

14251

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KABLOLU TAŞIYICI SİSTEMLERİN
NONLINEER STATİK ANALİZİ İÇİN BİR YÖNTEM

T. C.
Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi

DOKTORA TEZİ

Y.Müh. Filiz PİROĞLU

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 20 Mart 1990

Tezin Savunulduğu Tarih : 9 Ağustos 1990

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Erdoğan UZGİDER

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Vural CİNEMRE

Prof.Dr. Gülay AŞKAR

MART 1990

ÖNSÖZ

İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yapı Programı çerçevesinde gerçekleştirilen bu doktora çalışmasında, çelik kablolu öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemlerin nonlineer statik analizi için etkin, ekonomik ve yakınsama hızı yüksek bir çözüm algoritmasının geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Sunulan bu doktora çalışması boyunca sürekli ilgi ve yardımlarını gördüğüm ve düşüncelerinden yararlandığım danışman hocam Sayın Prof.Dr.Erdoğan UZGİDER'e en derin teşekkürlerimi sunmayı zevkli bir görev bilirim.

Çalışmalarım boyunca yardımlarını gördüğüm kıymetli arkadaşım Yük.Müh. Ahmet K. ŞANLI'ya, olanaklarından yararlandığım İ.T.Ü. Bilgi İşlem Daire Başkanlığı'na, çalışmamı titizlikle daktilo eden Sayın Güngör GÜR'e ve şekillerin çizilmesinde gösterdiği özen nedeniyle Sayın Zübeyde KÖSE'ye teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	XVIII
SUMMARY	XIX
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
1.1. Kablo lu Taşıyıcı Sistemlerin Tarihçesi.....	1
1.1.1. Kablo lu Taşıyıcı Sistem Uygulamaları	2
1.1.1.1. Çelik Kablo Askılı Taşıyıcı Sistemler.....	3
1.1.1.2. Öngergilendirilmiş Kablo lu Taşıyıcı Sistemler.	4
1.1.1.2.1. Tek Eğrilikli Öngergilendirilmiş Kablo lu Taşıyıcı Sistemler	4
1.1.1.2.2. Çift Eğrilikli Öngergilendirilmiş Kablo lu Taşıyıcı Sistemler	4
1.1.1.3. Şişirilmiş Mebran Kablo lu Taşıyıcı Sistemler .	5
1.2. Kablo lu Taşıyıcı Sistemlerin Statik Analizi ile İlgili Çalışmalara Toplu Bakış	5
1.2.1. Öngergilendirilmiş Kablo lu Taşıyıcı Sistemler ile İlgili Çalışmalar	6
1.2.1.1. Deneysel Çalışmalar	6
1.2.1.2. Öngergilendirme ile İlgili Çalışmalar	7
1.2.1.3. Kablo lu Taşıyıcı Sistemlerin Membran Analojisi ile Çözümüyle İlgili Çalışmalar	8
1.2.1.3.1. Çatı Kaplamanasının Rijitliğe Katkısını İçeren Çalışmalar.....	10
1.2.1.4. Kablo lu Taşıyıcı Sistemleri Ayırık Analiz Yöntemi ile Ele Alan Çalışmalar	10
1.2.1.4.1. Newton-Raphson İterasyon Şemasını Kullanarak Statik Analizi Yapan Çalışmalar	12
1.2.1.4.1.1. Mesnet Yapısının Sistemin Rijitliğine Katkısını İçeren Çalışmalar	15
1.2.1.4.2. Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımına Dayanan Çalışmalar	16
1.2.2. Nümerik Çözüm Yöntemlerinde Karşılaşılan Problemlerle İlgili Çalışmalar	22
1.3. Problemin Takdimi	23
1.4. Problemin Kapsamı	29
BÖLÜM 2. ÖNGERGİLENDİRİLMİŞ KABLO LU TAŞIYICI SİSTEMLERİN İDEALLEŞTİRİLMESİ	32
2.1. Yapılan Kabuller	32
2.2. Yapılan İhmaller	32

BÖLÜM 3. ÖNGERGİLENDİRİLMİŞ KABLOLU TAŞIYICI SİSTEMLERİN STATİK ÇÖZÜM PROBLEMİNİN MATEMATİK FORMÜLASYONU	34
3.1. Öngergilendirilmiş Kablo Lu Taşıyıcı Sistemlerin Düğüm Noktalarına Ait Denge Denklemlerinin Çıkarılışı	35
3.1.1. Başlangıç Geometrisinin Tayini	39
3.1.1.1. Öngergi Kuvvetinin Sabit Olması Hali	39
3.1.1.2. Öngergi Kuvvetinin Değişken Olması Hali	40
3.1.2. Eksenel Basınç Kuvveti Alan Kablo Elemanlarının Düğüm Noktası Denge Denklemlerinde Ele Alınması ..	41
3.1.3. Düğüm Noktası Denge Denklemlerinin Matris Formunda Düzenlenmesi	41
BÖLÜM 4. ÖNGERGİLENDİRİLMİŞ KABLOLU TAŞIYICI SİSTEMLERİN STATİK DIŞ YÜKLER ALTINDA SAYISAL ÇÖZÜM ALGORİTMALARI	43
4.1. Newton-Raphson Sayısal Çözüm Şeması	43
4.1.1. Değiştirilmiş Newton-Raphson Sayısal Çözüm Şeması.	44
4.1.2. Adım Adım Yükleme Sayısal Çözüm Şeması	45
4.2. Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı	45
4.3. Dinamik Rölaksasyon Yönteminde Ele Alınan Diferansi- yel Denklemin Özellikleri	48
4.4. Sönüm Katsayıları	50
4.4.1. Kritik Sönüm Katsayısı	51
4.4.2. Kritik Sönüm Üstü Katsayıları	52
4.4.3. Kritik Sönüm Altı Katsayıları	53
4.5. Bu Çalışmada Kullanılan Nümerik İntegrasyon Yöntemi	53
4.6. Üretilen Bilgisayar Programının Tanıtımı	56
BÖLÜM 5. PARAMETRİK ÇALIŞMA I : SİSTEM VE ÇÖZÜM PARAMETRELE- RİNİN İNCELENMESİ	60
5.1. Parametrik Çalışmanın Kapsamı ve Amacı	60
5.2. Parametrik Çalışma I ile İlgili Sonuçlar	63
5.2.1. TİP I : Rijit Kenar Mesnetli, Kare Planlı Öngergilendirilmiş Ortogonal Hiperbolik- Paraboloid Uzak Kablo Lu Taşıyıcı Sistem	63
5.2.1.1. Öngergilendirme	65
5.2.1.2. Dış Yükleme	65
5.2.1.3. Noktasal Kütle ve Sönüm Katsayısının Çözüm Süresine Etkisi	66
5.2.1.4. Noktasal Kütle ve Kritik Sönüm Katsayısı ile İntegrasyon Adımı Arasındaki İlişki	69
5.2.1.5. Dış Yük-Deplasman İlişkisi	72
5.2.1.6. Dış Yük-İç Kuvvet İlişkisi	73
5.2.2. TİP II : Kare Planlı, Kenar Kablo Lu Öngergilendi- rilmiş Ortogonal Hiperbolik-Paraboloid Uzak Kablo Lu Taşıyıcı Sistem	75
5.2.2.1. Öngergilendirme	76
5.2.2.2. Dış Yükleme	77
5.2.2.3. Noktasal Kütle ve Sönüm Katsayısının Çözüm Süresine Etkisi	77
5.2.2.4. Noktasal Kütle ve Buna Karşı Gelen Kritik Sönüm Katsayısı ile Maksimum İntegrasyon Adımı Arasın- daki İlişki.....	79

5.2.2.5. Dış Yük-Deplasman ilişkisi	82
5.2.2.6. Dış Yük-İç Kuvvet ilişkisi	83
5.2.3. TİP III : Rijit Kenar Mesnetli, Eşkenar Dörtgen Planlı Öngergilendirilmiş Ortogonal Hiperbolik-Paraboloid Uzak Kablo Taşıyıcı Sistem.....	85
5.2.3.1. Öngergilendirme	87
5.2.3.2. Dış Yükleme	87
5.2.3.3. Noktasal Kütle ve Sönüm Katsayısının Çözüm Süresine Etkisi	87
5.2.3.4. Noktasal Kütle ve Buna Karşı Gelen Kritik Sönüm Katsayısı ile Maksimum İntegrasyon Adımı Arasındaki İlişki.....	88
5.2.3.5. Dış Yük-Deplasman ilişkisi	91
5.2.3.6. Dış Yük-İç Kuvvet ilişkisi	92
5.2.4. TİP IV : Kenar Kablo, Eşkenar Dörtgen Planlı Öngergilendirilmiş Ortogonal Hiperbo- lik-Paraboloid Uzak Kablo Taşıyıcı Sistem.....	94
5.2.4.1. Öngergilendirme.....	95
5.2.4.2. Dış Yükleme.....	96
5.2.4.3. Noktasal Kütle ve Sönüm Katsayısının Çözüm Süresine Etkisi.....	96
5.2.4.4. Noktasal Kütle ve Kritik Sönüm Katsayısı ile Maksimum İntegrasyon Adımı Arasındaki İlişki	97
5.2.4.5. Dış Yük-Deplasman ilişkisi.....	100
5.2.4.6. Dış Yük-İç Kuvvet ilişkisi.....	101
5.2.5. Sonuçların Değerlendirilmesi.....	103
BÖLÜM 6. PARAMETRİK ÇALIŞMA II : GELİŞTİRİLEN ÇÖZÜM ALGORİTMASI İLE İLGİLİ PARAMETRİK UYGULAMALAR	113
6.1. Parametrik Çalışmanın Kapsamı ve Amacı.....	113
6.2. Kritik Sönüm Katsayısı ve Buna Karşı Gelen Periyodun Hesaplanması	117
6.2.1. Tüm Düğüm Noktalarına Simetrik Olarak Etkiyen Dış Yük Hali.....	120
6.2.1.1. Kritik Sönüm Katsayısının Tesbiti İçin Üretilen Algoritma.....	122
6.2.2. Antimetrik Yükleme.....	122
6.2.2.1. Kritik Sönüm Katsayısının Tesbiti İçin Geliştirilen Algoritma.....	127
6.2.3. Tek Bir Düğüm Noktasına Etkiyen Dış Yük	127
6.3. İntegrasyon Adımının Üst Limiti ve Yakınsama Oranı	128
6.4. Yakınsama Oranlarının Saptanmasına Yönelik Parametrik Çalışma.....	130
6.4.1. Tip I ve Yakınsama Eğrileri.....	131
6.4.2. Tip II ve Yakınsama Eğrileri.....	134
6.4.3. Tip III ve Yakınsama Eğrileri.....	137
6.4.4. Tip IV ve Yakınsama Eğrileri	141
6.5. Sonuçların Değerlendirilmesi	145
6.5.1. Tip I	146
6.5.1.1. Yakınsama Oranı İfadesinin Üretilmesi	146
6.5.1.2. Dış Yük Üst Limitinin Saptanması	157

6.5.2. Tip II	162
6.5.2.1. Yakınsama Oranı İfadesinin Üretilmesi.....	162
6.5.2.2. Dış Yük Üst Limitinin Saptanması	165
6.5.3. Tip III	176
6.5.3.1. Yakınsama Oranı İfadesinin Üretilmesi.....	176
6.5.3.2. Kritik Dış Yük Miktarının Saptanması	187
6.5.4. Tip IV	190
6.5.4.1. Yakınsama Oranı İfadesinin Üretilmesi	190
6.5.4.2. Kritik Dış Yük Miktarının Saptanması	199
6.6. Antimetrik ve Tekil Yükleme Hali.....	204
6.6.1. Tip I	204
6.6.2. Tip II	205
6.6.3. Tip III	207
6.6.4. Tip IV	207
BÖLÜM 7. BİLGİSAYAR PROGRAMI	209
7.1. Genel Bilgiler	209
7.1.1. DESIGN Alt Programı	211
7.1.2. OPTIMA Alt Programı	213
7.1.3. VIBRAT Alt Programı	215
7.1.4. INFOR Alt Programı	215
7.1.5. SCOM Alt Programı	217
7.1.6. NONSTA Alt Programı	217
7.1.7. LENGTH Alt Programı	219
7.1.8. OUTPUT Alt Programı	219
BÖLÜM 8. SAYISAL UYGULAMALAR	220
8.1. Giriş	220
8.2. Jensen'in Deney Modeli	220
8.2.1. Yükleme Hali I.....	222
8.2.2. Yükleme Hali II	223
8.2.3. Yükleme Hali III	224
8.2.4. Sonuçların Değerlendirilmesi	225
8.3. Lewis'in Deney Modeli	226
8.3.1. Sonuçların Değerlendirilmesi	228
8.4. Krishna'nın Sayısal Uygulama Modeli	229
8.4.1. Yükleme Hali IX	230
8.4.2. Yükleme Hali X	231
8.4.3. Yükleme Hali XI	231
8.4.4. Sonuçların Değerlendirilmesi	234
8.5. Dört Farklı Mesnet Koşuluna Sahip Öngergilendiril- miş Hiperbolik-Paraboloid Kablo Lu Taşıyıcı Sistem- lere Ait Sayısal Uygulamalar	234
8.5.1. Bellek Gereksinimi.....	235
8.5.2. Tip I - Sayısal Uygulamalar	236
8.5.2.1. Simetrik Dış Yükleme	237
8.5.2.2. Antimetrik ve Tekil Dış Yükleme.....	239
8.5.3. Tip II - Sayısal Uygulamalar	243
8.5.3.1. Simetrik Dış Yükleme	244
8.5.3.2. Antimetrik ve Tekil Yükleme.....	247
8.5.4. Tip III - Sayısal Uygulamalar	250
8.5.4.1. Simetrik Yükleme	251
8.5.4.2. Antimetrik ve Tekil Yükleme.....	253
8.5.5. Tip IV - Sayısal Uygulamalar	256
8.5.5.1. Simetrik Dış Yükleme	257
8.5.5.2. Antimetrik ve Tekil Yükleme.....	259

BÖLÜM 9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	263
9.1. Sonuçlar	263
9.2. İlerki Çalışmalar İçin Öneriler	265
KAYNAKLAR	267
ÖZGEÇMİŞ	274



NOTASYON LİSTESİ

$(\dot{})$	zamana göre birinci türev
$(\ddot{})$	zamana göre ikinci türev
$\sim$	matris gösterilimi
A	kablo enkesiti
A_i	iç kablo enkesiti
A_k	kenar kablo enkesiti
b_1, b_2	boyutsuz katsayılar
$\tilde{C}$	sönüm katsayıları matrisi
C_{cr}	kritik sönüm katsayısı
C_{max}	kablolu taşıyıcı sistemin her bir düğüm noktasında izlenen, nonlinear karakterdeki sönümsüz titreşimleri arasında, erişilen ilk deplasman ekstremumuna karşı gelen frekansa bağlı olarak saptanan kritik sönüm katsayısı
C_{min}	kablolu taşıyıcı sistemin her bir düğüm noktasında izlenen, nonlinear karakterdeki sönümsüz titreşimleri arasında, erişilen son deplasman ekstremumuna karşı gelen frekansa bağlı olarak saptanan kritik sönüm katsayısı
CPU	merkezi işlem ünitesi zamanı (Central Processing Unit)
DÖ	Lewis deney modeline ait ölçüm sonuçları
DR	dinamik rölaksasyon yöntemi
E	elastisite modülü
EA	kablunun aksenal rijitliği
F_i	i-kablo elemanındaki öngergi kuvveti veya başlangıçtaki iç kuvvet
ΔF_i	kablo çekme kuvvetindeki değişim
F_i'	dış yük tatbikinden sonra i-kablosuna ait çekme kuvveti

$\tilde{F}$	iç kuvvet matrisi
f	kablo oku
f_r	frekans
g	yerçekimi ivmesi
itr_s	nonlinear statik analiz için gereken toplam iterasyon sayısı
itr_t	çözüm parametrelerinin saptanması ve nonlinear statik analizin gerçekleştirilmesi için gerekli iterasyon sayısının toplamı
$J\ddot{O}$	Jensen deney modeline ait ölçüm değerleri
k	yay katsayısı
$\tilde{K}$	rijitlik matrisi
$k_a, k_b, k_c, k_{cr}, k_d, k_e, k_f, k_p$	boyutlu katsayılar
k_t	toplam düğüm nokta sayısı
ℓ	kablo aralığı
L	kablo açıklığı; kare veya eşkenar dörtgen plana ait kenar boyu
L_1	kare veya eşkenar dörtgen plana ait diyagonal boy
m	noktasal kütle
$\tilde{M}$	noktasal kütle matrisi
N	toplam eleman sayısı
NR	Newton-Raphson yöntemi
P_i	kablo iç kuvveti
P_d	düğüm noktasına etkiyen düşey dış yük
$P_{\ddot{O}}$	öngergi kuvveti
$P_{\ddot{O}i}$	iç kabloları ait sabit öngergi kuvveti
$P_{\ddot{O}k}$	kenar kabloları ait değişken öngergi kuvveti
$\tilde{P}$	dış yük matrisi
P_{max}	instabiliteye neden olmayacak şekilde, sistemin düğüm noktalarına tek yükleme adımında tatbik edilebilecek maksimum dış yük miktarı

P_{cr}	kablo elemanların basınç kuvveti olarak gevşemelerine neden olan kritik dış yük miktarı
P_x, P_y, P_z	düğüm noktasına etkiyen dış yükün x, y ve z - doğrultularındaki bileşenleri
R_x, R_y, R_z	u, v ve w 'nin sadece 3. mertebeye dek terimlerini içeren düğüm noktası artık kuvvetinin, x, y ve z - doğrultularındaki bileşenleri
$\tilde{R}$	artık kuvvet matrisi
RH	rölatif hata yüzdesi
shatal	dinamik denge kontrolü için öngörülen tolerans limiti
shata2	statik denge kontrolü için öngörülen tolerans limiti
s_i	i-elemanının şekil değiştirmeden önceki ilk boyu
s_i'	i-elemanının şekil değiştirmeden sonraki yeni boyu
t	zaman
Δt	integrasyon adımı; zaman artımı
Δt_{max}	maksimum integrasyon adımı
Δt_g	deneme-yanılma yöntemi ile saptanan ve nonlinear statik analiz çözümünde instabiliteye yol açmayan maksimum integrasyon adımı
Δt_h	önerilen yakınsama oranları yardımıyla hesaplanan maksimum integrasyon adımı
Δt_o	nonlinear karakterdeki sönümsüz zorlanmış titreşimlerin nümerik integrasyonunda kullanılan zaman artımı
t_1	kablolu taşıyıcı sisteme ait düğüm noktalarında izlenen, nonlinear karakterdeki sönümsüz zorlanmış titreşimler arasında, erişilen ilk deplasman ekstremumuna karşı gelen zaman
T	periyot
u,v,w	düğüm noktasının x, y ve z-doğrultularındaki deplasman bileşenleri
$\tilde{U}$	deplasman matrisi
$\dot{u}, \dot{v}, \dot{w}$	düğüm noktasının x, y ve z-doğrultularındaki hız bileşenleri
$\dot{\tilde{U}}$	hız matrisi

$\ddot{u}, \ddot{v}, \ddot{w}$	düğüm noktasında x, y ve z-doğrultularındaki ivme bileşenleri
$\ddot{\tilde{U}}$	ivme matrisi
$\tilde{U}(t)$	integrasyon adımının başlangıcındaki deplasman bileşenlerini içeren matris
$\tilde{U}(t+\Delta t)$	integrasyon adımının sonundaki deplasman bileşenlerini içeren matris
$\dot{\tilde{U}}(t)$	integrasyon adımının başlangıcındaki hız bileşenlerini içeren matris
$\dot{\tilde{U}}(t+\Delta t)$	integrasyon adımının sonundaki hız bileşenlerini içeren matris
$\ddot{\tilde{U}}(t)$	integrasyon adımının başlangıcındaki ivme bileşenlerini içeren matris
$\ddot{\tilde{U}}(t+\Delta t)$	integrasyon adımının sonundaki ivme bileşenlerini içeren matris
x, y, z	düğüm noktasının yüksüz haldeki başlangıç geometrisine ait koordinatlar
α, β	modifikasyon faktörleri
δ_1, δ_2	Δt -zaman aralığında ivmenin değişim şeklini ifade eden parametreler
ξ	kablo sıklığını ifade eden boyutsuz parametre
θ, θ_1	yüzey eğriliğini ifade eden boyutsuz parametreler
λ	iç ve kenar kablo enkesitlerinin oranını ifade eden boyutsuz parametre
ρ	yakınsama oranı
ψ	nonlineerliliğin derecesini ifade eden parametre
ω	açısal frekans
T_0	normalizasyon katsayısı

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1-1	Çelik kablo askılı taşıyıcı sistem	2
Şekil 1-2	Öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistem	3
Şekil 1-3	Şişirilmiş membran kablolu taşıyıcı sistem	3
Şekil 1-4	Kar ve Okazaki'nin önerdikleri sayısal çözüm şeması.....	15
Şekil 1-5	Kablolu taşıyıcı sistemlerin nonlinear davranışı	23
Şekil 1-6	Dinamik dış yük ve zorlanmış sönümlü titreşim...	25
Şekil 1-7	Ele alınan hiperbolik paraboloid kablolu taşıyıcı sistemler.....	30
Şekil 3-1	Kablolu taşıyıcı sistem	34
Şekil 3-2	Kablolu taşıyıcı sisteme ait bir düğüm noktasının başlangıç ve şekil değiştirmiş geometrisi...	35
Şekil 3-3	Kablolu taşıyıcı sistemin nonlinear davranışı...	42
Şekil 4-1	Newton-Raphson sayısal çözüm şeması.....	43
Şekil 4-2	Değiştirilmiş Newton-Raphson sayısal çözüm şeması	44
Şekil 4-3	Adım adım yüklemeye ait sayısal çözüm şeması ...	45
Şekil 4-4	Dinamik dış yük ve zorlanmış sönümlü titreşim ...	47
Şekil 4-5	Sönüm katsayısının titreşimin şekline etkisi	51
Şekil 4-6	Sabit ve lineer ivme diyagramı.....	54
Şekil 5-1	Tip I.....	63
Şekil 5-2	Sönüm katsayısının çözüme etkisi.....	66
Şekil 5-3	Sönüm katsayısının çözüme etkisi.....	67
Şekil 5-4	İntegrasyon adımının çözüm süresine etkisi.....	68
Şekil 5-5	Noktasal kütle ile maksimum integrasyon adımı arasındaki ilişki.....	69

Şekil 5-6	Kritik sönüm katsayısı ile maksimum integrasyon adımı arasındaki ilişki	70
Şekil 5-7	Kritik sönüm katsayısı ile maksimum integrasyon adımı arasındaki ilişki	70
Şekil 5-8	$m-C_{cr}$ diyagramı.....	71
Şekil 5-9	Dış yük-deplasman diyagramı.....	72
Şekil 5-10	Düşey deplasman ile kablo oku ve enkesiti arasındaki ilişki.....	72
Şekil 5-11	Dış yük-iç kuvvet ilişkisi	73
Şekil 5-12	(Kablo oku/açıklık) oranı ve enkesit artımlarının iç kuvvete etkisi.....	74
Şekil 5-13	Tip II	75
Şekil 5-14	Sönüm katsayılarının çözümü etkisi.....	77
Şekil 5-15	Sönüm katsayısının çözümü etkisi.....	78
Şekil 5-16	İntegrasyon adımının çözümü etkisi.....	79
Şekil 5-17	Kütle ve maksimum integrasyon adımı ilişkisi	79
Şekil 5-18	$C_{cr} - \Delta t_{max}$ diyagramı.....	80
Şekil 5-19	$C_{cr} - \Delta t_{max}$ ilişkisi	81
Şekil 5-20	$m - C_{cr}$ diyagramı	82
Şekil 5-21	Farklı yüzey eğrilikleri için dış yük deplasman ilişkisi.....	82
Şekil 5-22	Kablo enkesiti-deplasman ilişkisi.....	83
Şekil 5-23	Farklı yüzey eğrilikleri için dış kuvvet-iç kuvvet etkilenişimi.....	84
Şekil 5-24	Kablo enkesiti-iç kuvvet ilişkisi	84
Şekil 5-25	Tip III	85
Şekil 5-26	Sönüm katsayısının statik çözüm süresine etkisi	88
Şekil 5-27	Noktasal kütle-maksimum integrasyon adımı ilişkisi	89
Şekil 5-28	Kritik sönüm katsayısı ile maksimum integrasyon adımı arasındaki ilişki	89
Şekil 5-29	$C_{cr} - \Delta t_{max}$ ilişkisi	90

Şekil 5-30	$m - C_{cr}$ ilişkisi	90
Şekil 5-31	Dış yük ve yüzey eğriliği ile deplasman arasındaki ilişki	91
Şekil 5-32	Kablo enkesiti-deplasman etkilenişimi	92
Şekil 5-33	Dış yük-iç kuvvet ilişkisi.....	92
Şekil 5-34	Taşıyıcı ve sistemin stabilitesini temin eden kabloların iç kuvvetinin yüzey eğriliğinden etkilenişi	93
Şekil 5-35	Zıt eğrilikli kablo gruplarına ait iç kuvvet ile kablo enkesiti arasındaki ilişki	94
Şekil 5-36	Tip IV	94
Şekil 5-37	Sönüm katsayısının çözüm süresine etkisi	96
Şekil 5-38	$m - \Delta t_{max}$ diyagramı	97
Şekil 5-39	$C_{cr} - \Delta t_{max}$ ilişkisi	98
Şekil 5-40	$C_{cr} - \Delta t_{max}$ diyagramı	99
Şekil 5-41	$m - C_{cr}$ diyagramı	99
Şekil 5-42	Dış yük ve yüzey eğriliği ile deplasman arasındaki ilişki	100
Şekil 5-43	Deplasman-kablo enkesiti ilişkisi	101
Şekil 5-44	Dış yük-iç kuvvet diyagramı	101
Şekil 5-45	İç kuvvet-yüzey eğriliği ilişkisi	102
Şekil 5-46	İç kuvvet-kablo enkesiti ilişkisi.....	103
Şekil 5-47	$m - \Delta t_{max}$ ilişkisine toplu bakış	105
Şekil 5-48	Tip IV 'e ait $f/L - \Delta t_{max}$ ilişkisi	109
Şekil 6-1	Serbest sönümsüz titreşim	118
Şekil 6-2	Nonlinear karakterdeki sönümsüz titreşimler ..	118
Şekil 6-3	C_{max} ve C_{min} 'in çözüm sürelerine etkisi ...	120
Şekil 6-4	Δt_{max} ile C_{max} ve C_{min} ilişkisi	120
Şekil 6-5	Antimetrik yükleme halinde nonlinear karakterdeki sönümsüz titreşimler yardımıyla bulunan sönüm katsayıları ve bunlara ait çözüm süreleri.....	123

Şekil 6-6	Tip I - Simetrik dış yüklemeye ait nonlinear karakterdeki sönümsüz titreşimler.....	125
Şekil 6-7	Tip I - Antimetrik dış yüklemeye ait nonlinear karakterdeki sönümsüz titreşimler	126
Şekil 6-8	Yüzey eğriliklerine karşı gelen periyot-yakınsama oranı ilişkisi	131
Şekil 6-9	Açıklığın periyot-yakınsama oranı eğrilerine etkisi	132
Şekil 6-10	L/ℓ oranı eşit sistemlerde periyot yakınsama oranı ilişkisi	132
Şekil 6-11	Kabloların düzenlenme sıklığının yakınsama eğrilerine etkisi	133
Şekil 6-12	Elastisite modülünün değişimi halinde periyot-yakınsama oranı ilişkisi	133
Şekil 6-13	Kablo enkesitlerinin değişimine ait periyot-yakınsama oranı ilişkisi	134
Şekil 6-14	Açıklık ve yüzey eğriliklerine karşı gelen periyot-yakınsama oranı ilişkileri	134
Şekil 6-15	Kablo aralıklarının düzenlenme sıklığının yakınsama eğrilerine etkisi	136
Şekil 6-16	Kablo enkesiti ve elastisite modülündeki değişimlerin yakınsama eğrilerine etkisi	137
Şekil 6-17	Açıklık ve yüzey eğriliklerinin değişimine karşı gelen periyot-yakınsama oranı ilişkisi	138
Şekil 6-18	Yüzey eğriliğinin periyot-yakınsama oranı ilişkisine etkisi	139
Şekil 6-19	Kablo aralıklarının yakınsama eğrilerine etkisi	140
Şekil 6-20	Elastisite modülünün yakınsama eğrilerine etkisi	140
Şekil 6-21	Enkesit değişiminin yakınsama eğrilerine etkisi	141
Şekil 6-22	Aynı eleman ve düğüm nokta sayısına sahip sistemlerin yakınsama eğrileri	141
Şekil 6-23	Farklı açıklık ve yüzey eğriliklerine ait periyot-yakınsama oranı ilişkisi	142
Şekil 6-24	Kablo aralığının yakınsama eğrilerine etkisi....	143
Şekil 6-25	Elastisite modülünün yakınsama eğrilerine etkisi	144
Şekil 6-26	Kablo enkesitlerinin yakınsama eğrilerine etkisi	144

Şekil 6-27	Aynı L/λ oranına sahip iki sisteme ait yakınsama eğrileri	145
Şekil 6-28	Tip I - Yakınsama eğrilerine topluca bakış	147
Şekil 6-29	Tip I - Yakınsama eğrileri	151 - 156
Şekil 6-30	Tip I - Yapısal parametrelerin maksimum dış yüke etkileri	157
Şekil 6-31	Tip II - Yakınsama eğrilerine topluca bakış ...	162
Şekil 6-32	Tip II - Yakınsama eğrileri	166 - 171
Şekil 6-33	Tip II - Yapısal parametrelerin maksimum dış yüke etkileri	172
Şekil 6-34	Tip III - Yakınsama eğrilerine topluca bakış ..	176
Şekil 6-35	Tip III - Yakınsama eğrileri	180 - 185
Şekil 6-36	Tip III - Yapısal parametrelerin kritik dış yüke etkileri	186
Şekil 6-37	Tip IV - Yakınsama eğrilerine toplu bakış.....	190
Şekil 6-38	Tip IV - Yakınsama eğrileri	193 - 198
Şekil 6-39	Tip IV - Yapısal parametrelerin kritik dış yüke etkileri	200
Şekil 7-1	Ana program akış şeması	210
Şekil 7-2	DESIGN alt programının akış şeması	212
Şekil 7-3	OPTIMA alt programına ait akış şeması	214
Şekil 7-4	VIBRAT alt programına ait akış şeması	216
Şekil 7-5	NONSTA alt programına ait akış şeması	218
Şekil 8-1	Jensen'in deney modeli [3]	221
Şekil 8-2	Lewis'in deney modeli [35]	226
Şekil 8-3	Krishna modeli [6]	229
Şekil 8-4	Tip I 'e ait sayısal örnek	236
Şekil 8-5	Tip II'e ait sayısal örnek	243
Şekil 8-6	Tip III 'e ait sayısal örnek	250
Şekil 8-7	Tip IV 'e ait sayısal örnek	256

TABLO LİSTESİ

Tablo 5-1	Kablo oku/açıklık oranları.....	64
Tablo 5-2	Kablolu taşıyıcı sistem kenar açıklıkları ve karşı gelen kablo aralıkları	86
Tablo 6-1a	Kablo aralığı ve açıklıklarla ilgili maksimum dış yük miktarlarının karşılaştırılması.....	160
Tablo 6-1b	Kablo enkesiti ve elastisite modülleri ile maksimum dış yük miktarlarının karşılaştırılması	161
Tablo 6-2a	Kablo enkesiti ve elastisite modülü ile ilgili maksimum dış yük miktarlarının karşılaştırılması.....	174
Tablo 6-2b	Kablo aralığı ve açıklıkları ile ilgili maksimum dış yük miktarlarının karşılaştırılması	175
Tablo 6-3a	Kablo enkesiti ve elastisite modülleri ile ilgili dış yüklerin karşılaştırılması.....	188
Tablo 6-3b	Kablo aralığı ve açıklıkları ile ilgili kritik dış yüklerin karşılaştırılması.....	189
Tablo 6-4a	Kablo enkesitleri ve elastisite modülleri ile ilgili kritik dış yüklerin karşılaştırılması	202
Tablo 6-4b	Kablo aralığı ve açıklıklarla ilgili kritik dış yüklerin karşılaştırılması.....	203
Tablo 8-1	Jensen modeline ait başlangıç koordinatları[3]	221
Tablo 8-2	Jensen modeline uygulanan öngergi kuvvetleri ve eksenel rijitlikler [3]	222
Tablo 8-3	Düşey deplasmanlar (cm) [3] [44] [76]	222
Tablo 8-4	Düşey deplasmanlar (cm) [3] [44] [76]	224
Tablo 8-5	Düşey deplasmanlar (cm) [3] [44] [76]	225
Tablo 8-6	Düşey deplasmanlar (mm) [35]	227
Tablo 8-7	İç kuvvet değişimi (kN) [6].....	230
Tablo 8-8	İç kuvvet değişimi (kN) [6]	232

Tablo 8-9	İç kuvvet değişimi (kN) [6]	233
Tablo 8-10	Düşey deplasmanlar $w(\text{cm})$	238
Tablo 8-11	İç kuvvetler P_i (kN)	239
Tablo 8-12	Antimetrik ve tekil yüklemeler	240
Tablo 8-13	Sonuçların Değerlendirilmesi ($m = 20$ ton ; $\Delta t_0 = 0,0256$ san)	242
Tablo 8-14	Düşey deplasmanlar $w(\text{cm})$	245
Tablo 8-15	İç kuvvetler P_i (kN).....	246
Tablo 8-16	Antimetrik ve tekil yüklemeler.....	247
Tablo 8-17	Sonuçların değerlendirilmesi ($m = 20$ ton ; $\Delta t_0 = 0,0152$ san)	249
Tablo 8-18	Düşey deplasmanlar $w(\text{cm})$	252
Tablo 8-19	İç kuvvetler P_i (kN)	252
Tablo 8-20	Antimetrik ve tekil yüklemeler	254
tablo 8-21	Sonuçların değerlendirilmesi ($m = 20$ ton ; $\Delta t_0 = 0,0153$ san)	255
Tablo 8-22	Düşey deplasmanlar $w(\text{cm})$	258
Tablo 8-23	İç kuvvetler P_i (kN)	259
Tablo 8-24	Antimetrik ve tekil yüklemeler	260
Tablo 8-25	Sonuçların değerlendirilmesi ($m = 20$ ton; $\Delta t_0 = 0,0194$ san)	261

ÖZET

Sunulan bu çalışmada, öngergilendirilmiş uzay kablolu taşıyıcı sistemin, etkiyen dış yükler altındaki nonlineer statik cevabını incelemek amacıyla sayısal bir hesap yöntemi geliştirilmiştir. Dış yüklerin sisteme düğüm noktalarından etkitildiği bu çözüm yönteminde, düğüm noktasına ait denge denklemleri dinamik esaslar doğrultusunda ifade edilmiştir. Öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemin herhangi bir düğüm noktasındaki iç ve dış kuvvetler arasında meydana gelen farkın oluşturduğu artık kuvvetlerin, sistemde meydana geldiği varsayılan sönümlü titreşimden doğan kütle atalet-kuvvetleri ve sönüm kuvvetleri toplamınca karşılandığı kabulüne dayanan Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı kullanılarak statik dengeye, sözü edilen dinamik denge denklemlerinin Sabit İvme İntegrasyon Tekniği ile nümerik integrasyonları ile ulaşılmıştır. Yürütülen sayısal uygulamalara dayanılarak elde edilen sonuçların gerek deney ölçümlerine, gerekse farklı integrasyon teknikleri ile ulaşılan çözümlere olan uyumluluğu gösterilmiştir.

Rijitlik matrisinin kullanılmaması nedeniyle geliştirilen bilgisayar algoritmasına ait bellek gereksiniminin minimize edildiği bu çalışmada, çözümün stabil olarak en optimum bilgisayar süresinde gerçekleştirilebilmesi için noktasal kütlelerin seçimine bağlı olarak kritik sönüm katsayısının ve integrasyon adımının maksimum değerinin saptanması gerekmektedir. Bu nedenle gözönüne alınan dört farklı sınır şartlarına sahip öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemler için geniş çaplı bir parametrik çalışmaya başvurulmuş ve çeşitli dış yüklemeler ve dış yük miktarları gözönüne alınarak sistemin açıklığı, kabloların düzenleme sıklığı, yüzey eğriliği, kablo enkesiti ve elastisite modülü gibi yapısal parametrelerin çözüme ve çözüm parametrelerine etkisi incelenmiştir. Bu parametrik çalışmaya dayanılarak geliştirilen bilgisayar algoritması ile hakim periyot saptanmış ve Newmark tarafından tanımlanan yakınsama oranı ifadesi yardımıyla, dört farklı hiperbolik paraboloid kablolu taşıyıcı sistem için farklı karakter gösteren yakınsama eğrileri formüle edilmiştir. Önerilen formüller yardımıyla, kritik sönüm katsayısına karşı gelen maksimum integrasyon adımının tesbiti bir otomatiğe bağlanarak, çözümün zaman açısından da optimizasyonu sağlanmıştır.

Dinamik Rölaksasyon'a dayanılarak hazırlanan genel bilgisayar algoritmasına, optimum çözüm parametrelerinin tesbitini içeren ön programcığın ilavesi ile nonlineer statik analiz, minimum bellek gereksinimi ile en optimum çözüm süresinde gerçekleştirilmiş ve yürütülen sayısal örneklerle önerilen çözüm tekniğinin uyumluluğu ve etkinliği gösterilmiştir.

SUMMARY

A METHOD FOR NONLINEAR STATIC ANALYSIS OF CABLE NETS

Nowadays, due to their economy and suitability to cover large areas at relative low cost, pretensioned cable net structures shown in Figure 1-2 are increasingly used. Because of significant geometric changes under external loadings, these structures have nonlinear load deformation characteristics. For this reason, the usual assumption of infinitesimal deformation leads to erroneous results when applied to these structures. Thus, there has been considerable research [4-41], [51-70] into the area concerning nonlinear static analysis methods suitable to this kind of structures. Each of these methods takes into account the deformed geometry of the cables under the external static load and employs iterative solution procedures such as Newton-Raphson or Modified Newton-Raphson etc. In these methods the structure is assumed to be loaded and the internal forces are present in it from the beginning of the calculations. Thus unknown forces are then found by forming and storing the overall stiffness matrix, then assembling and solving a large amount of simultaneous linear equations for each iteration step. Therefore these methods require considerable large amount of computer memory.

In this study an efficient and simple numerical solution procedure is proposed which is based on "dynamic relaxation method" and conveniently applicable to the nonlinear analysis of aforementioned cable net structures. Proposed method is conceptually more powerful than the aforementioned conventional iterative methods.

The procedure deals directly with nonlinearity and accommodates the problem of slack tensile cables without forming and storing the overall stiffness matrix of the system. The method is essentially based on a step-by-step integration of the dynamic equilibrium equation which corresponds to the critically damped forced vibrations of the system under the external time dependent loads as is seen in Fig. 1-6.

Two principal parameters control the convergency and the efficiency of the nonlinear static analysis. These are the damping coefficient and the time increment selected.

Proposed study deals directly with these parameters and gives an algorithm for automatic evaluation of the critical damping value and refined expressions for the most appropriate integration time steps using Newmark's relation between period and convergence rate about the constant acceleration integration method.

In order to demonstrate the efficiency and accuracy of the proposed method, various numerical results have been produced and compared with the others obtained for the same structures employing the existing conventional nonlinear solution methods and experimental procedures.

MATHEMATICAL FORMULATION

Figure 3-2 represents a typical node point and geometry of a cable net before and after applying the external loads P_{xq} , P_{yq} and P_{zq} . The nodes p and q deflects through u_p , v_p , w_p and u_q , v_q and w_q respectively, along the x, y and z-axes. The initial coordinates of the nodes p and q are x_p , y_p , z_p and x_q , y_q and z_q respectively.

It is assumed that

- the cables are straight between two nodes,
- cable elements are connected by frictionless pins,
- flexural and shearing capacities of cables are neglected,
- external loads are applied at the nodes only.

Depending on these descriptions with reference to Fig. 3-2 , static equilibrium equation for this node point q will be given as in Eq. 1

$$P_{xq} - \sum_i \left[\frac{F_i}{s_i} (x_q + u_q - x_p - u_p) \right] = R_{xq} \quad (1a)$$

$$P_{yq} - \sum_i \left[\frac{F_i}{s_i} (y_q + v_q - y_p - v_p) \right] = R_{yq} \quad (1b)$$

$$P_{zq} - \sum_i \left[\frac{F_i}{s_i} (z_q + w_q - z_p - w_p) \right] = R_{zq} \quad (1c)$$

in which F_i is the internal member force, R_{xq} , R_{yq} and R_{zq} are the nodal residual forces. L_i is the current length of the member and is computed as follows

$$s_i = \left[(x_q + u_q - x_p - u_p)^2 + (y_q + v_q - y_p - v_p)^2 + (z_q + w_q - z_p - w_p)^2 \right]^{1/2} \quad (2)$$

Eq. 1 can be expressed in matrix form as is given below,

$$\tilde{P} - \tilde{F} = \tilde{R} \quad (3)$$

in which $\tilde{P}$ represents external load vector, $\tilde{F}$ represents displacement dependent internal force vector and $\tilde{R}$ represents current nodal residual force vector.

For the non-zero residual force vector, corresponding to the equilibrium equation of the static configuration of the system can be regarded as a consequence of a previous dynamic state. Employing the d'Alembert equation of dynamic equilibrium, residual force vector can easily be stated as is given below

$$\tilde{M} \cdot \ddot{\tilde{U}} + \tilde{C} \cdot \dot{\tilde{U}} = \tilde{R} \quad (4)$$

in which $\ddot{\tilde{U}}$, $\dot{\tilde{U}}$ are the joint acceleration and velocity vector of the structure. $\tilde{M}$ is the concentrated mass vector selected and $\tilde{C}$ is the damping coefficient vector which is chosen to be critical, so that the oscillations will die out in the quickest possible time and displacement function converges to the static deflection value.

If the equilibrium position is reached then the residual force vector $\tilde{R}$, nodal acceleration vector $\ddot{\tilde{U}}$ and nodal velocity vector $\dot{\tilde{U}}$ will be equal to zero. By that time nodal deformation vector $\tilde{U}$ will correspond to the real static deflection vector under the external loads considered.

CHOICE OF DYNAMIC RELAXATION PARAMETERS

The majority of numerical procedures depending on the dynamic relaxation principals employs the central finite difference formulation in the time-wise integration of Eq.4 which is only conditionally stable [34].

The present study is based on an explicit integration of the equation given in Eq.4 employing the constant acceleration integration procedure [43].

As mentioned before, two principal parameters control the convergency and efficiency of proposed procedure. In order to describe their effect, a large amount of parametrical study has been performed.

If the damping coefficient can be selected equal to the critical damping value, the vibration of the system will die out rapidly within a certain time interval as is shown in Fig. 4-5.

It is clearly seen from this figure, for each curve representing a certain mass value, there is only one minimum point independent of the time increment selected as is shown in Figs.5-3, 5-14, 5-26 and 5-37.

In Figures 5-7 and 5-15 the relation between the critical damping value and maximum allowable time increment is plotted. In paranthesis iterations required to obtain the static solution are given. For each selected critical damping value, employing the corresponding maximum allowable time increment, approximately same amount of iteration cycle number is needed until reaching the static equilibrium.

From Equations 3 and 4 it is obvious that if there's no nonlinearity, Equation 4 represents free vibration under the external loads. Depending on this fact, for the lightly nonlinear cable net systems, one needs to know the natural frequency of the cable net to obtain the critical damping value. However, for moderately nonlinear systems, it is not possible to get most appropriate damping value in this way (Fig.6-2).

After several numerical applications it is shown, that the best way to reach this critical damping value, is to run the system without damping coefficient untill finding out the first peak point of the motion defined by Eq. 4. Defining the period of the vibration in that way it is possible to get the natural frequency ω and C_{cr} critical damping value of each node point as well, as is seen in Fig. 6-5.

In order to figure out which frequency values obtained will represent the actual dominant frequency of the nonlinear undamped motion defined by Eq. 4, various applications have been performed and plotted (Figs.6-3 to 4). In Fig. 6-5 each node point is shown in brackets and the iterations corresponding to the selected damping value and required to obtain the static solution are given in paranthesis. It is clearly seen from this figure that, if the damping values corresponding only to the node points which are loaded by the external concentrated loads are used in the static solution procedure proposed in this work, then lesser iteration cycle is needed for the stable static solution than that required for the other damping coefficient values.

Depending on this fact and trying to find out the first peak point of the nonlinear undamped motion of loaded node points represented by Eq.4, it is possible to get the most suitable period and frequency for the proposed solution procedure, as is given below :

$$T = 4 t_1 \quad (5)$$

$$\omega = 2 \pi / T \quad (6)$$

The appropriate critical damping value

$$C_{cr} = 2 . m . \omega \quad (7)$$

works better in the solution procedure proposed herein.

The selection of the time increment is very important from the computational viewpoint. Its value must be as large as possible without losing numerical stability if the computer time economy is aimed.

The majority of numerical procedures depending on dynamic relaxation principals employs the central, forward or backward difference integrations to solve Eq.4, which is conditionally stable [33], [35], [36], [37].

In this proposed procedure "constant acceleration method" is taken into account which is known as stable for all periods and time steps [48]. However, since the accuracy of results depends on the integration time step selected, for this problem the equation of the motion behaves not well, if this time step exceeds a certain value.

In his well known paper "A Method of Computation for Structural Dynamics" Newmark expressed convergence rate ρ as a ratio between the error in derived and assumed acceleration as is seen in Eq.8

$$\rho = \frac{\text{error in derived acceleration}}{\text{error in assumed acceleration}} \quad (8)$$

and presented the following relation between the time increment Δt and period T of their motion as is given below

$$\frac{\Delta t}{T} \leq \frac{1}{2\pi} \sqrt{4\rho} \quad (9)$$

Considering this relation and employing a trial and error method, numerous numerical applications have been performed for four typical hyperbolic-paraboloid cable nets as is given in Figures 1-7 a to d, in order to obtain the most appropriate relation between the values of convergence rate and period.

A) TYPE I (Figure 1-7a)

In Fig. 6-8 the relation between the period of the undamped motion defined by Eq. 4 and convergence rate is shown for five sag-span ratios as is seen in Table 5-1 considering a constant span and cable spacing. The values represent the applied loads in kN. After a certain value of applied external loads an instability problem occurs and convergence rate values fall down leaving the typical response curve. In general, an increase of the applied load value leads to lower periods but higher convergence rates. Increasing the roof curvature, the curves are moving right down by increasing their periods, but decreasing their convergence rates. Same response can easily be seen in Fig. 6-9 if the span is held larger than the previous one while the cable spacing is kept constant. If the cable spacing becomes larger, then the curves are moving upright with an increase in their period and convergence rate as well, as is seen in Fig. 6-11. The change in cross sectional area and modulus of elasticity has a great influence on these curves, too. If their value is increased, their period and convergence rate are decreasing with moving the aforementioned curve down right as is shown in Figs. 6-12 to 13. Depending on these findings, the

approximate relation between convergence rate ρ and period T is expressed with Eq. 10, by employing $k_a = 1,05 \times 10^{-2} \text{ 1/s}^2$ for symmetrical and $k_a = 0,75 \times 10^{-2} \text{ 1/s}^2$ for antimetrical and concentrated loads.

$$\rho = k_a \frac{m \ell}{AE} (1 - \theta^2) (1 + \xi) \left[36 e^{-T/4,5T_0} + e^{14,2T_0/T} \right] \quad (10)$$

$$\theta = f/L \quad (11)$$

$$\xi = \ell/L \quad (12)$$

m : nodal concentrated mass (kg)
 ℓ : cable spacing (m)
 L : cable span (m)
 f : dip of cable (m)
 E : modulus of elasticity (N/cm^2)
 A : cross-sectional area of cable (cm^2)
 T_0 : normalization constant ($= 1\text{s}$)

The approximation of this relation is demonstrated in Figs. 6-29a to e. By employing Eq. 10 it is possible to calculate the most suitable time increment from Eq. 9.

As mentioned before, after applying a certain value of external concentrated load, called maximum allowable external load, an instability problem occurs. In order to give a refined expression for it, symmetrical loading case is taken into account and the influence of the structural properties on it is shown in Figs. 6-30a to e. As a result of these findings maximum allowable external load value which can be applied to the system within a single step without causing instability in the solution can be defined as follows by employing

$$k_p = 1,05 \times 10^3 ; k_f = 1,5 \text{ cm}^2 \text{ and } k_e = 4 \text{ N/cm}^2.$$

$$P_{\max} \leq k_p (k_f + A) \left(k_e + \frac{E}{10^7} \right) e^{-1/10\xi} \left(\frac{1}{\xi} \right)^{1-\theta} \quad (13)$$

The approximation of this formula can be seen in Tables 6-1a to b in the third column; next column represents actual external load values calculated parametrically. The comparison of both values as relative percentages can be seen on the last column.

B) TYPE II (Figure 1-7b)

Figure 6-14a represents the relation between the period and convergence rate for five sag-span ratios. An increase of the applied load values gives lower periods but higher convergence rates. Increasing the roof curvature, the curves are moving right down, resulting in longer periods but lower convergence rates. It is clearly seen from Fig. 6-14c, that with the decreasing values of the span length without a change in the cable spacing, the periods tend to become shorter, while the convergence rate values become higher. But if the cable spacing becomes larger, the curves are moving left upright with a decrease in their period and an increase in their convergence rate, as is seen in Fig. 6-15. The response curves are not affected by the change of cable cross sectional areas. However the increasing values of the modulus of elasticity causes steeper decrement in these curves.

Depending on these findings the approximate relation between convergence rate and period is expressed by employing $k_b = 2,25 \times 10^{-2} \text{ 1/s}^2$ as is given below :

$$\rho = k_b \frac{m \cdot l}{A_k \cdot E} (1 + \lambda^3) \frac{(0,5 + \theta_1)}{(1 + \theta_1^3)} (1 + \xi) \left[80e^{-T/b_1 T_0} + e^{b_2 T_0/T} \right] \quad (14)$$

$$\lambda = A_i/A_k \quad (15)$$

$$b_1 = 2,985 (1 + \theta_1^2) \quad (16)$$

$$b_2 = 12,85 / (1 + \theta_1) \quad (17)$$

where A_i and A_k represent cross sectional areas of interior and edge cables respectively. The curves representing this relation are demonstrated in Figs. 6-32a to l. From the evaluation of these curves, it is possible to notice, how close they represent the real response characteristics. In Figure 6-33a to e the effect of structural properties on the maximum allowable external load values which can be applied to the system within a single step without causing instability in the solution, is demonstrated. As a result, maximum allowable external concentrated load value is given below by employing $k_p = 1,632 \times 10^4 \text{ N}$ and $k_e = 10^8 \text{ N/cm}^2$.

$$P_{\max} \leq k_p \left(1 + \frac{E}{k_e} \right) (1 + \lambda^2) \left(1 + \frac{1}{100\xi} \right) e^{-1/10\xi} \left(\frac{1}{\xi} \right)^{1-\theta} \left(1 + \frac{1}{10\xi} \right)^{1-\theta} \quad (18)$$

In Tables 6-2a to b the values obtained from the above expression is given in the 3rd column and the real values calculated parametrically are seen in the next column. Last column represents the comparison of both values as relative percentages.

C) TYPE III (Figure 1-7c)

In Figure 6-17 the relation between the period of the motion defined by Eq.4 and convergence rate is shown for five sag-span ratios. The values represent the applied loads in kN, those in boxes, the so called critical external load values, correspond to the occurrence of slack tensile cables.

If the roof curvature is small, in this case, any increment in the loading values reduces the periods, but increases the convergence rates. On the other hand, when the loading case has the same characteristic as mentioned before, the change in load values does not affect the period as demonstrated in Figs. 6-17 to 18, if the roof curvature is quite steep. After applying a certain value of it the period slightly leads to an increase in its value. The response curves corresponding to the greater roof curvatures are present on the left hand side of the aforementioned figure. If the span is held larger than the previous one, the curves are moving right down increasing their periods, but decreasing their convergence rates as is seen in Fig. 6-17b. If the cable spacing becomes large without a change of its current span, the curves are tending to move right with a decrease of their periods, but an increase of their convergence rates, as is shown in Fig. 6-19.

The change of cross-sectional area and modulus of elasticity has a great influence on periods. An increase of these parameters leads to a decrement of their periods as demonstrated in Figs. 6.20 to 21. Depending on these findings the relation between period and convergence rate is given as follows, enveloping only the convergence rates corresponding to the critical external concentrated load values, by employing $k_c = 1,9 \text{ 1/s}^2$

$$\rho = k_c \frac{m}{AE} \frac{l}{(1+\theta \cdot \xi)} (1-\theta^2) e^{-T/2,88 T_0} \quad (19)$$

Various approximations of Eq. 20 are demonstrated in Figs. 6-35 a to d.

The effect of the structural parameters on the critical external concentrated load values, representing the symmetrical loading case and corresponding to the occurrence of slack tensile cables, can be seen in Fig. 6-36. The expression defining the influence of these characteristics is given below by employing $k_{cr} = 5,2 \times 10^3 \text{ N}$; $k_f = 10 \text{ cm}^2$ and $k_e = 10^8 \text{ N/cm}^2$.

$$P_{cr} \leq k_{cr} \frac{1-\theta^3}{1-\theta} \xi \left(10 - \frac{A}{k_f}\right) \left(1 - \frac{E}{k_e}\right) \quad (20)$$

D) TYPE IV (Figure 1-7d)

As mentioned for Type III, same response can be clearly seen between the periods and convergence rates for different spans and five sag-span ratios shown in Figures 6-23a-b and for various cable spacings without a change of the span as is seen in Fig. 6-24. If the values of modulus of elasticity become larger, then the periods and convergence rates get smaller as is seen in Fig. 6-25.

An increase of cross sectional area of interior cables without a change in the cross-sections of edge cables causes lower periods, but higher convergence rates as is shown in Fig. 6-26.

Due to this fact convergence rate is expressed as follows by employing $k_d = 7,5 \text{ 1/s}^2$

$$\rho = k_d \cdot \frac{m \cdot l}{A_k \cdot E} \frac{1}{(1+\theta \cdot \xi)} (1+\lambda^3) e^{-T/1,9 \cdot T_0} \quad (21)$$

The approximation of it is demonstrated in Figs. 6-38a to d.

Critical external concentrated load value for symmetrical loading case is expressed as a result of the findings as seen in Figs. 6-39a to e by employing $k_{cr} = 4,6 \times 10^4 \text{ N}$ and $k_e = 10^8 \text{ N/cm}^2$.

$$P_{cr} \leq k_{cr} (1+2,5\theta) \xi (1-2\lambda^2) \left(1 - \frac{E}{k_e}\right) \quad (22)$$

Calculated real values from the parametrical study can be seen in 4th column of the Tables 6-4a to b and the obtained values from the given expression above in the 3rd column. The comparison of both values is represented in the last column as a relative percentage for various applications.

Considering the convergence rate expressions for each type of hyperbolic-paraboloid pretensioned cable nets it is possible to calculate the most suitable time increment from the Eq.9.

PRINCIPAL FEATURES AND DESCRIPTION OF SUBROUTINES OF THE COMPUTER PROGRAM

The main program reads the data such as structural and geometrical properties, pretension and external load values, tolerances, concentrated mass value etc.

Then the optimization subprogram OPTIMA is called in order to find out the most suitable solution parameters. Following this, main program calls the subroutine NONSTA for nonlinear static analysis.

SUBROUTINE OPTIMA

- 1- Begins with the choice of damping coefficient value equal to zero. Obtains the time increment from Eqs. 5-9 to 12 for selected type of cable net. Performs numerically integration of Eq.4.
- 2- Evaluates the dynamic response obtained in step 1 in order to find out the first peak point of the motion corresponding to Eq.4 for the loaded node points and controls whether the velocity due to it is zero.
- 3- From the time corresponding to this peak point calculates period, frequency and critical damping value from Eqs.5, 6 and 7 respectively.
- 4- Employing the Eqs.10, 14, 19 and 21 obtains convergence rate for the given type of cable net.
- 5- Employing this calculated rate in Eq.9 obtains the maximum allowable time increment for the integration.

SUBROUTINE NONSTA

- 6- Using these economical solution parameters, begins to integrate numerically the dynamic equations employing constant acceleration iteration procedure.
- 7- For time $t = 0$ sets the initial conditions as follows;

$$\ddot{u}(t) \text{ and } \dot{u}(t) \text{ are equal to zero}$$
- 8- Acceleration is obtained from the residual force.

$$R = P - F(t) \quad (23)$$

$$\ddot{u}(t + \Delta t) = [R - C \dot{u}(t)] / M \quad (24)$$
- 9- Computes the displacement vector at time $t + \Delta t$ as,

$$u(t + \Delta t) = u(t) + \dot{u}(t)\Delta t + [\ddot{u}(t + \Delta t) + \ddot{u}(t)] \Delta t^2 / 4 \quad (25)$$
- 10- Computes current displacement dependent force vector $F(t + \Delta t)$ and length from Eq.1 and 2 employing the displacement values obtained in the previous step.
- 11- Computes acceleration vector at time $t + \Delta t$ as,

$$\ddot{u}(t + \Delta t) = [P - C \dot{u}(t + \Delta t) - F(t + \Delta t)] / M \quad (26)$$

12- Computes velocity vector at time $t + \Delta t$ as

$$\dot{\tilde{U}}(t+\Delta t) = \dot{\tilde{U}}(t) + \left[\ddot{\tilde{U}}(t+\Delta t) + \ddot{\tilde{U}}(t) \right] \Delta t/2 \quad (27)$$

13- If the dynamic equilibrium is reached then checks for the static equilibrium.

14- If the accuracy is not achieved then considers a new time increment and returns to step 9 till the members of residual force vector R_j are close enough to zero so that the static equilibrium is satisfied.

NUMERICAL EXAMPLES

The computer program prepared for the numerical procedures proposed in this study was applied to the hyperbolic-paraboloid cable nets shown in Figs. 8-1 to 2, tested experimentally by Jensen [3] and by Lewis [35] respectively and in Fig. 8-3 designed and computed by Krishna [6] using Newton-Raphson method. The results are summarized in Tables 8-3 to 9.

The optimum results for various numerical examples are compared with the solution previously used by Uzgider [44] employing conventional Newton-Raphson iterative method and summarized in Tables 8-10 to 25.

CONCLUSION

The numerical method proposed in this study is proved to be more efficient and simple than those existing in literature.

Namely the memory requirement is reduced to %53 and CPU (Central Processing Unit) time to %63 of that required when Newton-Raphson method [44] is employed.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1. KABLOLU TAŞIYICI SİSTEMLERİN TARİHÇESİ

Kablolu taşıyıcı sistemlerin doğadaki en belirgin örneğini örümcek ağları oluşturmaktadır. Örümceklerin vücutlarından salgıladıkları ve hava ile temas eder etmez sertleşen bu ipeğimsi tellerden oluşan ağlar, perde, kubbe, ağzı yukarı doğru açık huni ve hatta boru biçiminde olabilmektedir. Genellikle örümceklerin avlarını yakalamak amacıyla inşa ettikleri bu asma sistemlerin yanında, kendilerini sıcak, soğuk ve düşmanlardan korumak amacıyla ağlardan çadır oluşturdıkları biyoloji literatüründe yer almaktadır.

Çekme kuvvetlerinin etkin olduğu membran çatı sistemlerinin ilk örnekleri olarak, hayvan derileriyle inşa edilen ilkel çadırlar gösterilebilir.

Doğal malzemelerin konstrüktif amaçlarla kullanılmasına Afrika ve Güneydoğu Asya'da rastlanılmaktadır. Bu tropikal ülkelerde sarmaşık gibi doğal ipler, yüzyıllardır bilinmekte ve bilhassa asma köprü yapımında kullanılmaktadır. İlk asma köprü zincir ve ip halatlar kullanılarak Çinliler tarafından inşa edilmiştir. Çin'de Min Nehri Köprüsü' ve Peru'daki San Luis Rey Köprüsü eski çağlara ait tipik asma köprü uygulamalarıdır.

Çatı konstrüksiyonlarında çekmeye çalışan elemanların kullanılması fikri ilk kez M.S. 70 yılında Roma Kolezyumu'nda gerçekleştirilmiştir. Eksen uzunlukları 156 x 189 metre ve izdüşümü elips olan bu asma çatıda ip halatlar kullanılmıştır.

Çelik kablolar kullanılarak inşa edilen ilk asma köprü 1620 yılında Tibet'te gerçekleştirilmiştir.

Bugünküne benzeyen ilk çelik kablo ise 1834 yılında Albert isimli bir Alman tarafından geliştirilmiştir.

Öncelikle yüksek mukavemetli çelik kabloların üretimi ve bu kabloların taşıyıcı olarak çeşitli asma sistem konstruksiyonlarında yaygın olarak kullanılmasına 1950'lerden sonra başlanılmış ve özellikle asma köprülerdeki hızlı gelişmeler bunu izlemiştir.

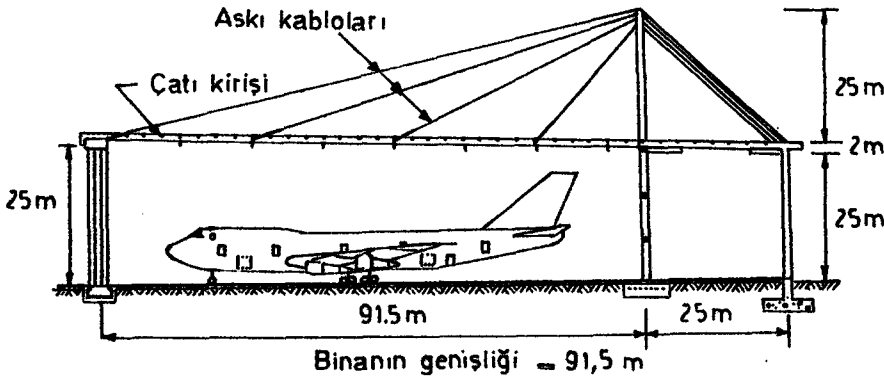
Büyük açıklıkların kolonsuz olarak geçilebildiği bu hafif ve ekonomik yapı sistemleri, gerek tasarım çeşitliliğine olanak vermesi, gerekse montaj kolaylığı nedeniyle mimar ve mühendislerin ilgisini çekmeye devam edeceği aşikardır.

1.1.1. Kablolu Taşıyıcı Sistem Uygulamaları

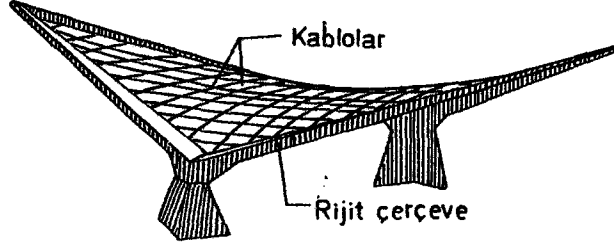
Bünyelerinde yük taşıyıcı eleman olarak çelik kablo veya kablo sistemlerini içeren taşıyıcı sistemler, KABLolu TAŞIYICI SİSTEMLER olarak adlandırılmaktadır.

Kablolu taşıyıcı sistemler, kablounun kullanılış şekline göre,

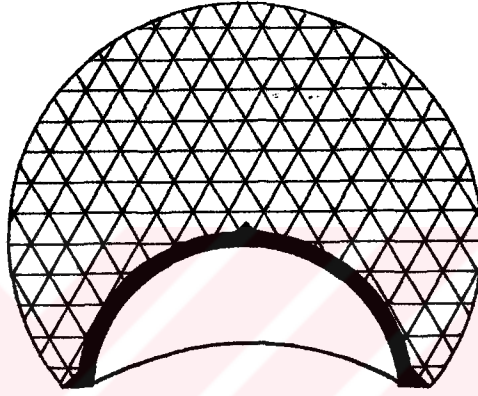
- çelik kablo askılı taşıyıcı sistemler (Şekil 1-1)
 - öngergilendirilmiş çelik kablolu taşıyıcı sistemler (Şekil 1-2)
 - şişirilmiş membran kablolu taşıyıcı sistemler (Şekil 1-3)
- olarak üç ana grupta sınıflandırılırlar.



Şekil 1-1 Çelik kablo askılı taşıyıcı sistem



Şekil 1-2 Öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistem



Şekil 1-3 Şişirilmiş membran kablolu taşıyıcı sistem

1.1.1.1. Çelik Kablo Askılı Taşıyıcı Sistemler

Şekil 1-1 'de görüldüğü gibi, kablo askılı sistemlerde çelik askı kabloları taşıyıcı olarak birinci derece rol oynamaktadır. Yaygın olarak Avrupa, Amerika ve Japonya'da, özellikle karayolu köprülerinde uygulanmaktadır.

1970 Osaka Enternasyonal Fuarı'ndaki 48.8 metre çapında ve 39 metre yüksekliğindeki beş katlı Avustralya Pavyonu, Amerika Birleşik Devletleri'ndeki 91,5 metre açıklıklı uçak hangarı, Hollanda'da 146,5 x 45,7 metre boyutlarındaki Tilburg Tren İstasyonu ve Oklahoma'daki Founders Bankası kablo askılı taşıyıcı sistemlerin artistik örneklerini teşkil etmektedir.

1.1.1.2. Öngergilendirilmiş Kablolu Taşıyıcı Sistemler

Öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemler (Şekil 1-2) ayrıca geometrik bakımdan iki ayrı grupta ele alınabilir.

1.1.1.2.1. Tek Eğrilikli Öngergilendirilmiş Kablolu Taşıyıcı Sistemler

Kabloların tümüyle aynı eğrilikte düzenledikleri bu sistemlerde, öngergi ancak prekast beton elemanların yardımıyla gerçekleştirilmektedir.

30 x 70 metre boyutunda, iki açıklıklı kablolu taşıyıcı sistem 1896 yılında Rusya'da Novgorod'da inşa edilmiştir. Niles'daki Notre Dame Lisesi, Dulles Enternasyonal Havaalanı, Uruguay'daki Montevideo Stadı, Oklahoma Eyaleti Fuar Alanı, Wright-Patterson Hava Kuvvetleri Müzesi uygulanan örneklerin sadece bir bölümünü temsil etmektedir.

1.1.1.2.2. Çift Eğrilikli Öngergilendirilmiş Kablolu Taşıyıcı Sistemler

Silindirik, hiperbolik-paraboloid v.b. yüzeylerin uygulanabildiği çift eğrilikli sistemlerde kablolar, taşıyıcı ve sistemin stabilitesini kontrol eden kablolar diye iki grupta toplanmaktadır.

Kuzey Carolina'daki Raleigh Arena çift eğrilikli öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemlerin ilk örneğini oluşturmuş, bunu Avustralya'daki Sidney Meyer Music Bowl, 1964'de Tokyo'da gerçekleştirilen olimpiyat oyunları nedeniyle inşa edilen spor salonu, Tahran'daki Farahabad Spor Salonu, Montreal-Expo'67 Fuarı'nda yer alan Batı Alman Pavyonu ve üzerinde en çok konuşulmuş olan 1972 Münih Olimpiyat Oyunları'nın yapıldığı stad izlemiştir.

1964 yılında Uluslararası İzmir Fuar alanı içinde inşa edilen Arçelik Firması Pavyonu, üç adet hiperbolik paraboloidlerden oluşmakta olup, öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemlerin ülkemizdeki

ilk uygulaması durumundadır. Yatayda izdüşümü eşkenar üçgen olup açıklıklar 19 m olarak boyutlandırılmıştır. Çatı kaplaması olarak ahşap malzeme seçildiğinden ışık bantları kullanılmış, kenar çerçeve çelik profillerle teşkil edilerek hiperbolik paraboloid çatı üç adet betonarme ayağa mesnetlendirilmiştir. [1].

1.1.1.3. Şişirilmiş Membran Kablolı Taşıyıcı Sistemler

Şekil 1-3'de görülen sistemlerin prensibi, hava basıncı yardımıyla bir membran yüzeyin oluşturulmasına dayanır. Genellikle yüzeyin stabilitesi kablo sistemi ile sağlanmaktadır. Kablolar tesbit edilmiş bulunan membran hava basıncı ile şişirilmekte ve böylece kablo elemanlarda çekme gerilmeleri meydana gelmektedir.

1917'lerde kullanılmaya başlanan bu fikir, Lanchester tarafından ortaya atılmış ve bilhassa 2.Dünya Savaşı süresince Amerikan Hava Kuvvetleri tarafından askeri amaçlarla geliştirilmiştir.

1958 yılında Brüksel Fuarı'nda inşa edilen Pan Amerikan Pavyonu, Japonya'daki Expo'70 Fuarı'nda yer alan birçok pavyon, Michigan'daki Pontiac Metropolitan Stadyumu ilginç örnekleri oluşturmakta ve günümüzde Avrupa, Amerika ve Japonya'da gittikçe artan uygulama örnekleri ile ilgi çekmektedir.

1.2. KABLOLU TAŞIYICI SİSTEMLERİN STATİK ANALİZİ İLE İLGİLİ ÇALIŞMALARA TOPLU BAKIŞ

Kablolu taşıyıcı sistemlerle ilgili çalışma, araştırma ve gelişmeler 1950 ve sonraki yıllara rastlamaktadır.

Kablo elemanların eğilme rijitliklerinin çekme rijitlikleri yanında çok küçük olması ve eksenel basınç rijitliklerinin yok denecek kadar az olması nedeniyle, kablolu taşıyıcı sisteme etkiyen dış yükler altında, kablo enkesitinde üniform çekme gerilmeleri oluşmakta ve dış yükler sadece çekme kuvvetleri tarafından aktarılırken, büyük geometrik değişimler meydana gelmektedir. Malzeme lineer elastik

sınırlar içinde kalsa bile, geometrik nonlinearlık nedeniyle problemin çözümü oldukça komplike hale gelmektedir.

1.2.1. Öngergilendirilmiş Kablolu Taşıyıcı Sistemler ile İlgili Çalışmalar

1.2.1.1. Deneysel Çalışmalar

1967 yılında Poskitt [2] yaptığı deneysel çalışmada, gerek serbest asılı bir kabloyu, gerekse düzlem bir kablolu kafes sistemi ele almış ve ölçüm sonuçlarını çeşitli araştırmacıların önerdikleri çözüm algoritmaları ile kıyaslamıştır.

Jensen [3] 'in 1970 yılında elde ettiği deneysel sonuçlar, ileriki yıllarda birçok araştırmacıya geliştirdikleri çeşitli çözüm algoritmalarını kıyaslama olanağını tanımıştır. Jensen'in deneysel modellerini, öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı düzlem bir kafes sistem ve yine öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kenar kablolu bir uzay kablolu taşıyıcı sistem oluşturmaktadır. Yükleme olarak, taşıyıcı kabloların tek bir düğüm noktasına etkiyen tekil dış yük hali, tüm taşıyıcı kabloları ait düğüm noktalarına simetrik olarak etkiyen konsantrik dış yük hali ve sadece iki düğüm noktasına zıt yönde etkiyen konsantrik yüke karşı gelen antimetrik yükleme hali gözönüne alınmış ve bu üç farklı yükleme altında düşey doğrultuda meydana gelen deplasmanlar ölçülmüştür.

1971 yılında Krishna ve Agarwal [4] rijit mesnetli, hiperbolik-paraboloid bir kablolu taşıyıcı sistemi deney modeli olarak hazırlamışlar ve ölçüm değerlerini teorik çalışmalarına ait sonuçlarla birlikte değerlendirmişlerdir. Teorik çalışmalarında, yatay deplasmanları ve denge denklemlerindeki nonlinear terimleri ihmal etmişlerdir. Yapılan ölçümlerde yatay deplasmanlar, düşey deplasmanların %10 'undan daha az olmakta ve yapılan kabulün uygun olduğunu göstermektedir. Gerek maksimum deplasman, gerekse taşıyıcı ve stabilite kablolarındaki iç kıvrım değişimi değerleri, teorik ve deneysel çalışmayla üstüste düşmektedir. Bu hal, dış yüklerin büyük değerlerinde ise ortadan kalkmakta ve büyük farklar meydana gelmektedir.

1.2.1.2. Öngergilendirme ile İlgili Çalışmalar

Düzlem ve uzay kablolu taşıyıcı sistemler taşıyıcı ve stabilite kablolarından oluşmaktadır. Stabilite kabloları dış yükü aktarmada ikinci derece rol almakla beraber, yüzey şeklini belirlemede ve taşıyıcı sistemin öngergilendirilerek rijitlik kazandırılmasında etkin olmaktadır. Hiçbir kablo elemanının aksenal basınç kuvveti almayacak şekilde kablolu taşıyıcı sistemleri öngergilendirme, proje mühendislerinin önemli problemini oluşturmaktadır.

Gerek kablolu taşıyıcı sistemlerle ilgili mevcut tüm çalışmaları gözönüne alarak bu konuda yapılan çalışmaları derleyen ASCE alt komitesi'nin 1971 yılında yayınladıkları makalede [5] , gerekse Krishna'nın kablolu sistemlere ait kitabında [6] , öngergi kuvveti olarak kabloların maksimum kopma yükünün %50 - 55'i alınarak uygulanması önerilmektedir. Yine de Krishna ve Sawhney'in [7] belirttikleri gibi, öngergi değerinin seçimi kablolu taşıyıcı sistemlerin dizaynında en önemli problemi oluşturmakta, deneme ve yanılma metoduna başvurulması gerektiğinden bu tür yapıların stabilitesi için gereken öngergilendirmede, deneyim ön plana çıkmaktadır.

1977 yılında Foster ve Beaufait [8] 'in yaptıkları çalışmada, prekast panellerin geçici olarak dış yükle yüklenerek ve ara derzlerin beton dökülerek öngergilendirildiği monolitik kablo yüzeylerini gözönüne almışlardır.

Ayrıca rijitlik matrisini düzenleyen ve iteratif yöntemle çözen bir bilgisayar programı hazırlayarak, ortogonal 8 (4 x 4) adet kablodan oluşan bir deney modeli ile elde ettikleri analitik çalışma sonuçlarını çeşitli yüklemeleri içerecek şekilde kıyaslamışlardır. Teorik çalışmada ortalama bir öngergi kuvveti değeri gözönüne alınmakla birlikte, deneysel çalışmada her kabloda aynı öngergi kuvveti sağlanamamıştır. Yine de deneysel çalışma ve teorik sonuçlar üstüste düşmektedir.

Öngergilendirme konusundaki en yeni çalışmalardan biri 1987 yılında Vilnay [9] tarafından yürütülmüştür. Vilnay öngergilendirme kombinezonları üzerinde durmuş ve kablolu taşıyıcı sistemleri iki

ana gruba ayırmıştır. Birinci grubu; düğüm noktasının serbestlik derecesinin, bilinmeyen iç kuvvetler sayısından az olması hali ($n < m$); ikinci grubu ise eşit ve büyük olması hali teşkil etmektedir ($n \geq m$). Vilnay ikinci grupta yer alan sistemler için sadece tek bir öngergilendirme olasılığına karşın birinci grupta yer alanlar için bu olasılığın ($m-n$) adet olduğuna işaret etmektedir. Ayrıca bu çalışma çerçevesinde, ikinci grupta yer alan ve günümüzdeki çoğu uygulamalarda yeğlenen sistemlerde, dış yük altında büyük deformasyonların oluştuğu vurgulanmaktadır. Bu nedenle özellikle dizayn açısından, birinci grupta yer alan kablolu taşıyıcı sistemlerin rijit davranışa dikkat çekilmekte ve önerilmektedir.

1.2.1.3. Kablolu Taşıyıcı Sistemlerin Membran Analojisi İle Çözümüyle İlgili Çalışmalar

Stricklin ve Haisler'in mevcut nonlinear analiz tekniklerini yorumlayan yayınlarında [10] belirttikleri gibi, kablolu taşıyıcı sistemlerin statik ve dinamik analizlerinde enerji yöntemlerine başvurmak mümkündür. Toplam potansiyel enerjinin minimizasyonuna dayanan bu yöntemin en önemli sakıncalarını, özellikle büyük sistemlerde yatkınsama hızının düşük olması ve gerçek minimumdan sapma olasılığı teşkil etmektedir.

1970 yılında ve Tottenham ve Williams [11] 'ın da belirttikleri gibi, kablo sayısının sonsuza dek artırılabilirdiği ve enkesit alanlarının sifıra yaklaşmasına izin verilebildiği hallerde, esnek bir elastik membrandan söz etmek mümkündür. Uzay kablolu sistem yerine bir membran düşünülürse takdirde membrandaki kayma rijitliğini sıfır olarak kabul etmek ve böylece dış yüklerin eksenel rijitlikler tarafından aktarıldığını varsaymak mümkündür. Genellikle membran analojisinde herhangi bir yükleme nedeniyle geometride oluşan değişimlerin gerilmelere etkisinin ihmal edilebileceği kabul edilmekte ve denge denklemlerinde, şekil değiştirmeden önceki geometri gözönünde tutulmaktadır.

Tottenham ve Williams, sözü edilen bu çalışmada [11] geometrideki değişimlerin gerilmelere etkisinin büyük olması halini de gözönüne alarak denge denklemlerini yeni geometriye göre düzenlemişler ve

yüzeyin şekil değiştirmesinin enerji fonksiyonunu, ortalama yüzeyin teğeti doğrultusunda oluşan gerilmeler cinsinden ifade etmişlerdir. Nonlineer denklem takımını 4. mertebe Runge-Kutta yöntemi ile çözerek, daha önceki çalışmalarda yer alan lineer yaklaşım sonuçları ile kıyaslanıp %14 'e varan farklılıklara işaret etmişlerdir.

1974 yılında Singh ve Dhoopar tarafından yayınlanan araştırmada [12] ise, planda kare ve dikdörtgen izdüşümlü kablolu taşıyıcı sistemler, izotrop ve anizotrop özdeş bir membran olarak gözönünde tutularak, birim boya yayılı kablo çekme kuvvetlerinin formüle edilmesi ele alınmıştır. Tabii frekansın ifadesinin de verildiği bu çalışmadaki tüm hesaplar, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yürütülmüştür ve birim boya yayılı çekme kuvveti ve özdeş membranın kalınlığının oldukça basit formüllere dönüştürülmesinin yanı sıra, bu teoriyle hesaplanan frekansların kesin veya kesin değerlerden biraz büyük olarak elde edildiği yapılan örneklerde gösterilmiştir. Ortogonal kablolu taşıyıcı sistemlerde oldukça iyi sonuçlar alınabilmesine karşın, ortogonal olmayan sistemlerde de hatanın küçük olduğu belirtilmektedir.

Irvine 1976 yılında yaptığı çalışmada [13] statik davranış ifadelerini boyutsuzlaştırarak, geometrik nonlineerliliği daha belirgin bir hale getirmeyi amaçlamıştır. Dış yükün üniform yayılı olarak ele alındığı dikdörtgen, hiperbolik-paraboloid, eliptik vb. membran örneklemelerinde iki parametrenin önemi vurgulanmıştır. Bu boyutsuz parametrelerin birincisi, ele alınan kablolu taşıyıcı sistemin plandaki boyutlarının (2a; 2b) oranını ifade etmektedir.

Diğer parametre ise, p birim alana yayılı dış yük, H birim boya gelen çekme kuvveti, 2a birim şerit uzunluğu, E elastisite modülü ve A kablo enkesiti olmak üzere

$$\lambda^2 = \left(\frac{p \cdot 2a}{H} \right)^2 \cdot \left(\frac{EA}{H} \right)$$

ifade edilmektedir. λ^2 'nin küçük olması halinde dış yük-deplasman bağıntısı lineer kabul edilebilmekte, fakat daha büyük değerlerinde nonlineerliğinin dikkate alınması mutlaka gerekmektedir. Bu üretilen ifadelerin kapalı çözümlerinin oldukça zor olduğunu ayrıca belirtmek gerekir. Uygulaması pek pratik olmayan bu metot ile kablolu taşıyıcı sistemlerin statik davranışının fiziksel yapısının daha iyi

anlaşılması amaçlanmıştır.

1978 yılında Pietrzak [14], kablolu taşıyıcı sistemlerin statik analizini matris formülasyonu ile yürütmüştür. Enerji yaklaşımını kullandığı çalışmasında Pietrzak, yüzeyin potansiyel enerjisi ve gradyanının temel ifadelerini matris formülasyonu şeklinde vermiş ve potansiyel enerjinin minimumunu, Huang'ın çözüm algoritması ile gerçekleştirerek bir nümerik çalışma ile örneklemiştir.

1982 yılında Fried [15], membran yüzeyin potansiyel enerji ifadelerini, polinom interpolasyonu tekniği ile ele almış ve birçok kablolu taşıyıcı sistemi dış yükler altında statik olarak analiz etmiştir.

1.2.1.3.1. Çatı Kaplamasının Rijitliğe Katkısını İçeren Çalışmalar

1984 yılında Lewis, Jones ve K.R.Rushton 'ın yaptıkları çalışmada [16], kablolu taşıyıcı sistemi bir membran olarak ele almışlar ve çatı kaplamasının rijitliğinin sistemin davranışına katkısını incelemişlerdir. Kaplama rijitliğinin sistemin rijitliğine oranının $EA/L(\text{kaplama}) : EA/L(\text{kablo}) = 5:1$ olması halinde deplasmanlarda %50 'ye ve 20:1 olması halinde ise %70 'e varan azalmalar meydana getirdiği sonucuna ulaşmışlardır.

Ele alınan kablolu taşıyıcı sistemin statik denge konumu sistemin toplam potansiyel enerjisinin minimizasyonu ile ifade edilmiş ve statik denge konumuna erişilene dek var olan artık kuvvetleri eritmek için dinamik rölaksasyon yönteminden yararlanılmıştır. Çözümün stabilitesi ve yaklaşım hızı açısından sönüm katsayısı ve integrasyon adının uygun şekilde seçilmesi gerektiğine işaret edilmiş, fakat bu seçimin nasıl yapılacağı belirtilmemiştir.

1.2.1.4. Kablolu Taşıyıcı Sistemleri Ayrık Analiz Yöntemi İle Ele Alan Çalışmalar

Krishna ve Natarajan'ın 1960 yılında yayınladıkları çalışmada

[17] , zıt eğrilikli kabloların diyagonallere paralel olarak düzenlenerek, doğrusal rijit bir çerçeveye mesnetlendiği hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemleri, çeşitli statik yükler altında analiz etmişlerdir. Kablo çekme kuvvetinin yatay bileşeni ve yatay deplasmanının yanı sıra, düşey doğrultuda oluşan deplasmanları ve diyagramize etmişlerdir. Uyguladıkları lineer ve nonlinear analiz sonuçlarını kıyaslamışlar ve ön boyutlandırma aşamasında, nonlinear terimlerin ve yatay deplasmanların ihmal edildiği lineer analiz yöntemlerinin gerek uygulama kolaylığı açısından, gerekse yaklaşım hızı nedeniyle uygunluğuna işaret etmişlerdir.

Siev ve Eidelman [18] da 1962 yılında kablolu taşıyıcı sistemleri ayırık olarak ele almışlar ve her bir düğüm noktası için yatay deplasmanları ihmal ederek nonlinear denklem takımlarını üretmişlerdir. Sözü edilen bu denklem takımlarını önce lineer kabul ederek çözmüşler ve sonra da iteratif bir yöntemle nonlinear terimleri eritmeye çalışmışlardır.

P.Krishna ve A.K.Kohli [19] bu analiz yöntemini diyagonal uzunluğu 100 m olan kenar kablolu hiperbolik-paraboloid bir kablolu taşıyıcı sistemin uygulamasında kullanmışlardır.

1967 yılında Mollman ve Mortensen [20] kablolu taşıyıcı sistemlerin küçük şekil değiştirmelerine karşı gelen lineerize denklem takımlarını kullanmışlar ve nonlinear problemlerin çözümünde, bu denklemlerin iteratif olarak uygulanmasını öngörmüşlerdir. Bu ifadelerle ısı değişiminin katılmasının oldukça kolay olacağı aşikârdır.

Mollman ve Mortensen'in bu analiz ifadelerini Krishna ve Sawhney [7] dizayn problemlerini içeren çalışmalarında 100 m çapında daire planlı bir çatı uygulamasının çözümünde kullanmışlardır.

1967 yılında Thornton ve Birnstiel [21] statik yük, ısı değişimi ve mesnet kaymalarını gözönüne alarak üç boyutlu kablolu taşıyıcı sistemleri, dış yükü adım adım sisteme tatbik ederek analiz etmişlerdir. Simetrik olmayan yükleme durumunda lineer çözüm yöntemi, nonlinear çözüm yöntemine nazaran hatalı sonuç vermektedir. Belirtmek gerekir

ki, yük adımı değerinin saptanması çözümün hata analizinde önemli rol oynayacaktır.

1969 yılında Avent [22] iç kuvvetleri denge bağıntıları ile elde ederek basit bir iterasyon şeması geliştirmiştir. Başlangıçta tahmin edilen iç kuvvet yardımıyla bir düğüm noktasından diğerine geçilerek sınır şartları kontrol edilmekte ve iç kuvvet yeniden düzenlenerek gerçek sınır şartları sağlanana dek iterasyon sürdürülmektedir. Bu algoritmanın bilgisayara uygulanmasının kolaylığının yanısıra, çözüm süresinin Newton-Raphson'a göre üç misli azaltılmasının getireceği avantaj oldukça önem taşımaktadır.

1973 yılında Tuğcu ve Greenberg [23] hiperbolik paraboloid taşıyıcı sistemlerde kenar kablo rijitliğinin, enkesitinin ve okunun, taşıyıcı sistemin yük taşıma kapasitesine etkisini ayrıntılı bir parametrik çalışma ile ortaya koymuşlardır. Kenar kablo rijitliğinin, enkesitinin ve de eğriliğinin artırılması halinde yük taşıma kapasitesinde azalmalar gözlemlenmiştir.

1.2.1.4.1. Newton-Raphson İterasyon Şemasını Kullanarak Statik Analiz Yapan Çalışmalar

Kablolu taşıyıcı sistemlerin nonlinear statik analizinde en fazla rağbet edilen yöntemi oluşturan Newton-Raphson şeması, özellikle nonlinearlik derecesi yüksek sistemler için ideal bir iteratif çözüm algoritmasıdır.

Her iterasyon adımında rijitlik matrisinin yeniden düzenlenme ve bir sonraki adım için saklanma zorunluluğu, her ne kadar tüm elastik ve fiziksel değişimleri içermekle birlikte, bu yöntemin en önemli dezavantajını oluşturmakta ve bellek gereksinimi sorununu da beraberinde getirmektedir. Yaklaşım hızının yüksek olmasına karşılık hesaplama süresindeki artışı da gözardı etmemek gerekmektedir.

Bellek sorununu nedeniyle geliştirilen ve Newton-Raphson Yöntemi'nin bir modifikasyonu olan Değiştirilmiş Newton-Raphson İterasyon Şeması, her ne kadar sadece başlangıç rijitliğini esas almasına rağmen, çözümün ııaksama problemini de beraberinde getirmektedir.

Saafan 1970 yılında yayınladığı çalışmada [24] Değiştirilmiş Newton-Raphson iterasyon tekniğini kullanmıştır. Gerek çözümün yakınsama hızını artırmak, gerekse ııaksama probleminden kaçınmak için, iterasyon süresince zaman zaman o andaki iterasyon adımına ait deplasman değeriyle bir önceki iterasyon adımına ait deplasman değerinin aritmetik ortalamasını almakta ve iterasyona bu deplasman ve bu değere göre yeniden düzenlenen rijitlik matrisi ile devam etmektedir. Ne var ki, bu ortalama alma müdahalelerinin sıklığı ve hangi iterasyon adımları sonrası yer alması gerektiği, tamamen deneme-yanılmaya ve de nümerik analizcinin büyük ölçüde tecrübesine dayanmaktadır.

Argyris ve Scharpf 1972 yılında yaptıkları çalışmada [25] Münih Olimpiyat Stadı'nın 10.000 adet bilinmeyen deplasmanlarını Newton Raphson iterasyon tekniğini kullanarak büyük bellek kapasiteli bilgisayarlarla çözmüşlerdir.

Porter ve Fowler 1973 yılında yaptıkları çalışmada [26] başlangıç rijitlik matrisini kullanarak ve iterasyon sırasında iç kuvvet değişimini izleyerek, bu fiziksel değişime belli toleranslar çerçevesinde müdahale ederek tanjant rijitlik matrisini tekrar yeni geometrik konuma göre düzenlemişlerdir. Bu çalışmada ayrıca kablolu taşıyıcı sistemin ankre edildiği mesnet yapısını içeren ve kablolu taşıyıcı sistem ile mesnet yapısının karşılıklı etkilenişimi ile ilgili geniş bir parametrik inceleme de yer almaktadır.

Her iki çalışmada da sözü edilen müdahalelerin zamanı ve sıklığı, ayrıca toleransların mertebesinin tesbiti tümüyle deneyimi ön plana çıkartmaktadır.

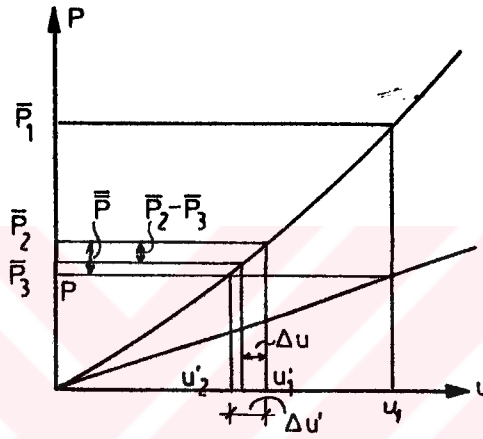
1976 yılında C.G. Hood [27] temel olarak Newton Raphson yöntemi kullanmakla beraber, tekil dış yüklerin yanında üniform yayılı dış yüklerin de statik analizini içeren bir çalışmayı yürütmüştür.

1971 yılında ise Baron ve Venkatesen [28] Newton-Raphson iterasyon tekniğinin bir başka modifikasyonunu kullanmışlardır. Tanjant rijitlik matrisinin yanı sıra sekant rijitlik matrisini de devreye sokarak iki matrisin kombinezonunu dikkate almışlardır.

1973 yılında Kar ve Okazaki tarafından yazılan makalede [29] , bu teknikler tek tek ele alınmış ve tartışılmış, kendileri tarafından geliştirilen yeni bir teknikle kıyaslanmıştır. Gösterilmiştir ki, büyük nonlineerliliğin söz konusu olmadığı problemlerde ele alınan tekniklerin herbiri aynı sonucu vermektedir. Fakat nonlineerliliğin etkili olduğu sistemlerde gerek sonucun doğruluğu, gerekse sarfedilen bilgisayar süresi önerilen iterasyon tekniğinin etkinliğini belirtmektedir. Siev, Thornton ve Birnstiel nonlineerliliğin büyük olması halinde dış yükü adım adım yüklemişler; Krishna ise her iterasyon çevrimi sonunda elde ettiği deplasman değeri ile bir önceki çevrime ait deplasman değerinin ortalamasını alarak çözümün yakınsamasını amaçlamış; Haug ve Powell, Saafan ise deplasman artımını yakından izleyerek, belirledikleri toleranslar aşıldığında müdahale etmeyi tercih etmişlerdir. Görülmüştür ki, Krishna'nın kullandığı her iterasyon çevrimi sonunda, deplasmanların bir önceki değerleriyle ortalanması tekniğinde, çözüm için gerekli bilgisayar süresi konvansiyonel Newton-Raphson'a göre iki misli artmaktadır ki, bu da önemli bir dezavantaj olarak düşünülmelidir.

Saafan'ın modifikasyonu ise, yakınsama hızını çok belirgin bir şekilde artıramamakla birlikte tecrübe de gerektirmektedir. Kar ve Okazaki bu eleştirilerine paralel olarak nonlineerliliğin etkili olduğu problemlerde, nonlineerliliği belirleyen dış yük değerini gözönüne alan başka bir iteratif yöntem önermişlerdir. Dış yükü adımlara bölme yerine, tümünü (P) dikkate almışlar ve başlangıçta tanjant rijitlik matrisi yardımı ile ilk deplasman değeri u_1' i hesaplamışlardır. Fakat lineer yöntemle bulunan bu deplasman değerine denge denklemlerinde karşı gelen yük durumu ise $\bar{P}_1$ olmaktadır. Gerçek P -dış yükü ile sonradan elde edilen $\bar{P}_1$ yükü farkı nonlineerliliği simgelemektedir. Bu nedenle Kar ve Okazaki ilk hesaplanan u_1 deplasman değerini birden küçük olan $(P/\bar{P}_1)$ oranı ile çarparak daha küçük u_1' deplasmanını ve buna karşı gelen $\bar{P}_2$ yükünü elde etmişlerdir. Bir sonraki iterasyon adımına $\bar{P} = \bar{P}_2 - P$ artık kuvveti ile başlayarak Δu deplasman farkını ve buna denge denklemlerinde karşı gelen $\bar{P}_3$ yükünü hesapladıktan sonra ise artık kuvvet $\bar{P}$ ve $(\bar{P}/\bar{P}_2 - \bar{P}_3)$ oranını elde etmişlerdir. Δu deplasmanını bu modifikasyon oranı ile çarparak $\Delta u'$ değerine, sonra da $(u_1' + \Delta u')$ toplayarak u_2' ne geçmişler ve

iterasyon çevrimlerine yakınsaklık sağlanana dek devam etmişlerdir. Modifikasyon oranı ile daha ilk adımda elde edilen deplasman değerinden daha küçük deplasmanlar hesaba sokulduğundan yakınsama problemi halledilmiş ve çevrimin modifikasyon değerinin 0,25 alt limite ulaşmasına dek sürdürüldüğü belirtilmiştir. Adıgeçen çalışmada çeşitli nümerik örneklerle adıgeçen iterasyon teknikleri incelenmiş ve görülmüştür ki, Kar ve Okazaki tarafından önerilen yöntemle daha küçük iterasyon sayısı ve daha az bilgisayar süresi ile yakınsama elde edilebilmektedir (Şekil 1-4).



Şekil 1-4. Kar ve Okazaki'nin önerdikleri sayısal çözüm şeması

1.2.1.4.1.1. Mesnet Yapısının Sistemin Rijitliğine Katkısını İçeren Çalışmalar

1982 yılında Gupta, Krishna ve Ahuja tarafından yapılan çalışmada [30], kablolu taşıyıcı sistem ayırık elemanlar olarak ele alınmış ve mesnetler lineer yaylarla temsil edilerek Newton-Raphson iterasyon tekniği ile çözülmüştür. Gerek düzlem kafes, gerekse uzay kablolu taşıyıcı sistemlerin, mesnet yapısının rijitliğinin yatay bileşeninden etkilendiği açıkça görülmüş ve bu etkilenişim çeşitli kafes ve uzay kablolu sistemler için tanımlanılmaya çalışılmıştır.

Schrefler, Odorizzi ve Wood'un 1983 yılında birlikte yaptıkları çalışmada [31] rijit mesnet kirişlerini doğrusal, eğrisel parabolik ve kübik eğrilikte olarak ele almışlar ve hatta bu farklı eğriliklerin çeşitli kombinasyonlarından oluşan kirişleri de kablolu

taşıyıcı sistemle birlikte devreye sokan bir algoritmayı geliştirmişlerdir. Lagrange koordinatları ile ifade edilen geometrik nonlinearlık ve sonlu elemanlar formülasyonu ile tanımlanan elemanlar, Newton-Raphson ve her iki iterasyon adımıyla yinelenen Değiştirilmiş Newton-Raphson iterasyon teknikleri kullanılarak çözülmüştür.

1984 yılında Godbole, Krishna ve Jain tarafından yapılan çalışmada [32] ise analiz, sonlu elemanlar yöntemine dayanmakta ve kabloların nonlinearlığı Newton-Raphson iterasyon tekniği ile hesaplanmaktadır. Mesnet yapısının lineer olarak kabul edildiği, planda izdüşümü daire olan kablolu çatıların analizi yapılmış ve laboratuvar modelleri ve prototipleri ile bir kıyaslamaya gidilmiştir.

Deneyssel ölçüm sonuçları teorik çalışma sonuçları ile kıyaslandığında, deneyssel ölçümlerde deplasmanlar daha küçük saptanırken, iç kuvvetler ise tam tersi daha büyük elde edilmektedir. Yine de teorik ve nümerik model çalışmasının sonuçlarının birbirine oldukça yakın olduğu vurgulanmaktadır.

