

HİDROLİK ve MEKANİK PRESLERİN  
TASARIM KRİTERLERİ

-179817-

Makina Müh. Cem YAVUZ

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında  
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç.Dr.Ferhat DİKMEN

Prof.Dr. Ahilla Bayar

Doç. Dr. Ferhat DİKMEN

Doç. Dr. Ferhat DİKMEN

İSTANBUL, 2003

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	i
ŞEKİL LİSTESİ .....	ii
ÇİZELGE LİSTESİ .....	iii
ÖNSÖZ.....	iv
ÖZET .....	v
ABSTRACT .....	vi
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Mekanik Presler.....	1
1.2 Hidrolik Presler .....	2
1.3 Preslerde Tasarım Problemlerine Genel Bakış.....	4
2 ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	5
3 PRESLERDE SEÇİM KRİTERLERİ ve TEMEL ÖZELLİKLER.....	6
3.1 Hedeflenen Üretime Göre Presin Diğer Özelliklerinin Tespiti.....	8
4 ÇERÇEVE (H) TİPİ PRES GÖVDELERİNDE OPTİMİZASYON .....	19
4.1 Gövdede Çözülmesi Gereken Problemlerin Tespiti.....	19
4.2 Plak Teorisinin Ana Bağlıları.....	21
4.2.1 Dikdörtgen Plakın Diferansiyel Denklemi .....	21
4.2.2 Elastik Mesnetli Plakların Sınır Koşulları.....	23
4.2.3 Plakın Eğilme Probleminin Bir Mambranın Çökmesi Problemine İndirgenmesi..	24
4.3 Dikdörtgen Plakalarının Çökmelerinin Sonlu Farklar Yöntemi ile Hesaplanması.....	25
4.3.1 Pres Tablası Çökmelerinin Sonlu Farklar Yöntemi ile Hesaplanması .....	28
4.4 Toplam Çökmenin Tabla ve Alt Kiriş Arasında Paylaştırılması.....	31
4.5 Tabla Plakasının Boyutlandırılması .....	41
4.6 Pres Alt Kirişinin Boyutlandırılması .....	41
4.7 Rijitlik Oranının Belirlenmesi .....	42
4.8 Gövde ve Tabla Boyutlandırma Tablolarının Oluşturulması .....	44
4.9 Uygulamalar .....	52
5 SONUÇLAR .....	57
KAYNAKLAR.....	58
EKLER.....	59

Ek 1	Tabla Plaka Mesnetlerindeki ökmeler .....	59
	ÖZGEÇMİŞ.....	60



## SİMGE LİSTESİ

a	Pres tabla derinliđi
b	Pres tabla genişliği
D	Plak rijitliği
E	Elastiklik modülü
F	Pres baskı kuvveti
h	Pres hesap çerçevesinin yüksekliği
$h_{alt}$	Alt kiriş yüksekliği
I	Kesit eylemsizlik momenti
$I_A$	Alt kiriş kesit eylemsizlik momenti
$I_1$	Alt kiriş alın sacı kesit eylemsizlik momenti
$I_2$	Alt kiriş alın sacına dik kirişlerin kesit eylemsizlik momenti
K	Rijitlik sabiti
l	Pres hesap çerçevesi genişliği
$l_0$	Hidrolik pistonun üst kirişe kuvvet etkittiđi genişlik
M	Moment
q	Birim alana etkiyen düzgün yayılı yük
s	Alın sacı kalınlığı
t	Pres tabla kalınlığı
w	Çökme,yaylanma,esneme
$\alpha,\beta$	Katsayı
$\gamma$	Rijitlik oranı
$\lambda$	Dikdörtgenlik oranı
v	Poisson oranı
$\Psi$	Mesnet rijitlik oranı
$\Phi_1$	Alın sacı eylemsizlik oranı
$\Phi_2$	Alın sacına dik kirişlerin eylemsizlik oranı
$\xi$	Genişlik oranı
$\Omega$	Paylaştırma oranı

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Basit bir C tipi gövdeli pres tezgahı.....	1
Şekil 1.2	H tipi gövdeli (kolonlu) eksantrik pres .....	2
Şekil 1.3	H tipi gövdeli hidrolik pres .....	3
Şekil 3.1	Kesme gücünün hesaplanmasına şekilli bir örnek .....	8
Şekil 3.2	Eksantrik pres (Dirinler Makina) .....	8
Şekil 3.3	Hidrolik pres (Dirinler Makina).....	9
Şekil 3.4	C tipi pres (Dirinler Makina).....	9
Şekil 3.5	H tipi pres (Dirinler Makina) .....	10
Şekil 3.6	Döküm gövdeli pres (Vatan Makina).....	10
Şekil 3.7	Çelik konstrüksiyon gövdeli pres (Vatan Makina) .....	11
Şekil 3.8	Dört yüzeyden kızaklı koç ve montaj örneği .....	11
Şekil 3.9	Sekiz yüzeyden kızaklı koç ve montaj örneği.....	12
Şekil 3.10	Mekanik kavrama ve çalışma prensibi .....	12
Şekil 3.11	Pnömatik kavrama.....	12
Şekil 3.12	Hidrolik kavrama .....	13
Şekil 3.13	Mekanik sigorta.....	14
Şekil 3.14	Hidrolik sigorta .....	15
Şekil 3.15	Angrenajlı pres elemanları .....	16
Şekil 3.16	Direkt tahrikli pres elemanları .....	16
Şekil 3.17	Yandan volanlı pres .....	17
Şekil 3.18	Arkadan volanlı pres (Dirinler Makina).....	17
Şekil 3.19	Çalışan emniyeti için çiftel kumanda sistemi.....	18
Şekil 4.1	Çerçeve tipi hidrolik pres gövdesi ve tablası .....	20
Şekil 4.2	Bir plak parçası üzerindeki kuvvetler ve momentler .....	21
Şekil 4.3	Pres alt kirişlerine etkiyen kuvvetler.....	25
Şekil 4.4	Pres alt kirişlerine etkiyen kuvvetlerin dağılımı ve düğüm noktaları .....	25
Şekil 4.5	Pres tablasının sonlu farklar yöntemi için dikdörtgenlere bölünmesi.....	26
Şekil 4.6	Pres tablasının dikdörtgen elemanlara bölünmesi.....	28
Şekil 4.7	$\gamma=1$ için $f_1_\lambda$ grafiği .....	33
Şekil 4.8	$\gamma=2$ için $f_1_\lambda$ grafiği .....	34
Şekil 4.9	$\gamma=3$ için $f_1_\lambda$ grafiği .....	35
Şekil 4.10	$\gamma=5$ için $f_1_\lambda$ grafiği .....	36
Şekil 4.11	$\gamma=10$ için $f_1_\lambda$ grafiği .....	37
Şekil 4.12	$\gamma=30$ için $f_1_\lambda$ grafiği .....	38
Şekil 4.13	$\gamma=60$ için $f_1_\lambda$ grafiği .....	39
Şekil 4.14	$\gamma=100$ için $f_1_\lambda$ grafiği .....	40
Şekil 4.15	Uygulama-1 grafik gösterimi, F ve b değerlerine bağlı t ve s değişimi (t-, s-)... 53	
Şekil 4.16	Uygulama-2 grafik gösterimi, F ve b değerlerine bağlı t ve s değişimi (t-, s-)... 54	
Şekil 4.17	Uygulama-3 grafik gösterimi, F ve b değerlerine bağlı t ve s değişimi (t-, s-)... 56	

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 4.1	F pres kuvvetine bağlı $\gamma$ değerleri .....	43
Çizelge 4.2	1.Grup (0 – 40 tonf) $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 30$ için $\lambda$ ve $\xi$ 'a bağlı $\alpha$ ve $\beta$ değerleri .....	45
Çizelge 4.3	2.Grup (40 – 75 tonf) $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 10$ için $\lambda$ ve $\xi$ 'a bağlı $\alpha$ ve $\beta$ değerleri .....	46
Çizelge 4.4	3.Grup (75 – 100 tonf) $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 5$ için $\lambda$ ve $\xi$ 'a bağlı $\alpha$ ve $\beta$ değerleri .....	47
Çizelge 4.5	4.Grup (100 – 125 tonf) $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 3$ için $\lambda$ ve $\xi$ 'a bağlı $\alpha$ ve $\beta$ değerleri .....	48
Çizelge 4.6	5.Grup (125 – 225 tonf) $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 2$ için $\lambda$ ve $\xi$ 'a bağlı $\alpha$ ve $\beta$ değerleri .....	49
Çizelge 4.7	6.Grup (225 – 1000 tonf) $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 1$ için $\lambda$ ve $\xi$ 'a bağlı $\alpha$ ve $\beta$ değerleri .....	50
Çizelge 4.8	$\left(\frac{Fb}{E}\right)^{1/3}$ [mm] tablosu (E=2,1.10 <sup>4</sup> kg/mm <sup>2</sup> için) .....	51
Çizelge 4.9	$\left(\frac{F}{Eb}\right) \cdot 10^4$ [mm] tablosu (E=2,1.10 <sup>4</sup> kg/mm <sup>2</sup> için) .....	51

## **ÖNSÖZ**

Bu çalışma pres gövde dizaynında karşılaşılan problemler karşısında optimizasyona dayalı alternatif çözüm yöntemi sunmaktadır. Çalışmada mekanik ve hidrolik presler gövde tiplerine göre ayrı olarak ele alınmıştır. İlk bölümde presler detaylı olarak tüm elemanları ve sınıflandırma türleriyle açıklanmıştır. Çalışmanın ikinci bölümünde ise (H) çerçeve tipi hidrolik pres gövdeleri üzerine yapılan çalışmaları içermektedir. Sonlu farklar metodu kullanılarak tabla ve taşıyıcı kiriş çökmelerine göre pres gövdesi rijitliğini artırıcı optimum ölçülendirme çalışması yapılmıştır.

Hesaplamaların bu konuya ilgi gösteren insalara yardımcı olmasını umarım. Bana tezimi hazırlamamda yardımlarını ve desteğini esirgemeyen Dirinler Makina ve Vatan Makina çalışanlarına teşekkürümü sunarım.



## **ÖZET**

Pres tasarımında en büyük problemlerin gövde dizaynında yaşandığı görülmektedir. Pres gövdelerinde gerek geometrik yapılarından gerekse çalışma şartlarının iyi tespit edilememesinden dolayı doğru ölçülendirmede zorlanılmaktadır. Gövde ile ilgili tasarımda mekanik ve hidrolik presler H tipi gövde formu temel alınarak incelenmiştir.

H tipi gövdede pres tablasındaki çökme miktarının tabla ve taşıyıcı kirişler arasında paylaşılmasıyla gövde rijitliğini sağlayacak tabla ve kiriş boyutlandırılmasına gidilmiştir. Boyutlandırma işlemini kolaylaştırmak için formüller tablolaştırılmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Gövde, H tipi, çökme, boyutlandırma, rijitlik





## **ABSTRACT**

It is observed that the biggest problems at press designs are about frames. It has been difficult to dimension the press frames due to their geometrical shapes and wrong determination of working conditions. At frame designs, mechanical and hydraulic presses are analyzed considering H shaped frames.

About H shaped frames, the value of deflection on the bedplate is shared on the bedplate and the deep beams. In this way, it is followed by dimensioning of the bedplate and the deep beams as proving the rigidity of the frame. For easy dimensioning, the formulas are converted to tables.

**Keywords:** Frame, H shaped, deflection, dimensioning, rigidity



## 1. GİRİŞ

Presler talaşsız şekil verme tezgahları içinde en yaygın kullanılan grubu oluşturmaktadır. Presler konstrüksiyon esaslarına göre çeşitli gruplara ayrılabilir. Ancak, en yaygın gruplama hareket sistemlerine göre yapılanıdır;

### 1.1 Mekanik Presler

Gövde tipi ve pozisyonu, hareket mekanizması, tahrik kademeleri (dişli, kayış-kasnak v.s.) ve noktaları (tek,iki,dört askılı), tonaj, kurs, kapanma yüksekliği, ayar şekli, dakikadaki kurs, kalıp yeri ve kavrama durumu bir mekanik presi tanımlayan başlıca özelliklerdir.

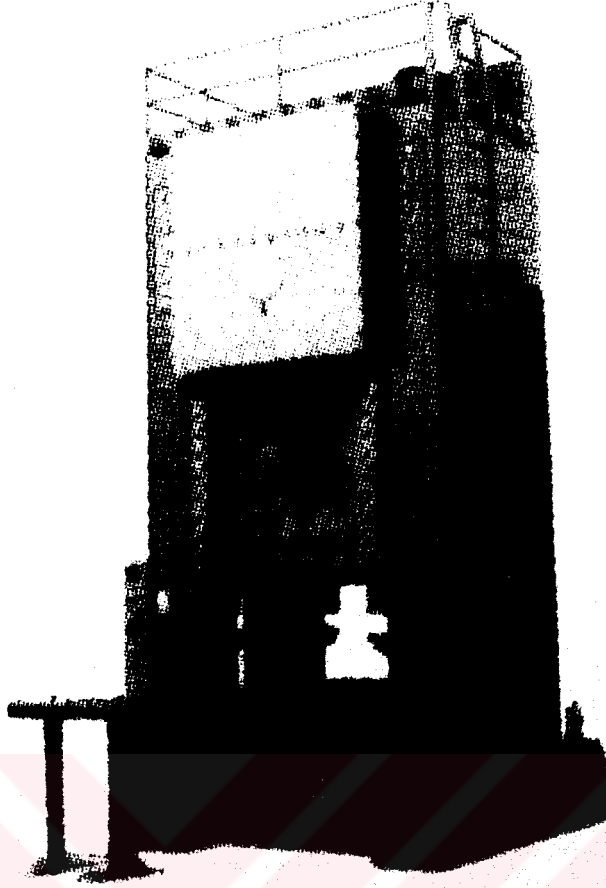
Gövde tipleri, açık gövdeli (Şekil 1.1) veya düz yanlı olabilmektedir. Gövdeler, çelik platinalardan kaynak konstrüksiyonlu olarak veya dökümden imal edilebilir. Döküm gövde rijitliğine karşılık pahalı; kaynaklı konstrüksiyonlar daha ucuz ve dinamik zorlamalara dayanıklıdır. Açık (C) gövdeli olanlar üç yandan açık olduğundan, gerek sacın beslenmesi ve gerekse kalıbın montajında kolaylık sağlarlar. Kesilen parçalar genellikle tablo deliğinden aşağıya atılır. En önemli sakıncası, yük altında C gövdenin elastik deformasyon göstererek açılmasıdır. 1-300 tonluk kapasitelerde olabilirler.

C gövdeli presler, rijit gövdeli olabildikleri gibi, çeşitli iş durumlarına göre ayarlanabilir tablalı, eğilebilir gövdeli tipleri de bulunmaktadır.

Düz yanlı (kolonlu) gövdeler (Şekil 1.2) ise, büyük preslerde kullanılarak geniş bir tabla açıklığı sağlanmaktadır. Bu presler büyük tonajlı olup, kutu konstrüksiyonlu düz gövdeler yüksek rijitlik ve düşük elastik sapmalar gösterirler. 40-4000 ton kapasitelerde, 500-9000 mm'lik tablalı olarak imal edilebilirler.



Şekil 1.1 Basit bir C tipi gövdeli pres tezgahı



Şekil 1.2 H tipi gövdeli (kolonlu) eksantrik pres

## 1.2 Hidrolik Presler

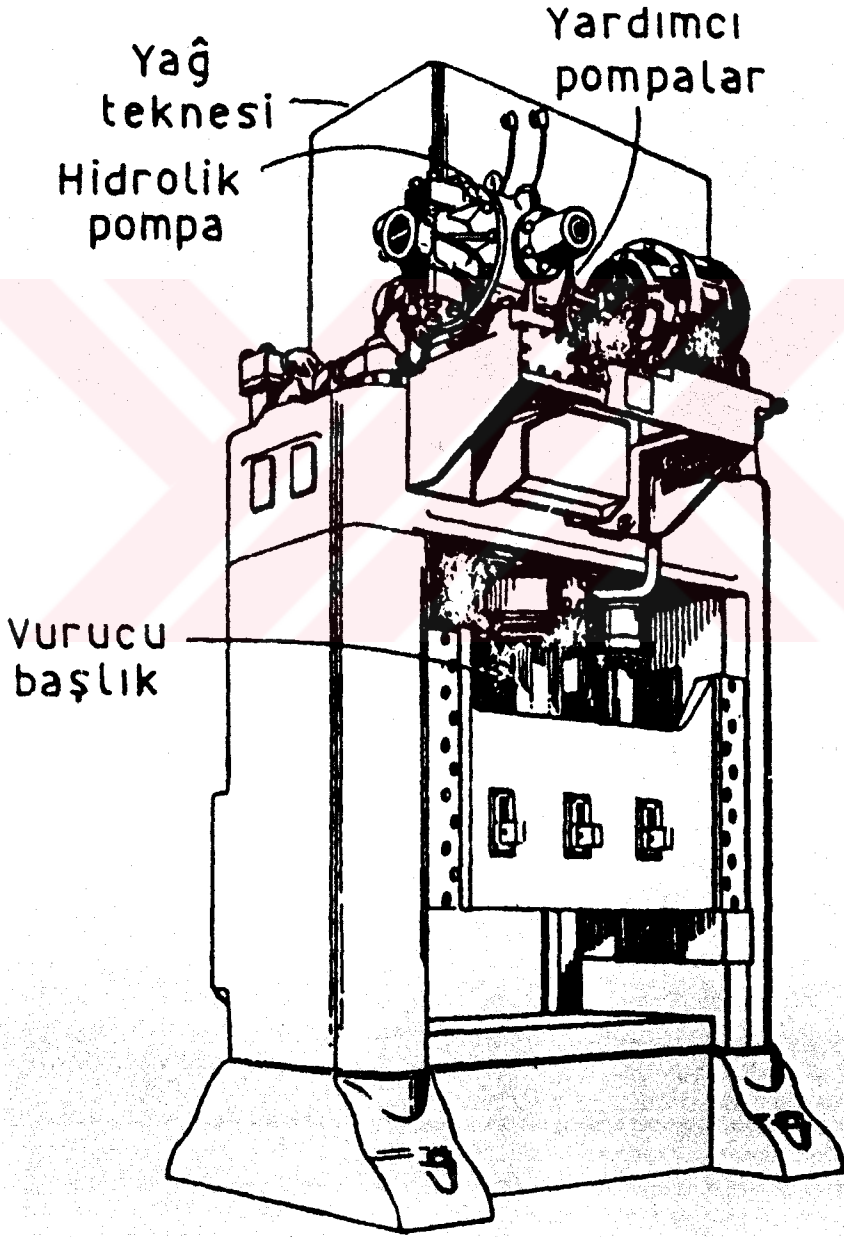
Bir hidrolik pres, kuvvet etkisini karşılayan pres gövdesi, ana silindir veya silindirler, geri dönüş silindirleri ve sabit veya değiştirilebilir kalıpların bağlanacağı konstrüksiyon elemanlarından oluşmaktadır. Bunlara ilaveten, presin uygulanma ve çalıştırılma durumuna bağlı olarak kalıp ve takımlar için özel bağlantı ve kayıtlar ile atıcı mekanizmaları kullanılabilir. Hidrolik güç istasyonu (pompa) kontrol valfleri, tank ve borular ile ölçüm cihazları pres donatımını tamamlayan elemanlardır.

Pres kuvveti, hidrolik basma ile piston kesit alanının çarpımı demek olduğuna göre, basınç iletimine ilişkin çeşitli yöntemler arasında hidrolik basıncı tercih etmek çeşitli bakımlardan elverişli olmaktadır. Böylelikle, minimum donatım, aşınan ve yıpranan eleman, yedek ve tamir takımları gibi avantajlar sağlanmaktadır. Özellikle büyük şekillendirme kuvvetleri için ve düşük şekil değiştirme hızları gerektiren işlemler ile malzeme türleri için hidrolik presler kullanılmaktadır.

Pistonun çalışma hızı, hidrolik akışkanın iş silindirine giriş debisine bağlıdır. Hidrolik güç istasyonu (pompa) tipi ve boyutu, çeşitli basma operasyonları için gerekli olan maksimum

çalışma hızlarına göre seçilmektedir. Kaçınamayacağımız akış kayıplarını kabul edilebilir (minimum) sınırlara indirgeyecek şekilde boru ve valf çapları belirlemek gerekmektedir. Silindirlerin, düşük basınç değerleri altındaki dolup boşalma durumuna bağlı olarak; yüksek ilerleme ve dönüş hızlarını sağlayabilmek için kesitler özellikle geniş seçilmelidir.

Özellikle hafif metal alaşımları endüstrisinde, hidrolik presler ile kalıpta şekillendirme işlemleri yapılmaktadır. Yüksek biçimlendirme hızlarına duyarlı olan malzemelerdeki çatlama tehlikesi dolayısıyla yüksek hızlar uygulanamamaktadır. Hidrolik pres kapasitesi 50.000 tona kadar çıkabilmektedir.



