

1. GİRİŞ

Fiziksel bir sistemin analizlerini yapabilmek amacıyla bir takım denklem ve eşitlikler kullanılarak oluşturulmuş modele matematik model denilmektedir. Bazı kabuller yaparak çeşitli fiziksel sistemlerin analitik ifadelerini elde etmek mümkün olmaktadır. Bu analitik ifadeler sayesinde oluşturulan matematik model, basit ve kolay hesaplanabilir. Ancak çok karmaşık problemlerin modellenmesinde yetersiz kalmaktadır. Bu durumda incelenen yapının bilgisayarda modellenmesi önemli bir çözüm yolu olmaktadır. Bilgisayar yardımıyla oluşturulan modeller çok kompleks ve detaylı modeller olup binlerce hatta milyonlarca denklem takımının bir araya getirilmesi ile oluşturulmaktadır.

Günümüzdeki bilgisayar programlarının çoğu, matematik modelleri oluşturur ve çözümlmek için Sonlu Elemanlar Analizi (SEA) ya da Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) ismi verilen yöntemi kullanır. Karmaşık geometriye, malzeme özelliklerine ve zorlanma koşullarına sahip yapıların analiz edilmesine olanak sağlaması ve bilgisayar destekli tasarım programları ile entegre edilebilmesi nedeni ile sonlu elemanlar metodu bir çok mühendislik dalında kendine uygulama alanı bulmaktadır.

Bu çalışma içerisinde buhar kazanını oluşturan parçaların içerisinde bulundurduğu kızgın buhar basıncına karşı göstermiş olduğu mukavemeti, sonlu elemanlar metodu kullanılarak bulunmuştur. Bu yapısal analizleri yapılırken seçilen;

- 1) Eleman tipinin ve düğüm sayısının,
- 2) Tane boyutunun,
- 3) Kullanılan programın ve
- 4) Farklı yerlerde farklı tane boyutu tanımlamanın

sonucunda ulaşılan analiz sonuç değerleri kıyaslanarak yorumlanmıştır. Ayrıca gerçek bir çekme testi yapılarak, program ile hesaplatılmış gerilme sonucuna yakın değere ulaşılmış, aradaki kabul edilebilir farkın hangi parametrelerden kaynaklanmış olabileceğine değinilmiştir. Aynı zamanda çok kısa sürede, sadece bilgisayar programı ile prototipsiz sonuç elde edilmiştir. Genel olarak literatürde görülen sonlu elemanlar analizi çalışmalarından farklı olarak bu çalışmada incelenen yapıların sonlu elemanlar modelleri, bilgisayarda oluşturulan katı modeller kullanılarak analiz yazılımı tarafından otomatik olarak oluşturulmuş ve üç boyutlu sonlu elemanlar kullanılarak analiz işlemi gerçekleştirilmiştir.

2. GENEL BİLGİLER

2.1 Sonlu Elemanlar Analizi Nedir?

Sonlu elemanlar metodu, karmaşık geometrideki fiziksel sistemlerin tümünü bir bütün olarak incelemek yerine bu sistemi incelenmesi daha kolay olan elemanlara (Sonlu Elemanlar) ayırarak incelemek amacıyla kullanılan bir metottur. Mühendislik uygulamalarında karşılaşılan problemler çoğu zaman doğrudan çözülemez. Problem, çözümü daha kolay olan alt problemlere ayrılarak daha anlaşılır hale getirilmeye çalışılır. Oluşturulan alt problemler çözülüp birleştirilerek esas problemin çözümü yapılabilir. Problemin tam çözümü yerine kabul edilebilir seviyede bir yaklaşık çözümü tercih edilir. Öyle problemler vardır ki, bunlarda yaklaşık çözüm tek yol olarak benimsenir. Örneğin, gerilme analizi üzerine çalışan mühendisler gerilme problemini basit kiriş, plak, silindir gibi geometrisi bilinen benzer şekillerle sınırlarlar. Bu çözümler çoğu kez gerçek problemin yaklaşık çözümüdür.

Sonlu Elemanlar Metodu; bir nümerik teknik olup, özellikle katı mekaniği, akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve titreşim gibi problemlerin bilgisayar yardımıyla çözümünde kullanılan çok gelişmiş bir tekniktir. Sonlu Elemanlar Metodunda (Finite Elements Method (FEM) modeller sonlu sayıda elemanlara bölünür. Bu elemanlar belli noktalardan birbirleriyle bağlanır, buna düğüm denir. Katı modellerde her bir elemandaki yer değiştirmeler doğrudan düğüm noktalarındaki yer değiştirmelerle ilişkilidir.

Düğüm noktalarındaki yer değiştirmeler ise elemanların gerilmeleriyle ilişkilidir. Sonlu Elemanlar Yöntemi bu düğümlerdeki yer değiştirmeleri çözmeye çalışır. Böylece gerilme yaklaşık olarak uygulanan yüke eşit bulunur. Bu düğüm noktaları mutlaka belli noktalardan hareketsiz bir şekilde sabitlenmelidir.

Sonlu elemanlar metodu ve bilgisayarların sanayiye girmesiyle, günümüze kadar ancak pahalı deneysel yöntemlerle incelenebilen bir çok makine elemanının yapısal analizini kısa bir sürede yapıp, optimum dizaynı gerçekleştirmek mümkün olabilmektedir.

Metot ilk defa 1950'li yıllarda havacılık endüstrisinde uçakların kanatlarındaki gerilmelerin analizi için kullanılmıştır. 1960'lı yıllarda metodun matematik temelleri oluşturulmaya başlanmış ve çeşitli mühendislik dallarında avantajları nedeniyle giderek artan oranda kullanılmaya başlanmıştır. İlk sonlu elemanlar terimi (Finite Element) 1960 yılında Clough (Moaveni, 2003) isimli bilim adamı tarafından kullanılmıştır. 1970'li yıllarda metot özel bilgisayarlarda kendine uygulama alanı bulmuştur. 1980'li yıllara girerken mikro

bilgisayarların geliştirilmesi ile metodun uygulanması genişlemiştir. 1990'lı yıllara gelindiğinde ise büyük ölçekli yapıların analiz edilmesi mümkün olmuştur.

Sonlu elemanlar metodu bugün bilgisayar destekli tasarım sistemleri ile entegre edilerek gerilme, doğal frekans, ısı transferi, akışkanlar mekaniği, elektromanyetik, jeomekanik ve biyomekanik gibi sahalarda kendine uygulama alanı bulmaktadır.

Sonlu elemanlar metodunun uygulandığı yerler (Köksal, 1995);

- 1) Yapı mühendisliği: Çubuk, plak, levha ve kabukların çözümünde,
- 2) Zemin mekaniğinde: Şevlerin gerilme analizlerinde, barajlarda ve tünellerde,
- 3) Hidrolikte: Viskoz akımda, sürtünme maddelerinin taşınmasında, dalga titreşiminde,
- 4) Isı transferinde: Isı iletiminde, ısı akımı taşınmasında,
- 5) Nükleer enerji: Reaktörün statik ve dinamik analizinde, ısı akımında,
- 6) Elektrik mühendisliğinde: Devre analizlerinde, manyetik potansiyel dağılımında kullanılabilir.

Analitik metotlara göre;

- 1) İncelenen yapı hakkında daha fazla bilgi verebiliyor olması,
- 2) Çok kompleks yapıların göreceli olarak kolayca çözümüne olanak sağlaması,
- 3) Bilgisayar destekli tasarım sistemleri ile entegre çalışarak daha tasarım aşamasında yapının analiz ve optimizasyonuna olanak sağlaması,
- 4) Çok kompleks yapılarda hesaplama zamanını kısaltması,

gibi avantajları nedeni ile metot günümüzde oldukça popülerdir.

2.2 Sonlu Elemanlar Metodunun Temelleri

Tüm mühendislik problemlerinde bir fiziksel sistemin olduğu gibi analizlerinin yapılması ve matematik modellerinin oluşturulması mümkün olmamaktadır. Bir uçak gövdesinin aerodinamik analizlerinin ya da bir otomobil karoserinin analizlerinin yapılması gibi durumlarda klasik mekanik yöntemleri ile problemlere çözüm bulmak çok zor ya da imkansız olmaktadır. Bu gibi durumlarda yapının tamamını analiz etmek yerine esas yapının özelliklerini taşıyan ve analiz edilmeleri daha kolay olan sonlu elemanları kullanmak incelenen problem için yaklaşık bir çözüm yolu olmaktadır.

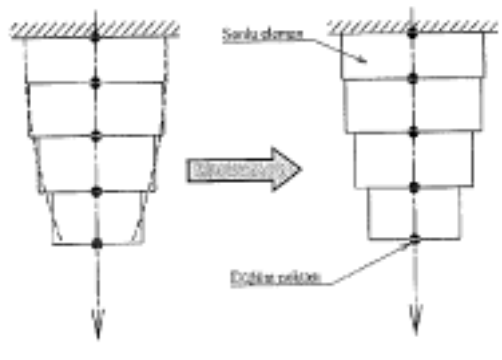
Metodun çalışma prensibini incelemek için Şekil 2.1'deki gibi F kuvvetine maruz bırakılan ankanstre bir çubuğu göz önüne alalım. Çubukta meydana gelen deformasyon ve gerilmeleri analitik olarak hesaplamak çubuk kesiti uzunluk boyunca değiştiği için zor olacaktır. Bu

durumda çubuğu bir bütün olarak incelemek yerine kesiti sabit olan silindirlere bölünmüş bir yapı gibi düşünerek analiz etmek daha pratik olacaktır.



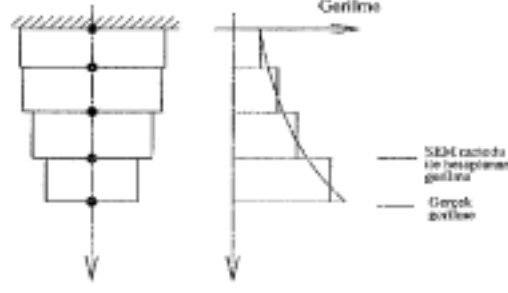
Şekil 2.1 Eksenel kuvvete maruz ankastre çubuk

Bu amaçla inceleyeceğimiz çubuğu çapları sabit olan 4 silindire bölelim (Şekil 2.2). Aslında sonsuz sayıda elemandan oluşan (sürekli bir sistem olan) çubuk artık 4 adet sonlu sayıdaki elemandan oluşmaktadır ve bu elemanlara Sonlu elemanlar (Finite Elements) denilmektedir. Bu sonlu elemanlar birbirilerine düğüm noktaları vasıtasıyla bağlanmaktadır.



Şekil 2.2 Ankastre çubuğun sonlu elemanlara ayrılması

Bir boyutlu olarak incelediğimiz bu sistemde her düğüm noktası sadece çubuk eksenini boyunca hareket edebileceğinden her bir düğüm noktasının bir serbestlik derecesi vardır. Tüm sistemin serbestlik derecesi 5 olmaktadır. Yapı artık basit sonlu elemanlara bölüldüğünden her bir sonlu elemandaki deformasyon ve gerilme değerinin hesaplanması mümkündür. Gerilme değerleri hesaplandığı takdirde sonlu elemanlar metodu ile hesaplanan gerilmelerin analitik olarak hesaplanan gerilme değerinden farklı olduğu görülecektir (Şekil 2.3).



Şekil 2.3 Çubuktaki SEM metodu ile hesaplanan ve gerçek olan gerilmeler

Bu farklılığın nedeni yapının artık süreksiz olmasıdır. Çubuğu modellemek için kullanılan sonlu eleman sayısının artması ile birlikte gerçek gerilme değerine yakın gerilme değerleri elde edilebilir. Çubuğun kuvvet etkisi altında göstermiş olduğu deformasyon her bir sonlu elemanın kuvvet etkisi altında göstermiş oldukları deformasyonların toplamına eşittir. Başka bir ifadeyle çubuğun toplam rijitliği sonlu elemanların rijitliklerinin toplamına eşittir. Sonlu elemanlara bölünmemiş çubukta olduğu gibi sonlu elemanların bir araya gelerek oluşturduğu ağ (mesh) yapıda da “uygulanan kuvvet sonucu oluşan deformasyonların yapının rijitliğine bağlı olması” ilkesi geçerliliğini korumaktadır.

Şimdiye kadar anlatılanları matematiksel olarak ifade etmek için her bir sonlu elemanın rijitliğini $[k]$ matrisi ile, eleman üzerindeki kuvvetleri $[f]$ vektörü ile ve deformasyonları da $[d]$ vektörü ile gösterelim. Bu matrisler arasındaki ilişki;

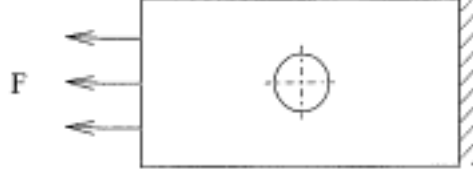
$$[k] \times [d] = [f] \quad (1.1)$$

şeklinde olmaktadır. Çubuğun toplam rijitliği her bir sonlu elemanın rijitliğinin birbirine monte ederek toplanması ile bulunmaktadır. Tüm yapıya etkiyen kuvvet ile deformasyonlar arasındaki ilişki (1.1) denklemine benzer tarzda aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$[K] \times [D] = [F] \quad (1.2)$$

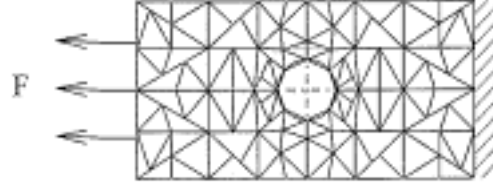
Burada $[K]$ matrisi tüm yapının rijitlik matrisini, $[D]$ tüm yapının deformasyon vektörünü ve $[F]$ de çubuğa etki eden kuvvet vektörünü göstermektedir (Celasun,1976).

Şimdi de biraz daha karmaşık yapıdaki ortasında delik bulunan bir plakayı göz önüne alalım. (Şekil.2.4). Yine burada da çeki zorlanmasına maruz kalan çubuktaki gerilmeleri ve deformasyonları hesaplamak analitik olarak çok kolay olmayacaktır.



Şekil 2.4 Çeki zorlanması altındaki delikli plaka

İncelenen yapıyı sonlu elemanlara bölerek bir ağ yapısı oluşturmak hesaplama açısından kolaylık sağlayacaktır.(Şekil 2.5) Çubuk elemanda olduğu gibi burada da “uygulanan kuvvet sonucu oluşan deformasyonların yapının rijitliğine bağlı olması” ilkesi geçerliliğini korumaktadır. Dolayısıyla her bir sonlu elemanın rijitliğinin hesaplanabilmesi durumunda tüm yapının rijitliği ve deformasyonlar hesaplanabilecektir.



Şekil 2.5 Delikli plak için sonlu elemanlar ağı

Çubuk örneğinden farklı olarak plaka örneğinde serbestlik derecesinin hassas sonuçlar elde edebilmek için fazla tutulması nedeniyle sonlu elemanlar modelinin matematik hesaplamaları çok zaman alacaktır. Bu durumda analiz işlemi için bilgisayar programlarının kullanılması gerekli olmaktadır. Genel olarak bilgisayar programları analiz işlemini üç aşamada gerçekleştirmektedir;

- 1) Ön işlem,
- 2) Hesaplama,
- 3) Son işlem.

2.2.1 Ön işlem (Preprocessing) aşaması analizi yapılacak olan geometrinin bilgisayar programına tanıtılması olarak özetlenebilir. Yakın bir zamana kadar bu işlemin yapılması amacıyla yapıyı ve sonlu elemanlar ağını tanımlayan bir bilgi dosyası bilgisayar programına verilmekte idi. Ancak günümüzde çoğu bilgisayar programı incelenen yapının bilgisayarda tasarlanmış modelini (CAD modeli) kullanarak sonlu elemanlar ağını ve matematik modeli oluşturabilmektedirler.

2.2.2 Hesaplama (Processing) aşaması matematik hesaplamaların gerçekleştirdiği ve denklemlerin çözüldüğü aşamadır.

2.2.3 Son işlem (Postprocessing) aşaması hesaplama sonuçlarının kullanıcıya verildiği aşamadır. Bu aşamada bilgisayar programı analiz edilen yapıdaki;

- 1) Deformasyonları,
- 2) Gerilmeleri,
- 3) Tahmini hata dağılımı,
- 4) Mesnet tepkileri

gibi parametreleri çeşitli resimler ve skalalar kullanarak göstermektedir. Gelişmiş bilgisayar programları yapının deformasyonunu animasyonlar kullanarak da gösterebilmektedirler.

2.3 Sonlu Eleman Tipleri

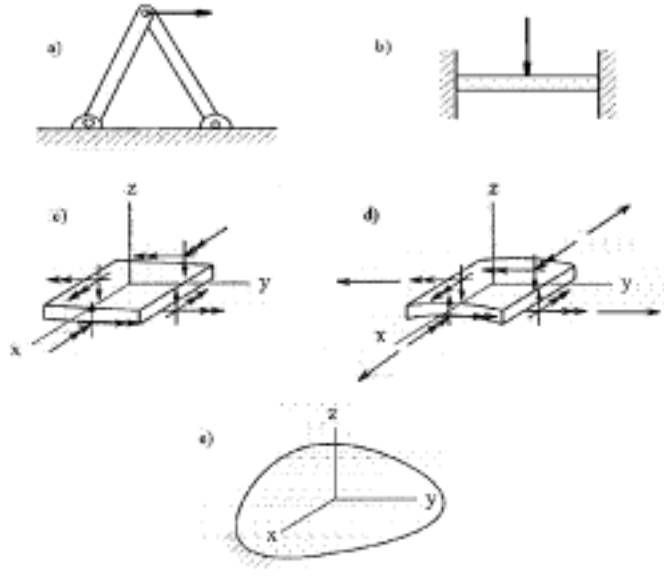
Makine mühendisliği ve mukavemet biliminde incelenmekte olan yapılar sahip oldukları geometrilere ve taşıdıkları yüklere göre farklı şekilde isimlendirilmektedirler.

Bu yapıların en temel ve basit olanı eksenlerine paralel olarak yük taşıyan yapılardır. Bu tip yapıların sadece eksenel yük taşıyabilen ve çekme basma zorlamasına maruz kalabilenlerine **çubuk** ismi verilmektedir (Şekil 2.6.a). Çubuklar iki boyutu üçüncü boyutları yanında oldukça küçük elemanlardır ve bu nedenle eksenleri ile gösterilirler. Diğer taraftan eksenel kuvvet yanı sıra eğilme momenti taşıyan çubuk yapılara **kiriş** adı verilmektedir.(Şekil 2.6.b).

İkinci tipteki yapılar iki boyutu diğerine göre çok büyük olan **plak** ve **kabuk** yapılardır. Plak yapılar büyük olan boyutları yönünde eğilme momenti ve üçüncü boyutlarında da eksenel kuvvet taşıyan yapılardır (Şekil 2.6.c). Diğer taraftan kabuk yapılar ise plaklar gibi eğilme momenti ile normal kuvvet taşımanın yanı sıra ilk iki boyutları boyunca da eksenel kuvvet taşıyabilen elemanlardır (Şekil 2.6.d).

