



YORULMA YÜKLERİ ALTINDA TOPOLOJİ OPTİMİZASYONUN UYGULANMASI

Yrd. Doç. M. Akif Küçük, Arş. Gör. İbrahim Göv
Gaziantep Üniversitesi, Gaziantep
kutuk@gantep.edu.tr, igov@gantep.edu.tr

İlhan Koray Gezer
Karayolları Genel Müdürlüğü, Ankara
ilhankoraygezer@hotmail.com

ÖZET

Makine parçalarında en iyi malzeme dağılımını sağlayabilmek için çeşitli optimizasyon yöntemleri geliştirilmiştir. Bu yöntemlerden birisi de topoloji optimizasyonudur. Makine parçalarının büyük çoğunluğu yorulma yüklerine maruz kalmaktadır. Bu çalışmada topoloji optimizasyonun yorulma yükleri altındaki uygulamaları incelenmiştir.

1. Giriş

Mühendislik açısından tasarımda en önemli unsurlardan biri, model üzerinde bulunan yüklerin oluşturduğu gerilmenin istenilen sınır değerinin altında kalması ve minimum ağırlığın elde edilmesi için optimum şeklin saptanmasıdır. Bundan dolayı bilgisayar destekli tasarımda kullanılmak üzere yapısal optimizasyon yöntemleri geliştirilmiştir. Bu yöntemler kullanılarak en uygun tasarım elde edilmektedir. Tasarımcı bu yöntemle ürünün geleceği hakkında ileriye ışık tutmakta ve en uygun genel şekli çıkarabilmektedir. Yapısal optimizasyon yapılarak parça tasarımı ve geliştirme süresi kısaltabilmektedir.

Yapısal optimizasyon incelenirse üç ana gruba ayrılabilir. Bunlar sırasıyla boyut, şekil ve topoloji optimizasyonlarıdır [1,2]. Boyut optimizasyonu (size optimization) tasarımın fiziksel ölçülerin optimum hale getirilmesidir. Bu ölçülerle beraber ürünün kalınlığı, genişliği ve uzunluğu değiştirilerek optimum yapı elde edilir. Yapısal model optimizasyon işleminden önce oluşturulmalıdır. Tasarım alanının dış çevresi ve/veya iç boşluklar optimize edilirse buna da şekil optimizasyonu (Shape optimization) denir [2].

Yapı, boyut ve şekil optimizasyon yöntemlerinde optimizasyon işleminden önce tanımlanmalıdır. Ancak topoloji optimizasyonunda tasarım uzayı ve yüklerin belirlenmesi yeterlidir. Tasarım uzayı ve yüklerin belirlenmesi, topoloji optimizasyonun uygulanabilmesi için gerekli koşuldur. En uygun yapıyı elde edebilmek için çok kullanışlı bir yöntem [2] olan topoloji optimizasyonu, daha düzgün bir yapı elde edebilmek için uygulanabilir.

Topoloji optimizasyonunun amacı, parçanın hacmini azaltırken kompliansı minimum (rijitliği maksimum) yapan ya da doğal frekansı maksimum yapan en iyi malzeme dağılımını bulmaktır. Tasarım uzayı belirlenen parçanın, mümkün olan en fazla oranda hacmi küçültülürken, yeni hacimde rijitliği maksimum yapabilmek için malzeme dağılımı belirlenmektedir.