Şekil 1.3 H tipi gövdeli hidrolik pres

### 1.3 Preslerde Tasarım Problemlerine Genel Bakış

Preslerde tasarım problemlerine konstrüktif açıdan baktığımızda en karmaşık kısmın gövde olduğu görülmektedir. Gövdenin (kaynak konstrüksiyonlu) pres yapımında malzeme maliyetlerinin yaklaşık %60'ını, işçilik maliyetlerinin ise %50 sini oluşturduğunu düşünürsek önemini daha iyi anlayabiliriz. Gövde tasarımında en temel problem öncelikle gövdeyi kuvvetler etkisinde iken elastik deformasyon sınırları içinde tutmaktır. Elastik sınırlar dahilinde çalışmayan bir pres kalıcı deformasyonlar sonucu işlevselliğini kaybeder, büyük zararlara ve kazalara sebep olabilir.

Elastik sınırlar dahilinde çalışan bir pres gövdesi dizaynıyla problemin çözülmüş olduğu söylenemez. Öncelikle gövdede oluşan esnemenin ya da çökmenin sınırlarının belirlenmiş olması gerekir. Ya da bu sınırlarla ilgili değerlerin varsa ilgili kurumların standartlarından alınarak hesaplamaların bu yönde yapılması tavsiye edilir. Preslerin hassasiyeti ile bu değerlerin sifıra yakınlığının doğru orantılı olarak birbirine bağlantılı olduğu bilinmektedir.

Preslerin konstrüksiyonu için günümüze kadar pek çok çalışma yapılmış ve özellikle Alman DIN kuruluşu çeşitli standartlar oluşturmuştur. Son 10 seneye kadar ülkemizde imalatçı firmalar presleri çoğunlukla atelye şartlarında müşteri talepleri doğrultusunda bilimsel tasarım hesaplamaları gözardı edilerek mesleki tecrübelerle dayanarak imal etmekteydi. Ancak gelişen globalleşme sayesinde imalatçı firmalar teknik bilginin önemini fark ettiler ve kalitenin artırılması ve maliyetlerin düşürülmesi yolunda çalışmalar başlattılar. Günümüzde imalatçı firmalar bu konuda dikkate değer ilerleme kaydetmiş olmasına karşın bütüne bakıldığında pek çok eksiklik olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada preslerin tasarımı pres gövdeleri üzerinde yapılan optimizasyon çalışmaları çerçevesinde incelenmiştir. Presleri genel anlamda mekanik ve hidrolik presler olarak ikiye ayırmıştık. Gövde tiplerini incelediğimizde, gövdeleri de C tipi ve H tipi olmak üzere ikiye ayırmak doğru bir yaklaşım olacaktır. Her iki pres tipi her iki gövde tipinde imal edilebilmektedir.

C tipi gövdeler üç tarafının açık olması sebebiyle daha yaygın bir kullanım alanına sahiptir, ancak geometrisi itibariyle yüksek esneme riski taşımaktadır. Bu nedenle ergonomik boyutlarda sınırlı kuvvetlerde çalışmaya olanak vermektedir. Mekanik presleri daha düşük kuvvetlerle çalıştığından incelemelerde C tipi gövdeyle bir ele alınmıştır.

H tipi gövdeler ise dört taraftan bağlantılı olduğundan daha rijit bir gövde tipidir. Büyük baskı kuvvetlerini karşılayabilmesi en büyük avantajıdır. Hidrolik presleri, daha büyük kuvvetleri sağladığını düşünürsek incelemelerde H tipi gövdeyle bir ele alınmıştır.

## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Presler ile ilgili günümüze kadar pekçok çalışma yapılmıştır. Mäkelt (1968) C formu pres tezgahlarıyla ilgili çalışmalar yapmış, Morgenstern (1975) gövdelerin, konstrüksiyon tabloları yardımıyla optimizasyonu için yöntem geliştirmiştir. DIN (1989) normu C ve H tipi mekanik preslerin konstrüksiyonu için standartlar belirlemiştir. H tipi hidrolik preslerle ilgili Morgenstern (1975) kapalı form preslerin tablalarının en iyi şekilde boyutlandırılması için bir optimizasyon yöntemi önermiş ve kendi geliştirdiği sistematik konstrüksiyon tabloları yardımıyla bunu bir örneğe uygulamıştır. Blum (1980) ise eksantrik yükleme halinde hem gövdenin, hem de tahrik organlarının sayısal analizini yapmış, kızak boşluklarının ve kuvvetlerinin değişimini incelemiştir. Ülkemizde ise Öztürk (1983) çerçeve tipi hidrolik pres gövdelerinin konstrüksiyonu ve boyutlandırma kriterleri ile ilgili çalışma yapmıştır. Ayrıca, Başer (1999) hidrolik tahrikli derin çekme preslerinin tasarım kriterleri ile ilgili inceleme yapmıştır.

### 3. PRESLERDE SEÇİM KRİTERLERİ ve TEMEL ÖZELLİKLER

Presin doğru seçilmesi başarıya giden yoldaki vazgeçilmez unsurdur. Hatalı seçilen pres verimlilik ve sermaye kaybına, hatalı parça üretimine ve istenmeyen kazalara sebep olabilir. Preslerin seçiminde ilk adım, kullanıcının-kalıp üreticisinin ve pres üreticisinin ortak noktada buluşmasının sağlanmasıdır. Bunu sağlamak için takip edilmesi gereken sıra aşağıdaki gibi olmalıdır;

1) Kullanıcı üretmeyi planladığı parçanın bütün özelliklerini noksansız bilmeli ve bu özellikleri kalıp üreticisine eksiksiz olarak aktarmalıdır. Bu özellikler:

- a) Boyutsal özellikler
- b) Biçimsel özellikler
- c) Metalurjik özellikler
- d) Kalite seviyesi
- e) Hedeflenen üretim miktarı olarak sıralanabilir.

2) Kalıp üreticisi önce bu özelliklere uygun olan parçayı hangi kalıp tekniğine göre üreteceğini kararlaştırmalıdır. Bunu tespit ederken:

- f) Kalıp maliyetinin düşük tutulması,
- g) Kalıp ömrünün hedeflenen üretim miktarını sağlayacak seviyede olması,
- h) Üretim için en az güce ihtiyaç duyan kalıbın tasarlanması,
- i) Hangi tip presle işin yapılması gerektiğinin tespiti,
- j) Kalıbın en az bakımla maksimum üretimi sağlaması,

noktaları gözden uzak tutulmamalıdır.

3) Pres üreticisi üretilmesi hedeflenen parçayı ve kalıbını inceledikten sonra bu işe uygun pres tipi, tonajı ve spesifik özellikleri konusunda parça üreticisine rehber olmalıdır. Bunu yaparken verimliliği gözden uzak tutmadan mümkün olan en ekonomik pres tipine itibar edilmelidir.

Özellikle pres tonajının tespitinde bütün olumsuzluklar gözden geçirilmeli ve pres tonajı emniyetli bir rakama bağlanmalıdır. Bu nokta başarının vazgeçilmez unsurlarından birisidir. Limit değerinde seçilen preste malzeme kalınlığının kontrol dışı artması, malzeme sertliğinin değişmesi ve benzeri durumlarda üretime devam etmek mümkün değildir. Sistem sigortası aşırı yük nedeniyle patlayacak ve üretimi durduracaktır. Oysa belli bir

güvenlik yüzdesi oranında (örn.: %10-15) büyük tonajda seçilen preste bu olumsuzluklar yaşanmayacak veya çok az yaşanacaktır.

Yukarıdaki organizasyon, planlanan bir parça için geçerlidir. Ama her zaman presler planlanan bir parça için seçilmezler. Çok çeşitli sayıda parçanın üretilmesi de hedeflenebilir. Bu gibi durumlarda pres seçiminde aşağıdaki noktalar etken olacaktır.

k) En fazla güce ihtiyaç duyan parçaya göre tonaj tespit edilir.

l) Operasyon çeşidine göre tespit edilir, örneğin kesme, bükme, derin çekme, ütüleme, profillendirme, dövme gibi

m) Üretim hızına göre tespit edilir; bu seçimde en düşük hızdaki üretim ile maksimum hız arasındaki fark az ise sabit hızlı presle, eğer çoksa değişken hızlı preslerin seçilmesi uygun olur.

n) Operasyon analizindeki ihtiyaca göre tespit edilir; örneğin üst çıkarıcı, alt çıkarıcı, artık kesme makası, artık transferi için bant ve benzer özellikler sayılabilir.

o) Kalıp teknolojisinin farklarına göre tespit edilir; örneğin iki kızaklı veya dört kızaklı presler, Mekanik veya Pnömatik kavramalı presler gibi.

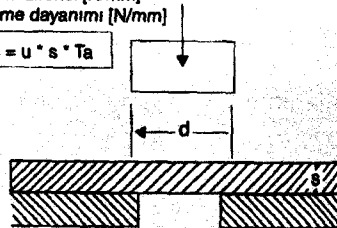
Bütün bu araştırmaların ve analizlerin sebebi doğru presin seçilmesidir. Presler ucuz olmayan ve sık sık değiştirilmesi mümkün olmayan makinalardır. Doğru seçilirlerse kalite ve verimlilik sağlanacaktır. Hatalı seçilmesi kesin olarak başarısızlığı getirecek, firma finans ve iş kaybına uğrayacaktır. Bir defada doğruyu yapmak hedef olmalıdır. Bunu sağlayamamak globalleşen dünyada gerilerde kalmak demektir.

Preslerin çeşitlerine geçmeden önce basit bir tonaj hesabının nasıl yapıldığını bilmemiz gerek;

#### LAZIM OLAN KESME GÜCÜ $F_s$

$F_s$  = Kesme gücü [kN]  
 $u$  = Kesme çevresi [mm]  
 $s$  = Kesilen kalınlık [mm]  
 $T_a$  = Kesme direnci [N/mm]  
 $R_m$  = Çekme dayanımı [N/mm]

$$F_s = u \cdot s \cdot T_a$$



Örnek:

$$s = 62,8 \cdot 3 \text{ mm} \cdot 272 \text{ N/mm}^2$$

$$F_s = 51244,8 \text{ N}$$

$$F_s = 51,224 \text{ kN}$$

$$F_s = \text{Takriben } 5,1 \text{ Ton}$$

Malzeme: St 37

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$s = 3 \text{ mm}$$

$$R_m = 340 \text{ N/mm}^2 \text{ (ST 37 için)}$$

$$T_a = 0,8 \cdot 340 = 272 \text{ N/mm}^2$$

$$u = \pi \cdot d = 62,8 \text{ mm}$$

Şekil 3.1 Kesme gücünün hesaplanmasına şekilli bir örnek (Kalıp Dünyası,yıl:1,sayı:6,syf:20)



### 3.1 Hedeflenen Üretime Göre Presin Diğer Özelliklerinin Tespiti

#### 1) Çalışma Prensiplerine Göre

##### a) Eksantrik Presler

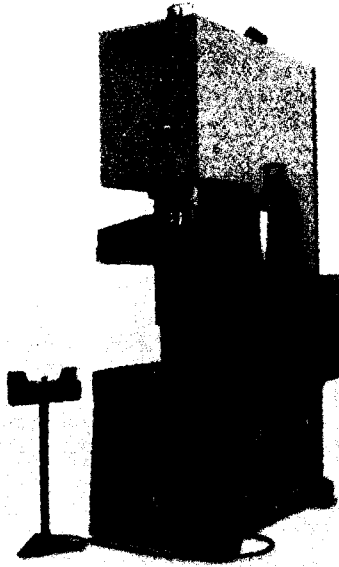
Hareketin mekanik aksam ile sağlandığı presler. Daha çok kesme, delme, bükme, ütüleme gibi operasyonlarda kullanılır.



Şekil 3.2 Eksantrik pres (Dirinler Makina)

##### b) Hidrolik Presler

Hareketin basınçlı yağ ile sağlandığı preslerdir. Daha çok derin çekme, derin ütüleme gibi operasyonlarda kullanılır.



Şekil 3.3 Hidrolik pres (Dirinler Makina)

### c) Özel Presler

Sadece bir tek amaç için üretilen, içerisinde bir veya daha çok sistem birlikte bulunabilen preslerdir; seramik presler, melamin presler, plastik presleri, kombine presler gibi.

### 2) Gövde Tipine Göre

#### a) C Tipi Presler

Gövdelerine yandan bakıldığında C harfini andıran bir yapıya sahiptir. 3 tarafının kesintisiz açılı olması nedeniyle geniş bir çalışma alanı sağlar. Daha çok küçük tonajlı preslerde tercih edilen bir tiptir. Maksimum 250 tona kadar üretilir. Bu preslerde gövde esnemesi en büyük problemlerden birisidir.



Şekil 3.4 C tipi pres (Dirinler Makina)

#### b) H Tipi Presler

Gövdelerine dört yönden bakıldığında H harfini andıran yapıya sahiptir. Daha çok büyük tonajlı preslerin yapımında tercih edilen bir tiptir. Baskı altında esnemesinin minimum olması en önemli özelliğidir.

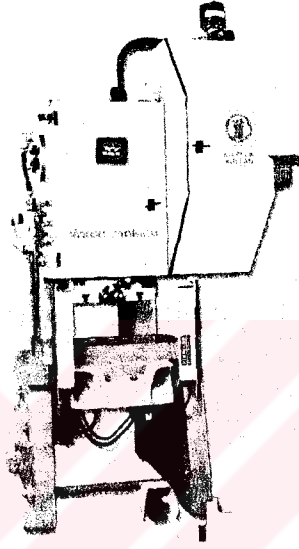


Şekil 3.5 H tipi pres (Dirinler Makina)

### 3) Gövde Malzemesine Göre

#### a) Demir Döküm Gövdeli Presler (Pik Gövdeli)

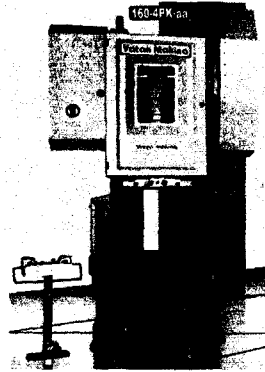
Daha önceden belirlenmiş ölçü ve biçimde hazırlanmış modellere sadık kalınarak üretilen preslerdir. Gövde lamel grafitli dökme demirden yapılır. Bu tipler daha çok küçük tonajlar için kullanılır. Orta ve küçük ölçekli işletmelerin tercih ettiği maliyetleri düşük preslerdir. Gövdeyi koruyan sigorta sistemi gerektiği gibi gövde çatlama ve gövde kırılmalarına sıkça rastlanır.



Şekil 3.6 Döküm gövdeli pres (Vatan Makina)

#### b) Çelik Konstrüksiyon Gövdeli Presler

Her tip ve ölçüde ön hazırlığa gerek kalmadan üretilen bir gövde çeşididir. Bu nedenle geniş bir uygulama alanı bulmuştur. Çelik malzemenin fiziksel özelliklerinden dolayı küçük değerlerde esneyebilen, kendine ve kalıba hasar vermeyen preslerdir. Ancak üretimlerinde kaynak ve montaj teknolojilerini ödün vermeden uygulamak gerekir. Büyük tonajlı preslerin yapımında tercih edilir.

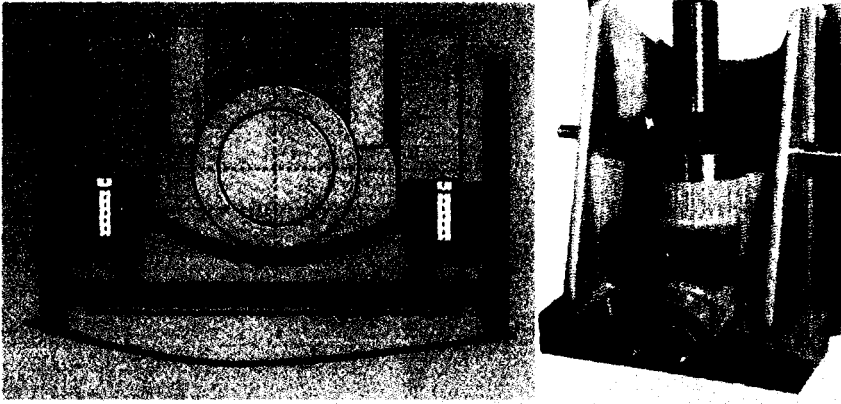


Şekil 3.7 Çelik konstrüksiyon gövdeli pres (Vatan Makina)

#### 4) Kızak Sistemine Göre

##### a) 4 Kızaklı Presler

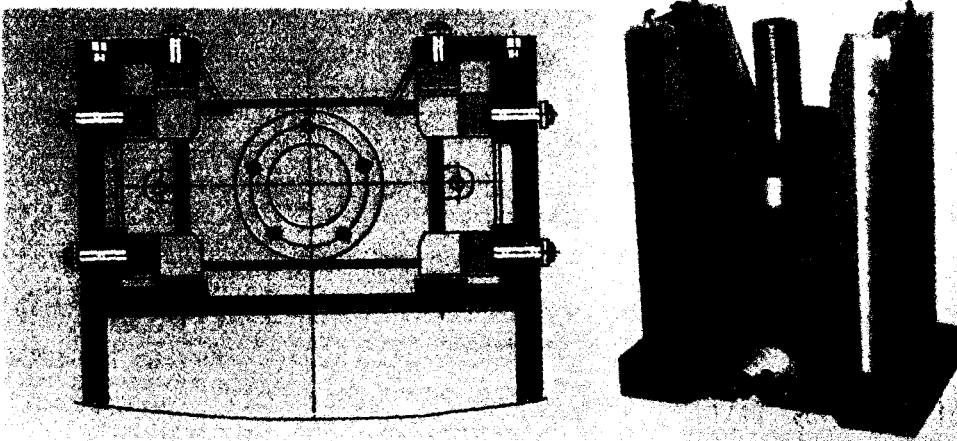
İki eksende yataklanmış ve her eksende 2 yüzeyden kızaklanmış bir sistemdir. Genelde kırlangıç tip yataklamada denebilir. Kızaklama eksenlerin uygun yerlere konması sistemin başarısını salar. C tipi preslerde kullanılır. Rahat bir ayar imkanı sağlar.



Şekil 3.8 Dört yüzeyden kızaklı koç ve montaj örneği

##### b) 8 Kızaklı Presler

4 eksende yataklanmış ve her eksende 2 yüzeyden kızaklanmış bir sistemdir. Kızaklama eksenleri koçun 4 köşesinden geçmektedir. Büyük tonajlı H tipi eksantrik veya hidrolik preslerde geniş bir kullanım alanı bulmuştur. Demonte işlemini uygulamadan koç ayarını yenileme imkanı sağlamış olması en önemli özelliğidir. Kalıp bakım zamanını uzatmış olması ekonomikliğe yaptığı en önemli etkendir.

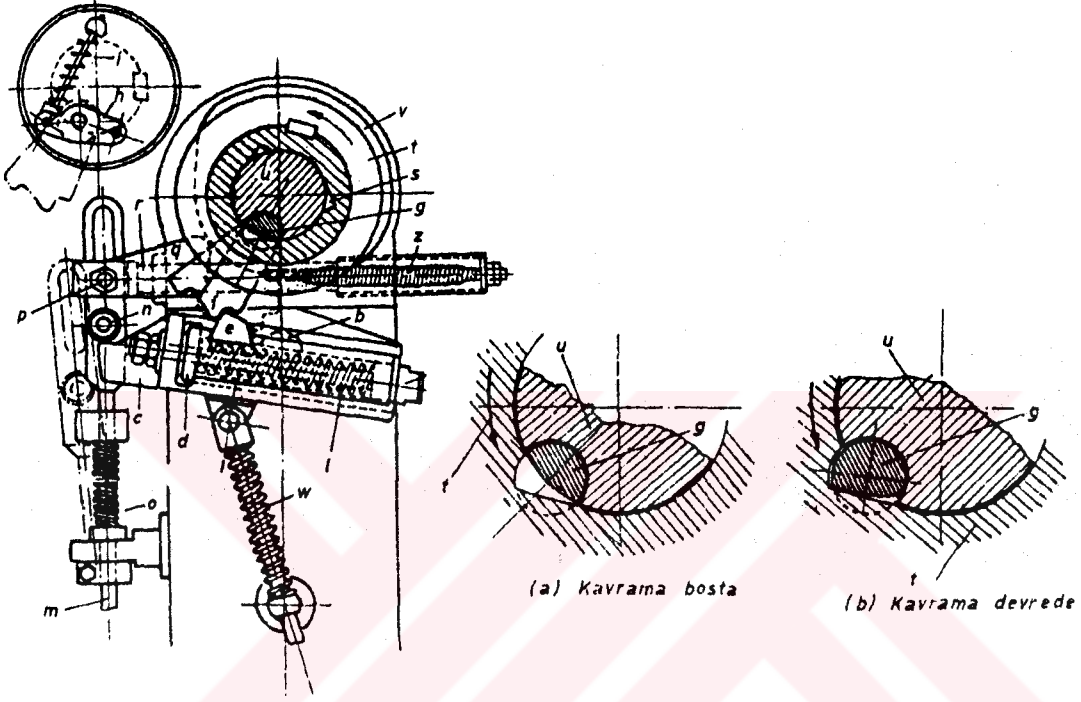


Şekil 3.9 Sekiz yüzeyden kızaklı koç ve montaj örneği

### 5) Kavrama Sistemine Göre (Eksantrik Preslerde)

#### a) Mekanik Kavramalı Presler

Mekanik aksam yardımı ile hareket iletimini sağlarlar. En önemli parçaların mekanik olması yararlı ömrünün kısalığı problemini oraya çıkarır. Uzun süreli çalışmalarda başarılı olması çok sıkı takibi ve tam periyodik bakıma bağlıdır. Az sayıda bir üretim tiplerinde kullanılır. Eski tip bir uygulama olduğu için günümüzdeki kullanım alanı azalmıştır.



