

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EKSENEL YÜKLÜ TEL HALAT DEMETLERİNİN
BİLGİSAYAR ORTAMINDA YORULMA ÖMÜRLERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ali Semih ANIL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

ARALIK 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EKSENEL YÜKLÜ TEL HALAT DEMETLERİNİN
BİLGİSAYAR ORTAMINDA YORULMA ÖMÜRLERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ali Semih ANIL
(503091222)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ

Teslim Tarihi: 5 Aralık 2011

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091222 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ali Semih ANIL**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **“EKSENEL YÜKLÜ TEL HALAT DEMETLERİNİN BİLGİSAYAR ORTAMINDA YORULMA ÖMÜRLERİNİN İNCELENMESİ”** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. C. Erdem İMRAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Cüneyt FETVACI
İstanbul Üniversitesi

Teslim Tarihi : **5 Aralık 2011**
Savunma Tarihi : **28 Aralık 2011**

ÖNSÖZ

Kapsamlı bir araştırma ve değerlendirme ile benim açımdan yararlı bir çalışma olduğuna inandığım yüksek lisans tezimi hazırladığım süre içinde, öncelikle danışman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ ve hocam Sayın Prof. Dr. C. Erdem İMRAK'a sağladıkları yardım, destek ve yönlendirmeleri için; Deniz Harp Okulu öğretim üyesi Sayın Dr. Öğ. Bnb. Cengiz ERDÖNMEZ'e bilgi ve deneyimlerini benimle paylaştığı için sonsuz teşekkürlerimi sunmak isterim. Yüksek lisans öğrenimim süresince TÜBİTAK Bilim İnsanı Destekleme Daire Başkanlığı'na sağladığı maddi destek için teşekkür ederim.

Öğrenimim süresince çalışmalarımı içtenlikle destekleyen arkadaşlarıma ve son olarak koşulsuz ve karşılıksız sağladıkları tüm olanakların yanı sıra yaşadığım zorlukların üstesinden gelmeme yardımcı olan anneme, babama ve aileme sonsuz teşekkür ederim.

Günden güne bilginin bulunduğu konumdan ve zamandan bağımsız olduğu ve hızla yenilendiği çağımızda makina mühendisliğinin de süregelen değişime uyum sağlaması bir gereksinim değil zorunluluk olarak algılanmalıdır. Mühendisliğin tasarım ve deney sürecinde var olan teknolojik olanakların etkin şekilde değerlendirilmesini bu değişimin bir parçası olarak görmek gerekir. Buna paralel olarak transport tekniği elemanları ve uygulamaları da geçmişten günümüze olan gelişimini sürdürmektedir. Ulaşım, taşımacılık, madencilik, denizcilik, vb. pek çok uygulama alanı bulunan tel halat demetlerinin yorulma ömürlerinin incelenmesi ile ilgili bu çalışmanın mühendis arkadaşlarım için yararlı olmasını umuyorum.

Aralık 2011

Ali Semih ANIL
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
KISALTMALAR.....	xvii
SEMBOL LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY.....	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tarihçe	2
1.1.1 İlk uygarlıklarda halatlar.....	2
1.1.2 Ortaçağ'da halatlar	3
1.1.3 İlk Alman halatı ve gelişimi.....	4
1.1.3.1 Özlü demetler	6
1.1.3.2 Çok katlı demetler	7
1.1.4 İlk İngiliz halatları.....	7
1.1.5 İlk Amerikan halatları.....	8
1.1.6 Warrington demeti.....	8
1.1.7 Seale demeti.....	10
1.1.8 Filler demeti.....	13
1.2 Literatür Araştırması	15
1.2.1 Teorik modeller	16
1.2.1.1 Sadece çekme veya lif modeli.....	16
1.2.1.2 Yarı sürekli demet modeli.....	16
1.2.1.3 İnce çubuk teorisi modeli.....	16
1.2.1.4 Helisel çubuk modeli	17
1.2.2 Güncel literatür araştırması.....	18
2. TEL HALAT YAPISI	23
2.1 Temel Ögeler	23
2.2 Çelik Teller	23
2.2.1 Alaşimsız çelik tel	24
2.2.2 Yüksek alaşımlı çelik tel	25
2.2.3 Tel üretimi.....	25
2.2.4 Kaplama.....	27
2.3 Demetler	28
2.3.1 Yuvarlak demetler	29
2.3.1.1 Basit sarımlı (crossing-lay) demetler.....	29
2.3.1.2 Paralel sarımlı (parallel-lay) demetler	30
2.3.1.3 Bileşik sarımlı (compound) demetler	32
2.3.2 Şekillendirilmiş (shaped) demetler.....	32
2.3.3 Sıkıştırılmış (compact) demetler	33
2.4 Özler	33

2.5 Tel Halat Tipleri	34
2.5.1 Spiral halatlar	35
2.5.2 Demetli halatlar	35
2.5.3 Özel halatlar	38
2.6 Tel Halat Gösterimi	39
2.6.1 Tel Halat Kısa Gösterimi	40
2.6.2 Tel Halat Özelliklerinin Gösterimi	40
2.6.2.1 Demet Yapısı	40
2.6.2.2 Halat Yapısı	40
2.7 Tel Halat Büyüklükleri	42
2.7.1 Halat anma çapı	42
2.7.2 Halat anma kesit alanı	43
2.7.3 Halat dolgu faktörü	43
2.7.4 Halat metalik kesit alanı faktörü	43
2.7.5 Halat metalik kesit alanı	43
2.7.6 Halat uzunluk kütle faktörü	44
2.7.7 Halat uzunluk kütlesi	44
2.7.8 En küçük kopma kuvveti faktörü	44
2.7.9 En küçük kopma kuvveti	44
2.7.10 Halat dayanım sınırı	44
2.8 Tel Halat Üretimi	45
2.9 Tel Halatların Kullanım Alanları	46
2.9.1 Vinç halatları	46
2.9.2 Denizcilik halatları	47
2.9.3 Balıkçılık halatları	47
2.9.4 Madencilik halatları	47
2.9.5 Asansör halatları	48
3. TEL HALATLARDA YORULMA	49
3.1 Çekme-Çekme Yorulması	51
3.2 Makaralar Üzerinde Eğilme (BoS) Yorulması	52
3.3 Serbest Eğilme Yorulması	53
3.4 Burulma Yorulması	54
4. TEL HALATLARDA YORULMA İLE İLGİLİ YAPILAN DENEYSEL	
 ÇALIŞMALAR	55
4.1 Değerlendirme Yöntemleri	55
4.2 Ömür Denklemi	57
4.3 Woehler Diyagramı	59
4.4 Yük Çevrim Sayılarının Dağılımı	60
4.5 Çekme Yorulma Deney Serilerinin Sonuçları	62
4.5.1 Reçine ile doldurulmuş soketli spiral tel halatlar	62
4.5.2 Metal ile doldurulmuş soketli spiral tel halatlar	66
4.5.3 Reçine ile doldurulmuş soketli yuvarlak demetli tel halatlar	66
4.5.4 Metal ile doldurulmuş soketli yuvarlak demetli tel halatlar	70
4.6 Çekme Yorulma Deneyleri için Ek Sonuçlar	72
4.6.1 Tel ve tel halat için yük çevrim sayısı	72
4.6.2 Tel halat çapının etkisi	74
4.6.3 Tel halat uzunluğunun etkisi	75
5. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ	77
5.1 Tanım	77
5.2 Düğüm Noktaları	78
5.3 Elemanlar	79

5.4 Doğrudan Yaklaşım (Sonlu Elemanlar Yönteminin Teorisi)	80
5.4.1 Lineer yay problemi	80
5.4.2 Global denklem sisteminin oluşturulması	82
5.4.3 Global denklem sisteminin çözümü	86
5.4.4 Sınır şartları.....	87
6. TEL VE DEMET YAPISININ TEORİK İNCELEMESİ	89
6.1 İnce Bir Telin Dengesi.....	89
6.1.1 İnce bir telin kinematığı.....	89
6.1.2 Denge denklemleri	91
6.1.3 İnce bir telin yük - şekil değişimi ilişkisi.....	95
6.2 Tel Demetin Statik Davranışı.....	96
6.2.1 Demet geometrisi	96
6.2.2 Basit demetin eksenel davranışı	99
6.2.3 Basit demet için gerilme değerleri	104
6.2.4 Basit demet için yük - şekil değişimi ilişkisi	105
6.2.5 Temas gerilmeleri.....	106
6.2.6 Bağımsız tellerin temas durumu.....	107
7. TEL HALAT DEMETİNİN MODELLENMESİ	109
7.1 Geometrik Transformasyonlar	109
7.2 Tel Halat Demetinin Matematiksel Modeli	110
7.3 Basit Demetin Geometrik Olarak Doğrulanması	114
7.4 Basit Demetin Bilgisayar Ortamında Modellenmesi	116
7.4.1 Merkez tel modelinin oluşturulması.....	117
7.4.2 Dış tel modelinin oluşturulması	118
7.4.3 Basit demet modelinin oluşturulması	121
8. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE BASİT DEMETİN ANALİZİ.....	129
8.1 Temas durumu.....	129
8.2 Sınır Şartları.....	130
8.3 Malzeme	130
8.4 Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Basit Demetin Bilgisayar Ortamında Analizi ..	133
8.5 Sonlu Elemanlar Analizi Verilerinin Değerlendirilmesi	138
9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	157
KAYNAKLAR.....	161
ÖZGEÇMİŞ	165

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1: Çekme veya soğuk haddeleme işleminde kullanılan alaşımsız çelik çubuklar	24
Çizelge 2.2: Karbon çeliklerinin içeriğinde öngörülen alaşım elemanları ve miktarları	24
Çizelge 2.3: Korozyon dirençli çelik tellerin çekme dayanımları	25
Çizelge 2.4: Tel halatlarda kullanılan özler	33
Çizelge 2.5: Tel halat tipleri	34
Çizelge 2.6: Tel halat yapımında kullanılan malzemelerin dayanım sınırları	45
Çizelge 4.1: Reçine ile doldurulmuş soketli spiral tel halatlar için a_i sabitleri	63
Çizelge 4.2: Reçine ile doldurulmuş soketli yuvarlak demetli tel halatlar için a_i sabitleri	68
Çizelge 4.3: Metal ile doldurulmuş soketli yuvarlak demetli tel halatlar için a_i sabitleri	71
Çizelge 5.1: Eleman düzeyinde düğüm noktalarının numaralandırılması	80
Çizelge 5.2: Elemanlar için bağlantı durumu	83
Çizelge 6.1: x , y , z eksen sistemine göre kuvvetlerin doğrultu kosinüsleri	93
Çizelge 7.1: Basit demetin geometrik değerleri	115
Çizelge 8.1: Basit demetin geometrik değerleri	131
Çizelge 8.2: Demet teli için malzeme özellikleri	131
Çizelge 8.3: Değişken demet uzunluğu için basit demet değerleri	139
Çizelge 8.4: Değişken helis açısı için basit demet değerleri	145
Çizelge 8.5: Değişken kuvvet aralığı için basit demet değerleri	151

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Mısır'da halat üretimi	2
Şekil 1.2: Mısır'da halat uygulaması.....	3
Şekil 1.3: St.Pietro Meydanı'na bir obeliskin dikilmesi.....	4
Şekil 1.4: Albert Halatı.....	5
Şekil 1.5: 1 + 6 telli demet.....	6
Şekil 1.6: 1 + 6 + 12 telli demet.....	7
Şekil 1.7: Robert Samuel Newall'ın özgün birleşik tel halat yapma makinasının modeli.....	8
Şekil 1.8: Warrington Demeti.....	9
Şekil 1.9: Roebling'in Warrington Demet Taslağı	10
Şekil 1.10: Seale Demeti	11
Şekil 1.11: Seale Demeti için patent belgesi.....	12
Şekil 1.12: Filler Demeti	13
Şekil 1.13: Filler Demeti için patent belgesi.....	14
Şekil 2.1: Tel halat yapısı	23
Şekil 2.2: Patentleme işleminde sıcaklığın zamanla değişimi	26
Şekil 2.3: Tel halatlarda kullanılan tel kesitleri	27
Şekil 2.4: Basit demet yapısı.....	28
Şekil 2.5: Basit sarımlı demet yapısı.....	29
Şekil 2.6: Basit sarım ilkesi	29
Şekil 2.7: Basit sarımlı (çok operasyonlu) demetler	29
Şekil 2.8: Paralel sarımlı demet yapısı	30
Şekil 2.9: Paralel sarım ilkesi.....	30
Şekil 2.10: Seale demet	30
Şekil 2.11: Warrington demet	31
Şekil 2.12: Filler demet	31
Şekil 2.13: Bileşik paralel demet	32
Şekil 2.14: Bileşik sarımlı demet	32
Şekil 2.15: Şekillendirilmiş demetler	32
Şekil 2.16: Sıkıştırılmış demet	33
Şekil 2.17: Çelik özler	34
Şekil 2.18: Spiral halatlar	35
Şekil 2.19: Demetli halatların sarım yönleri.....	36
Şekil 2.20: Demetli halat kesitleri.....	37
Şekil 2.21: Oval ve üçgen demetli halatlar	37
Şekil 2.22: Halat demetli (cable-laid) halat	38
Şekil 2.23: Katı polimer kaplamalı ve/veya dolgulu halatlar	38
Şekil 2.24: Örgülü halat.....	39
Şekil 2.25: Yassı halat	39
Şekil 2.26: Elektro-mekanik halat.....	39
Şekil 2.27: Tel halatların kısa gösterimi.....	40

Şekil 2.28: Demet yapısının gösterimi	40
Şekil 2.29: Spiral halat yapısının gösterimi.....	41
Şekil 2.30: Tek katlı demetli halat yapısının gösterimi	41
Şekil 2.31: Çok katlı demetli halat yapısının gösterimi	41
Şekil 2.32: Tel halat çapının ölçülmesi.....	42
Şekil 2.33: Yuvarlak ve şekillendirilmiş demet boyutları.....	42
Şekil 2.34: Bir halat makinasının taslağı.....	46
Şekil 3.1: Tel halat için eşdeğer yük aralığı dönüşümü	51
Şekil 4.1: Değişken çekme yükü	56
Şekil 4.2: C tel halatı için Haigh diyagramı ($N = 10^5$).....	57
Şekil 4.3: C tel halatı için yük çevrim sayısının alt özgül kuvvet ile değişimi	58
Şekil 4.4: C tel halatı için Woehler diyagramı	60
Şekil 4.5: A tel halatı için yük çevrim sayıları	61
Şekil 4.6: C tel halatı için yük çevrim sayıları	61
Şekil 4.7: 1×37 telli spiral tel halat için yük çevrim sayıları	64
Şekil 4.8: Warrington-Seale demet yapısına sahip tel halat için Smith diyagramı ...	73
Şekil 4.9: Warrington-Seale demet yapısına sahip tel halatın dış tellerinin gerilme aralığı ($N = 10^6$).....	74
Şekil 4.10: Farklı uzunluklardaki $1 + 6$ telli demet için yük çevrim sayıları	75
Şekil 5.1: Bir bölgenin elemanlara ayrılması	79
Şekil 5.2: Sonlu elemanlar analizi yönteminde kullanılan eleman tipleri.....	79
Şekil 5.3: Eleman ve düğüm noktalarının numaralandırılması	80
Şekil 5.4: Lineer yay elemanının serbest cisim diyagramı.....	81
Şekil 5.5: Lineer yay sistemi ve eşdeğer FEA modeli	83
Şekil 5.6: Lineer yay sistemi için olası çözüm durumları.....	87
Şekil 5.7: Lineer yay sistemi için fiziksel olarak geçerli çözüm durumu	88
Şekil 6.1: İnce bir telin başlangıç ve şekil değişimi durumu.....	89
Şekil 6.2: Dikdörtgen kesite sahip helisel bir yayın başlangıç durumu	91
Şekil 6.3: İnce bir tele etki eden yükler.....	92
Şekil 6.4: İnce bir tel ekseninin y eksenine yönelen ds yay uzunluğu (tekil kuvvet durumu).....	92
Şekil 6.5: İnce bir tel ekseninin x eksenine yönelen ds yay uzunluğu (tekil kuvvet durumu).....	93
Şekil 6.6: İnce bir tel ekseninin y eksenine yönelen ds yay uzunluğu (kuvvet çifti durumu).....	94
Şekil 6.7: İnce bir tel ekseninin x eksenine yönelen ds yay uzunluğu (kuvvet çifti durumu).....	94
Şekil 6.8: Yük etkisi altında bulunan basit demet yapısı	96
Şekil 6.9: Demet eksenine dik düzlemde bulunan tel kesiti.....	97
Şekil 6.10: Helisel bir tele etki eden yükler	100
Şekil 6.11: Dış tel ekseninin başlangıç ve şekil değişimi durumu	101
Şekil 6.12: Merkezde bulunan tel ile dış tel arasında oluşan temas durumu	106
Şekil 6.13: Merkezde bulunan tel ile dış tel arasında oluşan temas durumu	107
Şekil 7.1: Demetin z eksenini etrafında pozitif yönde sarılan tel eksenini.....	111
Şekil 7.2: Demet kesiti üzerinde γ_j ve ϕ_{ij} açıları.....	114
Şekil 7.3: Merkezde bulunan tel ile dış tel arasında oluşan temas durumu	114
Şekil 7.4: SolidWorks™'de başlangıç arayüzü	116
Şekil 7.5: SolidWorks™'de yeni belge oluşturulması	116
Şekil 7.6: Merkez tel modelinin oluşturulma aşamaları	117

Şekil 7.7: Merkez tel modeli.....	118
Şekil 7.8: Dış tel modelinin oluşturulma aşamaları (1).....	119
Şekil 7.9: Dış tel modelinin oluşturulma aşamaları (2).....	120
Şekil 7.10: Dış tel modeli	121
Şekil 7.11: Basit demet modelinin oluşturulma aşamaları (1).....	122
Şekil 7.12: Basit demet modelinin oluşturulma aşamaları (2).....	123
Şekil 7.13: Basit demet modelinin oluşturulma aşamaları (3).....	124
Şekil 7.14: Oluşturulan model için girişim durumunun incelenmesi.....	125
Şekil 7.15: Oluşturulan model için boşluk durumunun incelenmesi	126
Şekil 7.16: Sonlu elemanlar analizi için oluşturulan basit demet modeli.....	127
Şekil 8.1: Bi-lineer izotropik malzeme davranışı (BISO)	130
Şekil 8.2: Eksenel kuvvetin (F) demet uzaması (ε) ile değişimi	132
Şekil 8.3: Eksenel burulma momentinin (M) demet uzaması (ε) ile değişimi	132
Şekil 8.4: ANSYS/Workbench arayüzü	133
Şekil 8.5: Sonlu elemanlar analiz sisteminin seçimi	134
Şekil 8.6: Malzeme ve modelin tanımlanması.....	134
Şekil 8.7: Sonlu elemanlar analizi için oluşturulan model	135
Şekil 8.8: Temas durumunun tanımlanması	135
Şekil 8.9: Sonlu elemanlar analizi için oluşturulan mesh yapısı.....	136
Şekil 8.10: Sınır şartlarının belirlenmesi	136
Şekil 8.11: Analiz verilerinin belirlenmesi.....	137
Şekil 8.12: Yorulma analizi	138
Şekil 8.13: Değişken demet uzunluğu için basit demet modelleri	139
Şekil 8.14: Değişken demet uzunluğu için “mesh” yapısı.....	140
Şekil 8.15: Değişken demet uzunluğu için eşdeğer birim uzama dağılımı	141
Şekil 8.16: Değişken demet uzunluğu için eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımı	142
Şekil 8.17: Değişken demet uzunluğu için yorulma ömür dağılımı.....	143
Şekil 8.18: Değişken demet uzunluğu için yorulma ömür değişimi	144
Şekil 8.19: Değişken helis açısı için basit demet modelleri	145
Şekil 8.20: Değişken helis açısı için “mesh” yapısı.....	146
Şekil 8.21: Değişken helis açısı için eşdeğer birim uzama dağılımı.....	147
Şekil 8.22: Değişken helis açısı için eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımı.....	148
Şekil 8.23: Değişken helis açısı için yorulma ömür dağılımı.....	149
Şekil 8.24: Değişken helis açısı için yorulma ömür değişimi.....	150
Şekil 8.25: Değişken kuvvet aralığı için basit demet modelleri	151
Şekil 8.26: Değişken kuvvet aralığı için (a) “mesh” yapısı, (b) eşdeğer birim uzama ve (c) eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımı ($\varepsilon = 0,006$)	152
Şekil 8.27: Değişken kuvvet aralığı için deney frekansının demet eksenel uzaması ile değişimi ($f = 5Hz$)	153
Şekil 8.28: Değişken kuvvet aralığı için (birim uzama cinsinden) yorulma ömür dağılımı	154
Şekil 8.29: Değişken kuvvet aralığı için (birim uzama cinsinden) yorulma ömür değişimi.....	155
Şekil 8.30: Deney gruplarının çevrim sayısına etkisi.....	155

KISALTMALAR

OSM	: Orthotropic Sheet Model
CAD	: Computer Aided Design
FRM	: Fiber Rope Modeler
WRS	: Wire Rope Skeleton
TS	: Türk Standartları
EN	: Euro Norm
BoS	: Bending over Sheaves
FEA	: Finite Element Analysis
FEM	: Finite Element Method
DoF	: Degrees of Freedom

SEMBOL LİSTESİ

N	: Tel kesitinde x eksenini doğrultusundaki kesme kuvveti bileşeni
N'	: Tel kesitinde y eksenini doğrultusundaki kesme kuvveti bileşeni
T	: Telin z eksenini doğrultusundaki eksenel çekme kuvveti
G	: Tel kesitinde x eksenini doğrultusundaki eğilme momenti bileşeni
G'	: Tel kesitinde y eksenini doğrultusundaki eğilme momenti bileşeni
H	: Telin z eksenini doğrultusundaki burulma momenti
X , Y ve Z	: Telin ekseninin birim uzunluğuna düşen çizgisel yükün x , y ve z doğrultularındaki bileşenleri
K , K' ve θ	: Telin ekseninin birim uzunluğuna düşen momentin x , y ve z doğrultularındaki bileşenleri
κ , κ'	: x ve y eksenini doğrultularındaki eğrilik bileşenleri
τ	: Telin birim boyda burulması
s	: Tel boyunca sahip olunan yay uzunluğu
E	: Tel malzemesinin elastisite modülü
ν	: Tel malzemesinin Poisson oranı
ξ	: Telin eksenel uzaması
R_1	: Merkez tel yarıçapı
R_2	: Dış tel yarıçapı
m	: Helisel tel sayısı
α_2	: Bir dış telin başlangıç helis açısı
p_2	: Bir dış telin başlangıç helis adımı
F	: Toplam eksenel kuvvet
M_t	: Toplam eksenel burulma momenti
$S_{\min}$	: Alt sınır kuvvet
$S_{\max}$	: Üst sınır kuvvet
S_m	: Ortalama kuvvet
S_a	: Genlik kuvveti
N	: Yük çevrim sayısı

EKSENEL YÜKLÜ TEL HALAT DEMETLERİNİN BİLGİSAYAR ORTAMINDA YORULMA ÖMÜRLERİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Eski çağlardan günümüze kadar kullanımı oldukça yaygın olan tel halatların kentsel ulaşım, taşımacılık, madencilik, denizcilik, vb. pek çok uygulama alanı bulunmaktadır. Bu yüksek lisans tez çalışmasında eksenel yüklü tel halat demetlerinin bilgisayar ortamında yorulma ömürleri incelenmiştir. Bu amaç doğrultusunda tel halatların sonlu elemanlar analizi ile ilgili oluşturulan modeller, yapılan araştırmalar ve tel halatların yorulma durumundan sorumlu olan çekme-çekme, makaralar üstünde eğilme, serbest eğilme ve burulma mekanizmaları incelenmiştir. Sonrasında eksenel yüklü tel halatların yorulması ile ilgili yapılan deneysel çalışmalar incelenmiş ve sonuçları verilmiştir.

Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılacak yorulma analizi için yöntemin temel öğeleri araştırılmış ve doğrudan yaklaşım üzerinden yöntemin teorisi açıklanmıştır. Tel halat demetinin sonlu elemanlar analizi için oluşturulması gerekli model göz önüne alınarak matematiksel demet modeli araştırılmıştır. Love'ın geliştirdiği teoriye dayanarak bir tel için denge denklemleri elde edilmiş ve bu bilimsel çalışma tel halat teorisi için başlangıç olarak alınmıştır. Sonrasında Costello'nun eksenel yüklü tel demetin davranışına yönelik oluşturduğu denklemler sunulmuş; demet geometrisi, basit demetin eksenel davranışı, basit demet için yük - şekil değişimi ilişkisi incelenmiştir.

Tel halat ve demetlerin geometrik olarak oluşturulabilmesi için helisel eğriler matematiksel olarak tanımlanmıştır. Geometrik transformasyonların bileşimi, tel eksenlerinin parametrik olarak elde edilmesinde bir yöntemdir. Geometrik transformasyonlar kullanılarak tel halat ve demetlerde helisel olarak sarılan tel eksenlerinin tanımlanması için parametrik denklemler formunda analitik tanımlamalar türetilmiştir. Türetilen parametrik denklemler demetin yapısında bulunan bir telin geometrisi ve konumunu tanımlama olanağı sunmaktadır. Dolayısıyla bu denklemler bir demetin üç boyutlu matematiksel modelinin tasarlanmasında yeterlidir.

Basit demetin modellenmesi amacıyla dış tellerin birbirine temas etmemesi için Costello'nun sunduğu gerekli koşul tanımlanmış ve basit demetin belirlenen geometrik değerleri kullanılarak oluşturulan model doğrulanmıştır. Sonlu elemanlar analizinde kullanılacak 1+6 telli basit demetin üç boyutlu katı modeli bir bilgisayar destekli tasarım yazılımı olan SolidWorks™ ile oluşturulmuştur. Oluşturulan modellerde teller arasındaki temas durumu göz önüne alınarak belirli bir kritik uzunluğun üzerinde kalınmıştır.

Basit demetin yorulma analizi bir sonlu elemanlar analizi yazılımı olan ANSYS™ ile gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan demet modelleri için eksenel yük altında yorulma ömrü ve göz önüne alınan değişkenlerin çekme-çekme yorulma ömrüne olan etkisi incelenmiştir. Basit demet modellerinin sonlu elemanlar yöntemi ile analizi için

temas durumu, sınır şartları ve malzeme tanımlanmıştır. Costello'nun eksenel yük altındaki basit demetin davranışı ile ilgili oluşturduğu denklemler temel alınarak sonlu elemanlar analizi sonuçları kıyaslanmıştır. Eksenel birim uzama sonucunda sabit uç durumu için sonlu elemanlar analizi ile elde edilen kuvvet değerleri teorik olarak elde edilen değerlerle uyum göstermektedir. Sonlu elemanlar analizi ile elde edilen moment değerleri ise teorik olarak elde edilen değerlerle benzer eğilimlidir.

Demet uzunluğu, helis açısı ve kuvvet aralığı olmak üzere 3 farklı değişken kullanılarak deney grupları oluşturulmuştur. Deney grupları için ANSYS/Workbench ile sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiş; aynı koşullar altında eşdeğer birim uzama dağılımı, eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımı ve Goodman yaklaşımına göre yorulma ömür dağılımı elde edilerek eksenel yüklü 1+6 telli basit demetin yorulma ömür değişimini gösteren grafikler oluşturulmuştur.

INVESTIGATION OF FATIGUE LIFE OF AXIAL LOADED WIRE ROPE STRANDS IN COMPUTER ENVIRONMENT

SUMMARY

Wire ropes of which usage have been common reasonably from ancient times to present have a lot of application areas as urban transportation, transportation, mining, shipping, etc. Accordingly in this thesis, historical and structural basis of wire rope strands have been presented, and the main components of wire ropes, wire rope and strand types, wire rope manufacturing process and application areas have been explained.

In this master thesis, fatigue life of axial loaded wire rope strands have been investigated in computer environment. In accordance with this purpose the generated wire rope models and the conducted researchs about the finite element analysis (FEA) of wire ropes have been investigated by a literature review from past to present. Tension-tension, Bending-over-Sheaves (BoS), free bending and torsion mechanisms which are responsible for fatigue of wire ropes have been investigated. Then the experimental studies about the fatigue of axial loaded wire ropes have been investigated and the results have been given for spiral wire ropes with resin and metal terminations, and round strand wire ropes with resin and metal terminations.

The main elements of the finite element method (FEM) have been studied for the fatigue analysis which is done with finite element method, and the theory of the method has been explained via direct approach. Mathematical strand model has been studied by considering the model which is required to generate for the finite element analysis of wire rope strand. The equations of equilibrium for a wire have been derived by based on the theory developed by Love, and this treatise has been regarded as a baseline. Then the equations, which have been derived by Costello for the behaviour of axial loaded wire strand, have been presented, and strand geometry, axial behaviour of simple strand, load-deformation relation for simple strand have been investigated.

The helical curves have been expressed mathematically in order to generate wire ropes and strands geometrically. The assembling of geometric transformations is a method for obtaining the wire axis parametrically. In order to express the wire axes laid helically in wire ropes and strands by using geometric transformations, analytical expressions have been derived in the form of parametric equations. The derived parametric equations present expression possibility of the geometry and location of a wire within strand construction. Consequently these equations are sufficient in order to design a 3-D mathematical model of a strand.

The condition presented by Costello, which is required not to contact outer wires each other, has been expressed with the purpose of modeling simple strand and accordingly the generated model has been confirmed by using defined geometric values of simple strand. 3-D solid model of 1+6 simple strand, which is used in

finite element analysis, has been generated in computer aided design (CAD) software SolidWorks™.

The fatigue analysis of simple strand has been done by finite element analysis software ANSYS™. Fatigue life under axial loading and the effect of considered parameters on tension-tension fatigue life have been investigated for generated strand models. Contact conditions, boundary conditions and material have been defined in order to analyze simple strand models with finite element method. The equations derived by Costello about the behaviour of simple strand under axial loading have been regarded as a baseline, and finite element analysis results have been compared with theoretical results in order to confirm generated finite element model.

Considering the contact condition between center wire and outer wires, generated models have been remained over a critical length. Simple strand lengths have been regarded as 10 to 16 per cent of pitch length for defined geometric values. Jiang and Henshall report that there is no contact between the center wire and outer wires, from the fixed-end to 3 per cent of the pitch length. The contact loads (pressure) increases gradually and there are relative movements through the contact lines between center wire and outer wires for simple strand lengths which are from 3 to 9 per cent of the pitch length. The contact loads (pressure) reaches the uniform value, and relative movements between center wire and outer wires reaches zero value for simple strand lengths which are over 9 per cent of pitch length.

Boundary conditions have been considered as one end is encastre while the other end is restrained not to displace in x and y directions. Considered loading condition has been applied to the end, which is restrained not to displace in x and y directions, up to $\varepsilon=0,015$ strain value in increments of $\varepsilon=0,001$ linearly by using the displacement equivalent to the axial strain.

Material model for finite element analyses is defined as bilinear isotropic (BISO) which is a non-linear material model. The curve in linear region is elasticity modulus of material. Behaviour of bilinear isotropic material is defined with a curve named plasticity modulus after yield stress.

In consequence of axial strain for fixed-end case, force values obtained by finite element analysis are in accordance with Costello's theoretical force values. Then also moment values obtained by finite element analysis are in similiar trend with Costello's theoretical moment values.

Experimental groups have been generated by using 3 different parameters which are strand length, helix angle and force range. Strand lengths are 15mm, 17,5mm and 20mm with 78,2° helix angle and $\varepsilon=0,006$ axial strain for each model. Helix angles are 75°, 77,5° and 80° with 15mm strand length and $\varepsilon=0,006$ axial strain for each model. Force range has been changed by using the axial strains equivalent to the axial forces. Axial strains are $\varepsilon=0 \sim 0,006$, $\varepsilon=0,0015 \sim 0,006$, $\varepsilon=0,003 \sim 0,006$ with 78,2° helix angle and 15mm strand length.

Finite element analyses have been done by ANSYS/Workbench for each experimental group. Graphics, which show fatigue life variance of axial loaded 1+6 simple strand under the same conditions, have been created by obtaining equivalent strain distribution, equivalent (von-Mises) stress distribution and fatigue life distribution according to Goodman approach.

According to analysis results, tension-tension fatigue life increases approximately linearly with the increase in strand length for variable strand length. It is supposed

that the reason for the longer fatigue life of the longer strands is the relaxation of the structure can be compensated better.

Tension-tension fatigue life increases with the increase in helix angle for variable helix angle. It is supposed that the reason for the longer fatigue life of the higher helix angle can be the less contact between center wire and outer wires per unit length and hence less force requirement in order to overcome friction.

Tension-tension fatigue life increases with the increase in pre-strain, in which axial strain is equivalent to the axial force, for variable force range. The smaller force magnitude can be regarded as superiority in similar engineering applications. Fatigue life increases by decrease in additional force applied to the strand.

In all experimental groups it seems that the most effective parameter on number of fatigue cycle is helix angle. Although strand length seems a little more effective than force range on number of fatigue cycle, they both are in similar trend approximately.

1. GİRİŞ

Tel halatlar çelik tellerin karmaşık şekilde düzenlenmesi ile oluşmaktadır. Yük taşıma kapasitesinin çok sayıda paralel tel arasında bölünmesinin başlıca iki yararı bulunmaktadır;

- Yüksek aksenal dayanım ve rijitlik ile eğilme esnekliğinin bileşimi sağlanmaktadır. Bu durum esas olarak yerel kırılmalardan korunmak için yapıyı bölerek, çeliğin yüksek gerilme değerlerinde kullanımına izin verir.
- Özellikle tellerin kırılması durumunda, yerel hasarların tolere edilmesi bakımından, tel halatın tokluğunun sağlanmasında önemlidir.

Tel halatlar yüksek gerilme koşullarında çalışırlar ve hemen hemen her zaman değişken yük etkisindedirler. Tel halatların yorulma durumundan sorumlu olan başlıca mekanizmalar çekme-çekme, makaralar üstünde eğilme (Bending over Sheaves), serbest eğilme ve burulma olarak sıralanabilir. Çekme-çekme yorulması, değişken bir çekme yükü uygulanması sonucu tel halat üzerinde oluşan yorulmayı tanımlamaktadır.

Tel halat teorisi Love tarafından türetilen denge denklemlerine dayanmaktadır. Literatürdeki çoğu analitik çözüm, problemin sınır şartları ve fiziksel durumuna bağlı olarak denge denklemlerinin çözümü ile sağlanmaktadır. Tel halatın karmaşık geometrisinden dolayı çoğu araştırmada basit demet kesitinin analitik çözümü göz önüne alınmaktadır. Teorik çalışmalarda tel halatlar farklı durumlarda analiz edilmektedir; ancak bunların çoğu sürtünme ve temas etkilerini içermemektedir. Bilgisayar ortamında katı modelleme ve sonlu elemanlar analizi kullanılarak sürtünme, temas ve diğer çalışma koşullarını göz önüne almak olanaklıdır.

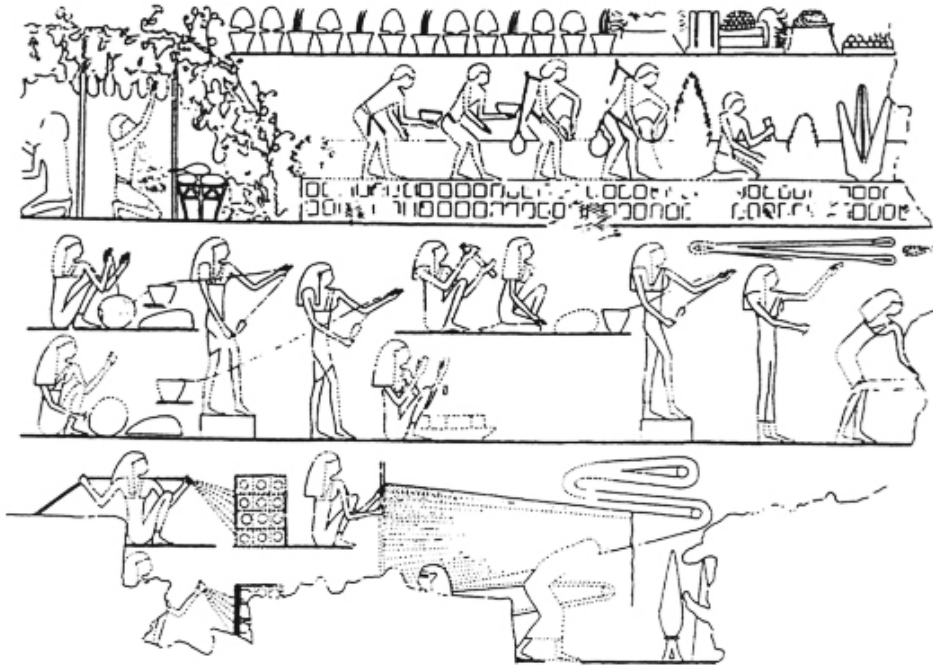
Bu yüksek lisans tez çalışmasında aksenal yüklü tel halat demetlerinin modellenmesi, çekme-çekme yorulması altında yorulma ömürleri ve yorulma ömürlerine etki eden değişkenler bilgisayar ortamında incelenmiştir.

1.1 Tarihçe

1.1.1 İlk uygarlıklarda halatlar

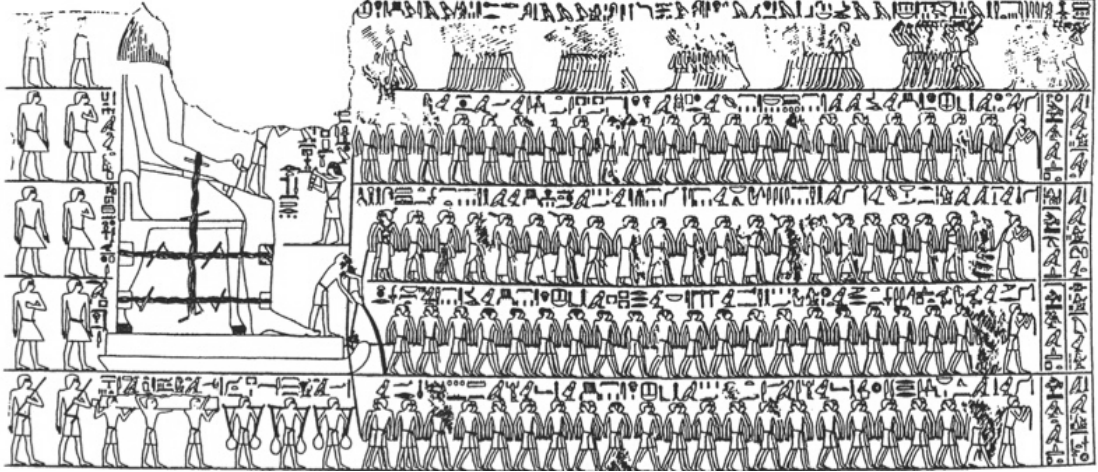
Deri, saç veya bitkisel malzemelerden yapılan halat uygarlığın ilk kazanımlarından biridir. Halat olarak kullanılan ilk yapılar doğal olarak elde edilen liflerdir; sonrasında bunların sarılması ve örülmesi ile günümüzde kullandığımız anlamda halatlar ortaya çıkmıştır. Araştırmalar, Avrupa’da ip ve halat yapımının 28000 yıl öncesine dayandığını kanıtlamaktadır. Fransa’da bulunan kalıntılarda Paleolitik çağa (M.Ö. 15000) ait iki ipten oluşan, 7mm çapında basit bir halat bulunmuştur. Finlandiya’da bulunan halat kalıntılarının Mezolitik çağa (M.Ö. 9000-3000) ait olduğu; Mısır’da bulunan ve deve kılından yapılmış kalıntıların ise 4000 yaşından fazla olduğu sanılmaktadır [1,2].

Mısır’da bulunan bazı duvar resimleri (M.Ö. 2000) papirüs, deri veya palmiye liflerinden yapılan halat üretimini göstermektedir. Şekil 1.1’de bu duvar resimlerinden biri görülmektedir [2].



Şekil 1.1: Mısır’da halat üretimi (M.Ö. 2000).

Halatlar balık ağı veya balık tuzağı yapımında kullanıldığı gibi ağır yüklerin kaldırılması ve çekilmesinde de kullanılmıştır. Şekil 1.2’de yaklaşık 200 işçinin çok büyük bir heykeli, kızaklar üzerinde 4 halat yardımıyla çektiği bir duvar resmi görülmektedir. Bir işçi kızakların önüne sürtünmeyi azaltmak amacıyla bir sıvı dökmektedir [2].



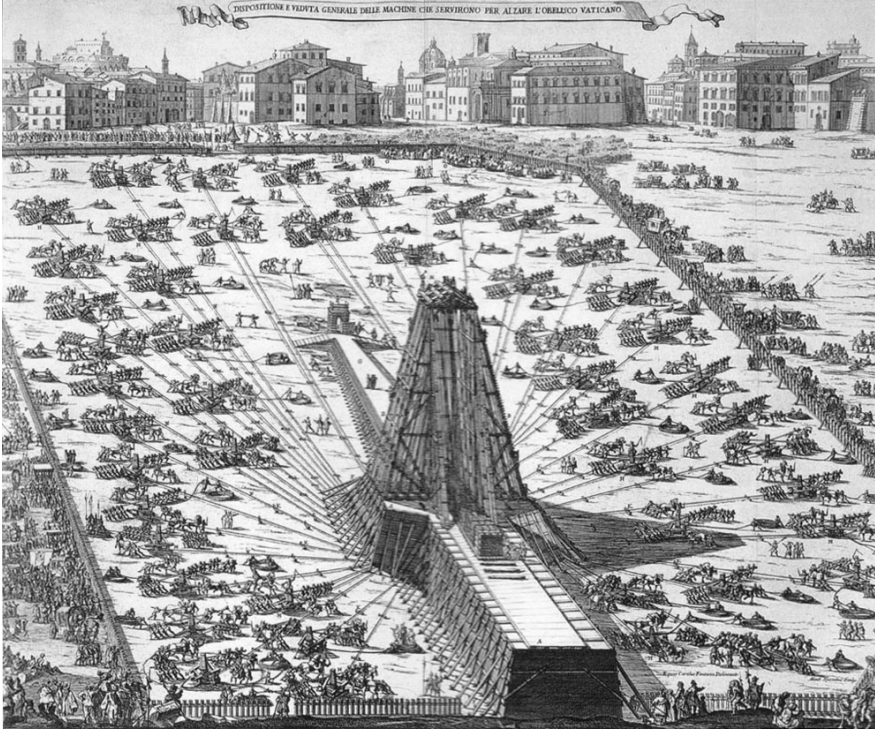
Şekil 1.2: Mısır’da halat uygulaması (M.Ö. 2000).

1.1.2 Ortaçağ’da halatlar

Antik çağlarda kullanılan halat yapım yöntemi yaklaşık 2000 yıl boyunca (M.Ö. 200) hemen hemen hiç değiştirilmemiştir.

15. ve 16. yüzyılın teknik dehası Leonardo da Vinci, halat üretimi için iki makina taslağı çizmiştir. Bu çalışmalarında tel üretimini olanaklı kılan bir kalıp çizimi de bulunmaktadır. Agricola, ünlü çalışması “De re Metallica”da (1556), o dönemde madenlerin taşınması bakımından halatın önemini özenle vurgulamaktadır.

1586’da papalık baş mimarı Domenico Fontana, Roma’daki St.Pietro Meydanı’na bir obeliskin dikilmesi işini yönetmiştir. Aylar süren planlama sonrasında 327 ton ağırlığındaki taş, 900’den fazla işçi ve 75 atın oldukça uyumlu çalışması ve çok sayıda makara sisteminin yardımıyla dikilebilmiştir. Şekil 1.3’te bu çalışmanın bir illüstrasyonu görülmektedir [2].



Şekil 1.3: St.Pietro Meydanı'na bir obeliskin dikilmesi (1586).

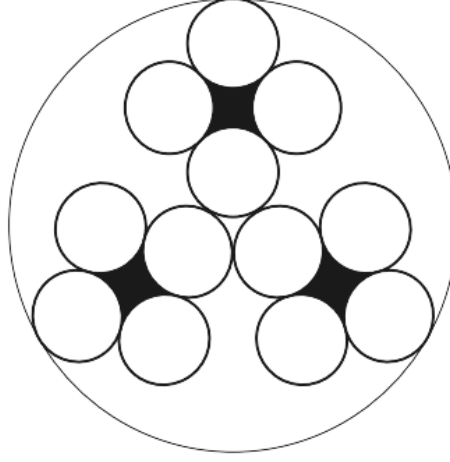
1.1.3 İlk Alman Halatı ve Gelişimi

19. yüzyılın başında, maden kuyularında kenevir halatlar ve zincirler kullanılmaktaydı. Kenevir halatlar pahalıydı ve ancak kuru ortamlarda kullanılabiliyorlardı. Zincirler ise güvenli değildi; tek bir halkanın çözülmesi tüm yükün düşmesi anlamına geliyordu [2].

Alman maden mühendisi Albert, kenevir halatların kullanımı ile yatakların paralel olarak yüklendiğini, öte yandan zincirlerin kullanımı ile daha yüksek çekme dayanımı elde ettiğini anladı. Albert'in bu iki taşıma elemanının üstünlüklerinin ortalama bir bileşimini elde etme girişimi, tel halatların başlangıcı olarak kabul edilebilir [2].

Modern çağın bu ilk işlevsel tel halatları, 1834'ten 1854'e kadar, Harz Dağları'nda bulunan Alman gümüş madenlerindeki kuyularda çekme halatı olarak kullanılmıştır. Bu halatlar çok karmaşık değildir. Aynı ölçülerdeki 4 adet dövme demirden yapılmış tel birbiri etrafında, demet elde etmek için elle sarılır. Sonrasında 3 veya 4 adet demet birbiri etrafında, benzer şekilde, halat elde etmek için sarılır. Bu yöntem, kenevir liflerden halat yapımında kullanılan tarih öncesi yöntemlere benzemektedir. Şekil 1.4'te Albert Halatı görülmektedir [3].

İnsanlık tarihindeki ilk tel halat 18mm çapındaydı; her biri yaklaşık 3,5mm çapında olan 4 tel ve bunların oluşturduğu 3 demetin elle sarılmasıyla oluşturulmuştu.



Şekil 1.4: Albert Halatı.

İlk kez 23 Temmuz 1834'te Clausthal yakınlarındaki Caroline Madeni'nde 484m derinliğindeki maden kuyusunda denendi ve başarılı oldu. Aynı çaptaki kenevir halatın 6 katı, zincirin 4 katı ve kendi ağırlığının 8 katı yükleme kapasitesine ulaştı. Tambur için, zincir kullanımına kıyasla 1/3'i kadar alana gerek duyulmaktaydı [2].

Albert halatları olarak bilinen bu el yapımı halatlar çok esnek değildir; kullanılan teller göreceli olarak kalın ve rijittir. Ancak ağır yükler, tamburlar ve makaraların kullanıldığı durumlarda zincirler veya kenevir halatlara kıyasla kullanımı daha uygun olmaktadır [3].

Kullanıcı ile ilgili en önemli üstünlüğü, kullanım sırasında ani bir hasar durumunun önceden görülebilir tel kırılması ile belirlenmesidir. Böylece hasarlı bölüm onarılabilir veya halatın tümü doğru zamanda değiştirilebilmektedir. Ayrıca tüm lif halatlar çapraz sarımlı olmasına karşın, tel halat için paralel sarım uygulanmıştır. Böylece dış kat tellerin makaralar üzerinde uygun şekilde desteklenmesi ve temas ettikleri demetlerle paralelliği sağlanmıştır [2].

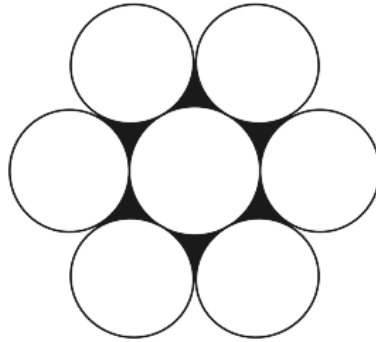
O dönemde tel halatların üretimi oldukça pahalıydı. Öncelikle küçük demir külçeleri çekiçe uzunlamasına bir form alana kadar dövülür; sonrasında bir ucu sivriltilerek, istenen çap elde edilene kadar ardı ardına bir kalıbın boşluklarından çekilirdi. Albert halatlarının bu uzun ve usandırıcı yapım süreci diğer uygulamalarda denenmesinin önüne geçti. Bazı tipleri denendi; ancak bunlardan hiçbiri dış demetleri

destekleyecek bir öze sahip değildi. İlk uygulaması 1834'te olan bu halatların kullanımı 1850'lerden sonra bırakıldı [2].

Albert, “Karstens Archiv”de yayınlanan makalesi “Die Anfertigung von Treibseilen aus geflochtenem Eisendraht”da (Örölmüş Tellerden Maden Çekme Halatlarının Üretimi) ilk tel halatın tasarımı ile ilgili ayrıntıları, üretim aşamalarını ve yaptığı deneyleri anlatmaktadır. Böylece Albert, tüm dünyada tel halatın aynı tasarımla deney yapılmaksızın üretimini olanaklı kılmıştır. Tel halatların ilk eğilme yorulma deneylerini gerçekleştirmiş, 4 ve 6 demetli tel halatların üretilmesinin yolunu da açmıştır. Günümüzde bu deneyler, bilimsel bir temelde gerçekleştirilen ilk yorulma deneyleri olarak kabul edilir [2].

1.1.3.1 Özlü demetler

Daha yüksek kopma dayanımı ve daha yüksek esneklik isteği, kaçınılmaz olarak daha çok sayıda tel ile halat tasarımı yapılmasına neden olmuştur. Şekil 1.5'te görüldüğü gibi merkezde bulunan aynı çapta bir tel etrafına sarılan, 4 yerine 6 dış tel kullanılarak oluşturulan demetler geliştirilmiştir [2].

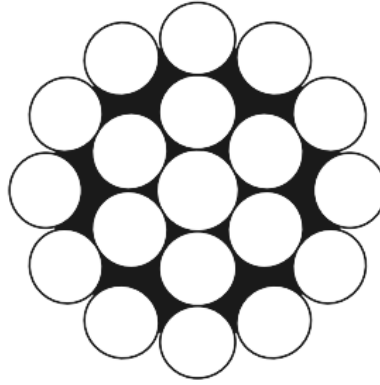


Şekil 1.5: 1 + 6 telli demet.

Ancak bu durum Albert halatını olduğundan daha kötü duruma getirmiştir. Merkezde bulunan tel demet boyunca uzanırken, diğer teller helis formu almıştır. Sonuç olarak tel halatı oluşturan elemanlar farklı uzunluklara ve şekillere sahip olmuşlardır. Ayrıca merkezde bulunan tel, diğer teller tarafından örtüldüğü için tüm tellerin görülebilirliği de olanaksız duruma gelmiştir [2].

1.1.3.2 Çok katlı demetler

Tek katlı demetlerden sonraki adım çok katlı demetlerin bulunmasıdır. Şekil 1.6’da görüldüğü gibi 1+6 telli bir demetin, aynı çapta 12 telden oluşan bir tel katı tarafından sarılması ile oluşmuştur. Tüm elemanların üniform olarak yüklenmesini sağlamak için dış kattaki teller ile iç kattaki teller aynı uzunluğa sahiptir. Bu durum her iki tel katında bulunan tellerin demet eksenine ile aynı helis açısıyla sarılması sonucu ortaya çıkmıştır [2].



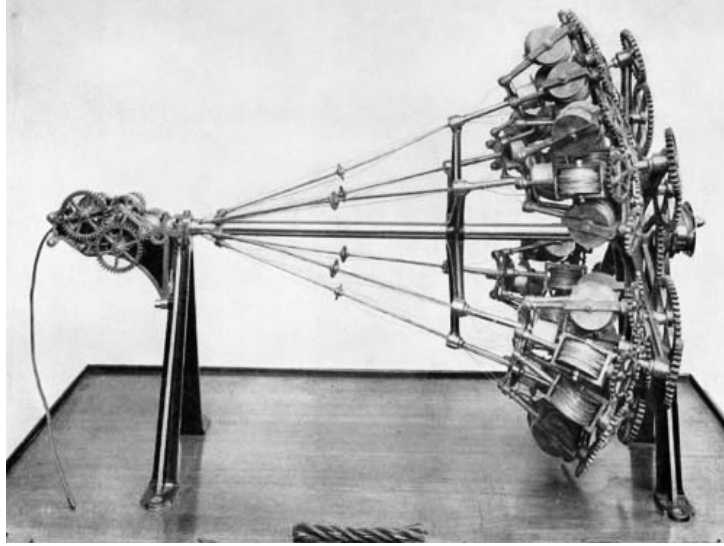
Şekil 1.6: 1 + 6 + 12 telli demet.

Ancak bu sarım şekli, temas durumundaki tellerin üst üste binmelerine neden olmuş ve dolayısıyla temas sonucu oluşan yüksek basınçlar, tellerde hasar başlangıcını sağlamıştır. Geliştirme amacıyla yapılmasına karşın bu durumun anlaşılınması, Albert Halatının biraz daha kötü duruma gelmesine yol açmıştır [2].

1.1.4 İlk İngiliz halatları

Almanlarla aynı dönemde, Andrew Smith adında bir İngiliz, gemi donanımlarına halatların uygulanması için çeşitli yöntemlerle deneyler yapmaktaydı. Bu amaçla 1844 yılında kenevir halat endüstrisinde uygulanan “ropewalk” tekniğini kullanarak çeşitli tiplerde tel halatlar üretti.

1840 yılında “Blackwall Railroad” olarak bilinen yeni bir hızlı taşıma sistemi (Rapid Transit System) İngiltere’de kullanıma sunuldu. Bu sistemde kullanılan kenevir halatların tel halatlar ile değiştirilmesi sağlandı. Aynı dönemde, diğer bir İngiliz Robert Newall, Albert halatlarının varlığını öğrendi. Elle sarma yöntemi yerine makina kullanarak tel halat yapabileceği bir yöntem tasarladı. Şekil 1.7’de bu özgün makinanın bir modeli görülmektedir [3].



Şekil 1.7: Robert Samuel Newall'ın özgün birleşik tel halat makinasının modeli.

Bir süre sonra Smith İngiltere'den ayrılarak ABD'ye gitti. Bu olayın ardından Newall, demetin ve halatın lif özlü olduğu, 6 demetli tel halatı ile İngiltere pazarına hakim oldu. Endüstriye esas katkıları ise tel halat demetlerinin bir makina ile yapılması düşüncesi idi [3].

1.1.5 İlk Amerikan halatları

İngiltere ve Almanya'da yapılan çalışmaların varlığı ile ilgili haberler hızla ABD'ye ulaştı. Yüksek basınçlı buharlı lokomotifin kullanılmasından önce, ilk demiryollarının yüksek bölgelerde çalışması kenevir halatlarla sağlanmaktaydı. 1842'de "Allegheny Portage RR" olarak bilinen bir taşımacılık sisteminde kullanılan kenevir halatlar yerine el yapımı bir tel halatı denemeye karar verildi. Deneme başarılı oldu ve tel halatların kullanılmasına başlandı.

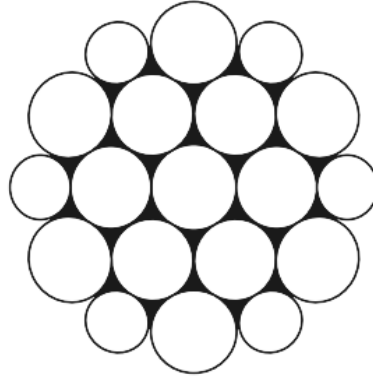
Bu tel halatlar John Roebling adında Alman göçmeni bir mühendis tarafından yapılmaktaydı. Albert halatlarına benzer şekilde, telleri elle sarmasına karşın Smith ve Newall'ın halatlarındaki öz etrafında 6 demet düzenini benimsemişti ve halatlar tamamen tellerden yapılmıştı; 6 dış demet ile bir öz kullanılarak oluşturulan, 19 telli bir halattı [3].

1.1.6 Warrington demeti

Roebling tel halat teorisi ile ilgili Amerika'da ilk önemli ilerlemeyi sağladı. 6 demetli halatın eksikliklerinin, demetlerin farklı çaplarda teller kullanılarak düzenlenmesi ile

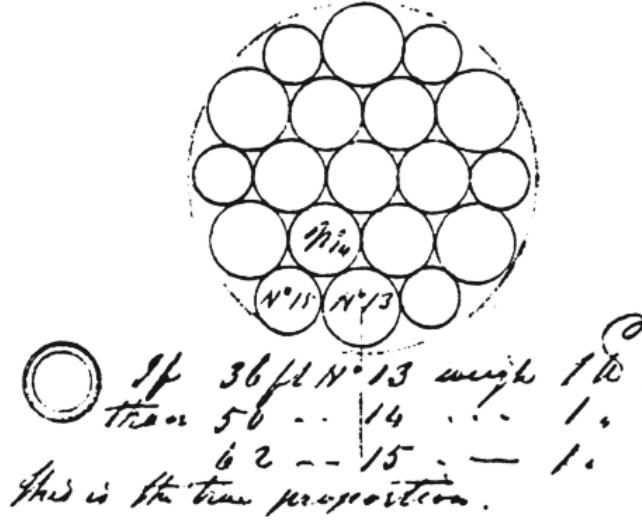
düzeltililebileceğini fark ederek, 3 ölçülü bir tasarım geliştirdi; Şekil 1.8’de görülen bu tasarım, günümüzde Warrington olarak bilinir.

Roebing, tek bir tel çapı için 7 telli bir demet oluşturdu ve bu demetin etrafına 12 adet telden oluşan bir dış tel katı ekledi. Sonradan eklenen dış tel katı, iki farklı çapta telin birbirini izlemesi ile oluşturulmuştu [3].