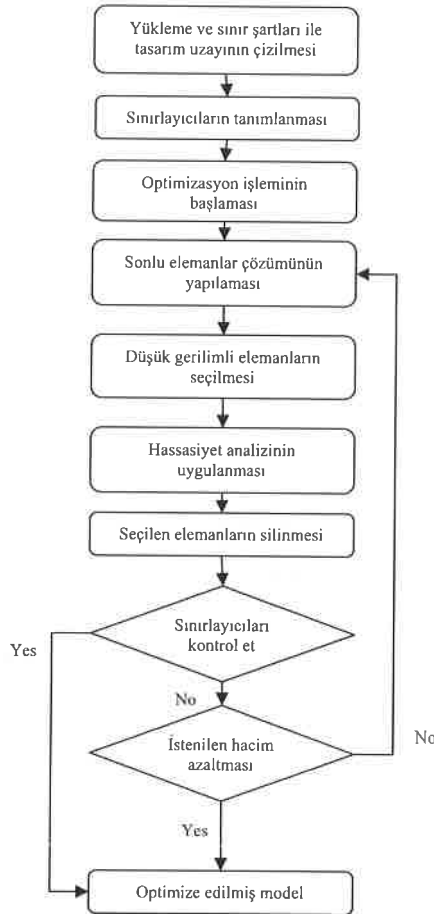
Makine elemanları genel çalışma şartlarında dinamik yüklere maruz kalmaktadır. Bunun için bu parçaların tasarımları statik şartlar altında değil, dinamik şartlarda uygulanması gereken yorulma yüklerine göre değerlendirilmelidir.

2. Yorulma Yükleri Altında Topoloji Optimizasyonun Uygulanması

2.1. Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonun genel mantığı şöyle özetlenebilir: Sınır şartları ve yükleri belirlenen tasarım uzayı N tane sonlu elemana bölünür. Amaç en uygun malzeme dağılımını elde edebilmek için önceden belirlenen bir fonksiyonu minimize etmektir. Her bir sonlu eleman bir yoğunluğa sahiptir ve bu yoğunluklar tasarım değişkeni olarak kullanılır. Yoğunluklar 0 ile 1 arasında değerler alır. 1 değerini alan elemanlar tam yüklü olan elemanlardır. 0 değerine yaklaşan elemanlar ise en az yük taşıyan elemanlardır [3]. Bu işlemler bir döngü içerisinde yapılmaktadır. Döngü sayısı ne kadar çok olursa optimum yapıya o kadar çok yaklaşılar. Buna karşılık döngü sayısının artması çözüm süresini de artırmaktadır. Bu çalışmada kullanılan eleman silme algoritmasında ise elemanların güvenlik faktörlerine göre düşük olan elemanlar silinerek her döngüde tekrardan işlemlerde kullanılması engellenmiş ve buna bağlı olarak çözüm sürelerinde ciddi azalmalar sağlanmıştır [5].

Eleman silme yöntemi (ESY) topoloji optimizasyonunda kullanılan yöntemlerden daha kısa sürede daha iyi sonuçlar elde edebilmek için kullanılmaktadır [4]. Optimizasyon işlemi esnasında düşük gerilime sahip elemanlar tasarım alanından silinerek çözüm esnasında tekrardan kullanılması engellenir. Bu işlem çözüm süresinde büyük ölçüde avantaj sağlar. Eleman silme yönteminin çözüm sürelerine olan etkileri farklı bir çalışmamızda yer almaktadır [5].



Şekil 2.1 Eleman silme yöntemi akış şeması

2.2. ESY'nin Yorulma Yükleri Altındaki Parçalara Uygulanması

Endüstriyel uygulamalarda makine parçaları genellikle dinamik yüklemeler altında çalışmaktadır. Örnek olarak dönen bir mil eğme yüklerine maruz kalmaktadır. Bir tam tur dönme esnasında mil üzerinde hem çekme hem de basma gerilmeleri oluşmaktadır. Parçalar üzerinde oluşan bu tür yüklemelere yorulma yükleri denir. Bu yüklemelere ek olarak eksenel yüklemeler de varsa parçanın üzerinde dalgalı gerilmeler oluşturmaktadır. Eğer bu yükler 0'dan belirli bir değer arasında değişmekte ise bunlar tekrarlı gerilmeler oluşturmaktadır.

