinin motora takıldıktan hemen az sonra kırıldığını bize bildirmişlerdir. Bu olayın 3,4 kez tekrarlandığını kendilerinden öğrendik.

Bu tehlikenin atlatılması için 800 dev/dak lık hız bölgesinde bir takım emniyet tedbirlerinin alınmasını ya da bu hız bölgesinin çok çabuk gecilmesi yolundaki tavsiyelerimizi komisyona ilettik. Son zamanlarda bu kırılma olaylarının kesilmesinde bu tavsiyelerin de etkili olduğuna inanmaktayız.

6.3 Eğilme Titreşimlerinin İncelenmesi

Örnek olarak incelediğimiz 3 silindirik krank miline eğilme titreşimleri için daha önce açıkladığımız metodları uygulayacağız.



Şekil 6.5 Eğilme titreşimleri için kabul edilen model
(Timoshenko, 1936)

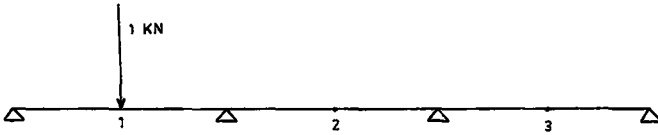
$$Y_1 = a_{11}F_1 + a_{12}F_2 + a_{13}F_3$$

$$Y_2 = a_{21}F_1 + a_{22}F_2 + a_{23}F_3 \quad (6.23)$$

$$Y_3 = a_{31}F_1 + a_{32}F_2 + a_{33}F_3$$

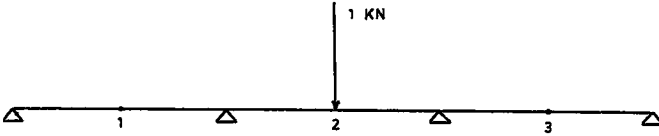
Y_1 , Y_2 , Y_3 değerleri hazırlanan sonlu elemanlar programı ile bulunabilir.

Yine sonlu elemanlar ile tesir katsayılarını hesaplamak için şöyle bir yol izleyeceğiz.



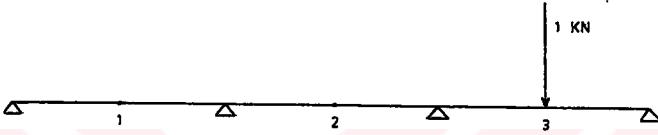
Şekil 6.6. Bir birim yükün 1 nolu noktaya tatbiki

1 nolu noktaya bir birim yük tatbik ederek 2 ve 3 nolu noktalardaki (silindirlerdeki) meydana gelen sehım değerlerini (a_{31} , a_{21}) bulacağız.



Sekil 6.7. Bir birim yükün 2 nolu noktaya tatbiki

2 nolu noktaya bir birim yük tatbik ederek 1 ve 3 nolu noktalardaki tesir katsayılarını (a_{12} , a_{32}) bulabiliriz.



Sekil 6.8. Bir birim yükün 3 nolu noktaya tatbiki

3 nolu noktaya bir birim yük tatbik ederek 2 ve 1 nolu noktalardaki tesir katsayılarını (a_{13} , a_{23}) bulabiliriz.

Tesir katsayılarını bulmak için gerekli bağıntılar 3 yataklı sistemler için Timeshenko'nun (Timeshenko, 1936) kitabından bulunabilir. Dört ve daha fazla yataklı sistemler için tesir katsayıları veren bağıntılara literatürde rastlanılmamıştır.

Hazırlanan sonlu elemanlar programı ile bulunan tesir katsayıları 1. KN luk yük için aşağıda verilmiştir.

$$a_{11} = 18317.10^{-9} \text{ mm/KN}$$

$$a_{12} = -4721.10^{-9} \text{ mm/KN}$$

$$a_{13} = 1556.10^{-9} \text{ mm/KN}$$

$$a_{22} = 19573.10^{-9} \text{ mm/KN}$$

$$a_{21} = -4741.10^{-9} \text{ mm/KN}$$

$$a_{23} = -4256.10^{-9} \text{ mm/KN}$$

$$a_{31} = 1556.10^{-9} \text{ mm/KN}$$

$$a_{32} = -4274.10^{-9} \text{ mm/KN}$$

$$a_{33} = 15651.10^{-9} \text{ mm/KN}$$

Tesir katsayılarının bu değerleri frekans denkleminde yerine konulacaktır. Frekans denklemini veren ifade 3 silindirli bir sistem için açılıp, determinantı sıfıra eşitlenirse aşağıdaki hale dönüşür.

$$\begin{bmatrix} a_{11}F_1w^2-1 & a_{12}F_2w^2 & a_{13}F_3w^2 \\ a_{21}F_1w^2 & a_{22}F_2w^2 & a_{23}F_3w^2 \\ a_{31}F_1w^2 & a_{32}F_2w^2 & a_{33}F_3w^2 \end{bmatrix} = 0 \quad (6.24)$$

Bu denklem her 3 silindirin ayrı ayrı ateşlemesi için kullanılacaktır.

Yukarıdaki determinantın sıfıra eşitlemesini yapmadan önce bir kısaltma yapalım.

$$a_{11}F_1=a \quad a_{21}.F_1=d \quad a_{31}.F_1=k$$

$$a_{12}F_2=b \quad a_{22}.F_2=e \quad a_{32}.F_2=L$$

$$a_{13}F_3=c \quad a_{23}.F_3=f \quad a_{33}.F_3=m$$

$$\begin{bmatrix} a.w^2-1 & bw^2 & cw^2 \\ d.w^2 & ew^2 & fw^2 \\ k.w^2 & Lw^2 & mw^2-1 \end{bmatrix} = 0 \quad (6.25)$$

6.25 nolu denklemin çözümünde bazı kısaltmalar yapalım.

$$A= a.em+d.L.c+k.b.f-k.e.c-a.f.L-d.b.m$$

$$B= -a.e-m.a-e.m+k.c+L.f+d.b$$

$$C= a+e+m$$

yazılırsa

6.25 nolu denklem;

$$A.W^6 + BW^4 + CW^2 - 1 = 0 \quad (6.26)$$

halini alır.

6.26 nolu denklem her silindirin ayrı ayrı ateşlemesi sonucu tekrar çıkarılacaktır.

Denklemden $W^2 = x$ dönüştürülmesi yapıldığında 3. dereceden bir denklem çıkacaktır ve 3 kök yani 3 tane kritik frekans değeri verecektir.

Hazırlanan bilgisayar programı sonucunda her 3 silindirin ateşlemesi için 1. kritik hız değeri bulunmuştur.

1. silindir ateşleme anında: $n_1 = 107891$ dev/dak
2. silindir ateşleme anında: $n_2 = 28767,47$ dev/dak
3. silindir ateşleme anında: $n_3 = 83452$ dev/dak

Görüldüğü gibi bulunan kritik devirler krank milinin işletme şartları altında ulaşamayacağı devirlerdir. Bu nedenle krank milinin eğilme titreşimleri açısından rezonansa girmesi söz konusu değildir. Eğilme titreşimleri kırılma nedeni olmamaktadır.

6.4 Titreşimlerin Gerilmeleri Arttırıcı Etkisinin Analizi

Titreşimlerin gerilmeleri arttırıcı etkisini incelemek üzere üç silindirli krank milinin silindirlerinin ateşlemesi sırasına göre çeşitli modelleri kurulmuştur. Krank mili iki kütleli eşdeğer modellere indirgenmiştir. Öncelikle üç kütleli bir model için dinamik deformasyon değerlerini verelim.

$$\delta_{1\max} = \frac{M_{bort} \cdot (k_{b2} - J_2)^2}{(k_{b1} + k_{b2} - J_1)^2 \cdot (k_{b2} - J_2)^2 - k_{b2}^2} \quad (6.27)$$

$$\phi_{2\max} = \frac{M_{\text{bort}} \cdot k_{b2}}{(k_{b1} + k_{b2} - J_1 \gamma^2) \cdot (k_{b2} - J_2 \gamma^2) - k_{b2}^2} \quad (6.28)$$

Bu deęerlere göre dinamik moment değerleri ve titreşimli gerilme değerleri bulunabilir.

$$M_{b1} \cdot \text{din} = k_{b1} \cdot \phi_{1\max} \quad (6.29)$$

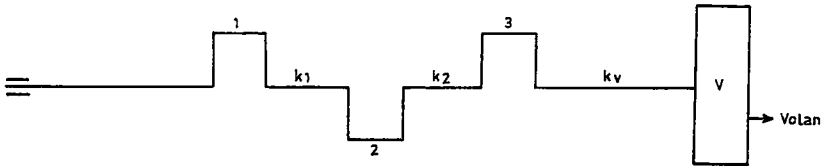
$$M_{b2} \cdot \text{din} = k_{b2} \cdot \phi_{2\max} \quad (6.30)$$

$$\tau_{b1} \cdot \text{din} = \frac{M_{b1} \cdot \text{din}}{W_{b1}} \quad (6.31)$$

$$\tau_{b2} \cdot \text{din} = \frac{M_{b2} \cdot \text{din}}{W_{b2}} \quad (6.32)$$

$$\gamma = \frac{\pi n}{30}$$

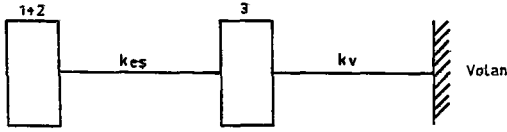
Deęerlendirmeye alınacak olan krank mili için aŗağıdaki modeller kurulmuŗtur.



ŗekil 6.9. Titreşimlerin etkisinin inceleneyeęi model

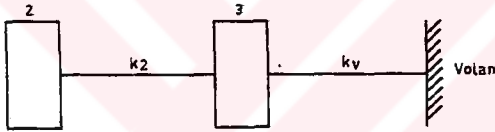
Yukarıda verilen krank mili silindirlerin ateşleme sırasına göre sırasıyla řu şekilde modellenenecektir.

1. silindir ateşleme, 2. silindir egzost, 3. silindir sıkıştırma hali için;



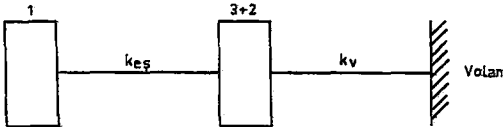
Sekil 6.10. 1. silindirin ateşlemesi için model

3. silindir ateşleme, 2. silindir sıkıştırma, 1. silindir egzost hali için;



Sekil 6.11. 3. silindirin ateşlemesi için kurulan model

2. silindir ateşleme, 3. egzost, 1. silindir sıkıştırma hali için;



Sekil 6.12. 2. silindirin ateşlemesi için kurulan model

Bu verilen modellere göre elde edilen titreşimli gerilme

değerleri Ek-3 de verilmiştir.

Titreşimlerin etkisini dikkate alarak yapılan analizde ortaya çıkan emniyet sınırını aşan bölgeler (1900 ~ 2100 dev/dak arası) daha önceki analizlerde görülmemektedir.

Bu da bizleri titreşimlerin gerilmeler üzerindeki etkisinin kesinlikle incelenmesi sonucuna getirmiştir. Ek-3'de ki diyagramlarda her silindirin ayrı ayrı ateşlemesi için emniyet sınırını aşan bölgeler ve gerilmelerin artışı verilmiştir.

6.5 Ömür Hesaplamaları ile ilgili Değerlendirmeler

Palmgren-Miner yaklaşımını, doktora çalışma ele aldığımız Diema lokomotiflerinde kullanılan, kırılmış bir krank miline uyguladık.

Lokomotifin toplam 8 saatlik çalışma süresi içinde 2 saat rölantide, 2 saat 1/3 yükde, 2 saat 2/3 yükde ve 2 saat 3/3 yükde çalıştığını kabul ettik.

Bu 4 farklı yükleme durumu için Palmgren-Miner denklemleriyle eşdeğer eğilme ve burulma gerilmeleri bulunabilir.

2 saat rölanti çalışma durumunda;

$$\sigma_{1max} = 20.91 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_{2max} = 11.58 \text{ daN/mm}^2$$

2 saat 2/3 yükde çalışma durumunda

$$\sigma_{3max} = 35.66 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_{3max} = 14.45 \text{ daN/mm}^2$$

2 saat 3/3 yükde çalışma durumunda

$$\sigma_{4max} = 44.52 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_{4\max} = 18.065 \text{ daN/mm}^2$$

Bu değerler yardımıyla esdeğer eğilme ve esdeğer burulma gerilmeleri hesaplanabilir.

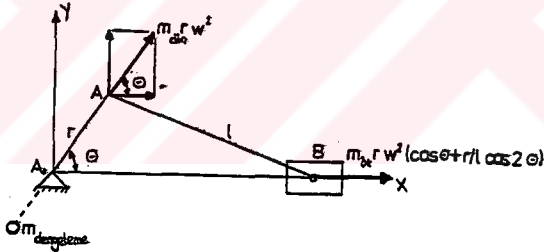
$$\frac{C_1}{\sigma_{1\max}} + \frac{C_2}{\sigma_{2\max}} + \frac{C_3}{\sigma_{3\max}} + \frac{C_4}{\sigma_{4\max}} = \frac{1}{\sigma_{es}} \quad (6.33)$$

$$\frac{C_1}{\tau_{1\max}} + \frac{C_2}{\tau_{2\max}} + \frac{C_3}{\tau_{3\max}} + \frac{C_4}{\tau_{4\max}} = \frac{1}{\tau_{es}} \quad (6.33)$$

Bu değerler sayesinde Wöhler eğrilerinden ömür tespiti tarafımızdan yapılmıştır ve $N=10^5$ olarak bulunmuştur.

Ömür hesapları ile bilgisayar sonuçlarının tümü EK-3'de verilmiştir.

6.6. Dengeleme Düzlemlerindeki Kuvvetlerin Bulunması



Sekil 6.13. Dönen ve ötelenen büyüklüklerin konumu

$$F_x = (m_{dön} + m_{öt}) \cdot r \cdot w^2 \cdot \cos \theta + m_{öt} \cdot r \cdot w^2 \cdot \cos 2\theta \quad (6.34)$$

$$F_y = m_{dön} \cdot r \cdot w^2 \cdot \sin \theta \quad (6.35)$$

kuvvetleri oluşur.

$m_{dön}$ kütlesi, $m_{dengeleme}$ kütlesi ile dengelenebilir. Bu durumda dikey bileşen sıfırlanır ancak bileşende $m_{öt}$

kütlesinden gelen kısım kalır. Karşı ağırlığa yapılacak her ilave yatay bileşeni azaltırsa da, düşey bileşen tekrar ortaya çıkar. En ideal dengeleme

$$\left[m_{\text{dön}} + (1/2 \approx 2/3)m_{\text{öt}} \right] \text{ kütleleri ile gerçekleştirilir.}$$

Birden fazla krank-biyel mekanizmasından oluşan sistemlerde $m_{\text{dön}}$ kütleleri karşı ağırlıklarla dengelenip, kalan F_x kuvvetleride aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$\Sigma F_x = m_{\text{öt}} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left[\sum_{i=1}^n \cos(\theta + \theta_i) + \sum_{i=1}^n \cos(\theta + \theta_i) \right] \quad (6.36)$$

θ = 1. krankın silindir eksenini ile yaptığı açı

θ_i = i. krankın silindir eksenini ile yaptığı açı

$\cos(\theta + \theta_i) = \cos\theta \cdot \cos\theta_i - \sin\theta \cdot \sin\theta_i$ dönüşümü yapılırsa

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = m_{\text{öt}} \cdot r \cdot \omega^2 & \left(\cos\theta \cdot \sum_{i=1}^n \cos\theta_i - \sin\theta \cdot \sum_{i=1}^n \sin\theta_i + \cos 2\theta \cdot \sum_{i=1}^n \cos 2\theta_i \right. \\ & \left. - \sin 2\theta \cdot \sum_{i=1}^n \sin 2\theta_i \right) \quad (6.37) \end{aligned}$$

bulunur.

Bu kuvveti dengelemek için sağlanması gereken şartlar şunlardır:

a) 1. mertebeden kuvvetler için;

$$\Sigma \cos\theta_i = 0 ; \quad \Sigma \sin\theta_i = 0$$

b) 2. mertebeden kuvvetler için;

$$\Sigma \cos 2\theta_i = 0 ; \quad \Sigma \sin 2\theta_i = 0$$

olmalıdır. Çalışma konumuz olan krank mili bu şartları yerine getirmektedir. Ancak tam bir dengeleme için atalet kuvvetleri momentlerinin de dengelenmesi gerekir.

$$M = m_{\text{ö}} \cdot r \cdot \omega^2 \left[(\cos \theta \cdot \sum_{i=1}^n a_i \cdot \cos \theta_i - \sin \theta + \sum_{i=1}^n a_i \cdot \sin \theta_i + \cos 2\theta \cdot \sum_{i=1}^n a_i \cdot \cos 2\theta - \sin 2\theta \cdot \sum_{i=1}^n a_i \cdot \sin 2\theta) \right] \quad (6.38)$$

$a_i = i$. silindirin 1. silindire olan uzaklığı

c) 1. mertebe için;

$$\sum a_i \cdot \cos \theta_i = 0 ; \quad \sum a_i \cdot \sin 2\theta_i = 0$$

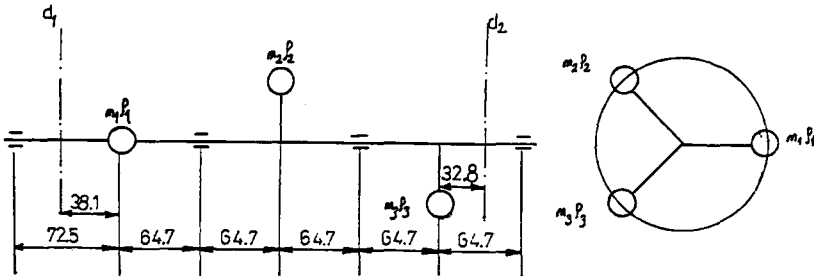
d) 2. mertebe için;

$$\sum a_i \cdot \cos 2\theta_i = 0 ; \quad \sum a_i \cdot \sin 2\theta_i = 0$$

olmalıdır.

Örnek olarak ele alınan 3 silindirli krank milinde a_i uzaklıklarının gereği gibi düzenlenmemiş olması dolayısıyla c ve d şartları gerçekleşmemektedir. Ayrıca $m_{\text{dön}}$ kütlesi tamamen dengelenmemiş, bütün dengesizlik iki düzleme konulan karşı ağırlıklarla dengeleme yoluna gidildiğinden, problem bu iki düzlemde faydalanılarak çözülecektir.

6.7 Dengelenmemiş Atalet Kuvvetlerinin Bulunması



Şekil 6.14 Üç silindirli krank miline dengeleme düzlemlerinin yerleştirilmesi

6.34 ve 6.35 nolu denklemlerde gerekli degerler konursa

$$F_x = 14964.665 \cdot \cos\theta + 1652.413 \cdot \cos 2\theta \quad (6.39)$$

$$F_y = 9263.8403 \sin\theta \quad (6.40)$$

elde edilir. Bu denklemlerle dengeleme kütlesi bulunmadığı durumlarda d1 ve d2 düzlemlerindeki atalet kuvvetleri bulunur.

Örnek;

1. silindirin atalet kuvvetleri ($\theta=0$)

$$F_{x1} = 16617.078 \text{ N}$$

$$F_{y1} = 0$$

2. silindirin atalet kuvvetleri ($\theta=120^\circ$)

$$F_{x2} = -8308.53 \text{ N}$$

$$F_{y2} = 8022.72 \text{ N}$$

3. silindirin atalet kuvvetleri ($\theta=240^\circ$)

$$F_{x3} = -8308.53 \text{ N}$$

$$F_{y3} = 8022.72 \text{ N}$$

1. silindire gelen F_{x1} kuvvetinin d1 ve d2 düzlemlerindeki bileşenleri aşağıdaki bağıntılardan bulunur.

$$F_{x1} = (F_{x1})_{d1} + (F_{x2})_{d2} \quad (6.41)$$

$$38.1. (F_{x1})_{d1} = 290.7 \cdot F_{(x1)} \cdot d2$$

$$(F_{x1})_{d1} = 14691.56 \text{ N} : (F_{x1})_{d2} = 1925.51 \text{ N}$$

bulunur.

Bu şekilde bütün silindirlere ait F_x ve F_y kuvvetlerinin d_1 ve d_2 düzlemlerindeki bileşenleri bulunup, cebirsel toplanırsa,

$$n=3$$

$$\sum (F_{xi})d_1 = 9809.53 \text{ N}$$

$$i=1$$

$$n=3$$

$$\sum (F_{xi})d_2 = -9809.53 \text{ N}$$

$$i=1$$

Aynı işlemler F_y içinde yapılabilir

$$n=3$$

$$\sum (F_{yi})d_1 = 6314.72 \text{ N}$$

$$i=1$$

$$n=3$$

$$\sum (F_{yi})d_2 = -6314.72 \text{ N}$$

$$i=1$$

bulunur.

Bileşke kuvvet

$$F_1 = F_2 = \sqrt{\left[\sum (F_{xi}) \cdot d_1 \right]^2 + \left[\sum (F_{yi}) \cdot d_2 \right]^2} \quad (6.42)$$

bağıntısıyla bulunur.

$$F_1 = 10305.14 \text{ N}$$

Krankın yatayla yaptığı açı 15'er derecelik peryotlarla arttırılıp 360° ye kadar dengelenmemiş atalet kuvvetleri hazırlanan bilgisayar programı ile bulunmuş sonuçlar tablolar ve diyagramlar halinde EK-3'de verilmiştir.

6.8. Dengelenmiş Durumda Kalan Atalet Kuvvetleri

d_1 ve d_2 düzlemlerine konulacak m_B kütlesi ile, bu düzlemlere indirgenmiş olan dengelenmemiş atalet kuvvetleri değişir. Değişim m_B kütlesinin seçimine bağlı olduğundan, üç farklı m_B kütlesi için bu düzlemlerde kalan dengelenmiş atalet kuvvetleri bulunacaktır.

$$F_x = (m_{dön} + m_{öt} - m_B) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta + m_{öt} \cdot r \omega^2 \cdot \cos 2\theta \quad (6.43)$$

$$F_y = (m_{dön} - m_B) \cdot r \omega^2 \cdot \sin\theta \quad (6.44)$$

$$1. \quad m_B = m_{dön} + (1/2) m_{öt}$$

$$2. \quad m_B = m_{dön} + (1/3) m_{öt}$$

$$3. \quad m_B = m_{dön} + (2/3) m_{öt}$$

Her üç durum için $\theta=0, 360$ arasında 15° 'er derecelik artımlar verilerek hesaplanmıştır. Sonuçlar tablolar ve grafikler halinde EK-3'de verilmiştir.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Krank mili dinamik analizi ile ilgili literatürde ,motor krankın şekli ve yükleme şartları zor bir gerilme analizi olarak değerlendirilmiştir.Sonuçta basit yaklaşım metodları bu tip millerin dizaynında kullanılmış olup klasik denklemlerin kurallarına sokulmuştur.1920'lerde Timoshenko ve Gessner krank milindeki eğilme momentlerinin dağılımı için teorik çözümler önermişlerdir.Ancak Porter(1968), bu çözümlerdeki hataların oldukça sık olduğunu ve kısa krank milleri için kabul edilemeyeceğini belirtmektedir.Sonlu eleman analizi ve deneylerle türetilen doğrulama faktörlerinin gündeme gelişi ve kabul edilebilir çözümlerin geliştirilmesi için ciddi gayretler son yıllarda yapılmıştır.

Bu çalışmada krank miline eşdeğer bir hiperstatik sistem kurulmuştur.Bu sistem hem Maxwell-Clapeyron denklemleriyle hemde sonlu elemanlar metodu kullanılarak çözülmüştür.Sonlu elemanları uygularken krank mili düz bir mil parçasına indirgenerek çözüm yapılmıştır.Daha hassas sonuçlar alabilmek için krank mili düz mil parçalarına ve kol parçalarına ayrılarak çözüm yapılabilir.Yalnız bu parçaların birleştirilmesinde sınır şartlarının yazımı problemi ortaya çıkmıştır.Krank milinin düz bir mil parçasına indirgenerek veya krank milinin kol ve ana muylularına parçalanarak ayrılmasıyla yapılan çözümlerde ,krank mili için tehlikeli kesitlerin yerlerinin değişmeyeceği ancak değerlerinin büyüklüklerinin değişeceği literatürde belirtilmektedir.Yapılan bu çalışmada krank mili için en tehlikeli bölgelerin volana yakın olan kesitler olduğu özellikle volana yakın olan silindirin kol yatağı bölgesinin olduğu görülmüştür.Bu varılan sonuç literatürdeki sonuçlarla uygunluk göstermiştir.

Maxwell-Clapeyron denklemleri ve sonlu elemanlar yardımıyla bulunan kuvvet büyüklükleri sayesinde gerilme analizi hem

elemanter hemde literatürde krank mili analizinde rastlanılmayan SODERBERG'e göre yapılmıştır.SODERBERG'e göre yapılan analizin pratikte kırılmış krank milleri ile karşılaştırıldığında souguların uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

Örnek olarak incelenen Türkiye Taşkömürü Kurumu galerilerinde kırılma gösteren krank millerinin kırılma kesitleri tam olarak tespit edilebilmiştir.

Bu da bize gerilme analizi için izlediğimiz yolun doğruluğunu göstermektedir.

Krank milinin titreşim analizi burulma ve eğilme titreşimleri için ayrı ayrı yapılmıştır.Burulma titreşimi için frekans denklemi kullanılmış ve kritik devirler bulunmuştur.Örnek olarak ele alınan krank miline uygulanan bu analizde 1. kritik devir 800 dev/dak olarak bulunmuştur.Bu devrin kırılmış krank millerinin kırılma devirleriyle yaklaşık olarak aynı olduğu görülmüştür.İlgili kuruma bu kritik devirler belirtilerek öneriler getirilmiştir.Son zamanlarda krank millerindeki kırılmaların olmamasında yapmış olduğumuz tavsiyelerin etkili olduğuna inanmaktayız.

Ayrıca bu çalışmada literatürde rastlanılmayan , krank mili titreşimlerinin gerilme artışları üzerindeki etkileri incelenmiştir.Krank milinin,bazı çalışma devirlerinde titreşimlerin gerilmeleri arttırıcı etkisinden dolayı emniyetli gerilme sınırlarını ve deformasyon değerlerini aştığı görülmüştür.Bundan dolayı titreşim analizinde gerilme artışlarının mutlaka incelenmesi sonucuna varılmıştır.Örnek olarak incelenen krank milinin çalışma devirleri 650-2900 dev/dak arasındadır.Titreşimlerin oluşturduğu gerilme artışları dikkate alınarak yapılan analizde 1900-2100 dev/dak arasında emniyet sınırlarının aşıldığı ortaya

çıkmiştir.Bu tehlikeli bölgeler titreşimlerin etkisinin incelenmediği analizde görülmemektedir.

Titreşimlerin etkisi incelenirken krank milinin silindirlerinin ateşlemesi sırasına göre çeşitli modeller kurulmuştur.Yapılan kabullerde üç silindirli krank mili iki kütleli eşdeğer modellere indirgenmiştir.Örnek olarak incelenen krank milinin üç silindirli olduğu ve birde volan bulunduğu dikate alınırrsa aslında dört kütle mevcut olduğu görülmektedir.Egzost halinde bulunan silindirin etkisi ihmal edilmiştir.Bu konuda çalışma yapacak olan araştırmacılar krank mili üzerindeki tüm kütleleri dikkate alarak bir model kurabilirler.Örnek; n silindirli bir krank için $n+1$ kütleli bir model gibi.Fakat burada kütle sayısının artmasıyla dinamik deformasyon değerlerinin bulunmasının güçlüğü literatürün incelenmesiylede görülmüştür.Bu güçlük aşıldığı takdirde titreşimlerin gerilmeleri arttırıcı etkisi ve bundan dolayı ortaya çıkabilecek olan kritik devirlerin tespitinin daha hassas olacağı açıktır.

Eğilme titreşimleri analizinde Timoshenko'nun kabul ettiği model kullanılmıştır.Bu model için kullanılan tesir katsayıları sonlu elemanlar yardımıyla bulunmuştur.Yapılan analizde eğilme titreşimleri için kritik bir durum ortaya çıkmadığı görülmüştür.Bu sonuç literatürlede uygunluk göstermektedir.

Bu çalışmada aksiyal titreşimlerin analizi yapılmamıştır.Literatür çalışması yapılırken aksiyal titreşimlerin pek etkili olmadığına rastlanılmıştır.

KAYNAKLAR

- 1- Aguzarov,V.O., "Types of Wear Crankshaft Journal Bearing Shell Friction Pairs", Vestnik Mashinostroeniya, Vol. 67 no.1.,1987,pp.39-41.
- 2- Akkurt,M., "Makina Konstrüksiyonunda Mukavemet Hesap Yöntemlerinin Esasları" ,TÜBİTAK 5. Bilim Kongresi, 1975,s. 453-473.
- 3- Akkurt ,M., " Makina Konstrüksiyonunda Emniyet ve Güvenilirlik Problemleri ", TÜBİTAK 5. Bilim Kongresi, 1975.
- 4- Akkurt ,M., " Makina Konstrüksiyonunda Güvenilirliğin esasları ", MMO Yayınları , no .106, İstanbul ,1977.
- 5- Akkurt ,M ., Malik ,K ., Makina Elamanları ,C.1, İTÜ Yayını ,1975
- 6- Archer, S., "Some Factors Influencing the Life of Marine Crankshafts ", Transactions of the Institute of Marine Engineers , no.76, 1964, pp.73-134
- 7- Bickley, I.F., "On Prediction of Crankshaft Stiffness and Frequencies", Conference on Complexity in Internal Combustion Engine Design ,1968.
- 8- Binark, H., Hızlı Çok Motorlarda Hareket Elemanları, İstanbul,1949
- 9- Binark ,H., Motor Konstrüksiyonu, İTÜ Yayını ,sayı.431, İstanbul ,1964.
- 10- Burton, R., Vibration and Impact , Addison Wesley Publishing Company , 1967.
- 11- Braun, H.S., "Rechnergestützter Ableich Dynamischer Funktionen bei Digitalen Motorstreuersystemen", MTZ,cilt.46 ,sayı.3,1985,s.89-92.
- 12- Brook, D.L., "Non-linear Occillation of a system Having Variable Inertia", Ph.D. Thesis, Univercity of Durham, 1954.
- 13- Carnegie, W.,Pasricha, M.S., "An Examination of the Effects of Variable Inertia on the Torsional Vibrations of Marine Engine Systems", no.84, 1971, pp.160-167
- 14- Carnegie, W., Pasricha, M.S., "Secondary Resonance in Marine Engine Systems", Journal of Ship building and Marine Engineering International, 1973, pp. 583-584
- 15- Carneige, W., Pasricha, M.S., "Effect of Forcing Terms and General Characteristics of Torsional Vibrations of Marine Engine Systems with Variable Inertia",

Journal of Ship Research, no.18, 1974, pp. 131 - 138

- 16- Carnegie, W., Pasricha, M.S., "Torsional Vibrations in Reciprocating Engines", Journal of Ship Research, no.20, 1976, pp. 32-39
- 17- Cerit, M., "Krank Mili", MMO Yayınları, no.100, Ankara, 1977.
- 18- Church, A.H., Mechanical Vibrations, John Willey-Sons, Inc, New-York.
- 19- Craven, A.H., Holmes, R., "The vibration of Engine Crank shafts - A Fast Numerical Solution", International Journal for Numerical Methods in Engineering, vol.5, 1972 pp. 17-24
- 20- Demiray, H., Mukavemet, Istanbul, 1976.
- 21- Demirgüç, Z., "Krank Millerinin Titreşimi", ITU Dergisi cilt 5, sayı 2-3, 1947, s. 77-82
- 22- Doughty, S., "Steady-State Torsional Response with Vis-cous Damping", Journal of Vibration, Acoustics, Strees and Relability in Design, vol.107, Jan.1985, pp.123-127
- 23- Doughty, S., Vaface., "Transfer Matrix Eigen Solutions for Damped Torsional Systems", Journal of Vibrations, Acoustics, Strees and Relability in Design, vol.107, Jan.1985, pp. 123-132.
- 24- Dorey, S.F., "Strenght of Marine Shafting", Trans NECst Instn Engrs Shipbldrs, 1939, 55
- 25- Draminsky, P., "Secondary Resoanance and Subharmonics in Torsional Vibrations", Acta Polytechnica, Scandinavica, Me 10, 1961
- 26- Draminsky, P., "An Introduction to Secondary Resonance", no.88, 1965, pp. 22-26.
- 27- Draminsky, P., "Extended Treatment of Secondary Resoan-ce", no.88, 1965, pp. 180-186.
- 28- Dzygadło, Z., Sobieraj, W., "Numerical Analysis of For-ced Vibrations of A Crankshaft-Airscrew system", J.Tech. Phys, vol.30, no.2, 1989, pp. 243-256.
- 29- Eraslan, N., Palavan., Pistonlu Makinalarda Burulma Tit-reşimi, Milli Eğitim Bakanlığı Teknik Okul Monoğrafileri, sayı 3, Üçler Basıevi, 1948
- 30- Evans, B.F., Smaley, A.J., "Startup of Synchronus Motor Drive Trains : The Application of Transient Torsional a-nalysis to Cumulative Fatigue Assessment", Asme paper no .85- DET-122, presented at the ASME Design Engineer-

ing Conference ,Cincinnati ,Ohio, Sep. 10-13, 1985

- 31- Gallegher, R.H., Finite Element Method ,Mc Grav-Hill, ,London, 1979
- 32- Gessner, A., "Mehrfach Gelagerte Abgesetzt und Gekropfte Kurbelwellen", Verlag von Julius Springer; Berlin 1926
- 33- Goldsbrough, G.R., "Torsional Vibrations in Reciprocating Engine Shafts", no.190,1946,pp. 99-106
- 34- Gregory, R.W., "Non-Linear Oscillation of a System Having variable Inertia", Ph.D. Thesis, University of Cambridge ,1958
- 35- Gnilke, W., Lebensdauerberechnung der Maschinenelemente ,C.Hanser Verlag, 1980
- 36- Hatter, D.J., Matrix Computer methods in Elasto Vibration Analysis, John Wiley-Sons-New York, Toronto, 1982
- 37- Heath, A., Mcnamara, D.M., " Crankshaft Stresses Analysis Combination of Finite Element and Classical Analysis Techniques", Transactions of ASME, vol.112, July.1990, pp. 268-275
- 38- Hildrew, B., "The Stresses Analysis of Crankshafts Inst Mech Eng Proc . V.192, March.1978,pp. 29-37
- 39- Harris, C.M., Crede, E., Shock and Vibration Handbook, Second Edition ,Mc Graw-Hill Book Company,1976
- 40- Inan, M., Cisimlerin Mukavemeti, Ankara , 1972
- 41- Jurgen, H., "Dynamischer Verbrennungsmotor-Prüfstand mit Echtzeitsimulation des Kraftfahrzeug Antriebsstrang", ATZ, cilt 89, sayı 1.1 ,1987, s. 49 - 56
- 42- Karadağ, V., "Pistonlu Makinalarda Sönümlü Burulma Titreşimlerinin Bilgisayarla Analizi", TMMOB Makina Mühendisleri Odası ,1.Otomativ ve Yan Sanayi Sempozyumu, Yayın no .117, Bursa ,1985
- 43- Karadağ, V., "Değişken Momentler Etkisi Altındaki Krank Milinin Stasyoner ve Geçici Sönümlü Burulma Titreşimi " II. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu ,Gaziantep, 1986.
- 44- Kashiwagi, A., "Evaluation Method of Internal Damping in Torsional Vibration of Engine Shafting", Buletin of JSME, Vol.28, no.244, Oct. 1985
- 45- Kawazoe, Y., Zhang, S., "Dynamics Analysis of a Reciprocating Engine Crankshaft and Driving Shaft System with A Substructure Transfer Matrix Method", Proceeding

of the Asia - Pasific Vibration Conference, Melbourne, Australlia , oct,1991

- 46- Kawazoe, Y., Zhang, S., "Small Engine Crankshaft Vibration Analysis with an Improved Transfer Matrix Method", Soc of Automotive Engineers of Japan ,1991,pp.407-415
- 47- Kouji, F., "Simulation of Crankshaft Bending Vibrations ", Korea Soc of Automotive Engineers, Inc, 1638-3,Soucho-dong, Seoul,South Korea,1991, pp.357-363
- 48- Konomi, T., "A New Measurement of IMEP Fluctuation ad Idling, Using a Highly Accurate Engine Angular- Speedometer", ISMA Paper, vol.149,no.446,Oct.1983
- 49- Kozesnik, J., Erven, P., Dynamics of Machines,Noordhoof Ltd. Groningen the Netherlands, 1962
- 50- Lida, K., Akishino., Kido, K., "IMEP Estimation From Instantaneous Crankshaft Torque Variation", I Mech E Conference Publications, 1979 -10, pp.1374-1382
- 51- Mitscke, M., Dynamik der Kraft-Fahrzeuge Antrieb und Bremsung Bda,2. Auflage, Springer Verlag, Berlin,Heidelberg ,New york ,1982
- 52- Müller, H., Almstad, K., "Die Entflammungsphase im otto motor-Dauer und Streug in Abhängigkeit vom Betriebspunkt", MTZ, cilt 43, sayı 4,1982. s:149-155
- 53- Nazarov, A.D., "A Combined Analytical and Experimental Method For Determining Engine Imbalance", Soviet Engineering Research, vol. 7, no 1, 1987
- 54- Nagamatsu, A ., Nagaike, M., "Vibration Analysis of Movable Part of Internal Combustion Engine ", Bulletin of the JSME , vol.24, no 198, 1981, pp. 2141-2145
- 55- Nestrodiess, E.J., A Handbook on Torsional Vibration ,British Internal Combustion Engine Research Association, Cambridge at the University Press,1958
- 56- Nonami, K., Higashi,M., "Torsional Vibration Control of Rotating Shaft Systems When Starting and Stopping",Bulletin of JSME, vol.28, no 245, Nov.1985,pp. 2715-2722
- 57- Öz, H.I., "Krank Milleri Kırılmaları",Motor Mecmuası,sayı 55, 1956,s . 127-131
- 58- Palavan, S., Mekanik Titreşimler Dersleri, İTÜ Kütüphanesi, sayı.273, üçüncü baskı,1973
- 59- Palavan, S., Pistonlu Makinalar Dinamiği, İTÜ Yayını, sayı 1020 ,İstanbul, 1975
- 60- Pasricha, M.S., Carnegie, W.D., "The Analysis of the