Şekil 1.8: Warrington Demeti [2].

Yapılan deneylerden sonra Roebing’in 3 ölçülü halatının, bazı uygulamalarda çok az iyileştirme sağladığı anlaşıldı. Bu buluşun esas amacı daireselliği arttırmak olmasına karşın yeni demetler daha önemli bir etki sağladı. Demetlerin içinde daha az boşluk bulunması ile daha büyük dolgu faktörü sağlanması, demetlerin paralel sarımlı yapılmasına izin verdi. Buna göre dış tel katındaki her bir tel, iç tel katındaki iki tel üzerine konumlandırılarak daha iyi desteklenen bir yapı oluşturulmuştu. Böylece üst üste binen tellerin yarattığı aşınma etkisi de giderilmişti. Ancak Roebing bu başarısını patent altına almamıştı ve böylece bu buluşun geçmişi saklı kaldı. Paralel sarım ilkesinin önemi, 1850’lerde yüksek hızlı demet üretim makinalarının tanıtılmasına kadar anlaşılmamıştır [3].



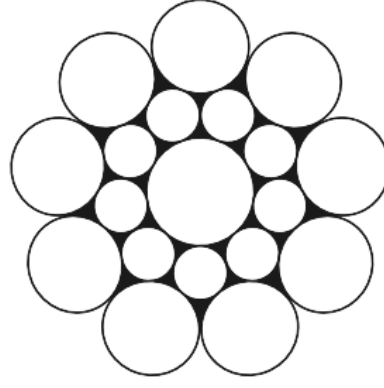
Şekil 1.9: Roebling'in Warrington Demet Taslağı.

1.1.7 Seale demeti

Günümüzde de “California Street Line” olarak bilinen ulaşım sisteminde kullanılan tel halat donanımına sahip araçların zorlu işletme koşullarında sürekli kalkış ve duruşları, yön değiştirmeleri ve yüzey şekilleri; yeraltından geçen halatların hızla bozulmalarına neden oluyordu [2,3].

Roebling'in 3 ölçülü halat yapısı, tel halatlı araçlara çok uygun değildi; göreceli olarak daha küçük çaplı dış teller daha önce aşınıyor, kırılıyor ve sistemin işleyişini etkiliyordu. Bu nedenle Thomas Seale halatların kullanım ömrünü arttırmaya çalıştı [2,3].

Şekil 1.10'da görülen Seale demetinde farklı çaplarda 3 tel tamamen farklı bir düzenleme ile sarılmaktaydı; böylece en kalın çaplı tellerin tümü demetin dışında, yan yana dizilmekteydi. Buradaki amaç, esnekliği yitirmeksizin daha yüksek aşınma direnci elde etmektir. En önemlisi, bu patent ile ilk kez paralel sarım ilkesine göre demet yapımının esası tanımlanıyordu. Bu ilke Roebling'in 3 ölçülü halat yaklaşımında bulunmaktaydı; ancak daha önce iç katlarda üst üste binen tellerin aşınmasına bir çözüm olarak açıklanmamıştı [3].



Şekil 1.10: Seale Demeti.

Şekil 1.9’deki Roebling’in taslağının altında “Bu doğru orandır.” notu görülmektedir. John Roebling, Tom Seale’in paralel sarımlı demeti bulmasından 15 yıl önce ölmüştür. Bu taslağın öneminin farkına varmış olsaydı, Tom Seale yerine kendisi paralel sarımlı halatı bulan kişi olarak tarihe geçecekti [2].

Şekil 1.11’de görülen 1885 tarihli patent belgesinde (#315,077 April 7, 1885) Seale şöyle yazmaktadır: “Demete büyük bir esneklik kazandırmakla birlikte tel halat içinde sağlam ve sıkıştırılmış; katlar, aralarında görülebilir farklılıkların bulunduğu diğer tasarımlardaki gibi değil, göreceli olarak düzgün bir yapıdadır.” [2].

(No Model.)

T. SEALE.
WIRE ROPE OR CABLE.

No. 315,077.

Patented Apr. 7, 1885.

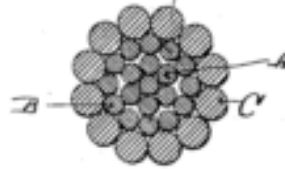
Fig. 1.



Fig. 2.



Fig. 3.



Witnesses.

Tom R. Stuart

Chas. S. Hall.

Inventor.

Thos. Seale,

By McKail,

Associate Att'y. for

E. C. Osborn

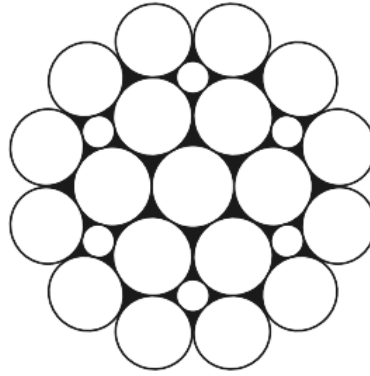
A. PETERS, Photo-Lithographer, Washington, D. C.

Şekil 1.11: Seale Demeti için patent belgesi [4].

1.1.8 Filler Demeti

Roebing ve çoğu tel halat üreticisi Seale'in ilkelerini benimsediler. Ancak Seale tipi demetler çok daha yüksek aşınma direncine sahip olmasına karşın, daha az esnek ve dolayısıyla daha az yorulma ömrüne sahipti [3].

Seale'in tasarımından birkaç yıl sonra, bir mühendis olan James Stone, 19 telli paralel sarımlı bir demet üretti ve oluşan boşlukları küçük çaplı dolgu (filler) telleri ile doldurdu. Böylece Şekil 1.12'de görülen Filler demeti ortaya çıkmış oldu. Şekil 1.13'te görülen James Stone'un patenti ise (#416,189 December 3, 1889), günümüzde 6×25 Filler olarak bilinen tel halat yapısını tanımlamaktadır [2,3].



Şekil 1.12: Filler Demeti.

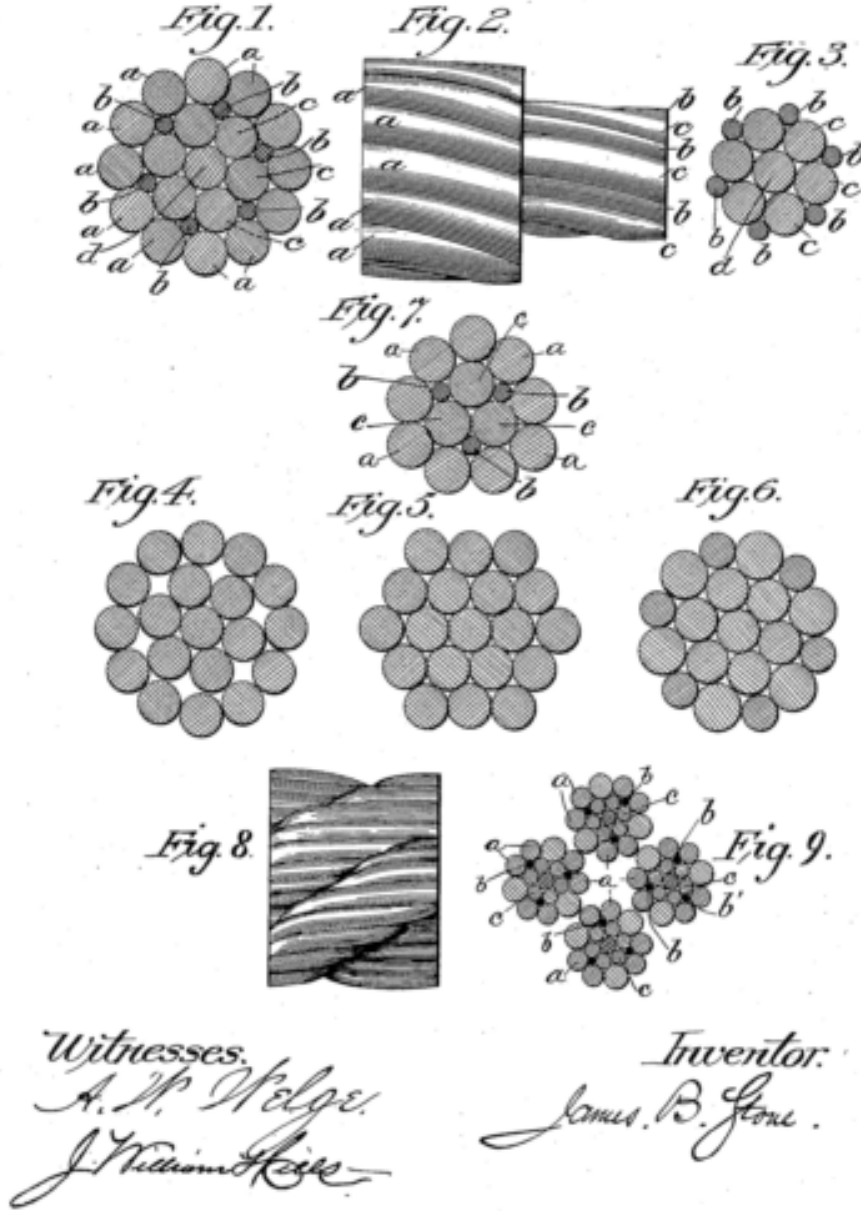
Bugün James Stone'un 6×25 Filler tel halatı, genel amaçlı uygulamalar için tüm dünyada en yaygın kullanılan tel halat tasarımıdır. Thomas Seale'in tel halat tasarımı, özellikle ağır aşınma koşullarının bulunduğu uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. John Roebling'in 3 ölçülü Warrington tel halatı, dolgu telinin uygulanamadığı küçük çaplı tel halatların kullanım alanlarında kendisine yer edinmiştir [3].

(No Model.)

J. B. STONE.
WIRE ROPE OR CABLE.

No. 416,189.

Patented Dec. 3, 1889.



H. PETERS, Photo-Lithographer, Washington, D. C.

Şekil 1.13: Filler Demeti için patent belgesi [4].

1.2 Literatür Araştırması

Tel halatlarla ilgili çoğu çalışma Love'ın elastisite teorisine dayanmaktadır. İnce çubukların eğilme ve burulması ile ilgili genel bir teori Love tarafından geniş bir şekilde ele alınmış ve incelenmiştir. İnce bir çubuğun s yay uzunluğu boyunca genel denge denklemleri elde edilmiş ve sunulmuştur [5].

Hruska'nın 1951'deki öncü çalışması en basit sınırlamaları kullanarak tel halatların mekanik davranışını inceleyen literatürdeki ilk çalışma olma özelliğini taşımaktadır [6].

Hruska'nın öncü çalışmaları çekme ve burulma etkisindeki tel halatlar için, tellerin sadece çekme kuvvetleri etkisinde kaldığı ve bağlama koşullarının göz ardı edildiği basit bir teori ortaya koymuştur. Sonuç olarak gerçek temas gerilmelerine değinmemiştir [6,7,8]. Tel halatların mekanik davranışları, Timoshenko'nun çalışması üzerinden incelenmiştir. Bu çalışmada burulma ile ilgili bir bölüm bulunmaktadır. Eğilme momentinin ve yanal kuvvetlerin, eksenel düzlemde bulunan helisel yayların burulması üzerindeki etkilerine açıklık getirmektedir [9].

Green ve Laws genel çubuk teorisinde tel halatlarda bulunan helisel tellerdeki gerilmeyi tanımlamak için sınırlandırılmış ve lineer bir formdan söz etmektedir [10]. Costello [11] ve daha sonra Utting ve Jones [12,13] daha temel bir yaklaşım izlemişlerdir. Tel halatta bulunan her teli bir helisel çubuk gibi düşünerek halat geometrisi veya teller arası temas durumuna göre ayrı varsayımlarda bulunmuşlardır.

Carlson ve Kasper tarafından yürütülen çalışmada çok iletkenli, kaplamalı kablolar için basitleştirilmiş bir model ile sonlu elemanlar yöntemi ilk olarak kullanılmıştır [14]. Cutchins ve diğ. sönüm elemanları ile ilgili bir araştırma yapmışlardır. Tel halatların darbe ve titreşim yalıtımında kullanışlılığı kısaca incelenmiş ve titreşim analizi için modelleme yapılmıştır [15,16]. Chiang kısa bir demeti, tasarım değişkenlerinin eksenel rijitlik ve eksenel gerilme üzerindeki etkilerini inceleme ve geometrik iyileştirme amacıyla modellemiştir [17].

Chaplin ve Potts yayınladıkları çalışmada açık deniz uygulamalarında tel halat ömrü ile ilgili yayınlanmış araştırmaları incelemişlerdir. Bu uygulamalarda kullanılan tel halatların çalışma koşullarına bağlı olarak yorulma durumlarını tanımlamışlar ve yapılan deneysel çalışmaları karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır [18].

Cardou ve Jolicoeur tarafından yapılan oldukça kapsamlı çalışmada tel halat teorisinin analitik modelleri karşılaştırılmıştır [19].

1.2.1 Teorik modeller

Helisel demetlerin mekanik modelleri sadece çekme veya lif modeli, yarı sürekli demet modeli, ince çubuk teorisi modeli ve helisel çubuk modeli olarak tanımlanmaktadır.

1.2.1.1 Sadece çekme veya lif modeli

Sadece çekme veya lif modeli, Hruska'ya göre, en basit varsayımlara dayanır; sınır şartı etkileri bulunmamaktadır, tamamen radyal temas durumu söz konusudur, radyal kısaltmalar göz ardı edilmektedir, sadece çekme kuvvetleri uygulanmaktadır, moment bulunmamaktadır, sürtünme göz ardı edilebilmektedir ve demet uzamasının küçük olduğu varsayılmaktadır [6]. Sonradan bu teori Knapp tarafından yapılan çalışmada sıkıştırılabilir bir özü kapsayacak şekilde genişletilmiştir [20].

1.2.1.2 Yarı sürekli demet modeli

Yarı sürekli demet modeli ilk olarak 1982'de Hobbs ve Raouf tarafından yapılan çalışmada ortotropik levha modeli (OSM) olarak sunulmuş ve geliştirilmiştir. Bir demette bulunan tel katları, ortalama bir eksenel yük hareketi altında ön gerilme uygulanan silindirik ortotropik levhalar olarak modellenmiştir [21].

Bir diğer yarı sürekli model Blouin ve Cardou [22] tarafından geliştirilmiş, Jolicoeur ve Cardou [23,24] tarafından genişletilmiştir. Jolicoeur eksenel yük ve eğilme yükü etkisi altında bulunan çok katlı demetlerin davranışını kestirebilmek amacıyla yarı sürekli yaklaşım kullanılarak oluşturulan iki yarı sürekli demet modelini kıyaslamıştır. İki model arasındaki teorik farklılıklar ve benzerlikler vurgulanmıştır [25].

1.2.1.3 İnce çubuk teorisi modeli

Green ve Laws'ın [10] doğrudan yaklaşımına dayanan ince çubuk teorisi, ilk olarak 1988'de Ramsey tarafından sunulmuştur. Helisel tellerde oluşan gerilmeleri belirlemek için sınırlı ve lineer bir formda türetilmiş ve uygulanmıştır. Tel halatların üniform uzama, dönme ve eğilme durumu göz önüne alınmıştır [26].

1.2.1.4 Helisel çubuk modeli

Helisel çubuk modeli, Love'ın [5] denge denklemleri esas alınarak Philips ve Costello tarafından sunulmuştur [27].

Love'ın [5] çalışmasında eksenel bir kuvvet ve eksenel bir dönme momenti etkisinde bulunan helisel bir yay probleminin çözümü sunulmuştur. Philips ve Costello demetleri ince tellere ayırma yöntemi ve çizgisel yükler etkisindeki ince bir çubuğun eğilme ve dönme durumu için genel nonlinear denklemlerin çözülmesini benimsemiş ve her bir tel için 6 adet nonlinear denge denklemini incelemiştir. Demetin bir eksenel yük ve dönme momenti etkisinde olduğu varsayılmıştır. Teller arasında sürtünme kuvvetleri bulunmamaktadır ve demetin yüksüz başlangıç durumunda teller birbirini ile temas etmektedir. Ayrıca demet tek bir tel katından oluşmaktadır ve bu demetin bir özü varsa, demeti oluşturan tellere göre daha yumuşaktır veya daha küçük çapa sahiptir. Böylece öz tarafından tellere uygulanan radyal kuvvet ihmal edilebilir. Şekil değişiminin söz konusu olduğu tel yapısı için tüm gerilmelerin (eğilme, burulma, eksenel ve temas) hesaplanabildiği eksiksiz çözüm sunulmaktadır [27].

Costello ve Sinha bir tel halatın statik davranışını belirlemek amacıyla sürtünmesiz bir teori sunmaktadır. Elde edilen çözüm, uygulamada genellikle karşılaşılan karmaşık kesitler için geçerlidir [28].

Costello ve Miller tellerin farklı yönlerde sarıldığı demetlerden oluşan tel halatların statik davranışını öngörebilmek için bir teori geliştirilmiştir. Çekme etkisi altında bulunan çapraz sağ sarımlı halatlar için demet tellerinde gerilme oluşmaktadır. Paralel sağ sarımlı halatlarla kıyaslandığında daha rijit bir yapıdan söz edilmektedir. İki farklı durum için sayısal sonuçlar sunulmaktadır; halat uç momenti 0'dır, halat dönmeye karşı sınırlanmıştır. Paralel sarımlı halatlar, uçların dönmeye karşı serbest olması durumunda asla kullanılmamalıdır [29].

Costello ve Miller iç katı sol sarımlı, dış katı sağ sarımlı olan ve eksenel yük altında dönme dirençli bir halatın başlangıç yapısını tanımlamaktadır. Sürtünme göz ardı edilmektedir ve 1×19 tel halat için elde edilen sonuçlar sunulmaktadır. Bu teori farklı kesitler için de uygulanabilmektedir [30].

Le ve Knapp tel halat kesitlerinin şekil değişimi analizi için yeni bir iki boyutlu sonlu elemanlar modeli sunmuşlardır. Tel halat kesitindeki şekil değişimleri, moment

artışına etkisinden dolayı önemli bir tasarım ögesidir. Bu model malzemenin ortotropik özellikleri ile asimetrik geometri ve yük durumlarını açıklamaktadır [31].

Jiang tel halatların nonlineer ve lineer analizleri için genel bir formülasyon sunmaktadır. Bu çalışmada teller, demetler ve tel halatların tümü 7 adet rijitlik ve şekil değişimi sabiti ile nitelendirilen özdeş birer yapı olarak göz önüne alınmaktadır. Geliştirilen genel formülasyon, karmaşık kesite sahip tel halatlar ve basit demetlerin analizinde de kullanılabilmektedir [32].

1.2.2 Güncel Literatür Araştırması

Feyrer gerçekleştirdiği teorik ve deneysel çalışmaları bir kitapta toplamıştır. Kitabın ilk bölümünde farklı tel halat tipleri ve yapıları, ikinci bölümde sadece çekme etkisinde bulunan tel halatların davranışı ve yorulma özellikleri incelenmektedir. Son bölümde ise eğilme ve çekme gerilmeleri etkisinde bulunan tel halatların davranışı incelenmektedir [33].

Jiang ve diğ. bir demetin helisel simetrik özellikleri ile üç boyutlu “solid brick” eleman kullanarak kısa ve öz bir sonlu elemanlar modeli oluşturmuşlardır. Karmaşık geometrisine bağlı olarak bir tel halatı oluşturan teller yükleme altında çekme, kesme, eğilme, burulma, temas, sürtünme ve olası yerel plastik akma durumlarının bileşik etkisindedir; ancak eğilme veya daha karmaşık yükleme durumlarına uyarlanamamaktadır. Sonlu elemanlar modeli basitleştirilerek sınır şartları geliştirilmiştir [34].

Jiang ve Henshall 1+6 telli bir demetin uç etkilerini belirlemek için sonlu elemanlar modelini incelemişlerdir. Demetin döngüsel simetrik ve ters simetrik özellikleri, sonlu elemanlar modelinin ölçülerini ve hesaplama süresini düşürmek için göz önüne alınmıştır. Spiral demetin sürtünme etkileri göz önüne alınarak, sabit uç durumunun temas çizgileri boyunca teller arasında oluşan temas kuvvetleri (basınç) ve bağlı hareketler üzerindeki etkileri belirlenmektedir. Sözü edilen etkenlerin çevrimsel yükleme altında aşınma yorulması (fretting fatigue), aşınma ve enerji dağılımına bağlı oldukları düşünülmektedir [35].

Jiang ve diğ. üç adet tel katına sahip demetin kısa ve öz sonlu elemanlar modelini, bir demetin helisel simetrik özelliklerinden yararlanarak geliştirmişlerdir. Buna göre 1+6+12 telli bir demetin çizgisel temas durumundaki tellerinin oluşturduğu temel bir dilim ANSYS™ yazılımında analiz için oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar analizi

için üç boyutlu “solid brick” eleman kullanılmıştır. Sınır şartları eksiksiz olarak belirlenmiştir. Utting ve Jones’un çalışmasından [13] elde edilen deneysel verilerle kıyaslandığında, geliştirilen sonlu elemanlar modeli bir demetin genel davranışının belirlenmesinde Costello’nun elastisite teorisine göre [11] daha yaklaşık sonuçlar vermektedir [36].

Jiang ve Henshall sonlu elemanlar modeli için helisel simetrik sınır şartlarının formülasyonunu açıklamaktadır. Helisel simetrik ilişki, sonlu elemanlar modelinin sınırları üzerinde bulunan düğüm noktalarının yer değişimine bağlı olan sınır denklemleri kullanılarak sağlanmaktadır. Bu helisel simetrik denklemlerin uygulaması sonlu elemanlar modelinin ölçülerini ve hesaplama süresini düşürmektedir [37].

Fekr ve diğ. tel halatta oluşan belirli bir uzama sonucu her bir elemandaki gerilme dağılımını öngörebilmek amacıyla üç boyutlu bir sonlu elemanlar modeli oluşturmuşlardır. Model, optik yeraltı kablolarının gerilme analizi için kullanılmıştır [38].

Nawrocki ve Labrosse tarafından basit bir demetin kartezyen izoparametrik formülasyona dayanan sonlu elemanlar modeli sunulmaktadır. Bu modelde tüm olası teller arası hareket göz önüne alınmaktadır. Tellerin belirli bir eksen etrafında düzenlenmesi (interwire pivoting), eksenel demet davranışının belirlenmesi bakımından önemlidir. Tellerin birbirlerine göre kayma durumu (interwire sliding) ise eğilme davranışını etkilemektedir [39].

Knapp ve diğ. tel halatların geometrik modellemesi ve sonlu elemanlar analizi için CableCAD yazılımını geliştirmişlerdir. Bu yazılım zor tel halat modellerinin oluşturulmasını basitleştirmektedir. Modelin tüm elemanları için otomatik olarak ağ yapısı (mesh) ve düğüm noktaları (node) oluşturulmaktadır [40].

Elata ve diğ. IWRC ze sahip bir tel halatın mekanik davranışının simülasyonu için yeni bir model sunmuşlardır. Demet davranışını göz önüne alan daha önceki modellerin aksine sunulan model demeti oluşturan bağımsız tellerin çift helis yapısını göz önüne almaktadır. Bu durum tel halata uygulanan toplam yükün telde oluşan gerilme ile doğrudan ilişkisini sağlamaktadır. Çift helis geometrisi karmaşık yapısından dolayı parametrik denklemlerle modellenmiştir [41].

Ghoreishi ve diğ. IWRC öze sahip bir tel halatın mekanik davranışını simülasyonu için yeni bir model geliştirmişlerdir. Tel halat eksenel çekme ve eksenel burulma etkisi altındadır. Tek bir demetin davranışını inceleyen önceki modellerin aksine, oluşturulan model çift helis yapısını tamamen göz önüne almaktadır. Oluşturulan model çekme gerilmesi, eksenel uzama, teller arası etkileşimler ve sürtünme kuvvetlerinin tel düzeyinde öngörülmesini sağlamaktadır [42].

Ghoreishi ve diğ. burulma etkisindeki çok sayıda bileşenden oluşan lifli bir yapının eksenel rijitliğinin analizi için nonlinear elastik sürekli bir model geliştirmişlerdir. Öncelikle yapının statik davranışı için geliştirilen model tanımlanmaktadır. Sonrasında eksenel yük etkisindeki iki farklı yapı üzerinde deneyler yapılmıştır. Sunulan model kullanılarak eksenel rijitlik öngörülmektedir ve ölçülen değerlerle örtüşme sağlanmaktadır [43].

Ghoreishi ve diğ. 6 adet helisel demetin bir öz etrafında sarıldığı lifli bir yapının elastik eksenel rijitliğini hesaplamak için lineer elastik bir model geliştirmişlerdir. Helisel demetler Kirchhoff-Love kiriş elemanlarına göre tanımlanmış; ancak eğilme momenti ve kesme kuvvetleri göz ardı edilmiştir. Yapısal etkilerden dolayı ilişkili olan elastik çekme ve burulma davranışı ise göz önüne alınmaktadır. Geliştirilen model, FRM yazılımı ile oluşturulan Leech modeli ile kıyaslandığında, burulma rijitliği dışında benzer sonuçlar vermektedir [44].

Erdönmez, karmaşık geometriler için katı tel halat modeli yöntemi geliştirmiştir. Geliştirilen WRS tel halat kodu ile basit tek helisel tel ile karmaşık çift helisel tel geometrileri oluşturulabilmektedir. Bu yöntem ile ağ yapısı (mesh) oluşturulmuş, hatasız tel halat katı modeli analiz edilmektedir. Analiz sonuçlarından uzun halat yapılarındaki gerilme dağılımlarının doğru olarak elde edilebilmesi için tüm modelin göz önüne alınması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır. Bu çalışma ile tel halat geometrileri için bir analiz modeli geliştirilmiş ve elde edilen sonuçlar teorik ve deneysel sonuçlar ile kıyaslandığında uyumlu oldukları görülmüştür [45].

Stanova ve diğ. tarafından tel halat ve demetlerin geometrik modelleri için gelişmiş matematiksel modeller türetilmiş ve CAD yazılımı CATIA™'ya uygulanması anlatılmıştır. Geliştirilen matematiksel model kullanılarak, tel halat ve demet geometrileri bilgisayar yardımıyla oluşturulabilmektedir. Oluşturulan geometrik modeller, demeti oluşturan bağımsız tellerin tek helis geometrisini ve tel halatı

oluşturan demetlerde bulunan bağımsız tellerin çift helis geometrisini göz önünde bulundurmaktadır [46].

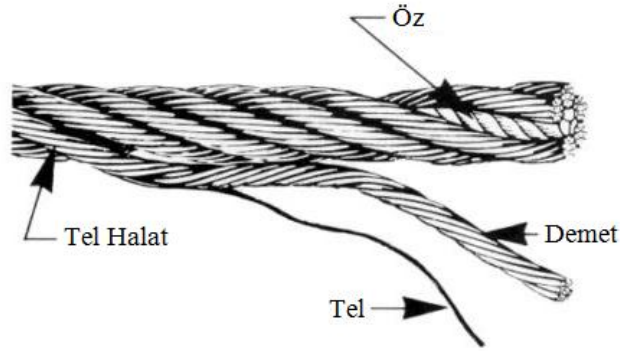
Stanova ve diğ. tarafından çekme yükü etkisi altında bulunan çok katlı demetlerin davranışını öngörebilmek için geliştirilen matematiksel geometrik model, bir sonlu elemanlar yazılımı ABAQUS/Explicit'e uygulanmıştır. Statik eksenel çekme yükü altında bulunan 1+6+12+18 telli çok katlı demetin çekme deneyleri ve teorik analizlerinden elde edilen sonuçlar üç boyutlu sonlu elemanlar analizleri ile karşılaştırılmıştır [47].

2. TEL HALAT YAPISI

Bu bölümde Feyrer'in [33] çalışması esas alınarak tel halatlarla ilgili temel ögeler, temel büyüklükler ve özellikler tanıtılacaktır.

2.1 Temel Ögeler

Tel halatın en temel elemanı, adından da anlaşılacağı gibi, tek bir ince çelik teldir. Şekil 2.1'de tel halatı oluşturan ögeler görülmektedir.



Şekil 2.1: Tel halat yapısı.

Demetlerin bir öz etrafında sarılması ile tel halat oluşturulmaktadır. Öz çelik, doğal lif veya sentetik lif olabilir. Demetler de çelik tellerin etrafında helisel olarak sarıldığı bir öze sahiptir. Tel halata uygulanan yükün büyük bölümünün demetler tarafından karşılandığı bilinmektedir. Tel halat yapısındaki özün amacı, doğal eğilme ve yükleme koşullarında demetler için uygun desteği sağlamaktır [11].

2.2 Çelik Teller

Çok yüksek dayanıma sahip halat telleri, tel halatların çok büyük yükleri taşımasına ve göreceli olarak küçük çaplı makaralar üzerinde çalışmasına olanak tanırırlar. Çok yüksek dayanıma sahip çelik teller, patentleme olarak bilinen ısıtıl işlemin geliştirilmesi ve tel çekme işleminin ideal duruma gelmesi sonucu 100 yıldan fazla zamandır üretilmektedir [33].

2.2.1 Alaşimsız çelik tel

Tel halatların yapımında kullanılan çelik teller yüksek dayanımlı alaşimsız karbon çeliğinden üretilmektedir. Çekilebilen veya soğuk haddelenebilen çok sayıda çelik çubuğun bir bölümü TS 2348-2 EN 10016-2 standardından alınarak Çizelge 2.1’de gösterilmiştir. Bu çelikler %0,4-0,95 arasında yüksek karbon içeriğine sahiptirler.

Çizelge 2.1: Çekme veya soğuk haddeleme işleminde kullanılan alaşimsız çelik çubuklar (TS 2348-2 EN 10016-2).

Çeliğin adı	Malzeme numarası	Karbon oranı (%)
C 42 D	1.0541	0,40-0,45
C 48 D	1.0517	0,45-0,50
C 50 D	1.0586	0,48-0,53
...	...	...
C 82 D	1.0626	0,80-0,85
C 86 D	1.0616	0,83-0,88
C 88 D	1.0628	0,85-0,90
C 92 D	1.0618	0,90-0,95

Tel halat üretiminde; karbon oranı %0,86’ya yakın, ötektoid yapıda ince taneli perlit (ferrit+sementit) içeren yüksek karbonlu çelikler önerilmektedir. Karbon çelikleri, Çizelge 2.2’de görüldüğü gibi az miktarda alaşım elemanları da bulundurmaktadır.

Çizelge 2.2: Karbon çeliklerinin içeriğinde öngörülen alaşım elemanları ve miktarları (TS 2348-2 EN10016-2).

Alaşım elemanı	Alaşım oranı (%)
Silisyum (Si)	0,10-0,30
Mangan (Mn)	0,50-0,80
Fosfor (P)	<0,035
Kükürt (S)	<0,035
Krom (Cr)	<0,15
Nikel (Ni)	<0,20
Molibden (Mo)	<0,05
Bakır (Cu)	<0,25
Alüminyum (Al)	<0,01

Artan karbon içeriği ile çeliğin dayanımı artmakta ve diğer tüm koşullar değişmediği göz önüne alındığında kopma uzaması azalmaktadır. S,P, Cr ve Cu içeriğinin artması çeliğin sünekliğini düşürmektedir [33].

2.2.2 Yüksek alaşımlı çelik tel

Olağanüstü durumlarda yüksek alaşımlı, paslanmaz çelik teller halat teli olarak kullanılmaktadır. Tel üretiminde kullanılan bazı korozyon dirençli çelikler TS EN 10088-3 standardına göre Çizelge 2.3'te verilmiştir.

Çizelge 2.3: Korozyon dirençli çelik tellerin çekme dayanımları (TS EN 10088-3).

Çeliğin adı	Malzeme numarası	Dayanım aralığı (N/mm^2)
X10CrNi18-8	1.4310	600-800
X5CrNiMo17-12-2	1.4401	900-1100
X3CrNiMo17-13-3	1.4436	1000-1250
X1CrNiMoCuN20-18-7	1.4547	1400-1700
X1CrNi25-21	1.4335	1600-1900

Korozyon dirençli bu teller ostenitik bir yapıya sahiptir, içeriğinde Cr, Ni, Mo, Ti gibi alaşım elementleri bulunmaktadır. Bu yapıdan dolayı deneylerde magnetik yöntemler kullanılamaz. Ayrıca bu tellerin tüm ortamlarda korozyon dirençli olmadığı da göz önüne alınmalıdır.

Çizelge 2.3'te verilen dayanım aralığı 0,05mm 'den büyük çaplı teller için geçerlidir. Farklı korozyon direncine sahip çelikler için genellikle bu değerlerin ortalaması alınır. Korozyon dirençli çelik tel halatlar, makaralar üzerinde çalışma durumunda, alaşımsız karbon çeliğinden üretilen tel halatlar kadar dayanıklı değildirler [33].

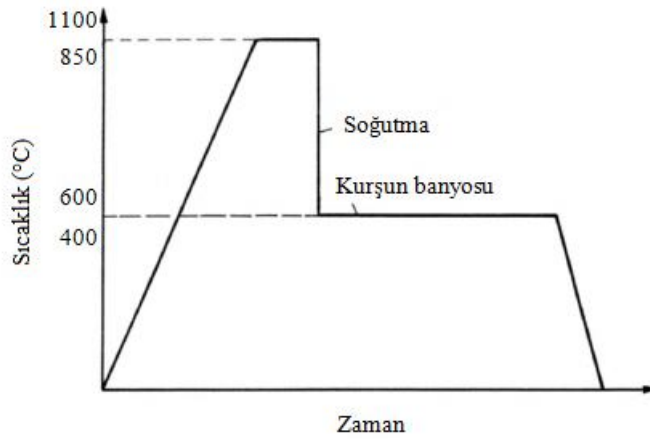
2.2.3 Tel üretimi

Hammaddenin süneklik ve dayanım bakımından uygun duruma gelmesi için öncelikle patentleme adı verilen bir ısıtılma işlemi uygulanır. Patentleme işleminden sonra bazı yüzey temizleme işlemleri uygulanır. Son olarak hammadde çapının soğuk çekme veya soğuk haddeleme ile kademeli olarak düşürülmesi gerekir, özellikle profil telleri için haddeleme uygulanır [33].

Yüksek dayanımlı çelik tellerin geliştirilmesi, tel halat tarihinde bir dönüm noktasıdır. Tellerin ısıtılma işlemi ile ilgili patenti ilk olarak İngiliz James Horsfall

almıştır. Bu patent oldukça örtülü bir anlatıma sahiptir ve işlem uzun zaman çözülememiştir. Bu nedenle tellere bu şekilde ısıtılma işlemi uygulanması “patentleme” olarak adlandırılır [2].

Patentleme bir ısıtılma işlemi sürecidir. Hammaddenin, 900°C’ye kadar ısıtılır ve ostenitleme sağlanır. Sonrasında bir kurşun banyosuna alınır ve sıcaklık aniden 500°C’ye düşürülür. Bir süre burada bekletildikten sonra banyodan alınır ve ortam sıcaklığında soğutulur. Şekil 2.2’de patentleme işlemi süresince elde edilen sıcaklık-zaman grafiği görülmektedir. Son dönemlerde patentleme işlemi yerini, çekme veya haddeleme sırasında kademeli soğutma işlemine bırakmıştır [33].



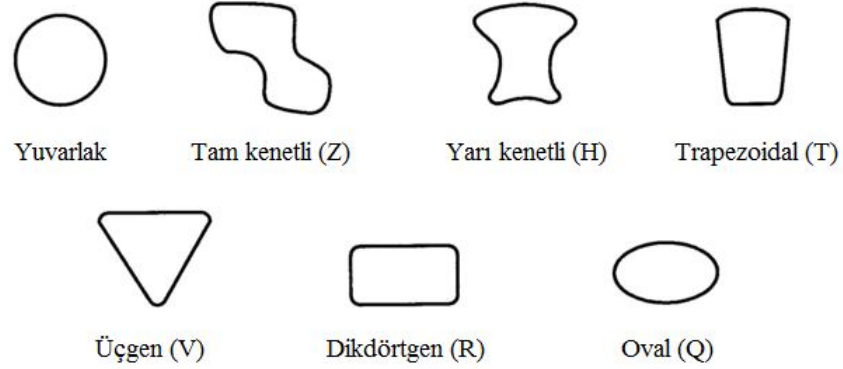
Şekil 2.2: Patentleme işleminde sıcaklığın zamanla değişimi.

Patentleme ile hammaddenin iç yapısı, çekme için oldukça uygun olan sorbite (ince lamelli ferrit ve sementit) dönüşür. Çekme işleminde tel kesiti kademeli olarak düşürülür. Teller patentleme uygulandıktan sonra yeniden çekilebilir. Telin yüzey kalitesi, hammadde yüzeyinin temizlenmesi (draw-peeling) ile iyileştirilebilir.

Tel çekme ile ilgili ilkeler Siebel (1959) tarafından tanımlanmıştır. Buna göre azalan kesit alanı ile dayanım artar, kopma uzaması azalır. Tellerin artan karbon içeriği ile dayanımı artmaktadır. Dayanım 0,8mm’den küçük çaplı teller için 4000 N/mm²’ye, daha büyük çaplı teller için 2500 N/mm²’ye ulaşabilir; ancak her durumda süneklik düşüktür.

Tel halatlar için kullanılan teller genellikle yuvarlak kesitlidir. Ancak özel durumlarda farklı kesitlerde profil telleri de kullanılabilir. Şekil 2.3’te farklı kesitler

görülmektedir. Üst sırada bulunan profil telleri kenetli halatlarda, alt sırada bulunanlar ise üçgen ve oval demetli halatlarda kullanılmaktadır [33].



Şekil 2.3: Tel halatlarda kullanılan tel kesitleri.

2.2.4 Kaplama

Korozyona karşı korunması gereken teller normalde çinko kaplıdır. Bu kaplama korozyona karşı güvenilir bir koruma sağlar. Kaplama tabakası hasar görse bile elektro-kimyasal tepkime sonucu çelik tel korunurken çinko korozyona uğrar. Çinko, tel üzerine sıcak daldırma ile çinko kaplama veya galvanizleme ile kaplanır. Sıcak daldırma ile çinko kaplamada, kaplama tabakası saf çinko içerir, bu tabaka ile tel arasında bir sınır tabaka bulunmaktadır. Galvanizlemede ise daha kalın olan kaplama tabakası saf çinko içerir ve pürüzsüz bir yüzeye sahiptir.

Çoğu durumda teller sıcak daldırma ile çinko kaplanmaktadır. Fe-Zn sınır tabakasının oluşumundan sakınılmalı veya olabildiğince ince olması sağlanmalıdır; tel eğilme etkisinde kaldığında, göreceli olarak gevrek bir yapıya sahip olan bu tabaka çatlaklara neden olabilir. Bu tabakanın ince olmasını sağlamak için teller kısa bir süre 440-460°C sıcaklığındaki çinko banyosunda tutulmalıdır.

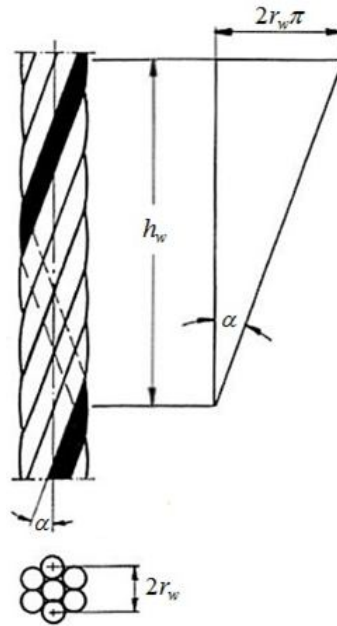
Sıcak daldırma ile çinko kaplama süresince tellerin dayanımı bir miktar azalır. Bundan ve çinko kaplama sonucu oluşan yüzey pürüzlülüğünden dolayı teller sıklıkla yeniden çekilir. Böylece teller yitirdikleri dayanımı geri kazanır ve çinko kaplanmış yüzey pürüzsüz duruma gelir.

Çinko kaplamaya alternatif olarak teller ötektoid bir Zn-Al alaşımı olan Zn95Al5 (Galfan) ile de kaplanabilir. Araştırmacılar bu alaşımın korozyona karşı saf çinkoya göre daha iyi koruma sağladığını bulmuşlardır. Zn95Al5 alaşımının diğer bir üstünlüğü de gevrek Fe-Zn tabakasının oluşmasını önlemesidir. Ancak bu kaplama

tabakası saf çinko kadar aşınmaya dirençli değildir ve bundan dolayı sürekli çalışan tel halatlar için önerilmez [33].

2.3 Demetler

Bir demet en basit durumda birbiri etrafında sarılan 3 veya 4 adet telden oluşmaktadır. 1834'te Albert tarafından yapılan ilk tel halat, her birinde 4 adet tel bulunan 3 demete sahiptir. Ancak bu basit demetin kullanımı artık bulunmamaktadır. Günümüzde en basit demet yapısı, bir öz etrafına sarılan bir kat telden oluşmaktadır. Bir öz etrafına sarılan 6 telden oluşan demet yapısı Şekil 2.4'te görülmektedir.



Şekil 2.4: Basit demet yapısı.

Şekilde önemli değerler açıkça belirtilmiştir. Tel sarım uzunluğu¹ (sarım adımı) h_w , sarım açısı² α ve tel sarım yarıçapı³ r_w 'dir. Tel sarım uzunluğu h_w , telin bir tam sarım yaptığı demet uzunluğudur. Tel sarım açısı α aşağıdaki eşitlikte tanımlanmıştır [33].

$$\tan \alpha = \frac{2\pi r_w}{h_w} \quad (2.1)$$

¹ Demetin ana ekseninin helis eğrisini ardı sıra kestiği iki nokta arasındaki uzunluk [49].

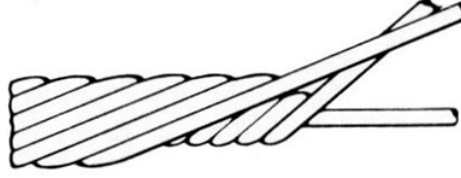
² Tellerin eksenini ile demet eksenini arasındaki açı [50].

³ Demetin enine kesitinde dış tellerin merkezinden geçen dairenin yarıçapı [50].

2.3.1 Yuvarlak demetler

2.3.1.1 Basit sarımlı (cross-lay) demetler

Basit sarımlı demet (M) olarak adlandırılan yapıda, farklı katlarda bulunan teller aynı sarım uzunluğuna sahip değildir. Böylece teller birbiri üstünde kesişir. Şekil 2.5 ve Şekil 2.6’da basit sarım yapısı görülmektedir.



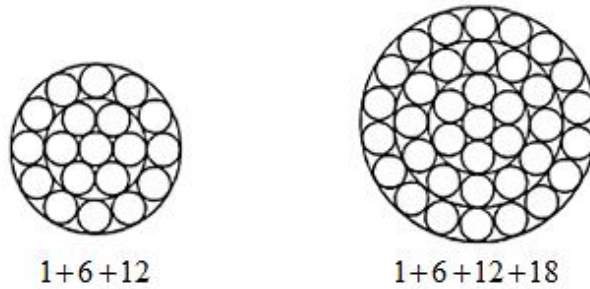
Şekil 2.5: Basit sarımlı demet yapısı [48].

Basit sarımlı demetler, tüm katlarda aynı sarım açısı ve aynı sarım yönüne sahiptir. Aynı sarım açısına sahip olduğundan tüm katlardaki teller esas olarak eşit gerilme ile yüklenmektedir. Eşit gerilme ile yüklenmenin sağladığı üstünlük, tellerin birbiri üstünde kesişmesi sonucu oluşan basıncın yarattığı sınırlamadan daha az etkilidir. Bu nedenle basit sarımlı demetlere sahip tel halatlar sınırlı kullanıma sahiptir. Basit sarımlı demetler çok operasyonlu demetlerdir.



Şekil 2.6: Basit sarım ilkesi [48].

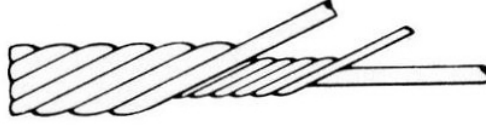
Kullanımı bulunan basit sarımlı standart demetlerin kesitleri ($1 + 6 + 12$ veya 19M ve $1 + 6 + 12 + 18$ veya 37M) Şekil 2.7’de görülmektedir. Biraz daha büyük çapa sahip olan demet özü dışındaki tüm teller aynı çapa sahiptir [33].



Şekil 2.7: Basit sarımlı (çok operasyonlu) demetler.

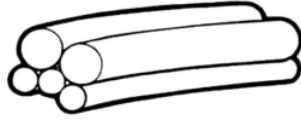
2.3.1.2 Paralel sarımlı (parallel-lay) demetler

Paralel sarımlı demetlerde, tüm katlarda tellerin sarım uzunluğu eşittir ve birbiri üstüne binen katlardaki teller paralel olup çizgisel bir temas sağlanmaktadır. Şekil 2.8 ve Şekil 2.9’da paralel sarım yapısı görülmektedir.



Şekil 2.8: Paralel sarımlı demet yapısı [48].

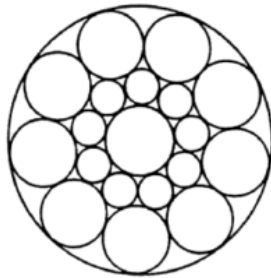
Dış katta bulunan her bir tel, iç katta bulunan iki tel ile desteklenmektedir. Bu teller demet uzunluğu boyunca temas durumundadır. Paralel sarımlı demetler tek operasyonlu demetlerdir. Bu demetler, basit sarımlı demetlere kıyasla daha dayanıklıdır [33].



Şekil 2.9: Paralel sarım ilkesi [48].

Seale demet

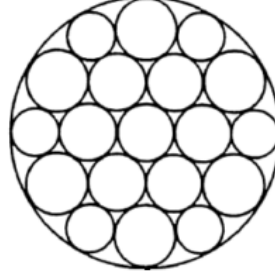
Seale demetin (S) yapısı 1+9+9 şeklindedir. Şekil 2.10’da görüldüğü gibi öz etrafında bulunan iki tel katında aynı sayıda ancak farklı çaplarda teller bulunmaktadır. Paralel sarımlıdır [50].



Şekil 2.10: Seale demet.

Warrington demet

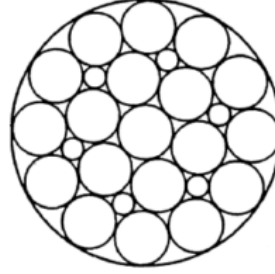
Warrington demetin (W) en dış tel katı bir ince ve bir kalın tel olarak sıralanmıştır. Şekil 2.11’de görülen Warrington demet yapısı $1 + 6 + 12$ şeklindedir. Paralel sarımlıdır [50].



Şekil 2.11: Warrington demet.

Filler demet

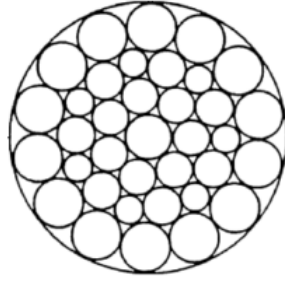
Filler demetin (F) tel katları arasındaki boşlukları doldurmak için dolgu telleri kullanılan yapısı Şekil 2.12’de görüldüğü gibi $1 + 6 + 6 + 12$ şeklindedir. Paralel sarımlıdır [50].



Şekil 2.12: Filler demet.

Bileşik paralel demet

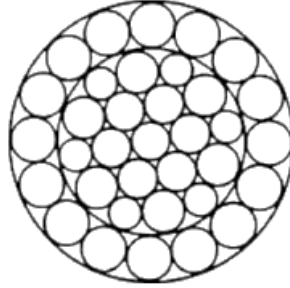
Seale, Warrington, Filler gibi demetlerin birlikte oluşturdukları paralel sarımlı demetlerdir. Yapısında üç veya daha fazla sayıda tel katı bulunmaktadır. En yaygın kullanılanı Şekil 2.13’te görülen Warrington-Seale (WS) yapısıdır; iç ve orta tel katları Warrington, orta ve dış tel katları Seale şeklindedir ve $1 + 7 + 14 + 14$ yapısındadır. Yaygın kullanılan bir diğer bileşik paralel demet Seale-Filler yapısındadır [50].



Şekil 2.13: Bileşik paralel demet.

2.3.1.3 Bileşik sarımlı (compound) demetler

Bileşik demetler (N) en az üç adet tel katı içermektedir. Bu katlardan en az biri ayrı bir operasyon ile paralel sarımlı yapı üzerine aynı yönde sarılır. Şekil 2.14'te 35 telli Warrington bileşik demeti (35WN) görülmektedir [33].

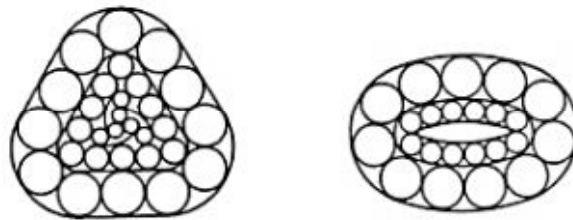


Şekil 2.14: Bileşik sarımlı demet.

2.3.2 Şekillendirilmiş (shaped) demetler

Yuvarlak kesitli olmayan demetler, şekillendirilmiş demetler olarak adlandırılır. Üçgen demetler (V) demet kesiti yaklaşık olarak üçgen şeklinde olan demetlerdir. Oval demetler (Q) demet kesiti yaklaşık olarak oval şeklinde olan demetlerdir.

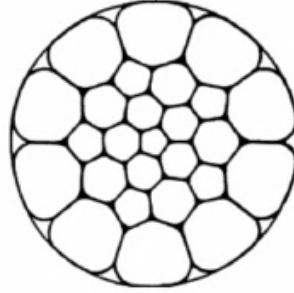
Üçgen demetler ve oval demetler az dönen veya dönmeyen tel halatlarda kullanılırlar. Bu demetler yüksek yüzey basınçlarında çalışan tel halatlarda basma yüzeyini arttıırırlar. Şekil 2.15'te şekillendirilmiş demet yapıları görülmektedir [33,50].



Şekil 2.15: Şekillendirilmiş demetler.

2.3.3 Sıkıştırılmış (compacted) demetler

Sıkıştırılmış demetler (K) çekme, haddeleme veya dövme gibi bir plastik şekil verme yöntemi uygulanarak demet şekil ve ölçüsünün değiştirildiği demetlerdir. Şekil 2.16’da sıkıştırılmış demet yapısı görülmektedir [33].



Şekil 2.16: Sıkıştırılmış demet.

2.4 Özler

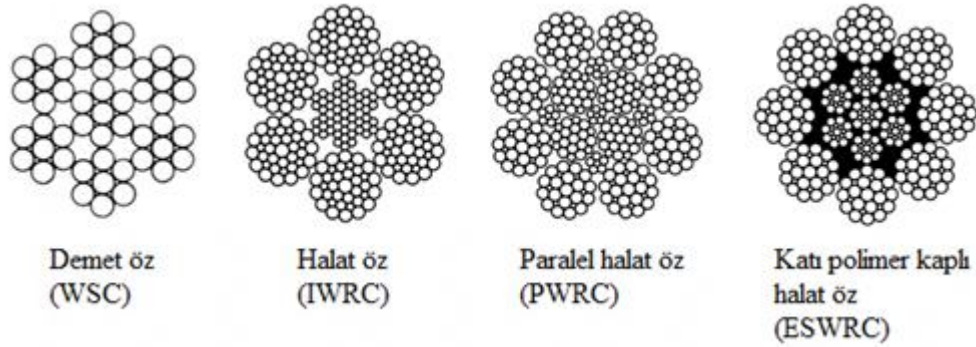
Halat özü, halat demetlerinin etrafında helisel olarak sarıldığı tel halat elemandır. Farklı halat özlere Çizelge 2.4’te belirtilmiştir. Çoğunlukla lif veya çelik telden yapırlar [33].

Çizelge 2.4: Tel halatlarda kullanılan özlere (TS EN 12385-2+A1).

Tek katlı halat		Sembol
Lif öz	Lif öz	FC
	Doğal lif öz	NFC
	Sentetik lif öz	SFC
	Katı polimer öz	SPC
Çelik öz	Çelik öz	WC
	Çelik demet öz	WSC
	Çelik halat öz	IWRC
	Çelik halat öz (sıkıştırılmış demet)	IWRC(K)
	Polimer kaplı çelik halat öz	EPIWRC
	Lif kaplı çelik halat öz	EFWRC ¹
	Katı polimer kaplı çelik halat öz	ESWRC ¹
	Çelik öz (paralel kapalı)	PWRC
Çok demetli (dönme dirençli) halat		PWRC(K)
Merkez eleman	Lif merkez	FC
	Demet merkez	WSC
	Sıkıştırılmış demet merkez	KWSC

¹ Standarda ek [33].

Lif özler, doğal lif (NFC) veya sentetik lif (SFC) esaslı olabilir. Çelik özler (WC), çelik tellerin bir demet olarak (WSC) veya bağımsız bir tel halat olarak (IWRC) düzenlenmesi ile elde edilebilir. Demet özler sadece çok küçük halatlarda veya çok demetli (dönme dirençli) halatlarda kullanılır. Halat özler, lif (EFWRC) veya polimer (ESWRC) ile kaplanabilir. Halat özler, dış kat demetler kullanılarak paralel kapalı (PWRC) olabilir ve bu paralel kapalı halat özler çoğunlukla çift paralel halat olarak adlandırılır. Farklı çelik özler Şekil 2.17’de görülmektedir [33].



Şekil 2.17: Çelik özler.

2.5 Tel Halat Tipleri

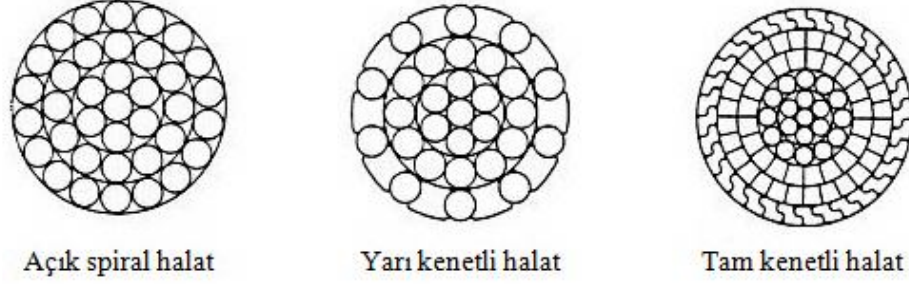
Tel halatlar için Çizelge 2.5’te görüldüğü gibi pek çok farklı tip bulunmaktadır.

Çizelge 2.5: Tel halat tipleri.

Yuvarlak halat		
Spiral halat	Açık spiral halat	
	Yarı kenetli halat	
	Tam kenetli halat	
Demetli halat	Tek katlı halat	
	Çok demetli halat	
	(dönme dirençli)	
	Şekillendirilmiş demetli Halat	Üçgen demetli halat
	Halat demetli (cable-laid)	Oval demetli halat
	Halat	
Özel halat		
Kaplama ve/veya		
dolgulu halat		
Örgülü halat		
Yassı halat		
Elektro-mekanik halat		

2.5.1 Spiral halatlar

İlkesel olarak spiral halatlar, tel katlarının genellikle merkezindeki bir tel veya paralel sarımlı bir demet etrafında ve en az bir tel katının diğerinin tersi yönünde birbirinin üstüne helisel olarak sarılması sonucu oluşan yuvarlak demetler olarak tanımlanabilir. Spiral halatlar, çekme yükü altında dönme dirençli halatlardır. Spiral halatlara örnek aşağıdaki Şekil 2.18’de görülmektedir [33].



Şekil 2.18: Spiral halatlar.

Açık spiral halatlar sadece yuvarlak kesitli tellerden oluşur. Yarı kenetli halat ve tam kenetli halatların merkezinde daima yuvarlak tel bulunur. Yarı kenetli halatlarda, yarı kenetli (H-kesitli) ve yuvarlak tellerden oluşan bir dış kat bulunmaktadır. Tam kenetli halatlarda ise tam kenetli (Z-kesitli) tellerden oluşan bir veya daha fazla sayıda dış kat bulunmaktadır.

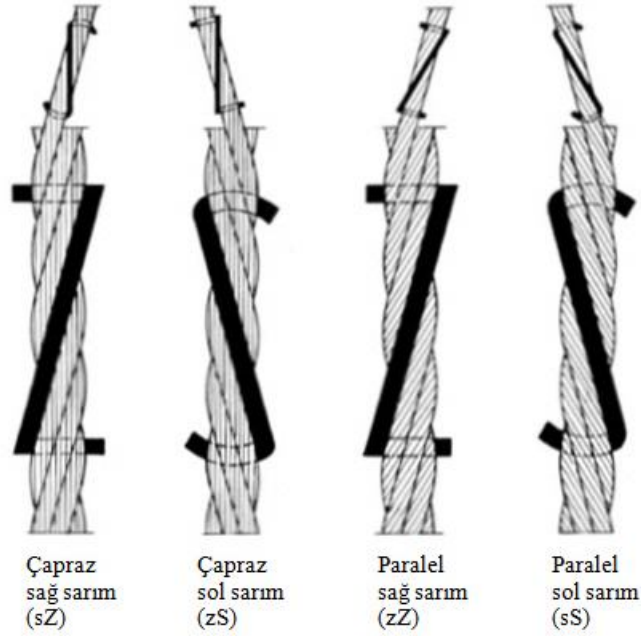
Yarı kenetli halatlar ve tam kenetli halatların, yapısından dolayı halatları olumsuz dış etkenlerden ve yağlayıcı kaybından korumak gibi üstünlükleri bulunmaktadır. Ayrıca uygun ölçülerde olan bir dış telin kırılması durumunda halattan ayrılmaması gibi bir önemli üstünlüğü daha bulunmaktadır.

