

ÖNSÖZ

Hava- Uzay yapılarında gereken mukavemeti dâbil dğnce hafif yapılarla sağlamak esastır. Bu bağlamda hava akımına maruz kalmayan kısımlarda yaygın kullanımı olan bu muş d an Yarı-Çekme Gerilmeli Krişerin statik ve dinamik yükler altındaki davranışlarını inceleyen bu çalışmanın vücuda gelmesi nde değerli tavsiyeleri ve yardımlarından yararlandığı mütez danışmanı m Yrd. Doç. Dr. Vedat Ziya DOĞAN a, tezin düzeltilmesi sırasında bana yardımcı d an Ar. Gör. Baha ZAFER e ve maddi- manevi desteklerinden dd ayı âleme teşekkürü bir borç bilirim

Ocak 2005

Uzay Müh. Ü Uygur EREK

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
1. GİRİŞ	1
1.1 Çalışmanın Amacı ve Konunun Gelişim Süreci	1
2. YARI-ÇEKME GERİLMELİ KİRİŞLER	5
2.1 Genel Bilgi	5
2.2 NACA Yöntemi	6
2.2.1 Kritik Kayma Gerilmesi	7
2.2.2 Yükleme Oranı	7
2.2.3 Dikmeldeki Ortalama ve En Büyük Gerilmeler	8
2.2.4 Köşegend Çekme Açısı	9
2.2.5 Dikmeldeki İzin Verilebilir Gerilmeler	9
2.2.6 Perde Tasarımı	10
2.2.7 Başlıklardaki Gerilmeler	11
2.2.8 Başlıklardaki İkinci Eğilme Momentleri	12
2.2.9 Son Çöz Etkileri	12
3. SONLU ELEMAN DENKLEMLERİ	14
3.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi	14
3.2 Dört Düğüm Noktalı Dörtgen Eleman	15
3.3 Nümerik İntegrasyon	21
3.4 Gerilmelerin Hesaplanması	22
3.5 Dinamik Analiz	22
4. ANALİZ	25
4.1 Problemin Tanımı ve NACA Yöntemi ile Çözüm	25
4.1.1 Kritik Kayma Gerilmesi	26
4.1.2 Yükleme Oranı	27
4.1.3 Dikmedeki Ortalama Gerilme	27
4.1.4 Dikmedeki En Büyük Gerilme	27
4.1.5 Köşegend Çekme Açısı	27
4.1.6 Dikme eğiliminin Verilebilir Gerilme	28
4.1.7 Perde Tasarımı	29
4.1.8 İzin Verilebilir Perde Kayma Gerilmesi	29
4.1.9 Başlık Mukavemeti	29
4.1.10 Eğilme Nedeniyle Oluşan Ortalama Eksenel Başlık Gerilmeleri	30
4.1.11 Yarı-Çekme Etkisi Sonucunda Oluşan Başlık Eksenel Yükleri	30
4.1.12 İkinci Eğilme Momentleri Nedeniyle Oluşan Başlık Gerilmeleri	31
4.2 Hesaplamalı Çözüm	32
4.2.1 Statik Analiz	33

4.2.2. Dinamik Analiz	36
5. SONUÇ ve ÖNERİLER	40
KAYNAKLAR	41
EK- A	42
EK- B	45
EK- C	57
ÖZGEÇMİŞ	59

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 4.1 Kriş malzeme özellikleri.....	33
Tablo 4.2 Parametrik çalışmada incelenen durumlar	36
Tablo 4.3 Analiz sonuçlarının karşılaştırılması (eğilme gerilmeleri MPa) ...	37
Tablo 4.4 İncelenen durumlarının doğal frekansları (Hz)	37
Tablo 4.5 Harmonik analiz sonucunda incelenen noktadaki z yönündeki yerdeğiştirme ve von Mises gerilme değerleri	39

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Yarı-çekme gerilmesinin değişik aşamaları.....	6
Şekil 2.2 : Perdedeki gerilme durumu.....	8
Şekil 3.1 : Dört düğüm noktalı dörtgen eleman.....	15
Şekil 3.2 : ξ - η doğal koordinat sisteminde bir dörtgen eleman.....	16
Şekil 4.1 : Uygulama örneği.....	26
Şekil 4.2 : Kriş geometrisi.....	32
Şekil 4.3 : Kriş eleman ağ.....	33
Şekil 4.4 : Krişe yükün ve sınır koşullarının uygulanması.....	34
Şekil 4.5 : Toplam yer değiştirme alanı.....	34
Şekil 4.6 : Von Mises gerilmesi.....	35
Şekil 4.7 : En büyük gerilmenin düştüğü kısm.....	35
Şekil 4.8 : Bağlantı yerlerindeki kritik kısımlar.....	36
Şekil 4.9 : Tüm durumlar için ortak olan birinci mod şekli.....	37
Şekil 4.10 : Tüm durumlar için ortak olan ikinci mod şekli.....	38

SEMBOL LİSTESİ

A	: Kriş kesit alanı
A_U	: Dikme kesit alanı
A_{Ue}	: Etkin dikme kesit alanı
$[B]$	: Elemen şekil değiştirme-yer değiştirme matrisi
C	: Sönümlenme matrisi
C_1, C_2, C_3	: Gerilme yığılması düzeltme faktörleri
C_R	: Perçin faktörü
d	: Dikmeler arası uzaklık
d_C	: Dikmeler arası uzaklık (L kesitlerde perçin merkezleri arası uzaklık)
$[D]$	: Elastisite matrisi
e	: Perde orta düzlemi ile dikme ağırlık merkezi arası uzaklık
E	: Elastisite modülü
f	: Halkı kuvvetleri
f_b	: Burkulma gerilmesi
f_S	: Kayma gerilmesi
f_U	: Dikme gerilmesi
f_{Umax}	: Dikmedeki en büyük gerilme
$F_D(t)$	: Sönümlenme kuvvetleri
$F_E(t)$	: Elastik kuvvetler
$F_I(t)$	: Alet kuvvetleri
F_{Sall}	: İzlenilebilir kayma gerilmesi
F_{Scr}	: Kritik kayma gerilmesi
F_U	: İzlenilebilir dikme gerilmesi
F_{Umax}	: İzlenilebilir en büyük dikme gerilmesi
$\{F\}$	: Kuvvet vektörü
h	: Kriş yüksekliği
h_C	: Perdelerin başlıklar arasında kalan kısmının yüksekliği
h_e	: Etkin yükseklik
	: Perdede dahil olmak üzere tüm kesit taraflı eksene göre alet momenti
	: Perde hariç olmak üzere tüm kesit taraflı eksene göre alet momenti
$[J]$	: Jacobiyen matrisi
k	: Köşegen çekme faktörü
k_{SS}	: Kuramsal burkulma katsayısı
k^e	: Elemen katılığı
$[K]$	: Katılık matrisi
M	: Kesitteki toplam eğilme momenti
M_{Er}	: Burkulmaya neden olan yükün düştüğü eğilme momenti
$[N]$	: Şekil fonksiyonları matrisi
q	: Kayma akısı
$\{q\}$	: Elemen yer değiştirme vektörü
P	: Titreşim gerilikleri
R_h	: Dikme boyunca perde tutma katsayısı
R_d	: Başlık boyunca perde tutma katsayısı
S	: Eğilmeye zorlayan kuvvet
t	: Panel kalınlığı
t_e	: Elemen kalınlığı
t_U	: Dikme kalınlığı
T^e	: Yüzey kuvvetleri

U	: Şekil değıştir me (biri muzama) enerjisi
$\{u\}$	: Elemen i çeri si ndeki bir nokt anı n yer değıştir me vekt ö r ü
w	: Gauss Quadrature Yönt eni nde ağı rlı k lar
y	: Tar dı sı z eksene d an uzaklı k
α	: Kri ş tar dı sı z ekseni ve yarı çek me doğ rult usı arası ndaki aç ı
ε	: Biri muzama
ξ_n	: Ö nekl eme yada Gauss nokt d arı
ρ	: Ö z küt le (Böl ü m 3 i ç in)
ρ	: Dik me kesit d anı ağı rlı k merkezi ri n pand e par d el eksende ki eğ rili k yarı ç apı
σ	: Geril me
ω	: Titreş i m frekansı

ÖZET

Uçak yapısal tasarımı nda amaç, öngörülen yüklemeler altında yeterli mukavemeti, en hafif ve en maliyet etkin şekilde karşılayacak yapılar tasarlamak ve bunun için gereken analiz ve üretim yöntemlerini geliştirmektir. Daha hafif bir yapı elde etmek söz konusu olduğu için diğer mühendislik branşlarından farklı olarak, uçak yapısal tasarımı nda kaymaya dayanıklı kirişlerin aksine yarı-çekme gerilmeli kirişler geniş bir uygulama alanı bulmuştur.

Yarı-çekme gerilmeli kirişler, kaymaya dayanıklı kirişlerin, kirişin yüksekliğine göre taşıdığı kayma kuvveti düşük olduğuyla perde kalınlığı da düşük olan, özel bir biçimdir. Böylesi ince perdeler nihai kayma gerilmesi ne ulaşıl madan burkulacaklardır. Kaymaya dayanıklı kirişlerde burkulmanın önüne geçmek için dikmeler kullanılır. Yarı çekme gerilmeli kirişlerde ise perde ince olduğundan burkulmayı önlemek için çok sayıda dikme kullanmak gerekecektir. Bu ise ağırlık artışı demektir. Bunun yerine kirişin burkulmasına izin verilir. Burada ana fikir, burkulmadan sonra perde uygulanan yüklemeyi taşıyamayacağı için burkulma sonucu oluşan dalgalanmalar yönünde düşecek çekme gerilmeleri ile kayma gerilmelerini karşılamaktır.

Bu çalışmada yarı-çekme gerilmeli bir kirişin ticari bir sonlu elemanlar analiz programı olan ANSYS yardımıyla beş farklı durumu için statik, modal ve harmonik analizi yapılmış ve statik analiz sonuçları NACA yöntemi ile karşılaştırılmıştır. Parametrik çalışma kapsamında önce dikme kalınlığı sabit tutularak perde kalınlığı azaltılıp artırılmış, sonra perde kalınlığı sabit tutulup dikme kalınlığı azaltılıp artırılmıştır. Program statik analizi için koşturulduktan sonra alt ve üst başlıklardaki gerilmeler NACA Yöntemi ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra modal analiz yapılarak her bir durumu için ilk beş doğal frekans ve mod şekli belirlenmiştir. Mod şekillerinde en büyük yer değiştirmelerin olduğu yerler tespit edilmiş ve her bir durumu için üç kritik nokta belirlenerek bu noktalarda harmonik analiz sonucunda elde edilen z yönündeki yer değiştirmeler ve von Mises gerilmeleri değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Sonlu elemanlar, yarı-çekme gerilmeli kirişler, plakların burkulması

SUMMARY

The necessity for designing structures to the smallest possible weight for a given load factor has forced aerospace engineers to deviate materially in some instances from construction practices that have become standard in other branches of structural engineering. Diagonal-tension field beams are one example of this trend away from established practice.

Diagonal-tension field beams are a special development of Shear-resistant beams in which the shearing force is small compared with the depth of the beam, so that the required web thickness is very small. Such a thin web would buckle before it reached the ultimate shearing stress. In structural engineering, this buckling is prevented by attaching stiffeners to the web. In many aeronautical structures, however, the web is so thin that an excessive number of stiffeners would be required to develop a high shearing stress before buckling. Therefore, a different solution of the problem has been attempted. The flanges of the beam are connected by a number of struts which act not as web stiffeners, but as flange spacers. The web is thus left free to buckle, the basic idea being that the web after buckling cannot carry the shear by developing tensile stresses in the direction of the diagonal buckles or folds.

In this study, a diagonal-tension beam is analysed by using a commercial finite element program (ANSYS) for five different cases. Static, Modal and Harmonic analyses are made and static analyses' results are compared with NACA Method. To make the analysis parametric, first the stiffener thickness held constant and web thickness is increased and decreased, then vice versa. After static analysis, the stress results at upper and lower flanges are compared with NACA Method. Then, modal analysis have been carried out for five different cases and first five natural frequencies and mode shapes are found for all cases. The regions that have maximum displacement in mode shapes has determined and for all cases three nodes selected from these regions to evaluate displacements at the z axis and von Mises stresses.

Keywords: Finite elements, diagonal-tension beams, plate buckling

1 GİRİŞ

1.1. Çalışmanın Amacı ve Konunun Gelişim Süreci

Uçak Yapısal Tasarımının görevi, öngörülen yüklemeler altında yeterli mukavemeti, en hafif ve en maliyet etkin şekilde karşılayacak yapıları tasarlamak ve bunun için gereken analiz ve üretim yöntemlerini geliştirmektir. Bu yüzden bina ve köprülerde büyük açıklıkları geçmek için kullanılan Kaymaya Dayanıklı yapılar, havacılıkta geniş bir uygulama alanı bulamamıştır. Buna karşılık, Düzlemsel Yarı-Çekme Gerilmeli Kirişler havacılık yapılarında kanat sirini, gövde kaburgası gibi hava akımına maruz kalan kısımlarda kaymaya çalışan yapı elemanı olarak geniş kullanımları bulmuştur.

Bu çalışmada Yarı-Çekme Gerilmeli bir kirişin ticari bir soru elemanları analiz programı olan ANSYS yardımıyla beş farklı durumu için statik, modal ve harmonik analizi yapılmış ve statik analiz sonuçları NACA yöntemi ile karşılaştırılmıştır. Çözümü gerçekleştirilen kiriş, gerek perde gerekse başlık ve dikmelere gayet ince olması (mm mertebesinde) nedeniyle kabuk elemanlarıyla modellenmiştir. Dikme ve başlıkların uzunluklarına göre genişlik ve yükseklikleri çok küçük olması nedeniyle paneli tek parça halinde modellenemeyecek düşüncesiyle modelleme sırasında kiriş elemanları tercih edilmiştir. Modelleme sırasında perçinler modellenmemiş onun yerine istenen düğüm noktalarının serbestlik derecelerinin birleştirilmesi gereklidir. Parametrik çalışma kapsamında önce dikme kalınlığı sabit tutularak perde kalınlığı azaltılıp artırılmış, sonra perde kalınlığı sabit tutulup dikme kalınlığı azaltılıp artırılmıştır. Program statik analiz için oluşturulduktan sonra alt ve üst başlıklardaki gerilmeler NACA Yöntemi ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra modal analiz yapılarak her bir durumu için beş doğal frekans ve mod şekli belirlenmiştir. Mod şekillerinde en büyük yer değiştirilmeleri olduğu noktalar tespit edilmiş ve her bir durumu için üç kritik nokta belirlenerek bu noktalarda harmonik analiz sonucunda elde edilen z yönündeki yer değiştirmeler ve von Mises gerilmeleri değerlendirilmiştir.

Bu konuda ilk çalışmalar 1929 yılında Herbert Wagner tarafından yapılmıştır. Wagner bu çalışmasında dikmelerle desteklenmiş bir panelin burkulma gerilmesi aşılsa da çökmeyeceğini, yalnızca dikmeler basmaya çalışırken panelin çaprazlamasına eksende dalgalanma şeklinde büküleceğini göstermiştir [1-3]. Lahde ve Wagner 1936'da burkulmuş dikdörtgen şekilli paneller üzerinde yaptıkları birim uzama düşümlerini temel alan deneysel verileri yayınlamışlardır. Fakat burkulmuş bir panelde birim uzama düşümleri yapmanın zorluğu nedeniyle yayımlanan verilerde dağılım çok fazla olduğundan pratik tasarıma açısından pek faydalı değildi. Birçok uçak üreticisi kendi teknikleriyle deneyler yaparak deneysel tasarımlarını elde etmişlerse de bu deneyler dar kapsamlı olduğundan, bu formlar değişik malzeme özelliklerine sahip ya da farklı yüklemeler altındaki kırılgar söz konusu olduğunda dikkate kullanılmaları gerekmektedir [2]. Ayrıca Wagner'in çalışması (özellikle panel gerilmeleri ve dikmelerdeki yükler) bir tasarımyöntemi olarak oldukça muhafazakar sonuçlar verdiği için başta Boeing ve Douglas olmak üzere bazı uçak üreticisi firmalarca Wagner'in denklemlerinde bir takım iyileştirmeler yapılmıştır [4].

1. Kırış başlıklarının kayma gerilmesi dayanımına etkisi ihmal edilmemiştir.
2. Panel burkulmadan önce, panelin kayma gerilmesi dayanımına katkısı göz ardı edilmemiştir.
3. Geri kalan kayma gerilmesi rini se burkulduktan sonra panel tarafından Yarı-Çekme Gerilmesi halinde taşıdığı kabul edilmiştir.

Bu iyileştirmelere rağmen Wagner yöntemi yine de tatmin ediliğinden uzak sonuçlar verdiği için Paul Kuhn yönetiminde NACA mühendisleri tarafından kapsamlı bir araştırma ve deney programı yürütülerek yeni bir yöntem geliştirilmiştir [2,3,5]. Kuhn ve Peterson, çok sayıda deney örneği kullanılarak dikmelerdeki birim uzamaları düşmüşler ve deney sonuçlarından yararlanarak bir tasarımyöntemi geliştirmişlerdir. Dikme gerilmeleri, dikmelerin tasarımı için olduğu kadar başlıklarınıkindi eğilmeye karşı mukavim olarak tasarlanması için de gerekli bilgileri veriyordu. Burkulmuş dikdörtgen bir paneldeki gerilmelerin kuramsal bir analizi Levy tarafından 1946'da yapılmıştır. Bu çalışmasında Levy, çözümlerinde bazı basitleştirici varsayımlar yaparak paneldeki gerilme dağılımı hakkında değerli bilgiler elde etmiştir. Ayrıca, panel üzerinde değişik noktadaki gerilmelerin birbirlerinden çok farklı değerler alabileceğini ve tüm noktada gerilme değerlerinin aynı olduğu varsayımına dayanan pratik yöntemlerin deney sonuçlarıyla uyumsuzluğunu göstermiştir.

Kuhri'nun analizlerindeyse, k köşegenel yarı-çekme faktörü ve S de kayma kuvveti olmak üzere, kayma yüklemesinin bir kısmının kS yarı çekme gerilmesi olarak geri kalanını ise $(1-k)S$ safi çekme gerilmesi olarak taşıdığı varsayılmıştır. Pandi'nin dikmelere perçinlerle bağlandığı için burkulmayan dikme birleşimyerleri hariç her yerinde aynı gerilme dağılımı olduğu varsayılmıştır.

Daha sonra Basler başlıkların katılıklarını ihmal ederek, kaymaya çalışan ince perdeli kirişlerin ri hai dayanımını önceden bildiren bir yarı-çekme modeli geliştirdi. Porter ve diğerleri ise çalışmaları başlık katılıklarını hesaba katmışlardır. Kulak ise perdeyi, açısı perde yüksekliği, geri eğiği ve kalırlığı, başlık ve dikmelerin kesit alanı ve dikmelerin atalet momentine bağlı olarak değişen ince şeritler şeklinde modellemiş ve en küçük iş prensibi ni uygulamıştır. Şeritler elastik kabul edilerek test sonuçları ile karşılaştırıldığında modelin başlangıç davranışı ve ri hai dayanım konularında belli bir yakınsama sağladığı gözlemlenmiştir. Elgadi ise çalışması da perde yerine köşegenel çekme doğrultusunda yerleştirilmiş çubuk demarlar kullanmış, analizi basitleştirmek için ve perdenin başlık ve dikmelere nazaran çok daha ince olduğunu göz önünde bulundurarak çubukları 45° açısı ile yerleştirmiştir. Yapılan deney sonuçlarıyla karşılaştırıldığında modelin analitik çözümlerinin yakınsadığı görülmüştür.

Bu konudaki diğer çalışmalar ise yarı-çekmeli kirişlerin non-lineer davranışları [7], çatlak oluşumu ve ilerlemesi [8], çok hafif hava-uzay yapıları [9] gibi konu başlıkları altında toplanmaktadır.

Sonuç olarak, statik analiz kısmında yapının uygulanan yüklemesi altında emniyetli olduğu fakat bağlantı kısmının güçlendirilmesi gerektiği ortaya çıkmıştır. Parametrik çalışma sonucunda, perdenin kalırlığının artırılması kayma gerilmesi değerlerini düşürdüğünden üçüncü durum gereğinden fazla mukavimiken perde kalırlığının azatıldığı ikinci durumda perdede düşülen von Mises gerilmeleri malzeme akma gerilmelerinin üzerindedir. Dikme kalırlıklarının değiştirildiği son iki durumda ise başlık gerilmelerinde kayda değer bir değişiklik oluşmamıştır. Sonuç olarak kiriş başlıklarının kesitlerini azaltılması yada yüklemesinin artırılması ihtiyacı görülmektedir.

Dinamik analizde ise uygulanan yüklemesi altında ikinci ve dördüncü yarı sırasıyla perdenin ve dikmelerin inceltilmiş durumlarda statik yüklemesinin onda birinden de küçük bir yüklemesi altında dahi kirişin çökeceği ortaya çıkmaktadır. Diğer üç durumda ise kirişlerin yüklemeye karşı mukavimlikleri aşılmamaktadır.

Keyfi olarak seçilen 28 Hz frekansı için grafi kleri ncel endi ğinde ilk üç durum ve son durumu ğin herhangi bir kritik durum gözlenmesi ne rağmen dikme kalınlıklarının i nceltil di ği dördüncü durumda birinci gözün orta noktasında panel akma gerilmesi n çok üzerinde (830 MPa) bir geril me değeri ile karşılaşılmaktadır.

2. YARI-ÇEKME GERİLMELİ KİRİŞLER

2.1. Genel Bilgi

Uçak yapısal tasarımı nda amaç, öngörülen yüklemeler altında yeterli mukavemeti, en hafif, en ucuz ve en etkin şekilde karşılayacak yapıları tasarlamak ve bunun için gereken analiz ve üretim yöntemlerini geliştirmektir. Daha hafif bir yapı elde etmek söz konusu olduğu için diğer mühendislik branşlarından farklı olarak, uçak yapısal tasarımı nda kaymaya dayanıklı kirişlerin aksine Yarı-Çekme Gerilmeli kirişler geniş bir uygulama alanı bulmuştur.