- Torsional Vibrations Diesel Engine Systems", Stress, Vibration and Noise Analysis in Vehicles, 1975, pp.439-449
- 61- Pasricha, M.S., Carnegie, W.D., "Effects of Variable Inertia on the Damped Torsional Vibrations of Diesel Engine System", Journal of Sound and Vibration, 1976, pp. 339-345
 - 62- Pasricha, M.S., Carnegie, W.D., "Formulation of the Equations of Dynamic Motion Including the Effects of Variable Inertia on the Torsional Vibrations in Reciprocating Engines", Journal of Sound and Vibrations, 1975 pp. 315-340
 - 63- Pasricha, M.S., Carnegie, W.D., "Diesel Crankshaft Failures in Marina Industry A Variable Inertia Aspect", Journal of Sound and Vibration, no.78, 1981, pp.347-354
 - 64- Phran, R.M., Dynamics of Machinery, Mc Graw Hill Book Company, 1967
 - 65- Pestel, E., Leckie, F., Matrix Methods in Elasto Mechanics, Mc Graw Hill Book Company, Inc, 1963
 - 66- Porter, F.P., "Crankshaft stresses Analysis and Bearing Load Carrying Capacity", ASME Diesel and Gas Engine Power Conference, 1968
 - 67- Savcı, M., "Makina Elemanlarının Sürekli Mukavemete göre Boyutlandırılması", İTÜ Dergisi, c.29, sayı 2, 1971 s.41-49
 - 68- Seki, T., "Simulation of Torsional Vibrations in Crankshaftings of Diesel Engines", Bulletin of the M.E.S.J. vol.5, no.2, 1977, pp.138-153
 - 69- Sobieraj, W., "A Model For the Analysis of Dynamic Properties of Helicopter rotor Blade with Various Boundry Conditions", J.Tech.Phys., vol.24, no.9, 1983
 - 70- Sobieraj, W., "Numerical Analysis of the Dynamic Characteristics of A Helicopter Rotor Blade with Various Boundry Conditions", J.Tech. Phys., vol.25, no.2, 1984
 - 71- Sobieraj, W., "A Discrete Dynamic Model of the Crankshaft - Aircscrew Assembly of an Aircraft Piston Engine For the Purpose of Vibration Analysis by the Method of Finite Elements", J.Tech.Phys., 1988
 - 72- Steidel, R.f., An Indroduction to Mechanical Vibrations, Second Editions, John-Wiley and Soons, 1979
 - 73- Shimoyamada, K., Iwamoto, S., "Numerical Simulation Method for Vibration Strees Wave Forms of High-Speed Diesel Engine Crankshaft System", SAE Trans V.100, sect 3 1991, p.933-953

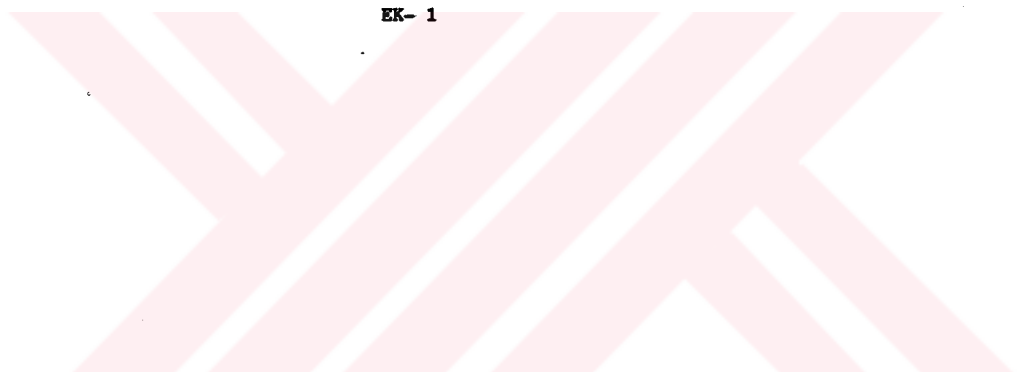
- 74- Tahralı, N., "Dinamik Kırılmaların İstatistik Değerlendirmesine Göre Makina Elemanlarının Ömür Hesapları", 2. Ulusal Kırılma Konferansı , Trabzon, 1987, s. 219-229
- 75- Timoshenko, S., "The Bending and Torsion of Multi-Throw Crankshafts on Many Supports", ASME, 1923
- 76- Timoshenko, S., Vibration Problems in Engineering, D. Van Nostrand Company, Inc, New-york
- 77- Tishchenko, A.T., "Method of Strees Analysis of Elements of Cast Crankshafts and of Improving Their Design Shape Under Conditions of Torsion", Dvigatelsestroenie, no.1 1983, pp. 26-29
- 78- Tishchenko, A.T., Saltykov, M.A., "Strees Analysis of Elements of Cast Crankshafts Subjected to Bending", Vestnik VNII Zheleznodorozhongo Transporta, no.5, 1984, pp. 33-36
- 79- Tishchenko, A.T., "Evaluation of the Stress State of Elements of Cast Crankshafts Subjected to Joint Torsion and Bending", Kolomna Diesel Locomotive Works , Kolomna, Moscow Region . Translated from Problemy Prochnosti, no.5, pp.104-107, May, 1988
- 80- TSE F.S., Morse, I.E., Hinkle, R.T., Mechanical Vibrations Theory and Applications, second edition, Allyn and Bacon, Inc, 1978
- 81- Tomoyuki, U., Katsunori, O., Kazuhiro, I., "Improvement of Engine Soud Quality Through a New Flywheel System Flexiby Mounted co.ltd, 900391, 1986
- 82- Wakabayashi, K., Niiura, T., Yamamoto, A., "A Simulation Method for the Torsional Vibration Waweform of a Crankshaft with A Rubber Damper", I Mech E, C119/79, 1979 pp. 21-31
- 83- Wakabayashi, K., Iwamoto, S., "Analysis of Vibration of Reciprocating Engine Shaftings by the Transfer Matrix Method", Bulletin of the Marine Engineering Sociaty of Japan, 1980, pp. 27-29
- 84- Wilson, W.K., Practical Solution of the Torsional Vibration Problems, vol.1, vol.2, vol.3, London , Chapman-Hall. ltd., 3.ed, 1956, 1963, 1965
- 85- Whitney, W.J., Schwab, B.E., "Crankshaft Surfaces Finishing Methods, Surface Characterization and Their influence on Wear ", Wear, no.108, 1986, pp. 345-356
- 86- Yan, L., "Dynamics Analysis of Complex Composite Rotor Systems with Substructure Transfer Matrix Method", ASME,

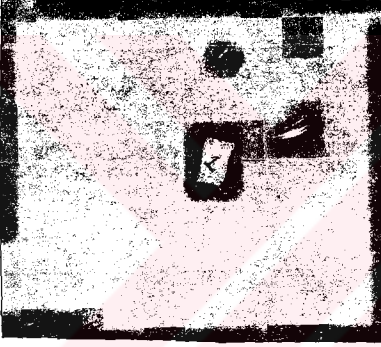
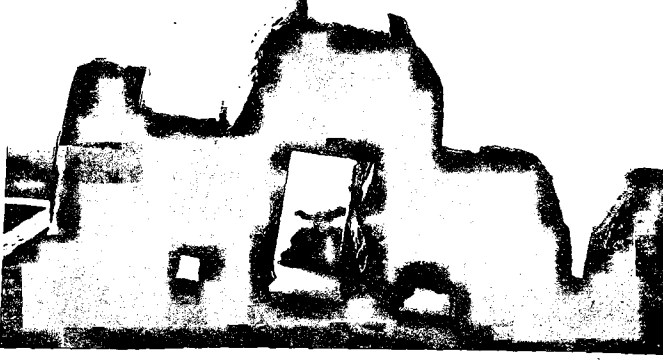
- 1985, paper no. 85-gt-74
- 87- Yalçinkaya, M., Motor Konstrüksiyonu, Güven Kitapevi, Ankara, 1974
 - 88- Yamada, S., Matsunga., "Investigation into the Strenght of Solid Crankshafts", Journal of Zosen Kiokai, 1960, 107
 - 89- Zalewski, P., "Analysis of Forced Vibration of A Crank shaft - Air screw System by the Method of Finite Elements", Mech.Teoret.Stos., 25, 1/2, 1987
 - 90- Zienkiewicz, O., The Finite Element Method, Mc Graw-Hill, London, 1979
 - 91- Zhang, S., Yan, L., "An Improved Transfer Matrix Method for Rotor Dynamic Transient Analysis", Proceeding of the International Conference on Mechanical Dynamics, China, Aug., 1987
 - 92- Zhengchang, X.U., Anderson, R.J., "A New Method for Estimating Amplitudes of Torsional Vibration for Engine Crankshafts", Int.J.of.Vehicle Design. vol.9, no.2, 1988, pp.252-260
 - 93- Zhengchang, X.U., "A New Procedure for Optimum Design of Vibration Absorbers for Automobile Engines", Queens Unuversity, Kingston, Canada, 1988
 - 94- Zhengchang, X.U., Anderson, R.J., "Optimizition of Vibration Absorbers for Engine Crankshafts ", Int.J.of. Vehicle Design, vol.9, no.6, 1988, pp.654-664

EK'LER

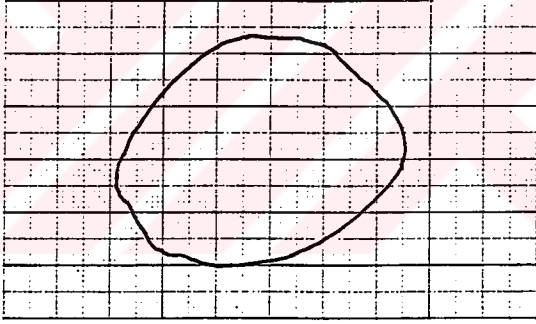
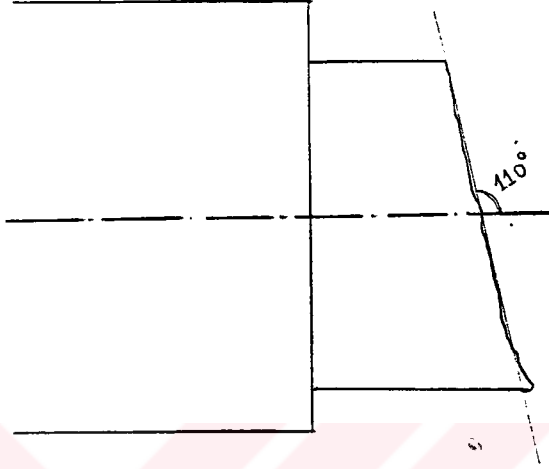


EK- 1





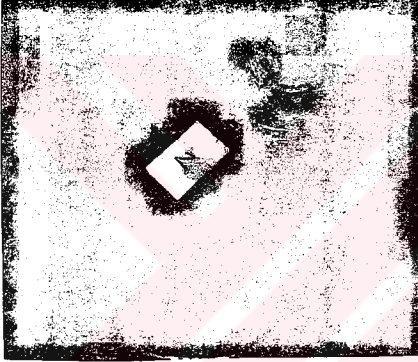
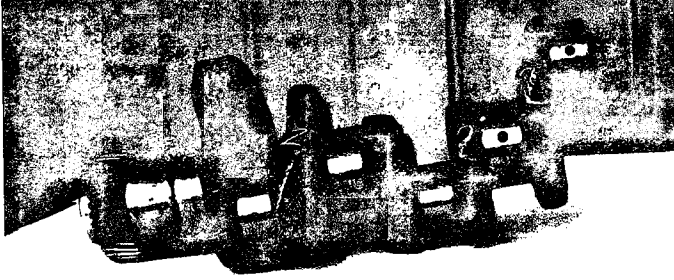
Şekil E.1 1 nolu krank miline ait görüntüler.



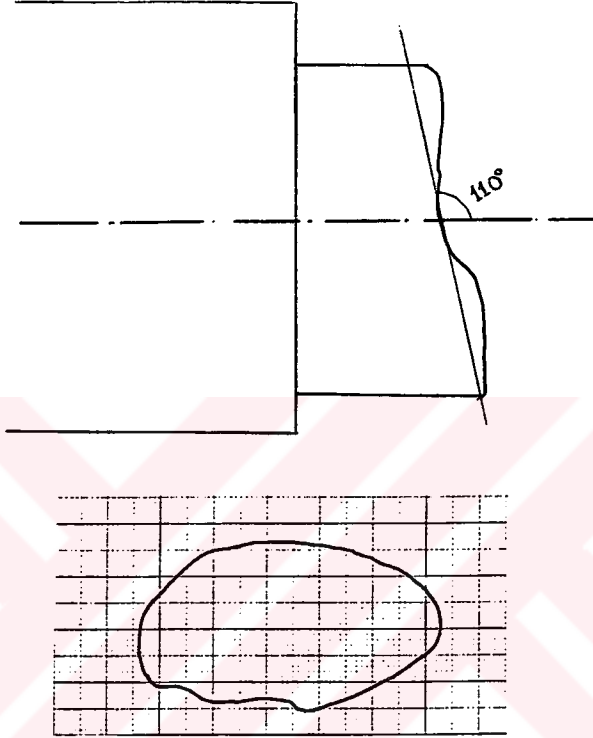
Şekil E.2 1 nolu krank milinin son taşıma yüzeyi ve kırılma açısı.

1 nolu krank mili 3.silindirin kol yatağından kırılmıştır ve son taşıma yüzeyi 1617 mm^2 dir.

Krank muylu yüzeyi= 2980.24 mm^2



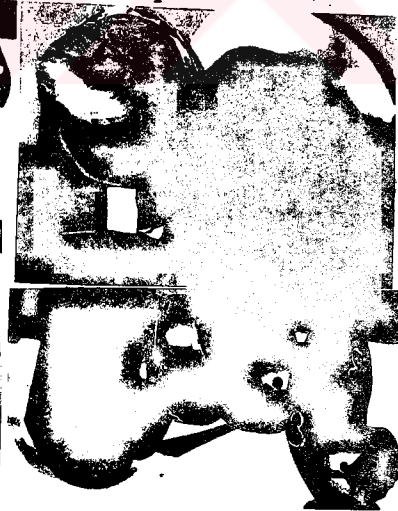
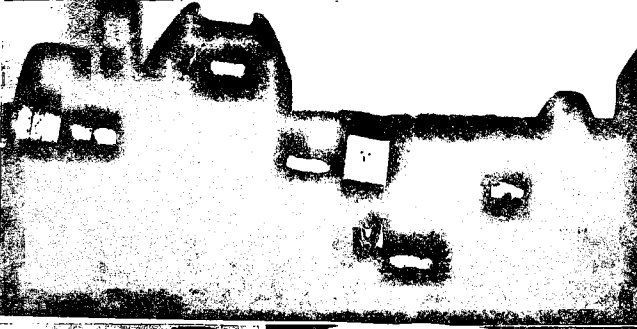
Şekil E.3 2 nolu krank miline ait görüntüler.



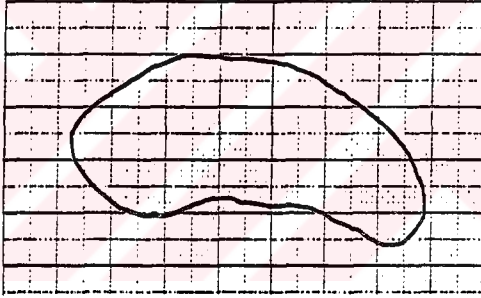
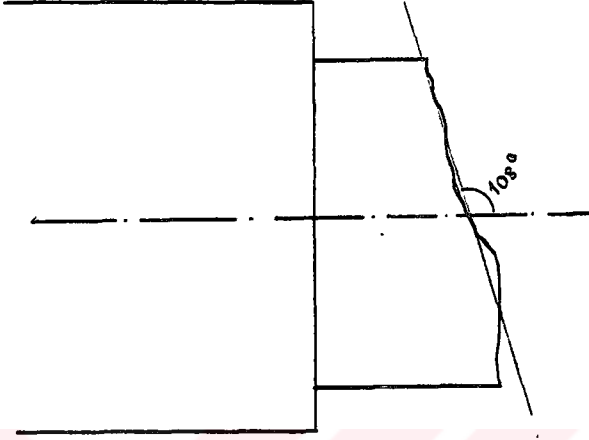
Şekil E.4 2 nolu krank milinin son taşıma yüzeyi ve kırılma açısı.

2 nolu krank mili 3. silindirin kol yatağından kırılmıştır ve son taşıma yüzeyi 1449 mm^2 dir.

Krank muylu yüzeyi $=2980.24 \text{ mm}^2$



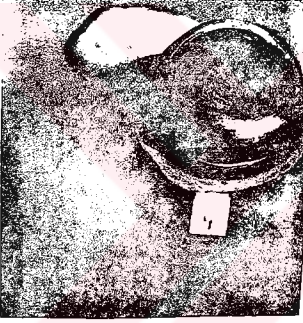
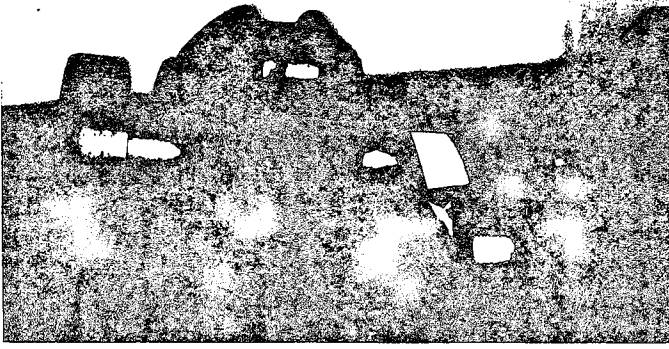
Şekil E.5 3 nolu krank miline ait görüntüler.



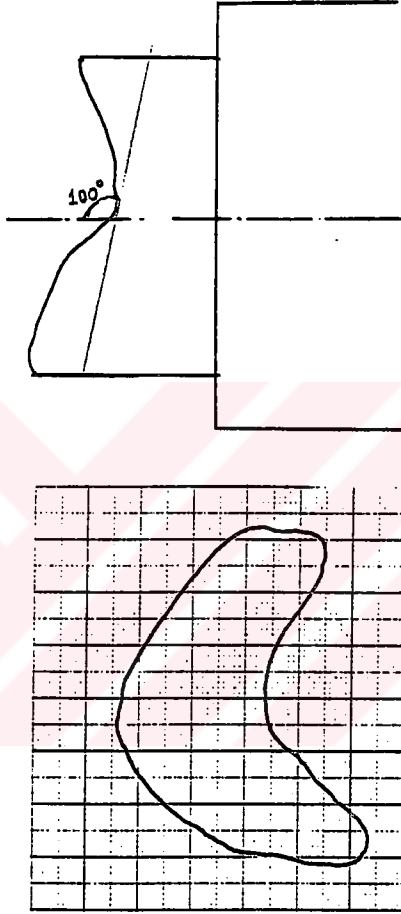
Şekil E.6 3 nolu krank milinin son taşıma yüzeyi ve kırılma açısı.

3 nolu krank mili 3.silindirin kol yatağından kırılmıştır ve son taşıma yüzeyi 1735 mm^2 dir.

Krank mıylu yüzeyi $=2980.24 \text{ mm}^2$



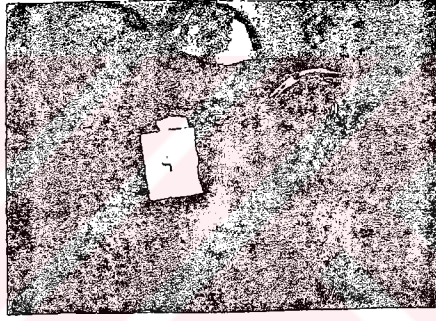
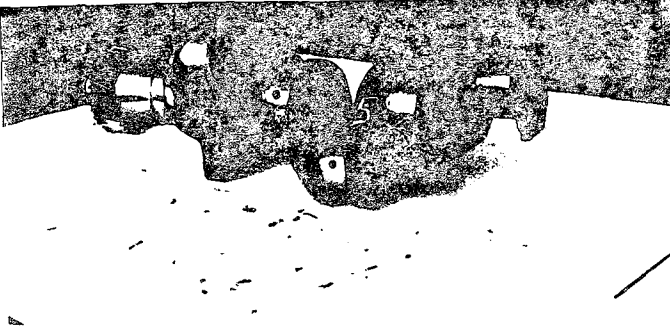
Şekil E.7 4 nolu krank miline ait görüntüler.



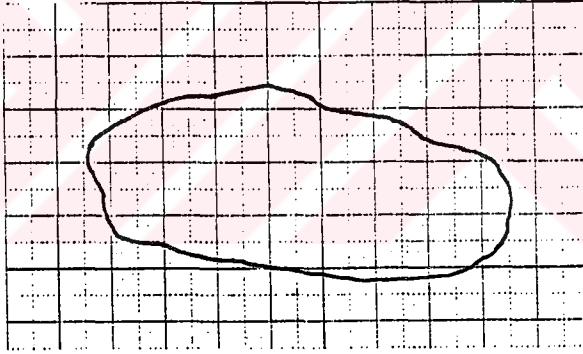
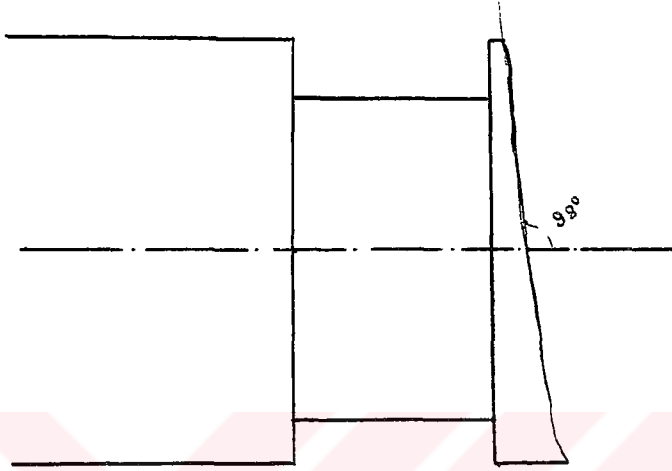
Şekil E.8 4 nolu krank milinin son taşıma yüzeyi ve kırılma açısı.

4 nolu krank mili 3. silindirin kol yatağından kırılmıştır ve son taşıma yüzeyi 1521 mm^2 dir.

Krank muylu yüzeyi = 2980.24 mm^2

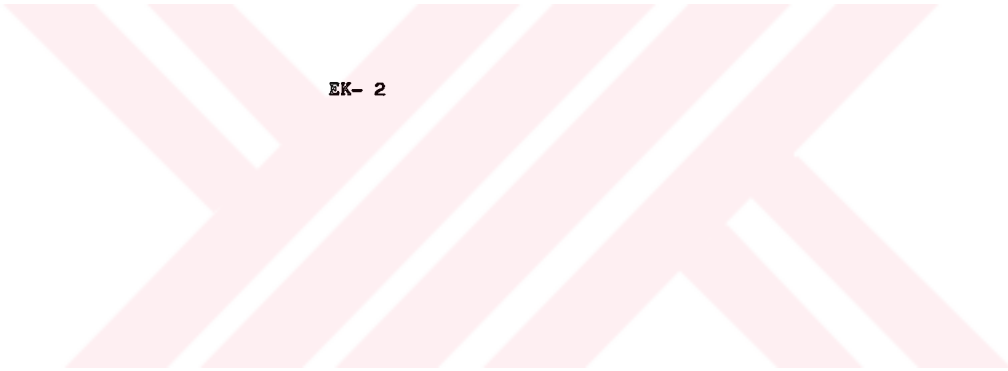


Şekil E.9 5 nolu krank miline ait görüntüler.



Şekil E.10 5 nolu krank milinin kırılma açısı ve son taşıma yüzeyi.

5 nolu krank mili 3. silindirin ana yatağından kırılmıştır ve son taşıma yüzeyi 1910 mm^2 dir.



ЕК- 2

```

10 REM KRANK MILI GERILME ANALIZI"
20 REM SCHMELIH
30 PRINT "#####
40 PRINT "#####
50 PRINT "## KRANK MILI GERILME ANALIZI ##"
60 PRINT "#####
70 PRINT "#####
80 N=4:M=6:MN=7:OMUR=0:TT=3
90 OPEN "I",#1,"MOMENTDA":OPEN "I",#2,"KESMEDA":OPEN "o",#3,"sonuciar"
100 PRINT :PRINT :PRINT :PRINT
110 DIM FI(N,N),MB(MN),M(MN),P(M),L(M),T(MN),A(M),PP(N,N),X(MN),Y(MN),SIG(MN),
    TB(MN),SB(MN),EM(MN),S(MN),GU(MN),DEV(MN),MEV(MN),TESS(N),TEST(N),SK(MN),SKT(MN)
120 DIM GER(80),BUR(80),GE(7,7),GO(7,7),BO(7,7),SOD(7),SOB(7),OR13(7),G
    R13(7),OR32(7),GR32(7),S13(7),S32(7),OR21(7),OR21(7),S21(7),OB13(7),BR13(7),SB13
    (7),OB32(7),BR32(7),SB32(7),OB21(7),BR21(7),SB21(7),GB13(7)
130 LAM=2:DPIS=10.5:DAY=69.2:PI=3.141516:DKY=61.6:R=60:KY=.9:Q=.98:GUC=37:KET
    =2.2:DEVIR=2000:KEC=1+Q*(KET-1)
140 KBAY=.66:KBKY=.68:KET=1.8:SD=47.5:SAR=70:TAK=.5*SAR:TD=.5*SD
150 DIM GEO(87),BUO(87),GEOR(7),GEGR(7),BUOB(7),BUGR(7),GEGD(7),BUGD(7),GS32(7),
    GB13(7),GB32(7),GB21(7)
160 SDAY=SD*KBAY*KY/KEC:SDKY=SD*KBKY*KY/KEC:KBC=1+Q*(KET-1)
170 TDAY=TD*KBAY*KY/KBC:TDKY=TD*KBKY*KY/KBC:PMAX=85:P1(1)=35
180 WEA=PI*DAY*3/32:WEK=PI*DKY*3/32:WBA=PI*DAY*3/16:WER=PI*DKY*3/16:AL(1)=64.7:
    AL(2)=64.7
190 FOR I=0 TO 2:READ L(I),A(I):NEXT I
200 DATA 136.6,72.5,129.4,64.7,128,63.35
210 FOR I=1 TO 3:FOR J=1 TO 3:READ FI(I,J):NEXT J:NEXT I
220 DATA 35,155,275,275,155,275,35,275,35,155
230 FOR I=1 TO 3:FOR J=1 TO 3:READ PP(I,J):NEXT J:NEXT I
240 DATA 85,2,1.6,2,1.6,85,1.6,85,2
250 IF OMUR=0 THEN 330
260 OMUR=1:TT=4:CASU=.25
270 FOR I=1 TO 4:FOR J=1 TO 3:READ FI(I,J):NEXT J:NEXT I
280 DATA 35,275,515,35,275,515,35,275,515,35,275,515
290 FOR I=1 TO 4:FOR J=1 TO 3:READ PP(I,J):NEXT J:NEXT I
300 DATA 40,2,1.6,50,2,1.6,68,2,1.6,85,2,1.6
310 FOR I=1 TO 4:READ GU(I),DEV(I):NEXT I
320 DATA 5,650,14,500,26,1750,37,2000
330 IF OMUR =1 THEN 550
340 REM 1. DURUM
350 SINA=LAM*(SIN(FI(1)*.0174533)):COSA=(1-SINA^2)^(.5):TGA=SINA/COSA:A=ATN(TGA):
    PM=(PI*DPIS^2/4)*PMAX
360 FI(1)=.0174533*FI(1)
370 S=PM/COS(A):T=S*SIN(A+FI(1))
380 MB(1)=T*R:MB(3)=2*MB(1):MB(5)=3*MB(1):MB(2)=MB(1):MB(4)=MB(3):MB(6)=MB(5):P
    (0)=S:P(1)=S:P(2)=S
390 GOSUB 1100
400 REM KUVVETLER
410 T(0)=M(1)/L(0)+(P(0)*(L(0)-A(0))/L(0))
420 T(1)=-(1/L(0))+1/L(1))*M(1)+M(2)/L(1)+(P(0)*A(0)/L(0))+(P(1)*A(1)/L(1))
430 T(2)=M(2)*((1/L(1))+1/L(2))+M(1)/L(1)+(P(1)*A(1)/L(1))+(P(2)*A(2)/L(2))
440 T(3)=M(2)/L(2)+P(2)*(L(2)-A(2))/L(2)
450 INPUT #2,T(0),T(1),T(2),T(3)
460 FOR II=0 TO 3:T(II)=T(II)*100:NEXT II
470 GOSUB 1200
480 GOSUB 1320
490 PRINT "*****
*****
500 PRINT "*****

```

```

510 PRINT "*****"
520 PRINT #3, "*****"
530 GOSUB 1560
540 REM SILINDIR KUVVETLERI
550 FOR Z=1 TO TT
560 KAT=0
570 FOR S=1 TO 3
580 FI(Z,S)=FI(Z,S)*.0174533
590 SINA=LAM*SIN(FI(Z,S)):COSA=(1-SINA^2)^.5:TGA=SINA/COSA:A=ATN(TGA):PA=((PI*D
PIS^2)/4)*PP(Z,S)
600 S(S)=PA/COS(A):T(S)=S(S)*SIN(A+FI(Z,S))
610 P(S-1)=S(S)
620 MB(S+KAT)=T(S)*R
630 KAT=KAT+1:NEXT S
640 IF OMUR=1 THEN MB(5)=-MB(5)
650 IF OMUR=0 THEN 680
660 MBV(Z)=974000!*GU(Z)/DEV(Z)
670 GOTO 720
680 MBV=974000!*GUC/DEVIR
690 IF Z=1 THEN MB(5)=-MB(5)
700 IF Z=2 THEN MB(3)=-MB(3)
710 IF Z=3 THEN MB(1)=-MB(1)
720 GOSUB 1020
730 GOSUB 1200
740 GOSUB 1320
750 IF OMUR=1 THEN GOSUB 2080
760 IF OMUR=0 THEN GOSUB 1560
770 IF OMUR=1 THEN GOSUB 1610
780 NEXT Z
790 IF OMUR=0 THEN 850
800 PRINT "ESDEGER NORMAL GERILME=":TSES
810 PRINT #3,"ESDEGER NORMAL GERILME=":TSES
820 PRINT :PRINT :PRINT
830 PRINT :PRINT :PRINT
840 PRINT "ESDEGER BURULMA GERILMESI=":TTES
850 PRINT :PRINT :PRINT :PRINT
860 IF OMUR=1 THEN 880
870 PRINT " OMUR HESABI"
880 PRINT:PRINT :PRINT :PRINT
890 PRINT:PRINT :PRINT :PRINT
900 IF OMUR=0 THEN 260
910 PRINT "*****"
920 PRINT "SODERBERG'E GORE YAPILAN HESAP"
930 PRINT "*****"
940 PRINT :PRINT :PRINT
950 PRINT "HER 3 SILINDIRIN ARKA ARKAYA ATEBLEMESININ BIRLIKTE MUKAYESE EDILMES
I"
960 PRINT "-----"
970 GOSUB 2290
980 PRINT " HAZIRLAYAN :SADRI SENSOY KONTROL : PROF. NECATI TA
HRALI
990 PRINT " TARIH:1993-HAZIRAN
1000 CLOSE #1,#2,#3
1010 STOP
1020 REM BURULMA MOMENTLERI
1030 IF OMUR=0 THEN T=MBV ELSE T=MBV(Z)
1040 FOR L=1 TO 6 STEP 2
1050 T=T+MB(L)
1060 MB(L)=T
1070 NEXT L
1080 IF OMUR=1 THEN MB(0)=MBV(Z) ELSE MB(0)=MBV
1090 MB(2)=MB(1):MB(4)=MB(3):MB(6)=MB(5)
1100 REM MOMENTLER

