

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DEBRİYAJ SİSTEMLERİNDE KULLANILAN
DİYAFRAM YAYLARIN KARAKTERİSTİĞİNİN
İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

Murat ÖZBAKIŞ

Temmuz, 2008

İZMİR

**DEBRİYAJ SİSTEMLERİNDE KULLANILAN
DİYAFRAM YAYLARIN KARAKTERİSTİĞİNİN
İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon İmalat Anabilim Dalı

Murat ÖZBAKIŞ

Temmuz, 2008

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

MURAT ÖZBAKIŞ, tarafından **YRD.DOÇ.DR. ÇİÇEK ÖZES** yönetiminde hazırlanan “**DEBRİYAJ SİSTEMLERİNDE KULLANILAN DİYAFRAM YAYLARIN KARAKTERİSTİĞİNİN İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

.....
Yrd.Doç.Dr. Çiçek ÖZES

Yönetici

.....
Yrd.Doç.Dr. Mehmet ÇAKMAKÇI

Jüri Üyesi

.....
Yrd.Doç.Dr. Evren TOYGAR

Jüri Üyesi

.....
Prof.Dr. Cahit HELVACI

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŐEKKÖR

Yüksek lisans tez çalışmamda, kendisinden edindiğim bilgiler, proje sürecindeki rehberliği, desteği ve anlayışı için Sayın Danışmanım Yrd. Doç. Dr. Çiçek ÖZES'e; Proje süresince paylaşmış olduğu bilgilerden ve yoğun iş temposu içerisinde bana ayırdığı zamanlardan dolayı Dönmez Debriyaj kalıp tasarım şefi Zeki ÜZEL'e teşekkür eder saygılarımı sunarım. Ayrıca; lisan öğrenimime başladığım günden bu yana, bana her zaman desteğini ve sevgisini veren eşime ve varlığı ile yaşamımı anlamlaştıran oğluma teşekkür ederim.

Murat ÖZBAKIŞ

DEBRİYAJ SİSTEMLERİNDE KULLANILAN DİYAFRAM YAYLARIN KARAKTERİSTİĞİNİN İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

ÖZ

Bu projenin amacı debriyaj sistemlerinde kullanılan diyafram yayların karakteristiğinin incelenmesi ve çalışma şartlarına bağlı olarak optimizasyonudur. Proje kapsamında Dönmez Debriyaj firması ile birlikte, firmanın talepleri doğrultusunda, diyafram yay tasarım ve testleri süreçlerinde yaşamış oldukları problemlere çözüm bulunmasına çalışılmıştır. Bu çalışmada ilk olarak standart bir diyafram yayın yay karakteristiği nümerik ve teorik yöntemler ile belirlenerek birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Sonrasında Dönmez Debriyaj bünyesinde üretilen iki farklı diyafram yayın karakteristiği, çalışma şartlarındaki davranışı bilgisayar ortamında simule edilmiş, elde edilen sonuçlar ile gerçek test sonuçları karşılaştırılmıştır. Buna ek olarak her iki yayın, çalışma şartlarındaki davranışı farklı diyafram yay ölçüleri ve montaj lokasyonları için optimize edilmeye çalışılmıştır.

Projede diyafram yayların tasarım ve katı modelleme çalışması Pro-engineer-Wildfire (Versiyon 2.0) programı ile parametrik olarak modellenmiştir. Nümerik analizler Ansys-Workbench (Versiyon 11) programı ile yapılmıştır.

Nümerik sonuçlar ile test sonuçları her iki diyafram yay için ayrı bölümlerde karşılaştırmalı olarak incelenmiş, projenin genel olarak değerlendirilmesi ise değerlendirmeler bölümünde ele alınmıştır.

Anahtar sözcükler: Diyafram yay, Diyafram yay karakteristiği, Debriyaj sisteminde diyafram yaylar, Optimizasyon

OBSERVATION AND OPTIMIZATION OF THE CHARACTERISTIC OF THE DIAPHRAGM SPRINGS USED IN CLUTCH SYSTEMS

ABSTRACT

The purpose of the project is to observe the characteristics of the diaphragm springs used in clutch systems and their optimizations according to their environment. It is tried to find solutions within the project with Dönmez Debriyaj where the firm encounters during the design and tests of the spring. In this study, firstly, the spring characteristic of a standard spring is solved and compared by using analytic and numerical methods. Furthermore, the characteristics and the behaviour during working of the two different diaphragm springs that are produced by Dönmez Debriyaj are simulated and the simulation results are compared with the test results. Additionally the behaviour of these springs during working are optimized for different spring measure and montage locations.

Pro-engineer-Wildfire(version 2.0) are used in the design and the solid modeling of the springs in the project. Numerical simulations are done by using Ansys-Workbench (Version 11).

The numerical and test results are observed for each diaphragm spring in different chapters by comparing each of them. The general evaluation of the project is given in the conclusion.

Key Words: Diaphragm spring, the characteristic of the diaphragm spring, diaphragm springs in clutch systems, optimization.

İÇİNDEKİLER	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT	v
BÖLÜM BİR – GİRİŞ	1
BÖLÜM İKİ – DİYAFRAM YAYLAR	4
2.1 Giriş	4
2.2 Diyafram Yayların Tarihsel Gelişimi	5
2.3 Diyafram Yayların Standart Gösterimleri	5
2.4 Diyafram Yayların Hesaplamaları	6
BÖLÜM ÜÇ – DEBRİYAJ SİSTEMİNDE DİYAFRAM YAYLAR	10
3.1 Giriş	10
3.2 Debriyaj Sisteminin Çalışma Prensibi	11
3.3 Debriyaj Sistemindeki Diyafram Yayların Testleri	13
3.3.1 Diyafram Yay Testi	15
3.3.2 Baskı Kuvveti Testi	15
3.3.3 Pedal Kuvveti Testi	16
3.4 Diyafram Yay Malzemesi Ve Üretimi	19
BÖLÜM DÖRT – OPTİMİZASYON TEORİSİ	22
4.1 Optimizasyon Nedir?	22
4.2 Optimizasyon Kavramının Tarihsel Gelişimi	23
4.3 Optimizasyon Problemlerinin Uygulama Alanları	25
4.4 Optimizasyon Problemlerinin Tanımı Ve Formülasyonu	26

4.4.1 Optimizasyon Problemlerinin Tanımı	26
4.4.2 Optimizasyon Problemlerinin Formülasyonu	27
4.4.2.1 A- Amaç Fonksiyonunun Tanımlanması	28
4.4.2.2 B- Tasarım değişkenlerinin belirlenmesi	28
4.4.2.3 C- Kısıtların tanımlanması	28
4.5 Optimizasyon Problemlerinin Gruplandırılması	29
4.5.1 Genetik Algoritmalar	32
4.5.2 Topoloji Optimizasyonu	36
BÖLÜM BEŞ – STANDART BİR DİYAFRAM YAYIN	
KARAKTERİSTİĞİNİN TESPİTİ	37
5.1 Çalışmanın Amacı	37
5.2 Diyafram Yay Ölçü Ve Özelliklerinin Tanımlanması	37
5.3 Analiz Dosyasının Hazırlanması	38
5.4 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler	41
BÖLÜM ALTI – DÖNMEZ DEBRİYAJ BÜNYESİNDE ÜRETİLEN A	
KODLU DİYAFRAM YAYIN KARAKTERİSTİĞİNİN TESPİTİ VE	42
OPTİMİZASYONU	
6.1 Çalışmanın Amacı	42
6.2 Diyafram Yay Ölçü Ve Özelliklerinin Tanımlanması	42
6.3 Diyafram Yay Karakteristiğinin Belirlenmesi	43
6.3.1 Analiz Dosyasının Hazırlanması	43
6.3.2 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler	46
6.4 Diyafram Yay Testi Simülasyonu	47
6.4.1 Analiz Dosyasının Hazırlanması	47
6.4.2 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler	50
6.5 Diyafram Yay Optimizasyonu	51
6.5.1 Analiz Dosyasının Hazırlanması	51
6.5.2 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler	55

BÖLÜM YEDİ – DÖNMEZ DEBRİYAJ BÜNYESİNDE ÜRETİLEN B KODLU DİYAFRAM YAYIN KARAKTERİSTİĞİNİN TESPİTİ VE OPTİMİZASYONU	57
7.1 Çalışmanın Amacı	57
7.2 Diyafram Yay Ölçü Ve Özelliklerinin Tanımlanması	57
7.3 Diyafram Yay Karakteristiğinin Belirlenmesi	58
7.3.1 Analiz Dosyasının Hazırlanması	58
7.3.2 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler	59
7.4 Diyafram Yay Testi Simülasyonu	60
7.4.1 Analiz Dosyasının Hazırlanması	60
7.4.2 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler	62
7.5 Diyafram Yay Optimizasyonu	62
7.5.1 Analiz Dosyasının Hazırlanması	62
7.5.2 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler	65
BÖLÜM SEKİZ – DEĞERLENDİRMELER	67
KAYNAKLAR	68

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Konik disk şeklinde olan diyafram yaylar, darbeli çalışan sistemlerde, preslerde, zımbalama makinelerinde, ventillerde ve civata bağlantılarında rondela olarak kullanılmaktadır. Diyafram yayların davranışlarını tayin eden faktörler; dış ile iç çap oranı, yüksekli ile kalınlık oranı, dış çap ile kalınlık oranı olarak sıralanabilir. Genellikle doğrusal olmayan diyafram yayların karakteristikleri önemli ölçüde yükseklik ile kalınlık oranına bağlıdır. (Akkurt, 1990, Makine Elemanları Cilt 1)

Kavramalar (Debriyaj Sistemleri), araçlarda daima motor ile vites kutusu arasında yerleştirilmiştir. Duruştan kalkışa geçmeyi veya hareket esnasında motor ile vites kutusu arasındaki kuvvet akışını keserek vites kutusunda basamak değiştirilmesini mümkün kılar. Eskiden sürtünme yüzeyleri konik olan, konik kavramalarda kullanılmasına rağmen bugün bunların yerine diskli kavramalar kullanılmaktadır. Bunlarda tek, çift ve çok diskli kavramalar olarak kullanılma yerlerine ve özelliklerine göre birbirlerinden ayrılırlar. Kavramalar motorun döndürme momentini vites kutusuna iletir. Sürtünmeli ve hidrodinamik kavramalar mevcuttur. Araçlarda kullanılan vites kutuları sürtünmeli kavramalarla kullanılır. Sürtünmeli kavrama çözülebilir bir bağlantıdır. Kuvvet tatbik edilerek çözülür ve motordan vites kutusuna olan kuvvet iletimi kesilir. Kuvvetin tatbik edilmemesi halinde kavrama bağlanmış durumdadır. Aracın kalkışı için gerekli plan döndürme momentinin vites kutusu üzerinden aracın aktarma organlarına iletilebilmesi için motorun belirli bir sayıda devir sayısına getirilmesi gerekir. Bu ise çözülmüş kavrama ile bağlanmış vites basamağında gerçekleşir. Kavramanın bağlanması ile motorun döndürme momenti kavrama tarafından kayma sürtünmesiyle vites kutusuna iletilir . Kayan kavrama motora frenleyici yönde tesir ederken aracı vites kutusu ve aktarma organları üzerinden tahrik eder. Kalkış hareketinin sona ermesiyle kavrama tamamen bağlanmış ve sürtünme kuvveti ile motor döndürme momenti vites kutusuna iletilir. Diyafram yaylı baskı plakaları; yüksek motor devir sayılarına karşı çok az hassasiyet göstermeleri, yüksek baskı kuvvetlerinde alçak yapım yüksekliği, bütün aşını yolunda sabit kalan baskı kuvveti, basit montajlarından dolayı otomobillerde tercih

edilmektedir. Diyafram yaylı kavramanın en büyük avantajı yumuşak kavrama tesiri verebilmesidir. (Demirsoy, 2005, Motorlu Araçlar Cilt 1)

Dönmez Debriyaj firması, tasarımını yaptıkları yeni debriyaj sistemlerini ve bu sistem içerisindeki diyafram yayları üretim sonrasında test etmekte, bu süreç içerisinde tasarlanan yeni ürün/ürünlerin test sonuçları eğer istenilen sonuçlara ulaşmıyor ise, sistem ve sistem alt parçaları yeniden üretilmektedir. Yeniden üretim ufak kalıp revizyonları veya montaj yeri ölçü değişiklikleri olabildiği gibi, çok yüksek maliyetli olan yeniden kalıp yapımı veya tüm sistemin montaj ölçülerinin değişimi de olabilmektedir. Firma yetkilileri ile yapılan görüşmelerde bu süreçlerde kaybedilen zaman ve maliyete bir çözüm bulunması konusunda hemfikir oldukları gözlenmiştir. Projenin başlatılmasının temel amacı, bilgisayar destekli analiz yöntemi ile Dönmez Debriyaj firmasında yapılan diyafram yay testlerini simule etmek ve bu sayede üretim aşamasına geçmeden tasarım aşamasında sistem ve sistem alt parçalarını test edebilmektir.

Yasunori Doman, Toru Fujii, Kazuya Okubo, Hanjun He tarafından yapılan bir çalışmada, diyafram yay karakteristiğine artık gerilmelerin etkisi deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Çalışmada, 0.5 mm çapında dökme demir bilyeler, diyafram yaylara alt kısım, üst kısım yada her iki kısımdan kumlama yöntemi ile uygulanmış, ayrıca kumlama işlemi yapılmamış bir yayda karşılaştırma amacı ile örnekler içerisine katılmıştır. Toplamda dört adet farklı diyafram yayın sonlu elemanlar metodu ile bilgisayar ortamında analiz edilerek karakteristikleri belirlenmiş, elde edilen sonuçlar gerçek test sonuçları ile karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Çalışma sonucunda kumlanan yüzeylerde artık gerilmelerin oluştuğu ve diyafram yay karakteristiğini diyafram yay yüzeylerinde oluşan artık gerilmelerin önemli oranda etkiledikleri görülmüştür. Kumlama yapılan yüzeylerde yayın serbest yüksekliğinin değiştiği görülmüş, ve serbest yükseklikteki bu değişimden dolayı diyafram yayın karakteristik eğrisi değiştiği tespit edilmiştir. Bunun yanı sıra; kumlama işleminin diyafram yay karakteristiğine olan toplam etkisini, tek başına diyafram yayın serbest yüksekliğindeki değişim ile açıklamanın yeterli olmadığı belirtilmiştir.(Doman, Fujii, Okubo ve He, 2002)

Necmettin Kaya çalışmasında, diyafram yay pencerelerinin (yay üzerindeki boşaltılan kısımlarının) genetik algoritma kullanımı ile optimum tasarımını, diyafram yayın yorulma mukavemetini artırmak amacıyla yapmıştır. Yorulma ömrüne, gerilme dağılımı, yükleme koşulları, malzeme, yüzey işlemi, çalışma şartları gibi bir çok parametrenin etkili olduğu bilinmektedir. Diyafram yay üzerindeki kanal şekillerinin, yayın bu bölgelerinde oluşan yüksek gerilmelerden dolayı yorulma dayanımı açısından oldukça önemlidir. N. Kaya çalışmasında, minimum diyafram yay ağırlığı ve gerilme değeri için, yay üzerindeki kanalların şekilsel optimizasyonunu Matlab ve Ansys programlarını birlikte kullanarak sağlamıştır. N. Kaya çalışmasının bir sonraki aşamasında şekilsel optimizasyonu yapılmış yay ile mevcut yayı yorulma dayanımları açısından birbirleri ile karşılaştırmayı planlamaktadır. (Kaya, 2006)

Konu ile ilgili yapılan araştırmalar sonucunda, diyafram yaylar ile ilgili benzer çalışmaların yapıldığı görülmüştür. Özellikle zaman ve maliyetlerin çok önemli olduğu otomotiv endüstrisinde üretim öncesi analiz çalışmaları son yıllarda oldukça yaygınlaşmış ve bu imkan sayesinde çok daha iyi performans gösteren diyafram yay tasarımları gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada ilk olarak standart bir diyafram yayın yay karakteristiği nümerik ve teorik yöntemler ile belirlenerek birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Sonrasında Dönmez Debriyaj bünyesinde üretilen iki farklı diyafram yayın karakteristiği, çalışma şartlarındaki davranışı bilgisayar ortamında simule edilmiş, elde edilen sonuçlar ile gerçek test sonuçları karşılaştırılmıştır. Buna ek olarak her iki yayın, çalışma şartlarındaki davranışı farklı diyafram yay ölçüleri ve montaj lokasyonları için optimize edilmeye çalışılmıştır.

BÖLÜM İKİ



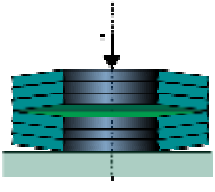
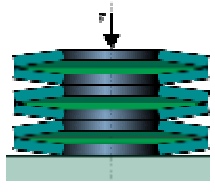
DİYAFRAM YAYLAR

2.1 Giriş

Diyafram yay veya disk yay, konik disk şeklinde olan, darbeli çalışan sistemlerde ard arda birbirini takip eden çok sayıda, cıvata bağlantılarında rondela olarak tek kullanılan, üzerine etki eden kuvvet sebebiyle eğilmeye zorlanan bası yayları ailesinden bir yay çeşididir. Diyafram yaylar, çok büyük kuvvetlerin ve buna karşılık çok küçük şekil değiştirmenin gerekli olduğu makine konstrüksiyonlarında tercih edilir.

Diyafram yaylar çok kısa çalışma kurslarında yüksek kuvvetlere direnç sağlamak için tasarlanırlar. Çok kısa yay boyuna sahip bu yayların avantajı basıldıklarında az hareketle çok yüksek kuvvet taşıyabilmeleridir. Diyafram yaylar bazen tek, bazen üst üste dizili kümeler halinde kullanılırlar, farklı diyafram yay yerleşimleri tablo 2.1 de gösterilmiştir. Diyafram yaylar genellikle özel bir malzeme olan krom vanadyum çeliği 50CrV4(DIN 2093)'den üretilirler. Ayrıca paslanmaz çelikler X9CrNi18-8 (AISI 301), X4CrNiMo17-12-2(AISI 316) den üretim yapılmaktadır. (Akkurt, 1990, Makina Elemanları Cilt 1)

Tablo 2.1 Alternatif diyafram yay yerleşimleri

 <p>Tek bir diyafram yay</p>	 <p>Üst üste dizilmiş diyafram yaylar</p>
 <p>O düzeninde tertiplenmiş diyafram yaylar</p>	 <p>X düzeninde tertiplenmiş diyafram yaylar</p>

2.2 Diyafram Yayların Tarihsel Gelişimi

Diyafram yayların kesin olarak ilk nerede ve ne zaman kullanılmaya başlandığı bilinmemesine rağmen, 1861 yılında temel çalışma prensipleri ile ilgili Julien Francois Belleville' e ait 52399 numaralı Fransız patent bürosuna kayıtlı patenti bulunmaktadır, bugün bile Fransanın bazı bölgelerinde diyafram yaylar “ Belleville yayı” olarak adlandırılmaktadır.

1917 yılına gelindiğinde Fr. Dubois adlı bilim adamı “ konik kabukların dayanımı” adlı yayınında diyafram yayların karakteristiğinin hesaplanması ile ilgili bir teori geliştirmiş ve bu teorisi 1936 yılına kadar geçerliliğini korumuştur.

1936 yılına gelindiğinde iki Amerikalı bilim adamı Almen ve László, diyafram yayların karakteristiğinin hesaplanması ile ilgili hızlı-pratik ve doğru bir metot geliştirmişlerdir.

Özellikle ikinci dünya savaşı ve sonrasında gerek üretim imkan ve kabiliyetlerinin artması gerekse matematiksel hesaplamalarda kaydedilen gelişmeler sayesinde diyafram yayların kullanım alanları ve diyafram yayların karakteristiği hakkında bilinenler artmıştır.

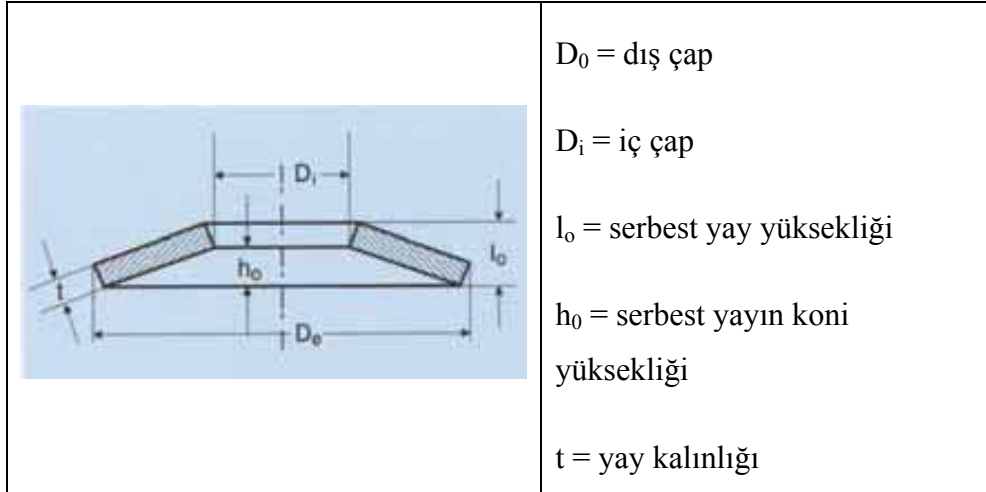
Bugün diyafram yaylar ile ilgili iki temel standarttan biri olan DIN 2092 Almen ve László nun geliştirmiş olduğu hesaplama yöntemini referans almaktadır. DIN 2092, 1973 yılından itibaren yürürlüktedir.(Schnorr, 2008, Handbook Of Disc Springs)

2.3 Diyafram Yayların Standart Gösterimleri

Bir diyafram yay genel olarak Şekil 2.1 de gösterilen ölçüler ile ifade edilmektedir, bu ölçülerin yanı sıra kullanılan malzeme ve üretim sonrası yayın iç yapısındaki malzeme özellikleri yayın karakteristiğini oluşturan parametreleri oluşturmaktadır. Diyafram yaylar ile ilgili iki adet standart bulunmaktadır bunlar;

1-DIN 2092, diyafram yayların hesaplamaları

2-DIN 2093, diyafram yayların ölçüleri ve kaliteleri



Şekil 2.1 Diyafram yayların gösterimi

Diyafram yayların en belirgin özellikleri;

- Uzun servis ömürleri
- Yüksek sönümlenme kabiliyetleri (özellikle paralel bağlandıklarında)
- Normal yükleme ve gerilme altında yorulmaya maruz kalmamaları
- Tasarımlarda yer alan boşlukları en verimli şekilde kullanabilmeleri
- Düşük deplasmanlar ile yüksek yay kuvvetleri elde edebilmeleri
- Yüksek yorulma mukavemetleri-dinamik yüklere dayanıklı olmaları
- Çeşitli montaj değişiklikleri ile yayların kuvvet-deplasman karakteristiğinin artan, azalan yada sabit olabilmesi

olarak özetlenebilir.(Schnorr, 2008, Handbook Of Disc Springs)

2.4 Diyafram Yayların Hesaplamaları

DIN 2093 disk yayları 3 ana üretim grubu altında sınıflandırmıştır,

- 1: kalınlığı 1.25 mm den az olan disk yaylar
- 2: kalınlığı 1.25 mm ile 6 mm arasında olan disk yaylar
- 3: kalınlığı 6 mm ile 14 mm arasında olan disk yaylar

Diyafram yayların karakteristiğinin hesaplanması için Almen ve László nun geliştirmiş olduğu matematiksel model DIN 2092 standardının temelini

oluşturmaktadır. Bu standarda göre ve DIN 2093 e göre 2 inci gruba giren diyafram yayların karakteristiği Tablo 2.2 de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

Tablo 2.2 Diyafram yay hesaplamaları

D_0	Dış çap (mm) – De olarak da gösterilmektedir
D_i	İç çap (mm)
D_m	Dönme merkezinin çapı (mm) $D_m = D_0 - D_i / L_n (D_0 / D_i)$
E	Elastisite modülü (N/mm^2)
l_0	Serbest yay yüksekliği (mm)
t	Yay kalınlığı (mm)
h_0	Serbest yayın koni yüksekliği (mm) $h_0 = l_0 - t$
$\delta = D_0 / D_i$	Çap oranı
s	Deplasman (mm)
μ	Poisson oranı (yay çeliği için 0.3 alınabilir)
K_1 Yay sabiti	$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta - 1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta + 1}{\delta - 1} - \frac{2}{\ln \delta}}$
F Yay Kuvveti (Nt)	$F = \frac{4E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^4}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \frac{s}{t} \left[\left(\frac{h_0 - s}{t} \right) \left(\frac{h_0 - s}{t} - \frac{s}{2t} \right) + 1 \right]$

Bu matematiksel model ile belirlenen deplasmana karşılık gelen yay kuvveti hesaplanabilir, ve böylece yayın kuvvet-deplasman eğrisi elde edilebilir. Ancak diyafram yayların karakteristiğinin hesaplanmasında aşağıda verilen kısıtlara dikkat edilmelidir, formülasyon ancak belli şartlar sağlandığında doğru sonuç vermektedir.