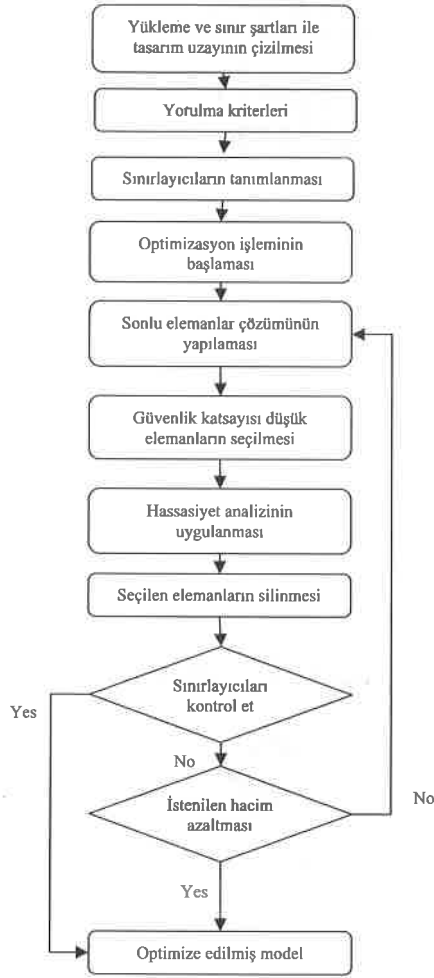
Yorulma yükleri altında tasarım yapacağımız zaman öncelikle ne tür bir analiz yapacağımıza karar vermemiz gerekmektedir. Modelimizi sonlu ve sonsuz ömürlü olarak iki türlü tasarlayabiliriz. Eğer sonsuz ömürlü bir tasarım istiyorsak dayanma mukavemetine göre analiz yapmamız gerekecektir. Öbür yandan eğer tasarımımızı sonlu ömürlü yapmak istiyorsak yorulma mukavemeti önem kazanmaktadır. Analiz tipine karar verdikten sonra hasar kriterleri kullanılarak güvenlik katsayısı hesaplanır.



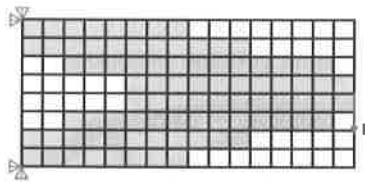
Şekil 2.2 Yorulma yüklerine göre tasarım akış şeması

Bu çalışmada, dinamik yük uygulanması altında eleman silme yöntemi aşağıda verilen prosedür şeklinde uygulanmıştır:

Öncelikle istenilen yüklemeler ve sınır şartları altında eleman silme yöntemi uygulanacak malzemenin kaba modeli çıkarılır. Daha sonra kısıtlama değerleri belirlenen model hangi yorulma kriterine göre incelenecek ise ona göre analize başlanır. Bu işlem sırasında güvenlik katsayısı yüksek olan elemana bakılmaktadır. Hassasiyet analizi kullanılarak güvenlik katsayısı yüksek elemanlar silinmektedir. Eğer istenilen şartlar sağlanmışsa, uygun model elde edilmektedir. Eğer hala istenilen şartlar sağlatılmamışsa döngüye eleman silme işlemine devam edilmektedir. Bu döngü sonrası, belirtilen yükleme şartlarına dayanabilen, en az malzeme kullanılarak elde edilebilecek parça ortaya çıkmaktadır.

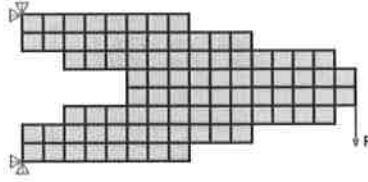


Şekil 2.3 Yorulma yükleri altındaki topoloji optimizasyonu akış şeması



Şekil 2.4 Elemanlara bölünmüş tasarım uzayı

Optimizasyon sırasında sistemde oluşan güvenlik katsayıları hesaplanarak, en düşük katsayıya sahip az sayıda eleman silinir ve bir sonraki adım için tasarım uzayı oluşturulur. Bu işlemler bir döngü içerisinde yapılırken, önceden tanımlanan gerilme ve deplasman değerlerine veya boşaltılması gereken malzeme miktarına ulaşıldığında çözüm elde edilmektedir. Bu işlemler sonrasında şekil 2.4'te verilen tasarım uzayı şekil 2.5'te verilen geometriye dönüşür.