```

```

1110 K1=(P(1)*A(1)*(L(1)^2-A(1)^2))/(2*(L(1)+L(2)))
1120 K2=(P(2)*A(2)*L(1)*(L(2)^2-A(2)^2))/(2*L(2)*(L(1)+L(2)))
1130 K3=(P(0)*A(0)*(L(0)^2-A(0)^2))/L(0)
1140 K4=(P(1)*A(1)*(L(1)^2-A(2)^2))/L(1)
1150 K5=2*(L(0)+L(1))-(L(1)^2/(2*(L(1)+L(2))))
1160 M(1)=(K1+K2-K3-K4)/K5;K6=(P(1)*A(1)*(L(1)^2-A(1)^2))/L(1)
1170 K7=(P(2)*A(2)*(L(2)^2-A(2)^2))/L(2)
1180 M(2)=(-M(1)*L(1)-K6-K7)/(2*(L(1)+L(2)))
1190 RETURN
1200 REM ARA MOMENTLER
1210 X(0)=0:Y(0)=0:X(1)=A(0):X(2)=L(0):X(3)=L(0)+A(1):X(4)=L(0)+L(1):X(5)=X(4)
+A(1):X(6)=X(5)+A(2)
1220 Y(0)=0:Y(2)=M(1):Y(4)=M(2)
1230 Y=(X(1)-X(0))*(Y(0)-Y(2))/(X(0)-X(2))+Y(0)
1240 M(1)=Y:M(2)=Y(2)
1250 Y=(X(3)-X(2))*(Y(2)-Y(4))/(X(2)-X(4))+Y(2)
1260 M(3)=Y:Y(6)=0:M(4)=Y(4)
1270 Y=(X(5)-X(4))*(Y(4)-Y(6))/(X(4)-X(6))+Y(4)
1280 M(5)=Y:M(6)=0:M(0)=0
1290 INPUT #1,M(0),M(1),M(2),M(3),M(4),M(5),M(6)
1300 FOR II=0 TO 6:M(II)=M(II)*1000:NEXT II
1310 RETURN
1320 REM GERILMELEK VE KATSAYILAR
1330 FOR I=1 TO 5
1340 SAY=SAY+1
1350 MM=I/2:NN=INT(MM):K=2*NN
1360 IF K=1 THEN SDKY=SD*KBAY*KY/KEC ELSE SDKY=SD*KBKY*KY/KEC
1370 IF K=1 THEN WEK=PI*DAY^3/32 ELSE WEK=PI*DKY^3/32
1380 SIG(I)=(SAK/SDKY)*(M(I)/WEK)
1390 GER(SAY)=SIG(I)
1400 NEXT I
1410 SIG(0)=0:SIG(6)=0
1420 FOR J=0 TO 6
1430 TAY=TAY+1
1440 MM=J/2:NN=INT(MM):K=2*NN
1450 IF K=1 THEN WBR=PI*DAY^3/16 ELSE WBR=PI*DKY^3/16
1460 IF K=J THEN TDKY=TD*KBAY*KY/KBC ELSE TDKY=TD*KBKY*KY/KBC
1470 TB(J)=(MB(J)/(2*WBR))+(TAK/TKY)*(MB(J)/(2*WBR))
1480 BUR(TAY)=TB(J)
1490 NEXT J
1500 FOR I=0 TO 6
1510 SB(I)=(SIG(I)^2+4*TB(I)^2)^.5
1520 IF SB(I)=0 THEN 1540
1530 EM(I)=SAK/SB(I)
1540 NEXT I
1550 RETURN
1560 REM YAZDIRMA
1570 IF Z=1 AND OMUR=0 THEN PRINT "1.SILINDIR ATESELEME; 2.SILINDIR EGZOST; 3.SI
LINDIR SIKISTIRMA SURECINDE":GOTO 1650
1580 IF Z=2 AND OMUR=0 THEN PRINT "3.SILINDIR ATESELEME; 2.SILINDIR SIKISTIRMA;
1.SILINDIR EGZOST SURECINDE":GOTO 1650
1590 IF Z=3 AND OMUR=0 THEN PRINT "2.SILINDIR ATESELEME; 3.SILINDIR EGZOST; 1.SI
LINDIR SIKISTIRMA SURECINDE":GOTO 1650
1600 PRINT "BUTUN SILINDIRLER ATESELEME ANINDA"
1610 IF Z=1 AND OMUR=1 THEN PRINT"2 SAAT ROLANTI CALISMA DURUMUNDA":GOTO 1650
1620 IF Z=2 AND OMUR=1 THEN PRINT"2 SAAT 1/3 YUKTE CALISMA DURUMUNDA":GOTO 1650
1630 IF Z=3 AND OMUR=1 THEN PRINT"2 SAAT 2/3 YUKTE CALISMA DURUMUNDA":GOTO 1650
1640 IF Z=4 AND OMUR=1 THEN PRINT"2 SAAT 3/3 YUKTE CALISMA DURUMUNDA":GOTO 1650
1650 PRINT "
"
1660 PRINT :PRINT :PRINT
1670 PRINT "EGILME MOMENTLERI"
1680 PRINT "(daN mm)"
1690 PRINT "
"
1700 FOR K=0 TO 6
1710 PRINT "ME("K")="M(K) , "MB("K")="MB(K)

```

```

1720 NEXT K:PRINT :PRINT :PRINT
1730 PRINT "EGILME GERILMELERI" BURULMA GERILMELERI"
1740 PRINT "(daN/mm 2)" (daN/mm 2)
1750 PRINT " "
1760 FOR K=0 TO 6
1770 PRINT "SIGMA("K")="SIG(K),"BURULMA("K")="TB(K)
1780 NEXT K:PRINT :PRINT :PRINT :PRINT
1790 PRINT " EGILMEYE GORE BURULMAYA GORE
1800 PRINT "EMNİYET KATSAYILARI EMNİYET KATSAYILARI"
1810 PRINT "-----"
1820 FOR K=0 TO 6
1830 IF SIG(K)=0 THEN 1850
1840 SK(K)=SAK/SIG(K)
1850 NEXT K
1860 FOR K=0 TO 6
1870 IF TB(K)=0 THEN 1890
1880 SKT(K)=TAK/TB(K)
1890 NEXT K
1900 FOR K=0 TO 6
1910 PRINT "S("K")="ABS(SK(K)), "S("K")="SKT(K)
1920 NEXT K
1930 PRINT :PRINT :PRINT :PRINT
1940 PRINT "SİLESİK GERILMELER EMNİYET KATSAYILARI"
1950 PRINT " (daN/mm 2)"
1960 PRINT " "
1970 FOR K=0 TO 6
1980 PRINT "SIGMA B("K")="SB(K), "S("K")="EM(K):NEXT K:PRINT :PRINT :PRINT
1990 IF OMUR=0 THEN 2040
2000 PRINT :PRINT :PRINT :PRINT
2010 PRINT "MAKSİMUM EGILME GERILMESI=";ENB2:PRINT :PRINT
2020 PRINT "MAKSİMUM BURULMA GERILMESI=";ENB1
2030 PRINT :PRINT
2040 PRINT"*****
****
2050 PRINT"*****
****
2060 PRINT"*****
****
2070 RETURN
2080 REM BÜYÜK BULMA
2090 ENB1=TB(0):ENB2=0
2100 FOR I=1 TO 6
2110 SIG(I)=ABS(SIG(I))
2120 IF TB(I)>ENB1 THEN ENB1=TB(I)
2130 IF ABS(SIG(I))>ENB2 THEN ENB2=ABS(SIG(I))
2140 NEXT I
2150 TESS(Z)=CASU/ENB2:TEST(Z)=CASU/ENB1
2160 TTSG=TTSG+TESS(Z):TTTB=TTTB+TEST(Z)
2170 TSES=1/TTSG:TTE=1/TTTB
2180 RETURN
2190 PRINT :PRINT :PRINT
2200 PRINT "#####
2210 PRINT " SODERBERG YONTEMINDE GÖRE YAPILAN HESAP TARZI"
2220 PRINT "#####
2230 PRINT :PRINT :PRINT
2240 PRINT "HER 3 SİLİNDİRİN ARKA ARKAYA ATESLEMESİ SONUCU BULUNAN GERİLME "
2250 PRINT "VE KATSAYILAR"
2260 PRINT "-----"
2270 PRINT :PRINT "EGILMEYE GORE DGERLENDIRME"
2280 PRINT "-----"
2290 FOR I=1 TO 20
2300 GEO(I)=GER(I+20)
2310 NEXT I
2320 FOR I=0 TO 27
2330 BUO(I)=BUR(I+28)
2340 NEXT I
2350 FOR I=1 TO 4
2360 FOR J=1 TO 5
2370 GE(I,J)=GER(J+BU)
2380 GO(I,J)=GEO(J+20+BU)
2390 NEXT J
2400 HU=HU+5

```

```

2410 NEXT I
2420 FOR I=1 TO 4
2430 FOR J=1 TO 7
2440 BU(I,J)=BUR(J+HUL)
2450 BO(I,J)=BUO(J+HUL+20)
2460 NEXT J
2470 HUL=HUL+7
2480 NEXT I
2490 FOR I=1 TO 5
2500 ENK=GE(2,I):ENB=GE(2,I)
2510 FOR J=2 TO 4
2520 IF GE(J,I)<ENK THEN ENK=GE(J,I)
2530 IF GE(J,I)>ENB THEN ENB=GE(J,I)
2540 NEXT J
2550 GEOR(I)=(ABS(ENK+ENB)/2:GEGR(I)=(ENB-ENK)/2
2560 SOD(I)=SAK/(GEOR(I)+((SAK/SDKY)*GEGR(I))) :GEGD(I)=SAK/SOD(I)
2570 SOD(0)=0:SOD(6)=0
2580 NEXT I
2590 PRINT "ORTALAMA GERILME          GERILME GENLIGI          ESDEGER NOMI
NAL GERILME"
2600 PRINT " (daN/mm 2)          (daN/mm 2)          (daN/mm 2)
2610 PRINT "-----"
-----"
2620 FOR I=0 TO 6
2630 PRINT "SIGMA("I")="GEOR(I)," SIGMA("I")="GEGR(I)," SIGMA("I")="GEGD(I)
2640 NEXT I
2650 PRINT :PRINT :PRINT
2660 PRINT "EGILME ICIN EMNIYET KATSAYILARI"
2670 PRINT "-----"
2680 FOR I=0 TO 6
2690 PRINT "S("I")="SOD(I)
2700 NEXT I
2710 PRINT "-----"
2720 PRINT :PRINT
2730 PRINT "BURULMAYA GORE DEGERLENDIRME"
2740 PRINT "-----"
2750 PRINT "ORTALAMA GERILME          GERILME GENLIGI          ESDEGER NOMI
NAL GERILME"
2760 PRINT " (daN/mm 2)          (daN/mm 2)          (daN/mm 2)
2770 PRINT "-----"
-----"
2780 FOR I=1 TO 7
2790 ENK=BU(2,I):ENB=BU(2,I)
2800 FOR J=2 TO 4
2810 IF BU(J,I)<ENK THEN ENK=BU(J,I)
2820 IF BU(J,I)>ENB THEN ENB=BU(J,I)
2830 NEXT J
2840 BUOB(I)=(ABS(ENK+ENB)/2:BUGR(I)=(ENB-ENK)/2
2850 SOB(I)=TAK/(BUOB(I)+((TAK/TDKY)*BUGR(I))) :BUGD(I)=TAK/SOB(I)
2860 NEXT I
2870 FOR I=1 TO 7
2880 PRINT "BURUL("I-1")="BUOB(I)," BURUL("I-1")="BUGR(I)," BURUL("I-1")="BUG
D(I)
2890 NEXT I
2900 PRINT :PRINT :PRINT
2910 PRINT "BURULMA ICIN EMNIYET KATSAYILARI"
2920 PRINT "-----"
2930 FOR I=1 TO 7
2940 PRINT "S("I-1")="SOB(I)
2950 NEXT I
2960 PRINT :PRINT :PRINT
2970 PRINT "ARKA ARKAYA ATESLEYEN IKI SILINDIRE GORE YAPILAN MUKAYESE" :PRINT :P
RINT :PRINT
2980 PRINT "-----"
2990 PRINT "EGILME GERILMELERI ACISINDAN"
3000 PRINT " 1 VE 3.SILINDIRLERIN ARKA ARKAYA ATESLEMESI"
3010 PRINT "-----"

```

```

3020 PRINT "ORTALAMA GERILME"                GERILME GENLIGI                ESDEGER NOM
INAL GERILME"
3030 PRINT " (daN/mm 2)                      (daN/mm 2)                  (daN/mm 2)
3040 PRINT "=====                        =====
=====
3050 REM 1-3
3060 FOR I=1 TO 5
3070 OR13(I)=ABS((GE(2,I)+GE(3,I)))/2
3080 GR13(I)=ABS((GE(2,I)-GE(3,I)))/2
3090 S13(I)=SAK/(OR13(I)+(SAK/SDKY)*GR13(I)) :GS13(I)=SAK/S13(I)
3100 NEXT I
3110 FOR I=0 TO 6
3120 PRINT "SIGMA("I")="OR13(I), "    SIGMA("I")="GR13(I), "    SIGMA("I")="GS13(I)
3130 NEXT I
3140 PRINT :PRINT :PRINT
3150 REM 3-2
3160 FOR I=1 TO 5
3170 OR32(I)=ABS((GE(3,I)+GE(4,I)))/2
3180 GR32(I)=ABS((GE(3,I)-GE(4,I)))/2
3190 S32(I)=SAK/(OR32(I)+(SAK/SDKY)*GR32(I)) :GS32(I)=SAK/S32(I)
3200 NEXT I
3210 PRINT "    3    VE 2.SILINDIRLERIN ARKA ARKAYA ATEsLEMEsI"
3220 PRINT "-----"
3230 PRINT "ORTALAMA GERILME"                GERILME GENLIGI                ESDEGER NOM
INAL GERILME"
3240 PRINT " (daN/mm 2)                      (daN/mm 2)                  (daN/mm 2)
3250 PRINT "=====                        =====
=====
3260 FOR I=0 TO 6
3270 PRINT "SIGMA("I")="OR32(I), "    SIGMA("I")="GR32(I), "    SIGMA("I")="GS32(I)
3280 NEXT I
3290 PRINT :PRINT
3300 REM 2-1
3310 FOR I=1 TO 5
3320 OR21(I)=ABS((GE(4,I)+GE(2,I)))/2
3330 GR21(I)=ABS((GE(4,I)-GE(2,I)))/2
3340 S21(I)=SAK/(OR21(I)+(SAK/SDKY)*GR21(I)) :GS21(I)=SAK/S21(I)
3350 NEXT I
3360 S13(0)=0:S13(6)=0:S32(0)=0:S32(6)=0:S21(0)=0:S21(6)=0
3370 PRINT "    2    VE 1.SILINDIRLERIN ARKA ARKAYA ATEsLEMEsI"
3380 PRINT "-----"
3390 PRINT "ORTALAMA GERILME"                GERILME GENLIGI                ESDEGER NOM
INAL GERILME"
3400 PRINT " (daN/mm 2)                      (daN/mm 2)                  (daN/mm 2)
3410 PRINT "=====                        =====
=====
3420 FOR I=0 TO 6
3430 PRINT "SIGMA("I")="OR21(I), "    SIGMA("I")="GR21(I), "    SIGMA("I")="GS21(I)
3440 NEXT I
3450 PRINT :PRINT
3460 PRINT "EGILMEYE GORE EMNİYET KATSAYILARI"
3470 PRINT "-----"
3480 PRINT "    1 VE 3.SILINDIR                3 VE 2.SILINDIR                2 VE 1.5İ
LINDIR"
3490 PRINT "-----"
-----
3500 FOR I=0 TO 6
3510 PRINT "S("I")="S13(I), "    S("I")="S32(I), "S("I")="S21(I)
3520 NEXT I
3530 PRINT :PRINT :PRINT
3540 PRINT "BURULMA GERILMELERİ ACISINDAN"
3550 PRINT "-----"

```

```

3560 REM BURULMA 1-3
3570 FOR I=1 TO 7
3580 OB13(I)=ABS((BU(2,I)+BU(3,I)))/2
3590 BR13(I)=ABS((BU(2,I)-BU(3,I)))/2
3600 SB13(I)=TAK/(OB13(I)+(TAK/TDKY)*BR13(I)):GB13(I)=TAK/SB13(I)
3610 NEXT I
3620 REM BURULMA 3-2
3630 FOR I=1 TO 7
3640 OB32(I)=ABS((BU(3,I)+BU(4,I)))/2
3650 BR32(I)=ABS((BU(3,I)-BU(4,I)))/2
3660 SB32(I)=TAK/(OB32(I)+(TAK/TDKY)*BR32(I)):GB32(I)=TAK/SB32(I)
3670 NEXT I
3680 REM BURULMA 2-1
3690 FOR I=1 TO 7
3700 OB21(I)=ABS((BU(4,I)+BU(2,I)))/2
3710 BR21(I)=ABS((BU(4,I)-BU(2,I)))/2
3720 SB21(I)=TAK/(OB21(I)+(TAK/TDKY)*BR21(I)):GB21(I)=TAK/SB21(I)
3730 NEXT I
3740 PRINT "      1      VE 3.SILINDIRLERIN ARKA ARKAYA ATEsLEMESi"
3750 PRINT "-----"
3760 PRINT "ORTALAMA GERILME                GERILME GENLIGI                ESDEGER NOM
INAL GERILME"
3770 PRINT " (daN/mm 2)                (daN/mm 2)                (daN/mm 2)
3780 PRINT "=====                =====                =====
=====
3790 FOR I=1 TO 7
3800 PRINT "BURUL("I-1")="OB13(I), "      BURUL("I-1")="BR13(I), "      BURUL("I-1")="GB
13(I)
3810 NEXT I
3820 PRINT :PRINT
3830 PRINT "      3      VE 2.SILINDIRLERIN ARKA ARKAYA ATEsLEMESi"
3840 PRINT "-----"
3850 PRINT "ORTALAMA GERILME                GERILME GENLIGI                ESDEGER NOM
INAL GERILME"
3860 PRINT " (daN/mm 2)                (daN/mm 2)                (daN/mm 2)
3870 PRINT "=====                =====                =====
=====
3880 FOR I=1 TO 7
3890 PRINT "BURUL("I-1")="OB32(I), "      BURUL("I-1")="BR32(I), "      BURUL("I-1")="GB
32(I)
3900 NEXT I
3910 PRINT :PRINT
3920 PRINT "      2      VE 1.SILINDIRLERIN ARKA ARKAYA ATEsLEMESi"
3930 PRINT "-----"
3940 PRINT "ORTALAMA GERILME                GERILME GENLIGI                ESDEGER NOM
INAL GERILME"
3950 PRINT " (daN/mm 2)                (daN/mm 2)                (daN/mm 2)
3960 PRINT "=====                =====                =====
=====
3970 FOR I=1 TO 7
3980 PRINT "BURUL("I-1")="OB21(I), "      BURUL("I-1")="BR21(I), "      BURUL("I-1")="GB
21(I)
3990 NEXT I
4000 PRINT :PRINT
4010 PRINT "BURULMAYA GORE EMNİYET KATSAYILARI"
4020 PRINT "-----"
4030 PRINT " 1 VE 3.SILINDIR                3 VE 2.SILINDIR                2 VE 1.SI
LINDIR"
4040 PRINT "-----                -----                -----
-----"

```

```

10 CLS: CLEAR
20 REM KRANK MILI ANALIZI
25 REM SONDOS
30 INPUT "DATA DOSYA ADI İLE ÖRNEK DOSYA ADINI GİRİNİZ"; D$, O$
40 OPEN "I", #3, ""+D$: OPEN "O", #2, ""+O$
50 DIM F(6,6), X(3,3), R(6,6), T(3,3), U(3,3)
60 INPUT #3, A$, NM, ND, EM, YS
70 DIM G(NM,6), S(NM), C(NM), A(NM+2), Z(NM+2), Q(ND), W(NM,6), D(NM)
80 DIM V(2*NM,3), P(2*NM,3), Y(NM,6), L(NM,6), I(NM,6), J(NM,6), K(NM,6)
90 FOR N=1 TO NM
100 INPUT #3, V(N,1), P(N,1)
110 NEXT N
120 INPUT #3, NJ
130 FOR D=1 TO NJ
140 INPUT #3, A(D), Z(D)
150 NEXT D
160 FOR N=1 TO NM
170 I=V(N,1): J=P(N,1)
180 DX=A(J)-A(I)
190 DY=Z(J)-Z(I)
200 D(N)=SQR(DX*DX+DY*DY)
210 C(N)=DX/D(N)
220 S(N)=DY/D(N)
230 NEXT N
240 FOR I=1 TO NM: INPUT #3, Z(I)
250 NEXT I
260 FOR I=1 TO NM: INPUT #3, A(I)
270 NEXT I
280 FOR I=1 TO NM
290 FOR J=1 TO 6: INPUT #3, G(I,J)
300 NEXT J: NEXT I
310 FOR U=1 TO YS
320 FOR I=1 TO NM: FOR J=1 TO 6: Y(I,J)=0: NEXT J: NEXT I
330 INPUT #3, VAR: IF VAR=1 THEN 380
340 FOR I=1 TO NM
350 PRINT I: "INCI ELEMAN": FOR J=1 TO 6: INPUT Y(I,J): PRINT "(", I, J, ")= "; Y(I,J)
360 L(I,J)=Y(I,J)
370 NEXT J: NEXT I: GOTO 390
380 GOSUB 2530: FOR I=1 TO NM: FOR J=1 TO 6: L(I,J)=Y(I,J): NEXT J: NEXT I
390 FOR N=1 TO NM
400 T(1,1)=C(N): T(2,2)=C(N): T(1,2)=S(N): T(2,1)=-S(N): T(3,3)=1
410 FOR I=1 TO 3
420 V(N,I)=0: P(N,I)=0
430 FOR K=1 TO 3
440 V(N,I)=V(N,I)+T(K,I)*Y(N,K)
450 P(N,I)=P(N,I)+T(K,I)*Y(N,K+3)
460 NEXT K: NEXT I
470 FOR I=1 TO 3
480 Y(N,I)=V(N,I)
490 Y(N,I+3)=P(N,I)
500 NEXT I
510 NEXT N
520 FOR I=1 TO ND: Q(I)=0: NEXT I
530 FOR N=1 TO NM
540 FOR J=1 TO ND
550 FOR K=1 TO 6
560 IF ABS(G(N,K)) <> J THEN GOTO 590
570 SAYN1=1: IF G(N,K) < 0 THEN SAYN1=-1
580 Q(J)=Q(J)-(-1)*Y(N,K)*SAYN1
590 NEXT K: NEXT J: NEXT N
600 GOSUB 3480

```

```

610 IF U>1 THEN 1390
620 IBND=0:FOR I=1 TO NM:FOR J=1 TO 5:JJ=J+1
630 FOR K=JJ TO 6
640 IF (G(I,J)=0 OR G(I,K)=0) THEN GOTO 660
650 M=ABS(ABS(G(I,J))-ABS(G(I,K))):IF M>IBND THEN IBND=M
660 NEXT K:NEXT J:NEXT I
670 IBND=IBND+1:DIM B(ND,IBND)
680 IF YS=1 THEN GOTO 700
690 DIM O(ND,IBND)
700 IF U=1 THEN GOTO 720
710 GOTO 1390
720 FOR I=1 TO ND:FOR J=1 TO IBND:B(I,J)=0:NEXT J:NEXT I
730 FOR N=1 TO NM
740 FOR I=1 TO 3
750 FOR J=1 TO 3
760 X(I,J)=0
770 T(I,J)=0
780 NEXT J:NEXT I
790 T(1,1)=C(N)
800 T(2,2)=C(N)
810 T(1,2)=S(N)
820 T(2,1)=-S(N)
830 T(3,3)=1
840 S11=A(N)*EM/D(N)
850 S22=12*EM*Z(N)/(D(N)^3)
860 S32=6*EM*Z(N)/(D(N)^2)
870 S33=4*EM*Z(N)/D(N)
880 X(1,1)=S11
890 X(2,2)=S22
900 X(3,2)=S32
910 X(2,3)=S32
920 X(3,3)=S33
930 GOSUB 2060
940 FOR I=1 TO 3
950 FOR J=1 TO 3
960 R(I,J)=X(I,J)
970 X(I,J)=0:NEXT J:NEXT I
980 X(1,1)=-S11
990 X(2,2)=-S22
1000 X(3,2)=S32
1010 X(2,3)=-S32
1020 X(3,3)=S33/2
1030 GOSUB 2060
1040 FOR I=1 TO 3
1050 FOR J=1 TO 3
1060 IP=I+3
1070 R(IP,J)=X(I,J)
1080 X(I,J)=0:NEXT J:NEXT I
1090 X(1,1)=S11
1100 X(2,2)=S22
1110 X(3,2)=-S32
1120 X(2,3)=-S32
1130 X(3,3)=S33
1140 GOSUB 2060
1150 FOR I=1 TO 3
1160 FOR J=1 TO 3
1170 IP=I+3
1180 JP=J+3
1190 R(IP,JP)=X(I,J):NEXT J:NEXT I
1200 FOR I=1 TO 6
1210 FOR J=1 TO 6
1220 R(I,J)=R(J,I):NEXT J:NEXT I

```

```

1230 FOR I= 1 TO 6
1240 SAYN1=1:K=G(N,I)
1250 IF K=0 THEN GOTO 1370
1260 IF K>0 THEN GOTO 1280
1270 SAYN1=-1:K=-K
1280 FOR J=1 TO 6
1290 SAYN2=1
1300 L=G(N,J)
1310 IF L=0 THEN 1360
1320 IF L>0 THEN 1340
1330 SAYN2=-1:L=-L
1340 IF L<K THEN 1360
1350 B(K,L-K+1)=B(K,L-K+1)+R(I,J)*SAYN1*SAYN2
1360 NEXT J
1370 NEXT I
1380 NEXT N
1390 GOSUB 2950
1400 FOR N=1 TO NM
1410 IX=6*EM*Z(N)/(D(N)^2)
1420 F(3,1)=-S(N)*IX
1430 F(3,2)=C(N)*IX
1440 F(3,3)=4*EM*Z(N)/D(N)
1450 F(3,4)=-F(3,1)
1460 F(3,5)=-F(3,2)
1470 F(3,6)=F(3,3)/2
1480 F(6,1)=F(3,1)
1490 F(6,2)=F(3,2)
1500 F(6,3)=F(3,6)
1510 F(6,4)=F(3,4)
1520 F(6,5)=F(3,5)
1530 F(6,6)=F(3,3)
1540 IX=A(N)*EM/D(N)
1550 F(4,1)=-C(N)*IX
1560 F(4,2)=-S(N)*IX
1570 F(4,3)=0
1580 F(4,4)=-F(4,1)
1590 F(4,5)=-F(4,2)
1600 F(4,6)=0
1610 FOR J=1 TO 6
1620 F(1,J)=-F(4,J)
1630 NEXT J
1640 IX=12*EM*Z(N)/D(N)^3
1650 F(2,1)=-S(N)*IX
1660 F(2,2)=C(N)*IX
1670 F(2,3)=IX*D(N)/2
1680 F(2,4)=-F(2,1)
1690 F(2,5)=-F(2,2)
1700 F(2,6)=F(2,3)
1710 FOR J=1 TO 6
1720 F(5,J)=-F(2,J)
1730 NEXT J
1740 FOR I=1 TO 6
1750 W(N,I)=0
1760 FOR J=1 TO 6
1770 KOD=G(N,J)
1780 SAYN1=1
1790 IF KOD=0 THEN 1830
1800 IF KOD>0 THEN 1820
1810 SAYN1=-1:KOD=-KOD
1820 W(N,I)=W(N,I)+F(I,J)*Q(KOD)*SAYN1
1830 NEXT J:NEXT I:NEXT N
1840 CLS

```

```

1850 PRINT #2,"Üç noktalarındaki şekil değiştirmeler"
1860 PRINT #2,"=====
1870 PRINT #2,"Deplasman şekil değiştirme"
1880 PRINT #2,"-----"
1890 FOR I=1 TO ND
1900 PRINT #2,USING "      ###      #####.#####";I,Q(I)
1910 NEXT I
1920 FOR I=1 TO NM
1930 FOR J=1 TO 6
1940 W(I,J)=W(I,J)+(-1)*L(I,J)
1950 NEXT J:NEXT I
1960 PRINT #2,"Eleman uçlarındaki kuvvet büyüklükleri"
1970 PRINT #2,"=====
1980 PRINT #2,"Eleman Sol Moment Sağ Moment Sol Kes.ku Sağ Kes.ku Normal ku
"
1990 PRINT #2,"-----"
"
2000 FOR I=1 TO NM
2010 PRINT #2,USING "   ##   ";I;PRINT #2,USING "#####.###   ";W(I,3);W(I,6);W(
I,2);W(I,5);W(I,4)
2020 NEXT I
2030 PRINT #2,"Maksimum Açıklık Momentleri":GOSUB 2200
2040 NEXT U
2050 STOP
2060 REM U(3,3)
2070 FOR I=1 TO 3
2080 FOR J=1 TO 3
2090 U(I,J)=0
2100 FOR K=1 TO 3
2110 U(I,J)=U(I,J)+T(K,I)*X(K,J)
2120 NEXT K:NEXT J:NEXT I
2130 FOR I=1 TO 3
2140 FOR J=1 TO 3
2150 X(I,J)=0
2160 FOR K=1 TO 3
2170 X(I,J)=X(I,J)+U(I,K)*T(K,J)
2180 NEXT K:NEXT J:NEXT I
2190 RETURN
2200 FOR I=1 TO NM:N=I
2210 INPUT #3,UY:UY=-UY:GOTO 2220
2220 INPUT #3,TIP,IA:IF TIP=2 THEN 2290
2230 IF TIP=3 THEN 2360
2240 IF TIP=4 THEN 2460
2250 XM=W(N,2)/UY:IF XM>D(N) THEN 2280
2260 MMAX=W(N,2)*W(N,2)/(2*UY)-W(N,3)
2270 GOTO 2490
2280 PRINT N:"INCI ELEMANIN ACIKLIK MOMENTİ NEGATİFDİR":GOTO 2500
2290 IF IA=D(N)/2 THEN 2300
2300 IF UY<>0 THEN 2330
2310 MMAX=W(N,2)*IA-W(N,3):GOTO 2490
2320 IF IA>D(N)/2 THEN 2340
2330 MMAX=W(N,2)*D(N)/2-UY*D(N)^2/8-W(N,3):GOTO 2490
2340 IF UY<>0 THEN 2310
2350 MMAX=W(N,5)*W(N,5)/(2*UY)+W(N,6):GOTO 2490
2360 LOCATE 11,20:INPUT "1.inci yükün eleman başlangıcına uzaklığı= ";IA1
2370 LOCATE 12,20:INPUT "2.inci yükün eleman başlangıcına uzaklığı= ";IA2
2380 LOCATE 13,20:INPUT "1.inci yükün şiddeti.....=";YUK1
2390 LOCATE 14,20:INPUT "2.inci yükün şiddeti.....=";YUK2
2400 YUK1=YUK1:YUK2=-YUK2
2410 T1=D(N)/2-IA1
2420 T2=D(N)/2-IA2
2430 IF T1<0 THEN T1=0
2440 IF T2<0 THEN T2=0
2450 MMAX=W(N,2)*D(N)/2-T1*YUK1-T2*YUK2-UY*D(N)^2/2-W(N,3)
2460 LOCATE 11,20:INPUT "YUKUN şiddeti.....=";UYUK

```

```

2470 INPUT "YUK TEPE NOKTASININ I UCUNA UZAKLIGI=?";IA
2480 MMAX=W(N,2)*D(N)/2-UYUK*(D(N)-2*IA)^2/4-UYUK*IA*(3*D(N)-4*IA)/12-W(N,3)-UY*
D(N)^2/8
2490 PRINT #2,USING "##. elemandaki açıklık momenti = #####.####";N;MMAX
2500 NEXT I
2510 CLOSE #1,#3:STOP
2520 RETURN
2530 FOR N=1 TO NM
2540 INPUT #3,B$:IF B$="E" THEN 2560
2550 FOR J=1 TO 6:Y(N,J)=0:NEXT J:GOTO 2930
2560 INPUT #3,SUP
2570 FOR M=1 TO SUP
2580 INPUT #3,TIP:IF TIP=1 THEN 2770
2590 IF TIP=3 THEN 2850
2600 INPUT #3,IA,YUK
2610 IF IA<D(N)/2 THEN 2700
2620 I(N,1)=0
2630 I(N,4)=0
2640 I(N,3)=YUK*IA*(D(N)-IA)*(D(N)-IA)/D(N)^2
2650 I(N,6)=-YUK*IA^2*(D(N)-IA)/D(N)^2
2660 I(N,2)=YUK*(D(N)-IA)/D(N)+(I(N,3)+I(N,6))/D(N)
2670 I(N,5)=YUK*IA/D(N)-(I(N,3)+I(N,6))/D(N)
2680 FOR I=1 TO 6:Y(N,I)=Y(N,I)+I(N,I):NEXT I
2690 GOTO 2920
2700 I(N,1)=0:I(N,4)=0
2710 I(N,3)=YUK*IA*(D(N)-IA)*(D(N)-IA)/D(N)^2
2720 I(N,6)=-YUK*IA^2*(D(N)-IA)/D(N)^2
2730 I(N,2)=YUK*(D(N)-IA)/D(N)+(I(N,3)+I(N,6))/D(N)
2740 I(N,5)=YUK*IA/D(N)-(I(N,3)+I(N,6))/D(N)
2750 FOR I=1 TO 6:Y(N,I)=Y(N,I)+I(N,I):NEXT I
2760 GOTO 2920
2770 INPUT #3,IA,UYUK
2780 J(N,1)=0:J(N,4)=0
2790 J(N,3)=UYUK*D(N)^2/12
2800 J(N,6)=-J(N,3)
2810 J(N,2)=UYUK*D(N)/2
2820 J(N,5)=J(N,2)
2830 FOR I=1 TO 6:Y(N,I)=Y(N,I)+J(N,I):NEXT I
2840 GOTO 2920
2850 INPUT "                ";UYUK:INPUT "NOKTANIN I UCUNDAN UZAKLIGI=?";IA
2860 K(N,1)=0:K(N,4)=0
2870 K(N,3)=UYUK*(D(N)^2-IA^2*(2-IA/D(N)))/12
2880 K(N,6)=-K(N,3)
2890 K(N,2)=UYUK/2*(D(N)-IA)
2900 K(N,5)=K(N,2)
2910 FOR I=1 TO 6:Y(N,I)=Y(N,I)+K(N,I):NEXT I
2920 NEXT M
2930 NEXT N
2940 RETURN
2950 IF ND>1 THEN 2970
2960 Q(1)=Q(1)/B(1,1):RETURN
2970 IF U>1 THEN 3190
2980 NRS=ND-1
2990 NR=ND
3000 FOR N=1 TO NRS
3010 M=N-1
3020 IF IBND<NR-M THEN 3040
3030 MR=NR-M:GOTO 3050
3040 MR=IBND
3050 PIVOT=B(N,1)
3060 FOR L=2 TO MR
3070 CP=B(N,L)/PIVOT
3080 I=M+L

```

```

3090 J=0
3100 FOR K=L TO MR
3110 J=J+1
3120 B(I,J)=B(I,J)-CP*B(N,K)
3130 NEXT K
3140 B(N,L)=CP
3150 NEXT L
3160 NEXT N
3170 IF YS=1 THEN 3200
3180 FOR I=1 TO ND:FOR J=1 TO IBND:O(I,J)=B(I,J):NEXT J:NEXT I:GOTO 3200
3190 FOR I=1 TO ND:FOR J=1 TO IBND:B(I,J)=O(I,J):NEXT J:NEXT I
3200 FOR N=1 TO NRS
3210 M=N-1
3220 IF IBND<NR-M THEN 3250
3230 MR=NR-M
3240 GOTO 3260
3250 MR=IBND
3260 CP=Q(N)
3270 Q(N)=CP/B(N,1)
3280 FOR L=2 TO MR
3290 I=M+L
3300 Q(I)=Q(I)-B(N,L)*CP
3310 NEXT L
3320 NEXT N
3330 Q(NR)=Q(NR)/B(NR,1)
3340 FOR I=1 TO NRS
3350 N=NR-I
3360 M=N-1
3370 IF IBND<(NR-M) THEN 3400
3380 MR=NR-M
3390 GOTO 3410
3400 MR=IBND
3410 FOR K=2 TO MR
3420 L=M+K
3430 Q(N)=Q(N)-B(N,K)*Q(L)
3440 NEXT K
3450 NEXT I
3460 RETURN
3470 REM DIREK YUKLER
3480 INPUT #3,DY:IF DY=0 THEN RETURN
3490 INPUT #3,DRS
3500 FOR I=1 TO DRS
3510 INPUT #3,DD,Q1
3520 Q(DD)=Q(DD)+Q1
3530 NEXT I
3540 RETURN

