

T.C.  
FIRAT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

CELİK ÇERÇEVELERİN BULANIK MANTIKLA PLASTİK ANALİZİ.

776645

Harun TANYILDIZI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

T.C. YÜKSEK ÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

YAPI EĞİTİMİ ANABİLİM DALI

ELAZIĞ

2002

116645



## İÇİNDEKİLER

	Sayfa No.
ÖZET	I
ABSTRACT	II
TEŞEKKÜR	III
ŞEKİLLER LİSTESİ	IV
SEMBOLLER LİSTESİ	VI
TABLolar LİSTESİ	VIII
1. GİRİŞ	1
2. BULANIK MANTIK	
2.1. Bulanık Mantık Ne Zaman Kullanılır	7
2.2. Bulanık Mantığın Kazandırdıkları Nelerdir	7
2.3. Dilsel Değişkenlerin Tanımlanması	9
2.4. Standart Üyelik Fonksiyonları	10
2.4.1. Giriş Değişkenlerinin Bulanıklaştırılması	11
2.4.2. Kural Kümesinin Tanımı	11
2.4.3. Bulanık Çıkarım	12
2.4.4. Durulama	12
2.4.5. Durulama İşlemi	12
2.4.6. Bulanık Kontrolörün Yapısı	13
2.4.7. Bulanık Kontrolörlerin Dezavantajları	15
2.4.8. Bulanık Kontrolörün Genel Tasarımın Aşamaları	15
2.4.9. Bulanık Kontrolör Tasarlanması	16
2.5. Bulanık Mantık-Yapay Zeka İlişkisi	16
2.6. Bulanık Mantık-Yapay Sinir Ağları İlişkisi	17
3. YAPILARIN PLASTİK ANALİZİ .	
3.1. Çelik	18
3.2. Gerilme Deformasyon Eğrisi	18
3.3. Eğilme Momenti-Eğrilik Bağlantısı	29
3.4. Kirişin Eğilmesi ve Şekil Faktörü	31
3.5. Kesit için Tam Plastik Moment Hesaplanması	32
3.6. Basit Kirişin Plastik Davranışı	34
3.7. Ankastre Kirişin Plastik Davranışı	35
3.8. Yük Faktörü	37

<b>4. ÇERÇEVELERİN GÖÇME İNCELEMESİ METOTLARI</b>	
4.1. Temel İlkeler	40
4.2. Virtüel Deplasman	40
4.3. Üst ve Alt Sınır Teoremi	41
4.4. Analizin Statik Metodu	41
4.5. Analizin Mekanizma Metodu	42
4.6. Mekanizma Tipleri	42
4.7. Sayısal Çözümler	47
4.7.1. Tek Gözlü Çerçevenin Sayısal Çözümü	47
4.7.2. İki Gözlü Çerçevenin Sayısal Çözümü	53
<b>5. BULANIK MANTIK UYGULAMALARI</b>	
5.1. İki Açıklıklı Sürekli Kirişin Bulanık Mantıkla Çözümü	57
5.2. Tek ve İki Gözlü Çerçevelerin Bulanık Mantıkla Çözümü	59
5.3. Simülasyon Sonuçları	64
<b>6. SONUÇ VE ÖNERİLER</b>	75
<b>KAYNAKLAR</b>	76

**ÖZET**

Yüksek Lisans Tezi

**ÇELİK ÇERÇEVELERİN BULANIK MANTIKLA PLASTİK ANALİZİ**

Harun TANYILDIZI

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Yapı Eğitimi Anabilim Dalı

2002, Sayfa: 78

Günümüzde, ihtiyacın teknolojik ilerlemelere bağlı olarak karşılanabilmesi için sistemlerin daha ileri seviyelerde geliştirilmesi gerekmektedir. Bu tez çalışmasında, artık ihtiyaca karşılık vermeyen klasik mantık yerine daha esnek bir yapıda olan bulanık mantık uygulaması ele alınmıştır.

Bu uygulamada, plastik mafsalların yerleri ve oluşum sıraları ile çökme yük faktörleri elde edilmiştir. Program bazı örneklerle çelik yapılara uygulanmış ve sonuçlar bilinen klasik yöntemlerle karşılaştırılmıştır.

Bu çalışmada, çerçeveleri ve bir ucu sınırlandırılmış iki açıklıklı sürekli bir kirişi çözen bilgisayar programları düşünülmüştür. Bulanık mantık kontrolör için MATLAB / SİMULİNK kullanılarak bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Bu simülasyondaki matematiksel hesaplamalar için MATLAB programlama dili kullanılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Plastik analiz, Çelik çerçeveler, Bulanık mantık

**ABSTRACT**

Masters Thesis

**PLASTIC ANALYSIS OF STEEL FRAMES BY USING FUZZY LOGIC**

Harun TANYILDIZI

Firat University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Construction Education

2002, Page: 78

Nowadays, the new technologies must be developed in order to meet the increasing needs of society. In this work, the superiority and versatility of fuzzy logic is shown in the various applications of engineering fields. Compared with normal Boolean logic. This program has been developed to make the plastic analysis of steel structures, respectively. Thorough their execution the collapse load factor, the failure mechanism, the location and formation sequence of plastic hinges of the defined structure are determined.

In this study, the applications of simple linear programming of ductile frames and a two-span continuous beam fixed at one end have considered. The fuzzy logic control a system was developed within a simulation model using MATLAB / SIMULINK, simulation software program that uses MATLAB for its mathematical calculations.

**Key Words:** Plastic analysis, Steel frame, Fuzzy logic

## TEŞEKKÜR

Çalışmalarımın bu aşamaya gelmesini sağlayan ve desteğini eksik etmeyen danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Salih YAZICIOğLUN' a teőekkürlerimi sunarım.

Ayrıca çalışmalarım esnasında bilgi ve tecrübesiyle bana yardımcı olan Prof. Dr. Mehmet ÜLKER hocama teőekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim. Tez çalışmamda zaman zaman yardımlarını esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Ragıp İNCE' ye ve bölüm başkanım Yrd. Doç. Dr. Mehmet TUğAL' a katkılarından dolayı teşekkür ederim.



## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1	Klasik küme teorisi	7
Şekil 2.2	Bulanık küme teorisi	8
Şekil 2.3	Bulanık kümenin sürekli hale getirilmesi	9
Şekil 2.4	Dilsel değişkenlerin bulanık kümelerle ifadesi	9
Şekil 2.5	Standart üyelik fonksiyonları	10
Şekil 2.6	Cubic spline üyelik fonksiyonu	11
Şekil 2.7	Bulanık kontrolör	13
Şekil 3.1	Gerilme-birim deformasyon eğrisi	20
Şekil 3.2	Akma limit eğrisi	23
Şekil 3.3	Kiriş için moment – eğrilik bağıntısı	30
Şekil 3.4	Kiriş kesitinin artan moment altında gerilme dağılımı	31
Şekil 3.5	Tam plastik moment hesabı	33
Şekil 3.6	a) Yük altında basit kiriş b) Kirişin moment diyagramı c) Kirişin tam plastik moment $M_p$ altındaki yıkılış tarzı	34
Şekil 3.7	a) Yük altında ankastre kiriş b) Kirişin elastik moment diyagramı c) Kirişin tam plastik altında yıkılış tarzı	36
Şekil 3.8	Ankastre kirişin moment diyagramı	37
Şekil 3.9	Yük faktörü	38
Şekil 4.1	Mekanizma tipleri	43
Şekil 4.2	Basit ankastre çerçeve	47
Şekil 4.3	Kiriş mekanizması	48
Şekil 4.4	Kolon mekanizması	49
Şekil 4.5	Kaykılma mekanizma	50
Şekil 4.6	Birleşik mekanizma (Kiriş mekanizması + Kaykılma mekanizması)	51
Şekil 4.7	Birleşik mekanizma (Kolon mekanizması + Kaykılma mekanizması)	52
Şekil 4.8	İki gözlü çerçeve	53
Şekil 4.9	Sol kiriş mekanizması	54
Şekil 4.10	Sağ kiriş mekanizması	54
Şekil 4.11	Kaykılma mekanizması	55

<b>Şekil 4.12</b> Birleşik (1+3) mekanizma	55
<b>Şekil 4.13</b> Birleşik (2+3) mekanizma	56
<b>Şekil 5.1</b> İki açıklıklı sürekli kiriş	57
<b>Şekil 5.2</b> Sürekli kiriş için kullanılan MATLAB/FIS editörü	58
<b>Şekil 5.3</b> Sürekli kiriş için kullanılan blok diyagramı	58
<b>Şekil 5.4</b> Tek gözlü çerçeve	60
<b>Şekil 5.5</b> Çift gözlü çerçeve	60
<b>Şekil 5.6</b> Tek gözlü çerçevenin plastik analizi için MATLAB/FIS editörü	61
<b>Şekil 5.7</b> Çift gözlü çerçevenin plastik analizi için MATLAB/FIS editörü	61
<b>Şekil 5.8</b> Bulanık tabanlı sistem için blok diyagramı	62
<b>Şekil 5.9</b> Genel çözüm için bulanık tabanlı sistemin blok diyagramı	63
<b>Şekil 5.10</b> Sürekli kiriş için değişken ykiris1, sabit ykiriş2 mesafesi çökme yük faktörü ve açı değişimi	65
<b>Şekil 5.11</b> Sürekli kiriş için sabit ykiris1, değişken ykiriş2 mesafesi çökme yük faktörü ve açı değişimi	66
<b>Şekil 5.12</b> Sürekli kiriş için değişken ykiris1, değişken ykiriş2 mesafesi çökme yük faktörü ve açı değişimi	67
<b>Şekil 5.13</b> Sürekli kiriş için sabit ykiriş1, sabit ykiriş2 mesafesi çökme yük faktörü ve açı değişimi	68
<b>Şekil 5.14</b> Tek gözlü çerçeve için sabit kolon, değişken kiriş mesafesi açı ve çökme faktörü değişimi	69
<b>Şekil 5.15</b> Tek gözlü çerçeve için sabit kiriş, değişken kolon mesafesi açı ve çökme faktörü değişimi	70
<b>Şekil 5.16</b> Tek gözlü çerçeve için değişken kiriş, değişken kolon mesafesi açı ve çökme faktörü değişimi	71
<b>Şekil 5.17</b> İki gözlü çerçeve için açı ve çökme yük faktörü değişimi	72

**SEMBOLLER LİSTESİ**

$A_r$  = Alan

$b$  = Kirişin eni

$BF$  = Başlık genişliği

$D$  = Derinlik

$d_o$  = Dairesel kesitli bir çelik çubuğun çapı

$E$  = Elastikiyet modülü

$F_a$  = Müsaade edilebilir eğilme gerilmesi

$F_s$  = Çubuğun kırılma kesit alanı

$G$  = Kiriş kesitini ağırlık merkezi

$I$  = Tarafsız eksene göre atalet momenti

$I_X$  = X eksenine etrafındaki atalet momenti

$I_Y$  = Y Eksenine etrafındaki atalet momenti

$k$  = Emniyet katsayısı

$L$  = Açıklık uzunluğu

$M_p$  = Plastik moment

$M_y$  = Akma moment

$n$  = Bağımsız olan mekanizmaların sayısı

$N$  = Mümkün olan mafsalların yeri

$P_1$  = Çekme kuvveti

$R$  = Kirişin Eğrilik Yarı çapı

$S$  = Striksion büzülmesi

$t$  = Kirişin yüksekliği

$TF$  = Başlık kalınlığı

$TW$  = Gövde kalınlığı

$W_e$  = Dış iş

$W_I$  = İç iş

$X$  = Ek bilinmeyenler sayısı veya hiperstatiklik

$y_1 = y_2$  = Kesitin ağırlık merkezden tarafsız eksene kadar olan uzaklık

$Y_{maks}$  = Tarafsız eksen ile kirişteki dış lifler arasındaki mesafe.

$Z$  = Kesit modülü

$Z_p$  = Plastik kesit modülü

$Z_x$  =  $x$  eksenine göre plastik modül

$\gamma$  = Poisson oranı

$\Delta_k$  = Kapma uzama miktarı

$\lambda$  = Yük faktörü

$\sigma_a$  = Akma limit gerilmesi

$\epsilon_e$  = Elastik deformasyon

$\sigma_e$  = Elastik limit gerilmesi

$\sigma_{em}$  = Emniyet Gerilmesi

$\epsilon_g$  = Daralma veya kısalma oranı

$\sigma_m$  = Orantı sınırı

$\sigma_{maks}$  = Dış liflerdeki gerilme

$\sigma_t$  = Çekme mukavemeti

$\epsilon_n$  = Çeliğin maksimum birim deformasyonu

$\epsilon_p$  = Plastik deformasyon

$\epsilon_s$  = Birim uzama

$\mu$  = Üyelik derecesi

$\mu(x)$  = Üyelik fonksiyonu

$x$  = Temel değişkenin tanımlı olduğu söylem evreni

**TABLolar LİSTESİ**

<b>Tablo 5.1</b> Tek gözlü çerçeve elde edilen sonuçlar	73
<b>Tablo 5.2</b> Çift gözlü çerçeve için elde edilen sonuçlar	73
<b>Tablo 5.3</b> İki açıklıklı sürekli giriş için elde edilen sonuçlar	74



## 1. GİRİŞ

Teorik plastisite konusundaki çalışmalar, 19'uncu yüzyılın ikinci yarısında Tresca ve Saint-Venant'ın çalışmalarıyla başlamıştır. Bundan sonraki önemli gelişme Birinci Dünya Savaşından önce Von Mises tarafından kaydedilmiştir. Daha sonra Plastik teori 1914'te Gabor Von Kármán tarafından kirişlere uygulanmıştır. İkinci Dünya savaşıdan önce Maier-Leibnitz ve Nadi uygulamalı plastisite ile ilgili çalışmaları, Rusya'daki bilim adamları ise teorik plastisite ile ilgili çalışmaları yapmışlardır. Yapıların hesabı için plastik teorinin kullanılması ilk defa İkinci Dünya Savaşından sonra İngiltere'de Cambridge Üniversitesinde Profesör Sir. John F. Baker'in yönetiminde çalışan bir ekip tarafından yapılmıştır. Amerika Birleşik Devletlerinde, son yirmi yıl içerisinde teorik Plastisite Brown Üniversitesinde, yapılara uygulanması ise Lehigh Üniversitesinde gelişmiştir (Hodge, 1967).

Kuşaklar boyunca mühendisler yapıların inceleme ve boyutlandırılmasını lineer bir elastisiteye dayandırdılar. Bir bütün olarak sonuçlar yeterli oldu. Binalar ve köprüler zamanın denemesine dayandılar. Şu halde niçin plastik incelemeyle ilgilenilmesi gerekiyor? Bu sorunun cevabı kısmen elastik boyutlandırma metodlarının bazı sakıncalarının ortaya çıkmasından dolayıdır. Öte yandan çelik ve alüminyum gibi sünek yapı malzemeleri elastik sınır içinde olandan çok daha büyük şekil değiştirmelere dayanabilirler. Elastik sınır üzerine kurulan boyutlandırma metodları bu malzemelerden bazılarının akma gerilmesinin üstünde gerilmeler taşıyabilmesinden faydalanamazlar. Daha önemlisi bu süneklilik hiperstatik yapılarda gerilmelerin elastik sınır üzerinde yeniden yayılmasını mümkün kılar. Bu ikinci dağılım gerilmeleri çok önemli ek yükler taşıyabilir. Dolayısıyla bu bakış açısından elastik inceleme gereksizce emniyetlidir.

Pratik bir görüş açısından elastik olarak boyutlandırılmış yapılar emniyetlidir. Çünkü her zaman emniyetli tarafa yapılmasına dikkat edilir. Bunun olumsuz yönü malzeme kaybıdır. Böyle bir kayıp ekonomik bakımdan arzu edilmez. Plastik boyutlandırma elastisiteye olan itirazların hiç olmazsa bir parçasını cevaplandırır. Süneklikten tamamen faydalanılır. Üniform olmayan gerilme dağılımları tekrar faydalı bir şekilde dağıtılabilir. Metot matematik olarak çok basittir.

Klasik kontrol sistemleri ile bir sistemin kontrolü için tasarım yapılırken öncelikle sistemin modellenmesi gerekir. Ancak sistemlerin matematiksel modellenmesi mümkün olmayabilir. Sistem içindeki olaylar matematiksel yapılabilecek kadar kesin bilinmeyebilir veya modelin parametreleri zamanla büyük değişiklikler gösterebilir. Bazı durumlarda ise doğru bir model kurulsa bile, bunun denetleyici tasarımında kullanılması karışık problemlere ve çok yüksek maliyete yol açabilir. Bu sebeplerden dolayı bazı kontrol algoritmalarına karmaşık sistemler uygulamak mümkün olmamaktadır. Bu şekilde sistemlerin kontrolü için bulanık denetleyici kullanılabilir .

Bulanık mantık denetleyici bir uzman kişinin bilgi ve tecrübelerinden yararlanılarak oluşturulur. Böylece uzman operatör dilsel nitelikler olarak bilinen; yüksek, biraz yüksek, çok fazla, biraz artır, çok azalt gibi günlük hayatta sıkça kullandığımız kelimeler doğrultusunda esnek bir kontrol metodu geliştirilebilir. Bulanık mantık denetleyicinin temeli bu tür sözlü ifadeler ve bunlar arasındaki mantıksal ilişkiler üzerine kurulmuştur (Hellenodorn ve Thomas, 1993). Bulanık mantık insan düşünüş yapısına ve dilsel ifadelerine geleneksel mantık sistemlerinden daha çok benzemektedir. Bulanık mantık denetleyici uzman bilgilerine dayanan dilsel ifadeler kullanılarak kontrol işlemi yapmaktadır (Zadeh, 1965).

Bulanık mantık denetleyiciler son yıllarda kontrol uygulamalarında yoğun bir şekilde kullanılmakta ve başarılı sonuçlar alınmaktadır. A. Lotfi ZADEH tarafından 1965 yılında ortaya atılmasından bu yana bulanık mantık denetleyiciler ekonomi, yönetim, tıp ve işlem kontrol sistemleri başta olmak üzere bir çok alanda uygulanmıştır.

Bulanık mantık denetleyici geliştirmek matematiksel ifadeler gerekmediği için kolaydır. Bu yüzden bulanık mantık denetleyici modellenmeyen veya lineer olmayan karmaşık sistemlerde kolaylıkla kullanılabilir (Zadeh, 1973, Mamdani ve Asslian, 1975). Bulanık mantık denetleyici sembolik denetleyicilerin özel bir sınıfı olarak düşünülebilir.



## 2. BULANIK MANTIK

Bulanık küme kuramı ilk kez 1965 yılında California Üniversitesi, Berkley öğretim üyelerinden , aslen Azerbeycan'lı Prof. Lotfi A. Zadeh tarafından ortaya atılmış ve hızla gelişerek bir çok bilim adamının ilgisini çeken araştırmaya açık yeni bir dal oluşmuştur. Örneğin Londra Üniversitesi'nden Prof. Mamdani kuramı bir buhar türbininin hızının denetlenmesine uygulamayı düşünmüş ve bu amaçla, bir insan davranışını mimikleyen 'eğer türbin hızı çok hızlı artıyorsa ve basınç ta çok düşükse, buhar vanasını biraz aç ' türünden kurallardan oluşan bir uzman sistem geliştirmiştir. Prof. Mamdani bulanık mantık temelli bu tür bir uzman sistemle türbin hızının ve performansının çok başarılı bir şekilde denetlenebileceğini göstermiştir.

Bulanık mantık kuramının ilk önemli endüstriyel uygulaması çimento sanayinde olmuştur. Bu sanayide değirmen içerisindeki sıcaklık ve oksijen oranı ürün kalitesi bakımından çok önemlidir. Kısıtlı ve hassas olmayan, ısı ve karbon monoksit oranı gibi bilgilerle iyi bir çalışma düzeni elde edilebilmesi bir sanat olup operatörlerin bu konuda yeterli bir uzmanlık kazanabilmesi için yıllar geçmesi gerekmektedir. Fakat kişiler ve uzmanlık düzeyleri arasında kaçınılmaz farklılıklar olacağından, üretilen çimento vardiyadan vardiyaya geçecek, tutarlı kalitede çimento üretimi çok zor olacaktır. Bu nedenle bir Danimarka firması lineer bir model üzerine kurulu geleneksel denetleyici yerine bir bulanık mantık denetleyici (fuzzy logic controller-FLC) kullanmayı düşünmüş ve çok başarılı sonuçlar veren bir uzman sistem geliştirmiştir. Bu veya benzeri sistemler bugün bile, Japonya ve Amerika da dahil olmak üzere bir çok ülkede kullanılmaktadır.

Kronolojik sıra içerisinde bundan sonraki en önemli aşama Japonya da 1987 yılında görülmüştür. Hitachi firması ilk olarak 1978 yılında Ulaştırma bakanlığına

başvurmuş ve Sedia metro sisteminde çalışan trenlerin otomatik olarak denetimi için bulanık mantık kullanımını önermiştir. Bakanlık öneriye olumlu baktığını belirtmiş, fakat, bulanık mantık denetleyicinin kullanılmakta olan sisteme göre belirgin üstünlükleri olacağı konusunda kanıt istemiştir. Hitachi firması 9 yıl içerisinde 300 000 benzetim çalışması ve 3000 insansız operasyon gerçekleştirmiş ve sonunda, 1986 yılının sonlarına doğru Ulaştırma Bakanlığı'ndan kullanım izini alınmıştır. Geliştirilen sistemde, daha önce tren operatörü tarafından bir PID temelli denetleyici aracılığı ile yapılan ve yolcuların sarsıntılı bir yolculuk geçirmelerine neden olabilen hızlanma ve yavaşlama gibi işlemler otomatik olarak yapılmakta ve tren operatörünün yapması gereken işler, kapıları kapatmak ve başlatma düğmesine basmak gibi birkaç işlemle sınırlı kalmaktadır. Böyle yolcuların, demirler tutunma gereksinimi duymadan rahat yolculuk yapabilmelerini sağlamış, daha önce kullanılan sisteme göre trenin istenilen konumda durması 3 kat iyileşmiş ve kullanılan enerji %10 azalmıştır.

Bu başarılı uygulamalardan sonra bulanık denetim konusundaki çalışmalar yeni bir ivme kazanmış ve endüstriyel uygulama alanları hızla artmıştır. Çalışmaların uluslararası alanda koordinasyon amacı ile Japonya'da 1989 yılında LIFE (Laboratory for International Fuzzy Engineering) adlı bir laboratuvar kurulmuştur. Bu laboratuvar da yapılan araştırma çalışmalarına aralarında Hitachi, Toshiba, Omron, Matsushita gibi ünlü Japon firmalarının yanı sıra IBM, NCR ve Thomson gibi Japonya dışı firmaların da bulunduğu toplam 51 firma katılmakta olup 6 yıllık bütçesi 70 milyon dolardır.

Bulanık mantık denetleyiciler konusundaki kurumsal çalışmaların hala sürüyor olmasına rağmen artık bu konu endüstride kendisine önemli bir yer edinmiş durumdadır. Uygulama alanları arasında çeşitli beyaz eşya, tren, asansör, trafik kontrolü ve otomotiv sanayi sayılabilir. Bugün Japonya'da bulanık denetim kullanan beyaz

eşyalar ve elektronik aletler, örneğin fotoğraf ve çamaşır makineleri güncel yaşamın birer parçasıdır. Tüm dünya da ise bulanık mantık içeren ürünlerin satış hacmi 1990 yılında 1.5 milyar dolara çıkması beklenmektedir (Kaynak, 1993).

Günümüzde 30'dan fazla ülkede bulanık mantık konusunda araştırmalar yapılmakta olup bunlar arasında ABD, Japonya, Çin ve Batı Avrupa ülkeleri başta gelmektedir. Çin'de bu konu ile uğraşan bilim adamı sayısı on binin üzerinde olup hemen arkasında Japonya yer almaktadır. Uygulama açısından ise Japonya belirgin bir şekilde önde gözükmektedir. Bu durum belki uzak doğu insanının düşünüş şeklinin bulanık mantığa daha uygun oluşundan kaynaklanmaktadır. Üzerinde 'bulanık' sözcüğü yer alan bir fotoğraf makinesi bir batı ülkesi toplumu tepki ile karşılanabilir. Japonya'da ise ev kadınları bile bu sözcükle haşır neşir olmuşlar ve bulanık mantık kullanan her türlü ev aletini özellikle arar duruma gelmişlerdir. Bir başka neden de ABD'de yapılan çalışmaların genellikle askeri amaçlara ve uzay uygulamalara yönelik olması ve bu nedenle projelerin ve sonuçlarının herkese açık literatürde yayımlanmaması olabilir. NASA bünyesinde bulanık denetim konusunda çalışan çok kuvvetli bir grup vardır. Bu grup uzay mekiği için pilotların yükünü azaltmak, sistemin güvenilirliğini artırmak ve yakıt tüketimini azaltmak amacı ile bir bulanık mantık temelli sistem geliştirmiş ve böylece konuşlandırma ve pozisyonda tutma sırasında harcanan yakıt 3 misli, yaklaşma sırasında tüketilen yakıt 1.5 misli azalmıştır.