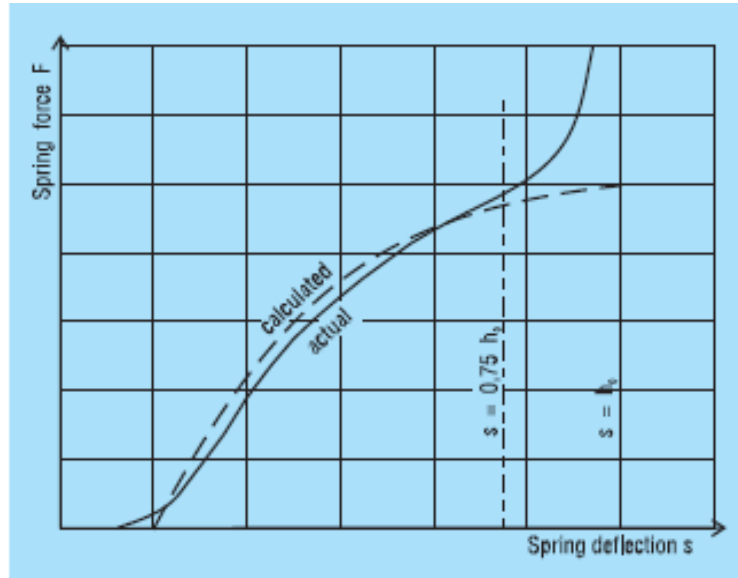
Malzeme Elastisite modülünün sıcaklığa bağlı değişmediği kabul edilir.

Et kalınlığı 6 mm den daha fazla olan diyafram yay hesaplamalarında hata oranı artmaktadır.

Bu hesaplama yönteminde;

$\delta = 1.75...2.5$ $h_0/t = 0.4...1.3$ $D_e/t = 16...40$ aralıklarında kalınması istenir, özellikle D_e/t oranının 50 den büyük olduğu durumlarda çok yüksek yay kuvvetleri hesaplanmaktadır.

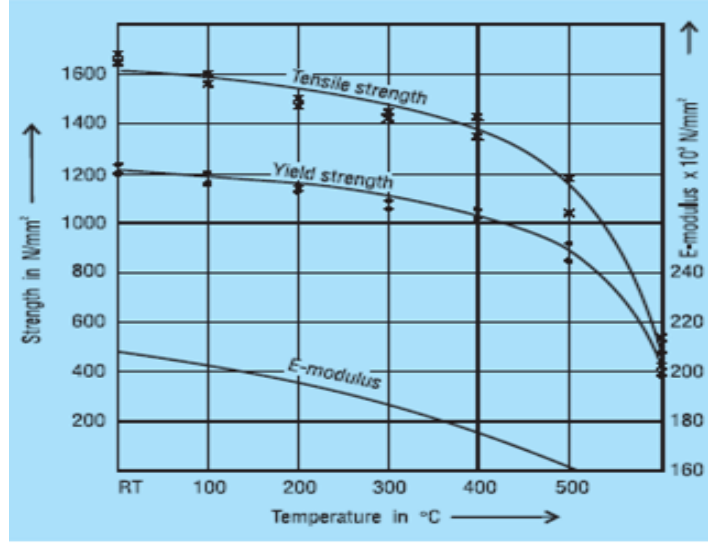
Şekil 2.2 de gösterildiği gibi DIN 2093 deplasmanının(s) $\approx 0.75 h_0$ 'a kadar olduğu durumlar için doğru sonuçlar vermektedir.



Şekil 2.2 Diyafram yayların hesaplamalarında deplasman- yay yüksekliği ve reaksiyon kuvveti arasındaki ilişki (Schnorr, 2008, s. 23)

Dinamik yüke maruz disk yaylarda $s = 0.15\sim 0.20 h_0$ 'a kadar bir ön yüklemeyi varsayıp, hesaplamalara bu adımdan başlanmalıdır.

Hesaplamalarda sıcaklığın sabit kaldığı kabul edilmektedir, oysa bilindiği gibi yüksek sıcaklıklarda hem malzemenin çekme dayanımı hem de elastisite modülü azalmaktadır. Şekil 2.3 de bu ilişki gösterilmektedir.



Şekil 2.3 Malzemenin elastisite modülünün ve çekme dayanımının sıcaklık ile değişimi (Schnorr, 2008, s.69)

Diyafram yaylara kanal açılarak yay kuvveti artırılıp deplasman miktarı azaltılabilir, böylece karakteristiği daha yumuşak olan bir yay elde edilir. Bu yaklaşım özellikle debriyaj sistemlerinde kullanılan diyafram yaylarda uygulanmaktadır. Ancak önemli olan kanal açılmış diyafram yay hesaplamalarında yayın bir manivela gibi çalışacağı prensibi göz ardı edilmeden hesaplama yapılmasıdır. Aynı zamanda açılan kanalların şekli ve ölçüleri diyafram yay karakteristiğini önemli ölçüde etkilemektedir. Buna benzer bir çok uygulamada diyafram yaylar için geliştirilen matematiksel hesaplama yöntemi yetersiz kalmaktadır. (Schnorr, 2008, Handbook Of Disc Springs)

BÖLÜM ÜÇ

DEBRİYAJ SİSTEMİNDE DİYAFRAM YAYLAR

3.1 Giriş

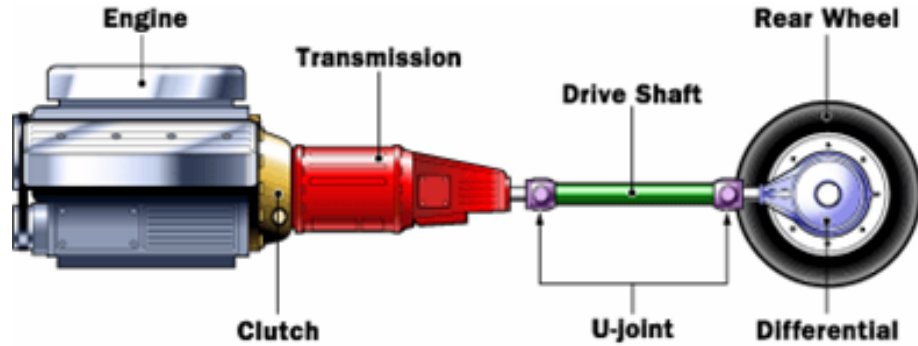
Debriyaj sisteminin görevi, genel olarak aracın devrini değiştirmek için şanzımanın giriş devrini düşürmek ve böylece hasarsız olarak vites değiştirmeyi sağlamaktır, bunun yanı sıra debriyaj sistemi önemli bir emniyet elemanıdır, motorda veya şanzımanda meydana gelebilecek problemler ilk olarak debriyaj sistemi üzerinde titreşim meydana getirerek, pedal kuvvetine etki ederek yada ayırmada problem çıkararak kendisini gösterir ve daha büyük sorunlar çıkmadan önlem alınmasına imkan sağlar. Debriyaj sistemi çok hassas güç ve hareket iletim organıdır. Şekil 3.1 de araçlardaki güç aktarma sistemi görülmektedir.

Günümüzde kullanılan değişik debriyaj sistemleri mevcuttur. Debriyaj kompleksi iki ana gruptan oluşur

1- Debriyaj diski

2- Debriyaj baskısı

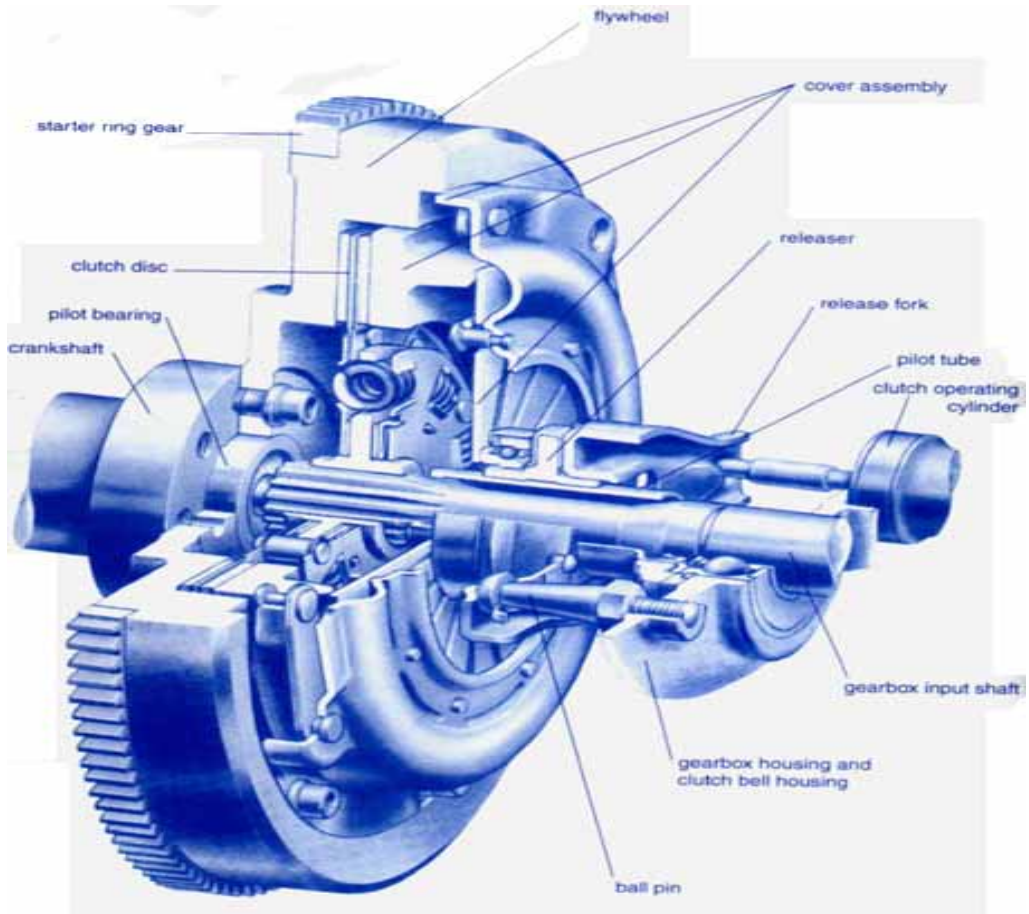
Debriyaj kompleksi; baskıda kullanılan elemanlara göre diyafram yaylı, helezon yaylı, ayaklı, ayırma ve kavrama şekillerine göre çekmeli tip, basmalı tip şeklinde adlandırılabilir. En çok tercih edilen sistem **diyafram yaylı**, basmalı tip olduğu için çalışmamızda bu tip debriyaj kompleksi üzerinde durulacaktır.



Şekil 3.1 Taşıt aktarma mekanizması (<http://auto.howstuffworks.com/clutch.htm>)

3.2 Debriyaj Sisteminin Çalışma Prensibi

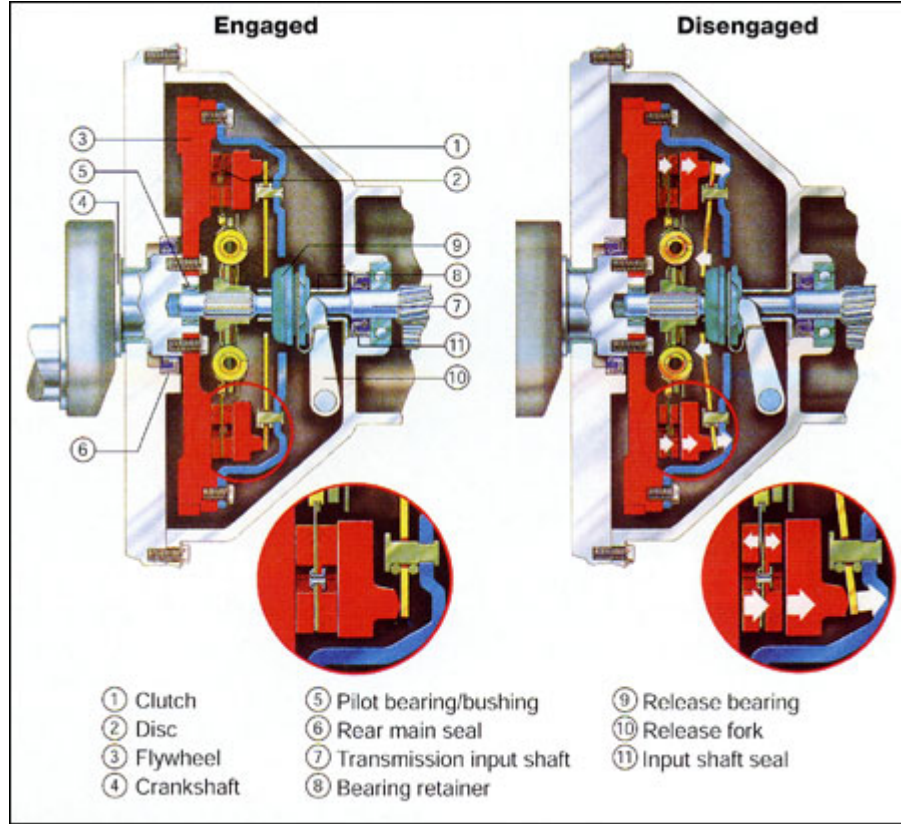
Debriyaj diski volan yüzeyi ile debriyaj baskısının aynası arasında sıkışmış olarak çalışır, bu esnada ayağımız debriyaya basılmamış durumda yani motor devrinin dişli kutusu yardımıyla tekerleklere iletebildiği durumdur. Debriyaya basıldığı zaman diyafram yayın uç noktası aynadan ayrılmakta ve aynadaki ön kurulma kuvvetinden dolayı ayna diskten uzaklaşmaktadır. Ayna ile disk arasındaki sıkışma ortadan kalkınca disk doğal olarak volan yüzeyinden ayrılmakta ve artık volandan bağımsız hareket etmektedir. Şekil 3.2 de bir debriyaj sisteminin kesiti görülmektedir.



Şekil 3.2 Debriyaj sistemi kesit görünüşü (<http://www.invoauto.co.uk/Products/clutch.jpg>)

Ayna üzerindeki öngerilimi sağlamak için farklı elemanlar kullanılsa da en çok tercih edileni mesnet lamalarıdır, ayna üzerindeki bu kuvvetten dolayı sürekli diskten uzaklaşmaya çalışmakta, disk yay ise bunu engellemektedir. Ayna mesnet laması ile kafese sabitlenmiş, kurulmuştur, fakat yukarı doğru hareketini diyafram yayın uç kısmı engellemektedir, diyafram yaya basıldığı zaman mesnet noktasından (fulcrum

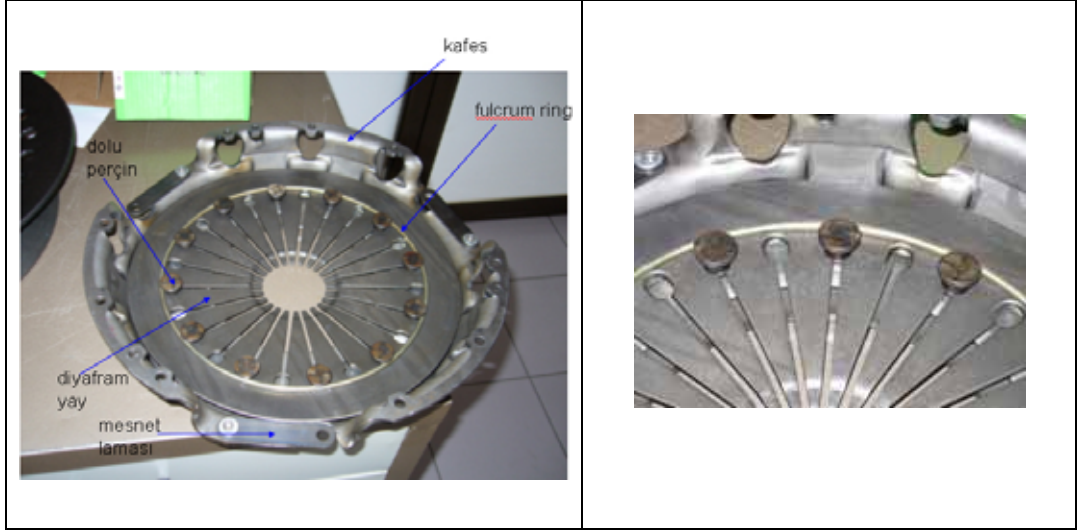
ring) dolayı disk yayın uçlarına ters bir kuvvet etki edecek, bu uçlar yukarı doğru hareket edecektir. Bu sistemin çalışması Şekil 3.3 de gösterilmektedir.



Şekil 3.3 Debriyaj çalışma sistemi (<http://www.lukclutch.com/support/clutch.htm>)

Diyafraam yaylar, bir diğer adıyla disk yaylar, debriyaj kompleksindeki en önemli elemanlardan biridir. Gerek kendine has üretimi, gerekse karakteristiğinin doğrusal olmayışı disk yayların tasarım ve üretim sürecini zorlaştırmakta ve üzerinde yeni araştırmalar yapılmasını sağlamaktadır. Dünya üzerinde standart ve standart olmayan disk yay üreten çeşitli firmalar bulunmaktadır ve disk yaylar üzerinde AR-GE çalışmalarına devam etmektedirler.

Diyafraam yaylı debriyaj sistemlerinde diyafraam yayların mesnetlenmesi oldukça değişik uygulamaların olduğu bir konudur, mesnet halkaları, yüzük, fulcrum ring gibi çeşitli elemanlar kullanılarak çeşitli tasarımlar yapılmaktadır. Bunlardan en çok kullanılan ve en masrafsız rahat çalışanı fulcrum ring ile dolu perçinin oluşturduğu mesnetleme şeklidir. Debriyaj sisteminde disk yayın monte edilmiş hali Şekil 3.4 de görülmektedir.



Şekil 3.4 Debriyaj sisteminde diyafram yayın monte edilmiş görüntüsü

3.3 Debriyaj Sistemindeki Diyafram Yayların Testleri

Bugün Dönmez Debriyaj bünyesinde diyafram yaylar ile ilgili olarak, diyafram yay ömür testleri, diyafram yaylı debriyaj baskılarının; Baskı kuvveti testi, paralelsizlik testi, ayırma mesafesi testi, pedal kuvveti testi yapılmaktadır. Bu testlerden özellikle baskı kuvveti ve pedal kuvveti testi ana testlerdir, Şekil 3.5 de bu testleri yapan ölçüm cihazına ait resim görülmektedir.



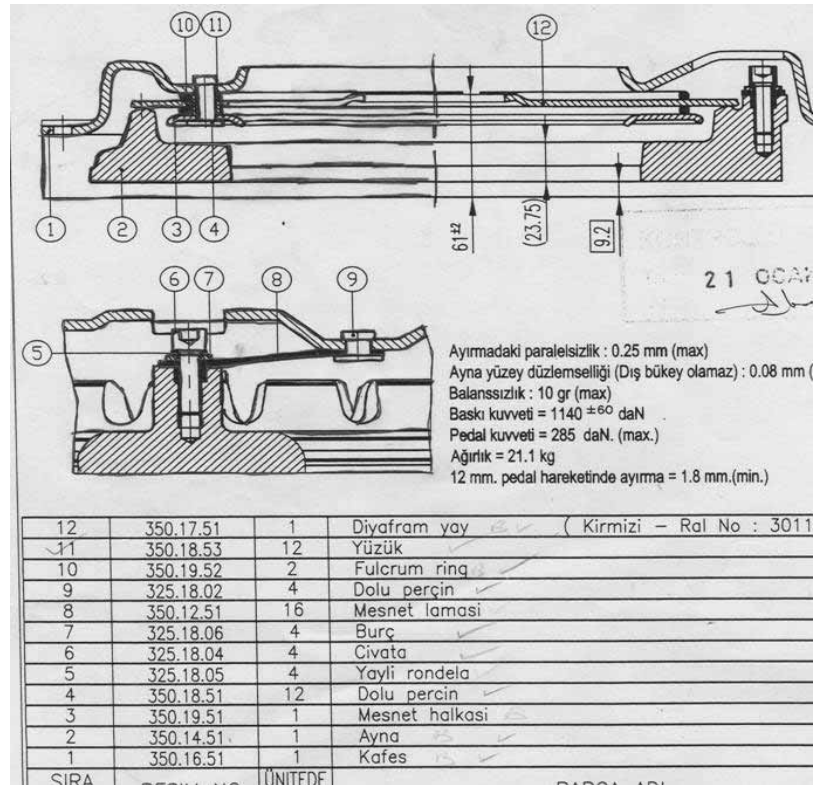
Şekil 3.5 Diyafram yay test cihazı

Şekil 3.6 da bir debriyaj kompleksinin mesnet noktaları ile kuvvet noktaları gösterilmektedir. Bir diyafram yay montaj edilirken üzerine iki ayrı öngerilim kuvveti uygulanmaktadır.

1- Şekil 3.6 da daire içine alınmış ölçü o mesafeye 9.2 mm lik disk yerleştirildikten sonraki ölçü değeridir, serbest durumda bu ölçü 5.2 mm civarlarındadır, sonuçta yaklaşık 4 mm kadar disk koyulduktan sonra baskı yukarı doğru çıkarılmakta buda diyafram yayı kurmaktadır bu sebepten dolayı diyafram yay aşağıya doğru basmaktadır

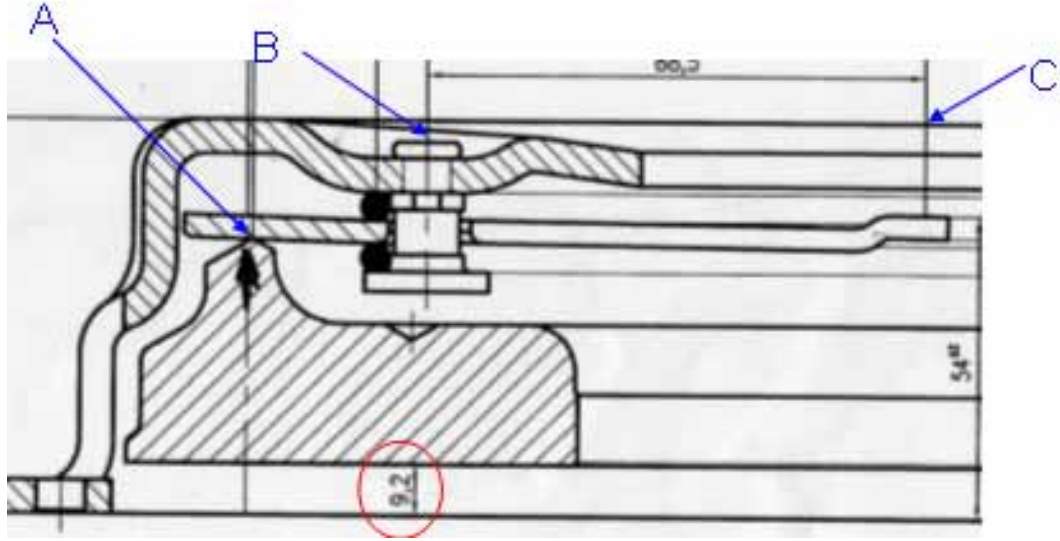
2- Şekil 3.6 da B noktası ile gösterilen perçin ve fulcrum ring mesnet noktasından dolayı diyafram yay B noktasından yukarıya doğru çekilmekte bu kuvvetten dolayı yay kurulmakta ve A noktasında baskı ile temas noktasında baskıyı aşağıya doğru basmaktadır

Yukarıda bahsedilen kuvvetler baskı kuvvetini oluşturmaktadır, baskının diski sıkıştırması, güç ve hareket iletiminin sağlanması için gerekli olan kuvvet bu kuvvettir.



Şekil 3.6 Debriyaj sistemi mesnet noktaları (Dönmez Debriyaj)

Tüm testleri şematik olarak açıklayabilmek diyafram yay mesnet noktaları Şekil 3.7 de detaylı olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.7 Diyafram yay mesnet noktaları (Dönmez Debriyaj)

3.3.1 Diyafram Yay Testi

Diyafram yay testinde, diyafram yay debriyaj sistemine monte edilmeden tek başına test edilmektedir, ayna için alt kısma aynanın mesnet noktalarını simüle eden aparat koyulmaktadır, fulcrum ring içinde aparat yapılarak bu aparat ile diyafram yaya basılmaktadır. Bu test sırasında diyafram yay üzerinde herhangi bir öngerilme bulunmamaktadır, fulcrum-ringin bastığı noktadaki reaksiyon kuvveti ölçülerek bu noktadaki kuvvet-yol diyagramı çizdirilmektedir. Şekil 3.7 de gösterilen B noktasından diyafram yaya basılmakta ve bu noktadaki kuvvet-yol diyagramı çizdirilmektedir. Diyafram yay testinde diyafram yay ve fulcrum ring aparatı sabit tutulmakta, aynayı simüle eden aparat aşağıdan yukarı doğru hareket ettirilmektedir.

3.3.2 Baskı Kuvveti Testi

Debriyaj sistemi montaj edilmiş haldedir. Şekil 3.7 de gösterilen A noktasından sisteme basılmaktadır, A noktasında bir temas yüzeyi vardır. A noktasındaki reaksiyon kuvveti ölçülerek bu noktadaki kuvvet-yol diyagramı çizdirilmektedir. Gerekli olan baskı kuvvetinin sağlanabilmesi için bu kuvvetin belirli bir minimum değer üzerinde olması gerekmektedir. Eğer yeterli baskı kuvveti sağlanamaz ise volandan güç aktarımında kayıplar olur, disk ile volan yüzeyi birbirinden kayar,

baskı kuvvetinin fazla olması ise disk ile volan arasındaki sürtünmeyi arttıracığından enerji kayıplarına ve ısınmalara dolayısıyla sistemin kısa sürede aşınmasına sebep olur. Baskı kuvveti testinde diyafram yay ve kafes sabit tutulmakta, ayna ise aşağıdan yukarı doğru hareket ettirilmektedir.

3.3.3 Pedal Kuvveti Testi

Kastedilen pedal kuvveti diyafram yayın üst noktasından uygulanan kuvvettir. Bu kuvvet uygulandığında diyafram yayın ayna ile temas eden mesnet noktaları yukarı kalkmakta, dolayısıyla aynanın disk yüzeyinden ayrılması sağlanarak volandan gelen güç aktarımı kesilmektedir (debriyaj pedalına basılması), arada başka hareket aktarma mekanizmaları olduğu için bu kuvvet debriyaj pedalına gelen kuvvet değildir.

