İlk yayın:18. Ağustos 2014

www.guven-kutay.ch

VİNÇTE KAFES KİRİŞLER

Monoray Vinçte Kafes Kirişler

44-02-5

M. Güven KUTAY, Muhammet ERDÖL

En son durum: 14 Eylül 2014

DİKKAT:

Bu çalışma iyi niyetle ve bugünün teknik imkanlarına göre yapılmıştır. Bu çalışmadaki bilgilerin yanlış kullanılmasından doğacak her türlü maddi ve manevi zarar için sorumluluk kullanana aittir. Bu çalışmadaki bilgileri kullananlara, kullandıkları yerdeki şartları iyi değerlendirip buradaki verilerin yeterli olup olmadığına karar vermeleri ve gerekirse daha detaylı hesap yapmaları önerilir. Eğer herhangi bir düzeltme, tamamlama veya bir arzunuz olursa, hiç çekinmeden bizimle temasa geçebilirsiniz.

İ Ç İ N D E K İ L E R

1 Tek kirişli monoray gezer köprü vinçleri 5
1.1 Sistemin şekli, modül ölçüleri ve statik belirliği 7
1.1.1 Sistemin şekli 7
1.1.2 Modül ölçüleri 7
1.1.3 Sistemin statik belirliği 8
1.1.3.1 Sistemde yatak reaksiyonlarının sayısı "n_a" 9
1.1.3.2 Sistemde çubukların sayısı "$n_ç$" 9
1.1.3.3 Sistemde düğümlerin sayısı "n_d" 9
1.1.3.4 Sistemin kontrolü 9
1.2 Sistemin profillerinin belirlenmesi 10
1.2.1 Arabayı taşıyan profilin belirlenmesi 10
1.2.2 Diğer profillerinin belirlenmesi 12
1.2.2.1 Kafes kiriş profil çeşitleri 13
1.3 Sistemin değerlerinin belirlenmesi 14
1.3.1 Sistemin atalet momentleri 14
1.3.2 Sistemin karşı koyma momentleri 14
1.3.3 Sistemin gerekli atalet momenti 14
1.3.4 Pozisyonların boyları 15
1.3.4.1 Ölçekli çizimle hesaplama 15
1.3.4.2 Analitik olarak modülde pozisyon boylarının bulunması 16
1.3.5 Pozisyonların malzeme boyları 16
1.3.6 Modülde pozisyonların ağırlıkları 17
1.3.7 Modülün değerleri 17
1.4 Sistemin mukavemet kontrolü 18
1.4.1 Statik mukavemet kontrolü 18
1.4.1.1 Profildeki kayma gerilmesi 18
1.4.1.2 Sistemdeki kayma gerilmesi "τ" 19
1.4.1.3 Sistemdeki max kayma gerilmesi "τ_{max}" 20
1.4.1.3.1 Yüzeylerin eşdeğer plaka kalınlıkları 20
1.4.1.4 Sistemde kritik noktalar 22
1.4.1.5 Kirişin klasik eğilme gerilmesi 22
1.4.1.5.1 Kirişin kendi ağırlığından oluşan normal gerilme "σ_1" 22
1.4.1.5.2 Ceraskal ve araba kendi ağırlığından oluşan normal gerilme "σ_2" 23
1.4.1.5.3 Yükün ağırlığından oluşan normal gerilme "σ_3" 23
1.4.1.5.4 Atalet kuvvetlerinden oluşan normal gerilme "σ_4" 24
1.4.1.5.5 Araba kasılmasından oluşan normal gerilme "σ_5" 24
1.4.1.5.6 Kirişin max eğilme gerilmesi "σ_{max}" 24
1.4.1.5.7 Kirişin min eğilme gerilmesi "σ_{min}" 24
1.4.1.6 Sistemin 1. Kritik noktasında kontrol 24
1.4.1.7 Sistemin 2. Kritik noktasında kontrol 25
1.4.1.8 Sistemin 3. Kritik noktasında kontrol 25
1.4.1.8.1 x-yönündeki normal gerilme "σ_x" 25
1.4.1.8.2 y-yönündeki normal gerilme "σ_y" 26
1.4.1.9 Malzemenin statik emniyetli mukavemet değeri 26
1.4.2 Dinamik mukavemet kontrolü 26
1.4.2.1 Malzemenin dinamik emniyetli mukavemet değeri 26
1.5 Sistemde çubukları zorlayan kuvvetler 29
1.5.1 Sistemin statik belirliliği 29
1.5.1.1 Sistemde yatak reaksiyonlarının sayısı "n_a" 30

1.5.1.2 Sistemde çubukların sayısı "$n_ç$" 30
1.5.1.3 Sistemde düğümlerin sayısı "n_d" 30
1.5.1.4 Sistemin statik belirlilik kontrolü 30
1.5.2 Düğümde maksimum tekerlek kuvvetleri 31
1.5.3 Alt ve üst kuşak çubuklarını zorlayan kuvvetler 32
1.5.4 Dikme çubuklarını zorlayan kuvvetler 35
1.5.5 Köşegen çubuklarını zorlayan kuvvetler 37
1.5.5.1 Çubuk kuvvetleri için toparlama 37
1.6 Çubukların mukavemet ve stabilite kontrolleri 38
1.6.1 Çekmeye zorlanan çubuklar 38
1.6.2 Basmaya zorlanan çubuklar 38
1.6.2.1 Çubuğu etkileyen eksenel maksimum kuvvet "F_{max}" 38
1.6.2.2 Çubuğun enine kesit alanı "A" 39
1.6.2.3 Çubuk malzemesinin emniyetli mukavemet değeri 39
1.6.3 Stabilite kontrolü 39
1.6.3.1 Narinlik derecesi "λ" 39
1.6.3.2 ζ–yöntemi ile ω katsayısının bulunması 42
1.6.4 Kesit kontrolünün yapılması 43
1.6.4.1 Burkulma durumu I 43
1.6.4.1.1 Burkulma, stabiliteye örnek 44
1.6.4.2 Burkulma durumu II 44
1.6.5 Çubuklar için konstrüksiyon önerileri 46
1.7 Ters sehim hesabı 47
1.7.1 Kirişe ters sehim verilmesi 48
1.8 Monoray kafes kiriş örnekleri 48
1.9 Bağlantıların konstrüksiyonu ve mukavemet kontrolleri 49
1.9.1 Çubukların bağlanması ve bağlantıların mukavemet kontrolü 49
1.9.1.1 Alt kuşağa bağlantılar 49
1.9.1.2 Üst kuşağa bağlantılar 50
1.9.1.3 Profillerin bağlanması ve uçlarının kapanması 50
1.9.1.3.1 Dolu profillerin bağlanması 50
1.9.1.3.2 Kaval profillerin bağlanması ve uçlarının kapanması 51
2 Konu İndeksi 52

1 Tek kirişli monoray gezer köprü vinçleri

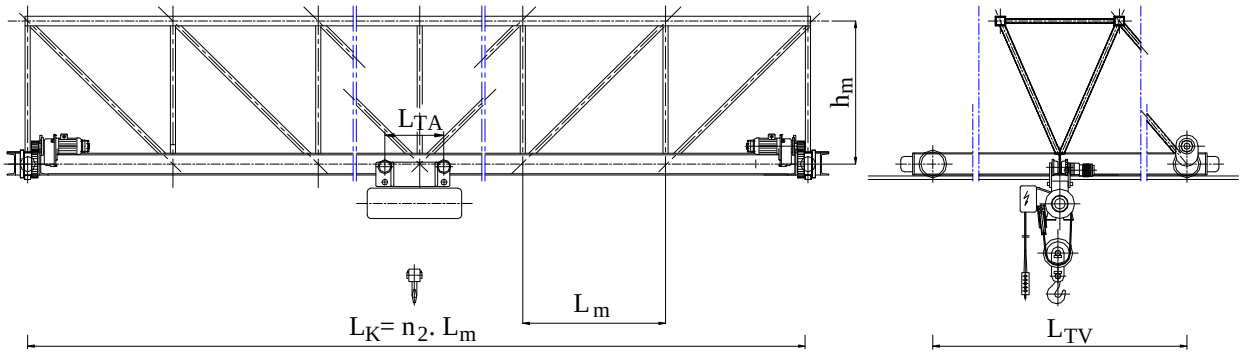
Tek kirişli monoray gezer köprü vinçleri daha öncede gördüğümüz, sırf taşıyıcı kirişi I-Profili veya kutu kirişten oluşan vinçler gibidir (bkz; Vinçler/Çelikkonstrüksiyon/ 41_01_Monoray-Kiris). Bunlar I-Profili veya kutu kiriş kafesle takviyelidir.

Önce yapmayı düşündüğünüz vincin genel krokisini çizer, gereken bütün bilgileri toplayarak ***"İstekler kataloğu"*** nu yaparsınız. İstekler kataloğunu müşteriye veya sorumlu olduğunuz kişiye (şefe, patrona, v.s.) onaylatırsınız. Çünkü konstrüksiyon ve hesaplar yalnız kabul edilen değerler için doğrudur ve fonksiyonunu yapar. Böylece kendinize güvenerek çalışır ve doğru kararlar verirsiniz.

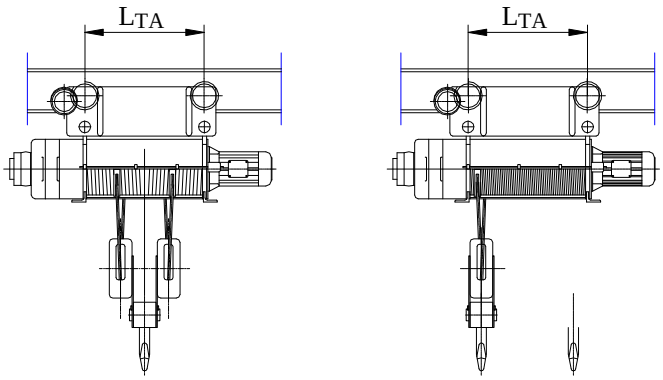
İstekler kataloğu tamamlandıktan sonra problemin çözümünde şu yol takip edilir:

1. Sistemin şekli, modül ölçüleri belirlenir ve statik belirlilik kontrolü yapılır,
2. Sistemin profilleri belirlenir,
3. Sistemin değerleri belirlenir,
4. Sistemin mukavemet kontrolü yapılır,
5. Sistemde çubukları zorlayan kuvvetler hesaplanır,
6. Çubukların mukavemet ve stabilite kontrolleri yapılır,
7. Ters sehim hesaplanır,
8. Bağlantıların mukavemet kontrolleri yapılır,
9. Sonuç olarak hesapların kritiği yapılıp karar verilir.

Şekil 1 ve Şekil 2 ile görülen kafes kiriş monoray gezer köprü vinçlerindeki konstrüksiyon formu ve en çok kullanılan ceraskal çeşitleri gösterilmiştir. Başka ceraskal çeşitleride seçilebilir. Seçilen ceraskal şekline göre tekerlek kuvvetleri hesaplanır.



Şekil 1, Tek kirişli monoray gezer köprü vinci krokisi



Şekil 2, İkiz ve normal tamburlu ceraskal

İstekler kataloğu:

Tablo 1, Tek kirişli gezer köprü vincin istekler kataloğu

1.	Vincin çalıştığı yer ve saat	***)1**		
2.	Vincin kaldırma kapasitesi		F_Y =	t
3.	Kaldırma hızı		v_K =	m/dak
4.	Kaldırma yüksekliği		H =	m
5.	Vincin ray açıklığı, kiriş boyu		L_K =	m
6.	Köprü yürüme hızı		v_V=	m/dak
7.	Arabanın ceraskalla toplam ağırlığı		G_A=	kg
8.	Araba yürüme hızı		v_A=	m/dak
9.	Araba tekerlek aks açıklığı		L_{TA} =	m
10.	Araba tekerlek grubu sayısı		n_{Tek}=	1
11.	Sehim oranı katsayısı	***)6**	k_f=	1
12.	Vincin yükleme hali	***)2**	$Yü_{Ha}$ =	
13.	Vincin kaldırma sınıfı DIN 15018	***)1**	$Ka_{Sı}$ =	
14.	Vincin yükleme grubu DIN 15018	***)1, *)3**	$Yü_{Gr}$ =	
15.	Vincin tahrik grubu DIN 15020	***)4**	Ta_{Gr} =	
16.	Kirişin çentik grubu DIN 15020	***)5**	$Çe_{Gr}$ =	

***)1** Bkz; *"Çelik Konstrüksiyona Genel Giriş"* Sayfa 5, Tablo 6,

***)2** Bkz; *"Çelik Konstrüksiyona Genel Giriş"* Sayfa 3, Paragraf 1.3,

***)3** Bkz; *"Çelik Konstrüksiyona Genel Giriş"* Sayfa 4, Tablo 5,

***)4** Bkz; *"Çelik Konstrüksiyona Genel Giriş"* Sayfa 6, Tablo 9.

***)5** Bkz; *"Çelik Konstrüksiyona Genel Giriş"* Sayfa 7, Tablo 10.

***)6** Her ne kadar çeşitli öneriler ve kabuller varsa da kafes kiriş için önerimiz 1/1600 şeklinde alınmasıdır. Bu da kendini mukavemet tahkikinde gösterecektir.

Özel şartlar: Çevre durumu ve etkileri, v.s.

Tablo 1, Tek kirişli gezer köprü vincin istekler kataloğundaki değerler belirlendikten sonra:

- Kaldırma yükü (Dinamik) katsayısı "ψ_K" belirlenir, bkz. 41_00_ VÇK Genel Giriş, Sayfa 8, Tablo 11.
- Kendi ağırlığının katsayısı "φ_K" belirlenir, bkz. 41_00_ VÇK Genel Giriş, Sayfa 8, T 12.
- Yükleme grubu katsayısı "k_B" belirlenir, bkz. 41_00_ VÇK Genel Giriş, Sayfa 8, Tablo 13.
- Kullanılacak malzeme ve mekanik değerleri belirlenir.