Yarı-Çekme gerilmeli kirişler, kaymaya dayanıklı kirişlerin, kirişin yüksekliği ne göre taşıdığı kayma kuvveti düşük olduğuyısıyla perde kalınlığı da düşük olan, özel bir biçimdir. Böylesi ince perdeler nihai kayma gerilmesi ne ulaşılardan burkulacaklardır. Kaymaya dayanıklı kirişlerde burkulmanın önüne geçmek için dikmeler kullanılır. Yarı-Çekme gerilmeli kirişlerde ise perde ince olduğundan burkulmayı önlemek için çok sayıda dikme kullanmak gerekecektir. Bu ise ağırlık artışı demektir. Bunun yerine kirişin burkulmasını izlen verilir. Dikmeler ise burkulma sonucu başlıkların birleşmesini önler. Burada ana fikir, burkulmadan sonra perde uygulanan yüklemeyi taşıyamayacağı için burkulma sonucu düşen dalgalanmalar yönünde düşecek çekme gerilmeleri ile kayma gerilmelerini karşılamaktır [1].

Kaymaya dayanıklı kirişlerden farklı olarak Yarı-Çekme gerilmeli kirişlerde kullanılan perdeler daha ince olup uygulanan dış yükler neticesinde düşen kayma gerilmeleri burkulma gerilmesini aşmadığı müddetçe perdenin tarafsız ekserinde sadece kayma gerilmeleri düşecektir. Eğilmeden kaynaklanan normal gerilmelerin etkisini ihmal edecek dursak kiriş yüksekliği boyunca kayma gerilmesi değeri sabittir. Burkulma gerilmesi aşıldığı takdirdeyse perde burkulacak, yüklemeye arttırılmaya devam edildiği takdirde de safi çekme haline yaklaşacaktır.

Olağan uçuş yüklemeleri altında böylesi ince perdeler safi kayma ve safi çekme halleri arasında bir noktada bulunurlar. Bu yüzden NACA yönteminde tamamlanmamış yarı-çekme halini probeme yansıtılabilmek için toplam kayma

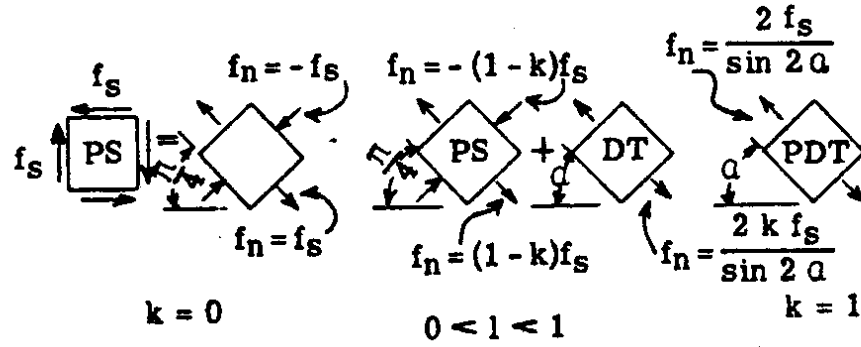
gerilmesini iki ayrı bileşenden düştüğü varsayılmıştır. Safi kayma gerilmesi halini S_S bileşeri, safi çekme halini ise S_{DT} bileşeri temsil etmektedir. Yani;

$$S = S_S + S_{DT} \quad (2.1)$$

yada farklı şekilde yazacak olursak

$$S_{DT} = kS \quad (2.2a)$$

$$S_S = (1-k)S \quad (2.2b)$$



Şekil 2.1 Yarı-çekme gerilmesini değişik aşamaları [5].

Burada k , uygulanan yükleme altında yarı-çekme halinin derecesini veren yarı-çekme katsayısıdır. Örneğin $k = 0$ ise perde safi çekme gerilmesine çalışırken, $k = 1$ olduğunda tamamen yarı-çekme gerilmesine çalışacaktır. Durum Şekil 2.1’de de gösterilmiştir.

2.2 NACA Yöntemi

DeneySEL çalışmaların sonucunda ortaya çıkan bir yöntem olan NACA yöntemi, İyileştirilmiş Wagner yöntemi-ne göre daha yüksek emniyet payları sağlamaktadır. Bu ise aynı mukavemet değerlerinin daha az malzeme kullanımı ile gerçekleşmesi nedeniyle ağırlık tasarruf edilmesi demektir.

Yapılan deneyler sonucunda NACA yönteminde kullanılan denklemlerin şu şartlar altında tatmin edici sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

1. Dkmler çok ince d mamalıdır. $\frac{t_U}{t} > 0.6$
2. Dkmler arası uzaklık $0.2 < \frac{d}{h} < 1.0$ aralığında d malıdır.
3. Yapılan deneylerde çok ince yada çok kalın perdeler kullanılmadığı için $200 > \frac{h}{t} > 1500$ aralığı dışında yöntem yanlıta sonuçlar verilebilir.

2.2.1 Kritik Kayma Gerilmesi

Elastik bölgede iki dkme arasındaki kayma gerilmesi şu formül yardımıyla hesaplanır;

$$F_{Scr} = k_{SS} E \left(\frac{t}{d_c} \right)^2 \left[R_h + \frac{1}{2} (R_h - R_h) \left(\frac{d_c}{h_c} \right)^3 \right] \quad (2.3)$$

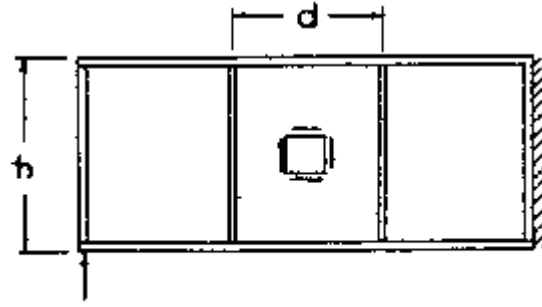
Eğer d_c , h_c değerinden büyükse, h_c ve d_c terimleri ile R_h ve R_h terimleri kendi aralarında yer değiştirir. 2024 alüminyum alıştırma hariindeki alıştırma için (Denk 2.3)' de köşeli parantezi içerisindeki kısımbire eşit alınabilir. k_{SS} teriminin, Şekil A 1'den bulunur.

2.2.2 Yükleme Oranı

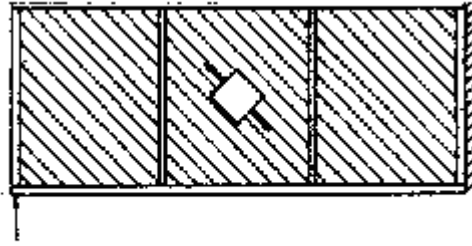
f_s / F_{Scr} olarak ifade edilen yükleme oranı yarı çekme gerilmesi katsayısı k 'nin saptanmasında kullanılır. Burada f_s kiriş yüksekliği boyunca ortalama kayma gerilmesidir. Eğer, başlıklar köşebent şeklinde (L kiriş) kesit alanasahipseler;

$$f_s = \frac{S_w}{h_e t} \quad (2.4)$$

Bu denklemde h_e yarı kirişin etkin yüksekliği, başlık ağırlık merkezleri arasındaki uzaklıktır. Daha sonra Şekil A 2 den hesaplanan yükleme oranına karşılık gelen k katsayısı tespit edilir.



a) Panelin burkulmadan önceki (Kaymaya dayanıklı) hali



b) Panelin burkulduktan sonraki (Yarı-çekme) hali

Şekil 2.2 Perdedeki gerilme durumları [5].

2.2.3 Dikmelerdeki Ortalama ve En Büyük Gerilmeler

Eğer perdenin her iki tarafında dikme mevcut sa dikme boyunca ortalama gerilme;

$$f_u = \frac{k f_s \tan \alpha}{\frac{A_u}{td} + 0.05(1 - k)} \quad (2.5)$$

Perdenin sadece tek tarafında dikme mevcut sa (Denk 2.5)'deki dikme alanı yeri ne etkin dikme alanı A_{ue} kullanılır.

$$A_{ue} = \frac{A_u}{1 + \left(\frac{e}{\rho}\right)^2} \quad (2.6)$$

(Denk 2.5)'deki $\tan \alpha$ değeri bilinmediği durumlarda f_u değeri Şekil A.3'ten faydalanılarak bulunur. f_u , Perdeyi dikmeye bağlayan perçin hattı boyunca sadece perdenin orta düzeline uygulanır. Dikme, perde üzerindeki gerilmeler tarafından eksenden kaçık olarak yüklendiği için dikmenin herhangi bir kesit boyunca perdeden uzaklaştıkça basma gerilmesi azalacaktır. Bu yüzden kesit alanı boyunca

gerilmenin uniformdağıldığını kabul eden yerel sakatlanmaformülleri uygulanamaz. Dikmenin tarafsız ekseri üzerinde veya yakınında gerilme değeri en büyük değeri ne ulaşırken dikmenin uçlarında en küçük değere sahiptir. En büyük dikme gerilmesi nin değeri Şekil A 4’ den okunan f_{Umax} / f_U oranı yardımıyla bulunur.

$$f_{Umax} = f_U \left(\frac{f_{Umax}}{f_U} \right) \quad (2.7)$$

2.2.4 Köşegenel Çekme Açısı

f_U , f_S ve k değerleri bilindiğine göre Şekil A 5 den faydalanarak α değeri elde edilir.

2.2.5 Dikmelerdeki İzin Verilebilir Gerilmeler

Dikmelerde dört tip çökme olduğu düşünülebilir.

1. Kdon Çökmesi
2. Zorlanmış Sakatlanma Çökmesi
3. Doğal Sakatlanma Çökmesi
4. Perde ve Dikmelerin Genel Elastik Kararsızlığı

1. Kdon Çökmesi: Bu problem her iki tarafında dikme olan perdelerde görülür. Teorik sonuçların aksine deneysel sonuçlar, tektarafında dikme bulunan perdelerde kdon çökmesi tehlikesi bulunmadığını göstermiştir.

2. Zorlanmış Sakatlanma Çökmesi: Perdedeki kayma burkulmaları, özellikle dikmenin perdeye perçinlenmiş bacağının perdeden incedirması halinde dikmeyi perdelerle birlikte burkulmaya zorlayacaktır. Bu burkulmalar, dikmenin perdeye bitişik bacağına etkileyen basma kuvveti için bir moment kdu düşmesine neden olacaktır. Bu ise daha şiddetli bir gerilme durumuna neden olacaktır. Dikmenin perdeye bitişik bacağındaki burkulmalar, diğer bacadaki burkulmalara neden olacaktır. Tek tarafı dikmeli perdelerde basma gerilmeleri perdeden uzaklaştıkça azaldığı için dikmenin perdeye bitişik dayanan bacağında hatırı sayılır bir rahatlama söz konusudur. Bu yüzden çift dikmeli perdelerden daha yüksek gerilmelere dayanabilirler. Zorlanmış Sakatlanma Çökmesi aslen yerelritdikli olduğundan

f_D 'nın ortalama değil en büyük değerine bağlı olduğu farzedilmektedir. Çökme gerilmesi, deneyler sonucunda geliştirilen şu yöntemle bulunur;

a) Tek tarafı dikmeli perdelerde dikmeri nispeten tamamen elastik malzemedeni mal edilmiş olduğu kabuluyla F_{Umax} aşağıdaki formüllerle hesaplanır.

$$2024-T3 \text{ alaşımlı için } F_U = 26000k^{2/3}(t_U/t)^{1/3} \quad (2.8a)$$

$$7075-T6 \text{ alaşımlı için } F_U = 32500k^{2/3}(t_U/t)^{1/3} \quad (2.8b)$$

b) Hesaplanan F_U , dikme malzemesinin sınırını aşarsa F_U/E basma birim uzama değerine karşılık gelen gerilme değeri kullanılır.

3. Doğal Sakatlanma Çökmesi: Dikme kesitindeki uniform basma gerilmesi dağılımı neticesinde oluşan bu çökme tipi her iki tarafı dikmeli perdelerde görülür.

4. Perde ve Dikmelerin Genel Elastik Kararsızlığı: Dikmeler, perdenin kayma dayanımına yakın kayma gerilmeleri altında kdon veya zorlanmış sakatlanma çökmesine dayanacak şekilde tasarlandığı müddetçe perdede herhangi bir genel elastik kararsızlık ortaya çıkmayacaktır. Bu yüzden tasarım sırasında göz ardı edilebilir.

2.2.6 Perde Tasarımı

Kirişteki bir gözündeki nominal perde kayma gerilmesinin en büyük değeri,

$$f_{Smax} = f_S (1+kC_1) (1+kC_2) \quad (2.9)$$

Formüldeki C_1 katsayısı α yarı çekme açısının 45 dereceden farklı olması halinde C_2 katsayısı ise kiriş başlıklarının esnekliği neticesinde oluşan gerilme yığılmaları için düzeltme faktörleridir ve sırasıyla Şekil A6 ve A7 yardımıyla tespit edilir.

İzin verilebilir kayma gerilmesi F_{Sal} , perde-başlık ve perde-dikme bağlantılarının nasıl yapıldığına olduğu kadar yarı çekme faktörü K yada bağlıdır ve deneyler neticesinde belirlenir. Deneyler sonucunda iki alüminyum alaşımlı için F_S eğrileri Şekil A8'de verilmiştir. Bu eğriler, toplam kesit (perçin delikleri çıkarılmış haldeki kesiti) temel alan kopma kayma gerilmesi perçin faktörünün normal aralığında ($C_R > 0.6$) neredeyse sabit olduğu için perçin faktörünü de içermektedir. Perçin mukavemet analizlerine, hesaplamalı modelde perçinler katı olarak

modellenmek yerine perde-dkme, perde-başık veya başık-dkme birleşim yerlerindeki perçinleri simüle etmek için ANSYSin Coupled DOF komutu kullanıldığından yer verilmiştir.

2.2.7. Başıkardaki Gerilmeler

Eksenel başık yüklerini iki temel nedeni vardır.

1. Krişin birinci eğilme momenti neticesinde duşan gerilmeler
2. Perde çekme alanı tarafından duşturulan ek gerilmeler

Birinci Eğilme Gerilmeleri:

$$f_b = \pm \frac{M_{cr}y}{I} \pm \frac{(M - M_{cr})y}{I_F} \quad (2.10)$$

Yukarıdaki denklemde ilk terim perdenin burkulma öncesi halini temsil etmektedir ve perde etkin olarak eğilme yükü taşımaktadır. Fakat ikinci terim perdenin burkulma sonrası halini temsil etmektedir ve bu halde perde eğilme yükü taşımaktadır.

Eğilme Nedeniyle Oluşan Ortalama Eksenel Başık Yükleri:

Kriştarafsız ekseri etrafında perde ihmal edildiği durumdaki atalet momenti, I_N ve etkin olduğu durumdaki atalet momenti I , başık ağırlık merkezleri arasındaki uzaklık h_e , eğilme momenti M olmak üzere;

$$\text{Ortalama Eksenel Başık Yüğü} = \frac{I_N}{I} * \frac{M(1-k)}{h_e}$$

Yarı-Çekme Etkisi Sonucunda Oluşan Başık Eksenel Gerilmeleri:

Yarı çekme alanının yatay bileşenleri sayesinde her başık basma yükleri ne maruz kalır. Yarı çekme etkisi ile karşılanan kayma yükü S_{DT} (aslen k^*S) olmak üzere;

$$F_C = F_T = -\frac{S_{DT}}{2} \cot \alpha \quad (2.11)$$

2.2.8 Başlıklarındaki İkinci Eğilme Momentleri

Yarı-çekme gerilmesinin düşey bileşerinin neden olduğu ikinci moment;

$$M = \frac{1}{12} k f_s t d^2 C_3 \quad (2.12)$$

Gerilme yığılması düzeltme faktörü C_3 'ün değeri, Şekil A.7'den okunur. Eğer C_3 ve k değerleri 1'e yakınsa gözenin ortasındaki moment değeri formülle hesaplanan değerin (-1.5) katı olacaktır.

2.2.9 Son Göz Etkileri

Şimdiye kadar bir kirişin iç gözleri bahis konusu edildi. Bu gözlerde kullanılan dikmeler öncelikli olarak eksenel basma yükleri ne maruzi kenar gözlerde kullanılan dikmeler, eksenel basma yükleri dışında yarı çekme etkisi nedeniyle dikmeyi eğilmeye zorlayan perde düzlemindeki çapraz kuvvetlerinde etkisi altındadır. Bu yüzden dış dikmeler, iç dikmelere göre daha mukavim tasarlanmalı ya da eğilmeden kaynaklanan gerilmeleri azaltacak başka yapı elemanlarıyla desteklenmelidir. Aslında Son Göz Etkisi burkulmuş perdelerin bitiminde ortaya çıkar ve perde kenarlarındaki yapısal elemanlar yarı çekme yükleri nedeniyle düşecek eğilmeyi taşımaktadır. Bitim dikmesinin haricinde kesip çıkarılmış bir kısım ya da yapısal olmayan bir kapağı çevreleyen kenar elemanları da Son Göz Etkisine maruzdur. Bu gibi kenar elemanlarında eğilmeye neden olan yükün, eleman uzunluğuna bölünmesiyle elde edilen akısının sırasıyla tarafsız eksene paralel olan bileşeri ve tarafsız eksene dik olan bileşeri,

$$w = k q t \tan \alpha \quad (2.13a)$$

$$w = k q c \cot \alpha \quad (2.13b)$$

w 'nin uygulandığı kenarın desteklenmiş uzunluğu arttıkça taşıması gereken eğilme momenti de artacaktır. Eğilmeye çalışan kenar elemanının ağırlığını düşürmek için genelde 3 farklı yold vardır.

1. Kenar d emanı n ın kesit d an ı n ı arttırmak. (uzun desteksiz d emanlar ı ęin etkin değil dir)
2. Safi kayma geril mesi ne çalışacak yada k değerini d uşur ecek ve byl ece kenar d emanı n ı eğil meye zorlayan yükü azaltacak şekilde son gözdeki perdenin kalınlığı n ı arttırmak. (geniş perdel er i ęin etkin değil dir)
3. Kenar d emanı n ı desteklemek ve w nedeniyle d uşan eğil me momentini azaltmak i ęin daha fazla d kme eklemek.

Aslında en iyi sonucu, bu üç ynterinin bir birleşi nini n uygulanması verecektir [2, 3, 5].

3. SONLU ELEMAN DENKLEMLERİ

3.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar Yöntemi, sürekli bir ortamı çeren ve analitik olarak çözül emeyen her türlü mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılabil en yaklaşık bir yöntemdir. Diğer yaklaşık yöntemlerden (Sonlu Farklar ve Varyasyonel Yöntemler) farklı olarak bu yöntemde karmaşık şekilli, birden fazla malzeme özelliğ i içeren veya karmaşık yükleme ve sınır koşulları dan problemlerin çözümünde kullanılabilir. Ayrıca diferansiyel yada varyasyonel denklemler değil i ntegral for mdaki cebrik denklemlerin çözümünü temel ine dayanır. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile çözüm yapılırken sırasıyla şu aşamalardan geçilir.

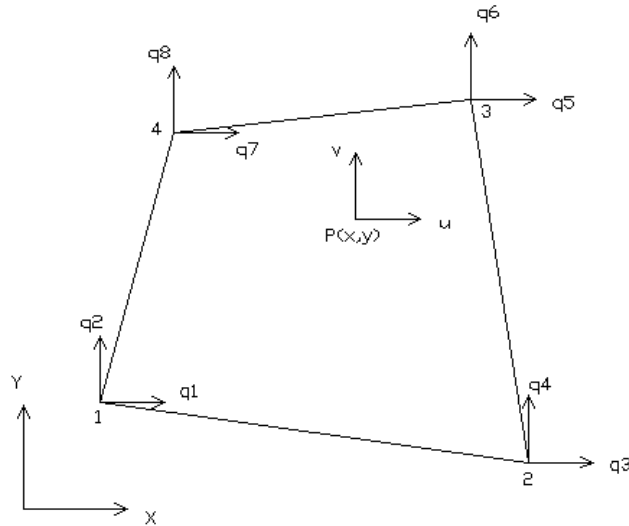
- 1-İncelenecek yapı veya sürekli ortam sonlu sayıda parçaya bölünerek ayrıştırılır.
- 2- Düğüm noktaları numaralandıktan sonra her bir düğüm noktasında yer değiştirme bileşenleri tanımlanır.
- 3- Her bir alt parça üzerindeki yer değiştirme alanı düğüm noktası parametreleri d n sinden hesaplanır.
- 4- Her bir alt parça için cebrik denklemler matrisler şeklinde yazılır.
- 5- Eleman matrisleri, tüm yapı veya ortamı temsil edecek şekilde birleştirilerekli neer cebrik denklemler sistemin hali ne getirilir.
- 6- Li neer Cebrik Denklem Sisteminin çözülmesiyle düğüm noktası yer değiştirmeleri elde edilir.
- 7- Yer değiştirmelerden şekil değiştirmeler, gerilmeler ve mesnet tepkileri hesaplanır.

Sonlu Eleman Yönteminde geometrinin duşurulması, kuvvetlerin ve sınır koşullarının uygulanması, eleman ayrıştırılması yada sonuçların elde edilmesi sırasında *global koordinat sistemi* kullanılır. Ama hesaplamalar *yerel koordinat*

sisitem kullanılarak gerçekleştirilir. Öte yandan Sorlu Elemen yönteminde formülasyon integraler şeklindedir. Yerel koordinatları temel alan Sorlu Elemen formülasyonundaki integralerin sınır değerleri, bilgisayar programlarına aktarım sırasında zorluklara ve hesap zamanının artmasına neden olduğu için basitçe, boyutsuzlaştırılmış yerel koordinat sisteminin de yetarınmayabileceği *doğal koordinat sisitemi* tanımlanmıştır. İzoparametrik elementler ise yerel koordinat sisteminin de *doğal koordinat sisitemi* kullanan elementlerdir [10].

3.2 Dört Düğüm Noktalı Dörtgen Elemen

Sorlu Elementer Yönteminin ana denklemi $[K]\{u\} = \{F\}$ şeklinde ifade edilir. Burada $[K]$ katılık matrisi, $\{u\}$ yer değiştirme vektörü ve $\{F\}$ kuvvet vektörünü ifade eder. Şimdi dört düğüm noktalı izoparametrik dörtgen elementini tanımladığımız denklemi gerçekleştirelim



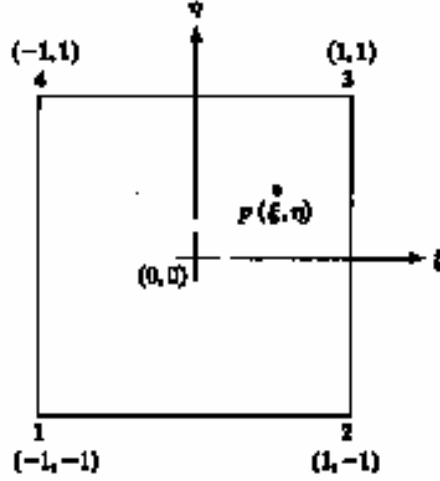
Şekil 3.1 Dört düğüm noktalı dörtgen element [11].