Üçüncü tip yapılar ise boyutsal olarak üç boyutu da biri birine yakın elemanların oluşturduğu yapılardır (Şekil 2.6.e). Yukarıdaki sınıflandırmanın haricindeki tüm yapılar bu gruba girmektedir. Bu tip yapılara özel bir isim verilmemiş olup çözüm için genel mukavemet metotları kullanılmaktadır.

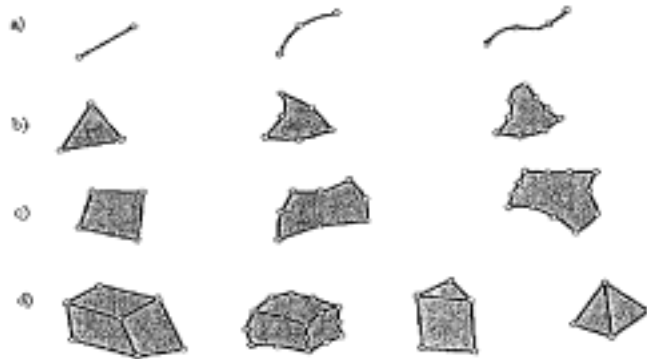
Aşağıda anlatılan ve sonsuz sayıda elemanın bir araya gelmesi ile oluşan (sürekli bir sistem olan) yapıların sonlu elemanlar modelleri oluşturulurken yine yukarıdakine benzer tarzda sınıflandırılmış olan ve bu yapıların gerilme ve deformasyon özelliklerini modelleyecek sonlu elemanlar kullanılmaktadır (Şekil 2.7).



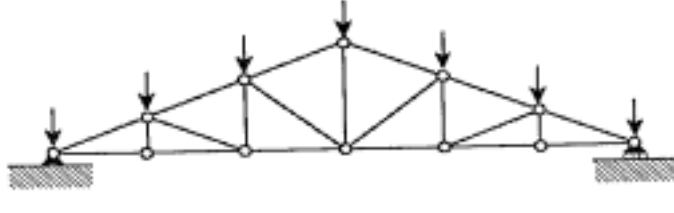
Şekil 2.6 Mukavemet biliminde incelenen yapılar

Şekil 2.7.e’de gösterilen elemanlar bir boyutlu (line elements) sonlu elemanlardır. Bu tip sonlu elemanlar kafes sistem, köprü vb.. gibi fiziksel sistemleri modellemede kullanılmaktadırlar. Bu tipteki sonlu elemanların çoğunluğu sadece eksenlerine paralel doğrultusunda kuvvet taşıyabilmektedirler. Dolayısıyla sadece eksenel deformasyon durumunu incelemek ve çubukları modellemek için kullanılmaktadırlar. Sadece kiriş eleman eksenel deformasyonun yanı sıra açısıl deformasyonlarında incelenmesine olanak sağlamaktadır (Chandrupatla ve Belegundu, 1991).

Bir boyutlu sonlu elemanlar kuvvetleri sadece kendi eksenleri boyunca taşıyabildiklerinden bir boyutlu ismini almaktadırlar. Ancak 2 veya 3 boyutlu uzayda çeşitli şekilde konumlandırılabilirler. Şekil 2.8’de bir kafes yapının çubuk (bar) elemanlar kullanılarak oluşturulmuş sonlu elemanlar modeli gösterilmektedir.

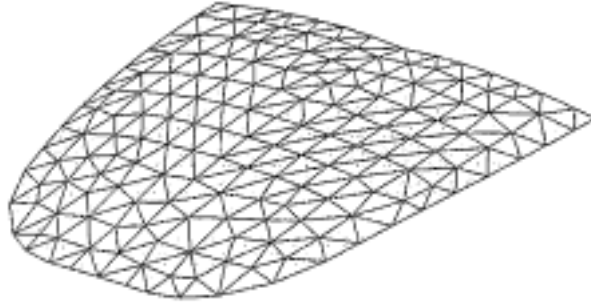


Şekil 2.7 Çeşitli tipte sonlu elemanlar



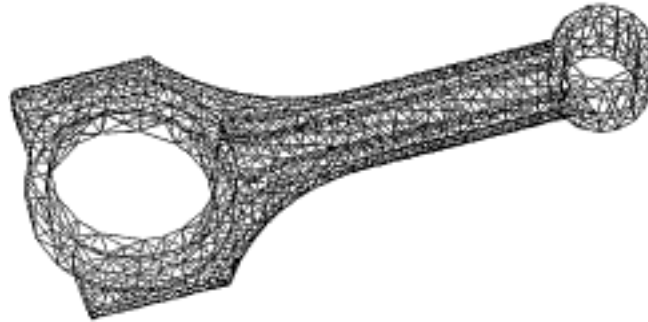
Şekil 2.8 Bir kafes sistemin çubuk elemanlarla oluşturulmuş sonlu elemanlar modeli

Şekil 2.7.b ve 2.7.c'de gösterilen elemanlar iki boyutlu sonlu elemanlar (Plane elements) olup iki eksenli gerilme ve deformasyon halini modellemede kullanılmaktadırlar. Bu tipteki elemanların çoğu sadece öteleme deformasyonuna maruz kalabilirken kabuk (Shell) elemanlar açısal deformasyona maruz kalıp eğilme momenti taşıyabilmektedirler. Genel olarak kalınlıkları diğer boyutlarının yanında çok az olan otomobil karoseri, basınçlı kaplar, plaklar ve kabuk gibi fiziksel elemanların sonlu elemanlar modelini oluşturmada kullanılmaktadırlar.



Şekil 2.9 Bir otomobil kaputunun ağ yapısı

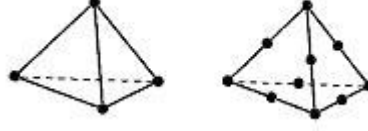
Şekil 2.10'da bir biyel kolunun tetrahedron elemanlar kullanılarak oluşturulmuş sonlu elemanlar modeli görülmektedir.



Şekil 2.10 Bir biyel koluna ait ağ yapısı

Sonlu elemanlar gerilmenin kaç ekseninde meydana geldiğinin yanı sıra köşe noktaları haricinde düğüm noktası içerip içermediklerine göre de sınıflandırılabilirler. Sadece köşe noktalarında düğüm noktası bulunan elemanlara **Lineer elemanlar** kenar eğrileri

üzerinde de düğüm noktası içeren elemanlara **Parabolik eleman** denilmektedir (Şekil 2.11). Yapılarının daha karmaşık olması nedeniyle parabolik elemanların matematiksel ifadeleri lineer elemanlara göre daha karmaşık olmaktadır. Ancak aynı sonlu eleman büyüklüğü için parabolik elemanlar lineer elemanlara göre daha hassas sonuçlar vermektedirler.



Şekil 2.11 Lineer (a) ve parabolik (b) tetrahedral elemanlar

Yukarıda bahsedilen klasik sonlu elemanların yanı sıra günümüzde kullanılmakta olan sonlu elemanlar analizi yazılımları özel durumları modellemek için kendilerine ait sonlu elemanları da kullanmaktadırlar. Bu sonlu elemanlar genellikle parçalar arasındaki geçiş yapıyı oluşturmak ve modellenmeyecek olan bir parçanın sonlu elemanlar ağı üzerindeki etkisini modellemek için kullanılmaktadırlar.

2.4 Sonlu Elemanlar Metodunun Uygulanışı

Sonlu elemanlar metodunun temel prensibi öncelikle bir elemana ait sistemin özelliklerini içeren denklemlerin çıkartılıp daha sonra tüm sistemi temsil edecek şekilde eleman denklemlerini birleştirerek sisteme ait lineer denklem takımının elde edilmesidir.

2.5 Cismin Sonlu Elemanlara Bölünmesi

Sonlu eleman probleminin çözümünde ilk adım eleman tipinin belirlenmesi ve çözüm bölgesinin elemanlara ayrılmasıdır. Çözüm bölgesinin geometrik yapısı belirlenerek bu geometrik yapıya en uygun elemanlar seçilmelidir. Seçilen elemanların çözüm bölgesini temsil etmeleri oranında elde edilecek neticeler gerçek çözüme yaklaşmış olacaktır.

2.6 Sonlu Eleman Tipleri

Sonlu elemanlar metodunda kullanılan elemanlar boyutlarına göre dört kısma ayrılabilir (Şenalp, 2005).

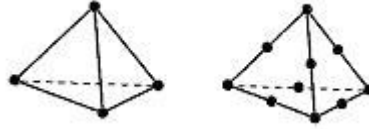
2.6.1 Tek boyutlu elemanlar: Bu elemanlar tek boyutlu olarak ifade edilebilen problemlerin çözümünde kullanılır.

2.6.2 İki boyutlu elemanlar: İki boyutlu problemlerin çözümünde kullanılırlar. Bu grubun temel elemanı üç düğümlü üçgen elemandır. Üçgen elemanın altı, dokuz ve daha fazla düğüm ihtiva eden çeşitleri de vardır. Düğüm sayısı seçilecek interpolasyon fonksiyonunun derecesine göre belirlenir. İki üçgen elemanın birleşmesiyle meydana gelen dörtgen eleman problemin geometrisine uyum sağladığı ölçüde kullanışlılığı olan bir elemandır. Dört veya daha fazla düğümlü olabilir.

2.6.3 Dönel elemanlar: Eksenel simetrik özellik gösteren problemlerin çözümünde dönel elemanlar kullanılır. Bu elemanlar bir veya iki boyutlu elemanların simetri eksenini etrafında bir tam dönme yapmasıyla oluşurlar. Gerçekte üç boyutlu olan bu elemanlar, eksenel simetrik problemleri iki boyutlu problem gibi çözme imkanı sağladığı için çok kullanışlıdır.

2.6.4 Üç boyutlu elemanlar: Bu grupta en temel eleman üçgen piramittir. Bunun dışında dikdörtgenler prizması ve daha genel olarak altı yüzlü elemanlar üç boyutlu problemlerin çözümünde kullanılan eleman tipleridir.

2.6.4.1 Üçgen piramitli tane tipi



Şekil 2.12 Linear tetrahedran (4 düğüm noktalı) ve Parabolik tetrahedran (10 düğüm noktalı)

2.6.4.2 Dikdörtgenler prizmalı tane tipi

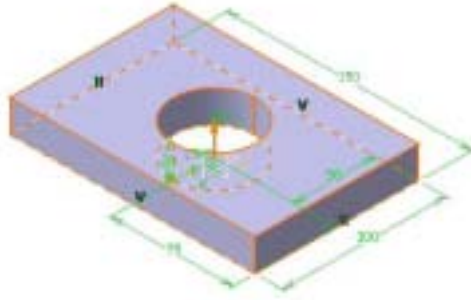


Şekil 2.13 Linear hegzagonan (8 düğüm noktalı) ve Parabolik hegzagonan (20 düğüm noktalı)

3. KATI MODEL OLUŞTURMA

Katı modelleme sistemlerinde bir Şekil Őu tarz çerçevesinde inŐa edilir.

- 1) İlk önce kaba taslak olarak iki boyutlu bilgi girilir.
- 2) Geometrik kısıtlamalar ve ölçülendirme bilgisi birbiriyle etkileŐimli olarak girilir.
- 3) Girilen llendirme verisi için iki boyutlu Şekil yeniden yapılandırılır.
- 4) İstenilen ölçülerde model elde edilinceye kadar gerek geometrik kısıtlamalar ve/veya gerekse llendirmelerde bir takım deėiŐiklikler yapılarak 2. ve 3. adımlar tekrar edilir.
- 5) Daha sonra süpürme veya öteleme yöntemiyle iki boyutlu Şekil üç boyutlu model halinde oluşturulur. Derinlik için kullanılan değer ölçülendirme bilgisi olabilir ve böylece oluşturulmuş üç boyutlu model üzerinde istenildiği takdirde ürün ağacından kolayca deėiŐiklikler yapılabilir.



Şekil 3.1 üç boyutta kapalı Őeklin ötelenmesi

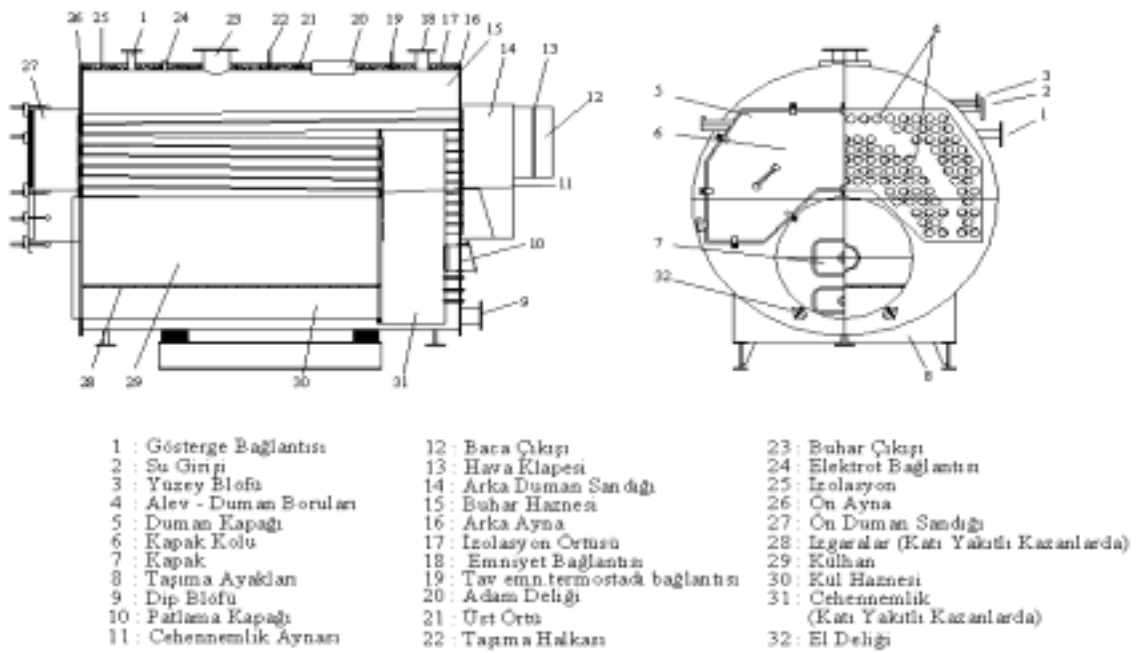
Katı modelleme sistemlerindeki adımlar, geometrik kısıtlamalar, ölçülendirme verisi ve/veya ölçülendirme iliŐkisi kullanımı sayesinde modelin elemanlarını direk olarak deėiŐtirmeye gerek duymadan modeli deėiŐtirmeyi mümkün kılar. Bu nedenle tasarımcı modelin elemanlarının detaylarını ve tasarımın fonksiyonel görünüşleri üzerindeki konsantrasyonlarını gözönünde bulundurmadan birçok tasarım alternatifini kullanabilir.

Katı modelleme sisteminin iki tipi Őu esasa dayanmıŐtır ki, onlar llendirmelerin ve onların oluşturduğu geometrik kısıtlamaları tanımlayan eŐitlikleri zerler. Bir eŐidi eŐitlikleri ardıŐık olarak zerlerken diğer tipi ise eŐzamanlı olarak zer. Evvelki tip ile kısıtlamaların dizileri üzerine dayanan Şekil deėiŐimleri atanmıŐtır. Sonrakinde ise aynı Şekil kısıtlamaların dizilerinden farklı olarak elde edilmiştir, fakat tespit edilmiş kısıtlamaların uyuŐmazlıėı sorun çıkarabilir.

4. BUHAR KAZANI

4.1 Silindirik Skoç Tipi Buhar Kazanları

Sanayi tesislerinin proses buhar ihtiyacının karşılanmasında, binaların merkezi sistemle ısıtılmasında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Maksimum 16 bar çalışma basıncında ve 15 ton/h buhar kapasitesine kadar üretilmektedir. Her türlü yakıtta (Doğalgaz, akaryakıt, katı yakıt vb.) göre dizayn edilebilmektedir. Katı yakıtlı buhar kazanlarında cehennemlik ve kül toplanma yeri bulunur. Cehennemlik kömür gibi yanıcı katularla beslenir, kül alma yerinden temizlenir.



Şekil 4.1 Skoç tipi buhar kazanı

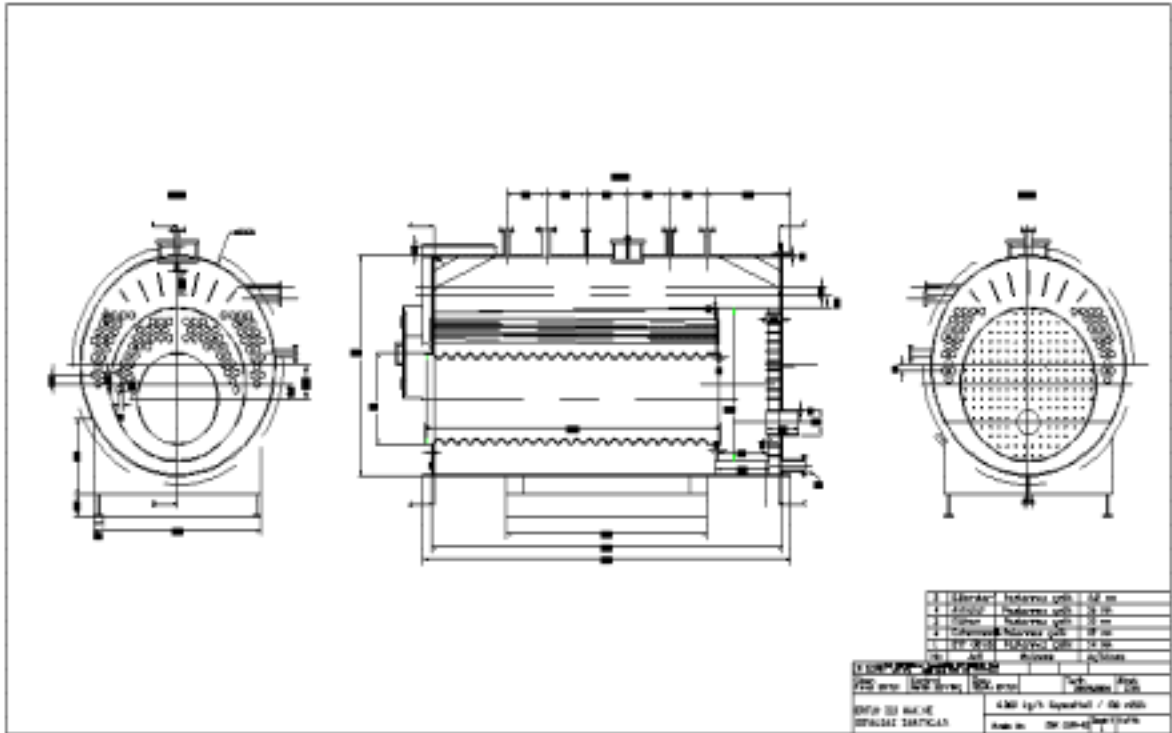
Çizelge 4.1 Skoç tipi buhar kazanı teknik özellikleri

Tipi :	3 geçişli, yüksek ve alçak basınçlı tam silindirik, skoç tipi
Külhan-Cehennemlik :	Kazan saçından imal edilmiş, % 100 ondüleli
Refrakter Malzeme :	Külhan ve cehennemlik kısmında tam yanmanın sağlanması için uygulanmalıdır.
Malzeme :	Paslanmaz çelik kazan sacı
Borular :	Kazan borusu
Yakıt Cinsi :	Katı - Sıvı - Gaz

