

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI TAŞIYICI SİSTEMLİ KRENİN
ANALİZİ

Caner KARA

Ocak, 2008

İZMİR

FARKLI TAŞIYICI SİSTEMLİ KRENİN ANALİZİ

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon İmalat Anabilim Dalı

Caner KARA

Ocak, 2008

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

CANER KARA, tarafından **PROF. DR. MİNE DEMİRİSOY** yönetiminde hazırlanan “**FARKLI TAŞIYICI SİSTEMLİ KRENİN ANALİZİ**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

.....
Prof. Dr. Mine DEMİRİSOY

Yönetici

.....
Doç. Dr. Hasan YILDIZ

Jüri Üyesi

.....
Yrd.Doç. Dr. Melih BELEVİ

Jüri Üyesi

.....
Prof. Dr. Cahit HELVACI

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezi çalışmam süresince bana rehberlik eden ve desteğini esirgemeyen Sayın Danışmanım Prof. Dr. Mine DEMİRİSOY ‘a teşekkürü borç bilir, saygılarımı sunarım. Yüksek lisans tezimle ilgili deneysel çalışmalarımda bana destek olan Sayın Prof. Dr. Hira KARAGÜLLE’ye, deneysel çalışmaların uygulanması aşamasındaki destek ve ilgisinden dolayı Dokuz Eylül Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Titreşim ve Ses Laboratuvarı Araştırma Görevlisi Sayın Dr. Levent MALGACA’ya, deneysel çalışmalarda kullanılan gezer köprülÜ krenin kaldırma makinesinin imalatını üstlenen başta Teknik Koordinatör Sayın H. İlhan KILIÇ ile Proje ve Mühendislik Müdürü Sayın Nihat ÇETİN olmak üzere tüm Güralp Vinç ve Makine San. Ltd. Şti. çalışanlarına, deneysel çalışmalarda kullanılan gezer köprülÜ krenin ana taşıyıcı kompozit kirişlerinin imalatını üstlenen Armaplast Polyester San. Ve Tic. Ltd. Şti.’ne ve son olarak tüm eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi her türlü desteği sağlayan sevgili aileme teşekkür eder, saygılarımı sunarım.

Caner KARA

FARKLI TAŞIYICI SİSTEMLİ KRENİN ANALİZİ

ÖZ

Bu projenin amacı cam takviyeli plastik (CTP) I profillerin gezer köprülü kren ana kirişi olarak kullanılabilirliğinin araştırılması ve dizaynıdır. Basit mafsallı ve sabit uzunluktaki iki farklı tipte I profil kren hareket yükleri altında analitik, nümerik ve deneysel olarak test edilmiş ve dinamik eğilme davranışları belirlenmiştir.

Kren hareket simülasyonlarını gerçekleştirmek için kaldırma makinası, yükler ve kirişler SolidWorks (Versiyon 2007) bilgisayar programı ile modellenmiş ve daha iyi bir sonlu eleman boyutu elde edebilmek için basitleştirilmişlerdir. Yerçekimi kuvveti ve faydalı yükler dış kuvvetler olarak, daha önce CosmosMotion (Versiyon 2007) bilgisayar programı ile hesaplanan hareket yükleri ise atalet kuvvetleri olarak sisteme uygulanmıştır ve AnsysWorkbench (Versiyon10.0) ile nümerik analizler gerçekleştirilmiştir. CTP profillerin dizaynı için daha önce yapılan çalışmalar kirişlerin dizaynında taşınabilecek maksimum yükler yerine emniyetli sehim miktarının gözönüne alınması gerektiğini vurgulamaktadır. Bu çalışmada emniyetli sehim miktarı “kiriş uzunluğu/1000” olarak hesaplanmıştır.

Kaldırma makinasının dizaynı DIN15018 dikkate alınarak yapılmış ancak tekerlekler, sistemi hafifletmek amacıyla polyamid (PA6) malzemeden imal edilmiştir. Araba çerçevesi AISI1020, tanbur ve makaralar AISI1040 çeliğinden imal edilmiştir. Ana kiriş malzemesi olarak ise EN13706’da EN23 olarak sınıflandırılmış E-camı fiber ve polylester resinden imal edilmiş CTP malzeme seçilmiştir. Analitik, nümerik ve deneysel olarak elde edilen sonuçlar sonuç bölümünde ele alınmış ve karşılaştırılmıştır.

Anahtar sözcükler: Cam elyaf, Pultrüze edilmiş profiller, Hareket analizi, Köprülü kren

ANALYSIS OF THE DIFFERENT MAIN FRAME OF THE BRIDGE CRANES

ABSTRACT

The aim of this study is investigate the feasibility of glass fiber reinforced polymer (GFRP) I-beams as the main girder of double girder overhead crane. Two different geometries of GFRP I-beams with simply supported beam configurations and with fix span length are experimentally, numerically and analytically tested under crane motion loads to evaluate their dynamic flexural response.

To simulate the dynamic characteristics of overhead crane, trolley and girders have been modeled as solid bodies in SolidWorks (Version 2007) and they have been simplified for better meshing, gravity and carrying loads applied on models as external force, motion loads which calculated with CosmosMotion (Version 2007) applied as inertia forces. Due to the relative low elastic modulus of GFRP profiles, design is often governed by limitations in deflection at service load levels instead of ultimate strength limits. So GFRP overhead crane girder design and calculations of the limit loads depends on beams deflection under dynamic loads, deflection limit is determined as “span length / 1000”. Overhead crane’s trolley and it’s parts was manufactured with considering DIN15018 except the wheels, for lightening the trolley, wheels manufactured with polyamide (PA6). Trolley’s frame manufactured from AISI1020 steel, hoisting drum and steel wire sheave manufactured from AISI1040 steel. E-glass fibers with vinyl ester resin were selected as the material for pultruded profiles which fulfill the requirements made to profiles which are classified as E23 in accordance with EN13706 in this study. Comparisons of numerical, analytical and experimental results are presented and discussed at the end.

Keywords: Glass fiber, Pultruded profiles, Motion analysis, Bridge crane

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
BÖLÜM BİR – GİRİŞ	1
BÖLÜM İKİ – CAM TAKVİYELİ PLASTİKLER (CTP)	8
2.1 Cam Takviyeli Plastik (CTP) Malzeme Tanımı.....	8
2.2 Takviye Elemanları (Fiberler).....	10
2.2.1 Cam Fiberler	10
2.3 Matriks.....	12
2.3.1 Termoset Plastik Matriksler.....	13
2.3.1.1 Polyester.....	13
2.3.1.2 Epoksi	14
2.3.1.3 Vinilester.....	14
2.4 CTP Malzemelerin Üretim Yöntemleri.....	14
2.4.1 Profil Çekme (Pultrüzyon).....	14
2.4.2 Basınçlı Kalıp Yöntemi	17
2.4.3 El Yatırma Tekniği	17
2.4.4 Püskürtme Tekniği.....	17
2.4.5 Vakum Kalıplama.....	18
2.4.6 Santrifüj Kalıplama.....	18
2.4.7 Filament Sarma.....	18

2.5	CTP Malzemelerin Avantajları ve Dezavantajları	19
-----	--	----

BÖLÜM ÜÇ – ÇİFT KİRİŞ KÖPRÜLÜ KREN KONSTRÜKSİYON HESAPLARI 22

3.1	Arabalar	26
3.1.1	Araba Yük Kaldırma Sistemi Elemanları	28
3.1.1.1	Tel Halatlar.	28
3.1.1.1.1	Halat Tellerinin Kesit Şekilleri	30
3.1.1.1.2	Kordonlar	30
3.1.1.1.3	Halat Konstrüksiyonu.....	31
3.1.1.1.4	Tel Halatların Hesabı	33
3.1.1.2	Tel Halat Makara ve Makara Takımları.....	36
3.1.1.2.1	Sabit Makara	36
3.1.1.2.2	Hareketli Makara.....	37
3.1.1.2.3	Tel Halat Makarası Hesabı.....	38
3.1.1.3	Kancalar	41
3.1.1.3.1	Basit Kanca	41
3.1.1.3.2	Kanca Yatakları ve Traversleri	47
3.1.1.4	Tel Halat Tanburları.....	48
3.1.2	Araba Yük Kaldırma Sistemi Güç ve Moment Hesabı	53
3.1.3	Araba Yürütme Sistemi Elemanları.....	59
3.1.3.1	Tekerlekler	59
3.1.3.2	Raylar	65
3.1.4	Araba Yürütme Sistemi Güç ve Moment Hesabı	65
3.2	Çift Kirişli Kren Köprüsü Gerilme Hesabı.....	71
3.2.1	Eğilme Gerilmeleri	71
3.2.2	Dik Yönde Oluşan Eğilme Momentleri	72
3.2.3	Yatay Yönde Oluşan Eğilme Momentleri	78
3.3	Çift Kirişli Kren Köprüsü Sehim Hesabı	81

BÖLÜM DÖRT – CTP PROFİL ÇİFT ANA KİRİŞLİ KÖPRÜLÜ KREN TASARIMI VE İMALATI..... 83

4.1	KöprülÜ Kren CTP Profil Ana Kirişleri	83
4.1.1	CTP Ana Kiriş Tasarımını Etkileyen Faktörler	83
4.1.2	CTP Ana Kirişlerin Boyutlarının Belirlenmesi	87
4.1.3	KöprülÜ Kren CTP Ana Kirişleri Kaldırma Kapasitelerinin Tespiti..	88
4.1.3.1	IPN 200 CTP Profil Ana Kirişin Kaldırma Kapasitesinin Tespiti.	89
4.1.3.2	UPN 140 ile Güçlendirilmiş IPN 200 CTP Profil Ana Kirişin Kaldırma Kapasitesinin Tespiti.....	91
4.2	Araba Tasarımı ve İmalatı	94
4.2.1	Araba Teknik Değerleri	94
4.2.2	Tel Halat Mukavemet Hesabı	95
4.2.3	Tel Halat Tanburu Mukavemet Hesabı.....	96
4.2.4	Tel Halat Makarası Mukavemet Hesabı	98
4.2.5	Denge Makarası Mukavemet Hesabı.....	98
4.2.6	Kanca Seçimi	99
4.2.7	Kaldırma Motoru Güç ve Fren Momenti Hesabı.....	100
4.2.8	Araba Yürütme Sistemi Tekerlek Çapı Hesabı	101
4.2.9	Araba Yürütme Sistemi Motor Güç Hesabı	104
4.3	Araba ve Kren Köprüsü Montajı	105

BÖLÜM BEş – DENEYSEL ÇALIşMA VE NÜMERİK ANALİZLER 107

5.1	CTP Kren Köprüleri İçin Nümerik Dinamik Gerilme Analizi.....	108
5.1.1	Sistemin Modellenmesi	108
5.1.2	Simulasyonun Oluşturulması.....	110
5.1.3	Hareket Yüklerinin Tespiti	111
5.1.4	Mekanik Özelliklerin Tanımlanması	112
5.1.5	Temas Yüzeyleri Elemanlarının Tanımlanması	112

5.1.6	Sonlu Eleman Boyutlarının Belirlenmesi	113
5.1.7	Başlangıç ve Sınır Şartlarının Belirlenmesi.....	115
5.2	CTP Kren Köprüleri İçin Deneysel Dinamik Gerilme Analizi	116
5.3	CTP Kren Köprüleri İçin Nümerik ve Deneysel Statik Gerilme Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması	121
5.4	CTP Kren Köprüleri Doğal Frekanslarının Tespiti	125
5.5	CTP Kren Köprüleri İçin Nümerik ve Deneysel Dinamik Gerilme Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması	127
5.5.1	Ch1’de Ölçülen Nümerik ve Deneysel Dinamik Gerilme Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması	128
5.5.2	Ch2’de Ölçülen Nümerik ve Deneysel Dinamik Gerilme Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması	136
5.5.3	Ch3’de Ölçülen Nümerik ve Deneysel Dinamik Gerilme Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması	145
5.5.4	Ch4’de Ölçülen Nümerik ve Deneysel Dinamik Gerilme Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması	153
5.5.5	Ch5’de Ölçülen Nümerik ve Deneysel Dinamik Gerilme Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması	161
5.6	CTP Kren Köprüleri İçin Nümerik ve Deneysel Sehim Miktarı Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	170
BÖLÜM ALTI – DEĞERLENDİRME.....		176
KAYNAKLAR		178
EKLER.....		181

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Birbirine karışmayan iki veya daha fazla katının bileşimiyle oluşan katı malzemelere "kompozit malzeme" denir. Doğadaki malzemelerin çoğu "kompozit" olarak adlandırılan bileşik yapıli maddelerden oluşur. Bu karışımın özelliğı, kendini oluşturan maddelerin özelliklerinden çok daha üstündür. En tipik örnek, artık günümüzde gelenekselleşmeye başlayan ve "fiberglass" olarak bilinen polyester esaslı reçinelerin cam elyaf ile takviyesiyle üretilen malzemelerdir. Ancak bugün ileri kompozitler grubunda daha üstün fiziksel, kimyasal ve mekanik özelliklere sahip elyaf lar kullanılmaktadır. Bu malzemeler yüksek dayanım (çekme ve basma dayanımı), yüksek elastik modül ve yüksek tokluğa sahiptirler (Arıcasoy, 2006, s.4).

“Bu gruptaki kompozit malzemeler uçak-uzay, savunma, yapı-inşaat, tüketim mallarında, korozyon dayanımı gerektiren uygulamalarda, elektrik-elektronik, denizcilik, kara taşıtlarında ve özel amaçlı uygulamalarda kullanılmaktadır. Özellikle otomotiv sektöründe giderek artan ve % 6’ya yaklaşan bir uygulama artış hızı görölmektedir” (Arıcasoy, 2006, s.5).

Bir çok üstün özelliklerinin yanında sertlik ve dayanıklılık özelliklerinin düşük olması plastik malzemelerin güçlendirilmesi için çalışmalar yapılmasına neden olmuştur. Bu eksikliğin giderilmesi amacıyla 1950’lerde polimer esaslı kompozit malzemeler geliştirilmiş ve değişik türde matris ve takviye elemanı kullanılarak farklı yapıda kompozitler üretilmiştir. En çok kullanılan kompozit malzeme kombinasyonları; Cam elyafı+polyester, karbon elyafı+epoksi ve aramid elyafı+epoksi birleşimleridir. Kompozit malzemeler katlı tabakalar veya ince tabakalar halinde uygulanabilmektedir. 1940’ların sonlarında geliştirilen Cam Takviyeli Plastik (CTP) en çok kullanılan ve ilk modern polimer esaslı kompozit malzemedir. Bugün üretilen tüm kompozit malzemelerin yaklaşık olarak % 85’i CTP’dir (Mallick, 1997).

CTP temel olarak kalıp görevi gören reçine içine gömülmüş sürekli veya kırılmış cam elyaflardan oluşmaktadır. CTP'ler çeşitli üretim metotları kullanılarak üretilmektedir. Bu metotlardan pultrüzyon (profil çekme) metodu, CTP kalıplamasında, özellikle yapı elemanları sektöründe hem ana malzeme hem de tamamlayıcı malzeme olarak kullanılan profil türündeki ürünlerin yapımında kullanılmaktadır (Clarke, 1996).

Profil çekme metodu ile üretilen kutu, boru, I, T, L ve U profillerinin yanı sıra sabit şekle sahip olmayan profillerin de üretimi rahat bir şekilde yapılabilmektedir.

CTP malzemenin üstün mekanik dayanımının yanısıra, hafifliği, korozyon dayanımı, düşük yoğunluk ve dayanım/yoğunluk oranının yüksekliği, düşük ısı iletkenliğine sahip olması, uzun yıllar bakım ve boya gibi ek bir hizmete ihtiyaç duymaması, üretimin düşük iş gücü ile yapılabilir olması, kolay kesilebilir ve işlenebilir olması gibi özelliklerinden dolayı CTP profilleri yapı elemanları sektöründe birçok malzemenin alternatifi olma yönünde hızla ilerlemektedir. Bütün bu üstün özelliklerinden dolayı birincil (taşıyıcı) eleman olarak kullanılmasının yolları aranmıştır.

CTP malzemelerin ve CTP profil bağlantılarının yük altındaki davranışlarının belirlenmesi ve yük taşıma kapasiteleri ile yorulma ömürlerinin arttırılması için pekçok çalışma yapılmıştır, konuyla ilgili çalışmalara ve elde edilen sonuçlara kısaca değinilecektir.

Almir Barros da S. Santos Neto ve Henriette Lebre La Rovere'nin yaptıkları çalışmada; CTP kiriş tasarımlarının eğilme davranışları incelenirken dayanabilecekleri maksimum yük yerine çalışma yükleri altında izin verilen sehim miktarları gözönüne alınmalıdır. Yapılan çalışmada CTP profillerin eğilme davranışları analitik, deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Profiller üzerinde üç nokta eğilme testleri uygulanarak eğilme dayanımları ve kayma modülleri elde edilmiştir. Bu sonuçlar sonlu elemanlar analizleri ile hesaplanan sonuçlar ile karşılaştırılmıştır (Neto ve Rovere, 2006).

J.T. Mottram, N.D. Brown ve D. Anderson'un yaptıkları çalışmada; eksantrik olarak yüklenmiş gerçek boyutlarındaki CTP profilin flambaj davranışının incelenmesi için 10 farklı test yapılmıştır. 4,8 m yüksekliğindeki 203x203x9,53 mm ölçülerindeki W tip profil üzerinde testler yapılmıştır. Farklı büyüklüklere sahip moment gradyanları için profil üzerindeki birim uzama ve çökme değerleri tespit edilerek CTP profilin farklı yükler altındaki davranışları elde edilmiştir (Mottram, Brown, ve Anderson, 2003).

Pizhong Qiao, Guiping Zou ve Julio F. Davalos'un yaptıkları çalışmada; CTP I profillerin eğilme ve burkulma dayanımları analitik ve deneysel olarak incelenmiştir. Eğilme ve dönme kuplları ile kesme etkisini de içeren doğrusal olmayan tabakacık teorisine dayalı enerji metodu yöntemi geliştirilmiştir. Farklı kiriş bağlantı şekilleri, farklı yük etki noktaları ve farklı fiber hacmine sahip profiller için testler gerçekleştirilmiştir (Qiao, Zou, ve Davalos, 2003).

Thomas Keller ve Till Valle'e tarafından yapılan çalışmada; pultrüzyon ile imal edilen lama CTP profillerin epoksi reçine ile yapılan bağlantılarının laboratuvar ortamında aksenal quasi-statik gerilimler altında dayanımları incelenmiştir. Boyutsal etkileri ortadan kaldırmak için çalışmalar gerçek boyutlarındaki parçalar üzerinde yapılmıştır. Farklı kalınlıklar, farklı yapıştırma boyları ile tek ve çift taraftan olmak üzere farklı yapıştırma tiplerindeki elemanlar üzerinde yapılan deneysel sonuçlardan alınan birim uzama değerleri, iki boyutlu modellenmiş sonlu elemanlar modellerinden alınan sonuçlarla karşılaştırılmış ve sonuç olarak bağlantıların maksimum yüklendiği anlarda hasarın yapıştırıcı ile CTP lamanın birleştiği köşelerde olduğu ve bağlantıların dayanabileceği maksimum yük miktarı yapıştırıcı epoksi kalınlığı ile orantılı olduğu saptanmıştır (Keller ve Valle'e, 2005).

S. J. Smith, I. D. Parsons ve K. D. Hjelmstadh tarafından yapılan çalışmada; CTP malzemeden imal edilen I profil kirişlerin CTP kutu profil kolanlar ile bağlantılarının deneysel olarak incelenmesi sunulmuştur. Çalışmada incelenen bu bağlantı tipleri elastik bağlantı davranışı için yeni bir bakış açısı kazanılmasını sağlamıştır. Üç farklı I profil ve üç farklı kutu tipi CTP profil olmak üzere toplam

altı farklı bağlantı tipi incelenmiştir. Sonuç olarak kutu tipi bağlantıların I profil bağlantılarına göre çok daha iyi performansa sahip olduğu gözlenmiştir. Basit tip bağlantılarda kutu tipi bağlantıların elastikiyet açısından %25, mukavemet açısından ise %280 daha üstün olduğu tespit edilmiştir (Smith, Parsons, ve Hjelmstadh, 1998).

Thomas Keller, Tommaso Tirelli ve Aixi Zhou tarafından laboratuvar ortamında yapılan deneysel çalışmalarda; eksenel gerilmeye maruz CTP malzemeden imal edilmiş lamaların yorulma dayanımları tespit edilmeye çalışılmıştır. Gerçek boyutlarında düzenlenmiş deney numuneleri inceltirilmiş gövdeli düz uçlu, inceltilmemiş gövdeli doğrudan veya açılı kesilmiş uçlarla uç uca bağlanarak hazırlanmıştır. 12 hertz üzeri frekanslarla on milyon yük çevriminde yükler ile deneyler gerçekleştirilmiş ve deneyler sırasında deney numunelerinin sıcaklıklarının arttığı gözlenmiştir. Aynı yüklemeler numuneler üzerinde yapıştırma olmadan tekrarlanmış ve deney sonucunda numunelerin dayanımında %50 düşme olduğu gözlenmiştir, bu ancak kompozit yapı içerisindeki fiberlerin hasara uğramış olabileceği ile açıklanabilir. Sonuç olarak yapıştırılmış ve yapıştırılmamış numunelerin yorulma ömürlerinin yaklaşık %25 olduğu belirlenmiştir (Keller, Tirelli, ve Zhou, 2005).

J. F. Davalos, H. A. Salim, P. Qiao, R. Lopez-Anido ve E. J. Barbero tarafından yapılan çalışmalarda; eğilmeye maruz pultrüzyon ile imal edilmiş CTP profillerin dizayn ve analizi kapsamlı olarak incelenmiştir. Yapılan kaynak taramaları ve CTP imalatçıların yayınladığı kataloglara göre pultrüze edilmiş CTP profillerin tabakalı kompozitler gibi modellenebileceğini göstermiştir. Fiberlerin hacimsel yüzdeleri için yapılan hesaplamalar, devamlı fiberlerin doğrusal veya açılı düzenlerine göre çıkarılmıştır. Hesaplanan fiber hacimsel yüzdeleri ve tabakacık dayanımları mikromekanik modeller ile tespit edilmiştir. Çeşitli H ve kutu kesitli CTP profillerin eğilme davranışlarını analitik ve deneysel olarak belirlemek için çalışmalar yapılmış, deneysel olarak elde edilen birim uzamalar ile numunelerin şekil değiştirme miktarları sonlu elamanlar analizleri sonuçları ile karşılaştırılmıştır (Davalos, Salim, Qiao, Lopez, Anido, ve Barbero, 1999).

J. Ever tarafından yapılan çalışmada; fiber takviyeli plastiklerin bası dayanımlarının tespiti için deneysel çalışmanın sonuçları verilmektedir. Üç farklı ticari resin ve üç farklı fiber malzeme üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Pultrüzyon işleminde yaygın olarak kullanılan resinlerden vinylester ve polyester, fiber malzeme olarak ise E-camı seçilmiştir. Fiber çapı, resin elastikiyeti gibi faktörlerin pultrüze edilmiş çubuklar üzerindeki bası dayanımına etkileri araştırılmıştır. Standart pultrüzyon tekniği kullanılarak yirmiyedi farklı tip fiber takviyeli plastik malzeme üretilmiştir. Herbir malzeme için bası dayanımları ölçülmüş ve herbiri için bası dayanımını etkileyen değişkenler tespit edilmiştir (Ever, 1994).

G. J. Turvey tarafından yapılan çalışmada; 6-4 mm kalınlığındaki dikdörtgen kesitli CTP lama profillerin burulma test sonuçları verilmiştir. Deney numuneleri için burulma eksenlerinin pultrüzyon yönüne dik ya da paralel olmasına göre burulma dayanımları ve elastikiyet değerleri saptanmıştır. Orthotropik dikdörtgen kesitli çubuklar için verilen basit burulma teorisine göre deneyler sonucunda hesaplanan kayma elastisite modülünün kesme testleri ile elde edilen değerlerden daha yüksek olduğu belirlenmiştir (Turvey, 1998).

Krenler ve basit mafsallı kirişler üzerinde hareket eden yüklerin veya krene asılı durumdaki faydalı yükün meydana getirdiği sarkaç hareketinin matematiksel modellerinin belirlenmesi ve bu yükler altındaki kirişlerde meydana gelen dinamik davranışların tespiti için yapılan çalışmalardan bazıları aşağıda sıralanmıştır.

D.C.D. Oguamanamand, J.S. Hansen ve G.R. Heppler tarafından yapılan çalışmada; basit mafsalanmış düzgün Euler-Bernoulli kirişi üzerinde bir kren taşımaktadır (taşıyıcı ve faydalı yük modellenmiştir). Kren taşıyıcısı ve yük kütsüz bir kiriş üzerinde asılmış olarak modellenmiştir, yerçekimi kuvvetine maruz ve kiriş doğrultusu boyunca hareket edecek şekilde sınır şartları belirlenmiştir. Hamilton prensibi kullanılarak kren hareketi için iki çift integro-diferansiyel denklem türetilmiştir. Kiriş-kren sistemi için titreşimlerin doğal frekansları tespit edilmiş ve bu durumlar için kesin frekans denklemleri türetilmiştir. Nümerik çalışmalar araba yürüme hızı, faydalı yük kütsesi, araba kütsesi, asılı faydalı yük boyuna bağlı olarak

yapılmıştır. Yüksek hızlarda kiriş üzerindeki maksimum çökme, araba ataletinden dolayı kiriş sonunda, yavaş hızlarda ise kiriş ortasında meydana geldiği tespit edilmiştir (Oguamanamand, Hansen, ve Heppler, 1998).

J.J. Wu, A.R. Whittaker ve M.P. Cartmell tarafından yapılan çalışmada; hareket yükleri altındaki yapıların dinamik davranışları analitik yöntemlerle ve sonlu elemanlar metoduyla incelenmiştir. Önceki çalışmalarda atalet etkileri gözönüne alınmaksızın hareketli kütleler hareket yükleri olarak kabul edilmiştir. Bu genellikle doğru bir yöntem değildir, burada atalet etkileri analiz sonuçlarını etkilemektedir. Öncelikle tekil kütlenin basit mafsallı kiriş üzerindeki hareketi modellenmiş ve metodoloji geliştirilmiştir. Geliştirilen metodoloji gezer köprülül portal kren sistemi üzerine uygulanmış ve deneysel olarak sistemin dinamik davranışları incelenmiştir (Wu, Whittaker, Cartmell, 2001).

J.J. Wu, A.R. Whittaker ve M.P. Cartmell tarafından yapılan çalışmada zamana bağlı olarak hareket eden yükler altındaki yapıların dinamik davranışlarının tespiti standart paket analiz programları ile gerçekleştirilmiştir. Öncelikle analizler tek kiriş üzerinde hareket eden tekil kütle için gerçekleştirilerek örneklendirilmiş ve daha sonra aynı metodoloji iki boyutta hareket edebilen mobil portal kren için tekrarlanmıştır (Wu, Whittaker, Cartmell, 2000).

W. Yang, Z. Zhang ve R. Shen tarafından yapılan çalışmada; bir kule kren modeli ele alınırken sistem dönebilen ve aynı zamanda hareket eden taşıyıcı ile serbest olarak mafsallanmış kiriş üzerinde sarkaç hareketi ile taşınan küresel şekilde gösterilmiş faydalı yük olarak modellenmiştir. Serbest mafsallanmış ve dönebilen kiriş Euler-Bernoulli kiriş teorisine göre matematiksel modeli oluşturulmuştur. Faydalı yük noktasal kütle olarak modellenerek, kütsüz elastik kablo ile dönebilen serbest mafsallı kirişe bağlanmıştır. Hamilton prensibine göre hareket yükleri kiriş düzlemi içinde ve dışında ele alınarak hareket denklemleri çıkarılmıştır (Yang, Zhang, ve Shen, 2006).

İncelenen alışmalar şunu göstermektedirki CTP profillerin kren ana kirişi olarak kullanılabilirliği daha önce ele alınmış bir konu değildir. Bu çalışmada, daha önce yapılmış olan çalışmalar doğrultusunda CTP profillerin kren ana kirişi olarak kullanılabilirliği ve dizaynı ele alınmış, iki farklı geometrideki CTP profilin farklı büyüklükteki yüklemeler altındaki dinamik eğilme davranışları nümerik ve deneysel olarak incelenmiş ve elde edilen değerler karşılaştırılmıştır. Ayrıca quasi-statik yükleme şartlarındaki taşıyabilecekleri maksimum yük miktarları belirlenmiştir ve kirişlerin doğal frekansları tespit edilmiştir.

BÖLÜM İKİ

CAM TAKVİYELİ PLASTİKLER (CTP)

2.1 Cam Takviyeli Plastik (CTP) Malzeme Tanımı

Cam takviyeli plastik (CTP), cam fiber ile taşıyıcı bir matriks reçinenin birleştirilmesi ile elde edilen kompozit bir malzemedir. Cam fiber takviyeli plastik, ortam koşullarına dayanıklı, esnek ama yeterli mekanik dayanıma sahip olmayan plastik (ör: polyester reçine) ile yüksek mekanik dayanımlı cam elyafının bir araya getirilmesi ile elde edilen üstün nitelikli bir kompozit mühendislik malzemesidir.

CTP malzemenin iki ana hammaddesi bulunmaktadır: Doymamış polyester reçine ve cam elyafı. CTP üretiminde en yaygın olarak kullanılan doymamış polyester reçineler, takviyeli plastikler içinde termoset gurubunda yer alan reçinelerdir. El yatırması gibi basit kalıplama tekniklerden en karmaşık makineleşmiş kalıplama tekniklerine kadar her tür kalıplama tekniğine hitap eder. Polyester reçineler, çok geniş bir kimyasal aileyi kapsar ve genel olarak dibazik asitlerle polihidrik alkollerin kondensasyon reaksiyonu sonucunda elde edilirler.

Dibazik Asit + Polihidrik Alkol

Polyester Reçine + Su

Kullanılan dibazik asit türüne bağlı olarak, doymamış polyester reçineler, kompozitin genel amaçlı, kimyasal dayanımlı veya yüksek kimyasal dayanımlı olmasını sağlayacak şekilde “ortoftalik”, “izoftalik” veya “bisfenolik” olarak adlandırılır. CTP üretiminde kullanılan camelyafı, kum, alumina, kireç taşı, kolemanit, kaolen... gibi geleneksel hammaddeler kullanılarak üretilmektedir. Çok ince öğütüldükten ve homojen olarak karıştırıldıktan sonra, karışım yaklaşık 1600 °C sıcaklıktaki ergitme fırınına verilmekte ve burada yavaş yavaş sıvı hale dönüşen cam eriyiği, platin/rodyum alaşımlı kovanlardan, bir sarma sistemi ile yüksek hızda çekilmekte ve 10–25 mikron çapında elyaf olarak bobin haline getirilmektedir. CTP, takviye malzemesi (cam elyafı) ve taşıyıcı matriksin (reçine) birlikte

kalıplanması ile elde edilmektedir. Bu işlem, çok farklı metodlarla yapılabilirse de, prensip olarak cam elyafının, taşıyıcı reçine ile uygun bir şekilde “ıslatılması”dır. Polyester reçineler, kimyasal bir reaksiyon ile polimerize edilerek, sert, çözülmeyen, ergimeyen bir madde haline dönüştürülmektedir.

Fiziksel performans, takviye malzemesi olan cam elyafının,

- CTP içindeki oranına,
- CTP içindeki dağılımına,
- CTP içindeki yönüne bağlıdır.

CTP malzemenin en önemli avantajları;

- Yüksek özgül mukavemet ve ısı özellikler,
- Mükemmel elastikiyet,
- Hafiflik,
- Yüksek korozyon dayanımı,
- Mükemmel dielektrik nitelikler,
- Üstün boyutsal stabilite,
- Kalıplama esnekliği (değişik metotlarla üretilebilme esnekliği),
- Bakım gerektirmeme,
- Çalınmazlık (hurda değeri yoktur),
- Kolay tamir edilebilirlik,
- Yüksek kimyasal dayanım,
- Kendinden renklendirilebilme olanağı,
- Alev geciktirici katkıları ile alev direnci niteliği,
- İstenildiğinde ışık geçirgenlik özelliği sağlanması,
- Yüksek amortisman süreleri (sonsuz ömür).

şeklinde ifade edilebilir (Cam Elyaf Takviyeli Plastik Sanayicileri Derneği (CTP-SANDER), 2005, s.1).

2.2 Fiber

Fiber, basit olarak bir boyutu diğer boyutuna göre çok büyük olan malzeme olarak tanımlanabilir. ASTM'ye göre bir malzemenin fiber olarak kabul edilebilmesi için şu şartlar gerekmektedir;

- Uzunluk / kalınlık oranı en az 10/1 olmalıdır,
- En büyük kesit alanı 0.05 mm^2 ,
- En büyük genişlik 0,25 mm (Kılıç, 2006, s.3).

2.2.1 Cam Fiberler

Cam fiberler, ekonomik olması nedeniyle kompozit malzeme üretiminde çok kullanılan fiber çeşididir. Cam fiberler ilk önceleri A-camı (alkali glass) olarak üretilmeye başlanmıştır. Daha sonraları ise mekanik özellikleri daha gelişmiş bor silikat camı olan E-camı kullanılmaya başlanmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda çeşitli cam fiber türleri geliştirilmiştir. Bunlardan biri olan S-camı, E-cama göre daha yüksek alüminyum ve magnezyum oksit içerir ve mekanik özellikleri daha iyidir.

Cam fiberler yüksek çekme ve darbe dayanımına sahiptirler. Elastisite modülleri nispeten düşüktür ve fiberlerin sürtünerek birbirini aşındırma problemleri vardır. Mekanik özellikler yüksek sıcaklıkta çok fazla düşmez. Cam fiberler, sürekli boylarda veya kırılmış şekilde kullanılırlar. Ayrıca keçe ve dokuma şeklinde de bulunurlar. Çeşitli cam fiberlerin mekanik özellikleri Tablo 2.1'de verilmiştir (Kılıç, 2006, s.3).

Cam fiberler silika, kolemanit, alüminyum oksit, soda gibi cam üretim maddelerinden üretilmektedir. Cam fiber, fiber takviyeli kompozitler arasında en bilinen ve kullanılandır. Cam fiber özel olarak tasarlanmış ve dibinde küçük deliklerin bulunduğu özel bir ocaktan eritilmiş camın itilmesiyle üretilir. Bu ince lifler soğutulduktan sonra makaralara sarılarak kompozit hammaddesi olarak

nakliye edilir. Özellikle cam fiber ile matris arası yapışma gücünü arttıran "silan" bazlı ve elyaf üzerinde ince film oluşturan kimyasalların sonra kullanım sahaları artmıştır.

Fiberler işlem sırasında dayanıklılıklarının %50'sini kaybetmelerine rağmen son derece sağlamdırlar. Cam fiber halen aramid ve karbon fiberlerden daha yüksek dayanıklılık özelliğine sahiptir. Fiber kumaşları genellikle sürekli cam elyafının lifleri ile üretilmektedir. İşlemler sırasında değişik kimyasalların eklenmesi ve bazı özel üretim yöntemleri ile farklı türde cam fiberi üretilmektedir:

A Cam - Pencerelerde ve şişelerde en çok kullanılan cam çeşididir. Kompozitlerde çok fazla kullanılmaz.

C Cam - Yüksek kimyasal direnç gösterir. Depolama tankları gibi yerlerde kullanılır.

E Cam - Takviye elyaflarının üretiminde en çok kullanılan cam türüdür. Düşük maliyet, iyi yalıtım ve düşük su emiş oranı özelliklerine sahiptir. Türkiye'de Şişecam Grubuna bağlı olan Cam Elyaf Sanayi A.Ş. tarafından E camı elyafı üretilmektedir. Hem yurt içine, hem yurt dışına satış yapan firmadan doğrudan veya bayileri aracılığıyla ürün satın almak mümkündür. 1976'dan beri faaliyet gösteren firma Avrupa'nın önemli elyaf üreticilerinden biridir.

S + R Cam - Yüksek maliyetli ve yüksek performanslı bir malzemedir. Yalnız uçak sanayisinde kullanılır. Elyaf içindeki tellerin çapları E Camın yarısı kadardır, böylelikle elyaf sayısı fazlalaşır dolayısıyla birleşme özelliklerinin daha güçlü olması anlamına gelen daha sert yüzey elde edilebilmektedir.

Cam elyafının kullanım amacına bağlı olarak elyaf sarma biçimleri farklı olabilir. Fiber çapı ve demetteki lif sayısı farklılaşabilir. Cam fiberi biçimlendirildikten sonra yıpranmaya karşı dayanımın artması için kimyasallarla bir kaplama işlemi yapılır. Kaplama malzemesi olarak genellikle elyafın kompozit

malzemeye uygulanmasından önce kolaylıkla kaldırılabilen ve suyla çözülebilen polimerler kullanılmaktadır. Fiber ile reçinenin birbirine iyi yapışması çok önemlidir. İyi yapışmamaktan dolayı birbirinden kayan takviye malzemesi ve matris, kompozit malzemenin sertliğini ve sağlamlık performansını düşürür. Bu durumun engellenmesi için fiber kimyasallarla kaplanır (Arıcasoy, 2006, s.7).

Tablo 2.1 Çeşitli cam fiberlerin özellikleri (Ersoy, 2001,s.56)

Özellikler	E-glass	A-glass	M-glass	S-glass	C-glass	D-glass
Özgül Ağırlık [gr/cm ³]	2,54	2,45	2,89	2,49	2,45	2,16
Çekme Dayanımı [MPa]	3600	3100	3500	4500	3400	2450
Kopma Uzaması Oranı[%]	4,8	-	-	5,4	4,8	-
Çekme E-Modülü [GPa]	76	72	111,3	86	70	53
Kırılma İndisi	1,548	1,512	1,635	1,523		1,47
Isıl Genleşme Katsayısı	1,6x10 ⁻⁶	-	-	1,7x10 ⁻⁶	2,2x10 ⁻⁶	3,1x10 ⁻⁶
Fiber Çapı [mm]	3-20x10 ⁻⁶			3-13x10 ⁻⁶		
Yumuşama Noktası [°C]	850	700	-	-	690	770
Dielektrik Sabiti MHz	6,33	-		5,34	5,8	-

2.3 Matriks

“Matriks, kompozit malzemenin ana yapısını oluşturur. Matriks kuvvetleri takviye elamanına iletir, takviye elemanını dış etkilerden korur ve kompozitin tokluğunu artırır. Matriksin takviye elemanını ıslatma kabiliyeti de iyi olmalıdır. Matriks malzemesi olarak genellikle plastik matriksler, metal matriksler, seramikler kullanılır” (Kılıç, 2006, s.10).

Fiber takviyeli kompozitlerinde üretiminde en çok plastik matriksler kullanılır. İç yapılarına göre termoplastikler ve termoset plastikler olmak üzere iki gruba ayrılırlar, cam takviyeli kompozitlerin imalatında termoset plastik malzeme olan polyeester malzemeler tercih edilir.

2.3.1 Termoset Plastik Matriksler

Üç boyutlu ağ şeklinde molekül yapısı vardır ve yoğunlaşma polimerizasyonu ile oluşurlar. Üretimleri sırasındaki polimerizasyon reaksiyonun geri dönüşü olmadığından ısıtılarak tekrar yumuşatılması ve şekillendirilmesi söz konusu değildir. Epoksi reçineler, fenolik reçineler, doymuş ve doymamış polyester, silikon ve alkid reçineler bu gruba girmektedir.

2.3.1.1 Polyester

Polyester reçineler cam fiber takviyeli kompozitlerin üretiminde en sık kullanılan matriks malzemesidir. Doymuş ve doymamış olmak üzere iki çeşidi mevcuttur. Doymamış polyester reçine termoset grubuna girmektedir. Sertleşme sırasında çekme oranı yüksektir. (%5–12). Basma dayanımları düşüktür ve bünyelerine su alarak bozulabilirler. Bazik ve alkali ortamlarda korozyon dayanımları düşüktür. Cam takviyeli polyesterlerin çelik ve alüminyum ile karşılaştırılması Tablo 2.2’de verilmiştir (Kılıç, 2006, s.11).

Tablo 2.2 Çeşitli cam takviyeli polyesterlerin çelik ve alüminyum ile karşılaştırılması (Kılıç, 2006, s.12)

	Cam	Cam takviyeli polyester				Diğer Malzeme	
	Cam lifi	Doymamış polyester	Keçe %30	Keçe %40	Dokuma Fitol %60	Çelik	Alüminyum
Özgül ağırlık [gr/cm^3]	2,57	1,2	1,5	1,6	1,8	7,8	2,7
Isıl genişleme katsayısı [$10^6 \text{cm}/\text{cmK}$]	5-7	100	25	20	12	12,5	23
Isıl iletkenlik katsayısı [W/mK]	0,74	0,13	0,21	0,23	0,26	39	150
Özgül ısı [Wh/kgK]	0,17	0,39	0,31	0,28	0,22	0,16	0,23
E-modülü [N/mm^2]	70×10^3	4×10^3	8×10^3	10^4	$1,9 \times 10^4$	2×10^5	$7-5 \times 10^4$
Çekme dayanımı [N/mm^2]	3000	60	100	140	350	350	120
Eğilme dayanımı [N/mm^2]		100	190	240	440	400	200
Basınç dayanımı [N/mm^2]		100	150	180	290	400	200

2.3.1.2 Epoksi

Fiber takviyeli kompozitlerin üretiminde kullanılan diğer termoset grubu malzemeler ise epoksi reçinelerdir. Epoksi reçinenin polyestere göre en büyük avantajı sertleşme sırasında % 1–2 gibi düşük çekme oranına sahip olmasıdır. Ark dirençleri yüksektir. Epoksi reçineler birçok fiber çeşidi ile çok iyi bağ oluştururlar ve dayanımları nispeten daha yüksektir. Fenolik reçineler, 150–200 °C arasında basınç altında sertleştirilirler. Elektrik özellikleri, suya ve aside karşı dayanımları iyidir. 300 °C'ye kadar kullanılabilirler. Viskozitesi yüksektir ve gözenek oluşturma tehlikesi vardır. Silikon reçineler, mekanik özellikleri düşük olmakla birlikte 250 °C'ye kadar dayanıklıdır. Ayrıca silikon pahalı bir ürün olduğu için kullanımları kısıtlıdır (Kılıç, 2006, s.12).

2.3.1.3 Vinilester

“Vinilester reçineler polyester reçineler gibi üretilmektedirler ve epoksi reçinelerin sertleşme özelliklerine sahiptirler. Kimyasal dayanım gereken kimya tesislerinde, boru ve depolama tanklarında kullanılmaktadırlar” (Kılıç, 2006, s.13).

2.4 Cam Takviyeli Plastiklerin Üretim Yöntemleri

Cam fiber ve matriks türleri ticari olarak çeşitli formlarda temin edilebilirler. Cam fiberler tek, kırılmış, keçe ve dokuma gibi formlarda temin edilebilir. Üretim yöntemini parçanın boyutu ve şekli, maliyet, zaman gibi faktörler de etkilemektedir.

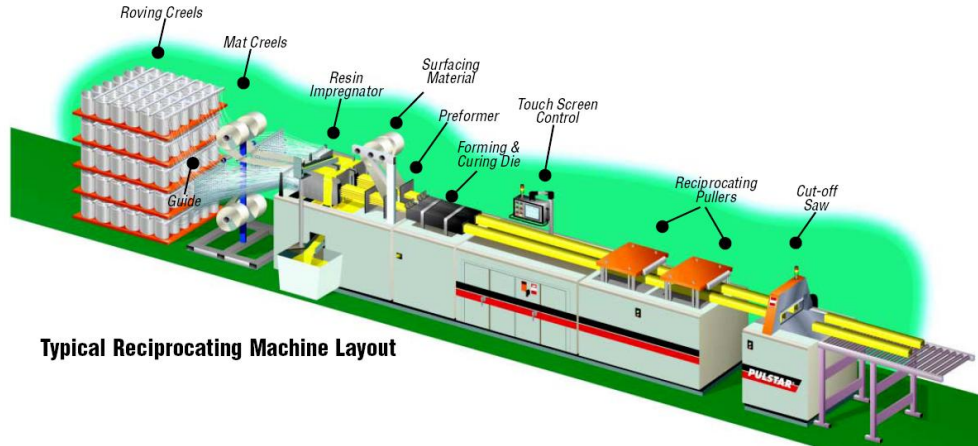
2.4.1 Profil Çekme (Pultrüzyon)

Proses malzeme akışının profilin çekilmesi yoluyla gerçekleştirildiği sürekli bir üretim metodudur. Bu proses ilk olarak II. Dünya Savaşı sonrası Amerika Birleşik Devletlerinde geliştirilmiş olup, bu ülkedeki kompozit pazarının yaklaşık % 3 'ünü teşkil etmektedir. Amerika Birleşik Devletleri 'nde hızlı bir gelişme trendi gösteren

pultrüzyon metodu, Avrupa kompozit pazarında da aynı trende yaklaşmış bulunmaktadır. Bu gelişmenin odak noktasını, metodun gelişmesi amacı ile dünyanın belli başlı cam elyafı ve kimyasal madde üreticileri tarafından kurulan EPTA (Avrupa Pultrüzyon Teknolojisi Birliği) 'nin çalışmaları oluşturmaktadır. Pultrüzyon, diğer kompozit üretim metotlarına göre daha küçük bir ekipman yatırımı ile gerçekleştirilebilecek basit bir üretim metodu gibi görünse de prosesin etkin olarak kontrolü zordur. Bu nedenle bugün İngiltere 'de bile ticari olarak üretim yapan ancak birkaç firma vardır. Bu metotla hemen hemen sonsuz uzunlukta üretilen kompozit profiller, hafif ve yüksek mukavemet gerektiren yapı malzemelerinin gerekli olduğu pek çok mühendislik uygulamasında kullanılmaktadır. Ürünlerin mekanik özellikleri seçilen güçlendirme sistemine bağlı olarak çok geniş bir aralıkta değişir. Ürünler; havacılık, elektrik, mekanik elemanlar/yapılar, spor, ziraat gibi geniş bir kullanım alanı bulur.

Pultrüzyon metodu dışındaki üretim yöntemleriyle çeşitli elyaf türleri (karbon, aramid vb.) kullanarak çeşitli otomobil parçaları, uçak aksamaları ve inşaat sektöründe yardımcı veya dekoratif amaçlı elemanlar yapılabilmektedir. Fakat bu yöntemler ile üretilen kompozitlerin inşaat sektöründe birincil eleman olarak kullanılması mümkün olmamaktadır. Çünkü bu yöntemlerle üretilen malzemeler, yapıda taşıyıcı olarak kullanılan elemanların karşılaması gereken çekme, basma veya kesme kuvvetlerine karşı gereken mukavemeti gösterememektedirler. Bu sorunu çözebilmek için yeni bir kompozit üretim yöntemi olan pultrüzyon metodu geliştirilmiştir. Pultrüzyon yöntemi, malzemenin kalıp boyunca çekilerek üretilmesi yöntemidir. Pultrüzyon hattının çalışma prensibi (Şekil 2.1); makineden ayrı bir bölümde bulunan elyaflar bobinlerden çekilir ve ilk olarak matriks malzemesi olan reçine içinden geçerek ön kalıp olarak adlandırılan bölümden geçerken içlerindeki hava ve fazla reçineden arınır. Ön kalıptan çıkan malzemenin kullanım yerinde atmosfer ve diğer dış etmenlerden korunması için esas kalıba girmeden önce yüzeyi kaplanır. Kalıptan çıkan profiller paletler tarafından çekilmesi suretiyle sistemin sürekliliği sağlanır ve son işlem olarak istenen uzunluğa gelen malzemenin bıçaklar vasıtası ile kesilmesi sonucu işlem tamamlanmış olur.

Boyuna mukavemetin yüksek olduğu bu üretim şeklinde malzemenin enine mukavemetini de artırmak amacı ile özel olarak düğümlü üretilmiş fitil (keçe), dokunmuş ya da farklı eksenel yönlerde sahip cam kumaşlar ile kaplanır. Bunların dışında da yüzey düzgünlüğünü ve atmosferik etkileri azaltmak için termoplastik yüzey tülü çok kullanılan takviye malzemesidir.



Şekil 2.1 Pultrüzyon yöntemi

(<http://www.strongwell.com/PDFfiles/Extern/EXTERN%20Brochure.pdf>)

Bu metodun önemli özelliklerinden biri de kullanılan reçineye istenilen özellikleri geliştirmek amacı ile dolgu malzemeleri katılabilmesidir. Maliyeti düşürmek için 3–6 mikron boyutunda olan kalsiyum karbonat (kalsit), alev dayanımı istendiğinde alüminyum hidroksit, korozyon dayanımı istendiğinde kil, elektriksel izolasyon istendiğinde alüminyum trihidrat gibi dolgu maddeleri kullanılabilmektedir (Sarıbiyık, 2006, s.200).

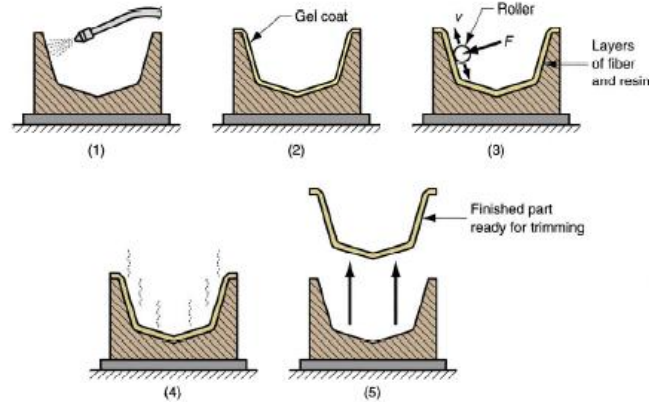
Pultrüzyon metodunda kullanılan reçinelerden aranan en önemli özellik, çekme hızına ve yüksek düzeyde tutabilecek reaktiviteye sahip olabilmesi ve iyi bir ısınmayı sağlayabilecek düşük viskoziteye veya seyreltilebilme olanağına sahip olmasıdır. Bu bağlamda kullanılan reçinelerin %90'ı polyester ve vinil reçinelerdir. Bunların dışında fenolik reçineler pultrüzyon yöntemi ile üretilen ürünlere yanmazlık ve düşük duman yayma özellikleri, epoksiler yüksek mukavemet, daha yüksek ısı dayanımı ve elektriksel özelliklerde yüksek performans sağlar (Arıkan, 2004).

2.4.2 Basınçlı Kalıp Yöntemi

Yöntemde dişi ve erkek kalıp arasına önceden hazırlanmış dolgu malzemesi yerleştirilir. Isıtılmış kalıp belirli bir basınçta kapatılarak dolgu malzemesine istenilen şekil verilmiş olur.

2.4.3 El Yatırma Tekniği

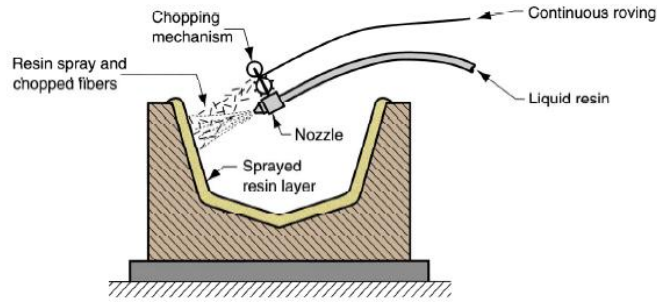
Fırça ile viskozitesi yüksek reçine (jelkot) sürüldükten sonra fiberler kesilerek hazırlanır. Jelkot üzerine reçine sürülür ve keçe veya dokuma şeklindeki takviye elemanı yerleştirilir. İstenilen kalınlık sağlanana kadar bu işleme devam edilir. Sertleşme beklendikten sonra ürün kalıptan çıkarılır (Şekil 2.2). Bu yöntem yoğun işçilik gerektiren bir yöntemdir ve az sayıda parça üretimi için uygundur (Arıcasoy, 2006, s.11).



Şekil 2.2 El yatırma tekniği ile kompozit parça imalatı
(<http://mkn.itu.edu.tr/~arana/IML212-N8.pdf>)

2.4.4 Püskürtme Tekniği

“Bu yöntem el yatırma tekniğinin biraz daha gelişmiş hali olarak düşünülebilir. Yöntemde bir tabanca ile sürekli fiberler kırılmış halde reçine ve sertleştirici ile karıştırılarak kalıp içerisine püskürtülür (Şekil 2.3). Püskürtme tamamlandıktan sonra rulolanarak boşluklar alınır ve yüzey daha düzgün hale getirilir” (Arıcasoy, 2006, s.11).



Şekil 2.3 Püskürtme tekniği ile kompozit parça imalatı
(<http://mkn.itu.edu.tr/~arana/IML212-N8.pdf>)

2.4.5 Vakum Kalıplama

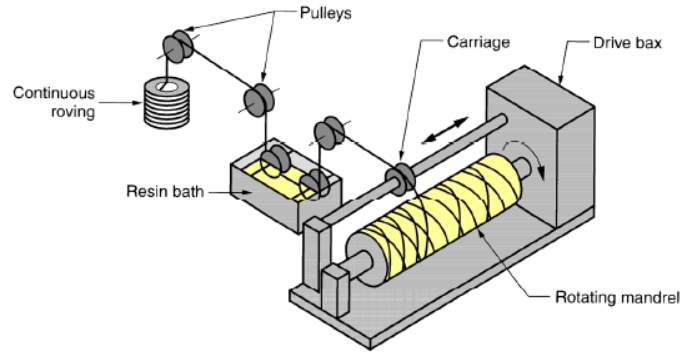
Kompozit malzeme önce bir kalıba yerleştirilir, ardından bir vakum torbası en üst katman olarak yerleştirilir. İçerideki havanın emilmesiyle vakum torbası, yatırılan malzemenin üzerine bir atmosferlik basınç uygulayarak aşağıya çekilir. Sonraki aşamada bileşim bir fırına yerleştirilerek reçinenin kür işlemi için ısıtılır.

2.4.6 Santrifüj Kalıplama

Santrifüj döküm prosesi, güçlendirici elyafların ve reçinenin dönen bir kalıbın içine yerleştirilmesini içerir. Dönme sırasında oluşan merkezci kuvvetler kompozit malzemenin kalıbın iç duvarına preslenmesine neden olarak buranın tamamen kaplanmasına ve reçinenin polimerizasyonundan sonrada sert boru duvarının oluşumuna neden olur. Bu yöntemle sadece silindirik şekiller elde edilebilmektedir.

2.4.7 Filament Sarma

Silindirik şekilli kompozit malzemelerin yüksek performansta üretilebildiği ana proses tekniklerinden birisidir. Bu yöntemde, sürekli elyafın bir mandrel üzerine önceden belirlenmiş paternler boyunca oldukça hassas bir biçimde sarılması ile kompozitler elde edilebilmektedir (Şekil 2.4).



Şekil 2.4 Filament sarma yöntemi

(<http://mkn.itu.edu.tr/~arana/IML212-N8.pdf>)

2.5 Kompozit Malzemelerin Avantajları ve Dezavantajları

Kompozit malzemelerin birçok özelliklerinin metallerinkine göre farklılıklar göstermesinden dolayı, metal malzemelere göre önem kazanmışlardır. Kompozitlerin özgül ağırlıklarının düşük oluşu, hafif konstrüksiyonlarda kullanımda büyük bir avantaj sağlamaktadır. Bunun yanında, fiber takviyeli kompozit malzemelerin korozyona dayanımları, ısı, ses ve elektrik izolasyonu sağlamaları da ilgili kullanım alanları için bir üstünlük sağlamaktadır.

Aşağıda bu malzemelerin avantajlı olan ve olmayan yanları kısaca ele alınmıştır. Kompozit malzemelerin dezavantajlı yanlarını ortadan kaldırmaya yönelik teorik çalışmalar yapılmakta olup, bu çalışmaların olumlu sonuçlanması halinde kompozit malzemeler metalik malzemelerin yerini alabilecektir.

- *Yüksek Mukavemet:* Kompozitlerin çekme ve eğilme mukavemeti birçok metalik malzemeye göre çok daha yüksektir. Ayrıca kalıplama özelliklerinden dolayı kompozitlere istenen yönde ve bölgede gerekli mukavemet verilebilir. Böylece malzemeden tasarruf yapılarak, daha hafif ve ucuz ürünler elde edilir.
- *Kolay Şekillendirebilme:* Büyük ve kompleks parçalar tek işlemle bir parça halinde kaplanabilir. Bu da malzeme ve işçilikten kazanç sağlar.

- *Elektriksel Özellikler:* Uygun malzemelerin seçilmesiyle çok üstün elektriksel özelliklere sahip kompozit ürünler elde edilebilir. Bugün büyük enerji nakil hatlarında kompozitler iyi bir iletken ve gerektiğinde de başka bir yapıda, iyi bir yalıtkan malzemesi olarak kullanılabilirler.
- *Korozyona ve Kimyasal Etkilere Karşı Mukavemet:* Kompozitler, hava etkilerinden, korozyondan ve çoğu kimyasal etkilerden zarar görmezler. Bu özellikleri nedeniyle kompozit malzemeler kimyevi madde tankları, boru ve aspiratörler, tekne ve diğer deniz araçları yapımında güvenle kullanılmaktadır. Özellikle korozyona karşı mukavemetli olması, endüstride birçok alanda avantaj sağlamaktadır.
- *Isıya ve Ateşe Dayanıklılığı:* Isı iletim katsayısı düşük malzemelerden oluşabilen kompozitlerin ısıya dayanıklılık özelliği, yüksek ısı altında kullanılabilmesine olanak sağlamaktadır. Bazı özel katkı maddeleri ile kompozitlerin ısıya dayanımı artırılabilir.
- *Kalıcı Renklendirme:* Kompozit malzemeye, kalıplama esnasında reçineye ilave edilen pigmentler sayesinde istenen renk verilebilir. Bu işlem ek bir masraf ve işçilik gerektirmez.
- *Titreşim Sönümlendirme:* Kompozit malzemelerde süneklik nedeniyle doğal bir titreşim sönümleme ve şok yutabilme özelliği vardır. Çatlak yürümesi olayı da böylece minimize edilmiş olmaktadır.

Bütün bu olumlu yanların dışında kompozit malzemelerin uygun olmayan yanları da şu şekilde sıralanabilir:

- Kompozit malzemelerdeki hava zerrecikleri malzemenin yorulma özelliklerini olumsuz etkilemektedir.
- Kompozit malzemeler değişik doğrultularda değişik mekanik özellikler gösterirler.
- Aynı kompozit malzeme için çekme, basma, kesme ve eğilme mukavemet değerleri farklılıklar gösterir.

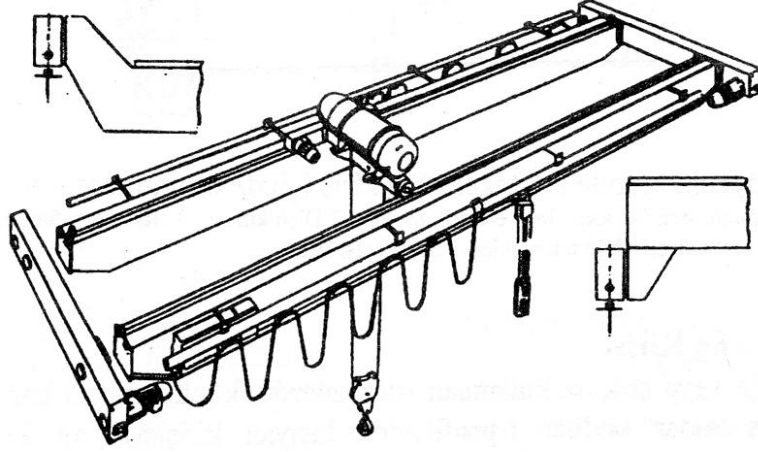
- Kompozit malzemelerin delik delme, kesme türü operasyonları liflerde açılmaya neden olduğundan, bu tür malzemelerde hassas imalattan söz edilemez.
- Hammaddenin pahalı olması; Uçaklarda kullanılabilecek kalitede karbon elyafının bir metrekairelik kumaşının maliyeti yaklaşık 50 \$ 'dır.
- Lamine edilmiş kompozitlerin özellikleri her zaman ideal değildir, kalınlık yönünde düşük dayanıklılık ve katlar arası düşük kesime dayanıklılık özelliği bulunmaktadır.
- Malzemenin kalitesi üretim yöntemlerinin kalitesine bağlıdır, standartlaşmış bir kalite yoktur.
- Kompozitler kırılğan (gevrek) malzeme olmalarından dolayı kolaylıkla zarar görürler, onarılmaları yeni problemler yaratabilir.
- Malzemelerin sınırlı raf ömürleri vardır. Bazı tür kompozitlerin soğutulularak saklanmaları gerekmektedir.
- Sıcak kurutma gerekmektedir.
- Bazı kurutma teknikleri uzun zaman alabilmektedir.

Görüldüğü gibi kompozit malzemeler, bazı dezavantajlarına rağmen çelik ve alüminyuma göre birçok avantaja sahiptir. Bu özellikleri ile kompozitler otomobil gövde ve tamponlarından deniz teknelerine, bina cephe ve panolarından komple banyo ünitelerine, ev eşyalarından tarım araçlarına kadar birçok sanayi kolunda problemleri çözümleyecek bir malzemedir.

BÖLÜM ÜÇ

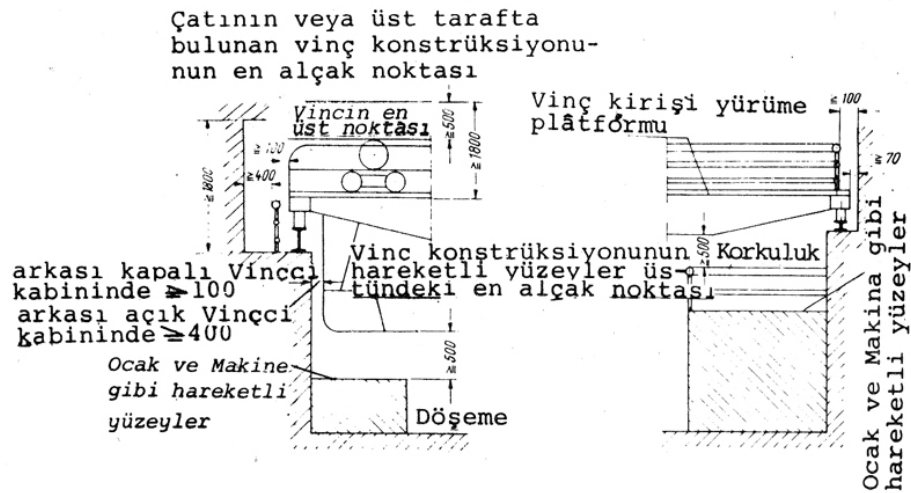
ÇİFT KİRİŞ GEZER KÖPRÜLÜ KREN KONSTRÜKSİYON HESAPLARI

Köprü krenleri her türlü imalat işletmeleriyle, montaj ve diğer işletmelerde yeri doldurulamayan bir kaldırma ve iletme aracıdır, işletmede kullanılan sahadan daha fazla yararlanmaya imkan vermesi, işletme sahası üzerinde çalışarak yer kaybına sebep olan diğer araçlara göre en büyük üstünlüğüdür. Başlıca kullanma yeri, atölye iletimi, stok sahası iletimi ve ambar iletimidir. Bir köprü kreninin genel görünüşü Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Bir gezer köprülÜ kreninin genel görünüşü (Demirsoy, 2005, s.73)

Bir gezer köprülÜ kreninin çalışma sahası, Şekil 3.4’ün incelenmesinden de görüleceğı gibi, kaldırma yüksekliğı (birinci boyut), araba hareket yolu (ikinci boyut), kren köprüsü hareket yolunun (üçüncü boyut) kapsadığı bütün hacimdir. Bu hacmin herhangi bir noktasındaki yük, kanca ve sapan yardımıyla kavranarak hacim içerisindeki diğeri bir noktaya iletilebilir. Krenin bu çalışma sahası, imalatta mamul akımı için lüzumlu olan hareket sahasına denk olmaktadır. Yukarıda söylediğimiz üç hareket yoluna, kren gabarisinin binaya olan emniyetli yaklaşma ölçüleri ilave edilirse, bina için gerekli boyutlar elde edilir (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 Kren köprüsünün binaya olan emniyetli yaklaşma ölçüleri (Süner, 1980, s.4)

Kren köprüsünün, binaya olan emniyetli yaklaşma ölçüleri Şekil 3.2’de ayrıntılı olarak görülmektedir. Kren kancasının köprü üzerinde iki tarafa yaklaşma mesafesinin ve kancanın köprü kirişlerine yaklaşma mesafesinin mümkün olan en küçük boyut olarak tespiti, krenin çalışma hacminin büyümesini temin ve krenden daha fazla faydalanılması bakımından önemlidir.

Köprü krenleri belli bir yükseklikteki kren yolları üzerine yerleştirilmiştir. Kren yolları da bina kolonlarındaki çıkıntı şeklindeki konsollar üzerine beton veya çelik kolonlar üzerine yerleştirilmiştir. Kren yolu doğrudan doğruya kren yapımcısını ilgilendirmez. Kren yolu aslında binanın bir parçasıdır.

Asılı köprü krenleri ise, çatı konstrüksiyonuna asılı olarak yapılırlar. Köprünün tekerleklerinden gelen tepki kuvvetleri, kren yolları üzerinden, kolonlar vasıtasıyla temellere geçerek buradan zemine dağıtılmış olur. O halde bir köprü kreni, bir bina veya fabrika tesisinin hesaplanması sırasında dikkate alınmalıdır. Bu da ancak mimar, imalatçı, imalat planlayıcısı ve kren yapımcısının uygun bir şekilde iş birliği yapmasıyla mümkün olur.

Bir köprü kreninin planlanmasında etkili en önemli büyüklükler, kaldırma yükü, tekerlek yükü, kaldırma yüksekliği, köprü açıklığı, kren gabarisi ve köprü yürütme

yolu uzunluğudur. Bu büyüklükler yapılacak binanın yüksekliğinin ve kolonlarının açıklığının tespitinde de etkili olacaktır.

Krenlerin planlanmasını ve boyutlandırılmasını kolaylaştırmak için, Almanya'da bazı standart büyüklükler kabul edilmiştir. Bu standartlar, bina yüksekliği ve kolon aralıkları için, DIN 4171 ve DIN 4172, kaldırma kapasiteleri için DIN 15021, çalıştırılma hızları için DIN 15022, yükün boşaltılması için DIN 15023 ve tekerlek aralıkları ölçüsü için DIN 15024 sayılı normlardır.