Şekil 3.10 Mekanik kavrama ve çalışma prensibi

#### b) Pnömatik Kavramalı Presler

Hareket büyük çaplı bir pnömatik silindire (1-2 mm) kurs yaptırarak sağlanır. Kavrama operasyonundaki esas malzeme balatadır. Bu kavramalarda norm değerlere

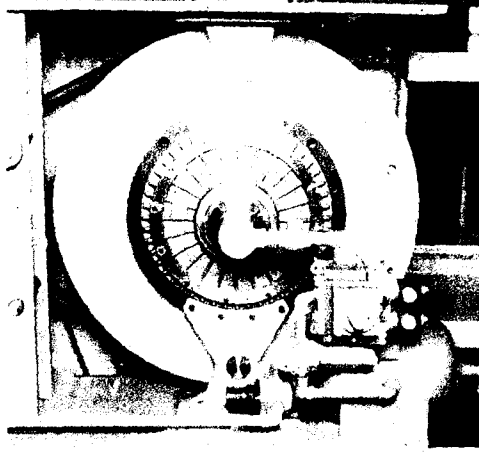
sadık kalmak kaçınılmaz bir mecburiyettir. Kaydırma zamanının ve kaydırma mesafesinin standart değerler içinde kalması şarttır. Bu değerlerin sapması kavrama balata ömrünü 5 veya 10 kat azaltır. Bu da seri üretim ve devamlı çalışma için tasarlanmış bu sistemi amacından saptırır. Minimum bakımla uzun sürelerde çalışması bu kavrama sistemine geniş bir uygulama alanı sağlamıştır.



Şekil 3.11 Pnömatik kavrama

### c) Hidrolik ve Yıldız Kavramalar

Pnömatik kavramalarda basınçlı hava ile sağlanan kavrama işlemi burada hidrolik sistemle sağlanır. Karamayı sağlayan parçalar lameller veya özel dişli kavramalardır. Sistem olarak çok başarılı olmasına rağmen pahalı olması uygulama alanında en önemli negatif etkisidir. Ancak çok tehlikeli ve yüksek değerlere sahip makinalarda kullanılır.



Şekil 3.12 Hidrolik kavrama

### 6) Hızlarına Göre

#### a) Düşük Hızlı Presler

Bu presler yüksek tonajlı geniş tablalı ve ağır parça üreten büyük preslerdir. Eksantriklerde 30 vuruş/dakika kadar, Hidrolik preslerde ise hızlı iniş çıkış değerleri 50-60 mm/sn olanlar bu grupta değerlendirilir.

#### b) Orta Hızlı Presler

Yaptıkları işin özelliklerine göre orta tonaj grubundaki preslerdir. Eksantrik preslerde 30-50 vuruş/dakika, Hidrolik preslerde ise hızlı iniş çıkış değerleri 100 mm/sn olanlar bu grupta değerlendirilir.

#### c) Hızlı Presler

Eksantrik preslerde 50-150 vuruş/dakika, Hidrolik preslerde ise hızlı iniş çıkış değerleri 100-300 mm/sn olanlar bu grupta değerlendirilir. Sürekli vuruş pozisyonunda sürücü grubu ile birlikte çalışan preslerdir. Geniş bir uygulama alanı vardır.

#### d) Yüksek Hızlı Presler

Yaptıkları işler genellikle küçük veya çok sayıdaki işlerdir. Genellikle uzun sürelerde durmadan çalışırlar. Bu presler yan grupları ve aksesuarları ile birlikte üretim yapan

otomasyon grubu içinde değerlendirilir. PLC kontrollü presler bu grup içerisinde yer alır. Eksantrik preslerde 150-1000 vuruş/dakika, Hidrolik preslerde ise hızlı iniş çıkış değerleri 300-800 mm/sn olanlar bu grupta değerlendirilir.

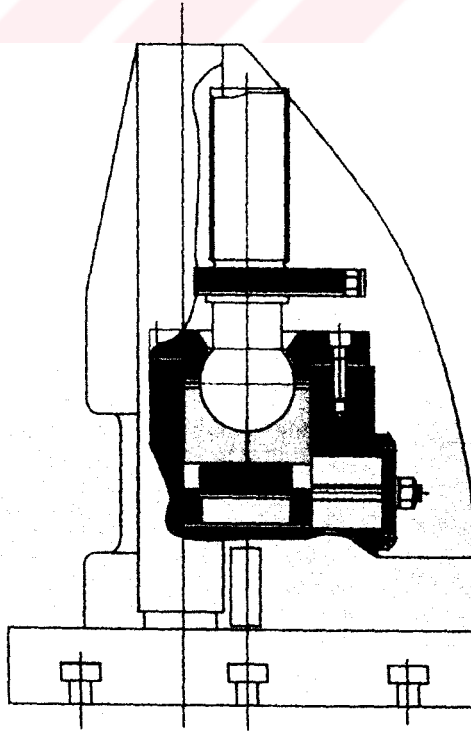
#### e) Ayarlanabilen Hızlı Presler

Bu presler universal amaçla üretilen ve çok sayıda kalıpla farklı hızlarda çalıştırılan preslerdir. Doğru akım motorlu olanlar eski yıllarda çok kullanılmış olmasına rağmen maliyetlerindeki yükseklik nedeniyle terkedilmiş, yerini frekans kontrollü alternatif akım motorları ile çalışan hız kontrol sistemine bırakmıştır. Bu motorlarda sınırlar içinde momentin sabit kalması çok önemli bir avantajdır. Daha çok eksantrik preslerde uygulanan bu sistem hızla yayılmakta ve önemli bir üretim ekonomisi sağlamaktadır.

#### 7) Tonaj Emniyet Sistemlerine Göre (Eksantrik Preslerde)

##### a) Mekanik Sigortalı Presler

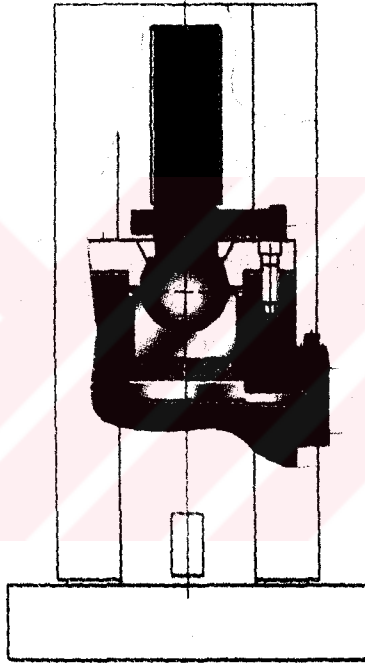
Koç altına gelen tepki kuvvetlerini algılayacak bir bölgeye konulan bu parçalar genellikle lamel grafitli dökme demirden yapılırlar. En ince kesitleri buldukları presin tonajında olur. Tonaj artmalarında bu parça kırılarak presin diğer parçalarının zarar görmesini önler. Mekanik sigortaların hedef kesitlerinin hesaplamalarında malzemeye ait dayanım değerleri önemlidir. Bu değerlerin kesin olarak bilinmesine dökme demir malzemelerde özdeşlik sağlamak zordur. Bu nedenden dolayı bu parçalar çelik malzemedenden de yapılabilir.



Şekil 3.13 Mekanik sigorta

### b) Hidrolik Sigortalı Presler

Bu tip sigorta sistemlerinde tepki kuvvetinden etkilenen bölmeye bir silindir ve piston grubu yerleştirilir. Piston altında bulunan yağ tepki kuvvetinden etkilenerek daha önceden yapılmış valfden silindir dışına yağ tahliye eder. Bu da bir miktar boşluk yaratarak presin zarar görmesini önler ve alınan sinyal ile sistemi durdurur. Bu tip sigortalar iki amaçlı olarak yapılır. Birinci tipteki hidrolik sigortalarda tek ayar yapılabilir. Buda makinayı koruma amaçlı olarak anma tonajını kapsar. İkinci tipteki hidrolik sigortalarda belirli sınırlar içinde farklı tonajlara ayar yapmak mümkündür. Dolayısıyla aynı preste farklı tonajlarda kalıpları koruma imkanı sağlanmış olur. Örneğin 150 tonluk bir preste bu tip bir sigorta ile 80 tonluk bir kalıp 80 tonla korunabilir. Aynı preste 125 tonluk bir kalıta 125 tonla koruma imkanına sahiptir.



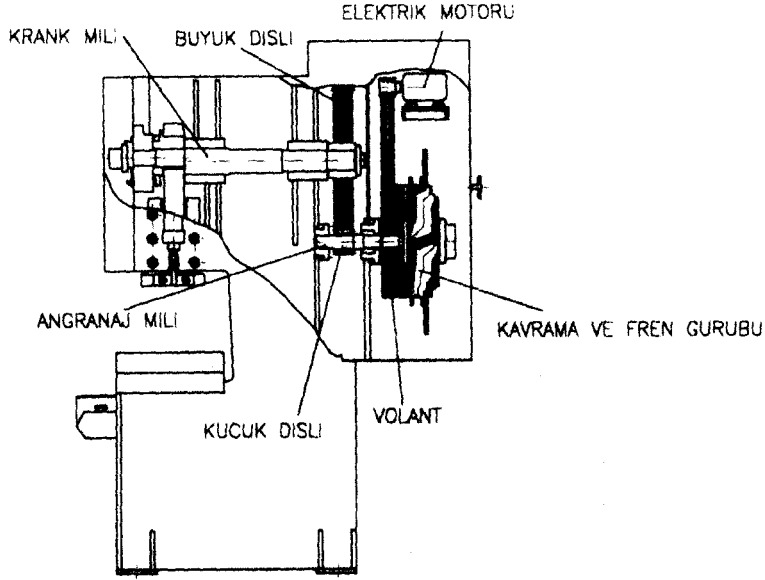
Şekil 3.14 Hidrolik sigorta

### 8) Hareket İletim Sistemlerine Göre (Eksantrik Preslerde)

#### a) Angrenajlı (Dişli İletim Sistemli) Presler

Bu tip preslerde motordan elde edilen düzgün dairesel hareket volan ve bir küçük dişli aracılığıyla büyük dişliye oranında krank miline iletilir. Böylece sistemde alternatif doğrusal harekete dönüşür. Yoldan kaybedilmiş güçten kazanılmış olur. Bu tip sistemlerde elde edilen vuruş sayıları maksimum 60 veya 70 adet/dakika civarında olur.

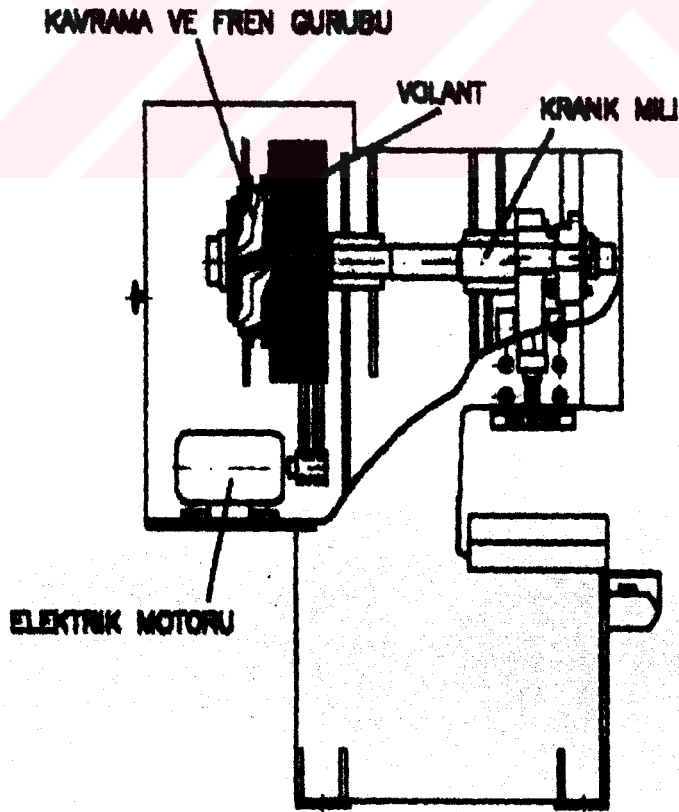




Şekil 3.15 Angrenajlı pres elemanları

b) Direkt Tahrikli (Darbeli) Presler

Burada motordan elde edilen düzgün dairesel hareket volan ve kavrama aracılığıyla direkt olarak krank miline iletilir ve alternatif doğrusal harekete dönüştürülür. Bu tip preslerde vuruş sayıları yüksektir. Örneğin: 300-400 vuruş/dakika.

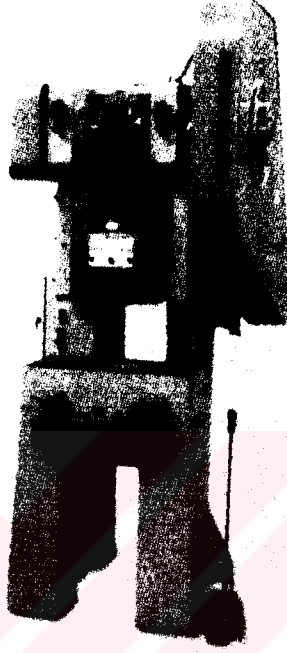


Şekil 3.16 Direkt tahrikli pres elemanları

## 9) Volantın Bulunduğu Yere Göre (Eksantrik Preslerde)

### a) Yandan Volantlı Presler

Bu tip preslerde volant çalışanın sağ veya soluna düşer. Krank mili çalışana paralel olarak yerleştirilmiştir. Bu tip yerleşim presin ebatlarına bağlı olarak tasarlanır. Genel olarak volantın presin tek tarafında bulunması statik dengenin bir miktar bozulmasına neden olabilir.



Şekil 3.17 Yandan volantlı pres

### b) Arkadan Volantlı Presler

Bu tip tasarımlarda krank mili çalışana göre dik yerleştirilmiştir ve volant makinanın en arkasında bulunur.



Şekil 3.18 Arkadan volantlı pres (Dirinler Makina)

### 10) Preslerde Masa Koç Paralelliği

Bütün pres tiplerinde olmazsa olmaz şartlarından en önemlisidir. Kalıbın ömrü ve başarısı bu şarta bağlıdır. Bu şartın bozulması üretim kalitesini fevkalade düşürerek presin koç grubunda zararlı ve istenmeyen aşınmalara neden olacaktır. Günümüzün preslerindeki koç kızak sistemi bu şartı ömür boyu yerine getirilmesi için yeni tasarımlarla geliştirilmiş ve 8 kızaklı sistem uygulanmıştır.

### 11) Preslerde Çalışanın Emniyeti

Preslerin en önemli konusu olan çalışanın emniyeti eski yıllara oranla fevkalade gelişmiş ve uygulaması yaygınlaştırılmıştır. Özellikle Avrupa Topluluğu Ülkeleri ilk şart olarak mekanik kavramalı preslerin kendi ülkelerinde üretilmelerini ve ithal edilmelerini yasaklamıştır. EN normları ile çalışanların emniyetleri maksimum seviyede sağlamıştır. Ayrıca güvenlik açısından özdeşlik anlamına gelen CE işaretini taşımayan makinaların kullanımına yasak getirmiştir.

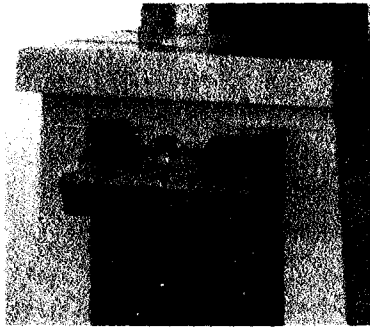
Çalışanların emniyetlerinin sağlanması konusunda aşağıdaki tedbirlerin preslerde alınması artık ana şarttır.

Çiftel kumanda sistemi : Her iki el ile aynı anda basılarak çalışan kumanda sistemi çalışanın ellerinin korunmasını amaçlamaktadır.

Koruma perdesi ile donatılmış preslerde herhangi bir uzvun bu ışınlar arasında bulunması yani ışının kesilmiş olması makinanın durmasını sağlayacak ve istenmeyen iş kazalarının oluşmasına engel olacaktır.

Preslerdeki konum seçici anahtarının kilitli yapılması ve yöneticilerin bu konuya özen göstererek çalışmalarını organize etmeleri birçok kazayı önlemiştir.

Ayrıca pedalların fişli yapılması kullanılmamasının istenildiği hallerde söküp alınması faydalı olmuştur.



Şekil 3.19 Çalışan emniyeti için çiftel kumanda sistemi

## 4. ÇERÇEVE (H) TİPİ PRES GÖVDELERİNDE OPTİMİZASYON

### 4.1 Gövdede Çözülmesi Gereken Problemlerin Tespiti

Çerçeve tipi mekanik preslerde kriter olarak gösterilen en büyük yaylanma değeri sınırı presin tüm öğelerinde boşluklar ve şekil değiştirmeler sonucunda, kuvvet doğrultusunda ortaya çıkan şekil veya yer değiştirmelerin toplamıdır. Yaylanma miktarının bilinmesinin çok önemli olduğu çerçeve tipi mekanik presler için verilen bu kriter, çerçeve tipi hidrolik pres gövdeleri için kullanılamaz. Çerçeve tipi hidrolik preslerin sütunlarında ve üst kirişinde yaylanmalar için bir sınırlama getirilmesi, mekanik preslerdekinin tersine gereksizdir. Bu yaylanmalar hidrolik pistonun ek bir yer değiştirmesiyle her zaman karşılanabilir. Dolayısıyla çerçeve tipi hidrolik preste boyutlandırma kriteri tabla ve alt kiriş için verilmelidir. Bununla ilgili olarak literatürde, yine istatistiki çalışmalar sonucu önerilen kritere göre presin tabla ve alt kirişten oluşan bölümünün F kuvveti etkisiyle orta noktasındaki en büyük çökme veya yaylanması

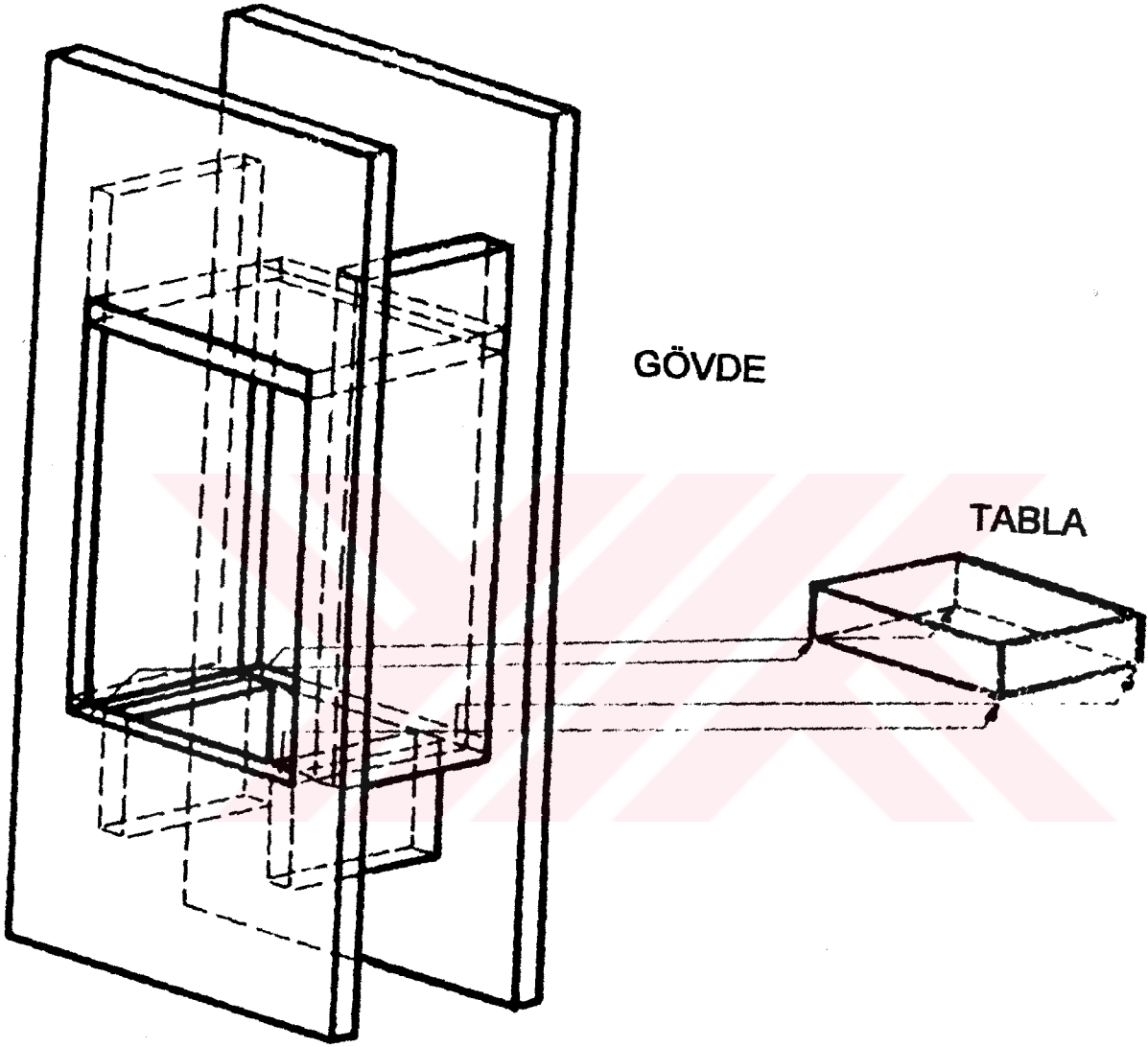
$$w_{maks} = 1,5 \cdot 10^{-4} \cdot b \text{ [mm]} \quad (4.1)$$

değerinin geçmemelidir. Burada b [mm] pres tablasının genişliğidir. Bu kriter çerçeve tipi bir hidrolik pres gövdesinin tablasının ve alt kirişinin boyutlandırılabilmesi için yeterlidir. Gövdenin bunun dışında kalan bölümlerinin boyutlandırılmasında kullanılan kriterler gerilmelerin emniyet gerilmesini aşmaması şeklinde olmalıdır. Ülkemize özgü pres konstrüksiyonlarının çözümü bu kriterler ışığında aşağıdaki sıra ile ele alınabilir:

- 1) (4.1) şartı ile sınırlanan toplam çökme hesaplanır.
- 2) Toplam çökme tabla ve alt kirişi arasında paylaşılır.
- 3) Çökmenin tablaya düşen kısmıyla tabla boyutlandırılır.
- 4) Çökmenin alt kirişe düşen kısmıyla kiriş boyutlandırılır.
- 5) Her iki boyutlandırma halinde de gerilmeye göre kontrol yapılır.
- 6) Alt kirişin boyutlandırılmasıyla belirlenmiş olan sütun ve üst kirişe ait ön ve arka saç kalınlıkları dışındaki büyüklükler gerilmeye göre boyutlandırılır.