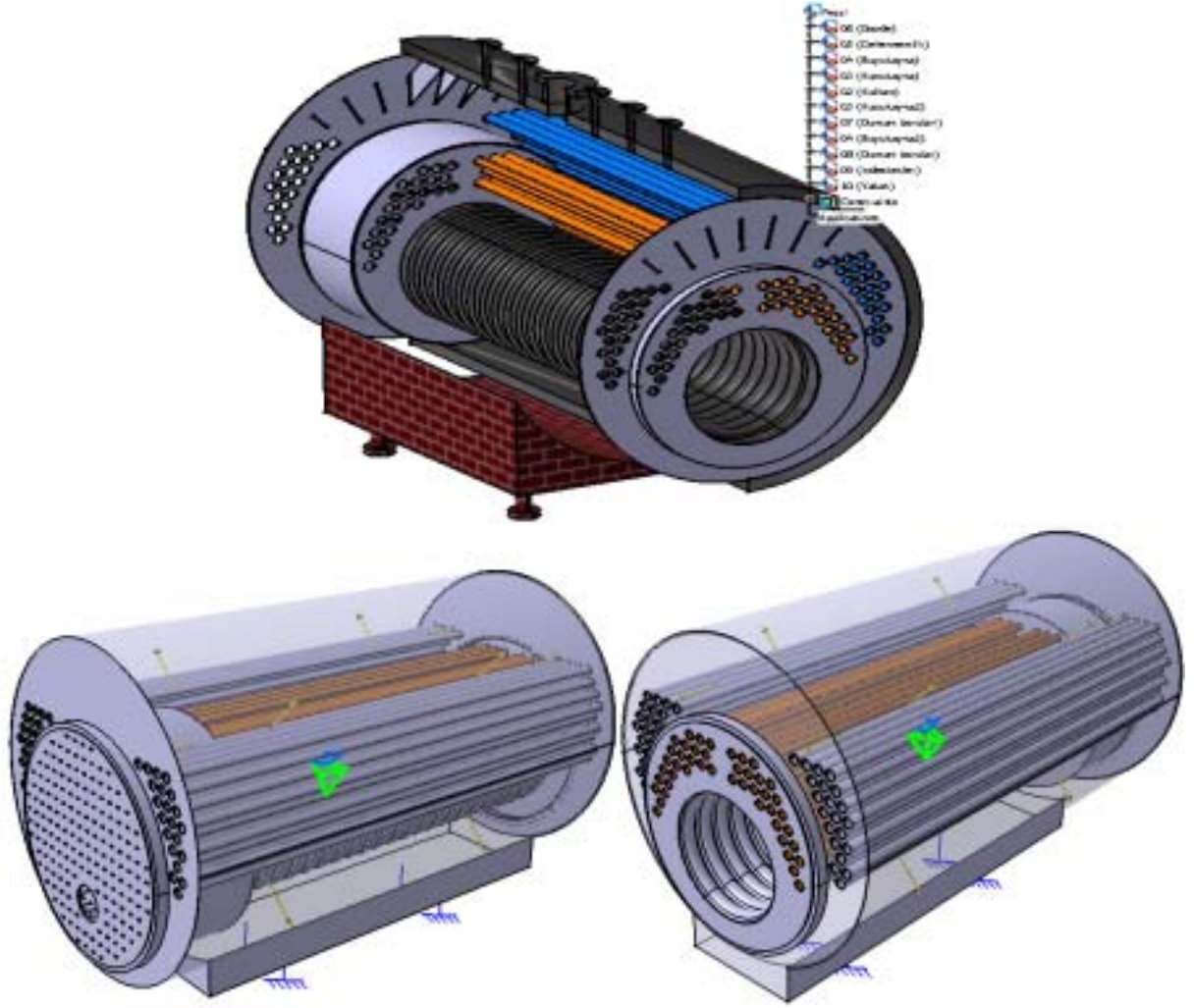
Çizelge 4.2 Sıvı-gaz yakıtlı skoç tipi buhar kazanı kapasite ve ebatları (Akaya, 2005)

Model	Buhar Kapasitesi (kg/h)		Toplam Boy (mm)	Kazan Çapı (mm)	Kazan Boyu (mm)
	ort.	max.			
10	400	500	2050	1550	1300
15	600	750	2700	1550	1950
20	800	1000	2650	1750	1750
25	1000	1250	3100	1750	2200
30	1200	1500	2950	1975	2050
35	1400	1750	3275	1975	2375
40	1600	2000	3550	1975	2650
45	1800	2250	3850	1975	2950
50	2000	2500	4200	1975	3300
55	2200	2750	3250	2175	2250
60	2400	3000	3450	2175	2450
65	2600	3250	3625	2175	2625
70	2800	3500	3825	2175	2825
75	3000	3750	4000	2175	3000
80	3200	4000	4200	2175	3200
90	3600	4500	3875	2512,5	3500
100	4000	5000	4396	2328	3525
125	5000	6250	4825	2512,5	3575
150	6000	7500	5525	2512,5	4275
175	7000	8750	6225	2512,5	4975

4.2 Buhar Kazanı Tasarımı

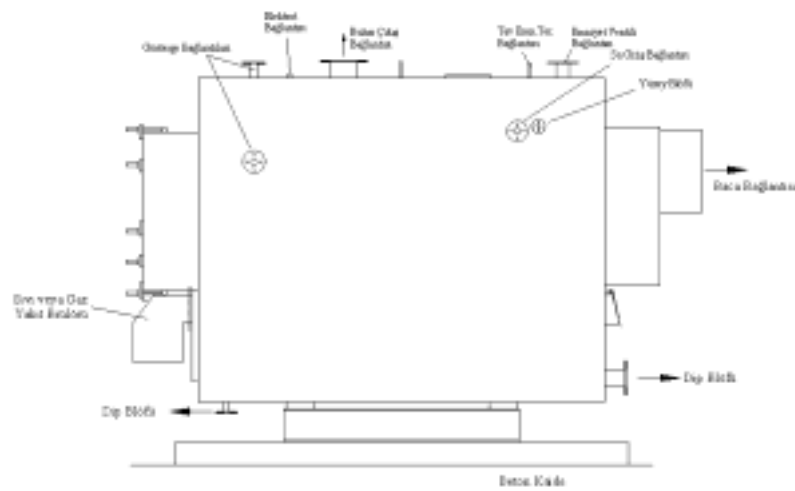


Şekil 4.2 Buhar kazanı teknik resmi



Şekil 4.5 Catia V5 programı ile modellenmiş halleri

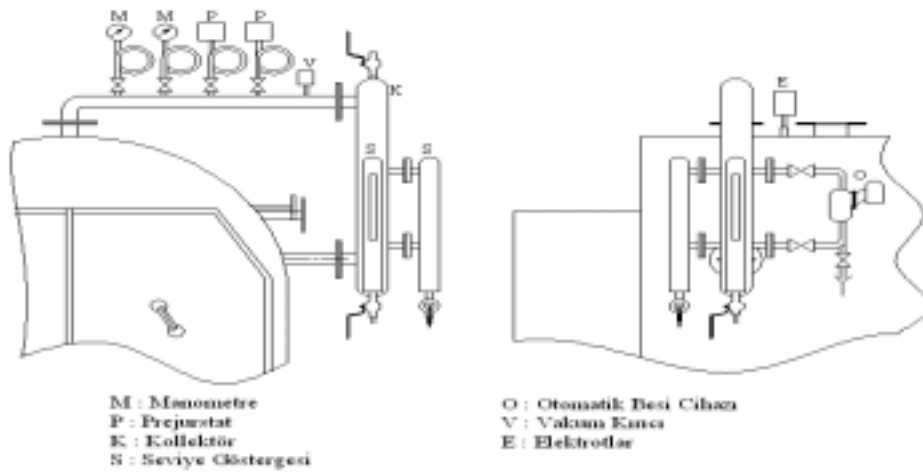
4.3 Skoç Tipi Buhar Kazanı Montajı



Şekil 4.6 Skoç tipi buhar kazanı montajı

Buhar kazanının yerleştirileceği kazan dairesi yüksekliği, kazan yüksekliğinden 2 metre fazla olmalıdır. Kazanlar arasında veya yan duvardan 1 m boşluk bulunmalıdır. Kazanın önünde de en az kazanın boyu kadar boşluk olmalıdır. Kazan dairesinin biri dışarı açılan en az karşılıklı iki kapısı olmalıdır. Bu kapı 2 m yükseklikte ve 0,6 m genişlikte olmalıdır. Diğer hacimlerden duvarla ayrılmalıdır. İçerisi en fazla 0,5 mbar basınç düşümüne müsaade edecek şekilde havalandırılmalıdır. Kazan dairesinin taban alanının en az %10 kadar dış havaya açılan duvar bulunmalıdır (Çuhadar, 2005).

4.4 Skoç Tipi Buhar Kazanı Aksesuarları



Şekil 4.7 Buhar kazanı aksesuarları



Şekil 4.8 Skoç tipi buhar kazanı gerçek görünüm

5. YAPISAL ANALİZ AŞAMALARI

5.1 Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Yapısal Analiz Aşamaları

Analiz aşamaları;

- 1) Katı model oluşturma,
- 2) Malzeme tanımlama ve malzeme özelliklerini ortam koşullarına göre güncelleme,
- 3) Uygun yerlerinden mesnetleme,
- 4) Tane boyutu ve tipi belirleme,
- 5) Parçalar üzerine gelen yük ve basınçları uygulama,
- 6) Tanelere ayırtma (meshleme),
- 7) Gerilmeler ve
- 8) Deformasyonları hesaplatma olarak sıralanabilir.

Aşağıdaki her bir buhar kazanı parçası için bu aşamalar programda uygulanmıştır.

5.2 Buhar Kazanı Parçasının Yapısal Analizi

Buhar kazanını oluşturan bir parçanın yapısal analizi yapılmıştır. Bu parçada;

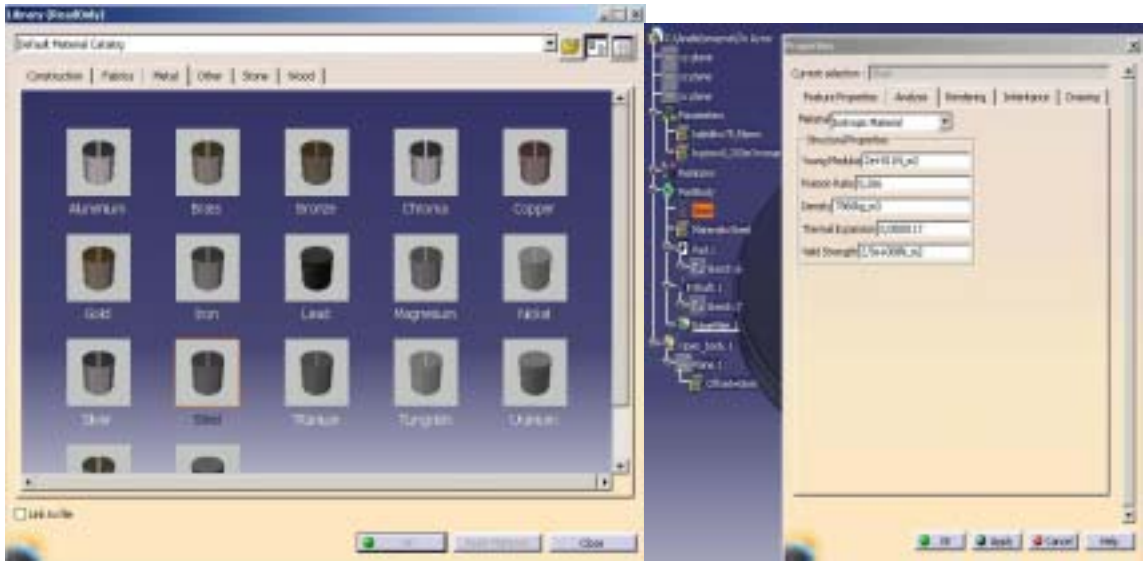
- 1) Malzeme özellikleri,
- 2) Mesnet yerleri ve üzerine gelen basınç şekli,
- 3) Meshlenmiş hali (Tanelere ayrılmış hali),
- 4) Eksenel kuvvetler ve moment yükleri,
- 5) Analiz sonucu,
- 6) Maksimum gerilmenin olduğu tane ve düğüm noktası gibi tüm bilgi, şekil ve tablolar verilmiştir.

Montaj hali altı parçadan oluşan buhar kazanı Catia V5 programı ile katı model olarak oluşturulur. Oluşturulan bu tasarım parçalarına çelik malzeme özellikleri katalogdaki referans değerlerden tanımlanır. Parçalar montajlı halindeki gibi uygun yerlerinden mesnetlenir. Buhar kazanı parçalarının içinde bulundurduğu kızgın buhardan kaynaklanan ortalama 8 barlık (800.000 N/m^2) basınca karşı göstermiş olduğu mukavemet değerlerini Catia V5 programının "Generative Structural Analysis" modülünde "Static Analysis" kullanılarak hesaplatılır.

5.3 Önyayna Yapısal Analizi

Çizelge 5.1 Çelik malzemesi özellikleri

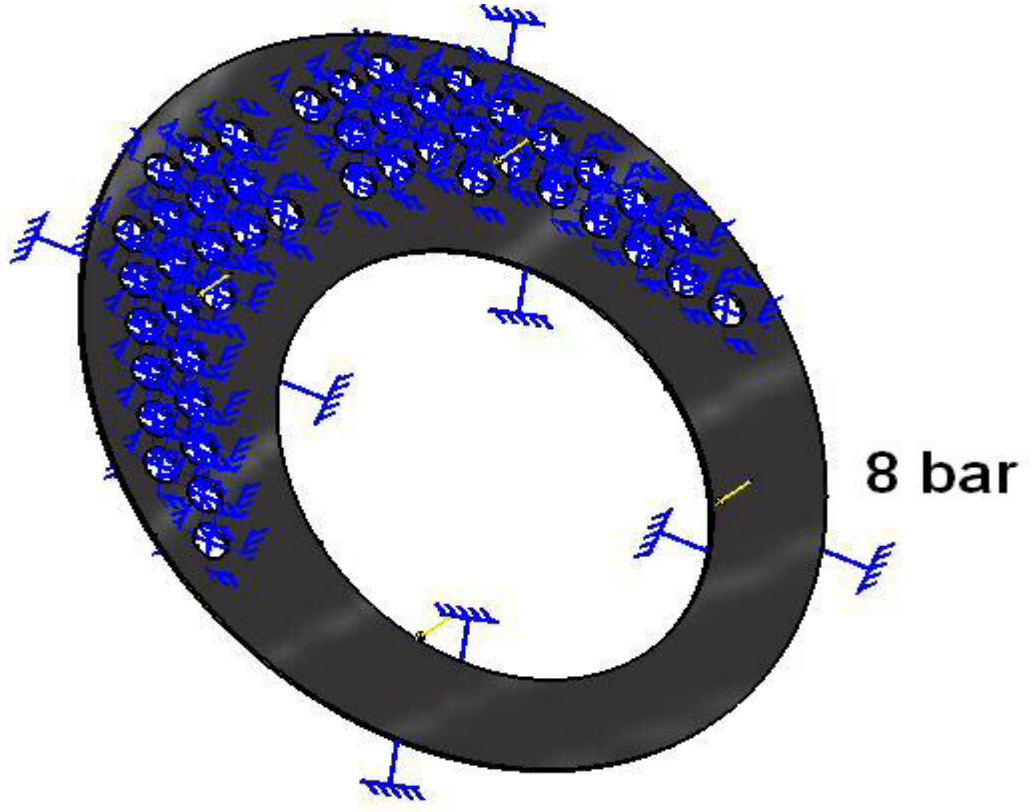
Malzeme	Çelik : Structural Steel
Elastisite Modülü	2e+011N/m ²
Poisson Oranı	0,266
Özkütle	7860kg/m ³
Isı Yayınlm Katsayısı	0,0000117
Akma Mukavemeti	2,5e+008N/m ²



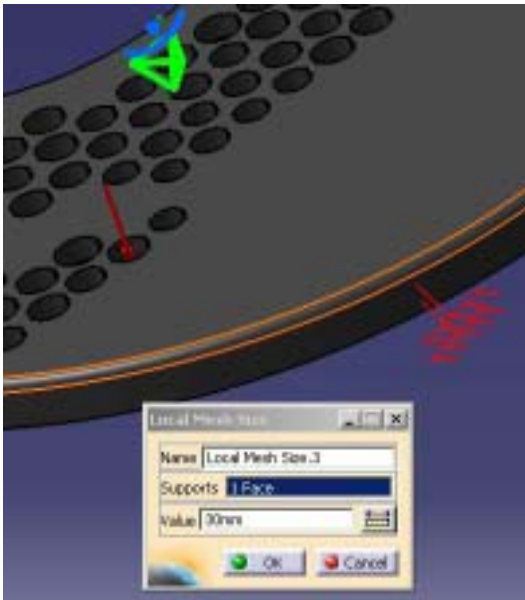
Şekil 5.1 Parça kataloğundan çelik malzeme seçimi ve çelik özellikleri



Şekil 5.2 Önyayna global tane boyutu ve eleman tipi



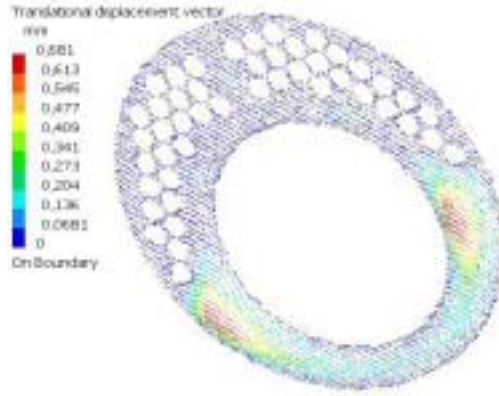
Şekil 5.3 Önaynaya uygulanan basınç ve sabit mesnet yerleri



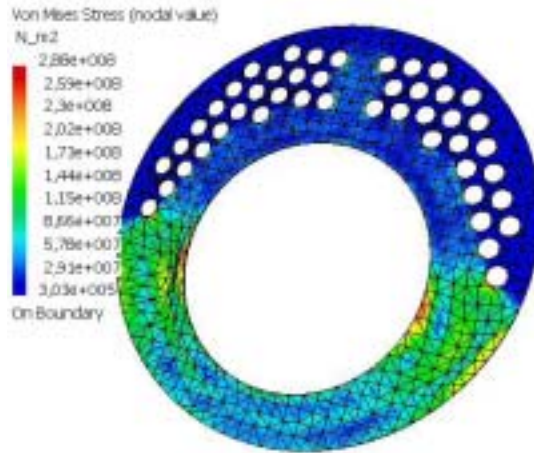
Şekil 5.4 Önaynaya local tane boyutu ve tanımlandığı kısım

Çizelge 5.2 Önayna gelen aksenal kuvvetler ve moment kuvvetleri

Bileşenler	Uygulanan Kuvvet	Tepki	Artık	Bağlı Hata
F _x (N)	-9.2295e+005	9.2295e+005	1.3493e-007	3.1613e-012
F _y (N)	1.0930e-012	2.8641e-008	2.8642e-008	6.7109e-013
F _z (N)	5.5530e-013	-2.5982e-008	-2.5982e-008	6.0875e-013
M _x (N.m)	-7.4875e-013	-6.9126e-008	-6.9127e-008	7.6867e-013
M _y (N.m)	-1.2137e+006	1.2137e+006	1.5879e-007	1.7657e-012
M _z (N.m)	1.0662e+006	-1.0662e+006	5.2853e-008	5.8770e-013



Şekil 5.5 Önayna maksimum deformasyon analiz sonucu



Şekil 5.6 Kalınlığı 8 mm. olan önaynada yapısal analiz sonucu

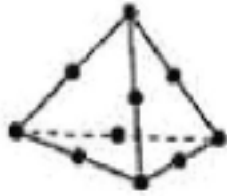
Analiz sonucu en kritik yerdeki akma değeri $2,88e+008 \text{ N/m}^2 = 288 \text{ MPa}$ çıkmıştır. Dolayısıyla 8 barlık sıvı basıncı altında maksimum gerilme değeri akma mukavemetinin (250 MPa) üzerindedir ve parça mukavim değildir. Analizine göre mukavim olmayan önayna bölüm 10'da optimizasyon ile mukavim olacağı kalınlık değeri hesaplanacaktır.