Şekil 3.1'de görülen dört düğüm noktalı izoparametrik dörtgen elementin yerel düğüm noktaları saat yönünün tersi istikamette 1'den 4'e kadar numaralandırılmıştır. Düğüm noktası i 'nin koordinatları (x_i, y_i) , elementin içerisindeki (x, y) koordinatındaki herhangi bir P noktasının yer değiştirmesi $\{u\} = [u(x, y), v(x, y)]^T$ ve element yer değiştirme vektörü $\{q\} = [q_1, q_2, \dots, q_8]^T$ olarak tanımlansın.

Öte yandan, Şekil 3.2'de ξ - η doğal koordinat sisteminde tanımlanmış bir element gösterilmektedir. $N_i, i=1, 2, 3, 4$ olmak üzere şekil fonksiyonlarının göstergesin. Öyle ki N_i , i düğüm noktasında bir e eşitken diğer düğüm noktalarında sıfır olsun. (ξ, η) , i düğüm

noktasının koordinatları ξ ve η eksenleri üzerine en genelde ξ ve η eksenleri ile şekil fonksiyonları şu şekilde yazılabilir;

$$N_1 = \frac{1}{4}(1-\xi)(1-\eta) \quad (3.1)$$



Şekil 3.2 ξ - η doğa koordinat sisteminde bir dörtgen eleman [11].

Yer değiştirme alanı düğüm noktası koordinatları ξ ve η eksenleri ile yazılabilir;

$$u = N_1 q_1 + N_2 q_2 + N_3 q_3 + N_4 q_4 \quad (3.2a)$$

$$v = N_1 q_5 + N_2 q_6 + N_3 q_7 + N_4 q_8 \quad (3.2b)$$

yada matris şeklinde yazılabilir;

$$\{u\} = [N] \{q\} \quad (3.2c)$$

Burada,

$$[N] = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

İzoparametrik formülasyonda elemanı çerçevesindeki bir noktasının koordinatları ξ ve η eksenleri ile yazılabilir; aynı şekil fonksiyonları kullanılır.

$$x = N_1 x_1 + N_2 x_2 + N_3 x_3 + N_4 x_4 \quad (3.4a)$$

$$y = N_1 y_1 + N_2 y_2 + N_3 y_3 + N_4 y_4 \quad (3.4b)$$

Buraya kadar d an kısımda Sorlu Elemanlar formül asyonun ana formül ündeki {u} yer değıştirme vektörünün elde edilmesi anlatıldı. Şimdi ise [K] katılık matrisi nin elde edilmesi anlatılacaktır. Bunun iğinde, x-y genel koordnatlarında tanımlanmış bir fonksiyonu ξ-η doğđ koordnatlarında ifade edebilmek gerekir. Şöyle ki: f =f(x, y), ξ ve η in f =f(x(ξ, η), y(ξ, η)) şeklinde kapalı bir fonksiyonu olmak üzere;

$$\frac{\partial f}{\partial \xi} = \frac{\partial f}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \xi} + \frac{\partial f}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \xi} \quad (3.5a)$$

$$\frac{\partial f}{\partial \eta} = \frac{\partial f}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \eta} + \frac{\partial f}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \eta} \quad (3.5b)$$

yada başka bir gösteri rhe,

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial f}{\partial \xi} \\ \frac{\partial f}{\partial \eta} \end{Bmatrix} = [J] \begin{Bmatrix} \frac{\partial f}{\partial x} \\ \frac{\partial f}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad (3.5c)$$

Burada J, j akobi yen matrisi diye adlandırılır ve şu şekilde ifade edilir:

$$[J] = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \xi} \\ \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{11} & J_{12} \\ J_{21} & J_{22} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

Denkle m 3.6 n n tersi alınacak d ursa,

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial f}{\partial x} \\ \frac{\partial f}{\partial y} \end{Bmatrix} = [J]^{-1} \begin{Bmatrix} \frac{\partial f}{\partial \xi} \\ \frac{\partial f}{\partial \eta} \end{Bmatrix} = \frac{1}{\det[J]} \begin{bmatrix} J_{22} & -J_{12} \\ -J_{21} & J_{11} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial f}{\partial \xi} \\ \frac{\partial f}{\partial \eta} \end{Bmatrix} \quad (3.7)$$

dx dy = det J dξ dη olduğu da bilindiğ ne göre

[K] katılık matrisi yapının veya sürekli ortamın şekil değıştirme enerjisinden elde edilir.

$$U = \frac{1}{2} \int_V [\sigma]^T [\epsilon] dV \quad (3.8)$$

yada t_e alt parça kalınlığ d mak üzere,

$$U = \frac{1}{2} \sum_e t_e \int_e [\sigma]^T [\epsilon] dA \quad (3.9)$$

Burada ekil değ ir meyi yazacak d ursak,

$$\{\epsilon\} = \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{Bmatrix} \quad (3.10)$$

Denklem 3.7 de sırasıyla $f \equiv u$ ve $f \equiv v$ yazarsak,

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial u}{\partial y} \end{Bmatrix} = \frac{1}{\det[J]} \begin{bmatrix} J_{22} & -J_{12} \\ -J_{21} & J_{11} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial \xi} \\ \frac{\partial u}{\partial \eta} \end{Bmatrix} \quad (3.11a)$$

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \end{Bmatrix} = \frac{1}{\det[J]} \begin{bmatrix} J_{22} & -J_{12} \\ -J_{21} & J_{11} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial v}{\partial \xi} \\ \frac{\partial v}{\partial \eta} \end{Bmatrix} \quad (3.11b)$$

3.11a ve b denklemleri ri 3.10 denkleminde yerine koyarsak,

$$\{\epsilon\} = A \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial \xi} \\ \frac{\partial u}{\partial \eta} \\ \frac{\partial v}{\partial \xi} \\ \frac{\partial v}{\partial \eta} \end{Bmatrix} \quad (3.12)$$

Burada $\{A\}$,

$$\{A\} = \frac{1}{\det[J]} \begin{bmatrix} J_{22} & -J_{12} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -J_{21} & J_{11} \\ -J_{21} & J_{11} & J_{22} & -J_{12} \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Denklemler 3.2a, b ve c' den

$$\left\{ \begin{array}{c} \frac{\partial u}{\partial \xi} \\ \frac{\partial u}{\partial \eta} \\ \frac{\partial v}{\partial \xi} \\ \frac{\partial v}{\partial \eta} \end{array} \right\} = [Q] \{q\} \quad (3.14)$$

Burada $[Q]$,

$$[Q] = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} -1+\eta & 0 & 1-\eta & 0 & 1+\eta & 0 & -1-\eta & 0 \\ -1+\xi & 0 & -1+\xi & 0 & 1+\xi & 0 & 1-\xi & 0 \\ 0 & -1+\eta & 0 & 1-\eta & 0 & 1+\eta & 0 & -1-\eta \\ 0 & -1+\xi & 0 & -1+\xi & 0 & 1+\xi & 0 & 1-\xi \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

$$\{e\} = [B] \{q\} \quad (3.16)$$

Burada

$$[B] = [A] [Q] \quad (3.17)$$

Böylece eleman üzerindeki şekil değiştirme elemanın düğüm noktası yer değiştirmeleri d'nsinden elde edilmiş oldu. Şimdi de eleman üzerindeki gerilmeyi yazalım $[D]$ malzeme özelliklerini içeren bir matris olmak üzere,

$$\{q\} = [D] [B] \{q\} \quad (3.18)$$

Bu durumda şekil değiştirme enerjisi yazacak dursak,

$$U = \frac{1}{2} \sum_e \{q\}^T \left[t_e \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [B]^T [D] [B] \det[J] d\xi d\eta \right] \{q\} \quad (3.19)$$

$$U = \frac{1}{2} \sum_e \{q\}^T [k^e] \{q\} \quad (3.20)$$

Burada k^e eleman katılık matrisi demek üzere,

$$[k^e] = t_e \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [B]^T [D][B] \det[J] d\xi d\eta \quad (3.21)$$

$[B]$ matrisi ve $[J]$ matrisinin determinantı ξ ve η 'nin birer fonksiyonu oldukları için integral işlemin nümerik yöntemlerle yapılmalıdır. Şimdi ise ana denklemdeki $\{F\}$ kuvvet vektörünün elde edilmesi gösterilecektir.

Bir elemana etkiyen kuvvetler, hacim ve yüzey kuvvetleri dâbileceği gibi tekil yada noktasal kuvvetlerde dâbilir. Hacim kuvvetleri, potansiyel enerji bağıntısından elde edilir,

$$\int_V \{u\}^T \{f\} dV \quad (3.22)$$

(Denk 3.2c)'yi kullanarak ve $\{f\} = \{f_x, f_y\}^T$ hacim kuvvetlerini her elemanı içerisinde sabit olduğunu göz önünde bulundurarak,

$$\int_V \{u\}^T \{f\} dV = \sum_e \{q\}^T \{f^e\} \quad (3.23)$$

$$\{f^e\} = t_e \left[\int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [N]^T \det[J] d\xi d\eta \right] \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} \quad (3.24)$$

Katılık matrisinde olduğu gibi hacim kuvvetleri de nümerik integrasyon ile elde edilir. Yüzey kuvvetleri ise yine potansiyel enerji den faydalı olarak bulunur. Yüzey kuvveti $\{T\} = \{T_x, T_y\}^T$, elemanın hangi kenarına uygulanıyorsa o kenarın düğüm noktalarındaki şekil fonksiyonları sıfırdan farklı değer alırlar. Mesela Şekil 3.2'deki 2-3 kenarına yüzey yükü uygulandığını farzederseniz, bu kenar boyunca $\xi = 1$ olacaktır,

$$\{T^e\} = \frac{t_e l_{2-3}}{2} \{0 \ 0 \ T_x \ T_y \ T_x \ T_y \ 0 \ 0\}^T \quad (3.25)$$

Burada l_{2-3} kuvvetinin uygulandığı kenarın uzunluğudur. Uniform olmayan yayılı yüklerde ise T_x ve T_y 'nin uygulandıkları düğüm noktalarının şekil fonksiyonları dinsiinden yazılıp nümerik olarak integrale edilmelidirler. Son olarak noktasal yükler, $\{F\}$ kuvvet vektöründe uygulandıkları düğüm noktasının karşılığı olan yere basitçe eklenerek probleme dahil edilir [11].

3.3 Nümerik İntegrasyon

Tek boyutlu bir integralin nümerik yöntemlerle çözümüne ilişkin bir çok yaklaşım söz konusudur. Bunlardan sorulu eleman analizlerinde en maliyet-etkin yöntem olması nedeniyle en çok tercih edilenler 'Gaussian Quadrature Yöntemi'dir. Bu yöntemde, derecesi $(2n-1)$ dan bir polinomsadece n fonksiyon kıymetlendirmesi ile tam olarak integrale edilebilir. Fonksiyon kıymetlendirmesi miktarı analiz maliyetlerine direkt olarak yansıdığı için genelde izoparametrik sorulu eleman analizlerinde tercih edilir [11, 12]. w_i ağırlıkları ve ξ_n ise örneklere yada Gauss noktaları olarak üzere n-noktalı bir yaklaşımı göz önüne aldığımız

$$I = \int_{-1}^1 f(\xi) d\xi \approx w_1 f(\xi_1) + w_2 f(\xi_2) + \dots + w_n f(\xi_n) \quad (3.26)$$

Gaussian quadrature yöntemi temel olarak, eğer n-noktalı integrasyon formülü ne kadar çok polinomiğin doğru anırsa, f polinom d mase dahil formülün cevaba o kadar yakınsayacağı ilkesine dayanır. Gaussian quadrature yönteminin iki boyutlu integralere uygulanması şöyledir.

$$I = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 f(\xi, \eta) d\xi d\eta \approx \int_{-1}^1 \left[\sum_{i=1}^n w_i f(\xi_i, \eta) \right] d\eta \approx \sum_{j=1}^n w_j \left[\sum_{i=1}^n w_i f(\xi_i, \eta_j) \right] \quad (3.27)$$

$$\approx \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n w_i w_j f(\xi_i, \eta_j) \quad (3.28)$$

Dörtgen bir elemanın katılık matrisini yarı (Denk 3.21)'i integre edelim. Buradaki B ve det J ifadeleri ξ ve η 'nin fonksiyonlarıdır ve k^e matrisi si matris olduğu için ana diyagonalın alt tarafını integre etmeye gerek yoktur. Φ integrali içerisindeki i j'ini eleman d sun

$$\Phi(\xi, \eta) = t_e([B]^T [D] [B] \det[J])_{ij} \quad (3.29)$$

Eğer 2x2 kurdı nı uygularsak,

$$k_{ij} \approx w_1^2 \phi(\xi_1, \eta_1) + w_1 w_2 \phi(\xi_1, \eta_2) + w_2 w_1 \phi(\xi_2, \eta_1) + w_2^2 \phi(\xi_2, \eta_2) \quad (3.30a)$$

Burada, $w_1 = w_2 = 1.0$, $\xi_1 = \eta_1 = -0.57735 \dots$ ve $\xi_2 = \eta_2 = 0.57735 \dots$ Şekil 3.3 de 2x2 kurdı gösterilmiştir. Alternatif olarak Gauss noktalarını 1' den 4'e kadar numaralandırırsak ve k_{ij} 'yi yarıdan yazarsak,

$$k_{ij} = \sum_{IP=1}^4 W_{IP} \phi_{IP} \quad (3.30b)$$

Burada ϕ_{IP} , ϕ nın değeri ve W_{IP} integral noktası IP deki ağırlık faktörüdür ve $W_P = (1)(1) = 1$ dr. Bu iki nö gösterim bilgisayar programlarında tercih edilen uygulamadır.

3.4 Gerilmelerin Hesaplanması

Sabit şekil değiştirme üçgeninden farklı olarak dörtgen elemandaki gerilmeler sabit değildir. ξ ve η nün bir fonksiyonu olduğu için gerilmeler elemani içerisinde değişir. Pratikte gerilmeler, $[k^e]$ 'nin nümerik olarak kıymetlendirilmesinde de kullanılan Gauss noktaları nda tam olarak kıymetlendirilir. 2x2 i ntegrasyonunun uygulandığı bir dörtgenden dört takım gerilme değeri elde edilir. Daha az veri edesi isterse eleman başına bir noktada (mesela $\xi = 0$ ve $\eta = 0$ noktasında) gerilme değeri hesaplanır. Gerilme hesabı için (Denk 3.18) kullanılır [11].

$$[d] = [D][B]\{q\} \quad (3.18)$$

3.5 Dinamik Analiz

Hareket halindeki serbest elemanlara ayrılmış bir sistemin denge denklemi Matris, C sönümleme, K katılık matrisi, $\{F\}$ kuvvet vektörü olmak üzere,

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (3.31)$$

Başka bir ifadeyle $F_1(t)$ atalet kuvveti, $F_D(t)$ sönümleme, $F_E(t)$ elastik kuvvetler olmak üzere,

$$F_1(t) + F_D(t) + F_E(t) = F(t) \quad (3.32)$$

Yarı statik analizden farklı olarak dinamik analizde atalet ve sönümlenme etkileri ihmal edilmez. Eğer non-linear statik analiz yapılacaksa atalet ve sönümlenme etkilerini ihmal edilmesi yanlıtıcı sonuçlar verebilir. (Denk 3.31)'deki gibi dereceden lineer diferansiyel bir denklemdir ve çözümlerinde sabit katsayılı diferansiyel denklemlerin çözümünde uygulanan yöntemler kullanılır. K, C ve M katsayılar matrislerinin özel karakteristiklerinin sağladığı kolaylıklar kullanılmazsa bu matrisler oldukça geniş düğümlerinden sonuçlara ulaşmak zaman alıcı ve maliyetlidir [12].

Dinamik analizde statik analizden farklı olarak yükler aniden yada zaman içinde değişken olarak uygulanır. Ayrıca kütle ve ivme etkileri dinamik analizde ihmal edilmez. Eğer bir yapı elastik olarak deformelendikten sonra aniden bırakılırsa denge pozisyonu etrafında salınmaya başlar. Bu harekete geri çağırıcı şekil değiştirme enerjisi nedeniyle Serbest Titreşim olarak adlandırılır. Sönümlenme etkisini ihmal edildiği serbest titreşim modelleri yapının dinamik davranışı hakkında anlamlı bir bilgi verir.

Yayıllı Kütleli Katı Cisim Sönümlenmeyi ihmal edecek olursak ve serbest titreşimde $\{F\}=0$ olduğunu hatırlayacak olursak, (Denk 3.31) şu hale gelecektir.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = 0 \quad (3.33)$$

Daimi durumu denge durumundan başlayacak olursak, P düğüm noktasal titreşim genlikleri, ω rad/s'nden frekansı ω olarak üzere,

$$\{q\} = \{P\} \sin \omega t \quad (3.34)$$

(Denk 3.34)'ü (Denk 3.33)'te yerine koyacak olursak,

$$[K]\{P\} = \omega^2 [M]\{P\} \quad (3.35)$$

Bu ise aslında bir özdeğer problemidir ve şu şekilde yazılabilir.

$$[K]\{P\} = \lambda [M]\{P\} \quad (3.36)$$

Burada $\{P\}$, titreşen modu temsil etmek üzere özvektör, λ ise buna karşılık gelen özdeğerdir. Her bir kütle matrislerini yazabilmek içinse p malzemenin özkütlesi ρ olarak üzere yayıllı kütleli katı bir cismin kinetik enerjisi,

$$\{T\} = \frac{1}{2} \int_V \{\dot{u}\}^T \{\dot{u}\} \rho dV \quad (3.37)$$

Burada $\{\dot{u}\}$, x noktasının hız vektörüdür ve (Denk 3.2c)'yi hatırlayacak olursak, $\{u\}$ elemanı çeriisindeki bir noktanın yer değıştirmesi, $\{q\}$ eleman yer değıştirme vektörü, $[N]$ şekil fonksiyonları matrisi olmak üzere,

$$\{u\} = [N] \{q\} \quad (3.2c)$$

Bu durumda,

$$\{\dot{u}\} = [N] \{\dot{q}\} \quad (3.38)$$

Kinetik enerji ifadesi nde yeri ne koyacak olursak,

$$\{T^e\} = \frac{1}{2} \{\dot{q}\}^T \left[\int_e \rho [N]^T [N] dV \right] \{\dot{q}\} \quad (3.39)$$

Yukarıdaki ifadede köşeli parantez içindeki kısım eleman kütle matrisi dr.

$$[m^e] = \int_e \rho [N]^T [N] dV \quad (3.40)$$

Düzlemsel gerilme ve düzlemsel şekil değıştirmeye çalışan dörtgen elemanı için kütle matrisini yazacak olursak,

$$[m^e] = t_e \rho \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [N]^T [N] \det[J] d\xi d\eta \quad (3.41)$$

Bu integral ise nümerik integrasyon ile çözülebilir [11].

4. ANALİZ

4.1. Problem Tanımı ve NACA Yöntemi ile Çözüm

Şekil 4.1'de serbest ucundan 60.05 kN'luk bir yük ile yüklənmiş, sabit kesitli ve ankastra mesnetli bir kiriş verilmiştir. Malzeme özellikleri;

Perde: 2024-T3 alüminyum $F_{kopma} = 441.26 \text{ MPa}$ $F_{akma} = 289.58 \text{ Mpa}$

$E = 72.39 \text{ Gpa}$

Başıklar: 7075-T6 alüminyum $F_{kopma} = 537.79 \text{ Mpa}$ $F_{akma} = 482.63 \text{ Mpa}$

$E = 71.02 \text{ Gpa}$

Dikeyler ve Bağartılar: 2014-T6 alüminyum $F_{kopma} = 413.69 \text{ Mpa}$

$F_{akma} = 365.42 \text{ Mpa}$ $F_{cakma} = 365.42 \text{ MPa}$ $E = 73.77 \text{ Gpa}$

İlk olarak problemdeki kirişin NACA formlerinin sınırları içerisinde olup olmadığını kontrol edecek olursak;

1. Önekte kullanılan dikeylerin bacak kalınlığı 3.175 mm iken perde kalınlığı 0.635

$$\text{mm'dir. } t_U / t = 3.175 / 0.635 = 5$$

1. Dikeyler arası uzaklık 0.254 m iken perdenin yüksekliği 0.762 m'dir.

$$d / h = 0.254 / 0.762 = 0.333$$

3. Perde yüksekliği 0.762 m iken perde kalınlığı 0.635 mm'dir.

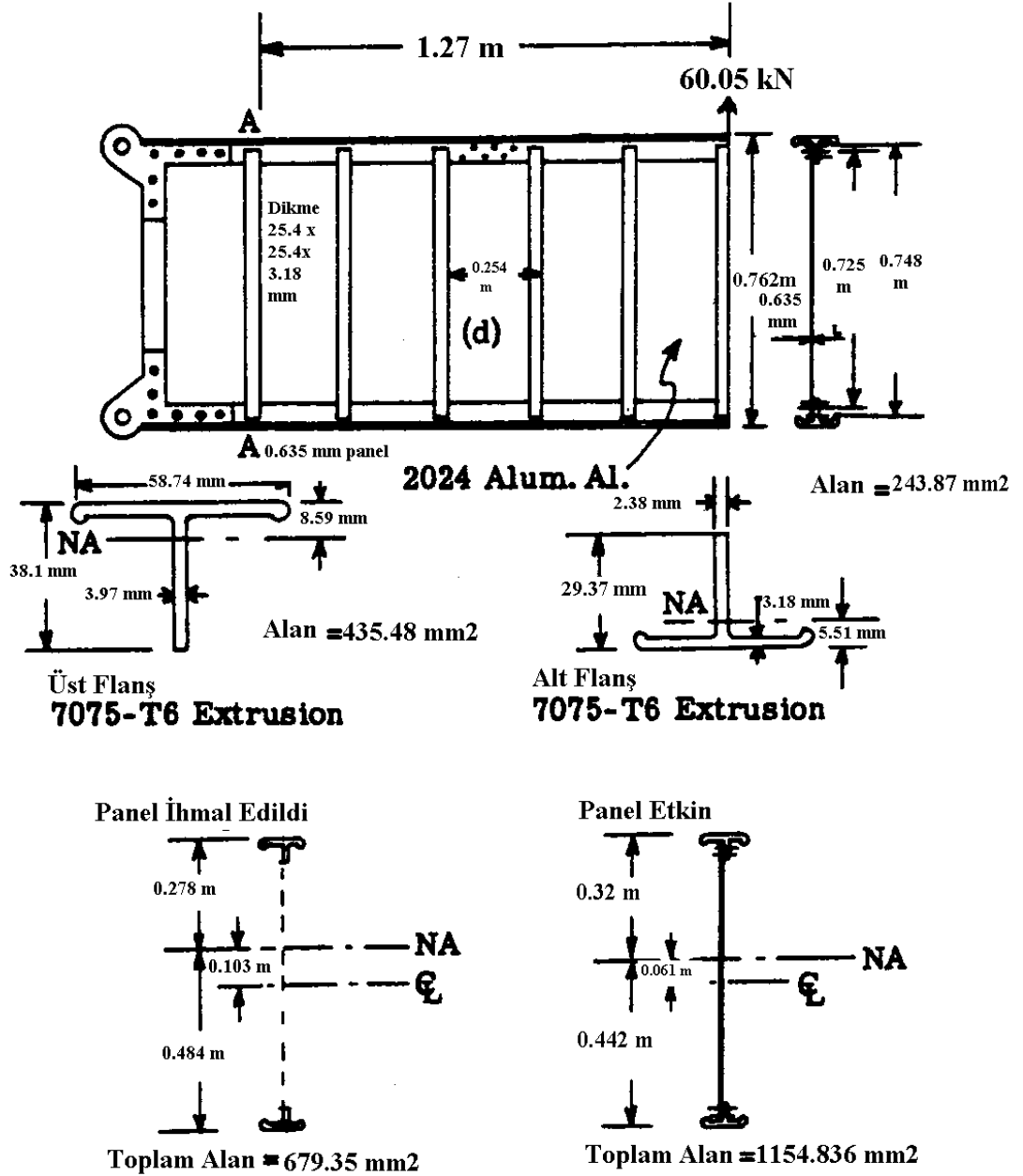
$$t / h = 0.762 / 6.35 \cdot 10^{-4} = 1200$$

Görüldüğü gibi kiriş NACA kriterlerine uygundur.