```

```

10  REM BURULMA KRITİK FREKANSLARININ BULUNMASI"
15  REM BURULMA
20  READ LB,TA,TB,G,GBİYEL,GPIST,STROK,KRYC
30  PRINT :PRINT :PRINT
40  PRINT "#####"
50  PRINT "BURULMA KRITİK FREKANSLARININ BULUNMASI"
60  PRINT "#####"
70  PRINT :PRINT :PRINT
80  DATA 20.7,0.879,0.897,981,1.660,1.810,12,6
90  READ D2,B,H,D1,A,R,C,PI,GAMA,TI
100 DATA 6.92,1.83,2.8,6.92,3.5,6.7,72.3,14,0.00785,15
110 REM CARTER
120 X1=(2*B+.8*H)/D1^4:X2=.75*A/D2^4:X3=1.5*R/(H*C^3)
130 L1=(D2^4)*(X1+X2+X3)
140 PRINT "#####"
150 PRINT " CARTER 'E GORE BİR KRANKA AIT ESDEĞER UZUNLUK L="L1 "cm"
160 PRINT "#####"
170 REM BICERA
180 IKIK=11.61*(H*C^3/(R*D2^4))+.429
190 L2=2*B+(A*D2^4/D1^4)+.07*(A^3/R^3)*(D2^4/D1^4)+IKIK*(R/(H*C^3))*D2^4
200 PRINT "#####"
210 PRINT " BICERA'YA GORE BİR KRANKA AIT ESDEĞER UZUNLUK L="L2 "cm"
220 PRINT "#####"
230 REM TUPLIN
240 IMIL=PI*D2^4/32:IMUY=PI*D1^4/32:IKOL=H*C^3/12
250 L31=.0982*D2^4*(2*B+.15*D2)/IMIL:L32=.0982*D1^4*(A+.15*D1)*IMIL/IMUY^2
260 L33=10.186*(2*H-.15*(D1+D2))*IMIL/C^4:L34=.85*R*((.065*D2/H)+.58)*IMIL/IKOL
270 L3=(.0136*C^2*IMIL/(H*IKOL))+L31+L32+L33+L34
280 PRINT "#####"
290 PRINT " TUPLIN 'E GORE BİR KRANKA AIT ESDEĞER UZUNLUK L="L3 "cm"
300 PRINT "#####"
310 REM GERCEK UZUNLUK
320 L=(L1+L2+L3)/3
330 PRINT "#####"
340 PRINT " BİR KRANKA AIT ORTALAMA ESDEĞER UZUNLUK L="L "cm"
350 PRINT "#####"
360 REM BİYELİN AĞIRLIK MERKEZİ VE ATALET MOMENTİNİN HESABI
370 PRINT "#####"
380 PRINT "BİYELİN AĞIRLIK MERKEZİ VE ATALET MOMENTİNİN HESABI İÇİN
390 PRINT "YAPILAN SARKAC DENEYİ İLE İLGİLİ DEĞERLER "
400 PRINT "#####"
410 PRINT:PRINT
420 PRINT "BİYELİN BOYU ="LB"cm"
430 PRINT "-----"
440 PRINT :PRINT
450 PRINT "-----"
460 PRINT "BİYELİN KUCUK BASTAN ASILMASI SONUCU ELDE EDİLEN PERİYOT TB="TB"sar
470 PRINT "-----"
480 PRINT :PRINT
490 PRINT "-----"
500 PRINT "BİYELİN BÜYÜK BASTAN ASILMASI SONUCU ELDE EDİLEN PERİYOT TA="TA"sar

```

```

510 PRINT "-----"
520 PRINT :PRINT
530 BAM1=((LB*TA^2)-(4*PI^2*LB^2/G))/(TA^2+TB^2-(2*LB*4*PI^2/G))
540 BAM2=LB-BAM1
550 PRINT :PRINT
560 PRINT "-----"
570 PRINT "BIYELİN AGIRLIK MERKEZİNİN KUCUK BASA OLAN UZAKLIĞI b="BAM1
580 PRINT "-----"
590 PRINT :PRINT
600 PRINT "-----"
610 PRINT "BIYELİN AGIRLIK MERKEZİNİN BUYUK BASA OLAN UZAKLIĞI A="BAM2
620 PRINT "-----"
630 PRINT :PRINT
640 TETAS=(TA^2*BAM2*GBIYEL/(4*PI^2))-(GBIYEL*BAM2^2/G)
650 PRINT :PRINT
660 PRINT "-----"
670 PRINT "BIYELİN ATALET MOMENTİ ="TETAS"kg.cm.sn^2"
680 PRINT "-----"
690 PRINT :PRINT
700 REM KRANK BIYEL MEKANİZMASININ ATALET MOMENTİ
710 MB=GBIYEL/G:M1=TETAS/(BAM2*L):M2=TETAS/(BAM1*LB):M3=MB-(TETAS/(BAM1*BAM2)):M
PIST=GPIST/G
720 MDON=M1+(BAM1/LB)*M3:MGG=M2+(BAM2/LB)*M3+MPIST
730 TETKM=(PI/4)*D1^2*A*GAMA*((D1^2/8)+(STROK/2)^2)
740 TETAM=(GAMA/G)*(PI/32)*2*B*D2^2
750 MM1=PI*(D2^2/4)*H*GAMA:MM=(T1/2)*H*C*GAMA
760 TETAX=(1/8)*MM1*D2^2/4
770 TETKK=2*(TETAX+MM*R^2)
780 TCRAN=TETKK+TETAM+TETKM
790 TSIL=(MDON+.5*MGG)*KRYC^2+TCRAN
800 PRINT "*****"
810 PRINT "BİR SİLİNDİRE AIT ESDEĞER ATALET MOMENTİ J="TSIL"kg.cm.sn^2"
820 PRINT "*****"
830 REM VOLANIN ATALET MOMENTİ
840 READ LIP,VOLR,FTE,GVOL,LVOL,GKAY
850 DATA 45,12.5,0.611,84.4,26.15,800000
860 FTE=FTE
870 TVOL=(GVOL*G*VOLR^2)/(4*PI^2*FTE^2*LIP^2)
880 PRINT :PRINT
890 PRINT "-----"
900 PRINT "VOLANIN ATALET MOMENTİ İLE İLGİLİ DEĞERLER"
910 PRINT "-----"
920 PRINT :PRINT
930 PRINT "VOLANIN ATALET MOMENTİNİN HESABI İCİN DENEYSEL METOD TERCİH"
940 PRINT "EDİLMİŞTİR. VOLAN 3 İPLE BİR DUVARA ASILARAK SALINIM YAPTIRILMIŞTIR"
950 PRINT :PRINT
960 PRINT "-----"
970 PRINT "KULLANILAN İP UZUNLUĞU ="LIP"cm"
980 PRINT "-----"
990 PRINT :PRINT
1000 PRINT "-----"

```

```

1010 PRINT "VOLANIN AGIRLIGI="GVOL"kg"
1020 PRINT "-----"
1030 PRINT "VOLANIN YARICAPI="VOLR"cm"
1040 PRINT "-----"
1050 PRINT :PRINT
1060 PRINT "-----"
1070 PRINT "VOLANIN SALINIMI SONUCU ELDE EDILEN FREKANS f="FTE "tit/sn"
1080 PRINT "-----"
1090 PRINT :PRINT
1100 PRINT "-----"
1110 PRINT "VOLANIN ATALET MOMENTI Jvol="TVOL"kg.cm.sn^2"
1120 PRINT "-----"
1130 PRINT :PRINT :PRINT
1140 REM KRANK MODELI
1150 L(1)=L:L(2)=L:L(3)=(L/2)+LVOL
1160 J1=TSIL:J2=J1:J3=J1:J4=TVOL
1170 K(1)=(GKAY*PI*D2^4)/(32*L(1))
1180 K(2)=K(1):K(3)=(GKAY*PI*D2^4)/(32*L(3))
1190 KAT1=J1*J3*J2*J4
1200 KAT2=(-J1*J3*J4-J2*J3*J4)*K(1)+(-J1*J2*J4-J1*J3*J4)*K(2)+(-J1*J2*J4-J1*J2*J3)*K(3)
1210 KAT3=(J1*J4+J2*J4+J3*J4)*K(1)*K(2)+(J1*J4+J1*J3+J2*J4+J2*J3)*K(1)*K(3)+(J1*J4+J1*J2+J1*J3)*K(2)*K(3)
1220 KAT4=(-(J1+J2+J3)*K(2)*K(1)*K(3))
1230 REM UCUNCU DERECE DENKLEMININ COZUMU
1240 AK=KAT1:BK=KAT2:CK=KAT3:DK=KAT4
1250 P=KAT2/KAT1:Q=KAT3/KAT1:R=KAT4/KAT1
1260 A0=(3*Q-P*P)/3
1270 B0=(2*P*P*P-9*P*Q+27*R)/27
1280 D=B0*B0/4+A0*A0*A0/27
1290 IF D<0 GOTO 1430
1300 IF D=0 GOTO 1920
1310 REM D>0
1320 A=ABS(-B0/2+D^.5)^(1/3)
1330 B=ABS(-B0/2-D^.5)^(1/3)
1340 IF (-B0/2+D^.5)<0 THEN A=(-1)*A
1350 IF (-B0/2-D^.5)<0 THEN B=(-1)*B
1360 Y1=A+B-P/3
1370 M=(A+B)*(-.5)-P/3
1380 N=(3^.5/2)*(A-B)
1390 PRINT "Y1=";Y1
1400 PRINT "Y2=";M;"+";N;"I"
1410 PRINT "Y3=";M;"-";N;"I"
1420 GOTO 1580
1430 REM D<0
1440 F=1
1450 IF B0>0 THEN F=-1
1460 C0=F*((B0*B0/4)/(-A0*A0*A0/27))^(1/3)
1470 T0=(1-C0*C0)^(.5/CO)
1480 F0=ATN(T0)
1490 IF F0<0 THEN F0=F0+PI

```

```

1500 X1=2*(-A0/3)^.5*COS(F0/3)
1510 X2=2*(-A0/3)^.5*COS(F0/3+2*3.14/3)
1520 X3=2*(-A0/3)^.5*COS(F0/3+4*3.14/3)
1530 Y1=X1-P/3
1540 Y2=X2-P/3
1550 Y3=X3-P/3
1560 W1=Y2^.5 :F1=W1/(2*PI):N1=30*W1/PI
1570 W2=Y3^.5 :F2=W2/(2*PI):N2=30*W2/PI
1580 W3=Y1^.5 :F3=W3/(2*PI):N3=30*W3/PI
1590 PRINT :PRINT :PRINT
1600 PRINT "#####"
1610 PRINT " SISTEMIN KRITIK HIZLARI"
1620 PRINT "#####"
1630 PRINT :PRINT :PRINT
1640 PRINT "-----"
1650 PRINT " 1.KRITIK ACISAL HIZ      W1="W1"rad/sn"
1660 PRINT "-----"
1670 PRINT " 1.KRITIK FREKANS      f1="F1"1/sn"
1680 PRINT "-----"
1690 PRINT " 1.KRITIK DEVIR      N1="N1"dev/dak"
1700 PRINT "-----"
1710 PRINT :PRINT :PRINT :PRINT
1720 PRINT "-----"
1730 PRINT " 2.KRITIK ACISAL HIZ      W2="W2"rad/sn"
1740 PRINT "-----"
1750 PRINT " 2.KRITIK FREKANS      f2="F2"1/sn"
1760 PRINT "-----"
1770 PRINT " 2.KRITIK DEVIR      N2="N2"dev/dak"
1780 PRINT "-----"
1790 PRINT :PRINT :PRINT :PRINT
1800 PRINT "-----"
1810 PRINT " 3.KRITIK ACISAL HIZ      W3="W3"rad/sn"
1820 PRINT "-----"
1830 PRINT " 3.KRITIK FREKANS      f3="F3"1/sn"
1840 PRINT "-----"
1850 PRINT " 3.KRITIK DEVIR      N3="N3"dev/dak"
1860 PRINT "-----"
1870 PRINT :PRINT :PRINT :PRINT
1880 PRINT " HAZIRLAYAN ; SADRI SENSOY"
1890 PRINT :PRINT
1900 PRINT " KONTROL ;PROF.NECATI TAHRALI"
1910 PRINT :PRINT :PRINT " 19/01/1993"
1920 STOP

```

```

10 PRINT "#####"
20 PRINT "KRANK MILININ EGILME KRITIK HIZLARI"
30 PRINT "##### "
40 GOTO 560
50 REM FREKANS DENKLEMININ COZUMU
60 AK=KAT1:BK=KAT2:CK=KAT3:DK=KAT4
70 P=KAT2/KAT1:Q=KAT3/KAT1:R=KAT4/KAT1
80 A0=(3*Q-P*P)/3
90 B0=(2*P*P*P-9*P*Q+27*R)/27
100 D=B0*B0/4+A0*A0*27
110 IF D=0 THEN 530
120 IF D<0 GOTO 230
130 IF D=0 GOTO 540
140 REM D>0
150 A=ABS(-B0/2+D^.5)^(1/3)
160 B=ABS(-B0/2-D^.5)^(1/3)
170 IF (-B0/2+D^.5)<0 THEN A=(-1)*A
180 IF (-B0/2-D^.5)<0 THEN B=(-1)*B
190 Y1=A+B-P/3
200 M=(A+B)*(-.5)-P/3
210 N=(3^.5/2)*(A-B)
220 GOTO 360
230 REM D<0
240 F=1
250 IF B0>0 THEN F=-1
260 C0=F*((B0*B0/4)/(-A0*A0*27))^.5
270 T0=(1-C0*C0)^(.5/C0)
280 F0=ATN(T0)
290 IF F0<0 THEN F0=F0+PI
300 X1=2*(-A0/3)^(.5)*COS(F0/3)
310 X2=2*(-A0/3)^(.5)*COS(F0/3+2*3.14/3)
320 X3=2*(-A0/3)^(.5)*COS(F0/3+4*3.14/3)
330 Y1=X1-P/3
340 Y2=X2-P/3
350 Y3=X3-P/3
360 W1=ABS(Y1)^(.5):F1=W1/(2*PI):N1=30*W1/PI
370 W2=ABS(Y2)^(.5):F2=W2/(2*PI):N2=30*W2/PI
380 W3=ABS(Y3)^(.5):F3=W3/(2*PI):N3=30*W3/PI
385 PRINT "      TESIR KATSAYILARI"
386 PRINT "-----"
390 FOR J=1 TO 3
400 PRINT "A("I;J")="TES(I,J)" mm/KN"
410 NEXT J
420 PRINT
430 PRINT "===== "
440 PRINT
450 PRINT "-----"
460 PRINT " 1.KRITIK ACISAL HIZ      W1="W1"rad/sn"
470 PRINT "-----"
480 PRINT " 1.KRITIK FREKANS      f1="F1"1/sn"
490 PRINT "-----"
500 PRINT " 1.KRITIK DEVIR      N1="N1"dev/dak"

```

```

510 PRINT "-----"
520 PRINT :PRINT
530 RETURN
540 PRINT
550 PRINT
560 DIM F(5,5),TES(5,5)
570 FOR I=1 TO 3:FOR J=1 TO 3
580 READ F(I,J):NEXT J:NEXT I
590 DATA 74090,1767,1390,1390,74090,1767,1767,1390,74090
600 FOR I=1 TO 3:FOR J=1 TO 3:F(I,J)=F(I,J)/9.810001:NEXT J:NEXT I
610 FOR I=1 TO 3:FOR J=1 TO 3
620 READ TES(I,J):NEXT J:NEXT I
630 DATA 18317E-15,-4721E-15,1556E-15,-4741E-15,19573E-15,-4256E-15,1556E-15,-42
74E-15,15651E-15
640 FOR I=1 TO 3
650 AA=TES(1,1)*F(I,1):BB=TES(1,2)*F(I,2):CC=TES(1,3)*F(I,3):DD=TES(2,1)*F(I,1)
660 EE=TES(2,2)*F(I,2):FF=TES(2,3)*F(I,3):KK=TES(3,1)*F(I,1):LL=TES(3,2)*F(I,2):
MM=TES(3,3)*F(I,3)
670 U=AA*EE*MM+DD*LL*CC+KK*BB*FF-KK*EE*CC-AA*FF*LL-DD*BB*MM
680 UUU=AA*EE-MM*AA-EE*MM+KK*CC+LL*FF+DD*BB
690 UUU=AA+EE+MM:UV=-1
700 KAT1=U:KAT2=UU:KAT3=UUU:KAT4=UV:PI=3.14
710 PRINT I". SILINDIR ATEGLEME ANINDA"
720 GOSUB 50
730 NEXT I
800 UZ1=F(1,1)*TES(1,1)+F(1,2)*TES(1,2)+F(1,3)*TES(1,3) :VC(1)=(9.810001/UZ1)^.5
810 UZ2=F(1,1)*TES(2,1)+F(1,2)*TES(2,2)+F(1,3)*TES(2,3) :VC(2)=(9.810001/ABS(UZ2
))^ .5
820 UZ3=F(1,1)*TES(3,1)+F(1,2)*TES(3,2)+F(1,3)*TES(3,3) :VC(3)=(9.810001/UZ3)^.5
840 TZ1=F(2,1)*TES(1,1)+F(2,2)*TES(1,2)+F(2,3)*TES(1,3) :VV(1)=(9.810001/ABS(TZ1
))^ .5
850 TZ2=F(2,1)*TES(2,1)+F(2,2)*TES(2,2)+F(2,3)*TES(2,3) :VV(2)=(9.810001/TZ2)^.5
860 TZ3=F(2,1)*TES(3,1)+F(2,2)*TES(3,2)+F(2,3)*TES(3,3) :VV(3)=(9.810001/ABS(TZ3
))^ .5
870 FZ1=F(3,1)*TES(1,1)+F(3,2)*TES(1,2)+F(3,3)*TES(1,3) :SV(1)=(9.810001/ABS(FZ1
))^ .5
880 FZ2=F(3,1)*TES(2,1)+F(3,2)*TES(2,2)+F(3,3)*TES(2,3) :SV(2)=(9.810001/ABS(FZ2
))^ .5
890 FZ3=F(3,1)*TES(3,1)+F(3,2)*TES(3,2)+F(3,3)*TES(3,3) :SV(3)=(9.810001/FZ3)^.5
900 FOR I=1 TO 3
910 TOP=TOP+1/(VC(I)^.5)
911 POP=POP+1/(VV(I)^.5)
912 SOP=SOP+1/(SV(I)^.5)
913 NEXT I
920 WWW(1)=(1/TOP)^.5
930 WWW(2)=(1/POP)^.5
940 WWW(3)=(1/SOP)^.5
950 FOR I=1 TO 3
960 PRINT (WWW(I)*30/3.14)
970 NEXT I

```

```

510 PRINT "-----"
520 PRINT :PRINT
530 RETURN
540 PRINT
550 PRINT
560 DIM F(5,5),TES(5,5)
570 FOR I=1 TO 3:FOR J=1 TO 3
580 READ F(I,J):NEXT J:NEXT I
590 DATA 74090,1767,1390,1390,74090,1767,1767,1390,74090
600 FOR I=1 TO 3:FOR J=1 TO 3:F(I,J)=F(I,J)/9.810001:NEXT J:NEXT I
610 FOR I=1 TO 3:FOR J=1 TO 3
620 READ TES(I,J):NEXT J:NEXT I
630 DATA 18317E-15,-4721E-15,1556E-15,-4741E-15,19573E-15,-4256E-15,1556E-15,-42
74E-15,15651E-15
640 FOR I=1 TO 3
650 AA=TES(1,1)*F(1,1):BB=TES(1,2)*F(1,2):CC=TES(1,3)*F(1,3):DD=TES(2,1)*F(1,1)
660 EE=TES(2,2)*F(1,2):FF=TES(2,3)*F(1,3):KK=TES(3,1)*F(1,1):LL=TES(3,2)*F(1,2):
MM=TES(3,3)*F(1,3)
670 U=AA*EE*MM+DD*LL*CC+KK*BB*FF-KK*EE*CC-AA*FF*LL-DD*BB*MM
680 UU=AA*EE-MM*AA-EE*MM+KK*CC+LL*FF+DD*BB
690 UUU=AA+EE+MM:UV=-1
700 KAT1=U:KAT2=UU:KAT3=UUU:KAT4=UV:PI=3.14
710 PRINT I". SILINDIR ATESEME ANINDA"
720 GOSUB 50
730 NEXT I
800 UZ1=F(1,1)*TES(1,1)+F(1,2)*TES(1,2)+F(1,3)*TES(1,3) :VC(1)=(9.810001/UZ1)^.5
810 UZ2=F(1,1)*TES(2,1)+F(1,2)*TES(2,2)+F(1,3)*TES(2,3) :VC(2)=(9.810001/ABS(UZ2
))^5
820 UZ3=F(1,1)*TES(3,1)+F(1,2)*TES(3,2)+F(1,3)*TES(3,3) :VC(3)=(9.810001/UZ3)^.5
840 TZ1=F(2,1)*TES(1,1)+F(2,2)*TES(1,2)+F(2,3)*TES(1,3) :VV(1)=(9.810001/ABS(TZ1
))^5
850 TZ2=F(2,1)*TES(2,1)+F(2,2)*TES(2,2)+F(2,3)*TES(2,3) :VV(2)=(9.810001/TZ2)^.5
860 TZ3=F(2,1)*TES(3,1)+F(2,2)*TES(3,2)+F(2,3)*TES(3,3) :VV(3)=(9.810001/ABS(TZ3
))^5
870 FZ1=F(3,1)*TES(1,1)+F(3,2)*TES(1,2)+F(3,3)*TES(1,3) :SV(1)=(9.810001/ABS(FZ1
))^5
880 FZ2=F(3,1)*TES(2,1)+F(3,2)*TES(2,2)+F(3,3)*TES(2,3) :SV(2)=(9.810001/ABS(FZ2
))^5
890 FZ3=F(3,1)*TES(3,1)+F(3,2)*TES(3,2)+F(3,3)*TES(3,3) :SV(3)=(9.810001/FZ3)^.5
900 FOR I=1 TO 3
910 TOP=TOP+1/(VC(I)^.5)
911 POP=POP+1/(VV(I)^.5)
912 SOP=SOP+1/(SV(I)^.5)
913 NEXT I
920 WWW(1)=(1/TOP)^.5
930 WWW(2)=(1/POP)^.5
940 WWW(3)=(1/SOP)^.5
950 FOR I=1 TO 3
960 PRINT (WWW(I)*30/3.14)
970 NEXT I

```

```

10 REM TITRESIMLERIN GERILMELER UZERINDEKI ETKISI
20 DIM NU(150),FM1(150),FM2(150),MB1(150),MB2(150),TOB1(150),TOB2(150)
30 READ J(1),J(2),J(3),J(4),K(1),K(2),K(3)
40 DATA 459.1756,459.1756,459.1756,4339.151,79473040,79473040,48034200
50 READ L1,LVOL,GKAY,MBMI,MBMM,FI,D2
60 DATA 226.5,265,8000,18019,325102.9,3.14,69.2
70 MBO=(MBMI+MBMM)/2:W=PI*D2^3/16
80 K1=(K(1)*K(2))/(K(1)+K(2)):K2=K(3)
90 J1=(J(1)*J(2))/(J(1)+J(2)) :J2=J(3)
100 PRINT :PRINT
110 PRINT "1.SILINDIR ATEGLEME , 2.SILINDIR EGZOST, 3.SILINDIR SIKISTIRMA"
120 PRINT "=====
130 GOSUB 270
140 K1=K(2):K2=K(3)
150 J1=J(2):J3=J(3)
160 PRINT :PRINT
170 PRINT "3.SILINDIR ATEGLEME ,2.SILINDIR SIKISTIRMA, 1.SILINDIR EGZOST"
180 PRINT "=====
190 GOSUB 270
200 K1=(K(2) *K(1))/(K(2)+K(1)):K2=K(3)
210 J1=J(1):J2=(J(3)*J(2))/(J(3)+J(2))
220 PRINT :PRINT
230 PRINT "2.SILINDIR ATEGLEME, 3.SILINDIR EGZOST, 1.SILINDIR SIKISTIRMA"
240 PRINT "=====
250 GOSUB 270
260 STOP
270 REM GERILME HESABI
271 PRINT :PRINT
278 I=0
280 FOR II=650 TO 3900 STEP 10
290 I=I+1
300 NU(I)=PI*II/30
310 FM1(I)=(MBO*(K2-J2*NU(I)^2))/((K1+K2-J1*NU(I)^2)*(K2-J2*NU(I)^2)-K2^2)
320 FM2(I)=(MBO*K2)/((K1+K2-J1*NU(I)^2)*(K2-J2*NU(I)^2)-K2^2)
330 MB1(I)=K1*FM1(I)
340 MB2(I)=K2*FM2(I)
350 TOB1(I)=MB1(I)/W
360 TOB2(I)=MB2(I)/W
370 PRINT :PRINT
380 PRINT "N ="II"dev/dak" ;"/ 1.GERILME= "TOB1(I)" dan/mm^2";" 2.GERILME= "TOB2(I)" DAN/MM^2)
390 PRINT "-----"
400 NEXT II
410 RETURN

```

```

10 REM BU PROGRAM DENGELEME DUZLEMLERINDEKI KUVVETLERIN HESABINI YAPAR
20 PRINT "=====
30 PRINT :PRINT :PRINT :PRINT
40 Q=120:E=3:EE=3
50 DIM M(Q),N(Q),MN(Q),NM(Q),MM(Q),NN(Q),D1(E),D2(E),FI(E),FX(E),FY(E),FLX2(E),
FLX1(E),FLY2(E),FLY1(E)
60 FOR I=1 TO 3:READ D1(I),D2(I):NEXT I
70 DATA 38.1,290.7,167.5,161.3,296.6,31.9
80 FOR I=1 TO 3:READ FI(I):NEXT I
90 DATA 0,120,240
100 READ MDON,MOT,W,R,L,PI
110 DATA 3.9,2.4,198.97,60,207,3.14
120 LAM=R/L
130 PRINT " d1 ve d2 DUZLEMLERINDE KALAN DENGELENMEMIS ATALET KUVVETLERININ
"
140 PRINT "      mB KUTLESININ DEGISIMINE GORE BULUNMASI"
150 PRINT "=====
"
160 FOR H=0 TO 1 STEP .08
170 IF H=0 THEN K=0 ELSE K=1
180 T=-1
190 FOR FI=0 TO 360 STEP 3
200 TOPX1=0:TOPX2=0:TOFY1=0:TOFY2=0
210 T = T + 1
220 GOSUB 410
230 M(T)=F1:N(T)=F2:MN(T)=TOPX1:NM(T)=TOFY1:MM(T)=TOPX2:NN(T)=TOFY2
240 NEXT FI
250 PRINT :PRINT :PRINT :PRINT
260 PRINT "MB=Mdon + 0"H"*Mot      ;";"  DENGELEME 0"H"*OTELEME KUTLESİ ORANINDA Y
APILMISTIR"
270 PRINT "=====
=====
280 PRINT :PRINT :PRINT
290 TT=-EE
300 PRINT "      FI          FXD1(N)          FYD1(N)          FDI(N)          FXD2(N)
FYD2(N)          FD2(N)"
310 PRINT "=====          =====          =====          =====          =====
=====          ====="
320 FOR I=0 TO Q
330 TT=TT+EE
340 PRINT TT,MN(I),NM(I),M(I),MM(I),NN(I),N(I)
350 NEXT I
360 NEXT H
370 PRINT :PRINT :PRINT :PRINT
380 PRINT "HAZIRLAYAN : SADRI SENSÖY "
390 PRINT :PRINT :PRINT :PRINT " KONTROL : PROF. NECATİ TAHRALİ"
400 STOP
410 FOR I=1 TO 3
420 FF(I)=FI(I)+PI
430 FF(I)=(FF(I)*PI)/180
440 FX(I)=((MDON+MOT)-K*(MDON+H*MOT))*R*W^2*COS(FF(I))+MOT*R*W^2*LAM*COS(2*FF(I)
)
450 FX(I)=FX(I)/1000
460 FLX2(I)=FX(I)/((D2(I)/D1(I))+1)
470 FLX1(I)=FX(I)-FLX2(I)
480 FY(I)=(MDON-K*(MDON+H*MOT))*R*W^2*SIN(FF(I))
490 FY(I)=FY(I)/1000
500 FLY2(I)=FY(I)/((D2(I)/D1(I))+1)
510 FLY1(I)=FY(I)-FLY2(I)
520 TOPX1=TOPX1+FLX1(I)
530 TOPX2=TOPX2+FLX2(I)
540 TOFY1=TOFY1+FLY1(I)
550 TOFY2=TOFY2+FLY2(I)
560 NEXT I
570 F1=((TOPX1)^2+(TOFY1)^2)^.5
580 F2=F1
590 RETURN

```



EK- 3

```

#####
#####
K R A N K M I L I G E R I L M E A N A L I Z I
#####
#####

```

```

*****
*****
BUTUN SILINDIRLER ATESELEME ANINDA

```

EGILME MOMENTLERI (daN mm)

```

ME( 0 )= 0      MB( 0 )= 0
ME( 1 )= 171240
ME( 2 )=-152263.7
ME( 3 )= 94941
ME( 4 )=-140832.5
ME( 5 )= 165873.2
ME( 6 )= 0      MB( 6 )= 885190.1

```

BURULMA MOMENTLERI (daN mm)

```

MB( 1 )= 295063.4
MB( 2 )= 295063.4
MB( 3 )= 590126.8
MB( 4 )= 590126.8
MB( 5 )= 885190.1

```

EGILME GERILMELERI (daN/mm²)

```

SIGMA( 0 )= 0
SIGMA( 1 )= 39.10081
SIGMA( 2 )=-25.2677
SIGMA( 3 )= 21.67876
SIGMA( 4 )=-23.37073
SIGMA( 5 )= 37.87536
SIGMA( 6 )= 0

```

BURULMA GERILMELERI (daN/mm²)

```

BURULMA( 0 )= 0
BURULMA( 1 )= 17.02388
BURULMA( 2 )= 12.3035
BURULMA( 3 )= 34.04777
BURULMA( 4 )= 24.60701
BURULMA( 5 )= 51.07165
BURULMA( 6 )= 36.91051

```

EGILMEYE GORE EMNIYET KATSAYILARI

```

S( 0 )= 0      S( 0 )= 0
S( 1 )= 1.790244
S( 2 )= 2.770335
S( 3 )= 3.228968
S( 4 )= 2.9952
S( 5 )= 1.848167
S( 6 )= 0      S( 6 )= .9482395

```

BURULMAYA GORE EMNIYET KATSAYILARI

```

S( 1 )= 2.055935
S( 2 )= 2.844719
S( 3 )= 1.027968
S( 4 )= 1.422359
S( 5 )= .6853118

```

BILESİK GERILMELER (daN/mm²)

```

SIGMA B( 0 )= 0
SIGMA B( 1 )= 51.84712
SIGMA B( 2 )= 35.26983
SIGMA B( 3 )= 71.46306
SIGMA B( 4 )= 54.48128
SIGMA B( 5 )= 108.9395
SIGMA B( 6 )= 73.821

```

EMNIYET KATSAYILARI

```

S( 0 )= 0
S( 1 )= 1.350123
S( 2 )= 1.984699
S( 3 )= .9795271
S( 4 )= 1.284845
S( 5 )= .6425588
S( 6 )= .9482397

```

1.SİLİNDİR ATEŞLEME; 2.SİLİNDİR EGZOST; 3.SİLİNDİR SIKIŞTIRMA SURECİNDE

EGİLME MOMENTLERİ
(daN mm)

ME(0) = 0 MB(0) = 18019
ME(1) = 195400
ME(2) = -106750
ME(3) = -36610
ME(4) = 23010
ME(5) = 16080
ME(6) = 0 MB(6) = 325102.9

BURULMA MOMENTLERİ
(daN mm)

MB(1) = 313082.4
MB(2) = 313082.4
MB(3) = 316674.8
MB(4) = 316674.8
MB(5) = 325102.9

EGİLME GERİLMELERİ
(daN/mm²)

SIGMA(0) = 0
SIGMA(1) = 44.61749
SIGMA(2) = -17.71484
SIGMA(3) = -8.3595
SIGMA(4) = 3.81844
SIGMA(5) = 3.671695
SIGMA(6) = 0

BURULMA GERİLMELERİ
(daN/mm²)

BURULMA(0) = .7513531
BURULMA(1) = 18.0635
BURULMA(2) = 13.05485
BURULMA(3) = 18.27077
BURULMA(4) = 13.20465
BURULMA(5) = 18.75703
BURULMA(6) = 13.55609

EGİLMEYE GÖRE
EMNİYET KATSAYILARI

S(0) = 0 S(0) = 46.58263
S(1) = 1.568892
S(2) = 3.951489
S(3) = 8.373707
S(4) = 18.33209
S(5) = 19.06477
S(6) = 0 S(6) = 2.581867

BURULMAYA GÖRE
EMNİYET KATSAYILARI

S(1) = 1.937609
S(2) = 2.680995
S(3) = 1.915628
S(4) = 2.650581
S(5) = 1.865967

BİLEŞİK GERİLMELER
(daN/mm²)

SIGMA B(0) = 1.502706
SIGMA B(1) = 57.40976
SIGMA B(2) = 31.55205
SIGMA B(3) = 37.48553
SIGMA B(4) = 26.68392
SIGMA B(5) = 37.69332
SIGMA B(6) = 27.11217

EMNİYET KATSAYILARI

S(0) = 46.58263
S(1) = 1.219305
S(2) = 2.218556
S(3) = 1.867387
S(4) = 2.623303
S(5) = 1.857093
S(6) = 2.581867

3.SİLİNDİR ATEŞLEME; 2.SİLİNDİR SIKIŞTIRMA; 1.SİLİNDİR EGZOST SÜRECİNDE

EGİLME MOMENTLERİ
(daN mm)

BURULMA MOMENTLERİ
(daN mm)

ME(0)= 0	MB(0)= 18019	
ME(1)= 16232.5	MB(1)= 21611.41	
ME(2)= 19258	MB(2)= 21611.41	
ME(3)=-33290	MB(3)= 30039.53	
ME(4)=-95150	MB(4)= 30039.53	
ME(5)= 188960	MB(5)= 325102.9	
ME(6)= 0	MB(6)= 325102.9	

EGİLME GERİLMELERİ
(daN/mm²)

BURULMA GERİLMELERİ
(daN/mm²)

SIGMA(0)= 0	BURULMA(0)= .7513531
SIGMA(1)= 3.706517	BURULMA(1)= 1.246885
SIGMA(2)= 3.195807	BURULMA(2)= .9011489
SIGMA(3)=-7.601413	BURULMA(3)= 1.733151
SIGMA(4)=-15.78986	BURULMA(4)= 1.252583
SIGMA(5)= 43.14698	BURULMA(5)= 18.75703
SIGMA(6)= 0	BURULMA(6)= 13.55609

EGİLMEYE GÖRE
EMNİYET KATSAYILARI

BURULMAYA GÖRE
EMNİYET KATSAYILARI

S(0)= 0	S(0)= 46.58263	
S(1)= 18.88566	S(1)= 28.06995	
S(2)= 21.9037	S(2)= 38.83931	
S(3)= 9.208814	S(3)= 20.19443	
S(4)= 4.433226	S(4)= 27.94226	
S(5)= 1.622362	S(5)= 1.865967	
S(6)= 0	S(6)= 2.581867	

BİLEŞİK GERİLMELER
(daN/mm²)

EMNİYET KATSAYILARI

SIGMA B(0)= 1.502706	S(0)= 46.58263
SIGMA B(1)= 4.467344	S(1)= 15.66927
SIGMA B(2)= 3.668986	S(2)= 19.07884
SIGMA B(3)= 8.354445	S(3)= 8.378774
SIGMA B(4)= 15.98735	S(4)= 4.378463
SIGMA B(5)= 57.17489	S(5)= 1.224314
SIGMA B(6)= 27.11217	S(6)= 2.581867

2.SİLİNDİR ATEŞLEME; 3.SİLİNDİR EGZOST; 1.SİLİNDİR SIKIŞTIRMA SURECİNDE

EGİLME MOMENTLERİ
(daN mm)

ME(0) = 0 MB(0) = 18019
ME(1) = -33039 MB(1) = 26447.12
ME(2) = -71161 MB(2) = 26447.12
ME(3) = 168660 MB(3) = 321510.5
ME(4) = -74590 MB(4) = 321510.5
ME(5) = -32053 MB(5) = 325102.9
ME(6) = 0 MB(6) = 325102.9