Bu işlemlerin tümü en tehlikeli yükleme durumunda yapılmalıdır. Presler için en tehlikeli yükleme durumu merkezden(santrik) tekil kuvvetin etkimesi halidir. Fakat preslerle ilgili standartlarda pres tablasına etkiyen kuvvetin tabla genişliğinin 0,2 sinden daha dar bir bölgeye

etkitilmemesi istenir. Bu nedenle, bu çalışmada pres gövdesinin tabla merkezinde dar bir bölge ( $0,2b \times 0,2a$ ) içinde düzgün yayılı yükün etkimesi sonucunda pres gövdesinin göstereceği davranış incelenecektir.



Şekil 4.1 Çerçeve tipi hidrolik pres gövdesi ve tablası

## 4.2 Plak Teorisinin Ana Bağlıları

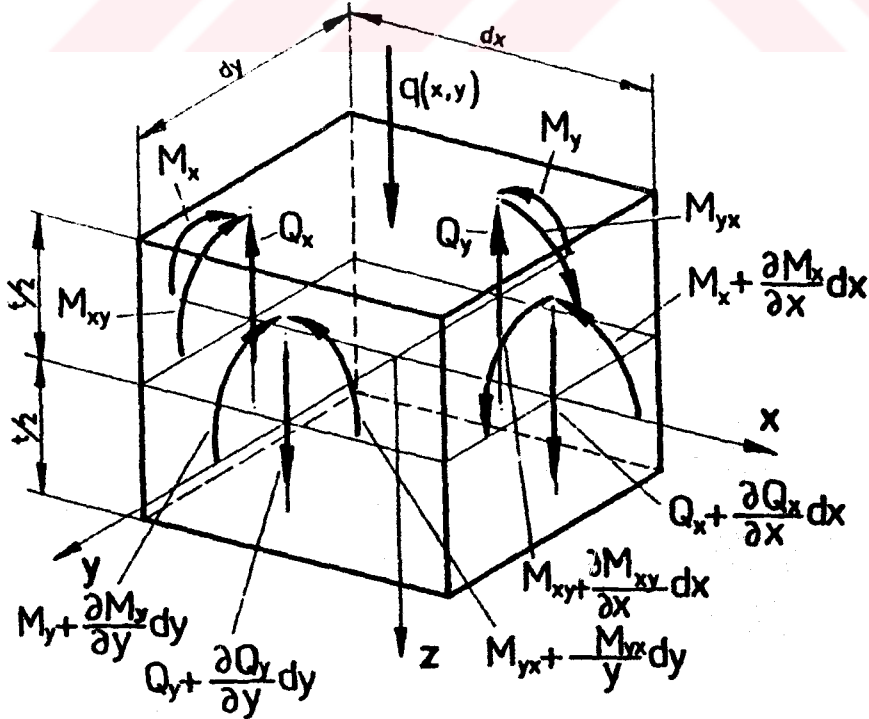
Pres tablaları dikdörtgen plak biçimindedir. Pres tablasının yük altında göstereceği davranışı inceleyebilmek için plak teorisinin kullanılması gerekir. Bu amaçla plak teorisinin ana bağlantıları kısaca tekrarlanacaktır.

### 4.2.1 Dikdörtgen Plakın Diferansiyel Denklemi

Plak teorisinde elastik yüzeyin diferansiyel denkleminin elde edilebilmesi için şu varsayımların yapıldığı kabul edilir:

- 1) Plak homojen ve izotropdur.
- 2) Yükler yüzeyin normaline paraleldir.
- 3) Plakın  $t$  kalınlığı, plakın öteki boyutları olan  $b$  ve  $a$ 'ya oranla küçüktür.(ince plak)
- 4) Çökmeler plakın  $t$  kalınlığına oranla çok küçüktür.
- 5) Sınırlarda plak, plak düzlemi içinde serbestçe hareket edebilir. Yani sınırlarda tepki kuvvetleri yüzeyin normaline paraleldir.

Bu varsayımlarla eğilme sırasında plakın orta düzlemindeki liflerin uzama ya da kısalmaya uğramadığı kabul edilmiş olur. Şimdi aynı varsayımların ışığında seçilen eksen takımında,  $xz$  ve  $yz$  düzlemlerine paralel birer çift düzlemlle kesilmiş bir plak parçasını ele alalım.(Şekil 4.2)



Şekil 4.2 Bir plak parçası üzerindeki kuvvetler ve momentler

Önce z eksenini doğrultusundaki kuvvetlerin dengesi yazılarak,

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x} dx dy + \frac{\partial Q_y}{\partial y} dy dx + q dx dy = 0 \quad (4.2)$$

veya

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} + q = 0 \quad (4.3)$$

elde edilir. Sonra x eksenine göre momentlerin dengesi yazılarak;

$$\frac{\partial M_{xy}}{\partial x} dx dy + \frac{\partial M_y}{\partial y} dy dx + Q_y dx dy = 0 \quad (4.4)$$

veya,

$$\frac{\partial M_{xy}}{\partial x} - \frac{\partial M_y}{\partial y} + Q_y = 0 \quad \text{elde edilir.} \quad (4.5)$$

Benzer şekilde y eksenine göre momentlerin dengesi yazılarak;

$$\frac{\partial M_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial M_x}{\partial x} - Q_x = 0 \quad (4.6)$$

elde edilir. (4.3), (4.5) ve (4.6) arasında  $Q_x$  ve  $Q_y$  kesme kuvvetleri yok edilirse;

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_{yx}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} = -q \quad (4.7)$$

ve  $\tau_{xy} = \tau_{yx}$  olması nedeniyle  $M_{yx} = -M_{xy}$  olacağından;

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} - 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} = -q \quad (4.8)$$

elde edilir. Eğrilikler yardımıyla

$$M_x = -D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (4.9)$$

$$M_y = -D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \quad (4.10)$$

ve burulma momenti ile kayma gerilmesi arasındaki ilişkinin tanımından,

$$M_{xy} = D(1-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad (4.11)$$

olduğu çıkarılabilir. O zaman  $w(x,y)$  çökmelerinin sağlanması gereken diferansiyel denklem,

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{q}{D} \quad (4.12)$$

ya da kısaca,

$$\Delta w = \frac{q}{D} \quad (4.13)$$

şeklini alır. (4.5) ve (4.6) denklemlerinden  $Q_x$  ve  $Q_y$  kesme kuvvetleri çözümlürse;

$$Q_x = -\frac{\partial M_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial M_x}{\partial x} = -D \frac{\partial}{\partial x} (\Delta w) \quad (4.14)$$

$$Q_y = -\frac{\partial M_y}{\partial y} - \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} = -D \frac{\partial}{\partial y} (\Delta w) \quad \text{bulunur.} \quad (4.15)$$

#### 4.2.2 Elastik Mesnetli Plakların Sınır Koşulları

$x = b/2$  kenarı boyunca elastik bir mesnet üzerine oturan plağın mesnetindeki çökmeler sıfır değildir. Plağın bu kenarı boyunca ortaya çıkan çökmeler mesnetin çökmelerine eşittir. Elastik mesnedin eğilme rijitliği  $EI$  olmak üzere mesnet tepkisi,

$$-v_x = \left( Q_x - \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} \right)_{x=b/2} = D \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + (2-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)_{x=b/2} \quad (4.16)$$

mesnete etkilen,

$$-v_x = EI \left( \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right)_{x=b/2} \quad (4.17)$$

kuvvetine eşit olmalıdır. Buna göre;

$$D \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + (2-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)_{x=b/2} = EI \left( \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right)_{x=b/2} \quad (4.18)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlik karşılıklı  $x = \pm b/2$  kenarı için iki sınır koşulu verir. Benzer sınır koşulu  $y = \pm a/2$  kenarı için de yazılabilir. Bunun yanısıra, dikdörtgen plak elastik mesnetlere üstten serbestçe oturduğundan mesnetlerdeki  $M_x$  ve  $M_y$  momentleri de sıfırdır;



$$M_x = -D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)_{x=b/2} = 0 \quad (4.19)$$

$$M_y = -D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)_{y=t/2} = 0 \quad (4.20)$$

#### 4.2.3 Plağın Eğilme Probleminin Bir Mambranın Çökmesi Problemine İndirgenmesi

$M_x$  ve  $M_y$  momentlerinin ifadeleri toplanırsa,

$$M_x + M_y = -D(1 + \nu) \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (4.21)$$

elde edilir ve

$$M = \frac{M_x + M_y}{(1 + \nu)} = -D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (4.22)$$

tanımı yapılabilir. Bu halde,

$$\left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) = \frac{q}{D} \quad (4.23)$$

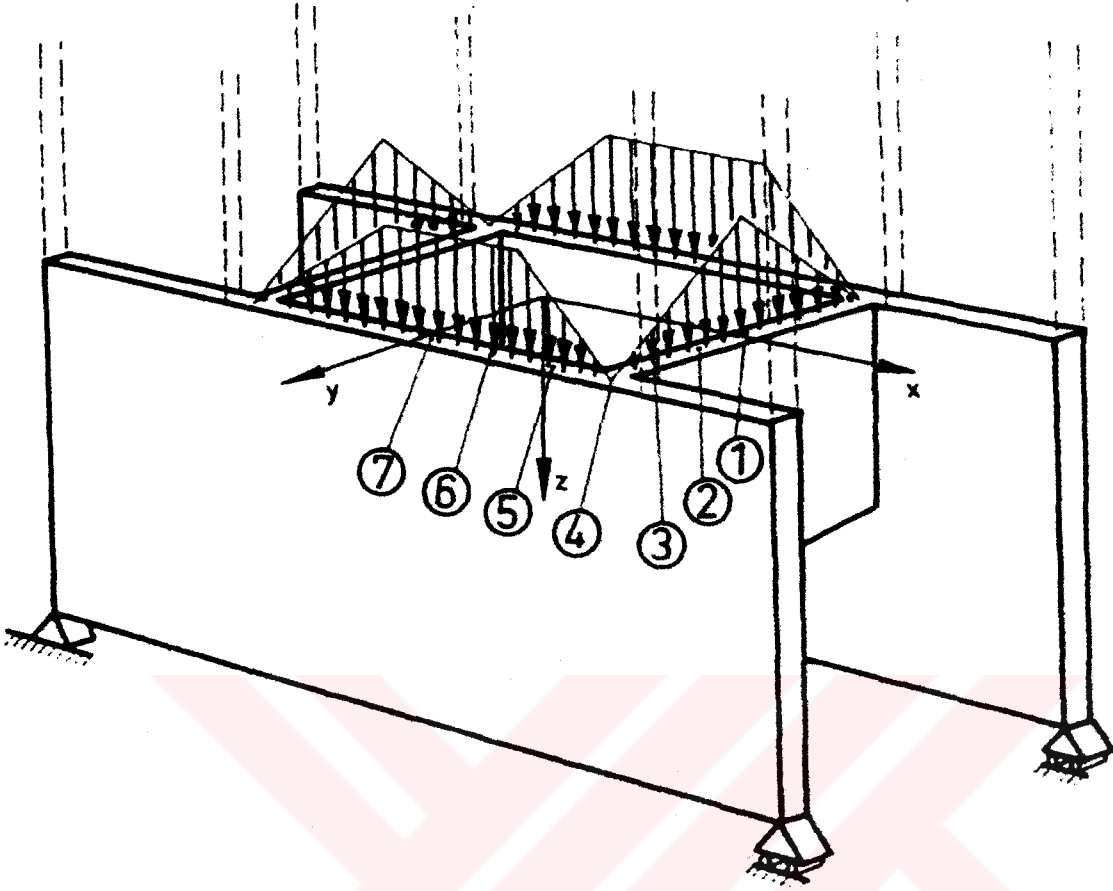
şeklindeki 4. mertebeden diferansiyel denklem

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M}{\partial y^2} = -q \quad (4.24)$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = -\frac{M}{D} \quad (4.25)$$

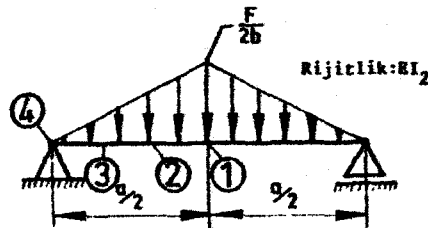
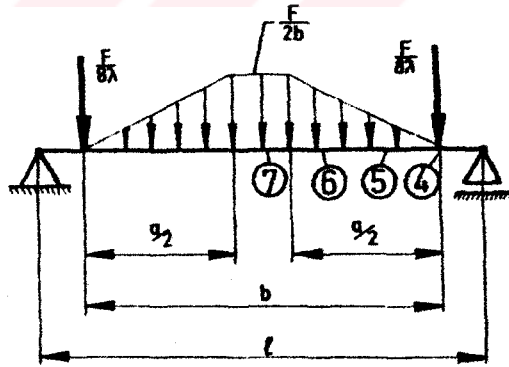
şeklinde iki ikinci mertebeden diferansiyel denkleme indirgenebilir. Bu ikinci mertebeden diferansiyel denklem takımı bir mambranın çökmelerini ifade eder.

### 4.3 Dikdörtgen Plaklarının Çökmelerinin Sonlu Farklar Yöntemi ile Hesaplanması



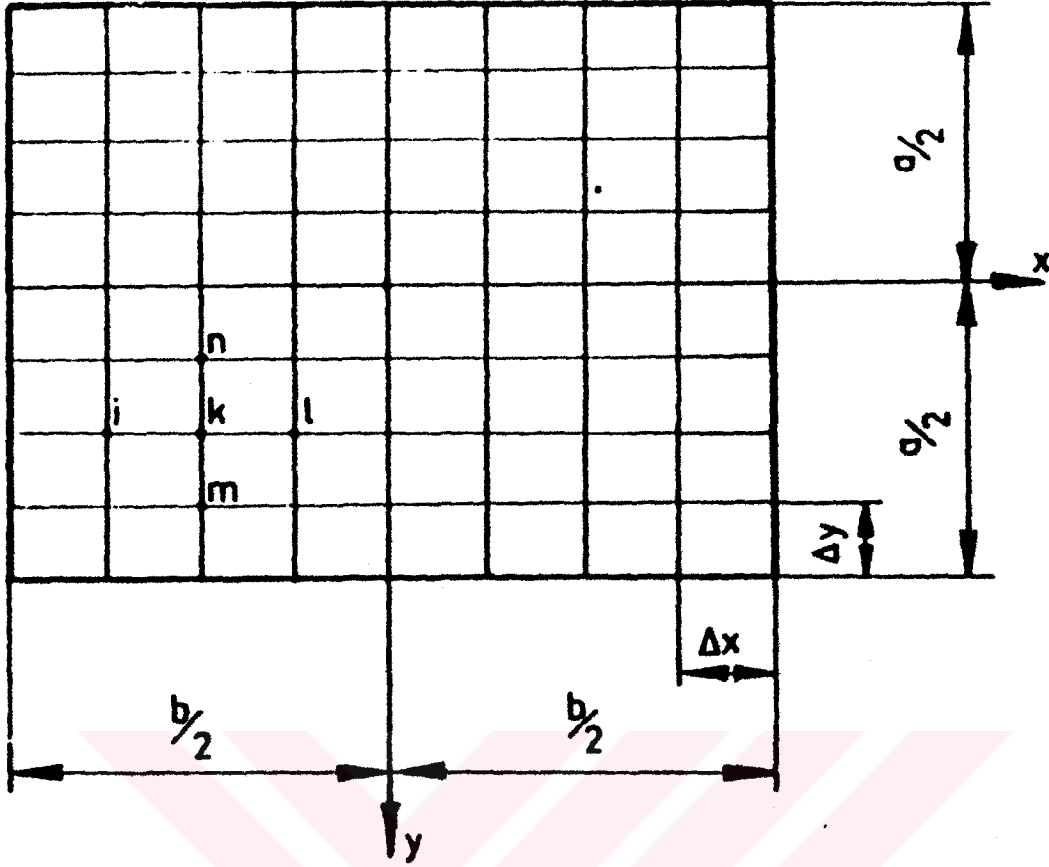
Şekil 4.3 Pres alt kirişlerine etkiyen kuvvetler

Rijitlik:  $EI_1$



Rijitlik:  $EI_2$

Şekil 4.4 Pres alt kirişlerine etkiyen kuvvetlerin dağılımı ve düğüm noktaları



Şekil 4.5 Pres tablasının sonlu farklar yöntemi için dikdörtgenlere bölünmesi

Dikdörtgen plakların çökmelerinin Sonlu Farklar Yöntemi ile hesaplanması için

$$\Delta x = \frac{b}{n} \quad \Delta y = \frac{a}{n} \quad (n \text{ birden büyük tamsayı})$$

olmak üzere  $(\Delta x) \cdot (\Delta y)$  boyutlarında dikdörtgenlere bölünmüş  $b \cdot a$  boyutlarında ve  $\lambda = \frac{b}{a} = \frac{\Delta x}{\Delta y}$

diktörgenlik oranında bir plak ele alınsın. Ağın düğüm noktalarından bir  $k$  noktası ile buna komşu 4 nokta (Şekil 4.5) deki gibi tanımlansın. Bir  $y = \text{sabit}$  kesitindeki düğüm noktalarından birinin yakın bir civarında momentler toplamı yaklaşık olarak

$$M = C_1 x^2 + c_2 x + c_3 \quad (4.26)$$

olsun. O zaman  $k$  noktası civarındaki  $2\Delta x$  bölgesi içinde

$$M = M_k + \left( \frac{M_l - M_i}{2\Delta x} \right) x + \left( \frac{M_l - 2M_k + M_i}{2\Delta x^2} \right) x^2 \quad (4.27)$$

ve  $k$  inci noktadaki birinci ve ikinci türev ifadeleri ise

$$\left(\frac{\partial M}{\partial x}\right)_k = \frac{M_l - M_i}{2\Delta x} \quad (4.28)$$

$$\left(\frac{\partial^2 M}{\partial x^2}\right)_k = \frac{M_l - 2M_k + M_i}{\Delta x^2} \quad (4.29)$$

şeklinde olmaktadır. Aynı ifadeler  $x$ =sabit kesiti için de benzer şekildedir:

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_k = \frac{M_n - M_m}{2\Delta y} \quad (4.30)$$

$$\left(\frac{\partial^2 M}{\partial y^2}\right)_k = \frac{M_n - 2M_k + M_m}{\Delta y^2} \quad (4.31)$$

(4.5) ve (4.6) ifadesiyle (4.24) denkleminde gidilirse

$$\frac{M_l - 2M_k + M_i}{\Delta x^2} + \frac{M_n - 2M_k + M_m}{\Delta y^2} = -q(xy) \quad (4.32)$$

ve  $\Delta x = \lambda \Delta y$  konarak

$$2M_k(1 + \lambda^2) - (M_i + M_l) - \lambda^2(M_m + M_n) = q_k \lambda^2 \Delta y^2 = \lambda F_k \quad (4.33)$$

elde edilir. Bu ifade yardımıyla bir  $k$  noktası ile civarındaki  $i$ ,  $l$ ,  $m$  ve  $n$  noktalarının  $M$  fonksiyonları arasında bir ilişki oluşturulması sağlanır. Burada  $(F_k)$   $k$  noktasında plağa dik olarak etkiyen kuvvettir.