Açık spiral halatlar daha basit uygulamalarda sabit halat olarak kullanılırlar. Yarı kenetli halatlar sık kullanılan bir tip değildir. Tam kenetli halatlar köprüler ve çelik yapılarda kullanılmaktadır [33].

2.5.2 Demetli halatlar

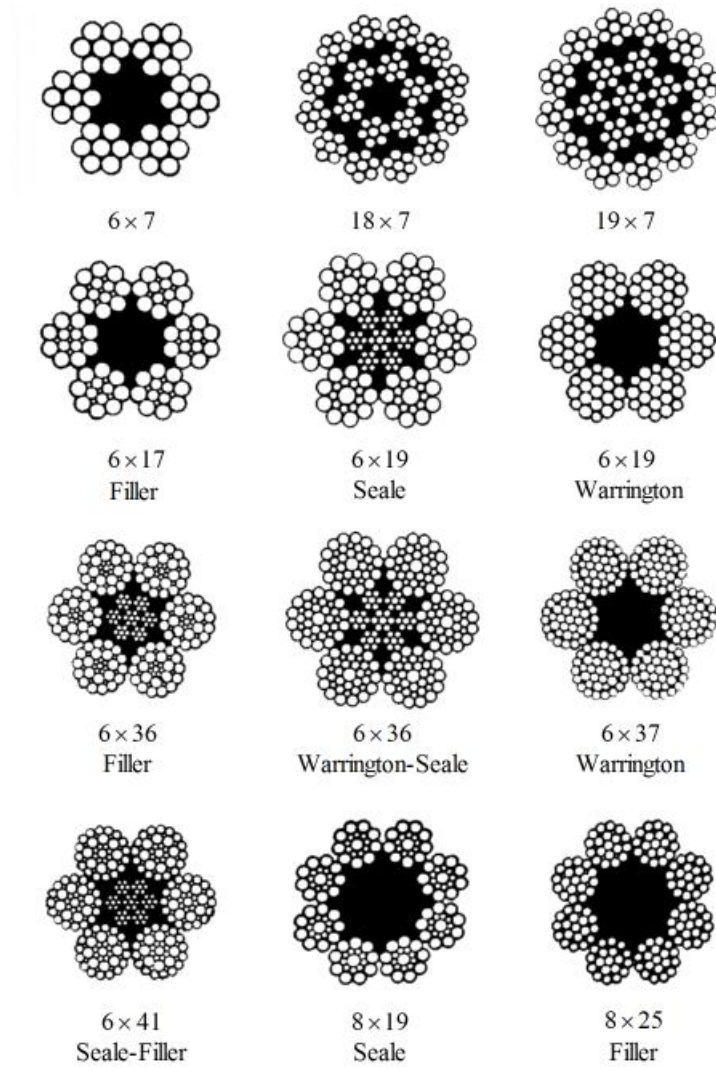
Demetli halatlar, demetlerin bir öz etrafında, bir veya daha fazla katta helisel olarak sarılması ile oluşur. Çoğu demetli halat öz etrafında sadece bir demet katına sahiptir. Halatı oluşturan demetlerin sarım yönü sağ (Z) veya sol (S) olabilir. Aynı şekilde demeti oluşturan tellerin sarım yönü de sağ (z) veya sol (s) olabilir.

Demetlerin sarım yönü ile demeti oluşturan tellerin sarım yönü farklı ise çapraz sarımlı halat; aynı ise paralel sarımlı halat olarak tanımlanır. Halatlar normalde sağ (Z) sarımlıdır. Şekil 2.19’da demetli halatların demet ve halat sarım yönleri görülmektedir [33].



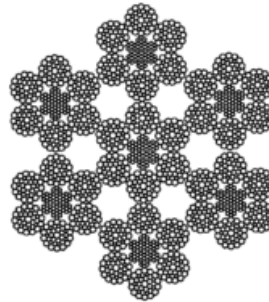
Şekil 2.19: Demetli halatların sarım yönleri.

En yaygın kullanılan demetli halatlar tek katlı olanlardır. Çok demetli halatların tümü az veya çok dönme dirençlidir ve bir öz etrafında helisel olarak sarılan en az iki demet katı bulunmaktadır. Dış demet katı, altında bulunan iç demet katının tersi yönünde sarılır. Üç demet katına sahip halatların dönme direnci yüksektir. İki demet katına sahip halatlar ise çoğunlukla daha düşük dönme direnci gösterir. Şekil 2.20’de bazı demetli halat kesitleri görülmektedir.



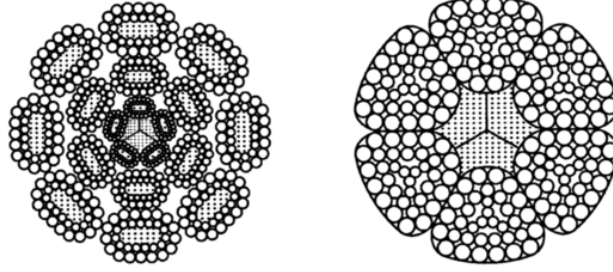
Şekil 2.20: Demetli halat kesitleri.

Halat demetli (cable-laid) halatlar, genellikle 6 adet demetli halatın (birim halat), bir demetli halat olan öz etrafında helisel sarılması ile oluşur. Şekil 2.21’de birim halatları da lif özlü olan bir halat demetli (cable-laid) halat yapısı görülmektedir. Bu halatlar sadece askı halatı olarak kullanılırlar [33].



Şekil 2.21: Halat demetli (cable-laid) halat [51].

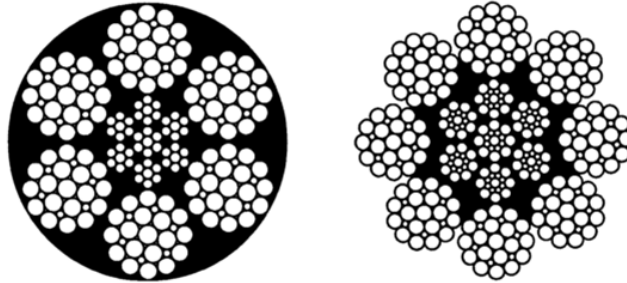
Oval demetli halatlar Şekil 2.22’de görüldüğü gibi genellikle iki oval demet katından oluşurlar. Dış demet katı, altında bulunan iç demet katının tersi yönünde sarılır. Bu halatlar dönme dirençlidir. Üçgen demetli halatlar ise çoğunlukla tek demet katına sahiptir [33].



Şekil 2.22: Oval ve üçgen demetli halatlar [51].

2.5.3 Özel halatlar

Katı polimer dolgulu halatlar, demetler arası boşlukların katı bir polimer ile doldurulduğu halatlardır. Katı polimer kaplamalı halatlar ise katı bir polimer ile kaplanmış halatlardır. Korozyona karşı etkin korunurlar ve uzun ömürlüdürler. Şekil 2.23’te kaplamalı ve/veya dolgulu halat örnekleri görülmektedir [51].



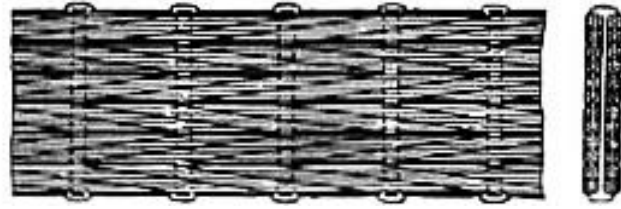
Şekil 2.23: Katı polimer kaplamalı ve/veya dolgulu halatlar [51].

Örgülü halatlar yuvarlak demetlerin örülmesiyle oluşmaktadır. Demetlerin yarısı sağ (Z), diğer yarısı sol (S) sarımlıdır. Dolayısıyla örgülü halatlar gerçek anlamda dönme dirençlidir. Bununla birlikte örgülü halatlar makaralar üzerinde eğilme durumunda uzun süre dayanmazlar ve sadece özel uygulamalarda kullanılırlar. Şekil 2.24’te örgülü halat örneği görülmektedir [33].



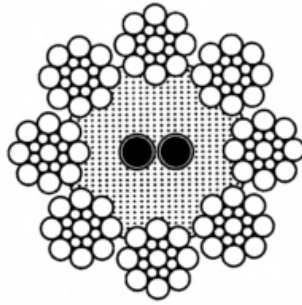
Şekil 2.24: Örgülü halat.

Yassı halatlar her biri dört demetten oluşan birim halatlar topluluğudur. Genellikle 6, 8 veya 10 adet birim halat sırayla sağ ve sol sarımlı olarak sarılırlar, dolayısıyla dönme dirençlidirler. Oluşan yapı bağlantı telleri, bağlantı demetleri veya perçinlerle bir arada tutulur. Şekil 2.25’te bir yassı halatın üstten ve kesit görünüşü verilmektedir. Yassı halatlar genellikle maden kuyularında denge halatı olarak kullanılır [33].



Şekil 2.25: Yassı halat.

Elektro-mekanik halatlar, elektrik iletkenler içeren demetli veya spiral halatlardır. Şekil 2.26’da elektro-mekanik halat kesiti görülmektedir [51].



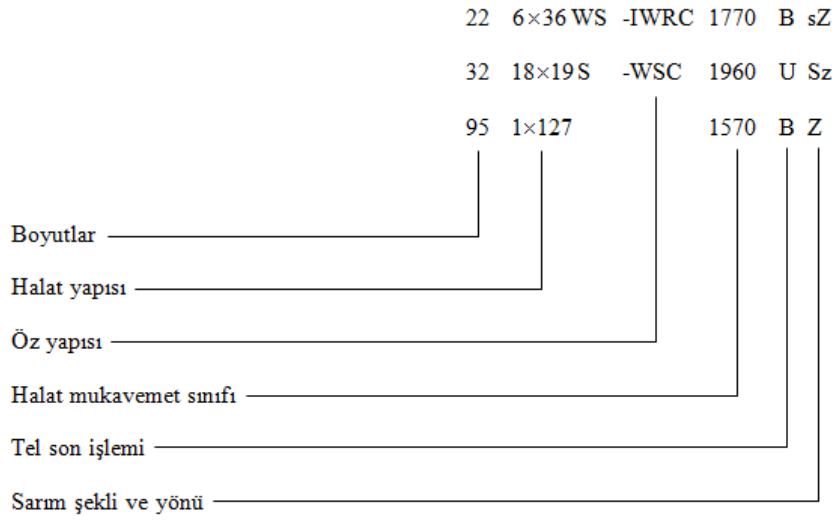
Şekil 2.26: Elektro-mekanik halat [51].

2.6 Tel Halat Gösterimi

TS EN 12385-2+A1 standardına göre tel halatların gösteriminde aşağıda belirtilen sistem, bir tel halatı tanımlamak için gerekli olan en az bilgiyi sağlamaktadır [51].

2.6.1 Tel Halat Kısa Gösterimi

Şekil 2.27’de tel halatların gösterimi şematik olarak açıklanmaktadır [51].

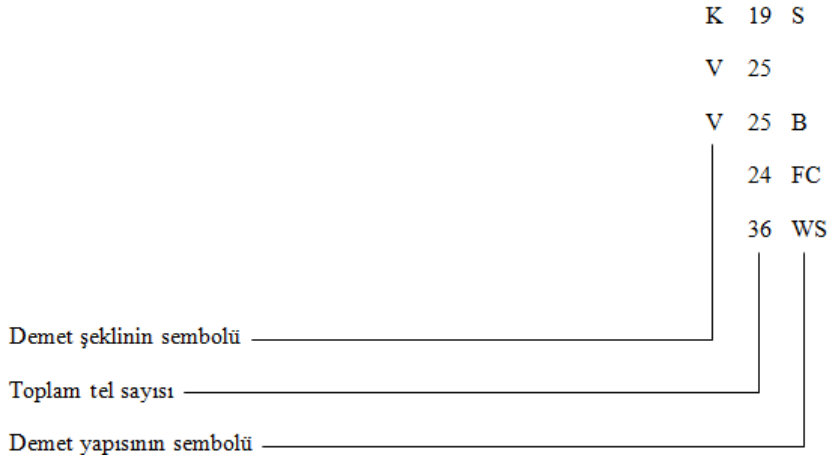


Şekil 2.27: Tel halatların kısa gösterimi.

2.6.2 Tel Halat Özelliklerinin Gösterimi

2.6.2.1 Demet Yapısı

Şekil 2.28’de tel halatları oluşturan demet yapısının gösterimi şematik olarak açıklanmaktadır [51].

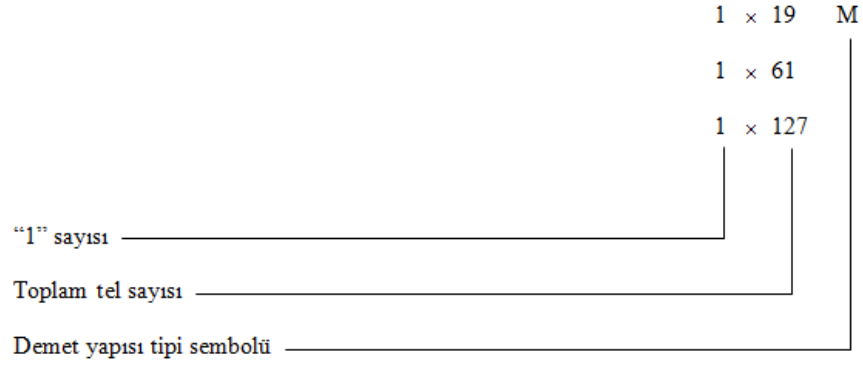


Şekil 2.28: Demet yapısının gösterimi.

2.6.2.2 Halat Yapısı

Spiral halat

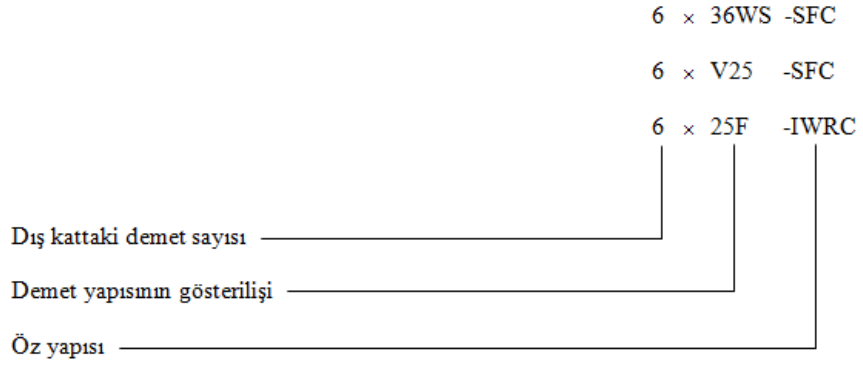
Şekil 2.29’da spiral halat yapısının gösterimi şematik olarak açıklanmaktadır [51].



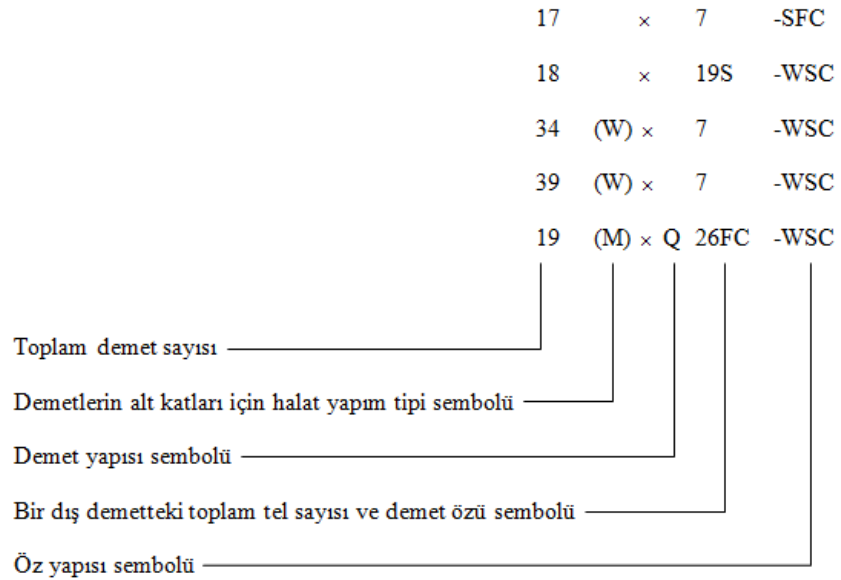
Şekil 2.29: Spiral halat yapısının gösterimi.

Demetli halat

Tek katlı demetli halatlar için gösterim Şekil 2.30'da, çok demetli (dönme dirençli) halatlar için gösterim Şekil 2.31'de açıklanmaktadır [51].



Şekil 2.30: Tek katlı demetli halat yapısının gösterimi.

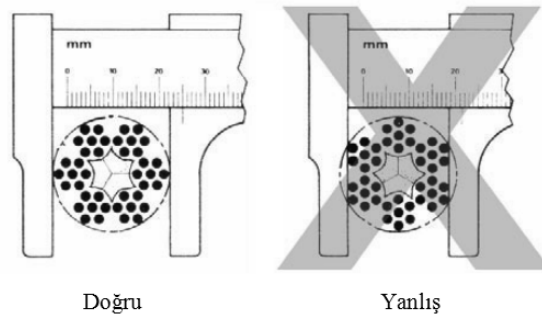


Şekil 2.31: Çok katlı demetli halat yapısının gösterimi.

2.7 Tel Halat Büyüklükleri

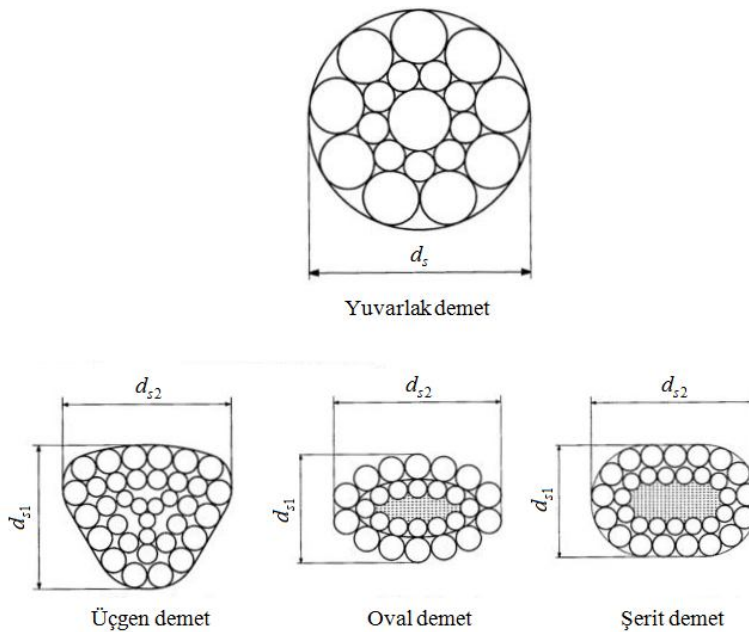
2.7.1 Halat anma çapı (d)

Düzgün bir halatın eksenini boyunca, Şekil 2.32’de görüldüğü gibi en az iki noktasından (iki demet veya teline) temas edecek şekilde özel bir kumpasla yapılan ölçme sonucu bulunacak büyüklüktür. Ancak bu ölçme işleminin sonucu bir metre ara ile iki yerden ve aynı yerde iki ayrı ölçüm yapılarak bu dört ölçünün ortalaması olarak alınmalıdır [50].



Şekil 2.32: Tel halat çapının ölçülmesi [48].

Şekil 2.33’te yuvarlak ve şekillendirilmiş demet büyüklükleri görülmektedir. Yuvarlak demette enine kesit bir daire şeklinde (d_s); üçgen, oval ve şerit demetlerde ise yükseklik (d_{s1}) ve ona dik olarak ölçülen genişlik (d_{s2}) gibi iki büyüklük vardır [50].



Şekil 2.33: Yuvarlak ve şekillendirilmiş demet boyutları.

2.7.2 Halat anma kesit alanı (A_a)

Halatın anma çapına göre hesaplanan kesit alanı olup,

$$A_a = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.2)$$

şeklinde bulunur [50].

2.7.3 Halat dolgu faktörü (f)

Halattaki bütün tellerin metalik kesit alanları toplamının (A_m) halat anma kesiti alanına (A_a) oranı olup aşağıdaki gibi hesaplanır [50].

$$f = \frac{A_m}{A_a} \quad (2.3)$$

2.7.4 Halat metalik kesit alanı faktörü (C)

Halat dolgu faktöründen elde edilen ve bir halatın metalik kesit alanının hesaplanmasında kullanılan faktördür. Büyüklüğü,

$$C = f \cdot \frac{\pi}{4} \quad (2.4)$$

eşitliği ile hesaplanır [50].

2.7.5 Halat metalik kesit alanı (A_m)

Halatın metalik kesit alanı faktörü (C) ile halat anma çapının karesinin (d^2) çarpımı,

$$A_m = C \cdot d^2 \quad (2.5)$$

veya halatın bütün tellerinin metalik kesit alanlarının toplamı,

$$A_m = \frac{\pi}{4} \cdot \sum_1^n \delta^2 \quad (2.6)$$

şeklinde hesaplanır. Burada δ halat teli çapıdır [50].

2.7.6 Halat uzunluk kütle faktörü (W)

Halatın metalik elemanları ile öz ve varsa dolgu ve kaplama maddelerinin kütlelerinin de göz önüne alınmasıyla elde edilen bir büyüklüktür [50].

2.7.7 Halat uzunluk kütlesi (M)

Halat uzunluk kütle faktörü (W) ile halat anma çapının karesinin (d^2) çarpımıdır.

$$M = W . d^2 \quad (2.7)$$

şeklinde hesaplanır [50].

2.7.8 En küçük kopma kuvveti faktörü (K)

Halat sınıfları veya yapım şekilleri için aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$K = \frac{\pi}{4} . f . k \quad (2.8)$$

Burada f halat dolgu faktörü ve k büküm kayıp faktörü olup belirtilen en küçük toplam kopma kuvveti ile en küçük kopma kuvveti arasındaki orandır. Yaygın kullanılan halat sınıfları ve halat yapım şekillerine göre halat standartlarında verilmiştir [50].

2.7.9 En küçük kopma kuvveti ($F_{\min}$)

Çekem deneyi uygulanan halatın kopmadan dayanabildiği en küçük kuvvet veya halattaki tellerin her birinin çekme deneyi sonrası elde edilen kopma kuvvetlerinin toplanması ile elde edilen büyüklüktür.

$$F_{\min} = d^2 . R_r . K \quad (2.9)$$

Burada $d(mm)$ halat çapı, $R_r(N/mm^2)$ halat malzemesinin dayanım (kopma) sınırı ve K en küçük kopma kuvveti faktörüdür [50].

2.7.10 Halat dayanım sınırı (R_r)

Çekme deneyleri sonucu halata uygulanan kuvvet etkisinde halatın anma dayanımını belirten büyüklüktür. Çizelge 2.6'da tel halat yapımında kullanılan malzemelerin dayanım sınırları görülmektedir [50].

Çizelge 2.6: Tel halat yapımında kullanılan malzemelerin dayanım sınırları.

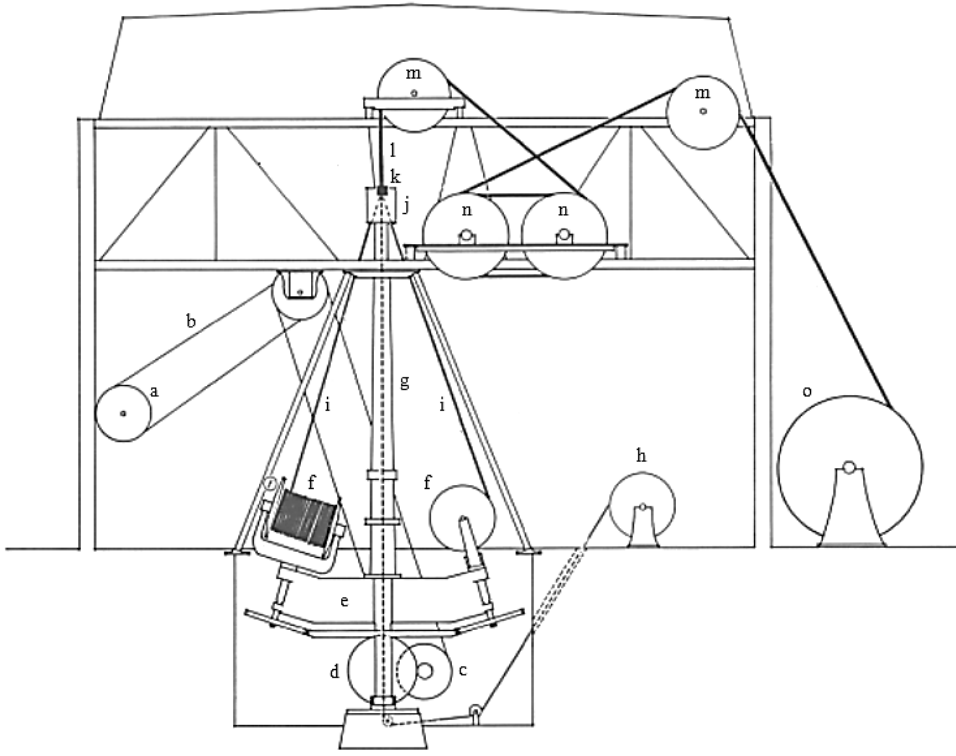
Halat Dayanım Sınırı (R_r)	Tel malzemesinin çekme dayanımı (N/mm^2)
1770	1570-1960
1960	1770-2160
2160	1960-2160

2.8 Tel Halat Üretimi

Tel halat üretiminde öncelikle çelik teller soğuk çekme veya soğuk haddeleme ile elde edilir. Sonrasında bu teller istenen tel halat yapısına göre demet oluşturmak amacıyla halat sarma makinalarında sarılırlar. Bu demetler yeniden halat sarma makinalarında lif veya çelik bir öz etrafında sarılırlar. Tel halat üretiminde kullanılan halat makinasının taslağı Şekil 2.34’te görülmektedir.

Kayış-kasnak ve dişli çark mekanizmaları ile milin hareketi sisteme aktarılır ve üzerine demetlerin sarıldığı kasnaklar örme tablası etrafında dönmeye başlarlar. Aynı zamanda sistemdeki demetler sürekli olarak ön şekil verme kafasının da bulunduğu kalıba doğru beslenirler. Ön şekil verme kafasının üzerinde bulunan küçük makaralardan heliselik verilmek üzere geçirilen demetler, sonrasında halatı oluşturmak için öz etrafına sürekli olarak helisel sarılırlar. Halatın sarılmasından sonra açılmaması (dağılmaması) için yapılan ön şekil verme işlemlerinden sonra tel halatlar bir dizi tamburdan geçirilerek bobine sarılırlar.

Şekilde; (a) ana işletme kasnağı, (b) işletme kayışı, (c) alt işletme mekanizmasına güç veren kasnağı, (d) işletme miline ve üzerine demetlerin sarıldığı kasnağa hareket veren dişlileri, (e) demetlerin sarıldığı kasnakları destekleyen örme tablasını (spider), (f) demetlerin sarıldığı kasnağı (tel halat yapısındaki demet sayısı, demetlerin sarıldığı kasnak sayısını belirler), (g) içi boş mili (halat yapısındaki öz bu mil içerisinden geçirilir), (h) özün sarıldığı kasnağı, (i) demeti, (j) ön şekil verme kafasını, (k) halatı oluşturmak için demetlerin öze sarıldığı kalıbı, (l) tel halatı, (m) saptırma kasnaklarını, (n) çıkarma tamburlarını, (o) bobini göstermektedir.



Şekil 2.34: Bir halat makinasının taslağı [52].

2.9 Tel Halatların Kullanım Alanları

2.9.1 Vinç halatları

Vinçlerde kullanılan halatlarda,

- Yük için gerekli taşıma kapasitesi
- Aşınma dayanımı
- Yorulmaya karşı dayanım
- Dönmeye karşı dayanım
- Korozyona karşı dayanım

özellikleri önemlidir. Genellikle serbest yük kaldırma ve indirme işleminde 18×7 yapısında lif özlü çok demetli (dönme dirençli) halatlar, gemi veya kum vinçlerinde 6×36 Warrington-Seale lif özlü halatlar kullanılır. Özellikle kargo halatlarında aşınma direnci ve çarpma dayanımı önemlidir. Bu özelliklerin korozyondan daha öncelikli olması durumunda 6×19 Filler lif özlü paralel sarımlı galvanizlenmemiş halatlar da kullanılabilir. Gemi güverte vinçlerinde ise 6×36 Warrington-Seale lif özlü ve galvanizli halatlardan iyi sonuçlar alındığı görülmüştür [53].

2.9.2 Denizcilik halatları

Korozif ortamda çalışan denizcilik halatlarında,

- Tuzlu atmosfer şartlarındaki korozyona dayanım
- Kullanım kolaylığı
- Yorulmaya karşı dayanım
- Yük dayanımı

özellikleri çok önemlidir.

Genellikle gergi, kargo yükleme ve çekme halatları olarak 6×19 Seale, 6×36 Warrington-Seale, 6×19 Filler ve 6×41 Warrington-Seale yapısında çelik veya polipropilen özlü halatlar kullanılır [53].

2.9.3 Balıkçılık halatları

Korozif ortamda çalışan balıkçılık halatlarında,

- Deniz suyuna dayanım
- Modern balıkçılıkta önemli olan yüksek gerilmelere dayanım
- Kullanım kolaylığı
- Aşınma dayanımı

çok önemlidir. Balıkçılık uygulamalarında genellikle balıkçı halatları olarak 6×19 Seale, 6×26 Warrington-Seale, 6×7 standart ve 6×24 standart polipropilen özlü halatlar kullanılır [53].

2.9.4 Madencilik halatları

Ağır işletme koşullarında çalışan madencilik halatlarında,

- Kopma yükü
- Aşınma dayanımı
- Eğilme dayanımı
- Darbe dayanımı
- Korozyon dayanımı

özellikleri çok önemlidir. Çekme ve kaldırma halatı, yük kaldırma-indirme ve tutma halatı olarak kullanılan madencilik halatları; genellikle paralel sarımlı yapıda olup 6×19 Seale, 6×36 Warrington-Seale, 6×25 Filler ve 6×41 Warrington-Seale yapısında çelik özlü halatlardır. Esneklik veya dayanımın beraberce düşünüldüğü ve aynı ölçüde önemli olduğu durumlarda 8 demetli halatlar kullanılabilir [53]

2.9.5 Asansör halatları

Asansörlerde kullanılan halatlarda,

- Yorulma dayanımı
- Aşınma dayanımı
- Çarpma dayanımı
- Uygun ön şekillendirme

özellikleri çok önemlidir.

Bu halatlar esnek ve dış telleri kalın olup aşınma dayanımları oldukça iyidir; insan taşıma uygulamalarında kullanılan asansör halatlarında emniyet katsayısının en az 12 olacak şekilde halat seçimi önerilir. Genellikle bu doğrultuda Seale, Warrington veya Filler demet yapısında, paralel sarımlı ve lif özlü halatlar kullanılmaktadır. Başlıca asansör halatları 8×19 Seale, 8×19 Warrington veya 8×19 Filler olup 6×19 Seale ve 6×19 Filler halatlar da zaman zaman kullanılabilir [53].

3. TEL HALATLARDA YORULMA

Esas olarak metallerde yorulma süreci, gerilme odağı oluşturan bazı malzeme kusurlarından çatlak başlangıcı ve yayılmasını içermektedir. Değişken yük etkisi ile çatlak ucunda yerel plastik şekil değişimi içeren sistemler oluşmaktadır. Uygulamada sıklıkla durumu kötüleştirici ortam koşulları bulunmaktadır ve malzeme kusurları geometrik olarak gerilme arttırıcı olabilir. Yerel yüzey gerilmeleri, sıklıkla yorulma çatlak yayılmasının başlangıcı ile ilişkilidir.

Mühendislik elemanlarının yorulmasında genellikle tek bir çatlak görülmektedir, aksi bir durum olağandışıdır. Benzer yorulma deneylerinde elde edilen yorulma ömür değerleri için çok anlamlı bir dağılım yaygın olarak gözlenmektedir. Dayanıklılık veya hasar oluşumu için çevrim sayısını belirleyen değişken, yük (veya gerilme) aralığıdır [18].

Tel halatlar çelik tellerin karmaşık şekilde düzenlenmesi ile oluşmaktadır. Genellikle alışlagelmiş yapı çeliklerinin 5 katı kadar dayanıma sahip, yüksek dayanımlı çelik kullanılmaktadır. Bu yüksek dayanım, yüksek karbon içeriğine sahip alaşımsız çeliğin ısıtılma işlemi (patentleme) çok ince taneli bir yapıya ulaşması ve ardışık çekme işlemleri sonucu oluşan şekil değiştirme sertleşmesi ile sağlanır. Yük taşıma kapasitesinin çok sayıda paralel tel arasında bölünmesinin başlıca iki yararı bulunmaktadır;

- Yüksek eksenel dayanım ve rijitlik ile eğilme esnekliğinin temel bir bileşimi sağlanmaktadır. Bu durum esas olarak yerel kırılmalardan korunmak için yapıyı bölerek, çeliğin yüksek gerilme değerlerinde yapısal kullanımına izin verir.
- Özellikle tellerin kırılması durumunda, yerel hasarların tolere edilmesi bakımından, tel halatın tokluğunun sağlanmasında önemlidir.

Tel halatlar yüksek gerilme koşullarında çalışırlar ve hemen hemen her zaman değişken yük etkisindedirler. Sürekli çalışan tel halatlarda gerilme değişimlerinin bir nedeni, makaralar ve tamburlar üzerinde tekrarlı olarak eğilmesi ve düzelmesidir.

Eksenel yükler de taşıma kapasitesinin değişimi ve taşıma hızının artması veya azalması ile dalgalanmaktadırlar. Bir taşıma sistemindeki değişken yük durumu yorulma gerilmelerinin temel nedenidir. Belirli bir zaman ve gerilme aralığında yeterince yüksek dalgalanmalar durumunda yorulma kaçınılmazdır. Bununla birlikte bir tel halatta tamamen hasar durumu, birbirine oldukça yakın çok sayıda telin kırılmasını gerektirmektedir. Ancak tek bir telin yorulması her zaman değişken gerilmeden fazla neden içerir; genellikle yorulmayı hızlandıran bir diğer neden bulunmaktadır ve belirli bölgelere odaklıdır. Bu durum teller arasındaki sürtünme veya aşınma, korozyon gibi diğer bozulma mekanizmalarına bağlıdır [18].

Uygulamada tel halat yorulması, seri (her bir tel uzunluğunca farklı noktalarda) ve paralel (çok sayıda telin her birinin uzunluğunca benzer süreçler) olarak ilerleyen çok sayıda yorulma sürecini kapsamaktadır. Bir noktada yoğunlaşan tel kırıkları hasarı hızlandırmaya yeterli olduğunda tel halat hasarı oluşur.

Tel halatların çoklu yorulma hasarları için bu durum ilginç bir sonuç ortaya koymaktadır. Tek bir telin hasarı için çevrim sayılarında karakteristik olarak geniş bir istatistiksel dağılım bulunmaktadır ve tel halat tamamen hasara uğramadan önce uzunluğu boyunca çok sayıda kırık tel bulunmalıdır. Ancak şaşırtıcı şekilde tel halat hasarının oluşması için çok küçük bir dağılım ile sonuçlanan “ortalama” bir süreç bulunmaktadır [18].

Farklı yükleme düzeylerinde çevrimlerin bileşik etkisini değerlendirmek için Palmgren-Miner toplam hasar yaklaşımı da tel halatlar için uygundur; ancak bazı özel durumlar bulunmaktadır. Bu yaklaşım kullanılırken tel halatın aynı noktasında oluşan yorulma hasarlarının göz önüne alınması ve süreçlerin bileşik değil bağımsız olması önemlidir.¹ Tel halatların değişken gerilme durumundan sorumlu olan başlıca mekanizmalar 4 başlık altında toplanabilir;

- Çekme-Çekme
- Makaralar Üstünde Eğilme (Bending over Sheaves)
- Serbest Eğilme
- Burulma

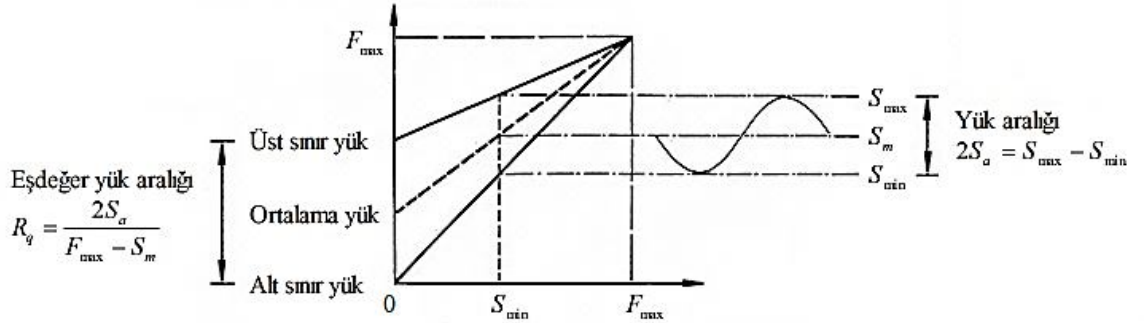
¹ Eğer benzer gerilme aralığı yaratan iki mekanizma, gerilme aralığını iki katına çıkaracak şekilde, aynı anda oluşuyorsa; sırayla oluşmalarından çok daha farklı etki gösterir.

3.1 Çekme-Çekme Yorulması

Bu yorulma türü, eksenel çekme kuvvetlerindeki değişme sonucu oluşan gerilme değişimlerini kapsamaktadır. Tüm sabit tel halatlarda yorulmanın temel nedeni olabilir. Eksenel yük değişiminin başlıca nedenleri olan yük ve hız değişiminin söz konusu olduğu tüm kaldırma ve indirme uygulamalarında görülmektedir. Bu yorulma türü için temel değişkenler;

- Çekme yükü aralığı
- Ortalama yük
- Halat yapısı
- Halat teli
- Ortam koşulları (etkin yağlamanın bulunmaması, korozyon etkisi)
- Üretim koşulları

Bunların arasında en etkin değişken, yük aralığıdır ve basit bir kuvvet yasası denklemi kullanılarak çekme-çekme yorulma performansı için iyi bir model sağlanmaktadır [18].



Şekil 3.1: Tel halat için eşdeğer yük aralığı dönüşümü [54].

Buna göre R_q eşdeğer yük aralığı,

$$R_q = \frac{2S_a}{F_{\max} - S_m} \cdot 100 \quad (3.1)$$

$$N = \left(\frac{C}{R_q} \right)^m \quad (3.2)$$

Bu denklemde $2S_a$ yük aralığı, S_m ortalama yük, $F_{\max}$ en büyük kopma kuvveti, N yük çevrim sayısı ve C belirli bir halat çapı için deneysel olarak elde edilen bir

sabittir. m yaklaşık 5 olarak alınan bir değerdir; ancak küçük çaplı teller için daha büyük bir değer alınabilir. Şekil 3.1’de yük aralığı ile eşdeğer yük aralığı arasındaki dönüşüm görülmektedir [18].

Tel halat sıcaklığı enerji dağılımı ile yağlamayı etkileyecek kadar artmamaktadır. Frekans göz önüne alınmamaktadır. Ayrıca uygun bir sistemle doğru uygulanmış sonlandırma elemanları, tel halatın performansını etkilememelidir. Üretim sürecinin nitelikleri ile oluşan tel halat kalitesi, tellerin birbiri arasında ve her bir tel uzunluğunca bölüşülen yük değişimine bağlıdır. Bu durum, benzer tel halatların (farklı üreticilerden veya farklı üretim sürecinden) karşılaştırmalı performansları üzerinde oldukça etkilidir. Yorulma ömrünü 10 kat etkileyebilir [18].

3.2 Makaralar Üzerinde Eğilme (BoS) Yorulması

Bu terim alışlagelmiş olarak sabit çekme yükü etkisi altında tekrarlı eğilme durumunu tanımlamak için kullanılmaktadır. Bu mekanizmadaki gerilme değişimlerinin başlıca nedeni, tel halatın makara veya tambur yarıçapına uyum sağlaması sırasında tellerin eğriliğinde oluşan değişimlerdir. Bununla birlikte tel eğriliğindeki değişimler, tellerin birbirlerine göre kaymasını gerektirmektedir. Gerilme değişimlerinin de oluşma nedeni olan bu kayma durumunu sınırlandırıcı etkenler (örneğin yetersiz yağlama) yorulma ömrünü azaltabilir [18].

Temel değişkenler;

- Çap oranı (D/d)
- Çekme yükü
- Sarılma açısı
- Eğilme uzunluğu
- Sapma açısı
- Halat yuvası geometrisi ve malzemesi
- Halat yapısı
- Halat teli
- Ortam koşulları
- Yağlama

İyi tasarlanmış bir sistem için yukarıda listelenen değişkenlerin ilk ikisi en önemlileridir. Tel halatın kullanımı sırasında oluşan eğilmede D/d oranının azalması ile tel halat ömrünün belirgin şekilde azalması beklenebilir. Ayrıca halat ömrü, uygulanan çekme yükünün karesi ile ters orantılıdır. Bununla birlikte tel halatın makara üzerinde tamamen uyum sağlamamasından dolayı çok kısa eğilme uzunluğu veya düşük sarılma açısı yorulma ömrünün azalmasına neden olabilir [18,50].

Sapma açısı, halatın tambur üzerinde doğru olarak sarılabilmesi, halatı ve halat yuvasını ezilme ve aşınmaya karşı korumak için belirli sınırlar içinde olmalıdır [18].

Yuva geometrisinin durumu, aşınma veya dönmeye neden olarak eğilme yorulma ömrünü azaltabilir. Yuvanın geometrisi, halat çapı ile uyum sağlamalıdır. Tambur veya makaralardaki yuvanın içi yumuşak bir malzeme (kauçuk, vb) kaplanarak büyük yüzey basınçları sonucu oluşan ezilmeler azaltılabilir [18,50].

Tel halatın yapısı, eğilme yorulmasında makara ve tamburlar üzerinde enine yüklemeye gösterdiği davranış dolayısıyla özellikle önemlidir. Paralel sarımlı tel halatlarda kuvvet teller arasında çizgisel temas ile iletilir. Oysa çok katlı dönme dirençli yapılarda teller arasında noktasal temas söz konusudur. İkinci durumda iç tel katlarında bulunan teller yorulma hasarı oluşumuna yatkındır ve bu olası hasar durumu dışarıdan görülemez; ancak özellikle göz önünde bulundurulmalıdır [18].

Yağlama halatın ömrünü arttırmaktadır. Üretim sürecinde halatın lif özü veya iç bölgesi uygun yağlayıcılarla yağlanmalıdır. İşletme sırasında yağlama yapılması çalışma koşullarına bağlıdır. Bu şekilde yağlama yapılacak halatlar düzenli olarak yağlanmazlarsa performans düşmesi, artan sürtünme ve aşınma ile yıpranma ve korozyon görülür [50].

Çekme-çekme yorulmasında tanımlanan tel halat kalitesi eğilme yorulması için de geçerlidir; ancak çap oranının daha etkili olmasından dolayı etkisi daha azdır [18].

3.3 Serbest Eğilme Yorulması

Serbest eğilme yorulması tel halatın herhangi bir elemanla temas olmaksızın değişken eğilme etkisinde şekil değişimini içermektedir. Frekansın yüksek olması olasılığına karşın eğilmeler, makaralar üzerinde çalışan tel halatlara kıyasla daha az sıklıkta görülmektedirler [18].

Sabit tel halat uygulamalarında bu eğilme türü sıklıkla sonlandırma elemanlarının yakınında oluşur. Asma köprülerde kullanılan tel halatlarını yanal salınımı bu yorulma türünün belirgin olarak görülebileceği bir uygulamadır [18].

3.4 Burulma Yorulması

Çekme yükünü bölüşen çok sayıda telin düzenlenmesi ile oluşturulan alışılacılmış bir tel halat yapısı, eksenel dayanım ve rijitlik ile eğilme esnekliği özelliklerinin bileşimini barındırmaktadır. Böyle bir yapı benzer eksenel özelliklere sahip yapısal elemanlar ile kıyaslandığında düşük burulma rijitliğine sahiptir. Tel halatın uçları dönmeye karşı sınırlandırıldığında çekme kuvvetine karşılık bir moment üreterek burulma göstermektedir. Tel halatın bir ucu dönmeye karşı serbest bırakıldığında ise eksen etrafında dönmektedir [18].

4. TEL HALATLARDA YORULMA İLE İLGİLİ YAPILAN DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Feyrer [33] tarafından gerçekleştirilen deneylerde, her bir tel halat deney örneği sonlandırma elemanları ile yüklenmektedir. Buna göre tel halatlar ve sonlandırma elemanları bir birim oluşturmaktadır ve çekme-çekme yorulma deneylerinden elde edilen sonuçlar bu birime dayanır. Çekme-çekme yorulma deneyleri tel halat deney örneğinin kopması ile son bulur. Demet kopması veya tel halatta görülen şekil değişimleri, deneyin kesilmesi ile sonuçlanırsa kopma olarak değerlendirilmektedir.

Bu bölümde Feyrer'in gerçekleştirdiği deneyler ve daha önce yapılan deneysel çalışmalarla elde edilen sonuçlar, yazarın çalışması kapsamında karşılaştırmalı olarak anlatılacaktır.

4.1 Değerlendirme Yöntemleri

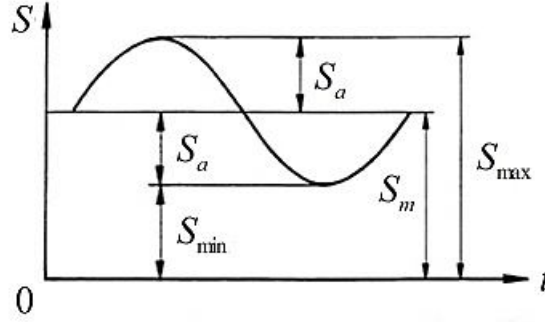
Değişken çekme yükü etkisi altında tel halatın dayanıklılığı, genlik kuvveti S_a ve ortalama kuvvet S_m veya alt sınır kuvvete $S_{\min}$ bağlıdır. Bu kuvvetler Şekil 4.1'de görüldüğü gibi bir sinüs eğrisi üzerinde tanımlanmaktadır. Farklı çaplardaki tel halatların değerlendirilmesi için tüm bu kuvvetler, tel halat gerilmesi veya özgül kuvvet S/d^2 ile değiştirilmelidir.

Tel halatların çekme-çekme yorulma deneylerinin değerlendirilmesi adına ilk öneriler Yeung ve Walton'dan (1985) ve aynı dönemde Matsukawa ve diğ.'den (1985) gelmiştir. Spiral halatlar için ortalama kuvvet S_m ve kuvvet aralığını $2S_a$ kullanarak Goodman yaklaşımını esas alan bir eşdeğer kuvvet S_q türetmişlerdir. Önerdikleri eşdeğer kuvvet;

$$S_q = \frac{F}{F + S_a - S_m} 2S_a \quad (4.1)$$

veya

$$S_q = \frac{F}{F - S_{\min}} 2S_a \quad (4.2)$$



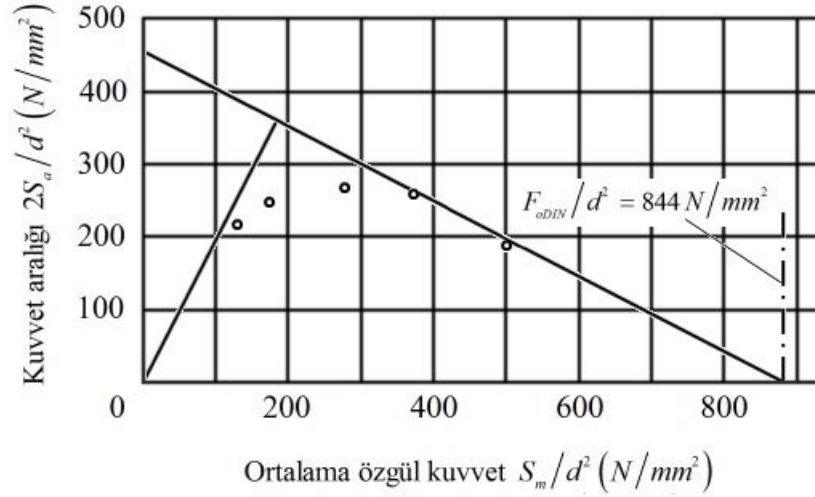
Şekil 4.1: Değişken çekme yükü.

F tel halat kopma kuvvetidir. Alt sınır kuvvet $S_{\min} = S_m - S_a$ olarak tanımlanır [33].

Değişkenlerin sayısını düşürdüğünden dolayı eşdeğer kuvvetin kullanımı oldukça ilgi çekici görünmektedir. Tel halatın dayanıklılığı, yük çevrim sayısını belirten çok basit bir eşitlikte tek bir S_q değişkeni ile tanımlanabilir.

$$N = aS_q^b \quad (4.3)$$

Feyrer'in gerçekleştirdiği çok sayıda deney sonucunda oluşturulan Haigh diyagramlarından biri örnek olarak Şekil 4.2'de verilmektedir. Bu şekilde $2S_a/d^2$ kuvvet aralığı, $N = 100000$ yük çevrim sayısı ile Çizelge 4.2'deki C tel halatı için uygulanmaktadır. Yük çevrim sayısı doğrudan deneylerle elde edilemediğinden uygulanan kuvvet aralığı $2S_a$ enterpolasyonla hesaplanmaktadır. Ortalama kuvvetin küçük olması durumunda kuvvet aralığı diyagramdaki noktalar boyunca gerçekleşmektedir. Ortalama kuvvetin büyük olması durumunda ise kuvvet aralığı Goodman doğrusunu izlemektedir. Tel halatlar basınç kuvvetlerini iletememektedir, bu nedenle $S_{\min} = 0$ için başlangıç noktası orijin olan bir sınır çizgisi tanımlanmıştır [33].



Şekil 4.2: C tel halatı için Haigh diyagramı ($N = 10^6$).

Kuvvet aralığı $2S_a$, küçük ortalama kuvvet S_m değerleri için küçüktür. Başlangıçta artar ve sonra bir noktada artan ortalama kuvvet S_m ile Goodman doğrusu boyunca azalır. Bu azalmanın başladığı noktada, osilasyon kuvveti için üst sınır kuvvet $S_{\max} = S_m + S_a$, tel halatın hesaplanan kopma kuvveti değerinin %75'ine ulaşır [33].

Feyrer tarafından yapılan çalışmada tel halatın, Goodman yaklaşımının geçerli olduğu bir malzeme örneği olmadığı savunulmaktadır. Ek gerilmeler, tel halatın bir malzeme örneğinden çok bir makina elemanı olarak algılanmasını sağlar. Çalışmasında bir regresyon denklemi sunmaktadır [54].

4.2 Ömür Denklemi

Çok sayıda çekme-çekme yorulma deneyi reçine ile doldurulmuş soket kullanılan yuvarlak demetli tel halatlar üzerinde gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçlarını değerlendirmek için daha iyi bir yöntem tanımlamak amacıyla sistematik olarak değişen kuvvetler uygulanmıştır. Yapılan bazı denemelerden sonra tel halat kopmasına kadar olan yük çevrim sayısı N için en iyi regresyon denklemi Feyrer tarafından bulunmuştur;

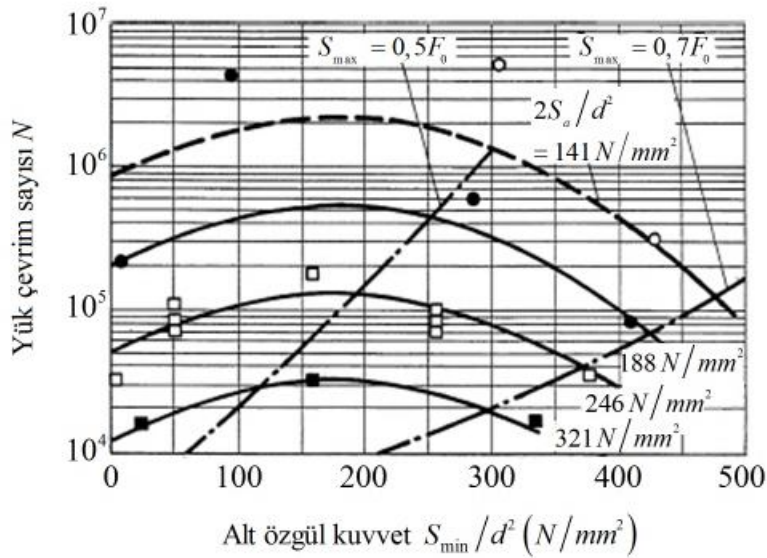
$$\log N = a_0 + a_1 \cdot \log \frac{2S_a \cdot d_e^2}{d^2 \cdot S_e} + a_2 \cdot \frac{S_{\min} \cdot d_e^2}{d^2 \cdot S_e} + a_3 \cdot \left(\frac{S_{\min} \cdot d_e^2}{d^2 \cdot S_e} \right)^2 + a_4 \cdot \log \frac{d}{d_e} \quad (4.4)$$

Boyutsuz olarak çalışabilmek için denklemde $S_e = 1N$ ve $d_e = 1mm$ olarak belirtilmiştir, diğer semboller bilinmektedir [33].

Bu denklemin uygulamaya yönelik kullanımı için kuvvetler, halat çapının karesine bölünmektedir (ölgül kuvvetler elde edilmektedir). Halat çapı d , regresyon hesaplaması için kullanılan nominal halat çapıdır. Bu durumda hesaplanan yük çevrim sayısı için standart sapma, halatın sapmasını da kapsamaktadır [33].

A, B ve C demetli tel halatları için bu regresyon denklemi ile hesaplanan standart sapma $\log s$ ve a_i sabitleri Çizelge 4.2’de verilmektedir. Wehking ve Klöpfer (1999), (4.4) denkleminin spiral tel halatlar ve Warrington-Seale halatlar için aynı ölçüde geçerli olduğunu bulmuşlardır. Bu regresyon hesaplaması için yük çevrim sayısı $N > 10^6$ (diğer durumlar için $N > 1,75 \times 10^6$) olduğunda sonlu ömür alanının dışında sayılarak göz önüne alınmaz [33].

Şekil 4.3’te (4.4) denklemi ile hesaplanan yük çevrim sayısı N ile C tel halatının deney sonuçları için oluşturulan diyagram görölmektedir. $N = 10^6$ ’ya kadar, eğriler ile deney sonuçları birbirine yakındır. Yük çevrim sayısı N , başlangıçta artan alt sınır kuvveti $S_{\min}$ ile artmaktadır [33].



Şekil 4.3: C tel halatı için yük çevrim sayısının alt ölgül kuvvet ile değışimi.

Ortalama yük çevrim sayısı $\bar{N}$, (4.4) denklemi ve sabitlerle hesaplanır. Yük çevrim sayısı, kopan tel halatların en yüksek sıklık derecesi $\% \gamma$ (örneğin %10 veya %1) durumunda, aşağıdaki denklemle hesaplanabilir.

$$\log N_{\gamma} = \log \bar{N} - k_{T\gamma} \cdot \log s \quad (4.5)$$

Standart sapma $\log s$ regresyon hesaplaması ile tanımlanmaktadır. k_{Ty} sabiti, tel halat kuvvetlerinin göz önüne alındığı bölge için ortalama bir değer olarak hesaplanmalıdır.

Eğilme yorulma deneylerinin aksine bilinen tüm çekme yorulma deneyleri, bir dış tel kırılması veya bir diğer kullanım dışı bırakma durumu bulunmaksızın çoğu zaman tel halatın kopmasına kadar sürmektedir. Yorulma deneyleri süresince oluşan iç tel kırıklarını belirlemek için magnetik inceleme yapılabilmektedir.

Uygulamaya dönük güvenlik gereksinimleri ile ilgili olarak günümüzde, göz önüne alınan tel halatların %1'inden daha azının kırıldığı N_1 yük çevrim sayısının değerlendirilmesi uygun görünmektedir. Dolayısıyla bu sınıra kadar olası tel halat kusurlarının belirlenmesi beklenmekte ve halatın kullanımdan alınması gerektiği görülmektedir. Güvenlik gereksinimleri olmayan tel halatlar için tel halatların %10'undan daha azının kırıldığı N_{10} yük çevrim sayısı kullanılabilir [33].

4.3 Woehler Diyagramı

(4.4) denkleminin yardımıyla sonlu ömür alanında bir Woehler diyagramı elde edilebilir. Feyrer tarafından elde edilen deney sonuçları göstermektedir ki sonlu ömür yorulma dayanımı, $N = 1000000$ yük çevrim sayısından fazla değildir. Bu yük çevrim sayısının üzerinde çok az sayıda deney sonucu bulunmaktadır ve bu sonuçlardan uygulanan kuvvet ve yük çevrim sayıları arasında bağlantı kurmak olanaksızdır.