BURULMA MOMENTLERİ
(daN mm)

MB(1) = 26447.12
MB(2) = 26447.12
MB(3) = 321510.5
MB(4) = 321510.5
MB(5) = 325102.9

EGİLME GERİLMELERİ
(daN/mm²)

SIGMA(0) = 0
SIGMA(1) = -7.544101
SIGMA(2) = -11.80895
SIGMA(3) = 38.5117
SIGMA(4) = -12.37799
SIGMA(5) = -7.318958
SIGMA(6) = 0

BURULMA GERİLMELERİ
(daN/mm²)

BURULMA(0) = .7513531
BURULMA(1) = 1.525885
BURULMA(2) = 1.102787
BURULMA(3) = 18.54977
BURULMA(4) = 13.40629
BURULMA(5) = 18.75703
BURULMA(6) = 13.55609

EGİLMEME GÖRE
EMNİYET KATSAYILARI

S(0) = 0 S(0) = 46.58263
S(1) = 9.278774
S(2) = 5.927706
S(3) = 1.81763
S(4) = 5.655201
S(5) = 9.564203
S(6) = 0 S(6) = 2.581867

BURULMAYA GÖRE
EMNİYET KATSAYILARI

S(1) = 22.93752
S(2) = 31.73776
S(3) = 1.886816
S(4) = 2.610715
S(5) = 1.865967

BİLEŞİK GERİLMELER
(daN/mm²)

SIGMA B(0) = 1.502706
SIGMA B(1) = 8.137981
SIGMA B(2) = 12.01316
SIGMA B(3) = 53.47453
SIGMA B(4) = 29.53183
SIGMA B(5) = 38.22136
SIGMA B(6) = 27.11217

EMNİYET KATSAYILARI

S(0) = 46.58263
S(1) = 8.601642
S(2) = 5.826945
S(3) = 1.309035
S(4) = 2.370324
S(5) = 1.831437
S(6) = 2.581867

 SODERBERG'E GORE YAPILAN HESAP

HER 3 SILINDIRIN ARKA ARKAYA ATEŞLEMESİNİN BİRLİKTE MUKAYESE EDİLMESİ

ORTALAMA GERİLME (daN/mm ²)	GERİLME GENLİĞİ (daN/mm ²)	ESDEĞER NOMİNAL GERİLME (daN/mm ²)
SIGMA(0)= 0	SIGMA(0)= 0	SIGMA(0)= 0
SIGMA(1)= 18.53669	SIGMA(1)= 26.0808	SIGMA(1)= 155.194
SIGMA(2)= 7.259518	SIGMA(2)= 10.45532	SIGMA(2)= 62.04298
SIGMA(3)= 15.0761	SIGMA(3)= 23.4356	SIGMA(3)= 137.8732
SIGMA(4)= 5.985708	SIGMA(4)= 9.804148	SIGMA(4)= 57.35716
SIGMA(5)= 17.91401	SIGMA(5)= 25.23297	SIGMA(5)= 150.1289
SIGMA(6)= 0	SIGMA(6)= 0	SIGMA(6)= 0

EGİLME İCİN EMNİYET KATSAYILARI

S(0)= 0
 S(1)= .4510484
 S(2)= 1.12825
 S(3)= .5077131
 S(4)= 1.220423
 S(5)= .466266
 S(6)= 0
 =====

BURULMAYA GORE DEĞERLENDİRME

ORTALAMA GERİLME (daN/mm ²)	GERİLME GENLİĞİ (daN/mm ²)	ESDEĞER NOMİNAL GERİLME (daN/mm ²)
BURUL(0)= .7513531	BURUL(0)= 0	BURUL(0)= .7513531
BURUL(1)= 9.655193	BURUL(1)= 8.408308	BURUL(1)= 46.87049
BURUL(2)= 6.978001	BURUL(2)= 6.076853	BURUL(2)= 33.87424
BURUL(3)= 10.14146	BURUL(3)= 8.408308	BURUL(3)= 47.35675
BURUL(4)= 7.329437	BURUL(4)= 6.076853	BURUL(4)= 34.22567
BURUL(5)= 18.75703	BURUL(5)= 0	BURUL(5)= 18.75703
BURUL(6)= 13.55609	BURUL(6)= 0	BURUL(6)= 13.55609

BURULMA İCİN EMNİYET KATSAYILARI

S(0)= 46.58263
 S(1)= .7467386
 S(2)= 1.033234
 S(3)= .739071
 S(4)= 1.022624
 S(5)= 1.865967
 S(6)= 2.581867

ARKA ARKAYA ATEŞLEYEN İKİ SILİNDİRE GÖRE YAPILAN MUKAYESE

=====

EGİLME GERİLMELERİ ACISINDAN
1 VE 3.SİLİNDİRLERİN ARKA ARKAYA ATEŞLEMESİ

ORTALAMA GERİLME	GERİLME GENLİĞİ	ESDEĞER NOMİNAL GERİLME
(daN/mm ²)	(daN/mm ²)	(daN/mm ²)
=====	=====	=====
SIGMA(0) = 0	SIGMA(0) = 0	SIGMA(0) = 0
SIGMA(1) = 24.162	SIGMA(1) = 20.45549	SIGMA(1) = 131.344
SIGMA(2) = 7.259518	SIGMA(2) = 10.45532	SIGMA(2) = 62.04298
SIGMA(3) = 7.980457	SIGMA(3) = .3790434	SIGMA(3) = 9.966554
SIGMA(4) = 5.985708	SIGMA(4) = 9.804148	SIGMA(4) = 57.35716
SIGMA(5) = 23.40934	SIGMA(5) = 19.73764	SIGMA(5) = 126.83
SIGMA(6) = 0	SIGMA(6) = 0	SIGMA(6) = 0

3 VE 2.SİLİNDİRLERİN ARKA ARKAYA ATEŞLEMESİ

ORTALAMA GERİLME	GERİLME GENLİĞİ	ESDEĞER NOMİNAL GERİLME
(daN/mm ²)	(daN/mm ²)	(daN/mm ²)
=====	=====	=====
SIGMA(0) = 0	SIGMA(0) = 0	SIGMA(0) = 0
SIGMA(1) = 1.918792	SIGMA(1) = 5.625309	SIGMA(1) = 31.3941
SIGMA(2) = 4.306574	SIGMA(2) = 7.502381	SIGMA(2) = 43.6173
SIGMA(3) = 15.45514	SIGMA(3) = 23.05656	SIGMA(3) = 136.2661
SIGMA(4) = 14.08392	SIGMA(4) = 1.705935	SIGMA(4) = 23.02262
SIGMA(5) = 17.91401	SIGMA(5) = 25.23297	SIGMA(5) = 150.1289
SIGMA(6) = 0	SIGMA(6) = 0	SIGMA(6) = 0

2 VE 1.SİLİNDİRLERİN ARKA ARKAYA ATEŞLEMESİ

ORTALAMA GERİLME	GERİLME GENLİĞİ	ESDEĞER NOMİNAL GERİLME
(daN/mm ²)	(daN/mm ²)	(daN/mm ²)
=====	=====	=====
SIGMA(0) = 0	SIGMA(0) = 0	SIGMA(0) = 0
SIGMA(1) = 18.53669	SIGMA(1) = 26.0808	SIGMA(1) = 155.194
SIGMA(2) = 14.7619	SIGMA(2) = 2.952944	SIGMA(2) = 30.23464
SIGMA(3) = 15.0761	SIGMA(3) = 23.4356	SIGMA(3) = 137.8732
SIGMA(4) = 4.279773	SIGMA(4) = 8.098213	SIGMA(4) = 46.71252
SIGMA(5) = 1.823632	SIGMA(5) = 5.495326	SIGMA(5) = 30.61786
SIGMA(6) = 0	SIGMA(6) = 0	SIGMA(6) = 0

EGİLMEYE GÖRE EMNİYET KATSAYILARI

1 VE 3.SİLİNDİR	3 VE 2.SİLİNDİR	2 VE 1.SİLİNDİR
S(0) = 0	S(0) = 0	S(0) = 0
S(1) = .5329517	S(1) = 2.229719	S(1) = .4510484
S(2) = 1.12825	S(2) = 1.604868	S(2) = 2.315226
S(3) = 7.023491	S(3) = .5137007	S(3) = .5077131
S(4) = 1.220423	S(4) = 3.040488	S(4) = 1.498528
S(5) = .55192	S(5) = .466266	S(5) = 2.286248
S(6) = 0	S(6) = 0	

BURULMA GERİLMELERİ ACISINDAN

1 VE 3.SİLİNDİRLERİN ARKA ARKAYA ATEŞLEMESİ

ORTALAMA GERİLME	GERİLME GENLİĞİ	ESDEĞER NOMİNAL GERİLME
(daN/mm ²)	(daN/mm ²)	(daN/mm ²)
=====	=====	=====
BURUL(0)= .7513531	BURUL(0)= 0	BURUL(0)= .7513531
BURUL(1)= 9.655193	BURUL(1)= 8.408308	BURUL(1)= 46.87049
BURUL(2)= 6.978001	BURUL(2)= 6.076853	BURUL(2)= 33.87424
BURUL(3)= 10.00196	BURUL(3)= 8.268808	BURUL(3)= 46.59983
BURUL(4)= 7.228617	BURUL(4)= 5.976034	BURUL(4)= 33.67863
BURUL(5)= 18.75703	BURUL(5)= 0	BURUL(5)= 18.75703
BURUL(6)= 13.55609	BURUL(6)= 0	BURUL(6)= 13.55609

3 VE 2.SİLİNDİRLERİN ARKA ARKAYA ATEŞLEMESİ

ORTALAMA GERİLME	GERİLME GENLİĞİ	ESDEĞER NOMİNAL GERİLME
(daN/mm ²)	(daN/mm ²)	(daN/mm ²)
=====	=====	=====
BURUL(0)= .7513531	BURUL(0)= 0	BURUL(0)= .7513531
BURUL(1)= 1.386385	BURUL(1)= .1394997	BURUL(1)= 2.003813
BURUL(2)= 1.001968	BURUL(2)= .1008193	BURUL(2)= 1.448196
BURUL(3)= 10.14146	BURUL(3)= 8.408308	BURUL(3)= 47.35675
BURUL(4)= 7.329437	BURUL(4)= 6.076853	BURUL(4)= 34.22567
BURUL(5)= 18.75703	BURUL(5)= 0	BURUL(5)= 18.75703
BURUL(6)= 13.55609	BURUL(6)= 0	BURUL(6)= 13.55609

2 VE 1.SİLİNDİRLERİN ARKA ARKAYA ATEŞLEMESİ

ORTALAMA GERİLME	GERİLME GENLİĞİ	ESDEĞER NOMİNAL GERİLME
(daN/mm ²)	(daN/mm ²)	(daN/mm ²)
=====	=====	=====
BURUL(0)= .7513531	BURUL(0)= 0	BURUL(0)= .7513531
BURUL(1)= 9.794693	BURUL(1)= 8.268808	BURUL(1)= 46.39256
BURUL(2)= 7.07882	BURUL(2)= 5.976033	BURUL(2)= 33.52883
BURUL(3)= 18.41027	BURUL(3)= .1394997	BURUL(3)= 19.0277
BURUL(4)= 13.30547	BURUL(4)= .1008191	BURUL(4)= 13.7517
BURUL(5)= 18.75703	BURUL(5)= 0	BURUL(5)= 18.75703
BURUL(6)= 13.55609	BURUL(6)= 0	BURUL(6)= 13.55609

BURULMAYA GÖRE EMNİYET KATSAYILARI

1 VE 3.SİLİNDİR	3 VE 2.SİLİNDİR	2 VE 1.SİLİNDİR
S(0)= 46.58263	S(0)= 46.58263	S(0)= 46.58263
S(1)= .7467386	S(1)= 17.4667	S(1)= .7544313
S(2)= 1.033234	S(2)= 24.16801	S(2)= 1.043878
S(3)= .7510758	S(3)= .739071	S(3)= 1.839424
S(4)= 1.039235	S(4)= 1.022624	S(4)= 2.545141
S(5)= 1.865967	S(5)= 1.865967	S(5)= 1.865967
S(6)= 2.581867	S(6)= 2.581867	S(6)= 2.581867

HAZIRLAYAN :SADRI SENSÖY

TARİH:1993-HAZİRAN

KONTROL

: PROF. NECATİ TAHRALİ

1.DURUM; BUTUN SILINDIRLER ATEsLEME ANINDA

SEKIL DEGIstIRMELER

1.YATAK	::	COKME=0.0000000000 mm \ DONME=-0.0002102 radyan
1.SILINDIR	::	COKME=-0.000088814 mm \ DONME=0.000052578 radyan
2.YATAK	::	COKME=0.0000000000 mm \ DONME=0.000078318 radyan
2.SILINDIR	::	COKME=-0.000011705 mm \ DONME=-0.00000459 radyan
3.YATAK	::	COKME=0.0000000000 mm \ DONME=-0.00006788 radyan
3.SILINDIR	::	COKME=-0.000075689 mm \ DONME=-0.00003435 radyan
4.YATAK	::	COKME=0.0000000000 mm \ DONME=0.000192652 radyan

Eleman uçlarındaki kuvvet büyüklükleri {{moment=KN.cm ;kuvvet=KN}}

Eleman	Sol Moment	Sağ Moment	Sol Kes.ku	Sağ Kes.ku	Normal ku.
1	0.0000	171.2472	23.6203	50.4697	0.0000
2	-171.2472	-152.2637	-50.4697	50.4697	0.0000
3	152.2636	94.9411	37.9284	36.1616	0.0000
4	-94.9411	-140.8325	-36.1616	36.1616	0.0000
5	140.8325	165.8732	48.4527	25.6373	0.0000
6	-165.8732	0.0000	-25.6373	25.6373	0.0000

Maksimum Açıklık Momentleri (KN.cm)

1. elemandaki açıklık momenti	=171.2472
2. elemandaki açıklık momenti	=171.2472
3. elemandaki açıklık momenti	=93.1331
4. elemandaki açıklık momenti	=94.9411
5. elemandaki açıklık momenti	=165.8732
6. elemandaki açıklık momenti	=165.8732

yatak kuvvetleri (KN)

1.yatak	= 23.6203
2.yatak	= 88.3344
3.yatak	= 85.6164
4.yatak	= 25.6373

KRANK MILİ,6,10,21000,1

1,2,2,3,3,4,4,5,5,6,6,7

7,0,0,7,25,0,13,66,0,20,08,0,26,6,0,32,93,0,39,4,0

112,56,112,56,112,56,112,56,112,56,112,56

37,61,37,61,37,61,37,61,37,61,37,61

0,0,1,0,2,3,0,2,3,0,0,4,0,0,4,0,5,6,0,5,6,0,0,7,0,0,7,0,8,9,0,8,9,0,0,10

1

E,1,2,7,25,-74.090

H

E,1,2,6,47,-74.090

H

E,1,2,6,33,-74.090

H

0

0,2,7,25

0,2,0

0,2,6,47

0,2,0

0,2,6,33

0,2,0

1

2. DURUM ; 1.SILINDIR ATEsLEME ,2.SILINDIR EGZOST,3.SILINDIR ATEsLEME

=====

SEKIL DEGIstIRMELER

=====

```

1.YATAK      ::      COKME=0.000000000 mm \ DONME=-0.000253875 radyan
-----
1.SILINDIR   ::      COKME=-0.00011164 mm \ DONME=0.0000457872 radyan
-----
2.YATAK      ::      COKME=0.000000000 mm \ DONME=0.0001659823 radyan
-----
2.SILINDIR   ::      COKME=0.000033846 mm \ DONME=-0.000028830 radyan
-----
3.YATAK      ::      COKME=0.000000000 mm \ DONME=-0.000047583 radyan
-----
3.SILINDIR   ::      COKME=-0.00001257 mm \ DONME=0.0000047623 radyan
-----
4.YATAK      ::      COKME=0.000000000 mm \ DONME=0.0000267693 radyan
-----

```

Eleman uçlarındaki kuvvet büyüklükleri (moment=KN.cm ;kuvvet=KN)

=====

Eleman	Sol Moment	Sağ Moment	Sol Kes.ku	Sağ Kes.ku	Normal ku.
1	-0.0000	195.4010	26.9519	47.1381	0.0000
2	-195.4011	-106.7545	-47.1382	47.1382	0.0000
3	106.7545	-36.6113	10.9120	-9.1450	0.0000
4	36.6113	23.0137	9.1450	-9.1450	0.0000
5	-23.0137	16.0802	-1.0953	2.4853	0.0000
6	-16.0802	0.0000	-2.4853	2.4853	0.0000

Maksimum Açıklık Momentleri (KN.cm)

```

=====
1. elemandaki açıklık momenti = 195.4011
2. elemandaki açıklık momenti = 195.4011
3. elemandaki açıklık momenti = -36.1541
4. elemandaki açıklık momenti = -36.6113
5. elemandaki açıklık momenti = 16.0802
6. elemandaki açıklık momenti = 16.0802

```

yatak kuvvetleri (KN)

```

=====
1.yatak=26.9519
2.yatak=57.9323
3.yatak=-11.567
4.yatak=2.28533

```

```

,6,10,21000,1
1,2,2,3,3,4,4,5,5,6,6,7
7,0,0,7,25,0,13.66,0,20.08,0,26.6,0,32.93,0,39.4,0
112.56,112.56,112.56,112.56,112.56,112.56,112.56
37.61,37.61,37.61,37.61,37.61,37.61,37.61
0,0,1,0,2,3,0,2,3,0,0,4,0,0,4,0,5,6,0,5,6,0,0,7,0,0,7,0,8,9,0,8,9,0,0,10
1
E,1,2,7.25,-1.767
H
E,1,2,6.47,-1.39
H
E,1,2,6.33,-74.09
H
0
0,2,7.25
0,2,0
0,2,6.47
0,2,0
0,2,6.33
0,2,0
1

```

3.DURUM ;3.SILINDIR ATESELEME ,2.SILINDIR SIKISTIRMA,1.SILINDIR EGZOST ANINDA
=====

SEKIL DEGISTIRMELER
=====

1.YATAK :: COKME=0.0000000000 mm \ DONME=-0.000027056 radyan
1.SILINDIR :: COKME=-0.000013599 mm \ DONME=-0.000002162 radyan
2.YATAK :: COKME=0.0000000000 mm \ DONME=0.0000459613 radyan
2.SILINDIR :: COKME=0.0000310044 mm \ DONME=0.0000268064 radyan
3.YATAK :: COKME=0.0000000000 mm \ DONME=-0.000150346 radyan
3.SILINDIR :: COKME=-0.000095546 mm \ DONME=-0.000024732 radyan
4.YATAK :: COKME=0.0000000000 mm \ DONME=0.0002338812 radyan
=====

Eleman uçlarındaki kuvvet büyüklükleri (moment=KN.cm ;kuvvet=KN)

=====

Eleman	Sol Moment	Sağ Moment	Sol Kes.ku	Sağ Kes.ku	Normal ku.
1	0.0000	16.1829	2.2321	-0.4651	0.0000
2	-16.1829	19.1643	0.4651	-0.4651	0.0000
3	-19.1643	-33.0687	-8.1468	9.5368	0.0000
4	33.0687	-95.2487	-9.5368	9.5368	0.0000
5	95.2487	188.9143	44.8915	29.1985	0.0000
6	-188.9143	0.0000	-29.1985	29.1985	0.0000

Maksimum Açıklık Momentleri (KN.cm)

=====

1. elemandaki açıklık momentleri =	16.1829
2. elemandaki açıklık momentleri =	16.1829
3. elemandaki açıklık momentleri =	-33.5456
4. elemandaki açıklık momentleri =	-33.0687
5. elemandaki açıklık momentleri =	188.9144
6. elemandaki açıklık momentleri =	188.9143

yatak kuvvetleri (KN)

=====

1.yatak=	2.23399
2.yatak=	-8.4344
3.yatak=	56.4566
4.yatak=	29.2034

KRANK MILI ,6,10,21000,1

1,2,2,3,3,4,4,5,5,6,6,7
7,0,0,7,25,0,13,66,0,20,08,0,26,6,0,32,93,0,39,4,0
112,56,112,56,112,56,112,56,112,56,112,56
37,61,37,61,37,61,37,61,37,61,37,61
0,0,1,0,2,3,0,2,3,0,0,4,0,0,4,0,5,6,0,5,6,0,0,7,0,0,7,0,8,9,0,8,9,0,0,10
1
E,1,2,7,25,-1.39
H
E,1,2,6.47,-74.090
H
E,1,2,6.33,-1.767
H
0
0,2,7,25
0,2,0
0,2,6.47
0,2,0
0,2,6.33
0,2,0
1

4.DURUM ;2.SİLİNDİR ATEŞLEME ,3.SİLİNDİR EGZOST,1.SİLİNDİR SIKIŞTIRMA

SEKİL DEĞİŞTİRMELER

1.YATAK	::	COKME=0.000000000 mm \ DONME=0.000061848 radyan
1.SİLİNDİR	::	COKME=0.000032594 mm \ DONME=0.000011179 radyan
2.YATAK	::	COKME=0.000000000 mm \ DONME=-0.00013013 radyan
2.SİLİNDİR	::	COKME=-0.00007694 mm \ DONME=-0.00000276 radyan
3.YATAK	::	COKME=0.000000000 mm \ DONME=0.000126971 radyan
3.SİLİNDİR	::	COKME=0.000029165 mm \ DONME=-0.00001583 radyan
4.YATAK	::	COKME=0.000000000 mm \ DONME=-0.00005970 radyan

Eleman uçlarındaki kuvvet büyüklükleri (moment=KN.cm ;kuvvet=KN)

Eleman	Sol Moment	Sağ Moment	Sol Kes.ku	Sağ Kes.ku	Normal ku.
1	-0.0000	-33.0398	-4.5572	5.9472	0.0000
2	33.0398	-71.1614	-5.9472	5.9472	0.0000
3	71.1614	168.6667	36.7794	37.3106	0.0000
4	-168.6667	-74.5984	-37.3106	37.3106	0.0000
5	74.5985	-32.0535	6.7212	-4.9542	0.0000
6	32.0535	0.0000	4.9542	-4.9542	0.0000

Maksimum Açıklık Momentleri (KN.cm)

1. elemandaki açıklık momenti =	-33.0398
2. elemandaki açıklık momenti =	-33.0398
3. elemandaki açıklık momenti =	166.8012
4. elemandaki açıklık momenti =	168.6667
5. elemandaki açıklık momenti =	-32.0535
6. elemandaki açıklık momenti =	-32.0535

yatak kuvvetleri (KN)

1.yatak=-4.5572
2.yatak=42.6444
3.yatak=44.1234
4.yatak=-4.9542

KRANK MILİ ,6,10,21000,1

1,2,2,3,3,4,4,5,5,6,6,7

7,0,0,7,25,0,13.66,0,20.08,0,26.6,0,32.93,0,39.4,0

112.56,112.56,112.56,112.56,112.56,112.56

37.61,37.61,37.61,37.61,37.61,37.61

0,0,1,0,2,3,0,2,3,0,0,4,0,0,4,0,5,6,0,5,6,0,0,7,0,0,7,0,8,9,0,8,9,0,0,10

1

E,1,2,7.25,-74.090

H

E,1,2,6.47,-1.767

H

E,1,2,6.33,-1.39

H

0

0,2,7.25

0,2,0

0,2,6.47

0,2,0

0,2,6.33

0,2,0

1

EEE
 BURULMA KRITİK FREKANSLARININ BULUNMASI
 EEE

=====
 CARTER 'E GORE BİR KRANKA AIT ESDEGER UZUNLUK L= 24.5448 cm
 =====
 BICERA'YA GORE BİR KRANKA AIT ESDEGER UZUNLUK L= 23.36556 cm
 =====
 TUPLIN 'E GORE BİR KRANKA AIT ESDEGER UZUNLUK L= 20.04059 cm
 =====
 BİR KRANKA AIT ORTALAMA ESDEGER UZUNLUK L= 22.65032 cm
 =====
 BIYELIN AGIRLIK MERKEZİ VE ATALET MOMENTİNİN HESABI İCİN
 YAPILAN SARKAC DENEYİ İLE İLGİLİ DEGERLER
 =====

BIYELIN BOYU = 20.7 cm

BIYELIN KUCUK BASTAN ASILMASI SONUCU ELDE EDİLEN PERİYOT TB= .897 san

BIYELIN BUYUK BASTAN ASILMASI SONUCU ELDE EDİLEN PERİYOT TA= .879 san

BIYELIN AGIRLIK MERKEZİNİN KUCUK BASA OLAN UZAKLIĞI b= 14.14773

BIYELIN AGIRLIK MERKEZİNİN BUYUK BASA OLAN UZAKLIĞI A= 6.552272

BIYELIN ATALET MOMENTİ = .1404399 kg.cm.sn²

BİR SİLİNDİRE AIT ESDEGER ATALET MOMENTİ J= 45.91756 kg.cm.sn²

VOLANIN ATALET MOMENTİ İLE İLGİLİ DEGERLER

VOLANIN ATALET MOMENTİNİN HESABI İCİN DENEYSEL METOD TERCİH
EDİLMİŞTİR. VOLAN 3 İPLE BİR DUVARA ASILARAK SALINIM YAPTIRILMIŞTIR

 KULLANILAN IP UZUNLUGU = 45 cm

 VOLANIN AGIRLIGI= 84.4 kg

 VOLANIN YARICAPI= 12.5 cm

 VOLANIN SALINIMI SONUCU ELDE EDILEN FREKANS $f = .611 \text{ tit/sn}$

 VOLANIN ATALET MOMENTI $J_{vol} = 433.9151 \text{ kg.cm.sn}^2$

 SISTEMIN KRITIK HIZLARI
 #####

 1.KRITIK ACISAL HIZ $W1 = 83.74681 \text{ rad/sn}$

 1.KRITIK FREKANS $f1 = 13.33548 \text{ 1/sn}$

 1.KRITIK DEVIR $N1 = 800.1288 \text{ dev/dak}$

 2.KRITIK ACISAL HIZ $W2 = 530.2608 \text{ rad/sn}$

 2.KRITIK FREKANS $f2 = 84.43642 \text{ 1/sn}$

 2.KRITIK DEVIR $N2 = 5066.185 \text{ dev/dak}$

 3.KRITIK ACISAL HIZ $W3 = 720.6365 \text{ rad/sn}$

 3.KRITIK FREKANS $f3 = 114.751 \text{ 1/sn}$

 3.KRITIK DEVIR $N3 = 6885.062 \text{ dev/dak}$

HAZIRLAYAN ; SADRI SENSOY

KONTROL ; PROF.NECATI TAHRALI

19/01/1993

 KRANK MILININ EGILME KRITIK HIZLARI

 1 . SILINDIR ATESLEME ANINDA

TESIR KATSAYILARI

 A(1 , 1)= 1.8317E-11 mm/KN
 A(1 , 2)=-4.721E-12 mm/KN
 A(1 , 3)= 1.556E-12 mm/KN

 1.KRITIK ACISAL HIZ W1= 11292.61 rad/sn

 1.KRITIK FREKANS f1= 1798.187 1/sn

 1.KRITIK DEVIR N1= 107891.2 dev/dak

2 . SILINDIR ATESLEME ANINDA

TESIR KATSAYILARI

 A(2 , 1)=-4.741E-12 mm/KN
 A(2 , 2)= 1.9573E-11 mm/KN
 A(2 , 3)=-4.256E-12 mm/KN

 1.KRITIK ACISAL HIZ W1= 3010.995 rad/sn

 1.KRITIK FREKANS f1= 479.4578 1/sn

 1.KRITIK DEVIR N1= 28767.47 dev/dak

3 . SILINDIR ATESLEME ANINDA

TESIR KATSAYILARI

 A(3 , 1)= 1.556E-12 mm/KN
 A(3 , 2)=-4.274E-12 mm/KN
 A(3 , 3)= 1.5651E-11 mm/KN

 1.KRITIK ACISAL HIZ W1= 8734.731 rad/sn

 1.KRITIK FREKANS f1= 1390.881 1/sn

 1.KRITIK DEVIR N1= 83452.84 dev/dak

HAZIRLAYAN: SADRI SENSOY

KONTROL: PROF. NECATI TAHRALI

OMUR HESABI

2 SAAT ROLANTI CALISMA DURUMUNDA

EGILME MOMENTLERI (daN/mm)	BURULMA MOMENTLERI (daN/mm)
ME(0)= 0	MB(0)= 7492.308
ME(1)= 91590	MB(1)= 146345.7
ME(2)=-50870	MB(2)= 146345.7
ME(3)=-15440	MB(3)= 135810.5
ME(4)= 8970	MB(4)= 135810.5
ME(5)= 8960	MB(5)= 132936.6
ME(6)= 0	MB(6)= 132936.6

EGILME GERILMELERI (daN/mm ²)	BURULMA GERILMELERI (daN/mm ²)
SIGMA(0)= 0	BURULMA(0)= .312413
SIGMA(1)= 20.91359	BURULMA(1)= 8.443513
SIGMA(2)= 8.441723	BURULMA(2)= 6.102296
SIGMA(3)= 3.525558	BURULMA(3)= 7.835679
SIGMA(4)= 1.488545	BURULMA(4)= 5.663003
SIGMA(5)= 2.050487	BURULMA(5)= 7.669868
SIGMA(6)= 0	BURULMA(6)= 5.543167

EGILMEYE GORE EMNİYET KATSAYILARI	BURULMAYA GORE EMNİYET KATSAYILARI
S(0)= 0	S(0)= 112.0312
S(1)= 3.347106	S(1)= 4.145194
S(2)= 8.292146	S(2)= 5.735546
S(3)= 19.85501	S(3)= 4.466748
S(4)= 47.0258	S(4)= 6.180467
S(5)= 34.13824	S(5)= 4.563312
S(6)= 0	S(6)= 6.31408

BİLEŞİK GERILMELER (daN/mm ²)	EMNİYET KATSAYILARI
SIGMA B(0)= .6248259	S(0)= 112.0312
SIGMA B(1)= 26.88028	S(1)= 2.604139
SIGMA B(2)= 14.83963	S(2)= 4.717098
SIGMA B(3)= 16.06303	S(3)= 4.357832
SIGMA B(4)= 11.4234	S(4)= 6.127772
SIGMA B(5)= 15.47617	S(5)= 4.523083
SIGMA B(6)= 11.08633	S(6)= 6.314081

MAKSİMUM EGILME GERILMESI= 20.91359

MAKSİMUM BURULMA GERILMESI= 8.443513

2 SAAT 1/3 YUKTE CALISMA DURUMUNDA

EGILME MOMENTLERI
(daN mm)

ME(0) = 0 MB(0) = 27272
 ME(1) = 114660 MB(1) = 200838.7
 ME(2) = -63290 MB(2) = 200838.7
 ME(3) = -20150 MB(3) = 190303.6
 ME(4) = 12098 MB(4) = 190303.6
 ME(5) = 10560 MB(5) = 187429.7
 ME(6) = 0 MB(6) = 187429.7

BURULMA MOMENTLERI
(daN mm)EGILME GERILMELERI
(daN/mm²)

SIGMA(0) = 0
 SIGMA(1) = 26.18138
 SIGMA(2) = 10.50279
 SIGMA(3) = 4.601036
 SIGMA(4) = 2.007627
 SIGMA(5) = 2.411263
 SIGMA(6) = 0.