Benzer şekilde bir  $y$  = sabit kesitindeki düğüm noktalarından birinde

$$w = D_1 x^2 + D_2 x + D_3 \quad (4.34)$$

alınarak bu  $k$  noktası civarındaki  $2\Delta x$  bölgesi içinde çökmenin

$$w = w_k + \left(\frac{w_l - w_i}{2\Delta x}\right)x + \left(\frac{w_l - 2w_k + w_i}{2\Delta x^2}\right)x^2 \quad (4.35)$$

şeklinde olacağı gösterilebilir. Bu noktadaki birinci ve ikinci türev ifadeleri de

$$\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)_k = \frac{w_l - w_i}{2\Delta x} \quad (4.36)$$

$$\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right)_k = \frac{w_l - 2w_k + w_i}{\Delta x^2} \quad (4.37)$$

şeklinde olmaktadır. Aynı ifadeler  $x$ =sabit kesiti için de benzer şekildedir:

$$\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)_k = \frac{w_n - w_m}{2\Delta y} \quad (4.38)$$

$$\left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right)_k = \frac{w_n - 2w_k + w_m}{\Delta y^2} \quad (4.39)$$

(4.13) ve (4.14) ifadesiyle (4.25) denklemine gidilirse

$$\frac{w_l - 2w_k + w_i}{\Delta x^2} + \frac{w_n - 2w_k + w_m}{\Delta y^2} = -\frac{M_k}{D} \quad (4.40)$$

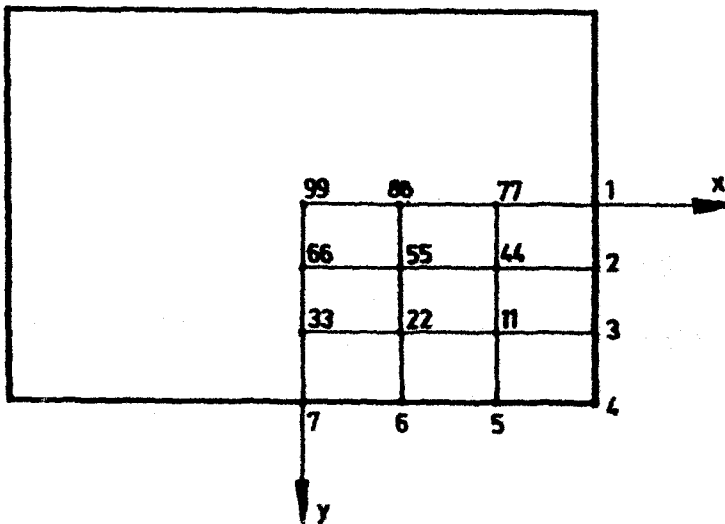
ve  $\Delta x = \lambda \Delta y$  konarak

$$2w_k(1 + \lambda^2) - (w_i + w_l) - \lambda^2(w_m + w_n) = \lambda^2 \Delta y^2 \frac{M_k}{D} \quad (4.41)$$

elde edilir.

Böylece eğer bir dikdörtgen plağın sınır koşulları yaklaşık olarak biliniyorsa, plağın iç noktalarındaki  $w$  çökmeleri (4.33) ve (4.41) da verilen iki denklem takımının çözümüyle yaklaşık olarak elde edilebilir. Dikdörtgen plağın eleman ağına bölünmesinde, bölümlenmenin artırılmasıyla, başka bir deyişle elemanların gittikçe daha çok sayıda ve küçük seçilmesiyle sonuç diferansiyel denklemin gerçek çözümüne yaklaşır. Yöntem çok güçlü bir doğruluğa sahiptir. Bu nedenle plağı 81 nokta ile ifade etmek % 3 den daha az bir hata ile sonuç verir.

#### 4.3.1 Pres Tablası Çökmelerinin Sonlu Farklar Yöntemi ile Hesaplanması



Şekil 4.6 Pres tablasının dikdörtgen elemanlara bölünmesi

Pres tablasında kenar çökmeleri, tablanın serbestçe oturduğu elastik kirişlerin çökmelerine eşit olduğuna ve bunlar yaklaşık olarak bilindiğine göre pres tablasının çeşitli noktalarına ait çökmeler Sonlu Farklar Yöntemi ile hesaplanabilir. Bir önceki bölümde verilen yöntemin ifadeleri ince plak teorisiyle doğru olarak hesaplanabilmesi için  $t / b$  oranının 0,1 den küçük olması gerekir. Bu oranın 0,1 den büyük değerleri için doğru sonuç ancak kesin teori (kalın plak teorisi) ile elde edilebilir.

Her ne kadar pres tabla plakalarında  $t / b$  oranı bazı pres güçlerinde 0,1 in altına inmekte ise de bir bölümünde 0,1 in üzerinde olduğundan ince plak teorisi özellikle yükün etki ettiği bölge civarında hatalı sonuçlar vermektedir. Bu amaçla yükün etki ettiği noktada yazılan Sonlu Farklar denklemleri, plağın alt yüzeyindeki en büyük gerilmelerin kalın plak teorisindeki değerlerini verecek şekilde düzenlenecektir(Öztürk, 1983).

Pres tabla plakasında iç noktaların çökmelerinin bu yolla hesaplayabilmek için pres tablası 36 dikdörtgen elemana bölünmüştür. Bununla birlikte istenilen sonuca varmak için simetriden yararlanılarak tabla plakasının dörtte birinin incelenmesi yeterlidir.(Şekil 4.6)

Bu amaçla (11) den (99) a kadar numaralanmış dokuz nokta için (4.33) de verilen

$$2M_k(1 + \lambda^2) - (M_i + M_j) - \lambda^2(M_m + M_n) = q_k \lambda^2 \Delta y^2$$

denklemini, kenar noktaları için moment toplamları sıfır olmak üzere yazılarak 9 bilinmeyenli 9 denklem elde edilmiştir.

$$2(1 + \lambda^2)M_1 - M_2 - \lambda^2 M_4 = \lambda F_{11}$$

$$-M_1 + 2(1 + \lambda^2)M_2 - M_3 - \lambda^2 M_5 = \lambda F_{22}$$

$$-2M_2 + 2(1 + \lambda^2)M_3 - \lambda^2 M_6 = \lambda F_{33}$$

$$-\lambda^2 M_1 + 2(1 + \lambda^2)M_4 - M_5 - \lambda^2 M_7 = \lambda F_{44}$$

$$-\lambda^2 M_2 - M_4 + 2(1 + \lambda^2)M_5 - M_6 - \lambda^2 M_8 = \lambda F_{55}$$

$$-\lambda^2 M_3 - 2M_5 + 2(1 + \lambda^2)M_6 - \lambda^2 M_9 = \lambda F_{66}$$

$$-2\lambda^2 M_4 + 2(1 + \lambda^2)M_7 - M_8 = \lambda F_{77}$$

$$-2\lambda^2 M_5 - M_7 + 2(1 + \lambda^2)M_8 - M_9 = \lambda F_{88}$$

$$-2\lambda^2 M_6 - 2M_8 + 2(1 + \lambda^2)M_9 = \lambda F_{99}$$

(4.42)

Bu denklemlerin sağ tarafındaki düğüm noktası kuvvetleri ilk sekiz nokta için sıfır, orta noktada birim kuvvette yüklenmek üzere  $F_{99} = F = 1$  alınarak çözülen moment toplamları (4.41) de verilen

$$2w_k(1 + \lambda^2) - (w_i + w_l) - \lambda^2(w_m + w_n) = \lambda^2 \Delta y^2 \frac{M_k}{D} = \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_k \frac{l^3}{EI_1}$$

denkleminin sağ tarafına konur. Bu denklem 9 iç nokta için yazılarak ve kenar noktalarının  $w$  çökmelerinin Ek-1 de hesaplanmış yaklaşık değerleri denklemlerin sağ tarafına geçirilerek

$$2(1 + \lambda^2)w_{11} - w_{22} - \lambda^2 w_{44} = w_3 + \lambda^2 w_5 + \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_1$$

$$-w_{11} + 2(1 + \lambda^2)w_{22} - w_{33} - \lambda^2 w_{55} = \lambda^2 w_6 + \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_2$$

$$-2w_{22} + 2(1 + \lambda^2)w_{33} - \lambda^2 w_{66} = \lambda^2 w_7 + \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_3$$

$$-\lambda^2 w_{11} + 2(1 + \lambda^2)w_{44} - w_{55} - \lambda^2 w_{77} = w_2 + \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_4$$

$$-\lambda^2 w_{22} - w_{44} + 2(1 + \lambda^2)w_{55} - w_{66} - \lambda^2 w_{88} = \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_5$$

$$-\lambda^2 w_{33} - 2w_{55} + 2(1 + \lambda^2)w_{66} - \lambda^2 w_{99} = \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_6$$

$$-2\lambda^2 w_{44} + 2(1 + \lambda^2)w_{77} - w_{88} = w_1 + \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_7$$

$$-2\lambda^2 w_{55} - w_{77} + 2(1 + \lambda^2)w_{88} - w_{99} = \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_8$$

$$-2\lambda^2 w_{66} - w_{88} + 2(1 + \lambda^2)w_{99} = (1,2) \cdot \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_9$$

(4.43)

şeklinde elde edilir. (4.43) denklem takımındaki sonuncu denklemin sağ tarafındaki 1,2 katsayısı Holl (1966)'un çözümleri kesin teoriye uyarlayabilmek için  $v=0,3$  ve  $t/b > 0,1$  için verdiği yaklaşık katsayıdır.

#### 4.4 Toplam Çökmenin Tabla ve Alt Kiriş Arasında Paylaştırılması

Öztürk (1983) çerçeve tipi hidrolik pres gövdeleri üzerine yaptığı incelemeleri sonucu çökmelerle ilgili şu sonuca varmıştır:

- \* Merkezden tekil yükleme halinde tabladaki en büyük çökme  $w_{99}$  çökmesi olarak bulunmuştur.
- \* Gövde alt kirişine gelen en büyük çökme pres tablasındaki  $w_7$  çökmesine eşittir.
- \* En büyük çökmenin  $\Omega = \frac{w_{99} - w_7}{w_{99}}$  (4.44) miktarının tabla plakasından, geri kalanının ise gövde alt kirişinden geldiği kabul edilir.

$$w_{99} = f_1(\lambda, \xi, \gamma) \frac{F \cdot l^3}{EI_1} = f_1(\lambda, \xi, \gamma) \frac{F \cdot l^3}{\gamma b D} \quad [\text{mm}] \quad (4.45)$$

$$w_7 = f_2(\lambda, \xi, \gamma) \frac{F \cdot l^3}{EI_1} = f_2(\lambda, \xi) \frac{F \cdot l^3}{\gamma b D} \quad [\text{mm}] \quad (4.46)$$

$$\text{Rijitlik oranı} \quad \gamma = \frac{EI_1}{bD} \quad (4.47)$$

$$\text{Genişlik oranı} \quad \xi = \frac{b}{l} \quad (4.48)$$

$$\text{Dikdörtgenlik oranı} \quad \lambda = \frac{b}{a} \quad (4.49)$$

$$\text{Tabla kirişleri rijitlik oranı} \quad \Psi = \frac{EI_1}{EI_2} \quad (4.50)$$

$$\text{Alın sacı eylemsizlik oranı} \quad \Phi_1 = \sqrt{\frac{I_1}{A_1}} // \quad (4.51)$$

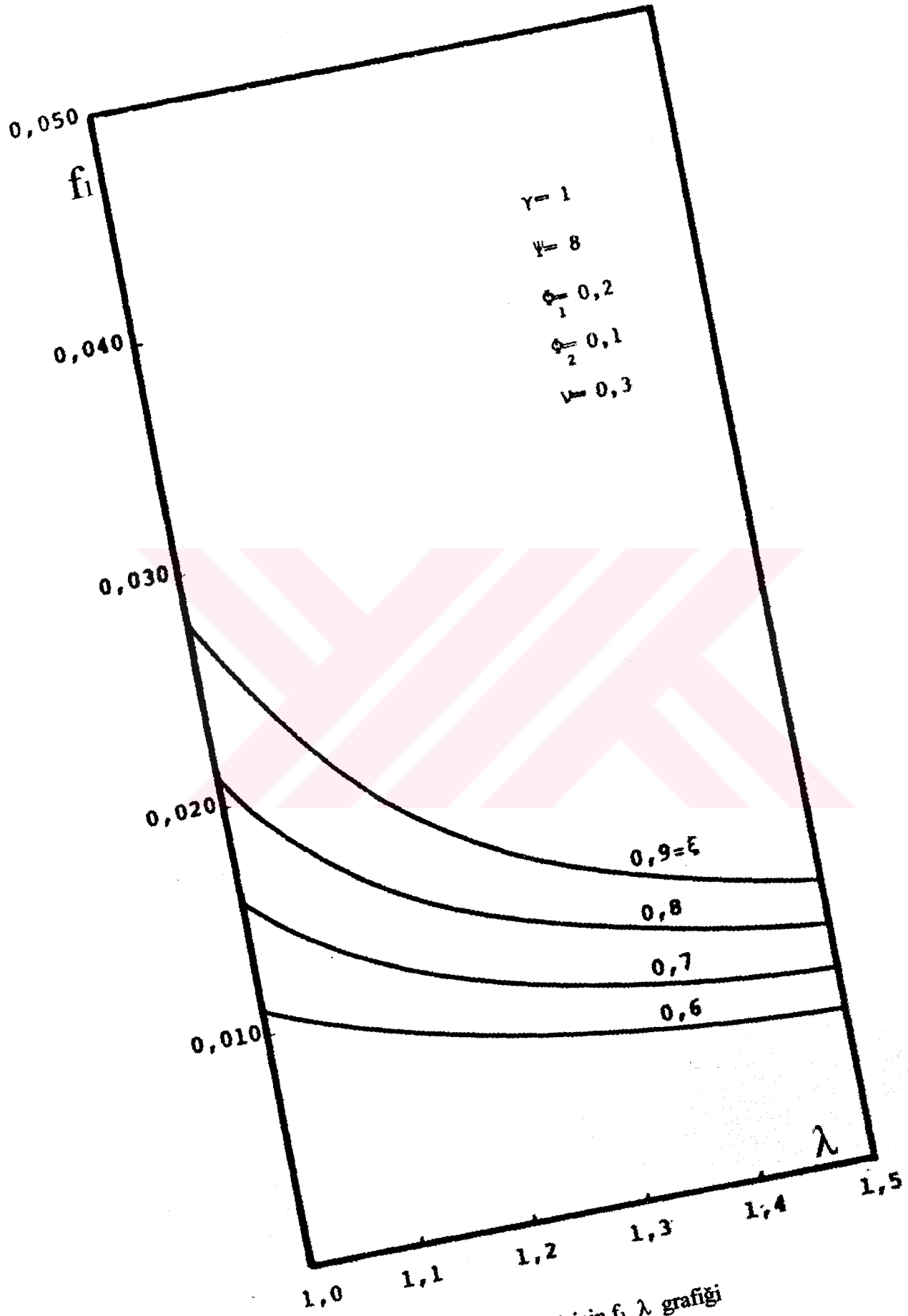
$$\text{Alın sacına dik kirişlerin eylemsizlik oranı} \quad \Phi_2 = \sqrt{\frac{I_2}{A_2}} // \quad (4.52)$$

$$\text{Plak rijitliği} \quad D = \frac{Et^3}{12(1 - \nu^2)} \quad [\text{kgf.mm}] \quad (4.53)$$

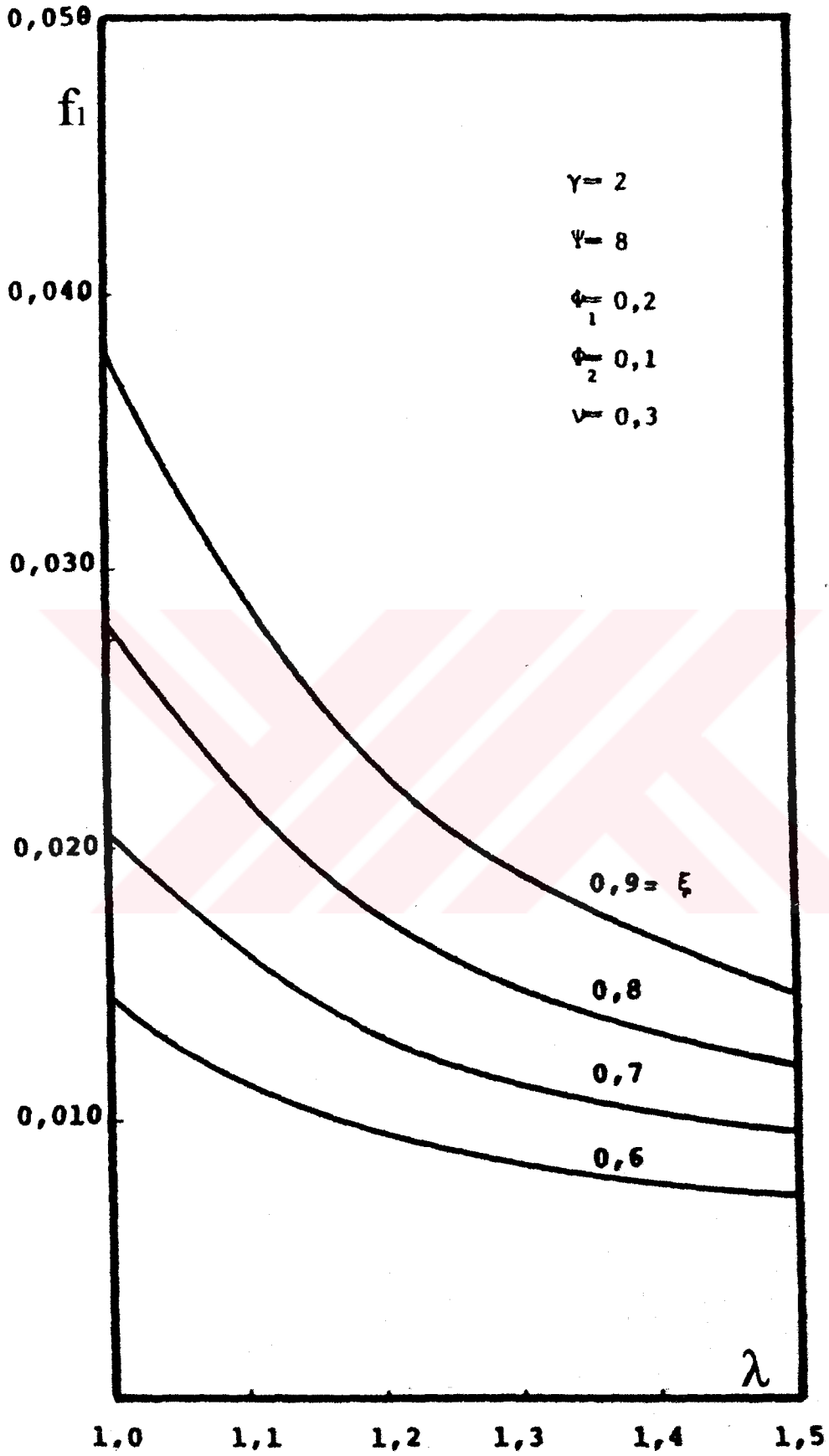


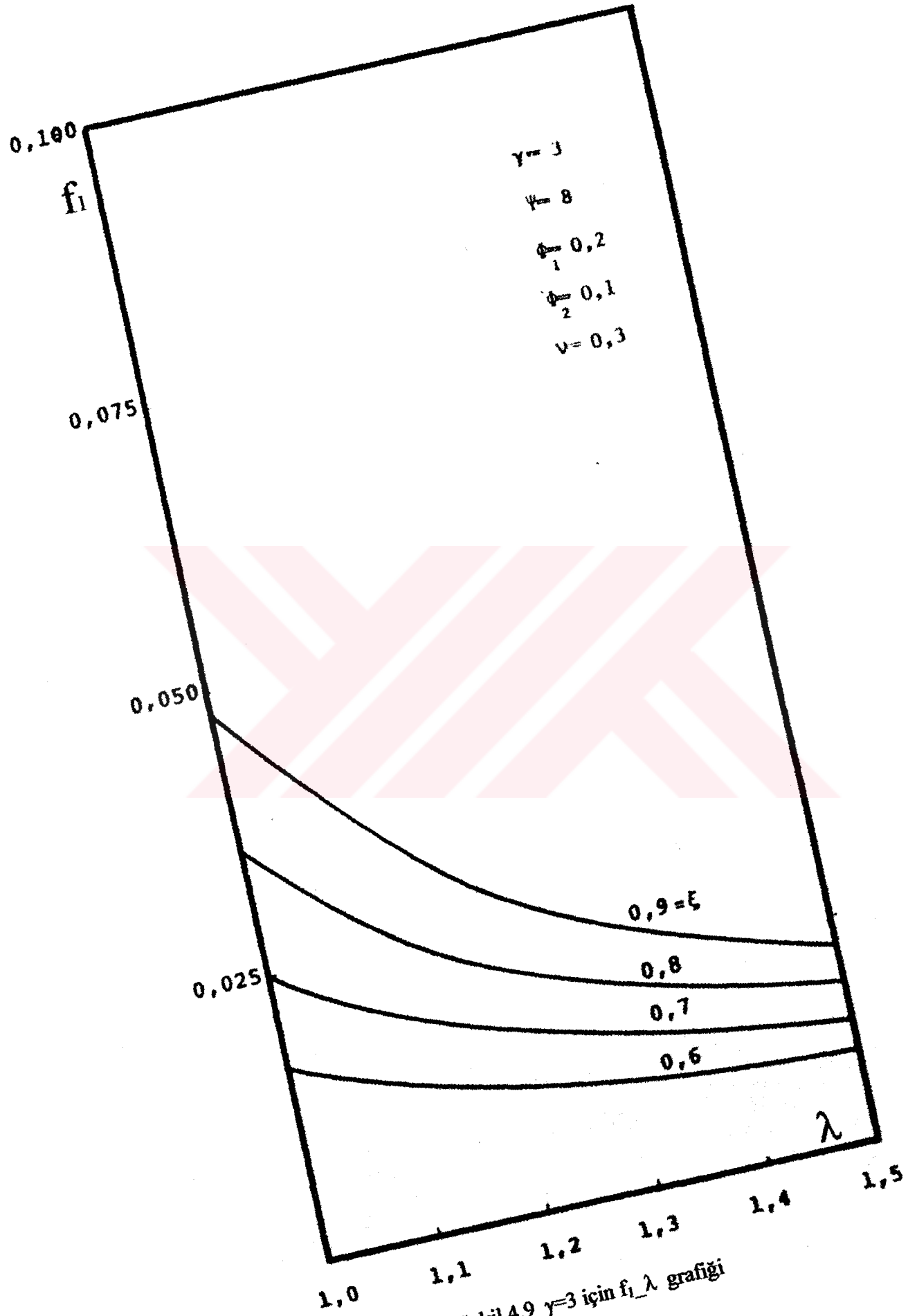
Paremetre sayısının fazla olması nedeniyle sonuçlara etkileri çok az olan bazı parametrelerin uygun sabit konstrüktif değerlerde seçilmesi yoluna gidilmiştir. Böylece;

$\psi = 8 - \Phi_1 = 0,2 - \Phi_2 = 0,1$  alınmıştır. Bu değerler pres tablasının alın kirişine dik kirişlerinin yüksekliğinin, alın kirişi yüksekliğinin yarısı kadar, kalınlığının ise aynı alındığını göstermektedir. Bu oranlar imalatçı firmalar tarafından da uygun görülmüştür. Şekil 4.7, 4.8, 4.9, 4.10, 4.11, 4.12, 4.13, 4.14 'de  $f_1$  fonksiyonun  $\lambda$ 'a bağlı değişimleri gösterilmiştir.