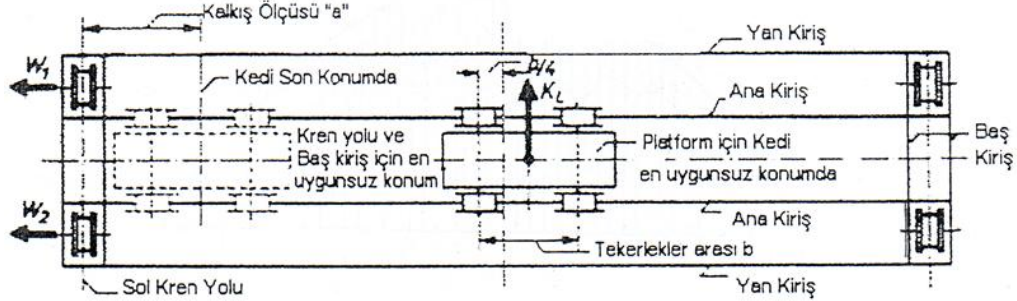
Krenlerde araba hızları, köprü açıklığının araba yolunu sınırlaması nedeni ile genellikle 63 m/dk altında bulunur. Köprü hızları ise 180 m/dk ya kadar çıkarılmaktadır. Köprü krenleri belirli ve maksimum bir yüke göre hesaplanmalı ve bu yükün üzerinde aşırı bir yüklenmeye etkilenmemelidir.

Köprü krenlerinin çeşitlerini aşağıdaki şekilde sıralamak mümkündür.

- Bir kirişli, arabası, kirişin alt kenarında veya üst kenarında yürüyen, el ile veya elektrik motoru ile çalıştırılan krenler.
- İki kirişli, arabası kirişlerin üst kısmında yürüyen, el ile veya elektrik motoru ile çalıştırılan krenler.
- İki kirişli ve arabası iki kiriş arasında kirişlerin üzerinde hareket eden tam elektrikli, 3 motorlu (kaldırma - araba yürütme - köprü yürütme) krenler.
- İki kirişli ve arabası iki kiriş üzerinde hareket eden 4 motorlu (kaldırma, yardımcı kaldırma, araba yürütme, köprü yürütme) krenler.
- Kirişlerin alt kısmında hareket eden ve alt kısmında döner bumu bulunan arabalı, bütün hareketlerin elektrik motoru ile yapıldığı krenler.
- Kirişlerinin üst kısmında hareket eden arabasının üstünde, döner bumu bulunan ve bütün hareketleri elektrik motoru ile yaptırılan krenler.

Bundan başka krenler, kirişlerinin şekillerine göre de sınıflandırılabilirler. Bunlar kafes kiriş, dolu kiriş, profil kiriş, kutu kiriş şeklinde olabilir. Bu değişik çeşitleri nedeni ile krenin zati ağırlığı, yapım hacmi, bakım imkânları, maliyet be-

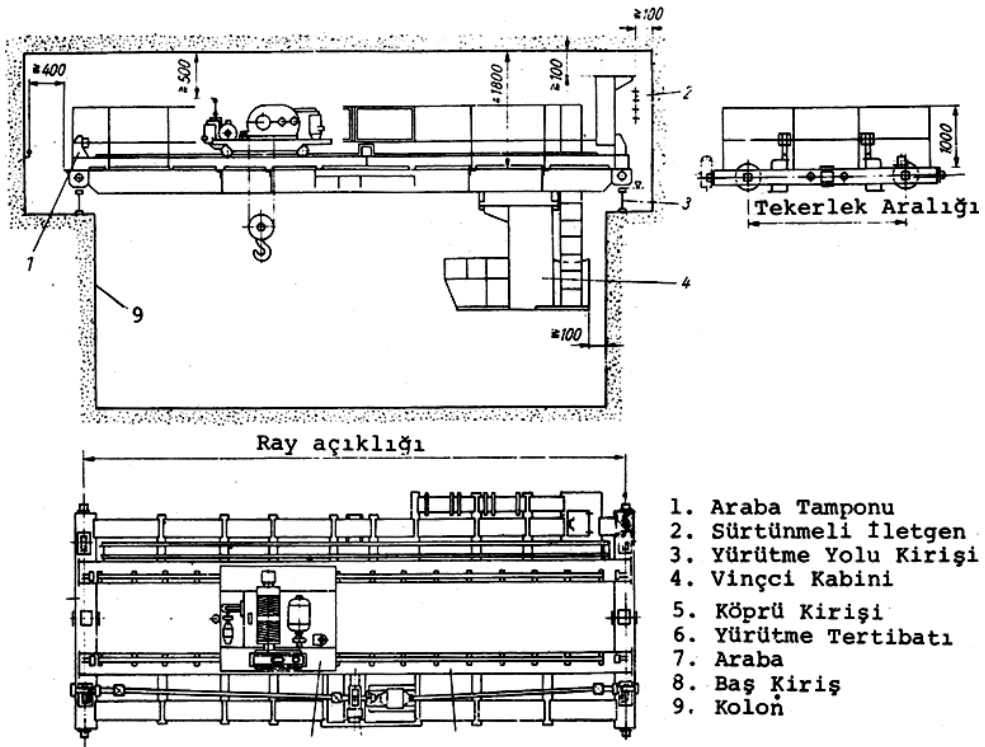
deli büyük ölçüde etkilenir. Böyle olunca en uygun ve ekonomik sonucun elde edilmesi için planlama sırasında çok iyi inceleme yapılması zorunludur.



Şekil 3.3 Köprülü krenleri meydana getiren elemanlar (Demirsoy, 2005, s.85)

Kreni meydana getiren elemanları (Şekil 3.3) ayrıntılarıyla görmüş olmamıza rağmen, ana gruplar olarak aşağıdaki gibi sıralayabiliriz (Süner, 1980, böl. 1).

- Araba
- Köprü
- Kren yürüme yolu ve kolonlar



Şekil 3.4 Araba, köprü, kren yolu, kolonlar ve diğer elemanlar (Süner, 1980, s. 6)

3.1 Arabalar

Kren arabalarının, köprü kirişleri üzerinde hareket etmektedir. Sapan ve kanca yardımıyla kavranan yük, araba üzerindeki kaldırma mekanizması ile belli bir yüksekliğe kaldırdıktan sonra gene araba üzerindeki yürütme mekanizmasıyla köprü kirişleri üzerinde iletilir. Motorun dönme hareketini dişli gruplarından geçirerek, tekerleklerle bir dönüş hareketi sağlayan araba yürütme mekanizması ile yükün, köprü kirişleri üzerindeki raylar yardımıyla belirli konuma gelmesi sağlanır.

Kaldırma mekanizması, kanca bloğu, halat, tanbur, dişli kutusu, fren, kaplin ve motordan meydana getirilmiştir. Tanbur üzerine sarılan halatlar, kanca bloğunu ve kanca üzerindeki yükü kaldırırılar.

Kaldırma mekanizması üzerindeki fren tertibatı ile yükün istenilen konumda durdurulması mümkün olmakta veya istenilen bir hızla ve hassasiyetle yerine indirilmesi sağlanmaktadır.

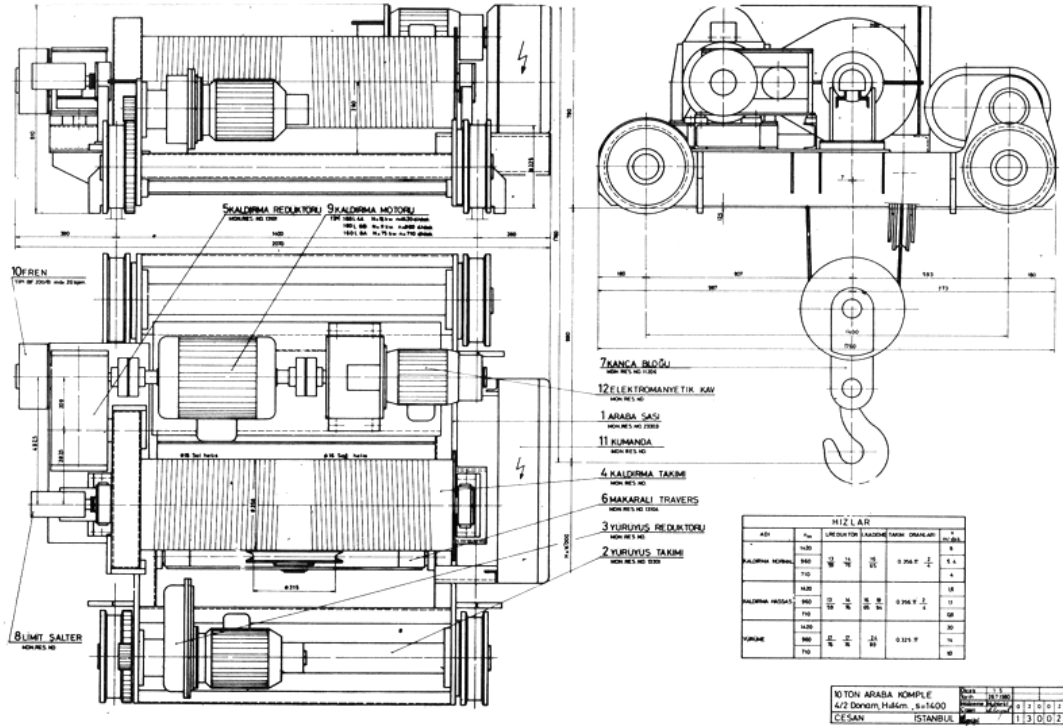
Şekil 3.5 ve Tablo 3.1’de bir kren arabası ve arabanın görevlerini yapmasını sağlayan, elemanlardan meydana getirilmiş gruplar görülmektedir.

Ayrıca kren arabalarını, hesaplama kurallarının öngördüğü şekilde gruplara ayırmak da mümkündür (Süner, 1980, s. 7).

- a. Arabanın tahrik sistemi grubu,
- b. Arabanın taşıyıcı sistemi grubu,
- c. Arabanın diğer yardımcı elemanları.

Tablo 3.1 Arabayı meydana getiren eleman ve gruplar (Süner, 1980, s. 8)

NO.	P a r ç a A d ı	M a l z e m e
1	Kaldırma Tertibatı Dişli Kutusu	Grup
2	Halat Tanburu	Kaynaklı Çelik
3	Halat Tanburu Yatağı	Grup
4	Sınırlama Şalteri Tertibatı	Grup
5	Kaldırma Hareketi Sınırlama Şalteri Tertibatı	Grup
6	Kaldırma Mekanizması Elektrik Motoru	-
7	Kaldırma Mekanizması Motoruna Bağlanan Hız Azaltma Tertibatı	-
8	Kaldırma Hareketinin Düşük Hız ile Çalıştırma Motoru	-
9	Kaldırma Mekanizması Motor Kaplini	Grup
10	Yürütme Mekanizması Motoru	-
11	Yürütme Mekanizması Motor Kaplini	Grup
12	Yürütme Mekanizması Dişli Kutusu	Grup
13	Korkuluk	Çelik Konstr.
14	Araba Çerçevesi	Çelik Konstr.

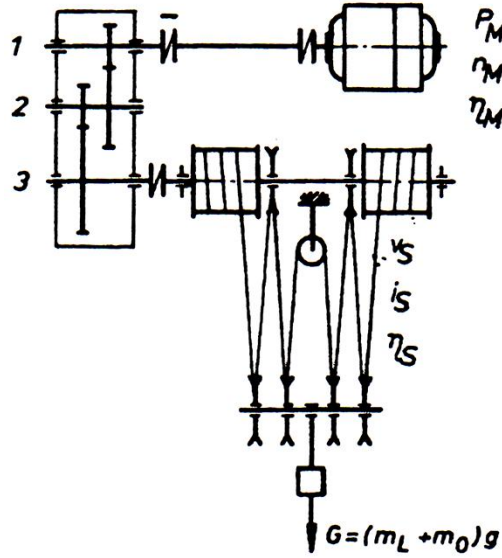


Şekil 3.5 10 tonluk araba konstrüksiyonu (Süner, 1980, s. 9)

3.1.1 Araba Yük Kaldırma Sistemi Elemanları

Kaldırma mekanizmasında, yükün kaldırılma ve iletilme devresinin en önemli kısmı gerçekleştirilir. Bu işlemin yapılması sırasında sistemde maksimum güç sarfı meydana gelir. Aşınmaların veya kırılmaların önemli payı bu sırada meydana gelir. Mekanizmayı meydana getiren elemanların da bu sırada meydana gelen zorlanmalara göre hesaplanması gereklidir.

Kaldırma mekanizması (Şekil 3.6) motordan itibaren şu elemanlardan meydana gelir: Motor, kaplin, genellikle kaplin kasnakları üzerinden uygulanan fren tertibatı, miller, dişliler ve dişli kutuları, tanbur, çelik tel halat, makaralar, kanca veya kanca ve makaraların beraberce meydana getirdiği kanca bloğu.



Şekil 3.6 Kaldırma mekanizması şematik görünüşü
(Demirsoy, 1999, s.127)

3.1.1.1 Tel Halatlar

Çelik tellerden yapılan tel halatlar, iletim makinelerinin en yüksek derecede zorlanan önemli elemanıdır. Değişik çalışma şartları çeşitli tipte halatların yapımını zorunlu kılmıştır.

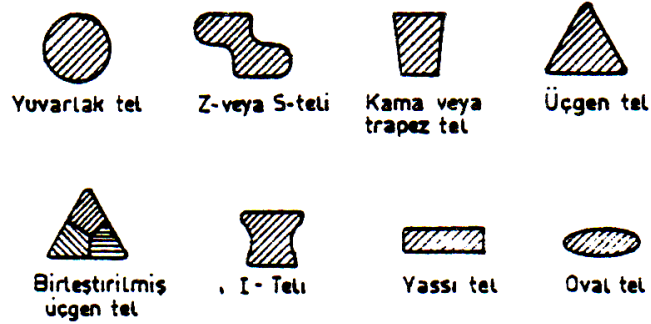
Pratikte, tel halatların karakteristik özellikleri çok az bilinmektedir. İşletme personeli tel halatların bakımı, kontrolü ve kullanılmaları hakkında gerekli bilgiden yoksun ise, düzgün ve emniyetli bir çalışma gerçekleştirilemez. Konstrüktörden başka kullanıcının da tel halatlar hakkında gerekli bilgilere sahip olması zorunludur.

Tel halatların geliştirilmesi sonucu daha önceleri kullanılan zincirler bugün için kren imalatında kullanılmamaktadır. Tel halatların zincirlere karşı üstünlüklere aşağıda verildiği gibi sıralanabilir:

- Hafif olmaları nedeniyle, hızlı çalışan kaldırma makinelerinde kütle tesirleri azdır.
- Zincirler gibi birdenbire kopmayıp, kopan tellere dikkat edilmesiyle emniyet tedbirleri alınabilmektedir.
- Zincirlerden çok daha elastik olduklarından hafif darbelere karşı koyarlar.
- Yüksek hızlarda sessiz çalışırlar.
- Verime göre birim fiyatları zincirlere nazaran ucuzdur.

Yukarıdaki nedenler tel halatların zincirlere tercih edilmesini sağlamaktadır. Ayrıca tel halatlar yüksek taşıma gücüne sahiptir. Çalışma sırasında ortaya çıkan aşınma ve korozyon olayının dışında yorulma ve nemin etkisi ile mukavemetlerinden pek bir şey kaybetmemektedirler. Yükün halat içindeki çok sayıda tele dağılması nedeniyle iletme emniyeti oldukça yüksektir. Tel halatlar yüksek çalışma hızlarında çalıştırılabilirler, kendi ağırlıkları ile taşıma kapasiteleri arasında uygun bir oran mevcuttur ve büyük bir elastik uzama miktarına sahiptirler. İşletme sırasında kolaylıkla gözle kontrol edilmeleri mümkündür. Tel halatların taşıma kapasiteleri ve çalışma özellikleri düşük sıcaklıklarda değişmemektedir. Yalnız lif çekirdekli halatlarla 130 °C, çelik çekirdekli halatlarla ise 250 °C nin üzerindeki sıcaklıklarda çalışmamalıdır. Alçak ve yüksek sıcaklıklarda halat ucu bağlantısının kontrolü çok dikkatli yapılmalıdır (Demirsoy, 1999, s.6-7).

3.1.1.1.1 *Halat Tellerinin Kesit Şekilleri.* Kullanım amaç ve yerlerine bağlı olarak değişik kesitli teller meydana getirilmiştir. Bunlar Şekil 3.7’de gösterilmiştir.

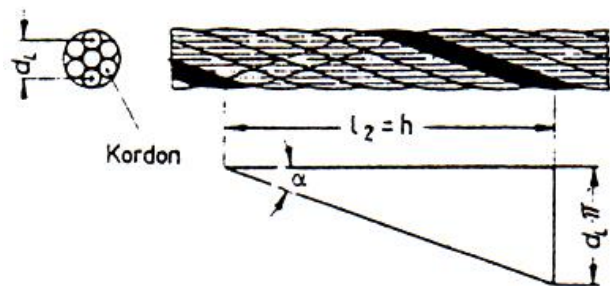


Şekil 3.7 Tellerin kesit şekilleri (Demirsoy, 1999, s.9)

3.1.1.1.2 *Kordonlar.* Yüksek mukavemet değerinde ($1600\text{--}1800 \text{ N/mm}^2$) çeşitli kesitlerdeki ince teller bir araya sarılarak kordonları ve kordonlarda bir çekirdek malzeme üzerine sarılarak tel halatları meydana getirirler. Kaldırma makinelerinde kullanılan tel halatlarda çekirdek malzemesi olarak kendir, sentetik malzeme veya çelik tel kullanılır. Kordon özü ise bir veya daha fazla sayıdaki tellerden oluşur.

Bir kordondaki telin sarım uzunluğunun izdüşümü h , helisel olarak sarılmış tellerin hatvesidir (Şekil 3.8). Sarım uzunluğu h ile sarım açısı α ve bölüm dairesi çapı d arasında;

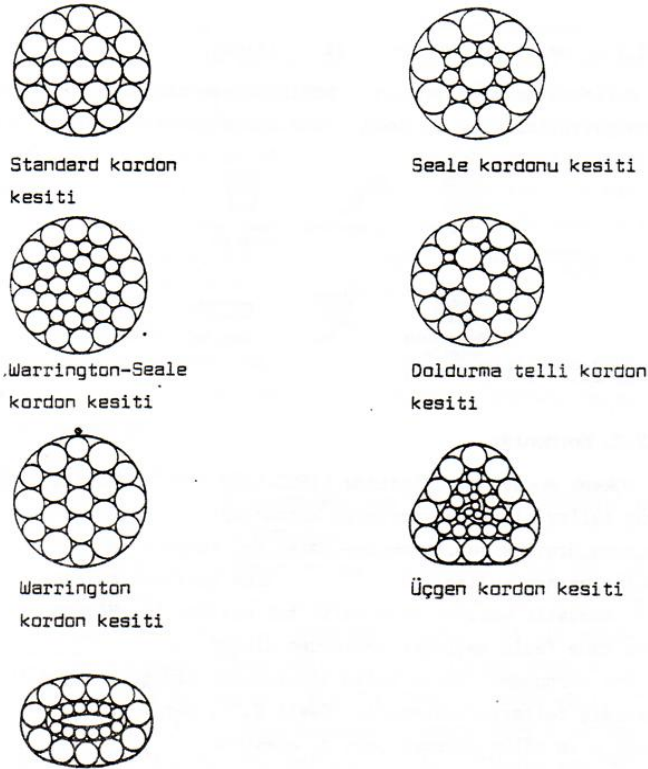
$$\tan \alpha = \frac{\pi \times d_L}{h} \text{ ifadesi geçerlidir.} \quad (3.1)$$



Şekil 3.8 Bir kordondaki tellerin sarım uzunluğu ile sarım açısı ve bölüm dairesi arasındaki bağıntı (Demirsoy, 1999, s.9)

Kordonlar çeşitli formlarda yapılmaktadır. Yuvarlak kesitli, üçgen kesitli ve yassı kesitli kordonlar gösterilmiştir. Üçgen kordonda, üçgen çekirdek etrafına yuvarlak teller birkaç kat olarak sarılmaktadır. Yassı kordonda ise çekirdek olarak yassı lif kullanılmıştır.

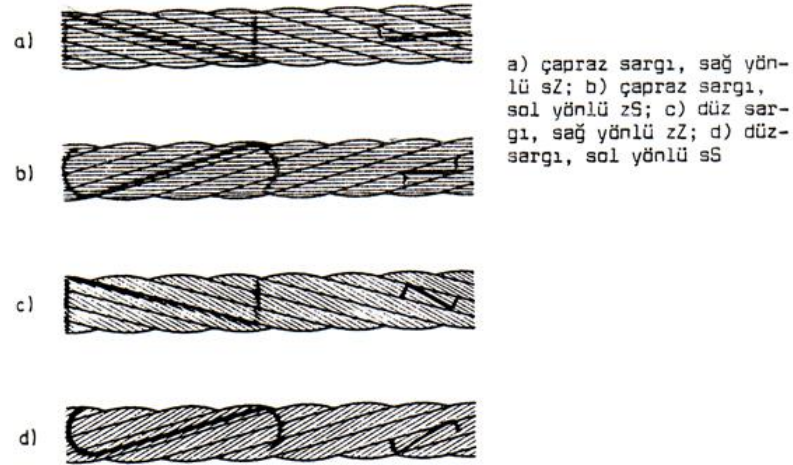
Kordonların sarım biçimleri esas olarak dört şekilde, (Standard, seale, warrington ve doldurma telli) yapılır. Bunların ortak karakteristiği çekirdeğin yuvarlak bir telden meydana gelmesi ve bunun etrafına iki kat tel sarımının yapılmasıdır (Demirsoy, 1999, s.9-11).



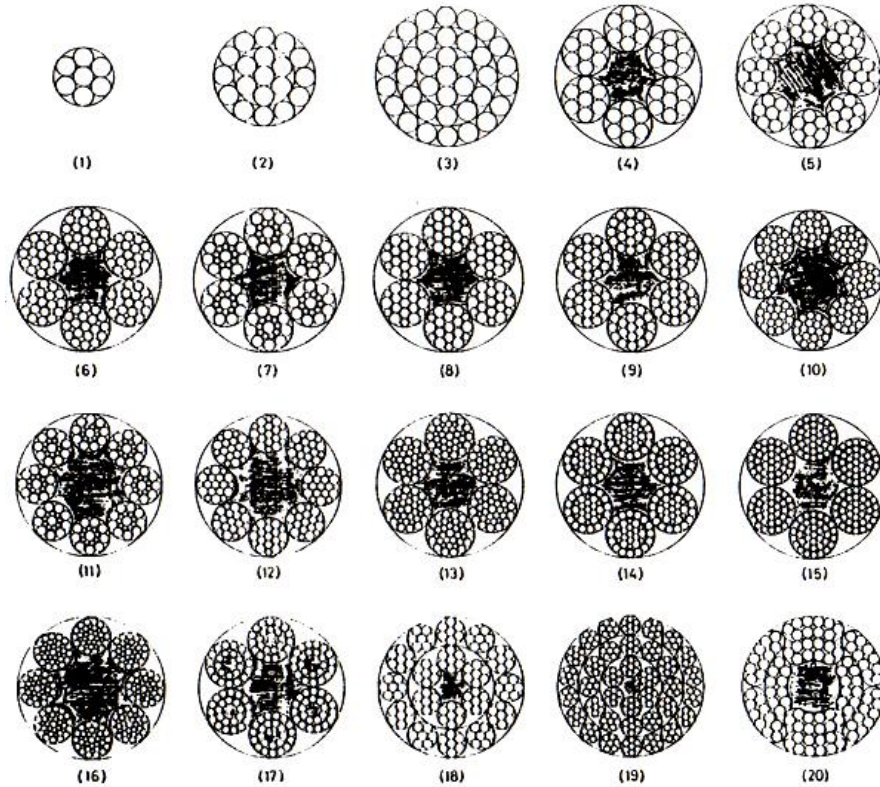
Şekil 3.9 Çeşitli kordon formları (Demirsoy, 1999, s.10)

3.1.1.1.3 Halat Konstrüksiyonu. Halatlar bir çekirdek (öz) etrafına kordonların helisel biçimde sarılmaları ile meydana getirilir. Dış kordonların helis yönü, halatın sarım yönü olarak isimlendirilir. Normlarda dış kordonların halat üzerine sarılışında helis yönünün sağa dönüşlü olduğunu belirtmek için Z harfi, sola dönüşlü olduğunu belirtmek için ise S harfi kullanılmaktadır. Ayrıca kordonların sarılışında helis yönü sağa sarılış için z ve sola sarılış için s harfi ile gösterilmektedir. Kısa gösterilişte zZ

ve sS sarılışına düz sargı, zS ve sZ sarılışına çapraz sargı denir(Şekil 3.10). Yani çapraz sargıda kordonları meydana getiren tellerle, halatı meydana getiren kordonların sarım yönleri birbirlerine terstir. Düz sargıda ise kordonları meydana getiren tellerle halatı meydana getiren kordonların sarım yönleri birbirlerine paraleldir (Demirsoy, 1999, s.11).



Şekil 3.10 Kordonlu halatlar (Demirsoy, 1999, s.19)



Şekil 3.11 DIN normlarında verilen halatların kesit şekilleri (Demirsoy, 1999, s.12)

3.1.1.1.4 Tel Halatların Hesabı. Tel halatın hesaplanmasının amacı, yeterli derecede çalışma ömrüne sahip halatı seçebilmektir. Çalışma ömrüne aşağıda verilen faktörler tesir etmektedir.

- Halatın çalışma sınıfı,
- Halata tesir eden dinamik yükler,
- Halatta meydana gelen çekme gerilmesi,
- Halatta meydana gelen eğilme gerilmesi,
- Halat ile yiv arasındaki yüzey basıncı,
- Halatın eğilme sayısı,
- Halat malzemesi,
- Halatın yağlanması.

Çalışma sınıfı, el ile çalışan krenler, çıkırıklar için işletme şartlarına bakılmaksızın 1B grubu, montaj krenleri için 1A grubu seçilebilir. Halatın çalışma sınıfı Tablo 3.2’den belirlenir.

Tablo 3.2 Hareket zamanına ve yük kolektifine göre tahrik grupları (Demirsoy, 1999, s.5)

hareket zamanı sınıfı	Kısa yazılış			V ₀₀₆	V ₀₁₂	V ₀₂₅	V ₀₅	V ₁	V ₂	V ₃	V ₄	V ₅
	saat olarak 1 gündeki ortalama hareket zamanı, 1 yıla icra edilmiş olarak			≤0.125	>0.125 ≤0.25	>0.25 ≤0.5	>0.5 ≤1	>1 ≤2	>2 ≤4	<4 ≤8	>8 ≤16	>16
yük kolektifi	Nr		Açıklama	Çalışma grupları								
	1	hafif	en büyük yükün çok az kullanılması	1E _m	1E _m	1D _m	1C _m	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m
	2	orta	en büyük ortalama ve küçük yüklerin aynı sayıda kullanılması	1E _m	1D _m	1C _m	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m
	3	ağır	hemen hemen daimi olarak en büyük yükün kullanılması	1D _m	1C _m	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m	5 _m
Bir çalışma periyodunun 12 dakika veya daha fazla devam etmesi halinde halat grubu, hareket zamanı sınıfı ve yük kolektifinin verdiği çalışma grubundan, 1 çalışma grubu daha küçük olarak hesaplanmalıdır.												

DIN 15020'ye göre kaldırma makinelerinde kullanılabilecek en küçük halat çapı;

$$d_{\min} = c \times \sqrt{F_{s\max}} \quad \text{formülü ile hesaplanmaktadır.} \quad (3.2)$$

$d_{\min}$ mm En küçük halat çapı,

$F_{s\max}$ N Max. halat çekme kuvveti,

c mm/ $\sqrt{N}$ DIN 15020 ile verilen katsayı (Tablo 3.3).

Tablo 3.3 c katsayısı (Demirsoy, 1999, s.23)

Tahrik grupları	c [mm / $\sqrt{N}$]														
	Normal transportlar								Tehlikeli transportlar ²⁾ ve						
	Dönmeyen tel halatlar					Dönebilen veya az dönebilen tel halatlar ¹⁾			Dönmeyen tel halatlar		Dönebilen veya az dönebilen tel halatlar ¹⁾				
	Herbir telin nominal mukavemeti N/mm ²														
	1570	1770	1960	2160 ³⁾	2450 ³⁾	1570	1770	1960	1570	1770	1960	1570	1770	1960	
1E _m	-	0.0670	0.0630	0.0600	0.0560	-	0.0710	0,0670	-			-			
1D _m	-	0.0710	0.0670	0.0630	0.0600	-	0.0750	0,0710	-			-			
1C _m	-	0.0750	0.0710	0.0670		-	0,0800	0.0750	-			-			
1B _m	0,0850	0.0800	0.0750	-		0.0900	0.0850	0,0800	-			-			
1A _m	0.090	0.0850		-		0.0950		0.0900	0.0950			0.106			
2 _m	0.0950			-		0.106			0.106			0.118			
3 _m	0.106			-		0.118			0.118			-			
4 _m	0.118			-		0.132			0.132			-			
5 _m	0.132			-		0.150			0,150			-			
1E _m , 1D _m ve 1C _m Tahrik gruplarında uygun halatların yerleştirilmesinde hesaplanan tel halat kopma kuvveti ile hesaplan tel halat kuvvet oranının 3.0 den daha küçük olması sağlanmalıdır.															
1) Seri olarak imal edilen kaldırma araçlarında dönmeyen veya az dönebilen tel halatlarda, halat konstrüksiyonunun seçimi ile yeterli derecede bir yerleştirme zamanına ulaşılabilirse, dönmeyen veya az dönebilen tel halatlarda aynı katsayı c kullanılabilir. 2)Örneğin,yanabilen sıvı kütlelerin, Reaktör-yanına elementlerin iletiminde. Seri olarak imal edilen kaldırma araçlarında tel halatın, tanbur ve makara çaplarının değiştirilmemesi halinde halat çeki kuvveti normal transportların 2/3 değerine indirilirse,bu basamak ihmal edilebilir. 3)Özellikle 2160 ve 2450 N/mm nominal mukavemetli tel halatlar,öngörülen özel kullanma durumuna uysun konstrüksiyon içindir.															

Halat üzerindeki yükler;

$$F_H = m_L + m_o \times g \quad (3.3)$$

Halat sayısının (z) belirlenmesi Tablo 3.4'den yapılabilir.

Tablo 3.4 Taşınacak yük ağırlığına bağlı halat sayısı (Demirsoy, 1999, s.75)

Taşınan yük ağırlığı	Halat sayısı
$G \leq 2t$	1 .. 2
$\geq 2t$	2
$\geq 5t$	4
$\geq 16t$	6
$\geq 30t$	8
$\geq 70t$	10
$\geq 100t$	12

Makara takımı verimi (μ) Tablo 3.5'den bulunabilir.

Tablo 3.5 Halat sayısına bağlı makara takımı verimi (Demirsoy, 1999, s.77)

Halat sayısı	2	3	4	5	6	7	8
Bilyalı yatak verimi	0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.94	0.93
Kaymalı yatak	0.98	0.96	0.94	0.92	0.95	0.89	0.87

Halat yükünün belirlenmesi %10 ivmelenme etkisi göz önüne alınırsa;

$$F_s = F_H \times \frac{1 - \eta_R}{1 - \eta_R^Z} \times 1.1 \quad (3.4)$$

Buna göre emniyet kat sayısı s;

$$s = \frac{F_{\min}}{F_s} \quad \text{formülü ile hesaplanır.} \quad (3.5)$$

Teorik olarak halatın her bir telinde meydana gelen çekme gerilmesi;

$$\sigma_z = \frac{4 \times F_s}{i \times \delta^2 \times \pi} \quad \text{formülü ile hesaplanır.} \quad (3.6)$$

Teorik olarak tanbur ve makaralardaki yön değiştirmeler sırasında halatta meydana gelen eğilme gerilmesi ise;

$$\sigma_b = \frac{\delta}{D} \times E \text{ formülü ile hesaplanır.} \quad (3.7)$$

Halatta çekme ve eğilme gerilmeleri nedeniyle meydana gelen toplam gerilme değeri aşağıda verildiği gibi hesaplanır.

$$\sigma_{top} = \sigma_z + \sigma_b < \sigma_{em} \quad (3.8)$$

Pratikte halat kordonları içindeki tüm tellerinin eşit yüklenmemesi nedeniyle meydana gelen halat gerilmesi, hesaplanan σ_{top} değerinden daha büyük olmaktadır. Bu nedenle halatın emniyetle çalışabilmesi için $\sigma_{em} = 1600 \text{ N/mm}^2$ mukavemetli tel halatlarda emniyet katsayısı, çalışma sınıfına göre $S = 4 \dots 12$ arasında, $\sigma_{em} = 1800 \text{ N/mm}$ mukavemetli tel halatlarda ise $S = 4,4 \dots 14$ arasında alınır. Çok tehlikeli maddelerin iletiminde emniyet katsayısı arttırılmalıdır (Demirsoy, 1999, s.22-25).

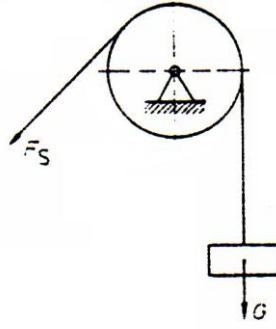
3.1.1.2 Tel Halat Makara ve Makara Takımları

Kaldırma makinelerinde makaralar sabit veya hareketli olarak kullanılır. Makaraların bir arada kullanılması ile oluşturulan makara takımları ise basit veya ikiz makara takımları olarak yapılmaktadır.

3.1.1.2.1 Sabit Makara. Bu tip makaralarda, halat makara üzerinde çalışırken makara muylusu hareket etmez.

$$\text{Halat yolu (s)} = \text{Yük yolu (H)} \quad (3.9)$$

$$\text{Halat hızı (V}_s\text{)} = \text{Yük hızı (V}_H\text{)}$$



Şekil 3.12 Sabit makara
(Demirsoy, 1999, s.52)

Kayıpsız (sürtünmesiz) durumda çekme kuvveti;

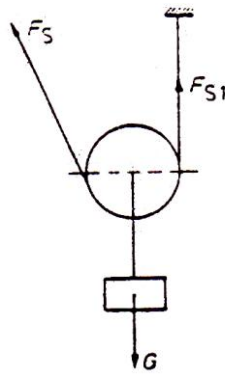
$$F_{so} = G \quad (3.10)$$

Pratikte çekme kuvveti;

$$F_s = G/\eta \quad \text{ve} \quad \eta_R = \frac{F_{so}}{F_s} \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.11)$$

Makara verimi kaymalı yataklarda $\eta_R = 0,96$, bilyalı yataklarda ise $\eta_R = 0,98$ civarındadır.

3.1.1.2.2 Hareketli Makara. Bu tip makaralarda, halat makara üzerinde çalışırken makara muylusu hareket halindedir.



Şekil 3.13 Hareketli makara
(Demirsoy, 1999, s.54)

$$\text{Halat yolu (s)} = 2 \times \text{Yük yolu (H)} \quad (3.12)$$

$$\text{Halat hızı (V}_s\text{)} = 2 \times \text{Yük hızı (V}_H\text{)}$$

Kayıpsız (sürtünmesiz) durumda çekme kuvveti;

$$F_{so} = G/2 \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.13)$$

Pratikte çekme kuvveti;

$$F_s = G/(1+\eta_R) \quad \text{ve} \quad \eta_R = \frac{F_{so}}{F_s} \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.14)$$

Makara verimi kaymalı yataklarda $\eta_R = 0,98$, bilyalı yataklarda ise $\eta_R = 0,99$ civarındadır.

3.1.1.2.3 Tel Halat Makarası Hesabı. Kaldırma makinelerinde tel halat makaraları serbest ve denge makarası olarak kullanılmaktadır. Sabit ve serbest makaralar direkt olarak yükün kaldırılması için kullanılırken denge makaraları ikiz makara sistemlerinde kanca bloğunun düzgün çalışmasını sağlamaktadır.

Tablo 3.6 DIN 15062 'ye göre döküm tel halat makara ölçüleri (Demirsoy, 1999, s.60)

r	a	Makara cemberi							Göbek		
		b _a		Denge makaraları		Halat makaraları			d _N	En büyük çap	
										d _A H7	
		Dökme	Çelik dök.	D _i	Halat	D _i		Halat		Dökme	Çelik dök.
		demir	ve çelik		çapı	I. grup	II. grup	çapı	demir	ve çelik	
4	15	28	28	100	8-5	160	200	8-6	40	20	25
5	17,5	32	32	125	9.5-8	200	250	10-8	50	28	32
6.3	20	38	36	160	12-9	250	315	13-9	60	36	42
8	25	45	43	200	15-11	315	400	16-11	60	55	60
10	32,5	60	55	250	19-14	400	500	21-15	100	65	75
12,5	37,5	70	65	315	24-17	500	630	26-19	140	90	105
14	40	75	70	355	27-22	560	710	29-21	160	110	120
16	45	80	75	400	30-24	630	800	33-23	180	130	140
18	50	90	85	450	34-27	710	900	37-26	200	150	160

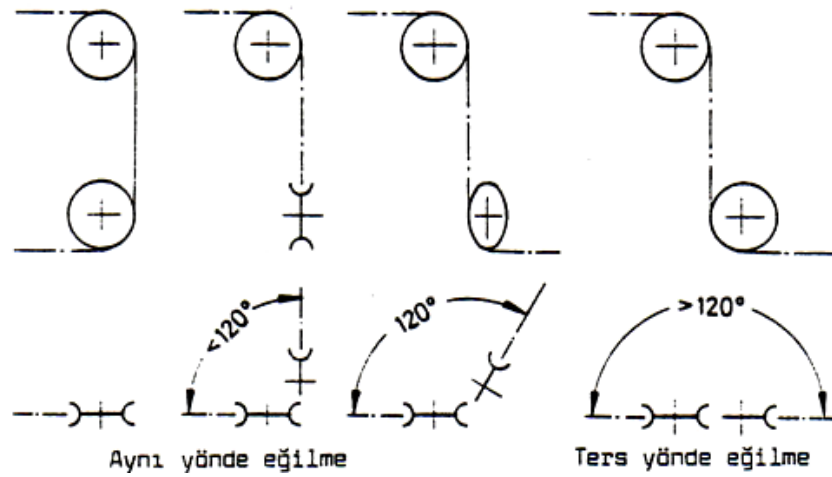
DIN 15020'ye göre makara çapı hesabı;

$$D_{Rmin} = h_1 \times h_2 \times d_{min} \quad \text{ve} \quad D_i = D_{Rmin} - d \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.15)$$

Standart D_i DIN 15062'ye göre seçilir (Tablo 3.6). Standart D_i değeri için yeni D_R değeri;

$$D_R = D_i + d \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.16)$$

- D_{Rmin} mm Tel halat makarasının en küçük yuvarlanma dairesi çapı,
 h_1 - DIN 15020'ye göre çalışma sınıfı ve halat konstrüksiyonuna bağlı katsayı,
 h_2 - DIN 15020'ye göre çalışma sınıfı ve halat konstrüksiyonuna bağlı katsayı,
 d_{min} mm Hesaplanan halat çapı.



Şekil 3.14 Halat makaralarının yerleşim düzenekleri (Demirsoy, 1999, s.58)

Halatın çalışma düzenine bağlı olarak seçilecek h_2 katsayısının bulunmasında kullanılan w faktörü Tablo 3.7'de verilmiştir.

Tablo 3.7 w faktörü (Demirsoy, 1999, s.58)

Bir halat tanburu		w = 1
Aynı yönde bükülme halinde halat makarası	$\alpha > 5^\circ$	w = 2
Ters yönde bükülme halinde halat makarası	$\alpha > 5^\circ$	w = 4
Bir halat makarası	$\alpha < 5^\circ$	w = 0
Bir denge makarası		w = 0
Halat ucu tespiti		w = 0

Büyük yük taşıyan makaraları kaynak konstrüksiyonlu olarak yapmak daha uygundur. Bunlar hem hafif, hem de zorlamalara karşı daha dayanıklıdır. Makaranın kaymalı yataklı olarak kullanılması halinde yatak uzunluğu yüzey basıncına göre hesaplanır.

$$p = \frac{F}{l_t \times d_2} \leq P_{em} \quad (3.17)$$

P	N/cm ²	Yataktaki yüzey basıncı,
F	N	Makara yükü,
l _t	cm	Taşıyıcı yatak boyu,
d ₂	cm	Aks çapı,
P _{em}	N/cm ²	Bronz burçlar için 800 ... 1000 N/cm ² , özel burçlar için 2800 N/cm ² alınabilir.

Kaburga kalınlığı;

$$S_1 = \frac{D_R}{100} + 10 \quad (3.18)$$

Yan kaburga kalınlığı;

$$S_2 = 0,8 \times S_1 \quad (3.19)$$

Döküm yöntemiyle imal edilen makaraların mukavemet kontrolü:

Makara çemberindeki eğilme gerilmesi;

$$\sigma_d = \omega \times \frac{2 \times F_s}{A} \quad \text{olarak hesaplanır (Demirsoy, 1999, s.52-61).} \quad (3.20)$$

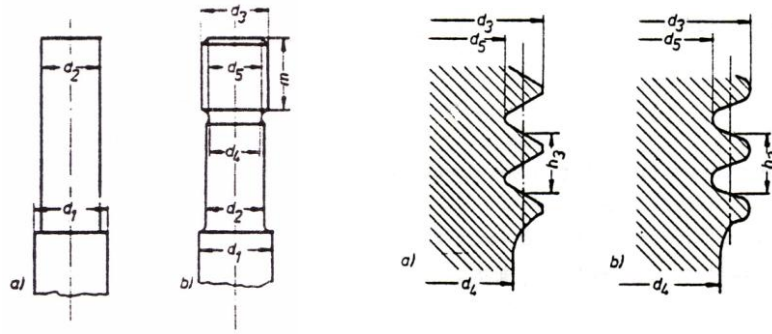
F_s	N	Max. halat kuvveti,
W_b	mm^3	Makara çemberindeki eğilme mukavemeti momenti,
A	mm^2	Kol kesit alanı,
ω	-	Narinlik katsayısına bağlı burkulma sayısı.

3.1.1.3 Kancalar

Kancalar, yükün kaldırma makinesine asılmasını sağlarlar. Halat veya zincir sayesinde doğrudan taşıyıcı sisteme bağlandığı gibi, üst kısmına açılan vida yardımıyla kanca bloğu traversine de bağlanabilirler. Vida kısmı 3 tonluk yüklere kadar metrik ya da whitworth ve 3 tonun üzerindeki yüklerde ise trapez veya yuvarlak diş olarak yapılmaktadır (Demirsoy, 1999, s.80).

3.1.1.3.1 Basit Kanca. Kanca eksenini etrafında 360° dönebilecek şekilde yataklanmış olarak halata bağlanmalıdır. Böylece kanca rahatça istenen yöne çevrilerek çalışma esnasında yük kolaylıkla asılabilir.

Kancanın çubuk kısmı çekmeye ve kıvrılmış olan kısmı ise bileşik zorlamaya (eğilme ve çekmeye) çalışır. Çubuk kısmının hesabı, çekme mukavemetine göre kesit kontrolü, kesme gerilmesi ve dişlerdeki yüzey basıncı kontrolüne göre yapılır.



Şekil 3.15 Diş açılmamış kanca mili (a-silindirik b-diş açılmış) ve Diş açılmış kanca mili (a-metrik diş b-yuvarlak diş) (Demirsoy, 1999, s.81,82)

Kanca milindeki (Şekil 3.15) çekme gerilmesi kontrolü:

$$\sigma_z = \frac{4 \times F}{\pi \times d_4^2} \leq \sigma_{zem} \quad (3.21)$$

σ_z N/mm² Çubuktaki en yüksek çekme gerilmesi,

F N Kanca yükü,

d_4 mm En küçük çubuk çapı,

σ_{zem} N/mm² Emniyetli çekme gerilmesi $\leq 0.8 \sigma_s$ elle çalıştırılan işletmelerde bu değer daha da büyük alınabilir (kütle kuvvetleri mevcut değil).

Tablo 3.8 Kanca malzemesi mukavemet sınırları (Demirsoy, 1999, s.82)

Mukavemet sınıfı	Akma sınırı σ_s N/mm ²	Çekme Mukavemeti σ_B N/mm ²	Kopma Gerilmesi σ_K %	Çentik Darbe Mukavemeti N/mm ²	* olan değerler mümkün mertebe kullanılmalıdır.
40	240	400	22	70	
50	320	500	20	60	
63*	400	630	16	60	
80	500	800	12	50	
100*	630	1000	10	50	

Kesme gerilmesi kontrolü;

$$\tau_a = \frac{F}{\pi \times d_5 \times h_3} \leq \tau_{aem} \quad (3.22)$$

τ_a	N/mm ²	Çubukta çentik etkisi nedeniyle mevcut kesme gerilmesi,
F	N	Kanca yükü,
d_5, h_3	mm	Çubuk boyutları,
$\tau_{a,em}$	N/mm ²	Emniyetli kesme gerilmesi $\approx 0,8 \sigma_{z,em}$.

Dişlerdeki yüzey basıncı kontrolü:

$$p = \frac{4 \times F}{\pi \times (d_3^2 - d_5^2) \times i} \leq p_{em} \quad (3.23)$$

Buradan en az diş sayısı;

$$i_{\min} = \frac{4 \times F}{\pi \times (d_3^2 - d_5^2) \times p_{em}} \quad (3.24)$$

Somun boyu;

$$\ell = i_{\min} \times h_3 \quad (3.25)$$

P	N/mm ²	Yüzey basıncı gerilmesi,
F	N	Kanca yükü,
d_3, d_5, h_3	mm	Çubuk boyutları,
P_{em}	N/mm ²	Emniyetli kesme gerilmesi = 30 ... 60 N/mm ² (çelik/çelik çalışması için).

Vida dişlerinin çentik etkisi nedeniyle, metrik veya whirtworth sisteminde, ζ_{em} değerinin tespitinde emniyet katsayısının iki misli alınması gerekir. Emniyet zorlaması $\zeta_{em} = 30 \dots 60 \text{ N/mm}^2$ (çelik C 22) alınabilir.

Kritik kesitlerin kontrolü;

I noktası, F kuvvetinin eğme ve çekme etkisi nedeniyle uzamaya çalışır. II noktası ise eğilmeden dolayı kısılır, çekmeden dolayı uzar.

I noktasındaki toplam gerilme;

$$\sigma_{\max 1} = \frac{F}{A} + \frac{M_b}{W_{b1}} = \sigma_z + \sigma_{bz} \leq \sigma_{em} \quad (3.26)$$

II noktasındaki toplam gerilme;

$$\sigma_{\max 2} = \frac{F}{A} - \frac{M_b}{W_{b2}} = \sigma_z - \sigma_{bd} \leq \sigma_{em} \quad (3.27)$$

Burada kesit ağırlık merkezine tesir eden moment değeri;

$$M_b = F \times \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) \quad (3.28)$$

Mukavemet momentleri;

$$W_{b1} = \frac{I}{e_1} \quad ; \quad W_{b2} = \frac{I}{e_2} \quad (3.29)$$

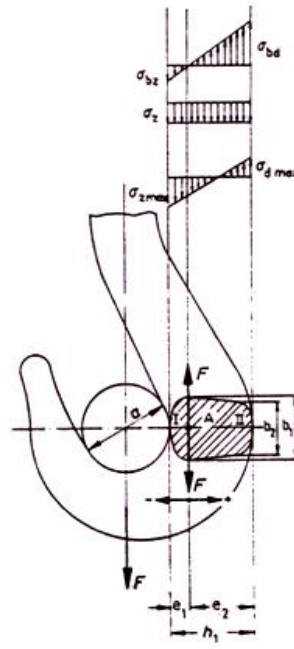
Trapez kesitin atalet momentini;

$$I = \frac{b_1^2 + 4b_1^2 \times b_2^2 + b_2^2}{36 \times (b_1 + b_2)} \times h_1^3 \quad \text{denklemleri ile hesaplanır.} \quad (3.30)$$

Trapez kesit için gerekli boyutlar ise şu şekilde hesaplanır;

$$e_1 = \frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} \times \frac{h_1}{3} \quad ; \quad e_2 = \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \times \frac{h_1}{3} \quad ; \quad h_1 = \frac{a}{2} \times \left(\frac{b_1}{b_2} - 1 \right) \quad (3.31)$$

$\sigma_{\max}$	N/mm ²	Eğilme ve basma gerilmelerini birlikte dikkate alan gerilme,
F	N	Kanca yükü,
A	mm ²	Kanca kesit alanı, trapez kesit için; $A = h_1 \frac{b_1 + b_2}{2}$
h, b ₁ , b ₂	mm	Kanca ölçüleri,
M _b	Nmm	Moment,
I	mm ⁴	Atalet momentini,
a, e ₁ , e ₂	mm	Kanca boyutları.



Şekil 3.16 Kanca I-II kesitindeki gerilme değişimi (Demirsoy, 1999, s.84)

Normal olarak $b_1/b_2 = 2.5 \dots 3.5$ alındığı takdirde hafif ve iyi bir kanca profili elde edilir.

II noktasına göre daha tehlikeli konumda bulunan I noktasındaki gerilmeleri azaltmak için kesite içten dışa doğru incelen bir trapez şekli verilir.

III-IV kesitinin de eğik bir şekilde etkiyen halat yüküne göre kontrol edilmesi gerekir.

Burada halat açısı α 45° ile 60° arasında alınmaktadır.

III ve IV noktasındaki toplam gerilme;

$$\sigma_{\max 3} = \frac{F \times \tan \alpha}{2 \times A} + \frac{M_b}{W_{b3}} \leq \sigma_{em} \quad (3.32)$$

$$\sigma_{\max 4} = \frac{F \times \tan \alpha}{2 \times A} - \frac{M_b}{W_{b4}} \leq \sigma_{em} \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.33)$$

Tablo 3.9 DIN 15401'e göre basit kancaların kaldırma kapasiteleri

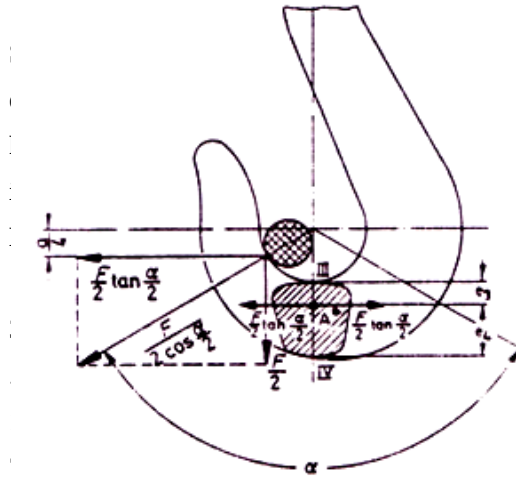
Muk. Sınıfı	Mekanizma Sınıfı									
M	...	...	...	...	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
P	...	...	...	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m	...
S	...	...	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m	...	...
T	...	1Bm	1Am	2m	3m	4m	...	...	...	...
V	1Bm	1Am	2m	3m	4m	...	...	...	...	...
Kanca NO	Kaldırma Kapasitesi (kg)									
006	320	250	200	160	125	100	...	...	...	...
010	500	400	320	250	200	160	125	100	...	...
012	630	500	400	320	250	200	160	125	100	...
020	1000	800	630	500	400	320	250	200	160	125
025	1250	1000	800	630	500	400	320	250	200	160
04	2000	1600	1250	1000	800	630	500	400	320	250
05	2500	2000	1600	1250	1000	800	630	500	400	320
08	4000	3200	2500	2000	1600	1250	1000	800	630	500
1	5000	4000	3200	2500	2000	1600	1250	1000	800	630
1.6	8000	6300	5000	4000	3200	2500	2000	1600	1250	1000
2.5	12500	10000	8000	6300	5000	4000	3200	2500	2000	1600
4	20000	16000	12500	10000	8000	6300	5000	4000	3200	2500
5	25000	20000	16000	12500	10000	8000	6300	5000	4000	3200
6	32000	25000	20000	16000	12500	10000	8000	6300	5000	4000
8	40000	32000	25000	20000	16000	12500	10000	8000	6300	5000
10	50000	40000	32000	25000	20000	16000	12500	10000	8000	6300
12	63000	50000	40000	32000	25000	20000	16000	12500	10000	8000
16	80000	63000	50000	40000	32000	25000	20000	16000	12500	10000
20	100000	80000	63000	50000	40000	32000	25000	20000	16000	12500
25	125000	100000	80000	63000	50000	40000	32000	25000	20000	16000
32	160000	125000	100000	80000	63000	50000	40000	32000	25000	20000
40	200000	160000	125000	100000	80000	63000	50000	40000	32000	25000
50	250000	200000	160000	125000	100000	80000	63000	50000	40000	32000
63	320000	250000	200000	160000	125000	100000	80000	63000	50000	40000
80	400000	320000	250000	200000	160000	125000	100000	80000	63000	50000
100	500000	400000	320000	250000	200000	160000	125000	100000	80000	63000
125	...	500000	400000	320000	250000	200000	160000	125000	100000	80000
160	...	...	500000	400000	320000	250000	200000	160000	125000	100000
200	...	...	...	500000	400000	320000	250000	200000	160000	125000

$\sigma_{\max}$ N/mm² Eğilme ve basma gerilmelerini beraberce dikkate alan gerilme,

F N Kanca yükü,

α - Halat açısı (45° ... 60°),

e_3, e_4 mm Ağırlık merkezinden dış kenara olan mesafeler.



Şekil 3.17 Kanca I-II kesitindeki gerilme değişimi
(Demirsoy, 1999, s.85)

3.1.1.3.2 Kanca Yatakları ve Traversleri. Kanca traversleri (Şekil 3.18) iki mesnet üzerine oturmuş ortadan yükle kirişler gibi eğilmeye göre hesaplanır.

Traversin eğilme momenti;

$$M_{b1} = \frac{F \times \ell}{4} \quad (3.34)$$

Kiriş ortasındaki mukavemet momenti;

$$W_1 = \frac{\pi - d \times h^2}{6} \quad (3.35)$$

Eğilme gerilmesi;

$$\sigma_{b1} = \frac{M_{b1}}{W_1} \text{ denklemleri ile hesaplanır.} \quad (3.36)$$

Yan levhalardaki kesit ve yüzey basıncı kontrolü;

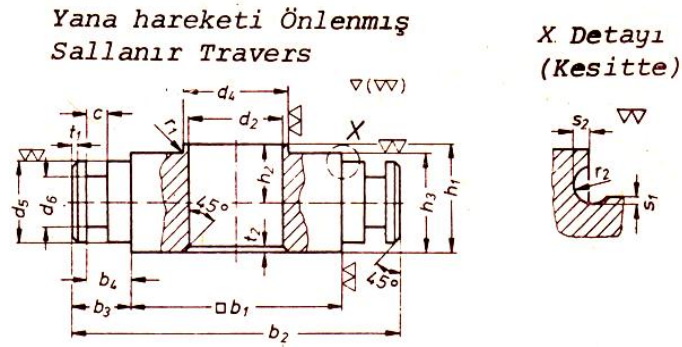
$$M_{b2} = \frac{F \times s}{4} ; W_2 = \frac{\pi \times d_z^3}{32} \quad (3.37)$$

Mevcut eğilme gerilmesi;

$$\sigma_{b2} = \frac{M_{b2}}{W_2} \quad (3.38)$$

Yüzey basıncı gerilmesi;

$$P = \frac{F}{2 \times d_z \times s} \quad \text{denklemleri ile hesaplanır.} \quad (3.39)$$



Şekil 3.18 DIN 15412 'ye göre kanca traversi (Suner, 1980, s.30)

3.1.1.4 Tel Halat Tanburları

Tel halat tanburları, halatın tahrik edilmesini ve sarılmasını sağlarlar. Tanbur yüzeyi, basit kaldırma makinelerinde (el ile çalışan) düz, motor ile tahrikli kaldırma makinelerinde ise yivli olarak yapılmaktadır (Şekil 3.19). Düz yüzeyli tanburlarda genellikle halat üst üste sarılırsa kuvvetli bir tel aşınması meydana gelir. Bu durumun önlenmesi amacıyla tanbur üzerinde yivler açılmakta ve halat bir sarıcı sistemle sarılmaktadır.

Basit makara takımları ile kullanılan tanburlarda yivler sağ yönlü olarak açılır. İkiz makara takımıyla beraber çalışacak tanbur üzerine sağ ve sol yönlü yivler açılır ve bu yivler arasında yivsiz kısım bırakılır. Halatın sarılmadığı yivsiz uzunluk kanca bloğu ölçülerine bağlı bulunmaktadır. Eğer bu mesafenin büyük olması halinde biri sağ diğeri sol yönlü yivlere sahip iki tanbur kullanılmaktadır.

Küçük tanburlarda, özellikle el ile çalışan kaldırma makineleri ile elektrikli palangalarda dökme demir (GG) tanburlar, ağır kaldırma malalarında ise çelik döküm (GS) tanburlar kullanılır. Fakat son zamanlarda kaynak konstrüksiyonlu (St) tanburlar hafif olmaları (% 15) nedeniyle tercih edilmektedir.

Tanbur yatakları alçak hızlarda bronz veya kızıl burçtan kaymalı, yüksek hızlarda ise rulmanlı yataklı olarak yapılmaktadır. Tanburun tahrik edilmesi, tanburun yan yüzeyinde merkezlenmiş olan dişli çark sayesinde yapılır. Emniyet yönünden kesme bilezikleri kullanılmalıdır (Demirsoy, 1999, s.112-113).

Tel halat tanburu yiv ölçüleri halat çapına bağlı olarak;

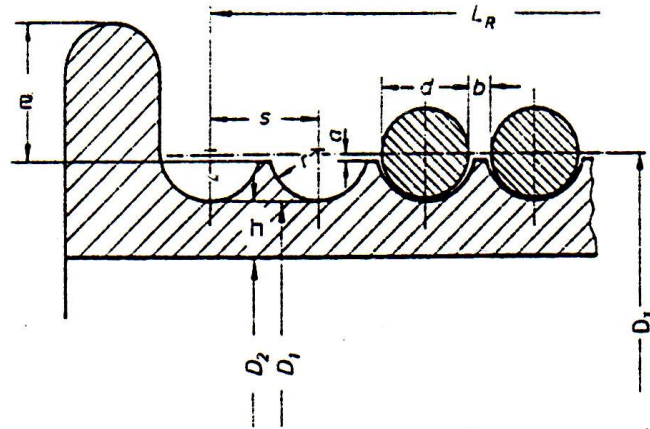
$$r \text{ mm Yiv radyüsü } r \approx 0,53 \times d \quad (3.40)$$

$$s \text{ mm Yiv hatvesi } s \approx 1,15 \times d \quad (3.41)$$

$$b \text{ mm Halatlar arası mesafe } b \approx 0,15 \times d \quad (3.42)$$

$$e \text{ mm Kenar çıkıntısı } e \approx 1,5 \times d \quad (3.43)$$

$$a \text{ mm Yiv tepesinin yuvarlanma dairesine olan mesafesi } a \approx 0,125 \times d \quad (3.44)$$



Şekil 3.19 Tanbur yiv profili (Demirsoy, 1999, s.114)

Min. tanbur yuvarlanma dairesi çapı ise;

$$D_T = h_1 \times h_2 \times d \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.45)$$

Tanbur üzerindeki yiv sayısı, tanbura sarılacak en fazla halat uzunluğuna bağlıdır.

Sarım sayısı;

$$n = \frac{L_s}{\pi \times D_T} + 2 \quad ; \quad L_s = i_s \times H \quad (3.46)$$

Yiv açılmış uzunluk;

$$L_R = n \times s \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.47)$$

- n - Tanbur üzerindeki yiv sayısı,
 L_R m Yiv açılmış olan tanbur uzunluğu,
 L_S m Tanbura sarılan toplam halat uzunluğu,
 D_T m Tanbur yuvarlanma dairesi çapı,
 S m Yiv hatvesi,
2 - Ek sarım payını dikkate alan katsayı.

Tanburun min. et kalınlığı h tanburda meydana gelen gerilmelerin hesaplanması sonunda bulunur. Fakat pratik yaklaşımlarla döküm tanburlar için (GG) $h \approx d$; çelik döküm veya kaynak konstrüksiyon tanburlar (GS, St) için $h \approx 0.6 d$ alınabilir. Tanbur üzerinde meydana gelen gerilmeler üç çeşittir.

- Tanburun ilettiği döndürme momentinden doğan burulma gerilmesi
- Halat yükünün doğurduğu eğilme gerilmesi
- Halatın sarılması nedeniyle tanburun sıkılmasından (boğulması) doğan gerilme

Burulma zorlamasının değeri küçük olduğundan ihmal edilebilir. Eğilme zorlaması sadece uzun tanburlarda etkili olmaktadır. Halatın sıkılması nedeniyle meydana gelen zorlama ise tanburda basma ve eğilme gerilmelerini meydana getirir (Demirsoy, 1999, s.115).

Tanburda meydana gelen burulma gerilmesi;

$$\tau_t = \frac{16}{\pi} \times \frac{M_t \times D_1}{D_1^4 - D_2^4} \quad M_t = \frac{F_{smax} \times D_T}{2} \quad (3.48)$$

Eğilme gerilmesi;

$$\sigma_b = \frac{32}{\pi} \times \frac{M_b \times D_1}{D_1^4 - D_2^4} \quad M_b = F_{smax} \times L_R \quad (3.49)$$

Eğilme ve burulma zorlamalarının meydana getirdiği bileşik gerilme;

$$\sigma_{bil} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \times \tau_t^2} \quad (3.50)$$

Bası gerilmesi;

$$\sigma_d = 0,85 \times \frac{F_s}{h \times s} \leq \sigma_{dem} \quad (3.51)$$

Tam sarılmamış tanburda halatın sarım yerinde meydana gelen eğilme gerilmesi;

$$\sigma_{bA} = 0,96 \times F_s \times \sqrt{\frac{1}{D_T \times h^3}} \leq \sigma_{bAem} \quad \text{denklemleri ile hesaplanır.} \quad (3.52)$$

τ_t	N/mm ²	Burulma gerilmesi,
σ_t	N/mm ²	Eğilme gerilmesi,
F_{smax}	N	Max. halat çekme kuvveti,
M_t	Nmm	Burulma momenti,
M_b	Nmm	Eğilme momenti,
D_1, D_2, L_R	mm	Tanbur ölçüleri,
σ_d	N/mm ²	Tam sarılı halat tanburunda boğma sonucunda, meydana gelen bası gerilmesi,
F_s	N	Halat çekme kuvveti,
σ_{bA}	N/mm ²	Tam sarılmamış tanburda meydana gelen eğilme gerilmesi,
D_T	mm	Tanbur yuvarlanma dairesi çapı,
h	mm	Min. et kalınlığı.

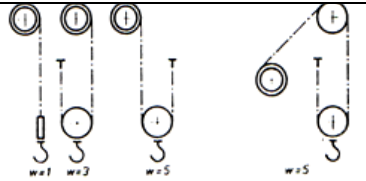
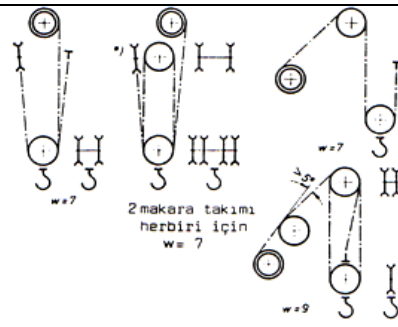
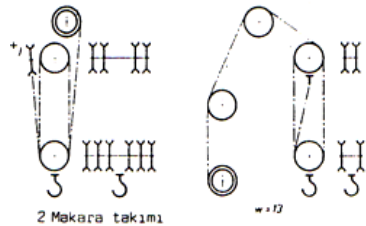
Tablo 3.10 h_1 katsayısının tespiti (Demirsoy, 1999, s.56)

Tahrik grupları	HALAT TAMBURU		HALAT MAKARASI		DENGİ MAKARASI	
	Serbest dönmeyen tel halatlar	Serbest dönebilen ve dönme yönünden fakir tel halatlar	Serbest dönmeyen tel halatlar	Serbest dönebilen ve dönme yönünden	Serbest dönmeyen tel halatlar	Serbest dönebilen ve dönme yönünden fakir* tel halatlar
1E _m	10	11,2	11,2	12,5	10	12,5
1D _m	11,2	12,5	12,5	14	10	12,5
1C _m	12,5	14	14	16	12,5	14
1B _m	14	16	16	18	12,5	14
1A _m	16	18	18	20	14	16
2m	18	20	20	22,4	14	16
3m	20	22,4	22,4	25	16	18
4m	22,4	25	25	28	16	18
5m	25	28	28	31,5	18	20

Kepçelerin tel halatları IBM çalışma grubu tel halatlarının sınıflandırılmasından bağımsız olarak ölçülandırılmalıdır.

*) Seri halde imal edilen kaldırma makinalarında, halat konstrüksiyonunun seçiminde yeteri derecede bir yerleştirme zamanına ulaşılabilirse, serbest dönebilen ve dönme yönünden fakir olan tel halatlarda c katsayısı, serbest dönmeyen halatlarda olduğu gibi kullanılmalıdır.

Tablo 3.11 h_2 katsayısının tespiti (Demirsoy, 1999, s.57)

Halat tahrik gruplarının düzeni (Tanburlar çift çizgi ile gösterilmiştir)	w	h_2	
		Halat tanburları ve denge makaraları	Halat makaraları
	≤ 5	1	1
 2 makara takımı herbiri için w = 7	6...9	1	1,12
 2 Makara takımı herbiri için w = 11	≥ 10	1	1,25

3.1.2 Araba Yük Kaldırma Sistemi Güç ve Moment Hesabı

Belirli bir yükün (Q) kaldırılmasında, gerekli motor gücünün hesaplanmasında kaldırma hızı (v) dikkate alınır. Yüke, halatın ve kanca bloğunun kütlelerinin de eklenmesi gerekir. Kaldırma hızları krenin cinsine ve kaldırılacak olan yüklere göre farklı değerlerde olmaktadır. Bu değerlerin tecrübe değerlerine dayanan tablolardan alınması uygundur.

Motor gücü (Tam yükte);

$$P = \frac{(m_L + m_0) \cdot g \cdot V_H}{1000 \cdot \eta \cdot 60} \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.53)$$

P	kW	Motor gücü,
m _L	kg	Faydalı yükün (Kaldırma yükünün) kütlesi,
m ₀	kg	Makara takımları ile taşıma organlarının toplam kütlesi,
V _H	m/dak	Kaldırma hızı,
η	-	Toplam verim (yaklaşık 0.7...0.8),
g	m/s ²	Yerçekimi ivmesi.

Rölatif çalışma zamanı motor kataloglarından, motor gücüne ve yük kolektifine göre seçilmelidir.

Halat çeki kuvveti;

$$F_s = \frac{(m_L + m_0)}{i_s \cdot \eta_s} \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.54)$$

F _s	N	Bir halata tesir eden çeki kuvveti,
i _s	-	Makara takımındaki halat sayısı,
η _s	-	Makara takımının verimi.

Tanbur çapı;

$$D_{Rmin} = h_1 \cdot h_2 \cdot d_{min} \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.55)$$

D_{Rmin}	mm	Minimum tanbur çapı,
h_1, h_2	-	Katsayı (Tablo 3.10, Tablo 3.11),
d_{min}	mm	Minimum halat çapı olarak alınmalıdır.

Tanbur üzerindeki yiv sayısı, tanbura sarılacak en fazla halat uzunluğuna bağlıdır.