1.2.1.4.2. Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımına Dayanan Çalışmalar

Dinamik rölaksasyon yöntemi nonlinear problemlerin analizinde rijitlik matrisi ve de çok sayıda simultane lineer denklem takımı çözümünü gerektirmediğinden birçok araştırmacının ilgisini çekmektedir. Statik dış yükü sisteme başlangıçta bir dinamik yük olarak etkiterak statik denge konumu etrafında sönümlü titreşimine izin verme prensibine dayanan bu metod, zamana bağılı olarak ifade edilen dış yükler altındaki sistemin sönümlü zorlanmış titreşimine ait dinamik denge denklemlerinin denge konumuna erişilene dek adım adım integrasyonuna dayanmaktadır.

Day ve J.W.Bunce [33] 1970 yılında dinamik rölaksasyon yaklaşımını sonlu farklar yöntemi ile birlikte uygulayarak bir çözüm şeması geliştirmişlerdir. Denklemlerin çözümünün koşullara bağılı olarak stabil olması bu uygulanan hesap algoritmasının en önemli sakıncasını teşkil etmektedir. Bu nedenle Day ve Bunce'un integrasyon için önerdikleri Δt -zaman aralığının ise sadece ele aldıkları kare planlı

ve rijit kenar mesnetlere ankre edilen kablolu taşıyıcı sistemler için uygun olduğu, bu tez sırasında uygulanan geniş parametrik çalışmada açıkça görülmüştür. Yine bu tez sırasında önerilen formülün modifikasyon faktörleri ile diğer değişik sınır şartlarına sahip, hiperbolik-paraboloid öngergilendirilmiş taşıyıcı sistemlere genişletilmesinin pek başarılı olamayacağı da görülmüştür.

Nümerik integrasyonun stabilitesini ve çözüm süresini direkt olarak etkilemesi nedeniyle Δt -integrasyon adımının üst limitinin saptanması oldukça önemlidir. Δt için bu değerin saptanmasında sistemin geometrisi ve nonlineerlilikten doğan artık kuvvetlerin miktarı önemli rol oynamaktadır.

1975 yılında Alwar, Ramachandra ve Subba [34] dinamik rölaksasyon yaklaşımında kritik sönüm katsayısının çözümün yakınsama süresine olan etkisinin üzerinde önemle durmuşlardır. Herhangi bir sönüm değeri kullanıldığı takdirde harmonik titreşimin statik çözüme asimptotik olarak yaklaşması için oldukça fazla bilgisayar süresi gerekmektedir. Sisteme ait kritik sönüm katsayısı belirlenebildiği takdirde sönümlü titreşim hızla asimptotik olarak statik denge konumuna erişecek ve böylece en optimum bilgisayar süresinde çözüme ulaşılabilecektir. Araştırmacılar bu kritik sönüm değerini hesaplamak yerine, herhangi bir sönüm katsayısına karşı gelen sönümlü zorlanmış titreşimi incelemişler ve bu harmonik titreşimin ekstremum noktalarından yola çıkarak bu titreşime ait sönüm zarf eğrisinin azalan eksponansiyel ifadesini türetmeye çalışmışlardır. Bu bilindiği takdirde, herhangi bir t-anındaki zarf eğrisinin iki ordinatının aritmetik ortalaması, statik denge konumuna karşı gelen deplasmanın hesabında ilk tahmin olarak oldukça iyi bir yöntemdir ve yaklaşım süresini hızlandırmayı amaçlamaktadır. Birbirini izleyen ekstremum noktaları arasındaki farkın az olması halinde zarf eğrisinin lineer kabul edilebileceği adigeçen araştırmacılar tarafından belirtilmektedir.

Yukarıda sözü edilen çalışmanın incelenmesinden görüleceği üzere, ele alınan kablolu taşıyıcı sistemin Dinamik Rölaksasyona dayanan yaklaşımından evvel sistemin titreşimin izlenmesi ve maksimum ve minimum noktalarının incelenerek, bunların sönüm zarf eğrisine ait uygun eksponansiyel ifadenin bulunması, her geometrideki taşıyıcı

sistemler için mümkün görülmemekte, bu da yöntemin pratikliğini ortadan kaldırmaktadır.

Dinamik rölaksasyon yaklaşımını 1984 yılında Lewis, Jones ve Rushton [35] da kullanmışlardır. Enerji yöntemi ile ifade edilen statik denge denklemleri merkezi sonlu farklar iterasyon tekniği ile hesaplanmıştır. Nümerik instabilite durumunun söz konusu olduğu bu koşullara bağlı stabil integrasyon tekniğinde, ortogonal ve rijit mesnetli bir kablolu taşıyıcı sistem ele alınmış ve Δt -iterasyon adımları için Day ve Bunce [33]'a referans verilmiştir. İteratif çözüm algoritmasının stabilitesini etkilememekle birlikte, statik çözüme minimum sürede ulaşılmasında önemli bir etken olan sönüm katsayısı için de Lewis, Jones ve Rushton bir öneri getirmişlerdir. Sistemin statik yükler altında sönümsüz titreşiminin incelenmesini içeren bu öneri yardımıyla, sistemin frekansını ve dolayısıyla kritik sönüm katsayısını hesaplamanın mümkün olduğunu belirtmişlerdir.

Gerek kritik sönüm katsayısı, gerekse maksimum integrasyon adımının saptanması konusunda getirilen kriterlerin çok açık ve hatta yeterli olmadığı bu tez sırasında yapılan uygulamalarda ortaya çıkmıştır.

Çeşitli araştırmacılarla birlikte Day ve Bunce [33]'un maksimum integrasyon adımının saptanmasında gözönüne aldıkları formülün, sadece Bölüm 1-4 'de Şekil 1-7a tipindeki kablolu taşıyıcı sistemler için geçerli olduğu, sunulan bu çalışma esnasında görülmüştür.

Ayrıca sistemin frekansının saptanması için getirilen sönümsüz titreşimlerin incelenmesine dayanan öneri ise açık değildir ve detaylı bir şekilde aydınlatılmamıştır. Zira Day ve Bunce [33]'un da belirttikleri gibi, nonlineerlilik nedeniyle serbest titreşimler pek düzgün harmonik karakterde olamamaktadırlar. Üstelik her bir düğüm noktasının titreşim periyodunun farklılığı nedeniyle, hangi titreşimin ve niçin seçildiği, söz konusu araştırmada açıkça belirtilmemiştir. Bu periyot farklılıkları özellikle antimetrik ve tekil yüklemelerde geniş bir yelpaze oluşturmakta ve kritik sönüm katsayısının saptanması için daha kapsamlı bir metodolojiye gerek duyurmaktadır.

1983 yılında Papadrakakis tarafından yayınlanan ve dinamik rölaksasyon yaklaşımına dayanan bir çalışmada [36] ise, geometrik ve malzeme açısından nonlinearlık de gözönüne alınarak incelenmiştir. Kullanılan açık ve kapalı Newmark - β iterasyon tekniklerinin uygulanmasında Δt -zaman adımının önemi açıkça vurgulanmıştır. Getirilen öneri inelastik programda kullanılacak olan Δt -iterasyon adımının seçimi için sistemin lineer analiz programı ile bir kez çözülmesi gerekliliği vurgulamakta, fakat çözümün yakınsaklık hızını belirleyen etkin parametrelerden biri olan sönüm katsayısı konusunda hiçbir yaklaşım getirmemektedir.

1981 yılında Papadrakakis'in yaptığı dinamik rölaksasyona dayanan diğer bir çalışmada [37] ise, Δt -zaman adımı, C -sönüm katsayısı ve m -kütle değerini sekant rijitlik matrisinin minimum ve maksimum öz değerleri cinsinden ifade eden bir bağıntı verilmiştir. Başlangıçta bağımsız parametre olarak seçilen Δt -iterasyon adımı, bire eşit alınarak minimum öz değer için bir tahmin yapılmakta ve Gershgorin teoremi ile maksimum öz değer için üst limiti saptanmaktadır. Öz değerlerin gerçek değerlerinin saptanabilmesi için, bir iterasyon çevrimi gerekmekte ve her bir çevrim sonucu elde edilen deplasman değerlerinin rölatif oranının, daha önceden belirlenen tolerans limitlerine yakınsaması gerekmektedir. Önerilen bu şemadan açıkça görülmektedir ki, Δt -iterasyon adımı ve C -sönüm katsayısı için rijitlik matrisinin düzenlenmesi ve bir dizi iterasyonların sonunda bu matrisin gerçek öz değerlerinin bulunması ön şart olmaktadır. Bu ise söz konusu algoritmaya dayalı bilgisayar programlarının hafıza gereksinimini artırmakta ve çözüm sürelerini uzatmaktadır.

Wood'un 1971 yılında dinamik relaksasyon yöntemiyle ilgili yaptığı çalışmasında [38], sönüm katsayısı ve Δt -zaman adımının optimizasyonu ile ilgili bir teknik geliştirmiştir. İvme, hız ve deplasmanların merkezi, geri ve ileri sonlu farklarla ifade edildiği bu çalışmada Gerschgorin teoremi yardımıyla rijitlik matrisinin minimum ve maksimum öz değerleri arasındaki bağıntılar ele alınmıştır. Bu bağıntılardan maksimum özdeğerle ilgili üst sınır kısıtlamasından yola çıkılarak başlangıçta iyi bir tahmin yapılarak, iterasyonun sıfır sönüm değeriyle gerçekleştirilmesi ile minimum öz değer tahmini de yapılabilir. Böylece iterasyon matrisinin spektral

yarıçapı da hesaplanabilir. Benzer işlemler Chebyshev iterasyon şeması ile tekrarlandığında, elde edilen iterasyon matrisinin spektral yarıçapının mutlak değerinin dinamik rölaksasyona nazaran daha büyük olduğu gösterilmiştir ki, bu da dinamik rölaksasyon yaklaşımın yakınsama hızının daha yüksek olduğunu göstermektedir.

1972 yılında Bunce tarafından yürütülen çalışmada [39] ise Dinamik Rölaksasyon yaklaşımının önemli parametrelerinden biri olan kritik sönüm katsayısının tahmini için bir yöntem önerilmektedir. İterasyon tekniği olarak sonlu farklar veya sonlu elemanlar şemasının kullanıldığı söz konusu çalışmada dinamik rölaksasyonun nümerik stabilitesinin sağlanabilmesi için Δt -zaman adımı, kütle değeri ve rijitlik matrisin öz değerleri arasında bir bağıntı verilmiştir. Böyle bir bağıntı da ayrıca algoritmanın optimum yakınsamasıyla ilgili verilmiştir. Wood'un çalışmasında [38] olduğu gibi, Geschgorin teoremi kullanılmıştır. Kritik sönüm katsayısının hesaplanabilmesi için titreşimin frekansının saptanması gerekmektedir. Önerilen algoritma aşağıda özetlenmiştir :

- 1.- Başlangıçta $\Delta t = 1$ seç.

$$\tilde{m} = \frac{1}{4} \cdot \Delta t^2 \cdot \tilde{K} \cdot \tilde{I} \quad \text{'den kütleyi hesapla}$$

- 2.- $\tilde{C}$ ivme değerine herhangi bir değeri ata ve $\tilde{q} = \tilde{C} \cdot \tilde{m}$ yardımıyla $\tilde{q}$ -hayali dış yükü hesapla ve sabit zaman artımları ile dinamik rölaksasyonu uygulayarak ve her iterasyon adımı sonunda deplasmanların artışını izleyerek Rayleigh prensipleri doğrultusunda titreşimin modları ile $\tilde{g}$ 'yi sapt.

$$\tilde{g}^2 = \frac{\tilde{X}^T \tilde{K} \tilde{X}}{\tilde{X}^T \tilde{M} \tilde{X}}$$

$\tilde{X} : \tilde{q}$ hayali dış yük altındaki deplasman vektörü.

- 3.- Sistemin frekansının $\tilde{f} \leq \tilde{g}$ olması gerektiğinden, yeteri kadar $\tilde{g}$ -değeri elde edildiğinde, bu değerlerden interpolasyon polinomu geçir. Bu polinomun minimum değeri ile frekans için kaba bir yaklaşım yap .

- 4.- Rijitlik matrisinin minimum öz değerini $e_{1j} = f_j^2 / m_j$ öz frekans değeri ile elde et ve Wood'un [38] da kullandığı gibi Gershgorin yaklaşımı ile maksimum öz değeri hesapla.
- 5.- Öz değerlere bağlı olarak optimum yakınsaklık değerini sapt.
- 6.- Bu iterasyonu adımlarını dış yükün gerçek değeri p ile tekrarla.

Araştırmacının kendisinin de belirttiği gibi, yakınsaklık değerinin saptanmasının yukarıda anlatılanlar çerçevesinde zor olacağı ve oldukça bilgisayar süresi gerektireceği açıktır. İterasyonun hemen 2. adımında seçilen C -ivmesi sonucu elde edilen q -hayali dış yükünün, p -gerçek yük değerine yakın olması halinde yöntemin çok etkin olmasının umulduğu araştırmacı tarafından belirtilmektedir.

Sözü edilen yöntemin etkinliği, başlangıçtaki C -ivmesinin seçilen keyfi değerine doğrudan bağlı olduğu için oldukça deneyimli ve şanslı olmak gerekir ki, kritik sönüm katsayısı ve Δt 'nin bilgisayar açısından en optimum değerleri araştırılırken, gereğinden fazla bilgisayar kullanım süresi gerekmesin. Bu yapılabildiği takdirde önerilen çalışma, Δt 'in üst limitinin araştırılmasını ayrı bir bilgisayar programı gerektirmeden problemin bir parçası olarak ele almaktadır.

Benzer bir çalışmayı 1976 yılında Cassel ve Hobbs [40] da yapmışlardır. Nonlineer sistemlerin rijitlik matrisinin her iterasyon adımında değişimi de dikkate alınarak sözüedilen matrisin mutlak değeri alınarak elemanlarının toplamı saptanmıştır. Bu değer Δt integrasyon adımı ve sönüm katsayısı ile ilgisi ortaya koymuş ve sonlu farklar şeması ile deplasmanlar hesaplanmıştır. Buradan anlaşılabileceği gibi, çözümün optimizasyonunu sağlamak için başlangıç rijitlik matrisi ve yeni geometrilere ait rijitlik matrisine gereksinme vardır ki, bu da daha önce vurgulanan dinamik rölaksasyonun önemli bir özelliğini ortadan kaldırmaktadır.

1988 yılında Barnes'ın dinamik rölaksasyon yaklaşımını esas aldığı çalışmasında [41] ise, büyük açıklıklı kablolu taşıyıcı sistemlerin ve öngergilendirilmiş membran çatıların boyutlandırılmasında, özellikle büyük artık kuvvetleri, topolojisindeki ani değişimler vb. hallerin söz konusu olduğu durumlarda, viskoz sönüm katsayısı yerine kinematik sönüm katsayısına bağlı oldukça stabil bir algoritma geliştirilmiştir.

Önerilen yöntemde sistemin sönümsüz titreşimi izlenmekte ve toplam kinetik enerjide yerel bir ekstremuma rastlanıldığında tüm hız bileşenleri sıfırlanmaktadır. İşleme tekrar yeni geometriden devam edilmekte ve genellikle değerleri gittikçe azalan ekstremumlar izlenerek ve titreşimin tüm frekans modlarının enerjileri tüketilerek statik dengeye erişilmektedir. Dinamik denge denklemlerinin zamana bağlı integrasyonları için Barnes, merkezi sonlu farklar tekniğini yeğlemiştir. Riyat Diplomatlar Kulübü'nün boyutlandırılmasında kullanılan bu çözüm yönteminde stabilitesi koşullara bağlı olan merkezi sonlu farklar integrasyon tekniği kullanılmasına rağmen, Δt -zaman adımının hangi yöntemle seçileceğine değinilmemiştir.

1.2.2. Nümerik Çözüm Yöntemlerinde Karşılaşılan Problemlerle İlgili Çalışmalar

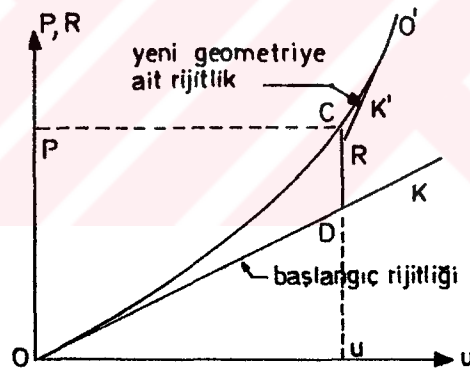
Adeli, Gere ve Weaver nonlinear yapı dinamiği ile ilgili algoritmaları ele aldıkları çalışmalarında [42], Newmark-8 yönteminin linear sistemler için koşullardan bağımsız olarak her zaman stabil bir integrasyon tekniği olmasına karşın, nonlinearliliğin söz konusu olması halinde bu özelliğinin her zaman geçerli olmadığını vurgulamaktadırlar.

N.M.Newmark 1976 yılında ASCE' de yayınladığı makalede [43], kullanılan iterasyon tekniklerinin iterasyon boyunca artık kuvvetlerin değişimini dikkate almadıklarına işaret etmiştir. Hareketin ivmesinin başlangıçta tahmin edildiğini ve iterasyonda bu değer hesaplanan ivme değerine oranının çözüme yaklaşım hızını belirlediğini ve bunun aynı zamanda integrasyon adımının bir fonksiyonu olduğunu

belirtmiştir. Bu doğrultuda yaptığı çalışmada titreşimin frekansını, dolayısıyla periodunu saptayarak Δt -integrasyon adımı titreşimin periyoduna bağlayan ifadeler üretmiştir.

1.3. PROBLEMİN TAKDİMİ

Günümüzde, büyük açıklıkların hafif ve ekonomik olarak aşılmasına ve estetik birçok mimari çözüme olanak tanınması nedeniyle öngergilen-
dirilmiş kablolu taşıyıcı sistemler mimar, mühendis ve araştırmacılar-
rın büyük ilgisini çekmektedir. Taşıyıcı sistemin ana elemanlarını
oluşturan kablolar, dış yükleri aksenal rijitlikleri ile aktarmakta
ve eğilme ve aksenal basınç rijitlikleri bulunmamaktadır. Bunlarla
oluşturulan taşıyıcı sistemlerin dış yük-deplasman bağıntısı nonlineer
olup, çok küçük yükler altında dahi büyük şekil değiştirmeler meydana
gelmeyle beraber, yük arttıkça rijitlik de artmaktadır (Şekil 1-5).



Şekil 1-5. Kablolı taşıyıcı sistemlerin nonlineer davranışı

Gerek kablolu taşıyıcı sistemin şekil değiştirmesini önemli ölçüde azaltıp sisteme belirli bir rijitlik kazandırmak, gerekse en elverişsiz yükleme halinde bile sistemde basınç kuvveti olarak boşalan elemanların oluşumuna meydan vermemek amacıyla, kablolu taşıyıcı sistemin kablolarına hidrolik verenlerle kablo kopma yükünün yaklaşık %55 'i mertebesinde öngergi kuvvetleri tatbik edilir [5] [6] . Kablolu taşıyıcı sistemlerin rijitliği, geometrisi ve elemanlarının iç kuvvet durumuna bağlıdır. Bu nedenle dış yükler altındaki davranışı sırasında yük-deplasman ilişkisi lineer değildir. Dolayısı ile

çözümleri, iteratif çözüm şemalarının kullanılmasını gerektirir.

Bölüm 1.2.1 'de ayrıntılı bir şekilde ele alındığı gibi, Dinamik Rölaksasyon esasına dayanan yaklaşımların dışında kalan ve belli başlı araştırmacılar tarafından yürütülen yöntemler, bellek gereksinimi ve bilgisayar süresinde optimizasyon problemini de beraberinde getirmektedir.

Enerji yönteminin uygulanması halinde, sisteme ait toplam potansiyel enerjinin minimasyonunda, çözümün gerçek değerinden sapma olasılığını gözardı etmemek gerekmektedir.

Rijitlik matrisinin kullanıldığı klasik yöntemlerin her birinde, çok sayıda simultane denklem takımının çözümü söz konusu olmaktadır. Sadece başlangıç tanjant rijitlik matrisi gözönüne alındığı takdirde, nonlineerliliğin fazla olduğu örneklerde, dengelenmemiş artık kuvvetin eritilmesi için daha fazla bilgisayar süresi gerekmekte ve hatta çözümün ıraksaması problemi ile karşılaşılabilir.

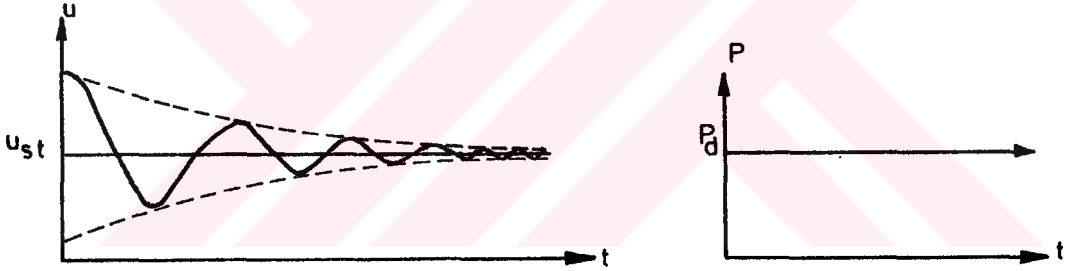
Newton-Raphson yönteminde, sistemin her iterasyon çevrimi sonundaki geometrik değişimleri dikkate alınmakta, rijitlik matrisi her yeni konumda yeniden düzenlenmekte ve bir sonraki iterasyon adımıyla kullanılmak üzere saklanması gerekmektedir ki, bu da bilgisayar bellek gereksinimi önemli ölçüde arttırmaktadır. Bilinmeyenlerin sayısının fazla olduğu düşünüldüğünde, çözülmesi gereken simultane denklem sayısının da hızla artacağı aşıkardır.

Nonlineerliliğin yüksek olduğu hallerde dış yükün adım adım sisteme tatbik edilmesi yeğlendiği takdirde, yük adımı miktarının saptanması, yakınsama hızını artırmayı ve çözümün ıraksama problemi ni önlemeyi amaçlamaktadır.

Günümüzde bellek kapasiteleri sınırlı kişisel bilgisayarların kullanımının hızla yaygınlaştığı düşünüldüğünde, seçilen çözüm algoritmasının gerektirdiği bilgisayar süresinin yanında, bellek gereksinimi de önem kazanmakta ve önerilen çözüm tekniğinin yakınsama hızının yanı sıra pratikliği de önem kazanmaktadır.

Bu çalışmaya esas alınan DİNAMİK RÖLAKSASYON yaklaşımı, rijitlik matrisinin düzenlenmesini gerektirmemekte, bu da en önemli ve belirgin özelliğini oluşturmaktadır. Böylece bellek gereksinimi otomatik olarak minimize edilmekte ve iç kuvvetlerin, statik denge denklemleri ile ifade edilerek hesaplanması ile bilgisayar için hazırlanan algoritma oldukça basite indirgenebilmektedir. Bu bilgisayar programının kullanıcı tarafından çalıştırılması ve veri girişlerinin düzenlenmesi özel bir tecrübe, beceri ve hatta itina gerektirmemektedir. İlerde daha açık olarak belirtileceği gibi yapısal parametrelerin uygun şekilde seçilmesi durumunda çözüme minimum bellek kapasitesi ve iterasyon sayısı ile ulaşılmaktadır.

Öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemlerin nonlineer analizinde kullanılan DİNAMİK RÖLAKSASYON yaklaşımı, söz konusu sistemin zorlanmış sönümlü titreşiminin statik denge konumuna asimptotik olarak yaklaşması esasına dayanmaktadır (Şekil 1-6).



Şekil 1-6. Dinamik dış yük ve zorlanmış sönümlü titreşim

DİNAMİK RÖLAKSASYON YÖNTEMİ'nde statik olarak etkiyen dış yük, sisteme Şekil 1-6 da görüldüğü gibi, zamana bağlı sabit bir dinamik yük olarak tatbik edilmekte ve başlangıçta iç kuvvetler tarafından dengelenemeyen bu dinamik dış yük, düğüm noktalarında oluşan artık kuvvetler nedeniyle sistemde bir harmonik titreşim oluşturmaktadır. Titreşime suni bir sönüm uygulandığı takdirde dengelenmemiş artık kuvvetin, kütle atalet ve sönüm kuvvetleri toplamı tarafından karşılanacağı kabul edilmektedir.

Statik denge konumuna sönümlü zorlanmış titreşim ile erişilene dek, herhangi bir t -anına ait denge durumu bir dinamik denge denklemi ile ifade edilebilmektedir.

Statik denge konumuna erişildiğinde ise titreşim tamamen sönmüş olacağından, sistemin her bir düğüm noktasında iç kuvvetler ile dış kuvvetler arasında statik denge denklemleri sağlanacaktır. Bu nedenle kullanılan iterasyon tekniği ile sönümlü titreşime ait dinamik denge denklemleri adım adım statik denge haline erişilene dek nümerik olarak integre edilmektedir.

İntegrasyon tekniği olarak gerek Day ve Bunce [33], gerekse Lewis, Jones ve Rushton [35] sonlu farklar yöntemini tercih etmişler, fakat nümerik instabilite probleminden kaçınabilmek için çok küçük Δt -integrasyon adımları ile çalışmak durumunda kalmışlardır.

Bu çalışmada ise sabit ivme integrasyon yöntemi tercih edilmiş ve kinematik prensipler doğrultusunda herhangi bir t -zamanına ait hız ve deplasman ifadeleri, ivmenin bir ve iki kez integrasyonu ile elde edilmiştir. Sabit ivme yönteminin lineer ivme yöntemine nazaran koşullardan bağımsız olarak stabil olması başlangıçta seçilmesinde önemli bir rol oynamıştır.

DİNAMİK RÖLAKSASYON YAKLAŞIMI'nın etkinliğini ve statik çözüme hızla yaklaşımını üç ana parametre belirlemektedir. Bunlar m noktasal kütlesi, C kritik sönüm katsayısının değeri ve Δt -integrasyon adımıdır. Her ne kadar konsantrik kütle m , hesabın başında keyfi olarak seçilebilmekte ise de, diğer iki parametreden biri olan kritik sönüm katsayısının seçimini etkilemektedir.

Sabit ivme yönteminde Δt -integrasyon adımı, mümkün olabileceği kadar büyük seçildiği takdirde, çözüm için gereken bilgisayar süresinde büyük bir ekonomiyi de beraberinde getirecektir. Daha önce Bölüm 1.2.4.2 'de de belirtildiği gibi Day ve Bunce [33]' un önerdikleri Δt formülü, sadece kabloların rijit kirişlere mesnetlendirildiği hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemlerle sınırlı kalmaktadır.

Δt -integrasyon adımının üst sınırının saptanması gerek çözüm süresinin optimizasyonu, gerekse nümerik instabilite problemi nedeniyle önem kazanmaktadır.

Papadrakakis [36]'in Δt -adımı için önerdiği deneme-yanılma yöntemi ise statik çözüme ekonomik olarak ulaşılmasını mümkün kılmamaktadır.

Kablolu taşıyıcı sistemlerin dinamik rölaksasyon prensiplerine dayanılarak yürütülen nonlinear statik analizinde, kritik sönüm katsayısı kullanıldığı takdirde sadece çözüm süresi önemli ölçüde etkilenmekte, fakat instabilite problemi, sadece kritik sönüm katsayısının kullanılması ile çözülmüş olmamaktadır. Bu katsayı doğru olarak saptanabildiği takdirde teorik olarak titreşimin hızla sönerek statik denge konumuna ulaşması gerekmektedir. Kritik sönüm katsayısından farklı değerler içinse bilgisayar hesaplama süresi artmaktadır. Buna karşılık sayısal uygulamalar göstermiştir ki, Δt 'nin seçimi de çözümün stabilitesini önemli ölçüde etkilemektedir.

DİNAMİK RÖLAKSASYON YAKLAŞIMI'na dayanan belli başlı çalışmalar incelendiğinde, araştırmacıların bu faktöre işaret etmekle birlikte, gerektiği gibi ele almadıkları söylenebilir. Alwar ve Rao [34]'nın sönümlü titreşimi çizip, ardışık ekstremum noktalarını saptayıp, uygun bir eksponansiyel eğri geçirme önerisi, her analiz öncesi bir ön çalışmayı içerdiğinden pratik bir anlamı olamamakta ve kullanılan bilgisayar programına eklenip, otomatik hale getirilmesi pek pratik görülmemektedir. Bu nedenle Lewis ve Rushton [35]'a ait sönümsüz titreşimler yardımıyla frekansın elde edilmesi fikri oldukça pratik görünmekle birlikte, araştırmacılar tarafından yeteri kadar detaylandırılmadığı anlaşılmaktadır. Gözönüne alınan kablolu taşıyıcı sistemin dış yükler altında titreşimin nonlinear karakterinden dolayı serbest titreşimi incelendiğinde tek bir periyottan söz etmek mümkün olamamakta, düğüm noktaları farklı periyotlara sahip olabilmektedir. Simetrik dış yüklemelerde ve özellikle antimetrik ve tekil dış yüklemelerde çeşitli periyotlara karşı gelen bir yelpaze ile karşılaşmakta ve sonuç olarak kritik sönüm katsayısının tanımlanması için daha ayrıntılı çalışmaların gerekliliği ortaya çıkmaktadır.

Wood [38], Bunce [39], Cassel ve Hobbs [40]'ın yukarıda sözü edilen çalışmalarında her ne kadar sözü edilen parametrelerin çözümü otomatik algoritmalara bağlanmış ise de, yine de bu algoritma için rijitlik matrislerinin her iterasyon adımıyla yenilenmesi ve

başlangıçta tahmin edilen rijitlik matrisinin öz değerleri için daha iyi sonuçlar elde edilmesi gerekmektedir ki, frekans doğruya yakın bir şekilde hesaplanabilsin.

DİNAMİK RÖLAKSASYON YAKLAŞIMI'nı esas alan ve burada sunulacak olan çalışmada ise sabit ivme integrasyon tekniğinin uygunluğunun araştırılması, Δt -integrasyon adımı ve kritik sönüm katsayısı gibi, çözüm algoritmasını doğrudan etkileyen bu parametrelerin seçimi ile ilgili yetersiz bilgi birikimine ışık tutmak amaçlanmış ve bu nedenle de bu seçimi etkilediği düşünülen çeşitli yapısal parametreler göz-önüne alınarak geniş bir parametrik nonlinear analiz çalışması yürütülmüştür.

DİNAMİK RÖLAKSASYON YAKLAŞIMI'na dayanan ve SABİT İVME integrasyon tekniğinin kullanıldığı bu çalışmada üretilen bilgisayar algoritmasının güvenilirliğini kanıtlıyabilmek amacıyla Jensen'in [3] deney modelleri ve uyguladığı yükleme halleri hesaplanarak gerek Jensen'in ölçüm değerlerine, gerekse E.Uzgider'in [44] Newton-Raphson yöntemi ile elde ettiği sonuçlara uygunluğu gösterilmiştir. Ayrıca Krishna'nın kitabında [6] yer alan örneklerle de bir kıyaslamaya gidilmiş ve olumlu neticelere varılmıştır. Keza Lewis, Jones ve Rushton'un [35] sonlu farklarla ele aldıkları kablolu taşıyıcı sistem örneği, bu çalışmada üretilen teknikle çok daha büyük Δt adımları ve daha az iterasyon sayısı ile çözümlenebilmiştir.

Yapılan geniş kapsamlı parametrik çalışma sonunda kablolu taşıyıcı sistemin frekansı ve dolayısıyla buna bağlı olan kritik sönüm katsayısı sönümsüz titreşim yardımıyla saptanmıştır. Sistemin periyodu ile nümerik integrasyonda kullanılabilecek maksimum Δt -adımı arasında ilişki araştırılarak, Newmark [43]'ün yakınsaklık oranı ifadesi yardımıyla bu çözüm parametrelerin çıkarılışı otomatik bir hale getirilmiş ve bilgisayar programına, dinamik rölaksasyon algoritmasına geçilmeden evvel bu parametrelerin seçimini otomatik olarak yapan bir ön programcık ilave edilmiştir.

Geliştirilen bu teknikle üretilen sonuçların, bellek gereksinimi ve bilgisayar hesaplama süresi açısından da incelenmesi halinde, Newton-Raphson iterasyon şemasıyla elde edilen sonuçlardan daha

ekonomik olduğu gör÷lmüştür. Newton-Raphson çözüm algoritmasına nazaran bellek gereksinimini %50 azalırken, çözüm için gereken bilgisayar süresinde ise yaklaşık % 40 mertebesinde ekonomi gerçekleştirilmiştir.

1.4. PROBLEMİN KAPSAMI

Dinamik rölaksasyon yaklaşımına dayanan bu çalışmada, rijitlik matrisinin kullanılmaması nedeniyle bellek gereksinimi otomatikman minize edilebilmekle beraber, çözüm algoritmasının yaklaşım hızını artırabilmek amacıyla sistem parametrelerinin etkileri incelenmek istendiğinden, geniş bir parametrik çalışma öngör÷lmüştür. Öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemlerle ilgili uygulamaların çoğunu temsil edebilmek amacıyla sınır şartları farklı, dört çeşit öngergilendirilmiş ortogonal hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistem ele alınmış ve çeşitli yapısal parametrelerin etkisi altında davranışı yakından izlenmiştir.

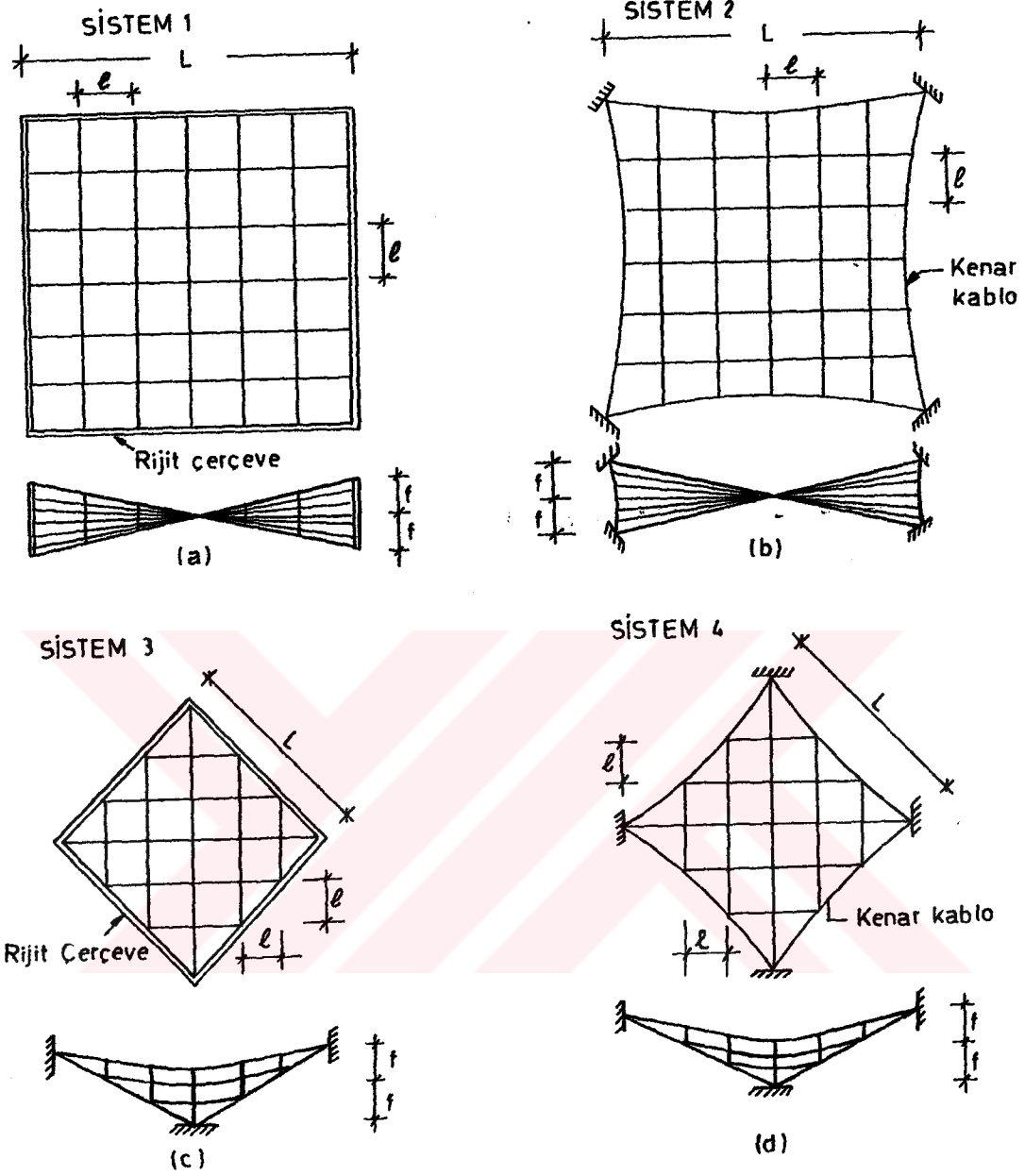
Öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemler, birbirine zıt eğrilikli kablo gruplarından oluşmakta, içbükey olanlar ana taşıyıcı kabloları, dışbükey olanlar ise sistemin rijitliğini kontrol eden kabloları oluşturmaktadır (Şekil 1-7).

Bu parametrik çalışmada ele alınan öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemlerin planda izdüşümü kare olarak düşün÷lmüştür.

Kabloların mesnetleri birleştiren doğrulara paralel olarak düzenlendiği ve her birinin mesnetlere ankre edildiği hiperbolik-paraboloid ağlar, öngör÷len dört farklı kablolu taşıyıcı sistemden ilkinin teşkil etmektedir (Şekil 1-7a).

Kabloların kenar kabloları tesbit edildiği ve iç kısımda yer alan kabloların köşe mesnetleri birleştiren çizgiye paralel olarak düzenlendiği kablo ağları ise ikinci tip olarak gözönüne alınmıştır (Şekil 1-7b).

Kabloların diyagonallere paralel düzenlenmesi durumunda ise, rijit mesnetli ve kenar kablolu olmak üzere üçüncü ve dördüncü tipler oluşturulmuştur (Şekil 1-7,c-d).



Şekil 1-7. Ele alınan hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemler

Dinamik rölaksasyonu esas alan bu çalışmanın nonlineer statik analizinde, geometrik nonlineerlik gözönüne alınmış ve kablolara öngergi uygulanarak malzeme bakımından lineer-elastik davranış kabul edilmiştir.

Parametrik çalışmanın tümünde bütünlük sağlayabilmek amacıyla öngergi kuvveti literatürde [5], [6] önerilen kablo kopma yükünün %50 mertebesinde kabul edilmiş ve tüm iç kablolara sabit bir değer de uygulanmıştır.

Dinamik rölaksasyon yaklaşımı ile statik dış yükün sistemde zorlanmış sönümlü titreşim oluşturan dinamik eşdeğer bir yüke dönüştürülerek, statik denge konumuna erişilene dek sabit ivme iterasyon tekniği ile adım-adım integrasyonuna dayanan bu çalışmanın büyük bir bölümünü, çözümün ekonomikliği ve stabilitesinin temininin araştırılması içermektedir. Bu nedenle kritik sönüm katsayısının saptanması ve buna bağlı olarak zamana bağlı Δt -integrasyon adımının tesbiti, kısaca bu parametrelerle ilgili ifade ve öneriler bu çalışmanın ana hedeflerini oluşturmaktadır.



BÖLÜM 2

ÖNGERGİLENDİRİLMİŞ KABLOLU TAŞIYICI SİSTEMLERİN İDEALLEŞTİRİLMESİ

2.1. YAPILAN KABULLER

Bu çalışmada öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistem, mafsallı çubuklardan oluşan bir kablo ağı olarak ele alınarak, statik analiz ayırık bir sistem üzerinde gerçekleştirilmiş ve aşağıdaki kabuller yapılmıştır :

- 1.- Kablo elemanlar iki düğüm noktası arasında doğrusaldır.
- 2.- Dış yükler, sadece düğüm noktalarından etkirler.
- 3.- Kablo elemanlar, sadece ağırlık eksenleri doğrultusunda çekme kuvvetini aktarırlar.
- 4.- Kablo elemanların eksenel basınç rijitliği ve eğilme rijitliği yoktur.
- 5.- Kablo elemanlar sürtünmesiz pimlerle birbirlerine tesbit edilmişlerdir.
- 6.- Tatbik edilen öngergileendirme sonucu kablo, malzeme olarak lineer elastiktir.
- 7.- Dış yükler nedeniyle geometrik nonlineerlik mevcuttur.
- 8.- Mesnetler sabittir.
- 9.- Kütleler düğüm noktalarında toplanmıştır.
- 10.- Kablo enkesiti homojen ve uniformdur.

2.2. YAPILAN İHMALLER

Öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemlerin gerek statik analizini kolaylaştırmak amacıyla, gerekse bu çalışmanın kapsamı dışında bulunduğu için aşağıdaki ihmaller yapılmıştır :

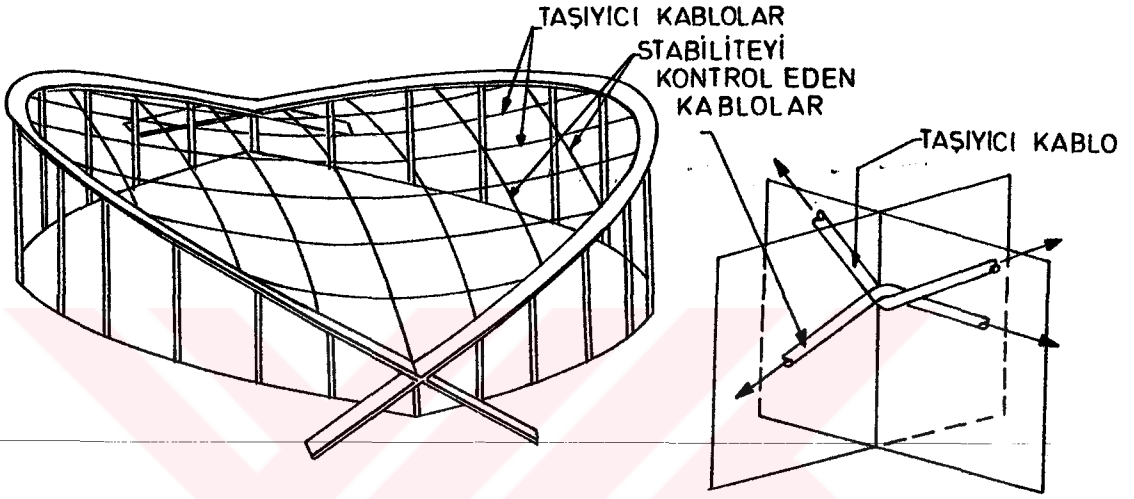
- 1.- Kablo elemanların kesme ve eğilme rijitlikleri ihmal edilmiştir.
- 2.- Öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemin stabilitesini kontrol eden kablolar nedeniyle hafif bir çatı örtüsü yeterli olduğundan, çatı kaplamasının sistemin rijitliğine katkısı gözardı edilmiştir.
- 3.- Mesnet deformasyonlarının yapının taşıma kapasitesine etkisi ele alınmamıştır.

Çatı kaplamasından gelecek yayılı yükü kablo elemanlarının iki düğüm noktası arası doğrusal formu varsayımını kullanmadan hesaplayan bir çözüm yöntemini F. Braga ve A. Care [45] geliştirmişler ve elde ettikleri sonuçları doğrusal form kabülüne ait sonuçlarla kıyasladıklarında, fark % 3 mertebesinde çıkmıştır.



BÖLÜM 3

ÖNGERGİLENDİRİLMİŞ KABLolu TAŞIYICI SİSTEMLERİN STATİK ÇÖZÜM PROBLEMİNİN MATEMATİK FORMÜLASYONU

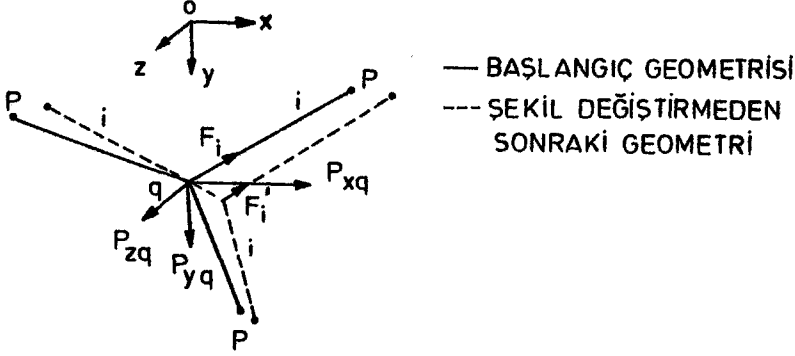


Şekil 3-1. Kablolu taşıyıcı sistem

Şekil 3-1 'de kablo ağı şeklinde düzenlenen çift eğrilikli asma sistemlerin oluşturduğu bir çatı yüzeyi görülmektedir. Taşıyıcı kablolar ve yüzeyin stabilitesini temin eden kablolardan oluşan bu sistemde, iki ana kablo grubu ters eğrilikli olarak düzenlenmiş olup, kesişen kablolar birbirine dayandırıldığından kablolu taşıyıcı sisteme öngergi uygulaması mümkün olmaktadır. Böyle bir sistemin başlıca elemanlarını taşıyıcı ana kablolar, sistemin şeklini kontrol eden kablolar ve kenar elemanlar oluşturmakta ve sözü edilen kenar elemanlar ya rijit bir çerçeve ya da kenar kablo olmaktadır.

Kablolu taşıyıcı sistemlerin ayrık bir sistem olarak ele alınıp hesaplamasında, esas itibariyle düğüm noktalarının dengesi ifade edilir. Kabloların, dolayısıyla düğüm noktalarının sayıları arttıkça bilinmeyen sayısı da artacaktır.

3.1. ÖNGERGİLENDİRİLMİŞ KABLOLU TAŞIYICI SİSTEMLERİN DÜĞÜM NOKTALARINA AİT DENGİ DENKLEMLERİNİN ÇIKARILIŞI



Şekil 3-2. Kablolı taşıyıcı sisteme ait bir düğüm noktasının başlangıç ve şekil değiştirmiş geometrisi

Şekil 3-2 'de, Şekil 3-1 'de görülen çift eğrilikli yüzeyin herhangi bir düğüm noktasının, şekil değiştirmeden evvel ve sonraki konfigürasyonu görülmektedir.

- i : p-komşu düğüm noktalarını, gözönüne alınan q-düğüm noktasına bağlayan kablo elemanları,
- F_i : i- elemanındaki öngergi kuvveti,
- s_i : i-elemanın boyu

olarak ele alındığında,

- x_p, y_p, z_p : p-düğüm noktasının sistemin yüksüz haldeki başlangıç geometrisine ait koordinatlarını,
- x_q, y_q, z_q : q-düğüm noktasının sistemin yüksüz haldeki başlangıç geometrisine ait koordinatlarını,
- P_{xq}, P_{yq}, P_{zq} : q düğüm noktasına etkiyen dış yüklerin x, y ve z doğrultusundaki bileşenlerini

ifade etmektedir.

Sisteme dış yük tatbik edilmeden önce, q-düğüm noktasının dengesi, x, y ve z-doğrultusunda aşağıdaki denklemler ile

$$\sum^i \frac{F_i}{s_i} \cdot (x_p - x_q) = 0$$

$$\sum^i \frac{F_i}{s_i} \cdot (y_p - y_q) = 0 \quad (3.1, a-c)$$

$$\sum^i \frac{F_i}{s_i} \cdot (z_p - z_q) = 0$$

ifade edilir ki, bu da tatbik edilen öngergi kuvvetini dengeleyen geometriye karşı gelmektedir (3.1, a-c) denklemlerindeki s_i -eleman boyu aşağıda verilen ifade ile hesaplanır :

$$s_i = \left[(x_p - x_q)^2 + (y_p - y_q)^2 + (z_p - z_q)^2 \right]^{1/2} \quad (3.2)$$

Öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemlerde başlangıç geometrisi olarak tanımlanan bu denklemler, dış yükün tatbik edilmesinden sonra oluşan şekil değiştirmeleri de gözönüne alacak şekilde yeniden düzenlenir.

u_p, v_p, w_p : dış yük altında p-düğüm noktasının x, y, z eksenleri doğrultusundaki deplasman bileşenleri,

u_q, v_q, w_q : dış yük altında q- düğüm noktasının x, y, z eksenleri doğrultusundaki deplasman bileşenleri,

olmak üzere (3.1, a-c) denklemleri

$$\sum^i \left\{ \frac{F_i'}{s_i'} \cdot [(x_p + u_p) - (x_q + u_q)] \right\} + P_{xq} = 0$$

$$\sum^i \left\{ \frac{F_i'}{s_i'} \cdot [(y_p + v_p) - (y_q + v_q)] \right\} + P_{yq} = 0 \quad (3.3, a-c)$$

$$\sum^i \left\{ \frac{F_i'}{s_i'} \cdot [(z_p + w_p) - (z_q + w_q)] \right\} + P_{zq} = 0$$

şeklini alır.

F'_i , dış yük altında i-kablosuna ait çekme kuvvetini tanımlamaktadır.

$$F'_i = F_i + \Delta F_i \quad (3.4)$$

$(EA)_i$, i- no'lu kablo elemanının eksenel rijitliği olduğuna göre, dış yükün tatbikinden sonraki kablo çekme kuvvetindeki ΔF_i değişimi aşağıdaki gibi ifade edilir :

$$\Delta F_i = (EA)_i \cdot \left(\frac{s'_i - s_i}{s_i} \right) = (EA)_i \cdot \left(\frac{s'_i}{s_i} - 1 \right) \quad (3.5)$$

Dış yük altında, şekil değiştirmeden sonraki yeni boy

$$s'_i = \left\{ \left[(x_p + u_p) - (x_q + u_q) \right]^2 + \left[(y_p + v_p) - (y_q + v_q) \right]^2 + \left[(z_p + w_p) - (z_q + w_q) \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (3.6)$$

şeklini alır. (3.6) denklemi, (3.2) denklemi ile birlikte gözönüne alındığında, yeni boy ilk boy cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilebilir :

$$s'_i = s_i (1 + 2a_i + b_i)^{1/2} \quad (3.7)$$

$$a_i = \frac{1}{s_i^2} \cdot \left[(x_p - x_q)(u_p - u_q) + (y_p - y_q)(v_p - v_q) + (z_p - z_q)(w_p - w_q) \right]$$

$$b_i = \frac{1}{s_i^2} \cdot \left[(u_p - u_q)^2 + (v_p - v_q)^2 + (w_p - w_q)^2 \right] \quad (3.8, a-b)$$

(3.5) denklemine (3.7) ifadesi yerleştirildiğinde iç kuvvet artımı olarak

$$\Delta F_i = (EA)_i \cdot \left[a_i + \frac{1}{2} b_i - \frac{1}{2} a_i^2 - \frac{1}{2} a_i b_i + \frac{1}{2} a_i^3 + \dots \right] \quad (3.9)$$

elde edilir.

(3.7) denklemi

$$\frac{1}{s'_i} = \frac{1}{s_i} \cdot (1 + 2a_i + b_i)^{-1/2} \quad (3.10)$$

şekline getirilip seriye açıldığında, aşağıdaki ifadeye geçilebilir:

$$\frac{1}{s'_i} = \frac{1}{s_i} \cdot \left(1 - a_i - \frac{1}{2} b_i + \frac{3}{2} a_i^2 + \frac{3}{2} a_i b_i - \frac{5}{2} a_i^3 + \dots \right) \quad (3.11)$$

(3.1,a-c), (3.9) ve (3.11) denklemleri (3.3,a-c) denklemlerine yerleştirilip ve u, v, w deplasman bileşenlerinin birinci mertebeden terimleri denklemin sol tarafında yer alacak şekilde düzenlendiğinde,

$$\begin{aligned} \sum_i^i \left[F_i \cdot \frac{u_p - u_q}{s_i} + (EA_i - F_i) \cdot \frac{x_p - x_q}{s_i} \cdot a_i \right] &= -P_{xq} + R_{xq} \\ \sum_i^i \left[F_i \cdot \frac{v_p - v_q}{s_i} + (EA_i - F_i) \cdot \frac{y_p - y_q}{s_i} \cdot a_i \right] &= -P_{yq} + R_{yq} \\ \sum_i^i \left[F_i \cdot \frac{w_p - w_q}{s_i} + (EA_i - F_i) \cdot \frac{z_p - z_q}{s_i} \cdot a_i \right] &= -P_{zq} + R_{zq} \end{aligned} \quad (3.12, a-c)$$

elde edilir ve bu denklemlerde R_{xq}, R_{yq}, R_{zq} açılımındaki u,v,w deplasmanlarının sadece, üçüncü mertebe terimlerine dek kullanıldığı, daha yüksek mertebelerden terimlerin ihmal edildiği terimleri içermekte ve artık kuvvet olarak adlandırılmaktadır:

$$\begin{aligned} R_{xq} &= - \sum_{i=1}^i (EA_i - F_i) \cdot \left[\frac{u_p - u_q}{s_i} \cdot c_i + \frac{x_p - x_q}{2s_i} \cdot d_i \right] \\ R_{yq} &= - \sum_{i=1}^i (EA_i - F_i) \cdot \left[\frac{v_p - v_q}{s_i} \cdot c_i + \frac{y_p - y_q}{2s_i} \cdot d_i \right] \end{aligned} \quad (3.13, a-b)$$

$$R_{zq} = - \sum_i^i (EA_i - F_i) \cdot \left[\frac{w_p - w_q}{s_i} \cdot c_i + \frac{z_p - z_q}{2s_i} \cdot d_i \right] \quad (3.13,c)$$

$$c_i = a_i + \frac{1}{2} \cdot b_i - \frac{3}{2} \cdot a_i^2 \quad (3.14; a-b)$$

$$d_i = b_i - 3a_i^2 - 3a_i b_i + 5a_i^3$$

3.1.1. Başlangıç Geometrisinin Tayini

Yukarıda ele alınan denklemler, öngergi kuvvetleri altında sistemin geometrisinin bilindiği varsayımına dayanmaktadır. Dış yüklemeden evvel sistemin başlangıç geometrisinin hesaplanmasında uygulanacak öngergilendirme şeklinin tanımlanması gerekmektedir.

3.1.1.1. Öngergi Kuvvetinin Sabit Olması Hali

Genellikle sistemin ilk geometrisi, dış yükler altında sistemi analiz etmeden önce saptanmalıdır. Bölüm 3.1 'de verilen ifadelerin uygun şekilde düzeltilmesiyle problemin çözümüne ulaşılır.

Öngergi kuvvetinin değeri saptanmışken ve mesnet sisteminin geometrisi bilinirken, kablo sisteminin geometrisinin hesabı istendiğinde, düğüm noktalarının koordinatları tahmin edilir. Bu durumda tahmin edilen bu geometrinin, sistemin dengesini sağlaması ancak bir rastlantı sonucu olacağından, uygulanması düşünülen öngergi kuvvetleri, kendi aralarında dengede olacak şekilde koordinatlar ardışık yaklaşım yöntemiyle düzeltilir.

Öngergi kuvvetinin sabit bir değerde düşünülmesi durumunda

$$F_i' = F_i \quad (3.15)$$

veya

$$\Delta F_i = 0 \quad (3.16)$$

olarak ele alınır ve (3.12, a-c) ve (3.13, a-c) denklemleri

$$\sum \frac{F_i}{s_i} \left[(u_p - u_q) - (x_p - x_q) a_i \right] = -P_{xq} + R_{xq}$$

$$\sum \frac{F_i}{s_i} \left[(v_p - v_q) - (y_p - y_q) a_i \right] = -P_{yq} + R_{yq} \quad (3.17, a-c)$$

$$\sum \frac{F_i}{s_i} \left[(w_p - w_q) - (z_p - z_q) a_i \right] = -P_{zq} + R_{zq}$$

$$R_{xq} = - \sum \frac{F_i}{s_i} \cdot \left[(x_p - x_q) - (u_p - u_q) a_i - \frac{1}{2} \cdot (x_p + u_p - x_q - u_q) e_i \right]$$

$$R_{yq} = - \sum \frac{F_i}{s_i} \cdot \left[(y_p - y_q) - (v_p - v_q) a_i - \frac{1}{2} \cdot (y_p + v_p - y_q - v_q) e_i \right] \quad (3.18, a-c)$$

$$R_{zq} = - \sum \frac{F_i}{s_i} \cdot \left[(z_p - z_q) - (w_p - w_q) a_i - \frac{1}{2} \cdot (z_p + w_p - z_q - w_q) e_i \right]$$

$$e_i = -b_i + 3a_i b_i - 5a_i^3 \quad (3.19)$$

halini alır.

P_{xq}, P_{yq}, P_{zq} : q düğüm noktasında toplandığı düşünülen sistemin ölü ağırlığının, serbestlik dereceleri doğrultusundaki bileşenleri olmaktadır.

3.1.1.2. Öngergi Kuvvetinin Değişken Olması Hali

Öngergi kuvvetinin sabit bir değerde tutulması yerine değişken olması istenebilir veya gerekebilir. Bu durumda

$$F_i' \neq F_i \quad (3.20)$$

veya

$$\Delta F_i \neq 0 \quad (3.21)$$

olacaktır.

Ele alınan kablolu taşıyıcı sistemde bir grup öngergi kuvvetleri sabit tutulurken, diğerleri değişken olarak uygulanmak istendiğinde, (3.15) ve (3.20) denklemleri birlikte gözönüne alınır.

3.1.2. Eksenel Basınç Kuvveti Alan Kablo Elemanlarının Düğüm Noktası Denge Denklemlerinde Ele Alınması

Bölüm 2.1 'de belirtildiği gibi kablo elemanların eksenel basınç rijitlikleri ihmal edildiğinden basınç kuvvetlerini aktaramadıkları kabul edilir. Bu nedenle, öngergilendirmenin önemli amaçlarından birini de, hiçbir dış yükleme halinde kabloların eksenel basınç kuvveti alıp gevşememeleri oluşturmaktadır. Buna rağmen, bir veya birden fazla kablo elemanlarının basınca geçmesi halinde ($\Delta F_i < -F_i$), bu elemanların yürütülen analizde dikkate alınması gerekmektedir.

$$EA_i = 0 \quad (3.22)$$

ve

$$\Delta F_i = -F_i \quad (3.23)$$

alınarak, kabloların boşalmaları (3.12, a-c) düğüm noktası denge denklemlerinde otomatikman devreye sokulmuş olur.

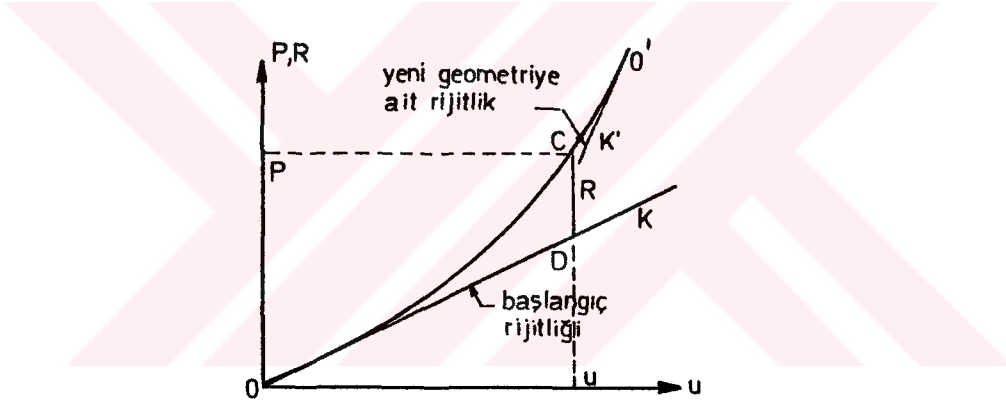
3.1.3. Düğüm Noktası Denge Denklemlerinin Matris Formunda Düzenlenmesi

(3.12, a-c) denklemleri gözönüne alınan öngergilendirilmiş çift eğrilikli kablolu taşıyıcı sistemin her bir düğüm noktasında düzenlendiğinde bir simultane denklem takımı oluşmakta ve sözkonusu bu denklemler matris formunda düzenlendiğinde aşağıdaki ifadeye gelinmektedir :

$$\tilde{K} \cdot \tilde{U} = -\tilde{P} + \tilde{R} \quad (3.24)$$

- $\tilde{K}$: (3.12 a-c) denklemlerinin sol tarafında yer alan düğüm noktası deplasmanlarının serbestlik dereceleri doğrultularındaki bileşenlerinin katsayılar matrisi veya rijitlik matrisi
- $\tilde{U}$: düğüm noktalarındaki deplasmanların serbestlik dereceleri doğrultularındaki bileşenlerini (u,v,w) içeren matris,
- $\tilde{P}$: düğüm noktalarına etkiyen dış yüklerin serbestlik dereceleri doğrultusundaki bileşenlerini içeren matris
- $\tilde{R}$: düğüm noktalarındaki artık kuvvetlerin serbestlik dereceleri doğrultusundaki bileşenlerini içeren matris

olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 3-3. Kablolu taşıyıcı sistemin nonlineer davranışı

Şekil 3-3 'de kablolu taşıyıcı sisteme ait nonlineer dış yük-deplasman diyagramı görülmektedir. Şekilden anlaşılabileceği gibi $\tilde{R}$, lineer analiz sonrası, cevap eğrisinin nonlineer kısmı ile lineer kısmı arasındaki düşey farktır ve kısaca artık kuvvet olarak adlandırılır. Artık kuvvet $\tilde{R}$ de (3.13, a-c) denklemleri nedeniyle bilinmeyenlerin bir fonksiyonu olduğundan (3.12, a-c) denklemlerinin direkt çözümü mümkün olamamakta ve nümerik bir iteratif çözüm algoritmasını gerektirmektedir.

gerektiğinden, bellek hacmi sorununu da beraberinde getirecek ve çözüm süresini oldukça artıracaktır.

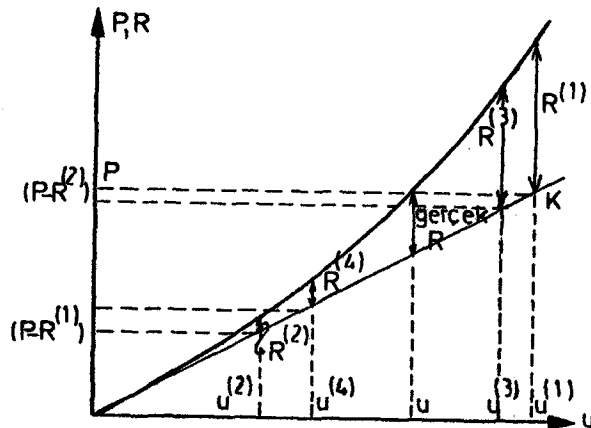
Şekil 4-1 'de grafik olarak gösterilen bu yaklaşım hızı yüksek iterasyon şeması, (3.15) denklemi gözönünde tutularak kısaca aşağıdaki gibi özetlenebilir :

- 1.- $\tilde{U}^{(0)} = \tilde{R}^{(0)} = 0$ olarak kabul et.
- 2.- $\tilde{K}^{(0)} \cdot \tilde{U}^{(1)} = -\tilde{P}$ denkleminde $\tilde{U}^{(1)}$ 'i çöz.
- 3.- $\tilde{U}^{(1)}$ 'i (3.24) denkleminde yerine koyarak $\tilde{R}^{(1)}$ 'i elde et.
- 4.- $\tilde{K}^{(1)} \cdot \Delta \tilde{U}^{(1)} = \tilde{R}^{(1)}$ çöz ve $\Delta \tilde{U}^{(1)}$ 'i elde et.
 $\tilde{U}^{(2)} = \tilde{U}^{(1)} + \Delta \tilde{U}^{(1)}$ olduğundan, $\Delta \tilde{U}^{(2)}$ yardımıyla $\tilde{R}^{(2)}$ 'i hesapla.
- 5.- $\tilde{K}^{(2)} \cdot \Delta \tilde{U}^{(2)} = \tilde{R}^{(2)}$ denkleminde $\Delta \tilde{U}^{(2)}$ 'yi hesapla vs.

Bu son iki adım, herhangi bir çevrim sonucunda elde edilen $\Delta \tilde{U}$ veya $\tilde{R}$ değerlerinin, belirlenen toleranslara ulaşmasına dek sürdürülür.

4.1.1. Değiştirilmiş Newton-Raphson Sayısal Çözüm Şeması

Newton Raphson yönteminde rijitlik matrisinin sürekli yinelenmesinin bilgisayarda getirdiği bellek sorununu çözmek amacıyla kullanılan

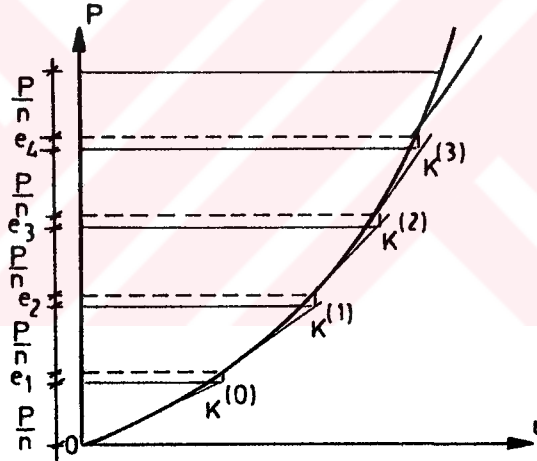


Şekil 4-2. Değiştirilmiş Newton-Raphson sayısal çözüm şeması

bu alternatif yöntem sadece $K^{(0)}$ başlangıç rijitliğine dayanmaktadır. Nonlineerliliğin yüksek olduğu problemlerde çözüm için gereken bilgisayar süresinin artması belli başlı sakıncasını oluşturmaktadır. Newton-Raphson yönteminin fiziksel değişimlerini içermemekle birlikte nonlineerliliğin az olduğu problemlerde yaklaşım hızı yüksektir.

4.1.2. Adım Adım Yükleme Sayısal Çözüm Şeması

Değiştirilmiş Newton-Raphson yönteminin ıraksama problemini ortadan kaldırmak için geliştirilen bu alternatif yöntem de, yükün adımlara bölünmesinden sonra her yük adımına Değiştirilmiş Newton-Raphson iterasyon şemasının uygulanmasına dayanır. Bu yöntemin yaklaşık hızını seçilen yük adımları belirler ve yük adımının tesbiti nonlineerliliğin mertebesine direkt olarak bağımlı ve çok önemlidir.



Şekil 4-3. Adım adım yüklemeye ait sayısal çözüm şeması

4.2. DİNAMİK RÖLAKSASYON YAKLAŞIMI

Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı, Newton Raphson vb. klasik yöntemlerden farklı olarak sisteme Şekil 4-4 'de görüldüğü gibi dinamik olarak tatbik edilen ve esasen statik karakterde olan dış yükler altındaki sönümlü titreşime ait dinamik denge denklemlerinin statik denge konumuna erişilene dek (Şekil 4-5) adım adım integrasyonuna dayanmaktadır.

Sistemin geometrisi ve iç kuvvet durumunun ve şekil değiştirmiş sisteme ait rijitlik matrisinin yeniden düzenlenmesi ve bir sonraki iterasyon veya yükleme adımı için saklanmasına dayanan klasik yöntemlerde, Bölüm 3 'de değinildiği gibi, bellek gereksinimi problemi ve çözüm süresinin uzaması söz konusu olmaktadır.

Rijitlik matrisinin düzenlenmesi, yenilenmesi ve bir sonraki çevrim için saklanmasının gerekmediği Dinamik Rölaksasyon Yöntemi'nde, nonlineerlilik otomatikman gözönüne alınır ve kablolardaki boşalma ve bunun sistemin davranışında meydana getireceği değişiklikler dikkate alınmaktadır.

Bölüm 3.1 'de öngergilendirilmiş çift eğrilikli kablolu taşıyıcı sistemlerin düğüm noktası denge denklemleri (3.12, a-c) ifade edilmiş ve (3.24) denklemi ile de matris formunda düzenlenmiştir.

(3.12, a-c) denklemleri matris formunda yazıldığında,

$$\tilde{P} - \tilde{F} = \tilde{R} \quad (4.1)$$

$\tilde{P}$: düğüm noktalarına etkiyen dış yüklerin serbestlik dereceleri doğrultularındaki bileşenlerini içeren matris

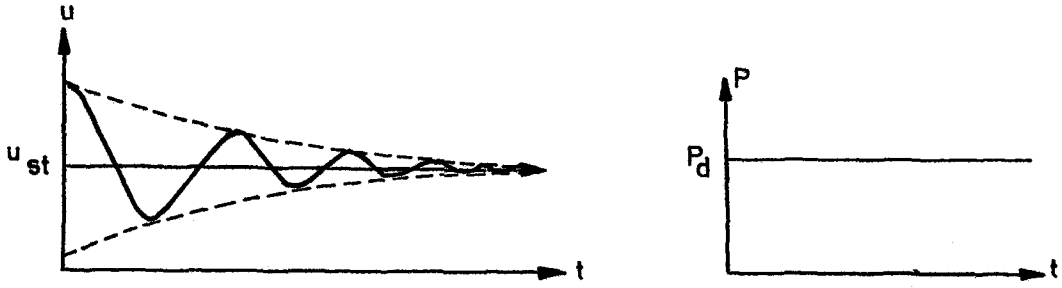
$\tilde{F}$: düğüm noktalarında birleşen elemanların iç kuvvetlerinin serbestlik dereceleri doğrultularındaki bileşenlerini içeren matris

$\tilde{R}$: düğüm noktalarındaki artık kuvvetlerin serbestlik dereceleri doğrultularındaki bileşenlerini içeren matris

ifade etmektedir. Statik denge konumunda dış kuvvetler iç kuvvetler tarafından dengeleneceğinden, artık kuvvetin değeri sıfır olacaktır.

Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı'nda sisteme etkiyen statik dış yük, Şekil 4-4 'de görüldüğü gibi zamana bağlı bir dinamik yüke dönüştürülerek sisteme tatbik edilmektedir.

Sisteme ani olarak tatbik edilen bu dinamik yük nedeniyle başlangıçta iç kuvvet-dış yük dengesi bulunmadığından, bir artık kuvvet meydana gelecektir. Artık kuvvetin ivmelendirme kuvvetine dönüştürülmesiyle sistemin denge konumu etrafında harmonik titreşimler



Şekil 4-4. Dinamik dış yük ve zorlanmış sönümlü titreşim

oluşacaktır. Uygulanan sönüm değeriyle harmonik titreşimlerin statik denge konumuna gittikçe azalan titreşim genlikleriyle asimptotik olarak yaklaşmasına (Şekil 4-4) dayanan Dinamik Rölaksasyon Tekniği matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir :

Başlangıçta, dış kuvvet-iç kuvvet arası farka karşı gelen artık kuvvet

$$\tilde{R} = \tilde{P} - \tilde{F} \quad (4.2)$$

sistemi ivmelendirmektedir. Titreşimlerin sönerek denge konumuna ulaşması istendiğinde, dinamik denge denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\tilde{M} \cdot \ddot{\tilde{U}} + \tilde{C} \cdot \dot{\tilde{U}} = \tilde{R} \quad (4.3)$$

Bölüm 4.3 ve 4.5 da tekrar değinileceği gibi, dinamik rölaksasyon çözüm şemasının herhangi bir iterasyon adımında, düğüm noktalarının da ulaşılan dengelenmemiş kuvvetleri ifade eden artık kuvvet, artık $\tilde{U}$, $\dot{\tilde{U}}$, $\ddot{\tilde{U}}$ ve t 'nin bir fonksiyonu olacaktır.

Dinamik denge denkleminde,

$\tilde{M}$: düğüm noktalarında toplandığı varsayılan noktasal kütle değerleri içeren matrisi

$\tilde{C}$: sönüm katsayılarına ait matrisi

$\tilde{R}$: düğüm noktalarındaki artık kuvvet bileşenlerini içeren matrisi

$\dot{\underline{U}}$: düğüm noktalarındaki hız vektörü bileşenlerini içeren matrisi

$\ddot{\underline{U}}$: düğüm noktalarındaki ivme bileşenlerini içeren matrisi

oluşturmaktadır. Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı'nın ana çıkış noktasını oluşturan bu denklemin ifade ettiği titreşimin sönerek asimptotik bir değere ulaşmasıyla statik denge konumu elde edilir ki, bu da iç kuvvetlerin dış kuvvetlere eşit olması haline karşı gelmektedir. Bu durumda (4.3) denkleminin sol tarafı sıfıra eşit olduğundan artık kuvvet değerinin de sıfır olacağı aşıkardır. (4.3) sönümlü titreşim denkleminde, denklemin sağ tarafının sıfır olması ancak $\dot{\underline{U}}$ hız ve $\ddot{\underline{U}}$ ivme bileşenlerinin sıfır değerine ulaşmasıyla mümkündür. Bu durumda elde edilen $\underline{U}$ düğüm noktası deplasmanları, kablolu taşıyıcı sistemlerin dış yükler altındaki gerçek statik denge konumuna karşı gelmektedir (Şekil 4-4).

Sönüm katsayısının kritik sönüm değeri olarak seçilmesi ve (4.3) dinamik denge denklemlerinin nümerik integrasyon tekniği ile çözülmesi esnasında Δt -zaman artımının, denklemlerin stabilitesini bozmayacak şekilde mümkün olabildiğince büyük seçilmesi halinde statik çözüm en optimum bilgisayar süresi ile elde edilmektedir.

Öte yandan mümkün olduğunca büyük Δt -integrasyon adımının kullanılması ise kütle, sönüm katsayısı gibi çözüm parametrelerine bağlı olmakla birlikte, integrasyonda kullanılan sayısal yöntemin yapısı ile de ilgilidir.

Bu çalışmanın ana amacı ise sözü edilen ilişkinin aydınlığa kavuşturulmasıdır.

4.3. DİNAMİK RÖLAKSASYON YÖNTEMİNDE ELE ALINAN DİFERANSİYEL DENKLEMİN ÖZELLİKLERİ

(4.2) ve (4.3) denklemlerinden yararlanılarak bu çalışmada söz konusu edilen dinamik rölaksasyon yöntemine baz teşkil eden diferansiyel denklemi, aşağıda verilen şekilde ifade etmek mümkündür:

$$\ddot{\tilde{M}} \cdot \ddot{\tilde{U}} + \dot{\tilde{C}} \cdot \dot{\tilde{U}} = \tilde{R}(\tilde{U}, \ddot{\tilde{U}}, t) \quad (4.4)$$

Bu denklemde $\tilde{M}$ kütle matrisini; $\tilde{C}$ sönüm katsayıları matrisini; $\tilde{U}$ düğüm noktalarına ait deplasman matrisini; $\dot{\tilde{U}}$ karşı gelen hız matrisini, $\ddot{\tilde{U}}$ yine karşı gelen ivme matrisini ve t ise zamanı ifade etmektedir. Ayrıca $\tilde{R}(\tilde{U}, \ddot{\tilde{U}}, t)$ düğüm noktalarında dinamik rölaksasyon çözüm şemasının herhangi bir iterasyon adım sonunda ulaşılan dengelenmemiş kuvvetleri ifade eden kolon matris olup, $\tilde{U}$, $\dot{\tilde{U}}$ ve t 'nin fonksiyonudur. Bu nedenle de (4.4) diferansiyel denklemi nonlinear bir dinamik davranışını ifade eder.

Öte yandan, daha evvel de ifade edildiği gibi, dinamik rölaksasyon yönteminin ana adımı, bu hareketi söndürerek denge konumuna ulaştırılmasını sağlayacak bir optimum sönüm katsayıları matrisine ulaşmaktır. Bu ise teorik olarak kritik sönüm katsayısıdır. Kritik sönüm katsayıları matrisine ulaşmak için ise sistemin frekanslarını saptamak gerekir. Bu ise yaklaşık bir yöntemle mümkündür.

Bu durumu daha iyi ifade edebilmek amacıyla (4.4) diferansiyel denkleminin sönümsüz halde tek serbestlik dereceli karşıtını ele alalım :

$$\ddot{M} \cdot \ddot{U} + R(U, \ddot{U}, t) = 0 \quad (4.5)$$

ψ ve K birer sabit olmak üzere (4.5) ifadesi

$$\ddot{M} \cdot \ddot{U} + K \cdot U + \psi \cdot R(U, \ddot{U}, t) = 0 \quad (4.6)$$

formunda yazılabilir. Bu durumda ψ , $K \cdot U$ 'dan $R(U, \ddot{U}, t)$ 'nin sapma şiddetini gösteren bir parametre görevini yüklenmektedir. Bu diferansiyel denklemin tanımladığı hareketin frekansını bulmak, ancak yaklaşık yöntemlerle mümkün olabilmektedir. Bu yöntemlere ait örneklerle çeşitli kaynaklarda [46], [47] ulaşılabilir. Ancak $\psi = 0$ olması durumunda hareketin frekansına kesin yöntemlerle ulaşılabilir. Hareketin frekanslarına ulaşılmakta karşılaşılan bu zorluğun, matris formundaki (4.4) diferansiyel denklemi için çok daha etkili olacağı aşikârdır.

(4.4) diferansiyel denklemi sönümsüz halde (4.6)denklemini formunda yazıldığında ve $\tilde{K}$ ile de sistemin herhangi bir çözüm adımı başlangıcındaki geometrisine dayanılarak hesaplanan rijitlik matrisi gösterildiğinde,

$$\tilde{M} \cdot \ddot{\tilde{U}} + \tilde{K} \cdot \tilde{U} + \psi \cdot R(\tilde{U}, \ddot{\tilde{U}}, t) = 0 \quad (4.7)$$

elde edilir. Bu ifadede $\tilde{M}$, ψ ve $R(\tilde{U}, \ddot{\tilde{U}}, t)$ daha önce tanımlandığı gibidir. Bu halde

$$\tilde{M} \cdot \ddot{\tilde{U}} + \tilde{K} \cdot \tilde{U} = 0 \quad (4.8)$$

denkleminde hareketle hesaplanacak frekans değerleri, bu çalışmada ele alınan uzay kablolu taşıyıcı sistemlerin nonlineer karakterini ihmal ederek hesaplanan frekans değerlerine karşı gelecektir.

Bu frekans değerlerinin $\psi \neq 0$ halindikilerden ψ değerine bağlı olarak, yani sistemin nonlineerlik derecesine bağlı olarak sapacağı muhakkaktır.

Ayrıca, (4.4) denkleminin çözümünün asimtotik stabil bir karaktere sahip olduğu çeşitli kaynaklarca belirtilmiştir [46], [48].

4.4. SÖNÜM KATSAYILARI

Tek serbestlik dereceli bir sistemin sönümlü serbest titreşiminin diferansiyel denklemi ele alındığında

$$M \cdot \ddot{U} + C \cdot \dot{U} + K \cdot U = 0 \quad (4.9)$$

M : düğüm noktalarında toplandığı düşünülen kütle

C : sönüm katsayısı

K : rijitlik (yay sabiti)

U : düğüm noktasının deplasmanı

$\dot{U}$: " " hızı

$\ddot{U}$: " " ivmesi

olarak tanımlanmaktadır [49]. Bu denklemin çözümünün

$$U = a \cdot e^{st} \quad (4.10)$$

şeklinde olduğu düşünülürse, (4.9) denklemi

$$M \cdot s^2 + C \cdot s + K = 0 \quad (4.11)$$

olur.

$$\omega^2 = K/M \quad (4.12)$$

$$2n = C/M \quad (4.13)$$

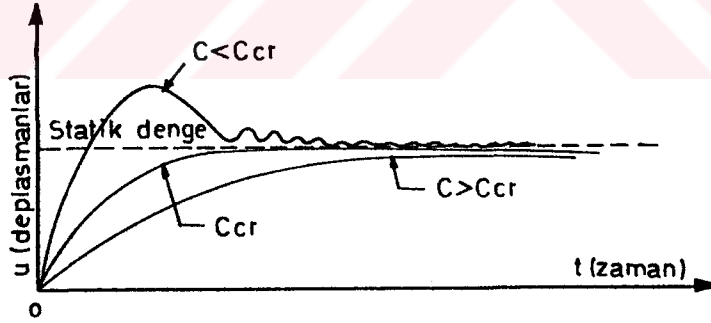
olarak ele alınarak (4.11) denklemi düzenlenir :

$$s^2 + 2ns + \omega^2 = 0 \quad (4.14)$$

Bu 2. derece denklemin kökleri de

$$s = -n \pm \sqrt{n^2 - \omega^2} \quad (4.15)$$

olmaktadır.



Şekil 4-5. Sönüm katsayısının titreşimin şekline etkisi

4.4.1. Kritik Sönüm Katsayısı

(4.15) denkleminde

$$\omega^2 = n^2 \quad (4.16)$$

olması hali, kritik sönüme karşı gelmekte ve bu durumda denklemin tek bir kökü olmaktadır :

$$s = -n \quad (4.17)$$

Böylece (4.16) bağıntısı (4.13) denklemiyle ele alınarak kritik sönüm katsayısı

$$C_{cr} = 2.M.\omega \quad (4.18)$$

olarak elde edilir.

Öte yandan sinüs ve kosinüs fonksiyonlarının periyodiklikleri nedeniyle, deplasman ve hızların T-periyodu ile tekrarlandığı bilinmekte ve periyot

$$T = 2\pi/\omega \quad (4.19)$$

olarak ifade edilirken, frekans da

$$f_r = \omega / 2\pi \quad (4.20)$$

olarak tanımlanmaktadır. Bu durumda (4.18) denklemiyle ifade edilen kritik sönüm

$$C_{cr} = 4.\pi.M.f_r \quad (4.21)$$

şeklini alır. Şekil 4-5 'de sönüm eğrileri görülmekte ve kritik sönüm katsayısının kullanılması halinde denge konumuna hızla erişildiği gözlemlenmektedir.

4.4.2. Kritik Sönüm Üstü Katsayıları

(4.15) denkleminin

$$\omega^2 < n^2 \quad (4.22)$$

olması halinde, C-sönüm katsayısı (4.18) de tanımlanan kritik sönüm katsayısından daha büyük değerler alacaktır. Bu durumda söz konusu denklemin iki adet kökü bulunacak

$$s_1 = -n + \sqrt{n^2 - \omega^2} \quad (4.23)$$

$$s_2 = -n - \sqrt{n^2 - \omega^2} \quad (4.24)$$

ve (4.22) bağıntısı gereği, karekök değeri hep pozitif olacaktır. Şekil 4.5 'de bu hale karşı gelen sönüm eğrisi görülmektedir.

4.4.3. Kritik Sönüm Altı Katsayıları

(4.15) denkleminin köklerinin saptanmasında diğer bir olasılık da

$$\omega^2 > n^2 \quad (4.25)$$

olması halidir ki, bu durumda elde edilen C-sönüm katsayısının değeri kritik sönüm katsayısından daha küçük olmakta ve sözkonusu iki adet kök imajiner olarak elde edilmektedir :

$$s = -n \pm i \omega^* \quad (4.26)$$

$$\omega^{*2} = \omega^2 - n^2 \quad (4.27)$$

Bu köklere karşı gelen sönümlü titreşimler Şekil 4-5 'de görülmektedir.

4.5. BU ÇALIŞMADA KULLANILAN NÜMERİK İNTEGRASYON YÖNTEMİ

Sonlu zaman artımlarında (4.3) denkleminin sayısal integrasyonu için, Δt -zaman aralığında diferansiyel bir operatör yerine yaklaşık bir operatör kullanmak gerekmektedir. Δt -zaman aralığında düğüm noktası ivmelerinin değişimi ile ilgili varsayımlara dayanan birçok integrasyon yöntemi vardır. Dinamik Rölaksasyon yaklaşımının kullanıldığı çalışmaların [33] , [35] , [36] , [37] , [38] çoğunda ileri, geri ve merkezi sonlu farklar ile lineer ivme yöntemi gibi çözüm şemaları kullanılmıştır. Bu nedenle de nümerik integrasyon esnasında çözümün stabilitesi koşullara bağlı olmakta ve genellikle integrasyon işlemi için çok küçük Δt -zaman adımlarının kullanılması zorunluluğu ortaya çıkmaktadır.

Bu çalışmada kullanılan sayısal çözüm algoritması, (4.3) dinamik denge denklemlerinin açık integrasyonunu içermekte ve söz konusu bu adım-adım integrasyon şeması, Newmark'ın [43] genelleştirilmiş ivme yöntemlerine dayanmaktadır. Bu yöntemde herhangi bir düğüm noktasına ait ivme ve hız bileşenleri ile deplasman bileşenleri arasında aşağıdaki bağıntılar verilmiştir :

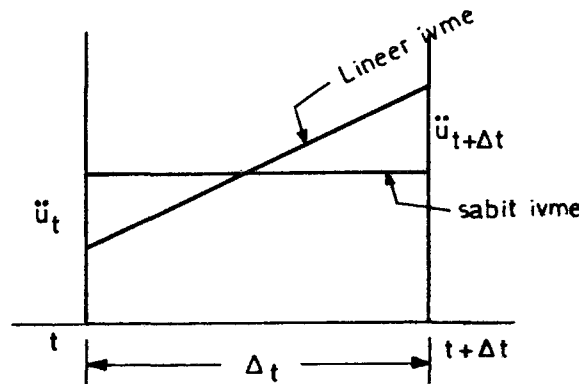
$$\dot{\tilde{U}}(t + \Delta t) = \dot{\tilde{U}}(t) + \left[(1 - \delta_1) \ddot{\tilde{U}}(t) + \delta_1 \ddot{\tilde{U}}(t + \Delta t) \right] \Delta t \quad (4.28)$$

$$\tilde{U}(t + \Delta t) = \tilde{U}(t) + \dot{\tilde{U}}(t) \Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \delta_2 \right) \ddot{\tilde{U}}(t) + \delta_2 \ddot{\tilde{U}}(t + \Delta t) \right] \Delta t^2 \quad (4.29)$$

Bu bağıntılarda δ_1 ve δ_2 , Δt zaman aralığında ivmenin varsayılan değişim şeklini ifade eden iki önemli parametredir ve bu nedenle de integrasyon işleminin stabilitesi ve hassasiyeti üzerinde etkili olmaktadır.

Eğer $\delta_1 = 1/2$ ve $\delta_2 = 1/6$ ise, bu yaklaşım ivmenin Δt aralığında lineer olarak değiştiği varsayımına dayanan "lineer ivme" yöntemine karşı gelmektedir. Öte yandan $\delta_1 = 1/2$ ve $\delta_2 = 1/4$ olarak ele alındığında ise yaklaşım, ivmenin Δt aralığında sabit bir değerde kaldığı varsayımına dayanan "sabit ivme" yöntemini ifade etmektedir (Şekil 4-6).

Bu çalışmada kullanılan sayısal çözüm algoritması, (4.3) dinamik denge denkleminin açık integrasyonuna dayanmakta ve yukarıda sözü edilen Newmark'ın genelleştirilmiş ivme yöntemlerinden "sabit ivme" tekniği ile adım adım integrasyonunu içermektedir.



Şekil 4-6. Sabit ve lineer ivme diyagramı

(4.28) ve (4.29) ifadelerindeki bağıntılar, sabit ivme yönteminde $\delta_1 = 1/2$ ve $\delta_2 = 1/4$ olarak dikkate alındığında aşağıdaki ifadelere gelinmekte ve herhangi bir Δt - integrasyon adımı sonunda yer alan hız ve deplasmanlar, söz konusu Δt - aralığının başında yer alan deplasman, hız ve ivme cinsinden ifade edilebilmektedir :

$$\underline{\tilde{U}}(t + \Delta t) = \underline{\tilde{U}}(t) + \Delta t \cdot \underline{\dot{\tilde{U}}}(t) + \left[\underline{\ddot{\tilde{U}}}(t + \Delta t) + \underline{\ddot{\tilde{U}}}(t) \right] \Delta t^2 / 4 \quad (4.30)$$

$$\underline{\dot{\tilde{U}}}(t + \Delta t) = \underline{\dot{\tilde{U}}}(t) + \left[\underline{\ddot{\tilde{U}}}(t + \Delta t) + \underline{\ddot{\tilde{U}}}(t) \right] \Delta t / 2 \quad (4.31)$$

Δt : integrasyon adımı

$\underline{\tilde{U}}(t)$: integrasyon adımının başlangıcındaki deplasman bileşenlerine ait matris

$\underline{\dot{\tilde{U}}}(t)$: integrasyon adımının başlangıcındaki hız bileşenlerine ait matris

$\underline{\ddot{\tilde{U}}}(t)$: integrasyon adımının başlangıcındaki ivme bileşenlerine ait matris

$\underline{\tilde{U}}(t + \Delta t)$: integrasyon adımının sonundaki deplasman bileşenlerine ait matris

$\underline{\dot{\tilde{U}}}(t + \Delta t)$: integrasyon adımının sonundaki hız bileşenlerine ait matris

$\underline{\ddot{\tilde{U}}}(t + \Delta t)$: integrasyon adımının sonundaki ivme bileşenlerine ait matris

olarak dikkate alınmaktadır.

Bu çalışmada, genellikle lineer karakterli dinamik problemlerinin çözümünde kullanıldığında Δt -zaman artımı için seçilen değerden bağımsız olarak stabil çözüm üretme niteliği olan sabit ivme yöntemi seçilmiştir. Zira, bilindiği gibi [43], Δt - zaman aralığında ivmenin lineer değiştiği varsayımına dayanan lineer ivme yöntemi, seçilen zaman artımının, sistemin en küçük periyoduna oranının belirli sınırları geçmesi halinde stabil olmayan sonuçlar verir. Bu nedenle de integrasyonda kullanılması gereken Δt - zaman artımı değeri sabit

ivme yönteminde olduğunun aksine üstten sınırlıdır.

Ayrıca, (4.3) dinamik denge denklemindeki $\tilde{R}$ artık kuvvetler matrisi, (3.13,a-c) ifadelerinden görüldüğü gibi sistemin düğüm noktası deplasmanlarının lineer olmayan bir fonksiyondur. Bu nedenle (4.3) diferansiyel denkleminin tanımladığı titreşim nonlineer karakterde olup, belirli bir periyodundan bahsetmek mümkün değildir.

Öte yandan, yapılan kapsamlı parametrik çalışmalar göstermiştir ki, sabit ivme yöntemi kullanılması halinde dahi stabil ve ekonomik özelliklere sahip bir integrasyon için gerekli Δt - zaman artımı değerini seçmek için bazı kriterler gerekmektedir. Bu kriterlerin, m-noktasal kütle değeri ile C_{cr} -kritik sönüm katsayılarının seçilen değerleri ile ilişkili olduğu görülmüştür.

Bu ilişkinin, problemin karmaşık yapısı nedeniyle kapalı çözüm yöntemleriyle saptanması mümkün görülmemektedir. İşte bu çalışmanın izleyen bölümlerinde bu ilişkinin saptanması için çalışılacak ve bu amaçla kapsamlı bir parametrik çalışmaya gidilecektir.

4.6. ÜRETİLEN BİLGİSAYAR PROGRAMININ TANITIMI

Bölüm 1.4 'de gözönüne alınan dört tip öngergilendirilmiş kablo-lu taşıyıcı sistemin dış yükler altındaki statik analizinin, dinamik rölaksasyona dayanarak sabit ivme integrasyon tekniğiyle gerçekleştirilebilmesi amacıyla NONSTA adlı bir bilgisayar programı üretilmiştir. Başlangıçta Δt -integrasyon adımı ve kritik sönüm katsayısının giriş bilgisi olarak herhangi bir değerde okutulduğu bu programla bir parametrik çalışma yürütülmüştür. Bu algoritmanın şeması kısaca şöyledir :

$\tilde{M}$ = noktasal kütle matrisi

$\tilde{C}$ = sönüm katsayısı matrisi

Δt = integrasyon adımı

$\tilde{U}$ = düğüm noktası deplasman bileşenlerine ait matris

$\dot{\tilde{U}}$ = " " hız " " "

$\ddot{\underset{\sim}{U}}$ = düğüm noktası ivme bileşenlerine ait matris

$\underset{\sim}{R}$ = düğüm noktalarındaki artık kuvvet bileşenlerini içeren matris

$\underset{\sim}{P}$ = düğüm noktalarına etkiyen dış kuvvet bileşenlerini içeren matris

$\underset{\sim}{F}$ = düğüm noktalarındaki iç kuvvetlerin serbestlik dereceleri doğrultusunda kuvvetleri içeren matris

olmak üzere,

1.- OKU : * $\underset{\sim}{M}$, $\underset{\sim}{C}$, Δt

* başlangıç koordinatları

* enkesit karakteristikleri

* öngergi kuvvetleri

* dış yükler

* shata; dinamik ve statik denge için arzulanan tolerans

2.- (3.2) denkleminde $\underset{\sim}{s}^{(0)}$ ilk boyları ve öngergi kuvvetlerinin düğüm noktalarındaki bileşenlerinden oluşan $\underset{\sim}{F}^{(0)}$ 'ı hesapla.

3.- BAŞLANGIÇ KOŞULLARI'nı belirle.

$$\underset{\sim}{U}^{(0)} = \underset{\sim}{\dot{U}}^{(0)} = 0$$

4.- (4.2) denkleminde $\underset{\sim}{R}^{(0)} = \underset{\sim}{P} - \underset{\sim}{F}^{(0)}$

$\underset{\sim}{R}^{(0)}$ hesapla ve (4.3) denkleminde yerine koyarak

$$\underset{\sim}{M} \cdot \underset{\sim}{\ddot{U}}^{(0)} = \underset{\sim}{R}^{(0)} \text{ 'dan}$$

başlangıç ivmesi $\underset{\sim}{\ddot{U}}^{(0)}$ 'ı bul.

5.- Sabit ivme integrasyonunun ilk iterasyonu için

$$\underset{\sim}{\ddot{U}}^{(1)} = \underset{\sim}{\ddot{U}}^{(0)}$$

kabul et.

6.- (4.30)denkleminde $\underset{\sim}{U}^{(1)}$ 'i hesapla

$$\underset{\sim}{U}^{(1)} = \underset{\sim}{U}^{(0)} + \Delta t \underset{\sim}{\dot{U}}^{(0)} + (\underset{\sim}{\ddot{U}}^{(1)} + \underset{\sim}{\ddot{U}}^{(0)}) \Delta t^2/4$$

7.- (3.6) denkleminden $\dot{U}^{(1)}$ yardımıyla $s^{(1)}$ yeni boyu bul ve $\bar{F}^{(1)} = \bar{F}^{(0)} + EA (s^{(1)}/s^{(0)} - 1)$ ile çekme kuvvetlerini saptadıktan sonra, düğüm noktalarındaki $F^{(1)}$ bileşenlerini hesapla.

8.- Yeni hızı yaklaşık olarak

$$\dot{U}^{(1)} = \dot{U}^{(0)} + \Delta t \ddot{U}^{(0)}$$

ile hesapla ve (4.3) dinamik denge denkleminden artık kuvveti

$$R^{(1)} = P - F^{(1)} - C \dot{U}^{(1)}$$

olarak saptandıktan sonra ivmeyi elde et.

$$\ddot{U}^{(1)} = R^{(1)}/M$$

Hız için düzeltme yap.

$$\dot{U}^{(1)} = \dot{U}^{(0)} + \frac{\Delta t}{2} (\ddot{U}^{(1)} + \ddot{U}^{(0)})$$

9.- Dinamik denge kontrolünü yap. shatal arzulanan tolerans olmak üzere

$$\left| M \cdot \ddot{U}^{(1)} - R^{(1)} \right| > shatal$$

ise 6. iterasyona geri dön.

10.- Dinamik denge sağlanmışsa zamanı artır.

$$t^{(1)} = t^{(0)} + \Delta t$$

ve bir önceki integrasyon adımı sonunda elde edilen değerleri $(U^{(1)}, \dot{U}^{(1)}, \ddot{U}^{(1)})$ yeni adıma başlangıç değerleri olarak ata.

- 11.-Statik denge kontrolünü yap ve statik denge için arzulanan shata deyimine ulaşılan dek 5. ve 10. iterasyon arasında kalan hesapları tekrarla.

$$\left| \tilde{P} - \tilde{F}^{(1)} \right| \leq \tilde{shata2}$$

NONSTA adlı bilgisayar programı aracılığı ile yapılan bu parametrik çalışmanın ışığı altında, seçilen m-noktasal kütlelerine karşı gelen kritik sönüm katsayısının otomatik olarak hesaplanabilmesi için gerçekleştirilen nonlinear karakterli sönümsüz zorlanmış titreşimler, yine yukarıda sözü edilen program yardımıyla yakından incelenmiştir. Bölüm 6.2.2 'de üretilen metodoloji gereği, nonlinear sönümsüz titreşimlerden kritik sönüm katsayısının otomatik hesabı ve Newmark [43] ın yakınsaklık ifadelerinden yararlanılarak saptanan ve sistemin peryoduna bağlı olarak üretilen Δt -maksimum integrasyon adımının da hesabını içeren bir önprogramcık yukarda sözü edilen NONSTA adlı programa eklenmiştir.