6. TANE TİPİNİN YAPISAL ANALİZE ETKİSİ

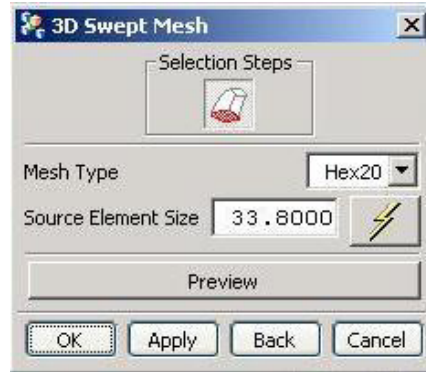
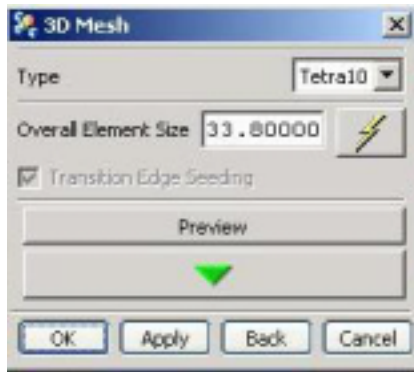
6.1 a)Tetragonal (Üçgen-piramit) Eleman b)Hegzagonal (Dikdörtgen-Prizma) Eleman

6.1.1 a)10 düğüm noktalı eleman

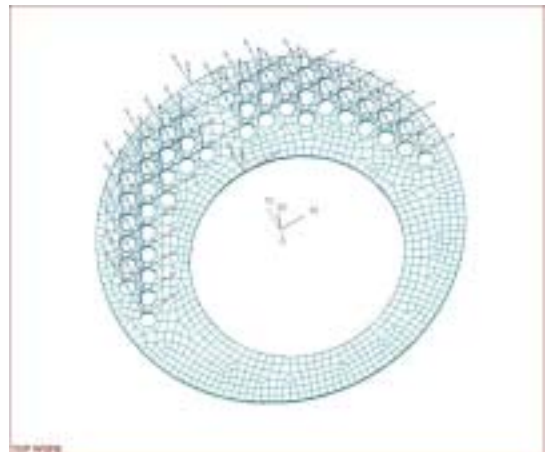
b)20 düğüm noktalı eleman



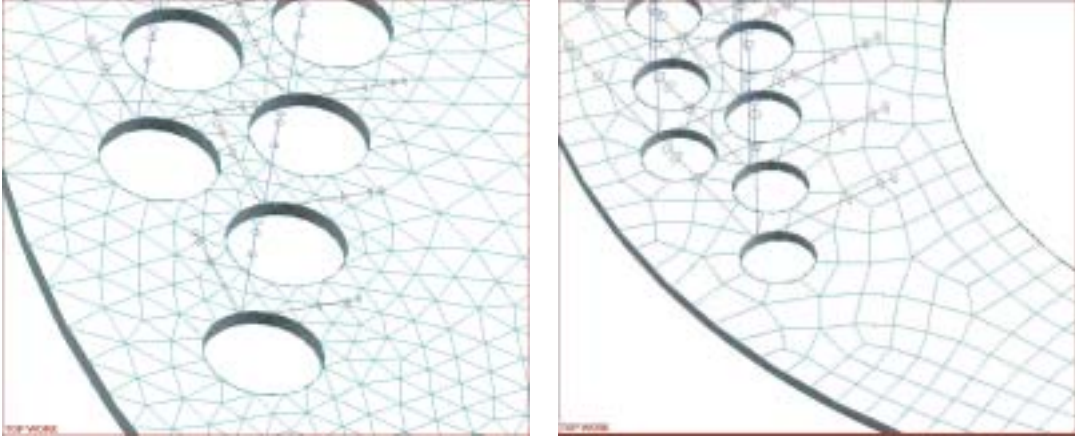
Şekil 6.1 a)10 düğüm noktalı tetragonal eleman b)20 düğüm noktalı hegzagonal eleman



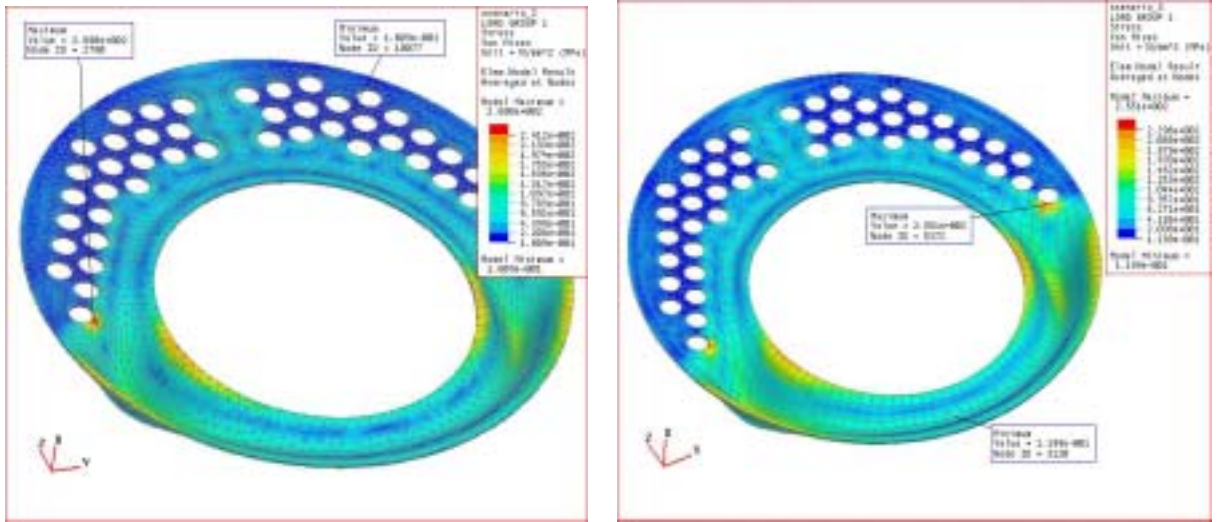
Şekil 6.2 Tane tipi ve boyutu seçim ekranı



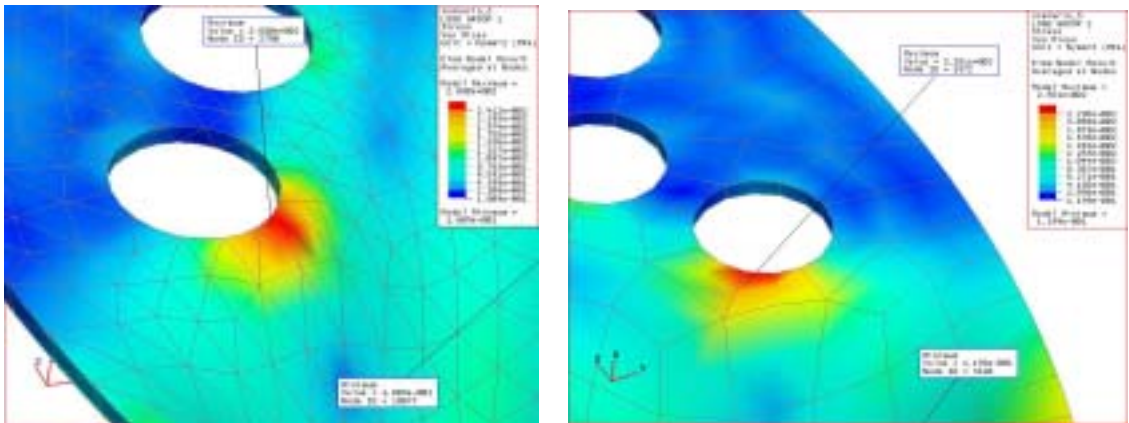
Şekil 6.3 Tanelere ayrılmış görünümler (Tetra 10 ve Hegza 20 düğüm noktalı)



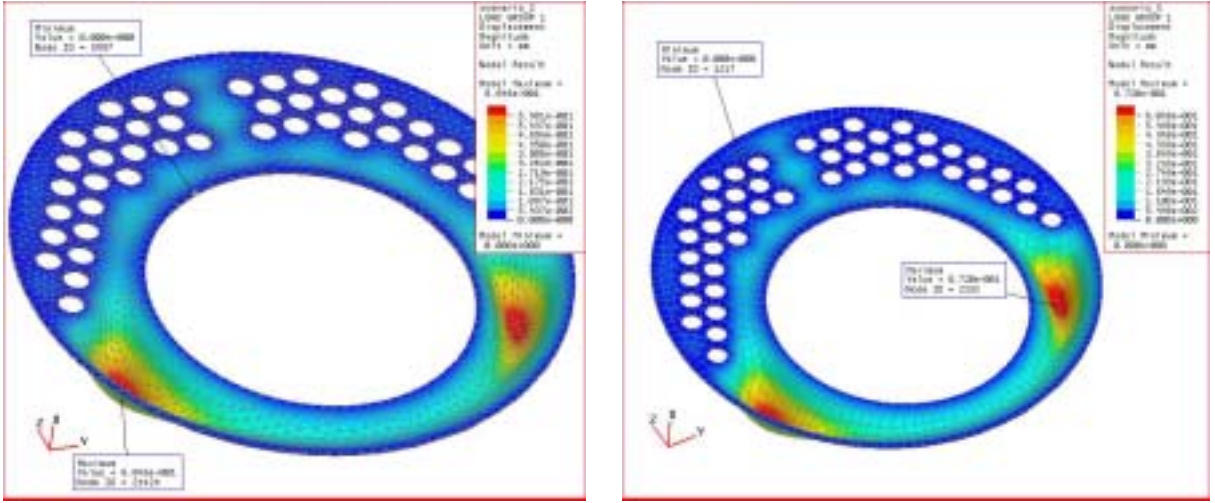
Şekil 6.4 Tanelere ayrılmış hallerin yakın görünüşleri (Tetra 10 ve Hegza 20 düğüm noktalı)



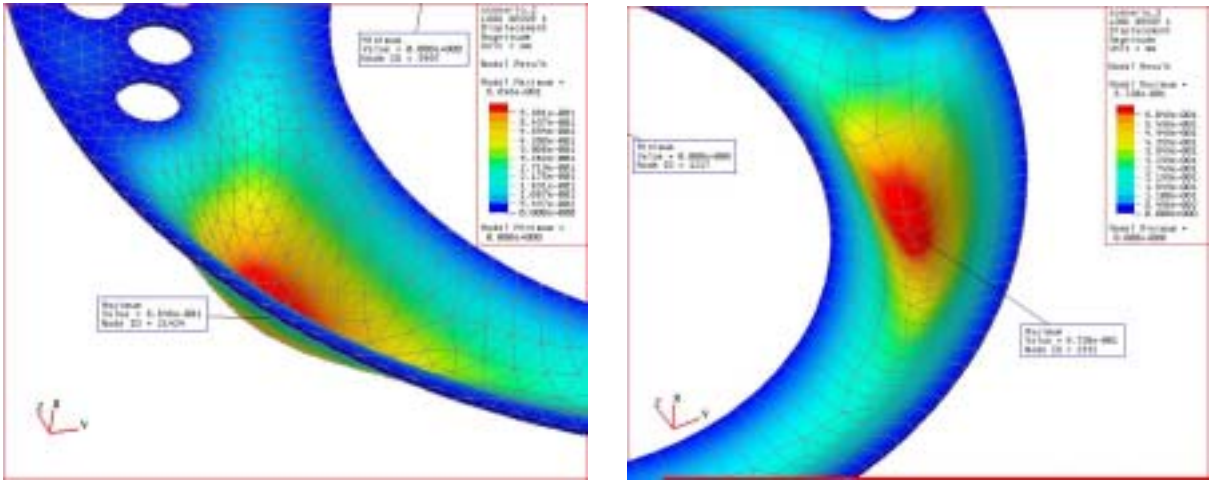
Şekil 6.5 Gerilme analiz sonuçları (Tetra 10 ve Hegza 20 düğüm noktalı)



Şekil 6.6 Maksimum gerilme yerleri (Tetra 10 ve Hegza 20 düğüm noktalı)

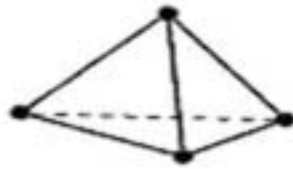


Şekil 6.7 Deformasyon analiz sonuçları (Tetra 10 ve Hegza 20 düğüm noktalı)



Şekil 6.8 Maksimum deformasyon yerleri (Tetra 10 ve Hegza 20 düğüm noktalı)

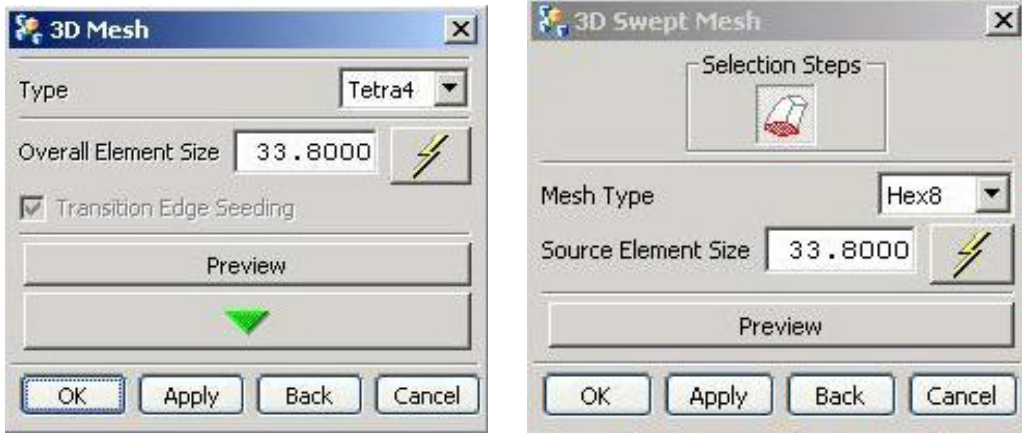
6.1.2 a) 4 düğüm noktalı eleman



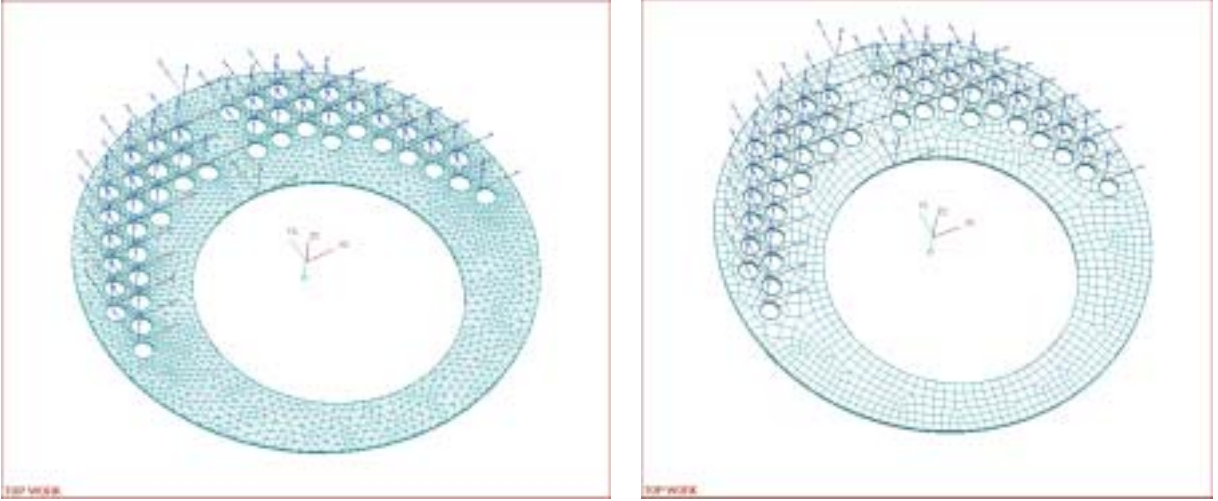
b) 8 düğüm noktalı eleman



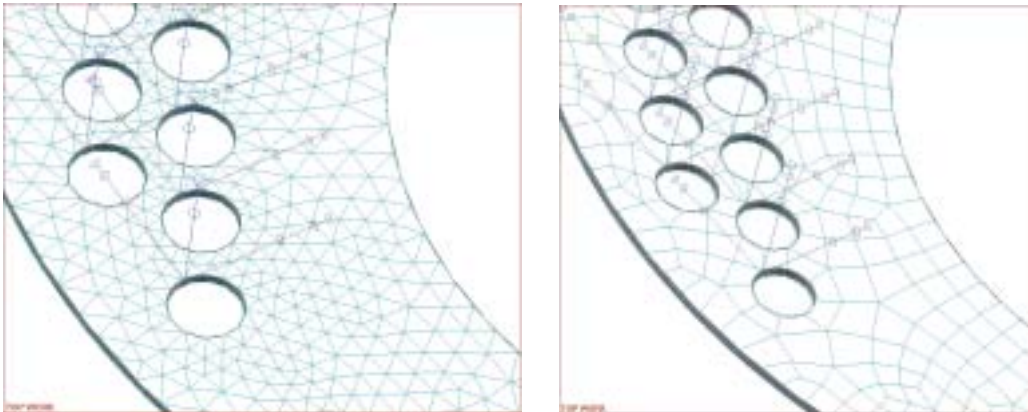
Şekil 6.9 a) 4 düğüm noktalı tetragonal eleman b) 8 düğüm noktalı hegzagonal eleman



