

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KONSOL KİRİŞLERDE BÜYÜK YER DEĞİŞİMLERİ İÇİN SONLU
ELEMENLAR MODELİ GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Deniz YILMAZER

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Cemal BAYKARA

MAYIS 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KONSOL KİRİŞLERDE BÜYÜK YER DEĞİŞİMLERİ İÇİN SONLU
ELEMENLAR MODELİ GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Deniz YILMAZER
503091226**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Cemal BAYKARA

MAYIS 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091226 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Deniz Yılmaz**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **“KONSOL KİRİŞLERDE BÜYÜK YER DEĞİŞİMLERİ İÇİN SONLU ELEMANLAR MODELİ GELİŞTİRİLMESİ”** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Cemal BAYKARA**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Hikmet KOCABAŞ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Uğur GÜVEN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **05 Mayıs 2014**
Savunma Tarihi : **29 Mayıs 2014**

Eşim Berrin ERGİN YILMAZER'e,

ÖNSÖZ

Mezun olduktan 8 sene sonra, başaramayacağımı düşündüğüm ve ümitsizliğe kapıldığım bir dönemde, bana tez çalışmamı bir ekip çalışması ve ilgiyle nasıl bitirilebileceğini gösteren, tez çalışmam dışında hayata dair de çok şey paylaşabildiğim, en sıkıntılı dönemlerimde desteğini eksik etmeyip her hatamı anlayışla karşılayan değerli tez danışmanım Doç. Dr. Cemal Baykara'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Modelleme ve hesaplamalarımın beni sonuçtan uzaklaştırdığı günlerde, tek bir yorumuyla bütün çalışmanın seyrini değiştirip çalışmalarımız dışında da desteğini hiçbir zaman esirgemeyen değerli dostum Makina Yüksek Mühendisi Şengül Arı'ya teşekkürlerimi sunarım.

Çok yakın zamanda kaybettiğim, içimde onunla bu mutluluğu yaşayamamanın büyük hüznü olan rahmetli anneannem Meryem Utlu ve benim bu günlere gelmemde sonsuz emekleri olan, her konuda beni destekleyen sevgili ailem; annem Ayfer Yılmaz, babam Mehmet Ali Yılmaz ve kardeşim Pınar Yılmaz'a şükranlarımı sunarım.

Bir sene boyunca doğu görevi nedeniyle Şanlıurfa'da çalışırken, uzak düştüğümüz fakat hiç ayrı düşmediğimiz, düşlerimi kendi menfaatlerinin önünde tutan ve inandığım değerlerin peşinden gitmemde bana cesaret veren sevgili eşim Berrin Ergin Yılmaz'a çok teşekkür ederim.

Mayıs 2014

Deniz YILMAZER
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
2. ELASTİK EĞRİ.....	3
3. İNCE KESİTLERDE BÜYÜK YER DEĞİŞTİRMELER.....	5
4. LİNEER OLMAMA DURUMLARI	7
4.1 Yapısal Lineer Olmama Durumu	7
4.1.1 Lineer olmayan davranış nedenleri	8
4.1.1.1 Durum değişimi.....	8
4.1.1.2 Geometrik lineer olmama durumu	8
4.1.1.3 Malzemeye bağlı lineer olmama durumu.....	8
4.1.1.4 Malzeme lineer olmama durumlarının modellenmesi.....	9
5. LİNEER OLMAYAN MALZEMELİ KONSOL KİRİŞ İÇİN ÖRNEK	
PROBLEM TANIMI:	11
5.1 Moment – Eğrilik Bağlılıkları	12
5.2 Çözüm Metodu	13
5.3 Nümerik Metod	15
5.4 Sonuçların Tartışılması	17
5.5 Sonuçlar.....	17
6. KONSOL KİRİŞ PROBLEMİNİN SAYISAL OLARAK ORTAYA	
KOYULMASI:	19
6.1 Analiz Elemanının Seçimi.....	22
6.2 Geometrik Modelin Oluşturulması.....	24
6.3 Konsol kiriş modelinin Ansys ile çözümü	33
6.4 Elde Edilen Sonuçların Değerlendirilmesi	42
6.5 Ansys ile Elde Edilen Sonuçların ve Teorik Sonuçların Karşılaştırılması.....	46
7. LİNEER DEĞİŞKEN VE PARABOLİK DEĞİŞKEN KESİTLERİN	
İNCELENMESİ:	53
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	67
KAYNAKLAR	69

KISALTMALAR

b	Dikdörtgen kesit genişliği, inç.
B	Malzeme özelliği sabiti, Lineer elastic malzemeler için elastisite modülü, psi.
E	Elastisite modülü, psi.
h	Dikdörtgen kesit yüksekliği, inç.
I	Eylemsizlik momenti, inç ⁴ .
K_n	Lineer elastik malzemeler için $\frac{n^n b^n h^{2n+1} B^n}{2^{n+1}(1+2n)^n p^n}$
L	Merkez eksen üzerinde kiriş uzunluğu, inç.
M	Eğilme momenti, lb-in.
n	Malzeme özelliği üsteli
P	Konsol kirişin serbest ucundan etkiyen kuvvet, lbs.
s	Merkezden ölçüldüğünde, kirişin merkez eksenini üzerindeki yay uzunluğu
x, y	Sırasıyla, yatay ve düşey koordinatlar
σ	Gerilme, psi.
ε	Şekil değiştirme, in./in.
ψ	s'deki merkez eksen açısı
ψ₀	Merkez eksenin serbest uçtaki açısı
δ_h, δ_v	Sırasıyla, serbest uçtaki yatay ve düşey yer değiştirmeler, inç.

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1 : Lewis ve Monasa çalışması sonucu elde edilen değerler.	16
Çizelge 6.1 : Lewis ve Monasa'dan elde edilen kuvvet değerleri.	21
Çizelge 6.2 : Şekil Değiştirme – Gerilme değerleri.	28
Çizelge 6.3 : Tavlanmış bakır karşılaştırma sonuçları.	46
Çizelge 6.4 : Tavlanmış bakır karşılaştırma sonuçları.	47
Çizelge 6.5 : Alüminyum alaşımı karşılaştırma sonuçları.	49
Çizelge 6.6 : Alüminyum alaşımı karşılaştırma sonuçları.	50

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Elastik Eğri ve Sehim.	3
Şekil 4.1 : Zimba teli ve kuvvet – yer değiştirme grafiği.	7
Şekil 4.2 : Raf ve kuvvet – yer değiştirme grafiği.	7
Şekil 4.3 : Pnömatik lastik ve kuvvet – yer değiştirme grafiği.	7
Şekil 4.4 : Balık oltası ve kuvvet – yer değiştirme grafiği.	8
Şekil 5.1 : Serbest ucundan yüklenmiş ince konsol giriş yer değiştirmeleri.	11
Şekil 6.1 : Konsol Giriş Modeli.	19
Şekil 6.2 : MathCad çalışması.	20
Şekil 6.3 : SOLSH190.	22
Şekil 6.4 : SOLSH190 Elemanının tanımlanması.	23
Şekil 6.5 : SOLSH190 Elemanının tanımlanması.	23
Şekil 6.6 : Geometrik modelin tanımlanması.	25
Şekil 6.7 : Geometrik modelin tanımlanması.	25
Şekil 6.8 : Malzeme özelliklerinin tanımlanması.	26
Şekil 6.9 : Kesit tipi ve geometrisinin tanımlanması.	27
Şekil 6.10 : Gerilme – Şekil Değiştirme Grafiği.	28
Şekil 6.11 : Lineer olmayan malzeme özelliklerinin tanımlanması.	30
Şekil 6.12 : Lineer olmayan malzeme özelliklerinin tanımlanması.	31
Şekil 6.13 : Mesh boyutlarının tanımlanması.	31
Şekil 6.14 : Mesh yapılacak geometrinin tanımlanması.	32
Şekil 6.15 : Mesh ardından oluşan geometri.	33
Şekil 6.16 : Analiz tipinin seçilmesi.	34
Şekil 6.17 : Analiz limitleri ve kriterlerinin belirlenmesi.	35
Şekil 6.18 : Analiz limitleri ve kriterlerinin belirlenmesi.	36
Şekil 6.19 : Kirişin bir ucunun ankastre mesnet yapılması.	37
Şekil 6.20 : Kirişin bir ucunun ankastre mesnet haline getirilmesi.	37
Şekil 6.21 : Kirişin bir ucunun ankastre mesnet haline getirilmesi.	38
Şekil 6.22 : Kuvvetin etkileyeceği noktanın belirlenmesi.	39
Şekil 6.23 : Kuvvet değerinin belirlenmesi.	39
Şekil 6.24 : Kuvvet uygulandıktan sonra genel görünüm.	40
Şekil 6.25 : Ankastre mesnet ucun yer değiştirmelerinin listelenmesi.	40
Şekil 6.26 : Tanımlanan kuvvet değerlerinin listelenmesi.	41
Şekil 6.27 : Simülasyon ardından ekran görüntüsü.	41
Şekil 6.28 : Yer değiştirmelerin gösterimi.	42
Şekil 6.29 : X eksenı doğrultusunda yer değişimleri.	43
Şekil 6.30 : X eksenı yönünde yer değişimi – zaman grafiği.	43
Şekil 6.31 : Z eksenı doğrultusunda yer değişimleri.	44
Şekil 6.32 : Z eksenı yönünde yer değişimi – zaman grafiği.	45
Şekil 6.33 : Tavlanmış bakır için Z yönünde yer değiştirmelerin karşılaştırılması.	48
Şekil 6.34 : Tavlanmış bakır için X yönünde yer değiştirmelerin karşılaştırılması.	48
Şekil 6.35 : Alüminyum için Z yönünde yer değiştirmelerin karşılaştırılması.	51

Şekil 6.36 : Alüminyum için X yönünde yer değiştirmelerin karşılaştırılması.	51
Şekil 7.1 : Lineer değişken kesitli konsol kirişin genel görünümü.....	53
Şekil 7.2 : Lineer değişken kesidin modellenmesi.	54
Şekil 7.3 : Lineer değişken kesidin köşe noktalarının tanımlanması.....	54
Şekil 7.4 : Lineer değişken kesit için doğruların oluşturulması.	55
Şekil 7.5 : Doğruların modellenmeleri ardından son görünüm.	56
Şekil 7.6 : Oluşturulan doğruların arasında alan tanımlanması.	56
Şekil 7.7 : Oluşturulan alanın genel görünümü.	57
Şekil 7.8 : Tüm alanlar oluşturulduktan sonra genel görünüm.	57
Şekil 7.9 : Oluşturulan alanlara hacim tanımlaması.	59
Şekil 7.10 : Parabolik kesitli konsol kirişin genel görünüşü.....	60
Şekil 7.11 : Parabolik kesitli konsol kirişin köşe noktaları.....	60
Şekil 7.12 : Parabolik eğrinin tanımlanması.	61
Şekil 7.13 : Konsol kirişi oluşturacak doğruların modellenmesi.	62
Şekil 7.14 : Parabolik doğrular arasındaki alanın tanımlanması.	64
Şekil 7.15 : X eksini doğrultusunda kesidi parabolik ve lineer değişen kirişlerin yer değiştirmelerinin karşılaştırılması.	65
Şekil 7.16 : Z eksini doğrultusunda kesidi parabolik ve lineer değişen kirişlerin yer değiştirmelerinin karşılaştırılması.	65

KONSOL KİRİŞLERDE BÜYÜK YER DEĞİŞİMLERİ İÇİN SONLU ELEMANLAR MODELİ GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

İnce konsol kirişlerin farklı yükler altında incelenmesi ve mümkün olan davranışlarına nümerik yaklaşımlar oluşturulması uzun süredir incelenmekte olan bir konudur. İnce konsol kirişlerin minimal kesit alanları yük altında yüksek yer değişimleri yaratırken, çok küçük şekil değiştirmelerde dahi yüksek geometrik lineer olmama durumu oluşturmaktadır.

Bu çalışma, lineer olmayan malzemeler ile oluşturulan konsol kirişlerde meydana gelen yüksek yer değişimleri, Ludwick tipi gerilme – şekil değiştirme bağıntısının nümerik sonuçlarını kullanarak, Ansys 13'te oluşturulan model ile karşılaştırmaktadır. Sunulan analizde, serbest ucundan noktasal yüke maruz bırakılmış bir konsol kiriş göz önünde bulundurulmuştur. Alüminyum alaşımı ve tavllanmış bakır için oluşturulan nümerik sonuçlar, Gilbert Lewis ve Frank Monasa'nın gerçekleştirdikleri çalışmadan elde edilmiş ve sonlu elemanlar yöntemiyle geliştirilmiş model sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Öte yandan tavllanmış bakır malzemeli konsol kirişte de farklı geometrik modellerin etkileri incelenmiştir.

Çalışmada, modelleme ve meshleme kodlarının oluşturulması ve çalışmaya bu kodların aktarılması bilgi devamlılığının sağlanabilmesi için Ansys Workbench yerine Ansys APDL modülü kullanılmıştır. Her iki malzemede, Ludwick tipi malzeme bağıntılarının Ansys'e tanıtılması için herhangi bir modül ya da kod olmadığı için, malzeme özellikleri sisteme gerilme – şekil değiştirme grafiklerinin tanıtılması ile gerçekleştirilmiştir. Gerilme – şekil değiştirme grafikleri, Microsoft Excel kullanılarak ve uygun şekil değiştirme verileri girilerek elde edilmiştir. Öte yandan, Lewis ve Monasa'nın çalışmalarında elde ettiği bağıntılardan yola çıkarak çalışmada kullanılacak kuvvet değerleri Matcad programı ile elde edilmiştir.

Hem alüminyum alaşım ve hem de tavllanmış bakır için, Ludwick bağıntısı ile nümerik olarak incelenen sonuçlara yakın sonuçlar elde edilmiştir. Alüminyum alaşımı ve tavllanmış bakır karşılaştırdığımızda, sadece ilk hareket esnasında tavllanmış bakır sonuçlarının Ludwick bağıntısından elde edilen sonuçlara daha yakın olduğu görülmektedir. Bunun nedeni olarak da, Ludwick bağıntısında, elastisite modülünden bağımsız olarak elde edilen alüminyum alaşımının başlangıç değeri, Ansys simülasyonunda elastisite modülü girilerek oluşturulan başlangıç değerinden farklı olmasıdır. Fakat 3. kuvvet değeri uygulandığında farkların %10 mertebesine kadar gerilemekte ve geri kalan kuvvet analizlerinde farklar %1 civarında oluşmaktadır. Tavllanmış bakır içinse simülasyon ardından elde edilen sonuçlar bütün analiz boyunca Lewis ve Monasa sonuçlarına çok yakındır.

Lineer değişken kesitli konsol kiriş ile dikdörtgen kesitli konsol kirişin karşılaştırılmasında, lineer değişken kesitteki v ve h yönlerindeki yer değiştirmelerin dikdörtgen kesitten daha yüksek olduğu görülebilir. Fakat bu her iki grafiğin

birbirinden tamamen farklı olduğu anlamına gelmemektedir. İki kesit tipinde de 1. tip hareketten 2. tip harekete geçiş noktalarının ve grafiklerin genel davranışlarının benzer olduğu söylenebilir.

Parabolik değışken kesit ise lineer değışken kesit ile benzer davranışları gösterirken, yer değıştirme miktarları az da olsa birbirinden farklıdır. Parabolik kesit yer değıştirmeleri lineer kesit ile dikdörtgen kesit arasında kalmaktadır.

FINITE ELEMENT MODELLING FOR CANTILEVER BEAMS WITH LARGE DEFLECTIONS

SUMMARY

The investigation of thin beams under different loadings and numerical approaches to possible behaviors has been a long standing subject of practical interest. Minimal cross sectional area of thin beams creates large deflections under certain loadings by arising geometrical nonlinearities in small strains.

Earlier of these studies, solutions for large deflections of cantilever beams of linear elastic materials subjected to a point load were conducted by Frisch – Fay, Barten and Bishop and Drucker. Inelastic large deformation of cantilever beam with Ramberg – Osgood strain stress type material was studied by Prathap and Varadan. Lo and Gupta examined the bending problem considering elastic behavior on the sections deforming elastically and logarithmic function of strain for the sections stressed above elastic limit. However, this approach could not go further than special cases while the logarithmic function was approximated by a semi logarithmic relation.

Gilbert Lewis and Frank Monasa considered the problem of finite deflections of cantilever beams of nonlinear elastic materials and subjected to a concentrated load at the free end. Materials represented with Ludwick strain–stress relation was used in the study. Nonlinear bending theory was used to formulate the large deflections and geometrical nonlinearity. Moment – curvature relationship was built with the exact expression of the curvature. 4th order Runge Kutta Method was used to solve second order nonlinear differential equation, which is a result of moment curvature relationship. Numerical algorithm was solved over two sample materials obtaining the deflections and rotations along the central axis. Many different subjects for nonlinear mechanics were examined by Demeter G. Fertis.

For recent studies, a new methodology comparing to Ludwick method, was studied by Ghaffarzadeh and Nikkar to analyze the large deformation of a cantilever beam under point load at the free tip, known as variational method – II, which can be considered as explicit solution. Belendez and Niepp realized experimental and numerical analysis to introduce large deflection on cantilever beams subjected to a point load at the free end and uniformly distributed load along its length (its own weight). Also, He, Cao, Li, Hu and Sun was also investigated the uniformly distributed load effects in addition with the gradient of beams which can be studied under geometrical nonlinearity. Force directions at the free end of the cantilever beam were considered in several studies recently. Also, horizontal force, vertical force and bending torque's multiple effects on asymmetric Ludwick cantilever beam were investigated by Borboni and Santis. Vázquez-Leal et.al. conducted their researches on follower force on the free end of the cantilever beams and also nonlinear pendulum which is a common subject for shear deformable cantilever beam of Batista's investigations. M. Brojan is carrying out most of his studies on large deflections of nonlinearly elastic cantilever beams.

This paper deals with comparing Ludwick type strain-stress relationship numerical results for large deflections of cantilever beams of nonlinear elements using the models created at Ansys 13. In the present analysis, a cantilever beam subjected to a point load at the free end was taken into consideration. Numerical results were derived from the studies of Gilbert Lewis and Frank Monasa for aluminum and copper elements and compared with the generated finite element models' results.

Additional geometries were also studied for copper material, which has much close values than aluminum material even for 1st type behaviour zone. The cross section shrinking model of bottom face was analyzed for linear varying and parabolic varying. Even the cross sections are similar; there is a distinctive deflection difference between the section types.

Ansys APDL module was used instead of Ansys Workbench, in order to create modelling and meshing codes and obtain information continuance by implying these codes in the study. For both materials, material properties were introduced to the system by defining their stress – strain charts instead of defining Ludwick type equation because any code or approach couldn't be found on Ansys codes for defining Ludwick type equation. Microsoft Excel was used to create the stress – strain charts by defining the proper strain values. Besides, Mathcad was used to define the proper force values by deriving from the equations of Lewis and Monasa's studies.

Hence, Lewis and Monasa used non-dimensional results to define deflections, in this study; a sample problem with a thin beam was built targeting to compare numerical analysis results. A thin beam with 20 inch length (L), 0.25 inch height (h) and 1 inch width (b) was chosen for the analysis. Both material and geometrical nonlinearities were conducted to this cantilever beam. Numerical non-dimensional results derived for annealed copper and aluminum alloy. Experimental data of annealed commercially pure copper and NP8 aluminum alloy was integrated to their moment-curvature relationships and end deflections and end rotation vs. L^{n+1}/K_n were derived by Lewis and Monasa. From these non-dimensional ratios, point loads at the end of the free end were calculated and implemented to Ansys models for simulation.

For Ansys simulation, SOLSH190 element was selected, which gives ability to simulate shell structures with a wide range of thickness varying from thin to moderately thick. The element possesses the continuum solid element topology and features eight-node connectivity with three degrees of freedom at each node, translation in the nodal x, y, and z directions. The element has plasticity, hyperelasticity, stress stiffening, creep, large deflection and large strain capabilities. The element formulation is based on logarithmic strain and true stress measures. Elasticity modulus and Poisson's ratio of annealed copper is $1.7 \cdot 10^7$ psi and 0.343 as consecutive, while $1.03 \cdot 10^7$ psi and 0.33 for aluminum alloy. Multilinear kinematic hardening approach was used for nonlinear material. With KINH command, experimental stress – strain curve of Ludwick was defined to the simulation. Cantilever beam was meshed homogenously considering these details. Point loads, which were derived at previous calculations, were defined at the free end of cantilevers, and the analysis was conducted.

With both materials, close results to Ludwick type equation was established. Comparing aluminum alloy with annealed copper, it is found out that annealed copper results are more in accordance with Ludwick type equation. Especially on first movement zone, annealed copper performance is better than aluminum alloy,

based on the reason of elasticity modulus definition in Ansys simulation for initial value determination exists but for numeric analysis Ludwick type equation was used by eliminating elasticity modulus of the material. On the other hand, for annealed copper, the appropriate results matching with elastic deformation zone of Ludwick type equation, follows the graph closely till the end of simulation.

Comparing of linear varying with original Ludwick type block section, it is seen that linear varying part deflection of both v and h directions, is higher than block section. However, it cannot be said that two graphs are completely different. At both section types, elastic to plastic deformation points are similar. On the other hand, two graph's characteristics are similar.

Parabolic varying section generally shows the same behavior with linear varying one; only the deflection amount is slightly different. Parabolic varying deflections are between linear varying and original Ludwick type block section.

1. GİRİŞ

Kirişler, birçok mimarlık, inşaat mühendisliği ve makina mühendisliği dallarında kullanılan ortak elemanlar olup, düz kirişlerin eğilme çalışmaları dünya üzerinde malzeme mekaniği ve yapısal mekanik alanında önemli ve gerekli bir başlık oluşturur. Tüm lisans eğitimlerinde, kiriş eğilmelerine yer verilirken, çoğu zaman kirişlerin küçük sehimleri göz önünde bulundurulmuştur. Bu durumda da kiriş davranışına ait olan denklem lineerdir ve kolay çözülebilir. Büyük yer değişimleri için lisans seviyesinde anlatılan küçük yer değişimleri göz önünde bulundurularak analitik bir sonuç elde edilemez, çünkü büyük sehimler için nonlinear terimli bir diferansiyel denklem çözülmesi gerekmektedir [1].

Bu çalışmanın amacı, basit bir konsol kirişin geometrik nonlinear olma durumunu mekanik ve mukavemet ile anlatmaktır. Bu tip lineer olmama durumu kiriş, plaka ve yüzeyler gibi deforme olan yapıların nonlinear davranışı ile ilintilidir. Şekil değiştirme ve yer değiştirme terimlerinin non linear olması ile birlikte, non lineer şekil değişimi – yer değişimi eşitlikleri elde edilmektedir. Bunun bir sonucu olarak da, bu sisteme ait olan diferansiyel denklemler de non lineer olacaktır. Eğrilik ve yer değişimi arasındaki bağlantının lineer olduğu genel olarak kabul edilse bile gerçekte kabul edilmesi gereken non lineer olduğudur [1].

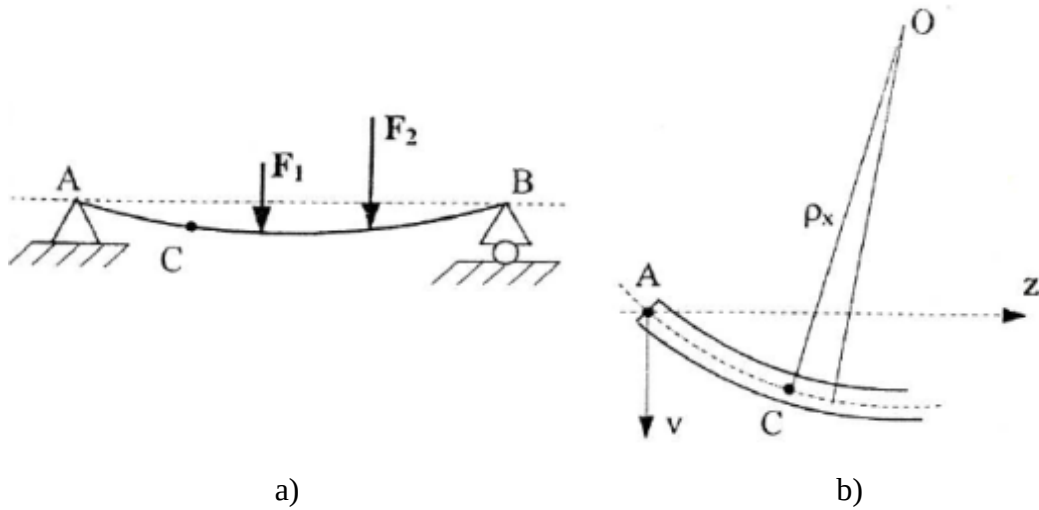
2. ELASTİK EĞRİ

Eğilmeye zorlanan bir kirişin, başlangıçta doğru olan eksenini, zorlanmadan sonra bir eğri haline alır. Bu eğri elastik eğri olarak adlandırılır.

Düz eğilmede elastik eğri, düzlemsel bir eğridir. Eğik eğilmede ise elastik eğri, uzaysal bir eğri olur.

Elastik eğri hesabı mühendislik problemleri açısından çok önemlidir. Taşıyıcı sistemlerde gerilme bakımından emniyet mevcut olsa bile, belirli noktalarda çökmenin bir sınırının mevcut olması gerekir. Rotor – stator sistemlerinde sorunsuz güç iletiminin olabilmesi için, rotor sehimi belli bir sınırı aşmamalıdır. Genel olarak mil yataklamalarında; milin, yatağın bulunduğu yerdeki eğim açısının belirli bir sınır değeri aşmaması gerekir. Aksi halde yatağın sarma tehlikesi ortaya çıkar.