4.1.1 Kritik Kayma Gerilmesi (F_{Scr})

$$\frac{h_c}{d_c} = \frac{0.7097}{0.254} = 2.794$$

Bu değere karşılık gelen k_{SS} değeri Şekil A'1'den 5.4'den okunur. Bu durumda ilgili değerler (Denk 2.1)'de yerine konursa, $F_{Scr} = 2.55 \text{ MPa}$



Şekil 4.1. Uygulama örneği [5].

4.1.2 Yükleme Oranı (f_s / F_{Scr})

$$f_s = \frac{60050}{0.748 * 6.35e-4} = 126.52 \text{ Mpa}$$

$\frac{f_s}{F_{Scr}} = \frac{126.52}{2.55} = 49.6$ olarak bulunur. Şekil A2 den de buna karşılık gelen k köşegenel çekme katsayısı değeri 0.69 olarak okunur.

4.1.3 Dikmedeki Ortalama Gerilme

Dikme ağırlık merkezi ile perde orta düzlemin arasındaki uzaklık 7.68 mm dikmenin perdeye paralel eksenindeki ağırlık merkezi eğrilik yarıçapı 7.37 mm ve dikme kesit alanı $1.51e-4 \text{ m}^2$ olmak üzere,

$$A_{Ue} = \frac{1.51e-4}{1 + \left(\frac{7.68e-3}{7.37e-3}\right)^2} = 7.226e-5 \text{ m}^2$$

$$\frac{A_{Ue}}{td} = \frac{7.226e-5}{6.35e-4 * 0.254} = 0.45$$

Şekil A3 den $f_U / f_s = 0.92$ olarak okunur. Bu durumda,

$$f_U = 126.52e6 * 0.92 = 116.4 \text{ MPa}$$

4.1.4 Dikmedeki En Büyük Gerilme

$$\frac{d}{h_U} = \frac{0.254}{0.7239} = 0.352$$

Şekil A4 den k ve d / h_U değerleri kullanılarak f_{Umax} / f_U oranı 1.17 olarak elde edilir.

$$f_{Umax} = -116.4e6 * 1.17 = -136.52 \text{ MPa}$$

4.1.5 Köşegenel Çekme Açısı

Şekil A5 ten $\alpha = 0.815$ olarak bulunur.

4.1.6 Dkme i ğ n i z i n Verilebilir Geril me

İncel ed ğ ĩ m i z örnek tek tarafı dkme l i d u ğ u i ğ n i l k i k i k r i t e r i n c e l e n e c e k t i r .

1. f_U dkme r i n k d o n a k m a g e r i l m e s i n d e n d ü ŝ ü k d m a l d r . a v e b d k m e r i n b a c a k u z u r l u k l a r ı v e t ' d e d k m e k a l ı r l ı ğ d m a k ü z e r e Needham Yöntem i i l e d k m e r i n s a k a t l a n m a g e r i l m e s i h e s a p l a n a c a k d u r s a ğ

$$\frac{b'}{t} = \frac{a+b-t}{2t} = \frac{2*25.4-3.175}{2*3.175} = 7.5$$

Şekil A 9 dan b'/t değeri ne kar ş ı l ı k g e l e n $F_{CS} / \sqrt{F_{CY}E}$ değeri 0.07 d e r a k o k u n u r .

Bu d u r u m d a ;

$$F_{CS} = 0.07 * \sqrt{365.42e6 * 73.77e9} = 363.44 \text{ MPa}$$

f_U (ortalama), 116.4 MPa d u ğ u n a g ö r e d k m e l e r k d o n ç ö k m e s i y ö n ü n d e n e m i y e t l i d r . D k m e r i n a ğ ı r l ı k m e r k e z i n d e k i g e r i l m e , $h_U / 2p = 0.7239 / 2 * 7.57e-3 = 47.8$ n a r i r l i k o r a n ı i ğ n i z i n v e r i l e b i l i r k d o n g e r i l m e s i d e ğ e r i n d e n k ü ç ü k d m a l d r . Johnson- Euler Denkl en i n i k u l l a n a c a k d u r s a ğ

$$F_C = F_{CS} - \frac{F_{CS}^2}{4\pi^2 E} \left(\frac{L'}{\rho} \right)^2 = 363.44e6 - \frac{(363.44e6)^2}{4\pi^2 * 73.77e9} (47.8)^2 = 259.81 \text{ MPa}$$

Bu d u r u m d a e m i y e t p a y ı : $(259.81e6 / 116.4e6) - 1 = 1.23$

2. 2014- T6 d a ş ı m ı n d a n m a m u l b i r d k m e i ğ n (1.8a) denkl en i n i k u l l a n a c a k d u r s a ğ

$$F_U = 26000k^{2/3} (t_U / t)^{1/3} = 26000 * 0.69^{2/3} (3.175e-3 / 0.635e-3)^{1/3} = 239.36 \text{ MPa}$$

(1.8a) denkl en i 2024 d a ş ı m ı ğ n d u ğ u n d a n b i r d ü z e l t m e f a k t ö r ü n ü n h e s a b a k a t ı l m a s ı g e r e k e c e k t i r . F_{CY} , 2024 d a ş ı m ı ğ n 289.58 MPa v e 2014 d a ş ı m ı ğ n i s e 365.42 MPa d u ğ u g ö z ö n ü n e d ı n a c a k d u r s a ğ 2014 d a ş ı m ı ğ n d ü z e l t i l m i ŝ d e ğ e r ;

$$F_U = \sqrt{\frac{365.42e6}{289.58e6}} * 239.36e6 = 268.88 \text{ MPa}$$

Bu d u r u m d a e m i y e t p a y ı : $(268.88e6 / 136.52e6) - 1 = 0.97$

Görülmektedir ki d'kmeler gereğinden fazla mukavimdir ve ağırlık azaltım isteniyorsa yeriden tasarlanmalıdır.

4.1.7. Perde Tasarımı

Şekil A 6 kullanılarak ilgili değerler için $C_1 = 0.022$ değeri bulunur. Şekil A 7 kullanılarak C_2 değerinin bulunabilmesi için ωd yarı başlık esneklik faktörünün bulunması gerekir. Burada I_C ve I_T değerleri sırasıyla basma ve çekme başlıklarının atalet momentleri d'nak üzere;

$$\omega d = 0.7d^4 \sqrt{\frac{t}{(I_C + I_T)h_e}} = 0.7 * 0.254^4 \sqrt{\frac{6.35e-4}{(4.47 + 1.21)e-8 * 0.748}} = 21.74$$

Bu durumda $C_2 = 0.075$ olarak bulunur.

$$f_{Smax} = 126.52e6 (1+0.69*0.022) (1+0.69*0.075) = 141.97 \text{ MPa}$$

4.1.8. İzin Verilebilir Perde Kayma Gerilmesi

Şekil A 8 den 2024 d'aşı m i ç i n $F_{tu} = 427.48 \text{ MPa}$ (kopma gerilmesi) ve $k = 0.69$ değeri ne karşılık gel en pul suz per ç i ni ç i n $F_{Sal} = 144.79 \text{ MPa}$ pull u per ç i ni ç i n $F_{Sal} = 163.41 \text{ MPa}$ ise, her iki durumu ç i n emi yet payları sırasıyla

$$(144.79 / 141.97) - 1 = 0.02$$

$$(163.41 / 141.97) - 1 = 0.15$$

4.1.9. Başlık Mukavemeti

Kuvveti n uygul andı ğ i nokt anı n 1.27 muza ğ i nda eğ i l me moment i,

$$1.27 * 60050 = 76.264 \text{ kNm}$$

Yarı çekme faktörünün 0.69 d'duğu göz önüne alınırsa burkulmadan önce kirişin dayanabileceğ eğilme momenti;

$$(1 - 0.69) * 76.264 = 23.64 \text{ kNm}$$

Geri kalan 52.624 kNm'lik eğilme momenti, burkulmadan sonra düşecek olan yarı çekme gerilmeleri tarafından karşılanır. Alt ve üst başlıkların en uç liflerindeki gerilmeler sırasıyla hesaplanacak dursa;

$$f_b = \frac{23.64e3 * 0.442}{1.13e-4} + \frac{52.624e3 * 0.484}{8.74e-5} = 92.468 + 291.419 = 383.887 \text{ MPa}$$

$$f_b = -\frac{23.64e3 * 0.32}{1.13e-4} - \frac{52.624e3 * 0.278}{8.74e-5} = -66.945 - 167.385 = -234.33 \text{ MPa}$$

4.1.10. Eğilme Nedeniyle Oluşan Ortalama Aksenal Başlık Gerilmeleri

Burkulmadan önce ve burkulmadan sonra kirişin taşıyacağı ortalama aksenal başlık yükleri sırasıyla;

$$\frac{I_N}{I} * \frac{M(1-k)}{h_e} = \frac{8.74e-5}{1.13e-4} * \frac{76.264e3(1-0.69)}{0.748} = \pm 24.446 \text{ kN}$$

$$\frac{M(1-k)}{h_e} = \frac{52.624e3}{0.748} = \pm 70.353 \text{ kN}$$

Bu durumda kirişin taşıyacağı toplam ortalama aksenal başlık yükü;

$$\text{Alt Başlık} = 70.353 + 24.446 = 94.799 \text{ kN}$$

$$\text{Üst Başlık} = -70.353 - 24.446 = -94.799 \text{ kN}$$

4.1.11. Yarı Çekme Etkisi Sonucunda Oluşan Başlık Aksenal Yükleri

$$-\frac{0.69 * 60050}{2} * 1.228 = -25.441 \text{ kN}$$

Bu durumda sırasıyla alt ve üst başlık için toplam ortalama başlık yükleri ve gerilmeleri;

$$\text{Alt Başlık} = 94.799 - 25.441 = 69.358 \text{ kN}$$

$$69.358e3 / 243.87e-6 = 284.41 \text{ Mpa}$$

$$\text{Üst Başlık} - 94.799 - 25.441 = -120.24 \text{ kN}$$

$$-120.24 \text{ e}3 / 435.48 \text{ e} - 6 = -276.11 \text{ MPa}$$

4.1.12 İkinci Eğilme Momentleri Nedeniyle Oluşan Başlık Gerilmeleri

$$M = \frac{1}{12} * 0.69 * 126.52 \text{ e}6 * 6.35 \text{ e} - 4 * 0.254^2 * 0.97 = 289.095 \text{ Nm}$$

$$\text{Üst başlığın tarafsız eksene göre ağırlık momenti} = 4.474 \text{ e} - 8 \text{ m}^4$$

$$\text{Alt başlığın tarafsız eksene göre ağırlık momenti} = 1.211 \text{ e} - 8 \text{ m}^4$$

Her iki başlığın en üst ve en alt liflerindeki eğilmeden kaynaklanan gerilmeleri bulmak için $\sigma = My / I$ formülü kullanılacak dursa;

$$\text{Üst başlık en üst lif: } f_b = \frac{289.095 * 8.59 \text{ e} - 3}{4.474 \text{ e} - 8} = -55.506 \text{ MPa}$$

$$\text{Üst başlık en alt lif: } f_b = \frac{289.095 * 2.95 \text{ e} - 2}{4.474 \text{ e} - 8} = 90.619 \text{ MPa}$$

$$\text{Alt başlık en üst lif: } f_b = \frac{289.095 * 2.386 \text{ e} - 2}{1.211 \text{ e} - 8} = -569.596 \text{ MPa}$$

$$\text{Alt başlık en alt lif: } f_b = \frac{289.095 * 5.512 \text{ e} - 3}{1.211 \text{ e} - 8} = 131.585 \text{ MPa}$$

Bu durumda üst başlıktaki toplam gerilme;

$$\text{Üst lif: } -276.11 - 55.506 = -331.616 \text{ MPa}$$

$$\text{Alt lif: } -276.11 + 90.619 = -185.491 \text{ MPa}$$

Alt başlıktaki toplam gerilme;

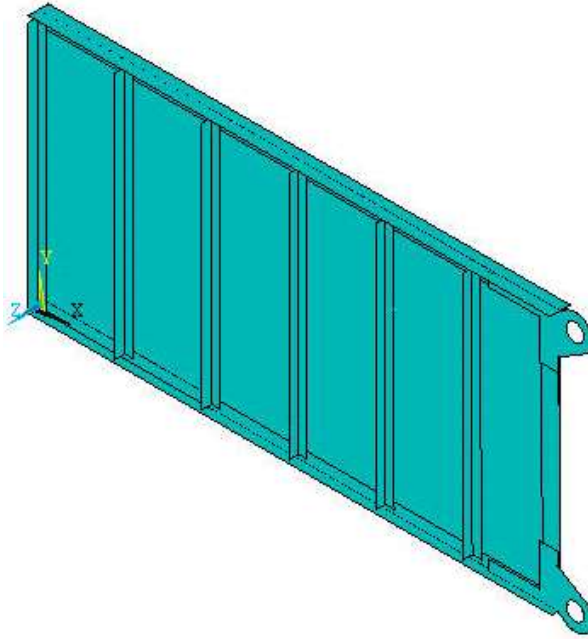
$$\text{Üst lif: } 284.41 - 569.596 = -285.186 \text{ MPa}$$

$$\text{Alt lif: } 284.41 + 131.585 = 415.995 \text{ MPa}$$

Örnek problemde perde göreceli olarak ince ve $k = 0.69$ olduğu için yarı çekme etkisi nedeniyle oluşan perde buruşması -ki kayma yükünün %69'unu yarı çekme etkisi karşılar- oldukça önemlidir. Nisbeten yüksekliği daha az ve daha ağır yüklenebilir maruz kanat sparı veya kanat sisiri gibi yapılarda perdeler daha kalın ve k değeri daha düşük olacaktır. Kaymaya dayanıklı kirişlere göre yarı-çekme gerilmesi kirişlerin başlık ve dikeye ağırlıkları daha fazladır. Fakat daha ince perdeler kullanılarak yapılan ağırlık tasarrufu bu ağırlık fazlalığını karşılar hatta aşar.

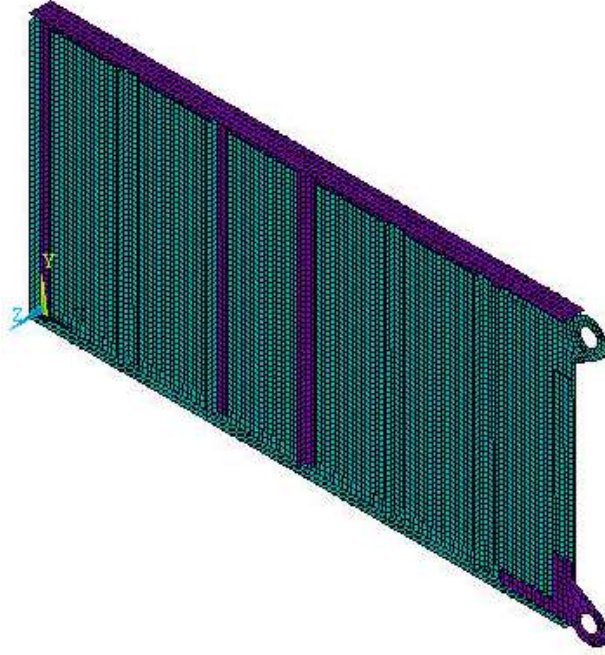
4.2 Hesaplamalı Çözüm

Uygulamanın hesaplamalı olarak çözümünde ticari bir sortu elemanlar yazılımı olan ANSYS programından faydalanılmıştır. Gerek perdenin gerekse başlık ve dikeylerinin kalınlıklarının diğer boyutlarına oranı 1/10'dan küçük olduğu için modelleme sırasında kabuk elemanlar kullanılmıştır. Ayrıca geometri oluştururken metrik sistem kullanılmıştır. Kriş geometrisi Şekil 4.2'deki gibi modellenmiştir.



Şekil 4.2 Kriş geometrisi

Modelleme sırasında perdeyi dikey ve başlık ara bağlayan perçinler, birbirine yakın iki düğüm noktasının eşleştirilmesi ve analiz sırasında beraber hareket etmesi anlamına gelen 'Coupled DOF' komutu kullanılarak simüle edilmiştir. Eleman ağ oluştururken SHELL181 elemanı kullanılmıştır. Toplam eleman sayısı ise 11696'dır. Oluşturulan eleman ağı Şekil 4.3'de gösterilmiştir. Krişin malzeme özellikleri ise Tablo 4.1'de verilmiştir.



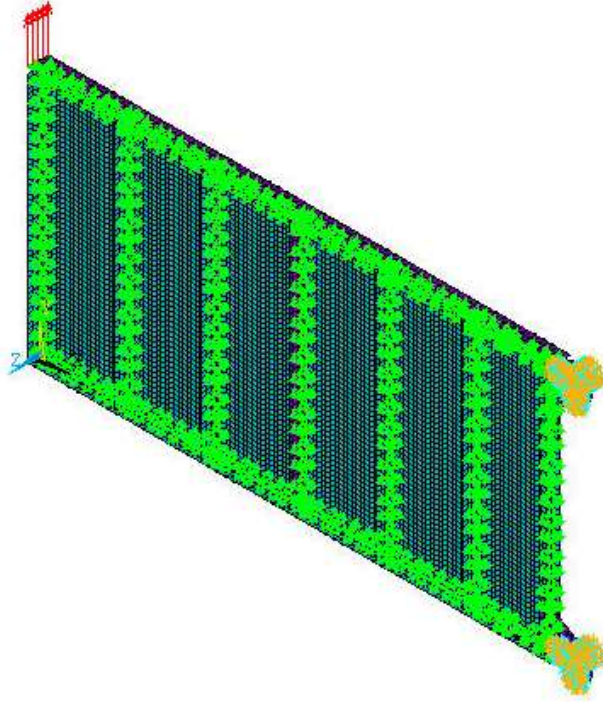
Şekil 4.3 Kriş d eman ağı

Tablo 4.1. Kriş Mäl zeme Özelli keri

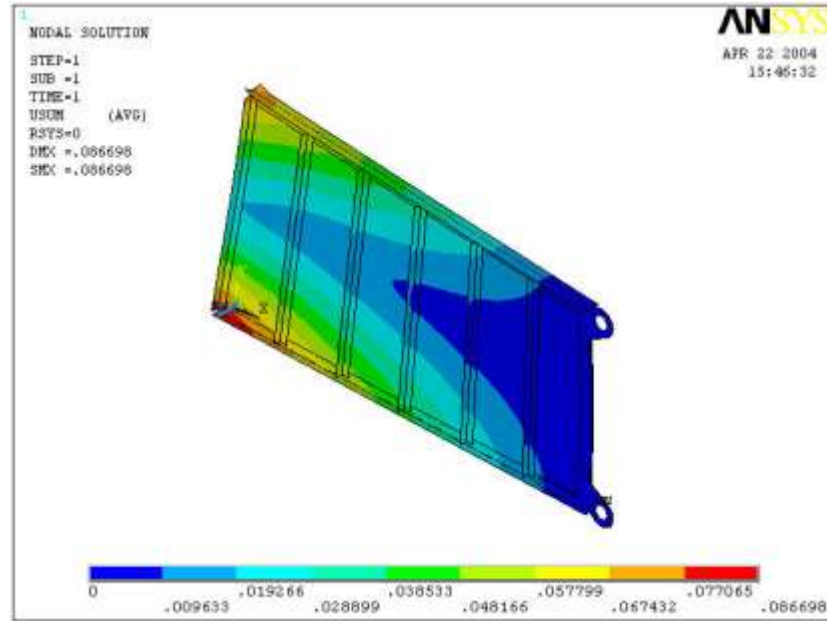
	Mäl zeme	E	Ak ma Geril mesi
Pand	2024- T3	71.016 GPa	289.58 MPa
Fl anş ar	7075- T6	72.395 GPa	482.633 MPa
Di k mæl er	2014- T6	73.774 GPa	365.422 MPa

4.2.1 Statik Analiz

Kriş bağ artı yerleri nden ankastre d arak mesnetlenmiştir. Statik analiz çerçevesi nde 60.05 kNluk kes me kuvveti, uygulama örneğ i nde d uğu ğ i bi nokt asd d arak yükl emeni n tek illiğ e neden d acağ ı düşün üld üğ ünden kriş üst baş ı ğ ı nı n en uç ğ ı zğ ı s i ndeki beş düğ üm nokt ası na eş it d arak uygul anmıştır. Durum Ş ekil 4.4te göster ilmiştir. Ş ekil de gör ülen yeş il renkli bağ artıl ar perç i nleri si mül e t mekt edir.