BURULMA GERILMELERI
(daN/mm²)

BURULMA(0) = 1.137183
 BURULMA(1) = 11.58753
 BURULMA(2) = 8.374538
 BURULMA(3) = 10.97969
 BURULMA(4) = 7.935246
 BURULMA(5) = 10.81388
 BURULMA(6) = 7.815409

EGILMEYE GORE
EMNİYET KATSAYILARI

S(0) = 0 S(0) = 30.7778
 S(1) = 2.673656
 S(2) = 6.664899
 S(3) = 15.21397
 S(4) = 34.86704
 S(5) = 29.03044
 S(6) = 0 S(6) = 4.478333

BURULMAYA GORE
EMNİYET KATSAYILARI

S(1) = 3.02049
 S(2) = 4.179335
 S(3) = 3.187703
 S(4) = 4.410702
 S(5) = 3.236581

BİLESİK GERILMELER
(daN/mm²)

SIGMA B(0) = 2.274367
 SIGMA B(1) = 34.96494
 SIGMA B(2) = 19.76967
 SIGMA B(3) = 22.43622
 SIGMA B(4) = 15.99697
 SIGMA B(5) = 21.76177
 SIGMA B(6) = 15.63082

EMNİYET KATSAYILARI

S(0) = 30.7778
 S(1) = 2.002005
 S(2) = 3.540778
 S(3) = 3.119955
 S(4) = 4.375829
 S(5) = 3.216651
 S(6) = 4.478333

MAKSİMUM EGILME GERILMESİ= 26.18138

MAKSİMUM BURULMA GERILMESİ= 11.58753

2 SAAT 2/3 YUKTE CALISMA DURUMUNDA

EGILME MOMENTLERI
(daN mm)

ME(0) = 0 MB(0) = 14470.86
 ME(1) = 156180 MB(1) = 250521.6
 ME(2) = -85640 MB(2) = 250521.6
 ME(3) = -28620 MB(3) = 239986.4
 ME(4) = 17710 MB(4) = 239986.4
 ME(5) = 13400 MB(5) = 237112.5
 ME(6) = 0 MB(6) = 237112.5

BURULMA MOMENTLERI
(daN mm)

MB(1) = 250521.6
 MB(2) = 250521.6
 MB(3) = 239986.4
 MB(4) = 239986.4
 MB(5) = 237112.5

EGILME GERILMELERI
(daN/mm²)

SIGMA(0) = 0
 SIGMA(1) = 35.66202
 SIGMA(2) = 14.2117
 SIGMA(3) = 6.535069
 SIGMA(4) = 2.938921
 SIGMA(5) = 3.059746
 SIGMA(6) = 0

BURULMA GERILMELERI
(daN/mm²)

BURULMA(0) = 6.034033
 BURULMA(1) = 14.45401
 BURULMA(2) = 10.4462
 BURULMA(3) = 13.84618
 BURULMA(4) = 10.00691
 BURULMA(5) = 13.68037
 BURULMA(6) = 9.887076

EGILMEYE GORE
EMNİYET KATSAYILARI

S(0) = 0 S(0) = 58.00432
 S(1) = 1.962873
 S(2) = 4.92552
 S(3) = 10.71144
 S(4) = 23.81827
 S(5) = 22.87772
 S(6) = 0 S(6) = 3.539975

BURULMAYA GORE
EMNİYET KATSAYILARI

S(1) = 2.421473
 S(2) = 3.3505
 S(3) = 2.527773
 S(4) = 3.497583
 S(5) = 2.558411

BİLEŞİK GERILMELER
(daN/mm²)

SIGMA B(0) = 1.206807
 SIGMA B(1) = 45.90702
 SIGMA B(2) = 25.26787
 SIGMA B(3) = 28.45301
 SIGMA B(4) = 20.22845
 SIGMA B(5) = 27.53129
 SIGMA B(6) = 19.77415

EMNİYET KATSAYILARI

S(0) = 58.00432
 S(1) = 1.524821
 S(2) = 2.770317
 S(3) = 2.460197
 S(4) = 3.460472
 S(5) = 2.542562
 S(6) = 3.539976

MAKSİMUM EGILME GERILMESI= 35.66202

MAKSİMUM BURULMA GERILMESI= 14.45401

2 SAAT 3/3 YUKTE CALISMA DURUMUNDA

EGILME MOMENTLERI (daN mm)	BURULMA MOMENTLERI (daN mm)
ME(0)= 0 MB(0)= 18019	
ME(1)= 195000	MB(1)= 313082.4
ME(2)=-106740	MB(2)= 313082.4
ME(3)=-36620	MB(3)= 302547.2
ME(4)= 23026	MB(4)= 302547.2
ME(5)= 16083.7	MB(5)= 299673.3
ME(6)= 0 MB(6)= 299673.3	

EGILME GERILMELERI (daN/mm ²)	BURULMA GERILMELERI (daN/mm ²)
SIGMA(0)= 0	BURULMA(0)= .7513531
SIGMA(1)= 44.52616	BURULMA(1)= 18.0635
SIGMA(2)= 17.71318	BURULMA(2)= 13.05485
SIGMA(3)= 8.361783	BURULMA(3)= 17.45567
SIGMA(4)= 3.821096	BURULMA(4)= 12.61556
SIGMA(5)= 3.67254	BURULMA(5)= 17.28986
SIGMA(6)= 0	BURULMA(6)= 12.49573

EGILMEYE GORE EMNİYET KATSAYILARI	BURULMAYA GORE EMNİYET KATSAYILARI
S(0)= 0 S(0)= 46.58263	
S(1)= 1.57211	S(1)= 1.937609
S(2)= 3.95186	S(2)= 2.680995
S(3)= 8.37142	S(3)= 2.00508
S(4)= 18.31935	S(4)= 2.774351
S(5)= 19.06038	S(5)= 2.024309
S(6)= 0 S(6)= 2.800958	

BİLEŞİK GERILMELER (daN/mm ²)	EMNİYET KATSAYILARI
SIGMA B(0)= 1.502706	S(0)= 46.58263
SIGMA B(1)= 57.33878	S(1)= 1.220814
SIGMA B(2)= 31.55111	S(2)= 2.218622
SIGMA B(3)= 35.89876	S(3)= 1.949928
SIGMA B(4)= 25.51882	S(4)= 2.743074
SIGMA B(5)= 34.77418	S(5)= 2.012988
SIGMA B(6)= 24.99144	S(6)= 2.800959

MAKSİMUM EGILME GERILMESI= 44.52616

MAKSİMUM BURULMA GERILMESI= 18.0635

 ESDEĞER NORMAL GERILME= 29.30175

ESDEĞER BURULMA GERILMESI= 12.14775

TITRESİMLERİN GERİLMELER ÜZERİNDEKİ ETKİSİ
=====

1.SİLİNDİR ATEŞLEME , 2.SİLİNDİR EGZOST, 3.SİLİNDİR SIKIŞTIRMA
=====

DEVİR dev/dak	1. GERİLME daN/mm ²	2.GERİLME daN/mm ²
=====	=====	=====
650	2.875947	3.637437
700	2.919541	3.720086
750	2.968386	3.81284
800	3.02308	3.916874
850	3.08434	4.033599
900	3.153027	4.164711
950	3.230185	4.312271
1000	3.31709	4.478792
1050	3.415315	4.667378
1100	3.526821	4.881897
1150	3.65408	5.127222
1200	3.800252	5.409589
1250	3.969437	5.737089
1300	4.167059	6.120424
1350	4.400428	6.574026
1400	4.679651	7.117841
1450	5.019103	7.780248
1500	5.439944	8.603013
1550	5.974634	9.650228
1600	6.675667	11.02552
1650	7.633825	12.90815
1700	9.020862	15.6372
1750	11.20562	19.94094
1800	15.15066	27.71986

1850	24.41091	45.99299
1900	71.84714	139.6422
1950	-65.01783	-130.6019
2000	-21.17753	-44.05358
2050	-12.2034	-26.34705
2100	-8.335558	-18.72308
2150	-6.180741	-14.48183
2200	-4.806897	-11.78305
2250	-3.854234	-9.91636
2300	-3.154482	-8.549537
2350	-2.618412	-7.50642
2400	-2.194303	-6.684903
2450	-1.850114	-6.021739
2500	-1.564926	-5.475648
2550	-1.324507	-5.018548
2600	-1.118838	-4.630677
2650	-.9406539	-4.297712
2700	-.784563	-4.009033
2750	-.6464769	-3.756593
2800	-.5232372	-3.53418
2850	-.4123674	-3.336933
2900	-.3118935	-3.160985

3.SİLİNDİR ATEŞLEME ,2.SİLİNDİR SIKIŞTIRMA, 1.SİLİNDİR EGZOST
 =====

DEVİR dev/dak	1. GERİLME daN/mm ²	2.GERİLME daN/mm ²
=====	=====	=====
650	2.790819	1.764884
-----	-----	-----
700	2.817598	1.795096
-----	-----	-----
750	2.847183	1.828579
-----	-----	-----
800	2.879794	1.865612
-----	-----	-----
850	2.915687	1.90652
-----	-----	-----

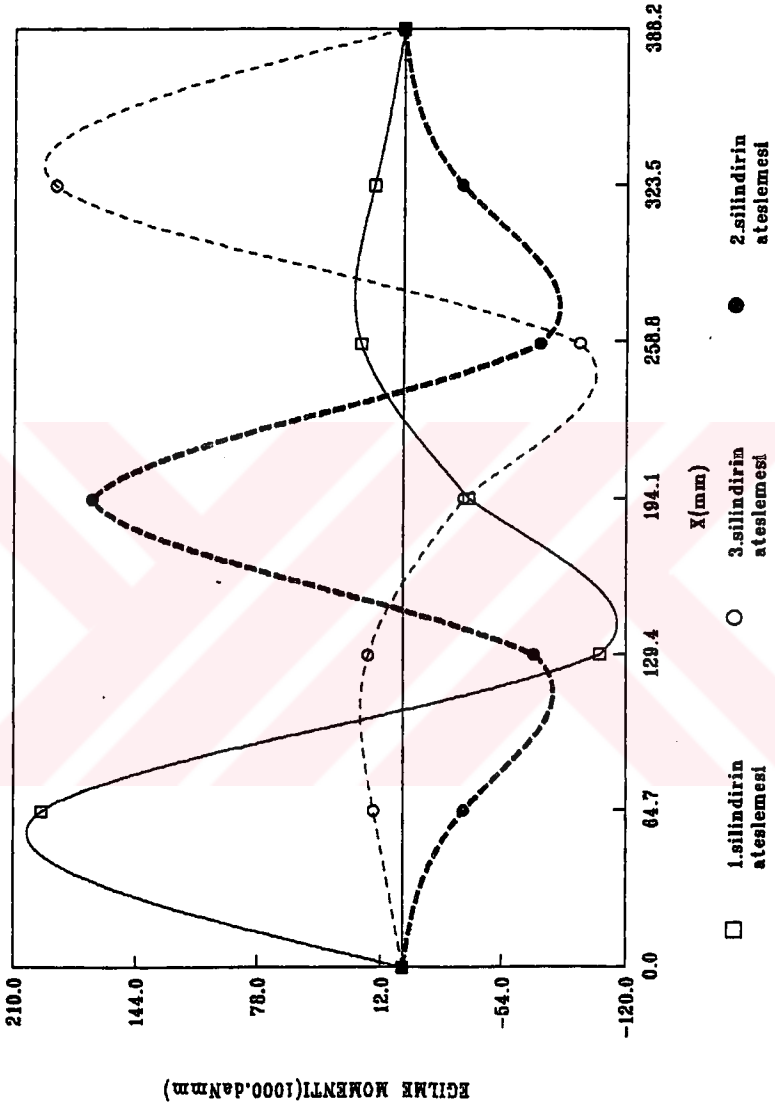
900	2.95516	1.951678
950	2.998558	2.001525
1000	3.046285	2.056573
1050	3.098817	2.117426
1100	3.15671	2.18479
1150	3.220627	2.259511
1200	3.291358	2.342594
1250	3.369857	2.435253
1300	3.457274	2.538959
1350	3.555021	2.655514
1400	3.664842	2.787148
1450	3.788922	2.936655
1500	3.930026	3.107575
1550	4.091718	3.30447
1600	4.278652	3.533309
1650	4.497049	3.802063
1700	4.755387	4.121609
1750	5.065554	4.507197
1800	5.444731	4.98088
1850	5.918728	5.575787
1900	6.528163	6.344072
1950	7.340867	7.372835
2000	8.479274	8.819311
2050	10.18921	10.99922
2100	13.04767	14.65364
2150	18.80396	22.02938
2200	36.42945	44.64939
2250	-1076.234	-1384.494
2300	-30.83036	-41.7795
2350	-14.77638	-21.18035
2400	-9.308208	-14.17864
2450	-6.547411	-10.65524
2500	-4.879201	-8.536119

2550	-3.759744	-7.12282
2600	-2.954577	-6.11424
2650	-2.345986	-5.359236
2700	-1.868385	-4.773626
2750	-1.482325	-4.306798
2800	-1.16264	-3.926497
2850	-.8925208	-3.6112
2900	-.6602963	-3.345993

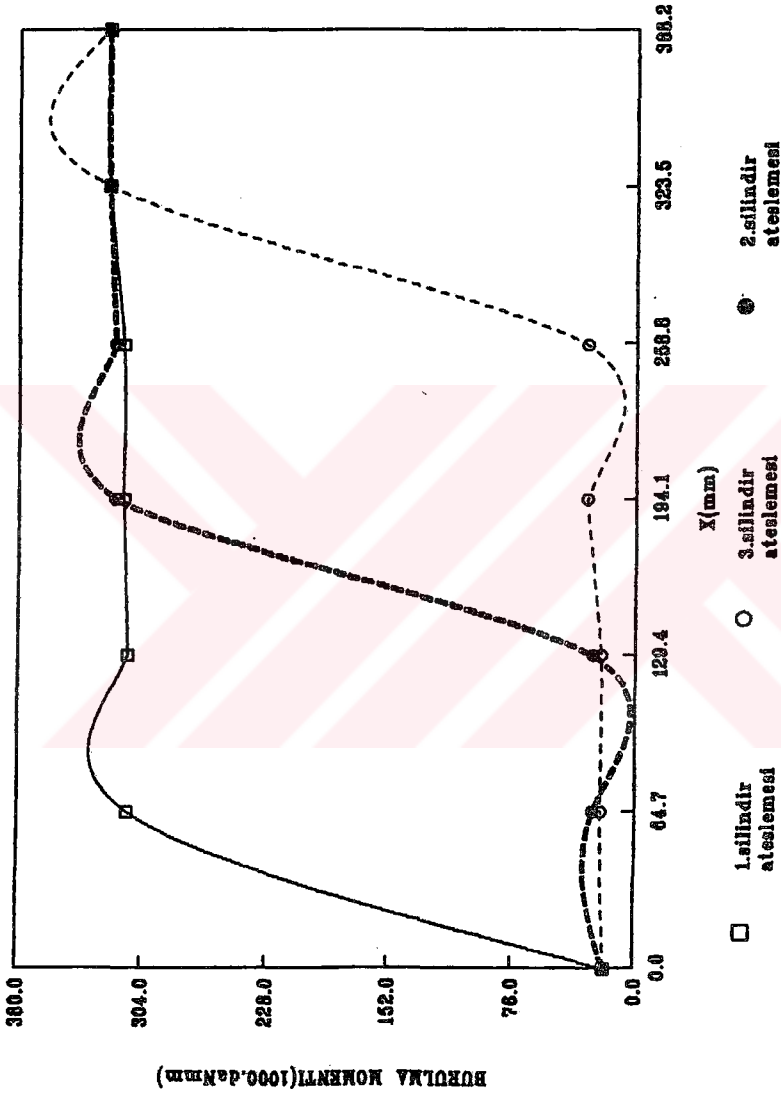
2.SİLİNDİR ATEŞLEME, 3.SİLİNDİR EGZOST, 1.SİLİNDİR SIKIŞTIRMA
 =====

DEVİR dev/dak =====	1. GERİLME daN/mm ² =====	2.GERİLME daN/mm ² =====
650	2.870093	3.547909
700	2.911361	3.611978
750	2.957149	3.683135
800	3.007861	3.762027
850	3.063962	3.8494
900	3.126002	3.946134
950	3.194622	4.053258
1000	3.270577	4.171984
1050	3.354763	4.303747
1100	3.448244	4.450256
1150	3.552296	4.61356
1200	3.668462	4.796135
1250	3.79862	5.000997
1300	3.945084	5.231861
1350	4.110723	5.493341
1400	4.299152	5.79124
1450	4.514987	6.132979
1500	4.764199	6.528157
1550	5.05468	6.989455
1600	5.397036	7.533927

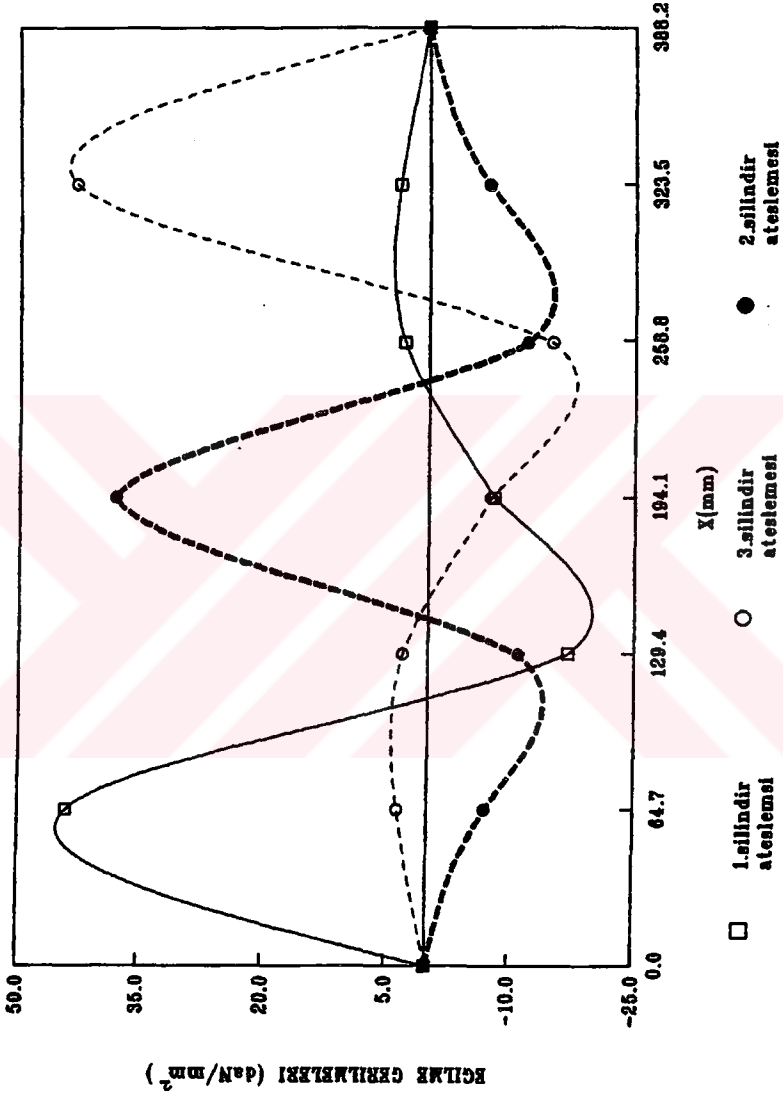
1650	5.805916	8.185126
1700	6.302078	8.976427
1750	6.916015	9.956864
1800	7.69431	11.20135
1850	8.712029	12.83061
1900	10.09815	15.05206
1950	12.09488	18.25523
2000	15.21649	23.26723
2050	20.78085	32.20754
2100	33.48466	52.62993
2150	91.5666	146.0337
2200	-114.4431	-185.3021
2250	-34.31153	-56.43674
2300	-19.86716	-33.21656
2350	-13.82261	-23.50629
2400	-10.50196	-18.1773
2450	-8.4029	-14.81348
2500	-6.956222	-12.49937
2550	-5.898758	-10.81173
2600	-5.092065	-9.527946
2650	-4.45635	-8.519703
2700	-3.942398	-7.707873
2750	-3.518201	-7.041007
2800	-3.162037	-6.4842
2850	-2.85865	-6.012947
2900	-2.597002	-5.609535

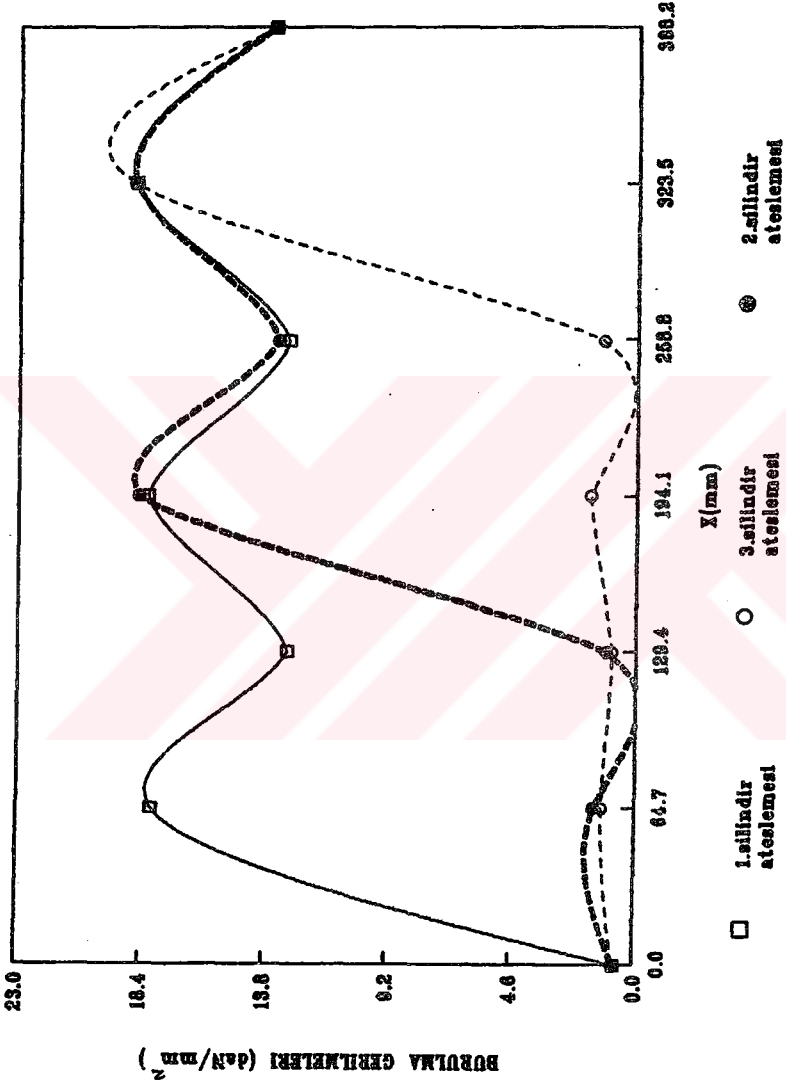


Şekil E.11 1-3-2 ateşleme sırasına göre eğilme momentleri.

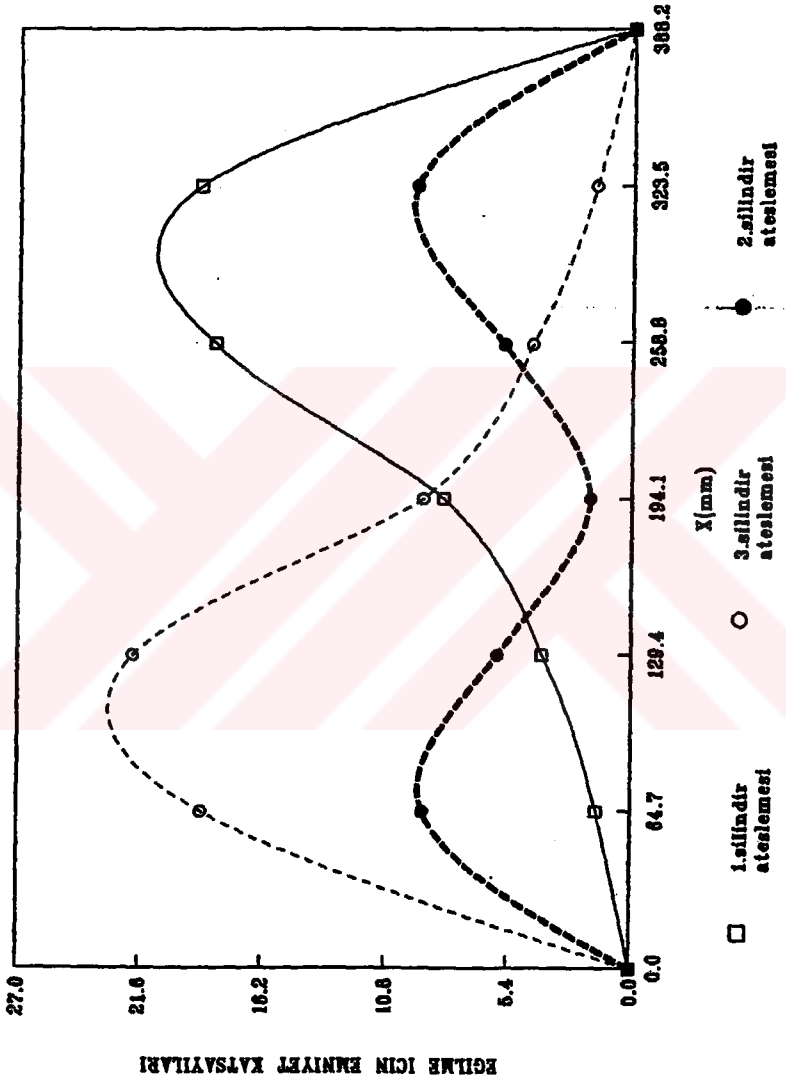


Şekil E.12 1-3-2 ateşleme sırasına göre burulma momentleri.

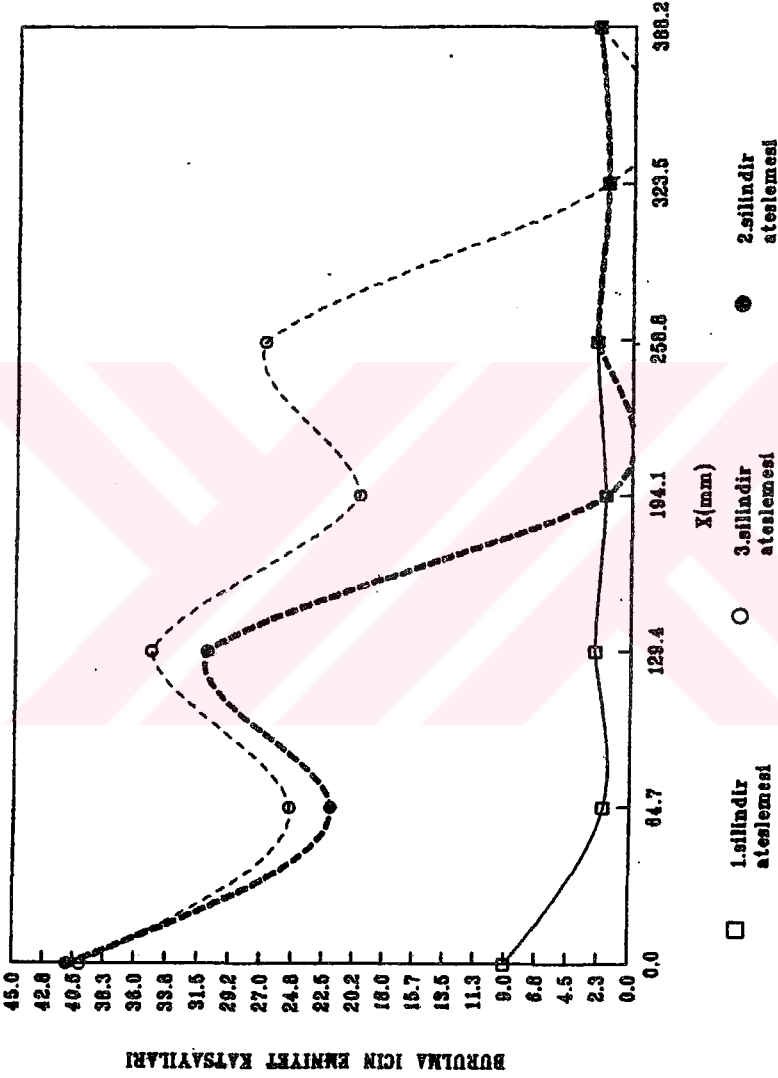




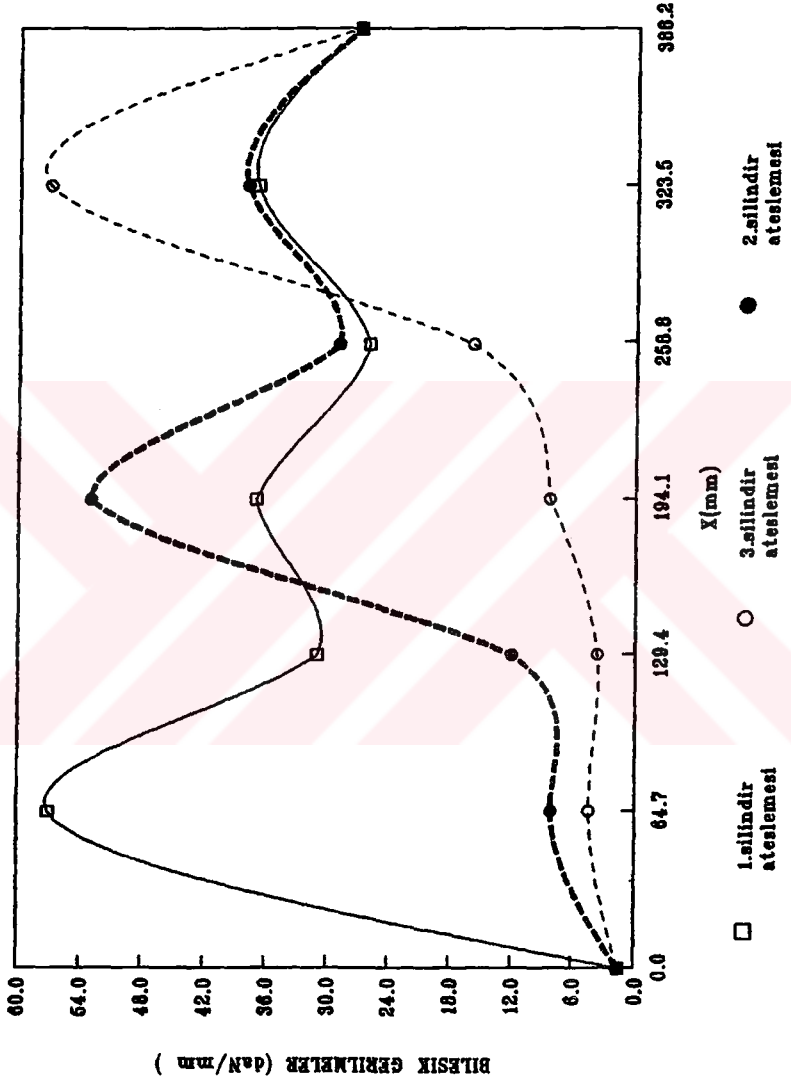
Şekil E.14 1-3-2 ateşleme sırasına göre burulma gerilmeleri.



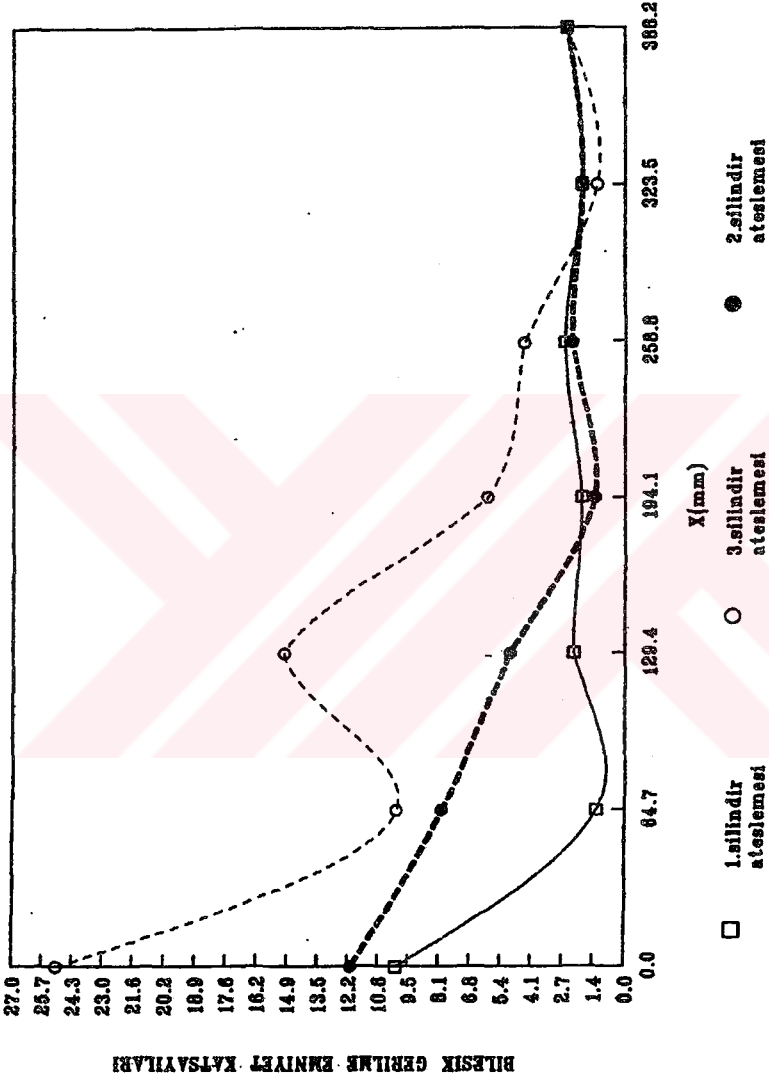
Şekil E.15 1-3-2 ateşleme sırasına göre eğilme için emniyet katsayıları.



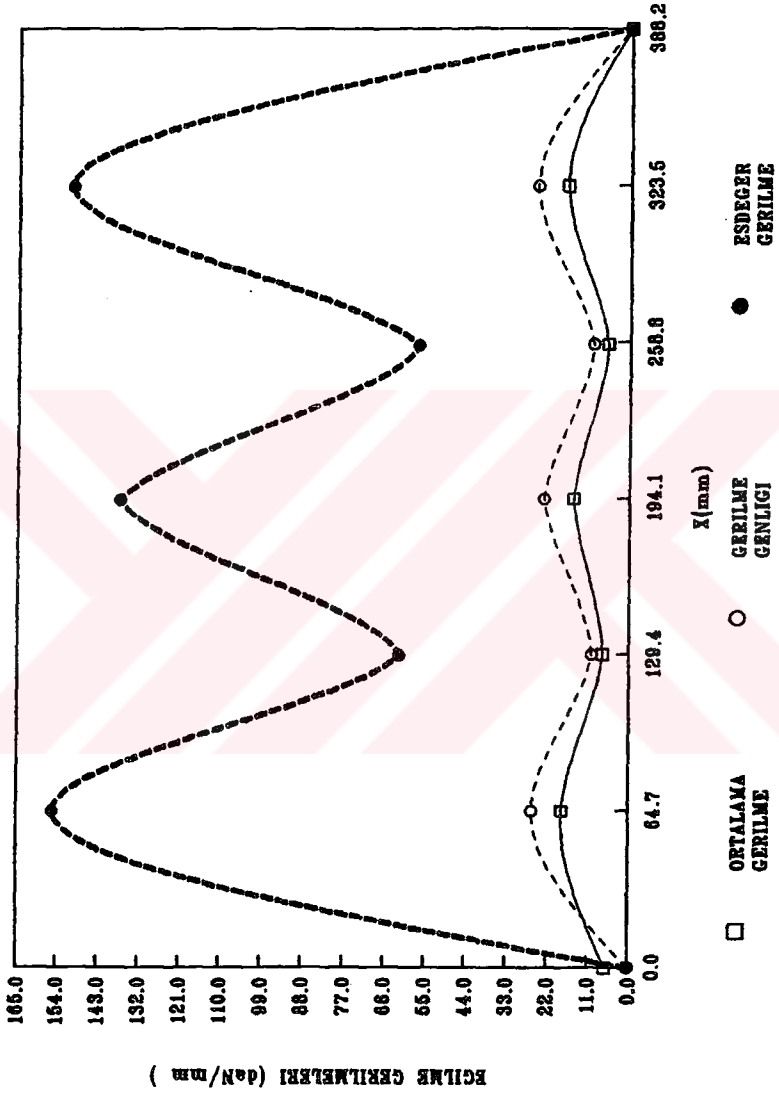
Şekil E.16 1-3-2 ateşleme sırasına göre burulma için emniyet katsayıları.



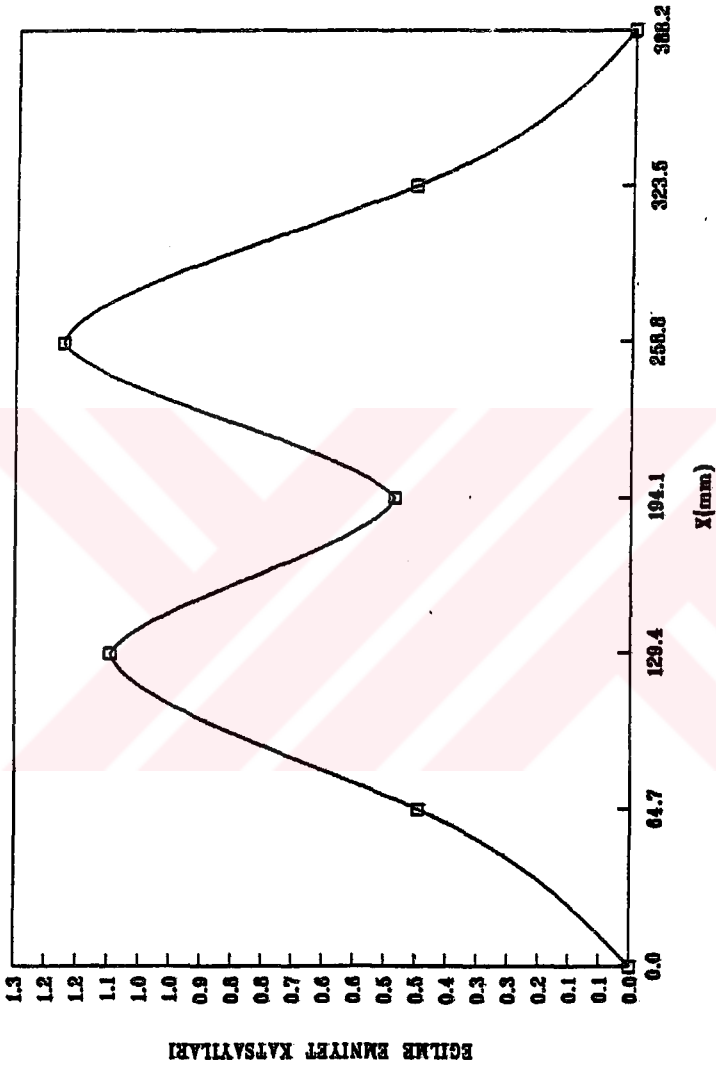
Şekil E.17 1-3-2 ateşleme sırasına göre bileşik gerilmeler.