Malzeme olarak genelde St 37 seçilir. Ender hallerde St b44 veya St 52 kullanılır.

Malzeme genel değerleri		Malzeme emniyetli statik değerleri		
Kopma mukavemet değeri	"R_m"	Vincin Yükleme Haline göre	Çekme	"$\sigma_{StçEM}$"
Akma mukavemet değeri	"R_e"		Basma	"σ_{StbEM}"
Elastiklik modülü	"E"		Kayma	"τ_{StEM}"
Poisson sayısı	"ν"			
Özgül ağırlığı	"ρ_{St}"			

1.1 Sistemin şekli, modül ölçüleri ve statik belirliği

1.1.1 Sistemin şekli

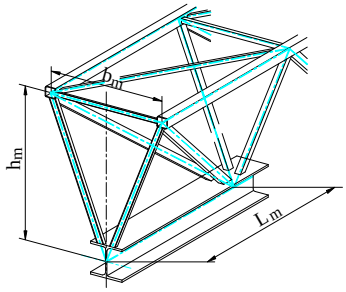
Tek kirişli monoray gezer köprü vinçlerinde genelde Şekil 1 ve Şekil 2 ile görülen üçgen kesitli kafes kiriş kullanılır.

1.1.2 Modül ölçüleri

Genelde şu gidişat önerilir; kirişin orta kısmı, yani raylar arası açıklık "L_K", çift sayıda kafes modülüne ayrılır. Modül boyuna "L_m" adı verilir. Modül boyu "$L_m \approx L_K$ / (8 ... 20) " olarak kabul edilir. Kafesin yüsekliği modül boyuna eşit alınır "$h_m = L_m$" . Kafes genişliği "$b_m \approx 0{,}8... 1{,}0 . L_m$" olarak seçilir. Kirişin sol ve sağ portafoları varsa bunlarda aynı modül boyuna "L_m" göre modüllere ayrılır. Böylece kafes kiriş simetrik bir görünüm alır. Vinçlerde kirişinin sabit yayılı yükünün yanında, arabanın ve taşınan yükünde dikkate alınması gerekir. Hareketli yükün maksimum etkisini bulmak için çeşitli yerlere göre zorlanmalar hesaplanır.

Hesaplar hareketli yüke göre maksimum etkilenen çubuklarda yapılır. Çubuklar "çekme" veya "basma" ile zorlanırlar. Çekmeye zorlanan çubuk "***çekme***", basmayla zorlanan çubuk "***basma ve burkulma***" mukavemet hesabıyla kontrol edilir.

Kafes modülü ölçülerinin birbirine oranı şöyledir:



Şekil 3, Modül değerleri

Modül boyu :

$L_m = L_K$/ (10 ... 20) arası, tek kirişli vinçlerde,

Modül yüksekliği:

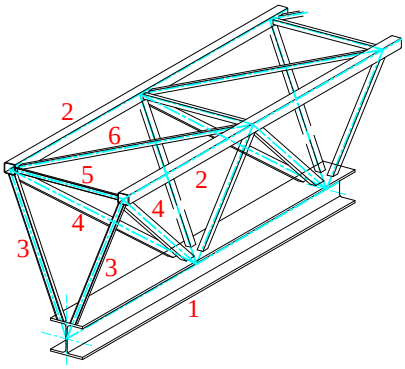
$h_m \approx L_m$

Trapezin kısa kenarının bağlantı yüksekliği:

$h_t \approx 0{,}4 ... 0{,}5 \times h_m$

Modülün bu ölçü oranları bütün kafes kirişler için geçerlidir. Modül yüksekliği ne kadar büyük olursa kuşak kuvvetleri o kadar küçük olur. Fakat dikmeler burkulmaya zorlanırlar.

Genelde kafes konstrüksiyonlar hacim konstrüksiyon sistemidirler. Konstrüksiyon nasıl olursa olsun hesapları ve konstrüksiyonu kolay yapabilmek için düzlem kafes sistemine indirgenirler.



Şekil 4, Çubukların pozisyonları

Kafes kirişler Şekil 4 ile görülen pozisyonlanmış çubuklardan oluşurlar.

Poz 1, Alt kuşak çubukları: Kafesin alt kuşağıdır. Arabanın konumuna göre hareketli yük kuvvetini, kirişin kendi ağırlığından ve diğer etkenlerden oluşan momentin kuvvetini karşılar.

Poz 2, Üst kuşak çubukları: Kafesin üst kuşağıdır. Arabanın konumuna göre hareketli yük kuvvetini, kirişin kendi ağırlığından ve diğer etkenlerden oluşan momentin kuvvetini karşılar.

Poz 3, Dikme çubukları: Kafes konstrüksiyonunda üst ve alt kuşak çubuklarını dikey olarak bağlayan çubuklardır. Arabanın konumuna göre hareketli yük kuvvetini, kirişin kendi ağırlık kuvvetini ve diğer etkenlerden oluşan kuvvetleri karşılarlar. Basmaya çalışırlar. Boyları burkulmadan ötürü kısa olmalıdır.

Poz 4, Köşegen çubuklar: Kafes konstrüksiyonunda üst ve alt kuşak çubuklarını köşegen olarak bağlayan çubuklardır. Çekmeye çalışırlar.

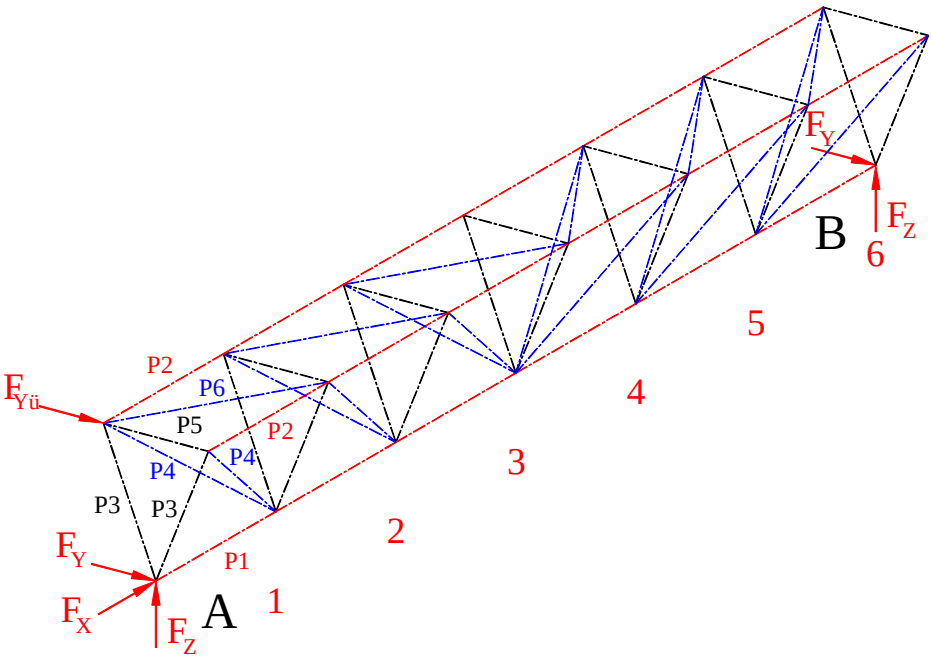
Poz 5, Bağlantı çubukları: Üçgenin üst kuşak çubuklarını dikey olarak bağlayan çubuklardır. Basmaya çalışırlar. Boyları burkulmadan ötürü kısa olmalıdır.

Poz 6, Köşegen bağlantı çubukları: Üçgenin üst kuşak çubuklarını köşegen olarak bağlayan çubuklardır. Çekmeye çalışırlar.

Dikkat: Yapılacak hesaplarda alınacak kuvvetler doğrudan anma, ağırlık, veya ivme (frenleme) kuvveti olmayıp, bu kuvvetlerin vinçin sınıfı, hareket hızları veya diğer emniyet faktörleriyle çoğaltılmış maksimum büyüklükleri alınmalıdır. Eğer bu faktörler hesaplarda kullanılmazlarsa sonuçlar okul örnekleri gibi teorik durumda kalırlar ve hakikate uymazlar.

Bilgisayarla çizimlerin yapılması statik problemlerin çizimsel olarak hesaplanmasını oldukça kolaylaştırmıştır. Bu avantajı kullanmak bu günün tekniğinde çok kolaydır. Bilhassa bilgisayar programlarıyla yapılan hesapların, hatalı giriş ve sonuçları böylece kolaylıkla kontrol edilir.

1.1.3 Sistemin statik belirliği



Şekil 5, Sistemin statik belirliği

Sistemin statik belirliği formül F 1 ile kontrol edilir. Hacimde kafes kiriş kontrol faktörü "K_H" sıfır ise sistem statik olarak belirli ve rijittir.

$$K_H = 3 \cdot n_d - n_ç - n_a = 0 \qquad \text{F 1}$$

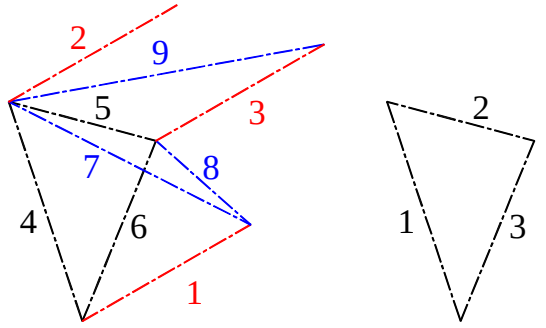
K_H	1	Hacimde kafes kiriş kontrol faktörü
n_d	1	Sistemde düğümlerin sayısı, F 4
$n_ç$	1	Sistemde çubukların sayısı, F 3
n_a	1	Sistemde yatak reaksiyonlarının sayısı, F 2

1.1.3.1 Sistemde yatak reaksiyonlarının sayısı "n_a"

Sistem statik belirli sistem olduğundan yatak reaksiyonları için bir tarafın sabit yatak, diğer tarafın x-yönünde hareketli y ve z-yönlerinde sabit kabul edilmesi gerekir. A tarafı sabit, B tarafı hareketli kabul edelim. Sistemin torsiyon etkisinde dönmemesi içinde A tarafında kirişin üst kısmını y-ekseni yönünde destekleyelim. Böylece hacimsel statik belirli sistemde yatak reaksiyonlarının sayısı "6" dır.

$$n_a = 6 \qquad \text{F 2}$$

1.1.3.2 Sistemde çubukların sayısı "$n_ç$"



Şekil 6, Sistemde çubukların sayısı

Sistem çift sayıda modülden oluşur. Bunu biz seçeriz ve sayısı bellidir. İki yatak arasındaki modül sayısına "n_2" diyelim.

Şekil 6 ile görüldüğü gibi bir modüldeki çubuk sayılarını belirleyelim "$n_{çm}$". Bu bizim sistemde "9" dur. Modüller sıra ile dizileceğinden en son modülün kapanması gerekir.

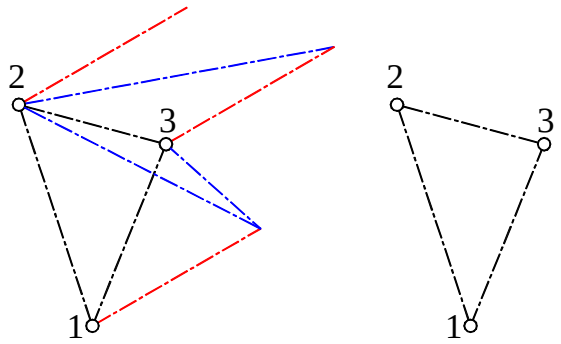
Bunun içinde dik çubuklardan oluşan çerçeve Şekil 6 ile gösterilmiştir ve çubuk sayısı "3" dür.

Böylece hacimsel statik belirli sistemde çubukların sayısı"$n_ç$" formül F 3 ile hesaplanır.

$$n_ç = n_{çm} \cdot n_2 + 3 \qquad \text{F 3}$$

Burada modül sayısı $n_2 = 6$ olduğuna göre sistemdeki çubuk sayısı $n_ç = 57$ dir.

1.1.3.3 Sistemde düğümlerin sayısı "n_d"



Şekil 7, Sistemde düğümlerin sayısı

Şekil 7 ile görüldüğü gibi bir modüldeki düğümlerin sayısını belirleyelim "n_{dm}". Bu bizim sistemde "3" dür. Modüller sıra ile dizileceğinden en son modülün kapanması gerekir.

Bunun içinde dik çubuklardan oluşan çerçevede Şekil 7 ile gösterilmiştir ve düğümlerin sayısı "3" dür.

Böylece hacimsel statik belirli sistemde düğümlerin sayısı"n_d" formül F 4 ile hesaplanır.

$$n_d = n_{dm} \cdot n_2 + 3 \qquad \text{F 4}$$

Burada modül sayısı $n_2 = 6$ olduğuna göre sistemdeki düğümlerin sayısı $n_d = 21$ dir.