Pedal kuvveti testi aynı baskı kuvveti testinde yapıldığı gibi yapılmaktadır, debriyaj sistemi montaj edilmiş haldedir. Pedal kuvveti testinde sisteme şekil 3.7 de gösterilen C noktasından basılmaktadır, A noktasında bir temas yüzeyi(ayna) ve B noktasında mesnet(fulcrum-ring) bulunmaktadır. C noktasındaki reaksiyon kuvveti ölçülerek bu noktadaki kuvvet-yol diyagramı çizdirilmektedir. Burada da önemli olan pedal kuvvetinin belirli bir üst sınırı geçmemesidir, yoksa debriyaj pedalı sert olmaktadır.

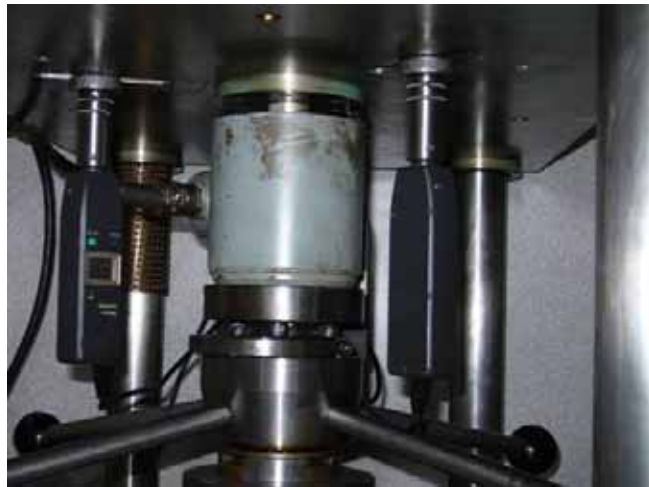
Pedal kuvveti testinde aynanın disk yüzeyinden ayırma değerleri de alınmaktadır. Güç aktarımının kesilmesi için aynanın disk yüzeyinden 1.8-2 mm ayrılması yeterlidir, bunun için diyafram yayın aynaya temas eden noktasının bu değer kadar yukarı kalkması bunun içinde yaklaşık olarak diyafram yaya üst noktasından (C noktası) basılması gerekmektedir.

Pedal kuvveti testinde ilk olarak diyafram yayın mesnet noktalarının pozisyonuna göre diyafram yayın sahip olması gereken çökme miktarı bulunmaktadır, ayırma için baskının 1.8-2 mm diskten ayrılması gerekmektedir, dik üçgenler bağıntısından diyafram yayın ne kadar çökmesi gerektiği hesaplanıp ardından el ile bu çökme miktarı kadar test cihazı üzerinde diyafram yay kurulmaktadır. Sistem sıfır noktası ile bu kurulan mesafe arasında çalıştırılarak, ölçüm sensörlerinden verileri

toplanmakta ve bilgisayara aktarılmaktadır. Elde edilen veriler doğrultusunda kuvvet yol diyagramları çizdirilmekte, ayrıca ayırma mesafesi ve paralelsizlik değerlerinde ölçümü aynı esnada yapılabilmektedir. Paralelsizlik ayna üzerinden farklı açılardan 3 adet mesafe ölçüm probunun aldığı değerler arasındaki farkı göstermektedir. Aynanın belirli bir tolerans içinde tüm yüzeylerinin aynı oranda deplasman yapması istenmektedir, aksi takdirde sistemin balans ayarı bozulmakta, hatta çok yüksek paralelsizlikler söz konusu olduğunda aynanın bir bölümü disk yüzeyinden ayrıldığı halde bir yüzü temas halinde kalabilmektedir. Bu sistemde kesinlikle istenmeyen bir durumdur. Pedal kuvveti testi sadece diyafram yayı test cihazına koyarak yapılabildiği gibi komple debriyaj baskısını test cihazına koyarak da yapılabilmektedir. Şekil 3.8, 3.9 ve 3.10 da pedal kuvveti testi sırasında test cihazına ait resimler görülmektedir.



Şekil 3.8 Diyafram yay test cihazı (test sistemi ve donanımı)

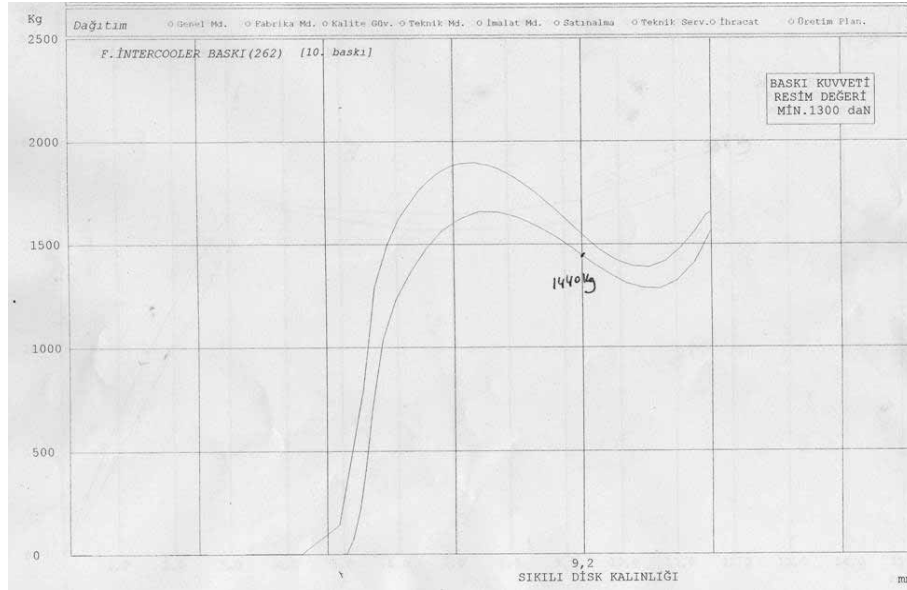


Şekil 3.9 Diyafram yay test cihazı (paralelsizliği ölçen probalar)

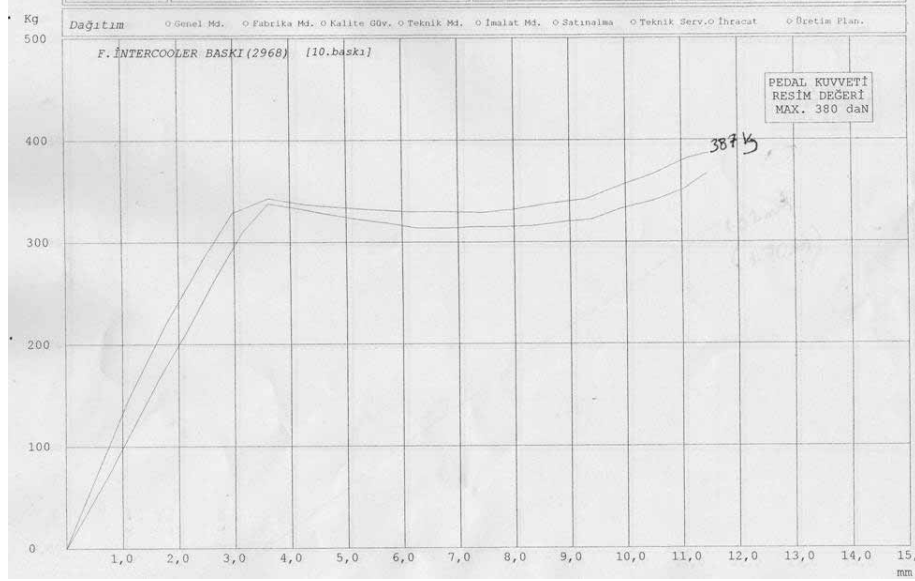


Şekil 3.10 Diyafram yay test cihazı (pedal kuvveti testi)

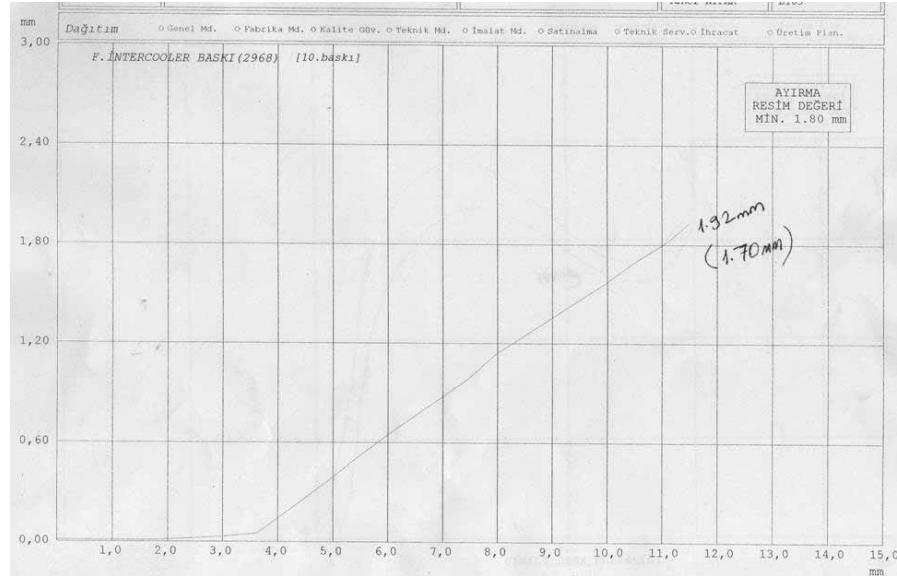
Bu testler sonucunda, elde edilen değerler test sistemi bilgisayarına iletilmekte ve test sistemi için geliştirilen yazılım ile işlenerek çıktı sonuçları alınmaktadır. Şekil 3.11 de testi yapılan bir debriyaj baskısına ait diyafram yay için baskı kuvveti değerleri, 3.12 numaralı şekilde pedal kuvveti değerleri ve 3.13 numaralı şekilde de ayırma miktarı değerlerinin grafikleri gösterilmektedir.



Şekil 3.11 A Diyafram yayı için test sonrasında elde edilen baskı kuvveti değerleri (Dönmez Debriyaj)



Şekil 3.12 A Diyafram yayı için test sonrasında elde edilen pedal kuvveti değerleri (Dönmez Debriyaj)



Şekil 3.13 A Diyafram yayının kullanıldığı debriyaj baskısı için ayırma miktarı değerleri (Dönmez Debriyaj)

3.4 Diyafram Yay Malzemesi Ve Üretimi

Diyafram yay malzemesi olarak genellikle 50 CrV4 çeliği kullanılmaktadır. Düşük alaşımli paslanmaz çelikler grubuna giren 50 CrV4 yüksek mukavemet ve yüksek yorulma dayanımları özellikleri sayesinde diyafram yay malzemesi olarak kullanılmaktadır. Elastisite modülleri 185000 MPa ile 210000 MPa arasında

değişmektedir. Şekil 3.14 de diyafram yay üretiminde kullanılan 50 CrV4 çeliğine ait özellikler görülmektedir.

Dönmez Debriyaj tarafından istenilen saç kalınlığında plakalar halinde alınan hammadde Tablo 3.1 de gösterilen operasyonlar sonrasında diyafram yay olarak debriyaj sistemi içerisindeki yerine monte edilmektedir. İstenilen kalınlıkta bulunamayan saçlar ise alındıktan sonra taşlanarak istenilen ölçüye getirilmektedir.

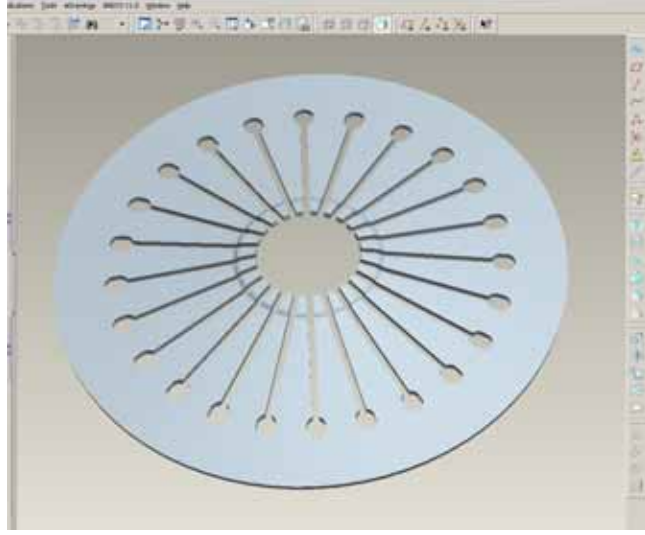
<i>Material</i>	: Cold rolled steel strip.
<i>Quality</i>	: DIN 50 CrV 4 / Werkstoff Nr. 1.8159
<i>Standart</i>	: DIN 17222 / 1544
<i>Surface finish</i>	: Commercial bright
<i>Heat - treatment</i>	: Annealed. (Heat treatable steel.)
<i>Temper</i>	: Skin passed
<i>Edge</i>	: Slitedges
<i>Purpose</i>	: Used for to produce diaphragm springs.
<i>Packing</i>	: Slightly oiled, wrapped in oilpaper and canvas, on pallets of max. 2500 kgs.covered by sheets of second quality.
<i>Composition (%)</i>	: (REF.)
C	= 0,47 - 0,55
Si	< 0,4
Mn	= 0,70 - 1,10
P	< 0,035
S	< 0,030
Cr	= 0,90 - 1,20
V	= 0,10 - 0,20
<i>Mechanical properties</i>	: (REF.)
Yield stress N/mm²	= 530 N/mm ² (min.)
Tensile strength N/mm²	= 800 N/mm ² (max.)
Elongation (%)	=
Impact value J	=

Şekil 3.14 50 CrV4 çeliğinin özellikleri

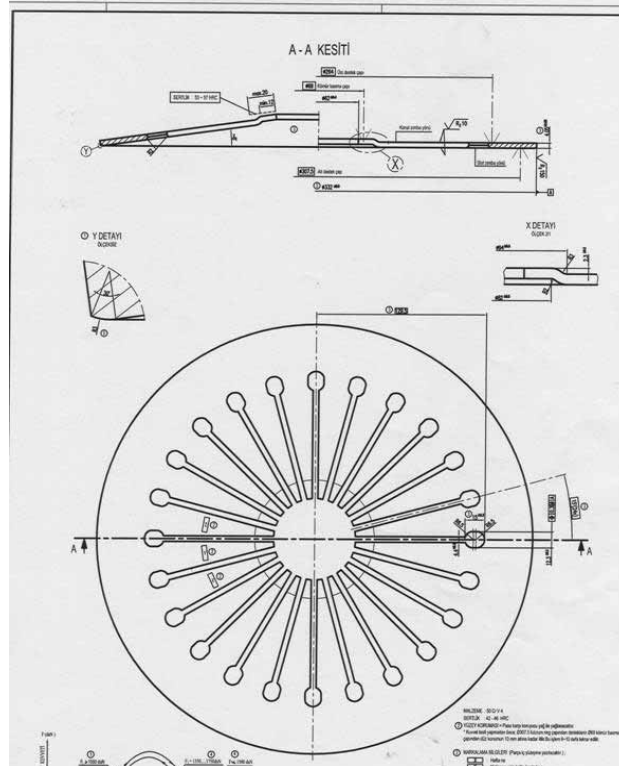
Tablo 3.1 Diyafram yay üretimi operasyon sırası

OPERASYON ADI	BÖLÜM
Pul kesme	Pres
Slot kesme, ezme,	Pres
Göbek kesme ve dış çap ezme	Pres
Su verme - yıkama	Isıl İşlem
Meneviş	Isıl İşlem
İndüksiyonla parmak ucu	Isıl İşlem
Meneviş	Isıl İşlem
Kumlama	Isıl İşlem
Yağlama	Isıl İşlem

Şekil 3.15 de bilgisayar destekli tasarım (CAD) yazılımı ile tasarlanan bir diyafram yaya ait katı model datası, 3.16 numaralı şekilde de bu diyafram yaya ait üretim resminin bir kısmı görülmektedir.



Şekil 3.15 Diyafram yaya ait CAD datası



Şekil 3.16 Diyafram yaya ait üretim resmi
(Dönmez Debriyaj)

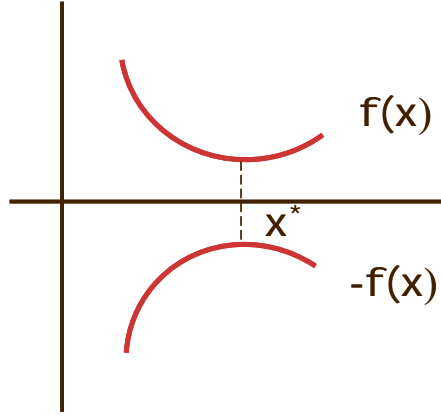
BÖLÜM DÖRT

OPTİMİZASYON TEORİSİ

4.1 Optimizasyon Nedir?

Optimizasyon matematiksel olarak “bir fonksiyonun maksimum veya minimum değerini veren durumların bulunması işlemidir” şeklinde tanımlanabilir.

x^* noktası $f(x)$ fonksiyonunun minimum noktası ise, $-f(x)$ fonksiyonunun maksimum noktasıdır. Kısaca maksimum bulmakla minimum bulmak aslında eşdeğerdir, çünkü x^* noktası hem $f(x)$ i minimize eder hemde $-f(x)$ i maksimize eder. (Şekil 4.1)



Şekil 4.1 $f(x)$ ve $-f(x)$ fonksiyonları

Optimizasyon tipik olarak bir problemin en iyi sonucunu bulmaya çalışır. Bu nedenle modelleme açısından yönlendirici modeller diye anılırlar, çünkü bir hareket planını veya en iyi tasarımı nasıl elde edeceğimizi anlatmak için kullanılırlar. Optimizasyon mühendislikte ise; “Verilen koşullar altında en iyi sonucu elde etme işlemidir” şeklinde tanımlanabilir. (Chapra ve Canale, 2003, bölüm. 4)

Matematikçiler, optimizasyon kavramını, "bir probleme en iyi mümkün çözüm bulma süreci olarak" tanımlamaktadır. Matematikte, bu süreç genellikle bir fonksiyonun değerinin verilen kısıtlar altında maksimize veya minimize edilmesinden oluşur. (Çetin, 2008, www.biltek.tubitak.gov.tr/gelişim/matematik)

4.2 Optimizasyon Kavramının Tarihsel Gelişimi

Bir işin en iyi yolun seçilerek başarılması fikri uygarlık tarihi kadar eskidir. Örneğin, Yunan tarihçisi Herodotus'a göre, Mısırlılar Nil nehrinin her yıl taşması sonucu arazi sınırlarının yeniden belirlenmesi ve yeni sınırlara göre vergilendirme işleminin en iyi yolla yapılabilmesi için çaba sarf etmişlerdir. Bu çabalar, ölçme ve karar verme aracı olarak düzlem geometrisinin temel kavramlarının oluşturulmasına yol açmıştır. Mısırlılar, Nil nehrinin bahar dönemlerindeki yıllık taşmalarında nehir kıyısından toplu halde uzaklaşıp sular çekildiğinde yine büyük topluluklar halinde geri dönüyorlardı. Çekilme işlemi çok kısa sürede yapılamamaktaydı. Bunun için günlerce önceden halk uyarılmalıydı. Bu amaçla, Mısırlılar en iyi çekilme zamanını hesaplayabilmek için bir tür takvim bile geliştirmişlerdi. Söz konusu takvimi de sayma ve geometri konusundaki birikimlerini kullanarak yapmışlardı.

Newton ve Leibniz tarafından Kalkülüs'ün (Calculus) 17. yüzyılda geliştirilmesi optimizasyon teorisinin gelişiminde önemli bir kilometre taşı olmuştur. Kalkülüs, hem matematiksel bir fonksiyonun hem de fonksiyon oluşturabilen bağımsız değişkenlerin maksimum veya minimum cinsinden optimal koşullarının elde edilmesine olanak sağlamaktadır. Kalkülüs'ün kullanımı düzgün-davranışlı fonksiyonlarla sınırlandırılmıştır. Ancak, Kalkülüs uygulamalarında karşılaşılan cebirsel problemlerin çözümü bazen güç olabilmektedir. Dolayısıyla, Kalkülüs pragmatik anlamda gerçek dünya problemlerinin optimizasyonunda yeterli ve güçlü bir araç olamamaktadır .

J.L. Lagrange'ın 1788 yılında Lagrange çarpanları yöntemini bilim dünyasının hizmetine sunması önemli bir adım olmuştur. 1939'da W. Karush'un kısıtlandırılmış problemler için optimallik koşullarını bulması optimizasyon teorisinde yeni bir atılım olmuştur. II. Dünya Savaşı'nın başlamasıyla 1942'de İngiltere ve Amerika Birleşik Devletleri'nin Yöneylem Araştırması gruplarını oluşturması optimizasyon dünyası için bir dönüm noktası olmuştur. Sezgisel optimizasyon araçlarından olan yapay sinir ağları 1943'de W. McCulloch ve W. Pitts tarafından çalışıldı. Ertesi yıl ise, J. Von Neumann ve O. Morgenstern tarafından "Oyun Teorisi ve Ekonomik Davranış" adlı eserle oyun kuramı tanıtıldı.

II. Dünya Savaşı'ndan sonra yeni sınıf optimizasyon teknikleri geliştirildi. Söz konusu teknikler daha karmaşık problemlere başarıyla uygulandı. Bunda, yüksek hızlı dijital bilgisayarların geliştirilmesi ve optimum değerlerin elde edilmesi için nümerik tekniklere matematiksel analizin uygulanması son derece etkili olmuştur. Nümerik teknikler Kalkülüs'ün bir takım zorluklarını ortadan kaldırmıştır.

Lineer programların çözümü için Simplex yöntem 1947'de G.B. Dantzig tarafından geliştirildi. Bu, optimizasyon dünyasında gerçekten bir devrim sayılmaktadır. R. Bellman 1950'de dinamik programlama modelini ve çözümünü geliştirdi. 1951'de H. Kuhn ve A. Tucker daha önce Karush'un önerdiği kısıtlandırılmış problemler için optimallik koşullarını tekrar formüle ederek doğrusal olmayan programlama modelleri üzerinde çalıştılar. Yine aynı yıl, J. Von Neumann, G. Dantzig ve A. Tucker primal-dual lineer programlama modellerini geliştirdiler. Yine önemli bir katkı 1955'de stokastik programlama adı altında G. B. Dantzig tarafından yapıldı. Kuadratik programlama 1956'da M. Frank ve P. Wolfe tarafından geliştirildi. 1958'deki önemli bir katkı R. Gomory tarafından tamsayılı programlama olarak adlandırıldı. A. Charnes ve W. Cooper şans kısıtlı programlama modellerini 1959'da optimizasyon dünyasına armağan ettiler. 1960'da sezgisel optimizasyon araçlarından birisi olan yapay zekâ ve yöneylem araştırması ilişkilerini içeren çalışmalar yapıldı. Hedef programlama modeli yine A. Charnes ve W. Cooper tarafından 1965 yılında geliştirildi. 1975'de çok amaçlı karar verme teorisinin temelleri M. Zeleny, S. Zionts, J. Wallenius, W. Edwards ve B. Roy tarafından atıldı. L. Khachian lineer programlama modellerinin çözümü için farklı bir algoritma olan elips yöntemini 1979'da geliştirildi. 1984'te, N. Karmarkar lineer programlama için alternatif bir çözüm algoritması olan içnokta algoritmasını geliştirdi. 1992'de J.H. Holland tarafından bir sezgisel optimizasyon tekniği olarak kabul edilen genetik algoritma geliştirildi. Çağdaş optimizasyon dünyasında da her geçen gün artan bir ivmeyle önemli katkılar yapılmakta ve bilimin hizmetine sunulmaktadır. (Çetin, 2008, www.biltek.tubitak.gov.tr/gelisim/matematik)

4.3 Optimizasyon Problemlerinin Uygulama Alanları

Mühendislikte sık karşılaşılan bazı optimizasyon problemleri için aşağıdaki örnekler verilebilir;

- Uçak ve uzay yapılarının minimum ağırlık için tasarımında
- Uzay taşıtlarının optimum yörüngelerinin bulunmasında
- Köprüler, kuleler, çelik çerçeveler, baca ve çatı gibi inşaat yapılarının minimum maliyet için tasarımında
- Yapıların deprem, rüzgâr ve diğer tip düzensiz yüklemelerinde minimum ağırlık için tasarımında
- Su kaynak sistemlerinin maksimum karlılık için tasarımında
- Yapıların optimal plastik tasarımında
- Mekanizmalar, kamlar, dişliler ve diğer makine elemanlarının optimum tasarımında
- Metal kesme işlemlerinde işleme şartlarının minimum maliyet için seçiminde
- Konveyör, kren gibi malzeme taşıyıcı ekipmanların tasarımında
- Pompa, türbin, ısı transfer ekipmanlarının maksimum verimlilik için tasarımında
- Motor, jeneratör ve transformatör gibi elektrik makinelerinin optimum tasarımında
- Elektrik ağlarının optimum tasarımında
- Farklı şehirlerarasında seyahat eden satış elemanının en kısa rotasının bulunmasında
- Optimal ürün planlaması ve kontrolünde
- Kimyasal işlem ekipmanları ve ürünlerin optimum tasarımında
- Sanayi için boru hattı sistemlerinin tasarımında
- Sanayi için şehir seçiminde

- İşletme maliyetini azaltmak için bakım planlaması ve ekipman değişiminde
- Maliyetin azaltılması için imalat hatlarındaki bekleme boş zamanın kontrolünde
- Kontrol sistemlerinin optimum tasarımında

Herhangi bir mühendislik sisteminin tasarımında, imalatında veya bakımında mühendisler birçok aşamada teknolojik ve idari kararlar alırlar. Bunlar

- karın maksimum olması,
- maliyetin minimum olması,
- ağırlığının minimum olması,
- verimin maksimum olması
- gücün maksimum olması
- Depolanan enerjinin maksimum olması gibi kararlardır.