Sarım sayısı;

$$n = \frac{L_s}{\pi \cdot D_T} + 2 \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.56)$$

Yiv açılmış tanbur uzunluğu;

$$L_R = n \cdot s \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.57)$$

N	-	Tanbur üzerindeki yiv sayısı,
L_R	mm	Yiv açılmış tanbur uzunluğu,
L_s	m	Tanbura sarılan toplam halat uzunluğu,
D_T	m	Tanbur yuvarlanma dairesi çapı,
s	mm	Yiv hatvesi,
2	-	Ek sarım payım dikkate alan katsayı.

Tanbur momenti;

$$M_T = F_S \cdot D_T / 2 \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.58)$$

Tanbur devir sayısı;

$$n_T = \frac{V_s}{\pi \cdot D_T} \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.59)$$

Kaldırma sisteminin toplam verimi;

$$\eta = \eta_s \cdot \eta_T \cdot \eta_{dk} \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.60)$$

M_T	Nm	Tanbur milindeki tam yük moment,
η_s	-	Halat sisteminin verimi,
η_T	-	Tanburun verimi,
η_{dk}	-	Dişli kutusunun verimi = $\eta_1 \cdot \eta_2 \dots$

Dişli kutusunun iletim oranı;

$$i_{dk} = n_M / n_T = i_1 \cdot i_2 \dots \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.61)$$

n_M	1/dk	Motor listesindeki devir sayısı,
n_T	1/dk	Tanbur devir sayısı,
i_1, i_2	-	Dişli kutusu kademelerindeki çevrim oranları.

Halat hızı;

$$v_s = i_s \cdot v_H \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.62)$$

v_H	m/dk	Yük hızı,
i_s	-	Makara takımının iletim oranı.

Tanburun ivmesiz durumundaki tam yük momenti;

$$M_T = \frac{(m_L + m_0) \cdot g \cdot D_T}{2 \cdot i_s \cdot \eta_s} \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.63)$$

Motor mili döndürme momenti;

$$M_L = M_T \cdot i_{dk} \cdot \eta_{dk} \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.64)$$

M_T	Nm	Tanbur milindeki ivmesiz tam yük momenti,
i_{dk}	-	Dişli kutusu iletim oranı,
η_{dk}	-	Dişli kutusunun verimi = $\eta_1 \cdot \eta_2 \dots$

Küçük kaldırma yüksekliklerinde ve küçük kalkış zamanlarında ivmelendirme momentinin dikkate alınması gereklidir. Kalkış durumunda motor tarafından ivmesiz durumundaki döndürme momenti (M_L) ve ivmelendirme momentinin (M_B) karşılanabilmesi gerekir.

Kalkış momenti;

$$M_A = M_L + M_B \quad (3.65)$$

Motor milindeki ivmelendirme momenti (M_B) doğrusal hareket eden ve dönen kütlelerin ivmelendirilmesinden ileri gelmektedir.

İvmelendirme momenti:

$$M_B = M_1 + M_{dön} \quad (3.66)$$

M_B	Nm	Motor milindeki toplam ivmelendirme momenti,
M_1	Nm	Doğrusal hareketli kütlelerin motor milindeki ivmelendirme momenti,
$M_{dön}$	Nm	Dönen kütlelerin motor milindeki ivmelendirme momenti.

Doğrusal hareket eden kütlelerin sükûnetten kaldırma hızına kadar ivmelendirilmesindeki ek moment şu şekilde hesaplanır:

Tanbur milindeki ivmelendirme momenti:

$$M_{1T} = \frac{(m_L + m_0) \cdot g \cdot D_T \cdot V_H}{2 \cdot i_s \cdot \eta_s \cdot \eta_T \cdot t_A} \quad (3.67)$$

Motor milindeki ivmelendirme momenti;

$$M_1 = \frac{M_{1T}}{i_{dk} \cdot \eta_{dk}} \quad (3.68)$$

M_{1T} Nm Doğrusal hareket eden kütlelerin tanbur milindeki ivmelendirme momenti,

M_1 Nm Doğrusal hareket eden kütlelerin motor milindeki ivmelendirme momenti

t_A s Kalkış zamanı = 1...5 s, çok ağır yüklerde 12 s'ye kadar.

Dönen kütlelerin döndürme momenti şu şekilde hesaplanır:

Tanbur milindeki ivmelendirme momenti;

$$M_{dönT} = J \alpha \quad (3.69)$$

Dönen kütlelerin her birinin atalet momentini (J) hesaplamak oldukça zaman alıcıdır. Bu nedenle çok kere motor rotoru ile kavrama ve fren kasnağını hesaplarda dikkate almak yeterlidir. Dönen kütlelerin atalet momentleri bir ilave (%10....20) ile dikkate alınırlar.

Dönen kütlelerin atalet momenti şu şekilde hesaplanır;

$$J = mr^2 \quad (3.70)$$

J	kgm ²	Dönen kütlelerin atalet momenti,
m	kg	Dönen parçaların kütlesi,
r	m	Dönen kütlelerin atalet yarıçapı.

Yükün indirilmesinde tahrik sistemindeki sürtünmeler frenlemeye yardımcı olur.

Frenin motor miline bağlanması durumunda (küçük fren ölçüleri ile iyi ısı iletimine ulaşılır) fren momenti yaklaşık bir şekilde hesap edilebilir.

Fren momenti (yaklaşık);

$$M_f = v \cdot M_L \cdot \eta^2 \quad (3.71)$$

M_f	Nm	Motor milindeki fren momenti
M_L	Nm	Motor milindeki ivmesiz tam yük momenti
Y	-	Emniyet katsayısı. Küçük değerler indirme, büyük değerler ise durdurma frenleri için kullanılmalıdır,
η	-	Kaldırma sisteminin toplam verimi,
t_f	s	Fren zamanı,
w_f	rad/s	Fren esnasındaki açısal hız.

Tablo 3.12 Fren emniyeti v (Demirsoy, 2000, s.6)

Tahrik Sistemi	* v
El çıkırığı	1,3 1,5
Köprü, döner ve sahnımlı tahrik sistemleri	1,5 2,0
Elektrikle tahrik edilen kaldırma sistemleri	1,5 2,5
Kepçeli, çelikhane, yükleme krenleri	2,0.....4,0

(*) Küçük değerler indirme, büyük değerler ise durdurma frenleri için

Fren zamanı;

$$t_f = \frac{J_{topl} \cdot w_f \cdot v}{M_f} \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.72)$$

3.1.3 Araba Yürütme Sistemi Elemanları

3.1.3.1 Tekerlekler

Genel olarak kren tekerlekleri her iki taraftan kenarlı yapılıdır. Tek tarafı kenarlı tekerlekler I-profilinin alt kenarında hareket eden, tek raylı arabalarda kullanılmaktadır. Profilin kenar eğimine uyabilmek için tekerleklerin temas yüzeyleri konik veya bombeli yapılmaktadır. Her iki tarafı kenarlı tekerleklerin temas yüzeylerinin silindirik, bazı durumlarda ise konik şekilde yapılması tercih edilir.

Tekerleklerle gelen kuvvetlerin büyüklüğü nedeniyle kenarlar oldukça büyük kuvvetlerin tesiri altındadır. Hafif ve orta işletme şartlarında tekerlekler çelik dökümden (GS60, 25CrMo4) veya küresel dökme demirden (GGG) imal edilirler. Yüksek zorlamalar için aşınmaya dayanıklı haddelenmiş C45, C60 malzemelerinden yapılmış bandajlar tekerlek üzerine geçirilmektedir. Bandajlar tavlama ve sertleştirme işlemlerine tabi tutulurlar.

Genel olarak tekerlekler aks üzerinde serbest olarak oturmakta ve üzerlerine bir dişli çark merkezlenerek cıvatalarla bağlanmaktadır. Cıvataların zorlanmalarının önlenmesi için kesme burçları yuvalara yerleştirilmektedir.

Tekerlek göbeğinin uzun olması durumunda kaymalı yatak burcu ikiye ayrılır. Tekerlek basıncının her yatak burcuna eşit dağılabilmesi için göbek simetrik yapılıdır. Burca gelen yüzey basıncın çok büyük olması durumunda göbeğin uzun yapılması ile bunun önlenmesi yoluna gidilmesi yanlıştır. Böyle bir durum aksa gelen eğilme gerilimini yükseltmekte ve ayrıca tekerlek basıncının burçlara eşit olarak dağılımı emniyetli olmamaktadır. Delik ezme basıncının yüksek olması durumunda kren çerçevesi veya kirişi perçinlenen veya kaynaklanan levhalarla kuvvetlendirilmelidir. Montaj işlerinde arabanın veya krenin indirilmesinde dişlinin hasar görmemesi için tekerlek dişlisinin diş üstü çapı daima tekerlek kenar çapından daha küçük yapılıdır.

Tekerlekler kaymalı veya rulmanlı yataklarla donatılmaktadır. Ağır çalışma şartlarında tekerlek montajının kolay olması nedeniyle rulmanlarla donatılmış tekerlek konstrüksiyonu tercih edilmektedir (Demirsoy, 2005, böl. 2.2).

DIN 15070 ' e göre tekerlek çapı;

$$D = \frac{F_R}{p_{em} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b_1} \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.73)$$

D	mm	Tekerlek çapı,
F _R	N	Maksimum tekerlek kuvveti,
P _{em}	N/mm ²	Tekerlek ile ray arasında müsaade edilen yüzey basıncı,
b _t	mm	Tekerleğin taşıyan genişliği, yassı raylar için, = k - 2r ₁ , bombeli, kren rayları (DIN 15087) ile demiryolu rayları için = k - 4/3 r ₁ ,
c ₁ , c ₂ , c ₃	-	Katsayılar, malzeme için (c ₁ , Tablo 2.14), tekerlek devirsayısı, için (c ₂ , Tablo 3.16) çalışma ömrü için (c ₃ , Tablo 3.15).

Tekerlek çapı D ne kadar büyük ise hareket direnci o kadar küçük olmakla beraber tekerlek ağırlığı (D² ile) artmaktadır. Bu nedenle D için hesaplarda bulunanın norm tablolarındaki bir üst değeri seçilmelidir.

Aşırı derecede zorlanan tekerlekler Hertz basıncına göre ölçümlendirilir. Maksimum Hertz basıncı p_{max} ile emniyetli yüzey basıncı p_{em} arasında şu bağıntı bulunmaktadır:

Emniyetli yüzey basıncı;

$$P_{em} = \frac{P_{max}^2}{0,35 \cdot E} \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.74)$$

Ortalama elastisite modülü;

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.75)$$

P_{em}	N/mm^2	Tekerlek ray arası yüzey basıncı,
P_{max}	N/mm^2	Maksimum Hertz basıncı,
E_1, E_2	N/mm^2	Tekerlek ile ray malzemesinin elastisite modülü.

Tablo 3.13 Tekerlekle ray arasındaki yüzey basıncı (N/mm^2) (Demirsoy, 1999, s.259)

Malzeme	P_{em}
GS-45	4,3
GS-52, St50, GGG-50, C35	5,0
GS-60, St60, GGG-60, C45	5,6
GS-70, St70, GGG-70	6,5
Plastik (Ultramid)	1,0...1,5

Tablo 3.14 Emniyetli yüzey basıncı p_{em} ve malzeme katsayısı c_1 (Demirsoy, 1999, s.259)

Malzemenin min.çekme mukavemeti (N/mm^2)		Emniyetli Yüzey Basıncı (N/mm^2)	Malzeme Katsayısı C_1
Ray	Tekerlek	P_{em}	
590	≤ 530	2,8	0,50
	410	3,6	0,63
	490	4,5	0,80
	590	5,6	1,00
≥ 690	≥ 740	7,0	1,25

Tablo 3.15 Çalışma ömrü katsayısı c_3 (Demirsoy, 1999, s.260)

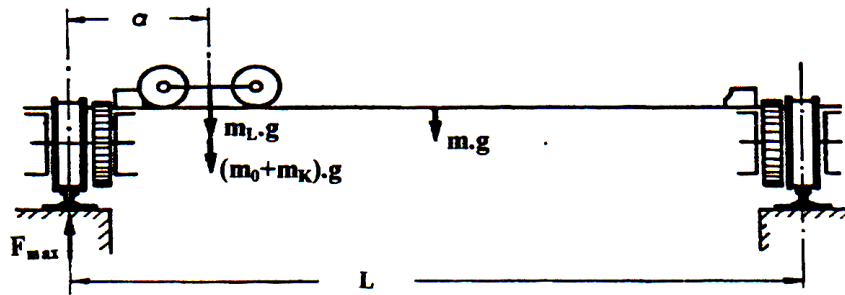
Tahrik sisteminin çalışma zamanı (1 saate indirgenmiş)	C_3
$< \%16$	1,25
$\% 17 \dots 25$	1,12
$\% 26 \dots 40$	1,00
$\% 41 \dots 63$	0,90
$< \%63$	0,80

Tablo 3.16 c_2 katsayısı (Demirsoy, 1999, s.259)

Tekerlek D_L (mm)	c_2														
	Hareket Hızı														
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
200	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66			
250	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66		
315	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	
400	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66
500	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72
630	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77
710		1,16	1,14	1,13	1,12	1,11	1,07	1,04	1,02	0,99	0,94	0,89	0,84	0,79	
800		1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82
900			1,16	1,14	1,13	1,12	1,11	1,07	1,04	1,02	0,99	0,94	0,89	0,84	0,79
1000			1,17	1,15	1,14	1,13	1,12	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87
1120				1,16	1,14	1,13	1,12	1,11	1,07	1,04	1,02	0,99	0,94	0,89	0,84
1250				1,17	1,15	1,14	1,13	1,12	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91

Tablo 3.17 c_2 Katsayısı Tekerlek devir sayısına bağlı olarak (Demirsoy, 1999, s.259)

n D/dak	200	160	125	112	100	90	80	71	63	56	50	45	40	353	
«I	0,66	0,72	0,77	0,79	0,82	034	0,87	0,89	031	032	0,94	036	037	0,99	
n D/dak	313	28	25	22,4-	20	18	16	14	123	110	10	8	6,3	53	5
«a	1	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07	1,09	1,1	1,11	1,12	1,13	1,14	1,15	1,16	1,17



Şekil 3.20 Kren hareket sisteminde FR (Demirsoy, 2005, s.23)

Arabada yükün eşit dağıldığı kabul edildiğine göre arabanın maksimum tekerlek yükü (Şekil 3.20);

$$F_R = \frac{m_K + m_L + m_0}{n} g \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.76)$$

Tam yük altında baş kirişe ulaşmış olan araba konumunda kren tekerleklerine gelen max. yük;

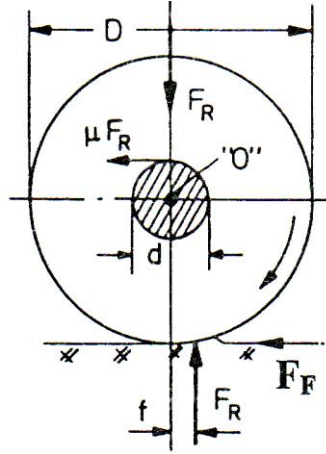
$$F_R = \frac{m \cdot g}{n} + \frac{m_K + m_L + m_0}{n} \cdot \frac{L - a}{L} \text{ formülü ile hesaplanır.} \quad (3.77)$$

F_R	N	Maksimum kren tekerlek yükü,
m_L	kg	Kaldırma yükünün kütlesi,
m_0	kg	Kaldırma organlarının kütlesi,
m_K	kg	Arabanın kütlesi,
m	kg	Krenin kütlesi,
a	m	Arabanın en uçtaki durma mesafesi,
L	m	Kren açıklığı,
g	m/s ²	Yerçekimi ivmesi,
n	-	Tekerlek sayısı (çok kere dört adet).

Arabanın veya krenin hareket dirençleri, sabit hızla hareketteki yuvarlanma direnci ile yatak dirençlerini kapsamaktadır (Şekil 3.21).

Buna göre hareket direnci;

$$F_F = \frac{2 \cdot F_R}{D} \left(f + \mu \cdot \frac{d}{2} \right) \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.78)$$



Şekil 3.21 Tekerlek hareket dirençleri
(Demirsoy, 2005, s.24)

F_F	N	Bir tekerleğin hareket direnci,
F_R	N	Maksimum tekerlek kuvveti,
F	m	Yuvarlanma sürtünmesi manivela kolu, = 0,001 Plastik tekerlek - çelik ray üzerinde, = 0,0005 Dökme çelik tekerlek - çelik ray üzerinde,
μ	-	Muylu sürtünme katsayısı, rulmanlı yatakta $\approx 0,002....0,003$; kaymalı yatakta $\approx 0,05....0,1$,
D	m	Tekerlek çapı,
D	m	Muylu yatak çapı.

Tekerlek kenarlarının, göbek alım yüzeylerinin ve kenarsız tekerleklerin yan yönlendirme makaralarındaki sürtünme için ek olarak maksimum tekerlek kuvveti F_R 'nin her biri için % 0,2....0,5 alınmalıdır. Tekerleklerin kenar ve göbek yan yüzeylerinin sürtünmeleri (rulmanlı yataklama) yok ise ilaveler yapılmaz, yalnız, şu ilavelerin yapılması adet haline getirilmiştir:

Kenarlı tekerlek;

- Kaymalı yataklı için % 0,5
- Kenarlı tekerlek rulmanlı için % 0,3
- Kaymalı yataklı ve yan yönlendirilmeli tekerlek için % 0,2

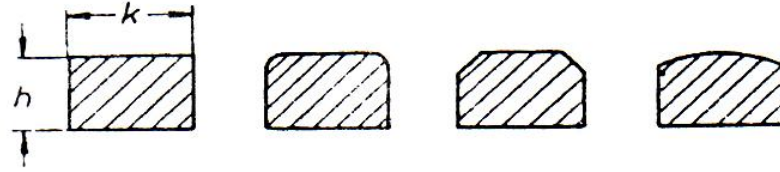
3.1.3.2 Raylar

Küçük araba ve krenlerde üst yüzeyi düz, pahlı veya yuvarlak raylar yeterli olmaktadır.

Tablo 3.18 Yassı ray ölçüleri (Demirsoy, 1999, s.16)

k(mm)	40	50	50	60	60	60	70
h(mm)	30	30	40	30	40	50	50
m (kg/m)	9,2	11,8	15,7	14,1	18,8	23,6	27,5

Yassı raylar (Şekil 3.22) iletim hattını taşıyan kirişe perçinlenir, cıvatalama veya kaynak edilirler. Bunların malzemesi St 37.12 veya St 60.31 dir. Daha iyi bir bağlantı mukavemeti 600 N/mm^2 olan akma çeliğinden kren rayları (DIN 536) kullanılır (Tablo 3.18) (Demirsoy, 2005, s.16).



Şekil 3.22 Yassı raylar (Demirsoy, 1999, s.16)

3.1.4 Araba Yürütme Sistemi Güç ve Moment Hesabı

Tahrik gücünü hesaplayabilmek için tam yük gücünün N_L bilinmesi gerekir. Kalkış zamanının sonunda hareket eden kütlelerin ivmelendirilmesi için ivmelendirme gücü N_B gereklidir, ayrıca açık havada çalışan krenlerde ayrıca rüzgâr gücü de dikkate alınmalıdır.

Kalkış gücü;

$$P_A = P_F + P_B + P_W \quad (3.79)$$

Tam yük gücü;

$$P_F = \frac{\sum F_F \cdot v_F}{\eta_{dk}} = M_F \cdot w_M \quad (3.90)$$

İvmelendirme gücü;

$$P_B = \frac{m_F \cdot v_F^2}{t_A \cdot \eta_{dk}} + \frac{M_{dön} \cdot w_M}{\eta_{dk}} = M_B \cdot w_M \quad (3.91)$$

Rüzgâr gücü;

$$P_W = \frac{F_W \cdot v_F}{\eta_{dk}} = M_W \cdot w_M \quad (3.92)$$

P_A	W	Kalkış gücü,
P_F	W	Tam yük gücü, yuvarlanma ve yatak sürtünme dirençlerini yenmek için, tam yükte ve sabit hız ile harekette ($V_F = \text{sabit}$) gerekli olan güç
P_B	W	Hareketli kütlelerin sükûnetten ivmelendirilmesindeki. İvmelendirme gücü, hareketli yükler çok kere büyük değerlerde olduğundan, ivmelendirme gücünün daima hesaplanması gerekir,
P_W	W	Rüzgâr gücü (Yalnızca açık havada çalışan tesisler için),
F_F	N	Hareket direnci (Yuvarlanma ve yatak sürtünmeleri),
V_F	m/s	Hareket hızı,
η_{dk}	-	Dişli kutusunun toplam verimi $\approx 0,8...0,9$,
m_F	kg	Hareket eden kütleler,
t_A	s	Kalkış zamanı $\approx 2...20$ s (Araba hareket sistemlerinde $2...6$ s, kren hareket sistemlerinde $4...8$ s, yükleme köprülerinin hareket sistemlerinde $8...20$ s).

M_B Nm Kütlelerin ivmelendirilmesi için ivmelendirme momenti dönerek hareket eden kütlelerin moment payı oldukça küçüktür ve bu nedenle ihmal edilebilir veya bir emniyet katsayısı v_B ile dikkate alınabilir. Dönen kütlelerin ivmelendirilmesinde dikkate alınacak emniyet katsayısı v_B , arabalarda =1,2...1,4 ; gezer köprülül krenlerde= 1,1...1,2; ayaklı ve yükleme köprülerinde = 1,0...1,1 ,

w_M rad/s Motor milinin açısal hızı,

F_w N Rüzgâr direnci.

Darbeli bir kalkış olmaması ve yükün aşırı şekilde sallanmaması için alışılmış ivme değerleri şöyledir:

Araba hareket sistemleri için $a = 0,2...0,35 \text{ m/s}^2$; kren hareket sistemleri için $a = 0,4...0,7 \text{ m/s}^2$

Hareket sistemi tarafından iletilen toplam kütle;

$$m_F = m + m_K + m_0 \quad (3.93)$$

Açık havada çalışan tesislerde rüzgar direnci;

F_w N Rüzgar direnci

A_w m^2 Rüzgarın tesir alanı

p_w N/m Rüzgâr basıncı, normal olarak $300...500 \text{ N/m}^2$, rüzgâr basıncının 500 N/m^2 değerini aşması durumunda tesis emniyet yönünden durdurulmalıdır, yaklaşık hesaplar için yuvarlanma ve yatak sürtünmelerinden oluşan hareket direnci tek bir direnç katsayısı yardımıyla hesaplanabilir.

Hareket direnci;

$$F_F = w \cdot \sum F_R = w \cdot m_F \cdot g \quad (3.94)$$

F_F	N	Hareket direnci,
F_R	N	Tekerlek kuvveti,
W	-	Direnç katsayısı, çelik tekerlek - çelik ray üzerinde: Kaymalı yatakta 0,02...0,03 ve rulmanlı yatakta 0,003...0,008; plastik tekerlek - çelik ray üzerinde : kaymalı yatakta 0,025...0,04 ve rulmanlı yatakta 0,01...0,02 büyük değerler küçük tekerlek çapları ve kenarlı tekerleklerin kenar ve göbek sürtünmeleri veya yan yönlendirme makara kenarsız tekerlekler için geçerlidir.

W_{topi} için daha hassas değerler Tablo 3.19 'de gösterilmiştir.

Tablo 3.19 Tekerleğin çapına ve yatak cinsine bağlı olarak çelik tekerleğin - çelik ray üzerinde çalışmasındaki direnç katsayısı (Demirsoy, 1999, s.26)

Tekerlek çapı mm	D_L	200	250	315	400	500	630	710	800	900	1000	1120	1250
Aks çapı mm	d	55	60	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200
Kaymalı yatak $v=1,2-1,4$	w	0,027	0,023	0,021	0,018	0,016	0,015	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014
	w_{ges}	0,032	0,028	0,026	0,023	0,022	0,020	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019
Rulmanlı yatak $v=1,4-3$	W	0,006	0,005	0,004	0,003	0,003	0,002	0,002	0,002	0,001	0,0015	0,001	0,001
	W_{ges}	0,008	0,007	0,006	0,005	0,005	0,004	0,004	0,004	0,003	0,0035	0,003	0,003

Kalkış momenti;

$$M_A = M_F + M_B + M_W \quad (3.95)$$

Kren tekerlek milindeki tam yük momenti;

$$M_{FT} = m_F \cdot g \cdot \left(\mu \cdot \frac{d}{2} + f \right) \cdot v \quad (3.96)$$

İvmelendirme momenti;

$$M_{BT} = \frac{m_F \cdot v_F \cdot D}{2 \cdot t_A} \cdot v_F \quad (3.97)$$

Rüzgar momenti;

$$M_{WT} = \frac{F_w \cdot D}{2} \quad (3.98)$$

Motor milindeki tam yük momenti;

$$M_F = \frac{M_{FT}}{i_{dk} \cdot \eta_{dk}} \quad (3.99)$$

İvmelendirme momenti;

$$M_B = \frac{M_{BT}}{i_{dk} \cdot \eta_{dk}} \quad (3.100)$$

Rüzgar momenti;

$$M_W = \frac{M_{WT}}{i_{dk} \cdot \eta_{dk}} \quad (3.101)$$

Fren momenti;

$$M_{Fr} = M_{Frd} + M_{Frdön} + M_{FrW} - M_{FrF} \cdot v \quad (3.102)$$

Fren milindeki hareket direnç momenti;

$$M_{FrF} = \frac{F_F \cdot D \cdot \eta_{dk}}{2 \cdot i_{dk}} \quad (3.103)$$

Doğrusal hareket eden kütlelerin momenti;

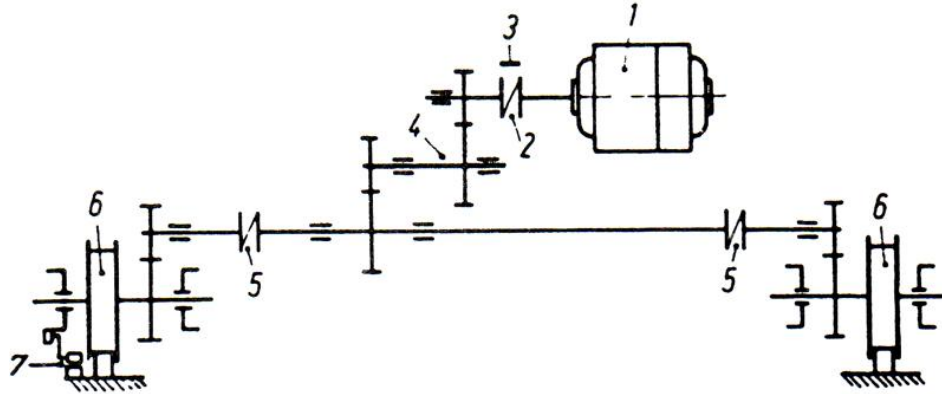
$$M_{FrD} = \frac{m_F \cdot D \cdot a_{Fr} \cdot \eta_{dk}}{2 \cdot i_{dk}} \quad (3.104)$$

Döner kütlelerin momenti;

$$M_{FrDön} = J_{red} \cdot \alpha_{Fr} \cdot \eta_{dk} \quad (3.105)$$

Frenlenecek rüzgar momenti;

$$M_{FrW} = \frac{F_W \cdot D \cdot \eta_{dk}}{2 \cdot i_{dk}} \quad \text{formülleri ile hesaplanır.} \quad (3.106)$$



Şekil 3.23 Kren hareket sisteminin prensip olarak gösterilişi (Demirsoy, 1999, s.27)

M_A	Nm	Kalkış momenti,
M_F	Nm	Tam yük momenti,
M_B	Nm	İvmelendirme momenti,
M_w	Nm	Rüzgar momenti,
M_{FT}	Nm	Kren tekerleğinin tam yük momenti,
M_{BT}	Nm	Kren tekerleğinin muindeki ivmelendirme momenti,
M_{WT}	Nm	Kren tekerleğinin muindeki rüzgar momenti,
M_{frd}	Nm	Doğrusal hareket eden kütlelerin fren muindeki fren momenti,
$M_{frdön}$	Nm	Dönen kütlelerin fren muindeki fren momenti,
M_{frw}	Nm	Fren muindeki frenlenecek rüzgar momenti,
a_{Fr}	m/s^2	Frenleme ivmesi,
J_{red}	kgm^2	Kütlelerin indirgenmiş momenti,
α_{Fr}	rad/s	Frenin açısal ivmesi,
i_{dk}	-	Dişli kutusunun çevrim oranı.

3.2 Çift Kirişli Kren Köprüsü Gerilme Hesabı

Dolu gövdeli kirişin ölçülerinin tespitinde mukavemet (emniyetli eğilme gerilmesi) ve şekil değiştirme (sehim) önemlidir. Ayrıca, stabil olmayan denge durumlarının (devrilme ve peşleşme) meydana gelip gelmeyeceğinin dikkatli bir şekilde araştırılması gerekir (Demirsoy, 2005, böl.4.2.1).

3.2.1 Eğilme Gerilmeleri

İki ana kirişten oluşan gezer köprülü krende her iki ana kiriş aşağıda verilen yüklerle zorlanmaktadır:

1-Ana kuvvetlerle dik olarak, yani:

a) Daimi yük m_g = kirişin kendi kütlesi + kren hareket sisteminin kütlesinin yarısı (tekerleksiz) + ana ve yan kiriş arası enine bağlantıların kütlesinin yarısı + platform saçının (ana ve yan kiriş araşıma yerleştirilen delikli saçlar) kütlesinin yarısı

b) Hareketli yük m_p = faydalı yük Q + arabanın kütlesi m_K + yükün hareketinden oluşan atalet kuvvetleri

2- Krenin frenlenmesiyle oluşan yatay ilave kuvvetler.

Projelendirmede kullanılabilecek ağırlık kabulleri:

- 1,25 ila 1,50 m genişliğinde ve 4...5 mm kalınlığında delikli sac ile örtülmüş üst ve alt enine bağlantılar dahil platform kütlesi (kaldırma yüküne ve kren açıklığına bağlı olarak 100...150 kg/m)
- Elektrikle tahrik edilen kren hareket sistemi (kaldırma yüküne ve kren açıklığına göre 1000...2000 kg)
- Elektrikle donatılmış kumanda kabini (krenin kaldırma kapasitesine göre 1250...2500 kg)

3.2.2 Dik Yönde Oluşan Eğilme Momentleri

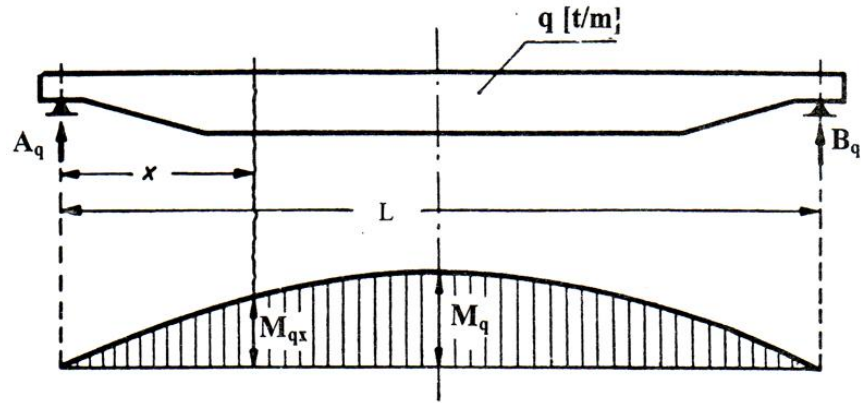
Daimi yükten (m_g) ve hareketli yükten (m_p) oluşan eğilme momentleri değişik katsayılarla (φ , ψ) çarpılmalıdır,

a) Kirişin, rayın, platform örtüsünün yarısı ve enine bağlantıların yarısının kütlesi bütün kiriş boyunca düzgün bir şekilde yayılmış olduğu düşünülür ve her metredeki kütlesi q (kg/m) olarak ifade edilir, böylece sol yataktan x uzaklığındaki moment;

$$M_{qx} = A_q x - \frac{qx^2}{2} g = \left(\frac{qL}{2} x - \frac{qx^2}{2} \right) g = \frac{qx}{2} (L - x) g \quad (\text{Nm}) \quad (3.107)$$

Bu eşitlik bir paraboldür, kiriş ortasındaki ($x = L / 2$) max moment;

$$M_{q1} = \frac{qL}{4} \left(L - \frac{L}{2} \right) g = \frac{qL^2}{8} g \quad (\text{Nm}) \quad (3.108)$$



Şekil 3.24 : Daimi yükten (m_g) oluşan eğilme momenti (Demirsoy, 1999, s.81)

Kren tahrik sisteminin kütlesi (m_M) (motor, tahrik mekanizması, uzun mil, kavramalar, yataklar ve tekerlek tahrik dişlileri) platform ortasında tek yük olarak düşünülüp ana ve yan kirişlere eşit dağıtılabilir,

$$M_{q2} = \frac{m_M L}{8} g \quad (\text{Nm}) \quad (3.109)$$

Böylece daimi yükten oluşan toplam eğilme momenti;

$$M_q = M_{q1} + M_{q2} \quad (\text{Nm}) \quad (3.110)$$

Gereği halinde kumanda kabininin kütlesinden kiriş ortasında oluşturduğu eğilme momenti de dikkate alınmalıdır.

b) Doğrusal harekette kaldırma ivmesi

$$b = v/t_a \quad (\text{m/s}^2) \quad (3.111)$$

v m/s Kaldırma hızı

t_a s Kalkış zamanı

İvmelendirme esnasındaki atalet kuvveti;

$$F = m_L b \text{ (N)} \quad (3.112)$$

Sonuçta her iki ana kirişe tesir eden hareketli yükün doğurduğu kuvvet;

$$F_p = (m_L + m_o)g + m_L b \text{ (N)} \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.113)$$

F_p araba tekerleklerinden, tekerlek basıncı olarak iletilir, Burada hareket eden tek bir yük söz konusu olduğundan max, eğilme momenti her araba konumunda ya sağdaki, ya da soldaki tekerleğin altında meydana gelir. Yalnız, moment arabanın her konumunda değişmektedir, en uygunsuz konum ve bu durumdaki en büyük eğilme momenti aşağıdaki şekillerde hesaplanır;

Eşit olmayan tekerlek kuvvetleri kabulüne göre:

$F_1 > F_2$ olduğuna göre bileşke kuvvet;

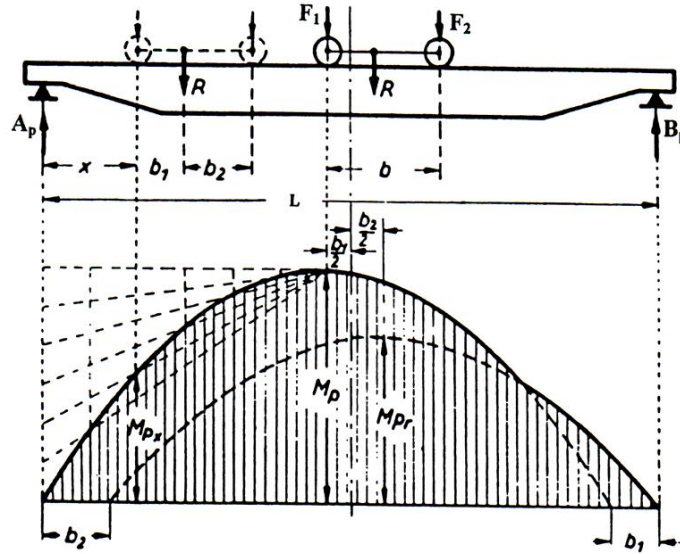
$$R = F_1 + F_2, \quad b_1 = \frac{F_2 b}{R}, \quad b_2 = \frac{F_1 b}{R} \quad (3.114)$$

Arabanın sol tekerleğinin yataktan x uzaklığında bulunması durumundaki yatak kuvveti;

$$A_{Px} = \frac{R(x - b_1)}{L} \text{ (N)} \quad (3.115)$$

ve arabanın bu konumunda sol tekerleğinin altındaki eğilme momenti (Şekil 4.25);

$$M_{Px} = A_{Px} x = \frac{R(x - b_1)}{L} x = \frac{R(x^2 - b_1 x)}{L} \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.116)$$



Şekil 3.25 Değişik büyüklükteki tekerlek basınçlarında hareketli yükün doğurduğu eğilme momenti (Demirsoy, 1999, s.82)

Denklemin türevinin sıfıra eşitlenmesi ile max. değer bulunur,

$$\frac{dM_{Px}}{dx} = \frac{R(L - x - b_1)}{L} = 0 \quad (3.117)$$

$$x = \frac{L}{2} - \frac{b_1}{2} \quad \text{bulunur,} \quad (3.118)$$

max. eğilme momenti sol tekerleğin, kirişin ortasından $b_1 / 2$ kadar solda bulunmasıyla meydana gelmektedir,

$$M_{PL} = \frac{R}{L} \left(L - \frac{L - b_1}{2} - b_1 \right) \left(L - \frac{b_1}{2} \right) = \frac{R}{4L} (L - b_1)^2 = \frac{F_1 + F_2}{4L} (L - b_1)^2 \quad (3.119)$$

R' nin her iki ana kirişe eşit dağılması ile;

$$F_1 + F_2 = \frac{R}{2} = \frac{(m_L + m_0)g + m_L b}{2} \quad \text{eşitliği elde edilir,} \quad (3.120)$$

$$M_{Px} = A_{Px} \cdot x = 0 \text{ olur.} \quad (3.121)$$

1- $x = 0$, yani sol tekerlek A yatağı üzerindedir,

2- $A_{Px} = 0$, yani $x = L - b_1$ ve R, B yatağı üzerinde ise, diğer bir ifade ile sol tekerlek b_1 kadar B' nin solunda M_{max} . değeri parabolün en yüksek noktası olup sol yataktan $L - b_1$ uzaklığındadır, yalnız parabolün geçerliliği sağ tekerlek B yatağına varıncaya kadardır.

Aynı şekilde sağ tekerlek altındaki eğilme momenti;

$$M_{Pr} = \frac{F_1 + F_2}{4L} (L - b_1)^2 \text{ olarak hesaplanır.} \quad (3.122)$$

Bu moment değerinin tepe noktası kiriş ortasından $b_2/2$ kadar sağ taraftadır ve A yatağından b_2 uzaklığına kadar ulaşmaktadır.

Eşit tekerlek kuvvetleri kabulüne göre:

Bu durum R'in her dört tekerleğe eşit şekilde dağıldığı durumdur, Bu şart pratikte genellikle kaldırma ve araba tahrik mekanizmalarının ağırlıklarının farklı olmalarına rağmen yeteri derecede hassasiyetle sağlanır, Büyük ağırlık farklarında tanbur veya denge makarasının hafif olan araba hareket sisteminin tarafına doğru kaydırılmasıyla bir denge sağlanabilir,

$$F = F_1 = F_2, R = F_1 + F_2, R = 2F, b_1 = b_2 = \frac{b}{2} \quad (3.123)$$

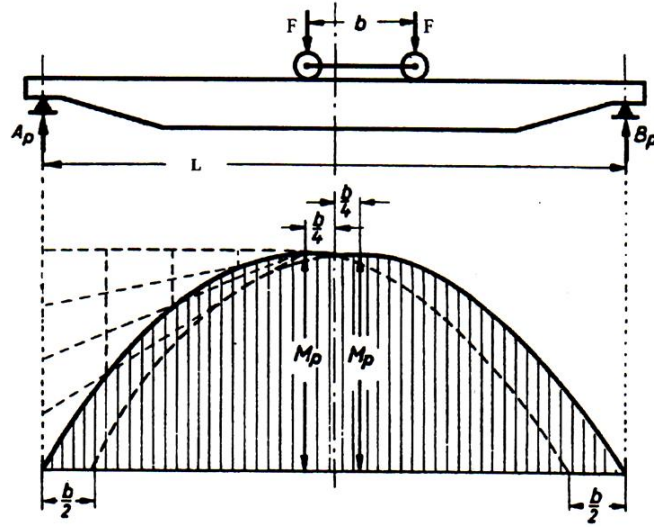
$$M_{Pl} = M_{Pr} = M = \frac{2F}{4L} \left(L - \frac{b}{2} \right)^2, M_P = \frac{F}{2L} \left(L - \frac{b}{2} \right)^2 \quad (3.124)$$

Burada tekerlek basıncı;

$$F = \frac{F_P}{4} = \frac{m_K + m_L + m_0 \cdot \overline{g} + m_L b}{4} \quad (3.125)$$

$$\text{Aynı zamanda } b_1 = b_2 = \frac{b}{2} \text{ ve } x = \frac{L}{2} - \frac{b}{4} \text{ bulunur.} \quad (3.126)$$

Yani, uygun olmayan yük konumu, sol tekerleğin veya sağ tekerleğin kiriş ortasından $b/4$ kadar sol veya sağ tarafta bulunması durumunda oluşur, Şimdi eğilme momenti eğrileri iki parabolten meydana gelmektedir, Her iki momentin tepe noktası kirişin ortasından $1/4$ tekerlekler arası mesafe kadar uzakta bulunmaktadır, Her iki parabol $L - b/2$ kadar uzanmaktadır.



Şekil 3.26 Eşit tekerlek basınçlarında hareketli yükten oluşan eğilme momenti (Demirsoy, 1999, s.84)

Hareketli yükün eğilme momenti ψ katsayısı ve krenin kütlesinin eğilme momenti ϕ katsayısı ile artırılmalıdır, Bunun sonucu olarak;

$$W_{x,gerekli} = \frac{\phi M_q + \psi M_p}{\sigma_{em}}, \sigma_{x,mevcut} = \frac{\phi M_q + \psi M_p}{W_x} \leq \sigma_{em} \text{ hesaplanır.} \quad (3.127)$$

3.2.3 Yatay Yönde Oluşan Eğilme Momentleri

Tam yüklü araba durumunda krenin frenlenmesiyle ana kirişe yatay yönde atalet kuvvetleri tesir etmektedir.

Atalet kuvveti $F = \text{Sürtünme kuvveti } R$

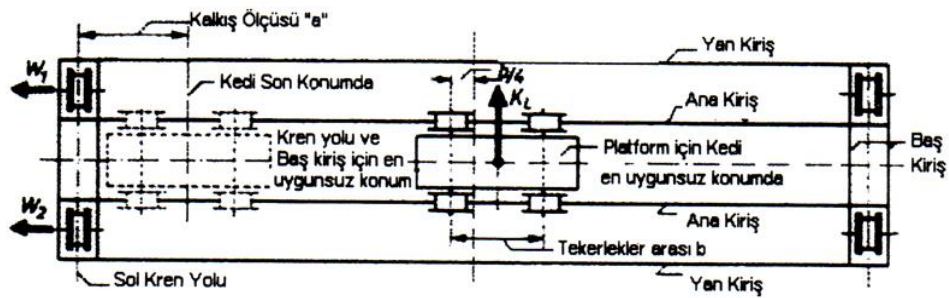
$$m, b = \mu, N$$

Kren tekerleklerinin yarısının frenlenmesi durumunda;

$$(m + m_K + m_L + m_0) \cdot b = \mu \frac{(m + m_K + m_L + m_0)}{2} g \quad \text{veya} \quad b = \frac{\mu}{2} g \quad (3.128)$$

m	kg	Krenin kütlesi,
m_K	kg	Arabanın kütlesi,
m_L	kg	Kaldırma yükünün kütlesi,
m_0	kg	Kaldırma organlarının kütlesi,
b	m/s^2	Doğrusal ivme (frenleme ivmesi),
g	m/s^2	Yerçekimi ivmesi,
μ	-	Sürtünme katsayısı ($\mu=0,15 \approx 1/7$ alınması durumunda $b=g/14$ bulunur).

Bu ivme değeri krenin bütün kütlelerine tesir eder, bu nedenle frenleme esnasında faydalı yük ve araba kütlelerinden doğan atalet kuvveti (Şekil 3.27);



Şekil 3.27 Fren kuvvetleri ve yatay yan kuvvetler (Demirsoy, 1999, s.85)

$$\sigma_{topl} = \sigma_x + \sigma_y = \frac{\phi M_q + \psi M_p}{W_x} + \frac{M_B}{W_y} \leq \sigma_{em} \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.136)$$

Şimdi ana ve ek kuvvetler için emniyet gerilmesi σ_{em} (St 37 için 160 N/mm²) belirleyicidir. Rayın kiriş ile beraber taşımaması durumunda σ_{topl} 'ın kirişin 1 ve 2 köşe noktalarında en büyük iki değeri oluşmaktadır. Çünkü buralarda en büyük çeki ve bası gerilmeleri birbirleriyle toplanmaktadır. Eğer ray cıvatalanmayıp, kaynak veya perçinleme ile kirişe iyi bir şekilde bağlanmış ise kirişle beraber taşıyıcı olarak düşünülebilir. I_x ve I_y toplam kesitin atalet momentleridir. Bu durumda dikkat edilecek nokta yatay sıfır eksenini artık I-profilinin x-x ekseninin olmadığıdır. Yani yeni eksenin Steiner kaidesine göre belirlenmesi gerekir.

3.3 Çift Kirişli Kren Köprüsü Sehim Hesabı

Ana kirişin sehimini büyük olmamalıdır, aksi durumda özellikle elektrikli gezer köprülü krenlerde ağır çalışma şartlarında ve büyük kaldırma hızlarında krende titreşimler oluşur. Bu, örneğin dökümhanelerde derecelerin yerleştirilmesinde hoş olmayan durumlar yaratır. Ayrıca, zamanla cıvatalar çözülür ve kaynak dikişleri uygun olmayan şekilde zorlanır (Demirsoy, 2005, böl. 4.2.2).

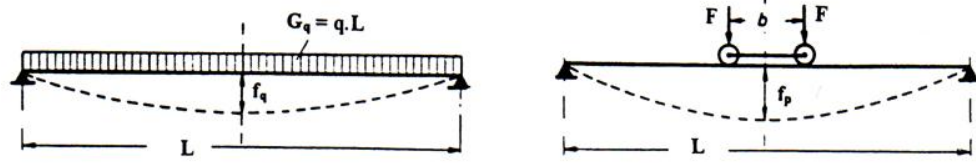
Serbest şekilde düzgün yüklenmiş ve sabit kalan bir atalet momentinde kirişte kendi ağırlığından oluşan sehim şöyledir:

$$f_q = \frac{5}{384} \times \frac{qL^4}{EI_x} g \quad (\text{cm}) \quad (3.137)$$

Hareketli yükten oluşan sehim :

Basit olması için arabanın kiriş ortasındaki yeri en uygunsuz yer olarak kabul edilerek hesaplanır.

$$f_p = \frac{F}{48EI_x} \times (L-b) \times \left[L^2 - (L-b)^2 \right] \quad (\text{cm}) \quad (3.138)$$



Şekil 3.30 Sistem ağırlığının sehim ve hareketli yükün sehimini (Demirsoy, 1999, s.87)

Burada F , hareketli yükten $F_p = (m_L + m_0) \times g + m_L \times b$ gelen tekerlek basıncıdır,

$$f_{topl} = f_q + f_p \leq f_{em} \quad \text{olarak hesaplanır.} \quad (3.139)$$

Elle çalışan krenlerde $f_{em} = L / 500$, elektrikle çalışan krenlerde ise $L / 750$ kabul edilir.

- q kg/cm Yayılı yükün kütlesi,
- E N/cm² Kirişin elastisite modülü,
- I cm⁴ Kirişin atalet momenti,
- F N Hareketli yükün tekerlek kuvveti olarak alınır.

BÖLÜM DÖRT

CTP PROFİL ANA KİRİŞLİ KÖPRÜLÜ KREN TASARIMI VE İMALATI

4.1 Köprülü Kren CTP Profil Ana Kirişleri

4.1.1 CTP Ana Kiriş Tasarımını Etkileyen Faktörler

Krenlerin ana kirişlerinin geometrik boyutları belirlenirken öncelikle kirişlerin sehim açısında kontrolleri yapılır, emniyetli sehim değerine sahip kiriş seçildikten sonra mukavemet açısından da kontrol edilmelidir, köprülü krenler için sehim oranının belirlenmesi konstrüktörün karar vermesi gereken en önmlü aşamadır. Çift kirişli köprülü kren ana kirişlerinin CTP profillerden yapılacağı dikkate alınarak sehim oranı “köprü uzunluğu/1000” olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.1 İmalatı yapılan CTP IPN profillerin kesit şekilleri
(www.strongwell.com/products/pultruded_prod/struct_shapes/index.shtml)

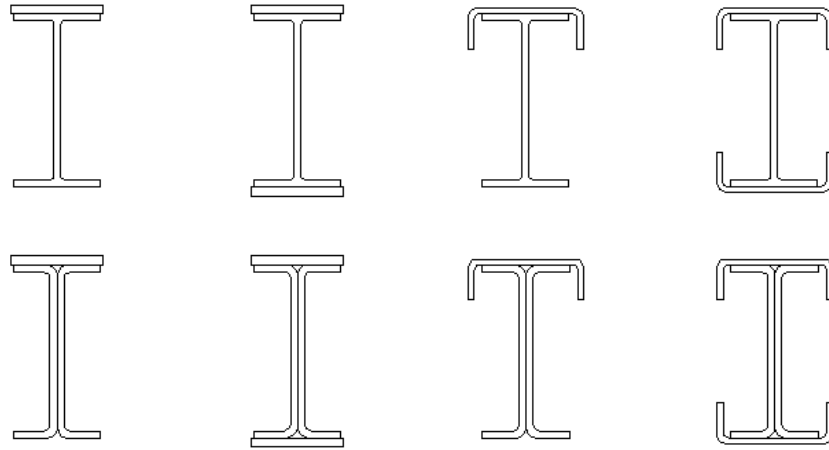
Yapılan çalışmada gezer köprülü krenin ana kiriş malzemesi için CTP malzeme öngörülmüştür (Şekil 4.1). Ana kirişler için kullanılacak CTP malzeme levha ya da profil şeklinde piyasada temin edilebilmektedir, üretim kolaylığı, maliyet, tasarım yükünü karşılayabilmesi açısından köprülü krenin ana kirişlerinin dolu profilden yapılması uygun bulunmuştur.

Ana kirişin sehimini büyük olmamalıdır, aksi durumda gezer köprülÜ krenlerde ağır çalışma şartlarında ve büyük kaldırma hızlarında krende titreşimler oluşur. Ana kiriş profilinin belirlenmesinde sehim hesabında da görüldüğü üzere en önemli faktörler kirişin elastisite modülü ve eğilme yönündeki atalet momentleridir.

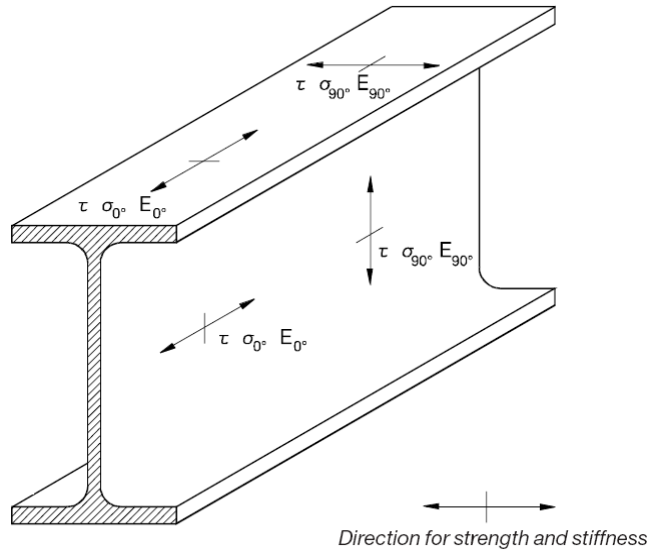
Ülkemizde farklı kesit ve büyüklüklerde CTP profillerin pultrüzyon yöntemi ile imalatı yapılmaktadır, bu profillerin taşıyabilecekleri yük kapasitesi sınırlıdır. Taşınabilecek yük kapasitesinin artırılması amacıyla profillerin farklı şekillerde birleştirilmesi yoluna gidilmiştir.

CTP profillerin farklı şekillerde birleştirilmesiyle, her bir profilin sahip olduğu atalet momentinden daha yüksek bir atalet momenti elde edilmiş dolayısıyla birkaç profilin birleştirilmesi ile CTP malzemeden imal edilİş olan kren ana kirişlerinin taşıyabilecekleri yük sınırı yukarı çekilmiştir.

CTP profil ile imal edilecek olana gezer köprülÜ kren ana kirişinin yük taşıma kapasitesini arttırmak amacıyla profillerin birbiriyle civatalı bağlantılar ile birleştirilerek güçlendirilmesi yoluna gidilmiştir. Şekil 4.2’de güçlendirilmiş CTP profiller görölmektedir.



Şekil 4.2 Güçlendirilmiş CTP profiller



Şekil 4.3 CTP profiller için fiber yönleri
(<http://www.fiberline.com/gb/tools/designmanual.asp>)

CTP Profillerde Yön: 0° profildeki fiber yönünü göstermektedir. Aynı zamanda 0° profilin imalatı sırasında pultrüzyon yönüdür, malzeme için bu yönde tanımlanan özellikler kiriş veya kolon olarak kullanılan profillerin hesabında kullanılır. 90° ise fibere dik olan yönü ifade etmektedir, malzeme için bu yönde tanımlanan özellikler ise öncelikli olarak cıvata bağlantıları için yapılan hesaplamalarda kullanılmaktadır. Şekil 4.3’de tanımlanan yönler gösterilmektedir. Yönden bağımsız olarak tanımlanan malzeme özelliği ise sadece kesme dayanımı ve kesme modülüdür.

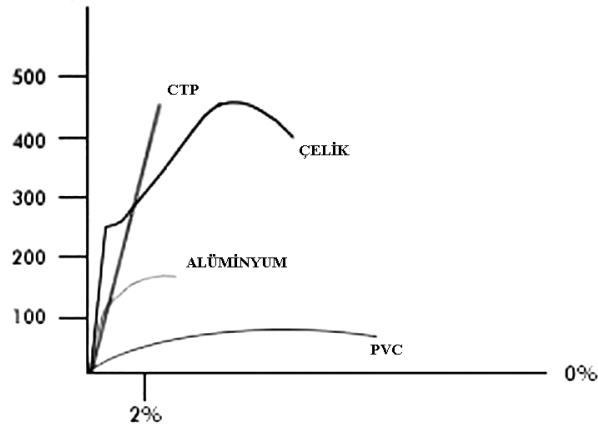
Deformasyon Limitleri: Kompozit yapıların statik hesaplamaları bazı deformasyon limitlerine göre yapılmalıdır. Bu deformasyon limitleri konstrüktör tarafından yapının rijitliğini sağlayan minimum gereksinime göre hesaplanır.

Yapılan çalışmada deformasyon limiti olarak belirlenen ve izin verilebilecek maksimum sehimi belirleyen köprü uzunluğunun 1/1000 oranının yanında, köprü ana kirişlerinin CTP profillerden yapılacağı ve bu malzemenin Şekil 4.4’de gösterildiği gibi gevrek davranış göstermesi nedeni ile emniyet katsayısı 1,6 olarak seçilmiştir. Kren köprüleri için FEM standartlarınca sehim oranı statik durumlar için 1,2 olarak, dinamik durumlarda ise 1,4 olarak belirlenmiştir.

Bu çalışmada köprülül kren ana kiriş malzemesi olarak seçilmiş olan E23 sınıfı CTP profillerin EN 13706 'ya göre mekanik, fiziksel ve elektriksel özellikleri Tablo 4.1 'de verilmiştir.

Tablo 4.1 EN 13706 Kompozit profil standartlarına göre CTP profil özellikleri

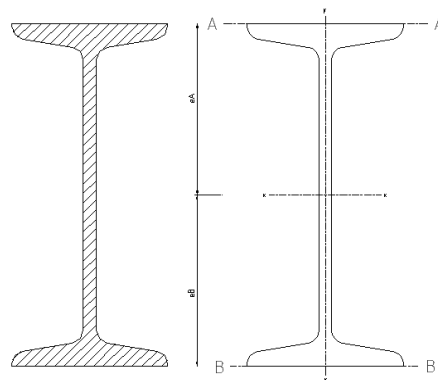
MEKANİK ÖZELLİKLER			
Çekme Dayanımı, 0°	EN ISO 527-4	MPA	240
Çekme Dayanımı, 90°	EN ISO 527-4	MPA	50
Basma Dayanımı, 0°	DIN 53 454-71	MPA	240
Basma Dayanımı, 90°	DIN 53 454-71	MPA	70
Eğilme Dayanımı, 0°	EN 13706-2:2002	MPA	240
Eğilme Dayanımı, 90°	EN 13706-2:2002	MPA	100
Kesme Dayanımı	ASTM D2344-84	MPA	25
Çentik Darbe Dayanımı LW	EN 13706-2:2002	MPA	150
Çentik Darbe Dayanımı, CW	EN 13706-2:2002	MPA	70
Bükülme Dayanımı, 0°	DIN/EN 63/77	MPA	200-450
Bükülme Dayanımı, 90°	DIN/EN 63/77	MPA	40-180
Elastisite Modülü, 0°	DIN 53 457-87	MPA	25000
Elastisite Modülü, 90°	DIN 53 457-87	MPA	8500
Kayma Modülü	ASTM D2344-84	MPA	3000
Poisson Oranı $V_{0^\circ, 90^\circ}$		-	0.23
Poisson Oranı $V_{90^\circ, 0^\circ}$		-	0.09
Darbe Dayanımı, 0°	DIN 53 453-75	kJ/m^2	40-125
Darbe Dayanımı, 90°	DIN 53 453-75	kJ/m^2	20-100
FİZİKSEL ÖZELLİKLER			
Barkol Sertliği	ASTM D-2583	-	50
24 Saatte Su Emişi	ASTM D-570	%max	0,45
Yoğunluğu		g/cm^3	1,8
Isıl Uzama Katsayısı	ASTM C 177 93	10^{-6} K^{-1}	16-22
ELEKTRİKSEL ÖZELLİKLER			
Spesifik Geçirgenlik	-	W cm	10^{10} - 10^{14}
Yüzey Geçirgenliği	-	W	10^{10} - 10^{18}
Dielektrik Sabiti	DIN 53 483-65	--	0,03
DielektrikKaybı Faktörü	DIN 53 483-65	--	< 5



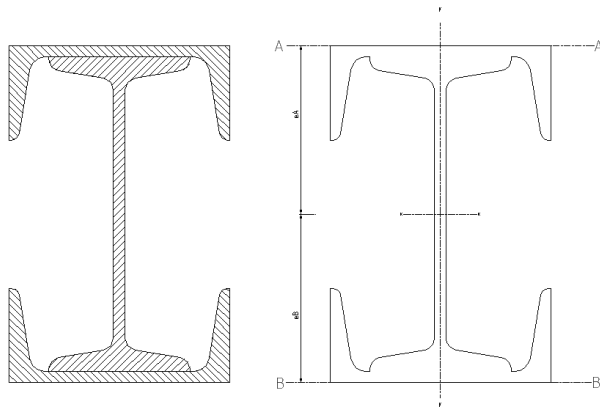
Şekil 4.4 CTP malzeme kopma eğrisi (<http://www.frpindia.com>)

4.1.2 CTP Ana Kirişlerin Boyutlarının Belirlenmesi

Köprülü kren ana kirişlerinin boyutlarının belirlenmesinde maliyet, taşıma kapasitesinin mümkün olduğunca yüksek tutulmaya çalışılması, profillerin güçlendirilmesi amacıyla birbirleri ile bağlanabilirliği gibi faktörler dikkate alınmıştır. Kren ana kiriş olarak IPN 200 ve UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 seçilmiştir, ikinci tip profilde güçlendirmenin UPN 140 ile yapılmasının nedeni IPN 200 Şekil 4.6'daki gibi bağlanabilecek en küçük profil olmasıdır, burada destek profilinin belirlenmesinde maksimum taşıma kapasitesi artışının sağlanması isteğinden çok minimum maliyet dikkate alınmıştır. Belirlenen iki farklı CTP profilin geometrik özellikleri aşağıda verilmektedir.



Şekil 4.5 IPN 200 CTP profil



Şekil 4.6 UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil

Tablo 4.2 UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil geometrik özellikleri

H (mm)	W (mm)	S (mm)	Alan (mm ²)	Ağırlık (kg/m)	I _x (cm ⁴)	I _y (cm ⁴)	W _x (cm ³)	W _y (cm ³)	C _x (cm)	C _y (cm)
214	140	7,5	7287	12,514	5620	1332,9	525,234	190,414	7	10,7

Tablo 4.3 IPN 200 CTP profil geometrik özellikleri

H (mm)	W (mm)	S (mm)	Alan (mm ²)	Ağırlık (kg/m)	I _x (cm ⁴)	I _y (cm ⁴)	W _x (cm ³)	W _y (cm ³)	C _x (cm)	C _y (cm)
200	90	7.5	3305	5,348	2108,708	113,303	210,871	25,178	4,5	10,0

4.1.3 Köprülülü Kren CTP Ana Kirişleri Kaldırma Kapasitelerinin Tespiti

Çift kirişli kren köprüleri gerilme ve sehim hesapları Bölüm 3.2 ve Bölüm 3.3’de anlatıldığı şekilde hesaplanmıştır. Yapılacak hesaplamalar için gerekli zamanın uzunluğu ve bu hesaplarda gösterilmesi gereken azami dikkat gözönüne alınarak, piyasada kullanılan tüm kren köprüsü tipleri için (Kutu tip, IPN, HEA ve özel birleştirilmiş) statik gerilme, dinamik gerilme ve sehim emniyetlerini kontrol edebilmek için bir bilgisayar programı Microsoft Excel bilgisayar programı kullanılarak hazırlanmıştır.

Hazırlanan program ile deneysel ve nümerik çalışmalarda kullanacağımız çift kiriş CTP profil kren köprülerinin maksimum taşıma kapasiteleri tespit edilerek, tasarımı yapılacak arabanın sahip olması gereken maksimum ağırlık ile nümerik ve deneysel çalışmalarda kullanılacak maksimum faydalı yük ağırlığı tespit edilmiştir.

CTP profillerin yüksek zorlamalar altında gevrek davranış göstererek ani kırılmalar göstermeleri ve imalat esnasında oluşabilecek iç çatlaklar gibi malzeme mekaniğine olumsuz etki edebilecek etkenler dikkate alınarak kullanılacak emniyet katsayısı 1,6 olarak kabul edilmiştir.

Bölüm 3.2 ve Bölüm 3.3’de verilen hesaplama esaslarına göre hazırlanan programda kullanılan veriler ve elde edilen sonuçlar tablolar halinde verilmiştir.

4.1.3.1 IPN 200 CTP Profil Ana Kirişin Kaldırma Kapasitesinin Tespiti

Excel bilgisayar programı ile hazırlanan bilgisayar programı yardımı ile IPN 200 CTP profil ana kirişin kaldırma kapasitesinin tespitinde kullanılan veriler ve elde edilen sonuçlar Tablo 4.4, Tablo 4.5, Tablo 4.6, Tablo 4.7, Tablo 4.8, Tablo 4.9, Tablo 4.10, Tablo 4.11, Tablo 4.12, Tablo 4.13’de gösterilmiştir.

Tablo 4.4 Kren Teknik Değerleri

Kaldırma sınıfı	DIN15018	H2
Yükleme durumu	DIN15018	B2
Yükleme hali	DIN15018	H
Emniyet katsayısı (S)		1,6
Yük kaldırma hızı (V_H)	m/dak	5,1
Araba yürüme hızı (V_A)	m/dak	6,21
Krenin yük katsayısı (φ)	...	1,1
Kaldırma yükü katsayısı (ψ)	...	1,22244
Yükleme grubuna göre katsayı (k_B)	...	1
Toplam sehim oranı (f_v)	mm/mm	1000
CTP profil yoğunluğu	kg/mm ³	0,0000018

Tablo 4.5 Kiriş Değerleri

Köprü uzunluğu (L)	mm	2500
Araba aks açıklığı (b)	mm	430
Kaldırma yükü (m_L)	kg	400
Araba ağırlığı (m_K)	kg	250
Malzeme		CTP
Kiriş tipi	...	IPN 200
Ray genişliği (b_R)	mm	10
Ray yüksekliği (h_R)	mm	10

Tablo 4.6 Parçaların ve Sistemin Kesit Alanı

Ray kesit alanı (A_R)	mm^2	100
Kiriş toplam kesit alanı (A_{top})	mm^2	3405
Toplam kiriş birim ağırlığı (q_k)	kg/mm	0,005348
Toplam köprü ağırlığı (Q_{TOP})	kg	15,3325

Tablo 4.7 Ağırlık Merkezi Koordinatları

Köprü kirişi ağırlık merkezi X koordinatı	mm	45,00
Köprü kirişi ağırlık merkezi Y koordinatı	mm	103,05

Tablo 4.8 Sistem Geometrik Değerleri

X ekseninde ağırlık merkezinin kiriş ucuna mesafesi	mm	45
X ekseninde ağırlık merkezinin kiriş ucuna mesafesi	mm	45
Y ekseninde ağırlık merkezinin kiriş ucuna mesafesi	mm	103,05
Y ekseninde ağırlık merkezinin kiriş ucuna mesafesi	mm	106,95
Y ekseninde ağırlık merkezinin kiriş ucuna max. mesafesi	mm	106,95
X ekseninde ağırlık merkezinin kiriş ucuna max. mesafesi	mm	45

Tablo 4.9 Atalet Momentleri

X eksen eğilme atalet momenti (I_X)	mm^4	21087080,91
Y eksen eğilme atalet momenti (I_Y)	mm^4	1133033,33

Tablo 4.10 Mukavemet Momentleri

X eksen eğilme mukavemet momenti (W_X)	mm^3	210871,03
Y eksen eğilme mukavemet momenti (W_Y)	mm^3	25178,52

Tablo 4.11 Kiriş Sehim Kontrolü

Elastisite modülü (E_{ZZ})	N/mm^2	25000
Kiriş kendi ağırlığından oluşan sehim (f_q)	mm	0,0544
Kaldırma yükü ve araba ağırlığından oluşan sehim (f_p)	mm	2,4237
Toplam sehim (f_{top})	mm	2,478
Emniyetli sehim (f_{em})	mm	2,5
$f_{\text{em}} > f_{\text{top}}$ ise EMNİYETLİDİR		EMNİYETLİ

Tablo 4.12 Kiriş Gerilme Kontrolü

Kren kirişinin kendi ağırlığından oluşan gerilme	N/mm ²	0,237
Araba öz ağırlığından oluşan gerilme	N/mm ²	3,589
Kaldırma yükünden oluşan gerilme	N/mm ²	9,188
Atalet kuvvetlerinden ileri gelen gerilme	N/mm ²	10,029
Araba kasılmasından ileri gelen gerilme	N/mm ²	7,214
Rüzgar direncinden oluşan gerilme	N/mm ²	0,00
Tekerlek kuvvetlerinden torsiyon gerilmesi	N/mm ²	0
Tekerlek kuvvetlerinden kesme gerilmesi	N/mm ²	3,046
Max. Normal gerilme	N/mm ²	30,257
Min. Normal gerilme	N/mm ²	3,826
Toplam kayma gerilmesi	N/mm ²	3,046
Mukayese gerilmesi (σ_v)	N/mm ²	30,713

Tablo 4.13 Kiriş Statik Gerilme Kontrolü

Emniyetli statik mukavemet değeri (σ_{zEM})	N/mm ²	240
$\sigma_{zEM} > \sigma_v$ ise EMNİYETLİDİR.	...	EMNİYETLİ

4.1.3.2 UPN 140 ile Güçlendirilmiş IPN 200 CTP Profil Ana Kirişin Kaldırma Kapasitesinin Tespiti

Excel bilgisayar programı ile hazırlanan bilgisayar programı yardımı ile UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil ana kirişin kaldırma kapasitesinin tespitinde kullanılan veriler ve elde edilen sonuçlar Tablo 4.14, Tablo 4.15, Tablo 4.16, Tablo 4.17, Tablo 4.18, Tablo 4.19, Tablo 4.20, Tablo 4.21, Tablo 4.22, Tablo 4.23'de gösterilmiştir.