Şekil 2.5 Optimize edilmiş şekil

3. Uygulamalar

Şekil 3.1'de verilen ilk örnekte tek tarafından sabitlenmiş bir konsol kiriş sabit bir yüklemeye maruz kalmaktadır.



Şekil 3.1 Sabit yükleme altındaki tasarım parçası



Şekil 3.2 Sabit yükleme altındaki optimizasyon sonucu



Şekil 3.3 Dinamik yükleme altındaki tasarım parçası

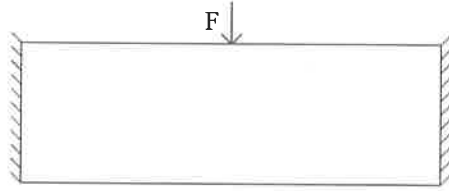


Şekil 3.4 Dinamik yükleme altındaki optimizasyon sonucu

Şekil 3.1'de verilen tek tarafından sabitlenmiş konsol kiriş diğer ucunun orta noktasından sabit bir yüklemeye maruz bırakılmıştır. Kirişin ölçüleri 1m * 2m ve uygulanan kuvvet 1000N'dur. Toplam 5000 elemanı olan tasarım parçasına %60 hacim azaltma uygulanmıştır. Optimizasyon sonucu şekil 3.2'de verilmiştir.

Aynı konsol Şekil 3.3'te dinamik y6klemeye maruz bırakılmıştır. Uygulanan kuvvet 1000N ile -1000N arasında deĐiŐmektedir. Optimizasyon sonucu Şekil 3.4'te verilmiştir.

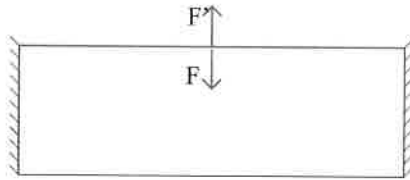
Her iki ucu sabitlenmiş Şekil 3.5'te verilmiŐ parÇa 6st merkezinden y6klemeye maruz bırakılmıştır.



Şekil 3.5 Sabit y6kleme altındaki tasarım parÇası



Şekil 3.6 Sabit y6kleme altındaki optimizasyon sonucu



Şekil 3.7 Dinamik y6kleme altındaki tasarım parÇası

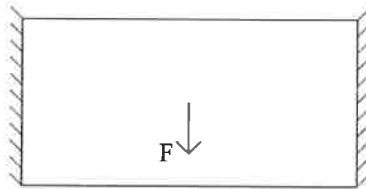


Şekil 3.8 Dinamik y6kleme altındaki optimizasyon sonucu

Her iki ucu sabitlenmiş Şekil 3.5'te verilmiŐ Şekil g6sterildiği gibi sabit y6klemeye maruz bırakılmıştır. Eleman sayısı 8314 olan 1m * 3m ebadındaki parŐaya %77 hacim azaltma uygulanmıştır. Optimizasyon sonucu Şekil 3.6'da verilmiştir.

Şekil 3.7'de verilen aynı kiriş 1000N ile -1000N arasında dinamik y6klemeye maruz bırakılmıştır. Şekil 3.8'de optimizasyona ait sonuÇ verilmiştir.

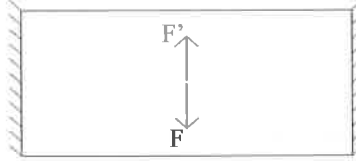
66ç6nc6 6rnekte her iki tarafı sabitlenmiş Şekil 3.9'da verilen parÇa merkezinden sabit y6klemeye maruz kalmıŐtır.