Ayrıca elastik eğri hesabı, hiperstatik eğilme problemlerinin çözümünde, uygunluk denklemlerinin elde edilmesi için de kullanılır.



Şekil 2.1 : Elastik Eğri ve Sehim.

Şekil 2.1.a’da görülen kiriş F_1 ve F_2 kuvvetlerinin etkisi ile eğilir ve bir elastik eğri ortaya çıkar.

Şekil 2.1.b’de elastik eğri, eğrilik yarıçapı ile birlikte görülmektedir. Burada v kirişin çökmesini (sehim) belirtir. Analitik geometriden;

$$-\frac{1}{\rho_x} = \frac{v''(z)}{[1 + v'(z)^2]^{3/2}} \approx v''(z) \quad (2.4)$$

olduğu bilinmektedir.

Eğilme zorlanması bölümünde $1/\rho_x = M_x/EI_x$ ifadesi ile elde edilmişti. Bu durumda;

$$-v''(z) = M_x(z)/EI_x \text{ veya } EI_x v''(z) = -M_x(z) \quad (2.5)$$

bulunur. Bulunan ifade bir diferansiyel denklemdir. EI_x değerinin sabit olması durumunda, bu diferansiyel denklem integre edilerek;

$$v'(z) = \varphi(z) = g(z) + C_1 \text{ ve } v(z) = f(z) + C_1 z + C_2 \quad (2.6)$$

şeklinde bulunur. $v'(z) = \varphi(z)$ elastik eğrinin eğim açısıdır. C_1 ve C_2 belirsiz sabitleri, sınır şartları yardımı ile elde edilir.

Sınır şartları:

Ankastre mesnette: $v = 0, v' = \varphi = 0$

Basit mesnette (sabit veya kayıcı) $v = 0$

Kesit tesirleri ile çökme ve türevleri arasındaki bağlantılar:

$$F_k(z) = \frac{d M_x(z)}{dz}, \quad \frac{d F_x(z)}{dz} = -q(z) \quad (2.7)$$

olduğundan,

$$EI_x v''(z) = -M_x(z), \quad EI_x v'''(z) = -F_k(z), \quad EI_x v''''(z) = -q(z) \quad (2.8)$$

bulunur.[2]

3. İNCE KESİTLERDE BÜYÜK YER DEĞİŞTİRMELER

İnce kesitlerdeki büyük sehimler, mühendislik tarihi boyunca büyük ilgi görmüş ve son 20 yılda da bu konuya olan ilgi tekrar artmıştır. İnce kesitler, esnek olmakla birlikte, yük altında yüksek eğim ve sehimler oluştururlar. Bu yüksek deformasyonlarının nedeni olarak, geometrik non-lineerlik artarken, birim şekil değişimi düşük kalmaktadır. Bunun sonucu olarak da kirişlerin yüksek sehimleri ile ilgilenen problemlerin nonlinear eğilme teorisi ile formülize edilmesi gerekmektedir. Geçmişte ince kirişlerin nonlinear eğilme teorisi uygulamaları lineer elastik malzeme ile sınırlı idi. Lineer elastik malzemeler ile ilgili birçok çalışma Frish-Fay [3], Barter [4], Bishop ve Drucker [5] tarafından gerçekleştirilmiş, serbest ucunda konsantre yük etkisi altında bırakılmış konsol kirişlerin yüksek sehimleri için çözümler geliştirilmiştir. Buna rağmen non lineer malzemeli ince kirişlerin büyük sehim problemlerinin çözümleri sınırlıdır. Prathap ve Varadan [6], Ramber ve Osyood tipli gerilme/şekil değiştirme yasasına uygun malzeme yapılı, serbest ucunda noktasal kuvvet etkileyen, dikdörtgen kesitli bir konsol kirişin elastik olmayan büyük deformasyonunu incelemiştir. Lo ve Gupta [7], büyük sehimli non lineer dikdörtgen kirişin eğilme problemini incelemişlerdir. Bu problemde kirişin elastik olarak deforme olan kesitleri için lineer elastik davranış, elastik olan bölümleri içinse birim şekil değiştirmenin logaritmik fonksiyonu kullanılmıştır. Logaritmik fonksiyon sadece özel durumlarda uygulanabilen bir yarı logaritmik bağıntı ile yakınsanmıştır.

Gilbert Lewis ve Frank Monasa [8] da serbest ucundan kuvvet uygulanmış lineer olmayan elastik malzemeli konsol kirişte yer değiştirmeleri göz önünde bulundurarak çalışmalarını gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada, kendilerinin de inceledikleri Ludwick tipi lineer olmayan malzeme sonuçları göz önünde bulundurulacaktır. Lineer olmayan eğilme teorisi, büyük yer değiştirmeler ve geometrik lineer olmama durumları için kullanılmaktadır. Moment – eğim bağıntısı, eğrinin tam olarak tanımlanması için oluşturulur. 4. Dereceden Runge Kutta metodu kullanılarak ikinci dereceden lineer olmayan diferansiyel denklem çözülür, bu da bize moment – eğim

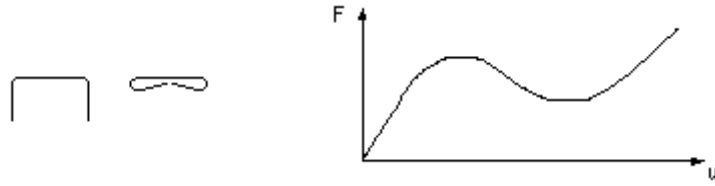
bağıntısını verecektir. Nümerik algoritma iki örnek malzeme üzerinden çözülerek, merkez eksen üzerindeki yer değiştirmeler elde edilecektir. Öte yandan, Demeter G. Fertis [9] tarafından da lineer olmayan davranışlar incelenmişlerdir.

Yakın zamanda yapılan çalışmalarda ise, Ghaffarzadeh ve Nikkar [10] “değişkenlik metodu – II” adını verdikleri ve Lewis ve Monasa çalışmasına alternatif olacak bir eksplisit çözüm geliştirmişlerdir. Belendez ve Niepp [11], serbest ucunda yük olan ve parça uzunluğunda da dağılı yük eklenmiş (parçanın kendi ağırlığı olarak kabul edilebilir) bir konsol kirişin deneysel ve nümerik sonuçlarını oluşturarak karşılaştırılmalarını gerçekleştirmişlerdir. Bununla birlikte He, Cao, Li, Hu ve Sun [12] ise yine yayılı yük etkisinin incelenmesinin yanı sıra, başlangıç ve bitiş seviyelerinde farklılık olan fakat uzunluğu boyunca kesit farklılığı bulunmayan bir konsol kirişte (geometrik lineer olmama durumu) toplam yer değiştirmelerin çözümlerini gerçekleştirmişlerdir. Öte yandan, Barboni ve Santis [13] ise, Ludwick tipi malzeme ile oluşturulmuş asimetrik bir konsol kiriş üzerine etkiyen yatay ve düşey yükler ile birlikte eğilme momentinin çoklu etkisini incelemişlerdir. Vázquez-Leal et.al. [14] ise, Batista [15]’nin çalışmasına benzer olarak, konsol kirişlerin ucunda, yer değiştirme açısının değişimi ile birlikte aynı değişimi gösteren takip eden kuvvetin etkilerini ve de ayrıca lineer olmayan pendulumun kuvvet altında yer değişimlerini incelemiştir. Yine son dönemde M. Brojan da bir çok çalışmasını lineer olmayan elastik konsol kirişlerde yüksek yer değiştirmeler üzerine gerçekleştirmektedir [16], [17], [18], [19], [20], [21]. Öte yandan, Fatih Temiz’in [22] ilk kez çalıştığı Ansys analiz modeli bu çalışmada geliştirilerek, simülasyonlar daha etkin hale getirilmişlerdir.

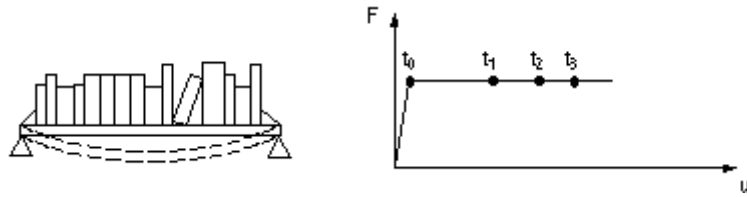
4. LİNEER OLMAMA DURUMLARI

4.1 Yapısal Lineer Olmama Durumu

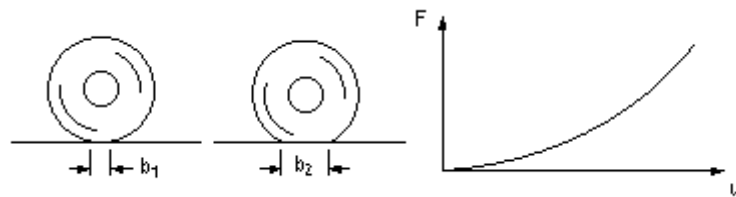
Günlük hayatta da yapısal lineer olmama durumları ile karşı karşıya kalırız. Örnek olarak, iki kağıt sayfa birbirine zımbalandığında, metal zımbalar kalıcı olarak şekil değiştirmektedirler (bkz Şekil 4.1). Eğer bir ahşap raf ağır bir yükle yüklenirse, zaman geçtikçe daha çok çökecektir (bkz Şekil 4.2). Bir araca konulan yük arttırıldıkça, lastik ile yol arasındaki temas yüzeyi artacaktır (bkz Şekil 4.3). Bu örneklerin her birinin yük – sehim eğrileri çizildiği takdirde, lineer olmayan yapısal davranışların – yapısal rijitliğin değişmesi ile – karakteristik özelliklerini gösterdikleri görülecektir. [23]



Şekil 4.1 : Zımba teli ve kuvvet – yer değiştirme grafiği.



Şekil 4.2 : Raf ve kuvvet – yer değiştirme grafiği.



Şekil 4.3 : Pnömatik lastik ve kuvvet – yer değiştirme grafiği.

4.1.1 Lineer olmayan davranış nedenleri

Lineer olmayan yapısal davranışlar 3 ana katagoride toplayabileceğimiz farklı nedenlerden oluşabilir.

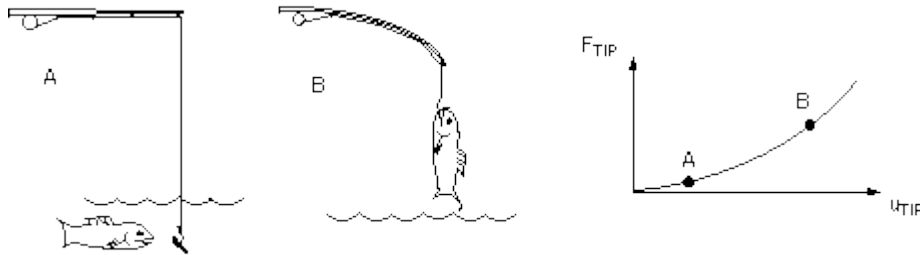
4.1.1.1 Durum değişimi

Bir çok yapısal özellik durum bağımlı lineer olmayan davranış göstermektedir. Örnek olarak, bir gerilme yükü karşılayan kablo, silindir desteğinin teması olup olmadığı duruma göre gevşek ya da gergin olabilir. Durum değişimleri direkt olarak yük ile ilintili olmasının yanısıra (kablo örneğindeki gibi), farklı dış etkenlerle de bağlı olabilir.

Temas oluşan durumlar, bir çok lineer olmama uygulamaları için ortak durum teşkil etmektedir. Temaslar, durum değişimine bağlı lineer olmama kategorisinde önemli bir adım oluşturmaktadırlar. [23]

4.1.1.2 Geometrik lineer olmama durumu

Eğer bir yapı, yüksek deformasyona uğrarsa, değişen geometrik yapısı, yapının lineer olmayan şekilde cevap vermesine neden olur. Bu durum ile ilgili Şekil 4.4'teki balık oltası bir örnek oluşturabilir. Geometrik lineer olmama durumu yüksek yer değişimi ve / veya rotasyonları ile karakterize edilir. [23]



Şekil 4.4 : Balık oltası ve kuvvet – yer değiştirme grafiği.

4.1.1.3 Malzemeye bağlı lineer olmama durumu

Lineer olmayan gerilme – şekil değiştirme bağıntıları, lineer olmayan yapısal davranışlar için genel neden teşkil etmektedir. Yükleme geçmişi (elasto – plastik tepkide olduğu gibi), çevresel koşullar (örnek olarak sıcaklık gösterilebilir) ve yükün

uygulandığı toplam zaman (örnek olarak sürünme tepkisi gösterilebilir) gibi bir çok faktör malzemenin gerilme – şekil değiştirme özelliklerini etkileyebilir. [23]

4.1.1.4 Malzeme lineer olmama durumlarının modellenmesi

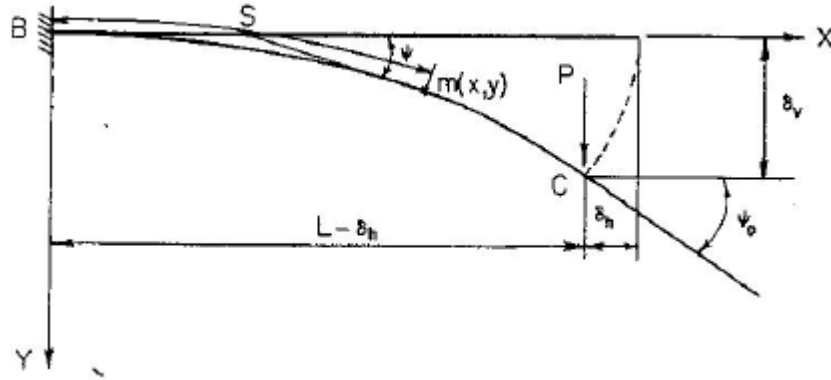
Birkaç malzeme ilintili faktör, analiz koşulları altında yapıların rijitliğinin değişmesine neden olabilir. Plastik, multilineer elastik, hiperelastik malzemelerin lineer olmayan gerilme – şekil değiştirme bağıntıları, yapının rijitliğinin farklı yük seviyelerinde (ve özellikle farklı sıcaklıklarda) değişmesine neden olur. Sürünme, viscoplastiklik, viskoelastiklik, lineer olmama durumunun zaman, hız, sıcaklık, gerilim ilintili olabileceğinin göstergesidir. [23]

5. LİNEER OLMAYAN MALZEMELİ KONSOL KİRİŞ İÇİN ÖRNEK

PROBLEM TANIMI:

Şekil 5.1’de gösterilen, serbest ucunda P kuvveti ile yüklenmiş dikdörtgen kesitli ince konsol kiriş bu problemde incelenmektedir. Konsol kirişin eğilmiş merkez eksenini üzerinde alınan bir $m(x,y)$ noktası x ve y koordinatları ile, yay uzunluğu s ile, dönme açısı da ψ ile belirtilmiştir. Serbest ucun düşey ve yatay yer değiştirmesi ve dönme açısı sırasıyla δ_v , δ_h ve ψ olarak gösterilmiştir. Konsol kiriş, deneysel gerilme – şekil değiştirme eğrisinin Ludwick bağıntısı ile gösterildiği lineer olmayan malzemeden yapılmıştır:

$$\sigma = B\varepsilon^{1/n} \quad (5.1)$$



Şekil 5.1 : Serbest ucundan yüklenmiş ince konsol kiriş yer değiştirmeleri.

Burada, σ ve ε sırasıyla gerilme ve şekil değiştirme, B ve n sabitleri de malzeme özellikleri olarak gösterilmektedir. Bu bağıntı genellikle pekleştirilmiş metaller için kullanılmaktadır.

Ticari tavlanmış bakır ve NP8 alüminyum alaşımının deneysel verileri, gerilme ve şekil değiştirme bağıntılarının sırasıyla aşağıdaki gibi olabileceğini göstermektedir:

$$\sigma = 66500 \cdot \varepsilon^{0.463} \quad (5.2)$$

ve

$$\sigma = 66100 \cdot \varepsilon^{0.209} \quad (5.3)$$

Bu bağılantılarda σ ile psi cinsinden gerilme belirtilmiştir. Yukarıda gösterilen gerilme – şekil değiştirme eğrisi, tamamen ampirik eğri uydurma tekniği ile elde edilmiştir. Konsol kirişin kendi ağırlığı yok sayılmış, küçük şekil değiştirmeler göz önünde bulundurulmuş ve konsol kirişin merkez ekseninin uzamadığı düşünülmüştür.

5.1 Moment – Eğrilik Bağıntıları

Konsol kiriş eğilme analizleri, Bernoulli Euler eğilme moment – eğrilik bağıntısını temel alır. Temel eğilme teorisindeki eğrilik tanımı, eğimin karesi göz ardı edilerek lineerize edilmiştir. Bu yaklaşım sadece sehimlerin boyları ile karşılaştırıldığında çok küçük kaldığı kirişlerde geçerlidir. Öte yandan, ince kirişler, esnek olmakla birlikte, yük altında deforme olarak yüksek sehim, eğrilik ve eğim oluştururlar. Böylelikle, eğilen kirişin merkez ekseninin eğriliğinin gerçek tanımı, $d\psi/ds$ için moment – eğrilik bağıntısı göz önünde bulundurulmalıdır.

Eşitlik 5.1'deki genel gerilme – şekil değiştirme bağıntısını kullanarak, dikdörtgen kesidin moment – eğrilik bağıntısı aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\frac{d\psi}{ds} = \frac{2^{n+1}(1+2n)^n M^n}{n^n b^n h^{2n+1} B^n} \quad (5.4)$$

Burada M eğilme momenti, b ve h ise sırasıyla dikdörtgen kesitin genişlik ve yükseklikleridir. Şekil 5.1, kirişin merkez eksenini üzerinde herhangi bir m(x,y) noktasındaki eğilme momenti M'i göstermektedir.

$$M = P(L - x - \delta_h) \quad (5.5)$$

Eşitlik 5.5'ten M çekilerek, eşitlik 5.4'e yerleştirilirse, eğrilik;

$$\frac{d\psi}{ds} = \frac{2^{n+1}(1+2n)^n(P(L-x-\delta_h))^n}{n^n b^n h^{2n+1} B^n} \quad (5.6)$$

Buradan;

$$K_n = \frac{n^n b^n h^{2n+1} B^n}{2^{n+1}(1+2n)^n P^n} \quad (5.7)$$

Olarak kabul edilirse;

$$\frac{d\psi}{ds} = \frac{(L-x-\delta_h)^n}{K_n} \quad (5.8)$$

Lineer elastik bir malzeme için, K_n , eğilme rijitliği (EI)'nin yüke (P) bölümüdür.

5.2 Çözüm Metodu

Dikdörtgen keside göre oluşturulan koordinat sisteminde, eğrinin tanımı;

$$\frac{d\psi}{ds} = \frac{d^2y/dx^2}{[1+(dy/dx)^2]^{3/2}} = \frac{y''(x)}{[1+y'^2(x)]^{3/2}} \quad (5.9)$$

Böylelikle, eşitlik 5.8 ile birlikte;

$$\frac{d\psi}{ds} = \frac{y''(x)}{[1+y'^2(x)]^{3/2}} = \frac{(L-x-\delta_h)^n}{K_n} \quad (5.10)$$

Eşitlik 5.10, y düşey sehim için oluşturulan ikinci dereceden lineer olmayan denklemdir.

Eşitlik 5.10'u çözebilmek için $u = y'$ kabulü yapılırsa;

$$u' = \frac{[1+u^2]^{3/2}(L-x-\delta_h)^n}{K_n} \quad (5.11)$$

Eşitlik 5.11 tekrar düzenlenip integre edilirse;

$$\int \frac{du}{[1+u^2]^{3/2}} = \int \frac{1}{K_n} (L-x-\delta_h)^n dx \quad (5.12)$$

Böylelikle,

$$\frac{u}{\sqrt{(1+u^2)}} = -\frac{1}{K_n} \frac{(L-x-\delta_h)^{n+1}}{(n+1)} + C_1 \quad (5.13)$$

$y'(0) = 0$ koşulunda;

$$C_1 = -\frac{1}{K_n} \frac{(L-\delta_h)^{n+1}}{(n+1)} \quad (5.14)$$

Böylelikle;

$$\frac{u}{\sqrt{(1+u^2)}} = \frac{1}{K_n} \frac{(L-\delta_h)^{n+1} - (L-x-\delta_h)^{n+1}}{(n+1)} = f(x) \quad (5.15)$$

Ve

$$y'(x) = u(x) = \frac{f(x)}{\sqrt{(1-f^2(x))}} \quad (5.16)$$

Eşitlik 5.16'yı integre ederek ve integrasyon sabitini 0'a eşitleyerek ($y(0) = 0$), sonuç aşağıdaki gibi elde edilir;

$$y(x) = \int_0^x \frac{(L-\delta_h)^{n+1} - (L-z-\delta_h)^{n+1} dz}{\sqrt{(K_n^2(n+1)^2 - [(L-\delta_h)^{n+1} - (L-z-\delta_h)^{n+1}]^2)}} \quad (5.17)$$

Eşitlik 5.17'de z bir etkisiz değişken olarak kullanılmıştır. Başlangıç durumunda konsol kirişin serbest ucunda bilinen yer değiştirme, δ_h , y düşey yer değiştirme için Eşitlik 5.17'nin çözümünü mümkün kılar. Fakat, düşey ve yatay yer değiştirmeler Eşitlik 5.17 ve eğri uzunluğu eşitliğinin birlikte kullanılması ile çözülebilir.

$$L = \int_0^{L-\delta_h} \sqrt{(1+y'^2(x))} dx \quad (5.18)$$

Eşitlik 5.10'un transandantal yapısı sonucu, nümerik integrasyon kullanılarak konsol kirişin serbest ucundaki δ_v ve δ_h yer değiştirmeleri ve dönme açısı ψ_0 bulunabilir.

5.3 Nümerik Metod

Nümerik entegrasyonlar kullanılarak, eşitlik 5.17 ve 5.18, konsol kirişin merkez eksenini üzerindeki yer değiştirmeleri için çözülebilir. Buna rağmen, δ_h 'a uygun değer seçimi için dikkat edilmesi gerekmektedir, çünkü eşitlik 5.17'de kök işareti altında kalan değer her zaman positif olacaktır. Bu komplikasyon nedeni ile, direkt olarak eşitlik 5.10'un, 4. Dereceden Runge – Kutta metodu ile çözümünü tercih edilir. Prosedür ise şöyle işlemektedir; Serbest uçta; (1) Küçük bir kuvvet, P, ve de sıfır (ya da farklı bir öğrenilmiş değer) yatay yer değiştirme, δ_h , ele alınır. (2) Eşitlik 5.10'un çözümü için Runge – Kutta metodu kullanılır. Bu konsol kirişin merkez ekseninde düşey yer değiştirmeyi vermekte ve eşitlik 11 ise, δ_h 'ın yeni değerini vermektedir. (3) Eşitlik 5.10 ve 5.18, δ_h değerinin, daha önce belirlenen bir tolerans değer dışında değişmediği ve kirişin hedeflenen sehimine erişildiği noktaya kadar bir adımdan diğer adıma geçerken itere edilir. Daha yüksek yükler için yer değiştirmeyi elde etmek amacı ile, sonuç değer elde edilene kadar; bir önceki adımda hesaplanan δ_h yer değişimi biraz arttırılarak, adımlar (1)'den (3)'e kadar tekrar edilir. Bu prosedür istenilen her yük değeri için kullanılabilir.

Yukarıda bahsedilen algoritmanın oluşturulması sırasında çözülmesi gereken bir takım zorluklarla da karşılaşmıştır. Eşitlik 5.10'un çözümünde δ_h değerinin bilinmemesi sorunların büyük çoğunluğunun nedeni olarak görülmektedir. δ_v değerinin kiriş ucundaki y değeri olması ile birlikte ($x = L - \delta_h$), Runge – Kutta kullanılarak δ_v değerinin $y(L - \delta_h)$ 'ın çözümü ile elde edilmesi doğaldır. Fakat, δ_v bilinmediğinden, doğru büyüklüğün aralıklarını alt aralıklara nasıl bölüneceği bilinemez. δ_h değerinin tahmin edilmesi ile birlikte (tam değer olarak olmasa da), eşitlik 5.10'un nümerik integrasyonu tam olarak $x = L - \delta_h$ değerinde bitmeyecektir. Böylelikle, δ_v , δ_h , ψ_0 değerlerinde birtakım düzeltmeler gerçekleştirilmelidir. Bu da eğri uzunluğu eşitliğinin;

$$s = \int_0^x \sqrt{(1 + y'^2(x))} dx \quad (5.19)$$

ve de eğrinin toplam boyunu hesaplamak için Simpson Kuralı'nın kullanımı ile gerçekleştirilir.

Bir diğerk problem ise, algoritmanın yavaş yakınsama veya sapma davranışıdır. Eğer iki başarılı δ_h tahmini gerçek değerkle eşitlenirse (bir adımda δ_h için yapılan yüksek(düşük) tahminin bir sonraki adımda δ_h değerkinde düşüş (yükseliş) yaratacağı göz önünde bulundurularak), δ_h değerklerinin ortalaması kullanılarak δ_h için yeni bir tahmin gerçekleştirilebilir. Ağırlıklı ortalama, performansı arttırmak için uygulanmakla birlikte, bazı durumlarda, sapma gösteren bir şemada yakınsama sağlamaktadır.