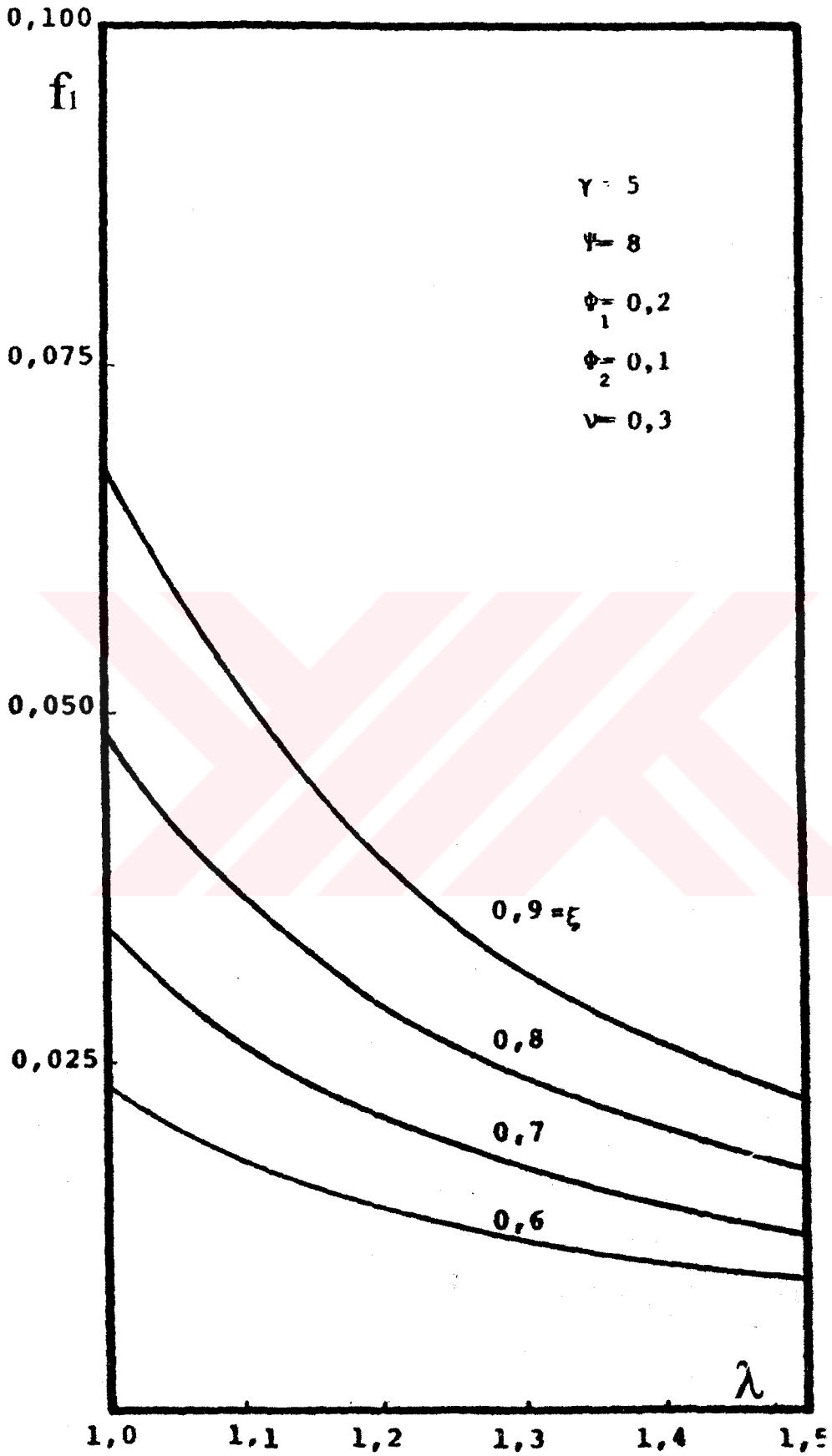


Şekil 4.7  $\gamma=1$  için  $f_1$   $\lambda$  grafiği

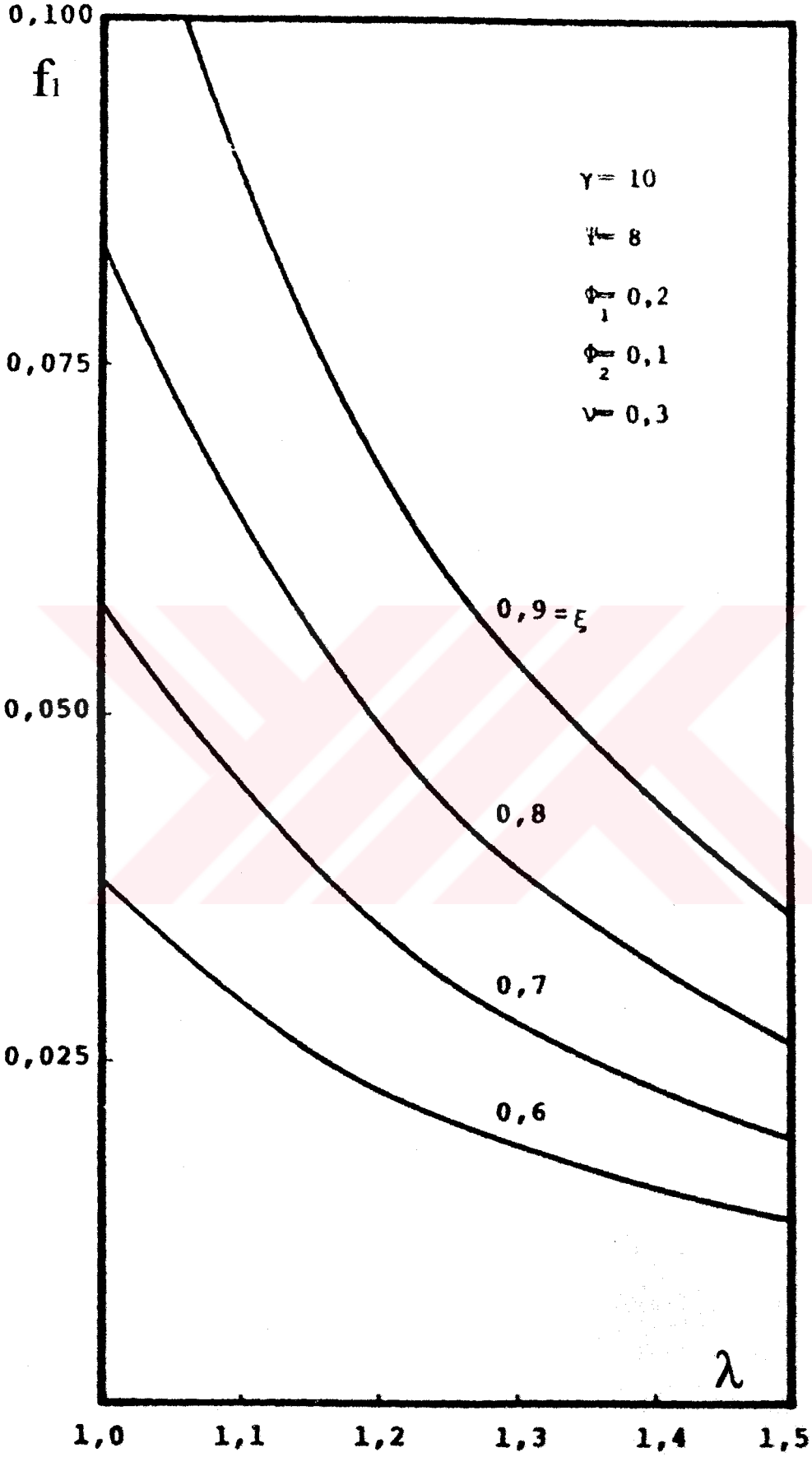
Şekil 4.8  $\gamma=2$  için  $f_i$   $\lambda$  grafiği



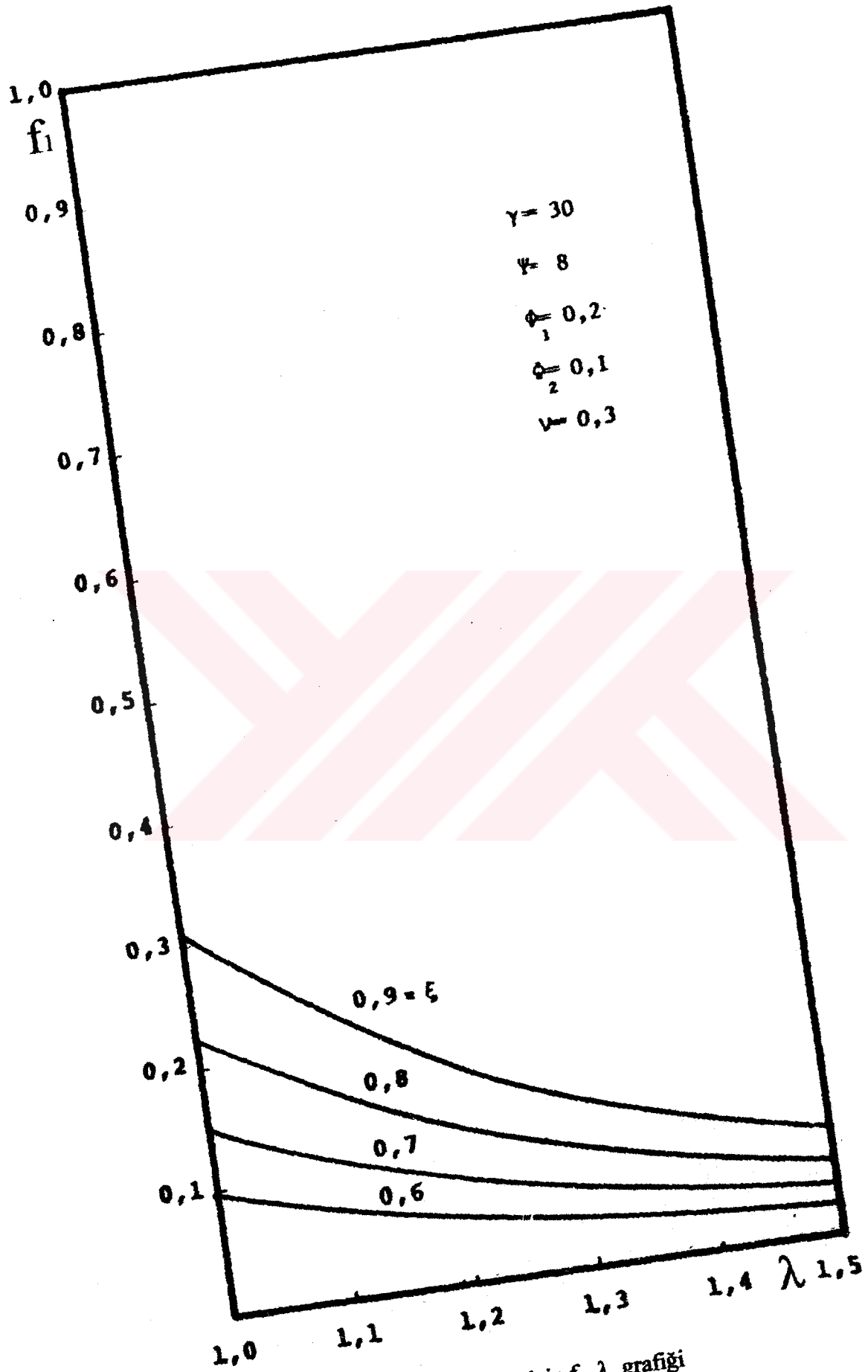
Şekil 4.9  $\gamma=3$  için  $f_1$ - $\lambda$  grafiği



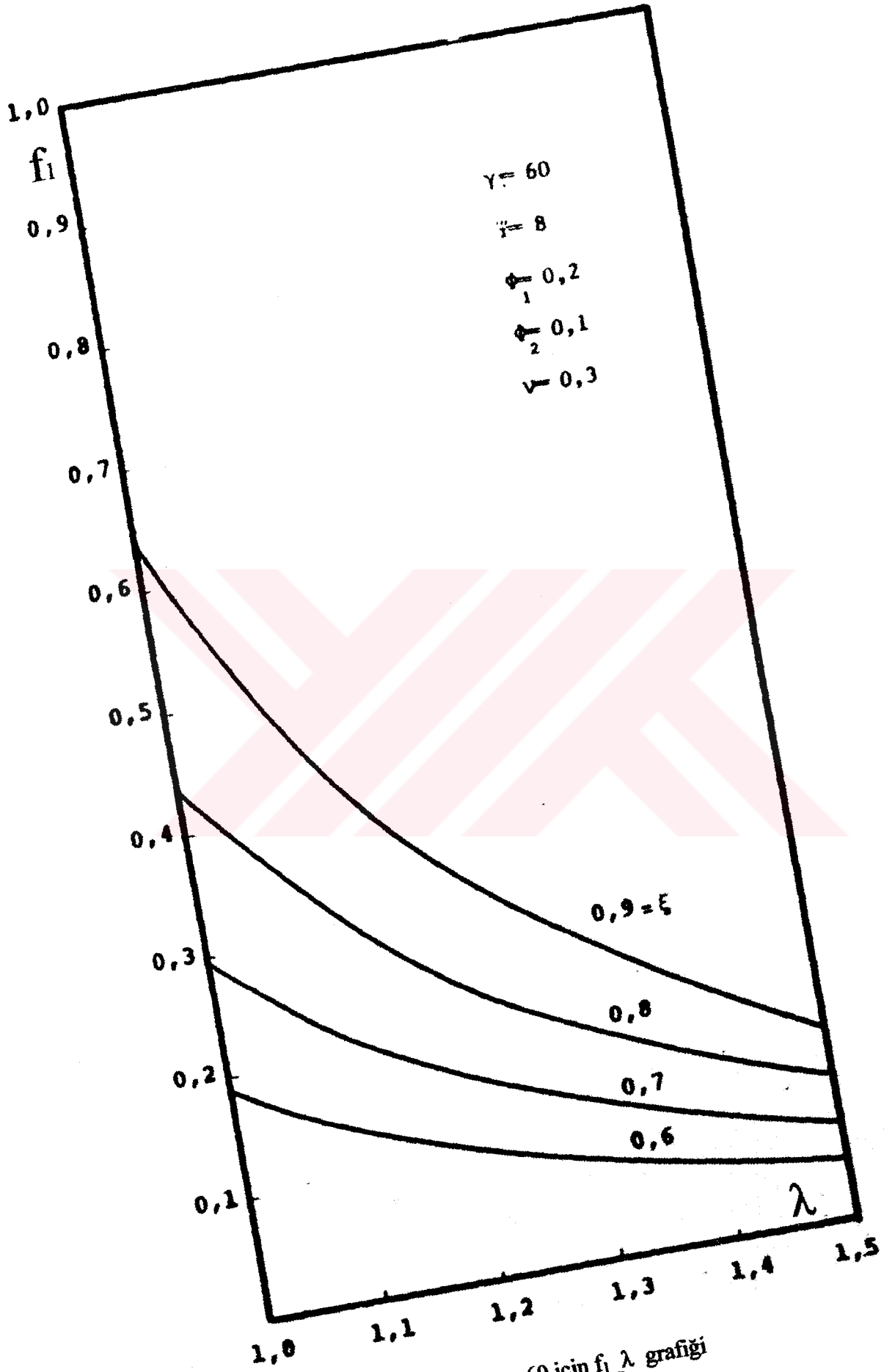
Şekil 4.10  $\gamma=5$  için  $f_1-\lambda$  grafiği



Şekil 4.11  $\gamma=10$  için  $f_1$ - $\lambda$  grafiği

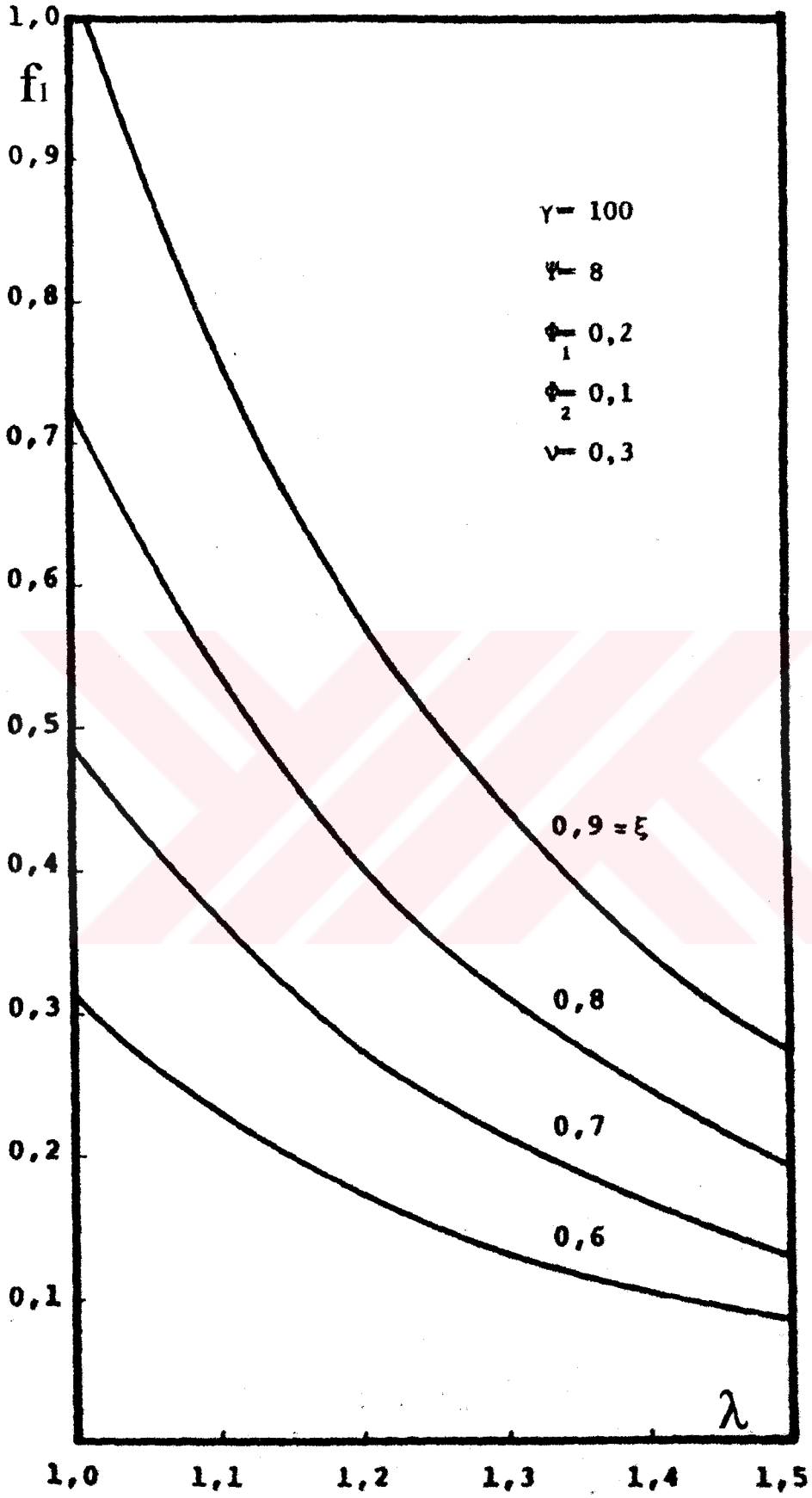


Şekil 4.12  $\gamma=30$  için  $f_1-\lambda$  grafiği



Şekil 4.13  $\gamma=60$  için  $f_1$ - $\lambda$  grafiği





Şekil 4.14  $\gamma=100$  için  $f_1$   $\lambda$  grafiği

#### 4.5 Tabla Plakasının Boyutlandırılması

Merkezden tekil yükleme halinde tabla plakasının orta noktasının çökmesi  $w_{99}$  (4.45)'te bulunmuştur. Aynı yüklemede  $\Omega$  ' da (4.42) de ifade edilmiştir. Bunlardan yararlanarak tabla plakasını boyutlandırmak mümkündür. Tabla plakasının a ve b kenar uzunlukları genellikle alıcı tarafından belirlenir. İmalatçı tarafından hesaplanması gereken büyüklük t plaka kalınlığıdır. O halde (4.44) , (4.45) , (4.46) , (4.53) eşitlikleri ele alınarak,

$$w_{99} - w_7 = \Omega w_{maks} = \Omega(1,5 \cdot 10^{-4} \cdot b) \quad (4.54)$$