1.1.3.4 Sistemin kontrolü

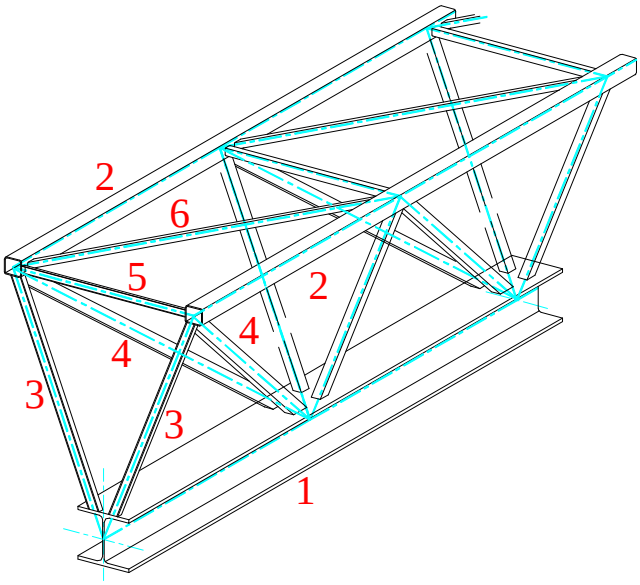
Sistemin statik belirliği formül F 1 ile kontrol edilirse.

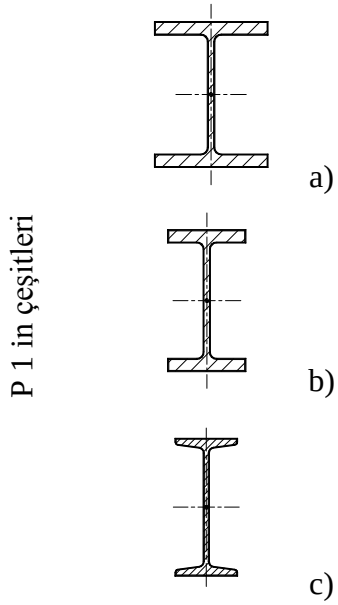
$$K_H = 3 \cdot 21 - 57 - 6 = 0 \qquad \text{F 5}$$

F 5 ile görüldüğü gibi $K_H = 0$ ve sistemimiz statik belirlidir.

1.2 Sistemin profillerinin belirlenmesi

Şekil 8 ile kafeste kullanılacak profil çeşitleri verilmiştir. Teknik ve ekonomik şartlara göre bu veya daha başka profiller seçilir.





Poz.	a)	b)	c)	d)	e)	f)	g)	h)	i)	j)	k)	l)
P2												
P3												
P4												
P5												

Şekil 8, Kafeste profil şekilleri

Buraya kadar yapılan işlemler konstrüksiyonu ve hesapları sağlıklı ve bilinçli olarak yapmak için ön hazırlıklar ve informasyonlardır.

Bu kademeden sonra bilinçli ve garantili yolda konstrüksiyonu ve hesapları yapmak bu işin ehli konstrüktör için kolay bir iştir.

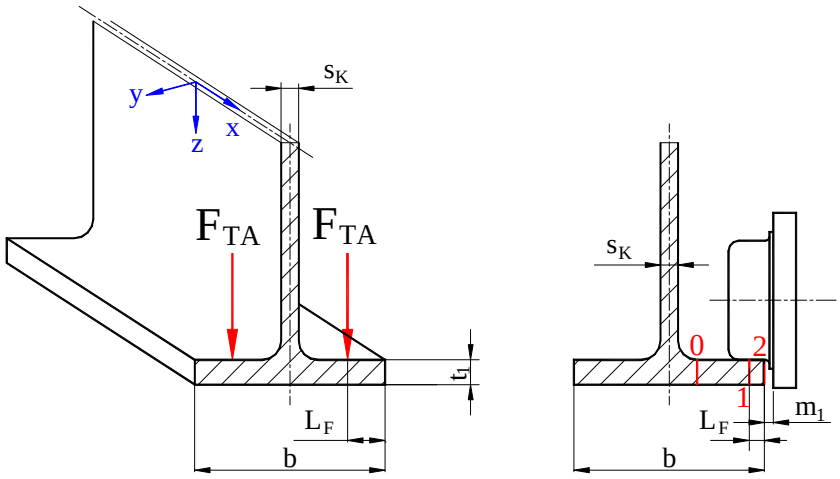
1.2.1 Arabayı taşıyan profilin belirlenmesi

Monoray vinçlerde ister yalnız profil, isterse kafesle takviyeli kiriş olsun, genelde arabalı ceraskal kullanılır (Şekil 2). Arabalı ceraskal piyasada bulunan I-Profillerinde veya özel yapılan kutu kirişlerde çalışır. Kafes kirişlerde kaynak işlemini ortadan kaldırmak ve daha ekonomik çözüme ulaşmak için özel yapılan kutu kiriş yerine piyasada bulunan I-Profilleri kullanılır. I-Profili seçilirken konstrüksiyon şekli düşünülür. Kafes kiriş konstrüksiyonu yuvarlak veya dörtgen profillerden yapılacaksa bu parçalar (Dikme ve köşegen çubukları) I-Profiline kaynatılacaklarından geniş kuşaklı I-Profili (IPB gibi) seçmek avantajlıdır.

I-Profilini seçerken "41_01_ VÇK Monoray Kiriş" dosyasıyla beraber çalışmakta fayda vardır.

Her ne kadar yukarıdaki dosyada detaylı bilgi varsa da burada kısaca bazı bilgileri tekrar edelim.

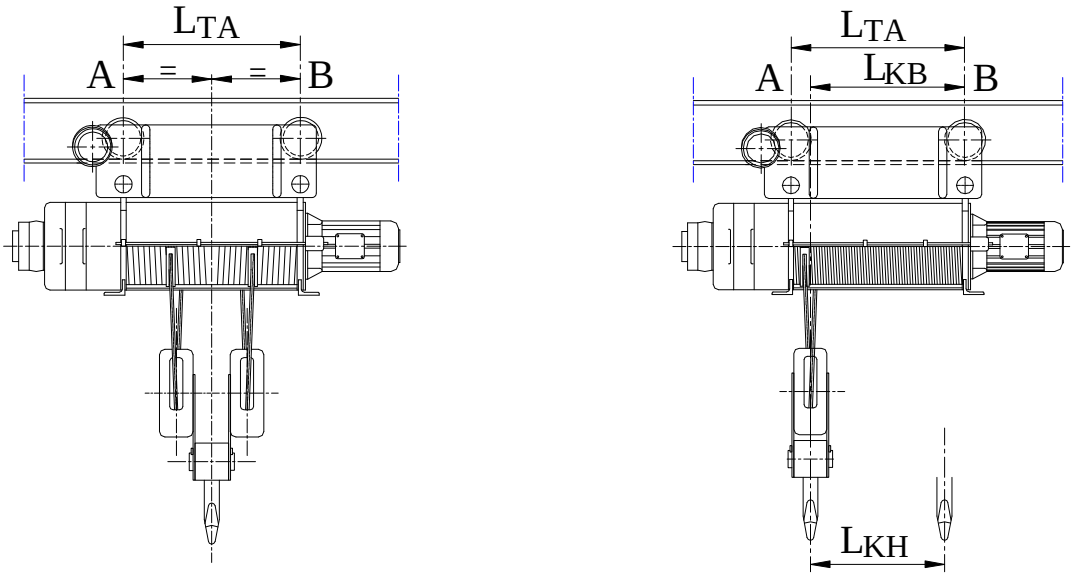
Şekil 9 ile geniş kuşaklı I-Profilinde tekerlek durumu görülmektedir. Önce elimizdeki ceraskal bilgilerine göre I-Profilinin gerekli alt kuşak kalınlığı "t_{1ger}" değeri F 6 ile hesaplanır ve bu kalınlığa göre I-Profili seçilir.



Şekil 9, Alt kuşak I-Profili

$$t_{ger\,min} = \sqrt{5 \cdot \frac{F_{TA}}{\sigma_{StçEM}}} \qquad \text{F 6}$$

t_{germin}	mm	I-Profilinin minimum gerekli alt kuşak kalınlığı
F_{TA}	N	Alt kuşağı etkileyen max tekerlek kuvveti
$\sigma_{StçEM}$	MPa	I-Profil malzemesinin emniyetli çekme mukavemeti



Şekil 10, Alt kuşakta tekerlek kuvveti

Alt kuşağı etkileyen max tekerlek kuvveti "F_{TA}" kancanın hareketine göre hesaplanır. İki tekerleği etkileyen dik kuvvet hesaplamak için ceraskalın kendi ağırlığı, eğer özel bir durum yoksa, daima dört tekerleğin ortasında kabul edilir ve ceraskal ağırlık kuvveti 4 tekerlek tarafından eşit taşınacağı kabul edilir.

Eğer ceraskal ikiz tamburlu ise kanca daima tamburun ortasında olacağından yükün ağırlık kuvvetide 4 tekerlek tarafından eşit taşınacağı kabul edilir, bkz Şekil 10 a. Tekerlek kuvveti "F_{TA}" formül F 7 ile hesaplanır. Eğer ceraskal tamburu normal tambur ise kanca tamburun bir ucundan öbür ucuna hareket edeceğinden tekerlek gruplarını etkileyecek olan kuvvet değişecektir, bkz Şekil 10 b. Tekerlek kuvveti "F_{TA}" formül F 8 ile hesaplanır.

$$F_{TA} = \frac{\psi_K \cdot F_Y + \varphi_K \cdot F_{CA}}{4} \qquad \text{F 7}$$

$$F_{TA} = \frac{\varphi_K \cdot F_{CA}}{4} + \frac{\psi_K \cdot F_Y \cdot L_{KB}}{2 \cdot L_{TA}} \qquad \text{F 8}$$

ψ_K	1	Kaldırma yükü (Dinamik) katsayısı
F_Y	N	Kaldırma yükü kuvveti
φ_K	1	Kendi ağırlığının katsayısı
F_{CA}	N	Ceraskalla arabanın toplam ağırlık kuvveti
L_{KB}	cm	Yükün (Kancanın) B tekerlek grubuna mesafesi
L_{TA}	cm	Araba tekerlek eksenleri mesafesi

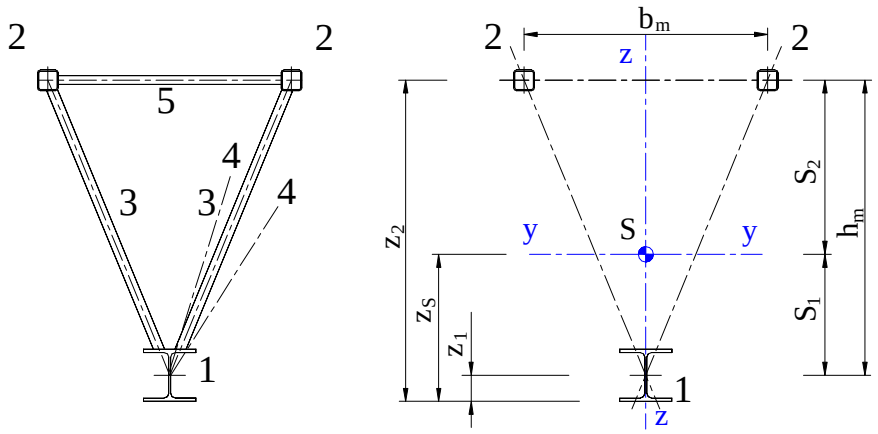
I-Profilinin seçiminden sonra ***"41_01_ VÇK Monoray Kiriş"*** dosyasına göre ***"Ek gerilmelerin hassas hesaplanması"*** yapılır. Sonuç aşağı yukarı F 9 ile verilen bağıntıda olmalıdır.

$$\sigma_{önkar} \leq 0{,}5 \cdot \sigma_{StçEM} \qquad \text{F 9}$$

Değer bu bağıntıdaysa hesaplara devam edilir. Yoksa yeni I-Profili seçilir.
Hesaba devam edersek kafes kirişin diğer pozisyonlarını ölçülendirmemiz gerekir. Diğer pozisyonlar tecrübelere dayanarak veya mantıki tahminle seçilir. Hesaplar elektronik programlarla yapıldığından hiç çekinmeden bu seçim yapılır. Eğer arzu edilen sonuca varılmazsa profiller daha büyük veya daha küçük seçilir. Programa konulan yeni değerlere göre karar verilir. Bu anlattığımız hesap şu şekilde yapılır:

1.2.2 Diğer profillerinin belirlenmesi

Tek kirişli kafes kirişin standart kesiti Şekil 11 görülmektedir.



Burada pozisyonların profilleri genelde Şekil 8 ile önerildiği gibi seçilir. Pozisyonlar P1 ve P2 den oluşan kesitin atalet momenti sistemin atalet momenti olarak hesaplanır ve bu değer F 10 ile verilen bağıntıyı sağlamalıdır.

Şekil 11, Sistemin profilleri

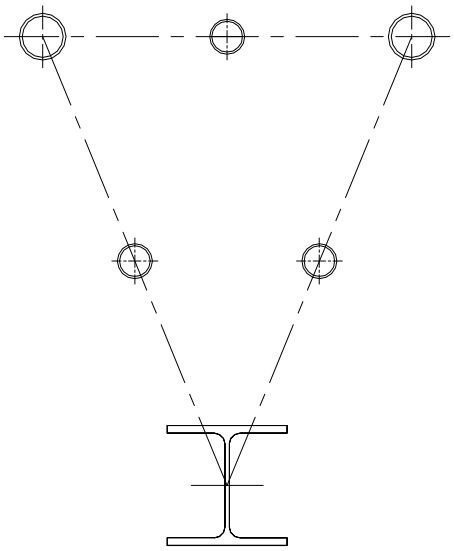
$$J_{ySis} \leq J_{yger} \qquad \text{F 10}$$

J_{ySis}	cm^4	Sistemin y-y için atalet momenti
J_{yger}	cm^4	Sistemin y-y için gerekli atalet momenti

Tek kirişli monoray kafes kirişli vinçlerde arabalı ceraskal seçilir. Bunun içinde alt kuşakta yalnız I-profili kullanılır. I-profili tek kirişli monoray kafes kirişli vinçlerin değişmez sabit profilidir.