Belirtilmesi gereken bir diğerk nokta da, eğer algoritma yakınsak ise, kendi kendini düzelten bir davranışa da sahip olduğu anlamına gelmektedir. Bir değerk için hesaplanan δ_h değerk (gerçek değerk olmasa bile), bir sonraki daha yüksek kuvvet için bir girdi olarak kullanılabilir. Bu daha yüksek kuvvet değerk için δ_h değerk ise, istenilen kesinlik derecesine göre elde edilebilir.

Çizelge 5.1 : Lewis ve Monasa çalışması sonucu elde edilen değerkler.

$\frac{L^{n+1}}{K_n}$	Tavlanmış Bakır			NP8 Alüminyum Alaşımı		
	$\sigma = 66500 \cdot \varepsilon^{0.463}$			$\sigma = 66100 \cdot \varepsilon^{0.209}$		
	$\psi_0/\pi/2$	δ_v/L	δ_h/L	$\psi_0/\pi/2$	δ_v/L	δ_h/L
0	0	0	0	0	0	0
0.25	0.05009	0.05973	0.00203	0.02740	0.03669	0.00073
0.50	0.09864	0.11741	0.00766	0.05419	0.07251	0.00284
0.75	0.14443	0.17142	0.01685	0.07984	0.10672	0.00617
1.00	0.18675	0.22085	0.02814	0.10401	0.13884	0.01046
2.00	0.32039	0.37235	0.08241	0.18414	0.24407	0.03270
3.00	0.41049	0.46910	0.13468	0.24190	0.31822	0.05629
4.00	0.47437	0.53433	0.17925	0.28484	0.37211	0.07785
5.00	0.52222	0.58115	0.21668	0.31816	0.41308	0.09692
6.00	0.55967	0.61646	0.24839	0.3450	0.44548	0.11374
7.00	0.58995	0.64414	0.27562	0.36725	0.47190	0.12868
8.00	0.61511	0.66652	0.29931	0.38613	0.49398	0.14207
9.00	0.63642	0.68503	0.32017	0.40246	0.51282	0.15409
10.00	0.65477	0.70065	0.33871	0.41677	0.52913	0.16504

5.4 Sonuçların Tartışılması

$n = 1$ olduğu durumda, malzeme lineer elastiktir ve eşitlik 5.17'deki integral, eliptik integrale dönüşmektedir. Bir ve ikinci çeşit eliptik entegraller eşitlik 5.16'da kullanılarak, serbest ucuna kuvvet uygulanmış konsol kirişte yatay ve dūřey yer değiştirmelerle birlikte dönme açısı elde edilmiştir.

Algoritmanın doğruluğunu test etmek için, eşitlik 5.10 ve 5.18'i ve yukarıda belirtilen nümerik metodu kullanarak, $n = 1$ ile birlikte, serbest ucuna kuvvet uygulanmış konsol kirişte δ_v , δ_h ve ψ_0 yer değiştirmeleri incelenmiştir. Bu sonuçlar, eşitlik 5.16'daki eliptik entegraller kullanılarak elde edilen gerçek sonuçlarla uyumludur. Gerçek zm ve nümerik algoritma arasındaki sapma %0,099 civarındadır.

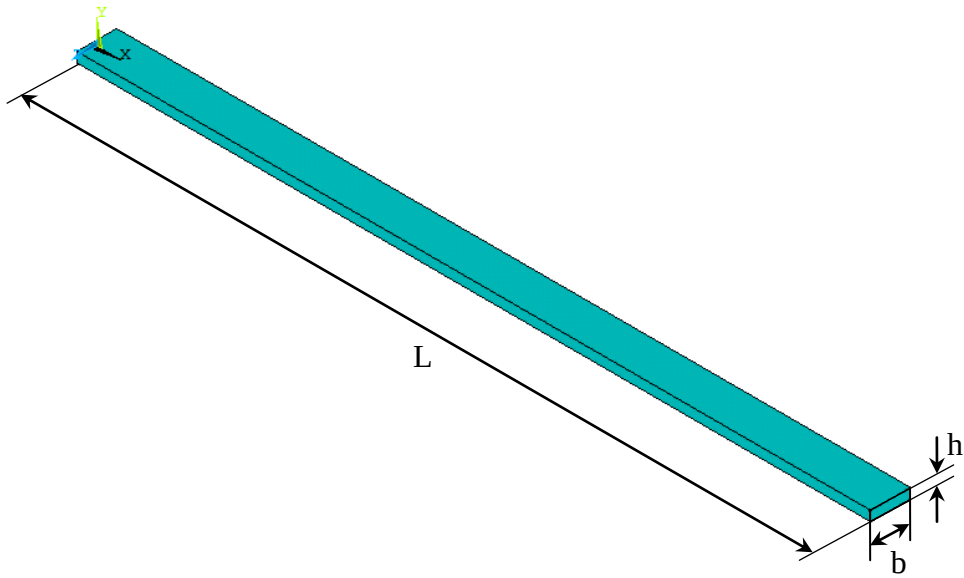
Çizelge 5.1'de, iki lineer olmayan malzeme için sırasıyla boyutsuz $\psi_0/\pi/2$, δ_v/L , δ_h/L oranlar verilmiştir. L^{n+1}/K_n aynı değerleri için, yukarıdaki boyutsuz oranların, eşitlik 6.1'deki gerilme bağıntısının üstelinin azalması ile azaldığı gösterilmektedir. Öte yandan, L^{n+1}/K_n aynı değerleri için yatay ve dūřey sehim değerleri ve kirişin merkez ekseninin eğrilerinin de herhangi bir h/L değeri için aynı olduğu görülmektedir. Böylelikle, sehim ve eğrilerin h/L değerlerinden bağımsız olduğu belirlenmiştir.

5.5 Sonuçlar

Bu alışmada, Ludwick tipi lineer olmayan elastik malzemelerden yapılmış ve serbest ucuna kuvvet uygulanmış konsol kirişlerin merkez eksenini üzerinde yatay ve dūřey sehimleri ve dönme açıları elde edilmiştir. Problem malzeme ve geometrik lineer olmayan durumlar içermekte ve bu tip problemlere çözümler, sadece nümerik metodlar ile elde edilebilmektedir. Dördüncü dereceden Runge – Kutta metodunun, ikinci dereceden lineer olmayan bu denklemin çözümü için en uygun yöntem olduğu kanıtlanmaktadır. L^{n+1}/K_n 'nin aynı değerleri için, $\psi_0/\pi/2$, δ_v/L , δ_h/L boyutsuz oranları, Ludwick eşitliğinde belirtilen gerilme üstelinin azalması ile azaldığı da gösterilmiştir. Bilgisayar programı, Ludwick bağıntısı ile ifade edilen malzemeler ile oluşturulan lineer olmayan konsol kirişlerin merkez eksenindeki sehim ve dönme açılarının elde edilmesi için kullanılmıştır.

6. KONSOL KİRİŞ PROBLEMİNİN SAYISAL OLARAK ORTAYA KOYULMASI:

Lewis ve Monasa, sehimleri elde etmek için boyutsuz sonuçları kullandığından, burada yapılan örnek çalışmada da ince bir konsol kiriş modellenerek, nümerik sonuçlarla analiz sonuçlarının karşılaştırılması amaçlanmıştır. Bunun için 20 inç uzunluğunda (L), 0,25 inç kalınlığında (h), ve 1 inç genişliğinde (b) bir konsol kiriş modellenmiştir. Simülasyonda da ölçü birimi olarak İngiliz ölçü birimlerinin kullanılmasının nedeni, Lewis ve Monasa'nın çalışmalarını İngiliz ölçü birimleri ile gerçekleştirmeleri ve onların çalışmaları üzerine geliştirilen bu modeli karşılaştırılabilme gayesidir. Malzeme ve geometrik lineer olmama durumlarının her ikisi de bu konsol kiriş için çalışılmıştır.



Şekil 6.1 : Konsol Kiriş Modeli.

Nümerik ve boyutsuz sonuçlar bakır ve alüminyum alışımları için iki malzeme için çalışılmıştır. Tavlanmış ticari saf bakır ve NP8 alüminyum alaşımı moment – eğrilik

bağıntısına integre edilir ve L^{n+1}/K_n ya göre sehimler ve dönmeler Lewis ve Monasa tarafından elde edilmişlerdir. Bu boyutsuz oranlardan, serbest uçtaki noktasal yükler hesaplanmış ve Ansys modeline simülasyonları için uygulanmıştır.

Lewis ve Monasa tablosuna göre L^{n+1}/K_n eşitliği kullanılarak Ansys modelinde kullanılan noktasal yükler Mathcad 14 ile hesaplanmıştır. Burada kullanılan yöntem; her malzemenin gerilme bağıntısı üstelinin ve sabitinin programa girilerek, Lewis ve Monasa çalışmasında belirtilen L^{n+1}/K_n değerini elde etmek için yük değerini değiştirmektir. Öte yandan, istenilen L^{n+1}/K_n değeri için elde edilen yük değeri Ansys modeline uygulanarak sonuçları simülasyonlarla da incelenmiştir. Şekil 6.2’de Mathcad 14 ile yapılan çalışmanın bir yük için örneği görülebilir.

$$\begin{aligned}
 a &:= 0.463 \\
 n &:= \frac{1}{a} \\
 n &= 2.16 \\
 b &:= 1 \\
 h &:= 0.25 \\
 B &:= 66500 \\
 P &:= 11.686 \\
 K &:= \frac{n^n \cdot b^n \cdot h^{(2 \cdot n + 1)} \cdot B^n}{2^{(n+1)} \cdot (1 + 2 \cdot n)^n \cdot P^n} \\
 K &= 1.291 \times 10^3 \\
 L &:= 20 \\
 c &:= \frac{L^{n+1}}{K} \\
 c &= 10
 \end{aligned}$$

Şekil 6.2 : MathCad çalışması.

L, konsol kiriş boyu sabittir ve 20 inç olarak alınmıştır. Bu yöntemle elde edilen noktasal yük değerleri Çizelge 7.1’de görülebilir. K_n ise;

$$K_n = \frac{n^n b^n h^{2n+1} B^n}{2^{n+1} (1 + 2n)^n P^n} \quad (6.1)$$

Konsol kirişler Ludwick bağıntısı ile gösterilen lineer olmayan malzemeler ile modellenmiştir. Gerilme – şekil değiştirme eğrisine göre malzemeler;

$$\sigma = B \varepsilon^{1/n} \quad (6.2)$$

genel olarak ifade edilirken, tavllanmış bakır için;

$$\sigma = 66500 \cdot \varepsilon^{0.463} \quad (6.3)$$

alüminyum alaşımı içinse;

$$\sigma = 66100 \cdot \varepsilon^{0.209} \quad (6.4)$$

eşitlikleri ile ifade edilir.

Çizelge 6.1’de bu yöntemlerle elde edilen noktasal yükler görülebilir;

Çizelge 6.1 : Lewis ve Monasa’dan elde edilen kuvvet değerleri.

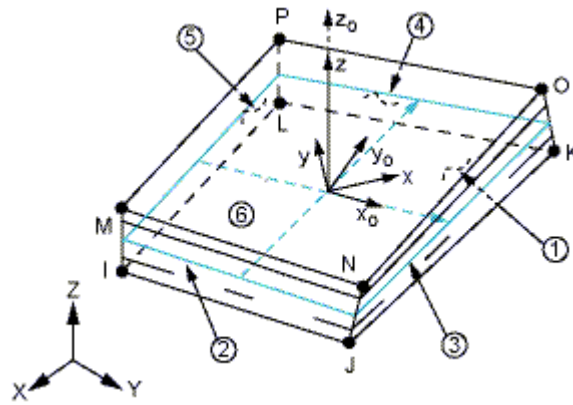
	P	P
$\frac{L^{n+1}}{K_n}$	Annealed Copper	Aluminum Alloy
0	0	0
0.25	2.116	12.12
0.50	2.920	14.005
0.75	3.522	15.244
1.00	4.025	16.186
2.00	5.547	18.711
3.00	6.692	20.365
4.00	7.646	21.627
5.00	8.478	22.659
6.00	9.225	23.540
7.00	9.907	24.310
8.00	10.539	24.998
9.00	11.129	25.622
10.00	11.686	26.192

Simülasyon için Ansys versiyon 13 kullanılmıştır.

6.1 Analiz Elemanının Seçimi

Ansys simülasyonu için SOLSH190 elemanı seçilmiştir. Bu elemanın özelliği ise, çok ince yapılardan, ortalama kalınlıklı olan malzemelere kadar çok geniş geometrik yelpazedeki kabuk yapıların (shell) modellenme imkanının bu eleman tipi ile mümkün olmasıdır. Eleman, sürekli katı eleman topolojisi sunarken, her noktada 3 serbestlik dereceli, her noktada x, y ve z yönlerinde ötelemeye imkan veren, sekiz noktalık bağlantı özelliği sağlamaktadır. Elemanın plastisite, hiperelastiklik, gerilme rijitliği, sürünme, yüksek sehim ve yüksek şekil değiştirme özellikleri bulunmaktadır. Eleman formülizasyonu logaritmik şekil değiştirme ve gerçek gerilme ölçümlerine göre geliştirilmiştir.

Öte yandan SOLSH190 elemanı, lamine kabuklar veya sandviç yapılar gibi katmanlı yapıların modellenmesinde kullanılabilir.



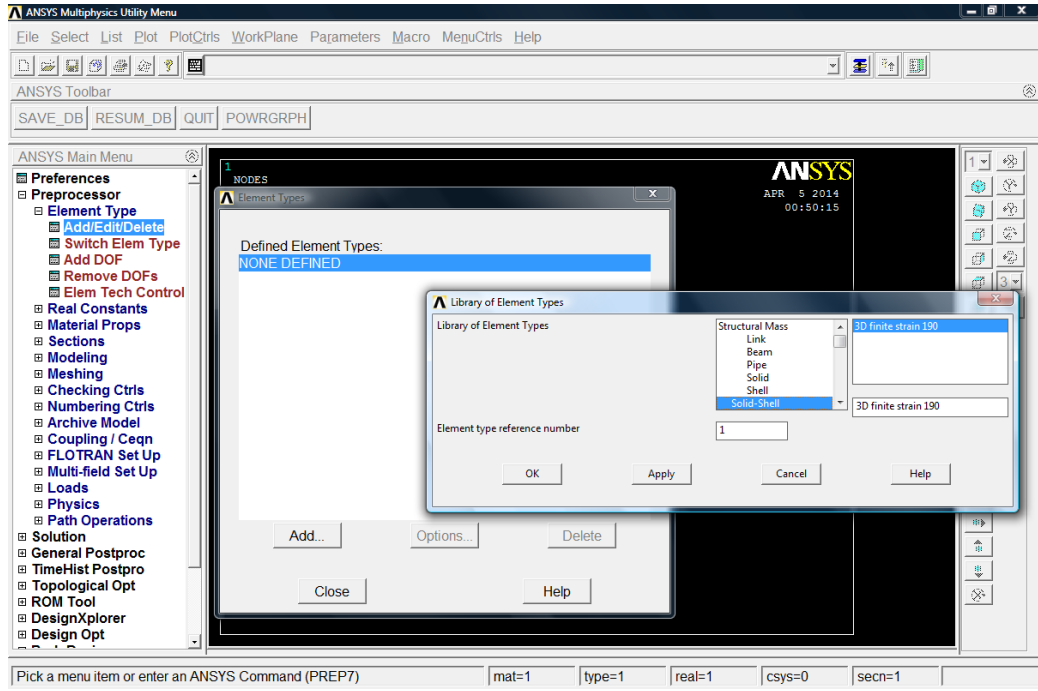
Şekil 6.3 : SOLSH190.

Bu işlemin Ansys ara yüzünde gerçekleştirilebilmesi için; Preprocessor > Element Type > Add/Edit/Delete yolu izlenerek elde edilen menüde “Solid Shell” ve ardından “3D finite strain 190” seçilmeli ve ok komutu ile eklenmelidir. İşlemlerin akışı Şekil 6.4’te belirtilmektedir.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

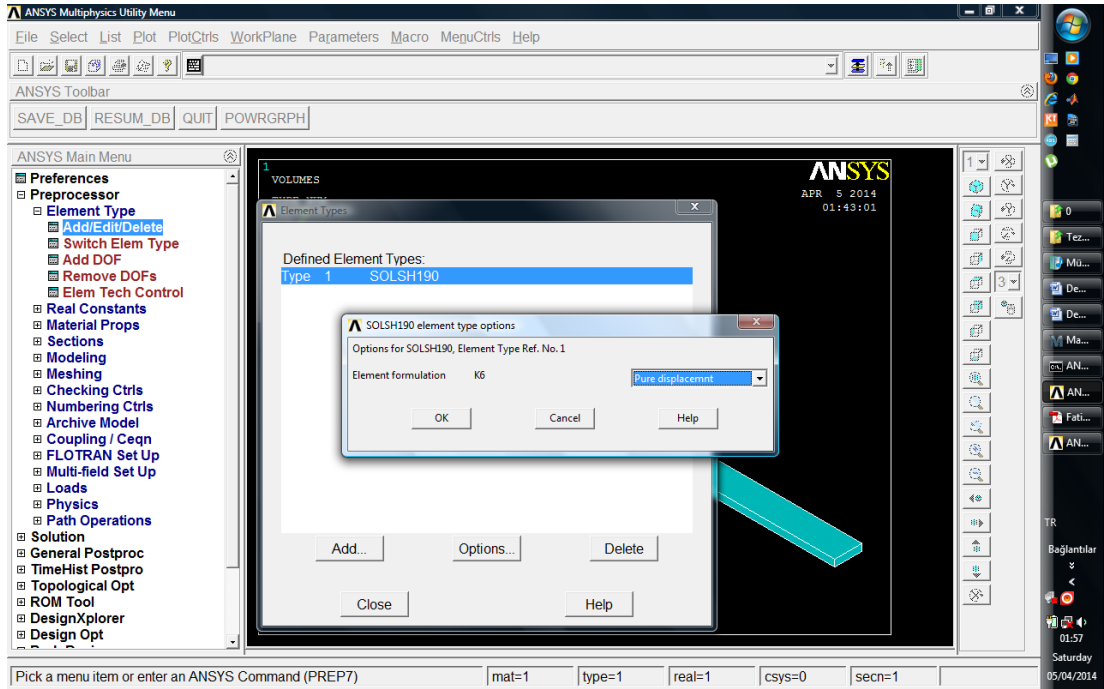
ET,1,SOLSH190

olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 6.4 : SOLSH190 Elemanının tanımlanması.

Öte yandan, “Defined Element Types” başlığı altına eklenen SOLSH190 elemanının formülizasyonunun da “Options” sekmesi tıklanarak “Pure Displacement” altında incelenmesi gerekmektedir.



Şekil 6.5 : SOLSH190 Elemanının tanımlanması.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

KEYOPT,1,6,0

olarak tanımlanmaktadır.

6.2 Geometrik Modelin Oluşturulması

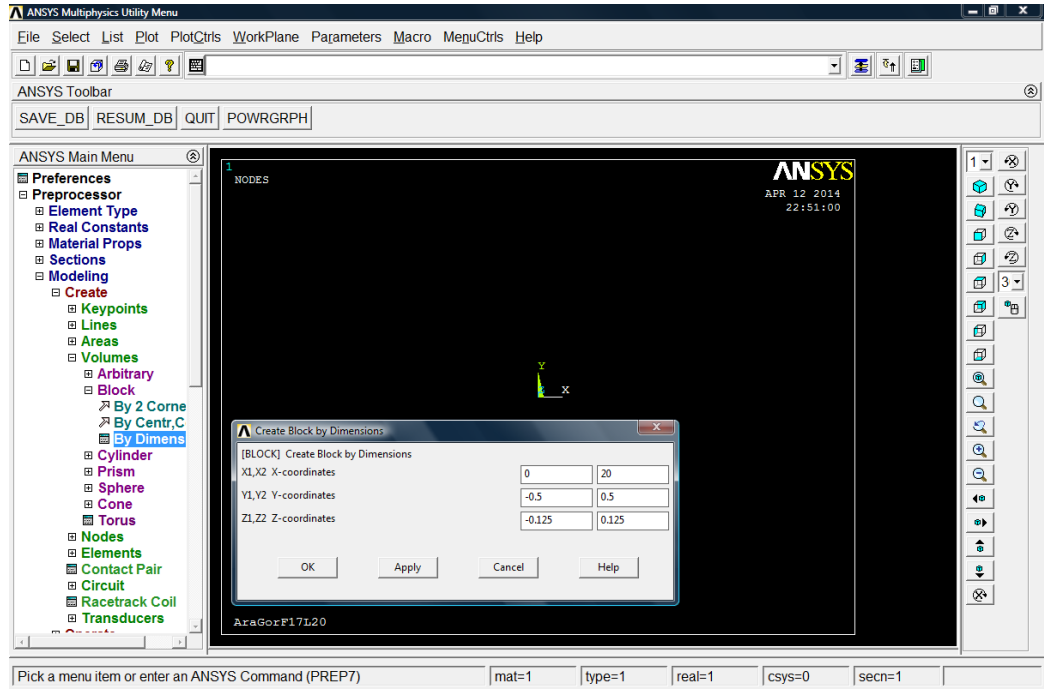
İlk adımda, yükseklik, genişlik ve boy verileri uygulanabilecek sınır noktaların tanımlanması ile Ansys çalışması başlatılır. Kullanılan eleman tipinin 3 boyutlu olması nedeni ile, bir dikdörtgenler prizması modellenerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu işlemler için, Şekil 6.6’da görülen “Ansys main menu” altındaki komutlar kullanılacaktır.

Ansys Main Menu> Preprocessor > Modeling > Create > Volumes > Block > By Dimensions adımları ile birlikte boyu 20 inç, kalınlığı 0.25 inç ve genişliği 1 inç olan bir dikdörtgenler prizmasının koordinatları, Şekil 6.6’da gösterildiği şekilde girilerek, istenilen hacim oluşturulur. Fakat burada dikkat edilmesi gereken nokta ise, Şekil 6.3’te görülen SOLSH190 elemanının tanımlı eksenini ile analizin tanımlı eksenini karşılaştırmaktır. Bu çalışmada lokal koordinat sisteminin değiştirilmesi yerine analiz edilecek yapının SOLSH190 elemanına göre oluşturulması yöntemi seçilmiştir.

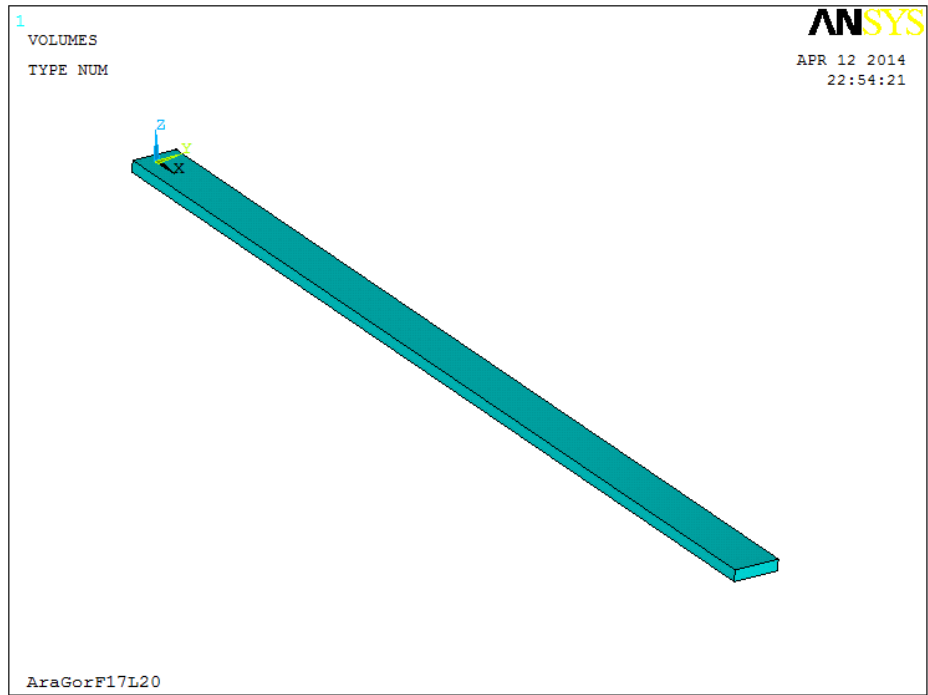
Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

BLOCK,0,20,-0.5,0.5,-0.125,0.125

olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 6.6 : Geometrik modelin tanımlanması.



Şekil 6.7 : Geometrik modelin tanımlanması.