Bu kararlar belli değişkenlerin bir fonksiyonu olarak ifade edilebilirse, yapılacak tasarım “optimum tasarım problemi” adını alır. (Chapra ve Canale, 2003, bölüm. 4)

4.4 Optimizasyon Problemlerinin Tanımı Ve Formülasyonu

4.4.1 Optimizasyon Problemlerinin Tanımı

Bir optimizasyon veya matematiksel programlama problemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir

Bir $F(x)$ fonksiyonunu

$$a_j(x) \leq k_j \quad j=1,2,\dots, n$$

$$b_j(x) = l_j \quad j=1,2,\dots, m$$

şartları altında minimum yada maksimum kılacak $X=\{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ değerlerinin bulunması şeklinde tanımlanabilir. Burada x , n boyutlu bir tasarım vektörü, $F(x)$ amaç fonksiyonu, $a_j(x)$ ler eşitsizlik şeklinde ifade edilen kısıtlar, $b_j(x)$ ler eşitlik

halinde ifade edilen kısıtlar ve k_j ile l_j sabitlerdir. Optimizasyon problemleri $F(x)$ ' in şekline bağlı olarak sınıflandırılabilirler, eğer $F(x)$ ve kısıtlar doğrusal ise, doğrusal (lineer) programlama söz konusudur, eğer $F(x)$ ikinci derece, kısıtlar doğrusalsa, ikinci derece programlama söz konusudur, ayrıca eğer $F(x)$ doğrusal veya ikinci dereceden değil, kısıtlarda doğrusal değilse, doğrusal olmayan programlama söz konusudur.

Optimizasyon problemlerinin bir başka sınıflandırma şekli boyutuna göredir. Bu sınıflandırma genellikle problemleri bir boyutlu ve çok boyutlu olarak ikiye ayırmaktadır. Bir boyutlu problemlerde fonksiyon tek bir bağımlı değişkene bağlıdır. Çok boyutlu problemlerde fonksiyon iki veya daha fazla bağımlı değişkene bağlıdır.

Ayrıca eğer problemde kısıtlar mevcut ise

$$a_j(x) \leq k_j \quad j=1,2,\dots, n \text{ (eşitsizlik kısıtı)}$$

$$b_j(x) = l_j \quad j=1,2,\dots, m \text{ (eşitlik kısıtı)}$$

kısıtlamalı optimizasyon, eğer bu kısıtlamalar yok ise kısıtlamasız optimizasyon problemi söz konusudur.

Tüm bunlara ek olarak eğer optimizasyon probleminde birden fazla amaç fonksiyonu var ise, çok amaçlı optimizasyon problemi, sadece tek bir amaç fonksiyonu var ise tek amaçlı optimizasyon problemi olarak da sınıflandırma yapmak mümkündür. (Chapra ve Canale, 2003, bölüm. 4)

4.4.2 Optimizasyon Problemlerinin Formülasyonu

Bir optimizasyon probleminin matematiksel olarak formüle edilebilmesi için aşağıdaki üç basamak takip edilmelidir.

A- Amaç fonksiyonunun tanımlanması

B- Tasarım değişkenlerinin belirlenmesi

C- Kısıtların tanımlanması

4.4.2.1 A- Amaç Fonksiyonunun Tanımlanması

Klasik tasarım işlemi; problemin sadece fonksiyonel ve diğer bazı gereksinimlerinin karşılandığı kabul edilebilir tasarımın bulunmasıdır. Genelde birden fazla kabul edilebilir tasarım vardır. Optimizasyonun amacı bunlar arasında “en iyi” olanını seçmektir. En iyiyi seçebilmek içinde bir kriter olmalıdır. Bu kriterin matematiksel olarak tasarım değişkenleri cinsinden ifadesi “amaç fonksiyonunu” verir. Doğada olduğu gibi işletme ve kuruluşlar da mükemmeli ararlar. Problemlerin çözümleri çoğunlukla yargı ve deneyime dayanır. Bununla beraber artan rekabet ve tüketici talepleri çözümlerin yalnızca uygun değil aynı zamanda optimum olmasını gerektirir. Genel bir mühendislik probleminde maliyetin minimum veya kârın maksimum olması kriter olarak alınabilir. Bir makina veya yapının tasarımında amaç fonksiyonu tasarımın; imalat maliyetini, toplam ağırlığını, ürettiği gücü, depoladığı enerjiyi veya verimini minimum veya maksimum yapacak şekilde seçilebilir.

4.4.2.2 B- Tasarım Değişkenlerinin Belirlenmesi

Herhangi bir mühendislik sistemi bazı nicelikler ile tanımlanır. Bunlardan bazıları başlangıçta sabit kabul edilir, bazıları tasarım boyunca değişken olarak davranır.

Bunlara “tasarım değişkenleri” denir. Örnek olarak eğilmeye çalışan bir kiriş tasarımında kiriş kesitini oluşturan ölçüler, yada elektronik bir devre elemanın soğutulmasında kullanılan plakanın en, boy ve yükseklik ölçüleri optimizasyon probleminin içeriğine göre tasarım değişkenleri olarak adlandırılabilirler. Tasarım değişkenlerinin mümkün olduğu kadar birbirinden bağımsız ve doğru olarak seçilmesi gerekmektedir. Problemin doğru olarak tanımlanabilmesi için mümkün olan en az sayıda tasarım değişkeni seçmek gerekmektedir, bu yaklaşım aynı zamanda çözüm süresinide kısaltmaktadır.

4.4.2.3 C- Kısıtların Tanımlanması

Uygun tasarımın elde edilmesi için sağlanması gereken sınırlamalar “tasarım kısıtları” olarak adlandırılır. Örnek olarak; Bir makine veya yapının tasarımında, başarılı bir tasarım için mühendislerin uyması gereken fiziksel kurallar vardır.

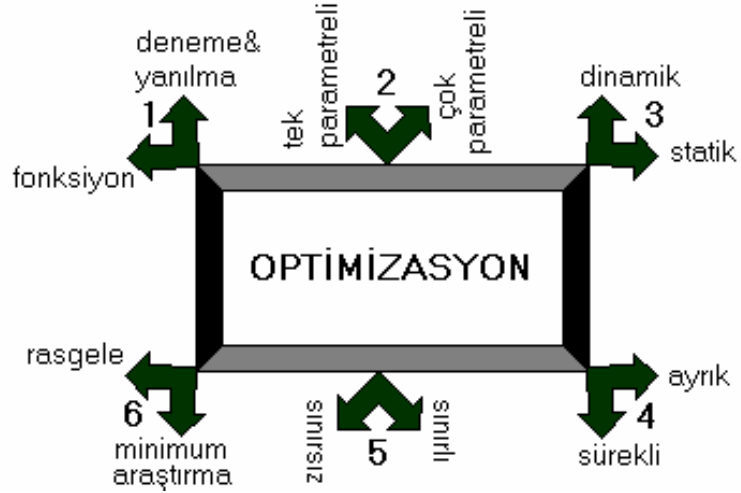
- Gerilme denklemleri (Yapı işletme yükü altında hasara uğramasın)
- Deformasyonlar (Meydana gelen deformasyonlar çalışmasını etkilemesin)
- Burkulma
- Rezonans (titreşim frekansı ile işletme frekansı arasında fark olmalıdır ki rezonans meydana gelmesin)
- Elemanlar mümkün olan boşluğa yerleştirilebilsinler

Amaç fonksiyonu ve kısıtlar çok basit eşitlikler olarak görünseler de, aslında karmaşık ilişkiler ve modeller içerebilirler. Kullanılan fonksiyonel bağıntılar aslında uzun ve karmaşık hesaplamalar gerektirebilir. Bu nedenle optimum çözüm bulunurken aynı zamanda fonksiyon hesaplarını da minimuma indiren teknikler çok önemlidir. (Sipahi, 2004, Dip Klapesinin ANSYS İle Dizayn Optimizasyonu)

4.5 Optimizasyon Problemlerinin Gruplandırılması

Optimizasyon algoritmaları Şekil 4.2 gösterildiği gibi altı grupta ele alınabilir. Yalnız kesin hatlarıyla altı gruba ayrıldığı söylenemez. Örneğin dinamik optimizasyon problemi sınırlı veya sınırsız olabilir. Bazı parametreler yarık veya sürekli olarak tanımlanabilir.

a. Deneme yanılma optimizasyonudur. İşlem hakkında çok fazla bilgi olmaksızın çıkışı etkileyen parametrelerin ayarlanmasıdır. Örneğin TV 'de en iyi görüntü ve ses deneme yanılma yoluyla ayarlanır. TV 'deki görüntü ve sesin, antenin hangi eğiminde iyileşeceği anten uzmanları tarafından sadece tahmin edilir. Deneysel çalışma yapanlar ve çoğu büyük kâşifler bu yolu kullanmışlardır. Bunun aksine, matematiksel fonksiyonun optimizasyonunda, matematiksel formül ile süreç tanımlanır. Fonksiyonun optimum çözümünü bulmada değişik metotlar uygulanır. Bu yaklaşım teorisyenler tarafından tercih edilir.



Şekil 4.2 Optimizasyon algoritmalarının kategorileri

(<http://www.akademiypayzeka.net>)

b. Sadece bir parametre varsa, optimizasyon bir boyutludur. Birden fazla parametreye sahip fonksiyon için çok boyutlu optimizasyon gereklidir. Boyut sayısı artarsa optimizasyonun zorluk derecesi de artar. Çok boyutlu optimizasyon metodunda, bir boyutlu optimizasyon metodu yaklaşımı kullanılır.

c. Statik optimizasyon zamandan bağımsızdır. Dinamik optimizasyon ise zamana bağlı olarak çıkış üretir. Örneğin bir şehrin kenar mahallesinde oturan bir insanın merkezdeki işine gitmesi için birçok yollar olduğunu kabul edelim. En iyi yol hangisidir? Sorulabilir. Mesafe açısından bakılacak olursa problem statiktir. Çözüm, haritayı ve arabanın kilometre/saatini kullanarak bulunabilir. Pratikte değişkenlerin çokluğu nedeniyle problem pek de basit değildir. En kısa yol en hızlı yol değildir. En hızlı yolu bulmak dinamik bir problemdir ve zamana, havanın durumuna, kazalara vb. bağlıdır.

d. Optimizasyon; sürekli veya ayrık parametrelili olarak iki şekilde tanımlanabilir. Sürekli parametreler sonsuz değer alırken ayrık parametreler sınırlı değerler alır. Örneğin yapılacak işler bir liste halinde verilmiştir. Bu işlerin yapılması bir birinden bağımsız olduğundan ayrık parametrelili düşünülebilir. Ayrık parametrelili optimizasyon kombinasyonel bir optimizasyon olarak da adlandırılabilir. Bir çizgide $f(x)$ 'in minimum değerini bulmaya çalışmak, sürekli parametrelili optimizasyon olarak tanımlanır.

e. Kısıtlı optimizasyon, parametreleri bir tanım aralığında değerlendirir. Kısıtsız optimizasyon ise parametreler her hangi bir değerde olabilir. Değişkenlerin

transformasyonu yoluyla kısıtlı parametreler kısıtsız parametrelere çevrilirler. Çoğu nümerik optimizasyon rutinleri kısıtsız parametrelerle çalışırlar. Örnek olarak $f(x)$ fonksiyonunu ele alalım. Kısıtlar $-1 \leq x \leq 1$ arasında olsun. Bu fonksiyon $x = \sin(u)$ tanımı kullanılarak kısıtsız optimizasyona dönüştürülür. Burada u 'nun değeri ne olursa olsun x $(-1,1)$ aralığında değişecektir. Kısıtlı optimizasyon, lineer denklemler ve lineer sınırlarla parametreleri optimize ettiği zaman, program lineer program olarak adlandırılır. Kısıtlar ve maliyet denklemleri nonlineer ise, programda nonlineer programlama problemi olur.

f. Bazı algoritmalar parametrelerin başlangıç değerlerini ayarlayarak maliyetini minimize etmeye çalışır. Bu araştırma tekniği hızlı olmakla beraber lokal minimumlara takılabilir. Bunlar nümerik metotlara dayanan klasik optimizasyon algoritmalarıdır. Bir parametreden hareketle diğer parametreyi tespit etmek bazı deterministik adımlarla gerçekleştirilmektedir. Diğer taraftan random metotlar; parametreleri bulmada ihtimal hesaplarını kullanırlar. Bu metotlar yavaş olmakla birlikte global minimumu bulmada daha başarılıdırlar.

Bu gruplandırmanın sonucunda optimizasyon metotlarını iki ana gruba ayırabiliriz.

- 1) Deterministik metotlar
- 2) İstatistiksel metotlar

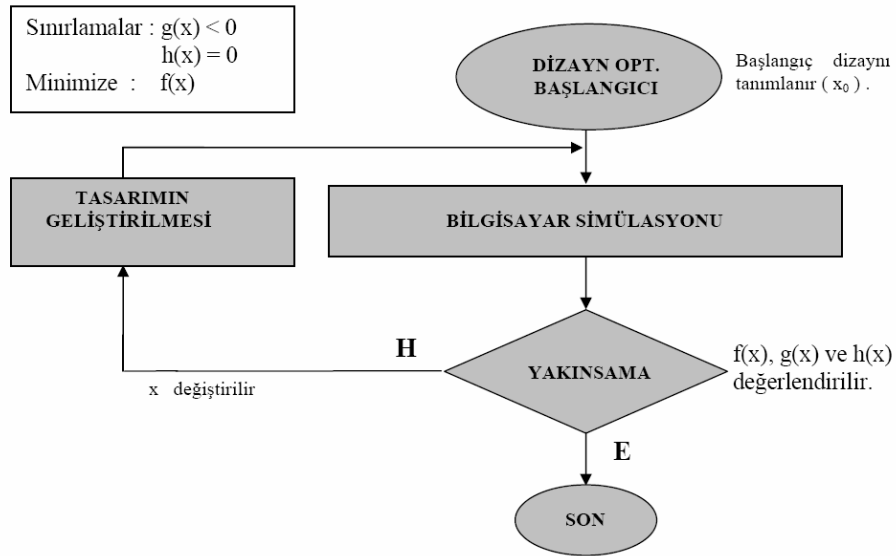
Deterministik optimizasyon metotları lokal minimuma veya maksimuma yakınsayan algoritmalarıdır. Türevsel hesaplamalar veya türevsel yaklaşımlar örnek olarak verilebilir.

Random araştırma algoritmaları gibi istatistiksel metotlar ise global minimumu veya maksimumu bulmada bazı stratejileri ve rasgele sayıları kullanırlar. Bu metotlar aynı zamanda olasılık- probabilistik metotlar olarak da adlandırılmaktadır. Son yıllarda PC 'lerin hızlarındaki artış bu algoritmaların uygulama sahasına girmesine neden olmuştur. (Anonim, 2008, www.akademiypayzeka.net, Genetik Algoritmalar Ve Optimizasyon)

Matematik programlama türlerinin çözümleri için farklı matematiksel yöntemler geliştirilmiştir. Örneğin, lineer programlar için geliştirilen Simplex yöntem tüm lineer modelleri çözüme potansiyeline sahipken lineer olmayan programlama

modellerinin hepsini çözebilen genel bir çözüm yolu geliştirilememiştir. Lineer olmayan modeller için önerilen algoritmalar bazı özellikleri taşıyan tiplere uygulanabilmektedir. Söz gelimi, eşitlik kısıtlı lineer olmayan modellere Lagrange çarpanları kullanılırken eşitsizlik kısıtlı problemlere de Kuhn-Tucker koşulları uygulanmaktadır. Değişken sayısı arttıkça matematik programlama modellerinin elle çözümü çok zorlaşmakta ve hatta imkânsız hale gelmektedir. Bu nedenle, matematik programlama problemlerinin çözümleri için teorik çözüm algoritmalarına dayalı bilgisayar yazılımları geliştirilmiştir.

Şekil 4.3, bilgisayar yazılımları ile yapılan optimizasyon çalışmasının akış şemasını göstermektedir. Her yazılımın kullanmış olduğu çözüm algoritması, optimizasyon probleminin türüne göre farklı olmaktadır. (Koca, 2008, Catia V5 İle Dizayn Optimizasyonu)



Şekil 4.3 Optimizasyon çalışmasının akış şeması (Koca, 2008, Catia V5 İle Dizayn Optimizasyonu)

4.5.1 Genetik Algoritmalar

Genetik Algoritmalar, insan ve ekosistemlerdeki doğal gelişme, sosyal sistemlerdeki taklit etme ve psikolojideki sonuçları değerlendirmeyi içine alan dinamik metotların geniş bir şekilde modellenmesi ile oluşmaktadır. Evrim sistemlerinin bilgisayarda modellenmesini yapmak çoğu konvansiyonel

modellemelere kıyasla biraz daha zor olmaktadır. Teknolojide ilerlemeler için, doğanın sonsuz esin kaynağı olabileceğini bir kez de Michigan Üniversitesi'nden John Holland'ın çalışmaları kanıtlamıştır. Makine öğrenmesi (Machine Learning) konusunda çalışmalar yapan Holland, evrim kuramından etkilenerek canlılarda yaşanan genetik süreci bilgisayar ortamında gerçekleştirmeyi düşünmüştür. Genetik Algoritma ilk ismini biyoloji, ikinci ismini ise bilgisayar biliminden almaktadır. Sadece bir tane mekanik yapının öğrenme yeteneğinin geliştirilmesi yerine, böyle yapılardan oluşan bir topluluğun çoğalma, çiftleşme, değişim vb.genetik süreçlerden geçirilerek, başarılı(öğrenebilen) yeni bireylerin oluştuğu görülmüştür. Holland'ın çalışmalarının sonuçlarını açıkladığı kitabının 1975'de yayınlanmasından sonra geliştirdiği yöntemin adı Genetik Algoritmalar yada kısaca GA olarak yerleşmiştir. Ancak 1985 yılında Holland'ın öğrencisi olarak doktorasını veren David E.Goldberg adlı inşaat mühendisi 1989'da konusunda bir klasik sayılan kitabını yayınlıncaya kadar, Genetik Algoritmaların pek pratik yararı olmayan araştırma konusu olduğu düşünülmekteydi. Hâlbuki Goldberg' in gaz borusu hatlarının denetimi üzerine yaptığı çalışma ona sadece 1985 National Science Foundation Genç Araştırmacı ödülünü kazandırmakla kalmayıp, Genetik Algoritmalar' ın pratik kullanımının da olabirliğini kanıtlamıştır.

1983 yılında, Goldberg gaz borusu hatlarının denetiminde ilk defa Genetik Algoritmaları kullanmıştır. Goldberg tarafından yapılan bu çalışma, Genetik Algoritmaların ilk pratik uygulamasıdır. Goldberg yapmış olduğu bu çalışmayla Genetik Algoritmaların pratik kullanımını göstermiş ve bu çalışma sonucunda 1985 National Science Foundation Genç Araştırmacı Ödülünü kazanmıştır. Rajeev ve Krishnamoorty 160 elemanlı bir uzay kafes sisteminin optimum tasarımında Genetik Algoritmaları kullanmıştır. Dejong çok parametrelili fonksiyonların çözümünü Genetik Algoritmalar kullanarak yapmıştır. Jenkins değişik maksimizasyon veya minimizasyon problemlerinin çözümünde Genetik Algoritmaları kullanmıştır.

Genetik algoritmalar doğada geçerli olan en iyinin yaşaması kuralına dayanarak sürekli iyileşen çözümler üretir. Bunun için iyinin ne olduğunu belirleyen bir uygunluk (fitness) fonksiyonu ve yeni çözümler üretmek için yeniden kopyalama (recombination), değiştirme (mutation) gibi operatörleri kullanır. Genetik

algoritmaların bir diğer önemli özelliği de bir grup çözümle uğraşmasıdır. Bu sayede çok sayıda çözümün içinden iyileri seçilip kötülere elenebilir.

Genetik algoritmaları diğer algoritmalarından ayıran en önemli özelliklerden biri de seçmedir. Genetik algoritmalarda çözümün uygunluğu onun seçilme şansını artırır ancak bunu garanti etmez. Seçim de ilk grubun oluşturulması gibi rasgeledir ancak bu rasgele seçimde seçilme olasılıklarını çözümlerin uygunluğu belirler. (Turgut, Gümüşçü, Arslan, 2002, Genetik Algoritmalar Ve Çalışma Prensipleri)

Genetik Algoritmaları (GA) diğer metotlardan ayıran noktalar şu şekilde sıralanabilir; GA, sadece bir arama noktası değil, bir grup arama noktası (adaylar) üzerinde çalışır. Arama uzayında , yerel değil global arama yaparak sonuca ulaşmaya çalışır. Bir tek yerden değil bir grup çözüm içinden arama yapar. Bu grup Pareto noktaları olarak adlandırılmaktadır.

Pareto ilkesi, Vilfredo Pareto (1848–1923) isminde İtalyan bir ekonomist tarafından bulunmuştur. O zaman söylediği ilkeye göre İtalya'nın nüfusunun %20 si ülkenin kaynaklarının %80 ine sahiptir. Bu ilkede önemli nokta 1:4 lük oran değil, azınlığın sebep olduğu çoğunluklardır, yoksa oran %10:%90 vs gibi değişebilir. Bu ilke günümüzde birçok alanda uyarlanabilir.

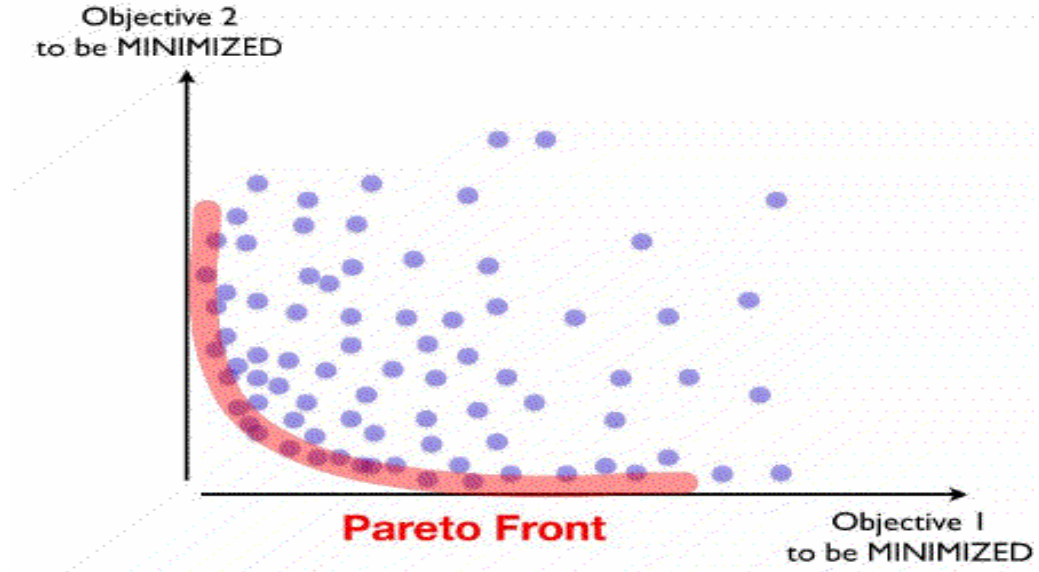
Bu ilke için bazı örnek teoremler:

- Bir yerdeki insanların %20 si problemlerin %80 ine sebep olur
- Telefon görüşmelerinizin %80ini, rehberinizdeki %20lik kısımla yaparsınız
- Gazetelerdeki sayfaların %20si, haberlerin %80 ine sahiptir
- Bir yazılımın özelliklerinin %20si tüm kullanım zamanının %80 inde kullanılır.

(Köksoy, Hocoğlu, 2005, Taguchi Probleminin Çok Amaçlı Optimizasyon Çözümleri)

Pareto yaklaşımı basit ve etkili bir şekilde problemleri analiz etme imkânı sunmaktadır. Genellikle yığılmaya neden olan azınlık sebeplerin ortaya konması için kullanılan bu yöntem, özellikle çok amaçlı optimizasyon problemlerinde

kullanılmaktadır. Sekil 4.4 de görüldüğü gibi amaç fonksiyonlarına göre, kısıtları dikkate alarak, tasarım değişkenlerinden bir çözüm kümesi elde edilmiş ve elde edilen çözüm kümesinden istenilen amaçlara en uygun olanları pareto bölgesi, noktaları olarak belirlenmiştir. Pareto yaklaşımı en iyi yada en kötü gibi tek bir sonucu değil, istenilen amaçlar doğrultusunda uygun olan sonuçları bulmaya yönelik bir tekniktir. Bu sonuçlar içerisinde hangisinin seçileceği, tasarımcının değerlendirmeleri sonucu olmaktadır.



Şekil 4.4 Pareto noktalarının dağılımı (Modefrontier Optimizasyon Yazılımı Ürün Tanıtımı, 12. Bilgisayar Destekli Mühendislik Ve Sistem Modelleme Konferansı, 2007, Introduction_mF.pdf)

Pareto optimalite felsefesinde, bir amacı iyileştirme ancak ve ancak diğer amaçlardan fedakarlık etme yoluyla sağlanmaktadır. Matematiksel olarak her pareto optimal çözüm, çok amaçlı optimizasyon probleminin aynı derecede kabul edilebilir bir çözümüdür. Bu çözümler içinden ideale en yakın olan seçilmeye çalışılır. Bu seçim işlemi bir karar verme birimi tarafından gerçekleştirilir.