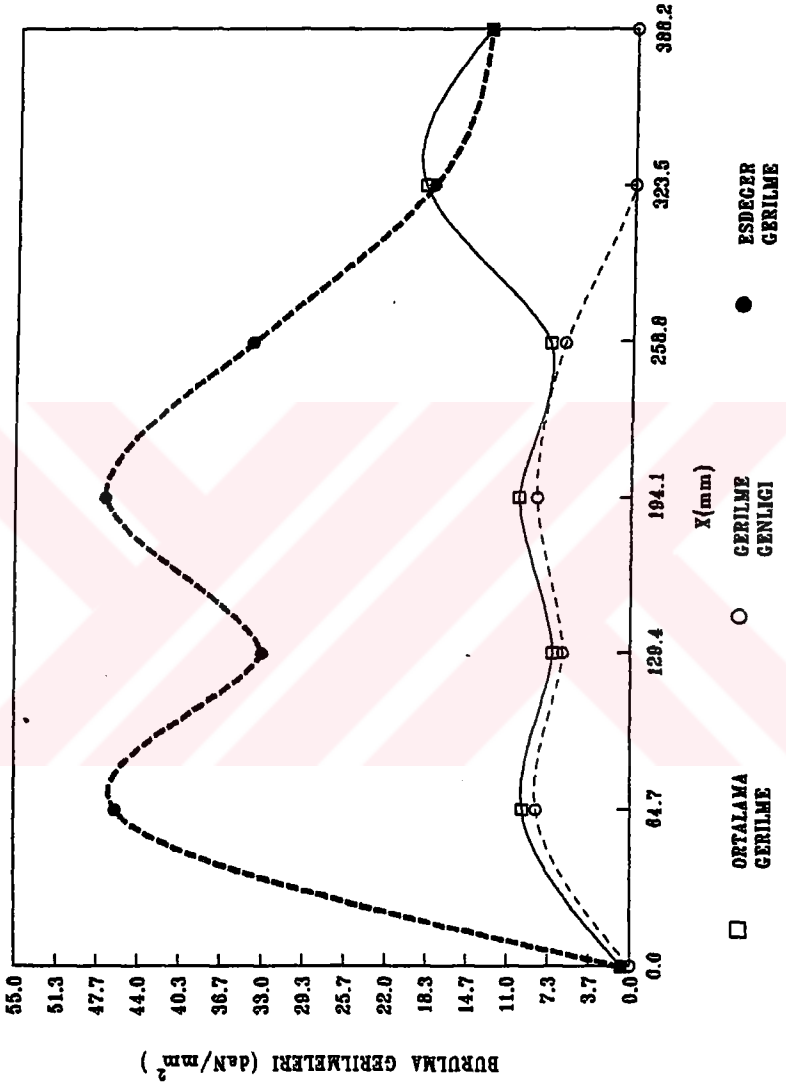
Şekil E.18 1-3-2 atesleme sırasına göre bileşik gerilme için emniyet katsayıları



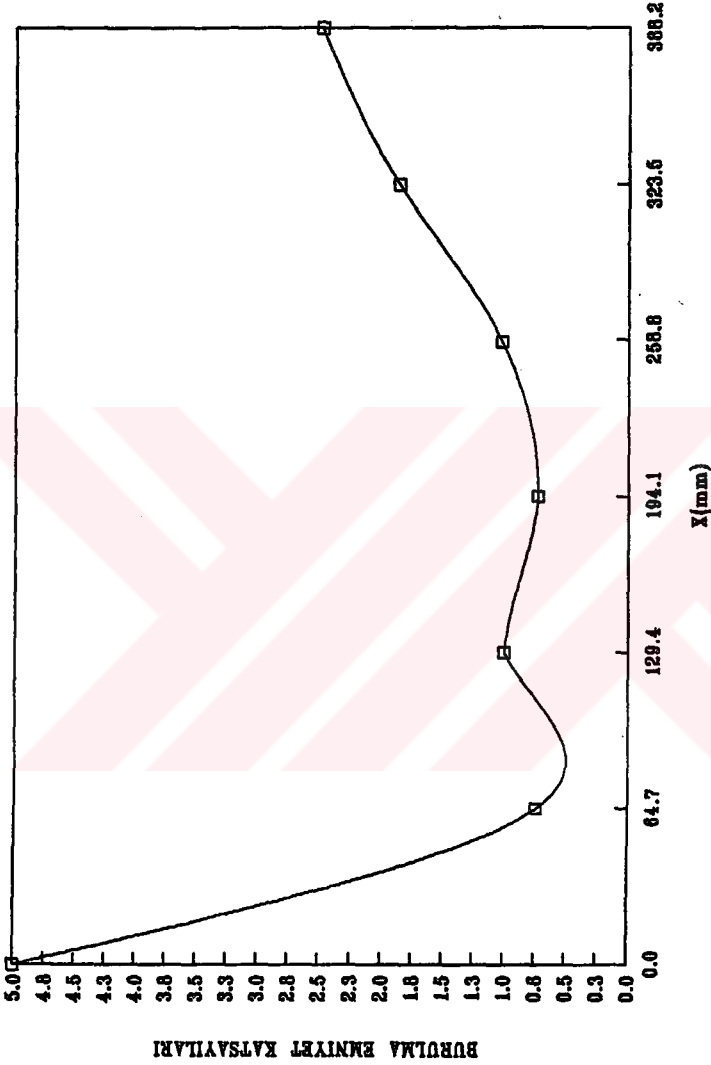
Şekil E.19 Soderberg'e göre her uç silindirin eğilme açısından incelenmesi.



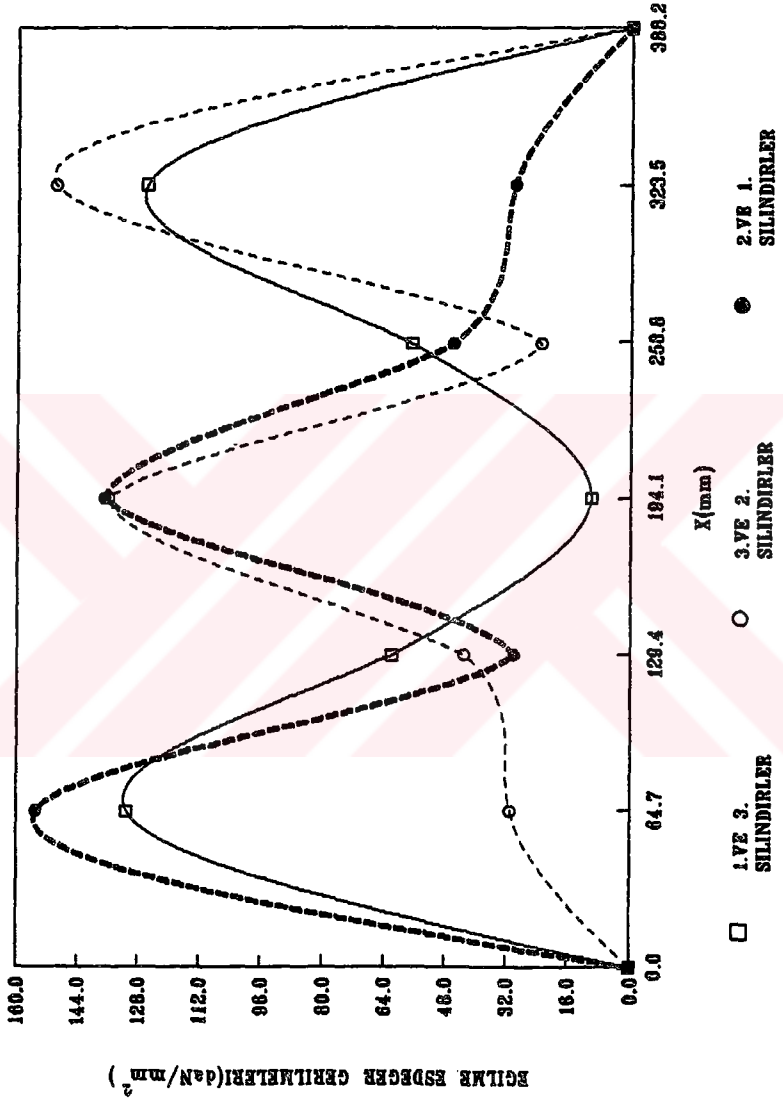
Şekil E.20 Soderberg'e göre her üç silindirin ateşlemesi için eğilme emniyet katsayıları.



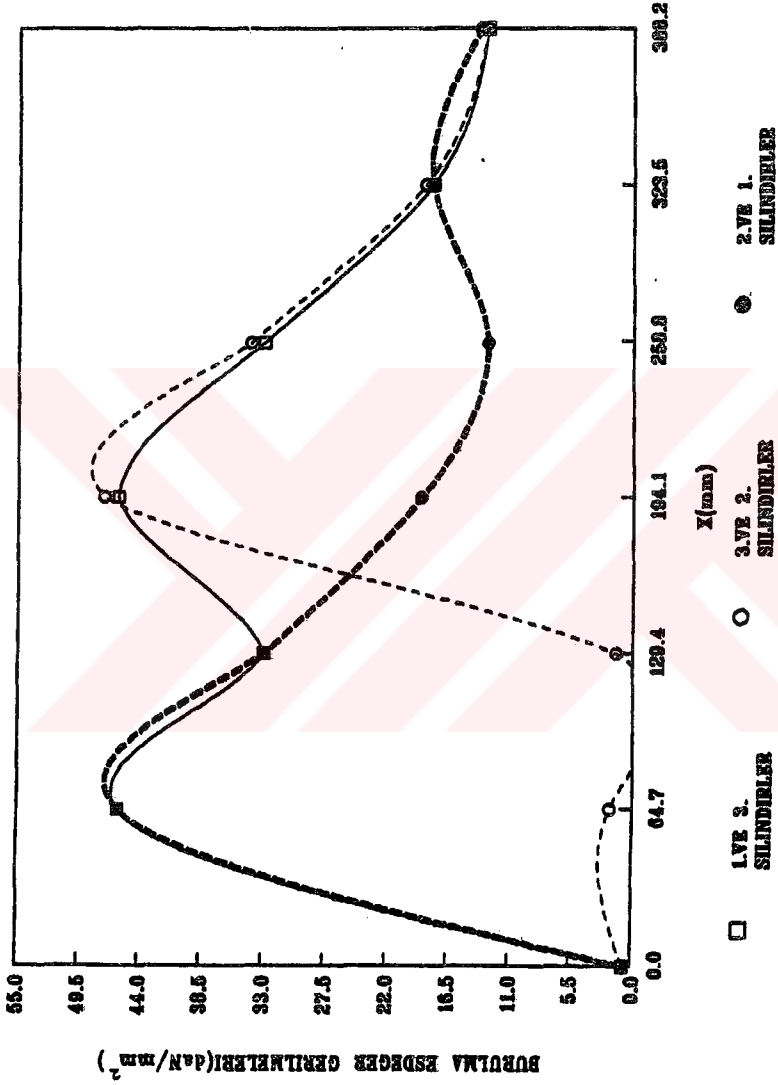
Şekil E.21 Soderberg'e göre her uç silindirin burulma açısından incelenmesi.



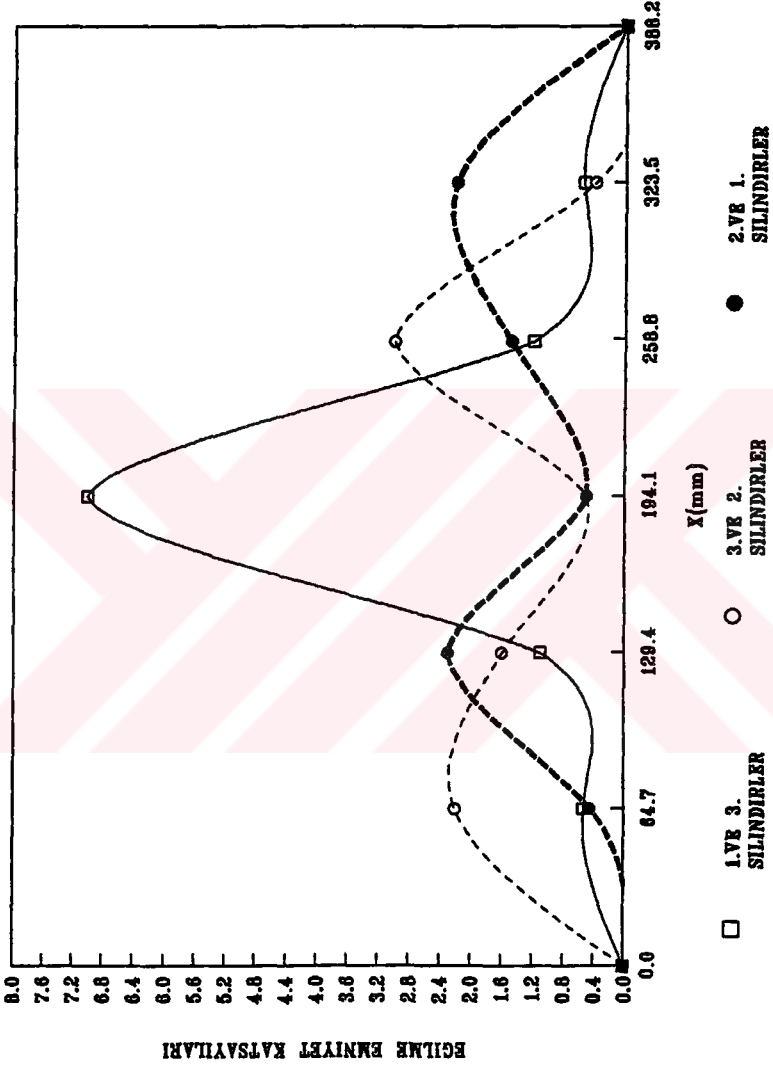
Şekil E.22 Soderberg'e göre her üç silindirin ateşlenmesi için burulma emniyet katsayıları.



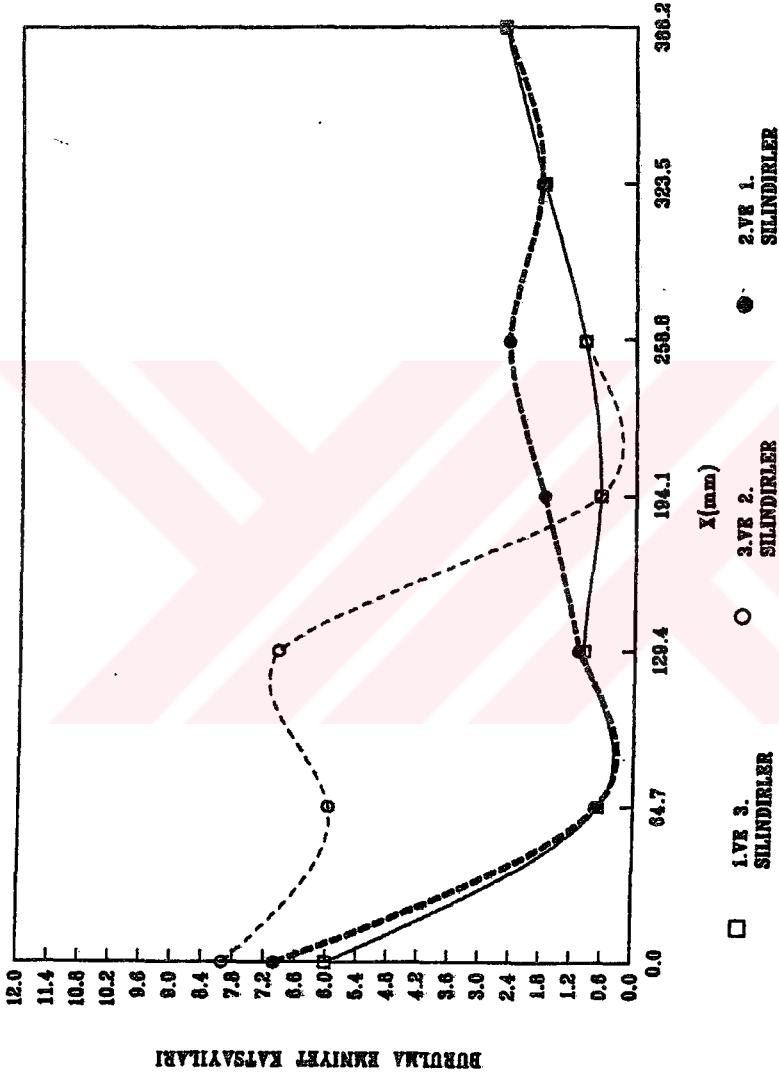
Şekil E.23 Soderberg'e göre iki silindirin arka arkaya ateşlenmesinin eğilme için incelenmesi



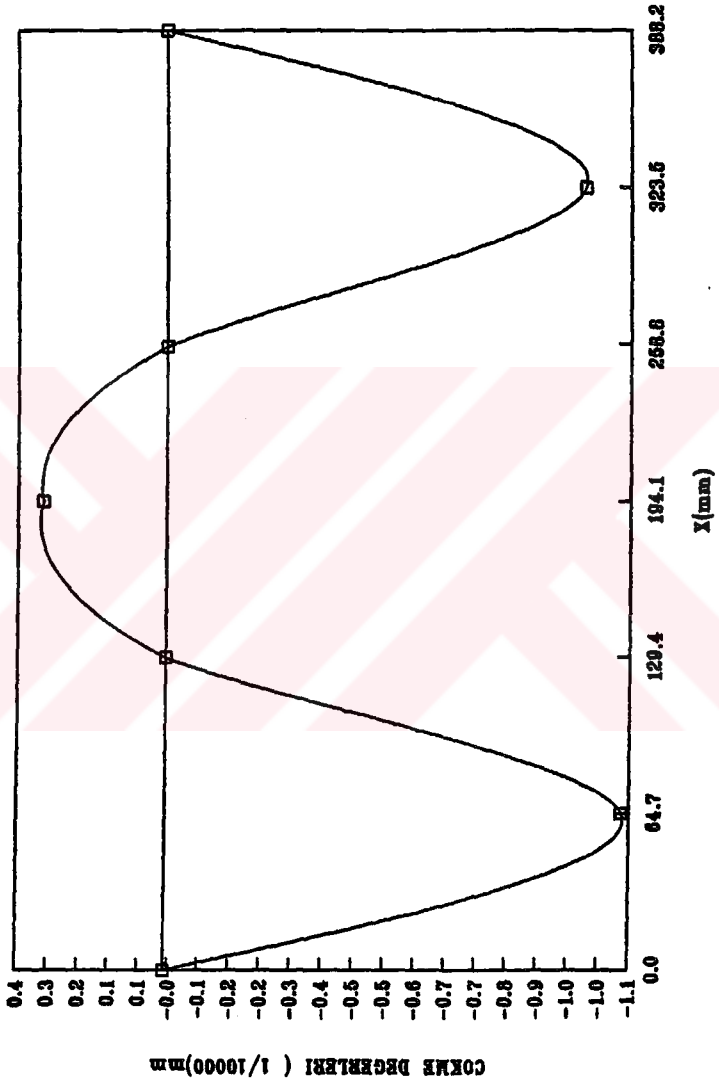
Şekil E.24 Soderberg'e göre iki silindirin arka arkaya ateşlenmesinin burulma için incelenmesi



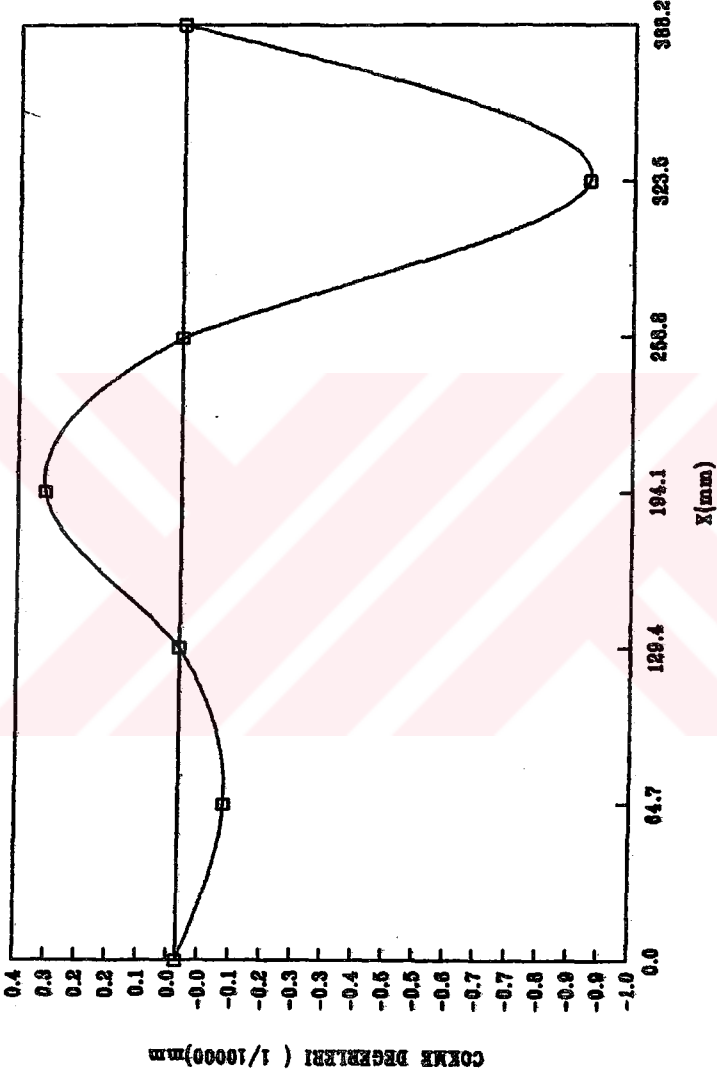
Şekil E.25 Soderberg'e göre arka arka ateşleyen iki silindir için eğilme emniyet katsayıları.



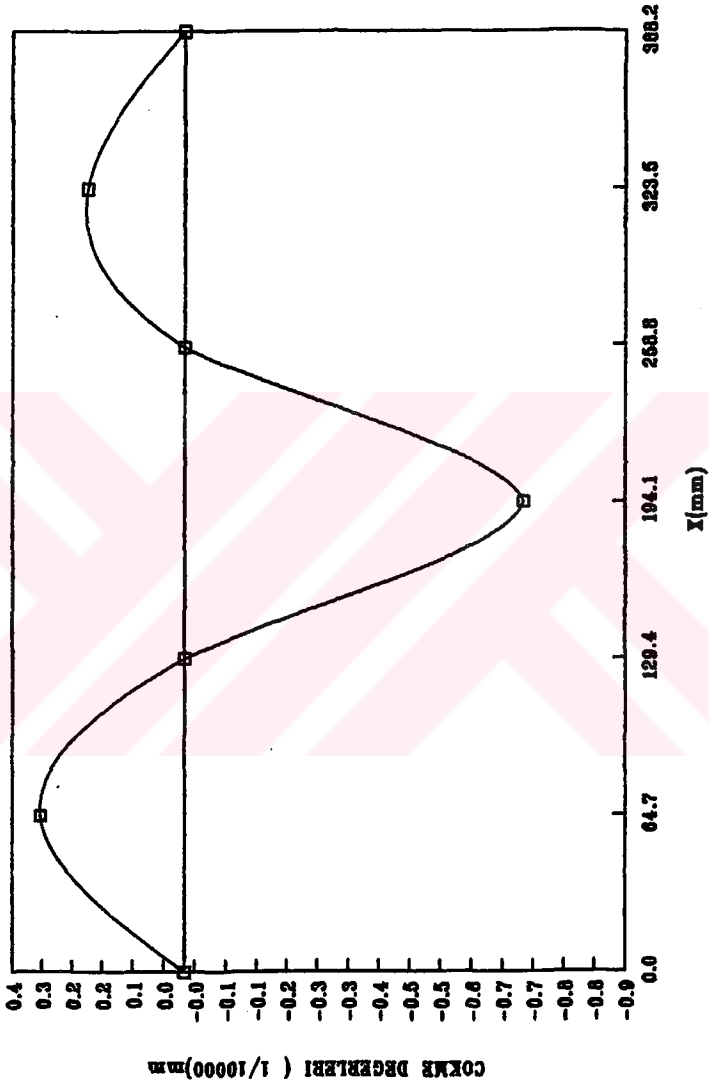
Şekil E.26 Soderberg'e göre arka arka ateşleyen iki silindir için burulma emniyet katsayıları.



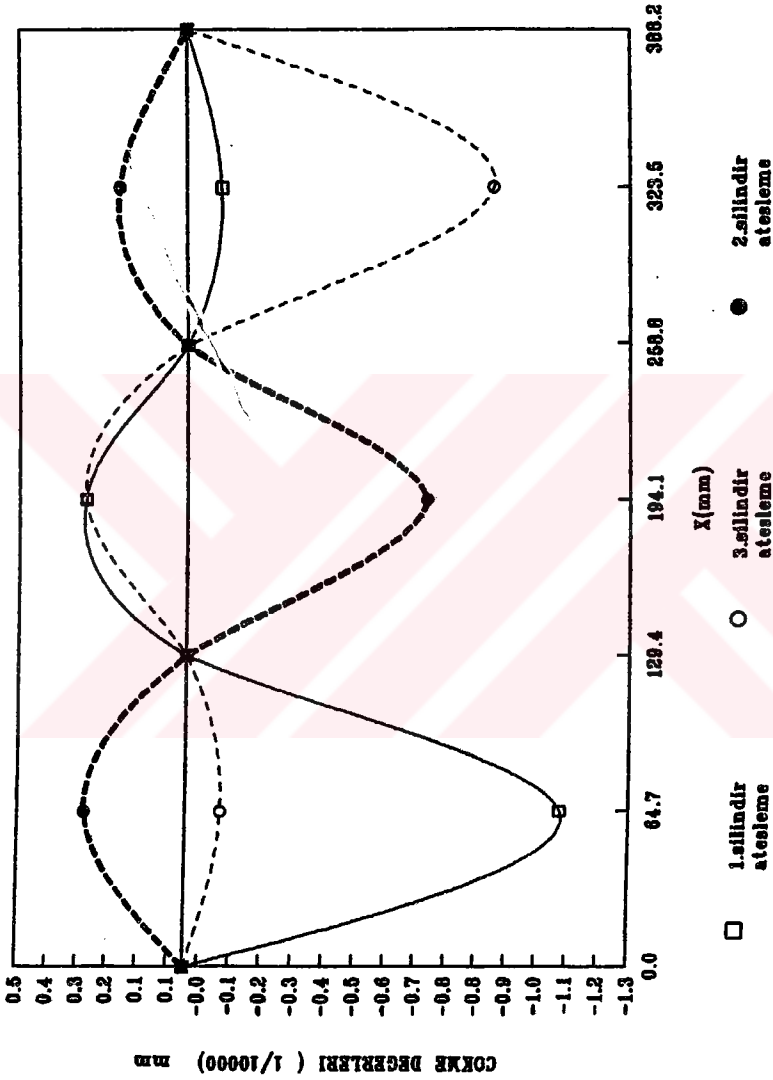
Şekil E.27 1.silindirin ateşlemesi için krank milinin elastik eğrisi.



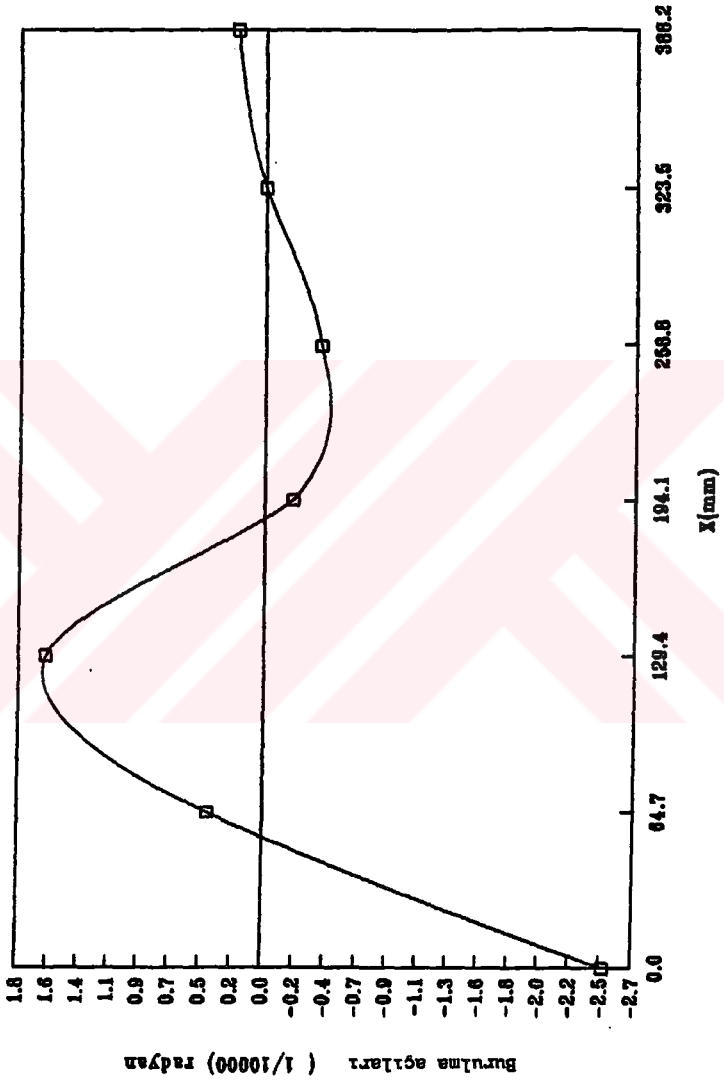
Şekil E.28 3.silindirin ateşlemesi için krank milinin elastik eğrisi.



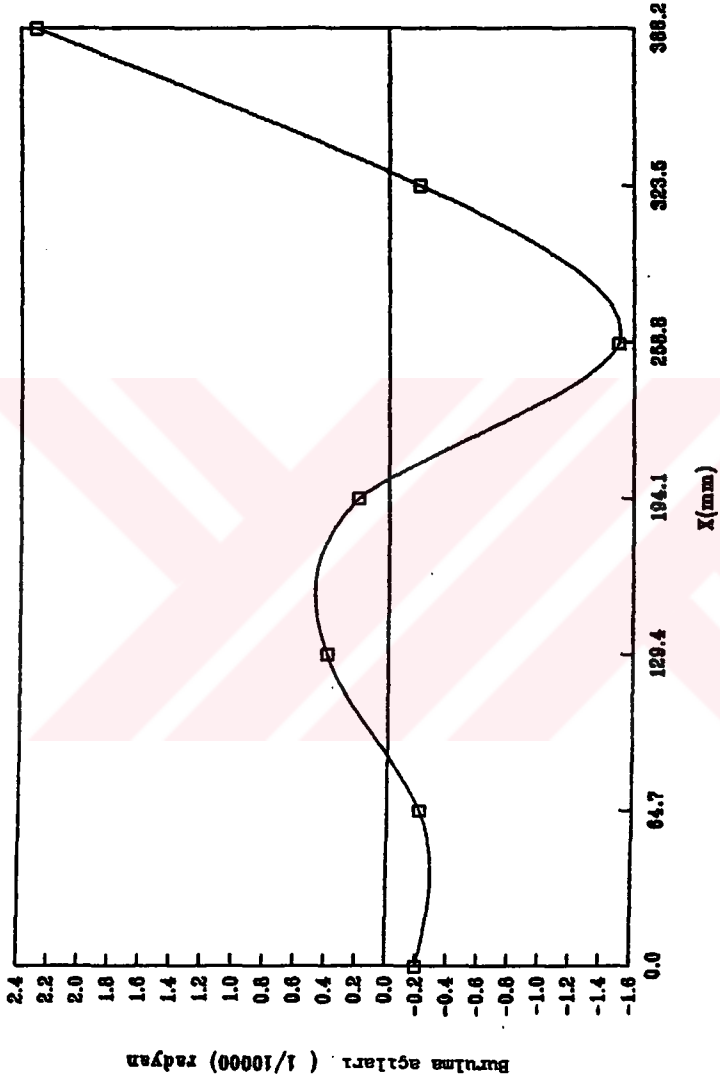
Şekil E.29 2.silindirin ateşlemesi için krank milinin elastik eğrisi.



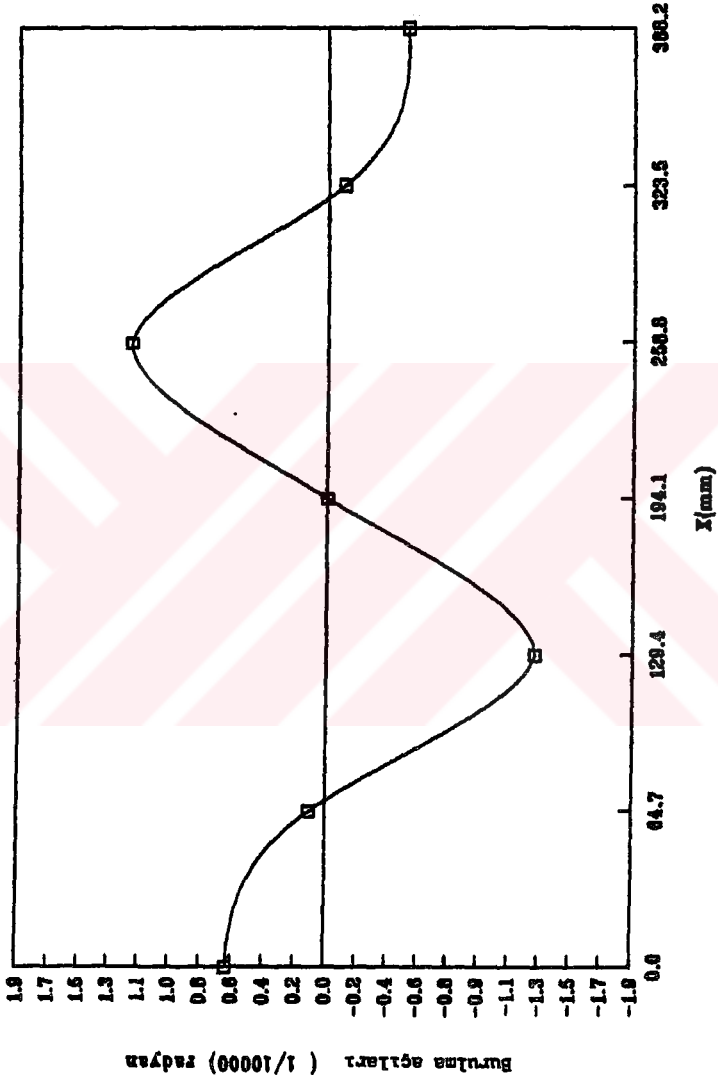
Şekil E.30 1-3-2 ateşleme sırasına göre elastik eğrilerin karşılaştırılması.