Bir sonraki adımda malzemelerin özellikleri belirlenecektir. Tavllanmış bakırın elastiklik modülü ve Poisson oranı sırası ile $1.7 \cdot 10^7$ psi ve 0.343 olarak alınmışken, alüminyum alaşım içinse, $1.03 \cdot 10^7$ psi ve 0.33 olarak kabul edilmiştir. Ansys, bu

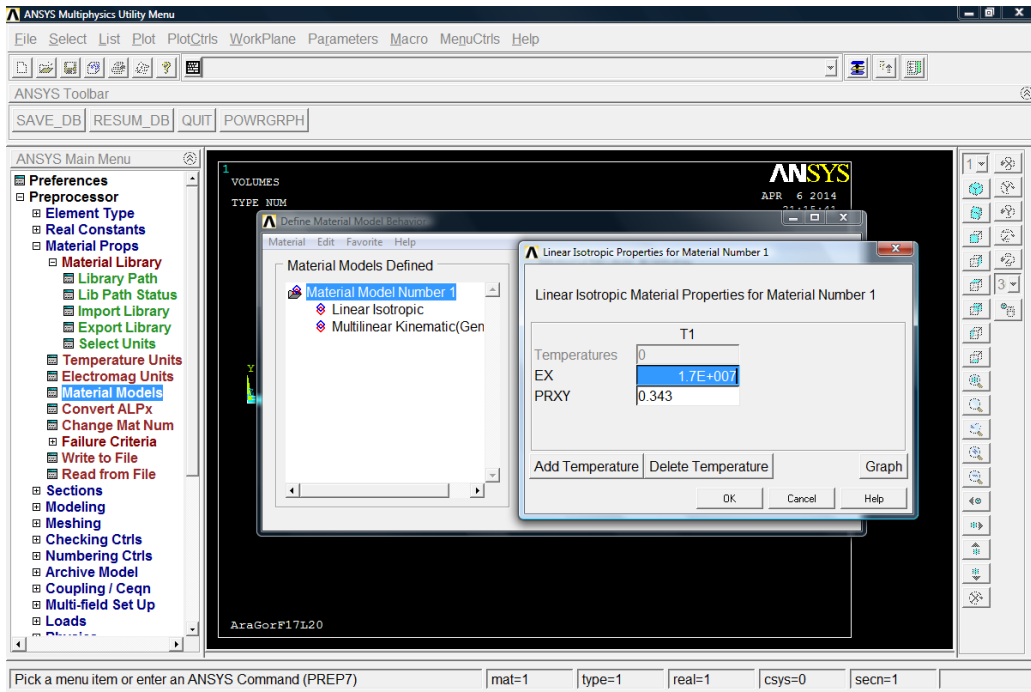
değerleri lineer isotropik malzeme özellikleri olarak kabul ederken, malzemenin akma sınırına kadar olan lineer hareketi bu değerler üzerinden hesaplanacaktır. Bu veriler Ansys üzerinde Ansys Main Menu> Preprocessor > Material Properties > Material Models > Material Model Number 1> Linear Isotropic komutları takip edilerek girilir.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

MP,EX,1,1.7e7

MP,PRXY,1,0.343

olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 6.8 : Malzeme özelliklerinin tanımlanması.

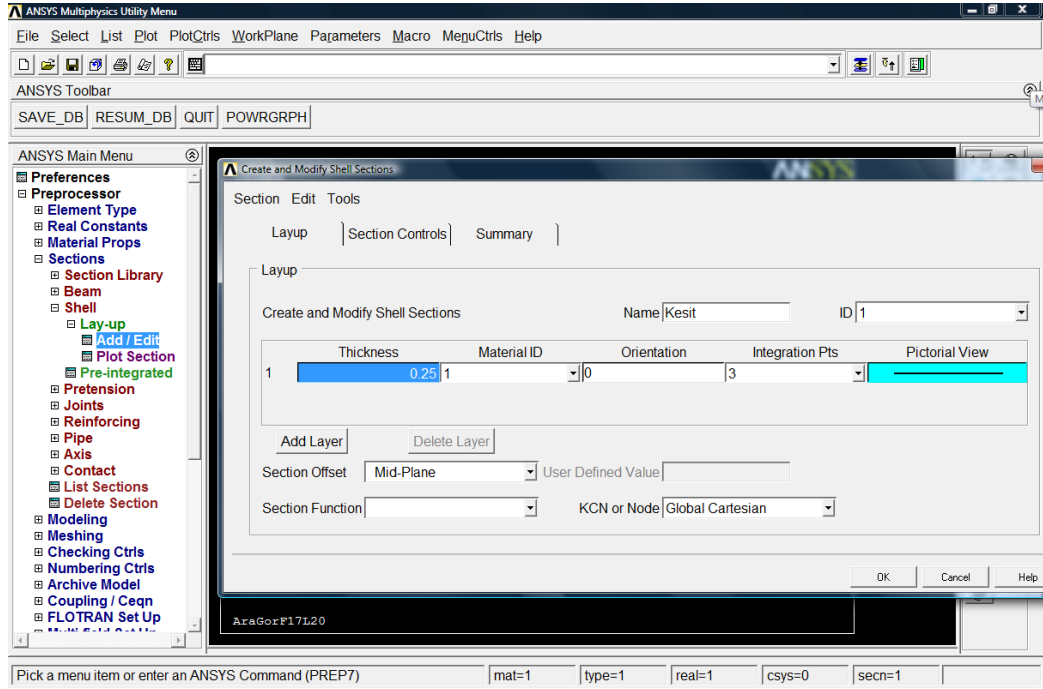
Bir sonraki adımda da Ansys'te kesit tipi ve geometrisi belirlenmektedir. Kesit adının “Kesit” ve kesidin kalınlığının 0.25 inç olarak Ansys'te tanıtılması için Ansys Main Menu> Preprocessor > Sections > Shell > Lay – Up > Add / Edit adımları ile ulaşılan ekranda Şekil 6.9’da belirtilen kutucuklara değerler girilmektedir.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

SECTYPE,1,SHELL,,Kesit,,

SECDATA,0.25,1

olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 6.9 : Kesit tipi ve geometrisinin tanımlanması.

Bir önceki bölümde akma dayanımına kadar incelenen lineer isotropik malzeme özelliklerinin yanında bu adımda da akma dayanımı üzerindeki davranışı incelenecektir. Örnekler üzerinde anlatılan tavlanmış bakır malzemenin gerilme davranışı:

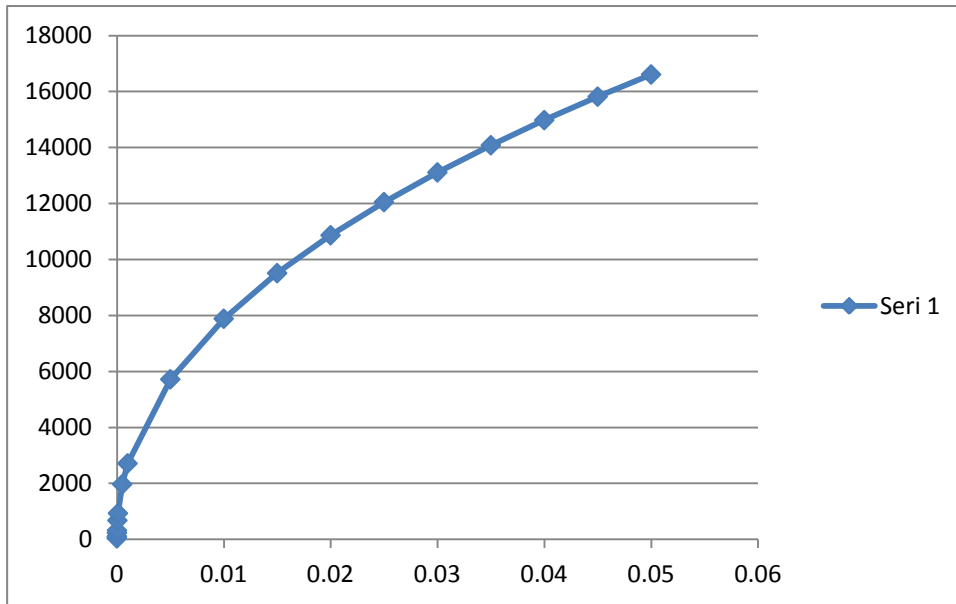
$$\sigma = 66500 \cdot \varepsilon^{0.463} \quad (6.5)$$

iken bu ampirik formüle Çizelge 6.2'deki gibi

Çizelge 6.2 : Şekil Değiştirme – Gerilme değerleri.

ε	σ
1E-07	38.17874
5E-07	80.43494
0.000001	110.8719
0.000005	233.5849
0.00001	321.9746
0.00005	678.3358
0.0001	935.0216
0.0005	1969.903
0.001	2715.324
0.005	5720.642
0.01	7885.362
0.015	9513.754
0.02	10869.22
0.025	12052.24
0.03	13113.81
0.035	14083.97
0.04	14982.19
0.045	15821.91
0.05	16612.87

belirli değerler atandığında ise ortaya çıkan gerilme şekil değiştirme eğrisi ise Şekil 6.10 şeklinde oluşmaktadır.



Şekil 6.10 : Gerilme – Şekil Değiştirme Grafiği.

Yukarıda belirtilen gerilme – şekil değiştirme eğrisi davranışının Ansys’e girilmesi ile, malzeme davranışının akma noktası üzerinde nasıl olacağı belirlenmiş olur. Bu da Şekil 6.11’de de gösterildiği gibi Ansys Main Menu> Preprocessor > Material Properties > Material Models > Structural > Nonlinear > Inelastic > Rate Independent > Kinematic Hardening Plasticity > Mises Plasticity > Multilinear (General) sekmeleri ile lineer olmayan malzeme özelliklerinin tanımlanması ile mümkündür. Açılan sekmede ise, Çizelge 6.2’deki değerler girilerek malzeme özelliklerinin tanımlanması tamamlanmış olur.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

TB,KINH,1,1,20,PLASTIC

TBTEMP

TBPT,,0,0

TBPT,,0.0000001,38.17874473678737

TBPT,,0.0000005,80.4349427998734

TBPT,,0.000001,110.871939634646

TBPT,,0.000005,233.584896101385

TBPT,,0.00001,321.974624443426

TBPT,,0.00005,678.335830019146

TBPT,,0.0001,935.021603546392

TBPT,,0.0005,1969.90261771055

TBPT,,0.001,2715.3239191124

TBPT,,0.005,5720.64182892025

TBPT,,0.01,7885.36217531162

TBPT,,0.015,9513.75357720814

TBPT,,0.02,10869.2238555287

TBPT,,0.025,12052.2427193473

TBPT,,0.03,13113.806954964

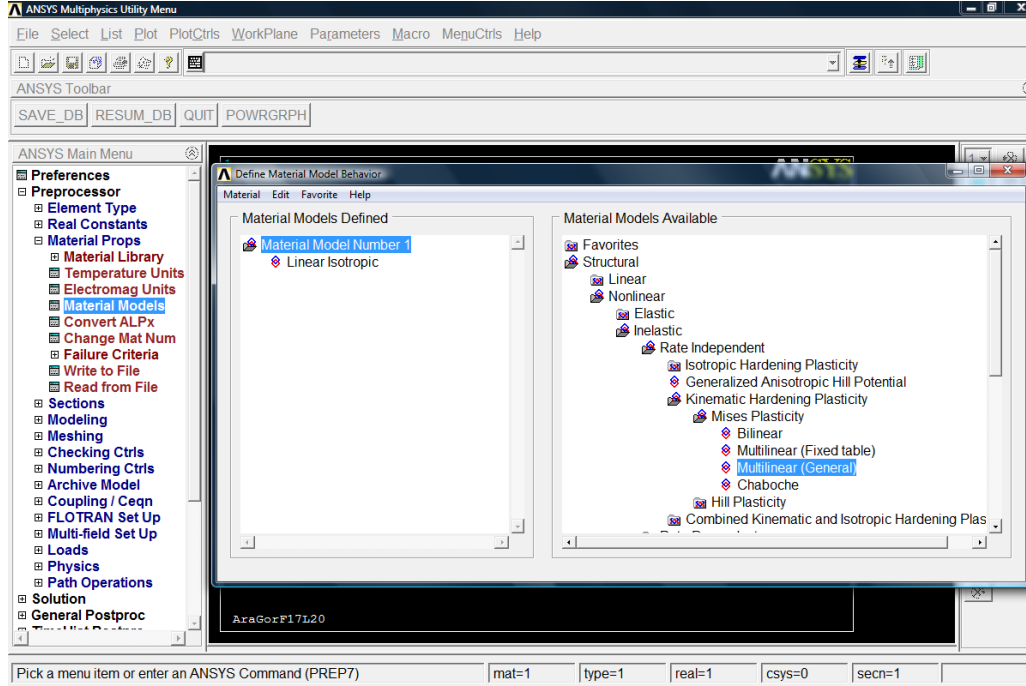
TBPT,,0.035,14083.9718977985

TBPT,,0.04,14982.1941713064

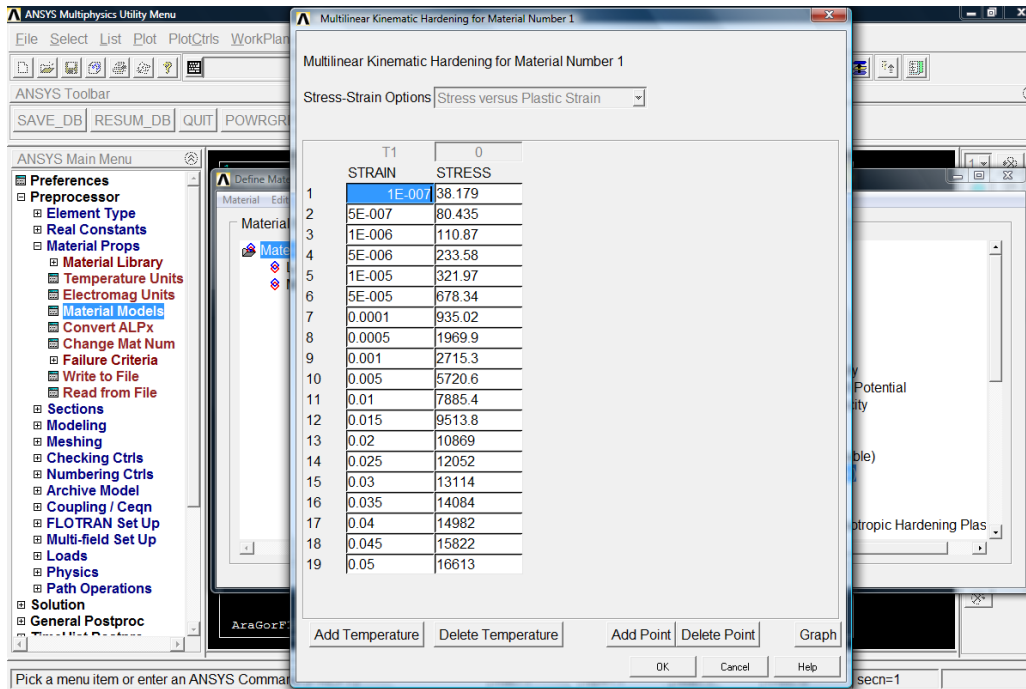
TBPT,,0.045,15821.9147142313

TBPT,,0.05,16612.8734692614

olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 6.11 : Lineer olmayan malzeme özelliklerinin tanımlanması.



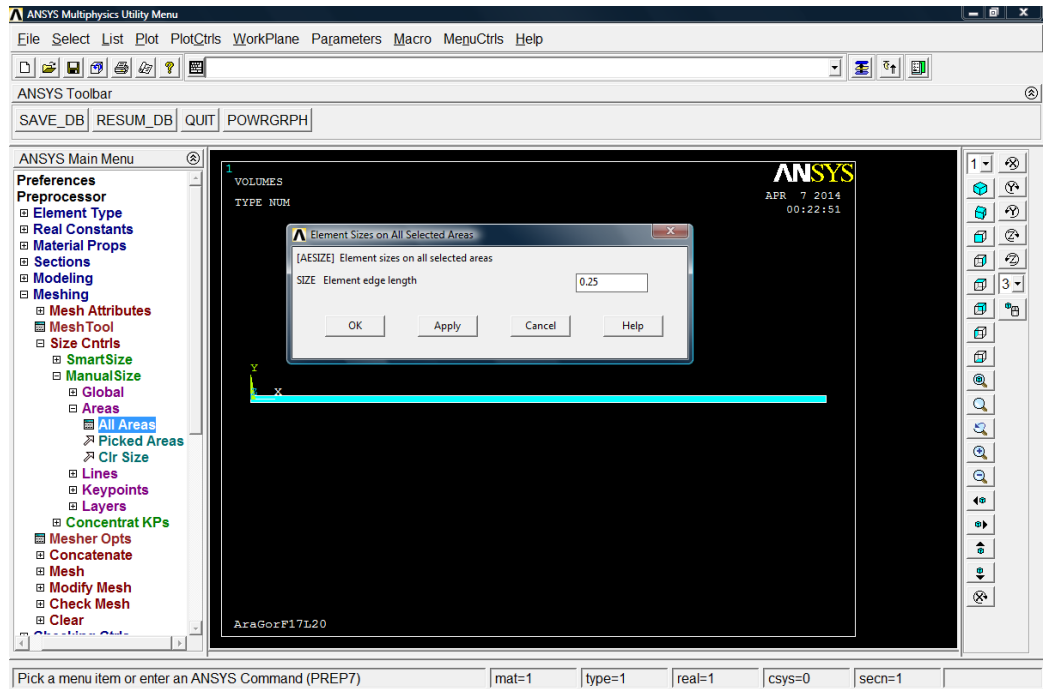
Şekil 6.12 : Lineer olmayan malzeme özelliklerinin tanımlanması.

Malzeme özelliklerinin tanımlanmasının ardından geometrinin simülasyonu için birim elemanlara bölünerek sonlu elemanlar analizinin gerçekleştirilmesi gereklidir. Bunun için geometri 0.25 inçlik parçalara bölünerek incelenmiştir. Dikdörtgenler prizması konsol kirişi oluşturan 6 yüzeyin alanlarının birbirine eş 0.25 inçlik parçalara bölünmesi sağlanmıştır. Bunun içinse Ansys Main Menu > Preprocessor > Meshing > Size Cntrl > Manual Size > Areas > All Areas sekmesi ile açılan ekranda Şekil 6.13'te belirtilen 0.25 inç değeri girilir.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

AESIZE,ALL,0.250

olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 6.13 : Mesh boyutlarının tanımlanması.

Meş boyutlarının da tanımlanması ardından meş işlemi gerçekleştirilebilir. Bunun içinse, ekrandaki hazırlanmış konsol kiriş seçilerek mesh komutu uygulanmalıdır. Ansys Main Menu > Preprocessor > Meshing > Mesh > Volumes > Free sekmesine tıklanarak açılan ekrandan “Pick All” komutu seçilerek bütün geometri seçilir ve OK

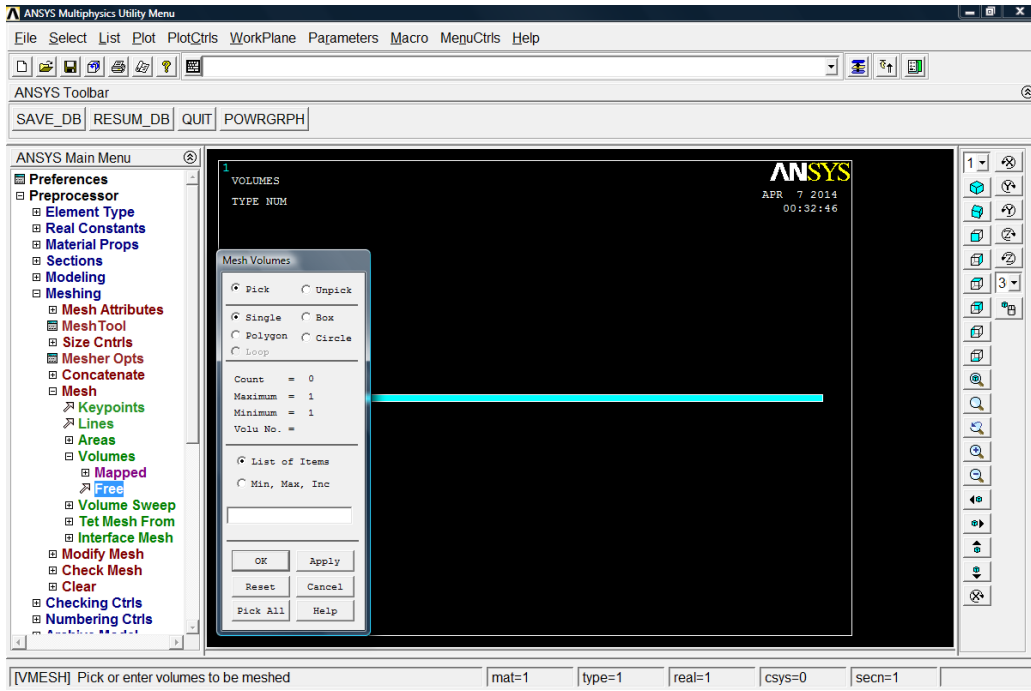
komutu ile birlikte meş işlemi tamamlanmış olur (bkz Şekil 6.14). Meş işlemi ardından oluşan geometri de Şekil 6.15'te görülebilir.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

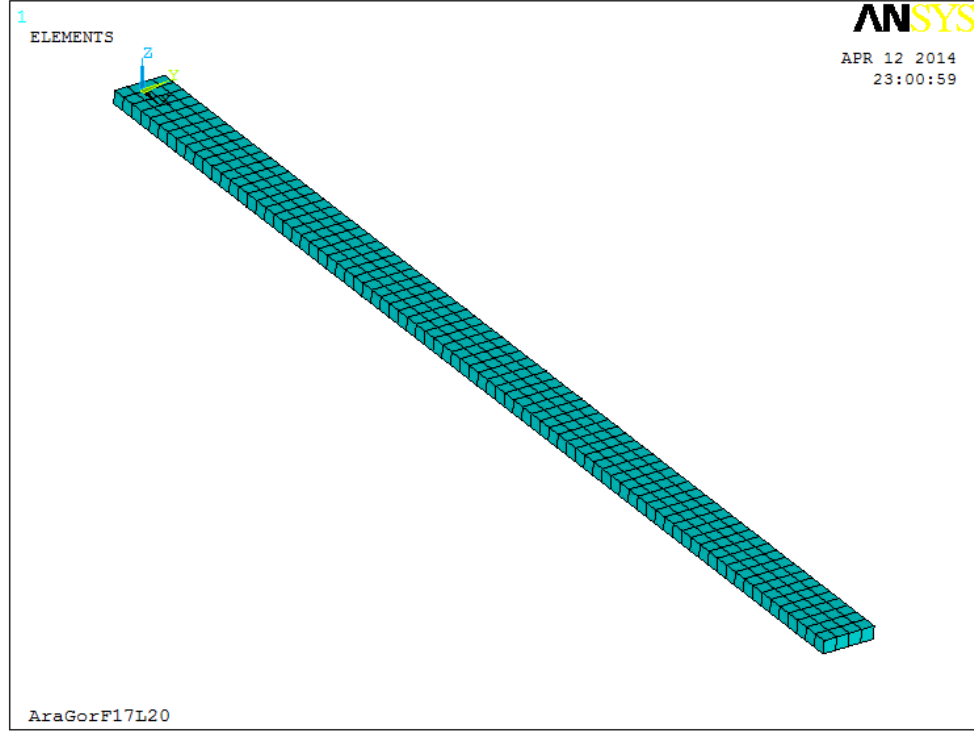
VMESH,ALL

/SOLU

olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 6.14 : Mesh yapılacak geometrinin tanımlanması.



Şekil 6.15 : Mesh ardından oluşan geometri.

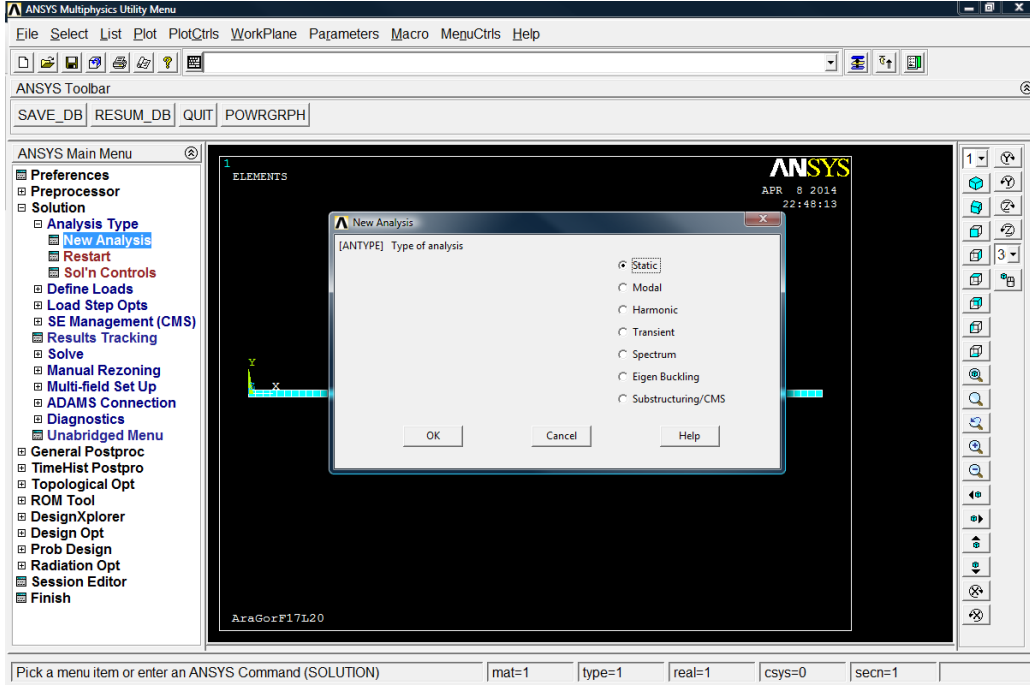
6.3 Konsol kiriş modelinin Ansys ile çözümü

Simülasyon için önce analiz türü belirlenmelidir. Statik analiz modülü üzerinden hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Bunun içinse Ansys Main Menu > Solution > Analysis Type > New Analysis > Static sekmeleri ile seçim gerçekleştirilir.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

ANTYPE,0,NEW

olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 6.16 : Analiz tipinin seçilmesi.