Tablo 4.14 Kren Teknik Değerleri

Kaldırma sınıfı	DIN15018	H2
Yükleme durumu	DIN15018	B2
Yükleme hali	DIN15018	H
Emniyet Katsayısı (S)		1,6
Yük kaldırma hızı (V_H)	m/dak	5,1
Araba yürüme hızı (V_A)	m/dak	6,21
Krenin yük katsayısı (ϕ)	...	1,1
Kaldırma yükü katsayısı (ψ)	...	1,22244
Yükleme grubuna göre katsayı (k_B)	...	1
Toplam sehim oranı (f_v)	mm/mm	1000
CTP profil yoğunluğu	kg/mm ³	0,0000018

Tablo 4.15 Kiriş Değerleri

Köprü uzunluğu (L)	mm	2500
Araba aks açıklığı (b)	mm	430
Kaldırma yükü (m_L)	kg	1250
Araba ağırlığı (m_K)	kg	250
Malzeme		CTP
Kiriş tipi	...	IPN 200 - UPN140
Ray genişliği (b_R)	mm	10
Ray yüksekliği (h_R)	mm	10

Tablo 4.16 Parçaların ve Sistemin Kesit Alanı

Ray kesit alanı (A_R)	mm ²	100
Kiriş toplam kesit alanı (A_{top})	mm ²	7387
Toplam kiriş birim ağırlığı (q_k)	kg/mm	0,012514
Toplam köprü ağırlığı (Q_{TOP})	kg	33,2475

Tablo 4.17 Ağırlık Merkezi Koordinatları

Köprü kirişi ağırlık merkezi X koordinatı	mm	70
Köprü kirişi ağırlık merkezi Y koordinatı	mm	108,52

Tablo 4.18 Sistem Geometrik Değerleri

X ekseninde ağırlık merkezinin kiriş ucuna mesafesi	mm	70
X ekseninde ağırlık merkezinin kiriş ucuna mesafesi	mm	70
Y ekseninde ağırlık merkezinin kiriş ucuna mesafesi	mm	108,52
Y ekseninde ağırlık merkezinin kiriş ucuna mesafesi	mm	115,48
Y ekseninde ağırlık merkezinin kiriş ucuna max. mesafesi	mm	108,52
X ekseninde ağırlık merkezinin kiriş ucuna max. mesafesi	mm	70

Tablo 4.19 Atalet Momentleri

X eksen eğilme atalet momenti (I_X)	mm ⁴	56200759,87
Y eksen eğilme atalet momenti (I_Y)	mm ⁴	13329009,92

Tablo 4.20 Mukavemet Momentleri

X eksen eğilme mukavemet momenti (W_X)	mm ³	517883,89
Y eksen eğilme mukavemet momenti (W_Y)	mm ³	190414,42

Tablo 4.21 Kiriş Sehim Kontrolü

Elastisite modülü (E_{ZZ})	N/mm ²	25000
Kiriş kendi ağırlığından oluşan sehim (f_q)	mm	0,0472
Kaldırma yükü ve araba ağırlığından oluşan sehim (f_p)	mm	2,449
Toplam sehim (f_{top})	mm	2,497
Emniyetli sehim(f_{em})	mm	2,5
$f_{em} > f_{top}$ ise EMNİYETLİDİR		EMNİYETLİ

Tablo 4.22 Kiriş Gerilme Kontrolü

Kren kirişinin kendi ağırlığından oluşan gerilme	N/mm ²	0,23
Araba öz ağırlığından oluşan gerilme	N/mm ²	1,608
Kaldırma yükünden oluşan gerilme	N/mm ²	12,865
Atalet kuvvetlerinden ileri gelen gerilme	N/mm ²	1,56
Araba kasılmasından ileri gelen gerilme	N/mm ²	2,492
Rüzgar direncinden oluşan gerilme	N/mm ²	0,00
Tekerlek kuvvetlerinden torsiyon gerilmesi	N/mm ²	0,00
Tekerlek kuvvetlerinden kesme gerilmesi	N/mm ²	3,578
Max. Normal gerilme	N/mm ²	18,755
Min. Normal gerilme	N/mm ²	1,838
Toplam kayma gerilmesi	N/mm ²	3,578
Mukayese gerilmesi (σ_v)	N/mm ²	19,752

Tablo 4.23 Kiriş Statik Gerilme Kontrolü

Emniyetli statik mukavemet değeri (σ_{zEM})	N/mm ²	240
$\sigma_{zEM} > \sigma_v$ ise EMNİYETLİDİR.	...	EMNİYETLİ

Yapılan hesaplamaların sonuçlarından da görüleceği gibi CTP köprü kirişlerinde meydana gelen sehimin, emniyetli sehim değerine azami miktarda yaklaştığı anlar için sistemde meydana gelen gerilmeler emniyetli gerilme değerlerinden çok küçüktür fakat bu, krenlerin konstrüksiyonunda belirlenmiş bir dizayn şartıdır.

Sistemlerin üzerine uygulanması gereken maksimum yükler Tablo 4.5 ve Tablo 4.15'deki m_L değerleridir. Bu değerlere göre maksimum araba ağırlığı ve maksimum faydalı yük ağırlığına karar verilecektir.

4.2 Araba Tasarımı ve İmalatı

Deneysel çalışmalarda kullanılması amaçlanan krenin tipi CTP malzemeden imal edilerek konstrüksiyonda ana kiriş olarak kullanılacak profillerin tüm kesit alanında oluşacak gerilme dağılımı ve dolayısı ile yüksek taşıma kapasitesi amaçlanarak çift kiriş gezer köprülü krenler için tasarlanacak kaldırma makinası tipine karar verilmiştir. Tasarım yapılırken kaldırma makinasının oturtulacağı araba çerçevesinin boyutlarının laboratuvar içerisinde kullanım ve montajına izin verecek ölçülerde olması hedeflenerek mümkün olan minimum ölçülerde tutulmuş ayrıca kaldırma makinasının 500 kg kaldırma kapasitesinde olması uygun görülerek araba tekerlek açıklığı 700 mm olarak belirlenmiştir.

Arabanın tasarımına öncelikle makina parçalarının 500 kg kaldırma kapasitesi için uygun boyutların belirlenmesi ile başlanmıştır. Parçalar için uygun boyutların hesaplanmalarında kaldırma makinaları için DIN standartlarınca verilen hesaplar esas tutulmuş ve gerekli boyutları, motor ve fren güçlerini kolaylıkla hesaplamak için Excel bilgisayar programı ile bir hesap cetveli oluşturulmuştur.

Bu bölümde arabayı meydana getiren parçaların imalat ölçülerinin belirlenmesine ve tasarımlarına ayrı ayrı değinilecektir.

4.2.1 Araba Teknik Değerleri

İmalatı yapılacak kaldırma makinası orta büyüklükteki yük kollektifinde çalışması düşünülerek DIN15018'e göre 2m çalışma sınıfında yer alacağı belirlenmiştir.

Tablo 4.24 Tel halat çapının belirlenmesi için kullanılan veriler

Mekanizma sınıfı	...	2m
Kaldırma yükü (m_L)	kg	500
Araba ağırlığı (m_K)	kg	250

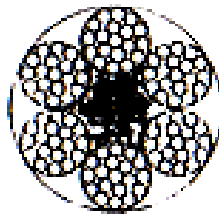
4.2.2 Tel Halat Mukavemet Hesabı

Tel halat çapının tespiti için hazırlanan programdan alınan değerler Tablo 4.25’de verilmiştir.

Tablo 4.25 Tel halat çapının belirlenmesi için kullanılan veriler

Halat donanı	...	2/1
Halat sayısı (Z)	...	2
Halat çevrimi	...	1
Halat sistemi verimi (μ)	...	0,98
c katsayısı (DIN15020)	...	0,095
Halat toplam yükü (F_H)	N	5003,1
Halat çekme kuvveti (F_s)	N	2779,5
Halat tipi	...	6x19Std.Ç.Ö.
Hesaplanan halat çapı (d) (DIN3060)	mm	6
Halat kopma kuvveti (F_{kopma}) (DIN3060)	N	19600
Min. Emniyet katsayısı (S_{min}) (DIN15020)	...	4,5
Emniyet katsayısı (S)	...	7,05
$S_{min} \leq S$ ise EMNİYETLİDİR	EMNİYETLİ	

Sistemde kullanılmak üzere DIN3060’da verilen Std. 6x19 çelik özlü 6 mm çapında çelik halat seçilmiştir. Kaldırma makinası için uygun görülen standart tip çelik özlü halat kesiti Şekil 4.7’de görülmektedir.



Şekil 4.7 DIN3060’a göre 6x19 Std.çelik halat kesiti

4.2.3 Tel Halat Tambur Mukavemet Hesabı

Tel halat tanburu için yapılan mukavemet hesapları ile elde edilen veriler Tablo 4.26’da verilmiştir. Hesaplanan ölçülere göre imalatı yapılacak tanbur için montaj ve imalat resimleri hazırlanmıştır. Tanbur imalat aşamaları Şekil 4.8, Şekil 4.9’da verilmiştir.

Tablo 4.26 Tel halat tanburu mukavemet hesabı için kullanılan veriler

Çap faktörü (h_1) (DIN15020)		18
Çap faktörü (h_2) (DIN15020)		1
Halat çapı (d)	mm	6
Min. Tambur çapı (D_{min})	mm	108
Seçilen tambur çapı (D_t)	mm	140
$D_{min} \leq D$ ise EMNİYETLİDİR		EMNİYETLİ
Tambur boyu (L)	mm	320
Et kalınlığı (t)	mm	8
Yiv Hatvesi (s)	mm	7
Yiv Dibi Çapı (D_d)	mm	134
Tambur İç Çapı (D_i)	mm	96
Ortalama Tambur Çapı (D_o)	mm	137
Halat Çekme Kuvveti (F_{smax})	N	2779,5
Burulma Momenti (M_t)	Nmm	194565
Eğilme Momenti (M_e)	Nmm	214021,5
Burulma Gerilmesi (τ_t)	N/mm ²	1,316177
Eğilme Gerilmesi (σ_b)	N/mm ²	2,895681
Bileşik Gerilme (σ_{Bil})	N/mm ²	3,6853
Tam sarılmamış halde bası gerilmesi (σ_{dA})	N/mm ²	56,2518
Tam sarılmamış halde eğilme gerilmesi (σ_{bA})	N/mm ²	15,3443
Bası Emniyet Gerilmesi (σ_{dem})	N/mm ²	100
Eğilme Emniyet Gerilmesi (σ_{bAem})	N/mm ²	50
$\sigma_{dA} \leq \sigma_{dem}$ ise EMNİYETLİDİR	EMNİYETLİ	
$\sigma_{bA} \leq \sigma_{bAem}$ ise EMNİYETLİDİR	EMNİYETLİ	



Şekil 4.8 Tanbur gövdelerinin imalat öncesi kılavuzları açılmış



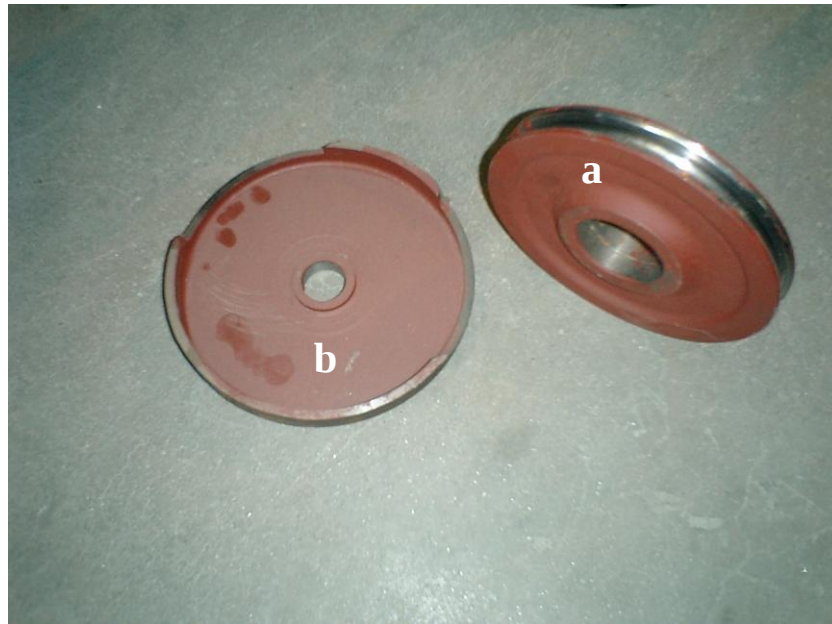
Şekil 4.9 AISI1040 çeliğinden imalatı yapılan tanbur (a), halat kalvuzu (b) ve tahrik mili (c)

4.2.4 Tel Halat Makarası Mukavemet Hesabı

Tel halat makarası (Şekil 4.10) için yapılan mukavemet hesapları ile elde edilen veriler Tablo 4.27’de verilmiştir. Hesaplanan ölçülere göre imalatı yapılacak tel halat makarası için imalat resimleri hazırlanmıştır.

Tablo 4.27 Tel halat makarası mukavemet hesabı için kullanılan veriler

Çap faktörü (h_1) (DIN15020)	...	20
Çap faktörü (h_2) (DIN15020)	...	1
Halat çapı (d)	mm	6
Min. Makara çapı (D_{min})	mm	120
Seçilen Makara çapı (D_k)	mm	136
$D_{min} \leq D$ ise EMNİYETLİDİR	EMNİYETLİ	



Şekil 4.10 Kaldırma makinası için imal edilen tel halat makarası (a) ve makara bloğu kapağı (b)

4.2.5 Denge Makarası Mukavemet Hesabı

Denge makarası için yapılan mukavemet hesapları ile elde edilen veriler Tablo 4.28’de verilmiştir.

Tablo 4.28 Tel halat makarası mukavemet hesabı için kullanılan veriler

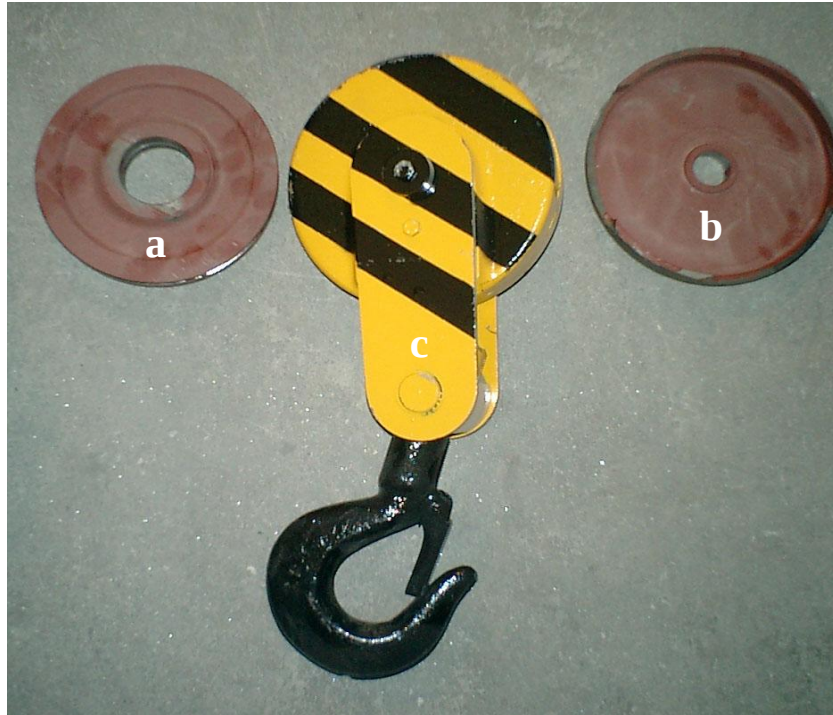
Çap faktörü (h_1) (DIN15020)		14
Çap faktörü (h_2) (DIN15020)		1
Halat çapı (d)	mm	6
Min. Makara çapı (D_{min})	mm	84
Seçilen makara çapı (D_m)	mm	135
$D_{min} \leq D$ ise EMNİYETLİDİR.		EMNİYETLİ

4.2.6 Kanca Seçimi

Kanca seçimi için yapılan mukavemet hesapları ile elde edilen veriler Tablo 4.29’da verilmiştir.

Tablo 4.29 DIN15401’e göre tek ağızlı kanca seçimi için kullanılan veriler

Kanca malzemesi mukavemet sınıfı (DIN15400)	...	P
Standart kanca yükü	kg	500
Uygun en küçük standart kanca no (DIN15401)	DIN15400	Nr.6



Şekil 4.11 Kaldırma makinası için imal edilen tel halat makarası (a) ve kapağı (b) ile Nr.6 tek ağızlı kanca bloğu konstrüksiyonu (c)

4.2.7 Kaldırma Motoru ve Fren Momenti Hesabı

Kaldırma motoru için yapılan güç hesapları ile elde edilen veriler Tablo 4.30’da verilmiştir.

Tablo 4.30 Kaldırma motoru güç hesapları için kullanılan veriler

Tanbur verimi (η_t)	...	0,98
Tanbur burulma momenti (M_t)	Nmm	194565
Tanbur döndürme momenti (M_d)	Nmm	198535,7
Yük kaldırma hızı (V_H)	m/d	5,1
Halat hızı (V_S)	m/d	10,2
Tanbur devir sayısı (n_T)	d/d	23,19
Tanbur açısal hızı (w_T)	r/sn	2,4285
Halat sistemi verimi (η_s)	...	0,98
Halat sayısı (i_s)	...	2
İvmesiz tam yük momenti; (M_T)	Nmm	182328,7
İvmelenme zamanı (t_A)	s	3
İvmelendirme momenti (M_A)	Nmm	5165,98
Gerekli toplam moment (ΣM)	Nmm	187494,7
Gerekli motor gücü (P_k)	KW	0,4553
Seçilen motor gücü (P_{ks})	KW	0,55
$P_k < P_{ks}$ ise UYGUNDUR	...	UYGUN

Kaldırma sistemi fren momenti için yapılan hesaplar ile elde edilen veriler Tablo 4.31’de verilmiştir. Fren sistemi tanbur mili üzerine montajı yapılmaktadır. Fren sistemini meydana getiren fren diskleri ve gövdesi Şekil 4.12’de, fren sistemi montajı yapılmış hali ise Şekil 4.13’de gösterilmiştir.

Tablo 4.31 Kaldırma sistemi fren moment hesapları için kullanılan veriler

Fren miktarı (Z_f)	Adet	1
Servis faktörü (K_f)	...	2,5
Motor devri (n_1)	d/dk	1450
Motor momenti (M_m)	Nmm	187494,70
Gerekli fren momenti (M_f)	Nmm	468736,75
Seçilen fren momenti (M_{fs})	Nmm	500000,00
$M_{fs} < M_f$ ise UYGUNDUR	UYGUN	



Şekil 4.12 Fren sistemini meydana getiren fren diskleri ve gövdesi



Şekil 4.13 Fren sistemi montajı yapılmış hali

4.2.8 Araba Yürütme Sistemi Tekerlek Çapı Hesabı

Araba tekerlekleri (Şekil 4.14) için yapılan mukavemet hesapları ile elde edilen veriler Tablo 4.33’de verilmiştir. Hesaplanan ölçülere göre imalatı yapılacak araba tekerleği için imalat resimleri hazırlanmıştır. Araba tekerleklerinin imalatında

polyamide (PA6) malzeme kullanılmıştır. Tekerleklerin imalatı için bu malzemenin seçilmesindeki en büyük etken, sistemde çelik tekerleklere göre hafiflik ve maliyet açısından avantaj sağlamasıdır.

Polyamide makina endüstrisinde çok kullanılan bir malzemedir. Nispeten rijit, kaygan ve iyi mekanik dayanım değerlerine sahip bir malzemedir. Dişli uygulamalarında tekerlek yapımına kadar muhtelif kullanım alanları vardır. Kimyasal mukavemeti orta değerdedir, bazı asit ve bazlara karşı mukavemeti vardır. Polyamid bünyesinde su toplama özelliğine sahiptir. Bu özelliklerin iyi ve kötü yanları vardır. İyi yönü parçanın titreşim ve ani darbelere karşı dayanımı artırır. Böylece parça kullanım esnasında oluşacak dinamik gerilmelerin bünyede yok edilmesine olanak sağlar. Kötü yönü ise malzemede ölçü stabilitesine ulaşmak güçleşir. Yani malzeme havadaki nemden dahi etkilenecek ölçü değişikliklerine uğrar parçaya son işlem yapılmadan toleranslara dikkat edilmelidir.

Basit dişlilerde, yataklarda, civatalarda, flanşlarda, makara kayış kasnaklarında, kesim plakası, filtre plakası, tazgah tablası ve her türlü parça imalatında kullanılır.

Tablo 4.32 Polyamide (PA6) malzeme fiziksel özellikleri (www.teknikgroup.com/polyamid1.htm)

FİZİKSEL ÖZELLİKLER		TEST METODU		Polyamid (PA6)
		DIN	ISO	
Özgül ağırlık	g/cm ³	53479	1183	1.13
Servis sıcaklığı	0°C	53461	75	100
Ergime noktası	0°C	-	-	220
Termal uzama	1/K*10 ⁻³	53752	-	6-10
Çekme dayanımı	N/mm ²	53455	527	60-70
Kopma dayanımı	N/mm	53455	527	80
Kopma uzaması	%	53455	527	>50
Çentik darbe dayanımı	kJ/m ²	53453	179	4-25
Elastisite modülü	N/mm ²	53452	178	3000
Rockwell sertliği	Skala	-	2039-2	M85

Tablo 4.33 Araba yürütme sistemi tekerlek hesabı için kullanılan veriler

Araba yürütme hızı (V_A)	m/dk	5,5
Tekerlek sayısı (Z_t)	Adet	4
Tekerlek malzemesi ()		PA6
Ray malzemesi elastisite modülü (E_{ray}) (St37)	N/mm ²	210000
Tekerlek malzemesi elastisite modülü ($E_{tekerlek}$) (PA6)	N/mm ²	3000
Hesaplanan elastisite modülü ($E_{hesaplanan}$)	N/mm ²	5911,33
Tekerlek malzemesi hertz basıncı (P_0)	N/mm ²	35
Müsade edilen yüzey basıncı (P_{em})	N/mm ²	0,592
Malzeme için katsayı (c_1) (DIN15070)		1
Devir sayısı için katsayı (c_2) (DIN15070)		1
İşletme ömür katsayısı (c_3) (DIN15070)		1
Ray genişliği (b_t)	mm	10
Ray kenar radyüsü (r)	mm	1
Max. Tekerlek yükü (F_R)	N	1618,65
Gerekli tekerlek çapı (D_{min})	mm	97,6364
Tekerlek çapı (D)	mm	108
$D_{min} \leq D$ ise EMNİYETLİDİR	EMNİYETLİ	



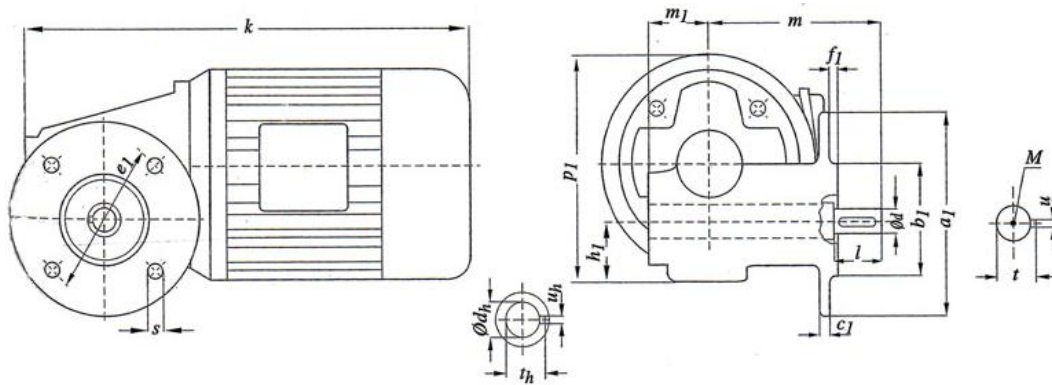
Şekil 4.14 PA6 malzemeden imal edilen pinyon ve araba tekerlekleri

4.2.9 Araba Yürütme Sistemi Motor Güç Hesabı

Kaldırma motoru için yapılan güç hesapları ile elde edilen veriler Tablo 4.34’de verilmiştir. Buna göre TOBA firmasının TB32-63M/6 tip sonsuz vidalı redüktörlü motoru seçilmiştir. Seçilen motor için katalog ölçüleri Şekil 4.15’de verilmiştir.

Tablo 4.34 Araba yürütme sistemi motor güç hesapları için kullanılan veriler

Motor sayısı (Z_m)	Adet	1
Motor verimi (μ_m)		0,85
Yuvarlanma sürtünmesi (f)		0,05
İvmelenme (b)	m/sn ²	0,11
Hareket direnci (F_h)	N	46,311
Hareket gücü (P_h)	KW	0,008264
İvmelenme gücü (P_b)	KW	0,006094
Gerekli toplam güç (P_t)	KW	0,01435
Seçilen güç (P_s)	KW	0,18
$P_t \leq P_s$ ise EMNİYETLİDİR.	EMNİYETLİ	



MONTAJ ÖLÇÜLERİ Mounting dimensions									BOYUTLAR Dimensions		MİL ÖLÇÜLERİ Shaft dimensions							
a_1	b_1	c_1	e_1	f_1	s_1	h_1	m	m_1	k	p_1	l	$\varnothing d$	t	u	$\varnothing d_h$	t_h	u_h	M
105	70	8	85	2.5	6.6	38	95	36.5	259	135	30	15	16	5	16	18.3	5	M5

Şekil 4.15 TB32-63M/6 tip sonsuz vidalı redüktörlü motor için katalog ölçüleri

4.3 Araba ve Köprülü Kren Montajı

İmalatı yapılacak kaldırma makinası parçaları için yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen ölçüler esas alınarak oluşturulan imalat ve montaj resimlerine her parça ayrı ayrı imal edilmiş ve son aşama olarak montajları gerçekleştirilmiştir.

Gezer köprülü krenin üzerine yerleştirileceği konsol kolaylıkla demonte edilebilecek şekilde dizayn edilmiş ve cıvata-somun bağlama elemanları ile montajı gerçekleştirilmiştir. Konsol malzemesi olarak 4 mm et kalınlığında 80x80 AISI1020 çelik profiller kullanılmıştır.

Konsol montajı gerçekleştirildikten sonra köprülü krenin ana kirişleri olacak CTP profiller yine cıvata-somun bağlantıları ile sisteme bağlanmıştır. Gezer köprülü kren köprüsü bu şekilde meydana getirildikten sonra son aşama olarak araba, ana kirişler üzerine oturtulmuştur. Sistemin montajı yapıldıktan sonraki genel görünüşü Şekil 4.16 ve Şekil 4.17 'de verilmiştir.



Şekil 4.16 Kren köprüsü montajı gerçekleştirilmiş şekilde genel görünüşü



Şekil 4.17 Köprü montajı gerçekleştirildikten sonra kirişler üzerine oturtulmuş araba genel görüntüsü

BÖLÜM BEŞ

DENEYSEL ÇALIŞMA VE NÜMERİK ANALİZLER

Yapılan çalışmada hedeflenen CTP profil ana kirişli köprü krenin hareketli yükler (araba tekerlek yükleri) altındaki eğilme davranışını incelemek için Bölüm 4.1.2’de boyutları belirlenen CTP profiller kullanılarak kren köprüleri hazırlanmış, Bölüm 4.1.3’de yapılan hesaplamalarla her bir köprünün taşıma kapasiteleri belirlenmiş ve bu taşıma kapasiteleri dikkate alınarak Bölüm 4.2’de kaldırma kapasitesi 500 kg olarak belirlenen arabanın tasarım ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde ise CTP profil köprü ana kirişlerinin boş araba ağırlığı ile sırasıyla 50, 100, 150, 200 ve 250 kilogramlık yükler altında zamana bağlı gerilme ve sehim davranışının belirlenebilmesi için nümerik ve deneysel çalışmalar yapılmış, elde edilen veriler bölüm sonunda karşılaştırılarak CTP profillerin köprü kren ana kirişi olarak kullanılabilirliği araştırılmıştır.

Hareketli yükler (kren tekerlek yükleri) altında CTP profillerin gerilme davranışlarının belirlenebilmesi analitik olarak çok karmaşık bir problemdir, bu nedenle sonlu elemanlar yöntemine başvurulmuş ve sistemin sınır şartları ile başlangıç şartları bilgisayar ortamında tanımlanarak problemin çözümüne gidilmiştir. Hareketli yüklerin bilgisayar ortamında simule edilebilmesi için yapılan nümerik çalışmalarda SolidWorks (Versiyon 2007), CosmosMotion (Versiyon 2007) ve AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programları birlikte kullanılmıştır. Ayrıca nümerik olarak elde edilen sonuçların doğruluğunun kontrolü için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Sırası ile nümerik ve deneysel dinamik gerilme analizleri çalışmalarından bahsedilecek ve bölüm sonunda elde edilen veriler karşılaştırılarak, sistem eğilme gerilmeleri altındaki davranış yorumlanacaktır. Bunun yanında sistemin bahsedilen faydalı kaldırma yükleri altındaki statik eğilme gerilmeleri ve kren hareketleri sırasında CTP profil kren kirişlerinde oluşan sehim miktarları da belirlenmiştir.

5.1 CTP Kren Köprüleri İçin Nümerik Dinamik Gerilme Analizi

5.1.1 Sistemin Modellenmesi

Sistemi meydana getiren tüm elemanlar üç boyutlu katı modeller olarak SolidWorks (Versiyon 2007) bilgisayar programı ile modellenmiş ve bu elemanların montajları yapılarak sistemin modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Elemanların imal edilecekleri malzemelerin mekanik özellikleri de program içerisinde tanımlanmıştır.

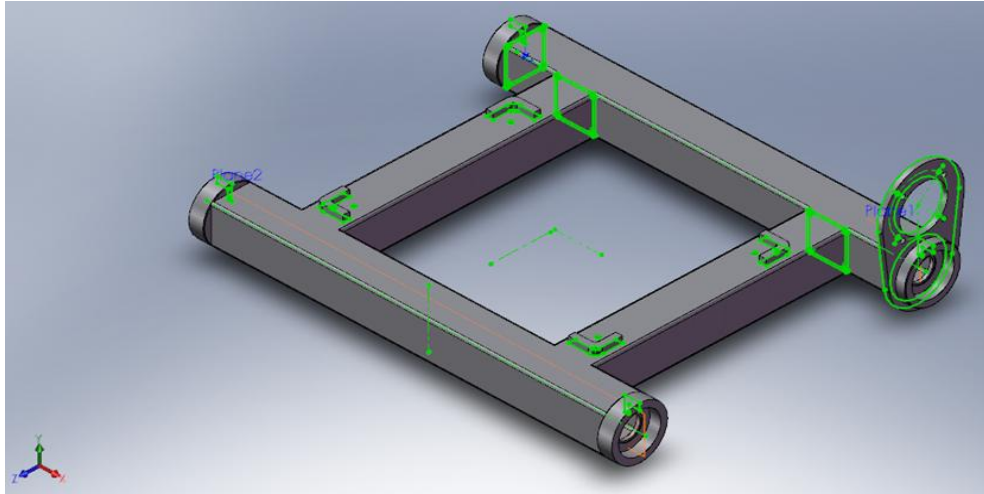
Sonlu elemanlar metodu ile yapılacak hareket analizi için kullanılacak modellerin, imalat resimleri için hazırlanan modellerden farklı olması gerektiği gerçeği unutulmamalıdır. Sonlu elemanlar modellerinin oluşturulmasında bu modellerin mümkün olan en basit geometride modellenmesi analiz süresinin kısaltılması, analiz sürecinde sonlu elemanlara ayırmada problemlerin çıkmasının engellenmesi açısından önemlidir.

SolidWorks (Versiyon 2007) bilgisayar programı ile öncelikle sistemi meydana getiren elemanlar modellenmiştir. Model oluşturulurken seçilen düzlemde ana giriş kesiti iki boyutlu olarak çizilmiş daha sonra düzlem normalinde “extrude” edilerek model oluşturulmuş ve gerekli civata delikleri “cut-extrude” komutu ile açılmıştır. Benzer şekilde sistemi meydana getiren diğer elemanların modelleri oluşturulmuştur. Modellenen parçalara ait mekanik özellikler bu aşamada tanımlanmıştır. Benzer şekilde katı modeli oluşturulmuş araba çerçevesi de Şekil 5.1’de görülmektedir.

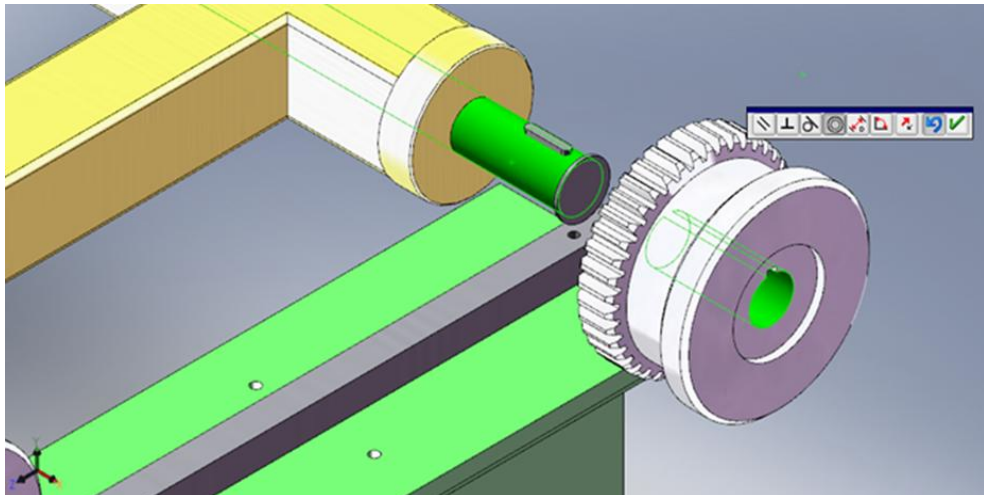
Tüm elemanların modellenmesinden sonra açılan boş assembly dosyası içerisine elemanlar gerekli sayıda “insert component” komutu ile alınmıştır. Araba çerçevesinin modellenmesi aşamasında kaynaklı bağlantılar ile birleştirilen profiller, tek parça olarak gösterilmiştir. Bu kaynak bölgelerindeki gerilme değişiklikleri bizi ilgilendirmedığı için bu bölgelerde hassasiyet gösterilmesine gerek yoktur.

Elemanlar arasındaki geometrik ilişki “mate” komutu ile oluşturulmaktadır, elemanların birbiriyle olan mesafeleri, eşmerkezliliği ya da eşdüzlemli oluşu gibi ilişkiler tanımlanmaktadır. Şekil 5.2’de araba tahrik tekerleği ve tekerlek mili arasındaki eş merkezlilik ilişkisi tanımlanırken görülmektedir. Şekil 5.3’de sistemin modellenmiş hali görülmektedir.

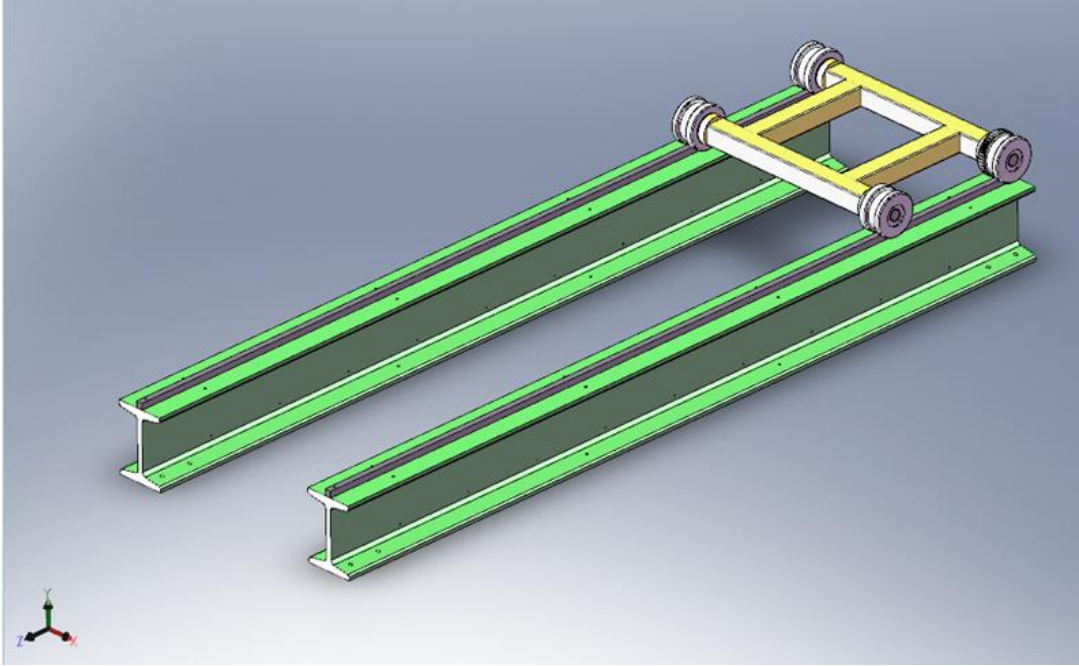
Arabayı oluşturan elmanların katı modelleri birleştirilirken dikkat edilmesi gereken noktalardan birisi de iç içe geçmiş hacimlerin ortadan kaldırılmasıdır. Bunun sağlanabilmesi için montaj resimlerinde verilen toleranslar ve yaklaşma mesafelerine uyulmalıdır.



Şekil 5.1 Modellenmiş araba çerçevesi



Şekil 5.2 Araba tekerleği ve tekerlek mili arasındaki eş merkezliliğin tanımlanması

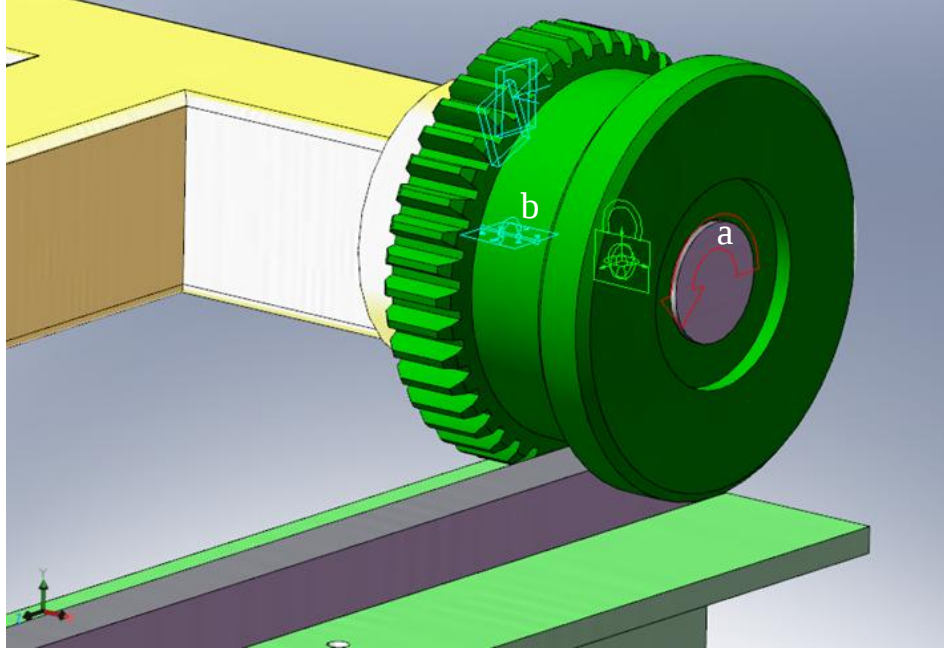


Şekil 5.3 CTP profil kirişli kren simülasyon modeli

5.1.2 Simülasyonun Oluşturulması

Ana kirişler üzerindeki yerçekimi ivmesi, araba kaldırma yükü, araba hareket hızı ve hareket süresi gibi araba hareketi parametreleri, montajdaki mafsalları ve temas eden yüzeylerdeki kontak yüzeyleri sınır şartları olarak tanımlanmalıdır. Araba tekerleği ve mil arasındaki döner mafsalları ve mafsala ait sürtünme katsayısı, serbestlik doğrultuları gibi parametreler tanımlanmıştır. Ayrıca araba tekerlekleri ile ray arasındaki temas eden yüzeylere kontak parametreleri tanımlanmış ve gösterilmiştir. Şekil 5.4 'de arabanın tahrik dişlisinin açısal hızı ve hareket kısıtlamaları tanımlanmış olarak gösterilmiştir.

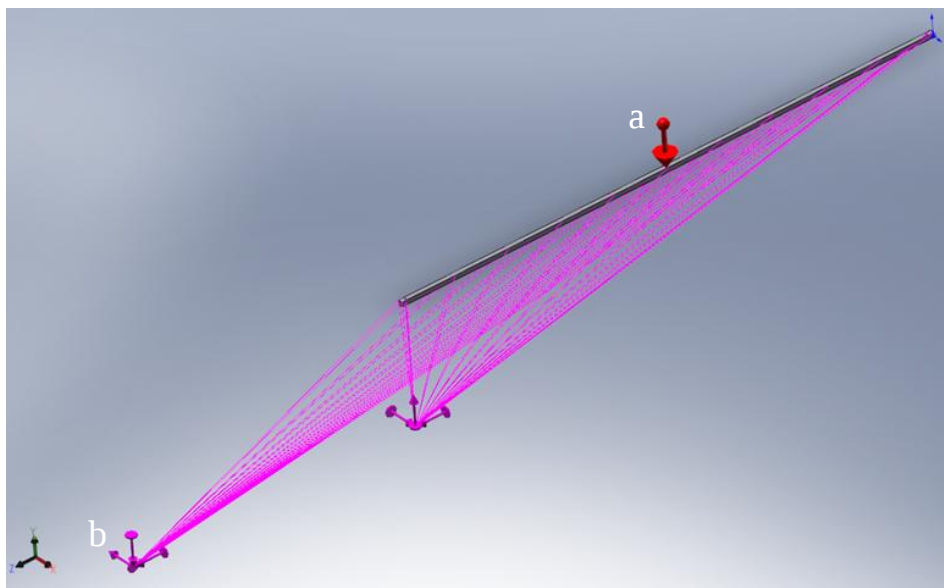
Sisteme ait fiziksel özelliklerin yanında simüle edilecek sistem hareketi için simülasyon süresi gerçekte olduğu gibi 8 saniye, simülasyon için belirlenen zaman aralığı ise 0,2 saniye olarak belirlenmiştir. Bu sistem için her 0,2 saniyelik aralık için 40 farklı hareket yükü tesbit edilmiştir.



Şekil 5.4 Araba tahrik dişlisinde tanımlanmış açısal hız (a) ve hareket serbestlikleri (b)

5.1.3 Hareket Yüklerinin Tespiti

Sistemin simülasyonu gerçekleştirildikten sonra, simülasyon esnasında sistemde meydana gelen hareket yüklerinin CosmosMotion (Versiyon 2007) bilgisayar programı ile tespit edilmiştir. Hareket yüklerinin zamana bağlı olarak kren rayı üzerindeki dağılımı Şekil 5.5’da görülmektedir.



Şekil 5.5 Yerçekim kuvveti (a) ve araba hareketinden kaynaklanan yükler (b)

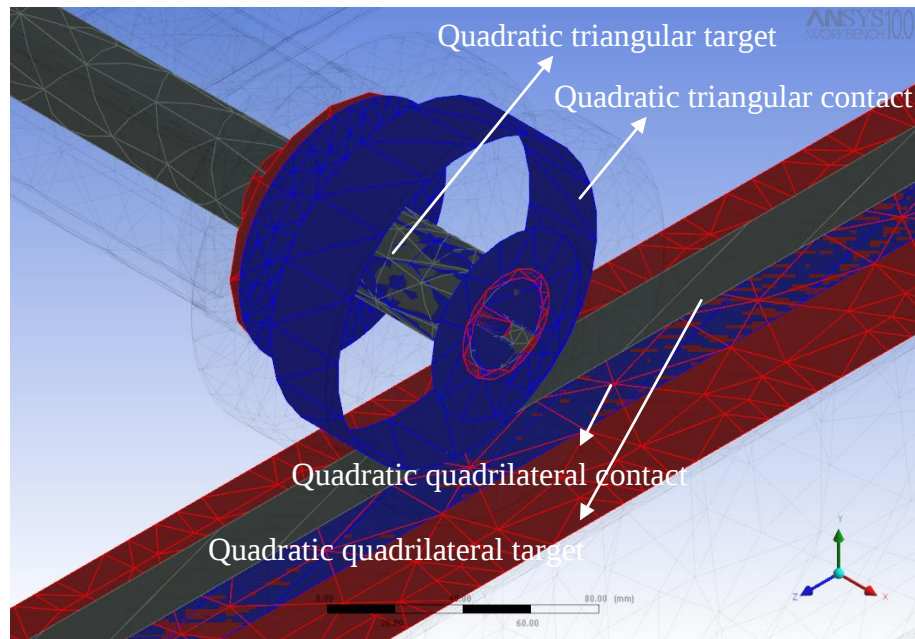
5.1.4 Mekanik Özelliklerin Tanımlanması

Hareket yüklerinin tespitinden sonra AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programı ile yapılacak sonlu elemanlar analizi için sistemi oluşturan tüm elemanların mekanik özellikleri tekrar tanımlanmalıdır. Bu doğrultuda araba tekerlekleri PA6 tip polyamid, köprü kirişleri CTP ve araba gövdesi AISI1020 çelik malzeme ve tekerlek mili AISI1040 çelik malzeme olarak tanımlanmıştır.

5.1.5 Temas Yüzeyleri Elemanlarının Tanımlanması

Malzeme özelliklerinin tanımlanmasının ardından sistemi oluşturan elemanlar arasındaki temas eden yüzeylere kontak elemanları atanılarak ve kontaklar için sürtünme katsayısı gibi parametreler tanımlanmıştır.

Ray ve ana kirişler gibi yüzeysel temasın bulunduğu düzlemsel yüzeyler için Quadratic quadrilateral contact ve Quadratic quadrilateral target elemanlar, tekerlek ve ray gibi çizgisel temasın bulunduğu durumlar ile aks ve tekerlek gibi yüzeysel temasın bulunduğu silindirik yüzeyler için Quadratic triangular contact ve Quadratic triangular target elemanlar seçilmiştir (Şekil 5.6).



Şekil 5.6 Sonlu elemanlar yöntemi ile kontak elemanlarının tanımlanması

5.1.6 Sonlu Eleman Boyutlarının Belirlenmesi

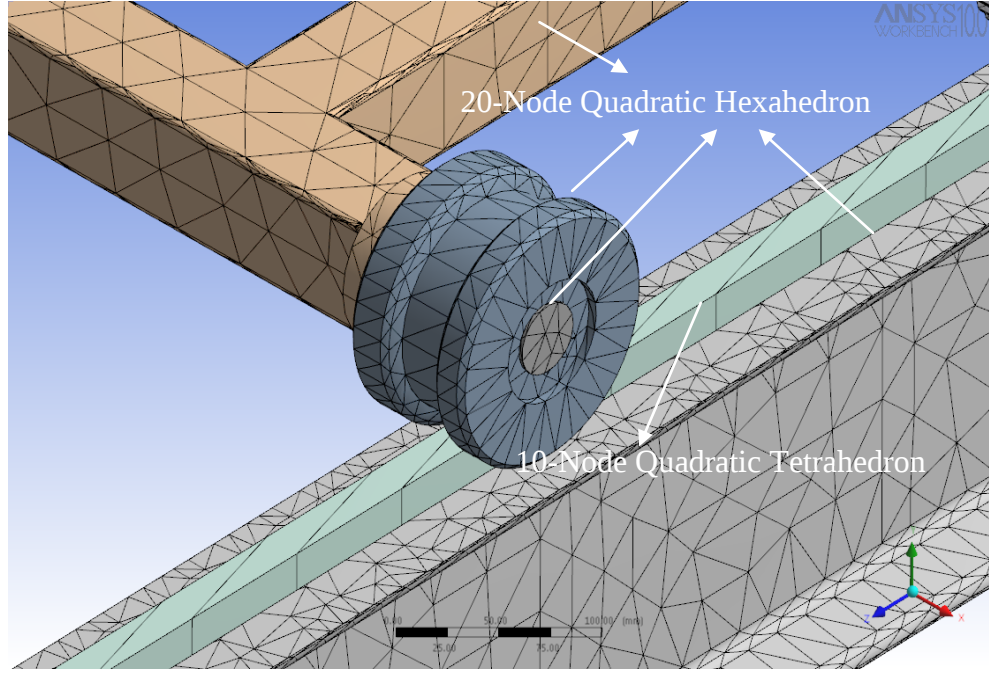
Sonlu elemanlar analiz metodu için en önemli faktörlerden birisi sonlu eleman boyutlarının belirlenmesidir, bu boyutlar analiz sonuçlarını doğrudan etkilemektedir. Sonlu elemanlara ayırma işlemi için yapılan, eleman boyutlarının belirlenmesi tecrübeye dayalı olarak tespit edilmiştir ayrıca yüzeyin geometrisine uygun büyüklükte eleman boyutu tercih edilmiştir (Şekil 5.8).

Sonlu eleman boyutlarının çok büyük olması olası analiz sonuçlarından sapmaya, çok küçük oluşu ise analiz süresinin çok fazla artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle sonlu eleman boyutları mümkün mertebe küçük tutulmaya çalışılmıştır, bunun için ray veya kiriş gibi geniş yüzeyli alanlar için daha büyük sonlu eleman boyutu seçilirken, radyuslara sahip krişeler veya delik çevreleri büyüklüklerine göre rahatça ve eşit şekilde ayrılabilen sonlu eleman boyutları tercih edilmiştir.

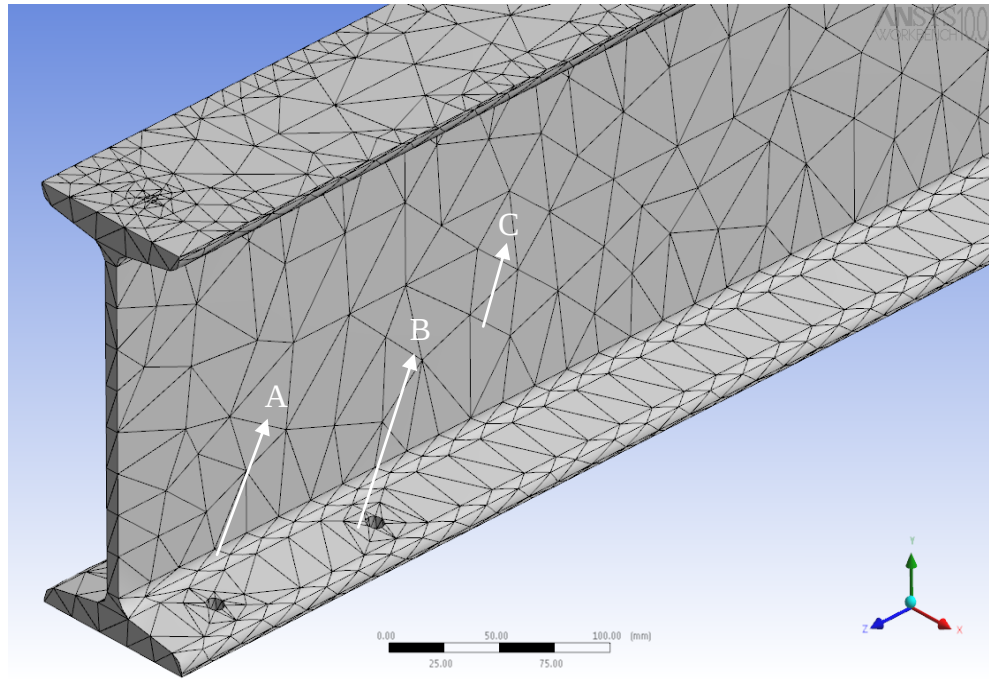
Sivri köşeleri bulunan ve lineer modellenmiş ray 10 node Quadratic tetrahedron, yuvarlak hatlara sahip diğer sistem elemanları ise 20 node Quadratic hexahedron katı elemanlar olarak sonlu elemanlara ayrılmıştır (Şekil 5.7), nümerik analiz için kullanılmış eleman tipleri Tablo 5.1 'de verilmiştir.

Tablo 5.1 Nümerik analiz için kullanılmış eleman tipleri

Sonlu Eleman Tipleri	Sonlu Elemanların Ansys İsimleri
10-Node Quadratic Tetrahedron	Solid187
20-Node Quadratic Hexahedron	Solid186
Quadratic Quadrilateral Contact	Conta174
Quadratic Quadrilateral Target	Targe170
Quadratic Triangular Contact	Conta174
Quadratic Triangular Target	Targe170



Şekil 5.7 Model geometrisine göre karar verilmiş sonlu eleman tipleri



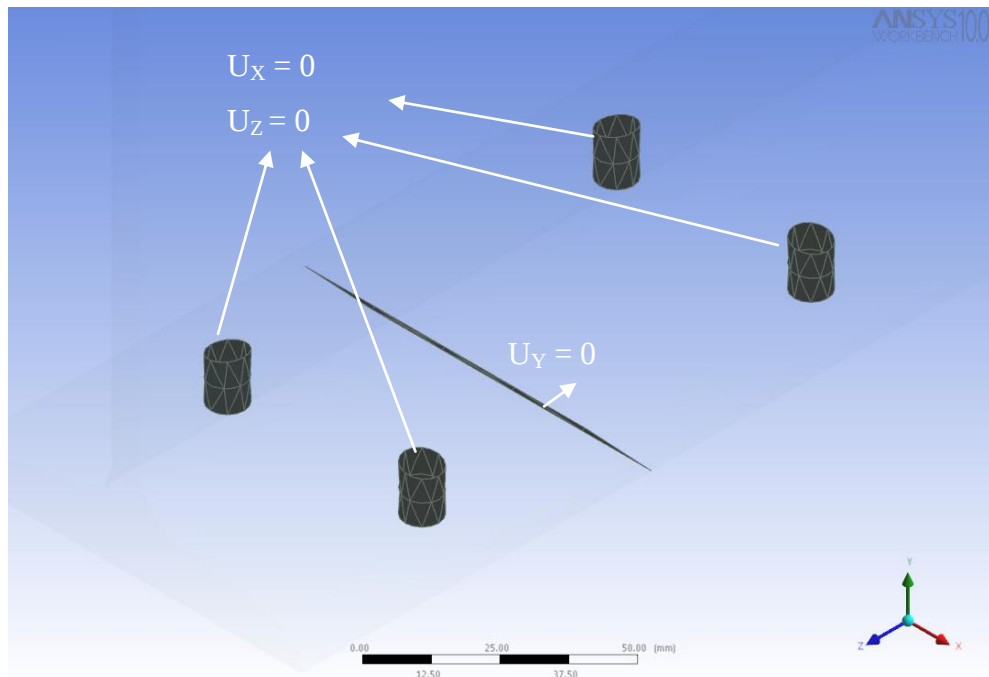
Şekil 5.8 Model geometrisine göre karar verilmiş sonlu eleman boyutları (Delik çevrelerinde küçük boyutta sonlu elemanlar (A), radius bölgelerinde orta boyutta sonlu elemanlar (B), geniş yüzeylerde büyük boyutta sonlu elemanlar (C) seçilmiştir.)

5.1.7 Yükler ve Sınır Şartlarının Belirlenmesi

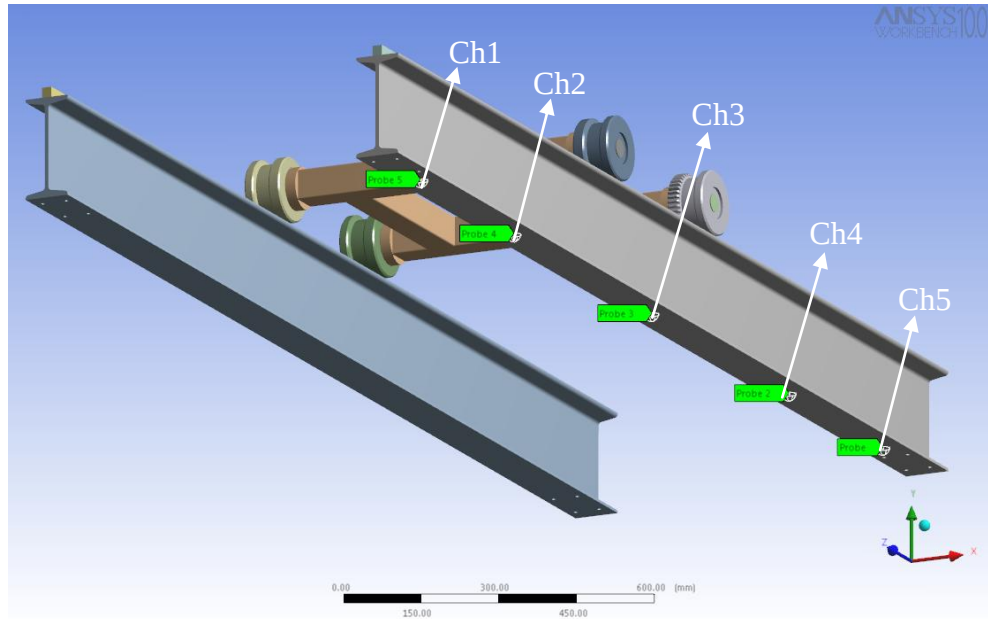
Sisteme etkiyen hareket, yerçekimi ve kren üzerine doğrudan etkiyen faydalı yük ağırlığı ile kirişı sabitleyen mafsallar tanımlanmıştır.

Şekil 5.9’da CTP IPN 200 profil kr ana kirişlerinin serbeslik derecelerini belirleyen sınır şartları göstermiştir, civata eksenlerinde X ve Z eksenlerinde öteleme sınırlandırılmış iken Y ekseninde ise kirişlerin oturduğu tabladaki Y yönündeki öteleme sınırlandırılmıştır. Ayrıca sistem civata eksenleri arasındaki orta eksen üzerinde dönme serbestliği tanınmıştır. Böylece belirlenmiş özel sınır şartları altında basit mafsallı kren krleri için gerekli sınır değerleri oluşturulmuştur.

Deneyssel çalışmada da strain gauge’lerin yerleştirileceği noktalardaki problemler (veri okuyucu) Şekil 5.10 ’da grlmektedir. AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programı ile bu noktalardaki problemlerden doğrudan gerilme ve birim uzama değerlerini okumak mümkündür.



Şekil 5.9 CTP profil kren krs için sınır şartları



Şekil 5.10 Modellenmiş köprü kirişi üzerine yerleştirilen probalar

5.2 CTP Kren Köprüleri İçin Deneysel Dinamik Gerilme Analizi

CTP profil ana kirişli kren köprülerinin hareketli araba tekerlek yükleri altında eğilme gerilmesi davranışlarının tespiti deneysel olarak Bölüm 4.1 ve Bölüm 4.2’de tasarım ve imalatı gerçekleştirilen CTP profil ana kirişlere sahip çift kirişli köprülü kren köprüleri üzerinde gerçekleştirilmiştir.

Köprü kirişlerinin konsol bağlantı noktaları Şekil 5.11’deki gibi tasarlanmış ve bu şekilde kiriş bağlantı noktalarının sabit mafsalsal yerine basit mafsalsal davranışı göstermesi sağlanmıştır, Şekil 5.11’de görülen civatalar serbest bırakılarak dönmeye izin verilmiş fakat kirişlerin yatay düzlemde konsol üzerinden kayması engellenmiştir. Bu sistem köprünün konsola bağlandığı her nokta için tekrarlanmıştır.

Kirişler üzerinden alınacak ölçümler için eğilme gerilmelerinin maksimum olduğu tarafsız eksene en uzak olan kiriş alt yüzeyi belirlenmiştir, aynı ölçümler kiriş üst yüzeyinden de teorik olarak alınabilir fakat buradaki kren rayı nedeni ile strain gauge’ler kiriş alt yüzüne 5.12’de görüldüğü şekilde yerleştirilmiştir.



Şekil 5.11 Köprü kirişlerinin mafsallı bağlantı noktaları



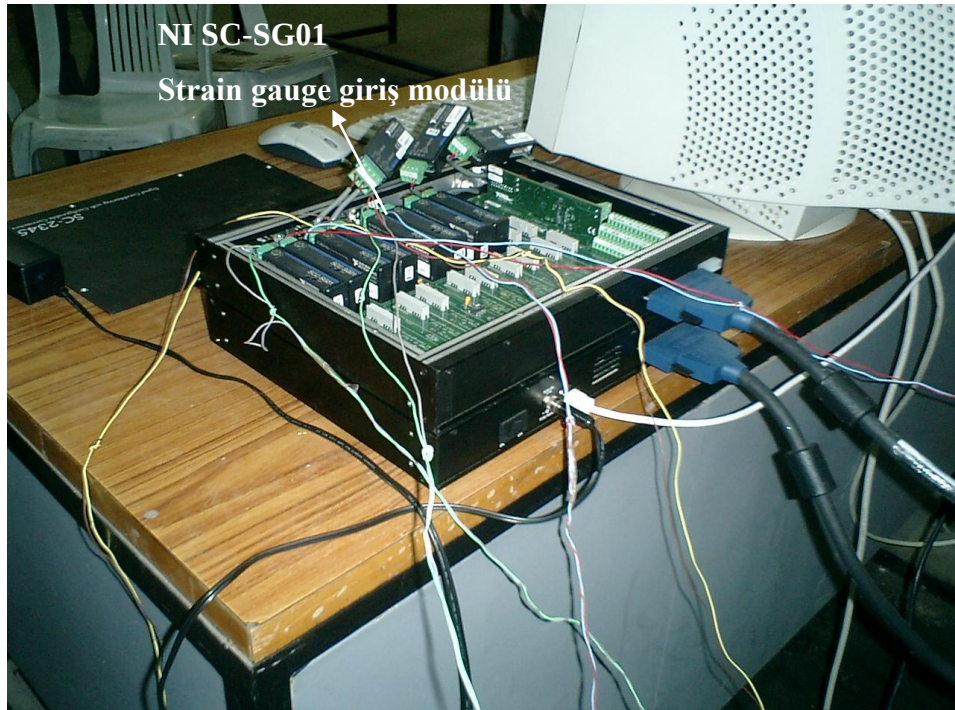
Şekil 5.12 Analizlerde kullanılan FRA-5-11 model strain gauge'ler

Birim uzama ölçümleri için Tokyo Sokki Kenkyujo Co. Ltd. firmasına ait FRA-5-11 model rozet tip strain gauge'ler kullanılmıştır. Strain gauge'ler kiriş boyunca

tek ekseninde meydana gelen birim uzamaları ölçecek şekilde yerleştirilmişlerdir. Bu ekseninde ölçülen birim uzamalardan faydalanılarak eğilme gerilmeleri belirlenmiştir.

CTP profil kren köprüsü için yapılan deneysel gerilme analizi için hazırlanan deney düzeninde FRA-5-11 strain gauge'ler, National Instruments firmasına ait birim uzama giriş modülü (SC-SG01) (Şekil 5.13), sinyal toplama ünitesi (SC-2345) ve çok fonksiyonlu analog giriş (PCI-6220) verilerin alınması ve toplanması için kullanılmıştır. FRA-5-11 strain gauge'ler tarafından CTP profil kren ana kirişi üzerinden alınan birim uzama değerleri birim uzama giriş modülü (SC-SG01) ve sinyal toplama ünitesi (SC-2345) üzerinden çok fonksiyonlu analog giriş kartına (PCI-6220) alınarak LabVIEW (version 7.0) ile geliştirilen sinyal değerlendirme programı (Şekil 5.14) ile kişisel bilgisayarda değerlendirilmiştir.

CTP profil kren köprüsü üzerine yerleştirilen strain gauge'ler bağlantı sıralarına göre soldan sağa doğru Ch1, Ch2, Ch3, Ch4, Ch5 olarak adlandırılmış ve aynı şekilde adlandırılan (SC-SG01) birim uzama giriş modülleri üzerine bağlanmıştır.



Şekil 5.13 National instruments firmasına ait birim uzama giriş modülü



Şekil 5.14 Deneysel analizler için hazırlanmış ölçüm cihazları

Table 5.2 Deneysel analiz için kullanılan çok fonksiyonlu DAQ kartlarının özellikleri

Çok fonksiyonlu DAQ kartlar	Bus	Analog giriş sayısı	Giriş Oranı (kS/s)	Analog çıkış sayısı	Output rate (kS/s)	Output Range (V)	Digital I/O
PCI 6220	PCI	16	250	-	-	-	24
DAQ Pad 6015	USB	16	200	2	0.3	± 10	8

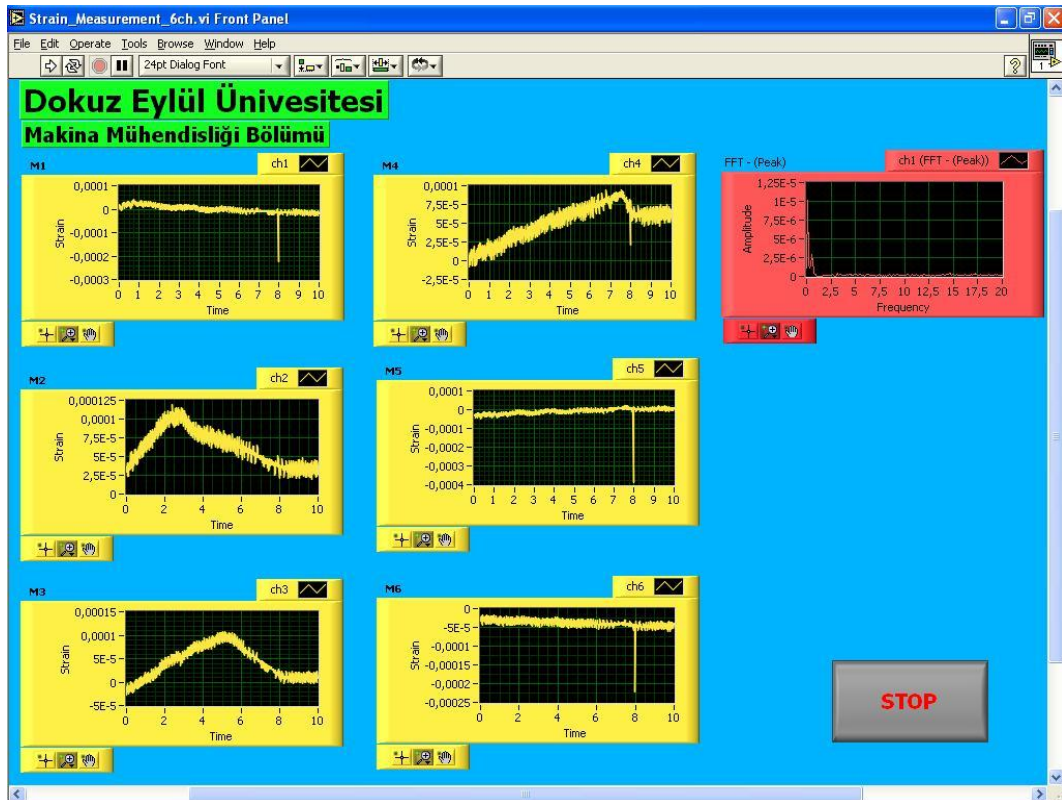
Birim uzama değerleri kaydedilmeden önce kirişler üzerindeki arabanın kendi ağırlığından kaynaklanan yükleme dahil tüm yükler kaldırılmış ve strain gauge'lerin bağlı olduğu her kanaldan alınan veriler kaydedilerek bu ilk değerler referans değerleri olarak kabul edilmiş ve bu anda CTP kirişlerin doğal frekansları ölçülmüştür.