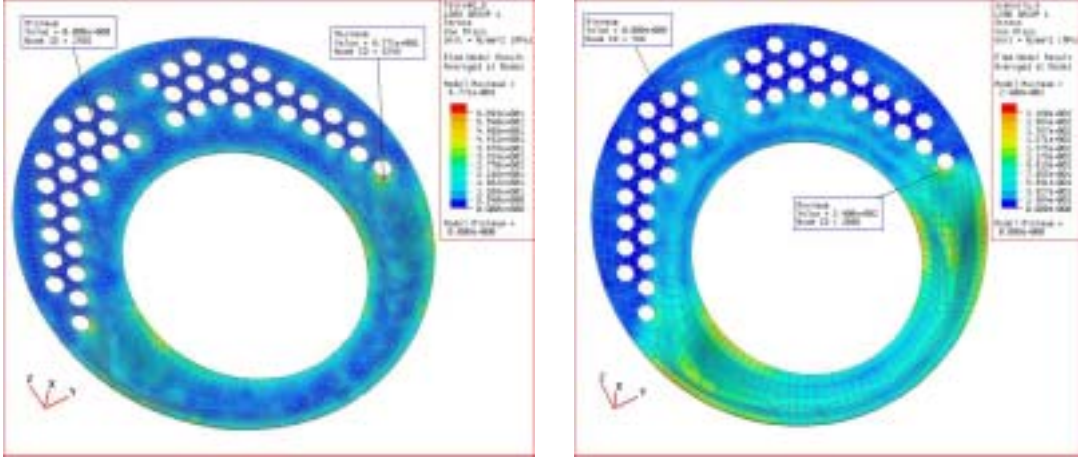
Şekil 6.10 Tane tipi ve boyutu seçim ekranı



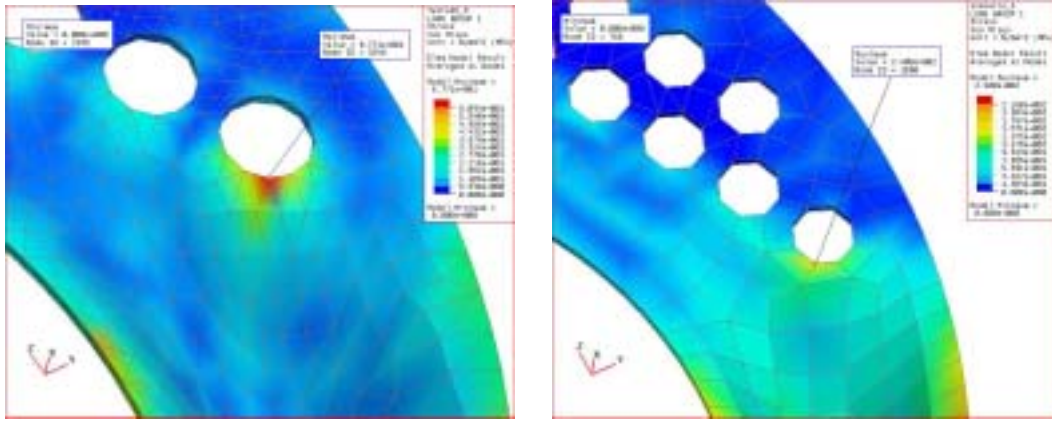
Şekil 6.11 Tanelere ayrılmış halleri (Tetra 4 ve Hegza 8 düğüm noktalı)



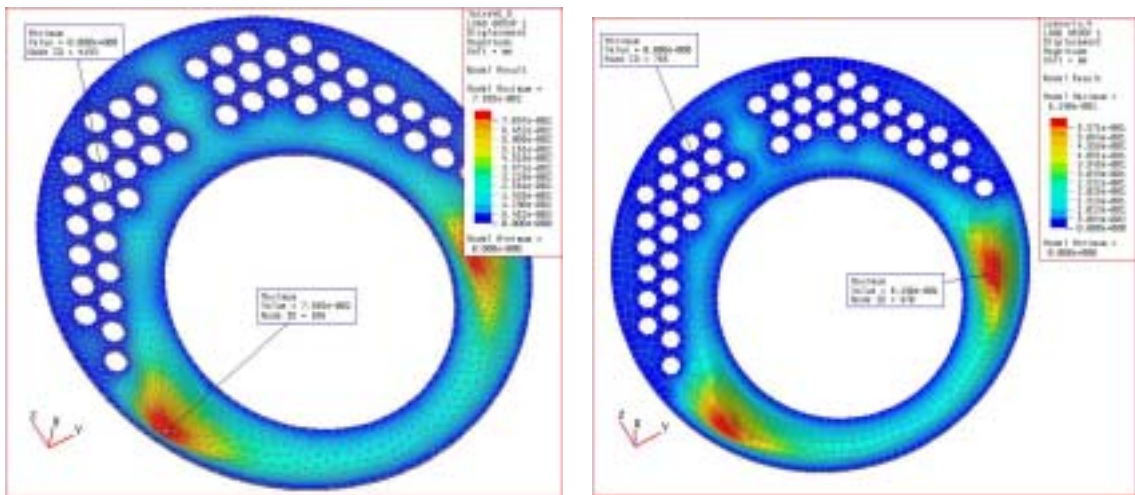
Şekil 6.12 Tanelere ayrılmış hallerin yakın görüşleri (Tetra 4 ve Hegza 8 düğüm noktalı)



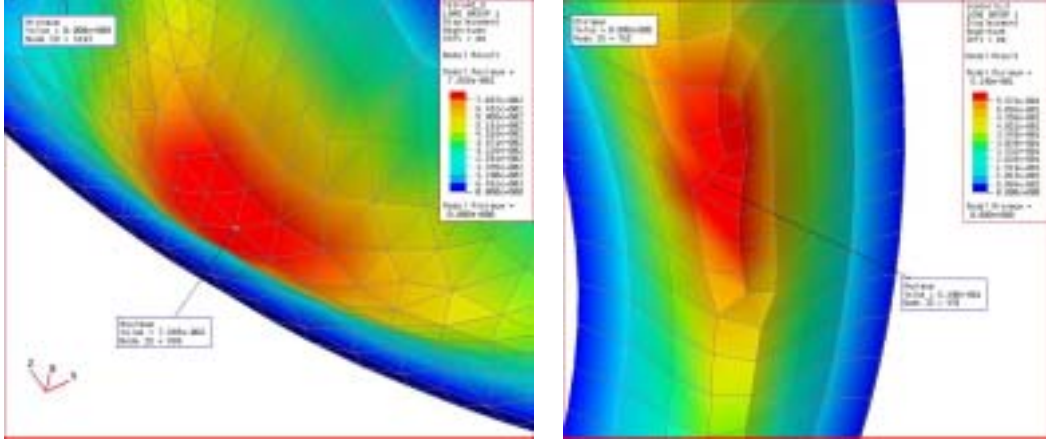
Şekil 6.13 Gerilme analiz sonuçları (Tetra 4 ve Hegza 8 düğüm noktalı)



Şekil 6.14 Maksimum gerilme yerleri (Tetra 4 ve Hegza 8 düğüm noktalı)



Şekil 6.15 Deformasyon analiz sonuçları (Tetra 4 ve Hegza 8 düğüm noktalı)

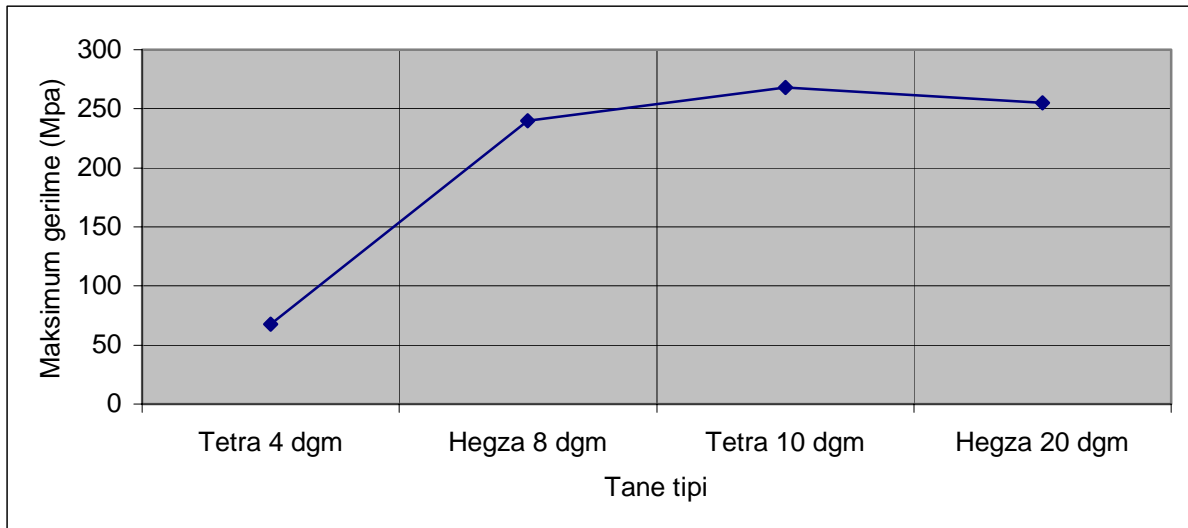


Şekil 6.16 Maksimum deformasyon yerleri (Tetra 4 ve Hegza 8 düğüm noktalı)

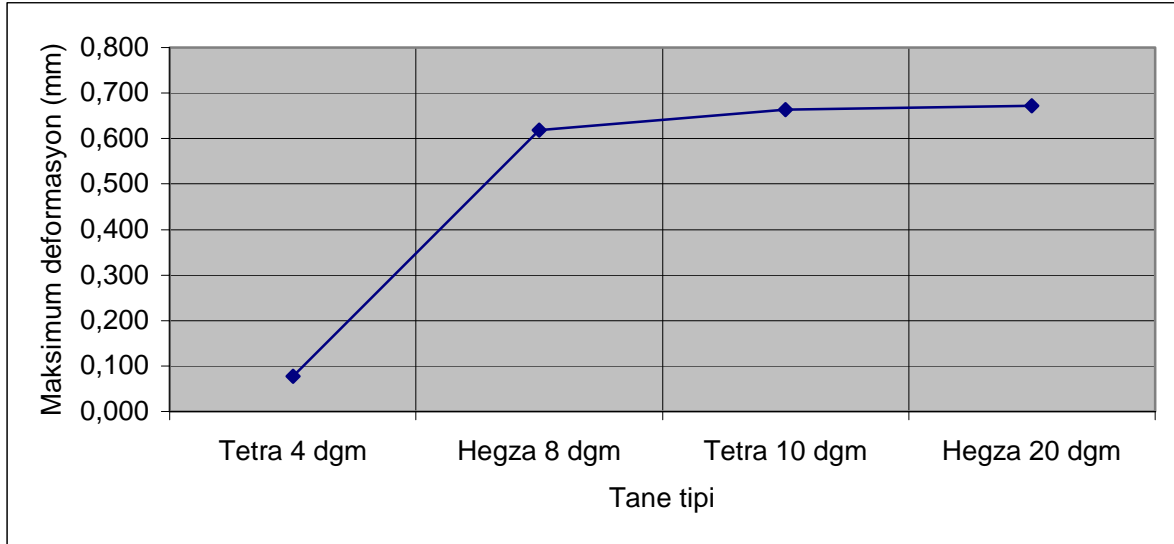
6.2 Sonuçlar

Çizelge 6.1 Tane tipindeki değişimin yapısal analize etkisi

Program	Eleman tipi	Düğüm sayısı	Tane boyutu (mm)	Max gerilme (Mpa)	Max deformasyon (mm)
Unigraphics	Tetra	4-linear	33,8	68	0,078
Unigraphics	Hegza	8-linear	33,8	240	0,619
Unigraphics	Tetra	10-parabolik	33,8	268	0,664
Unigraphics	Hegza	20-parabolik	33,8	255	0,672



Şekil 6.17 Tane tipi ile maksimum gerilme değişimi

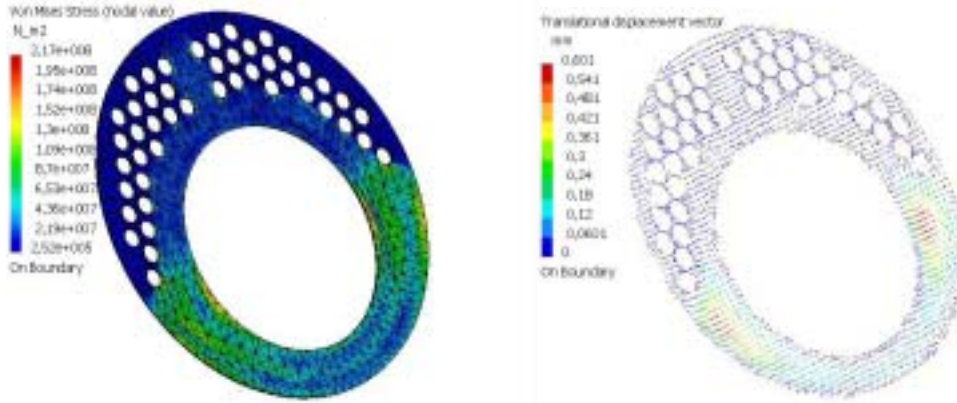


Şekil 6.18 Tane tipi ile maksimum deformasyon değişimi

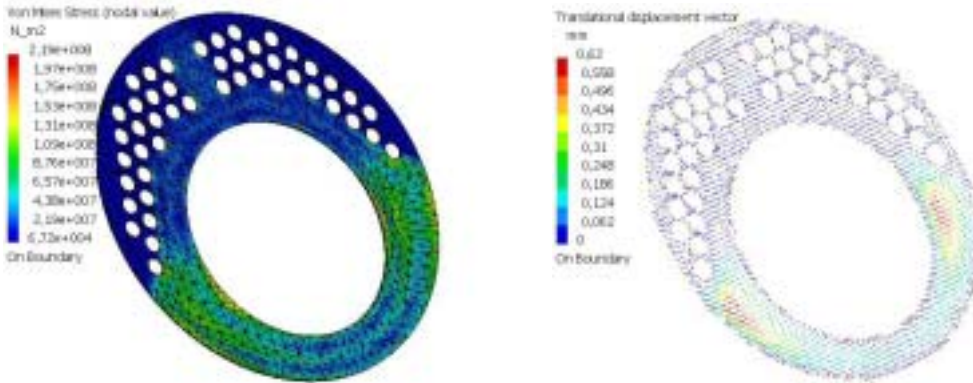
Yapılan dört farklı eleman tipindeki analizlerde, sonuçların tane tipinin değişimi ile çok fazla değişmediği, daha çok bu değişikliğin düğüm sayısına bağlı olduğu görülmüştür. Yukarıdaki grafikten de görüleceği üzere, tetra eleman tipinde 10 düğüm noktalı ile hekza eleman tipinde 20 düğüm noktalı arasında çıkan analiz sonuçlarında fazla fark görülmemiştir. Ancak tetra eleman tipinde 4 düğüm noktalı ile aynı eleman tipinde 10 düğüm noktalı arasında büyük fark görülmüş, buradan da tetra eleman tipinde az düğüm sayısına sahip olan 4 düğümlüdeki analizlerin tutarsız olacağını göstermiştir. Burada en ideal sonuca hegzagonal (dörtgen) eleman tipinde 20 düğüm noktalıda ulaşılmıştır. Buradan anlaşılacağı üzere, ne kadar fazla düğüm noktası o kadar tutarlı ve net sonuç demektir.

7. TANE BOYUTUNUN YAPISAL ANALİZE ETKİSİ

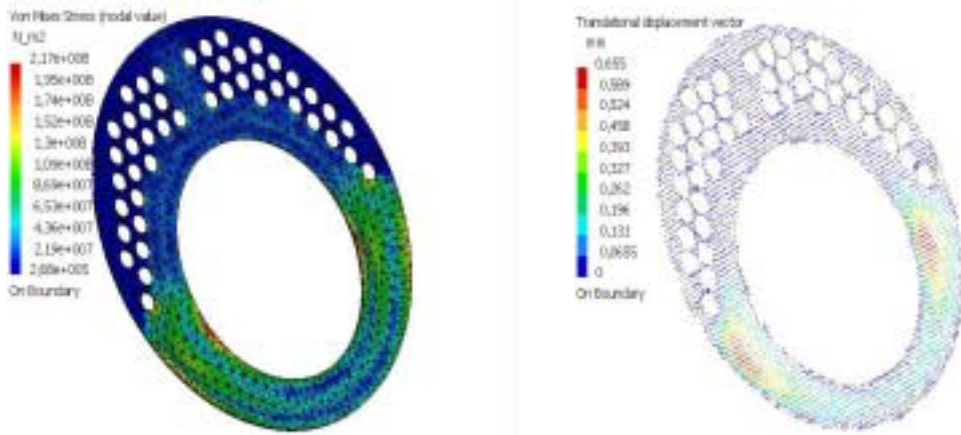
7.1 Tane boyutları ile yapısal analiz sonucundaki değişimler



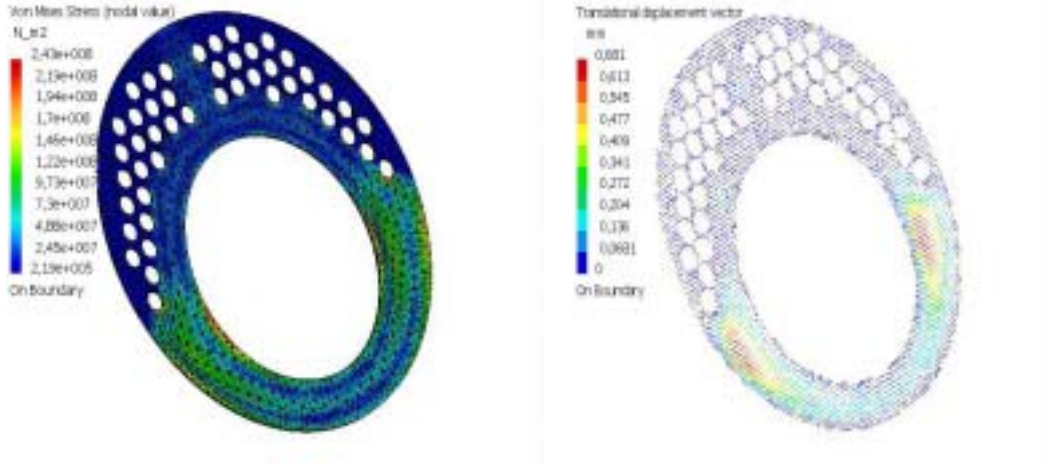
Şekil 7.1 50 mm.lik tane boyutunda gerilme ve deformasyon analiz sonuçları



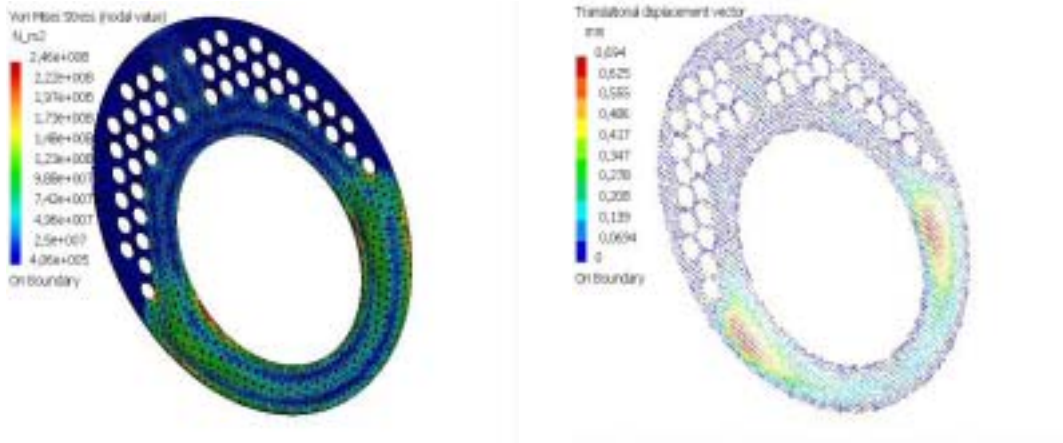
Şekil 7.2 45 mm.lik tane boyutunda gerilme ve deformasyon analiz sonuçları