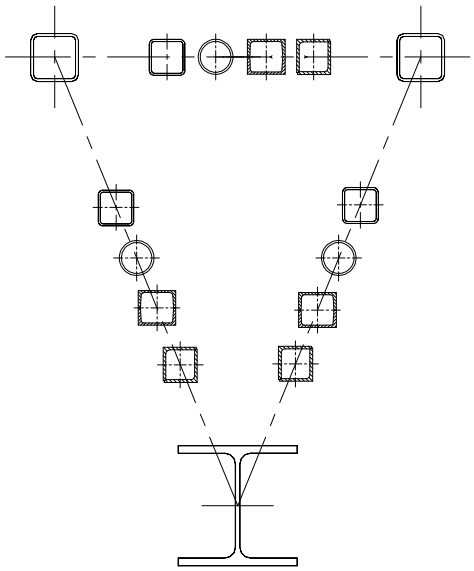
Diğer profiller konstrüktörün seçimine bağlıdır. Bu seçimde en büyük rolü depodaki mevcut profiller, iş yapılan firmalar ve günün şartlarına göre ekonomik çeşitlilik büyük rol oynar. Genelde tasarımcı için konstrüksiyonun ekonomik olması ve fonksiyonun yerine getirmesi önemlidir.

1.2.2.1 Kafes kiriş profil çeşitleri



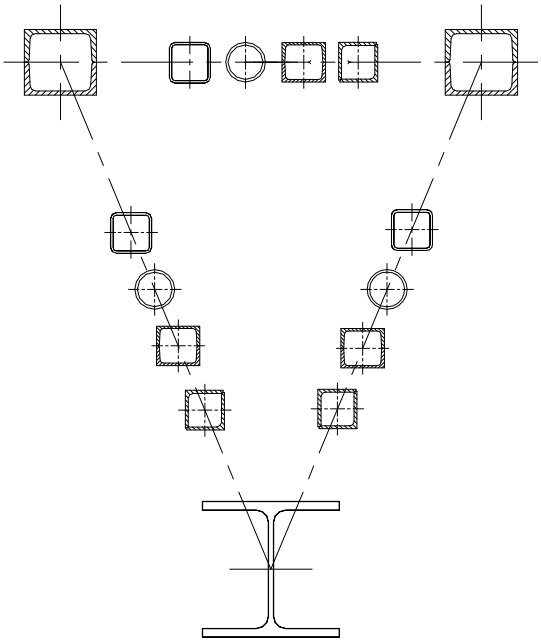
- Alt kuşak I-Profili
- Üst kuşak ve diğer bütün profiller yuvarlak boru

Şekil 12, Sistemde 1. Ana çeşit



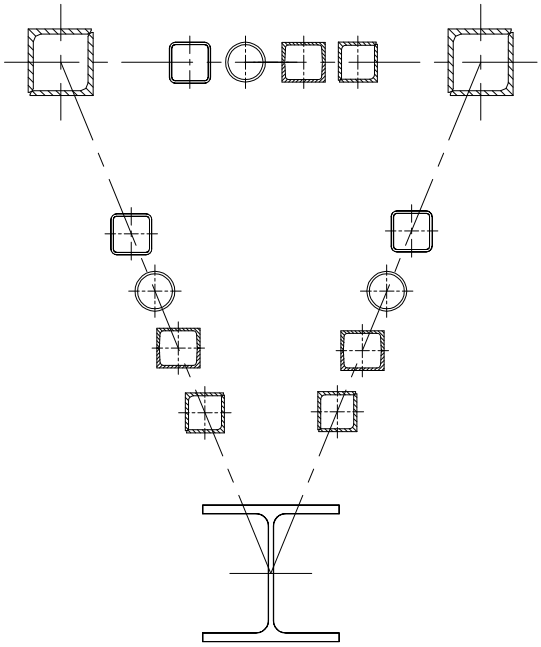
- Alt kuşak I-Profili
- Üst kuşak profiller dört köşe boru ve diğer profiller dört köşe veya yuvarlak boru, karşılıklı kaynatılmış köşebet veya U-profili

Şekil 13, Sistemde 2. Ana çeşit



- Alt kuşak I-Profili
- Üst kuşak karşılıklı kaynatılmış U-profili ve diğer profiller dört köşe veya yuvarlak boru, karşılıklı kaynatılmış köşebent veya U-profili.

Şekil 14, Sistemde 3. Ana çeşit



- Alt kuşak I-Profili
- Üst kuşak karşılıklı kaynatılmış Köşebent ve diğer profiller dört köşe veya yuvarlak boru, karşılıklı kaynatılmış köşebent veya U-profili.

Şekil 15, Sistemde 4. Ana çeşit

1.3 Sistemin değerlerinin belirlenmesi

1.3.1 Sistemin atalet momentleri

Şekil 11 ile görülen standart tek kirişli kafes kirişin atalet momentleri ***"Steiner"*** e göre şu şekilde hesaplanır. y-y eksenine göre sistemin atalet momenti "J_{ySis}":

$$J_{ySis} = J_{yP1} + 2 \cdot J_{yP2} + S_1^2 \cdot A_{IP} + 2 \cdot S_2^2 \cdot A_{P2} \qquad \text{F 11}$$

J_{ySis}	cm^4	Sistemin y-y ekseni için atalet momenti
J_{yP1}	cm^4	P1 in kendi y-y ekseni için atalet momenti
J_{yP2}	cm^4	P2 nin kendi y-y ekseni için atalet momenti
S_1	cm	P1(IP) in ağırlık merkezi ile sistemin ağırlık merkezi mesafesi
A_{IP}	cm^2	P1(IP) in alanı
S_2	cm	P2 nin ağırlık merkezi ile sistemin ağırlık merkezi mesafesi
A_{P2}	cm^2	P2 nin alanı

z-z eksenine göre sistemin atalet momenti "J_{zSis}":

$$J_{zSis} = J_{zP1} + 2 \cdot J_{zP2} + 2 \cdot (0{,}5 \cdot b_m) \cdot A_{P2} \qquad \text{F 12}$$

J_{zSis}	cm^4	Sistemin z-z ekseni için atalet momenti
J_{zP1}	cm^4	P1 in kendi z-z ekseni için atalet momenti
J_{zP2}	cm^4	P2 nin kendi z-z ekseni için atalet momenti
b_m	cm	Modülün genişliği
A_{P2}	cm^2	P2 nin alanı

1.3.2 Sistemin karşı koyma momentleri

y-y eksenine göre sistemin karşı koyma momenti "W_{ySis}":

$$W_{ySis} = \frac{J_{ySis}}{i_{max}} \qquad \text{F 13}$$

$$i_{max} = h_m + 0{,}5 \cdot (h_{IP} + h_{P2}) - z_S \qquad \text{F 14}$$

J_{ySis}	cm^4	Sistemin y-y için atalet momenti
i_{max}	cm	Sistemin y yönünde ağırlık merkezine en uzak kenarının mesafesi
h_{IP}	cm	IP nin yüksekliği
h_{P2}	cm	P2 nin yüksekliği

z-z eksenine göre sistemin karşı koyma momenti "W_{zSis}":

$$W_{zSis} = \frac{J_{zSis}}{e_{max}} \qquad \text{F 15}$$

$$e_{max} = 0{,}5 \cdot (b_m + b_{P2}) \qquad \text{F 16}$$

J_{zSis}	cm^4	Sistemin z-z için atalet momenti
e_{max}	cm	Sistemin ağırlık merkezine z yönünde en uzak kenarının mesafesi
b_m	cm	Modülün genişliği
b_{P2}	cm	P2 nin genişliği

1.3.3 Sistemin gerekli atalet momenti

Sistemin gerekli atalet momenti ceraskalda kancanın hareketine göre hesaplanır. İki tekerleği etkileyen dik kuvvet hesaplamak için ceraskalın kendi ağırlığı, eğer özel bir durum yoksa, daima dört tekerleğin ortasında kabul edilir. Tek kiriş hesabında dört tekerlek iki tekerlek grubu olarak kabul edilir. Eğer ceraskal tamburu ikiz tambur ise kanca daima tamburun ortasında olacağından tekerlek sayısı n_{Te} = 2 kabul edilir ve F_{TD2} F 17 ile hesaplanır.

$$F_{TD2} = \frac{\psi_K \cdot F_Y + \varphi_K \cdot F_A}{2} \qquad \text{F 17}$$

ψ_K	1	Kaldırma yükü (Dinamik) katsayısı
F_Y	N	Kaldırma yükü kuvveti
φ_K	1	Kendi ağırlığının katsayısı
F_A	N	Ceraskalla arabanın toplam ağırlık kuvveti

Burada ön ve arka tekerlek gruplarını etkileyen kuvvet eşit olduğundan sistemin gerekli atalet momentide F 18 ile hesaplanır.

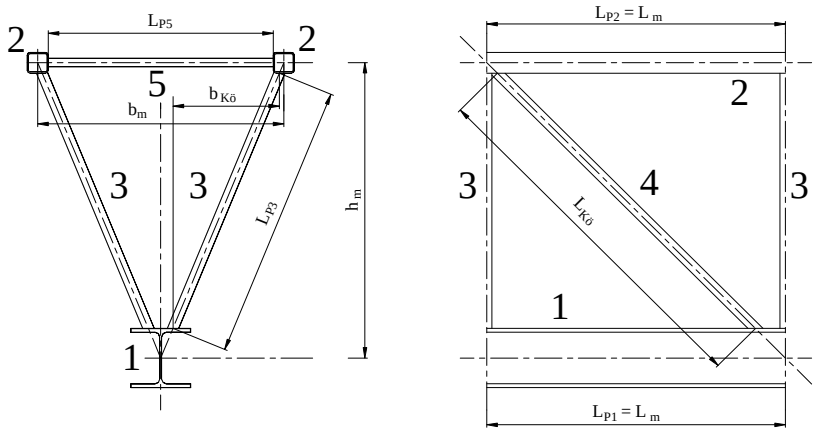
$$I_{yger} \approx \frac{F_{TD2} \cdot (L_K - L_{TA})}{48 \cdot E \cdot f_{ger}} \cdot \left[3 \cdot L_K^2 - (L_K - L_{TA})^2\right] \qquad \text{F 18}$$

I_{yger}	cm^4	Kiriş profilinin y-y için gerekli atalet momenti
F_{TD2}	kg	İki tekerleği etkileyen dik kuvvet
L_K	cm	Vinç ray açıklığı, hesapsal kiriş boyu
L_{TA}	cm	Arabanın tekerlek eksenleri mesafesi
E	kg/cmm^2	Kiriş malzemesinin elastiklik modülü
f_{ger}	cm	Kabul edilen gerekli sehim

Eğer ceraskal tamburu normal tambur ise kanca tamburun bir ucundan duruma göre öbür ucuna hareket edeceğinden tekerlek gruplarını etkileyecek olan kuvvet değişecektir. Bu durum pratikte tekerlek grupları eşit zorlanıyormuş gibi kabul edilerek sistemin gerekli atalet momentide F 18 ile hesaplanır. Formül F 10 ile verilen bağıntı sağlandıktan sonra sistemin birim, modül ve toplam ağırlıkları hesaplanır.

1.3.4 Pozisyonların boyları

1.3.4.1 Ölçekli çizimle hesaplama



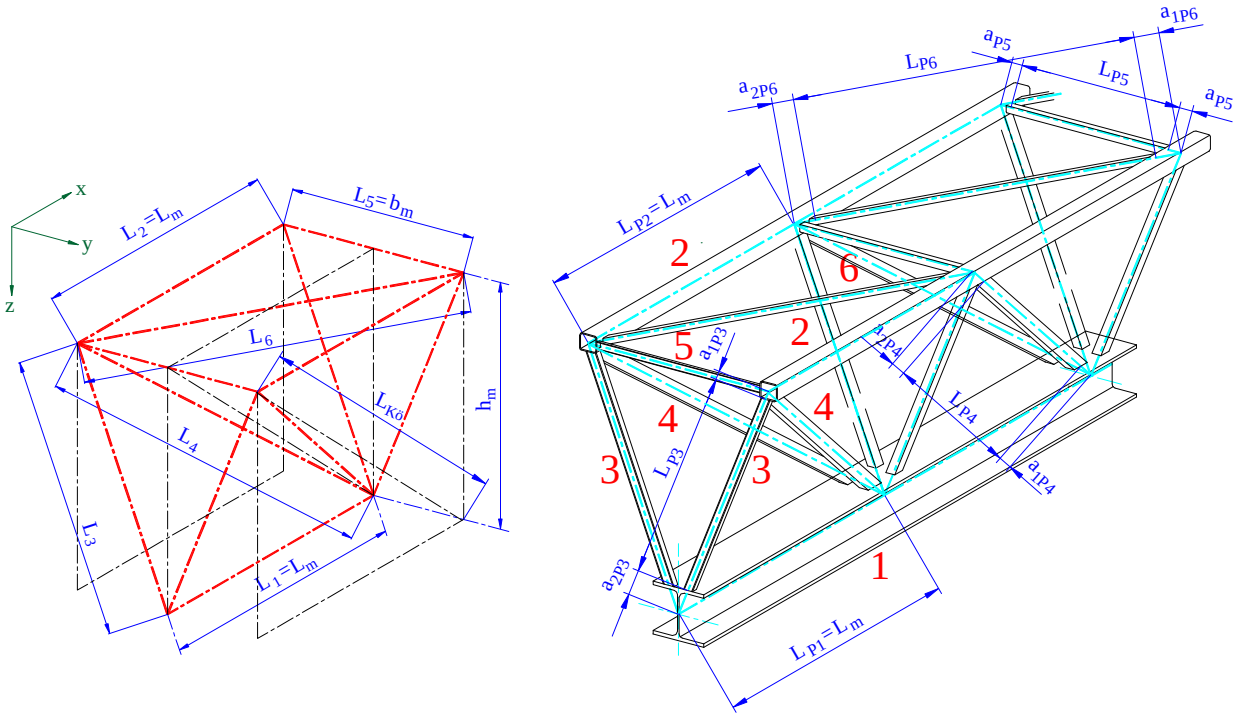
Şekil 16, Pozisyonların modülde boyu

Modülde pozisyonların boyları Şekil 16 ile verilmiş olan geometriye göre hesaplanır. Ölçekli çizilen resimle pozisyonların boylarının hesaplanması en kolay yoldur. Bu çözümün dezavantajı programlı çözümlerde devamlı ölçerek girişin yapılmasıdır. Kirişimiz 5 pozisyondan oluşur.

