



T.C.  
NİĞDE ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

SICAKLIK ETKİSİ ALTINDAKİ  
DÜZLEM KAFES SİSTEMLERİN OPTİMUM TASARIMI

MEHMET ZAHİD DEMİRLEK

Ocak 2014



T.C.  
NİĞDE ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

SICAKLIK ETKİSİ ALTINDAKİ  
DÜZLEM KAFES SİSTEMLERİN OPTİMUM TASARIMI

MEHMET ZAHİD DEMİRLEK

Yüksek Lisans Tezi

Danışman  
Doç. Dr. Hakan ERDEM

Ocak 2014

**Mehmet Zahid DEMİRLEK** tarafından **Doç. Dr. Hakan ERDEM** danışmanlığında hazırlanan “**Sıcaklık Etkisi Altındaki Düzlem Kafes Sistemlerin Optimum Tasarımı**” adlı bu çalışma jürimiz tarafından Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **İnşaat Mühendisliği** Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Doç. Dr. Hakan ERDEM

(Niğde Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Ersin AYDIN

(Niğde Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi)

Üye : Doç. Dr. Baki ÖZTÜRK

(Hacettepe Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi)

#### ONAY:

Bu tez, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca belirlenmiş olan yukarıdaki jüri üyeleri tarafından ....../...../20.... tarihinde uygun görülmüş ve Enstitü Yönetim Kurulu’nun ....../...../20.... tarih ve ..... sayılı kararıyla kabul edilmiştir.

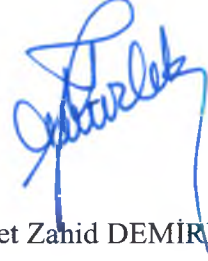
...../...../20...

**Doç. Dr. Osman SİVRİKAYA**

**MÜDÜR**

## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin bilimsel ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.



Mehmet Zahid DEMİRLEK

## ÖZET

### SICAKLIK ETKİSİ ALTINDAKİ DÜZLEM KAFES SİSTEMLERİN OPTİMUM TASARIMI

DEMİRLEK, Mehmet Zahid  
Niğde Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Doç. Dr. Hakan ERDEM

Ocak 2014, 70 sayfa

Bu tez çalışmasında, düzlem kafes sistemlerin sıcaklık etkileri altında optimum tasarımı araştırılmıştır. Çubuk elemanların kesitleri tasarım değişkeni olarak seçilmiş ve toplam maliyetin bir göstergesi olarak çubuk kesit alanlarının toplamı seçilmiştir. Tasarım değişkeni olarak seçilen kesit alanlarında yapılan alt ve üst sınırlar, deplasman kısıtlamaları, rijitlik kısıtlamaları gerilme kısıtlamaları altında amaç fonksiyonu minimize edilmiştir. “Differential Evolution” nümerik optimizasyon metodu kullanılmıştır. Bir düzlem kafes sistem üzerinde amaçlanan optimizasyon yönteminin bir örneği gösterilmiştir. Görülmüştür ki; sıcaklığa maruz kalan kafes sistemlerde sıcaklığın optimum tasarımlar üzerinde önemli bir etkisi vardır.

*Anahtar sözcükler:* Yapısal optimizasyon, sıcaklık ve optimizasyon, sıcaklık ve optimum kesit, kafeslerin optimizasyonu, sıcaklık etkisi.

## SUMMARY

### OPTIMUM DESIGN OF PLANAR TRUSS SYSTEMS SUBJECTED TO TEMPERATURE EFFECT

DEMİRLEK, Mehmet Zahid  
Nigde University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Civil Engineering

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Hakan ERDEM

January 2014, page 70

In this study, optimum design of planar truss systems subjected to temperature effect is investigated. Cross-sections of truss elements are selected as a design variable and sum of truss section areas are selected as an indicator of total cost. Objective function is minimized as lower and upper limits are defined as design variable at cross sections, displacement limits, stiffness limits and stress limits. “Differential Evolution” numerical optimization method is used for analysis. An example of target optimization method for a planar truss system is shown. It is observed that temperature has an important effect on truss systems exposed to temperature effect.

*Key words:* Structural optimization, temperature and optimization, temperature and optimum cross-section, optimization of truss systems, temperature effect.

## ÖNSÖZ

Kafes sistemlerin optimizasyonu mühendislik literatüründe oldukça önemli bir yer tutmaktadır. Sadece inşaat mühendisleri değil pek çok mühendislik alanında da karşılaşılır. Kafes taşıyıcılar ile ilgili pek çok optimizasyon yöntemi gösterilmiştir. Literatürdeki çalışmaların çoğunluğu optimizasyon yöntemleri üzerinedir ve genellikle dış yükler altında yapısal davranışlar incelenmiştir. Sıcaklığın etkileri ihmal edilmiştir. Özellikle sıcaklığa maruz düzlem kafes sistemlerde bir kesit optimizasyonu yapılıyorsa, sıcaklık etkileri mutlaka araştırılmalıdır. Bu çalışmada, düzlem kafes sistemlerin kesit optimizasyonu yanında sıcaklığın etkileri araştırılmış ve ciddi bir etkisi olduğu ortaya konmuştur.

Tez çalışmamın yürütülmesi esnasında her türlü imkânı sağlayan, değerli bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım kıymetli hocam Doç. Dr. Hakan ERDEM' e, ayrıca yapılan modellerin analizleri boyunca ihtiyaç duyduğum her an yardımını esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Ersin AYDIN hocama çok teşekkür ederim.

Her türlü maddi ve manevi desteği veren aileme de en içten teşekkürlerimi sunarım.

## İÇİNDEKİLER

|                                                      |      |
|------------------------------------------------------|------|
| ÖZET .....                                           | iv   |
| SUMMARY .....                                        | v    |
| ÖNSÖZ .....                                          | vi   |
| İÇİNDEKİLER .....                                    | vii  |
| ÇİZELGELER DİZİNİ .....                              | viii |
| ŞEKİLLER DİZİNİ .....                                | ix   |
| KISALTMALAR VE SİMGELER .....                        | xi   |
| BÖLÜM I GİRİŞ .....                                  | 1    |
| 1.1 Yapısal Optimizasyon.....                        | 1    |
| 1.2 Yapısal Optimizasyon İle İlgili Çalışmalar ..... | 3    |
| 1.3 Yapısal Optimizasyondan Beklentiler .....        | 5    |
| 1.4 Sonlu Elemanlar Analizi .....                    | 7    |
| 1.4.1 Topoloji optimizasyonu .....                   | 10   |
| 1.4.2 Şekil optimizasyonu .....                      | 12   |
| 1.4.3 Boyut optimizasyonu .....                      | 13   |
| BÖLÜM II KAFES SİSTEMLER .....                       | 14   |
| 2.1 Düzlem Kafesler .....                            | 15   |
| 2.1.1 Yerel ve global koordinat sistemleri .....     | 15   |
| 2.1.2 Elemanın rijitlik matrisi .....                | 18   |
| 2.1.3 Sıcaklık etkileri .....                        | 20   |
| BÖLÜM III SAYISAL ÖRNEK .....                        | 22   |
| 3.1 Optimizasyon Probleminin Tanımlanması .....      | 22   |
| 3.2 Problemin Tanımlanması .....                     | 23   |
| BÖLÜM IV SONUÇLAR .....                              | 50   |
| KAYNAKLAR .....                                      | 52   |
| ÖZGEÇMİŞ .....                                       | 56   |

## ÇİZELGELER DİZİNİ

|                                                                                                                             |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Çizelge 3.1. Çubuk elemanlarının düğüm noktaları ve düğüm koordinat verileri .....                                          | 26 |
| Çizelge 3.2. Eleman ve düğüm numaraları .....                                                                               | 26 |
| Çizelge 3.3. Doğrultman kosinüsleri .....                                                                                   | 27 |
| Çizelge 3.4. Dış yük altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb) yapısal değerler .....                                     | 29 |
| Çizelge 3.5. Dış yük altındaki ( $F_1=30000$ lb $F_2=-35000$ lb) yapısal değerler .....                                     | 30 |
| Çizelge 3.6. Dış yük altındaki ( $F_1=40000$ lb $F_2=-45000$ lb) yapısal değerler .....                                     | 32 |
| Çizelge 3.7. Farklı yükler altındaki çubukların minimum maliyet yüzdeleri .....                                             | 34 |
| Çizelge 3.8. Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=100$ °F) yapısal değerler .....                                                 | 34 |
| Çizelge 3.9. Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=150$ °F) yapısal değerler .....                                                 | 36 |
| Çizelge 3.10. Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=200$ °F) yapısal değerler .....                                                | 37 |
| Çizelge 3.11. Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=250$ °F) yapısal değerler .....                                                | 39 |
| Çizelge 3.12. Farklı sıcaklık altındaki çubukların minimum maliyet yüzdeleri .....                                          | 41 |
| Çizelge 3.13. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=100$ °F) yapısal değerler ..... | 41 |
| Çizelge 3.14. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=150$ °F) yapısal değerler ..... | 43 |
| Çizelge 3.15. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=200$ °F) yapısal değerler ..... | 44 |
| Çizelge 3.16. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=250$ °F) yapısal değerler ..... | 46 |
| Çizelge 3.17. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=500$ °F) çubuk değerleri .....  | 47 |
| Çizelge 3.18. Hem yük hem de sıcaklık altındaki çubukların minimum maliyet yüzdeleri .....                                  | 49 |

## ŞEKİLLER DİZİNİ

|                                                                                                                                          |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 1.1. Geleneksel tasarım süreci .....                                                                                               | 7  |
| Şekil 1.2. Bir sonlu eleman modelinde düğüm noktaları ve elemanlar .....                                                                 | 8  |
| Şekil 1.3. Optimizasyondan önce .....                                                                                                    | 9  |
| Şekil 1.4. Optimizasyondan sonra .....                                                                                                   | 9  |
| Şekil 1.5. Topoloji optimizasyonu .....                                                                                                  | 11 |
| Şekil 1.6. Şekil optimizasyonu .....                                                                                                     | 12 |
| Şekil 1.7. Silindirik bir kabuk için nihai tasarımlar .....                                                                              | 13 |
| Şekil 2.1. İki boyutlu bir kafes .....                                                                                                   | 14 |
| Şekil 2.2. Çubuk eleman kuvvetleri .....                                                                                                 | 14 |
| Şekil 2.3. Yerel ve global koordinat sisteminde iki boyutlu kafes elemanı .....                                                          | 16 |
| Şekil 2.4. Doğrultman kosinüsleri .....                                                                                                  | 17 |
| Şekil 3.1. Dört çubuklu bir kafes .....                                                                                                  | 24 |
| Şekil 3.2. Sıcaklık etkisi altındaki dört çubuklu kafes.....                                                                             | 28 |
| Şekil 3.3. Dış yük altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi .....           | 29 |
| Şekil 3.4. Dış yük altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi ..... | 30 |
| Şekil 3.5. Dış yük altındaki ( $F_1=30000$ lb $F_2=-35000$ lb) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi .....           | 31 |
| Şekil 3.6. Dış yük altındaki ( $F_1=30000$ lb $F_2=-35000$ lb) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi ..... | 31 |
| Şekil 3.7. Dış yük altındaki ( $F_1=40000$ lb $F_2=-45000$ lb) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi .....           | 32 |
| Şekil 3.8. Dış yük altındaki ( $F_1=40000$ lb $F_2=-45000$ lb) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi ..... | 33 |
| Şekil 3.9. Sınır gerilmeler ile minimum maliyetler arasındaki değişim .....                                                              | 34 |
| Şekil 3.10. Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=100$ °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi .....                      | 35 |
| Şekil 3.11. Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=100$ °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi .....            | 35 |
| Şekil 3.12. Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=150$ °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi .....                      | 36 |

|                                                                                                                                                                             |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 3.13. Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=150$ °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi .....                                               | 37 |
| Şekil 3.14. Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=200$ °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi .....                                                         | 38 |
| Şekil 3.15. Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=200$ °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi .....                                               | 38 |
| Şekil 3.16. Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=250$ °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi .....                                                         | 39 |
| Şekil 3.17. Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=250$ °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi .....                                               | 40 |
| Şekil 3.18. Sınır gerilmeler ile minimum maliyetler arasındaki değişim .....                                                                                                | 41 |
| Şekil 3.19. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=100$ °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi .....          | 42 |
| Şekil 3.20. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=100$ °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi..... | 42 |
| Şekil 3.21. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=150$ °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi .....          | 43 |
| Şekil 3.22. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=150$ °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi..... | 44 |
| Şekil 3.23. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=200$ °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi .....          | 45 |
| Şekil 3.24. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=200$ °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi..... | 45 |
| Şekil 3.25. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=250$ °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi .....          | 46 |
| Şekil 3.26. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=250$ °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi..... | 47 |
| Şekil 3.27. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=500$ °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi .....          | 48 |
| Şekil 3.28. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$ lb $F_2=-25000$ lb, $\Delta T=500$ °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi..... | 48 |
| Şekil 3.29. Sınır gerilmeler ile minimum maliyetler arasındaki değişim .....                                                                                                | 49 |

## KISALTMALAR VE SİMGELER

| Simgeler        | Açıklama                                                  |
|-----------------|-----------------------------------------------------------|
| $q$             | Global koordinat sisteminde eleman yer değiştirme vektörü |
| $q'$            | Yerel koordinat sisteminde eleman yer değiştirme vektörü  |
| $\ell$          | Doğrultman kösinüsü                                       |
| $m$             | Doğrultman kösinüsü                                       |
| $\theta$        | Doğrultu kosinüs açısı                                    |
| $\varphi$       | Doğrultu kosinüs açısı                                    |
| $L$             | Dönüşüm matrisi                                           |
| $\ell_e$        | Eleman uzunluğu                                           |
| $k'$            | Yerel koordinattaki elemanın rijitlik matrisi             |
| $k$             | Global koordinattaki elemanın rijitlik matrisi            |
| $A_e$           | Eleman kesit alanı                                        |
| $E_e$           | Elastisite modülü                                         |
| $U_e$           | Yerel koordinatlardaki eleman gerinim enerjisi            |
| $\sigma$        | Gerilme                                                   |
| $\varepsilon$   | Birim şekil değiştirme oranı                              |
| $\varepsilon_0$ | Başlangıç birim şekil değiştirme oranı                    |
| $\alpha$        | Elemandaki ısı genleşme katsayısı                         |
| $K$             | Yapısal rijitlik matrisi                                  |
| $Q$             | Yer değiştirme vektörü                                    |
| $F$             | Kuvvet vektörü                                            |
| $R$             | Mesnet tepki kuvveti                                      |
| $T$             | Transpoze                                                 |
| $\Delta T$      | Sıcaklıktaki ortalama değişiklik                          |
| $\Theta$        | Global koordinat sistemindeki yük vektörü                 |
| $^{\circ}F$     | Fahrenheit                                                |

**Kısaltmalar****Açıklama**

|     |                        |
|-----|------------------------|
| in. | Inch                   |
| psi | Pounds per square inch |
| lb  | Libre's                |

# BÖLÜM I

## GİRİŞ

### 1.1 Yapısal Optimizasyon

20. yüzyılın ikinci yarısından bu yana bilgisayarların kullanılmaya başlaması ile sayısal hesap yöntemleri ve bunların mühendislik problemlerine uygulama alanları da hızla ilerlemiştir. Sonraki yıllarda sonlu elemanlar yönteminin kullanılması ile yapı mühendisleri uzay kafes, asma köprü, sandviç ve kabuk yapılar gibi daha karmaşık yapı tipleri ile uğraşma olanağı bulmuşlardır. Yapı sistemlerinin çeşitlenmesi ise, bu yapılar için uygun malzeme türünün, yükleri en elverişli ve ekonomik biçimde taşıyan yapı sisteminin aranmasına neden olmuştur. Böylece optimizasyon teknikleri, yapı problemlerine uygulanmaya başlamış, mühendisin deneyim ve önsezisine dayanan geleneksel yapı tasarım yöntemi ise yerini, belirli kısıtlamaları sağlayacak şekilde yapı maliyetini minimize eden tasarım değişkenlerinin matematiksel hesabına bırakmıştır (Gülay, 1985).

Yapı tasarım alanında yapılan çalışmalar, yapısal optimizasyon olarak adlandırılan yeni bir araştırma sahasının gelişimine yol açmıştır. Yapısal optimizasyon, Uysal' a (2002) göre, önceden tanımlanan bir amaç ve verilen geometrik davranış kısıtları altında, muhtemel tasarımlar içinde en iyi yapı tasarımının belirlenmesi olarak tanımlanır.

Bir tasarım mühendisi, araştırmacı ve geliştirmeci olması gerektiğinden çoğu zaman tamamen yeni yapılar tasarlamak zorundadır. Belirli bir tasarım probleminin yükleme ve mesnet koşulları, genelde önceden bilinmektedir. Fakat tasarımcı, gerçek yapının nasıl görünmesi gerektiğinden emin değildir. Yapı maliyetini etkileyen en önemli etkenin yapı ağırlığı olduğu bilindiğinden, tasarım esnasında dikkate alınan en önemli hususlardan birisi yapı ağırlığının azaltılmasıdır. Mevcut bir problem için daha önceden uygulanan tasarımlar bulunabilir. Ancak her ne kadar istenen tasarıma benzemese bile yine de önceki tasarımların yeniden boyutlandırılması faydalı olabilir. Tasarımcı, önceki deneyimlerine dayanarak problemi sezgisel olarak çözmeye çalışabilir. Fakat bu yaklaşım, mühendislik problemleri için yorucu gözükmekte ve her zaman iyi bir sonuca

ulaşmayı garanti etmemektedir. Diğer bir seçenek ise, Tanskanen' in (2002) ifade ettiği gibi mühendislik problemine yapısal optimizasyon ile yaklaşılmasıdır.

Önceden tanımlanan bazı gereksinimleri karşılayan ve istenen amaca ulaşmayı sağlayan makul bir yapı elde etme temeli üzerine kurulmuş olarak tanımlanan yapısal optimizasyon (Tang vd., 2005), basitçe, bir köprü veya büyük bir çerçeve gibi bir yapı için en iyi performansa ulaşmayı gaye edinen mühendislik, matematik, fen bilimleri ve teknoloji alanlarının bir kaynaşımı olarak Querin vd. (2000a) tarafından tanımlanmaktadır.

Yapısal optimizasyonu tanımlayanlardan biride Xie ve arkadaşlarıdır. Xie vd.' ne (1993) göre yapısal optimizasyon tasarımı en çok uğraştırıcı ancak ekonomik yönden de en mükafatlandırıcı işlem olarak tanımlanmıştır. Yapısal optimizasyon problemleri için geleneksel çözümler, muhtelif matematiksel programlama teknikleri kullanılarak araştırılmıştır. Matematiksel programlamanın tasarım optimizasyonu problemlerini çözmede etkisiz ve çoğu kez de uygunsuz olarak gösterilmesine rağmen bu yöntemler kullanılarak uygun tasarım teorileri geliştirilmiştir (Xie vd., 1993).

Optimizasyon yöntemlerinin yapı problemlerine uygulanması ile belirli koşulları sağlayan ve aynı zamanda yapı maliyetini minimum yapan tasarım değişkenlerinin hesabı mümkündür. Yapı optimizasyonunda amaç fonksiyonu olarak, genellikle yapı maliyetinin minimum olması şartı aranırken, bazı problemlerde yer değiştirmelerin minimum olması (Thevendran, 1983) yapı doğal frekansının (Kamat, 1984) veya kritik yükün maksimum olması (Pala, 1978) gibi çeşitliliklere de rastlanır.

Yapısal optimizasyon problemi, matris yer değiştirme veya matris kuvvet yöntemlerinden biri ile formüle edilebilir. Bilgisayar programlamasına daha uygun olması nedeniyle, daha çok sonlu eleman ve matris yer değiştirme yöntemi ile yaklaşımlara rastlanmaktadır.

En ekonomik yapı sisteminin seçimi ve boyutlandırılmasını amaçlayan optimizasyon probleminde, yapı maliyeti, malzeme, kalıp, işçilik masrafları, bakım onarım gibi çeşitli faktörleri içermesine karşın, yapı optimizasyonunda çoğu zaman maliyet fonksiyonu olarak yapı ağırlığı veya yapı hacmini almak iyi bir yaklaşım verir. Buna göre yapısal

optimizasyon problemi, minimize edilecek yapı ağırlığı fonksiyonu ile sisteminin davranışı ve yönetmeliklerle ilgili kısıtlamaları sağlayan bir programlama problemi meydana getirir.

Son yirmi yılda yapısal optimizasyon alanında, uygun malzeme dağılımıyla en iyi yapısal performansa ulaşmayı hedefleyen önemli gelişmeler sağlanmıştır. Tipik olarak optimizasyon problemleri, bağımlı ya da bağımsız değişkenlere dayanan sonlu eleman analizi, tasarım duyarlılık analizi ve matematiksel programlama yöntemlerinin beraber kullanılmasıyla çözülmektedir. Li vd. (1988) önceki çalışmaların çoğunun, bağımlı değişkenler kullanılarak ele alındığını, bunun matematiksel anlamda önemli gibi gözükse de hedef fonksiyonun ve kısıtlayıcıların türevi gibi çok sayıda tasarım değişkenine ihtiyaç duyulacağını ve bu nedenle de bahsi geçen yöntemler, matematiksel olarak karmaşık, hesaplama yönünden de masraflıdır diye ifade etmişlerdir.

Yapısal optimizasyonun birçok pratik uygulamasında tasarım değişkenleri, verilen bir takım farklı değerler arasından seçilmek zorundadır. Örneğin yapısal elemanlar, üreticilerden ticari olarak ulaşılabilecek şekilde standart bir kesit veya kalınlıkta seçilmelidir. Bu tür problemlerin üstesinden gelebilmek için bağımlı değişken yöntemleri çoğu kez, hedef ve kısıtlayıcı fonksiyonların tasarım değişkenlerine göre türevlerini almak üzere özel matematiksel işlemlere ihtiyaç duymaktadır. En basit yöntemlerden biri, ilk olarak tüm tasarım değişkenlerinin sürekli olduğunu varsayarak daha sonra farklı bir şekilde çözüme ulaşmaktır (Li vd., 1999b).

## **1.2 Yapısal Optimizasyon İle İlgili Çalışmalar**

Yapısal optimizasyon ile ilgili çalışmalar çok eskidir. Yapı sistemlerinin kemer, kubbe, kafes, ızgara sistemler gibi çeşitlenmesi, mühendisin çeşitli mesnetler yardımıyla yükleri optimum şekilde aktarma isteğini yansıtır. Yapı sistemlerinde çeşitli malzemeler denenmesi ve kullanılması da yine optimum yapı tasarımı gereksinmesinden kaynaklanmaktadır.