şeklinde yazılabilir. Buradan,

$$t = 41,75 \cdot \left( \frac{f_1}{\xi^2 \gamma} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{Fb}{E} \right)^{1/3}$$

$$t = \alpha \cdot \left( \frac{Fb}{E} \right)^{1/3} \quad [\text{mm}] \quad (4.55)$$

olacaktır. (4.55)'te de görüleceği gibi t tabla plakası kalınlığı F ve b nin küp kökü ile artmakta, malzemenin elastikiyet modülü olan E nin küp kökü ile azalmaktadır.  $\alpha$  nın sayısal değerleri incelendiğinde ise t tabla plakası kalınlığının  $\xi$  nin artmasıyla azalan hızla arttığı,  $\lambda$  ve  $\gamma$  nin artmasıyla azalan hızla azaldığı görülmektedir. (Çizelge 4.2 ... 4.7)

#### 4.6 Pres Alt Kirişinin Boyutlandırılması

Pres alt kirişinin boyutlandırılması için kriterin tabla plakasının boyutlandırılmasında kullanılan bölümü dışında kalan  $(1-\Omega)$  miktarı kullanılabilir. Buna göre (4.46) eşitliği ele alınarak,

$$1 - \Omega = 1 - f_3(\lambda, \xi, \gamma) \quad (4.56)$$

olmak üzere,

$$w_7 = (1 - \Omega) w_{maks} = (1 - \Omega)(1,5 \cdot 10^{-4} \cdot b) \quad [\text{mm}] \quad (4.57)$$

şeklinde yazılabilir. Bu halde,

$$I_1 = \frac{f_2}{1 - f_3} \cdot \frac{10^4}{1,5 \cdot \xi^3} \cdot \frac{F \cdot b^2}{E} \quad [\text{mm}^4] \quad (4.58)$$

şeklinde dir. Alt kiriş genellikle bir saç levhadan oluştuğuna göre dikdörtgen kesitlidir. O zaman,

$$I_1 = \frac{h_{alt}^3 \cdot s}{12} \quad [\text{mm}^4] \quad (4.59)$$

alınarak alın sacı kalınlığı,

$$s = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot f_1 \cdot F \cdot b^2}{\xi^3 \cdot h_{alt}^3 \cdot E} \quad [\text{mm}] \quad (4.60)$$

şeklinde elde edilir. Görüldüğü gibi s saç kalınlığı  $h_{alt}$  alt kiriş yüksekliğine de bağlıdır. Bu yükseklik genellikle ergonomik bir yükseklik sayılan 800...1200 mm arasında seçilmekle beraber hesaplarda bağımsız bir büyüklük değildir. Bu yükseklik daha önce sabit tutulması uygun görülmüş  $\Phi_1$  oranından elde edilebilir.

$$\Phi_1 = \frac{\sqrt{\frac{I_1}{A_1}}}{l} = \frac{\sqrt{\frac{h_{alt}^2}{12}}}{l} = 0,2 \quad (4.61)$$

$$h_{alt} = 0,69 \cdot \frac{b}{\xi} \quad [\text{mm}] \quad (4.62)$$

olarak b ve  $\xi$  ye bağlı olarak yazılır. (4.60)'da yerine koyarsak,

$$s = 24 \cdot 10^4 \cdot f_1 \cdot \frac{F}{E \cdot b}$$

$$s = \beta \left( \frac{F}{E \cdot b} \right) \quad [\text{mm}] \quad (4.63)$$

şeklinde s gövde alın sacı kalınlığının  $F/b$  ile doğru orantılı, malzemenin elastikiyet modülü E ve pres tabla genişliği b ile ters orantılı olduğu görülmektedir.  $\beta$  nın sayısal değerlerine bakıldığında s kalınlığının  $\xi$  nin artması ile artan hızla arttığı,  $\lambda$  nin artması ile azalan hızla arttığı görülmektedir. (Çizelge 4.2 ... 4.7)

#### 4.7 Rijitlik Oranının Belirlenmesi

Elde edilen t ve s formülleri bu şekilleriyle kullanışlı değildir. (4.55) formülünde  $\alpha$  katsayısı ve (4.63) formülünde  $\beta$  katsayısı  $\gamma$  nın bir fonksiyonudur. Bu parametrelerin önceden seçilmesi hesaplanması istenen t ve s büyüklüklerinden birinin biliniyor olması anlamına gelir. Bunun için kullanılan parametrelere bağlı olarak optimum bir  $\gamma$  değerinin bulunması gerekir. Bu  $\gamma$  değeri için en uygun seçim toplam malzeme miktarını minimum yapan  $\gamma_{opt}$  değeridir. Buna göre,

$$\text{Tabla hacmi} \cong \frac{b^2 t}{\lambda} \quad [\text{mm}^3]$$

$$\text{Gövde alın saçlarının hacmi} \cong \frac{2b^2}{\xi^2} \cdot (2 - 0,6 \cdot \xi) \cdot s \quad [\text{mm}^3] \text{ olduğu kabul edilirse,}$$

$$b^2 \left( \frac{2}{\xi^2} \cdot (2 - 0,6 \cdot \xi) \cdot s + \frac{t}{\lambda} \right) = \text{minumum olmalıdır.}$$

Bu ifadeden elde edilecek  $\gamma_{\text{opt}}$  değerleri  $\lambda$ ,  $\xi$ ,  $f_1$ ,  $F$ ,  $b$  ve  $E$  'nin bir fonksiyonudur, yani her özel pres için bir  $\gamma_{\text{opt}}$  mevcuttur. Parametrelerin irdelenen değerleri,

$$F = 15 \text{ tonf} \dots 500 \text{ tonf}$$

$$b = 600 \dots 1500 \text{ mm}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ kgf/mm}^2$$

değerleri için  $\gamma_{\text{opt}}$  değerlerinin sıfıra çok yakın olduğu, bu değerlerin gerçekleştirilebilir konstrüktif sınırlar dışında kaldığı sayısal değerlendirmeler sonucu görülmüştür. Yani  $\gamma_{\text{opt}}$  değerinde gövde alın sac kalınlığı burkulacak kadar incelmekte, gerilmeler emniyet değerini aşmaktadır. Bunun yerine  $\gamma$  için daha gerçekçi değerler kullanılmalıdır. Daha gerçekçi bir  $\gamma$  oranının alt sınırını uygulamada gövde konstrüksiyonlarında kullanılan en ince sac kalınlığı, üst sınırını ise malzeme kullanımının olağanüstü arttığı sac kalınlığı belirlemelidir. Bu amaçla 15 tonf ile 500 tonf güç aralığındaki  $b = 1000 \text{ mm}$  tabla genişliğine sahip bütün presler için  $t$  tabla plakası kalınlığı ve  $s$  gövde alın sacı kalınlığı hesaplanmıştır. Yukarıda önerilen sınırlar arasında kalan kalınlıklara karşılık gelen  $\gamma$  değerleri Çizelge 4.1 'deki gibi saptanmıştır.

1. Grup	0 – 40 tonf..... $\gamma = 30$
2. Grup	40 – 75 tonf..... $\gamma = 10$
3. Grup	75 – 100 tonf..... $\gamma = 5$
4. Grup	100 – 125 tonf..... $\gamma = 3$
5. Grup	125 – 225 tonf..... $\gamma = 2$
6. Grup	225 – 1000 tonf..... $\gamma = 1$

Çizelge 4.1 F pres kuvvetine bağlı  $\gamma$  değerleri

Çizelge 4.1 'de de görüldüğü gibi 1000 tona kadar olan pres güçleri 6 gruba ayrılmış ve her grup için en uygun  $\gamma$  değeri verilmiştir. Buna göre her grup için  $\alpha$  katsayıları bu grup için verilmiş  $\gamma$  değerleri kullanılarak hesaplanmalıdır. Ancak, bu formüllerin kullanılması sırasında unutulmaması gereken nokta  $\gamma$  değerlerinin  $b= 1000$  mm tabla genişliği için önerildiğidir.  $b < 1000$  mm değerleri için  $\gamma$  önerilen değerden bir üst değeri,  $b > 1000$  mm değerleri için  $\gamma$  önerilen değerden bir alt değeri alınmalıdır.

#### 4.8 Gövde ve Tabla Boyutlandırma Tablolarının Oluşturulması

$$\text{Pres tabla kalınlığı} \quad t = \alpha \left( \frac{Fb}{E} \right)^{1/3} \quad [\text{mm}] ,$$

$$\text{Gövde alın sacı kalınlığı} \quad s = \beta \left( \frac{F}{E \cdot b} \right) \quad [\text{mm}] ,$$

formüllerinden  $\alpha(\lambda, \xi, \gamma, f_1)$  ve  $\beta(\lambda, \xi, \gamma, f_1)$  katsayılarının parametrik ifadelerini eğri düşürme yöntemiyle elde etmek olanaklı ise de bu halleriyle pek kullanışlı değildir. Onun için Excel bilgisayar programıyla hesaplanmış sayısal değerleri tablo halinde vermek daha uygundur. 6 grup pres için  $\alpha$  ve  $\beta$  katsayısı tabloları Çizelge 4.2 ..... 4.7 de verilmiştir.

Bu tablolar yardımıyla  $t$  ve  $s$  kalınlıklarını belirleyebilmek için  $F$ ,  $b$  ve  $E$  büyüklüklerini de kullanmak gerekmektedir.  $t$  ve  $s$  kalınlıklarını kolaylıkla belirleyebilmek için  $\left( \frac{Fb}{E} \right)^{1/3}$  ve

$\left( \frac{F}{E \cdot b} \right)$  büyüklükleri de çeşitli pres güçleri ve  $b$  genişlikleri için tablolaştırılmıştır (Çizelge 4.8

ve Çizelge 4.9). Tabloların kullanılması sırasında  $s$  alın sacı kalınlığının aşırı büyük çıkması halinde daha küçük  $\gamma$  oranına sahip yani daha yüksek güçlü pres gruplarının tablolarına geçmek gerekir. Bunun tersi de geçerlidir.

Çizelge 4.2 1.Grup (0 – 40 tonf)  $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 30$  için  $\lambda$  ve  $\xi$  'a bağlı  $\alpha$  ve  $\beta$  değerleri

$\lambda$	$\xi$	$\alpha$	$\beta$
1,0	0,6	8,71	23520
	0,7	9,13	36840
	0,8	9,51	54456
	0,9	9,87	77016
1,1	0,6	7,92	17736
	0,7	8,29	27648
	0,8	8,63	40752
	0,9	8,95	57528
1,2	0,6	7,26	13656
	0,7	7,59	21168
	0,8	7,89	31104
	0,9	8,17	43776
1,3	0,6	6,7	10728
	0,7	6,99	16536
	0,8	7,25	24168
	0,9	7,51	33888
1,4	0,6	6,24	8640
	0,7	6,48	13176
	0,8	6,71	19152
	0,9	6,93	26712
1,5	0,6	5,84	7080
	0,7	6,04	10704
	0,8	6,25	15432
	0,9	6,44	21432

Çizelge 4.3 2.Grup (40 – 75 tonf)  $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 10$  için  $\lambda$  ve  $\xi$  'a bağlı  $\alpha$  ve  $\beta$  değerleri

$\lambda$	$\xi$	$\alpha$	$\beta$
1,0	0,6	9,17	9168
	0,7	9,54	14016
	0,8	9,89	20400
	0,9	10,22	28536
1,1	0,6	8,39	7008
	0,7	8,70	10632
	0,8	8,99	15336
	0,9	9,28	21336
1,2	0,6	7,76	5544
	0,7	8,00	8304
	0,8	8,26	11880
	0,9	8,50	16392
1,3	0,6	7,24	4512
	0,7	7,44	6672
	0,8	7,65	9432
	0,9	7,85	12912
1,4	0,6	6,85	3816
	0,7	7,00	5520
	0,8	7,15	7704
	0,9	7,31	10440
1,5	0,6	6,52	3288
	0,7	6,63	4704
	0,8	6,74	6456
	0,9	6,86	8640

Çizelge 4.4 3.Grup (75 – 100 tonf)  $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 5$  için  $\lambda$  ve  $\xi$  'a bağlı  $\alpha$  ve  $\beta$  değerleri

$\lambda$	$\xi$	$\alpha$	<b>B</b>
1,0	0,6	9,79	5568
	0,7	10,10	8328
	0,8	10,41	11904
	0,9	10,71	16416
1,1	0,6	8,99	4320
	0,7	9,23	6360
	0,8	9,48	9000
	0,9	9,73	12288
1,2	0,6	8,39	3504
	0,7	8,56	5064
	0,8	8,74	7056
	0,9	8,94	9552
1,3	0,6	7,94	2976
	0,7	8,04	4200
	0,8	8,17	5760
	0,9	8,31	7656
1,4	0,6	7,59	2592
	0,7	7,64	3600
	0,8	7,72	4848
	0,9	7,81	6330
1,5	0,6	7,34	2352
	0,7	7,34	3192
	0,8	7,37	4224
	0,9	7,42	5448



Çizelge 4.5 4.Grup (100 – 125 tonf)  $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 3$  için  $\lambda$  ve  $\xi$  'a bağlı  $\alpha$  ve  $\beta$  değerleri

$\lambda$	$\xi$	$\alpha$	$\beta$
1,0	0,6	10,50	4128
	0,7	10,77	6048
	0,8	11,03	8496
	0,9	11,30	12568
1,1	0,6	9,71	3264
	0,7	9,87	4656
	0,8	10,06	6456
	0,9	10,26	8664
1,2	0,6	9,10	2688
	0,7	9,21	3792
	0,8	9,33	5136
	0,9	9,46	6792
1,3	0,6	8,71	2352
	0,7	8,72	3216
	0,8	8,77	4272
	0,9	8,86	5568
1,4	0,6	8,40	2112
	0,7	8,36	2832
	0,8	8,38	3720
	0,9	8,39	4728
1,5	0,6	8,20	1968
	0,7	8,12	2592
	0,8	8,08	3336
	0,9	8,05	4176

Çizelge 4.6 5.Grup (125 – 225 tonf)  $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 2$  için  $\lambda$  ve  $\xi$  'a bağlı  $\alpha$  ve  $\beta$  değerleri

$\lambda$	$\xi$	$\alpha$	<b>B</b>
1,0	0,6	11,28	3408
	0,7	11,48	4896
	0,8	11,72	6792
	0,9	11,96	9144
1,1	0,6	10,45	2712
	0,7	10,57	3816
	0,8	10,71	5184
	0,9	10,87	6864
1,2	0,6	9,87	2280
	0,7	9,91	3144
	0,8	9,96	4176
	0,9	10,45	5424
1,3	0,6	9,51	2040
	0,7	9,43	2712
	0,8	9,44	3552
	0,9	9,45	4512
1,4	0,6	9,24	1872
	0,7	9,12	2448
	0,8	9,06	3144
	0,9	9,01	3912
1,5	0,6	9,08	1776
	0,7	8,93	2304
	0,8	8,80	2880
	0,9	8,71	3528

Çizelge 4.7 6.Grup (225 – 1000 tonf)  $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 1$  için  $\lambda$  ve  $\xi$  'a bağlı  $\alpha$  ve  $\beta$  değerleri

$\lambda$	$\xi$	$\alpha$	$\beta$
1,0	0,6	13,13	2688
	0,7	13,26	3768
	0,8	13,41	5088
	0,9	13,60	6720
1,1	0,6	12,25	2184
	0,7	12,22	2952
	0,8	12,28	3912
	0,9	12,38	5064
1,2	0,6	11,69	1896
	0,7	11,56	2496
	0,8	11,51	3216
	0,9	11,49	4056
1,3	0,6	11,33	1728
	0,7	11,14	2232
	0,8	11,00	2808
	0,9	10,92	3480
1,4	0,6	11,12	1632
	0,7	10,85	2064
	0,8	10,68	2568
	0,9	10,53	3120
1,5	0,6	11,01	1584
	0,7	10,72	1992
	0,8	10,47	2424
	0,9	10,28	2904

Çizelge 4.8  $\left(\frac{Fb}{E}\right)^{1/3}$  [mm] tablosu ( $E=2,1 \cdot 10^4$  kg/mm<sup>2</sup> için)

		F [tonf]														
b [mm]		15	25	35	45	60	80	100	120	150	175	200	250	300	400	500
600		7,54	8,94	10,00	10,87	11,97	13,17	14,19	15,08	16,24	17,10	17,88	19,26	20,47	22,52	24,26
700		7,94	9,41	10,53	11,45	12,60	13,87	14,94	15,87	17,10	18,00	18,82	20,27	21,54	23,71	25,54
800		8,30	9,84	11,01	11,97	13,17	14,50	15,62	16,60	17,88	18,82	19,68	21,20	22,52	24,79	26,71
900		8,63	10,23	11,45	12,45	13,70	15,08	16,24	17,26	18,59	19,57	20,47	22,05	23,43	25,78	27,78
1000		8,94	10,60	11,86	12,89	14,19	15,62	16,82	17,88	19,26	20,27	21,20	22,83	24,26	26,71	28,77
1100		9,23	10,94	12,24	13,31	14,65	16,12	17,37	18,46	19,88	20,93	21,88	23,57	25,05	27,57	29,70
1200		9,50	11,26	12,60	13,70	15,08	16,60	17,88	19,00	20,47	21,54	22,52	24,26	25,78	28,38	30,57
1300		9,76	11,57	12,94	14,07	15,49	17,05	18,36	19,51	21,02	22,13	23,13	24,92	26,48	29,15	31,40
1400		10,00	11,86	13,26	14,42	15,87	17,47	18,82	20,00	21,54	22,68	23,71	25,54	27,14	29,88	32,18
1500		10,23	12,13	13,57	14,76	16,24	17,88	19,26	20,47	22,05	23,21	24,26	26,14	27,78	30,57	32,93

Çizelge 4.9  $\left(\frac{F}{Eb}\right) 10^4$  [mm] tablosu ( $E=2,1 \cdot 10^4$  kg/mm<sup>2</sup> için)

		F [tonf]														
nm]		15	25	35	45	60	80	100	120	150	175	200	250	300	400	500
600		11,90	19,84	27,78	35,71	47,62	63,49	79,37	95,24	119,05	138,89	158,73	198,41	238,10	317,46	396,83
700		10,20	17,01	23,81	30,61	40,82	54,42	68,03	81,63	102,04	119,05	136,05	170,07	204,08	272,11	340,14
800		8,93	14,88	20,83	26,79	35,71	47,62	59,52	71,43	89,29	104,17	119,05	148,81	178,57	238,10	297,62
900		7,94	13,23	18,52	23,81	31,75	42,33	52,91	63,49	79,37	92,59	105,82	132,28	158,73	211,64	264,55
000		7,14	11,90	16,67	21,43	28,57	38,10	47,62	57,14	71,43	83,33	95,24	119,05	142,86	190,48	238,10
100		6,49	10,82	15,15	19,48	25,97	34,63	43,29	51,95	64,94	75,76	86,58	108,23	129,87	173,16	216,45
200		5,95	9,92	13,89	17,86	23,81	31,75	39,68	47,62	59,52	69,44	79,37	99,21	119,05	158,73	198,41
300		5,49	9,16	12,82	16,48	21,98	29,30	36,63	43,96	54,95	64,10	73,26	91,58	109,89	146,52	183,15
400		5,10	8,50	11,90	15,31	20,41	27,21	34,01	40,82	51,02	59,52	68,03	85,03	102,04	136,05	170,07
500		4,76	7,94	11,11	14,29	19,05	25,40	31,75	38,10	47,62	55,56	63,49	79,37	95,24	126,98	158,73