GA , arama uzayında bireylerin uygunluk değerini bulmak için sadece amaç - uygunluk fonksiyonu (objective-fitness function) ister. Böylelikle sonuca ulaşmak için türev ve diferansiyel işlemler gibi başka bilgi ve kabul kullanmaya gerek duymaz. Bireyleri seçme ve birleştirme aşamalarında deterministik kurallar değil olasılık kuralları kullanır. Diğer metotlarda olduğu gibi doğrudan parametreler

üzerinde çalışmaz. Genetik Algoritmalar, optimize edilecek parametreleri kodlar ve parametreler üzerinde değil, bu kodlar üzerinde işlem yapar. Parametrelerin kodlarıyla uğraşır. Bu kodlamanın amacı, orijinal optimizasyon problemini kombinezonsal bir probleme çevirmektir.

Genetik algoritma ne yaptığı konusunda bilgi içermez, nasıl yaptığını bilir. Bu nedenle kör bir arama metodudur. Olasılık kurallarına göre çalışırlar. Programın ne kadar iyi çalıştığı önceden kesin olarak belirlenemez. Ama olasılıkla hesaplanabilir. (Modefrontier Optimizasyon Yazılımı Ürün Tanıtımı, 12. Bilgisayar Destekli Mühendislik Ve Sistem Modelleme Konferansı, 2007)

4.5.2 Topoloji Optimizasyonu

Yapısal optimizasyon yöntemi olarak son yıllarda yaygın olarak kullanılmaya başlayan topoloji optimizasyonunun temel mantığı, optimizasyonu yapılacak parçanın dış boyutlarında herhangi bir değişiklik olmaksızın, parçanın rijitliğini artıracak şekilde belirli bölgelerden malzeme boşaltılması esasına dayanır. Topoloji optimizasyonun amacı, kompliansı minimum (rijitliği maksimum) yapan ya da doğal frekansı maksimum yapan en iyi malzeme dağılımını bulmaktır. Topoloji optimizasyon problemlerinin çözümünde kullanılan homojenleştirme metodu 1988 yılında Bendsoe ve Kikuchi tarafından geliştirilmiştir. Topoloji optimizasyon problemlerinin çözümünde yaygın olarak kullanılan diğer bir yöntem olan yoğunluk metodu (density method) ise R.J. Yang ve C.H. Cuhang tarafından 1993 yılında geliştirilmiştir. Bu metot literatürde malzeme dağılım metodu (material distribution method) olarak da adlandırılmaktadır.

Topoloji optimizasyon yöntemlerinin son yıllarda, tasarımcılar tarafından tercih edilmesinde rol oynayan en önemli özellik, optimum yapının tasarım çalışmalarının başlangıcında belirlenmesidir. Topoloji optimizasyon çalışmalarında yaygın olarak kullanılan iki yöntem: homojenleştirme ve malzeme dağılımıdır. (Yıldız, Kaya, Öztürk, 2003, Taşıt Elamanlarının Optimum Topoloji Yaklaşımı İle Tasarımı)

BÖLÜM BEŞ

STANDART BİR DİYAFRAM YAYIN KARAKTERİSTİĞİNİN TESPİTİ

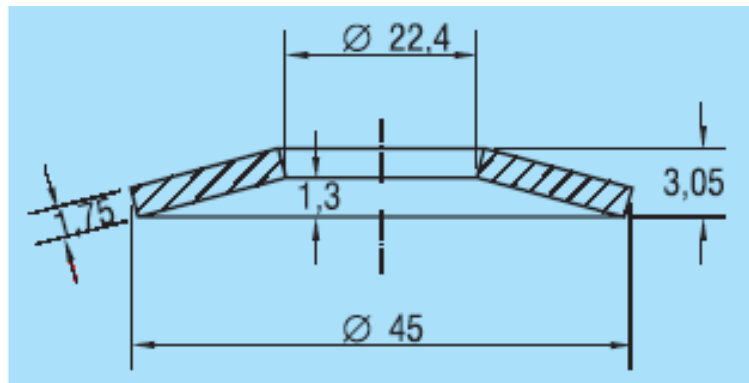
5.1 Çalışmanın Amacı

Bu çalışmanın amacı, standart bir diyafram yayın, karakteristiğini nümerik ve teorik yöntemler ile belirleyerek, her iki yöntem ile elde edilen sonuçları karşılaştırmaktır. Teorik hesaplamalar DIN 2092 ile standartlaştırılan hesaplama yöntemine göre, nümerik hesaplamalar ise Ansys-workbench V.11 yazılımı kullanılarak yapılmıştır.

Karakteristiği belirlenecek olan diyafram yay, dünyada diyafram yay üretimi konusunda en büyük firmalardan biri olan Schnorr firmasının (www.schnorr.com) ürün kataloğundan seçilmiştir.

5.2 Diyafram Yay Ölçü Ve Özelliklerinin Tanımlanması

Karakteristiği belirlenecek diyafram yay ölçüleri Şekil 5.1 de görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi diyafram yayları tanımlamak için $D_0 = 45$ mm (dış çap), $D_i = 22,4$ mm (iç çap), $l_0 = 3,05$ mm (serbest yay yüksekliği), $h_0 = 1,3$ mm (serbest yayın koni yüksekliği), $t = 1,75$ mm (yay kalınlığı) ölçülerinin verilmesi gerekmektedir.



Şekil 5.1 Diyafram yay ölçüleri (Schnorr, handbook for disc springs)

Karakteristiği belirlenecek diyafram yay malzemesi 50 CrV4 yay çeliğidir. Malzemenin elastisite modülü 206000 MPa ve poisson oranı 0,3 olarak tespit edilmiştir.

5.3 Analiz Dosyasının Hazırlanması

Belirlenen diyafram yayın karakteristiğini DIN 2092 de belirtilen hesaplama yöntemi ile hesaplamak için excel de bir hesaplama tablosu hazırlanmıştır. Tablo 5.1 de bu tablo görülmektedir. Tabloda sarı renk ile işaretlenmiş kısımlara yay lleri girilmekte ve tanımlanan formüller ile diyafram yaya ait kuvvet-deplasman değerlerine ulaşılmaktadır.

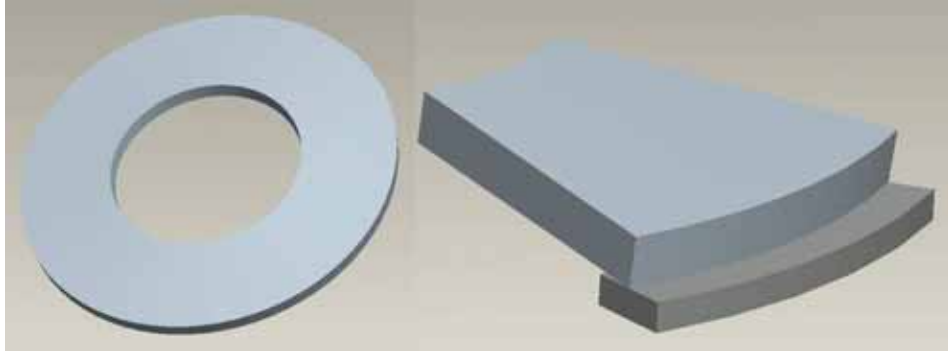
Tablo 5.1 Diyafram yay karakteristiğini hesaplamak için hazırlanan tablo

Symbols	Unit	Designation	input
De	mm	Outside diameter	45
Di	mm	Inside diameter	22,4
D0	mm	Diameter of centre of rotation	32,3967179
E	N/mm2	Young's modulus	206000
h0'	mm	Cone height of an unloaded spring with reduced thickness t (and contact flats, calculated h0' = h0 - t')	1,3
h0	mm	Height of an unloaded single spring	3,05
s	mm	Deflection of a single spring	0,98
t'	mm	Reduced spring thickness for springs with contact flats(group 3)	1,75
 = De/Di		Diameter ratio (1.75 ile 2.5 arasında olması istenir)	2,008928571
μ		Poisson's ratio (for spring steel = 0.3)	0,3
	k1	$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{(\frac{a-1}{a})^2}{\frac{a+1}{a-1} - \frac{2}{\ln a}}$	0,696469679
	k4	For disc springs manufactured to group 1 and 2, K4 = 1	1
Characteristics	$4E/t^3 \cdot \mu^2$		905494,5055
	$(t^4)/(k1 \cdot De^2)$		0,006650051
	s/t		0,56
	De/t	(16 ile 40 arasında olması istenir)	25,71428571
	h0/t	(0,4 ile 1,3 arasında olması istenir)	0,742857143
Spring Force		$F = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^4}{K_1 \cdot D_0^2} \cdot \frac{s}{t} \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) + 1 \right]$	3657,48967
	s	F	s/h0
0	0	0	0
0,2	0,114285714	984,8011496	0,153846154
0,4	0,228571429	1821,292267	0,307692308
0,6	0,342857143	2536,438785	0,461538462
0,8	0,457142857	3157,206196	0,615384615
1	0,571428571	3710,559951	0,769230769
1,15	0,657142857	4097,556466	0,804615385
1,3	0,742857143	4473,176928	1

Yay karakteristiğini Ansys-worbench yazılımı ile hesaplayabilmek için ilk olarak diyafram yay verilen lleri dikkate alınarak bilgisayar destekli tasarım (CAD) yazılımı kullanılarak modellenmiştir. CAD yazılımı olarak Pro-engineer programı kullanılmıştır. Pro-engineer ortamından Ansys-workbench ortamına modellenen parçalar herhangi başka bir dosya formatına dönüştürülmeden gönderilebilmekte,

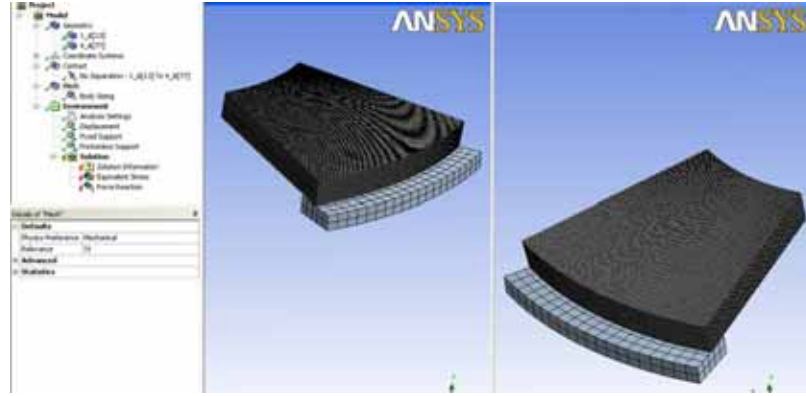
aynı şekilde eğer çalışma bir optimizasyon çalışması ise, optimize edilen ölçüler Ansys-workbench ortamından pro-engineer ortamına da alınabilmektedir. Karşılıklı ortak dosya transfer edebilme kabiliyeti analiz çalışmalarında ciddi zaman kazanımları sağlamaktadır. Pro-engineer ortamında diyafram yay ve diyafram yayın üzerinde durduğu zemin olacak şekilde iki parçadan oluşan bir montaj dosyası oluşturulmuştur.

Diyafram yaylar aksel simetriye sahiptirler. Simetri sınır koşulu olarak da adlandırılan aksel simetri sonlu elemanlar teoremine göre, koşulun tanımladığı yüzeylerin normal yönündeki hareketlerin kısıtlanması olarak tanımlanabilir. Simetri sınır koşulu tanımlanmasıyla eleman ve düğüm sayılarında azalma sağlanır, dolayısıyla çözüm süresi kısalmaktadır. Karakteristiği belirlenecek olan diyafram yayın sadece 1/10'u, 36 derecelik kısmı modellenmiştir. Pro-engineer ortamında hazırlanan montaj dosyasından alınan görüntü Şekil 5.2 de gösterilmektedir.



Şekil 5.2 Pro-engineer ortamında oluşturulan montaj dosyası

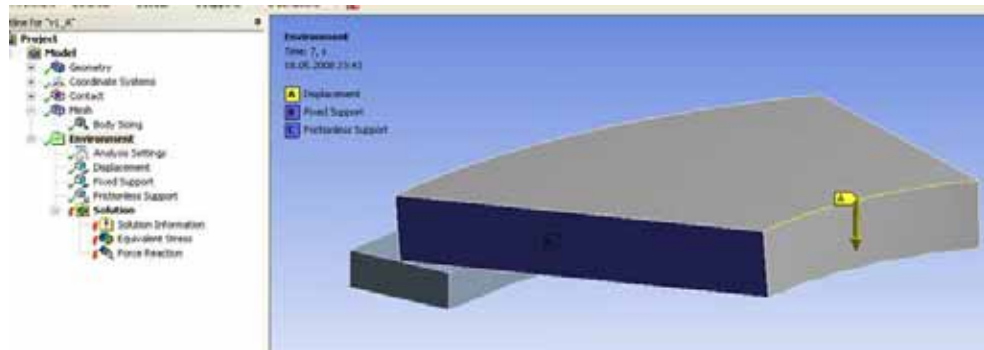
Diyafram yayaya ait CAD datası hazırlandıktan sonra, analiz ön işlemlerinin tanımlanması ve çözüm için Ansys-workbench ortamına aktarılmıştır. Katı model olarak aktarılan parçalar üzerinde Şekil 5.3 de görüldüğü gibi malzeme, kontak seçimi, modelin meshlenmesi, çevresel ve sınır şartları tanımlandıktan sonra çözüm olarak istenilen çıktılar belirlenmektedir. Malzeme datası olarak diyafram yay için elastisite modülü 206000 MPa ve poisson oranı 0,3 olarak tanımlanırken, zemin için Ansys-workbench malzeme kütüphanesinden yapı çeliği seçilmiştir. Diyafram yay ile zemin arasında birbirleri üzerinde kaymaya izin veren ancak yüzeylerin birbirinden ayrılmasına izin vermeyen kontak tipi olan 'no separation' kantağı seçilmiştir.



Şekil 5.3 Ansys-workbench ortamında analiz ön hazırlık çalışması

Ansys-workbench yazılımı analizin içeriğine göre eleman tipini kendisi belirlemektedir. Çalıştığımız yapısal analiz için eleman tipi SOLID186 olarak seçilmiştir. SOLID186, 20 nodlu kuadratik bir elemandır. Diyafram yay için eleman büyüklüğü 0,1 mm olacak şekilde mesh atılmıştır, buna göre diyafram yayın eleman sayısı 213896, node sayısı ise 903950 olmuştur.

Çevresel ve sınır şartları olarak; diyafram yaya üst çap kenarından 0,2-0,4-0,6,0,8-1-1,2-1,3 mm basamak şeklinde diyafram yaydan zemine doğru deplasman verilmiştir. Zemin parçasının alt kısmı sabitlenmiş ayrıca diyafram yayın kenarlarına aksel simetri sınır şartı eklenmiştir. Bu çevresel şartların analiz modeline uygulanması Şekil 5.4 de görülmektedir. Çözüm olarak, Von-mises' e göre eşdeğer gerilme dağılımı ve deplasmanın verildiği kenarda oluşan reaksiyon kuvveti istenmiştir.



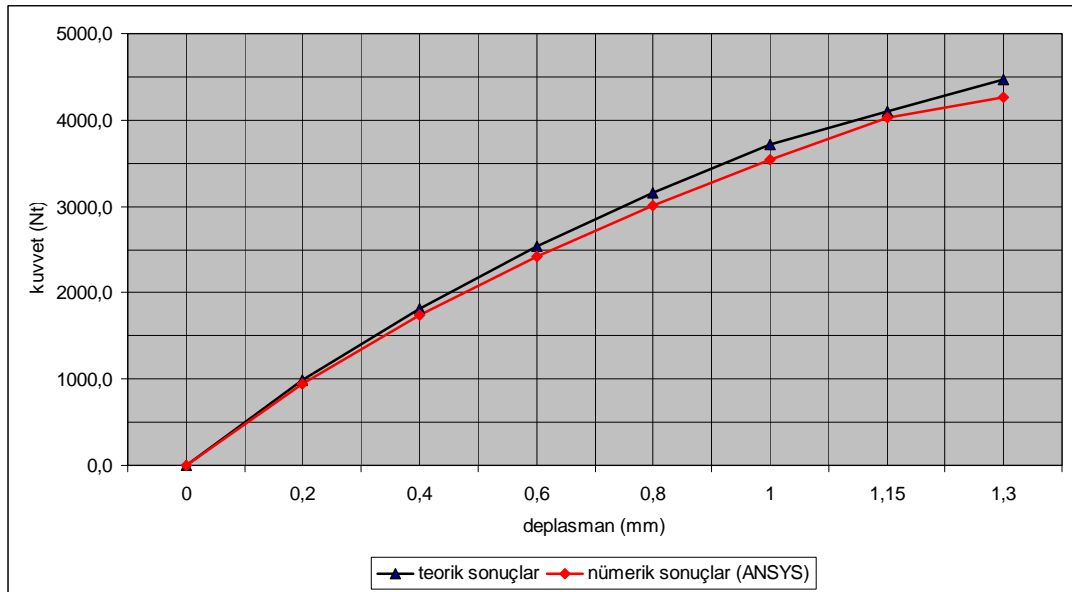
Şekil 5.4 Ansys-workbench ortamında çevresel şartların uygulanması

5.4 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler

Teorik olarak hesaplanan reaksiyon kuvvetleri ile nümerik yöntem çözümü olan Ansys-workbench programında elde edilen reaksiyon kuvvetleri excelde grafik olarak çizdirilmiştir. Şekil 5.5 de bu grafik görülmektedir. Grafikde görüldüğü gibi her iki yöntem ile elde edilen sonuçlar birbirine çok yakındır.

Sonuçların yakın olarak çıkmasının başlıca sebebi karakteristiği belirlenen diyafram yayın standart bir diyafram yay oluşu ve δ , h_0/t ve D_e/t oranlarının istenilen aralıkta kalmasıdır. İlk bölümde açıklandığı gibi DIN 2092 hesaplama yönteminde , $\delta = 1.75...2.5$ $h_0/t = 0.4...1.3$ $D_e/t = 16...40$ aralıklarında kalınması istenmektedir.

Bir diğer önemli faktör, nümerik yöntem çözümünde karmaşık kontak ilişkilerinin bulunmaması ve malzemelerin doğru olarak tanımlanabilmesidir. Analiz çalışmalarında özellikle kontak bölgelerindeki sonuçların gerçek sonuçlardan bir miktar saptığı bilinmektedir.



Şekil 5.5 Teorik ve nümerik sonuçlara göre diyafram yay karakteristikleri

BÖLÜM ALTI

DÖNMEZ DEBRİYAJ BÜNYESİNDE ÜRETİLEN A KODLU DİYAFRAM YAYIN KARAKTERİSTİĞİNİN TESPİTİ VE OPTİMİZASYONU

6.1 Çalışmanın Amacı

Bu çalışmanın amacı, Dönmez Debriyaj bünyesinde üretilen, ağır ticari taşıt debriyaj sisteminde kullanılan A kodlu diyafram yayın, karakteristiğini Ansys-workbench V.11 yazılımı ile tespit etmek, sonrasında yine Ansys-workbench programı ile diyafram yay testini bilgisayar ortamında simule etmektir. Her iki çalışma sonrasında da simülasyon sonuçları ile gerçek test sonuçları birbirleri ile karşılaştırılarak, elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Son olarak diyafram yay testi analiz çalışması referans alınarak, diyafram yay mesnet noktaları ve geometrik ölçüleri, diyafram yaydan istenilen reaksiyon kuvveti için optimize edilmiştir. Çalışmanın amacı, gerçek test ortamını simule ederek, doğru sonuçlara belirli bir tolerans dahilinde ulaşmak ve Dönmez Debriyaj firmasına en azından bundan sonraki projelerinde; gerçek testler öncesinde yeni diyafram yay tasarımlarını bilgisayar destekli mühendislik hesaplamaları, simülasyonları yardımı ile doğrulamak imkanını sağlamaktır.

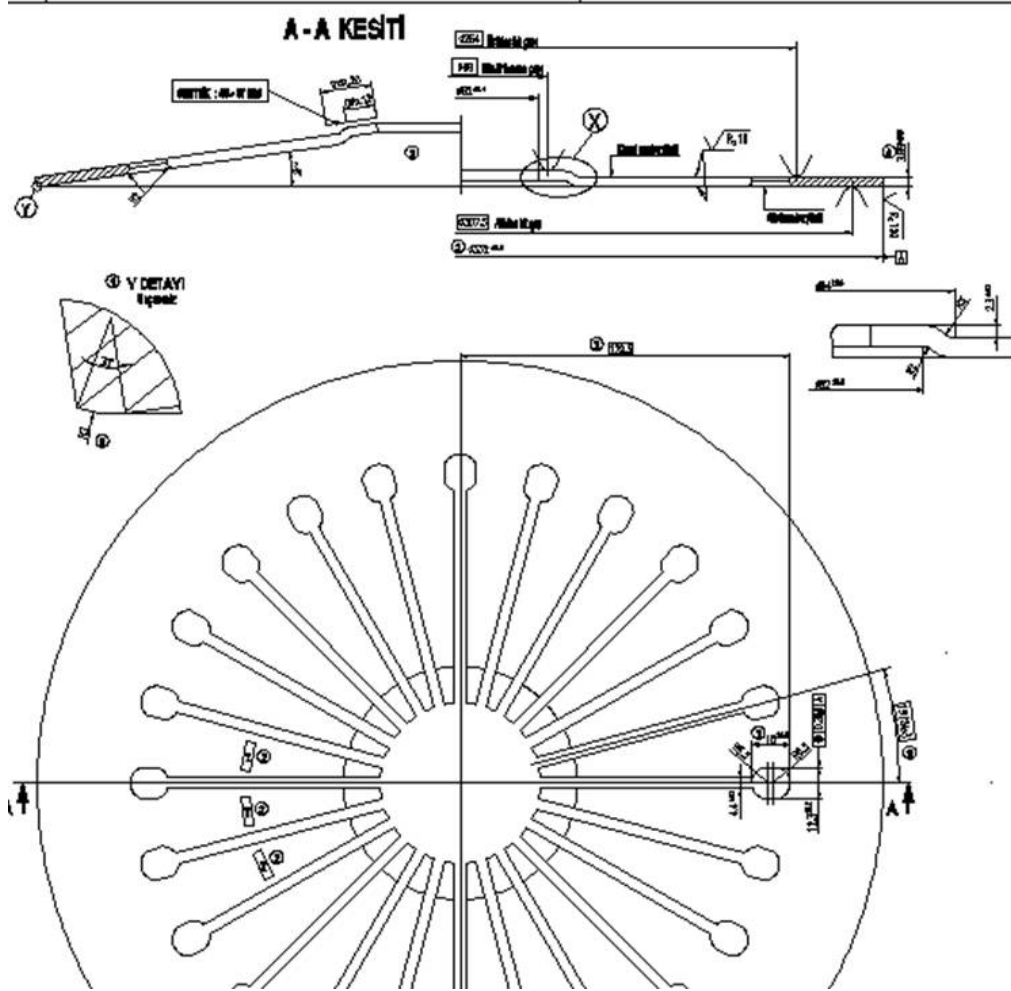
Optimizasyon çalışmasında amaçlanan, diyafram yayın geometrik ölçüleri ve mesnet noktalarının değişimi ile reaksiyon kuvvetlerindeki değişimi görebilmektir. Bu sayede gerçek ortam testlerindeki deneme-yanılma sürecine girmeden istenilen reaksiyon kuvvetlerini, ve bu reaksiyon kuvvetlerindeki diyafram yayın ölçü ve mesnet noktalarının yerini analiz çalışması ile belirlemek mümkün olacaktır.

Karakteristiği belirlenecek ve optimize edilecek olan diyafram yaya ait ürün kodu ve bazı tasarım, üretim bilgileri; Dönmez Debriyaj firmasına ait gizlilik gerektiren bilgiler olmasından dolayı bu çalışmada tüm detayları ile bahsedilmemiştir.

6.2 Diyafram Yay Ölçü Ve Özelliklerinin Tanımlanması

Karakteristiği belirlenecek ve optimize edilecek diyafram yay ölçüleri Şekil 6.1 de görülmektedir.

Şekilde de görüldüğü gibi diyafram yayları tanımlamak için $D_0 = 332$ mm (dış çap), $D_i = 62$ mm (iç çap), $t = 3,85$ mm (yay kalınlığı) gibi üretim için gerekli ölçüler verilmiştir. Ancak üretimi gerçekleştirilen diyafram yay standart bir yay değildir ve üzerinde kanallar bulunmaktadır.



Şekil 6.1 Diyafram yay ölçüleri (Dönmez debriyaj)

Karakteristiği belirlenecek diyafram yayın malzemesi 50 CrV4 yay çeliğidir. Malzemenin elastisite modülü 206000 MPa ve poisson oranı 0,3 olarak tespit edilmiştir.

6.3 Diyafram Yay Karakteristiğinin Belirlenmesi

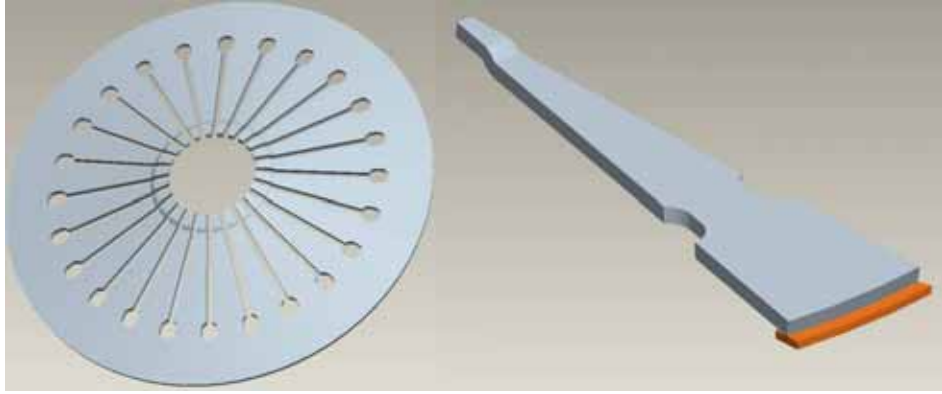
6.3.1 Analiz Dosyasının Hazırlanması

Yay karakteristiğini Ansys-worbench yazılımı ile hesaplayabilmek için ilk olarak diyafram yay verilen ölçüleri dikkate alınarak bilgisayar destekli tasarım (CAD)

yazılımı kullanılarak modellenmiştir. CAD yazılımı olarak Pro-engineer programı kullanılmıştır.