Yapı optimizasyonu ile ilgili ilk bilimsel çalışmalar Maxwell (1952) tarafından yapılmıştır. Daha sonra tam gerilmeli tasarım ve aynı anda göçme modu kriterlerinin kullanılması ile Cilley (1990) tarafından devam ettirilmiştir.

Bilgisayarların icadı ve gelişmesine paralel olarak sonlu elemanlar yöntemi ile optimizasyon yöntemleri de büyük bir hızla gelişme olanağı bulmuştur. Shmidt (1960) yapı optimizasyonu probleminde, sonlu eleman analizi ile matematik programlama tekniklerini bir arada uygulamayı önermiş, böylece yaklaşımla yapısal tasarım probleminin tasarım değişkenlerine bağlı, bir amaç fonksiyonunun olduğu, gerilme, yer değiştirme, frekans gibi sınırlayıcı koşulları da içerecek şekilde ele alınarak matematik programlama teknikleri, çeşitli yapı sistemlerine uygulanmaya başlamıştır. Daha sonraları matematik programlama tekniklerinin yanı sıra, yapı problemleri için üretilen optimumluk kriteri yöntemleri de yapı optimizasyonu problemlerinde yaygın olarak kullanılmaya başlamıştır (Venkayya ve V.B., 1971).

Önceleri yalnız statik yük etkisinde olan yapıların optimizasyonu incelenirken, daha sonra zamana bağlı olarak değişen dinamik yük, deprem yükü, çok sayıda yükleme etkisindeki yapıların optimum tasarımı, optimum kontrol teorileri ile ilgili çalışmalar yapılmıştır.

Bendsøe ve Kikuchi (1988) topoloji optimizasyonu üzerine en önemli çalışmalardan biri olan, kendilerinin “Homojenleştirme Yöntemi” adını verdikleri bir yöntem ile yapıyı mikro büyüklükte boşluklu bir model şeklinde tanımlayarak en uygun gözeneklilik durumunu araştırmışlardır. Küçük boşluklar ile homojenleştirilen yapının uygun optimizasyon ölçütlerine göre verilen yüklemeyi karşıladığı görülmüştür. Keskin yapı kenarları nedeniyle üç boyutlu sistemlere uygulanması nispeten zor olan bu yöntemin geliştirilerek istenilen şekilde kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Xie ve Steven (1995) topoloji optimizasyonu ve eş zamanlı olarak şekil ve boyut optimizasyonu için basit yaklaşımlar sunmuşlardır. Doğal yaşamı örnek alarak temelini oluşturdukları bu yöntem ile optimizasyon işlemi boyunca yapının düşük gerilmelere maruz bölgelerini yapıdan çıkarmak suretiyle optimizasyon gerçekleştirmişlerdir. Çeşitli düzlem gerilme problemleri üzerinde gerçekleştirdikleri bu optimizasyon işleminde, kaldırılan elemanların malzeme özelliklerini sıfır alarak sabit bir sonlu eleman modeliyle çalışmanın mümkün olduğunu vurgulamışlardır. Sonuç olarak çözdükleri örnek problemlerin çoğunda en uygun tasarımda en düşük gerilme değerinin en büyük değere oranının % 25 olduğunu ortaya koymuşlardır.

Chu vd. (1996) yapının ağırlığını azaltırken rijitlik gereksinimlerini karşılayan bir yaklaşımla çalışmışlardır. Sonlu eleman analizinin ardından her bir elemanın kaldırılmasına bağlı olarak yapı rijitliğindeki değişimi gösteren bir duyarlılık numarası belirlenmekte ve yapı rijitliğini en az oranda değiştiren elemanlar, yapıdan ihraç edilmektedir. Bu çalışmada, çoklu yer değiştirme kısıtlayıcılarının, çoklu yükleme durumlarının ve hareketli yüklerin bulunduğu problemler çözülmüştür. Bu problemler iki boyutlu olmalarına rağmen söz konusu yöntem, üç boyutlu problemlere de kolayca uyarlanabilmektedir. Rijitlik kısıtlayıcısının kullanılmasıyla yine hacimde dikkate değer kazanımlar elde edilebilmektedir. Bunun akabinde aynı yöntemle ulaşılan sonuçlarda eleman kaldırma oranı, ağ boyutu ve eleman tipinin etkilerini araştırılmıştır (Chu vd., 1997).

Chu vd. (1997), yapı ağırlığını azaltmak için deplasman kısıtlayıcılarıyla tasarım değişkenlerini farklı almışlardır. Eleman boyutunu küçültmede kullanılan duyarlılık numaralarını uygunluk ölçütü yöntemlerini kullanarak belirlemiş ve ayrıca çalışmalarında basit bir sınır düzeltme tekniği de kullanmışlardır. Bu çalışmalarıyla boyutlandırma problemlerinde evrimsel yapı tasarımının farklı tasarım değişkenleriyle uyum sağlayabileceğini göstermişlerdir. Ayrıca eleman kaldırma oranının önemine değinilmiş, bu oran küçüldükçe optimizasyon hassasiyetinin artacağını ancak işlemin zaman yönünden dezavantaj doğuracağını belirtmişlerdir.

Çerçevelerde uygun tasarım için yapılan araştırmalarda, Manickajah vd. (2000), kısıtlayıcı olarak gerilme, yer değiştirme, rijitlik ve burkulma yükü kullanmıştır. İki adımda tamamlanan yöntemin ilk adımında en elverişsiz durum için tasarım değişkenleri düzgün şekilde ölçeklendirilmekte; ikinci adımında da dayanım, rijitlik ve burkulma yükü üzerindeki etkilerine bağlı olarak her eleman için bir duyarlılık numarası hesaplanmaktadır. En uygun tasarıma ulaşıncaya kadar bu iki adım döngü şeklinde tekrarlanmaktadır.

### **1.3 Yapısal Optimizasyondan Beklentiler**

Ürünlerin gelişimi ve üretimi, özellikle endüstriyel alanda belirli bir maliyet sınırını aşmadan kalite ve güvenilirliği artırmak için hangi ölçülerin esas alınacağı hususunu sık sık ön plana çıkartmaktadır.

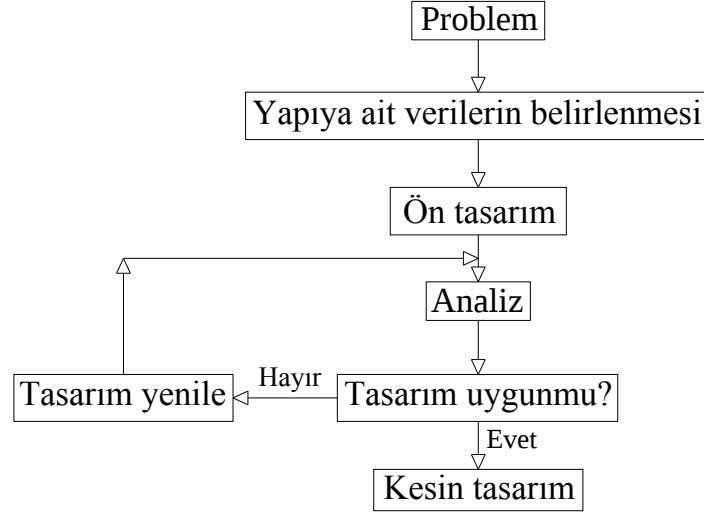
Sağlamlık ve performans gereksinimlerinden dolayı yük taşıyan elemanların geometrisi genelde karmaşıktır. Bu gereksinimler, çoğu zaman üretim maliyetinin yükselmesine sebep olmaktadır. Kullanım amacı, maliyet, estetik, üretim şartları ve diğer teknik gereklilikler gibi çeşitli amaç ve kısıtlayıcılar ışığında tasarım yapılmalıdır.

Pourazady ve Fu (1996) ise mühendislikte iki ana problemle karşılaşıldığını bunların; “Gerilme yoğunluğunun azaltılması (güvenlik koşulu) ve ağırlığının azaltılması (ekonomi koşulu) için yapının uygun hale getirilmesidir.” olduğu şeklinde ifade etmişlerdir.

Bir mühendisin yapısal optimizasyondan beklentilerini Xie ve Steven (1997), optimizasyonu bütün yönleriyle ele alıp bir liste oluşturulması gerektiğini, optimizasyon sürecinde gereken hususları aşağıdaki maddeler halinde sunmuşlardır.

- Aynı problemde, yapının farklı kısımlarında gerçekleştirilen boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu.
- Yapının farklı kısımlarında farklı optimizasyon kısıtları. (Örneğin kanatlarında dinamik yük olan, şasisinde rijitlik ve gövdede yorulma (gerilme) bulunan uçak gibi bir yapı)
- Çok yönlü yükleme durumları.
- Çok yönlü mesnet koşulları.
- Çeşitli malzeme ve uygulanabilirlik imkanları.
- 2 ve 3 boyutlu yapısal biçimleri.
- Statik, dinamik ve denge durumlarına göre eş zamanlı optimizasyon.
- Doğrusal olmayan geometrik durumlarda optimizasyon.

Bu tam bir listedir ve kısıtlı matematiksel amaçlara nazaran gerçek dünyadaki amaçların göz önünde tutulması gerektiğini ortaya koymaktadır. Şekil 1.1.’ de tasarım sürecinin nasıl işlediği ile ilgili bir algoritma verilmiştir.

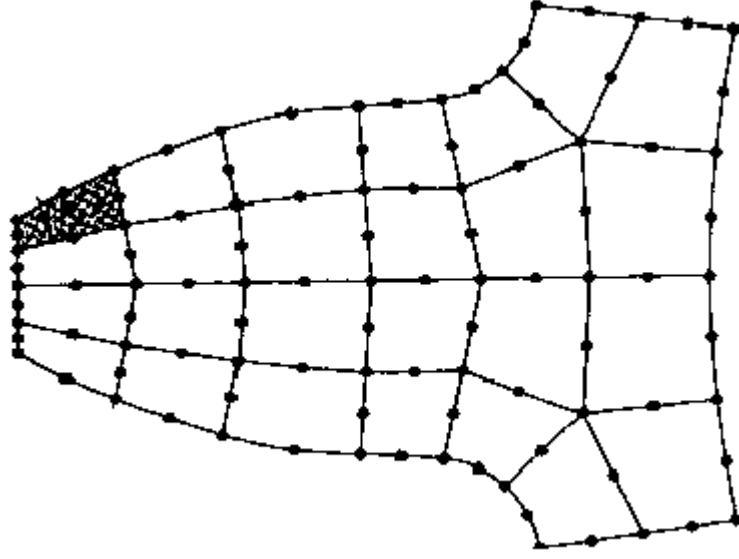


**Şekil 1.1.** Geleneksel tasarım süreci (Gülay, 1985)

#### 1.4 Sonlu Elemanlar Analizi

Bilgisayarlar, işlem güçlerinin fazlalığından dolayı birçok tasarım işlemini gittikçe basitleştirmişlerdir ve mühendislik tasarımındaki tesiri gittikçe belirginleşmeye devam etmektedir. Tasarımcının etkinliğini artırmak için tasarım işlemine bilgisayarları dahil eden “Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD)” tekniği uzun zamandır ilgi görmektedir (Kim vd., 2002).

Sonlu elemanlar analizi küçük parçaların (elemanların) montaj ile yapının modellenmesine yardımcı bir tekniktir (Şekil 1.2.). Bütün elemanlar basit bir geometriye sahiptirler ve bu durum çözümü daha da basitleştirmektedir. Sonlu elemanlar analizi sürecinde, bilgisayarda çözülen bir sürü eş zamanlı matematiksel denklem oluşturulmaktadır. İlk olarak gerilme analizi fikriyle ortaya çıkmıştır. Şimdilerde ise ısı transferi, sıvı akışı, elektrik ve manyetik alanlar gibi birçok mühendislik dalında uygulamalar mevcuttur. Önceden klasik analitik yöntemlerle üstesinden gelinemeyen karmaşık problemler, şimdi sonlu elemanlar analizi sayesinde kolayca çözülebilmektedir. Tasarım ve üretim yapan çoğu mühendislik firması, günümüzde sonlu elemanlar analizi yazılımlarına ya sahiptir ya da bu erişimi sağlayan danışman firmalar aracılığıyla bu yazılımları kullanmaktadırlar (Xie ve Steven, 1997).



**Şekil 1.2.** Bir sonlu eleman modelinde düğüm noktaları ve elemanlar  
(www.biymed.com, 2013)

Hesaplama aracı olarak sonlu elemanlar analiz yönteminin kullanılması ve bilgisayarların hızlarındaki artış ile birlikte verilen bir yapı üzerinde, binlerce analiz gerçekleştirmek mümkün hale gelmiştir.

Yapısal optimizasyonun sonucunun doğruluğu, büyük oranda işlemin temelini oluşturan yapısal analizin sağlamlığına bağlıdır. Sayısal modelin doğruluğu kadar mekanik modelin özelliği de optimizasyonun kalitesinde belirleyici esastır.

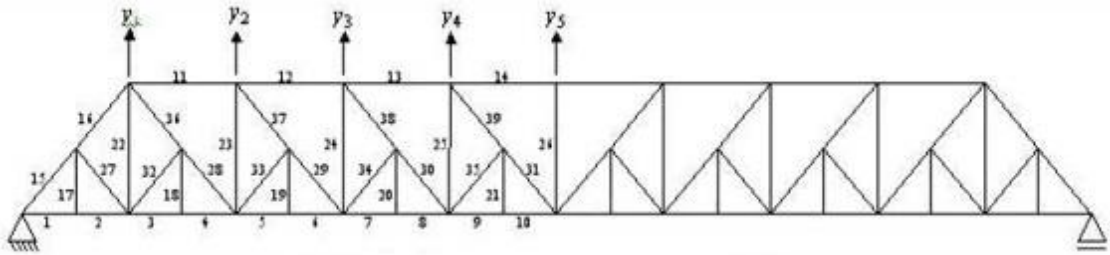
Sayısal analiz yöntemlerinin temelindeki hatalar da optimizasyon sonucunu olumsuz etkileyebilmektedir. Sonlu elemanlar yöntemi günümüzde en çok kullanılan yapısal optimizasyon uygulamasıdır. Sonlu eleman modellerindeki başlıca hatalar, denklemlerin ayrışmasından kaynaklanmaktadır.

Optimum kelimesi, mümkün olanın en iyisi anlamında ilk olarak Leibniz tarafından 18. yüzyılda kullanılmıştır (Özkal, 2006). Kim vd. (2002), optimizasyonu, diferansiyel hesaplama en iyi çözümü bulma işlemine verilen isimdir diye tanımlamışlardır. Barr vd. (1989), ise optimizasyonu, önceden belirlenen koşulları ve kısıtlayıcıları ihmal etmeden en iyi çözümü aramak şeklinde ifade etmişlerdir.

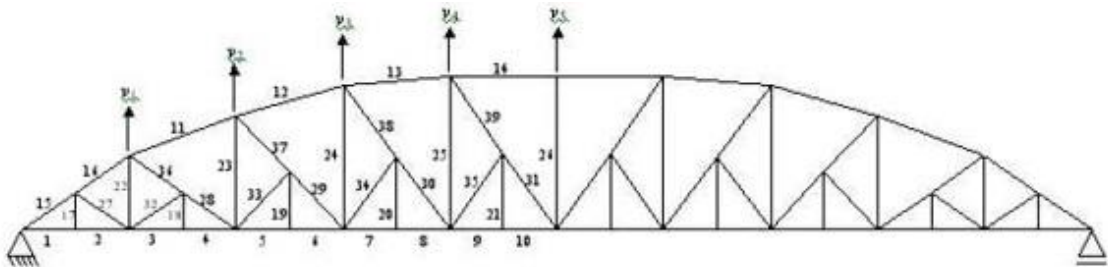
Optimizasyon, tüm bilim alanlarında uygulanabilirliğe sahiptir ve mühendislik biliminde de önemli yeri vardır. Bunun en önemli sebebi ise, bir problem için en iyi çözümü aramak, mühendisliğin öncelikli ve değişmez bir kuralı olmasıdır.

Tasarım optimizasyonu kavramı ve buna ulaşmak için geliştirilen teknikler nispeten uzun bir geçmişe sahiptir. İlk yaklaşımlardan biri, asgari yapı ağırlığı gibi teknik amaçlara cevap verebilmek için düzgün yayılı gerilme veya şekil değiştirme türü uygunluk koşullarını karşılamaya yönelik, en az yüz yıl öncesine uzanan dolaylı bir yöntemdir (Brotchie, 1997).

Çeşitli yüklemeler, sınırlamalar altındaki bir yapının verimini artırmak için yapılan çalışmaya, yapısal optimizasyon adı verilmektedir. Yapısal optimizasyonun amacı yapının bütünlüğünü tehlikeye atmadan ağırlığını azaltma, üretim maliyetini düşürme ve yapının beklenen ömrü boyunca kullanım masrafını azaltma gibi nedenlere bağlı olabilmektedir. Şekil 1.3. ve 1.4.' te bir kafes sistemin optimizasyon uygulanmadan önceki ve sonraki şekli görülmektedir.



**Şekil 1.3.** Optimizasyondan önce (www.opteng.com.tr, 2013)



**Şekil 1.4.** Optimizasyondan sonra (www.opteng.com.tr, 2013)

Son yıllarda mühendislik, matematik, fen ve teknoloji alanlarındaki ilerlemelere bağlı olarak yapısal optimizasyon uygulaması daha da önemli hale gelmiştir.

19. yüzyıl sonları ve 20. yüzyıl başlarında mühendisler, optimizasyon ilkelerini ve analitik becerilerini birleştirmişlerdir. Bunun sonucunda Uygun Tasarım Teoremi olarak bilinen asgari ağırlıkta çerçeve biçimlendirmelerini kapsayan teoremler ortaya çıkmıştır (Pross, 2002).

Sonraki 60 yılda başta kafes sistemler olmak üzere yapısal optimizasyon ile ilgili yapılan çalışmalara katkılar sürekli artmıştır. Bu çalışmalar esasen üç başlık altında toplanmıştır. Kafes ağırlığının azaltılması, belirli bir malzeme hacmi için şekil değiştirme enerjisinin düşürülmesi ve üniform dayanıma sahip hiperstatik yapıların optimizasyonudur. Ancak bu tekniklerin çoğu, hesap tabanlı klasik optimizasyon yöntemleridir (Pross, 2002).

Geçtiğimiz 50 yılda optimizasyon denklemindeki değişkenlerin farklı bir şekle büründüğü, ilk yaklaşımlara nazaran değişim gösterdiği görülmektedir. Doğrusal ve doğrusal olmayan matematiksel programlama gibi yöntemlerin katkısıyla bu aşamada matematiksel programlama kilit bir rol oynamıştır. Doğrusal programlamanın temelini ise 1967’ de sunulan Simplex Yöntemi oluşturmaktadır (Özkal, 2006). Kısıtlayıcı ve kısıtlayıcısız teknikler de ayrıca matematiksel programlama ile birleştirilerek kullanılmıştır. Bu teknikler, Lagrange Çarpan Yöntemi ve Penalt Fonksiyonu Yöntemi şeklinde sunulmuştur (Pross, 2002).

Bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle birlikte son yıllarda bir çok yapısal optimizasyon yöntemi ortaya çıkmıştır. Bu yöntemlerin büyük bir kısmı sonlu elemanlar yöntemini kullanmakta ve bunlar genel olarak 3 ana başlık altında toplanmaktadır; topoloji optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve boyut optimizasyonu. Yapısal optimizasyon yöntemleri aşağı da özet halinde açıklanmıştır (Pross, 2002).

#### **1.4.1 Topoloji optimizasyonu**

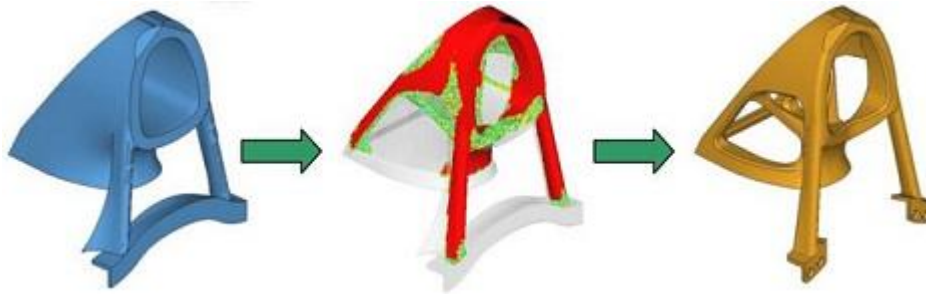
Topoloji optimizasyonu, bir yapıdaki topoloji bağlantısını tanımlayan süreci ifade etmektedir. Optimizasyon sonucu elde edilen yapı, başlangıç tasarımından çok farklı ve dolayısıyla da ondan bağımsızdır. Diğer bir ifadeyle, yapının ilk biçimine bağlı olarak nihai biçiminde hiçbir sınırlama bulunmamaktadır (Pross, 2002).

Duysinx ve Bendsøe (1998), yapıların topoloji tasarımında, amaç olarak belirli bir tasarım alanında malzemenin en uygun şekilde dağılımının arandığını belirtmişlerdir.

Topoloji optimizasyonundan, literatürde genelde plan optimizasyonu veya genelleştirilmiş şekil optimizasyonu olarak bahsedilmektedir.

Verimli ve hafif yapılar elde etme konusunda yapısal topoloji optimizasyonu etkili bir tasarım aracı haline gelmiştir (Bendsøe ve Kikuchi, 1988). Kavramsal tasarım için güçlü bir teknik ve ayrıca geleneksel boyut ve şekil optimizasyonuna nazaran çok daha fazla faydalar sağlayabilmesi gerçeğiyle dikkate değer verimlilikte bir yöntem olduğu kanıtlanmıştır. Hatta uygun yapı tasarım problemini çözmede ve en verimli yapıyı üretmede de en iyi yöntem olduğu düşünülmektedir (Wang vd., 2006).

Ön tasarım safhasında bir karar mekanizması olan topoloji optimizasyonu, günümüzde çok daha fazla rağbet görmektedir. Hiyerarşik yönden altta kalan boyut ve şekil optimizasyonlar ile mukayese edildiğinde yapı performansında büyük etkiye sahiptir (Jang ve Kwak, 2005). Şekil 1.5.' de topoloji optimizasyonunda malzemenin en uygun dağılımı gösterilmektedir.