Geliştirilen bu programlar Bölüm 7 'de topluca ve detaylı bir şekilde tekrar ele alınacaktır.

BÖLÜM 5

PARAMETRİK ÇALIŞMA I

SİSTEM ve ÇÖZÜM PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ

5.1. PARAMETRİK ÇALIŞMANIN KAPSAMI ve AMACI

Bu çalışmada Bölüm 4.2 'de açıklanan ve herhangi bir düğüm noktasına ait denge denklemlerinin dinamik esaslar doğrultusunda ifade edilmesine dayanan DİNAMİK RÖLAKSASYON YAKLAŞIMI kullanılmıştır.

Öngergilendirilmiş bir kablolu taşıyıcı sistemin her bir düğüm noktasındaki iç kuvvetler ile dış kuvvetler arasında meydana gelen dengelenmemiş farkın oluşturduğu artık kuvvetler, sistemde meydana geldiği varsayılan sönümlü titreşimden doğan kütle atalet kuvvetleri ve sönüm kuvvetleri toplamınca karşılandığı kabul edilmektedir. Böylece statik dengeye (4.3) dinamik denge denklemlerinin Bölüm 4.5 'de verilen algoritmaya dayanılarak, sabit ivme yöntemi ile nümerik integrasyonları ile ulaşılmaktadır.

(4.3) dinamik rölaksasyon denklemlerinin integrasyonunu etkileyen m , C ve Δt gibi parametrelerin , dış yükler altındaki kablolu taşıyıcı sistemin bilgisayarla elde edilmeye çalışılan statik çözüm süresine etkisinin önemi Bölüm 4.4 ve 4.5 'de ele alınmıştır. Bu nedenle, sözkonusu parametrik çalışmanın ilk aşamasında, belirlenen bu parametrelerin etkisi nümerik olarak da gösterilmeye çalışılmıştır. Sayısal örnekler yardımıyla, çeşitli noktasal kütle ve sönüm katsayıları seçilerek statik çözüme gidilmiş ve bu parametrelerin bilgisayar çözüm süresine ve stabilitesine etkisinin saptanması yoluna başvurulmuştur.

Sürdürülen parametrik çalışmanın ana gayesini (4.4) diferansiyel denkleminde yer alan noktasal kütlelerin seçimi ve herhangi bir iterasyon adımı sonunda düğüm noktalarında oluşan ve deplasman, ivme ve

zamanın bir fonksiyonu olan artık kuvvetler nedeniyle, taşıyıcı sistemde oluşan nonlinear karakterdeki titreşimi en kısa zamanda söndürecek olan kritik sönüm katsayısının belirlenmesi oluşturmaktadır.

Çözüm algoritmasının etkinliğini belirleyen ve yakınsama hızını kontrol eden önemli parametrelerden birini de, denge konumu etrafında titreşimlerin statik çözüme doğru asimptotik olarak sönmesini ifade eden (4.3) dinamik denge denklemlerinin nümerik integrasyonu için seçilecek olan Δt - zaman adımı oluşturmaktadır. Herne kadar Bölüm 4.5'de sabit ivme yönteminin seçilen Δt - integrasyon adımı için stabil çözüm verme özelliğinden bahsedilmiş ise de, yürütülen çalışmalardan bir üst limitin varlığı ortaya konmuştur. Kullanılan sabit ivme integrasyon şemasında nümerik instabiliteye yol açmayacak şekilde Δt -integrasyon aralığının üst limitinin saptanması, çeşitli örnekler yardımıyla parametrik çalışmanın kapsamı içine alınmış ve bu aralığının mümkün olduğu ölçüde büyük seçilebilmesi halinde statik çözüm için gereken bilgisayar süresinin de minimum olduğu gösterilmiştir.

Noktasal kütle, çözüm süresinde ortaya çıkan artık kuvvetin değerini belirleyen dış yük değeri, kritik sönüm katsayısı ve Δt -integrasyon adımının optimum çözüm sonuçlarına olan etkisinin belirlenmesi aşamasında pratikte yaygın olarak kullanılan öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemleri temsil etmek amacıyla, 4 farklı öngergilendirilmiş ortogonal hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistem gözönüne alınmıştır :

Birinci tip izdüşümü kare planlı, kenar mesnetlere ankre edilmiş hiperbolik-paraboloid bir sistem oluşturmaktadır. Bu sistemde kablolar, mesnetleri birbirine bağlayan doğruya paralel olarak düzenlenmiş ve her iki doğrultuda birbirlerini dik olarak kesecek şekilde teşkil edilmişlerdir (Şekil 1-7a).

İkinci tip, birinci tipin aynısı seçilmekle beraber, farklılık sınır şartlarında düşünülmüştür ve ele alınan bu tür sistemlerde kablolar rijit çerçeve yerine kenar kablolarla tesbit edilmiştir (Şekil 1-7b).

Üçüncü tip olarak eşkenar dörtgen planlı hiperbolik paraboloid öngergilendirilmiş bir kablolu taşıyıcı sistem ele alınmış ve kablolar diyagonallere paralel ve ortogonal olarak düzenlenmiş ve kenar mesnetlere ankre edilmiştir (Şekil 1-7c).

Dördüncü tip olarak, üçüncü tipin rijit mesnetler yerine kablolarla tesbit edildiği hiperbolik-paraboloid öngergilendirilmiş bir kablolu taşıyıcı sistem seçilmiştir (Şekil 1-7d).

Matematiksel parametrelerin yanısıra yapısal parametrelerin değişiminin de gözönünde tutulduğu bu parametrik çalışmanın kapsamında, sözü edilen parametrelerin karşılıklı etkilenişimleri de yer almaktadır.

Gözönüne alınan dört tip öngergilendirilmiş ortogonal kablolu taşıyıcı sistemlerde yapısal karakteristikler olarak aşağıda verilenler ele alınmıştır :

- farklı açıklık değerleri
- farklı kablo aralığı değerleri
- farklı kablo okları değerleri
- farklı enkesit değerleri
- farklı iç kablo-kenar kablo oranları
- farklı elastisite modülü değerleri

Yapısal parametrelerin değerlendirilmesinde malzeme, lineer elastik olarak kabul edildiğinden, kabloların taşıma kapasitelerinin %50 si mertebesinde sabit bir öngergi kuvveti gerek taşıyıcı, gerekse sistemin rijitliğini temin eden kablolarla tatbik edilmiştir [5] [6] . Kenar kablolu taşıyıcı sistemlerde (Şekil 1-7b,d) iç kablolarda öngergi kuvveti sabit tutulurken, kenar kablolarda değişken olmasına izin verilmiştir.

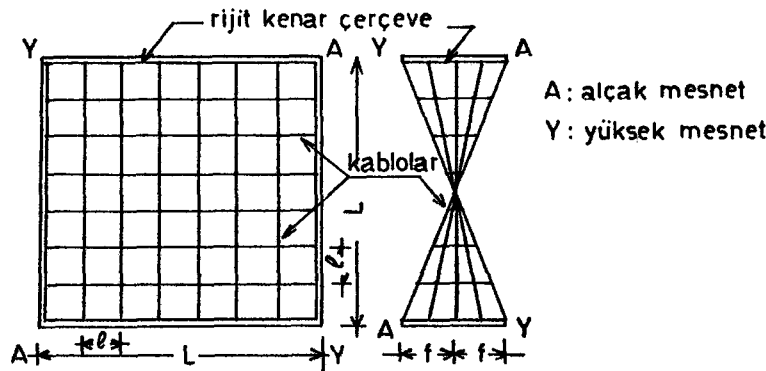
Gerek matematiksel, gerekse yapısal parametrelerin çeşitliliği, bu çalışmadaki parametrik bölümde ele alınırken, derli toplu bir ifade gereksinimi belirgin hale gelmiştir. Matematiksel parametrelerin yapısal parametrelerin fonksiyonu olarak ele alınışı çeşitli

zorlukları beraberinde getirmekle kalmayıp, uygun formüller yardımıyla ifade edilebilmesine pek olanak sağlamamıştır. Bu nedenle öngörülen dört farklı öngergilendirilmiş ortogonal hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemlerin (Şekil 1-7) dış yükler altındaki (4.4) diferansiyel denkleminin nonlinear karakterdeki sönümsüz titreşimi incelenmiştir. Bu titreşimin hakim frekansı saptanabildiği takdirde bu değer, ele alınan sistemin tüm yapısal parametrelerini içermekle kalmayıp nonlinear karakterdeki titreşime neden olan ve her iterasyon adımı sonunda düğüm noktalarında deplasman, ivme ve zamana bağlı olarak oluşan artık kuvveti de otomatikman devreye sokmuş olacaktır. Böylece tüm yapısal parametreler, noktasal kütle ve kritik sönüm katsayısı, sistemin dış yük altındaki nonlinear karakterdeki titreşiminin frekansı ile ifade edilebileceğinden, geriye sadece nümerik instabiliteye yol açmayan ve en ekonomik statik çözüm süresini belirleyen Δt -integrasyon adımının üst limitinin saptanması kalmaktadır. Bu ifadeler Bölüm 6 'da daha ayrıntılı olarak ele alınacaktır.

5.2. PARAMETRİK ÇALIŞMA I İLE İLGİLİ SONUÇLAR

5.2.1. TİP I : Rijit Kenar Mesnetli, Kare Planlı Öngergilendirilmiş Ortogonal Hiperbolik-Paraboloid Uzak Kablolu Taşıyıcı Sistem

Şekil 5-1 'de izdüşümü kare planlı olan bir öngergilendirilmiş uzak kablolu taşıyıcı sistem görülmektedir. Her iki doğrultuda birbirini dik olarak kesecek şekilde düzenlenen kablolar, kenarlarda rijit bir çerçeveye ankre edilmişlerdir. Kabloların söz konusu doğrusal çerçeveye paralel olarak düzenlendiği bu sistemde, hiperbolik



Şekil 5-1 TİP I

paraboloid bir çatı yüzeyi amaçlanmıştır.

Yürütülen parametrik çalışmada, çeşitli L açıklıkları ele alınmış ve ℓ -kablo aralıklarının eşit aralıklarla düzenlenmesine özen gösterilmiştir. f -kablo oku beş farklı şekilde gözönüne alınmış ve böylelikle (f/L) oranları olarak 0,1-0,5 arası değerleri incelenmiştir. Diyagonal açıklık

$$L_1 = L \sqrt{2} \quad (5.1)$$

olmak üzere, incelenen (kablo oku/açıklık) oranları Tablo 5-1 'de özetlenmiştir.

Tablo 5-1. Kablo oku/açıklık oranları

f/L	f/L_1
0,1	0,0707
0,2	0,1414
0,3	0,2121
0,4	0,2828
0,5	0,3536

Tip I ile ilgili yapılan parametrik çalışmada, her iki doğrultuda düzenlenen kabloların enkesitleri eşit olarak alınmıştır.

- f : kablo oku (m)
- L : kablo açıklığı (m)
- ℓ : kablo aralığı (m)
- A : kablo enkesiti (m^2)
- E : elastisite modülü (N/m^2)
- m : noktasal kütle (kg)
- Δt : zaman adımı (san)
- C : sönüm katsayısı (kg/san)
- C_{cr} : kritik sönüm katsayısı (kg/san)
- shata : dinamik ve statik denge denklemlerinde kullanılan tolerans limiti (N)
- P_d : düğüm noktasına etkiyen dış yük (N)

P_i : iç kuvvet (kablo çekme kuvveti) (N)

P_o : öngergilendirme kuvveti (N)

olup, aksi belirtilmedikçe sayısal değerleri aşağıdaki gibi ele alınmıştır :

$$A = 0,561 \text{ cm}^2$$

$$E = 15,000 \text{ kN/cm}^2$$

$$l = 2 \text{ m}$$

$$shata = 0,5 \text{ kN}$$

$$P_d = 20 \text{ kN}$$

$$P_o = 40 \text{ kN}$$

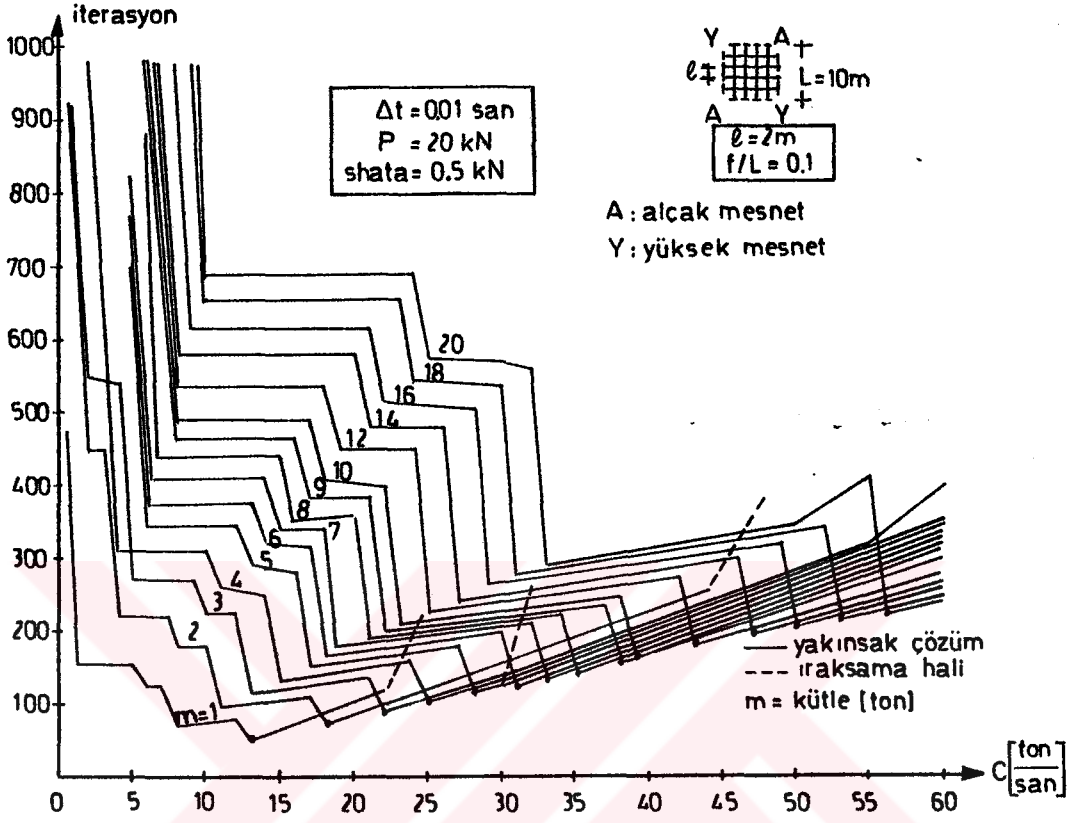
5.2.1.1. Öngergilendirme

Şekil 5 -1 'de görülen Tip I olarak adlandırılan hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemin kabloları 6 demetli çelik özlü kablolar olarak planlanmış ve kopma yükleri olarak $170/190 \text{ kg/mm}^2$ seçilmiş olduğundan, üretici firmanın katalogunda yer alan tablolar yardımıyla seçilen enkesite ($A_i = 0,561 \text{ cm}^2$) ait kopma yükü, 81 kN olarak saptanmıştır. Literatürde [5] , [6] önerilen yaklaşık %50 - 55 mertebesindeki öngergi kuvveti dikkate alınmış ve Tip I 'e ait her bir parametrik uygulamada, her iki doğrultuda düzenlenen kabloların tümüne $P_o = 40 \text{ kN}$ 'luk bir öngergi kuvveti tatbik edilmiştir. Saptanan bu miktar öngergilendirme boyunca sabit tutulmuş ve Bölüm 3.1.1.1 'de ele alınan düzenleme ile dinamik rölaksasyona dayanan çözüm algoritması ile dış yükleme öncesi geometri saptanmıştır

5.2.1.2. Dış Yükleme

Bu çalışmanın parametrik uygulama aşamasında dış yükleme olarak, kablolu taşıyıcı sistemin tüm düğüm noktalarına $P_d = 20 \text{ kN}$ 'luk eşit düşey dış yükler tatbik edilerek simetrik yüklemeye gidilmiş ve sistem parametreleri ile çözüm parametreleri arasındaki ilişki izlenmeye çalışılmıştır.

5.2.1.3. Noktasal Kütle ve Sönüm Katsayısının Çözüm Süresine Etkisi



Şekil 5-2. Sönüm katsayısının çözüme etkisi

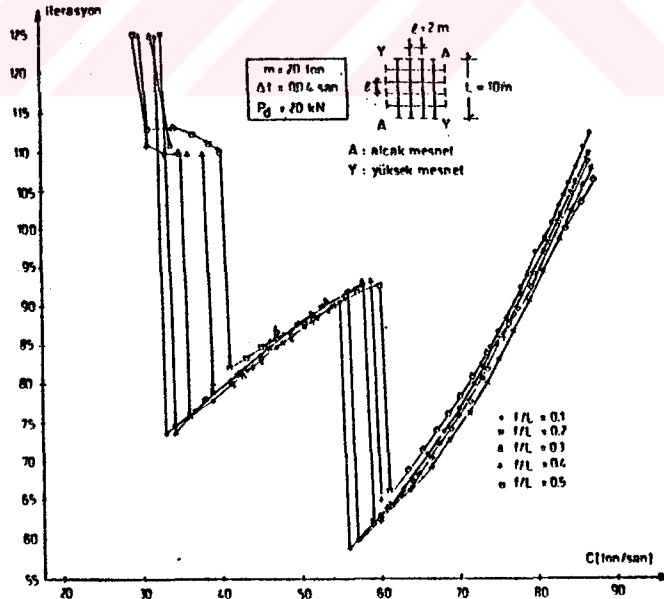
Şekil 5-2 'de bütün parametreler için $\Delta t = 0,01$ saniye alınarak, integrasyon adımının etkisi ihmal edilmiş ve 20 kN 'luk tekil dış yükler, 10 m açıklıklı öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemin düğüm noktalarına düşey olarak etkitilerek dinamik denge denklemlerinde kullanılan çeşitli sönüm katsayıları ile statik çözüm için gereken toplam iterasyon sayısı arasındaki ilişki, çeşitli düğüm noktası noktasal kütleleri için çizilmiştir.

Şekil 5-2 'den açıkça görülebileceği gibi, her bir noktasal kütle değerine ait eğrinin bir minimumdan geçtiği ve bu ekstremum değerinin belirli bir sönüm katsayısına karşı geldiği ve bu değer kullanılması halinde en ekonomik sürede statik çözüme ulaşıldığı anlaşılmaktadır. Böylece seçilen herhangi bir noktasal kütleyle karşı gelen en ekonomik sönüm değerinin, "kritik sönüm katsayısı" olması gerektiği açıktır.

Sönüm katsayısının belli değerleri aşması halinde gözönüne alınan Δt -zaman aralığında ıraksadığı, yani statik çözüme ulaşmak için iterasyon sayısının sonsuza gittiği görülmektedir. Daha küçük Δt -integrasyon adımları kullanılarak çözümün yakınsaması sağlanabilir.

Şekil 5-2 'de, herne kadar seçilen kütle değeri büyümekte ise de, kritik sönüm katsayısının da arttığı ve eğrilerin yukarı doğru ötelen- diği, yani m-kütle değeri büyüdükçe statik çözüm için fazla iterasyon gerektiği sonucuna varılsa bile, lu diyagramların $\Delta t = 0,01$ saniyelik sabit bir integrasyon adımı için düzenlendiğini gözardı etmemek gerek- mektedir. Şekil 5-7 yardımıyla m-kütle değeri ne olursa olsun, bu değere karşı gelen kritik sönüm katsayısı ve uygulanabilecek maksimum Δt -adımı kullanılabildiği takdirde, çözüm süresinin değişmeyeceği gösterilecektir.

Şekil 5-2 'de yer alan eğrileden sadece biri gözönüne alın- dığı takdirde, kablo okunda yapılan değişikliklerin sönüm katsayısı ve çözüm için gereken iterasyon sayısına etkisi Şekil 5-3 'de görül- mektedir.

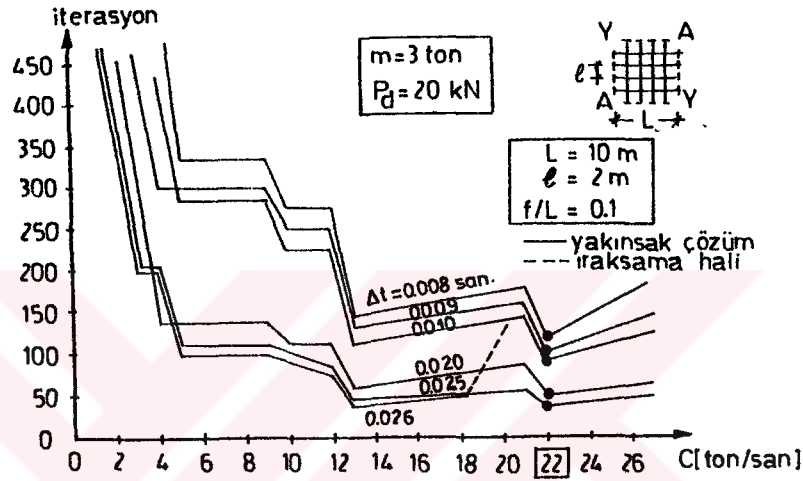


Şekil 5-3. Sönüm katsayısının çözüme etkisi

Diyagramdan izlenebildiği gibi, kablomun oku artırıldığında kritik sönüm katsayısında da ufak bir artış gözlemlenmektedir. Ele

alınan $\Delta t = 0,04$ saniye için eğriler, kablo oku-açıklık oranı (f/L) arttıkça sağa ve yukarı doğru ötelenmektedir, yani statik çözüm için gereken iterasyon sayısı artmaktadır.

Şekil 5-2 ve 5-3 'de izlenen diyagramlar, bu kez de $m = 3$ tonluk belirli bir noktasal kütle ve yine $f/L = 0,1$ olan belirli bir kablo oku-açıklık oranı dikkate alınarak çeşitli Δt -zaman aralıkları için düzenlendiğinde, sönüm katsayısı ve toplam iterasyon arasındaki ilişki, Şekil 5-4 'de görüldüğü gibi elde edilmektedir.



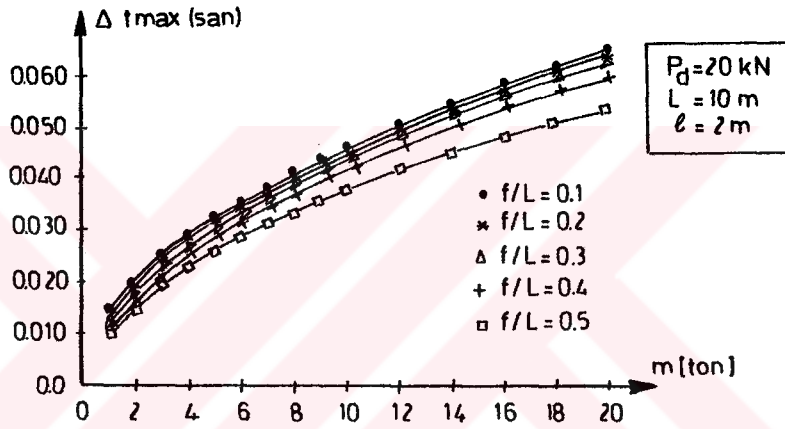
Şekil 5-4. İntegrasyon adımının çözüm süresine etkisi

Şekil 5-4 'den açıkça görüldüğü gibi, her bir Δt -eğrisinin minimum noktası aynı sönüm değerine karşı gelmektedir ki, bu da, Δt -integrasyon adımından bağımsız olarak seçilen noktasal kütle, sadece tek bir sabit sönüm katsayısının, yani kritik sönüm katsayısının karşı geldiği anlamına gelmektedir. Şekil yakından incelendiğinde Δt -zaman adımlarının büyümesi halinde, statik çözüm için gereken toplam iterasyon sayısının azaldığı görülmektedir. Ayrıca kritik sönüm katsayısı kullanıldığı takdirde seçilebilecek Δt -adımlarının da bir üst limiti olduğu görülmektedir. Örneğimizde, $m = 3$ ton seçildiğinde, kritik sönüm katsayısı $C_{cr} = 22$ ton/san olmakta ve $\Delta t = 0,025$ saniyelik bir iterasyon adımı kullanılarak 35 iterasyondan sonra statik çözüme ulaşılırken, $\Delta t = 0,026$ saniye olarak ele alındığında iterasyon ıraksamakta, iterasyonlar sonsuza gitmektedir. Anlaşılabileceği gibi, ele alınan noktasal kütle değerine karşı gelen kritik sönüm katsayısı saptanabildiği ve mümkün olan en büyük Δt -iterasyon adımı kullanılabildiği takdirde, uygulanan dış yükler

altındaki statik çözüme minimum bilgisayar süresi ile ulaşılabacaktır.

5.2.1.4. Noktasal Kütle ve Kritik Sönüm Katsayısı ile Maksimum İntegrasyon Adımı Arasındaki İlişki

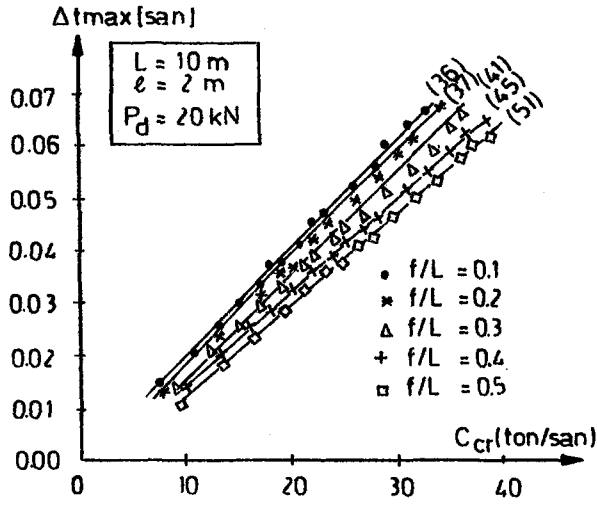
Şekil 5-5 'de çeşitli noktasal kütle değerleri ile buna karşı gelen C_{cr} - kritik sönüm katsayılarının kullanılması durumunda uygulanabilecek maksimum Δt -iterasyon adımı, çeşitli (kablo oku/açıklık) oranları, örneğin $f/L = 0,1 - 0,5$ için çizilmiştir. Bu şekilden açıkça görüldüğü gibi, f/L oranı arttıkça, yani sistem rijitleştikçe, maksimum Δt -integrasyon adımı bir azalma meydana gelmektedir.



Şekil 5-5. Noktasal kütle ile maksimum integrasyon adımı arasındaki ilişki

Aynı diyagram bu sefer de $m = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12, 14, 16, 18, 20$ tonluk 15 adet farklı noktasal kütlelere karşı gelen kritik sönüm katsayıları ile maksimum Δt -integrasyon adımı ve de ayrıca çeşitli kablo oku- açıklık oranları ($f/L = 0,1 - 0,5$) için çizilecek olursa, Şekil 5-6 'daki diyagram elde edilmektedir.

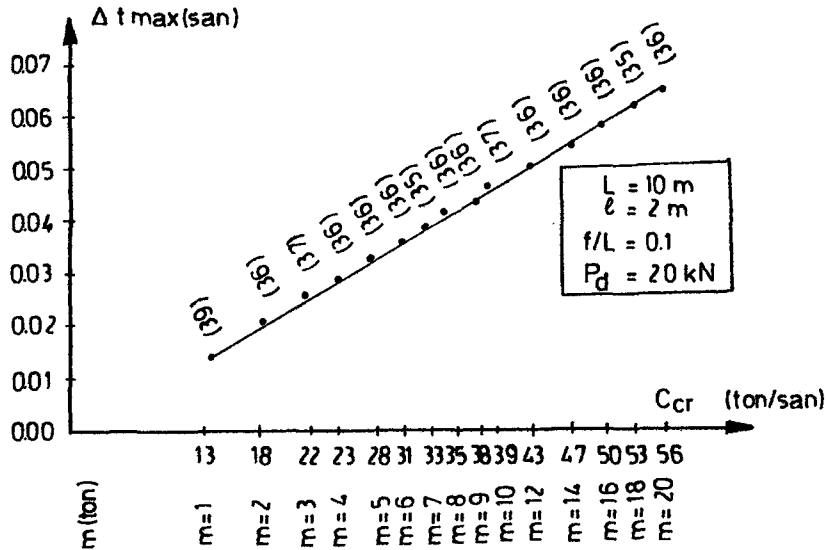
Şekil 5-6 'da öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemin açıklığı yanında kablo okunun artırılması halinde, gerekli kritik sönüm katsayısının bir miktar arttığı, buna karşılık maksimum Δt -adımının azaldığı ve ayrıca statik çözüm için gereken toplam iterasyon sayısının da bir miktar arttığı görülmektedir. Şekil 5-6 'ya yakından bakılacak olursa, seçilen çeşitli noktasal kütle değerlerine karşı gelen kritik sönüm katsayıları ile Δt -integrasyon adımı arasındaki ilişkinin lineer olduğu da gözlenebilmektedir.



Şekil 5-6. Kritik sönüm katsayısı ile maksimum integrasyon adımı arasındaki ilişkisi

Parantez içindeki sayılar seçilen çeşitli m-kütle değerlerine karşı gelen kritik sönüm katsayılarının, uygulanabilecek en büyük Δt -integrasyon adımı ile birlikte kullanılması durumunda, statik çözüm için gereken toplam iterasyon sayılarının aritmetik ortalamasını belirtmektedir.

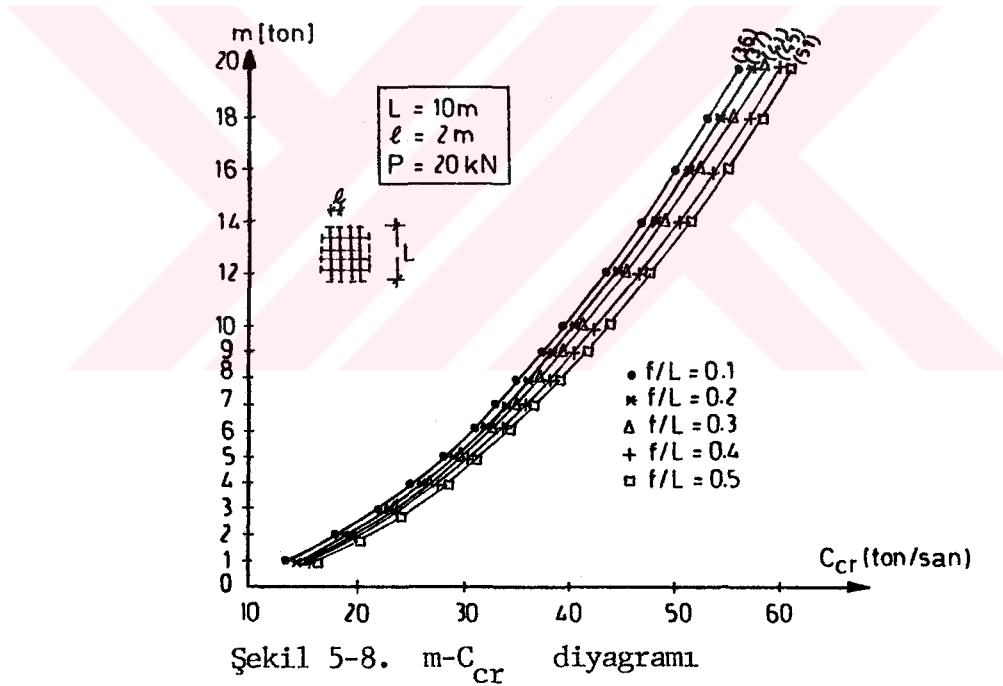
Şekil 5-6 'da yer alan doğrulardan sadece biri ele alınarak daha yakından incelenmiştir.



Şekil 5-7. Kritik sönüm katsayısı ile maksimum integrasyon adımı arasındaki ilişki

Şekil 5-7'den görüldüğü gibi, seçilen her bir kütle değerine bir kritik sönüm katsayısı karşı gelmekte ve buna ait Δt integrasyon adımı için uygulanabilecek en üst sınır tatbik edilebildiği takdirde statik çözüm için gerekli iterasyon sayısı aynı kalmaktadır ki, bu da en optimum bilgisayar süresinin elde edilebilmesi için m-kütle değerinin çözümün optimizasyonuna direkt bir rolünün olmadığı anlamına gelmektedir. Önemli olan, başlangıçta keyfi olarak seçilen m-noktasal kütle değerine karşı gelen C_{cr} -kritik sönüm katsayısı ile bu değer kullanılması halinde uygulanabilecek en büyük integrasyon adımının saptanması olmaktadır.

Şekil 5-8'de ise çeşitli m-noktasal kütle değeri ve bunlara karşı gelen C_{cr} -kritik sönüm katsayıları arasındaki etkileneşim, farklı kablo oku-açıklık oranları (Tablo 5-1) için çizilmiştir.

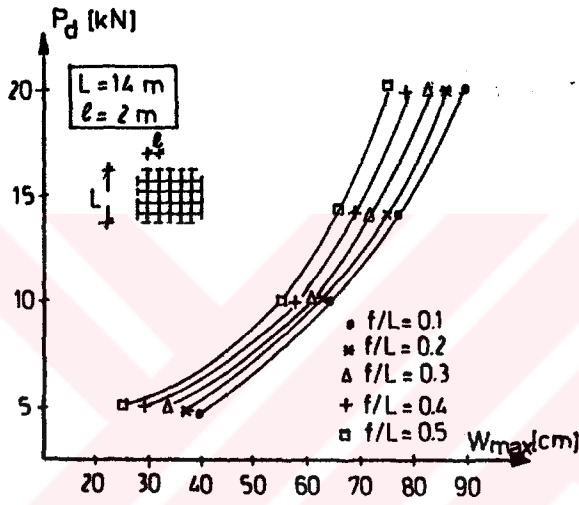


Şekilde görülen m-C_{cr} bağıntısı lineer olmayıp, ayrıca yapısal parametrelerin değişimi ile de farklı değerler alacağı söylenebilir. İlerki bölümlerde bu ilişki frekans ifadeleri içinde otomatikman yer alacaktır (Bölüm 6).

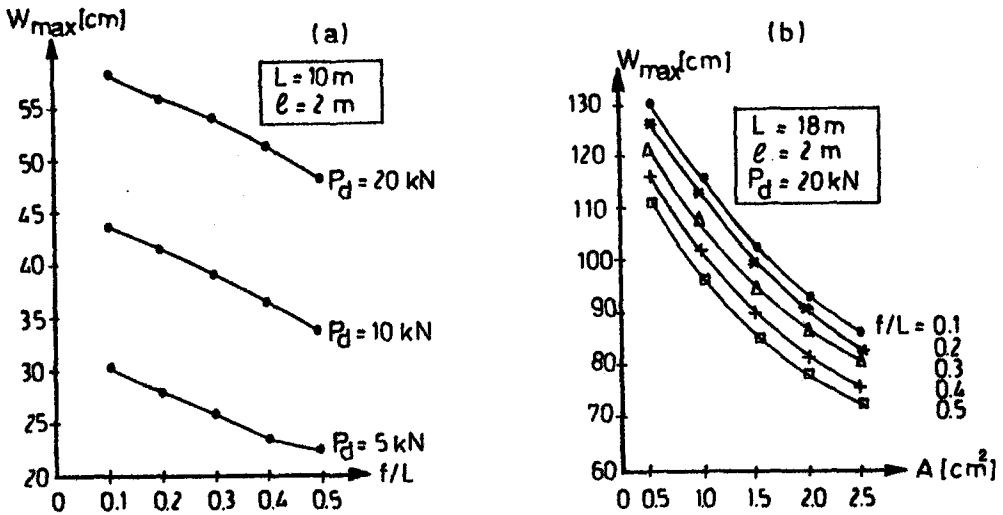
Gerekli kritik sönüm katsayısı noktasal kütle veya kablo oku arttırıldığında artmaktadır. Buna karşılık kablo oku arttıkça, statik çözüm için daha fazla iterasyon gerekmektedir.

5.2.1.5. Dış Yük-Deplasman İlişkisi

Şekil 5.9 'da simetrik düşey yükler altında sistemin w -düşey deplasmanları, çeşitli (f/L) kablo oku/açıklık oranları için çizilmiş olup, bu ilişkinin beklenildiği gibi nonlineer olduğu, fakat dış yükün artış hızı ile deplasmanların artış hızının aynı oranda olmadığı açıkça görülmektedir. Ayrıca sistemin kablo oku-açıklık oranı artırıldığında, aynı dış yük altındaki düşey deplasmanların giderek azaldığı saptanmaktadır (Şekil 5-10a).



Şekil 5-9. Dış yük-deplasman diyagramı

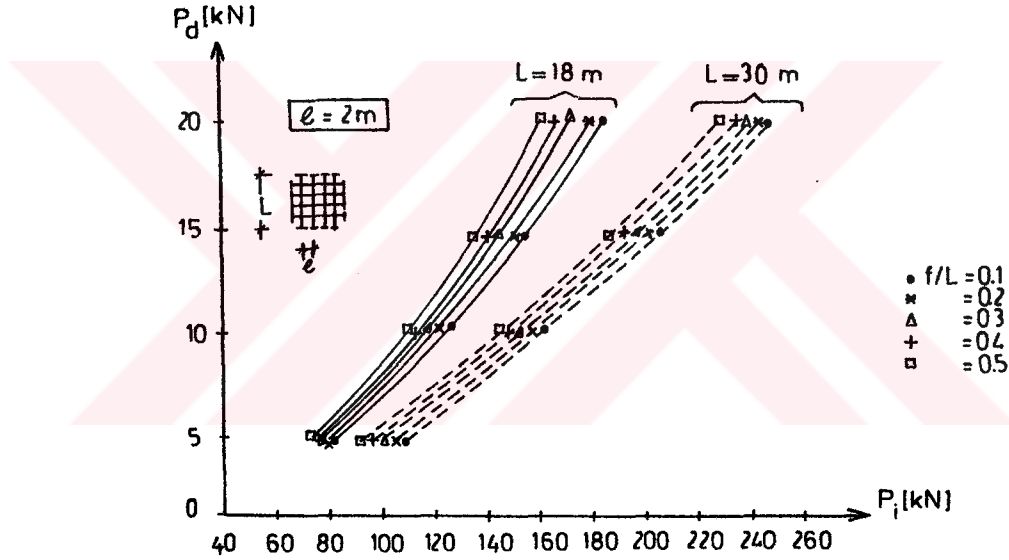


Şekil 5-10. Düşey deplasman ile kablo oku ve enkesiti arasındaki ilişki

Tip I olarak tanımlanan kablolu taşıyıcı sisteme ait kabloların enkesiti artırıldığında, düşey deplasmanların hızla azaldığı ve yüzey eğriliğinin artırılması halinde de düşey deplasmanlarda, azalmaların meydana geldiği Şekil 5-10b 'den açıkça görülmektedir.

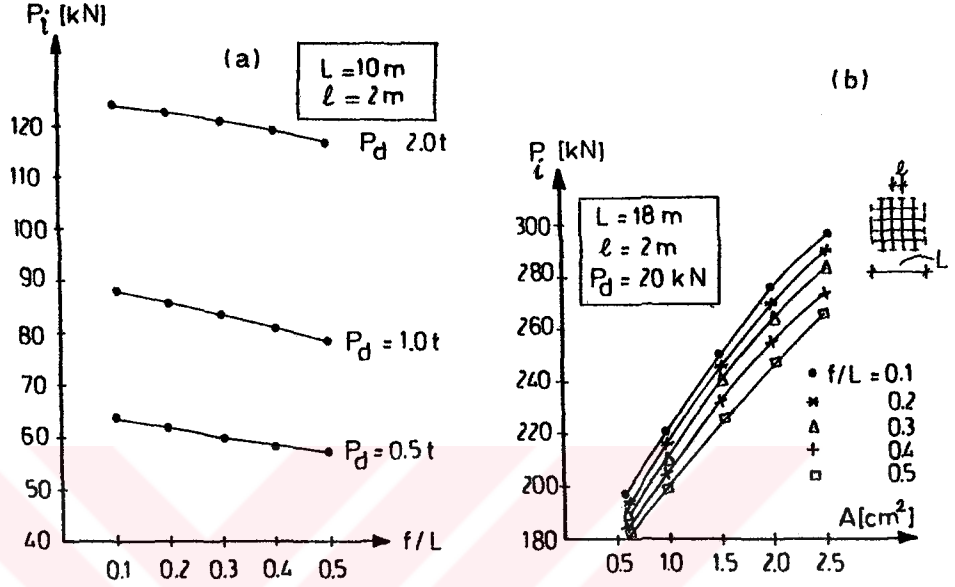
5.2.1.6. Dış Yük-İç Kuvvet İlişkisi

Şekil 5-11 'de aynı kablo aralıkları ile farklı açıklıkta düzenlenmiş iki hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemin, çeşitli kablo oku-açıklık oranları gözönünde tutularak dış yük-iç kuvvet bağıntısı ele alınmıştır.



Şekil 5-11. Dış yük-iç kuvvet ilişkisi

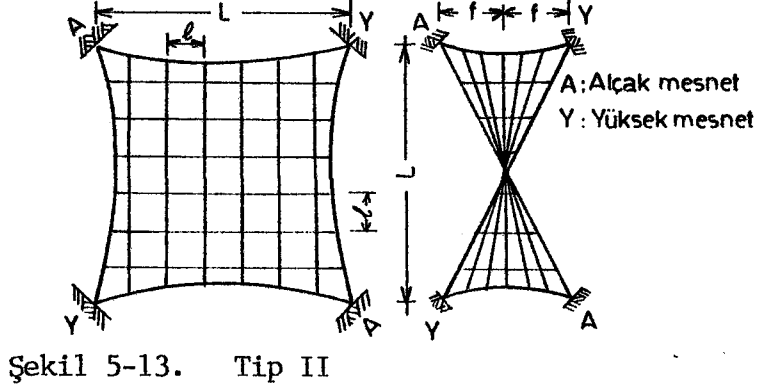
Şekilden görüldüğü gibi dış yük arttıkça, kablo çekme kuvveti de artmaktadır. Ayrıca, kablo aralığı sabit kalırken açıklık artırıldığında, aynı dış yükler altında daha büyük iç kuvvetler elde edilmektedir. Fakat burada, açıklık artarken düğüm noktalarının sayısının da arttığı, dolayısıyla sisteme gelen toplam dış yükün de artacağını gözden kaçırmamak gerekmektedir. Ayrıca açıklık sabit tutulurken kablo oku artırıldığında, çekme kuvvetinde belirli bir azalma ortaya çıkmaktadır (Şekil 5-12).



Şek 5-12. (Kablo oku/açıklık) oranı ve enkesit artırımlarının iç kuvvete etkisi

Daha önce, aynı dış yük altında kablo okunun artırılması halinde iç kuvvetin azaldığı Şekil 5-12a yardımıyla saptanmıştı. Buna paralel olarak, kablo enkesitinin büyütülmesi halinde ise iç kuvvetlerinin artacağı Şekil 5-12b 'den görülmektedir. Bu artış, yüzey eğrilğine de bağlı olmakta ve yüzeyin sehim arttıkça iç kuvvet daha düşük değerler almaktadır.

5.2.2. TİP II : Kare Planlı, Kenar Kablolu Öngergilendirilmiş
Ortogonal Hiperbolik Paraboloid Uzak Kablo
Taşıyıcı Sistem



Şekil 5-13. Tip II

Şekil 5-13 'de öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kenar kablolu uzak taşıyıcı sistemin üstten ve yandan görünüşleri yer almaktadır.

Parametrik çalışma, $\lambda = 2$ m olan kablo aralıkları ile dört farklı açıklık için ele alınmıştır. $L = 10 ; 14 ; 18 ; 22 ; 26$ ve 30 m 'ler için yürütülen uygulamalarda, (5.2) denklemi ile ifade edilen ve iç kablo enkesitinin kenar kablo enkesitine oranı olan $\lambda = 0,1$ olarak dikkate alınmıştır.

Diğer λ oranlarının ortaya çıkardığı farklılıklar çatı yüzeyinin eğimi de dikkate alınarak yakından izlenmiştir. Aynen bir önceki tip-te (TİP I) olduğu gibi beş farklı hiperbolik-paraboloid yüzey eğriliği dikkate alınmıştır (Tablo 5-1).

Bölüm 5.2.1 'de yer alan notasyonlar ve değerler aynen geçerli olmakla birlikte,

$$\lambda = \frac{A_i}{A_k} \quad (5.2)$$

A_i : iç kablo enkesiti (cm^2)

A_k : kenar kablo enkesiti (cm^2)

λ : kablo enkesitleri arasındaki oran

$P_{\ddot{o}i}$: iç kabloları uygulanan öngergi kuvveti (N)

$P_{\ddot{o}k}$: kenar kabloları uygulanan öngergi kuvveti (N)

olup,

$$A_i = 0,561 \text{ cm}^2$$

$$A_k = 5,000 \text{ cm}^2$$

$$P_{\ddot{o}i} = 40 \text{ kN}$$

olarak saptanmış ve uygulanmıştır.

5.2.2.1. Öngergilendirme

Bölüm 5.2.1.1. 'de sözü edilen kablolar bu tip için de kullanılmış ve her iki doğrultuda birbirine dik olarak düzenlenen iç kabloları sabit $P_{\ddot{o}i} = 40 \text{ kN}$ 'luk öngergi kuvvetleri uygulanmıştır. Bu değer Bölüm 5.2.1.1. 'de seçilen kablonun burada da aynen kullanılmak istenmesinden yola çıkılarak saptanmıştır. Bu değer ayrıca, sözü edilen kablonun üretici firma tarafından verilen 81 kN 'luk kopma yükünün yaklaşık % 50 'sine karşı gelmektedir. Bilindiği üzere bu yüzde, literatürde [5] [6] yer almakta ve malzemenin lineer-elastik olarak kabulüne olanak vermektedir.

Şunu belirtmek gerekir ki, seçilen kenar kablo kuvvetinin değişken olarak gözönüne alınması gerekmektedir ki, sabit iç kablo öngergi kuvvetleri ile bir denge konumuna ulaşılabilsin. Kenar kablo kuvvetleri değişken alındığında öngergi kuvvetinin seçiminde hassas davranmaya gerek yoktur, zira sözü edilen kenar kablo kuvveti sıfır olarak verildiği takdirde hiçbir sorun çıkmamakta ve sabit iç kablo öngergi kuvvetleri ile kenar kablo kuvvetleri kendi aralarında dengelenebilmektedirler.

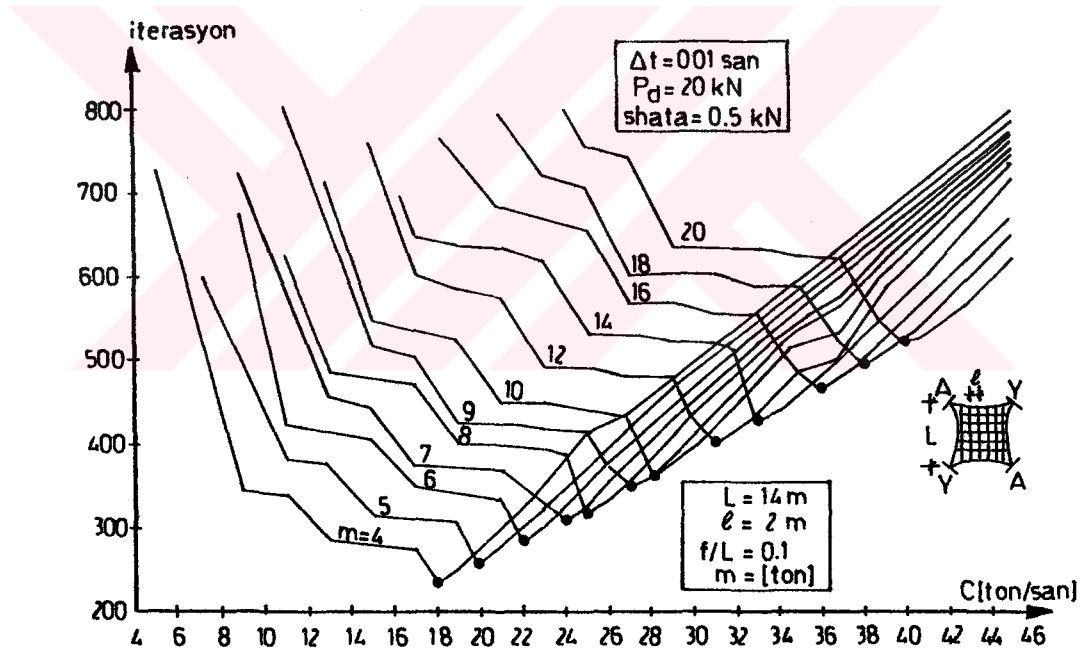
Daha önce Bölüm 1.2.1.4 'de de ele alındığı gibi Tuğcu ve Greenberg [23], iç kablo-dış kablo oranları ve kenar kablo okunun kablolu taşıyıcı sistemin taşıma kapasitesine etkisini ele almışlardır. Yürüttükleri parametrik çalışma sonucunda, kenar kablonun

rijitliğinin, enkesitinin veya eğriliğinin artırılması halinde kablolu taşıyıcı sistemin yük taşıma kapasitesinin düştüğünü gözlemlemişlerdir.

5.2.2.2. Dış Yükleme

Yürütülen parametrik çalışmada tüm yapısal değişkenler için, kenar kablolu hiperbolik paraboloid kablolu taşıyıcı sistemin her bir düğüm noktasına $P_d = 20 \text{ kN}$ 'luk tekil düşey dış yükler uygulanmış ve simetrik yükler altında sistem ve çözüm parametrelerinin etkileri izlenmiştir.

5.2.2.3. Noktasal Kütle ve Sönüm Katsayısının Çözüm Süresine Etkisi

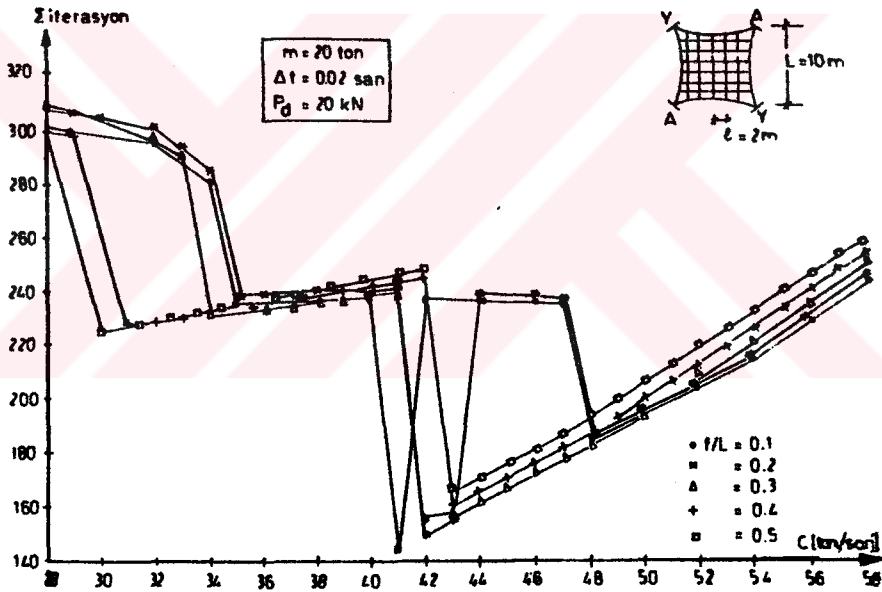


Şekil 5-14. Sönüm katsayılarının çözüme etkisi

Şekil 5-14'de açıklığı $L = 14 \text{ m}$ ve kablo aralığı $l = 2 \text{ m}$ olan kenar kablolu hiperbolik-paraboloid yüzeyin $m = 4-20$ tonluk noktasal kütle değerleri ile çeşitli sönüm katsayılarının kullanılması halinde statik çözüm için gerekli iterasyon sayıları gösterilmiştir. Bu şekilden görülebileceği gibi, her bir m -düğüm noktası noktasal kütlesi için çizilen eğriler bir minimumdan geçmekte ve kritik sönümüne karşı gelen bu değerle statik çözüme gidildiğinde, en optimum bilgisayar süresine ulaşılmaktadır.

Daha önce Bölüm 5.2.1.3 ' de değinildiği gibi, m-noktasal kütle değerinin küçük seçilmesinin daha uygun olduğu izlenimi Şekil 5-14 de çok belirgin olmakla birlikte, bu eğrilerin belirli bir Δt -zaman adımı gözönüne alınarak çizildiklerini unutmamak gerekmektedir. Sürdürülen çalışmalarda çeşitli noktasal kütle değerlerinin seçilmesi ve ayrıca karşı gelen kritik sönüm katsayılarının saptanarak integrasyonun da maksimum Δt adımları ile yürütülmesi halinde, çözümün aynı iterasyon sayısı ile elde edildiği görülmüştür. Bu durumda m-değerinin keyfi olarak seçilebileceği açıkça ortaya çıkmaktadır.

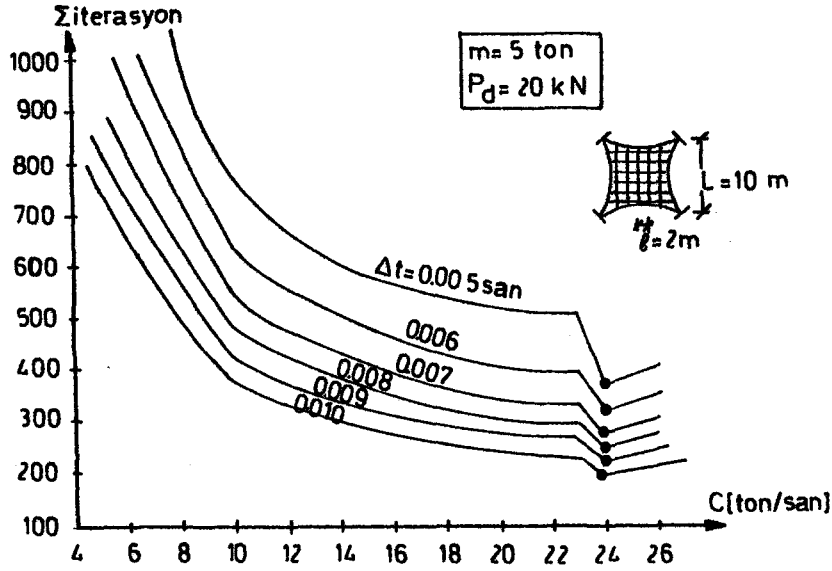
Bu karakteristik eğriler daha yakından izlenmek istendiğinde, kablo okunda yapılacak değişikliklere olan duyarlılığını da gözönünde tutmak gerekmektedir.



Şekil 5-15. Sönüm katsayısının çözüme etkisi

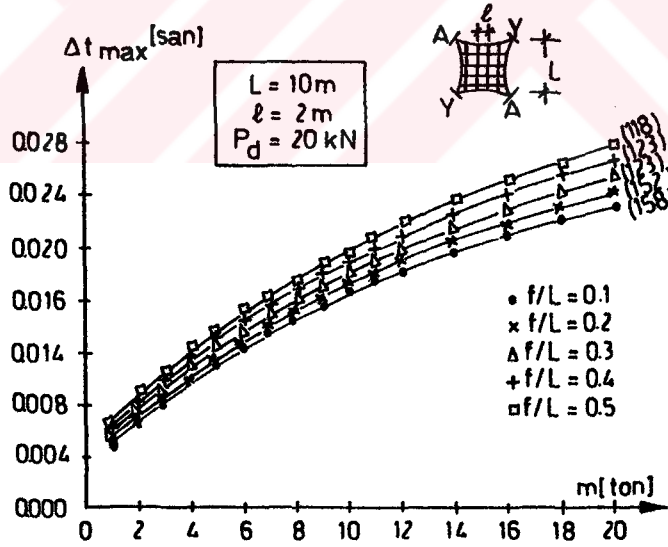
Şekil 5-15 'de beş farklı kablo oku uygulamasına ait diyagramlarda, kablo oku arttıkça kritik sönüm katsayısının da belirli bir miktar arttığı gözlenmektedir.

Şekil 5-16 'da ise noktasal kütle değeri sabit tutulmuş ve Δt -integrasyon adımı ne olursa olsun, kritik sönüm katsayısının aynı kaldığı ve Δt - adımı arttıkça statik çözüm için gerekli iterasyonların azaldığı izlenmiştir.



Şekil 5-16. İntegrasyon adımının çözüme etkisi

5.2.2.4. Noktasal Kütle ve Buna Karşı Gelen Kritik Sönüm Katsayısı ile Maksimum İntegrasyon Adımı Arasındaki İlişki



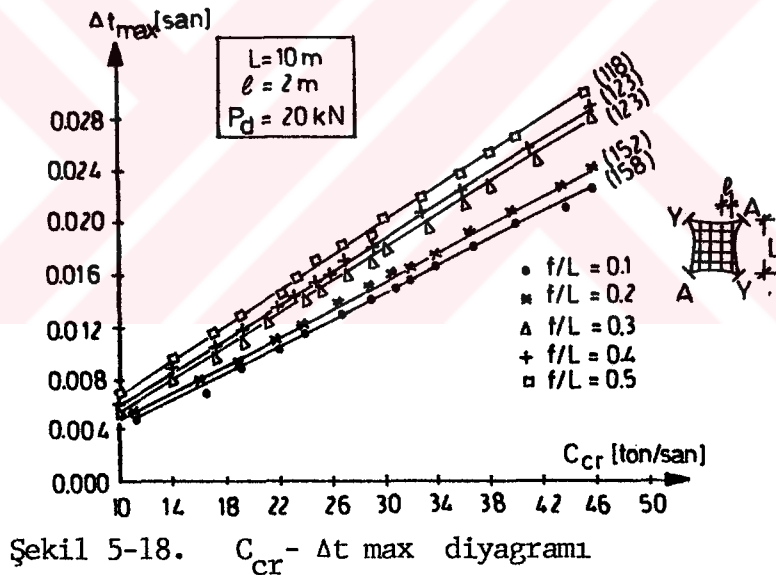
Şekil 5-17. Kütle ve maksimum integrasyon adımı ilişkisi

Şekil 5-17 'de seçilen farklı noktasal kütle değerlerine karşı gelen C_{cr} -kritik sönüm katsayılarının kullanılması halinde nümerik instabilite oluşturmayacak şekilde uygulanabilecek en büyük Δt -integrasyon adımları görülmektedir. Bilindiği üzere bu diyagram, nonlineer statik çözüm için minimum bilgisayar hesaplama süresini vermektedir.

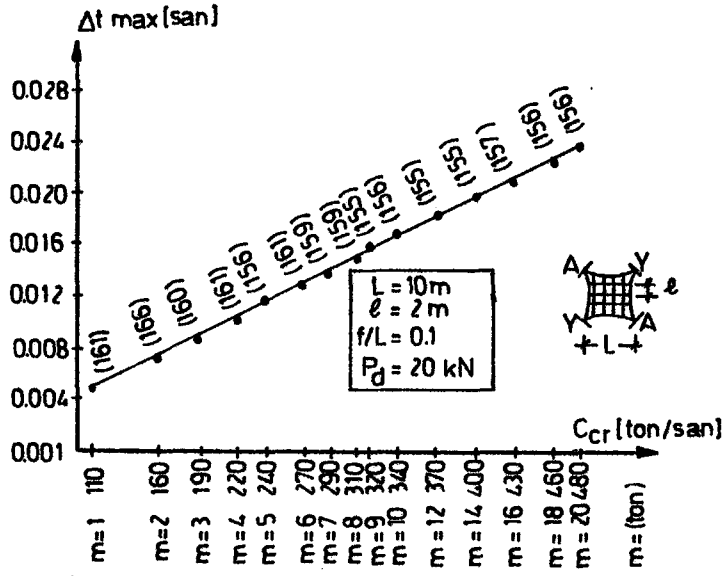
Parantez içindeki değerler, optimum bilgisayar sürelerine karşı gelen ortalama iterasyon sayılarını göstermektedir.

Şekilden açıkça görülmektedir ki, seçilen noktasal kütle değeri büyüdükçe, bu değere karşı gelen kritik sönüm katsayısı da kullanılmak kaydıyla, maksimum integrasyon adımı Δt de büyümektedir. Ayrıca Bölüm 5.2.1.4 'de ele alınan Tip I 'in aksine, Tip II 'de kablo oku arttıkça Δt -integrasyon adımının üst sınırı giderek yükselmektedir.

Söz konusu diyagram, bu sefer de kritik sönüm katsayıları için çizilecek olursa, nümerik integrasyonda kullanılabilecek maksimum Δt -zaman adımları elde edilmektedir (Şekil 5-18). Diyagramdaki her bir farklı işaretli nokta, yürütülen parametrik çalışmada seçilen m_1 -noktasal kütle değerlerine karşı gelmektedir ki, bunlar da $m_1 = 1-20$ ton arasında yer alacak şekilde saptanmış ve uygulanmıştır.



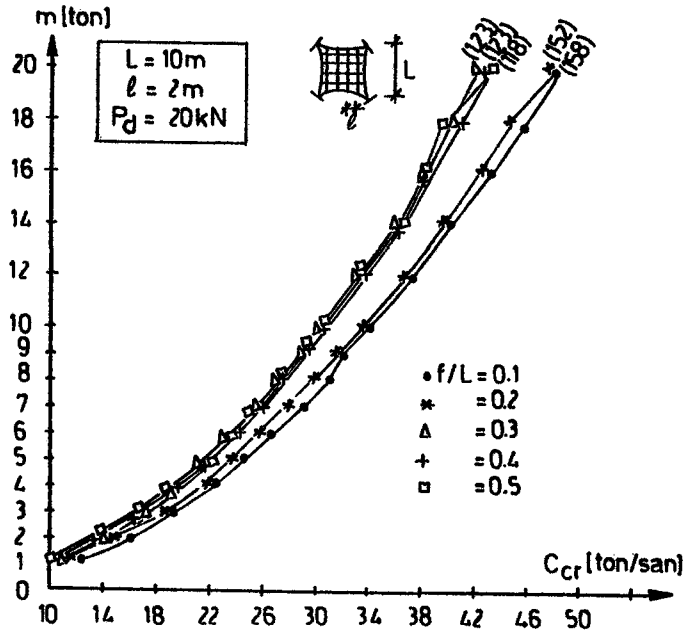
Şekil 5-18 'de yer alan doğrulardan sadece biri yakından incelendiğinde, seçilen her bir noktasal kütleyle bir kritik sönüm katsayısının karşı geldiği ve bu değer kullanılarak maksimum Δt -zaman adımı ile integrasyon sürdürüldüğünde, statik çözüm için gerekli sürenin, diğer bir deyişle toplam iterasyon sayısının her m_1 -değeri için aynı kaldığı Şekil 5-19'dan açıkça görülmektedir.



Şekil 5-19. C_{cr} - Δt_{max} ilişkisi

Tip II için yürütülen parametrik çalışmada, noktasal kütle ile maksimum integrasyon adımı arasındaki ilişki yanında, kritik sönüm katsayısı ve maksimum integrasyon adımı arasındaki etkilenişim ortaya konulmuştur. Noktasal kütlelerin buna karşı gelen kritik sönüm katsayısına olan etkisi ele alındığında bunun lineer olmadığı görülmektedir. (Şekil 5-20). Uygulanan noktasal kütle değeri arttıkça kritik sönüm katsayısı büyümekte ve kablo oku artarken bir miktar azalmaktadır. Ayrıca, kablolu taşıyıcı sistemin yüzey eğriliğinin arttırılması halinde, statik çözüme ulaşılması için gereken iterasyon sayısında bir miktar azalma görülmektedir.

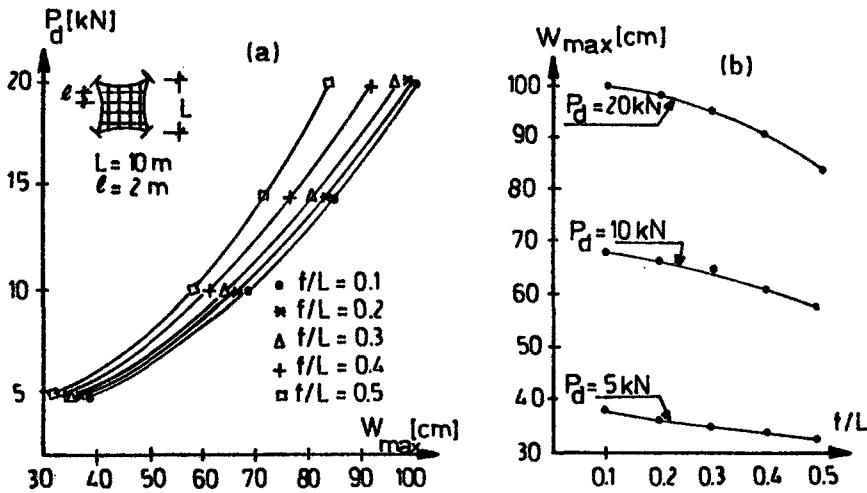
Tip I 'e ait Şekil 5-8 ile kıyaslandığında ise, kenar kablolu taşıyıcı sistemlerin statik çözümü için daha fazla iterasyonun gerektiği ortaya çıkmaktadır.



Şekil 5-20. $m-C_{cr}$ diyagramı

5.2.2.5. Dış Yük-Deplasman İlişkisi

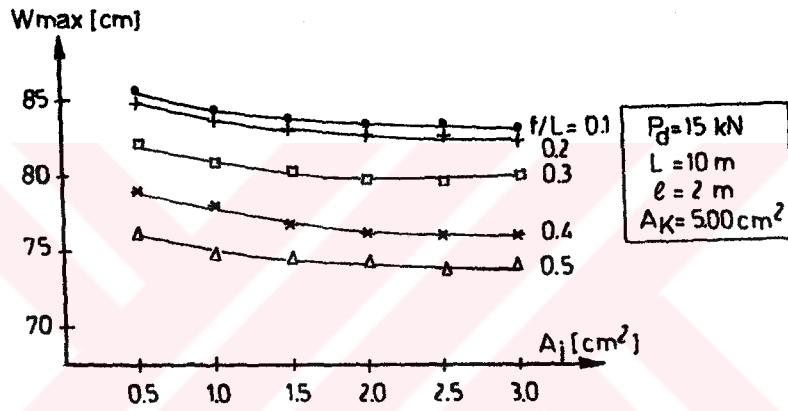
Şekil 5-21 'de, etkiyen simetrik dış yükler altında ele alınan öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemin w -düşey maksimum yer değiştirmesi, farklı yüzey eğrilikleri de gözönünde bulundurularak gösterilmiştir. Şekil 5-21a 'daki nonlineer davranıştan görüldüğü



Şekil 5-21. Farklı yüzey eğrilikleri için dış yük-deplasman ilişkisi

gibi, dış yük arttıkça deplasmanlar artarken, dış yükün artış hızı ile deplasmanların artış hızının aynı oranda olmadığı görülmektedir. Şekil 5-21b 'de ise, yüzey eğriliğinin artırılmasının düşey deplasmanlarda azalmalar meydana getirdiği gözlemlenmektedir.

Kenar kablo enkesiti sabit tutulurken iç kablo enkesitinin artırılması halinde, düşey deplasmanlarda azalmalar meydana gelmektedir. Bu olgunun farklı yüzey eğrilikleri için de aynen geçerli olduğu Şekil 5-22 'den açıkça görülebilmektedir.

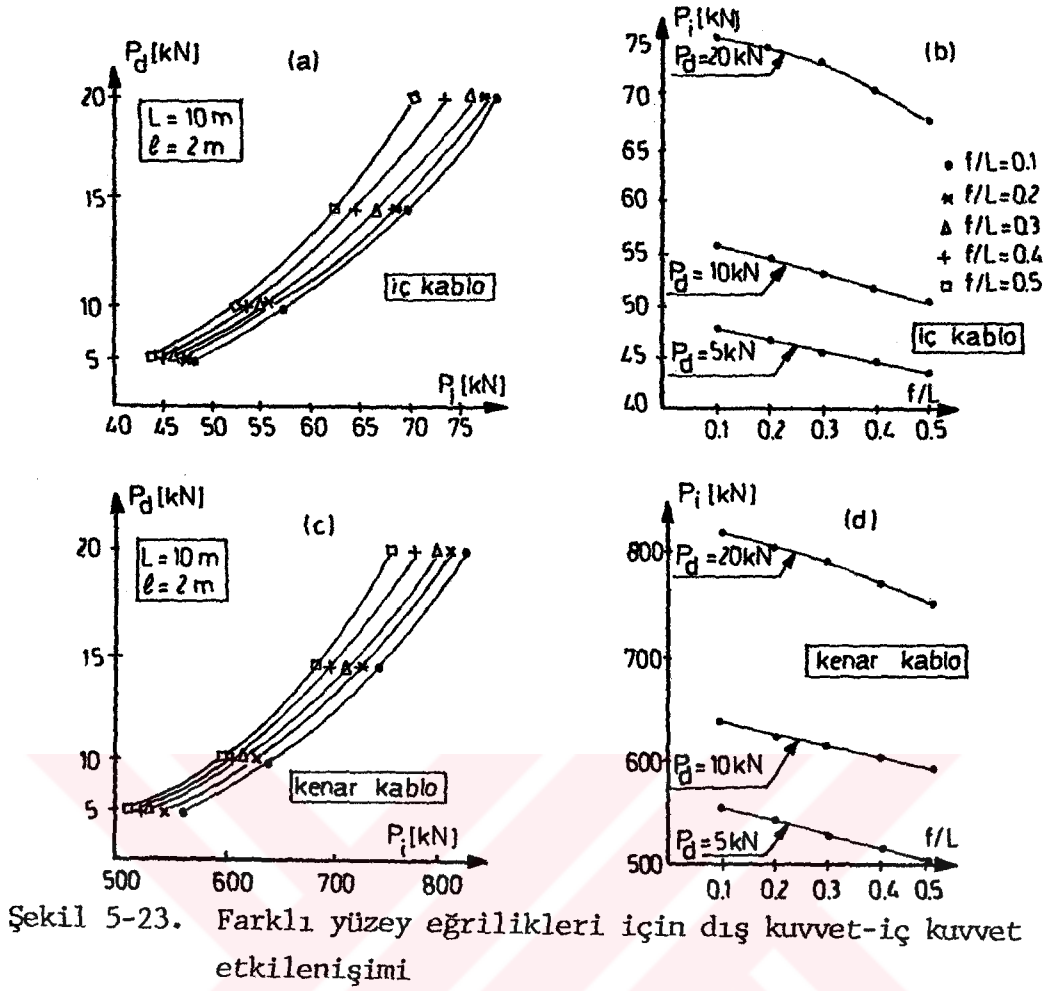


Şekil 5-22. Kablo enkesiti-deplasman ilişkisi

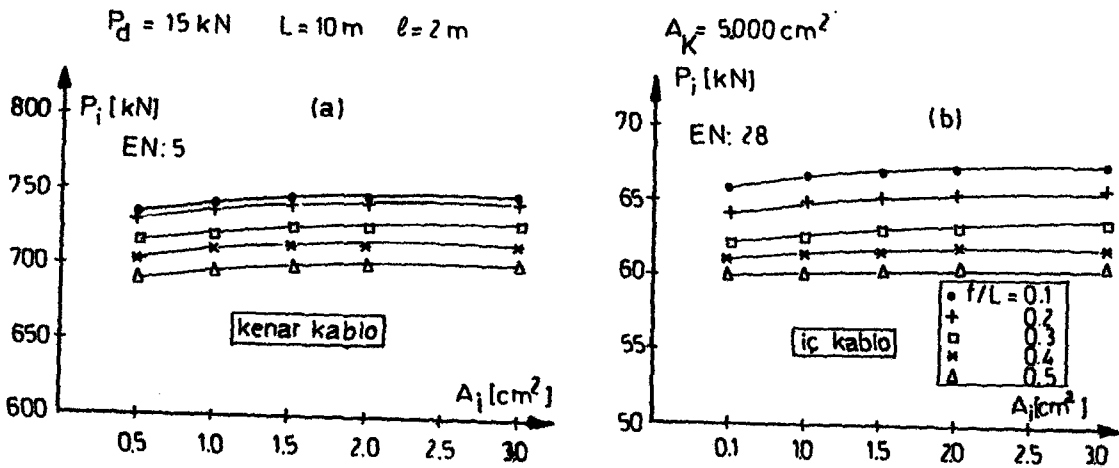
5.2.2.6. Dış Yük-İç Kuvvet İlişkisi

Gerek Şekil 5-23a ve b 'de yer alan iç kablolar, gerekse Şekil 5-23c ve d 'de yer alan kenar kablolarda, dış yük arttıkça iç kuvvet artmakta, fakat yüzey eğriliğinin artırılması halinde ise iç kuvvet azalmaktadır.

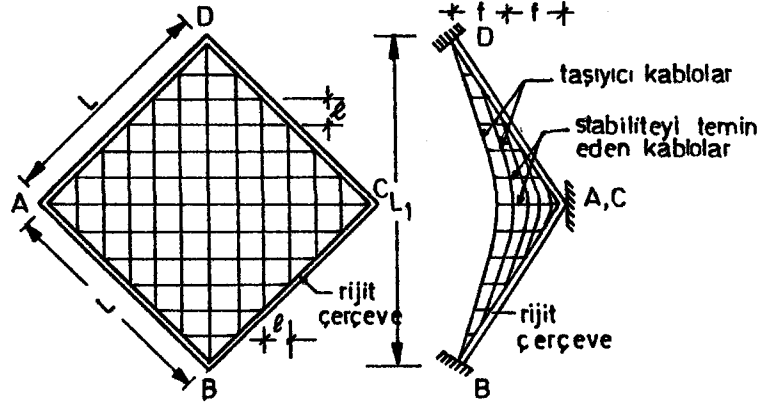
Aynı dış yük altında kenar kablo enkesiti sabit tutulup, kablo enkesiti artırılırken iç kuvvetin değişimi incelendiğinde, gerek kenar kablo gerekse iç kabloya ait iç kuvvetlerde belirli bir artım saptanmaktadır.



Kablolu taşıyıcı sistemlerin yüzey eğrilikleri kablo iç kuvvetlerini oldukça etkilemektedir. Yüzey eğriliği artırıldığında, kablo iç kuvvetleri azalarak daha düşük değerler almaktadır (Şekil 5-24 a ve b).



5.2.3. TİP III : Rijit Kenar Mesnetli, Eşkenar Dörtgen Planlı
Öngergilendirilmiş Ortogonal Hiperbolik-Paraboloid
Uzay Kablolu Taşıyıcı Sistem



Şekil 5-25. Tıp III

Şekil 5-25 'de rijit bir çerçeveye mesnetlendirilmiş, eşkenar dörtgen planlı hiperbolik-paraboloid uzay kablolü taşıyıcı bir sistem görülmektedir. Kabloların ana diyagonallere paralel olarak düzenlendiği bu tipte, daha önce ele alınan Tip I ve Tip II ' ye ait sistemlerde yer alan kabloların aksine, bir doğrultuda uzanan kablolar taşıyıcı kabloları, bunlara dik doğrultuda yer alan ve ters eğrilikli olarak teşkil edilen kablolar ise sistemin stabilitesini kontrol eden kabloları oluşturmaktadır.

Parametrik çalışmada, yine altı farklı açıklık ($L_1 = 10; 14; 18; 22; 26; 30$ m) ele alınmış ve kablolü taşıyıcı sisteme ait kablolar, mesnetleri birbirine bağlayan ana kablolarla paralel olacak şekilde düzenlenmişlerdir. Tip I ve Tip II için sürdürülen parametrik çalışmalar ile bir benzerlik kurmak amacıyla ele alınan kablolü taşıyıcı sistemlerin eşkenar dörtgen planlarına ait kenar boyları, söz konusu kare planlı kablolü taşıyıcı sistem tiplerine ait kenar boylarına eşit alınmasına özen gösterilmiştir. Ayrıca kablo aralıkları, daha önce ele alınan sistemlerdeki gibi sabit değerde ve $\lambda = 2$ m olarak düzenlenmek istenmişse de, yukarda sözü edilen kablo konfigürasyonu nedeniyle bu gerçekleştirilememiştir. Bunun yerine, mesnetleri birbirine bağlayan her iki ana diyagonal kablolarının, kablo aralıkları

yaklaşık 2 metre olacak şekilde eşit aralıklarla bölünmesi yeğlenmiş ve böylece kenar bölgeler hariç olmak üzere eşit kare gözler oluşturulmuştur.

Tablo 5-2 'de, ele alınan kablolu taşıyıcı sistemin eşkenar dörtgen planına ait kenar boyları ve karşı gelen kablo aralıkları görülmektedir.

Tablo 5-2. Kablolu taşıyıcı sistem kenar açıklıkları ve karşı gelen kablo aralıkları

L_i	l_i
10 m	2,36 m
14 m	2,47 m
18 m	2,55 m
22 m	2,59 m
26 m	2,63 m
30 m	2,65 m

Yine daha önce ele alınan tipler için sürdürülen uygulamalarda olduğu gibi, yüzey eğriliği, Tablo 5-1 'de verilen beş farklı oranlar gözönüne alınarak parametrik çalışmaya uyarlanmıştır.

Bölüm 5.2.1 'de ele alınan Tip I için geçerli tüm notasyon ve değerler, Tip III için de aynen geçerli kılınmış ve böylece ilerde yapılabilecek bir kıyaslamaya olanak tanımıştır. Bu nedenle de

kablo enkesiti	$A = 0,561 \text{ cm}^2$
elastisite modülü	$E = 15.000 \text{ kN/cm}^2$
öngergi kuvveti	$P_{\text{ö}} = 40 \text{ kN}$
dış yük	$P_d = 20 \text{ kN}$

olarak hesaplara sokulmaktadır.

5.2.3.1. Öngergilendirme

Literatürde [5], [6] belirtildiği gibi, öngergi kuvvetinin dış yükler altındaki sisteme ait hiçbir kabloda basınca geçerek boşalma meydana gelmeyecek şekilde saptanması ve uygulanması gerekmektedir.

Bu nedenle öngergi kuvveti, her iki doğrultuda birbirlerine göre ters eğrilikli olarak düzenlenen kablolarla eşit miktarda ve sabit olarak uygulanmıştır. Kablolar Bölüm 5.2.1.1. 'de verilen özellikle seçilmiş ve bu nedenle üretici firmanın katalogunda yer alan 81 kN luk kopma yükünün yaklaşık %50 'si [5],[6] öngergi kuvveti olarak saptanmıştır ($P_g = 40$ kN). Bu değer tüm kablolarla sabit uygulanması nedeniyle kablolarla boşalarak gevşemeler söz konusu olmamıştır. Sabit öngergi kuvvetleri altında denge konumuna karşı gelen geometrinin saptanmasında Bölüm 3.1.1 gözönüne alınarak nonlineer analiz yürütülmüştür.

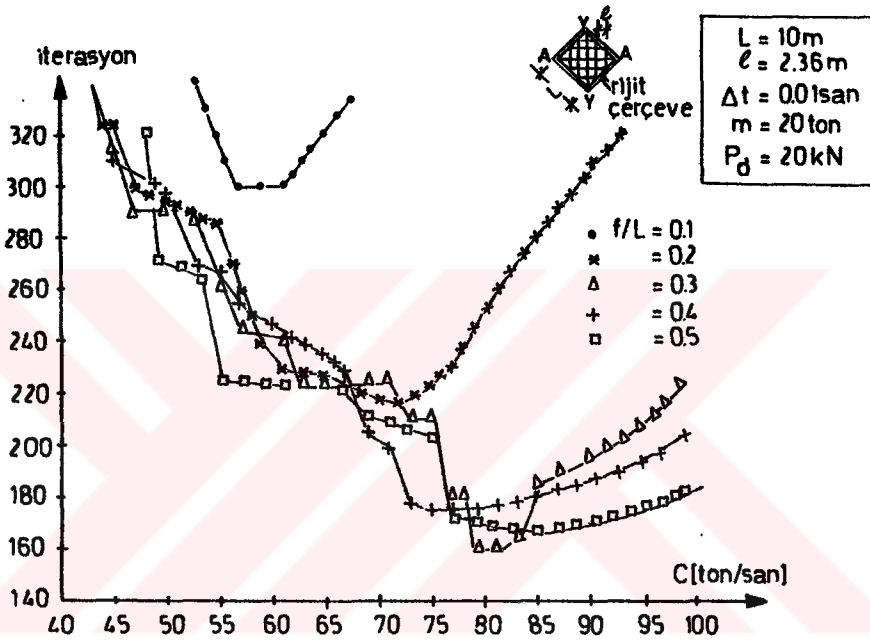
5.2.3.2. Dış Yükleme

$P_d = 20$ kN değerindeki düşey yükler gözönüne alınan ve Tip III olarak tanımlanan öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemin tüm düğüm noktalarına eşit ve simetrik olarak etkitilmiştir.

5.2.3.3. Noktasal Kütle ve Sönüm Katsayısının Çözüm Süresine Etkisi

Çeşitli açıklıklar için sürdürülen parametrik çalışmaları en iyi şekilde temsil eden herhangi bir açıklıktaki kablolu taşıyıcı sistem ele alındığında ve sönüm katsayıları ile çözüm için gerekli iterasyon miktarları arasındaki ilişki incelendiğinde, eğrilerin karakterinin Tip I ve Tip II için elde edilenlerden farklı olduğu görülmektedir. Daha önce Tip I ve Tip II için sürdürülen çalışmalarda seçilen noktasal kütle değerine ve de eğrilerin minimumuna karşı gelen kritik sönüm değerlerinin muntazam bir şekilde birbirini izleyerek ard arda sıralandığı gözlemlenmişti (Şekil 5-2 ve 5-14). Hatta çeşitli (kablo oku/açıklık) oranları için de kritik sönüm katsayıları muntazam bir

şekilde ard arda gelmekteydi (Şekil 5-3 ve 5-15). Yukarıda açıklanan kablo oku/açıklık oranları ile ilgili özelliğin, Tip III için sürdürülen çalışmada ortadan kalktığı ve çeşitli f/L -oranlarına ait eğrilerin karakterlerinin birbirinden farklılaştığı Şekil 5-26 'dan açıkça görülmektedir. Yine de, her bir yüzey eğriliğine karşı gelen eğriler, daha önceki parametrik çalışmalarda da görüldüğü gibi, kritik sönüme karşı gelen bir minimumdan geçmekte ve böylece bu değerin kullanılması durumunda statik çözüme en optimum iterasyon sayısı ile ulaşılmaktadır.

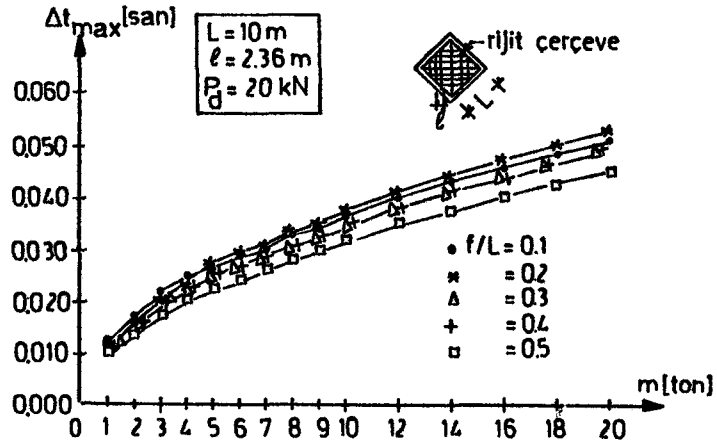


Şekil 5-26. Sönüm katsayısının statik çözüm süresine etkisi

5.2.3.4. Noktasal Kütle ve Buna Karşı Gelen Kritik Sönüm Katsayısı ile Maksimum İntegrasyon Adımı Arasındaki İlişki

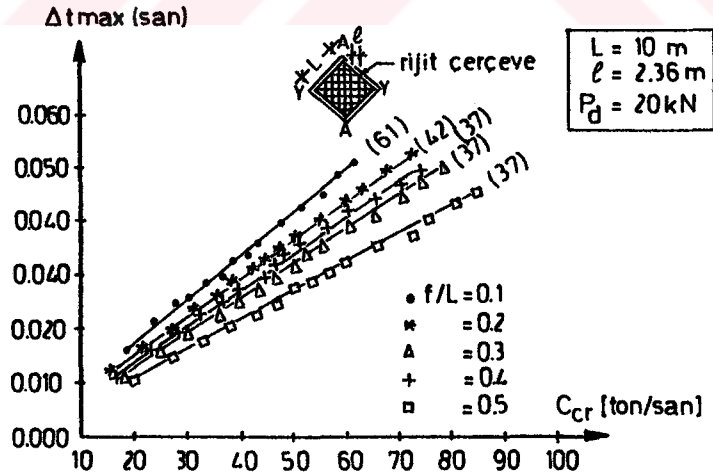
Statik çözümün minimum iterasyon sayısı ile gerçekleştirilmesini sağlayan kritik sönüm katsayıları gözönünde tutularak çeşitli noktasal kütle değerleri ile integrasyon adımının maksimum değeri arasındaki etkileşim incelendiğinde, daha önce ele alınan tiplerde olduğu gibi bunun da parabolik bir karakter gösterdiği Şekil 5-27'den açıkça görülmektedir.

Ayrıca, Bölüm 5.2.1.4 'de ele alınan Tip I ile ilgili uygulamadaki Şekil 5-5 'e benzer olarak, kablo oku artırıldığında Δt -integrasyon adımının üst limitinin düştüğü gözlemlenebilmektedir.



Şekil 5-27. Noktasal kütle-maksimum integrasyon adımı ilişkisi

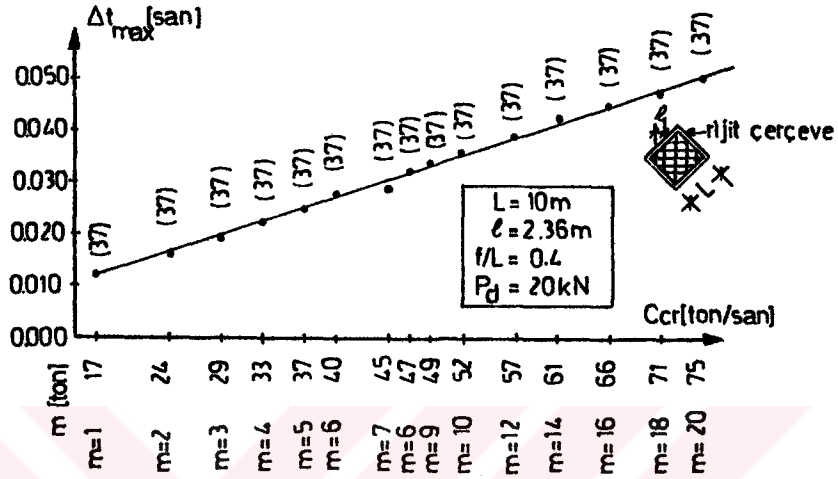
Aynı diyagram, çeşitli noktasal kütle değerleri gözönüne alınarak karşı gelen kritik sönüm katsayıları için düzenlendiğinde (Şekil 5-28) Δt integrasyon adımının, gerek noktasal kütle değerinin, gerekse buna bağlı olarak kritik sönüm katsayısının artması halinde daha büyük değerler alarak büyüdüğü görülmektedir. Δt - üst limitinin azalması, kablo yüzeyinin eğriliğinin artmasıyla ortaya çıkmaktadır. Statik çözüm için gereken iterasyon miktarı ise, yüzey eğriliği arttıkça giderek azalmaktadır.



Şekil 5-28. Kritik sönüm katsayısı ile maksimum integrasyon adımı arasındaki ilişki

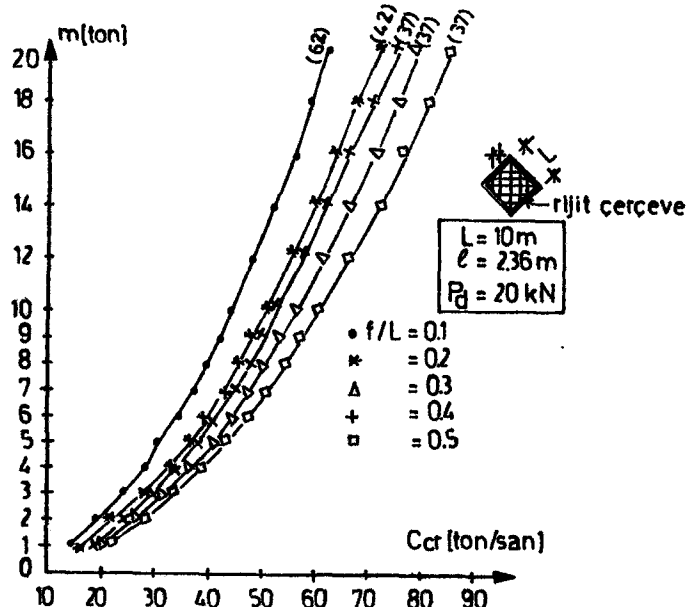
Bu diyagramda her bir nokta, $m_1 = 1-20$ ton arasında yer alan 15 adet farklı noktasal kütle değerlerine karşı gelmekte ve parantez içindeki değerler ise, statik çözüme ulaşıldığı andaki toplam iterasyon sayısının ortalama değerini belirtmektedir.

Bu doğrulardan sadece biri ele alınıp yakından incelendiğinde, iterasyon sayılarının her farklı m_i -kütle değeri için sabit kaldığı görülmektedir ki, bu da m_i 'nin başlangıçta keyfi olarak seçilebileceğini göstermektedir. Noktasal kütlelerin seçilen değeri, sadece (4.18) bağıntısı ile kritik sönüm katsayısının hesaplanmasında devreye girmektedir (Şekil 5-29).



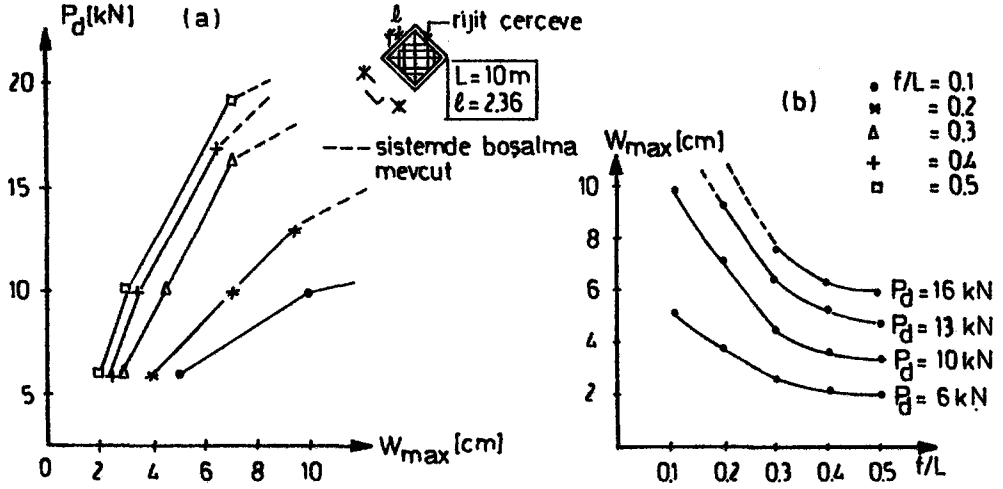
Şekil 5-29. C_{cr} - Δt_{max} ilişkisi

Şekil 5-30'da ise noktasal kütle ile karşı gelen kritik sönüm katsayısı arasındaki ilgi görülmektedir. Noktasal kütlelerin ve hatta bu bölümde gözönüne alınan kablolu taşıyıcı sistemin yüzey eğriliğinin artması ile kritik sönüm katsayısı da artmaktadır.



Şekil 5-30. m - C_{cr} ilişkisi

5.2.3.5. Dış Yük-Deplasman İlişkisi



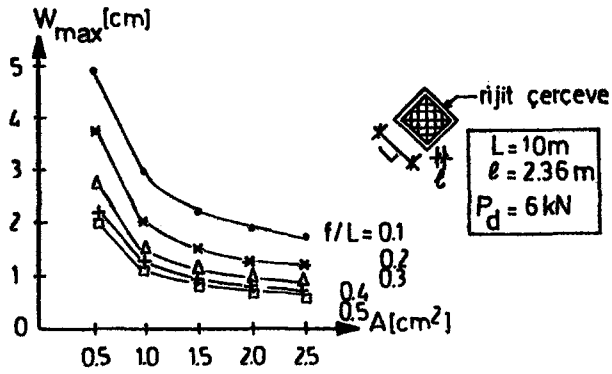
Şekil 5-31. Dış yük ve yüzey eğriliği ile deplasman arasındaki ilişki

Şekil 5-31a 'da dış yükler altındaki kablolu taşıyıcı sisteme ait düşey deplasmanlar Tablo 5-1' de yer alan beş farklı yüzey eğriliği için elde edilmiştir. Tip III olarak tanımlanan kablolu taşıyıcı sistemlerde, Bölüm 5.2.3.2 'de gözüntüne alınan dış yükleme miktarının artırılması halinde, sistemin stabilitesini temin eden kablolardaki iç kuvvetler azalmakta ve belirli bir yük değerinden sonra ise basınca geçerek boşalmakta, böylece sistemin rijitliğini ve dış yük-deplasman ilişkisini yakından etkilemektedir.

Kablolu taşıyıcı yüzeyin eğriliği giderek arttırıldığında, düşey deplasmanların hızla azaldığı Şekil 5-31b 'den açıkça görülmektedir.

Tip III olarak tanımlanan hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemde kablo enkesitleri artırıldığında deplasmanların değişimi Şekil 5-32 'de görülmektedir. Aynı dış yük altında kablo enkesitleri büyütülerek sistem rijitleştirilirken, deplasmanlar da buna paralel olarak hızla azalmaktadır. Sözü edilen bu durum ayrıca kablo okunun da artırılması halinde, daha da hızlandırılmakta ve düşey

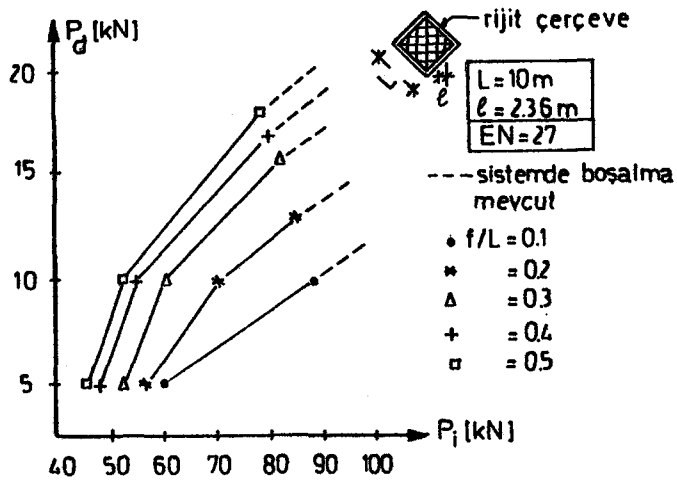
deplasmanlar giderek daha düşük değerler almaktadır.



Şekil 5-32. Kablo enkesiti-deplasman etkilenişimi

5.2.3.6. Dış Yük-İç Kuvvet İlişkisi

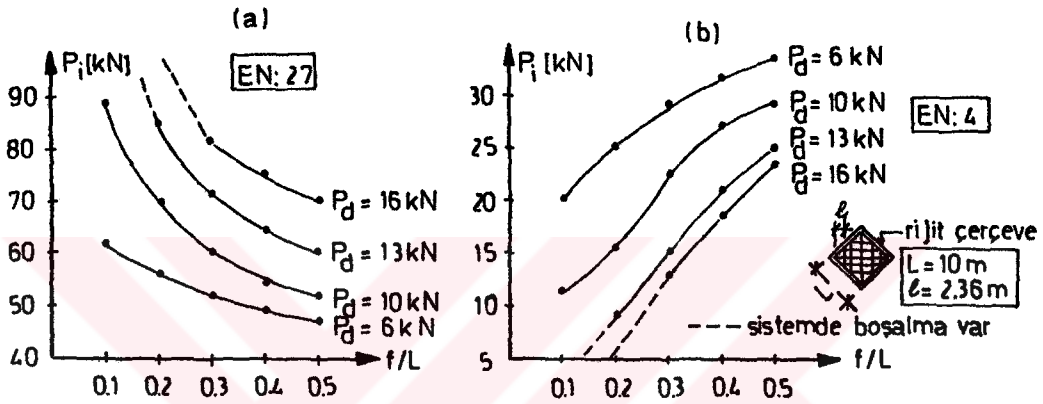
Tip III olarak ele alınan hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemde, ana diyagonallere paralel olarak düzenlenen kablo gruplarından biri taşıyıcı kabloları oluştururken, diğer doğrultuda ve ters eğrilikli olan kablolar ise sistemin rijitliğini kontrol etmektedir. Bu tür sistemlerde dış yükün belirli değerleri aşması halinde sistemin stabilitesini temin eden kablolarda elemanlar basınca geçerek boşalmakta ve dolayısı ile söz konusu bu kablolarda gevşemeler meydana gelmektedir. Sistemde kablo elemanların boşalmaya başladığı bu kritik dış yük değerine Bölüm 6 'da detaylı olarak değinilecektir.