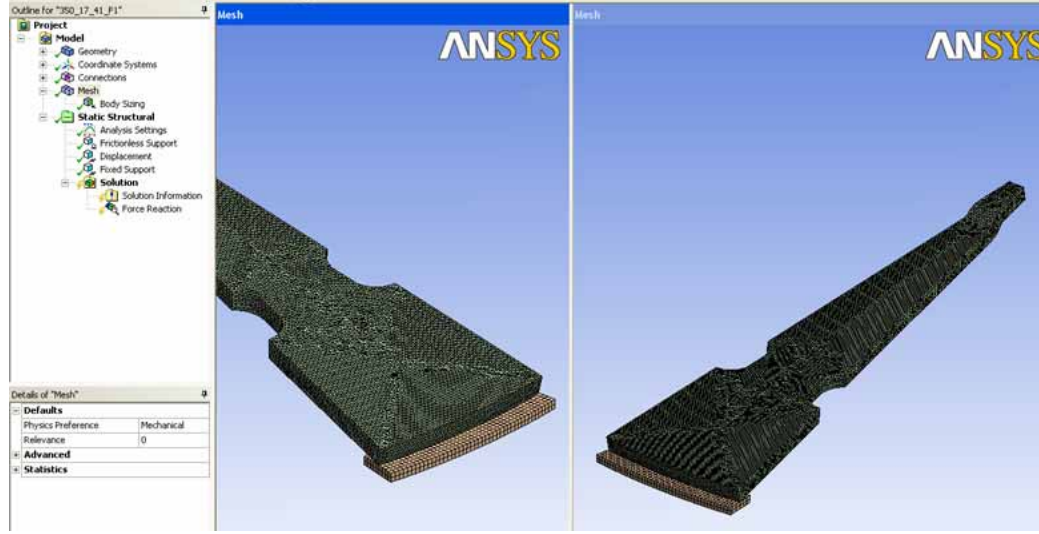
Pro-engineer ortamında diyafram yay ve diyafram yayın üzerinde durduğu zemin olacak şekilde iki parçadan oluşan bir montaj dosyası oluşturulmuştur.

Diyafram yaylar aksenal simetriye sahiptirler. Simetri sınır koşulu olarak da adlandırılan aksenal simetri sonlu elemanlar teoremine göre, koşulun tanımladığı yüzeylerin normali yönündeki hareketlerin kısıtlanması olarak tanımlanabilir. Simetri sınır koşulu tanımlanmasıyla eleman ve düğüm sayılarında azalma sağlanır, dolayısıyla çözüm süresi kısalmaktadır. Karakteristiği belirlenecek olan diyafram yayın sadece 1/24'ü, 15 derecelik kısmı modellenmiştir. Pro-engineer ortamında hazırlanan montaj dosyasından alınan görüntü Şekil 6.2 de gösterilmektedir.



Şekil 6.2 Pro-engineer ortamında oluşturulan montaj dosyası

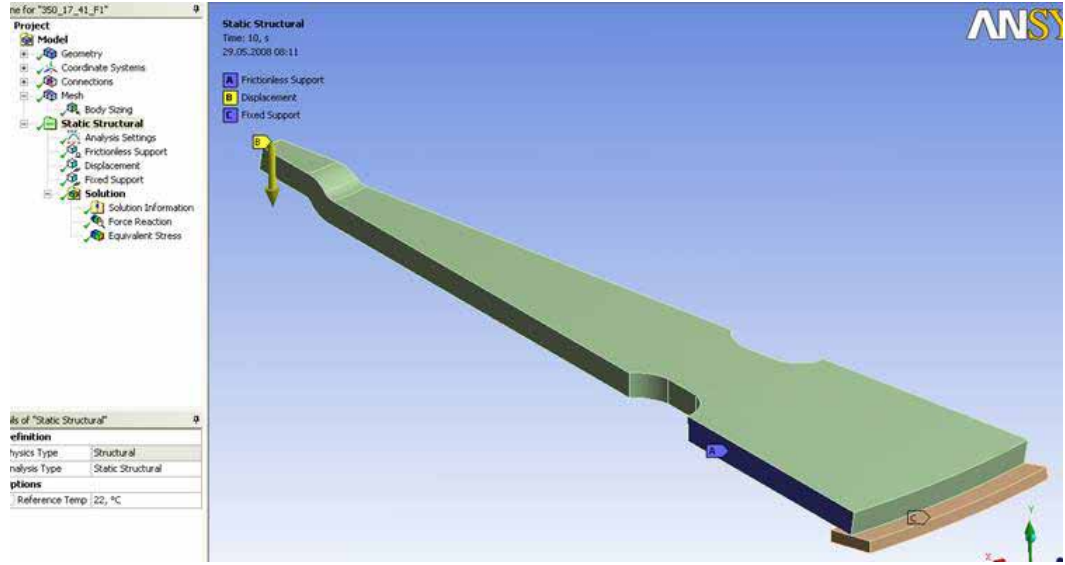
Diyafram yaya ait CAD datası hazırlandıktan sonra, analiz ön işlemlerinin tanımlanması ve çözüm için Ansys-workbench ortamına aktarılmıştır. Katı model olarak aktarılan parçalar üzerinde Şekil 6.3 de görüldüğü gibi malzeme, kontak seçimi, modelin meshlenmesi, çevresel ve sınır şartları tanımlandıktan sonra çözüm olarak istenilen çıktılar belirlenmektedir. Malzeme datası olarak diyafram yay için elastisite modülü 206000 MPa ve poisson oranı 0,3 olarak tanımlanırken, zemin için Ansys-worbenchy malzeme kütüphanesinden yapı çeliği seçilmiştir. Diyafram yay ile zemin arasında birbirleri üzerinde kaymaya izin veren ancak yüzeylerin birbirinden ayrılmasına izin vermeyen kontak tipi olan 'no seperation' kontağı seçilmiştir.



Şekil 6.3 Ansys-workbench ortamında analiz ön hazırlık çalışması

Ansys-workbench yazılımı analizin içeriğine göre eleman tipini kendisi belirlemektedir. Çalıştığımız yapısal analiz için, diyafram yay eleman tipi SOLID187 olarak seçilmiştir. SOLID187, 10 nodlu kuadratik tetrehedral bir elemandır. Alt destek parçası için ise eleman tipi SOLID186 olarak seçilmiştir. SOLID186, 20 nodlu kuadratik hexahedron bir elemandır. Diyafram yay için eleman büyüklüğü 1 mm olacak şekilde mesh atılmıştır, buna göre diyafram yayın eleman sayısı 105670, nod sayısı ise 170430 olmuştur. Analiz çalışmasında sadece deplasmanın verildiği yerden reaksiyon kuvveti değerleri alındığı için mesh yoğunluğunun artırılması sonuçları etkilememektedir.

Çevresel ve sınır şartları olarak; diyafram yaya üst çap kenarından 3-6-9-12-15-18-21-24-27 mm basamak şeklinde diyafram yaydan zemine doğru deplasman verilmiştir. Zemin parçasının alt kısmı sabitlenmiş ayrıca diyafram yayın kenarlarına aksel simetri sınır şartı eklenmiştir. Bu çevresel şartların analiz modeline uygulanması Şekil 6.4 de görülmektedir. Çözüm olarak, Von-mises e göre eşdeğer gerilme dağılımı ve deplasmanın verildiği kenarda oluşan reaksiyon kuvveti istenmiştir.



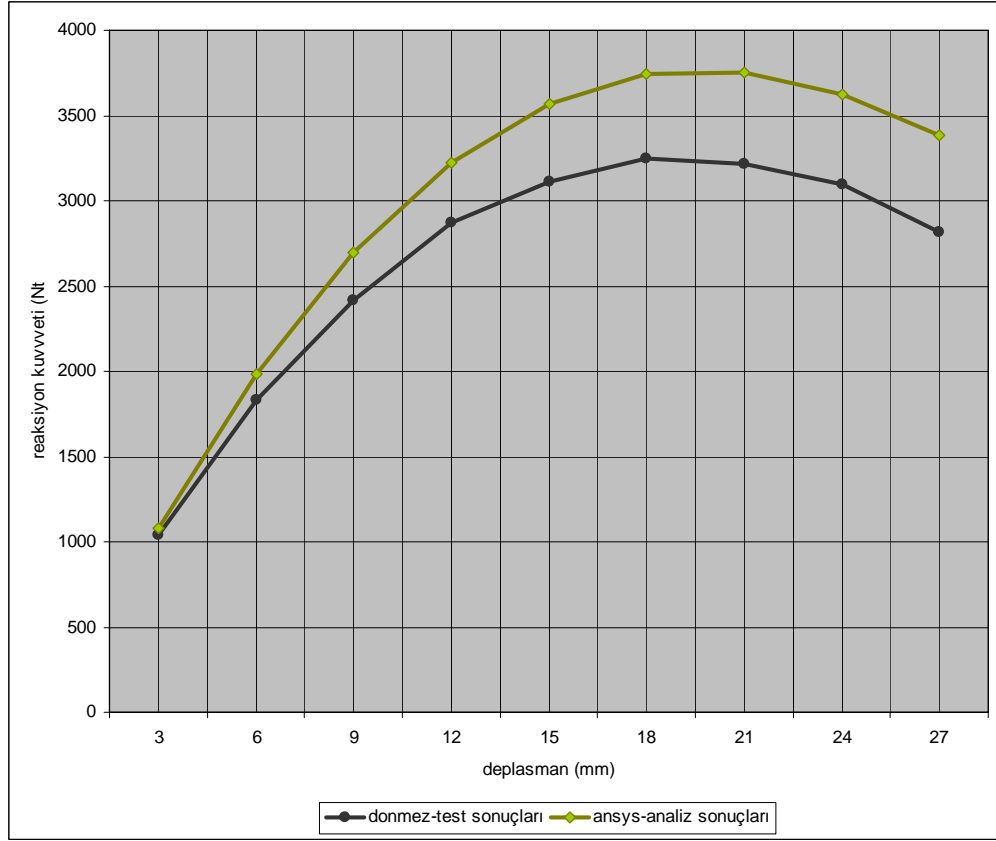
Şekil 6.4 Ansys-workbench ortamında çevresel şartların uygulanması

6.3.2 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler

Test sonuçları ile analiz sonuçları Şekil 6.5 de grafik olarak verilmiştir. Grafik de görüldüğü gibi analiz sonuçları bir miktar test sonuçlarının üzerinde olmasına rağmen her iki yöntem ile elde edilen sonuçlar birbirine çok yakındır. İki eğri arasındaki faz farkının analizde ve testte verilen deplasmanların senkronize olamadığından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Sonuçlar arasında oluşan farklar, diyafram yay geometrisi ve kontak tanımlamalarının analize getirdiği doğrusal olmayan denklem sistemlerinin, problemin çözümüne getirdiği hata payından kaynaklanmaktadır. Bunun yanı sıra test sonuçları içinde ölçüm aletlerinden ve test ortamı şartlarından kaynaklanan gerçek sonuçlardan belirli bir oranda sapma söz konusudur. Ancak analiz sonuçları test sonuçlarına arasındaki fark kabul edilebilir tolerans sınırları içerisindedir.

Bir diğer önemli faktör, analiz çalışmaları ile gerçek test sonuçlarına çok yaklaşıldığı için, bundan sonraki çalışmaların tasarım aşamasında analiz çalışması yaparak yay karakteristiğinin belirlenmesi mümkün olduğu tespit edilmiştir. Bu Dönmez Debriyaj firması için zamandan ve maliyetlerden önemli ölçüde tasarruf etmek anlamına gelmektedir.



Şekil 6.5 Test sonuçları ve analiz sonuçlara göre diyafram yay karakteristikleri

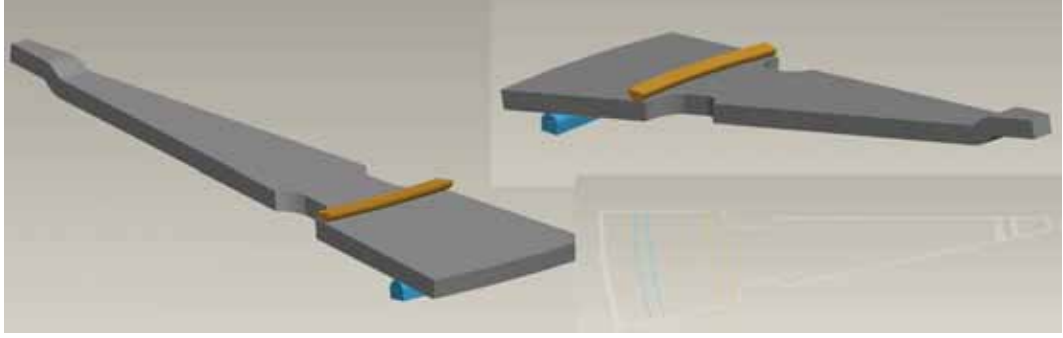
6.4 Diyafram Yay Testi Simülasyonu

6.4.1 Analiz Dosyasının Hazırlanması

Diyafram yay testi daha önceki bölümlerde de anlatıldığı gibi Dönmez Debriyaj bünyesinde yapılan, diyafram yayın çalışma şartlarına bağlı olarak karakteristiğinin belirlendiği önemli bir testtir. Bu çalışmadaki en önemli konu analiz çalışmasındaki sınır şartlarının test ortamı ile aynı olmasının gerekliliğidir. Analiz dosyasının hazırlanmasında daha önceki çalışmalarda olduğu gibi diyafram yay verilen ölçüleri dikkate alınarak Pro-engineer programında modellenmiştir.

Pro-engineer ortamında diyafram yay, diyafram yaya alttan basan ve debriyaj kompleksinde 'ayna' parçasını simüle eden alt mesnet noktası ve diyafram yaya üstten basan ve debriyaj kompleksinde 'fulcrum ring' parçasını simüle eden üst mesnet noktasından oluşacak şekilde üç parçadan oluşan bir montaj dosyası oluşturulmuştur.

Diyafram yay karakteristiğinin belirlenmesi çalışmasında bahsedilen eksenel simetriye koşulları bu çalışmada da uygulanarak diyafram yayın sadece 1/24'ü, 15 derecelik kısmı modellenmiştir. Pro-engineer ortamında hazırlanan montaj dosyasından alınan görüntü Şekil 6.6 da gösterilmektedir.



Şekil 6.6 Pro-engineer ortamında oluşturulan montaj dosyası

Diyafram yaya ait CAD datası hazırlandıktan sonra, analiz ön işlemlerinin tanımlanması ve çözüm için Ansys-worbench ortamına aktarılmıştır. Önceki çalışmalardan farklı olarak Pro-engineer ortamından aktarılan katı model datası ilk olarak Ansys-worbench içindeki 'design modeler' modülüne aktarılmıştır. Design modeler modülü Ansys-worbench programında modellemenin yapıldığı ve tasarımın analize hazırlandığı kısımdır. Diyafram yay testinde her iki kontak bölgesi için belirli bir yüzey alanı bir diğer yaklaşımla kontak bölgesi tanımlanması gerekmektedir. Kontak bölgeleri design modeler modülü içerisinde 'imprint face' tanımlaması yapılarak diyafram yay üzerinde her iki kontak bölgesi içinde tanımlanmıştır. Sonrasında design modeler modülünden 'simulation' modülüne geçilerek Şekil 6.7 de görüldüğü gibi malzeme, kontak seçimi, modelin meshlenmesi, çevresel ve sınır şartları tanımlanmıştır.

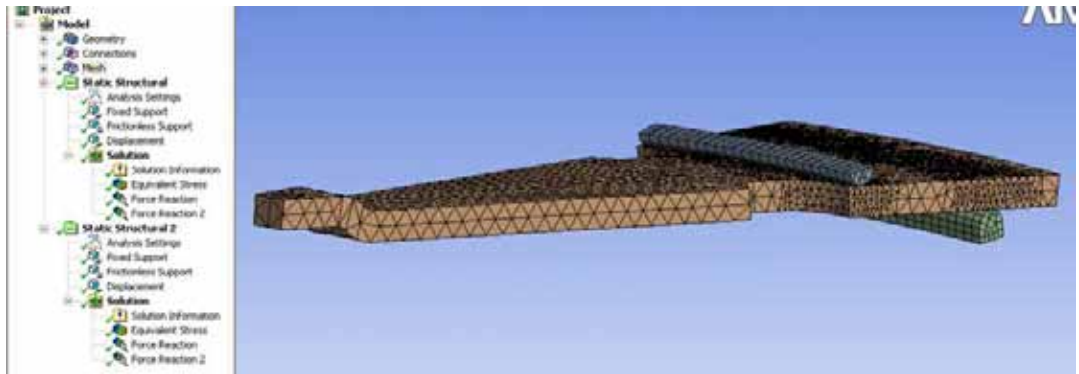
Malzeme datası olarak diyafram yay için elastisite modülü 206000 MPa ve poisson oranı 0,3 olarak tanımlanırken, alt ve üst mesnet noktaları malzemesinin elastisite modülü yüksek bir değer alınarak bu parçalar için 'rigid eleman' tanımlaması yapılmıştır. Diyafram yay ile her iki kontak arasında, sürtünmesiz kontak tanımlanmıştır. Analiz çalışması iki şekilde ele alınmıştır.

1- Alt mesnet noktası (ayna) sabit, üst mesnet noktasından (fulcrum ring) diyafram yay aşağıya doğru 5 mm ye kadar 0,5 mm lik adımlar ile basamak

fonksiyonu şeklinde basılıyor ve diyafram yay alt mesnet noktasında etrafında dönüyor.

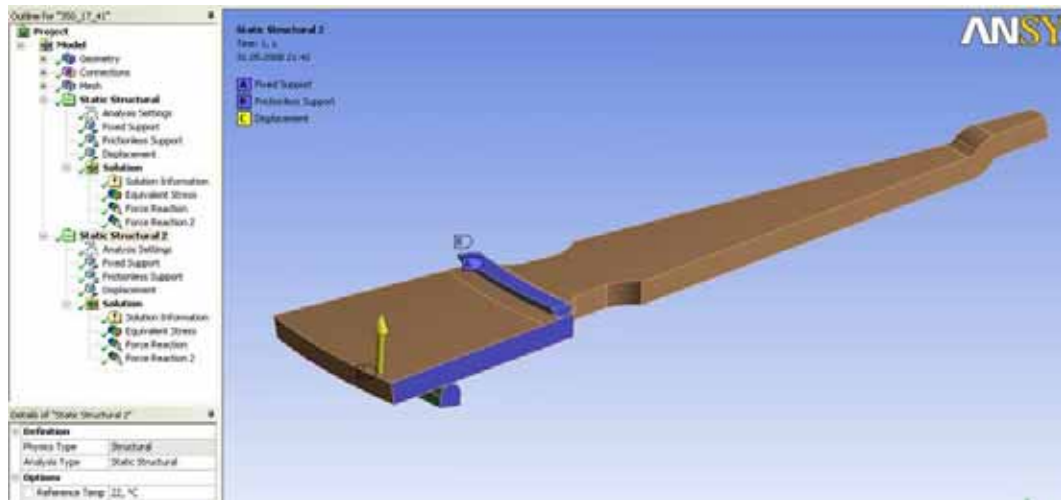
2- Üst mesnet noktası (fulcrum ring) sabit, alt mesnet noktasından (ayna) diyafram yaya yukarıya doğru 5 mm ye kadar 0,5 mm lik adımlar ile basamak fonksiyonu şeklinde basılıyor ve diyafram yay üst mesnet noktasında etrafında dönüyor.

Diyafram yay testi Dönmez Debriyaj bünyesinde 2 numaralı yaklaşımla gerçekleştirilmektedir. Her iki yaklaşım için sonuçlarda reaksiyon kuvvetleri açısından bir fark bulunmamaktadır.



Şekil 6.7 Ansys-workbench ortamında analiz ön hazırlık çalışması

Çevresel ve sınır şartları olarak ayrıca diyafram yayın kenarlarına aksenal simetri sınır şartı eklenmiştir. Bu çevresel şartlarının analiz modeline uygulanması Şekil 6.8 de görülmektedir. Kontak bölgelerindeki mesh yoğunluğu artırılarak daha hassas sonuçlara ulaşılması hedeflenmiştir. Çözüm olarak, Von-mises e göre eşdeğer gerilme dağılımı ve her iki kontak bölgesi için kontak elemanı ve diyafram yayda oluşan reaksiyon kuvvetleri istenmiştir.



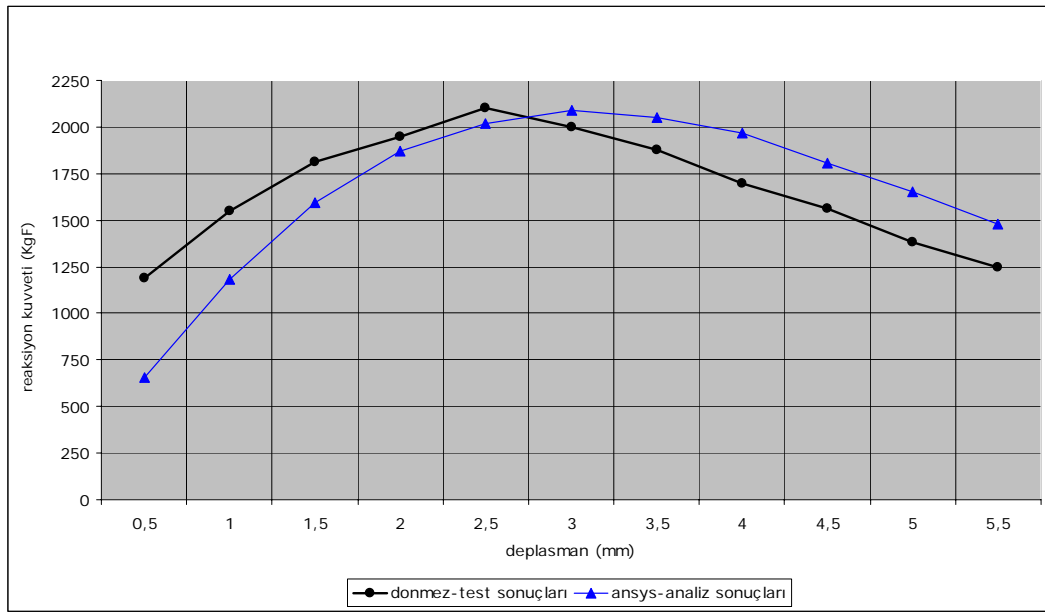
Şekil 6.8 Ansys-workbench ortamında çevresel şartların uygulanması

Ansys-workbench yazılımı analiz içeriğine göre eleman tipini kendisi belirlemektedir. Çalıştığımız yapısal analiz için, diyafram yay eleman tipi SOLID187 olarak seçilmiştir. SOLID187, 10 nodlu kuadratik tetrehedral bir elemandır. Alt mesnet noktası ile üst mesnet noktası için ise eleman tipi SOLID186 olarak seçilmiştir. SOLID186, 20 nodlu kuadratik hexahedron bir elemandır. Ayrıca kontak bölgelerinde; diyafram yay üzerinde kalan yüzeyler için kuadratik triangular eleman, mesnet noktalarındaki kontak temas yüzeyleri için ise kuadratik kuadrilateral eleman tipi Ansys-workbench tarafından seçilmiştir. Diyafram yay için eleman büyüklüğü 3 mm, kontak bölgelerinde ise 1 mm olacak şekilde mesh atılmıştır, buna göre diyafram yayın eleman sayısı 19388, nod sayısı ise 32589 olmuştur. Analiz çalışmasında sadece kontak bölgelerinden reaksiyon kuvveti değerleri alındığı için mesh yoğunluğunun parçanın tamamı için artırılması sonuçları etkilememektedir.

6.4.2 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler

Test sonuçları ile analiz sonuçları Şekil 6.9 da grafik olarak verilmiştir. Grafik de görüldüğü gibi analiz sonuçları başlangıçta bir miktar test sonuçlarının altında, sonrasında ise kesişerek sonlara doğru test sonuçlarına paralel ancak bir miktar üstünde devam etmiştir. Analiz ve test sonuçları arasındaki fark bir önceki çalışmada belirlen yay karakteristiği eğrileri kadar bir birine yakın değildir. İki eğri arasındaki faz farkının analizde ve testte verilen deplasmanların senkronize olamadığından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Önceki çalışmada bahsedildiği gibi; kesin sonuçlara ulaşılmasına, doğrusal olmayan analiz çeşidi ve test ortamındaki parametreler etki etmektedir. Bunun yanı sıra kontak tanımlamaları ve kontak bölgelerinin yüzey alanlarının seçimide sonuçlar üzerinde çok etkilidir. Yüzey alanı genişletildiğinde reaksiyon kuvveti artmaktadır. Bu çalışmada analiz sonuçları ile test sonuçları arasında doğrudan bir ilişki kurulamamıştır, ancak yinede genel olarak yayın debriyaj kompleksi içine montaj edildikten sonra, çalışma şartlarındaki karakteristiği hakkında fikir sahibi olunmuştur.