**Şekil 1.5.** Topoloji optimizasyonu (www.blog.s-t.com.tr, 2013)

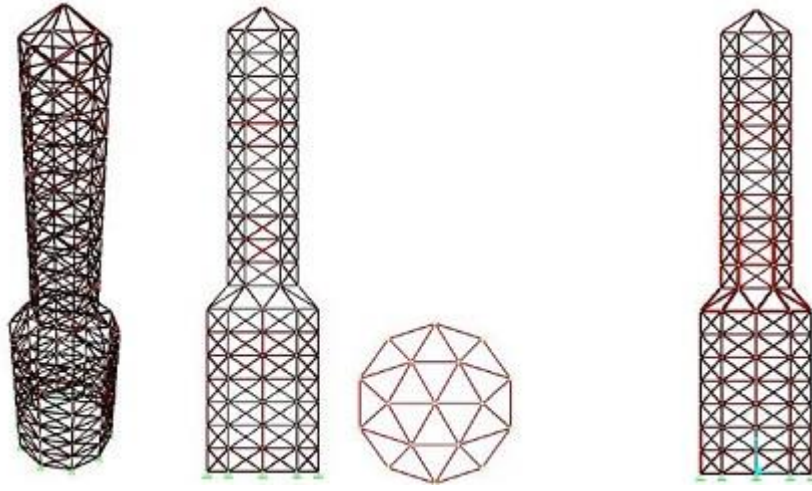
Optimizasyon sonucu elde edilen tasarım, tasarımcının üretim için en uygun tasarımı belirleyebilmesi için kullandığı en uygun ve basit yoldur.

Kendine ait özellikleri, belirli formülasyonları ve uygun çözüm teknikleri ile topoloji tasarımı, günümüzde çok yönlü ve yapısal optimizasyonun bir dalı olarak kabul edilebilmektedir.

Daha büyük hacimler için genelleştirilmiş bir şekil optimizasyonu problemi gibi nitelendirilebileceğinden yapısal topoloji optimizasyonu, son birkaç yılda aşırı dikkat çekmiş ve büyük bir değişim geçirmiştir. Günümüze kadar muhtelif sayıda yapısal topoloji optimizasyonu yöntemleri geliştirilmiştir (Wang vd., 2006).

#### 1.4.2 Şekil optimizasyonu

Şekil optimizasyonu, topoloji optimizasyonunun sınırlanmış bir halidir. Belirli sabit bir topoloji için yapının uygun sınırlarının belirlenmesi, yani sadece yapı sınırlarıyla çalışılmasıdır. Bu optimizasyon yönteminde, tasarımcı tarafından belirlenen amaca cevap verebilecek nitelikte bir şekil aranmaktadır (Proos, 2002). Şekil 1.6.' de şekil optimizasyonu uygulanmış bir çelik yapı örneği gösterilmiştir.



**Şekil 1.6.** Şekil optimizasyonu (www.opteng.com.tr, 2013)

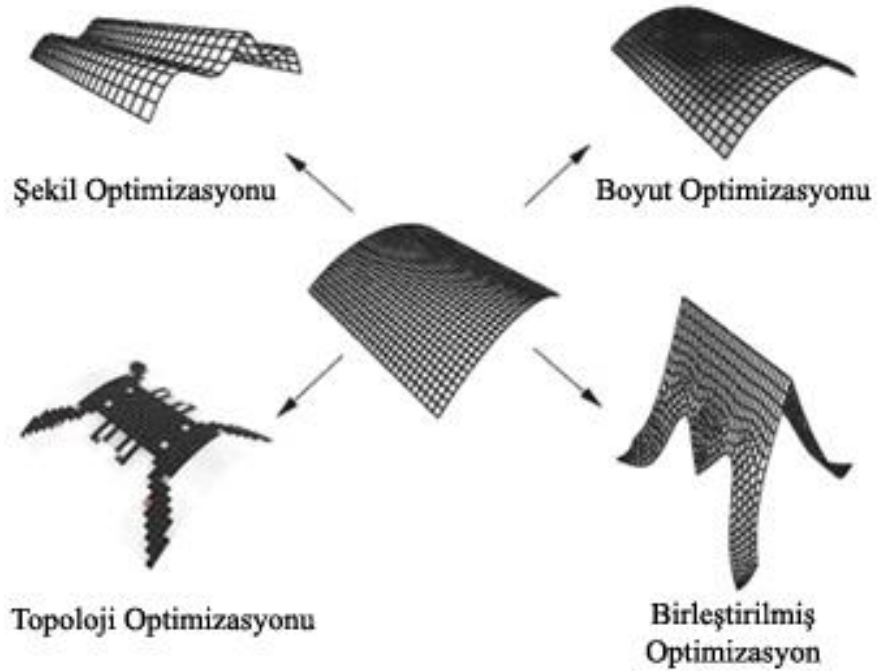
Tasarım değişkenleri genellikle iki veya üç boyutlu herhangi bir yapı şeklini tanımlayan eğri kontrol noktalarıdır. Boyut optimizasyonundan farklı olarak sonlu eleman modelini değiştirmekte ve bu yüzden optimizasyon sistemiyle ağ oluşumunu ve sonlu elemanlar analizini birleştirmede zorluklar doğurmaktadır (Kim vd., 2002). Ancak başta da belirtildiği üzere topoloji optimizasyonu ile mukayese edildiği takdirde de hiyerarşik yönden alt sırada kalmaktadır.

### 1.4.3 Boyut optimizasyonu

Daha yüksek verim alabilmek için yapısal elemanların kesit boyutlarının düzenlenmesiyle gerçekleştirilen boyut optimizasyonu, yapısal optimizasyonun ilk halidir. Boyut optimizasyonu, kirişlerde en uygun kesit alanını elde edebilmek için genellikle kafes türündeki yapılara uygulanmaktadır. Boyutlandırmadaki tasarım değişkenleri, plak kalınlığı veya kiriş kesit alanı olabilmektedir. Boyutta değişiklik yapılırken yapının sonlu eleman modelinde değişikliğe gerek yoktur ve bu nedenle boyut optimizasyonu nispeten daha kolay ve açık bir yöntemdir (Kim vd., 2002).

Boyut optimizasyonu kavramı, özetle en uygun tasarıma ulaşmak için yapı boyutlarının değiştirilmesini ifade etmektedir. En iyi ve mümkün olan boyut birleşiminin bulunması hedeflenmektedir (Proos, 2002).

Aşağıdaki şekilde ise birleştirilmiş optimizasyonun bir kabuk üzerindeki gösterimi görülmektedir.

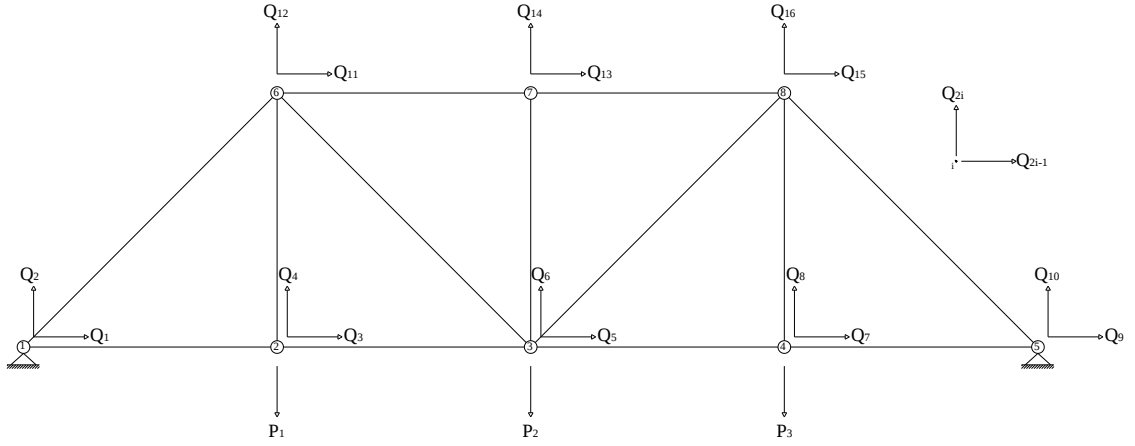


**Şekil 1.7.** Silindirik bir kabuk için nihai tasarımlar (Lee vd., 2000)

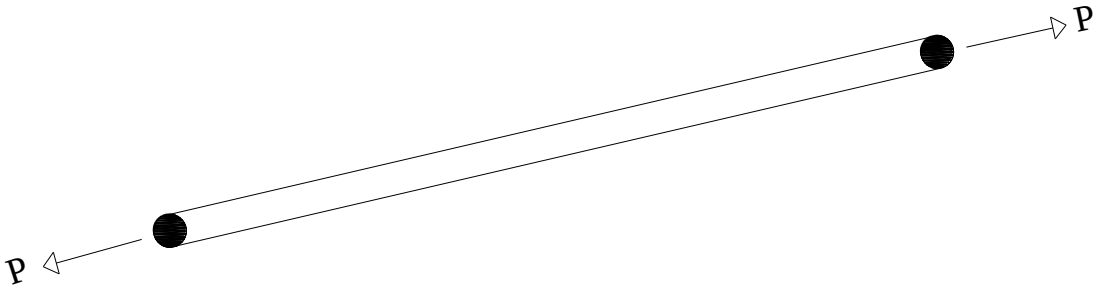
## BÖLÜM II

### KAFES SİSTEMLER

Bu bölümde kafes yapıların analizi sunulmaktadır. Şekil 2.1.' de tipik bir düzlem kafes gösterilmektedir. Kafes çubukları yalnızca iki kuvvet üyesinden oluşmaktadır. Yani, her kafes elemanı direkt basınç veya çekme etkisi altındadır (Şekil 2.2.). Bir kafeste, yalnızca bağlantılara tüm yük ve reaksiyonların uygulanması ve tüm üyelerin beraberce, sürtünmesiz pim bağlantıları ile bunların uçlarına bağlanması gerekir (Chandrupatla ve Belegundu, 1991).



Şekil 2.1. İki boyutlu bir kafes (Chandrupatla ve Belegundu, 1991)



Şekil 2.2. Çubuk eleman kuvvetleri (Chandrupatla ve Belegundu, 1991)

Statik derslerinde düğüm yöntemi ve kesim yöntemi kullanılarak kafesler analiz edilmektedir. Statiğin temellerini gösterirken, bu yöntemler statik olarak belirsiz kafes yapısına uygulandıklarında, sıkıcı ve zor hale gelirler. Bunun dışında, bağlantı noktası

değişiklikleri kolaylıkla sağlanamaz. Diğer yandan, statik olarak belirli veya belirsiz benzer yapılara sonlu eleman metodu uygulanabilmektedir. Sonlu eleman metodu ayrıca bağlantı noktası sapmaları da sağlamaktadır. Sıcaklığın etkileri ve mesnet çökmeleri hesaplara katılabilmektedir.

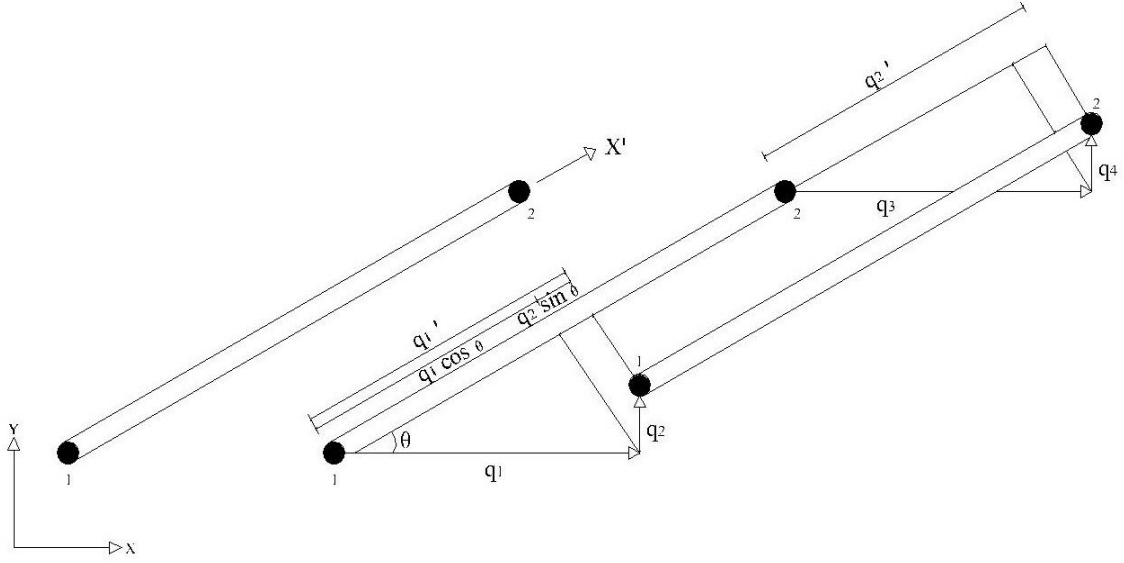
## 2.1 Düzlem Kafesler

### 2.1.1 Yerel ve global koordinat sistemleri

Tek boyutlu yapılar ve kafesler arasındaki temel fark kafes elemanlarının değişik yönelimlere sahip olmasıdır. Bu farklı yönelimlerin açıklamasını yapmak için, yerel ve global koordinat sistemleri aşağıdaki gibi ortaya koyulmaktadır.

Şekil 2.3.' teki yerel ve global koordinat sistemlerinde tipik bir düzlem kafes elemanı gösterilmektedir. Yerel numaralandırma yönteminde, elemanın iki düğümü 1 ve 2 olarak numaralandırılır. Yerel koordinat sistemi 1. düğümünden 2. düğüme kadar olan eleman boyunca uzanan  $x'$  ekseninden ibarettir. Yerel koordinat sistemindeki tüm değerler bir asal üssü ( ' ) işareti ile belirtilmektedir. Global  $x$ - $y$  koordinat sistemi sabittir ve elemanın yönelimine bağlıdır.  $x$  ve  $y'$  nin kağıdın dışına çıkan  $z$  eksenini ile sağda bir koordinat sistemi oluşturduğuna dikkat ediniz. Global koordinat sisteminde her düğüm iki serbestlik derecesine sahiptir. Burada sistematik bir numaralandırma yöntemi izlenmektedir. Global düğüm sayısı  $j$  olan bir düğüm,  $2j-1$  ve  $2j$  serbestlik derecesi ile ilişkilendirilmiştir. Dahası,  $j$  düğümü ile ilişkilendirilen global yer değiştirmeler, Şekil 2.2.'de görüldüğü gibi  $Q_{2j-1}$  ve  $Q_{2j}$  olur. Dolayısıyla, yerel koordinat sisteminde eleman yer değiştirme vektörü aşağıdaki gibi gösterilmektedir (Chandrupatla ve Belegundu, 1991).

$$q' = [q_1', q_2'] \quad (2.1)$$



**Şekil 2.3.** Yerel ve global koordinat sisteminde iki boyutlu kafes elemanı (Chandrupatla ve Belegundu, 1991)

Global koordinat sisteminde ki eleman yer değişim vektörü aşağıdaki ile gösterilen bir (4x1) vektördür.

$$q = [q_1, q_2, q_3, q_4]^T \quad (2.2)$$

$q'$  ve  $q$  arasındaki ilişki aşağıdaki gibi gösterilebilir. Şekil 2.3.' te,  $q_i$ ,  $x'$  ekseninde  $q_1$  ve  $q_2'$  nin izdüşümleri toplamına eşittir. Dolayısıyla, bu durum denklem (2.3) ile elde edilir.

$$q_1' = q_1 \cos \theta + q_2 \sin \theta \quad (2.3)$$

Benzer bir şekilde denklem (2.4)' e ulaşılabilir.

$$q_2' = q_3 \cos \theta + q_4 \sin \theta \quad (2.4)$$

Bu aşamada, doğrultman kosinüsü  $\ell$  ve  $m$ ,  $\ell = \cos \theta$ ,  $m = \sin \theta$  olarak gösterilmektedirler. Bu doğrultman kosinüsleri sırasıyla yerel  $x'$  eksenini global  $x$ ,  $y$  eksenleri ile yaptığı açılarının kosinüsleridir. Denklem (2.3) ve (2.4) artık aşağıdaki gibi matris şeklinde yazılabilir.

$$q' = Lq \quad (2.5)$$

Burada dönüşüm matrisi  $L$  denklem (2.6) ile verilmektedir.

$$L = \begin{bmatrix} \ell & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l & m \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Düğüm koordinat verilerinden  $\ell$  ve  $m$  doğrultman kosinüslerini hesaplamak için artık basit formüller verilmektedir. Şekil 2.4.'e istinaden,  $(x_1, y_1)$  ve  $(x_2, y_2)$  sırasıyla 1 ve 2 düğümlerin koordinatları olsun, o halde aşağıdaki denklemler elde edilir.

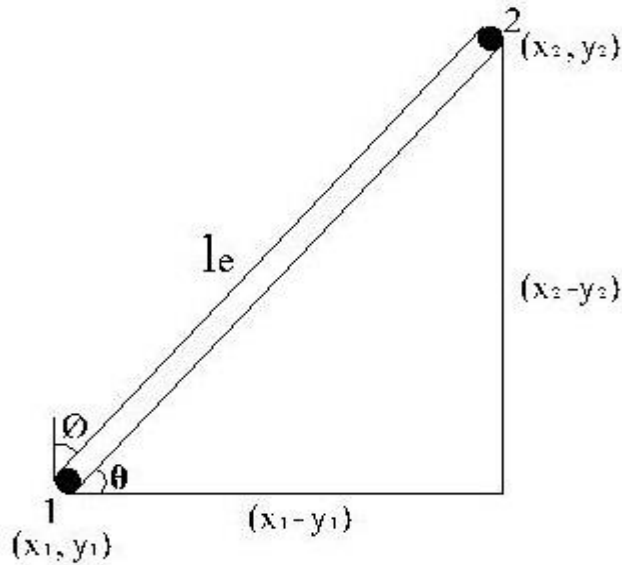
$$l = \frac{x_2 - x_1}{l_e} \quad (2.7a)$$

$$m = \frac{y_2 - y_1}{l_e} \quad (2.7b)$$

Uzunluk  $l_e$  aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$l_e = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2} \quad (2.8)$$

Denklem (2.7) ve (2.8)' deki ifadeler düğüm koordinat verilerinden elde edilmektedir ve bir bilgisayar programında kolaylıkla gerçekleştirilebilir.



Şekil 2.4. Doğrultman kosinüsleri (Chandrupatla ve Belegundu, 1991)

### 2.1.2 Elemanın rijitlik matrisi

Kafes elemanı yerel koordinat sisteminde incelendiğinde tek boyutlu bir elemandır. Yerel koordinat sistemindeki bir kafes elemanı için eleman rijitlik matrisi denklem (2.9) ile verilmektedir (Chandrupatla ve Belegundu, 1991).

$$k' = \frac{E_e A_e}{l_e} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

Burada  $A_e$  kesit alanıdır,  $E_e$  ise elastisite modülüdür. Eldeki problemde global koordinat sistemindeki eleman rijitlik matrisi için bir ifade geliştirmiştir. Bu, elemanda ki potansiyel enerjiyi hesaba katarak elde edilebilir. Özellikle, yerel koordinatlardaki eleman potansiyel enerjisi denklem (2.10) ile verilmektedir.

$$U_e = \frac{1}{2} q'^T k' q' \quad (2.10)$$

$q' = Lq$  bağıntısı denklem (2.10)' da yerine konularak denklem (2.11) elde edilebilir.

$$U_e = \frac{1}{2} q^T [L^T k' L] q \quad (2.11)$$

Global koordinatlardaki potansiyel enerji ise şu şekilde yazılabilir.

$$U_e = \frac{1}{2} q^T k q \quad (2.12)$$

Burada  $k$  global koordinatlardaki elemanın rijitlik matrisidir. Yukarıdaki denklemden, global koordinatlardaki eleman rijitlik matrisi şu şekilde ifade edilir.

$$k = L^T k' L \quad (2.13)$$

Denklem (2.6)' dan  $L$  ve denklem (2.9)' dan  $k'$  yerine konularak aşağıdaki bağıntı elde edilebilir.

$$k = \frac{E_e A_e}{l_e} \begin{bmatrix} l^2 & lm & -l^2 & -lm \\ lm & m^2 & -lm & -m^2 \\ -l^2 & -lm & l^2 & lm \\ -lm & -m^2 & lm & m^2 \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

Eleman rijitlik matrisleri, yapısal rijitlik matrisini elde etmek için olağan bir şekilde birleştirilmektedir.

### 2.1.3 Gerilme hesaplamaları

Yerel koordinatlarda, bir çubuk elemanındaki kuvvetler Şekil 2.2.' de gösterilmiştir. Dolayısıyla, bir kafes elemanındaki gerilme aşağıdaki gibi verilmektedir (Chandrupatla ve Belegundu, 1991).

$$\sigma = E_e \varepsilon \quad (2.15)$$

$\varepsilon$ , birim uzama oranı olarak verilmiş olup denklem (2.15)' e aşağıdaki gibi ilave edilebilir.

$$\sigma = \frac{E_e(q'_2 - q'_1)}{l_e} \quad (2.16)$$

$$\sigma = E_e \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} q'_1 \\ q'_2 \end{pmatrix} \quad (2.17)$$

Yukarıdaki denklem  $q' = LqK$  dönüşümü kullanılarak, global yer değiştirmelere göre gerilemeler ifade edilecek olursa,

$$\sigma = \frac{E_e}{L_e} \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} Lq \quad (2.18)$$

Şeklinde yazılabilir. Denklem (2.6)' dan L yerine koyularak,

$$\sigma = \frac{E_e}{L_e} \begin{bmatrix} -l & -m & l & m \end{bmatrix} q \quad (2.19)$$

gerilmeler hesaplanır. Yer değiştirmeler sonlu eleman denklemlerini çözerek belirlendikten sonra, her bir eleman için gerilmeler denklem (2.19)' dan sağlanabilir.

Negatif gerilmenin basınç, pozitif gerilmenin ise çekme anlamına geldiği dikkate alınmalıdır.

### 2.1.3 Sıcaklık etkileri

Burada ısı gerilme problemi dikkate alınmaktadır. Bir kafes elemanı yerel koordinat sisteminde basit bir şekilde tek boyutlu olduğu için, yerel koordinat sistemindeki eleman sıcaklığı aşağıdaki gibi verilmektedir.

$$\Theta' = E_e A_e \epsilon_o \begin{Bmatrix} -1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (2.20)$$

Burada sıcaklık değişimi ile ilişkilendirilen  $\epsilon_o$  başlangıç birim şekil değiştirme aşağıdaki gibi verilmektedir.

$$\epsilon_o = \alpha \Delta T \quad (2.21)$$

$\alpha$  elemandaki ısı genleşme katsayısı ve  $\Delta T$  ise sıcaklıktaki ortalama değişiktir. Ayrıca  $\epsilon_o$  başlangıç birim şekil değiştirmesinin de, üretim hatası nedeniyle de meydana gelebileceği bilinmektedir.