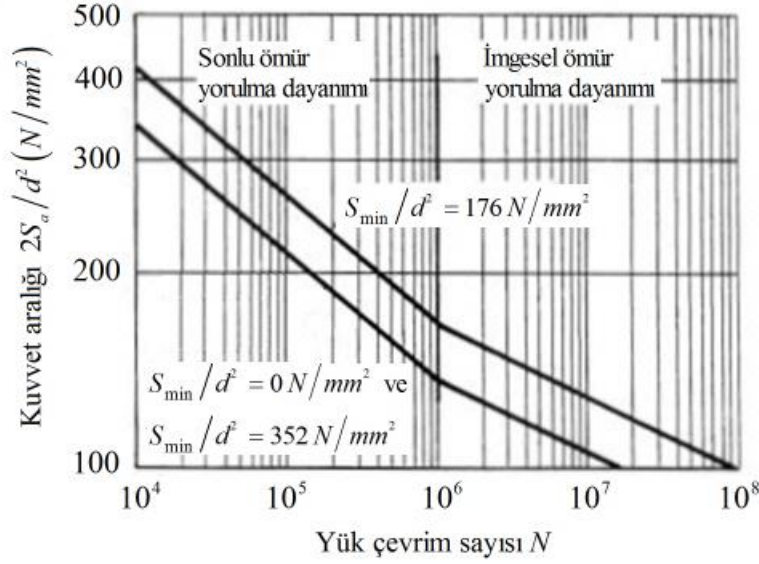
Sabit bir yorulma dayanımından söz edilemez; Haibach'a (1989) göre yorulma dayanımı eğrisi imgesel olarak uzatılabilir. Güvenli bölgede olmak için imgesel uzatma $N_D = 2000000$ sınır yük çevriminde başlayabilir. Bu imgesel uzatma için yük çevrim sayısı,

$$N = N_D \left(\frac{2 S_a / d^2}{2 S_{aD} / d^2} \right)^{2a_1+1} \quad (4.6)$$

Bu denklemde $2 S_a / d^2$, $N_D = 2000000$ yük çevrim sayısındaki kuvvet aralığıdır.

Şekil 4.4'teki Woehler diyagramı, C tel halatı için (4.4) ve (4.6) denklemlerinin yardımıyla $N_D = 1000000$ değeri (Şekil 4.3'ten bulunan) için elde edilmiştir. İlk eğri

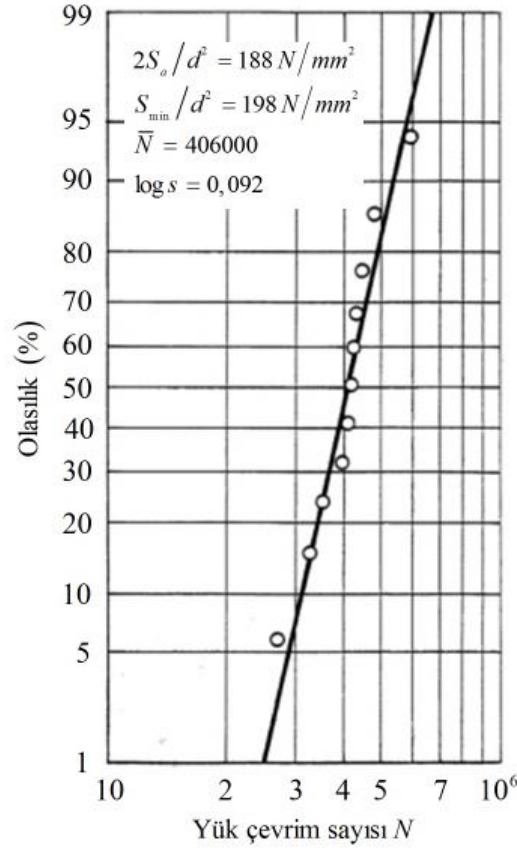
alt özgül kuvvet için $S_{\min}/d^2 = 0$ ve $S_{\min}/d^2 = 352 \text{ N/mm}^2$ değerindedir. Olası maksimum ortalama yük çevrim sayısına sahip ikinci eğri ise alt özgül kuvvet için $S_{\min}/d^2 = 176 \text{ N/mm}^2$ değerindedir. Diğer alt özgül kuvvetler için bir Woehler eğrisi, bu eğriler arasında hesaplanarak çizilebilir [33].



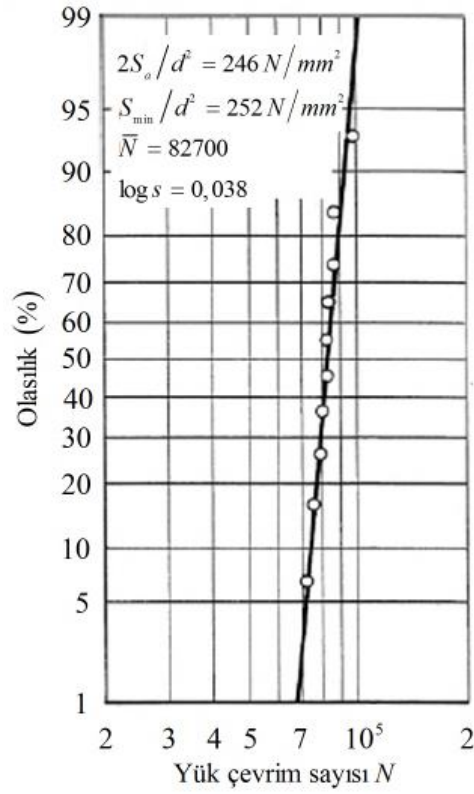
Şekil 4.4: C tel halatı için Woehler diyagramı.

4.4 Yük Çevrim Sayılarının Dağılımı

(4.4) denkleminin formundan, tanımlanan regresyonun logaritmik normal dağılıma dayandığı Şekil 4.5'ten ve Şekil 4.6'dan görülebilir. Örneğin logaritmik normal dağılım, A ve C tel halatlarının her biri nominal özdeş koşullarda yapılan deneylerinden elde edilen yük çevrim sayıları ile oldukça iyi bir uyumluluk gösterdiğinden dolayı bu durum doğrulanmaktadır [33].



Şekil 4.5: A tel halatı için yük çevrim sayıları.



Şekil 4.6: C tel halatı için yük çevrim sayıları.

Raooof ve Hobbs (1994) ise demetli tel halatların aynı koşullar altında, tekrarlı olarak yapılan çekme yorulma deneylerinde yük çevrim sayısı için Gumbel dağılımının kullanılabilir olduğunu öne sürmüşlerdir. Ancak sonlu ömür dayanımının sona erdiği hesaplanan yük çevrim sayısı $N = 335000 - 1636000$ arasındadır. Ayrıca Gumbel dağılımı, regresyon hesabının zorluğundan dolayı, deney sonuçlarını logaritmik normal dağılımdan daha iyi açıklayamamaktadır [33].

Castillo ve diğ. (1990) üç değişkenli Weibull dağılımını kullanarak, aynı koşullar altında yapılan tekrarlı çekme deneyleri ile yük çevrim sayısını belirlemeyi amaçlamışlardır. Bu dağılımın, üç değişkeni değerlendirmek için çok sayıda deney gereksiniminin ötesinde, bu değişkenlerin bir regresyon hesabına kolayca uygulanamaması gibi sınırlamaları bulunmaktadır [33].

4.5 Çekme Yorulma Deney Serilerinin Sonuçları

4.5.1 Reçine ile doldurulmuş soketli spiral tel halatlar

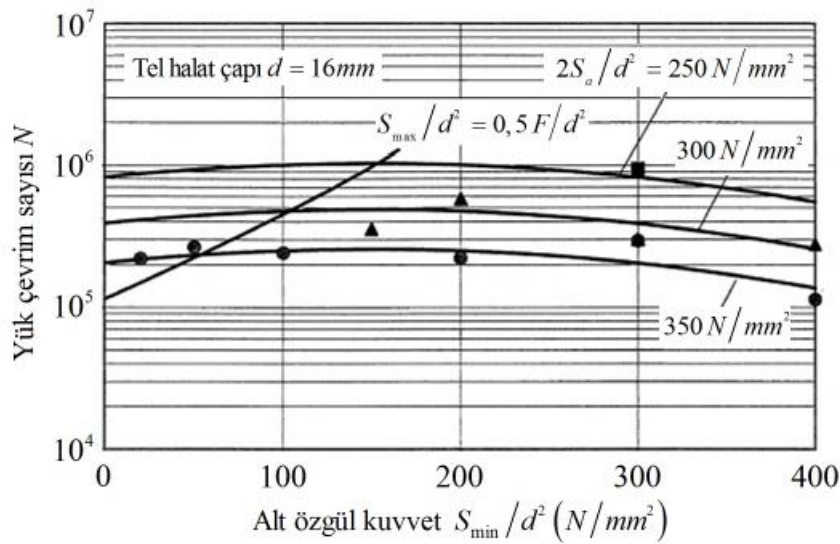
Wehking ve Klöpfer (2000) Stuttgart’da, Casey (1993) ve Paton ve diğ. (2001) Glasgow’da spiral tel halatlarla yapılan kapsamlı çekme yorulma deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Her deneyde tel halatlar reçine ile doldurulmuş soketlerle sonlandırılmıştır. Bu deneylerin sonuçları (4.4) denklemi ile regresyon hesabı yapılarak değerlendirilmiştir. a_i sabitleri, tel halat ve deney verileri Çizelge 4.1’de listelenmiştir [33].

Çizelge 4.1: Reçine ile doldurulmuş soketli spiral tel halatlar için a_i sabitleri.

Tel halat	Tel halat çapı (d) (mm)	Dayanım sınırı (R_r) (N/mm^2)	Deney frekansı (Hz)	Serbest uzunluk (L/d)	Deney sayısı (n)	Sabitler						Standart sapma ($\log s$)	$d = 30mm$ $S_{\min}/d^2 = 60 N/mm^2$ $2S_z/d^2 = 300 N/mm^2$ için $\bar{N}$	
						a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5			
Wehking, Klöpfer (2000) Klöpfer (2002)	Spiral halat 1×37 (yağlanmış)	4 4 5 10 16 16 24	1370 1770 1370 1770 1770 1770 1770	1,5 ... 8	40	12 4 12 11 19 11 16	15,90	-3,862	0,0009	-0,0000030	-0,779	0,227	168000	
Casey (1993) Paton v.d. (2001)	Spiral halat 1×292 1×135 1×147 1×127 1×292	40 66,6 70 73 127	1570	≥ 0,3	100 ... 55	4 4 2 2 4	20,587	-5,420	-0,00019	-0,000024	-1,040	0,107	337000	
Wehking, Klöpfer (2000) Casey (1993) Paton v.d. (2001)	Spiral halat 1×37 ... 1×292	4 ... 127	1370 ... 1770	 100	40 ... 101	15,401 -3,910 0,00118 -0,0000037 -0,793 0,339 0,214	15,401	-3,910	0,00118	-0,0000037	-0,793	0,339	0,214	$z = 37$ için 169000 $z = 199$ için 331000

Wehking ve Klöpfer (2000) ve Klöpfer (2002) farklı çaplarda $1 + 6 + 12 + 18 (1 \times 37)$ yuvarlak telli spiral tel halatlar üzerinde deneyler gerçekleştirmişlerdir. Soketler arasındaki serbest uzunluk üniform olarak $L = 40d$ 'dir. Tel halatlar çinko kaplı tellere sahiptir ve yağlanmıştır. $N = 1,75 \times 10^6$ 'ya kadar olan yük çevrim sayıları regresyon hesabına katılmıştır. Her tel halat için kararlılık katsayısı yüksektir; ancak standart sapma $\log s = 0,094-0,246$ arasında değişmektedir. Wehking ve Klöpfer (2000) tarafından tanımlanan a_i sabitleri, Klöpfer (2002) tarafından, sonlandırma elemanları yakınında olan tel halat kopma sonuçları göz ardı edilerek bir ölçüde doğrulanmıştır. Bu durum standart sapmanın $\log s = 0,227$ 'ye düşmesini sağlamıştır [33].

En büyük yük çevrim sayısına, göreceli olarak büyük bir sapma ile, ortalama alt özgül kuvvetin $S_{\min}/d^2 = 140 \text{ N/mm}^2$ olduğu durumda ulaşılmıştır. $d = 16 \text{ mm}$ çapında bir spiral tel halat için yük çevrim sayıları örnek olarak Şekil 4.7'de verilmektedir. Kullanılabilir en büyük bölgenin görülebilmesi için halat kopma kuvvetinin yarısı olarak tanımlanan üst kuvvet çizgisi şekilde verilmiştir. Ömür eğrilerinin göreceli olarak yatay olduğu şekilde görülebilmektedir.



Şekil 4.7: 1×37 telli spiral tel halat için yük çevrim sayıları.

Deney yapılan yedi tel halattan ikisi SSZ gibi olağandışı bir sarım yönüne sahiptir. Normal sarım yönü ZSZ ile karşılaştırıldığında SSZ sarım yönü daha düşük ömür değerine sahiptir [33].

Casey (1993) ve Paton ve diğ. (2001), büyük çaplı spiral tel halatlarla çok sayıda çekme-çekme yorulma deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Tel halatlar farklı sayıda tele sahiptirler. Çapları $d = 40mm$ ve $d = 127mm$ olan tel halatlar $1 + 7 + 7 / 7 + 14 + 19 + 25 + 31 + 42 + 48 + 49 = 292$ yapısı ile en fazla sayıda tele sahip olan tel halatlardır [33].

Bu spiral tel halatların a_i sabitleri ve diğer sonuçlar Çizelge 4.1’de listelenmiştir. $N \leq 1,75 \times 10^6$ yük çevrim sayısına kadar elde edilen sonuçlar regresyon hesaplamasında kullanılmaktadır. En büyük özgül alt sınır kuvvet $S_{\min}/d^2 = 84 N/mm^2$ ’dir. Bu nedenle a_i sabitlerinin kullanıldığı (4.4) denklemi, söz konusu alt sınır kuvvete kadar geçerlidir.

Wehking ve Klöpfer, Casey ve Paton ve diğ.’nin çalışmalarından elde edilen sonuçlar kullanılarak Feyrer tarafından ortak bir regresyon hesabı uygulanmıştır. Çok farklı tel sayılarından dolayı regresyon denklemi z adet tel sayısı ile tamamlanmaktadır [33].

$$\log N = a_0 + a_1 \cdot \log \frac{2 \cdot S_a \cdot d_e^2}{d^2 \cdot S_e} + a_2 \cdot \frac{S_{\min} \cdot d_e^2}{d^2 \cdot S_e} + a_3 \cdot \left(\frac{S_{\min} \cdot d_e^2}{d^2 \cdot S_e} \right)^2 + a_4 \cdot \log \frac{d}{d_e} + a_5 \cdot \log z \quad (4.7)$$

Ortak regresyon hesabında kullanılan a_i sabitleri Çizelge 4.1’de listelenmiştir. Çapı $d = 4 - 127mm$, tel sayısı $z = 37 - 292$ olan spiral tel halatlar için bu sabitler kullanılarak ortalama yük çevrim sayıları verilmiştir. Standart sapma $\log s = 0,214$ ’tür. $k_{T10} = 1,69$ ve $k_{T1} = 2,93$ sabitleri kullanılarak tel halatların en fazla %10 ve %1’inin kırıldığı yük çevrim sayıları;

$$N_{10} = 0,435 \cdot \bar{N} \text{ ve } N_1 = 0,236 \cdot \bar{N}$$

olarak belirlenmiştir. Spiral tel halatlar için tel halat gerilmesi ve özgül kuvvet arasındaki ilişki yaklaşık olarak,

$$\sigma_z = 1,70 \cdot \frac{S}{d^2} \quad (4.8)$$

Ömür değeri tel halat çapının artmasıyla azalır; tel sayısının artmasıyla artar. Bu durumda tel halat çapının etkisi belirleyicidir. Deneylerin yapıldığı aralıkta yük çevrim sayısı; çap ile ilgili katsayı ($a_4 = 0,793$) ile azalmakta, tel sayısı ile ilgili

katsayı ($a_5 = 0,399$) ile artmaktadır. Deneyde kullanılan tüm spiral tel halatlar çinko kaplıdır ve yağlanmışır. Eldeki verilerden nominal dayanımın ömür değeri üzerine etkisini değerlendirmek olanaksızdır. Çizelge 4.1'deki katsayılar da $1370 N/mm^2$ ile $1770 N/mm^2$ arasında nominal dayanıma sahip tel halatlar için geçerlidir.

Çizelge 4.1'deki son sütunda $d = 30mm$ çap için (5.7) denklemi ile hesaplanan ortalama yük çevrim sayıları bulunmaktadır. Her iki çap aralığı için yapılan regresyon hesaplarında elde edilen yük çevrim sayılarındaki farklılık $z = 37$ ve $z = 199$ tel sayıları için denenmiştir. Elde edilen sonuçlar arasındaki farklılık oldukça küçüktür. Böylece ortak regresyon hesaplaması doğrulanmaktadır [33].

4.5.2 Metal ile doldurulmuş soketli spiral tel halatlar

Müller, metal ile doldurulmuş soketler kullanarak, kenetli spiral tel halat üzerinde (yayınlanmamış) çekme-çekme yorulma deneyleri gerçekleştirmiştir. Tel halat çapı $d = 28mm$ olup 1 + 6 + 12 + 18 adet yuvarlak tel ve dışında 19 adet sağ (Z) sarımlı tel bulunmaktadır. Elde ettiği sonuçlar ($a_0 = 12,528$; $a_1 = -2,960$) reçine ile doldurulmuş soketlerle sonlandırılmış spiral tel halatların yaklaşık %55'i kadar dayanıklılık göstermektedir [33].

4.5.3 Reçine ile doldurulmuş soketli yuvarlak demetli tel halatlar

Reçine ile doldurulmuş soketler kullanılarak, yuvarlak demetli tel halatlar ile çekme-çekme yorulma deneyleri gerçekleştirilmiştir. Bu deneylerin gerçekleştirildiği tel halatlar Çizelge 4.2'de listelenmektedir. Deneylerden elde edilen sonuçlar (4.4) denkleminde dayanan regresyon hesaplamasında kullanılmaktadırlar. Dolayısıyla belirlenen sabitler de Çizelge 4.2'de verilmektedir.

6 adet Warrington-Seale demete sahip, çelik özlü, çapraz sarımlı tel halatlar kullanılarak çok sayıda çekme-çekme yorulma deneyleri yürütülmüştür. Wehking ve Klöpfer (2000) $d = 8-36mm$ çaplı, Casey (1993) $d = 38-127mm$ çaplı tel halatlarla deneyler yapmışlardır. Her bir demet için; çapı $40mm$ 'ye kadar olan küçük çaplı tel halatlarda 36 tel, çapı $70mm$ olan tel halatlarda 41 tel, çapı $127mm$ olan tel halatlarda ise 49 tel bulunmaktadır [33].

Wehking ve Klöpfer tarafından yapılan deneylerde 7 adet tel halat çinko kaplı, 5 adet tel halat ise kaplamasızdır (parlak). Casey'nin yaptığı deneylerde tüm tel halatlar

Çinko kaplıdır. Tüm tel halatlar yağlanmıştır. Eldeki verilerden, çinko kaplama veya nominal dayanımın tel halatın dayanıklılığına etkisini değerlendirmek olanaksızdır. Bu nedenle izelge 4.2'deki sabitler, çinko kaplı veya parlak olduğuna bakılmaksızın, nominal dayanımı 1570 N/mm^2 ile 1960 N/mm^2 değerleri arasında bulunan Warrington-Seale demete sahip tel halatlar için geçerlidir [33].

Deneylerden elde edilen verilere dayanan regresyon hesaplaması sonuçları da izelge 4.2'de listelenmiştir. Wehking ve Klöpfer ile Casey'nin deneysel verilerine dayanarak yapılan ortak regresyon hesabı oldukça yerindedir. Her iki deney serisi için 38 mm çapındaki tel halat göz önüne alınarak hesaplanan yük çevrim sayıları birbirine çok yakındır [33].

zellikleri birbirinden farklı olan tel halatlar için kararlılık katsayısı $B = 0,68$ ve standart sapma $\log s = 0,266$ 'dır. $k_{T10} = 1,575$ ve $k_{T1} = 2,76$ sabitleri kullanılarak, tel halatların en fazla %10 ve %1'inin kırıldığı yk çevrim sayıları;

$$N_{10} = 0,38.\bar{N} \text{ ve } N_1 = 0,184.\bar{N}$$

olarak belirlenmiştir.

6 adet Warrington-Seale demete sahip, IWRC elik zl tel halat için tel halat gerilmesi ve özgül kuvvet arasındaki ilişki;

$$\sigma_z = 2,195.\frac{S}{d^2}.$$

Çizelge 4.2: Reçine ile doldurulmuş soketli yuvarlak demetli tel halatlar için a_i sabitleri.

Tel halat	Tel halat çapı (d) (mm)	Dayanım sınıfı (R_e) (N/mm^2)	Deney frekansı (Hz)	Serbest uzunluk (L/d)	Deney sayısı (n)	Sabitler					Standart sapma (log s)	$d = 16 \text{ mm}$ $S_{\min}/d^2 = 20 \text{ N/mm}^2$ $2S_s/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ için $\bar{N}$
						a_0	a_1	a_2	a_3	a_4		
Wehking, Klöpfer (2000) Klöpfer (2002)	WS IWRC 6 x 36 - sZ (yağlanmış) (parlak veya çinko kaplı)	8 8 10 10 10 10 16 16 24 24 30 36	1770 1770 1770 1770 1770 1770 1770 1770 1770 1770 1770 1770		21 23 4 18 19 11 14 16 17 24 18 8							
			1,5 ... 8	40		17,49	-4,268	0,00374	-0,000014	-1,547	0,273	751000
Casey (1993)	WS IWRC 6 x 36 - sZ 6 x 36 - sZ 6 x 41 - sZ 6 x 49 - sZ (yağlanmış) (çinko kaplı)	38 40 70 127	1570	$\geq 0,3$	4 13 10 8	16,161	-4,180	0,0235	-0,000249	-0,926	0,116	

Çizelge 4.2 (Devam): Reçine ile doldurulmuş soketli yuvarlak demetli tel halatlar için a_i sabitleri.

	Tel halat	Tel halat çapı (d) (mm)	Dayanım sınırı (R_e) (N/mm^2)	Deney frekansı (Hz)	Serbest uzunluk (L/d)	Deney sayısı (n)	Sabitler					Standart sapma (log s)	$d = 16 \text{ mm}$ $S_{\min}/d^2 = 20 \text{ N/mm}^2$ $2S_a/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ için $\bar{N}$
							a_0	a_1	a_2	a_3	a_4		
Wehking, Klöpfer (2000) Casey (1993)	WS IWRC 6 × 36 - sZ ... 6 × 49 - sZ (yağlanmış) (parlak veya çinko kaplı)	8 ... 127	1570 ... 1960		40 ... 100	217	16,304	-3,939	0,00326	-0,000012	-1,180	0,266	755000
Casey (1993)	Spiral - çok demetli halat (1 + 5 + 11 + 17 + 23) × 7 = 57 × 7 (yağlanmış)	40 127	1570	≥ 0,3	100 55	6 4	17,669	-4,736	0,00110	-0,000016	0,849	0,072	
Feyrer (1995)	A: W FC 8 × 19 - sZ B: W IWRC 8 × 19 - sZ C: W IWRC 8 × 19 - zZ (yağlanmış)	16 16 16	1570 1960 1960	3,3	87	22 19 16	19,66 14,40 16,74	-6,201 -4,078 -5,033	0,00382 0,00246 0,00493	-0,0000185 -0,0000066 -0,0000140		0,132 0,148 0,131	289000 116000 179000
Ridge (1993)	F IWRC 6 × 19 - sZ (yağlanmış)	13	1770	3,0	50	9	25,108	-8,565	0,00288	0,000041		0,141	

4.5.4 Metal ile doldurulmuş soketli yuvarlak demetli tel halatlar

Metal ile doldurulmuş soketli tel halatların çekme-çekme yorulma deneylerinin sonuçları Çizelge 4.3'te listelenmiştir. Metal ile doldurulmuş soketli tel halatlar sıklıkla kullanılmaktadır ve farklı koşullar altında yapılan deney sonuçları tel halat dayanıklılığının görülmesi bakımından oldukça bilgilendiricidir. Sonuçların çoğu Müller'in çalışmalarından (yayınlanmamış sonuçlara ek olarak 1962, 1963 ve 1966) alınmıştır. Yaptığı deneylerde alt özgül kuvvet yaklaşık $S_{\min}/d^2 = 20 \text{ N/mm}^2$ 'dir [33].

Her tel katında aynı sarım açısına sahip basit sarımlı tel halatların, teorik olarak, farklı tel katlarında eşit gerilmeye sahip olmasının üstünlüğüne karşın, paralel sarımlı tel halatların her zaman basit sarımlı tel halatlardan çok daha uzun ömürlü olduğunu bulmuştur. Basit sarımlı tel halatların daha az ömürlü olmalarının nedeni birbiri üstünde kesişen tellerde oluşan basınçtan dolayı olabilir.

Doğal lif özlü (NFC) 6×19 , 6×37 ve 6×61 çapraz sarımlı tel halatların yük çevrim sayılarında çok fazla değişkenlik bulunmamaktadır; ancak tel sayısının fazla olması bir üstünlük sağlamaktadır. Doğal lif özlü (NFC) 6×7 basit tel halat biraz daha uzun ömürlüdür. Bunun nedeni birbiri üstünde kesişen tellerin bulunmaması olabilir. Bu durum daha büyük çaplı tellerin yarattığı sınırlamaları ortadan kaldırabilir. Yapılan çalışmada yağlamanın daha uzun ömür sağladığı bulunmuştur [33].

Çizelge 4.3: Metal ile doldurulmuş soketli yuvarlak demetli tel halatlar için a_i sabitleri.

Tel halat	Tel halat çapı (d) (mm)	Dayanım sınırı (R_e) (N/mm^2)	Deney frekansı (Hz)	Serbest uzunluk (L/d)	Deney sayısı (n)	Sabitler					Standart sapma (log s)	$d = 16 \text{ mm}$ $S_m/d^2 = 20 \text{ N/mm}^2$ $2 S_e/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ için $\bar{N}$
						a_0	a_1	a_2	a_3	a_4		
H. Müller (1962, 1963, 1966)	Basit sarımlı halat	2,5	2160	4,7	320	2						
	NFC	3,2	1570	4,7	280	8						
	6 x 19 - sZ	5,0	1770	4,2	190	9	14,03	-3,461		-1,021	0,393	68200 (yağlanmış)
	(yağlanmış ve	8,5	1570	4,2	110	13						
	yağlanmamış)	16	1570	3,0	65	13	12,82	-3,215		-0,718	0,385	35800 (yağlanmamış)
		28	1570	3,0	27	12						
H. Müller (1962, 1963, 1966)	Basit sarımlı halat	2,5	2160	4,7	320	2						
	NFC	3,2	1570	4,7	280	6						
	6 x 19 - sZ	5,0	1770	4,2	190	10	12,74	-3,205		-0,535	0,178	52700 (yağlanmış)
	(yağlanmış ve	8,5	1570	4,2	110	11						
	yağlanmamış)	16	1570	3,0	65	10	13,08	-3,245		-0,821	0,341	42200 (yağlanmamış)
		28	1570	3,0	27	13						
H. Müller (1962, 1963, 1966)	F NFC											
	6 x 19 - zZ	16	1570	3,0	50	4	18,740	-5,729				381000 (yağlanmış)
	(yağlanmış ve											
	yağlanmamış)				4		15,324	-4,470				109000 (yağlanmamış)
H. Müller (1962, 1963, 1966)	S NFC											
	6 x 19 - sZ	16	1570	3,0	50	5	16,055	-4,680			0,021	193000
	(yağlanmış)											
H. Müller (1962, 1963, 1966)	F NFC											
	8 x 19 - sZ	16	1570	3,0	50	5	16,891	-5,476			0,055	136000
	(yağlanmış)											

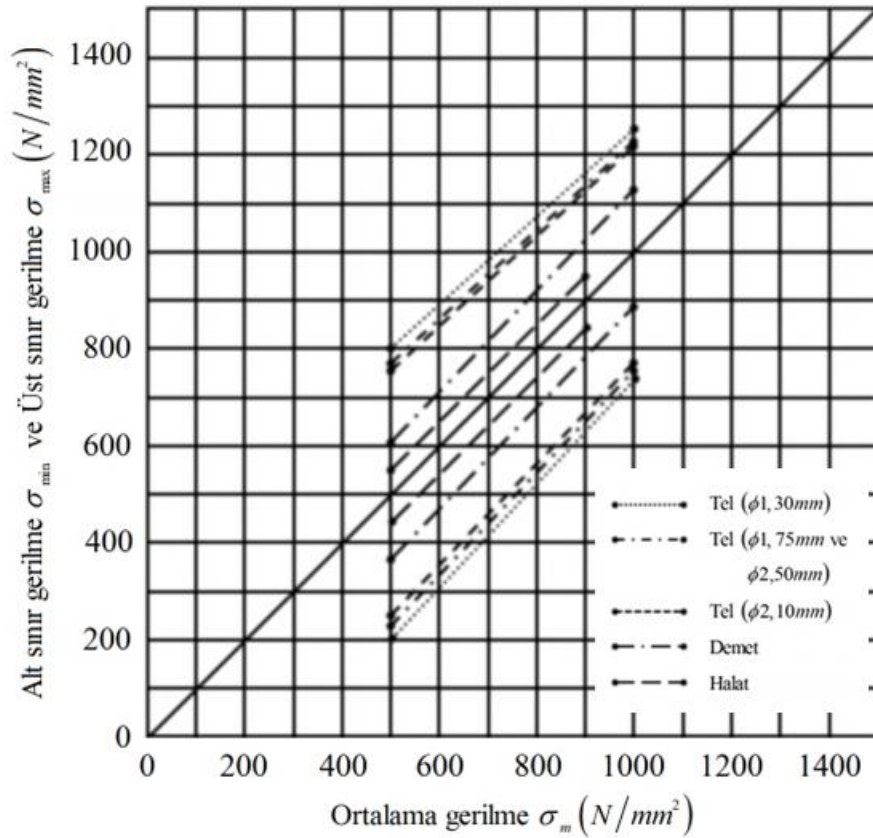
Çizelge 4.3 (Devam): Metal ile doldurulmuş soketli yuvarlak demetli tel halatlar için a_i sabitleri.

Tel halat	Tel halat çapı (d) (mm)	Dayanım sınıfı (R_p) (N/mm ²)	Deney frekansı (Hz)	Serbest uzunluk (L/d)	Deney sayısı (n)	Sabitler					Standart sapma (log s)	$d = 16 \text{ mm}$ $S_{\max}/d^2 = 20 \text{ N/mm}^2$ $2S_z/d^2 = 200 \text{ N/mm}^2$ için $\bar{N}$
						a_0	a_1	a_2	a_3	a_4		
H. Müller (1962, 1963, 1966)	W NFC 8 × 19 - sZ (yağlanmış)	16	1570	3,0	50	6	18,025	-5,109			0,194	266000
Suh, Chang (2000)	W IWRC 6 × 19 - sZ (yağlanmış)	12,5	1570		70 140 210	8 6 4	10,555	-2,137	0,000459	-0,0000015	0,137	
H. Müller (1962, 1963, 1966)	Basit sarımlı halat NFC											
	6 × 7 - sZ	16	1570			5	12,219	-3,175			0,035	81900
	6 × 19 - sZ	16	1570			10	12,760	-3,474			0,143	58400
	6 × 37 - sZ	16	1570	3,0	50	7	12,457	-3,327			0,080	63400
	6 × 61 - sZ (yağlanmış)	16	1570			7	12,537	-3,356			0,112	65200

4.6 Çekme Yorulma Deneyleri için Ek Sonuçlar

4.6.1 Tel ve tel halat için yük çevrim sayısı

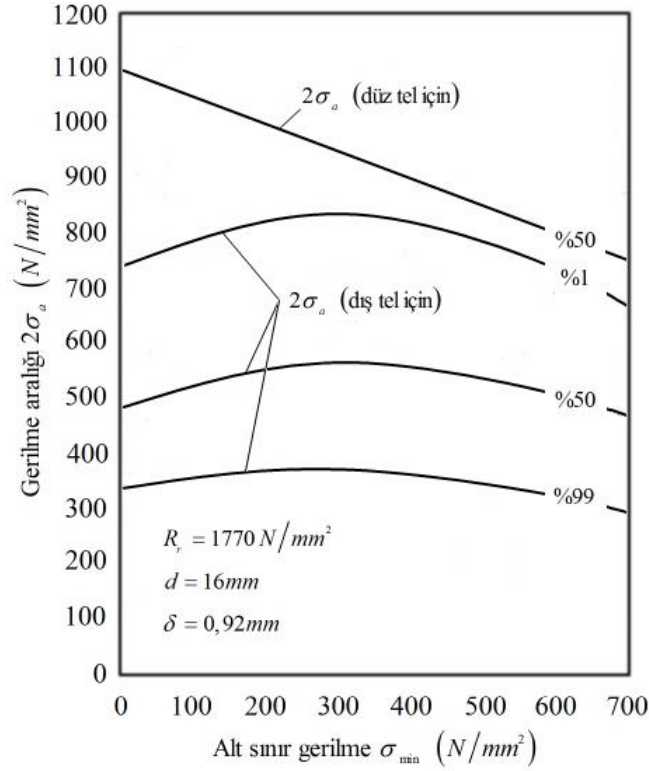
Setzer (1976), Warrington-Seale demetlere sahip bir tel halat üzerinde çekme yorulma deneyleri yapmıştır. Sonrasında demet ve tellerin, tel halat üretilmeden önceki durumları ile karşılaştırmıştır. Bu deneylerden elde edilen sonuçlar doğrultusunda oluşturulan Smith diyagramı Şekil 4.8’de görülmektedir. $N = 2 \times 10^6$ adet yük çevrim sayısı esas alınmaktadır. Ortalama gerilmenin $\sigma_m = 550 \text{ N/mm}^2$ olduğu durumda gerilme aralığı; teller için $2\sigma_a = 550 - 600 \text{ N/mm}^2$, tel halat için sadece $2\sigma_a = 140 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunmuştur [33].



Şekil 4.8: Warrington-Seale demet yapısına sahip tel halat için Smith diyagramı.

Warrington-Seale demet yapısındaki tel halat için Çizelge 4.2’deki veriler esas alınarak teller ve tel halat için gerilme aralığı incelenmektedir. Şekil 4.9’da (%1, %50 ve %99 hasar olasılığı için) $N = 10^6$ yük çevrim sayısında kırılan, $d = 16 \text{ mm}$

çapındaki 6×36 -IWRC-sZ tel halatın dış tellerindeki gerilme aralığı görülmektedir. Ek gerilmeleri göz önüne almak için tel halatın gerilme aralığı, (4.4) denklemi kullanılarak hesaplanan $\sigma_z = S/A_m$ toplam tel halat geriliminin %20 yukarısına çekilmiştir. Şekilde aynı çaptaki düz teller ve tel halatın dış telleri için gerilme aralığı karşılaştırmalı olarak verilmektedir [33].



Şekil 4.9: Warrington-Seale demet yapısına sahip tel halatın dış tellerinin gerilme aralığı ($N = 10^6$).

Yüksek kaliteli tel halatlar (hasar olasılığı %1) için bile $N = 10^6$ yük çevrim sayısındaki kırılmada görülen gerilme aralığı, sıradan düz teller için görülen ortalama gerilme aralığından açıkça küçüktür. Aradaki fark, bağımsız tel veya demetlerin düzenli olmayan gerilme artışları ile açıklanabilir. Ayrıca gerilme hesaplamasında teller arasında oluşan basınç göz önüne alınmamaktadır [33].

4.6.2 Tel halat çapının etkisi

Müller (1966) çapraz sarımlı 6×19 -NFC-sZ tel halatlar üzerinde çap etkisini araştırmıştır. d_1 ve d_2 çapında iki tel halatın yük çevrim sayılarının oranı N_1/N_2 ,

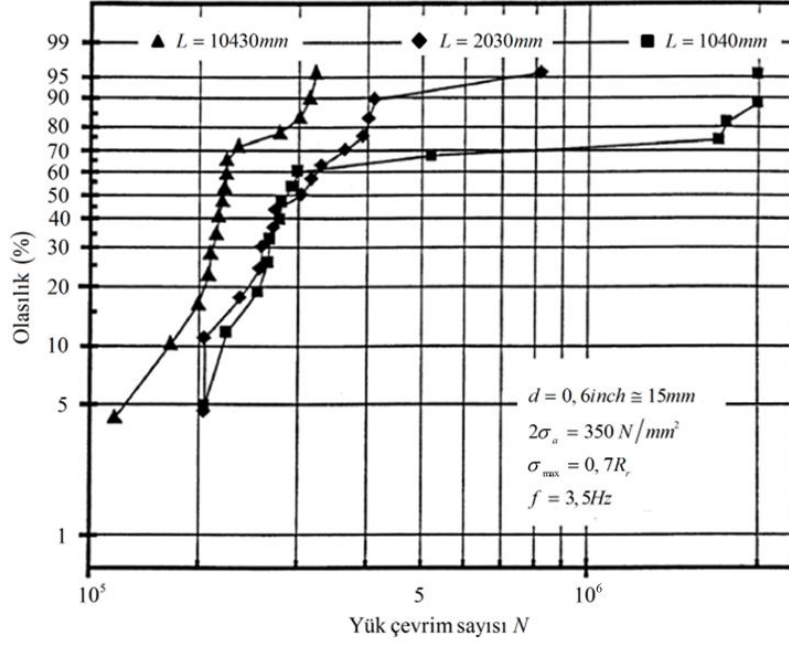
$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^{a_4} \quad (4.9)$$

Müller yağlanmış, basit sarımlı tel halatlar için $a_4 = -1,021$ ve $a_4 = 0,535$ sabitlerini bulmuştur. Farklı deney serileri için a_4 sabitleri Çizelge 4.1, Çizelge 4.2 ve Çizelge 4.3'te listelenmiştir. Spiral tel halatlar için $d = 4-127mm$ arasında $a_4 = -0,793$ 'tür. Warrington-Seale demetli tel halatlar için $d = 8-127mm$ arasında $a_4 = -1,180$ 'dir. Çekme-çekme yorulmasında çap etkisi, eğilme yorulmasına ($a_4 = -0,34$) kıyasla daha büyüktür [33].

Çekme ve eğilme durumundaki sabitler arasında bulunan bu büyük fark açıklanamamaktadır. Tel halat çapının, gerilme dağılımı (stress gradient) etkisinden dolayı, eğilme üzerinde daha etkili olması beklenmektedir. Ancak sonuçlar Unterberg'in (1967) tel halatlar için gerilme dağılımı (stress gradient) etkisinin bulunmadığı tezini vurgulamaktadır [33].

4.6.3 Tel halat uzunluğunun etkisi

Esslinger (1992) 0,6inch çapında ve $L = 1040mm$, $L = 2030mm$, $L = 19430mm$ uzunluklarında basit bir 1+6 demet ile çekme-çekme yorulma deneyleri gerçekleştirmiştir. Şekil 4.10'da deney sonuçları görülmektedir. Ortalama yük çevrim sayısı tel halat uzunluğu ile azalmaktadır. Tel halat yapısında çok az olası gevşeme söz konusu olabilir [33].



Şekil 4.10: Farklı uzunluklardaki 1 + 6 telli demet için yük çevrim sayıları.

Suh ve Chang (2000) sarım uzunluğunun 10, 20 ve 30 katı uzunluktaki Warrington demet yapısında tel halatlar için çekme-çekme yorulma deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Yük çevrim sayısının tel halat uzunluğu ile biraz arttığını gözlemlemişlerdir. Daha uzun deney örneklerinin daha uzun ömürlü olmasının nedeni olarak; tel halat yapısında oluşan gevşemenin daha iyi dengelenebilmesi olduğu sanılmaktadır [33].

Yük çevrim sayısı, güvenilirlik teorisi yöntemleri (methods of reliability theory) ile hesaplanabilmektedir. Gabriel (1979) farklı uzunluklardaki tel halatlar için oluşturulan bir diyagramda bu yöntemi sunmaktadır. L_0 uzunluğundaki parçaların seri birleştirilmesi ile oluşan L uzunluğundaki tel halatın kullanımda kalma olasılığı aşağıdaki denklemle tanımlanmaktadır.

$$R = R_0^{L/L_0} \quad (4.10)$$

5. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

5.1 Tanım

Sonlu Elemanlar Analizi (FEA) yöntemi ilk olarak Yurner ve diğ. (1956) tarafından sunulmuştur. FEM, farklı mühendislik alanlarında görülen fiziksel olayların tasarımı veya modellenmesinde önemli bir adımdır. Fiziksel bir olay, maddenin (katı, sıvı veya gaz) sürekliliği içinde farklı ortam değişkenleri ile oluşmaktadır. Ortam değişkenleri her noktada değişmektedir. Böylece bir bölge için sonsuz sayıda çözüm söz konusu olmaktadır [55].

FEM'in esası, bir bölgenin sonlu sayıda elemanlara ayrılmasına dayanmaktadır. Aslında FEM, bir bölgeyi elemanlara ayırarak ve her bir elemanın varsayılan yaklaşım fonksiyonları bakımından bilinmeyen ortam değişkenlerini tanımlayarak problemi sonlu sayıda bilinmeyene indirgemektedir. İnterpolasyon fonksiyonları olarak bilinen bu fonksiyonlar, düğüm noktası (node) olarak bilinen belirli noktalardaki ortam değişkenlerince tanımlanmaktadır. Düğüm noktaları genellikle elemanların sınırlarında bulunmakta ve bitişik elemanları birbirine bağlamaktadır.

FEA yöntemi aşağıda sıralanan esaslar gerektirmektedir;

- Bölgenin sonlu sayıda elemana ayrılması
- İnterpolasyon fonksiyonlarının seçilmesi
- Eleman için eleman matrisinin geliştirilmesi
- Her bir eleman için oluşturulan eleman matrislerinin, çözüm bölgesinde global matrisin oluşturulması için birleştirilmesi
- Sınır şartlarının uygulanması
- Ek hesaplamalar (Gerekli olduğunda)

FEA yöntemine dayanan yaklaşık bir çözüm oluşturmak için 3 temel yaklaşım bulunmaktadır.

- Doğrudan yaklaşım (Direct approach)
Bu yaklaşım göreceli olarak basit problemler ve genellikle sonlu elemanlar analizi kavramının ve adımlarının açıklanması için kullanılmaktadır.
- Ağırlıklandırılmış artanlar yaklaşımı (Weighted residuals)
Bu çok yönlü yaklaşım davranışı kurgulanamayan problemlerde, ısı transferi ve akışkanlar mekaniği gibi alanlarda diferansiyel denklemlerin oluşturulmasını sağlamaktadır.
- Değişken yaklaşım (Variational approach)
Bu yaklaşım değişkenler içeren problemlerin hesaplanmasında kullanılmaktadır. İşlevi, yapısal mekanik için potansiyel enerji tanımını karşılamaktadır.

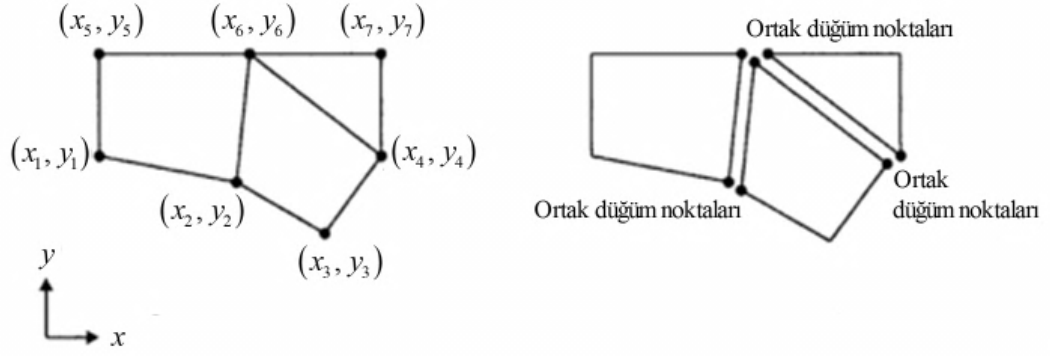
Matris gösteriminde global denklem sistemi,

$$\mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (5.1)$$

$\mathbf{K}$ sistem rijitlik matrisi, $\mathbf{u}$ bilinmeyen yer değişimi vektörü ve $\mathbf{F}$ kuvvet vektörüdür. Problemin niteliğine bağlı olarak $\mathbf{K}$, $\mathbf{u}$ 'ya bağlı $\mathbf{K} = \mathbf{K}(\mathbf{u})$ ve $\mathbf{F}$ zamana bağlı $\mathbf{F} = \mathbf{F}(t)$ olabilir [55].

5.2 Düğüm Noktaları

Bir mühendislik probleminin matematiksel gösterime dönüşümü, söz konusu bölgenin elemanlara ayrılması ile elde edilmektedir. Bu elemanlar birbirlerine ortak düğüm noktaları ile bağlıdırlar. Bir düğüm noktası fiziksel problemin serbestlik derecesi (Degrees of Freedom) (DoF) ve davranışının bulunduğu uzaydaki koordinatları tanımlamaktadır. Matris denklem sisteminde düğümsel (nodal) bilinmeyenler, birincil ortam değişkenlerini tanımlamaktadır. Bir elemana atanan düğümsel (nodal) değişkenler, elemanın serbestlik derecesi olarak adlandırılır.

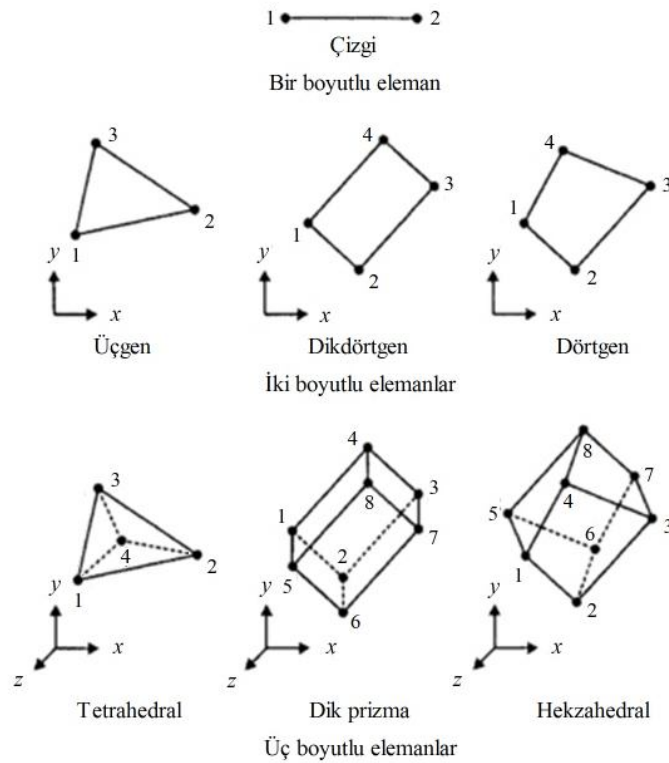


Şekil 5.1: Bir bölgenin elemanlara ayrılması.

Şekil 5.1’de görülen ortak düğüm noktaları, düğümsel (nodal) değişkenlerin (serbestlik derecesinin) sürekliliğini sağlamaktadır. Bir düğüm noktasının serbestlik derecesi, problemin fiziksel niteliği ve eleman tipi tarafından belirlenir [55].

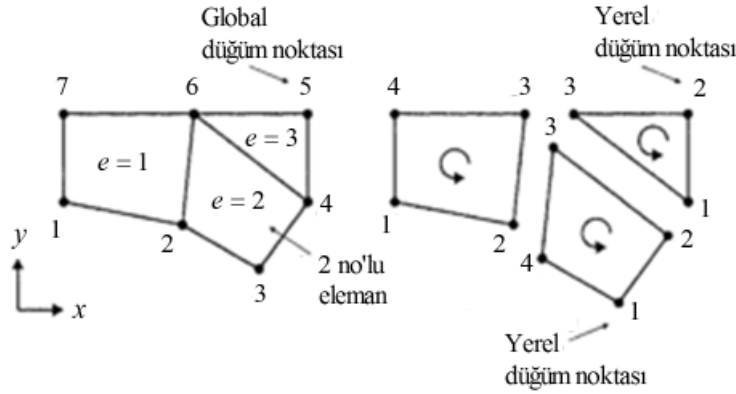
5.3 Elemanlar

Problemin geometrisi ve fiziksel niteliğine bağlı olarak söz konusu bölge bir, iki veya üç boyutlu elemanlar ile ayrılabilir. Şekil 5.2’de FEA’da kullanılan bazı eleman tipleri görülmektedir.



Şekil 5.2: Sonlu elemanlar analizi yönteminde kullanılan eleman tipleri.

Her bir eleman, eleman numarası ve belirli bir global düğüm noktası sayıları dizisi ile tanımlanmaktadır. Genellikle saat yönünün tersinde olan bu belirli sayılar dizisi, düğüm noktalarının eleman düzeyinde numaralandırılmasına dayanmaktadır. Şekil 5.3'te ve Çizelge 5.1'de elemanlar için düğüm noktalarının numaralandırılması tanımlanmaktadır [55].



Şekil 5.3: Eleman ve düğüm noktalarının numaralandırılması.

Çizelge 5.1: Eleman düzeyinde düğüm noktalarının numaralandırılması.

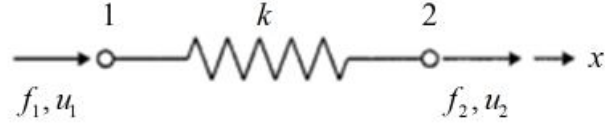
Eleman numarası	1 no'lu düğüm noktası	2 no'lu düğüm noktası	3 no'lu düğüm noktası	4 no'lu düğüm noktası
1	1	2	6	7
2	3	4	6	2
3	4	5	6	

5.4 Doğrudan Yaklaşım (Sonlu Elemanlar Yönteminin Teorisi)

Doğrudan yaklaşım basit problemler için uygun olmasına karşın tipik bir sonlu elemanlar analizi için tüm temel adımları içermektedir. Bu yaklaşım bir boyutlu bölgede lineer bir yay sistemi göz önüne alınarak açıklanabilir [55].

5.4.1 Lineer yay problemi

Şekil 5.4'te k rijitliğine ve iki adet düğüm noktasına sahip lineer bir yay görülmektedir. Her bir düğüm noktası, tanımlanan pozitif doğrultularda, u_1 ve u_2 yer değişimlerine neden olan f_1 ve f_2 eksenel kuvvetleri etkisi altındadır.



Şekil 5.4: Lineer yay elemanının serbest cisim diyagramı.

Bu kuvvetler etkisindeki yayda oluşan şekil değişimi,

$$u = u_1 - u_2 \quad (5.2)$$

Yaya etki eden kuvvet,

$$f_1 = ku = k(u_1 - u_2) \quad (5.3)$$

Kuvvetlerin dengesi sonucu,

$$f_2 = -f_1 \quad (5.4)$$

ve

$$f_2 = k(u_2 - u_1) \quad (5.5)$$

elde edilir.

(5.3) ve (5.5) denklemlerinin birleştirilmesi ve elde edilen denklemin matris formunda yazılması sonucu,

$$\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} \quad (5.6)$$

veya

$$\mathbf{k}^{(e)} \mathbf{u}^{(e)} = \mathbf{f}^{(e)} \quad (5.7)$$

elde edilir. Bu denklemde $\mathbf{u}^{(e)}$ eleman yer değişimi vektörü, $\mathbf{k}^{(e)}$ eleman rijitlik matrisi ve $\mathbf{f}^{(e)}$ eleman kuvvet vektörü olarak tanımlanır. (e) üst indisi e olarak numaralandırılan elemanı tanımlamaktadır.

Rijitlik matrisi $k_{ij}^{(e)}$ olarak indis formunda tanımlanabilir.

$$\mathbf{k}^{(e)} \sim k_{ij}^{(e)} \quad (5.8)$$

i ve j alt indisleri, satır ve sütun numaralarıdır. $k_{ij}^{(e)}$ rijitliği, diğer tüm düğüm noktaları sabit olduğu durumda, j düğüm noktasında birim yer değiştirme için i düğüm noktasında gerekli kuvvet olarak yorumlanabilir [55].

5.4.2 Global denklem sisteminin oluşturulması

Bir mühendislik probleminin sonlu elemanlarla modellenmesi, eleman rijitlik matrisleri ve eleman kuvvet vektörlerinin birleşimini gerektirir. Bu durumda global denklem sistemi,

$$\mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (5.9)$$

$\mathbf{K}$ eleman rijitlik matrislerinin birleşimi ile oluşan global sistem matrisi ve $\mathbf{F}$ eleman kuvvet vektörlerinin birleşimi ile oluşan global kuvvet vektörü olarak tanımlanmaktadır. $\mathbf{u}$ bilinmeyen yer değişimi vektörüdür [55].

$\mathbf{K}$ global sistem matrisi, $\mathbf{k}^{(e)}$ “genişletilmiş” eleman rijitlik matrislerinin aşağıdaki gibi toplanması ile elde edilebilir.

$$\mathbf{K} = \sum_{e=1}^E \mathbf{k}^{(e)} \quad (5.10)$$

E değişkeni, toplam eleman sayısını tanımlamaktadır. “Genişletilmiş” eleman rijitlik matrislerinin büyüklükleri, global sistem matrisi ile aynıdır; ancak (e) elemanı ile ilişkili olmayan düğüm noktalarına karşılık gelen satır ve sütunlar 0’dır. Global sistem matrisinin büyüklüğü, global düğüm noktası sayılarının en büyüğü ile belirlenir [55].

Benzer şekilde, $\mathbf{F}$ global kuvvet vektörü, $\mathbf{f}^{(e)}$ “genişletilmiş” eleman kuvvet vektörlerinin aşağıdaki gibi toplanması ile elde edilebilir.

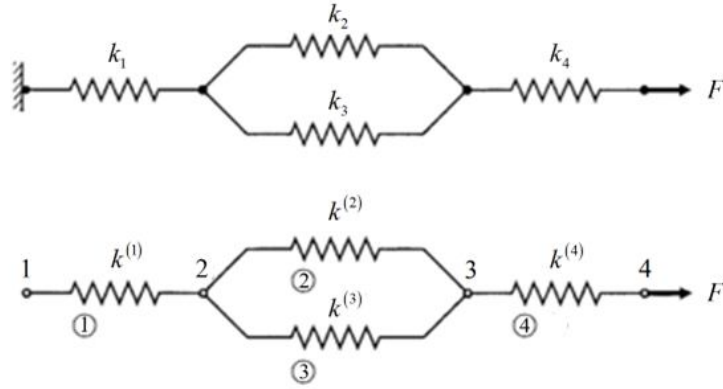
$$\mathbf{F} = \sum_{e=1}^E \mathbf{f}^{(e)} \quad (5.11)$$

“Genişletilmiş” eleman kuvvet vektörlerinin büyüklükleri, global sistem matrisi ile aynıdır; ancak (e) elemanı ile ilişkili olmayan düğüm noktalarına karşılık gelen satırlar 0’dır. Global kuvvet vektörünün büyüklüğü de global düğüm noktası sayılarının en büyüğü ile belirlenir [55].

Global sistem matrisi ve global kuvvet vektörünün oluşturulma aşamaları, Şekil 5.5'te görülen lineer yay sistemi göz önüne alınarak açıklanmaktadır. (e) elemanı esas alınarak (5.6) denkleminde verilen lineer yay eleman denklemi yeniden yazıldığında,

$$\begin{bmatrix} k_{11}^{(e)} & k_{12}^{(e)} \\ k_{21}^{(e)} & k_{22}^{(e)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1^{(e)} \\ u_2^{(e)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1^{(e)} \\ f_2^{(e)} \end{Bmatrix} \quad (5.12)$$

$k_{11}^{(e)} = k_{22}^{(e)} = k^{(e)}$ ve $k_{12}^{(e)} = k_{21}^{(e)} = -k^{(e)}$ olarak alınmaktadır. (5.12) denkleminde kullanılan alt indisler, (e) elemanının numaralandırılan yerel düğüm noktalarına karşılık gelmektedir. Şekil 5.5'te yay sisteminin elemanları arasında global düğüm noktaları ile belirlenen bağlantı görülmektedir.



Şekil 5.5: Lineer yay sistemi ve eşdeğer FEA modeli.

Çizelge 5.2'de elemanlar için bağlantı durumu tanımlanmaktadır.

Çizelge 5.2: Elemanlar için bağlantı durumu.