Şekil 5-33. Dış yük-iç kuvvet ilişkisi

Şekil 5-33 'den görüldüğü gibi tatbik edilen dış yük arttıkça iç kuvvetler taşıyıcı kablolarda hızla artmakta, yüzey eğriliği artırıldığında ise kablo çekme kuvveti azalmaktadır.

Şekil 5-34 a 'da taşıyıcı kabloya ait çekme kuvvetlerinin yüzey eğriliğinden nasıl etkilendiği görülmektedir. Tam ortadaki 27 no'lu taşıyıcı kablo gözönüne alındığında, kablo iç kuvveti değerlerinin kablo oku arttıkça azaldığı anlaşılmaktadır. Taşıyıcı kablolarda dış yük artarken kablo çekme kuvvetlerinin de arttığı gözlemlenmektedir.

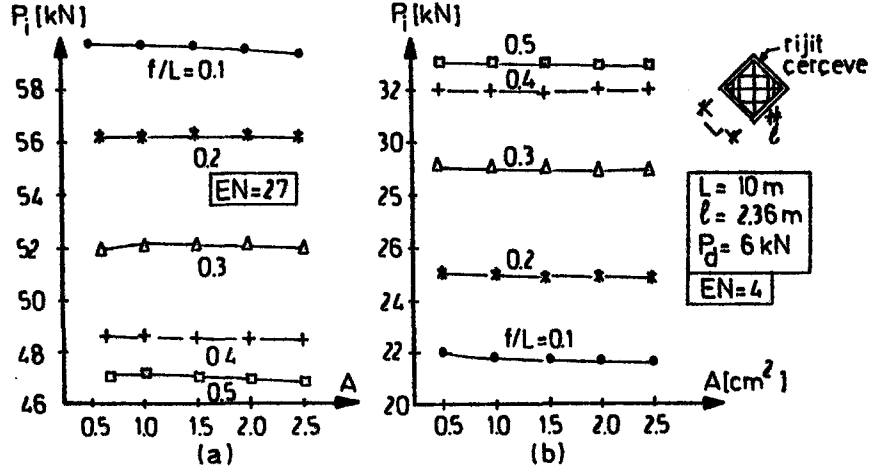


Şekil 5-34. Taşıyıcı ve sistemin stabilitesini temin eden kabloların iç kuvvetinin yüzey eğriliğinden etkilenişi

Bu olgu, sistemin stabilitesini temin eden kablolarda tamamen farklı olmaktadır. Dış yük arttırıldığında 4 no'lu kabloda iç kuvvetler azalırken, yüzey eğriliğinin arttırılması halinde ise iç kuvvetlerin giderek büyüdüğü Şekil 5-34b 'den açıkça görülmektedir.

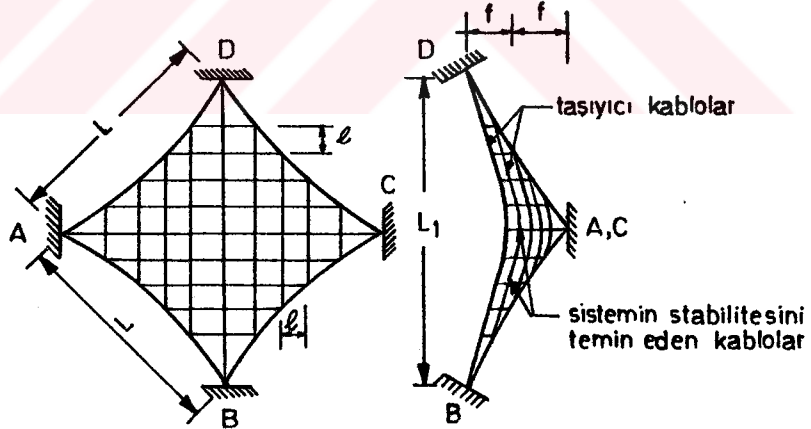
Şekil 5-34a ve b yakından incelendiğinde, kabloların basınca geçerek boşalmalarına neden olan kritik dış yük miktarının kablo okundan etkilendiği açıkça görülmektedir. Tip III olarak tanımlanan hiperbolik paraboloid kablolu taşıyıcı sistemlere ait kritik dış yük miktarı, yüzey eğriliği arttıkça daha büyük değerlerde oluşarak kablolarda gevşemeler meydana getirmektedir.

Şekil 5-35'den, her iki zıt eğrilikli kablo grubuna ait iç kuvvetlerin, enkesit değişimine karşı fazla duyarlı olmadığı açıkça görülmektedir.



Şekil 5-35. Zıt eğrilikli kablo gruplarına ait iç kuvvet ile kablo enkesiti arasındaki ilişki

5.2.4. TİP IV : Kenar Kablolu, Eşkenar Dörtgen Planlı Öngergilen-dirilmiş Ortogonal Hiperbolik Paraboloid Uzak Kablolu Taşıyıcı Sistem



Şekil 5-36. Tip IV

Tip IV olarak tanımlanan kablolu taşıyıcı sistem, Tip III 'ün bir benzeri olup kablolar rijit bir çerçeve yerine, kenar kablolarına mesnetlendirilmiştir.

Parametrik çalışmanın bu ilk bölümünde açıklık olarak $L=10$; 14; 18; 22; 26 ve 30 metreler ele alınmış ve beş farklı yüzey

eğriliği (Tablo 5-1) ve Tablo 5-2 'de yer alan sabit kablo aralıkları gözönünde tutulmuştur.

Tip III 'de yer alan notasyon ve değerlere ilaveten

$$A_i = \text{iç kablo enkesiti} \quad (\text{cm}^2)$$

$$A_k = \text{dış " " " " } \quad (\text{cm}^2)$$

$$P_{\text{öi}} = \text{iç kabloları uygulanan öngergi kuvveti} \quad (\text{kN})$$

$$P_{\text{ök}} = \text{kenar " " " " } \quad (\text{kN})$$

tanımlanmış ve

$$A_i = 0,561 \text{ cm}^2$$

$$A_k = 5,000 \text{ cm}^2$$

$$P_{\text{öi}} = 40 \text{ kN}$$

$$P_d = 20 \text{ kN}$$

bilgisayar programının giriş verileri olarak düzenlenmiştir. $P_{\text{ök}}$ değerlerinin seçimi ile ilgili bilgi, izleyen bölümde verilecektir.

5.2.4.1. Öngergilendirme

Bölüm 5.2.3.1 'de sözü edilen nedenden ötürü kenar kablolu bu taşıyıcı sistemde, taşıyıcı ve sistemin rijitliğini temin eden kabloları oluşan iç kabloları sabit bir öngergi kuvveti uygulanmış ve böylece öngergilendirme sonrası hiçbir elemanın basınca geçerek boşalmasına meydan verilmemiştir. İç kabloları uygulanan sabit öngergi kuvvetinin miktarı, 5.2.1.1 'de seçilen kablo enkesit ve özelliğine dayanılarak üretici firma tarafından verilen kopma yükünün literatürde [5], [6] tavsiye edilen yüzdesine (%50) bağılı olarak $P_{\text{öi}} = 40 \text{ kN}$ olarak saptanmış ve uygulanmıştır.

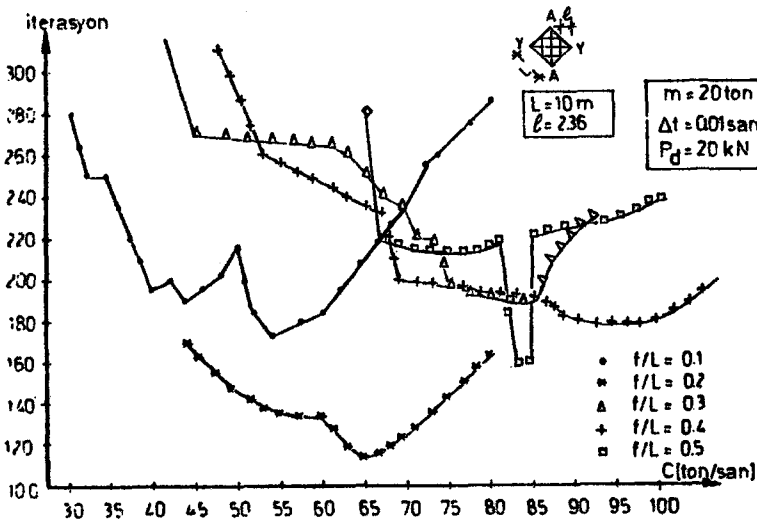
Kenar kablo öngergi kuvvetleri değişken olarak düşünülmüş ve değeri sıfır olarak tahmin edilerek bilgisayar programının veri dosyasına işlenmiştir. Seçilen bu değer, iç kablolarla ait sabit öngergi kuvveti ile dengelenerek belirli değerlere ulaşmakta ve öngergilendirme sonrası geometri elde edilmektedir. Kenar kablo öngergi kuvvetinin başlangıçta tahmin edilerek seçilmesi zorluğu böylece ortadan kalkmaktadır. Değişken olarak tatbik edilmesi düşünülen kenar kablo öngergi kuvveti başlangıçta istenen herhangi bir değerde seçilebilmekle birlikte, sıfır olarak ele alındığında da öngergilendirme sonrası denge konumuna karşı gelen geometri kolaylıkla saptanabilmektedir.

İç kablolardaki öngergi kuvvetlerinin sabit, kenar kablolardakinin ise değişken olarak tatbik edilmek istenmesi nedeniyle, öngergilendirme sonrası geometrinin saptanmasında Bölüm 3.1.1.1 ve 3.1.1.2 birlikte gözönüne alınarak analiz yürütülmüştür.

5.2.4.2. Dış Yükleme

Tip IV için de dış yükleme, tüm tiplerde uygulanan mertebe ve şekilde ele alınmış ve $P_d = 20 \text{ kN}$ 'luk tekil dış yükler simetrik olarak kablolu taşıyıcı sistemin tüm düğüm noktalarına etkitilmiştir.

5.2.4.3. Noktasal Kütle ve Sönüm Katsayısının Çözüm Süresine Etkisi

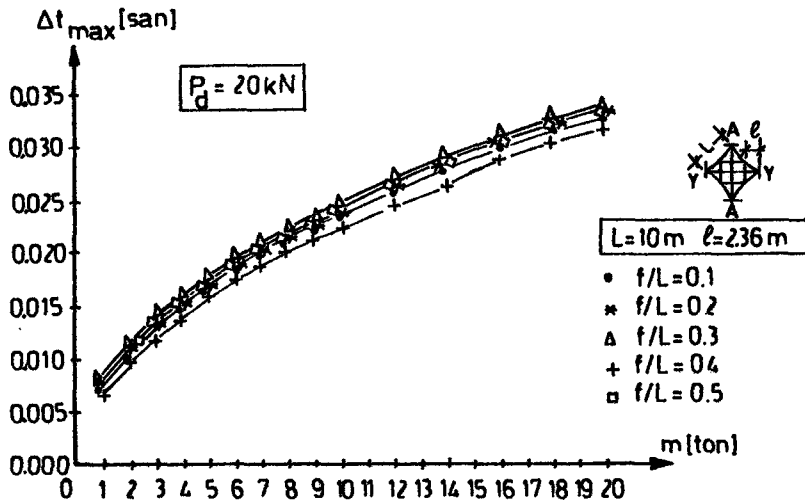


Şekil 5-37. Sönüm katsayısının çözüm süresine etkisi

Şekil 5-37'den görüldüğü üzere, herbir farklı yüzey eğrilğine karşı gelen eğrilerin bir minimumdan geçtiği ve artık bunun da, statik çözüme en az iterasyon sayısı ile ulaşılmasını sağlayan kritik sönüm katsayısı olduğu bilinmektedir. Ters eğrilikli kablo gruplarının yer alışı nedeniyle, Tip I ve II 'de yer alan muntazam karakterli eğrilerin (Şekil 5-2 ve 5-14) yerini farklı özelliklere sahip eğriler almıştır. Belirli dış yük değerleri aşıldığında kabloların basınç kuvveti almaları nedeniyle boşalmalar meydana gelmekte ve söz konusu basınç kuvvetlerinin oluşmasına neden olan kritik dış yükler kablo eğrilğinden direkt olarak etkilenmektedir. Bu konuya, parametrik çalışmanın ikinci bölümü olan Bölüm 6 'da detaylı bir şekilde yer verilecektir.

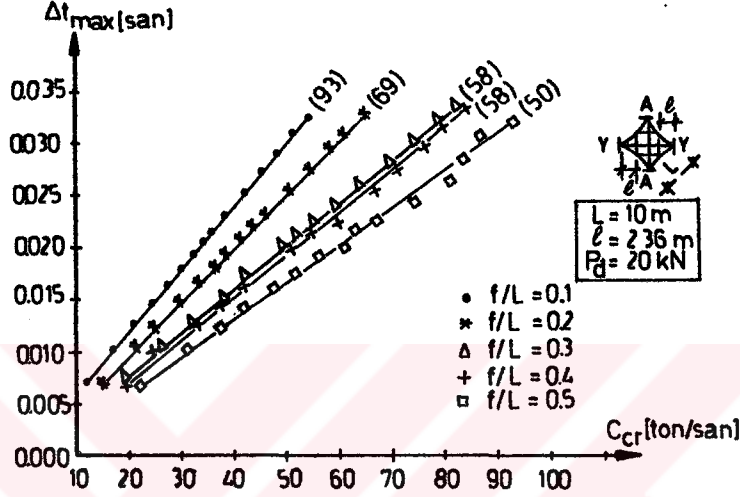
5.2.4.4. Noktasal Kütle ve Kritik Sönüm Katsayısı ile Maksimum İntegrasyon Adımı Arasındaki İlişki

Kritik sönüm katsayısı da dikkate alınarak çeşitli m-noktasal kütle değerleri ile buna karşı gelen ve (4.3) dinamik denge denklemlerinin integrasyonunda nümerik instabilite oluşturmamaya en optimum bilgisayar süresini sağlayan maksimum zaman adımı arasındaki etkileşim ele alındığında, noktasal kütlenin artırılması halinde maksimum Δt 'nin de hızla arttığı görülmektedir. Farklı yüzey eğrilikleri için de bu özellik çok az değişim göstermektedir (Şekil 5-38).



Şekil 5-38. $m - \Delta t_{\max}$ diyagramı

m - noktasal kütle değerleri yerine karşı gelen kritik sönüm değerleri dikkate alındığında, $C_{cr} - \Delta t_{max}$ arasındaki ilişki doğrularla ifade edilebilmekte ve kritik sönüm katsayısı arttıkça Δt_{max} da artmaktadır. Yüzey eğriliğinin artırılması durumunda ise Δt_{max} 'daki değişim fazla olmamakla birlikte, kritik sönüm katsayısında belirli bir artım gözlemlenmektedir (Şekil 5-39).

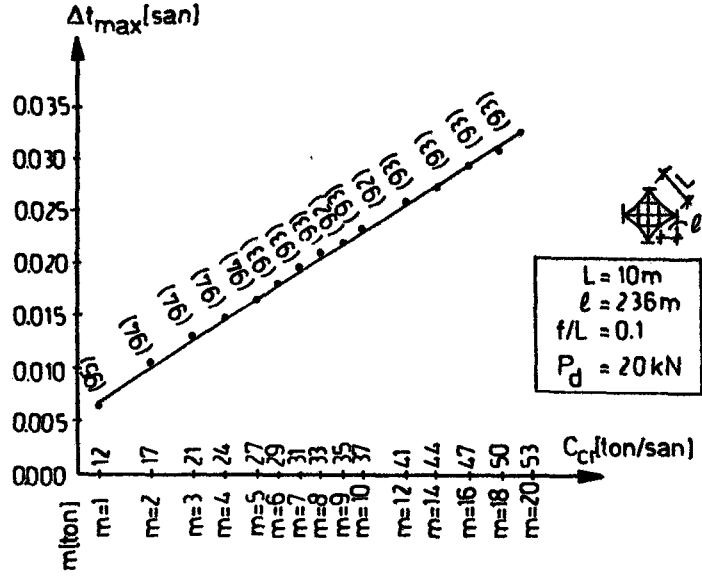


Şekil 5-39. $C_{cr} - \Delta t_{max}$ ilişkisi

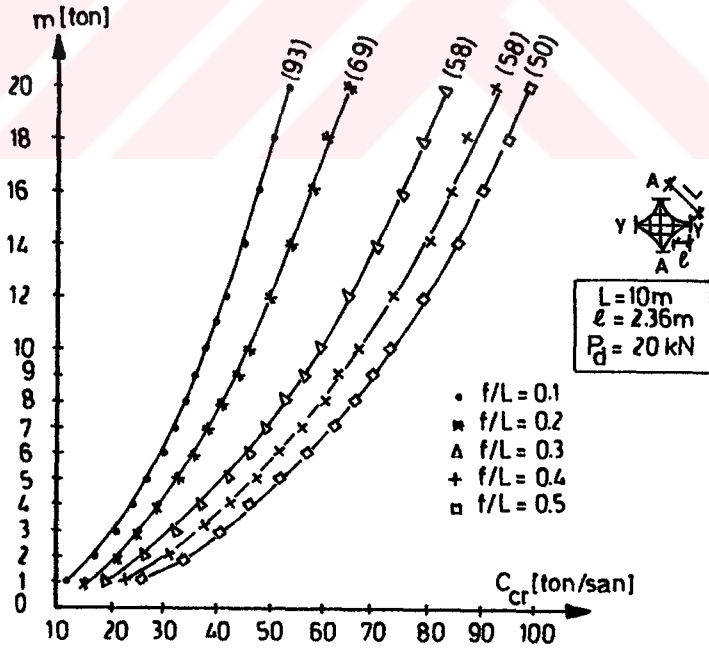
Eğriler Bölüm 5.2.3.4' de yer alan Şekil 5-28 'e benzerlik göstermekte ve yüzey eğriliği artırıldığında, statik çözüm için daha az sayıda iterasyon gerekmektedir. Söz konusu ortalama iterasyon değerleri şekilde parantez içinde verilmiştir.

Bu doğrulardan, sadece biri yakından incelendiğinde ise, (Şekil 5-40) daha önce varılan sonuca ulaşılmaktadır. Statik çözümün en optimum bilgisayar süresinde elde edilmesinde noktasal kütle-nin seçimi, başlangıçta keyfi yapılabilmeyle birlikte, karşı gelen kritik sönüm katsayısının (4.18) bağıntısı ile belirlenmesinde değerinin bilinmesi gerekmektedir.

Noktasal kütle ile karşı gelen kritik sönüm katsayısı arasındaki ilişki parabolik bir karakter göstermekte ve gerek noktasal kütle-nin değeri, gerekse yüzey eğriliğinin arttırılması halinde kritik sönüm katsayısı artmaktadır (Şekil 5-41).



Şekil 5-40. $C_{cr} - \Delta t_{\max}$ diyagramı

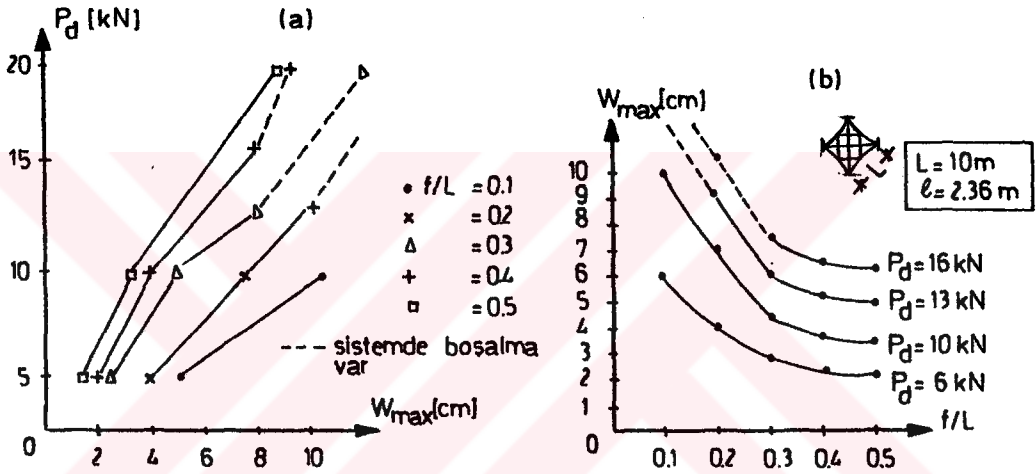


Şekil 5-41. $m - C_{cr}$ diyagramı

5.2.4.5. Dış Yük-Deplasman İlişkisi

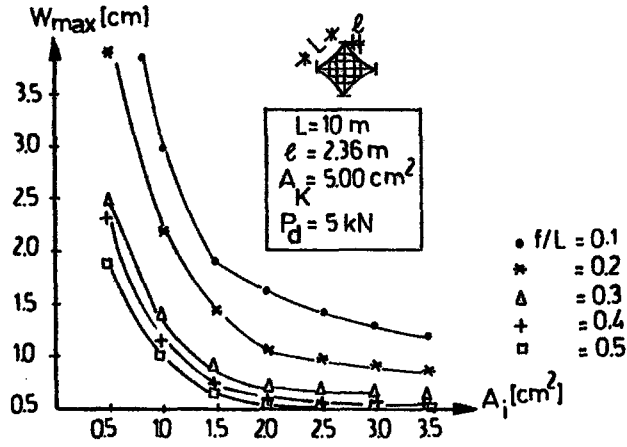
Şekil 5-42a 'dan da izlenebileceği gibi, dış yükler altında deplasmanlar artarken, yüzeyin eğriliğinin arttırılması halinde ise deplasmanlar azalmaktadır (Şekil 5-42b).

Dış yük değerinin belirli bir miktarı aşmasından sonra kablolu taşıyıcı sisteme ait kablolar aksenal basınç kuvveti olarak boşalmaktadırlar. Bu miktarın tesbiti Bölüm 6 'da detaylı bir şekilde tekrar ele alınacaktır.



Şekil 5-42. Dış yük ve yüzey eğriliği ile deplasman arasındaki ilişki

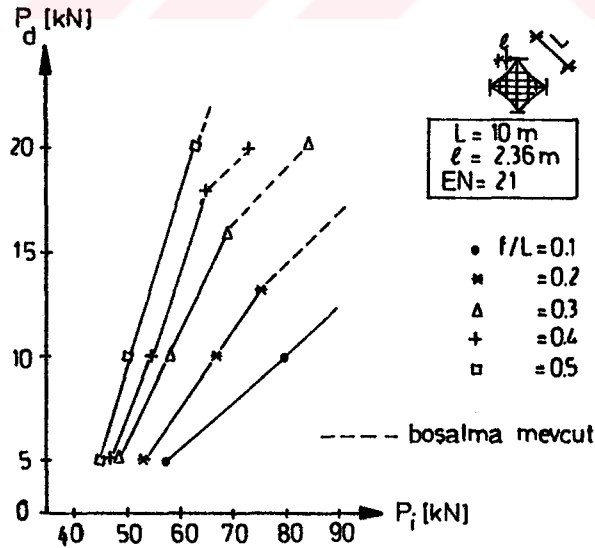
Aynı dış yükler altında kenar kabloların enkesiti sabit tutulup sadece iç kabloların enkesiti artırıldığında, deplasmanlar hızla azalmakta ve yüzey eğriliğinin de büyütülmesi halinde giderek daha da azalabilmektedir (Şekil 5-43).



Şekil 5-43. Deplasman-kablo enkesiti ilişkisi

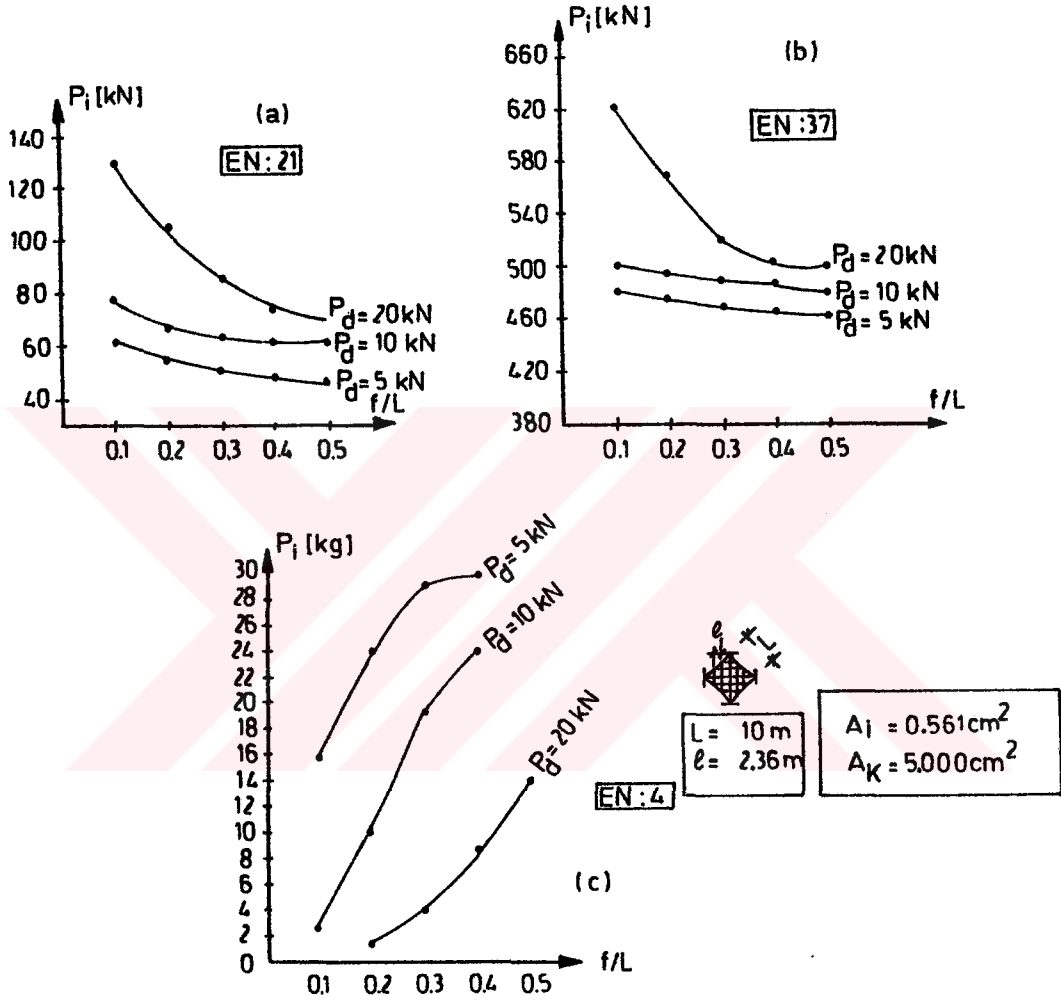
5.2.4.6. Dış Yük-İç Kuvvet İlişkisi

Dış yük altında ele alınan kablolu taşıyıcı sistemin kablolarında oluşan çekme kuvveti dış yük arttıkça artmaktadır. Yüzeyin eğriliği arttırıldığında ise iç kuvvetin azaldığı Şekil 5-44 'de görülmektedir.



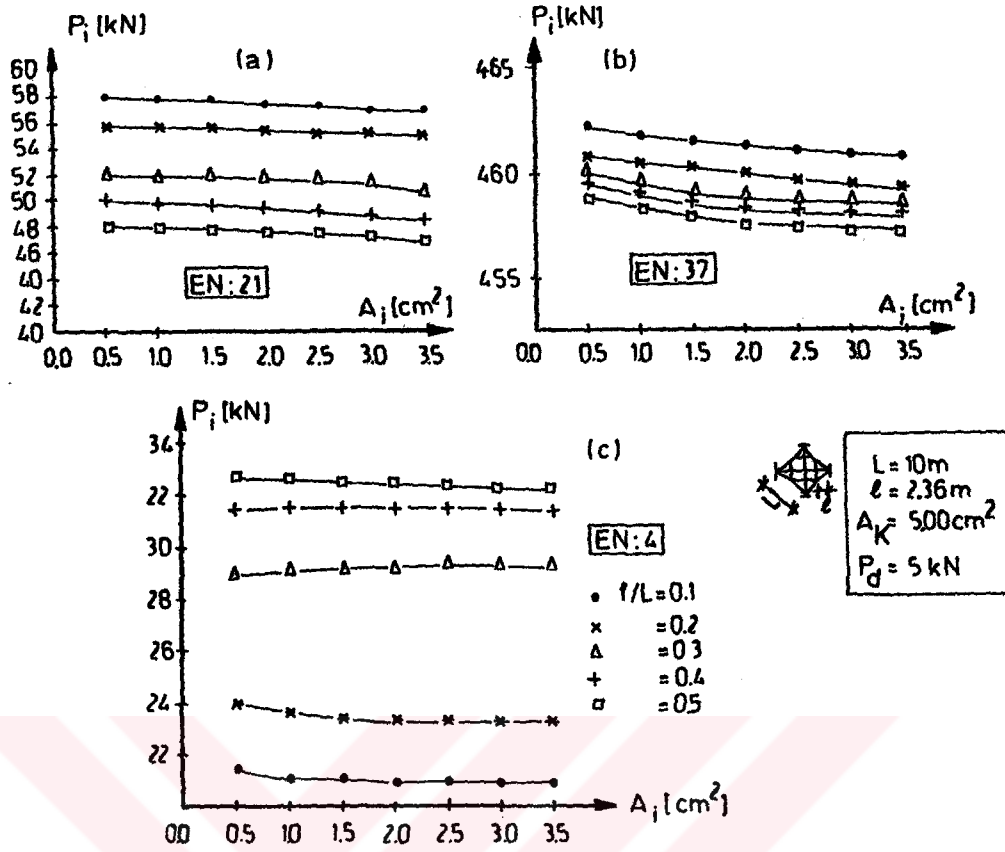
Şekil 5-44. Dış yük-iç kuvvet diyagramı

Gerek taşıyıcı kablolardaki, gerekse sistemin stabilitesini temin eden kablolardaki iç kuvvet, dış yüklerle birlikte artarken, yüzey eğriliği ile azalmaktadır (Şekil 5-45a,b). 4 no'lu kenar kablo ele alınacak olursa (Şekil 5-45c) dış yük artarken kenar kablo çekme kuvveti azalmakta, fakat yüzey eğriliğinin arttırılması halinde ise giderek büyümektedir.



Şekil 5-45. İç kuvvet-yüzey eğriliği ilişkisi

Şekil 5-46a, b, c 'de görüldüğü gibi aynı dış yük altında iç kuvvetlerin sırasıyla gerek taşıyıcı, gerek kenar ve gerekse sistemin rijitliğini kontrol eden kablolarda, iç kablo-dış kablo enkesiti oranlarından fazla etkilenmediği gözlemlenmektedir.



Şekil 5-46. İç kuvvet-kablo enkesiti ilişkisi

5.2.5. Sonuçların Değerlendirilmesi

Çeşitli literatürlerde [50-75] ve çeşitli yöntemlerle ele alınan kablolu taşıyıcı sistemlerin dış yükler altındaki nonlineer analizinin, dinamik rölaksasyona dayanarak ve (4.3) diferansiyel denkleminin statik denge konumuna dek sabit ivme tekniği ile nümerik integrasyonunu içeren bu çalışma 1986 yılında Budva (Yugoslavya)'da yapılan International Conference on Steel Structures'a bir bildiri olarak sunulmuştur [76]. Bu yöntem gözönünde tutularak yürütülen parametrik çalışmalara ait uygulamalarda da Şekil 1-7a-d 'de yer alan dört farklı öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistem ele alınmıştır. Yürütülen söz konusu bu parametrik çalışmalar sonucunda şu bulgulara erişilmiştir :

- (4.3) dinamik denge denkleminde yer alan ve çözüm parametrelerinden biri olan m-noktasal kütesinin seçimi, başlangıçta tamamen keyfi yapılabilir. Öte yandan, Şekil 5-2, 5-14, 5-26 ve 5-37 'den açıkça görüldüğü gibi, eğrilerin

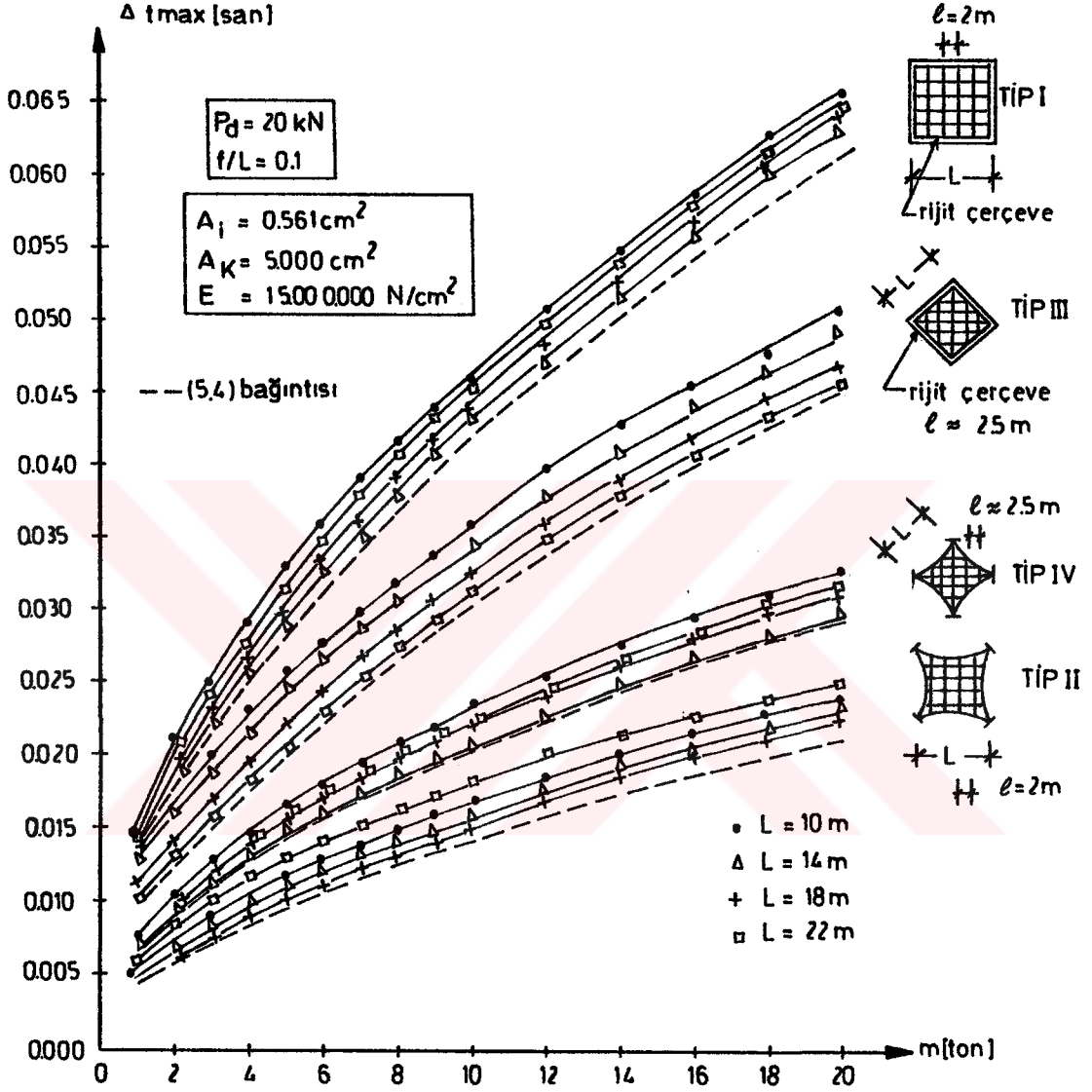
minimum iterasyon sayısına karşı gelen kritik sönüm katsayısının hesabı için, seçilen m -değerinin (4.18) denkleminde yerine konması gerekmektedir.

- m -noktasal kütle ve C_{cr} -kritik sönüm katsayısının tesbitinden sonra, (4.3) diferansiyel denklemi statik denge konumuna denk nümerik olarak integre edilmektedir. İntegrasyon tekniği olarak seçilen ve Bölüm 4.5 'de açıklanan sabit ivme yöntemi için literatürde [43], lineer karakterli dinamik problemlerin çözümünde seçilen Δt -integrasyon adımından bağımsız olarak stabil çözüm üretme özelliğinden bahsedilse bile, yürütülen bu parametrik çalışma sonucunda, Δt -integrasyon adımının bir üst limitinin varlığı ve bu değerin aşılması halinde çözümün ıraksadığı görülmüştür. Bu nedenle gerek statik analiz çözümünün nümerik instabilitesini, gerekse bilgisayar hesaplama süresinin optimizasyonunu yakından ilgilendirdiğinden, maksimum integrasyon adımının saptanmasının zorunluluğu açıkça ortaya çıkmıştır.

Yukarıda belirtilen sonuçlardan anlaşılacağı gibi, seçilen noktasal kütle ve titreşimin frekansına bağlı olarak (4.18) bağıntısı ile ifade edilen kritik sönüm katsayısı, saptanabildiği ve integrasyon adımına ait üst limit tanımlanabildiği takdirde, nümerik instabiliteye yol açmayacak şekilde minimum sürede statik denge konumuna ulaşılabilecektir. Böylece dinamik rölaksasyon yaklaşımına bağlı olarak üretilen nonlineer statik analiz çözüm algoritmasının, sabit ivme yöntemi ile nümerik integrasyonunun optimizasyonu gerçekleştirilebilecektir.

Şekil 5-47 'de dört farklı öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemler için yürütülen parametrik çalışmaların sonucu birarada ele alınmakta ve kritik sönüm katsayıları da dikkate alınarak noktasal kütle ile maksimum integrasyon adımı arasındaki ilişki gösterilmektedir. Şekilden açıkça görüleceği gibi, her farklı kablolu taşıyıcı sisteme ait eğrilerin karakteri aynı olmakla birlikte, belirgin bir gruplaşma göze çarpmaktadır. Tip II ve Tip IV olarak tanımlanan kenar kablolu sistemler için daha küçük maksimum integrasyon adımları söz konusu iken, rijit mesnetli Tip I ve Tip III için

Δt -zaman adımına ait üst limitlerin, diyagramda daha yükseklerde yer aldığı görülmektedir.



Şekil 5-47. $m - \Delta t_{\max}$ ilişkisine toplu bakış

Sistemin seçilen m -noktasal kütle değerine karşı gelen kritik sönüm katsayısı saptanabildiği takdirde, Şekil 5-47 'de yer alan gruplaşma dikkate alınarak dört farklı öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemler için en küçük kareler yöntemiyle [77] uygun bir eğri geçirilebilir. Ancak eğrilerin Şekil 5-47 'de görülen dört tip eğri grubunun temsil ettiği bütün halleri içermesi için, başka bir deyimle ele alınan kablolu taşıyıcı sistem tiplerinin her biri için

instabil çözüm vermeyecek Δt -değerlerinin hesabına olanak tanınması açısından, aşağıda seçilen noktasal kütleyle bağlı olarak ifade edilen 4. derece polinoma karşı gelen eğri gibi, sözkonusu eğri gruplarını alttan kavraması gerekir.

$$\Delta t_{\max} \leq \beta(-2 \times 10^{-7} m^4 + 1 \times 10^{-5} m^3 - 2 \times 10^{-4} m^2 + 3 \times 10^{-3} m + 4 \times 10^{-3}) \quad (5.4)$$

(5.4) ifadesinde m ton olarak ele alındığında, $\Delta t_{\max}$ saniye olarak elde edilmektedir. β -modifikasyon faktörü ise dört farklı öngerilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistem için aşağıdaki gibi önerilmektedir :

$$\begin{aligned} - \text{TİP I} & : \quad \beta = 1,95 \\ - \text{TİP II} & : \quad \beta = 0,65 \\ - \text{TİP III} & : \quad \beta = 1,40 \\ - \text{TİP IV} & : \quad \beta = 0,90 \end{aligned} \quad (5.5a-d)$$

(5.4) ifadesi, gözönüne alınan hiperbolik-paraboloid dört farklı kablolu taşıyıcı sistemin, kablo aralığı, enkesit değeri, elastisite modülü ve yüzey eğriliği sabit olarak dikkate alınmasıyla üretilmiştir ve hatta sözkonusu bu ifade, sabit bir dış yüklemeye karşı gelmektedir. Değinilen tüm bu parametrelerin değiştirilmesi halinde üretilen ifadenin yeterli olmayacağı açıktır. Bu nedenle m -noktasal kütle değerlerinin önünde yer alan katsayıların değişkenler cinsinden ifade edilmesi gerekir ki, bunun da pek kolay olamayacağı düşünülerek (5.4) ifadesi terkedilmiş ve geliştirilmesinden vazgeçilmiştir.

Öte yandan, yine seçilen noktasal kütleyle bağlı olarak sistemin nonlinear analizinin minimum sürede yapılmasına olanak veren kritik sönüm katsayısı tanımlanabildiği ve (4.18) bağıntısı ile saptanabildiği takdirde çözüm statik denge konumuna hızla erişecektir. Çözümün optimizasyonunu direkt olarak etkileyen diğer parametre ise Δt -integrasyon adımıdır ve üst limiti, çözümün nümerik instabil sonuçlar vermeyecek şekilde saptanmasıyla belirlenir.

Day ve Bunce [33] tarafından önerilen integrasyon adımının üst limiti

$$\Delta t_{\max} \leq \sqrt{\frac{m \cdot \ell}{A \cdot E}} \quad (5.6)$$

olarak ifade edilmektedir. Bu ifadelerde,

$\Delta t_{\max}$: maksimum integrasyon adımı (san)

m : noktasal kütleyi (kg)

ℓ : kablo aralığı (m)

A : kablo enkesitini (cm^2)

E : elastisite modülünü (N/cm^2)

tanımlamaktadır. Yürütülen geniş çaplı parametrik çalışma sonunda bu ifadenin, sadece rijit mesnetli ve Tip I olarak adlandırılan kablolu taşıyıcı sistemler için geçerli olduğu görülmüştür. Buradan yola çıkılarak bu ifadenin diğer tiplere genişletilmesi amaçlanmıştır. Bu konuda sürdürülen çalışma, 1988 yılında International Association for Shell and Structures tarafından İstanbul'da düzenlenen "Domes from Antiquity to the Present" adlı enternasyonal sempozyumda sunulmuş [78] ve (5.6) ifadesi, aşağıdaki gibi bir modifikasyon katsayısı ile çarpılarak diğer tip kablolu taşıyıcı sistemlere uyarlanmıştır.

$$\Delta t_{\max} \leq \frac{1}{\alpha} \sqrt{\frac{m \cdot \ell}{A_i E}} \quad (5.7)$$

Burada A_i iç kablo enkesiti olup çeşitli kablolu taşıyıcı sistemler için önerilen modifikasyon katsayıları aşağıda görülmektedir.

TİP I	için	$\alpha = 1,0$	(5.8a-d)
TİP II	"	$\alpha = 3,0$	
TİP III	"	$\alpha = 2,0$	
TİP IV	"	$\alpha = 3,6$	

Bir sonraki çalışma aşamasında, her bir tip için sabit modifikasyon katsayıları yerine daha rafine ifadelerin türetilmesi amaçlanmıştır. Bu nedenle yapısal ve geometrik parametrelerin

α -faktörüne etkisi geniş bir parametrik çalışmayla yakından incelenmiştir. Öte yandan kritik sönüm katsayısı parametrik olarak saptanmış ve deneme-yanılma yöntemiyle bu değere karşı gelen maksimum iterasyon adımı saptanmıştır. Elde edilen bu verileri sistem parametreleri cinsinden en iyi şekilde temsil eden ifadelerin türetilmesi için ardışık eğri uydurma yöntemi uygulanmıştır.

- TİP I için :

$$\Delta t_{\max} \leq \frac{1}{1,88} \sqrt{\frac{m \cdot l}{(A \cdot E)}} \left[1 - \left(\frac{f}{L_1} \right)^4 \right] \left(1 + \frac{k_t}{N} \right) \quad (5.9)$$

- TİP II için :

$$\Delta t_{\max} \leq \frac{1}{1,55} \sqrt{\frac{m \cdot l}{(A_i \cdot E)} \cdot \frac{A_i}{A_k}} \left[1 + \left(\frac{f}{L_1} \right)^2 \right] \left(1 + \frac{k_t}{N} \right) \quad (5.10)$$

- TİP III için :

$$\Delta t_{\max} \leq \frac{1}{1,68} \sqrt{\frac{m \cdot l}{(A \cdot E)}} \left(1,1 + \frac{f}{L_1} \right) \left(1 + \frac{k_t}{N} \right) \quad (5.11)$$

- TİP IV için :

$$\Delta t_{\max} \leq \frac{1}{1,45} \sqrt{\frac{m \cdot l}{(A_i \cdot E)} \cdot \frac{A_i}{A_k}} \left[1,2 + \left(\frac{f}{L_1} \right)^2 \right] \left[\left(1 - \left(\frac{A_i}{A_k} \right)^3 \right) \left(1 + \frac{k_t}{N} \right) \right] \quad (5.12)$$

Burada ilave olarak,

N = eleman sayısını

k_t = düğüm nokta sayısını

f = kablo okunu (cm)

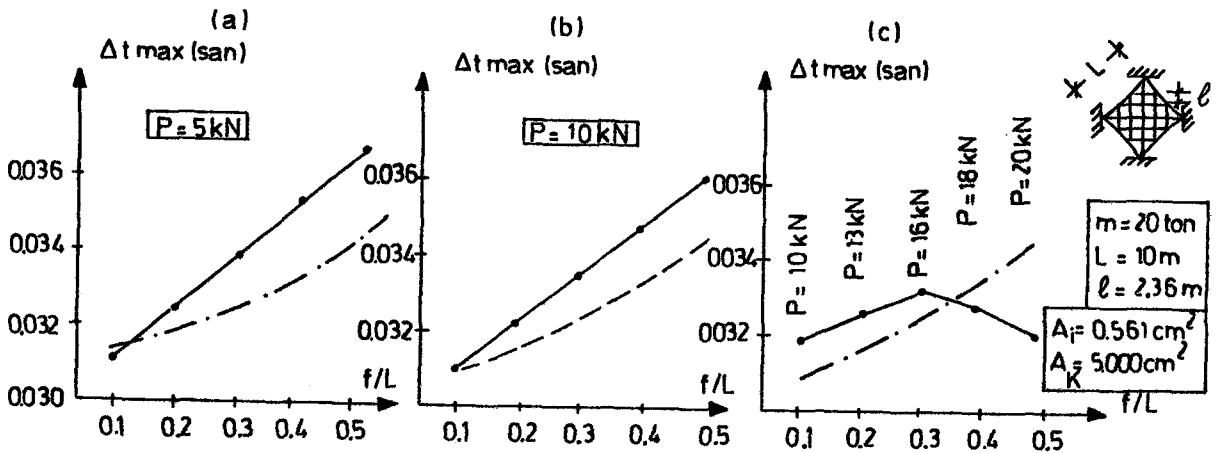
L_1 = kablolu taşıyıcı sistemin plandaki diyagonal boyu (cm)

A_k = kenar kablo enkesitini (cm²)

tanımlamaktadır.

Şekil 5-48 a ve b 'de Tip IV için C_{cr} -kritik sönüm katsayısının kullanılması halinde, maksimum integrasyon adımı ile kablo oku/açıklık oranı arasındaki ilişki görülmektedir. Düz çizgi, deneme-yanılmaya dayanan parametrik çalışma sonucu ulaşılan maksimum integrasyon adımına karşı gelirken, kesitli çizgi ise (5.12) ifadesi ile hesaplanan değerine karşı gelmekte ve gerçek verileri alttan kavradığı görülmektedir. Her ne kadar (5.12) ifadesi sonuç vermesine karşın, tek kademede yüklenen dış yükün artırılması halinde Δt_{max} ve f/L arasındaki gerçek davranışı çok da iyi temsil edememektedir. Nitekim Şekil 5-48'c de böyle bir durum açıkça gözlemlenmektedir. Sistemin her bir (f/L) oranına karşı gelen ve tek kademede sisteme tatbik edilmesi düşünülen dış yük, kablo elemanların aksenal basınç kuvveti olarak boşalmalarına neden olacak olan dış yük değerinden bir miktar daha küçük seçilerek uygulanacak olursa, (5.12) ifadesi ile elde edilen değerlerin, parametrik verileri karakterize edemedikleri açıkça görülmektedir. Bu nedenle (5.9), (5.10), (5.11) ve (5.12) ifadeleri yeterenci tatmin edici bulunamamış ve daha rafine formüllerin türetilmesi yoluna gidilmiştir. Bölüm 6 'da maksimum integrasyon adımlarının yakınsama oranları yardımıyla hesaplanması ele alınacaktır.

Yürütülen tüm çalışmalar göstermiştir ki, nonlinear statik analizin optimizasyonu için kritik sönüm katsayısının saptanması gerekmektedir. Deneme-yanılma yöntemi ile yürütülen parametrik verilerin sonucunda, kritik sönüm katsayısının varlığı ispatlanmıştır.



Şekil 5-48. Tip IV 'e ait $f/L-\Delta t_{max}$ ilişkisi

Kritik sönüm katsayısının (4.18) bağıntısı ile hesaplanabilmesi için seçilen m-noktasal kütlenin yanında, frekansının da belirlenmesi gerekmektedir.

Bu nedenle, sunulan bu çalışmanın başlangıcında, membran analojisi gibi yaklaşık yöntemlerle üretilen bazı kapalı ifadelerden yararlanılarak, taşıyıcı sistemin ω - frekansı saptanmıştır. Elde edilen bu değer $C_{cr} = 2m\omega$ ifadesinde yerine konarak kritik sönüm katsayısı elde edilmiştir.

Membran analojisine dayanan birçok kapalı formüllere [5], [12] ait yaklaşık ifadelerin üretilmesinde kablolu taşıyıcı sistem, sadece çekme gerilmelerine maruz ince bir membran olarak düşünülmüş ve sistemin hakim frekansı, geometrik özelliklerine ve birim boya gelen çekme kuvvetlerine bağlı olarak çeşitli mod şekilleri için verilmiştir.

Fakat yürütülen bu parametrik çalışma sonucunda, sistemin sadece hakim frekansını yaklaşık olarak tanımlayan bu ifadelerin, gözönüne alınan dört farklı kablolu taşıyıcı sistemlerin tümü için yeterli olmadığı görülmüştür. Özellikle kenar kablolu öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemlerde membran çekme gerilmesinin tahmininde zorluklarla karşılaşmış ve kabloların diyagonallere paralel düzenlenmesi nedeniyle Singh ve Dhoopar [12] tarafından üretilen ifadeler kullanılmışsa da, sözü edilen parametrik çalışma ile elde edilen sonuçlara uygun frekans ve de kritik sönüm değerlerine ulaşamamıştır.

Daha önce yapılan çalışmalarda [38], [39] araştırmacılar, kritik sönüm katsayısının hesabı için taşıyıcı sistemin serbest sönümsüz titreşimi dikkate alarak sistemin yaklaşık frekansı ile ilgilenmişlerdir. Bu nedenle nonlinear bir dinamik davranışı ifade eden (4.4) denklemi yerine, gerek sönümü ihmal ederek, ardından da (4.6) denklemindeki nonlinearlik derecesini veren ψ -parametresini sıfırlayarak sistemin frekansını, (4.8) denklemiyle ifade edilen serbest sönümsüz titreşimler yardımıyla yaklaşık olarak elde etmeye çalışmışlardı. (4.8) denkleminin çözümü için titreşimlerin şeklini, ω -açısal hızına sahip harmonik bir hareket olarak tanımlamışlar ve (4.8) denklemini bir özdeğer problemine dönüştürmüşlerdi.

Wood [38], Gerschgorin teoremi yardımıyla rijitlik matrisinin minimum ve maksimum özdeğerleri arasındaki bağıntıları ele almış ve bu ifadelerden maksimum özdeğerle ilgili üst limitten yararlanarak başlangıç için iyi bir tahmin yaparak minimum özdeğeri elde etmişti. Ardışık iterasyonlarla minimum ve maksimum özdeğerlerin gerçek miktarları elde edilene dek iterasyona devam etmiş ve buna bağlı olarak frekans ifadesine geçmişti. (4.18) bağıntısı ile de kritik sönüm katsayısını saptamıştı.

Bunce [39] tarafından geliştirilen özdeğerlerin ardışık iterasyonlarla elde edilmesine dayanan benzer bir algoritma Bölüm 1.2.1.4.2 'de ayrıntılı bir şekilde ele alınmıştı. Yeterli iterasyon sayısından sonra frekans, minimum özdeğerlerden (e_1) yola çıkılarak $\omega^2 = e_1 \cdot m$ ile elde edilmekte ve $C_{cr} = 2m\omega$ ile de kritik sönüm katsayısı saptanmaktadır.

Oysa ki, (4.7) denkleminin (4.8) şeklinde ele alınması ile titreşimin nonlinear karakteri tümüyle gözardı edilmiş olmakta ve (4.4) diferansiyel denkleminin titreşim frekansı yerine, yaklaşık olarak sistemin frekansı elde edilmektedir. Nonlinearlığın büyük olması halinde, $\psi = 0$ kabulüyle gerçekleştirilen sönümsüz serbest titreşimin frekansı çok yakınsak olacak, hatta kesin değerden oldukça sapacaktır.

Özdeğerlere bağlı olarak frekansın saptanmasında Papadrakakis [37], sekant rijitlik matrisini ele almış ve Δt -integrasyon adımı, C-kritik sönüm katsayısı ve m-kütle değerini sözkonusu bu matrisin özdeğerleri cinsinden ifade eden bir bağıntı vermiştir. Wood ve Bunce'un kullandığı ardışık iterasyonlara dayanan benzer bir algoritma ile frekans değerini hesaplamıştır.

Tanjant rijitlik matrisinin yanında sekant rijitlik matrisinin de gözönüne alınması ile titreşimin nonlinear karakteri dikkate alınmış olmaktadır. Fakat gerek rijitlik matrislerinin düzenlenmesi ve gerekse minimum ve maksimum özdeğerlerin saptanması için bellek gereksinimi ortaya çıkmakta ve iterasyonlar nedeniyle bilgisayar hesaplama süresi de uzamaktadır.

İzleyen bölümde, dinamik rölaksasyona dayanan ve sabit ivme yöntemi ile nümerik olarak integre edilen (4.3) diferansiyel denklemin statik çözümünün bilgisayar süresi açısından optimizasyonu için serbest sönümsüz titreşim yerine, Lewis, Jones ve Rushton [35] tarafından önerilen ve (4.7) denklemi ile ifade edilen nonlineer karakterdeki sönümsüz titreşimi incelenmiştir. Böylece ψ olarak tanımlanan nonlineerlilik de otomatikman devreye sokulmuş olmaktadır. Bu araştırma sırasında (4.7) sönümsüz titreşime ait frekansın elde edilmesinde, kablolu taşıyıcı sisteme ait her bir düğüm noktasının farklı frekanslara sahip olduğu görülmüştür. Bu nedenle (4.4) diferansiyel denkleminin frekansının yaklaşık olarak saptanması için kullanılan nonlineer karakterdeki sönümsüz titreşimin hakim frekansı için Bölüm 6 'da yer alan parametrik çalışmaya başvurulmuştur.

Newmark [43] tarafından tanımlanan yakınsaklık oranı yardımıyla, sönümsüz titreşime ait saptanan hakim frekansın periyodu ile maksimum integrasyon adımı arasındaki ilgi gösterilmiş ve çözüm parametrelerinin optimizasyonu için gerekli ifadeler üretilmiştir. Elde edilen sonuçlar, International Association for Shell and Spatial Structures tarafından 1989 yılında Madrid'de düzenlenen "10 Years of Progress in Shell and Spatial Structures" adlı kongrede tebliğ [79] edilerek sunulmuştur.

BÖLÜM 6

PARAMETRİK ÇALIŞMA II : GELİŞTİRİLEN ÇÖZÜM ALGORİTMASI İLE İLGİLİ PARAMETRİK UYGULAMALAR

6.1. PARAMETRİK ÇALIŞMANIN KAPSAMI VE AMACI

Daha önceki bölümde olduğu gibi, parametrik çalışmanın bu ikinci aşamasında da ele alınan kablolu taşıyıcı sistemlerin dış yükler altındaki nonlineer statik analizi, Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı'na dayanılarak üretilen (4.3) diferansiyel denkleminin Sabit İvme Yöntemi ile nümerik integrasyonu gerçekleştirilecektir. Uzay taşıyıcı sistemlerin statik analizinde de kolaylıkla kullanılabilecek olan bu algoritma ile üretilen sonuların hassasiyeti ve uygunluğu, Bölüm 8 'de verilen sayısal örneklerle vurgulanacaktır.

Bölüm 5 'de yukarıda sözü edilen statik analiz algoritması ile yürütülen parametrik çalışma sonunda, m-noktasal kütle, C-sönüm katsayısı ve Δt -iterasyon adımının, çözümün optimizasyonunda oynadıkları rol aydınlığa kavuşturulmuştur.

Herne kadar m-noktasal kütlelerinin başlangıçta seçimi, çözümün yakınsaklığını etkilemiyorsa da, C_{cr} -kritik sönüm katsayısının saptanmasında ($C_{cr}=2m\omega$) gerekmektedir.

Birinci parametrik çalışmada gerçekleştirilen çeşitli uygulamalarda, her bir m-noktasal kütlelerine karşı gelen ve statik çözümün minimum iterasyon sayısı ile elde edilmesini sağlayan kritik sönüm katsayısının varlığı ortaya konmuştu.

Deneme-yanılma yoluyla yürütülen sözkonusu bu parametrik çalışma ile ayrıca, (4.3) diferansiyel denkleminin nümerik integrasyonunda kullanılacak Δt -zaman adımının bir üst limitinin olduğu saptanmıştı.

Herne kadar literatürde sabit ivme yönteminin pratik amaçlar açısından lineer ivme yöntemine nazaran daha avantajlı olduğu belirtilse [80] ve lineer karakterli dinamik problemlerde stabil çözüm üretme özelliği vurgulansa bile [43], yürütülen örneklerde Δt -integrasyon adımının belirli değerlerinden büyük olarak seçilmesi durumunda, instabilite problemleri ile karşılaşmıştır. Öte yandan Δt -integrasyon adımının mümkün olabildiğince büyük seçilebilmesi halinde ise, çözüm için gereken iterasyon sayısının hızla azalarak minimuma indiği de saptanan özellikler arasındaydı.

Elde edilen tüm bu bulgulara dayanılarak, kritik sönüm katsayısı ve buna karşı gelen maksimum integrasyon adımı saptanarak kablolu taşıyıcı sistemin dış yükler altındaki nonlineer statik analizi gerçekleştirildiğinde, nümerik instabilite problemi ile karşılaşılması-
nın minimum iterasyon sayısı ile çözüme ulaşılacaktır.

Bu nedenle ele alınacak olan bu bölümde, C-sönüm katsayısı ve Δt -integrasyon adımının optimizasyonu ile ilgili çalışmalar yürütülecek ve parametrik çalışma ile de üretilen algoritmanın uygunluğu ve güvenilirliği vurgulanacak ve hatta desteklenecektir.

Literatürde çözüm parametrelerin optimizasyonu ile ilgili çeşitli araştırmalar yer almaktadır.

Gerek Day ve Bunce [33] , gerekse Lewis ve arkadaşları [35], dinamik rölaksasyon yaklaşımına dayanarak merkezi sonlu farklar nümerik integrasyon yöntemiyle analizini yürüttükleri ve Tip I olarak tanımlanan kablolu taşıyıcı sistemler için,(5.6) ifadesini tavsiye ederek maksimum integrasyon adımını tanımlamışlardı. Bu ifadenin Tip II, III ve IV olarak adlandırılan diğer farklı mesnet şartlarına sahip hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemler için ise uygun olmadığı görülmüş ve bu nedenle 1. parametrik çalışma sonuçlarına dayanılarak diğer tiplere uyarlanması modifikasyon sayıları ile gerçekleştirilmişti [78].

Alwar, Ramachandra ve Rao [34] kritik sönüm katsayısını tanımlamak yerine, sönüm zarf eğrisi ile ilgilenmişler ve sönümlü titreşimin başlangıçtan itibaren ard arda sıralanan 2 veya 4 ekstremumu

yardımıyla, statik dengeye karşı gelen deplasmanı yaklaşık olarak hesaplayarak bunu ilk tahmin olarak kullanmışlardı. Böylece statik çözümleri hızlandırırken, kritik sönüm katsayısını ikinci plana atmışlar ve integrasyon adımının üst limiti ile ilgilenmemişlerdi.

Viskoz sönüm katsayısı yerine mekanik sönümü yeğleyen Barnes [41] kinetik enerji ile ilgilenmiş ve her enerji ekstremumunda hızları sıfırlayarak statik çözümü hızlandırmıştı. Söz konusu bu çalışmada integrasyon adımının seçimi ile ilgili hiçbir öneri getirilmemekteydi.

Kablolu taşıyıcı sistemi, sadece çekme gerilmelerine maruz ince bir membran olarak ele alan ve mod şekillerine bağlı olarak, Krishna [6] ve Singh ve Dhoopar [12] tarafından verilen yaklaşık formüller kullanıldığında, pek başarılı olunamamış ve 5. Bölümde parametrik olarak elde edilen sonuçlara uygun frekans değerleri saptanamamıştı.

(4.3) diferansiyel denkleminin çözümünün minimum sürede gerçekleştirilmesini sağlayacak olan kritik sönüm katsayısının saptanması için nonlinear karakterdeki bu denklemin sönümlü titreşiminin frekansının bilinmesi gerekmektedir.

Literatürde [37], [38], [39] (4.3) dinamik denge denkleminin sönümsüz titreşimi ile ilgilenilmişti. Wood [38], (4.7) ile ifade edilen nonlinear karakterdeki denklemin titreşimini sönümsüz olarak ele almış ve ayrıca $\psi = 0$ olarak da nonlinearliliği ihmal etmişti. Artık (4.8) şeklini alan ifade, serbest sönümsüz bir titreşim olarak ele alınarak bir özdeğer problemine indirgenmişti.

ψ ile ifade edilen nonlinearliliğin küçük olması halinde, saptanacak olan bu frekansla kritik sönüm katsayısının yaklaşık olarak hesabı mümkün olmakla birlikte, nonlinearliliğin artması ile, bu yöntemle elde edilecek olan frekansın gerçek değerinden sapacağı aşikardır.

Papadrakakis [37] ise, lineer rijitlik matrisi yanında sekant rijitlik matrisini de devreye sokarak, ardışık iterasyonlarla minimum ve maksimum özdeğerlere ulaşmıştı. Bu değerlerden yararlanarak sırasıyla frekans, kritik sönüm katsayısı ve maksimum integrasyon adımına geçebilmişti.

Yukarda sözü edilen yöntemde rijitlik matrisleri ve bunlara ait özdeğerlerinin saptanmasında kullanılan algoritmada, ardışık iterasyonlar nedeniyle bilgisayar süresi artarken bellek gereksinimi de ön plana çıkmaktaydı.

Bu nedenle, burada sunulan çalışmada optimum çözüm parametrelerinin saptanması için, kullanılan Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı'nın hiçbir avantajını, örneğin basit giriş verileri, minimum bellek gereksinimi, yaklaşım hızı, çözümün basit iteratif karakterini vb. ortadan kaldırmayacak olan bir optimizasyon algoritmasının geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Yürütülen geniş kapsamlı parametrik çalışmanın bu aşamasında, Lewis, Jones ve Rushton [35]'in önerdiği ve sistemin dış yükler altındaki (4.3) diferansiyel denklemi ile ifade edilen titreşiminin sönümsüz olarak incelenerek frekansının yaklaşık olarak saptanması dikkate alınacaktır.

(4.4) denkleminin ifade ettiği nonlineer karakterdeki titreşimin sönümsüz hali ile saptanmaya çalışılan frekans, detaylandırıldığında birçok problemi de beraberinde getirmiştir. Gerekli düzenlemelerle geliştirilen algoritma ile Bölüm 5 'de yürütülen parametrik çalışma sonularına çok uygun frekans ve kritik sönüm katsayısı değerleri elde edilmiştir.

Elde edilen bu frekans ve periyot değerleri ile Newmark [43]'in yakınsama oranları arasındaki ilgi belirlenerek, (4.3) diferansiyel denkleminin nümerik integrasyonunda, instabilite problemi ile karşılaşılma riskinin uygulanabilecek maksimum zaman adımına geçilecektir.

Böylece gözönüne alınan kablolu taşıyıcı sistemin dış yükler

altındaki nonlinear statik analizi optimum çözüm parametreleri yardımıyla minimum bilgisayar süresinde gerçekleştirilirken, bu miktara sadece, hakim frekansın hesaplanması için başvurulmuş sönümsüz nonlinear titreşimlerin incelenmesi esnasında gereken iterasyon sayıları ilave olacaktır.

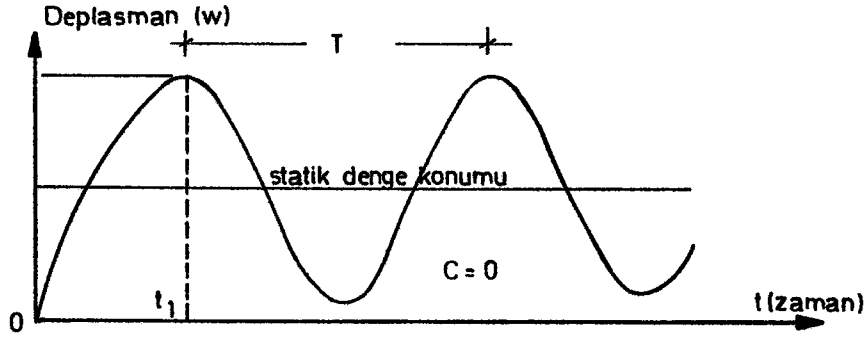
Tip I ve II olarak tanımlanan kablolu taşıyıcı sistemlerde, tek kademede sisteme tatbik edilen dış yükün P_{max} değerini aşması halinde, üretilen yakınsama oranı değerleri geçerliliğini yitirmektedir.

Tip III ve Tip IV olarak tanımlanan kablolu taşıyıcı sistemlerde ise etkiyen dış yükün kabloları basınç kuvveti oluşturarak gevşemelerine karşı gelen değeri ile ilgilenilecek ve üretilen yakınsama oranlarının geçerliliği, bu P_{cr} -kritik dış yük miktarı ile sınırlandırılacaktır.

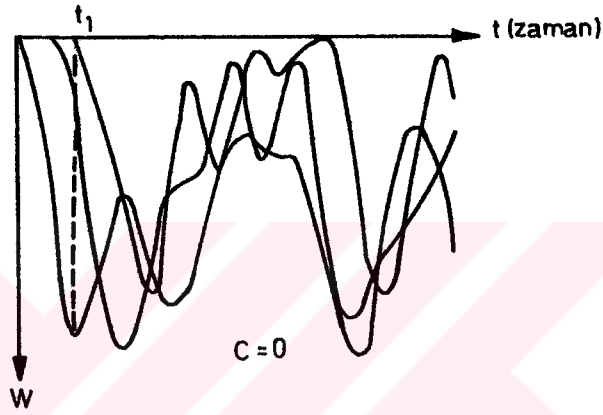
6.2. KRİTİK SÖNÜM KATSAYISI VE BUNA KARŞI GELEN PERİYODUN HESAPLANMASI

Bölüm 4.4.1 'de ve Bölüm 5 'de yer alan parametrik çalışmada, kablolu taşıyıcı sistemlerin nonlinear statik analizinde, sönüm katsayısı olarak kritik sönüm katsayısı kullanabildiği takdirde, titreşimlerin hızla denge konumuna doğru sönerek statik çözüme en kısa sürede ulaşacağı gösterilmişti. Bölüm 4.3 'de belirtildiği gibi, nonlinearliliğin çok küçük olması halinde, sistemin serbest sönümsüz titreşim frekansını saptamak ve buradan da kritik sönüm katsayısına geçmek mümkün olmaktadır. (Şekil 6-1). Buna karşın nonlinearliliğin büyük olması halinde, elde edilen yaklaşık frekans değeri, gerçek değerinden hızla sapacaktır.

(4.4) ile ifade edilen dinamik denklemin sönümsüz titreşimi gözönüne alındığında (Şekil 6-2) titreşimin nonlinear karakteri ön plana çıkmaktadır. Lewis, Jones ve Rushton [35] tarafından da frekansın saptanmasında önerilen bu yöntemin pratikte uygulanma şekli, araştırmacılar tarafından açıkça belirtilmemiştir.



Şekil 6-1. Serbest sönümsüz titreşim



Şekil 6-2. Nonlinear karakterdeki sönümsüz titreşimler

Sunulan bu çalışmada (4.4) diferansiyel denkleminin, Şekil 6-2 'de görülen nonlinear karakterdeki sönümsüz titreşimi ele alınmış ve periyodun titreşime ait tam bir salınıma dayanılarak ifade edilmesinde karşılaşılabilecek zorluklardan kaçınmak amacıyla, söz konusu titreşimin sadece başlangıç bölgesi ile ilgilenilmiş ve herhangi bir serbest düğüm noktasına ait ilk deplasman ekstremumuna erişildiğinde iterasyon durdurulmuştur. Bu ana karşı gelen zaman t_1 olarak tanımlandığında, periyot

$$T = 4 \cdot t_1 \quad (6.1)$$

ile hesaplanmıştır. Böylece frekans da

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (6.2)$$

olarak saptanmaktadır. Bölüm 4.4.1 'de verilen (4.18) bağıntısı yardımı ile seçilen m-noktasal kütle değeri de dikkate alınarak kritik sönüm katsayısı

$$C_{cr} = 2.m.\omega \quad (6.3)$$

olarak elde edilmektedir. Böylece (4.3) diferansiyel denkleminin denge konumuna dek nümerik integrasyonun minimum sürede gerçekleştirilmesi için gerekli sönüm katsayısı bulunmuş olmaktadır.

(4.3) diferansiyel denkleminin sönümsüz titreşiminin ekstremumlarının saptanması için her iterasyon adımında düzey deplasmanlar incelenmiştir. En son iterasyonda elde edilen w_{i+1} deplasmanının mutlak değerinin, bir önceki iterasyon adımına ait w_i deplasmanının mutlak değerinden küçük olması durumunda, sözkonusu ekstremum saptanmış

$$\left| w_{i+1} \right| < \left| w_i \right| \quad (6.4)$$

ve bu ana ait hızlar da kontrol edilerek,

$$\left| \dot{w}_i \right| = 0 \quad (6.5)$$

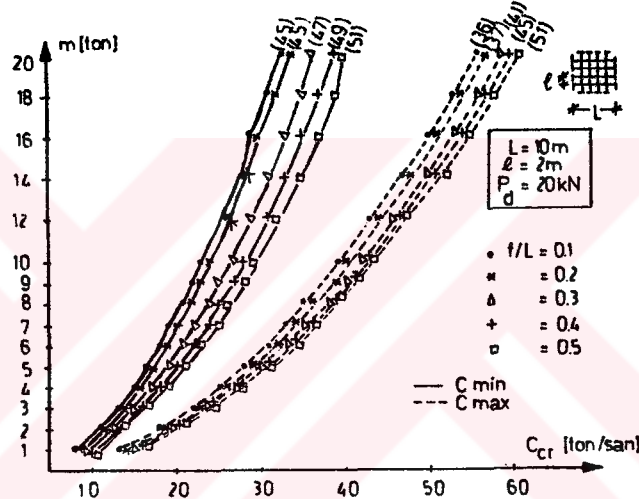
titreşim periyodunun (6.1) ifadesi ile yaklaşık olarak hesaplanmasına yarayacak olan t_1 -zamanı saptanmıştır.

(4.3) diferansiyel denkleminin nonlineer karakterdeki sönümsüz titreşiminin ekstremumu, ele alınan her bir kablolu taşıyıcı sisteme ait serbest düğüm noktaları için ayrı ayrı incelendiğinde, yukarda sözüedilen nonlineerlik nedeniyle bu noktalarda, farklı frekans değerleri ile karşılaşılacaktır (Şekil 6-2, 6-5, 6-6, 6-7). Bu nedenle, Bölüm 5 'de yürütülen parametrik çalışma sonuçlarına en uygun hakim frekansı tanımlamak, sunulan bu çalışmanın önemli bir hedefini oluşturmaktadır.

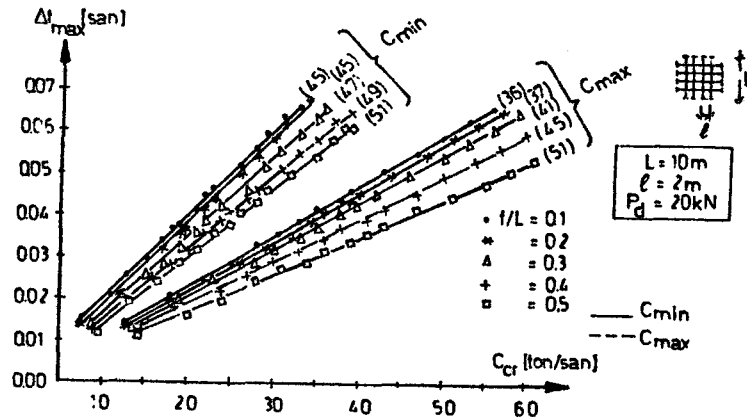
(4.3) diferansiyel denkleminin sönümsüz titreşimine ait hakim frekansın belirlenmesinde, integrasyon esnasında erişilen ilk düğüm noktasına ait ekstremumun mu, yoksa son ekstremumun mu kullanılması gerektiği veya elde edilen bu iki frekansın belirli bir kombinasyonunun mu alınmasının uygun olacağı gibi soruları yanıtlamak amacıyla, her iki limit hale karşı gelen frekanslara ait geniş bir parametrik çalışma ayrı ayrı yürütülmüştür. Elde edilen sonuçlar, Bölüm 5 'de üretilen parametrik bulgularla birlikte değerlendirilecek ve hakim frekansın saptanması için en uygun algoritma geliştirilecektir.

6.2.1. Tüm Düğüm Noktalarına Simetrik Olarak Etkiyen Dış Yük Hali

(4.3) diferansiyel denkleminin sönümsüz nonlineer titreşimi, tüm düğüm noktalarına etkiyen simetrik düşey yükler altında incelendiğinde, erişilen ilk ekstremuma ait sönüm katsayısı $C_{\max}$ ve son saptanan ekstremuma karşı gelen sönüm katsayısı da $C_{\min}$ olarak tanımlanacak olursa, bu değerlerin kullanılması halinde bilgisayar hesaplama sürelerinde oluşacak fark, Şekil 6-3 ve Şekil 6-4 'den açıkça görülmektedir. Tip I için verilen bu diyagramların, diğer tipler için de aynı özelliği koruduklarını burada ayrıca vurgulayarak belirtmek gerekmektedir.



Şekil 6-3. $C_{\max}$ ve $C_{\min}$ 'in çözüm sürelerine etkisi



Şekil 6-4. $\Delta t_{\max}$ ile $C_{\max}$ ve $C_{\min}$ ilişkisi

Yüzey eğriliğinin de dikkate alındığı bu diyagramda parantez içinde verilen rakamlar, statik çözüm için gereken toplam iterasyon sayılarını ifade etmektedirler.

Şekillerden görüldüğü gibi, $C_{\min}$ sönüm değerinin yerine $C_{\max}$ değerinin kullanılması halinde, statik çözüm için gereken toplam iterasyon sayısında önemli bir fark oluşmamaktadır. Sadece (f/L) oranı küçük basık sistemlerde, ulaşılan ilk deplasman ekstremumuna karşı gelen $C_{\max}$ sönüm katsayısının statik analizde kullanılması halinde, gerekli toplam iterasyon sayısı bir miktar azalmaktadır.

(4.3) diferansiyel denkleminin nonlinear karakterdeki sönümsüz titreşimi her bir serbest düğüm noktası için incelendiğinde, deplasman ekstremumları ard arda farklı düğüm noktalarında oluşmakta, son ekstremum değerine varıldığında, en büyük titreşim periyodu dolayısıyla $C_{\min}$ -sönüm katsayısı elde edilmiş olmaktadır. Bu durumda tüm serbest düğüm noktalarının titreşim periyotları da teker teker belirlenmiş olmaktadır. Bu durumda $C_{\min}$ sönüm katsayısının statik analizde kullanılması halinde, çözüm için gerekli iterasyon sayısına, ayrıca tüm serbest düğüm noktalarının periyotlarının saptanması için gerekli iterasyon sayısı da eklenecek ve $C_{\max}$ 'la elde edilen sonuca nazaran nonlinear statik analiz öncesi daha fazla hesaplama süresi gerekecektir.

$C_{\min}$ ve $C_{\max}$ sönüm katsayıları, Bölüm 5 'de ele alınan parametrik çalışmaya ait diyagramlarla kıyaslandığında şu sonuçlara varılmaktadır:

- Tip I ve II için Şekil 5-3 ve 5-15 incelendiğinde iki tane belirgin minimum noktası görülmektedir. Bu iki minimum nokta arasındaki sönüm değerlerinde iterasyonların bir miktar arttığı gözlenmektedir. Diyagramda sol tarafta yer alan eğrilere ait ilk minimum nokta $C_{\min}$ 'e karşı gelirken, sağ tarafta yer alan minimum ise $C_{\max}$ 'a karşı gelmektedir. Aradaki noktalar ise diğer düğüm noktalarının titreşim periyotlarına ait sönüm katsayılarına karşı gelmektedir.
- Tip III ve IV için ise, Şekil 5-26 ve 5-37 incelendiğinde eğrilerin minimumlarının ilk iki sistemlerin aksine, belli bir uzunluğa yayılı olduğu görülmektedir. Elde edilen $C_{\max}$ ve $C_{\min}$ değerleri bu bölgede yer almakta ve statik çözüm için gerekli iterasyon sayıları da yaklaşık eşit çıkmaktadır.

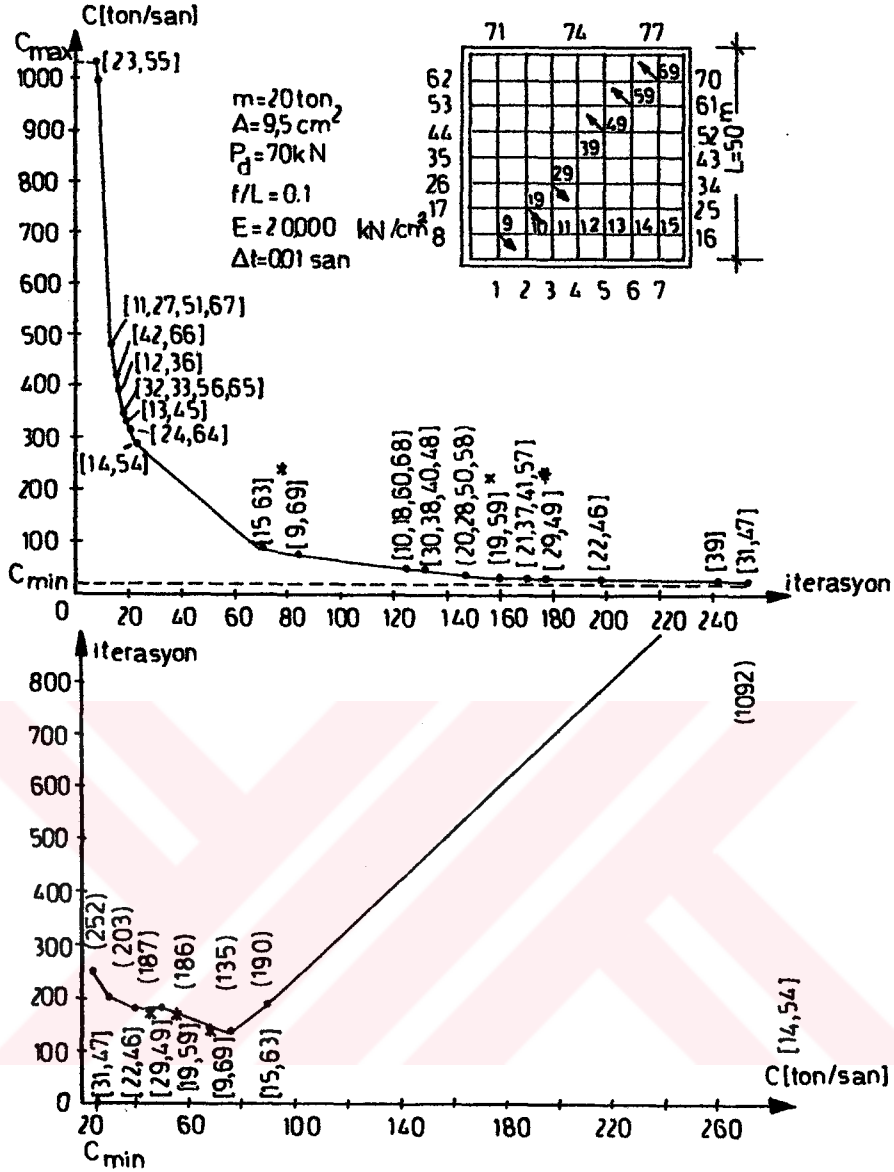
6.2.1.1. Kritik Sönüm Katsayısının Tesbiti İçin Üretilen Algoritma

Bir önceki bölümde sürdürülen parametrik çalışmaya dayanılarak, düğüm noktalarına simetrik olarak etkiyen düşey yükler altında yürütülen nonlinear statik analizin minimum bilgisayar süresinde gerçekleştirilebilmesi için (4.3) diferansiyel denkleminin sönümsüz titreşimi dikkate alınmıştır. NONSTA adlı nonlinear statik analiz yapan bilgisayar programında sönüm katsayısı sıfırlanarak, herbir düğüm noktasının deplasman gidişi izlenmiş ve erişilen ilk ekstremuma ait t_1 - zamanı saptanarak, (6.1), (6.2) ve (6.3) bağıntılarıyla nonlinear statik analizin en optimum iterasyon sayısı ile gerçekleştirilmesini sağlayacak olan C_{cr} -kritik sönüm katsayısı saptanmıştır.

6.2.2. Antimetrik Yükleme

Gözönüne alınan kablolu taşıyıcı sistemlere antimetrik yüklerin tatbik edilmesi halinde nonlinear statik analizin minimum integrasyon sayısı ile elde edilmesini sağlayan kritik sönüm katsayısının saptanması amacıyla, (4.3) dinamik denge denkleminin nonlinear karakterdeki sönümsüz titreşim incelenmiştir. Daha önce Bölüm 4.3 'de sözü edilen nonlinearliliğin, titreşim üzerindeki etkisi bu dış yükleme halinde açıkça ortaya çıkmış ve düğüm noktalarının herbirinin farklı titreşim frekanslarına sahip olması nedeniyle bir frekanslar yelpazeşiyle karşılaşmıştır. Böyle bir durumda elde edilen bu farklı frekanslardan hangisinin, (4.3) diferansiyel denkleminin sönümsüz titreşiminin hakim frekansına karşı geleceği ve dolayısıyla, dış yükler altındaki sistemin kritik sönüm katsayısının hesabında kullanılacağı ise, ancak bir parametrik çalışma ile ortaya konulabilir.

Şekil 6-5 'de Bölüm 1.4 'de Tip I olarak tanımlanan kablolu taşıyıcı sistem görülmektedir. Ayrıca belirtmek gerekir ki, Tip I için şimdi vurgulanacak olan tüm özellikler, diğer üç sistem için de aynen geçerli olmaktadır.



Şekil 6-5. Antimetrik yükleme halinde nonlineer karakterdeki sönüm-süz titreşimler yardımıyla bulunan sönüm katsayıları ve bunlara ait çözüm süreleri

Şekil 6-5a 'da gözönüne alınan antisimetrik yükleme hali ve buna karşı gelen sönüm katsayıları yelpazesi görülmektedir. Köşeli parantez içindeki rakamlar düğüm noktalarını ve * ile işaretli olanlar ise dış yük tatbik edilenleri belirtmektedir. Şekil yakından incelenecek olursa, 23 ve 55 no.lu düğüm noktalarında ilk periyot değeri tesbit edilmiş ve karşı gelen sönüm katsayısı

$C_{\max} = 1047 \text{ ton/san}$ olarak hesaplanmıştır. İkinci deplasman ekstremumu 11, 27, 51 ve 67 no'lu düğüm noktalarında saptanırken, buna karşı gelen sönüm katsayısı 487 ton/san olarak elde edilmektedir.

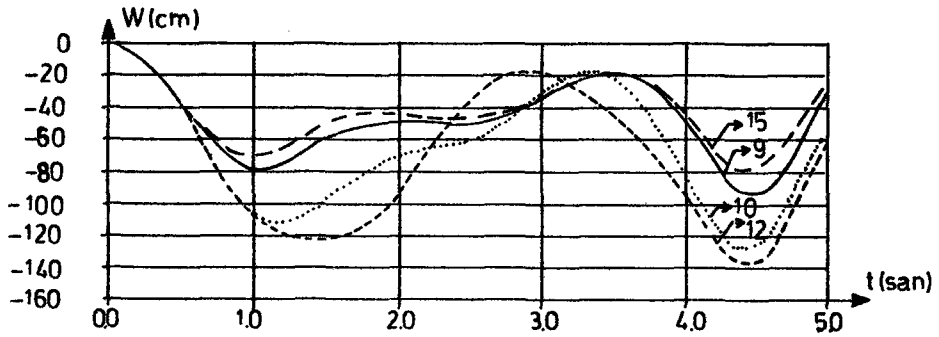
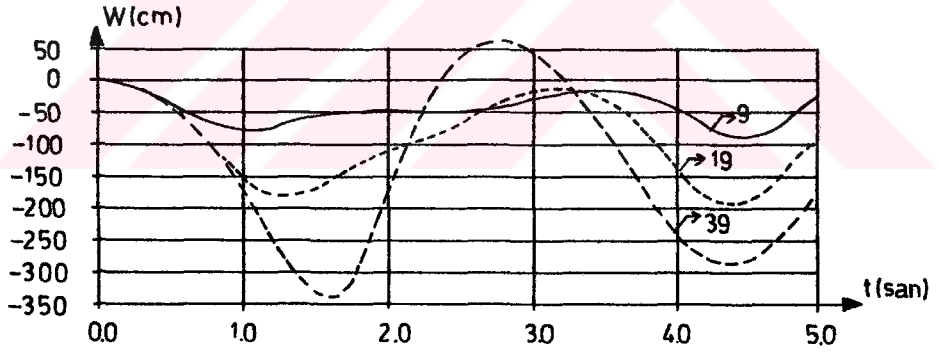
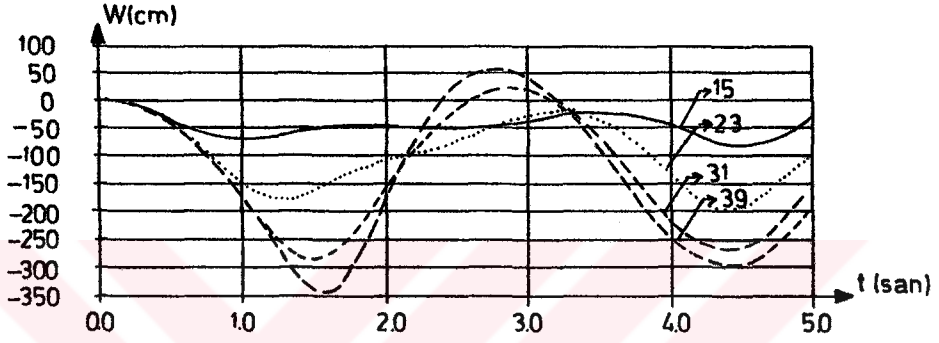
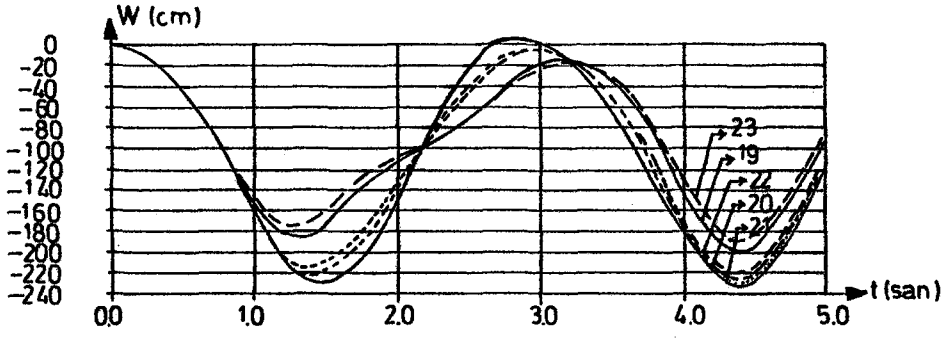
Ard arda tüm ekstremumlar saptanıp, son ve en büyük periyot tesbit edildiğinde buna karşı gelen $C_{\min} = 24.17$ ton/san olarak 31 ve 47 no.lu düğüm noktalarında hesaplanmaktadır.

Periyot veya sönüm katsayılarının sırayla hangi düğüm noktalarında meydana geldiği, Şekil 6-5a daha yakından incelendiğinde, dış yükün tatbik edildiği düğüm noktalarına ait sönüm katsayılarının 75,10 ile 36,11 ton/san arasında yer aldığı görülmektedir. Ayrıca ilk periyot değeri 7. iterasyon adımıyla saptanırken, en büyük ve en son periyot değeri 254. iterasyon adımıyla elde edilmektedir.

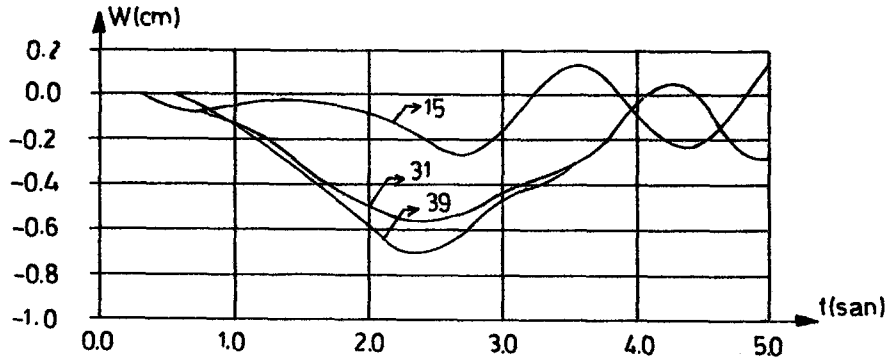
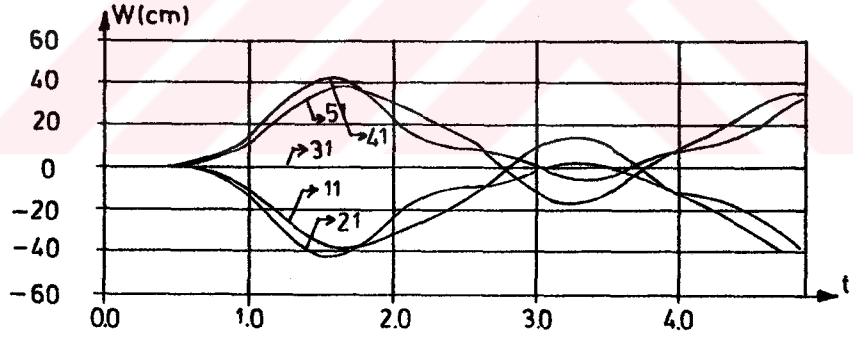
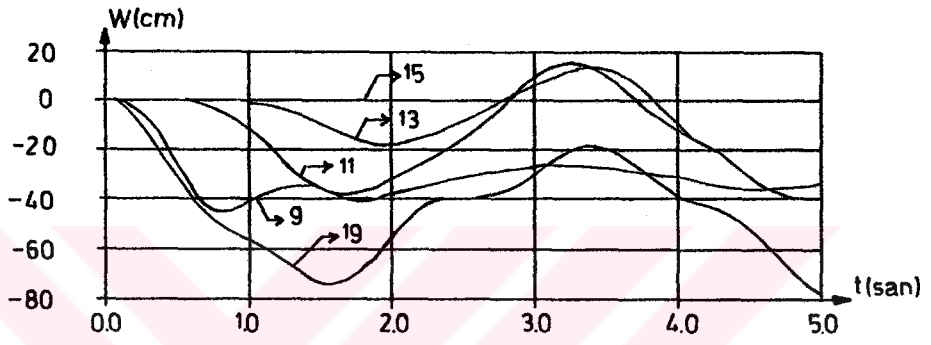
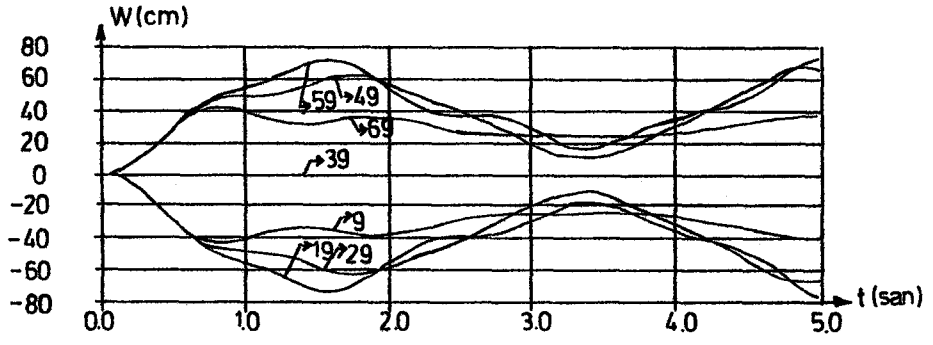
Tüm bu elde edilen sönüm katsayıları içerisinde hangisinin, en kısa sürede statik çözümü verecek olan kritik sönüm katsayısı olduğunu belirlemek amacıyla, saptanan her bir sönüm katsayısı tek tek ele alınmış ve nümerik instabiliteye yol açmayacak şekilde mümkün olan en büyük integrasyon adımı ile statik çözüm yapılmıştır. Şekil 6-5b de ayrıca bu statik çözümlere karşı gelen toplam iterasyon sayıları parantez içinde verilmektedir. Şekil yakından incelendiğinde, en az iterasyonların genelde dış yük tatbik edilen düğüm noktalarında meydana geldiği görülecektir. Üstelik bunların içinden de ilk erişilen periyota ait olan 9 ve 69 no'lu yüklü düğüm noktalarında sönüm katsayısı 75,10 ton/san olurken, 135. iterasyonda statik denge konumuna erişilmekte ve bu değer ise, Şekil 6-5b 'den açıkça görüldüğü gibi, en az iterasyon sayısına karşı gelmektedir.

Şekil 6-6 'da, Şekil 6-5 'de gözönüne alınan kablolu taşıyıcı sistemin (Tip I) tüm düğüm noktalarına simetrik olarak etkitilen 70 kN 'luk düşey kuvvetler altındaki nonlinear sönümsüz titreşiminin, sisteme ait çeşitli düğüm noktalarına ait salınımları görülmektedir.

Bunu izleyen Şekil 6-7 'de ise, yine aynı sistemin, bu sefer Şekil 6-5 'de gözönüne alınan antisimetrik yükleme altında, çeşitli düğüm noktalarına ait nonlinear sönümsüz titreşimleri görülmektedir.



Şekil 6-6. Tip I- Simetrik dış yüklemeye ait nonlineer karakterdeki sönümsüz titreşimler



Şekil 6-7. Tip I-Antimetrik dış yüklemeğe ait nonlineer karakterdeki sönümsüz titreşimler

6.2.2.1. Kritik Sönüm Katsayısının Tesbiti İçin Geliştirilen Algoritma

Bu bulguların ışığı altında, gözönüne alınan hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemlerin dış yükler altında dinamik rölaksasyona dayanan statik analizlerinde, çözümün minimum sürede gerçekleştirilmesini sağlayan kritik sönüm katsayısının hesabı için geliştirilen yöntemde, (4.3) diferansiyel denklemin nonlinear karakterdeki sönümsüz titreşimi, sadece dış yük tatbik edilen düğüm noktalarında incelenmiş ve bunların içinden erişilen en küçük, ya da başka bir deyimle ilk periyot değerine karşı gelen sönüm katsayısı, kritik sönüm katsayısı olarak tanımlanmıştır.