Global koordinat sisteminde yük vektörü ifade edilir. Bu yük ile ilişkilendirilen potansiyel enerji gerek yerel gerekse de global koordinat sistemlerinde ölçülen büyüklükle aynı olduğu için, aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$q'^T \Theta' = q^T \Theta \quad (2.22)$$

Burada  $\Theta$  global koordinat sistemindeki yük vektörüdür.  $q' = Lq$  yukarıda yerine yazılır ise,

$$q^T L^T \Theta' = q^T \Theta \quad (2.23)$$

ifadesi elde edilir. Yukarıdaki denklemin sağ ve sol tarafları karşılaştırılır ise;

$$\Theta = L^T \Theta' \quad (2.24)$$

elde edilir. Denklem (2.6)' dan  $L'$  nin yeri değiştirilerek, eleman sıcaklık yükü için şu ifade yazabilir;

$$\Theta^e = E_e A_e \epsilon_0 \begin{bmatrix} -l \\ -m \\ l \\ m \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

Dıştan uygulanan diğer yükler ile birlikte sıcaklık yükleri de  $F$  düğüm yük vektörünü elde etmek amacıyla olağan şekilde birleştirilirler. Yer değiştirmeler sonlu eleman denklemlerini çözerek elde edilir edilmez, her bir kafes elemanındaki gerilme elde edilir.

$$\sigma = E(\epsilon - \epsilon_0) \quad (2.26)$$

Elemanlardaki gerilmeler denklem (2.19) kullanılarak ve  $\epsilon_0 = \alpha \Delta T$ ' yi dikkate alarak sıcaklık etkisinde gerilme denklemi elde edilir.

$$\sigma = \frac{E_e}{l_e} [-l \quad -m \quad l \quad m] q - E_e \alpha \Delta T \quad (2.27)$$

## BÖLÜM III

### SAYISAL ÖRNEK

#### 3.1 Optimizasyon Probleminin Tanımlanması

Yapıların optimum tasarımında problemin doğasına veya mühendisin önceliklerine göre bir veya birkaç tane amaç fonksiyonu belirlenir. Ağırlığın, deplasmanın, ivmenin veya tanımlanan diğer amaçların minimizasyonu veya bazı davranış ve amaçların maksimizasyonu yapılabilir. Kritik yükün maksimizasyonu, tasarım ve imalat aşamasında üretimde karın maksimizasyonu da yapılabilmektedir.

Bu optimizasyon çalışmasında kafes sistemlerde çubukların kesit alanlarının toplamı veya diğer bir ifadeyle çubuk eleman sayısı  $n$  olan bir düzlem kafes için amaç fonksiyonu;

$$\text{Min } (\sum_{i=1}^n A_i) \quad i=1, \dots, n \quad (3.1)$$

şeklinde verilebilir. Burada  $A_i$  çubuk eleman kesit alanını ifade eder. Tasarım değişkeni  $A_i$ ' ler için alt sınır kısıtlamaları;

$$A_i \leq 0 \quad i=1, \dots, n \quad (3.2)$$

şeklinde verilebilir. Gerilmelerin sınır gerilmeleri geçmesi istenmediğinden gerilmeler için aşağıdaki kısıtlamalar verilebilir;

$$\sigma_i - \sigma_a \leq 0 \quad i=1, \dots, n \quad (3.3)$$

burada  $\sigma_i$ ,  $i$  elemanındaki normal gerilmeyi,  $\sigma_a$  ise sınır gerilmeyi ifade eder. Ayrıca kafes sistem düğümlerindeki  $i$ . deplasman için bir deplasman kısıtlaması;

$$Q_i \leq \bar{Q}_i \quad i=1, \dots, n \quad (3.4)$$

şeklinde verilebilir. Rijitlik kısıtlaması ise;

$$KQ = F \quad (3.5)$$

şeklinde verilebilir. Q deplasman vektörünü ifade ederken, K global rijitlik matrisini, F ise dış yük vektörünü gösterir.

Mevcut kısıtlamalar altında tanımlanan bu optimizasyon problemi nümerik bir optimizasyon yöntemi kullanılarak çözülebilir. Sıcaklığın değişimi gerilmeyi dolayısıyla optimizasyon tasarımlarını etkiler.

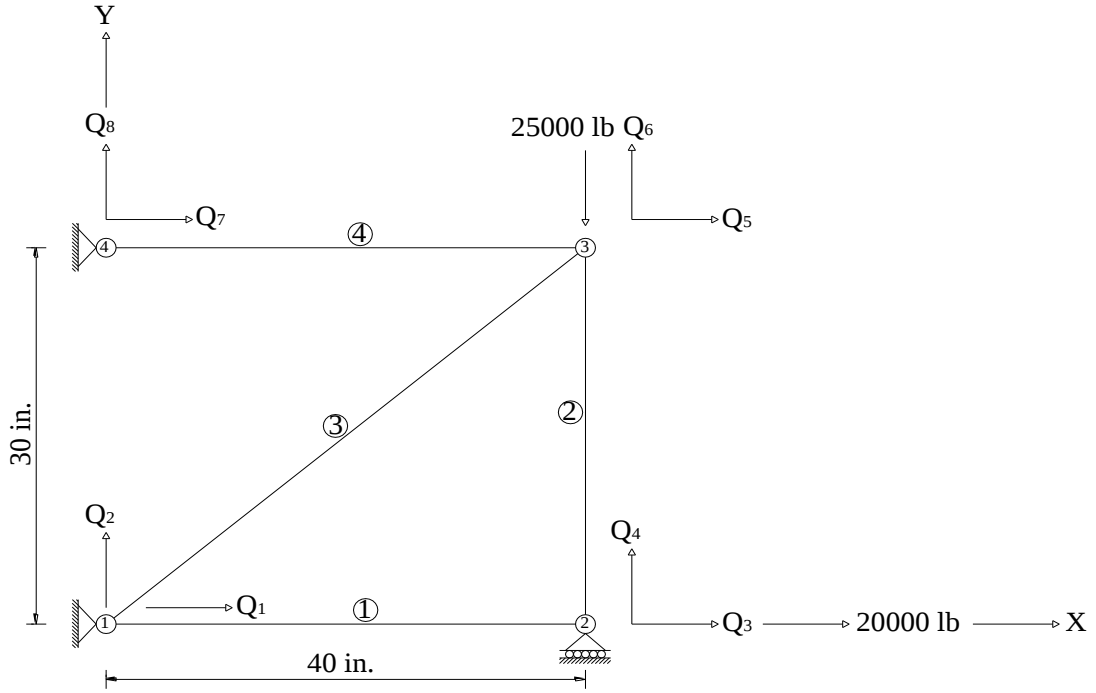
Bu çalışmada optimizasyon üzerinde, kafes sisteme etki eden yüklerin ve sıcaklığın etkisi araştırılırken Mathematica programında kodlama yapılmıştır. Mathematica' nın bünyesinde yer alan diferansiyel evrim, optimum değere yeterince yaklaşmasından dolayı tercih edilmiştir.

Diferansiyel evrim (Differential Evolution, (DE)) ilk olarak 1995 yılında K. Price tarafından ortaya konmuştur. Diferansiyel evrim algoritması çaprazlama, mutasyon ve seçim gibi genetik algoritmalarda bulunan benzer operatörleri kullanan ve son zamanlarda popüler olan popülasyon tabanlı bir algoritmadır. DE' nin önemli parametreleri; popülasyon büyüklüğü, çaprazlama sabiti ve ölçekleme faktörü olarak sayılabilir. Bir DE algoritmasının temel adımları aşağıdaki gibidir (Eke, 2011).

- Başlangıç popülasyonunun oluşturulması
- Değerlendirme
- Durma kriteri sağlanıncaya kadar tekrarla
- Mutasyon
- Çaprazlama
- Seçim

### **3.2 Problemin Tanımlanması**

Şekil 3.1.' de gösterilen dört çubuklu bir kafesin tüm elemanları için  $E=29.5 \times 10^6$  psi olarak verilmektedir.



**Şekil 3.1.** Dört çubuklu bir kafes

Verilen bu sistemde kesit alanları tasarım değişkeni olarak seçilmektedir. Amaçlanan yöntem ile optimum kesit alanları, toplam alan minimize edilerek bulunacaktır. Yapısal özellikler ve dış yükler aşağıda verilmiştir.

Tasarım değişkenleri olarak elastisite modülü ve ısı genleşme katsayısı;

$$E=29.5 \times 10^6 \text{ psi} \quad (3.6)$$

$$\alpha = 0.00000667 \quad (3.7)$$

Çubuk boyları sırasıyla;

$$l_{e1} = 40 \text{ in.} \quad (3.8)$$

$$l_{e2} = 30 \text{ in.} \quad (3.9)$$

$$l_{e3} = 50 \text{ in.} \quad (3.10)$$

$$l_{e4} = 40 \text{ in.} \quad (3.11)$$

Malzeme akma dayanımları ise ısı etkisi altındayken 0.8 ile çarpılarak yani % 20 azaltılarak aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$\sigma_a = 0.8 \cdot 10000 \text{ psi} \quad (3.12)$$

$$\sigma_a = 0.8 \cdot 15000 \text{ psi} \quad (3.13)$$

$$\sigma_a = 0.8 \cdot 20000 \text{ psi} \quad (3.14)$$

$$\sigma_a = 10000 \text{ psi} \quad (3.15)$$

$$\sigma_a = 15000 \text{ psi} \quad (3.16)$$

$$\sigma_a = 20000 \text{ psi} \quad (3.17)$$

Sisteme üniform etki ettirilen sıcaklık farkları ;

$$\Delta T = 100 \text{ }^\circ\text{F} \quad (3.18)$$

$$\Delta T = 150 \text{ }^\circ\text{F} \quad (3.19)$$

$$\Delta T = 200 \text{ }^\circ\text{F} \quad (3.20)$$

$$\Delta T = 250 \text{ }^\circ\text{F} \quad (3.21)$$

$$\Delta T = 500 \text{ }^\circ\text{F} \quad (3.22)$$

olarak verilmiştir. Dış yük olarak sisteme etki ettirilen çekme ve basınç kuvvetleri;

$$F_1 = 20000 \text{ lb}, F_2 = -25000 \text{ lb} \quad (3.23)$$

$$F_1 = 30000 \text{ lb}, F_2 = -35000 \text{ lb} \quad (3.24)$$

$$F_1 = 40000 \text{ lb}, F_2 = -45000 \text{ lb} \quad (3.25)$$

şeklinde verilmiştir. Düğüm noktasında ki deplasmanların üst sınırı;

$$ds = 0,1 \text{ in.} \quad (3.26)$$

olarak seçilmiştir. Amaç fonksiyonu;

$$\text{Min } F_{(x)} = \Sigma A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 \quad (3.27)$$

olarak tüm çubuk kesit alanlarının toplamına eşittir. Boyut kısıtlamaları;

$$g_1 = A_1 \geq 0 \quad (3.28)$$

$$g_2 = A_2 \geq 0 \quad (3.29)$$

$$g_3 = A_3 \geq 0 \quad (3.30)$$

$$g_4 = A_4 \geq 0 \quad (3.31)$$

şeklinde verilmiştir. Çubuklardaki normal gerilme ve düğüm deplasmanlarındaki kısıtlamalar;

$$g_5 = \sigma_1 - \sigma_a \leq 0 \quad (3.32)$$

$$g_6 = -\sigma_1 - \sigma_a \leq 0 \quad (3.33)$$

$$g_7 = \sigma_2 - \sigma_a \leq 0 \quad (3.34)$$

$$g_8 = -\sigma_2 - \sigma_a \leq 0 \quad (3.35)$$

$$g_9 = \sigma_3 - \sigma_a \leq 0 \quad (3.36)$$

$$g_{10} = -\sigma_3 - \sigma_a \leq 0 \quad (3.37)$$

$$g_{11} = \sigma_4 - \sigma_a \leq 0 \quad (3.37)$$

$$g_{12} = -\sigma_4 - \sigma_a \leq 0 \quad (3.39)$$

$$g_{13} = -ds \leq Q_3 \leq ds \quad (3.40)$$

$$g_{14} = -ds \leq Q_5 \leq ds \quad (3.41)$$

$$g_{15} = -ds \leq Q_6 \leq ds \quad (3.42)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Çizelge 3.1. ve 3.2. ve düğüm numaralarına bağlı olarak kodlamada kullanılan verileri göstermektedir.

**Çizelge 3.1.** Çubuk elemanlarının düğüm noktaları ve düğüm koordinat verileri

| Düğüm | x  | y  |
|-------|----|----|
| 1     | 0  | 0  |
| 2     | 40 | 0  |
| 3     | 40 | 30 |
| 4     | 0  | 30 |

**Çizelge 3.2.** Eleman ve düğüm numaraları

| Eleman | 1 | 2 |
|--------|---|---|
| 1      | 1 | 2 |
| 2      | 3 | 2 |
| 3      | 1 | 3 |
| 4      | 4 | 3 |

Eleman bağlantı durumunu tanımlama konusunda herhangi bir seçim yapılabilir. Örneğin, eleman 2' nin bağlanırlığı yukarıdaki gibi 3-2 yerine 2-3 olarak tanımlanabilirdi. Ancak, doğrultu kosinüslerinin hesaplamaları seçilen bağlanırlık şeması ile tutarlı olmalıdır. Denklem (2.7) ve (2.8)' deki formülleri kullanarak, yukarıda verilen düğüm koordinat verileri ve eleman bağlanırlık bilgisi ile birlikte, aşağıdaki doğrultu kosinüsleri tablosu elde edilebilir.

**Çizelge 3.3.** Doğrultman kosinüsleri

| Eleman | $l_e$ | $l$ | $m$ |
|--------|-------|-----|-----|
| 1      | 40    | 1   | 0   |
| 2      | 30    | 0   | -1  |
| 3      | 50    | 0.8 | 0.6 |
| 4      | 40    | 1   | 0   |

Verilen kafes sistemin eleman rijitlik matrisleri aşağıdaki gibi tasarım değişkenlerine bağlı olarak yazılabilir.

$$k_1 = \begin{bmatrix} 737500A_1 & 0 & -737500A_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -737500A_1 & 0 & 737500A_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

$$k_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 983333A_2 & 0 & -983333A_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -983333A_2 & 0 & 983333A_2 \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

$$k_3 = \begin{bmatrix} 377600A_3 & 283200A_3 & -377600A_3 & -283200A_3 \\ 283200A_3 & 212400A_3 & -283200A_3 & -212400A_3 \\ -377600A_3 & -283200A_3 & 377600A_3 & 283200A_3 \\ -283200A_3 & 212400A_3 & 283200A_3 & -212400A_3 \end{bmatrix} \quad (3.45)$$

$$k_4 = \begin{bmatrix} 737500A_4 & 0 & -737500A_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -737500A_4 & 0 & 737500A_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

Global rijitlik matrisi ise aşağıdaki gibi tasarım değişkenlerine bağlı olarak yazılabilir.

$$K = \begin{bmatrix} 737500A_1 & A_2 & A_2 \\ 0 & 377600A_3 + 737500A_4 & 0 \\ 0 & 283200A_3 & 983333A_2 + 212400A_4 \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

Yer değiştirmeler denklem (3.48)'den hesaplanır.

$$\begin{bmatrix} 737500A_1 & A_2 & A_2 \\ 0 & 377600A_3 + 737500A_4 & 0 \\ 0 & 283200A_3 & 983333A_2 + 212400A_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_3 \\ q_5 \\ q_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 19666.7 \\ 35400 \\ 31466.7 \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

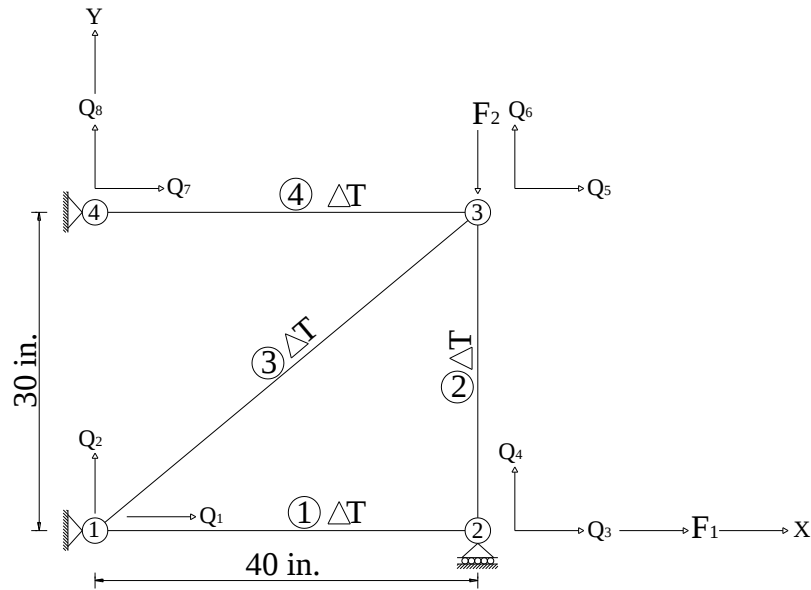
Çubuk elemanlardaki gerilmeler aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\sigma_1 = \frac{E_1}{l_1} \{-l_1, -m_1, l_1, m_1\} \{0, 0, q_3, 0\} - E_1 \alpha \Delta T \quad (3.49)$$

$$\sigma_2 = \frac{E_2}{l_2} \{-l_2, -m_2, l_2, m_2\} \{q_5, q_6, q_3, 0\} - E_2 \alpha \Delta T \quad (3.50)$$

$$\sigma_3 = \frac{E_3}{l_3} \{-l_3, -m_1, l_3, m_3\} \{0, 0, q_5, q_6\} - E_3 \alpha \Delta T \quad (3.51)$$

$$\sigma_4 = \frac{E_4}{l_4} \{-l_4, -m_4, l_4, m_4\} \{0, 0, q_5, q_6\} - E_4 \alpha \Delta T \quad (3.52)$$



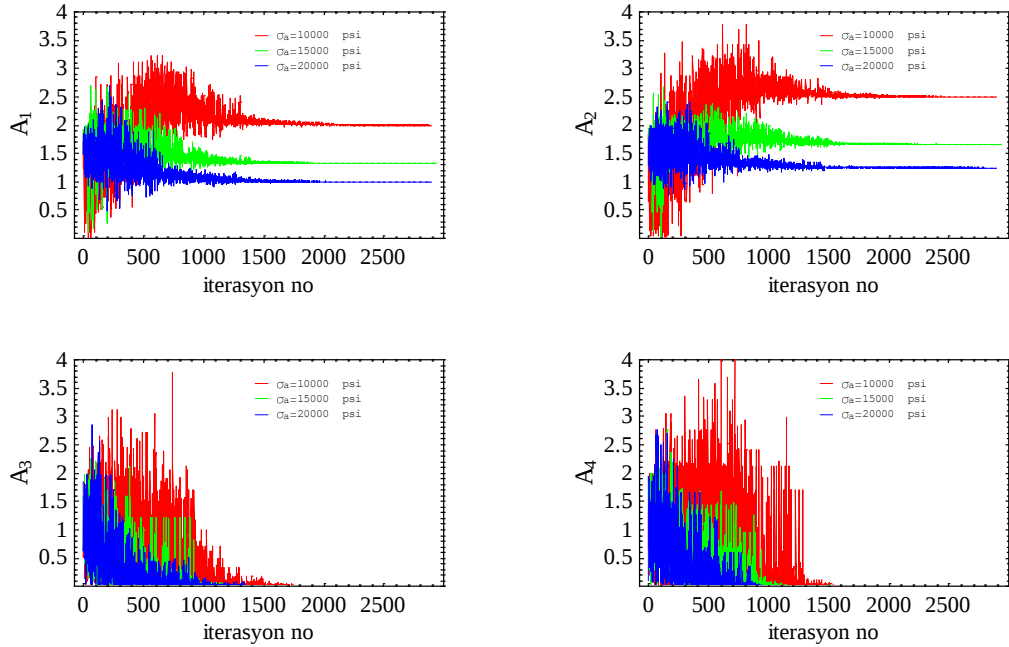
Şekil 3.2. Sıcaklık etkisi altındaki dört çubuklu kafes

Tüm elemanlar için farklı yük ve sıcaklık kombinasyonları altında değerler aşağıdaki grafikler ve tablolarda sunulmuştur. Sisteme sadece  $F_1=20000$  lb ve  $F_2=-25000$  lb yük uygulandığında malzeme dayanımıyla doğru orantılı olarak, akma dayanımı arttıka çubuk kesit alanının azaldığı gözlenmiştir. Şekil 3.3. ve Şekil 3.4.' te her bir çubuk için toplam kesit alanının ve buna bağlı olarak toplam maliyetin kaç iterasyon sonucunda

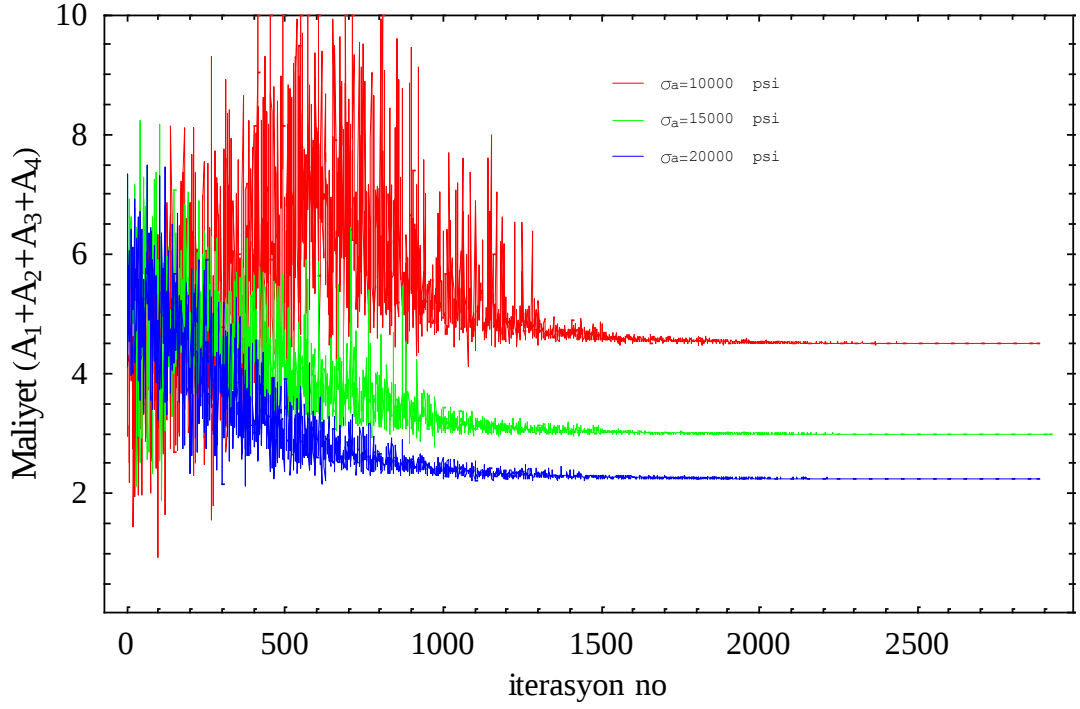
bulunduğu sunulmuştur. Çizelge 3.4.' de ise grafiklerde elde edilen değerlerin tablosal hali gösterilmiştir.