Bulanık mantık model temelli sistem tasarımı mühendislik deneyimlerine dayandıran bir teknolojidir. Çünkü, bulanık mantık sistem davranışını tanımlamak için dilsel değişkenler kullanır ve bu sayede tam bir matematiksel modellemeye olan ihtiyaç ortadan kalkar. Çok karmaşık sistemler tasarlanırken, optimize etmenin ve bakımını

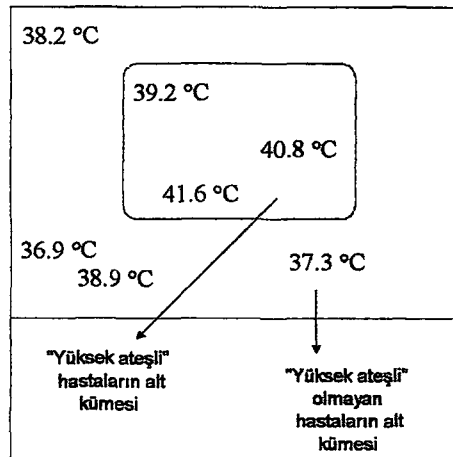
yapmanın etkili bir yoludur. Hata toleranslı ve duyarlılığı az olan sistemlere yeni bir yaklaşım tarzıdır. Akıllı sistemleri hayata geçiren bir teknolojidir.

## 2.1. Bulanık Mantık Ne Zaman Kullanılır

Verilen bir sistem için tam bir matematiksel modelin kolayca bulunamadığı durumlarda, nonlineerliklerin, zaman kısıtlamalarının ve çok parametrenin olması durumlarında, problem hakkında tasarım bilgisi varsa veya tasarım sırasında elde edilebildiğinde bulanık mantık kullanılması kolaylıklar sağlar (Zadeh, 1965).

## 2.2. Bulanık Mantığın Kazandırdıkları Nelerdir

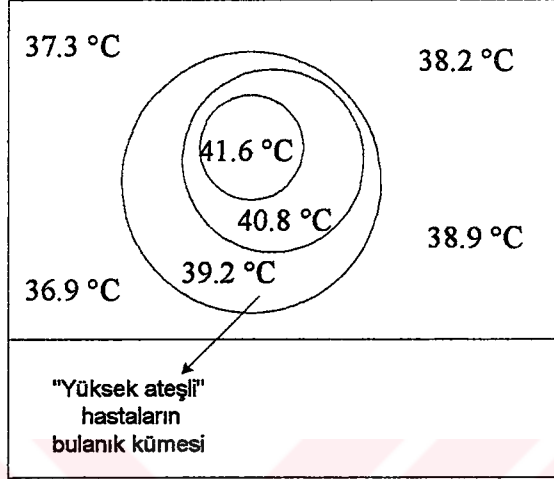
Mühendislik tecrübe ve deneyimlerini, konvansiyonel modelleme anlayışı ile birleştirmenin sonucunda sistem performansının artması, varolan tasarımlara yeni fonksiyonlar kazandırması, geliştirme sürecini ve pazara sunma süresini, ileri geliştirme programları kullanarak kısaltmasıdır. Burada klasik kümeler ile bulanık kümeler arasındaki farklı bir örnek sayesinde açıklamak, konunun prensibinin anlaşılmasında kolaylık sağlayacaktır. Hastalar için “yüksek ateş” ölçüsü olarak  $T \geq 39^\circ\text{C}$  alalım.



Şekil 2.1 Klasik küme teorisi

Şekil.2.1'de görüldüğü gibi yüksek ateş sınırı çok kesin bir ifade ile belirtilmiştir.

Halbuki aynı olayı bulanık küme ile gösterirsek ;



Şekil 2.2 Bulanık küme teorisi

Şekildeki bulanık kümenin matematiksel tanımı:

Bulanık küme "Yüksek ateş" YA,

X, tüm sıcaklıkların kümesi,

Her  $x \in X$  ve de üyelik fonksiyonları  $\mu_{YA}(x)$

$\mu$ , üyelik derecesi,  $\mu \in [0,1]$  şeklinde yapılabilir.

Örnek olarak;

$$\mu_{YA}(35^{\circ}\text{C}) = 0 \quad \mu_{YA}(38^{\circ}\text{C}) = 0.1$$

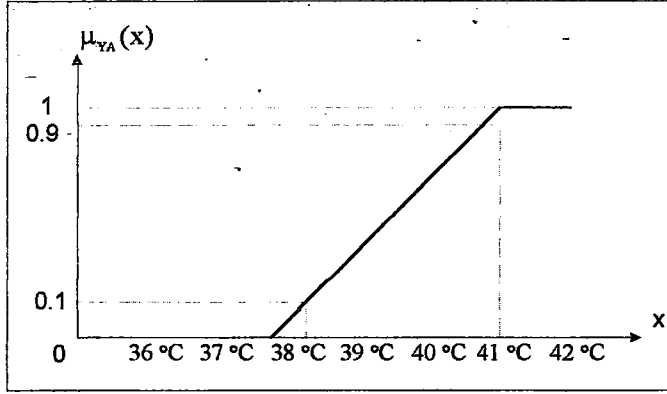
$$\mu_{YA}(41^{\circ}\text{C}) = 0.9$$

$$\mu_{YA}(36^{\circ}\text{C}) = 0 \quad \mu_{YA}(39^{\circ}\text{C}) = 0.35$$

$$\mu_{YA}(42^{\circ}\text{C}) = 1$$

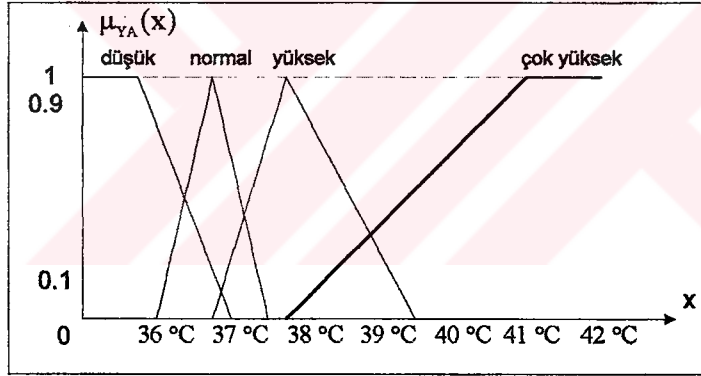
$$\mu_{YA}(37^{\circ}\text{C}) = 0 \quad \mu_{YA}(40^{\circ}\text{C}) = 0.65$$

$$\mu_{YA}(43^{\circ}\text{C}) = 1$$



Şekil 2.3 Bulanık kümenin sürekli hale getirilmesi

Şekil 2.3'de değerlerden yararlanarak bulanık kümeyi sürekli bir fonksiyon şeklinde tanımlamak mümkün olmuştur. Bu durumda, dilsel değişkenlerin bulanık kümelerle ifadesi Şekil 2.4'deki gibi yapılabilir.



Şekil 2.4 Dilsel değişkenlerin bulanık kümelerle ifadesi

### 2.3. Dilsel Değişkenlerin Tanımlanması

Dilsel terimlerin sayısı ve isimlerin belirlenmesi yapılırken genelde 3, 5 veya 7 terimler kullanılır. Bu işlem sırası aşağıdaki gibidir;

Kontrol stratejisinde kullanılacak kurallardan bazılarının tespiti,

Değişken aralığının dilsel olarak bulunması,

Deneyim ; birçok bulanık mantık sisteminin tasarımından sonra seçim

kolaylaşır.

Üyelik fonksiyonunun tanımlanması,

Terim ismine en uygun temel değişkenin belirlenmesi,

Bu değer için  $\mu=1$  koyulur,

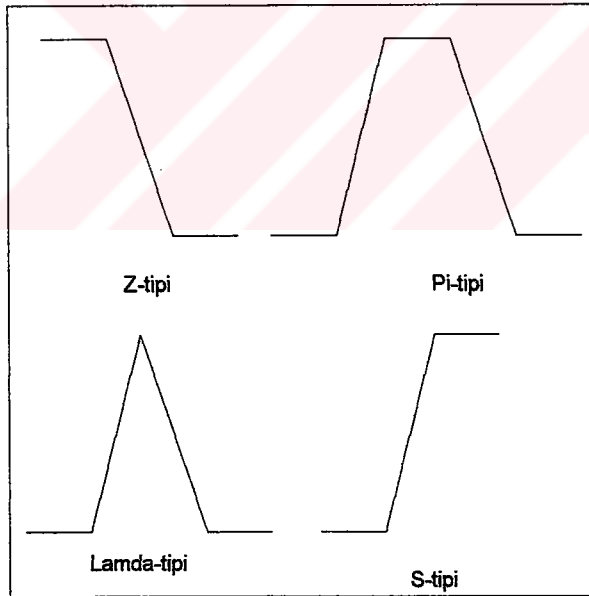
Komşu terimler için  $\mu=0$  olacak yerden başlanır,

Bu noktalar doğrular ile birleştirilir,

Her terim için aynı işlemler tekrarlanır.

## 2.4. Standart Üyelik Fonksiyonları

Standart üyelik fonksiyonları (Şekil 2.5), insanların gerçek değerleri yorumlama şekillerini sadece yaklaşık olarak ifade edebilirler. Gerçekte, üyelik fonksiyonlarının şu özelliklere sahip olmaları gerektiğini ortaya çıkarmıştır



Şekil 2.5 Standart üyelik fonksiyonları

$\mu(x)$   $X'$ 'de süreklidir, yani temel değişkenlerdeki küçük bir değişim, çıkışın bir adım fonksiyonu şeklinde değerlendirilmesine neden olmamalıdır.

$d\mu(x)/dx$   $X'$ 'de süreklidir, aynı kural bu sefer değerlendirilme oranı için mümkündür.

$d^2\mu(x)/dx^2$  X' de süreklidir.

$\mu(x)$  :  $\min \mu(\max_x(d^2\mu(x)/dx^2))$  eğim değişimi minimum olmalıdır.

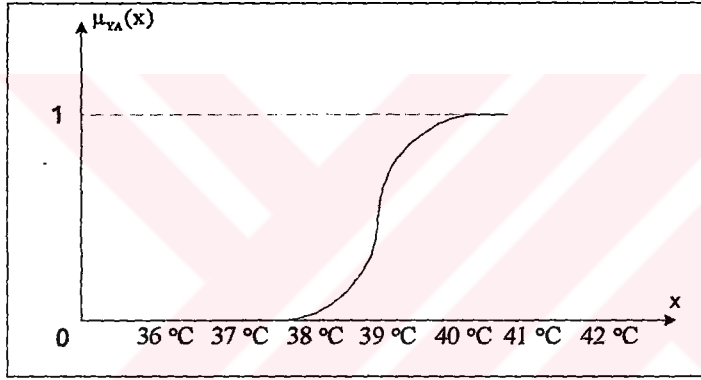
Bu denklemlerde:

$\mu$  : üyelik derecesi

$\mu(x)$  : üyelik fonksiyonu

$x$  : temel değişkenin tanımlı olduğu söylem evrenidir.

Matematiksel olarak, bu dört özelliği aynı anda sağlayabilen fonksiyon "cubic spline" dir.



Şekil 2.6 Cubic spline üyelik fonksiyonu

Uygulamalar Sistem-tipindeki (cubic spline) üyelik fonksiyonlarının karar verme ve data analiz sistemlerinde iyi sonuçlar verdiklerini göstermiştir. Ancak kontrol uygulamalarında standart üyelik fonksiyonları yeterli olmaktadır.

#### 2.4.1. Giriş Değişkenlerinin Bulanıklaştırılması

Eğer hastanın ateşi 38°C ise ; çok yüksek 0.1, yüksek ise 0.9 olacaktır.

#### 2.4.2. Kural Kümesinin Tanımı

Bulanık mantık sistemlerinde, kontrol stratejisi "EĞER... O HALDE" kurallarıyla tanımlanır.

EĞER <ön şart> O HALDE <sonuç>

<ön şart> belirli bir durumu tanımlar, <sonuç> ise sistemin bu durum için vermesi gereken tepkiyi kapsar. <ön şart > birden fazla şartı içinde tutabilir. Bu şartlar ve, veya deyimleri ile birleştirilir.

### 2.4.3. Bulanık Çıkarım

Bulanık çıkarım iki adımda yapılır :

**Toplama :** Toplama adımında giriş değişkenlerinin bulanıklaştırılmış değerleri ön şart kuralı altında işlenir. Bu sonuç her kuralın o andaki durum için uygulanabilme derecesini belirtir. Bu işlemin “Boole” cebirindeki karşılığı “VE” işlemidir.

**Derleme :** Bu adımda o anki duruma göre yapılacak işlev belirlenir. İşlev, kuralların sonuç ‘ları olarak tanımlıdır ve kuralı o anki duruma uygulanabilirliği ne kadar fazla ise sonuç da o kadar fazla etkilenecektir. Bu işlemin “Boole” cebirindeki karşılığı “ $\Rightarrow$ ” dır.

### 2.4.4. Durulama

Bulanık çıkarımın sonucu kural sonuçlarının doğruluk dereceleridir. Bulanık mantık sisteminin çıkışının bir gerçek değer olması gerektiğinden durulama (defuzzification) gereklidir. Böyle bir dönüşüm dilsel terimlerin temel değişken ile aralarındaki ilişkiyi göz önüne almalıdır.

### 2.4.5. Durulama İşlemi

Tüm kuralların sonuçları, karşılıklı terimlerin üyelik fonksiyonlarıyla birebir aynı olurlar. Sonuçta elde edilen üyelik fonksiyonları tek bir üyelik fonksiyonlarıyla

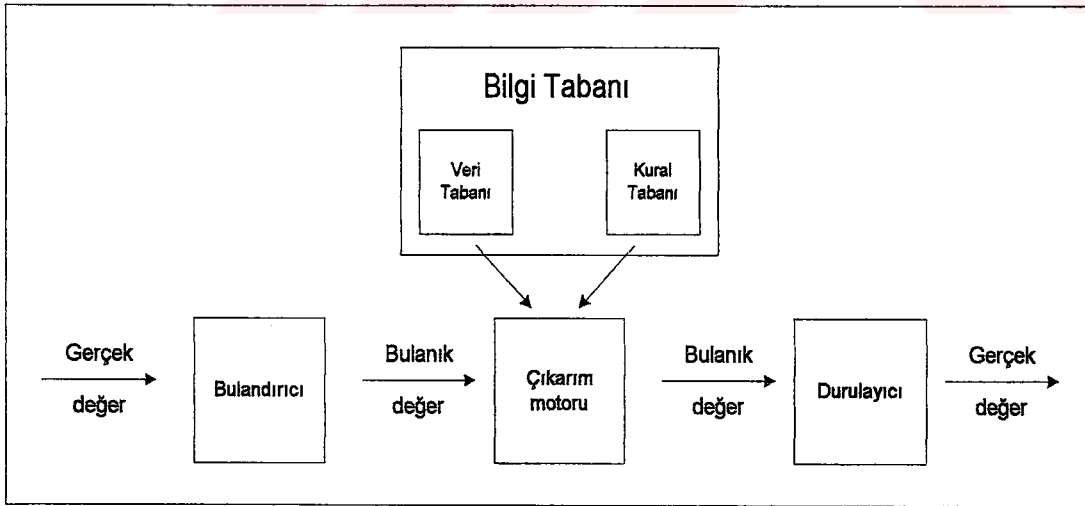
birebir eşlenirler. Elde edilen tek üyelik fonksiyonu, istenen çıkışı tanımlayan bulanık bir kümedir. Ancak, çıkışta tek bir değer istendiğinden, bu üyelik fonksiyonu tek bir değere sıkıştırılmalıdır. Durulama işlemi, ağırlık merkezi, maksimumların ortalaması, soldakilerin maksimumları ve sağdakilerin maksimumları kullanılarak yapılabilir.

Sonuç olarak Bulanık mantık, lineer kontrol modelinin bir üst kümesi gibidir. Bu yüzden, bulanık mantık konvansiyonel kontrolün bir genelleştirilmiş halidir.

Bulanık mantığın gücü basit şeyleri basit olarak tutmaktır; zaten birçok uygulama karmaşık model temelli çözüm gerektirmemektedir. Bulanık mantık çözümü, daha az bir çaba ile daha iyi iş yapabilir.

#### 2.4.6. Bulanık Kontrolörün Yapısı

Bir bulanık denetleyici temel olarak dört ana bölümde oluşur. Bunlar bilgi tabanı, bulandırıcı, çıkarım motoru ve durulayıcıdır. Literatürde bu bilgi tabanı da kendi içinde veri tabanı ve kural tabanı olmak üzere ikiye ayrılır (Şekil 2.7).



Şekil 2.7 Bulanık kontrolün yapısı

**Bulandırıcı (Fuzzifier) :** Bu bölüm giriş değişkenlerini (gerçek sayılan) ölçer, onlar üzerinde bir ölçek değişikliği yapar ve bulanık kümelere dönüştürür. Yani onlara birer etiket vererek dilsel nicelik kazandırır. -

**Çıkarım Motoru (Inference Engine) :** Burada kurallar üzerinde bulanık mantık yürütülür yani insan beyninin düşünüş şeklinin bir benzetimi yapılmaya çalışılır.

**Veri Tabanı (Data Base) :** Çıkarım motoru, kural tabanında kullanılan bulanık kümelerini bu bölümden alır.

**Kural Tabanı (Rule Base) :** Kontrol amaçlarına uygun dilsel denetim kuralları burada bulunur ve çıkarım motoruna buradan verilir.

**Durulayıcı (Defuzzifier) :** Çıkarım motorunun bulanık küme çıkışları üzerinde gerekli ölçek değişikliklerini yapar ve bunları gerçek sayılara dönüştürür.

Bir bulanık kontrolörün gerçekleşmesinde, denetlenecek sistemin bir matematiksel modelinden daha çok o sistemi çalıştıran operatörün sistem davranışı konusunda sahip olduğu bilgiler daha önemlidir. Tasarım sırasında genellikle bu tür bilgilerden yararlanır. Böyle bir yaklaşım, uzun yıllar boyunca kazanılan deneyimlerin kontrolör içerisine, yorumlanmış halde kolaylıkla yerleştirilmesine olanak sağlar. Bu yararın yanında getirdiği sakınca kontrolör tasarımında belirli bir otomasyon elde edilememesidir. Buna rağmen, bulanık kontrolörün en önemli kısmını oluşturan kural tabanının oluşturulması için kullanılacak çeşitli yaklaşımlar vardır. Bunlar;

- Bir uzmanın bilgi ve/veya deneyimlerinden yararlanmak,
- Sürecin bir bulanık modelinin kullanılması,
- Operatörün süreç üzerinde yaptığı işlemleri kullanmak,
- Öğrenen algoritmaları uygulamaktır.

#### **2.4.7. Bulanık Kontrolörlerin Dezavantajları**

Bulanık mantığın belirli bir formal tasarım metodunun olmayışı ve halen iyi metriklere sahip olmayışı, bulanık mantığın ne zaman kullanılması gerektiğini ve geleneksel yöntemlerden ne kadar iyi bir sonuç vereceğinin kestirilmesini zorlaştırmaktadır. Sonuçta ortaya çıkan sistem, analitik olmadığından, stabilitesini kağıt üzerinde gerçekleştirmek mümkün olmayabilir. Geleneksel lineer olmayan sistem analizleri yöntemleri, bazı bulanık sistemler için denenmiştir. Ancak dikkat edilmesi gereken bulanık mantığın, matematiksel olmayan karmaşık sistemler için geliştirilmiş olduğudur.

Bulanık mantık uygulamalarında kullanılan kuralların mutlaka, uzman deneyimlerine bağlı olarak koyulması gereksinimi, bulanık mantığın dezavantajlarından biridir. Ayrıca, üyelik fonksiyonları, deneme ile bulunduğu için, zaman kaybı olabilir. Bulanık mantık ile oluşturulan bir sistemin kararlılık analizinin yapılmaması da bir dezavantajdır; yani, sistemin nasıl cevap vereceği önceden kestirilemez. Yapılacak tek şey benzetim çalışmasıdır.

#### **2.4.8. Bulanık Kontrolörün Genel Tasarımın Aşamaları**

Analizi yaparken statik ve dinamik özellikler olmak üzere iki bölüme ayırmak mümkündür. Statik özellikler kuralların tamam olması, aralarındaki bağlantıların tam olması, kararlılıkları, duyarsızlıklarını kapsamaktadır. Dinamik özellikler ise adaptif yapıları içermektedir.

#### 2.4.9. Bulanık Kontrolör Tasarlanması

Bulanık kontrolörler, klasik kontrolörlere göre çok daha yeni olmasına karşın giderek artan sayıda uygulamada kullanılmaktadır. Bulanık kontrolörler klasik kontrolörlerden esinlenerek bulanık PD, bulanık PI, bulanık PID ve karma kontrolörler şeklinde farklı yapılarda tasarlanmaktadır.

Bulanık kontrolörü ve klasik kontrolörü tasarlarken sistemin kararlılığı, performansı gibi aynı kontrol problemleri çözülmeye çalışılır. Burada temelde şu farklılık vardır. Klasik kontrolörler sürecin matematiksel modeline göre tasarlanır. Bulanık kontrolörler ise uzman bilgisinden yararlanarak elde edilen EĞER-İSE kuralları sentez edilerek tasarlanır.

Bulanık kontrolör tasarlarken uygulanan yöntemler temelde iki kategoriye ayrılır. İlk yöntem deneme yanılma yöntemi, ikincisi ise teorik yöntemlerdir. Deneme yanılma ile veya eldeki uzman bilgisini kullanarak sistem hakkında çeşitli EĞER-İSE kuralları oluşturulur ve sonra gerçek sistem test edilir. İstenen performans sağlanmıyorsa kurallar üzerinde değişiklik yapılır, ince ayar kuralları oluşturulur ve sistem istenen performansı sağlayıncaya kadar test edilir. Teorik yaklaşımda ise bulanık kontrol yapısı ve parametreleri istenen performansı garanti edecek şekilde tasarlanır. Pratikte en iyi performansı sağlayan kontrolü tasarlamak için iki yöntemi beraber kullanmak mümkündür.

#### 2.5. Bulanık Mantık-Yapay Zeka İlişkisi

Varolan bulanık sistem mimarileri, temelde uzman sistemdirler ve bu nedenle yapay zekanın türleri olarak değerlendirilebilirler. Prof. Zadeh, bulanık mantığın aşırı derecede karmaşık istemleri araştırırken ortaya çıkarmıştır. Bir çok yapay zeka

araştırmacısı, bulanık mantıkla ilgilenir ve onu yapay zeka araştırmalarında kullanmaktadır. Fakat mühendisler bulanık mantığı, insanın elini kolunu bağlayan endüstriyel kontrol için kullanmaktadır. Bulanık mantık (fuzzy logic), bir çok disiplin içerisinde uygulaması olan, matematik bir temeldir.

Uzman sistemleri (expert systems) kullanarak, bulanık sistemler(fuzzy systems) oluşturulabilmektedir. Eğer doğrusal olmayan verilerinizi Őifrelemek için, basit bir yönteme ihtiyaç duyuyorsanız, bu ikili ideal bir seçim olacaktır. Fuzzy expert sistemler, zaten fuzzy mantığıyla işleyebilir. Bu tür bileşke sistemler, insanlar gibi sezgi ile karar vermesine benzer Şekilde işlem yapmaktadırlar.

## 2.6. Bulanık Mantık-Yapay Sinir Ağları İlişkisi

Sinir ağları, zaten bulanıktır; fakat, bulanık sistemler sinir yapıları içermezler. Bulanık sistemler henüz öğrenebilir sistemler değildirler. Sahip oldukları bilgi, uzmanlar tarafından yerleştirilmiştir. Fakat sinir ağları (neural network) ve bulanık mantık, birbirlerinin tamamlayıcısı olabilirler. Örneğin, bulanık sistem parametrelerini optimize edebilmek için bir sinir açı kullanılabilir. Fuzzy mantık ve neural iletişim ağları, birlikte çalıştıklarında hız, hata toleransı ve uyumluluk konularında, çok büyük gelişmeler sağlanabilmektedir. Neural iletişim ağları, elinizdeki bilgileri fuzzy kurallarına dönüştürebilmektedir ve ye fonksiyonları ile fuzzy mantık, neural iletişim ağlarının öğrenmesi gereken kuralları en iyi hale getirebilmektedir.

### 3. YAPILARIN PLASTİK ANALİZİ

#### 3.1. Çelik

Çelik, ideal elasto-plastik varsayımına olanak veren özelliklere sahip olmalıdır. Bunun için akma sınır gerilmesine ulaşıncaya kadar elastik davranış gösterebilmeli, bu gerilmeye ulaştıktan sonra büyük deformasyonlar olması için yeterince sünek olmalıdır.

Çeliğin mukavemetini özellikle karbon (C) miktarı tayin eder. Çelik malzemede karbon oranı %0,3-1,7 arasında değişir. Çeliğin bünyesinde karbondan başka çeşitli oranlarda mangan, fosfor, kükürt gibi elemanlar bulunur. Ayrıca çelik içerisine krom, nikel, volfram ve vanadyum gibi maddelerin ilave edilmesi ile de çeşitli cins ve mukavemette çelik türleri elde edilir.