Şekil 6.9 Test ve analiz sonuçlarına göre diyafram yay testinde elde edilen yay karakteristikleri

6.5 Diyafram Yay Optimizasyonu

6.5.1 Analiz Dosyasının Hazırlanması

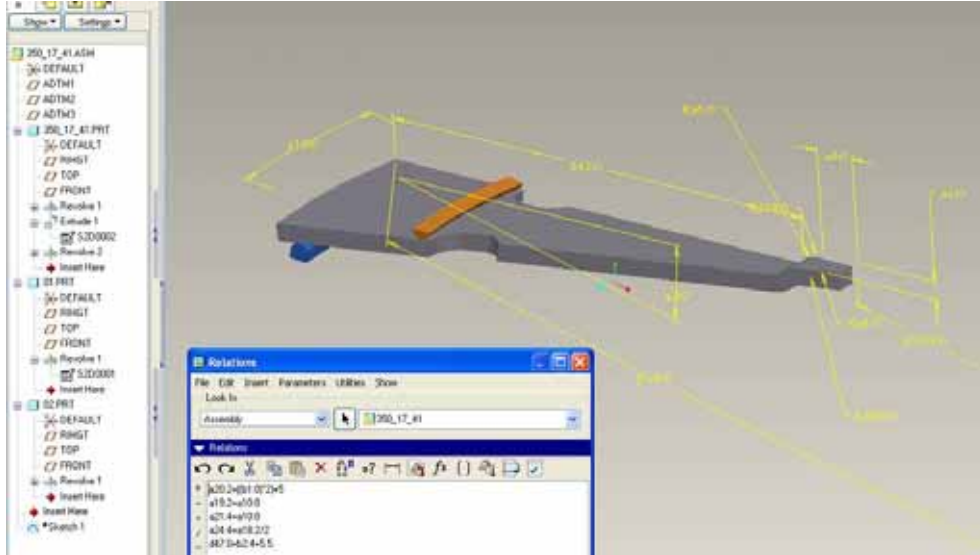
Bir önceki aşama olan diyafram yay testi çalışmasındaki adımlar bu aşamada da uygulanmıştır. Bu çalışmada reaksiyon kuvvetinin, diyafram yayın et kalınlığı ve alt mesnet noktasının yerine bağlı olarak değişiminin görülmesi hedeflenmiştir. Parametreler ve sayıları değişebilir, önemli olan amaç fonksiyonuna göre, tasarım ve durum değişkenlerinin doğru olarak tanımlanmasıdır.

Analiz dosyasının hazırlanmasında daha önceki çalışmalardan farklı olarak Pro-engineer programında parametrik modelleme yapılmıştır. Çözüm sırasında her bir

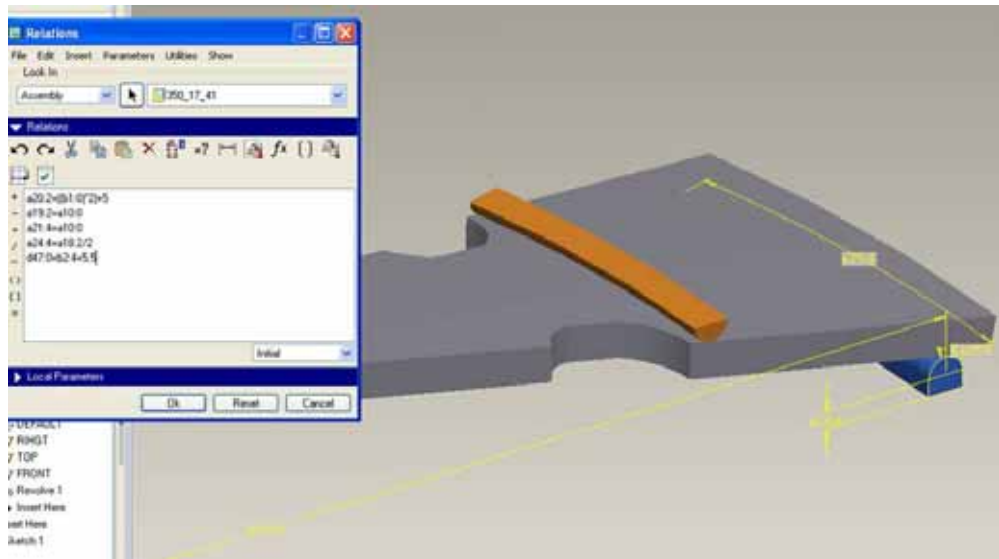
adımında Ansys-workbench programı istenilen ölçüleri pro-engineer ortamına aktarmakta, sonrasında bu bilgiler doğrultusunda yeni model datasını pro-engineer ortamından alarak ve çözüm algoritmasında kullanmaktadır. Ansys-workbench ile pro-engineer arasındaki bu veri alışverişinin doğru ve eksiksiz olarak sürdürülebilmesi için, tasarım değişkenleri parametrik ve tasarım sınırları içerisinde kalacak şekilde seçilmeli ve parçalar bu kriterleri dikkate alarak modellenmelidir. Bir diğer önemli nokta, her bir iterasyonda tasarım değişkenlerinin değişmesiyle, parça ve montaj datalarında bir eksiklik yada hata olmamasıdır. Hatalı montaj oluşması durumunda çözüm yine alınabilir, ancak bu sonuçlar doğru sonuçlar olmayacaktır.

Optimizasyon çalışmasında; a2 ölçüsü yayın et kalınlığını göstermektedir; nominal değeri 3,85 mm dir ve optimize edilecek aralık olarak 3 ile 4 mm arası alınmıştır. Alt mesnet noktasının kontak noktası b2 ölçüsü ile gösterilmektedir; nominal değeri 307,5 mm dir ve optimize edilecek aralık olarak 290 ile 320 mm arası alınmıştır. Çalışmada istenilen; alt mesnet noktası (ayna) ile diyafram yay arasındaki oluşan max. reaksiyon kuvvetinin bu iki parametre ile değişiminin incelenmesidir.

Pro-engineer ortamında hazırlanan montaj dosyasından alınan görüntü Şekil 6.10 ve 6.11 de gösterilmektedir.



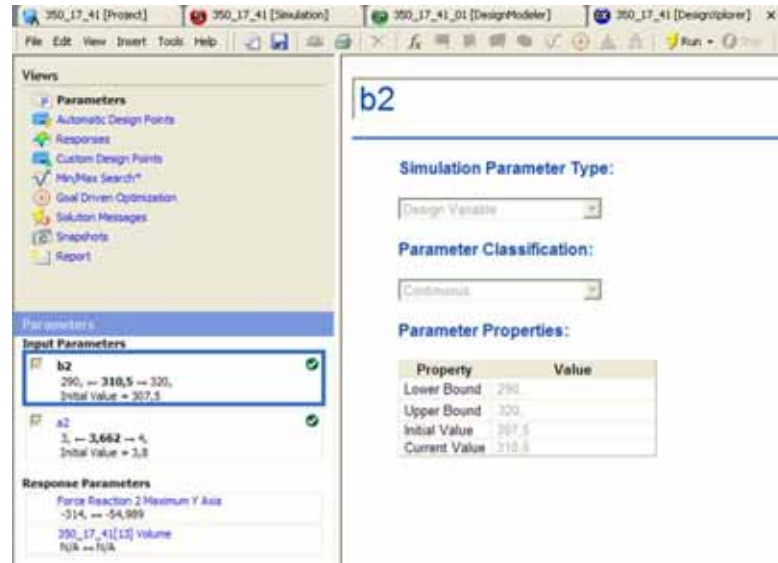
Şekil 6.10 Pro-engineer ortamında oluşturulan parametrik montaj dosyası



Şekil 6.11 Pro-engineer ortamında oluşturulan parametrik montaj dosyası

Diyafram yaya ait CAD datası hazırlandıktan sonra, analiz ön işlemlerinin tanımlanması ve çözüm için Ansys-workbench ortamına aktarılmıştır. Optimizasyon çalışmasında da, diyafram yay testi simülasyonunda olduğu gibi Pro-engineer ortamından aktarılan katı model datası ilk olarak Ansys-worbench içindeki 'design modeler' modülüne aktarılmıştır. Design modeler modülü içerisinde her iki kontak bölgesi için belirli bir yüzey alanı bir diğer yaklaşımla kontak bölgesi tanımlaması yapılmıştır. Sonrasında design modeler modülünden 'simulation' modülüne geçilerek malzeme, kontak seçimi, modelin meshlenmesi, çevresel ve sınır şartları tanımlanmıştır. Simulation modülünde yapılan tüm işlemler bir önceki çalışma olan diyafram yay testi simülasyonu ile aynıdır. Sonrasında analiz çalıştırılarak ilk çözüm elde edilmiştir.

Simülasyon modülünden sonra Ansys-worbench içinde optimizasyonun yapılacağı 'design xplorer' modülüne geçilmiştir. Designxplorer içerisinde girdi parametreleri adı altında tasarım değişkenleri, çıktı parametreleri adı altında amaç fonksiyonu tanımlanmaktadır. Eğer var ise durum değişkenleri de çıktı parametreleri altında tanımlanabilmektedir. Şekil 6.12 de optimizasyon parametrelerinin seçimi gösterilmektedir.



Şekil 6.12 Designxplorer içerisinde parametrelerin seçimi

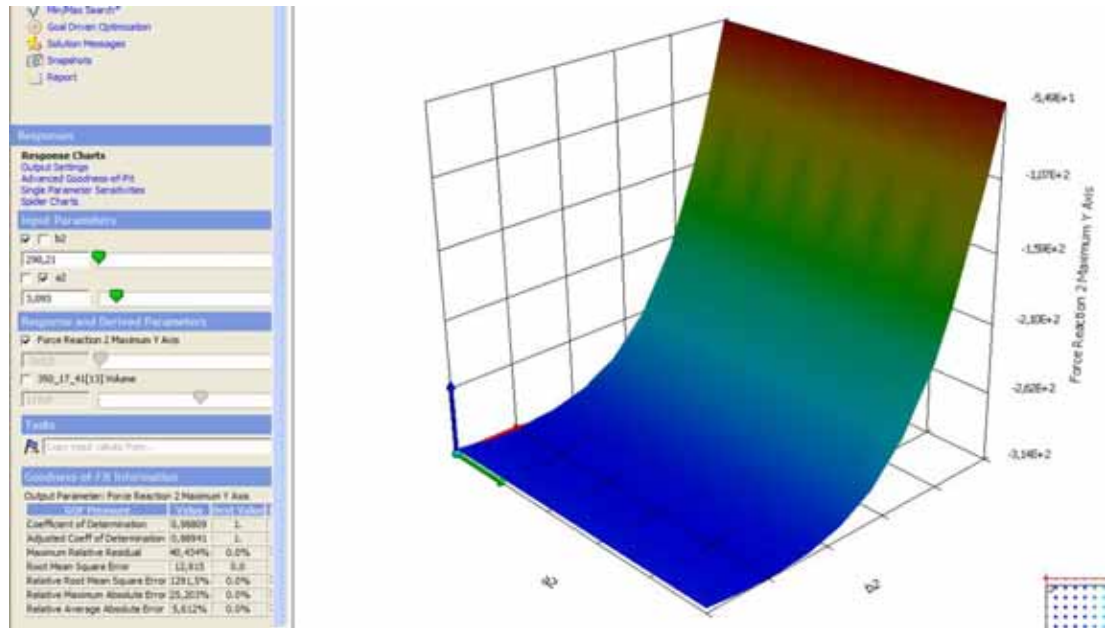
Parametrelerin tanımlanmasından sonra program çalıştırılarak parametrelere bağlı olarak iterasyon sonuçları hesaplanmaktadır. İterasyon sayısı ve her bir iterasyonun alacağı başlangıç değerleri Ansys-worbench içinde bulunan algoritmalarından biri seçilerek belirlenebilir. En çok doğrusal örnekleme algoritması ile full kuadratik örnekleme algoritmaları kullanılmaktadır. Her bir iterasyonun çözümünden sonra, her bir parametreye karşılık gelen ağırlıklı isteri ve parametrenin önem katsayısı programa tanıtılmaktadır. Bu ağırlıklar istenilen sınır değere eşit, altında yada üstünde parametreler ise kuvvetli, kuvvetsiz yada etkisiz olabilmektedir. Programa girilen bu ağırlıklar doğrultusunda son bir algoritma daha çalıştırılarak optimizasyon sonuçlarına ulaşılabilmektedir. Şekil 6.13 de designxplorer içerisinde ağırlık ve katsayıların girildiği bölüm görülmektedir.



Şekil 6.13 Designxplorer içerisinde ağırlık ve önem katsayılarının tanımlanması

6.5.2 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler

Optimizasyon sonuçları Şekil 6.14 de gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi seçilen üç parametrenin birbirleri ile ilişkisini 'Response surfaces' olarak adlandırılan bu teknik ile üç boyutlu olarak görmek mümkündür.



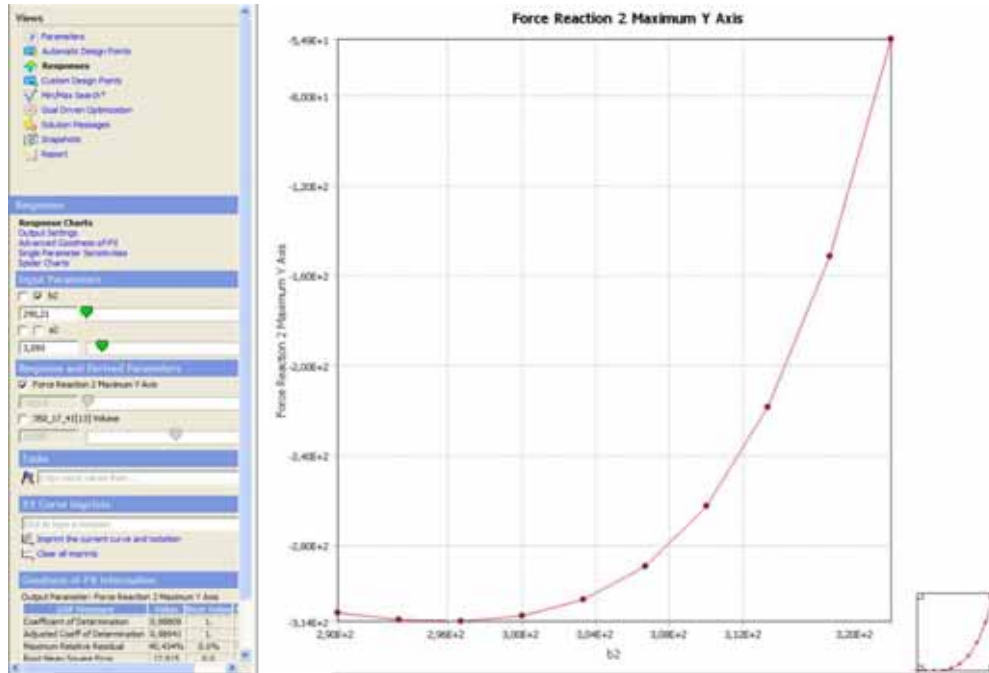
Şekil 6.14 Optimizasyon sonuçlarının birbirleri ile karşılaştırılmalı olarak incelenmesi

Optimizasyon çalışmasının içeriği gerçek anlamda; emniyet sınırında kalan minimum saç kalınlığı için, mesnet noktasının en iyi yeri seçilmeli ve reaksiyon kuvveti de, belirlenen sınır değeri aşmaması istenmeliydi;

Ancak; bu şekilde bir optimizasyon kurgusunu çalışmak için; baskı kuvveti testi, pedal kuvveti testi ve özellikle yorulma testi de analiz edilmeli ve bu kriterlerde dikkate alınmalıdır. Ayrıca tüm debriyaj sistemi modellenerek (mesnet perçinleri vb.) özellikle diyafram yay üzerinde oluşan gerilmelerin emniyet sınırında olup olmadığına bakmak gerekmektedir. Bu denli kapsamlı bir çalışmayı yüksek lisans tez süresi içerisinde bitirmek mümkün olmadığı için, optimizasyon çalışmalarında diyafram yay kalınlığı sabit tutulmuş ve diyafram yay mesnet noktalarının yer değişimi ile oluşan reaksiyon kuvvetleri incelenmiştir. Dönmez Debriyaj firması ile görüşmelerimizde elde edilen sonuçların kendileri için ilk aşamada yeterli olduğunu ve bu bilgileri A kodlu diyafram yayın bundan sonraki başka ürünlere ait debriyaj

sistemleri içerisindeki kullanımlarında, diyafram yayın tasarım aşamasında kullanacaklarını ifade etmişlerdir.

Şekil 6.15 de mesnet noktasının yerinin değişimi ile reaksiyon kuvvetindeki değişim grafik olarak gösterilmektedir.



Şekil 6.15 Mesnet noktasının yer değişimi ile reaksiyon kuvveti arasındaki ilişki

BÖLÜM YEDİ

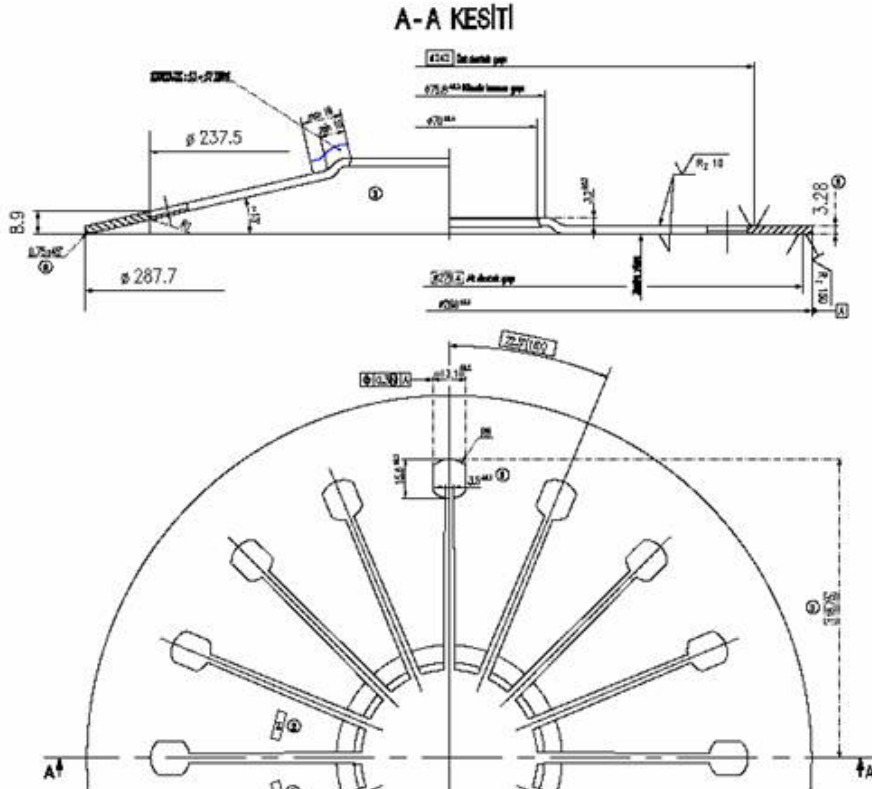
DÖNMEZ DEBRİYAJ BÜNYESİNDE ÜRETİLEN B KODLU DİYAFRAM YAYIN KARAKTERİSTİĞİNİN TESPİTİ VE OPTİMİZASYONU

7.1 Çalışmanın Amacı

Bu çalışmanın amacı, 6 numaralı bölümde yapılan çalışma ile aynıdır. Projede A kodlu diyafram yay için yapılan çalışmaların aynısı B kodlu diyafram yay içinde yapılmıştır ve B kodlu diyafram yaya ait sonuçlara bu bölümde yer verilmiştir.

7.2 Diyafram Yay Ölçü Ve Özelliklerinin Tanımlanması

Karakteristiği belirlenecek ve optimize edilecek diyafram yay ölçüleri Şekil 7.1 de görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi diyafram yayları tanımlamak için $D_0 = 287,7$ mm (dış çap), $D_i = 70$ mm (iç çap), $t = 3,28$ mm (yay kalınlığı) gibi üretim için gerekli ölçüler verilmiştir. Ancak üretimi gerçekleştirilen diyafram yay standart bir yay değildir ve üzerinde kanallar bulunmaktadır.



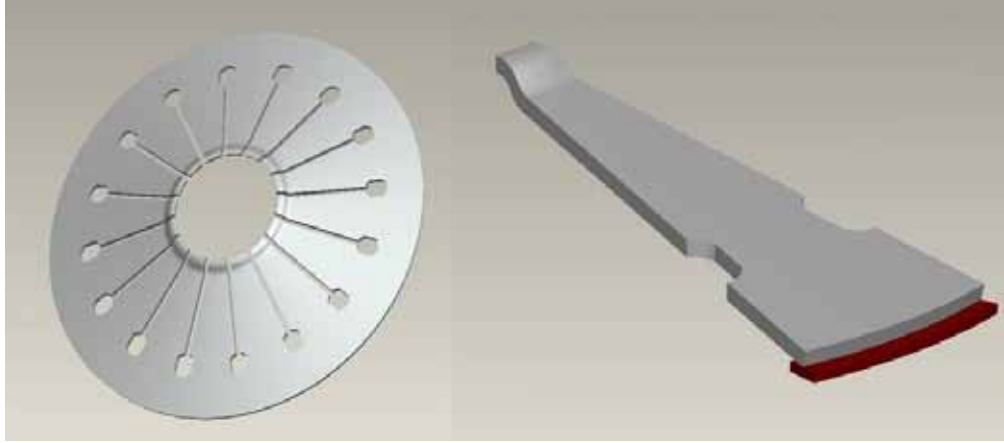
Şekil 7.1 Diyafram yay ölçüleri (Dönmez debriyaj)

Karakteristiği belirlenecek diyafram yayın malzemesi 50 CrV4 yay çeliğidir. Malzemenin elastisite modülü 206000 MPa ve poisson oranı 0,3 olarak tespit edilmiştir.

7.3 Diyafram Yay Karakteristiğinin Belirlenmesi

7.3.1 Analiz Dosyasının Hazırlanması

Bir nceki bölümde anlatılan A kodlu diyafram yay için yapılan çalışmalar ile bu bölümde yapılan çalışmalar aynıdır. Eksenel simetri koşulu tanımlanarak karakteristiği belirlenecek olan diyafram yayın sadece 1/16' sı, 22,5 derecelik kısmı modellenmiştir. Pro-engineer ortamında hazırlanan montaj dosyasından alınan görüntü Şekil 7.2 de gösterilmektedir.

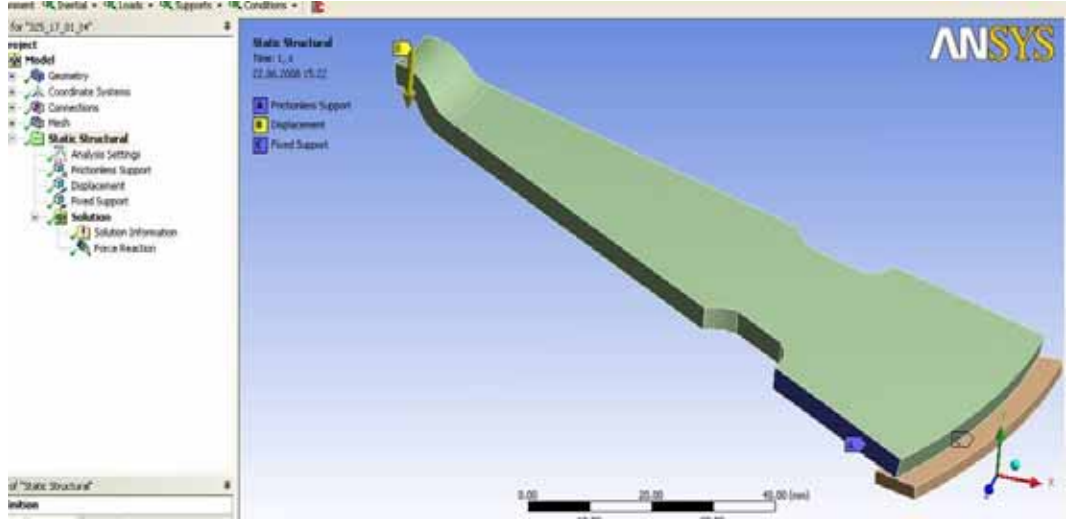


Şekil 7.2 Pro-engineer ortamında oluşturulan montaj dosyası

A diyafram yayında olduğu gibi çalıştığımız yapısal analiz için, diyafram yay eleman tipi SOLID187, alt destek parçası için ise SOLID186 olarak Ansys-workbench tarafından seçilmiştir. Bir nceki çalışma sırasında görüldüğü gibi mesh yoğunluğunu parçaların tamamı için arttırmak sonuçları etkilememektedir. Bu çalışmada parçalara n izlemeye yönelik taslak mesh atılmış sadece kontak bölgesinde mesh yoğunluğu arttırılmıştır.

Bir nceki bölümde incelenen A diyafram yayı için geçerli olan tüm çevresel ve sınır Şartları bu çalışmada ele alınan B diyafram yayı içinde geçerlidir. Tek farklılık B diyafram yayın geometrisinden kaynaklanan yaya st kısımdan verilen deplasman miktarıdır. Bu çalışmada yaya st çap kenarından 0-3-6-9-12-15-18-21 mm basamak

şeklinde diyafram yaydan zemine doğru deplasman verilmiştir. Bir önceki çalışmadan farklı olarak yaya 3 mm deplasmandan önce çok az bir miktar ön yükleme (deplasman) verilmiş, bu aşama ilk pozisyonu temsil etmesi için deplasman değeri 0 olarak tanımlanmıştır. Bu çevresel şartların analiz modeline uygulanması Şekil 7.3 de görülmektedir. Çözüm olarak, deplasmanın verildiği kenarda oluşan reaksiyon kuvveti istenmiştir.