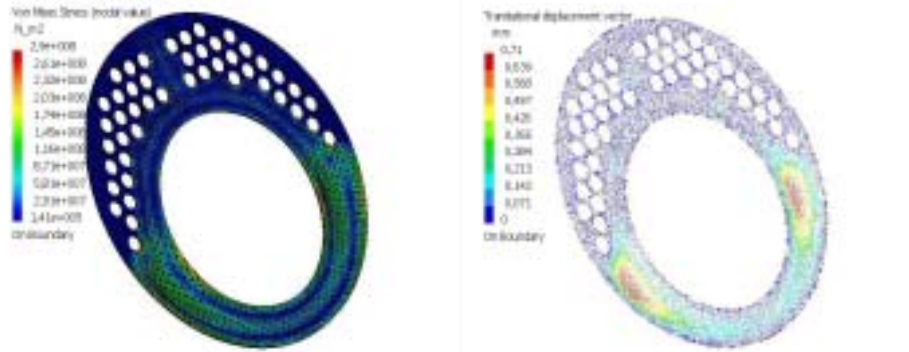
Şekil 7.3 40 mm.lik tane boyutunda gerilme ve deformasyon analiz sonuçları



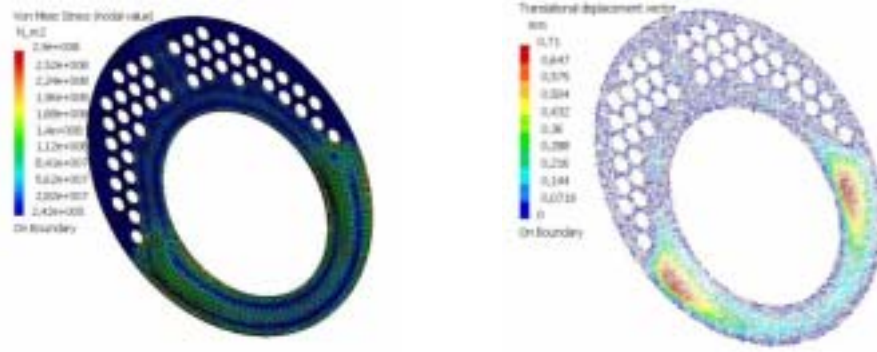
Şekil 7.4 35 mm.lik tane boyutunda gerilme ve deformasyon analiz sonuçları



Şekil 7.5 30 mm.lik tane boyutunda gerilme ve deformasyon analiz sonuçları



Şekil 7.6 25 mm.lik tane boyutunda gerilme ve deformasyon analiz sonuçları

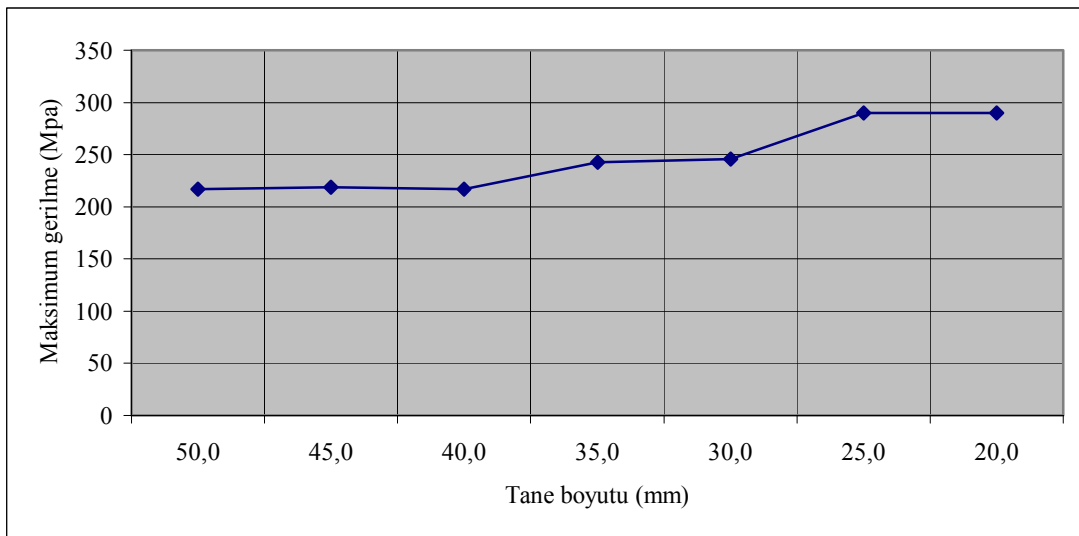


Şekil 7.7 20 mm.lik tane boyutunda gerilme ve deformasyon analiz sonuçları

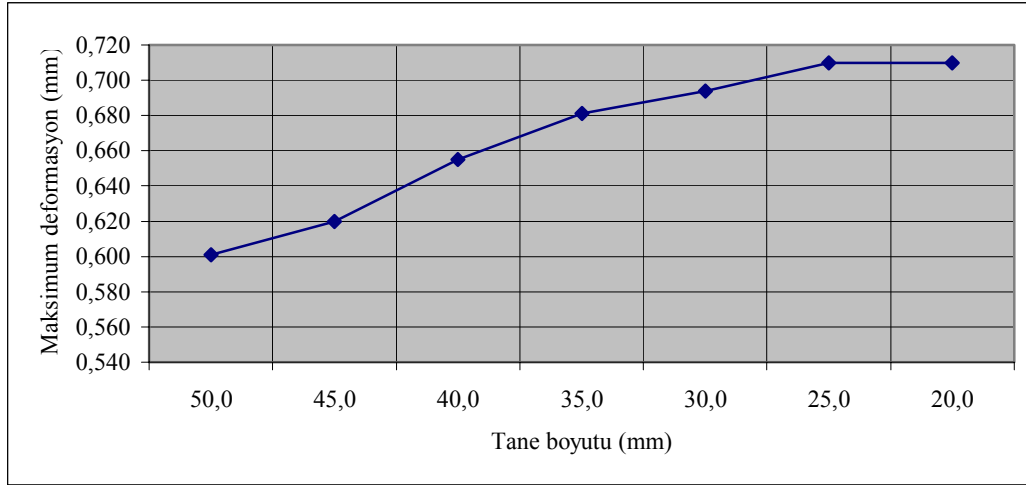
7.2 Sonuçlar

Çizelge 7.1 Tane boyutundaki değişimin yapısal analize etkisi

Program	Eleman tipi	Düğüm sayısı	Tane boyutu (mm)	Max gerilme (Mpa)	Max deformasyon (mm)
Catia V5 R11	Tetra	10-parabolik	50,0	217	0,601
Catia V5 R11	Tetra	10-parabolik	45,0	219	0,620
Catia V5 R11	Tetra	10-parabolik	40,0	217	0,655
Catia V5 R11	Tetra	10-parabolik	35,0	243	0,681
Catia V5 R11	Tetra	10-parabolik	30,0	246	0,694
Catia V5 R11	Tetra	10-parabolik	25,0	290	0,710
Catia V5 R11	Tetra	10-parabolik	20,0	290	0,710



Şekil 7.8 Tane boyutu ile maksimum gerilme değişimi



Şekil 7.9 Tane boyutu ile maksimum deformasyon değişimi

Yukarıdaki uygulamalı örneklerde tane boyutunun azalması belli bir değere kadar maksimum gerilme değerini yükseltmiş bu değerden daha küçük tane boyutlarında ise azaltmıştır. Tane büyüklük değerleri, 50 mm. ve 30 mm. arasında yaklaşık yakın sonuçlara ulaşılmış, 25 mm. ve 20 mm.'de maksimum gerilme değeri sabit devam etmiştir.

Değişik tane boyutlarına göre sonuçların farklı çıkması yapısal analizimizin mukavimliği konusunda karar vermemizi güçleştirir. Bu durumu hesaplamalarımızda emniyet katsayısını kullanarak aşabiliriz. Kazan 2 emniyet katsayısı ile tasarlandığında 8 mm. cidar kalınlığında mukavim olmayan tasarım 16 mm. cidar kalınlığında yeterince mukavim olmaktadır.

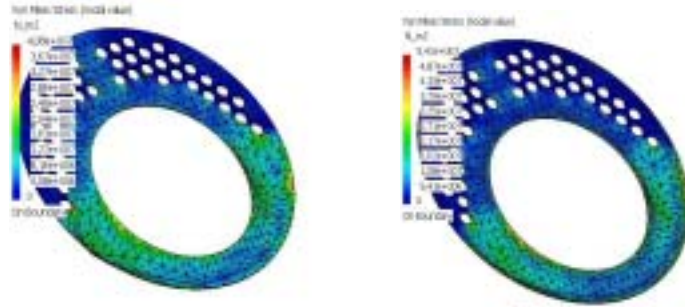
Bilgisayar programlarında optimum tane boyutunu seçme özelliği vardır. Bu optimum tane boyutu tüm elemanların boyutlarını tam bölecek değerdeki bir uzunluk değeridir. Bu da programlar sayesinde kolaylıkla tespit edilebilmektedir.

Tane boyutundaki bu değişmelerle yapılan hesaplama süreleri, bilgisayarın performansı ile direkt etkilenmektedir. Günümüz teknolojisine göre ortalama bir bilgisayarla yapılan analizlerin süresi azalan tane boyutlarına karşılık, daha çok tanenin tek tek hesaplanması gerektiğinden artmıştır. Analiz hesaplamalarında tane boyutu azaldıkça bilgisayarın kapasite ve hızına göre analiz süresi uzamıştır. Tane boyutu 20 mm. değerinin altında ise bilgisayar hesaplamayı tamamlayamayarak donmuştur. Analizin hesaplanmasında kurulan matrislerin kompleksliği eleman sayısındaki artış ile artacağından kurulan fonksiyonlardaki bilinmeyen sayısı artmış ve denklemler çözülemez hale gelmiştir. Buradan çıkan sonuç ne kadar küçük tane boyutu, o kadar doğru sonuç ancak bu eleman boyut küçüklüğünü sınırlayan bilgisayarların hızıdır.

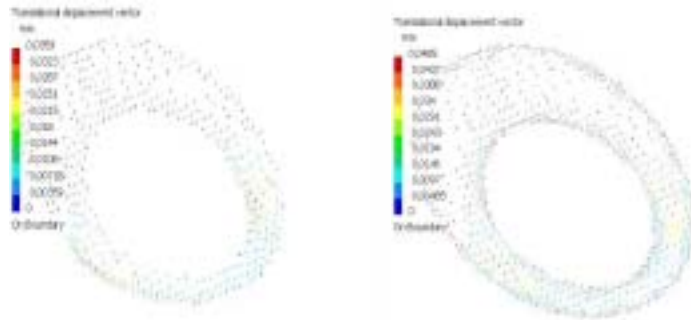
8. GLOBAL ya da LOCAL MESH ile YAPISAL ANALİZ FARKI

Tane boyutunun değişik yerlerde farklı değerlerde tanımlanması ise paket programlarda **global** ve **local tane tanımlama** olarak adlandırılır. Global için verilen değer tüm konstrüksiyonu tanelere bölmede alınacak boyutları verirken, local için verilen değer sadece seçilen yerleri tanelere bölmede alınacak değerdir.

8.1 Tetragonal (Üçgen-piramit) 4 Düğüm Noktalı Eleman Tipi

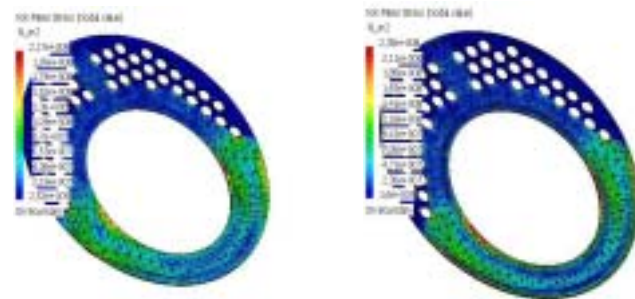


Şekil 8.1 Global ve local meshde maksimum gerilme analiz sonuçları

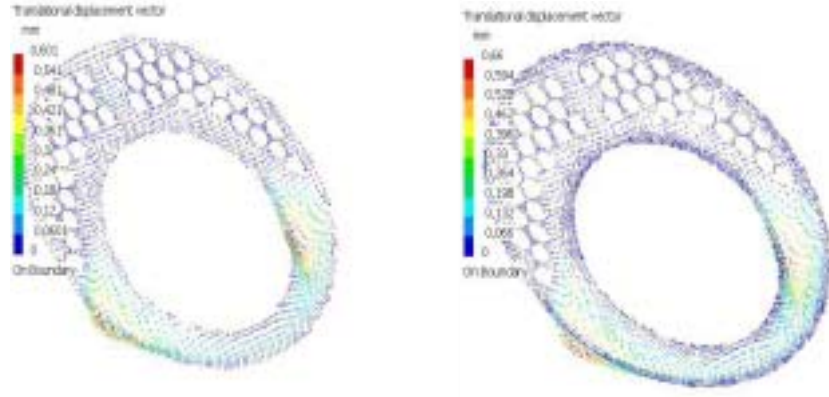


Şekil 8.2 Global ve local meshde maksimum deformasyon analiz sonuçları

8.2 Tetragonal (Üçgen-piramit) 10 Düğüm Noktalı Eleman Tipi

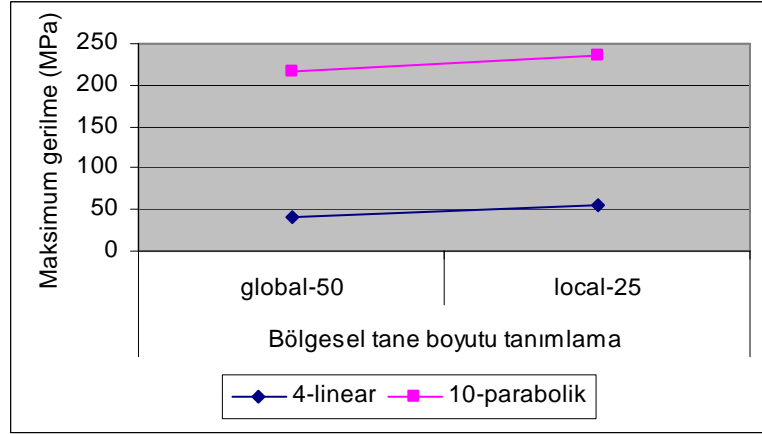


Şekil 8.3 Global ve local meshde maksimum gerilme analiz sonuçları

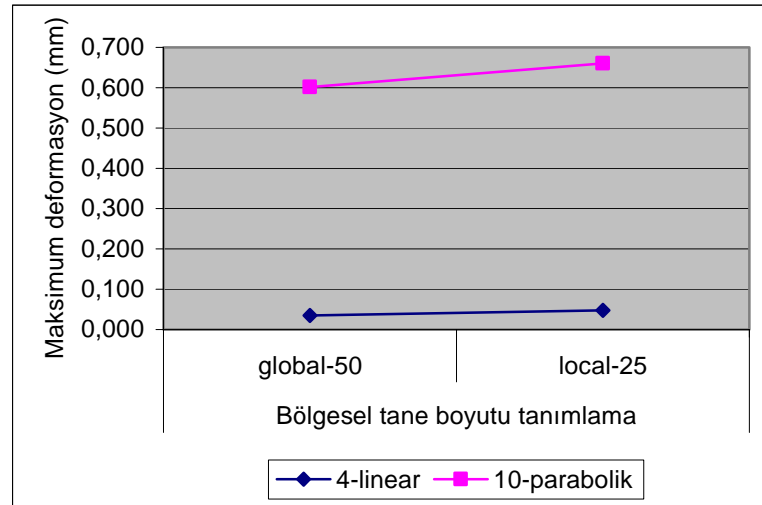


Şekil 8.4 Global ve local meshde maksimum deformasyon analiz sonuçları

8.3 Sonuçlar



Şekil 8.5 Maksimum gerilme değişimi



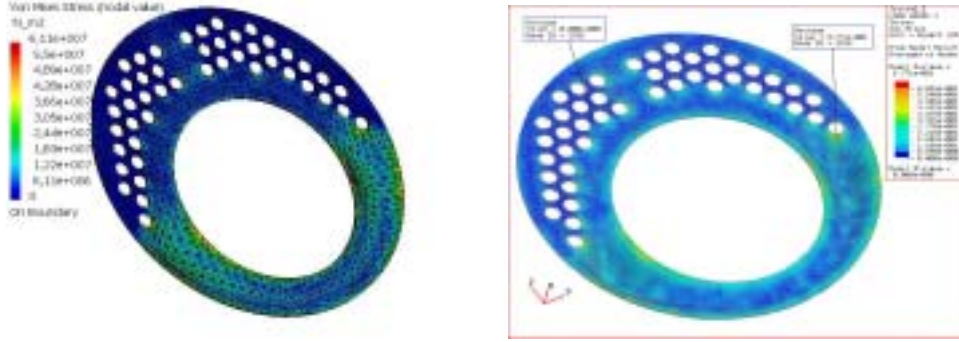
Şekil 8.6 Maksimum deformasyon değişimi

Aynı program ile yapılan analizlerde aynı eleman tipinde (Tetragonal-Üçgen eleman) farklı düğüm noktaları ile analizler yapılırken eleman tiplerinin tanımlanacağı alan olarak önce global yani her yerde aynı eleman boyutu uygulanmasına karar verilmiş, diğer analizde ise delik kenarlarına local yani bölgesel daha küçük boyutlu eleman tanımlamaları yapılmıştır.

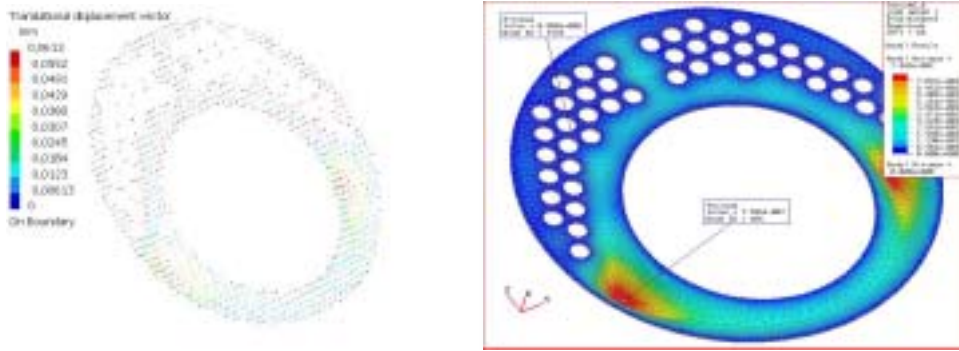
Yapılan analizlerde sonuç olarak maksimum gerilme değerlerine ve maksimum deformasyon değerlerine bakılmıştır. Her iki sonuçta da local tanımlama ile yapılan analiz sonuçları daha yüksek değerde çıkmış ancak bu çok fazla bir fark oluşturmamıştır. Buradan çıkarılacak sonuç; analizin sağlıklı sonuç verebilmesi için, özellikle maksimum gerilmenin beklendiği yerlerde küçük eleman boyutları seçilerek daha detaylı sonuca ulaşılır. Bu şekilde her yerde küçük eleman boyutu tanımlamadan daha fazla denklem çözülmesi engellenmiş, bilgisayarın çözüm süresi kısaltılmıştır.