#### 3.2. Gerilme Deformasyon Eğrisi

Şekil 3.1 'de görüldüğü gibi ( $d_0$ ) çapında dairesel kesitli bir çelik çubuk üzerinde, çubuk eksenine paralel bir doğrultu boyunca M ve N noktalarını işaretleyelim. Bu iki nokta arasındaki mesafe ( $L_0$ ) olsun. Çubuğa eksen doğrultusunda bir  $P_1$  çekme kuvveti uygulanınca çubuğun eksenine dik kesitlerde ;

$$\sigma_1 = \frac{P_1}{F_0} \quad F_0 = \pi \frac{d_0^2}{4} \quad (3.1)$$

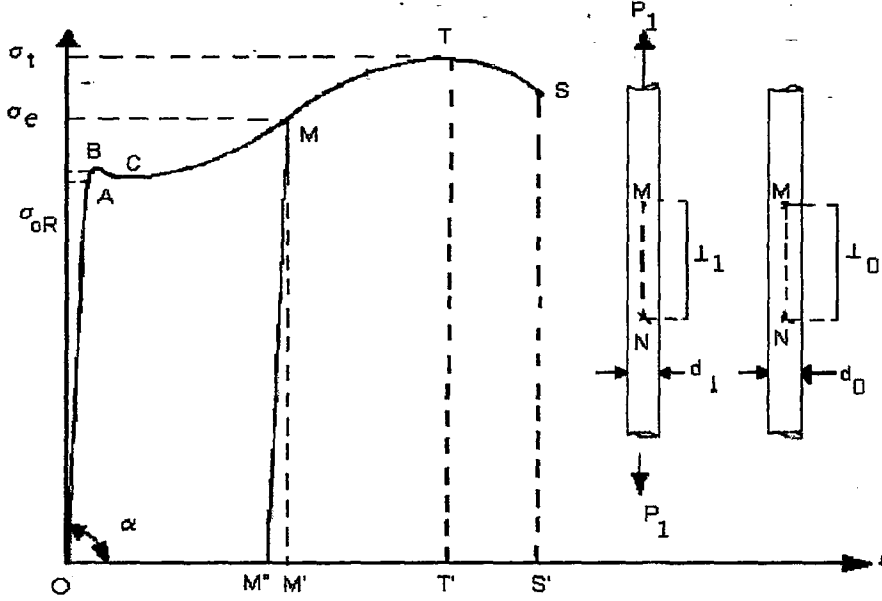
denklemleri ile hesaplanan bir çekme gerilmesi meydana gelir. Uygulanan çekme kuvvetinin etkisiyle çubuk, çok küçük olmakla beraber, bir miktar uzamıştır.  $P_1$  kuvveti

uygulanmış durumda iken M ile N noktaları arasındaki mesafe  $L_1$  değerini almış ise uzama miktarı  $\Delta L_1 = L_1 - L_0$  dir ve birim uzama da ;

$$\varepsilon = \frac{L_1 - L_0}{L_0} \quad (3.2)$$

değerine eşittir. Böylelikle çelik  $\sigma_1$  çekme gerilmesi altında iken  $\varepsilon_1$  birim uzaması yapmıştır. Başka bir deyişle  $\sigma_1$  ve  $\varepsilon_1$  birbirine ait bir çift değerdir. Uygulanan kuvvete gittikçe daha büyük değerler vermekle ve kuvvetin her bir değeri içinde çubukta meydana gelen deformasyonu ölçmekle  $(\sigma_1, \varepsilon_1)$  değerleri elde edilir. Bu değerler (x) eksenini ( $\varepsilon$ ) nu ve (y) eksenini ( $\sigma$ ) yi gösteren bir eksen takımında birer nokta ile gösterilir. Bu noktaları birbirlerine birleştirmek suretiyle bir diyagram elde edilir ki buna gerilme–deformasyon eğrisi denir. Kuvveti çelik çubuk kopuncaya kadar arttırmakla yumuşak çelik için Şekil 3.1’deki gibi bir eğri elde edilir.

Yumuşak çeliğin bu gerilme–deformasyon eğrisini dört bölgeye ayırarak incelemek mümkündür. Her bir bölgede cisim deformasyon bakımından farklı karakteristiklere sahip bulunmaktadır.



Şekil 3.1 Gerilme-birim deformasyon eğrisi

### I. bölge : Orantılık bölgesi

O ve A noktaları arasında bulunan bir bölgede eğri koordinat merkezi olan O noktasından geçen bir doğrudur. Bu duruma göre bu bölgede meydana gelen deformasyonlar doğrudan doğruya uygulanan gerilmelerle orantılıdır. Bu sonucu Hooke bağıntısı denilen şu denklemle ifade edebiliriz.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (3.3)$$

Bu denklemde yer alan (E) cisimlerin önemli bir karakteristiği olan elastikiye modülüdür. 3.1 ifadesinden ( $\sigma$ ) nun boyutunun kuvvet / alan olduğu 3.2 ifadesinden de ( $\varepsilon$ ) nun boyutsuz olduğu anlaşılmaktadır. Buradan 3.3 bağıntısıyla tanımlanan E'nin ( $\sigma$ ) boyutuna sahip olduğu sonucu çıkarılmaktadır. Buna göre E,  $\text{kgf}/\text{cm}^2$  veya  $\text{kgf}/\text{mm}^2$  veya benzer boyutludur. Şekil 3.1 'in incelenmesinden kolaylıkla görülmektedir ki (E),

OA doğrusunun eğimine eşittir veya ( $E = \tan \alpha$ ) dir. Çeliklerde  $E$ ,  $2 \times 10^4$  kgf/mm<sup>2</sup> civarında değerler almaktadır. Bu durum, yani  $E$ 'nin çok büyük bir değere sahip olması 3.3 bağıntısına göre çeliğin orantılık bölgesinde çok az miktarda deformasyon yaptığını gösterir.

Orantılık bölgesi A noktasında son bulmaktadır. A' nın ordinatı  $\sigma_{OR}$  ise çeliğin maruz kaldığı gerilme  $\sigma_{OR}$  dan küçük olduğu sürece Hooke kanunu veya 3.3 bağıntısı geçerlidir. Cisimlerin önemli bir karakteristiği olan ( $\sigma_{OR}$ ) gerilmesi orantılık sınır olarak adlandırılır. Bu bölgede cismin sahip olduğu diğer önemli bir özellik deformasyonların elastik olmasıdır. Başka bir deyişle bir gerilme uygulandıktan sonra sıfıra indirilince, cisim o gerilme altında meydana gelen deformasyonun tamamen kaybolmasıyla ilk boyutlarını tekrar kazanır.

## II. bölge : Elastik Deformasyonlar

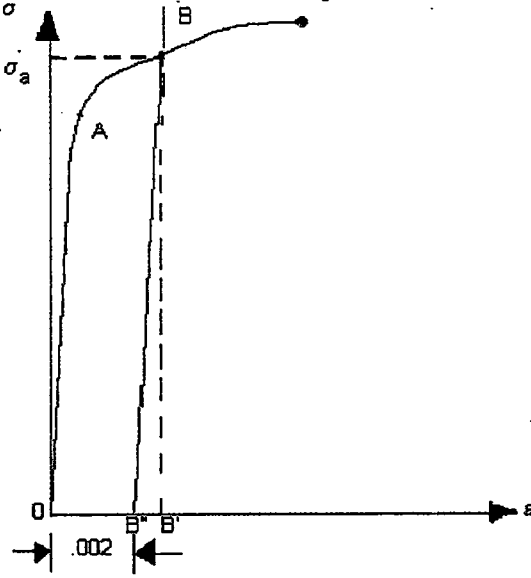
Gerilmenin  $\sigma_{OR}$  değerini aşmasıyla başlayan bu bölge (B) noktasının ordinatı olan  $\sigma_e$  ye uygulanmasıyla son bulur. Bu bölgede çelik, deformasyon bakımından şu davranışları gösterir.

- Deformasyonlarla gerilmeler arasında orantılık mevcut değildir. Başka bir deyişle (3.3) bağıntısı artık bu bölgede geçerli değildir.
- Cisim bu bölgede de elastik deformasyonlar yapar.
- Cismin yapmış olduğu deformasyonlar son derece küçüktür.

Bu bölgeyi sınırlayan  $\sigma_e$  gerilmesine elastik limit adı verilmektedir. Yapılarda çeliklerin maruz kaldığı gerilme, emniyet gerilmesi denilen belirli bir değeri aşmamalıdır. Bu emniyet gerilmesi değeri çeliğin elastik limitinin (k) emniyet katsayısına bölünmesiyle bulunur ve bu katsayı da (1) den büyüktür. Bu bakımdan  $\sigma_e$

çok önemli bir karakteristiktir. Bu karakteristiğin saptanmasında büyük zorluklarla karşılaşmaktadır. Özellikle karakteristiğin deformasyonlarını ölçen aletlerin, (bu aletlere ekstansometre adı verilmektedir ) duyarlılığına bağlı olarak değişmesi işi daha da güçleştirmektedir. Bu nedenle cisimlerin elastik limiti yerine akma limiti denilen başka bir karakteristik alınmaktadır.

Yumuşak çeliğin bir akma limiti vardır. Gerilme elastik limiti biraz aşp  $\sigma_a$  ile gösterilen limitine ulaşıncaya çelikte önemli miktarda bir deformasyon meydana gelmeye başlar. Bu durumda gerilme değerinde bir atış olmadığı halde, çelik bir süre uzamaya devam eder. Yumuşak çelikte %3'lük bir deformasyon meydana geldikten sonra uzama durur. Bundan sonra çelik ancak gerilmenin artırılmasıyla yeni deformasyonlar yapabilir. Yukarıda kısaca açıklanan olaya akma olayı denilmektedir. Buna göre akma limiti akma olayının meydana gelmesine sebep olan gerilme olarak tanımlanmış olur. Her cisim yumuşak çelikde olduğu gibi belirgin bir akma olayı göstermez. Akma olayı göstermeyen cisimlerde akma limiti cisimde 0.002 veya %0.2 oranında plastik, yani kalıcı bir deformasyonu meydana getiren gerilme olarak tanımlanır. Bu tariften hareket ederek, cismin gerilme-deformasyon eğrisinin bilinmesi halinde Şekil 3.2'deki çizim uygulanarak bu karakteristik kolaylıkla saptanır. Burada OB'' (0.002)'ye eşittir. B'' noktasından OA doğrusunun paralel olarak çizilen doğrunun gerilme-deformasyon eğrisini kestiği B noktasının ordinatı 0.002 esasına göre akma limitidir. Cismin maruz kaldığı gerilme bu şekilde saptanan akma limitine ulaştığı vakit cismin yapmış olduğu deformasyon:



Şekil 3.2 Akma limiti eğrisi

$$OB'' = 0,002 + \frac{\sigma_a}{E} \quad (3.4)$$

bağıntısıyla elde edilir.

Çeliğin akma limiti herhangi bir şekilde saptandıktan sonra emniyet gerilmesi yukarıda açıklandığı gibi;

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_a}{k} \quad (3.5)$$

ifadesi ile hesaplanır.

Burada (k) emniyet katsayısıdır ve bir çok ülkenin yapı şartnamesinde 1,7 değerini almaktadır. Bir çelik yapı elemanı yalnız çekme kuvvetine maruz kalıyorsa bu kuvvete emniyetle karşı koyması için, bu kuvvetin meydana getirdiği gerilmenin (3.5)

denklemlerle bulunan emniyet gerilmesinden küçük olması veya en fazla olarak bu değere eşit olması gerekir.

Çubuğa aksenal doğrultuda bir çekme kuvveti uygulandığı vakit eksen doğrultusundaki çubuk uzarken başka doğrultular boyunca da deformasyonlar meydana gelir. Bunların en önemlisi eksen doğrultusuna dik düzlemde meydana gelen deformasyonlardır. Çubuk çapı başlangıçta ( $d_0$ ) iken  $P_1$  kuvveti uygulandığı vakit çap ( $d_0$ ) dan daha küçük olan ( $d_1$ ) değerini alır. Başka bir deyişle çekme kuvveti uygulandığı vakit çubuk uzarken çapı küçülür, yani eksene dik doğrultuda bir daralma meydana gelir. Bu daralma veya kısalma oranı

$$\varepsilon_g = \frac{d_0 - d_1}{d_0} \quad (3.6)$$

ile ifade edilmektedir. ( $\varepsilon$ ) kuvvetin doğrultusunda veya eksen boyunca deformasyon gösterdiğine göre  $\varepsilon_g / \varepsilon$  oranı belirli cisimler için sabit değer alır. İşte bu iki deformasyon arasındaki sabit kalan orana Poisson oranı denir ve bu  $\gamma$  harfiyle gösterilir. Yukarıda verilen bilgilere göre bu Poisson oranı;

$$\gamma = \frac{\varepsilon_g}{\varepsilon} \quad (3.7)$$

denklemlerle tanımlanmaktadır.

Poisson oranının bilinmesi, kuvvet doğrultusundaki ( $\varepsilon$ ) deformasyonunu ölçülmesi halinde  $\varepsilon_g = \gamma \times \varepsilon$  denklemi ile dik doğrultudaki deformasyon hesaplanabilir. Hatta herhangi bir doğrultudaki deformasyonun hesaplanması Poisson oranının bilinmesi ile mümkündür. Diğer taraftan cisme kuvvet uygulayarak sonunda çeşitli doğrultularda deformasyon meydana gelir ve bunun sonucunda cismin hacminde

değişmeler olabilir. Cismin hacminde bu şekilde meydana gelen değişmeyi yine Poisson oranının bilinmesiyle hesaplamak mümkündür. ( $\epsilon$ ) nun çok küçük değerler almasından dolayı bu değişkenin ikinci ve üçüncü derece terimlerini terk edilmesi ve yalnız birinci derece terimlerinin muhafaza edilmesiyle aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$\gamma < 0,5$  ise deformasyon sonucunda cismin hacmi artar.

$\gamma > 0,5$  ise deformasyon sonucunda cismin hacmi azalır.

$\gamma = 0,5$  ise deformasyon sonucunda cismin hacminde bir değişiklik olmaz .

### III. Bölge : Plastik Deformasyonlar

Şekil 3.1'deki eğrinin B ve T noktaları arasındaki kısmı plastik deformasyonlar bölgesidir. Başka bir deyişle B noktası geçildikten sonra çelik çabukta kalıcı deformasyonlarının meydana gelmesiyle cisme uygulanan  $\sigma_a$  dan daha büyük bir gerilme sıfır yapılmıca cismin hiçbir zaman eski boyutlarını kazanmaz. Bununla beraber, bu bölgede bir miktar elastik deformasyon da meydana gelmektedir. Cisim bir  $\sigma_m$  gerilmesi altında iken meydana gelen deformasyon  $\epsilon_m$  olsun. ( $\sigma_m$ )' i değerinden itibaren azaltırsak çubuk üzerindeki M ve N noktaları birbirine yaklaşmakla deformasyonda azalma olmaktadır. Gerilmenin azalması halinde gerilme deformasyon eğrisi olarak MM'' doğrusunu elde ederiz. Bu doğru OA doğrusuna paralel bulunmaktadır.  $\sigma = 0$  olduğu zaman M'' noktasındayız. Başka bir deyişle OM'',  $\sigma_m$  gerilmesi altında meydana gelen plastik deformasyonu gösterir. M' M'' ise gerilmenin kaldırılmasıyla kaybolan deformasyonu gösterir. M' M'' ise gerilmenin kaldırılmasıyla kaybolan deformasyon, yani elastik deformasyondur.  $OM'' = OM' + M' M''$  olduğu göz önünde tutularak

$$\epsilon_m = \epsilon_p + \epsilon_e$$

(3.8)

yazılabilir. Burada  $\epsilon_p = OM''$  plastik deformasyonu  $\epsilon_e = M'MM''$  elastik deformasyonu gösteriyor.

Plastik deformasyonlar bölgesinde çeliğin sahip olduğu önemli özelliklerden biri de deformasyon sonunda cisim hacminin değişmemesidir. Deformasyon yapmış cismin kesit alanını  $F$  ve uzunluğunu da  $L$  ile gösterirsek, hacmin değişmemesi bize aşağıdaki denklemi yazmamıza olanak sağlar :

$$F \times L = F_0 \times L_0 \text{ veya } \frac{L}{L_0} = \frac{F_0}{F} \quad (3.9)$$

Burada  $F_0$  cismin ilk kesit alanı  $L_0$  da ilk uzunluğudur. Bu denklemde :

$$L = L_0 (1 + \epsilon)$$

olduğu düşünülürse yukarıdaki denklemden :

$$F = \frac{F_0}{1 + \epsilon} \quad (3.10)$$

denklemini elde edilir.

Plastik deformasyonlar bölgesinde cismin yüzeyi iyi bir şekilde incelenirse çubuk eksenine ile yaklaşık olarak  $45^\circ$  açı yapan birbirine paralel çizgilerin bulunduğu görülür. Lüders ve Hartman çizgileri denilen bu çizgiler gerçekte kayma düzlemlerini göstermektedir. İşte plastik deformasyonlar bu kayma düzlemlerinin oluşmasıyla meydana gelmektedir.

$\sigma_m$  gerilmesi altında ( $n$ ) adet kayma düzlemi meydana gelmiş ise gerilmeyi  $\sigma_m$  den (0) a indirdiğimiz zaman bu çizgiler veya kayma düzlemleri, ( $n$ ) sayısında herhangi bir değişiklik olmadan olduğu gibi kalır. Gerilmeyi sıfıra indirdikten sonra tekrar artıracak olursak gerilme-deformasyon eğrisi olarak  $M''M$  doğrusu elde edilir. Gerilme  $\sigma_m$ 'e gelinceye kadar yeni bir kayma düzlemi meydana gelmez.  $\sigma_m$  ye ulaştıktan ve bu

değer geçildikten sonra yeni kayma düzlemleri meydana gelmeye başlar. Açıklanan bu duruma göre koordinat merkezini bir an O noktasında M'' noktasına götürüldüğü düşünülürse,  $\sigma_m$  gerilmesine maruz kalmış çeliğin gerilme-deformasyon eğrisi olarak M'' MTS eğrisi elde edilir. Eğrinin bu şekline göre  $\sigma_m$  cismin hem orantılılık sınırı hem de elastik limiti olarak alınabilir. Pekleşme olayı denilen olaydan faydalanarak çeliğin emniyet gerilmesinin artırma olanakları elde edilebilir.

Üçüncü bölgede gerilmeler arttıkça kayma düzlemlerinin sayısının devamlı bir şekilde artması sonunda cismin yapmış olduğu deformasyon gittikçe büyük değerler alır. Bu gelişme sonunda eğrinin maksimumu olan T noktasına varılır. Bu noktanın koordinatları  $\epsilon_t$  ve  $\sigma_t$  dir. Burada  $\epsilon_t$  çeliğin maksimum üniform deformasyonu,  $\sigma_t$  ise çekme mukavemetidir. T noktasına varıncaya kadar çeliğin her kısmı aynı miktar uzanmıştır ve T noktası geçilince cismin ancak belirli bir kısmı deformasyon yapacağından  $\epsilon_t$  maksimum üniform deformasyon miktarının göstermektedir.

#### IV. Bölge : Striksiyon

Çelik çubuğun maruz kaldığı gerilme  $\sigma_t$  ye ulaştıktan sonra çubuğun belirli bir bölgesi son derecede fazla uzamaya ve aynı zamanda son derecede fazla bir şekilde daralmaya başlar. Kesitte meydana gelen bu daralmadan dolayı çubuğa uygulanan toplam çekme kuvvetinde bir azalma olur. Bunun sonunda ilk kesite göre hesaplanan gerilme değerleri azaldığından gerilme-deformasyon eğrisinin T noktasından sonra ordinatları gittikçe küçük değerler alır. Bu durum T noktasının eğrinin maksimumu olmasını sağlar. Böylelikle bir taraftan ordinatları azalırken, diğer taraftan apsisler artar ve gerilme-deformasyon eğrisini TS kısmı veya dördüncü bölgesi çizilmiş olur.

Deformasyonun fazla olduğu bölgede meydana gelen daralma sonucunda bir boyun oluşur. Bu boyun üçüzlü bir çekme gerilmesi hali meydana getirerek en son S noktasında çubuğun kopmasına sebep olur. Burada S noktasının apsisi S', T noktasını apsisi T' ve T'S' ise striksiyon uzaması denilen bir karakteristiktir. OS' ise çeliğin toplam kopma uzamasıdır.

$$OT' = \epsilon_t, T' S' = \epsilon_{st} \quad \text{ve}$$

$$OS' = \epsilon_s$$

denirse bunlar arasında ;

$$\epsilon_s = \epsilon_t + \epsilon_{st} \quad (3.11)$$

bağıntısı vardır. Çubuğun striksiyon büzülmesi;

$$s = \frac{F_0 - F_s}{F_0} \quad (3.12)$$

denklemlerle bulunur.

( $L_0$ ) uzunluğundaki bir çubuk koptuktan sonra ( $L_k$ ) uzunluğunu alıyorsa, kopma uzama miktarı  $\Delta L_k = L_k - L_0$  dur. Bu konuda yapılan araştırmalar  $\Delta L_k$  nın (a) ve (b) birer katsayı olmak üzere,

$$\Delta L_k = a \times L_0 + b \sqrt{\frac{F_0}{I_0}} \quad (3.13)$$

denklemleri ile ifade edilebileceğini göstermiştir. Burada kopma uzamasını veren denklem,

$$\epsilon_s = a + b \frac{\sqrt{F_0}}{I_0} \quad (3.14)$$

elde edilir.

Bu ifade (3.11) denklemleriyle karşılaştırıldığında

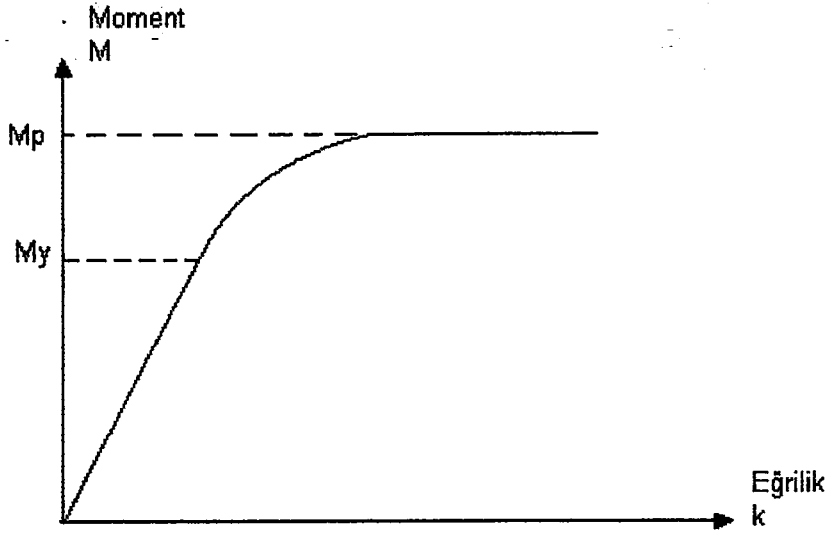
$$a = \varepsilon_t, \quad \frac{b\sqrt{F_0}}{I_0} = \varepsilon_{st} \quad (3.15)$$

olduğu görülür. 3.13 ifadesi muhtelif cisimlerin ( $\varepsilon_s$ ) değerlerin birbiriyle karşılaştırılması için deney eprüvetlerine  $\sqrt{F_0}/I_0$  oranının sabit tutulması gerektiğini ortaya koyar. Bir çok ülkede ve ülkemizde  $I_0 / \sqrt{F_0}$  oranı (11,3) değerine eşit alınarak çekme deneyleri yapılmakta ve  $\varepsilon_s$  karakteristiği saptanmaktadır.  $I_0 / \sqrt{F_0}$  oranı için yukarıdaki değer kabul edilmesinde dairesel çubuklarda  $I_0 = 10 d_0$  olur ( Postacıoğlu, 1975 ).

### 3.3. Eğilme Momenti – Eğrilik Bağıntısı

Çerçeve düğüm noktalarında momentler kirişten kolona veya kolondan kirişe aktarılır. Bundan dolayı çerçeve elemanlarının moment eğrilik bağıntısı önemli olmaktadır. Sıfırdan artırılan moment  $M$ 'nin etkisi altında simetrik bir çelik kirişi düşünelim. Moment artınca kiriş eğriliği ( $k$ ) da artar.  $M$ - $k$  bağıntısı  $M$ 'nin  $M_y$  değerine kadar Şekil 3.3 de gösterildiği gibi düz çizgi ile ifade edilir. Bu noktada kirişin dıştaki liflerin gerilmesi, akma sınırına erişir.  $M_y$ 'ye “akma momenti “ deriz. Momentin değeri  $M_y$  den de artırılırsa eğrilik ( $k$ ) eskisinden daha çabuk artar. Artık sadece kirişin dıştaki lifleri değil, içteki lifler de yavaş yavaş akma sınırına erişir ve bu akma kesit ortasına doğru ilerler.

Moment bundan sonra belli bir değere ulaşıncaya, eğrilik artık sonsuza doğru gider. Momentin bu değeri  $M_p$  olarak gösterilir, buna “tam plastik moment “ veya sadece “ plastik moment “ denir.