**Çizelge 3.4.** Dış yük altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb) yapısal değerler

|                                                        |          |          |           |
|--------------------------------------------------------|----------|----------|-----------|
| <b>Akma Dayanımı <math>\sigma_a</math> (psi)</b>       | 10000    | 15000    | 20000     |
| <b>Kuvvet <math>F_1</math> (lb)</b>                    | 20000    | 20000    | 20000     |
| <b>Kuvvet <math>F_2</math> (lb)</b>                    | -25000   | -25000   | -25000    |
| <b>Sıcaklık (<math>^{\circ}F</math>)</b>               | 0        | 0        | 0         |
| <b><math>A_1</math> (in.<sup>2</sup>)</b>              | 2,00018  | 1,33338  | 1,00001   |
| <b><math>A_2</math> (in.<sup>2</sup>)</b>              | 2,50007  | 1,66668  | 1,25003   |
| <b><math>A_3</math> (in.<sup>2</sup>)</b>              | 0        | 0,000012 | 0,0000042 |
| <b><math>A_4</math> (in.<sup>2</sup>)</b>              | 0,000097 | 0,000008 | 0,000013  |
| <b>Maliyet <math>\Sigma A</math> (in.<sup>2</sup>)</b> | 4,500347 | 3,000080 | 2,250057  |



**Şekil 3.3.** Dış yük altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi

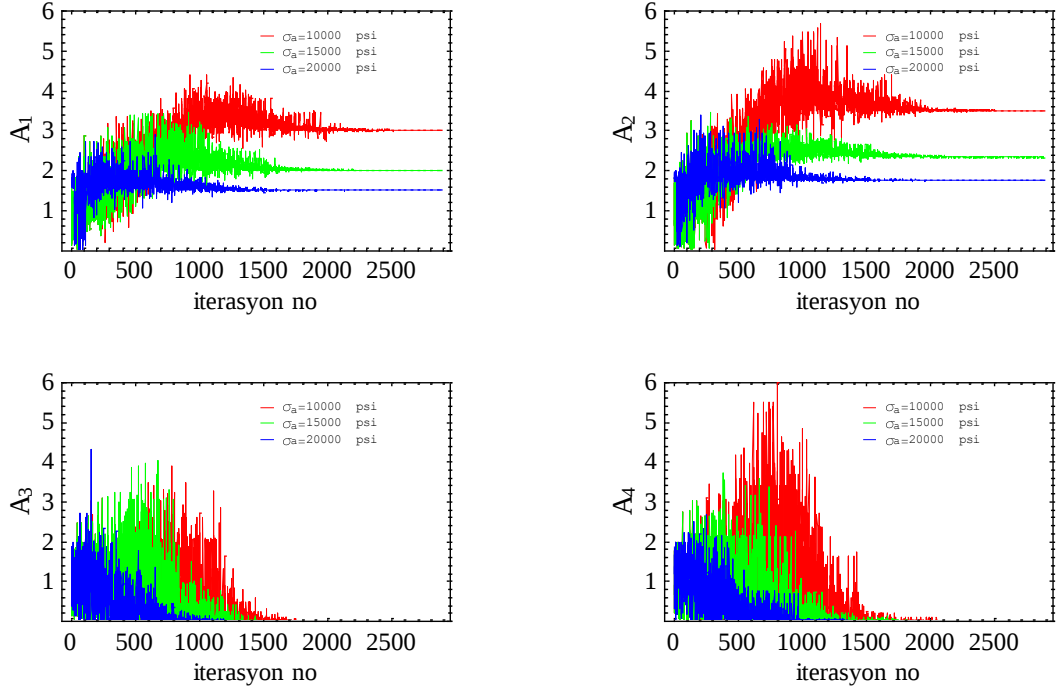


**Şekil 3.4.** Dış yük altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi

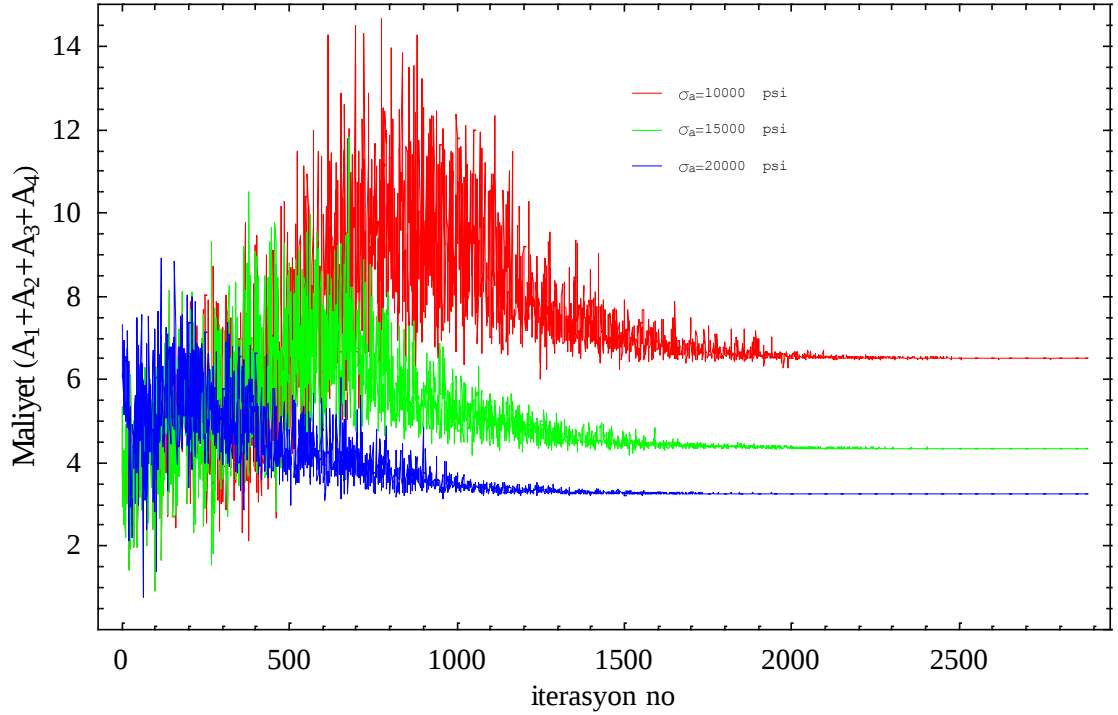
Sisteme sadece  $F_1=30000$  lb ve  $F_2=-35000$  lb yük uygulandığında malzeme dayanımıyla doğru orantılı olarak, akma dayanımı arttıkça çubuk kesit alanının azaldığı gözlenmiştir. Şekil 3.5. ve Şekil 3.6.' de her bir çubuk için toplam kesit alanının ve buna bağlı olarak toplam maliyetin kaç iterasyon sonucunda bulunduğu sunulmuştur. Çizelge 3.5.' de ise grafiklerde elde edilen değerlerin tablosal hali gösterilmiştir.

**Çizelge 3.5.** Dış yük altındaki ( $F_1=30000$  lb  $F_2=-35000$  lb) yapısal değerler

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)         | 10000     | 15000     | 20000     |
|----------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Kuvvet $F_1$ (lb)                      | 30000     | 30000     | 30000     |
| Kuvvet $F_2$ (lb)                      | -35000    | -35000    | -35000    |
| Sıcaklık ( $^{\circ}$ F)               | 0         | 0         | 0         |
| $A_1$ (in. <sup>2</sup> )              | 3,00018   | 2,00016   | 1,50002   |
| $A_2$ (in. <sup>2</sup> )              | 3,50007   | 2,33363   | 1,75009   |
| $A_3$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,000106  | 0,000005  | 0,0000005 |
| $A_4$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,0000258 | 0,0000092 | 0         |
| Maliyet $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 6,500382  | 4,333804  | 3,250111  |



**Şekil 3.5.** Dış yük altındaki ( $F_1=30000$  lb  $F_2=-35000$  lb) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi



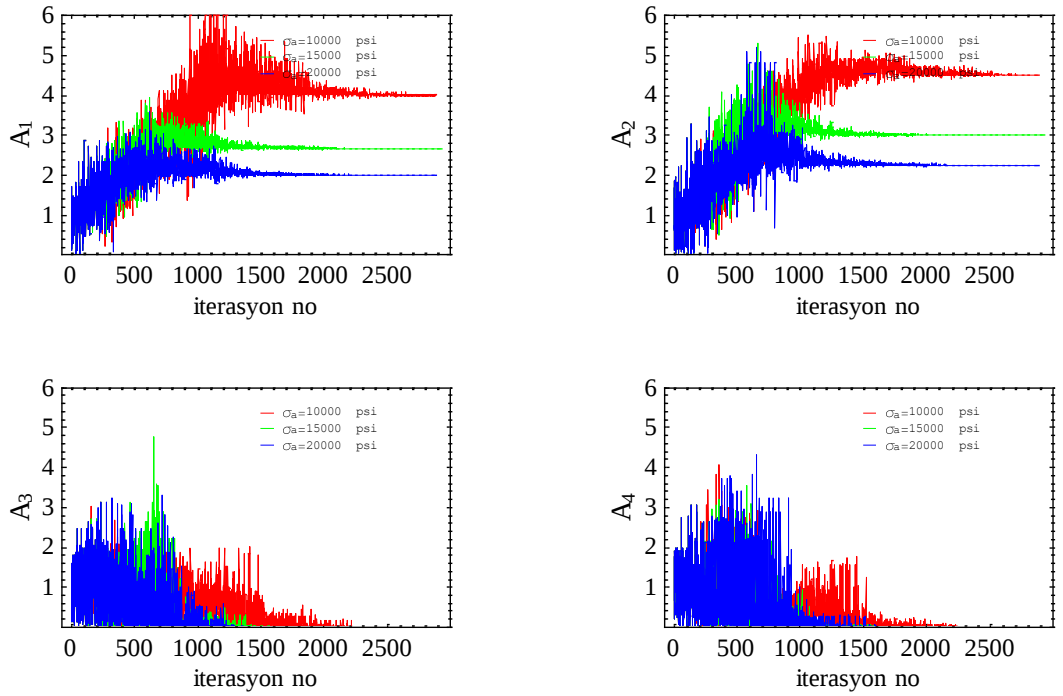
**Şekil 3.6.** Dış yük altındaki ( $F_1=30000$  lb  $F_2=-35000$  lb) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi

Sisteme sadece  $F_1=40000$  lb ve  $F_2=-45000$  lb yük uygulandığında malzeme dayanımıyla doğru orantılı olarak, akma dayanımı arttıkça çubuk kesit alanının azaldığı gözlenmiştir.

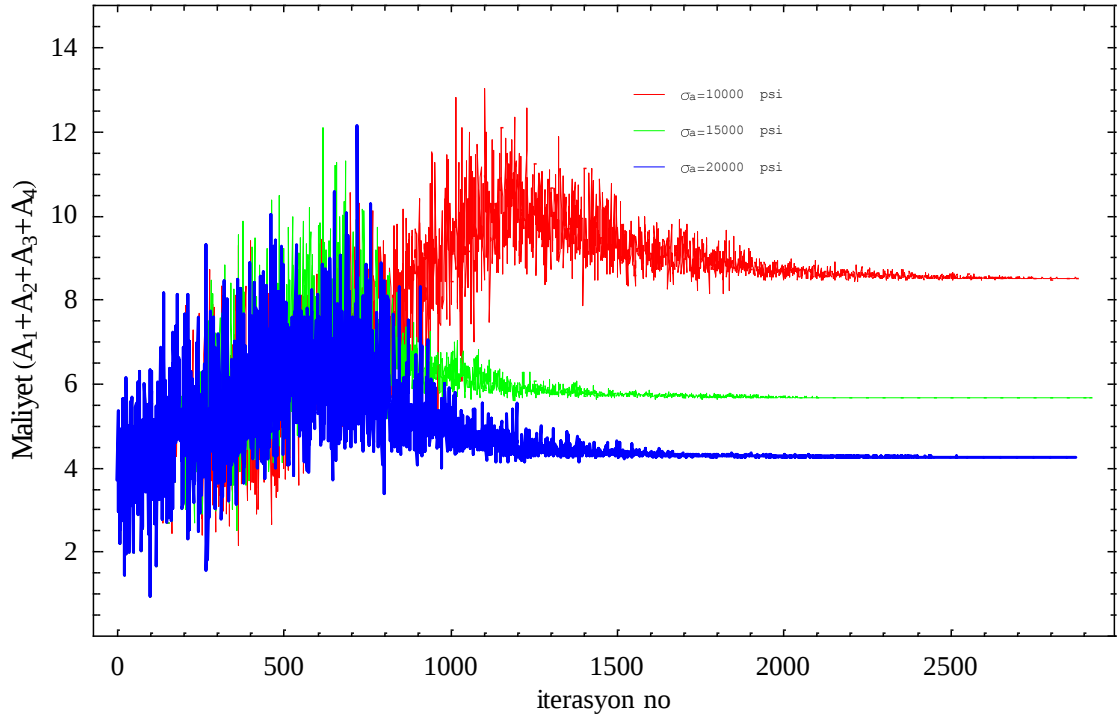
Şekil 3.7. ve Şekil 3.8.' te her bir çubuk için toplam kesit alanının ve buna bağlı olarak toplam maliyetin kaç iterasyon sonucunda bulunduğu sunulmuştur. Çizelge 3.6.' da ise grafiklerde elde edilen değerlerin tablosal hali gösterilmiştir.

**Çizelge 3.6.** Dış yük altındaki ( $F_1=40000$  lb  $F_2=-45000$  lb) yapısal değerler

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)         | 10000     | 15000     | 20000    |
|----------------------------------------|-----------|-----------|----------|
| Kuvvet $F_1$ (lb)                      | 40000     | 40000     | 40000    |
| Kuvvet $F_2$ (lb)                      | -45000    | -45000    | -45000   |
| Sıcaklık ( $^{\circ}$ F)               | 0         | 0         | 0        |
| $A_1$ (in. <sup>2</sup> )              | 4,00221   | 2,66672   | 2,00001  |
| $A_2$ (in. <sup>2</sup> )              | 4,5013    | 3,00004   | 2,25006  |
| $A_3$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,000092  | 0,000028  | 0,000001 |
| $A_4$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,0000007 | 0,0000001 | 0        |
| Maliyet $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 8,503603  | 5,666788  | 4,250071 |



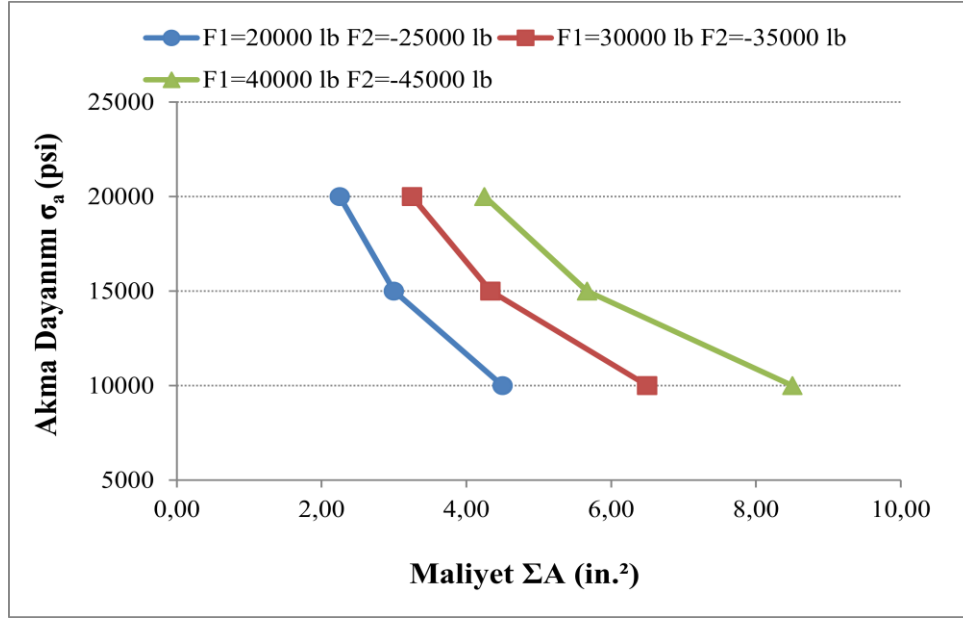
**Şekil 3.7.** Dış yük altındaki ( $F_1=40000$  lb  $F_2=-45000$  lb) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi



**Şekil 3.8.** Dış yük altındaki ( $F_1=40000$  lb  $F_2=-45000$  lb) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi

Çubukların akma dayanımları 10000 psi, 15000 psi ve 20000 psi olarak belirlenmiş olup sisteme sadece yük etki ettirilmiş ve çubuk kesitlerinde, farklı akma dayanımlarında farklı yüklemelerde nasıl etkiler olduğu gözlenmiştir.

10000 psi' lik akma dayanımına sahip çubuklarda toplam kesit alanın  $4.50 \text{ in.}^2$ ' den  $8.50 \text{ in.}^2$ ' ye çıktığı, 15000 psi' lik akma dayanımına sahip çubuklarda toplam kesit alanın  $3.00 \text{ in.}^2$ ' den  $5.60 \text{ in.}^2$ ' ye çıktığı ve 20000 psi' lik akma dayanımına sahip çubuklarda ise toplam kesit alanın  $2.20 \text{ in.}^2$ ' den  $4.25 \text{ in.}^2$ ' ye çıktığı görülmüştür. Beklenildiği gibi yük artırıldıkça kesit alanlarında artmalar meydana gelmiştir. Malzeme dayanımı arttıkça çubuk kesit alanlarında azalmalar, aynı akma dayanımında yük iki katına çıkartıldığında ihtiyaç duyulan kesitinde iki katına çıktığı tespit edilmiştir. Şekil 3.9.' da farklı akma dayanımlarında kesitlerde ihtiyaç duyulan artmalar grafiksel olarak sunulmuştur. Çizelge 3.7.' de ise maliyet artışlarının yüzdesel ifadesi tablosal olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Sınır gerilmeler ile minimum maliyetler arasındaki değişim

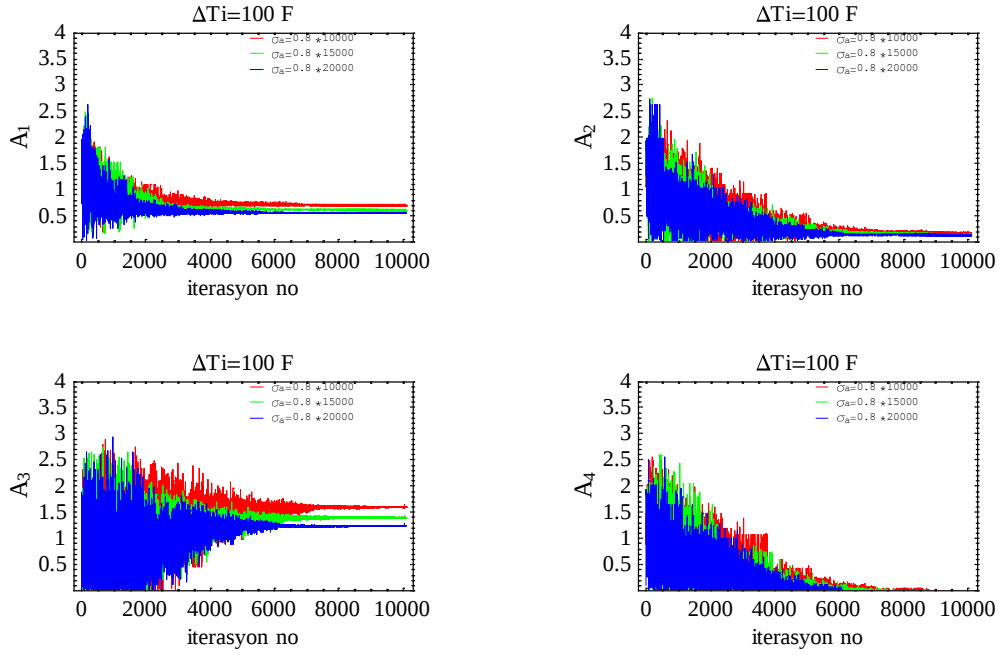
Çizelge 3.7. Farklı yükler altındaki çubukların minimum maliyet yüzdeleri

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)               | 10000 | 15000    | 20000    |
|----------------------------------------------|-------|----------|----------|
| $\Delta T$ °F                                | 0     | 0        | 0        |
| Maliyet Farkı $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 4,00  | 2,666708 | 2,000014 |
| Maliyet Artışı %                             | 88,95 | 88,89    | 88,89    |

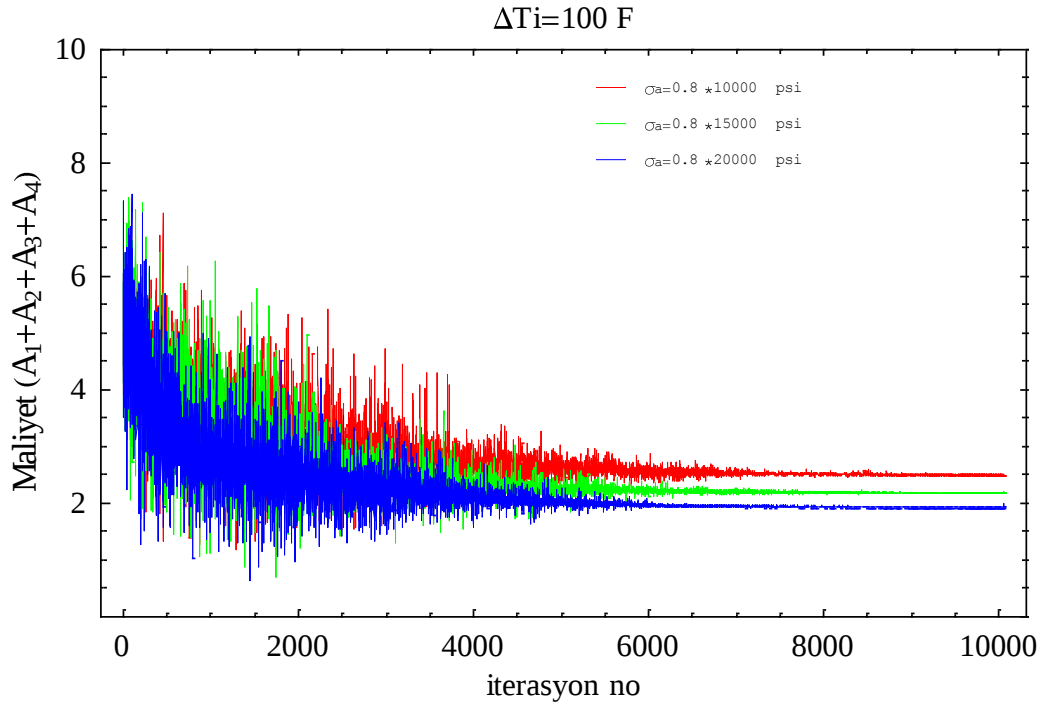
Sistemden yük kaldırılarak sadece 100 °F sıcaklık uygulandığında her bir çubukta ihtiyaç duyulan kesit alanları Şekil 3.10.' da, Şekil 3.11.' de ise toplam maliyetin farklı akma dayanımlarında nasıl değişkenlik gösterdiği grafiksel olarak sunulmuştur. Çizelge 3.8.' de farklı akma dayanımlarında ihtiyaç duyulan kesit alanlarının tablosal gösterimi sunulmuştur. Aynı sıcaklık etki ettirildiğinde malzeme dayanımı arttıkça toplam kesit alanlarında azalmalar tespit edilmiştir.