Bölüm 6.2.1.1. 'de değinildiği gibi, sözkonusu bu algorithmada yine, NONSTA adlı dinamik rölaksasyon yaklaşımına dayanan nonlinear statik analiz programından yararlanılmış ve sönüm katsayısı sıfır alınarak sadece dış yüklerin tatbik edildiği düğüm noktalarına ait deplasmanlar izlenmiştir. Erişilen ilk ekstremum değerine ait t_1 -zamanından yola çıkarak, (6.1), (6.2) ve (6.3) bağıntıları yardımıyla, çözümün minimum sürede gerçekleştirilmesini sağlayan C_{cr} -kritik sönüm katsayısı elde edilmiştir. Kritik sönüm katsayısının yukarıda verilen bağıntılarla hesabı için OPTİMA adlı bir bilgisayar programı hazırlanarak bir alt program olarak ana programa yerleştirilmiştir (Bölüm 7).

6.2.3. Tek Bir Düğüm Noktasına Etkiyen Dış Yük

Tekil dış yükün gözönüne alınan kablolu taşıyıcı sistemin herhangi bir düğüm noktasına etkimesi halinde, kritik sönüm katsayısının hesabı için (4.3) diferansiyel denkleminin nonlinear sönümsüz titreşimi incelendiğinde, her bir düğüm noktasının farklı frekanslara sahip olduğu açıkça ortaya çıkmakta ve Bölüm 6.2.2 'de belirtilen özellikler tekrarlanmaktadır. Bu nedenle sözüedilen bölümde kritik sönüm katsayısının hesabı için Bölüm 6.2.2.1 'de verilen algoritma, bu yükleme hali için de aynen kullanılacaktır.

6.3. İNTEGRASYON ADIMININ ÜST LİMİTİ VE YAKINSAMA ORANI

Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı'nda kullanılan (4.3) dinamik denge denkleminin, Sabit İvme Yöntemi ile nümerik integrasyonunda kullanılacak Δt -zaman adımının, kritik sönüm katsayısı da uygulanarak mümkün olabildiğince büyük seçilebilmesi halinde, çözümün hızla statik denge konumuna ulaşılacağı, buraya kadar verilen sonuçlarla gösterilmiştir.

Daha önce Bölüm 4.5 'de lineer karakterli dinamik problemlerin çözümünde kullanılan Δt -integrasyon adımının, sabit ivme yönteminde seçilen değerden bağımsız olarak stabil çözüm ürettiği belirtilmiş ise de [43], yürütülen bu parametrik çalışmada, (4.3) diferansiyel denkleminin nonlineerliliği nedeniyle, Δt - integrasyon adımının belli değerlerden büyük seçilmesi halinde, nümerik instabilite durumu ile karşılaşmıştır. Bu nedenle çeşitli yapısal parametreler de dikkate alınarak, bu zaman adımına ait üst limitin tanımlanması hedeflenmiştir. Bu nedenle Newmark [43] 'ın uygulanabilecek maksimum integrasyon adımı ile periyot arasındaki ilişkiyi yakınsama oranı cinsinden ifade eden formüllerinden yararlanılmış ve çözüm parametrelerinin optimizasyonu gerçekleştirilmeye çalışılmıştır.

ρ : yakınsama oranı

Newmark tarafından kesin ivme değeri ile hesaplanan ivme arasında yapılan hatanın, kesin ivme değeri ile tahmin edilen ivme değeri arasında yapılan hataya oranı

$$\rho = \frac{\text{kesin ivme değeri} - \text{hesaplanan ivme değeri}}{\text{kesin ivme değeri} - \text{tahmin edilen ivme değeri}} \quad (6.6)$$

olarak verilmektedir.

Δt : integrasyon adımı (san)

T : periyot (san)

olduğuna göre, bu iki değer yakınsama oranı ile ilgisi yazar tarafından

$$\frac{\Delta t}{T} \leq \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho}{\delta_2}} \quad (6.7)$$

olarak ifade edilmiştir. Bölüm 4.5 'de sabit ivme yöntemi için $\delta_2 = 1/4$ olarak tanımlandığından, (6.7) bağıntısı

$$\frac{\Delta t}{T} \leq \frac{1}{\pi} \sqrt{\rho} \quad (6.8)$$

şeklini almakta ve böylece yakınsama oranı

$$\rho = \left(\pi \cdot \frac{\Delta t}{T} \right)^2 \quad (6.9)$$

olmaktadır.

Parametrik çalışmanın bu ikinci aşamasında, Şekil 1-7 'de verilen öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid taşıyıcı sistemler gözönüne alınacak ve etkiyen dış yükler altında Bölüm 6.2.2.1 'de verilen algoritma ile (4.3) diferansiyel denkleminin nonlinear sönümsüz titreşimine ait periyodu saptanarak, kritik sönüm katsayısı hesaplanacaktır. Öte yandan, bu sönüm değeri kullanılarak nümerik instabiliteye yol açmayan ve yürütülen nonlinear statik analizin minimum iterasyon sayısı ile sonuçlanmasını sağlayacak olan maksimum integrasyon adımı, deneme-yanılma yöntemine dayanan bir parametrik çalışma ile saptanmaya çalışılacaktır. Tek kademede sisteme tatbik edilen dış yük miktarının, sözkonusu sönümsüz titreşimin periyodunda meydana getireceği değişimler izlenecek ve parametrik çalışma sonucu elde edilen maksimum integrasyon adımı ile (6.9) bağıntısı ele alınacak ve yakınsama oranları tesbit edilecektir.

Böylece, yürütülecek olan bu parametrik çalışma ile ele alınan dört tip öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemler için uygun ρ -yakınsama oranları ifadelerinin türetilmesi yoluna gidilecek ve (6.9) denkleminden yararlanılarak

$$\Delta t_{\max} \leq \frac{1}{\pi} \cdot T \sqrt{\rho} \quad (6.10)$$

bağıntısı ile nümerik instabiliteye yol açmayan maksimum integrasyon adımının saptanması bir otomatiğe bağlanacaktır.

Bu durumda, maksimum integrasyon adımının hesabının Bölüm 7 'de yer alan OPTİMA adlı alt programa yerleştirilmesiyle de nonlineer statik analiz öncesi çözüm parametrelerinin optimizasyonu gerçekleştirilecektir.

6.4. YAKINSAMA ORANLARININ SAPTANMASINA YÖNELİK PARAMETRİK ÇALIŞMA

Bu bölümde saptanması amaçlanan yakınsama oranları için yürütülecek olan geniş kapsamlı parametrik çalışmada, yükleme kombinezonlarının çeşitliliği ve de fazlalığı nedeniyle antimetrik yüklemelerden vazgeçilmiş, bunun yerine dış yükün tüm düğüm noktalarına simetrik olarak ve tek kademede tatbik edilmesi planlanmıştır. Bu çalışma sonucu üretilen ifadeler, daha sonra antimetrik yüklemeler için de denenecek ve gerekli düzeltmeler yapılacaktır.

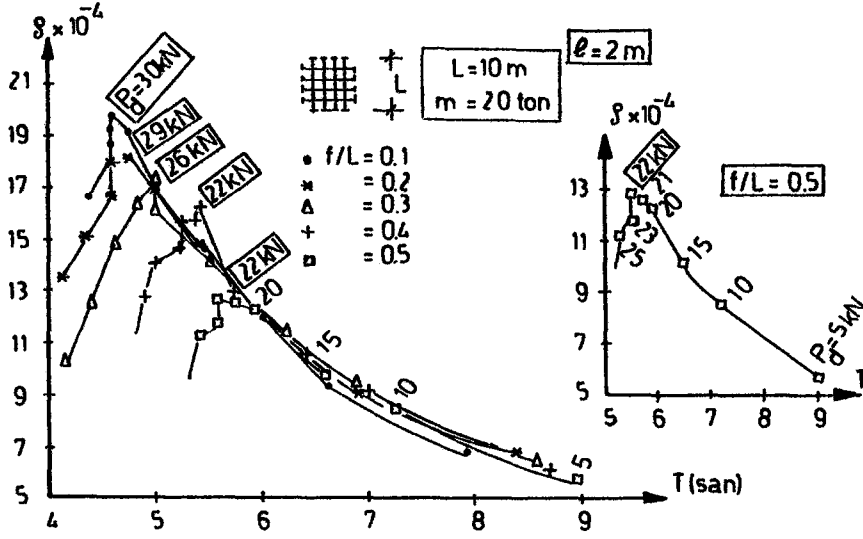
Parametrik çalışmanın her birinde, açıklıklar ikişer ikişer büyütülerek $L = 10-30$ m 'ler arasında yürütülmüştür. Kablo aralıkları $\lambda = 1-6$ m arasında yaklaşık birer metre artırılarak yakından incelenmiştir. Kenar kablo enkesiti 5 cm^2 olarak sabit tutulmuş, ve iç kablo enkesiti $0,5 \text{ cm}^2$ ile başlanıp, $0,5 \text{ cm}^2$ çoğaltılarak 4 cm^2 ye dek gözlemlenmiştir. Kablo elastisite modülünün yakınsama eğrilerine olan etkisinin saptanmasında, $E = 15.000 \text{ kN}$ ile başlanmış ve $E = 30.000 \text{ kN}$ 'lik değerlerine dek incelenmiştir.

Yürütülen geniş çaplı bu parametrik çalışmanın sonuçlarının sunulması aşamasında, sözkonusu çalışmayı en iyi şekilde temsil etmek üzere gerekli örnekler seçilecek ve burada verilmeye çalışılacaktır.

Nitekim bu bölümde yer alacak olan örneklerde, aksi belirtilmedikçe aşağıdaki değerler gözönüne alınacaktır.

noktasal kütle	$m = 20 \text{ ton}$
iç kablo enkesiti	$A_1 = A = 0,561 \text{ cm}^2$
kenar " "	$A_k = 5,000 \text{ cm}^2$
elastisite modülü	$E = 15.000 \text{ kN/cm}^2$
öngergi kuvveti	$P_{\bar{o}} = P_{\bar{o}i} = 40 \text{ kN}$

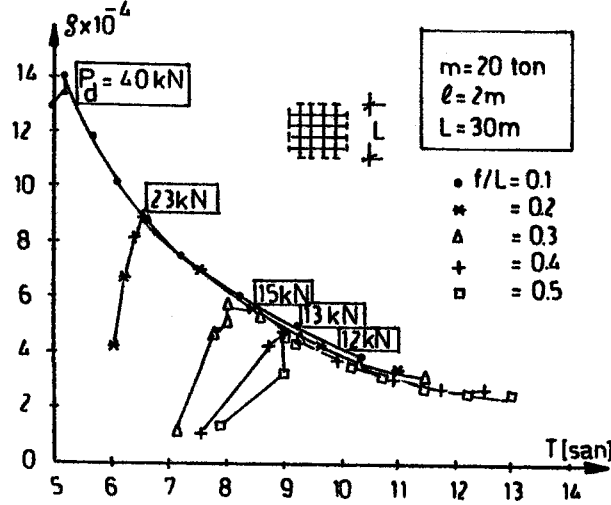
6.4.1. TİP I ve Yakınsama Eğrileri



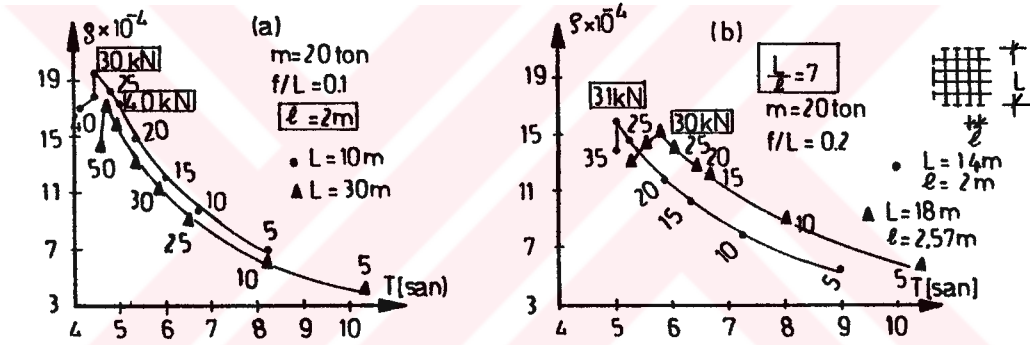
Şekil 6-8. Yüzey eğriliklerine karşı gelen periyot-yakınsama oranı ilişkisi

Şekil 6-8'de aynı açıklıklı sistem Tablo 5-1 'de verilen beş farklı yüzey eğriliği ve sabit kablo aralığı ile ele alınmış ve tek kademede uygulanan dış yük, gözönüne alınan sistemin düğüm noktalarına simetrik olarak ve değeri gittikçe artarak tatbik edilmiştir. Bunlara karşı gelen periyotlar ise Bölüm 6.2.2.1 'de verilen yöntemle yakından incelenmiştir. Şekilde yakınsama eğrilerinin yanında yer alan değerler kN cinsinden tatbik edilen dış yük değerlerine karşı gelmekte; dış yük miktarı arttıkça periyot azalmakta ve buna karşılık yakınsama oranı ise artmaktadır. Karakteristik bir eğri üzerinde yer alan bu parametrik sonuçlar, belirli bir yük miktarından sonra sapmakta ve yakınsama oranları da buna paralel olarak hızla ve gelişigüzel azalmaktadır. Yüzeyin eğriliği arttıkça, aynı yük kademesine karşı gelen periyot daha büyük olarak elde edilmekte, fakat sapma eğilimi ise daha küçük dış yük miktarlarında (kutu içindeki değerler) başlamaktadır.

Şekil 6-9'da aynı sistem $L = 30$ m açıklık için ele alınmış ve kablo aralığı yine aynı değerde sabit tutulmuştur. İki şekil birbiri ile kıyaslandığında, açıklık büyüdükçe periyot artarken yakınsama oranlarının azaldığı ve buna karşın, sapmaların daha büyük dış yük mertebelerinde olduğu görülmektedir (Şekil 6-10 a)



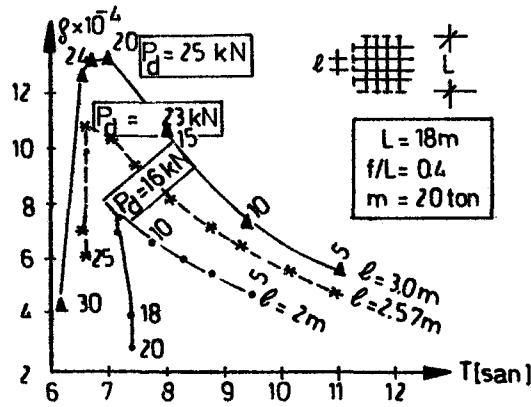
Şekil 6-9. Açıklığın periyot-yakınsama oranı eğrilerine etkisi



Şekil 6-10. L/l oranı eşit sistemlerde periyot-yakınsama oranı ilişkisi

Şekil 6-10b 'de ise aynı düğüm nokta ve eleman sayısına, başka bir deyimle (L/l) -oranına sahip, fakat farklı açıklık ve kablo aralıklarında düzenlenmiş iki farklı sistem görülmektedir. Sapmalar yaklaşık aynı yük mertebesinde meydana gelirken, gerek açıklığı gerekse kablo aralığı daha büyük olan sistem söz konusu olduğunda, periyot büyürken yakınsama oranı yaklaşık aynı kalmaktadır.

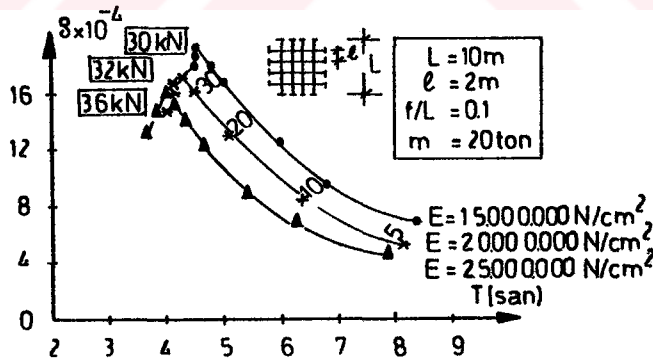
Şekil 6-11 'de ise, açıklık sabit tutulurken kablolar arası mesafe büyütülmekte ve bu durumda periyot artarken; gerek yakınsama oranı gerekse sapmaların oluşmaya başladığı dış yük miktarı da yükselmektedir.



Şekil 6-11. Kabloların düzenlenme sıklığının yakınsama eğrilerine etkisi

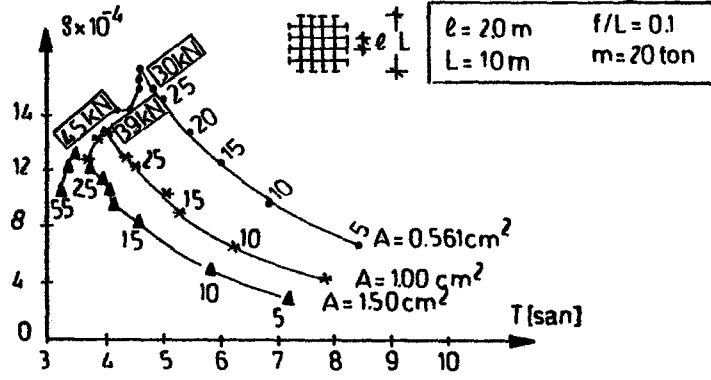
Özetle, gerek periyot gerekse yaklaşım oranı hem sistemin boyutlarından, hem de kabloların düzenlenme sıklığından etkilenmektedir.

Elastisite modülü artırıldığında sistem rijitleşmekte ve buna bağlı olarak da periyot bir miktar azalırken, yakınsama oranı ise hızla azalmaktadır. Eğriler sola ve aşağı doğru ötelenirken sapmaların oluşmaya başladığı tek kademede yüklenen dış yük miktarı ise yükselmektedir (Şekil 6-12).



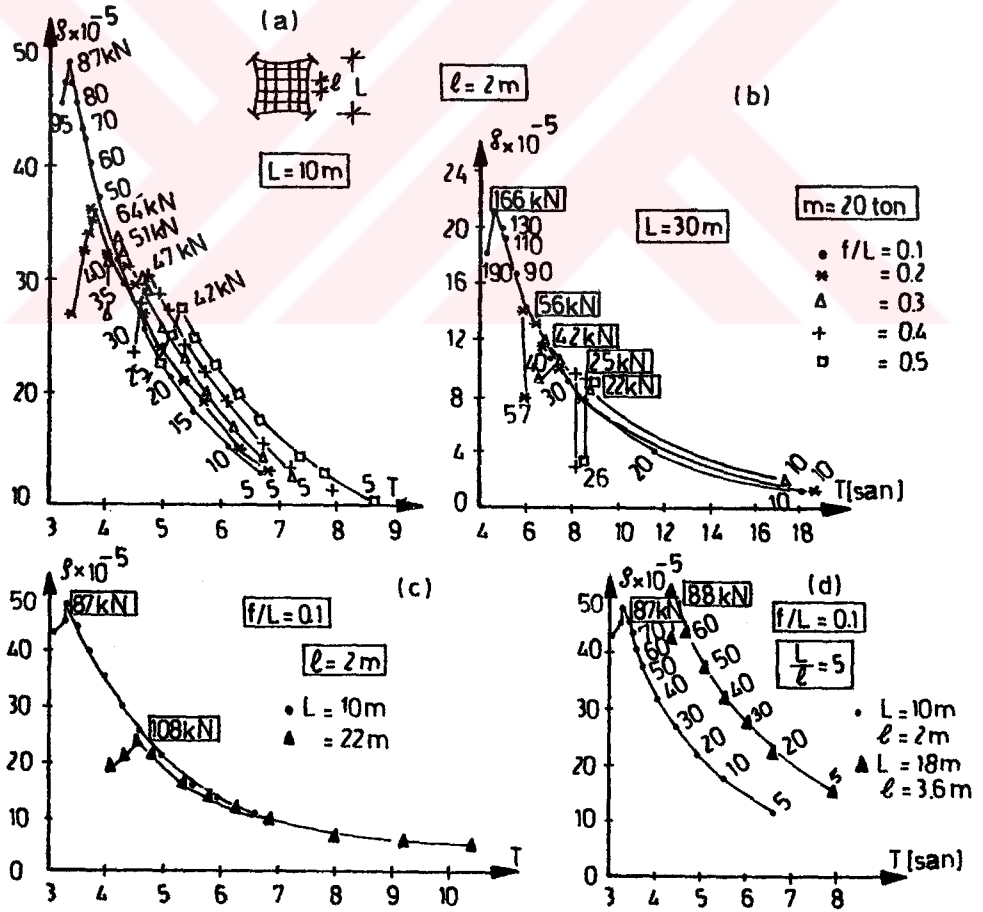
Şekil 6-12. Elastisite modülünün değişimi halinde periyot-yakınsama oranı ilişkisi

Elastisite modülündeki değişimlere benzer olarak, enkesit artırımlarının gözönüne alınması halinde, periyot ve yakınsama oranları azalırken, sapmaların çok daha büyük dış yük değerlerinde oluştuğu görülmektedir (Şekil 6-13).



Şekil 6-13. Kablo enkesitlerinin değişimine ait periyot-yakınsama oranı ilişkisi

6.4.2. TİP II ve Yakınsama Eğrileri



Şekil 6-14. Açıklık ve yüzey eğriliklerine karşı gelen periyot-yakınsama oranı ilişkileri

Şekil 6-14a-b 'de aynı kablo aralığı ile düzenlenmiş iki farklı açıklığa sahip kablolu taşıyıcı sistemin periyot-yakınsama oranı ilişkisi gösterilmeye çalışılmıştır. Ayrıca her iki sistemin beş farklı yüzey eğriliği de gözönünde tutulmuş ve dış yük tek adımda ve giderek artan miktarlarda simetrik olarak düğüm noktalarına etkitilmiştir. Yüzey eğriliği arttıkça periyot artarken, bir yandan da yaklaşım oranının arttığı ve böylece her biri farklı ve bir öncekinden daha büyük kablo okunda, eğrilerin sağa kayarak yukarı doğru ötelendiği izlenmektedir. Aynı zamanda diyagramda görülen her bir yüzey eğriliğine ait eğri gidişindeki sapmaların, kablo okundaki artımla tersinir olduğu gözlemlenmekte, eğrilik arttıkça sapmaların meydana geldiği tek kademede tatbik edilen dış yük miktarı ise düşmektedir.

Sadece bir eğime, örneğin $f/L = 0,1$ 'e ait yakınsama eğrisinin gidişi yakından izlenecek olursa, dış yük başka bir deyimle dengelenmemiş artık kuvvet arttığında periyot azalırken, yakınsama oranının hızla artarak yakınsama eğrisinin saptığı noktaya dek sola ve yukarı doğru yönelmesine yol açmaktadır.

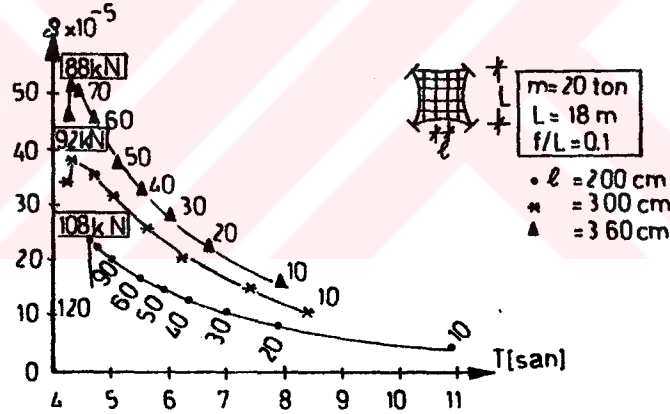
Eğrilerin yanındaki rakamlar kN cinsinden dış yükün değerini tanımlarken, kutu içinde yer alanlar ise sapmaların başladığı tek kademede sisteme tatbik edilen dış yük miktarına karşı gelmektedir.

Şekil 6-14 a ve b birbiriyle kıyaslanacak olursa, açıklık arttıkça periyodun daha büyük değerler aldığını, buna karşılık aynı dış yük miktarına karşı gelen yakınsama oranının ise daha düşük mertebelere indiği gözlemlenmektedir (Şekil 6-14c). Sapmalar da buna paralel olarak daha büyük mertebelerde meydana gelmektedir. Ayrıca şunu da belirtmek gerekir ki, küçük dış yük uygulamalarında, periyot-daki değişim hızı bir azalma şeklinde ortaya çıkarken, dış yükün büyük miktarlarda tek kademede tatbik edilmesi halinde bu azalma şeklindeki değişim, daha yavaş olmaktadır. Özellikle yüzey eğriliğinin yüksek olduğu büyük açıklıklar için şu gözlemi de gözardı etmemek gerekir. Şöyle ki, Bölüm 6.5.1.1 'de yer alan Şekil 6-29a-f yakından incelendiğinde, büyük açıklık ve yüzey eğriliklerinde, periyot değişiminin dış yük miktarına duyarsız hale gelmeye başladığı gözlemlenmektedir. Bu olay Bölüm 6.4.3 ve 6.4.4 'de ve Bölüm 6.5.3 ve 6.5.4 'de

ele alınan Tip III ve Tip IV için, en belirgin özellik olarak karşımıza çıkacaktır.

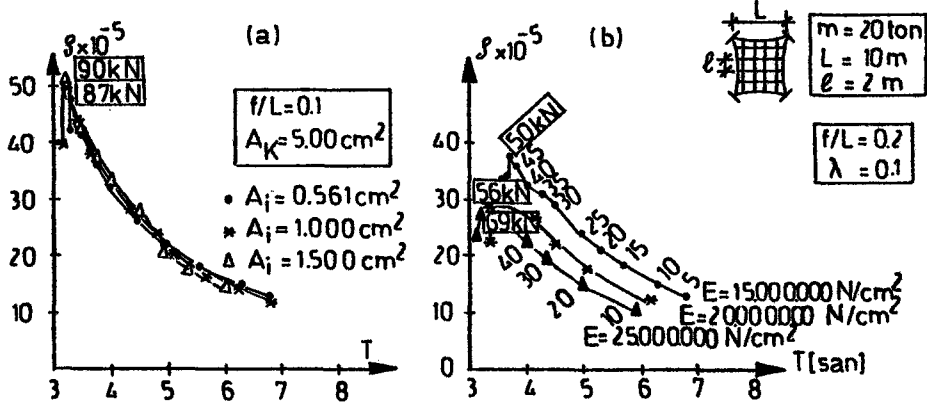
Aynı eleman ve düğüm nokta sayısına sahip, başka bir deyimle (L/ℓ) oranı eşit iki farklı sistem ele alındığında saptamalara karşı gelen dış yük miktarında hiçbir farklılık ortaya çıkmazken, daha büyük açıklık ve kablo aralığında düzenlenen sistemde periyot hızla artarken, yakınsama oranı hemen hemen sabit kalmakta, eğri sağa ve yukarı doğru kaymaktadır (Şekil 6-14d).

Şekil 6-15 'de ise ele alınan kenar kablolu taşıyıcı sisteme ait yakınsama eğrilerinin kablo aralıklarının düzenlenme sıklığından etkilenişi izlenmektedir. Görülmektedir ki, kablo aralığı arttırıldığında periyot azalırken, yakınsama oranı artmakta ve eğriler yukarı doğru ötelenmektedir. Saptamalara karşı gelen tek kademede sisteme etkitilen dış yük miktarı ise kablo aralıkları arttırıldığında giderek azalmaktadır.



Şekil 6-15. Kablo aralıklarının düzenlenme sıklığının yakınsama eğrilerine etkisi

Kenar kablo enkesiti sabit tutulurken, iç kabloların enkesiti artırıldığında, başka bir deyimle, iç kablo-dış kablo enkesiti oranı artırıldığında, gerek periyotta gerekse yakınsama oranında çok az değişiklik gözlemlenmektedir. Hatta bu etkinin hiçbir farklılık getirmedeği varsayılabilir. Ayrıca bu durumda saptmaların başlamasına karşı gelen dış yük miktarında, küçük bir artım sözkonusu olmaktadır (Şekil 6-16a).



Şekil 6-16. Kablo enkesiti ve elastisite modülündeki değişimlerin yakınsama eğrilerine etkisi

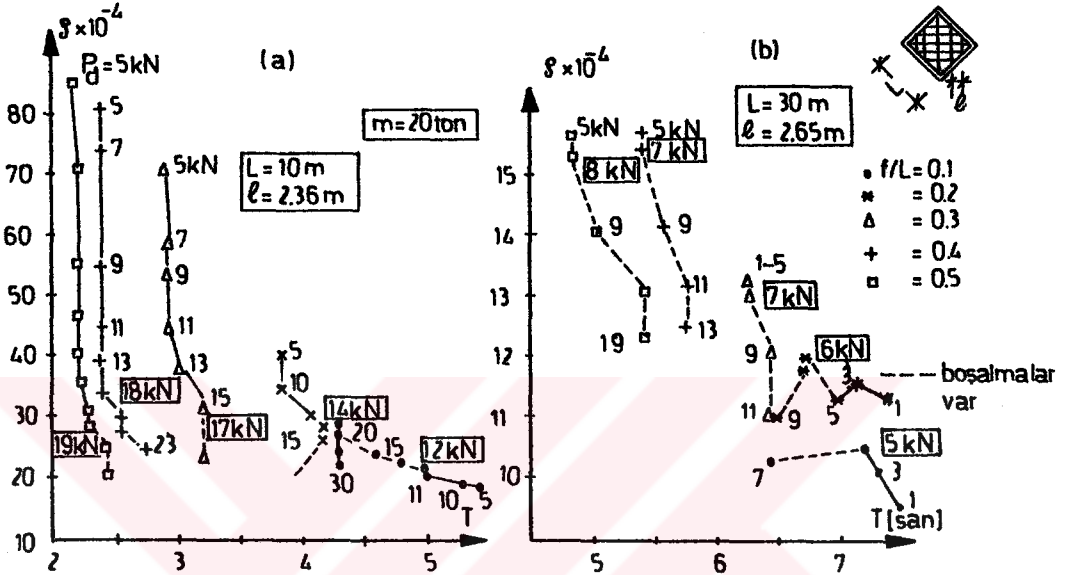
Şekil 6-16b 'de ise, enkesit değişimlerinin aksine, yakınsama oranlarının elastisite modülünün değişiminden oldukça etkilendiği açıkça görülebilmektedir. Elastisite modülü arttıkça periyot ve de yakınsama oranı azalmakta ve eğriler hafifçe sola ve aşağı doğru ötelenmektedir. Sapmalara karşı gelen ve tek kademede sisteme tatbik edilen dış yükün maksimum değeri ise giderek daha büyümektedir.

6.4.3. TİP III ve Yakınsama Eğrileri

Şekil 6-17 'de iki farklı açıklıklı hiperbolik-paraboloid öngerilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemin, tüm düğüm noktalarına tek kademede ve simetrik olarak etkitilen dış yükler altındaki periyot-yakınsama oranı ilişkisi görülmektedir. Şekilde yakınsama eğrileri yanında yer alan değerler, kN-cinsinden tatbik edilen dış yük miktarına karşı gelirken, kutu içine alınanlar ise, aşağıda açıklanacak olan ve kablolarla gevşemelerin başladığı P_{cr} -kritik dış yük miktarını göstermektedir. P_{cr} ve daha büyük dış yük adımları için de yakınsama eğrileri incelenmiş ve gevşeyen kabloların varlığının vurgulanması amacıyla, bunlara ait yakınsama eğrileri, kesikli çizgilerle gösterilmiştir.

Şekil 6-17 'den açıkça görüldüğü gibi, sisteme uygulanan belirli bir dış yük miktarından sonra elemanlar aksenal basınç kuvveti olarak boşalmakta ve kablolar gevşemektedir. Yüzey eğriliği olarak

$f/L = 0,3$ gözönüne alınacak olursa , küçük açıklıklarda boşalmaya neden olan dış yük miktarının, büyük açıklıklardakine nazaran daha fazla olduğu gözlemlenmektedir. Örneğin $L = 30$ m için kablolu taşıyıcı sistemin her bir düğüm noktasına simetrik olarak etkitilen ve boşalmalara neden olan bu kritik dış yük 7 kN olarak elde edilirken, küçük açıklıklarda elemanların basınca geçişi $P = 17$ kN 'dan sonra başlamaktadır.



Şekil 6-17. Açıklık ve yüzey eğriliklerinin değişimine karşı gelen periyot-yakınsama oranı ilişkisi

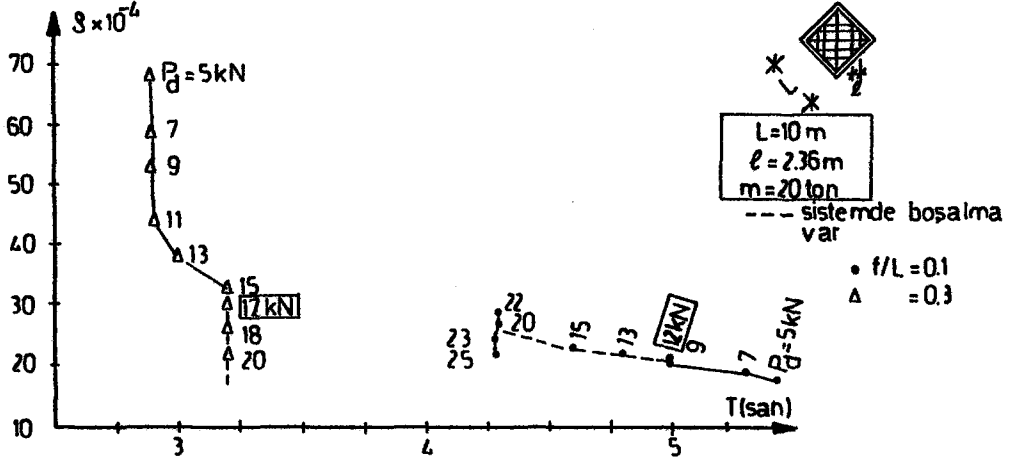
Şekilde görülen her bir nokta, 1-2 kN 'luk yük artımlarına karşı gelmektedir.

Açıklık arttıkça periyodun da arttığı, fakat yakınsama oranının azaldığı görülmektedir.

Küçük açıklıklarda ve yüzey eğriliklerinin büyük olduğu hallerde, örneğin $L = 10$ m için, periyodun giderek artan kuvvet miktarlarından etkilenmediği, hattâ kabloların basınca geçerek gevşemelerine dek sabit kaldığı gözlemlenmektedir. Buna karşın yakınsama oranında ise, dış yük arttıkça kademeli olarak hızlı düşüşler meydana gelmektedir.

Bu olgu, büyük açıklıklarda ($L=30$ m) azalmakta ve hatta yok olmaktadır. Açıklık arttırıldığında, buna paralel olarak kritik yükün de azalmasının bu sonucu doğurabileceğini dikkatten uzak tutmamak gerekmektedir.

Her bir şeklin tek tek ele alındığı Bölüm 6.5 gözönüne alınarak Şekil 6-17 a ve b 'de yer alan eğriler tekrar yakından incelendiğinde, genelde şu özelliğin varlığını vurgulanabilir :



Şekil 6-18. Yüzey eğriliğinin periyot-yakınsama oranı ilişkisine etkisi

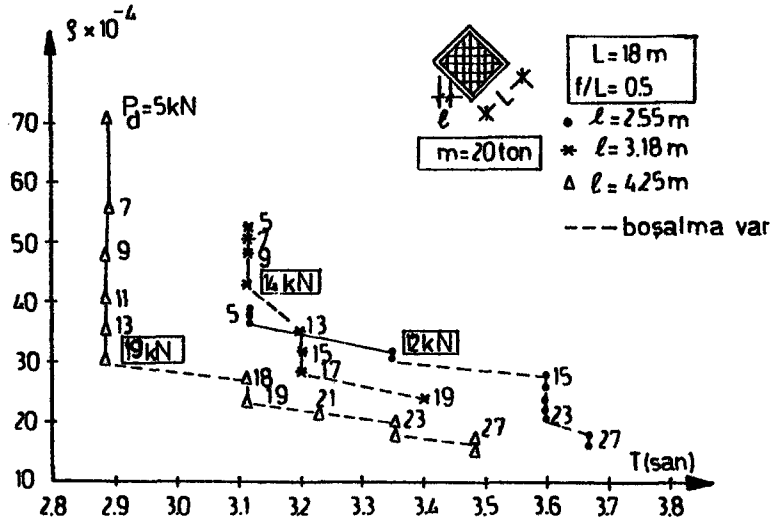
Çok basık çatı yüzeylerinde ($f/L = 0,1$, bazen $f/L = 0,2$) dış yük arttıkça periyot azalmaktadır. Hattâ elemanlar basınç kuvveti olarak gevşemelerine rağmen, periyotta meydana gelen azalmalar yine aynı karakteristik yakınsama eğrisi üzerinde yer almaktadır. Sapmalar ise ancak kritik dış yükün yaklaşık iki misli değerinin tatbik edilmesi halinde oluşmaktadır (Şekil 6-18).

Yüzey eğriliği artırıldığında ise tam tersi bir gidiş izlenmekte, belirli bir yük adımına dek periyot yük değişiminden hiçbir şekilde etkilenmezken, kritik dış yüke ulaşıldığında ve hatta aşıldığında, kablolarda, basınç kuvveti nedeniyle oluşan gevşemeler nedeniyle sistem rijitliğini kaybetmekte ve tabii olarak periyodunda artmalar olmaktadır. Gevşeyen elemanların sayısı artarken bile hesaplanan periyot, artan yük miktarlarına duyarsız kalabilmekte, ancak boşalan eleman sayısının belli bir miktarı aşması halinde, periyotta bir miktar artım tesbit edilmektedir.

Dış yük miktarı kademeli olarak artırılırken, yakınsama oranında da kademeli bir azalma ortaya çıkmaktadır.

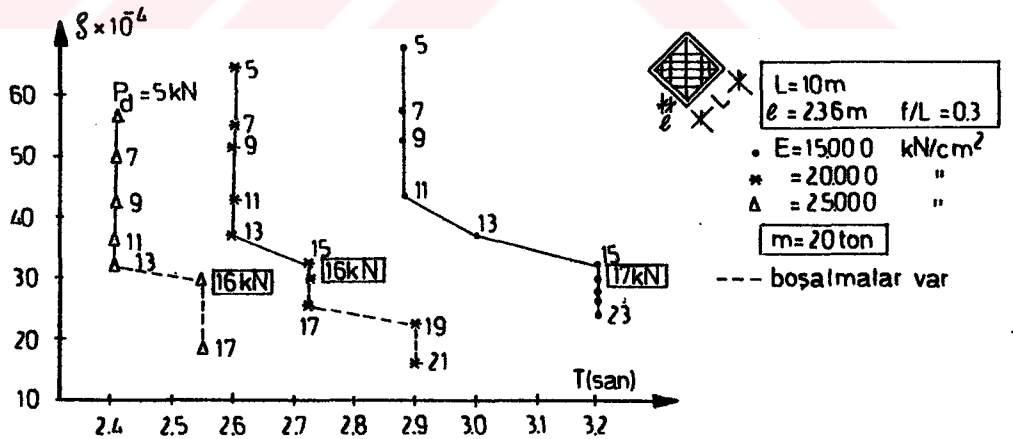
Ele alınan kablolu sistemin açıklığı sabit tutulurken kablo aralıkları büyütüldüğünde periyot azalmakta, buna karşılık kritik dış

yük miktarı artarak yakınsama oranındaki kademeli davranış daha da belirginleşmekte ve dış yükün çok küçük miktarlarına karşı gelen yakınsama oranı ise oldukça büyük değerlere erişmektedir (Şekil 6-19).



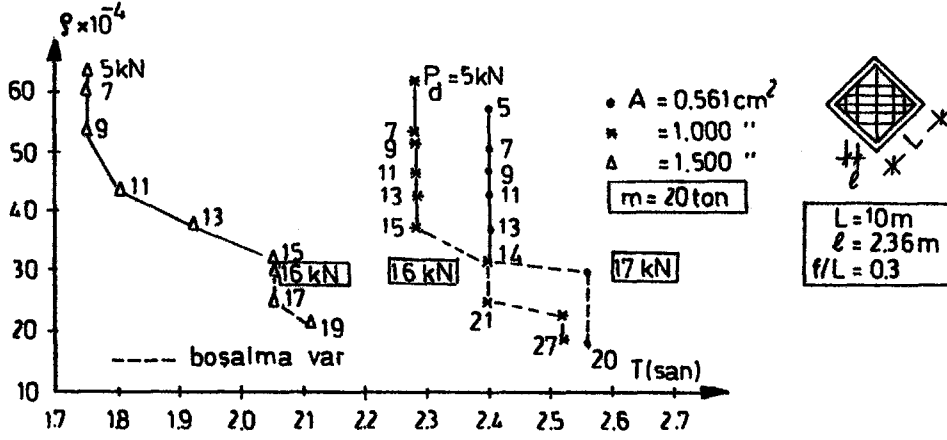
Şekil 6-19. Kablo aralıklarının yakınsama eğrilerine etkisi

Yürütülen parametrik çalışma çerçevesinde, kabloların elastisite modülü artırıldığında elemanların basınca geçerek boşalmalarına neden olan kritik dış yük miktarında belirgin bir farklılık gözlenemezken, periyot hızla azalmakta ve sistem rijitleşirken yakınsama oranlarında küçük bir düşüş kaydedilmektedir (Şekil 6-20).



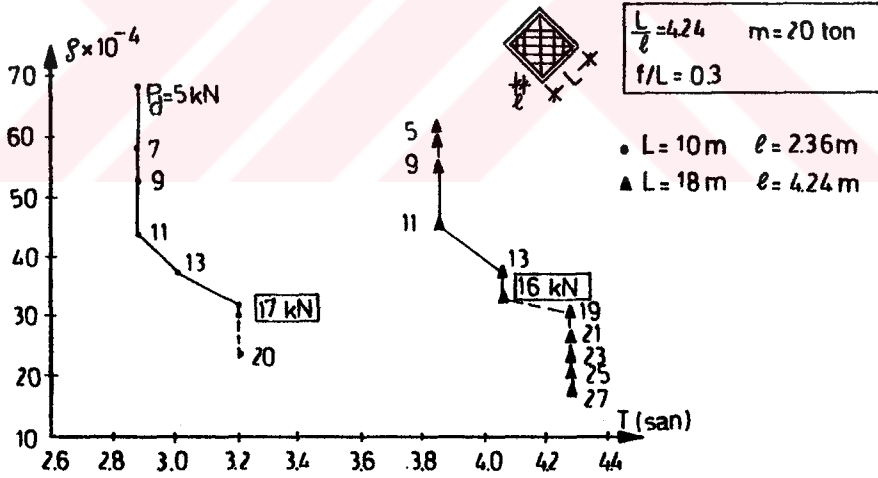
Şekil 6-20. Elastisite modülünün yakınsama eğrilerine etkisi

Kablo enkesitlerinin değiştirilmesi halinde kablo iç kuvvetlerinin basınca geçerek boşalmalarına neden olan kritik dış yükte belirgin bir değişim ortaya çıkmamasına karşın, enkesitler artırıldığında sistem rijitleşirken periyot hızla azalmakta ve dış yüklere daha duyarlı hale gelmektedir (Şekil 6-21).



Şekil 6-21. Enkesit değişiminin yakınsama eğrilerine etkisi

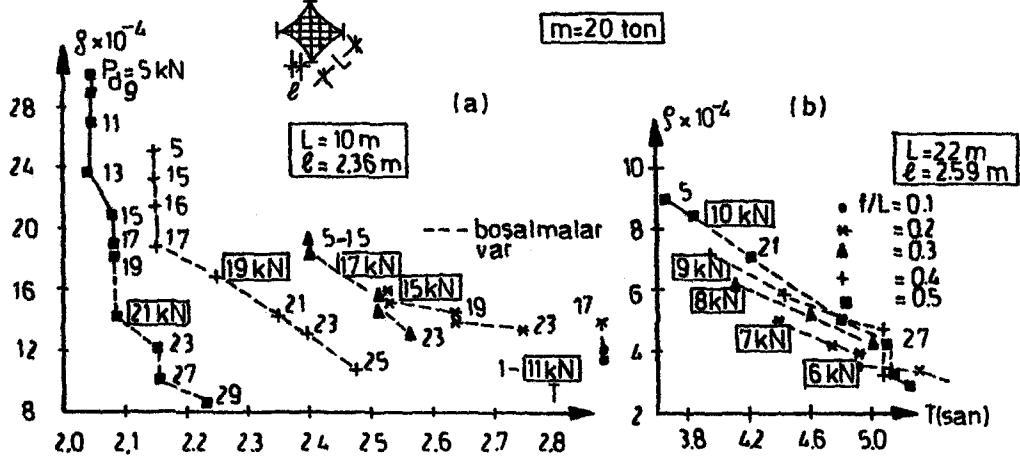
Şekil 6-22 'de düğüm noktaları ve eleman sayıları eşit, dolayısı ile (L/l) oranları aynı, fakat kablo aralığı ve açıklığı farklı iki kablolu taşıyıcı sistem birbiriyle kıyaslandığında, ilk basınca geçen elemanların oluşumuna karşı gelen kritik dış yükün hemen hemen aynı kaldığı gözlemlenmektedir. Buna karşın kablo açıklığı ve aralığı daha fazla olan sistemde periyot daha büyük değerlere ulaşmaktadır.



Şekil 6-22. Aynı eleman ve düğüm nokta sayısına sahip sistemlerin yakınsama eğrileri

6.4.4. TİP IV ve Yakınsama Eğrileri

Şekil 6-23 de iki farklı açıklıkta düzenlenmiş hiperbolik-parabolooid uzay kablolu sistem ve düğüm noktalarına simetrik ve giderek artan miktarlarda tek kademede etkitilen dış yük miktarlarına karşı gelen



Şekil 6-23. Farklı açıklık ve yüzey eğriliklerine ait periyot-yakınsama oranı ilişkisi

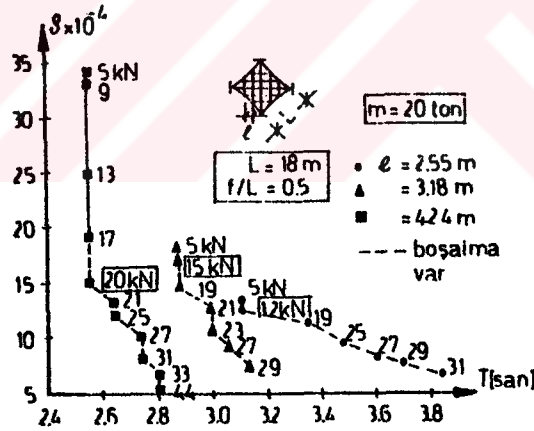
periyot-yakınsama oranı ilişkisi görülmektedir. Şekildeki yakınsama eğrilerinin yanında yer alan değerler kN cinsinden tüm düğüm noktalarına simetrik olarak tatbik edilen dış yük miktarlarına karşı gelirken, kutu içinde yer alanlar ise kabloların basınç kuvveti olarak gevşemeye başladıkları P_{cr} -dış yük değerlerini vermektedir. Gevşeyen kablo elemanlarının varlığını belirtmek amacıyla yakınsama eğrileri, P_{cr} ve daha büyük yük adımları için kesikli çizgi ile gösterilmiştir.

Şekil 6-23b yakından incelendiğinde yüzey eğriliği arttıkça, diğer bir deyişle f/L oranı büyüdükçe periyot azalmakta ve yakınsama oranı ise artmaktadır. Bu nedenle eğriler yukarı ve sola doğru ötelenmektedir.

Bölüm 6.5 de detaylı olarak ele alınacak tüm şekiller de gözönünde bulundurulduğu takdirde, Tip IV için de Tip III'e benzer davranış biçiminin söz konusu olduğu söylenebilir. Tip I ve Tip II'de artan her dış yük miktarından etkilenen periyot, son iki tip olan Tip III ve IV'de, dış yüke duyarsız kalmaktadır. Şekil 6-23a'daki $f/L = 0,3$ oranına ait eğri yakından incelendiğinde, dış yük 5 kN'dan 15 kN'a çıkarıldığı halde, gerek periyot, gerekse yakınsama oranının aynı kaldığı görülmektedir. Elemanların basınca geçerek boşalmaları söz konusu olmaya başladığında, rijitliğinde meydana gelen değişiklikler nedeniyle periyot artarken, yakınsama oranı ise giderek düşmektedir.

f/L oranı, yani yüzey eğriliği artırıldığında boşalmaların meydana geldiği kritik dış yük miktarı da hızla artmaktadır. Şekil 6-23a ve b 'de ele alınan ve kablo aralıkları yaklaşık birbirinin aynı, fakat açıklıkları farklı olan iki kablolu taşıyıcı sistem yakından incelendiğinde, açıklık arttıkça kritik dış yükün azaldığı saptanmaktadır. Daha önce Tip III 'de belirtildiği gibi, özellikle yüzey eğriliği fazla olan kablolu taşıyıcı sistemlerde dış yük kademeli olarak artırılırken periyot sabit kalmaktadır. Buna karşın, dış yükün kademeli artışı na paralel olarak, yakınsama oranında kademeli bir azalma meydana gelmektedir.

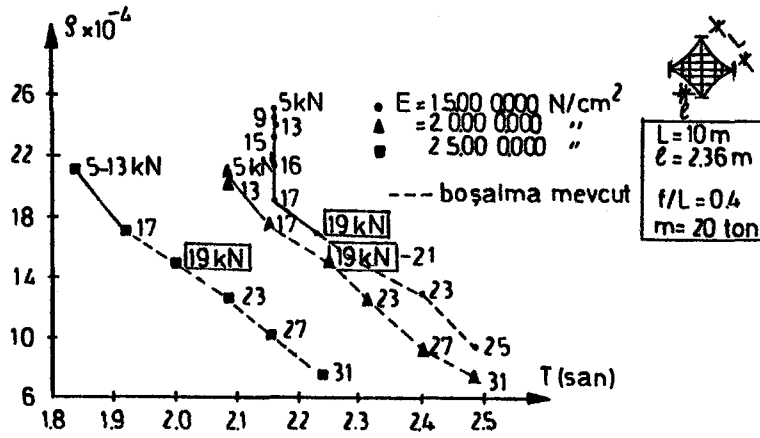
Belirli açıklıktaki bir kablolu taşıyıcı sistemin açıklığı sabit tutulurken kablo aralığı artırıldığında ki, gerek düğüm noktası, gerekse eleman sayısı azalmaktadır, dış yükler altındaki periyodu azaltmakta ve elemanların basınca geçerek gevşemelerine neden olan kritik dış yük miktarı ise artmaktadır. Kritik dış yükün mertebesinin büyümesi halinde, periyot sabit kalırken yakınsama oranı değerlerinin sözüedilen bu miktara ulaşılan dek kademeli olarak giderek azalması daha bir belirgin hale gelmektedir (Şekil 6-24).



Şekil 6-24. Kablo aralığının yakınsama eğrilerine etkisi

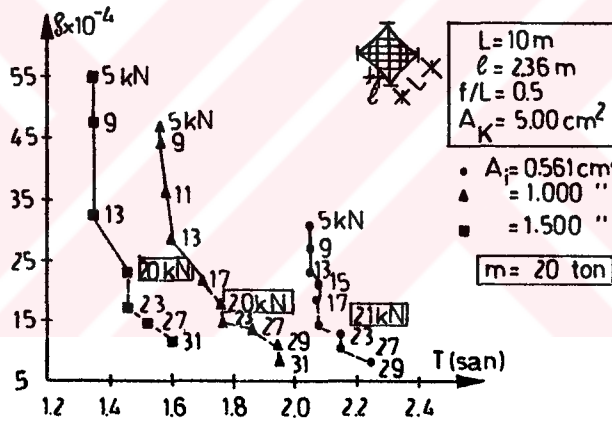
Şekil 6-25 'de sistemin elastisite modülünün değişimine karşı gelen periyot-yakınsama oranı ilişkisi görülmektedir. Elastisite modülünün artırılması kritik dış yükü hemen hemen hiç etkilememekte; buna karşın sistem rijitleşerek periyot azalmakta ve hattâ dış yük artımlarına duyarlı hale gelmektedir.

Kablo enkesitleri artırıldığında kritik dış yük bir miktar azalmaktadır. Periyot da bu değişimden etkilenecek azalmakta, fakat elastisite modülü için söylenenin aksine, periyot sabit kalırken yakınsama



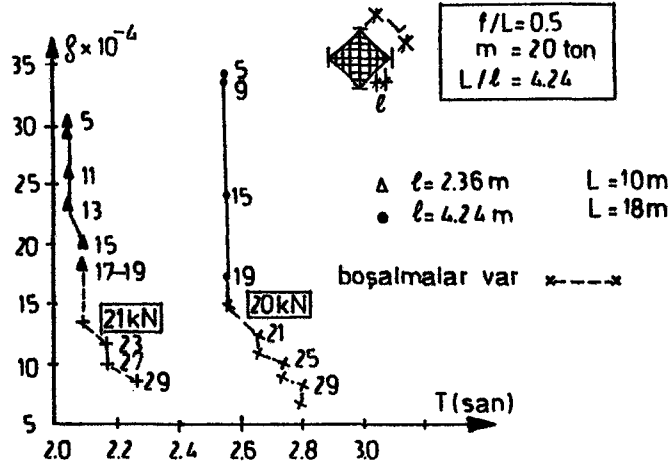
Şekil 6-25. Elastisite modülünün yakınsama eğrilerine etkisi

oranında dış yük artımına paralel olarak kademeli bir azalış gözlemlenmektedir (Şekil 6-26).



Şekil 6-26. Kablo enkesitlerinin yakınsama eğrilerine etkisi

Şekil 6-27 yakından incelendiğinde, L/l oranı ve de düğüm noktası ve eleman sayısı aynı olan, fakat farklı açıklık ve kablo aralığına sahip iki örnek birbiriyle kıyaslanmış ve açıklık küçüldükçe kutu içinde belirtilen kritik dış yük miktarının bir miktar arttığı görülmüştür. Buna karşılık periyot değeri daha küçük değerler almaktadır. Dış yük miktarı artarken periyot yine sabit kalmakta, fakat yaklaşım oranı ise giderek hızla azalmaktadır.



Şekil 6-27. Aynı L/l oranına sahip iki sisteme ait yakınsama eğrileri

6.5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Dış yükler altındaki kablolu taşıyıcı sistemlere ait nonlineer statik analizin, Bölüm 4.2 de açıklanan Dinamik Rölaksasyon yaklaşımına dayanılarak ifade edilen (4.3) diferansiyel denklemleri ve bu denklemlerin de Bölüm 4.5'de verilen Sabit İvme Tekniği ile nümerik integrasyonu yardımı ile gerçekleştirilmesinin amaçlandığı bu çalışmada, optimum çözüm parametrelerine ulaşmak için geniş bir parametrik çalışma yürütülmüştür.

Bölüm 4.4.1 'de varlığı ve çözüm süresine etkisi teorik olarak ortaya konulan kritik sönüm katsayısı, Bölüm 5 'de yürütülen parametrik çalışma ile de ortaya çıkarılmış ve sözkonusu bu kritik sönüm katsayısının kullanılması halinde, statik çözümün minimum iterasyon sayısı ile elde edileceği gösterilmişti.

Bu bölümde yer alan çalışmalarla da, elde edilen sonuçlara en uygun optimum çözüm algoritmaları geliştirilmiştir.

Bölüm 6.2.2.1 'de detaylı bir şekilde açıklanan yöntemle, önce (4.3) diferansiyel denkleminin nonlineer sönümsüz titreşimi ile ilgilenilmiş ve dış yük tatbik edilen düğüm noktaları arasından, erişilen ilk deplasman ekstremumuna karşı gelecek şekilde tanımlanan periyodun, (6.3) bağıntısı ile saptanacak kritik sönüm katsayısı için en uygun değer olduğu saptanmış ve gösterilmiştir.

Yürütülen parametrik çalışma ile nümerik instabiliteye neden olmayan maksimum integrasyon adımının tayininden sonra, (6.9) bağıntısı ile Newmark tarafından (6.6) bağıntısı ile ifade edilen yakınsama oranına geçilmiştir.

Çeşitli yapısal parametrelerin de gözönüne alınmasıyla yakınsama oranlarının tatbik edilen dış yükten, sistemin açıklığından, yüzeyin eğriliğinden, kabloların düzenleme sıklığından, kabloların enkesiti veya iç kablo-kenar kablo enkesiti oranlarından ve de elastisite modülünden etkilenmesi gösterilmiştir.

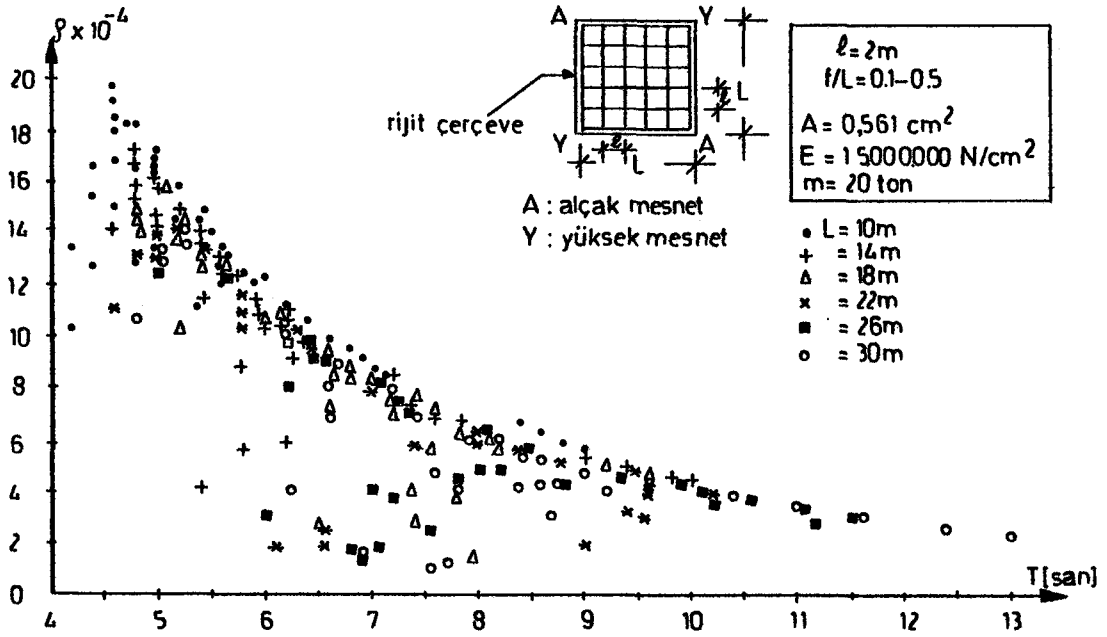
Böylece bu çalışmaya dayanılarak, elde edilen parametrik bulguların ışığı altında, Şekil 1-7'de görülen dört farklı hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistem için tüm çözüm ve yapısal parametreleri içeren ve gerek yaklaşım hızı açısından, gerekse bilgisayar hesaplama süresi açısından en ekonomik statik analiz çözümüne olanak sağlayan ifadelerin üretilmesi bir sonraki aşama için hedeflenmiştir. Bu ifadelerin türetilmesinde Tip I ve II için, karakteristik yakınsama eğrilerindeki sapmalara karşı gelen ve sisteme tek kademedede uygulanabilecek maksimum dış yükün (P_{max}) tanımlanması gerekecektir. Tip III ve Tip IV için ise sistemdeki kabloların basınca geçerek gevşemelerine neden olan kritik dış yük (P_{cr}) tanımlanacaktır.

Yükleme kombinezonlarının çeşitliliği nedeniyle bu sunulan çalışmada, sadece tüm düğüm noktalarının simetrik dış yüklere tek kademedede yüklenmesi haline karşı gelen dış yük üst limitlerinin ve kabloların gevşemelerine karşı gelen kritik dış yükün saptanması planlanmıştır.

6.5.1. TİP I

6.5.1.1. Yakınsama Oranı İfadesinin Üretilmesi

Bölüm 6.4.1 'de ele alınan ve kablolarının rijit mesnetlendiği ve kenar çizgilere paralel olarak düzenlendiği öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid ortogonal uzay taşıyıcı sistemin simetrik dış yükler altındaki davranışı, Şekil 6-28 'de topluca gösterilmeye çalışılmıştır.



Yürütülen geniş çaplı parametrik çalışma sonuçlarından, karakteristik sadece bir kısmının verildiği Şekil 6-28'de yer alan tüm noktalar, $L = 10, 14, 18, 22, 26$ ve 30 m açıklığında düzenlenmiş kablolu taşıyıcı sistemlerin Tablo 5-1 'de yer alan beş farklı f/L -yüzey eğriliğini temsil etmektedir. Bu şekil dikkatle incelendiğinde sözü edilen noktaların, karakteristik bir eğri üzerinde yer aldığı açıkça görülmektedir. Dağınık hatta sapmış olarak nitelendirilebilecek noktalar ise Bölüm 6.4.1 'deki Şekil 6-8 ve 6-9'da genel davranışı gösteren yakınsama eğrilerinden sapmalara karşı gelmektedir.

Şekil 6-28 yakından incelendiğinde küçük açıklıklı kablolu taşıyıcı sistemlerin periyodunun, büyük açıklıklara nazaran daha küçük, buna karşılık yakınsama oranlarının daha büyük olduğu gözlenecektir. Dolayısıyla küçük açıklıkların, Şekil 6-28 'deki diyagramda daha solda ve yukarlarda, buna karşın büyük açıklıkların ise daha sağda ve aşağılarda yer aldığı saptanacaktır.

Öte yandan Şekil 6-11 'de, kablo aralığı artarken, eğrilerin yukarı doğru ötelenildiğini, dolayısıyla periyotla birlikte yakınsama oranının da arttığı gözlemlenmişti. Şekil 6-13'de yer alan enkesit artımı ve Şekil 6-12 'de görülen elastisite modülünün artımı hallerinde ise eğriler aşağı doğru ötelenirken, periyot ve yakınsama oranları

giderek azalmaktaydı.

Yüzey eğriliğinin periyoda olan etkisi Şekil 6-8 'den açıkça görülmektedir. Yüzey eğriliği ile birlikte periyot artarken, yaklaşım oranı ise belirli bir miktar azalmakta ve diyagramda yer alan eğriler sağa ve aşağı doğru kaymaktaydı.

Ayrıca tüm yapısal parametrelerde karşılaşılan ortak özellik ise, sisteme etkiyen dış yük miktarının artması ile periyodun azalması idi. Yakınsama oranı da dış yük artım miktarına paralel olarak artarken, eğriler yukarı ve sola doğru yönelmekteydi. Bu davranış, belirli bir dış yük miktarına kadar süregelmekte ve bunu izleyen yük artışlarında yaklaşım oranları tümüyle rastgele ve daha düşük değerler alarak karakteristik davranış eğrisinden sapmakta veya kablolarda gevşemeler meydana gelmekteydi.

Noktasal kütle değeri seçildiğinde, ele alınan kablolu taşıyıcı sistemin dış yükler altında yürütülmesi düşünülen nonlineer analizinde kullanılacak ve (4.3) diferansiyel denkleminin nümerik integrasyonunun, minimum sürede gerçekleştirilmesini sağlayan kritik sönüm katsayısının tesbiti, Bölüm 6.2.2.1 'de açıklanmıştır.

Yürütülen parametrik çalışma sonunda elde edilen yakınsama eğrilerini en iyi şekilde ifade edebilen bağıntıların türetilmesi halinde (4.3) diferansiyel denkleminin nümerik integrasyonunda stabil çözüm veren en büyük Δt -zaman adımı (6.10) bağıntısı ile saptanabilecek ve sözkonusu bu optimum çözüm parametreleri yardımıyla, minimum bilgisayar süresinde statik çözüm elde edilecektir.

Bu nedenle bölüm 6.4.1 'de yürütülen parametrik çalışma sırasında gözlemlenen özelliklere dayanılarak, periyot-yakınsama oranı davranışı ve dağılımını en iyi şekilde temsil eden bağıntıların türetilmesine gidilecektir. Bu nedenle çeşitli yapısal parametreler de gözönünde tutularak ardışık eğri uydurmaya dayanan bir çalışma ile yakınsama eğrisi, periyoda bağlı olarak ifade edilmeye çalışılacaktır.

Bölüm 6.2.2.1 'de açıklanan algoritma ile saptanan periyodun

ele alınan kablolu taşıyıcı sistemi oluşturan kabloların enkesitine, elastisite modülüne, ele alınan sistemin açıklığına, kabloların düzenlenme sıklığına ve yüzeyin eğriliğine bağlı olduğu şimdiye kadar yapılan parametrik çalışmalarda gösterilmişti.

Bu durum, fkt - fonksiyonel olarak tanımlandığında, aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\rho = \text{fkt} (m, T, A, E, L, \ell, f/L) \quad (6.11)$$

Tüm elde edilen parametrik bulgulara dayanarak bu bölümde, ele alınan öngergilendirilmiş hiperbolik paraboloid kablolu taşıyıcı sistem (Tip I) için aşağıda verilen yakınsama oranı ifadesi önerilmiştir.

$$\theta = \frac{f}{L} \quad (6.12)$$

$$\xi = \frac{\ell}{L} \quad (6.13)$$

$$\rho = k_a \cdot \frac{m \cdot \ell}{AE} (1 - \theta^2) \cdot (1 + \xi) \cdot \left[36 \cdot e^{-T/4,5T_0} + e^{14,2T_0/T} \right] \quad (6.14)$$

Bu ifadede, T periyodu ifade ederken

$$k_a = 1,05 \times 10^{-2} \quad 1/\text{san}^2 \quad (6.15)$$

olup

ρ : yakınsama oranı

k_a : boyutlu bir katsayı ($1/\text{san}^2$)

m : noktasal kütle (kg)

A : kablo enkesiti (cm^2)

E : elastisite modülü (N/cm^2)

T_0 : normalizasyon katsayısı (1 san)

- f : kablo oku (m)
 λ : kablo aralığı (m)
 L : kablo açıklığı (m)

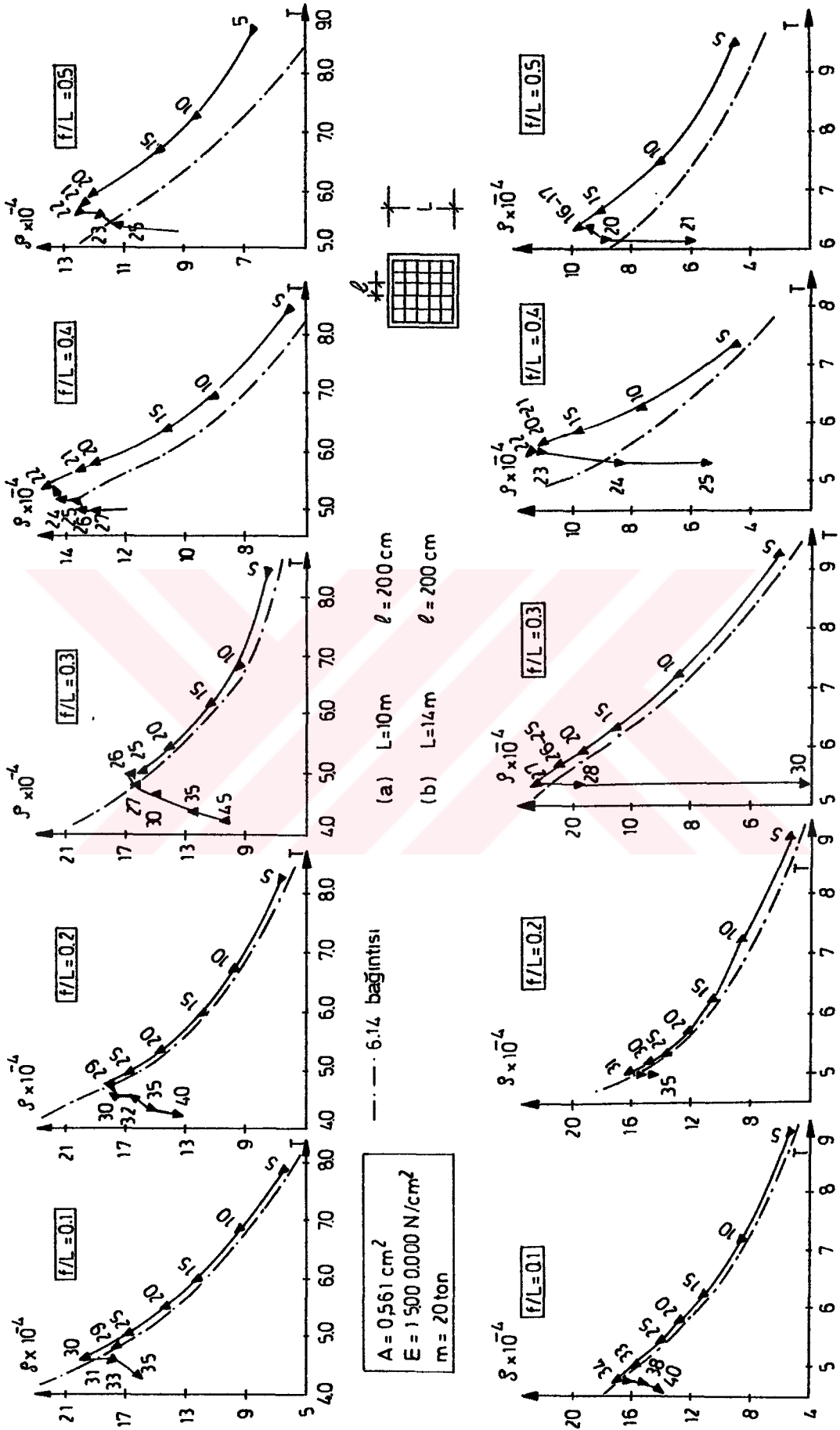
olarak tanımlanmaktadır.

Önerilen (6.14) bağıntısı yakından incelendiğinde, Şekil 6-28'de görülen $T-\rho$ ilişkisinin karakterinin, T-periyoduna bağlı olarak eksponansiyel olarak ifade edilerek önerildiği görülecektir. Bu eksponansiyel davranışın yapısal parametrelerden etkilenişi ise çarpım faktörleri ile gözönüne alınmıştır. Şöyle ki, (6.14) bağıntısından anlaşıldığı gibi, kablo enkesiti ve elastisite modülü arttıkça yakınsama oranı azalacak (bak. Şekil 6-12, 6-13); yüzey eğriliği arttıkça yakınsama oranı azalacak (bak. Şekil 6-8, 6-9); sistem açıklığı arttıkça yakınsama oranı azalacak (bak. Şekil 6-28) ve kablo aralığı artırıldığında ise yakınsama oranı artacaktır (bak. Şekil 6-11).

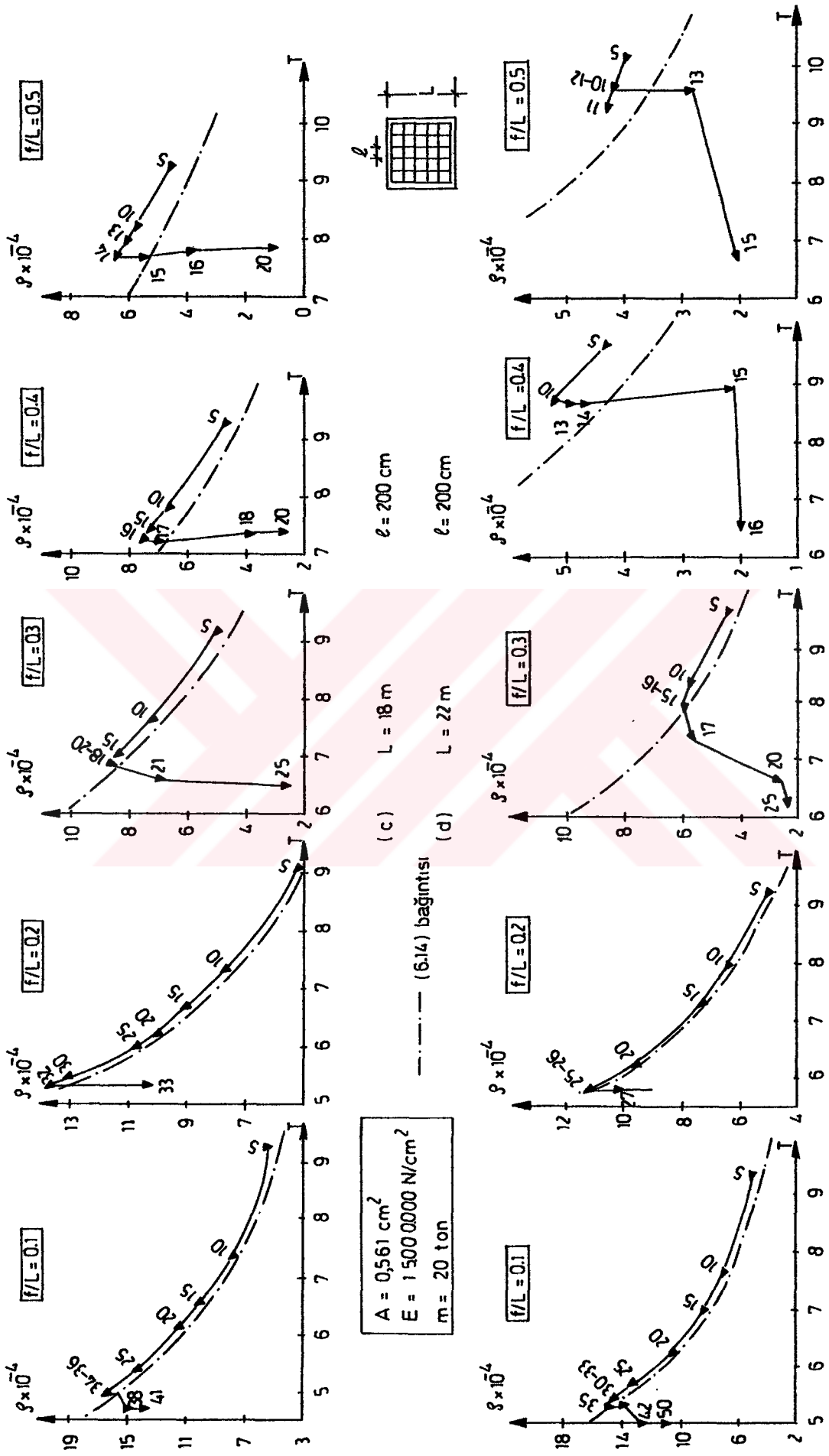
(6.14) ifadesinin ele alınan sistemlere uygunluğu, Şekil 6-29 a- λ 'de yer alan örneklerle gösterilmeye çalışılmıştır. Öte yandan, seçilen bu örnekler, yürütülen çalışmalarda üretilen sonuçlardan sadece karakteristik bir kısmını içermektedir. (6.14) bağıntısının diğer tüm örneklerle uygulanmasında hep olumlu sonuçlar elde edilmiş, fakat burada bu uygulamaları temsil etmek ve çeşitli yapısal parametrelerin değişimine de uygunluğunu vurgulayabilmek için sadece belirli sayıdaki örneklerle yetinilmiştir. Şekillerden açıkça görüleceği gibi, (6.14) ifadesi tüm yapısal parametrelere ait $T-\rho$ ilişkisini çok iyi karakterize etmekte, fakat doğal olarak sapan dış yük miktarlarına karşı gelen değerleri içermemektedir.

Şekil 6-29a- λ 'de yer alan yakınsama eğrilerinin üstünde verilen değerler, tatbik edilen dış yükün (kN) cinsinden değerlerine karşı gelmektedir.

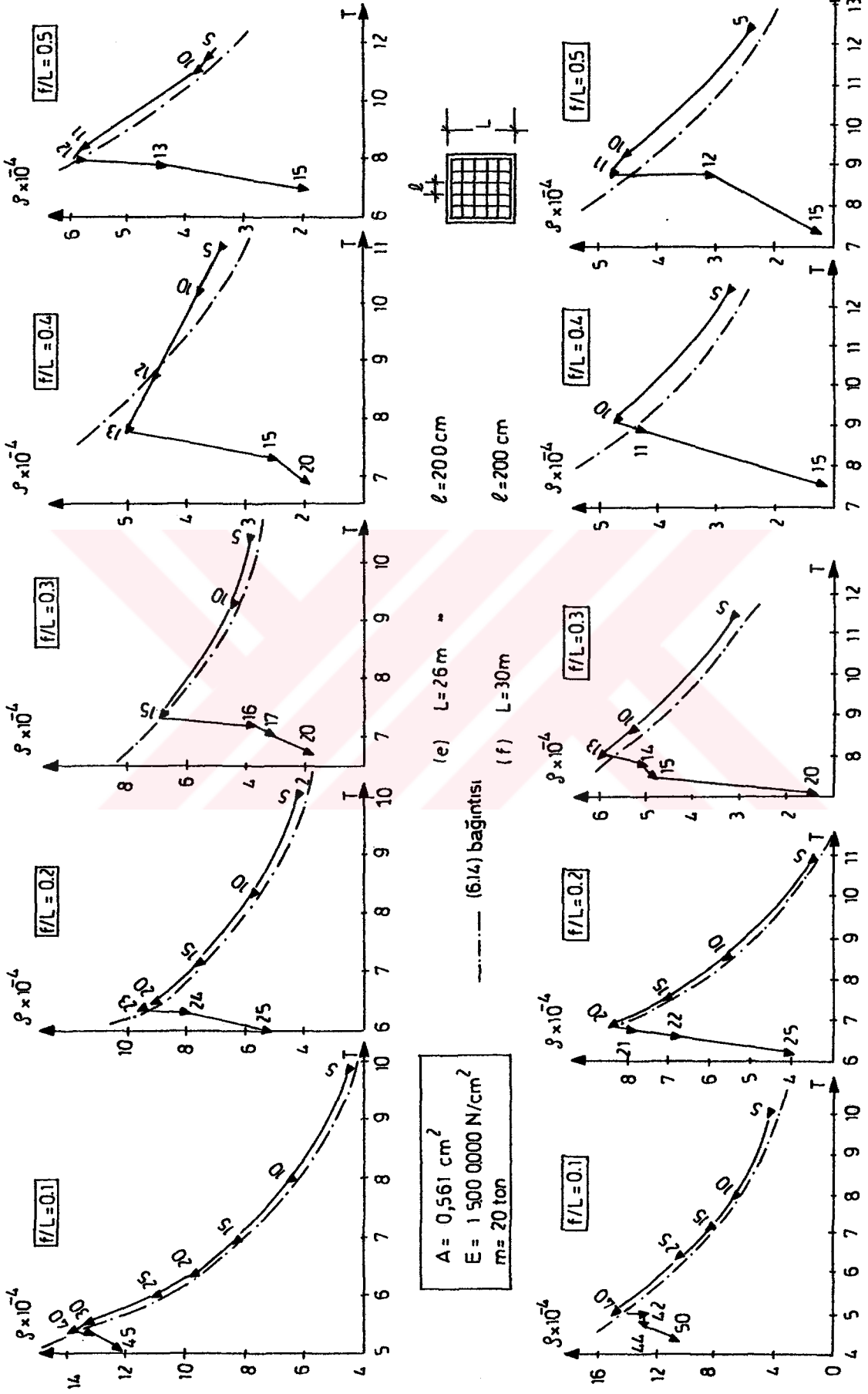
Genelde şunu söylemek mümkündür: Dış yük arttıkça periyot azalırken, yakınsama oranı ise artmaktadır.



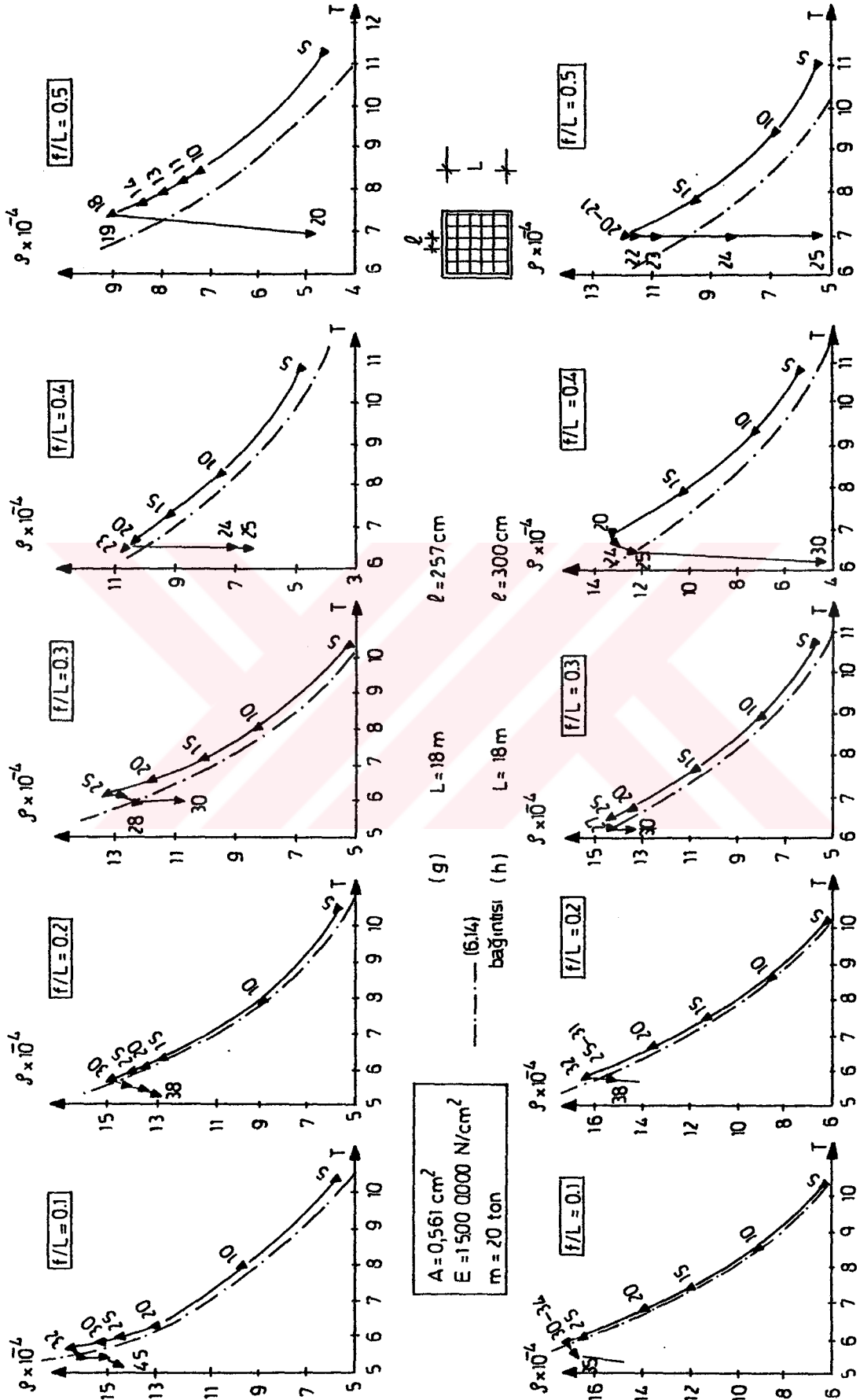
Şekil 6-29 a-b. Tip I - Yakınsama eğrileri



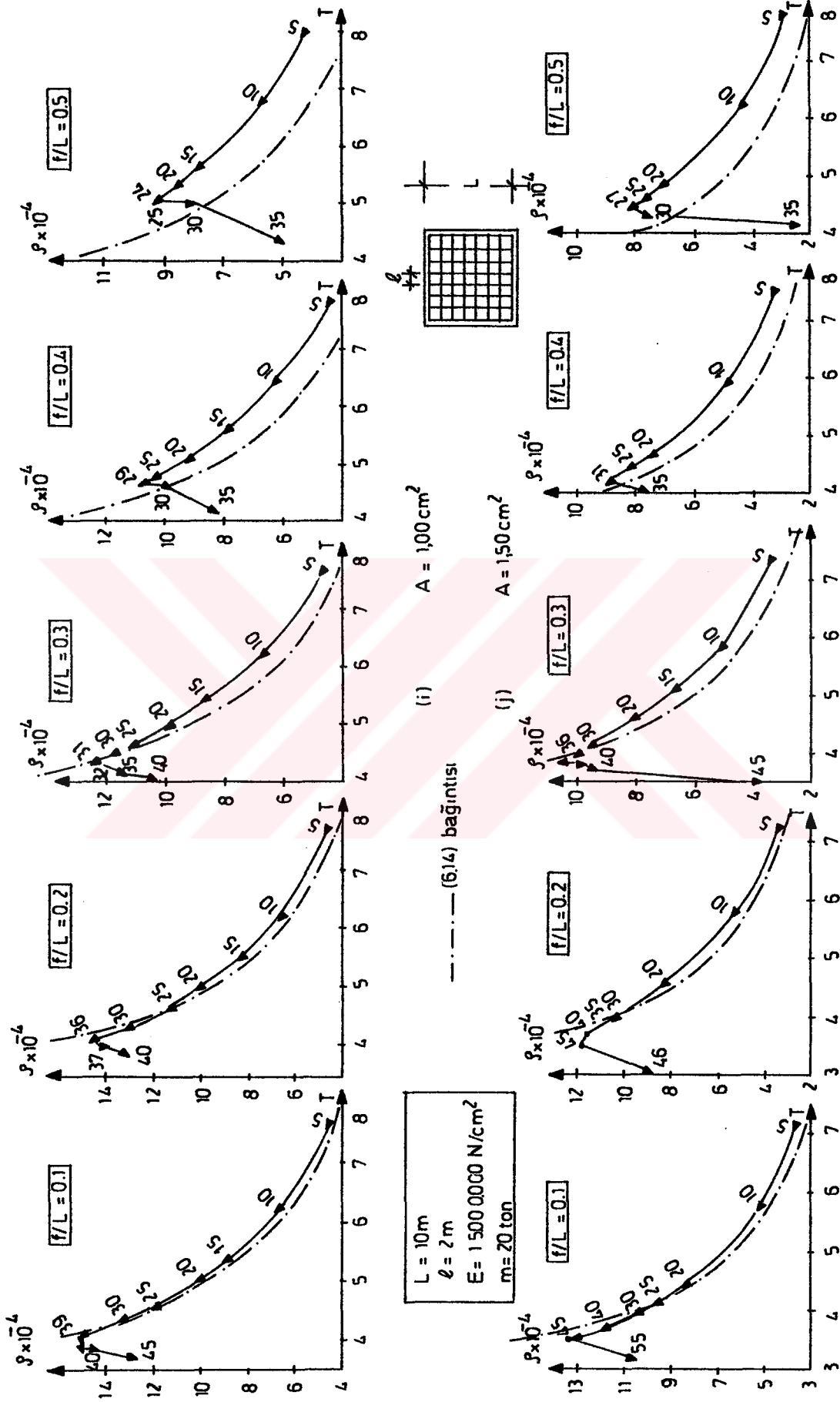
Şekil 6-29 c-d. Tip I - Yakınsama eğrileri



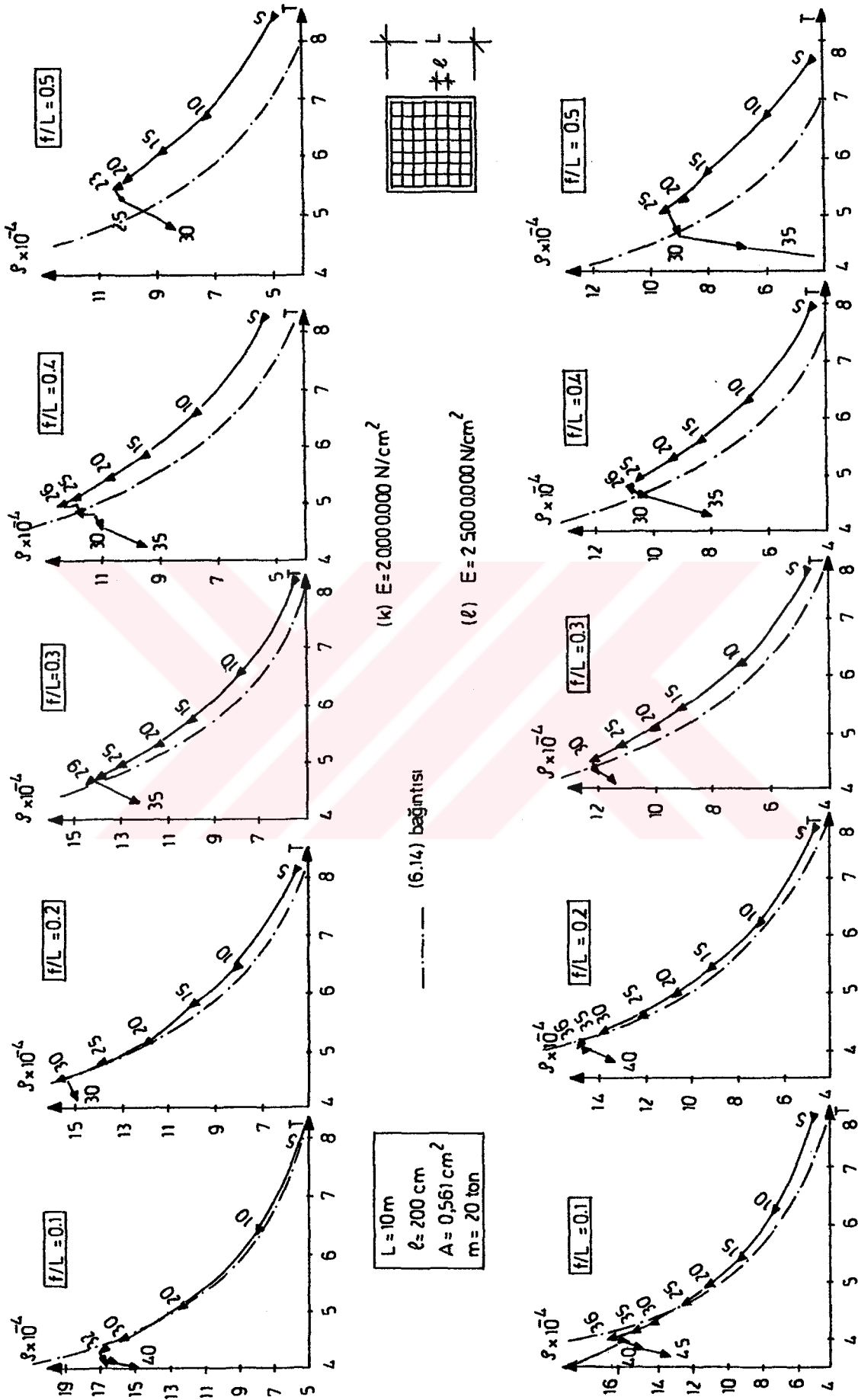
Şekil 6-29 e-f. Tip I - Yakınsama eğrileri



Şekil 6-29 g-h. Tip I - Yakınsama eğrileri



Şekil 6-29 i-j. Tip I - Yakınsama eğrileri



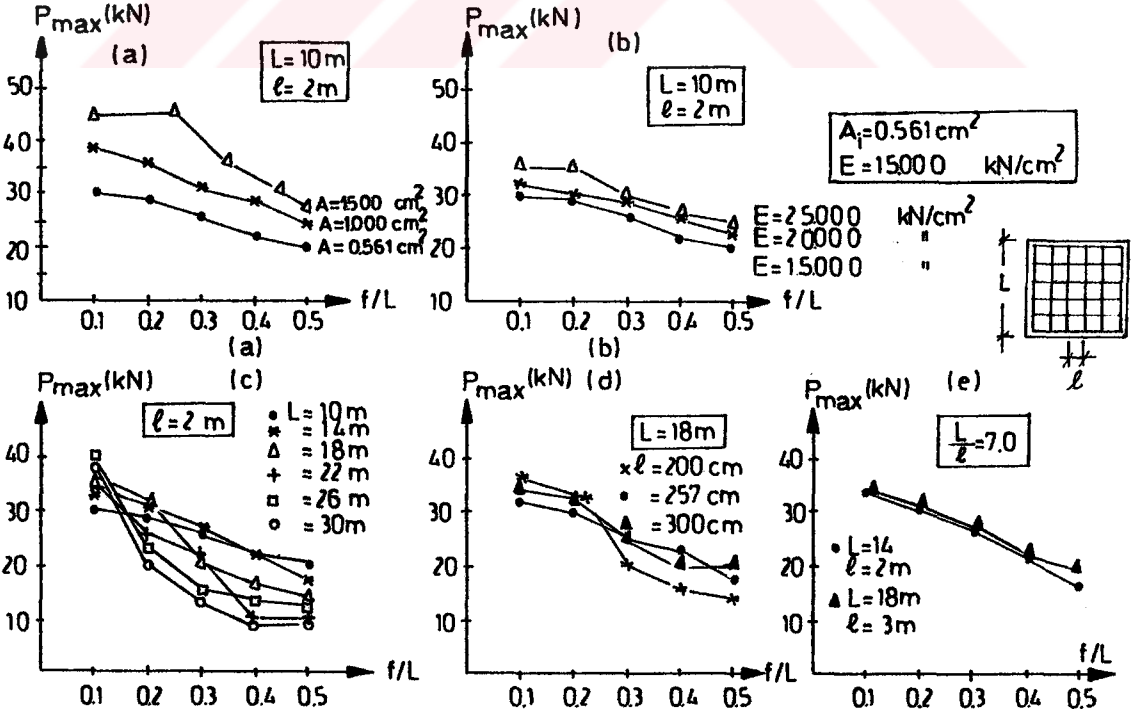
Şekil 6-29 k-l . Tip I - Yakınsama eğrileri

Şekil 6-29a-z 'de noktalı kesikli çizgilerle verilen eğriler, (6.14) bağıntısı ile elde edilen değerlere karşı gelmekte ve gerçek davranışı alttan kavramak suretiyle ne denli iyi temsil ettiği görülmektedir.

6.5.1.2. Dış Yük Üst Limitinin Saptanması

Tip I olarak tanımlanan rijit mesnetli kablolu taşıyıcı sistemlerde kabloların kenar kirişlere paralel düzenlenmesi nedeniyle, her iki doğrultuda yer alan kablolar için taşıyıcı kablo ve sistemin stabilitesini temin eden kablo ayırımına gidilememektedir. Öte yandan bu tip kablolu taşıyıcı sistemlerde, dış yük altında kabloların basınca geçerek gevşemeleri de saptanamamıştır. Fakat Bölüm 6.4.1 'de verilen çeşitli yakınsama eğrileri yakından incelendiğinde, tek kademede etkitilen dış yükün belli miktarları aşması halinde, saptamaların varlığı ortaya çıkarılmıştır.

Dış yükler altında karakteristik T- ρ yakınsama eğrisinin genel gidişinin bozularak ve aşağı doğru saptamaların başladığı dış yük miktarı P_{max} olarak tanımlanacak ve bu üst limitin çeşitli yapısal parametrelerden etkileşimini bu bölümde ele alınacaktır.



Şekil 6-30. Yapısal parametrelerin maksimum dış yüke etkileri

Bölüm 6.4 'de açıklanan nedenlerden ötürü, dış yükün sözkonusu bu sapmalara karşı gelen üst limiti, sadece tüm düğüm noktalarına tek adımda ve simetrik olarak etkitilen dış yükler için tanımlanmaya çalışılacaktır.

Birçok üretilen sonuçlardan sadece karakteristik bir kısmının verildiği Şekil 6-30'a ait a-şekli incelendiğinde, dış yük üst limitinin enkesit değerinden etkilendiğini ve kablo enkesitleri artırıldığında sistem rijitleşirken, bu yükün de arttığı saptanmaktadır. Ayrıca bu artışın f/L oranı düşük olan basık sistemlerde daha belirgin olduğu görülmektedir.

Şekil 6-30b incelendiğinde ise, dış yük üst limitinin elastisite modülündeki değişimden çok az etkilendiği görülmektedir.

Her parametre için ortak özellik ise, kablo oku-açıklık oranı (f/L) arttığında dış yük üst limitinin düşmesidir.

Şekil 6-30e birbirinden farklı açıklık ve kablo aralıklarında düzenlenmiş iki sistemin düğüm noktaları ve eleman sayılarının eşit olması veya başka bir deyimle aynı (L/λ) oranına sahip olması halinde, sapmaların aynı dış yük miktarlarında meydana geldiği izlenebilmektedir.