Şekil 3.3 Kiriş için moment – eğrilik bağıntısı

Eğilmeye maruz kirişi incelerken, momentin artı ve eksi işaretli olabileceğini hemen söylemeliyiz. Sıfırdan  $M_p$  ye kadar artan bir momentin etkisi altında görüyoruz ki kirişin eğriliği sıfır veya küçük bir değerden sonsuza doğru gidiyor. Kiriş eğriliğinin sonsuza gitmesi, tam plastik momente erişmiş olan kiriş kesitinde bir dönmenin meydana gelmiş olması demektir. Yani kiriş kesiti moment  $M_p$  değerine varınca, “paslı bir mafsal” gibi işliyor ve kirişte bahsedilen dönme meydana geliyor. Kalın çelik telden yapılmış olan bir palto askısını bükmeğe çalıştığımızda bu basit plastisite olayına rastlanmak mümkündür. Böylece sonucu şöyle özetleyebiliriz :

1) Bir kesitteki moment  $M$ 'nin değeri hiçbir zaman  $M_p$  den fazla olamaz, yani

$$-M_p \leq M \leq +M_p$$

2) Moment  $M$ 'nin artması ile eğrilik  $k$ ' da artar, yani  $dM / dk \geq 0$  olur.



artırırsak,  $\sigma_{maks}$  (dış liflerdeki gerilme) de artacaktır.  $\sigma_{maks} = \sigma_0$  (akma gerilmesi) olunca,  $M$ 'nin değeri  $M_y$  yani akma altındaki dış liflerin gerilmesine göre  $\sigma_0$ 'a daha evvel varacaktır (Şekil 3.4.c).

$M$ 'nin değeri  $M_y$  den büyük olunca, plastik akım üstten içerdeki liflere doğru yayılıyor. Şekil 3.4.d 'de, alt dış liflerin gerilmesi de artık  $\sigma_0$ 'a eşit olmuştur. Tarafsız eksen şimdi kesitin ağırlık merkezinden geçmiyor, böylece kesitin normal gerilmesinin toplamı sıfır oluyor. Bundan dolayı tarafsız eksen yerine bu eksene artık "eşit alan ekseni" demek daha doğru olur. Eğer kiriş kesiti  $x$  ekseni etrafında da simetrik olsaydı üst ve alt dış liflerdeki plastik akma aynı zamanda başlardı ve plastik bölgelerin alanı eşit olurdu. Sonuç olarak tarafsız eksen ile eşit alan ekseni aynı yerde olurdu.

Momentin ( $M$ ) değeri Şekil 3.4.e dekinden geçerek Şekil 3.4.f 'deki gerilme dağılımına gelir. Moment ( $M$ ) şimdi tam plastik momente eşit olur ve  $M_p$  olarak yazılabilir (Wasti, 1968).

### 3.5. Kesit İçin Tam Plastik Momentin Hesaplanması

Kesit alanı  $A$  olan Şekil 3.4' deki kirişin tam plastik momente eriştikten sonraki durumu Şekil 3.5'te gösterilmektedir. Kesitteki toplam normal gerilmeyi sıfır yapabilmek için tarafsız eksen artık eşit alan ekseni halini almıştır. Kesitte basınç ve çekme kuvvetlerinin değeri  $\sigma_0 A/2$  dir. İki plastik kısmın ağırlık merkezleri  $G_1$  ve  $G_2$  ile gösterilirse, tam plastik momentin değeri:

$$M_p = \frac{A}{2} \times \sigma_0 \times (y_1 + y_2) \quad (3.16)$$

dir.

Kiriş kesiti eğer x eksenine göre simetrik olursa,  $y_1 = y_2 = y$  yazılabilir ve

$M_p = A \times \sigma_0 \times y$  olur. Kirişin kesitinin eni (b) ve yüksekliği (t) olan bir dikdörtgen de

$A = b \times t$  ve  $y = \frac{t}{2}$  yazılabilir ve sonuç olarak :

$$M_p = \sigma_0 \times bt^2/4 \quad (3.17)$$

bulunur.

Elastik teoriyi hatırlayarak,  $Z_p$  ile gösterilen bir "plastik kesit modülünü

$$M_p = \sigma_0 \cdot Z \quad (3.18)$$

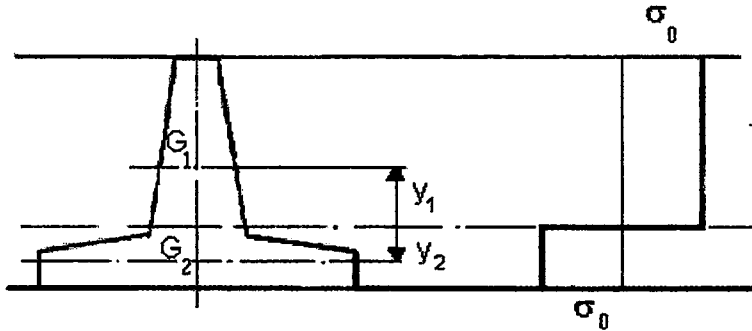
denklemini ile formüle edebiliriz

Dikdörtgen kesit için  $Z = bt^2/6$  dır, böylece :  $M_y = \sigma_0 \times bt^2/6$  olur.

Ayrıca yukarıda gösterdiğimiz gibi, dikdörtgen kesit için  $M_p = \sigma_0 \times bt^2/4$  yani

$M_p/M_y = 1.5 = Z_p/M_y = 1.5 = Z_p / Z$  dir.

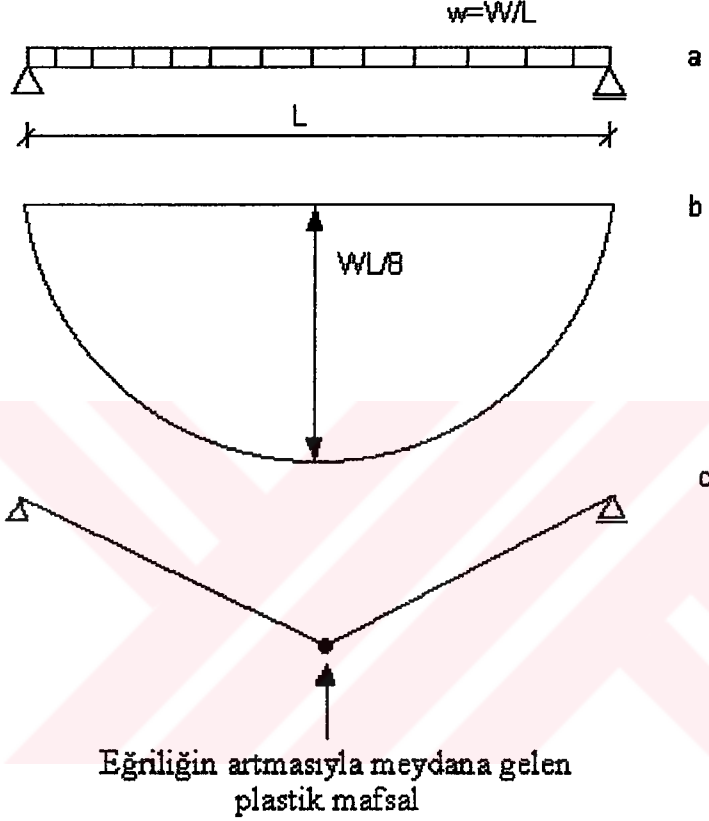
$Z_p / Z$  oranı,  $M_p/M_y$  oranına eşit olup, buna "Şekil Faktörü " veya Şekil katsayısı denir. Bu faktörün değeri sadece kesitin geometrik şekline bağlıdır.( I ) kesitli kirişler için şekil faktörünün değeri, 1.15 civarında olup, dairesel kesitler için ise 1.70 tir.



Şekil 3.5 Tam plastik moment hesabı

### 3.6. Basit Kirişin Plastik Davranışı

En fazla kullanılan yapı elemanı basit kiriştir. Ucu perçinleşmiş bir çok kirişte uçlarında moment kaldıramaz ve basit kiriş gibi hesaplanır. Şekil 3.6' da açıklığı L olan ve değeri sıfırdan itibaren artan bir yaylı yük  $w'$  ye maruz olan bir kiriş gösterilmiştir.



Şekil 3.6 a) Yük altında basit kiriş, b) Kirişin moment diyagramı,

c) Kirişin tam plastik moment  $M_p$  altındaki yıkılış tarzı

Şekilde görüldüğü gibi momentin en yüksek değerinde, kirişin dış liflerindeki gerilme  $\sigma_o$ 'a ulaşır. Bu hal tabii ki önce açıklık ortasında başlar ve buradaki momentin değeri, akma momenti  $M_y$ 'ye eşit olur. Bu andaki  $x$  değeri  $W_y$  ile gösterilirse :

$$M_y = w_y L \times L/8 = \frac{W_y \times L}{8}, \text{ zira } wL = W \quad (3.16)$$

böylece

$$W_y = 8M_y / L \quad (3.17)$$

denklemleri elde edilir.

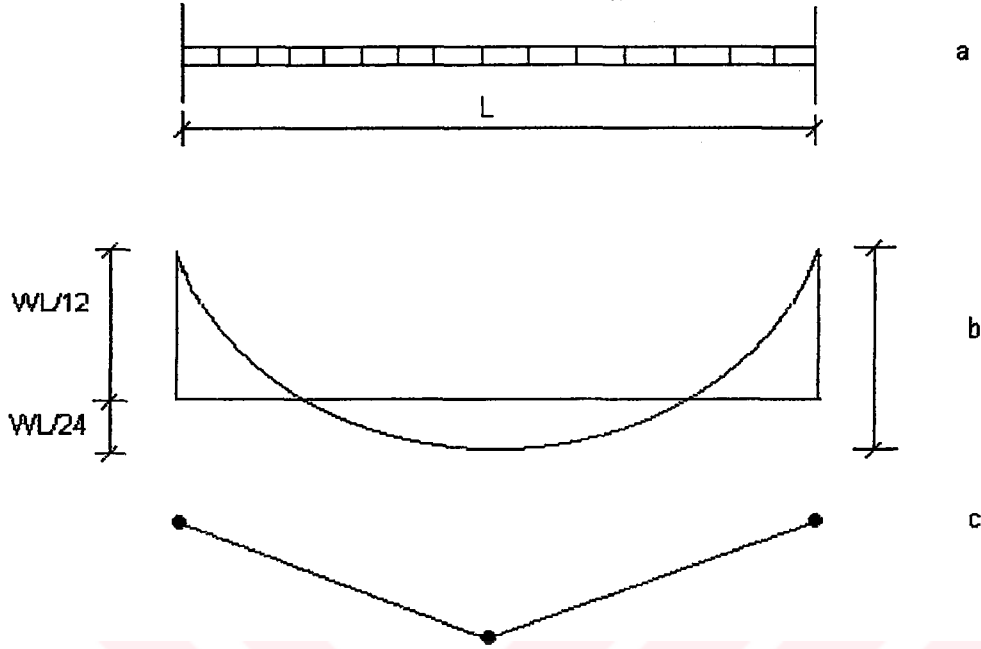
Normal elastik teoriye göre kiriş bu anda çökmüş sayılmaktadır. Fakat tecrübeler gösteriyor ki kirişin taşıma gücü daha bitmiş değildir. Kirişin toplam yükü  $W = wL$ 'yi daha da artırabiliriz. Kirişin sehminde ancak  $W = W_p = 8 M_p/L$  'den sonra hızlı artma meydana gelir. Artık kirişin açıklık ortasındaki momenti kesitin tam plastik momentine eşittir, ve "paslı mafsal" mekanizması işlemeye başlar. Bu durum Şekil 3.6c de gösterilmiştir. Hemen ilave edelim ki, kirişin eğriliğinin  $W = W_p$  olunca sonsuza doğru artmasına rağmen, kirişin çökmesi dramatik bir şekilde meydana gelmez. Kirişin "kopması" diye bir şey söz konusu değildir ve hatta yük azaltılarak  $W_p$  den aşağı bir değere getirildiği takdirde kirişin bu yükü kolaylıkla taşıyabileceği görülür. Bu şartlar altında kirişin hesabı için üst sınırı olarak  $W_y$  değil  $W_p$  kullanmamız daha doğru olur.

Böylece  $W_p/W_y = (8 M_p/L) / (8 M_y/L) = M_p/M_y = Z_p/Z =$  şekil katsayısı olarak bulunur. Dikdörtgen kesitli bir kiriş için  $W_p, W_y$ 'nin 1.5 katı olur. Elastik hesaplarda üst sınır, akmanın başlamasına sebep olan  $W_y$  yükü olduğuna göre emniyet katsayısı hesaplanırken kirişin gerçek taşıma gücünün üçte biri ihmal ediliyor demektir.

Akma ile çökme arasındaki farktan meydana gelen bu avantaj, plastik hesap metodunun ancak küçük faydalarından biridir. Plastik hesabın kolaylıkları hiperstatik yapıları incelerken meydana gelir.

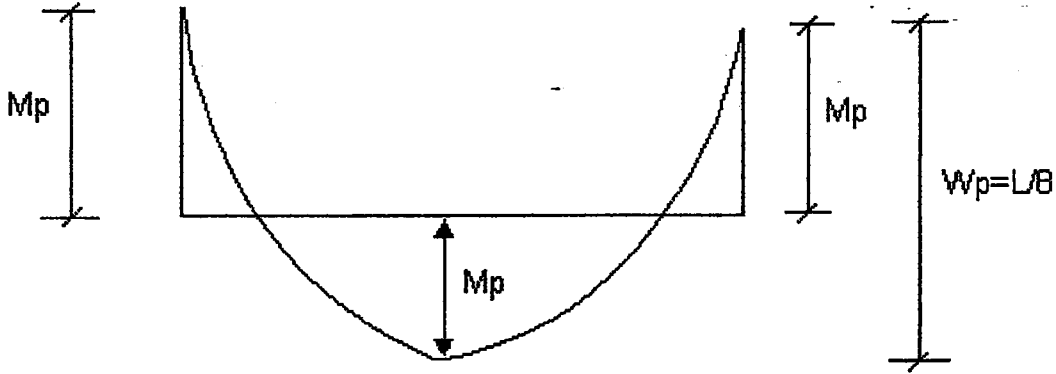
### 3.7. Ankastre Kirişin Plastik Davranışı

Şekil 3.7.a' daki ankastre kirişi ele alalım. Yük sıfırdan itibaren üniform olarak artmaktadır.



**Şekil 3.7** a) Yük altında ankastre kiriş, b) Kirişin elastik moment diyagramı  
c) Kirişin tam plastik altında yıkılış tarzı

Elastik şartlar altında, mesnet momentini değeri  $WL/12$  ve açıklık momentinin değeri  $WL/24$  dir.  $W = wL$  nin artması ile kirişin mesnetlerinde (yani momentin en fazla olduğu yerlerde ) akma başlar. Bu anda  $W$ 'nin değeri  $W_y = 12 M_y/L$  dir.  $W$ 'yi artırmağa devam edersek kiriş uçlarında plastik bölgeler gelişir ve en sonunda her iki uçtaki moment değeri  $M_p$ 'ye ulaşır. Yükün daha da artırılması ile mesnetlerdeki moment değeri  $M_p$  olarak kalır fakat açıklık momenti süratle büyümeye başlar. Bu anda sistem basit bir kiriş gibi davranır. En sonunda artan yük altında açıklık momenti de  $M_p$  değerine ulaşır. Artık yükü arttırmak mümkün değildir. Kiriş moment diyagramının en son durumu Şekil 3.8 'de gösterilmiştir.



Şekil 3.8 Ankastre kirişin moment diyagramı

Bu diyagramdan, yük  $wL = W$ 'nin en son değeri (yani  $W_p$ ),  $W_p \times L/8 = 2 M_p$  denkleminde elde edilebilir. Bu denklemden ankastre bir kiriş için  $W_p$ 'nin  $16 M_p/L$  olduğu anlaşılır.  $W_p / W_y = 16 M_p/L \div 12 M_y / L = 1.33 \times$  Şekil faktörüdür. Dikdörtgen kesitin şekil katsayısının 1.5 olduğunu hatırlarsak  $W_p / W_y$  'nin 2.0 olduğu görülür ( $1.33 \times 1.5=2$ ). Demek ki elastik teoride ankastre kirişi incelerken kirişin taşıma gücünün yarısı ihmal edilmektedir. Şüphesiz kirişin momenti plastik moment ( $M_p$ ) ye yaklaşınca kirişin sehimli elastik değerlerdekinden çok daha büyük olur. Bazı yapı elemanları için bu tip büyük sehimler bir mahzur meydana getirebilir ve dolayısı ile kriter mukavemet yerine deformasyon olabilir. Ancak bunun esas amacı kirişin gerçek taşıma gücünün, dış liflerin akması ile bitmediğini göstermektedir. Yani plastik usullerle hesaplanan bir çelik yapıda dahi her elemanın mevcut gerilmesi akma sınırını geçmez (Wasti, 1968).

### 3.8. Yük Faktörü

Hesap yükü plastik teori altında parça veya bir üyenin ihtiyaç duyulan son kapasitesini saptamak için bir yük faktörü tarafından çarpılmaktadır.

Bir yapı için belirtilmiş yük faktörleri;

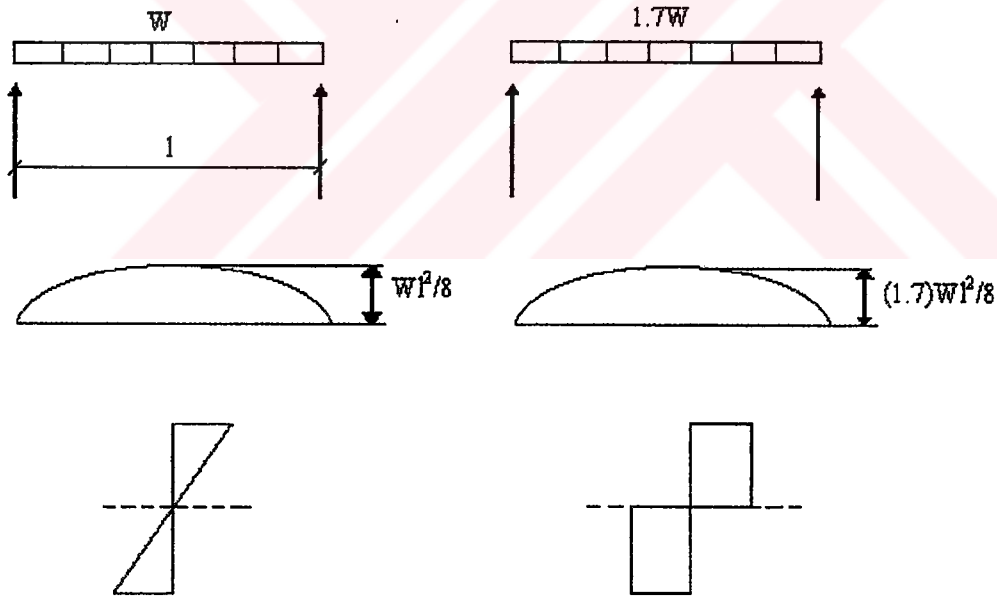
Durum 1 - ölü yük + Hareketli yük = 1.70 (TS 4561 )

Durum 2 - ölü yük + Hareketli yük + Rüzgar ve Deprem kuvvetleri = 1,5 (TS 4561)

Amerikan standardı AISC' ye göre ise;

Durum 1 - ölü yük + Hareket yük = 1,7

Durum 2- ölü yük + Hareketli yük + Rüzgar veya deprem kuvvetleri = 1,3 olarak verilmiştir. 1,7 yük faktörü elastik dizayn kuralları altında basit bir kiriş için var olan emniyet faktörüne eş değerdedir. Bu bir örnekle gösterilebilir. Şekil 3.9' da görüldüğü gibi elastik dizaynda müsaade edilebilir moment ;  $M_a = f_a \times S$  dir.



Şekil 3.9 Yük faktörü

Bu denklemde;

$f_a$  = Müsaade edilebilir eğilme gerilmesi,  $S$  = Kesit Modülünü gösterir.

Bu değerler yerine konulursa;

$$M_a = \frac{F_y \times Z}{1,5 \times 1,12}$$

$$M_p = f_y \cdot Z$$

$$M_a = \frac{M_p}{1,5 \cdot 1,12} \text{ veya } M_p \cdot 1,68 \cdot M_a \cong 1,7 M_a \quad \text{şeklinde yazılabilir.}$$

Bir kriter gibi basit bir kirişte yük faktörü için hem elastik hem de plastik dizaynda gerçek taşıma kapasitesine benzerdir.

Durum 2(ölü yük + hareketli yük+ rüzgar veya deprem kuvvetleri=1,3 )'de yük faktörü elastik dizaynda kabul edilmiş olan müsaade edilebilir gerilmelerde 1/3 oranında artırıldığında yaklaşık olarak denk olur. Bu her iki metot için iki oran karşılaştırılmasıyla görülebilir. Müsaade edilebilir gerilme dizayn için ;

$$\frac{M_a}{1,33 M_a} = 0,75$$

Plastik dizaynda  $\frac{1,3}{1,7} = 0,765 \cong 0,75$  ( Disque, 1965).

## 4. ÇERÇEVELERİN GÖÇME İNCELEMESİ METOTLARI

### 4.1. Temel İlkeler

Plastik metoda göre bir analiz 3 aşamada incelenir. Bunlar mekanizma durumu, denge durumu ve plastik moment durumudur.

**Mekanizma Durumu:** Plastik limit yükü, plastik mafsalların sayısı bir mekanizma yaratmak için yeterli olduğu zaman plastik limit yüke erişir.

**Denge Durumu:** Bütün sistem veya sistemin bir bölümü statik bir dengede olmalıdır.

**Plastik Moment Durumu:** Bir üyenin veya bağlantının maksimum mukavemeti sistemin herhangi bir noktasından geçmiş olmamalıdır. Plastik analizde kullanılan iki metot vardır.

a) **Mekanizma Metodu :** Denge durumu ve mekanizma kullanılır.

b) **Statik (denge ) metodu :** Plastik moment durumu ve denge kullanılır.

İlk metotta bir mekanizma farz edilmektedir ve denge denklemlerinin taşıma yükü için çözülmektedir. Statik metot da denge moment diyagramı  $M \leq M_p$  olacak şekilde çizilmektedir. Bu taşıma yükü uygun plastik mafsalları yarattığı farz edilir.

### 4.2. Virtüel Deplasman

Virtüel deplasmanın temeli denge durumu olarak da kullanılmaktadır. Eğer dengedeki kuvvetlerin bir sistemi virtüel deplasmana bağlıysa dış kuvvetler tarafından yapılan iş iç kuvvetler tarafından yapılan işe eşittir.

Eğer iç iş  $W_I$  ve dış iş  $W_E$  diye adlandırılırsa , bu ilkeye göre

$$W_E = W_I \text{ olur.}$$

### 4.3. Üst Sınır ve Alt Sınır Teoremleri

Genellikle bir etki içinde bir kirişte plastik moment, denge ve mekanizma gibi koşulların 3'ünü birden sağlanması mümkün değildir. Gerçi denge durumları daima kabul edilecektir. Farz edilmiş bir mekanizmanın kaynağında ulaşılmış olan bir çözüm hem doğru hem daha yüksek bir taşıma kapasitesi verecektir. Bir başka deyişle daha doğru veya daha düşük olabilecek plastik moment şartları dikkate almayacak yani plastik moment şartlarının önemsenmediği bir statik moment diyagramı çizilerek bu yukarıdaki şartlara ulaşılabilmektedir.

Bu her iki teoremin herhangi bir problemde kullanılması gerçekçi çözümün elde edilmesine imkan tanıyacaktır. Emniyetsiz veya kinematik veya üst sınır teoremi ile ele alınan bir mekanizmanın hesaplanmış yükü daima gerçek taşıma yüküne eşit veya ondan daha büyük olacaktır. Emniyetli veya statik veya alt sınır teoremi ile ele alınan bir mekanizmanın hesaplanmış yükü gerçek taşıma yüküne eşit veya ondan daha küçük olacaktır (Yaran, 1992).

### 4.4. Analizin Statik Metodu

Analizin statik metodu alt sınır teoremine bağlıdır. Bu yöntemin çözüm sırası aşağıdaki gibidir:

- 1) Yükler seçilir.
- 2) İzostatik yapının moment diyagramı çizilir.
- 3) Moment ile yüklenmiş izostatik yapının moment diyagramı çizilir.
- 4) İzostatik yapının moment diyagramı ile çizilen diğer moment diyagramı süperpoze edilir.
- 5) Denge denklemlerinin çözümü ile taşıma yükü değeri hesaplanır.
- 6)  $M \leq M_p$  olduğu kontrol edilir.

#### 4.5. Analizin Mekanizma Metodu

Yük sayısının artmasından dolayı mümkün olan çatlak mekanizmalarda artabilir. Böylece denge moment diyagramı yapmak daha zor olabilir. Plastik analizin mekanizma metodu bu gibi durumlarda kullanılabilir. Doğru mekanizma (üst sınır teoremi) mümkün olan en düşük yükteki sonuçlardan biri olacaktır. Böylece plastik moment durumu bozulmamasını sağlayan bir mekanizma bulunacaktır. Bu yöntemin çözüm sırası aşağıdaki gibidir:

- 1) Mümkün olan plastik mafsalların yeri saptanır (yük noktaları, bağlantılar, dağılmış yükler altında kiriş açıklığındaki kesme kuvvetinin sıfır olduğu nokta)
- 2) Mümkün olan bağımsız ve birleştirilmiş mekanizmalar seçilir.
- 3) En düşük yük için ( virtüel deplasman metodu ) denge denklemi çözülür
- 4) Bütün kesitlerde  $M \leq M_p$  olduğu kontrol edilir.