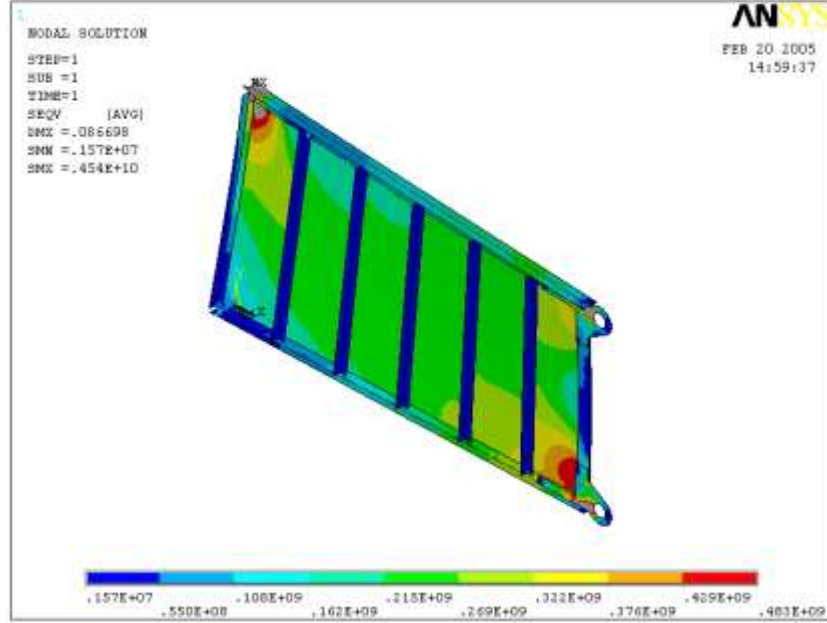


Şekil 4.4 Krişe yükün ve sınır koşullarının uygulanması

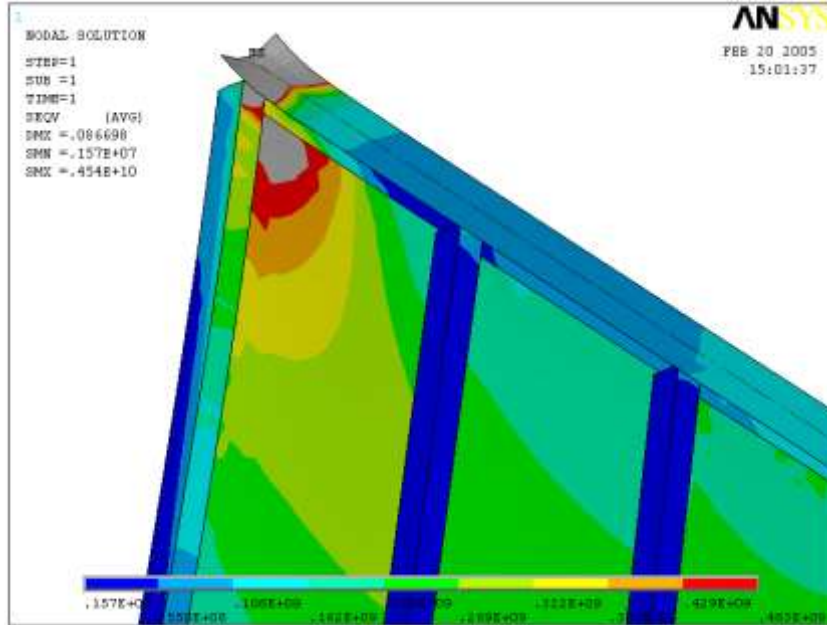


Şekil 4.5 Toplam yer değiştirme alanı (mm)

Program statik analiz için koşturulduktan sonra elde edilen sonuçlar toplam yer değiştirme ve von Mises gerilmeleri sırasıyla Şekil 4.5 ve 4.6 da görülmektedir. Ayrıca yapının en çok zorlanan bölgeleri Şekil 4.7 ve 4.8 de görülmektedir. Şekil 4.6, 4.7 ve 4.8 de gri olarak gözüken yerler (kuvvetin uygulandığı kısım ve bağantı yerleri) flanşakma gerilmeleri nin aşıldığı kısımlardır. Toplam yer değiştirme alanının

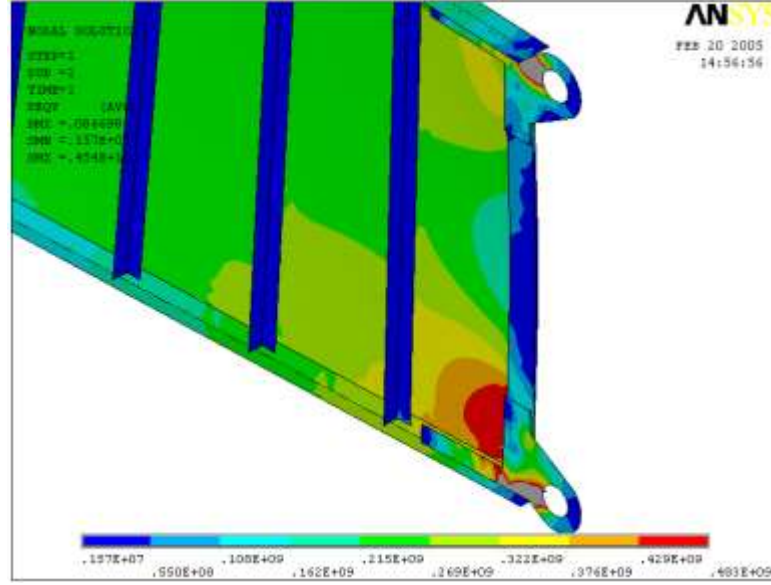


Şekil 4.6 Von Mises gerilmesi (Pa)



Şekil 4.7 En büyük gerilmenin olduğu kısmı (Pa)

makul olduğu düşünülürse de en büyük von Mises gerilmesi özellikle kuvvetin uygulandığı bölgede bekleneni çok aştırmıştır. Bunun nedeni yüklemenin çizgisel bir yayılı yük olarak uygulanması nedeniyle de oluşmasıdır. Şekil 4.7 den de görülebileceği üzere pandinin serbest ucu haricinde kalan üç köşesinde de von Mises değerleri akma gerilmesini geçmiştir. Öte yandan 2014-T6 alüminyum alaşımından mamul bağartı noktasındaki d eman gerilmeleri ne bakıldığında



Şekil 4.8 Bağ artı yerlerindeki kritik kırsımlar (Pa)

Tablo 4.2 Parametrik çalışmada incelenen durumlar

	NACA Yöntemi	1. durum	2. durum	3. durum	4. durum	5. durum
Üst flanşın en üst iç içi (MPa)	-234,422	-222,370	-238,150	-192,930	-218,373	-218,378
Alt flanşın en alt iç içi (MPa)	385,072	317,063	364,723	255,075	310,385	310,390

malzeme akma noktasının aşıldığı ortaya çıkmaktadır. Bu bölgelerin kuvvetlendirilmesi gerektiği aşıktır. Bundan sonraiseiki farklı perde kalınlığı ve iki farklı dikme kalınlığı için statik analiztekrarlanmıştır. İncelenen durumlar Tablo 4.2 de verilmiştir. Genel itibarıyla diğer dört durumda da bağartı noktaları ve kuvvetin uygulandığı noktada gerilmelerin akma değerlerini aştığı gözlenmiştir. Tablo 4.3teise beş durumu için kuvvetin uygulandığı noktadan 1.27 m uzaklıktaki deman sonuğarı ile NACA yöntemiyle elde edilen sonuç karşılaştırılmıştır. Görüldüğü üzere üst başlık en üst lifinde NACA yöntemiyle ilk durumu için hesaplamalı analizsonucunda elde edilen sonuç çokyakıni ken, alt başlık en alt lifte belli bir yakınsama sağansa da diğ bir fark söz konusudur.

4.2.2 Dinamik Analiz

Dinamik Analiz kapsamında önce modal analiz yapılarak kirişin ilk beş doğal frekansı ve mod şekilleri tesbit edilmiştir. Modal extraction yöntemi ile sonuçları hızlı ve yüksek doğruluklu verdiğ için Block-Lanczos Yöntemi kullanılmıştır. Modal

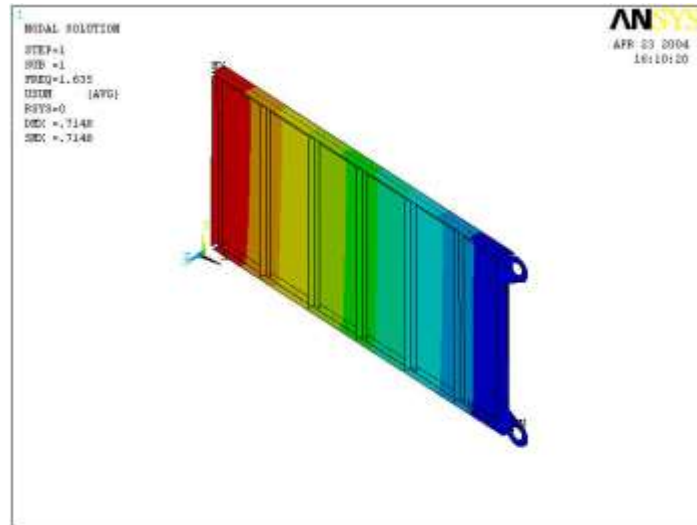
Tablo 4.3 Analiz sonuçlarının karşılaştırılması (eğilme gerilmeleri MPa)

	Panel kalınlığı	Dikme kalınlığı
1. durum	6.35 mm	3.175 mm
2. durum	3.175 mm	3.175 mm
3. durum	12.7 mm	3.175 mm
4. durum	6.35 mm	2.381 mm
5. durum	6.35 mm	4.763 mm

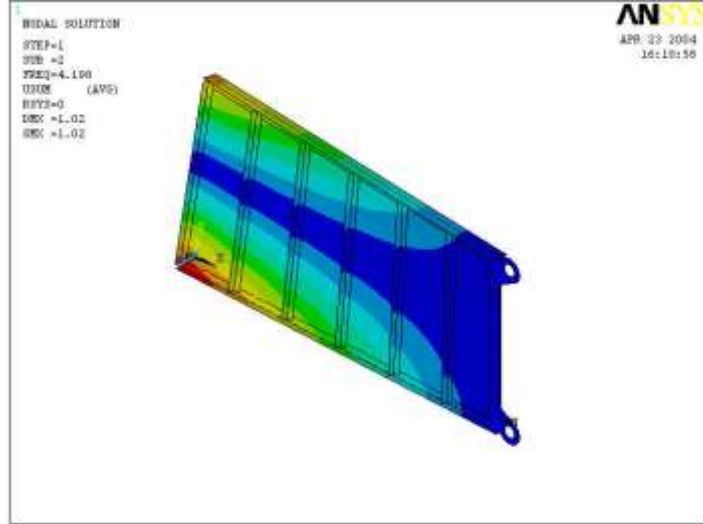
analiz sırasında sönümlenme ihmal edilmiştir. Sonuçta elde edilen doğal frekanslar Tablo 4.4'te, ilk durumu için mod şekilleri ise Şekil 4.9 ve 4.10'da verilmiştir. Tablo 4.2'den de görüldüğü gibi temel durumdan ilk durum ile ikinci ve üçüncü durumlarda dikmeler aynı ama perde kalınlığı farklı iken dördüncü ve beşinci durumlar ile ilk durumda perde kalınlığı aynı ama dikmeler farklıdır. İncelenen tüm durumlarda ilk iki mod şekli benzerdir, sadece boyutsuzlaştırılmış yer değiştirme değerleri farklıdır.

Tablo 4.4 İncelenen durumların doğal frekansları (Hz)

	Durum1	Durum2	Durum3	Durum4	Durum5
Mod1	1.523	1.635	1.372	1.797	1.795
Mod2	4.408	4.198	5.374	3.251	3.250
Mod3	34.022	24.003	31.210	28.271	28.330
Mod4	36.531	24.627	37.727	29.863	29.963
Mod5	43.704	25.640	48.990	31.953	32.161



Şekil 4.9 Tüm durumların ortak olan birinci mod şekli



Şekil 4.10 Tüm durumların için ortak olan ikinci mod şekli

Daha sonra beş farklı durumu için harmonik analiz yapılmıştır. Bu kapsamda Tam Harmonik Yanıt yöntemi kullanılmış, kesme kuvveti ise basamaklı olarak ve 4.45 kN şiddetinde uygulanmıştır. Sönümleme yine ihmal edilmiştir. Harmonik analizin sonuçlarını görmek için analiz taranan frekans bandında keyfi bir kritik frekans seçilmiş, modal analiz sonuçlarına bakılarak her durumu için giriş üzerinde üç nokta belirlenmiş ve bu noktadaki z ekseriindeki yer değiştirme ve von Mises gerilmelerinin grafikleri elde edilmiştir. Bu grafikler Ek- B de verilmiştir. Tüm durumların ilk iki mod şekli ortak olduğundan ve bu iki mod için en büyük yer değiştirme değerleri elde edildiği için, kuvvetin uygulandığı noktadaki kritik nokta olarak belirlenmiştir. İlk iki durumun mod şekilleri birbirine benzediğinden en büyük gerilmelerin birinci ve üçüncü gözde ortaya çıkması nedeniyle bu iki gözün orta noktaları kritik nokta olarak alınmıştır. Aynı şekilde son iki durumun mod şekilleri benzer olduğundan en büyük yer değiştirme değerlerinin sağ ve sol uç ve serbest ucu kritik nokta olarak belirlenmiştir. Yine mod şekillerine bakarak üçüncü durumu için en kritik nokta olarak serbest uç ve mesnetlenen kenarın orta noktası seçilmiştir. Belirlenen noktalarda harmonik analiz sonuçları grafikleri halinde Ek- B de verilmiştir. Tablo 4.5 de ise grafiklerin bir özeti sunulmuştur.

Seçilen 28 Hz frekansı için grafikler incelendiğinde ilk üç durum ve son durumu için herhangi bir kritik durum gözlenmemesi ne rağmen dikme kalınlıklarının inceltildiği dördüncü durumda birinci gözün orta noktasında panel akma gerilmesinin çok üzerinde (830 MPa) bir gerilme değeri ile karşılaşılmaktadır.

Tablo 4.5 Harmonik analiz sonucunda incelenen noktadaki z yönündeki yerdeğıştirne ve von Mises gerilne değerleri

		z yerdeğıştirnesi (cm)	von Mises gerilnesi (MPa)
1 durum	1. nokt a	12	215
	2. nokt a	8	230
	3. nokt a	5.3	140
2 durum	1. nokt a	8.2	213.7
	2. nokt a	28	700
	3. nokt a	40	960
3 durum	1. nokt a	14.5	233.5
	2. nokt a	12	155
	3. nokt a	5.7	142
4 durum	1. nokt a	33	2864.75
	2. nokt a	25	830
	3. nokt a	44	26.5
5 durum	1. nokt a	2.45	212.15
	2. nokt a	7	212
	3. nokt a	3.25	7.6

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada statik analiz kısmında yapının uygulanan yükleme altında emiyetli olduğu fakat bağartı kısmının güçlendirilmesi gerektiği ortaya çıkmıştır. Parametrik çalışma sonucunda, perdenin kalınlığının arttırılması kayma gerilmesi değerlerini düşürdüğünden üçüncü durum gereğinden fazla mukavimiken perde kalınlığının azatıldığı ikinci durumda gerilmeler malzeme akma gerilmelerinin üzerindedir. Dkme kalınlıklarının değiştirildiği son iki durumda ise başlık gerilmelerinde kayda değer bir değişiklik oluşmamıştır. Sonuç olarak kiriş başlıklarının kesitlerini azaltılması yada yüklemelerini arttırılması ihtiyene gidebilir.

Dinamik analizde ise uygulanan yükleme altında ikinci ve dördüncü yarı sırasıyla perdenin ve dkmerinin inceltilmiş durumlarda statik yüklemelerinde birinden de küçük bir yükleme altında dahi kırışın çökeceği ortaya çıkmaktadır. Fakat iki durumu birbirinden ayıran fark, perdenin inceltilmiş durumda çökme perdede durken dkmerinin inceltilmiş durumda çökme flanşta olmaktadır. İkinci kırış örneğinde, kuvvetin uygulandığı noktada gerilme değeri kabul edilebilir bir değere sahipken, üçüncü mod şeklinde perde üzerindeki gerilmeler malzemenin akma gerilmesini hatta ri hai gerilme değeri üzerinde üzeri ne çıkmaktadır. Dd aysıyla üçüncü mod i ki ndi durumu ğinen kritik mod şeklidir. Dördüncü durumda ise üçüncü ve dördüncü mod ar kritiktir. İkinci kırışın aksine, kuvvetin uygulandığı uçtan aksi yöne gidi d kçe gerilmeler azalmaktadır.

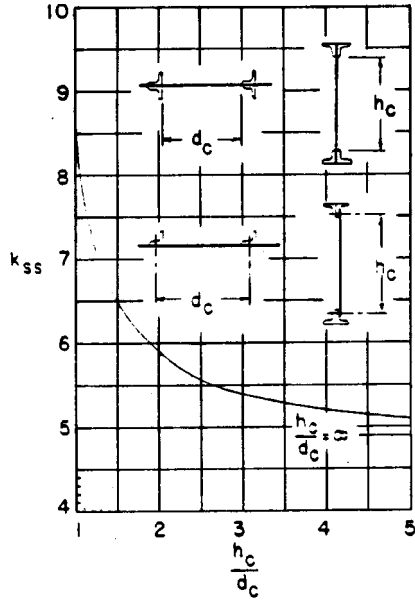
Diğer üç durumda ise kırışların yüklemeye karşı mukavimlik dukları aşılmaktadır. İlk durumda kırışın ikinci ve üçüncü mod arı kritik iken üçüncü durumda beşinci mod en kritik dardır. Beşinci durumda ise en kritik mod dördüncü moddur.

Keyfi olarak seçilen 28 Hz frekansı i ğin grafi klerini incel end ğinde ilk üç durum ve son durumu ğin herhangi bir kritik durum gözlenmesi ne rağmen dkme kalınlıklarının inceltilmiş dördüncü durumda birinci gözün orta noktasında panel akma gerilmesini çok üzerinde (830 MPa) bir gerilme değeri ile karşılaşılmaktadır.

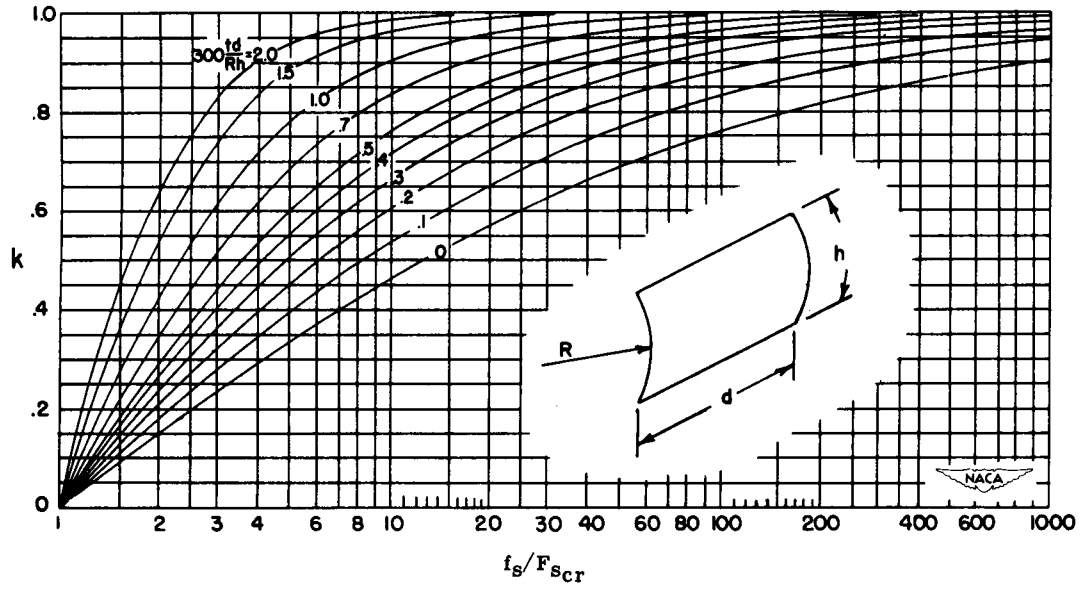
KAYNAKLAR

1. **Kuhn Paul**, 1933. A Summary of Design Formulas for Beams Having Thin Webs in Diagonal Tension, *NACA Technical Note*, **NACA-tn-469**, Langley Memorial Aeronautical Laboratory, Washington
2. **Peery, David J. Azar, J. J.**, 1991. Uçak Yapıları, AÜ Sivil Havacılık Meslek Yüksek Okulu Yayınları, Eskişehir
3. **Kuhn, Paul Peterson, James P. Levi n L. Ross**, 1952. A Summary of Diagonal Tension Part 1- Methods of Analysis, *NACA Technical Note*, **NACA-tn-2661**, Langley Aeronautical Laboratory, Langley Field VA
4. **Kuhn, Paul Peterson, James P. Levi n L. Ross**, 1952. A Summary of Diagonal Tension Part 2- Experimental Evidence, *NACA Technical Note*, **NACA-tn-2662**, Langley Aeronautical Laboratory, Langley Field VA
5. **Bruhn, E F.**, 1973. Design and Analysis of Aircraft Structures, Jacobs Publishing Inc., Indianapolis IN
6. **Elgaaly, Mohamed**, 1998. Thin Steel Plate Shear Walls Behavior and Analysis, *Thin-Walled Structures*, **32** 151-180
7. **Schwarzmeier, Klaus Otto**, 1999. D AG2-Geometric Non-Linear Parameters Calculation for Diagonal Tension Simulation Using MSC NASTRAN, Embraer Technical Note, Sao Jose dos Campos SP.
8. **Kumar, Y. V. S. Paik, Jeom Kee**, 2004. Buckling Analysis of Cracked Plates Using Hierarchical Trigonometric Functions, *Thin-Walled Structures*, **42** 687-700
9. **Su, Xiaofeng ve diğerleri**, 2003. Winkling Analysis of a Kapton Square Membrane under Tensile Loading, *44th AIAA/ASME/ASCE/AHS Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, AIAA 2003-1985 Norfolk Virginia April 7-10.
10. **Logan, Daryl L.**, 1992. A First Course in the Finite Element Method, PWS-Kent Publishing Co. Boston
11. **Chandrupatla, Tirupathi R. Belegundu, Ashok D.**, 2002. Introduction to Finite Elements in Engineering, Prentice-Hall, Upper Saddle River NJ
12. **Bathe, Klaus-Jürgen Wilson Edward L.**, 1976. Numerical Methods in Finite Element Analysis, Prentice-Hall, Englewood Cliffs NJ
13. **ANSYS Inc.**, 2002. ANSYS 6.1 Documentation