Buna karşılık diğer parametre değerlerinden bağımsız olarak L -a açıklığı sabit tutulduğunda ve kablo aralığı değiştirildiğinde ise, maksimum dış yükün kablo düzenleme sıklığından etkilendiği, 6-30d şeklinde görülmektedir. Üstelik bu etkilenişim farklı yüzey eğriliklerinde de farklılıklar göstermektedir. Örneğin f/L oranı küçük basık sistemlerde, kablo aralığı arttıkça dış yük üst limiti azalırken, büyük yüzey eğriliğine sahip sistemlerde tam tersi olmakta ve kablo aralığı artarken P_{max} yükselmektedir.

Açıklığın, dış yük üst limitinin oluşmasında oynadığı rol belirlenmek istendiğinde, kablo aralığında karşılaşılan olgu tekrarlanmaktadır. Kablo aralığı sabit tutulduğunda ve buna karşılık açıklık artırıldığında, yine küçük veya büyük f/L oranına sahip sistemler diye bir ayırım yapmak gerekmektedir. Şekil 6-30c 'de görüldüğü

gibi, yüzey eğriliği düşük sistemlerde açıklık artarken $P_{\max}$ artmakta, büyük eğrilikli sistemlerde ise tam tersi olmakta ve açıklık artarken $P_{\max}$ azalmaktadır.

Şekil 6-30'da saptanan özelliklere dayanarak yakınsama eğrilerinin karakteristik dağılımını koruduğu dış yük miktarının maksimum değeri olarak aşağıdaki (6.16) bağıntısı önerilmektedir.

(6.12) ve (6.13) ifadelerinde yer alan boyutsuz parametrelerin de dikkate alınmasıyla uygulanabilecek maksimum dış yükün (N)-cinsinden miktarı böylece

$$P_{\max} \leq k_p \cdot (k_f + A) \cdot \left(k_e + \frac{E}{10^7} \right) \cdot e^{-\frac{1}{10\xi}} \cdot \left(\frac{1}{\xi} \right)^{1-\theta} \quad (6.16)$$

olarak tesbit edilmiştir.

$$k_p = 1,05 \times 10^3 \quad (6.17)$$

$$k_f = 1,5 \text{ cm}^2 \quad (6.18)$$

$$k_e = 4 \text{ N/cm}^2 \quad (6.19)$$

Şekil 6-30 'da görülen genel davranış biçimi, (f/L) oranıyla azalan bir eksponansiyel eğri ile tanımlanmıştır. Gerek kablo aralığının, gerekse açıklığının değişimde gözönüne alınan ve küçük ve büyük eğrilikli sistemlerde farklı özellik göstererek ortaya çıkan ayırım, (Şekil 6-30 c-d), yine (L/l) oranına bağlı eksponansiyel bir fonksiyonla ifade edilmiştir, Şekil 6-30 a ve b 'ye dayanarak da, kablo enkesiti ve elastisite modülünün değişimi bir çarpan olarak düşünülmüş ve söz konusu bu parametrelerin artırılması halinde $P_{\max}$ ' ın da artacağı gözönünde tutularak (6.16) ifadesi elde edilmiştir.

(6.16) ifadesinin uygunluğu, yürütülen birçok çalışmadan sadece karakteristik bir kısmında gösterilmek istemiş ve bu örnekler Tablo 6-1 'de sunulmuştur. Sözü edilen bu tablonun son sütununda, (6.16)

Tablo 6-1 a . Kablo aralığı ve açıklıklarla ilgili maksimum dış yük miktarlarının karşılaştırılması

Sistem Parametreleri	$\theta = f/L$	(6.16) ile hesaplanan $P_{\max}$	saptanan $P_{\max}$	RH %
$A = 0,561 \text{ cm}^2$ $E = 15.000 \text{ kN/cm}^2$		(kN)	(kN)	
$L = 10 \text{ m}$ $\ell = 200 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	30,73 26,16 22,27 18,96 16,14	30,00 29,00 26,00 22,00 22,00	2,4 -9,7 -14,3 -13,8 -26,6
$L = 14 \text{ m}$ $\ell = 200 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	34,06 28,04 23,08 19,00 15,64	34,00 31,00 27,00 22,00 17,00	0,2 -9,5 -14,5 -13,6 -8,0
$L = 18 \text{ m}$ $\ell = 200 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	34,96 28,06 22,53 18,08 14,52	36,00 32,00 20,00 16,00 14,00	-2,9 -12,3 12,6 13,0 3,7
$L = 22 \text{ m}$ $\ell = 200 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	34,29 26,98 21,23 16,70 13,14	35,00 26,00 16,00 14,00 12,00	-2,0 3,7 32,7 19,3 9,5
$L = 26 \text{ m}$ $\ell = 200 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	32,63 25,25 19,54 15,12 11,70	40,00 23,00 15,00 12,00 12,00	-18,4 9,8 30,3 26,0 -2,5
$L = 30 \text{ m}$ $\ell = 200 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	30,39 23,17 17,67 13,48 10,29	38,00 20,00 13,00 11,00 11,00	-7,6 15,9 35,9 22,5 -6,5
$L = 18 \text{ m}$ $\ell = 257 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	34,05 28,04 23,08 19,00 15,64	32,00 30,00 25,00 23,00 18,00	6,4 -6,5 -7,7 -17,4 -13,1
$L = 18 \text{ m}$ $\ell = 300 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	32,76 27,39 22,90 19,14 16,00	34,00 32,00 25,00 21,00 21,00	-3,6 -14,4 -8,4 -8,8 -23,8

Tablo 6-1 b. Kablo enkesiti ve elastisite modülleri ile maksimum dış yük miktarlarının karşılaştırılması

Sistem Parametreleri	$\theta =$ f/L	(6.16) ile hesaplanan P_{max}	saptanan P_{max}	RH
$L = 10$ m $\ell = 2$ m		(kN)	(kN)	(%)
$A = 1,00 \text{ cm}^2$ $E = 15.000 \text{ kN/cm}^2$	0,1	37,28	39,00	-4,4
	0,2	31,73	36,00	-11,9
	0,3	27,02	31,00	-12,8
	0,4	23,00	29,00	-20,7
	0,5	19,58	24,00	-18,4
$A = 1,500 \text{ cm}^2$ $E = 15.000 \text{ kN/cm}^2$	0,1	44,73	40,00	11,8
	0,2	38,08	40,00	-4,8
	0,3	32,42	36,00	-9,9
	0,4	27,60	31,00	-11,0
	0,5	23,50	27,00	-13,0
$A = 0,561 \text{ cm}^2$ $E = 20.000 \text{ kN/cm}^2$	0,1	33,52	32,00	4,7
	0,2	28,54	30,00	-4,9
	0,3	24,30	29,00	-16,2
	0,4	20,68	26,00	-20,5
	0,5	17,61	23,00	-23,4
$A = 0,561 \text{ cm}^2$ $E = 25.000 \text{ kN/cm}^2$	0,1	36,32	36,00	0,9
	0,2	30,92	35,00	-11,7
	0,3	26,32	30,00	-12,3
	0,4	22,41	26,00	-13,8
	0,5	19,08	25,00	-23,7

ifadesi ile elde edilen maksimum yük miktarının, bilgisayarla saptanan gerçek sapma değerlerine karşı gelen dış yük değerleri ile karşılaştırılması yapılmış ve rölatif hata miktarları gösterilmiştir. Rölatif hata RH

$$RH = \frac{P_{max}(\text{hesap}) - P_{max}(\text{bilgisayar})}{P_{max}(\text{bilgisayar})} \times 100 \quad (6.20)$$

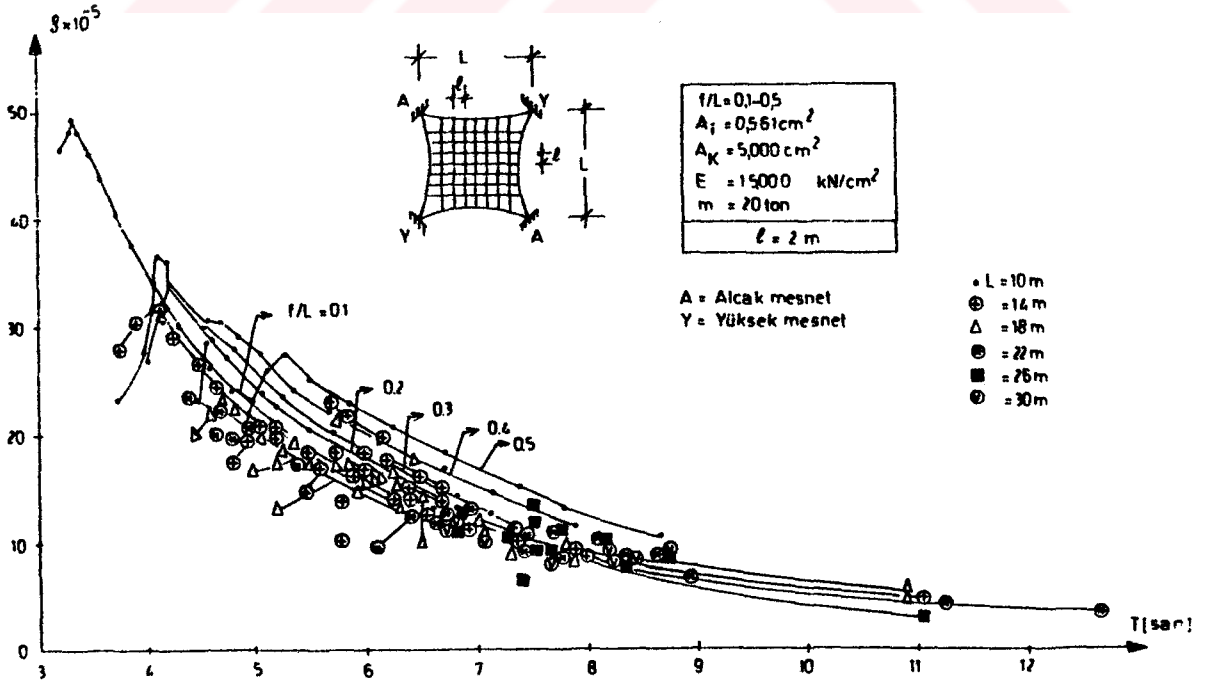
olarak gözönüne alınmıştır.

6.5.2. TİP II

6.5.2.1. Yakınsama Oranı İfadesinin Üretilmesi

Çalışmanın bu kısmında Bölüm 6.4.2 'de ele alınan, kabloların kenar kablolarına mesnetlendirildiği , kenarlara paralel ve birbirlerine dik olarak düzenlendiği bu öngergilendirilmiş uzay kablolu taşıyıcı sisteme ait yakınsama eğrileri, Şekil 6-31'de topluca ele alınmıştır. Kablo aralıkları sabit kalmak üzere, Tablo 5-1 'de verilen beş farklı yüzey eğriliği için çizilen bu diyagram, $L = 10, 14, 18, 22, 26$ ve 30 m olan çeşitli açıklıkları içermektedir. Küçük açıklıklar diyagramın daha solunda ve yukarlarda yer alırken, büyük açıklıkların daha sağa ve aşağılara doğru kaydığı görülmektedir. Özetle, küçük açıklıkların periyotları büyük sistemlere nazaran daha küçük olmakta, buna karşılık yaklaşım oranı daha büyük değerlere ulaşmaktadır. Her bir açıklığa ait kablo oku artırıldığında, eğriler yukarı ötelenerek yaklaşım oranı giderek artmaktadır.

Yakınsama eğrilerini yakından etkileyen yapısal parametrelerin, kablo açıklığı ve yüzey eğriliği gibi değişimlerine karşı gelen yakınsama oranı değerlerinin, birbirlerine paralel eğriler üzerinde yoğunlaştığı Şekil 6-31 'den açıkça görülmektedir.



Bu karakteristik cevap eğrilerinden ayrılan ve aşağı doğru yönelmiş kollar ise, Bölüm 6.4.2 'de değinilen ve saptamalara karşı gelen maksimum dış yük değerlerinden daha büyük dış yük değerlerinin sisteme tek adında uygulanması sonucu ortaya çıkmaktadır.

Ayrıca Bölüm 6.4.2 'de kabloların sayısı azaltıldığında veya başka bir deyimle kablo aralığı artırıldığında periyot azalırken yakınsama oranının arttığı (Şekil 6-15), elastisite modülünün artması halinde, yine periyot azalırken bu sefer yakınsama oranının da azaldığı (Şekil 6-16b), fakat iç kablo-dış kablo enkesit oranlarındaki değişimin gerek periyotta, gerekse yakınsama oranı değerinde hemen hemen hiçbir fark oluşturmadığı belirtilmişti (Şekil 6-16a). Bu durumda; fkt fonksiyon olarak tanımlandığında, yakınsama oranını etkileyen parametreleri aşağıdaki gibi özetleyebiliriz :

$$\rho = fkt (m, T, L, \lambda, f/L, E, \lambda) \quad (6.21)$$

Yapısal parametrelerinin yukarıda özetlenen şekilde yakınsama eğrilerini etkilemesi gözönüne alınarak, bunlara ve Bölüm 6.2.2.1 'de açıklanan algoritmayla elde edilecek olan periyoda bağlı bir yakınsama oranı ifadesi üretilebildiği takdirde, dış yükler altındaki söz konusu kablolu taşıyıcı sistemin nonlineer statik analizi stabil çözüm üretecek şekilde minimum sürede gerçekleştirilecektir.

$$\theta_1 = \frac{f}{L_1} \quad (6.22)$$

$$\lambda = \frac{A_i}{A_k} \quad (6.23)$$

olmak üzere, (6.12) ve (6.13) bağıntılarının kullanılması ile Tip II olarak tanımlanan öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemler için yakınsama oranı aşağıdaki gibi ifade edilerek önerilmiştir.

$$\rho = k_b \cdot \frac{m}{A_k \cdot E} \cdot (1 + \lambda^3) \cdot \frac{(0,5 + \theta_1)}{(1 + \theta^3)} \cdot (1 + \xi) \cdot \lambda \cdot \left[80 \cdot e^{-T/b_1 T_0} + e^{b_2 T_0/T} \right] \quad (6.24)$$

$$k_b = 2,25 \times 10^{-2} \text{ 1/san}^2 \quad (6.25)$$

$$b_1 = 2,985 (1 + \theta_1^2) \quad (6.26)$$

$$b_2 = \frac{12,85}{(1 + \theta_1)} \quad (6.27)$$

$$L_1 = L \sqrt{2} \quad (6.28)$$

olup hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemin kare izdüşüm planına ait diyagonal uzunluğuna karşı gelmektedir.

- ρ : yakınsama oranı
- k_b : boyutlu bir katsayı ($1/\text{san}^2$)
- m : noktasal kütle (kg)
- A_i : iç kablo enkesiti (cm^2)
- A_k : kenar kablo enkesiti (cm^2)
- λ : kablo aralığı (m)
- L : kenar açıklık (m)
- f : maksimum kablo oku (m)
- E : elastisite modülü (N/cm^2)
- T : periyot (san)
- T_0 : normalizasyon katsayısı (1 san)

olarak (6.24) denkleminde yer almaktadır.

Ardışık eğri uydurma yöntemine başvurularak üretilen (6.24) bağıntısı yakından incelendiğinde, Şekil 6-31'de görülen cevap eğrilerinin, Bölüm 6.2.2.1 'de verilen algoritma ile elde edilen periyot değerine bağlı bir eksponansiyel fonksiyon şeklinde ifade edildiği görülmektedir.

İç kablo ve kenar kablo enkesitlerinin farklı olması nedeniyle, her iki enkesitin λ -oranı dikkate alınmış ve Şekil 6-16a 'da görülen parametrik sonuca dayanılarak, yakınsama eğrilerinin λ -değişimine duyarsızlığı λ 'nın 3. kuvveti ile ifade edilmiştir.

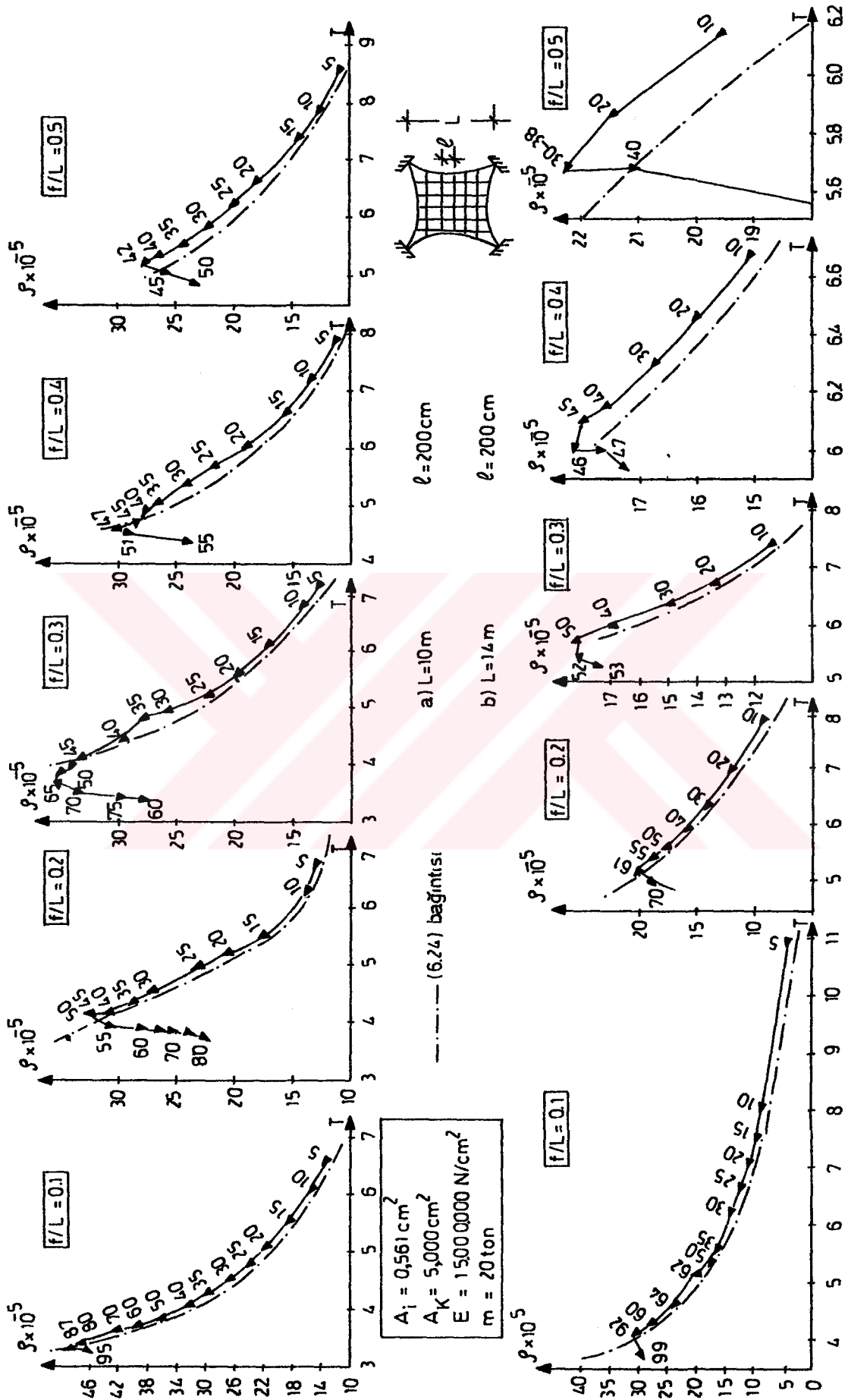
(6.24) bağıntısında, elastisite modülü artırıldığında yakınsama oranı azalmakta (bak.Şekil 6-16b), kablo aralığı artırıldığında artmakta (bak. Şekil 6-15); açıklık artırıldığında ($\xi = l/L$) yakınsama oranı azalmakta (bak. Şekil 6-31) ve θ ve θ_1 olarak ele alınan yüzey eğrilikleri artırıldığında ise yakınsama oranı artmaktadır (bak. Şekil 6-14a).

(6.14) bağıntısı çok çeşitli örneklerle sınanmış olmakla birlikte, burada sadece karakteristik bir grup ele alınmış ve bu ifadenin çeşitli uygulamaları ne denli iyi ifade ettiği Şekil 6-32a-ı 'de açıkça gösterilmiştir. Eğrilerin yanında yer alan rakamlar, (kN) cinsinden dış yüklere karşı gelmektedir. Dış yük artarken periyodun azalması ve buna karşılık yakınsama oranının artması genel bir davranış biçimi olarak ortaya çıkmaktadır. (6.24) bağıntısı ile elde edilen değerlerin gerçek davranışı uygun şekilde alttan kavradığı ve çok iyi karakterize ettiği Şekil 6-32a-ı 'den açıkça görülmektedir.

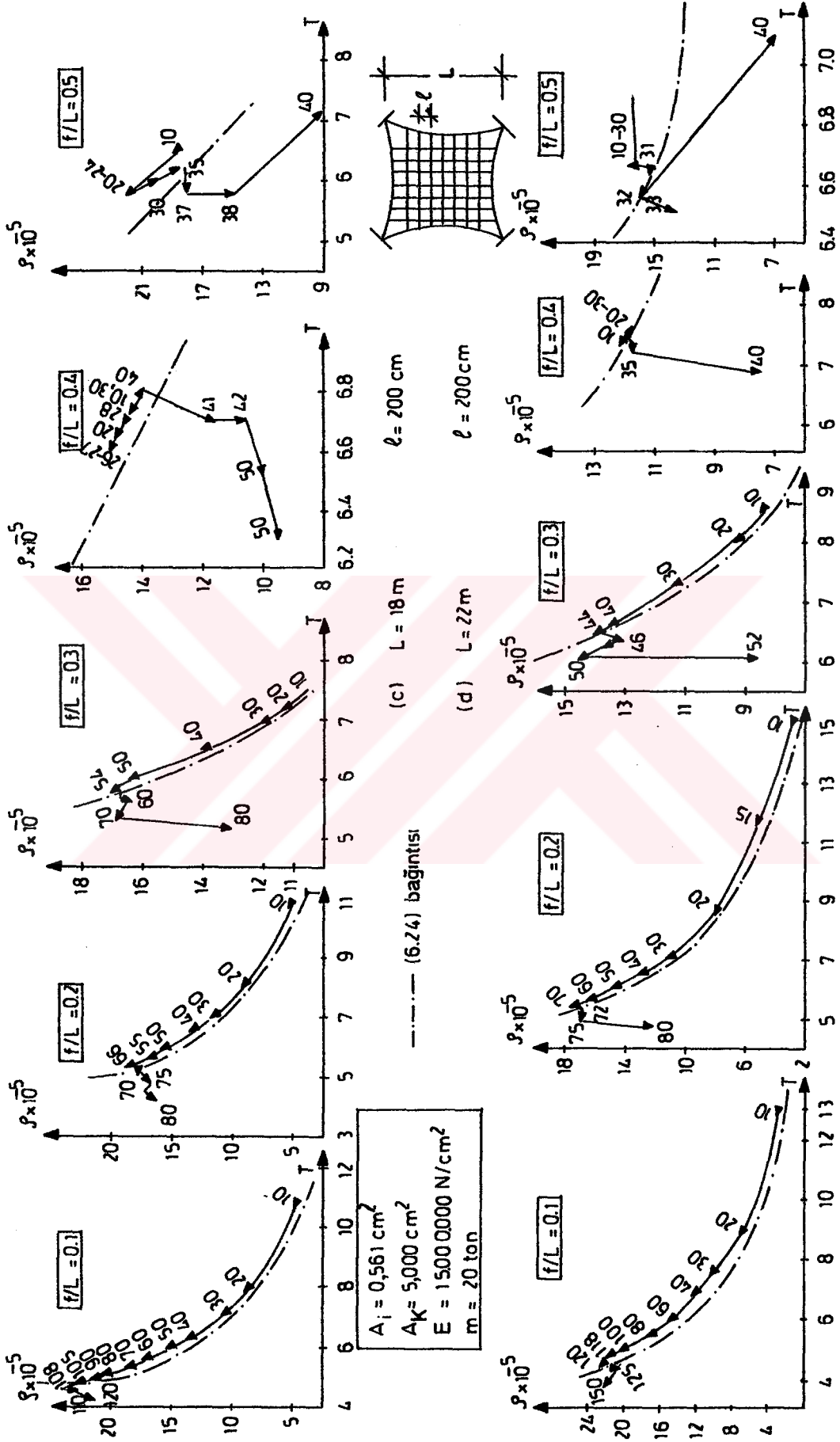
6.5.2.2. Dış Yük Üst Limitinin Saptanması

Bölüm 6.5.1.2 'de ele alınan hiperbolik paraboloid kablolu taşıyıcı sistemde belirtildiği gibi, kabloların mesnetleri birleştiren çizgiye paralel ve dik olarak düzenlenerek kenar kabloları mesnetlendirildiği bu sistemde de iç kablolar için taşıyıcı ve sistemin rijitliğini kontrol eden kablolar diye bir ayırım yapılamamaktadır. Ayrıca bu tür sistemlerde, dış yükler altında kabloların basınç alarak gevşemelerine de rastlanılmamıştır. Fakat tek kademede sisteme tatbik edilen dış yükün belli miktarları aşması halinde, yakınsama oranlarının genel cevap eğrisinden sapmaya başladığı saptanmıştır.

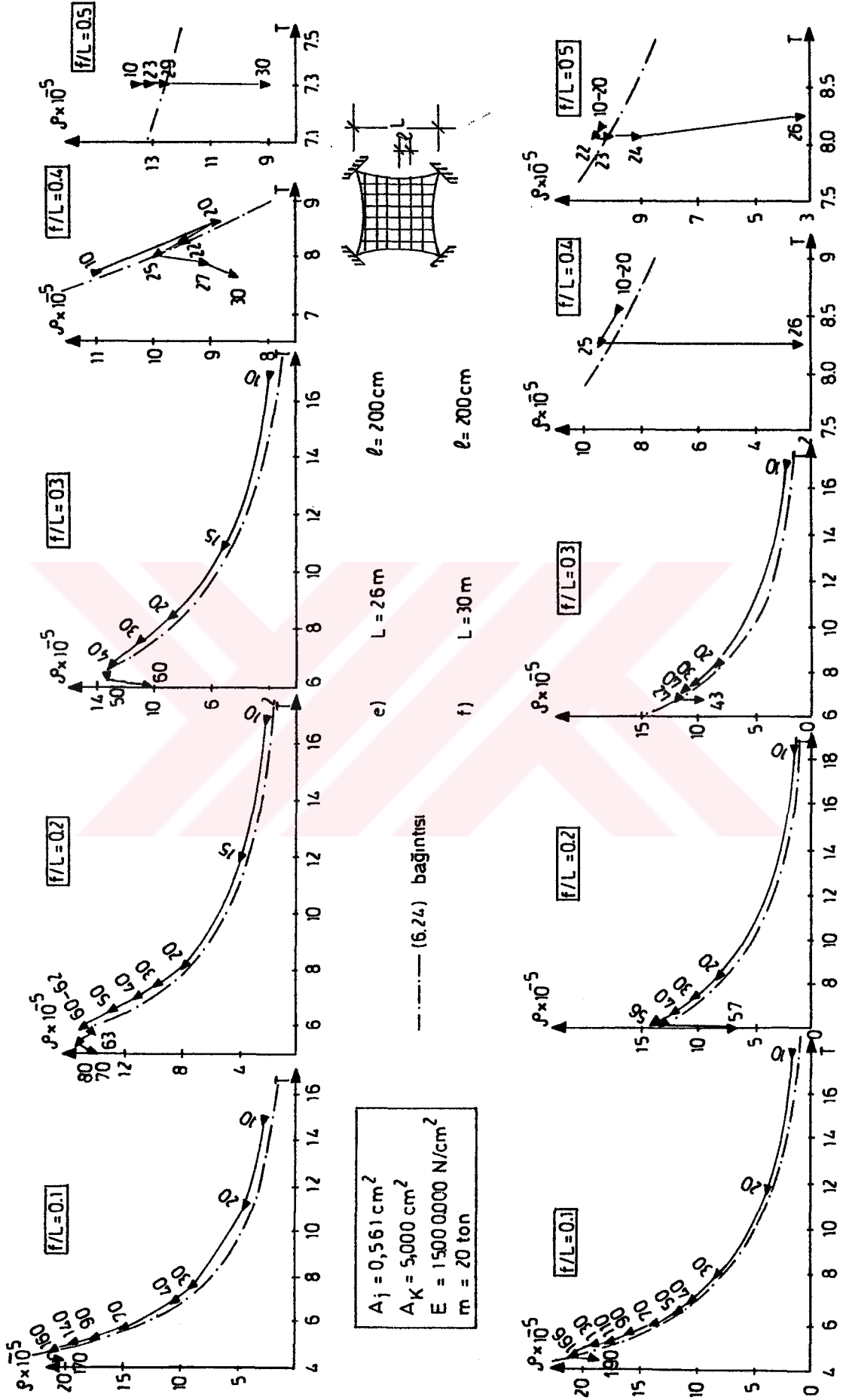
Bölüm 6.4 'de değinilen nedenlerden ötürü, sözkonusu dış yükün saptamaların başlamasına karşı gelen ve P_{max} olarak tanımlanan değeri, sadece düğüm noktalarına tek kademede ve simetrik olarak etkitilen dış yükler için ardışık eğri uydurma yoluyla üretilmeye çalışılacaktır.



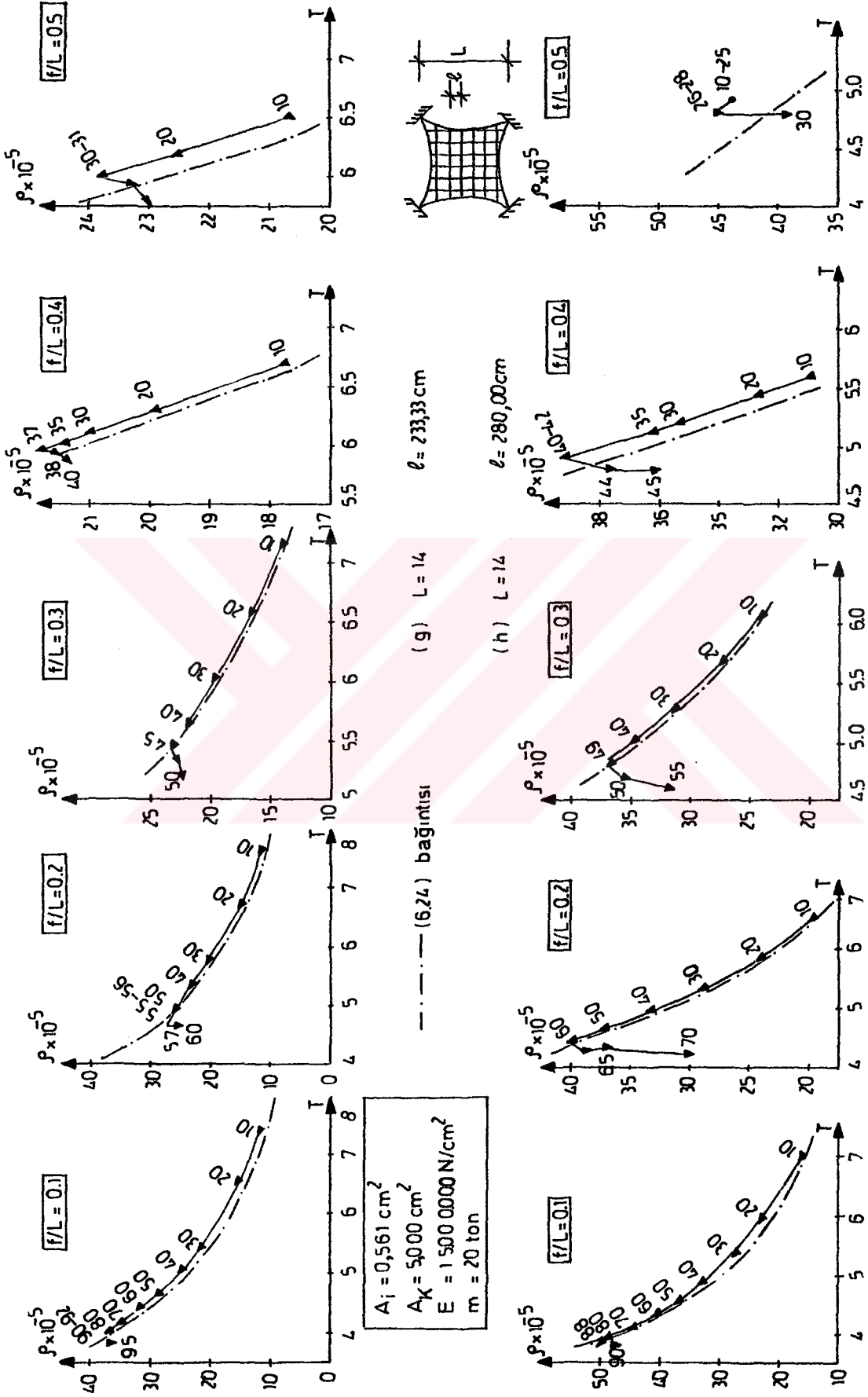
Şekil 6-32 a-b. Tip II - Yakınsama eğrileri



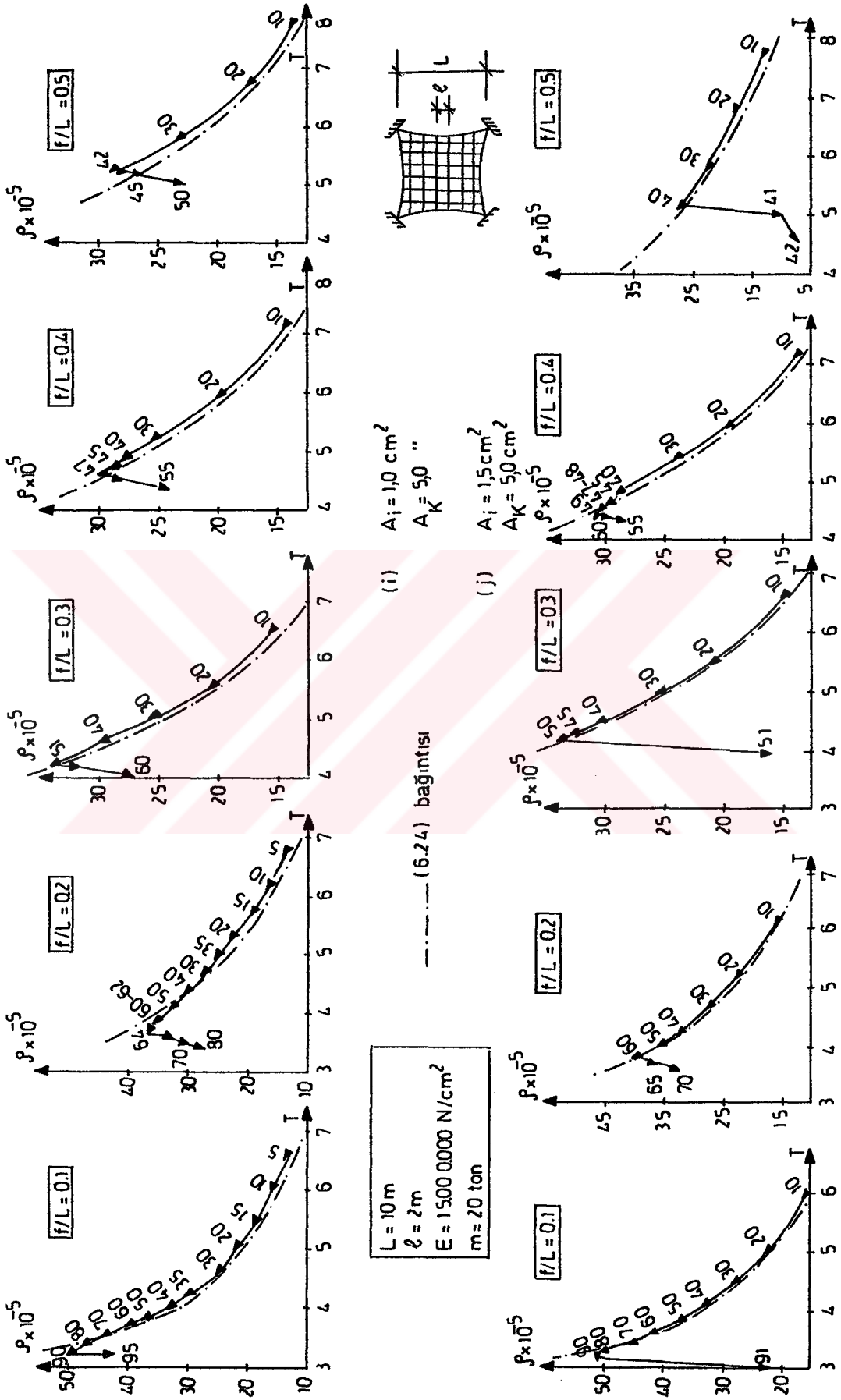
Şekil 6-32 c-d. Tip II - Yakınsama eğrileri



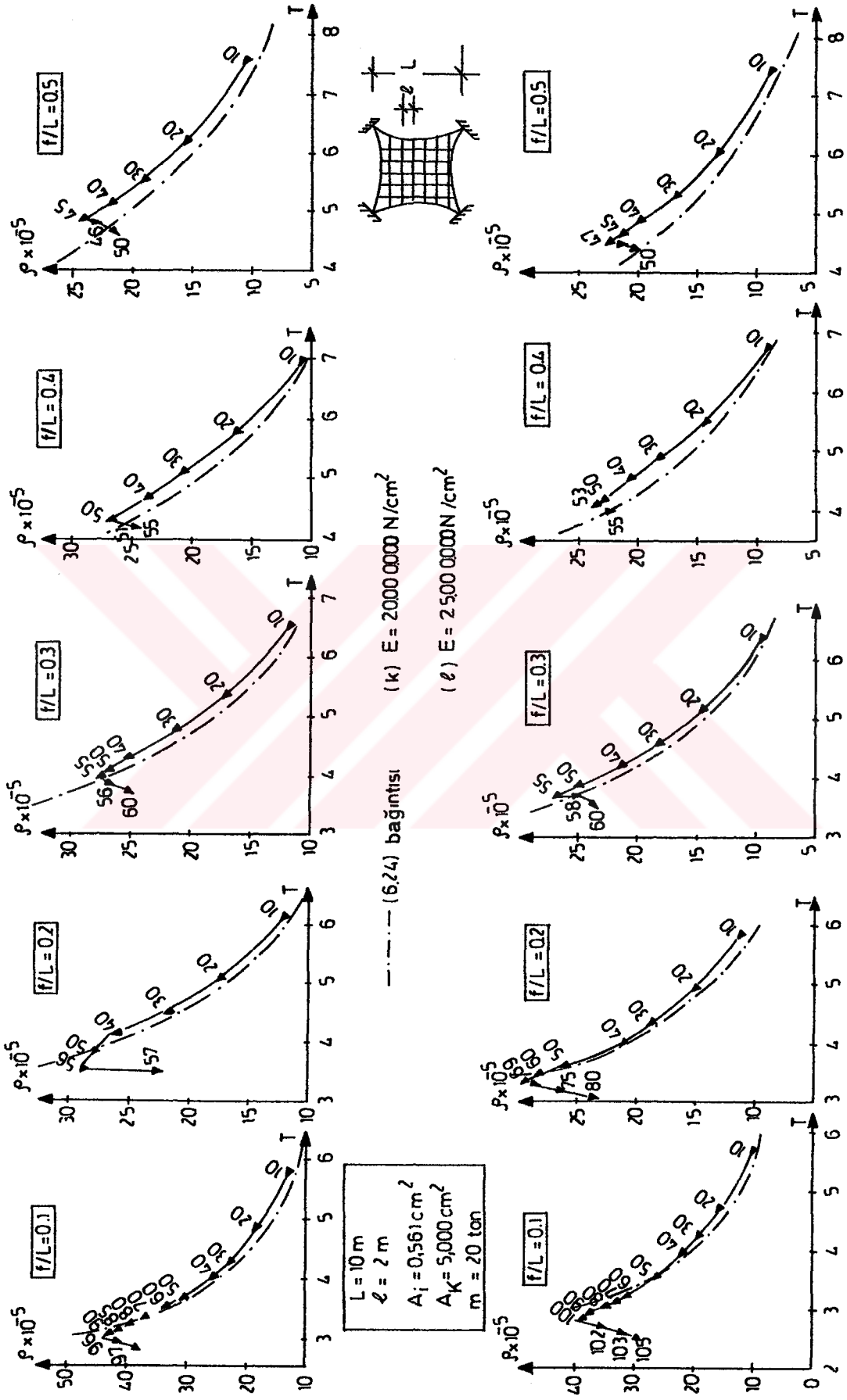
Şekil 6-32 e-f. Tip II - Yakınsama eğrileri

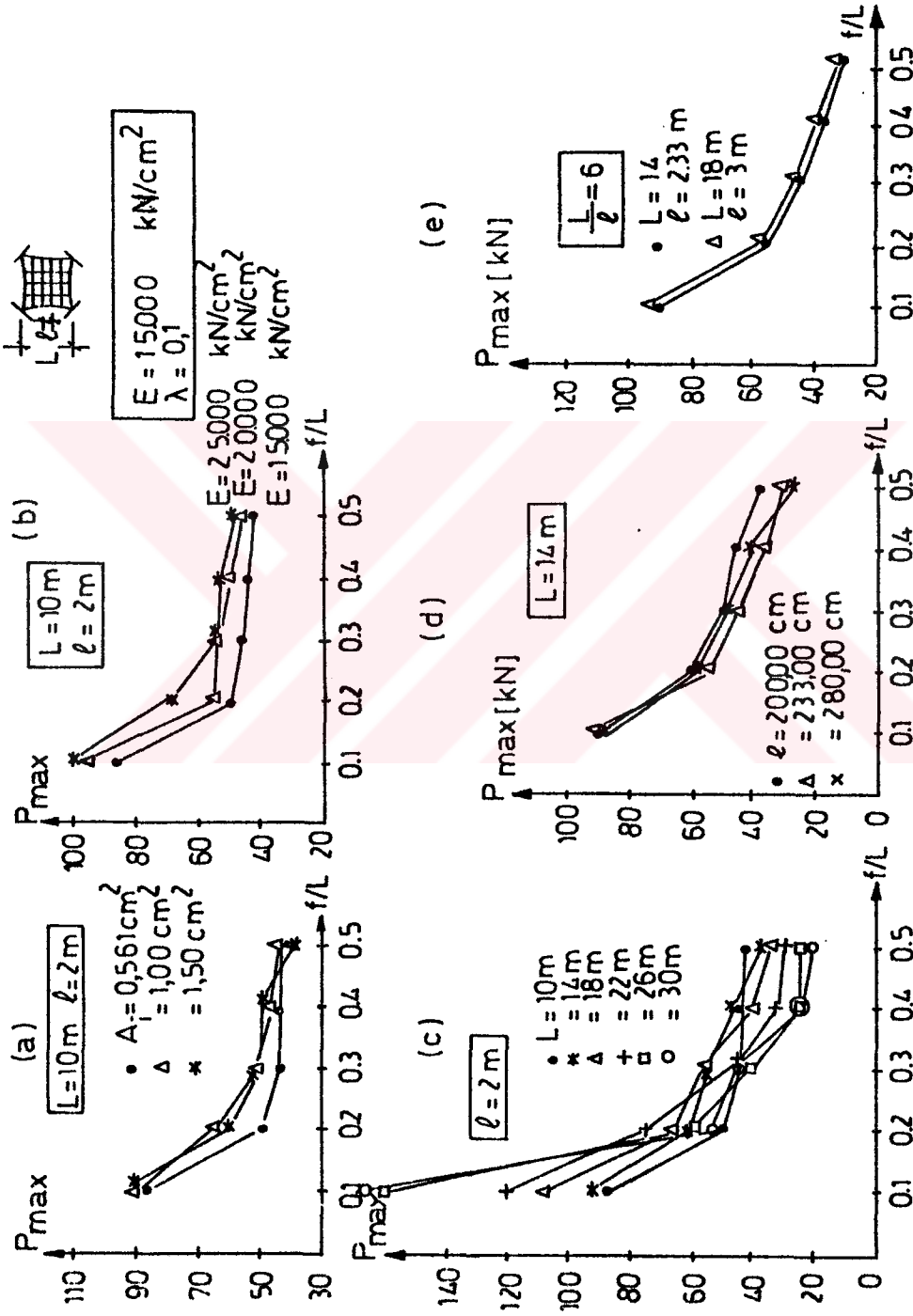


Şekil 6-32 g-h. Tip II - Yakınsama eğrileri



Şekil 6-32 i-j. Tip II - Yakınsama eğrileri

Şekil 6-32 k- ℓ . Tip II Yakınsama eğrileri



Şekil 6-33. Tip II - Yapısal parametrelerin maksimum dış yüke etkileri

Bu konuda yürütülen geniş çaplı parametrik sonuçların karakteristik özellikleri, Şekil 6-32 'de yer alan ve sürdürülen geniş çaplı parametrik çalışmaları en iyi temsil eden örnekler yardımıyla açıklanacaktır.

Şekil 6-33 a ve b 'de gerek enkesit, gerekse elastisite modülünün değişiminin, uygulanacak dış yük miktarının üst limitinde büyük değişiklikler meydana getirmediği görülmektedir.

(L/l) oranları aynı, başka bir deyimle düğüm nokta ve eleman sayısı eşit iki farklı sistem ele alındığında, (Şekil 6-33e) her ne kadar gerek kablo aralığı, gerekse açıklığı farklı olsa bile, bu farkın dış yükün üst limitinde hiçbir değişim oluşturmadığı görülmektedir.

Açıklık sabit kalırken, kablo aralıkları büyütüldüğünde ise, uygulanacak maksimum dış yükte bir miktar azalma saptanmaktadır (Şekil 6-33d).

Kablo aralığı sabit olarak tutulurken, ele alınan kablolu taşıyıcı sistemin açıklığı arttırıldığında, özellikle f/L oranı küçük olan basık sistemlerde uygulanabilecek maksimum yük miktarında hızlı bir artış gözlemlenirken, bu özellik büyük yüzey eğriliğine sahip sistemlerde tersine dönmekte ve açıklık arttıkça uygulanacak maksimum dış yük miktarı bir öncekinden daha az olmaktadır (Şekil 6-33c).

Genelde yüzey eğriliğinin dış yük üst limitine etkisi oldukça fazladır ve eğrilik arttıkça bu değer hızla azaldığı açıkça görülmektedir. Bu arada özellikle f/L oranı küçük olan basık sistemlerin dış yük üst limitlerinin yüksekliğine dikkat çekmek ve dizayn açısından bu özelliğini vurgulamak gerekmektedir.

(6.12), (6.13) ve (6.23) bağıntıları ile tanımlanan boyutsuz parametrelerin dikkate alınmasıyla ve

$$k_p = 1,632 \times 10^4 \text{ N} \quad (6.29)$$

$$k_e = 10^8 \text{ N/cm}^2 \quad (6.30)$$

olmak üzere, uygulanabilecek maksimum dış yükün (N) cinsinden üst limiti, yürütülen geniş çaplı parametrik çalışma doğrultusunda aşağıdaki gibi önerilmektedir:

$$P_{\max} \leq k_p \left(1 + \frac{E}{k_e}\right) (1 + \lambda^2) \left(1 + \frac{1}{100\xi}\right) e^{-\frac{1}{10\xi}} \left(\frac{1}{\xi}\right)^{1-\theta} \left(1 + \frac{1}{10\xi}\right)^{1-\theta} \quad (6.31)$$

Bu ifade kullanılarak elde edilen sonuçlar bilgisayarda saptanan değerlerle karşılaştırılmış ve bunlara ait karakteristik örneklerden bir kısmı Tablo 6-2 'de verilmiştir. Söz konusu tabloda son sütunda yer alan relatif hata miktarı (6.20) bağıntısı ile elde edilmiştir.

Tablo 6-2a. Kablo enkesiti ve elastisite modülü ile ilgili maksimum dış yük miktarlarının karşılaştırılması

Sistem Parametreleri		(6.31) ile hesaplanan	Saptanan	
L = 10 m l = 200 cm A _k = 5,000 cm ²	θ = f/L	P _{max} (kN)	P _{max} (kN)	RH (%)
A _i = 1,000 cm ² E = 15.000 kN/cm ²	0,1	76,22	80,00	-4,7
	0,2	62,31	62,00	0,5
	0,3	50,94	51,00	-0,1
	0,4	41,64	47,00	-11,4
	0,5	34,04	42,00	-19,0
A _i = 1,500 cm ² E = 15.000 kN/cm ²	0,1	79,88	80,00	-0,2
	0,2	65,30	60,00	8,8
	0,3	53,38	50,00	6,8
	0,4	43,64	48,00	-9,1
	0,5	35,68	40,00	-10,8
A _i = 0,561 cm ² E = 20.000 kN/cm ²	0,1	77,43	90,00	-14,0
	0,2	63,30	56,00	13,0
	0,3	51,75	55,00	-5,9
	0,4	42,31	50,00	15,4
	0,5	34,57	45,00	-23,2
A _i = 0,561 cm ² E = 25.000 kN/cm ²	0,1	80,66	90,00	-10,4
	0,2	65,94	69,00	-4,4
	0,3	53,91	55,00	-2,0
	0,4	44,07	53,00	-16,8
	0,5	36,03	47,00	-23,3

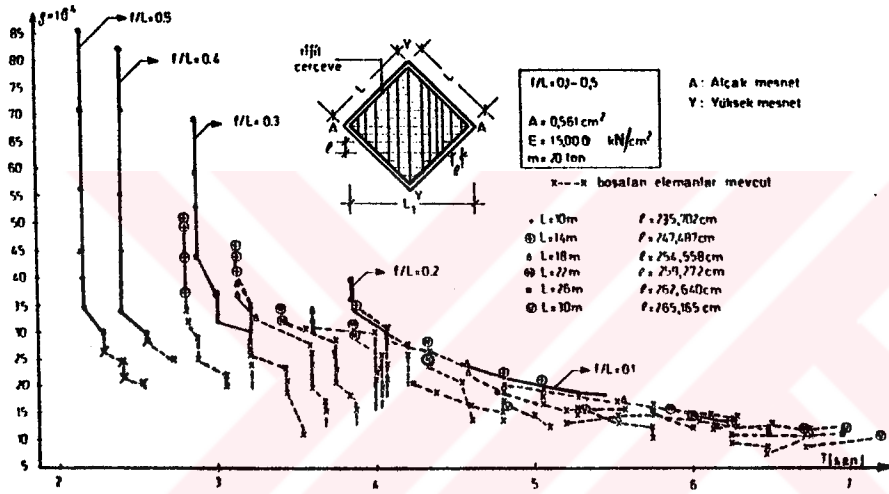
Tablo 6-2b. Kablo aralığı ve açıklıkları ile ilgili maksimum dış yük miktarlarının karşılaştırılması

Sistem Parametreleri		(6.31)ile hesaplanan	saptanan	
$A_i = 0,561 \text{ cm}^2$ $A_k = 5,000 \text{ cm}^2$ $E = 15.000 \text{ kN/cm}^2$	$\theta =$ f/L	$P_{\max}$ (kN)	$P_{\max}$ (kN)	RH %
L = 10 m $\ell = 200 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	74,21 60,67 49,50 40,54 33,15	87,00 50,00 45,00 45,00 42,00	-14,7 21,3 10,0 -9,9 -8,8
L = 14 m $\ell = 200 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	93,80 73,23 57,16 44,62 34,83	92,00 61,00 50,00 46,00 38,00	2,0 20,0 14,3 -3,0 -8,3
L = 18 m $\ell = 200 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	108,42 81,62 61,45 46,26 34,83	108,00 66,00 54,00 40,00 35,00	0,4 23,7 13,8 15,6 -0,5
L = 22 m $\ell = 200 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	118,50 86,56 63,24 46,20 33,75	120,00 70,00 44,00 35,00 32,00	-1,2 23,6 43,7 32,0 15,5
L = 26 m $\ell = 200 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	124,58 88,69 63,14 44,95 32,00	160,00 62,00 50,00 25,00 25,00	-22,1 43,0 26,3 79,8 28,0
L = 30 m $\ell = 200 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	127,27 88,58 61,65 42,91 29,86	166,00 56,00 42,00 25,00 22,00	-23,3 58,2 46,8 71,6 35,7
L = 14 m $\ell = 233,33 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	84,65 67,51 53,85 42,95 34,25	92,00 56,00 45,00 38,00 32,00	-8,0 20,5 19,7 13,0 7,0
L = 14 m $\ell = 280 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	74,21 60,67 49,50 40,54 33,15	88,00 60,00 49,00 42,00 28,00	-15,7 1,1 1,0 -3,5 18,4

6.5.3. Tip III

6.5.3.1. Yakınsama Oranı İfadesinin Üretilmesi

Bölüm 6.4.3 'de ele alınan kabloların rijit bir çerçeveye ankre edildiği ve ortogonal olarak ana diyagonallere paralel olarak düzenlendiği eşkenar dörtgen izdüşüm planlı öngergilendirilmiş hiperbolik paraboloid uzay kablolu taşıyıcı sistemin dış yük altındaki davranışı toplu olarak Şekil 6-34'de görülmektedir.



Şekil 6-34. Tip III- Yakınsama eğrilerine topluca bakış

Yürütülen geniş çaplı parametrik çalışmanın karakteristik bir bölümünün ele alındığı bu şekilde, Tablo 5-1 'de yer alan beş farklı yüzey eğriliği ile birlikte $L = 10, 14, 18, 22, 26$ ve 30 m açıklıklaları gözöntüne alınmıştır. Kablolu taşıyıcı sistemlerle ilgili periyot-yakınsama oranı ilişkisi diyagramize edilirken, noktaların yine karakteristik bir eğri etrafında yoğunlaştığı görülmektedir. Fakat bu yoğunluk diyagramının en solunda, daha önce 6.4.3 'de ele alınan kademeli davranışın açıkça ortaya çıkmasıyla bozulmaktadır. Dikkat edilecek olursa, bu bozulmaların küçük açıklıklara karşı geldiği görülmektedir. Açıklık arttıkça kademeli davranış yok olmakta, başka bir deyimle periyot dış yük miktarlarına duyarlı hale gelmektedir. Öte yandan açıklıkla birlikte periyot artarken eğriler sağa ve aşağı doğru yönelmektedirler.

Şekil 6-34 'ün incelenmesinden ortaya çıkan diğer bir özellik de ilgili açıklığa ait en büyük yüzey eğriliği diyagramının en solunda yer alırken, f/L azaldıkça bu eğriler sağa doğru ötelenmektedirler. Böylece kademeli davranış küçük açıklıklarda ve büyük yüzey eğriliklerinde daha belirgin olarak ortaya çıkmaktadır.

Bölüm 6.4.3 'deki Şekil 6-19'da görüldüğü gibi, açıklık ve yüzey eğriliği sabit kalırken, kablo aralığı artırıldığında, periyot azalmaktaydı. Aynı dış yük miktarına karşı gelen yaklaşım oranı artarken, elemanların basınç olarak boşalmalarına karşı gelen kritik dış yükün değeri ise artmakta ve kademeli davranış gittikçe daha belirgin hale gelmekteydi.

Benzer bir olgu, Şekil 6-20 'de elastisite modülünün artırılması halinde meydana gelmekte ve sistem rijitleşirken periyot azalmakta, fakat bu değişimden kritik dış yük miktarı fazla etkilenmemekteydi.

Kablo enkesitleri artırıldığında sistem rijitleşerek periyodu azalmakta ve artan dış yük miktarlarına duyarlı hale gelmekteydi. Kablo enkesiti artırıldığında, kablo elemanlarının basınç kuvveti olarak gevşemelerine karşı gelen kritik dış yük miktarında belirli bir değişim gözlemlenmemekteydi (Şekil 6-21).

Ayrıca aynı eleman sayısına sahip iki farklı açıklıklı sistem ele alındığında ise (Şekil 6-22) periyot açıklıkla birlikte artarken, elemanların basınç olarak boşalmalarına karşı gelen kritik dış yük değişmemekteydi.

Dinamik rölaksasyona ait (4.3) dinamik denge denklemlerinde yer alan m -kütle değeri de dikkate alındığında, ele alınan kablolu taşıyıcı sistem (Tip III) için yakınsama oranının, yukarda izah edilen şekilde yapısal parametrelerden etkilendiği görülmektedir. Elde edilen bu parametrik bulguların ışığı altında ve sürdürülen geniş çaplı uygulamalara dayanarak yakınsama oranı, Bölüm 6.2.2.1 'de verilen algoritma yardımıyla saptanacak olan periyot değerine bağlı olarak ifade edilebildiği takdirde, en optimum çözüm parametrelerine ulaşılmış olacaktır.

Periyot bilindiği takdirde, (6.3) bağıntısı ile önce kritik sönüm katsayısı saptanacak ve üretilecek yakınsama oranı ifadesi de gözönünde tutularak (6.10) bağıntısıyla elde edilecek maksimum integrasyon adımı ile (4.3) diferansiyel denkleminin nümerik integrasyonu, statik denge konumuna dek minimum sürede ve stabil olarak gerçekleştirilecektir.

Yakınsama eğrilerinin yapısal parametrelerden etkileniş biçimine göre, sistematik bir eğri uydurma, saptanan yakınsama oranı ifadesi (6.12) ve (6.13) ile ifade edilen boyutsuz parametlerin yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanması önerilmiştir :

$$\rho = k_c \cdot \frac{m}{AE} \cdot \frac{l}{(1+\theta \cdot \xi)} \cdot (1-\theta^2) e^{-T/2,88 T_0} \quad (6.32)$$

$$k_c = 1,9 \quad 1/\text{san}^2 \quad (6.33)$$

Burada,

- ρ : yakınsama oranı
- k_c : boyutlu bir katsayı ($1/\text{san}^2$)
- m : noktasal kütle (kg)
- A : kablo enkesiti (cm^2)
- E : elastisite modülü (N/cm^2)
- f : maksimum kablo oku (m)
- l : kablo aralığı (m)
- L : eşkenar dörtkenin kenar uzunluğu (m)
- T : periyot (san)
- T_0 : normalizasyon katsayısı (1 san)

olmaktadır.

Genel davranışın periyota bağlı bir eksponansiyel fonksiyon olarak ifade edildiği (6.32) bağıntısında, yapısal parametrelerin etkisi çarpan olarak düşünülmüştür. Nitekim kablo enkesiti ve elastisite modülü paydada yer almakta ve böylece sözkonusu parametreler artarken, yakınsama oranının ise azalması gerekmektedir (bak. Şekil 6-20, 6-21). θ -yüzey eğriliği artarken, yakınsama oranı azalacak (bak. Şekil 6-17) ve kablo aralığı ile birlikte artacaktır (bak. Şekil 6-19).

Şekil 6-34 yakından incelendiğinde, yüzey eğriliğinin artırılması halinde, periyodun dış yük artımına duyarsız kalması izlenirken, yakınsama oranının ise buna karşılık hızla azaldığı saptanmıştır.

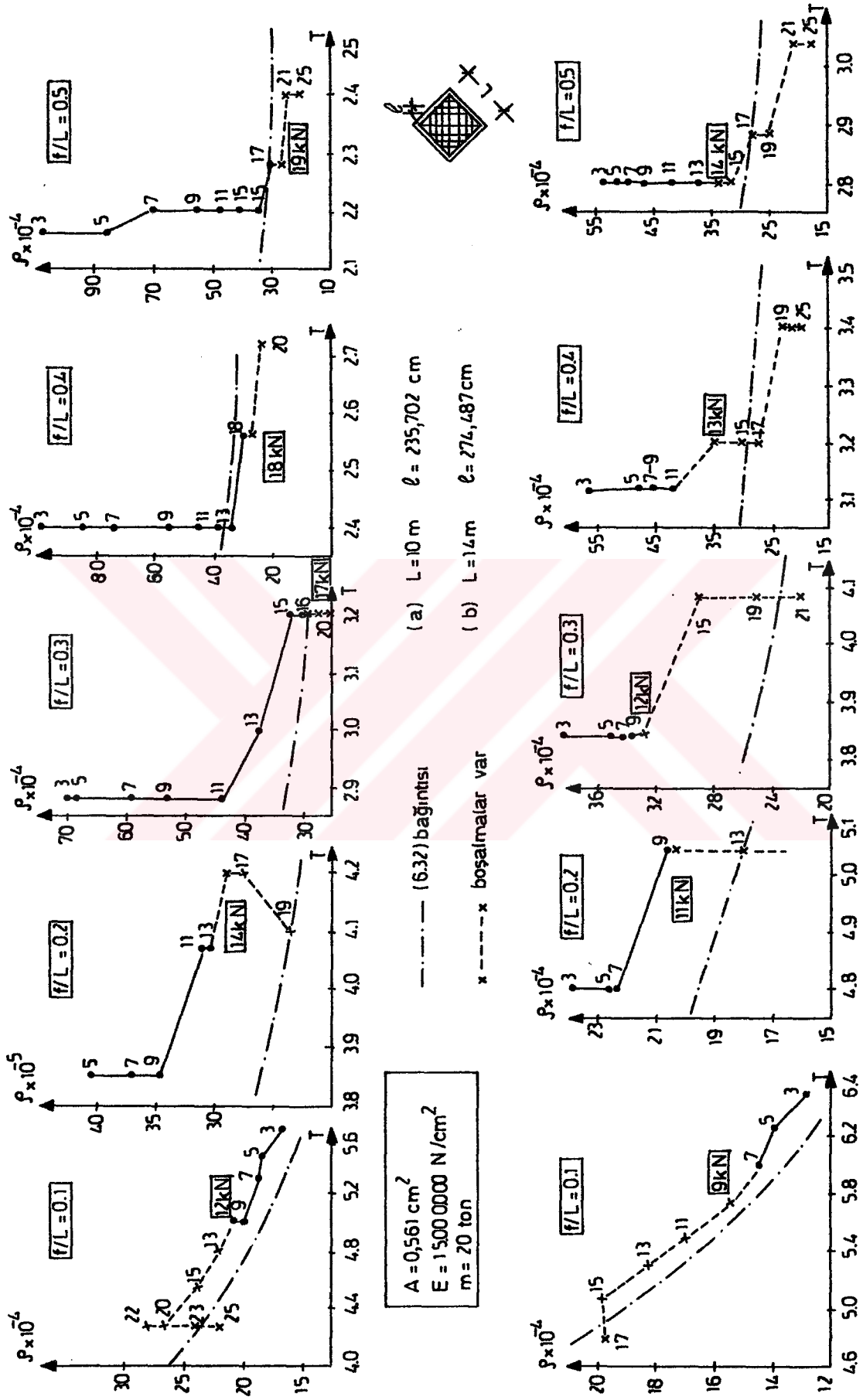
Üretilen (6.32) bağıntısında bu kademeli davranış gözardı edilmiş, bunun yerine kablo elemanların basınç kuvveti olarak gevşemelerine karşı gelen kritik dış yük değerlerini alttan kavrayacak şekilde ifade edilmesi yeğlenmiştir. Böylece $(1+0.5)$ çarpanı paydaya yerleştirilerek amaca ulaşılmıştır.

Küçük yüzey eğriliğine sahip ve Tip III olarak tanımlanan kablolu taşıyıcı sistemlerde, (6.32) bağıntısı ile hesaplanan yakınsama oranlarının boşalan kablo elemanlarına rağmen bir müddet daha geçerliliğini koruduğu görülmüştür.

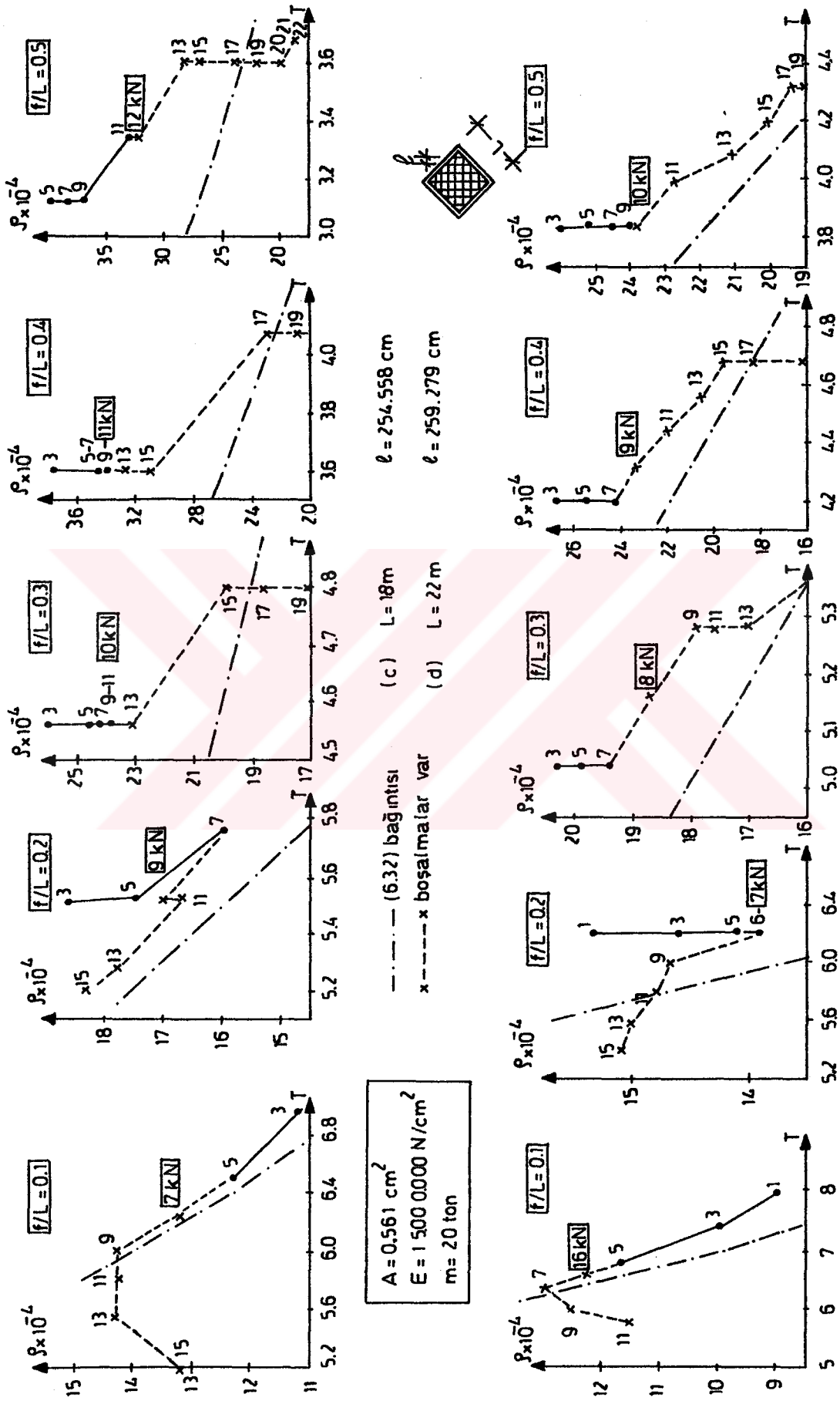
(6.32) bağıntısının irdelenmesi için oldukça geniş çaplı bir uygulama yürütülmüş ve tüm düğüm noktalarına simetrik olarak etkitilen dış yükler altında sistemin davranışını ifade edebildiği saptanmıştır.

Şekil 6-35 'de, yürütülen parametrik çalışmalar içinden sadece karakteristik bir bölümü ele alınmış ve (6.32) bağıntısının gözönüne alınan kablolu taşıyıcı sistemin davranışını, çeşitli sistem parametrelerini de içerecek şekilde, amaçlanan seviyede ne denli başarılı temsil ettiği gösterilmeye çalışılmıştır.

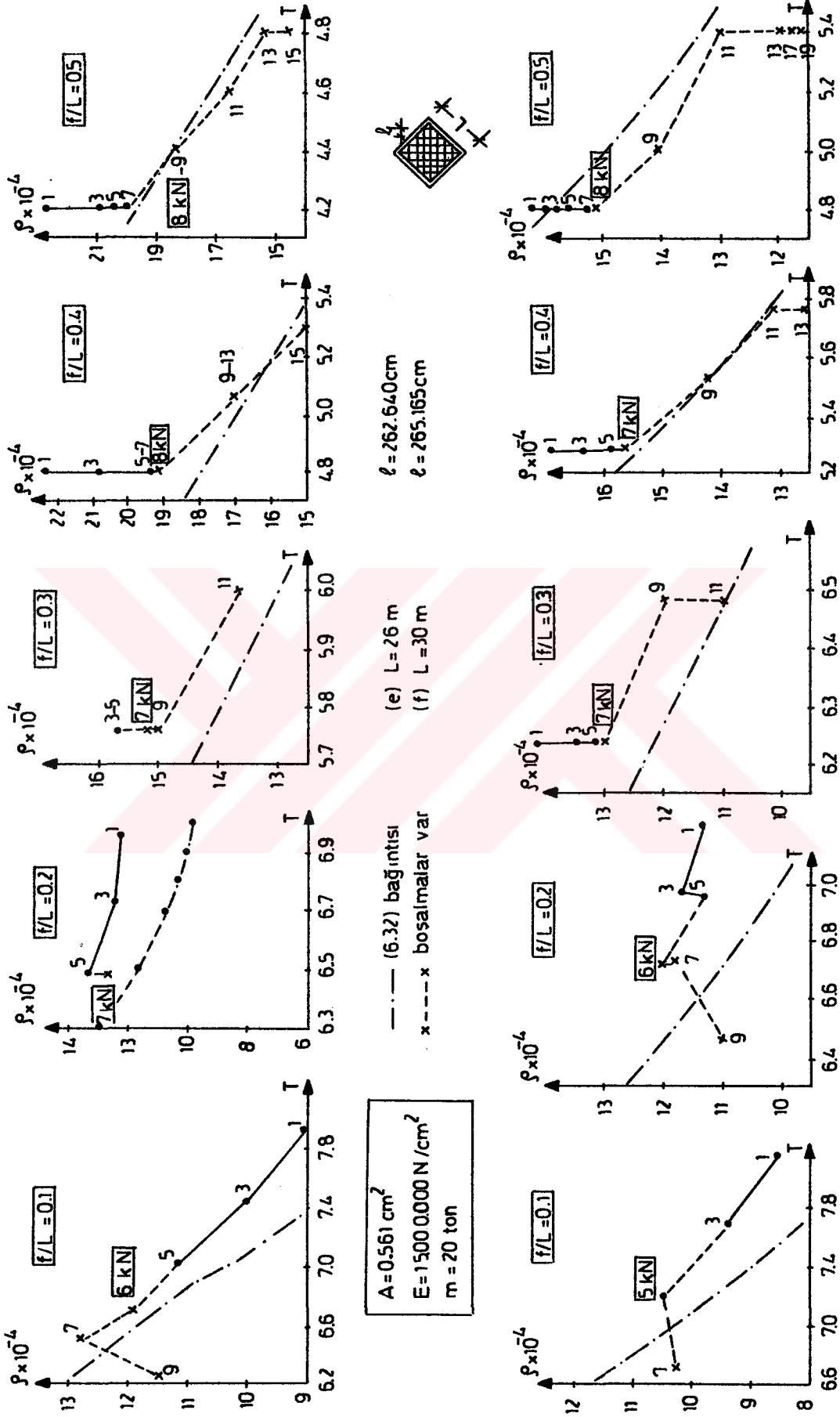
Şekil 6-35a-1 'de eğrilerin yanındaki verilen rakamlar (kN) olarak dış yük miktarını simgelemekte ve kutu içinde yer alan değer ise elemanların basınca geçerek boşalmaya başladığı kritik dış yük miktarına karşı gelmektedir. Şekilden görüldüğü gibi f/L oranı küçük olan, basık sistemlerde dış yük artarken, periyot azalmakta, fakat yakınsama oranı ise artmaktadır. Yüzey eğriliği artırıldığında ise bu olgu tersine dönmekte ve dış yük artarken periyot artmakta, yakınsama oranı ise azalmaktadır.



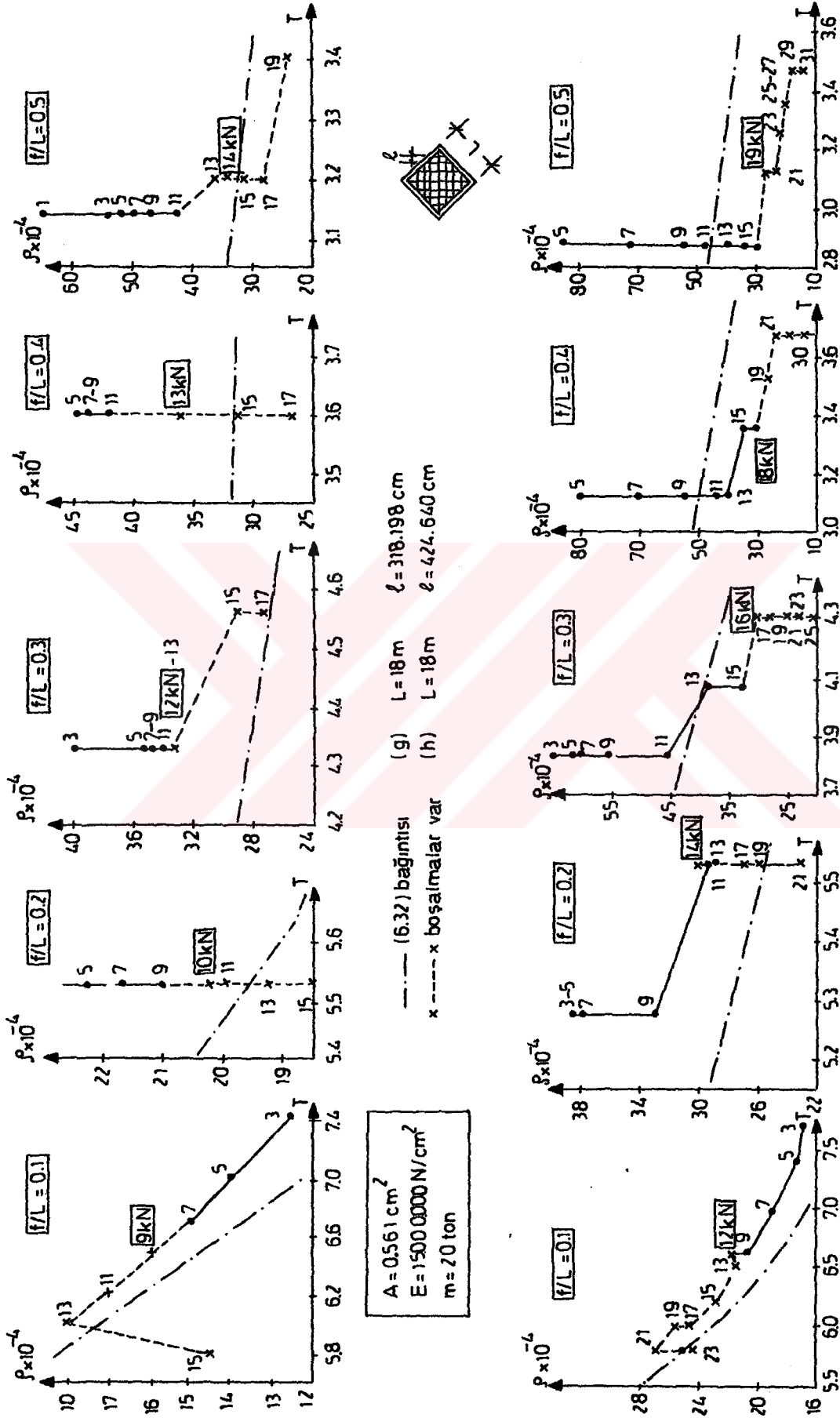
Şekil 6-35 a-b. Tip III Yakınsama eğrileri



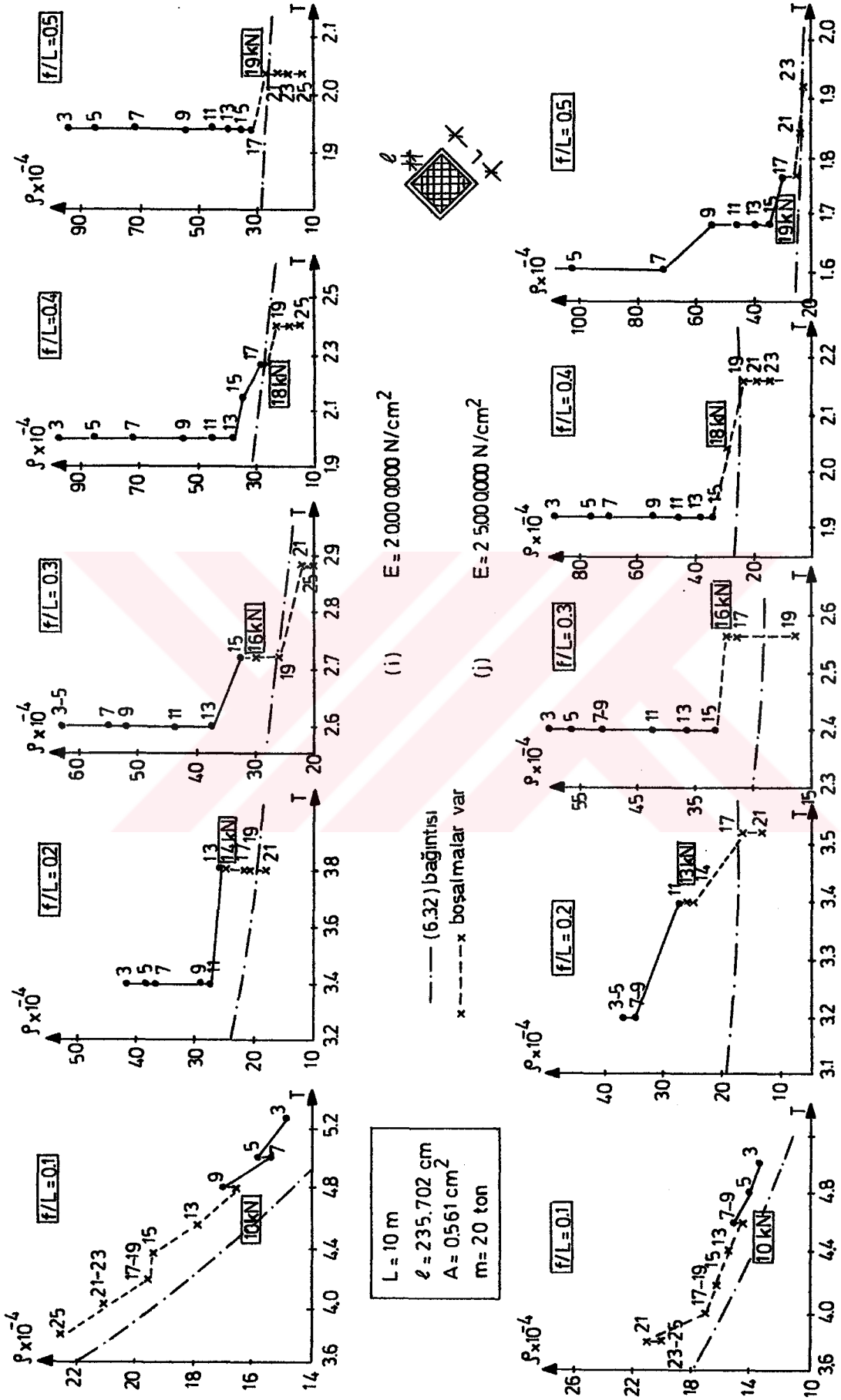
Şekil 6-35 c-d. Tip III - Yakısına eğrileri



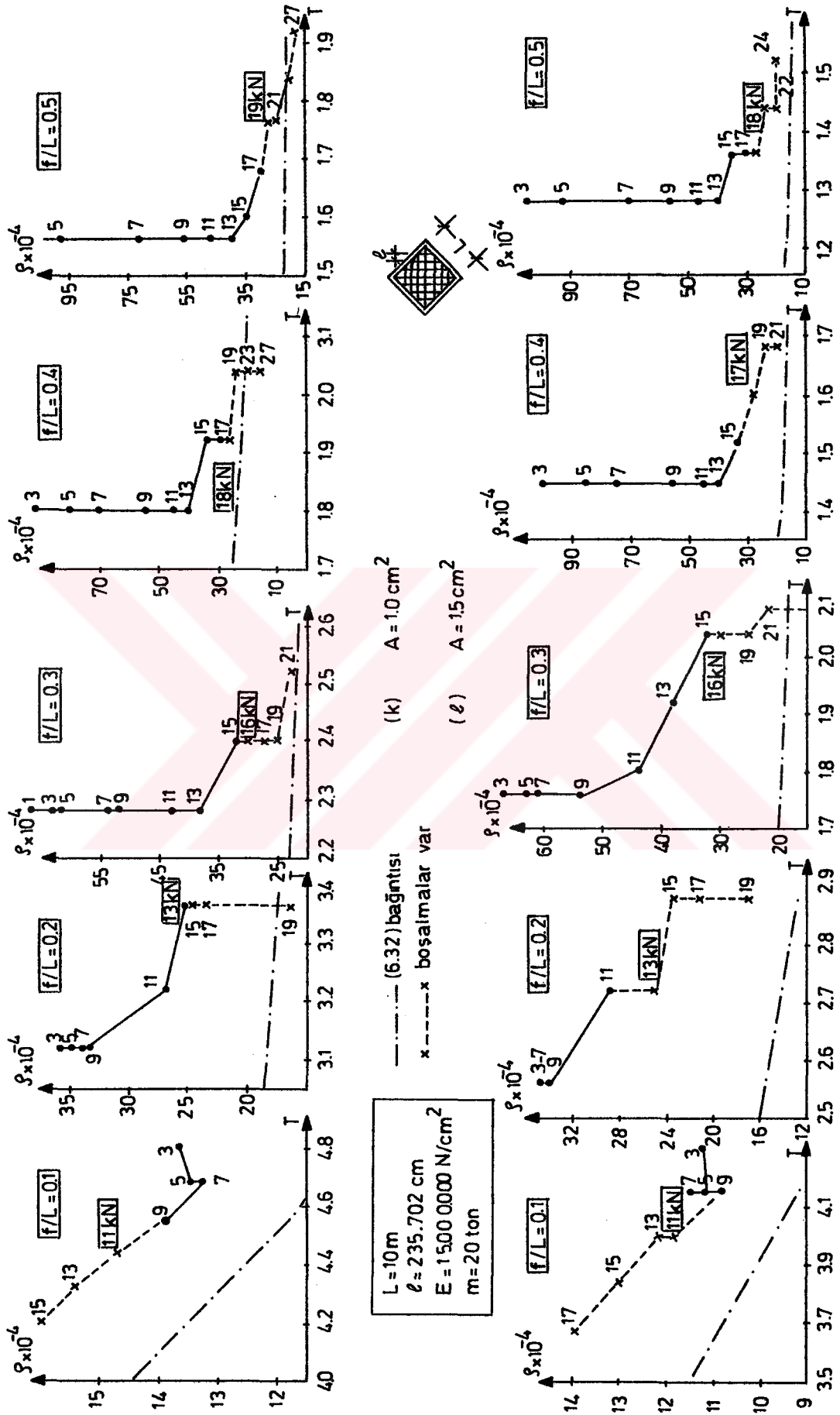
Şekil 6-35 e-f. Tip III - Yakınsama eğrileri

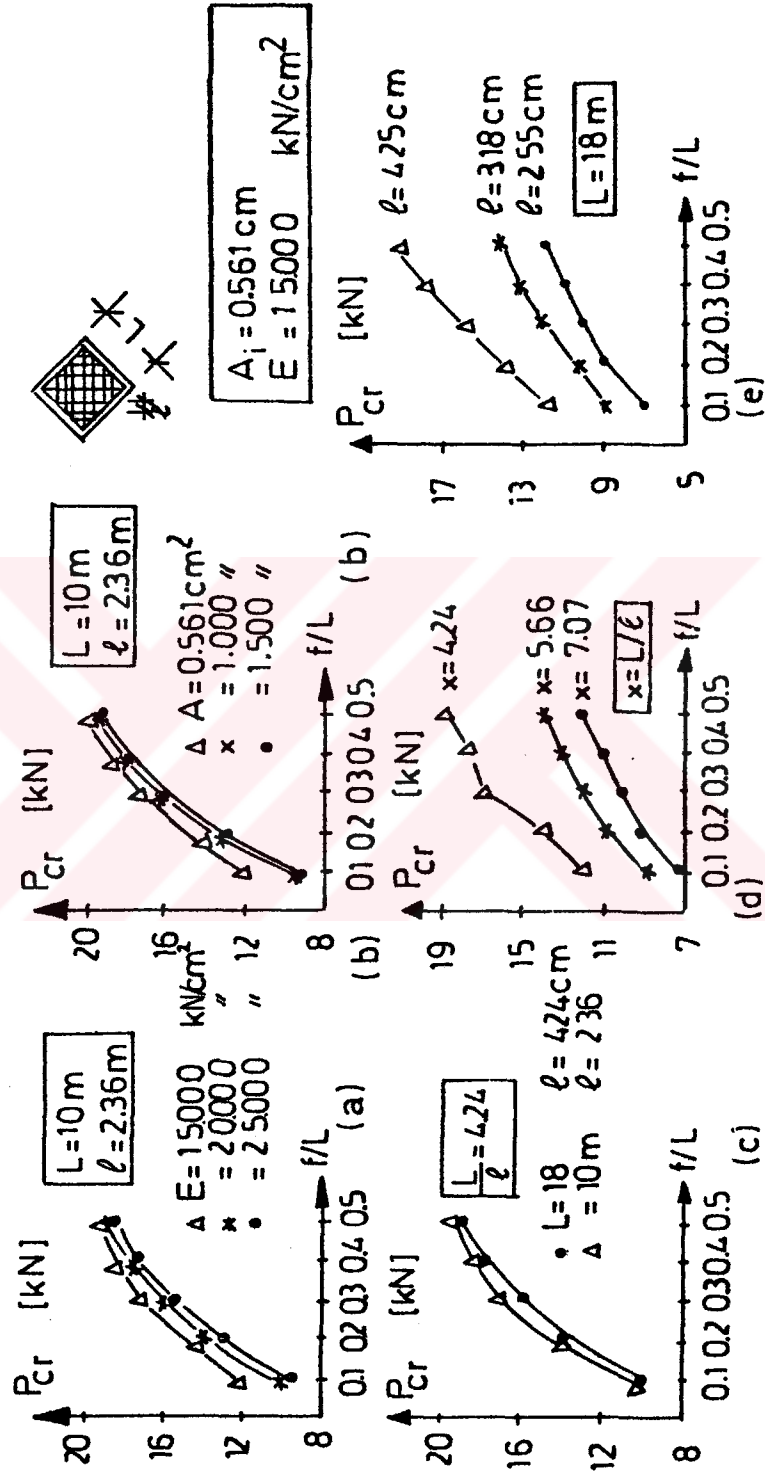


Şekil 6-35 g-h. Tip III - Yakınsama eğrileri



Şekil 6-35 i-j. Tip III - Yakınsama eğrileri

Şekil 6-35 k- ℓ Tip III - Yakınsama eğrileri



Şekil 6-36. Tip III - Yapısal parametrelerin kritik dış yüke etkileri

6.5.3.2. Kritik Dış Yük Miktarının Saptanması

Tip III olarak tanımlanan kablolu taşıyıcı sistemlerde bir grup kablo elemanı taşıyıcı ana kabloları oluştururken, bunlara dik ve ters eğrilikli olarak düzenlenen kablolar ise sistemin stabilitesini kontrol etmektedir. Bu tür sistemlerde, dış yükün belli miktarları aşması halinde, sistemin stabilitesini kontrol eden kabloların basınç kuvveti alarak gevşemeye başladıkları saptanmıştır.

Dizayn açısından hiçbir dış yükleme altında boşalan elemanların varlığı istenmediğinden [5],[6], sistemde boşalan kabloların oluşmasına karşı gelen kritik dış yükün saptanması bu bölümün kapsamı içine alınmıştır.

Yürütülen parametrik çalışmalar sonunda kritik dış yükün yapısal parametrelere bağımlılığı karakteristik örnekler yardımıyla Şekil 6-36 'da özetlenmeye çalışılmıştır.

Şekil 6-36c 'de L/ℓ oranı aynı olan, başka bir deyimle eşit sayıda düğüm nokta ve kablo elemanı sayısına sahip, fakat farklı açıklıklı iki kablolu taşıyıcı sistem birbirleriyle karşılaştırıldığında kritik dış yükün aynı kaldığı görülmektedir. Fakat Şekil 6-36d 'de ise farklı L/ℓ oranlarının kritik dış yük üzerindeki etkisi açıkça görülmektedir. Örneğin, kablo aralığı sabit tutulurken, açıklık artırıldığında, başka bir deyişle L/ℓ oranı artırıldığında kritik dış yük azalmaktadır.

Açıklık sabit kalırken kablo aralığı artırıldığında kritik dış yükün değeri giderek artmaktadır (Şekil 6-36e).

Fakat sistem parametrelerinden etkilenişim bu kadar açık iken, gerek elastisite modülü ve gerekse kablo enkesitlerindeki değişimlerin kritik dış yük üzerindeki etkisi çok az olmaktadır (Şekil 6-36 a-b). Bu değerler artırıldığında kritik dış yükte çok az bir düşüş kaydedilmektedir.

Genelde yüzey eğriliği, tüm yapısal parametreler de gözönünde tutulduğunda, kritik yükü doğrudan etkilemekte ve yüzey eğriliği ile birlikte kritik dış yük de artmaktadır. A : kablo enkesiti (cm^2),

E : elastisite modülü (N/cm²) ve

$$k_{cr} = 5,2 \times 10^3 \text{ N} \quad (6.34)$$

$$k_f = 10 \text{ cm}^2 \quad (6.35)$$

$$k_e = 10^8 \text{ N/cm}^2 \quad (6.36)$$

olmak üzere, (6.12), (6.13) de verilen boyutsuz parametreler de göz-önünde tutularak, yapısal parametrelere sistematik bir şekilde eğri uydurulmuş ve kritik dış yük aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$P_{cr} \leq k_{cr} \cdot \frac{1-\theta^3}{1-\theta} \cdot \xi \left(10 - \frac{A}{k_f}\right) \cdot \left(1 - \frac{E}{k_e}\right) \quad (6.37)$$

Bu bağıntı kullanılarak (N) cinsinden saptanan kritik dış yük değerinin, bilgisayarda saptanan değerlerle karşılaştırılması Tablo 6-3 'de görülmektedir. Son sütunda yer alan rölatif hata (6.20) bağıntısı ile hesaplanmıştır.

Tablo 6-3 a. Kablo enkesiti ve elastisite modülleri ile ilgili kritik dış yüklerin karşılaştırılması

Sistem Parametreleri	$\theta =$	(6.37) ile hesaplanan P_{cr}	saptanan P_{cr}	RH
$L = 10 \text{ m}$ $\ell = 235,702 \text{ cm}$	f/L	(kN)	(kN)	(%)
$A = 1,000 \text{ cm}^2$ $E = 15.000 \text{ kN/cm}^2$	0,1	11,45	11,00	4,1
	0,2	12,79	13,00	-1,6
	0,3	14,34	16,00	-10,4
	0,4	16,09	18,00	-10,6
	0,5	18,05	19,00	-5,0
$A = 1,500 \text{ cm}^2$ $E = 15.000 \text{ kN/cm}^2$	0,1	11,39	11,00	3,5
	0,2	12,72	13,00	-2,2
	0,3	14,26	16,00	-10,9
	0,4	16,00	17,00	-5,9
	0,5	17,96	18,00	-2,2
$A = 0,561 \text{ cm}^2$ $E = 20.000 \text{ kN/cm}^2$	0,1	10,82	10,00	8,2
	0,2	12,09	14,00	-13,6
	0,3	13,55	16,00	-15,3
	0,4	15,21	18,00	-15,5
	0,5	17,06	19,00	-10,2
$A = 0,561 \text{ cm}^2$ $E = 25.000 \text{ kN/cm}^2$	0,1	10,15	10,00	1,5
	0,2	11,33	13,00	-12,8
	0,3	12,71	16,00	-20,6
	0,4	14,26	18,00	-20,8
	0,5	16,00	19,00	-15,8

Tablo 6-3b. Kablo aralığı ve açıklıkları ile ilgili
kritik dış yüklerin karşılaştırılması

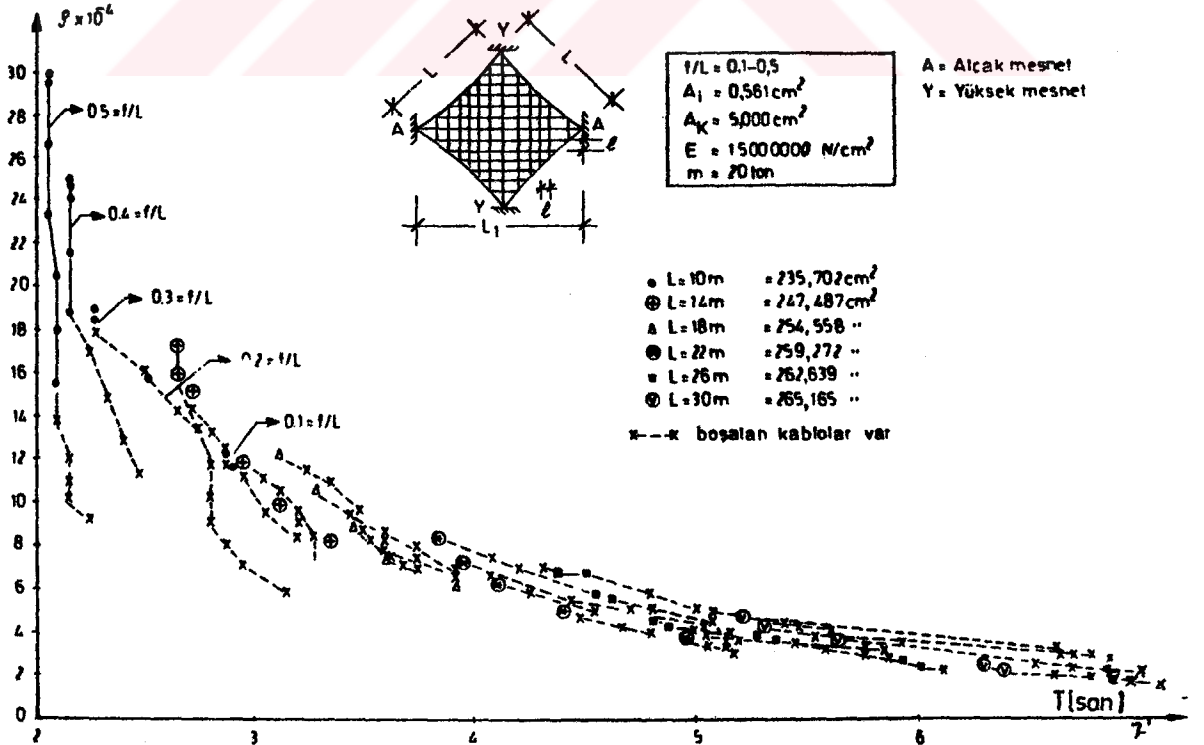
Sistem Parametreleri	$\theta =$ f/L	(6.37) ile hesaplanan	Saptanan	RH (%)
A = 0,561 cm ² E = 15.000 kN/cm ²		P _{cr} (kN)	P _{cr} (kN)	
L = 10 m $\ell = 235,702$ cm	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	11,50 12,84 14,40 16,16 18,13	12,00 14,00 17,00 18,00 19,00	-4,2 -8,3 -15,3 -10,2 -4,6
L = 14 m $\ell = 247,487$ cm	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	8,62 9,63 10,80 12,12 13,60	9,00 11,00 12,00 13,00 14,00	-4,2 -12,5 -10,0 -6,8 -2,9
L = 18 m $\ell = 254,558$ cm	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	6,90 7,71 8,64 9,70 10,88	7,00 9,00 10,00 11,00 12,00	-1,4 -14,3 -13,6 -11,8 -9,3
L = 22 m $\ell = 259,272$ cm	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	5,75 6,42 7,20 8,08 9,06	6,00 7,00 8,00 9,00 10,00	-4,2 -8,3 -10,0 -10,2 -9,4
L = 26 cm $\ell = 262,640$ cm	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	4,93 5,51 7,65 8,59 9,63	6,00 7,00 7,00 8,00 8,00	-17,8 -21,3 9,3 7,4 20,4
L = 30 m $\ell = 265,165$ cm	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	4,31 5,35 6,00 6,73 7,55	5,00 6,00 7,00 7,00 8,00	-13,8 -10,8 -14,3 -3,9 -5,6
L = 18 m $\ell = 318,198$ cm	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	8,62 9,63 10,80 12,12 13,60	9,00 10,00 12,00 13,00 14,00	-4,2 -3,7 -10,0 -6,8 -2,8
L = 18 m $\ell = 424,640$ cm	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	11,51 12,86 14,41 16,18 18,15	12,00 14,00 16,00 18,00 19,00	-4,1 -8,1 -9,9 -10,1 -4,5

6.5.4. Tip IV

6.5.4.1. Yakınsama Oranı İfadesinin Üretilmesi

Yürütülen geniş çaplı parametrik çalışma sonunda bu tür sistemlere ait periyot-yakınsama oranı ilişkisi saptanabildiği ve ifade edilebildiği takdirde, uygulanabilecek maksimum integrasyon adımına (6.10) bağıntısı ile geçilecektir. Böylece en optimum sürede nonlinear statik analiz gerçekleştirilecek ve çözümün de stabilitesi temin edilmiş olacaktır.