Çizelge 3.8. Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=100$  °F) yapısal değerler

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)         | 0,8*10000 | 0,8*15000 | 0,8*20000 |
|----------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Kuvvet $F_1$ (lb)                      | 0         | 0         | 0         |
| Kuvvet $F_2$ (lb)                      | 0         | 0         | 0         |
| Sıcaklık (°F)                          | 100       | 100       | 100       |
| $A_1$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,710882  | 0,621053  | 0,551497  |
| $A_2$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,17775   | 0,155273  | 0,137853  |
| $A_3$ (in. <sup>2</sup> )              | 1,60007   | 1,39735   | 1,2408    |
| $A_4$ (in. <sup>2</sup> )              | 0         | 0,000013  | 0         |
| Maliyet $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 2,488702  | 2,173689  | 1,930150  |



**Şekil 3.10.** Sıcaklık altındaki ( $\Delta T = 100$  °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi



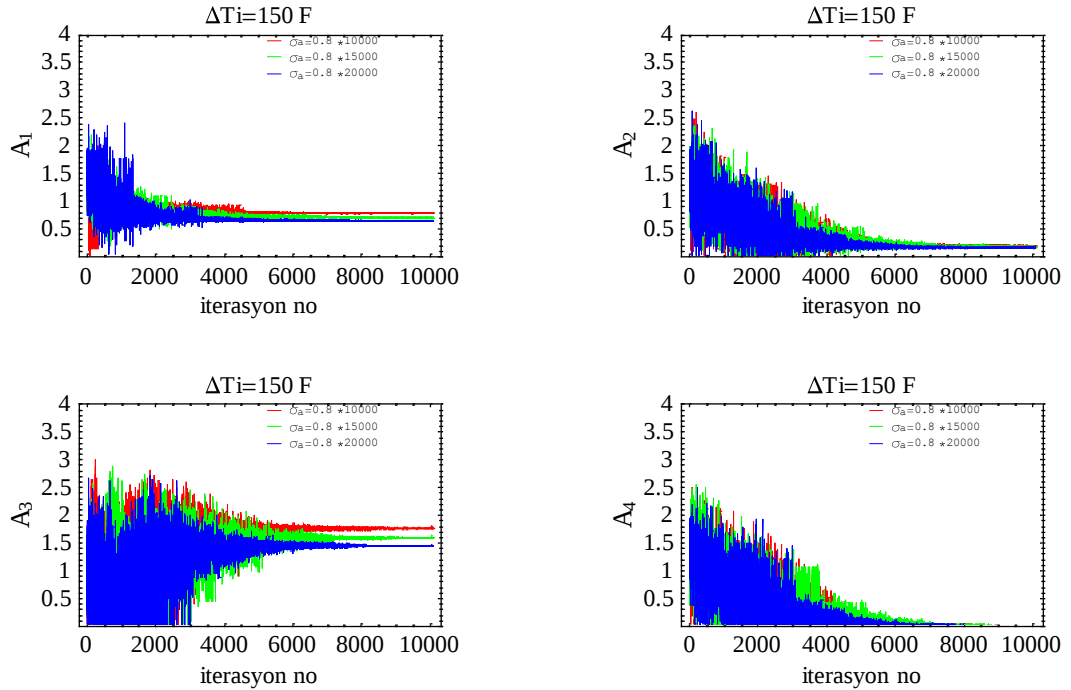
**Şekil 3.11.** Sıcaklık altındaki ( $\Delta T = 100$  °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi

Sistemden yük kaldırılarak sadece 150 °F sıcaklık uygulandığında her bir çubukta ihtiyaç duyulan kesit alanları Şekil 3.12.' de, Şekil 3.13.' de ise toplam maliyetin farklı

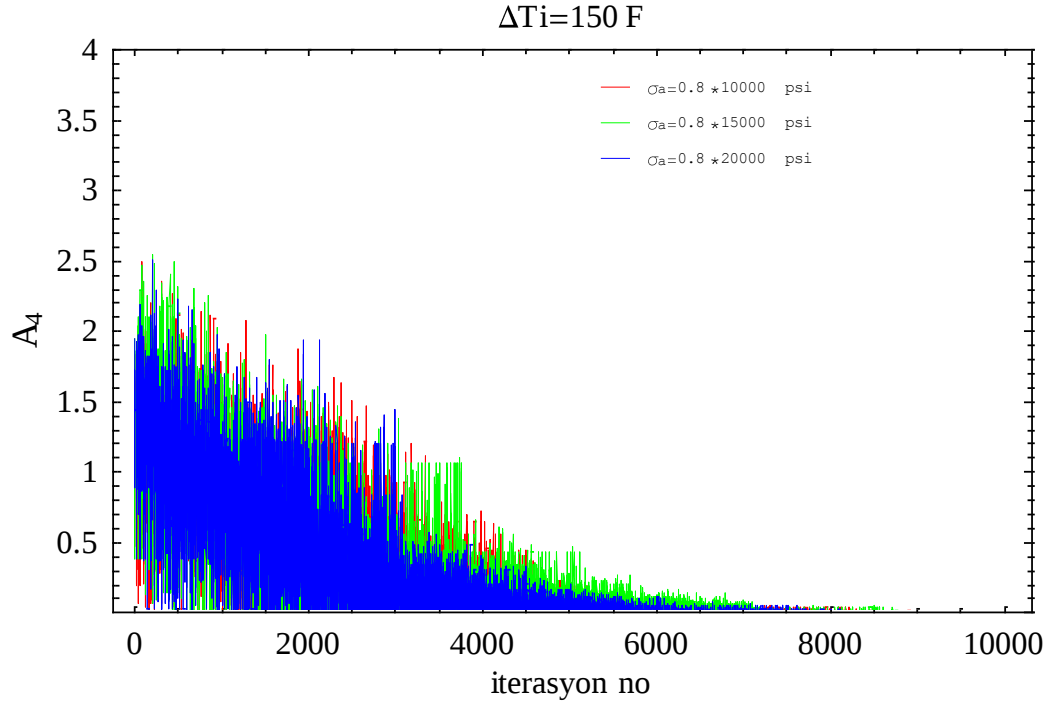
akma dayanımlarında nasıl değişkenlik gösterdiği grafiksel olarak sunulmuştur. Çizelge 3.9.' da farklı akma dayanımlarında ihtiyaç duyulan kesit alanlarının tablosal gösterimi sunulmuştur. Aynı sıcaklık etki ettirildiğinde malzeme kalitesi arttıkça toplam kesit alanlarında azalmalar tespit edilmiştir.

**Çizelge 3.9.** Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=150$  °F) yapısal değerler

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)         | 0.8*10000 | 0.8*15000 | 0.8*20000 |
|----------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Kuvvet $F_1$ (lb)                      | 0         | 0         | 0         |
| Kuvvet $F_2$ (lb)                      | 0         | 0         | 0         |
| Sıcaklık (°F)                          | 150       | 150       | 150       |
| $A_1$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,787057  | 0,710844  | 0,648361  |
| $A_2$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,196672  | 0,177712  | 0,162125  |
| $A_3$ (in. <sup>2</sup> )              | 1,77078   | 1,59943   | 1,45885   |
| $A_4$ (in. <sup>2</sup> )              | 0         | 0         | 0,000021  |
| Maliyet $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 2,754509  | 2,487986  | 2,269357  |



**Şekil 3.12.** Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=150$  °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi

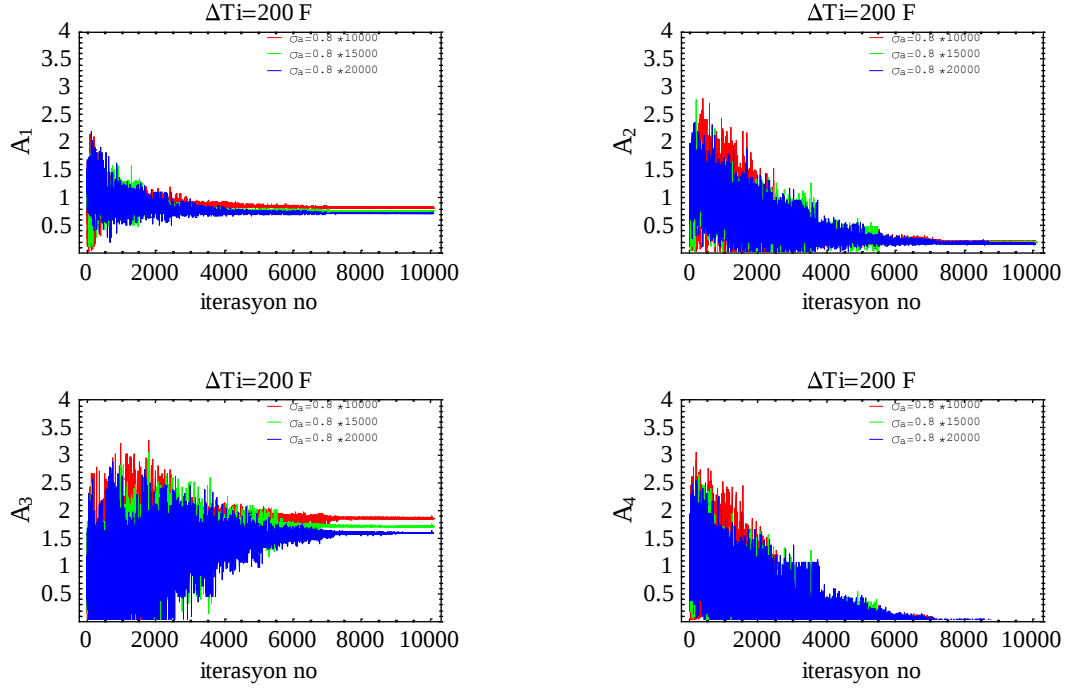


**Şekil 3.13.** Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=150$  °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi

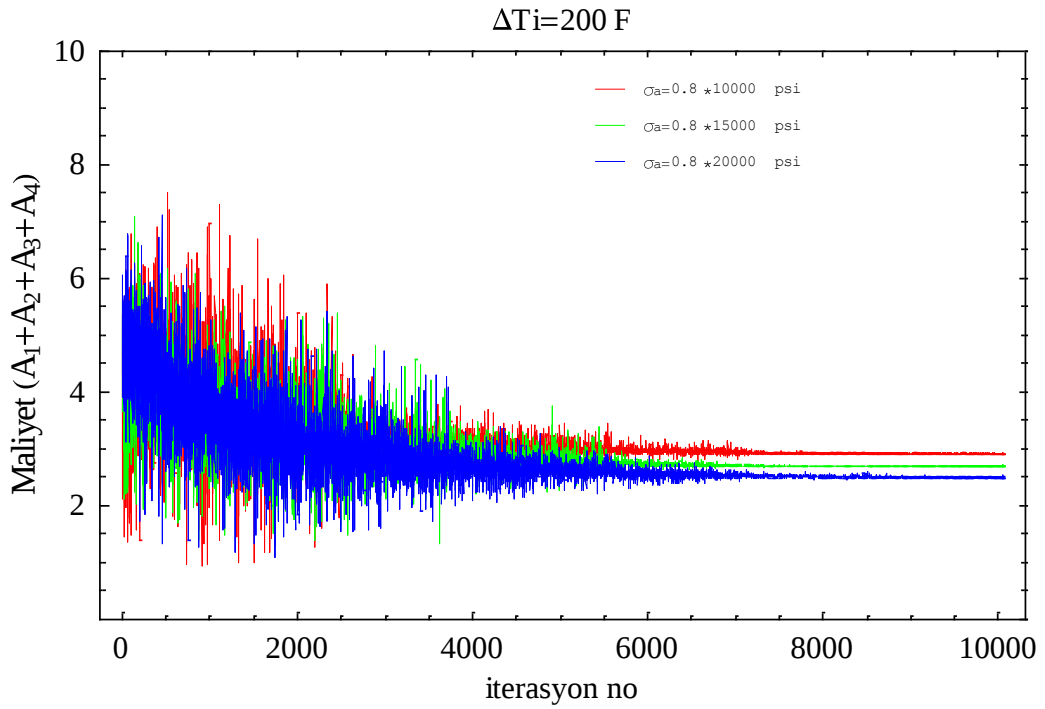
Sistemden yük kaldırılarak sadece 200 °F sıcaklık uygulandığında her bir çubukta ihtiyaç duyulan kesit alanları Şekil 3.14.' de, Şekil 3.15.' de ise toplam maliyetin farklı akma dayanımlarında nasıl değişkenlik gösterdiği grafiksel olarak sunulmuştur. Çizelge 3.10.' da farklı akma dayanımlarında ihtiyaç duyulan kesit alanlarının tablosal gösterimi sunulmuştur. Aynı sıcaklık etki ettirildiğinde malzeme kalitesi arttıkça toplam kesit alanlarında azalmalar tespit edilmiştir.

**Çizelge 3.10.** Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=200$  °F) yapısal değerler

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)         | 0.8*10000 | 0.8*15000 | 0.8*20000 |
|----------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Kuvvet $F_1$ (lb)                      | 0         | 0         | 0         |
| Kuvvet (lb.)                           | 0         | 0         | 0         |
| Sıcaklık (°F)                          | 200       | 200       | 200       |
| $A_1$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,83105   | 0,766261  | 0,710843  |
| $A_2$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,207751  | 0,191743  | 0,177711  |
| $A_3$ (in. <sup>2</sup> )              | 1,86986   | 1,72377   | 1,59951   |
| $A_4$ (in. <sup>2</sup> )              | 0         | 0,000242  | 0         |
| Maliyet $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 2,908661  | 2,682016  | 2,488064  |



**Şekil 3.14.** Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=200$  °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi



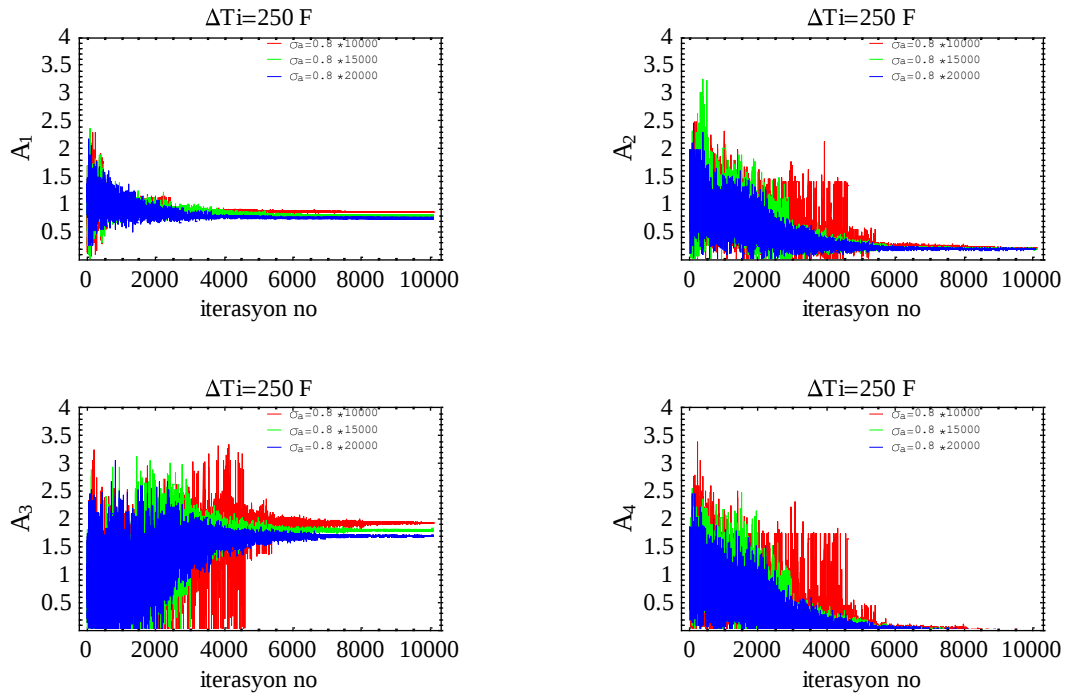
**Şekil 3.15.** Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=200$  °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi

Sistemden yük kaldırılarak sadece 250 °F sıcaklık uygulandığında her bir çubukta ihtiyaç duyulan kesit alanları Şekil 3.16.' da, Şekil 3.17.' de ise toplam maliyetin farklı

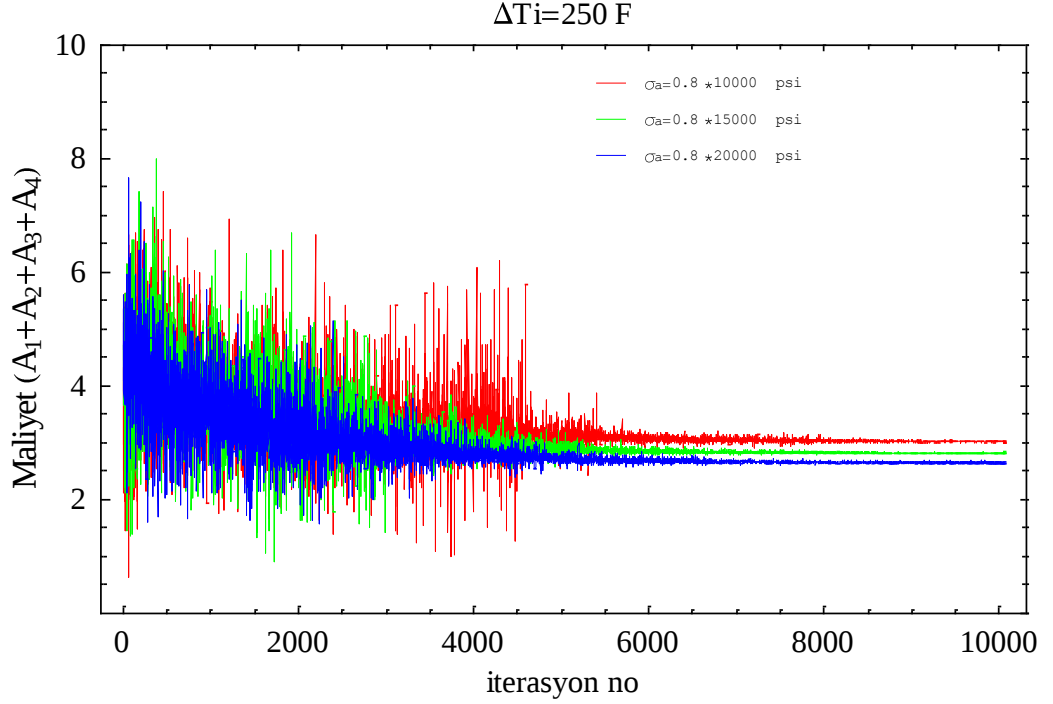
akma dayanımlarında nasıl değişkenlik gösterdiği grafiksel olarak sunulmuştur. Çizelge 3.11.' de farklı akma dayanımlarında ihtiyaç duyulan kesit alanlarının tablosal gösterimi sunulmuştur. Aynı sıcaklık etki ettirildiğinde malzeme kalitesi arttıkça toplam kesit alanlarında azalmalar tespit edilmiştir.

**Çizelge 3.11.** Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=250$  °F) yapısal değerler

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)         | 0.8*10000 | 0.8*15000 | 0.8*20000 |
|----------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Kuvvet $F_1$ (lb)                      | 0         | 0         | 0         |
| Kuvvet $F_2$ (lb)                      | 0         | 0         | 0         |
| Sıcaklık (°F)                          | 250       | 250       | 250       |
| $A_1$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,860058  | 0,803816  | 0,754476  |
| $A_2$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,215015  | 0,200955  | 0,188619  |
| $A_3$ (in. <sup>2</sup> )              | 1,93526   | 1,80909   | 1,69759   |
| $A_4$ (in. <sup>2</sup> )              | 0         | 0         | 0         |
| Maliyet $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 3,010333  | 2,813861  | 2,640685  |

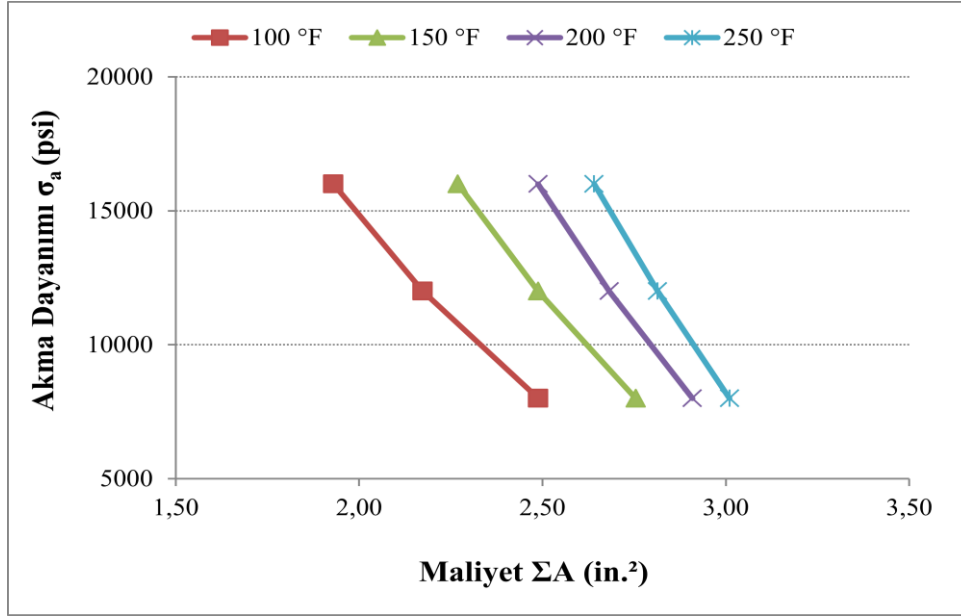


**Şekil 3.16.** Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=250$  °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi



**Şekil 3.17.** Sıcaklık altındaki ( $\Delta T=250$  °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi

Sisteme sadece sıcaklık etki ettirilerek incelendiğinde ise 10000 psi' lik akma dayanımına sahip çubukta toplam sıcaklık farkı 150 °F için kesit alanlarında 0.52 in.<sup>2</sup>, 15000 psi' lik akma dayanımına sahip çubukta 0.64 in.<sup>2</sup> ve 20000 psi' lik akma dayanımına sahip çubukta ise 0.71 in.<sup>2</sup> lik kesit artışına ihtiyaç olduğu görülmüştür. Sıcaklığın artmasıyla kesitlerde artış görülmüştür. Malzeme dayanımının artmasıyla çubuk kesitlerinde duyulan ihtiyacın arttığının gözlenmesi malzeme kalitesinin sıcaklık etki ettirildikçe önemini yitirdiği gözlenmiştir. Toplam ihtiyaç duyulan kesit alanlarından yola çıkarak malzeme kalitesine bağlı olarak sıcaklığın maliyeti malzeme dayanımı 10000 psi' lik çubukta % 20.96, 15000 psi' lik çubukta % 29.45 ve 20000 psi' lik çubukta % 36.81 etkilediği görülmüştür. Farklı akma dayanımlarına sahip çubukların farklı sıcaklıklar etki ettirildiğinde toplam kesit alanlarındaki değişimlerin grafiği Şekil 3.18.' de, maliyet artışlarının tablollaştırılmış hali ise Çizelge 3.12.' de gösterilmiştir.