Eleman numarası	Yerel düğüm noktası numarası	Global düğüm noktası numarası
1	1	1
	2	2
2	1	2
	2	3
3	1	2
	2	3
4	1	3
	2	4

(5.10) denklemine göre global sistem matrisi (4×4) büyüklüğündedir ve her bir eleman bu matrise katılımı aşağıda gösterildiği gibi olmaktadır.

$$\text{Eleman 1: } \begin{bmatrix} \underline{1} & \underline{2} \\ k_{11}^{(1)} & k_{12}^{(1)} \\ k_{21}^{(1)} & k_{22}^{(1)} \end{bmatrix} \begin{matrix} \underline{1} \\ \underline{2} \end{matrix} \Rightarrow \begin{bmatrix} \underline{1} & \underline{2} & \underline{3} & \underline{4} \\ k_{11}^{(1)} & k_{12}^{(1)} & 0 & 0 \\ k_{21}^{(1)} & k_{22}^{(1)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} \underline{1} \\ \underline{2} \\ \underline{3} \\ \underline{4} \end{matrix} \equiv \mathbf{k}^{(1)} \quad (5.13)$$

$$\text{Eleman 2: } \begin{bmatrix} \underline{2} & \underline{3} \\ k_{11}^{(2)} & k_{12}^{(2)} \\ k_{21}^{(2)} & k_{22}^{(2)} \end{bmatrix} \begin{matrix} \underline{2} \\ \underline{3} \end{matrix} \Rightarrow \begin{bmatrix} \underline{1} & \underline{2} & \underline{3} & \underline{4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{11}^{(2)} & k_{12}^{(2)} & 0 \\ 0 & k_{21}^{(2)} & k_{22}^{(2)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} \underline{1} \\ \underline{2} \\ \underline{3} \\ \underline{4} \end{matrix} \equiv \mathbf{k}^{(2)} \quad (5.14)$$

$$\text{Eleman 3: } \begin{bmatrix} \underline{2} & \underline{3} \\ k_{11}^{(3)} & k_{12}^{(3)} \\ k_{21}^{(3)} & k_{22}^{(3)} \end{bmatrix} \begin{matrix} \underline{2} \\ \underline{3} \end{matrix} \Rightarrow \begin{bmatrix} \underline{1} & \underline{2} & \underline{3} & \underline{4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{11}^{(3)} & k_{12}^{(3)} & 0 \\ 0 & k_{21}^{(3)} & k_{22}^{(3)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} \underline{1} \\ \underline{2} \\ \underline{3} \\ \underline{4} \end{matrix} \equiv \mathbf{k}^{(3)} \quad (5.15)$$

$$\text{Eleman 4: } \begin{bmatrix} \underline{3} & \underline{4} \\ k_{11}^{(4)} & k_{12}^{(4)} \\ k_{21}^{(4)} & k_{22}^{(4)} \end{bmatrix} \begin{matrix} \underline{3} \\ \underline{4} \end{matrix} \Rightarrow \begin{bmatrix} \underline{1} & \underline{2} & \underline{3} & \underline{4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{11}^{(4)} & k_{12}^{(4)} \\ 0 & 0 & k_{21}^{(4)} & k_{22}^{(4)} \end{bmatrix} \begin{matrix} \underline{1} \\ \underline{2} \\ \underline{3} \\ \underline{4} \end{matrix} \equiv \mathbf{k}^{(4)} \quad (5.16)$$

Buna göre global rijitlik matrisi,

$$\mathbf{K} = \sum_{e=1}^4 \mathbf{k}^{(e)} = \mathbf{k}^{(1)} + \mathbf{k}^{(2)} + \mathbf{k}^{(3)} + \mathbf{k}^{(4)} \quad (5.17)$$

veya

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{11}^{(1)} & k_{12}^{(1)} & 0 & 0 \\ k_{21}^{(1)} & (k_{22}^{(1)} + k_{11}^{(2)} + k_{11}^{(3)}) & (k_{12}^{(2)} + k_{12}^{(3)}) & 0 \\ 0 & (k_{21}^{(2)} + k_{21}^{(3)}) & (k_{22}^{(2)} + k_{22}^{(3)} + k_{11}^{(4)}) & k_{12}^{(4)} \\ 0 & 0 & k_{21}^{(4)} & k_{22}^{(4)} \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

(5.11) denklemine göre global kuvvet vektörü (4×1) büyüklüğündedir ve her bir eleman bu matrise katılımı aşağıda gösterildiği gibi olmaktadır.

$$\text{Eleman 1: } \left\{ \begin{matrix} f_1^{(1)} \\ f_2^{(1)} \end{matrix} \right\} \begin{matrix} \underline{1} \\ \underline{2} \end{matrix} \Rightarrow \begin{matrix} f_1^{(1)} \\ f_2^{(1)} \\ 0 \\ 0 \end{matrix} \begin{matrix} \underline{1} \\ \underline{2} \\ \underline{3} \\ \underline{4} \end{matrix} \equiv \mathbf{f}^{(1)} \quad (5.19)$$

$$\text{Eleman 2: } \left\{ \begin{matrix} f_1^{(2)} \\ f_2^{(2)} \end{matrix} \right\} \begin{matrix} \underline{2} \\ \underline{3} \end{matrix} \Rightarrow \begin{matrix} 0 \\ f_1^{(2)} \\ f_2^{(2)} \\ 0 \end{matrix} \begin{matrix} \underline{1} \\ \underline{2} \\ \underline{3} \\ \underline{4} \end{matrix} \equiv \mathbf{f}^{(2)} \quad (5.20)$$

$$\text{Eleman 3: } \left\{ \begin{matrix} f_1^{(3)} \\ f_2^{(3)} \end{matrix} \right\} \begin{matrix} \underline{2} \\ \underline{3} \end{matrix} \Rightarrow \begin{matrix} 0 \\ f_1^{(3)} \\ f_2^{(3)} \\ 0 \end{matrix} \begin{matrix} \underline{1} \\ \underline{2} \\ \underline{3} \\ \underline{4} \end{matrix} \equiv \mathbf{f}^{(3)} \quad (5.21)$$

$$\text{Eleman 4: } \left\{ \begin{matrix} f_1^{(4)} \\ f_2^{(4)} \end{matrix} \right\} \begin{matrix} \underline{3} \\ \underline{4} \end{matrix} \Rightarrow \begin{matrix} 0 \\ 0 \\ f_1^{(4)} \\ f_2^{(4)} \end{matrix} \begin{matrix} \underline{1} \\ \underline{2} \\ \underline{3} \\ \underline{4} \end{matrix} \equiv \mathbf{f}^{(4)} \quad (5.22)$$

Buna göre global kuvvet vektörü,

$$\mathbf{F} = \sum_{e=1}^4 \mathbf{f}^{(e)} = \mathbf{f}^{(1)} + \mathbf{f}^{(2)} + \mathbf{f}^{(3)} + \mathbf{f}^{(4)} \quad (5.23)$$

veya

$$\mathbf{F} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1^{(1)} \\ f_2^{(1)} + f_1^{(2)} + f_1^{(3)} \\ f_2^{(2)} + f_2^{(3)} + f_1^{(4)} \\ f_2^{(4)} \end{Bmatrix} \quad (5.24)$$

Oluşturulan global rijitlik matrisi ve global kuvvet vektörü için $\mathbf{u}$ bilinmeyen yer değişimi vektörü,

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_1^{(1)} \\ u_2^{(1)} = u_1^{(2)} = u_1^{(3)} \\ u_2^{(2)} = u_2^{(3)} = u_1^{(4)} \\ u_2^{(4)} \end{Bmatrix} \quad (5.25)$$

olarak elde edilmektedir [55].

5.4.3 Global denklem sisteminin çözümü

Global denklem sisteminin tek bir çözümü olması için global sistem matrisinin determinantı 0 olmamalıdır. Bununla birlikte global sistem matrisinin özdeğerlerinden (eigenvalue) birinin 0 olması durumunda determinant 0'dır veya matris tekildir. Bu durumda tek bir çözüm söz konusu değildir. 0 özdeğere karşılık gelen özvektör (eigenvector) ötelenme durumunu, diğer özdeğerler ise tüm şekil değişimi durumlarını tanımlamaktadır [55].

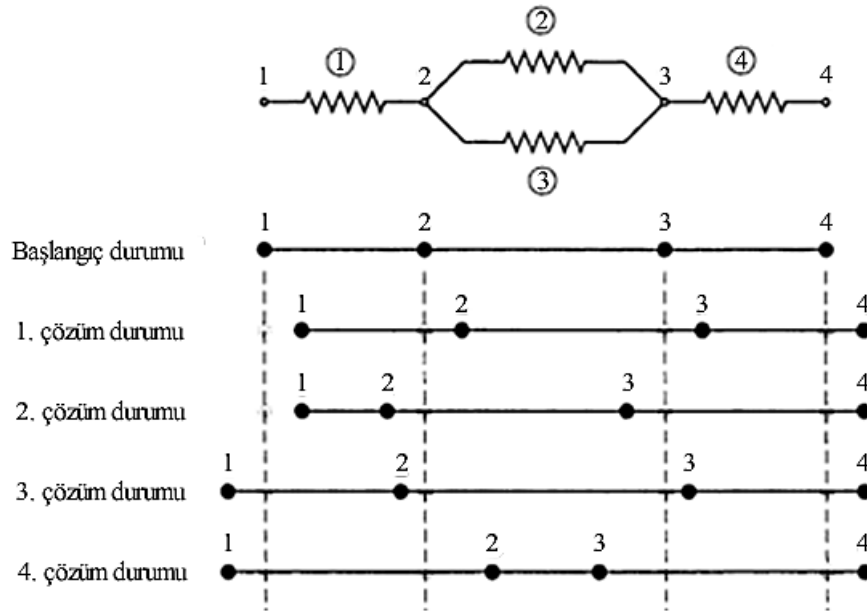
$k_{11}^{(e)} = k_{22}^{(e)} = k^{(e)}$ ve $k_{12}^{(e)} = k_{21}^{(e)} = -k^{(e)}$ değerleri için global sistem matrisi,

$$\mathbf{K} = k^{(e)} \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 \\ -1 & 3 & -2 & 0 \\ 0 & -2 & 3 & -1 \\ 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.26)$$

Bu matrisin özdeğerleri $\lambda_1 = 0$, $\lambda_2 = 2$, $\lambda_3 = 3 - \sqrt{5}$ ve $\lambda_4 = 3 + \sqrt{5}$ olarak bulunmaktadır. Özdeğerlere karşılık gelen özvektörler aşağıdaki gibidir.

$$\mathbf{u}^{(1)} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad \mathbf{u}^{(2)} = \begin{Bmatrix} 1 \\ -1 \\ -1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad \mathbf{u}^{(3)} = \begin{Bmatrix} -1 \\ 2 - \sqrt{5} \\ -2 + \sqrt{5} \\ 1 \end{Bmatrix} \quad \mathbf{u}^{(4)} = \begin{Bmatrix} -1 \\ 2 + \sqrt{5} \\ -2 - \sqrt{5} \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (5.27)$$

Bu özvektörlerden her biri olası bir çözüm durumu sunmaktadır. Şekil 5.6'da her bir çözüm durumunun lineer yay sistemine etkisi görülmektedir.



Şekil 5.6: Lineer yay sistemi için olası çözüm durumları.

Global denklem sisteminin tek bir çözümü olması için global sistem matrisi, $\lambda_1 = 0$ özdeğeri göz ardı edilerek, tekil olmayan matrise dönüştürülür. Bu özdeğere karşılık gelen ötelenme durumunun bir sınır şartı tanımlanarak yok edilmesi ile dönüşüm sağlanır [55].

5.4.4 Sınır şartları

Şekil 5.5'te görüldüğü gibi 1 no'lu düğüm noktası yer değişimine karşı sınırlandırılmıştır. Bu sınırlama $u_1 = 0$ sınır şartının uygulanması ile sağlanır. Düğüm noktası yer değişimleri u_i veya kuvvetleri f_i , istenen bir düğüm noktası için belirlenebilir. Yer değişimleri veya kuvvetlerin her ikisinin de bilinmesi veya bilinmemesi fiziksel olarak olanaksızdır. Böylece f_1 kuvveti bir bilinmeyendir. u_2 , u_3 ve u_4 yer değişimleri de bilinmeyenlerdir; ancak bu yer değişimlerine karşılık gelen kuvvetler $f_2 = 0$, $f_3 = 0$ ve $f_4 = F$ değerlerine sahiptir [55].

Bu değerler global denklem sistemine aşağıdaki gibi katılmaktadır.

$$k^{(e)} \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 \\ -1 & 3 & -2 & 0 \\ 0 & -2 & 3 & -1 \\ 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 = 0 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 = 0 \\ f_3 = 0 \\ f_4 = F \end{bmatrix} \quad (5.28)$$

Bu durumda global denklem sistemi,

$$k^{(e)} \begin{bmatrix} 3 & -2 & 0 \\ -2 & 3 & -1 \\ 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ F \end{Bmatrix} \quad (5.29)$$

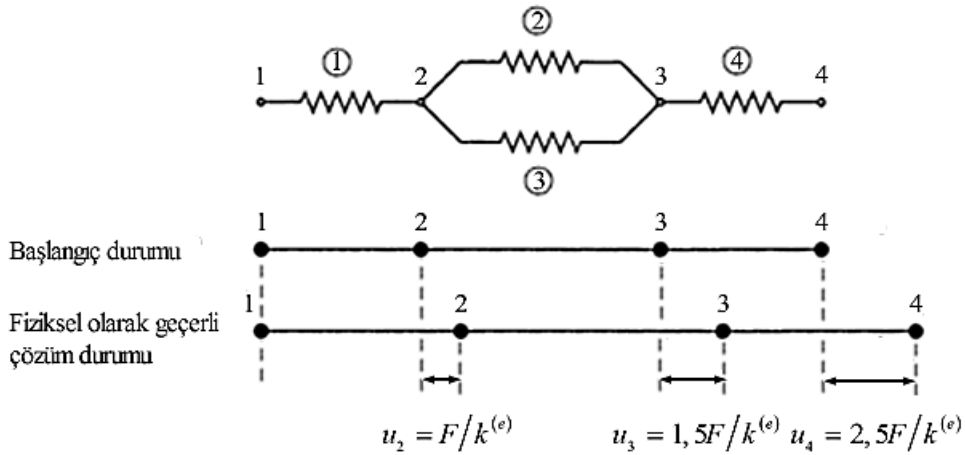
ve

$$-k^{(e)}u_2 = f_1 \quad (5.30)$$

Böylece (5.26) denklemindeki global sistem matrisinin tekil olmayan matrise dönüşümü sağlanır. (5.29) denklem sisteminin çözümü aşağıdaki gibi elde edilir.

$$u_2 = \frac{F}{k^{(e)}} \quad u_3 = \frac{3}{2} \frac{F}{k^{(e)}} \quad u_4 = \frac{5}{2} \frac{F}{k^{(e)}} \quad (5.31)$$

f_1 bilinmeyen düğüm noktası kuvveti $f_1 = -F$ olarak belirlenir. Fiziksel olarak geçerli son çözüm durumu Şekil 5.7’de görülmektedir [55].



Şekil 5.7: Lineer yay sistemi için fiziksel olarak geçerli çözüm durumu.

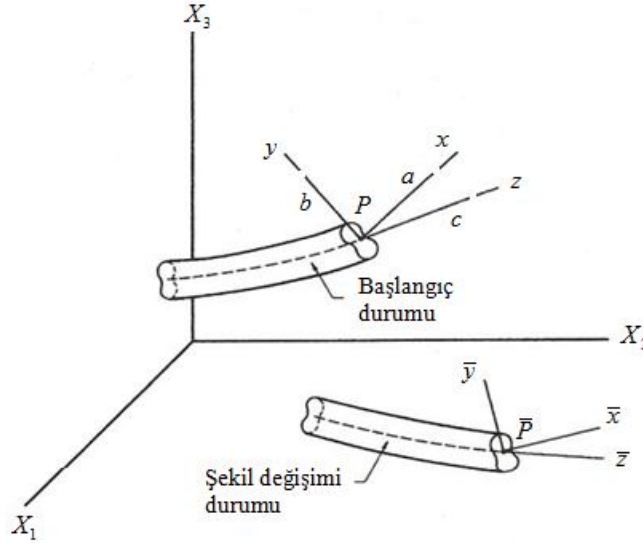
6. TEL VE DEMET YAPISININ TEORİK İNCELEMESİ

6.1 İnce Bir Telin Dengesi

Bu bölümde Love'ın [5] geliştirdiği teoriye dayanarak bir tel için denge denklemleri elde edilmekte ve iç yükler ile şekil değişimleri arasındaki ilişkiler incelenmektedir [11].

6.1.1 İnce bir telin kinematığı

İnce bir tel, kesitinin en büyük karakteristik uzunluğunda, tel çapının telin boyuna ve telin ekseninin eğrilik yarıçapına kıyasla küçük olması şeklinde tanımlanabilir. Gerilme etkisinde olmayan ve üniform kesite sahip, bükülmüş bir tel göz önüne alınsın. Şekil 6.1'de bu telin başlangıç ve şekil değişimi durumları görülmektedir.



Şekil 6.1: İnce bir telin başlangıç ve şekil değişimi durumu.

Başlangıç durumu incelendiğinde, görüldüğü gibi iki adet simetri eksen bulunmaktadır ve bu eksenler tel kesitinin ana eksenleri olarak alınacaktır. x , y , z eksen sistemi göz önüne alınsın. Bu sistemde z eksen P noktasında tel eksenine teğet, x ve y eksenleri z eksenine dik ve tel kesitinin ana eksenleri

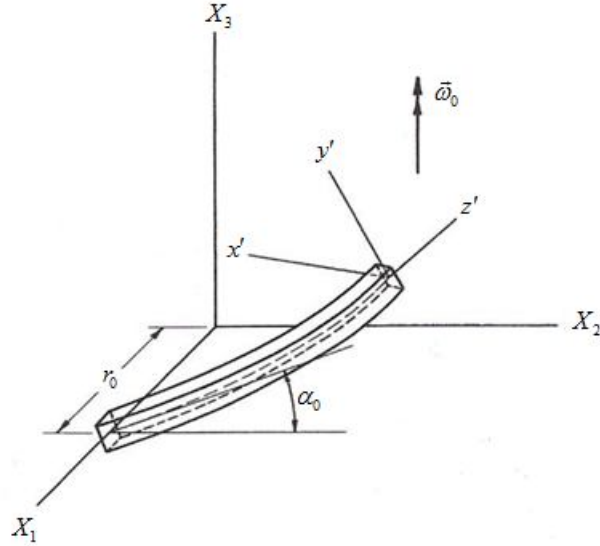
doğrultusundadır. a , b ve c ; başlangıcı P noktası olan ve x , y ve z doğrultularında telin sonsuz küçük çizgi elemanlarıdır.

Şekil değişimi durumu incelendiğinde; telin çizgi elemanları a , b ve c genellikle birbirlerine dik değildirler. Bununla birlikte a ve c elemanları şekil değişimi durumunda bir düzlem oluşturur. $\bar{z}$ eksenini şekil değişimine uğramış c elemanı doğrultusunda, $\bar{x}$ eksenini $\bar{z}$ eksenine dik ve $a-c$ düzleminde, $\bar{y}$ eksenini de $\bar{x}$ ve $\bar{z}$ eksenlerine dik olsun. Bu durumda $\bar{x}$, $\bar{y}$, $\bar{z}$ eksen sistemi bir sağ el ortogonal eksen sistemi oluşturur. Sonuç olarak ince bir telin şekil değişimine uğramış eksenini boyunca her noktada bir $\bar{x}$, $\bar{y}$, $\bar{z}$ eksen sistemi bulunmaktadır. Şekil değişimine uğramış eksen üzerinde herhangi bir nokta için oluşturulan eksen sistemi ana burulma-eğilme eksenleri olarak tanımlanır [5].

$\bar{x}$, $\bar{y}$, $\bar{z}$ eksen sisteminin orijini $\bar{P}$, şekil değişimine uğramış telin eksenini üzerinde birim hıza sahip olsun. Bu dönen eksen sistemi bir $\vec{\omega}$ açısal hız vektörü oluşturur. Bu vektörün $\bar{x}$, $\bar{y}$ ve $\bar{z}$ doğrultularındaki izdüşümleri veya bileşenleri; κ , κ' eğrilik bileşenleri ve τ birim boyda burulma ile tanımlanmaktadır.

Şekil değişiminin olmadığı başlangıç durumunda ise $\vec{\omega}_0$ açısal hız vektörünün bileşenlerinin x , y ve z eksenleri üzerindeki izdüşümleri; şekil değişimine uğramamış κ_0 , κ'_0 eğrilik bileşenleri ve τ_0 birim boyda burulma ile tanımlanmaktadır.

Şekil 6.2'deki gibi yük etkisinde olmayan, dikdörtgen kesite sahip helisel bir yay göz önüne alınsın. Yayın helis ekseninin teğeti ile X_1-X_2 düzlemi arasındaki açı α_0 , yayın helis yarıçapı r_0 olsun. Helis ekseninin üzerindeki herhangi bir noktada x' eksenini, X_3 ekseninden geçmektedir.



Şekil 6.2: Dikdörtgen kesite sahip helisel bir yayın başlangıç durumu.

Eğer x' , y' , z' eksen sisteminin orijini helis ekseninde birim hıza sahip olursa, x' , y' , z' eksen sisteminin açısal hızı,

$$\vec{\omega}_0 = \frac{2\pi}{2\pi r_0 / \cos \alpha_0} \vec{k} = \frac{\cos \alpha_0}{r_0} \vec{k} \quad (6.1)$$

$\vec{k}$, X_3 doğrultusundaki birim vektördür. Bu durumda,

$$\kappa_0 = 0 \quad (6.2)$$

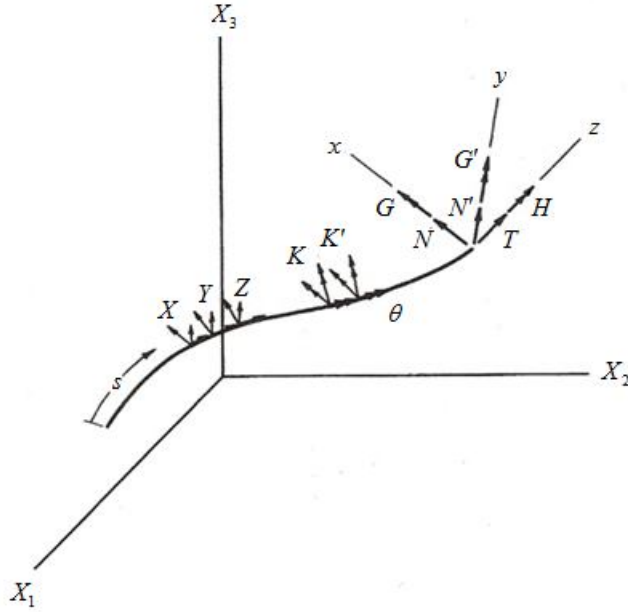
$$\kappa'_0 = \frac{\cos^2 \alpha_0}{r_0} \quad (6.3)$$

$$\tau_0 = \frac{\sin \alpha_0 \cos \alpha_0}{r_0} \quad (6.4)$$

6.1.2 Denge denklemleri

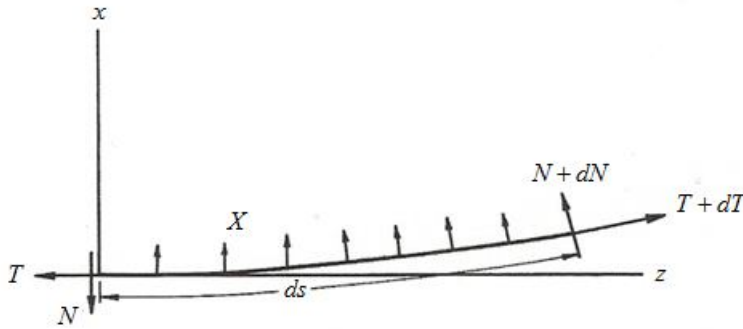
Şekil 6.3'teki gibi yük etkisi altında ince bir tel göz önüne alınsın. s , tel boyunca sahip olunan yay uzunluğu olsun. N tel kesitinde x eksen doğrultusundaki, N' tel kesitinde y eksen doğrultusundaki kesme kuvveti bileşenleridir. T teldeki aksenal çekme kuvvetidir. G tel kesitinde x eksen doğrultusundaki, G' tel kesitinde y eksen doğrultusundaki eğilme momenti bileşenleridir. H teldeki burulma momentidir.

X , Y ve Z telin ekseninin birim uzunluğuna düşen çizgisel yükün x , y ve z doğrultularındaki bileşenleridir. K , K' ve θ telin ekseninin birim uzunluğuna düşen momentin x , y ve z doğrultularındaki bileşenleridir. κ , κ' x ve y doğrultularındaki eğrilik bileşenleri; τ telin birim boyda burulmasıdır.

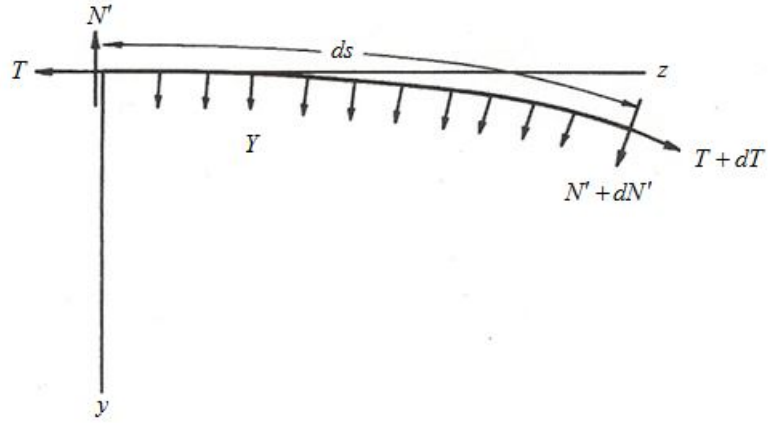


Şekil 6.3: İnce bir tele etki eden yükler.

Şekil 6.4'te y eksenine yönelen ($x-z$ düzlemindeki), Şekil 6.5'te x eksenine yönelen ($y-z$ düzlemindeki) ince bir tel ekseninin ds yay uzunluğu görülmektedir.



Şekil 6.4: İnce bir tel ekseninin y eksenine yönelen ds yay uzunluğu (tekil kuvvet durumu).



Şekil 6.5: İnce bir tel ekseninin x eksenine yönelen ds yay uzunluğu (tekil kuvvet durumu).

Çizelge 6.1’de x , y , z eksen sistemine göre $N + dN$, $N' + dN'$ ve $T + dT$ kuvvetlerinin doğrultu kosinüsleri görülmektedir.

Çizelge 6.1: x , y , z eksen sistemine göre kuvvetlerin doğrultu kosinüsleri.

Doğrultu kosinüsü	$N + dN$	$N' + dN'$	$T + dT$
x	1	$-\tau ds$	$\kappa' ds$
y	τds	1	$-\kappa ds$
z	$-\kappa' ds$	κds	1

x doğrultusundaki kuvvetlerin toplanması sonucu,

$$Xds + dN + T\kappa' ds - N'\tau ds = 0 \quad (6.5)$$

Elde edilen denklem ds ’e bölünerek,

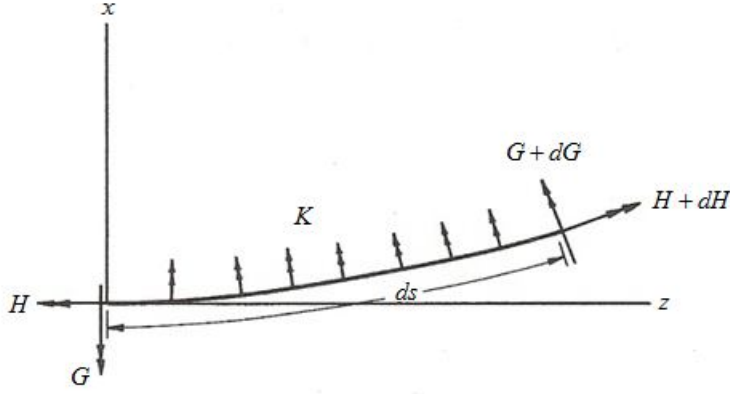
$$\frac{dN}{ds} - N'\tau + T\kappa' + X = 0 \quad (6.6)$$

Benzer şekilde y ve z doğrultularındaki kuvvetlerin toplanması sonucu,

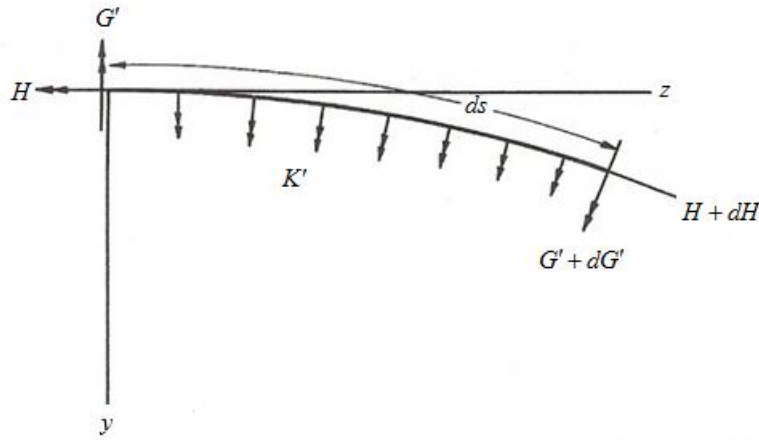
$$\frac{dN'}{ds} - T\kappa + N\tau + Y = 0 \quad (6.7)$$

$$\frac{dT}{ds} - N\kappa' + N'\kappa + Z = 0 \quad (6.8)$$

Şekil 6.6'da ve Şekil 6.7'de aynı ds yay uzunluğuna etki eden kuvvet çiftleri görülmektedir. $G+dG$, $G'+dG'$ ve $H+dH$ kuvvet çiftlerinin x , y ve z eksenleri ile aralarında oluşturduğu açı; $N+dN$, $N'+dN'$ ve $T+dT$ kuvvetlerinin oluşturduğu açı ile aynıdır. Çizelge 6.1 bu durumda da geçerlidir.



Şekil 6.6: İnce bir tel ekseninin y eksenine yönelen ds yay uzunluğu (kuvvet çifti durumu).



Şekil 6.7: İnce bir tel ekseninin x eksenine yönelen ds yay uzunluğu (kuvvet çifti durumu).

x eksenindeki momentlerin toplanması sonucu,

$$dG - G'\tau ds + H\kappa' ds - N'ds + Kds = 0 \quad (6.9)$$

Elde edilen denklem ds 'e bölünerek,

$$\frac{dG}{ds} - G'\tau + H\kappa' - N' + K = 0 \quad (6.10)$$

Benzer şekilde y ve z eksenlerindeki momentlerin toplanması sonucu,

$$\frac{dG'}{ds} - H\kappa + G\tau + N + K' = 0 \quad (6.11)$$

$$\frac{dH}{ds} - G\kappa' + G'\kappa + \theta = 0 \quad (6.12)$$

(6.6) ile (6.8) ve (6.10) ile (6.12) arasındaki denklemler, Şekil 6.3'te görülen yük etkisi altındaki ince bir tel için oluşturulan diferansiyel denge denklemleridir.

6.1.3 İnce bir telin yük - şekil değişimi ilişkisi

İnce bir telin x ve y eksenlerinde I_x ve I_y atalet momentlerine sahip ve elastik olduğu göz önüne alınsın. C ile tanımlanan burulma rijitliğidir. Eğriliğe bağlı olarak iç yüklerin değişimi,

$$G = EI_x (\kappa - \kappa_0) \quad (6.13)$$

$$G' = EI_y (\kappa' - \kappa'_0) \quad (6.14)$$

birim boyda burulmaya bağlı olarak iç yükün değişimi,

$$H = C(\tau - \tau_0) \quad (6.15)$$

E tel malzemesinin elastisite modülüdür. Telin R yarıçapında dairesel bir kesite sahip olması durumunda eğriliğe bağlı olarak iç yüklerin değişimi,

$$G = \frac{\pi R^4}{4} E (\kappa - \kappa_0) \quad (6.16)$$

$$G' = \frac{\pi R^4}{4} E (\kappa' - \kappa'_0) \quad (6.17)$$

birim boyda burulmaya bağlı olarak iç yükün değişimi,

$$H = \frac{\pi R^4}{4(1+\nu)} E (\tau - \tau_0) \quad (6.18)$$

ν tel malzemesinin Poisson oranıdır. Teldeki T çekme kuvveti,

$$T = AE\xi \quad (6.19)$$

A telin kesit alanı, ξ telin eksenel uzamasıdır. Dairesel kesit durumunda çekme kuvveti,

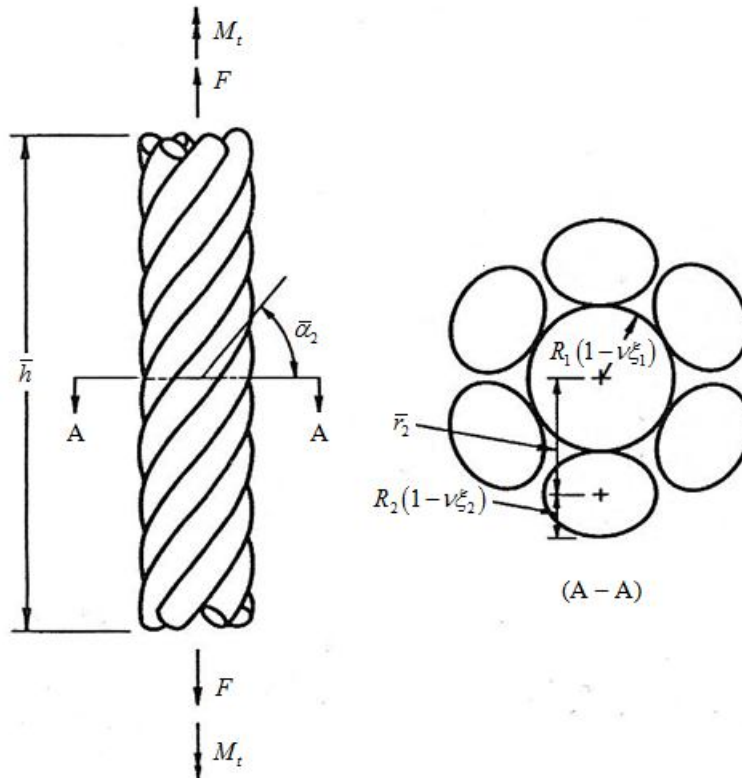
$$T = \pi R^2 E \xi \quad (6.20)$$

Yukarıda tanımlanan denklemler F eksenel kuvveti ve M eksenel burulma momenti etkisi altındaki basit demetin eksenel davranışının belirlenmesinde kullanılmaktadır. Basit demet, merkezinde bulunan R_1 çapındaki telin etrafına R_2 çapındaki m adet telin helisel olarak sarılması şeklinde tanımlanabilir.

6.2 Tel Demetin Statik Davranışı

Costello'nun eksenel yüklü tel demetin davranışına yönelik oluşturduğu denklemler, Love'ın [5] eğilen ve burulan çubuklar için geliştirdiği genel teoriye dayanmaktadır. Bu bölümde Costello'nun oluşturduğu denklemler sunulmaktadır [11].

6.2.1 Demet geometrisi



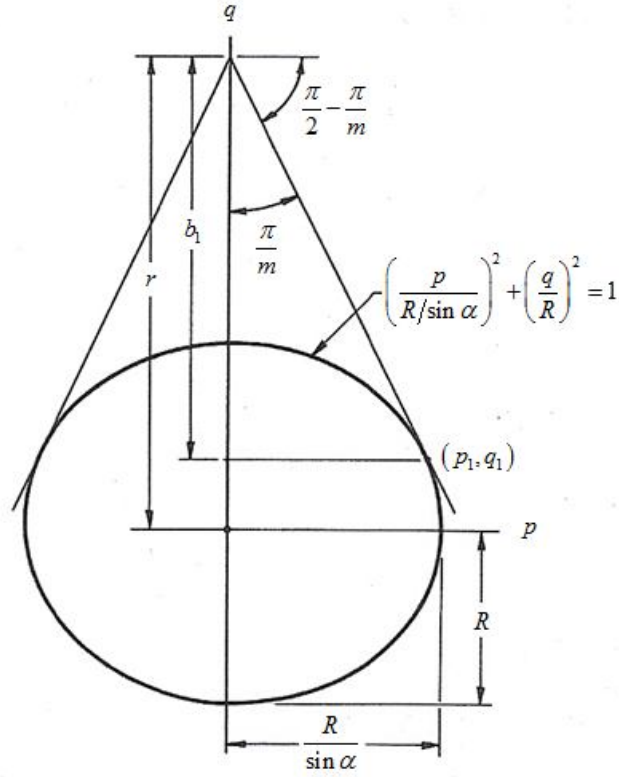
Şekil 6.8: Yük etkisi altında bulunan basit demet yapısı.

Şekil 6.8'de yük etkisi altında bulunan basit bir demetin yapısı ve kesiti gösterilmektedir. Başlangıç durumu için bu demet, merkezde bulunan R_1

yarıçapındaki telin etrafına R_2 yarıçapındaki $m = 6$ adet telin helisel olarak sarılması ile oluşturulmaktadır. Merkezde bulunan telin, dış tellerin birbirine temasından kaçınmak için yeterli ölçüde olduğu varsayılmaktadır. Bu durumda demetin eğilmesi sonucu oluşan sürtünme etkileri en aza indirilecektir. Bir dış tel için helis başlangıç yarıçapı aşağıdaki denklemle tanımlanmaktadır,

$$r_2 = R_1 + R_2 \quad (6.21)$$

Dış tellerin birbirleri ile temas etmemeleri için gerekli olan en küçük R_1 değerinin belirlenmesi için bir denklem türetilmelidir.



Şekil 6.9: Demet eksenine dik düzlemde bulunan tel kesiti.

Demet yapısında birbirleri ile noktasal temas durumunda bulunan m adet helisel tel olduğu varsayılınsın. r helis yarıçapı, R tel yarıçapı ve α helis açısı olsun. Şekil 6.9'da demet eksenine dik düzlemde bulunan bir tel kesiti görülmektedir. Tel ince olduğundan kesit denklemi elips olarak alınır.

$$\left(\frac{p}{R/\sin \alpha} \right)^2 + \left(\frac{q}{R} \right)^2 = 1 \quad (6.22)$$

(p, q) elips üzerinde bulunan herhangi bir noktadır. Bu durumda,

$$\frac{dq}{dp} = \pm \frac{p \sin^2 \alpha}{R \sqrt{1 - \left(\frac{p \sin \alpha}{R} \right)^2}} \quad (6.23)$$

(p_1, q_1) noktasındaki teğetin eğiminin $-\tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right)$ olduğu şekilde görülmektedir.

Bu durumda,

$$\tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right) = -\frac{p_1 \sin^2 \alpha}{R \sqrt{1 - \left(\frac{p_1 \sin \alpha}{R} \right)^2}} \quad (6.24)$$

p_1 'in çözümü,

$$p_1 = \frac{R}{\sin \alpha} \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right) \frac{1}{\sqrt{\sin^2 \alpha + \tan^2\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right)}} \quad (6.25)$$

Denklem (6.22)'den q_1 'in çözümü,

$$q_1 = \frac{R \sin \alpha}{\sqrt{\sin^2 \alpha + \tan^2\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right)}} \quad (6.26)$$

Şekil 6.9'dan,

$$b_1 = p_1 \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right) \quad (6.27)$$

Bu durumda $r = b_1 + q_1$ olduğundan,

$$r = R \sqrt{1 + \frac{\tan^2\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right)}{\sin^2 \alpha}} \quad (6.28)$$

Denklem (6.28) tellerin birbirleri ile noktasal teması durumundaki helis yarıçapını tanımlamaktadır.

Basit demette dış tellerin birbirine temas etmemesi için aşağıdaki koşul geçerli olmalıdır.

$$R_2 \sqrt{1 + \frac{\tan^2 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m} \right)}{\sin^2 \alpha}} < R_1 + R_2 \quad (6.29)$$

6.2.2 Basit demetin eksenel davranışı

Şekil 6.8'deki yük etkisi altında bulunan basit demetin yapısı ve kesiti yeniden göz önüne alınsın. Bir dış telin başlangıç helis açısı α_2 aşağıdaki eşitlik ile tanımlanmaktadır,

$$\tan \alpha_2 = \frac{p_2}{2\pi r_2} \quad (6.30)$$

p_2 başlangıç durumunda dış tellerin helis adımıdır. Eğrilik bileşenleri ve birim boyda burulma değerleri,

$$\kappa_2 = 0 \quad (6.31)$$

$$\kappa'_2 = \frac{\cos^2 \alpha_2}{r_2} \quad (6.32)$$

$$\tau_2 = \frac{\sin \alpha_2 \cos \alpha_2}{r_2} \quad (6.33)$$

Demeti oluşturan teller, toplam eksenel kuvvet F ve toplam eksenel burulma momenti M_t etkisi altında şekil değişimine uğramaktadır. Yük etkisi altında dış teller yeni bir helis oluşturmaktadır. Bu durumda eğrilik bileşenleri ve birim boyda burulma değerleri,

$$\bar{\kappa}_2 = 0 \quad (6.34)$$

$$\bar{\kappa}'_2 = \frac{\cos^2 \bar{\alpha}_2}{\bar{r}_2} \quad (6.35)$$

$$\bar{\tau}_2 = \frac{\sin \bar{\alpha}_2 \cos \bar{\alpha}_2}{\bar{r}_2} \quad (6.36)$$

Çizgili semboller daha önce tanımlanan değerlerin şekil değişimi durumunda aldıkları değerleri göstermektedir.

Dış tellerin birim boyda eğilme momenti etkisi altında olmadıkları ($K_2 = K'_2 = 0$) ve aksenal tel gerilmesi T_2 'nin tel uzunluğu boyunca sabit olduğu göz önüne alınsın. (6.6) ile (6.8) ve (6.10) ile (6.12) arasındaki denge denklemleri; (6.16) ile (6.18), (6.31) ile (6.33) ve (6.34) ile (6.36) arasındaki denklemler kullanılarak aşağıdaki duruma gelir.

$$-N'_2 \bar{r}_2 + T_2 \bar{\kappa}'_2 + X_2 = 0 \quad (6.37)$$

$$Y_2 = 0 \quad (6.38)$$

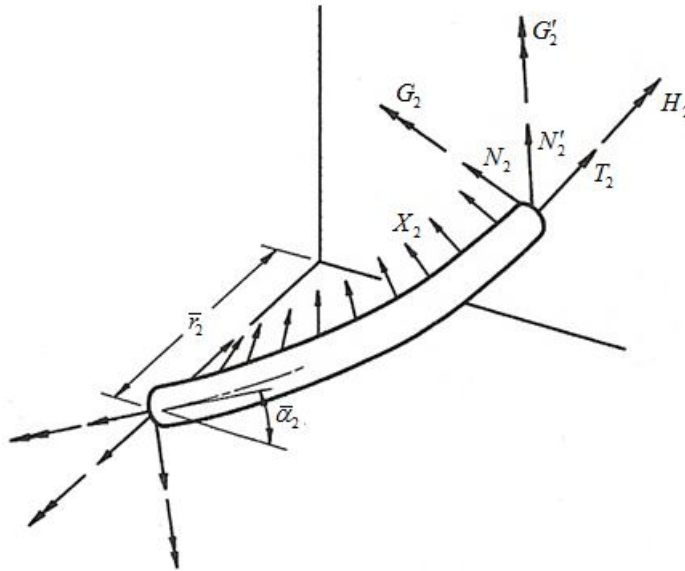
$$Z_2 = 0 \quad (6.39)$$

$$-G'_2 \bar{r}_2 + H_2 \bar{\kappa}'_2 - N'_2 = 0 \quad (6.40)$$

$$N_2 = 0 \quad (6.41)$$

$$\theta_2 = 0 \quad (6.42)$$

Dış teller için “2” alt indisi kullanılmaktadır. Şekil 6.10’da helisel bir tele etki eden yükler ve bu yüklerin pozitif yönleri gösterilmektedir.



Şekil 6.10: Helisel bir tele etki eden yükler.

Denklem (6.37) ve (6.40) dış helisel tellerin $\bar{\alpha}_2$, $\bar{r}_2$ ve T_2 değerleri ile dengede kalabilmesi için gerekli olan X_2 ve N'_2 değerlerinin belirlenmesinde göz önüne alınabilir. Ancak denge denklemleri ve (6.16) ile (6.18) arasındaki denklemler, büyük sapmalar için geçerli olan nonlinear bir denklem sistemi oluşturur. Örneğin

helisel ince bir tel için α_2 değerinin küçük olması durumunda büyük sapmalar oluşabilir. Bununla birlikte tel halatlar için α_2 değeri büyük ve α_2 'deki değişim $\Delta\alpha_2$ değeri küçüktür.

$$\Delta\alpha_2 = \bar{\alpha}_2 - \alpha_2 \quad (6.43)$$

Basit demetin aksenal uzaması ε aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

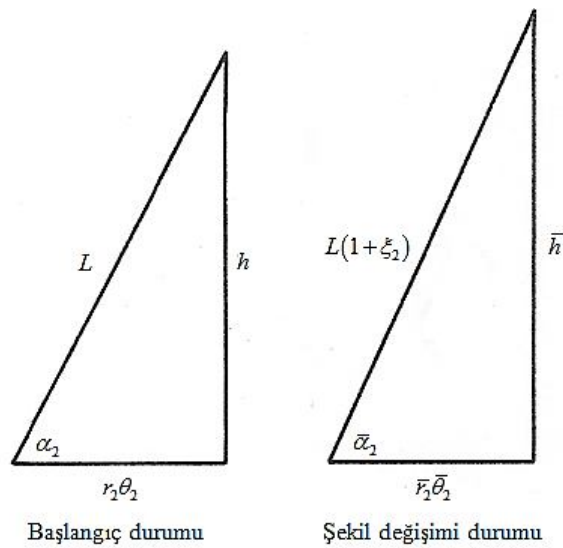
$$\varepsilon = \frac{\bar{h} - h}{h} \quad (6.44)$$

Bu denklemde h demetin başlangıç uzunluğu, $\bar{h}$ demetin yükleme sonundaki uzunluğudur. Şekil 6.11'de h ve $\bar{h}$ uzunluklarının belirtildiği bir dış tel eksenini ayrıntılı olarak görülmektedir. Dış telin açısal dönme değeri β_2 aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\beta_2 = r_2 \frac{(\bar{\theta}_2 - \theta_2)}{h} \quad (6.45)$$

Bu denklemde θ_2 başlangıç açısı, $\bar{\theta}_2$ yükleme sonundaki açıdır. Yük etkisi altında bulunan bir dış tel demet eksenine dik düzlemde bu değeri oluşturmaktadır. Demetin birim boyda burulma açısı τ_s aşağıdaki denklemle belirlenmektedir.

$$\tau_s = \frac{(\bar{\theta}_2 - \theta_2)}{h} \quad (6.46)$$



Şekil 6.11: Dış tel ekseninin başlangıç ve şekil değişimi durumu.

Şekilde görülen yapının analizi sonucu,

$$\varepsilon = \frac{\bar{h} - h}{h} = \xi_1 = (1 + \xi_2) \frac{\sin \bar{\alpha}_2}{\sin \alpha_2} - 1 \quad (6.47)$$

ve

$$\beta_2 = r_2 \tau_s = \frac{r_2}{\bar{r}_2} \frac{(1 + \xi_1)}{\tan \bar{\alpha}_2} - \frac{1}{\tan \alpha_2} \quad (6.48)$$

elde edilir. Bu denklemde ξ_1 merkezde bulunan telin aksenal uzaması ($\varepsilon = \xi_1$) ve ξ_2 dış telin aksenal uzamasıdır.

$$|\Delta \alpha_2| = |\bar{\alpha}_2 - \alpha_2| \ll 1 \quad (6.49)$$

olsun. Bu durum çoğu çelik telli demet için geçerlidir. Sonuç olarak $\sin \bar{\alpha}_2$ aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\sin \bar{\alpha}_2 = \sin(\alpha_2 + \Delta \alpha_2) = \sin \alpha_2 + \Delta \alpha_2 \cos \alpha_2 \quad (6.50)$$

Bu durumda denklem (6.47) aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\xi_1 = \xi_2 + \frac{\Delta \alpha_2}{\tan \alpha_2} = \varepsilon \quad (6.51)$$

Bu denklemde ξ_1 ve ξ_2 'nin küçük olduğu varsayılmaktadır. Benzer bir işlemle denklem (6.48) aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\beta_2 = \frac{r_2}{\bar{r}_2} \left(\frac{1 + \xi_2}{\tan \alpha_2} - \Delta \alpha_2 \right) - \frac{1}{\tan \alpha_2} \quad (6.52)$$

Merkezde bulunan tel ve dış teller arasındaki temas sonucu oluşan şekil değişimleri göz ardı edilerek, Poisson oranının etkisi ile oluşan yükleme sonundaki helis yarıçapı $\bar{r}_2$,

$$\bar{r}_2 = R_1 (1 - \nu \xi_1) + R_2 (1 - \nu \xi_2) \quad (6.53)$$

ξ_1 ve ξ_2 'nin küçük olması durumunda $r_2 / \bar{r}_2$ oranı aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\frac{r_2}{\bar{r}_2} = \frac{R_1 + R_2}{R_1 + R_2 - \nu (R_1 \xi_1 + R_2 \xi_2)} = 1 + \nu \frac{(R_1 \xi_1 + R_2 \xi_2)}{r_2} \quad (6.54)$$

Sonuç olarak denklem (6.52) aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\beta_2 = r_2 \tau_s = \frac{\xi_2}{\tan \alpha_2} - \Delta \alpha_2 + \nu \frac{(R_1 \xi_1 + R_2 \xi_2)}{r_2 \tan \alpha_2} \quad (6.55)$$

Eğrilikteki değişim $\Delta \kappa'_2$ ve birim boyda burulmadaki değişim $\Delta \tau_2$ lineer duruma getirilebilir. Eğrilikteki değişim,

$$\begin{aligned} R_2 \Delta \kappa'_2 &= \frac{\cos^2 \bar{\alpha}_2}{\bar{r}_2/R_2} - \frac{\cos^2 \alpha_2}{r_2/R_2} \\ &= -\frac{2 \sin \alpha_2 \cos \alpha_2}{r_2/R_2} \Delta \alpha_2 + \nu \frac{(R_1 \xi_1 + R_2 \xi_2)}{r_2} \frac{\cos^2 \alpha_2}{r_2/R_2} \end{aligned} \quad (6.56)$$

Birim boyda burulmadaki değişim,

$$\begin{aligned} R_2 \Delta \tau_2 &= \frac{\sin \bar{\alpha}_2 \cos \bar{\alpha}_2}{\bar{r}_2/R_2} - \frac{\sin \alpha_2 \cos \alpha_2}{r_2/R_2} \\ &= -\frac{(1 - 2 \sin^2 \alpha_2)}{r_2/R_2} \Delta \alpha_2 + \nu \frac{(R_1 \xi_1 + R_2 \xi_2)}{r_2} \frac{\sin \alpha_2 \cos \alpha_2}{r_2/R_2} \end{aligned} \quad (6.57)$$

Bir dış tel için aşağıdaki denklemler yazılabilir.

$$\frac{G'_2}{ER_2^3} = \frac{\pi}{4} R_2 \Delta \kappa'_2 \quad (6.58)$$

$$\frac{H_2}{ER_2^3} = \frac{\pi}{4(1+\nu)} R_2 \Delta \tau_2 \quad (6.59)$$

$$\frac{N'_2}{ER_2^2} = \frac{H_2}{ER_2^3} \frac{\cos^2 \alpha_2}{r_2/R_2} - \frac{G'_2}{ER_2^3} \frac{\sin \alpha_2 \cos \alpha_2}{r_2/R_2} \quad (6.60)$$

$$\frac{T_2}{ER_2^2} = \pi \xi_2 \quad (6.61)$$

$$\frac{X_2}{ER_2} = \frac{N'_2}{ER_2^2} \frac{\sin \alpha_2 \cos \alpha_2}{r_2/R_2} - \frac{T_2}{ER_2^2} \frac{\cos^2 \alpha_2}{r_2/R_2} \quad (6.62)$$

Denklem (6.60) ve (6.62), şekil değişimlerinin küçük olduğu varsayılan (6.37) ve (6.40) denge denklemlerinden elde edilmiştir. Demet eksenini doğrultusunda dış tellere etki eden kuvvetlerin izdüşümü sonucunda,

$$\frac{F_2}{ER_2^2} = m_2 \left(\frac{T_2}{ER_2^2} \sin \alpha_2 + \frac{N'_2}{ER_2^2} \cos \alpha_2 \right) \quad (6.63)$$

F_2 , demette m_2 adet dış tele etki eden toplam eksenel kuvvettir. Dış tellere etki eden toplam eksenel burulma momenti,

$$\frac{M_2}{ER_2^3} = m_2 \left(\frac{H_2}{ER_2^3} \sin \alpha_2 + \frac{G_2'}{ER_2^3} \cos \alpha_2 + \frac{T_2}{ER_2^2} \frac{r_2}{R_2} \cos \alpha_2 - \frac{N_2'}{ER_2^2} \frac{r_2}{R_2} \sin \alpha_2 \right) \quad (6.64)$$

Merkezde bulunan tele etki eden eksenel kuvvet F_1 ve eksenel burulma momenti M_1 aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\frac{F_1}{ER_1^2} = \pi \xi_1 \quad (6.65)$$

$$\frac{M_1}{ER_1^3} = \frac{\pi}{4(1+\nu)} R_1 \tau_s \quad (6.66)$$

Demete etki eden toplam eksenel kuvvet F ve toplam eksenel burulma momenti M_t aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$F = F_1 + F_2 \quad (6.67)$$

$$M_t = M_1 + M_2 \quad (6.68)$$

Birim boyda temas kuvveti X_2 , demet göz önüne alındığında iç kuvvet olarak değerlendirilir. Bu kuvvetin bilinmesi durumunda temas gerilmeleri hesaplanabilir.

6.2.3 Basit demet için gerilme değerleri

Bu bölümde bağımsız tellere etki eden yüklerden dolayı oluşan gerilmeler incelenmektedir. Tellerin başlangıç durumunda gerilme etkisinde olmadıkları varsayılmaktadır.

Merkezde bulunan telin eksenel gerilme değeri,

$${}_F\sigma_1 = \frac{F_1}{\pi R_1^2} \quad (6.69)$$

Demet kesiti için maksimum kesme gerilmesi değeri,

$${}_M\sigma_1 = \frac{2M_1}{\pi R_1^3} \quad (6.70)$$

Dış teller N'_2 kesme yükü yanında eksenel, eğilme ve burulma yükleri etkisindedir. N'_2 kesme yükünden dolayı oluşan gerilmeler genellikle çok küçüktür ve göz ardı edilebilir. T_2 yükünden dolayı oluşan eksenel gerilme değeri,

$${}_T\sigma_2 = \frac{T_2}{\pi R_2^2} \quad (6.71)$$

G'_2 eğilme momenti ile oluşan maksimum normal gerilme değeri,

$${}_G\sigma_2 = \frac{4G'_2}{\pi R_2^3} \quad (6.72)$$

H_2 burulma momenti sonucu bir dış telde oluşan maksimum kesme gerilmesi değeri,

$${}_H\sigma_2 = \frac{2H_2}{\pi R_2^3} \quad (6.73)$$

6.2.4 Basit demet için yük - şekil değişimi ilişkisi

Demete etki eden toplam eksenel kuvvet F ve toplam eksenel burulma momenti M_t aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\frac{F}{AE} = C_1\varepsilon + C_2\beta \quad (6.74)$$

ve

$$\frac{M_t}{ER^3} = C_3\varepsilon + C_4\beta \quad (6.75)$$

A demet metalik kesit alanıdır. $C_1, \dots, C_4$ analitik olarak tanımlanan sabitlerdir. R demet yarıçapı, ε eksenel uzama değeri, β açısal dönme değeridir ve aşağıdaki denklem ile tanımlanabilir.

$$\beta = R\tau_s \quad (6.76)$$

τ_s , demetin birim boyda burulma açısıdır.

Demetin etkin (efektif) elastisite modülü aşağıdaki eşitlikle tanımlanır.

$$E_e = C_1E \quad (6.77)$$

$\beta = R\tau_s = 0$ olduğu durumda E_e , aşağıda görüldüğü gibi demetin elastisite modülüdür.

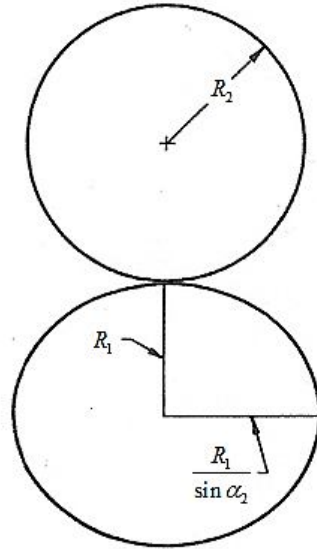
$$\frac{F}{A} = C_1 E \varepsilon = E_e \varepsilon \quad (6.78)$$

6.2.5 Temas Gerilmeleri

Basit bir demet için merkezde bulunan tel ile dış tel arasındaki temas çizgisi R_1 yarıçaplı bir helistir. Birim boyda temas kuvvetinin bilinmesi durumunda temas gerilmeleri hesaplanabilir. Birim boyda oluşan kuvvet X_2 dış telin eksenine boyunca hesaplanır ve sonuç olarak temas çizgisinin birim uzunluğu boyunca hesaplanmalıdır. Yaklaşık olarak elde edilen eşitlik,

$$X_c \sqrt{p_2^2 + (2\pi R_1)^2} = X_2 \sqrt{p_2^2 + (2\pi (R_1 + R_2))^2} \quad (6.79)$$

X_c , temas çizgisi boyunca oluşan birim boyda temas kuvvetidir.



Şekil 6.12: Merkezde bulunan tel ile dış tel arasında oluşan temas durumu.

Şekil 6.12’de iki tel arasında oluşan temas çizgisi üzerinde bulunan bir temas noktası görülmektedir. Dış tel kesiti dairesel, merkezde bulunan tel kesiti elips olarak gösterilmektedir. Merkezde bulunan tel yüzeyinin eğrilik yarıçapı ρ_1 temas noktasında,

$$\rho_1 = \frac{R_1}{\sin^2 \alpha_2} \quad (6.80)$$

Temas gerilmesinin, çizgisel temas durumunda bulunan iki cisim arasında oluşan gerilim ile aynı olduğu varsayılın. Bu durumda σ_c maksimum temas gerilmesi değeri,

$$\sigma_c = -\frac{b}{\Delta} \quad (6.81)$$

denklemleri için

$$\Delta = \frac{4(1-v^2)}{\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{R_2}\right)E} \quad (6.82)$$

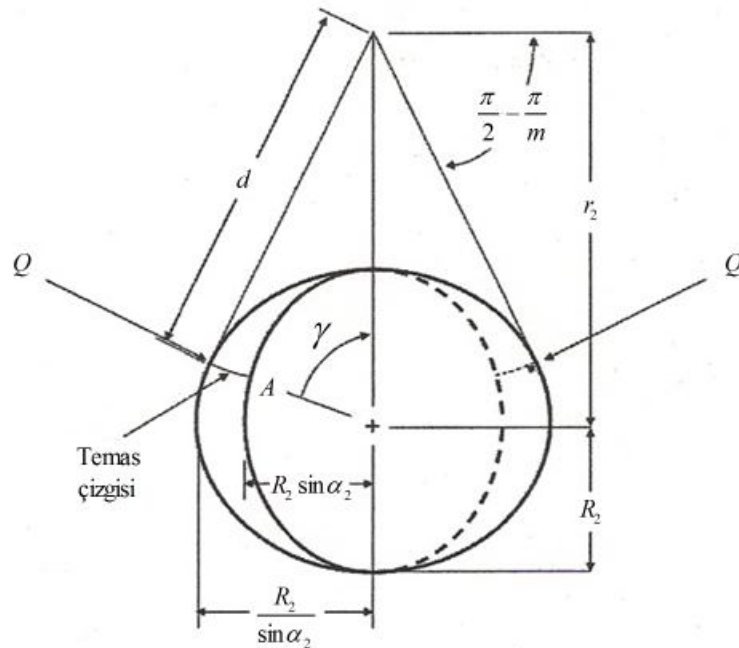
ve

$$b = \sqrt{\frac{2X_c\Delta}{\pi}} \quad (6.83)$$

olarak alınmaktadır.