#### 4.9 Uygulamalar

*Uygulama-1,*

$$F = 150 \text{ tonf}$$

$$b = 900 \text{ mm}$$

$$a = 690 \text{ mm}$$

$$h_{alt} = 1210 \text{ mm}$$

$$\lambda = 1,3$$

$$\xi = 0,6$$

$$\psi = 8$$

$$\Phi_1 = 0,225$$

$$\Phi_2 = 0,100$$

için aşağıdaki şu işlemler yapılır:

$$\text{Çizelge 4.8 'den } \left( \frac{Fb}{E} \right)^{1/3} [\text{mm}] = 18,59 \text{ mm değeri alınır,}$$

$$\text{Çizelge 4.9 'den } \left( \frac{F}{Eb} \right) = 79,36 \cdot 10^{-4} \text{ mm değeri alınır,}$$

$b < 1000 \text{ mm}$  olduğundan 5. Grup yerine 4. Grup değerleri ele alınarak Çizelge 4.5 'ten,

$$\alpha = 8.71 \quad \beta = 2352$$

değerleri alınır. (4.55) formülünden,

$$t = \alpha \left( \frac{Fb}{E} \right)^{1/3} = 8,71 \cdot 18,59 = 161,92 \text{ mm}$$

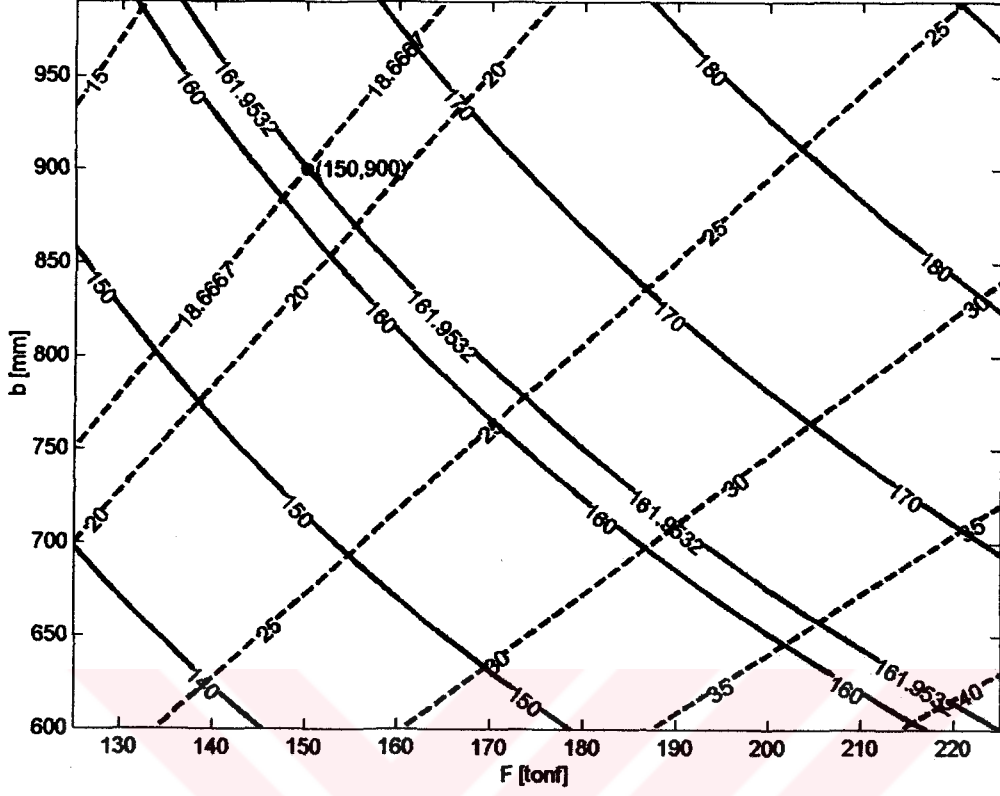
bulunur.

(4.63) formülünden,

$$s = \beta \left( \frac{F}{E \cdot b} \right) = 2352 \cdot 79,36 \cdot 10^{-4} = 18,67 \text{ mm}$$

bulunur. Bu değerler en yakın standart değerlere yuvarlatılır,

$$t = 160 \text{ mm} \quad s = 20 \text{ mm} \quad \text{seçilir.}$$



Şekil 4.15 Uygulama-1 grafik gösterimi, F ve b değerlerine bağlı t ve s değişimi (t-, s--)

*Uygulama-2,*

$$F = 300 \text{ tonf}$$

$$b = 1000 \text{ mm}$$

$$a = 670 \text{ mm}$$

$$h_{alt} = 1050 \text{ mm}$$

$$\lambda = 1,5$$

$$\xi = 0,7$$

$$\psi = 9$$

$$\Phi_1 = 0,3$$

$$\Phi_2 = 0,125$$

için aşağıdaki şu işlemler yapılır:

Çizelge 4.8 'den  $\left(\frac{Fb}{E}\right)^{1/3}$  [mm] = 24,26 mm değeri alınır,

Çizelge 4.9 'den  $\left(\frac{F}{Eb}\right)$  =  $142,86 \cdot 10^{-4}$  mm değeri alınır,

$b = 1000$  mm olduğundan 6. Grup değerleri ele alınarak Çizelge 4.7 'den,

$$\alpha = 10.72 \quad \beta = 1992$$

değerleri alınır. (4.55) formülünden,

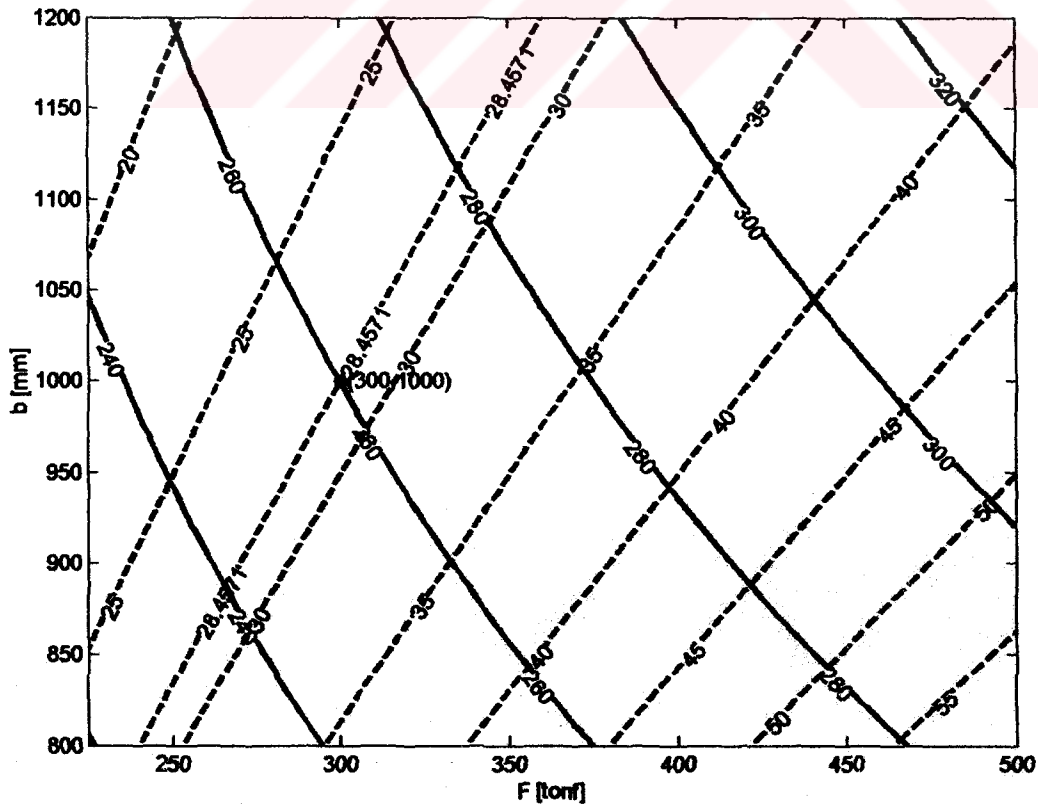
$$t = \alpha \cdot \left(\frac{Fb}{E}\right)^{1/3} = 10,72 \cdot 24,26 = 260,10 \text{ mm bulunur.}$$

(4.63) formülünden,

$$s = \beta \left(\frac{F}{E \cdot b}\right) = 1992 \cdot 142,86 \cdot 10^{-4} = 28,46 \text{ mm bulunur.}$$

Bu değerler en yakın standart değerlere yuvarlatılır,

$t = 260$  mm       $s = 30$  mm      seçilir.



Şekil 4.16 Uygulama-2 grafik gösterimi, F ve b değerlerine bağlı t ve s değişimi (t-, s--)

*Uygulama-3,*

$$F = 60 \text{ tonf}$$

$$b = 800 \text{ mm}$$

$$a = 620 \text{ mm}$$

$$h_{alt} = 950 \text{ mm}$$

$$\lambda = 1,3$$

$$\xi = 0,6$$

$$\psi = 8,75$$

$$\Phi_1 = 0,25$$

$$\Phi_2 = 0,15$$

için aşağıdaki şu işlemler yapılır:

$$\text{Çizelge 4.8 'den } \left( \frac{Fb}{E} \right)^{1/3} [\text{mm}] = 13,17 \text{ mm değeri alınır,}$$

$$\text{Çizelge 4.9 'den } \left( \frac{F}{Eb} \right) = 35,71 \cdot 10^{-4} \text{ mm değeri alınır,}$$

$b < 1000 \text{ mm}$  olduğundan 2. Grup yerine 1. Grup değerleri ele alınarak Çizelge 4.2 'den,

$$\alpha = 6,70 \quad \beta = 10728$$

değerleri alınır. (4.55) formülünden,

$$t = \alpha \left( \frac{Fb}{E} \right)^{1/3} = 6,70 \cdot 13,17 = 88,24 \text{ mm bulunur.}$$

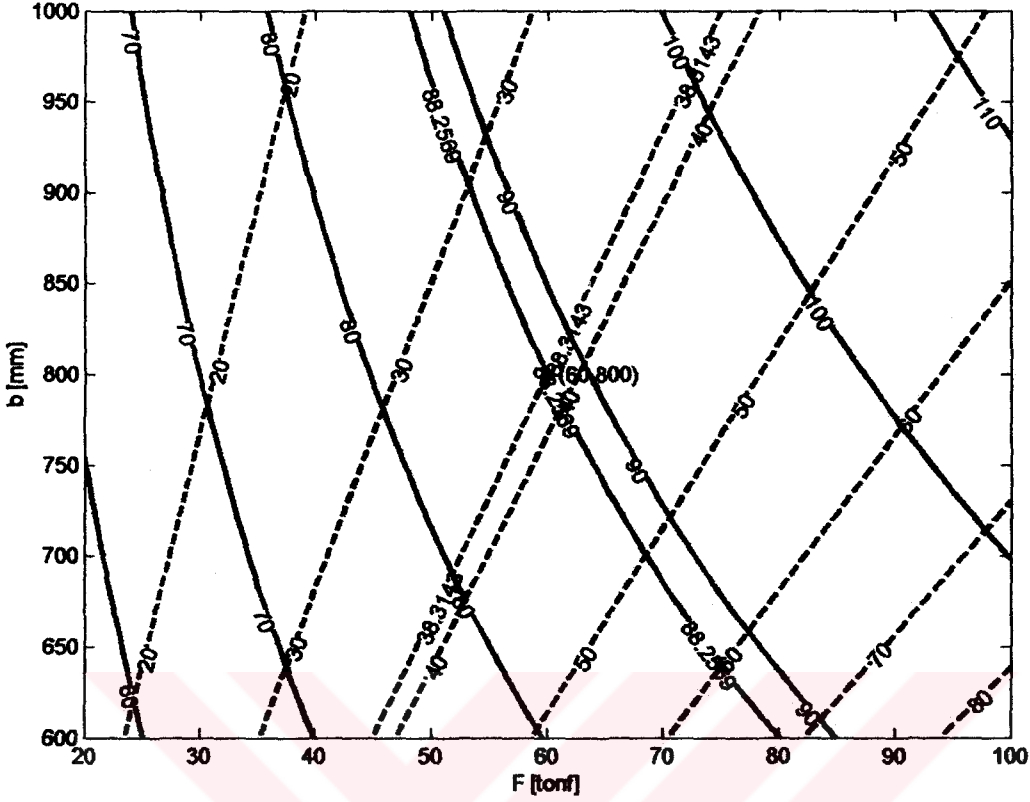
(4.63) formülünden,

$$s = \beta \left( \frac{F}{E \cdot b} \right) = 10728 \cdot 35,71 \cdot 10^{-4} = 38,31 \text{ mm bulunur.}$$

Bu değerler en yakın standart değerlere yuvarlatılır,

$$t = 90 \text{ mm} \quad s = 40 \text{ mm} \quad \text{seçilir.}$$





Şekil 4.17 Uygulama-3 grafik gösterimi, F ve b değerlerine bağlı t ve s değişimi (t-, s--)

Ana büyüklüklerin bu şekilde seçilmesiyle, konstrüksiyon üzerinde çökmelerin kriterle belirtilen çökme değerlerini aşmasına yol açacak aşırı süreksizlikler söz konusu değilse, pres standartlarına göre 1.sınıf rijitlikte ve kısmen optimize edilmiş olacaktır. İmalatçı firmalarda yapılan incelemeler sonucu aynı tonaja sahip preste optimize edilmiş olana göre %10 .. 15 arası daha fazla malzeme harcandığı gözlemlenmiştir.

## 5. SONUÇLAR

Bu çalışmada mekanik ve hidrolik presler H tipi gövde formuna göre incelenmiştir. H tipi gövdeler çoğunlukla hidrolik preslerde uygulanmasından dolayı yapılan çalışma bir hidrolik pres H tipi gövde optimizasyonu çalışmasıdır. Ancak aynı hesaplamalar küçük değişikliklerle H tipi mekanik pres gövdeleri için de geçerli olabilmektedir. (H) çerçeve tipi gövdeler ilgili sonuçlar şunlardır:

1) Çerçeve tipi hidrolik pres gövde konstrüksiyonlarında boyutlandırma kriteri olarak mekanik presler için geliştirilmiş yaylanma kriterlerinin kullanılması yanlıştır. Çünkü, çerçeve tipi hidrolik pres konstrüksiyonlarında alt kiriş ve tabla plakası dışında kalan tüm öğelerinin yaylanması veya esnemesi daima hidrolik pistonun ek bir yer değiştirmesi ile karşılanmaktadır. Bu nedenle çerçeve tipi hidrolik pres gövde konstrüksiyonlarında, boyutlandırmada kriter olarak pres tabla plakası üzerinde en büyük çökmenin değeri esas alınmalıdır. Bu kriter gövdenin büyük bir bölümünü oluşturan alım saçları ile tablanın boyutlandırılması için yeterlidir.

2) Kalın yekpare bir saçtan imal edilen pres tabla plakasının kalınlığının ( $t$ ) pres kuvveti  $F$  'ye, pres tabla genişliği  $b$ 'ye ve presin imal edildiği malzemenin elastiklik modülü  $E$  'ye bağlı fonksiyonu oluşturulmuştur.

3) Saç gövdenin büyük bir bölümünü oluşturan gövde alım saçlarının kalınlığının ( $s$ ) pres kuvveti  $F$  'ye, pres tabla genişliği  $b$ 'ye ve presin imal edildiği malzemenin elastiklik modülü  $E$  'ye bağlı fonksiyonu oluşturulmuştur.

4)  $t$  ve  $s$  kalınlıklarının hesaplanması için elde edilen bağıntılardaki  $\alpha$  ve  $\beta$  büyüklükleri ( $\psi, \Phi_1$  ve  $\Phi_2$  oranlarının uygun değerlerde alınması halinde)  $\lambda$ ,  $\xi$  ve  $\gamma$  geometrik oranlarının bir fonksiyonudur.  $\lambda$  dikdörtgenlik oranı alıcı tarafından,  $\xi$  genişlik oranı imalatçı tarafından önceden belirlenir.  $\alpha$  ve  $\beta$  büyüklüklerinin değişimine en fazla etkisi olan  $\gamma$  rijitlik oranının seçimi  $t$  ve  $s$  kalınlıklarının gerçekleştirilebilir sınırları arasında yapılmalıdır.

5) Bu çalışmada elde edilen formül veya tablolar yardımıyla boyutlandırılma yapılması halinde gövde konstrüksiyonları birinci sınıf rijitlikte ve optimum boyutlarda gerçekleştirilmiş olur.

**KAYNAKLAR**

DIN, 55170 -55175

DIN, (1989), Taschenbuch 162, Beuth Verlag, Berlin.

Elçırpan, N.,(2000), “Preslerin Seçimi ve Kullanımı”, Kalıp Dünyası,6:20-26.

Mäkelt, H., (1968), Mechanical Presses, Edward Arnold Ltd.,London.

Holl, D.L., (1966), Analysis of Plate Examples by Difference Methods and the Superposition Principle, Iowa State Coll.Eng.Exp.Sta.Bull

Morgenstern, K. (1975), “Werkstoffsparende Auslegung von Pressengestellen”, Teil:1-2, Maschinenbautechnik ,11-12:480-490,552-558.

Blum, H.,(1980),Berechnung der elastischen Eigenschaften von Baugruppen im Pressenbau, Springer-Verlag, Berlin.

Öztürk, V.,(1983), Çerçeve Tipi Pres Gövdelerinin Hesap Yöntemi, Doktora Tezi, İ.T.Ü.

Başer, S.,(1999), Hidrolik Tahrikli Derin Çekme Preslerinin Tasarım Kriterleri, Yüksek Lisans Tezi, Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü

Kadioğlu, N.,Engin,H.,Bakioğlu,M.,(1996), Mukavemet Problemleri Cilt II.,Beta Basım Yayım, İstanbul.

## EKLER

## Ek 1 Tabla Plaka Mesnetlerindeki Çökmeler

$$w_1 = \frac{\psi}{720} \left[ 3,0000 \frac{\xi^3}{\lambda_4} + 93,6000 \frac{\xi \phi_2^2}{\lambda^2} \right] \frac{Fl^3}{EI_1}$$

$$w_2 = \frac{\psi}{720} \left[ 2,5941 \frac{\xi^3}{\lambda_4} + 79,7333 \frac{\xi \phi_2^2}{\lambda^2} \right] \frac{Fl^3}{EI_1}$$

$$w_3 = \frac{\psi}{720} \left[ 1,4938 \frac{\xi^3}{\lambda_4} + 45,0667 \frac{\xi \phi_2^2}{\lambda^2} \right] \frac{Fl^3}{EI_1}$$

$$w_4 = 0$$

$$w_5 = \left( \begin{array}{l} \frac{1}{3732480\lambda^4} \cdot \left[ 19440\lambda^4 - 1616\lambda^5\xi^3 - 9360\lambda^3\xi^3 + 19440\lambda^4\xi^3 - 720(3-2\xi)^3\lambda^4 + \right. \\ \left. 1620\lambda(\lambda-1)^4\xi^4 - 38880\xi\lambda^4 + 58320\xi^2\lambda^4 \right] + \\ 0,065\phi^2 \left[ 2\xi - \frac{\xi}{\lambda} - \frac{\xi\lambda}{27} \right] \end{array} \right) \frac{Fl^3}{EI_1}$$

$$w_6 = \left( \begin{array}{l} \frac{1}{207360\lambda^4} \cdot \left[ -920\lambda^3\xi^3 - 172,89\lambda^5\xi^3 + 2160\lambda^4\xi - 40(3-\xi)^3\lambda^4 + \right. \\ \left. 1080\lambda^4(1-\xi)^3 + 180\xi^3\lambda(\lambda-1)^4 \right] + \\ 0,065\phi_1^2 \left[ 4\xi - \frac{2\xi}{\lambda} - \frac{8\xi\lambda}{27} \right] \end{array} \right) \frac{Fl^3}{EI_1}$$

$$w_7 = \left( \begin{array}{l} \frac{1}{3840\lambda^4} \cdot \left[ -20\lambda^4 + 60\lambda^4\xi - 20\lambda^3\xi^3 - 4\lambda^5\xi^3 + 20\lambda^4(1-\xi)^3 + (\lambda-1)^4\xi^3(4\lambda+1) \right] + \\ 0,065\phi_1^2 \left[ 6\xi - \frac{3\xi}{\lambda} - \xi\lambda + \frac{(\lambda-1)^3\xi}{\lambda^2} \right] \end{array} \right) \frac{Fl^3}{EI_1}$$

Bu ifadelerin çıkarılışı Öztürk (1983)'ün çerçeve tipi pres gövdeleri üzerine olan çalışmasında yer almaktadır.

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	30.10.1978	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1992-1995	Özel Tarhan Lisesi
Lisans	1995-2000	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak. Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2000-2003	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı
<b>Çalıştığı kurumlar</b>		
	2000-Devam ediyor	Yavuz Pres Metal San. Ltd. Şti.