Şekil 6-37 'de Bölüm 6.4.4 'de ele alınan, kabloları kenar kablolarla mesnetlendirilerek ana diyagonallere paralel olarak düzenlenmiş eşkenar dörtgen planlı hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemlerin davranışı, $L = 10, 14, 18, 22, 26$ ve 30 m ve Tablo 5-1 'de yer alan beş farklı yüzey eğriliği için topluca ele alınmış ve dış yük değerlerinde yapılan artırımların etkisi gösterilmeye çalışılmıştır.



Şekil 6-37. Tip IV. Yakınsama eğrilerine toplu bakış

Sözkonusu şekil dikkatle incelendiğinde, Bölüm 6.5.3 'de Tip III için belirtilen özelliklerin büyük bir kısmının geçerliliğini koruduğu görülmektedir. Örneğin açıklıkla birlikte periyodun artması, fakat buna karşılık yakınsama oranı değerinin azalması gibi. Bu nedenle diyagramın en solunda küçük açıklıklara karşı gelen büyük yakınsama oranları saptanırken, en sağında ise giderek daha büyük açıklıklar için elde edilen daha küçük yakınsama oranı değerleri yer almaktadır. Ayrıca herhangi bir açıklıkla ilgili beş farklı eğrilik arasında en solda olanı en büyük yüzey eğriliğine ($f/L = 0,5$), en sağdaki ise en küçük ve de basık olana ($f/L = 0,1$) karşı gelmektedir.

Şekil 6-23 'de belirli bir açıklıkta yüzey eğriliği artırıldığında periyot azalırken, yakınsama oranı artmakta ve eğriler yukarı ve sola doğru ötelenmekteydi. Bu arada elemanların basınç kuvveti alarak boşalmalarına neden olan kritik dış yük de giderek artmaktaydı. Buradan yola çıkılarak Şekil 6-37 de gözönüne alınarak incelendiğinde şu sonuca varılmaktadır: Açıklık küçük ve yüzey eğriliği de büyük ise, periyot dış yükten etkilenmemekte, buna karşın dış yük arttıkça yakınsama oranı buna paralel olarak kademeli bir şekilde hızla azalmaktadır. Bu olgunun büyük açıklıklarda ortadan kalktığı ve periyodun her dış yük artımından etkilendiği, yine aynı şekilden açıkça görülmektedir.

Ele alınan kablolu taşıyıcı sistemin kablo düzeni değiştirilmek istendiğinde, başka bir deyişle kablo aralığı artırıldığında, sistemin rijitleşerek periyodunun azaldığı, üstelik kritik dış yük değerinin artması nedeniyle kademeli davranış biçiminin belirgin bir şekilde ortaya çıktığı Şekil 6-24 'de görülmekteydi.

Şekil 6-25 'de elastisite modülünün Bölüm 6.2.2.1 'de açıklanan algoritmaya dayanılarak saptanan periyot değerlerine etkisi saptanmak istendiğinde, elastisite modülünün artması halinde periyodun azalarak dış yüke daha duyarlı hale geldiği görülmekteydi.

Aynı olgu, iç kablo-dış kablo enkesit oranları artırıldığında da aynen ortaya çıkmasına karşın, periyot dış yüke karşı gittikçe daha kayıtsız kalmaktaydı (Şekil 6-26).

Şekil 6-27'de aynı L/ℓ oranlarına sahip iki farklı kablolu taşıyıcı sistemden büyük gözlemlere sahip ve açıklığı daha büyük olanda, aynı dış yük altında periyot değeri artarken, kritik dış yük değerinin bir miktar azaldığı görülmekteydi.

Yukarıda sözü edilen özelliklerden yararlanılarak yakınsama oranının periyot ve yapısal parametreler cinsinden ifadesi, sistematik bir şekilde ele alınarak üretilmiş ve (6.12), (6.13) ve (6.23)'de verilen boyutsuz parametreler de kullanılarak aşağıdaki gibi önerilmiştir :

$$\rho = k_d \cdot \frac{m}{A_k E} \cdot \frac{1}{(1+\theta \cdot \xi)} \cdot \ell \cdot (1+\theta^2) \cdot (1+\lambda^3) \cdot e^{-T/1,9T_0} \quad (6.38)$$

$$k_d = 7,5 \quad 1/\text{san}^2 \quad (6.39)$$

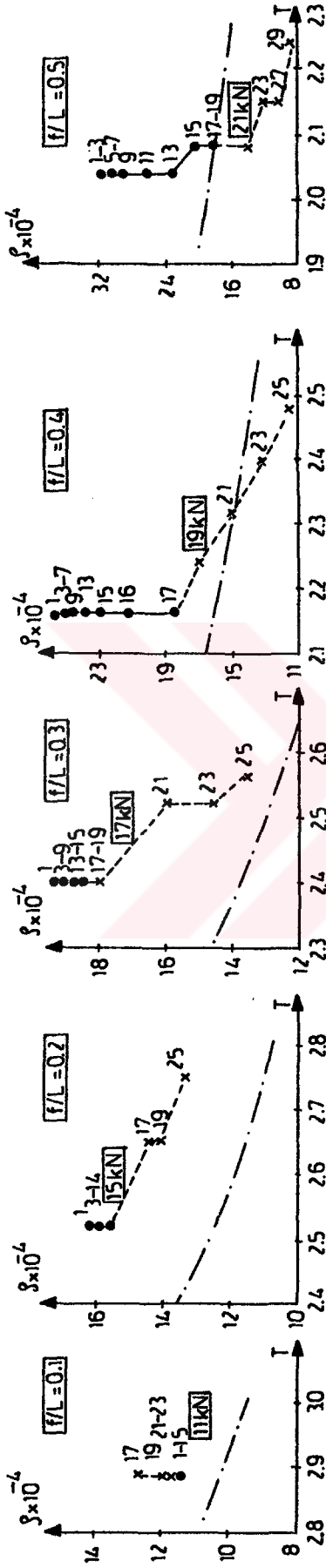
Bu bağıntıda

- ρ : yakınsama oranı
- k_d : boyutlu bir katsayı ($1/\text{san}^2$)
- m : noktasal kütle (kg)
- E : elastisite modülü (N/cm^2)
- A_i : iç kablo enkesiti (cm^2)
- A_k : kenar kablo enkesiti (cm^2)
- f : maksimum kablo oku (m)
- ℓ : kablo aralığı (m)
- L : eşkenar dörtgenin kenar uzunluğu (m)
- T : titreşim periyodu (san)
- T_0 : normalizasyon katsayısı (1 san)

olmaktadır.

Tip IV ile ilgili sürdürülen parametrik çalışmalara dayanılarak üretilen periyot yakınsama oranı ilişkisi, (6.38) bağıntısında periyotla bağlı bir eksponansiyel fonksiyon olarak önerilmekte ve yapısal parametrelerin bu cevap eğrisine katkısı çarpanlar olarak ele alınmaktadır.

Aynen Bölüm 6.5.3.1 'de olduğu gibi, yakınsama oranlarının periyot sabit kalırken dış yüke bağlı olarak hızla azalması, burada da

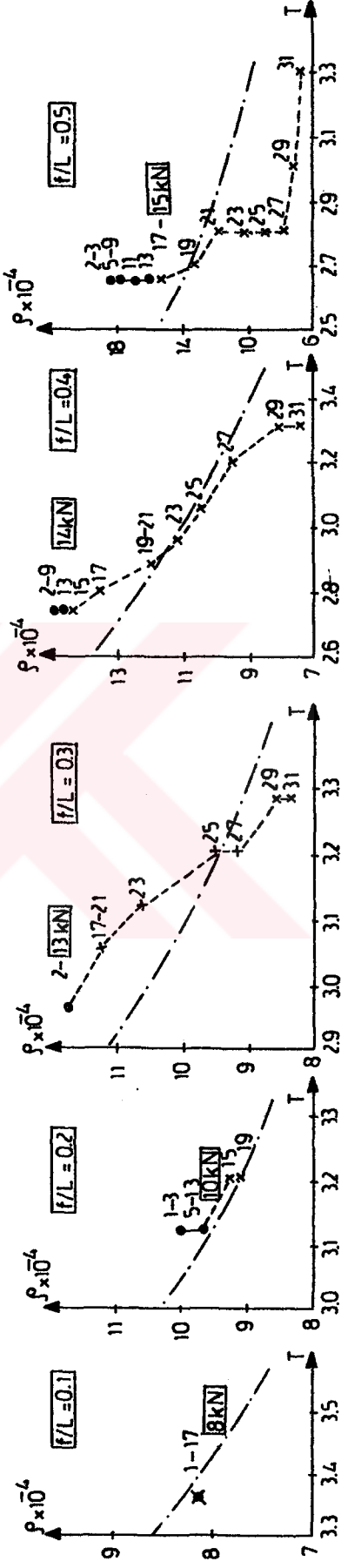
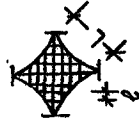


--- (6.38) bağıntısı
 x boşalmalar var

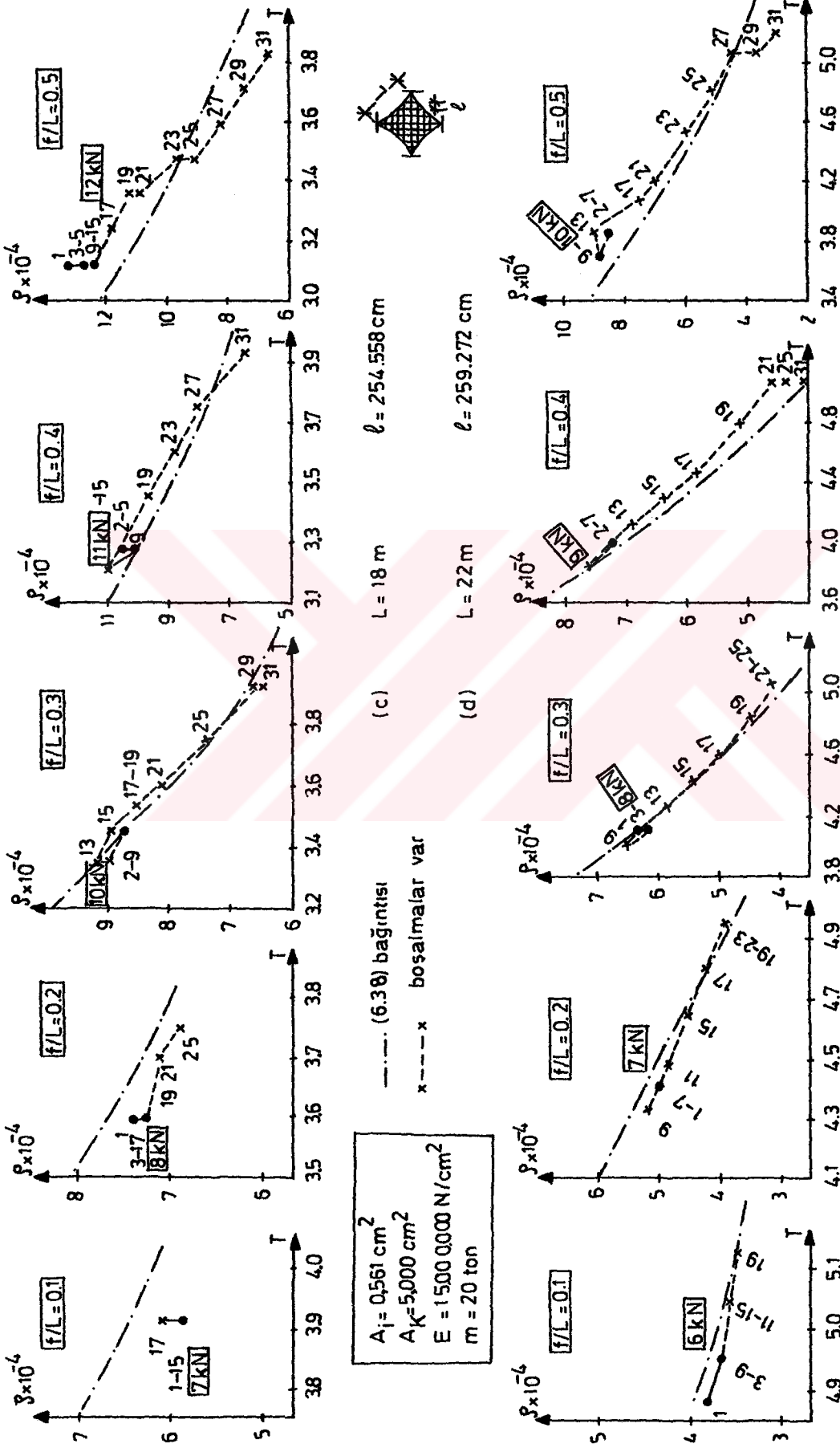
$A_1 = 0.561 \text{ cm}^2$
 $A_K = 5.000 \text{ cm}^2$
 $E = 1.500.0000 \text{ N/cm}^2$
 $m = 20 \text{ ton}$

(a) $L = 10 \text{ m}$ $\ell = 235.702 \text{ cm}$

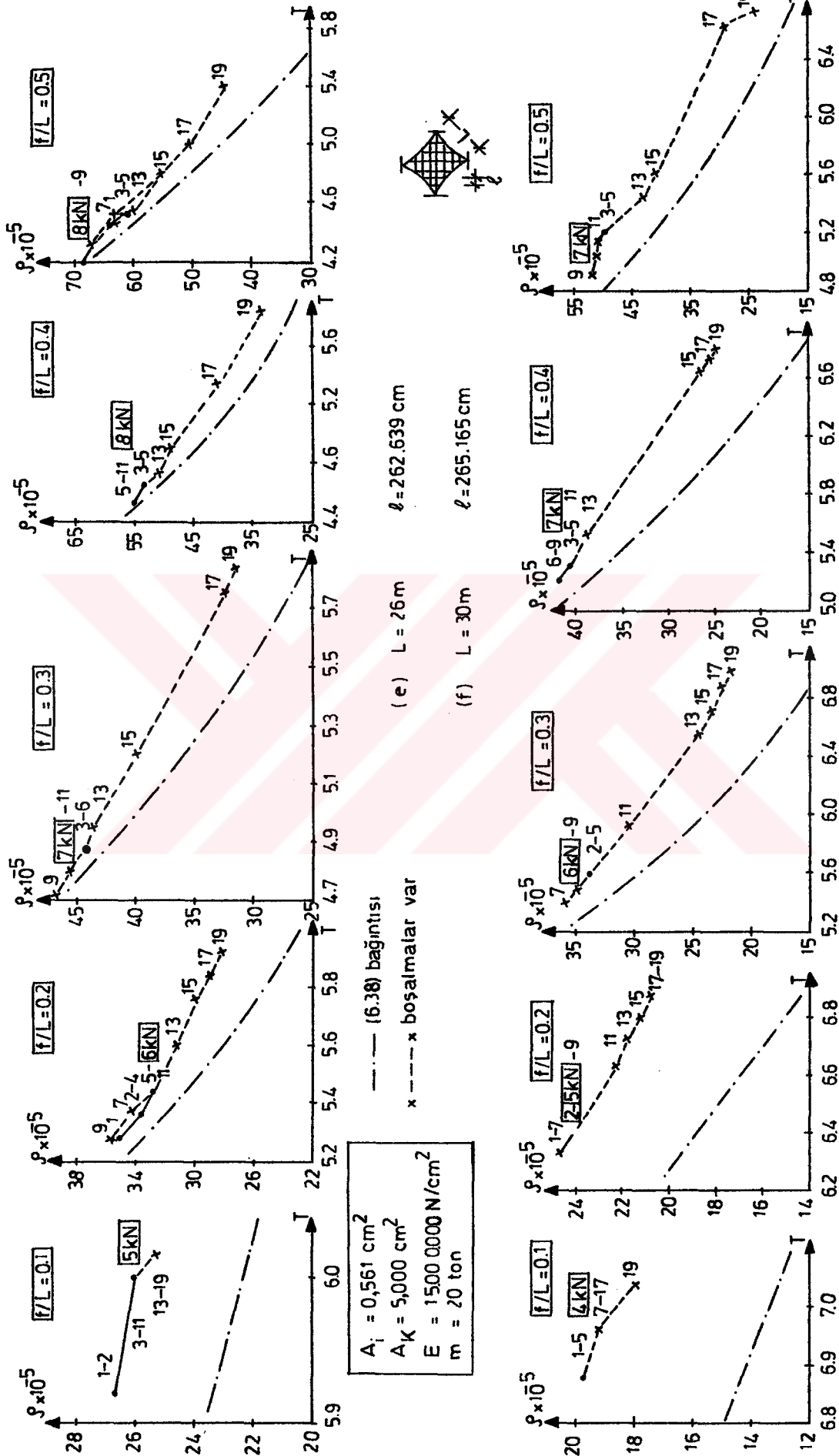
(b) $L = 14 \text{ m}$ $\ell = 247.487 \text{ cm}$

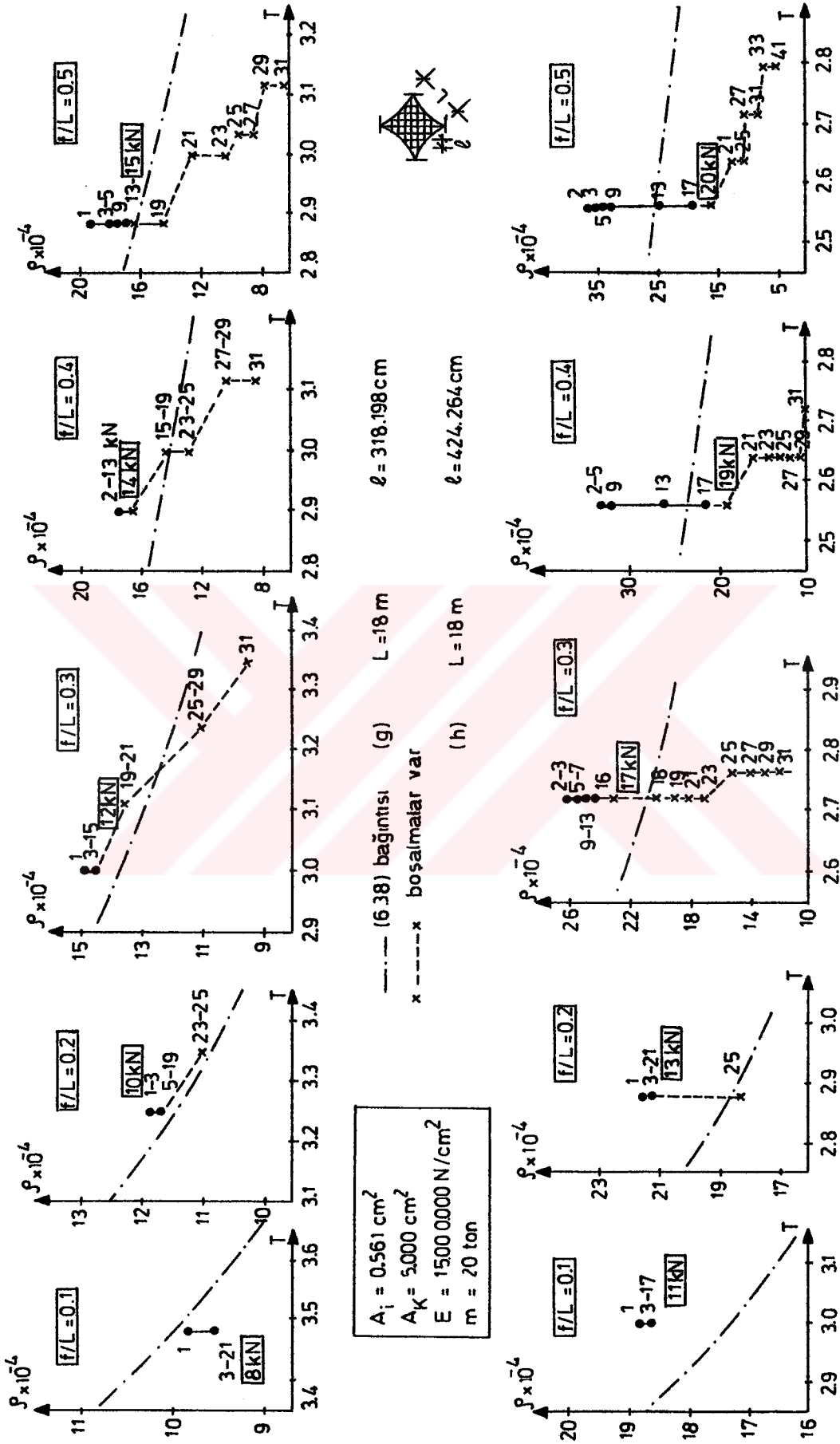


Şekil 6-38 a-b. Tip IV - Yakınsama eğrileri

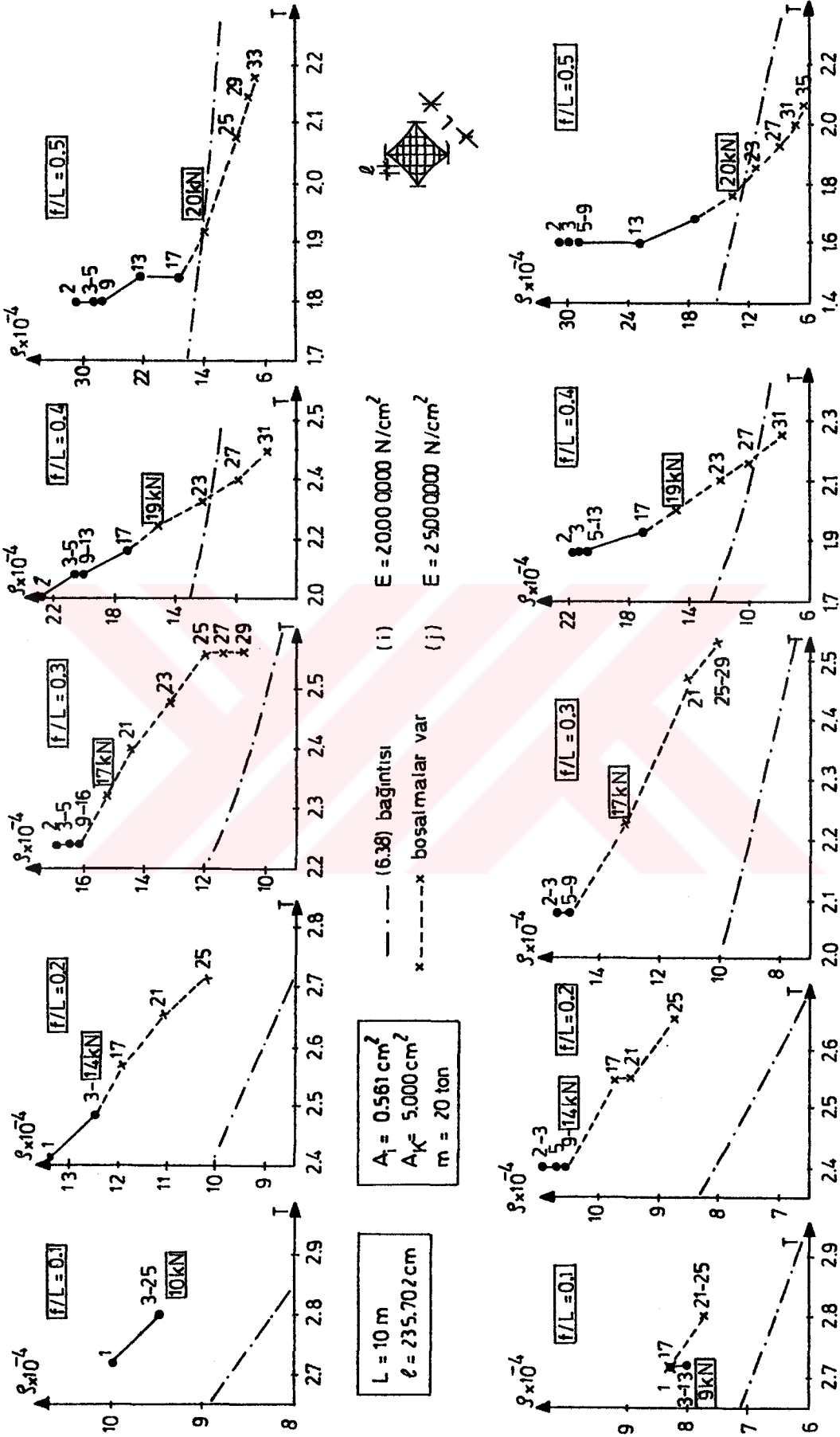


Şekil 6-38 c-d. Tip IV - Yakınsama eğrileri

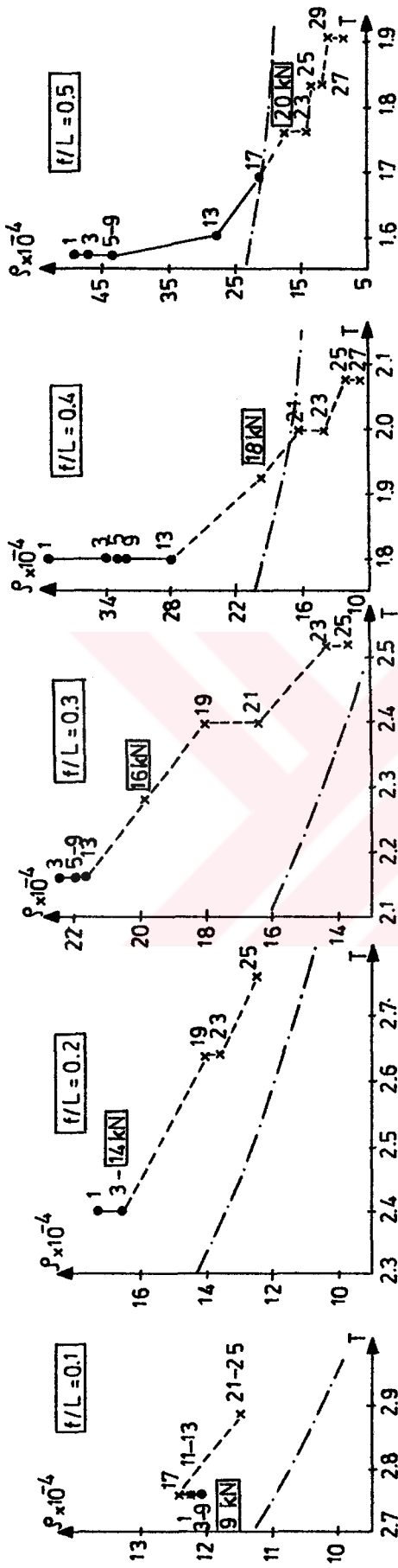




Şekil 6-38 g-h. Tip IV - Yakınsama eğrileri



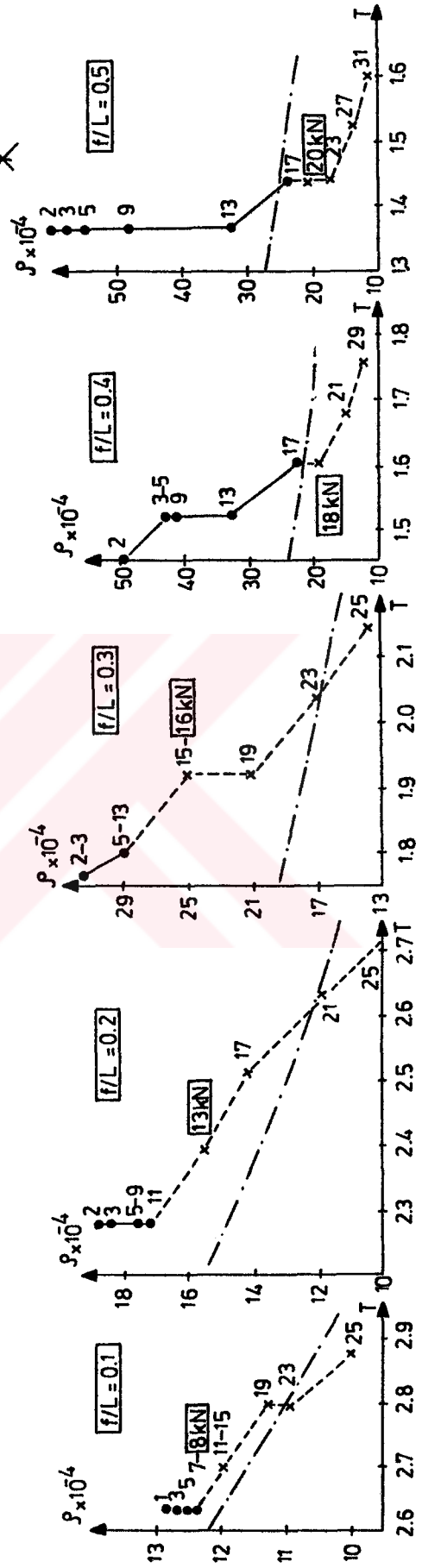
Şekil 6-38 i-j. Tip IV - Yakınsama eğrileri



$L = 10\text{ m}$
 $\ell = 235.702\text{ cm}$

$A_K = 5000\text{ cm}^2$
 $E = 15000000\text{ N/cm}^2$
 $m = 20\text{ ton}$

--- (6.38) bağıntısı $A_i = 1000\text{ cm}^2$
 x --- x boşalmalar var $A_i = 15000\text{ cm}^2$ (2)



Şekil 6-38 k- λ . Tip IV - Yakınsama eğrileri

(6.38) bağıntısının üretilmesinde dikkate alınmamıştır. (6.38) ile ifade edilen yakınsama eğrileri bu yüzden sadece, kablo elemanların basınca geçmesini tanımlmayan P_{cr} kritik dış yük miktarlarına karşı gelen yakınsama oranlarını alttan kavramaktadır.

Nitekim yürütülen parametrik çalışmanın karakteristik belirli bir kısmını içeren ve Şekil 6-38'de yer alan örneklerde (6.38) bağıntısının sözkonusu bu sonuçları alttan kavrayarak ne denli iyi ifade ettiği görülmektedir.

Şekil 6-38 a- ı 'de eğrilerin üzerinde yer alan rakamlar (kN) cinsinden tatbik edilen dış yüklere karşı gelirken, kutu içine alınan değerleri ise elemanların basınca geçmeye başladığı kritik dış yük miktarına karşı gelmektedir.

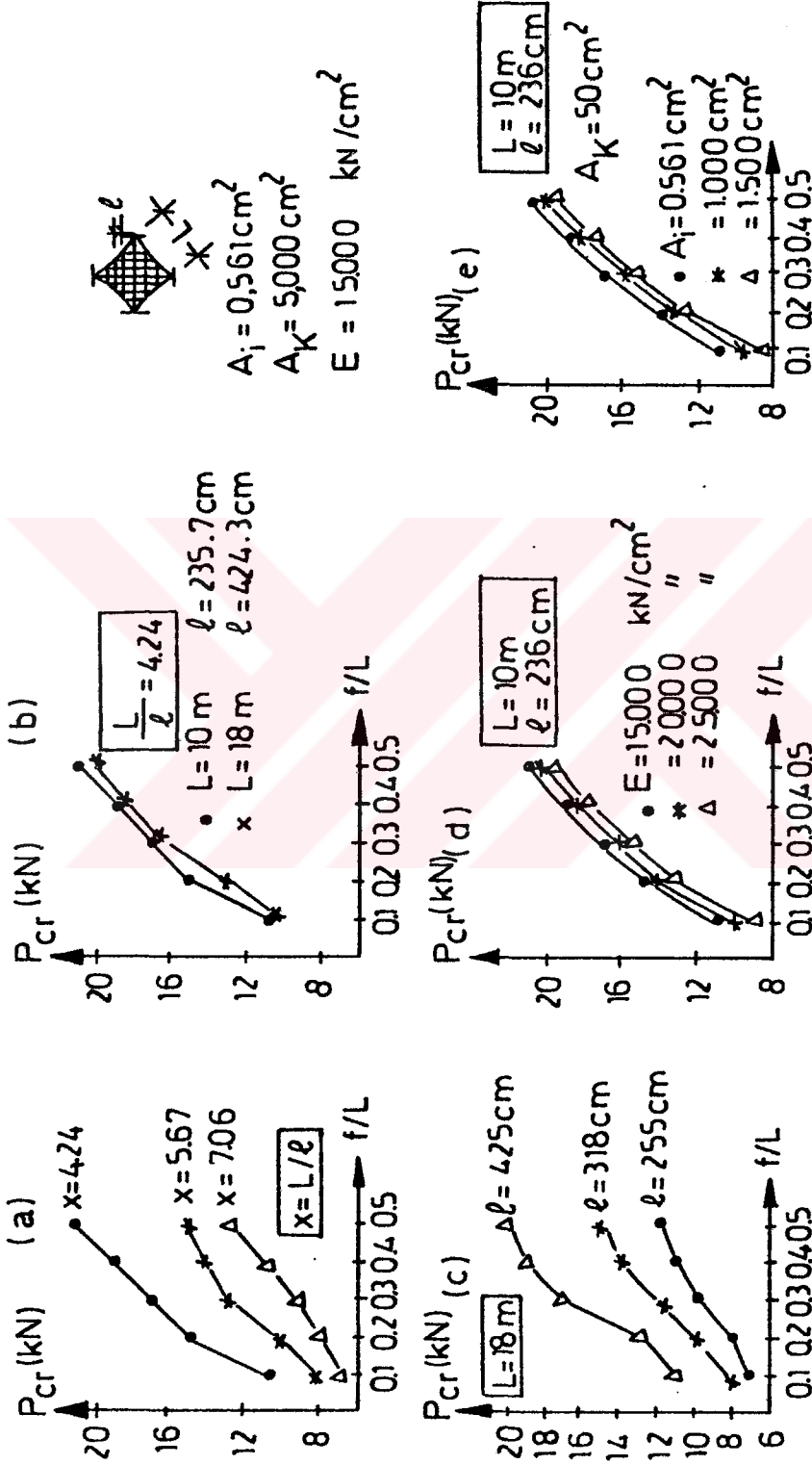
Genelde, dış yükler artarken periyodun arttığı, yakınsama oranının ise azaldığını söylemek mümkündür.

f/L oranı küçük basık sistemlerde periyot, dış yükten etkilenmemekte ve hatta yakınsama oranı da sabit kalmaktaydı. (Şekil 6-38a) Üstelik ele alınan kablolu taşıyıcı sistemde kablolar basınca geçmeye başladığı halde, gerek periyot gerekse yakınsama oranı sabit kalmaya bir müddet daha devam etmekteydi (Şekil 6-38c).

6.5.4.2. Kritik Dış Yük Miktarının Saptanması

Tip IV olarak adlandırılan hiperbolik-paraboloïd kablolu taşıyıcı sistemde, bir doğrultuda yer alan kablolar ana taşıyıcıları oluştururken, diğer doğrultuda ve ters eğrilikli olarak düzenlenen kablolar ise, sistemin stabilitesini kontrol etmektedir.

Öte yandan, dış yük miktarı artırıldığında sistemin stabilitesi-ne kontrol eden kablolar basınç kuvveti olarak gevşemeye başlamaktadırlar. Kabloların boşalmasına karşı gelen dış yükün kritik miktarının tesbiti bu bölümde ele alınacaktır.



Şekil 6-39. Tip IV- Yapısal parametrelerin kritik dış yüke etkileri

Şekil 6-39, çeşitli yapısal parametrelerin kritik dış yüke etkisini göstermektedir.

Şekil 6-39a 'da kritik dış yükün kablo aralığı ve açıklığından etkilenişi görülmektedir. Açıklık arttıkça azalan kritik dış yük miktarı, yüzey eğriliği ile birlikte giderek daha büyük değerler almaktadır.

Açıklıkları ve kablo aralıkları farklı, buna karşın düğüm nokta ve eleman sayısı aynı olan iki sistem birbiriyle kıyaslandığında, kritik dış yük değerinin aynı kaldığı görülmektedir (Şekil 6-39 b).

Ele alınan sistemin açıklığı sabit tutulurken, kablo sayısı değiştirilerek kablo aralığı artırıldığında, kritik dış yük de hızla yükselmektedir (Şekil 6-39c).

Sistem boyutlarından bu denli etkilenen kritik dış yük miktarı, kablo enkesiti ve elastisite modülü değişiminden yaklaşık hiç etkilenmemektedir (Şekil 6-39d-e).

Tüm bu özellikler yürütülen geniş çaplı parametrik çalışmada da aynen tekrarlandığında, yapısal parametrelerin kritik dış yük miktarına etkimesi sistematik olarak ele alınmış ve (6.12), (6.13) ve (6.23) bağıntıları ile verilen boyutsuz parametreler yardımıyla aşağıdaki gibi ifade edilerek önerilmiştir :

$$P_{cr} \leq k_{cr} (1+2,5\theta) \cdot \xi \cdot (1-2\lambda^2) \cdot \left(1 - \frac{E}{k_e}\right) \quad (6.40)$$

$$k_{cr} = 4,6 \times 10^4 \text{ N} \quad (6.41)$$

$$k_e = 10^8 \text{ N/cm}^2 \quad (6.42)$$

Yürütülen çalışmaları en iyi temsil eden birçok örnek için, (6.40) bağıntısı ile (N) cinsinden hesaplanan kritik dış yük miktarı, bilgisayarla saptanan değerleri ile karşılaştırılmış ve Tablo 6-4' de gösterilmiştir. Söz konusu bu tablonun en son sütununda verilen rölatif hata yüzdesi için (6.20) bağıntısına başvurulmuştur.

Tablo 6-4a. Kablo enkesitleri ve elastisite modülleri ile ilgili kritik dış yüklerin karşılaştırılması

Sistem Parametreleri		(6.40) ile hesaplanan	saptanan	RH
L = 10 m ℓ = 235,702 cm	θ = f/L	P _{cr}	P _{cr}	
		(kN)	(kN)	(%)
λ = 0,2 E = 15.000 kN/cm ²	0,1	10,60	9,00	17,8
	0,2	12,72	14,00	-9,1
	0,3	14,84	16,00	-7,2
	0,4	16,96	18,00	-5,8
	0,5	19,08	20,00	-4,6
λ = 0,3 E = 15.000 kN/cm ²	0,1	9,45	8,00	18,1
	0,2	11,34	13,00	-12,8
	0,3	13,22	16,00	-17,4
	0,4	15,11	18,00	-16,1
	0,5	17,00	20,00	-15,0
λ = 0,1122 E = 20.000 kN/cm ²	0,1	10,57	10,00	5,7
	0,2	12,68	14,00	-9,4
	0,3	14,80	17,00	-12,9
	0,4	16,91	19,00	-11,0
	0,5	19,02	20,00	-4,9
λ = 0,1122 E = 25.000 kN/cm ²	0,1	9,91	9,00	10,1
	0,2	11,89	14,00	-15,1
	0,3	13,87	17,00	-18,4
	0,4	15,86	19,00	-16,5
	0,5	17,84	20,00	-10,8

Tablo 6-4 b. Kablo aralığı ve açıklıklarla ilgili kritik dış yüklerin karşılaştırılması

Sistem Parametreleri		(6.40) ile hesaplanan	saptanan	RH
$\lambda = 0,1122$ $E = 15.000 \text{ kN/cm}^2$	$\theta =$ f/L	P_{cr} (kN)	P_{cr} (kN)	(%)
$L = 10 \text{ m}$ $\ell = 235,702 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	11,23 15,00 17,00 19,00 20,21	11,00 15,00 17,00 19,00 21,00	2,1 0,0 0,0 0,0 -3,8
$L = 14 \text{ m}$ $\ell = 247,487 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	8,42 10,10 11,79 13,48 15,16	8,00 10,00 13,00 14,00 15,00	5,2 1,0 -1,2 -3,7 1,1
$L = 18 \text{ m}$ $\ell = 254,558 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	6,73 8,08 9,43 10,78 12,13	7,00 8,00 10,00 11,00 12,00	-3,8 1,0 -5,7 -2,0 1,1
$L = 22 \text{ m}$ $\ell = 259,272 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	5,62 6,74 7,86 8,98 10,11	6,00 7,00 8,00 9,00 10,00	-6,3 -3,7 -1,7 -0,2 1,1
$L = 26 \text{ m}$ $\ell = 262,640 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	4,84 5,81 6,77 7,74 8,71	5,00 6,00 7,00 8,00 8,00	-3,2 -3,2 -3,3 -3,3 8,9
$L = 30 \text{ m}$ $\ell = 265,165 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	4,23 5,08 5,93 6,78 7,62	4,00 5,00 6,00 7,00 7,00	5,7 1,6 -1,2 -3,1 8,9
$L = 18 \text{ m}$ $\ell = 318,198 \text{ cm}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	8,42 10,11 11,79 13,48 15,16	8,00 10,00 12,00 14,00 15,00	5,2 1,1 1,7 -3,7 1,1
$L = 18 \text{ m}$ $\ell = 424,640 \text{ m}$	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	11,23 13,48 15,72 17,97 20,21	11,00 13,00 17,00 19,00 20,00	2,1 3,7 -7,5 -5,4 1,1

6.6. Antimetrik ve Tekil Yükleme Hali

Bölüm 6.2.2.1'de geliştirilen algoritma ile saptanan periyot değerine bağlı olarak, simetrik dış yüklemeler için Bölüm 6.5 'de üretilen yakınsama oranı ifadeleri, farklı dış yüklemeler için ele alınmış ve denenmiştir. Bu yüklemeler şöyle özetlenebilir :

- a.- Kablolu taşıyıcı sistemin sadece bir yarısında yer alan düğüm noktalarına etkitilen düşey yükler
- b.- Düğüm noktalarına etkiyen antimetrik yükler
- c.- Kablolu taşıyıcı sistemin sadece tek bir düğüm noktasına tatbik edilen tekil düşey yük.

Bu bölümde yürütülen parametrik çalışma boyunca, sisteme tek yükleme adımıyla etkitilecek olan dış yük miktarının seçiminde, simetrik dış yüklemeler için önerilen maksimum dış yük değeri P_{max} ve kritik dış yük değeri P_{cr} ifadeleri gözönünde tutulmuştur. Nitekim Tip III ve IV'e ait uygulamalarda dış yükün P_{cr} -değerinden küçük olarak seçilmesi halinde, kablolarla basınç kuvvetine, dolayısıyla gevşemelere rastlanılmamıştır. Fakat gerek tek bir yükleme adımıyla sisteme etkitilecek maksimum dış yük değeri için, gerekse kabloların basınç kuvveti alarak gevşemelerine neden olan kritik dış yükün değeri için, antimetrik ve tekil dış yükleme hallerini de kapsayan ilave bir parametrik çalışmanın yürütülmesi gerekmektedir. Sunulan bu çalışma böyle bir parametrik çalışmayı içermemektedir. Burada sadece simetrik yüklemeler için üretilen P_{max} ve P_{cr} ifadelerinin burada ele alınan dış yüklemeler için de sorunsuz olarak çalıştığı belirtilmiştir.

Bölüm 6.5'de simetrik dış yükleme hali için üretilen yakınsama oranı ifadeleri, çeşitli antimetrik ve tekil yüklemeler için oldukça iyi sonuç vermekle birlikte, özellikle Tip I ve III olarak tanımlanan ve kabloların rijit mesnetlere ankre edildiği kablolu taşıyıcı sistemlerde tekil yüklemelerde sorunlarla karşılaşmıştır.

Rijit mesnetli kablolu taşıyıcı sistemlerin tek bir düğüm noktasına etkitilmesi düşünülen düşey yükün, özellikle yüzey eğriliğinin veya rijitliklerin ani olarak değiştiği düğüm noktalarına rastlaması halinde, önerilen yakınsama oranları ifadeleri gerçek değeri alttan kavrayamamaktadır.

Önerilecek olan algoritmada, yüzey eğriliğinin ve rijitliğinin ani değişimine karşı gelen düğüm noktalarını ayıklamak yerine, bu noktalara ait deneme-yanılma yoluyla saptanan gerçek yakınsama oranı değerlerini de alttan kavrayacak şekilde bir düzenlemeye gidilecektir. Bu nedenle yakınsama oranı ifadelerinde yer alan k -boyutlu katsayısı çeşitli antimetrik ve tekil yüklemeler arasında bir ayırım gözetilmeksizin yeniden saptanarak önerilecektir.

6.6.1. Tip I

Antimetrik ve tekil yüklemeler için yürütülen parametrik çalışma sonunda, mesnet noktalarını birleştiren ana diyagonallerin üzerinde yer alan düğüm noktaları aynı zamanda hiperbolik-paraboloid yüzeyin eğriliğinin değişim bölgesine de rastlamaktadır. Bu nedenle sadece bu düğüm noktalarından herhangi birine etkitilen düşey yükün yanı sıra, rijitlikleri ani değişimine karşı gelen ve rijit mesnetlere veya çerçeveye en yakın olan düğüm noktalara tatbik edilen tekil dış yüklemelerde, (6.14) ve (6.15) bağıntıları ile elde edilen yakınsama oranı gerçeği ifade edememektedir. Bu nedenle yakınsama oranı ve periyoda bağlı olarak (6.10) ifadesi ile elde edilen maksimum integrasyon adımı doğru olmamaktadır.

Tekil dış yüklemelerin bu düğüm noktalarına tatbik edilmesi sonucu elde edilen yakınsama oranı değerlerini de kapsayacak şekilde (6.43) ifadesinde yapılan düzenleme aşağıda görülmektedir :

$$\rho = k_a \cdot \frac{m}{AE} \cdot (1-\theta^2) \cdot (1+\xi) \cdot \lambda \cdot \left[36 e^{-T/4,5 T_0} + e^{14,2 T_0/T} \right] \quad (6.43)$$

- Simetrik dış yüklemeler için

$$k_a = 1,05 \times 10^{-2} \quad 1/\text{san}^2 \quad (6.44)$$

- Antimetrik ve tekil dış yüklemeler için

$$k_a = 0,75 \times 10^{-2} \quad 1/\text{san}^2 \quad (6.45)$$

olarak alınacaktır. (6.43) yakınsama oranı ifadesinde θ yüzey eğriliğini ifade eden boyutsuz bir katsayı olup (6.12) bağıntısı ile saptanırken, gözönüne alınan açıklıkta kabloların düzenlenme sıklığını ifade eden boyutsuz parametre ξ ise (6.13) bağıntısından hesaplanmaktadır.

6.6.2. Tip II

İç kabloların kenar kablolarla mesnetlendirildiği bu tip kablolu taşıyıcı sistemlere uygulanan antimetrik ve tekil dış yükleme hallerinde Bölüm 6.5.2.1 'de üretilen yakınsama oranı ifadesi kullanılmış ve hiçbir sorunla karşılaşılmamıştır.

(6.12), (6.22) bağıntıları ile saptanan θ ve θ_1 , (6.13) ile ifade edilen kablo sıklığı ξ ve (6.23) ile iç kablo-kenar kablo enkesit oranını tanımlayan λ yardımıyla, yakınsama oranı aynen Bölüm 6.5.2 'de önerilen şekliyle geçerliliğini korumaktadır. Bu nedenle

- simetrik, antimetrik ve tekil dış yüklemeler için yakınsama oranı

$$\rho = k_b \cdot \frac{m \cdot g}{A_k \cdot E} \cdot (1 + \lambda^3) \cdot \frac{(0,5 + \theta_1)}{(1 + \theta^3)} \cdot (1 + \xi) \cdot \left[80 \cdot e^{-T/b_1 T_0} + e^{b_2 T_0/T} \right] \quad (6.46)$$

$$k_b = 2,25 \times 10^{-2} \quad 1/\text{san}^2 \quad (6.47)$$

olarak tanımlanmaktadır. b_1 ve b_2 değerleri (6.26) ve (6.27) bağıntılarından elde edilerek (6.46) da yerine konmaktadır.

6.6.3. Tip III

Taşıyıcı ve sistemin stabilitesini temin eden kabloların rijit mesnetlendiği bu tip hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemlere antimetrik ve tekil dış yükleme tatbik edilmesi halinde, kritik dış yükün belirlenmesinde, yüzey eğriliğinin veya rijitliklerin ani değişim bölgelerine rastlayan yüklü düğüm noktaları etkin rol oynamaktadır. Buna rağmen Bölüm 6.5.3.1 'de üretilen yakınsama oranı ifadesi yeterli olmaktadır.

- simetrik, antimetrik ve tekil dış yüklemeler için yakınsama oranı

$$\rho = k_c \cdot \frac{m}{A \cdot E} \cdot \frac{l}{(1 + \theta \cdot \xi)} \cdot (1 - \theta^2) e^{-T/2,88 T_0} \quad (6.48)$$

$$k_c = 1,9 \quad 1/\text{san}^2 \quad (6.49)$$

olarak tanımlanmaktadır. θ ve ξ boyutsuz parametreleri, (6.12) ve (6.13) bağıntılarından elde edilerek (6.48) 'de yerine konmaktadır.

6.6.4. Tip IV

Kenar kablolu hiperbolik-paraboloid bu taşıyıcı sistemde, yürütülen antimetrik ve tekil dış yüklemelerde Bölüm 6.5.4.1 'de üretilen yakınsama oranı ifadelerine başvurulmuş ve hiçbir sorunlu karşılaşılmamıştır. Bu nedenle sözüedilen yakınsama oranı ifadesi her türlü dış yükleme hali için geçerli olacak ve maksimum integrasyon adımının (6.10) bağıntısı yardımıyla kolaylıkla saptanmasını sağlayacaktır.

$$\rho = k_d \cdot \frac{m}{A_k \cdot E} \cdot \frac{l}{(1 + \theta \cdot \xi)} \cdot (1 + \theta^2)(1 + \lambda^3) e^{-T/1,9 T_0} \quad (6.50)$$

- Simetrik, antimetrik ve tekil yüklemeler için

$$k_d = 7,5 \text{ 1/san}^2 \quad (6.51)$$

alınacak ve (6.50) yakınsama oranı ifadesinde yer alan θ , ξ ve λ boyutsuz parametreleri (6.12), (6.13) ve (6.23) bağıntılarından saptanacaktır.

BÖLÜM 7

BİLGİSAYAR PROGRAMI

7.1. GENEL BİLGİLER

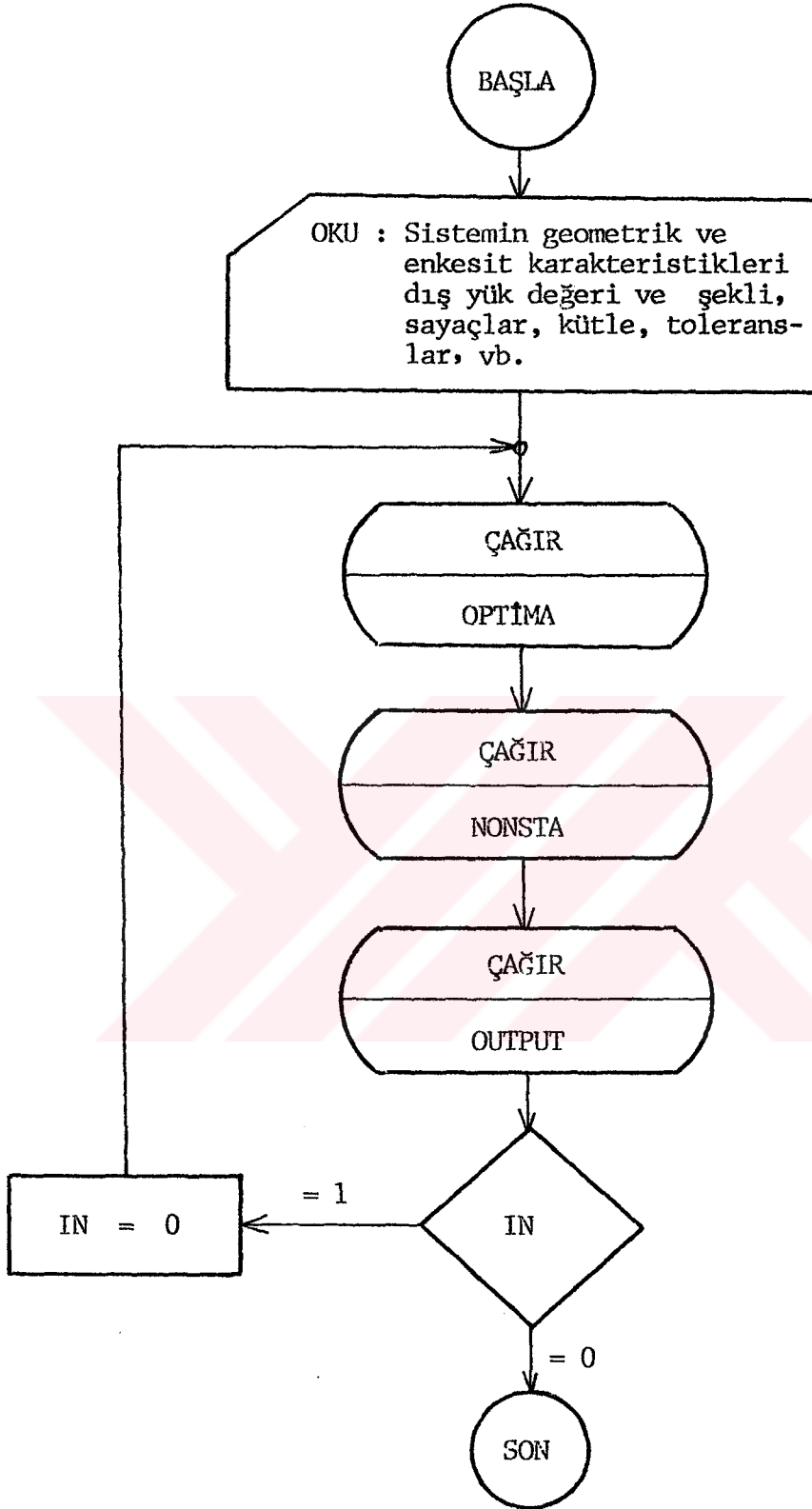
Geliştirilen bilgisayar programı, Bölüm 4.2 'de ele alınan Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı'na dayanan (4.3) diferansiyel denkleminin Sabit İvme Tekniği ile nümerik integrasyonunu içermekte ve her formdaki öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemlerin dış yükler altında nonlinear statik analizini yapmaktadır.

Hazırlanan bu bilgisayar programı FORTRAN IV dilinde düzenlenmiş ve geliştirme aşamasında İ.T.Ü. Elektronik Hesap Merkezi'nin sırasıyla IBM 4341 ve 4381 modellerine ait ünitelerden yararlanılmıştır.

Şekil 7-1 'de üretilen bilgisayar programının ana akış şeması görülmektedir. Birinci ana ünite (OPTIMA ALT PROGRAMI) ile Şekil 1-7 'de verilen 4 tip kablolu taşıyıcı sistem için geçerli olan optimum çözüm parametreleri saptanmakta ve böylece nümerik instabilite problemi ile karşılaşılmasızın minimum bilgisayar süresinde statik çözüm gerçekleştirilebilmektedir.

Nonlinear statik analiz NONSTA adlı altprogram ile gerçekleştirilmekte ve çözümler OUTPUT adlı alt program yardımıyla bastırılmaktadır.

Gözönüne alınan hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemin uzun veri dosyası ilerde DESIGN adlı alt program ile hazırlanacağından programın başlangıcında okutulması gereken bilgiler, sadece yapılan seçimi ve sayaçları içermektedir. Bu bilgiler kısaca şöyle özetlenebilir.



Şekil 7-1. ANA PROGRAM AKIŞ ŞEMASI

- seçilen noktasal kütle değeri
- seçilen açıklık
- seçilen kablo oku
- arzulanan kablo sıklığı
- elastisite modülü
- iç kablo enkesiti (varsa kenar kablo enkesiti)
- iç kablolarla uygulanacak öngergi kuvveti (sabit)
- varsa kenar kablolarla uygulanması düşünülen öngergi kuvveti (değişken)
- serbestlik derecesi
- dış yük miktarı ve şekli
- dinamik ve statik denge kontrolü için arzulanan tolerans limitleri
- sayaçlar

ITIP : kablolu taşıyıcı sistem tipi

= 1 kare planlı, rijit mesnetli

= 2 " " kenar kablolu

= 3 eşkenar dörtgen planlı, rijit mesnetli

= 4 " " " kenar kablolu

IN : statik analiz sayacı

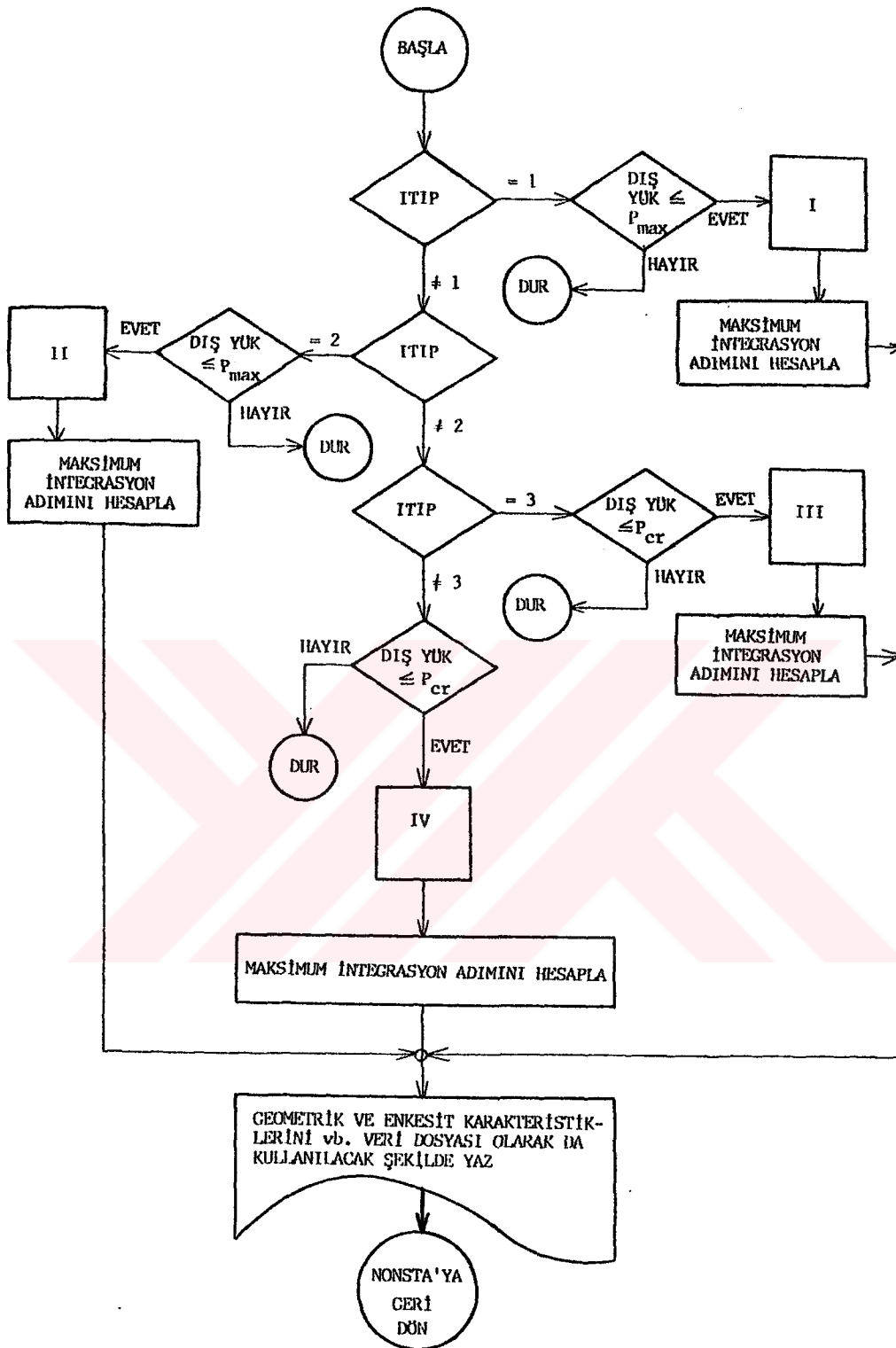
= 1 öngergilendirme

= 0 dış yükleme

7.1.1. DESIGN Alt Programı

DESIGN adlı alt program, ana programın başında öngergilendirme öncesi ele alınan kablolu taşıyıcı sisteme ait statik, geometrik vb. giriş bilgilerini içeren uzun data yazılımlarını kısaltır ve bir otomatiğe bağlar.

Şekil 7-2 'de yer alan akış diyagramında görüldüğü gibi, III ve IV segmanlarındaki hesaplamalara geçilmeden evvel seçilen dış yük değerinin (6.37) veya (6.40) bağıntıları ile saptanan kritik dış yük değeriyle karşılaştırılması yapılır. Bu değer aşılması halinde kablolar basınç kuvveti olarak boşalacağından, seçilen dış yük değeri bu değerden küçük olacak şekilde tekrar saptanacaktır. Aynı akış şemasında yer alan I ve II segmanlarındaki hesaplamalar için de benzer bir dış yük üst limiti karşılaştırılması yapılmaktadır.



Şekil 7-2. DESIGN ALT PROGRAMININ AKIŞ ŞEMASI

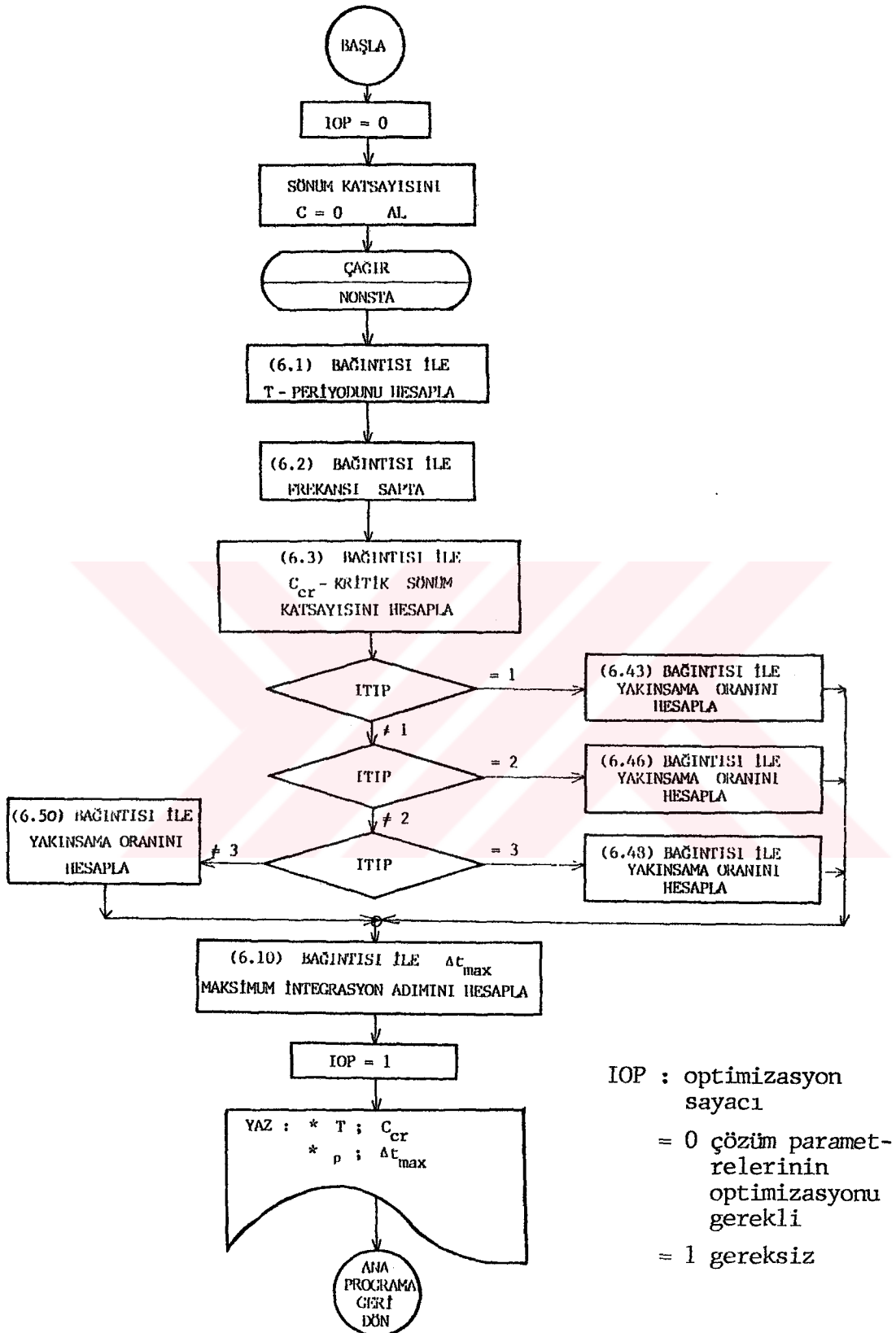
Seçilen dış yük değerinin (6.16) veya (6.31) bağıntıları ile hesaplanan değere eşit veya büyük olması halinde hesap durdurulmaktadır. Bu durumda tek kademede sisteme uygulanması düşünülen bu yük azaltılabilir veya sözkonusu bu yük her biri, ilgili P_{max} değerinden küçük olacak şekilde adımlara bölünerek statik analiz gerçekleştirilebilir.

Şekil 7-2 'de görüldüğü gibi, I, II, III ve IV olarak gösterilen program segmanları, seçilen kablolu taşıyıcı sisteme ait düğüm noktalarını tesbit eder ve karşı gelen koordinatları saptar. Düğüm noktalarının numaralandırılmasından sonra, kablo elemanlarının da tanımlanıp numaralandırılmasını yapar. Kablo elemanları sisteme tanıtılırken enkesit karakteristikleri ve öngergilendirme şekli ve tipi de uygun şekilde düzenlenir. Bundan sonraki aşamada dış yüklerin simetrik, antimetrik ve tekil yükleme olarak etkililmesi istenen düğüm noktalarına göre düzenlenmesi yapılır.

OPTIMA adlı alt programda hesaplanacak optimum çözüm parametreleri için (4.3) diferansiyel denkleminin sönümsüz titreşiminin nümerik integrasyonu gerekmektedir. Bu nedenle integrasyon adımının baştan seçilmesi gerekmektedir. Programın bu bölümü, periyodun saptanması için gereken iterasyon miktarında bir optimizasyona gidebilmek amacıyla, sönümsüz titreşimde kullanılacak olan integrasyon adımının seçiminde Bölüm 5.2.5 'de üretilen (5.7), (5.8) veya (5.9), (5.10), (5.11), (5.12) ifadelerinden yararlanır.

7.1.2. OPTIMA Alt Programı

OPTIMA adlı alt program, dış yükler altında yürütülecek olan nonlinear statik analiz çözümünün nümerik olarak stabil ve en optimum bilgisayar süresinde gerçekleştirilmesini sağlar (Şekil 7-3). Sönüm katsayısını sıfır olarak alır ve NONSTA adlı alt programı çağırır. Bölüm 6.2.2.1 'de anlatılan yöntemle ilk periyot saptanana dek sönümsüz titreşimleri izleyerek ilk ekstremumu saptar. Periyot yardımıyla (6.3) bağıntısı ile kritik sönüm katsayısını saptadıktan sonra 4 farklı tip için Bölüm 6.6 'da ayrı ayrı üretilen yakınsama oranları ifadelerine başvurur ve dış yükler altındaki nonlinear analiz için gerekli maksimum integrasyon adımını (6.10) bağıntısı



Şekil 7-3. OPTİMA ALT PROGRAMINA AİT AKIŞ ŞEMASI

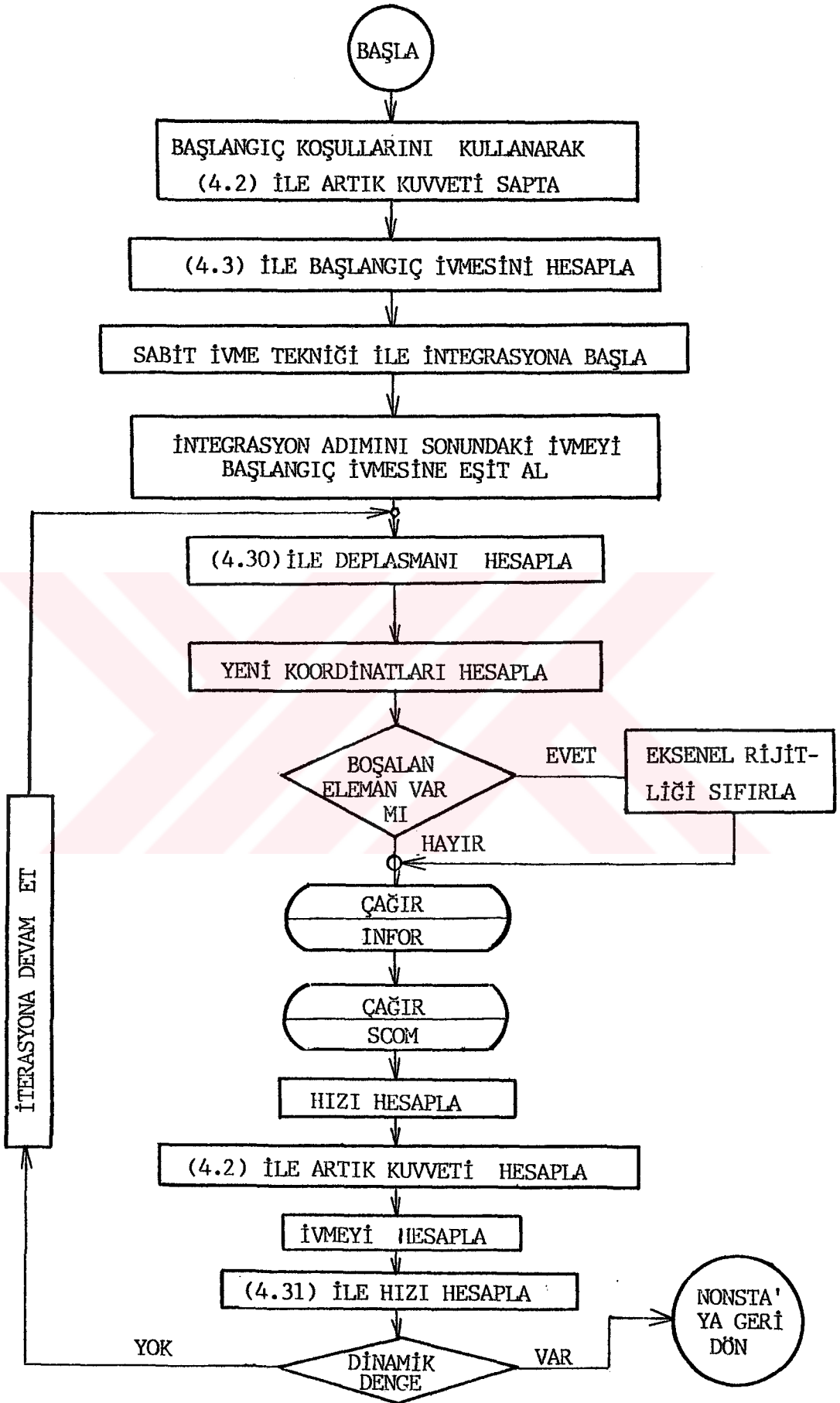
ile hesaplar. Böylece optimum çözüm parametreleri ile çözüme gidilmesini sağlar.

7.1.3. VIBRAT Alt Programı

VIBRAT adlı alt program, Bölüm 4.2 'de verilen (4.3) dinamik denkleminin Bölüm 4.5 'de açıklanan Sabit İvme Yöntemi ile nümerik integrasyonu yapar ve dinamik denge sağlanana dek iterasyona devam eder. Her iterasyon adımı içinde eleman iç kuvvetlerini inceler ve kablo iç kuvvetlerinin basınca geçmesi halinde bu kabloların eksenel rijitlikleri ve iç kuvvetlerini sıfırlayarak iterasyona devam eder. Böylece boşalan elemanların varlığını ihmal eder. Öte yandan basınç kuvvetinin gerçek değerini de hesaplayarak çekmeye dönüştüğü an tekrar iterasyona sokar (Şekil 7-4).

7.1.4. INFOR Alt Programı

Bu alt program, statik analizde kullanılacak kablo çekme kuvvetlerini ve yeni geometriye ait kablo boylarını hesaplar. Hesaplanan kablo kuvvetini iki aşamada ele alır ve saptar. Birinci aşamada sistemin nonlinear statik analizinde gözönüne alınacak olan kablo çekme kuvvetlerini hesaplar. Bu nedenle basınca geçen kabloların gerek eksenel rijitliğini, gerek iç kuvvetini sıfırlayarak NONSTA adlı alt programa gönderir ve böylece gevşeyen kabloların varlığının, nonlinear statik analizde ihmal edilmesini sağlar. Öte yandan ikinci aşamada ise sözkonusu boşalan kabloları ait basınç kuvvetinin gerçek değerini saptadıktan sonra bu değeri NONSTA adlı alt programa göndererek boşalan elemanlarının varlığının irdelenmesini sağlar. Aynı zamanda basınç alan kabloların çekmeye geçmesi halinde, bunları tekrar iterasyona sokarak varlığını gözönüne alır.



Şekil 7-4. VİBRAT ALT PROGRAMINA AİT AKIŞ ŞEMASI

7.1.5. SCOM Alt Programı

SCOM adı verilen alt program, her bir düğüm noktasında, ilgili düğüm noktasına birleşen kabloların iç kuvvetlerinin serbestlik dereceleri doğrultularındaki bileşenlerinin toplamını hesaplar.

7.1.6. NONSTA Alt Programı

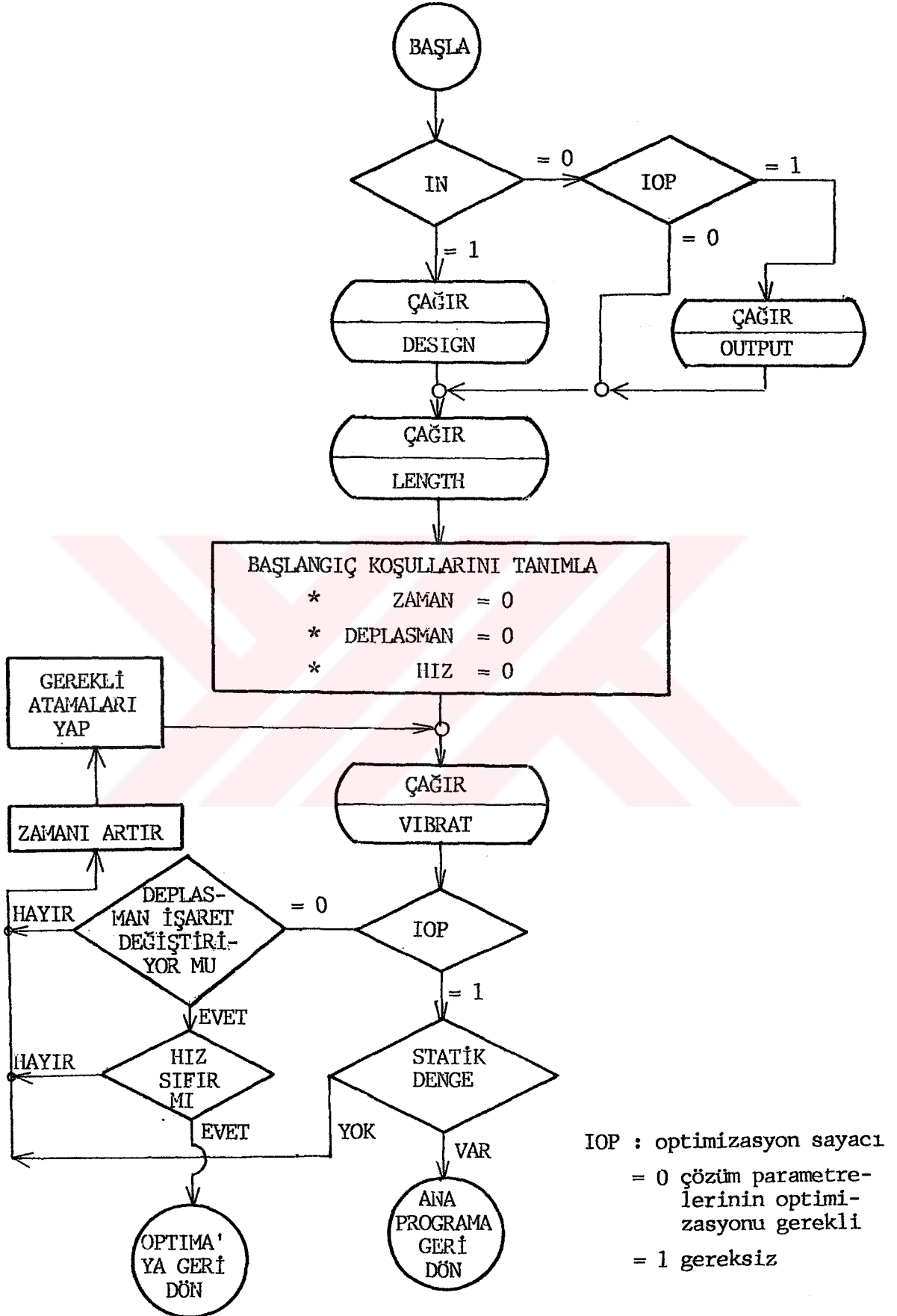
Optimum çözüm parametrelerinin hesaplanması esnasında çağrılan bu program, ayrıca sözkonusu parametrelerin hesaplanmasından sonraki dinamik rölaksasyonu içerir. Bu alt program, gerek öngergi kuvvetleri altında denge konumuna karşı gelen başlangıç geometrisini saptar, gerekse dış yükler altındaki kablolu taşıyıcı sistemin deplasman ve iç kuvvetlerinin hesabını yapar (Şekil 7-5).

Başlangıçta zaman, hız ve deplasmanı sıfır alarak VIBRAT adlı alt programı çağırır. (4.3) dinamik denge denklemlerini sabit ivme yöntemi ile denge konumuna ulaşılan dek nümerik olarak integre eder.

Dinamik denge denklemlerinin sağlanması halinde iç kuvvet ve dış kuvvet arasındaki farkı irdeler. Dış kuvvetler iç kuvvetlerle dengelendiği takdirde statik dengeye ulaşılacağından ana programa geri döner ve gerekli çıkış verilerinin yazılabilmesi için OUTPUT adlı alt program çağrılır.

Statik dengeye ulaşamadığı takdirde zamanı Δt kadar artırır ve bir önceki iterasyon adımı sonunda elde ettiği deplasman, hız ve ivme değerlerini, bir sonraki iterasyon adımına başlangıç değerleri olarak atar.

(4.3) diferansiyel denkleminin nümerik integrasyonu OPTIMA adlı alt program için gerçekleştiriliyorsa, statik denge ile ilgilenmez, sadece zamanı sürekli artırarak deplasmanı hesaplar ve son elde ettiği deplasman değerini bir önceki ile kıyaslayarak ilk ekstremumu saptamaya çalışır. Bunu yakaladığı an hızı da kontrol ederek t_1 -zamanını belirler ve bu değeri periyodun hesaplanması için OPTIMA adlı alt programa gönderir.



Şekil 7-5. NONSTA ALT PROGRAMINA AİT AKIŞ ŞEMASI

7.1.7. LENGTH Alt Programı

Başlangıç geometrisine ait ilk boyları hesaplar ve bu değerleri NONSTA adlı alt programa gönderir.

7.1.8. OUTPUT Alt Programı

NONSTA adlı altprogramın çağırdığı bu program parçası, nonlinear statik analiz sonuçlarını basar.



BÖLÜM 8

SAYISAL UYGULAMALAR

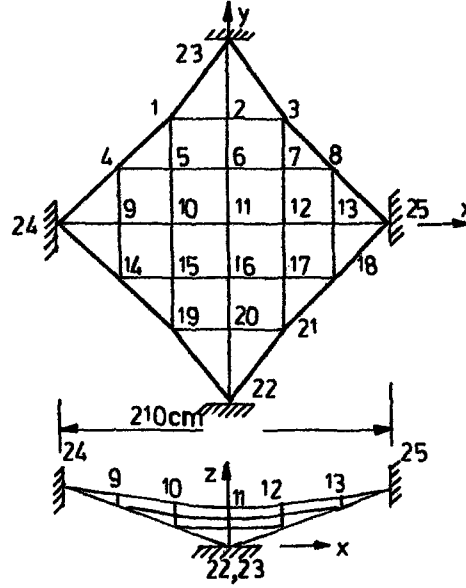
8.1. GİRİŞ

Ele alınan sayısal uygulamalarla iki amaç güdülmüştür. Bu amaçlardan ilkinin, dinamik rölaksasyon prensiplerine dayanılarak geliştirilen çözüm algoritmasının literatürde yer alan deney ve çözüm sonuçlarıyla uyumluluğunu göstermek teşkil etmektedir. İkinci aşamada ise, dört farklı mesnet koşullarına sahip hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemler için Bölüm 6.6 'da üretilen optimum çözüm parametreleri kullanılarak sayısal uygulamalar gerçekleştirilmiş ve Newton Raphson yöntemi ile elde edilen sonuçlarla gerek sayısal, gerekse bellek ve çözüm süresi açısından bir karşılaştırma yapılarak, bu çalışmada üretilen yöntemin etkinlik derecesinin gösterilmesi hedeflenmiştir.

8.2. JENSEN'İN DENEY MODELİ

Yukarıda belirtilen amaçlar doğrultusunda sunulan çalışmanın bu bölümünde, Dinamik Rölaksasyona dayanılarak geliştirilen ve Bölüm 7 de açıklanan bilgisayar programı ile üretilen sonuçların, gerek gerçekleştirilen deney ölçümlerine, gerekse Newton-Raphson çıkışlarına uygun olup olmadığı gösterilecektir. Bu nedenle ilk olarak Jensen [3] tarafından yapılan deney gözönüne alınmış ve ölçüm sonuçları değerlendirilmiştir.

Jensen [3] deney modeli olarak Şekil. 8-1 'de görülen hiperbolik paraboloid kablolu taşıyıcı sistemi, Tablo 8-1 'de verilen geometri ile ele almış ve Tablo 8-2 'de yer alan öngergi kuvvetlerini tatbik etmiştir.



Şekil 8-1. Jensen'in deney modeli [3]

Deneyi üç farklı yükleme için yürüterek meydana gelen deplasmanları ölçülmüştür.

Tablo 8-1. Jensen modeline ait başlangıç koordinatları [3]

Düğüm Nokta No.	KOORDİNATLAR (cm)		
	X	Y	Z
1	-30,0	60,0	11,4
2	0,0	60,0	9,7
3	30,0	60,0	11,6
4	-60,0	30,0	20,3
5	-30,0	30,0	15,6
6	0,0	30,0	14,1
7	30,0	30,0	15,8
8	60,0	30,0	20,2
9	-60,0	0,0	21,4
10	-30,0	0,0	16,9
11	0,0	0,0	15,5
12	30,0	0,0	17,2
13	60,0	0,0	21,7
14	-60,0	-30,0	19,9
15	-30,0	-30,0	15,4
16	0,0	-30,0	13,9
17	30,0	-30,0	15,6
18	60,0	-30,0	20,2
19	-30,0	-60,0	11,1
20	0,0	-60,0	9,5
21	30,0	-60,0	11,1
22	0,0	-105,0	0,0
23	0,0	105,0	0,0
24	-105,0	0,0	33,0
25	105,0	0,0	33,0

Tablo 8-2. Jensen modelinde uygulanan öngergi kuvvetleri ve eksenel rijitlikler [3]

Eleman No.	Öngergi kuvveti [N]	Eksenel rijitlik (EA) [N]
1 – 2 3 – 6 7 – 12 13 – 16 17 – 18 19 – 20 21 – 24 25 – 30 31 – 34 35 – 36	16,3 16,4 16,7 16,6 16,4 18,7 18,9 16,5 16,6 16,5	155.000
37 – 41 42 43 – 47 48	101,3 104,7 103,7 99,7	403.000

8.2.1. Yükleme Hali I

Tablo 8-3. Düşey deplasmanlar (cm) [3] [44] [76]

Düğüm Nokta No.	JENSEN [3] ölçüm sonuçları	UZGİDER [44] NR _u (30 adım)	RH _u %	FİLİZ [76] DR _F	RH _F %
1	0,07	0,3204	357,71	0,3240	362,86
2	-0,29	-0,1075	-62,93	-0,1757	-39,41
3	0,04	0,1519	279,75	0,1627	306,75
4	0,08	0,4194	424,25	0,4145	418,13
5	-0,25	-0,3523	40,92	-0,3891	55,64
6	-0,33	-0,5336	61,70	-0,5568	68,73
7	-0,34	-0,5000	47,06	-0,5098	49,68
8	0,05	0,5371	974,20	0,5451	990,20
9	-0,33	0,0944	128,61	-0,0221	-93,30
10	-0,40	-0,2773	-30,68	-0,3262	-18,45
11	-0,35	-0,3493	-0,20	-0,3468	-0,91
12	-0,43	-0,5105	18,72	-0,5014	16,60
13	-0,33	-0,1519	-53,97	-0,2023	-38,70
14	0,03	0,7573	2424,00	0,7339	2346,00
15	-0,34	-0,2917	-14,21	-0,3572	5,06
16	-0,39	-0,5088	30,46	-0,5479	40,49
17	-0,33	-0,4399	33,30	-0,4575	38,64
18	0,04	0,4941	1135,00	0,4953	1138,02
19	0,07	0,5567	695,30	0,5405	672,14
20	-0,23	-0,0456	80,17	-0,1426	-38,00
21	0,07	0,3885	455,00	0,3904	457,70

Yükleme Hali I ; 2, 5, 6, 7, 9, 10, 11, 12, 13, 15, 16, 17, 20 düğüm noktalarına z-doğrultusunda ve aşağı doğru etkiyen 20 N 'luk dış yük uygulamasını içermektedir.

Tablo 8-3 'de kablolu taşıyıcı sisteme ait herbir düğüm noktasının düşey deplasmanları, deney ve analiz sonuçlarını içerecek şekilde düzenlenmiştir. Söz konusu tablonun 2. kolonunda Jensen tarafından gerçekleştirilen deneyin deplasman ölçümlerine yer verilirken, 3. ve 5. kolonda iki farklı statik analiz algoritması ile elde edilen deplasman değerleri yer almaktadır. Uzgider [44] tarafından Newton-Raphson şemasına dayanılarak geliştirilen bilgisayar programında 30 adım kullanılmıştır ve elde edilen değerler tablonun 3. kolonunda gösterilmiştir. Bölüm 7 'de detaylı bir şekilde sunulan ve Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı kullanılarak üretilen bilgisayar programını içeren bu çalışmanın, Jensen deney modeline uygulanması sonucu elde edilen düşey deplasman değerleri ise 5. kolonda görülmektedir.

- NR_u : Newton-Raphson yöntemi ile elde edilen sonuçlar
 DR_F : Dinamik Rölaksasyon yöntemi ile elde edilen sonuçlar
 $JÖ$: Jensen'in ölçüm sonuçları

olmak üzere, rölatif hata yüzdeleri

$$RH_u = \frac{NR_u - JÖ}{JÖ} \times 100 \quad (8.1)$$

$$RH_F = \frac{DR_F - JÖ}{JÖ} \times 100 \quad (8.2)$$

olarak tanımlanmakta ve her iki statik analiz algoritması ile yapılan rölatif hata yüzdelerine Tablo 8-3 'ün 4. ve 6. kolonlarında yer verilmektedir.

8.2.2. Yükleme Hali II

Bu dış yükleme halinde 17 no'lu düğüm noktasına z-doğrultusunda ve aşağı doğru 100 N'luk tekil bir dış kuvvet uygulanmıştır. Bu hale ait Jensen tarafından ölçülen düşey deplasmanların, iki farklı sayı-

sayısal algoritma ile üretilen çözüm sonuçları ile kıyaslanması
Tablo 8-4'de görülmektedir.

Tablo 8-4 Düşey deplasmanlar (cm) [3], [44], [76]

Düğüm Nokta No.	JENSEN [3] ölçüm sonuçları	UZGİDER [44] NR_u (30 adım)	RH_u %	FİLİZ [76] DR_F	RH_F %
1	0,04	0,3060	665,00	0,3069	667,25
2	-0,01	0,0661	-761,00	0,0618	-718,00
3	0,13	0,1475	13,46	0,1575	21,15
4	0,21	0,5671	170,05	0,5728	172,76
5	0,32	0,3321	3,78	0,3335	4,22
6	0,34	0,1988	-41,53	0,1949	-42,68
7	0,32	0,1001	-68,72	0,1013	-68,34
8	0,21	0,6903	228,71	0,6827	225,10
9	0,49	1,0020	104,49	1,0001	104,10
10	0,21	0,3323	58,24	0,3490	66,19
11	-0,06	-0,1929	221,50	-0,1844	207,33
12	-0,55	-0,8730	58,73	-0,8748	59,05
13	0,19	0,3943	107,53	0,3734	96,53
14	0,31	1,0640	243,23	1,0663	243,97
15	0,53	0,7192	35,70	0,7364	38,94
16	-0,34	-0,2557	-24,79	-0,2537	-25,38
17	-2,69	-0,0870	14,76	-3,1042	15,40
18	0,47	-0,1197	74,53	-0,1316	72,00
19	0,16	0,7002	337,63	0,6933	333,31
20	-0,14	0,1704	-221,71	+0,1564	-211,71
21	-0,42	-0,2396	-42,95	-0,2471	-41,17

8.2.3. Yükleme Hali III

Bu yükleme hali ile antimetrik dış yükler gözönüne alınmış ve z-doğrultusunda 12 ve 13 no'lu düğüm noktalarına 50 N'luk; 9 ve 10 no'lu düğüm noktalarına ise aksi yönde yine 50 N'luk tekil dış yükler etkitilmiştir. Deney ölçümlerinin iki farklı algoritmaya dayanılarak üretilen sonuçlar ile karşılaştırılması Tablo 8-5 'de yer almaktadır.

Tablo 8-5. Düşey deplasmanlar (cm) [3], [44], [76]

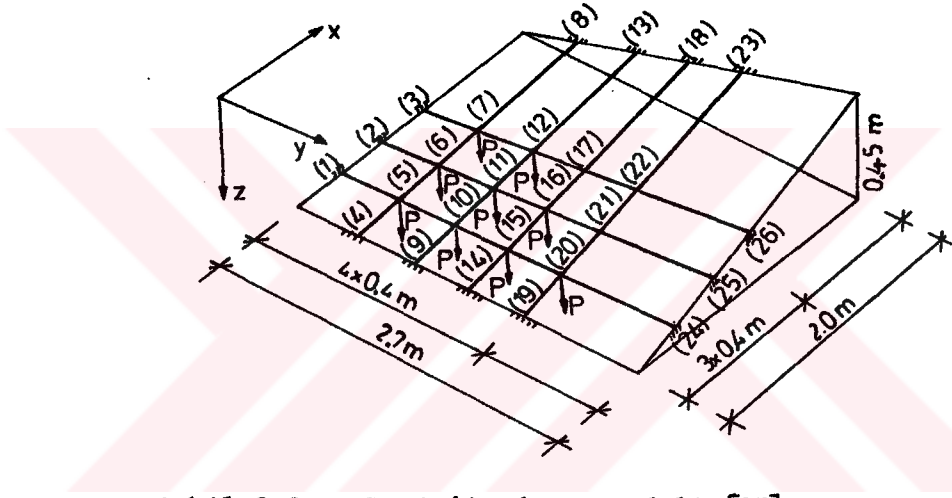
Düğüm Nokta No.	JENSEN [3] ölçüm sonuçları	UZGİDER [44] NR_u (40 adım)	RH_u %	FİLİZ [76] DR_F	RH_F %
1	-0,19	-0,0487	-74,37	-0,07885	-58,50
2	-0,16	0,0198	-112,38	-0,05139	-67,88
3	-	0,1879	-	0,16008	-
4	-0,36	-0,1345	-62,64	-0,13741	-61,83
5	-0,60	-0,8825	47,08	-0,96394	60,66
6	-0,15	-0,3533	135,53	-0,39687	164,58
7	0,26	0,2905	11,73	0,26908	3,49
8	0,22	0,7890	258,64	0,76458	247,54
9	-1,94	-1,8760	-3,30	-1,91231	-1,43
10	-1,85	-1,9800	7,03	-2,01468	8,90
11	0,44	0,3639	-17,30	0,41501	-5,68
12	2,21	2,2300	0,90	2,38939	8,12
13	2,25	2,7330	21,47	2,69536	19,79
14	-0,35	-0,1873	-46,49	-0,14490	-58,60
15	-0,69	-0,8490	23,04	-0,96166	39,37
16	-0,10	-0,2988	198,80	-0,20104	101,04
17	-0,30	-0,4179	39,30	-0,32633	8,78
18	0,20	0,7682	284,10	0,84727	323,64
19	-0,19	0,1744	-191,79	0,09077	-147,77
20	0,13	0,0919	-170,69	0,00966	-107,43
21	0,02	0,4432	2116,00	0,57700	2785,00

8.2.4. Sonuçların Değerlendirilmesi

Her üç yükleme haline ait değerler birbiriyle kıyaslandığında, kullanılan dinamik röleksasyon algoritmasının Newton-Raphson çözüm yöntemi ile tam bir uyum halinde olduğu ve hatta her iki yöntemle elde edilen deplasmanların yaklaşık olarak aynı olduğu söylenebilir. Her iki algoritmanın genelde Jensen'in model çalışması ölçümlerine uygun sonuçlar verdiği Tablo 8-3, 8-4 ve 8-5 'den açıkça görülmekle birlikte, özellikle kenar kablolar üzerinde yer alan düğüm noktaları için hesaplanan ve ölçülen deplasmanlara ait rölatif hatanın mertebesinin büyüklüğü, deney koşulları ve ölçülen değerlerin çok küçük oluşu ile açıklanabilir. Uygulanan modelin boyutlarının çok ufak olması ve buna paralel olarak deney koşulları ve de ölçülen deplasmanların küçüklüğü, deplasmanlardaki hassas ölçümleri direkt olarak etkilemekte ve çözüm algoritmaları ile elde edilen sonuçlar arasındaki belirgin farkı meydana getirmektedir.

8.3. LEWIS'İN DENEY MODELİ

Literatürde yer alan ve Lewis ve arkadaşları [35] tarafından gerçekleştirilen bu deney modeli, ayrıca yine aynı kişiler tarafından Dinamik Rölaksasyon Yöntemi'ne dayanılarak Merkezi Sonlu Farklar İntegrasyon tekniği ile de çözülmüştür. Bu nedenle, sayısal uygulamalara ayrılan bu bölümde, aynı Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı'nı kullanan fakat farklı integrasyon teknikleri ile üretilen sonuçlar gözönüne alınacak ve bir karşılaştırılmaya gidilecektir. Böylece Dinamik Rölaksasyon'a dayanan ve Sabit İvme İntegrasyon Tekniği'nin kullanıldığı bu çalışmaya ait statik analiz sonuçlarının uyumluluğu ve hassasiyeti vurgulanmaya çalışılacaktır.



Şekil 8-2. Lewis'in deney modeli [35]

Şekil 8-2 'de, Lewis ve arkadaşları [35] tarafından gözönüne alınan kablolu taşıyıcı sistemin konfigürasyonu ve boyutları görülmektedir. Ele alınan bu deney modelinde

$$\text{elastisite modülü} \quad E = 12.830 \text{ kN/cm}^2$$

$$\text{kablo enkesitleri} \quad A = 0,785 \text{ mm}^2$$

olarak seçilirken, tüm kablolar ortalama $P_0 = 0,20 \text{ kN}$ 'luk bir öngergergi kuvveti uygulanmış ve $P_d = 0,0157 \text{ kN}$ değerindeki dış yükler, Şekil 8-2 'de görüldüğü gibi sisteme etkitilmiştir.