9. CATIA ile UNIGRAPHICS PROGRAMLARINDA ANALİZ FARKI

9.1 Tetragonal (Üçgen-piramit) 4 Düğüm Noktalı Eleman Tipi

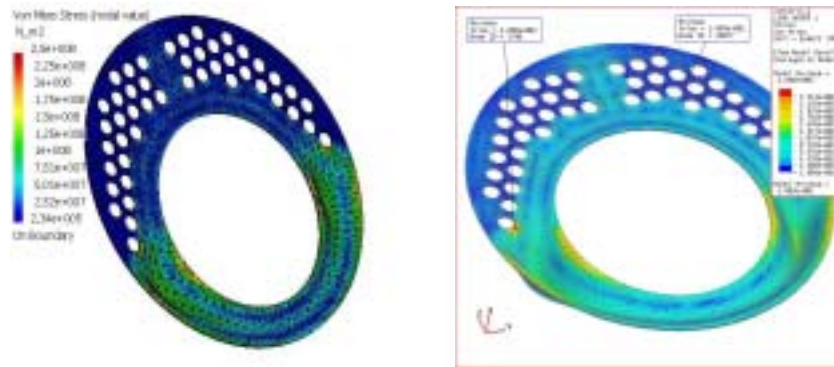


Şekil 9.1 Catia ve Unigraphics’de maksimum gerilme analiz sonuçları

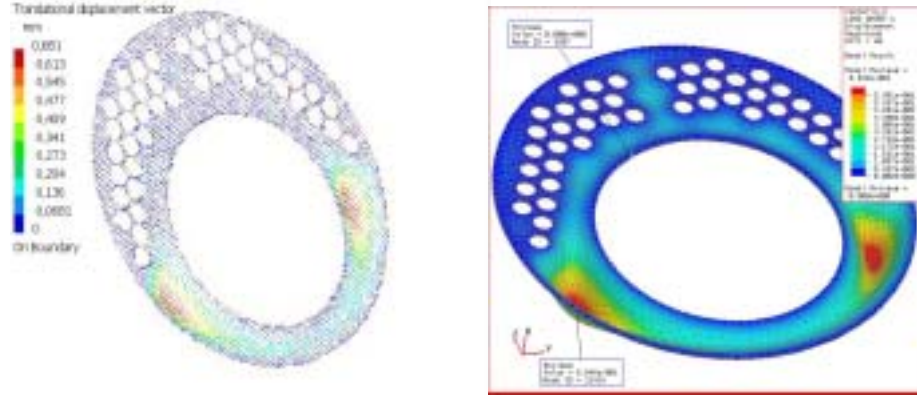


Şekil 9.2 Catia ve Unigraphics’de maksimum deformasyon analiz sonuçları

9.2 Tetragonal (Üçgen-piramit) 10 Düğüm Noktalı Eleman Tipi

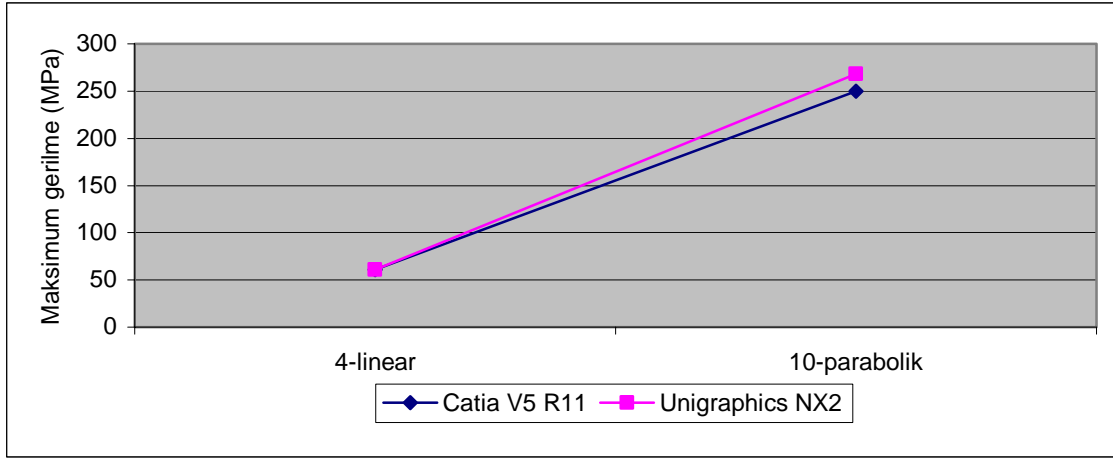


Şekil 9.3 Catia ve Unigraphics’de maksimum gerilme analiz sonuçları

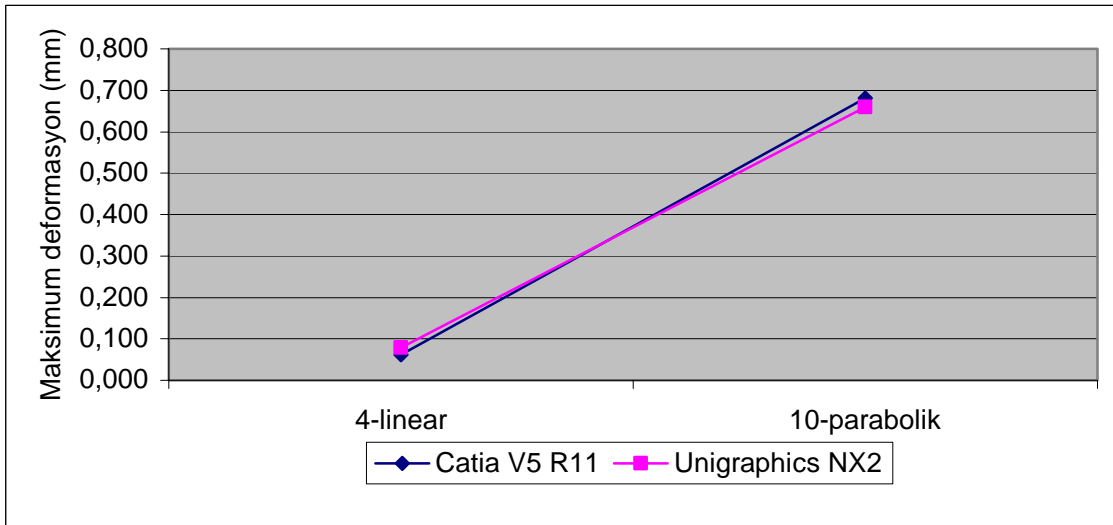


Şekil 9.4 Catia ve Unigraphics'de maksimum deformasyon analiz sonuçları

9.3 Sonuçlar



Şekil 9.5 Catia ve Unigraphics ile maksimum gerilme analiz sonuçları

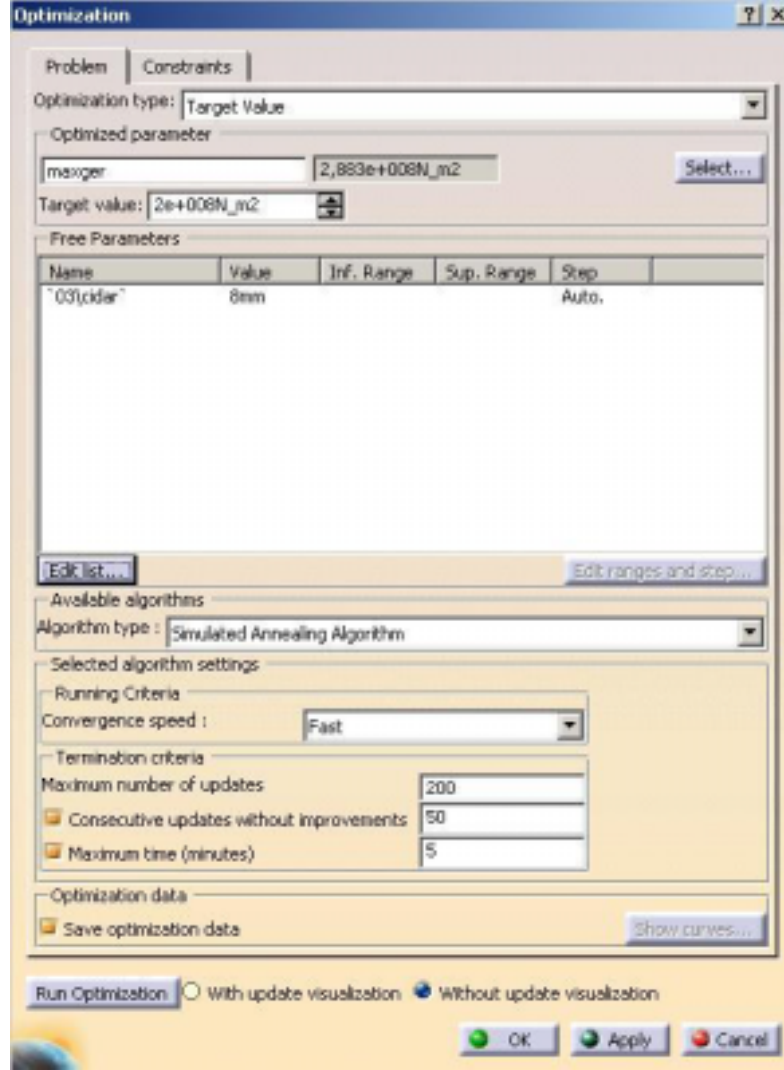


Şekil 9.6 Catia ve Unigraphics'te maksimum deformasyon analiz sonuçları

Grafiklerden de anlaşılacağı gibi bu iki program arasında fazla fark görülmemiştir.

10. OPTİMİZASYON

Sonlu elemanlar yöntemiyle analiz edilen buhar kazanı parçası önaynının analiz sonucu bölüm 5’de mukavim çıkmayınca Catia V5 programının optimizasyon modülü kullanılmıştır.

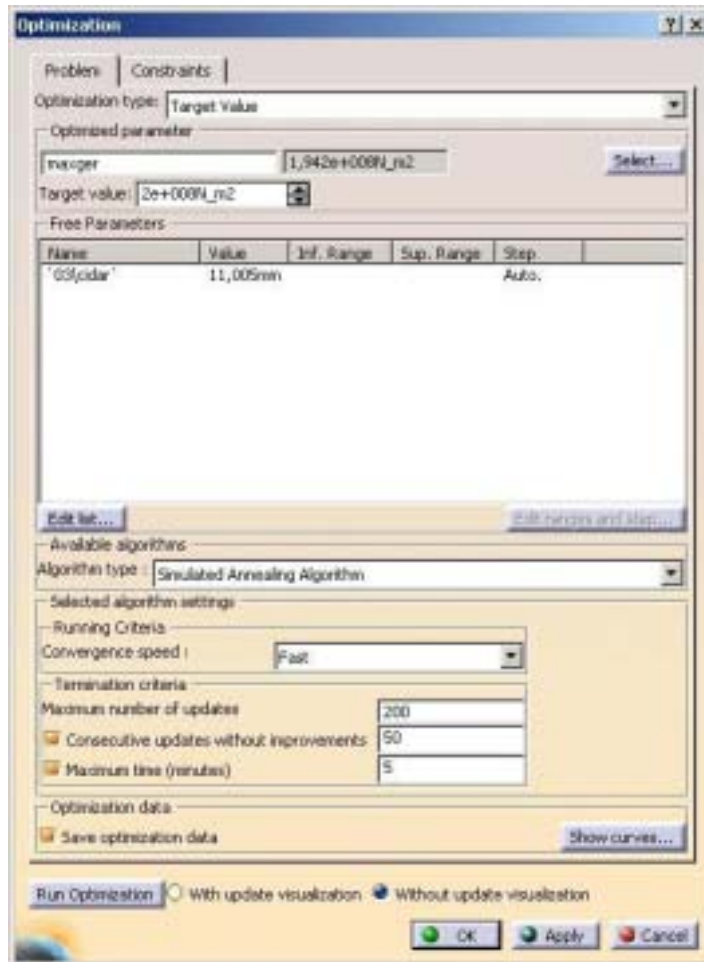


Şekil 10.1 Optimizasyon başlangıcı

Başlangıçta 8 mm. cidar kalınlığındaki önayna, 8 barlık içten kızgın buhar basıncı altında 288 Mpa maksimum gerilme değeri ile mukavim olmadığı, yani bu cidar kalınlığında önaynının bu basınca dayanamayarak akmaya başlayıp patlama riskinin olduğu görülmüştür. Maksimum gerilme, minimum malzeme harcanması için 200 Mpa’da kalması emniyet açısından yeterli görülmüştür. Dolayısıyla optimizasyon modülünde hedef fonksiyon olarak 200 Mpa değeri girilmiş, değişken olarak da cidar parametresi tanımlanmıştır.

Çizelge 10.1 Optimizasyon sonuçları

Optimizasyon	Hedefe en yakın gerilme (N/m ²)	Max gerilme (N/m ²)	Cidar (mm)
0	2,88E+08	2,88E+08	8,000
1	2,87E+08	2,99E+08	8,049
2	2,87E+08	3,24E+08	7,730
3	2,87E+08	3,32E+08	7,608
4	2,87E+08	3,34E+08	7,604
5	2,87E+08	3,01E+08	8,087
6	2,56E+08	2,56E+08	8,763
7	2,37E+08	2,37E+08	9,710
8	1,94E+08	1,94E+08	11,005
9	1,90E+08	1,36E+08	12,891
10	1,90E+08	1,17E+08	14,138



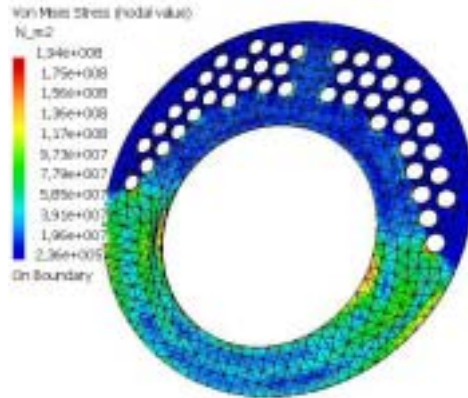
Şekil 10.2 Optimizasyon sonucu

Daha önce akma mukavemeti üzerinde zorlanmaya maruz kalan çelik önyayna yeni cidar kalınlığı için yapılan optimizasyonda en kritik yerdeki akma değerine istenildiği gibi 200 Mpa

değerine 11,035 mm. cidar kalınlığında ulaşılmıştır. Dolayısıyla yeni durumda 8 barlık kızgın buhar basıncı altında en kritik değer dahi akma sınırı altındadır ve parça mukavimdir. Burada buhar kazanı imalatçısı firmanın kullandığı 16 mm. cidar kalınlığı yerine 11 mm. değerinde de mukavimliği sağlayacağı sonucuna ulaşılmıştır. Ancak olası çarpmalara ve olumsuz ortam koşullarına karşı emniyet açısından daha kalın olan 16 mm.lik plaka kullanılmıştır.

Optimizasyon ile defalarca analiz yapılmadan istenen mukavemet değerinde optimum cidar kalınlığını göstermiştir. Bu modül;

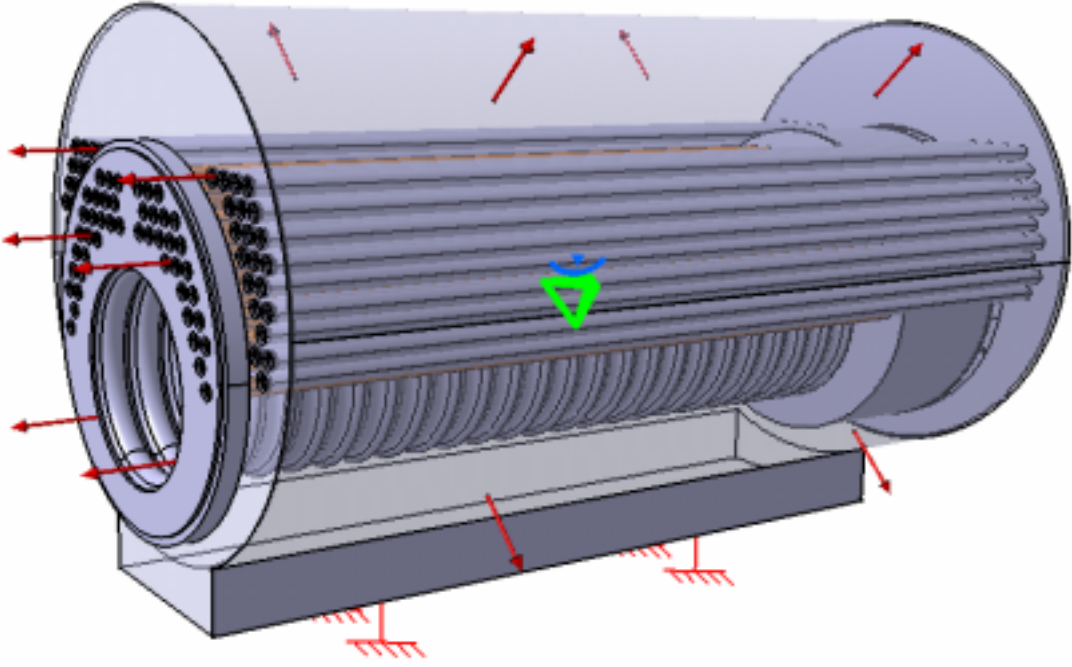
- 1) Hızlı sonuç,
- 2) Hesaplama kolaylığı,
- 3) Emniyetli konstrüksiyon tasarımı,
- 4) Düşük maliyet gibi çok büyük avantajlar sağlamıştır.