#### 4.6. Mekanizmaların Tipleri

Şekil 4.1'de görüldüğü gibi 4 çeşit mekanizma tipi vardır. Bu mekanizmalar;

**Kiriş mekanizması:** Dış yükler altında tek bir açıklığın deplasmanıdır (Şekil 4.1 a-b-c).

**Kayılma mekanizması:** Çerçevenin x eksenine paralel olan bir yük altında kolanda meydana gelen deplasmanıdır (Şekil 4.1 d-e).

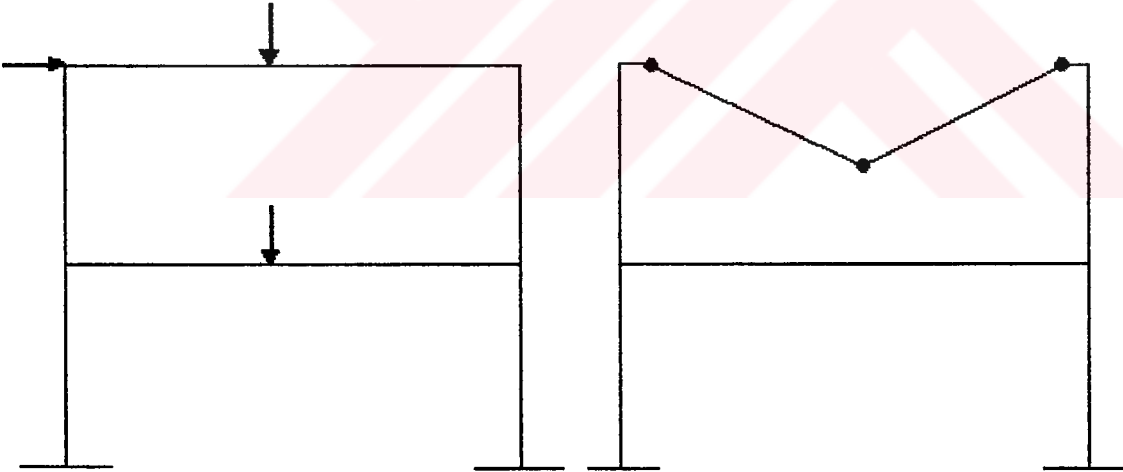
**Düğüm mekanizması:** Üç veya daha fazla üyenin birleşme yerindeki mekanizma şekillerinden bağımsızdır ve uygulanmış bir momentin etkisi altında hareketi temsil etmektedir ( Şekil 4.1 f-g ).

**Birleşik mekanizma:** Bağımsız mekanizmaların çeşitli kombinasyonlarıyla yapılmaktadır. Bu kombinasyonlar iç işi minimum dış işi ise maksimum yapacak şekilde yapılmaktadır (Şekil 4.1 h-i-j-k-l-m-n-o) .

Eğer var olan bir çok bağımsız mekanizmanın nasıl arttığı bilirse o zaman kombinasyonlar düzenli bir usulle yapılabilir ve mümkün olan bir kombinasyonu gözden kaçırma ihtimali daha az olur. Basit bir yöntemle bunun saptanması mümkündür.

Mümkün olan plastik mafsalları yerlerinin sayısına  $N$  ve ek bilinmeyenler hiperstatikliği sayısına  $X$  denirse bağımsız olan mekanizmaların sayısı :

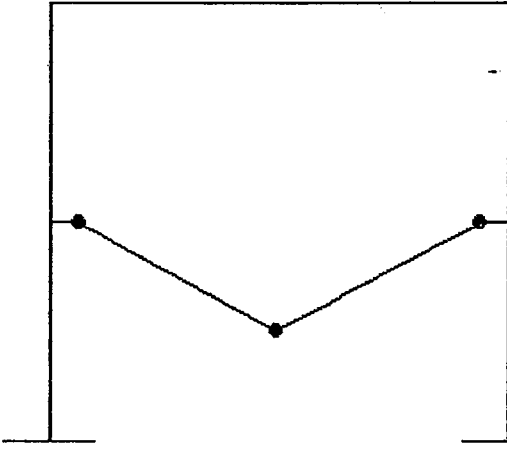
$n = N - X$  ile bulunur.



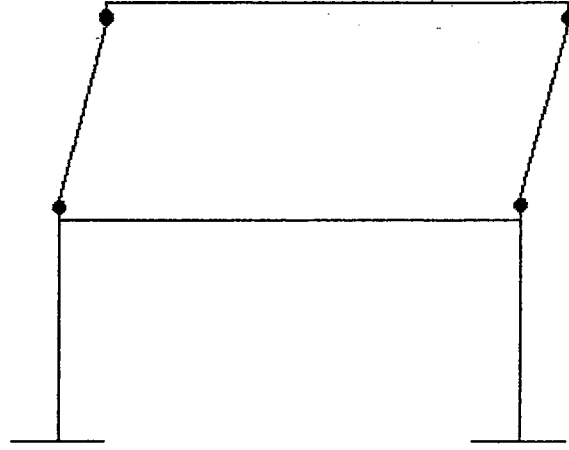
a. Örnek çerçeve

b. Üst kiriş mekanizması

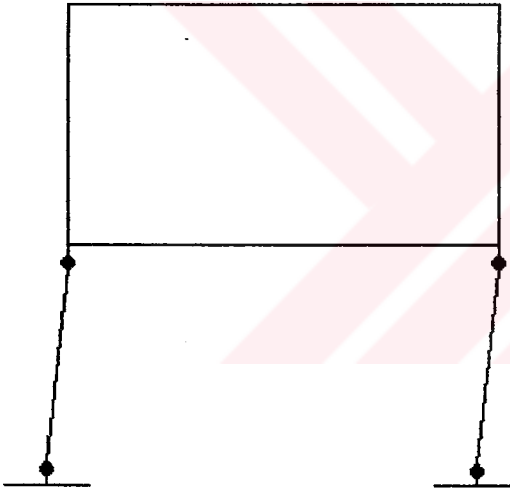
Şekil 4.1 Mekanizma tipleri



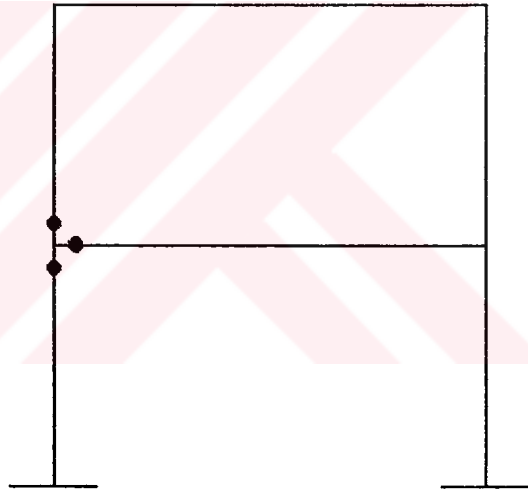
c. Alt kiriş mekanizması



d. Üst kolon kayılma mekanizması

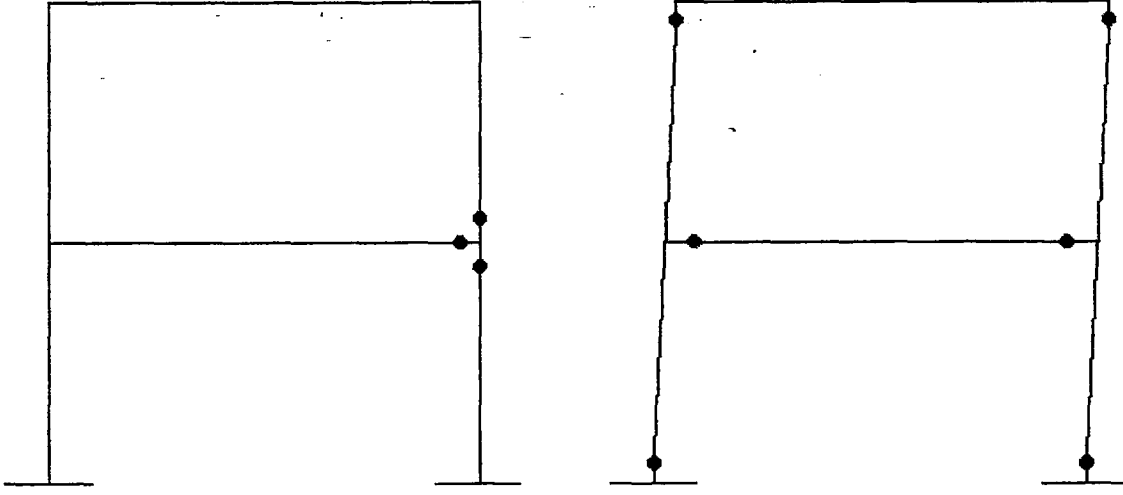


e. Alt kolon kayılma mekanizması



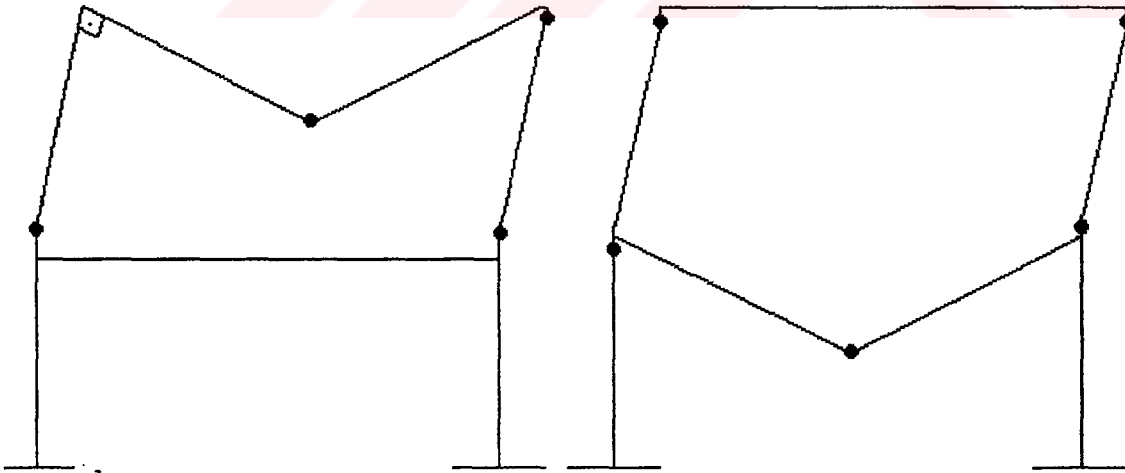
f. Sol düğüm mekanizması

Şekil 4.1 Mekanizma tiplerinin devamı



g. Sağ düğüm mekanizması

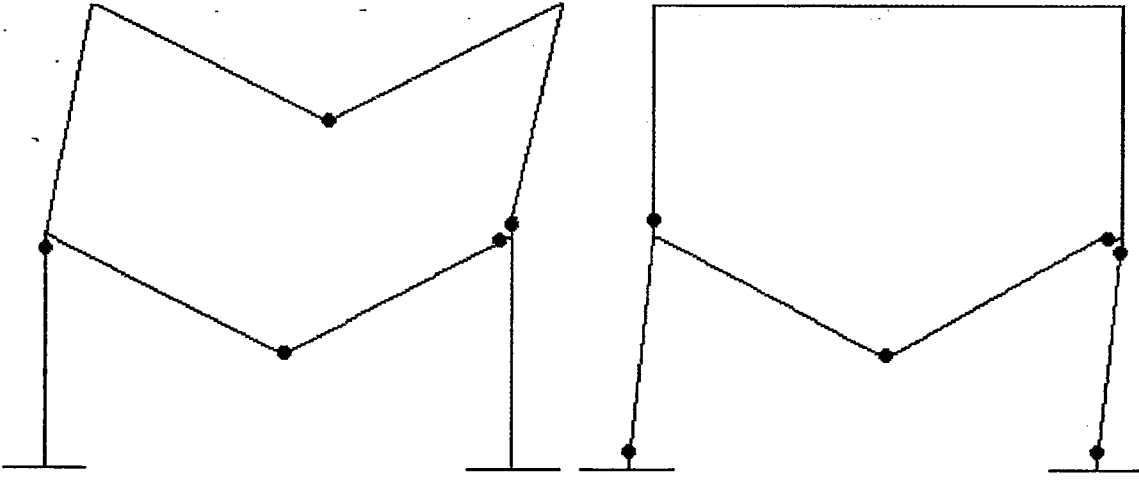
h. Birleşik mekanizma



ı. Birleşik mekanizma

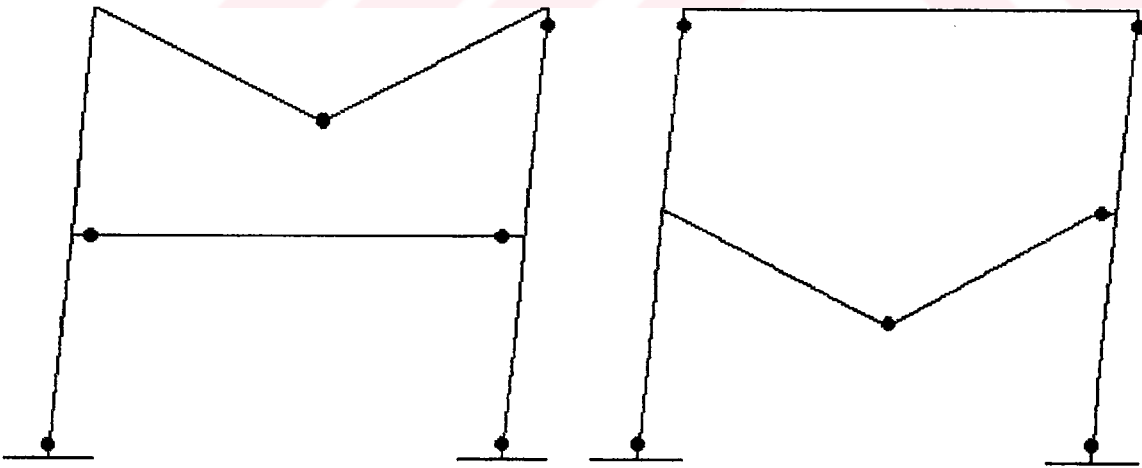
j. Birleşik mekanizma

Şekil 4.1 Mekanizma tiplerinin devamı



k. Birleşik mekanizma

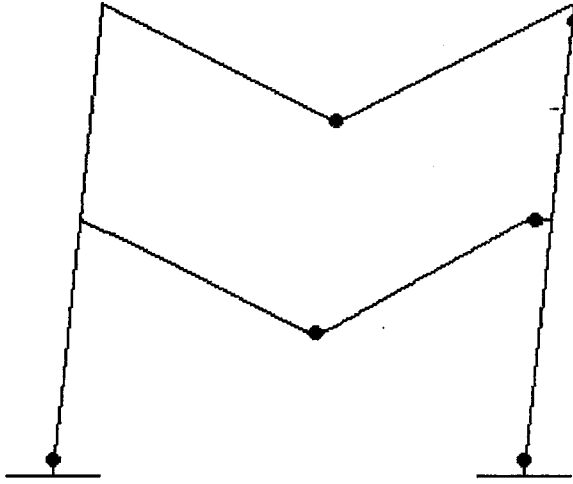
l. Birleşik mekanizma



m. Birleşik mekanizma

n. Birleşik mekanizma

Şekil 4.1 Mekanizma tiplerinin devamı



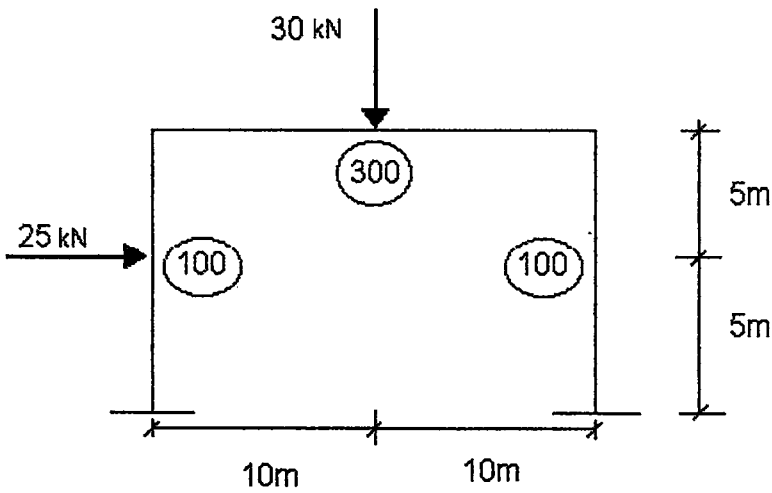
o. Birleşik mekanizma

Şekil 4.1 Mekanizma tiplerinin devamı

## 4.7. Sayısal Çözümler

### 4.7.1. Tek gözlü çerçevenin sayısal çözümü

Şekil 4.2'de gösterilen çerçeveyi artan yükler 25 ile 30 kN'nin etkisi altında inceleyip, çökme için lazım olan çökme yük faktörünü bulalım.

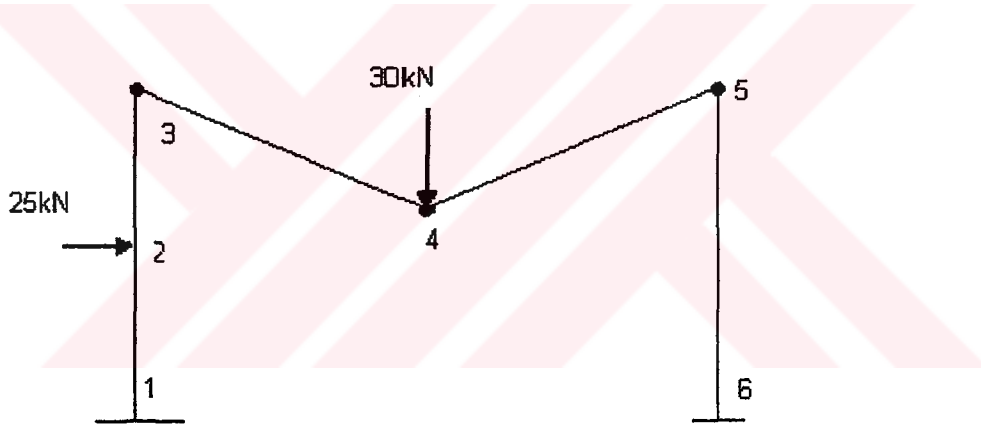


Şekil 4.2 Basit Ankastre Çerçeve

Hemen belirtelim ki bizim kullanacağımız hesap metodu çerçeve yüklerinin birbirleriyle orantılı olarak arttırılmasını ön görür. Çeşitli yükler altında çerçevenin çöküşü ancak 3 tarz'da olabilir.

### 1. Kiriş mekanizması

Yatay yüklere nazaran dik yükler daha büyükse, plastik mafsallar 3,4 ve 5 no'lu noktalarda meydana gelir ve bu çökme durumuna "Kiriş Mekanizması" adını veriyoruz (Şekil 4.3).



Şekil 4.3 Kiriş Mekanizması

Kiriş mekanizmasının çökme yük faktörü aşağıdaki şekilde bulunur:

$$\text{Dış iş} = 30\lambda \times 100 = 3000\lambda$$

$$\text{İç iş} = 2\theta \times 100 + 2\theta \times 3000 = 800\theta$$

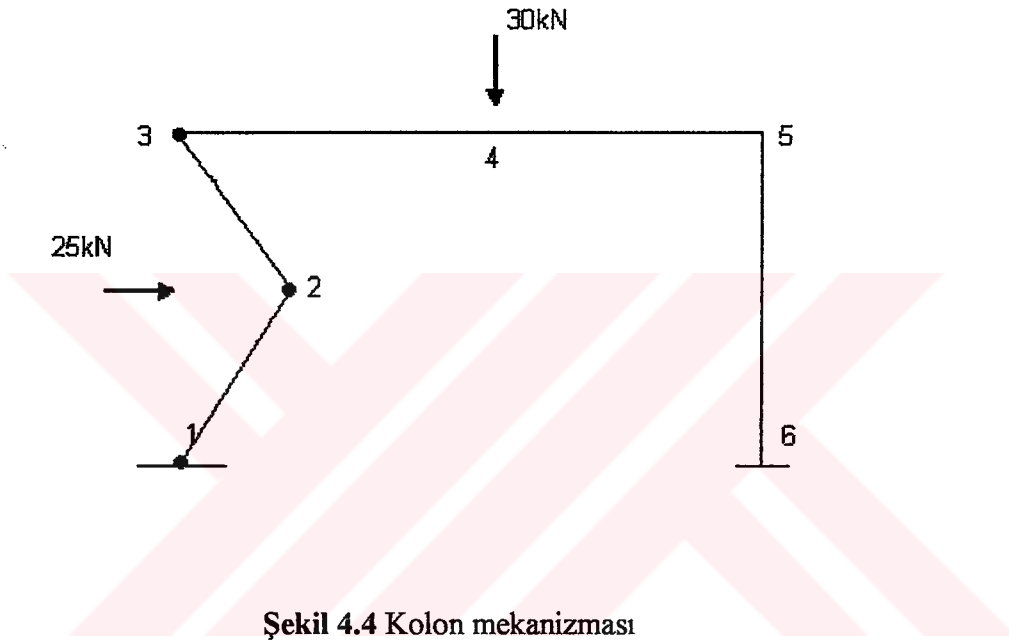
$$\text{İç iş} = \text{Dış iş}$$

$$3000\lambda = 800\theta$$

$$\lambda = 2.67$$

## 2. Kolon mekanizması

Eğer dik yüklere nazaran yatay yükler çok daha büyükse, çerçeve (Şekil 4.4) deki gibi çöker ve plastik mafsallar 1,2 ve 3 no' lu birleşim noktalarında meydana gelir. Bu çökme durumuna "Kolon mekanizması" adını veriyoruz.



Kolon mekanizmasının çökme yük faktörü aşağıdaki şekilde bulunur:

$$Dış iş = 25\lambda \times 50 = 1250\lambda$$

$$İç iş = 40 \times 100 = 4000$$

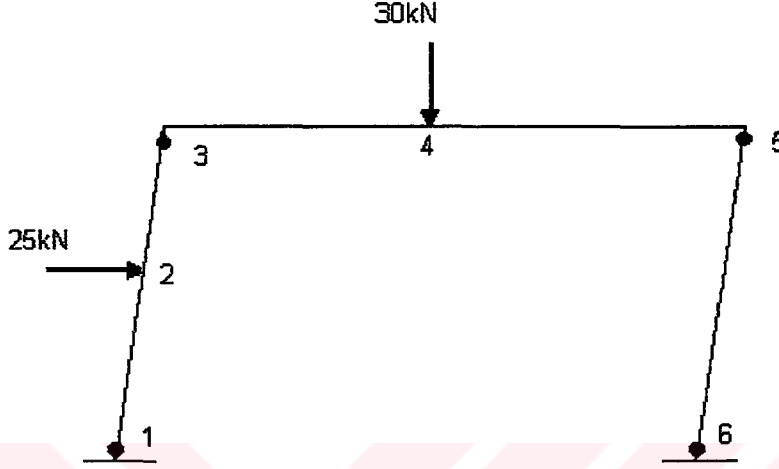
$$İç iş = Dış iş$$

$$1250\lambda = 4000$$

$$\lambda = 3.2$$

### 3. Kaykılma mekanizması

Eğer dik yüklere nazaran yatay yükler çok daha büyükse, çerçeve (Şekil 4.5) deki gibi çöker ve plastik mafsallar 1, 3, 5 ve 6 no' lu birleşim noktalarında meydana gelir. Bu çökme durumuna "Kaykılma mekanizması" adını veriyoruz



Şekil 4.5 Kaykılma mekanizması

Kaykılma mekanizmasının çökme yük faktörü aşağıdaki şekilde bulunur:

$$Dış iş = 25\lambda \times 50 = 1250\lambda$$

$$İç iş = 40 \times 100 = 4000$$

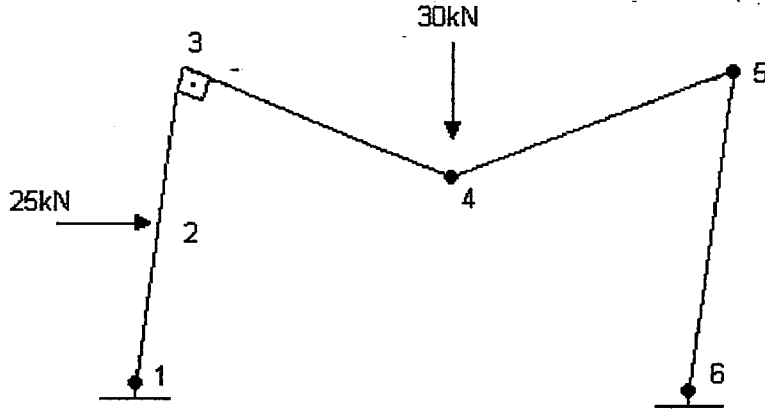
$$İç iş = Dış iş$$

$$1250\lambda = 4000$$

$$\lambda = 3.2$$

### 4. Birleşik mekanizma (Kiriş mekanizması + Kaykılma mekanizması)

Yatay dik yükler birbirine yakın olunca çökme tarzı "Kaykılma" ve "Kiriş mekanizması" dan meydana gelen karışık bir mekanizma olur (Şekil 4.6).