Tablo 2, Pozisyonların modülde boyları

Pozisyon	Pozisyonun modülde boyu	Pozisyon	Pozisyonun modülde boyu
P1	$L_{P1} = L_m$	P4	$L_{P4} = \sqrt{L_{Kö}^2 + b_{Kö}^2}$
P2	$L_{P2} = L_m$	P5	L_{P5} Resimden ölçülür.
P3	L_{P3} Resimden ölçülür.	P6	L_{P6} Resimden ölçülür.

1.3.4.2 Analitik olarak modülde pozisyon boylarının bulunması



Şekil 17, Pozisyonların modülde boyu

Pozisyonların modülde boyu analitik olarak şu şekilde hesaplanır (Şekil 17).

P1 in modülde teorik boyu: $L_1 = L_m$

P2 nin modülde teorik boyu: $L_2 = L_m$

P3 ün modülde teorik boyu: $L_3 = \sqrt{(0.5 \cdot b_m)^2 + h_m^2}$

P4 ün modülde teorik boyu: $L_4 = \sqrt{(0.5 \cdot b_m)^2 + h_m^2 + L_m^2}$

P5 in modülde teorik boyu: $L_5 = b_m$

P6 nın modülde teorik boyu: $L_6 = \sqrt{b_m^2 + L_m^2}$

1.3.5 Pozisyonların malzeme boyları

P1 in malzeme boyu: $L_{P1} = L_m$

P2 nin malzeme boyu: $L_{P2} = L_m$

Pozisyon 3 ün, P2 tarafındaki kaybı $a_{1P3} = \dfrac{h_{P2} \cdot L_3}{h_m}$

Pozisyon 3 ün, IP tarafındaki kaybı $a_{2P3} = \dfrac{h_{IP} \cdot L_3}{2 \cdot h_m}$

P3 ün malzeme boyu $L_3 = L_{Kö} - a_{1P3} - a_{2P3}$

Pozisyon 4 ün düzlemdeki boyu $L_{Kö} = \sqrt{L_m^2 + h_m^2}$

Pozisyon 4 ün düzlemdeki eğiklik farkları $y_{1P4} = \frac{h_{P2} \cdot L_4}{2 \cdot h_m}$

$$y_{2P4} = \frac{h_{IP} \cdot L_4}{2 \cdot h_m}$$

Pozisyon 4 ün yatay eğiklik farkları $x_{1P4} = \frac{y_{1P4} \cdot b_m}{2 \cdot L_4}$

$$x_{2P4} = \frac{y_{2P4} \cdot b_m}{2 \cdot L_4}$$

Pozisyon 4 ün, P2 tarafındaki kaybı $a_{1P4} := \sqrt{x_{1P4}^2 + y_{1P4}^2}$

$$a_{2P4} := \sqrt{x_{2P4}^2 + y_{2P4}^2}$$

P4 ün malzeme boyu $L_{P4} = L_4 - a_{1P4} - a_{2P4}$

P5 in malzeme boyu: $L_{P5} := b_m - b_{P2}$

Pozisyon 6 nın kaybı $a_{1P6} = a_{2P6} = \frac{h_{P2} \cdot L_6}{2 \cdot b_m}$

P6 nın malzeme boyu: $L_{P6} = L_6 - 2 \cdot a_{1P6}$

1.3.6 Modülde pozisyonların ağırlıkları

Tablo 3, Pozisyonların modülde ağırlıkları

Pozisyon	Pozisyonun modülde ağırlığı	Pozisyon	Pozisyonun modülde ağırlığı
P1	$G_{mP1} = G_{P1} \cdot L_{P1}$	P4	$G_{mP4} = G_{P4} \cdot L_{P4}$
P2	$G_{mP2} = G_{P2} \cdot L_{P2}$	P5	$G_{mP5} = G_{P5} \cdot L_{P5}$
P3	$G_{mP3} = G_{P3} \cdot L_{P3}$	P6	$G_{mP6} = G_{P6} \cdot L_{P6}$

1.3.7 Modülün değerleri

Modülün toplam ağırlığı "G_m" kirişin maliyet hesabında kullanılır ve formül F 19 ile hesaplanır.

$$G_m = G_{mP1} + 2 \cdot G_{mP2} + 2 \cdot G_{mP3} + 2 \cdot G_{mP4} + G_{mP5} + G_{mP6} \qquad \text{F 19}$$

Formül F 19 notasyonları Tablo 2 ile verilmiştir.

Modülün toplam ağırlık kuvveti "F_m" çubuk kuvvetlerinin hesaplanmasında düğümlere etki eden kuvvet olarak kullanılır ve formül F 20 ile hesaplanır.

$$F_m = G_m \cdot g \qquad \text{F 20}$$

F_m	N	Modülün toplam ağırlık kuvveti
G_m	kg	Modülün toplam ağırlığı
g	m/s^2	Yer çekimi ivmesi

Kirişin birim ağırlık kuvveti "F_{qK}" formül F 21 ile hesaplanır.

$$F_{qK} = \frac{F_m}{L_m} \qquad \text{F 21}$$

Kirişin toplam ağırlığı "G_{Ktop}" formül F 22 ile hesaplanır.

$$G_{Ktop} = G_m \cdot n_2 = q_K \cdot L_K \qquad \text{F 22}$$

Kirişin toplam ağırlık kuvveti "F_{Ktop}" formül F 23 ile hesaplanır.

$$F_{Ktop} = F_m \cdot n_2 = F_{qK} \cdot L_K \qquad \text{F 23}$$

G_m	kg	Modülün toplam ağırlığı
n_2	1	Modül sayısı
q_K	kg/m	Kirişin birim ağırlığı
L_K	m	Kirişin boyu
F_m	N	Modülün toplam ağırlık kuvveti
F_{qK}	N/m	Modülün birim ağırlık kuvveti

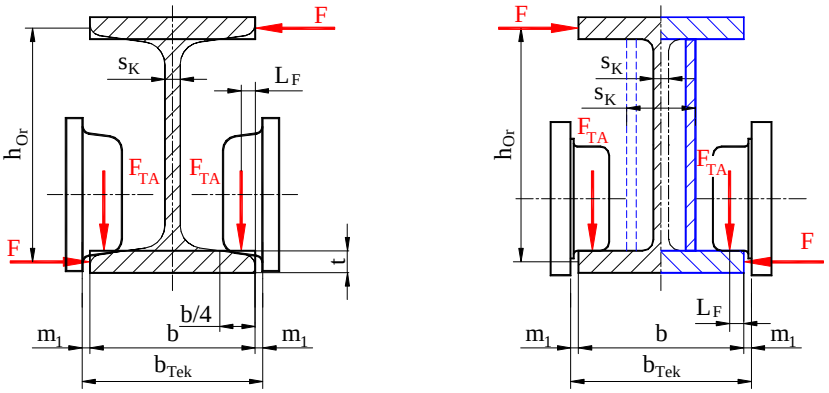
1.4 Sistemin mukavemet kontrolü

1.4.1 Statik mukavemet kontrolü

Mukavemet hesabı sistemin kritik noktalarına göre yapılır. Kayma gerilmeleri her noktadada etkili olacağından önce sistemdeki kayma gerilmeleri hesaplanır.

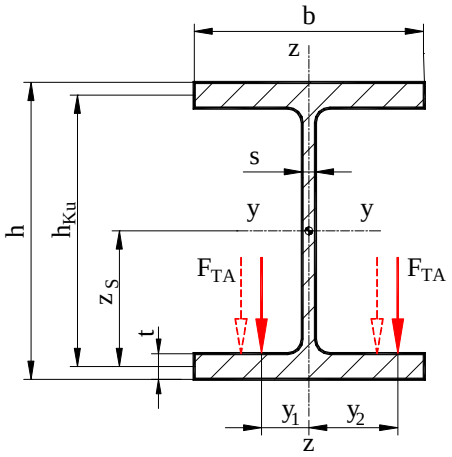
1.4.1.1 Profildeki kayma gerilmesi

Önce profildeki kayma gerilmelerini hesaplayalım. Bu gerilme 3. kritik noktayı etkiler.



Şekil 18, Profilde kayma gerilmesi

Vinçlerde Çelik Konstrüksiyon, Monoray Kiriş dosyasında detaylı olarak hesap yolu verilmiştir.



Şekil 19, Profilde kayma gerilmesi

Burada hesaplama formüllerini verelim. F_{TA} dan oluşan kesme kuvvetini dikme karşılar. Dikme Alanı "A_{dikIP}"

$$A_{dikIP} = h_{Ku} \cdot s_K \qquad \text{F 24}$$

Profilde kesme gerilmesi "τ_{aIP}"

$$\tau_{aIP} = \frac{2 \cdot F_{TA}}{A_{dikIP}} \qquad \text{F 25}$$

h_{Ku}	mm	Alt ve üst kuşak orta mesafesi
s_K	mm	Dikme kalınlığı
τ_{aIP}	MPa	Profilde kesme gerilmesi
F_{TA}	N	Bir tekerleğin kuvveti

Profilde kesme gerilmesi KN 2 yi etkiler.

F_{TA} nın momentinden oluşan kuvveti profilin alt ve üst kuşakları karşılar. F_{TA} dan oluşan moment "M_{tTA}" formül F 26 ile hesaplanır. Burada moment 4 tekerlek kuvvetinden oluşur.

$$M_{tTA} = 4 \cdot F_{TA} \cdot m_1 \qquad \text{F 26}$$

F_{TA}	N	Bir tekerleğin kuvveti
m_1	mm	Tekerlek ile profil kenarları mesafesi

F_{TA} nın momentinden oluşan kuvvet "F_{MTA}" formül F 27 ile hesaplanır.

$$F_{MTA} = \frac{M_{tTA}}{h_{Ku}} \qquad \text{F 27}$$

M_{tTA}	Nmm	F_{TA} dan oluşan moment
h_{Ku}	mm	Alt ve üst kuşak orta mesafesi

F_{TA} nın momentinden oluşan torsiyon gerilmesi "τ_{tIP}" formül F 28 ile hesaplanır.

$$\tau_{tIP} = \frac{F_{MTA}}{A_{Ku}} \qquad \text{F 28}$$

F_{MTA}	N	F_{TA} nın momentinden oluşan kuşak kuvvetleri
A_{Ku}	mm^2	Bir kuşağın alanı

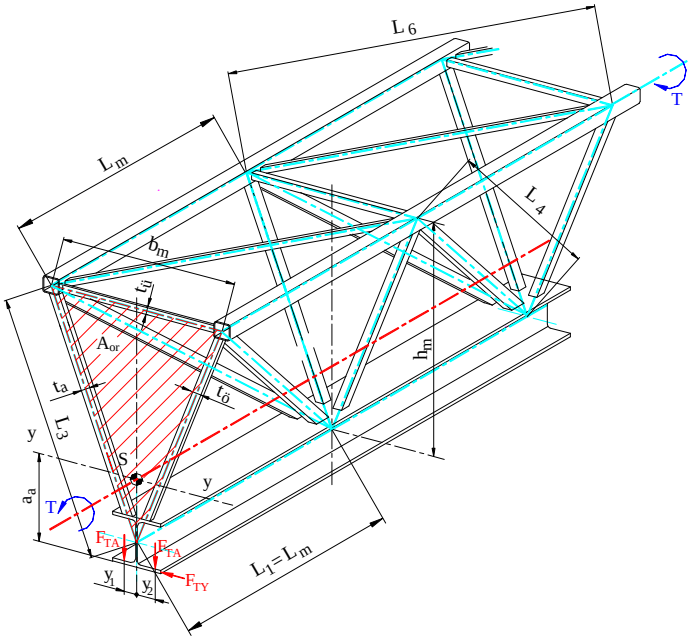
Bir kuşağın alanı "A_{Ku}" formül F 28 ile hesaplanır.

$$A_{Ku} = b_{IP} \cdot t_{IP} \qquad \text{F 29}$$

b_{IP}	mm	Profilin kuşak genişliği
t_{IP}	mm^2	Profilin kuşak kalınlığı

1.4.1.2 Sistemdeki kayma gerilmesi "τ"

Kafes kirişin kayma gerilmei (sistemin kayma gerilmesi), kafes kirişi eşdeğer ince cidarlı kutu kiriş olarak düşünülerek hesaplanır.