CTP profil köprü kirişleri üzerine yapılan herbir yükleme altında meydana gelen birim uzama değerleri araba hareketine ve dolayısı ile zamana bağlı olarak kirişe Şekil 5.16'da gösterilen beş farklı noktadan bağlı strain gauge'ler ile ölçülmüştür.

Arabanın sistem üzerinde hareketi 8 saniyede tamamlansada ölçüm süresi 10 saniye olarak belirlenmiş ve duruş ile kalkış anlarındaki ani ivmelenmelerden meydana gelen anlık atalet yükleri tespit edilebilmiştir, ölçümler 0,002 saniye aralıklarla alınmaktadır.

Sistemden alınan ölçümlerde faydalı yükün salınım hareketlerinden doğan birim uzama değişimleri de rahatça görülebilmektedir. Yapılan ölçümler kaldırılan faydalı yükün ağırlığına göre sınıflandırılmış ve her yük artışı için ölçüm işlemi tekrarlanmıştır. Her ölçümde elde edilen gerçek birim uzama miktarı ilk olarak kirişlerde yükleme yokken ölçülen referans birim uzama miktarları çıkartılarak bulunmuştur.

Kaydedilen ölçümler excel dosya formatına aktarılarak gerilme grafikleri elde edilmiştir.

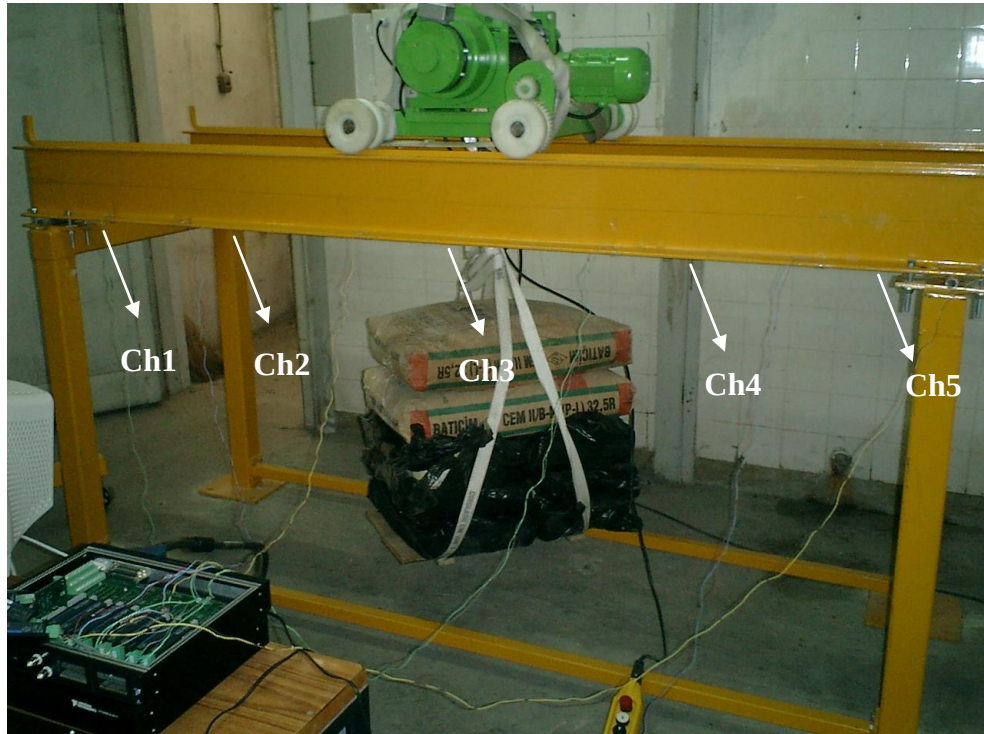


Şekil 5.15 Labview programı ile hazırlanan sinyal değerlendirme programı

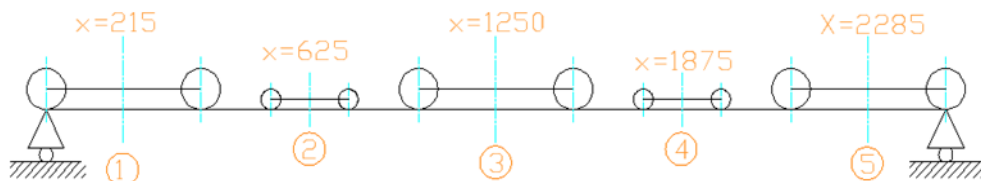
5.3 CTP Kren Köprüleri İçin Nümerik ve Deneysel Statik Gerilme Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması

Bölüm 5.2’de anlatılan çalışma eğer araba ve yük hareketsiz iken tekrarlanırsa 10 saniye boyunca strain gauge’lerden alınan değerlerin aritmetik ortalaması bize ölçümün alındığı strain gauge’de ölçülen statik birim uzama miktarını verecektir.

Statik gerilme değerleri sistemin maksimum zorlandığı konum olan arabanın köprü kirişlerinin ortasında bulunduğu konumda ölçülmüştür, araba kirişlerin orta noktasına getirilmiş ve boş araba ağırlığı ile sırasıyla 25, 50, 75, 100, 125, 150, 200 ve 250 kilogramlık yükler altındaki statik birim uzama miktarları ölçülmüştür.



Şekil 5.16 250 kg yük için statik analiz deney düzeneği ve köprü üzerine yerleştirilen strain gauge’lerin konumları



Şekil 5.17 Köprü üzerine yerleştirilen strain gauge’lerin konumları

İki farklı tipte CTP profil kren köprüsüne ait ölçümler sonucunda elde edilen eğilme gerilmesi değerleri Tablo 5.3, Tablo 5.4, Tablo 5.5 ve Tablo 5.6'da verilmiştir. Tablo değerleri kullanılarak elde edilen eğilme gerilmesi-yük diyagramları ise Şekil 5.18, Şekil 5.19, Şekil 5.20, Şekil 5.21'de verilmektedir.

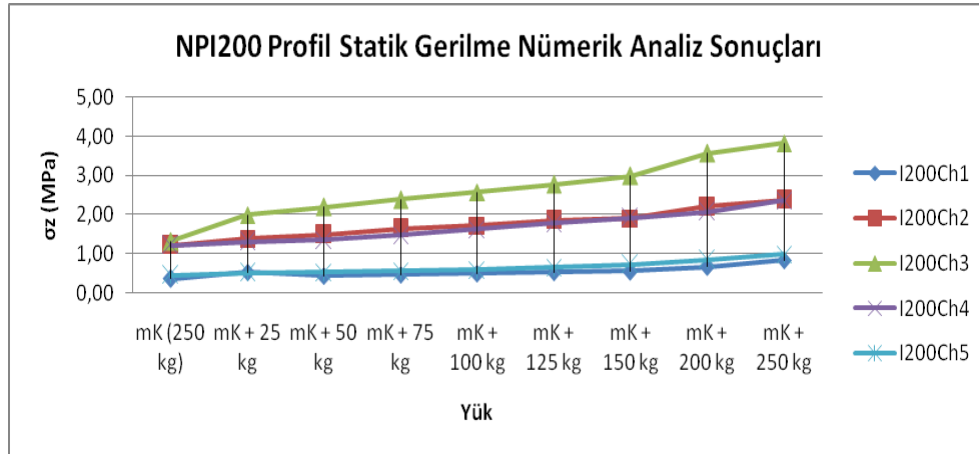
Yük artışına bağlı olarak CTP köprü kirişleri üzerinde meydana gelen gerilmelerin de doğrusala yakın bir artış gösterdiği gözlenmiştir. Eşit yük artışları için sistemde meydana gelen doğrusal gerilme artışlarının doğrusal olarak artan yük miktarına bağlı olarak meydana geleceği zaten beklenen bir durumdur, beklenen bu durum yapılan nümerik ve deneysel çalışmalarla da sağlanmıştır.

Farklı kesitlere sahip profillerde meydana gelen eğilme gerilmelerindeki farklılığın, kirişlerin eğilme yönündeki atalet momentlerinin oranına eşit bir oranda farklılık göstermiş olması da statik sitemlerde eğilme gerilmesini etki eden diğer bir faktör olan atalet momentinin sistem üzerindeki etkisini açıkça ortaya koymuştur. Elde edilen sonuçlardan da görülebileceği gibi eğilme yönünde büyük atalet momentine sahip profilde daha küçük eğilme gerilmesi meydana gelmiştir.

Yapılan deneysel analizlerden elde edilen eğilme gerilmesi değerlerinin 1,1 ile 1,2 kat aralığında nümerik analiz sonuçlarından büyük gerilme değerleri ölçülmüştür. Bu farklılığın teoriye tam uygulanamayan deney şartları nedeniyle gerçekleştiği söylenebilir.

Tablo 5.3 IPN200 profil statik gerilme nümerik analiz sonuçları (Mpa)

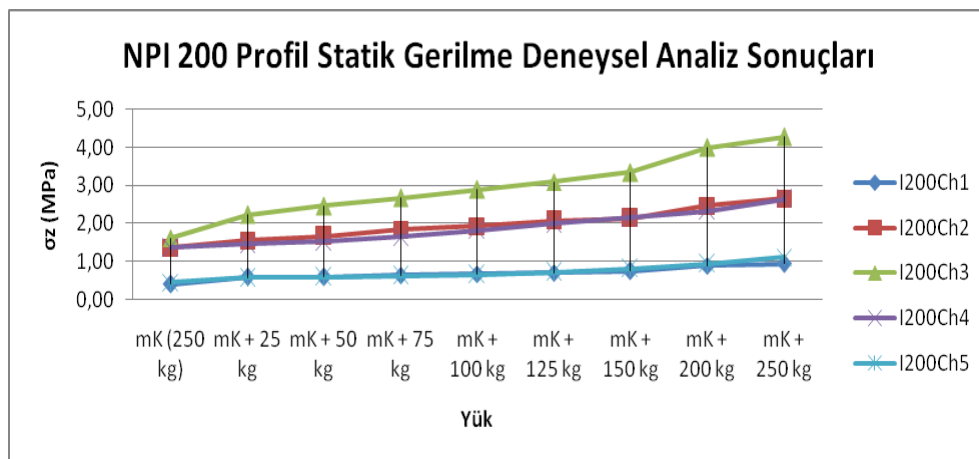
I200	Ch1	Ch2	Ch3	Ch4	Ch5
m_K (250 kg)	0,376	1,223	1,322	1,218	0,460
$m_K + 25$ kg	0,538	1,396	1,995	1,308	0,519
$m_K + 50$ kg	0,446	1,494	2,198	1,366	0,539
$m_K + 75$ kg	0,482	1,646	2,386	1,483	0,566
$m_K + 100$ kg	0,505	1,727	2,580	1,633	0,598
$m_K + 125$ kg	0,535	1,862	2,767	1,783	0,658
$m_K + 150$ kg	0,562	1,912	2,983	1,920	0,737
$m_K + 200$ kg	0,670	2,204	3,566	2,073	0,852
$m_K + 250$ kg	0,849	2,377	3,820	2,363	1,002



Şekil 5.18 IPN200 profil statik gerilme nümerik analiz sonuçları (Mpa)

Tablo 5.4 IPN200 profil statik gerilme deneysel analiz sonuçları (Mpa)

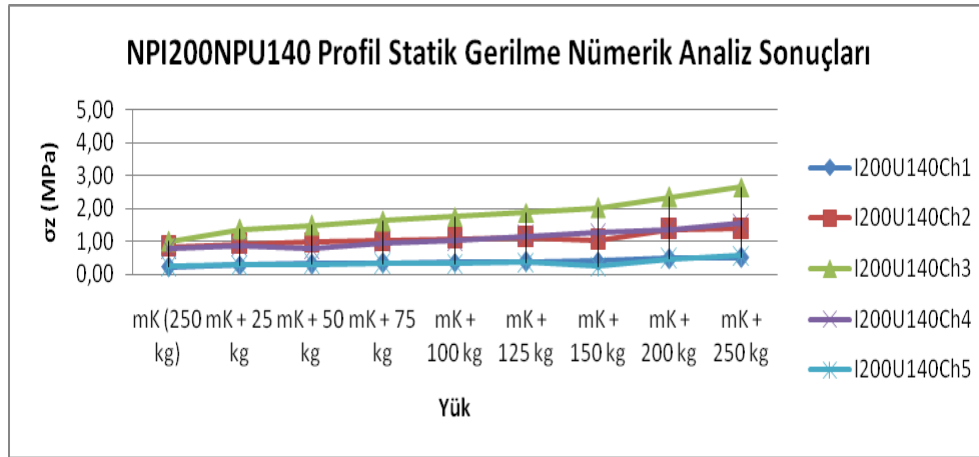
I200	Ch1	Ch2	Ch3	Ch4	Ch5
m _K (250 kg)	0,422	1,370	1,630	1,365	0,466
m _K + 25 kg	0,603	1,564	2,235	1,465	0,581
m _K + 50 kg	0,599	1,673	2,462	1,530	0,603
m _K + 75 kg	0,648	1,843	2,673	1,661	0,634
m _K + 100 kg	0,679	1,935	2,890	1,829	0,670
m _K + 125 kg	0,718	2,085	3,099	1,996	0,736
m _K + 150 kg	0,756	2,141	3,341	2,151	0,825
m _K + 200 kg	0,900	2,468	3,994	2,322	0,954
m _K + 250 kg	0,951	2,662	4,279	2,646	1,122



Şekil 5.19 IPN200 profil statik gerilme deneysel analiz sonuçları (Mpa)

Tablo 5.5 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil statik gerilme nümerik analiz sonuçları (Mpa)

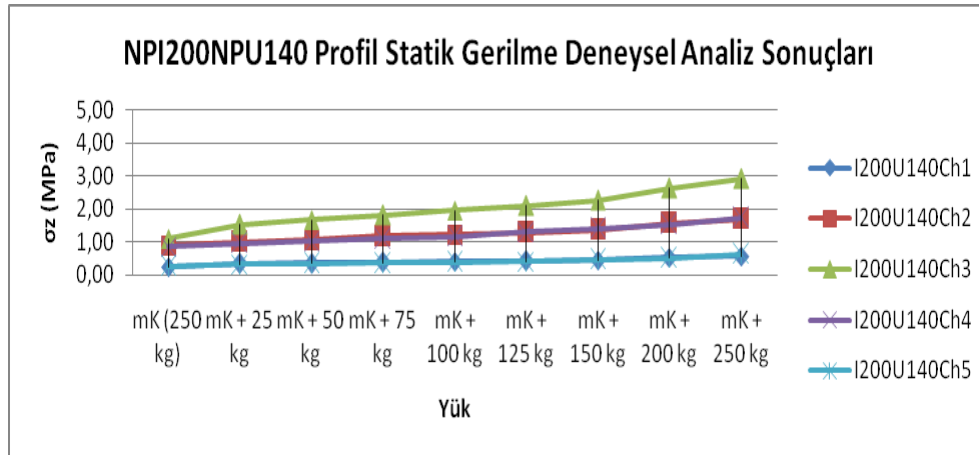
I200U140	Ch1	Ch2	Ch3	Ch4	Ch5
m _K (250 kg)	0,225	0,833	0,988	0,764	0,234
m _K + 25 kg	0,289	0,921	1,355	0,858	0,292
m _K + 50 kg	0,318	0,985	1,492	0,773	0,300
m _K + 75 kg	0,344	1,018	1,620	0,955	0,315
m _K + 100 kg	0,360	1,068	1,752	1,023	0,333
m _K + 125 kg	0,381	1,112	1,878	1,169	0,366
m _K + 150 kg	0,401	1,030	2,025	1,271	0,240
m _K + 200 kg	0,480	1,363	2,341	1,372	0,460
m _K + 250 kg	0,507	1,374	2,644	1,550	0,565



Şekil 5.20 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil statik gerilme nümerik analiz sonuçları (Mpa)

Tablo 5.6 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil statik gerilme deneysel analiz sonuçları (Mpa)

I200U140	Ch1	Ch2	Ch3	Ch4	Ch5
m _K (250 kg)	0,252	0,899	1,106	0,856	0,263
m _K + 25 kg	0,350	0,993	1,517	0,961	0,328
m _K + 50 kg	0,358	1,063	1,672	1,020	0,340
m _K + 75 kg	0,387	1,171	1,815	1,089	0,358
m _K + 100 kg	0,405	1,229	1,962	1,166	0,378
m _K + 125 kg	0,429	1,279	2,104	1,310	0,415
m _K + 150 kg	0,451	1,360	2,268	1,411	0,465
m _K + 200 kg	0,538	1,568	2,622	1,523	0,515
m _K + 250 kg	0,568	1,691	2,905	1,736	0,633



Şekil 5.21 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil statik gerilme deneysel analiz sonuçları (Mpa)

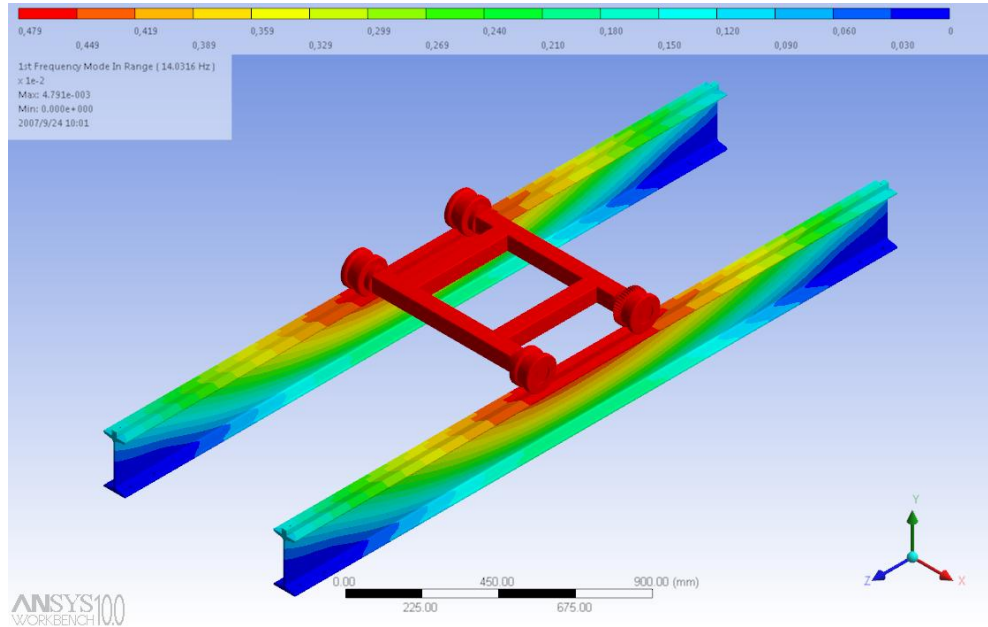
5.4 CTP Kren Köprüleri Doğal Frekanslarının Tespiti

CTP profil kren köprülerini nümerik olarak doğal frekansları AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programı ile yapılmıştır. Kren köprüleri üzerinde hiçbir yükleme yapılmadan gerçekleştirilen frekans analizi sonuçları bize kirişlerin ilk altı moddaki doğal frekanslarını vermiştir.

Şekil 5.22’de IPN200 CTP profil kren köprüsü ilk mod için doğal frekans dağılımı görülmektedir, Tablo 5.7’de ise IPN 200 CTP profil kren köprüsüne ait ilk altı mod için doğal frekans değerleri verilmiştir.

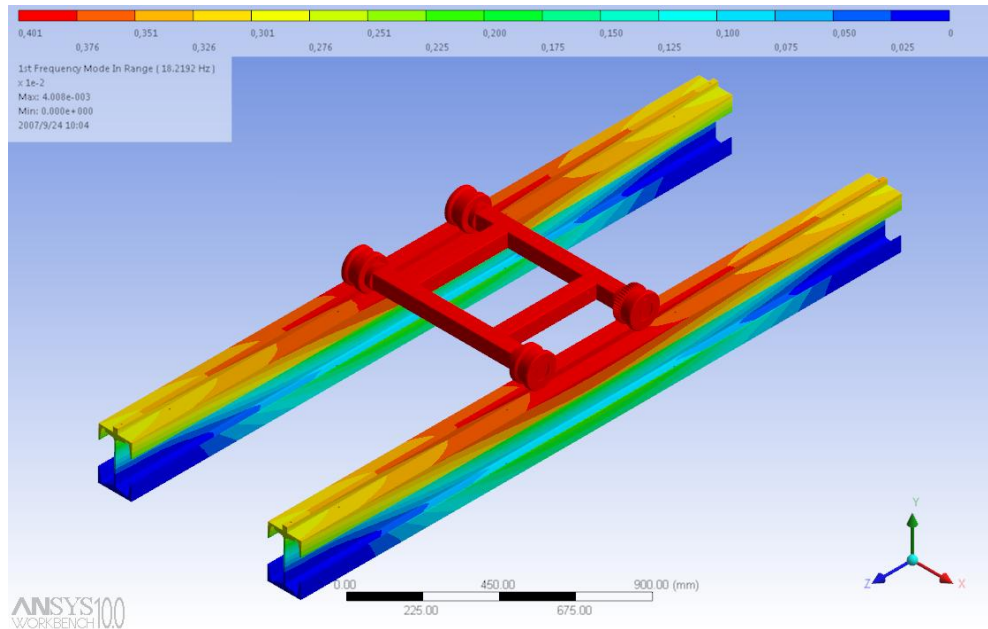
Tablo 5.7 IPN 200 CTP profil ilk altı mod için doğal frekans değerleri

Mod No	Frekans
1	14.03 Hz
2	45.2 Hz
3	45.93 Hz
4	46.77 Hz
5	47.33 Hz
6	64.39 Hz



Şekil 5.22 IPN 200 CTP profil ilk mod doğal frekans dağılımı

Şekil 5.23’de UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil kren köprüsü ilk mod için doğal frekans dağılımı görülmektedir, Tablo 5.8’de ise UPN140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil kren köprüsüne ait ilk altı mod için doğal frekans değerleri verilmiştir.



Şekil 5.23 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 CTP profil ilk mod doğal frekans dağılımı

Tablo 5.8 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 CTP profil ilk altı mod için doğal frekans değerleri

Mod No	Frekans
1	18.22 Hz
2	48.74 Hz
3	56.13 Hz
4	62.91 Hz
5	71.86 Hz
6	78.61 Hz

5.5 CTP Kren Köprüleri İçin Nümerik ve Deneysel Dinamik Gerilme Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması

CTP kren köprüleri için Bölüm 5.2’de anlatılan deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen birim uzama değerleri, orthotropik CTP malzeme yapısı dikkate alınarak birim uzama ölçümlerinin alındığı eksen olan Z eksenindeki gerilme değerleri elde edilmiştir.

Sistem yapısı gereği, Z ekseninde eğilme gerilmeleri meydana gelmektedir. Yani birim uzama değerlerinden elde edeceğimiz gerilme değerleri, kren köprüsünün farklı yükleme hallerinde üzerinde meydana gelen eğilme gerilmeleridir. Ayrıca sistemde meydana gelen kesme gerilmeleri oluşan eğilme gerilmelerinin yanında çok küçük olacağından dikkate alınmaz. Bu ekseninde meydana gelen birim uzama araba ağırlığı ve faydalı kaldırma yükü, faydalı kaldırma yükünün araba hareketinden meydana gelen ataletinden, simetrik olmayan tahrik nedeni ile araba çarpımlarından ve titreşimlerden oluşmaktadır.

Z ekseninde meydana gelen birim uzama değerleri orthotropik malzemenin Z eksenindeki elastisite modülü ile çarpılarak eğilme gerilmesi değerleri elde edilmiştir. Elde edilen eğilme gerilmesi grafiklerinde farklı hareket yüklerinin meydana getirdiği etkiler çok net görülmektedir.

Yapılan deneysel çalışmalarda kren arabasının harekete geçiş ve durdurulduğu bilgisayar kontrollü olmadığından elde edilen nümerik analiz sonuçları ile deneysel

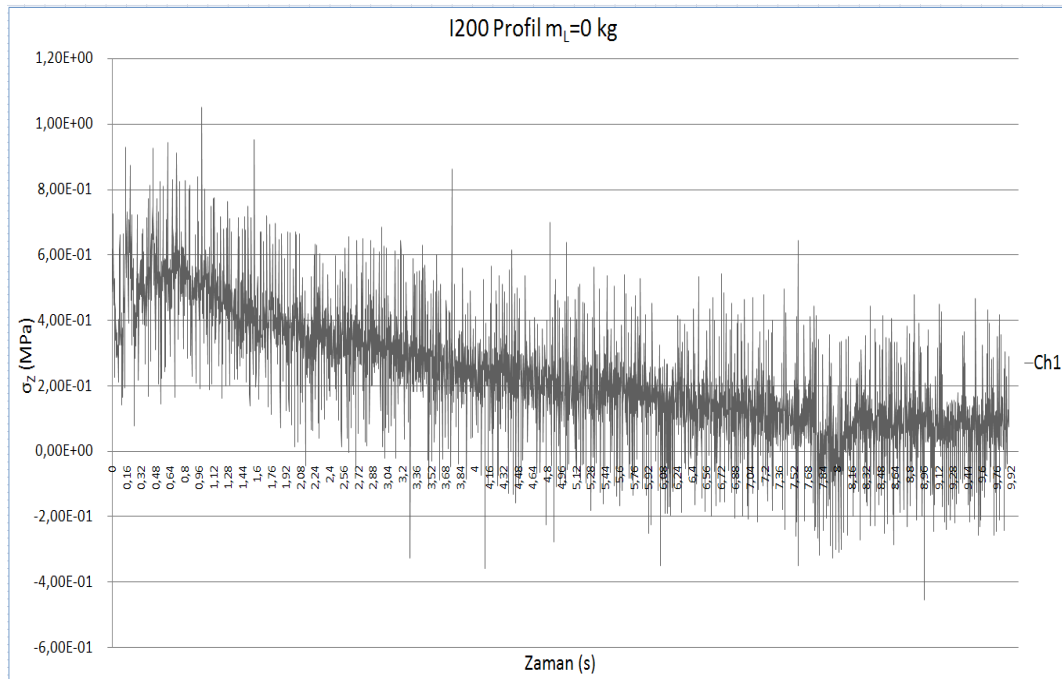
analiz sonuçlarındaki başlangıç, bitiş ve gerilme eğrisi tepe noktası zamanlarında saniyeden küçük süreler için kaymalar olması normaldir.

Bölüm 5.1’de anlatıldığı şekilde nümerik olarak yapılan dinamik gerilme analizi sonuçları ile deneysel olarak elde edilen eğilme gerilmelerine ait gerilme zaman grafikleri bu bölümde incelenecektir.

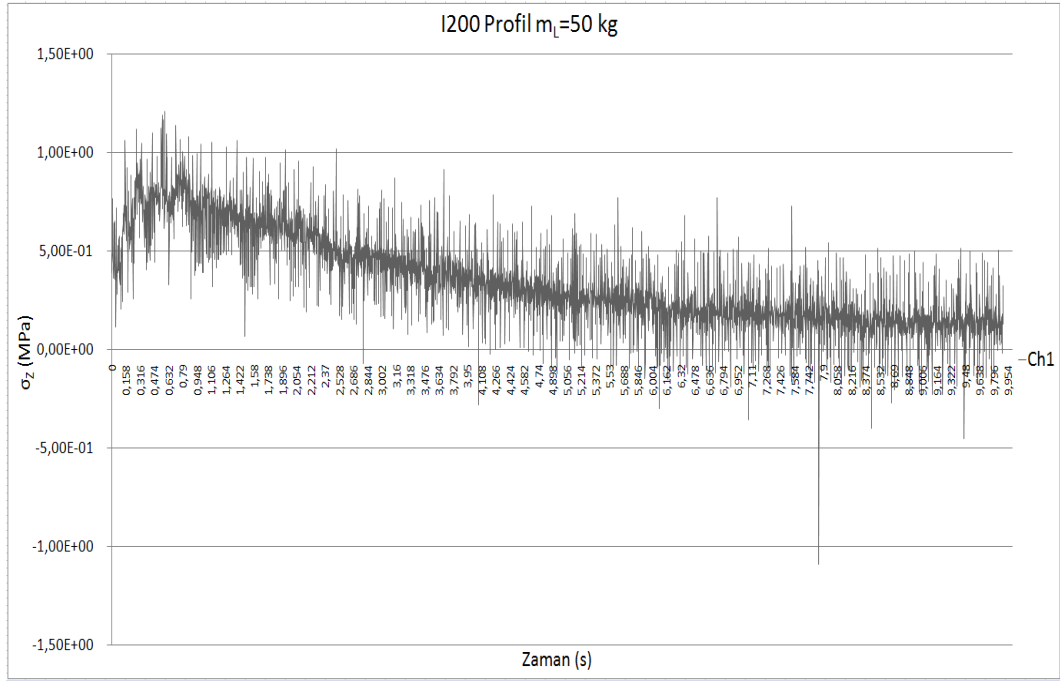
5.5.1 Ch1’de Ölçülen Nümerik ve Deneysel Dinamik Gerilme Analizi

Sonuçlarının Karşılaştırılması

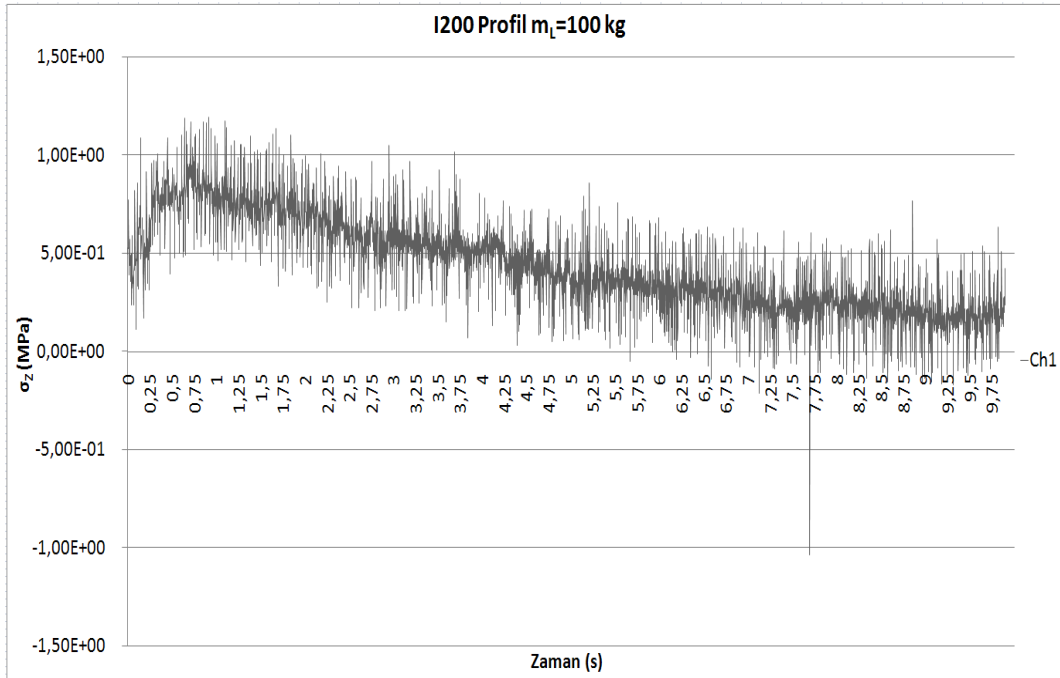
Şekil 5.16’da gösterilen Ch1 olarak adlandırılan strain gauge’den IPN 200 CTP profil için farklı yükleme durumlarında 10 saniye süresince ölçüm alınmıştır. Bu ölçüm süresi içerisinde kren arabası hareketini 8. saniyede tamamlamıştır. CTP kren ana kirişlerinde meydana gelen eğilme gerilmeleri Şekil 24, Şekil 25, Şekil 26, Şekil 27, Şekil 28, Şekil 29’da gösterilmiştir.



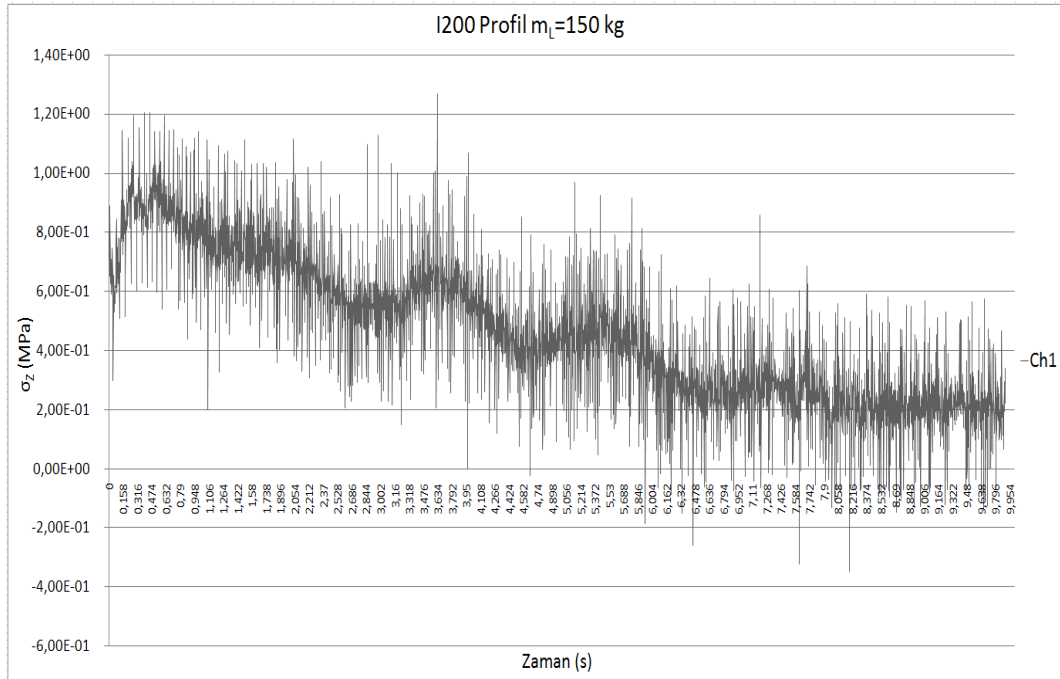
Şekil 5.24 IPN200 profil ve $m_L=0$ kg’da Ch1’de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



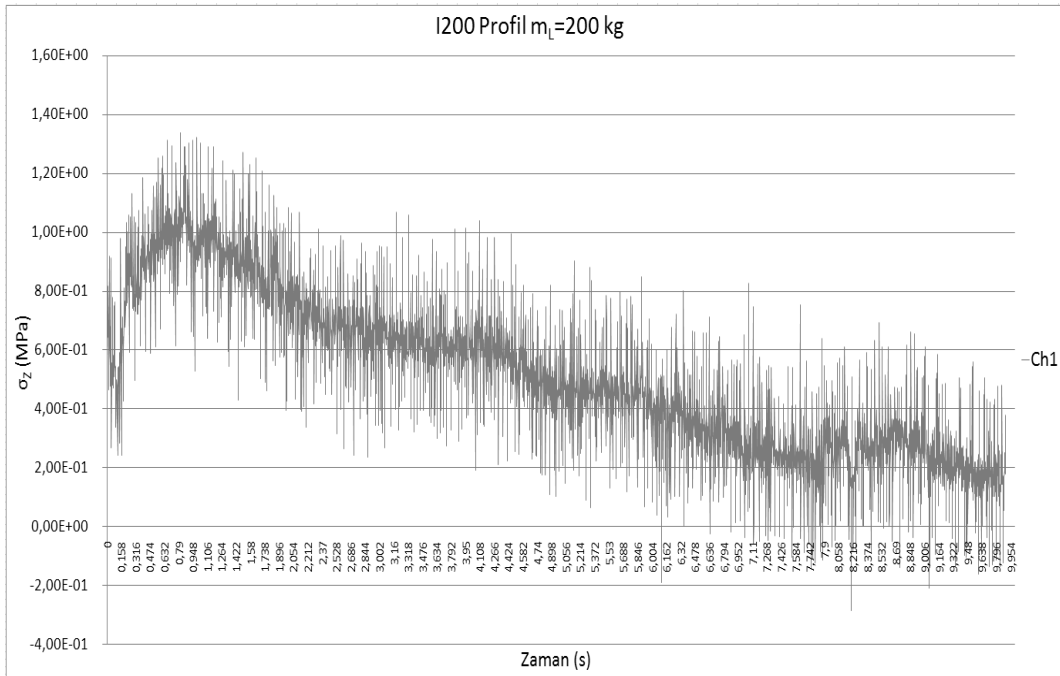
Şekil 5.25 IPN200 profil ve $m_L=50$ kg'da Ch1'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



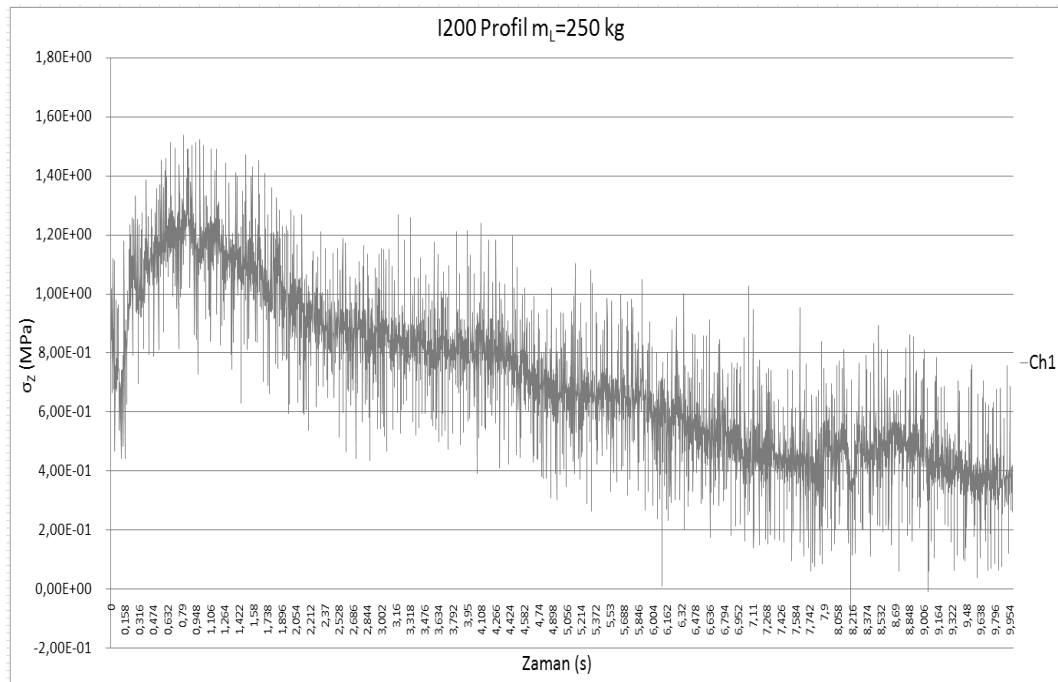
Şekil 5.26 IPN200 profil ve $m_L=100$ kg'da Ch1'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



Şekil 5.27 IPN200 profil ve $m_L=150$ kg'da Ch1'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

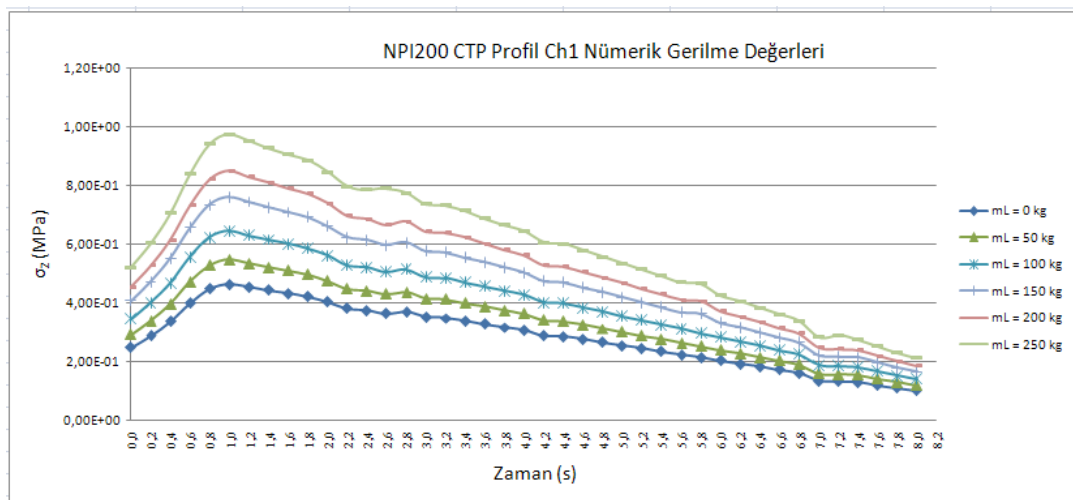


Şekil 5.28 IPN200 profil ve $m_L=200$ kg'da Ch1'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

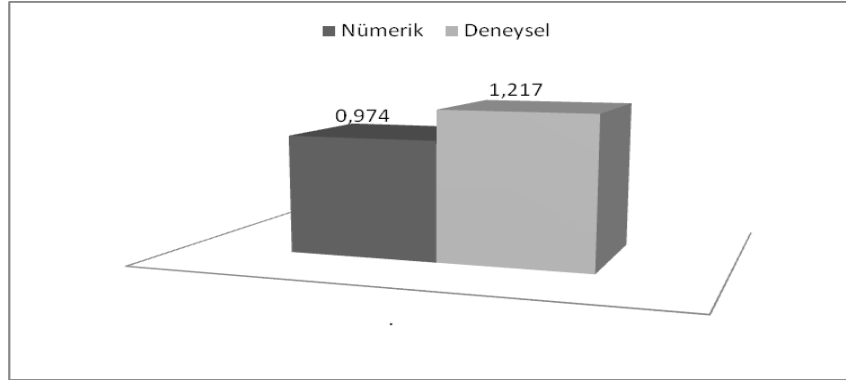


Şekil 5.29 IPN200 profil ve $m_L=250$ kg'da Ch1'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

Şekil 5.16'da gösterilen Ch1 olarak adlandırılan strain gauge'in yerleştirildiği noktada meydana gelen eğilme gerilmeleri IPN 200 CTP profil için 8 saniye süresince ve her farklı yükleme durumunda AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programı kullanılarak belirlenmiştir (Şekil 5.30).



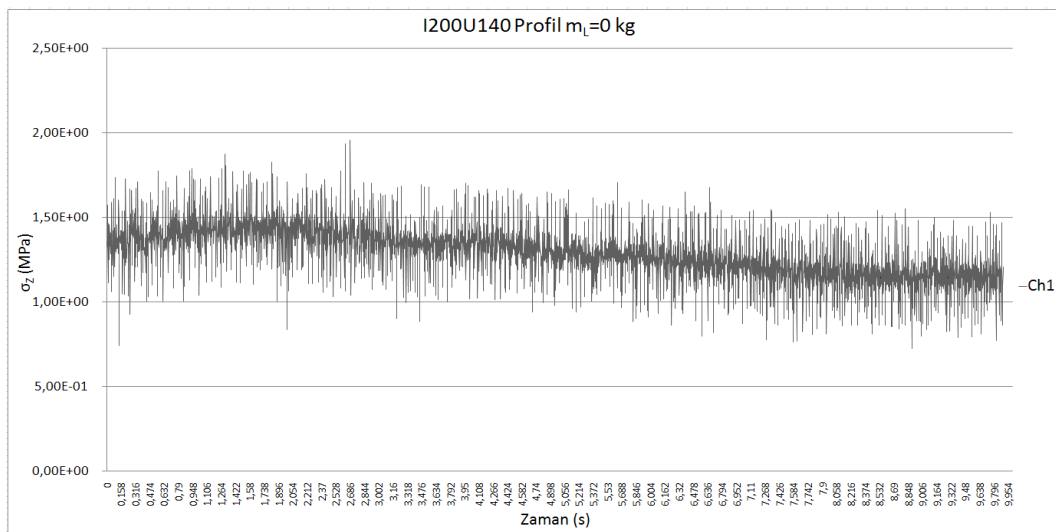
Şekil 5.30 IPN200 üzerinde Ch1'de meydana gelen nümerik gerilme-zaman grafiği



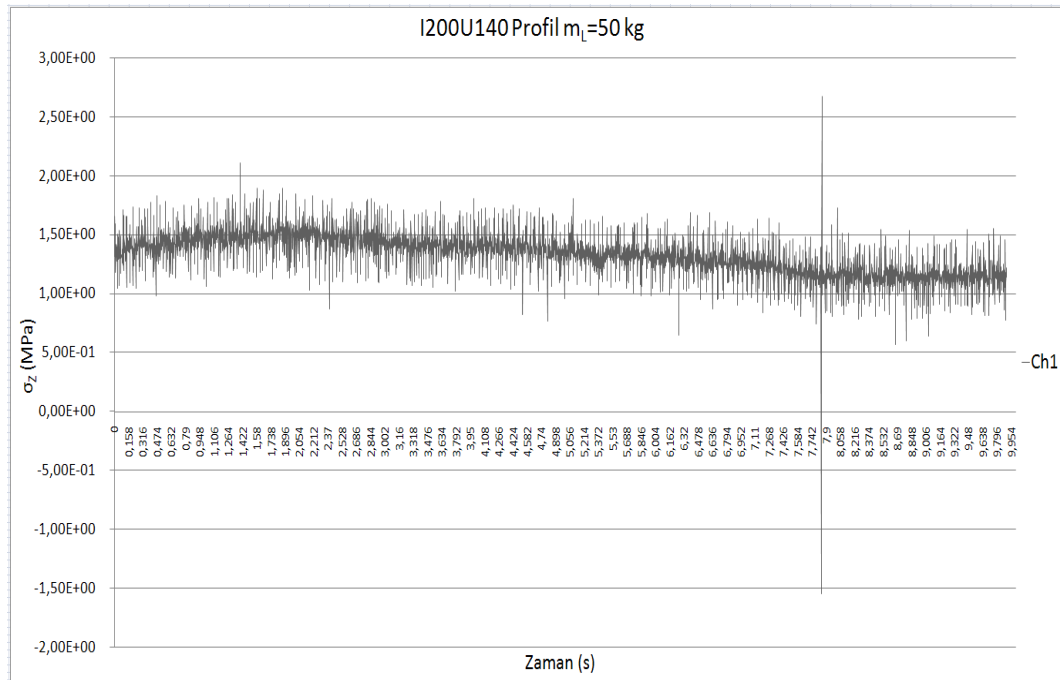
Şekil 5.31 IPN200 üzerinde Ch1’de $m_L=250$ kg yükte meydana gelen deneysel ve nümerik analizlerle elde edilen eğilme gerilmeleri (Mpa)

Deneysel ve nümerik analizlerde kullanılan maksimum faydalı yük değeri $m_L=250$ kg için IPN200 profilde meydana gelen maksimum eğilme gerilmesi değerleri Şekil 5.31’de gösterilmektedir.

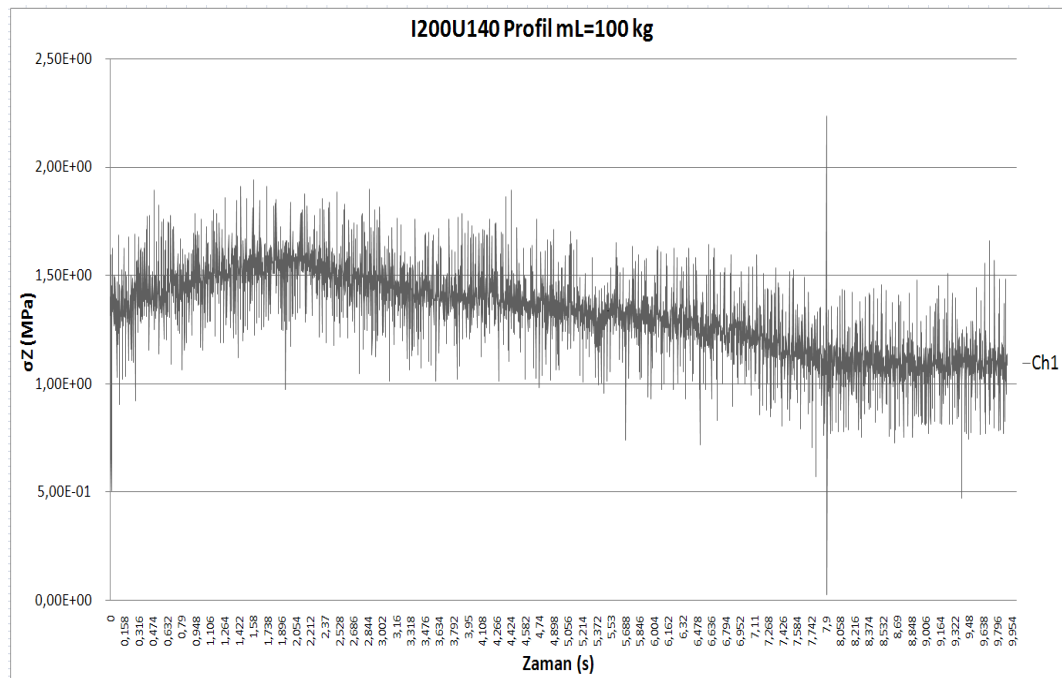
Şekil 5.16’da gösterilen Ch1 olarak adlandırılan strain gauge’den UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil için farklı yükleme durumlarında 10 saniye süresince ölçüm alınmıştır. Bu ölçüm süresi içerisinde kren arabası hareketini 8. saniyede tamamlamıştır. CTP kren ana kirişlerinde meydana gelen eğilme gerilmeleri Şekil 32, Şekil 33, Şekil 34, Şekil 35, Şekil 36, Şekil 37’de gösterilmiştir.



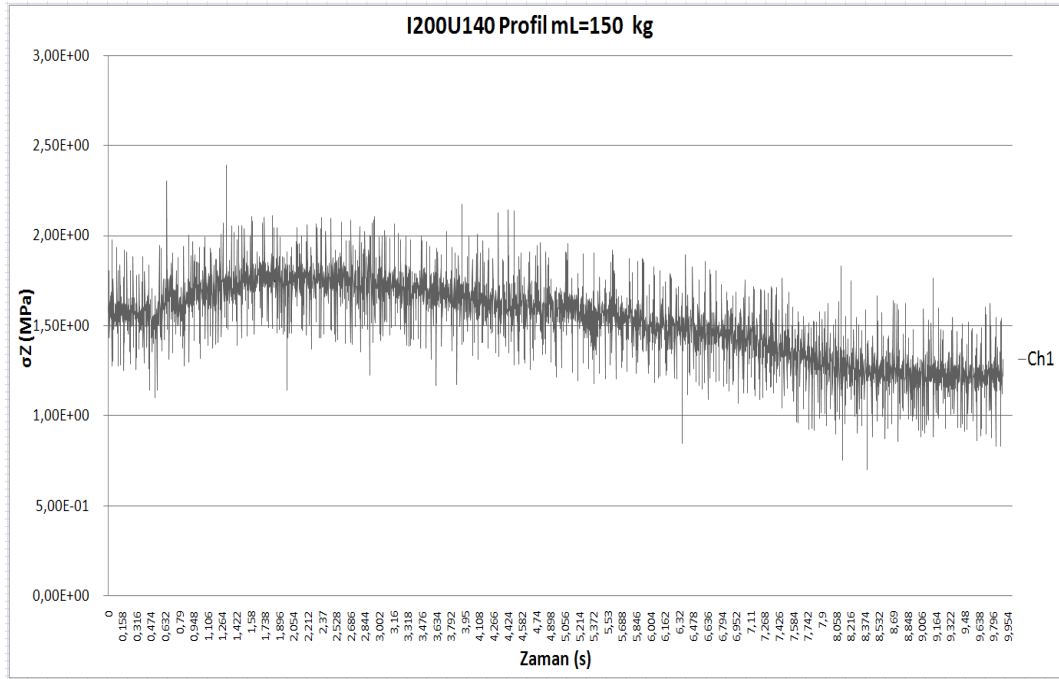
Şekil 5.32 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=0$ kg’da Ch1’de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



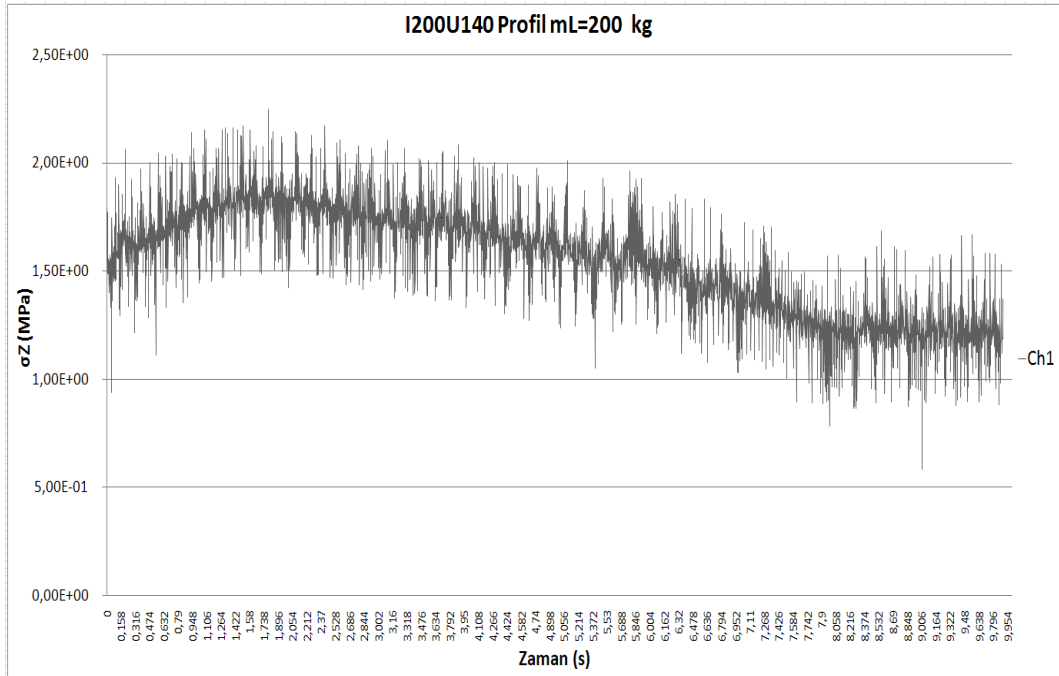
Şekil 5.33 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=50$ kg'da Ch1'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



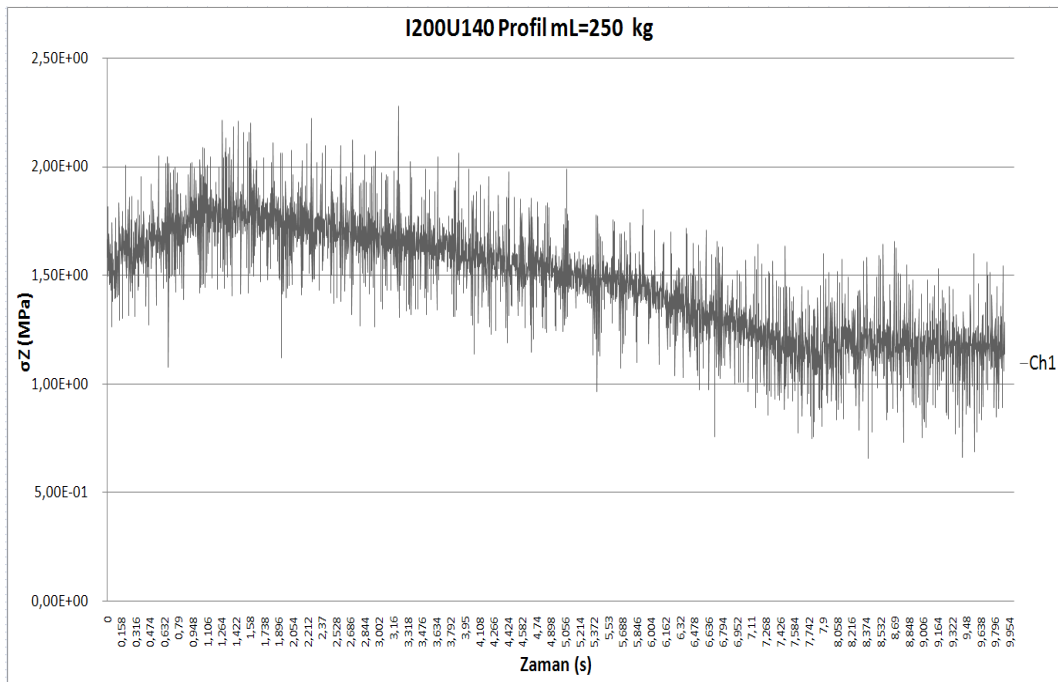
Şekil 5.34 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=100$ kg'da Ch1'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



Şekil 5.35 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=150$ kg'da Ch1'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

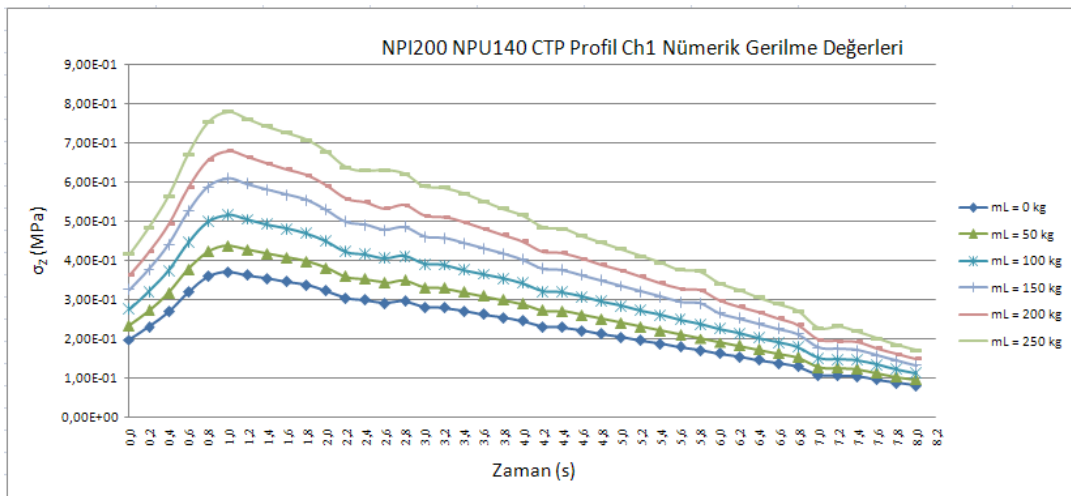


Şekil 5.36 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=200$ kg'da Ch1'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

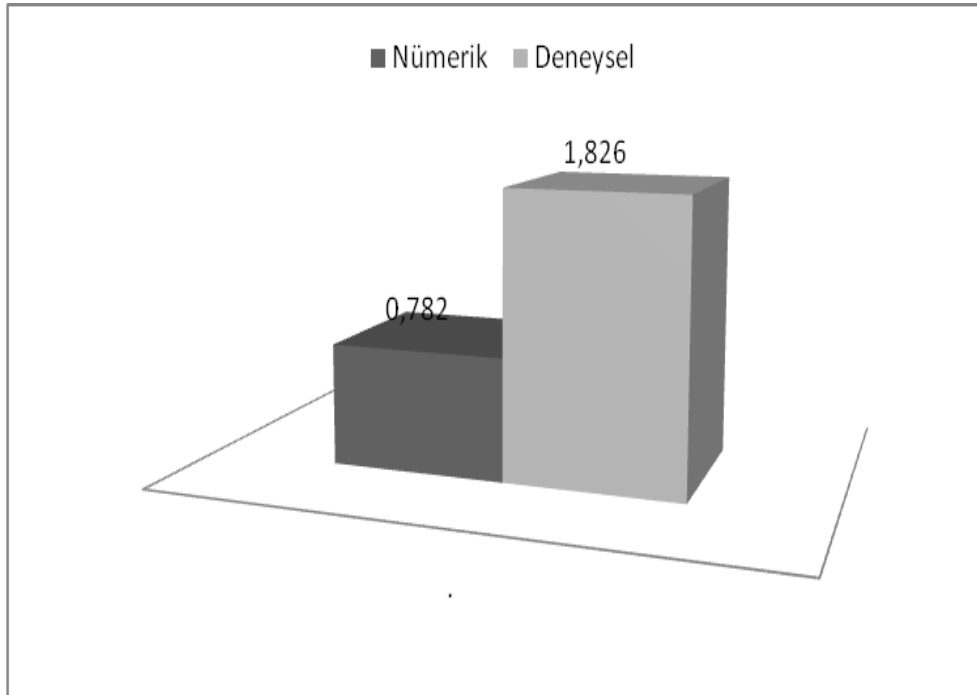


Şekil 5.37 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=250$ kg'da Ch1'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

Şekil 5.16'da gösterilen Ch1 olarak adlandırılan strain gauge'in yerleştirildiği noktada meydana gelen eğilme gerilmeleri UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil için 8 saniye süresince ve her farklı yükleme durumunda AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programı kullanılarak belirlenmiştir (Şekil 5.38).



Şekil 5.38 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil Ch1'de meydana gelen nümerik gerilme-zaman grafiği

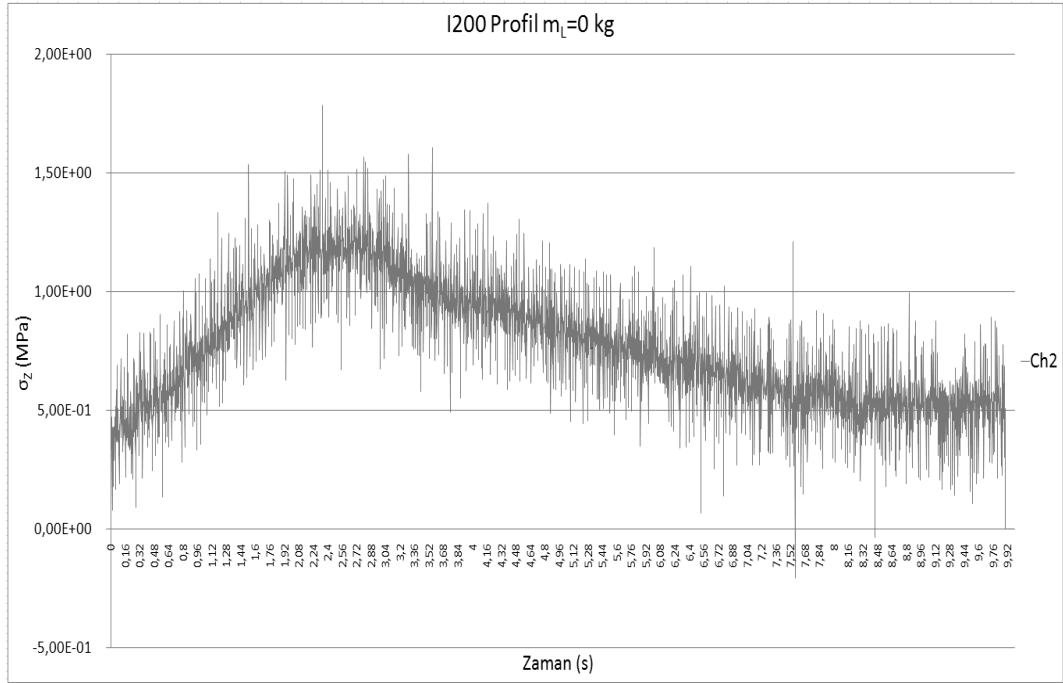


Şekil 5.39 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 üzerinde Ch1’de $m_L=250$ kg yükte meydana gelen deneysel ve nümerik analizlerle elde edilen eğilme gerilmeleri (Mpa)

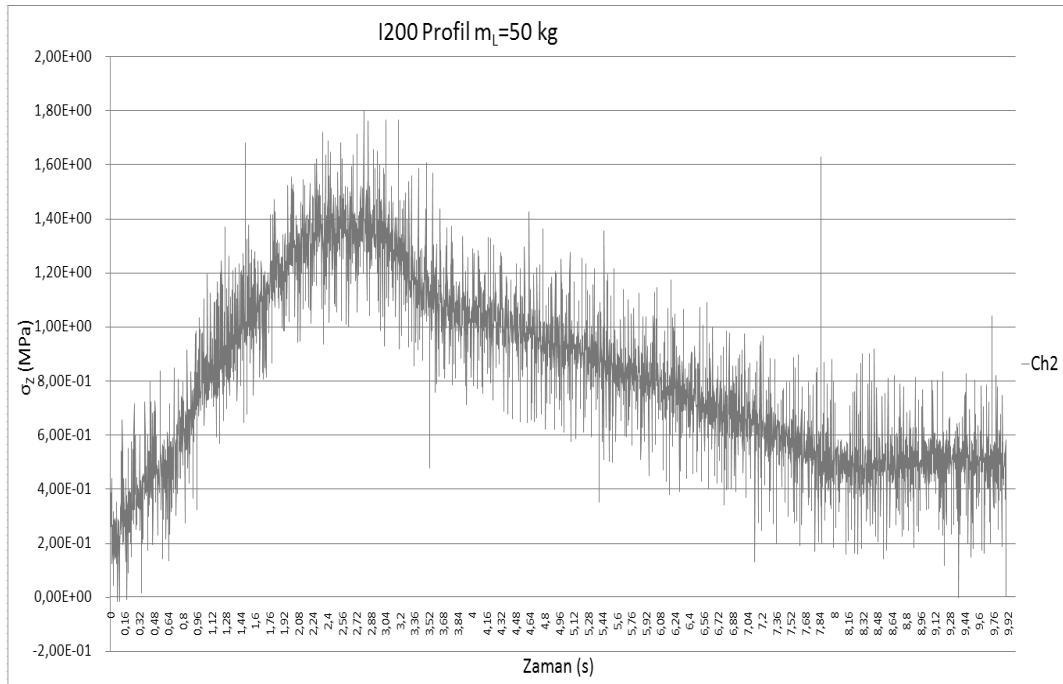
Deneysel ve nümerik analizlerde kullanılan maksimum faydalı yük değeri $m_L=250$ kg için UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN200 profilde meydana gelen maksimum eğilme gerilmesi değerleri Şekil 5.39’da gösterilmektedir.