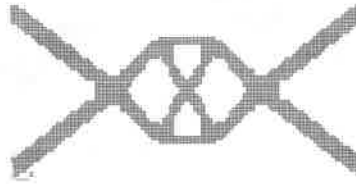
Şekil 3.9 Sabit y6kleme altındaki tasarım parÇası



Şekil 3.10 Sabit yükleme altındaki optimizasyon sonucu



Şekil 3.11 Dinamik yükleme altındaki tasarım parçası

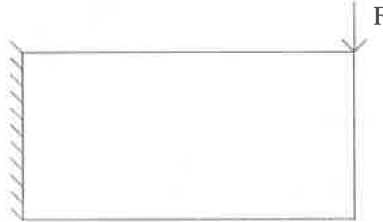


Şekil 3.12 Dinamik yükleme altındaki optimizasyon sonucu

Her iki ucu sabitlenerek tam orta noktasından 1000N sabit yüklemeyle maruz kalan şekil 3.9'da verilen 1m * 2m ebadında 5000 elemanlı parça, %76 oranında hacim azaltma optimizasyonu yapıldıktan sonra şekil 3.10'daki gibi sonuç vermektedir.

Şekil 3.11'de verilen parça 1000N ile -1000N arasında dinamik yüke tabi kalmış ve şekil 3.12'de verilen optimizasyon sonucu elde edilmiştir.

Son örnekte bir ucu sabitlenmiş konsol kirişin uç noktasından şekil 3.13'teki gibi sabit yükleme yapılmıştır.



Şekil 3.13 Sabit yükleme altındaki tasarım parçası



Şekil 3.14 Sabit yükleme altındaki optimizasyon sonucu



Şekil 3.15 Dinamik yükleme altındaki tasarım parçası



Şekil 3.16 Dinamik yükleme altındaki optimizasyon sonucu

Şekil 3.13'te verilen 1m * 2m ebadındaki 5000 elemanlı parça %55 hacim azaltma uygulanarak şekil 3.14'teki optimizasyon sonucu elde edilmiştir.

Aynı büyüklükteki şekil 3.15'te verilen şekil 1000N ile -1000N arasındaki kuvvetlere maruz kaldığında optimizasyon sonucu şekil 3.16'daki gibi elde edilmektedir.

Yukarıda optimizasyonları yapılan şekillerin sonuçları aşağıdaki tablo 3.1'de detaylı olarak verilmiştir.

Tablo 3.1 Sabit ve dinamik yüklemeli parçaların karşılaştırılması

		Sabit yükleme				Dinamik Yükleme			
Model	Eleman sayısı	Döngü Sayısı	Eleman Sayısı	Çözüm Süresi	Gerilim (kPa)	Döngü Sayısı	Eleman Sayısı	Çözüm Süresi	Gerilim (kPa)
Şekil 3.1	5000	20	2148	2 min	242	8	2094	2 min	226
Şekil 3.5	8314	17	1879	3 min	119	13	1880	5 min	118
Şekil 3.9	5000	17	1264	2 min	71	14	1096	6 min	50
Şekil 3.13	5000	13	2248	2 min	380	10	2243	2 min	238

4. SONUÇ

Bu çalışmada sabit yüklemeli parçalarla dinamik yüklemeli parçaların eleman silme yöntemiyle optimizasyonu yapılarak çözüm süreleri, gerilim değerleri ve görsel olarak optimizasyon sonuçları kıyaslanmıştır. Görsel olarak benzer sonuçlar elde edilmiştir. Çözüm süresi olarak yorulma yüklemeli optimizasyon daha fazla zaman almaktadır. Gerilim değerlerine bakıldığında şekle bağlı olarak yorulma yüklemeli optimizasyonlarda daha düşük veriler elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Prof. Olivier de Weck: Structural design optimization lecture notes (2005)
- [2] Chyi-Yeu Lin, Shin-Hong Lin: Artificial neural network based hole image interpretation techniques for integrated topology and shape optimization, Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. 194 3817–3837, 2005
- [3] T. Buhl: Simultaneous topology optimization of structure and supports, Struct Multidisc Optim 23, 336–346 , Springer-Verlag 2002
- [4] T. E. Bruns¹, D. A. Tortorelli: An element removal and reintroduction strategy for the topology optimization of structures and compliant mechanisms, Int. J. Numer. Meth. Engng 2003; 57:1413–1430
- [5] İbrahim Göv, M. Akif Kütük: Topoloji optimizasyonunda eleman silme metodunun 3B parçalara uygulanması, 5.Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 607-612, 2010