Tablo 8-6. Düşey deplasmanlar (mm) [35]

Düğüm Nokta No.	Deney ölçüm sonuçları (DÖ)	LEWIS [35] DR_L	RH_L %	FİLİZ DR_F	RH_F %
5	19,5	19,3	-1,03	19,20	-1,54
6	25,3	25,3	0,00	25,20	-0,40
7	22,8	23,0	0,88	22,86	0,26
10	25,4	25,9	1,97	25,46	1,70
11	33,6	33,8	0,60	33,40	-0,60
12	28,8	29,4	2,08	28,80	0,00
15	25,2	26,4	4,76	25,30	0,40
16	30,6	31,7	3,59	30,80	0,65
17	21,0	21,9	4,29	20,70	1,43
20	21,0	21,9	4,29	21,06	0,29
21	19,8	20,5	3,54	19,63	0,86
22	14,0	14,8	5,71	13,70	2,14

Tablo 8-6 'da ilgili düğüm noktalarına karşı gelen ve deney ve statik analiz sonucunda elde edilen düşey deplasmanlar gösterilmektedir. Sözü edilen tablonun 2. sütununda Lewis ve arkadaşları [35] tarafından gerçekleştirilen deneyin ölçüm sonuçları yer alırken, 3. ve 5. sütunlarda Dinamik Rölaksasyona dayanan, fakat iki farklı integrasyon tekniği ile üretilen sonuçlar verilmektedir. Şöyle ki, 3. sütunda Lewis ve arkadaşlarının [35] Merkezi Sonlu Farklar İntegrasyon Tekniği ile elde ettikleri düşey deplasman değerlerine yer verilirken, 5. sütunu ise sunulan bu çalışmada kullanılan Sabit İvme İntegrasyon Tekniği ile saptanan düşey deplasmanlar oluşturmaktadır.

Dinamik Rölaksasyon prensiplerine dayanmakla birlikte, farklı sayısal integrasyon teknikleri ile üretilen bu sonuçların bir değerlendirmesini yapmak amacıyla, deney ölçüm değerleri ile bir karşılaştırmaya gidilmiş ve rölatif hata yüzdelerinin saptanmasına çalışılmıştır.

DR : Dinamik Rölaksasyon'u
singelemek üzere,

DR_L : ile Lewis ve arkadaşları [35] tarafından üretilen DR sonuçları,

DR_F : ile sunulan bu çalışmada Sabit İntegrasyon tekniğiyle üretilen DR sonuçları

kasdedilirken,

$DÖ$: ile de deney ölçüm sonuçları

gösterilmiştir. Böylece, rölatif hata yüzdesi (RH),

$$RH_L = \frac{DR_L - DÖ}{DÖ} \times 100 \quad (8.3)$$

$$RH_F = \frac{DR_F - DÖ}{DÖ} \times 100 \quad (8.4)$$

olarak hesaplanmış ve Tablo 8-6 'ya ait 4. ve 6. sütunlarda gösterilmiştir.

8.3.1. Sonuçların Değerlendirilmesi

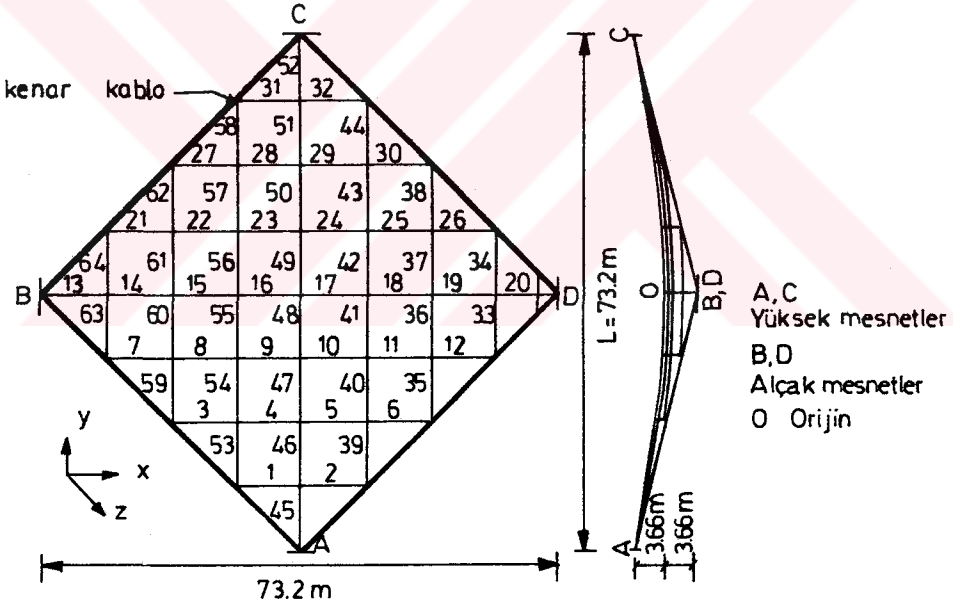
Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı kullanılarak yürütülen her iki statik analize ait sonuçların gösterildiği Tablo 8-6 yakından incelendiğinde, Lewis ve arkadaşlarının [35] yeğledikleri Merkezi Sonlu Farklar İntegrasyon Tekniği ile elde edilen sonuçların, deney sonuçları ile karşılaştırılmasında, rölatif hata, maksimum % 5,71 olurken, bu çalışmada kullanılan Sabit İvme İntegrasyon tekniği ile, saptanan deplasman değerlerinde yapılan rölatif hatanın, maksimum % 2,14 olduğu görülmektedir. Böylece Tablo 8-6 'nın 4. ve 6. kolonlarında yer alan rölatif hata yüzdelерinin incelenmesi sonucunda, öngergilen-dirilmiş kablolu taşıyıcı sistemlerin nonlinear statik analizi için Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımına dayanan bu çalışmanın, Sabit İvme İntegrasyon Tekniği kullanılarak geliştirilen çözüm algoritmasının, deney ölçümlerine ne denli uygun sonuçlar verdiği çarpıcı bir biçimde ortaya konmaktadır.

8.4. KRISHNA' NIN SAYISAL UYGULAMA MODELİ

Dinamik Rölaksasyon'a dayanan bu çalışmada geliştirilen çözüm algoritmasının küçük boyutlu deney modellerine ait sonuçlarla karşılaştırılmasının yanı sıra, gerçek boyutlar ve dizayn yükleri ile analiz edilmiş kablolu taşıyıcı bir sisteme ait sonuçlar ile de kıyaslanması amaçlanmıştır.

Bu nedenle, Krishna'nın "Cable Suspended Roofs" adlı kitabında [6] yeralan ve Şekil 8-3 'de görülen kablolu taşıyıcı sistem gözönüne alınmıştır.

Krishna tarafından ele alınan 11 çeşit dış yüklemde simetrik yüklemeler yanında, antimetrik dış yüklemeler de dikkate alınmıştır.



Şekil 8-3 Krishna modeli [6]

Şekil 8-3 'de görülen sistemde,

$$\begin{aligned} \text{elastisite modülü} \quad E &= 20.000 \text{ kN/cm}^2 \\ \text{iç kablo enkesiti} \quad A_i &= 9,785 \text{ cm}^2 \\ \text{kenar kablo enkesiti} \quad A_k &= 14,680 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

olup, öngergi kuvvetinin yatay bileşeni her kablo için 800 kN değerinde tatbik edilmiştir.

8.4.1. Yükleme Hali IX

Bu yükleme hali, sistemin tüm düğüm noktalarına düşey olarak etkitilen $P_d = 100$ kN 'luk simetrik dış yüklerden oluşmaktadır. Böylece de dizayn yükleri olarak, öz ağırlık ve tüm yüzeye etkiyen kar yükü dikkate alınmış olmaktadır.

Tablo 8-7. İç kuvvet değişimi (kN) [6]

Eleman No.	KABLO İÇ KUVVETİNDEKİ DEĞİŞİM		Rölatif hata %
	KRISHNA [6] NR	FİLİZ DR	
1- 2 - 31-32	-54,44	-54,32	-0,22
3- 6 - 27-30	-257,81	-260,18	0,92
4- 5 - 28-29	-255,76	-255,90	0,05
7-12 - 21-26	-417,98	-422,58	1,10
8-11 - 22-25	-412,60	-413,27	0,16
9-10 - 23-24	-409,93	-408,61	-0,32
13 - 20	-462,28	-465,58	0,71
14 - 19	-453,92	-455,90	0,44
15 - 18	-449,11	-448,67	-0,10
16 - 17	-446,85	-443,98	-0,64
33-34 - 63-64	315,76	315,14	0,20
35-38 - 59-62	668,13	670,81	0,40
36-37 - 60-61	660,93	662,51	0,24
39-44 - 53-58	897,65	902,86	0,58
40-43 - 54-57	884,89	889,11	0,48
41-42 - 55-56	878,88	882,04	0,36
45 - 52	936,75	941,98	0,56
46 - 51	922,43	926,67	0,46
47 - 50	912,28	915,02	0,30
48 - 49	907,26	909,06	0,20

Tablo 8-7 'de, Newton-Raphson yöntemi (NR) yardımıyla Krishna tarafından saptanan iç kuvvetlerin değişimi ile bunların bu çalışmada geliştirilen Dinamik Rölaksasyon algoritması (DR) ile üretilen değerleri görülmekte ve bir karşılaştırma yapılmaktadır.

Rölatif hata yüzdesi RH,

$$RH = \frac{DR - NR}{NR} \times 100 \quad (8.5)$$

olarak tanımlanmakta ve hesaplanan değerleri Tablo 8-7 'nin 4. kolonunda verilmektedir.

8.4.2. Yükleme Hali X

Bu uygulama ile çatı üzerinde uniform olmayan bir yükleme hali gözönüne alınmak istenmiş ve bu nedenle 1'den 9 no'lu düğüm noktasına kadar $P_d = 100$ kN 'luk düşey yükler, 10 'dan 16 no'lu düğüm noktasına dek 70 kN 'luk düşey yükler ve 17 'den 25 no'lu düğüm noktasına dek 40 kN 'luk düşey yükler sisteme etkitilmiştir. Böylece öz ağırlıklarla birlikte Şekil 8-3 'de görülen kablolu taşıyıcı sistemin DBA yarısına etkiyen kar yükü dikkate alınmaktadır.

Gözönüne alınan bu dış yükleme sonunda kablo iç kuvvetlerinde meydana gelen değişim Tablo 8-8 'de görülmektedir. Söz konusu tabloda, gerek Krishna [6] tarafından Newton-Raphson algoritması ile elde edilen değerler, gerekse Dinamik Rölaksasyon'a dayanılarak bu çalışmada geliştirilen algoritma ile elde edilen değerler yer almakta ve bunların karşılaştırılması yapılarak (8.5) bağıntısı ile rölatif hata miktarları tesbit edilmektedir.

8.4.3. Yükleme Hali XI

Bu dış yüklemede öz ağırlık, DBA yüzeyine etkiyen rüzgarın basınçlı ve BCD yüzeyine etkiyen rüzgarın emme etkisi gözönüne alınmış ve Tablo 8-9 'da bu yükleme sonucu iç kuvvetlerde meydana gelen değişim gösterilmiştir. Bu nedenle 1 'den 9 'no'lu düğüm noktasına kadar 80 kN 'luk düşey yükler ve 10 'dan 16 no'lu düğüm noktasına kadar 40 kN 'luk düşey dış yükler tatbik edilmiştir.

Tablo 8-8. İç kuvvet değişimi (kN) [6]

Eleman No.	KABLO İÇ KUVVETİNDEKİ DEĞİŞİM		Rölatif Hata %
	KRISHNA [6]	FİLİZ	
	NR	DR	
1- 2	-44,97	-45,84	1,93
3- 6	-267,50	-270,31	1,05
4- 5	-265,19	-266,41	0,46
7-12	-402,59	-406,11	0,87
8-11	-396,90	-397,47	0,14
9-10	-393,96	-393,13	-0,21
13-20	-345,92	-348,27	0,68
14-19	-339,69	-341,33	0,48
15-18	-336,09	-336,12	0,33
16-17	-334,36	-332,65	-0,51
21-26	-224,62	-228,57	1,76
22-25	-222,31	-223,32	0,45
23-24	-221,29	-220,89	0,18
27-30	-117,16	-118,49	1,14
28-29	-116,32	-116,13	-1,16
31-32	-35,09	-34,15	-2,68
33-63	215,11	214,98	-0,06
34-64	215,42	215,29	-0,06
36-60	468,64	476,82	1,75
37-61	469,84	470,89	0,22
38-62	473,04	474,65	0,34
39-53	645,98	650,40	0,68
40-54	633,53	636,93	0,54
41-55	628,95	631,34	0,38
42-56	630,33	632,77	0,39
43-57	633,08	636,14	0,48
44-58	637,67	641,00	0,52
45	677,70	682,28	0,68
46	661,60	665,27	0,55
47	650,74	652,85	0,32
48	646,43	647,64	0,19
49	647,05	648,27	0,19
50	648,07	649,76	0,26
51	650,12	652,75	0,40
52	653,41	656,90	0,43

Tablo 8-9. İç kuvvet değişimi (kN) [6]

Eleman No.	KABLO İÇ KUVVETİNDEKİ DEĞİŞİM		Rölatif Hata %
	KRISHNA [6] NR	FİLİZ DR	
1 -2	-53,73	-55,06	2,47
3 -6	-246,15	-247,79	0,67
4 -5	-243,93	-244,55	0,25
7-12	-332,22	-332,83	0,18
8-11	-327,15	-325,88	-0,39
9-10	-324,53	-322,47	-0,63
13-20	-208,21	-208,56	0,21
14-19	-204,34	-204,61	0,13
15-18	-202,12	-201,58	-0,27
16-17	-201,00	-199,40	-0,80
21-26	-38,65	-40,95	5,95
22-25	-39,05	-39,44	1,00
23-24	-39,40	-38,97	-1,09
27-30	35,13	35,09	-0,11
28-29	34,34	35,22	2,56
31-32	32,58	34,26	5,16
33-63	116,54	116,85	0,27
34-64	117,03	117,37	0,29
35-59	282,98	283,68	0,25
36-60	279,07	278,89	-0,06
37-61	280,53	280,39	-0,05
38-62	280,58	281,57	0,35
39-53	397,34	397,79	0,04
40-54	388,13	387,37	-0,20
41-55	385,33	383,69	-0,43
42-56	386,80	385,13	-0,43
43-57	387,33	385,79	-0,40
44-98	387,87	385,73	-0,55
45	420,60	420,46	-0,03
46	407,34	406,24	-0,27
47	400,00	396,05	-0,99
48	395,47	392,07	-0,86
49	395,43	391,97	-0,87
50	393,47	389,94	-0,90
51	391,06	387,80	-0,83
52	388,67	385,86	-0,72

8.4.4. Sonuçların Değerlendirilmesi

Şekil 8-3 'de gözönüne alınan kablolu taşıyıcı sistemin çatı yüzeyine etkiyen öz yük, kar yükü, simetrik olmayan dış yükler ve rüzgarın meydana getirdiği basınç ve emme etkisinin incelendiği sayısal uygulamalar, Krishna'nın Cable-Suspended Roofs [6] adlı kitabında yer almaktadır. Bu uygulamalara ait sonuçların, bu çalışmada geliştirilmiş olan ve Dinamik Rölaksasyon prensiplerine dayanan statik analiz yöntemi ile elde edilen sonuçlarla kıyaslanması Tablo 8-7, 8-8 ve 8-9 'da verilmiştir. Sözü geçen tablolarda yer alan ve (8.5) denklemi ile hesaplanan rölatif hata yüzdeleri incelendiğinde, her iki algoritmaya ait sonuçların tam bir uyum içinde olduğu ve bu nedenle yapılan rölatif hatanın çok küçük mertebelerde (maksimum %6) kaldığı açıkça görülmektedir.

8.5. DÖRT FARKLI MESNET KOŞULUNA SAHİP ÖNGERİLENDİRİLMİŞ HİPERBOLİK-PARABOLOİD KABLolu TAŞIYICI SİSTEMLERE AİT SAYISAL UYGULAMALAR

Sayısal uygulamalara ayrılan bu bölümde şimdiye dek ele alınan örneklerde, Dinamik Rölaksasyon prensiplerine dayanılarak ifade edilen (4.3) diferansiyel denkleminin statik denge konumuna dek Sabit İvme Yöntemi ile nümerik integrasyonu yardımıyla, gerek deney ölçümlerine gerekse farklı analiz algoritmaları ile üretilen sonuçlara ne denli uygun sonuçların elde edildiği gösterilmiştir.

Bundan sonra gözönüne alınacak olan uygulamalarda ise, Bölüm 6.2.2.1 'de verilen ve optimum çözüm parametrelerinin saptanmasını da içeren bilgisayar algoritmasının yakınsama hızı irdelenecek ve Uzgider [44] tarafından geliştirilen Newton-Raphson çözüm şeması ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak, hesaplama süresinde getirilen avantaj ortaya konacaktır.

Bu nedenle, Dinamik Rölaksasyona dayanan nonlinear statik analize geçilmeden evvel, Bölüm 6.2.2.1 'de açıklanan algoritma ile (4.3) diferansiyel denkleminin nonlinear karakterdeki sönümsüz titreşimi

incelenerek periyot saptanacaktır. Bölüm 7 'de verilen ve Şekil 7-3 de akış şeması görülen OPTİMA adlı alt programla hakim periyot saptandıktan sonra, Bölüm 6.6 'daki farklı mesnet koşuluna sahip öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemlere ait yakınsama oranları saptanacaktır. (6.10) bağıntısı ile de, stabil çözüm üretme özelliğine sahip maksimum integrasyon adımı tesbit edilecek ve elde edilen bu optimum çözüm parametreleri kullanılarak Sabit İvme İntegrasyonu Tekniği ile nonlinear statik analiz sonuçlandırılacaktır.

Gerek çözüm parametrelerinin optimizasyonu sırasında geçen süre, gerekse nonlinear statik analiz için gereken süre birlikte düşünülecek ve bu hesaplama süresi, Uzgider [44] tarafından geliştirilen ve Bölüm 4.1 'de esasları verilen Newton-Raphson çözüm şeması kullanılması halinde gereken hesaplama süresi ile karşılaştırılacaktır.

8.5.1. Bellek Gereksinimi

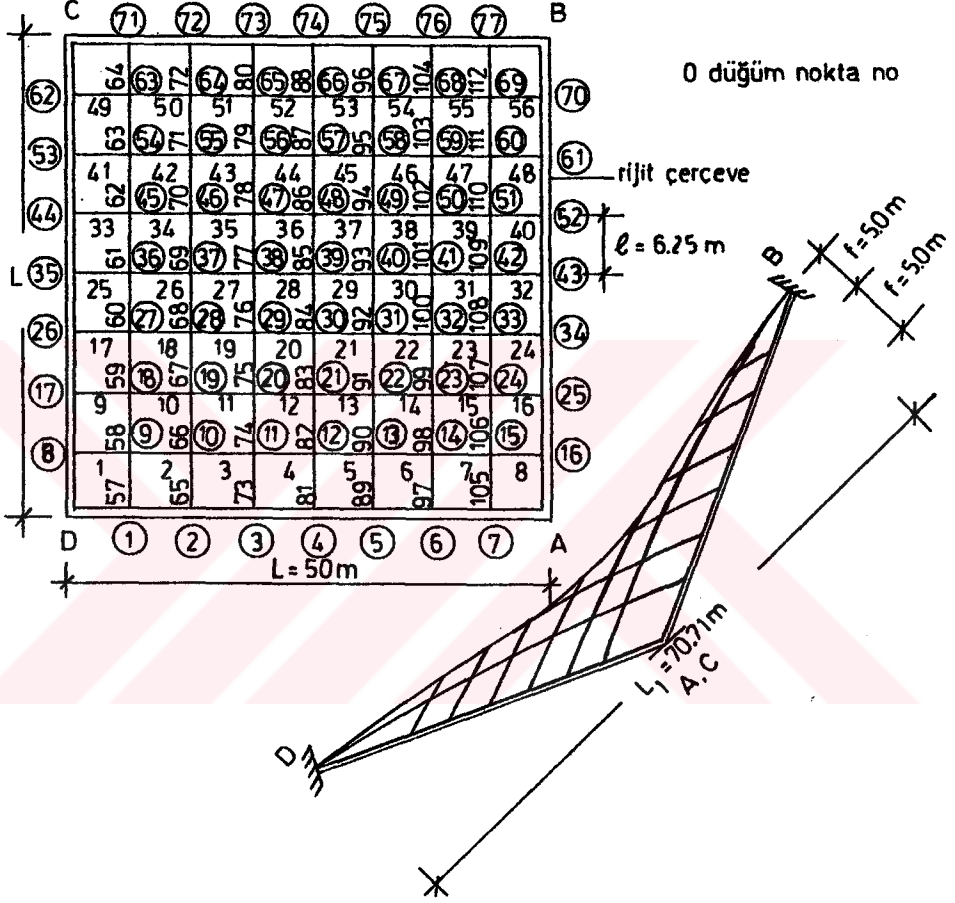
Günümüzde gittikçe yaygınlaşan kişisel bilgisayar kullanımı, makinelerin bellek kapasitesi ve hızını ön plana çıkarırken, bu bilgisayarlara uyarlanması önerilen programların da gerek bellek gereksinimi, gerekse çözüm için gereken hesaplama süresi kullanıcılar açısından aynı derecede önemli bir parametre olmaktadır.

Bu nedenle düğüm nokta sayısı 256 ve eleman sayısı 480 olan bir hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistem (Tip II) ele alınmış ve her iki çözüm algoritması ile bellek gereksinimi tesbit edilmiştir.

Nitekim, Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı'na dayanılarak bu çalışmada geliştirilen ve Bölüm 7 'de detaylı bir şekilde verilen bilgisayar programının 109 652 byte'lık bir alan kapladığı gösterilirken, Uzgider [44] 'e ait Newton-Raphson çözüm şemasının 231 172 byte'lık bir alana gereksinim duyduğu saptanmıştır.

Böylece bu çalışmada sunulan Dinamik Rölaksasyon algoritmalarının, klasik Newton-Raphson şemasına bir üstünlüğü daha ortaya çıkarılmış, sağlanan ekonominin % 53 gibi büyük bir mertebede olduğu gösterilmiştir.

8.5.2. Tip I-Sayısal Uygulamalar



Şekil 8-4. Tip I 'e ait sayısal örnek

Şekil 8-4 'de geometrisi ve boyutları verilen öngergilendirilmiş hiperbolik kablolu taşıyıcı sistemde,

noktasal kütle	$m = 20$ ton
kablo enkesiti	$A = 9,5 \text{ cm}^2$
elastisite modülü	$E = 20.000 \text{ kN/cm}^2$

olarak seçilmiştir. Öngergi kuvveti olarak, üretici firma [81] tarafından verilen ve seçilen kablo enkesitine karşı gelen kopma yükünün % 50 si dikkate alınmış ve böylece öngergi kuvveti kablolarına $P_g = 500 \text{ kN}$ olarak uygulanmıştır.

Etkiyen dış yükün değeri, Bölüm 6.5.1.2 'de tanımlanan ve (6.16) bağıntısı ile önerilen maksimum dış yük değerinden ($P_{\max} = 202 \text{ kN}$) küçük olacak şekilde seçilmiş ve $P_d = 70 \text{ kN}$ olarak uygulanmıştır.

8.5.2.1. Simetrik Dış Yükleme

Şekil 8-4 'de görülen kablolu taşıyıcı sistemin tüm düğüm noktalarına, $P_d = 70 \text{ kN}$ 'luk düşey dış yüklerin simetrik olarak etkitilmesi halinde, Bölüm 7.1.2 'de ele alınan ve Şekil 7-3 'de akış şeması görülen OPTIMA adlı programla çözüm parametrelerinin optimizasyonu yürütülmüştür. (5.7) ve (5.8a) bağıntıları yardımıyla integrasyon adımı $\Delta t = 0,0256$ saniye olarak seçilmiştir. (4.3) denkleminin sönümsüz titreşiminin

$$\text{periyodu } T = 4,056 \text{ san}$$

$$\text{kritik sönüm katsayısı } C_{cr} = 61,96 \text{ ton/san}$$

olarak saptanmış ve (6.43), (6.44) ve (6.10) bağıntıları ile

$$\text{yakınsama oranı } \rho = 3,6724 \times 10^{-4}$$

$$\text{maksimum integrasyon adımı } \Delta t_{\max} = 0,0247 \text{ saniye}$$

olarak elde edilmiştir.

40. iterasyon adımının sonunda saptanan optimum çözüm parametreleri ile yürütülen nonlinear statik analiz için ise, 154 iterasyon adımı gerekmiştir.

Öte yandan tamamen deneme-yanılmaya dayanan parametrik çalışma sonunda maksimum integrasyon adımının $\Delta t_{\max} = 0,0248$ saniye olması gerektiği bulunmuş ve bu değer kullanılması halinde 153 iterasyonla dengeye ulaşıldığı görülmüştür. Böylece statik dengeye ulaşmak için gereken iterasyon sayısında yapılan rölatif hata % 0,7 gibi çok küçük ve hatta ihmal edilecek bir değerde olmaktadır. Benzer bir karşılaştırma, bilgisayarla yapılan çözüme ait geçen hesaplama süreleri için yapıldığında, Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı ile yürütülen statik analizin Newton-Raphson çözümüne nazaran daha hızlı olduğu ve çözüm süresinde %40 mertebesinde bir ekonomi sağladığı görülmüştür.

Tablo 8-10. Düşey deplasmanlar w (cm)

DÜĞÜM NOKTA NO.	DÜŞEY DEPLASMANLAR		Rölatif Hata %
	UZGİDER NR (30 adım)	FİLİZ DR	
9 - 69	54,27	55,21	1,73
10-18 - 60-68	75,34	77,18	2,44
11-27 - 51-67	82,68	85,23	3,08
12-36 - 42-66	83,75	86,55	3,34
13-33 - 45-65	80,29	82,74	3,05
14-24 - 54-64	70,57	72,26	2,39
15 - 63	48,50	49,32	1,69
19 - 59	115,70	118,89	2,76
20-28 - 50-58	133,50	137,70	3,15
21-37 - 41-57	137,60	142,14	3,30
22-32 - 46-56	130,90	134,92	3,07
23 - 55	110,90	113,90	2,70
24 - 54	70,57	72,26	2,39
29 - 49	159,10	164,30	3,27
30-38 - 40-48	166,10	171,73	3,39
31 - 47	157,50	162,64	3,26
39	174,80	180,86	3,47

Dinamik Rölaksasyona dayanan ve yakınsama hızının da ne denli yüksek olduğu gösterilen bu algoritma ile elde edilen statik analiz sonuçları (DR) Tablo 8-10 ve 8-11'de görülmektedir. Bu sonuçların, Uzgider [44] tarafından geliştirilen Newton-Raphson algoritması (NR) ile elde edilen değerlerle karşılaştırılması en son sütunda görülmektedir. (8.5) bağıntısıyla saptanan rölatif hatanın maksimum yüzdesi %4 gibi ufak bir değerde olmaktadır.

Tablo 8-11. İç kuvvetler P_i (kN)

Eleman No.	İÇ KUVVETLER		Rölatif Hata %
	UZGİDER NR (30 adım)	FİLİZ DR	
1-56 - 57-112	641,96	644,94	0,46
2-55 - 58-111	653,43	656,31	0,44
3-54 - 59-110	671,65	674,48	0,42
4-53 - 60-109	693,30	696,07	0,40
5-52 - 61-108	715,67	718,42	0,38
6-51 - 62-107	736,50	739,44	0,40
7-50 - 63-106	754,42	757,71	0,44
8-49 - 64-105	769,98	773,65	0,48
9-48 - 65-104	958,35	947,24	-1,16
10-47 - 66-103	960,74	949,53	-1,17
11-46 - 67-102	969,46	958,23	-1,16
12-45 - 68-101	982,49	971,18	-1,15
13-44 - 69-100	997,49	986,13	-1,14
14-43 - 70- 99	1012,48	1001,23	-1,11
15-42 - 71- 98	1026,49	1015,47	-1,07
16-41 - 72- 97	1040,41	1029,69	-1,03
17-40 - 73- 96	1183,64	1146,61	-3,13
18-39 - 74- 95	1180,36	1143,35	-3,13
19-38 - 75- 94	1181,71	1144,88	-3,12
20-37 - 76- 93	1186,70	1149,95	-3,10
21-36 - 77- 92	1193,92	1157,17	-3,08
22-35 - 78- 91	1202,32	1165,52	-3,06
23-34 - 79- 90	1211,62	1174,79	-3,04
24-33 - 80- 89	1222,61	1185,87	-3,00
25-32 - 81- 88	1275,60	1224,99	-3,97
26-31 - 82- 87	1268,03	1217,50	-3,98
27-30 - 83- 86	1263,62	1213,29	-3,98
28-29 - 84- 85	1261,64	1211,47	-3,98

8.5.2.2. Antimetrik ve Tekil Dış Yüklemler

Tablo 8-12 'de ele alınan çeşitli antimetrik ve tekil dış yüklemeler görülmektedir. Gözöntüne alınan her yükleme hali için dış yük değeri olarak, Bölüm 8.5.2 'de saptanan $P_d = 70$ kN kullanılmıştır. Tekil yüklemelere ayrılan bölümde, kablolu taşıyıcı sistemin sadece bir düğüm noktasına ve aşağı doğru düşey olarak etkitilen yüklemeler ele alınmış ve bu düğüm noktaları sırasıyla ve topluca verilmiştir.

Tablo 8-12 Antimetrik ve Tekil Yüklemler

ANTİMETRİK YÜKLEMELER		
Yükleme Tipi	Yükün Yönü	Etkidiği Düğüm Noktaları
A	aşağı doğru	9-15, 19-24, 29-33 , 39-42, 49-51, 59-60, 69
B	aşağı doğru	9-15, 18-23, 27-31, 36-39, 45-47, 54-55, 63
C	aşağı doğru yukarı doğru	9, 19, 29 49, 59, 69
D	aşağı doğru yukarı doğru	15, 23, 31 47, 55, 63
TEKİL YÜKLEMELER		
Yükün Yönü	Etkidiği Düğüm Noktaları	
aşağı doğru	9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 19; 20; 21; 22; 23; 29; 30; 31; 39	

Tablo 8-12 'de yer alan yüklemler sisteme tatbik edildiğinde, bu çalışmada geliştirilen sayısal çözüm yöntemine dayalı olarak hazırlanmış olan ve Bölüm 7 'de açıklanan bilgisayar programı kullanılmış ve statik analiz öncesi Bölüm 6.2.2.1 'de açıklanan algoritma ile periyot ve buna karşı gelen kritik sönüm katsayısı tesbit edilirken, (6.43) ve (6.45) bağıntıları ile yakınsama oranı saptanmış ve (6.10) ifadesi ile de stabil çözümü en kısa sürede üreten maksimum integrasyon adımı saptanmıştır.

Tablo 8-13 'de ise yukarıda açıklanan algoritma ile üretilen sonuçlar değerlendirilmektedir. 1. kolonda Tablo 8-12 'de açıklanan antimetrik yükleme tipi ve düşey yükün sadece gözönüne alınan kablo-lu taşıyıcı sisteme ait tek bir düğüm noktasına tatbik edilmesine karşı gelen tekil yükleme şekli yer almaktadır.

Noktasal kütle $m = 20$ ton seçilirken, integrasyon adımının başlangıçtaki değeri $\Delta t_0 = 0,0256$ saniye, (5.7) ve (5.8a)

bağıntılarından yararlanılarak saptanmıştır.

2. kolonda OPTIMA adlı alt program yardımıyla (4.3) diferansiyel denkleminin nonlineer karakterdeki sönümsüz titreşiminin Bölüm 6.2.2.1 'de açıklanan yöntem ile saptanan hakim periyodu görülmektedir. 9 ve 15 no'lu düğüm noktalarına ayrı ayrı tatbik edilen düşey yük halinde aynı periyot saptanırken, kritik sönüm katsayısı da aynı olmaktadır. Bu nedenle aynı hakim periyoda sahip tekil yüklemeler topluca gösterilmiştir. 3. kolonda kritik sönüm katsayısı periyoda bağlı olarak (6.3) bağıntısı ile elde edilmektedir. (6.43), (6.45) ile saptanan yakınsama oranı ifadelerine bağlı olarak (6.10) ile saptanan maksimum integrasyon adımı Δt_h 4. kolonda yer almaktadır. Bu optimum çözüm parametreleri kullanılarak yürütülen statik analiz için gereken iterasyon sayısı (itr_g) 5. kolonda; optimum çözüm parametrelerine erişmek için gereken iterasyonu da gözönüne alan toplam iterasyon sayısı itr_t da 6. kolonda görülmektedir. Son iki kolon ise, belirlenen kritik sönüm katsayısına karşı gelen ve deneme-yanılma ile saptanan gerçek maksimum integrasyon adımını (Δt_g) ve (8.6) bağıntısı ile saptanan RH-rölatif hata yüzdeleri ni göstermektedir.

$$RH = \frac{\Delta t_g - \Delta t_h}{\Delta t_g} \times 100 \quad (8.6)$$

Yapılan tüm uygulamalarda görülmüştür ki, integrasyon adımı üst limiti aşılmadığı takdirde, dinamik denge çevriminde sadece bir iterasyon yeterli olmaktadır. Hatta, statik analizin herhangi bir adımına karşı gelen dinamik denge çevriminde, birden fazla iterasyon adımı gerektiğinde problemin ıraksadığı görülmüştür. Nitekim integrasyon adımına ait üst limit aşıldığında, dinamik denge çevriminde çoğu kez 2 veya daha fazla iterasyon gerekmekte ve çözüm optimum iterasyon sayısını aşmakta veya ıraksamaktadır. Bu nedenle maksimum integrasyon adımı değerinden daha küçük zaman artımlarının kullanılması halinde zaman artımlarının toplam sayısı statik analiz için gereken iterasyon sayısına da eşit olmakta ve böylece (8.6) ile ifade edilen rölatif hata yüzdesi mutlak değer olarak iterasyonlar için de geçerliliğini korumaktadır. Tabii olarak Δt_g 'nin kullanılması halinde iterasyon sayısı bir miktar azalacaktır.

Tablo 8-13 Sonuçların Değerlendirilmesi (m = 20 ton; $\Delta t_o = 0,0256$ san)

YÜKLEME TİPİ veya DÜĞÜM NOKTA NO.	PERİYOT (san)	KRİTİK SÖNÜM KATSAYISI (ton/san)	Δt_h (san)	i_{tr_s}	i_{tr_t}	Δt_g (san)	RÖLATİF HATA %
ANTİMETRİK YÜKLEMELER	A	61,96	0,0209	164	204	0,0248	15,7
	B	63,60	0,0212	184	223	0,0248	14,5
	C , D	75,52	0,0233	144	177	0,0248	6,0
TEKİL YÜKLEMELER	9 ; 15	80,55	0,0246	104	135	0,0246	0,0
	10; 11; 12; 13; 14	77,96	0,0240	151	183	0,0248	3,2
	19; 20; 21; 22; 23; 29; 30; 31; 39	75,52	0,0233	182	215	0,0248	6,0

uygulanmıştır. Bu nedenle, iç kablolarda $P_{\text{öi}} = 100$ kN 'luk sabit bir öngergi kuvveti yeğlenirken, kenar kablolarda değişken olarak uygulanacak olan öngergi kuvveti, başlangıçta sıfır olarak tahmin edilmiştir. İç kablolara ait sabit öngergi kuvvetleri ile dengelenerek gerçek değeri saptanmış ve öngergilendirme sonrası geometri elde edilmiştir.

Seçilen dış yük miktarının, Bölüm 6.5.2.2. 'de tanımlanan ve (6.31) bağıntısı ile önerilen maksimum değerinden ($P_{\text{max}} = 109$ kN) küçük olması uygun görülmüş ve bu nedenle dış yük miktarı $P_d = 20$ kN olarak tatbik edilmiştir.

8.5.3.1. Simetrik Dış Yükleme

Şekil 8-5 'de görülen öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemin, düğüm noktalarına simetrik olarak etkitilen 20 KN'luk düşey dış yükler altındaki nonlinear statik analizi, gerek bu çalışmada sunulan Dinamik Rölaksasyon (DR) algoritması, gerekse Uzgider [44] tarafından geliştirilen Newton-Rahson (NR) şeması ile yürütülmüştür. Bu iki farklı algoritma ile elde edilen sonuçlar Tablo 8-14 ve 8-15 'de özetlenmiş ve (8.5) bağıntısı ile de yapılan rölatif hata miktarları gösterilmiştir.

Dinamik Rölaksasyon'a dayanan nonlinear statik analiz algoritması, çözüm parametrelerinin optimizasyonunu içeren OPTIMA adlı alt programı da içermesine karşın, yine de kullanılan Newton-Raphson şemasına [44] nazaran daha hızlı statik denge konumuna ulaşmakta ve bu da bilgisayar hesaplama süresinde %37 ekonomiyi beraberinde getirmektedir.

Bölüm 7.1.2 'de açıklanan ve Şekil 7-3 'de akış şeması görülen OPTIMA adlı optimazasyon programı yardımıyla, (5.7) ve (5.8b) bağıntısından saptanan $\Delta t_0 = 0,0152$ saniyelik integrasyon adımı kullanılarak 105. iterasyonda 2 no'lu düğüm noktasında ilk deplasman ekstremumu yakalanmakta ve böylece hakim

periyot

$$T = 8,736 \text{ san}$$

kritik sönüm katsayısı

$$C_{cr} = 28,77 \text{ ton/san}$$

olarak hesaplanmaktadır. Söz konusu akış şemasında Tip II 'ye ait segmanlarda (6.46), (6.47) ve (6.10) bağıntıları ile

yakınsama oranı

$$\rho = 5,168 \times 10^{-5}$$

maksimum integrasyon adımı

$$\Delta t_{\max} = 0,0200 \text{ san}$$

olarak elde edilmekte ve bu optimum çözüm parametrelerinin kullanılması durumunda 424 iterasyon sayısı ile denge konumuna ulaşılmaktadır. Deneme-yanılma yoluyla integrasyon adımının üst limiti gerçekte $\Delta t_{\max} = 0,0204$ saniye olarak tesbit edilirken, bu durumda çözüm için 420 iterasyon yeterli olmaktadır. Yapılan rölatif hatanın %1 mertebesinde olması, üretilen yakınsama oranı ifadelerinin uygunluğunu çarpıcı bir şekilde ortaya koymaktadır.

Tablo 8-14 Düşey deplasmanlar w (cm)

DÜĞÜM NOKTA NO.	DÜŞEY DEPLASMANLAR		Rölatif hata %
	UZGİDER NR (30 adım)	FİLİZ DR	
2-10 - 72-80	41,03	41,13	0,24
3-19 - 63-79	73,23	73,35	0,16
4-28 - 54-78	93,89	93,94	0,05
5-37 - 45-77	101,00	101,05	0,05
6-36 - 46-76	93,90	94,00	0,11
7-27 - 55-75	73,01	73,26	0,34
8-18 - 64-74	40,42	40,66	0,59
11 - 71	127,90	127,87	0,02
12-20 - 62-70	179,90	180,67	0,43
13-29 - 53-69	202,90	204,64	0,86
14-38 - 44-68	207,80	209,98	1,05
15-35 - 47-67	197,70	199,58	0,95
16-26 - 56-66	170,60	171,63	0,60
17 - 65	118,80	119,20	0,34
21 - 61	266,50	268,07	0,59
22-30 - 52-60	309,00	311,74	0,89
23-39 - 43-59	319,50	322,70	1,00
24-34 - 48-58	302,20	305,00	0,93
25 - 57	255,20	257,08	0,74
31 - 51	365,20	368,76	0,97
32-40 - 42-50	381,20	385,14	1,03
33 - 49	360,90	364,48	0,99
41	400,80	405,08	1,07

Tablo 8-14 ve 8-15 'de gerek Uzgider [44] tarafından geliştirilen NR Newton-Raphson şeması ile elde edilen sonuçlar görülürken, öte yandan bu çalışmada DR Dinamik Rölaksasyon'a dayanılarak hazırlanmış olan sayısal çözüm şeması ile saptanan deplasmanlar ve iç kuvvet durumu görülmektedir. (8.5) bağıntısı ile saptanan rölatif hata yüzdeleri de son kolonda yer alırken, maksimum değeri deplasmanların karşılaştırılmasında % 1,07 olarak saptanırken, iç kuvvetler için % 4,17 olmaktadır.

Tablo 8-15 İç kuvvetler P_i (kN)

ELEMAN NO.	İÇ KUVVETLER		Rölatif Hata %
	UZGİDER NR (30 adım)	FİLİZ DR	
1- 9 - 27- 32	2886,49	2849,69	-1,27
2-10 - 23- 31	2869,67	2832,70	-1,29
3-11 - 22- 30	2858,08	2821,59	-1,28
4-12 - 21- 29	2856,28	2820,14	-1,27
5-13 - 20- 28	2867,99	2830,61	-1,30
6-14 - 19- 27	2890,23	2852,97	-1,29
7-15 - 18- 26	2923,38	2885,65	-1,29
8-16 - 17- 25	2959,35	2921,95	-1,26
33-88 - 89-144	119,40	121,00	1,34
34-87 - 90-143	120,75	122,38	1,35
35-86 - 91-142	123,51	125,10	1,29
36-85 - 92-141	126,29	127,87	1,25
37-84 - 93-140	128,43	130,10	1,30
38-83 - 94-139	130,10	131,90	0,25
39-82 - 95-138	132,09	133,96	1,42
40-81 - 96-137	135,66	137,49	1,35
41-80 - 97-136	141,79	140,72	-0,38
42-79 - 98-135	141,26	140,27	-0,70
43-78 - 99-136	142,90	141,93	-0,68
44-77 - 100-134	145,73	144,72	-0,69
45-76 - 101-133	148,99	147,94	-0,70
46-75 - 102-132	152,33	151,28	-0,69
47-74 - 103-131	155,76	154,71	-0,67
48-73 - 104-130	160,16	159,02	-0,71
49-72 - 105-129	157,34	152,24	-3,24
50-71 - 106-128	155,39	150,34	-3,25
51-70 - 107-127	155,36	150,36	-3,22
52-69 - 108-126	156,46	151,46	-3,20
53-68 - 109-125	158,14	153,11	-3,18
54-67 - 110-124	160,18	155,13	-3,15
55-66 - 111-123	162,75	157,63	-3,15
56-65 - 112-122	166,63	161,47	-3,10
57-64 - 113-121	164,98	158,19	-4,12
58-63 - 114-120	161,92	155,17	-4,17
59-62 - 115-119	160,47	153,78	-4,17
60-61 - 116-118	159,91	153,25	-4,16

8.5.3.2. Antimetrik ve Tekil Yüklemler

Bölüm 8.5.3 'de ele alınan sistem karakteristikleri ve dış yükler, burada da aynen kullanılmış ve ele alınan yükleme tipleri Tablo 8-16 'da verilmiştir. Antimetrik yüklemeler harf notasyonu ile gösterilirken, sözkonusu bu yüklerin hangi düğüm noktalarına aynı zamanda etkiledikleri son kolonda verilmektedir. Düşey dış yükün kablolu taşıyıcı sistemin sadece tek bir düğüm noktasına tatbik edilmesine karşı gelen tekil yükleme hali gözönüne alınırken, tekil yüklemelerin uygulandığı düğüm noktaları sırasıyla ve topluca gösterilmiştir.

Tablo 8-16 Antimetrik ve Tekil Yüklemler

ANTİMETRİK YÜKLEMELER		
Yükleme Tipi	Yükün Yönü	Etkidiği Düğüm Noktaları
A	aşağı doğru	2-8, 11-18, 21-27, 31-36, 41-45, 51-54, 61-63, 71-72
B	aşağı doğru	2-8, 10-17, 19-25, 28-33, 37-41; 46-49; 55-57; 64-65
D	aşağı doğru yukarı doğru	11, 21, 31 51, 61, 71
E	aşağı doğru yukarı doğru	17, 25, 33 49, 57, 65
TEKİL YÜKLEMELER		
Yükün Yönü	Etkidiği Düğüm Noktaları	
aşağı doğru	5; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 21; 22; 23; 24; 25; 31; 32; 33; 41	

Bölüm 8.5.3.1 'e benzer olarak $P_d = 20 \text{ kN}$ 'luk dış yük değeri ile yürütülen statik analiz sonuçları Tablo 8-17 'de özetlenerek gösterilmiştir.

Bölüm 6.2.2.1 'de geliştirilen yöntemle dayanılarak başlangıçta (4.3) diferansiyel denkleminin sönümsüz serbest titreşimi (5.7) ve (5.8b)'den saptanan integrasyon adımı ($\Delta t_0 = 0,0152$ san) ile incelenmiş ve rastlanılan ilk deplasman ekstremumu ile periyot tanımlanmış ve (6.3) bağıntısı ile karşı gelen sönüm katsayısına geçilmiştir. (6.46), (6.47) ile yakınsama oranları ve (6.10) bağıntısı yardımıyla da maksimum integrasyon adımı Δt_h belirlenmiştir. Bu değer, bilgisayarda deneme-yanılma sonucu elde edilen gerçek üst limit Δt_g ile kıyaslanmıştır.

Tablo 8.17 'nin 1. kolonunda yükleme tipi ele alınırken, bunu izleyen üç kolonda $m = 20$ ton ve $\Delta t_0 = 0,0152$ san ile yürütülen optimizasyon programı (OPTIMA alt programı) sonuçları gösterilmiştir. 2. kolonda saptanan hakim periyot, 3. kolonda ise (6.3) bağıntısı ile otomatik olarak saptanan kritik sönüm katsayısı görülmektedir. Tekil yüklemelere ayrılan bölümde, aynı hakim periyoda sahip yüklemeler birlikte gösterilmiş ve bu tekil dış yüklerin etkitildiği düğüm noktalarının numaraları topluca verilmiştir.

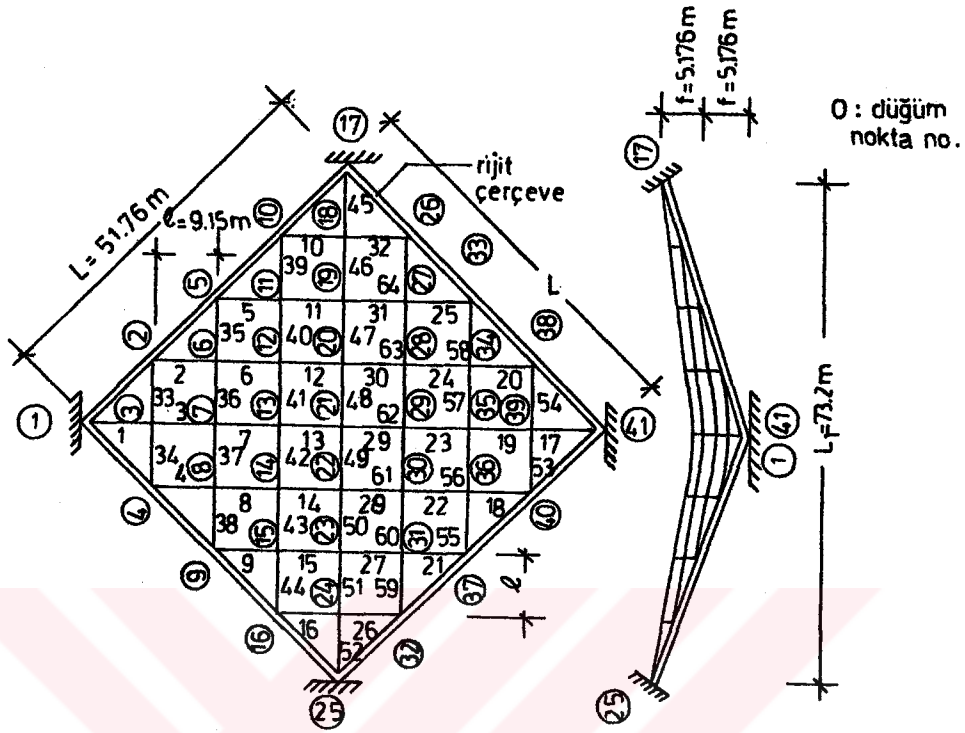
(6.46) ve (6.47) bağıntısıyla saptanan yakınsama oranına bağlı olarak (6.10) ile optimum integrasyon adımı Δt_h saptanmış ve 4. kolonda verilmiştir. Üretilen optimum parametrelerle yürütülen statik analiz için gereken iterasyon sayısı itr_s 5. kolonda, optimum çözüm parametrelerine ulaşmak için gereken iterasyon sayısını da içeren iterasyon sayısı itr_t ise bir sonraki kolonda gösterilmiştir. Deneme-yanılma ile integrasyon adımı için üst limitin (Δt_g) ne olması gerektiği saptanmış ve 7. kolonda yer verilmiştir.

Son kolonda (8.6) bağıntısıyla saptanan integrasyon adımlarında yapılan rölatif hata gösterilmiş ve Bölüm 8.5.2.2. 'de sözüedilen nedenlerden ötürü, bu yüzde aynı zamanda, gereken iterasyon sayılarında yapılacak olan rölatif hataya da karşı gelmektedir. Tabii ki, Δt_g 'nin kullanılması halinde daha az iterasyon sayısı ile sonuca ulaşılacaktır.

Tablo 8-17. Sonuçların Değerlendirilmesi
($m = 20$ ton, $\Delta t_0 = 0,0152$ san)

YÜKLEME TİPİ VEYA DÜĞÜM NOKTA NO.	PERİYOT (san)	KRİTİK SONUM KATSAYISI (ton/san)	Δt_h (san)	itr _s	itr _t	Δt_g (san)	RÖLATİF HATA %
ANTİMETRİK YÜKLEMELER	A, B	29,62	0,0198	696	864	0,0206	3,9
	C	33,62	0,0199	295	451	0,0206	3,4
	D	34,39	0,0200	298	452	0,0206	2,9
	5	32,52	0,0199	125	284	0,0206	3,4
	11	36,94	0,0200	176	324	0,0206	2,9
	12; 16	35,62	0,0199	191	342	0,0206	3,4
	13;15	36,05	0,0197	195	345	0,0206	4,4
	14	36,49	0,0200	190	339	0,0206	2,9
	17	37,40	0,0201	175	322	0,0206	2,4
	21;22;23;24;25	32,52	0,0200	217	376	0,0206	2,9
TEKİL YÜKLEMELER	31; 32; 33; 41	32,17	0,0199	258	418	0,0206	3,4

8.5.4. Tip III - Sayısal Uygulamalar



Şekil 8-6. Tip III 'e ait sayısal örnek

Şekil 8-6 'da geometri ve boyutları verilen hiperbolik paraboloid kablolu taşıyıcı sistemde,

noktasal kütle	$m = 20 \text{ ton}$
kablo enkesiti	$A = 9,785 \text{ cm}^2$
elastisite modülü	$E = 20.000 \text{ kN/cm}^2$

olarak seçilmiştir. Öngergi kuvveti gerek ana taşıyıcı kabloları, gerekse sistemin stabilitesini temin eden kabloları $P_0 = 650 \text{ kN}$ değerinde ve sabit olarak uygulanmıştır. Uygulanacak dış yük değerinin seçiminde kabloların basınç kuvveti almaması istendiğinden, Bölüm 6.5.3.2 'de açıklanan ve (6.37) bağıntısı ile $P_{cr} = 7,4 \text{ kN}$ 'luk kritik dış yük değeri gözönüne alınmış ve dış yük miktarı $P_d = 7 \text{ kN}$ olarak seçilmiştir.

8.5.4.1. Simetrik Yükleme

$P_d = 7$ kN 'luk düşey yükler Şekil 8-6 'da görülen kablolu taşıyıcı sistemin tüm düğüm noktalarına etkitildiğinde, statik analiz sonrası hiçbir kablounun basınca geçerek gevşemediği görülmüştür.

Bu çalışmada Dinamik Rölaksasyon'a dayanan nonlinear statik analiz algoritmasına geçilmeden evvel, kütle $m = 20$ ton olarak seçilmiş ve (5.47) ve (5.48c) bağıntılarıyla integrasyon adımı ,

$\Delta t_0 = 0,0153$ saniye olarak saptanarak çözüm parametrelerinin optimizasyonunu amaçlayan ve Şekil 7-3 'de akış şeması görülen OPTIMA adlı alt program yardımıyla 40. iterasyon adımımda 18 no'lu düğüm noktasında hakim

$$\text{periyot} \quad T = 2,40 \text{ ton/san}$$

$$\text{kritik sönüm katsayısı} \quad C_{cr} = 104,72 \text{ ton/san}$$

olarak tesbit edilmiştir. Şekil 7-3 'de yer alan akış şemasında Tip III 'e ait segmanlarda (6.48), (6.49) ve (6.10) bağıntıları ile

$$\text{yakınsama oranı} \quad \rho = 7,511 \times 10^{-4}$$

$$\text{maksimum integrasyon adımı} \quad \Delta t_{\max} = 0,0210 \text{ saniye}$$

olarak saptanmıştır. Bu değer kullanılarak gerçekleştirilen statik analizde 87 iterasyonla denge konumuna ulaşılmaktadır.

Deneme-yanılma sonucu, gerçekte bu üst limitin $\Delta t_{\max} = 0,0216$ saniye olduğu görülmüş ve bu durumda çözüm için 81 iterasyonun yeterli olduğu saptanmıştır ki, bu da 6 iterasyonluk ihmal edilebilecek bir farka karşı gelmektedir.

Çözüm parametrelerinin optimizasyonunu da içeren Dinamik Rölaksasyon algoritması (DR) ile yürütülen nonlinear statik analizde hesaplama süresi, Uzgider [44] tarafından geliştirilen Newton-Raphson şemasına (NR) nazaran %65 daha az olmakta ve böylece hesaplama süresinde %35 ekonomi sağlamaktadır.

Tablo 8-18. Düşey deplasmanlar w (cm)

DUĞUM NOKTA NO.	DÜŞEY DEPLASMANLAR		Rölatif Hata %
	UZGİDER NR (30 adım)	FİLİZ DR	
3 - 39	1,86	1,82	- 1,98
6- 8 - 34-36	2,58	2,58	0,00
7 - 35	3,34	3,34	0,00
11-15 - 27-31	2,74	2,74	0,00
12-14 - 28-30	3,93	3,98	1,18
13 - 29	4,20	4,29	2,10
18 - 24	1,80	1,77	-1,45
19 - 23	3,11	3,12	0,20
20 - 22	3,64	3,71	1,99
21	4,21	4,32	2,59

Tablo 8-19. İç kuvvetler P_i (kN)

ELEMEN NO .	İÇ KUVVETLER		Rölatif Hata %
	UZGİDER NR (30 adım)	FİLİZ DR	
1 - 17	610,06	608,72	-0,22
2- 4 - 18-20	626,53	625,15	-0,22
3 - 19	611,07	609,66	-0,23
5- 9 - 21-25	626,00	626,00	0,00
6- 8 - 22-24	617,66	616,30	-0,22
7 - 23	611,55	610,20	-0,22
10-16 - 26-32	635,69	637,22	0,24
11-15 - 27-31	626,72	626,72	0,00
12-14 - 28-30	618,30	617,00	-0,21
13 - 29	612,00	610,66	-0,22
33-34 - 53-54	664,86	664,00	-0,13
35-38 - 55-58	680,59	680,52	-0,01
36-37 - 56-57	680,17	680,10	-0,01
39-44 - 59-64	690,53	691,70	0,17
40-43 - 60-63	689,37	690,54	0,17
41-42 - 61-62	688,83	690,00	0,17
45 - 52	703,11	704,38	0,18
46 - 51	701,60	702,79	0,17
47 - 50	700,00	701,40	0,20
48 - 49	699,48	700,60	0,16

Her iki algoritma ile elde edilen sonuçların karşılaştırılması Tablo 8-18 ve Tablo 8-19'da gösterilmiş ve (8.5) bağıntısı kullanılarak da yapılan rölatif hatalar tesbit edilmiştir. Her iki tablo yakından incelendiğinde yapılan maksimum rölatif hatanın % 2,6 mertebesinde olduğu görülmektedir.

8.5.4.2. Antimetrik ve Tekil Yüklemler

Bölüm 8.5.4 'de ele alınan tüm sistem parametreleri ve dış yükler, bu bölümde de aynen kullanılmıştır ve hiçbir kablo elemanında basınç kuvveti nedeniyle boşalmalara rastlanılmamıştır.

Bölüm 6.2.2.1'de önerilen yöntemle dış yükler altındaki sistemin kritik sönüm katsayısı hesaplanmıştır. (6.48), (6.50) ve (6.10) bağıntıları kullanılarak yakınsama oranı ve buna bağlı olarak maksimum integrasyon adımı saptanmış ve böylece (4.3) diferansiyel denkleminin integrasyonu, nümerik instabilite problemi ile karşılaşılmasızın gerçekleştirilmiştir.

Gözönüne alınan dış yükleme kombinezonları Tablo 8-20 'de özetlenmiştir.

Ele alınan kablolu taşıyıcı sistemin tek bir düğüm noktasına etkitilen dış yükler, tekil yüklemeler bölümünde yer almış ve sözkonusu tekil yüklemelerin yapıldığı düğüm nokta numaraları ardarda topluca verilmiştir.

(5.47) ve (5.48c) den saptanan integrasyon adımı $\Delta t_0 = 0,0153$ saniye ile, $m = 20$ ton için OPTIMA adlı alt programı ile yürütülen çözüm parametrelerinin optimizasyonu sonuçlandırılmış ve elde edilen değerler Tablo 8-21 'de verilmiştir. Adıgeçen tablonun 1. kolonunda yükleme şekli görülürken, 2. kolonda Bölüm 6.2.2.1 'de saptanan algoritmaya dayanılarak saptanan hakim periyot, 3. kolonda ise buna karşı gelen ve (6.3) bağıntısıyla saptanan kritik sönüm katsayısı görülmektedir. Bunu izleyen kolonlarda (6.48) ve (6.49) bağıntıları ile elde edilen yakınsama oranına dayanılarak (6.10) denklemi ile elde edilen integrasyon adımı Δt_h ve bu değerler kullanılarak

Tablo 8-20. Antimetrik ve tekil yüklemeler

ANTİMETRİK YÜKLEMELER		
Yükleme Tipi	Yükün Yönü	Etkidiği Düğüm Noktaları
A	aşağı doğru	3, 6-7, 11-13, 18-21, 27-29; 34-35; 39
B	aşağı doğru	3, 6-8, 11-15, 18-24
C	aşağı doğru yukarı doğru	19, 20 22, 23
D	aşağı doğru yukarı doğru	7, 13 29, 35
TEKİL YÜKLEMELER		
Yükün Yönü	Yükün Etkidiği Düğüm Noktası	
aşağı doğru	3; 6; 7; 11; 12; 13; 18; 19; 20; 21	

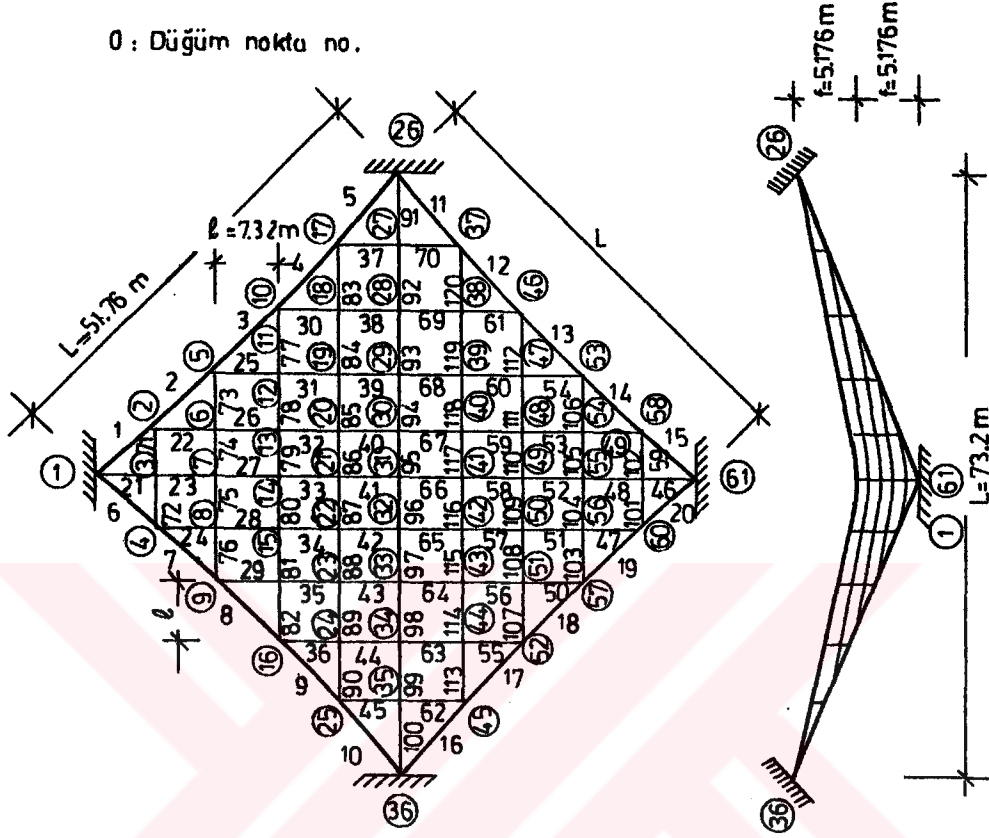
yürütülen nonlineer statik analiz için gereken iterasyon sayısı (itr_s) yer almaktadır. 6. kolondaki itr_t , hakim periyodun saptanması için gereken iterasyon sayısını da içerdiğinden, toplam iterasyon sayısına karşı gelmektedir.

7. kolonda görülen iterasyon adımı Δt_g , deneme yanılmaya başvurularak saptanan ve kritik sönüm katsayısının kullanılması halinde (4.3) diferansiyel denkleminin stabil çözümünün üretilmesi için gerekli zaman adımına ait üst limitin gerçek değerini göstermektedir. Son kolonda her iki integrasyon adımının bir karşılaştırılması yapılmakta ve yapılan rölafif hata verilmektedir. Maksimum %19,2 olan rölafif hata, Bölüm 8.5.2.2. 'de belirtilen nedenden ötürü iterasyonlar için de aynen geçerli olmakta ve Δt_g 'nin kullanılması halinde daha az iterasyon statik çözüm için gerekecektir.

Tablo 8-21. Sonuçların değerlendirilmesi
($m = 20$ ton; $\Delta t_o = 0,0153$ san)

YÜKLEME TİPİ veya DÜĞÜM NOKTA NO.	PERİYOT (san)	KRİTİK SÖNÜM KATSAYISI (ton/san)	Δt_h (san)	itr_s	itr_t	Δt_g (san)	RÖLATİF HATA %
ANTİM. YÜKLEME							
A, B	3,00	83,78	0,0236	60	161	0,0292	19,2
C, D	3,84	65,45	0,0261	55	156	0,0292	10,6
TEKİL YÜKLEMELER							
3	3,00	83,78	0,0236	58	174	0,0292	19,2
6; 7; 11	3,24	77,57	0,0244	45	151	0,0292	16,4
12;13;19;20;21	3,36	74,80	0,0250	45	153	0,0296	15,5
18	3,12	80,55	0,0240	50	154	0,0292	17,8

8.5.5. Tip IV - Sayısal Uygulamalar



Şekil 8-7. Tip IV'e ait sayısal örnek

Şekil 8-7 'de geometrisi ve boyutları verilen kablolu taşıyıcı sistemde,

noktasal kütle	$m = 20 \text{ ton}$
iç kablo enkesiti	$A_i = 1,50 \text{ cm}^2$
kenar kablo enkesiti	$A_k = 12,00 \text{ cm}^2$
elastisite modülü	$E = 20.000 \text{ kN/cm}^2$

olarak seçilmiştir. Öngergi kuvveti, üretici firmaya ait el kitabında [81] tanımlanan kablo kopma yüklerinin %50 'si mertebesinde tatbik edilmek istendiğinden, iç kablolar $P_{öi} = 100 \text{ kN}$ 'luk öngergi sabit olarak etkitilirken, kenar kabloların öngergi kuvveti değişken olmak üzere başlangıçta sıfır olarak verilmiş ve analiz sonrası iç kablo

öngergi kuvvetlerinin gerçek değeri ve öngergilendirme sonrası geometri saptanmıştır.

Bölüm 6.5.4.2 'de verilen (6.40) bağıntısı ile elemanların basınca geçerek gevşemelerine neden olan kritik dış yük $P_{cr} = 6,30$ kN olarak saptandığından, dış yük değeri $P_d = 6,0$ kN olarak seçilmiştir.

8.5.5.1. Simetrik Dış Yükleme

Düşey doğrultuda ve aşağı doğru tatbik edilen $P_d = 6$ kN 'luk dış yükler nedeniyle kabloların basınç kuvveti olarak gevşemedikleri görülmüştür (Tablo 8-23).

OPTIMA adlı alt program yardımıyla $m = 20$ ton için (5.47) ve (5.48d) bağıntılarıyla saptanan integrasyon adımı $\Delta t_o = 0,0194$ san ile 85. iterasyon adımımda 10 no'lu düğüm noktasında ilk deplasman ekstremumu saptanmış ve

$$\text{periyot} \quad T = 6,52 \text{ san}$$

$$\text{kritik sönüm katsayısı} \quad C_{cr} = 38,56 \text{ ton/san}$$

elde edilirken, bu periyoda karşı gelen

$$\text{yakınsama oranı} \quad \rho = 1,493 \times 10^{-4}$$

ile maksimum integrasyon adımı $\Delta t_{max} = 0,0254$ san olarak hesaplanmıştır. Bu optimum çözüm parametreleri kullanılarak yürütülen statik analizde denge konumuna 201. iterasyonda erişilmiştir.

Deneme-yanılmaya dayanan çalışma sonucunda, maksimum integrasyon adımının $\Delta t_{max} = 0,0294$ saniye olduğu görülmüş ve nonlinear statik analiz 177 iterasyonla sonuçlandırılmıştır. İterasyon sayısında meydana gelen bu %13,6'lık fark, (6.50) bağıntısı ile verilen yakınsama oranı ifadesinin, gözönüne alınan her yüzey eğriliği için kritik dış yüke karşı gelen yakınsama oranlarını alttan kavrayacak şekilde tanımlanması ile açıklanabilir.

Tablo 8-22. Düşey deplasmanlar w (cm)

DÜĞÜM NOKTA NO.	DÜŞEY DEPLASMANLAR		Rölatif Hata %
	UZGİDER NR (30 adım)	FİLİZ DR	
2- 4 - 58-60	6,67	6,68	1,50
3 - 59	12,14	12,38	1,97
5- 9 - 53-57	9,96	10,04	0,79
6- 8 - 54-56	19,38	19,99	3,15
7 - 55	22,59	23,38	3,50
10-16 - 46-52	9,92	9,96	0,37
11-15 - 47-51	21,57	20,96	-2,84
12-14 - 48-50	27,62	27,33	-1,04
13 - 49	29,49	29,48	-0,04
17-25 - 37-45	6,58	6,60	0,37
18-24 - 38-44	19,16	19,29	0,68
19-23 - 39-43	27,46	26,84	-2,26
20-22 - 40-42	31,65	30,71	-2,97
21 - 41	32,96	31,91	-3,19
27 - 35	13,36	13,48	0,88
28 - 34	23,35	23,10	-1,09
29 - 33	29,83	28,90	-3,11
30 - 32	33,09	31,62	-4,45
31	34,09	32,39	-4,98

Uzgider [44] tarafından geliştirilen Newton-Raphson algoritmasının (NR) da uyarlandığı bu örneğe ait sonuçların Dinamik Rölaksasyon'a (DR) dayanan bu çalışma sonucu üretilen sonuçlarla karşılaştırılması Tablo 8-22 ve 8-23 'de yer alırken, yapılan rölatif hata da (8.5) bağıntısı ile saptanarak en son sütunda gösterilmiştir. Her iki tablo yakından incelendiğinde, yapılan maksimum rölatif hatanın %5 olduğu görülmektedir.

Her iki algoritma, hesaplama süreleri açısından birbirleriyle kıyaslandığında, Dinamik Rölaksasyon algoritmasına karşı gelen çözüme ait CPU-zamanının, Newton-Raphson'a nazaran %37 daha ekonomik olduğu saptanmıştır.

Tablo 8-23. İç kuvvetler P_i (kN)

DÜĞÜM NOKTA NO.	İÇ KUVVETLER		Rölatif Hata %
	UZGİDER NR (30 adım)	FİLİZ DR	
1- 6 - 15-20	1945,52	1947,08	0,08
2- 7 - 14-19	1985,31	1985,91	0,03
3- 8 - 13-18	2037,43	2038,45	0,05
4- 9 - 12-17	2102,97	2103,81	0,04
5-10 - 11-16	2181,42	2179,89	-0,07
21 - 46	50,48	52,01	3,04
22-24 - 47-49	52,21	53,64	2,74
23 - 48	51,63	53,09	2,82
25-29 - 50-54	57,12	56,92	-0,35
26-28 - 51-53	53,15	54,51	2,55
27 - 52	52,55	53,93	2,62
30-36 - 55-61	61,82	62,02	0,33
31-35 - 56-60	57,50	57,30	-0,34
32-34 - 57-59	53,48	54,75	2,37
33 - 58	52,75	54,11	2,57
37-45 - 62-70	67,34	69,28	2,88
38-44 - 63-69	61,80	62,00	0,33
39-43 - 64-68	57,24	57,05	-0,34
40-42 - 65-67	53,10	54,36	2,37
41 - 66	52,33	53,67	2,57
91 -100	153,88	151,68	-1,43
92 - 99	152,61	150,41	-1,44
93 - 98	151,59	149,41	-1,44
94 - 97	150,74	148,58	-1,43
95 - 96	150,11	147,98	-1,42

8.5.5.2. Antimetrik ve Tekil Yüklemler

Bölüm 8.5.5 'de verilen tüm enkesit karakteristikleri ve dış yükler burada da aynen kullanılmış ve Tablo 8-24 'de yer alan hiçbir yükleme durumunda basınç kuvveti olarak gevşeyen elemanlara rastlanılmamıştır. Sözüedilen bu tabloda, tekil yüklemler ayrı ele alınırken, tekil dış yüklemlerin tatbik edildiği düğüm noktaları teker teker yerine sırayla ve topluca gösterilmiştir.

Tablo 8-24. Antimetrik ve tekil yüklemeler

ANTİMETRİK YÜKLEMELER		
YÜKLEME TİPİ	YÜKÜN YÖNÜ	YÜKÜN ETKİDİĞİ DÜĞÜM NOKTALARI
A	aşağı doğru	2-3, 5-7, 10-13, 17-21, 27-31, 37-41, 46-49, 53-55, 58-59
B	aşağı doğru	2-4, 5-9, 10-16, 17-25, 27-35
C	aşağı doğru yukarı doğru	28, 29, 30 32, 33, 34
D	aşağı doğru yukarı doğru	7, 13, 21 41, 49, 55
TEKİL YÜKLEMELER		
Yükün Yönü	Yükün etkidiği düğüm noktası	
aşağı doğru	2; 3; 5; 6; 7; 10; 11; 12; 13; 17; 18; 19; 20; 21; 27; 28; 29; 30; 31.	

Tablo 8-25 'in 1. kolonunda, Tablo 8-24 'de gözönüne alınan yük-
leme tipleri veya tekil yüklerin etkidiği düğüm noktaları görülmekte-
dir.

Bölüm 6.2.2.1 'de açıklanan algoritma ile ve $m = 20$ ton ve (5.7)
(5.8 d) yardımıyla hesaplanan integrasyon adımı $\Delta t_0 = 0,0194$ san
kullanılarak saptanan hakim periyot 2. kolonda gösterilirken, buna
karşı gelen ve (6.3) bağıntısı ile saptanan kritik sönüm katsayısı
ise 3. kolonda yer almaktadır. Aynı periyoda sahip tekil yüklemeler
1. kolonda birlikte ele alınmıştır.

OPTIMA adlı alt program ile yürütülen çözüm parametrelerinin op-
timizasyonunda, saptanan periyot değerine bağlı olarak (6.50) bağıntı-
sıyla yakınsama oranı ve (6.10) bağıntısıyla da maksimum integrasyon
adımı Δt_h hesaplanmış ve 4. kolonda gösterilmiştir. Elde edilen
optimum çözüm parametreleri ile yürütülen nonlineer statik analiz
için gereken iterasyon sayısı itr_s 5. kolonda verilirken, periyo-
dun saptanmasını da içeren toplam iterasyon sayısı itr_t , 6. kolon-
da görülmektedir.

Tablo 8-25. Sonuçların değerlendirilmesi
(m = 20 ton; $\Delta t_o = 0,0194$ san)

YÜKLEME TİPİ veya DÜĞÜM NOKIA NO	PERİYOT (san)	KRİTİK SÖNÜM KATSAYISI (ton/san)	Δt_h (san)	itr _s	itr _t	Δt_g (san)	RÖLATİF HATA %	
ANTİMETRİK YÜKLEMELER	A, C	7,217	34,83	0,0234	234	328	0,0298	21,5
	F	9,389	26,37	0,0172	202	324	0,0294	41,5
	G	9,639	26,07	0,0165	205	330	0,0294	43,9
TEKİL YÜKLEMELER	2; 17	3,104	80,96	0,0296	43	84	0,0298	0,7
	3; 27	7,605	33,05	0,0222	123	222	0,0296	25,0
	5; 10	6,052	41,52	0,0266	50	129	0,0294	9,5
	6; 11;13;18;19	7,915	31,75	0,0213	107	210	0,0296	28,0
	7	8,070	31,14	0,0210	96	201	0,0298	29,5
	12; 28	7,993	31,44	0,0211	94	198	0,0296	28,7
	20; 29	7,838	32,07	0,0216	91	193	0,0296	27,0
	21	7,760	32,39	0,0218	89	190	0,0294	25,8
	30; 31	7,682	32,72	0,0220	86	186	0,0294	25,2

Maksimum integrasyon adımının üst limiti periyoda bağılı olarak deneme-yanılma yöntemi ile saptanmış ve gerçek değerleri Δt_g 7. kolonda gösterilmiş ve (8.6) bağıntısı ile de yapılan rölatif hata saptanarak son kolonda verilmiştir.

BÖLÜM 9

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

9.1. SONUÇLAR

Sunulan çalışmada, öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemlerin dış yükler altındaki nonlineer analizi için etkin bir çözüm yöntemi geliştirilmiştir. Önerilen bu yöntem, hazırlanan bilgisayar programı ile yürütülen çeşitli uygulamaların ışığı altında değerlendirilmiştir.

Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı'na dayanılarak rijitlik matrisinin düzenlenmediği bu yöntem yardımıyla, bellek gereksinimi minimize edilmiş ve klasik Newton-Raphson yöntemlerine nazaran bellek kullanımında % 53 ekonominin sağlandığı gösterilmiştir.

Dinamik denge denklemlerinin statik denge konumuna dek nümerik integrasyonu için Sabit İvme Tekniği yeğlenmiş ve bu doğrultuda bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Literatürde yer alan çeşitli deneysel ve sayısal uygulamalar ele alınarak, önerilen çözüm yöntemi ile üretilen sonuçların; gerek deney ölçümlerine, gerekse farklı çözüm algoritmaları ile gerçekleştirilen statik analiz sonuçlarına ne denli uygun olduğu açıkça ortaya konmuştur.

Sunulan çalışmanın ikinci aşamasında, önerilen çözüm algoritmasının yakınsama hızını belirleyen çözüm parametreleri saptanmış ve uygun şekilde seçimi üzerinde durulmuştur.

m-noktasal kütesinin seçiminin, çözüm süresine doğrudan hiçbir etkisinin bulunmadığı sonucuna varılırken, kritik sönüm katsayısının tesbitindeki rolü gösterilmiştir.

Kritik sönüm katsayısının hesaplanmasında, dinamik denge denkleminin nonlineer karakterdeki sönümsüz titreşimi gözönüne alınmış ve dış yük tatbik edilen düğüm noktaları arasında erişilen ilk deplasman ekstremumuna karşı gelen zamana bağlı olarak ifade edilen frekansın, en uygun olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Geliştirilen bu algoritma ile saptanan frekans değeri ile kritik sönüm katsayısına geçilmiş ve yürütülen sayısal uygulamalardan başarılı sonuçlar alınmıştır.

Kritik sönüm katsayısı ile birlikte maksimum integrasyon adımının kullanılması durumunda statik çözüme minimum sürede ulaşılacağı gösterilmiş ve Newmark tarafından tanımlanan yakınsama oranı yardımıyla, maksimum integrasyon adımının hesaplanması bir otomatige bağlanmıştır.

Dört farklı sınır şartlarına sahip öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemler için yürütülen parametrik çalışmalara dayanılarak yakınsama oranı ifadesi, yapısal parametreleri de içerecek şekilde periyoda bağlı bir eksponansiyel fonksiyon olarak her tip için ayrı ayrı üretilmiş ve sayısal uygulamalarla etkinliği ve uygunluğu gösterilmiştir.

Tip I ve II olarak tanımlanan hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemler için sisteme tek yükleme adımında tatbik edilen ve instabiliteye yol açmayan maksimum dış yük miktarı formüle edilmiştir. Tip III ve IV olarak adlandırılan sistemler için ise kablo elemanların basınç kuvveti olarak gevşemelerine neden olan kritik dış yük miktarı tanımlanmıştır.

Çözüm parametrelerinin optimum değerleri saptanarak nonlineer statik analizin gerçekleştirildiği bilgisayar programı ile elde edilen sonuçların, CPU (Central Processing Unit) merkezi işlem ünitesi zamanı açısından Newton-Raphson şeması ile karşılaştırılması sonucunda, yaklaşık %37 mertebesinde bir ekonominin sağlandığı gösterilmiştir.

Elde edilen tüm bu sonuçlara dayanılarak, bu çalışmada önerilen yöntemin, öngergilendirilmiş kablolu taşıyıcı sistemlerin nonlineer statik analizi için uygun bir araç olduğu; bunun yanısıra özellikle

dört farklı sınır şartlarına sahip öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemler için ise, uygun ve hattâ hızlı bir araç olduğu kanıtlanmıştır.

9.2. İLERİKİ ÇALIŞMALAR İÇİN ÖNERİLER

Sunulan bu çalışmada Dinamik Rölaksasyon Yaklaşımı'na dayanılarak önerilen nonlinear statik analiz yöntemi, tüm öngergilendirilmiş uzay kablolu taşıyıcı sistemler için geçerli olmakla birlikte; çözüm parametrelerinin optimizasyonu için geliştirilen algoritma ise, sadece dört farklı sınır şartlarına sahip ve yaygın olarak kullanılan öngergilendirilmiş hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemlerin statik çözümlerinin en optimum bilgisayar süresinde ve instabiliteye yol açmaksızın yürütülmesini sağlamaktadır.

İlerki çalışmalarda gözönüne alınacak olan diğer farklı sınır şartlarına sahip kablolu taşıyıcı sistemlerin çözüm parametrelerinin optimizasyonu için, sadece yakınsama eğrilerinin tanımlanmasına yönelik bir parametrik çalışmanın yeterli olacağı sanılmaktadır.

Tip III ve IV olarak adlandırılan eşkenar dörtgen planlı hiperbolik-paraboloid kablolu taşıyıcı sistemler için önerilen yakınsama oranı ifadeleri, kablo elemanların basınç kuvveti alarak gevşemelerine neden olan kritik dış yük değerlerine ait yakınsama oranlarını alttan kavrayacak şekilde üretilmişlerdir. Bu nedenle, özellikle yüzey eğriliğinin büyük olması durumunda dış yük artımına paralel olarak, periyot sabit kalırken sadece yakınsama oranlarının giderek azalması şeklinde ortaya çıkan davranış biçimi de gözönüne alınarak, üretilen yakınsama oranı ifadelerine daha ekonomik bir form kazandırılabilir.

Öte yandan, gerek instabiliteye yol açan maksimum dış yük miktarı, gerekse kablo elemanların basınca geçmesini tanımlayan kritik dış yük miktarı için daha uygun ve rafine ifadelerin üretilmesi yoluna gidilebilir. Bu durumda, daha geniş çaplı bir parametrik çalışmanın yürütülmesinde yarar vardır.

Sürdürülen tüm çalışmalarda, rijit çerçeve sisteminin, kablolu taşıyıcı sistemin cevabına etkisi ihmal edildiğinden, ilerki çalışmalar için problem bu doğrultuda genişletilebilir ve bu katkının sistemin geometrisine ve iç kuvvet dağılımına etkisi, daha gerçekçi bir şekilde ele alınabilir.

İlerki çalışmalarda ısı değişiminin etkisi, iç kuvvetin hesabında yapılacak olan bir modifikasyonla önerilen bilgisayar algoritması ile incelenebilir.

Dış yükün adımlara bölünerek uygulandığı elasto plastik analizde, her yük adımına karşı gelen statik çözüm için bu çalışmada sunulan nonlinear statik analiz yöntemine başvurulabilir. Fakat geometrik nonlinearliliğin yanısıra, malzeme açısından da nonlinearlilik tanımlanmalı ve bilgisayar programı bu doğrultuda genişletilmelidir.

Bilindiği gibi problemin dinamik analizi de ard arda statik çözümlerden oluşmaktadır. Bu nedenle, bu çalışmada sunulan ve dinamik prensiplere dayanılarak optimum çözüm parametreleri ile yürütülen nonlinear statik analiz algoritması, ilerki çalışmalarda problemin dinamik analizinde çok yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] AKA, İ., İzmir Fuarında Arçelik Pavyonu, Türkiye Mühendislik Haberleri, Sayı 117, Aralık (1964)
- [2] POSKITT, J.T., Numerical Solution of Nonlinear Structures, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.93, No. ST4, pp. 64-94, (1967)
- [3] JENSEN, J.J., Eine Statische und Dynamische Untersuchung der Seil-und Membrantragwerke, Division of Structural Mechanics, Norwegian Institute of Technology University of Trondheim, Norway, Sep. (1970)
- [4] KRISHNA, P. and AGARWAL, T.P., Study of Suspended Roof Model, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.97, No. ST6, pp. 1671-1684 (1971)
- [5] SUBCOMMITTEE on Cable Suspended Structures of the Task Committee on Special Structures, of the Committee on Metals; Cable-Suspended Roof Construction State-of-the Art, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.97, No.ST6, pp. 1715-1763 (1971)
- [6] KRISHNA, P., Cable Suspended Roofs, McGraw-Hill Book Company (1978)
- [7] KRISHNA, P. and SAWHNEY, P.S., Design of Cable Roofs, Indian Concrete Journal, August, pp. 212-216 (1968)
- [8] FOSTER, P.E. and BEAUFIT, F.W., Analysis of Cable Net-Panel Roof System, Computers and Structures, Vol.9, pp. 501-521 (1978)
- [9] VILNAY, O., Characteristics of Cable Nets, Journal of the Structural Division, ASCE- Vol. 113, No. 7, pp. 1586-1599 (1987)
- [10] STRICKLIN, J.A. and HAISLER, W.E., Formulation and Solution Procedures for Nonlinear Structural Analysis, Computers and Structures, Vol.7, pp. 125-136 (1972)
- [11] TOTTENHAM, H. and WILLIAMS, G.P., Cable Net : Continuous System Analysis, Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE, Vol. 96, No. EM3, pp. 277-293 (1970)

- [12] SINGH, P.B. and DHOOPAR, L.B., Membran Analogy for Anisotropic Cable Networks, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 100, No. ST5, pp. 1053-1066 (1974)
- [13] IRVINE, H.M., Analytical Solution for Pretensioned Cable Nets, Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE, Vol.101, No. EM1, pp. 43-57 (1976)
- [14] PIETRZAK, J., Matrix Formulation of Static Analysis of Cable Structures, Computers and Structures, Vol.9, pp. 39-42 (1978)
- [15] FRIED, I., Large Deformation Static and Dynamic Finite Element Analysis of Extensible Cables, International Journal of Computers and Structures, Vol.15, No.3, pp. 315 (1982)
- [16] LEWIS, W.J., JONES, M.S., LEWIS, G. and RUSHTON, K.R., Cladding-Network Interaction in Pretensioned Cable Roofs Studied by Dynamic Relaxation, Computers and Structures, Vol.19, No. 5/6, pp. 885-897 (1984)
- [17] KRISHNA, P. and NATARAJAN, P.P., Analysis of Doubly Curved Suspended Cable Roof Networks, Bulletin of the International Association for Shell Structures, No.34, pp. 34-67 (1960)
- [18] SIEV, A. and EIDELMAN, J.R., Shapes of Suspended Roofs, Proceedings of IASS, Paris, France (1962)
- [19] KRISHNA, P. and KOHLI, A.K., Design of a Doubly Curved Suspended Cable Roof with Prestressed Concrete Beams, Indian Concrete Journal, November, pp. 461-464 (1968)
- [20] MOLLMANN, H. and MORTENSEN, L., The Analysis of Prestressed Suspended Roofs, Space Structures, ed.by. R.M.Davies, John Wiley and Sons, Inc., New York (1967)
- [21] THORNTON, H.C. and BIRNSTIEL, C., Three Dimensional Suspension Structures, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.93, No. ST2, pp. 247-270 (1967)
- [22] AVENT, R., Nonlinear Field Analysis of Structural Nets, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 95, No. ST5, pp. 889-907 (1969)
- [23] TUĞCU, N. and GREENBERG, D.P., Influence of Edge Cables on the Cable Network Behaviour, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.99, No. ST9, pp. 1970-1978 (1973)

- [24] SAAFAN, A.S., Theoretical Analysis of Suspension Roofs, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.96, No.ST2, pp. 393-405 (1970)
- [25] ARGYRIS, H.J. and SCHARPF, W.D., Large Deflection Analysis of Prestressed Networks, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 98, No. ST3, pp. 633-654 (1972)
- [26] PORTER, S.D. and FOWLER, W.D., The Analysis of Nonlinear Cable Net Systems and Their Supporting Structures, Computers and Structures, Vol.3, pp. 1109-1123 (1973)
- [27] HOOD, C.G., A General Stiffness Method for the Solution of Nonlinear Cable Networks with Arbitrary Loading, Computers and Structures, Vol.6, pp. 391-396 (1976)
- [28] BARON, F. and VENKATESAN, S.M., Nonlinear Analysis of Cable and Truss Structures, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.97, No. ST2, pp. 679-710 (1971)
- [29] KAR, K.A. and OKAZAKI, Y.C., Convergence In Highly Nonlinear Cable Net Problems, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 99, No. ST3, pp. 321-334 (1973)
- [30] GUPTA, K.V., KRISHNA, P. and AHUJA, K.A., Interaction of Cable Roofs with Support Structure, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.108, No. ST3, pp. 685 691 (1982)
- [31] SCHREFLER, B.A., ODORIZZI, S. and WOOD, R.D., A Total Lagrangian Geometrically Non-linear Analysis of Combined Beam and Cable Structures, Computers and Structures, Vol.17, No.1, pp.115-127 (1983)
- [32] GODBOLE, N.P., KRISHNA, P. and JAIN, K.J., Boundary Effects in Suspended Cable Roofs, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.110, No. ST5.(1984)
- [33] DAY, A.S., and BUNCE, J.W., Analysis of Cable Networks by Dynamic Relaxation, Civil Engineering and Public Works Review, April, pp.384-386 (1970)
- [34] ALWAR, R.S., RAMACHANDRA, R.N. and SUBBA, R.M., An Alternative Procedure in Dynamic Relaxation, Computers and Structures, Vol.5, pp. 271-274 (1975)
- [35] LEWIS, W.J., JONES, M.S., LEWIS, G. and RUSHTON, K.R., Dynamic Relaxation Analysis of the Non-linear Static Response of Pretensioned Cable Roofs, Computers and Structures, Vol.18, No.6, pp. 989-997 (1984)
- [36] PAPADRAKAKIS, M., Inelastic Dynamic Response of Cable Networks, Journal of the Structural Engineering Mechanics, Vol.109, No. EM5, pp. 1139-1154 (1983)

- [37] PAPADRAKAKIS, P., A Method for Automatic Evaluation of the Dynamic Relaxation Parameters, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, pp. 35-48 (1981)
- [38] WOOD, W.L., Note on Dynamic Relaxation, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol.3, pp. 145-147 (1971)
- [39] BUNCE, J.W., A Note on the Estimation of Critical Damping in Dynamic Relaxation, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol.4, pp. 301-303 (1972)
- [40] CASSEL, A.C. and HOBBS, R.E., Numerical Stability of Dynamic Relaxation Analysis of Nonlinear Structures, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol.10, pp. 1407-1410 (1976)
- [41] BARNES, M.R., Form-Finding and Analysis of Prestressed Nets and Membranes, *Computers and Structures*, Vol.30, No.3, pp. 685-695 (1988)
- [42] ADELI, H., GERE, M.J. and WEAVER, W., Algorithms for Nonlinear Structural Dynamics, *Journal of the Structural Division, ASCE*, Vol. 104, No. ST2, pp. 263-280 (1978)
- [43] NEWMARK, N.M., A Method of Computation for Structural Dynamics, Selected Papers by Nathan M. Newmark, *Civil Engineering Classics*, published by ASCE, pp. 601-617 (1976)
- [44] UZGİDER, E. and ÇAKIT, A.R., Inelastic Response of Prestressed Cable Networks Subjected to Multicomponent Earthquakes, Proceedings of 7th European Conference on Earthquake Engineering, Vol.3, Athens (1982)
- [45] BRAGA, F. and CARE, A., Study on Cable Networks Subject to Loads However Distributed, International Conference on Tension Roof Structures, Polytechnic of Central London (1974)
- [46] KRYLOFF, N. and BOGOLIUBOFF, N., Introduction to Non-linear Mechanics, Princeton University Press (1947)
- [47] STOCKER, J.J., Nonlinear Vibration, Interscience Publishers, Inc., New York, N.Y. (1950)
- [48] LASALLE, J. and LEFSCHETZ, S., Stability by Liapunov's Direct Method with Applications, *Mathematics in Science and Engineering*, Vol.4, Academic Press (1961)
- [49] ROGERS, L.G., Dynamics of Framed Structures, John Wiley and Sons, Inc. (1959)
- [50] RABINOVİČ, I.M., Haengedaecher, Bauverlag GmbH (1966)

- [51] BUCHOLDT, H.A., Tension Structures, the Structural Engineer, Vol.48, No.2 (1970)
- [52] HAJDUK, J. and OSIECKI, J., Zugsysteme, Theorie und Berechnung, VEB Fachbuchverlag (1978)
- [53] JUDD, B.J. and WHEEN, J.R., Nonlinear Cable Behavior, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 104, No. ST3, pp. 567-575 (1978)
- [54] SIEV, A. and EIDELMAN, J., Stress Analysis of Prestressed Suspended Roofs, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.90, No. ST4, pp. 103-121 (1964)
- [55] PEYROT, A.H. and GOULOIS, A.M., Analysis of Cable Structures, Computers and Structures, Vol.10, pp. 805-813 (1979)
- [56] O'BRIEN, W.T., Behaviour of Loaded Cable Systems, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.94, No. ST10, pp. 2281-2302 (1968)
- [57] MICHALOS, J. and BIRNSTIEL, C., Movements of a Cable Due to Changes in Loading, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.86, No. ST12, pp.23-38 (1960)
- [58] CASSEL, A.C., Dynamic Relaxation Analysis of Multiple Span Slabs, the Structural Engineer, Vol.49 (1971)
- [59] CHISALITA, A., Finite Deformation Analysis of Cable Networks, Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE, Vol.110, No.Eml, pp. 207-223 (1984)
- [60] KASSIMALI, A. and PARSI-FERAIDOOANIAN, H., Strength of Cable Trusses Under Combined Loads, Journal of the Structural Engineering Division., ASCE, Vol.113, No. ST5, pp. 907-923 (1987)
- [61] CLARKE, D., Design of Counterstressed Cable Structures, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.106, No. ST11, pp. 2259-2278 (1980)
- [62] MOLLMANN, H., Analysis of Plane Prestressed Cable Structures, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.96, No. ST10, pp. 2059-2082 (1970)
- [63] GREENBERG, P.D., Inelastic Analysis of Suspension Roof Structures, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.96, No. ST5, pp. 905-929 (1970)
- [64] JONATOWSKI, J.J. and BIRNSTIEL, C., Inelastic Stiffened Suspension Space Structures, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.96, No. ST6, pp. 1143-1166 (1970)

- [65] CONTRO, R. and MAIER, G., Inelastic Analysis of Pretensioned Cable Structures by Mathematical Programming, Proceedings of the International Conference on Steel Structures, Budva-Yugoslavia, pp. 85-105 (1986)
- [66] GAMBHIR, M.L. and BATCHELOR, D.B., Parametric Study of Free Vibration of Sagged Cables, Computers and Structures, Vol.8, pp. 641-648 (1978)
- [67] JAYARAMAN, H.B. and KNUDSON, W.C., A Curved Element for the Analysis of Cable Structures, Computers and Structures, Vol.14, No.3-4, pp. 325-333 (1981)
- [68] LEONARD, W.J. and RECKER- W.W., Nonlinear Dynamics of Cables with Low Initial Tension, Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE, Vol.98, No. EM2, pp.293-309 (1972)
- [69] BATCHELOR, B. and GAMBHIR, L.M., Frequency Analysis of Flat Cable Nets-A Simple Model, Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE, Vol.106, No.EM6, pp. 1249-1264 (1980)
- [70] HENGHOLD, W.M. and RUSSEL, J.J., Equilibrium and Natural Frequencies of Cable Structures, Computers and Structures, Vol.6, pp. 267-271 (1976)
- [71] JAMES, M.L., SMITH, G.M. and WOLFORD, J.C., Applied Numerical Methods for Digital Computation, Thomes Y. Crowell Company (1977)
- [72] GOLDBERG, E.J. and RICHARD, M.R., Analysis of Nonlinear Structures, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.89, No. ST4, pp. 333-351 (1963)
- [73] STRICKLIN, J.A., TILLERSON, J.R. and HAISLER, W.E., Numerical Methods in Structural Analysis, ASME, AMD, Vol.6, pp. 67-101 (1973)
- [74] HUDDLESTON, V.J., Computer Analysis of Extensible Cables, Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE, Vol.107, No. EM1, pp. 27-37 (1981)
- [75] SENJANOVIĆ, I., Harmonic Acceleration Method for Dynamic Structural Analysis, Computers and Structures, Vol.18, No.1, pp. 71-80 (1984)
- [76] UZGİDER, E. and PİROĞLU, F., An Efficient Method for the Static Analysis of Pretensioned Cable Nets, Proceedings of the International Conference on Steel Structures, Budva-Yugoslavia, pp. 235-241 (1986)

- [77] DORN, S.W. and McCracken, D.D., Numerical Methods With Fortran IV Case Studies, John Wiley and Sons, Inc. (1972)
- [78] UZGİDER, E. and PİROĞLU, F., A Simple Nonlinear Solution Method for Net Structures, Proceedings of the IASS. MSU. International Symposium on Domes from Antiquity to the Present, Istanbul, Turkey, pp. 667-674 (1988)
- [79] UZGİDER, E. and PİROĞLU, F., Modified Dynamic Relaxation Methods for Nonlinear Solution of Cable Nets, Proceedings of IASS Congress on 10 Years of Progress in Shell and Spatial Structures, Madrid, Spain, Vol.3 (1989)
- [80] TSENG, W.S. and PENZIEN, J., Analytical Investigations of the Seismic Response of Long Multiple Span Highway Bridges, Report to the Federal Highway Administration, Report No. EERC 73-12, Earthquake Engineering Research Center, University of California, Berkeley June (1973)
- [81] Çelik Halat ve Tel Sanayii A.Ş. 'nin el kitabı

ÖZGEÇMİŞ

Filiz PİROĞLU 1954 yılında Rize'de doğmuştur. İlk öğrenimini Giresun Gazipaşa İlkokulu'nda yapmıştır. Orta öğrenimini Sankt Georg Avusturya Erkek Lisesi'nde 1974 yılında tamamlamış ve aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi MMF İnşaat Bölümü'ne girmiştir. 1974 yılında lisans öğrenimini bitirmiş ve İ.T.Ü. İnşaat Fakültesi Yapı Programı'nda Yüksek Lisans yapmaya hak kazanmıştır. 1981 yılında Yüksek Mühendis ünvanını almış ve aynı yıl İ.T.Ü. İnşaat Fakültesi Yapı Anabilim Dalı'na araştırma görevlisi olarak atanmıştır. Halen Ahşap ve Çelik Yapılar Çalışma Grubu'nda görevini sürdürmektedir.