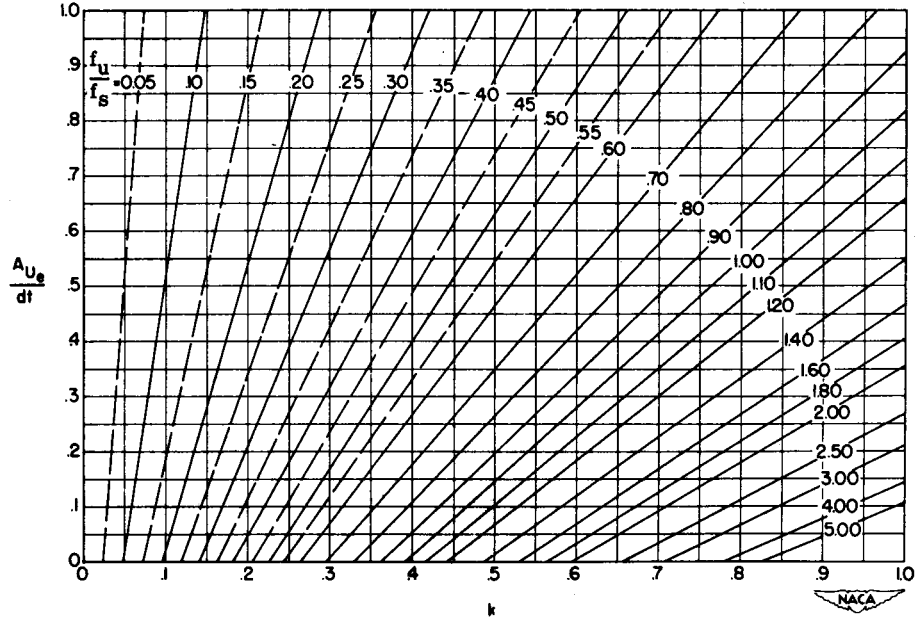
EK A



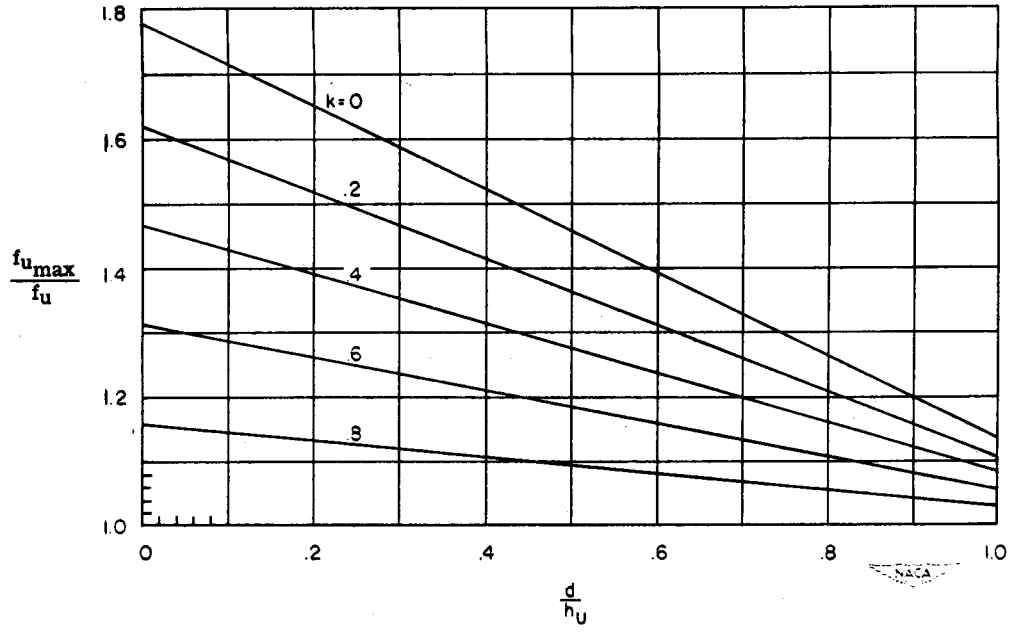
Şekil A 1 Basit mesnetli perdeler için kuramsal katsayılar



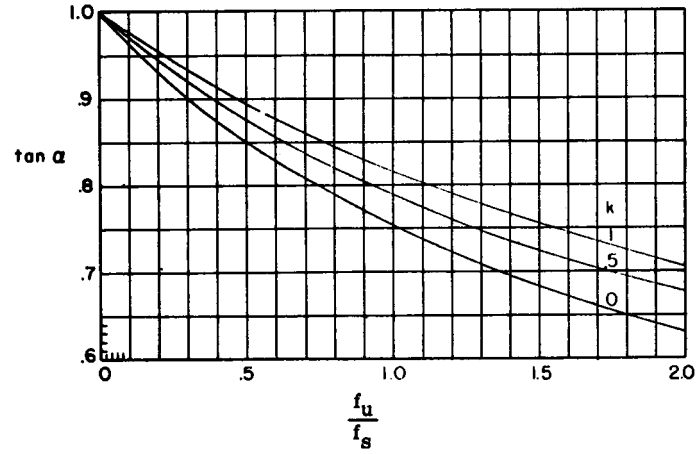
Şekil A 2 Köşegend çekme faktörü k (düz perdeler için sıfır eğrisi kullanılmalı)



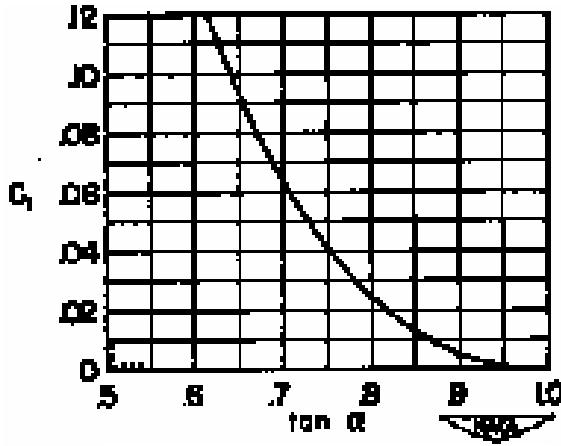
Şekil A3 Köşegend çekme analiz grafiği



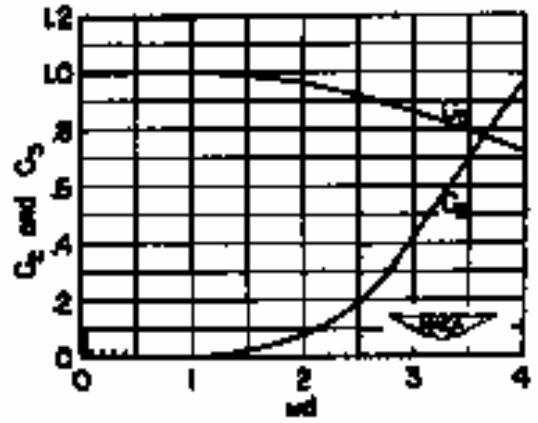
Şekil A4 Dk'ndeki en büyük gerilmenin ortalamaya gerilme oranı



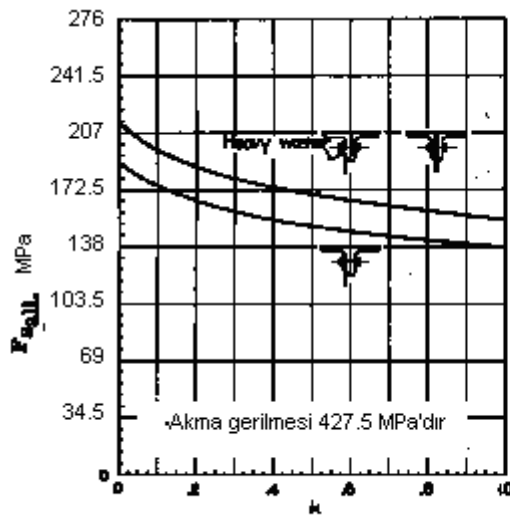
Şekil A 5 Yarı-çekme gerilmesi



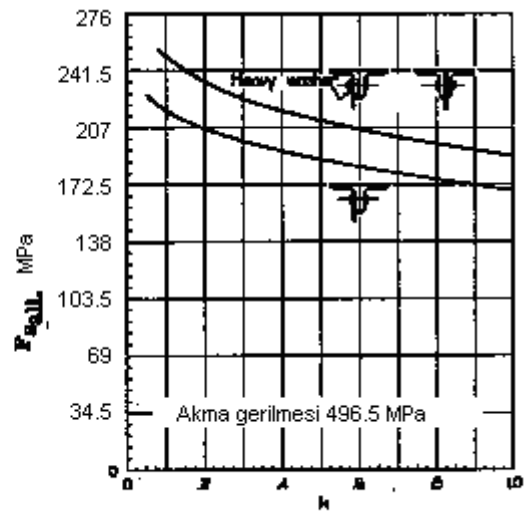
Şekil A 6 C_1 faktörü



Şekil A 7 Gerilme yığılma faktörleri

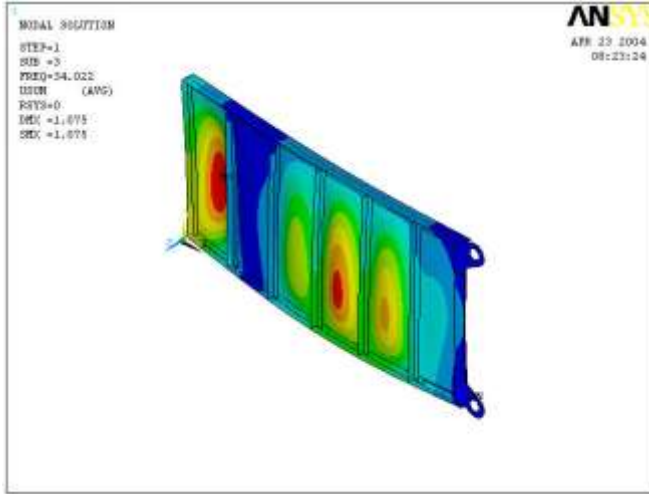


2024 Alüminyum Alaşımı

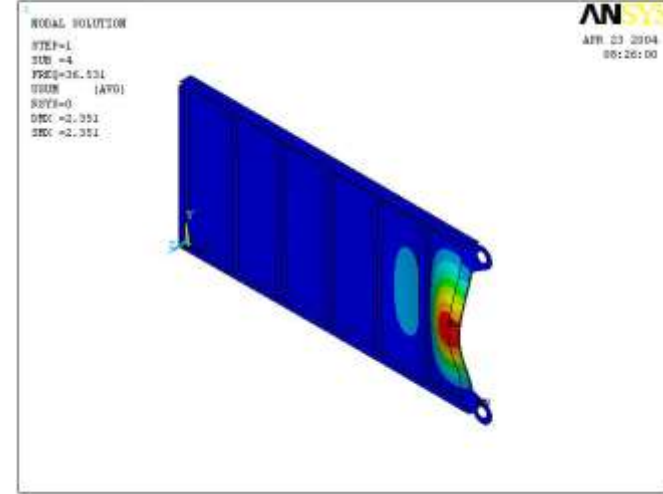


7075 Alüminyum Alaşımı

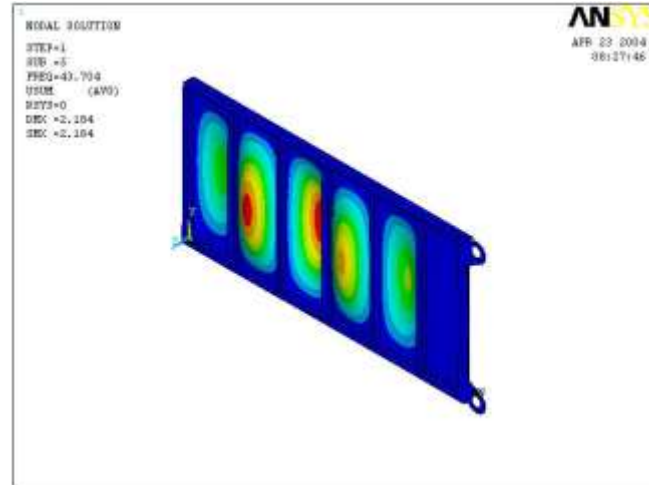
Şekil A 8 İzin verilebilir nominal perde kayma gerilmeleri



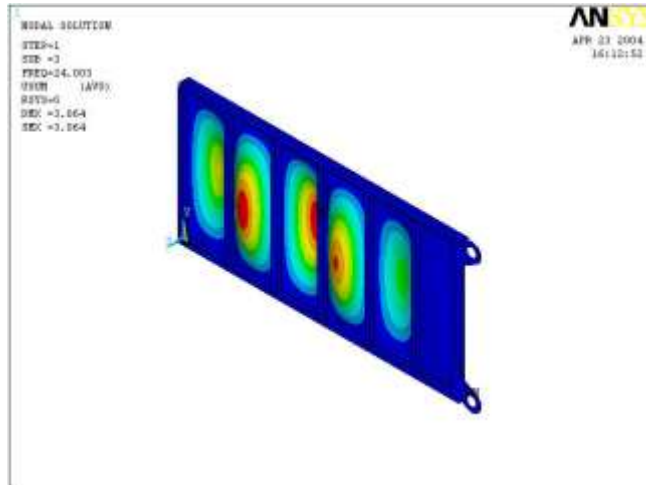
Şekil B 1 Bri nâ dur umi ğ i n kiri ŝ i n üçüncü modu



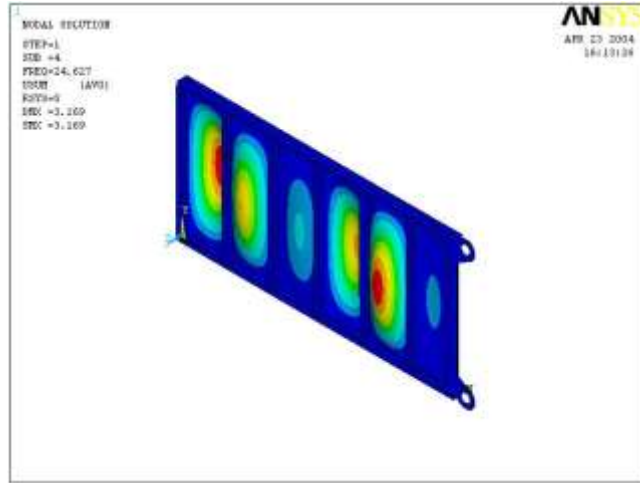
Şekil B 2 Bri nâ dur umi ğ i n kiri ŝ i n dördüncü modu



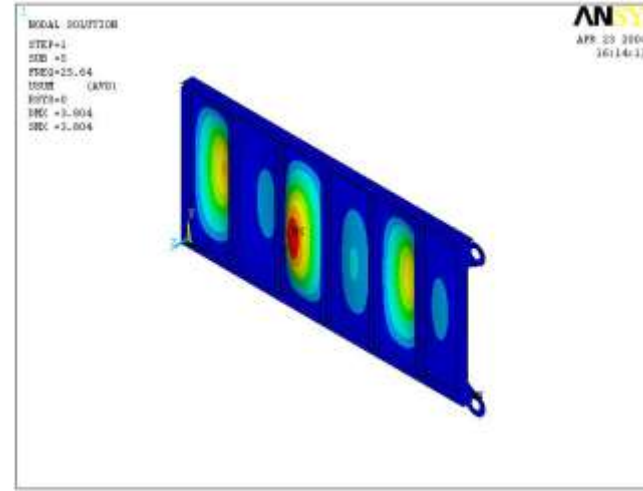
Şekil B 3 Bri nâ dur umi ğ i n kiri ŝ i n beşinci modu



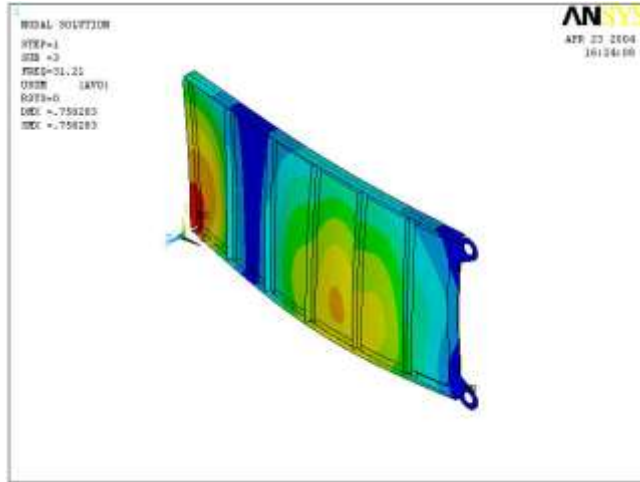
Şekil B 4 İ ki nâ dur umi ğ i n kiri ŝ i n üçüncü modu



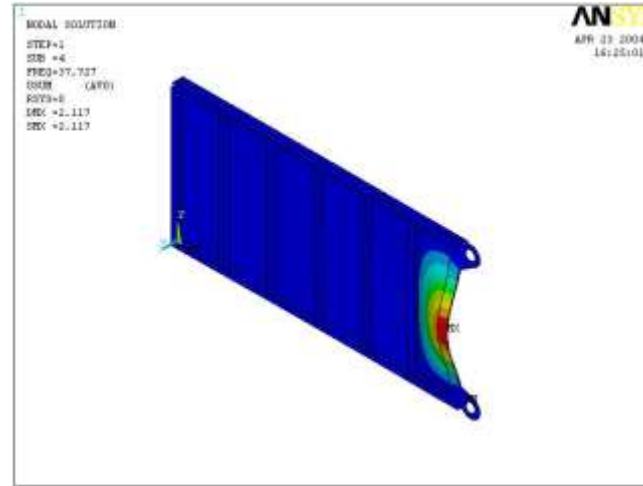
Şekil B 5 İki nc i dur u m i ğ i n kiri ş i n dör d ü n c ü m o d u



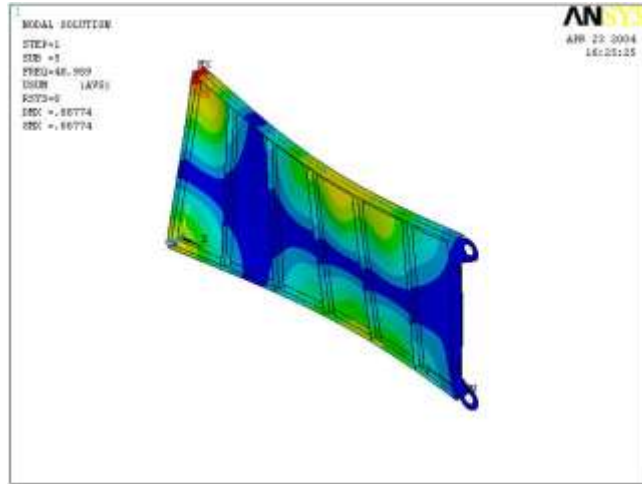
Şekil B 6 İki nc i dur u m i ğ i n kiri ş i n be ş i nc i m o d u



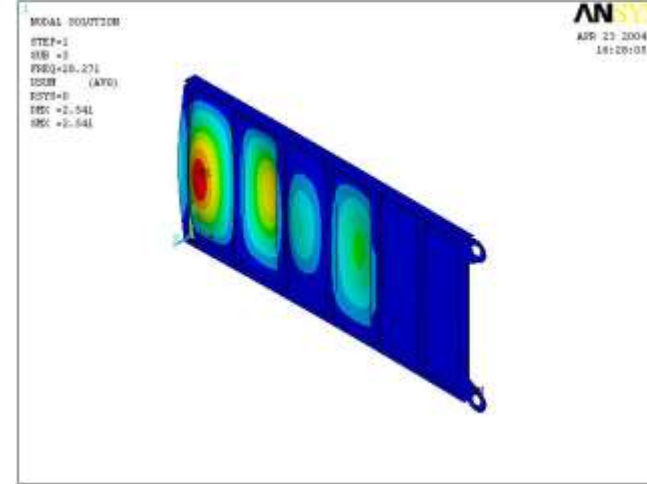
Şekil B 7 Ü ç ü n c ü d u r u m i ğ i n kiri ş i n ü ç ü n c ü m o d u



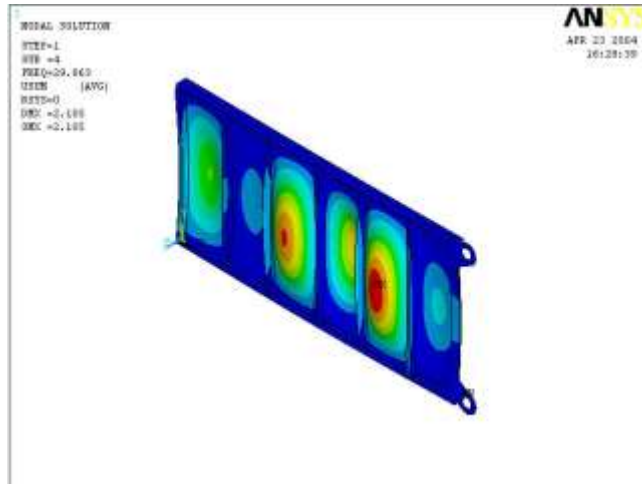
Şekil B 8 Ü ç ü n c ü d u r u m i ğ i n kiri ş i n dör d ü n c ü m o d u



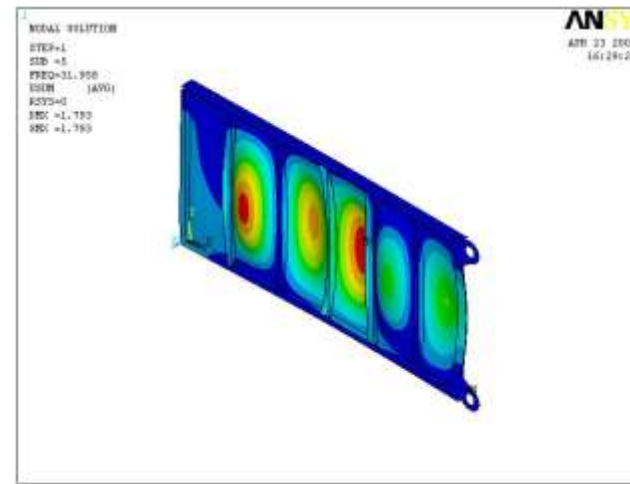
Şekil B 9 Üçüncü durumu için kirişin beşinci modu