Şekil 4.6 Birleşik mekanizma

Birleşik mekanizmanın çökme yük faktörü aşağıdaki şekilde bulunur:

$$Dış iş = 1250\lambda + 3000\lambda = 4250\lambda$$

$$İç iş = 4000 + 8000 - 2000 = 10000$$

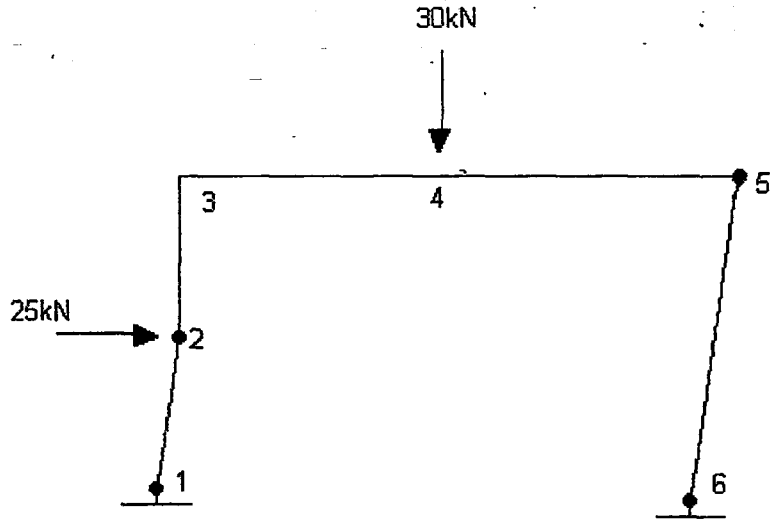
$$İç iş = Dış iş$$

$$10000 = 4250\lambda$$

$$\lambda = 2.35$$

##### 5. Birleşik mekanizma (Kolon mekanizması + Kayılma mekanizması)

Kayılma ve Kolon mekanizmasından meydana gelen karışık bir birleşik mekanizma meydana gelir (Şekil 4.7).



Şekil 4.7 Birleşik mekanizma

Birleşik mekanizmanın çökme yük faktörü aşağıdaki şekilde bulunur:

$$\text{Dış iş} = 1250\lambda + 1250\lambda = 2500\lambda$$

$$\text{İç iş} = 400\theta + 400\theta - 200\theta = 600\theta$$

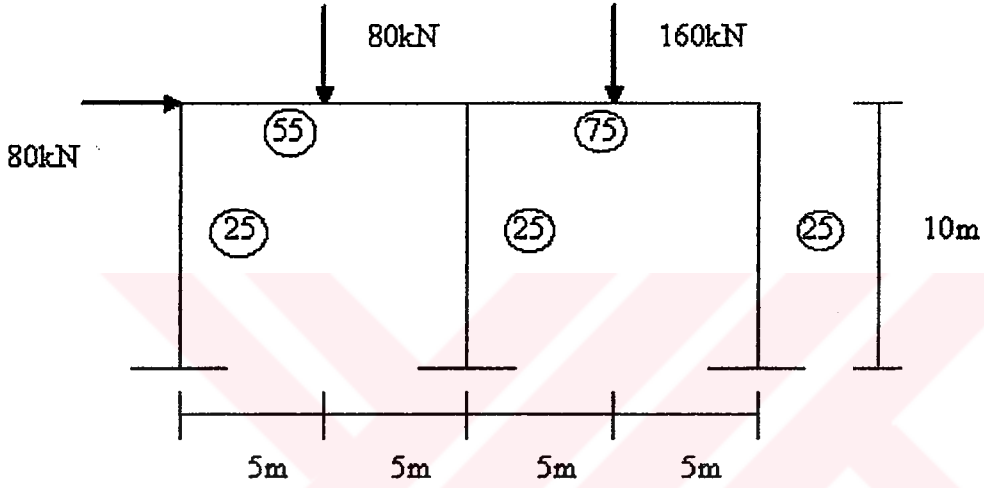
$$\text{İç iş} = \text{Dış iş}$$

$$600\theta = 2500\lambda$$

$$\lambda = 2.4$$

#### 4.7.2. İki gözlü çerçevenin sayısal çözümü

Şekil 4.8 'de yükleme durumu verilen iki gözlü çerçevenin çökme yük faktörünü bulalım. Şekil 4.2 örneğinde olduğu gibi çeşitli yükler altında çerçevenin çöküşü 3 tarz'da olmaktadır.



Şekil 4.8 İki gözlü çerçeve

##### 1. Sol kiriş mekanizması

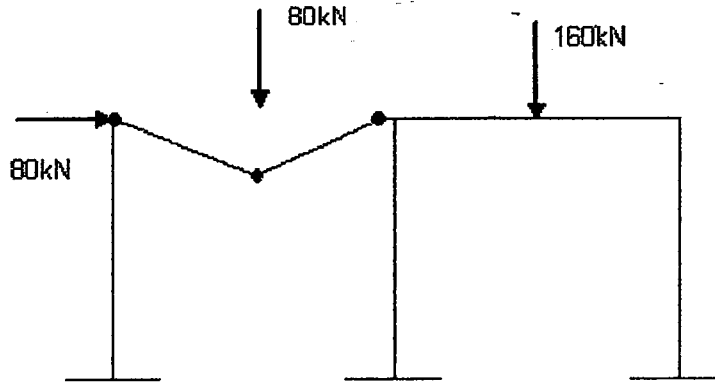
$$\text{Dış iş} = 80\lambda \times 5\theta = 400\theta\lambda$$

$$\text{İç iş} = 25\theta + 2\theta \times 55\theta + 55\theta = 190\theta$$

$$\text{İç iş} = \text{Dış iş}$$

$$400\theta\lambda = 190\theta$$

$$\lambda = 0.475$$



Şekil 4.9 Sol kiriş mekanizması

## 2. Sağ kiriş mekanizması

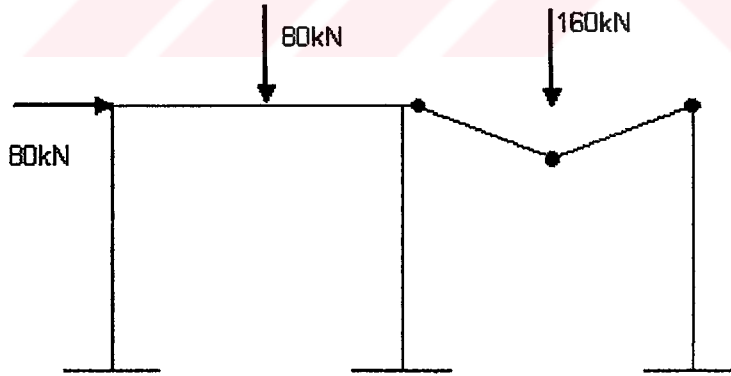
$$Dış iş = 160\lambda \times 50 = 8000\lambda$$

$$İç iş = 250 + 2 \times 750 + 750 = 2500$$

$$İç iş = Dış iş$$

$$8000\lambda = 2500$$

$$\lambda = 0.3125$$



Şekil 4.10 Sağ kiriş mekanizması

## 3. Kayılma mekanizması

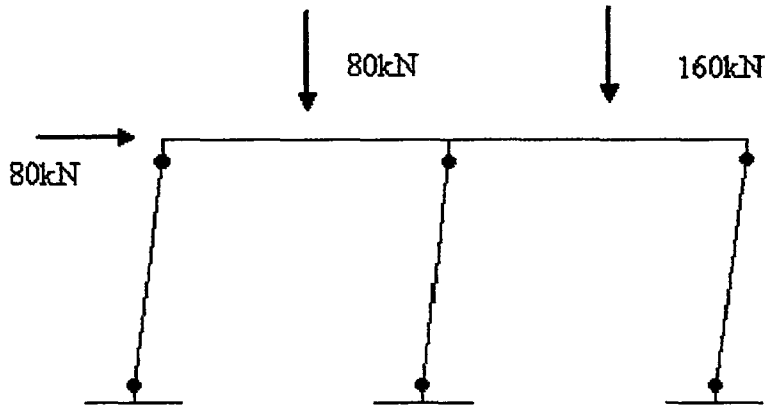
$$Dış iş = 80\lambda \times 100 = 8000\lambda$$

$$İç iş = 6 \times 250 = 1500$$

$$\text{İç iş} = \text{Dış iş}$$

$$8000\lambda = 1500$$

$$\lambda = 0.1875$$



Şekil 4.11 Kayılma mekanizması

#### 4. Birleşik (1+3) Mekanizması

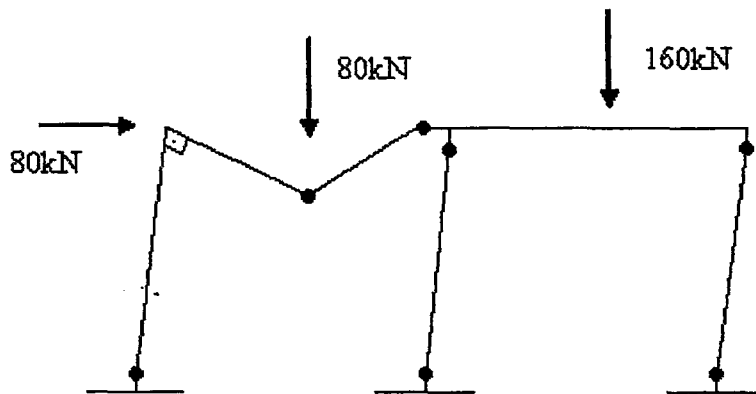
$$\text{Dış iş} = 4000\lambda + 8000\lambda = 12000\lambda$$

$$\text{İç iş} = 1500 + 1900 - 2 \times 250 = 2900$$

$$\text{İç iş} = \text{Dış iş}$$

$$12000\lambda = 2900$$

$$\lambda = 0.2416$$



Şekil 4.12 Birleşik (1+3) mekanizma

### 5. Birleşik (2+3) Mekanizması

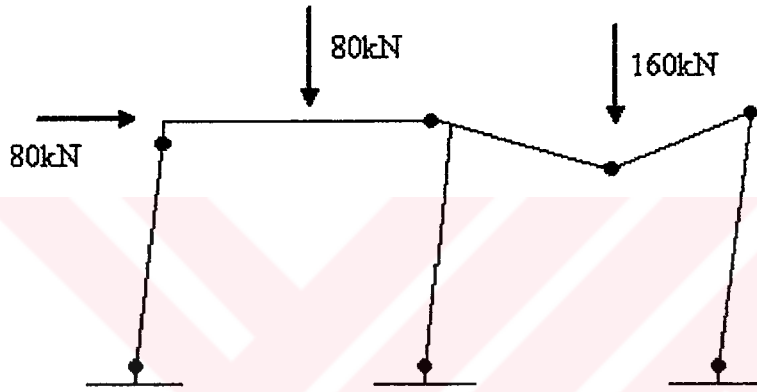
$$Dış iş = 800\theta + 800\theta\lambda = 1600\theta\lambda$$

$$İç iş = 250\theta + 6 \times 25\theta - 75\theta - 25\theta + 55\theta = 355\theta$$

$$İç iş = Dış iş$$

$$1600\theta\lambda = 355\theta$$

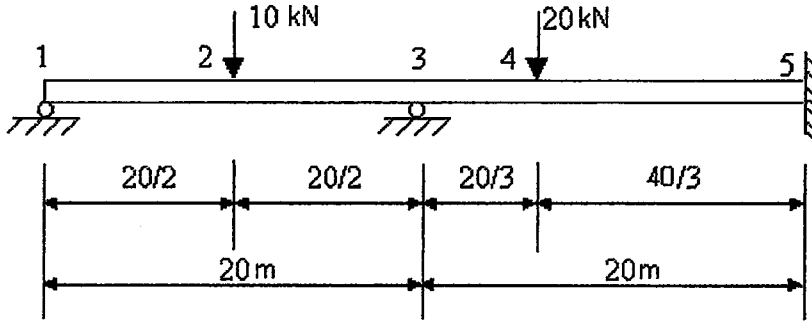
$$\lambda = 0.221$$



Şekil 4.13 Birleşik (2+3) mekanizma

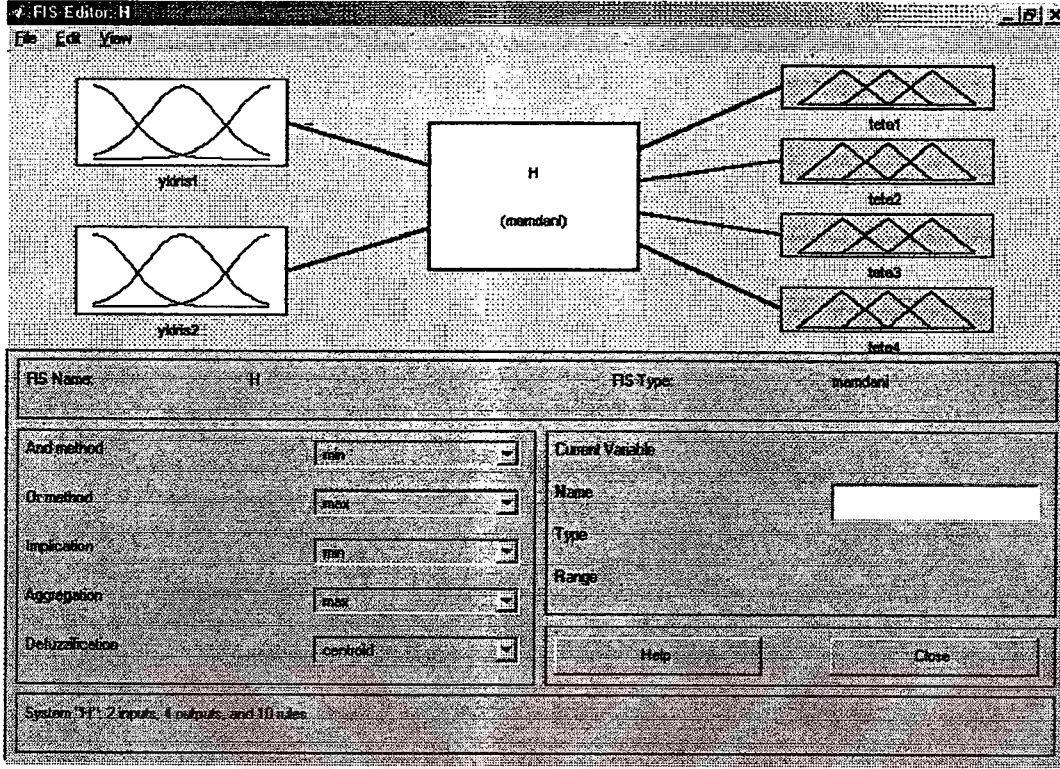
## 5. BULANIK MANTIK UYGULAMALARI

### 5.1 İki açıklıklı sürekli kirişin bulanık mantıkla çözümü

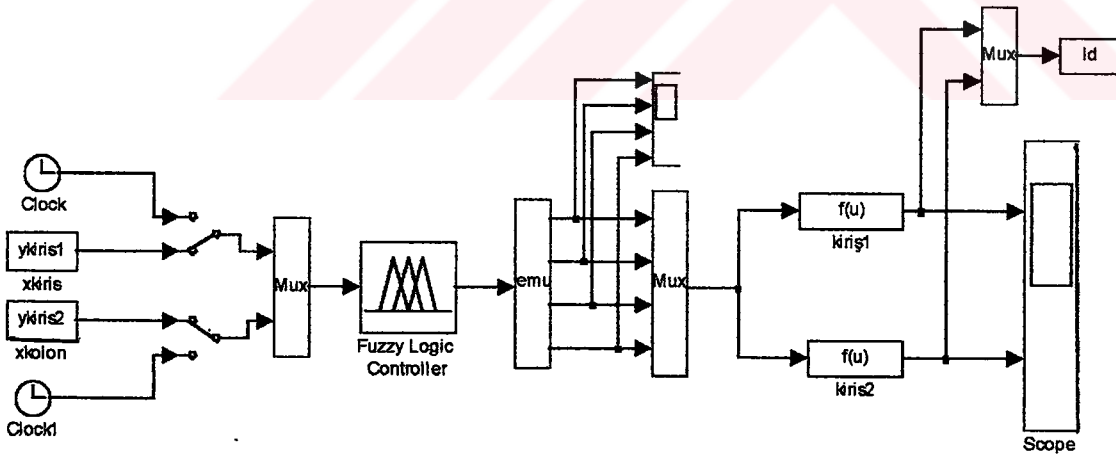


Şekil 5.1 İki açıklıklı sürekli kiriş

Şekil 5.1'de görülen 10kN ve 20kN'luk kuvvetlerle yüklenmiş iki açıklıklı sürekli bir kirişin çözümü ele alınmıştır. Burada bulanık tabanlı bir sistem plastik moment ile oluşacak çökme yük faktörünü hesaplamak ve basit bir iki açıklıklı sürekli kiriş sistemine dışarıdan etkiyen kuvvetlerle oluşacak dönme açılarını bulmak için kullanılmıştır. Ayrıca kirişlere etkiyen kuvvetleri, girişte alıp çıkışta bu kuvvetlerden oluşacak açılar bulan bir algoritma geliştirilmiştir. Şekil 5.2'de sürekli bir kiriş için ykiris1 ve ykiris2 girişi için kullanılan MATLAB/FIS editörü gösterilmiştir. Şekil 5.3 'de ise genel çözüm için kullanılan blok diyagramı görülmektedir. Üyelik fonksiyonlarının seçimi tamamen tecrübelerle göre belirlenmiş taban değerleri ise daha hassas bölgelerde yoğunlaştırılmıştır. Bulanık mantığın her iki girişinde de 7 tane üyelik fonksiyonu seçilmiştir. Bu üyelik fonksiyonuna bağlı olarak 14 tane kural tabanı oluşmuştur. Kural tabanı ile elde edilen sonuçlar oldukça iyi bir performansın yakalandığını göstermiştir.



Şekil 5.2 İki açıklıklı sürekli giriş için kullanılan MATLAB/FIS editörü

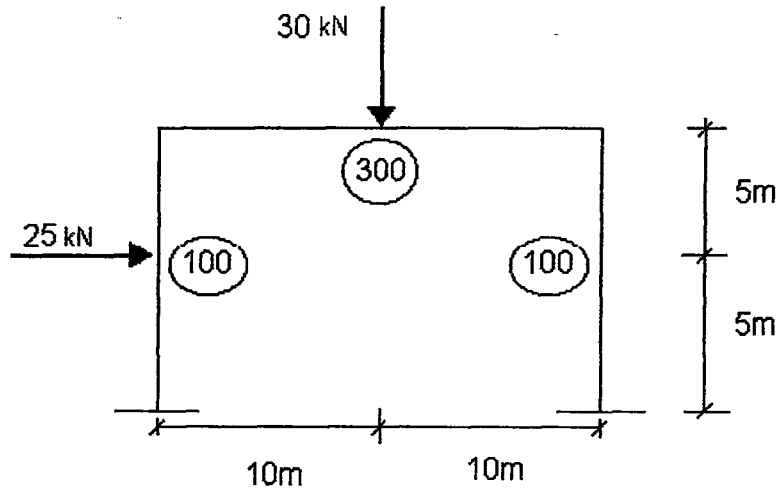


Şekil 5.3 İki açıklıklı sürekli giriş için kullanılan blok diyagramı

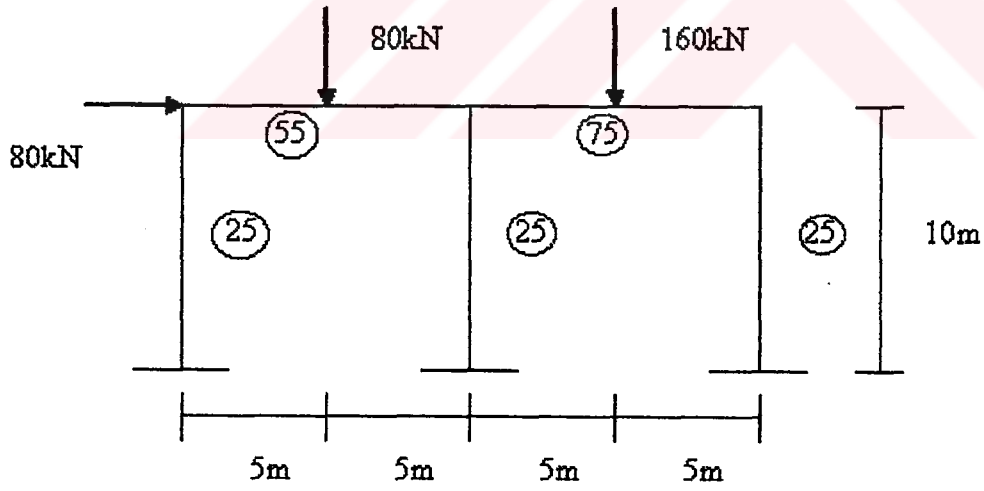
## 5.2 Tek ve iki gözlü çerçevelerin bulanık mantıkla çözümü

Bu bölümde 4. bölümdeki tek ve iki gözlü çerçeve örnekleri ele alınmıştır (Şekil 5.4 ve 5.5). Burada bulanık tabanlı bir sistem plastik moment ile oluşacak çökme yük faktörünü hesaplamak için kullanılmıştır. Görüldüğü ve bilindiği üzere bulanık mantık matematiksel modeli belirli olmayan veya çok fazla karmaşık modellere sahip sistemler için kullanılmaktadır. Bu örneklerde bulanık mantık çerçeve sistemlerine dışarıdan etkiyen kuvvetlerle oluşacak dönme açılarını bulmak için kullanılmıştır. Bu açılarının oluşması her ne kadar direkt olarak kuvvetin yeri ile ilgili olsa da bu ilişki sağlıklı bir biçimde modellenememektedir. Bu nedenle bulanık bir yapının kullanılması uygun görülmüştür.

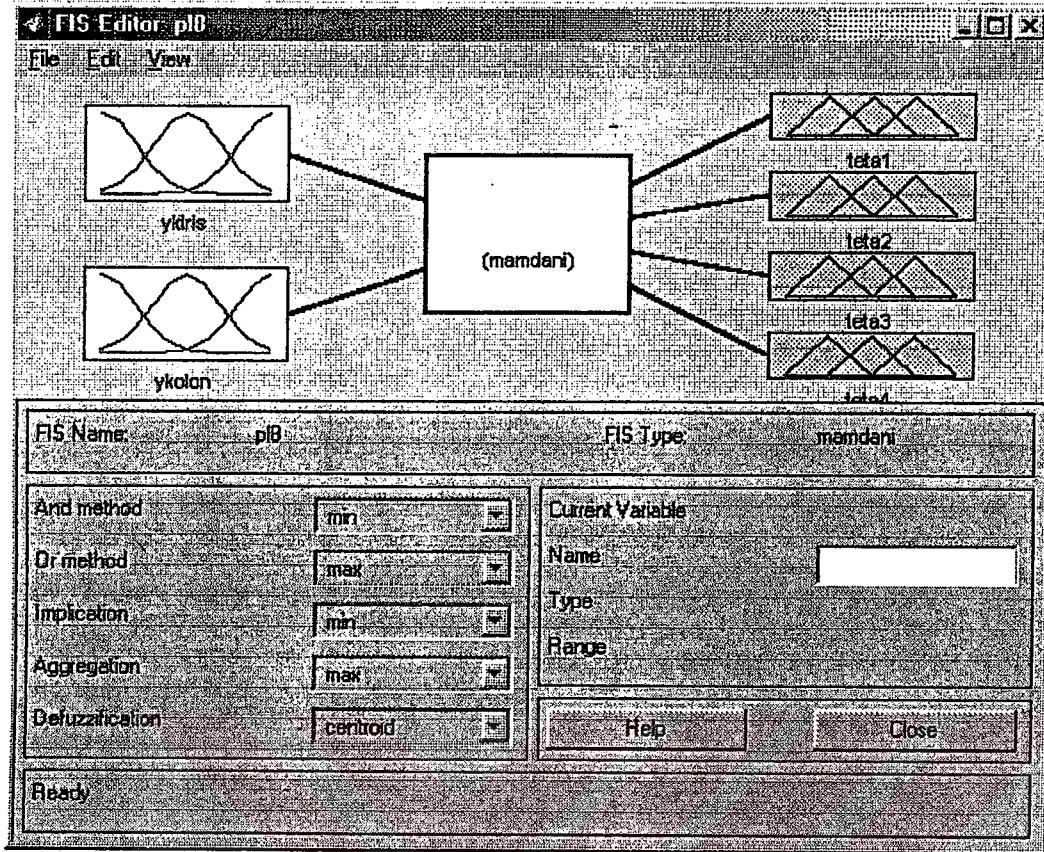
Şekil 5.6 de tek gözlü çerçeve için ykiris ve ykolon her iki giriş değişkeni için kullanılan MATLAB/FIS editörü gösterilmiştir. Şekil 5.7' de ise iki gözlü çerçeve için ykolon, ykiris1 ve ykiris2 için kullanılan MATLAB/FIS editörü gösterilmiştir. Burada görüldüğü gibi bulanık sistem, uygulanan kuvvetin giriş ve kolon mesafelerini giriş olarak alıp çıkışta bu tek ve çift gözlü mekanizmalarda oluşan açıları hesaplayan bir algoritmadır. Şekil 5.8'da görülen tüm sistemde kullanılan bulanık mantık bloğunun genel yapısı görülmektedir. Şekil 5.9'de ise genel çözüm için kullanılan blok diyagramı görülmektedir. Üyelik fonksiyonlarının seçimi tamamen tecrübelerle göre belirlenmiş taban değerleri ise daha hassas bölgelerde yoğunlaştırılmıştır. Tek gözlü çerçeve için her iki girişte de 7 tane üyelik fonksiyonu seçilmiştir. İki gözlü çerçevede ise her üç girişte de 5 tane üyelik fonksiyonu seçilmiştir. Çalışmada deneme yanılma yolu ile iyi bir sonuç elde edilen değerler alınmıştır. Kural tabanı yine uzman tecrübesi ile oluşturulmuş ve elde edilen sonuçlar oldukça iyi bir performansın yakalandığını göstermiştir.