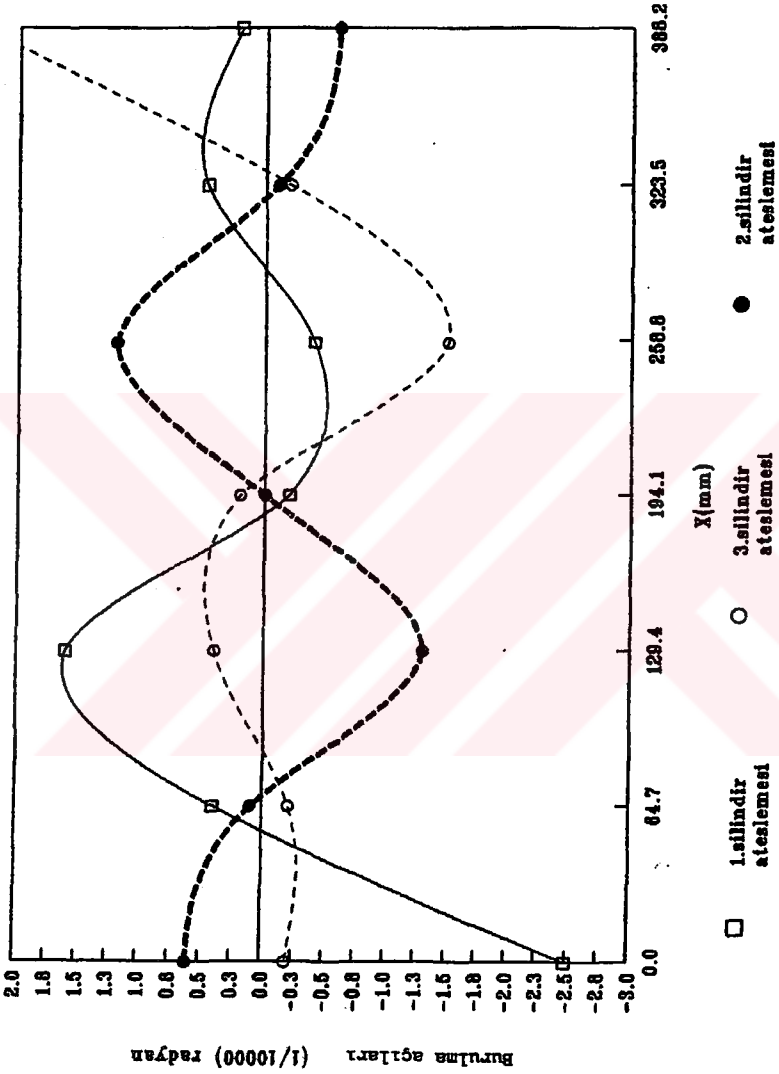
Şekil E.31 1. silindirin ateglemesi için krank milinin burulma açıları



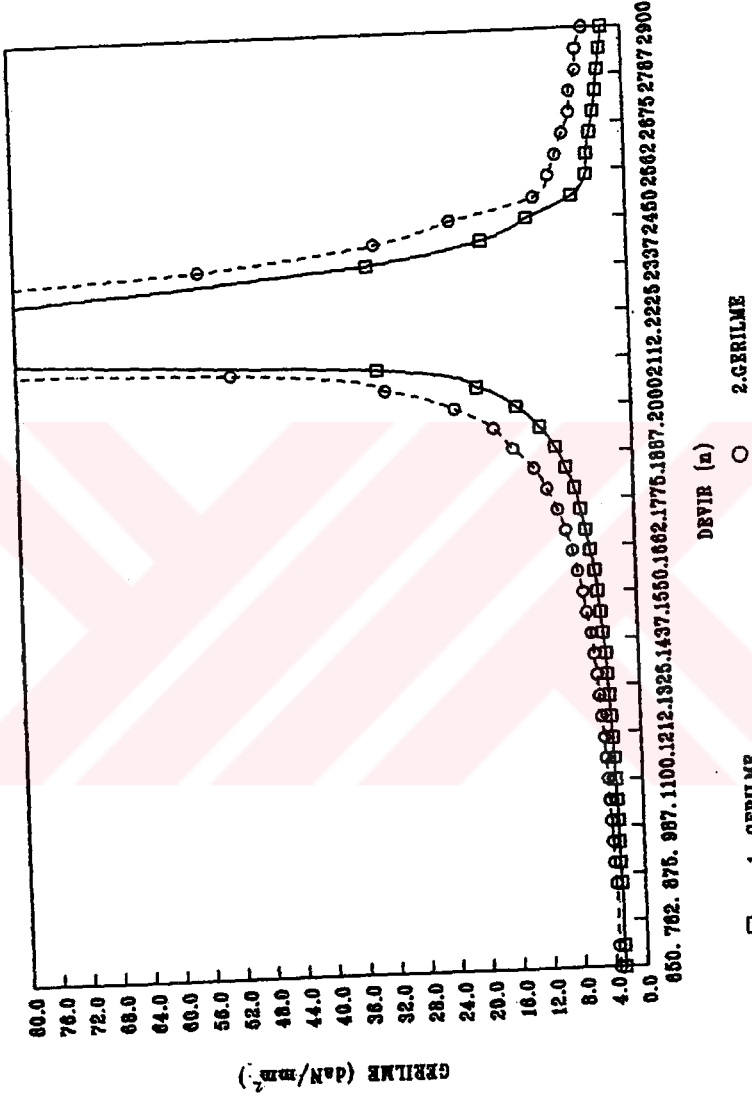
Şekil E.32 3. silindirin ateşlenmesi için krank milinin burulma açıları



Şekil E.33 2. silindirin ateşlemesi için krank milinin burulma açıları



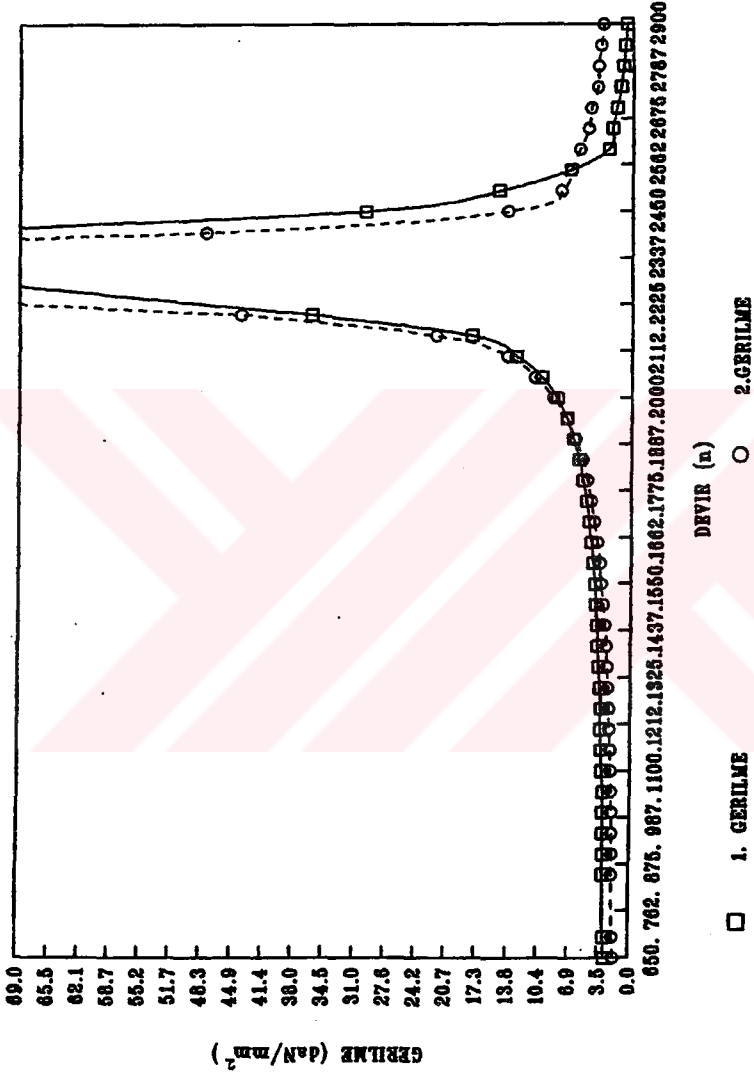
Şekil E.34 1-3-2 ateşleme sırasına göre dönmelerin karşılaştırılması.



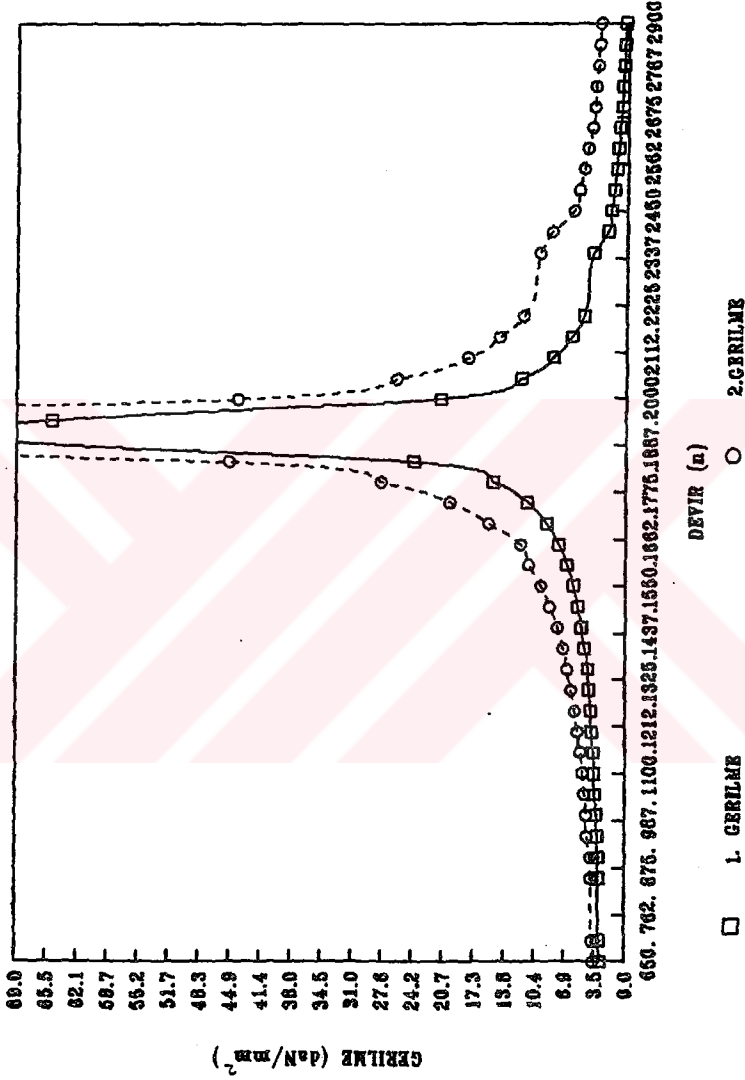
□ 1. GERİLME

○ 2. GERİLME

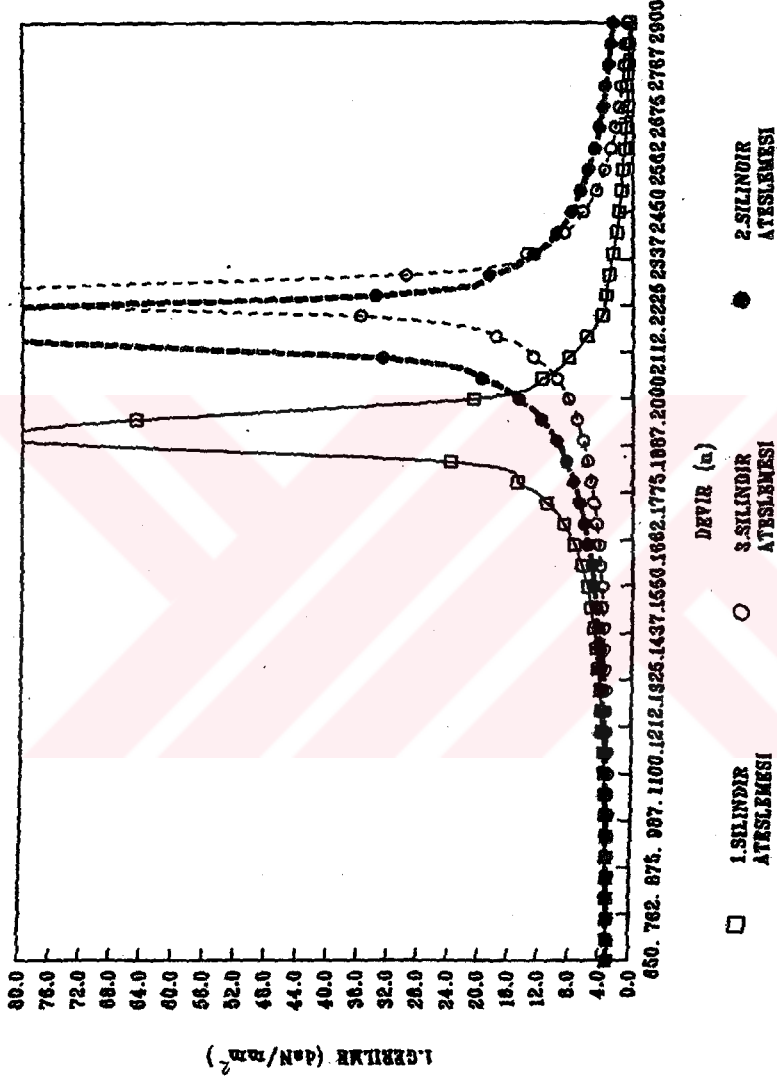
Şekil E.35 1.silindirin ateşlemesinde titreşimlerin gerilmeler üzerindeki etkisi.



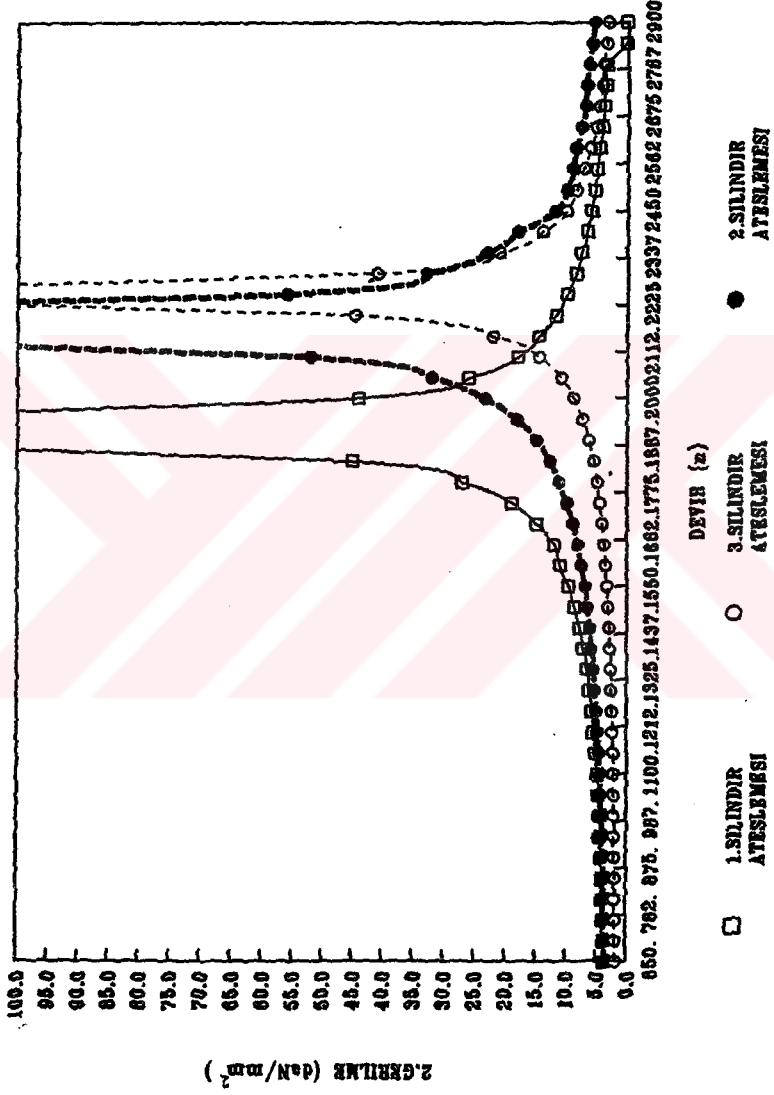
Şekil E.36 3. silindirin ateşlemesinde titreşimlerin gerilmeler üzerindeki etkisi.



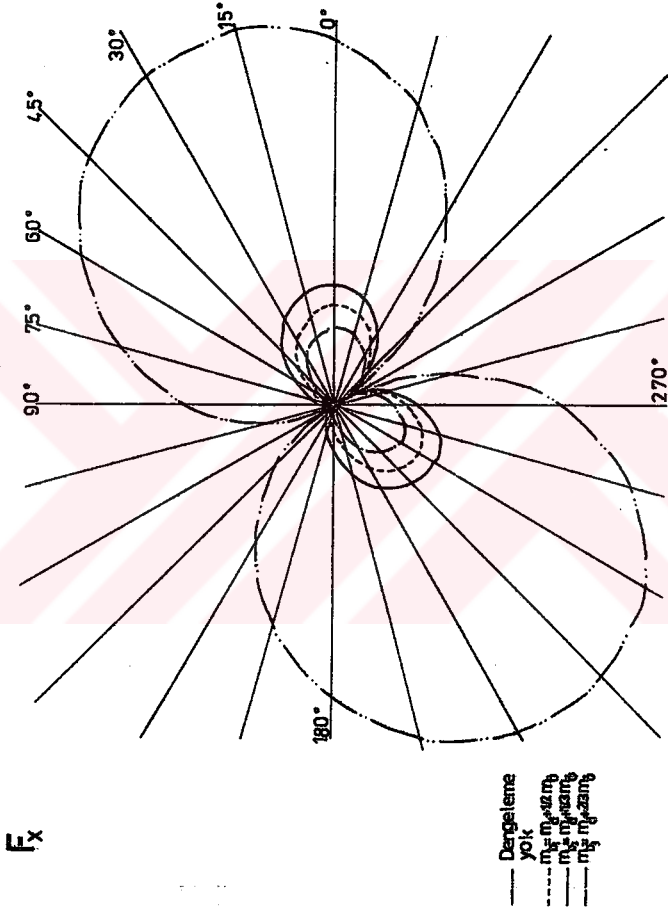
Şekil E.37 2. silindirin ateşlemesinde titreşimlerin gerilmeler üzerindeki etkisi.



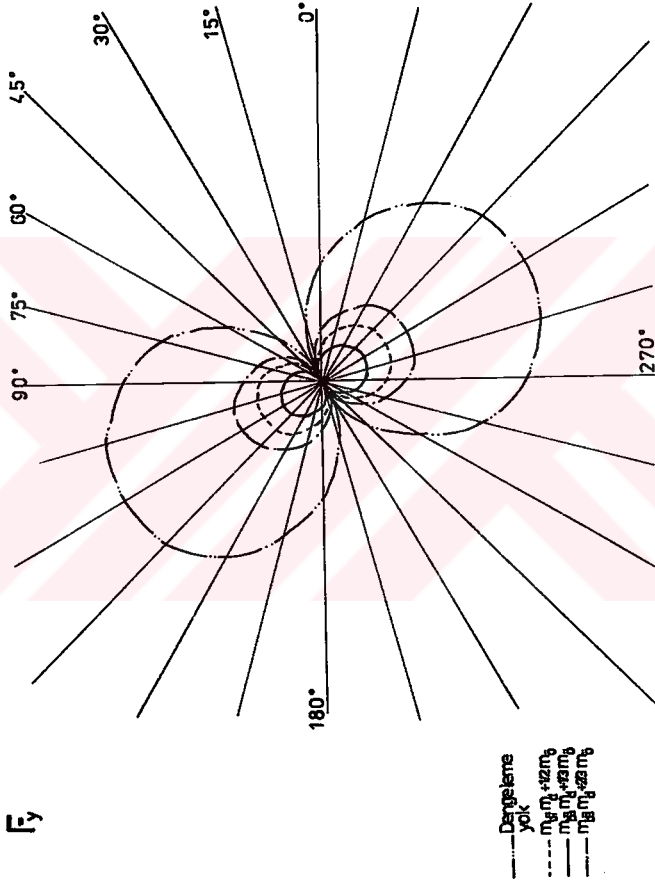
Şekil E.38 1-3-2 ateşleme sırasına göre birinci vesit titregim etkisinin karşılaştırılması.



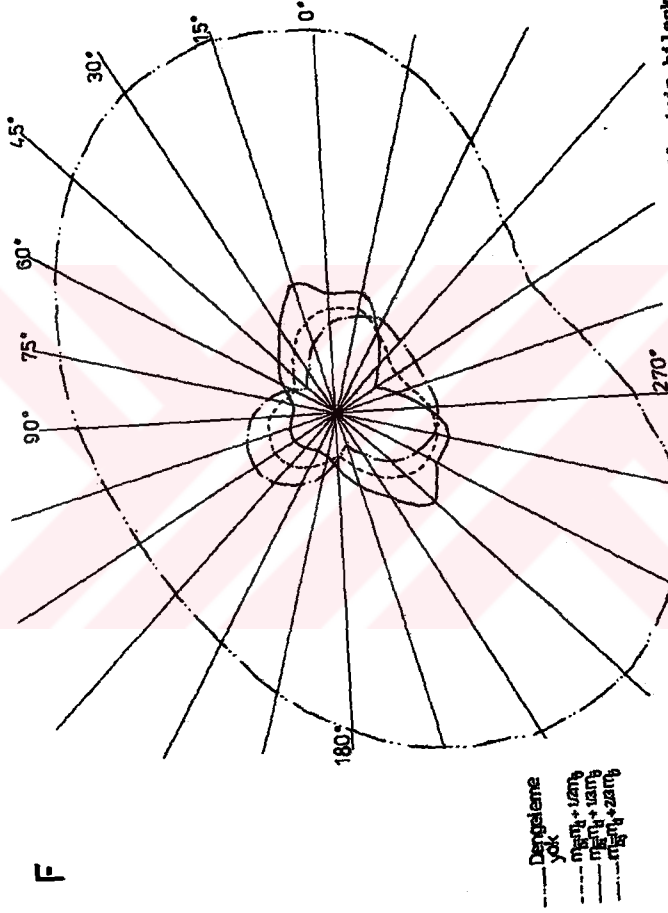
Şekil E.39 1-3-2 ateşleme sırasına göre ikinci çeşit titreyim etkisinin karşılaştırılması.



Şekil E.40 Farklı dengelene kütleleri için atalet kuvvetlerinin yatay bileşiminin değişimi.



Şekil E.4h Farklı dengeleme kütleleri için atalet kuvvetlerinin diğey bileşeninin değişimi.



Şekil E.42 Farklı dengeleme kütleleri için atalet kuvvetlerinin bileşkesinin değişimi.

Tablo E.1 Dengeleme yapılmadan ortaya çıkan atalet kuvvetleri.

Y	F _x _{d1}	F _y _{d1}	F _{d1}	F _x _{d2}	F _y _{d2}	F _{d2}
0	9.809,53	- 3.157,36	10.305,14	- 9.809,53	3.157,33	10.305,14
15	10.416,31	- 1.634,37	10.543,75	-10.416,31	1.634,37	10.543,75
30	10.200,70	0,00	10.200,70	-10.200,70	0,00	10.200,70
45	9.289,94	1.634,37	9.432,61	- 9.289,94	- 1.634,37	9.432,61
60	7.858,60	3.156,36	8.468,77	- 7.858,60	- 3.157,36	8.468,78
75	6.086,61	4.465,18	7.548,82	- 6.086,61	- 4.465,18	7.548,82
90	4.124,88	5.468,71	6.849,92	- 4.124,88	- 5.468,70	6.849,92
105	2.076,46	6.099,55	6.443,31	- 2.077,46	- 6.099,55	6.443,31
120	0,00	6.314,72	6.314,72	0,00	- 6.314,72	6.314,72
135	- 2.076,95	6.099,55	6.443,45	2.076,95	- 6.099,55	6.443,45
150	- 4.124,89	5.468,71	6.849,92	4.124,89	- 5.468,71	6.849,92
165	- 6.086,61	4.465,18	7.548,82	6.086,61	- 4.465,18	7.548,82
180	- 7.858,60	3.157,36	8.469,15	7.858,60	- 3.157,36	8.469,15
195	- 9.289,94	1.634,37	9.432,51	9.289,94	- 1.634,37	9.432,51
210	-10.200,70	0,00	10.200,70	10.200,70	0,00	10.200,73
225	-10.416,31	- 1.634,37	10.543,75	10.416,31	1.634,37	10.543,75
240	- 9.809,53	- 3.157,36	10.305,14	9.809,53	3.157,36	10.305,14
255	- 8.339,36	- 4.465,18	9.459,53	8.339,36	4.465,18	9.459,53
270	- 6.075,82	- 5.468,71	8.174,49	6.075,82	5.468,71	8.174,49
285	- 3.203,32	- 6.099,55	6.889,54	3.203,32	6.099,55	6.889,54
300	0,00	- 6.314,72	6.314,72	0,00	6.314,72	6.314,72
315	3.203,32	- 6.099,55	6.889,54	- 3.203,32	6.099,55	6.889,54
330	6.075,82	- 5.468,71	8.174,49	- 6.075,82	5.468,71	8.174,49
345	8.339,36	- 4.465,18	9.459,53	- 8.339,36	4.465,18	9.459,53
360	9.809,53	- 3.157,36	10.305,14	- 9.809,53	3.157,36	10.305,14

$$F_x = (a_2 + a_0) \cdot r \cdot u^2 \cdot \cos \varphi + a_2 \cdot r \cdot u^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi = 14.964,66 \cos \varphi + 1.652,43 \cos 2\varphi$$

$$F_y = a_2 \cdot r \cdot u^2 \cdot \sin \varphi \quad \Rightarrow F_y = 9.263,84 \sin \varphi$$

Tablo E.2 1/2 oranında dengeleme yapılırsa ortaya çıkan atalet kuvvetleri.

Y	F _x d1	F _y d1	F d1	F _x d2	F _y d2	F d2
0	2.638,15	971,50	2.830,11	- 2.638,15	- 971,50	- 2.830,11
15	2.439,97	502,88	2.491,25	- 2.439,97	- 502,88	- 2.491,25
30	1.942,98	0,00	1.942,98	- 1.942,97	0,00	- 1.942,97
45	1.313,60	- 502,88	1.406,57	- 1.313,60	502,91	- 1.406,57
60	707,21	- 971,50	1.201,65	- 707,21	971,50	- 1.201,65
75	247,53	- 1.373,90	1.396,02	- 247,53	1.373,90	- 1.396,02
90	3,97	- 1.682,68	1.682,68	- 3,97	1.682,68	- 1.682,68
105	60,30	- 1.876,79	1.877,75	- 60,30	1.876,78	- 1.877,75
120	0,00	- 1.942,99	1.942,99	0,00	1.942,99	- 1.942,99
135	- 60,30	- 1.876,79	1.877,75	60,30	1.876,79	- 1.877,75
150	- 4,67	- 1.682,68	1.682,69	5,13	- 1.682,68	- 1.682,69
165	- 247,53	- 1.373,90	1.396,02	247,53	- 1.373,90	- 1.396,02
180	- 707,21	- 971,50	1.201,65	707,21	- 971,50	- 1.201,65
195	- 1.313,60	- 502,88	1.406,57	1.313,60	- 502,88	- 1.406,57
210	- 1.942,98	0,00	1.942,98	1.941,63	0,00	- 1.941,63
225	- 2.439,97	502,88	2.491,25	2.439,97	- 502,88	- 2.491,25
240	- 2.638,15	971,50	2.830,11	2.638,15	- 971,50	- 2.830,11
255	- 2.800,28	1.373,90	2.852,69	2.800,27	- 1.373,90	- 2.852,69
270	- 1.942,96	1.682,68	2.573,55	1.942,96	- 1.682,68	- 2.573,55
285	- 1.066,07	1.876,76	2.158,43	1.066,07	- 1.876,79	- 2.158,43
300	0,00	1.942,99	1.942,99	0,00	- 1.942,99	- 1.942,99
315	1.066,07	1.876,79	2.158,43	- 1.066,07	- 1.876,79	- 2.158,43
330	1.942,96	1.682,68	2.573,55	- 1.942,96	- 1.682,68	- 2.573,55
345	2.800,27	1.373,90	2.852,69	- 2.800,27	- 1.373,90	- 2.852,69
360	2.638,15	971,50	2.830,11	- 2.638,15	- 971,50	- 2.830,11

$$F_x = [(a_g \cdot a_p) - (a_g \cdot a_p)] \cdot r \cdot n^2 \cdot \cos \varphi + a_g \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi \Rightarrow F_x = 2.850,41 \cos \varphi + 1.682,41 \cos 2\varphi$$

$$F_y = [(a_g \cdot a_p) - (a_g \cdot a_p)] \cdot r \cdot n^2 \cdot \sin \varphi \Rightarrow F_y = -2.850,41 \sin \varphi$$

Tablo E.3 1/3 oranında dengeleme yapılırsa ortaya çıkan atalet kuvvetleri.

Y	$F_{x d1}$	$F_{y d1}$	F_{d1}	$F_{x d2}$	$F_{y d2}$	F_{d2}
0	3.219,04	647,66	3.219,04	- 3.219,04	- 647,66	3.219,04
15	3.065,57	335,26	3.621,12	- 3.065,57	- 335,26	3.621,12
30	2.590,65	0,00	2.590,65	- 2.590,65	0,00	2.590,65
45	1.939,19	- 335,26	1.967,96	- 1.939,19	335,26	1.967,96
60	1.268,11	- 647,66	1.423,92	- 1.268,11	647,66	1.423,92
75	705,50	- 915,93	1.156,14	- 705,50	915,93	1.156,14
90	319,86	- 1.121,79	1.166,50	- 319,86	1.121,79	1.166,50
105	107,32	- 1.251,19	1.253,78	- 107,32	1.251,19	1.253,78
120	0,00	- 1.295,33	1.295,33	0,00	1.295,33	1.295,33
135	- 107,32	- 1.251,19	1.253,78	107,32	1.251,19	1.253,78
150	- 319,86	- 1.121,79	1.166,50	319,86	1.121,79	1.166,50
165	- 705,50	- 915,93	1.156,14	705,50	915,94	1.156,14
180	- 1.268,11	- 644,66	1.423,92	1.268,11	647,66	1.423,92
195	- 1.939,19	- 335,26	1.967,96	1.939,19	335,26	1.967,96
210	- 2.590,65	0,00	2.590,65	2.590,65	0,00	2.590,65
225	- 3.065,57	335,26	3.621,12	3.065,57	335,26	3.621,12
240	- 3.219,04	647,66	3.219,04	3.219,04	647,66	3.219,04
255	- 2.958,24	915,93	3.283,55	2.958,24	- 915,93	3.283,55
270	- 2.270,79	1.121,79	2.532,77	2.270,79	- 1.121,79	2.532,77
285	- 1.233,70	1.251,19	1.757,12	1.233,70	- 1.251,19	1.757,12
300	0,00	1.295,33	1.295,33	0,00	- 1.295,33	1.295,33
315	1.233,70	1.251,19	1.757,12	- 1.233,70	- 1.251,19	1.757,12
330	2.270,79	1.121,79	2.537,77	- 2.270,79	- 1.121,79	2.537,77
345	2.958,24	915,93	3.283,55	- 2.958,24	- 915,93	3.283,55
360	3.219,04	647,66	3.219,04	- 3.219,04	- 647,66	3.219,04

$$F_x = [(a_j + a_0) - (a_d + a_0)] \cdot r \cdot n^2 \cdot \cos \varphi + a_{20} \cdot r \cdot n^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi = F_x = 3.500,55 \cos \varphi + 1.652,41 \cos 2\varphi$$

$$F_y = [a_j - (a_d + a_0)] \cdot r \cdot n^2 \cdot \sin \varphi = F_y = -1.900,27 \sin \varphi$$

Tablo E.4 2/3 oranında dengeleme yapılırsa ortaya çıkan atalet kuvvetleri.

Y	F _x d1	F _y d1	F _d d1	F _x d2	F _y d2	F _d d2
0	2.097,25	1.295,33	2.465,02	-2.097,25	-1.295,33	-2.465,02
15	1.814,38	670,51	1.934,31	-1.814,38	-670,51	-1.934,31
30	1.295,33	0,00	1.295,33	-1.295,33	0,00	-1.295,33
45	688,00	-670,51	960,69	688,00	670,51	960,69
60	146,32	-1.295,33	1.303,57	146,32	1.295,33	1.303,57
75	-210,44	-1.831,87	1.843,92	-210,44	1.831,87	1.843,92
90	-327,80	-2.243,57	2.267,39	-327,80	2.243,57	2.267,39
105	-227,93	-2.502,38	2.512,74	-227,93	2.502,38	2.512,74
120	0,00	-2.590,65	2.590,65	0,00	2.590,65	2.590,65
135	227,93	-2.502,38	2.512,74	227,93	2.502,38	2.512,74
150	327,80	-2.243,57	2.267,39	327,80	2.243,57	2.267,39
165	210,44	-1.831,87	1.843,91	210,44	1.831,87	1.843,91
180	-146,32	-1.295,33	1.303,57	-146,32	1.295,33	1.303,57
195	-688,00	-670,51	960,69	688,01	670,51	960,69
210	-1.295,33	0,00	1.295,33	1.295,33	0,00	1.295,33
225	-1.814,38	670,51	1.934,31	1.814,38	-670,51	1.934,31
240	-2.097,25	1.295,33	2.465,02	2.097,25	-1.295,33	2.465,02
255	-2.042,31	1.831,87	2.743,49	2.042,31	-1.831,87	2.743,49
270	-1.623,13	2.243,57	2.768,68	1.623,13	-2.243,57	2.768,68
285	-898,44	2.502,38	2.658,78	898,44	-2.502,38	2.658,78
300	0,00	2.590,65	2.590,65	0,00	-2.590,65	2.590,65
315	898,44	2.502,38	2.658,78	-898,44	-2.502,38	2.658,78
330	1.623,13	2.243,57	2.768,68	-1.623,13	-2.243,57	2.768,68
345	2.042,31	1.831,87	2.743,49	-2.042,31	-1.831,87	2.743,49
360	2.097,25	1.295,33	2.465,02	-2.097,25	-1.295,33	2.465,02

$$F_x = [(x_2 \cdot a_y) - (x_1 \cdot a_y)] \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi + a_y \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\varphi \quad F_x = 1.900,27 \cos \varphi + 1.652,41 \cos 2\varphi$$

$$F_y = [(x_2 \cdot a_y) - (x_1 \cdot a_y)] \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \quad F_y = -3.800,55 \sin \varphi$$

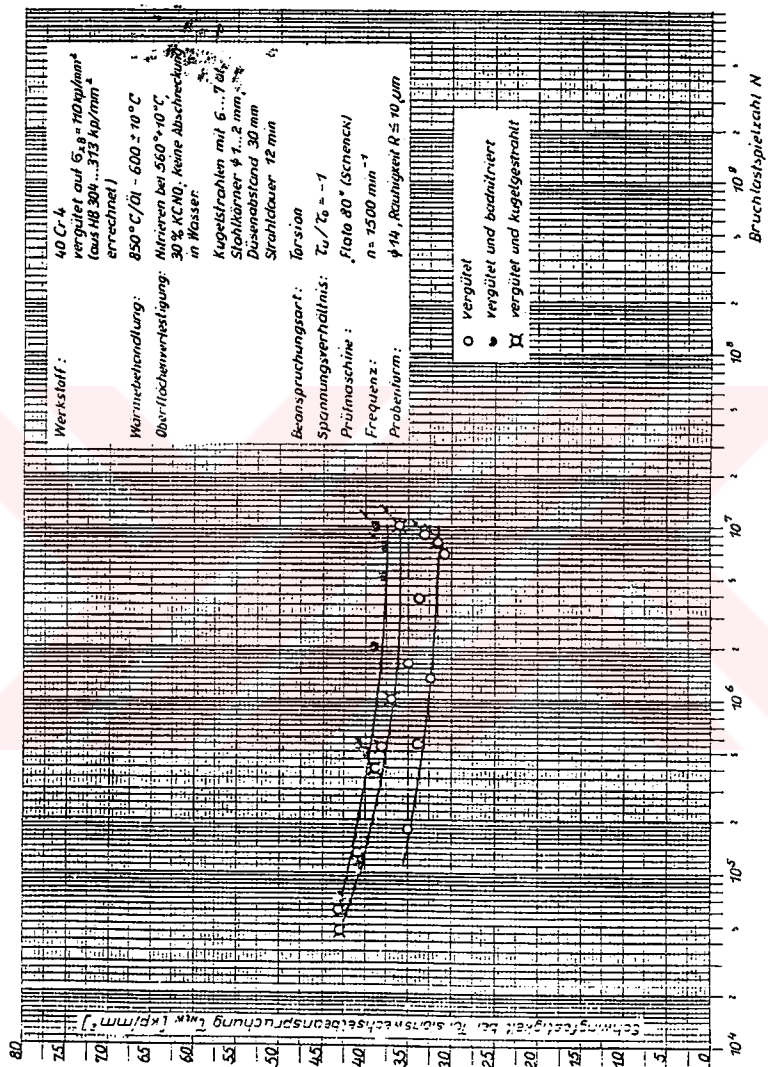


Wöhlerlinien für Torsionswechselbeanspruchung von glatten Rundproben aus 40 Cr 4

U. O. O. / 1. 4. / 3. / 6

Datum:
7.12.64

Signum:
he



Institut für Leichtbau
u. Abnorme Beanspruchung v. Metallteilen
Dresden IV 2

Quelle: Linke u. Demko: Zum Einfluß des Badnitrierens auf die Verdrehwechselfestigkeit von Konstruktionsstählen/Maschinenbauteile. 13(1964)3, S. 131 - 136

Ömür hesabında kullanılan Wöhler diyagramı.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi : 1 Haziran 1962

Doğum yeri : Akcakoca - Bolu

1983/ Eylül Zonguldak Müh.Fak. Lisans Bölüm mezunu

1987/ Haziran Zonguldak Müh.Fak. Lisansüstü mezunu

1988/ Eylül Y.Ü.Fen Bil. Ens. Doktora ders başlangıcı

Akademik Görevler:

1984 / Ekim Zonguldak Müh.Fak.Makina Teorisi ve Dinamiği
ana bilim dalı Araştırma Görevlisi

1988 / Ekim Zonguldak Müh.Fak. İmalat ve Konstrüksiyon
anabilim dalı Öğretim Görevlisi

Medeni Hali : Evli - iki çocuklu