Bir sonraki adımda ise, analiz limitleri ve kriterleri belirlenmektedir. Analiz özelliği olarak “large displacement static” seçilerek, daha önce Ansys’e tanımlanan lineer olmayan şekil değiştirme bölgesindeki malzeme davranışı ile birlikte büyük yer değiştirmelerin analizde göz önünde bulundurulması gerektiğinin komutu da bu sekmeden verilmektedir. Ansys Main Menu > Solution > Analysis Type > Sol’n Controls sekmesinden bu menüye ulaşılır.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

NLGEOM,ON

olarak tanımlanmaktadır.

Yine aynı menü altında, zaman kontrolleri için de gerekli veriler tanımlanmalıdır. Yükün stabil konsol kirişe uygulanarak simülasyon işleminin gerçekleştirileceği toplam zaman 1 olarak girilmelidir. Öte yandan, toplam zaman maksimum 50, minimum 20 adıma bölünerek iterasyonlar gerçekleştirilecektir. Toplam zamanın daha küçük adımlara bölünmesi, analiz sonucu elde edilen değerlerin, doğru değerlere daha yakın olması sonucunu oluşturması ile birlikte, analiz zamanını da uzatacaktır. Çalışmada kullanılan aralıklar, çeşitli farklı aralıklar kullanılarak

denenen modeller sonucunda optimum olarak kabul edilmişlerdir. Yine aynı pencerede, sonuç dosyasının hangi verileri içereceğinin seçimini de yapmak mümkündür. Bu çalışmada sonuç dosyasında bütün verilerin elde edilmesi hedeflenmiştir. Bu da “write items to results file” kısmında “all solution items” sekmesi işaretlenerek gerçekleştirilebilir.

Bu yapılan işlemlerin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

ANTYPE,0,NEW

NLGEOM,ON

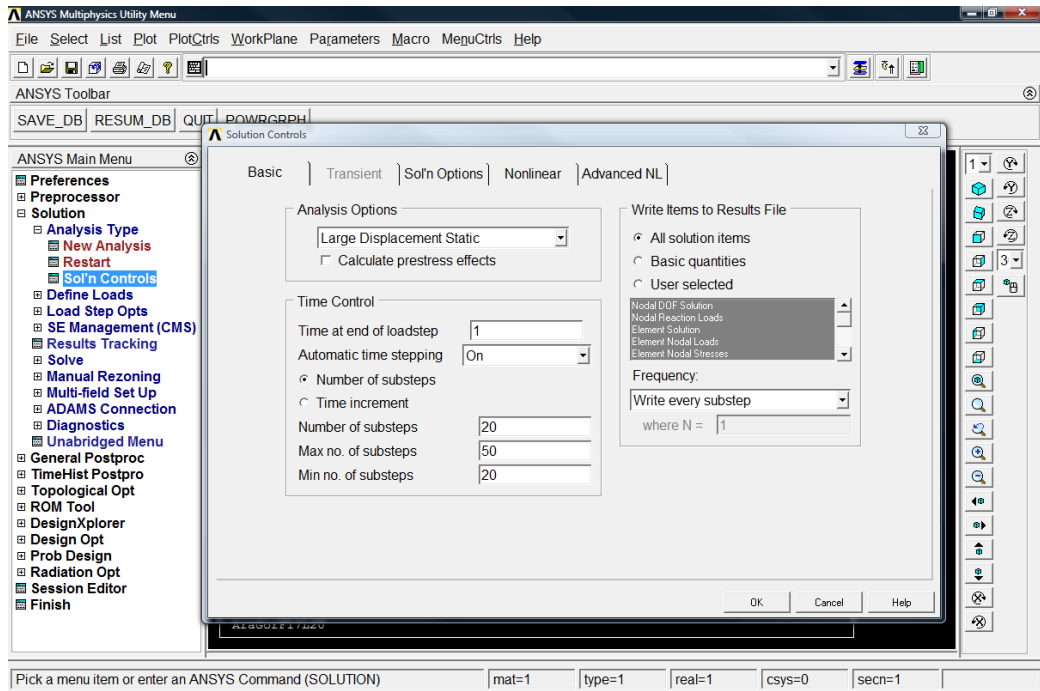
TIME,1

AUTOTS,ON

NSUBST,20,50,20,ON

OUTRES,ALL,ALL

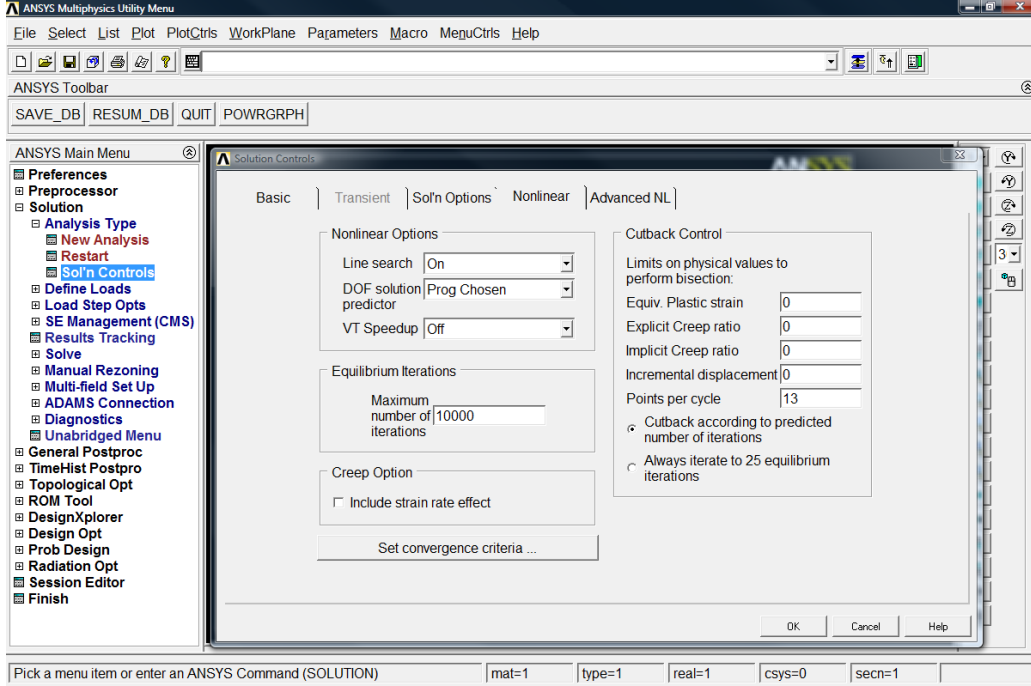
olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 6.17 : Analiz limitleri ve kriterlerinin belirlenmesi.

Aynı komut sekmesi altında, “Nonlinear” başlığı altında ise, her zaman aralığında yapılacak maksimum iterasyon sayısı tanımlanır. Çalışma için, yapılan değerlendirmelerde optimum sayının 10000 olmasına karar verilmiştir. Maximum

iterasyon sayısının daha az olması, çalışma sonuçlarını doğru değerden uzaklaştıracak, daha fazla olması da analiz sürelerini uzatacaktır. Öte yandan, “line search” özelliği de açılarak, lineer olmayan özelliklerin tanımlanması da tamamlanmış olur.



Şekil 6.18 : Analiz limitleri ve kriterlerinin belirlenmesi.

Bu yapılan işlemlerin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

NEQIT,10000

LNSRCH,ON

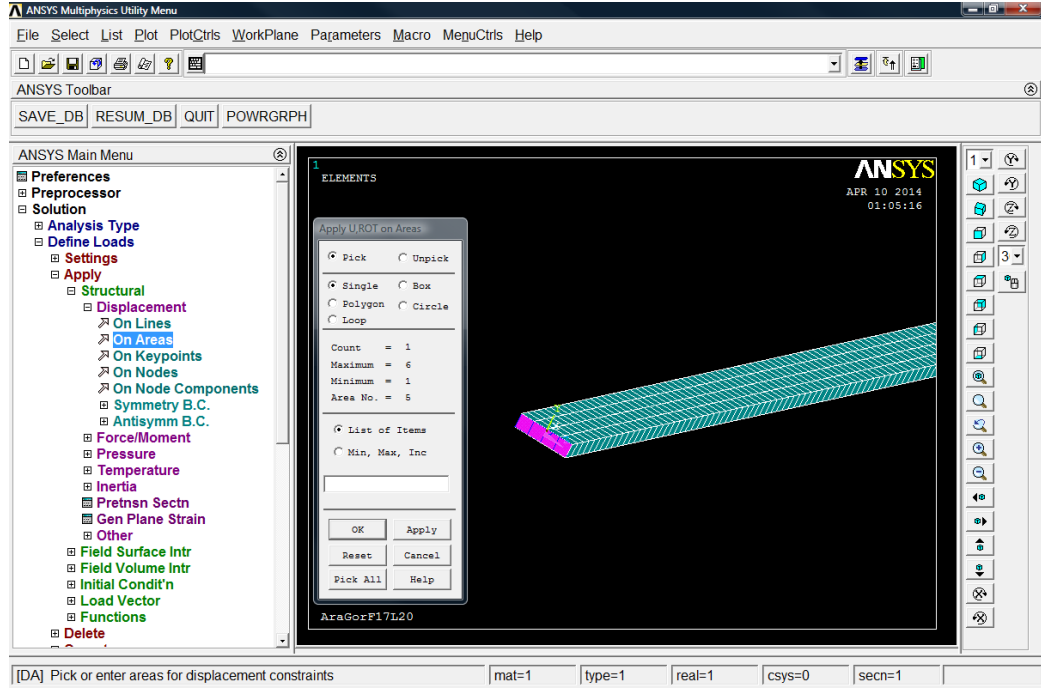
olarak tanımlanmaktadır.

Buraya kadar modellenen kirişin, konsol kiriş olabilmesi için bir ucundan sabitlenmesi gerekmektedir. Bunun içinse, mesh yapıldıktan sonra, dikdörtgenler prizması kirişin yüzeyleri ele alınarak, sabitlenmek istenilen yüzeydeki yer değişimleri sıfırlanmalıdır. Bunun içinse Ansys Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Structural > Displacements > On Areas sekmeleri takip edilir. Çıkan ekranda yer değişimleri sıfırlanmak istenilen yüzey seçilerek bir sonra açılan pencerede “All DOF” sekmesine tıklanır; böylelikle kiriş, konsol kiriş haline getirilir. Yüzey numarası biliniyorsa, kodlar ile bu işlemin gerçekleştirilmesi de çok kolaydır.

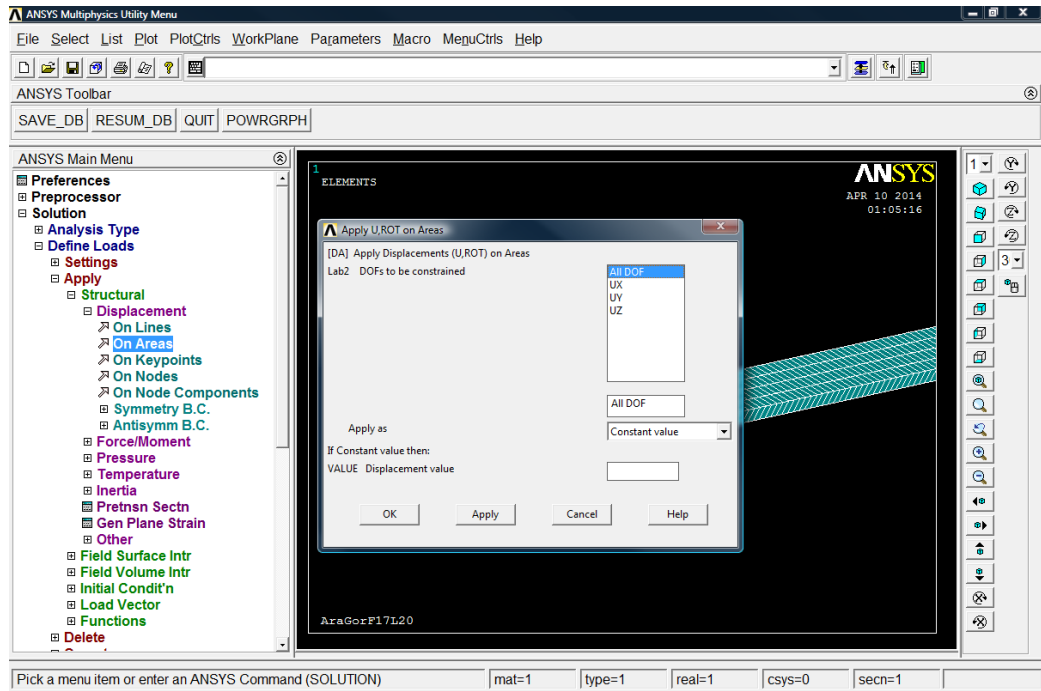
Bu yapılan işlemlerin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

DA,5,ALL

Olarak tanımlanmaktadır.

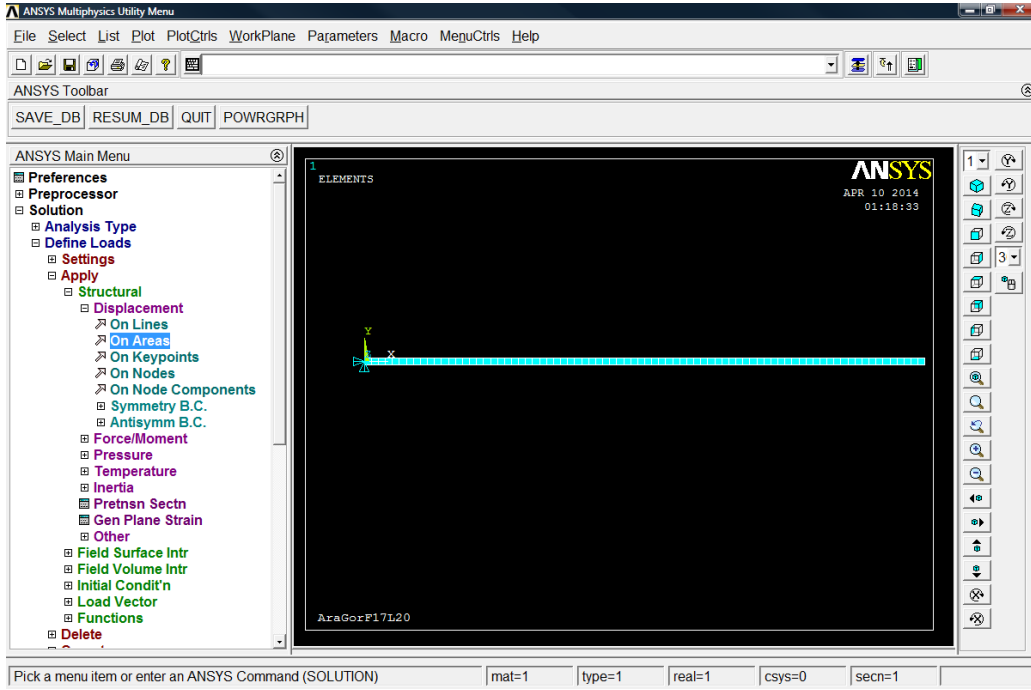


Şekil 6.19 : Kirişin bir ucunun ankastre mesnet yapılması.



Şekil 6.20 : Kirişin bir ucunun ankastre mesnet haline getirilmesi.

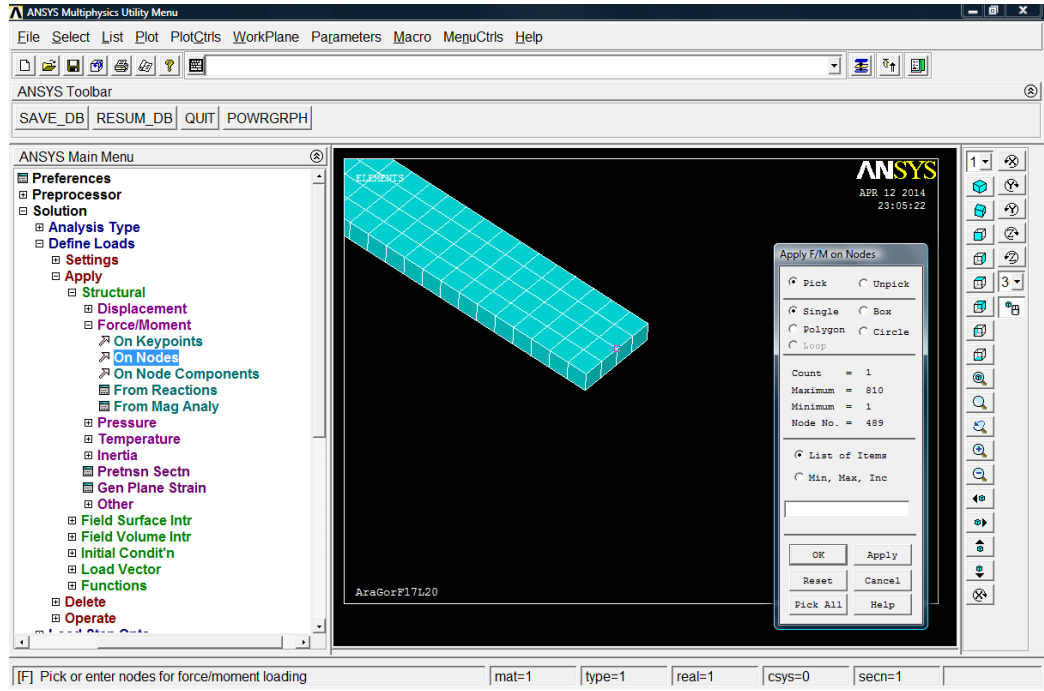
Böylelikle, ankastre mesnet haline getirilen uç için Ansys görsel değiştirecektir (bkz Şekil 6.21).



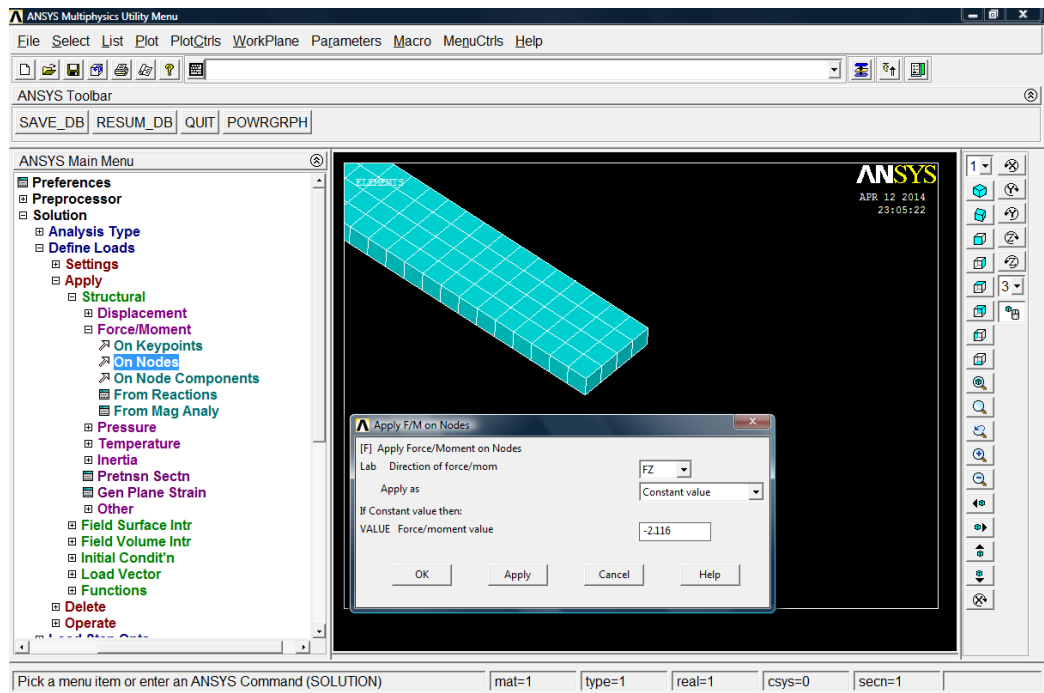
Şekil 6.21 : Kirişin bir ucunun ankastre mesnet haline getirilmesi.

Parçanın serbest ucuna da kuvvet etki edecektir. Konunun araştırılması sırasında her adımda farklı kuvvet değerleri kullanıldığından, bu bölümde örnek olarak sadece bir kuvvetin modellenmesi incelenecektir. Bunun için de Ansys Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Structural > Force Moment > On nodes sekmeleri takip edilerek, kuvvet uygulanacak nokta konsol giriş üzerinde seçilir. Şekil 6.22'deki örnekte 569. nokta kuvvetin uygulanacağı nokta olarak belirlenmiştir. OK tuşuna tıklanarak, açılan yeni pencerede kuvvet değeri girilmelidir.

Şekil 6.23'te gösterilen yeni pencerede, ilk önce kuvvetin yönü belirlenmelidir. Şekil 6.23'te de görüldüğü üzere, Z eksenini, kuvveti uygulamak istediğimiz yüzeye dik olduğundan, yeni pencerede FZ kuvvetinin tanımlanması gerekmektedir. Yön ise, kuvvet değerinin önüne konulan (-) işareti ile tanımlanarak, hâlihazırdaki Z ekseninin üzerinde eksi yönde olduğu anlamlandırılır.



Şekil 6.22 : Kuvvetin etkileyeceği noktanın belirlenmesi.



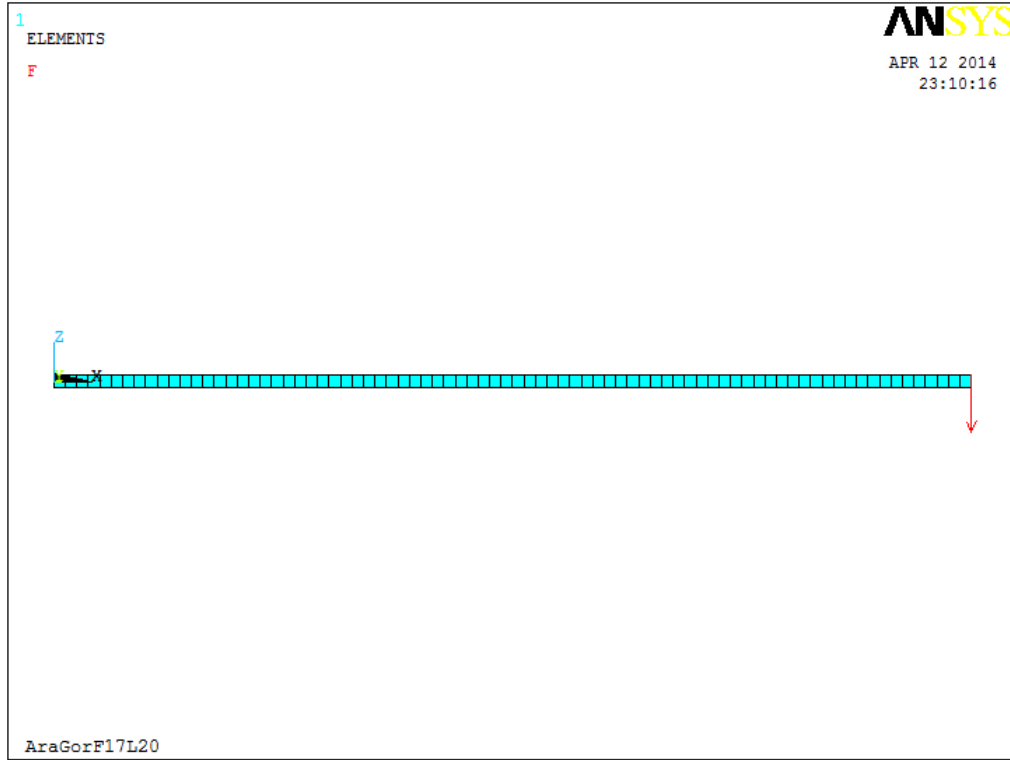
Şekil 6.23 : Kuvvet değerinin belirlenmesi.

Bu yapılan işlemlerin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

F,569,FZ,-2.116

Olarak tanımlanır.

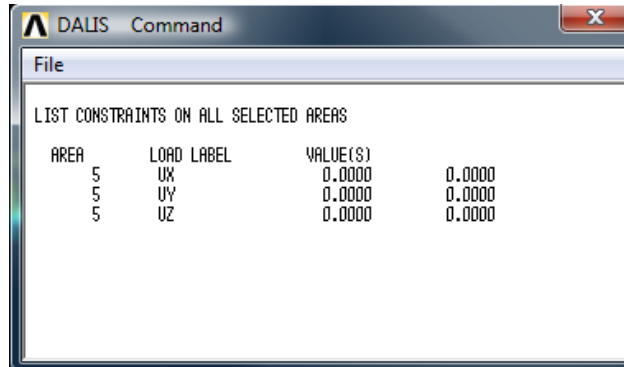
Kuvvetin uygulandığının ve yönünün kanıtı da Şekil 6.24'te görülebilir.



Şekil 6.24 : Kuvvet uygulandıktan sonra genel görünüm.