6.2.6 Bağımsız Tellerin Temas Durumu

Demeti oluşturan tellerin her birinin aynı yarıçapa sahip olduğu ve demet yapısında m adet dış tel olduğu varsayılсын. Bu durumda dış teller birbirleri ile temas durumundadır. Demet eksenine dik düzlemde dış tellerin izdüşümü elips şeklindedir.



Şekil 6.13: Merkezde bulunan tel ile dış tel arasında oluşan temas durumu.

Şekil 6.13'te demet eksenine dik düzlemde bir telin dairesel kesitinin izdüşümü görülmektedir. Bitişik teller arasında oluşan temas çizgisi yarıçapı d olan helisel bir çizgidir. Şekilde görülen geometri incelendiğinde,

$$d = \frac{R_2 \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right)}{\sin \alpha_2 \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right) \sqrt{\sin^2 \alpha_2 + \tan^2\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right)}} \quad (6.84)$$

γ temas açısı,

$$\cos \gamma = \frac{1}{\cos^2 \alpha_2} \left(\sqrt{1 + \frac{\tan^2\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right)}{\sin^2 \alpha_2}} - \sqrt{\tan^2\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right) \left(1 + \frac{1}{\tan^2 \alpha_2 \cos^2\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right) \left(\sin^2 \alpha_2 + \tan^2\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right) \right)} \right) + \sin^4 \alpha_2} \right) \quad (6.85)$$

Dış tel için Q birim boyda normal temas kuvveti,

$$Q = -\frac{X}{2 \cos \gamma} \quad (6.86)$$

7. TEL HALAT DEMETİNİN MODELLENMESİ

Bu bölümde sonlu elemanlar analizi yöntemi ile yorulma ömrünün hesaplanması amaçlanan 1+6 telli basit demetinin bilgisayar ortamında modellenmesi anlatılmaktadır. Bu amaçla Costello'nun çalışmasından [11] yararlanılarak demetin geometrik olarak doğrulanması sağlanmaktadır. Sonrasında bir CAD yazılımı olan SolidWorks™ kullanılarak demetin katı modeli elde edilmektedir.

Tel halat ve demetlerin temel yapısal elemanı olan çelik bir tel,

- Bir demet özü (merkez telin ekseni düz bir çizgi şeklindedir)
- Bir demet katında tel (dış telin ekseni tek helis eğrisi şeklindedir)
- Çok demetli halatın demet özü (merkez telin ekseni tek helis eğrisi şeklindedir)
- Çok demetli halatın demet katında tel (dış telin ekseni çift helis eğrisi şeklindedir)

şeklinde olabilir.

Sonuç olarak yukarıda açıklanan durumlarda bir telin ekseni, tel halat veya demet içindeki konumuna bağlı olarak tek veya çift helis eğrisi şeklinde olabilir. Sağ el ortogonal eksen sistemi göz önüne alınırsa doğrultu pozitifdir.

Tel halat ve demetlerin geometrik olarak oluşturulabilmesi için bu helisel eğriler matematiksel olarak tanımlanmalıdır. Geometrik transformasyonların bileşimi, tel eksenlerinin parametrik olarak elde edilmesinde bir yöntemdir.

7.1 Geometrik Transformasyonlar

$E^3(R)$ reel sayılar düzlemi üzerinde ve dikdörtgen Kartezyen koordinat sistemi $(0;x,y,z)$ bulunan bir Öklid uzayı göz önüne alınsın. Bu uzayda tüm M noktaları üçlü bir sayı serisi $M[x_M, y_M, z_M]$ ile kendilerine özgü şekilde tanımlanmaktadır. x_M , y_M ve z_M M noktasının Kartezyen koordinatlarıdır. Temel Öklid uzayına ideal

noktaların eklenmesiyle sonlu M noktasının homojen $M(x_M, y_M, z_M, 1)$ koordinatlarına sahip olduğu genişletilmiş Öklid uzayı $E_\infty^3(R)$ elde edilebilir.

Geometrik transformasyon kullanılarak Öklid uzayında M noktasının M' noktasına olan yer değişimi formüle edilebilir. Genişletilmiş Öklid uzayındaki transformasyon, 4. mertebe tekil olmayan kare matris ile analitik olarak tanımlanır. $M(x_M, y_M, z_M, 1)$ noktasına uygulanan $[T_i]$ transformasyonu ile gösterilen $M'(x'_M, y'_M, z'_M, 1)$ noktasının homojen koordinatları,

$$\begin{Bmatrix} x'_M \\ y'_M \\ z'_M \\ 1 \end{Bmatrix} = [T_i]^T \begin{Bmatrix} x_M \\ y_M \\ z_M \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (7.1)$$

$[T_i]$ transformasyon matrisi, noktanın ötelenme veya dönme durumuna bağlıdır. Çok sayıda transformasyonun birleştirilmesi bu işlemlere karşılık gelen $[T_i]$ transformasyon matrislerinin çarpımı ile sağlanır.

$$\begin{Bmatrix} x'_M \\ y'_M \\ z'_M \\ 1 \end{Bmatrix} = \prod_{i=1}^n [T_i]^T \begin{Bmatrix} x_M \\ y_M \\ z_M \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (7.2)$$

n transformasyon için gerekli olan $[T_i]$ transformasyon matrisi sayısıdır. Transformasyon matrislerinin çarpım sırasının değiştirilmesi, transformasyon sonucu elde edilecek sonucu değiştirebilmektedir.

Sonraki bölümlerde geometrik transformasyonlar kullanılarak tel halat ve demetlerde helisel olarak sarılan tel eksenlerinin tanımlanması için parametrik denklemler formunda analitik tanımlamalar türetilmektedir.

7.2 Tel Halat Demetinin Matematiksel Modeli

Demet ekseninin z eksenine ile özdeş olduğu bir $(0; x, y, z)$ sağ el Kartezyen koordinat sistemi göz önüne alınsın.

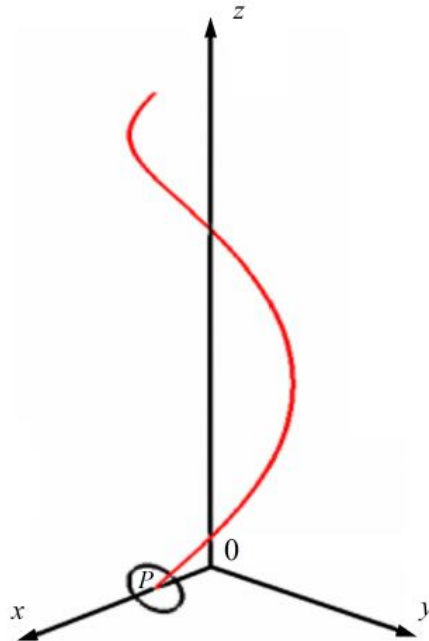
Bir demetin merkez tel eksenini h uzunluğunda düz bir çizgi formundadır. Bu eksenin koordinatları aşağıdaki parametrik denklemlerle tanımlanmaktadır.

$$\begin{aligned}x(t) &= 0 \\y(t) &= 0 \\z(t) &= th\end{aligned}\tag{7.3}$$

$t \in \langle 0,1 \rangle$ olduğu varsayılmaktadır.

Demetin merkez teli, eksenini z eksenine ile özdeş olan düz bir silindir şeklindedir. Bu silindirin yarıçapı merkez tel yarıçapı R_1 'e eşittir ve yüksekliği th 'dir. $c = (0, R_1)$ dairesinin demetin z eksenine ötelenmesi sonucu silindir ve dolayısıyla merkez telin geometrik modeli elde edilmiştir olur.

Demetin j dış katında bulunan bir tel, demetin z eksenini etrafında α_j başlangıç helis açısıyla helisel olarak sarılır. Bu helis, Şekil 7.1'de görüldüğü gibi tel eksenini üzerinde P merkezli $c = (P, R_j)$ dairesinin helisel hareketi sonucu oluşan döngüsel bir helisel yüzey şeklinde geometrik olarak tanımlanabilir. Dairenin yarıçapı dış tel yarıçapı R_j 'ye eşittir. k , demette bulunan dış kat sayısıdır ve merkez tel "1" alt indisi ile tanımlandığı için $j = 2, \dots, k+1$ olarak alınmaktadır.



Şekil 7.1: Demetin z eksenini etrafında pozitif yönde sarılan tel eksenini.

$P[r_j, 0, 0]$ noktasının demetin z eksenini etrafında pozitif yönde sarılan tel eksenini üzerinde ve r_j 'nin demetin j dış katında bulunan tellerin helis başlangıç yarıçapı olduğu varsayalım. P noktasının helisel hareketi iki temel transformasyonun birleştirilmesi ile sağlanır. İlk transformasyon P noktasının z eksenini etrafında θ açısı ile pozitif yönde döndüğü $[T_{rPz}]$ matrisi ile tanımlanan transformasyondur.

$$[T_{rPz}] = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7.4)$$

İkinci transformasyon ise P noktasının z eksenini doğrultusunda $\{v\} = \{0, 0, z_v, 0\}$ vektörü etrafında ötelendiği $[T_{tP}]$ matrisi ile tanımlanan transformasyondur.

$$[T_{tP}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ x_v & y_v & z_v & 1 \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

θ açısına bağlı olarak P noktasının z eksenindeki koordinatı,

$$z_v = \theta r_j \tan \alpha_j \quad (7.6)$$

Bu durumda P noktası ile oluşturulan helis üzerinde bulunan her bir noktanın homojen koordinatları aşağıdaki gibidir.

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{Bmatrix} = [T_{tP}]^T [T_{rPz}]^T \begin{Bmatrix} r_j \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (7.7)$$

(7.7) denklemi çözüldüğünde helisel tel ekseninin parametrik denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned} x(\theta) &= r_j \cos \theta \\ y(\theta) &= r_j \sin \theta \\ z(\theta) &= \theta r_j \tan \alpha_j \end{aligned} \quad (7.8)$$

Bir helis adımı için $\theta \in \langle 0, 2\pi \rangle$ olduğu varsayılmaktadır.

Demetin j dış katında m_j adet tel olduğunu varsayalım. i teli ekseninin $\phi_{ij} = (i-1)2\pi/m_j$ açısı kadar döndürülmesi sonucu helisel tel ekseninin parametrik denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned} x(\theta) &= r_j \cos(\phi_{ij} + \theta) \\ y(\theta) &= r_j \sin(\phi_{ij} + \theta) \\ z(\theta) &= \theta r_j \tan \alpha_j \end{aligned} \quad (7.9)$$

Sol sarımlı demetlerde θ açısı negatif yöndedir. Bu durumda (7.9) denklemi aşağıdaki gibi düzenlenmelidir.

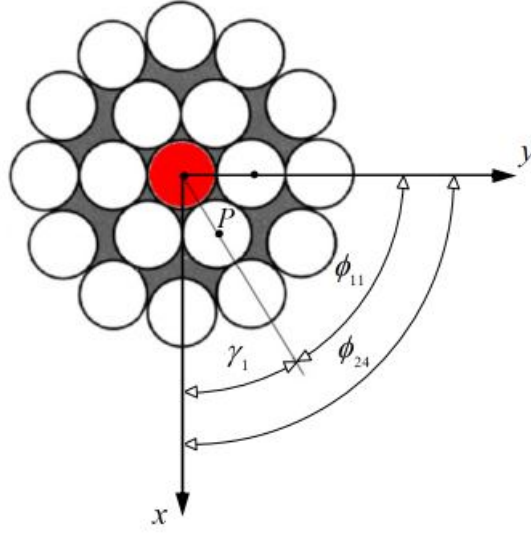
$$\begin{aligned} x(\theta) &= r_j \cos(\phi_{ij} + q\theta) \\ y(\theta) &= r_j \sin(\phi_{ij} + q\theta) \\ z(\theta) &= \theta r_j \tan \alpha_j \end{aligned} \quad (7.10)$$

Sağ sarımlı demetlerde $q = 1$, sol sarımlı demetlerde $q = -1$ olarak alınmalıdır.

Demetin j dış katında bulunan ilk tel ekseninin P başlangıç noktasının x ekseninde bulunmadığı durumda, bu nokta z ekseninde etrafında γ_j açısı ile döndürülebilir. Sonuç olarak j dış katında bulunan i teli ekseninin parametrik denklemleri genel olarak aşağıdaki gibi elde edilir.

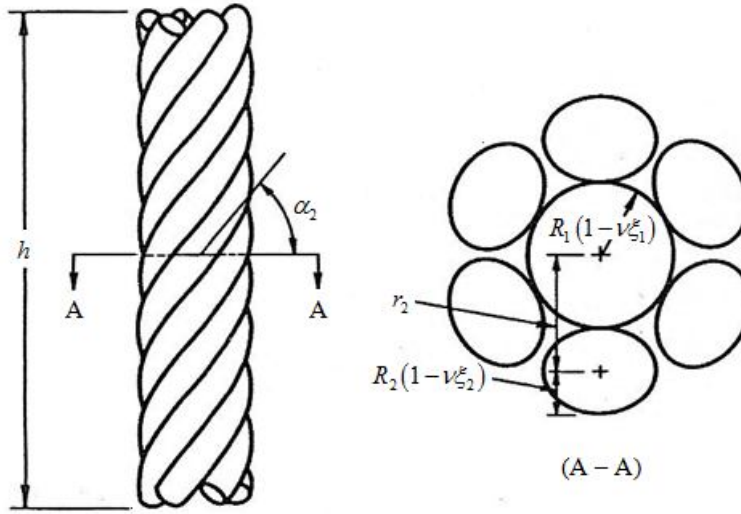
$$\begin{aligned} x(\theta) &= r_j \cos\left(\gamma_j + (i-1)\frac{2\pi}{m_j} + q\theta\right) \\ y(\theta) &= r_j \sin\left(\gamma_j + (i-1)\frac{2\pi}{m_j} + q\theta\right) \\ z(\theta) &= \theta r_j \tan \alpha_j \end{aligned} \quad (7.11)$$

Şekil 7.2’de görüldüğü gibi demetin x eksenine ile ilk tel eksenindeki açı γ_j , j dış katında bulunan ilk telin dönme açısıdır. m_j , j dış katında bulunan tel sayısıdır ve $i = 1, \dots, m_j$ olarak alınmaktadır. α_j tellerin sarım açısıdır. (7.11) denkleminde görülen parametrik denklemler demetin yapısında bulunan bir telin geometrisi ve konumunu tanımlama olanağı sunmaktadır. Dolayısıyla bu denklemler bir demetin üç boyutlu matematiksel modelinin tasarlanmasında yeterlidir.



Şekil 7.2: Demet kesiti üzerinde γ_j ve ϕ_{ij} açıları.

7.3 Basit Demetin Geometrik Olarak Doğrulanması



Şekil 7.3: Merkezde bulunan tel ile dış tel arasında oluşan temas durumu.

Costello yaptığı çalışmada [11] aksenal yüklü tel demetin davranışına yönelik oluşturduğu denklemler 6. bölümde sunulmaktadır. Buna göre Şekil 7.3'te başlangıç durumunda bulunan basit bir demetin yapısı ve kesiti gösterilmektedir. Başlangıç durumu için bu demet, merkezde bulunan R_1 çapındaki telin etrafına R_2 çapındaki $m = 6$ adet telin helisel olarak sarılması ile oluşturulmaktadır. Merkezde bulunan telin, dış tellerin birbirine temasından kaçınmak için yeterli ölçüde olduğu varsayılmaktadır.

Bu doğrultuda bir dış tel için helis başlangıç yarıçapı aşağıdaki denklemle tanımlanmaktadır.

$$r_2 = R_1 + R_2 \quad (7.12)$$

Bir dış telin başlangıç helis açısı α_2 aşağıdaki eşitlik ile tanımlanmaktadır,

$$\tan \alpha_2 = \frac{p_2}{2\pi r_2} \quad (7.13)$$

p_2 başlangıç durumunda dış tellerin helis adımıdır.

Basit demette dış tellerin birbirine temas etmemesi için aşağıdaki koşul geçerli olmalıdır.

$$R_2 \sqrt{1 + \frac{\tan^2 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m} \right)}{\sin^2 \alpha_2}} < R_1 + R_2 \quad (7.14)$$

Oluşturmak istediğimiz demet modeli için belirlenen geometrik değerler Çizelge 7.1’de sunulmaktadır.

Çizelge 7.1: Basit demetin geometrik değerleri.

Demet özelliği	Değer
Demet çapı ($2R$)	11,400mm
Merkez tel çapı ($2R_1$)	3,940mm
Dış tel çapı ($2R_2$)	3,730mm
Helis açısı (α_2)	78,2°

Belirlenen değerler doğrultusunda dış tel için helis başlangıç yarıçapı,

$$\begin{aligned} r_2 &= R_1 + R_2 \\ &= 1,970 + 1,865 \\ &= 3,835mm \end{aligned}$$

Dış telin başlangıç helis açısı α_2 ’den dış tel helis sarım adımı,

$$\begin{aligned} \tan 78,2^\circ &= \frac{p_2}{2\pi \cdot 3,835} \\ p_2 &\cong 115,341mm \end{aligned}$$

Basit demette dış tellerin birbirine temas etmemesi için gerekli olan koşul,

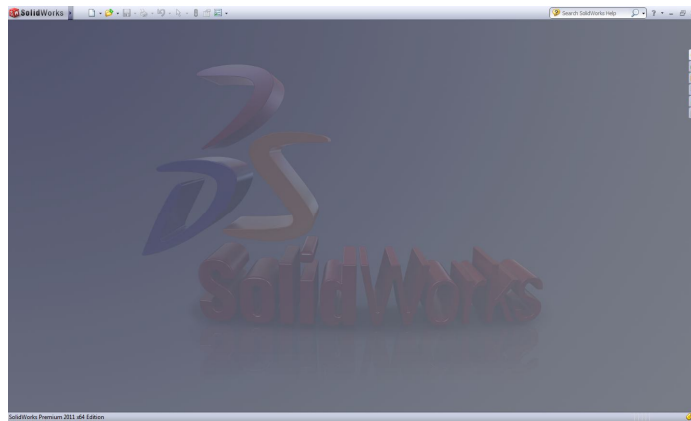
$$R_2 \sqrt{1 + \frac{\tan^2 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m} \right)}{\sin^2 \alpha_2}} < R_1 + R_2$$

$$1,865 \sqrt{1 + \frac{\tan^2 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{6} \right)}{\sin^2 78,2^\circ}} \cong 3,791mm < 3,835mm$$

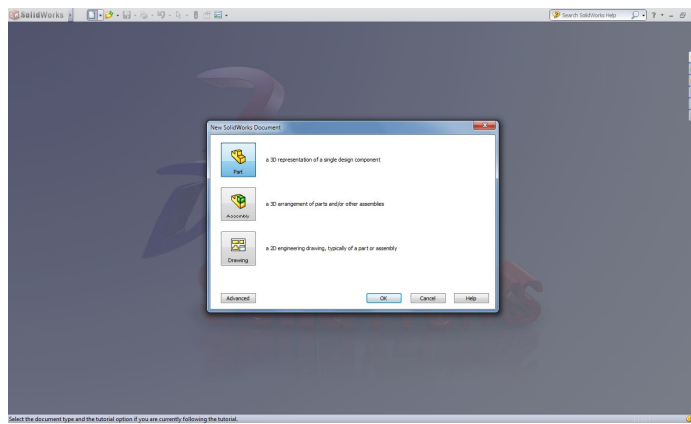
Dış tellerin birbirlerine temas etmemeleri için gerekli olan koşul sağlanmaktadır.

7.4 Basit Demetin Bilgisayar Ortamında Modellenmesi

Modellemenin yapılacağı CAD yazılımı SolidWorks™ başlangıç arayüzü Şekil 7.4'te görüldüğü gibidir. Bu ara yüz üzerinde yeni bir belge oluşturulması istendiğinde Şekil 7.5'te görüldüğü gibi bir pencere açılmaktadır. Bu pencereden tek bir tasarım elemanının oluşturulması için “Part” sekmesi seçilmelidir.



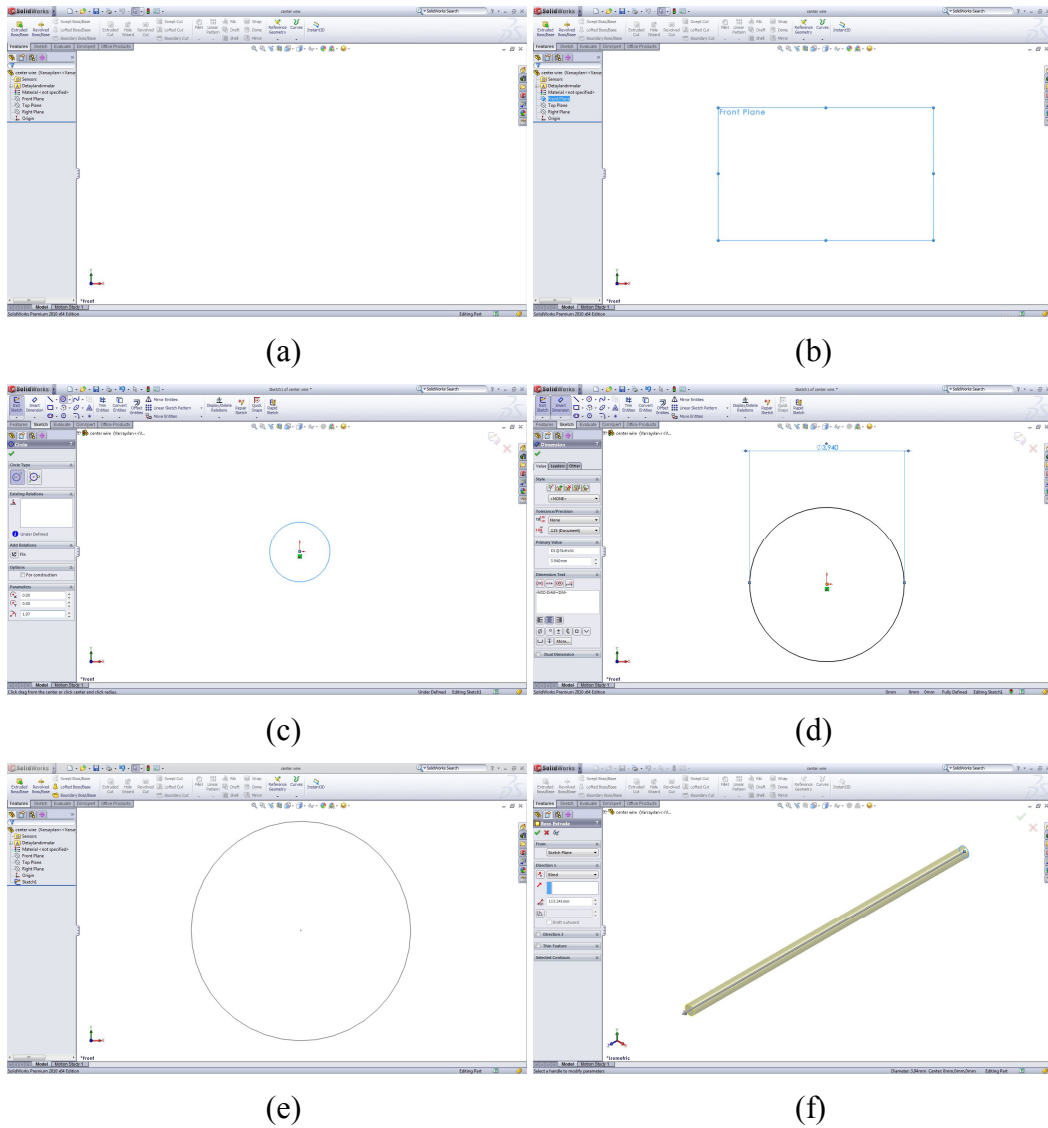
Şekil 7.4: SolidWorks™'de başlangıç arayüzü



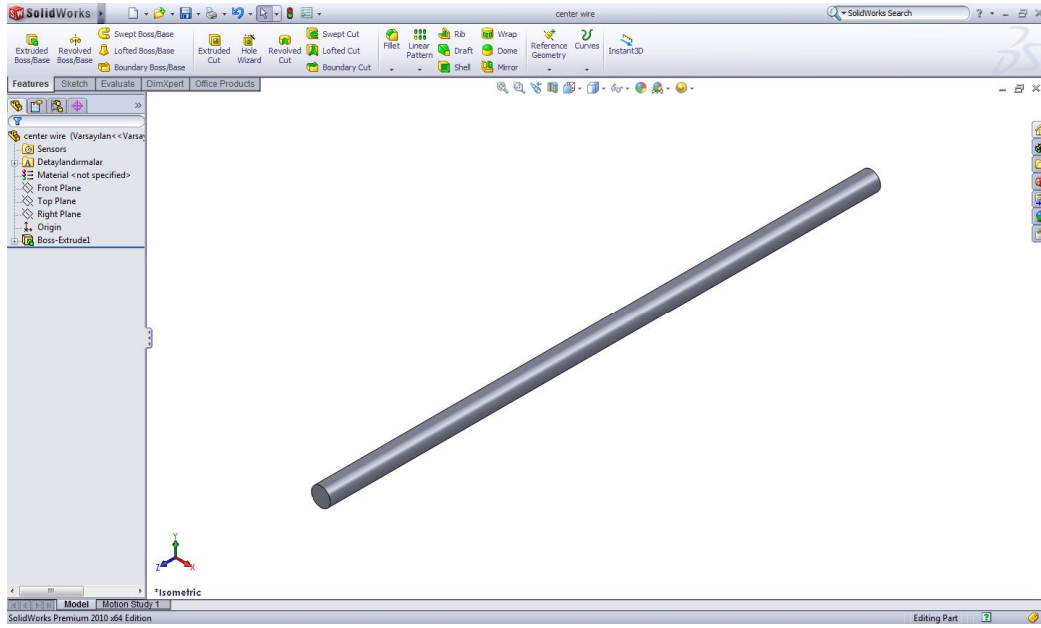
Şekil 7.5: SolidWorks™'de yeni belge oluşturulması

7.4.1 Merkez tel modelinin oluşturulması

Basit demetin merkez telinin modellenmesi için oluşturulan belgede “Front Plane” seçilir ve “Sketch” sekmesinden “Circle” komutu ile merkezi orijin olan bir daire çizilir. Sonrasında “Smart Dimension” komutu ile ölçülendirme yapılır ve “Exit Sketch” komutu ile işlem tamamlanır. Bu işlem sonunda “Sketch1” olarak tanımlı $2R_1 = 3,940mm$ çapındaki merkez telin kesiti elde edilmiş olur. Basit demetin merkez telini katı model olarak oluşturmak için “Features” sekmesinden “Extruded Boss/Base” komutu ile oluşturulan “Sketch1” seçilir ve dış tel $h = 115,341mm$ uzunluğunda oluşturulur.



Şekil 7.6: Merkez tel modelinin oluşturulma aşamaları.



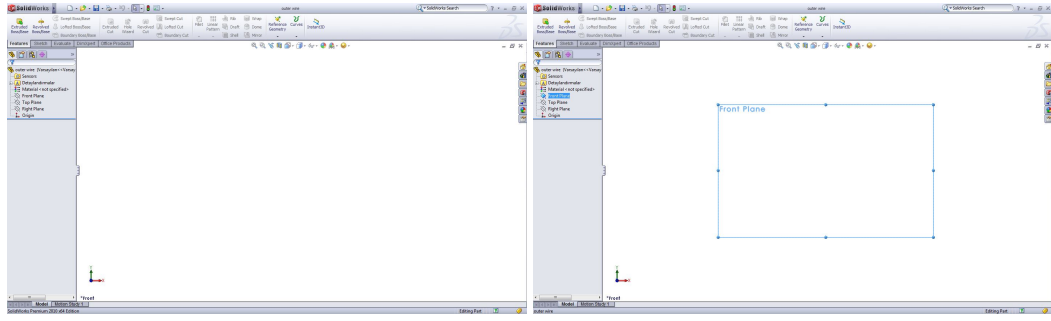
Şekil 7.7: Merkez tel modeli.

Bu işlem sonunda “Boss-Extrude1” olarak tanımlı merkez tel elde edilmiş olur. Şekil 7.6’da merkez tel modelinin oluşturulma aşamaları ve Şekil 7.7’de tamamlanmış merkez tel modeli görülmektedir.

7.4.2 Dış tel modelinin oluşturulması

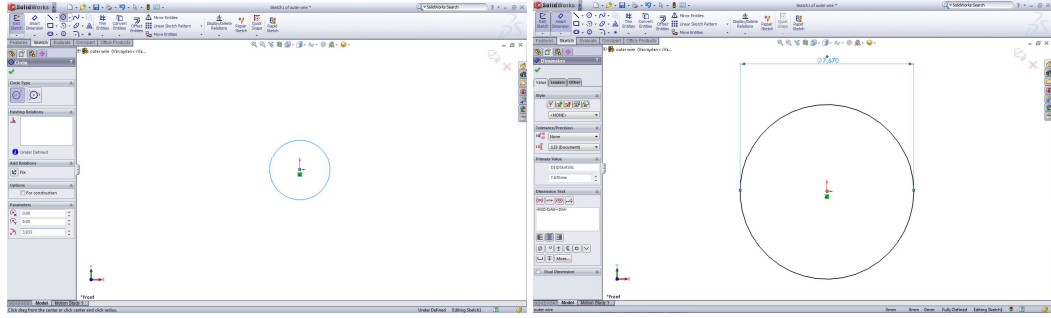
Basit demetin dış telinin modellenebilmesi için öncelikle helisel dış tel eksenini oluşturulmalıdır. Bu amaçla oluşturulan belgede “Front Plane” seçilir ve “Sketch” sekmesinden “Circle” komutu ile merkezi orijin olan bir daire çizilir. Sonrasında “Smart Dimension” komutu ile ölçülendirme yapılır ve “Exit Sketch” komutu ile işlem tamamlanır. Bu işlem sonunda “Sketch1” olarak tanımlı dış tel için helis başlangıç çapı $2r_2 = 7,670mm$ elde edilmiş olur.

Basit demetin helisel dış tel eksenini oluşturmak için “Features” sekmesinden “Curves - Helix and Spiral” komutu ile oluşturulan daire seçilir. “Height and Pitch” ile tanımlanan $h = 115,341mm$ uzunluk ve $p_2 = 115,341mm$ helis sarım adımı için “Helix/Spiral1” olarak tanımlı helisel dış tel eksenini oluşturulur.



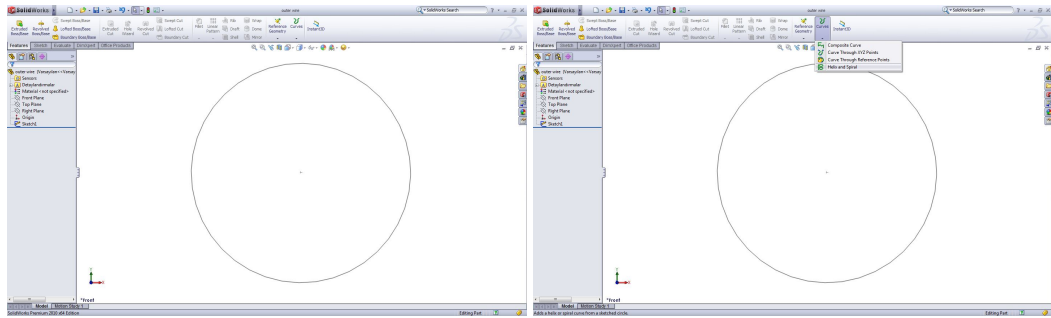
(a)

(b)



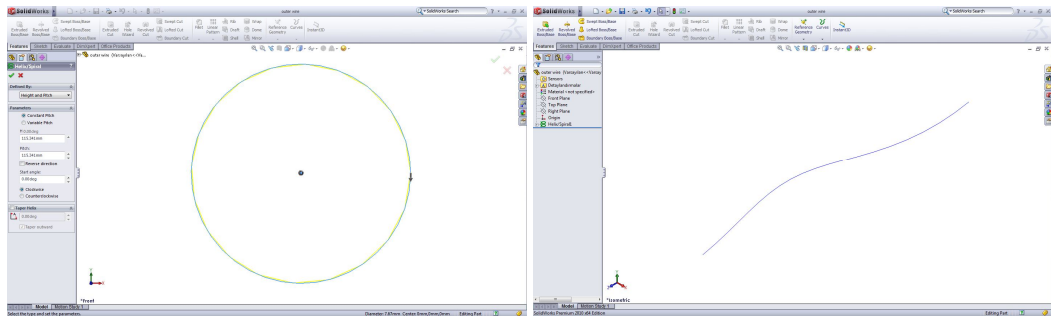
(c)

(d)



(e)

(f)

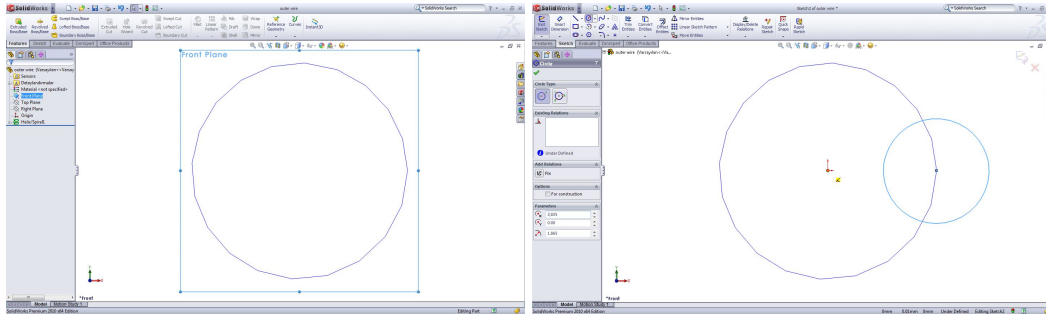


(g)

(h)

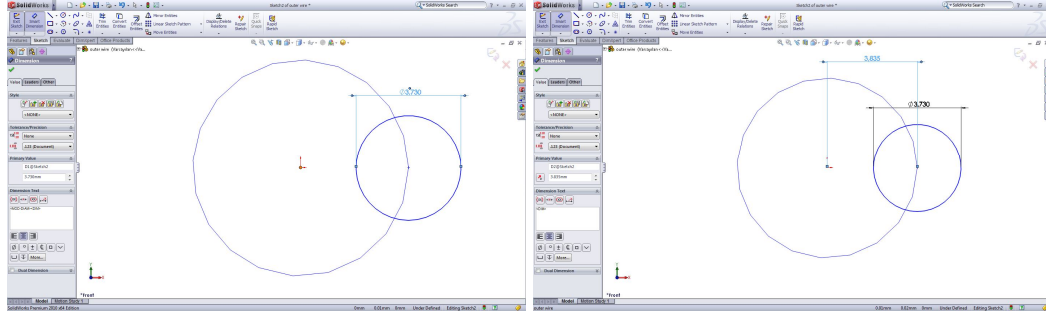
Şekil 7.8: Dış tel modelinin oluşturulma aşamaları (1).

“Front Plane” seçildikten sonra “Sketch” sekmesinden “Circle” komutu ile merkezi dış tel eksen başlangıç noktası olan bir daire çizilir. Sonrasında “Smart Dimension” komutu ile ölçülendirmeler yapılır ve “Exit Sketch” komutu ile işlem tamamlanır.



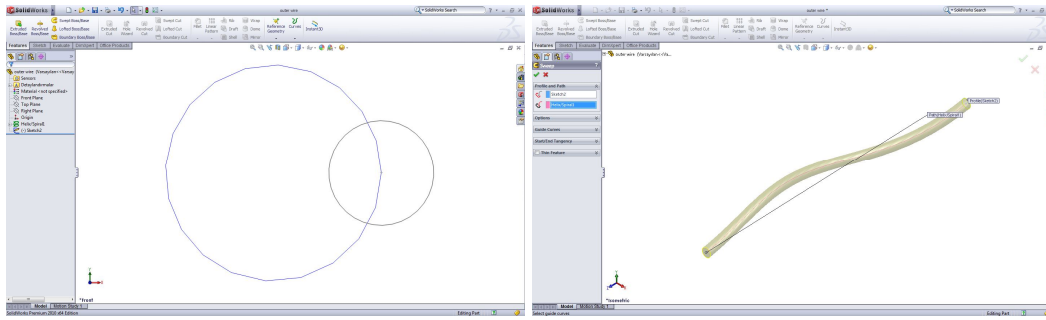
(a)

(b)



(c)

(d)

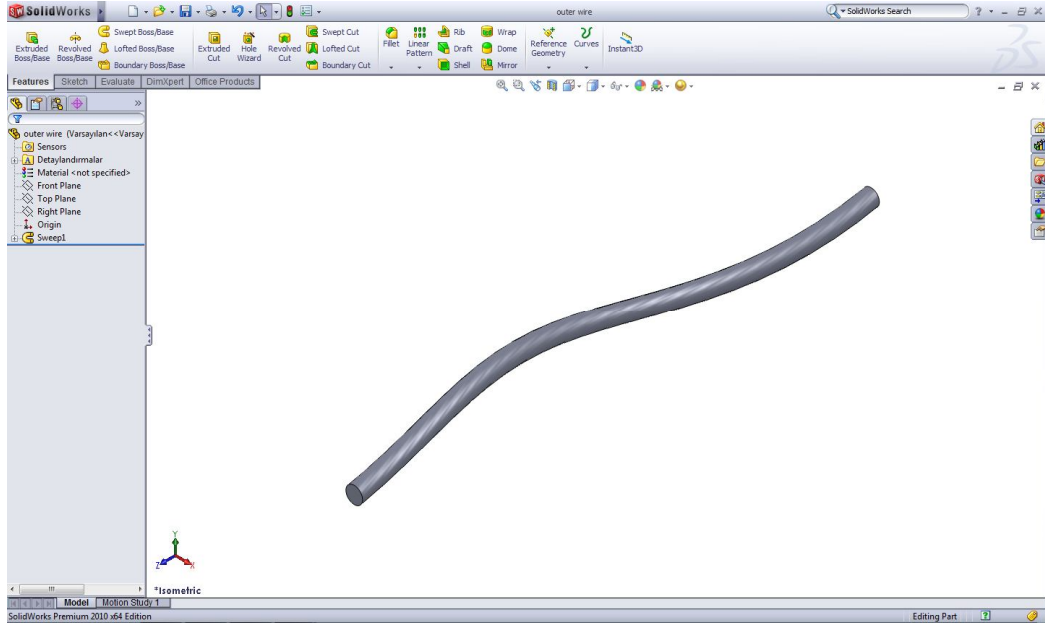


(e)

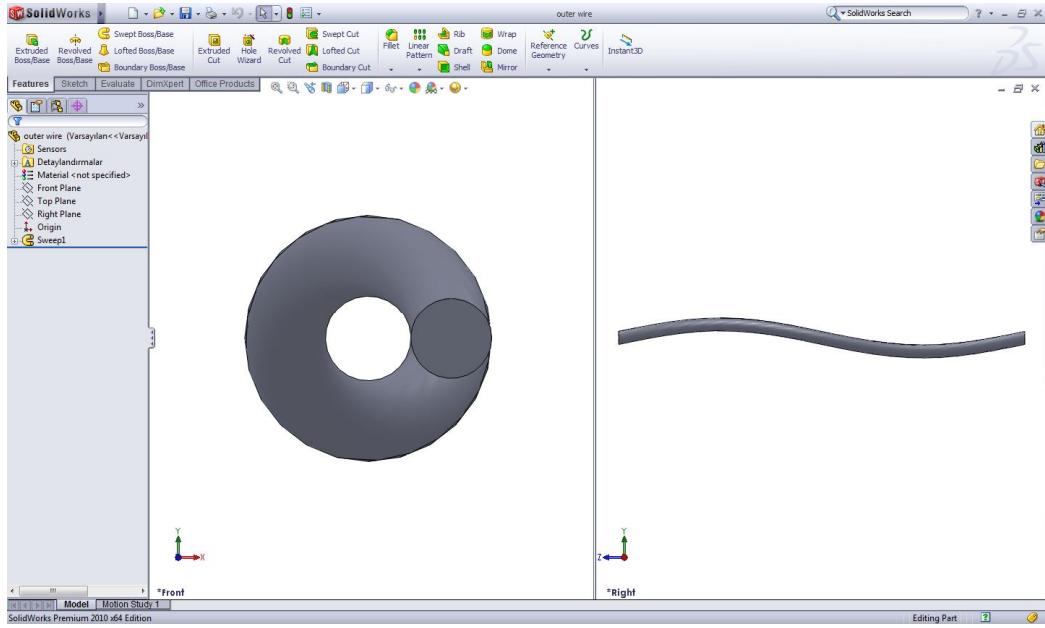
(f)

Şekil 7.9: Dış tel modelinin oluşturulma aşamaları (2).

Bu işlem sonunda “Sketch2” olarak tanımlı dış tel çapı $2R_2 = 3,730mm$ elde edilmiş olur. Basit demetin dış telini katı model olarak oluşturmak için “Features” sekmesinden “Swept Boss/Base” komutu ile önce oluşturulan “Sketch2” ve sonra “Helix/Spiral1” seçilir. Bu işlem sonunda “Sweep1” olarak tanımlı 1 sarım adımı uzunluğunda dış tel elde edilmiş olur. Şekil 7.8 ve Şekil 7.9’da dış tel modelinin oluşturulma aşamaları, Şekil 7.10’da ise tamamlanmış dış tel modeli farklı açılardan görülmektedir.



(a)



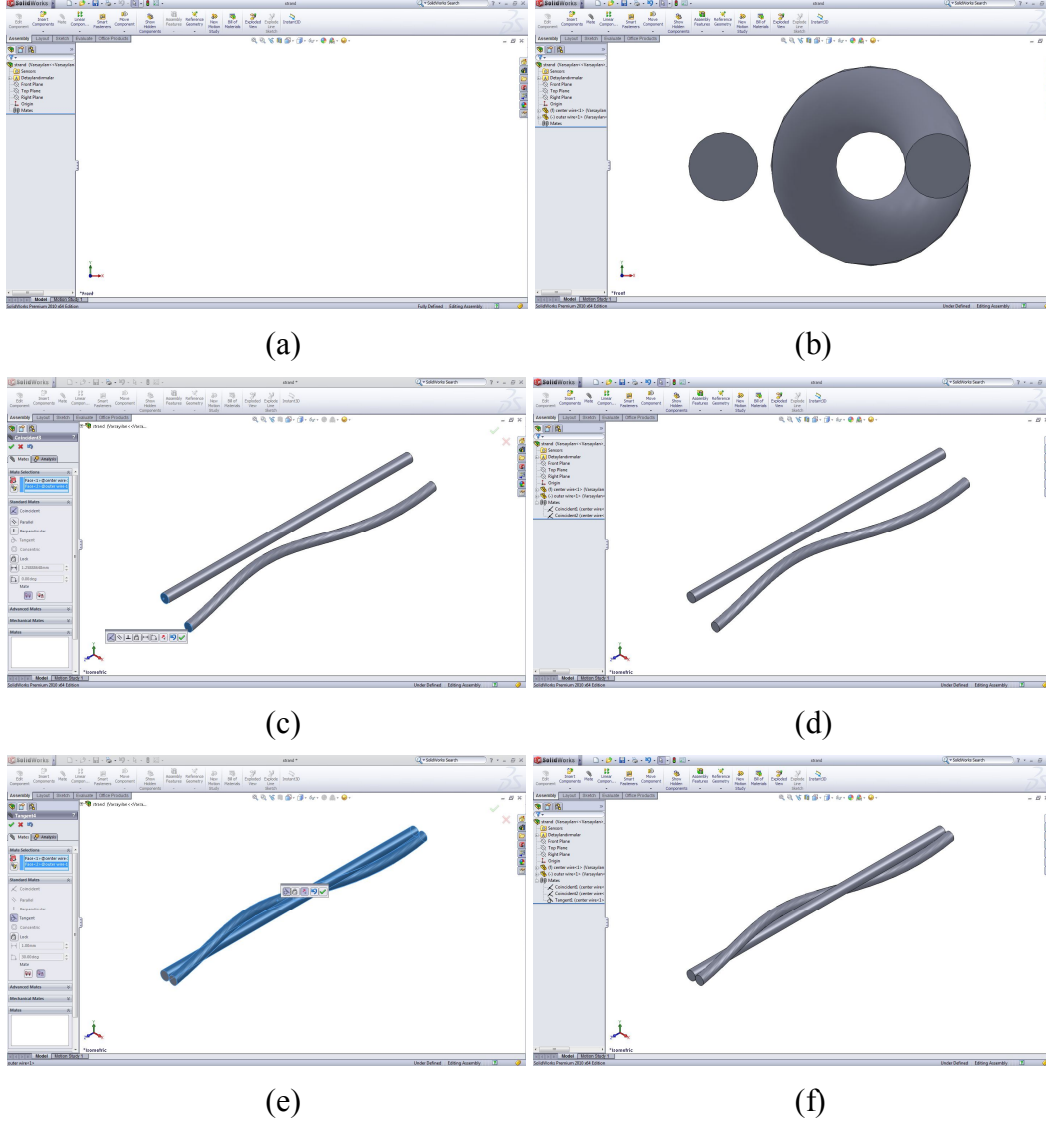
(b)

Şekil 7.10: Dış tel modeli.

7.4.3 Basit demet modelinin oluşturulması

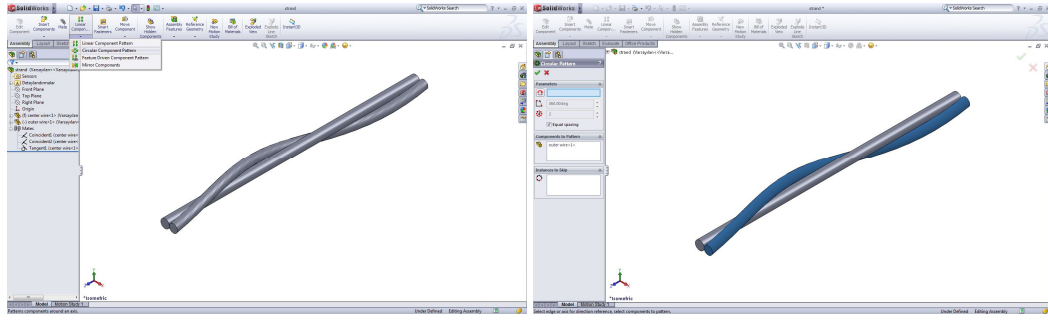
Basit demetin modellenmesi için oluşturulan belgede “Assembly” sekmesinden “Insert Components” komutu ile daha önce kaydedilmiş merkez tel “center wire” ve dış tel “outer wire” dosyaları açılır. Merkez tel ile dış tel arasındaki ilişkiler belirlenmelidir.

Öncelikle tellerin aynı düzlemde olması sağlanır. "Mate" komutu ile tellerin bir ucunda bulunan yüzeyler seçilir ve "Coincident" onaylanır. Aynı işlem tellerin diğer ucunda bulunan yüzeyler için de yapılır. Merkez tel ile dış tel arasında bulunan teğetlik ilişkisinin belirlenmesi için önce merkez telin yüzeyi sonra dış telin yüzeyi seçilir ve "Tangent" onaylanır.



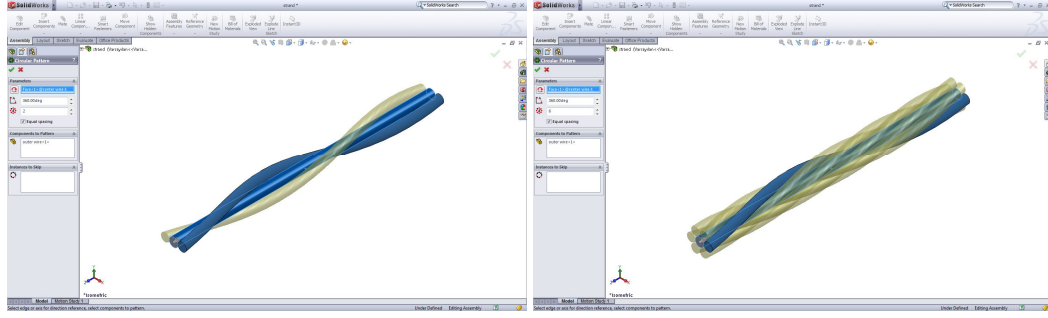
Şekil 7.11: Basit demet modelinin oluşturulma aşamaları (1).

Bu işlemin ardından dış telin merkez tel etrafında çoğaltılması işlemi yapılır. "Circular Component Pattern" komutu ile öncelikle çoğaltılacak olan dış tel seçilir. Ardından merkez tel yüzeyi, etrafında çoğaltma işleminin gerçekleşeceği yüzey olarak seçilir. Merkez tel etrafında eşit aralıklarla 6 adet dış telin yerleştirilmesi sağlanır ve işlem onaylanır.



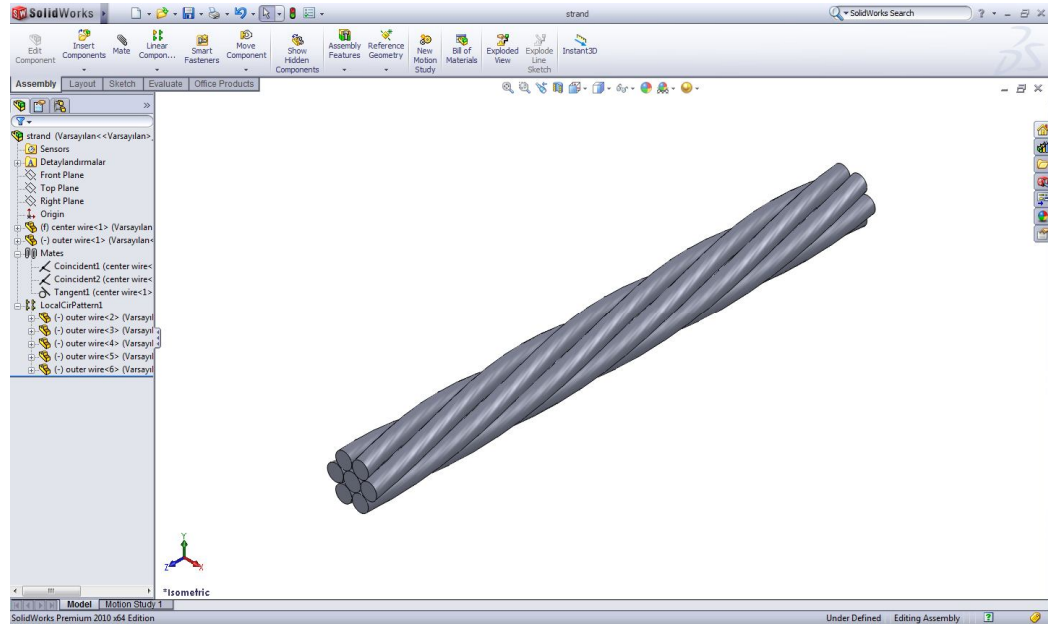
(a)

(b)



(c)

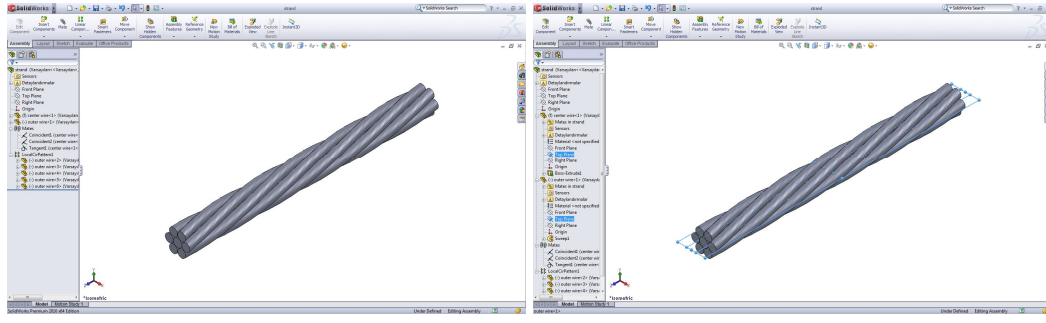
(d)



(e)

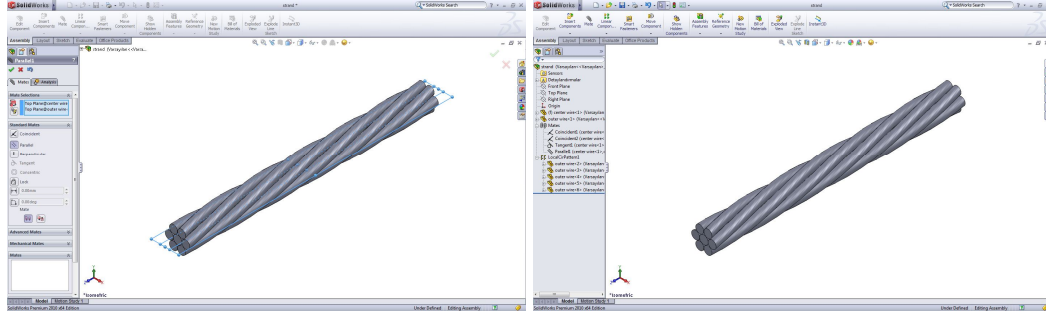
Şekil 7.12: Basit demet modelinin oluşturulma aşamaları (2).

Sonrasında dış tellerin merkez tel etrafında dönmesini önlemek için tasarım ağacından merkez tel “center wire” ve dış tel “outer wire” için “Top Plane” seçilir. "Mate" komutu ile “Parallel” ilişkisi seçilir ve onaylanır. Böylece dış tellerin merkez tel eksen etrafında dönmesi temas durumu korunarak sınırlandırılmış olur.



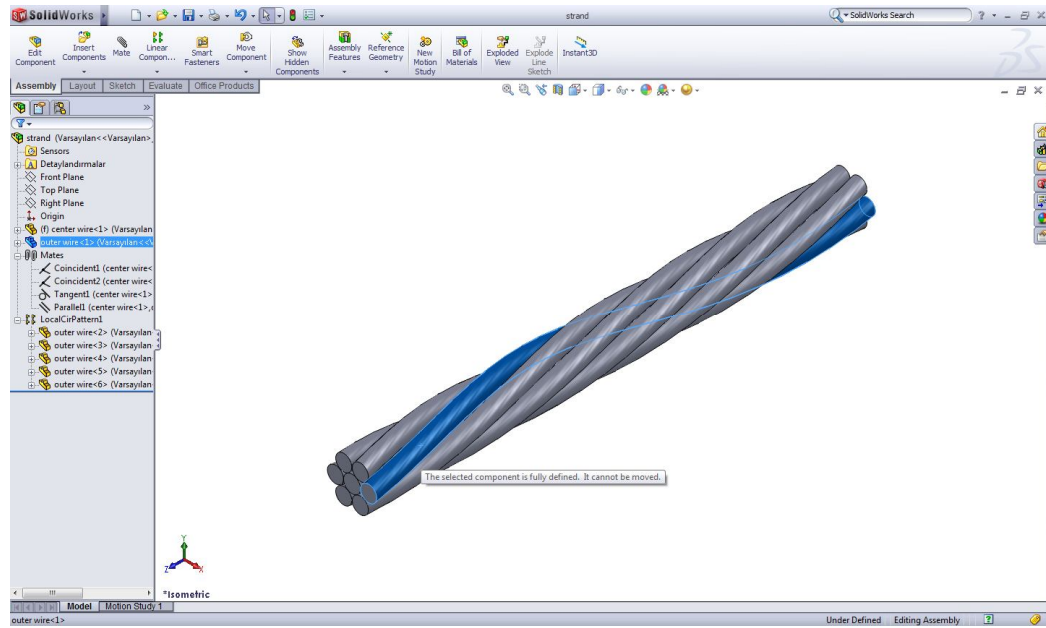
(a)

(b)



(c)

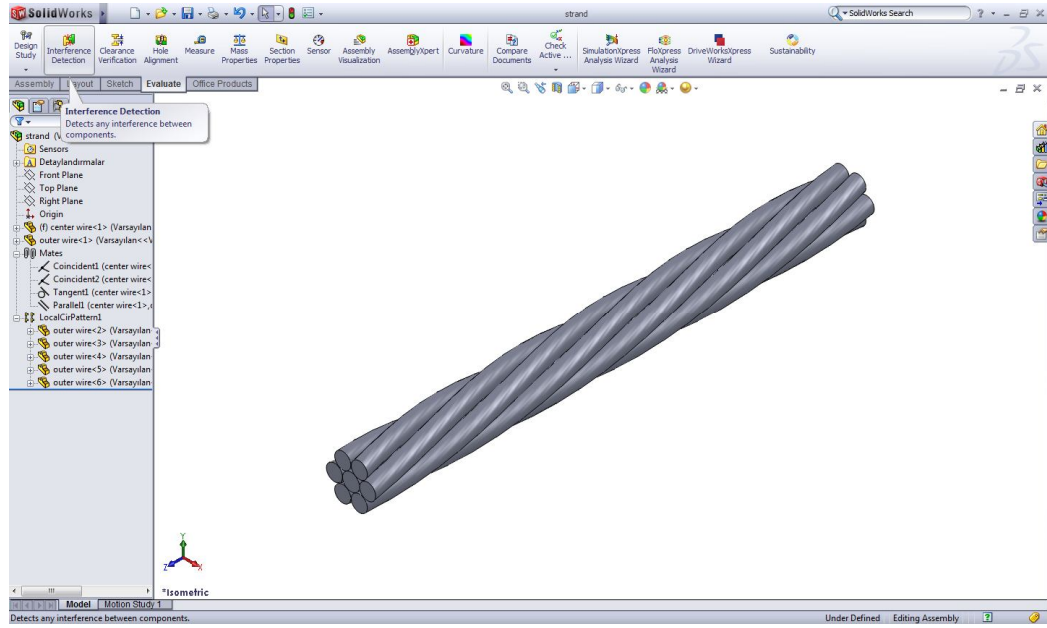
(d)



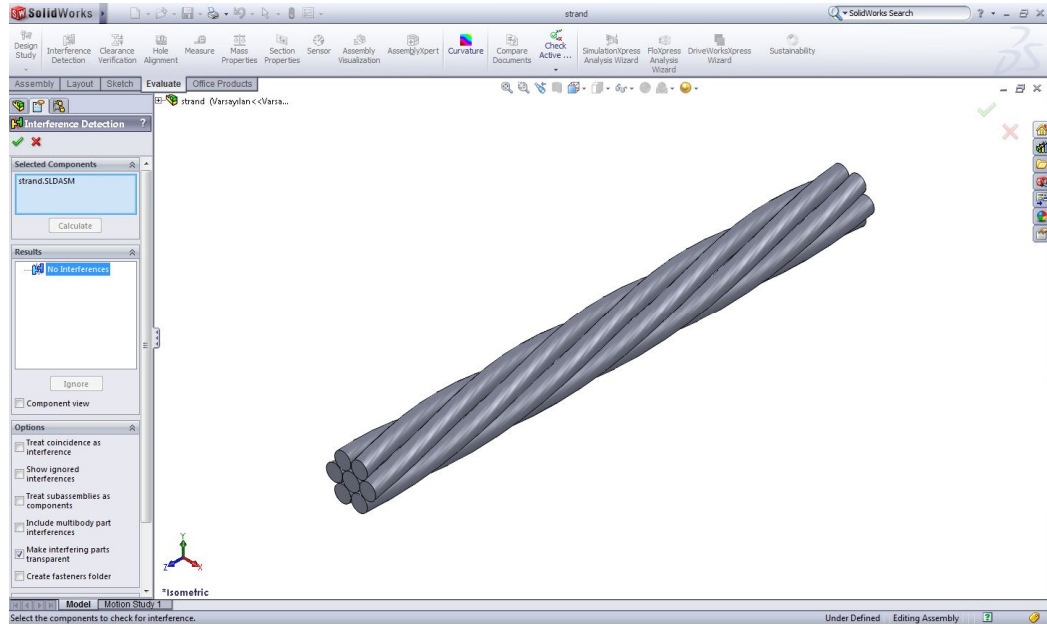
(e)

Şekil 7.13: Basit demet modelinin oluşturulma aşamaları (3).