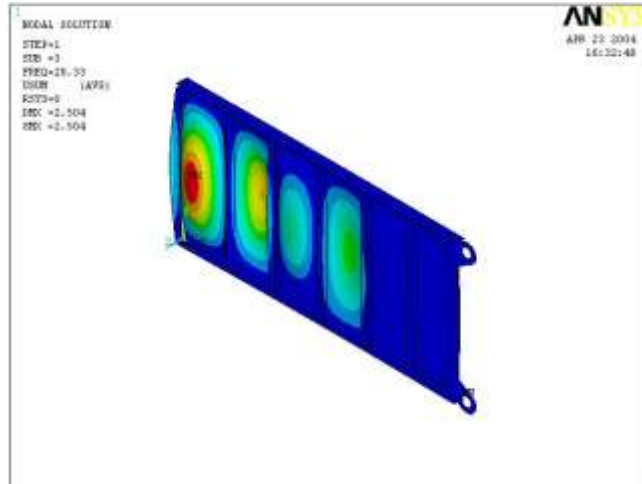
Şekil B 10 Dördüncü durumu için kirişin üçüncü modu



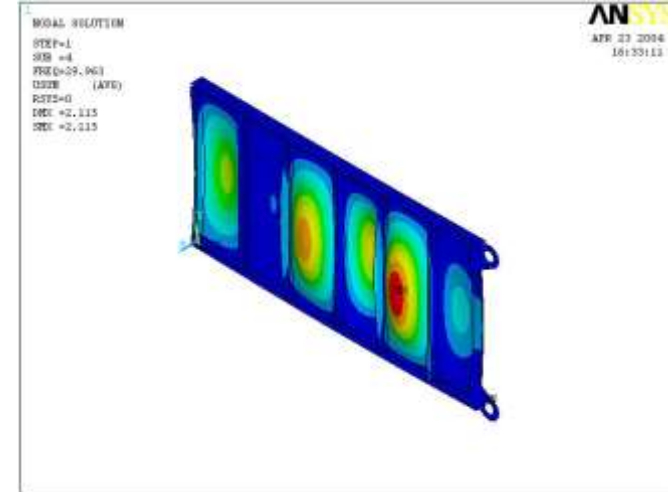
Şekil B 11 Dördüncü durumu için kirişin dördüncü modu



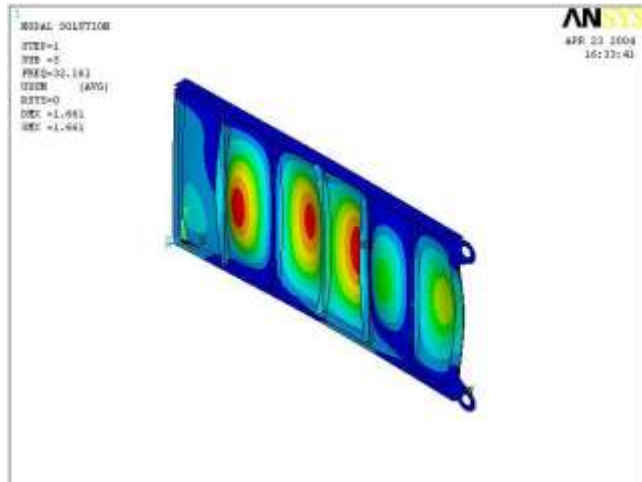
Şekil B 12 Dördüncü durumu için kirişin beşinci modu



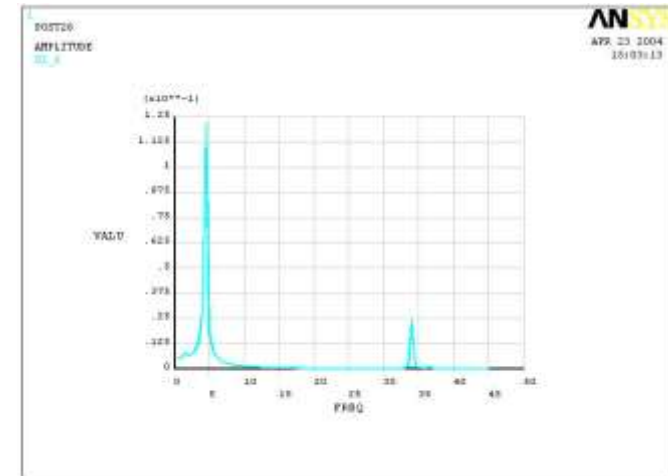
Şekil B 13 Beşinci durumu için kirişin üçüncü modu



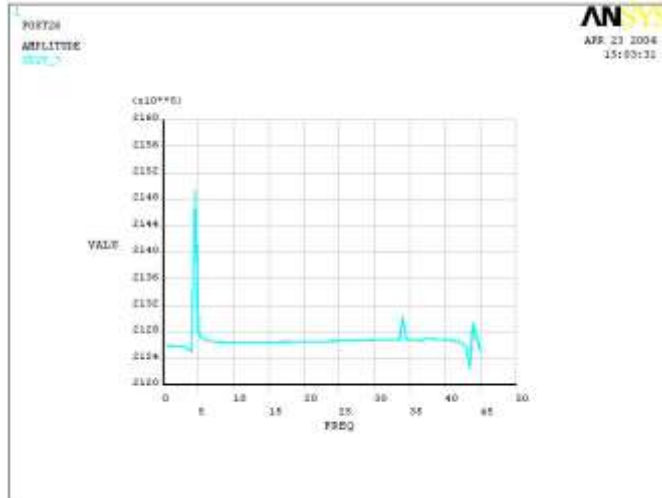
Şekil B 14 Beşinci durumu için kirişin dördüncü modu



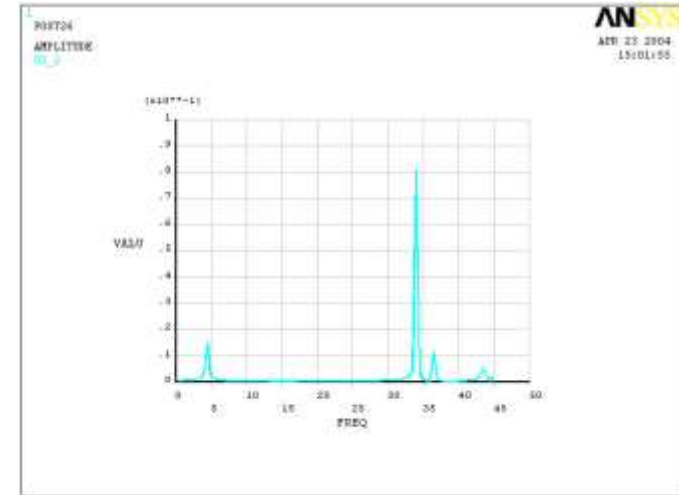
Şekil B 15 Beşinci durumu için kirişin beşinci modu



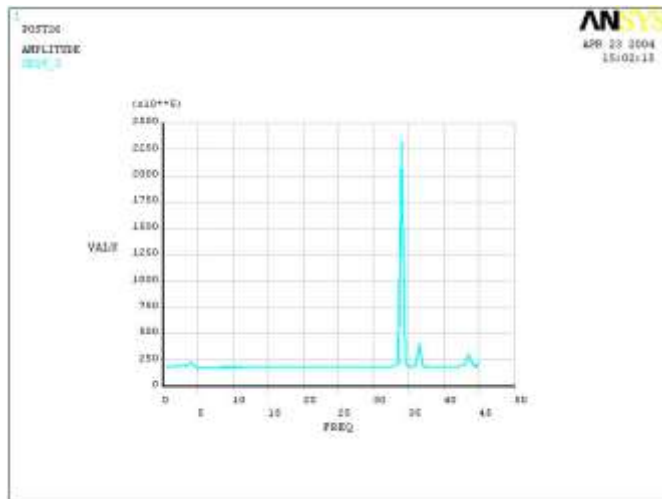
Şekil B 16 1. durum 1. noktada z yer değıştirilmesi (m)



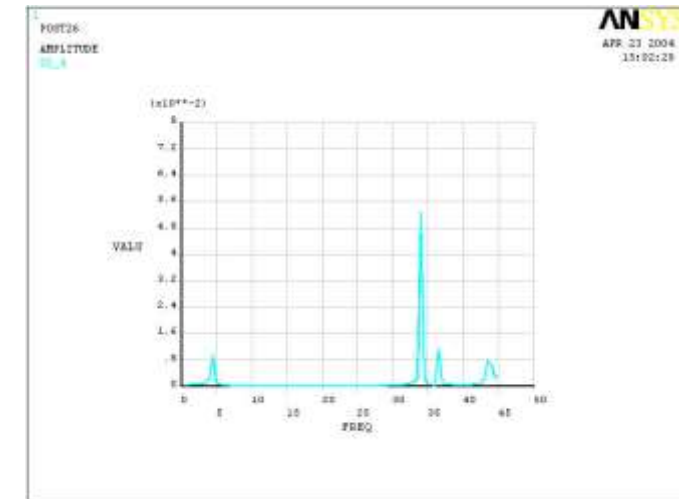
Şekil B 17 1. durum 1. noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



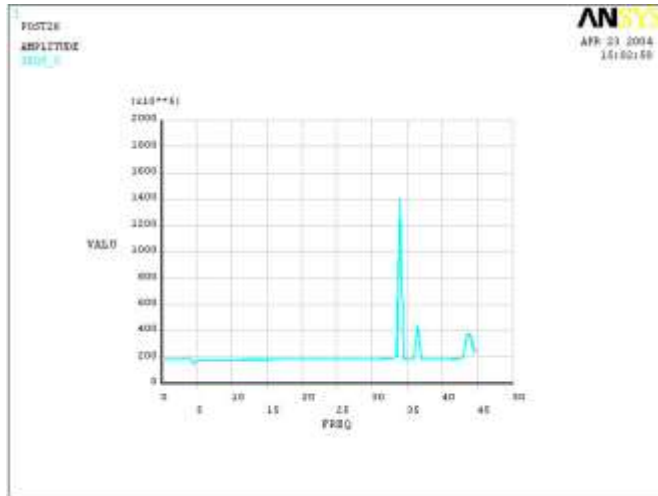
Şekil B 18 1. durum 2. noktadaki z yer değiştirilmesi (m)



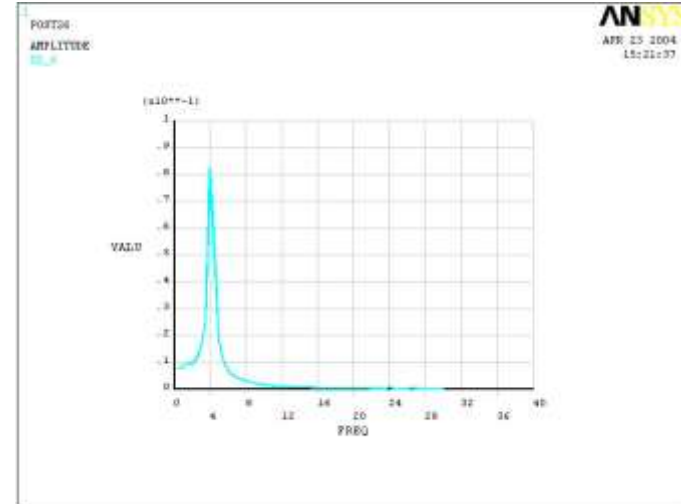
Şekil B 19 1. durum 2. noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



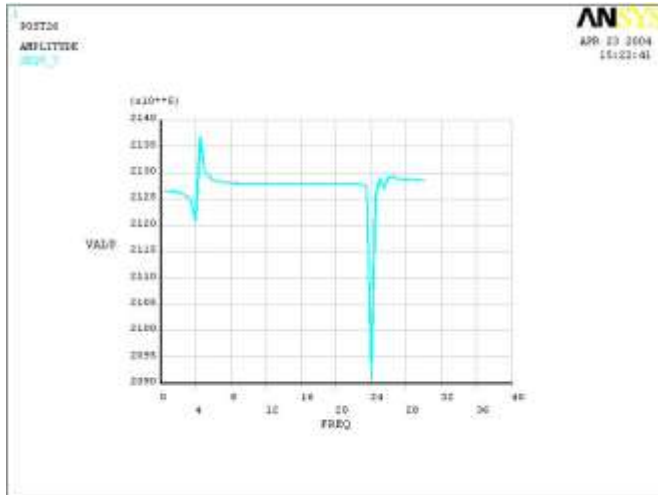
Şekil B 20 1. durum 3. noktadaki z yer değiştirilmesi (m)



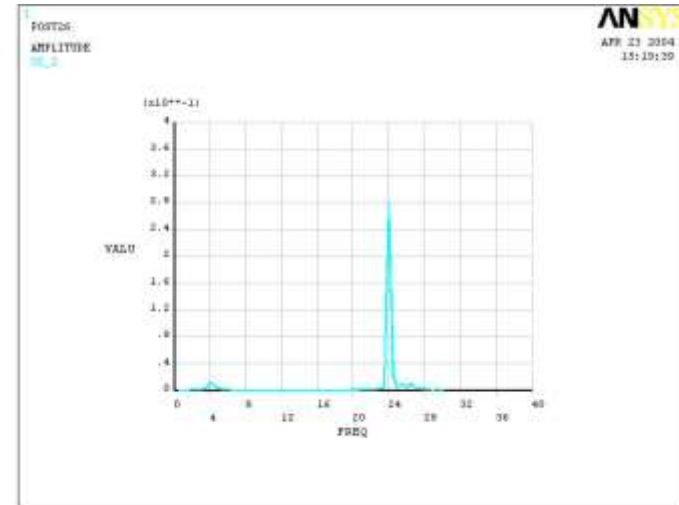
Şekil B 21 1. durum 3. noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



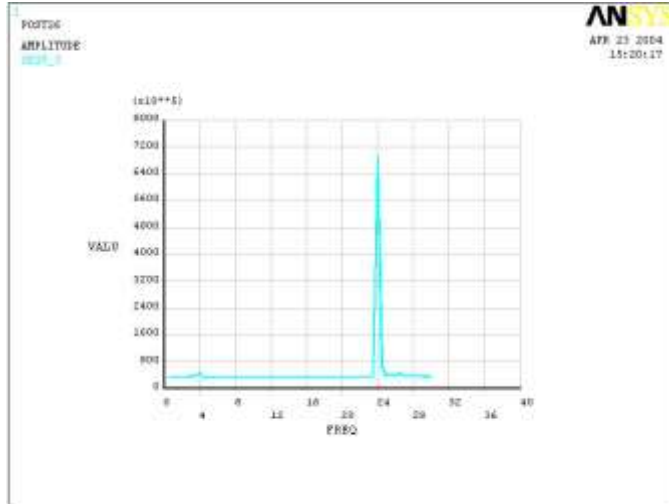
Şekil B 22 2 durum 1. noktadaki z yerdeğiştirilmesi (m)



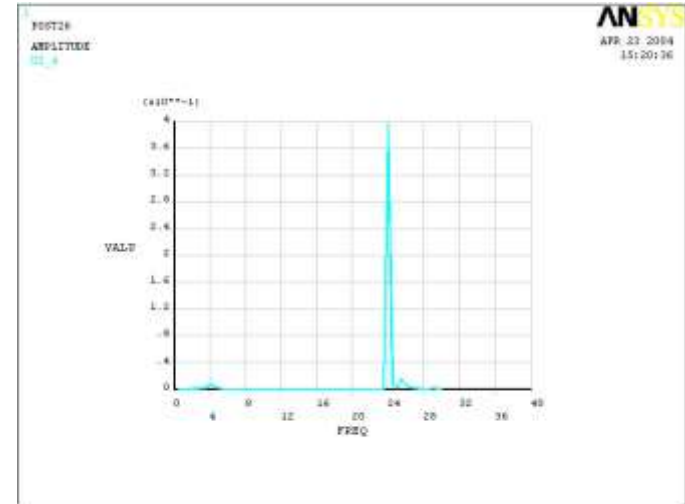
Şekil B 23 2 durum 1. noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



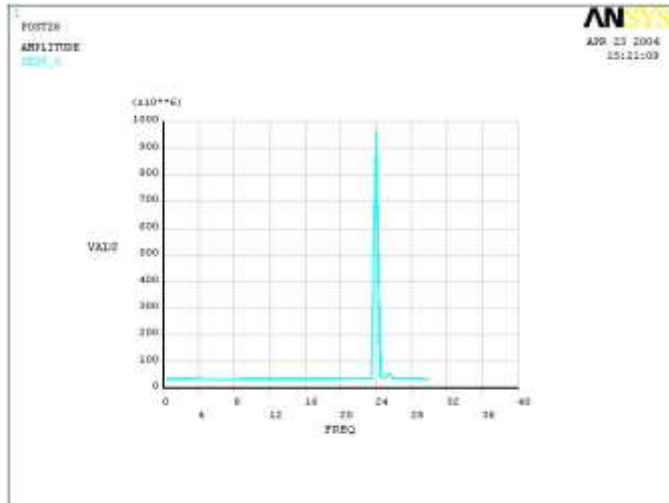
Şekil B 24 2 durum 2. noktadaki z yerdeğiştirilmesi (m)



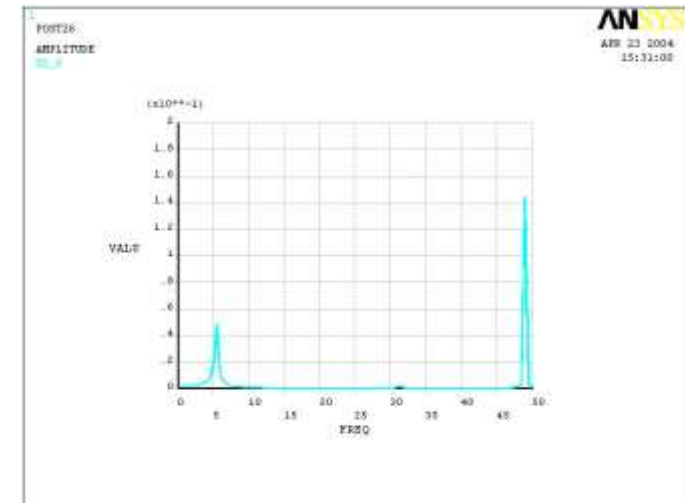
Şekil B 25 2 durum 2 noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



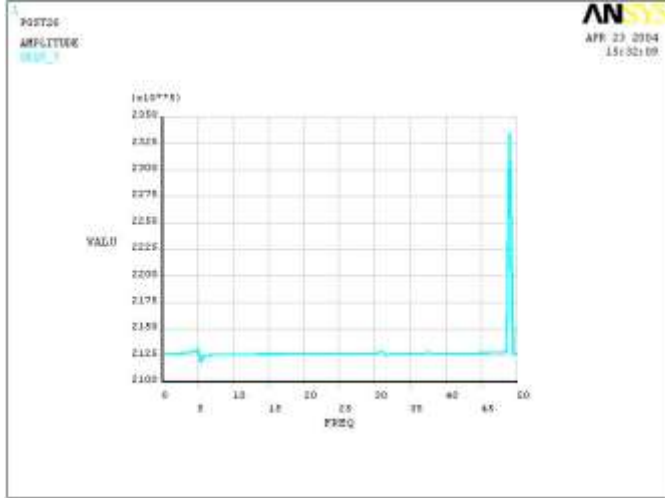
Şekil B 26 2 durum 3. noktadaki z yerdeğiştirilmesi (m)



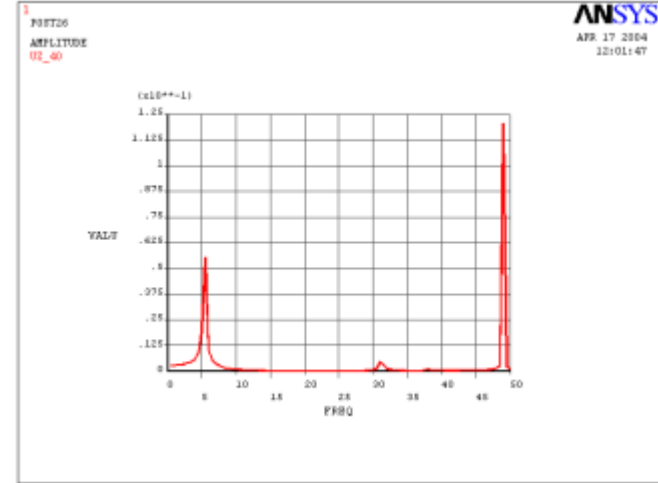
Şekil B 27 2 durum 3 noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



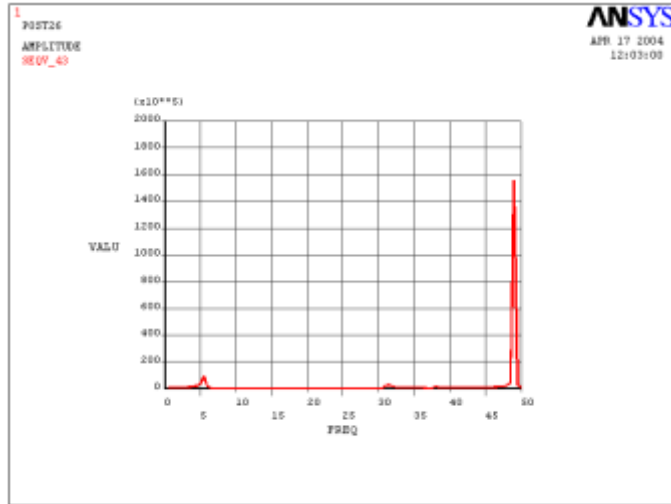
Şekil B 28 3 durum 1. noktadaki z yerdeğiştirilmesi (m)



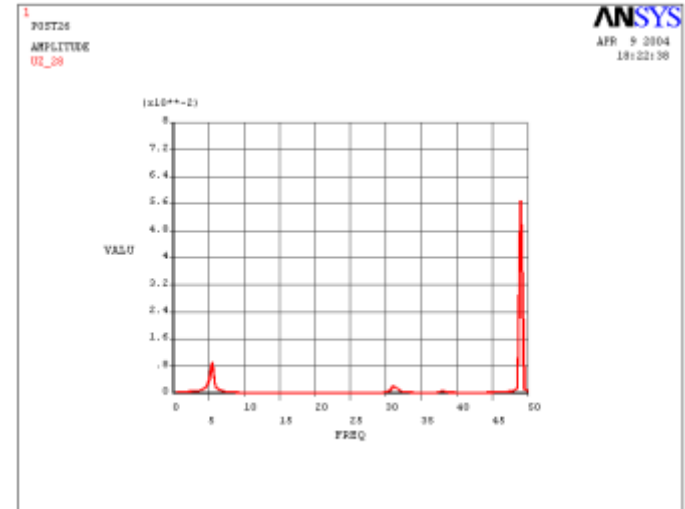
Şekil B 29 3 durum 1. noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