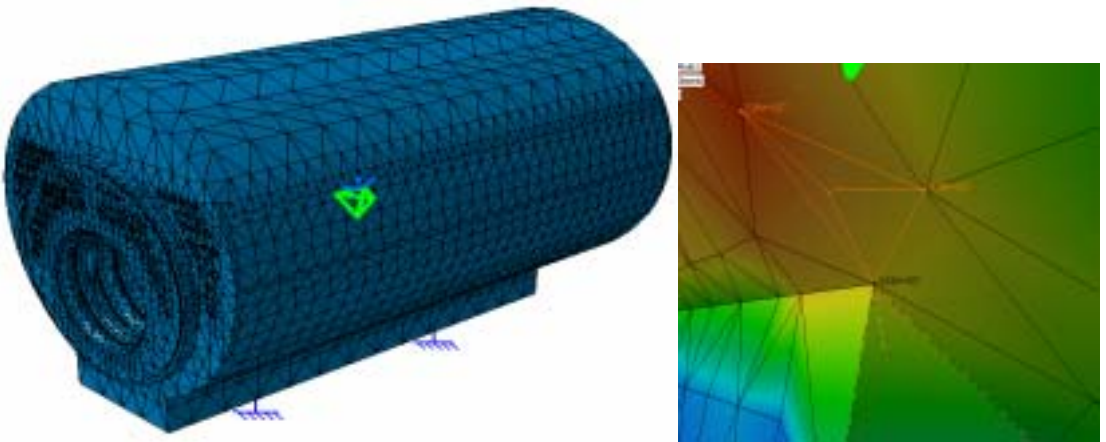
Şekil 10.3 Kalınlığı 11 mm. olan önaynada yapısal analiz sonucu

11. MONTAJ HALİNDE BUHAR KAZANI YAPISAL ANALİZİ

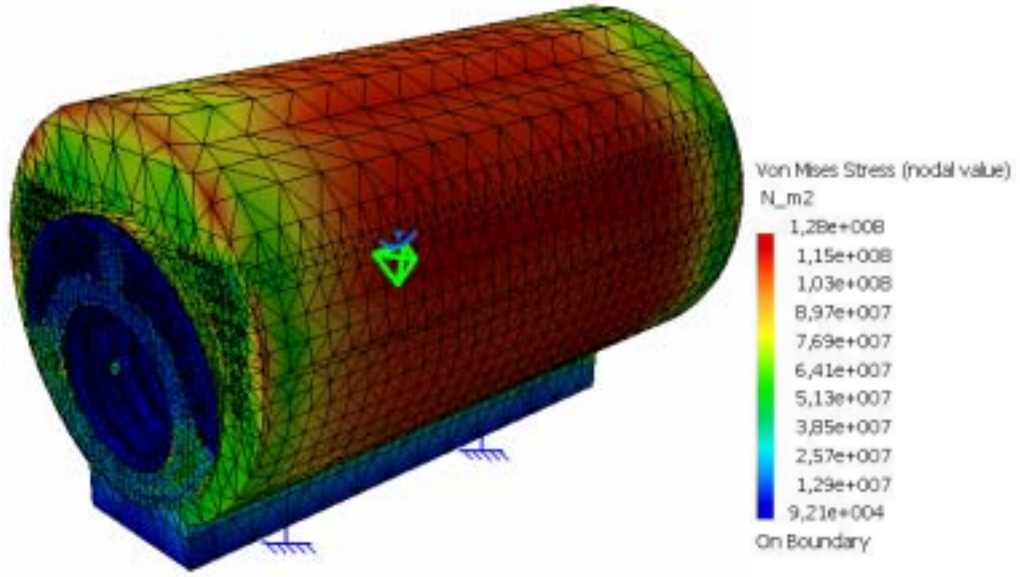
İlk hesaplamalarda ön aynanın cidar kalınlığını 8 mm. iken gerilme sonuçları çeliğin akma mukavemeti üzerinde çıktığı görülmüş, bu durum Catia V5 programının optimizasyon modülü ile önaynanın kalınlığı için 11 mm. cidar kalınlığının yeterli olacağına karar verilmiş ancak emniyet açısından 16 mm. cidar kalınlığı kullanılmıştır. Buhar kazanı montajını komple olarak gerçek ortam koşullarını programda sağlayarak yapılmıştır. Alt yataktan mesnetli, iç kısımdan 8 barlık kızgın buhar basıncına maruz bırakılmıştır.



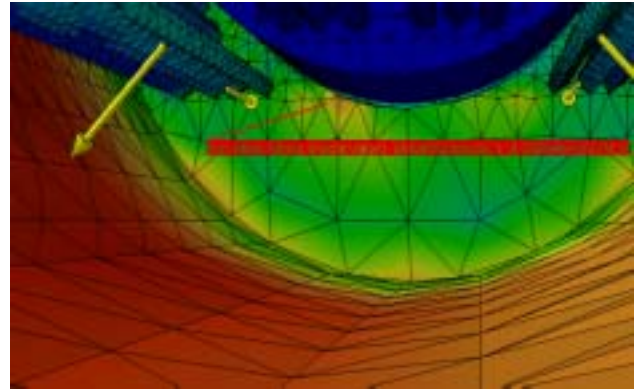
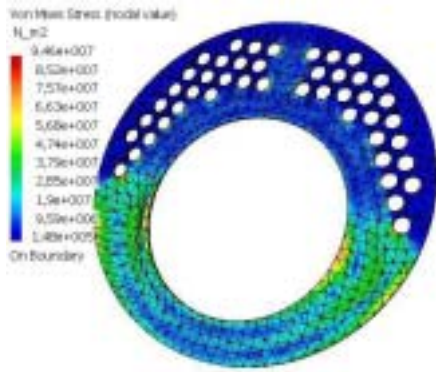
Şekil 11.1 Buhar kazanı montajı sabit mesnet yerleri ve basınç uygulanan alanlar



Şekil 11.2 Buhar kazanı montajı tetragonal (üçgen eleman) tanelere ayrılmış hali



Şekil 11.3 Buhar kazanı montajı gerilme analiz sonuçları (Önayna kalınlığı 16 mm.dir.)



Şekil 11.4 Kalınlığı 16 mm. olan önyaynada analiz sonucu Şekil 11.5 İç kısımdan görünüş

Buradaki sonuçlar kıyaslandığında 16 mm.lik önyayna tek analiz yapıldığında 94 Mpa çıkan maksimum gerilme değeri, montajlı halde de yakın değerlerde çıkmaktadır. Yukarıda görülen 128 Mpa değeri gövde ortasındaki kırmızı yerlere ait en yüksek değerdir, Şekil 11.5'te önyaynanın montajlı halde en kritik noktasındaki maksimum gerilme değeri 93 Mpa olarak iç kısımdan yaklaşıtırılıp gösterilmiştir. Montajlı hali gerçek kısıtlamaları daha iyi ifade ettiği için en doğru sonuca parçanın kullanıldığı yer üzerinde ulaşılır. Sonuçlar tek ve montajlı hallerde de yakın çıkmış olup farkın nedeni kısıtlamaların değişmesinden kaynaklanmaktadır.

12. FİİLİ TEST ile ANALİZ SONUÇLARININ KIYASLANMASI

Gerçek durum ile Catia programında hesaplanan değerleri kıyaslamak için fiili test uygulaması yapılmıştır.

12.1 Gerçek Test Düzeneği



Şekil 12.1 Test cihazı



Şekil 12.2 Bağlama yeri



Şekil 12.3 Kuvvet göstergesi



Şekil 12.4 Test öncesi numuneler



Şekil 12.5 Test sonrası numuneler

1x20x80 mm ebatlarındaki test numunesi çelik malzemedendir ve alt geniş kısımdan test cihazının alt sabit çenesine sıkıştırılır, üst geniş kısım da cihazın üst hareketli çenesi ile çekilir. Göstergede çift ok bulunur. Alttaki ok, kopma öncesi son dayanılan çekme kuvvetinde kalır ve parçanın hangi kuvvette uzamaya başlayıp kopma değeri yaklaşık olarak bulunur. Parçanın uzama ve kopma süresi çok kısadır. Dolayısıyla göstergedeki değer malzemenin akmaya başladığı kuvvet olarak da alınabilir. Malzemenin kesit alanı;

$$A = 1 \times 20 = 20 \text{ mm}^2 \quad \text{olarak bulunur.}$$

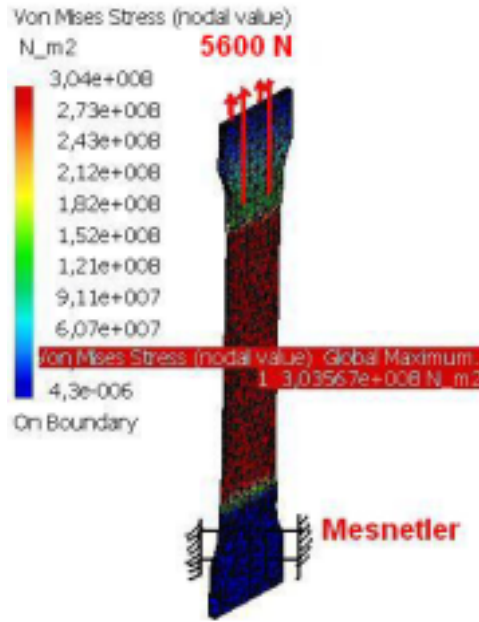
$$F_{ak} = 5600 \text{ N} \quad \text{olarak göstergeden okunur.}$$

$$1 \text{ kg} = 9,81 \text{ N} \quad \text{olduğundan,}$$

$$F_{ak} = 5600 \text{ N} = 571,82 \text{ kgf} \quad \text{olarak hesaplanır.}$$

$$\sigma_{ak} = F_{ak} / A = 28,55 \text{ kgf} / \text{mm}^2 \quad \text{olarak bulunur.}$$

12.2 Catia V5 programı ile yapısal analiz sonucu



Şekil 12.6 Catia V5 programı ile yapısal analiz sonucu

Aynı şartlar Catia V5 programında sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak hesaplatılır ve sonuç şekil 8.6'dan görüldüğü gibi;

$$3,04e+008 \text{ N/m}^2 = 3,04 \times 10^8 \text{ N/m}^2 = 304 \text{ MPa} = 30,99 \text{ kgf/mm}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

12.3 Sonuçlar

Gerçek test ile program arasındaki sapma malzemenin yapısındaki homojensizlikten veya malzeme üzerindeki çentik etkisi denilen kılcal çatlaktan kaynaklanmış olabilir. Sonuç olarak emniyet katsayısıyla yapılacak mühendislik hesaplamalarında bu fark önemli değildir. Örneğin bir forklift tasarımında en az 3 gibi bir emniyet katsayısı ile taşıyabileceği yük hesaplanırken gerçek durumla programdaki fark da kendiliğinden dikkate alınmış olacak ve tasarım kesinlikle emniyetli olacaktır. Burada dikkat edilmesi gereken en önemli konular;

- 1) Gerçek durumun programdaki analize iyi yansıtılması,
- 2) Malzeme tanımı ile özelliklerinin gerçek malzeme özellikleri ile yakın olması,
- 3) Mesnet yerlerinin gerçeği yansıtması,
- 4) Optimum tane boyutunda hesaplamalar yapılması,
- 5) Kuvvetin gerçek durumdaki gibi uygulamaya çalışılması gerekmektedir.

13. GENEL SONUÇ ve YORUMLAR

13.1 Yapısal Analizi Etkileyen Parametreler

Paket programlar ile yapılan yapısal analiz sonuç değerlerini etkileyen parametreler incelendiğinde aşağıdaki özet yorumlar yapılabilir;

Tane tipindeki değişimlerde (**Bölüm 6**) yakın düğüm noktasına sahip tetragonal (8 düğüm noktalı) ile hegzagonal (10 düğüm noktalı) arasında fazla fark görülmemiştir. Ancak bu tane tiplerinin sahip oldukları **düğüm nokta sayılarının** analiz sonucunu etkilediği görülmüştür. Özellikle 4 düğüm noktalı tetragonal eleman tanımlayarak yapılan analizde tutarsız ve diğerlerinden çok farklı sonuç çıkmıştır. Oysa 20 düğüm noktalı hegzagonal eleman tanımlamak, ayrıntılara ve detaya daha çok inerek gerçeğe yaklaşmamızı sağlamıştır. Buradan anlaşılacağı üzere, ne kadar fazla düğüm noktası o kadar tutarlı ve gerçeği yansıtan sonuç demektir.

Tane boyutundaki değişimlerde (**Bölüm 7**) yapılan yapısal analiz sonuç değerleri, azalan tane boyutu ile belli bir değere kadar artış göstermiş ve o değerden sonra sabit kalmıştır. Bu aynı devam ettiği değeri paket programlar en ideal boyut olarak tavsiye etmekte ve bu tespiti, tüm parçaların boyutlarını bölebilen bir değer olarak belirleyebilmektedir. Değişik tane boyutlarına göre sonuçların farklı çıkması yapısal analizimizin mukavimliği konusunda karar vermemizi güçleştirir. Bu durumu hesaplamalarımızda emniyet katsayısını kullanarak aşabiliriz. Kazan 2 emniyet katsayısı ile tasarlandığında 8 mm. cidar kalınlığında mukavim olmayan tasarım 16 mm. cidar kalınlığında yeterince mukavim olmaktadır. Daha küçük tane boyutu seçimi yapısal analizimizin gerçeğe yakınsamasını arttırırken, daha fazla eleman sayısı ile denklem çözümü gerektirdiğinden işlem süresini arttırmaktadır.

Tane boyutları farklı yerlerde, farklı değerlerde tanımlanarak yapılan yapısal analiz sonuçlarında **global** tanımlamaya göre **local** tanımlamada (**Bölüm 8**) yapılan analiz sonuçları daha yüksek değerde çıkmış ancak bu çok fazla bir fark oluşturmamıştır. Buradan çıkarılacak sonuç; analizden sağlıklı sonuç verebilmesi için, özellikle maksimum gerilmenin beklendiği yerlerde küçük eleman boyutları seçilerek daha detaylı sonuca ulaşılır. Bu şekilde her yerde küçük eleman boyutu tanımlamadan daha fazla denklem çözülmesi engellenmiş, bilgisayarın çözüm süresi kısaltılmıştır.

Farklı paket programlarla yapılan yapısal analiz sonuçlarında (**Bölüm 9**) ise fark görülmemiştir. **Catia V5** ve **Unigraphics NX3** paket programları aynı mantıkla sonlu elemanlar yöntemini kullandığından sonuçların yakın çıkması beklenen sonuçtur.

Ön küçük ayna da yapılan tüm hesaplamalarda parametrelerin analiz sonucundaki etkilerini grafikler ile yorumladık. Önayna parçasında 8 mm. cidar kalınlığı ile yapılan tüm bu hesaplamalarda analiz sonuçları akma mukavemeti sınırlarında ya da üzerinde çıkmıştır. Bu sonuçlar ile gerçek imalatı yapmadan kritik noktaları tespit etmemizi sağlamış ve **optimizasyon** modülü (**Bölüm 10**) ile yeterli cidar kalınlığını 11 mm. olarak yeterli olacağını göstermiştir. Ancak yukarıda da bahsedildiği gibi olası çarpmalara ve olumsuz ortam koşullarına karşı emniyet açısından daha kalın olan 16 mm.lik plaka kullanılmıştır.

Sonuç itibarıyla Catia modelleme ve analiz programı prototipi dahi yapılmadan yaşanacak mukavemet problemi hakkında önceden fikir vermiş ve nasıl giderilebileceğini çok hızlı şekilde bulmamızı sağlamıştır.

Bölüm 11'de de görüleceği üzere hesaplamalarımızda başlangıç olarak mukavim olmamasını istediğimiz önayna parçasının cidar kalınlığı 8 mm. seçilmiş, yapılan optimizasyon çalışması ile sınır mukavim değerine olan 11 mm.de ulaşılmıştır. Emniyet açısından ise 16 mm. cidar kalınlığı ile önayna montaj edilmiştir. Önaynanın 8 mm.,11 mm. ve 16 mm.lik analiz sonuçları, komple montaj halindeki sonuç ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmada sonuçlar kıyaslandığında Buradaki sonuçlar kıyaslandığında 16 mm.lik önayna tek analiz yapıldığında 94 Mpa çıkan maksimum gerilme değeri, montajlı halde de 93 Mpa gibi yakın değerlerde çıkmış olup farkın nedeni kısıtlamaların değişmesinden kaynaklanmaktadır. Montajlı hali gerçek kısıtlamaları daha iyi ifade ettiği için en doğru sonuca parçanın kullanıldığı yer üzerinde ulaşılır.

Gerçek test koşulları, paket programlarda iyi tanımlandığında çıkan sonuçların yakınlığına **Bölüm 12**'de değinilmiş, sonuçlardaki küçük farkların malzemenin homojensizliğine ya da parça üzerindeki çentik etkisine bağlanmıştır.

13.2 Genel Sonuçlar

Günümüzde sonlu eleman programları ile mühendislik problemleri çok hassas olarak analiz edilebilmektedir. Çok karmaşık şekilli elemanların şekilleri değişik çizim programlarında çizilip sonlu eleman programlarına aktarılarak analizleri kolayca yapılabilir. Prototipler yaparak deneme yanılma yerine bilgisayar ekranındaki değişikliklerle analizler masrafsız

olarak elde edilebilir. Bu çalışma ile günümüzde iyice yaygınlaşan hazır, mühendislik tasarım paket programlarının, problemlerimizin çözümünde pratik olarak kullanılmasını yaygınlaştırma ve bilgilendirme açısından bir katkı sağlaması amaçlanmıştır.

Sonuç itibariyle Catia V5 modelleme ve analiz programı prototipi dahi yapılmadan yaşanacak mukavemet problemi hakkında önceden fikir verir ve nasıl giderilebileceğini çok hızlı şekilde bulmamızı sağlar. Maliyetsiz bir çok model oluşturulabilir ve montajlı hali görülerek konstrüksiyonda oluşan çarpılmalar, eksiklikler ilk prototip yapılmadan fark edilir.

KAYNAKLAR

Moaveni S.,(2003),’’Finite Element Analysis’’,6-7, A Brief History of Finite Element Method, Minnesota State University, Mankato.

Köksal T.,(1995), Sonlu Elemanlar Metodu, Yıldız Teknik Üniversitesi Yayınları, 304, İstanbul.

Celasun H.,(1976), Yapı Sistemleri Matris Analizi ve Sonlu Elemanlar Metodu, Eskişehir Devlet Mühendislik ve Mimarlık Akademisi, 12155, Eskişehir.

Chandrupatla T.R. ve Belegundu A.D.,(1991),’’Introduction to Finite Elements in Engineering’’,Prentice Hall, Englewood Cliffs, 07632, New Jersey.

Çuhadar B., (2005), İçten Basınca Maruz Kaplarda Mukavemet Hesaplamaları, Yüksek Lisans Tezi, 9 Eylül Üniversitesi, İzmir.

Şenalp A.Z., (2005), Tasarım Optimizasyonu ve FEM Sonlu Elemanlar Metodu, Sonlu Elemanlar Analizi Ders Notu, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Kocaeli

www.akkaya.com.tr , (2005), Akkaya Isı Makinaları ve Doğalgaz San. ve Tic. A.Ş.

’’Skoç Tipi Buhar Kazanlarına Ait Kapasite ve Ölçülendirme Tablosu’’

’’Skoç Tipi Buhar ve Kızgın Su Kazanları Ürün Kullanım Klavuzu’’

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılı Ocak ayında Kocaeli ili İzmit merkez ilçesine bağlı Balaban köyünde doğmuştur. İlköğrenimini doğduğu köyde yaparak orta ve lise öğrenimini İzmit merkezde tamamlamıştır. 1999 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliğini kazanarak 2004 haziranda lisans diploması almış ve aynı sene talaşlı imalat sektöründe çalışmaya başlamıştır. Firmada CNC tezgahlarda uygulama şansı bulmuş ve Cad-Cam eğitimi alarak kendini geliştirmiştir. 2004 eylülde yüksekisans eğitime Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine mühendisliği, konstrüksiyon programında başlamıştır. Aynı anda Gebze İleri teknoloji Enstitüsü, Tasarım İmalat Mühendisliği bölümünde de yüksekisansına başlamıştır. 2005'in ilk aylarında CAD-CAM üzerine Catia V5 programı ile eğitmenlik yapmış ve aynı sene ortasından itibaren de beyazışya sektörüne transfer olmuş olup halen Bosch Siemens Profilo Fırın fabrikasının mekanik imalat sorumluluğunu sürdürmektedir.