5.5.2 Ch2’de Ölçülen Nümerik ve Deneysel Dinamik Gerilme Analizi ***Sonuçlarının Karşılaştırılması***

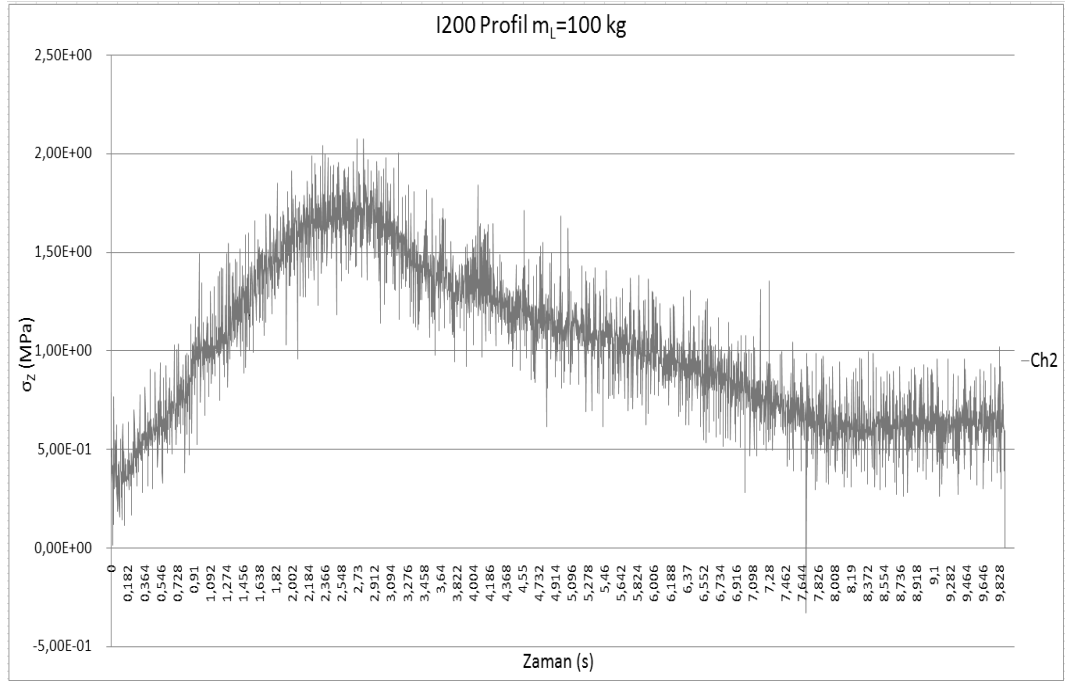
Şekil 5.16’da gösterilen Ch2 olarak adlandırılan strain gauge’den IPN 200 CTP profil için farklı yükleme durumlarında 10 saniye süresince ölçüm alınmıştır. Bu ölçüm süresi içerisinde kren arabası hareketini 8. saniyede tamamlamıştır. CTP kren ana kirişlerinde meydana gelen eğilme gerilmeleri Şekil 40, Şekil 41, Şekil 42, Şekil 43, Şekil 44, Şekil 45’de gösterilmiştir.



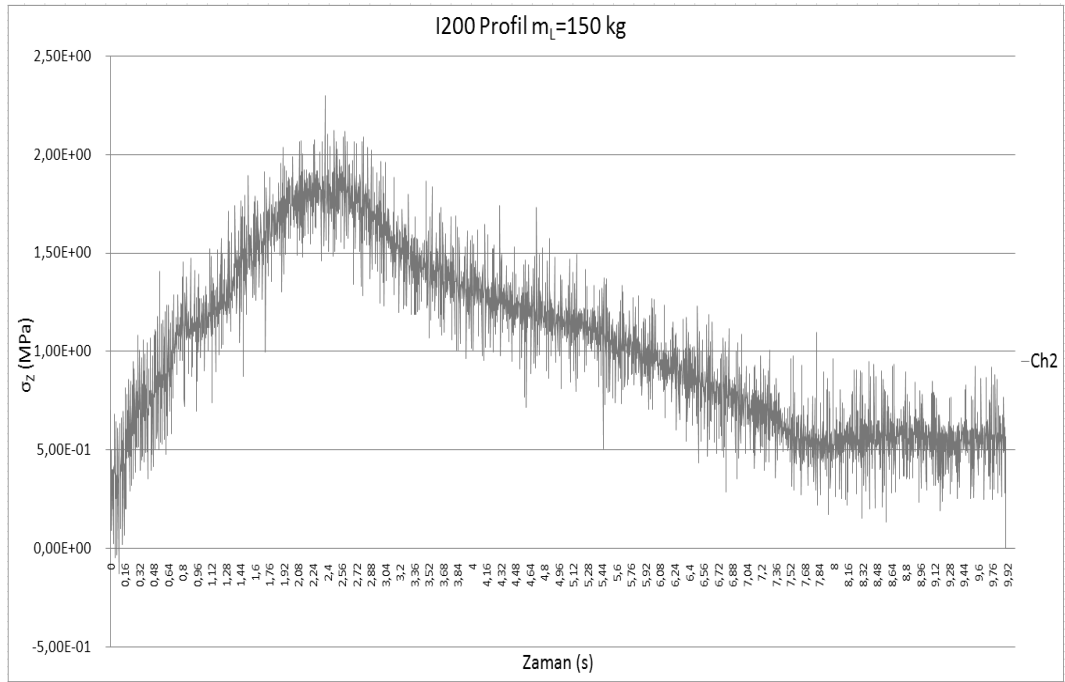
Şekil 5.40 IPN200 profil ve $m_L=0$ kg'da Ch2'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



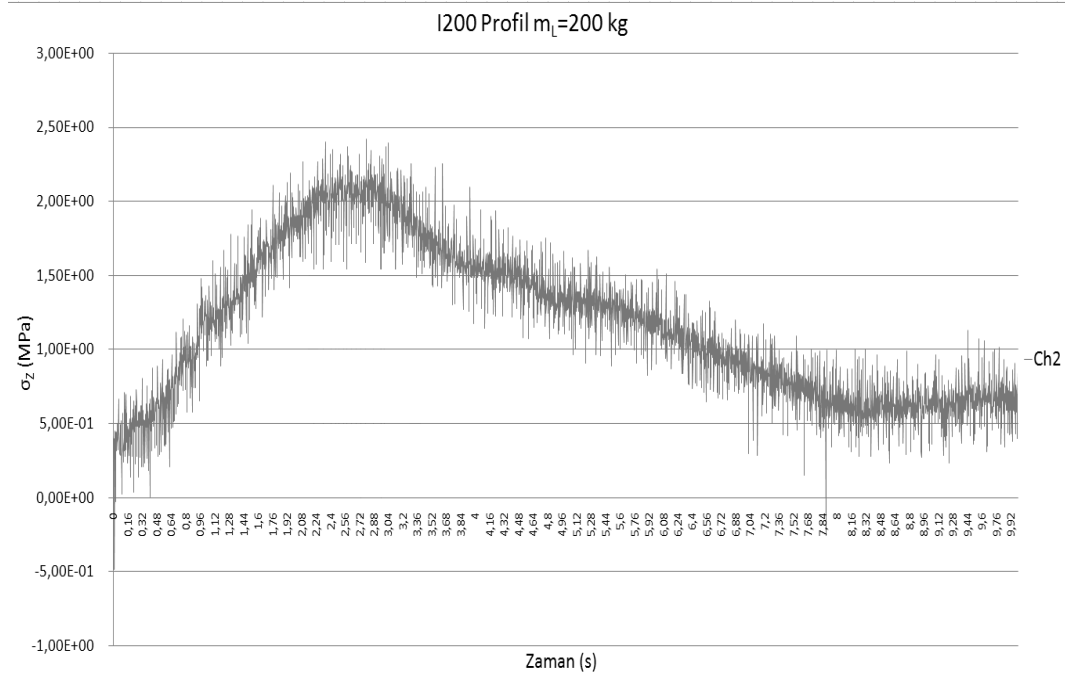
Şekil 5.41 IPN200 profil ve $m_L=50$ kg'da Ch2'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



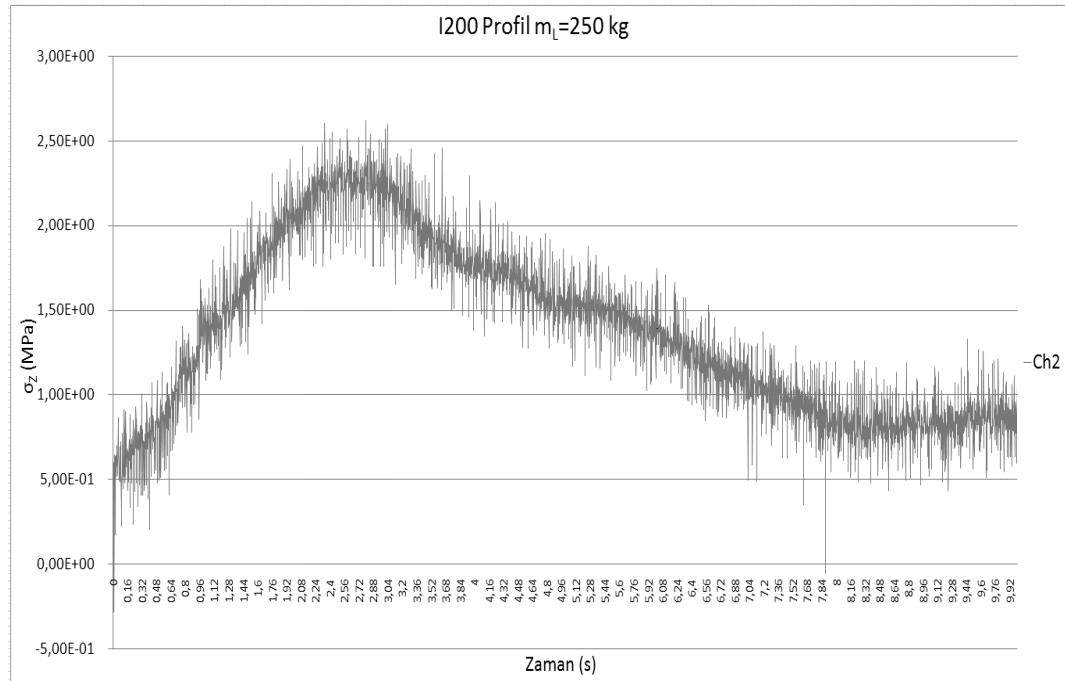
Şekil 5.42 IPN200 profil ve $m_L=100$ kg'da Ch2'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



Şekil 5.43 IPN200 profil ve $m_L=150$ kg'da Ch2'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



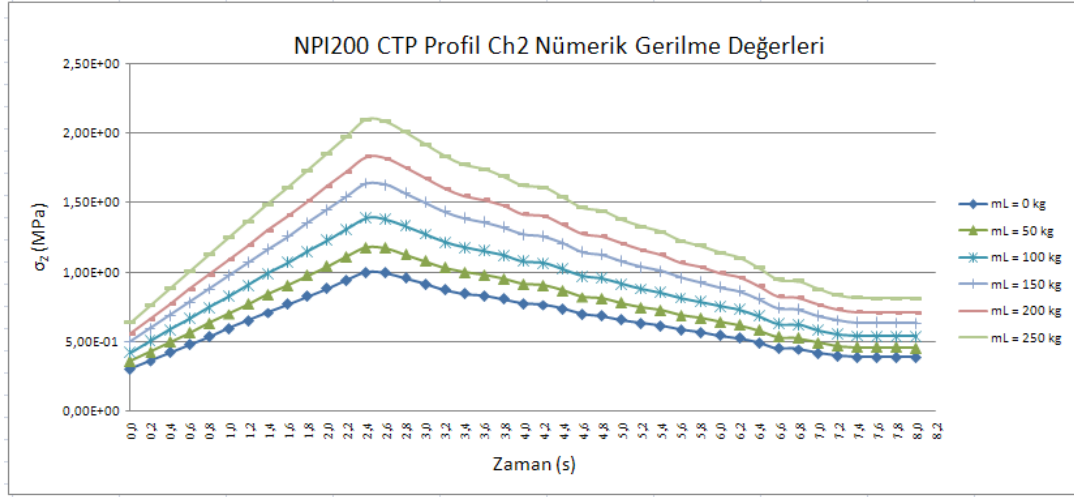
Şekil 5.44 IPN200 profil ve $m_L=200$ kg'da Ch2'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



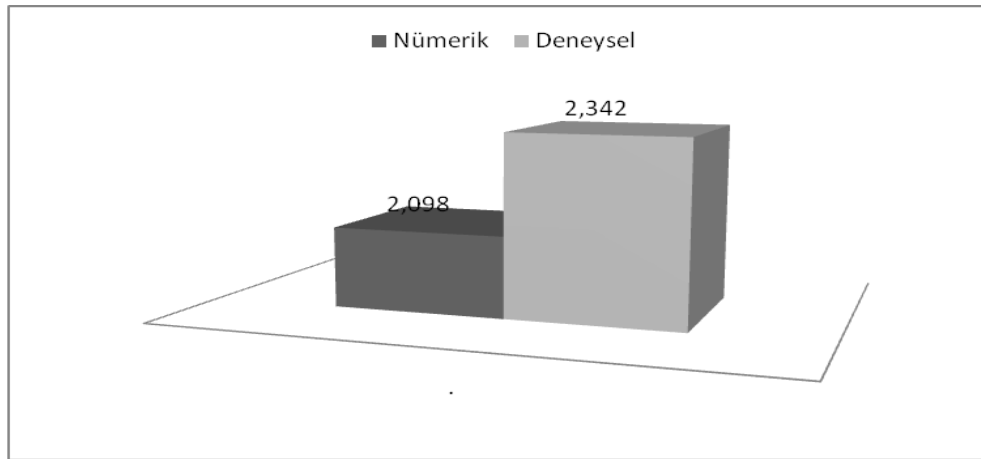
Şekil 5.45 IPN200 profil ve $m_L=250$ kg'da Ch2'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

Şekil 5.16'da gösterilen Ch2 olarak adlandırılan strain gauge'in yerleştirildiği noktada meydana gelen eğilme gerilmeleri IPN 200 CTP profil için 8 saniye

süresince ve her farklı yükleme durumunda AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programı kullanılarak belirlenmiştir (Şekil 5.46).



Şekil 5.46 IPN200 üzerinde Ch2’de meydana gelen nümerik gerilme-zaman grafiği

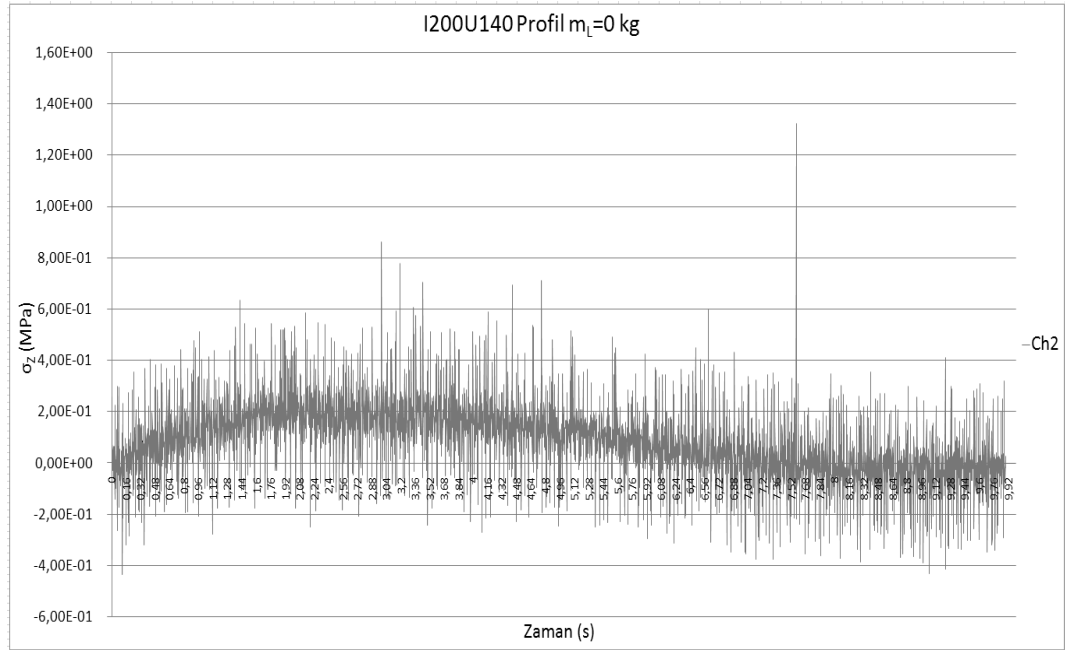


Şekil 5.47 IPN200 üzerinde Ch2’de $m_L=250$ kg yükte meydana gelen deneysel ve nümerik analizlerle elde edilen eğilme gerilmeleri (Mpa)

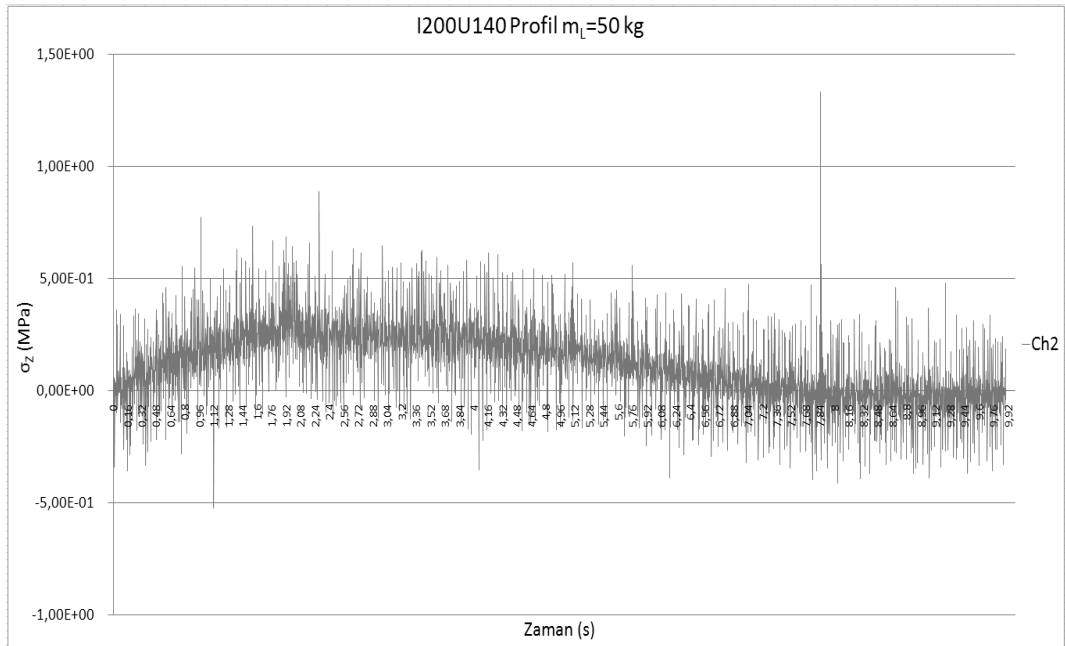
Deneysel ve nümerik analizlerde kullanılan maksimum faydalı yük değeri $m_L=250$ kg için IPN 200 profilde meydana gelen maksimum eğilme gerilmesi değerleri Şekil 5.47’de gösterilmektedir.

Şekil 5.16’da gösterilen Ch2 olarak adlandırılan strain gauge’den UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil için farklı yükleme durumlarında 10 saniye süresince ölçüm alınmıştır. Bu ölçüm süresi içerisinde kren arabası hareketini 8.

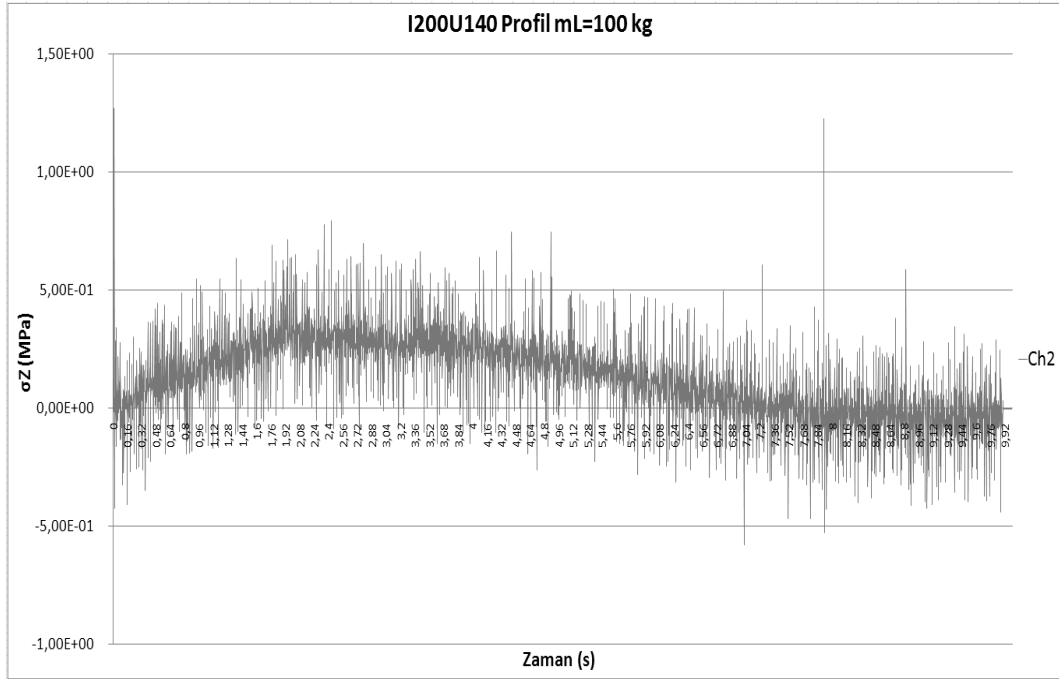
saniyede tamamlamıştır. CTP kren ana kirişlerinde meydana gelen eğilme gerilmeleri Şekil 48, Şekil 49, Şekil 50, Şekil 51, Şekil 52, Şekil 53’de gösterilmiştir.



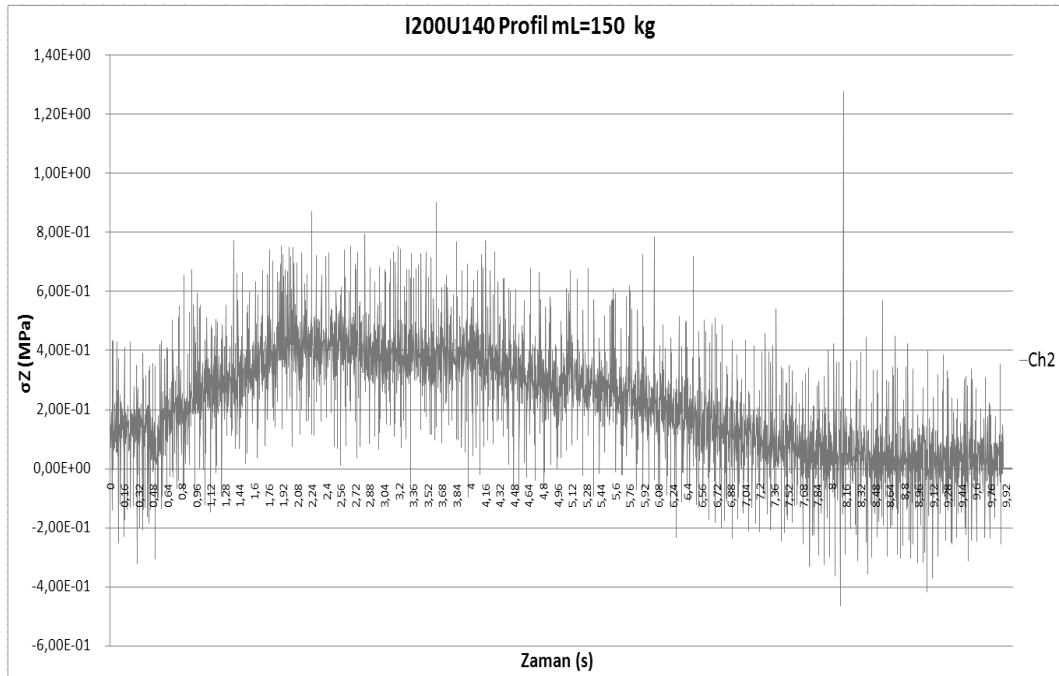
Şekil 5.48 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=0$ kg’da Ch2’de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



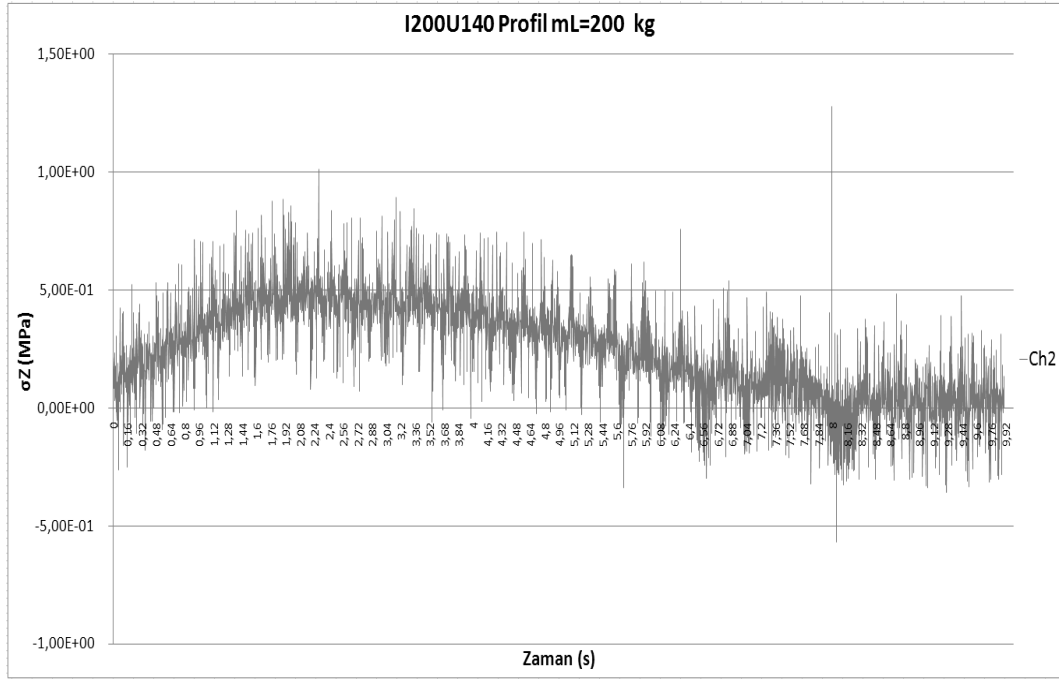
Şekil 5.49 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=50$ kg’da Ch2’de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



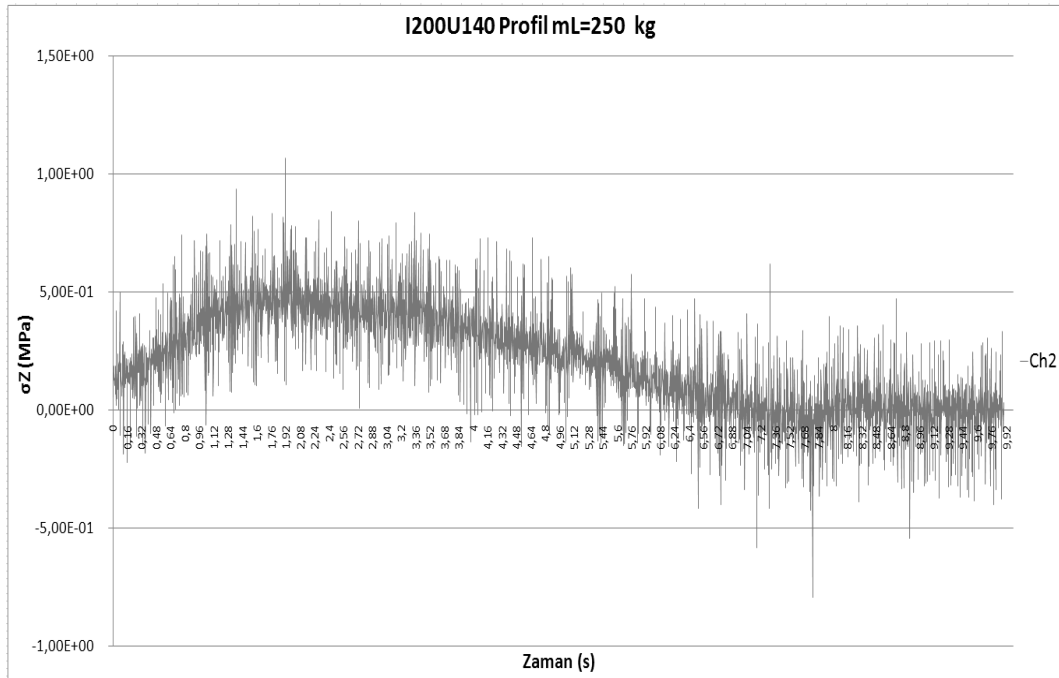
Şekil 5.50 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=100$ kg'da Ch2'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



Şekil 5.51 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=150$ kg'da Ch2'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

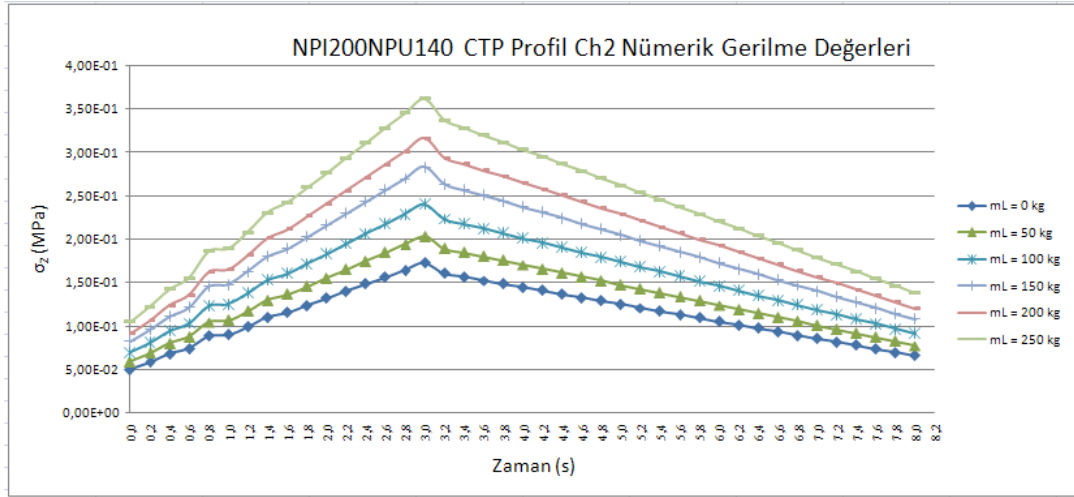


Şekil 5.52 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=200$ kg'da Ch2'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

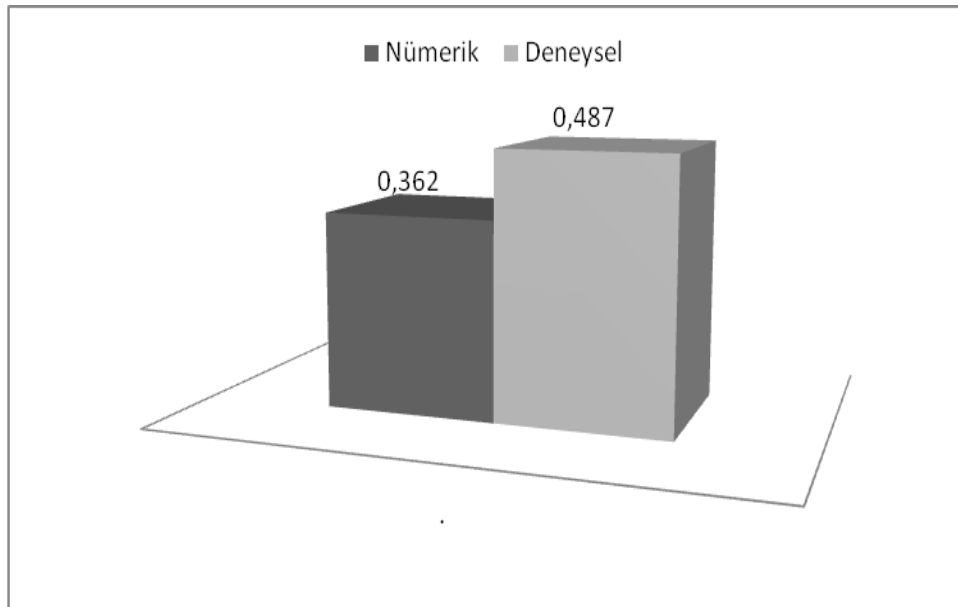


Şekil 5.53 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=250$ kg'da Ch2'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

Şekil 5.16’da gösterilen Ch2 olarak adlandırılan strain gauge’in yerleştirildiği noktada meydana gelen eğilme gerilmeleri UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil için 8 saniye süresince ve her farklı yükleme durumunda AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programı kullanılarak belirlenmiştir (Şekil 5.54).



Şekil 5.54 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil Ch2’de meydana gelen nümerik gerilme-zaman grafiği



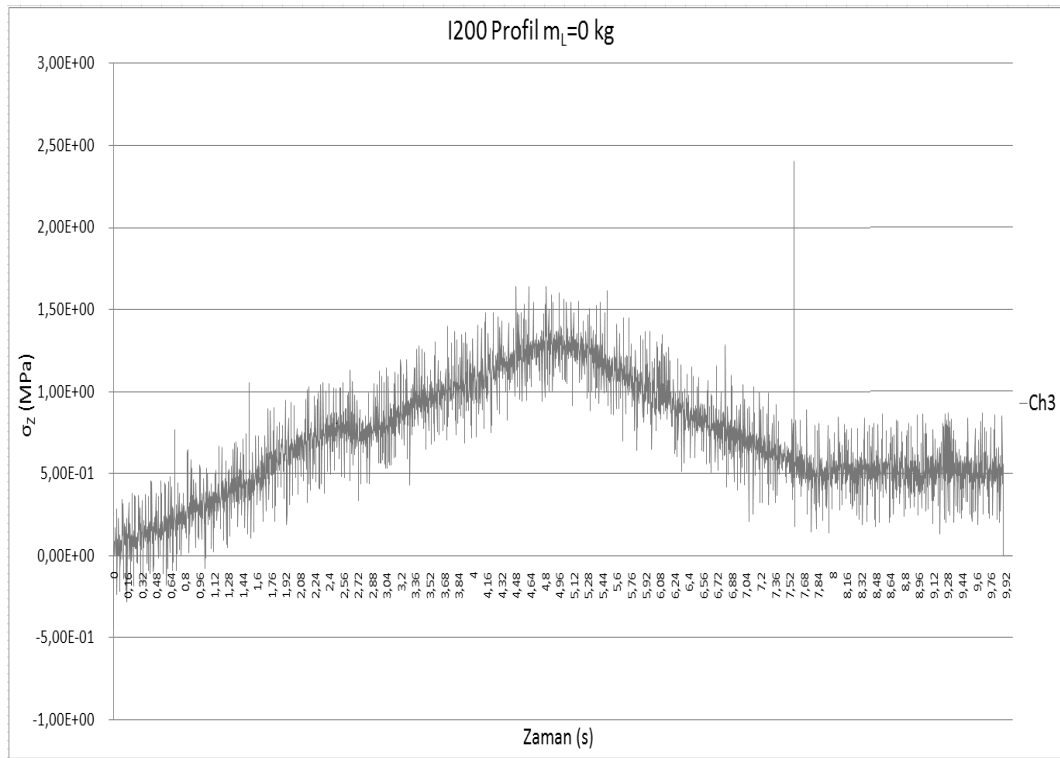
Şekil 5.55 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 üzerinde Ch2’de $m_L = 250$ kg yükte meydana gelen deneysel ve nümerik analizlerle elde edilen eğilme gerilmeleri (Mpa)

Deneyssel ve nümerik analizlerde kullanılan maksimum faydalı yük değeri $m_L=250$ kg için UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 profilde meydana gelen maksimum eğilme gerilmesi değerleri Şekil 5.55’de gösterilmektedir.

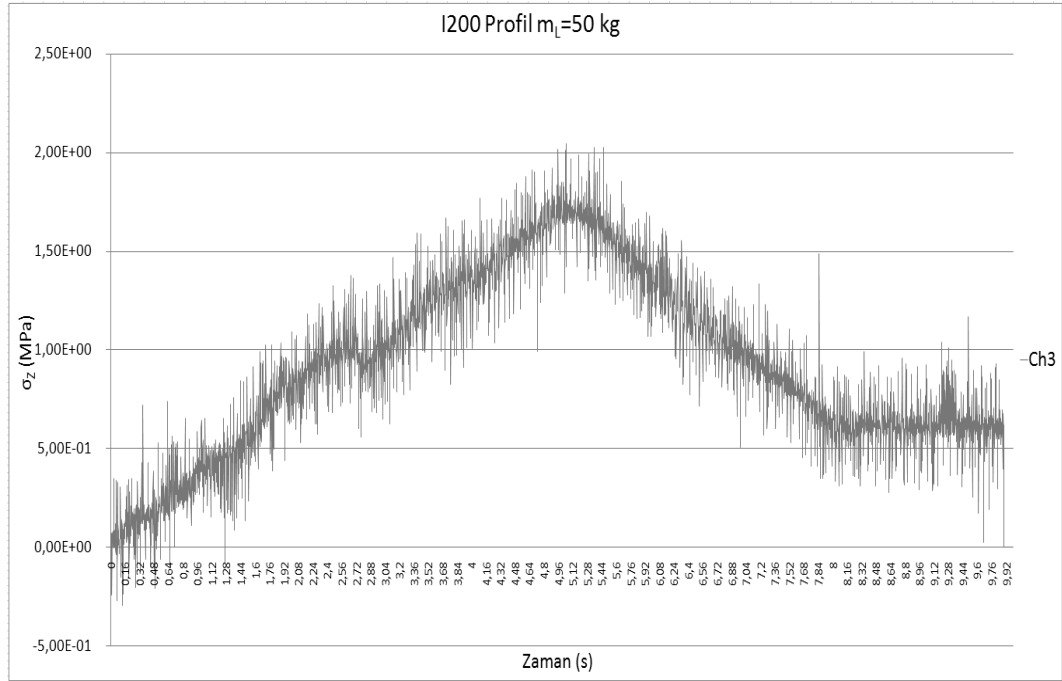
5.5.3 Ch3’de Ölçülen Nümerik ve Deneyssel Dinamik Gerilme Analizi

Sonuçlarının Karşılaştırılması

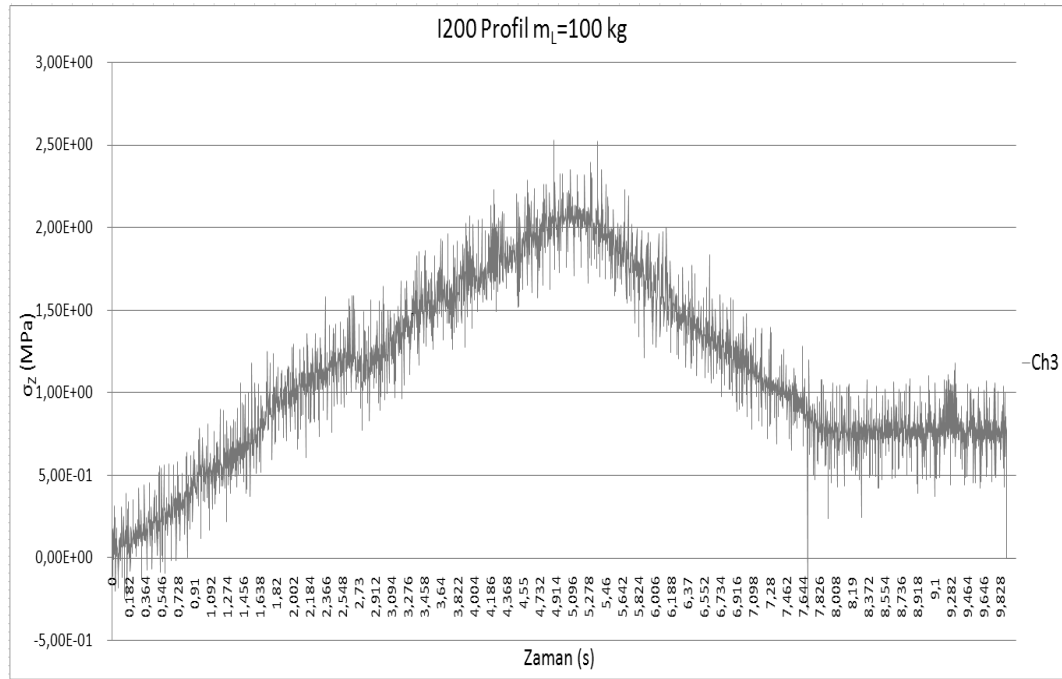
Şekil 5.16’da gösterilen Ch3 olarak adlandırılan strain gauge’den IPN 200 CTP profil için farklı yükleme durumlarında 10 saniye süresince ölçüm alınmıştır. Bu ölçüm süresi içerisinde kren arabası hareketini 8. saniyede tamamlamıştır. CTP kren ana kirişlerinde meydana gelen eğilme gerilmeleri Şekil 56, Şekil 57, Şekil 58, Şekil 59, Şekil 60, Şekil 61’de gösterilmiştir.



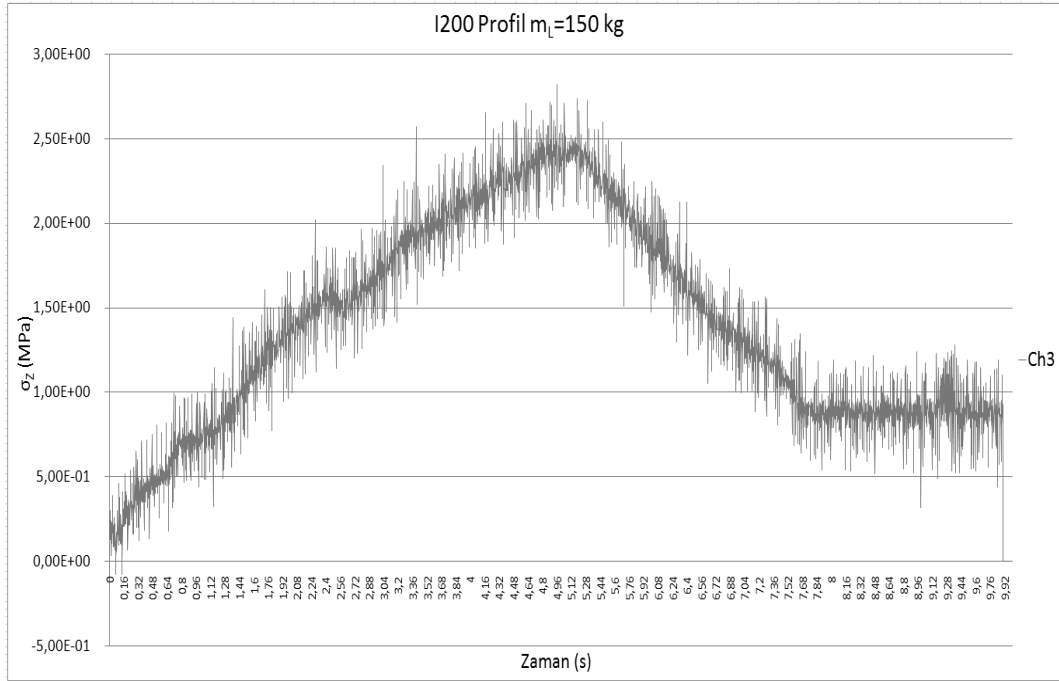
Şekil 5.56 IPN200 profil ve $m_L=0$ kg’da Ch3’de meydana gelen deneyssel gerilme-zaman grafiği



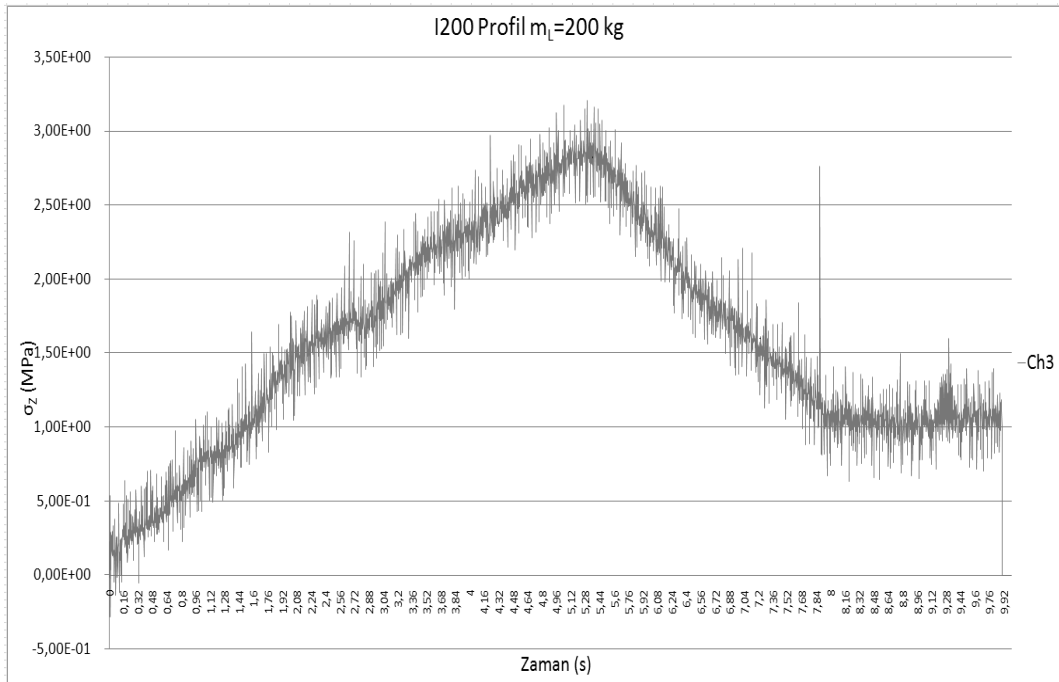
Şekil 5.57 IPN200 profil ve $m_L = 50$ kg'da Ch3'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



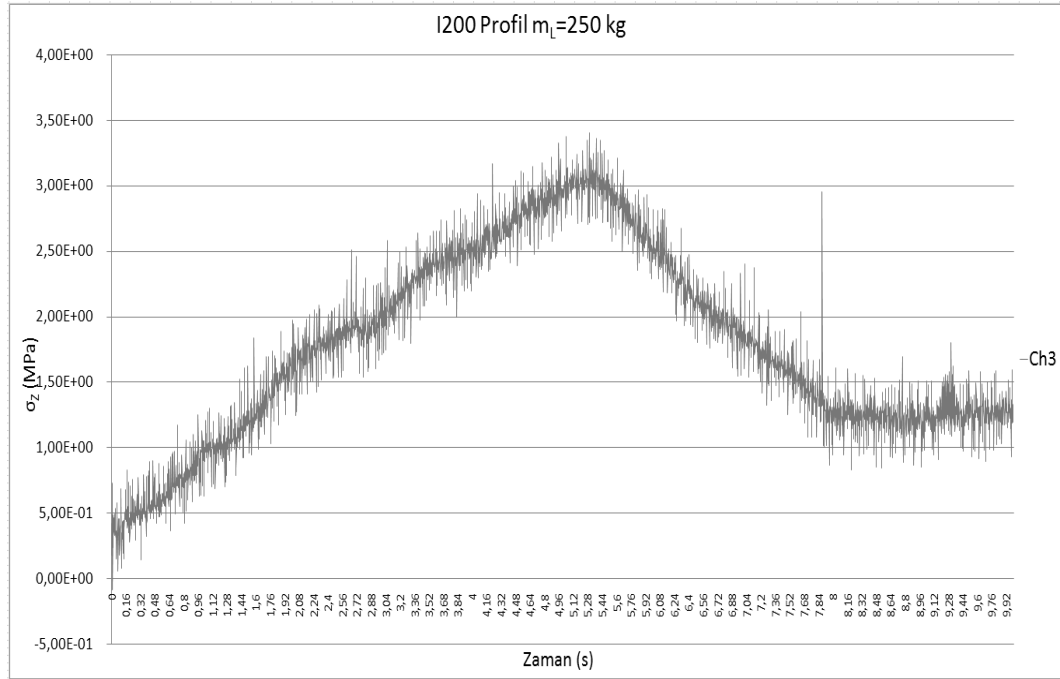
Şekil 5.58 IPN200 profil ve $m_L = 100$ kg'da Ch3'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



Şekil 5.59 IPN200 profil ve $m_L=150$ kg'da Ch3'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

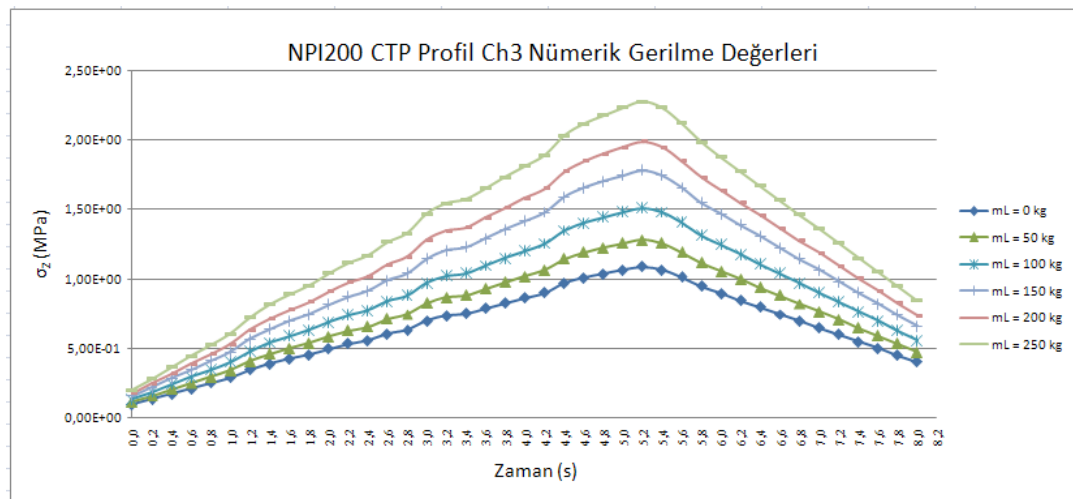


Şekil 5.60 IPN200 profil ve $m_L=200$ kg'da Ch3'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

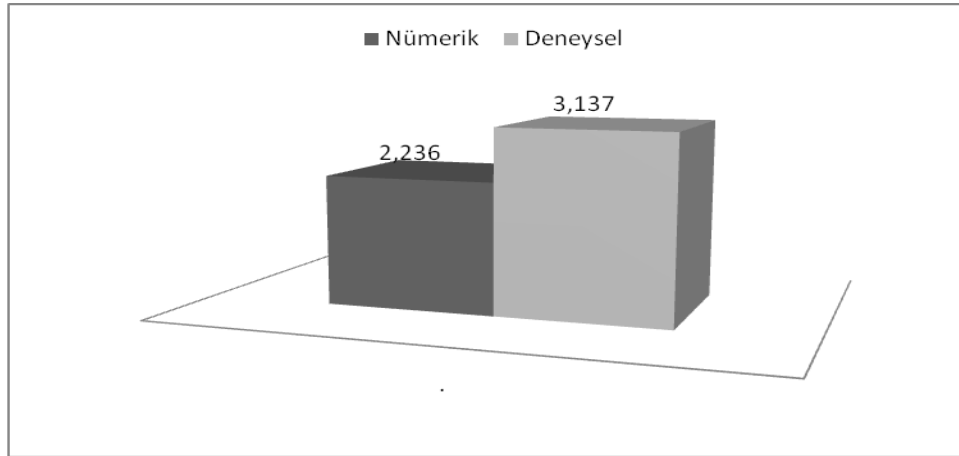


Şekil 5.61 IPN200 profil ve $m_L=250$ kg'da Ch3'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

Şekil 5.16'da gösterilen Ch3 olarak adlandırılan strain gauge'in yerleştirildiği noktada meydana gelen eğilme gerilmeleri IPN 200 CTP profil için 8 saniye süresince ve her farklı yükleme durumunda AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programı kullanılarak belirlenmiştir (Şekil 5.62).



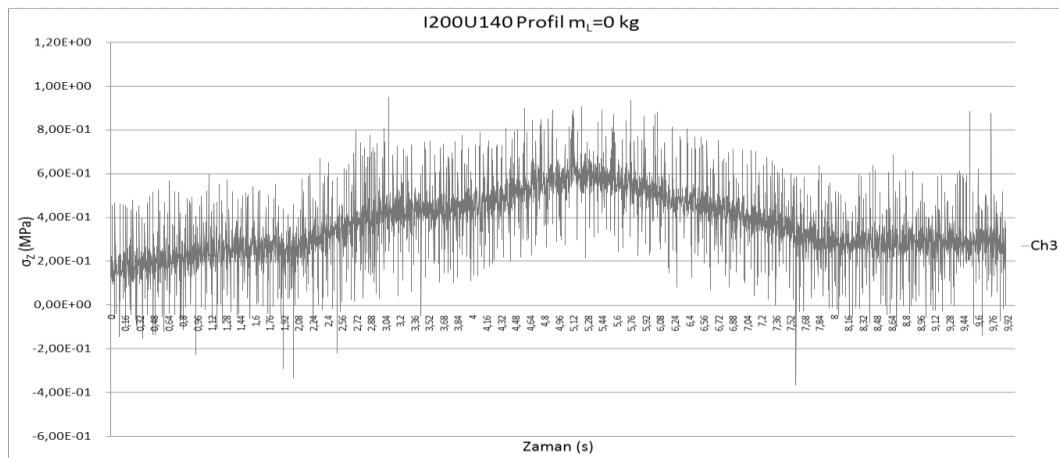
Şekil 5.62 IPN200 üzerinde Ch3'de meydana gelen nümerik gerilme-zaman grafiği



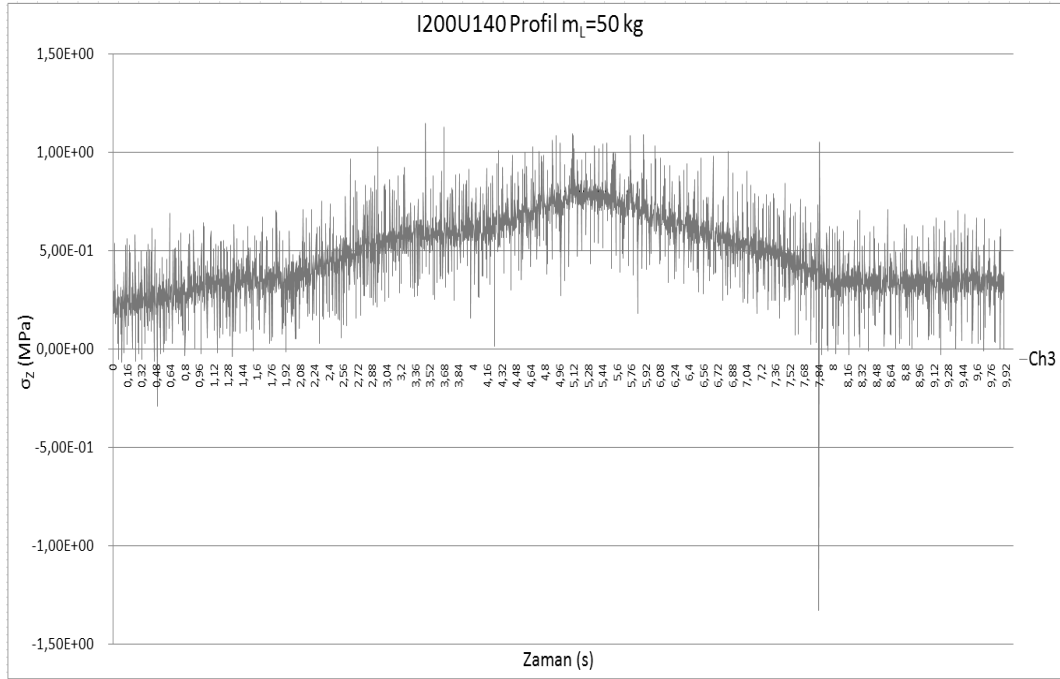
Şekil 5.63 IPN200 üzerinde Ch3’de $m_L=250$ kg yükte meydana gelen deneysel ve nümerik analizlerle elde edilen eğilme gerilmeleri (Mpa)

Deneysel ve nümerik analizlerde kullanılan maksimum faydalı yük değeri $m_L=250$ kg için IPN 200 profilde meydana gelen maksimum eğilme gerilmesi değerleri Şekil 5.63’de gösterilmektedir.

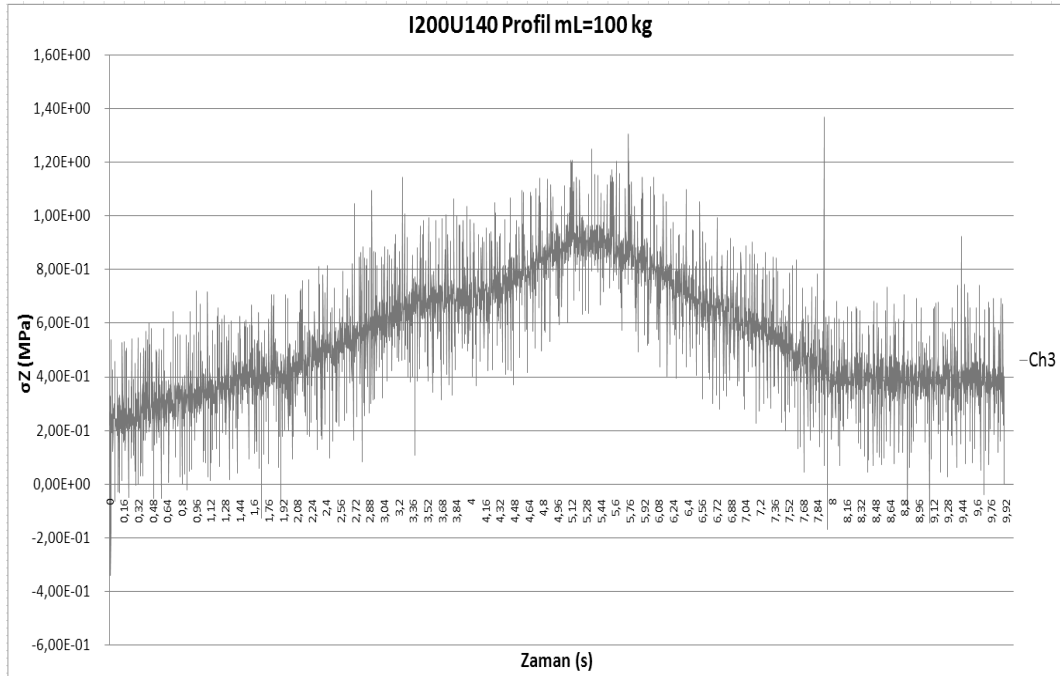
Şekil 5.16’da gösterilen Ch3 olarak adlandırılan strain gauge’den UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil için farklı yükleme durumlarında 10 saniye süresince ölçüm alınmıştır. Bu ölçüm süresi içerisinde kren arabası hareketini 8. saniyede tamamlamıştır. CTP kren ana kirişlerinde meydana gelen eğilme gerilmeleri Şekil 64, Şekil 65, Şekil 66, Şekil 67, Şekil 68, Şekil 69’da gösterilmiştir.



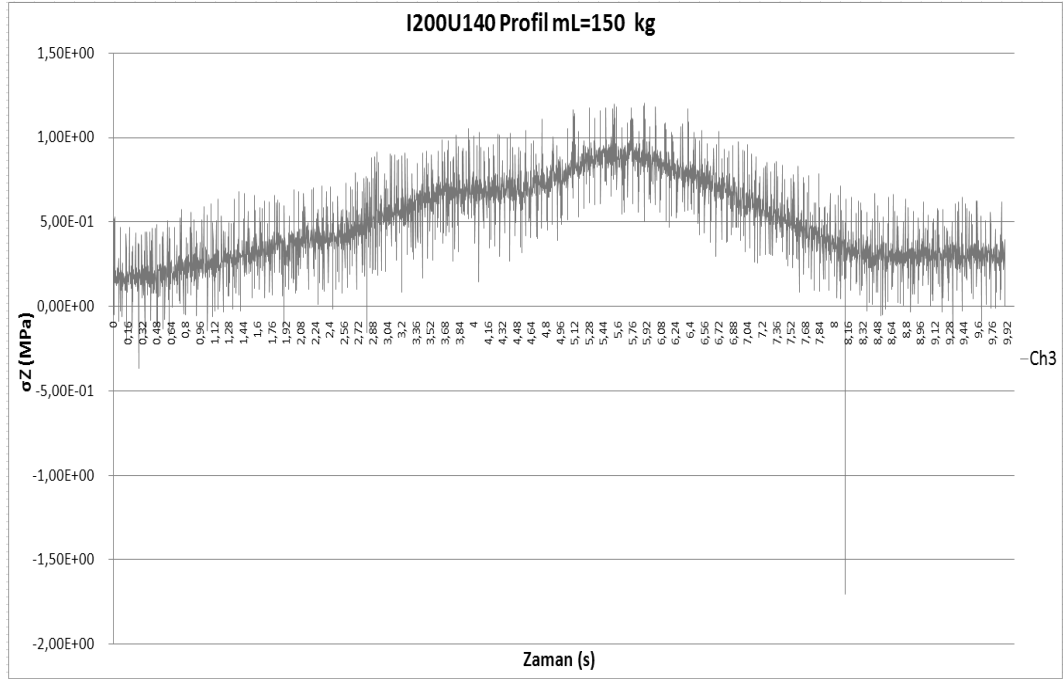
Şekil 5.64 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=0$ kg’da Ch3’de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



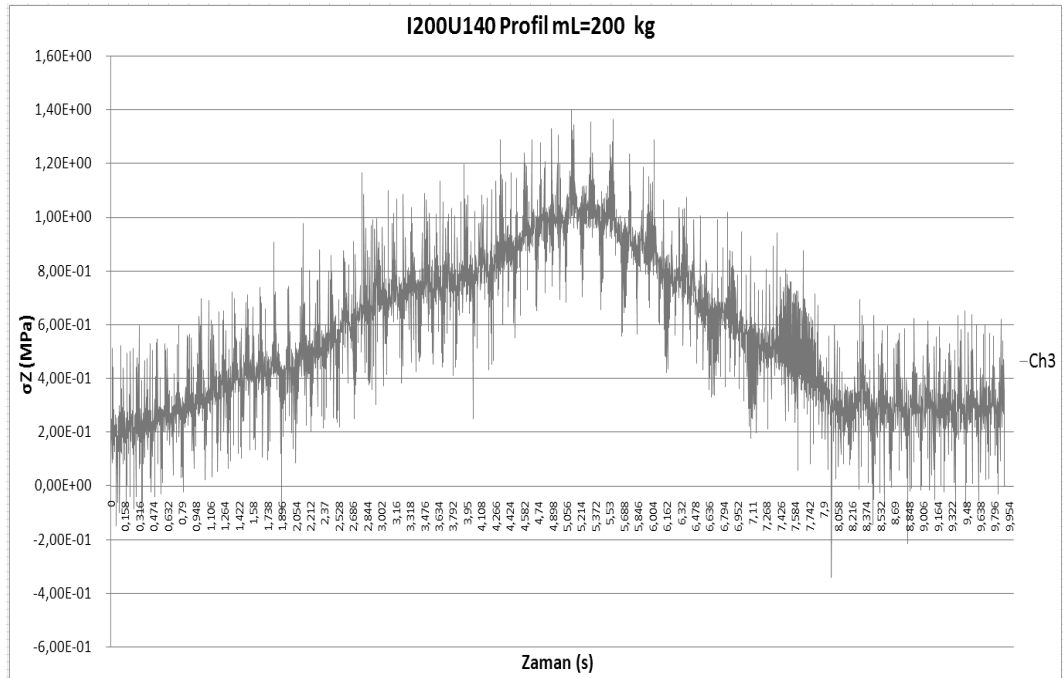
Şekil 5.65 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=50$ kg'da Ch3'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



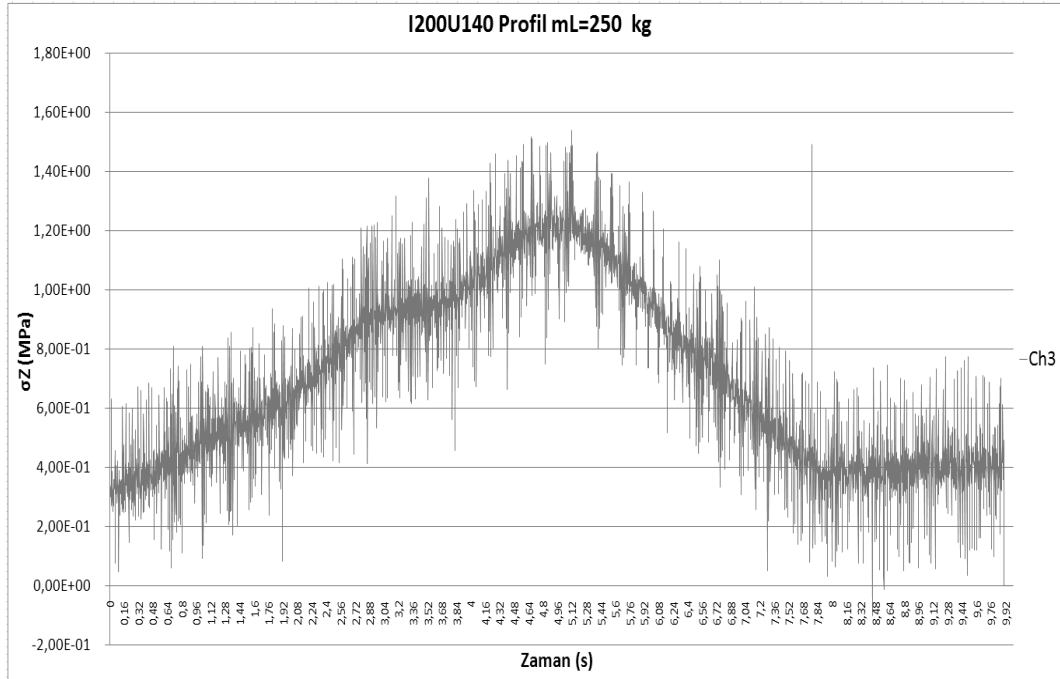
Şekil 5.66 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=100$ kg'da Ch3'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



Şekil 5.67 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=150$ kg'da Ch3'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

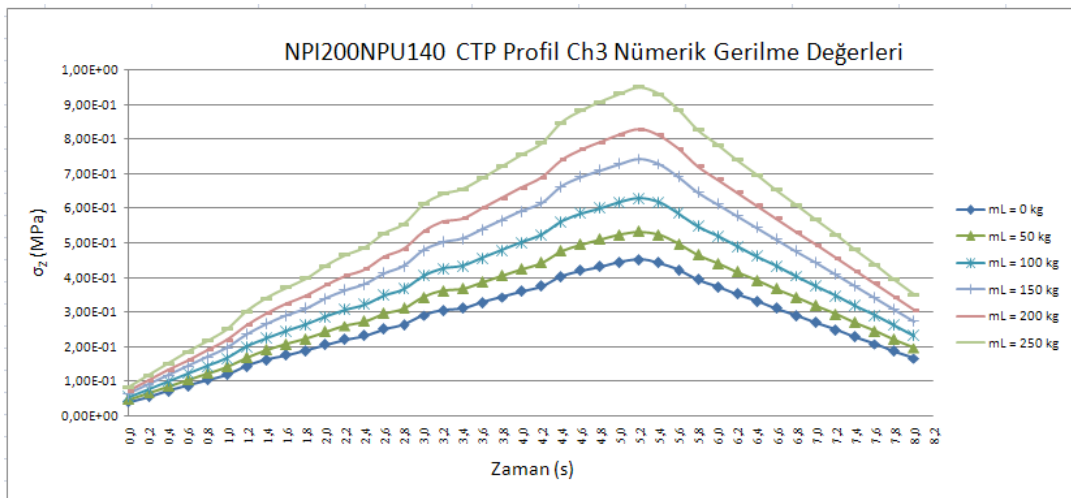


Şekil 5.68 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=200$ kg'da Ch3'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

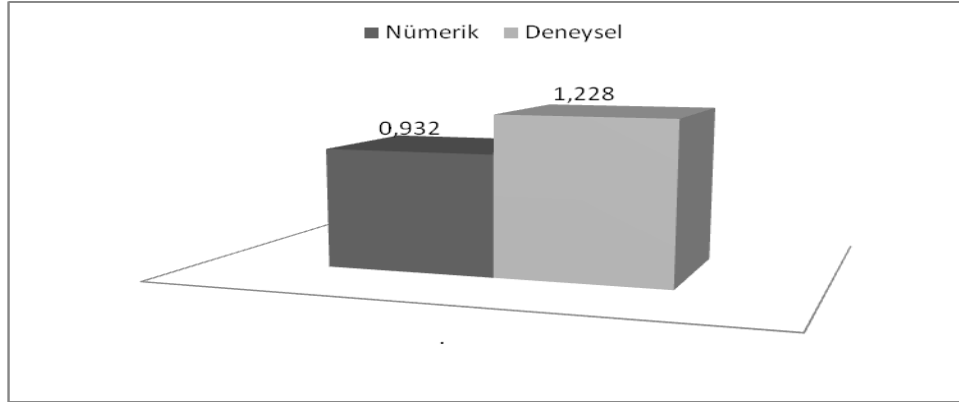


Şekil 5.69 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=250$ kg'da Ch3'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

Şekil 5.16'da gösterilen Ch3 olarak adlandırılan strain gauge'in yerleştirildiği noktada meydana gelen eğilme gerilmeleri UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil için 8 saniye süresince ve her farklı yükleme durumunda AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programı kullanılarak belirlenmiştir (Şekil 5.70).