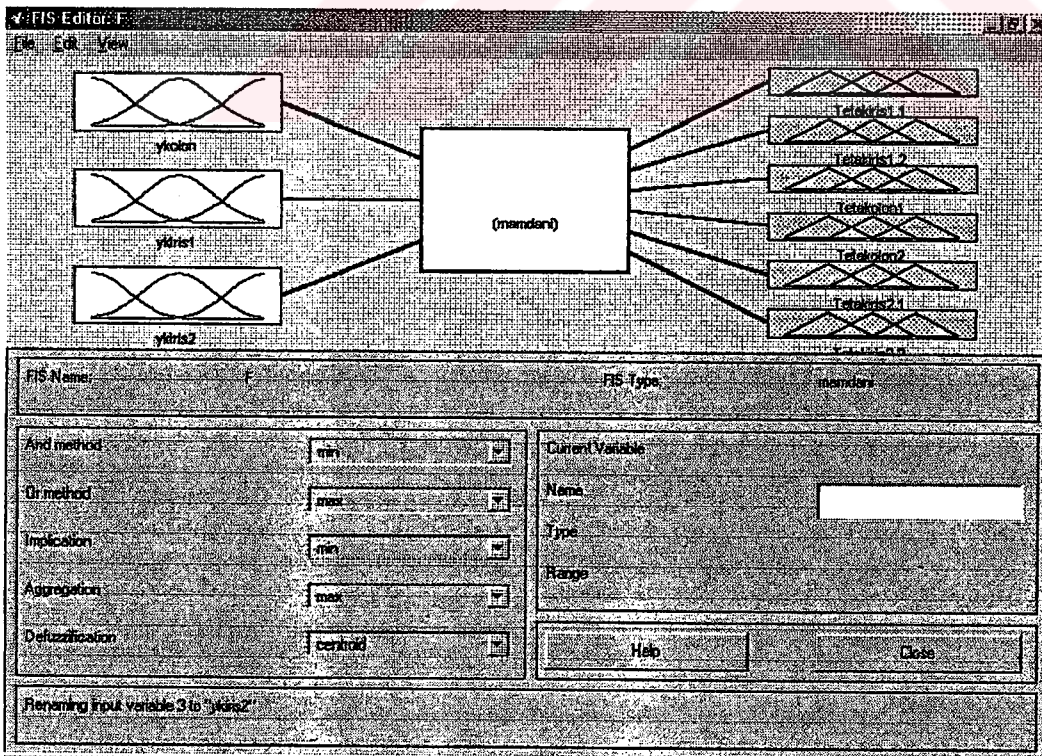
Şekil 5.4 Tek gözlü çerçeve



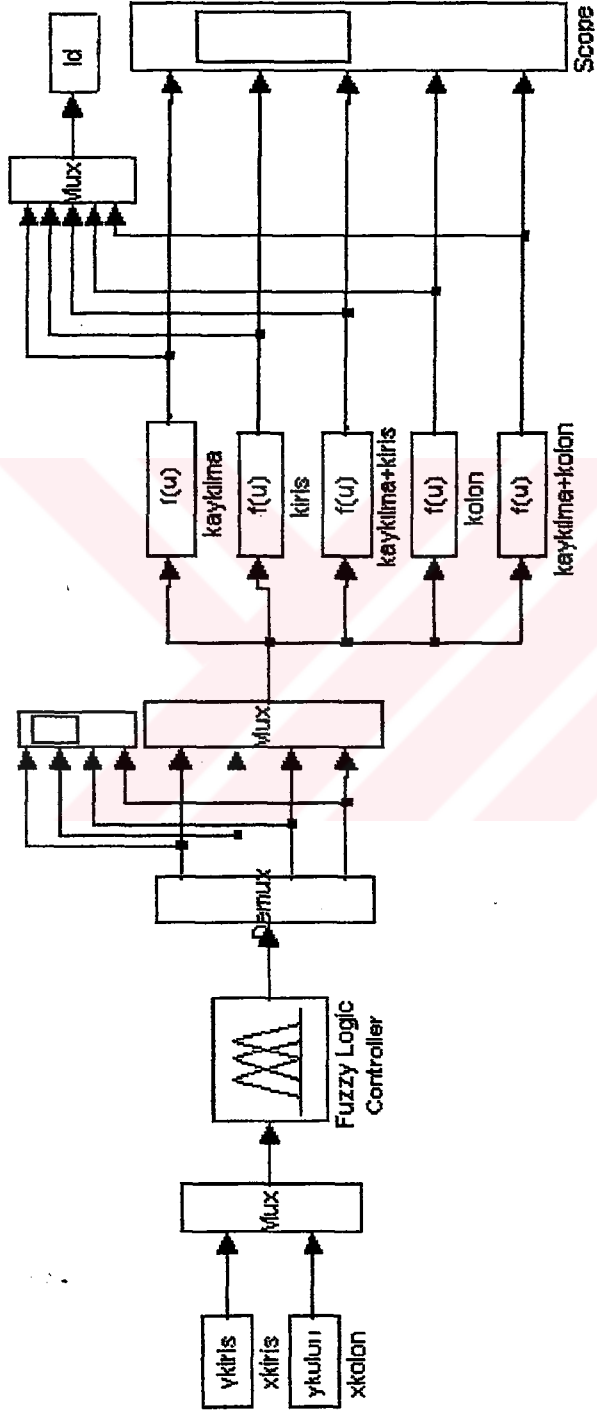
Şekil 5.5 Çift gözlü çerçeve



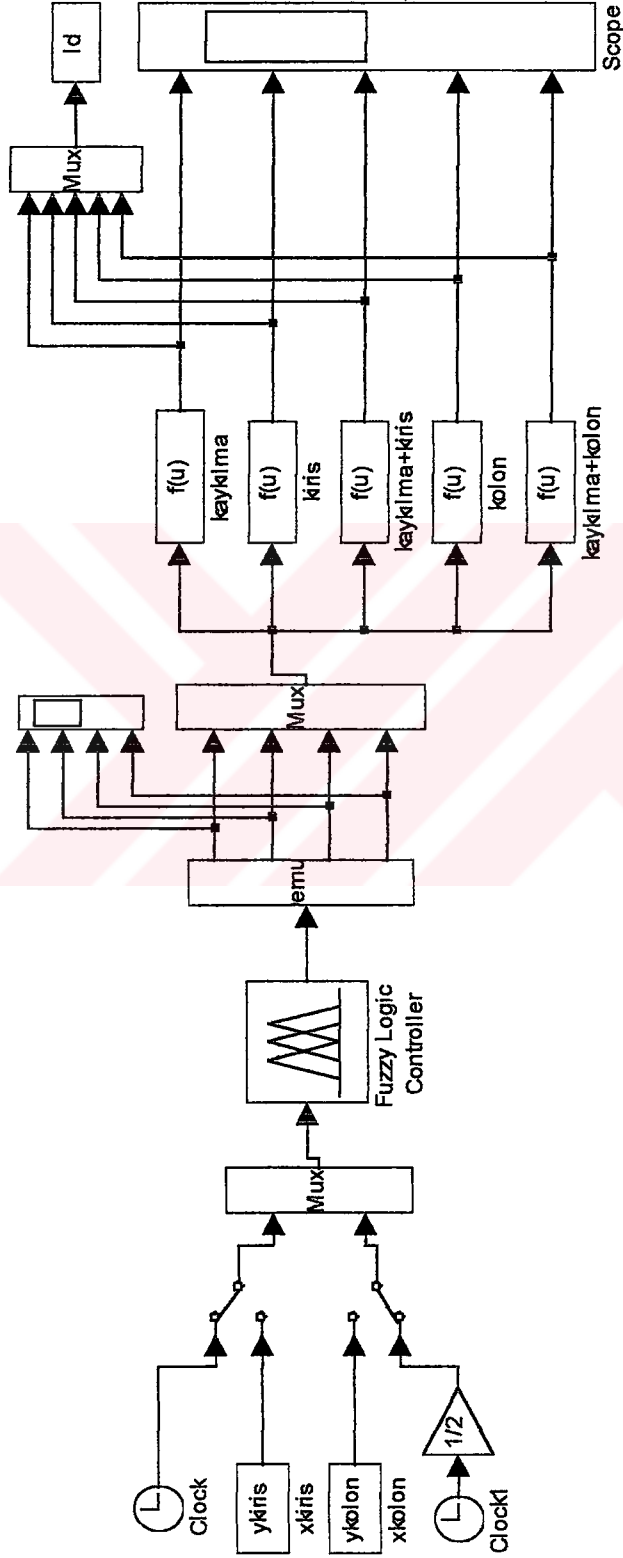
Şekil 5.6 Tek gözlü çerçevenin plastik analizi için MATLAB/FIS editörü



Şekil 5.7 Çift gözlü çerçevenin plastik analizi için MATLAB/FIS editörü



Şekil 5.8 Bulanık tabanlı sistem için blok diyagramı

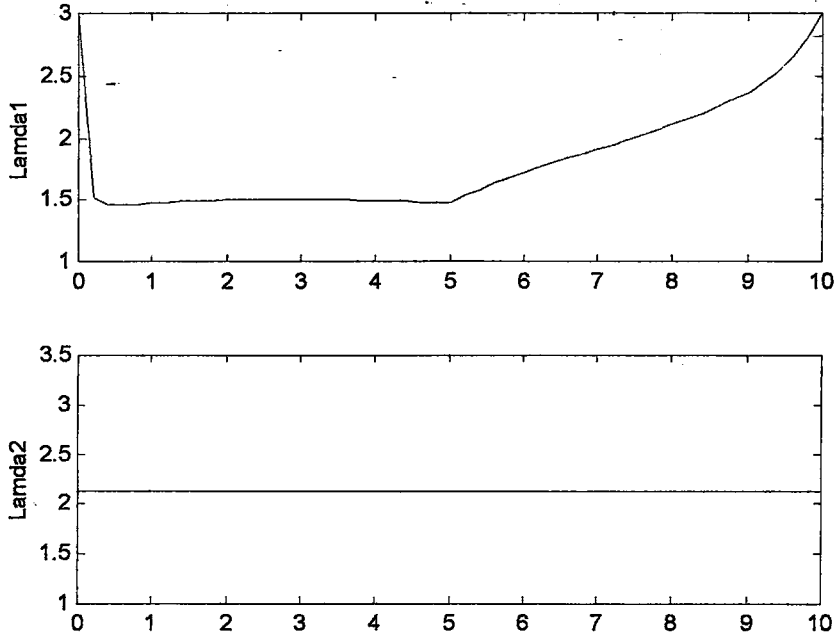


Şekil 5.9 Genel çözüm için bulanık tabanlı sistemin blok diyagramı

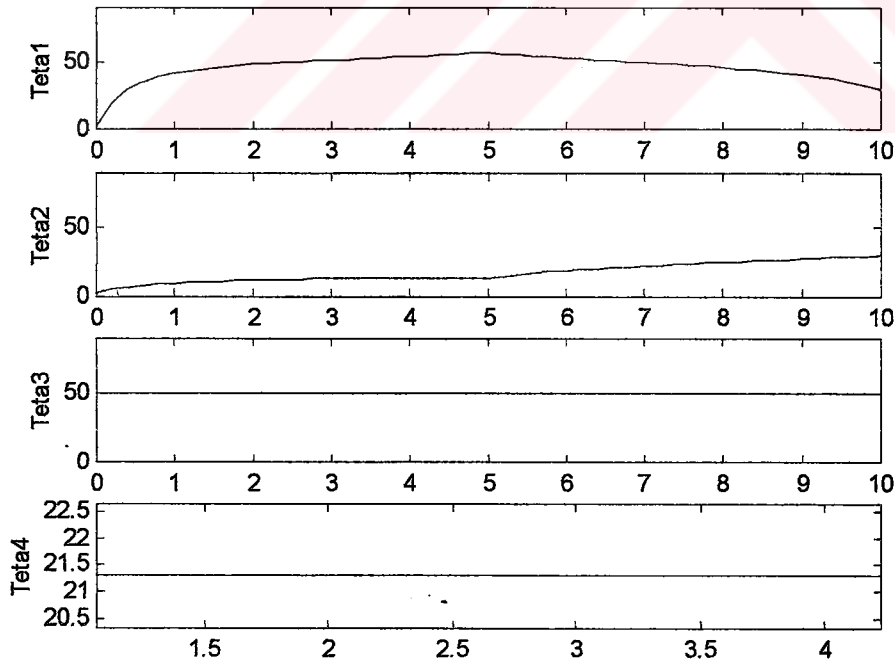
Çalışmada amaç bulanık sistem kuvvetin değerinden bağımsız olarak mekanizmaya kolon ve kirişten etkiyen kuvvetlerin yerine göre oluşacak açıları bulmaktır. Daha sonra ise oluşacak çökme yük faktörü değeri bu açı değerlerine göre hesaplanmaktadır. Kiriş ve kolon mesafeleri üyelik fonksiyonlarından dikkat edilecek olursa 20m ve 10m ile sınırlandırılmıştır. Çıkış değişkenleri için kullanılacak üyelik fonksiyonlarının taban değerleri ile oluşacak maksimum açı  $90^\circ$  ile sınırlandırılmıştır.

### 5.3 Simülasyon Sonuçları

5.1 ve 5.2 'de çözümü yapılan iki açıklıklı sürekli kiriş, tek ve çift gözlü çerçeve sisteminin çökme yük faktörünü bulmak için geliştirilen algoritma MATLAB/SIMULINK ile gerçekleştirilmiştir. Bu oluşturulan algoritma ile bulunan sonuçlar Şekil 5.10, Şekil 5.11, Şekil 5.12, Şekil 5.13, Şekil 5.14 Şekil 5.15, Şekil 5.16 ve Şekil 5.17'de verilmiştir. Verilen şekillerde görüldüğü gibi bulanık mantıkta bulunan açı değerleri bir birleriyle orantılı olarak değişmektedir. Pratikte yük hangi açıya yakınsa o açı diğer açıya göre daha büyüktür. Yükün yerinin değiştirildiğinde hangi tarafa yaklaşıyorsa o taraftaki açı büyüyecek diğer taraftaki açı azalacaktır. Yani kiriş veya kolonun bir tarafındaki açı azalırken diğer tarafı da buna bağlı olarak artacaktır.

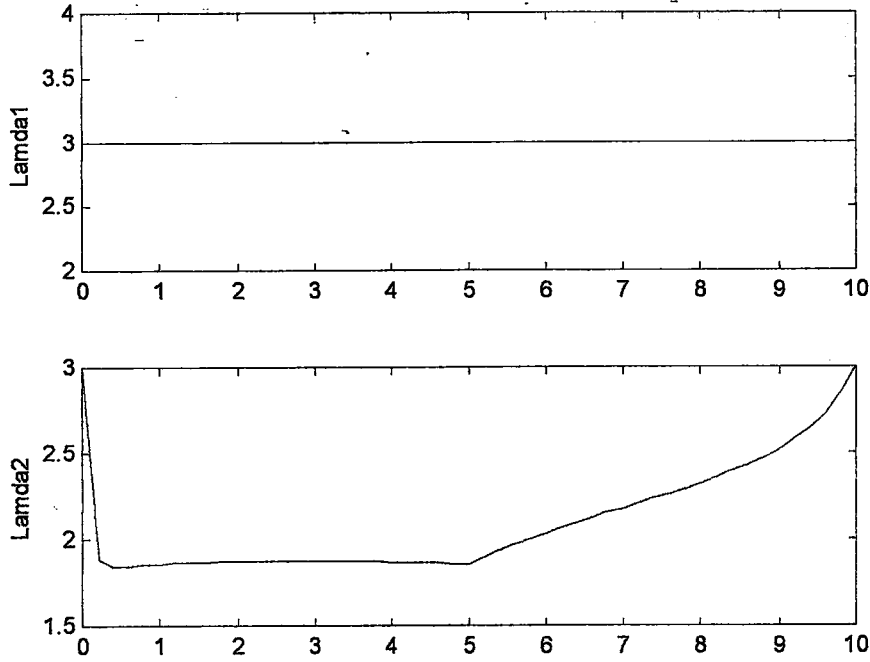


(a) Çökme yük faktörü değerleri

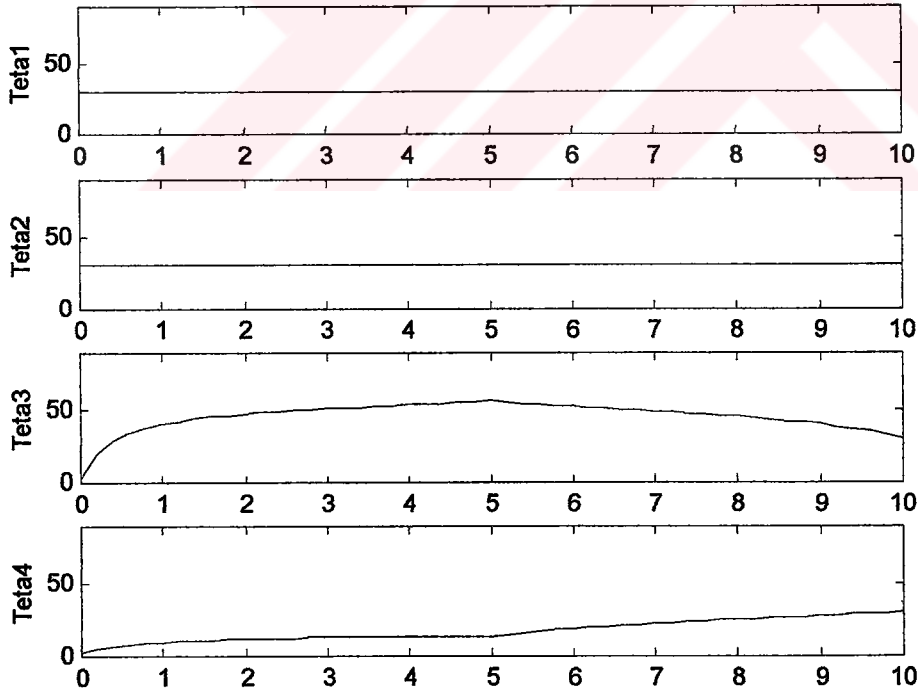


(b) Açı değerleri

Şekil 5.10 İki açıklıklı sürekli kiriş için değişken ykiriş1, sabit ykiriş2 mesafesi çökme yük faktörü ve açı değişimi

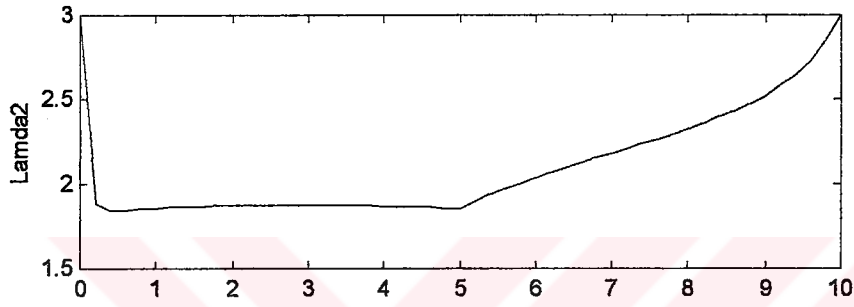
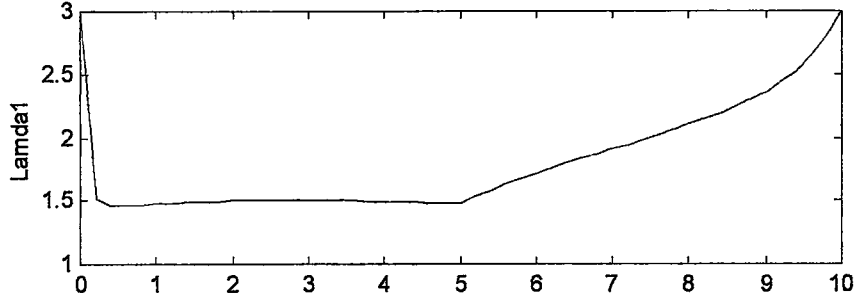


(a) Çökme yük faktörü değerleri

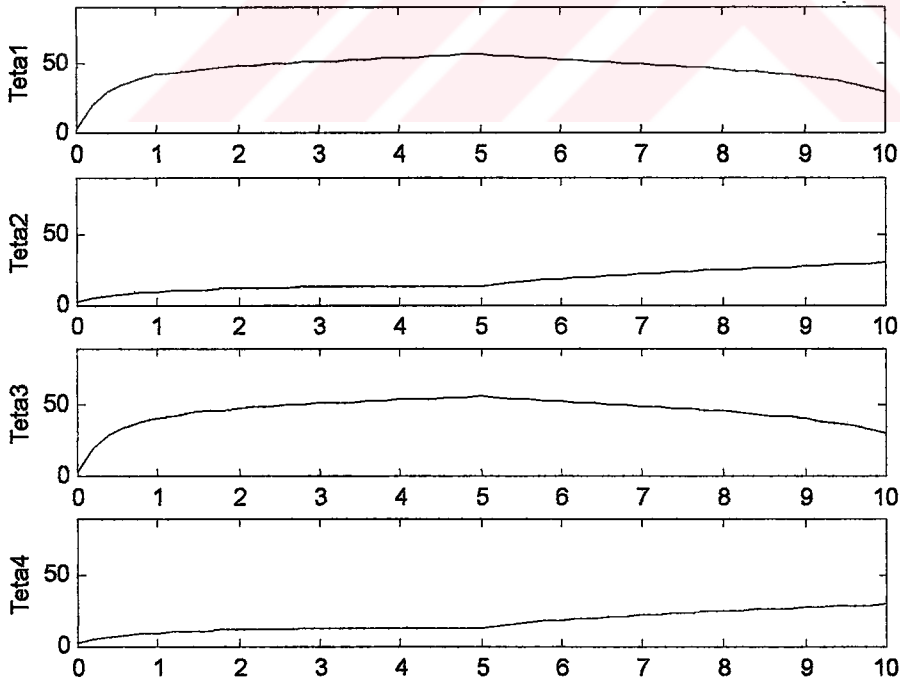


(b) Açı değerleri

Şekil 5.11 İki açıklıklı sürekli kiriş için sabit ykiris1, değişken ykiris2 mesafesi çökme yük faktörü ve açı değişimi

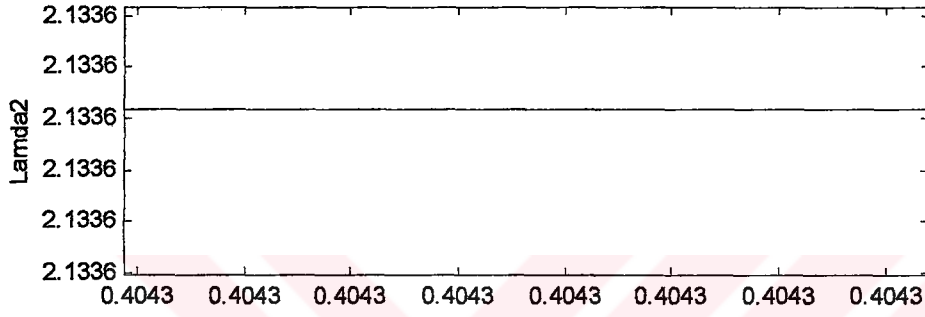
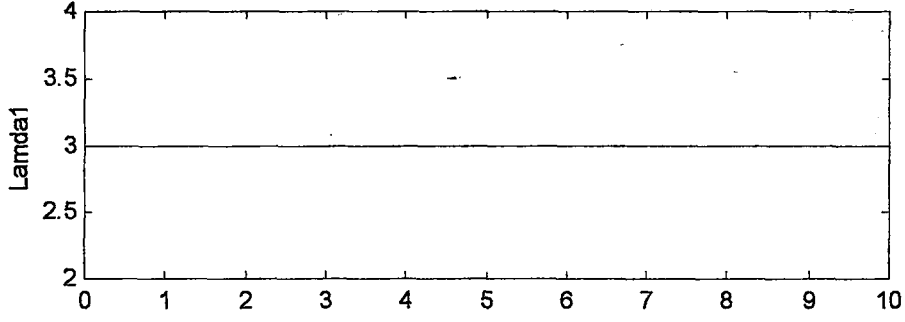