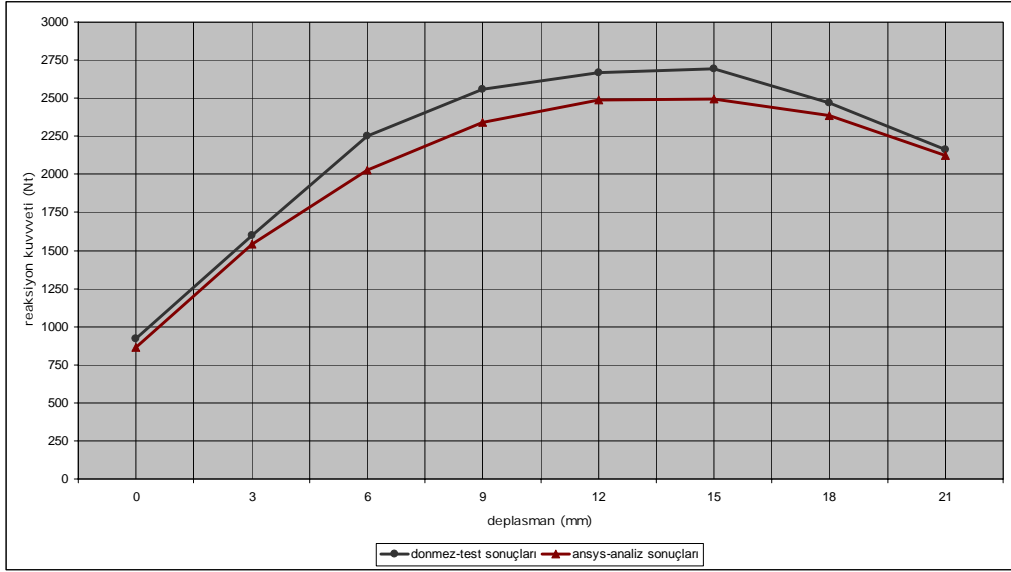


Şekil 7.3 Ansys-workbench ortamında çevresel şartların uygulanması

7.3.2 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler

Test sonuçları ile analiz sonuçları Şekil 7.4 de grafik olarak verilmiştir. Grafik de görüldüğü gibi analiz sonuçları A diyafram yayındaki analiz sonuçlarına göre test sonuçlarına daha yakındır. Doğruluğun artma sebebi olarak, B diyafram yayına ilk aşamada verilen belirli bir ön yüklemenin analiz kapsamına alınması görülmektedir. Çünkü gerçek test ortamında böyle bir uygulama bulunmaktadır.

Bir önceki aşamada da bahsedildiği gibi diyafram yay geometrisi, kontak tanımlamaları, doğrusal olmayan analizler, test sonuçları ile analiz sonuçları arasında belli farklar olmasına sebep olmaktadır. Ancak analiz sonuçları test sonuçlarına arasındaki fark kabul edilebilir tolerans sınırları içerisinde.

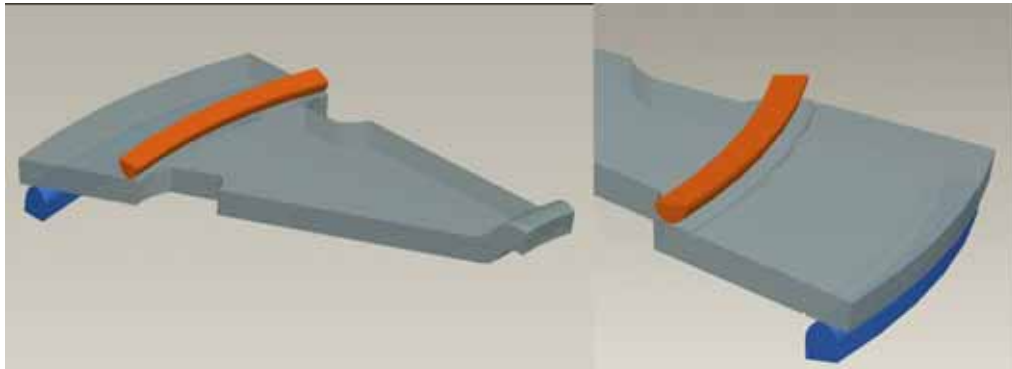


Şekil 7.4 Test sonuçları ve analiz sonuçlarına göre diyafram yay karakteristikleri

7.4 Diyafram Yay Testi Simülasyonu

7.4.1 Analiz Dosyasının Hazırlanması

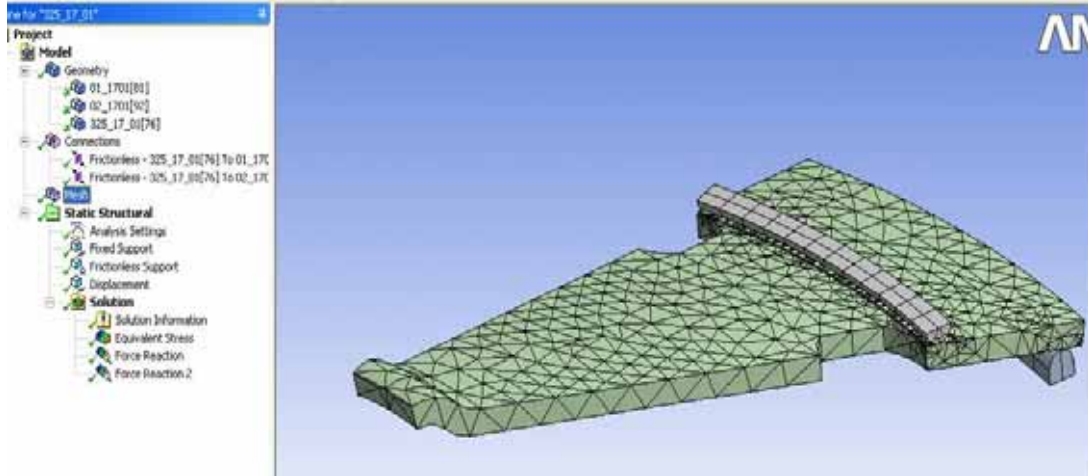
Bir önceki bölümde anlatılan A kodlu diyafram yay için yapılan çalışmalar ile bu bölümde yapılan çalışmalar aynıdır. İki çalışma arasındaki tek fark bu çalışmada kontak bölgelerinin önceden Pro-engineer ortamında hazırlanmasıdır. Bu çalışmada alt ve üst kontak bölgelerinde 0,25 mm yarıçapı derinliğinde kanallar, aralarındaki uzaklık 5 mm sabit tutulacak şekilde parametrik olarak modellenmiştir. Alt ve üst mesnet noktalarının yerleri değiştiğinde bu bölgenin de yeri değişmektedir. Pro-engineer ortamında hazırlanan montaj dosyasından alınan görüntü Şekil 7.5 de gösterilmektedir.



Şekil 7.5 Pro-engineer ortamında oluşturulan montaj dosyası

A diyafram yayından farklı olarak bu çalışmada kontak bölgeleri Ansys-workbench design modeler içerisindeki 'imprint face' uygulaması yerine katı model datası üzerinde hazırlanmıştır ve bu sayede kontaklar başka herhangi bir işlem yapılmasına gerek kalmadan Ansys-workbench tarafından otomatik olarak tanımlanmıştır. Kontaklar ile ilgili sadece kontak tipi ve yönü tanımlaması yapılmıştır. B diyafram yayı ile ilgili modellerin analize hazırlanması, çevresel şartların tanımlanması ve çözümün aranması aşamalarının tamamı bir önceki bölümde incelenen A diyafram yayının analiz aşamaları ile aynıdır. Önceki bölümden farklı olarak mesh yoğunluğu kontak bölgelerinde özellikle arttırılmamıştır. Bir önceki bölümün sonuçları ile birlikte incelendiğinde kontak bölgelerinde mesh yoğunluğunun arttırılması reaksiyon kuvvetleri sonuçlarında önemli değişiklikler ortaya çıkarmamıştır. Şekil 7.6 da malzeme, kontak seçimi, modelin meshlenmesi, çevresel ve sınır şartlarının tanımlanması gösterilmiştir.

Analiz çalışmasında; üst mesnet noktası (fulcrum ring) sabit, alt mesnet noktasından (ayna) diyafram yaya yukarıya doğru 6 mm ye kadar 0,5 mm lik adımlar ile basamak fonksiyonu şeklinde basılarak, diyafram yayın üst mesnet noktasında etrafında dönmesine izin verilmiştir.

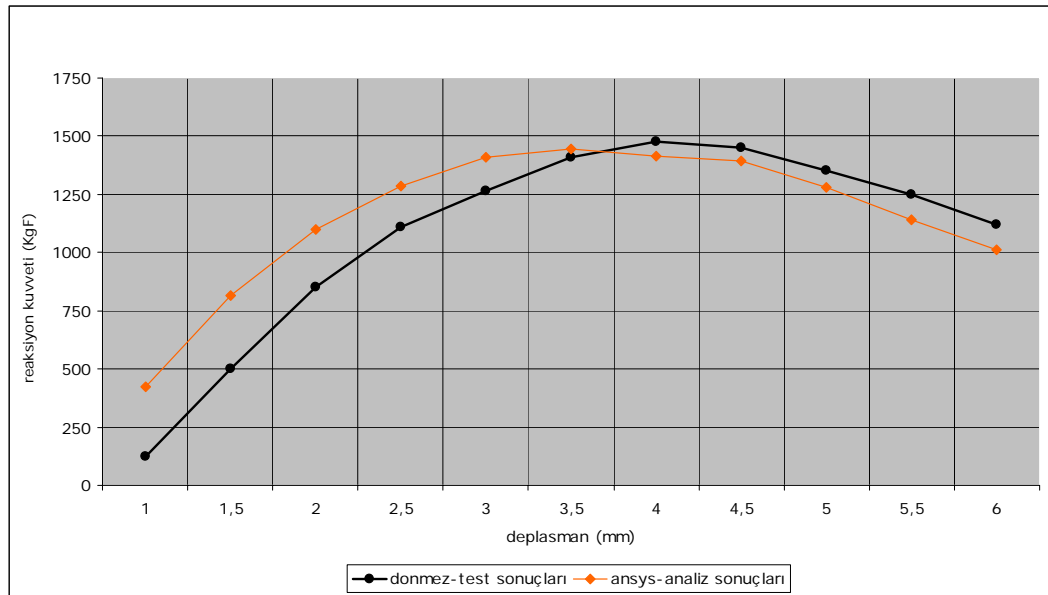


Şekil 7.6 Ansys-workbench ortamında analiz ön hazırlık çalışması

7.4.2 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler

Test sonuçları ile analiz sonuçları Şekil 7.7 de grafik olarak verilmiştir. Grafik de grldği gibi analiz sonuçları başlangıçta bir miktar test sonuçlarının üstünde, sonrasında ise kesişerek sonlara doğru test sonuçlarına paralel ve çok az bir miktar altında devam etmiştir. Analiz ve test sonuçları arasındaki fark önceki çalışmada incelenen A diyafram yayı analiz ve test sonuçları arasındaki farktan daha düŐtür.

Bir nceki çalışmada bahsedilen, doğrusal olmayan analiz çeşidi ve test ortamındaki parametreler ile kontak tanımlamaları, bu çalışmada da sonuçlara etki etmektedir. Bu çalışmada analiz sonuçları ile test sonuçları arasında doğrudan bir ilişki kurulabilmiŐtir. Diyafram yaya başlangıçta verilen çok az bir n yüklemenin diyafram yay testinin daha doğru simule edilmesine ve dolayısıyla analiz sonuçlarının test sonuçlarına oldukça yakın çıkmasına sebep olmuştur.



Şekil 7.7 Test ve analiz sonuçlarına göre diyafram yay testinde elde edilen yay karakteristikleri

7.5 Diyafram Yay Optimizasyonu

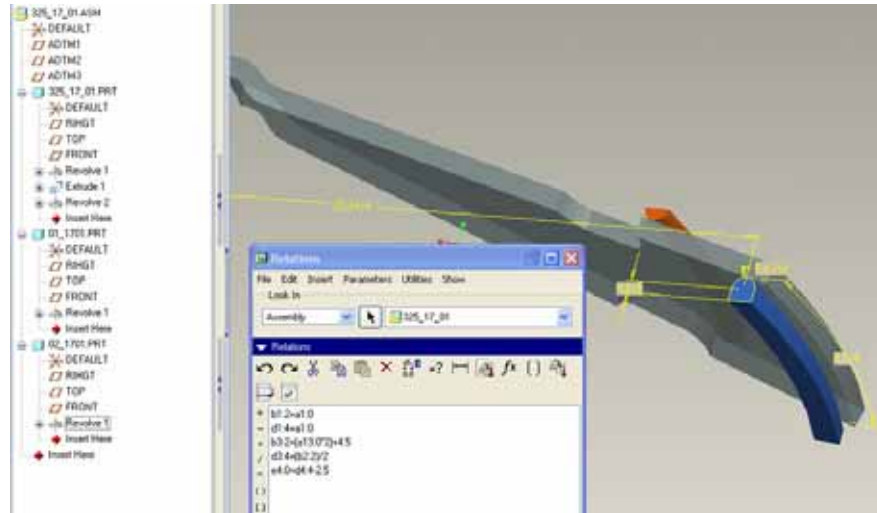
7.5.1 Analiz Dosyasının Hazırlanması

A diyafram yayında yapılan çalışmanın benzeri bu aşamada yapılmıştır. Bu çalışmada alt mesnet noktasının yerinin deęiŐimine bağlı olarak bu noktada oluşan reaksiyon kuvvetinin değişiminin incelenmesi hedeflenmiştir.

Analiz dosyasının hazırlanmasında A Diyafram yayında olduğu gibi Pro-engineer programında parametrik modelleme yapılmış, Ansys-worbench programında optimize edilecek ölçüler Pro-engineer programından alınarak çözümün her aşamasındaki algoritmalarda kullanılmıştır. A diyafram yayı optimizasyonunda et kalınlığının reaksiyon kuvveti üzerine herhangi bir etkisinin olmadığı tespit edildiğinden B diyafram yayı için optimize edilecek parametreler arasına alınmamıştır.

Optimizasyon çalışmasında; Alt mesnet noktasının kontak noktası d4 ölçüsü ile gösterilmektedir; nominal değeri 279,4 mm dir ve optimize edilecek aralık olarak 279 ile 265 mm arası alınmıştır. Çalışmada istenilen; alt mesnet noktası (ayna) ile diyafram yay arasındaki oluşan max. ve min. reaksiyon kuvvetinin alt mesnet noktasının farklı pozisyonlar için değişiminin incelenmesidir.

Pro-engineer ortamında hazırlanan montaj dosyasından alınan görüntü Şekil 7.8 de gösterilmektedir.



Şekil 7.8 Pro-engineer ortamında oluşturulan parametrik montaj dosyası

A diyafram yayı çalışmasında olduğu gibi bu çalışmada da diyafram yaya ait CAD datası hazırlandıktan sonra, analiz ön işlemlerinin tanımlanması ve çözüm için Ansys-workbench ortamına aktarılmıştır. Optimizasyon çalışmasında da, diyafram yay testi simülasyonunda olduğu gibi Pro-engineer ortamından aktarılan katı model datası ilk olarak Ansys-worbench içindeki 'design modeler' modülüne aktarılmıştır.

Design modeler modülü içerisinde sadece üst kontak bölgesi için belirli bir yüzey alanı bir diğer yaklaşımla kontak bölgesi tanımlaması yapılırken, alt kontak bölgesi bölüm 7.4.1 de bahsedildiği gibi katı model datası üzerinde hazırlanmıştır ve bu sayede kontaklar başka herhangi bir işlem yapılmasına gerek kalmadan Ansys-worbench tarafından otomatik olarak tanımlanmıştır. Sonrasında design modeler modülünden ‘simulation’ modülüne geçilerek malzeme, kontak seçimi, modelin meshlenmesi, çevresel ve sınır şartları tanımlanmıştır. Simulation modülünde yapılan tüm işlemler bir önceki çalışma olan diyafram yay testi simülasyonu ile aynıdır. Sonrasında analiz çalıştırılarak ilk çözüm elde edilmiştir.

Simülasyon modülünden sonra Ansys-worbench içinde optimizasyonun yapılacağı ‘design xplorer’ modülüne geçilmiş ve A diyafram yayında bahsedilen aşamalardan geçilerek parametrelerin aralıkları belirlenmiştir. Şekil 7.9 da optimizasyon parametrelerinin seçimi gösterilmektedir.

Property	Value
Lower Bound	265,
Upper Bound	279,
Initial Value	279,4
Current Value	271,43

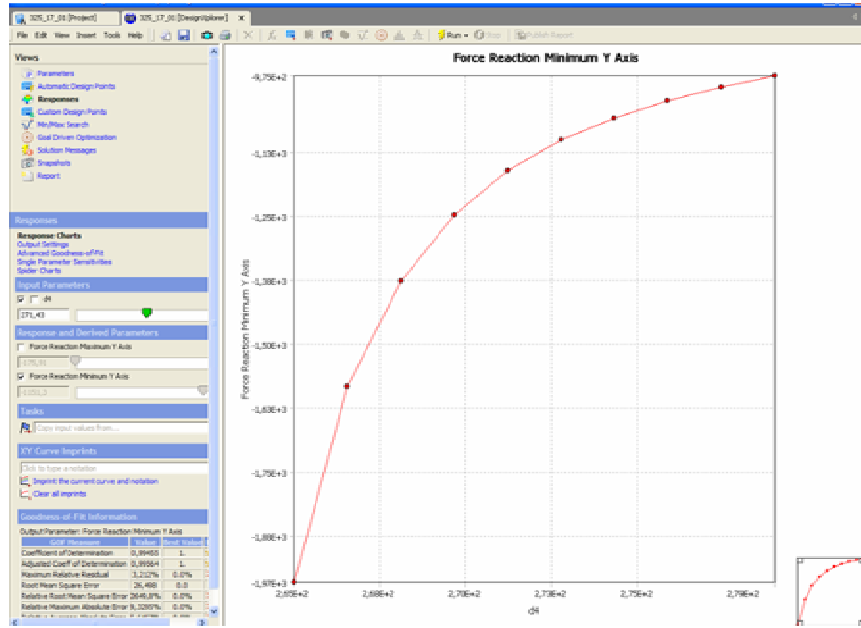
Şekil 7.9 Designxplorer içerisinde parametrelerin seçimi

Parametrelerin tanımlanmasından sonra program çalıştırılarak parametrelere bağlı olarak iterasyon sonuçları hesaplanmaktadır. A diyafram yayı optimizasyonunda bahsedildiği gibi çözüm aşamalarında pro-engineer ortamında parametrelerin anlık ölçü değerlerine göre otomatik oluşturulan katı model datasından değerler alınarak bu değerler Ansys-workbench ortamında çözdürülmektedir. Optimizasyon çözümündeki her iterasyon bitene bu süreç devam etmektedir.

7.5.2 Sonuçlar Ve Değerlendirmeler

Optimizasyon çalışması sonucunda Şekil 7.10 da alt mesnet noktasının yerinin değişimi ile reaksiyon kuvvetindeki değişim grafik olarak gösterilmektedir. Bu çalışmada ayna üzerindeki reaksiyon kuvvetleri alınmıştır ve bu değerler negatiftir. grafikte min. reaksiyon kuvveti olarak gösterilen kısım diyafram yay üzerinde ayna ile kontak bölgesinde oluşan max. reaksiyon kuvvetidir.

Sadece alt mesnet noktasının yer değişimi tek girdi parametresi olarak seçildiği için bu çalışmada response surfaces tekniği ile üç boyutlu olarak parametrelerin birbirleriyle olan ilişkisini görmek mümkün değildir. Parametrelerin birbirleriyle olan ilişkisini bu teknik ile inceleyebilmek için en az iki girdi parametresi (tasarım değişkeni) gerekmektedir.



Şekil 7.10 Mesnet noktasının yer değişimi ile reaksiyon kuvveti arasındaki ilişki

B diyafram yayının optimizasyon çalışmaları sırasında; diyafram yay açısı, üst mesnet noktasının yer değişimi ve alt mesnet noktasının yer değişimi olacak şekilde toplam üç tasarım değişkeni tanımlanarak çözüm aranmış ancak sonuç alınamamıştır.

Sonrasında diyafram yay açısı ve üst mesnet noktası ayrı ayrı tek girdi parametresi olarak tanımlanarak çözüm aranmış fakat bu çalışmada da sonuç alınamamıştır.

Her iki sonuç alınamayan çalışmada Ansys-workbench programı, çözüm esnasında doğrusal olmayan kontak ve sınır şartları olduğu ancak bunların çözülemediği hata mesajını vermiştir. Bu hata mesajları ortalama on saatlik analiz çözümlerinden sonra verilmiştir. Konu ile ilgili araştırma ve incelemelerimizde katı model dalarının parametrik modellerinde bir hata tespit edilmemiştir. Ansys-workbench programında bu üç parametreyide içine alacak şekilde bir optimizasyona ulaşamamızın sebeplerinin;

a - Çözüm esnasında parametre değişimleri sırasında Ansys-workbench ile pro-engineer arasında bir iletişimsizliğin tanımlanamayan ilişkilerin ortaya çıkmasından

b - Ansys-workbench programında orijinal kurulumundan farklı olarak, ilave bazı tanımlamalar, seçimler yapılması gerektiği, beklide program içinde makro (ilave kod) yazılması gerektiği, ancak bu konuya tam hakim olunamamasından

c - Çözüm yaptırılan donanımın (işlemci, bellek vb.) yetersizliğinden

d - Ansys-workbench programının henüz bu düzeyde bir optimizasyon problemini çözmede yetersiz kaldığından

olabileceği düşünülmektedir.

BÖLÜM SEKİZ

DEĞERLENDİRMELER

Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, diyafram yayların kendilerine has karakteristiklerinin tasarım aşamasında nümerik analiz çalışması ile az bir sapma ile doğru olarak hesaplanabildiği görülmüştür. Dönmez Debriyaj firmasının mevcut diyafram yaylarının farklı ölçülerde ayna ve fulcrum-ring montajları için, gerçek ortam testi yapmasına gerek kalmadan nümerik analiz çalışması ile yapılması, firmaya zaman ve maddi kaynaklarda tasarruf imkânı sağlayacaktır ve bu anlamda proje amaçlanan hedefine ulaşmıştır.

Bunun yanı sıra, Dönmez Debriyaj firmasının gelecekte ürün ailesine katacağı debriyaj kompleleri içerisindeki yeni diyafram yay tasarımları için, diyafram yaya ait karakteristiğinin nümerik analiz çalışması ile tespit edilebilmesi, debriyaj sistemi içerisindeki davranışı hakkında genel bir bilgi vermekle birlikte tek başına yeterli değildir. Özellikle debriyaj sisteminin ve sistemdeki diğer alt parçaların taşıt dinamiği yönünden ele alındığı, diyafram yayın bu kapsamda yorulmanın da etkisi göz önüne alınarak analiz edildiği bir çalışma ile incelenmesi gerekmektedir.

Gerek bugüne kadar konu ile ilgili yapılan çalışmalar, gerekse projede elde edilen sonuçlar incelendiğinde, diyafram yay karakteristiğine, diyafram yayın malzeme ve geometrik ölçülerinin yanı sıra, malzeme iç yapısı, ısıl işlem ve yüzey işlemleri gibi bir çok parametrenin etki ettiği tespit edilmiştir. Günümüzde nümerik çalışmaların yapıldığı analiz programlarında henüz tüm bu parametreler tanımlanarak çözüm aranmamaktadır. Yakın gelecekte, analiz programlarının imkan ve kabiliyetlerinin arttırılması ile, çok daha doğru sonuçların alınabileceği nümerik çalışmaların yapılabileceği öngörülmektedir.

KAYNAKLAR

Akkurt, M. (1990). *Makina Elemenları, Cilt I*. İstanbul: Birsen Yayınevi.

Demirsoy, M. (2005). *Motorlu Araçlar, Cilt I (3. Baskı)*. İstanbul: Birsen Yayınevi

Doman, Y., Fujii, T., Okubo, K., He. H. (2003). Influence of residual stress on the load–deflection curve of diaphragm springs for automobile clutches. *JSAE Review*, 24, 197-203, 10 Eylül 2008, www.elsevier.com/locate/jsaerev

Kaya, N. (2006). Optimal design of an automotive diaphragm spring with high fatigue resistance. *Int. J. Vehicle Design*, 40, 126-143

Handbook of disc springs, (b.t). Ocak.2008, <http://www.schnorr.com/handbook.html>

How stuff works, (b.t). Mayıs 2007, <http://auto.howstuffworks.com>

Chapra, S. Canale, R. (2003). *Numerical Methods for Engineers* (4th ed.). New York: McGraw-Hill Education.

Çetin, E. (Mayıs 2007). *Matematik Programlama*. Ocak 2008, <http://www.biltek.tubitak.gov.tr/gelisim/matematik/kuralim.htm>

Sipahi, E. (Haziran 2004), *Dip Klapesinin ANSYS İle Dizayn Optimizasyonu*, Yüksek Lisans Tezi

Genetik Algoritmalar Ve Optimizasyon, (b.t). Mayıs 2008,
[http:// www.akademiapayzeka.net](http://www.akademiapayzeka.net)

Koca, B. (2005). Catia V5 İle Dizayn Optimizasyonu. *Metal Dünyası*, Mayıs 2005.

Turğut, P., Gümüşcü, M., Arslan, A., (2002). Genetik Algoritmalar ve Çalışma Prensipleri, *GAP IV. Mühendislik Kongresi Bildiriler Kitabı*, 06-08 Haziran 2002, Şanlıurfa.

Modefrontier Optimizasyon Yazılımı Ürün Tanıtımı, 12. Bilgisayar Destekli Mühendislik Ve Sistem Modelleme Konferansı, Kasım 2007, Antalya.

Yıldız, A., Kaya, N., Öztürk, F., (2003). Taşıt Elemanlarının Optimum Topoloji Yaklaşımı İle Tasarımı. *Mühendis ve Makina*, Ocak 2003, Sayı 516.