Şekil 7.11, Şekil 7.12 ve Şekil 7.13'te basit demetin oluşturulma aşamaları sırasıyla görülmektedir. Ancak modelin doğrulanması için modeli oluşturan elemanlar arasındaki girişim ve boşlukların durumu denetlenmelidir.



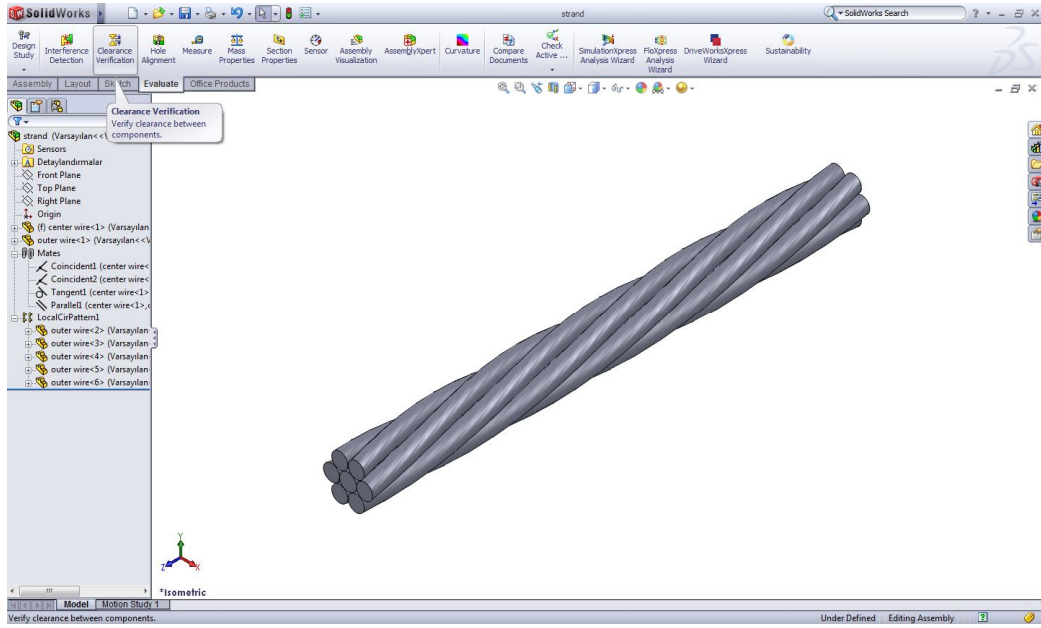
(a)



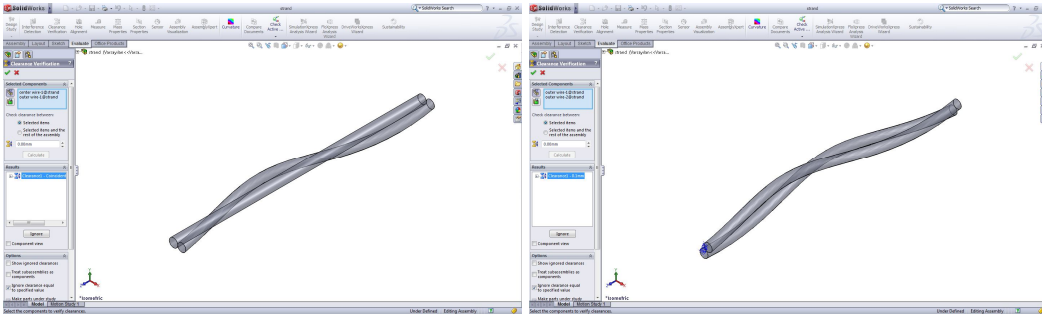
(b)

Şekil 7.14: Oluşturulan model için girişim durumunun incelenmesi.

Basit demeti oluşturan elemanlar arasında herhangi bir girişim durumu söz konusu olup olmadığını denetlemek için “Evaluate” sekmesinden “Interference Detection” komutu ile modelin incelenmesi gerçekleştirilir. Şekil 7.14’te görüldüğü gibi oluşturulan model için elemanlar arasında herhangi bir girişim durumu söz konusu değildir.



(a)



(b)

(c)

Şekil 7.15: Oluşturulan model için boşluk durumunun incelenmesi.

Girişim durumunun denetlenmesi dışında elemanlar arasındaki boşlukların durumu da denetlenmelidir. Bu amaçla “Evaluate” sekmesinden “Clearance Verification” komutu ile merkez tel ile dış tel arasındaki ve iki dış tel arasındaki boşluk durumu incelenir. Şekil 7.15’te görüldüğü gibi merkez tel ile dış tel arasında temas, iki dış tel arasında boşluk bulunmaktadır.

Bu denetlemeler sonunda modelde herhangi bir sorun olmadığı sonucuna varılabilir ve 1+6 telli basit demetin sonlu elemanlar analizi için modellenmesi tamamlanmış olur. Şekil 7.16’da sonlu elemanlar analizi için oluşturulan basit demet modeli farklı açılardan görülmektedir.

8. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE BASİT DEMETİN ANALİZİ

Daha önce modellemesi anlatılan basit demetin bir sonlu elemanlar analizi yazılımı olan ANSYS™ ile yorulma analizi gerçekleştirilecektir. Bu bölümde, oluşturulan demet modelleri için yorulma ömrü ve göz önüne alınan değişkenlerin çekme-çekme yorulma ömrüne olan etkisi incelenecektir. Sonlu elemanlar analizi için demet uzunluğu, helis açısı ve kuvvet aralığı olmak üzere 3 farklı değişken kullanılarak deney grupları oluşturulmuştur.

8.1 Temas Durumu

Basit demet modeli için teller arasında temas durumu bulunmaktadır. Temas durumu için iki sorun söz konusudur. Bunlardan birincisi temas bölgesinin tam olarak bilinmemesidir. Yük, malzeme ve sınır şartlarına bağlı olarak yüzeyler birbirleri ile öngörülemez davranışlardan dolayı temas edebilir veya etmeyebilir. İkincisi ise çoğu temas durumunda bulunan sürtünmedir; seçilebilecek sürtünme modelleri belirlidir ve tümü non-lineerdir.

Basit demet için oluşturulan modellerde kullanılan demet değerleri ile dış tellerin birbirine temas etmemesi için gerekli olan ve (6.29) denklemi ile tanımlanan koşul sağlanmaktadır. Dolayısıyla temas durumu merkez tel ile dış teller arasında bulunmaktadır.

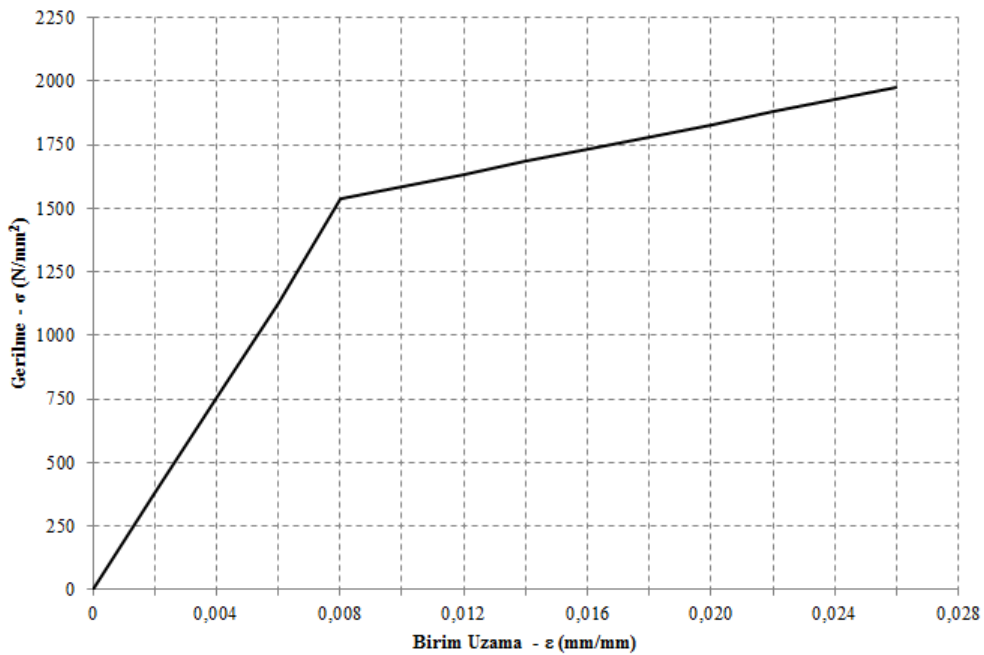
Costello'nun çalışmasında [11] oluşturduğu basit demet modeli ile karşılaştırmak amacıyla, modeller belirli bir kritik uzunluk göz önüne alınarak oluşturulmuştur. Jiang ve Henshall'a göre [35] sabit uçtan sarım adımının %3'ü uzaklığa kadar merkez tel ile dış teller arasında temas durumu bulunmamaktadır. Sarım adımının %3'ü ile %9'u arasındaki uzaklık boyunca merkez tel ile dış teller arasında temas kuvvetleri (basınç) giderek artmakta ve temas çizgileri boyunca bağıl hareketler bulunmaktadır. Sarım adımının %9'undan sonraki uzaklık için merkez tel ile dış teller arasındaki temas kuvvetleri (basınç) üniform bir değere ve bağıl hareketler 0 değerine ulaşmaktadır. Oluşturulan modellerde açıklanan kritik uzunluğun üzerinde kalınmıştır.

8.2 Sınır Şartları

Eksenel yük altındaki sınır şartları Costello'nun modeli ile uyumludur. Costello'nun modelinde kuvvet ve moment demetin her iki ucuna uygulanmış ve analiz bir A-A kesiti boyunca gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada oluşturulan modelde ise söz konusu kesit yüzeyi, demetin ankastre olarak sabitlenmiş ucu olarak göz önüne alınmıştır. Demetin diğer ucunda ise x ve y eksenleri doğrultusunda hareket sınırlandırılmıştır. Modelin doğrulanması için demetin z eksenı doğrultusunda serbest ucuna $\varepsilon = 0 \sim 0,015$ birim uzama uygulanmıştır.

8.3 Malzeme

Analizler için seçilen malzeme modeli bi-lineer izotropik (BISO) olarak tanımlanmaktadır. Bu malzeme modeli lineer bölgede, lineer izotropik (LISO) malzeme modelinde olduğu gibi, malzeme davranışının x , y ve z eksenleri doğrultusunda eşit olduğu varsayımına dayanmaktadır. Lineer bölgede bulunan eğri, malzemenin elastisite modülüdür. Bi-lineer izotropik malzeme modeli, malzemenin akma sınırından sonra plastisite modülü adı verilen bir eğri ile davranışının tanımlandığı non-lineer malzeme modelidir. Şekil 8.1'de malzeme davranışı görülmektedir.



Şekil 8.1: Bi-lineer izotropik malzeme davranışı (BISO).

Costello'nun aksenal kuvvet etkisi altındaki basit demetin davranışı ile ilgili çalışması Bölüm 6'da anlatılmıştır. Costello'nun çalışmasında [11] oluşturduğu denklemler esas alınarak elde edilen sonlu elemanlar analizi sonuçları kıyaslanmaktadır. Buna göre göz önüne alınan basit demetin geometrik değerleri Çizelge 8.1'de ve malzeme özellikleri Çizelge 8.2'de verilmektedir.

Çizelge 8.1: Basit demetin geometrik değerleri.

Demet özelliği	Değer
Demet çapı (d)	11,400mm
Merkez tel çapı ($2R_1$)	3,940mm
Dış tel çapı ($2R_2$)	3,730mm
Demet uzunluğu (h)	15mm
Helis açısı (α)	78,2°
Demet adımı (p)	115,341mm

Çizelge 8.2: Demet teli için malzeme özellikleri.

Malzeme özelliği	Değer
Elastisite modülü (E)	188000 N/mm ²
Plastisite modülü	24600 N/mm ²
Akma sınırı	1540 N/mm ²
Kopma sınırı	1800 N/mm ²
Poisson oranı (ν)	0,3
Sürtünme katsayısı (μ)	0,115

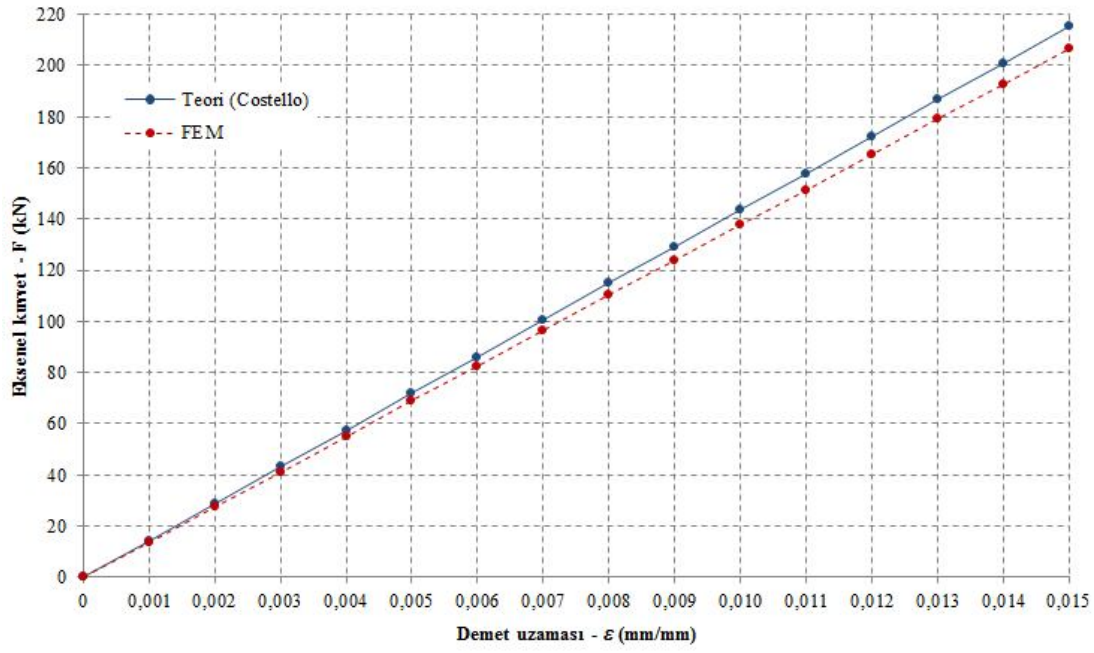
Sabit uç durumu için yükleme sonucunda elde edilen veriler aşağıdaki Şekil 8.2 ve Şekil 8.3'te görülmektedir. Söz konusu yükleme durumu $\varepsilon = 0,001$ artışlarla, $\varepsilon = 0,015$ birim uzama değerine kadar uygulanmıştır. $\varepsilon = 0,001$ birim uzama için elde edilen teorik değerler aşağıdaki gibidir.

$$R_2 \Delta \kappa'_2 = -0,000043612$$

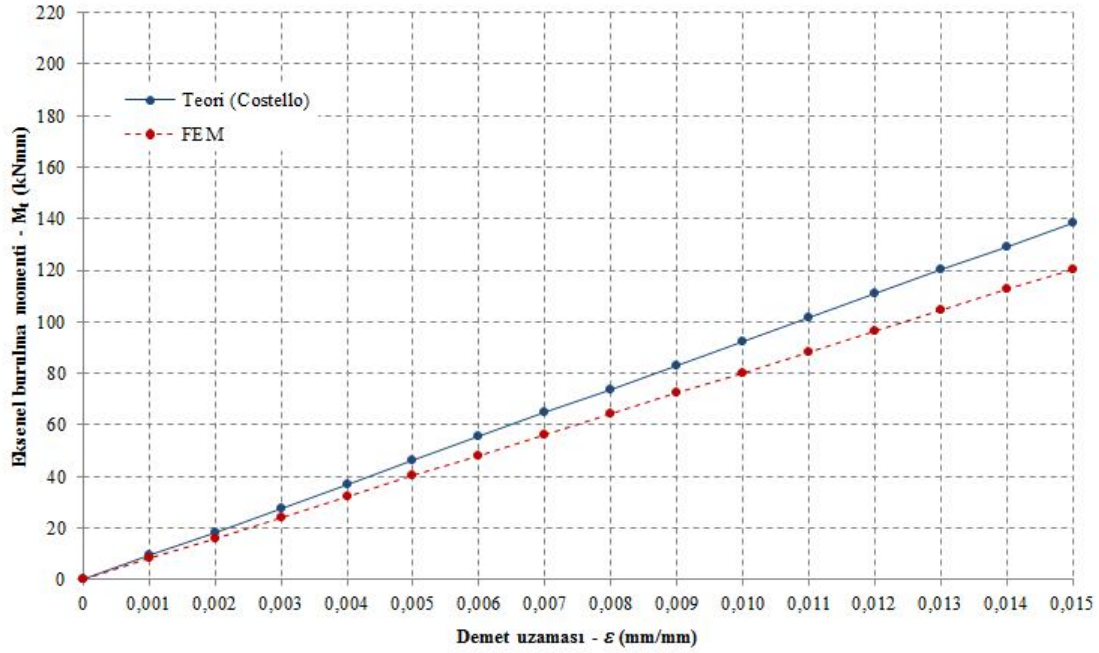
$$R_2 \Delta \tau_2 = -0,000086654$$

$$F = F_1 + F_2 = 2292,135 + 12065,365 = 14357,500N$$

$$M_t = M_1 + M_2 = 9240,228Nmm$$



Şekil 8.2: Eksenel kuvvetin (F) demet uzaması (ϵ) ile değişimi.

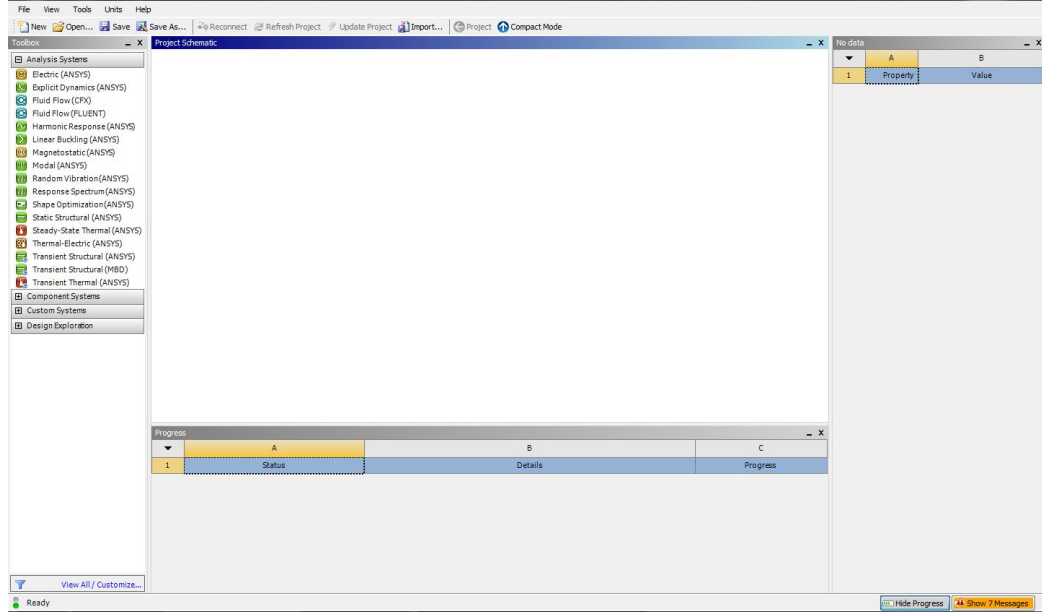


Şekil 8.3: Eksenel burulma momentinin (M) demet uzaması (ϵ) ile değişimi.

Şekillerde de görüldüğü gibi eksenel demet uzaması ile sayısal olarak elde edilen kuvvet değerleri teorik olarak elde edilen sonuçlarla uyum göstermektedir. Sayısal olarak elde edilen moment değerleri ise teorik olarak elde edilen sonuçlarla benzer eğilimlidir.

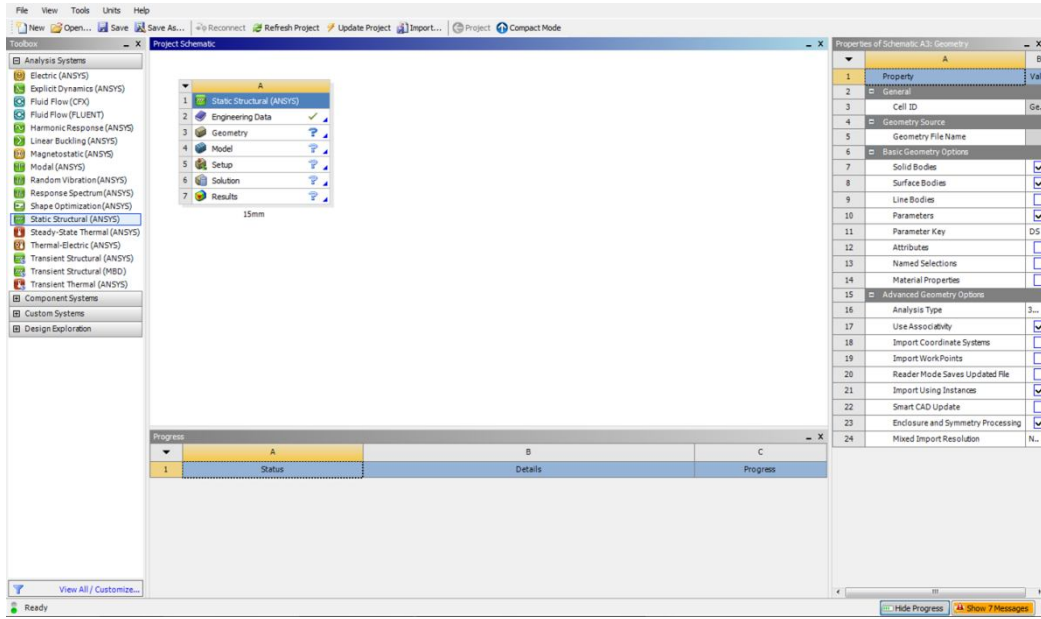
8.4 Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Basit Demetin Bilgisayar Ortamında Analizi

Bu bölümde ANSYSTM sonlu elemanlar analizi yazılımında bulunan Workbench modülü ile gerçekleştirilen basit demetin sonlu elemanlar analizinde izlenen yöntem anlatılacaktır. ANSYS/Workbench arayüzü Şekil 8.4’te görülmektedir.

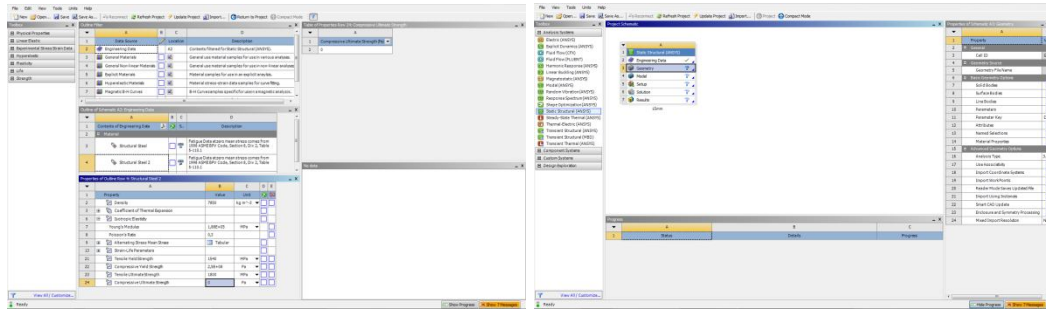


Şekil 8.4: ANSYS/Workbench arayüzü.

15mm demet uzunluğu için yorulma analizinin yapılabilmesi amacıyla Şekil 8.5’te görüldüğü gibi “Static Structural” analiz sistemi seçilmiştir. Analiz sistemi seçildiğinde, malzeme yazılım tarafından doğrudan tanımlanmaktadır. Ancak istenilen malzeme özelliklerinin tanımlanabilmesi için öncelikle “Engineering Data” sekmesinden bazı değişiklikler yapılması gerekmektedir. Sonrasında “Geometry” sekmesinden daha önce 15mm demet uzunluğu için oluşturulan “Parasolid” (*.x_t) dosyası yüklenir ve analiz için model oluşturulur. Şekil 8.6’da sonlu elemanlar analizi için malzeme ve modelin tanımlanması görülmektedir.

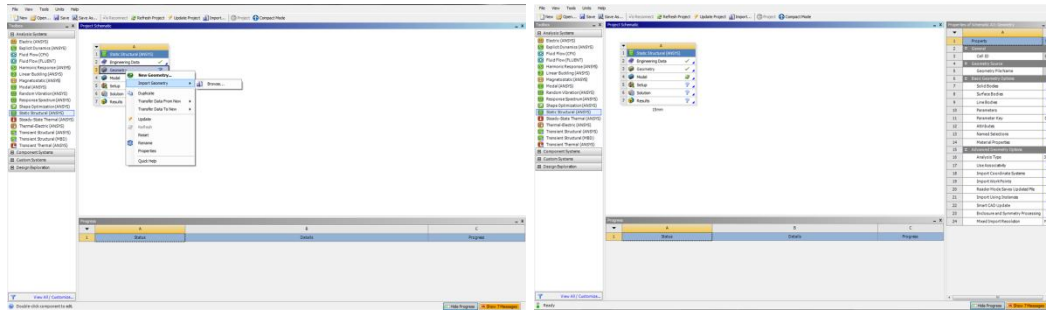


Şekil 8.5: Sonlu elemanlar analiz sisteminin seçimi.



(a)

(b)

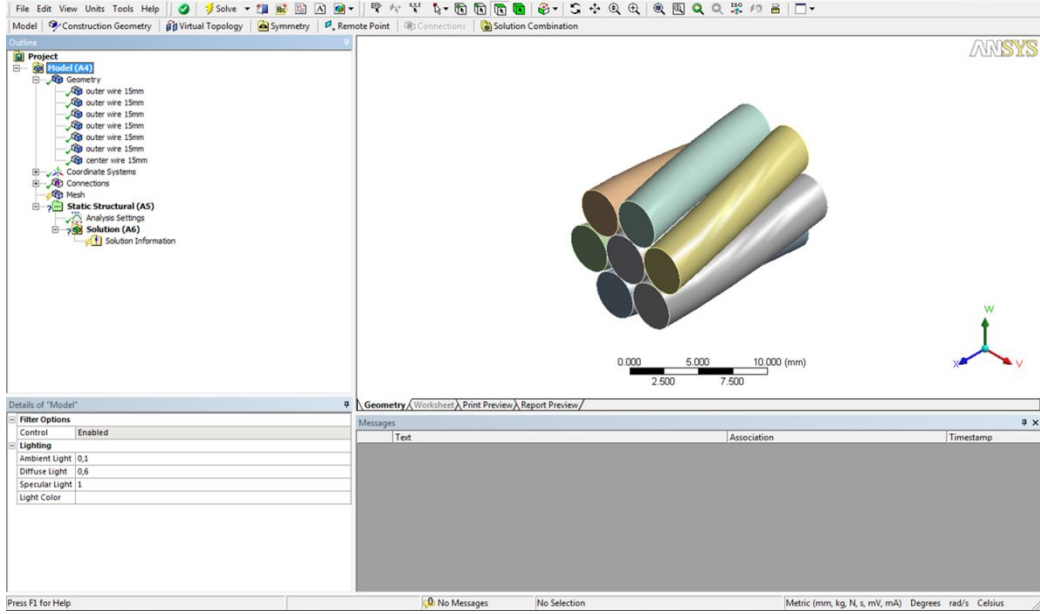


(c)

(d)

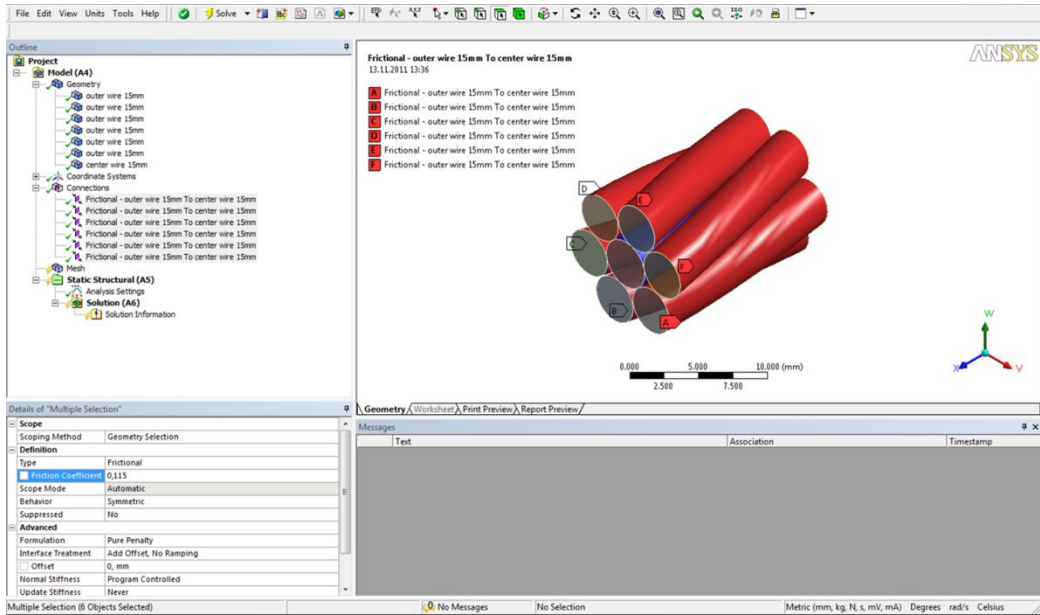
Şekil 8.6: Malzeme ve modelin tanımlanması.

Açılan ANSYS/Mechanical penceresinde analiz için oluşturulan model Şekil 8.7’de görülmektedir. Burada teller arasındaki temas durumu, modelin “mesh” yapısı, sınır şartları ve elde edilmesi istenen veriler belirlenmektedir.



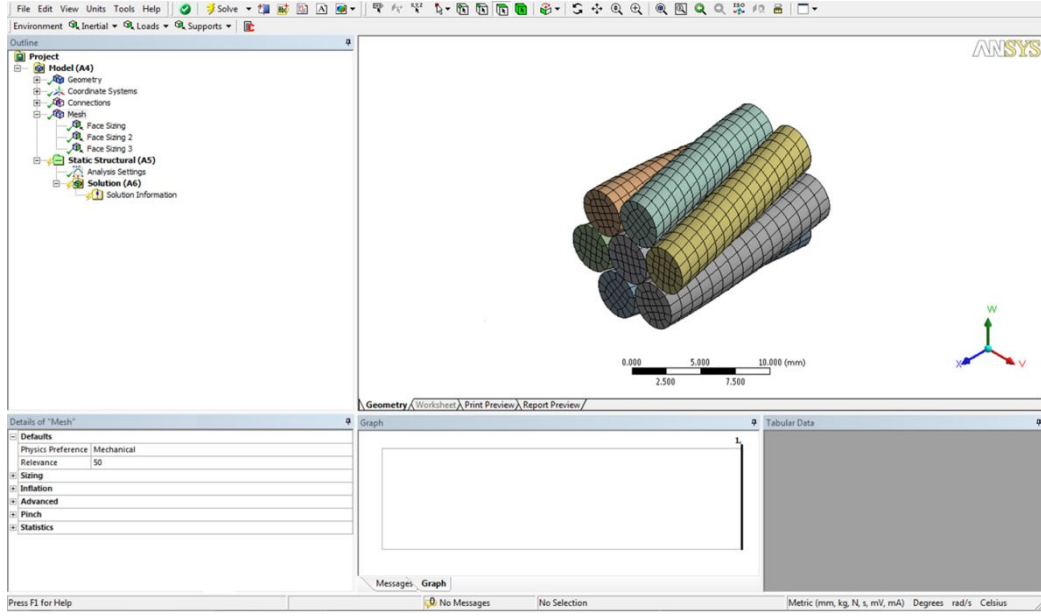
Şekil 8.7: Sonlu elemanlar analizi için oluşturulan model.

Teller arasındaki temas durumu Şekil 8.8’de görüldüğü gibi belirlenmektedir. Daha önce Costello’nun çalışmasından [11] alınan denklemler ve modelleme aşamasında SolidWorks™ ile doğrulanan basit demet modelinde dış teller arasında temas olmadığı bilinmektedir. Ancak merkez tel ile dış teller arasında temas bulunmaktadır. “Connections” sekmesinden merkez tel ile dış teller arasında sürtünmeli temas durumu seçilerek sürtünme katsayısı 0,115 olarak belirlenmektedir.



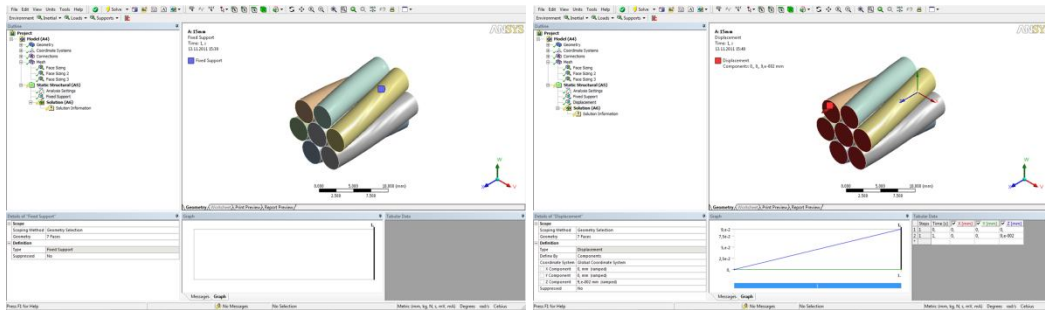
Şekil 8.8: Temas durumunun tanımlanması.

Mesh yapısının belirlenmesi aşamasında homojen bir mesh yapısı elde edebilmek amacıyla; merkez telin ucundaki yüzey için $0,95mm$, dış tellerin ucundaki yüzeyler için $0,85mm$ ve tüm tellerin dış yüzeyi için $1mm$ eleman büyüklüğü ile “Face Sizing” işlemi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen yapı Şekil 8.9’da görülmektedir.



Şekil 8.9: Sonlu elemanlar analizi için oluşturulan mesh yapısı.

Sınır şartlarının belirlenmesi için öncelikle basit demet modelinin bir ucu ankastre olarak “Fixed Support” ile sabitlenmektedir. Basit demet modelinin diğer ucu ise yer değişimi uygulanabilmesi için “Displacement” ile x ve y eksenleri doğrultusunda $0mm$, z eksenine doğrultusunda ise $\varepsilon = 0,006$ birim uzama değerine karşılık gelen $0,09mm$ uzunluğunda sınırlandırılmıştır. Böylece basit demet modeli için sabit uç durumu sağlanmıştır. Şekil 8.10’da sınır şartlarının belirlenmesi görülmektedir.

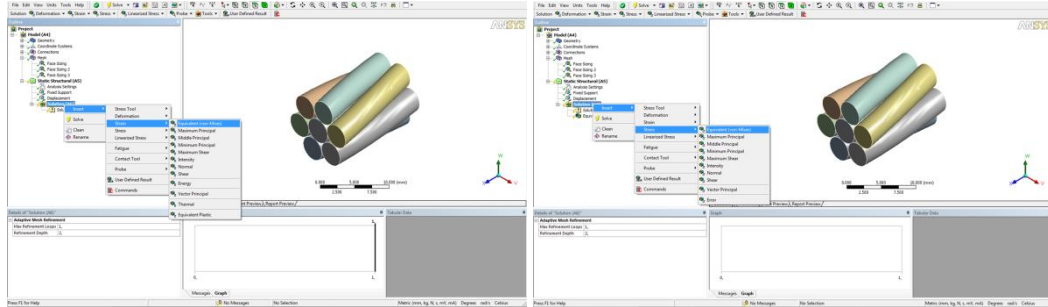


(a)

(b)

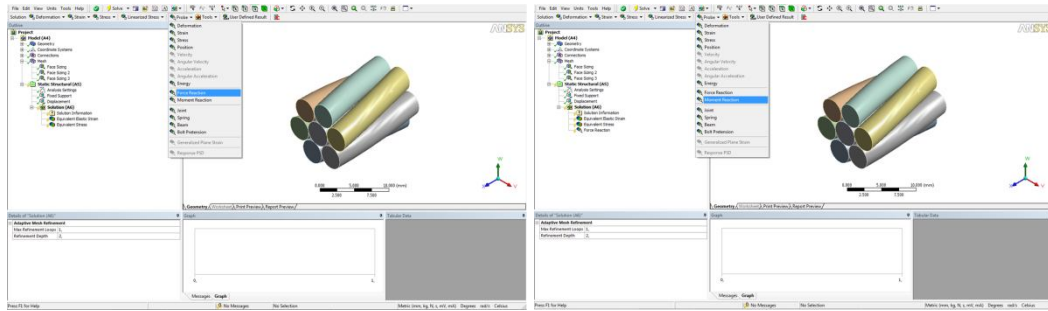
Şekil 8.10: Sınır şartlarının belirlenmesi.

Basit demet modelinin analizinden önceki son aşama elde edilmesi istenen verilerin belirlenmesidir. Bu amaçla Şekil 8.11’de görüldüğü gibi “Solution” sekmesinden “Equivalent (von-Mises) Elastic Strain”, “Equivalent (von-Mises) Stress”, “Force Reaction” ve “Moment Reaction” seçilerek “Solve” ile analiz gerçekleştirilir.



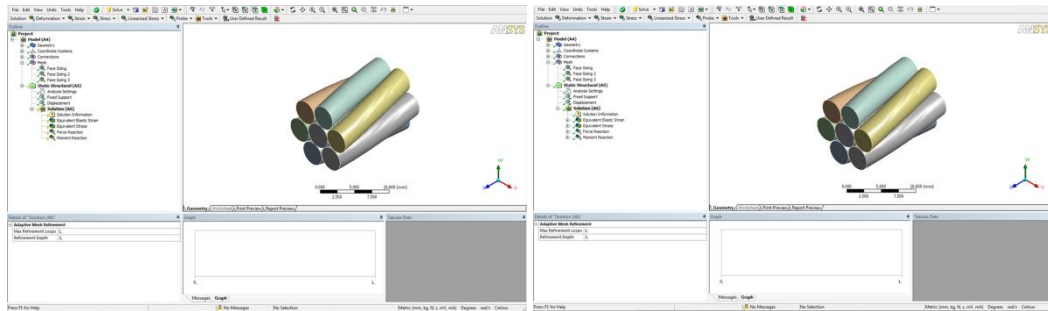
(a)

(b)



(c)

(d)

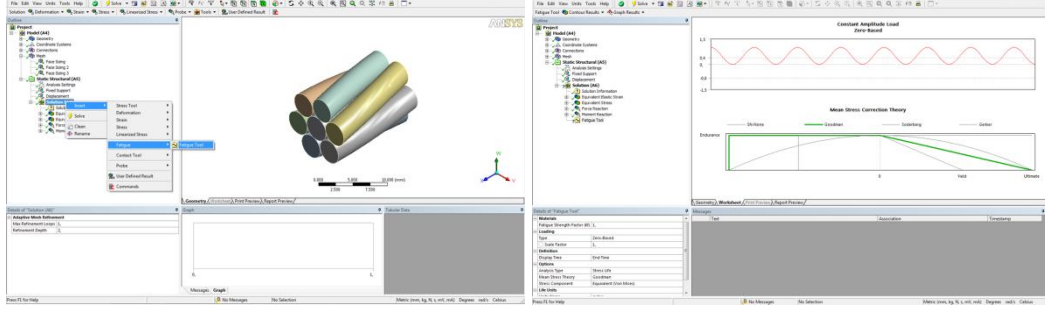


(e)

(f)

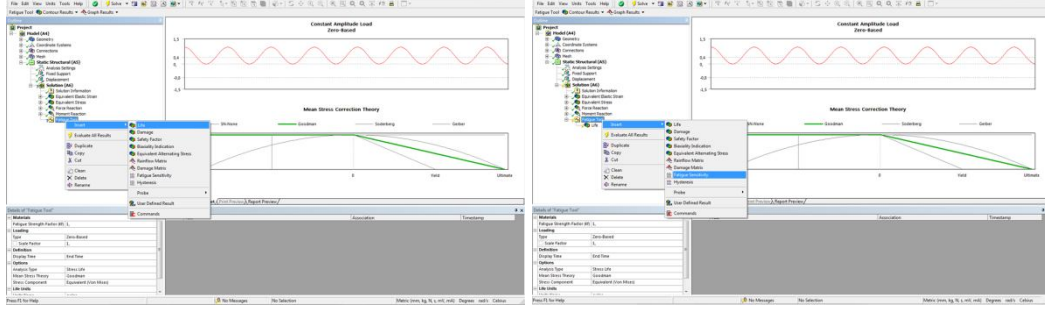
Şekil 8.11: Analiz verilerinin belirlenmesi.

Söz konusu verilerin elde edilmesinden sonra “Solution” sekmesinden “Fatigue Tool” eklenerek elde edilen verilerle yorulma analizi gerçekleştirilmektedir. Yorulma analizi için yükleme tipi “Zero-Based”, analiz tipi “Stress Life” olarak belirlenerek eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımını esas alan Goodman yorulma yaklaşımı seçilmiştir. “Fatigue Tool” ile “Life” ve “Fatigue Sensitivity” seçilir ve “Evaluate All Results” ile analiz tamamlanır. Şekil 8.12’de yorulma analizinin aşamaları görülmektedir.



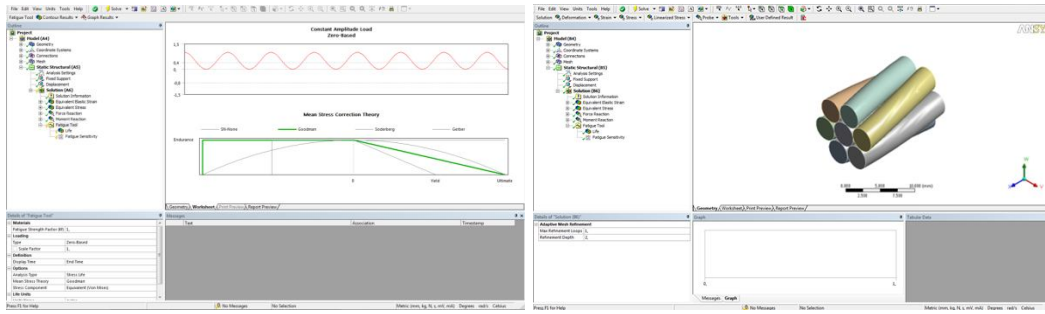
(a)

(b)



(c)

(d)



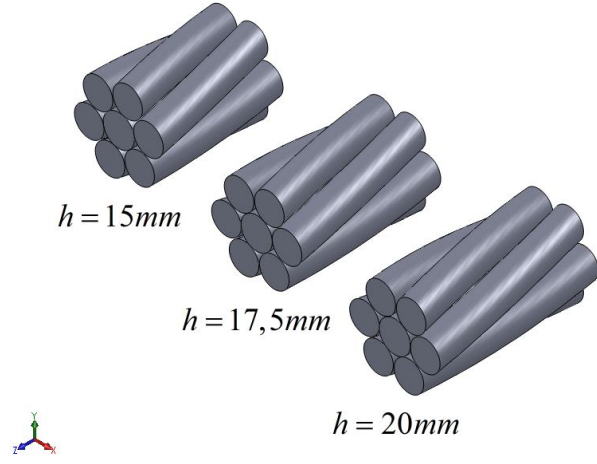
(d)

(f)

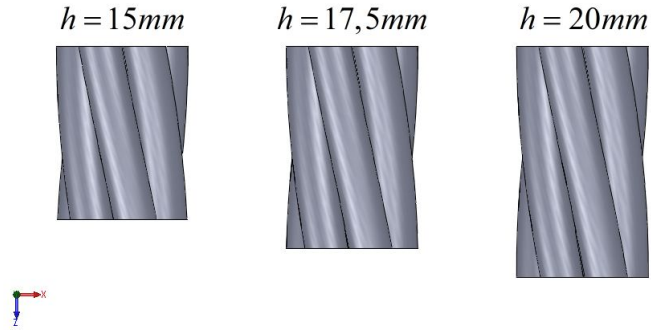
Şekil 8.12: Yorulma analizi.

8.5 Sonlu Elemanlar Analizi Verilerinin Değerlendirilmesi

Her bir deney grubu için demet modelleri CAD yazılımı SolidWorks™ ile oluşturulmuştur. Şekil 8.13, Şekil 8.19 ve Şekil 8.25'te oluşturulan modeller; Çizelge 8.3, Çizelge 8.4 ve Çizelge 8.5'te ise özellikleri görülmektedir. ANSYS™ ile sonlu elemanlar analizinin yapılabilmesi için her bir “Part” (*.sldprt) dosyası “Parasolid” (*.x_t) dosyası olarak kaydedilmiştir.



(a)

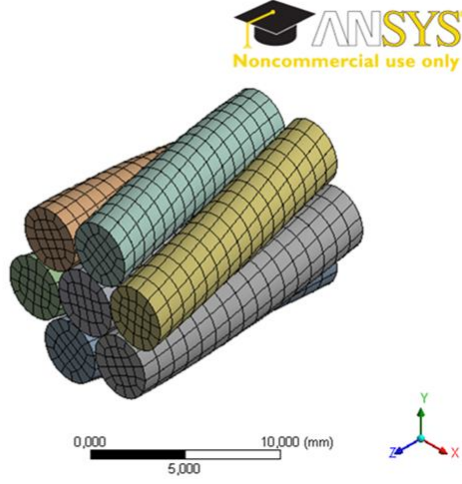


(b)

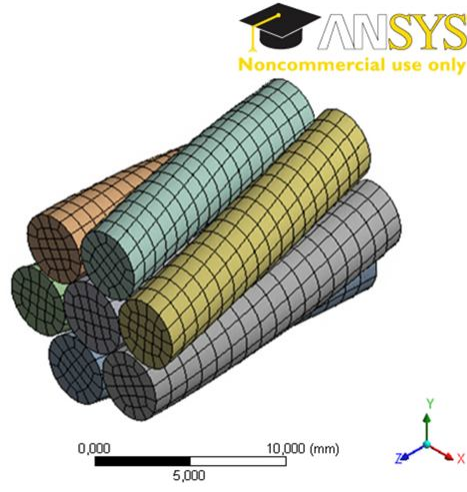
Şekil 8.13: Değişken demet uzunluğu için basit demet modelleri.

Çizelge 8.3: Değişken demet uzunluğu için basit demet değerleri.

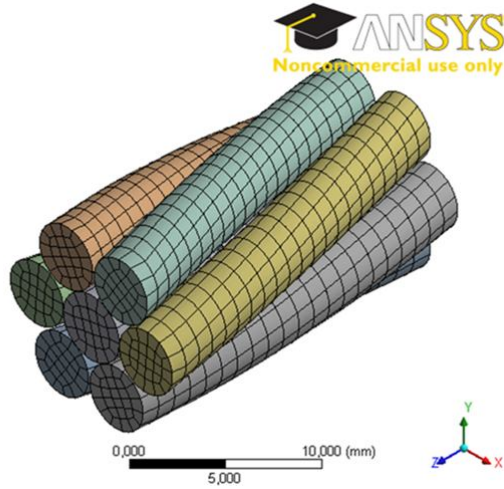
Demet özelliği	Değer
Demet çapı (d)	11,400mm
Merkez tel çapı ($2R_1$)	3,940mm
Dış tel çapı ($2R_2$)	3,730mm
Demet uzunluğu (h)	15mm 17,5mm 20mm
Helis açısı (α)	78,2°
Demet adımı (p)	115,341mm
Demet eksenel uzaması (ε)	0,006 mm/mm



$h = 15mm$ (Eleman sayısı: 2286, Düğüm noktası sayısı: 14748)



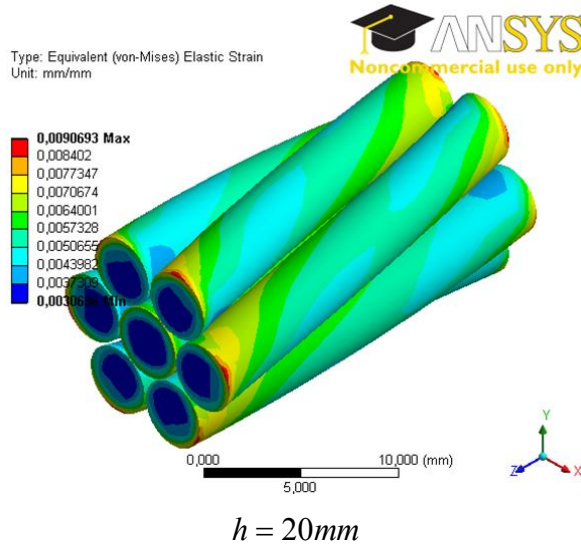
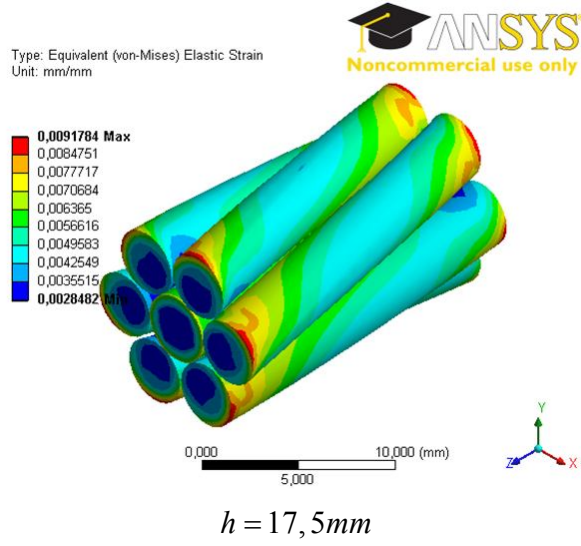
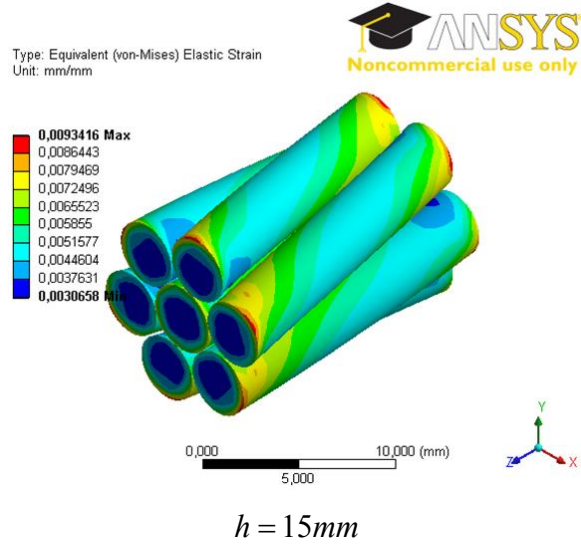
$h = 17,5mm$ (Eleman sayısı: 3188, Düğüm noktası sayısı: 16757)



$h = 20mm$ (Eleman sayısı: 3796, Düğüm noktası sayısı: 19193)

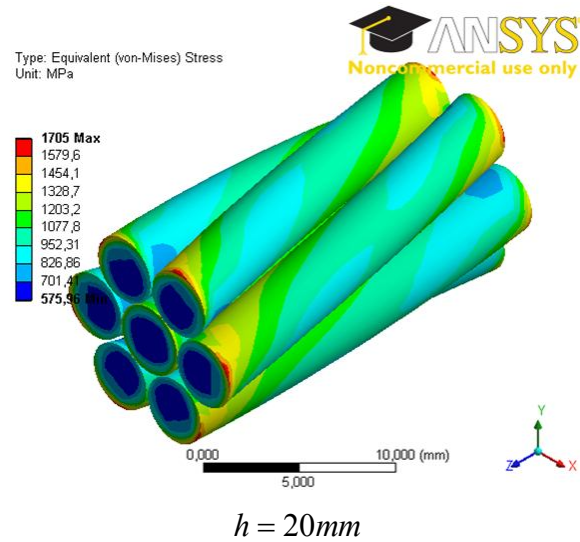
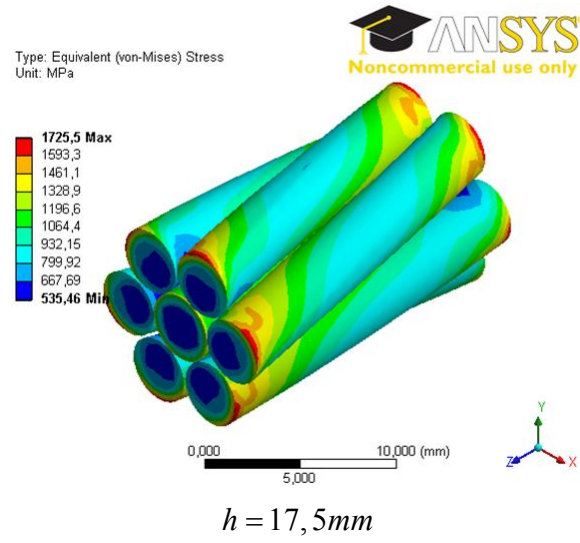
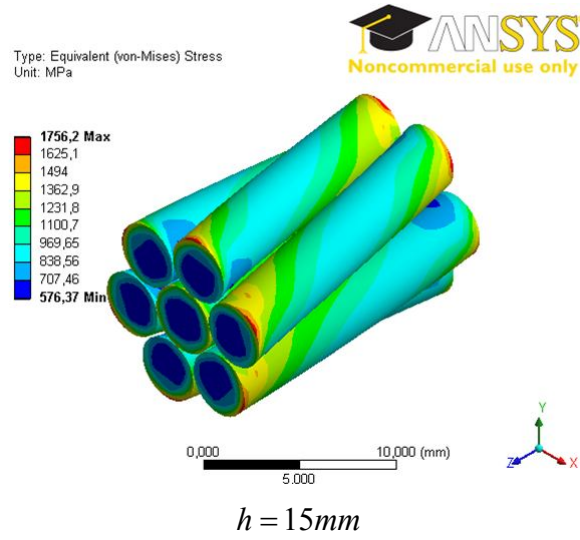
Şekil 8.14: Değişken demet uzunluğu için “mesh” yapısı.

Değişken demet uzunluğu için oluşturulan modellerde “mesh” yapısı Şekil 8.14’te görülmektedir.