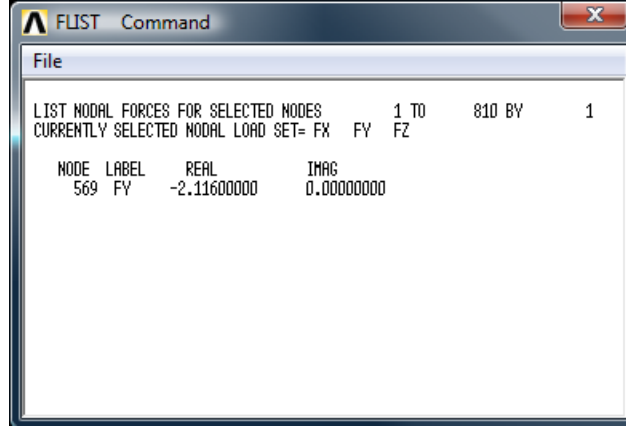
Uygulanan bu kuvvet ve bir uca yapılan yer değiştirme kısıtlaması Şekil 6.25'te görülen şekilde de kontrol edilebilir.

Yer değiştirme kısıtlaması için, List > Loads > DOF Constraints > On All Areas sekmeleri takip edilerek açılan ekrandan incelenebilir. Şekil 6.25'te belirtilen değerler kontrol edilebilir.



Şekil 6.25 : Ankastre mesnet ucun yer değiştirmelerinin listelenmesi.

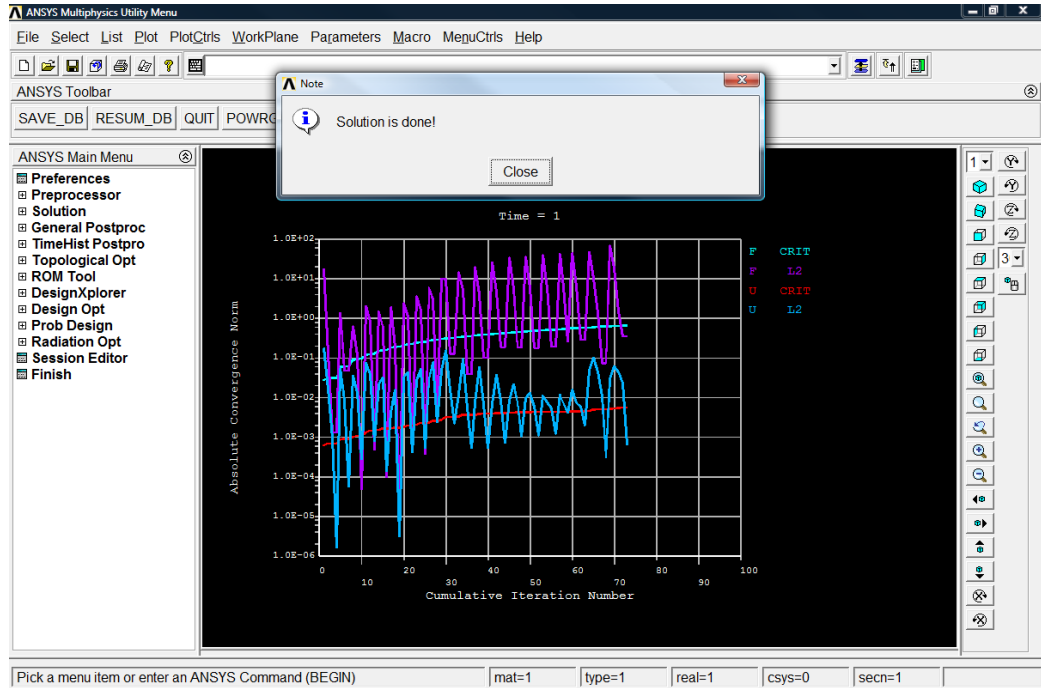
Kuvvet değeri ve yönü için, List > Loads > Forces > On All Nodes sekmeleri takip edilerek açılan ekrandan incelenebilir. Şekil 6.26’da belirtilen değerler kontrol edilebilir.



Şekil 6.26 : Tanımlanan kuvvet değerlerinin listelenmesi.

Bütün bu detaylar ile birlikte oluşturulan problem Ansys’e tanıtılarak simülasyon yapılabilecek şartlar oluşturulmuş olur.

Ansys Main Menu > Solution > Solve > Current LS sekmeleri takip edilerek analiz başlatılır.

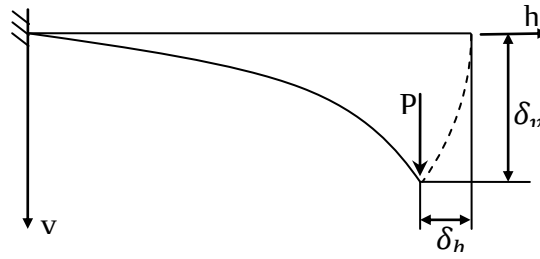


Şekil 6.27 : Simülasyon ardından ekran görüntüsü.

Böylelikle çözüm sırasında herhangi bir sorunla karşılaşılmadan çözüm gerçekleştirilmiş olunur. Öte yandan son görünüm de Şekil 6.27'deki gibi gerçekleşecektir.

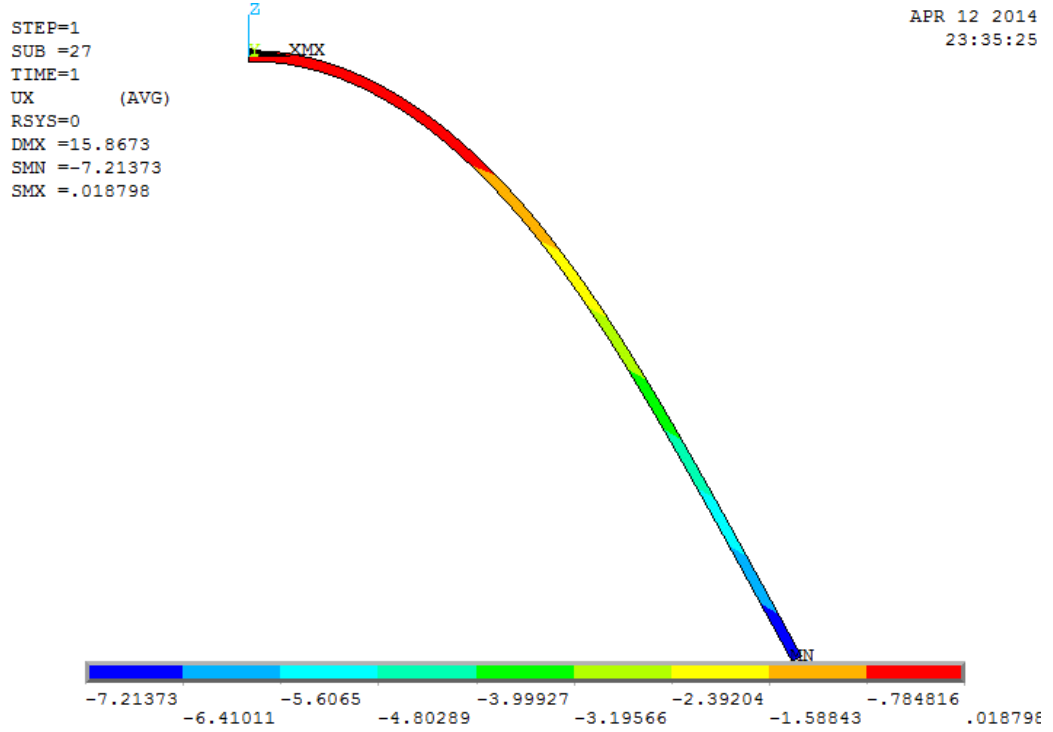
6.4 Elde Edilen Sonuçların Değerlendirilmesi

Çalışmanın bu bölümünde iki farklı malzeme için (alüminyum alaşımı ve tavlanmış bakır) Lewis ve Monasa'nın çalışmasında gerçekleştirdiği değerlere göre elde edilen kuvvetlerin meydana getirdiği δ_v , δ_h sehimleri (bkz Şekil 6.28) ve de bu sehimlerin zamana göre değişimleri incelenecektir.



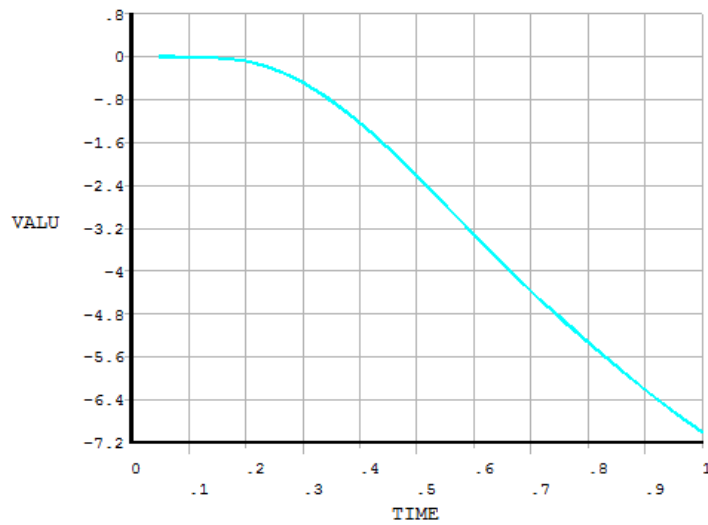
Şekil 6.28 : Yer değiştirmelerin gösterimi.

Lewis ve Monasa'nın çalışmasında δ_h olarak belirtilen ve bu çalışmada X eksenini doğrultusundaki yer değişimi, konsol kirişin serbest ucuna uygulanan en büyük yük olan 11.686 lbs'lik kuvvet sonucunda Şekil 6.29'daki gibi olmaktadır.



Şekil 6.29 : X eksenini doğrultusunda yer değişimleri.

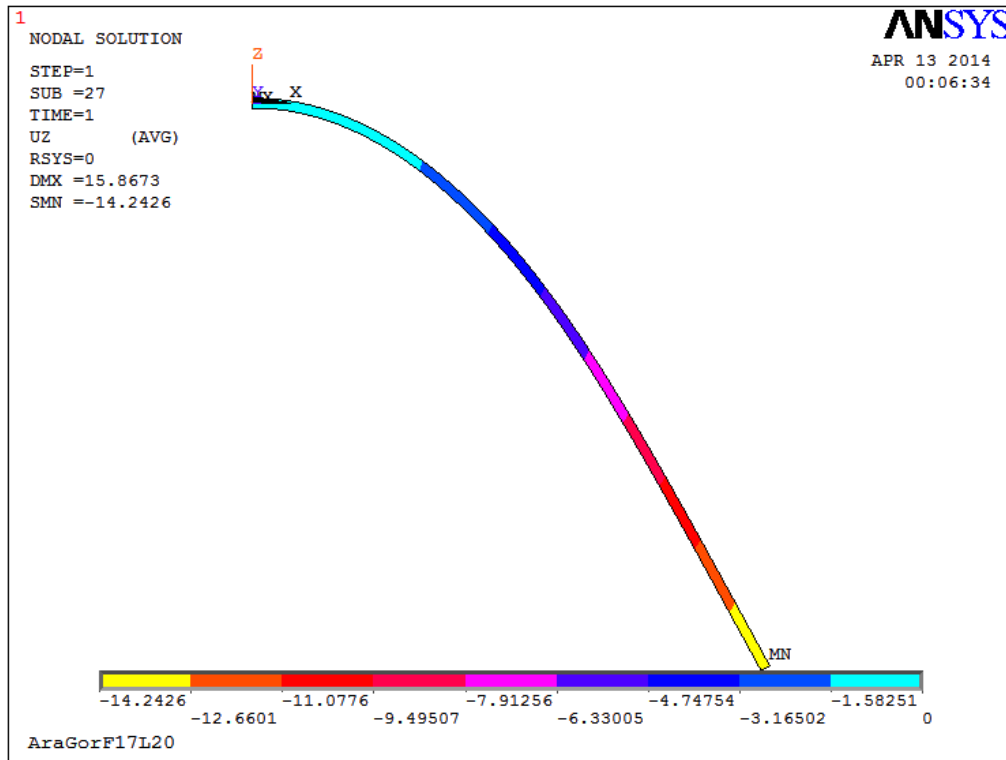
X eksenini yönündeki yer değiştirmeler arttıkça lineer olmayan davranış, şekil 6.30'da görülen yer değişim – zaman grafiğinde incelenebilir.



Şekil 6.30 : X eksenini yönünde yer değişimi – zaman grafiği.

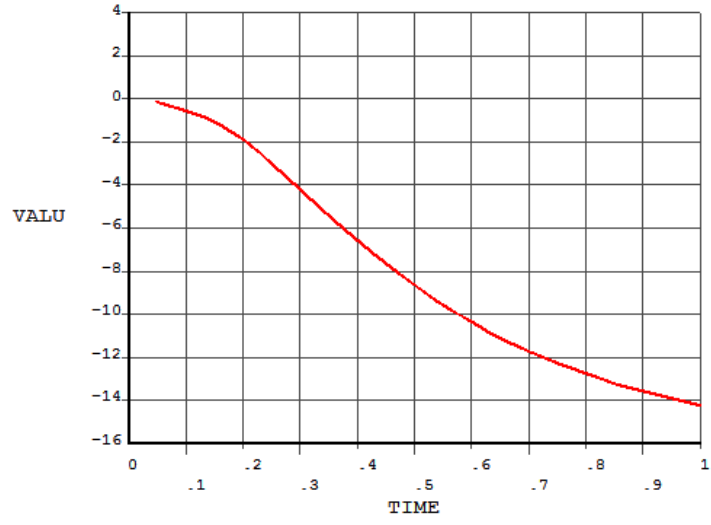
Ansys simülasyonunda, yük, birim zaman içinde, son yük değerine ve yapının denge konumuna gelinceye kadar program tarafından artırılır. Şekil 6.30'da ve Şekil 6.32'de görülen zaman eksenindeki 1 değeri, son yükün etki ettiği ve yapının denge konumuna geldiği değerdir.

Lewis ve Monasa'nın çalışmasında δ_v olarak belirtilen ve bu çalışmada Z eksenini doğrultusundaki yer değişimi, konsol kirişin serbest ucuna uygulanan en büyük yük olan 11.686 lbs'lik kuvvet sonucunda Şekil 6.31'deki gibi olmaktadır.



Şekil 6.31 : Z eksenini doğrultusunda yer değişimleri.

Z eksenini yönündeki yer değiştirmeler arttıkça lineer olmayan davranış, şekil 6.32’de görölen yer değişim – zaman grafiğinde incelenebilir.



şekil 6.32 : Z eksenini yönündeki yer değişimi – zaman grafiği.

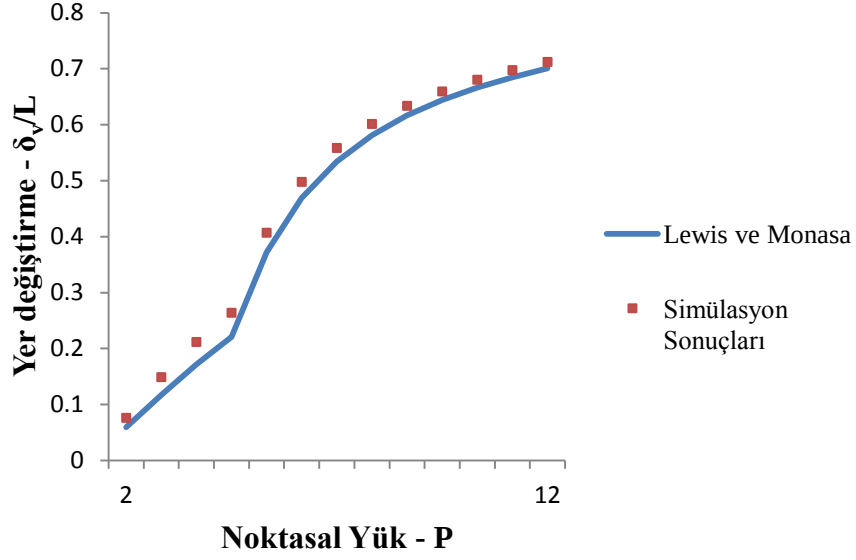
6.5 Ansys ile Elde Edilen Sonuçların ve Teorik Sonuçların Karşılaştırılması

Çizelge 6.3 : Tavlanmış bakır karşılaştırma sonuçları.

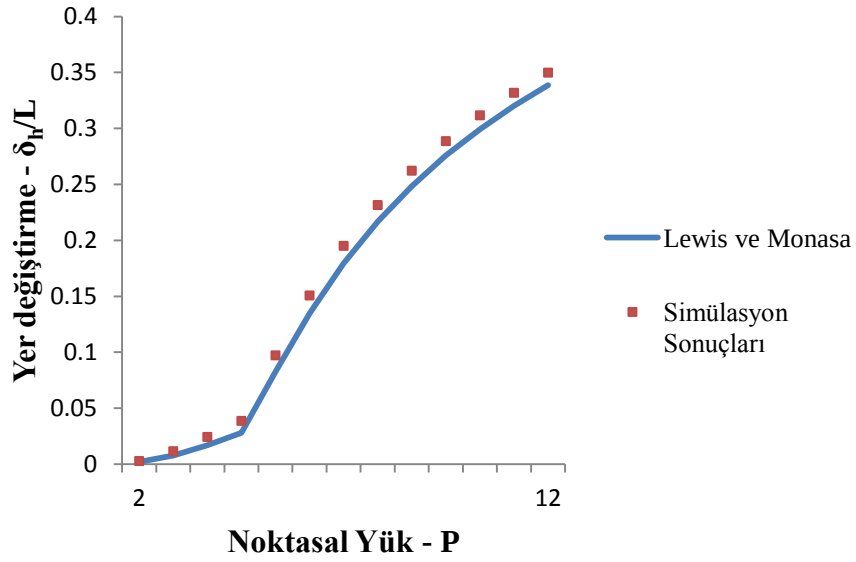
Tavlanmış Bakır $\sigma = 66500 \cdot \varepsilon^{0.463}$									
Tez Değerleri			Ansys Değerleri					Karşılaştırmalar	
$\frac{L^{n+1}}{K_n}$	$\frac{\delta_v}{L}$	$\frac{\delta_h}{L}$	P	δ_v	δ_h	$\frac{\delta_v}{L}$	$\frac{\delta_h}{L}$	$\frac{\delta_{v_{Tez}} - \delta_{v_{Ansys}}}{\delta_{v_{Tez}} \cdot L} \cdot 100$	$\frac{\delta_{h_{Tez}} - \delta_{h_{Ansys}}}{\delta_{h_{Tez}} \cdot L} \cdot 100$
0.25	0.05973	0.00203	2.116	1.522400	0.053941	0.076120	0.002697	-27.440147	-32.859606
0.5	0.11741	0.00766	2.920	2.976500	0.229630	0.148825	0.011482	-26.756665	-49.889034
0.75	0.17142	0.01685	3.522	4.234200	0.484220	0.211710	0.024211	-23.503675	-43.685460
1	0.22085	0.02814	4.025	5.278000	0.771380	0.263900	0.038569	-19.492868	-37.061123
2	0.37235	0.08241	5.547	8.138300	1.942400	0.406915	0.097120	-9.282933	-17.849776
3	0.4691	0.13468	6.692	9.955700	3.012300	0.497785	0.150615	-6.114901	-11.831749
4	0.53433	0.17925	7.646	11.168000	3.899500	0.558400	0.194975	-4.504707	-8.772664
5	0.58115	0.21668	8.478	12.026000	4.628400	0.601300	0.231420	-3.467263	-6.802658
6	0.61646	0.24839	9.225	12.674000	5.242400	0.633700	0.262120	-2.796613	-5.527598
7	0.64414	0.27562	9.907	13.188000	5.770400	0.659400	0.288520	-2.369050	-4.680357
8	0.66652	0.29931	10.539	13.606000	6.231400	0.680300	0.311570	-2.067455	-4.096088
9	0.68503	0.32017	11.129	13.950000	6.634400	0.697500	0.331720	-1.820358	-3.607459
10	0.70065	0.33871	11.686	14.243000	6.994300	0.712150	0.349715	-1.641333	-3.249092

Çizelge 6.4 : Tavllanmış bakır karşılaştırma sonuçları.

Tavllanmış Bakır $\sigma = 66500 \cdot \varepsilon^{0.463}$											
Tez Değerleri			Ansys Değerleri					Karşılaştırmalar			
$\frac{L^{n+1}}{K_n}$	$\frac{\delta_v}{L}$	$\frac{\delta_h}{L}$	P	δ_v	δ_h	$\frac{\delta_v}{L}$	$\frac{\delta_h}{L}$	$\delta_{v_{Tez}}$	$\delta_{h_{Tez}}$	$\delta_{v_{Tez}} - \delta_{v_{Ansys}}$	$\delta_{h_{Tez}} - \delta_{h_{Ansys}}$
0.25	0.05973	0.00203	2.116	1.522400	0.053941	0.076120	0.002697	1.194600	0.040600	0.327800	0.013300
0.5	0.11741	0.00766	2.920	2.976500	0.229630	0.148825	0.011482	2.348200	0.153200	0.628300	0.076400
0.75	0.17142	0.01685	3.522	4.234200	0.484220	0.211710	0.024211	3.428400	0.337000	0.805800	0.147200
1	0.22085	0.02814	4.025	5.278000	0.771380	0.263900	0.038569	4.417000	0.562800	0.861000	0.208600
2	0.37235	0.08241	5.547	8.138300	1.942400	0.406915	0.097120	7.447000	1.648200	0.691300	0.294200
3	0.4691	0.13468	6.692	9.955700	3.012300	0.497785	0.150615	9.382000	2.693600	0.573700	0.318700
4	0.53433	0.17925	7.646	11.168000	3.899500	0.558400	0.194975	10.686600	3.585000	0.481400	0.314500
5	0.58115	0.21668	8.478	12.026000	4.628400	0.601300	0.231420	11.623000	4.333600	0.403000	0.294800
6	0.61646	0.24839	9.225	12.674000	5.242400	0.633700	0.262120	12.329200	4.967800	0.344800	0.274600
7	0.64414	0.27562	9.907	13.188000	5.770400	0.659400	0.288520	12.882800	5.512400	0.305200	0.258000
8	0.66652	0.29931	10.539	13.606000	6.231400	0.680300	0.311570	13.330400	5.986200	0.275600	0.245200
9	0.68503	0.32017	11.129	13.950000	6.634400	0.697500	0.331720	13.700600	6.403400	0.249400	0.231000
10	0.70065	0.33871	11.686	14.243000	6.994300	0.712150	0.349715	14.013000	6.774200	0.230000	0.220100



şekil 6.33 : Tavlanmış bakır için Z yönünde yer değiştirmelerin karşılaştırılması.



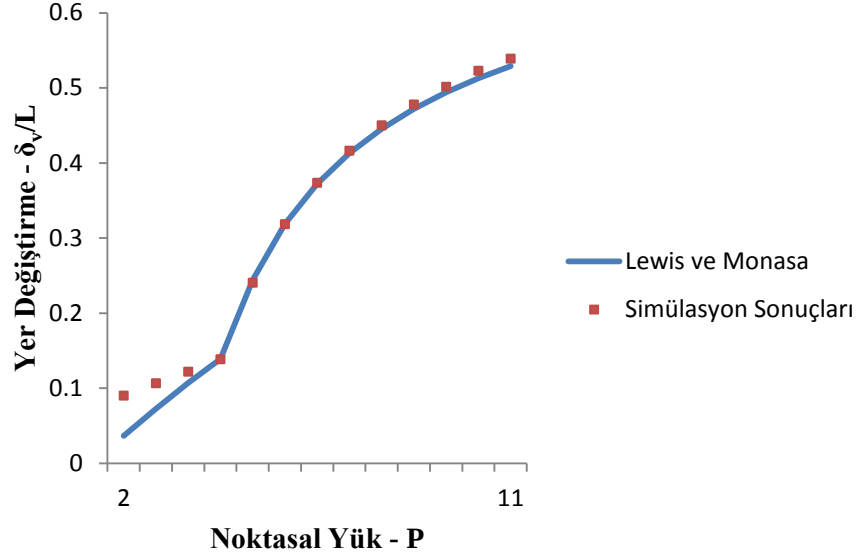
şekil 6.34 : Tavlanmış bakır için X yönünde yer değiştirmelerin karşılaştırılması.

Çizelge 6.5 : Alüminyum alaşımı karşılaştırma sonuçları.