Şekil 5.70 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil Ch3'de meydana gelen nümerik gerilme-zaman grafiği

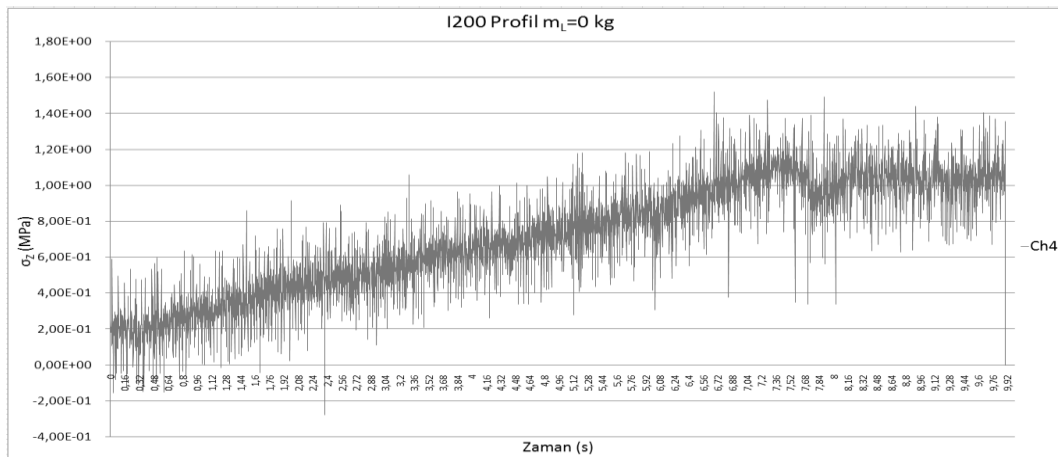


Şekil 5.71 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 üzerinde Ch3’de $m_L=250$ kg yükte meydana gelen deneysel ve nümerik analizlerle elde edilen eğilme gerilmeleri (Mpa)

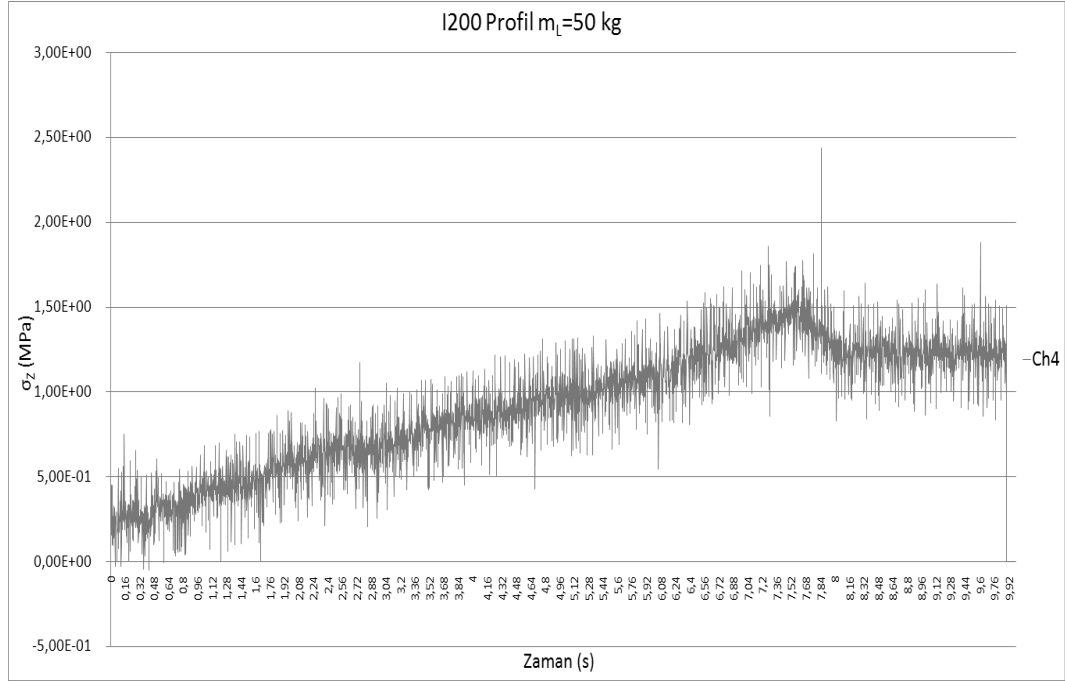
Deneysel ve nümerik analizlerde kullanılan maksimum faydalı yük değeri $m_L=250$ kg için UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 profilde meydana gelen maksimum eğilme gerilmesi değerleri Şekil 5.71’de gösterilmektedir.

5.5.4 Ch4’de Ölçülen Nümerik ve Deneysel Dinamik Gerilme Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması

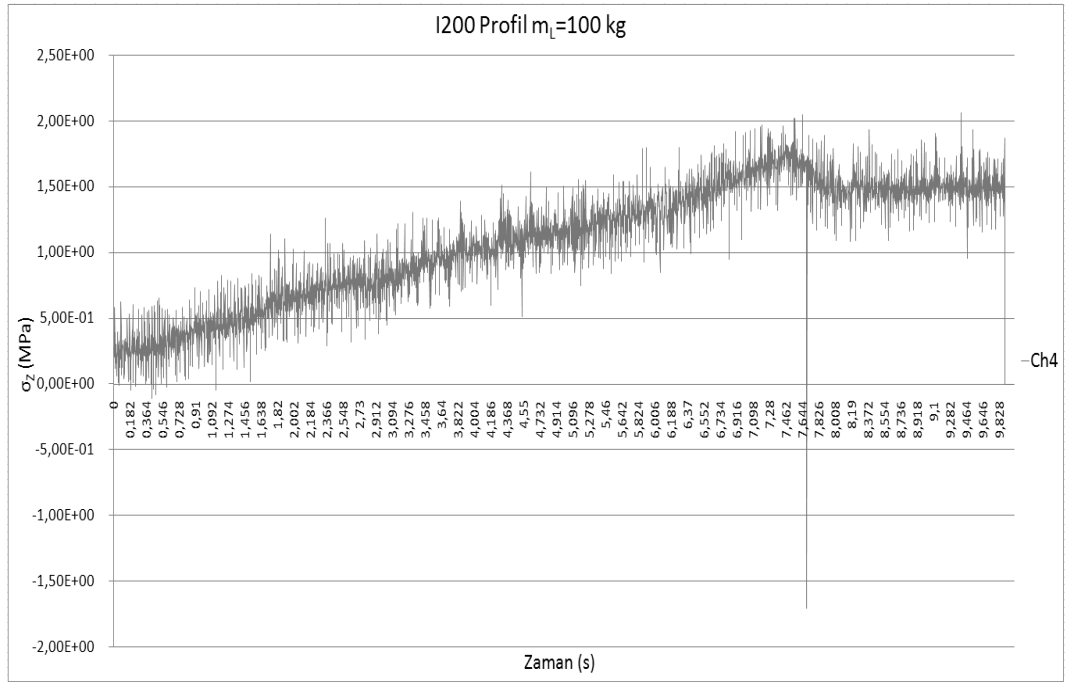
Şekil 5.16’da gösterilen Ch4 olarak adlandırılan strain gauge’den IPN 200 CTP profil için farklı yükleme durumlarında 10 saniye süresince ölçüm alınmıştır. Bu ölçüm süresi içerisinde kren arabası hareketini 8. saniyede tamamlamıştır. CTP kren ana kirişlerinde meydana gelen eğilme gerilmeleri Şekil 72, Şekil 73, Şekil 74, Şekil 75, Şekil 76, Şekil 77’de gösterilmiştir.



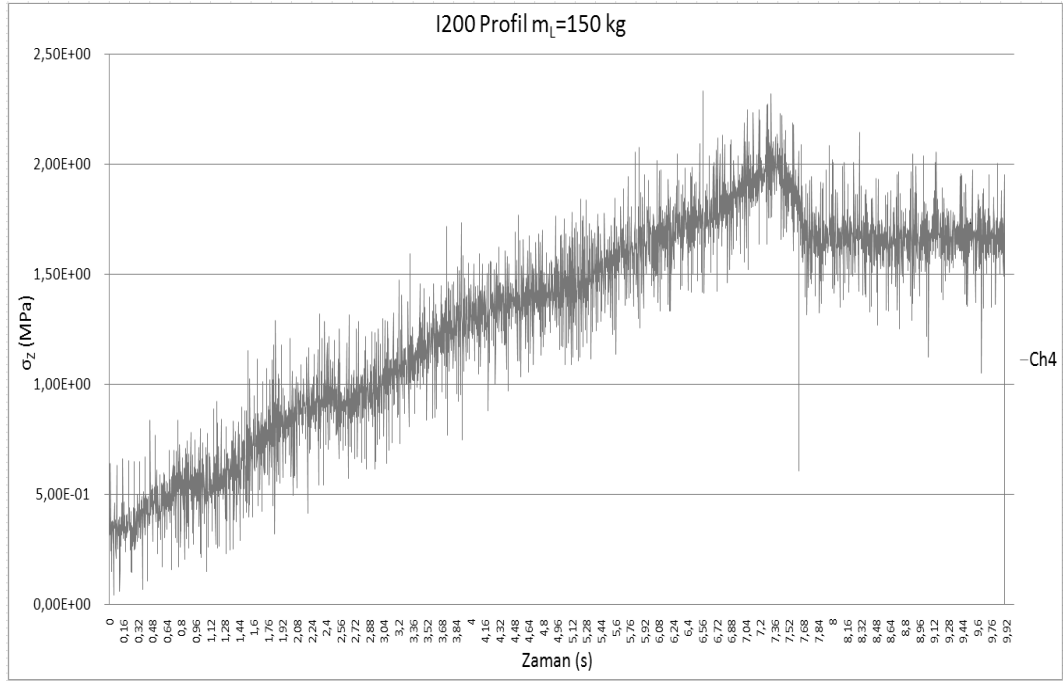
Şekil 5.72 IPN200 profil ve $m_L=0$ kg’da Ch4’de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



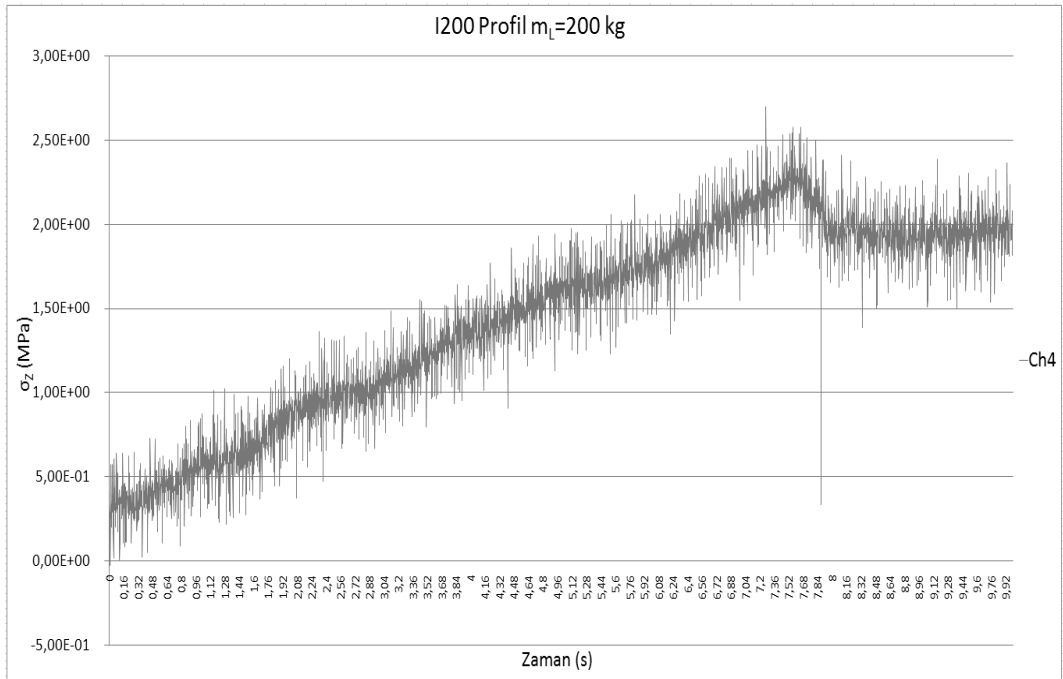
Şekil 5.73 IPN200 profil ve $m_L=50$ kg'da Ch4'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



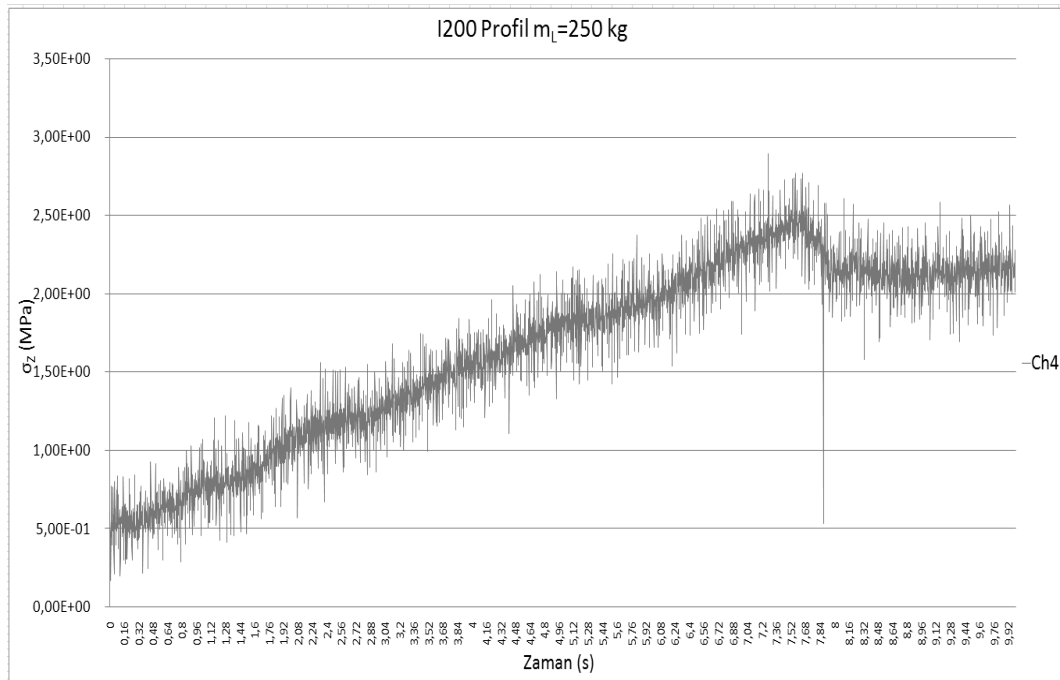
Şekil 5.74 IPN200 profil ve $m_L=100$ kg'da Ch4'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



Şekil 5.75 IPN200 profil ve $m_L=150$ kg'da Ch4'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

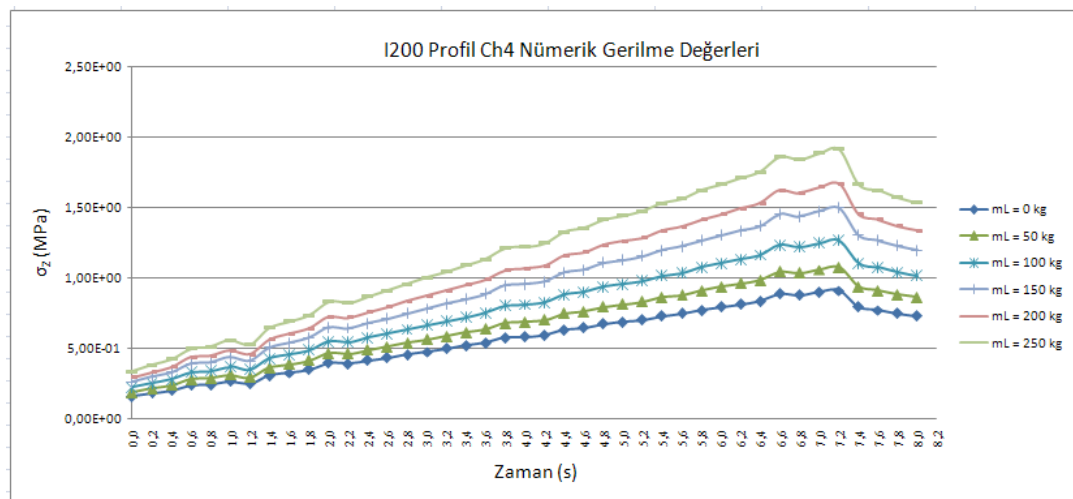


Şekil 5.76 IPN200 profil ve $m_L=200$ kg'da Ch4'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

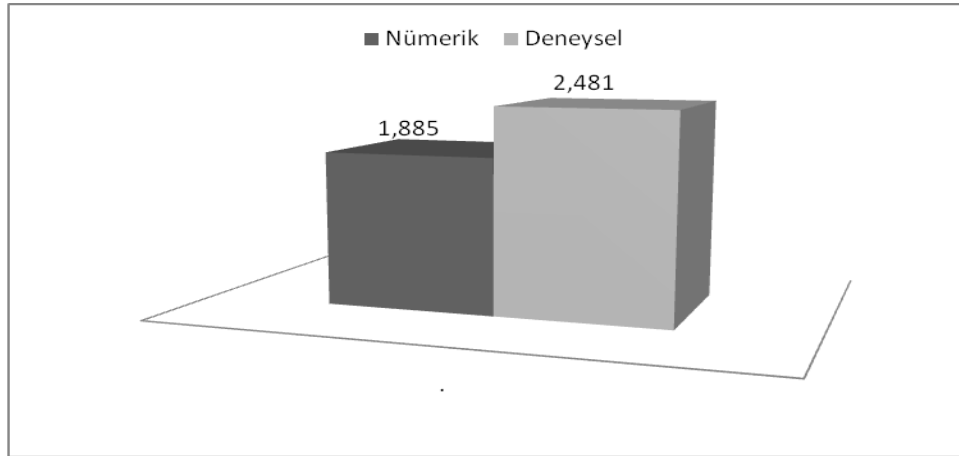


Şekil 5.77 IPN200 profil ve $m_L=250$ kg'da Ch4'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

Şekil 5.16'da gösterilen Ch4 olarak adlandırılan strain gauge'in yerleştirildiği noktada meydana gelen eğilme gerilmeleri IPN 200 CTP profil için 8 saniye süresince ve her farklı yükleme durumunda AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programı kullanılarak belirlenmiştir (Şekil 5.78).



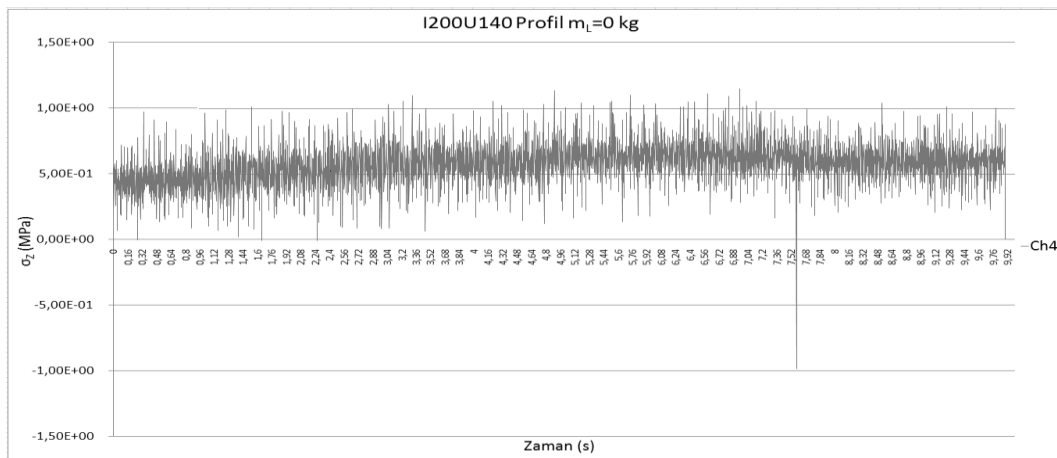
Şekil 5.78 IPN200 üzerinde Ch4'de meydana gelen nümerik gerilme-zaman grafiği



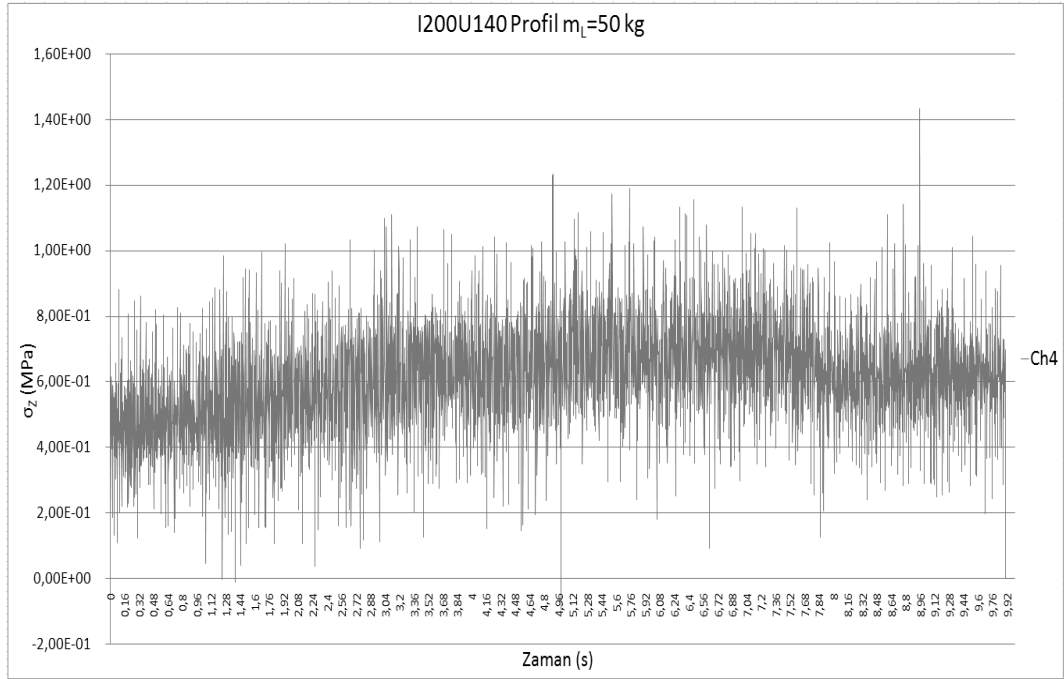
Şekil 5.79 IPN200 üzerinde Ch4’de $m_L=250$ kg yükte meydana gelen deneysel ve nümerik analizlerle elde edilen eğilme gerilmeleri (Mpa)

Deneysel ve nümerik analizlerde kullanılan maksimum faydalı yük değeri $m_L=250$ kg için IPN 200 profilde meydana gelen maksimum eğilme gerilmesi değerleri Şekil 5.79’da gösterilmektedir.

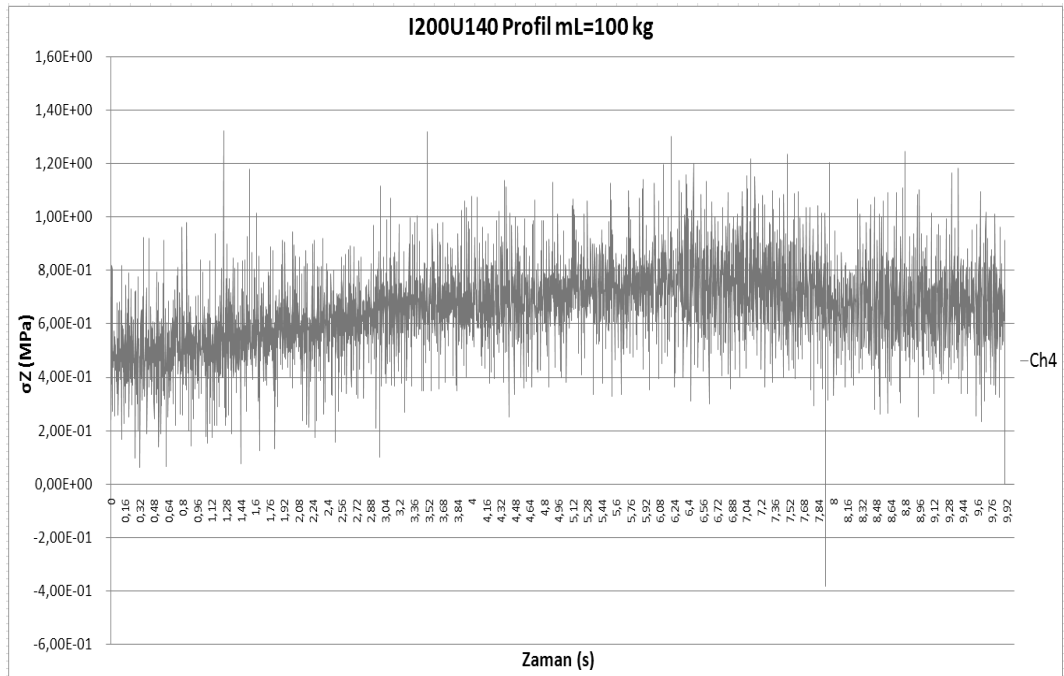
Şekil 5.16’da gösterilen Ch4 olarak adlandırılan strain gauge’den UPN140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil için farklı yükleme durumlarında 10 saniye süresince ölçüm alınmıştır. Bu ölçüm süresi içerisinde kren arabası hareketini 8. saniyede tamamlamıştır. CTP kren ana kirişlerinde meydana gelen eğilme gerilmeleri Şekil 80, Şekil 81, Şekil 82, Şekil 83, Şekil 84, Şekil 85’de gösterilmiştir.



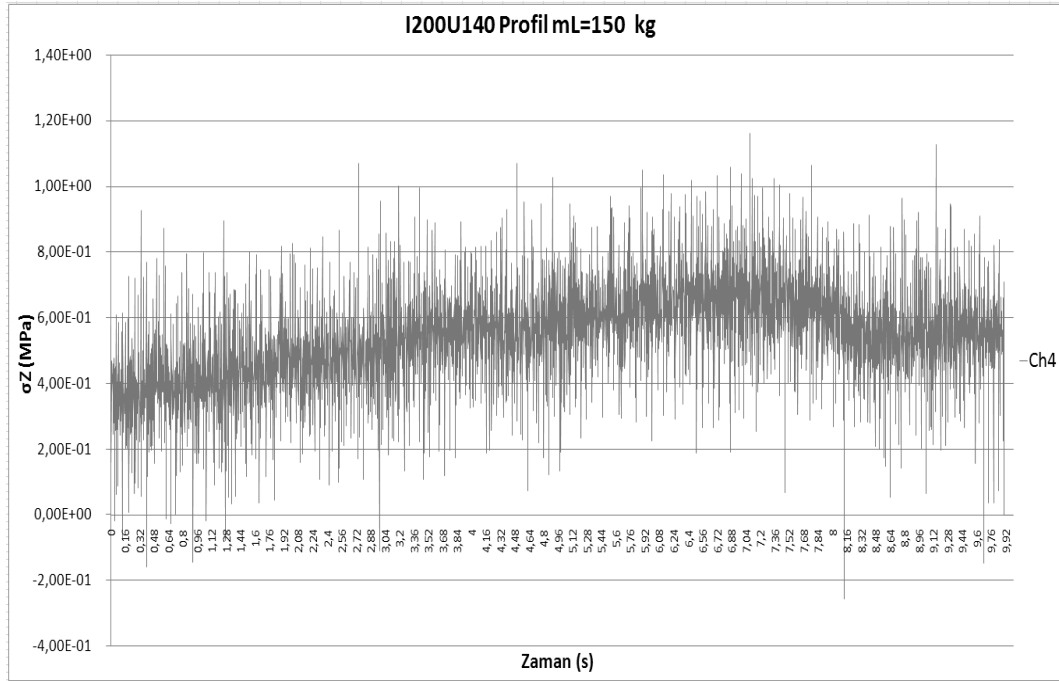
Şekil 5.80 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=0$ kg’da Ch4’de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



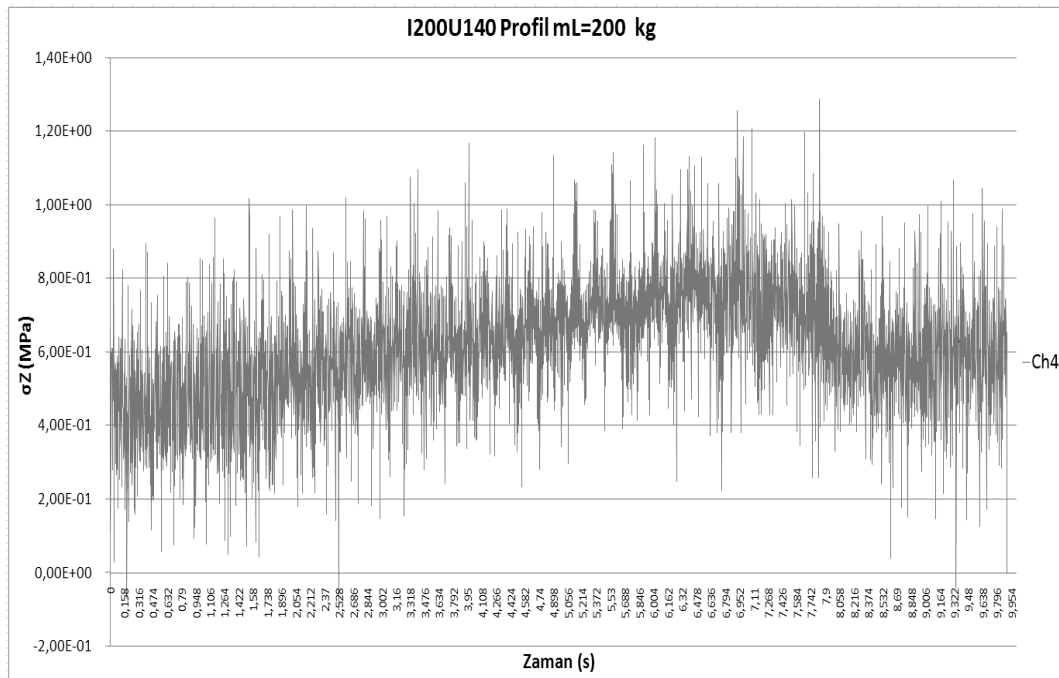
Şekil 5.81 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=50$ kg'da Ch4'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



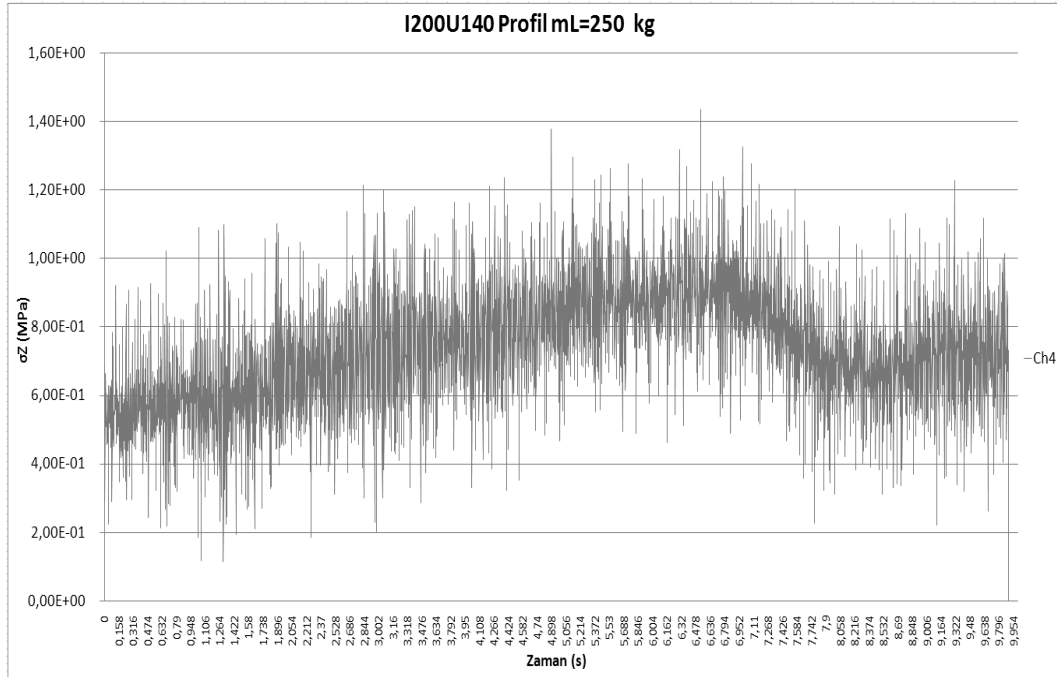
Şekil 5.82 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=100$ kg'da Ch4'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



Şekil 5.83 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=150$ kg'da Ch4'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

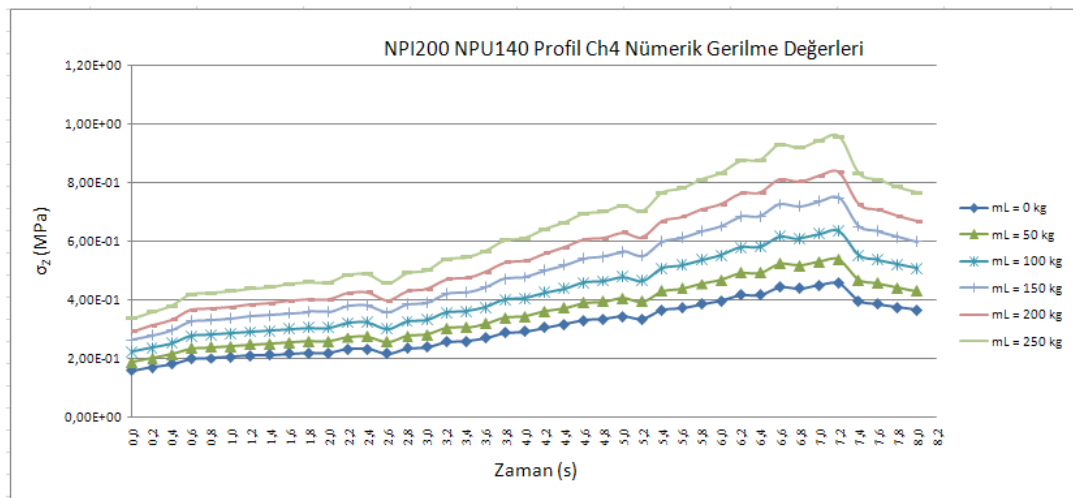


Şekil 5.84 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=200$ kg'da Ch4'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

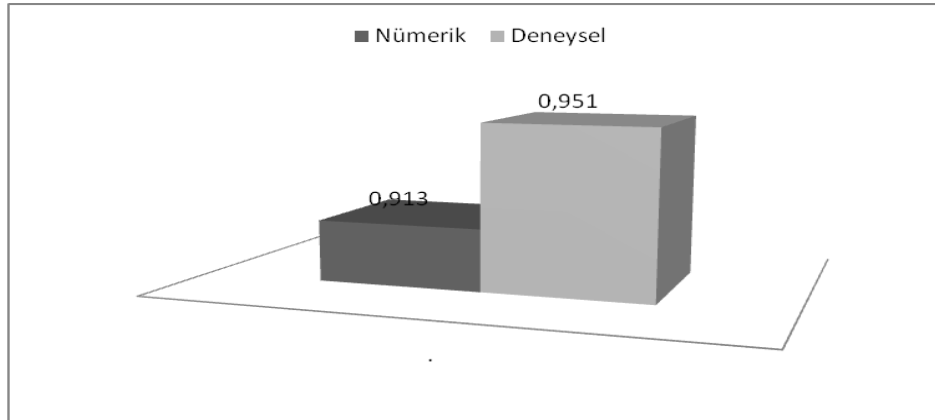


Şekil 5.85 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve mL=250 kg'da Ch4'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

Şekil 5.16'da gösterilen Ch4 olarak adlandırılan strain gauge'in yerleştirildiği noktada meydana gelen eğilme gerilmeleri UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil için 8 saniye süresince ve her farklı yükleme durumunda AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programı kullanılarak belirlenmiştir (Şekil 5.86).



Şekil 5.86 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil Ch4'de meydana gelen nümerik gerilme-zaman grafiği



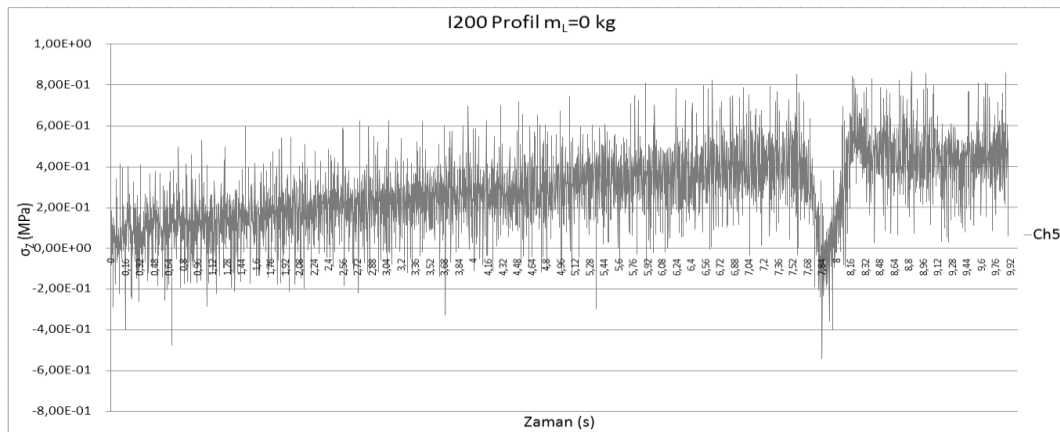
Şekil 5.87 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 üzerinde Ch4’de $m_L=250$ kg yükte meydana gelen deneysel ve nümerik analizlerle elde edilen eğilme gerilmeleri (Mpa)

Deneysel ve nümerik analizlerde kullanılan maksimum faydalı yük değeri $m_L=250$ kg için UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 profilde meydana gelen maksimum eğilme gerilmesi değerleri Şekil 5.87’de gösterilmektedir.

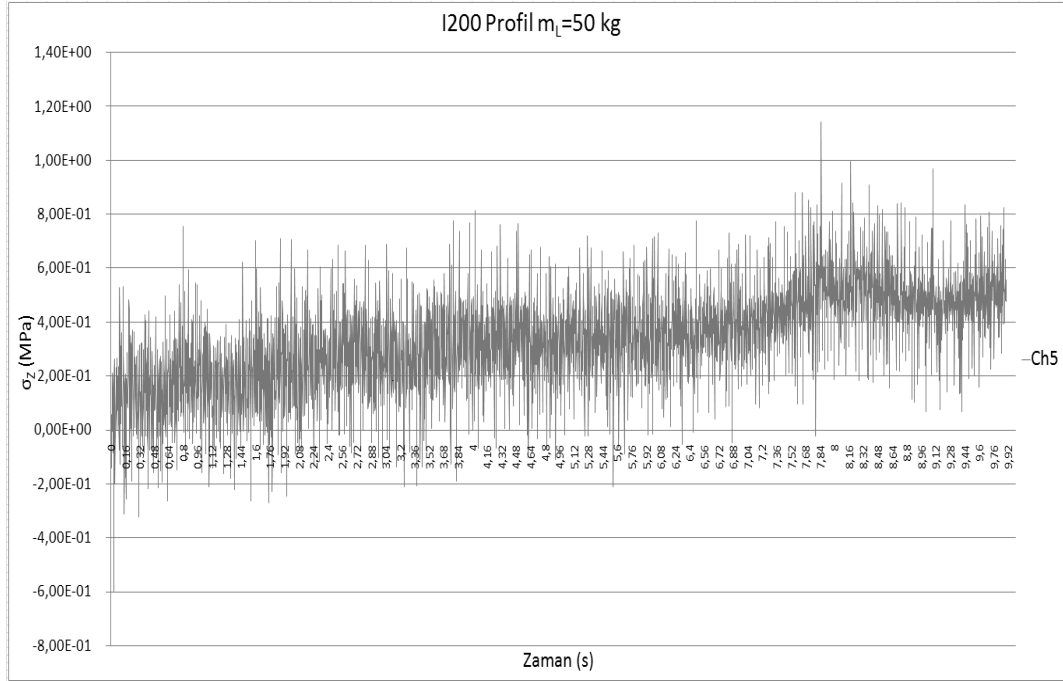
5.5.5 Ch5’de Ölçülen Nümerik ve Deneysel Dinamik Gerilme Analizi

Sonuçlarının Karşılaştırılması

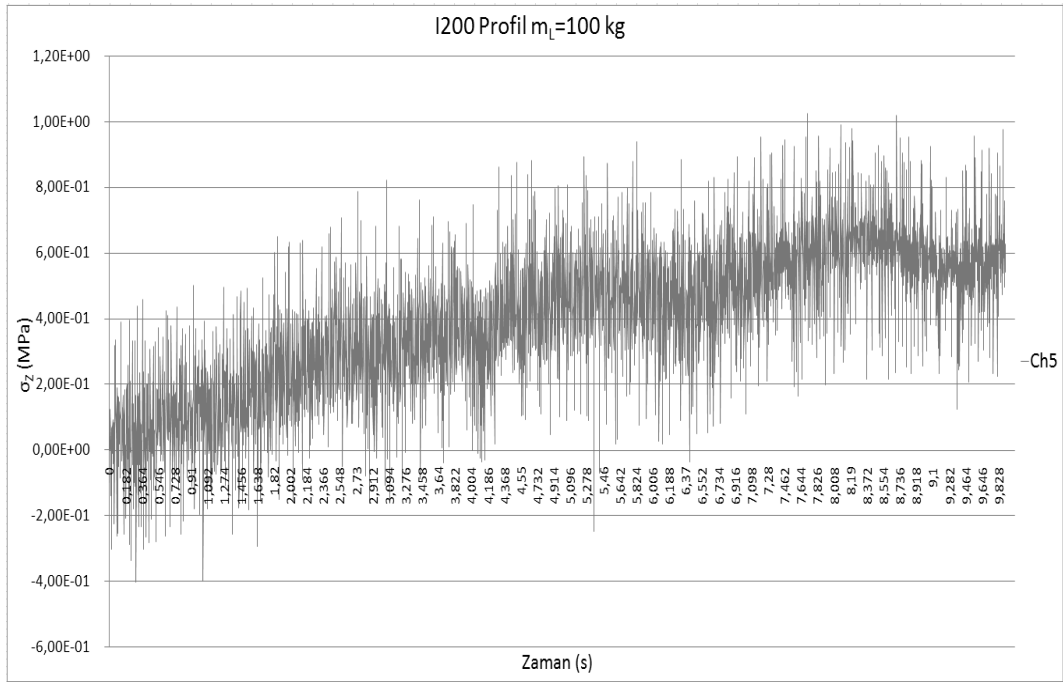
Şekil 5.16’da gösterilen Ch5 olarak adlandırılan strain gauge’den IPN 200 CTP profil için farklı yükleme durumlarında 10 saniye süresince ölçüm alınmıştır. Bu ölçüm süresi içerisinde kren arabası hareketini 8. saniyede tamamlamıştır. CTP kren ana kirişlerinde meydana gelen eğilme gerilmeleri Şekil 88, Şekil 89, Şekil 90, Şekil 91, Şekil 92, Şekil 93’de gösterilmiştir.



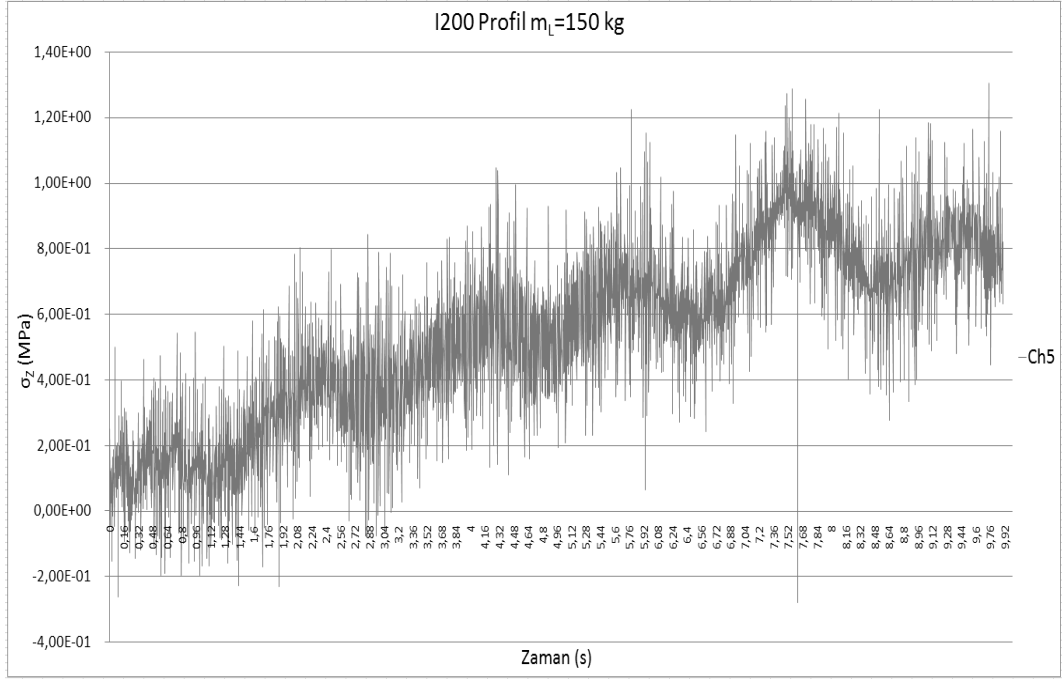
Şekil 5.88 IPN200 profil ve $m_L=0$ kg’da Ch5’de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



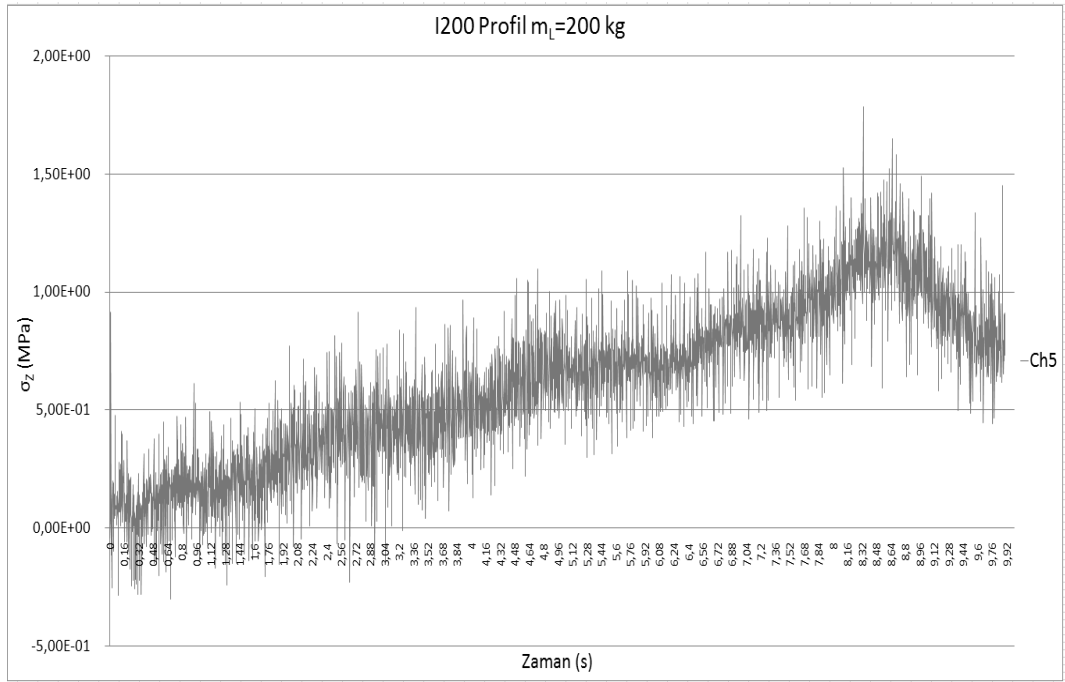
Şekil 5.89 IPN200 profil ve $m_L=50$ kg'da Ch5'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



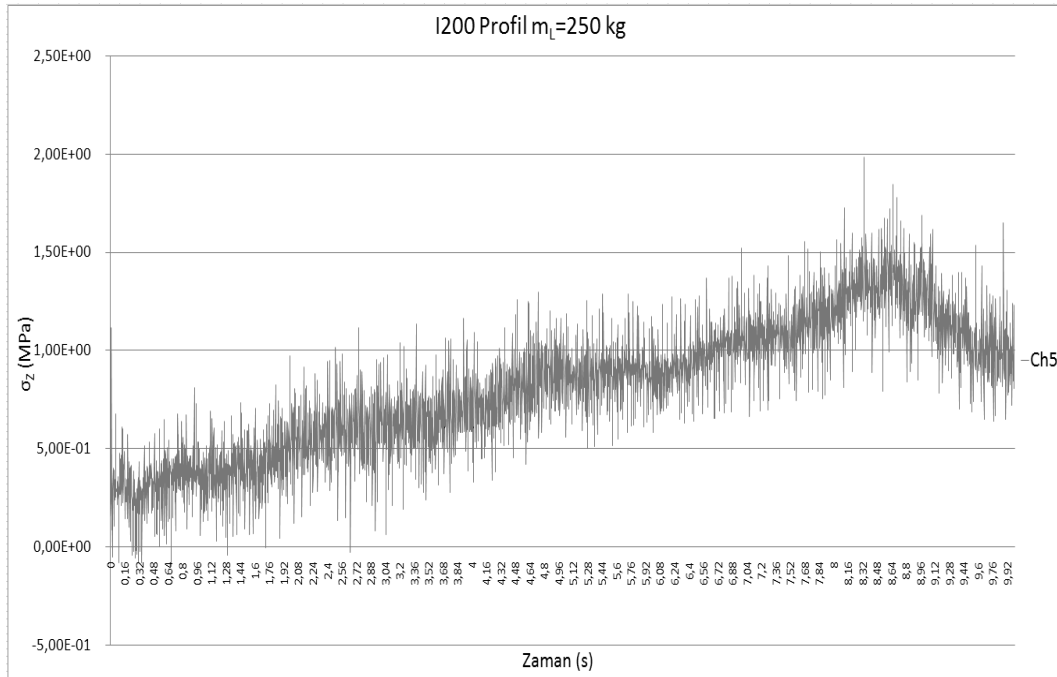
Şekil 5.90 IPN200 profil ve $m_L=100$ kg'da Ch5'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



Şekil 5.91 IPN200 profil ve $m_L=150$ kg'da Ch5'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

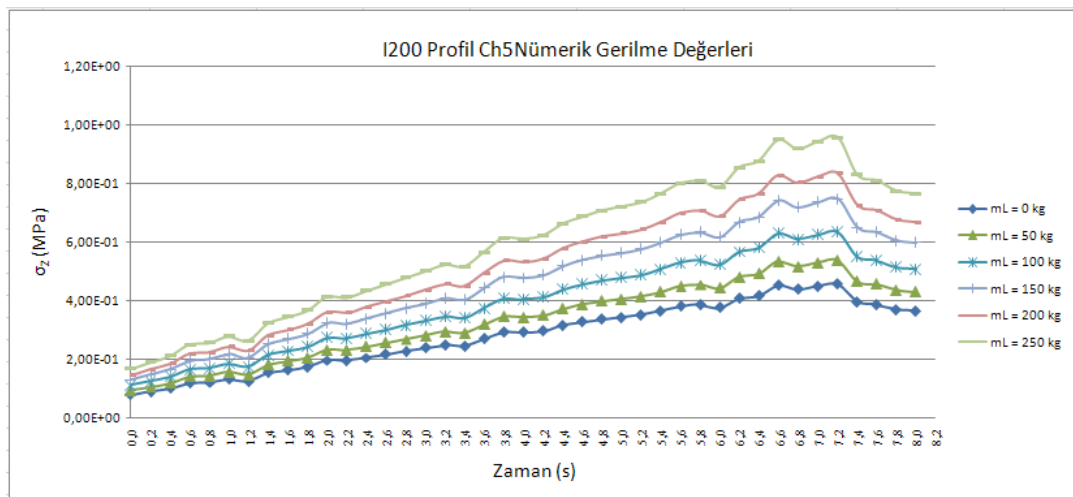


Şekil 5.92 IPN200 profil ve $m_L=200$ kg'da Ch5'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

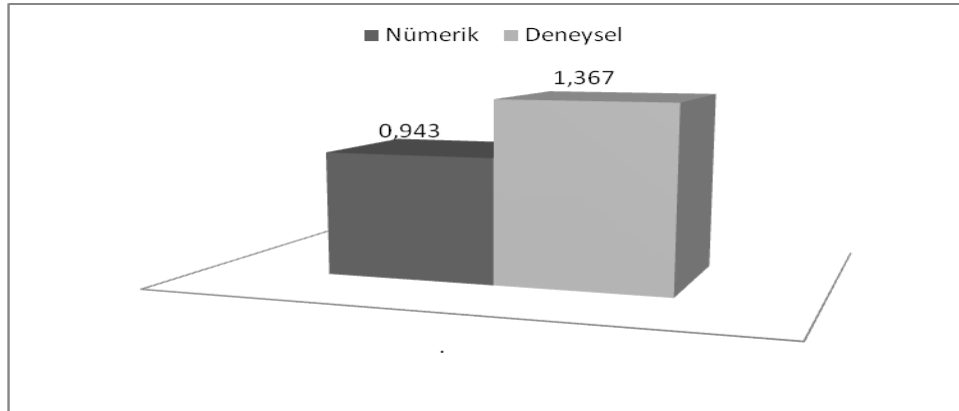


Şekil 5.93 IPN200 profil ve $m_L=250$ kg'da Ch5'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

Şekil 5.16'da gösterilen Ch5 olarak adlandırılan strain gauge'in yerleştirildiği noktada meydana gelen eğilme gerilmeleri IPN 200 CTP profil için 8 saniye süresince ve her farklı yükleme durumunda AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programı kullanılarak belirlenmiştir (Şekil 5.94).



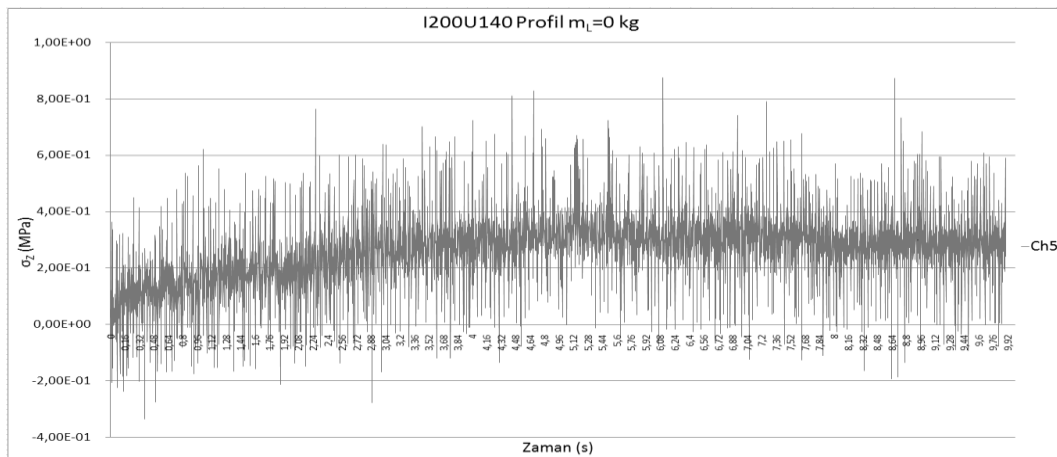
Şekil 5.94 IPN200 üzerinde Ch5'de meydana gelen nümerik gerilme-zaman grafiği



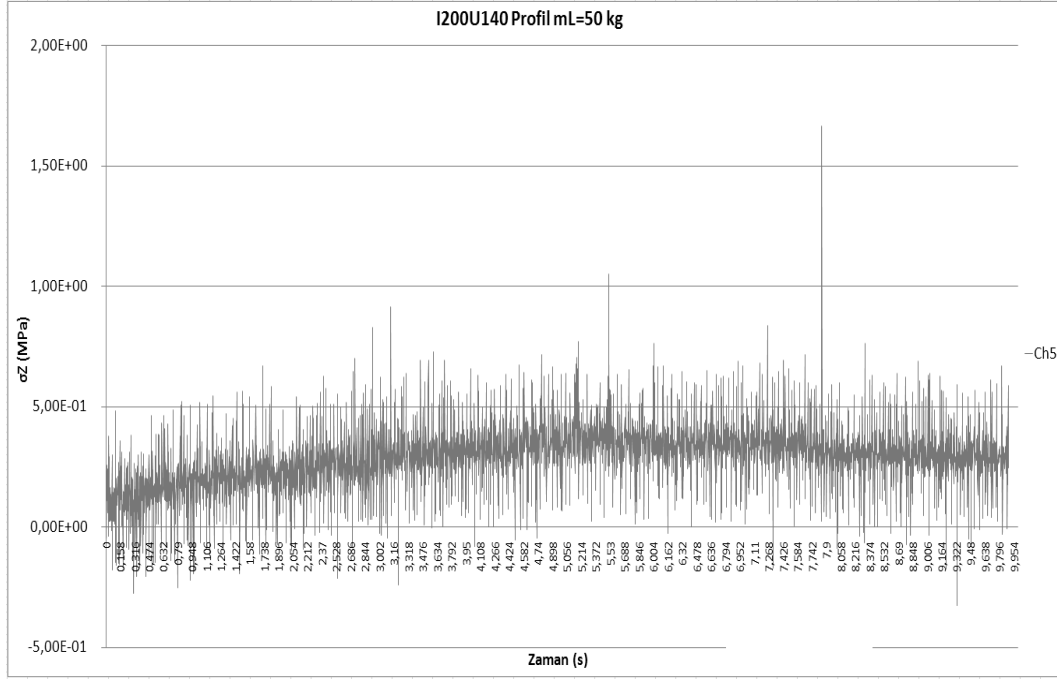
Şekil 5.95 IPN200 üzerinde Ch5’de $m_L=250$ kg yükte meydana gelen deneysel ve nümerik analizlerle elde edilen eğilme gerilmeleri (Mpa)

Deneysel ve nümerik analizlerde kullanılan maksimum faydalı yük değeri $m_L=250$ kg için IPN 200 profilde meydana gelen maksimum eğilme gerilmesi değerleri Şekil 5.95’de gösterilmektedir.

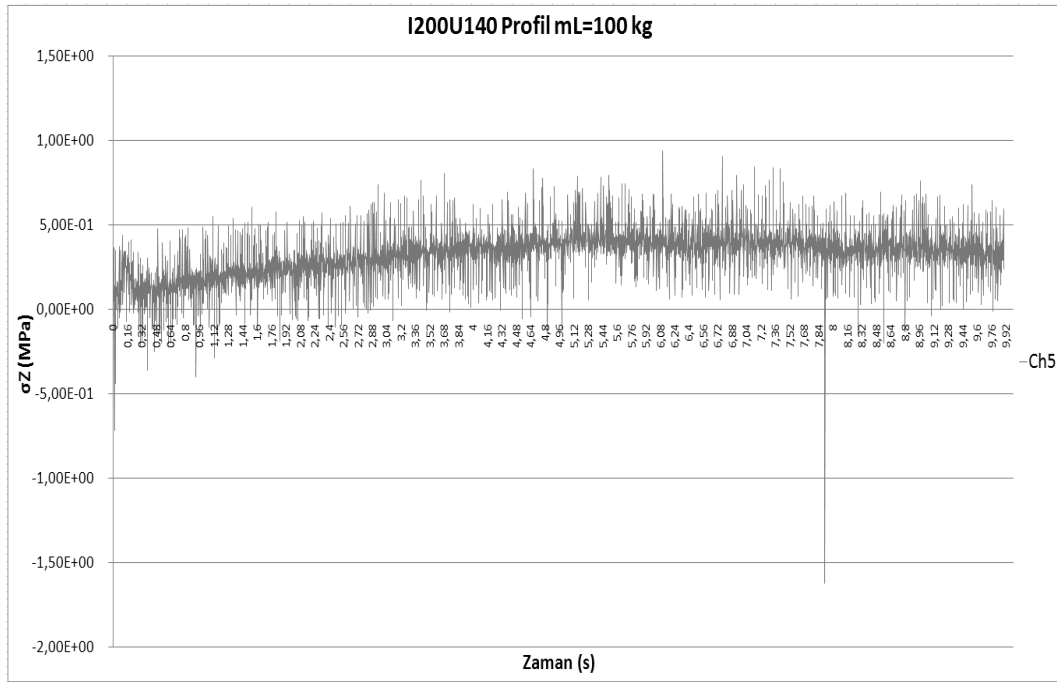
Şekil 5.16’da gösterilen Ch5 olarak adlandırılan strain gauge’den UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil için farklı yükleme durumlarında 10 saniye süresince ölçüm alınmıştır. Bu ölçüm süresi içerisinde kren arabası hareketini 8. saniyede tamamlamıştır. CTP kren ana kirişlerinde meydana gelen eğilme gerilmeleri Şekil 96, Şekil 97, Şekil 98, Şekil 99, Şekil 100, Şekil 101’de gösterilmiştir.