Şekil 3.18. Sınır gerilmeler ile minimum maliyetler arasındaki değişim

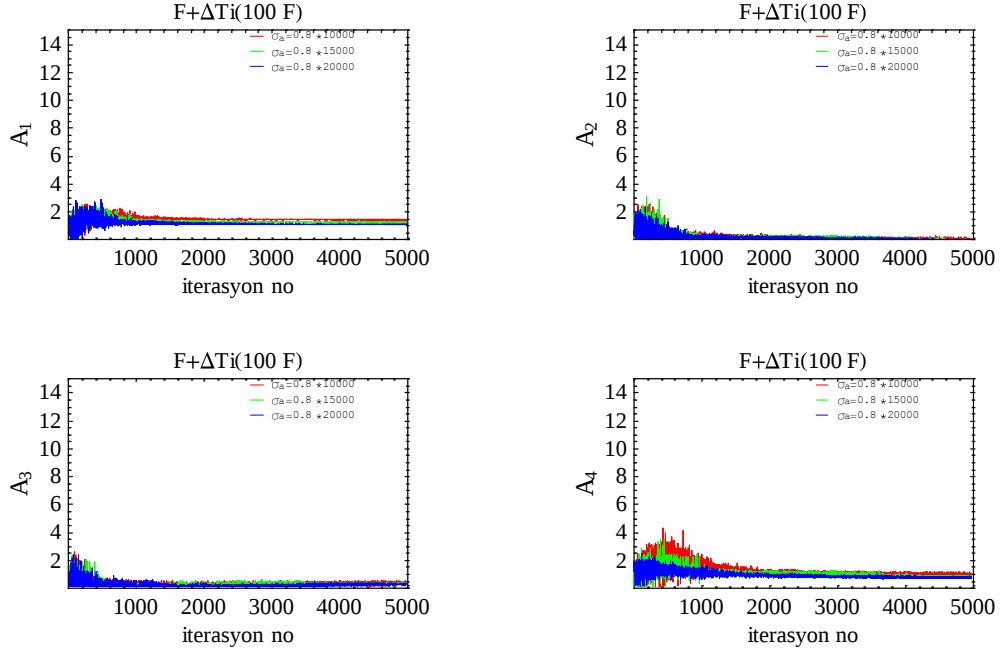
Çizelge 3.12. Farklı sıcaklık altındaki çubukların minimum maliyet yüzdeleri

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)               | 0,8*10000 | 0,8*15000 | 0,8*20000 |
|----------------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| $\Delta T$ °F                                | 150       | 150       | 150       |
| Maliyet Farkı $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 0,521631  | 0,640172  | 0,710535  |
| Maliyet Artışı %                             | 20,96     | 29,45     | 36,81     |

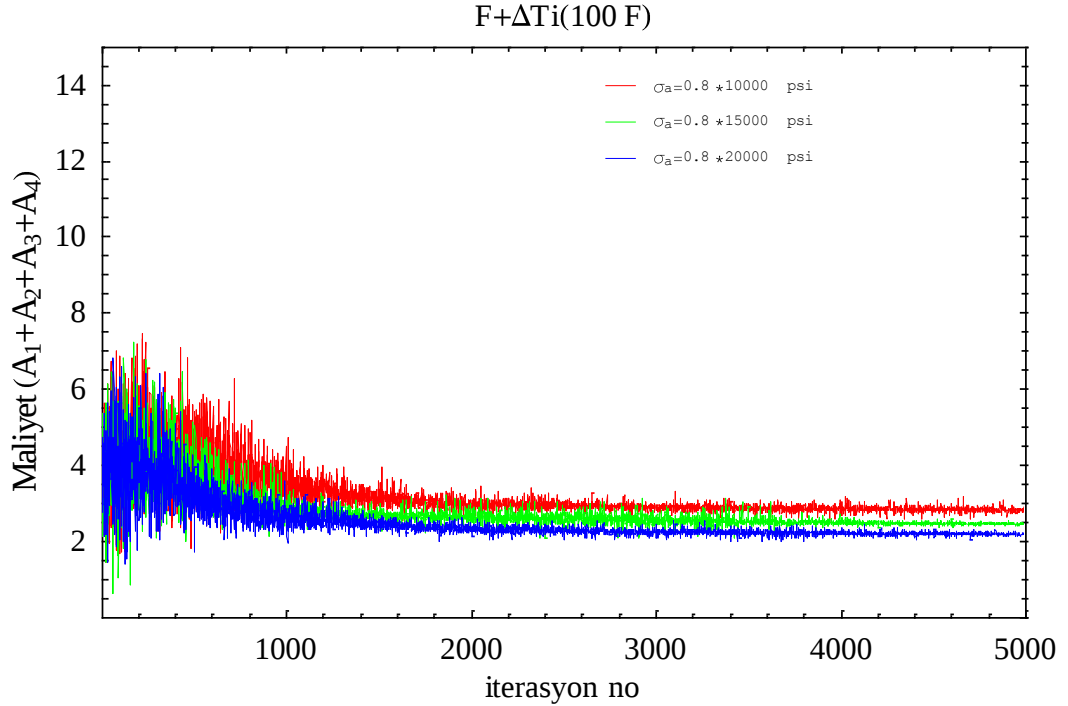
Sisteme  $F_1 = 20000$  lb  $F_2 = -25000$  lb yük ve 100 °F sıcaklık beraber etki ettirildiğinde her bir çubukta ihtiyaç duyulan kesit alanı Şekil 3.19.' da, Şekil 3.20.' de ise toplam ihtiyaç duyulan kesit alanının grafiksel gösterimi sunulmuştur. Çizelge 3.13.' de ise farklı akma dayanımlarında her bir çubukta ve toplam maliyette ihtiyaç duyulan değerler gösterilmiştir. Yük ve sıcaklık beraber etki ettirildiğinde malzeme kalitesi arttıkça çubuk kesitlerindeki azalmalar görülmüştür.

Çizelge 3.13. Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1 = 20000$  lb  $F_2 = -25000$  lb,  $\Delta T = 100$  °F) yapısal değerler

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)         | 0,8*10000 | 0,8*15000 | 0,8*20000 |
|----------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Kuvvet $F_1$ (lb)                      | 20000     | 20000     | 20000     |
| Kuvvet $F_2$ (lb)                      | -25000    | -25000    | -25000    |
| Sıcaklık (°F)                          | 100       | 100       | 100       |
| $A_1$ (in. <sup>2</sup> )              | 1,43378   | 1,2527    | 1,11217   |
| $A_2$ (in. <sup>2</sup> )              | 0         | 0,000021  | 0         |
| $A_3$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,389612  | 0,340333  | 0,302185  |
| $A_4$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,967908  | 0,845674  | 0,750786  |
| Maliyet $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 2,791300  | 2,438728  | 2,165141  |



**Şekil 3.19.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=100$  °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi



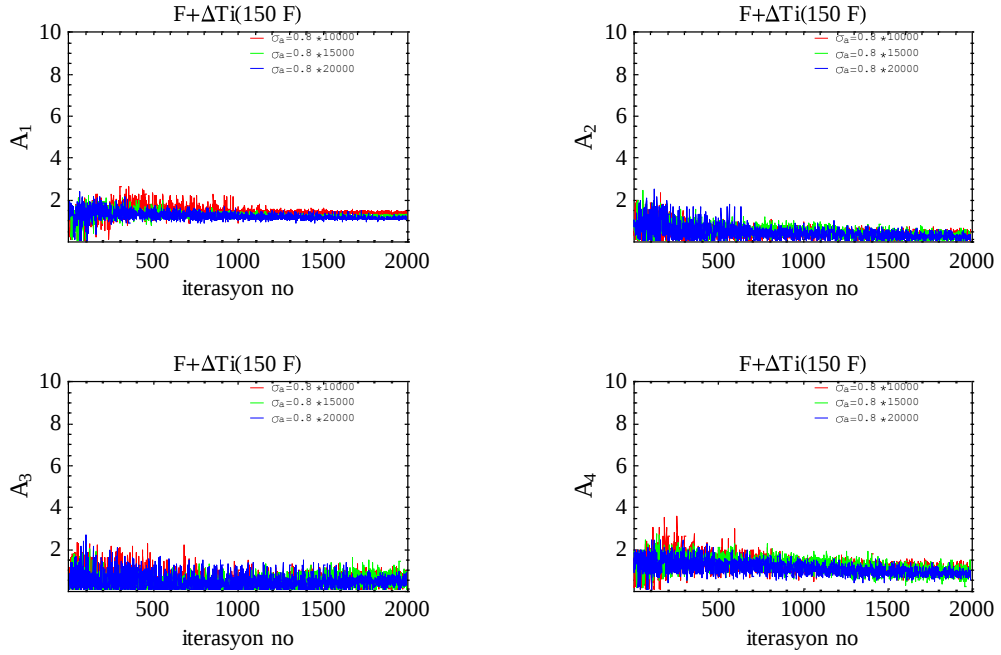
**Şekil 3.20.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=100$  °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi

Sisteme  $F_1= 20000$  lb  $F_2= -25000$  lb yük ve  $150$  °F sıcaklık beraber etki ettirildiğinde her bir çubukta ihtiyaç duyulan kesit alanı Şekil 3.21.' de, Şekil 3.22.' de ise toplam

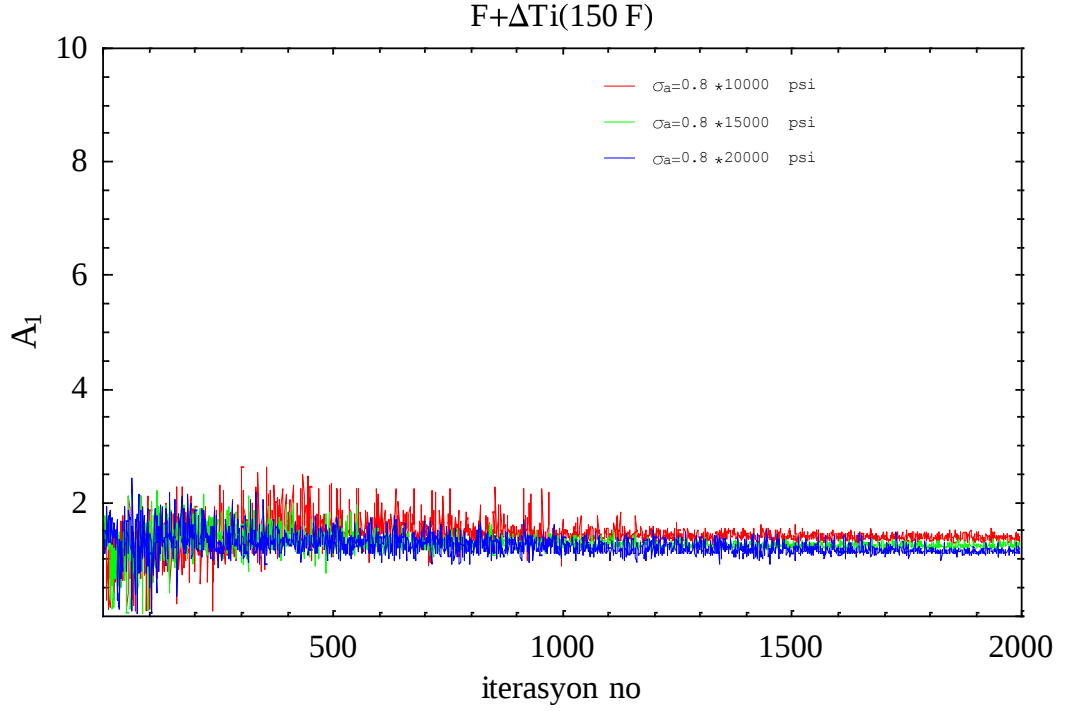
ihtiyaç duyulan kesit alanın grafiksel gösterimi sunulmuştur. Çizelge 3.14.' de ise farklı akma dayanımlarında her bir çubukta ve toplam maliyette ihtiyaç duyulan değerler tablosal olarak gösterilmiştir. Yük ve sıcaklık beraber etki ettirildiğinde malzeme kalitesi arttıkça çubuk kesitlerindeki azalmalar görülmüştür.

**Çizelge 3.14.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=150$  °F) yapısal değerler

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)         | 0.8*10000 | 0.8*15000 | 0.8*20000 |
|----------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Kuvvet $F_1$ (lb)                      | 20000     | 20000     | 20000     |
| Kuvvet $F_2$ (lb)                      | -25000    | -25000    | -25000    |
| Sıcaklık (°F)                          | 150       | 150       | 150       |
| $A_1$ (in. <sup>2</sup> )              | 1,32      | 1,19277   | 1,08792   |
| $A_2$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,0000925 | 0,000023  | 0         |
| $A_3$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,986512  | 0,891827  | 0,813912  |
| $A_4$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,62979   | 0,566296  | 0,516484  |
| Maliyet $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 2,936395  | 2,650916  | 2,418316  |



**Şekil 3.21.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=150$  °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi

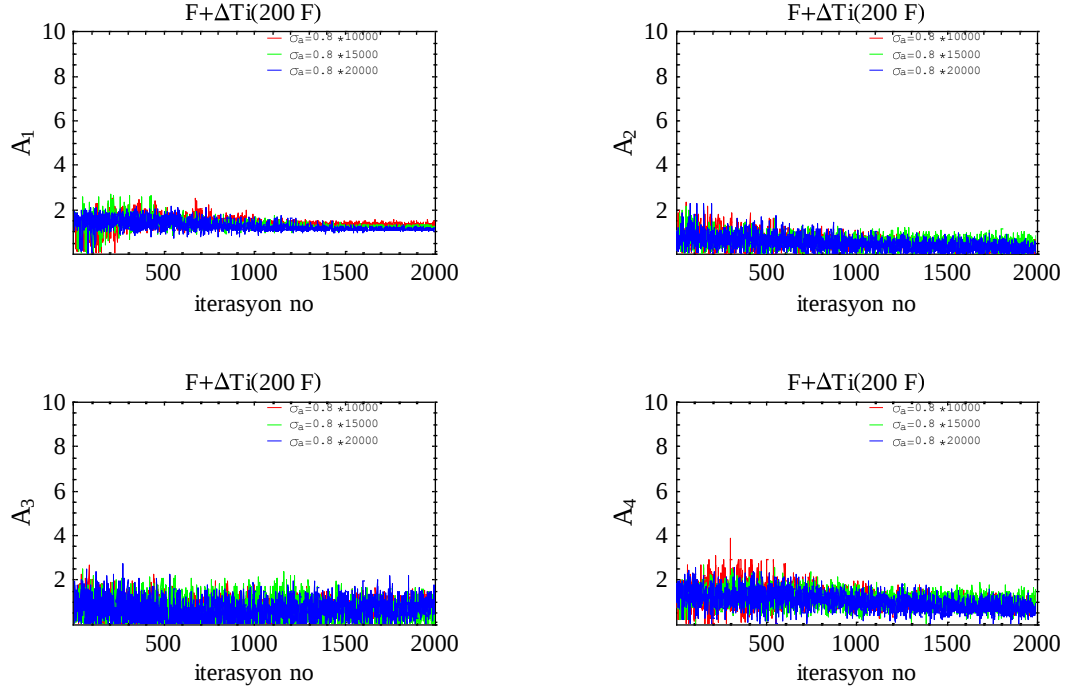


**Şekil 3.22.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=150$  °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi

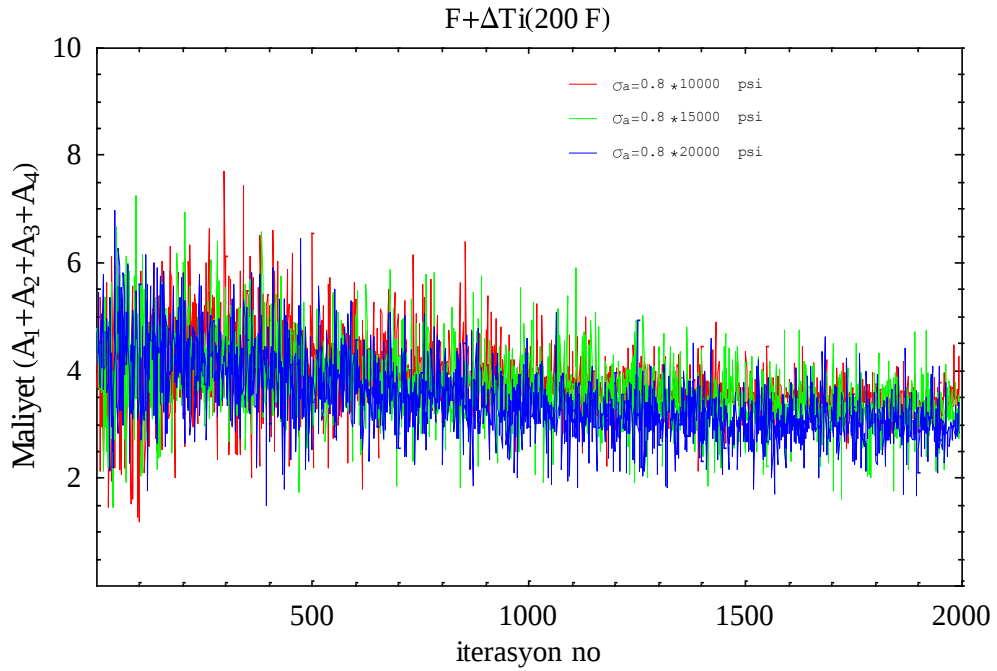
Sisteme  $F_1= 20000$  lb  $F_2= -25000$  lb yük ve  $200$  °F sıcaklık beraber etki ettirildiğinde her bir çubukta ihtiyaç duyulan kesit alanı Şekil 3.23.' de, Şekil 3.24.' de ise toplam ihtiyaç duyulan kesit alanının grafiksel gösterimi sunulmuştur. Çizelge 3.15.' de ise farklı akma dayanımlarında her bir çubukta ve toplam maliyette ihtiyaç duyulan değerler tablosal olarak gösterilmiştir. Yük ve sıcaklık beraber etki ettirildiğinde malzeme kalitesi arttıkça çubuk kesitlerindeki azalmalar görülmüştür.

**Çizelge 3.15.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=200$  °F) yapısal değerler

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)         | 0.8*10000  | 0.8*15000 | 0.8*20000 |
|----------------------------------------|------------|-----------|-----------|
| Kuvvet $F_1$ (lb)                      | 20000      | 20000     | 20000     |
| Kuvvet $F_2$ (lb)                      | -25000     | -25000    | -25000    |
| Sıcaklık (°F)                          | 200        | 200       | 200       |
| $A_1$ (in. <sup>2</sup> )              | 1,25352    | 1,20142   | 1,07229   |
| $A_2$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,02693064 | 0,0517612 | 0         |
| $A_3$ (in. <sup>2</sup> )              | 1,29079    | 1,18787   | 1,14291   |
| $A_4$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,463145   | 0,466756  | 0,365462  |
| Maliyet $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 3,034386   | 2,907807  | 2,580662  |



**Şekil 3.23.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=200$  °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi



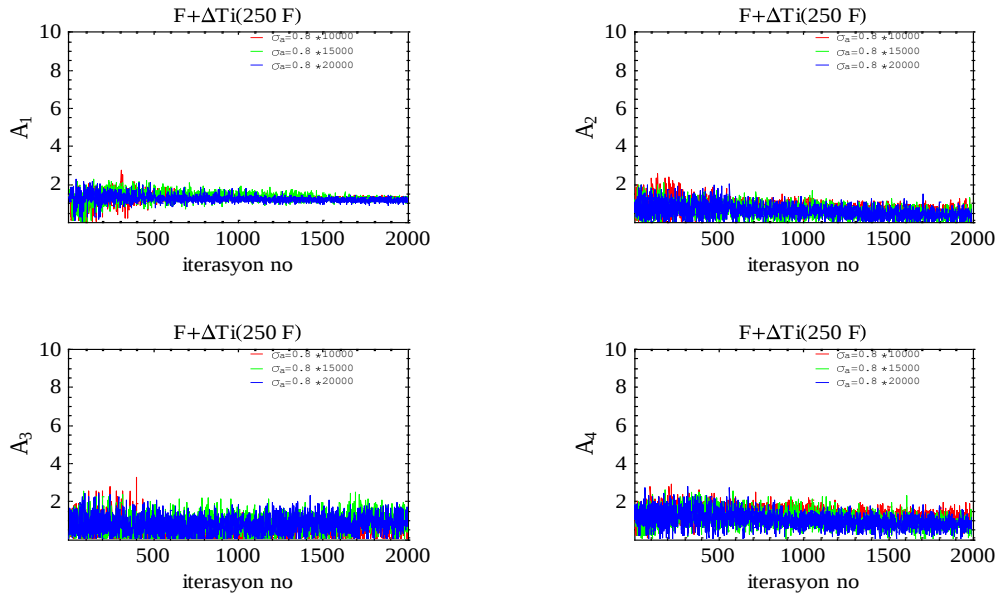
**Şekil 3.24.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=200$  °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi

Sisteme  $F_1= 20000$  lb  $F_2= -25000$  lb yük ve  $250$  °F sıcaklık beraber etki ettirildiğinde her bir çubukta ihtiyaç duyulan kesit alanı Şekil 3.25.' de, Şekil 3.26.' da ise toplam ihtiyaç duyulan kesit alanının grafiksel gösterimi sunulmuştur. Çizelge 3.16.' da ise farklı

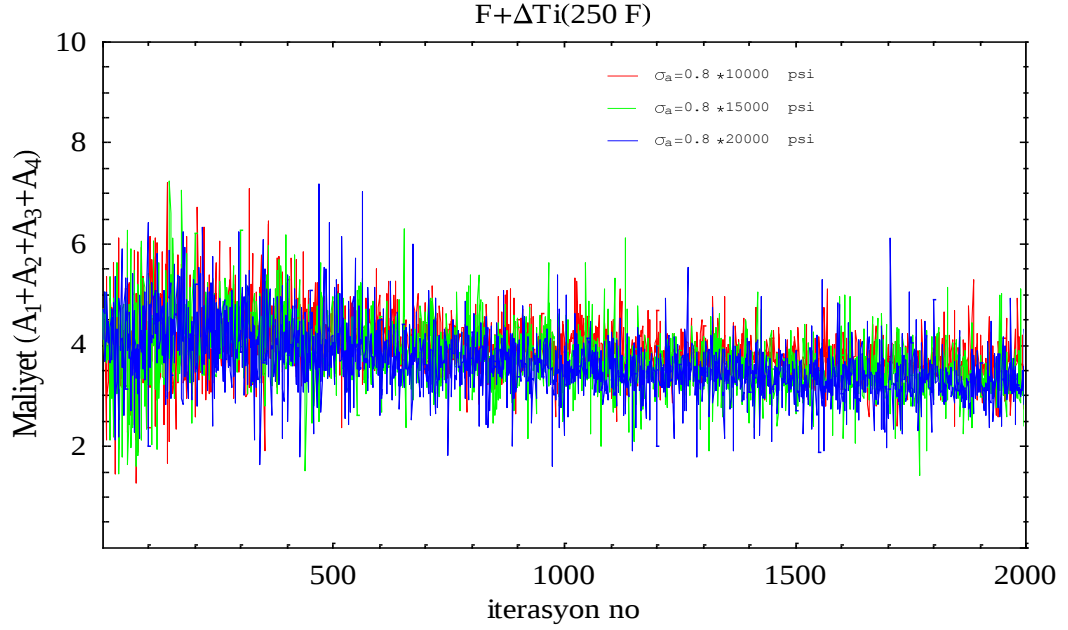
akma dayanımlarında her bir çubukta ve toplam maliyette ihtiyaç duyulan değerler tablosal olarak gösterilmiştir. Yük ve sıcaklık beraber etki ettirildiğinde 15000 psi akma dayanımına sahip çubuktaki kesit ihtiyacı 10000 psi akma dayanımına sahip çubuktaki kesit ihtiyacına göre daha azdır. Fakat 20000 psi akma dayanımına sahip çubuğun 15000 psi akma dayanımına sahip çubuktaki kesite göre daha fazla kesite ihtiyaç duyduğu görülmüştür.