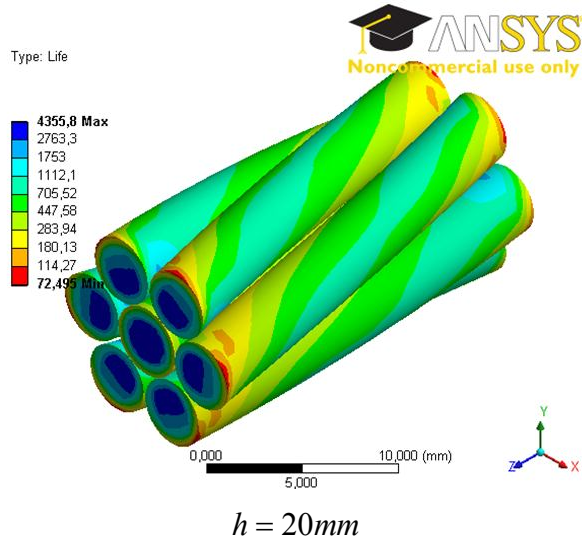
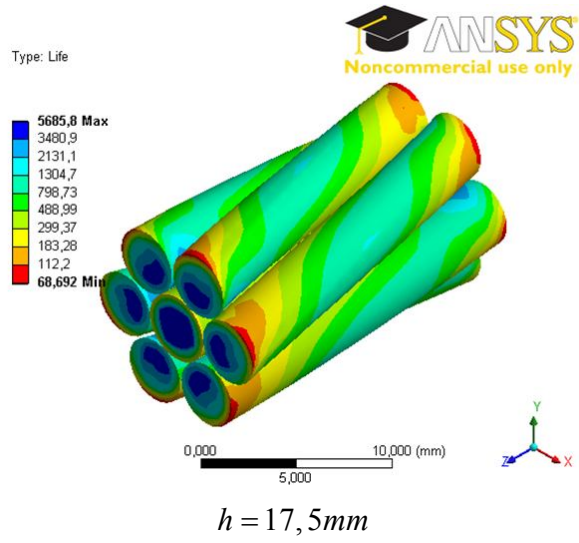
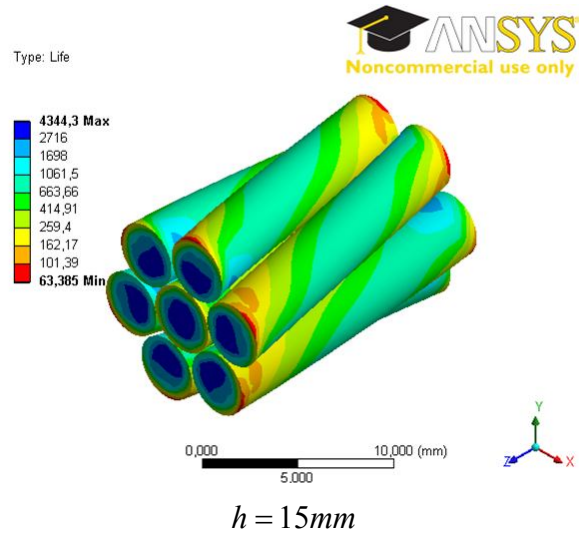
Şekil 8.15: Değişken demet uzunluğu için eşdeğer birim uzama dağılımı.

Değişken demet uzunluğu için eşdeğer birim uzama dağılımı Şekil 8.15'te görülmektedir.



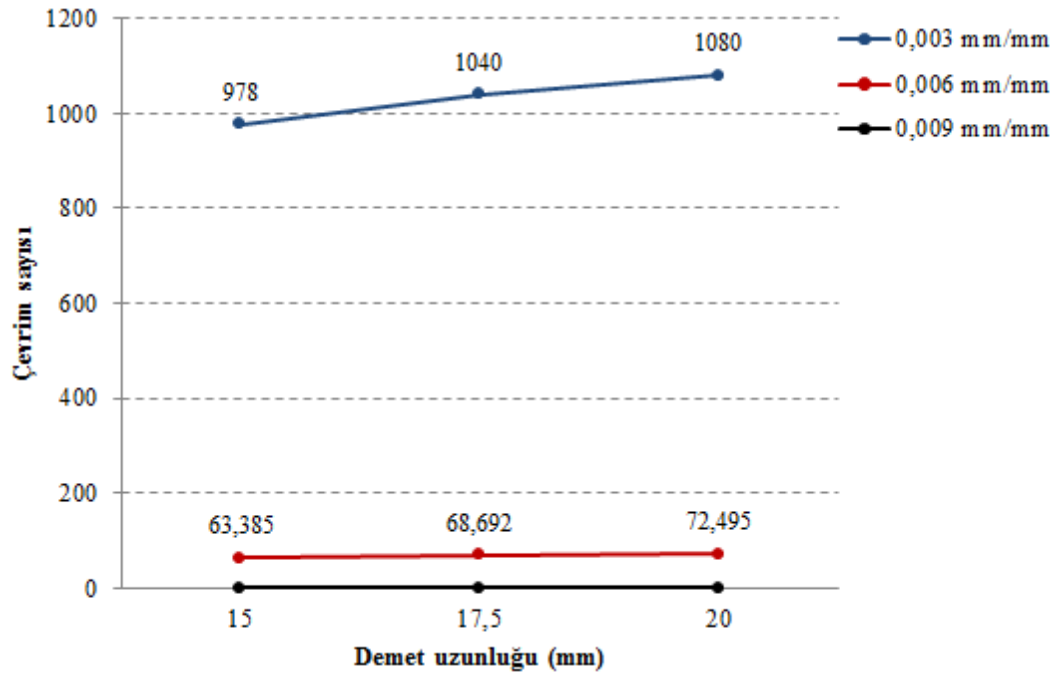
Şekil 8.16: Değişken demet uzunluğu için eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımı.

Değişken demet uzunluğu için eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımı Şekil 8.16’da görülmektedir.



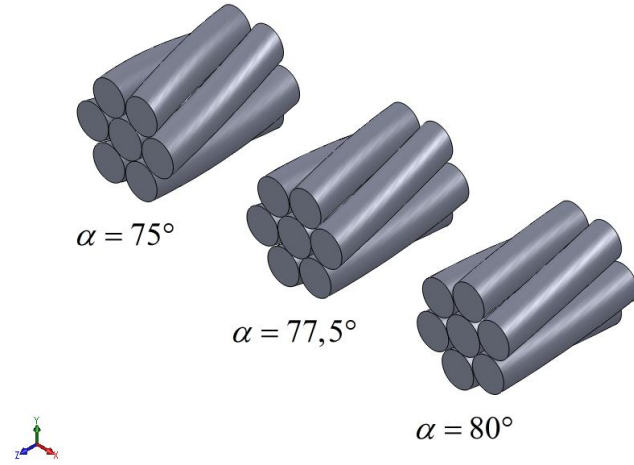
Şekil 8.17: Değişken demet uzunluğu için yorulma ömür dağılımı.

Değişken demet uzunluğu için yorulma ömür dağılımı Şekil 8.17’de görülmektedir.

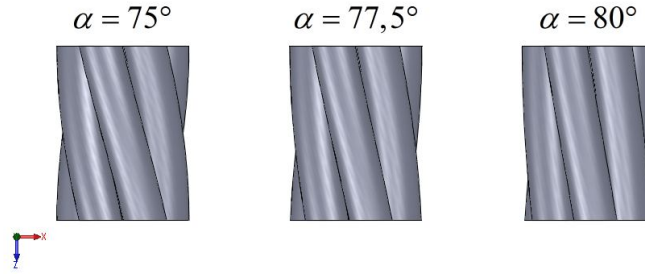


Şekil 8.18: Değişken demet uzunluğu için yorulma ömür değişimi.

Değişken demet uzunluğu için yorulma ömür değişimi Şekil 8.18’de görülmektedir.



(a)

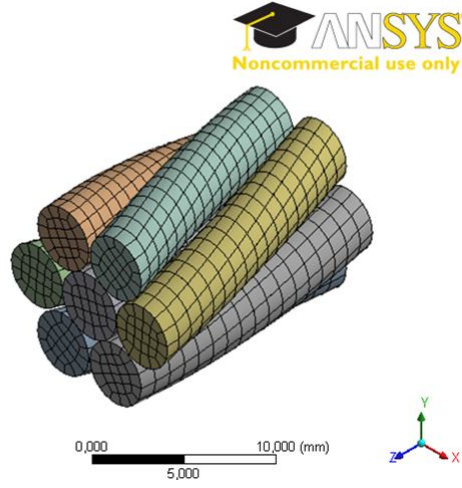


(b)

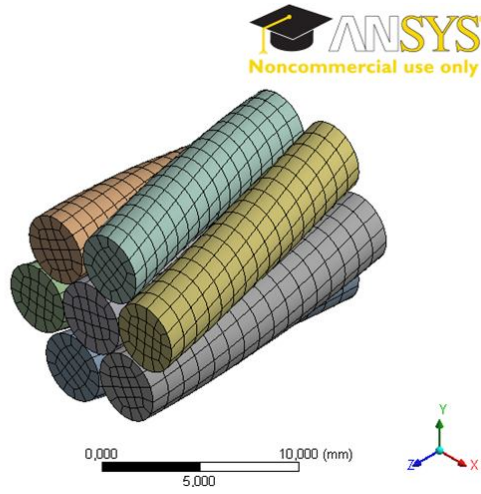
Şekil 8.19: Değişken helis açısı için basit demet modelleri.

Çizelge 8.4: Değişken helis açısı için basit demet değerleri.

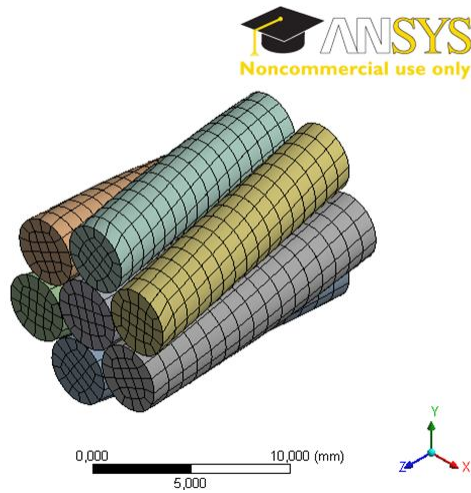
Demet özelliği	Değer
Demet çapı (d)	11,400mm
Merkez tel çapı ($2R_1$)	3,940mm
Dış tel çapı ($2R_2$)	3,730mm
Demet uzunluğu (h)	15mm
Helis açısı (α)	75° 77,5° 80°
Demet adımı (p)	89,928mm 108,690mm 136,655mm
Demet eksenel uzaması (ε)	0,006 mm/mm



$\alpha = 75^\circ$ (Eleman sayısı: 2286, Düğüm noktası sayısı: 14748)



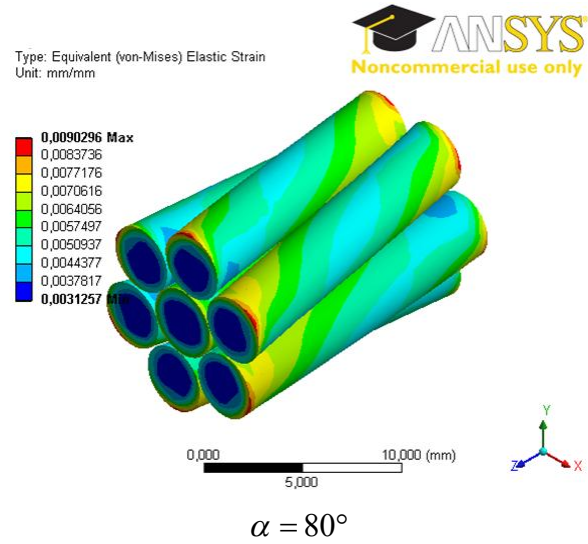
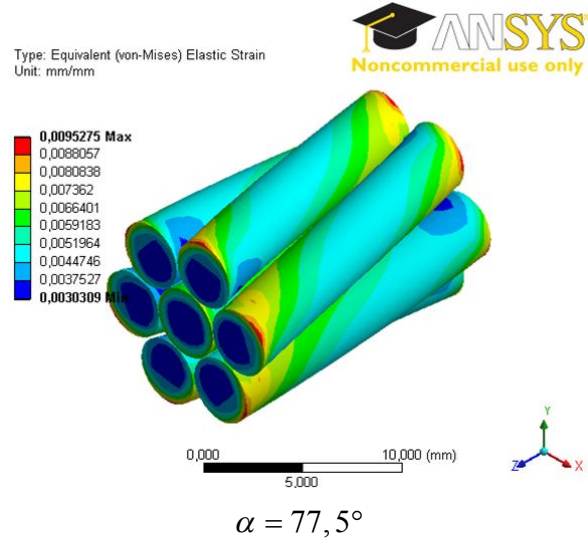
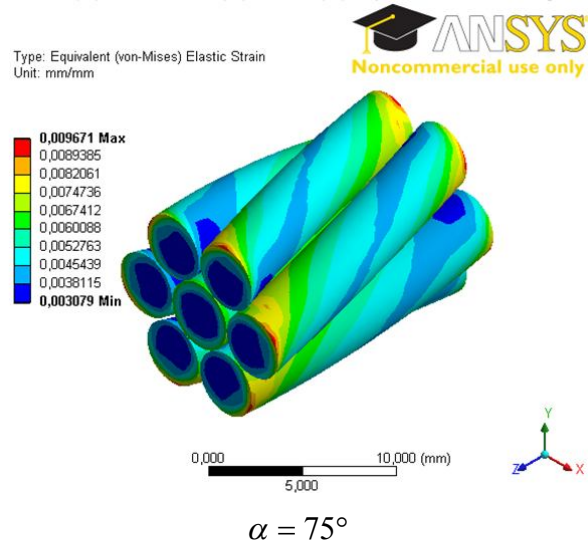
$\alpha = 77,5^\circ$ (Eleman sayısı: 2286, Düğüm noktası sayısı: 14748)



$\alpha = 80^\circ$ (Eleman sayısı: 2286, Düğüm noktası sayısı: 14748)

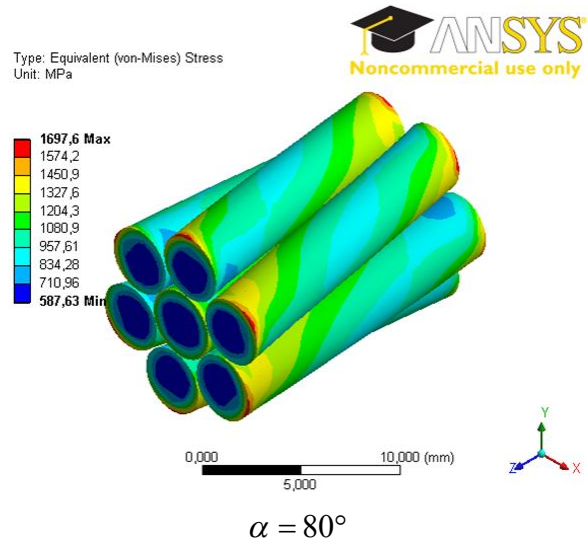
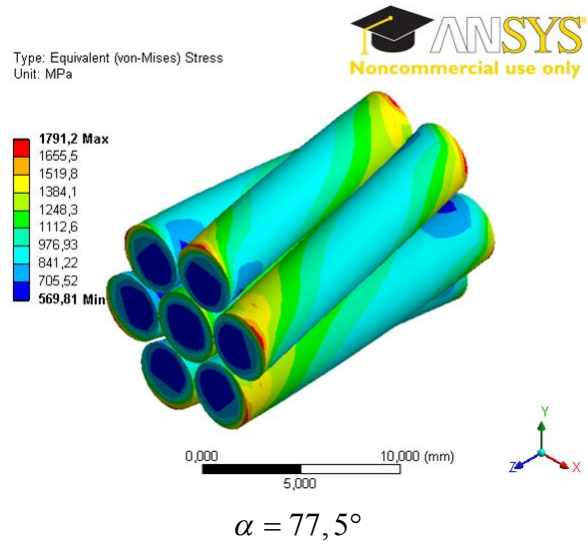
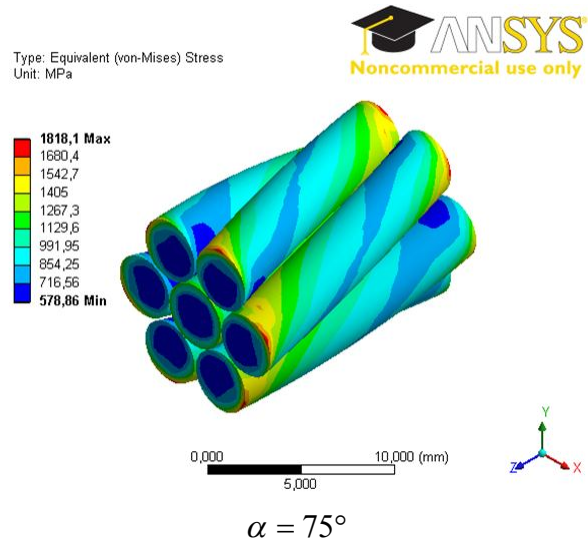
Şekil 8.20: Değişken helis açısı için “mesh” yapısı.

Değişken helis açısı için oluşturulan modellerde “mesh” yapısı Şekil 8.20’de görülmektedir.



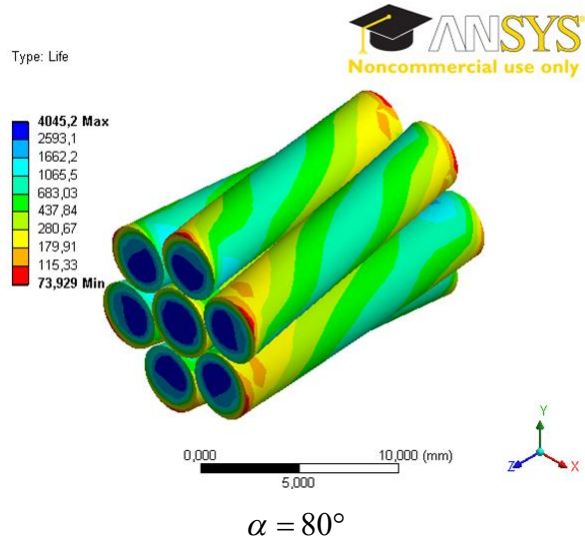
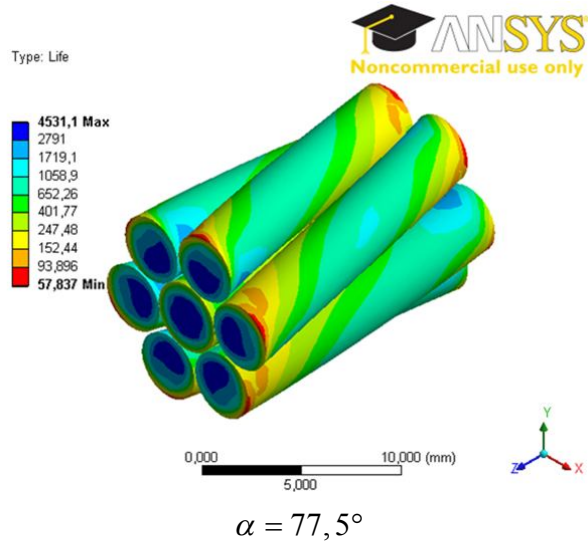
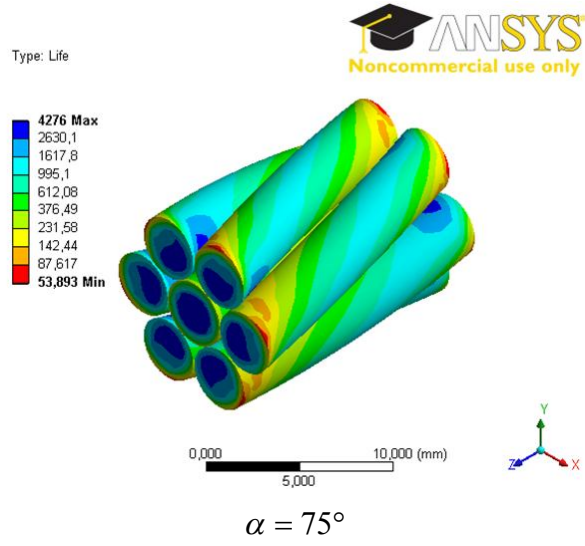
Şekil 8.21: Değişken helis açısı için eşdeğer birim uzama dağılımı.

Değişken demet uzunluğu için eşdeğer birim uzama dağılımı Şekil 8.21’de görülmektedir.



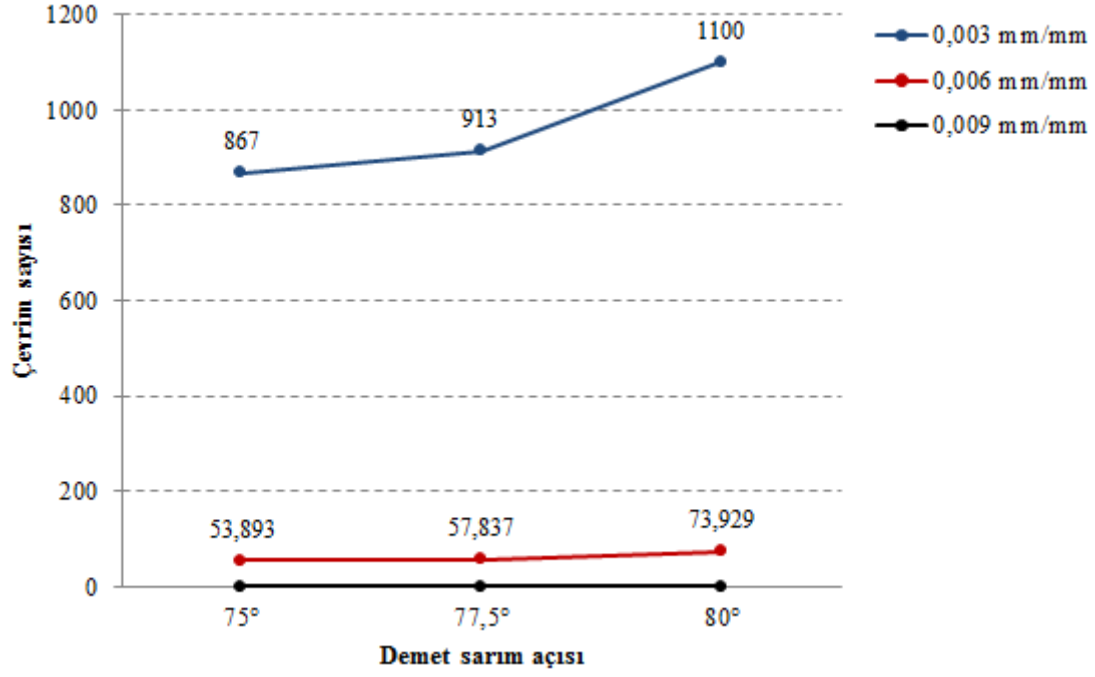
Şekil 8.22: Değişken helis açısı için eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımı.

Değişken helis açısı için eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımı Şekil 8.22’de görülmektedir.



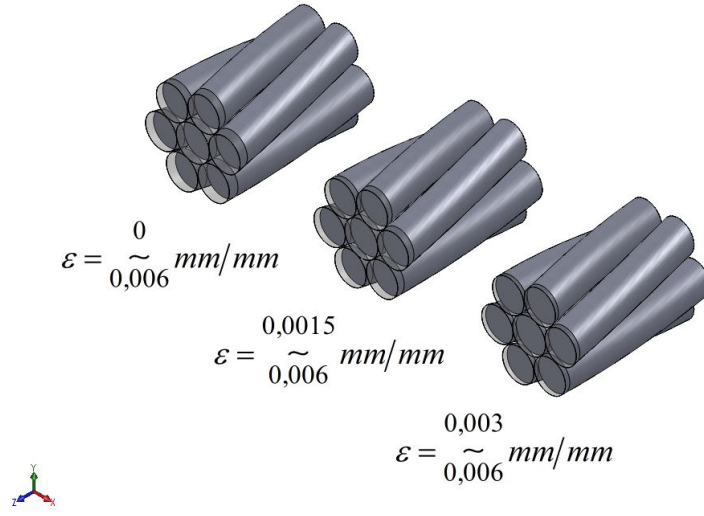
Şekil 8.23: Değişken helis açısı için yorulma ömür dağılımı.

Değişken helis açısı için yorulma ömür dağılımı Şekil 8.23'te görülmektedir.

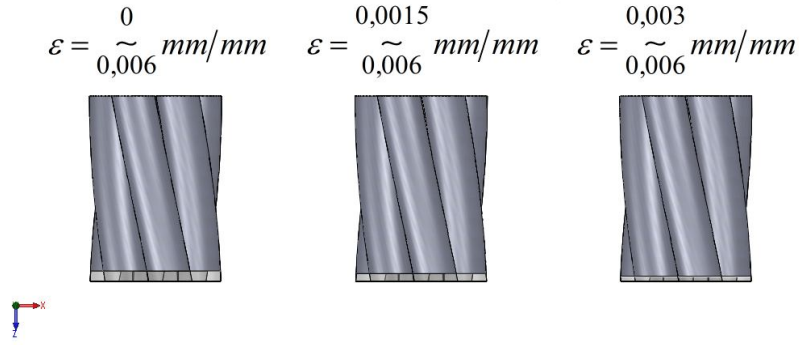


Şekil 8.24: Değişken helis açısı için yorulma ömür değişimi.

Değişken helis açısı için yorulma ömür değişimi Şekil 8.24'te görülmektedir.



(a)

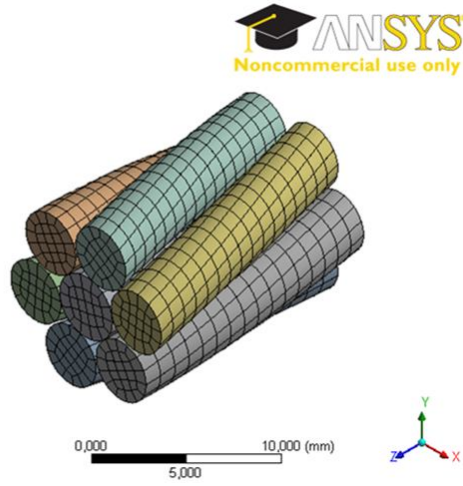


(b)

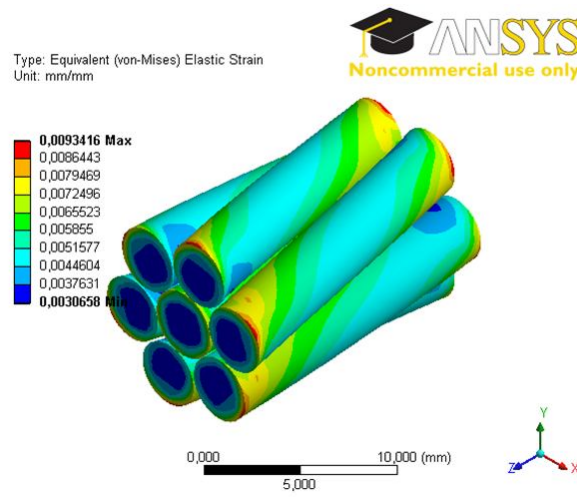
Şekil 8.25: Değişken kuvvet aralığı için basit demet modelleri.

Çizelge 8.5: Değişken kuvvet aralığı için basit demet değerleri.

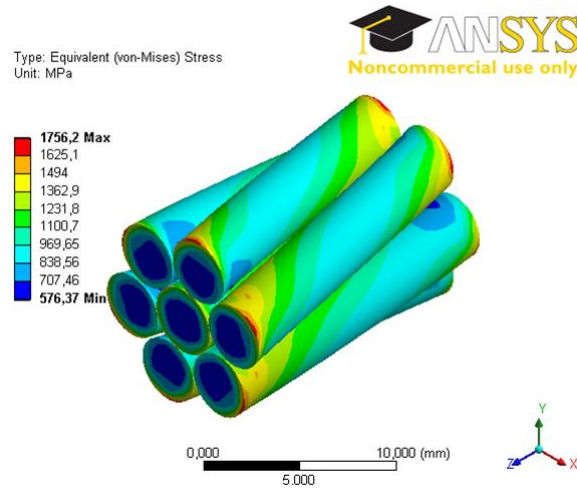
Demet özelliği	Değer
Demet çapı (d)	11,400mm
Merkez tel çapı ($2R_1$)	3,940mm
Dış tel çapı ($2R_2$)	3,730mm
Demet uzunluğu (h)	15mm
Helis açısı (α)	78,2°
Demet adımı (p)	115,341mm
Demet eksenel uzaması (ε)	0 ~ 0,006 mm/mm 0,0015 ~ 0,006 mm/mm 0,003 ~ 0,006 mm/mm



(a) (Eleman sayısı: 2286, Düğüm noktası sayısı: 14748)

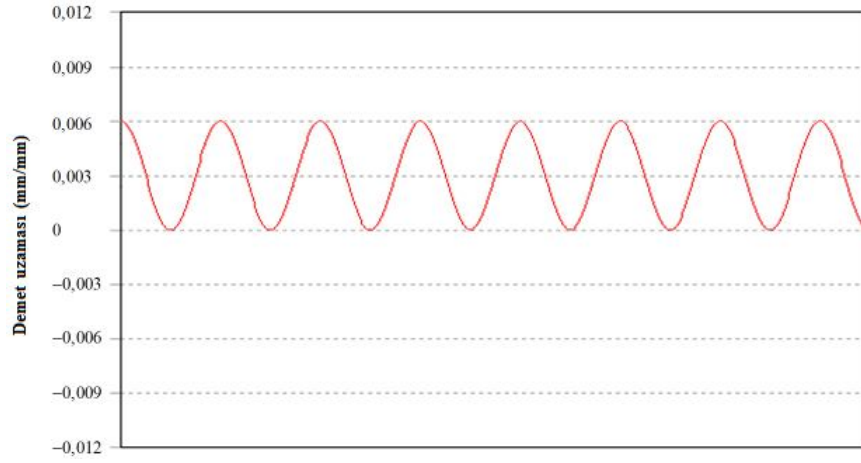


(b)

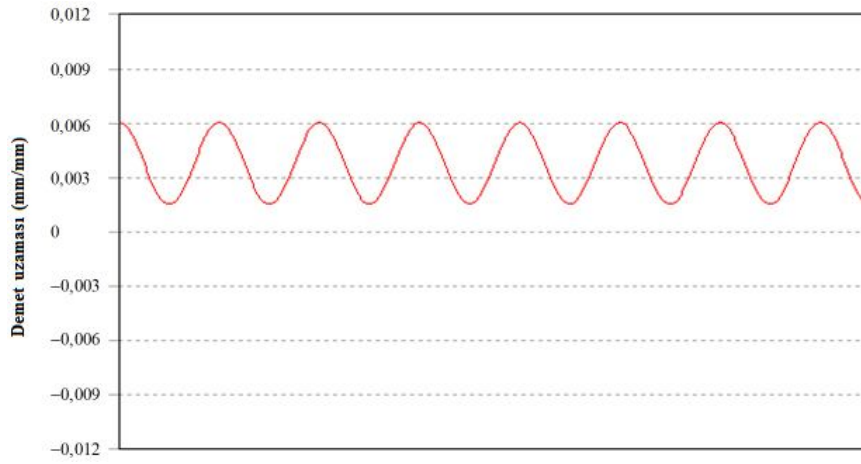


(c)

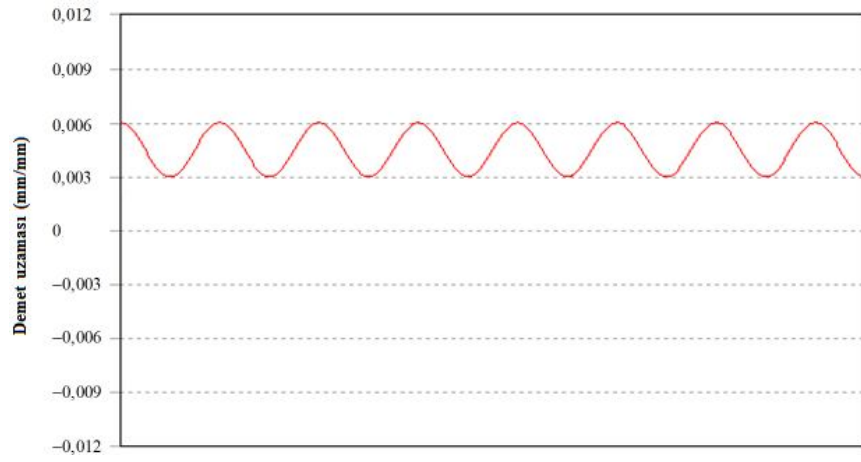
Şekil 8.26: Değişken kuvvet aralığı için (a) “mesh” yapısı, (b) eşdeğer birim uzama ve (c) eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımı ($\varepsilon = 0,006$).



$$\varepsilon = 0 \sim 0,006 \text{ mm/mm}$$



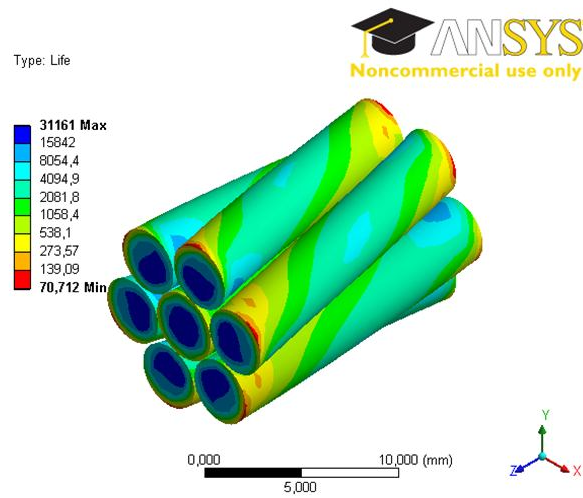
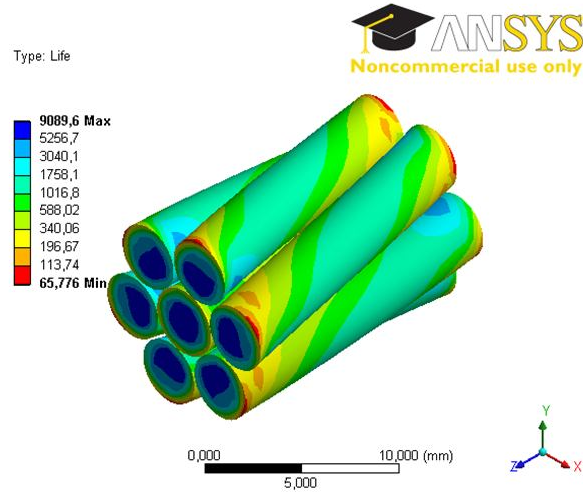
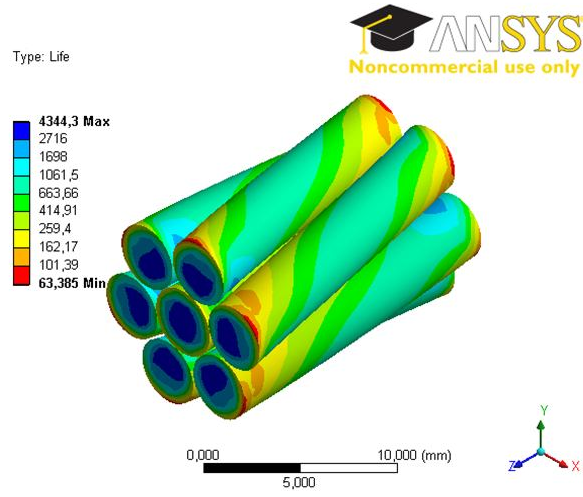
$$\varepsilon = 0,0015 \sim 0,006 \text{ mm/mm}$$



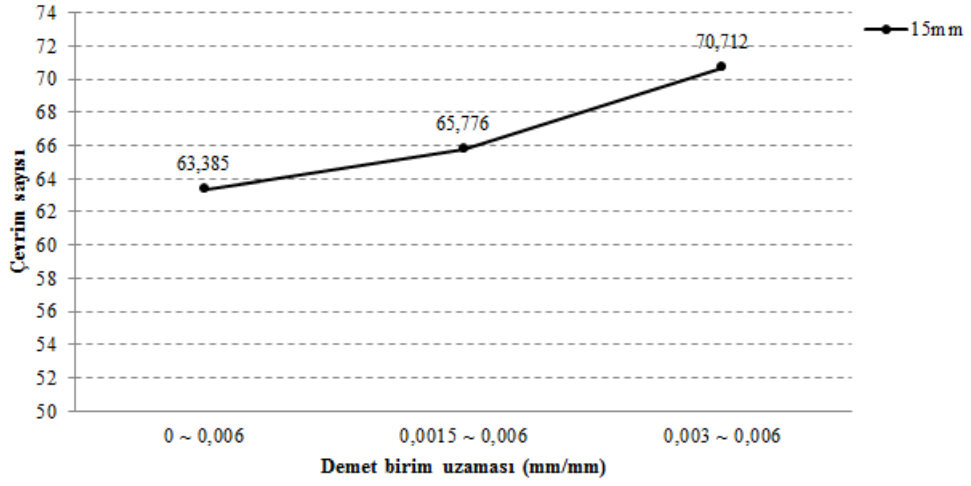
$$\varepsilon = 0,003 \sim 0,006 \text{ mm/mm}$$

Şekil 8.27: Değişken kuvvet aralığı için deney frekansının demet eksenel uzaması ile değişimi ($f = 5\text{Hz}$).

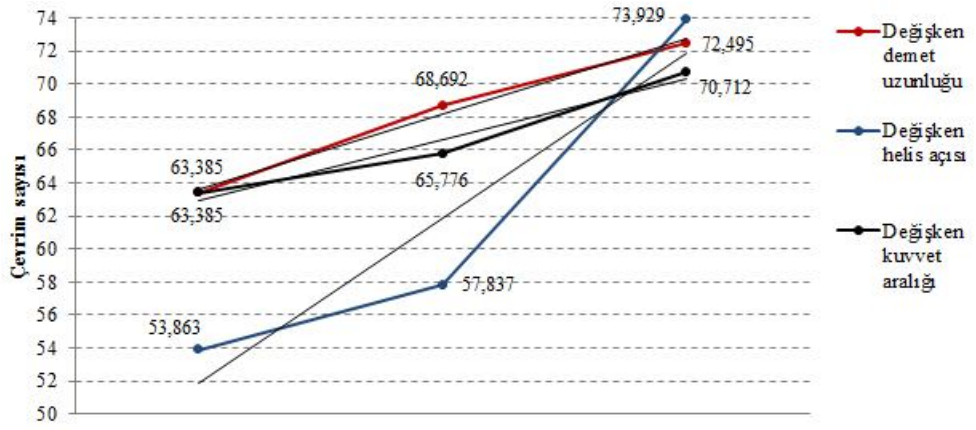
Değişken kuvvet aralığı ($\varepsilon = 0,006$) için Şekil 8.26’da “mesh” yapısı, eşdeğer birim uzama ve eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımı; Şekil 8.27’de deney frekansının demet eksenel uzaması ile değişimi görülmektedir.



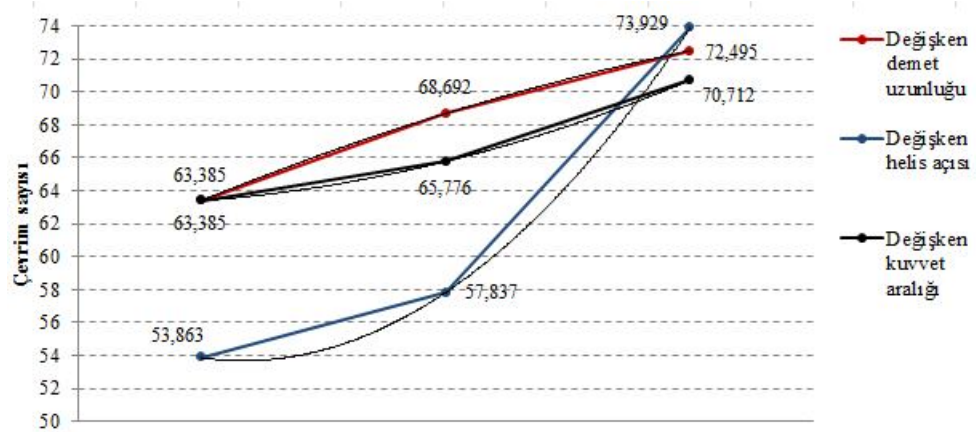
Şekil 8.28: Değişken kuvvet aralığı için (birim uzama cinsinden) yorulma ömür dağılımı.



Şekil 8.29: Değişken kuvvet aralığı için (birim uzama cinsinden) yorulma ömür değişimi.



(a)



(b)

Şekil 8.30: Deney gruplarının çevrim sayısına etkisi.

Değişken kuvvet aralığı için (birim uzama cinsinden) Şekil 8.28’de yorulma ömür dağılımı ve Şekil 8.29’da yorulma ömür değişimi görülmektedir. Şekil 8.30’da her bir deney grubunun çevrim sayısına etkisi görülmektedir.

9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan bu çalışmada 1+6 telli basit tel halat demetinin üç boyutlu katı modeli oluşturulmuş ve oluşturulan modelin sonlu elemanlarla analizi gerçekleştirilmiştir. Costello'nun [11] basit demet için sunduğu denklemler esas alınarak bir CAD yazılımı olan SolidWorks™ ile modeller oluşturulmuştur.

Oluşturulan modeller sonlu elemanlar analizi için ANSYS/Workbench'e aktarıldığında demet uzunluğunun analiz aşamasında sorun yarattığı bilinmektedir. Basit demet uzunluğunun artması ile helisel dış tellerin tanımlanması için gerekli kontrol noktalarının da sayısı artmaktadır. Ancak analiz yazılımı geometrik olarak bu gereksinimi karşılamamakta ve “mesh” yapısının oluşturulmasında sorunlar ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle basit demet uzunluğu belirlenen geometrik değerler için demet adımının %10'u ile %16'sı arasında alınmıştır. Jiang ve Henshall'a göre [35] sabit uçtan sarım adımının %3'ü uzunluğa kadar merkez tel ile dış teller arasında temas durumu bulunmamaktadır. Sarım adımının %3'ü ile %9'u arasındaki uzunluk boyunca merkez tel ile dış teller arasında temas kuvvetleri (basınç) giderek artmakta ve temas çizgileri boyunca bağlı hareketler oluşmaktadır. Sarım adımının %9'undan sonraki uzunluk için merkez tel ile dış teller arasındaki temas kuvvetleri (basınç) üniform bir değere ve bağlı hareketler 0 değerine ulaşmaktadır. Oluşturulan modellerde açıklanan kritik uzunluğun üzerinde kalınmıştır.

Sabit uç durumu için yapılan analizlerden elde edilen sonuçlarla Costello'nun teorik sonuçları karşılaştırılmıştır. Çizelge 8.1 ve Çizelge 8.2'de oluşturulan modelin geometrik ve malzeme özellikleri görülmektedir. Sabit uç durumu için yükleme sonucunda elde edilen veriler Şekil 8.2 ve Şekil 8.3'te görülmektedir. Söz konusu yükleme durumu lineer olarak $\varepsilon = 0,001$ artışlarla, $\varepsilon = 0,015$ birim uzama değerine kadar uygulanmıştır. Şekillerde de görüldüğü gibi eksenel demet uzaması ile sayısal olarak elde edilen kuvvet değerleri teorik olarak elde edilen sonuçlarla uyum göstermektedir. Sayısal olarak elde edilen moment değerleri ise teorik olarak elde edilen sonuçlarla benzer eğilimlidir. Bu durum oluşturulan modelin teorik modele yakın olduğunu göstermektedir.

Sonlu elemanlar analizi için demet uzunluğu, helis açısı ve kuvvet aralığı olmak üzere 3 farklı değişken kullanılarak deney grupları oluşturulmuş; demet modelleri için yorulma ömrü ve göz önüne alınan değişkenlerin çekme-çekme yorulma ömrüne olan etkisi incelenmiştir. Bu amaçla her bir değişken için aynı koşullar altında eşdeğer birim uzama dağılımı, eşdeğer (von-Mises) gerilme dağılımı ve Goodman yaklaşımına göre yorulma ömür dağılımı elde edilerek yorulma ömür değişimini gösteren grafikler oluşturulmuştur.

Değişken demet uzunluğu için yorulma ömür değişiminin görüldüğü Şekil 8.18’de çekme-çekme yorulma ömrünün demet uzunluğunun artması ile yaklaşık lineer olarak arttığı görülmektedir. Feyrer’in çalışmasında [33] Suh ve Chang’ın (2000) gerçekleştirdiği çekme-çekme yorulma deneylerinde yük çevrim sayısının tel halat uzunluğu ile biraz arttığını gözlemledikleri belirtilmektedir. Daha uzun deney örneklerinin daha uzun ömürlü olmasının nedeni olarak, tel halat yapısında oluşan gevşemenin daha iyi dengelenebilmesi olduğu sanılmaktadır. Buna göre sonlu elemanlar analizinden elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla desteklenmektedir.

Değişken helis açısı için yorulma ömür değişiminin görüldüğü Şekil 8.24’te çekme-çekme yorulma ömrünün helis açısının artması ile arttığı görülmektedir. Bunun nedeni olarak helis açısının artması ile birim boyda helisel dış tellerin merkez tel etrafında daha az temas etmesi ve sürtünmenin aşılması için gerekli kuvvet gereksiniminin daha az olması gösterilebilir. Demet uzunluğuna kıyasla helis açısının değişiminin yorulma ömrüne daha fazla etki etmesinin nedeni ise demet sarım adımının helis açısının tanjantı ile değişmesi olabilir.

Değişken kuvvet aralığı için yorulma ömür değişiminin görüldüğü Şekil 8.29’da çekme-çekme yorulma ömrünün bir ön uzama verildiği kabul edilen durumda arttığı görülmektedir. Kuvvet aralığı, uygulanan eksenel kuvvete eşdeğer eksenel birim uzama ile değiştirilmektedir. Ömür bakımından benzer mühendislik uygulamalarında da kuvvet genliğinin küçük olması üstünlük sayılabilir. Demete uygulanan ek kuvvet azaltılarak ömür artışı sağlanmaktadır.

Şekil 8.30’daki eğilim çizgilerine bakıldığında tüm deney grupları içinde değişken helis açısının yorulma çevrim sayısına olan etkisinin en yüksek olduğu görülmektedir. Değişken demet uzunluğu, değişken kuvvet aralığına kıyasla çevrim sayısı üzerinde biraz daha etkili görünmesine karşın oldukça benzer eğilimlidirler.

Sonuç olarak sonlu elemanlar analizi ile yorulma ömrüne etki eden değişkenlerin incelenmesi basit demet modeli esas alınarak olanaklı görünmektedir. Bu durumda elde edilen sonuçlar daha önce yapılmış çalışmalar ve bilinen sistemlerle örtüşmektedir. Dolayısıyla bu çalışma basit demet modeli ve daha karmaşık demet modelleri için yorulma ömrü ve buna etki eden değişkenlerin belirlenmesinde bir aşama sayılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Url-1** <<http://en.wikipedia.org/wiki/Rope>>, alındığı tarih 20.10.2010.
- [2] **Verreet, R.**, 2004. A Short History of Wire Rope. CASAR Drahtseilwerk Saar GMBH <<http://www.casar.de/servlets>>, alındığı tarih 25.10.2010.
- [3] **Sayenga, D.**, 2011. Modern History of Wire Rope. <<http://www.atlantic-cable.com/Article/WireRope/sayenga.pdf>>, alındığı tarih 04.11.2010.
- [4] **Url-2** <<http://www.google.com/patents>>, alındığı tarih 21.06.2011.
- [5] **Love, A. E. H.**, 1944. *A Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity*. 4th ed., Dover Publications, New York, Chapter 18-19, pp. 381-426.
- [6] **Hruska, F. H.**, 1951. Calculation of stresses in Wire Ropes. *Wire and Wire Products*, **26** (9), pp. 766-767.
- [7] **Hruska, F. H.**, 1952. Radial Forces in Wire Ropes. *Wire and Wire Products*, **27** (5), pp. 459-463.
- [8] **Hruska, F. H.**, 1953. Tangential Forces in Wire Ropes. *Wire and Wire Products*, **28** (5), pp. 455-460.
- [9] **Timoshenko, S.**, 1955. *Strength of Materials Part II: Advanced Theory and Problems*. D. Van Nostrand Company, New York, pp. 292-299.
- [10] **Green, A. E., Laws, N.**, 1966. A General Theory of Rods. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, Vol. **293**, No. 1433, pp. 145-155.
- [11] **Costello, G. A.**, 1997. *Theory of Wire Rope*. 2nd ed., Springer-Verlag, New York.
- [12] **Utting, W. S., Jones N.**, 1987. The response of wire rope strands to axial tensile loads: Part I. *International Journal of Mechanical Science*, **29** (9), pp. 605-619.
- [13] **Utting, W. S., Jones N.**, 1987. The response of wire rope strands to axial tensile loads: Part II. *International Journal of Mechanical Science*, **29** (9), pp. 621-636.
- [14] **Carlson, A. D., Kasper, R. G.**, 1973. A Structural Analysis of a Multiconductor Cable. *Naval Underwater Systems Center*, Acc. No: AD0767963.
- [15] **Cutchins, M. A., Cochran, J. E. Jr., Kumar, K., et. al.**, 1987. Initial investigations into the damping characteristics of wire rope vibration isolators. *NASA (Unspecified Center)*, ID: 19870011136, Acc. No: 87N20569.

- [16] **Cochran, J. E. Jr., Fitz-Coy, N. G., Cutchins, M. A.,** 1987. Finite element models of wire rope for vibration analysis. *NASA (Marshall Space Flight Center)*, ID: 19870013315, Acc. No: 87N22748.
- [17] **Chiang, Y. J.,** 1996. Characterizing Simple Stranded Wire Cables Under Axial Loading. *Finite Element in Analysis and Design*, **24**, pp. 49-66.
- [18] **Chaplin C. R., Potts A. E.,** 1991. Wire Rope Offshore - A Critical Review of Wire Rope Endurance Research Affecting Offshore Applications. *Health and Safety Executive*, OTH 91 341.
- [19] **Cardou A., Jolicoeur, C.,** 1997. Mechanical Models of Helical Strands. *ASME Applied Mechanics Reviews*, Vol. **50**, No. 1, pp. 1-14.
- [20] **Knapp, R. H.,** 1979. Derivation of A New Stiffness Matrix for Helically Armoured Cables Considering Tension and Torsion. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. **14**, pp. 515-529.
- [21] **Hobbs, R. E., Raoof, M.,** 1982. Interwire Slippage and Fatigue Prediction in Stranded Cables for TLP Tethers. *Proceedings 3rd International Conference on Behaviour of Offshore Structures*, Vol. **2**, pp 77-99.
- [22] **Blouin, F., Cardou, A.,** 1989. A Study of Helically Reinforced Cylinders Under Axially Symmetric Loads and Application to Strand Mathematical Modelling. *International Journal of Solids Structures*, Vol. **25**, No. 2, pp. 189-200.
- [23] **Jolicoeur, C., Cardou, A.,** 1996. Semicontinuous Mathematical Model for Bending of Multilayered Wire Strands. *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, **122** (7), pp. 643-650.
- [24] **Jolicoeur, C., Cardou, A.,** 1994. Analytical Solution for Bending of Coaxial Ortotropic Cylinders. *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, **120** (12), pp. 2556-2574.
- [25] **Jolicoeur, C.,** 1997. Comparative Study of Two Semicontinuous Models for Wire Strand Analysis. *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, **123** (8), pp. 792-799.
- [26] **Ramsey, H.,** 1988. A Theory of Thin Rods with Application of Helical Constituent Wires in Cables. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. **30**, No. 8, pp. 559-570.
- [27] **Philips, J. W., Costello, G. A.,** 1973. Contact Stresses in Twisted Wire Cables. *ASCE Journal of Engineering Mechanics Division*, Vol. **99**, No. EM2, pp. 331-341.
- [28] **Costello, G. A., Sinha, S. K.,** 1977. Static Behaviour of Wire Rope. *ASCE Journal of Engineering Mechanics Division*, Vol. **103**, No. EM6, pp. 1011-1022.
- [29] **Costello, G. A., Miller, R. E.,** 1979. Lay Effect of Wire Rope. *ASCE Journal of Engineering Mechanics Division*, Vol. **105**, No. EM4, pp. 597-608.
- [30] **Costello, G. A., Miller, R. E.,** 1980. Static Response of Reduced Rotation Rope. *ASCE Journal of Engineering Mechanics Division*, Vol. **106**, No. EM4, pp. 623-631.

- [31] **Le, T. T., Knapp, R. H.**, 1994. A Finite Element Model for Cables with Nonsymmetrical Geometry and Loads. *ASME Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Vol. **116**, No. 1, pp. 14-20.
- [32] **Jiang, W. G.**, 1995. A General Formulation of the Theory of Wire Ropes. *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. **62**, No. 3, pp. 747-755.
- [33] **Feyrer, K.**, 2007. *Wire Ropes: Tension, Endurance, Reliability*. Springer-Verlag, Berlin.
- [34] **Jiang, W. G., Yao, M. S., Walton, J. M.**, 1999. A Concise Finite Element Model for Simple Straight Wire Rope Strand. *International Journal of Mechanical Sciences*, **41** (2), pp. 143-161.
- [35] **Jiang, W. G., Henshall, J. L.**, 1999. The Analysis of Termination Effects in Wire Strand Using the Finite Element Method. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, **34** (1), pp. 31-38.
- [36] **Jiang, W. G., Henshall, J. L., Walton, J. M.**, 2000. A concise finite element model for three-layered straight wire rope strand. *International Journal of Mechanical Sciences*, **42** (1), pp. 63-86.
- [37] **Jiang, W. G., Henshall, J. L.**, 1999. The Development and Applications of the Helically Symmetric Boundary Conditions in Finite Element Analysis. *Communications in Numerical Methods in Engineering*, **15** (6), pp. 435-443.
- [38] **Fekr, M. R., McClure, G., Farzaneh, M.**, 1999. Application of ADINA to Stress Analysis of an Optical Ground Wire. *Computers & Structures*, **72** (1-3), pp. 301-316.
- [39] **Nawrocki, A., Labrosse, M.**, 2000. A Finite Element Model for Simple Straight Wire Rope Strands. *Computers & Structures*, **77** (4), pp. 345-359.
- [40] **Knapp, R. H., Das S., Shimabukuro T. A.**, 2002. Computer-aided Design of Cables For Optimal Performance - Geometric Modeling and Finite Element Software for Structural Design of Cables. *Sea Technology*, **43** (7), pp. 41-6.
- [41] **Elata, D., Eshkenazy, R. Weiss, M. P.**, 2004. The Mechanical Behavior of a Wire Rope with an Independent Wire Rope Core. *International Journal of Solids and Structures*, **41** (5-6), pp. 1157-1172.
- [42] **Ghoreishi, S. R., Messenger, T., Cartraud P., Davies, P.**, 2004. Assessment of Cable Models for Synthetic Mooring Lines. *Proceedings of the 14th International Offshore and Polar Engineering Conference*, Toulon, France, May 23-28.
- [43] **Ghoreishi, S. R., Cartraud P., Davies, P., Messenger, T.**, 2007. Analytical Modeling of Synthetic Fiber Ropes Subjected to Axial Loads. Part I: A New Continuum Model for Multilayered Fibrous Structures. *International Journal of Solids and Structures*, **44** (9), pp. 2924-2942.
- [44] **Ghoreishi, S. R., Cartraud P., Davies, P., Messenger, T.**, 2007. Analytical Modeling of Synthetic Fiber Ropes. Part II: A Linear Elastic Model for 1+6 Fibrous Structures. *International Journal of Solids and Structures*, **44** (9), pp. 2943-2960.

- [45] **Erdönmez, C.**, 2010. Mathematical Modeling and Stress Analysis of Wire Ropes Under Certain Loading Conditions. *Ph. D. Thesis*, Istanbul Technical University, Istanbul.
- [46] **Stanova, E., Fedorko G., Fabian M., Kmet, S.**, 2011. Computer Modelling of Wire Strands and Ropes Part I: Theory and Computer Implementation. *Advances in Engineering Software*, **42** (6), pp. 305-315.
- [47] **Stanova, E., Fedorko G., Fabian M., Kmet, S.**, 2011. Computer Modelling of Wire Strands and Ropes Part II: Finite Element-Based Applications. *Advances in Engineering Software*, **42** (6), pp. 322-331.
- [48] **Url-3** <<http://www.nobles.com.au/catalogue.aspx>>, alındığı tarih 24.06.2011.
- [49] **İmrak, C. E., Gerdemeli, İ.**, 2000. *Asansörler ve Yürüyen Merdivenler*. Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [50] **Cürgül, İ.**, 2010. *Taşıma Tekniği*. Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [51] **TS EN 12385-2 + A1**, 2009. Çelik Tel Halatlar-Güvenlik-Bölüm 2: Tarifler, Kısa Gösteriliş ve Sınıflandırma, 2. Baskı, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.
- [52] **Url-4** <<http://files.asme.org/asmeorg/communities/history/landmarks/5637.pdf>>, alındığı tarih 24.06.2011.
- [53] **Url-5** <<http://www.celikhalat.com.tr/halat.aspx>>, alındığı tarih 24.06.2011.
- [54] **Klöpfer, A.**, 2002. Untersuchung zur Lebensdauer von zugschwellbeanspruchten Drahtseilen <<http://elib.uni-stuttgart.de/opus/volltexte/2002/1133/>>, alındığı tarih, 03.07.2011.
- [55] **Madenci, E., Güven, İ.**, 2006. *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS*. Springer, New York.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Ali Semih ANIL
Doğum Yeri, Tarihi : Adapazarı, 27.04.1987
E-Posta : alisemih.anil@gmail.com
Lisans : Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği Bölümü (2005-2009)
Yüksek Lisans : İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Konstrüksiyon Programı (2009-...)

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

- OTOKAR A.Ş. Treyler Birimi (07.2007-08.2008)
- OTOKAR A.Ş. Ürün Geliştirme Birimi (06.2008-07.2008)
- 2008-2009 Akademik Yılı, Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölüm Birinciliği
- 2005-2006 & 2008-2009 Akademik Yılı, Mühendislik Fakültesi Yüksek Onur Öğrencisi
- 2006-2007 & 2007-2008 Akademik Yılı, Mühendislik Fakültesi Onur Öğrencisi
- TÜBİTAK-BİDEB Yurt İçi Yüksek Lisans Bursu (2009-2011)