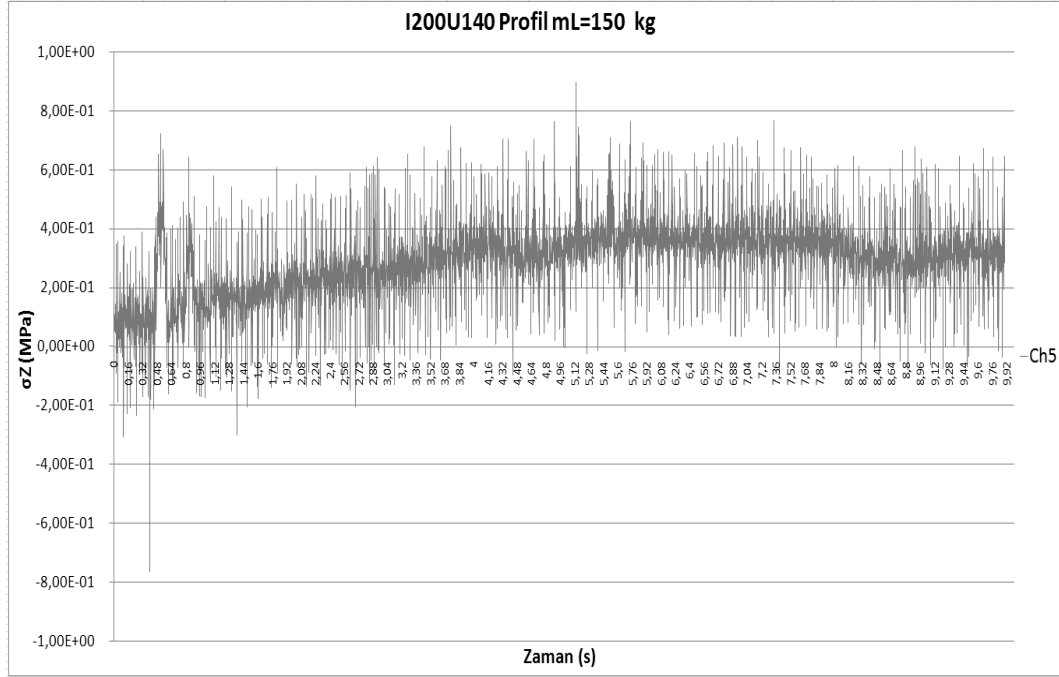
Şekil 5.96 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=0$ kg’da Ch5’de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



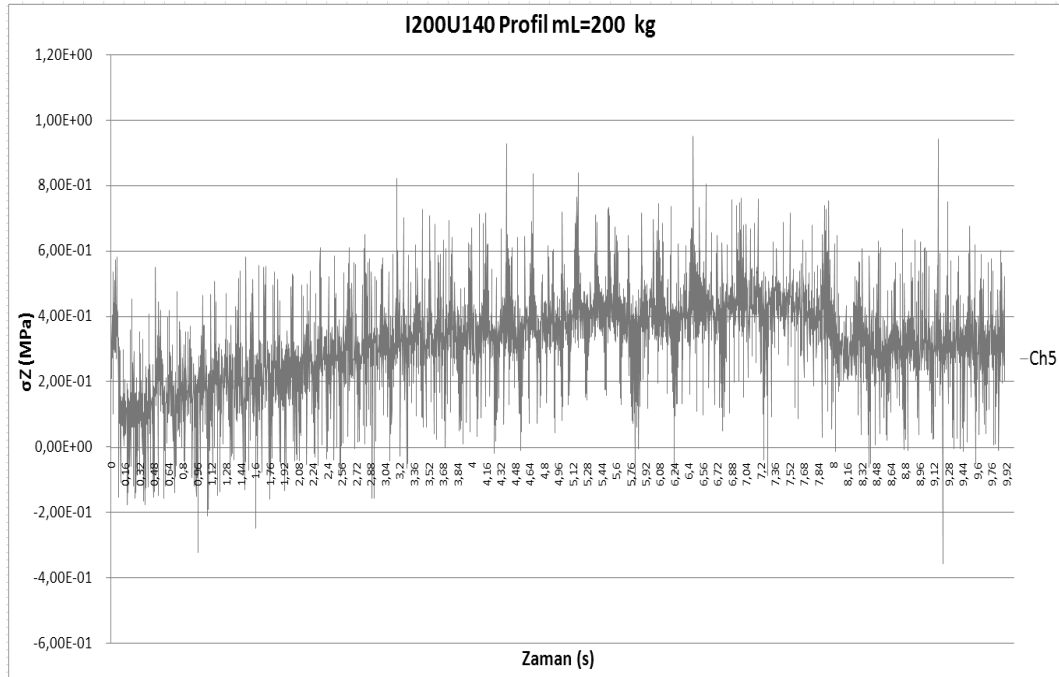
Şekil 5.97 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve m_L=50 kg'da Ch5'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



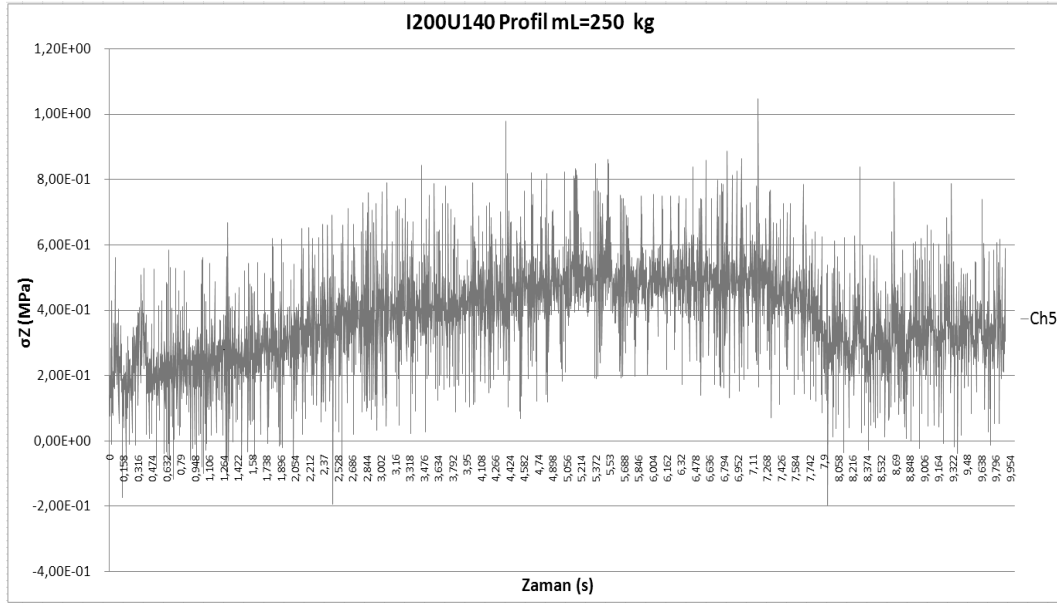
Şekil 5.98 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve m_L=100 kg'da Ch5'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği



Şekil 5.99 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=150$ kg'da Ch5'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

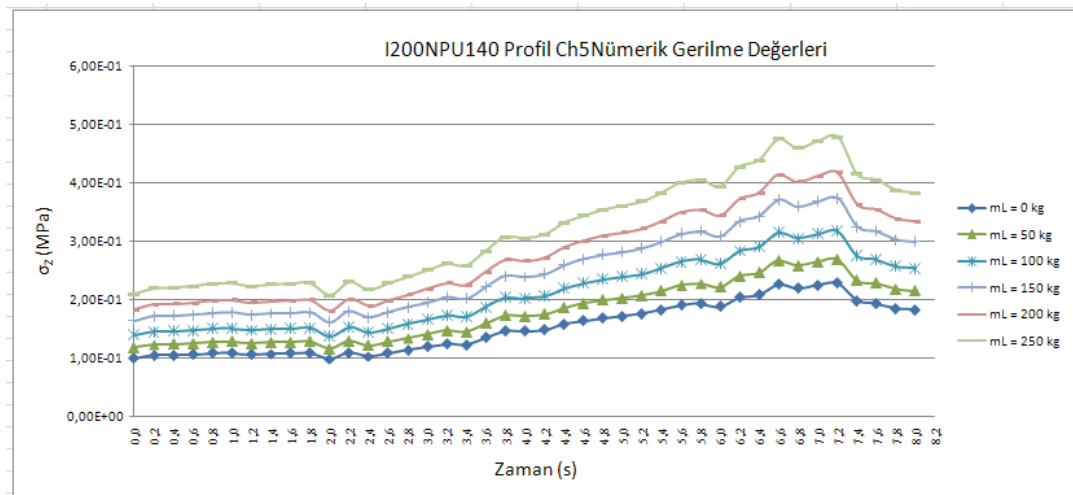


Şekil 5.100 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=200$ kg'da Ch5'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

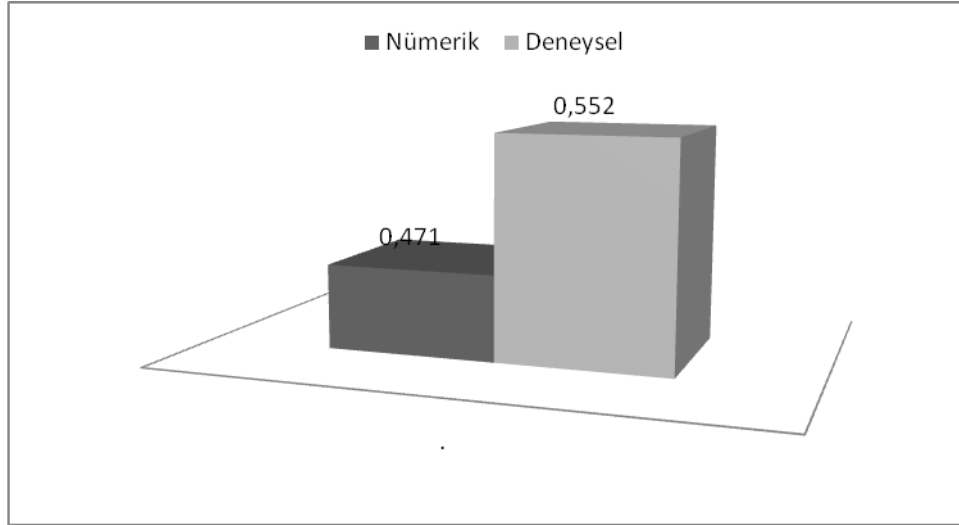


Şekil 5.101 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil ve $m_L=250$ kg'da Ch5'de meydana gelen deneysel gerilme-zaman grafiği

Şekil 5.16'da gösterilen Ch5 olarak adlandırılan strain gauge'in yerleştirildiği noktada meydana gelen eğilme gerilmeleri UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 CTP profil için 8 saniye süresince ve her farklı yükleme durumunda AnsysWorkbench (Versiyon 10.0) bilgisayar programı kullanılarak belirlenmiştir (Şekil 5.102).



Şekil 5.102 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil Ch1'de meydana gelen nümerik gerilme-zaman grafiği



Şekil 5.103 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 üzerinde Ch1'de $m_L=250$ kg yükte meydana gelen deneysel ve nümerik analizlerle elde edilen eğilme gerilmeleri (Mpa)

Deneysel ve nümerik analizlerde kullanılan maksimum faydalı yük değeri $m_L=250$ kg için UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN 200 profilde meydana gelen maksimum eğilme gerilmesi değerleri Şekil 5.103'de gösterilmektedir.

Deneysel analiz şartlarının nümerik analiz ortamına tam olarak aktarılmasına imkan olmadığından, faydalı yükün sallanma hareketleri ile tahmin edilemeyen titreşim ve çarpmalar gibi nedenlerle deneysel olarak elde edilen dinamik eğilme gerilmesi değerlerinin nümerik olarak elde edilen dinamik eğilme gerilmesi değerlerinden daha büyük ölçülmesi normaldir.

Bu durum kendisini daha küçük kren yüklerinde de aynen tekrarlamıştır. Deneysel olarak elde edilen dinamik eğilme gerilmesi değerlerinin nümerik olarak elde edilen dinamik eğilme gerilmesi değerlerinden ortalama 1,25 kat büyüktür.

Deneysel olarak ölçülen dinamik eğilme gerilmesi grafiklerinde görüldüğü gibi grafiklerdeki gürültü, araba çarpmaları ve ani yük salınımlarından meydana gelen titreşimler nedeniyle oluşmaktadır.

0 ile 0,4 saniyeler arasındaki ve 8. saniyeden sonra meydana gelen eğilme gerilmesi değerlerindeki ani artma ve azalmalar bu anlarda arabanın harekete

geçmesi ve durması sonucu meydana gelen ani ivmelerden neticesinde oluşmaktadır.

Bazı deneysel olarak ölçülen dinamik eğilme gerilmesi grafiklerinde gerilme eğrilerinde aşırı dalgalanma görülmektedir, bunun nedeni deneysel çalışma sırasında ne kadar engellemeye çalışılsa da kaldırılan faydalı yükte meydana gelen periyodik salınımlardır.

Farklı ölçüm noktaları ve içerisinde Ch1 ile Ch5, Ch2 ile Ch4 kiriş orta noktasına yerleştirilen Ch3 strain gauge'e göre simetriktirler fakat aynı yükte yapılan ölçümlerde elde edilen eğilme gerilmeleri simetrik noktalar için simetrik olmamaktadır, bunun nedeni araba çerçevesi üzerindeki simetrik olmayan yük dağılımıdır.

Benzer olarak tanburun halatı sarmaya başladığı noktaya daha yakın durumda bulunan kirişe daha fazla yükleme geleceğinden yine kren kirişlerinde simetrik olmayan eğilme gerilmesi dağılımı meydana gelecektir. Bu nedenle strain gauge'ler halatın sarılmaya başladığı kısma yakın noktadaki kiriş üzerine yerleştirilmiştir.

5.6 CTP Kren Köprüleri İçin Nümerik ve Deneysel Sehim Miktarı Sonuçlarının Karşılaştırılması

Kren köprülerinin tasarımında en önemli faktör izin verilen sehim miktarıdır, yaptığımız çalışmada sehim oranını “1/1000” olarak belirlemiştik, buna göre 2500 mm uzunluğunda bir kren köprüsü için izin verilen maksimum sehim 2,5 mm'dir.

Kren köprülerinin kaldırma kapasiteleri ve deneysel çalışmada kullanılacak faydalı yük ağırlıkları ile bu ağırlıkların artış miktarları belirlenmişti. Belirlenen bu yükleme durumlarına göre CTP profil kren köprülerinin sehim miktarları ve elde edilen sonuçlarla çizilen sehim grafiği karakteristikleri incelenmiştir.



Şekil 5.104 SPI 20-700-1 model kompratör

Boş araba ağırlığı ile sırasıyla 50, 100, 150, 200 ve 250 kilogramlık yükler altındaki köprüde meydana gelen sehim, Bölüm 5.3’de gösterilmiş olan strain gauge bağlantı noktaları üzerinde, her yükleme durumu için ayrı ayrı ölçülmüştür. Böylece kiriş üzerinde oluşan şekil değişimi grafiksel olarak her farklı yükleme hali için tespit edilmiştir.

Ölçüm için SPI 20-700-1 model 0,001” ile 0,5” arasında ölçüm yapılabilen kompratör kullanılmıştır (Şekil 5.104). Öncelikle köprü kirişleri üzerinde yükleme yokken (Şekil 5.105) kompratör ölçüm alınacak noktaya yerleştirilmiş ve bu noktada kompratör ibresi sıfırlanmıştır daha sonra yüklemeler sırası ile yapılmış ve sehim miktarları inch cinsinden ölçülmüştür. Bu değerler daha sonra mm’ye çevrilmiştir. Bu işlem her farklı yükleme durumu için, her farklı ölçüm noktasında tekrarlanmıştır (Şekil 5.106).

Bölüm 4.1.3.1 ve Bölüm 4.1.3.2 ‘de hesaplandığı gibi kren ana kirişi olarak kullanılan CTP profillerin emniyetli sehim değerine ulaşabilmeleri için gerekli yükten daha küçük kaldırma yükleri ve elde edilen deneysel ve nümerik sehim miktarları Tablo 5.9, Tablo 5.10, Tablo 5.11, Tablo 5.12 ile Şekil 5.107, Şekil 5.108, Şekil 5.109, Şekil 5.110’da gösterilmiştir.



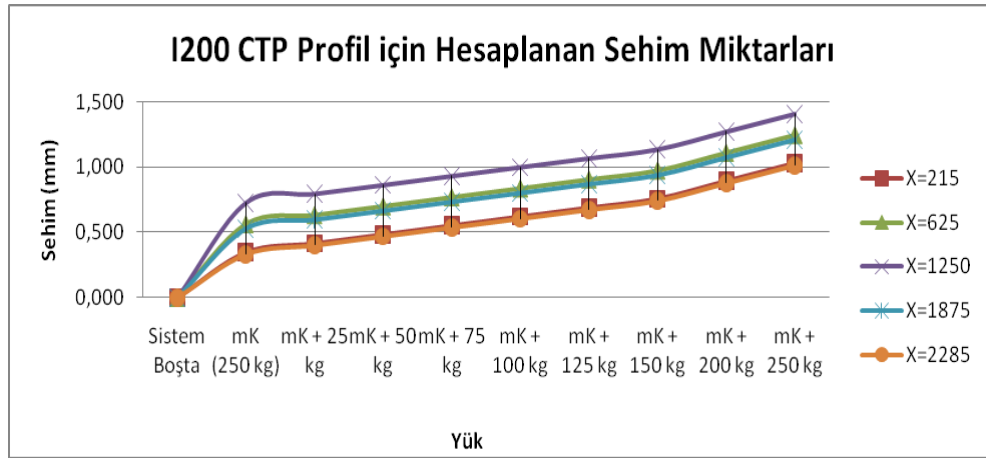
Şekil 5.105 Köprü kirişleri üzerinde yükleme yokken kompratör sıfırlanır



Şekil 5.106 Maksimum sehimin oluştuğu noktada yapılan sehim ölçümü

Tablo 5.9 IPN 200 profil için yüke bağlı nümerik analizlerle hesaplanan sehım miktarları

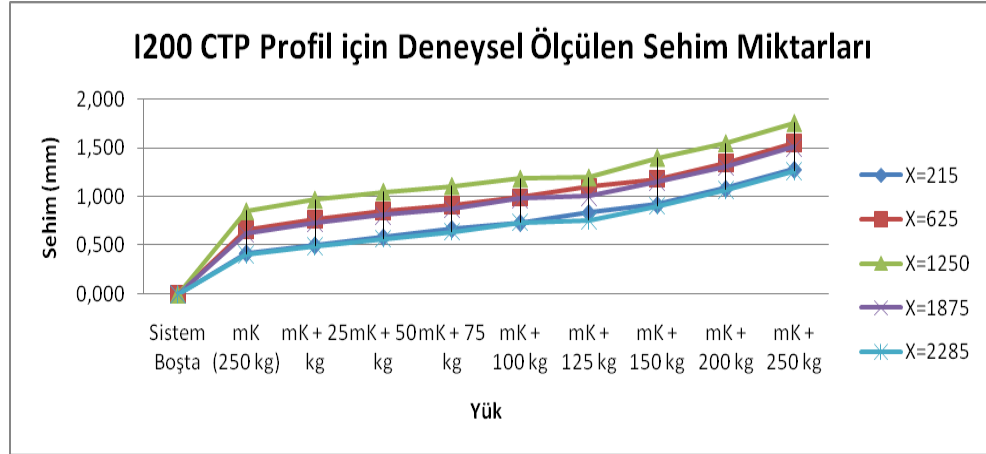
Ölçüm Noktası	I200 Profil için Yükleme Miktarına Bağlı Hesaplanan Kiriş Deplasman Değerleri (mm)									
	Sistem Boşta	m_K (250 kg)	$m_K + 25$ kg	$m_K + 50$ kg	$m_K + 75$ kg	$m_K + 100$ kg	$m_K + 125$ kg	$m_K + 150$ kg	$m_K + 200$ kg	$m_K + 250$ kg
X=215	0,000	0,347	0,415	0,483	0,552	0,620	0,688	0,756	0,892	1,028
X=625	0,000	0,565	0,633	0,701	0,770	0,838	0,906	0,974	1,110	1,246
X=1250	0,000	0,728	0,796	0,864	0,933	1,001	1,069	1,137	1,273	1,409
X=1875	0,000	0,531	0,599	0,667	0,736	0,804	0,872	0,940	1,076	1,212
X=2285	0,000	0,335	0,403	0,471	0,540	0,608	0,676	0,744	0,880	1,016



Şekil 5.107 IPN 200 profil için yüke bağlı nümerik analizlerle hesaplanan sehım miktarları

Tablo 5.10 IPN200 profil için yükleme miktarına bağlı deneysel ölçülen kiriş deplasman değerleri (mm)

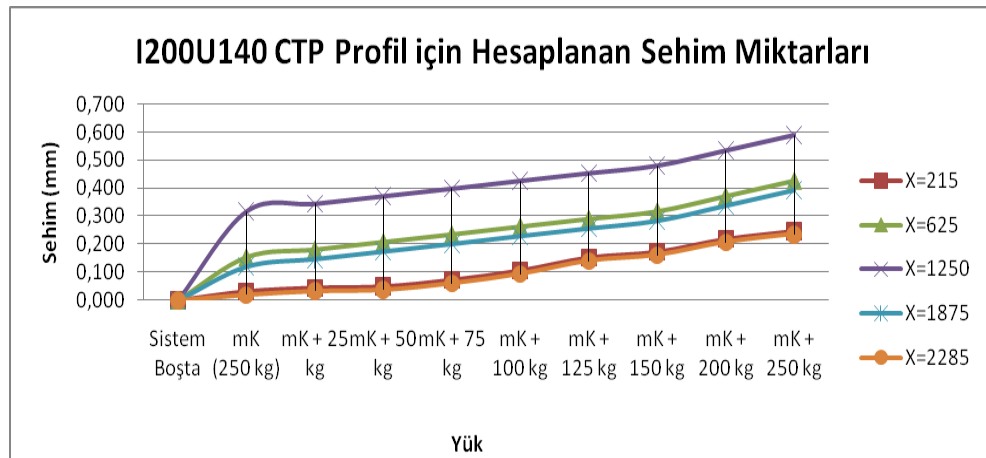
Ölçüm Noktası	IPN200 profil için yükleme miktarına bağlı deneysel ölçülen kiriş deplasman değerleri (mm)									
	Sistem Boşta	m_K (250 kg)	$m_K + 25$ kg	$m_K + 50$ kg	$m_K + 75$ kg	$m_K + 100$ kg	$m_K + 125$ kg	$m_K + 150$ kg	$m_K + 200$ kg	$m_K + 250$ kg
X=215	0,000	0,422	0,504	0,587	0,671	0,734	0,836	0,919	1,084	1,280
X=625	0,000	0,661	0,770	0,852	0,917	0,993	1,102	1,184	1,350	1,552
X=1250	0,000	0,852	0,971	1,050	1,110	1,186	1,197	1,399	1,548	1,755
X=1875	0,000	0,621	0,731	0,811	0,876	0,977	1,003	1,156	1,308	1,510
X=2285	0,000	0,407	0,491	0,572	0,642	0,739	0,757	0,907	1,070	1,265



Şekil 5.108 IPN200 profil için yükleme miktarına bağlı deneyel ölçülen kiriş deplasman değerleri (mm)

Tablo 5.11 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil için yükleme miktarına bağlı nümerik analizlerle hesaplanan kiriş deplasman değerleri (mm)

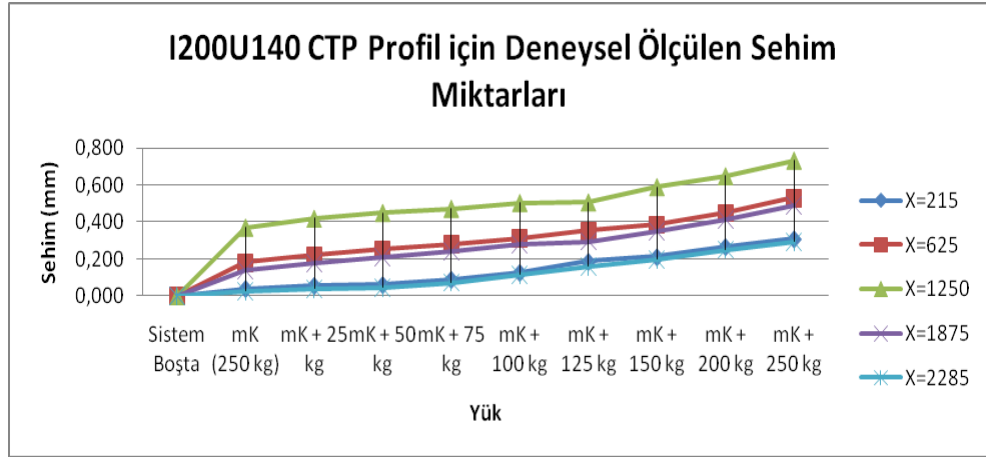
Ölçüm Noktası	UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil için yükleme miktarına bağlı nümerik analizlerle hesaplanan kiriş deplasman değerleri (mm)									
	Sistem Boşta	m _K (250 kg)	m _K + 25 kg	m _K + 50 kg	m _K + 75 kg	m _K + 100 kg	m _K + 125 kg	m _K + 150 kg	m _K + 200 kg	m _K + 250 kg
X=215	0,000	0,032	0,045	0,050	0,073	0,107	0,153	0,174	0,219	0,248
X=625	0,000	0,154	0,181	0,208	0,235	0,263	0,290	0,317	0,371	0,426
X=1250	0,000	0,317	0,344	0,371	0,398	0,426	0,453	0,480	0,534	0,589
X=1875	0,000	0,120	0,147	0,174	0,201	0,229	0,256	0,283	0,337	0,392
X=2285	0,000	0,020	0,033	0,038	0,061	0,095	0,141	0,162	0,207	0,236



Şekil 5.109 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil için yükleme miktarına bağlı nümerik analizlerle hesaplanan kiriş deplasman değerleri (mm)

Tablo 5.12 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil için yükleme miktarına bağlı deneysel ölçülen kiriş deplasman değerleri (mm)

Ölçüm Noktası	I200U140 Yükleme miktarına bağlı Deneysel Ölçülen kiriş deplasman değerleri (mm)									
	Siste m Boşta	m _K (250 kg)	m _K + 25 kg	m _K + 50 kg	m _K + 75 kg	m _K + 100 kg	m _K + 125 kg	m _K + 150 kg	m _K + 200 kg	m _K + 250 kg
X=215	0,000	0,039	0,055	0,061	0,089	0,127	0,186	0,211	0,267	0,309
X=625	0,000	0,180	0,220	0,253	0,280	0,312	0,353	0,386	0,451	0,531
X=1250	0,000	0,371	0,420	0,451	0,474	0,505	0,507	0,590	0,649	0,734
X=1875	0,000	0,140	0,179	0,211	0,239	0,278	0,294	0,348	0,410	0,488
X=2285	0,000	0,025	0,041	0,046	0,073	0,115	0,158	0,198	0,252	0,294



Şekil 5.110 UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profil için yükleme miktarına bağlı deneysel ölçülen kiriş deplasman değerleri (mm)

BÖLÜM ALTI

DEĞERLENDİRME

Yapılan literatür araştırmaları kompozit malzemelerin kaldırma makinaları sektöründe kullanılabilirliği üzerine günümüze kadar hiçbir çalışmanın yapılmamış olduğunu göstermiştir. Bu çalışmada kompozit malzemelerin çift kiriş köprülü kren ana kirişi olarak kullanılabilirliği araştırılmıştır.

IPN 200 ve UPN 140 profil ile güçlendirilmiş IPN 200 cam takviyeli plastik profillerin köprülü kren ana kirişi olarak kullanılabilirliğinin tespiti için yapılan nümerik ve deneysel çalışmaların sonuçlarının, CTP profillerin kaldırması öngörülen faydalı kaldırma yüklerinden daha düşük ağırlıklarda büyük yakınlıklar göstermesi elde edilen sonuçların doğruluğunu ve bu kirişlerin öngörülen faydalı kaldırma yüklerini de rahatlıkla kaldırabileceğini göstermiştir.

Nümerik çalışmalarla elde edilen dinamik eğilme gerilmesi değerleri, deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen dinamik eğilme gerilmelerinden ortalama 1,25 kat daha küçüktür. Bu da CTP profil kirişlere sahip bir köprülü krenin köprüsünün mukavemet hesapları için emniyet katsayısının minimum 1,25 alınması gerektiğini göstermiştir. Bu katsayının daha büyük seçilmesi emniyet açısından uygun olsa da, yüksek malzeme fiyatları nedeni ile bu katsayıyı çok büyük seçmek uygun olmayacaktır.

Arabanın harekete başladığı ve durduğu anlarda, araba kütlesi ve özellikle kaldırma yükü kütlesinin ani ivmelenmeler nedeniyle yarattıkları ek yükler kren köprülerin üzerlerindeki kaldırma yükü nedeniyle meydana gelen maksimum gerilme değerinin yaklaşık iki katı büyüklüğünde eğilme gerilmeleri yaratmasından dolayı, gerilme emniyetleri hesaplanırken bu durumlar dikkate alınmalı ya da yumuşak kalkış ve duruşlu yürütme tertibatına sahip arabalar tercih edilmelidir.

Eşit artan faydalı kaldırma yüklerinde CTP kirişlerde meydana gelen gerilme artışlarında yük artış miktarına bağlı olarak artması, sistemin stabil bir mukavemet gösterdiğini ve belirlenmiş malzeme özellikleri altında faydalı yük miktarının artması için kiriş geometrik özelliklerinin iyileştirilmesinin yeterli olacağını göstermiştir.

Kren köprülerinin mukavemet hesaplarında dikkate alınan yanal sehimler orthotropik malzeme özelliklerinden dolayı CTP kirişlerde çok daha büyük risk arz etmektedir. Bu nedenle yapılan hesaplamalarda kabul edilen düşey sehimin yedide biri emniyetli yanal sehim olarak kabul edilebilir düşüncesi CTP kren kirişleri için uygulanamaz. Deneysel analizler esnasında meydana gelen büyük titreşimler ve profilin burulma hareketlerinin gözlemlenebilir olması bu kanıyı desteklemektedir.

Deneysel olarak ölçülen dinamik eğilme gerilmesi grafiklerinde gerilme eğrilerinde dalgalanmaya neden olan faydalı yük salınımları büyük gerilme artışlarına neden olmaktadır. Bu yük salınımlarının meydana getirdiği gerilme dalgalanmaları UPN 140 ile güçlendirilmiş IPN200 profilde IPN200 profile göre çok daha azdır. Bu durum UPN140 ile güçlendirilmiş IPN200 profilin y-y eksenindeki mukavemet momentinin büyük oluşu ile alakalıdır. Yük kaldırma kapasitesinin büyük olması için x-x eksenindeki mukavemet momentininde büyük olması istenmesinin yanında daha stabil bir sistem için y-y eksenindeki mukavemet momentinde mümkün mertebe büyük tutulması gereklidir.

Yapılan çalışmalar CTP malzemelerin çift kiriş kren köprüsü olarak belirli şartlarla kullanılabilmesinin mümkün olduğunu göstermiştir.

KAYNAKLAR

- ARALIK2005 SAYI1 CTPEKI, (20 Temmuz 2007). 22 Temmuz 2007,
http://www.ctpsander.org.tr/Dokumanlar/ARALIK2005_SAYI1_CTPEKI.pdf
- Arıcasoy, O. (2006). Kompozit Sektör Raporu. İstanbul Ticaret Odası Yayınları, 4-15.
- Clarke, J. L. (Ed.). (1996). *Structural Design of Polymer Composites Design Code and Handbook*. London: Chapman & Hall.
- Davalos, J. F., Salim, H. A., Qiao, P., Lopez Anido R., Barbero E. J. (1996). Analysis and design of pultruded FRP shapes under bending. *Composites Part B: Engineering*, 27, 295-305.
- Demirsoy, M. (1999). *Transport Tekniği, Cilt I (2. Baskı)*. İstanbul: Birsen Kitabevi.
- Demirsoy, M. (2000). *Kaldırma Makinaları (1. Baskı)*. İzmir: TMMOB Yayınları.
- DIN Norm 15018, Cranes: Steel structures verification and analysys Part 1. Berlin: Beuth Verlag.
- DIN Norm 15020, Lifting Appliances: Principles Relating to rope drives, Calculation and construction. Berlin: Beuth Verlag.
- DIN Norm 15400, Lifting hooks: Materials, mechanical properties, lifting capacity and stresses. Berlin: Beuth Verlag.
- DIN Norm 15401, Lifting hooks for lifting appliances: Single hooks, unmachined parts. Berlin: Beuth Verlag.

EN13706-3:2002, Reinforced plastics composites. Specifications for pultruded profiles. Specific requirements.

Ersoy, H. Y. (2001). *Kompozit Malzeme*. İstanbul: Literatür Yayınları.

Ever, J. (1994). Compression strength of pultruded FRP materials. *Proceedings of the 3rd Materials Engineering Conference, 804, 836-843*. 14 Haziran 2007, Compendex Database.

Fiberglass structural shapes and plate, (8 Ağustos 2007). 10 Ağustos 2007, <http://www.strongwell.com/PDFfiles/Extern/EXTERN%20Brochure.pdf>

Fiberline Composites-GRP profiles, (8 Haziran 2007). 10 Haziran 2007, <http://www.fiberline.com/gb/tools/designmanual.asp>

General Composites, (8 Haziran 2007). 10 Haziran 2007, <http://www.frpindia.com>

Keller, T., Valle'e, T. (2005). Adhesively bonded lap joints from pultruded GFRP profiles. Part I: Stress-strain analysis and failure modes. *Composites, 36, 331–340*.

Keller, T., Tirelli, T., Zhou, A. (2004). Tensile fatigue performance of pultruded glass fiber reinforced polymer profiles. *Composite structures, 68, 235–245*.

Kılıç, E. (27 Eylül 2006). Kompozit malzemeden yapılan yaprak yayların analizi. 26 Ağustos 2006, http://www.fbe.deu.edu.tr/FBE_2007/Pages/Page_Arsiv_Detay.aspx?Yayin_NO=1990

Mallick, P. K. (1997). *Composite Engineering Handbook (2. Baskı)*. NY: Marcel & Dekker.

- Mottram, J. T., Brown, N.D., Anderson D. (2003). Buckling characteristics of pultruded glass fibre reinforced plastic columns under moment gradient. *Thin-Walled Structures*, 41, 619–638.
- Neto, A. B. S., Rovere, H. L. (2006). Flexural stiffness characterization of fiber reinforced plastic (FRP) pultruded beams. *Composite Structures*, 81, 274–282.
- Oguamanamand, D. C. D., Hansen, J. S., Heppler G. R., (1998). Dynamic response of an overhead crane system. *Journal of Sound and Vibration*, 213(5), 889-906, 26 Haziran 2006, Academic Press Database.
- Polimer matrisli kompozitlerin imalat yöntemleri, (8 Haziran 2007). 10 Haziran 2007 <http://mkn.itu.edu.tr/~arana/IML212-N8.pdf>
- Polyamide, (8 Haziran 2007). 10 Haziran 2007, <http://www.teknikgroup.com/polyamid1.htm>
- Pultruded profiles (18 Temmuz 2007). 22 Temmuz 2007, www.strongwell.com/products/pultruded_prod/struct_shapes/index.shtml
- Qiao, P., Zou, G., Davalos, J.F., (2003). Flexural torsional buckling of fiber-reinforced plastic composite cantilever I-beams. *Composite Structures*, 60, 205–217.
- Smith, S. J., Parsons, I. D., Hjelmstadh, K. D., (1998). An experimental study of the behavior of connections for pultruded GFRP I-beams and rectangular tubes. *Composite Structures*, 42, 281-290.
- Süner, F. (1980). *Vinçler ve Vinç Arabaları (2. Baskı)*. İstanbul: İstanbul Devlet Mühendislik ve Mimarlık Akademisi Yayınları.

Turvey, G. J. (1998). Torsion tests on pultruded GRP sheet. *Composites Science and Technology*, 58, 1343 - 1351.

Wu, J.J., Whittaker, A.R., Cartmell, M.P. (2000). Dynamic responses of structures to moving bodies using combined finite element and analytical methods. *International Journal of Mechanical Sciences*, 43, 2555–2579.

Wu, J.J., Whittaker, A.R., Cartmell, M.P.,(2000). The use of finite element techniques for calculating the dynamic response of structures to moving loads. *Computers and Structures*, 78, 789-799.

Yang, W., Zhang, Z., Shen, R., (2006). Modeling of system dynamics of a slewing flexible beam with moving payload pendulum. *Mechanics Research Communications*, 34, 260-266.

EKLER

Deneysel çalışmalarda kullanılan arabanın imalatı amacıyla hazırlanan resimlerden nümerik analiz için sistemin modellenmesinde kullanılmış olan parçaların imalat resimleri verilmiştir.

1

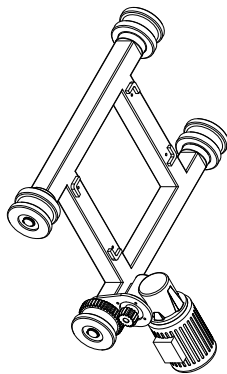
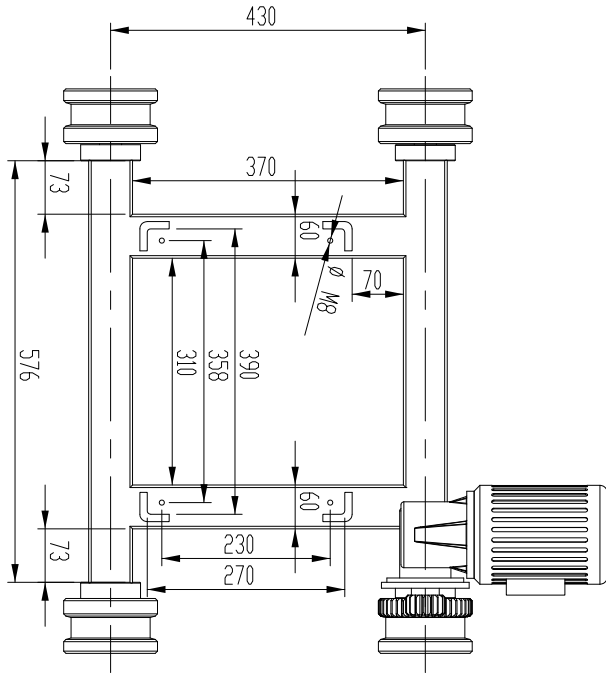
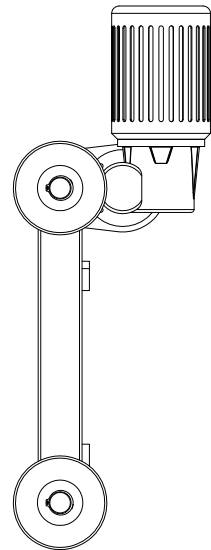
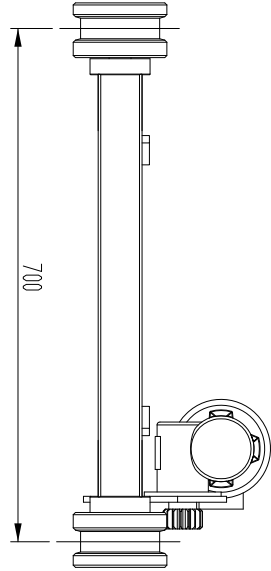
2

3

4

5

6



ÖLÇÜLER mm DİR, RESİM ÜZERİNDEN ÖLÇÜ ALINMAZ/MEASURES ARE mm, DO NOT TAKE MEASURES FROM THE DRAWINGS

Çizen / Drawn by	01.03.2007	Caner KARA	Stok kodu / Part no	
Kontrol / Controlled by	01.03.2007	Hallı DEMİRÇİ	☒	
Onay / Approved by	01.03.2007	Nihat ÇETİN		
Ölçek / Scale	1:10		Malzeme / Material	Proje No/Project No
			-	Resim No/Drawing No
				-

D

C

B

A

1	SONSUZ VİDALI REDÜKTÖRLÜ MOTOR	14			
1	P NYDN	13	CK.10	PA 6	M=3, Z=41
4	GAVDE SABİTLEME ELEMANI	12	CK.09	ST 37	
4	ALTI KÖŞE BAĞLI C VATA(6x20)	11	-	STD	DIN 931
4	M.L. SEGMAN(25)	10	-	STD	DIN 471
1	KEDİ TEKERLEK(DİSKÜ)	9	CK.07	PA 6	M=3, Z=41
3	KEDİ TEKERLEK(AVARE)	8	CK.06	PA 6	
4	KEDİ TEKERLEK ML KAMAŞI	7	CK.05	STD	DIN 6885
4	SABİT BİLYALI RULMAN(6206)(30x62x16)	6	-	STD	DIN 625
2	KEDİ TEKERLEK M.L.	5	CK.04	Ç.1035	
1	YÖRÜTME MOTOR REDÜKTÖR FLANJLI	4	CK.08	ST 37	
2	KEDİ ARA BAĞLANTI PROFİLİ	3	CK.03	ST 37	DIN 59410
4	KEDİ TEKERLEK RULMAN YATAĞI	2	CK.02	Ç.1040	
2	KEDİ DİNGİL PROFİLİ	1	CK.01	STD	DIN 59410
Adet	Parça Adı - Standart No	Montaj Sorusu	Resim No	Malzeme	Açıklama

Çizen / Drawn by	01.03.2007	Çizer KARA	Stok kodu / Part no	
Kontrol / Controlled by	01.03.2007	Hall DEMİRCİ		
İnce / Approved by	01.03.2007	Murat ÇETİN		
Ölçek / Scale	1:10			
		KEDİ MONTAJ GRUBU		

1

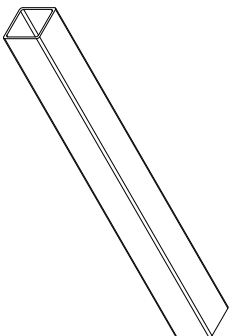
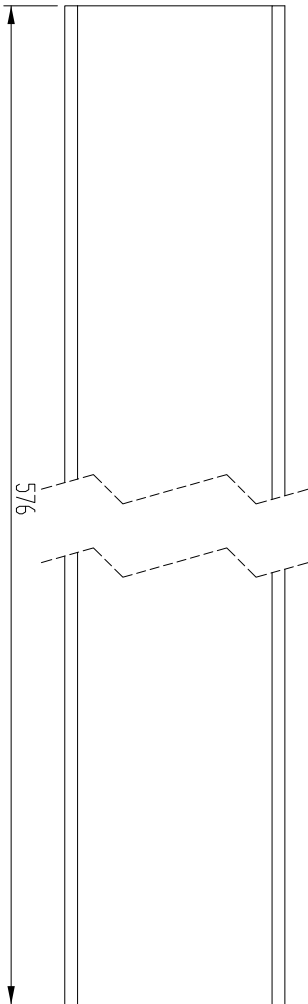
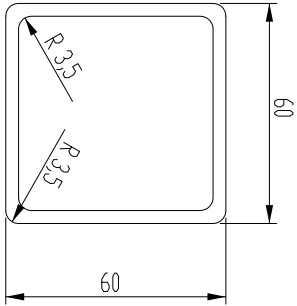
2

3

4

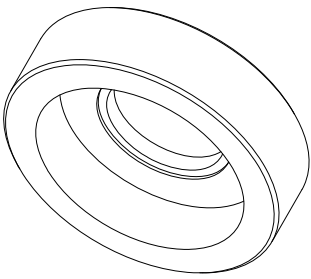
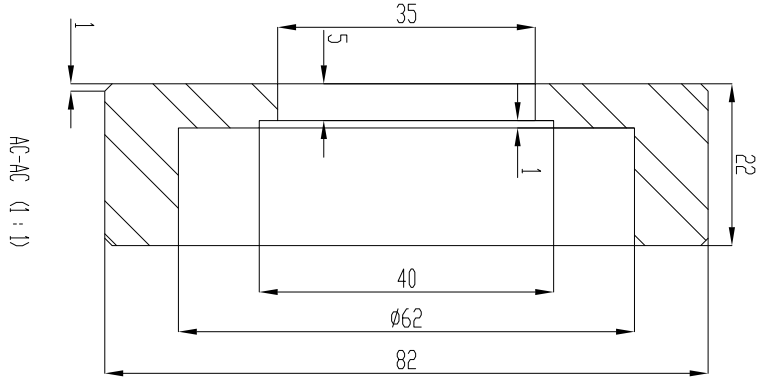
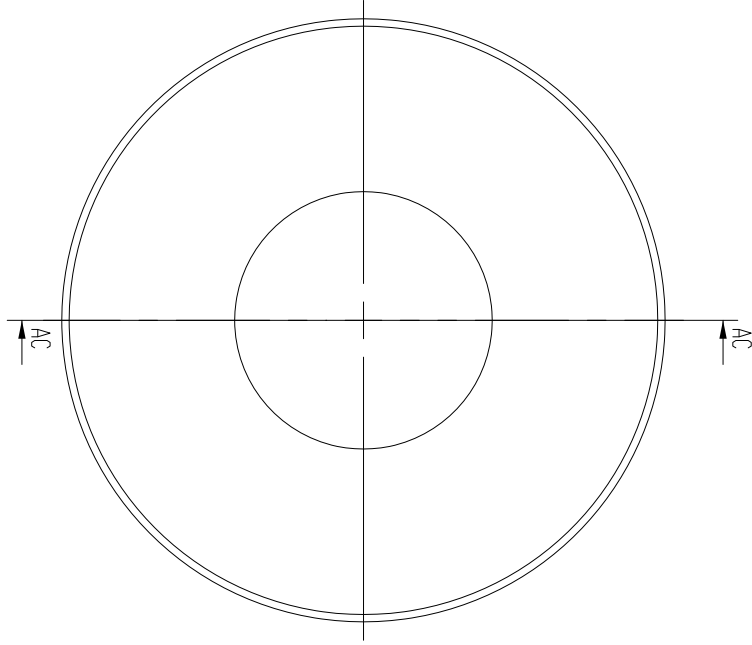
5

6



ÖLÇÜLER mm DİR, RESİM ÜZERİNDEN ÖLÇÜ ALINMAZ/MEASURES ARE mm, DO NOT TAKE MEASURES FROM THE DRAWINGS

Çizen / Drawn by	01.03.2007	Çıkarıcı KARA	Stok kodu / Part no	
Kontrol / Controlled by	01.03.2007	Hallı DEMİRÇİ	Malzeme / Material	
Onay / Approved by	01.03.2007	Murat ÇETİN	Proje No/Project No	Resim No/Drawing No
Ölçek / Scale	1:2	KEDİ DİNGİL PROJELİ	SD DIN 59410	CK.01



Ø 62	H6	+0.019 -0.00
ÖLÇÜ	İSARET	TOLERANS
Çizen / Drawn by	01.03.2007	Caner KARA
Kontrol / Controlled by	01.03.2007	Hüsnü DEMİRCİ
Onay / Approved by	01.03.2007	Nihat ÇETİN
Ölçek / Scale	1:1	
KEDİ TEKERLEK RULMAN YATAĞI		

Stok kodu / Part no	Ç 1040	Proje No/Project No	Resim No/Drawing No
Malzeme / Material	Ç 1040	-----	CK02

1

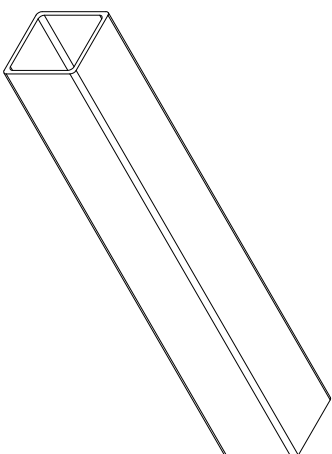
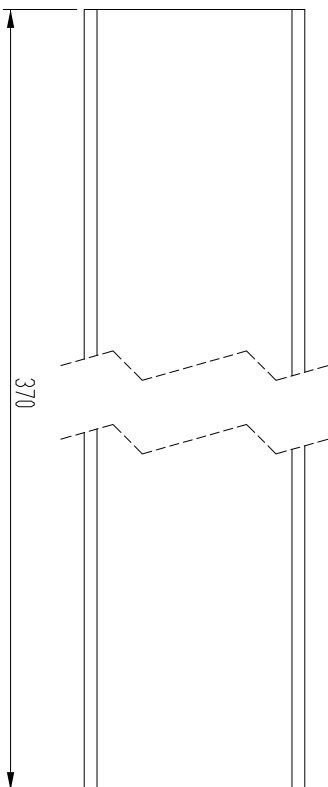
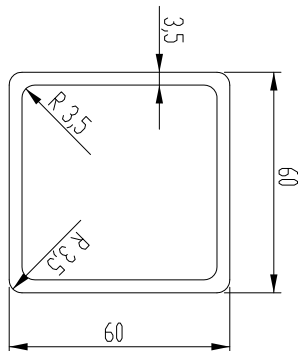
2

3

4

5

6



ÖLÇÜLER mm DİR, RESİM ÜZERİNDEN ÖLÇÜ ALINMAZ/MEASURES ARE mm, DO NOT TAKE MEASURES FROM THE DRAWINGS

Çizen / Drawn by	01.03.2007	Çizer KARAR	Stok kodu / Part no	
Kontrol / Controlled by	01.03.2007	Hall DEMİRÇİ	Malzeme / Material	
Onay / Approved by	01.03.2007	Nihat ÇETİN	Proje No/Project No	Resim No/Drawing No
Ölçek / Scale	1:2			
		KEDİ ARA BALANTILI PROFİLİ	SD DIN 59410	CK.03

1

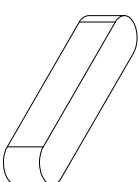
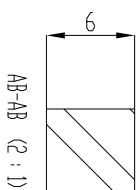
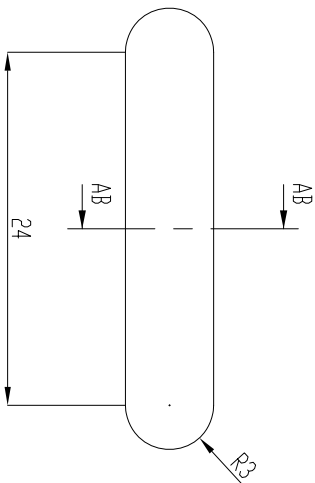
2

3

4

5

6



ÖLÇÜLER mm DİR, RESİM ÜZERİNDEN ÖLÇÜ ALINMAZ/MEASURES ARE mm, DO NOT TAKE MEASURES FROM THE DRAWINGS

Çizen / Drawn by	01.03.2007	Caner KARA	Stok kodu / Part no	
Kontrol / Controlled by	01.03.2007	Hallı DEMİRCİ		
İmza / Approved by	01.03.2007	Nihat ÇETİN		
Ölçek / Scale	1:1			
KEDİ TEKERLEK MİL KAMASI				
			Malzeme / Material	Proje No/Project No
			STD	Resim No/Drawing No
				CK.05

1

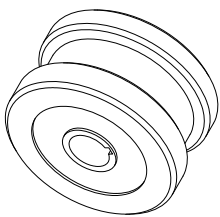
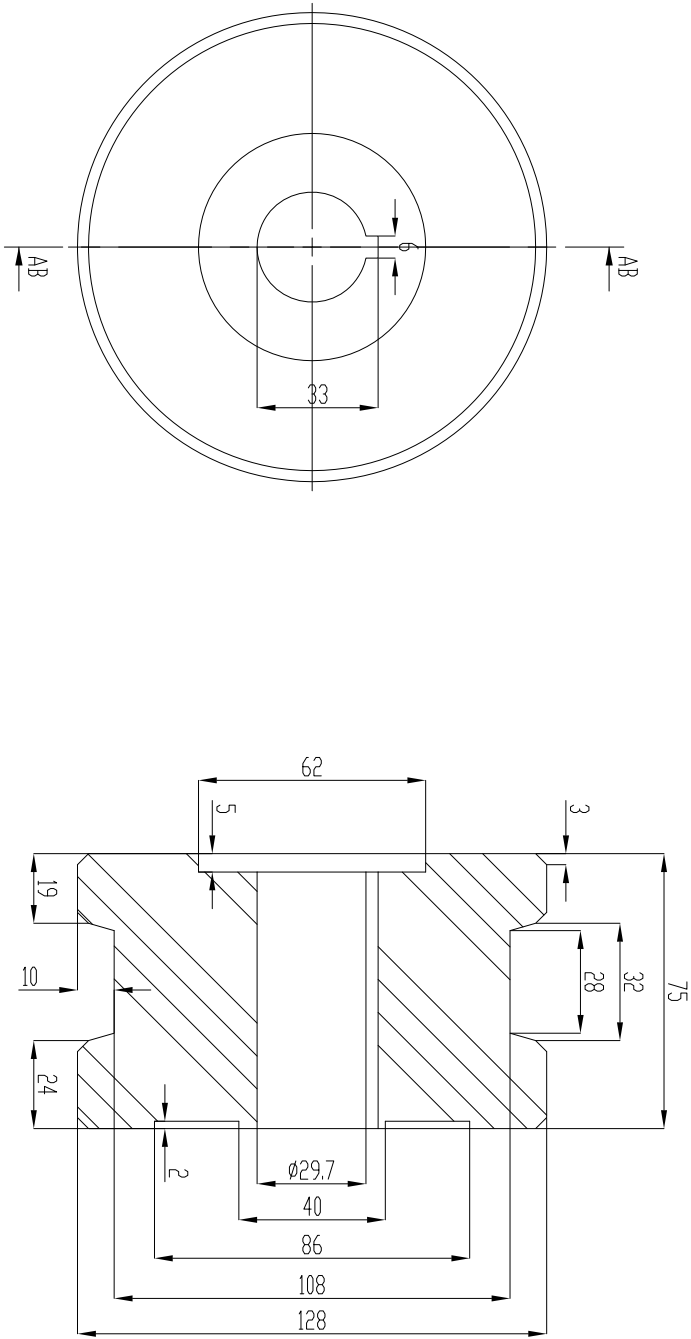
2

3

4

5

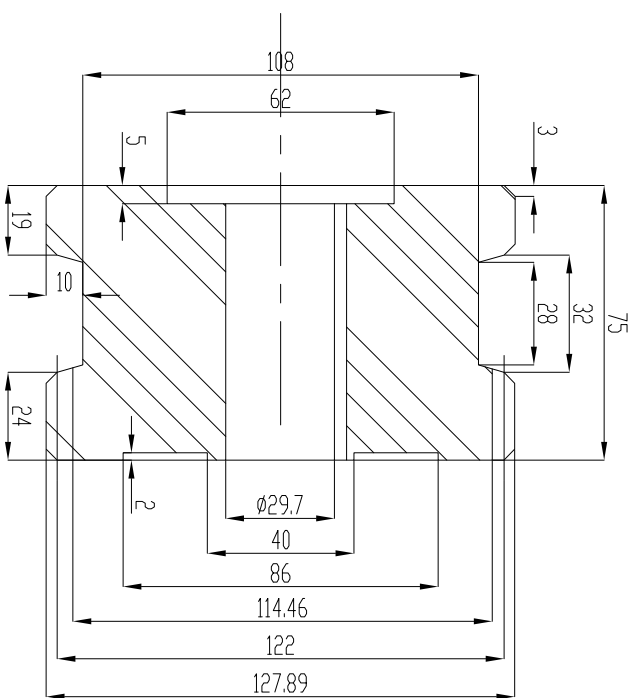
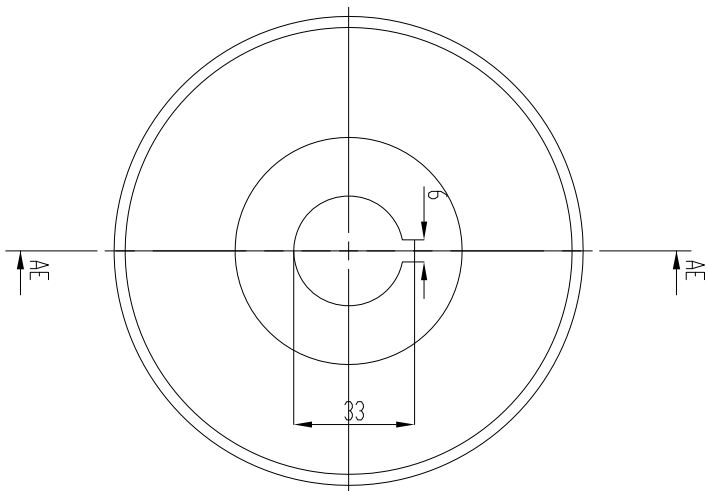
6



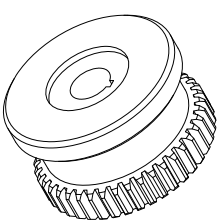
AB-AB (1 : 2)

ÖLÇÜLER mm DİR, RESİM ÜZERİNDEN ÖLÇÜ ALINMAZ/MEASURES ARE mm, DO NOT TAKE MEASURES FROM THE DRAWINGS

Çizen / Drawn by	01.03.2007	Caner KARA	Stok kodu / Part no
Kontrol / Controlled by	01.03.2007	Hali DEMİRCİ	☒
Onay / Approved by	01.03.2007	Nihat ÇETİN	Proje No/Project No
Ölçek / Scale	1:2		Resim No/Drawing No
KEDİ TEKERLEĞİ AVARE			CK.06
			PA 6 (polyamide)



AE-AE (1 : 2)



DİSLİ İLE İLGİLİ BİLGİLER

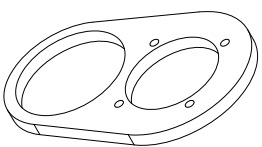
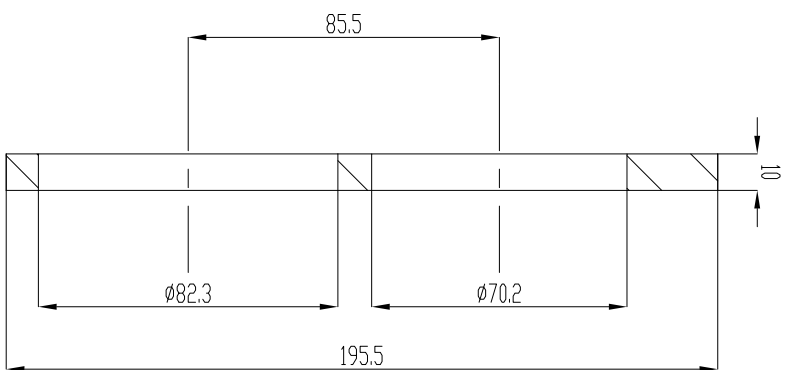
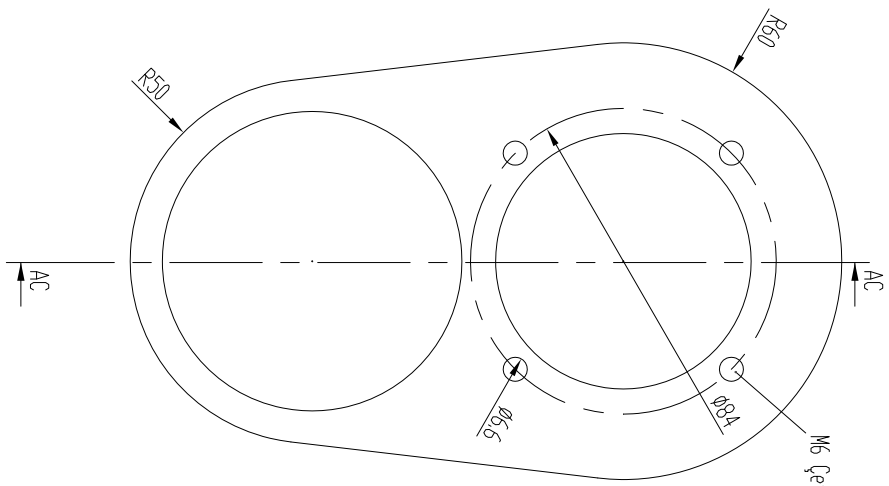
M (model)	3
Z (diş sayısı)	41
a (KAYIYAMA ÖLÇÜSÜ)	20*
dü (diş üstü çapı)	128
dü (yuvartılama ölçüsü)	122
add (diş dişi çapı)	114,5
h (diş yüksekliği)	6,75
W (Çiçekteki diş boyutu)	41,5/6-4
ÇARK HESABI	40 60
İİ NOLU AZDIRMA TEZGAHI	36 82

ø 30	H7	+0,05 -0,10
İLÇÜ	İSARET	
Çizen / Drawn by		01.03.2007
Kontrol / Controlled by		01.03.2007
İmza / Approved by		01.03.2007
Ölçek / Scale	1:5	



KEDİ TEKERLEĞİ (DİSLİLİ)

Stok kodu / Part no	PA 6 (polyamide)	Proj. No/Project No	Resim No/Drawing No
Malzeme / Material	M=3, Z=41	-----	CK.07



Çizen / Drawn by	01.03.2007	Çizer KARA			Stok kodu / Part no		
Kontrol / Controlled by	01.03.2007	Hallı DEMRELİ					
Onay / Approved by	01.03.2007	Murat ÇETİN					
Çizkek / Scale	1:2	YARUĞITE MOTOR REDÜKTÖR FLANŞI			Malzeme / Material	Proje No/Project No	Resim No/Drawing No
					ST 37	-----	CK.08

1

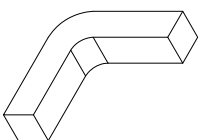
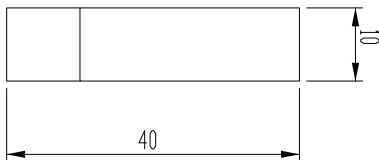
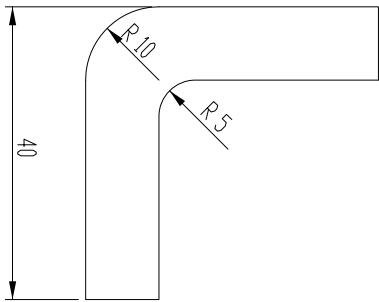
2

3

4

5

6

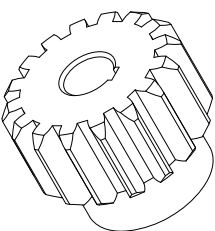
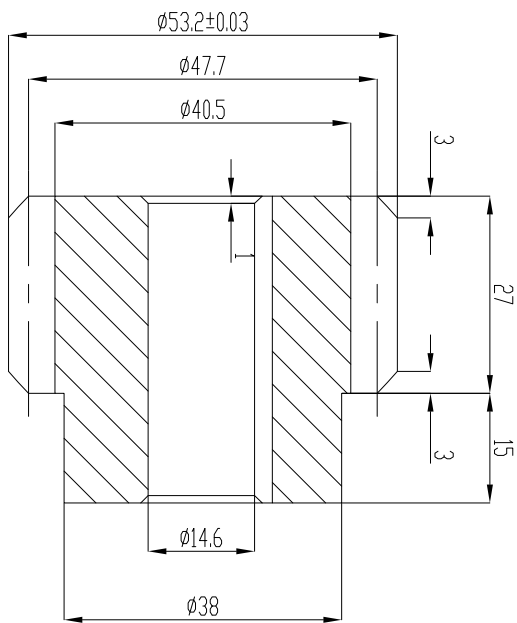
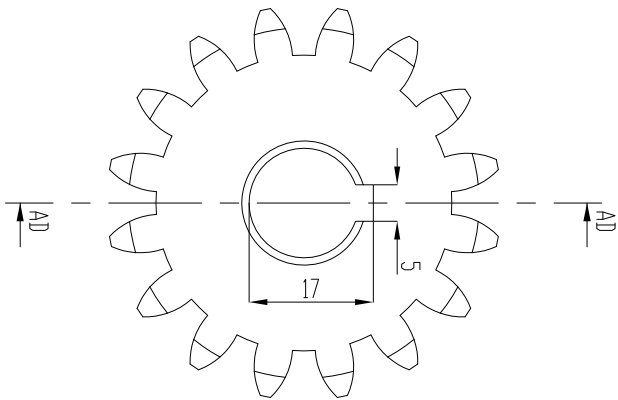


ÖLÇÜLER mm DİR, RESİM ÜZERİNDEN ÖLÇÜ ALINMAZ/MEASURES ARE mm, DO NOT TAKE MEASURES FROM THE DRAWINGS

Çizen / Drawn by	01.03.2007	Caner KARA	Stok kodu / Part no		
Kontrol / Controlled by	01.03.2007	Hali DEMİRCİ	☒		
Onay / Approved by	01.03.2007	Murat ÇETİN	Malzeme / Material	Proje No/Project No	Resim No/Drawing No
Ölçek / Scale	1:1		ST 37	-----	CK.09



GÖVDE SABİTLEME ELEMANI



DİĞİLE İLGİLİ BİLGİLER

M (modül)	3
Z (diş sayısı)	16
a (kavrama açısı)	20
dü (di: üstü çapı)	54
dy (yuvartırma daresi)	48
dd (di: dihi çapı)	40.5
h (diş yüksekliği)	6.75
W (ölçülecek di: boyutu)	13.95 -0.05
ölçülecek di: sayısı	2

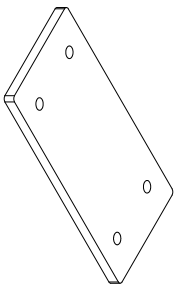
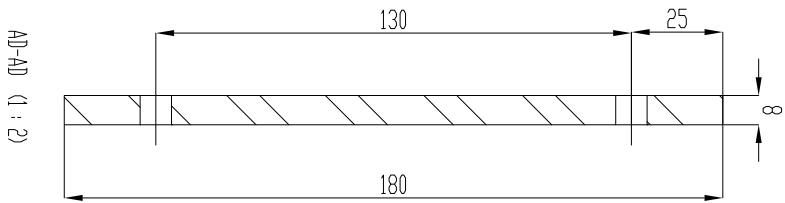
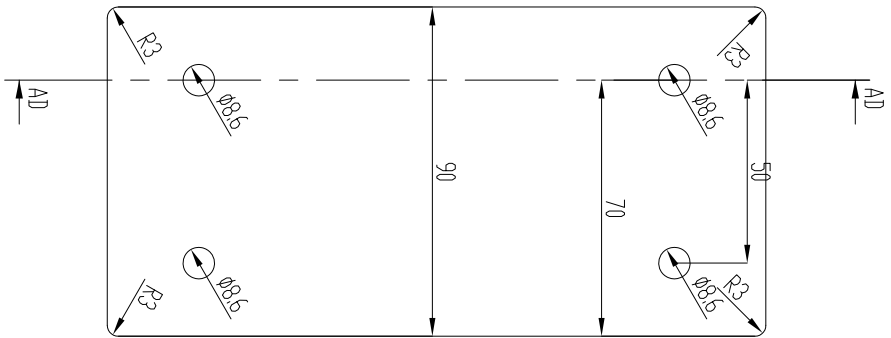
Ø 30	H7	+0.025 -0.0
ölçü	??ARET	TOLERANS
Çizen / Drawn by	01.03.2007	Caner KARA
Kontrol / Controlled by	01.03.2007	Hali DEMİRCİ
Onay / Approved by	01.03.2007	Nihat ÇETİN
ölçek / Scale	1:1	



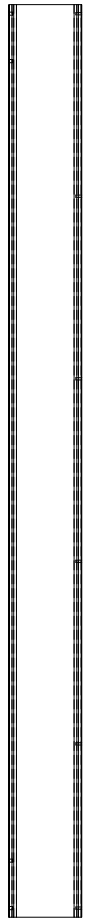
P NYDN

Stok kodu / Part no	
Malzeme / Material	PA 6 (Polyamide)

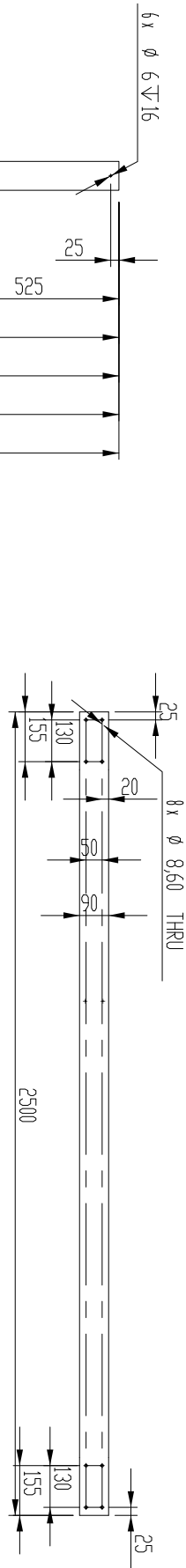
Proje No/Project No	-----
Resim No/Drawing No	CK10



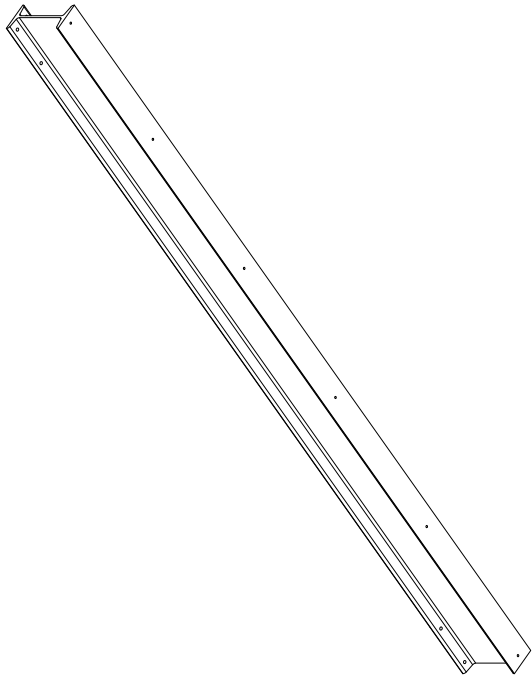
Çizen / Drawn by	01.03.2007	Çizeri KARA			Stok kodu / Part no
Kontrol / Controlled by	01.03.2007	Hallı DEMRELİ			
Onay / Approved by	01.03.2007	Murat ÇETİN			
Ölçek / Scale	1:2				
PLATFORM TABLASI					
					
		Malzeme / Material		SI 37	
		Proje No/Project No		-----	
		Resim No/Drawing No		CK.11	



A



AE 1 : 20



C

D

Çizen / Drawn by	01.03.2007	Çizer / Drawn by	01.03.2007	Stok kodu / Part no	
Kontrol / Controlled by	01.03.2007	Caner KARA	01.03.2007	☒	
Onay / Approved by	01.03.2007	Hali DEMİRCİ	01.03.2007		
Bölge / Scale	1:2	Murat ÇETİN			
ANA KIRIS				CTP	
				Proje No/Project No	-----
				Resim No/Drawing No	-