**Çizelge 3.16.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=250$  °F) yapısal değerler

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)         | 0.8*10000 | 0.8*15000 | 0.8*20000 |
|----------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Kuvvet $F_1$ (lb)                      | 20000     | 20000     | 20000     |
| Kuvvet $F_2$ (lb)                      | -25000    | -25000    | -25000    |
| Sıcaklık (°F)                          | 250       | 250       | 250       |
| $A_1$ (in. <sup>2</sup> )              | 1,20991   | 1,1308    | 1,0674    |
| $A_2$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,17557   | 0         | 0,33139   |
| $A_3$ (in. <sup>2</sup> )              | 1,27201   | 1,46608   | 0,898135  |
| $A_4$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,530497  | 0,277122  | 0,687466  |
| Maliyet $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 3,187987  | 2,874002  | 2,984391  |



**Şekil 3.25.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=250$  °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi

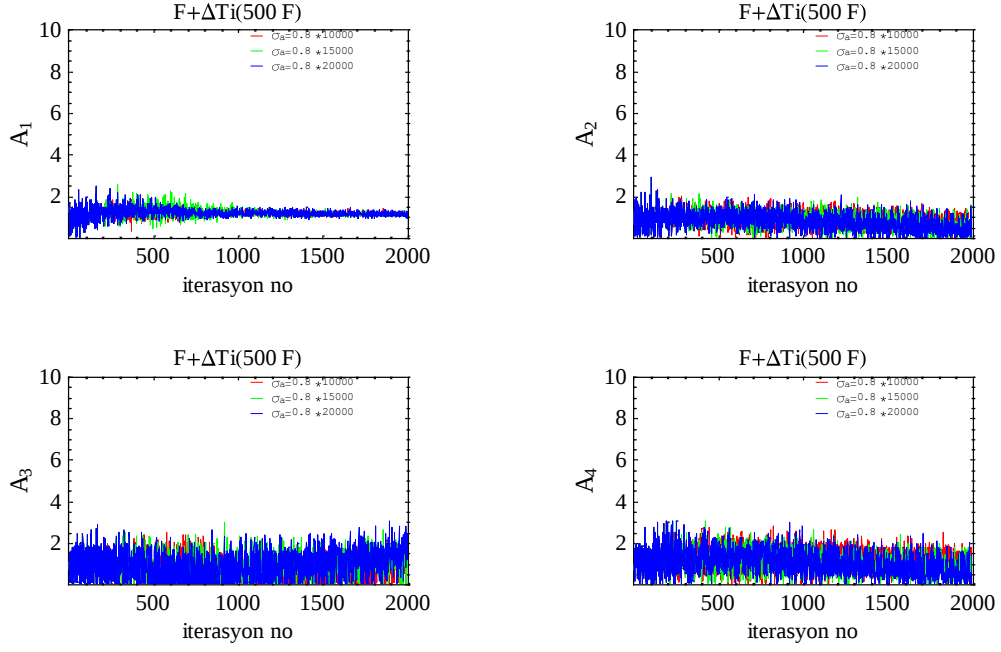


**Şekil 3.26.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=250$  °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi

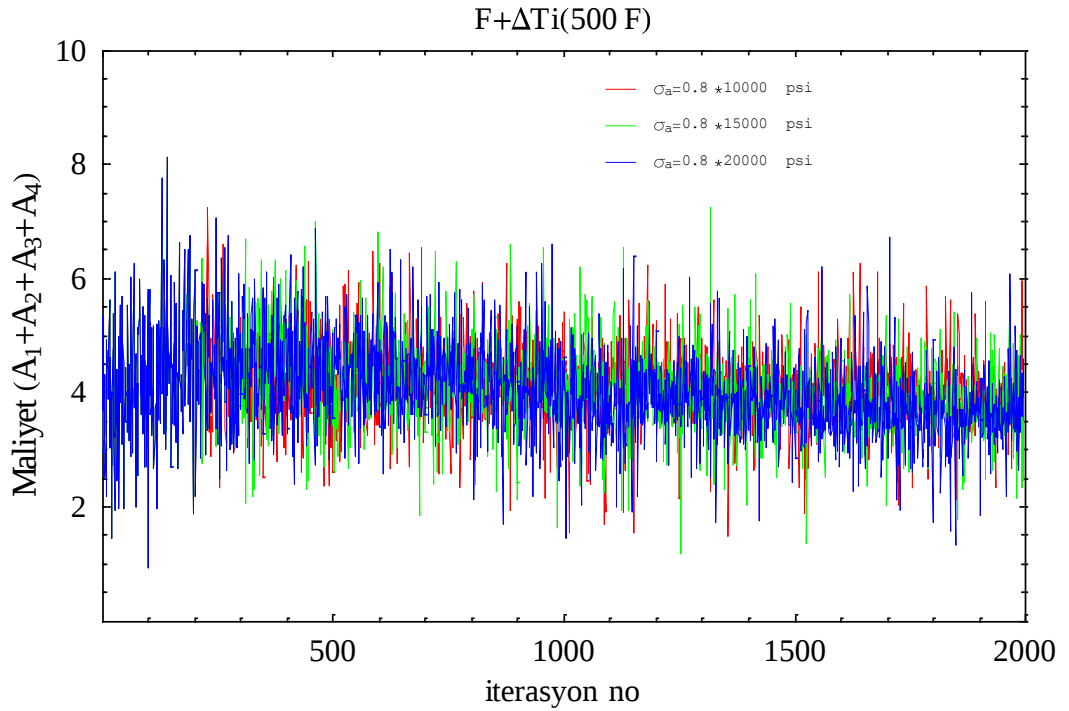
Sisteme  $F_1= 20000$  lb  $F_2= -25000$  lb yük ve 500 °F sıcaklık beraber etki ettirildiğinde her bir çubukta ihtiyaç duyulan kesit alanı Şekil 3.27.' de, Şekil 3.28.' de ise toplam ihtiyaç duyulan kesit alanının grafiksel gösterimi sunulmuştur. Çizelge 3.17.' de ise farklı akma dayanımlarında her bir çubukta ve toplam maliyette ihtiyaç duyulan değerler tablosal olarak gösterilmiştir. Yük ve sıcaklık beraber etki ettirildiğinde 15000 psi akma dayanımına sahip çubuktaki kesit ihtiyacı 10000 psi akma dayanımına sahip çubuktaki kesit ihtiyacına göre daha azdır. Fakat 20000 psi akma dayanımına sahip çubuğun 15000 psi akma dayanımına sahip çubuğa göre daha az kesite ihtiyaç duyduğu görülmüştür.

**Çizelge 3.17.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=500$  °F) çubuk değerleri

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)         | 0.8*10000 | 0.8*15000 | 0.8*20000 |
|----------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Kuvvet $F_1$ (lb)                      | 20000     | 20000     | 20000     |
| Kuvvet $F_2$ (lb)                      | -25000    | -25000    | -25000    |
| Sıcaklık (°F)                          | 500       | 500       | 500       |
| $A_1$ (in. <sup>2</sup> )              | 1,30996   | 1,37076   | 1,43725   |
| $A_2$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,507893  | 0,135871  | 0,102023  |
| $A_3$ (in. <sup>2</sup> )              | 1,48965   | 2,19116   | 2,31576   |
| $A_4$ (in. <sup>2</sup> )              | 0,734979  | 0,212058  | 0,168949  |
| Maliyet $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 4,042482  | 3,909849  | 4,023982  |



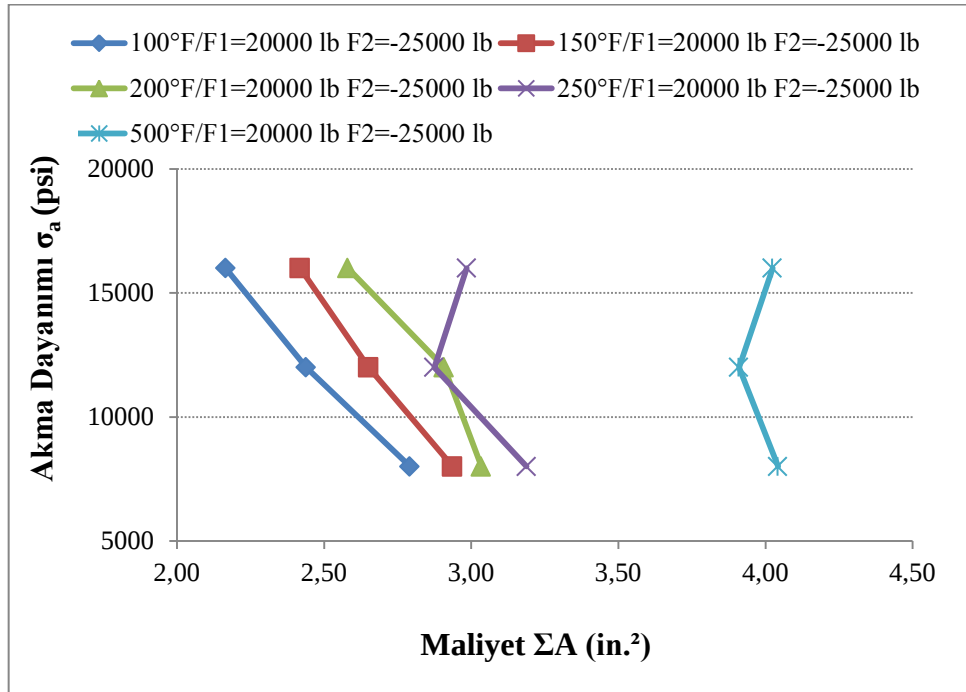
**Şekil 3.27.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=500$  °F) tasarım değişkenlerinin optimizasyon esnasındaki değişimi



**Şekil 3.28.** Hem yük hem de sıcaklık altındaki ( $F_1=20000$  lb  $F_2=-25000$  lb,  $\Delta T=500$  °F) kafes sistemde amaç fonksiyonunun optimizasyon esnasındaki değişimi

Yük sabit tutularak farklı sıcaklıklar, 10000 psi, 15000 psi ve 20000 psi akma dayanımına sahip çubuklara etki ettirildiğinde ise toplam sıcaklık farkının 400 °F' a

ulaştığı durumda 10000 psi' lik akma dayanımına sahip çubuğun 1.25 in.<sup>2</sup>, 15000 psi' lik akma dayanımına sahip çubuğun 1.47 in.<sup>2</sup> ve 20000 psi' lik akma dayanımına sahip çubuğun 1.85 in.<sup>2</sup> daha kesite ihtiyaç duyduğu görülmüştür. Malzeme akma dayanımının aynı olduğu çubuklarda sıcaklık artırıldıkça daha fazla kesite ihtiyaç olduğu anlaşılmıştır. Toplam ihtiyaç duyulan kesit alanlarından yola çıkarak malzeme kalitesine bağlı olarak sıcaklığın maliyeti, malzeme dayanımı 10000 psi' lik çubukta % 44.82, 15000 psi' lik çubukta % 60.32 ve 20000 psi' lik çubukta % 85.85 etkilediği görülmüştür. Farklı akma dayanımlarına sahip çubukların, farklı sıcaklıklar etki ettirildiğinde toplam kesit alanlarındaki değişimlerinin grafiği Şekil 3.29.' da, maliyet artışlarının tablolaştırılmış hali ise Çizelge 3.18.' de gösterilmiştir.



Şekil 3.29. Sınır gerilmeler ile minimum maliyetler arasındaki değişim

Çizelge 3.18. Hem yük hem de sıcaklık altındaki çubukların minimum maliyet yüzdeleri

| Akma Dayanımı $\sigma_a$ (psi)               | 0.8*10000 | 0.8*15000 | 0.8*20000 |
|----------------------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| $\Delta T$ °F                                | 400       | 400       | 400       |
| Maliyet Farkı $\Sigma A$ (in. <sup>2</sup> ) | 1,251182  | 1,471121  | 1,858841  |
| Maliyet Artışı %                             | 44,82     | 60,32     | 85,85     |

## BÖLÜM IV

### SONUÇLAR

Yapısal optimizasyondan beklentiler artılarıyla eksileriyle incelendiğinde ürünlerin imalatı ve geliştirilmesi, özellikle endüstriyel alanda sınırları belirlenen maliyeti, kalite ve güvenilirliği artırmak için hangi kriterlerin ön plana çıkartılması gerektiğini ortaya koymaktadır.

Yük taşıyan elemanların, verimlilik ve dayanıklılık özellikleri nedeniyle geometrileri genelde karmaşıktır. Bu nedenle üretim maliyetleri de yüksek çıkmaktadır. Elemanın neye hizmet edeceği, üretim koşulları, teknik ihtiyaçları ve maliyeti göz önünde bulundurularak çeşitli amaç ve kısıtlamalar altında tasarlanmalıdır.

Kafes sistemler üzerine yapısal optimizasyon ile ilgili çalışmalar her geçen gün hızla artmaktadır. Bu çalışmaların da öncelikli hedefleri sistemlerin dayanımlarının üniform olması, kafes ağırlıklarının azaltılması, şekil değiştirme enerjilerinin azaltılması şeklindedir.

Yapılan sayısal analizler göstermiştir ki sıcaklığa maruz düzlem kafes sistemlerin optimum tasarımında sıcaklıklar önemli bir faktördür.

Bu çalışmada kafeslerin optimum tasarımı için bir optimizasyon problemi Mathematica programı ile kodlanmış ve sonuçları incelenmiştir. Lineer olmayan denklemler ihtiva eden optimizasyon problemi Differential Evolution metodu ile çözülmüştür.

Sıcaklık etkisi altındaki düzlem kafes sistemlerin optimum tasarımı incelendi ve şu sonuçlara ulaşıldı:

Aynı akma dayanımına sahip çubuklarda yük artırıldığı zaman daha fazla kesite ihtiyaç duyulduğu, kesit alanlarında, sadece yük etkisinde malzeme dayanımının artırılmasıyla azalmaların olacağı,

Sisteme sadece sıcaklık artırılarak etki ettirildiği vakit aynı akma dayanımına sahip çubuklarda daha büyük kesite ihtiyaç duyulduğu, malzeme dayanımının artmasıyla akma dayanımı yüksek malzemede oransal olarak daha fazla kesite ihtiyaç duyulduğu,

Hem sıcaklık hem de yük birlikte uygulandıklarında ise aynı akma dayanımına sahip çubuklarda daha büyük kesite ihtiyaç duyulduğu, malzeme dayanımının artmasının belli bir sıcaklıktan sonra önemini yitirdiği tespit edilmiştir.

## KAYNAKLAR

- Bendsøe, M.P., Kikuchi, N., “Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method”, ***Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering***, 71(2), 197-224, 1988.
- Brotchie, J.F., “Optimization and robustness of structural engineering systems”, ***Engineering Structures***, 19(4), 289-292, 1997.
- Chu, D.N., Xie, Y.M., Hira, A., Steven, G.P., “Evolutionary structural optimization for problems with stiffness constraints”, ***Finite Elements in Analysis and Design***, 21(4), 239-251. 1996.
- Chu, D.N., Xie, Y.M., Hira, A., Steven, G.P., “On various aspects of evolutionary structural optimization for problems with stiffness constraints”, ***Finite Elements in Analysis and Design***, 24(4), 197-212, 1997.
- Cilley, F. H., “The Exact Desing of Statically Indeterminate”, ***Frame-works, on Exposition of its possibility***, Irans. ASCE, Vol. 42, 353-407, 1990.
- Duysinx, P., Bendsøe, M.P., “Topology optimization of continuum structures with local stress constraints”, ***International Journal for Numerical Methods in Engineering***, 43(8), 1453-1478, 1998.
- Eke, İ., “Diferansiyel Evrim Algoritması Destekli Yapay Sinir Ağı ile Orta Dönem Yük Tahmini”, ***International Journal of Research and Development***, Vol.3, No.1, s. 30 January, 2011.
- Gülay, F. G., Evrimsel Merkezsel ve Dışmerkezsel Çapraz Elemanlı Çerçeve Yapıların Statik ve Deprem Yüküne Göre Optimum Tasarımı. Doktora Tezi, ***İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, İstanbul, Türkiye, 1985.

Jang, I.G., Kwak, B.Man., “Evolutionary topology optimization for large-scale problems using design space adjustment and refinement”, **6th World Congresses of Structural and Multidisciplinary Optimization**, Rio de Janeiro, Brazil, 2005.

Kamat, M. P., “Optimization of Shallow Trusses Against Limit Point Instability” **AIAA Journal**, Vol. 22, No. 3, 1984.

Kim, H., Querin, O.M., Steven, G.P., “On the development of structural optimisation and its relevance in engineering design”, **Design Studies**, 23(1), 85 102, 2002.

Li, Q., Steven, G.P., Xie, Y.M., “Displacement minimization of thermoelastic structures by evolutionary thickness design”, **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, 179(3-4), (361-378), 1999b.

Maxwell, C., Scientific Papers II, (1869), **Dover Publications**, New York, 1952.

Özkal, F. M., Evrimsel Yapı Optimizasyonu İle Kirişlerde En Uygun Tasarımın Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, **Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Erzurum, Türkiye, 2006.

Pala, S., Burkulma Yükünü En Büyük Yapan Malzeme Yayılımı, Doktora Tezi, **İTÜ İnşaat Fakültesi**, 1978.

Pourazady, M., Fu, Z., “An integrated approach to structural shape optimization”, **Computers & Structures**, 60(2), 279-289, 1996.

Proos, K., Evolutionary Structural Optimisation as a Robust and Reliable Design Tool, Doktora Tezi, **School of Aeronautical, Mechatronic and Mechanical Engineering**, Sydney, Australia, 2002.

Shmidt, L., “Structural Design by Syttematic Synthesis’’, **2nd Conf. On Electronic Computation**, Pittsburg, s. 105- 132, 1960.

Tang, W., Tong, L. ve Gu, Y., “Improved genetic algorithm for design optimization of truss structures with sizing, shape and topology variables”, **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, 62(13), 1737-1762, 2005.

Tanskanen, P., “The evolutionary structural optimization method: Theoretical aspects”, **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, 191(4748), 5485-5498, 2002.

Thevendran,V., “On Optimal Design of Multi purpose Tie-beams”, **Engineering Optimization**, Vol. 6, s. 157-160, 1983.

Uysal, H., Duyarlılık Analizi Kullanılarak Kabuk Yapıların Şekil Optimizasyonu. Doktora Tezi, **Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Erzurum, Türkiye, 2002.

Querin, O.M., Steven, G.P. ve Xie, Y.M., “Evolutionary structural optimisation using an additive algorithm. **Finite Elements in Analysis and Design**, 34(3-4), 291-308, 2000a.

Xie, Y.M., Steven, G.P., “A simple evolutionary procedure for structural optimization”, **Computers and Structures**, 49(5), 885-896.

Xie, Y.M., Steven, G.P., Evolutionary Structural Optimization. Springer-Verlag, 188, **Berlin**, 1988.

Wang, S.Y., Wang, M. Y., Tai, K., “An enhanced genetic algorithm for structural topology optimization”, **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, 65(1), 18-44, 2006.

Venkayya, V. B., “Design of Optimum Structures”, **Computers and Structures**, Vol. 1, s. 265- 309, Pergamon Press, 1971.

<http://www.biymed.com/femmuuh/analiz/fem/seynedir.htm>, 30 Aralık 2013.

<http://blog.s-t.com.tr/2011/05/12/formula-1-aracinda-non-lineer-optimizasyon-calismasi/>, 30 Aralık 2013.

[http://www.opteng.com.tr/opt-yapisal\\_optimizasyon\\_detay-tr.html](http://www.opteng.com.tr/opt-yapisal_optimizasyon_detay-tr.html), 30 Aralık 2013.

## ÖZGEÇMİŞ

Mehmet Zahid DEMİRLEK, 30.05.1985 tarihine Konya’ da doğdu. İlköğretim ve lise eğitimini Konya’ da tamamladı. Niğde Üniversitesi İnşaat Mühendisliği Bölümü’ nden Ağustos 2010’ da mezun oldu. 2010 – 2011 yılları arasında A.K.M. Yapı Denetim’ de kontrol mühendisi olarak çalıştı. Temmuz 2011 tarihinden bu yana Konya Meram Belediyesi’ nde proje ve kontrol mühendisi olarak görevini sürdürmektedir. 2010 – 2011 Öğretim Yılında Niğde Üniversitesi İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı’ nda yüksek lisans öğrenimine başladı ve öğrenimine devam etmektedir.