Şekil 20, Sistemdeki kayma gerilmeleri

Sistemi eşdeğer üç ince cidarlı kaval profil olarak düşünelim ve Bredt'e göre, formel F 30, sistemin toplam kayma gerilmelerini "τ_{toSis}" hesaplamak için eşdeğer plaka değerlerini hesaplayalım.

$$\tau_{toSis} = \frac{M_{ttop}}{2 \cdot A_{or} \cdot t_{min}} \qquad \text{F 30}$$

M_{ttop}	Nmm	Toplam torsiyon momenti
A_{or}	mm^2	Kaval profilin ortalama alanı
T_{min}	mm	Kaval profilin minimum cidar kalınlığı

Kaval profilin ortalama alanı "A_{or}".

$$A_{or} = \frac{h_m \cdot b_m}{2} \qquad \text{F 31}$$

h_m	mm	Modül yüksekliği
b_m	mm	Modül genişliği

1.4.1.3 Sistemdeki max kayma gerilmesi "τ_{max}"

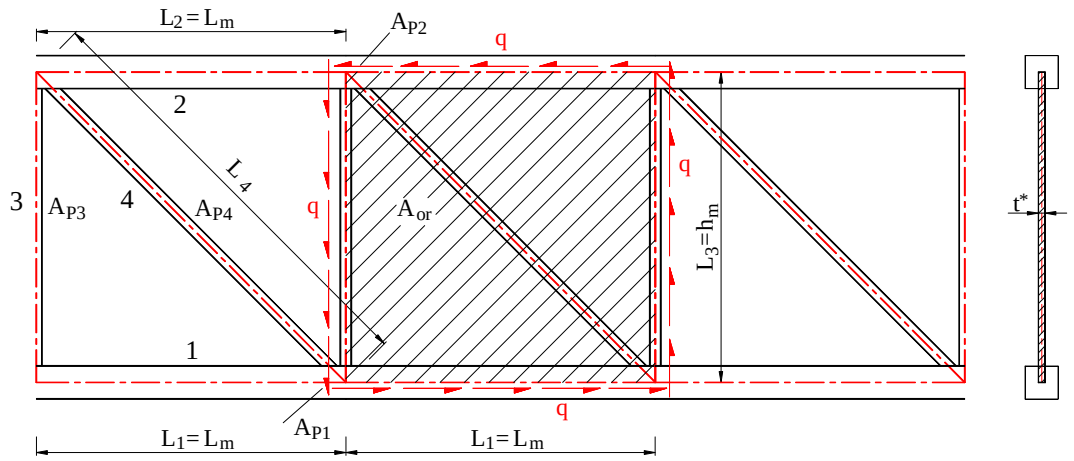
Sistemdeki maksimum kayma gerilmesi tekerleklerin yürüdüğü IP profilinin flanşındadır. Sistemin 3. kritik noktası "KN 3" dedir.

$$\tau_{max} = \tau_{toSis} + \tau_{tIP} \qquad \text{F 32}$$

τ_{toSis}	MPa	Sistemin toplam kayma gerilmesi, Bredt e göre, F 30
τ_{tIP}	MPa	Tekerlek momentinin oluşturduğu torsiyon gerilmesi, F 28

1.4.1.3.1 Yüzeylerin eşdeğer plaka kalınlıkları

Yüzeylerin eşdeğer plaka kalınlıkları şekil değiştirme enerjisi ile bulunur. Şekil 21 ile verilmiş olan kafes kirişin plaka olarak kalınlığını hesaplayalım.



Şekil 21, Kafes kirişte yüzeylerin eşdeğer plaka kalınlıkları

Eğer kafes kiriş yerine plaka olsaydı şekil değiştirme enerjisi formülü şu şekilde olurdu:

$$U = \frac{L_m}{2} \cdot \int_{A_i} \tau_i \cdot \gamma_i \cdot dA_i$$

Burada: $\gamma_i = \tau_i / G$ olduğuna göre fomülümüz şu şekilde yazabiliriz:

$$U = \frac{L_m}{2 \cdot G} \cdot \int_{A_i} \tau_i^2 \cdot dA_i$$

Diğer taraftan sabit kalınlık ve genişlikteki plakalarda kayma gerilmeleri $\tau_i = q / t_i$ ve plaka alanı $A_i = h_i \cdot t_i$ olduğu için formülümüz F 33 ile gözüken şekli alır.

$$U = \frac{L_m \cdot q^2}{2 \cdot G} \cdot \frac{h_m}{t^*} \qquad \text{F 33}$$

L_m	mm	Modül boyu
q	N/mm	Kayma akımı
G	MPa	Kayma modülü
h_m	mm	Modül yüksekliği
t*	mm	Düşünülen sac kalınlığı

Diğer taraftan kafes kirişin modüldeki şekil değiştirme enerjisini hesaplayıp F 33 ile eşit olması gerektiğini düşünürsek modül için düşünülen sac kalınlığını buluruz.

Bir çubuğun şekil değiştirme enerjisi onu etkileyen eksenel kuvvete göre hesaplanır:

Eksenel kuvvet sabitse $$U_ç = \frac{F^2 \cdot L_ç}{2 \cdot E \cdot A_ç}$$

Eksenel kuvvet sıfırdan maksimuma değişiyorsa $$U_ç = \frac{F^2 \cdot L_ç}{6 \cdot E \cdot A_ç}$$

Burada çubuklardaki eksenel kuvvetini kayma akımı ile ifade edelim.

$$F_ç = q \cdot L_ç$$

Bu bilgilerden sonra çubukların şekil değiştirme enerjisini hesaplayarak kafes kiriş modülünün toplam şekil değiştirme enerjisini Şekil 21 verilerine göre bulalım ve F 33 ile karşılaştırılacak şekle sokalım. Diğer taraftan klasik eğilme teorisine göre hesaplarda emniyetli sonuç almak için alt ve üst kuşak çubuklarının alanlarının 4 katının alınması faydalıdır.

Alt kuşak çubuğu, P1, kuvvet değişken $$U_1 = \frac{(q \cdot L_1)^2 \cdot L_1}{6 \cdot E \cdot 4 \cdot A_1} \qquad U_1 = \frac{q^2}{2 \cdot E} \cdot \frac{L_1^3}{12 \cdot A_1}$$

Üst kuşak çubuğu, P2, kuvvet değişken $$U_2 = \frac{(q \cdot L_2)^2 \cdot L_2}{6 \cdot E \cdot 4 \cdot A_2} \qquad U_2 = \frac{q^2}{2 \cdot E} \cdot \frac{L_2^3}{12 \cdot A_2}$$

Dikme çubuğu, P3, kuvvet sabit $$U_3 = \frac{(q \cdot L_3)^2 \cdot L_3}{2 \cdot E \cdot A_3} \qquad U_3 = \frac{q^2}{2 \cdot E} \cdot \frac{L_3^3}{A_3}$$

Köşegen çubuğu, P4, kuvvet sabit $$U_4 = \frac{(q \cdot L_4)^2 \cdot L_4}{2 \cdot E \cdot A_4} \qquad U_4 = \frac{q^2}{2 \cdot E} \cdot \frac{L_4^3}{A_4}$$

$$U = \frac{q^2}{2 \cdot E} \cdot \left[\frac{L_m^3}{12} \cdot \left(\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} \right) + \frac{L_3^3}{A_3} + \frac{L_4^3}{A_4} \right] \qquad \text{F 34}$$

q	N/mm	Kayma akımı
E	MPa	Elastiklik modülü
L_i	mm	Boy, indeksine göre
A_i	mm^2	Alan, indeksine göre

F 33 ile F 34 birer tarafları eşit olduğundan diğer taraflarını eşıit yazıp düşünülen sac kalınlığı "t*" yi hesaplayalım.

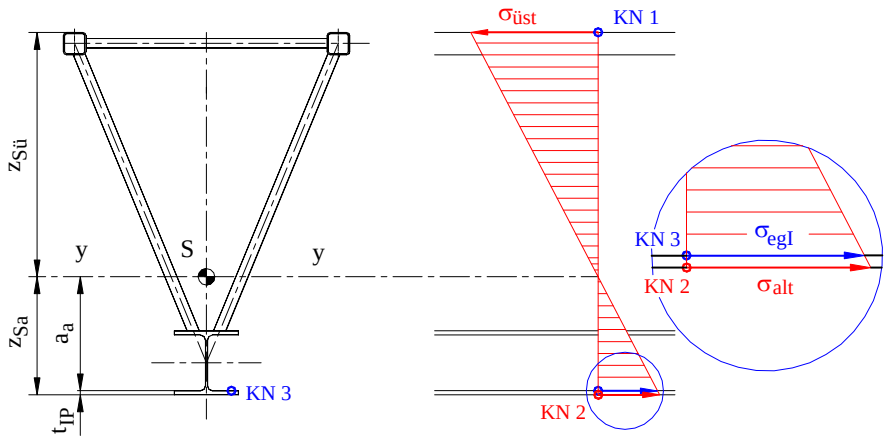
$$\frac{L_m \cdot q^2}{2 \cdot G} \cdot \frac{h_m}{t^*} = \frac{q^2}{2 \cdot E} \cdot \left[\frac{L_m^3}{3} \cdot \left(\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} \right) + \frac{L_3^3}{A_3} + \frac{L_4^3}{A_4} \right]$$

$$t^* = \frac{E}{G} \cdot \frac{L_m \cdot h_m}{\frac{L_m^3}{12} \cdot \left(\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2}\right) + \frac{L_3^3}{A_3} + \frac{L_4^3}{A_4}} \qquad \text{F 35}$$

F 35 ile verilen notasyonlar yukarıda belirlenmiştir. Torsiyon hakkında detaylı bilgi için literatür; "Kollbrunner/Basler ın yazdığı, Torsion, Springer Verlag" a bakınız.

1.4.1.4 Sistemde kritik noktalar

Mukavemet hesabı sistemin kritik noktalarına "KN" (bkz Şekil 22) göre yapılır. Statik mukavemet kontrolünü kritik nokta sırasına göre yapalım.



Şekil 22, Sistemin mukavemet için kritik yerleri

1.4.1.5 Kirişin klasik eğilme gerilmesi

Önce kirişteki klasik eğilme gerilmesi formül F 36 ile hesaplanır.

$$\sigma_{max} = \sigma_{üst} = k_B \cdot (\sigma_1 + \sigma_2 + \psi_K \cdot \sigma_3 + \sigma_4 + \sigma_5) \leq \sigma_{StçEM} \qquad \text{F 36}$$

σ_{max}	MPa	Kirişte maksimum gerilme, Kirişin üst kuşağında
$\sigma_{üst}$	MPa	Kirişin en üst noktasındaki gerilme
k_B	1	Yükleme grubu katsayısı
σ_1	MPa	Kirişin kendi ağırlığından oluşan normal gerilme
σ_2	MPa	Ceraskal ve araba kendi ağırlığından oluşan normal gerilme
ψ_K	1	Kaldırma yükü (Dinamik) katsayısı
σ_3	MPa	Kaldırma yükü ağırlığından oluşan normal gerilme
σ_4	MPa	Yatay atalet kuvvetlerinden oluşan normal gerilme
σ_5	MPa	Araba kasılmasından oluşan normal gerilme
$\sigma_{StçEM}$	MPa	Malzemenin statik emniyetli çekme mukavemet değeri

Formül F 36 ile verilen kısmi eğilme gerilmelerinin nasıl hesaplanacağı çeşitli dosyalarda anlatılmasına rağmen burada kısaca sırasıyla hesaplayalım.

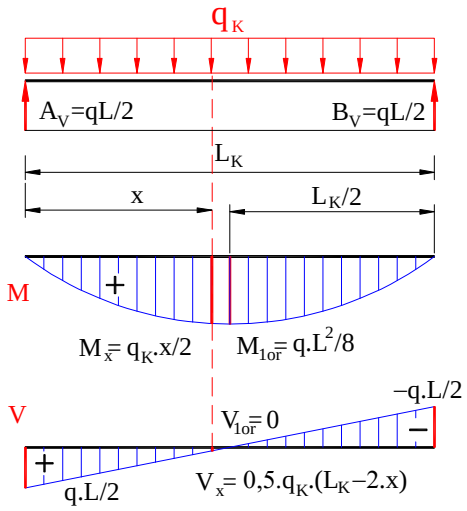
1.4.1.5.1 Kirişin kendi ağırlığından oluşan normal gerilme "σ_1"

Önce gerilmeyi hangi kesitte hesaplayacağımıza karar verelim. Yük ve arabadan oluşan maksimum momenti yeri "x_{Mmax}" formül F 37 ile hesaplanır ve hesabın yapılacağı kesittir.

$$x_{M\,max} = 0{,}25 \cdot (2 \cdot L_K - L_{TA}) \qquad \text{F 37}$$

L_K	cm	Kiriş boyu
L_{TA}	cm	Arabanın tekerlek eksenleri mesafesi

Eğer bu değer kiriş ortası değerine yakın ise pratikte hesap kirişin orta kesitinde yapılır.