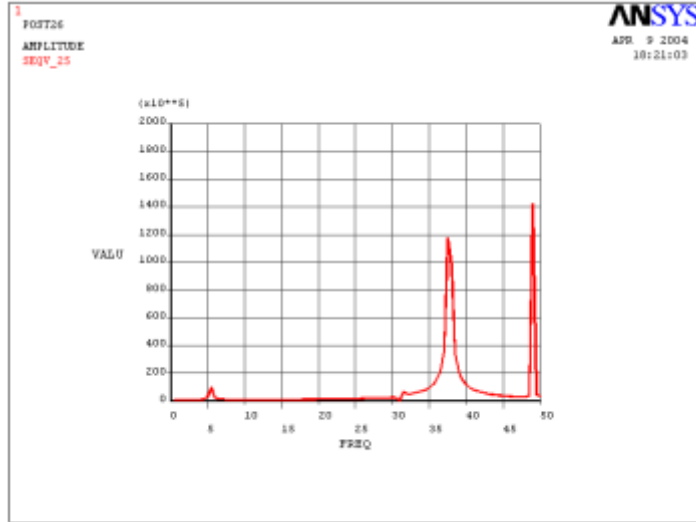
Şekil B 30 3. durum 2. noktadaki z yerdeğışirmesi (m)



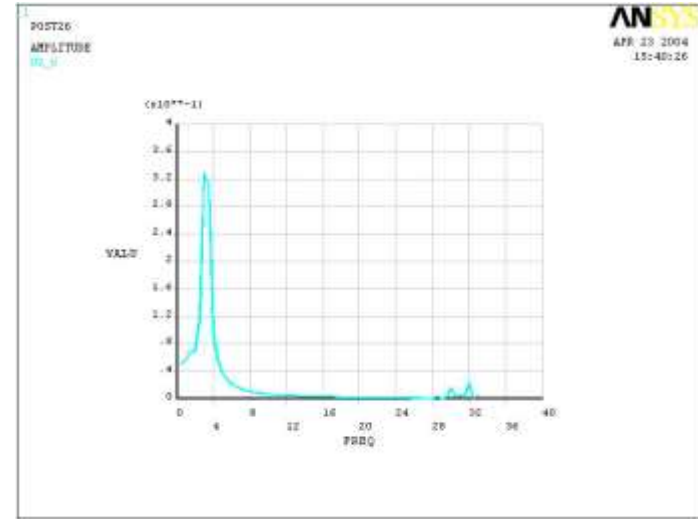
Şekil B 31 3. durum 2. noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



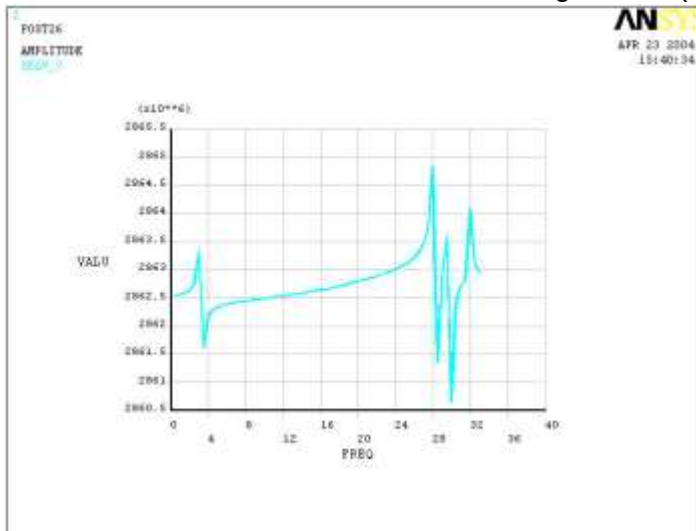
Şekil B 32 3. durum 3. noktadaki z yerdeğışirmesi (m)



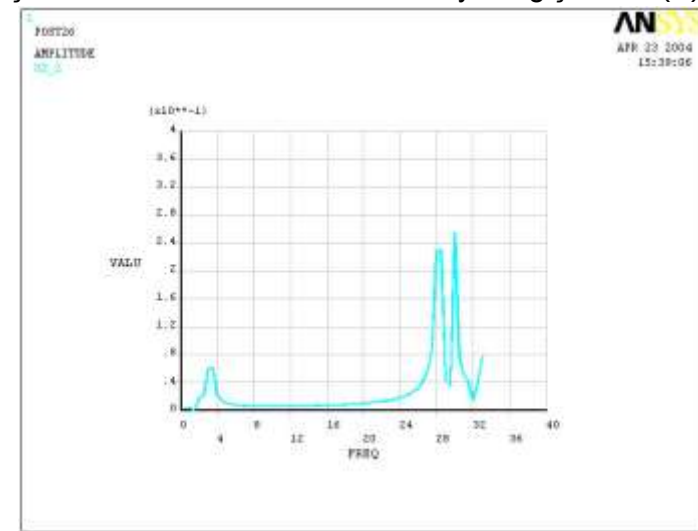
Şekil B 33 3. durum 3. noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



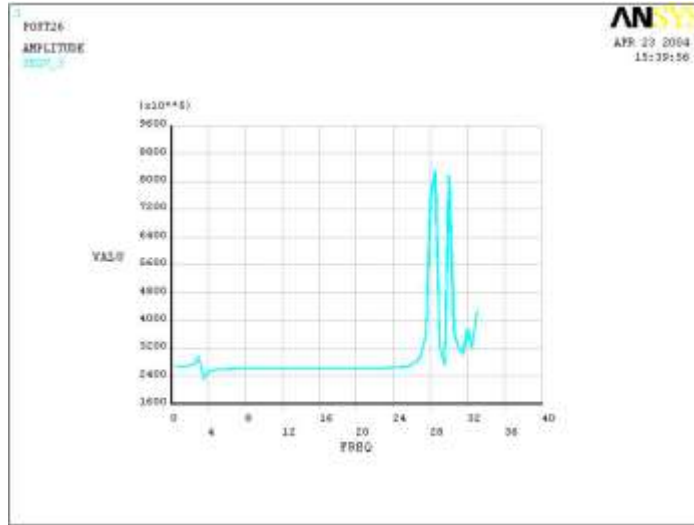
Şekil B 34 4. durum 1. noktadaki z yer değiştirilmesi (m)



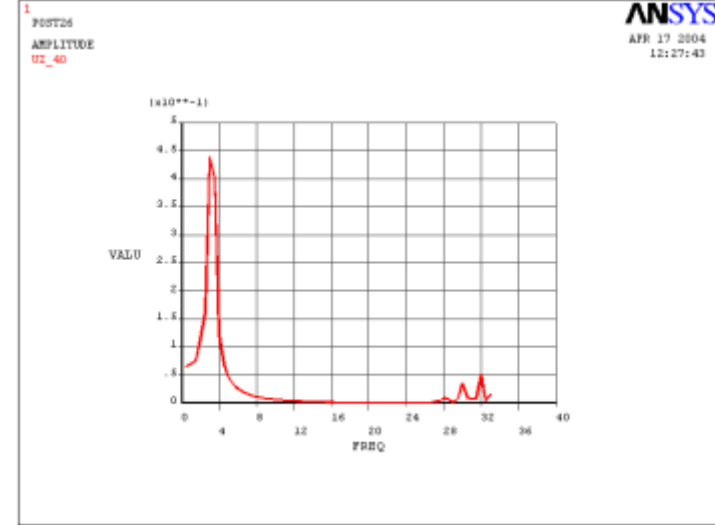
Şekil B 35 4. durum 1. noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



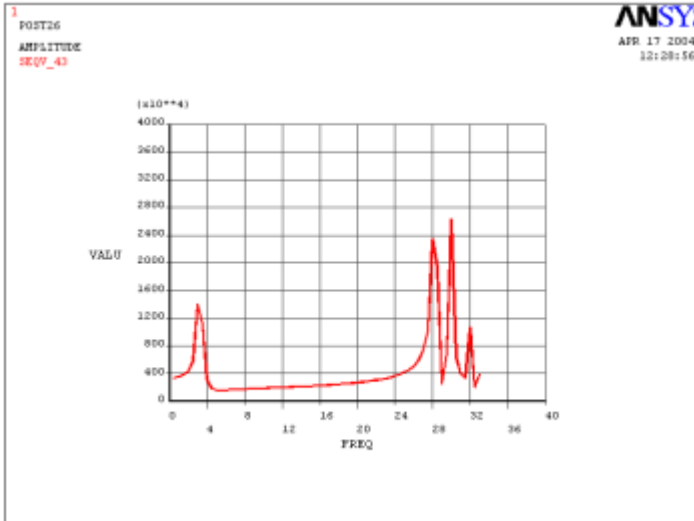
Şekil B 36 4. durum 2. noktadaki z yer değiştirilmesi (m)



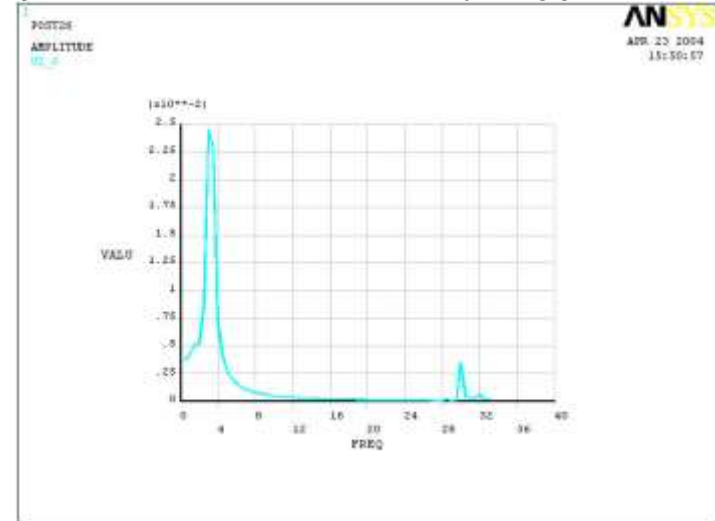
Şekil B 37 4. durum 2. noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



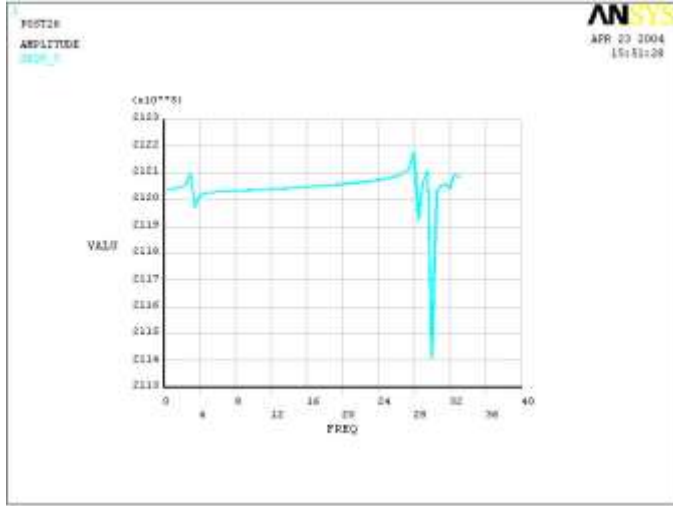
Şekil B 38 4. durum 3. noktadaki z yerdeğiştirilmesi (mm)



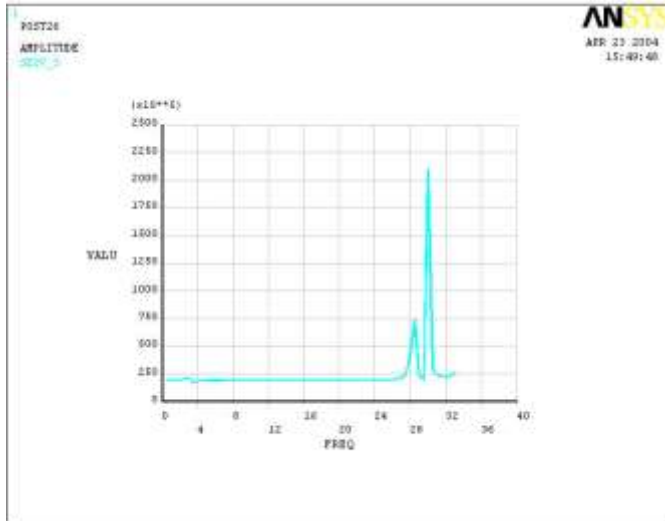
Şekil B 39 4. durum 3. noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



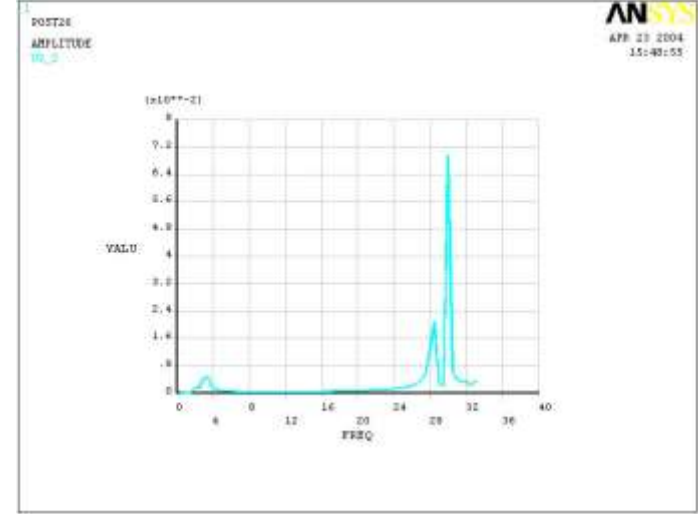
Şekil B 40 5. durum 1. noktadaki z yerdeğiştirilmesi (mm)



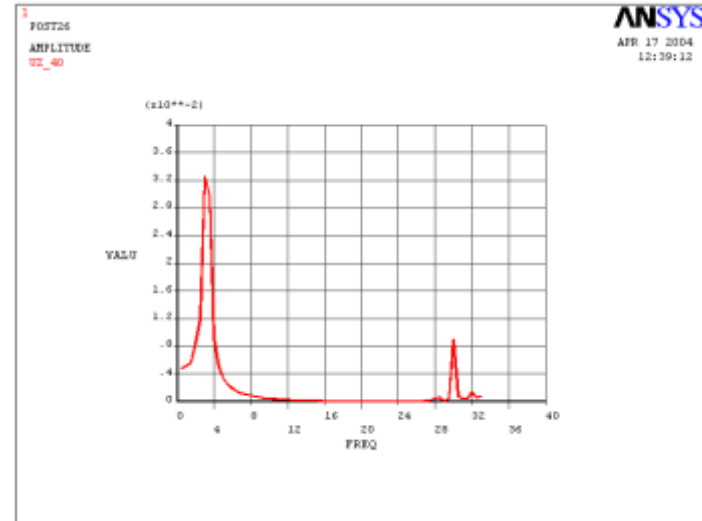
Şekil B 41 5 durum 1. noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



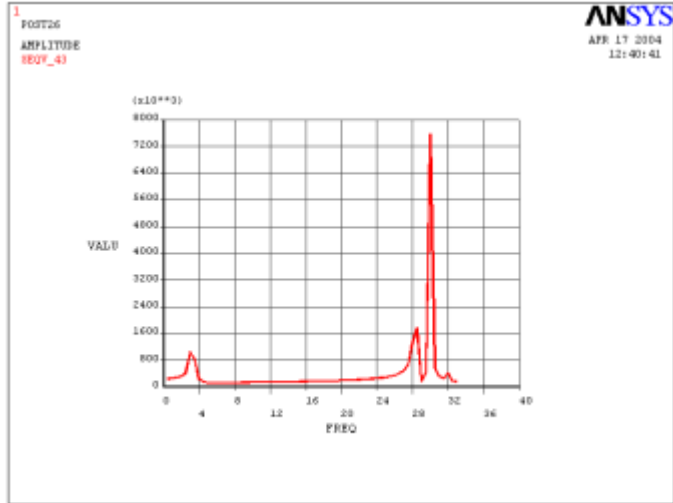
Şekil B 43 5. durum 2. noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)



Şekil B 42 5 durum 2. noktadaki z yer değiştirilmesi (mm)



Şekil B 44 5. durum 3. noktadaki z yer değiştirilmesi (mm)

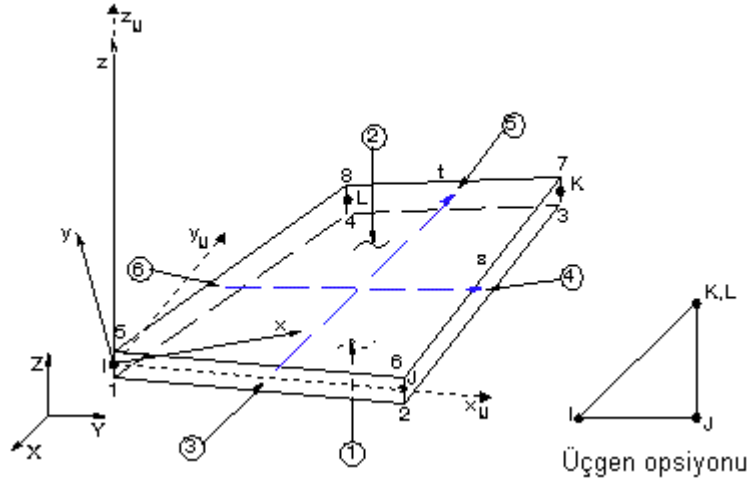


Şekil B 45 5 durum 3 noktadaki von Mises gerilmesi (Pa)

EK C

SHELL 181 Eleman Tanımı

SHELL 181, ince kabukların analizi için olduğu kadar çok da kalın olmayan kabuk yapılarının analizi için de kullanılabilen, dört düğüm noktalı (I, J, K, L) bir elemandır. Tüm düğüm noktalarında sırasıyla x, y ve z yönlerindeki ötelemler ve x, y, z eksenleri etrafındaki dönmeler olmak üzere altışar tane serbestlik derecesi vardır. Ağdışturulması sırasında doğru amaçlı olarak iki düğüm noktası birleştirilerek üçgen eleman halinde de kullanılabilir. Doğrusal, büyük miktarda dönmeye çalışan ve/veya büyük miktarda şekil değiştirmeye maruz non-lineer uygulamalarda kullanılabilir. Non-lineer analizler için kabuk kalınlığı hesaba katılır. Kompozit kabukların ve sandviç yapı analizleri için uygundur. Kompozit kabukların hesabında sonucun doğruluğunu birinci derecede Mindlin/Reissner Kabuk Kuramı etkiler. Yakınsama problemi olan birçok uygulamada SHELL 43 yerine kullanılabilir.



Şekil C1 Sorlu şekil değiştirme elemanı

Eleman formülasyonu, logaritmik şekil değiştirme ve doğru gerilme düşümlerine dayanır. Kabuğun kalınlığı her düğüm noktasında ayrı ayrı tanımlanabilir. Kalınlık elemanın alanı üzerinde düzgün olarak değişir. SHELL 181, doğrusal elastik, elastoplastik, sürünme veya hiperelastik malzeme özellikleri ile beraber kullanılabilir. Ayrıca plastisite, hiperelastisite, viskoelastisite, sürünme, gerilme sertleşmesi, büyük yer değişimi ve şekil değişimi içeren problemlerde de kullanılabilir.

Varsayımlar ve Sınırlamalar

1. Yüzey alanı sıfır dan elemanlara izin verilmez (genelde elemanlar düzgün numaralanmadığında meydana gelir).
2. Kalınlık sıfır dan yada herhangi bir düğüm noktasında kalınlık azalarak sıfıra eşit dan elemanlara izin verilmez (fakat sıfır kalınlıklı tabakalara müsaade edilir).
3. Non-lineer bir analizde herhangi bir integrasyon noktasında kalınlık sıfırdan farklı olarak tanımlanmış olmasına rağmen bir kalınlık değeri ortadan kalkarsa çözüm iptal edilir (küçük bir sayısal tolerans ile).
4. Dolgu elemanı hariçinde üçgen formda kullanılmamalıdır.
5. SHELL 181, Newton-Raphson metodu kullanıldığında en hassas sonucu verir.
6. SHELL 181, dengelenmiş tabakalı bir yapı kullanıldığında dönel atalet etkilerini ihmal edecektir.
7. Eleman tabakaları arasında kaymaya izin verilmez. Kaymadan kaynaklanan sapmalar elemana dahil edilmiştir buna rağmen deformasyondan önce orta düzleme dik dan düzlemler deformasyondan sonradan dik dururlar.
8. Yükleme adı madi myapılıyorsa, her bir yükleme adı mında tabaka sayısı aynı dmalıdır.
9. Kesit tanımlanması, tabaka tanımlanmasında hiperelastik ve elasto-plastik malzeme modellerinin kullanılmasına izin verir. Buna rağmen çözümün hassasiyetini birinci derecede kabuk kuramının temel varsayımları etkiler. Böyle durumlarda kabuk kuramının uygulanabilirliğini anlamak için karşılaştırılabilir bir katı model kullanılmalıdır.
10. kabuk kesitinin çaprazlama kayma katılığı, enerji eşdeğerlilik prosedürü uygulanarak tahmin edilir (genelleştirilmiş kesit kuvvetleri ve şekil değiştirmelelerine karşılık malzemenin noktada gerilme ve şekil değiştirmeleleri). Bütüştürme tabakaların elastisite modülleri oranının çok yüksek olması bu hesabın hassasiyetini tersine etkiler.
11. Tabaka sayısı en fazla 255 dabilir.
12. Tabaka hiperelastik malzemedense tabaka yönelim açısının etkisi yoktur.
13. Tek tabakalı bir kabuk kesit ve kesit birleştirme noktalarının sayısı birise kabuk eğilme katılığı göstermez. Bu ise çözümü zorlaştıracak ve sonucun ıraksamasına yolda açacaktır.

ÖZGEÇMİŞ

Ü. Uygur EREK, 1977'de İzmir'de doğdu. İlk ve orta öğrenimini ardından 1996 yılında İTÜ Uzay Mühendisliği bölümüne girdi. 2000 yılındaki mezuriyetinin ardından Uçak Mühendisliği bölümünde yüksek lisans programına kabul edildi. 2001 yılında 1 yıl İngilizce hazırlık okudu.