(a) Çökme yük faktörü değerleri

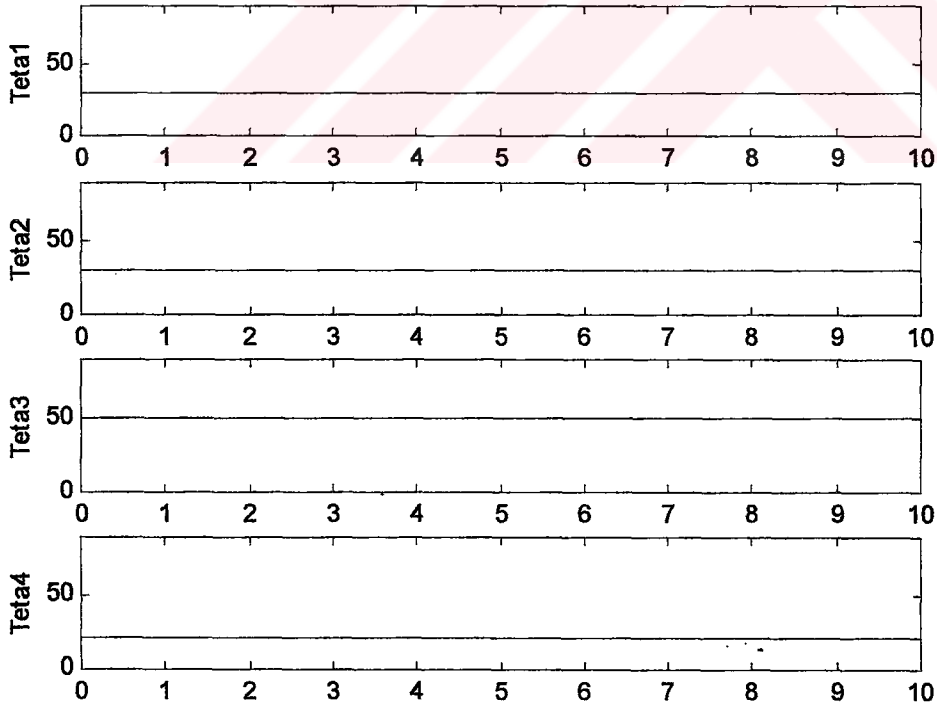


(b) Açı değerleri

Şekil 5.12 İki açıklıklı sürekli kiriş için değişken ykiris1, değişken ykiris2 mesafesi çökme yük faktörü ve açı değişimi

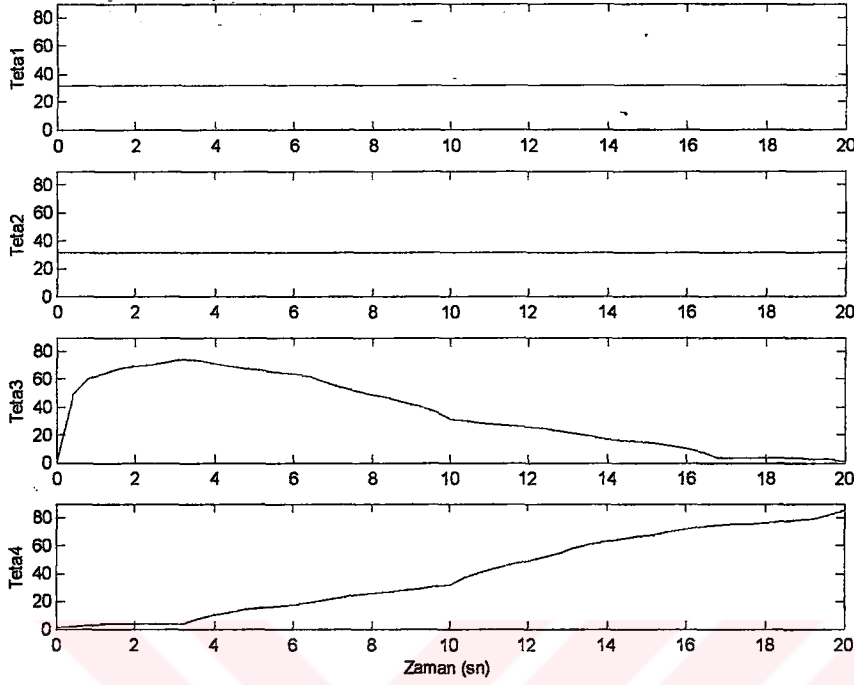


(a) Çökme yük faktörü değerleri

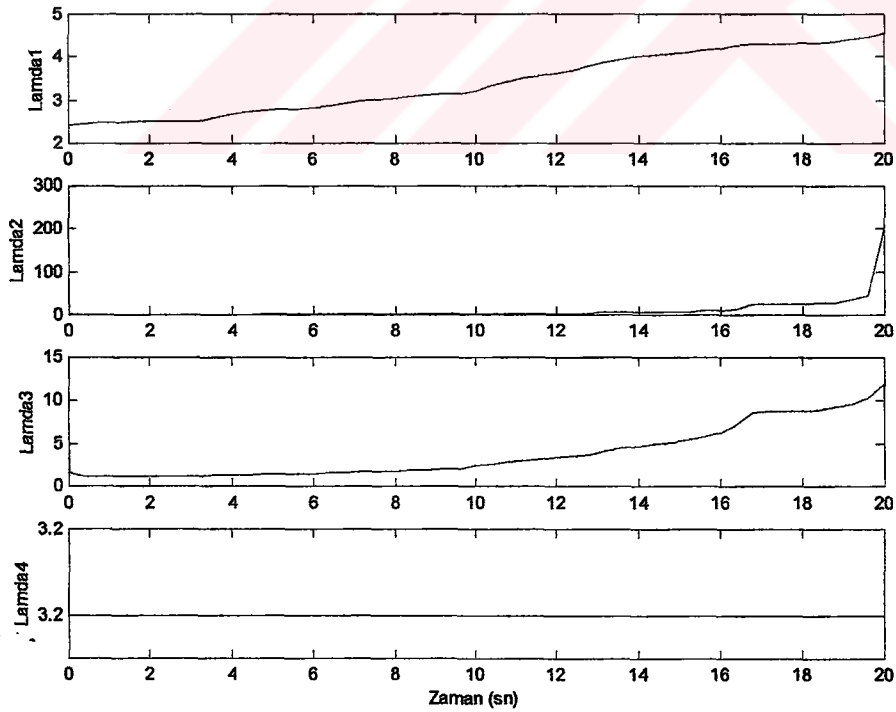


(b) Açı değerleri

Şekil 5.13 İki açıklıklı sürekli kiriş için sabit ykiriş1, sabit ykiriş2 mesafesi çökme yük faktörü ve açı değişimi

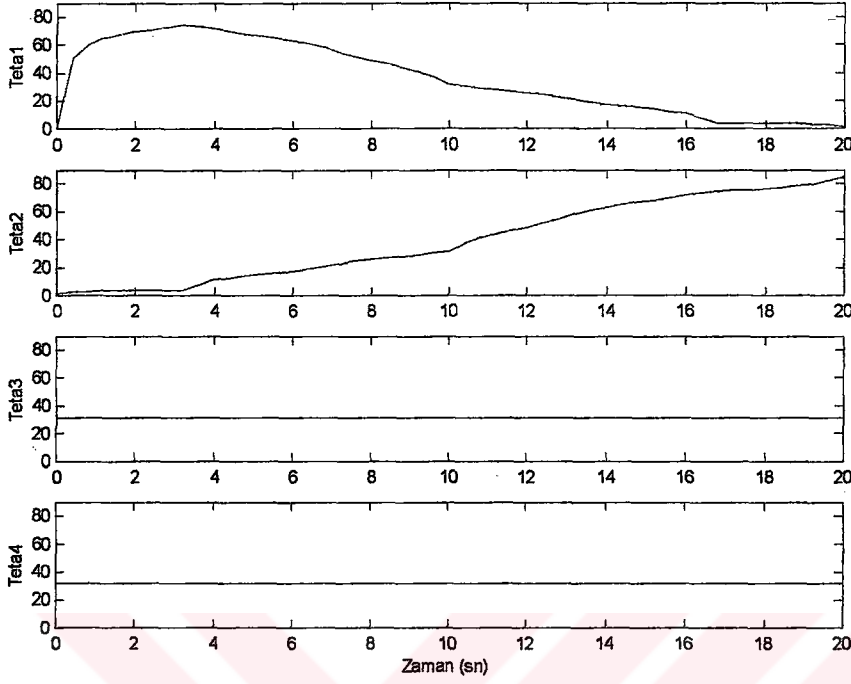


(a) Açı değerleri

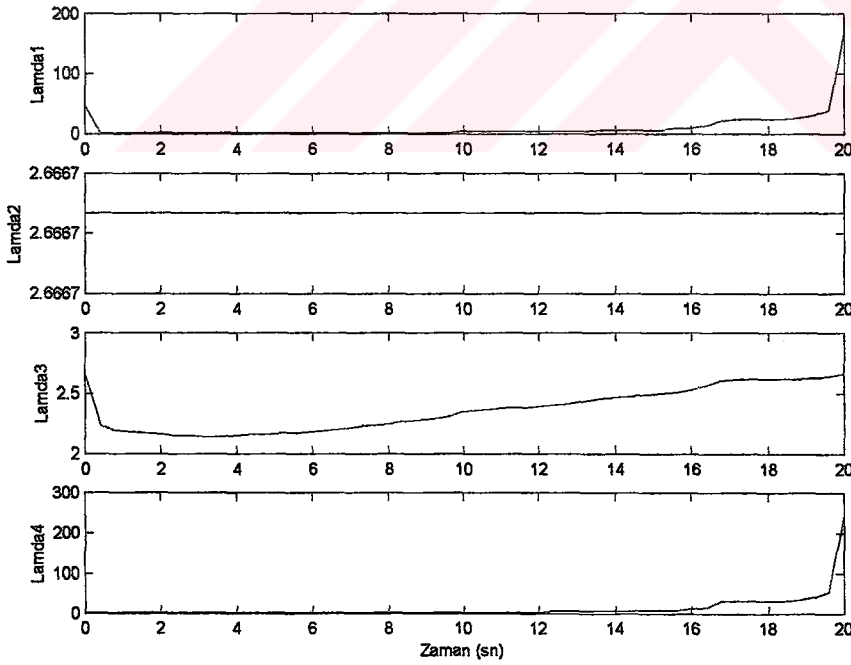


(b) Çökme yük faktörü değerleri

Şekil 5.14 Tek gözlü çerçeve için sabit kolon, değişken kiriş mesafesi açı ve çökme faktörü değişimi

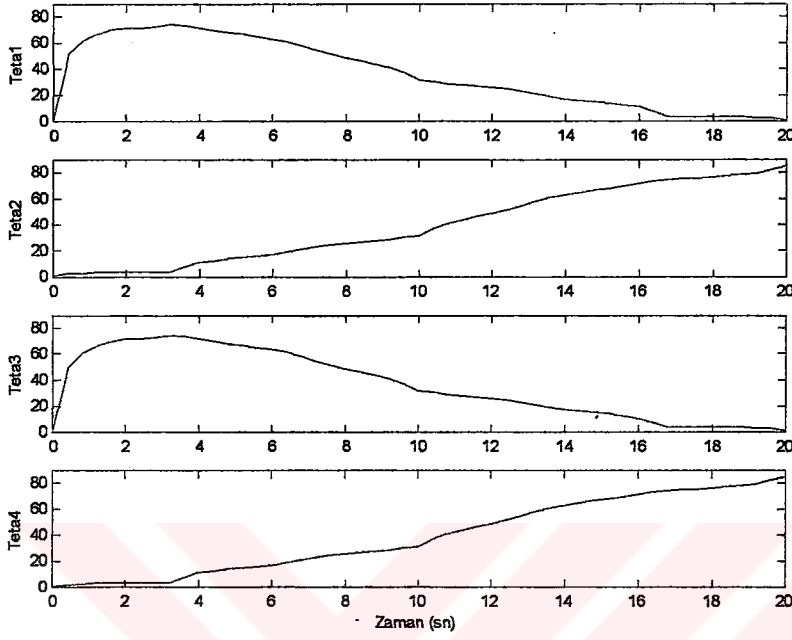


(a) Açı değerleri

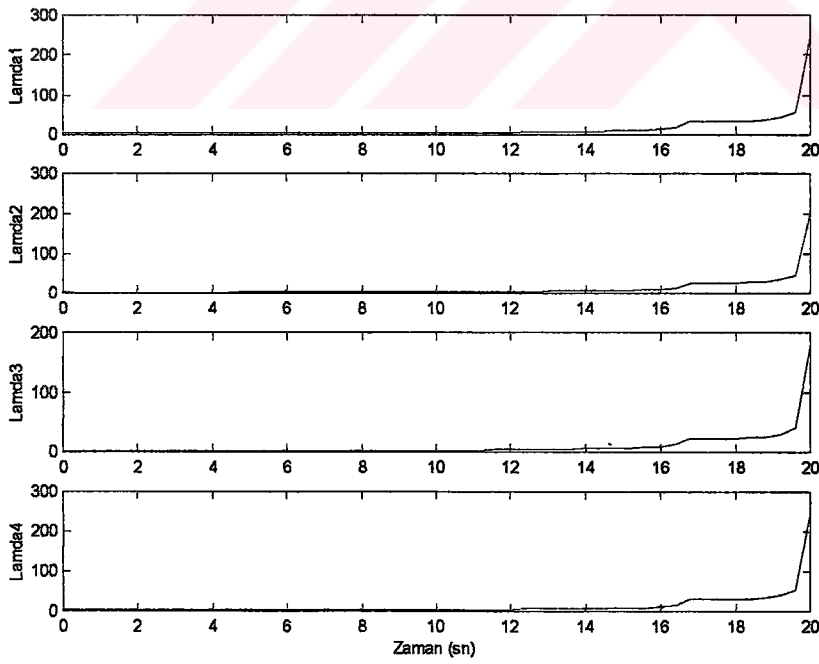


(b) Çökme yük faktörü değerleri

Şekil 5.15 Tek gözlü çerçeve için sabit kiriş, değişken kolon mesafesi açı ve çökme faktörü değişimi

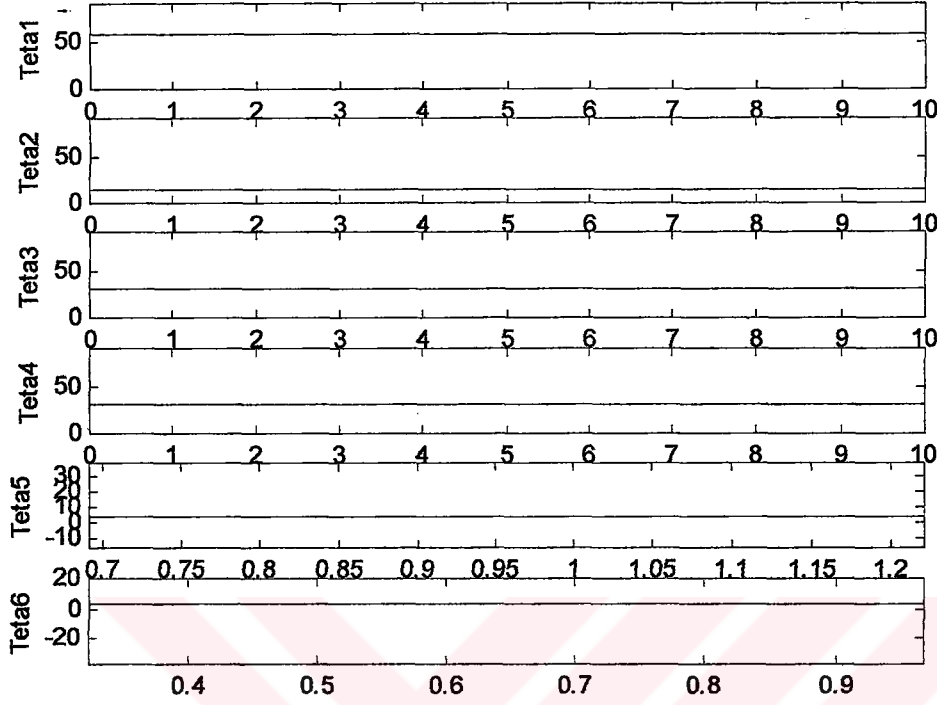


(a) Açı değerleri

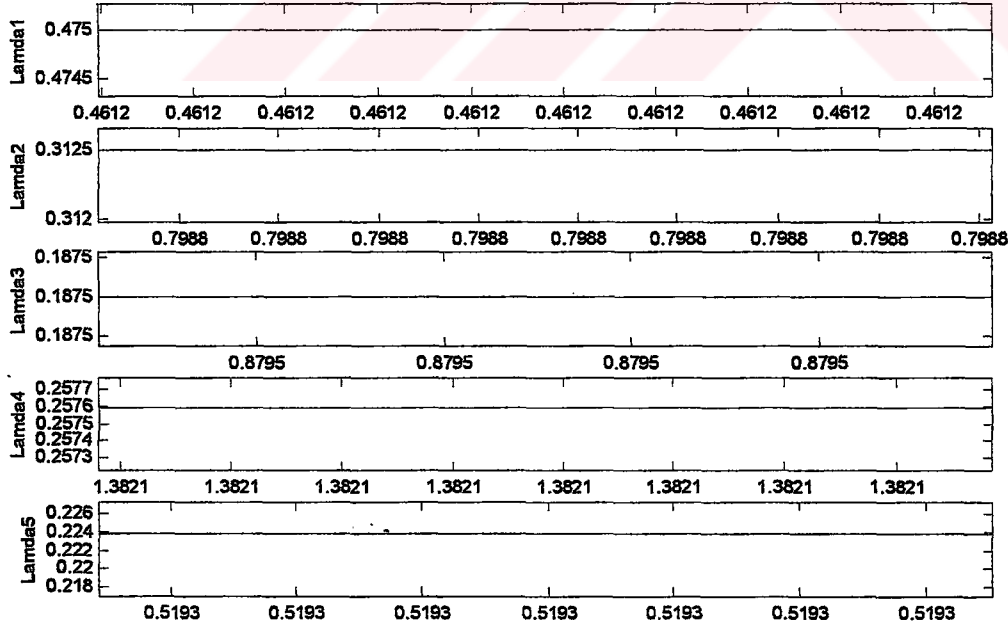


(b) Çökme yük faktörü değerleri

Şekil 5.16 Tek gözlü çerçeve için değişken kiriş, değişken kolon mesafesi açı ve çökme faktörü değişimi



(a) Açık değerleri



(b) Çökme yük faktörü değerleri

Şekil 5.17 İki gözülü çerçeve için açı ve çökme yük faktörü değişimi

Tablo 5.1, Tablo 5.2 ve Tablo 5.3 'de görüldüğü gibi teorik olarak elde edilen sonuçlarla bulanık mantıkla bulunan sonuçların birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir.

Çökme yük faktörü	Bulanık mantıkla bulunan sonuçlar	Klasik yöntemle bulunan sonuçlar
Kiriş mekanizması	2,6667	2,67
Kolon mekanizması	3,2	3,2
Kayılma mekanizması	3,2	3,2
Birleşik mekanizma	2,353	2,35
Birleşik mekanizma	2,4	2,4

**Tablo 5.1** Tek gözlü çerçeve için elde edilen sonuçlar

Çökme yük faktörü	Bulanık mantıkla bulunan sonuçlar	Klasik yöntemle bulunan sonuçlar
Sol giriş mekanizması	0,475	0,475
Sağ giriş mekanizması	0,3125	0,3125
Kayılma mekanizması	0,1875	0,1875
Birleşik(1+3) mekanizma	0,2576	0,2416
Birleşik(2+3) mekanizma	0,224	0,221

**Tablo 5.2** Çift gözlü çerçeve için elde edilen sonuçlar

Çökme yük faktörü	Bulanık mantıkla bulunan sonuçlar	Klasik yöntemle bulunan sonuçlar
1. Kiriş mekanizması	3	3
2. Kiriş mekanizması	2,13	2,25

**Tablo 5.3** İki açıklıklı sürekli kiriş için elde edilen sonuçlar



## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, çelik yapıların boyutlandırılmasında kullanılan plastik teorisinin bulanık mantık uygulaması yapılmıştır. Bunun için üç örnek yapı ele alınmış, bu örnek yapılara plastik analiz uygulanmış, çelik yapıların plastik mafsallarının yerleri, oluşum sıraları ve çökme yük faktörleri elde edilmiştir.

Çalışmada çerçeve ve sürekli kiriş sistemler için bulanık mantık temelli bir çökme yük faktörü hesaplama algoritması geliştirilmiştir. Matematiksel ifadesi oldukça zor olan dönme açıları tecrübelerden yararlanılarak bulanık mantıkla bulunmuş, buradan çelik yapıli sistemlerin dayanıklılık sınırını bulmak için gerekli olan çökme yük faktörü belirlenmiştir. Önerilen algoritmayla oldukça başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar klasik yöntemle karşılaştırılmıştır ve birbirine çok yakın sonuçların elde edildiği görülmüştür.

Buna karşın çok katlı çerçevelerin çözümünde bulanık mantık çözüm sisteminin uygun olmadığı da ortaya çıkmıştır. Çünkü kat adedi arttıkça yük sayısı da buna bağlı olarak artacağından ve dolayısıyla bulanık mantık yaklaşımıyla kullanılacak olan üyelik fonksiyonları da artacaktır. Ayrıca üyelik fonksiyonlarının artması kural tablosunun artmasına da yol açacaktır. Bu da problemi daha karmaşık hale getirecektir. Zaten bulanık mantığın amacı karmaşık problemleri daha karmaşık hale getirmek değil kolaylaştırmaktır. Ama sürekli bir kirişte yapılan örnekte üyelik fonksiyonunun 7 tane alınmasına rağmen kural tablosu 14 tane olmuştur. Böylece sürekli kirişlerde bulanık kontrolör tasarlayarak çözüm yapmak daha da kolay olacaktır. Buradan bulanık mantığın çerçevelerden daha çok sürekli kirişlere daha kolayca uygulanabileceğini ortaya çıkılmaktadır.

**KAYNAKLAR**

ARDA, T.S., YARDIMCI N., (2000), **Çelik Yapıda Karma Elemanların Plastik Hesabı**, İstanbul.

BATTAINI, M., CASCIATI, F., FARAVELLI, L., (1998), **Fuzzy control of structural vibration. An Active Mass System Driven by An Fuzzy Controller**, Earthquake Engineering and Structural Dynamics 27, 1267-1276.

BEEDLE, L.S., (1958), **Plastic Design of Steel Frames**, Research Professor of Civil Engineering Fritz Engineering Laboratory Department of Civil Engineering Lehigh University, New York.

CHERNG, Y., HSU, D., (1990), **Structural optimization with fuzzy parameters**, Computer&Structure 32, 917-924.

ÇAMLIBEL, N., (1993), **Taşıyıcı Sistemlerin Plastik Davranışı**, Yıldız Teknik Üniversitesi Mimarlık Fakültesi Mimarlık Bölümü yayın no 93-052, İstanbul.

DISQUE, R. O., (1965), **Plastic Design of Steel Frames**, Research Professor of Civil Engineering Fritz Engineering Lehigh University.

ERDEM, O., (2000), **Bulanık mantık ile kavşaklarda trafik denetimi sağlayan yazılım**. Politeknik Dergisi, Cilt:3, Sayı:3, 87-96

HELLENODORN, H., THOMAS, C., (1993), **Defuzzication in Fuzzy Controllers**, Intelligent and Fuzzy Systems 1, 109-123.

HODGE, P. G., (1967), **Yapıların Plastik Analizi**, Arı Kitapevi Matbaası, İstanbul.

JENSEN, H. A., SEPULVEDA, A. E., (2000), **Use of Approximation Concepts in Fuzzy Design Problems**, Advances in Engineering Software, 263-273.

KAYNAK, O., (1993), **Bulanık Denetim ve Endüstriyel Uygulamaları**, TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi CAD/CAM ve Robotik Bölümü.

OLSEN, P.,(1999), **Rigid plastic analysis of plane frame structures**. Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. 179, 19-30.

POSTACIOĞLU, B., (1975), **Yapı Malzemesi Problemleri**, Çağlayan kitapevi, İstanbul.

R. A. RIBEIRO, F. M. PIRES, (1999), **Fuzzy Linear Programming VI a simulated annealing**, Cybernetic 35, 1, 57-67.

SMITH, J. C., (1996), **Structural Steel Design**, New York Chichester Brisbane Toronto Singapore.

TENG, T., PENG, C., CHUN, C., (2000), **A study on the application of fuzzy theory to structural active control**, Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. 189, 439-448.

TS 4561, (1985), **Çelik Yapıların Plastik Teoriye Göre Hesap Kuralları**, Türk Standartları Enstitüsü, Ankara.

WASTI, S. T., (1968), **Limit Analiz**, Ortadoğu Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Yayını No:21, Ankara.

WONG, M.B., (2001), **Elastic and plastic for numerical modelling of steel structures subject to fire**, Journal of Constructional Steel Research 57, 1-14

YARAN, T., (1992), **Plastic Analysis and Design of Braced and Unbraced Multi-story Steel Frames by Microcomputer**, Boğaziçi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi İnşaat Mühendisliği Bölümü Yüksek Lisans Tezi.

YÜKSEL, İ., (1996), **Matlab ile Mühendislik Sistemlerinin Analizi ve Çözümü**,  
Uludağ Üniversitesi Bursa

ZADEH, L.A., (1965), **Fuzzy Sets**, Information and Control, New York Academic  
Press 8, 338-353.

ZADEH, L.A., (1973), **Outline of a New Approach to the Analysis of Complex  
Systems and Decision Processes**, IEEE Trans. Syst Man& Cybern, January.