Şekil 23, Kirişin kendi ağırlığının gerilmesi

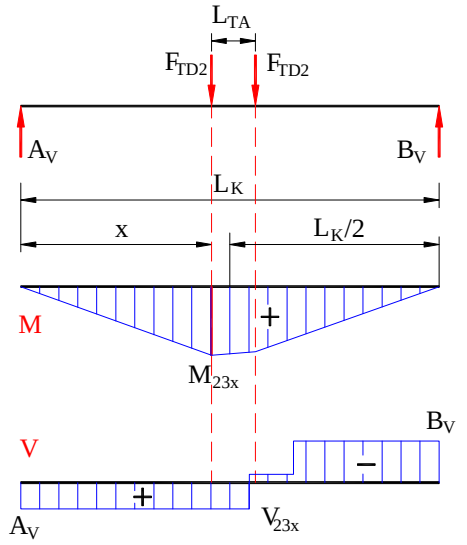
Kirişin kendi ağırlığından oluşan moment Şekil 23 ile görüldüğü gibi,

$$M_1 = \varphi_K \cdot \frac{q_K \cdot L_K^2}{8}$$

$$\boxed{\sigma_1 = \frac{M_1}{W_{ySis}}} \qquad \text{F 38}$$

σ_1	MPa	Kirişin kendi ağırlığından oluşan gerilme
M_1	Nmm	Kirişin kendi ağırlığından oluşan moment
W_{1ySis}	mm^3	Sistemin y eksenine göre karşı koyma momenti

1.4.1.5.2 Ceraskal ve araba kendi ağırlığından oluşan normal gerilme "σ_2"



Şekil 24, Ceraskal ve arabanın gerilmesi

Ceraskal ve araba kendi ağırlığından oluşan moment Şekil 24 ile görüldüğü gibi,

$$M_2 = \frac{F_A}{16 \cdot L_K} \cdot (2 \cdot L_K - L_{TA})^2$$

$$\boxed{\sigma_2 = \frac{M_2}{W_{ySis}}} \qquad \text{F 39}$$

σ_2	MPa	Ceraskal ve arabanın kendi ağırlığından oluşan gerilme
M_2	Nmm	Ceraskal ve arabanın kendi ağırlığından oluşan moment
W_{ySis}	mm^3	Sistemin y eksenine göre karşı koyma momenti
F_A	N	Ceraskal ve arabanın kendi ağırlğının kuvveti

1.4.1.5.3 Yükün ağırlığından oluşan normal gerilme "σ_3"

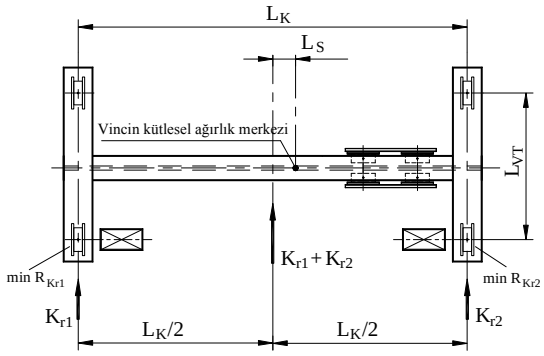
Yükün ağırlığından oluşan moment Şekil 24 ile görüldüğü gibi Ceraskal ve arabanın kendi ağırlığından oluşan moment gibi hesaplanır.

$$M_3 = \frac{F_Y}{16 \cdot L_K} \cdot (2 \cdot L_K - L_{TA})^2$$

$$\boxed{\sigma_3 = \frac{M_3}{W_{ySis}}} \qquad \text{F 40}$$

σ_3	MPa	Yükün kendi ağırlığından oluşan gerilme
M_3	Nmm	Yükün kendi ağırlığından oluşan moment
W_{ySis}	mm^3	Sistemin y eksenine göre karşı koyma momenti
F_Y	N	Yükün kendi ağırlık kuvveti
L_K	mm	Kirişin boyu
L_{TA}	mm	Arabanın tekerlek eksenleri mesafesi

1.4.1.5.4 Atalet kuvvetlerinden oluşan normal gerilme "σ_4"



Şekil 25, Atalet kuvvetlerinin gerilmesi

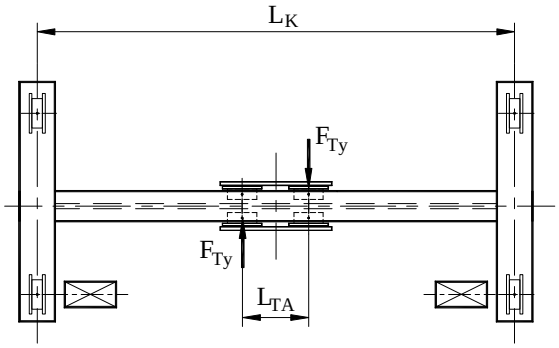
Atalet kuvvetlerinden oluşan moment Şekil 25 ile görüldüğü gibi şu şekilde hesaplanır (Formülün çıkarılması için diğer dosyalara bakınız.).

$$M_4 = 0{,}075 \cdot L_K \cdot (\varphi_K \cdot q_K \cdot L_K + F_A)$$

$$\boxed{\sigma_4 = \frac{M_4}{W_{zSis}}} \qquad \text{F 41}$$

σ_4	MPa	Atalet kuvvetlerinden oluşan gerilme
M_4	Nmm	Atalet kuvvetlerinden oluşan moment
W_{zSis}	mm^3	Sistemin z eksenine göre karşı koyma momenti
F_A	N	Ceraskal ve arabanın kendi ağırlık kuvveti

1.4.1.5.5 Araba kasılmasından oluşan normal gerilme "σ_5"



Şekil 26, Araba kasılmasının gerilmesi

Araba kasılmasından oluşan moment Şekil 26 ile görüldüğü gibi şu şekilde hesaplanır (Formülün çıkarılması için diğer dosyalara bakınız.).

$$M_5 = \frac{F_{TD} \cdot L_{TA}}{5}$$

$$\boxed{\sigma_5 = \frac{M_5}{W_{zSis}}} \qquad \text{F 42}$$

σ_5	MPa	Araba kasılmasından oluşan gerilme
M_5	Nmm	Araba kasılmasından oluşan moment
W_{zSis}	mm^3	Sistemin z eksenine göre karşı koyma momenti
F_{TD}	N	Tekerlek grubu dik kuvveti

Böylece formül F 36 ile verilmiş olan bütün değerleri hesaplamış olur ve malzemenin basma mukavemet değeri "σ_{StbEM}" ile kirişin üst kuşağında oluşan maksimum basma "σ_{max}" gerilmesini karşılaştırıp karar verebiliriz.

1.4.1.5.6 Kirişin max eğilme gerilmesi "σ_{max}"

Kirişin max eğilme gerilmesi üst kuşakta, kritik nokta 1 de "KN 1" oluşur.

$$\boxed{\sigma_{max} = \sigma_{üst}} \qquad \text{F 43}$$

1.4.1.5.7 Kirişin min eğilme gerilmesi "σ_{min}"

Kirişin min eğilme gerilmeside üst kuşakta oluşur.

$$\boxed{\sigma_{min} = \sigma_1 + \sigma_2} \qquad \text{F 44}$$

1.4.1.6 Sistemin 1. Kritik noktasında kontrol

1. Kritik noktada karşılaştırma gerilmesi için sistemin üst kuşağının üst kısmındaki toplam gerilme formül F 45 ile bulunur ve malzemenin emniyetli statik basma mukavemet değeri "σ_{StbEM} " ile karşılaştırılır, bkz. Şekil 22 .

$$\boxed{\sigma_{karKN1} = \sqrt{\sigma_{üst}^2 + 3 \cdot \tau_{toSis}^2} \le \sigma_{StbEM}} \qquad \text{F 45}$$

$\sigma_{üst}$	MPa	Sistemin üst kuşağında oluşan eğilme gerilmesi, bkz F 36
τ_{toSis}	MPa	Sistemin toplam kayma gerilmesi , bkz F 30
σ_{StbEM}	MPa	Malzemenin emniyetli basma mukavemeti

1.4.1.7 Sistemin 2. Kritik noktasında kontrol

Kirişin 2. Kritik noktasındaki kontrol için alt kuşağın alt moktasındaki gerilme formül F 46 ile bulunur ve malzemenin statik çekme mukavemet değeri "$\sigma_{StçEM}$ " ile karşılaştırılır, bkz. Şekil 22.

$$\sigma_{karKN2} = \sigma_{alt} = \sigma_{üst} \frac{z_{Sa}}{z_{Sü}} \leq \sigma_{StçEM} \qquad \text{F 46}$$

σ_{alt}	MPa	Kirişin alt kenarındaki gerilme
$\sigma_{üst}$	MPa	Kirişin üst kenarındaki gerilme
z_{Sa}	mm	Ağırlık merkezi ile kirişin alt kenarının mesafesi
$z_{Sü}$	mm	Ağırlık merkezi ile kirişin üst kenarının mesafesi
$\sigma_{StçEM}$	MPa	Kiriş malzemesinin statik çekme mukavemet değeri

1.4.1.8 Sistemin 3. Kritik noktasında kontrol

Burada normal eğilme gerilmesinin yanısıra arabanın profil kuşağında yürümesinden dolayı ek gerilmeler oluşacağından bu ek gerilmelerinde hesaplanıp karşılaştırma gerilmesini bulmamız gerekir. Karşılaştırma gerilmesi "Huber - Mieses - Hencky" nin Biçim değiştirme işi hipotezine göre formül F 47 ile hesaplanır.

$$\sigma_{karKN3} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{max}^2} \leq \sigma_{StçEM} \qquad \text{F 47}$$

σ_{kar}	MPa	Kirişin 3. Kritik noktasındaki karşılaştırma gerilmesi
σ_x	MPa	Kirişin KN 3 noktasında x-yönündeki toplam gerilme, F 48
σ_y	MPa	Kirişin KN 3 noktasında y-yönündeki toplam gerilme, F 51
τ_{max}	MPa	Maksimum torsiyon gerilmesi, F 32
$\sigma_{StçEM}$	MPa	Kiriş malzemesinin statik çekme mukavemet değeri

1.4.1.8.1 x-yönündeki normal gerilme "σ_x"

x-yönündeki normal gerilmenin düzeltme faktörü "$\varepsilon_{Dü}$" ile genişletilmiş hali kirişin KN 3 deki eğilme gerilmesi "σ_{egI}" ile toplamı bize x-yönündeki toplam gerilmeyi verir.

$$\sigma_x = \sigma_{egI} + \sigma_{Fx} \qquad \text{F 48}$$

$$\sigma_{Fx} = \varepsilon_{Dü} \cdot \sigma_{Fx1} \qquad \text{F 49}$$

σ_x	MPa	Kirişin KN 1 noktasında x-yönündeki toplam gerilme
σ_{egI}	MPa	Kirişin KN 3 deki eğilme gerilmesi, F 50
σ_{Fx}	MPa	Profilin alt kuşağında x-yönünde oluşan düzeltilmiş gerilme
$\varepsilon_{Dü}$	1	Gerilme düzeltme faktörü, 0,75 kabul edilir
σ_{Fx1}	MPa	Profilin alt kuşağında x-yönünde oluşan gerilme

Kirişin KN 3 deki eğilme gerilmesi

$$\sigma_{egI} = \sigma_{alt} \frac{z_{Sa} - t_{IP}}{z_{Sa}} \qquad \text{F 50}$$

σ_{egI}	MPa	Kirişin KN 3 deki eğilme gerilmesi
σ_{alt}	MPa	Kirişin alt kenarındaki gerilme
z_{Sa}	mm	Ağırlık merkezi ile kirişin alt kenarının mesafesi
t_{IP}	mm	Profilin alt kuşak kalınlığı

1.4.1.8.2 y-yönündeki normal gerilme "σ_y"

y-yönündeki normal gerilme düzeltme faktörü "$\varepsilon_{Dü}$" ile genişletilmiş hali bize y-yönündeki ek gerilmeyi verir. Profilde y-yönünde eğilme gerilmesi olmadığı için bu KN 3 deki y-yönündeki toplam gerilmedir.

$$\sigma_{Fy} = \varepsilon_{Dü} \cdot \sigma_{Fy1} \qquad \text{F 51}$$

$$\sigma_y = \sigma_{Fy} \qquad \text{F 52}$$

σ_{Fy}	MPa	Profilin alt kuşağında y-yönünde oluşan düzeltilmiş gerilme
$\varepsilon_{Dü}$	1	Gerilme düzeltme faktörü
σ_{Fy1}	MPa	Profilin alt kuşağında y-yönünde oluşan gerilme
σ_y	MPa	Kirişin KN 3 noktasında y-yönündeki toplam gerilme

1.4.1.9 Malzemenin statik emniyetli mukavemet değeri

Her nekadar kontroller sürekli dinamik emniyet mukavemet değerine göre yapılacaksa da, karşılaştırma gerilmesinin hiç bir zaman malzemenin statik emniyetli mukavemet değerini aşmaması gerekir.

Tablo 4, Statik gerilmeler ve stabilite için malzemenin emniyetli mukavemet değerleri

Malzeme cinsi		Yükleme hali	Emniyetli karşılaştırma mukavemeti değerleri	Emniyetli çekme mukavemeti değerleri	Emniyetli basma mukavemeti değerleri	Emniyetli kayma mukavemeti değerleri
Sembol	Normu		$\sigma_{çEM}$ MPa		σ_{bEM} MPa	τ_{em} MPa
St 37	DIN 17 100	H	160		140	92
		HZ	180		160	104
St 52-3	DIN 17 100	H	240		210	138
		HZ	270		240	156

Yükleme hali HS için H-halindeki değerler % 30 büyük alınır. Yani HS-Değeri = 1,3 x H-Değeri.

1.4.2 Dinamik mukavemet kontrolü

Dinamik mukavemet kontrolü karşılaştırma gerilmesinin malzemenin dinamik emniyetli mukavemet değeri ile karşılaştırılarak yapılır. Karşılaştırma F 53 ile verilen şartı yerine getirmelidir. Hesaplanan emniyet katsayısı bire eşit veya büyük olmalıdır.

$$S_{Hes} = \frac{\sigma_{dEM}}{\sigma_{kar}} \geq 1 \qquad \text{F 53}$$

σ_{dEM}	MPa	Malzemenin dinamik emniyetli mukavemet değeri
σ_{kar}	MPa	Konstrüksiyonun karşılaştırma gerilmesi

F 53 ile yapılan kontrolda olumlu sonuç verirse konstrüksiyon fonksiyonunu kolaylıkla yapacak demektir.