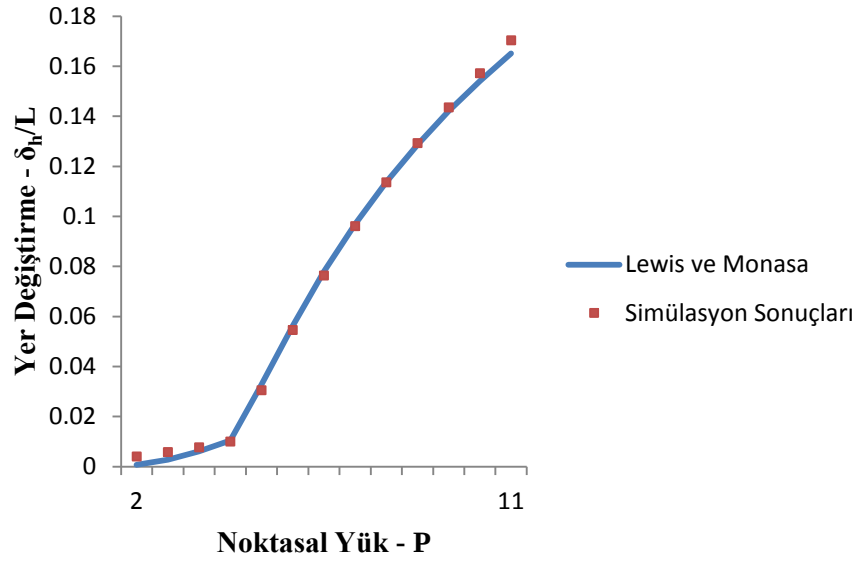
Alüminyum Alaşımı $\sigma = 66100 \cdot \varepsilon^{0.209}$									
Tez Değerleri			Ansys Değerleri					Karşılaştırmalar	
$\frac{L^{n+1}}{K_n}$	$\frac{\delta_v}{L}$	$\frac{\delta_h}{L}$	P	δ_v	δ_h	$\frac{\delta_v}{L}$	$\frac{\delta_h}{L}$	$\frac{\delta_{v_{Tez}} - \delta_{v_{Ansys}}}{\delta_{v_{Tez}} \cdot L} \cdot 100$	$\frac{\delta_{h_{Tez}} - \delta_{h_{Ansys}}}{\delta_{h_{Tez}} \cdot L} \cdot 100$
0.25	0.03669	0.00073	12.120000	1.802100	0.080413	0.090105	0.004021	-145.584628	-450.773973
0.5	0.07251	0.00284	14.005000	2.130800	0.115870	0.106540	0.005794	-46.931458	-103.996479
0.75	0.10672	0.00617	15.244000	2.439600	0.153870	0.121980	0.007694	-14.299100	-24.692058
1	0.13884	0.01046	16.186000	2.770700	0.199930	0.138535	0.009997	0.219677	4.431166
2	0.24407	0.0327	18.711000	4.809200	0.610040	0.240460	0.030502	1.479084	6.721713
3	0.31822	0.05629	20.365000	6.368800	1.091300	0.318440	0.054565	-0.069135	3.064487
4	0.37211	0.07785	21.627000	7.471600	1.526800	0.373580	0.076340	-0.395044	1.939627
5	0.41308	0.09692	22.659000	8.326000	1.921300	0.416300	0.096065	-0.779510	0.882171
6	0.44548	0.11374	23.540000	9.002100	2.271300	0.450105	0.113565	-1.038206	0.153860
7	0.4719	0.12868	24.310000	9.557000	2.584900	0.477850	0.129245	-1.260860	-0.439074
8	0.49398	0.14204	24.998000	10.028000	2.870100	0.501400	0.143505	-1.502085	-1.031400
9	0.51282	0.15409	25.622000	10.455000	3.143300	0.522750	0.157165	-1.936352	-1.995587
10	0.52913	0.16504	26.192000	10.778000	3.406400	0.538900	0.170320	-1.846427	-3.199224

Çizelge 6.6 : Alüminyum alaşımı karşılaştırma sonuçları.

Alüminyum Alaşımı $\sigma = 66100 \cdot \varepsilon^{0.209}$											
Tez Değerleri			Ansys Değerleri					Karşılaştırmalar			
$\frac{L^{n+1}}{K_n}$	$\frac{\delta_v}{L}$	$\frac{\delta_h}{L}$	P	δ_v	δ_h	$\frac{\delta_v}{L}$	$\frac{\delta_h}{L}$	$\delta_{v_{Tez}}$	$\delta_{h_{Tez}}$	$\delta_{v_{Tez}} - \delta_{v_{Ansys}}$	$\delta_{h_{Tez}} - \delta_{h_{Ansys}}$
0.25	0.03669	0.00073	12.120000	1.802100	0.080413	0.090105	0.004021	0.733800	0.014600	1.727100	0.143940
0.5	0.07251	0.00284	14.005000	2.130800	0.115870	0.106540	0.005794	1.450200	0.056800	1.528800	0.179900
0.75	0.10672	0.00617	15.244000	2.439600	0.153870	0.121980	0.007694	2.134400	0.123400	1.360900	0.204670
1	0.13884	0.01046	16.186000	2.770700	0.199930	0.138535	0.009997	2.776800	0.209200	1.253600	0.228470
2	0.24407	0.0327	18.711000	4.809200	0.610040	0.240460	0.030502	4.881400	0.654000	1.045300	0.306930
3	0.31822	0.05629	20.365000	6.368800	1.091300	0.318440	0.054565	6.364400	1.125800	0.780500	0.293900
4	0.37211	0.07785	21.627000	7.471600	1.526800	0.373580	0.076340	7.442200	1.557000	0.555300	0.246100
5	0.41308	0.09692	22.659000	8.326000	1.921300	0.416300	0.096065	8.261600	1.938400	0.390400	0.195700
6	0.44548	0.11374	23.540000	9.002100	2.271300	0.450105	0.113565	8.909600	2.274800	0.274400	0.152700
7	0.4719	0.12868	24.310000	9.557000	2.584900	0.477850	0.129245	9.438000	2.573600	0.183000	0.112300
8	0.49398	0.14204	24.998000	10.028000	2.870100	0.501400	0.143505	9.879600	2.840800	0.110300	0.076400
9	0.51282	0.15409	25.622000	10.455000	3.143300	0.522750	0.157165	10.256400	3.081800	0.048600	0.043000
10	0.52913	0.16504	26.192000	10.778000	3.406400	0.538900	0.170320	10.582600	3.300800	-0.003600	0.012200



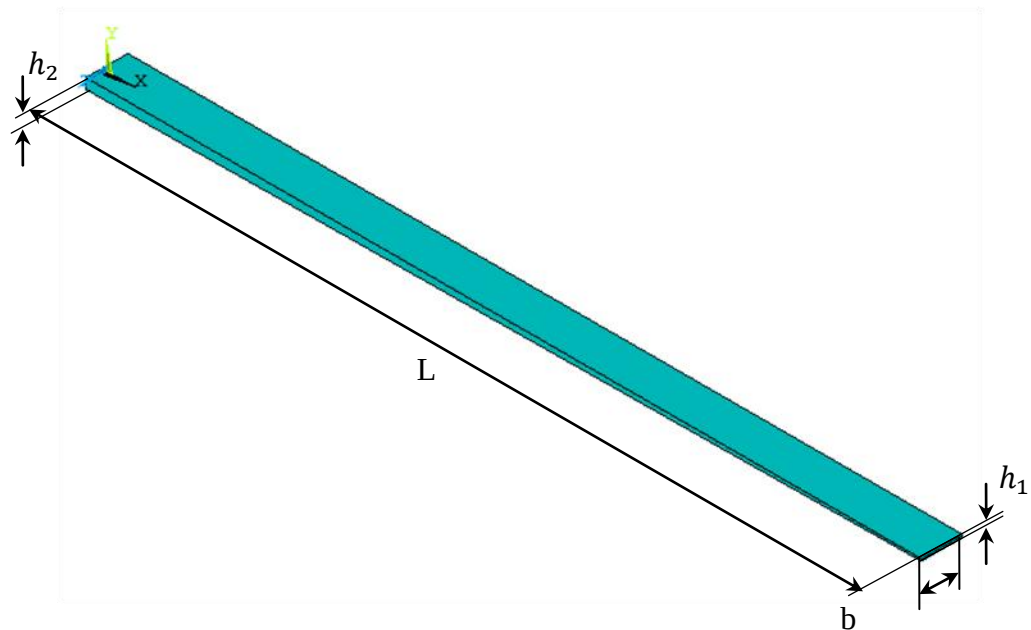
Şekil 6.35 : Alüminyum için Z yönünde yer değiştirmelerin karşılaştırılması.



Şekil 6.36 : Alüminyum için X yönünde yer değiştirmelerin karşılaştırılması.

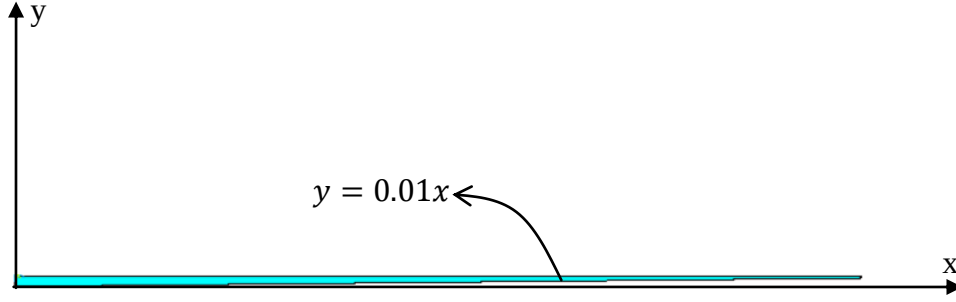
7. LİNEER DEĞİŞKEN VE PARABOLİK DEĞİŞKEN KESİTLERİN İNCELENMESİ:

Dikdörtgen kesitli yapı yanında, kesidin alt kenarının lineer ve parabolik değiştiği iki farklı model daha çalışılarak sonuçları incelenmiştir. Bu iki parçanın simülasyonu için izlenen yolda, daha önceki dikdörtgenler prizması modelden farklı olarak, yapı ilk adımda hacimsel olarak oluşturulmamış, başlangıçta alanlarla tanımlanarak daha sonra katı modellemesi tamamlanmıştır.



Şekil 7.1 : Lineer değişken kesitli konsol kirişin genel görünümü.

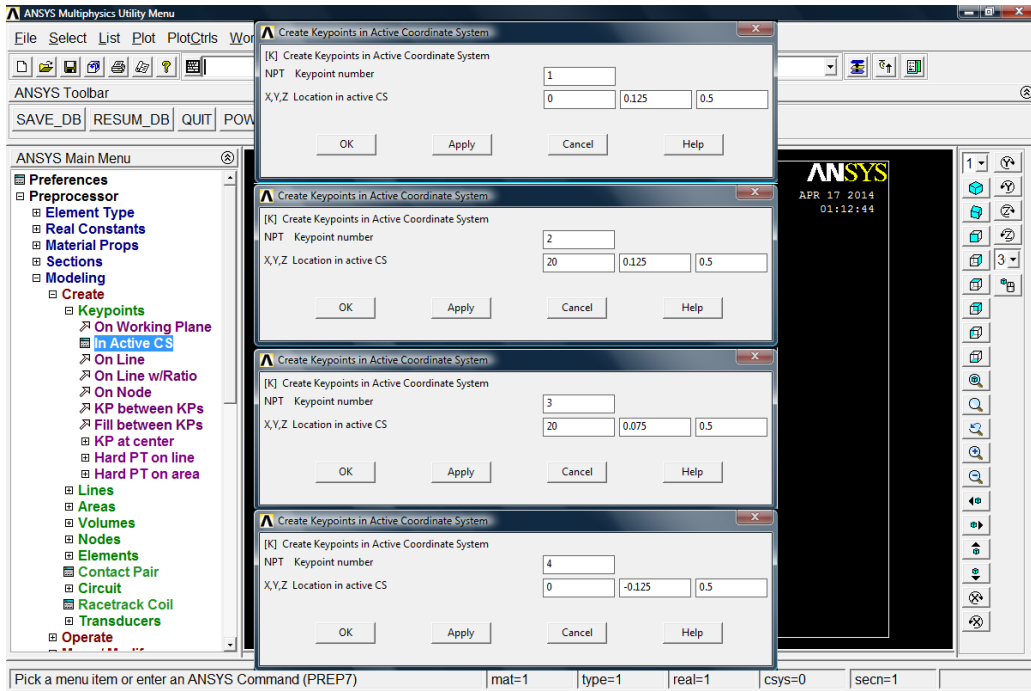
Burada L boyu ve b genişliği aynı kalırken (sırasıyla 20 inç ve 1 inç), kesit h_2 ile gösterilen ve bir önceki dikdörtgenler prizmasında da 1 inç olarak kabul edilen kalınlık ölçüsünden 0.25 inç'e (h_2) düşmektedir. Eğer Şekil 7.2'de görüldüğü gibi çizim eksenini kirişin sol alt noktasına taşınacak olursa, çizilen yeni kenarın eksene göre tanımı $y = 0.01x$ olacaktır.



Şekil 7.2 : Lineer değişken kesidin modellenmesi.

Alanların tanımlanması için ilk adım olarak, alanları oluşturacak kenarların tanımlanması, bunun için de noktaların oluşturulması gerekmektedir.

Ansyes Main Menu> Preprocessor > Modeling > Create > Key Points > In Active CS sekmeleri takip edilerek açılan pencerelele 4 köşeyi tarif edecek noktaların tanımlanması yapılır.



Şekil 7.3 : Lineer değişken kesidin köşe noktalarının tanımlanması.

Bu yapılan işlemin Ansyes kodu olarak karşılığı ise;

K,1,0,0.125,0.5

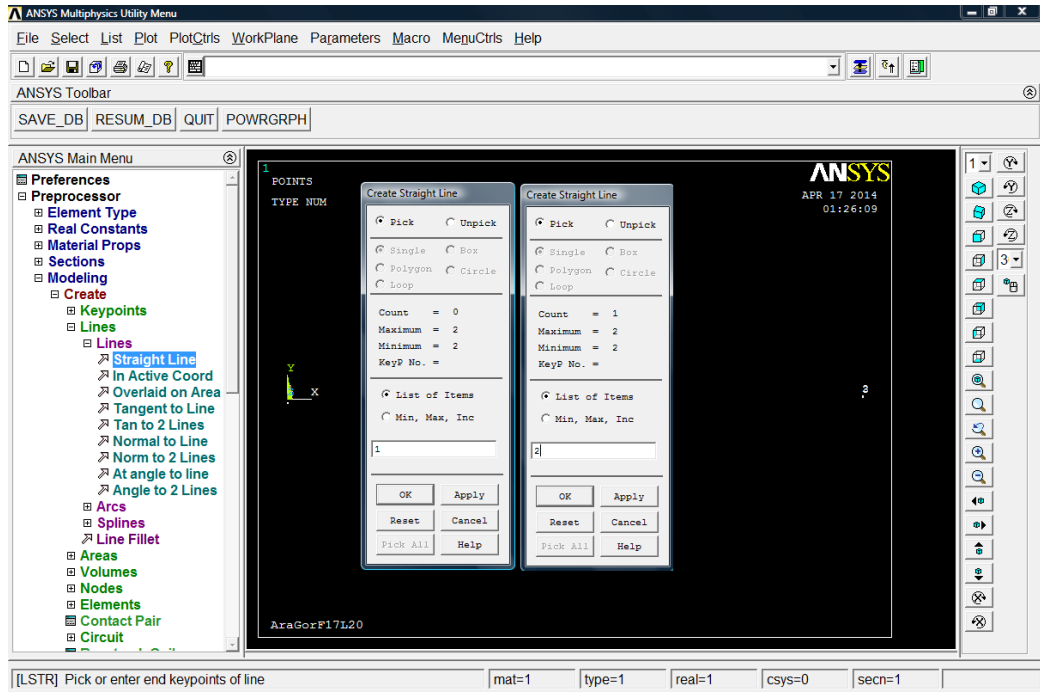
K,2,20,0.125,0.5

K,3,20,0.075,0.5

K,4,0,-0.125,0.5

olarak tanımlanmaktadır.

Bir sonraki adımda ise, tanımlanan köşenoktalarını birbirine bağlayacak doğrular oluşturulmaktadır. Bunun içinse hangi iki nokta arasına doğru çizilecekse Ansys Main Menu> Preprocessor > Modeling > Create > Lines > Straight Line sekmeleri takip edilerek, Şekil 7.4’te de görülebileceği üzere, ekran üzerinde de o noktalar seçilebilir ya da noktaların numaraları, açılan pencereye girilerek doğrular oluşturulabilir.



Şekil 7.4 : Lineer değişken kesit için doğruların oluşturulması.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

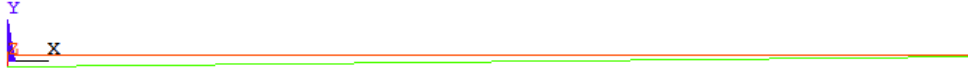
L,1,4

L,4,3

L,3,2

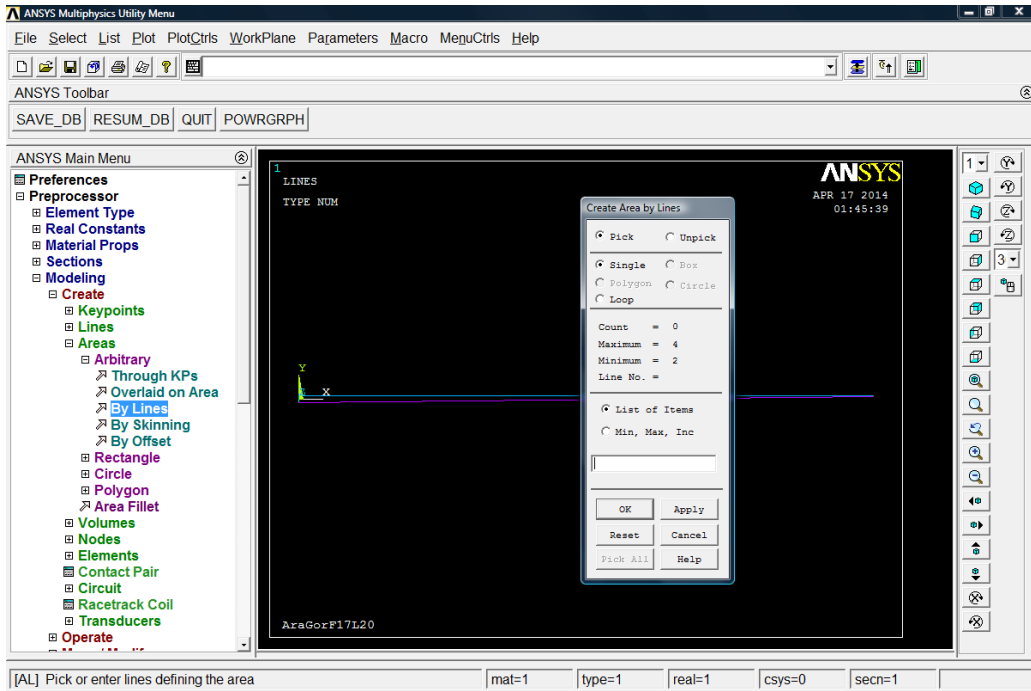
L,2,1

olarak tanımlanmaktadır. Modelleme sonucunda tanımlanan doğrular Şekil 7.5’te görülebilir.



Şekil 7.5 : Doğruların modellenmeleri ardından son görünüm.

Oluşturulan doğruların arasında kalan alan ise Ansys Main Menu> Preprocessor > Modeling > Create > Areas > Arbitrary > By Lines sekmeleri takip edilerek açılan pencerede manuel olarak doğru isimlerinin girilmesi ya da ekran üzerinden modellerinin seçilmesi ile oluşturulacak alan belirlenir.



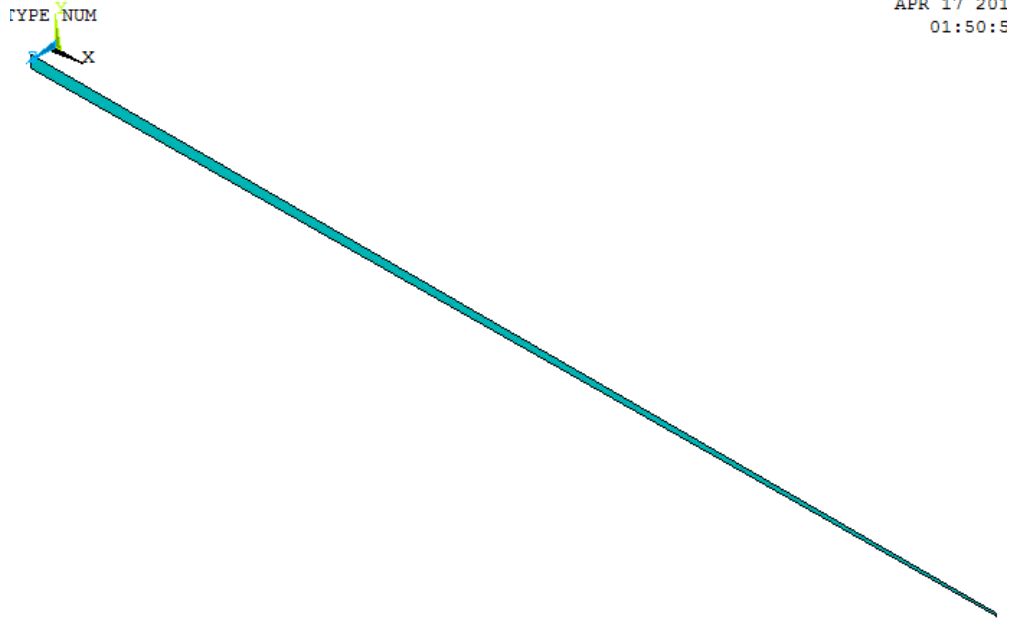
Şekil 7.6 : Oluşturulan doğruların arasında alan tanımlanması.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

AL,1,2,3,4

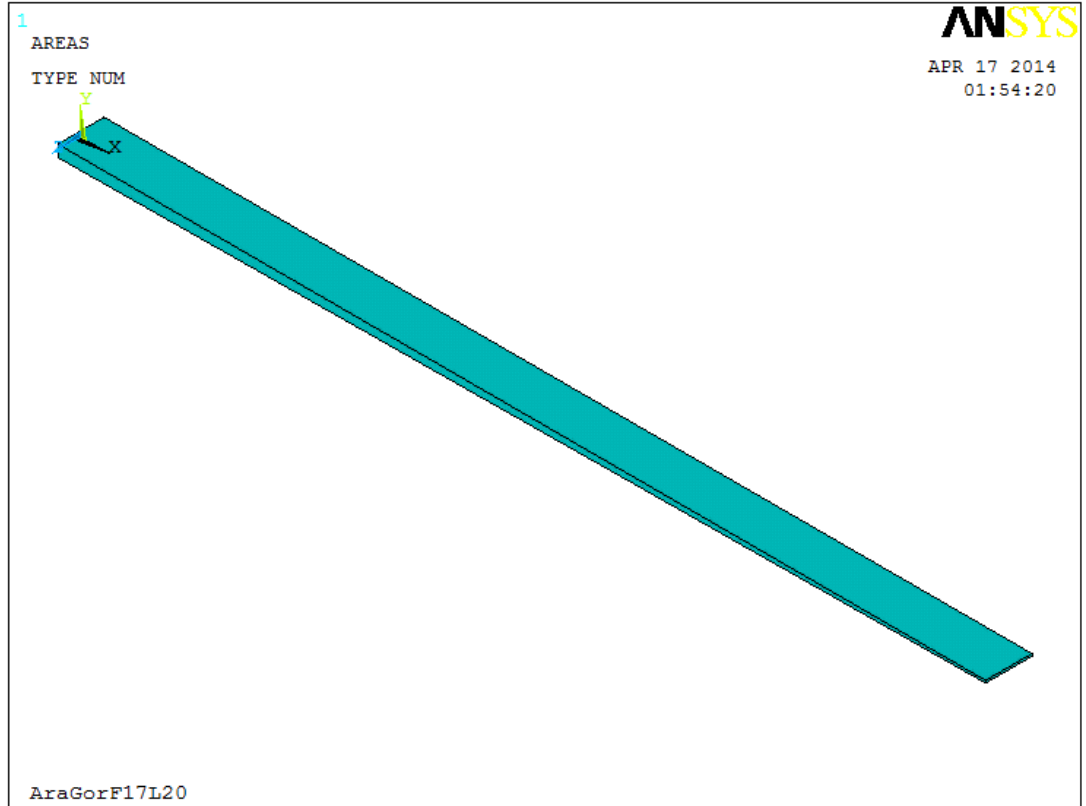
olarak tanımlanmaktadır.

Böylelikle oluşan alanın perspektif görüntüsü de Şekil 7.7'deki gibi olacaktır.



Şekil 7.7 : Oluşturulan alanın genel görünümü.

Yukarıda tanımlanan alanlar, kirişin diğer yüzeylerine de tanımlandığında, son görüntü Şekil 7.8’deki gibi olacaktır.



Şekil 7.8 : Tüm alanlar oluşturulduktan sonra genel görünüm.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise (tanımlanan ilk alan ile birlikte);

K,1,0,0.125,0.5

K,2,20,0.125,0.5

K,3,20,0.075,0.5

K,4,0,-0.125,0.5

L,1,4

L,4,3

L,3,2

L,2,1

AL,1,2,3,4

K,5,0,0.125,-0.5

K,6,20,0.125,-0.5

K,7,20,0.075,-0.5

K,8,0,-0.125,-0.5

L,5,8

L,8,7

L,7,6

L,6,5

AL,5,6,7,8

L,2,6

L,1,5

AL,8,9,4,10

L,4,8

AL,5,10,1,11

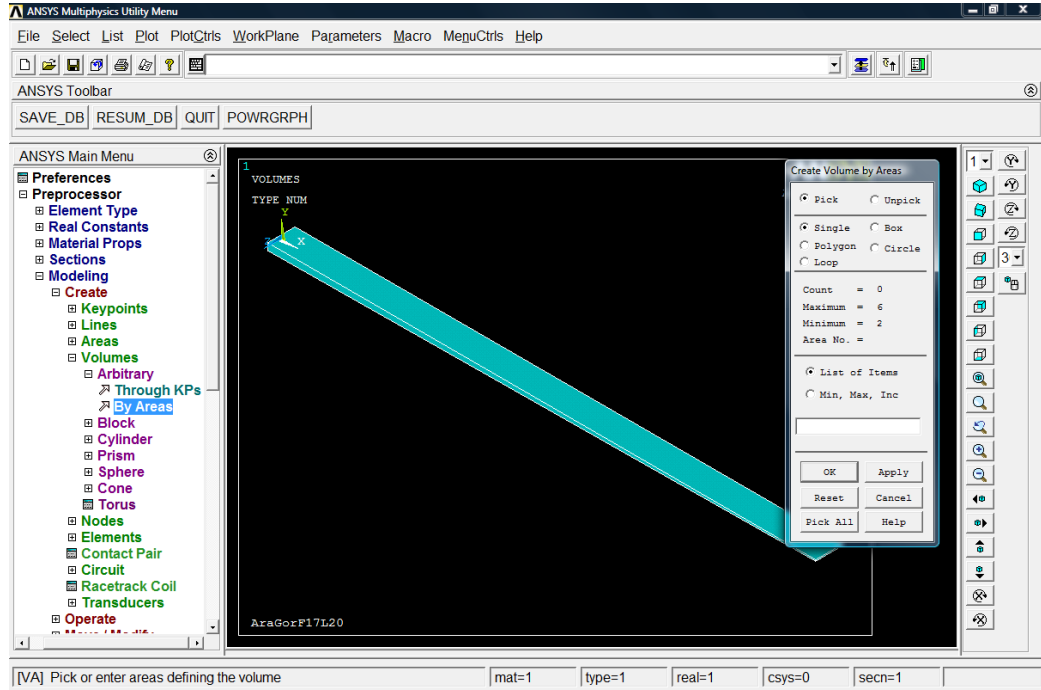
L,3,7

AL,7,9,3,12

AL,6,12,2,11

olarak tanımlanmaktadır.

Oluşturulan konsol kirişin SOLSH190 elemanı ile birlikte modellenmesi ve meshlenebilmesi için bu tanımlanan alanların birleştirilerek, yapının hacim tanımının gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Bu da Ansys Main Menu> Preprocessor > Modeling > Create > Volumes > Arbitrary > By Areas sekmeleri izlenerek açılan pencerede “Pick All” komutu seçilerek gerçekleştirilebilir.



Şekil 7.9 : Oluşturulan alanlara hacim tanımlaması.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise

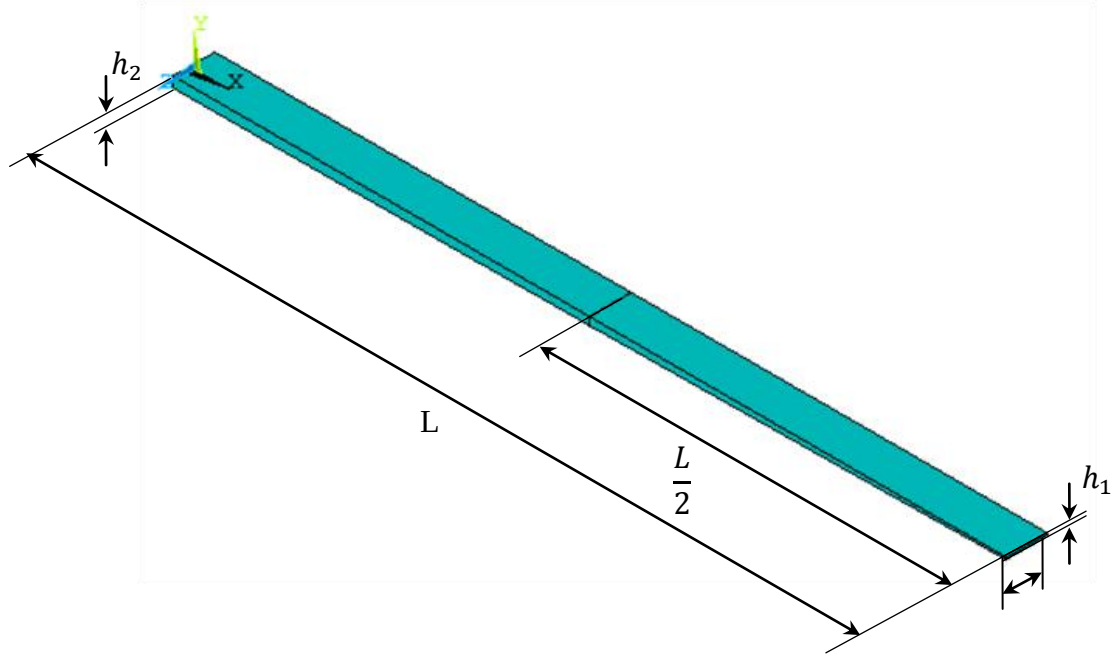
VA,ALL

olarak tanımlanmaktadır.

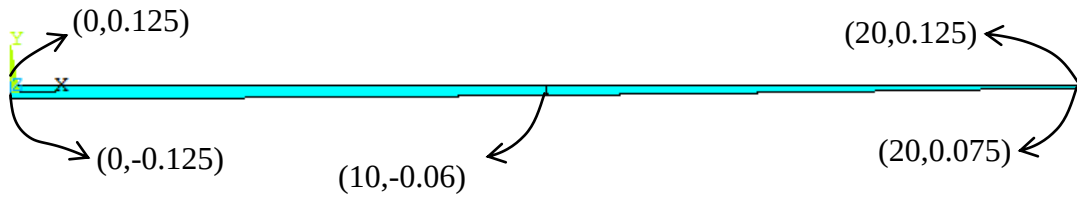
Simülasyonun tamamlanması için geri kalan adımlar, dikdörtgen kesitli malzemede kullanılan yöntemlerle aynıdır.

Parabolik kesitli kirişin modellenmesi için de yapı başlangıçta alanlarla tanımlanarak daha sonra katı modellemesi tamamlanmıştır. Parabolik kesitte modellemenin lineer kesitle modellemeden farkı, parabolik kesidi oluşturma yolu ve de parabolik kesidin

alan modellemesi olarak gösterilebilir. Modellenecek parabolik eğri ve detayları Şekil 7.10 ve Şekil 7.11’de görülebilir.



Şekil 7.10 : Parabolik kesitli konsol kirişin genel görünüşü.



Şekil 7.11 : Parabolik kesitli konsol kirişin köşe noktaları.

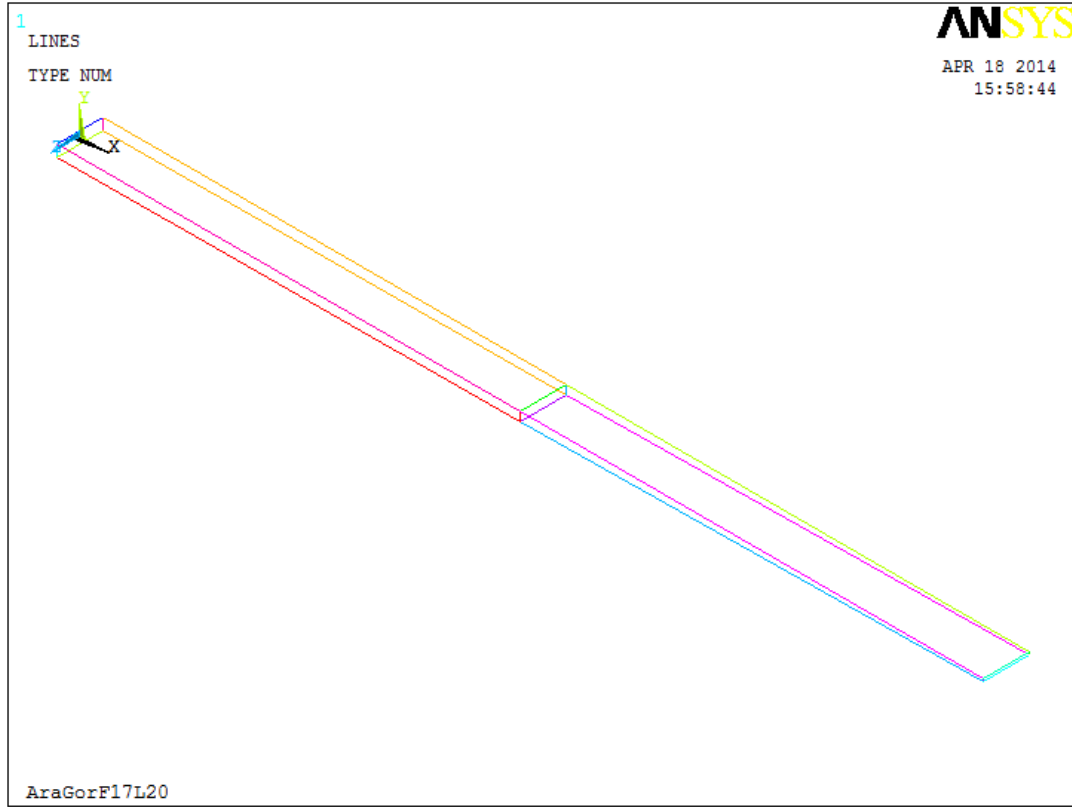
Burada da ilk işlem olarak parabolik eğrinin modellenmesi için başlangıç, bitiş ve de bir ara noktası tespit edilerek modellenmeye başlanılır.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

K,1,0,0.125,0.5

K,2,20,0.125,0.5

K,3,20,0.075,0.5



Şekil 7.13 : Konsol kirişi oluşturacak doğruların modellenmesi.

Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise (tanımlanan ilk alan ile birlikte);

```
KEYOPT,1,2,0
KEYOPT,1,6,0
KEYOPT,1,8,0
K,1,0,0.125,0.5
K,2,20,0.125,0.5
K,3,20,0.075,0.5
K,4,0,-0.125,0.5
K,12,10,-0.06,0.5
L,4,1
L,2,3
SPLINE,4,12,3
K,5,0,0.125,-0.5
```

K,6,20,0.125,-0.5

K,7,20,0.075,-0.5

K,8,0,-0.125,-0.5

K,13,10,-0.06,-0.5

L,8,5

L,6,7

SPLINE,8,13,7

L,4,8

L,1,5

L,2,6

L,3,7

L,12,13

K,14,10,0.125,0.5

L,12,14

K,15,10,0.125,-0.5

L,13,15

L,1,14

L,14,15

L,15,5

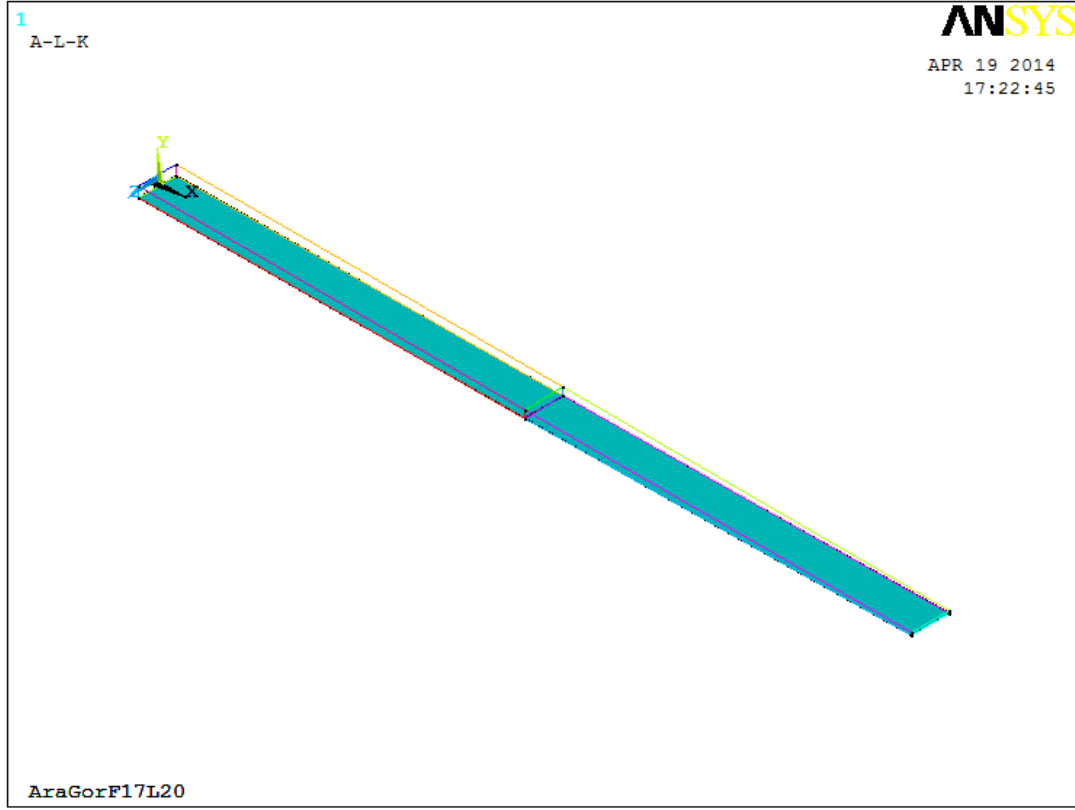
L,14,2

L,15,6

olarak tanımlanabilir.

Bu geometride ise, kirişin alt yüzeyinin alanının oluşturulması önemlidir. Diğer iki geometride bütün yüzeyler düzelmeselken, bu yapıda alt yüzey düzlemsel olmadığından daha önce kullanılan alan komutları, parabolik değişken yüzeyi tanımlayamazlar. Bunun içinse, Ansys Main Menu> Preprocessor > Modeling > Create > Areas > Arbitrary > By Skinning sekmeleri takip edilerek, arasına alan

örülecek iki karşılıklı parabolik eğri seçilir ya da manuel olarak doğru isimleri girilerek istenilen alan oluşturulur. Şekil 7.14'te alanın son şekli görülebilir.



Şekil 7.14 : Parabolik doğrular arasındaki alanın tanımlanması.

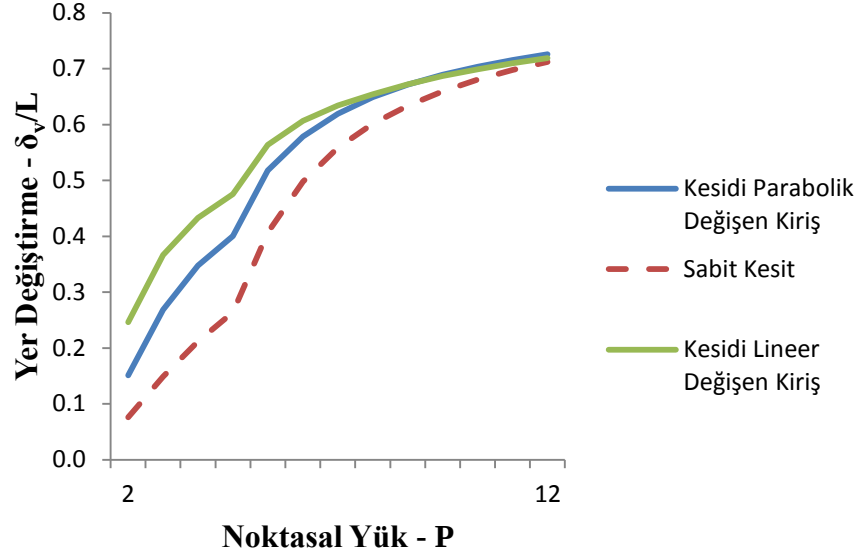
Bu yapılan işlemin Ansys kodu olarak karşılığı ise;

ASKIN,3,7

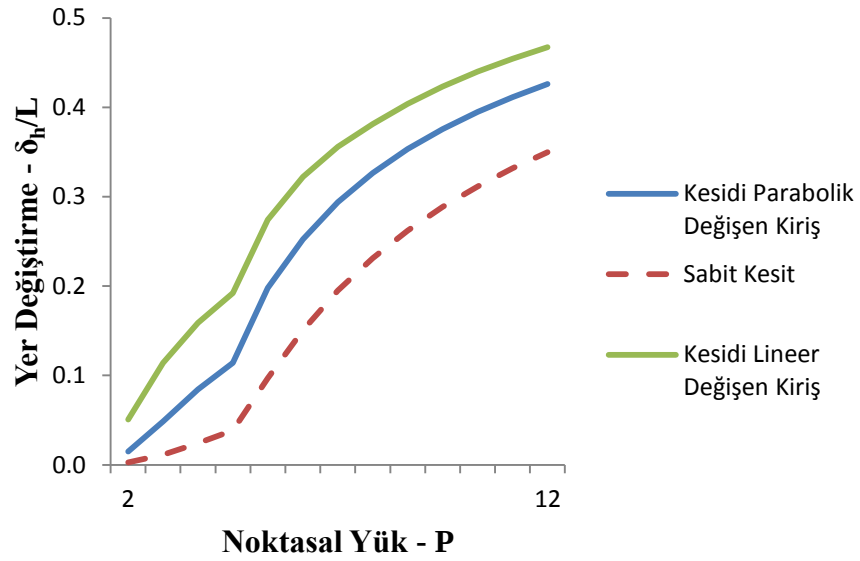
ASKIN,4,8

Olarak tanımlanabilir.

Kesidi parabolik değişen kirişin simülasyonu için geri kalan işlemler, sabit kesitli ve kesidi lineer değişen kirişler için yapılan işlemlerle benzerlik göstermektedir. Bu çalışmada kesidi parabolik ve lineer değişen kirişlerin sabit kesitli model ile karşılaştırılması sadece tavllanmış bakır için gerçekleştirilmiştir. Şekil 7.15 ve Şekil 7.16'da iki farklı kesidin noktasal yük – yer değiştirme performansları görülmektedir.



Şekil 7.15 : X eksini doğrultusunda kesidi parabolik ve lineer değişen kirişlerin yer değiştirmelerinin karşılaştırılması.



Şekil 7.16 : Z eksini doğrultusunda kesidi parabolik ve lineer değişen kirişlerin yer değiştirmelerinin karşılaştırılması.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Hem alüminyum alaşım ve hem de tavlanmış bakır için, Ludwick bağıntısı ile nümerik olarak incelenen sonuçlara yakın sonuçlar elde edilmiştir. Alüminyum alaşımı ve tavlanmış bakır karşılaştırdığımızda, sadece ilk hareket esnasında tavlanmış bakır sonuçlarının Ludwick bağıntısından elde edilen sonuçlara daha yakın olduğu görülmektedir. Bunun nedeni olarak da, Ludwick bağıntısında, elastisite modülünden bağımsız olarak elde edilen alüminyum alaşımının başlangıç değeri, Ansys simülasyonunda elastisite modülü girilerek oluşturulan başlangıç değerinden farklı olmasıdır. Bunun kanıtı olarak da 3. kuvvet değerinin uygulandığında farkların %10 mertebesine kadar gerilemesi gösterilebilir. Sebest uca uygulanan kuvvetler arttıkça, Lewis ve Monasa nümerik sonuçları ile Ansys simülasyon sonuçları %1 mertebesinde farklılıklar göstererek, birbirlerini doğrular nitelikte hareket etmektedirler. Tavlanmış bakır içinse simülasyon ardından elde edilen sonuçlar bütün analiz boyunca Lewis ve Monasa sonuçlarına çok yakındır.

Lineer değişken kesit ile dikdörtgen kesit arasında karşılaştırma yapıldığında, lineer değişken kesitli kirişin v ve h yönlerinde dikdörtgen kesitten çok daha yüksek sehim oluşturduğu gözlemlenmiştir. Fakat, iki grafiğin de tamamen farklı olduğu söylenemez. İki kesit tipinde de birinci tip hareketin bittiği ve ikinci tip harekete geçildiği yük değerleri birbirlerine benzemektedir. Bununla birlikte iki grafiğin karakteristik yapıları da benzerdir.

Parabolik değişkenlik gösteren kesit de genel olarak lineer değişken kesitle birlikte benzer davranışları gösterirken, sadece sehim değerleri biraz daha farklıdır. Parabolik değişken kesidin sehim değerleri, lineer değişken kesit ve Ludwick tipi sabit kesitli kirişin sonuçlarının arasında yer almaktadır.

Alüminyum malzemede özellikle birinci tip hareket bölgesinde karşılaştığımız sapma, Ansys'te başlangıç değer probleminde elastisite modülü girişiyle model çalıştırılırken, nümerik sonuçlarda sadece Ludwick tipi bağıntı kullanıldığı için

gerçekleştirdiği öngörülmektedir. Model sonuçlarının nümerik sonuçlara daha yaklaştırılabilmesi için, Ansys'te lineer bölge için elastisite modülü ataması yapılmayacak, gerekli bütün bilginin gerilme – şekil değiştirme bağıntısından alınabileceği bir modül geliştirilebilir veya, Ludwick tipi bağıntı, lineer bölge için kullanılmaz ve lineer olmayan deformasyon bölgesi için yeni bir bağıntı geliştirilebilirse, nümerik sonuçlara çok daha yakın Ansys simülasyon sonuçları elde edilebilir.

Bir sonraki adımda ise, Ansys analiz kodu içine bir döngü oluşturularak malzeme kalınlığı doğrultusunda istenilen sayıda katmana bölünerek fonksiyonel derecelendirilmiş malzeme yapısı oluşturulabilir. Bu çalışma, geometrik lineer olmayan konsol kirişlerle de çeşitlendirilerek, araştırma kapsamı genişletilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Belendez, A., Neipp C., Belendez C.** (2003). Numerical and experimental analysis of a cantilever beam, *J. Engng Ed.*, 6, 19, 885–892.
- [2] **Savcı, M. ve Arpacı, A.** (1999). *Mukavemet*, Birsen Yayınevi, İstanbul
- [3] **Frisch Fay R.**, (1962). *Flexible Bars*, Butterworths, London.
- [4] **Barten, H. J.**, (1944). On the deflection of cantilever beam, *Q. Appl. Math.* 2, 168-171.
- [5] **Bisshopp K. E., Drucker D. C.**, (1945). Large deflections of cantilever beams, *Q. Appl. Math.*, 3, 272-275.
- [6] **Prathap G., Varadan T. K.**, (1976). The inelastic large deformation of beams, *J. Appl. Mech*, ASME 46, 689-690.
- [7] **Lo C. C., Gupta D.**, (1978). Bending of a non-linear rectangular beam in large deflection, *J. Appl. Mech*, ASME 45, 213-215.
- [8] **Monasa F., Lewis G.**, (1983). Large deflections of point loaded cantilevers with nonlinear behaviour, *J. Appl. Mech*, 3, 124-130.
- [9] **G. Fertis Demeter**, (1999). *Nonlinear Mechanics Second Edition*, CRC Press LLC.
- [10] **Ghaffarzadeh H., Nikkar A.**, (2013). Explicit solution to the large deformation of a cantilever beam under point load at the free tip using the variational iteration method-II, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27 (11), 3433-3438.
- [11] **Belendez A., Neipp C., Belendez T.**, (2003). Numerical and experimental analysis of a cantilever beam, *Int. J. Engng Ed.*, Vol. 19, No. 6, 885 – 892.
- [12] **He X. T., Cao L., Li Z. Y., Hua X. J., Sun Jun-Y.**, (2013). Nonlinear large deflection problems of beams with gradient: A biparametric perturbation method, *Applied Mathematics and Computation*, 219, 7493–7513.
- [13] **Borboni A., Santis D.**, Large deflection of a non-linear, elastic, asymmetric Ludwick cantilever beam subjected to horizontal force, vertical force and bending torque at the free end, doi: 10.1007/s11012-014-9895-z
- [14] **Vázquez-Leal H., Khan Y., Herrera-May A. L., Filobello-Nino U., Sarmiento-Reyes A., Jiménez-Fernández V. M., Pereyra-Díaz D., Perez-Sesma A., Castaneda-Sheissa R., Díaz-Sanchez A., Huerta-Chua J.**, (2013). *Mathematical Problems in Engineering*, Volume 2013, Article ID 148537.

- [15] **Batista M.**, (2013). Large deflections of shear-deformable cantilever beam subject to a tip follower force, *International Journal of Mechanical Sciences*, 75, 388–395
- [16] **Brojan M., Videnic T., Kosel F.**, (2009). Large deflections of nonlinearly elastic non-prismatic cantilever beams made from materials obeying the generalized Ludwick constitutive law, *Meccanica*, 44, 733–739.
- [17] **Brojan M., Puksic A., Kosel F.**, (2007). Buckling and post-buckling of a nonlinearly elastic column, *Z. Angew. Math. Mech.*, 87, No. 7.
- [18] **Brojan M., Cebon M., Kosel F.**, (2012). Large deflections of non-prismatic nonlinearly elastic cantilever beams subjected to non-uniform continuous load and a concentrated load at the free end, *Acta Mech. Sin.*, 28 (3), 863–869.
- [19] **Sitar M., Kosel F., Brojan M.**, (2014). A simple method for determining large deflection states of arbitrarily curved planar elastica, *Arch Appl Mech*, 84, 263–275.
- [20] **Sitar M., Kosel F., Brojan M.**, Large deflections of nonlinearly elastic functionally graded composite beams, *ACME*, 174; No. of Pages 10.
- [21] **Brojan M., Cebon M., Kosel F.**, (2012). Large deflections of non-prismatic nonlinearly elastic cantilever beams subjected to non-uniform continuous load and a concentrated load at the free end, *Acta Mech. Sin.* 28(3), 863–869.
- [22] **Temiz F.**, (2011). Large deflections of cantilever beams; Single and multi layered modeling. Yüksek Lisans Tezi, İTÜ: Türkiye
- [23] **ANSYS, Inc.**, (2009). Structural Analyses Guide. Structural Analyses Guide . Panonsburg, USA.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Deniz YILMAZER

Doğum Yeri ve Tarihi: Edirne / 03.10.1983

Adres: Kartalbaba Caddesi, Cemre Apt. 106/4 Üsküdar / İstanbul

E-Posta: denizyilmazer@hotmail.com

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi – Makina Mühendisliği

Mesleki Deneyim:

2008 – 2012, Proje Mühendisi, OTOKAR A.Ş.

2012 – 2014, Tedarikçi Kalite Geliştirme Mühendisi, FAURECIA A.Ş.