1.4.2.1 Malzemenin dinamik emniyetli mukavemet değeri

Malzemenin sürekli dinamik emniyetli mukavemet değeri daha çok sınır değerler oranı "κ" ile çentik etkisine bağlıdır. Sınır değerler oranı "κ" (kapa) şu şekilde bulunur:
Gerilmeler kuvvet ile doğru orantılı olduğundan, gerilmeler oranı yerine kuvvet oranı yazmakta bir sakınca yoktur. Sınır değerler oranı κ'nın hesaplanmasında kuvvetin değeri ve yönü göz önüne alınmalıdır. Bunu daha açık olarak belirtmek istersek:

$$\kappa = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{F_{min}}{F_{max}}$$

Statik yüklemede	$F_{min} = F_{max}$ $\sigma_{min} = \sigma_{max}$	ise	$\kappa = +1$
Dalgalı dinamik yüklemede	$F_{min} \geq 0$ ve $F_{max} > +1$ $\sigma_{min} \geq 0$ ve $\sigma_{max} > +1$	ise	$0 \leq \kappa < +1$
	özel hal $\sigma_{min} = 0$	ise	$\kappa = 0$
Değişken dinamik yüklemede	$F_{min} < 0$ ve $F_{max} > 0$ $\sigma_{min} < 0$ ve $\sigma_{max} > 0$	ise	$-1 \leq \kappa < 0$
	özel hal $\lvert\sigma_{min}\rvert = \lvert\sigma_{max}\rvert$	ise	$\kappa = -1$

Bu yükleme durumlarının en kritik olanı tam değişken yükleme, yani κ = -1 halidir. Hesaplarda karşılaştırma mukavemet değeri bu yükleme durumunun etkisindeki çekme gerilmesi için seçilir. Çünkü pratikte görülmüştür ki, basma gerilmesi büyük olmasına rağmen çatlamalar ve bunun sonucunda meydana gelen kopmalar malzemenin çekme etkisi tarafında olmaktadır. Aşağıda Tablo 5 ile malzemenin emniyetli mukavemet değerleri "$\sigma_{D(-1)EM}$" kren konstrüksiyonundaki çentik gruplarına göre verilmiştir.

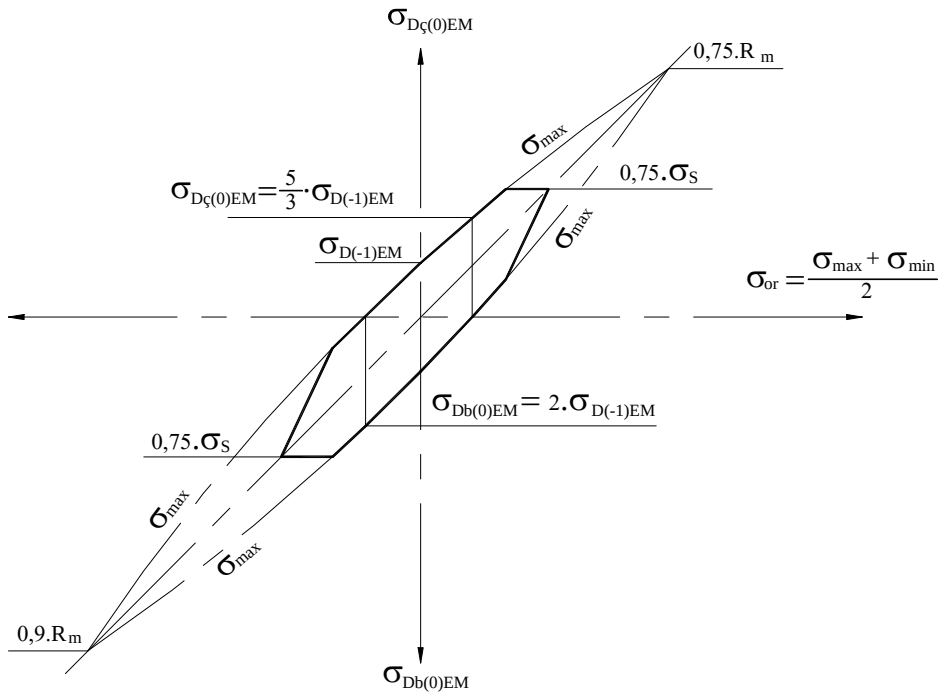
Tablo 5, Çentik etkisindeki malzemenin devamlı mukavemet değeri, κ = -1 için

Malzemenin cinsi	St 37			St 52-3		
Mukavemet değerleri	R_m = 340 MPa R_e = 240 MPa			R_m = 490 MPa R_e = 350 MPa		
Çentik grubu	K2	K3	K4	K2	K3	K4
Yükleme grubu	κ = -1 için malzemenin emniyetli mukavemet değeri $\sigma_{D(-1)EM}$ MPa					
B1	180	180	152	270	254	152
B2	180	180	108	252	180	108
B3	178	127	76	178	127	76
B4	126	90	54	126	90	54
B5	89	63	38	89	63	38
B6	63	45	27	63	45	27

Tablo 4 ve Tablo 5 ile verilen değerlerden de görüldüğü gibi herhangi bir "κ" değeri için $\sigma_{D(\kappa)EM}$ malzeme mukavemet değeri bulunur.

Tablo 6, Malzemenin κ ile bağıntılı Tablo 4 ve Tablo 5 ile verilen değerlerle üst mukavemet değerleri

Değişken bölge $-1 < \kappa < 0$	çekme	$\sigma_{Dç(\kappa)EM} = \frac{5}{3 - 2 \cdot \kappa} \cdot \sigma_{D(-1)EM}$
	basma	$\sigma_{Db(\kappa)EM} = \frac{2}{1 - \kappa} \cdot \sigma_{D(-1)EM}$
Dalgalı bölge $0 < \kappa < +1$	çekme	$\sigma_{Dç(\kappa)EM} = \frac{\sigma_{Dç(0)EM}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{Dç(0)EM}}{0{,}75 \cdot R_m}\right) \cdot \kappa}$
	basma	$\sigma_{Db(\kappa)EM} = \frac{\sigma_{Db(0)EM}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{Db(0)EM}}{0{,}90 \cdot R_m}\right) \cdot \kappa}$



Tablo 7, $\sigma_{D(-1)EM}$ değerleri ile $\sigma_{D(\kappa)EM}$ değerleri arasındaki diyagram

Vinçlerde, özellikle köprülü vinçlerde, $\kappa < 0$ olamaz. Bu demektir ki "κ" negatif değer alamaz. Bu nedenle yalnız dalgalı yüklenme, yani sınır değerler oranı $0 \le \kappa \le +1$ olan gerekli formüller verilmiştir (formüller DIN 15 018 den aktarılmıştır).

Sürekli dinamik emniyetli çekme gerilmesi:

$$\sigma_{D\text{ç}(\kappa)EM} = \frac{5}{3} \cdot \frac{\sigma_{D(-1)EM}}{1 - \left(1 - \frac{5}{3} \cdot \frac{\sigma_{D(-1)EM}}{0{,}75 \cdot R_m}\right) \cdot \kappa} \qquad \text{F 54}$$

Sürekli dinamik emniyetli basma gerilmesi:

$$\sigma_{Db(\kappa)EM} = \frac{5}{3} \cdot \frac{\sigma_{D(-1)EM}}{1 - \left(1 - \frac{5}{3} \cdot \frac{\sigma_{D(-1)EM}}{0{,}90 \cdot R_m}\right) \cdot \kappa} \qquad \text{F 55}$$

Böylelikle hesap konusu kirişteki çentik etkisi ve kirişteki dalgalı gerilme, sınır değerler oranı "κ" ya göre sürekli dinamik emniyet gerilmeleri belirlenmiş olur.

Hesaplanan kirişteki maksimum gerilme σ_{max} dolayısıyla karşılaştırma gerilmesi σ_{kar} malzemenin emniyetli devamlı mukavemet değerinden $\sigma_{D\text{ç}(\kappa)EM}$ küçük veya eşit olması gerekmekle, beraber σ_{max} dolayısıyla σ_{kar} karşılaştırma gerilmesi daha önce Tablo 4 ile verilen emniyetli statik sınır gerilmesini aşmamalıdır.

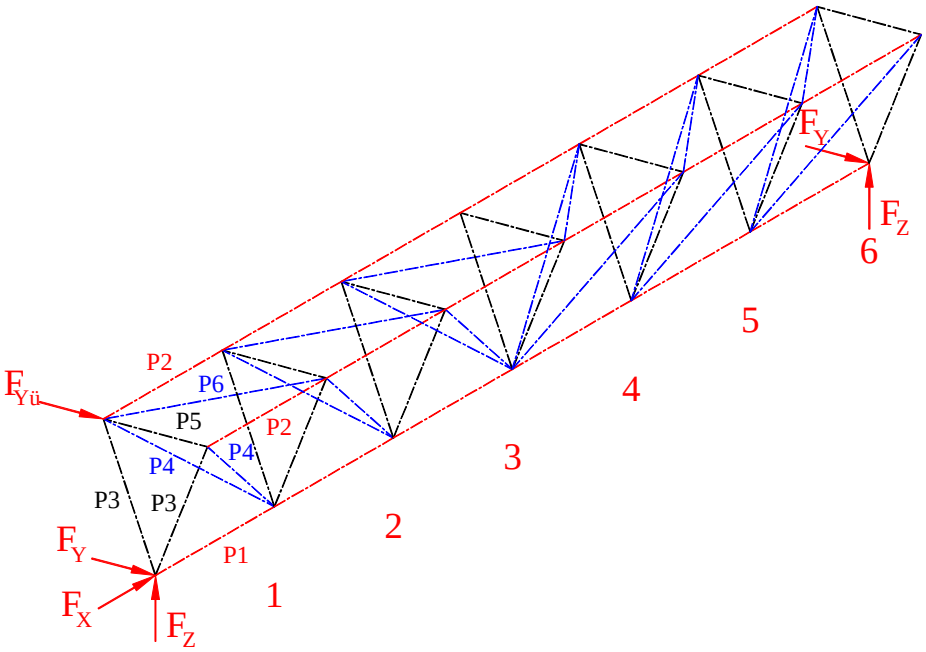
$$\sigma_{kar} \le \sigma_{D\text{ç}(\kappa)EM} \qquad \text{F 56}$$

$$\sigma_{kar} \le \sigma_{\text{ç}EM} \qquad \text{F 57}$$

σ_{kar}	MPa	Konstrüksiyonun karşılaştırma gerilmesi
$\sigma_{D\text{ç}(\kappa)EM}$	MPa	Malzemenin kapaya göre emniyetli çekme mukavemet değeri
$\sigma_{\text{ç}EM}$	MPa	Malzemenin statik emniyetli çekme mukavemet değeri

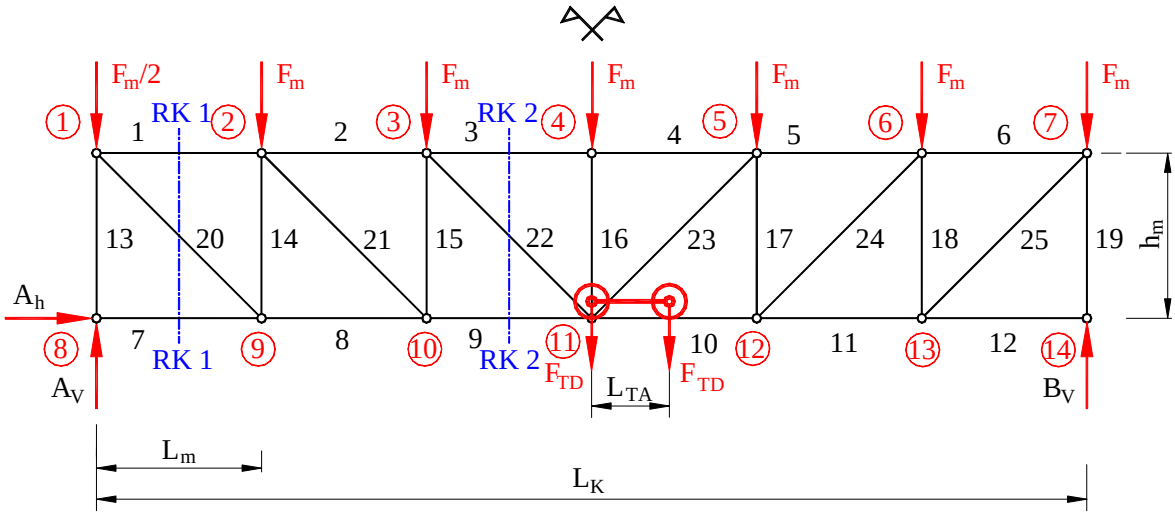
1.5 Sistemde çubukları zorlayan kuvvetler

Hesapları daha iyi anlayabilmek için basit tek kirişli 6 modüllü monoray kirişimizi ele alalım.



Şekil 27, 6 Modüllü monoray kiriş

Her ne kadar sistemimiz hacimsel olsada hesabı düzleme çekip çalışmamız çok daha kolay olacaktır. Konstrüksiyon simetrik olduğundan kirişin yarısını düzlem kafes kiriş olarak ele alalım.



Şekil 28, Düzlem kafes kiriş

1.5.1 Sistemin statik belirliliği

Sistemin statik belirliği formül F 58 ile kontrol edilir. Düzlemde kafes kiriş kontrol faktörü "K_D" sıfır ise sistem statik olarak belirli ve rijittir.

$$K_D = 2 \cdot n_d - n_ç - n_a = 0 \qquad \text{F 58}$$

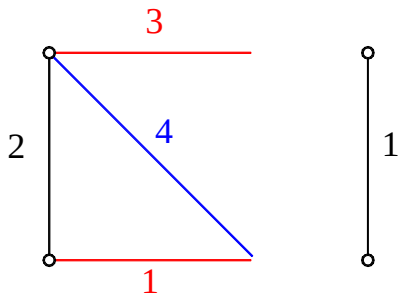
K_D	1	Düzlemde kafes kiriş kontrol faktörü
n_d	1	Sistemde düğümlerin sayısı
$n_ç$	1	Sistemde çubukların sayısı
n_a	1	Sistemde yatak reaksiyonlarının sayısı

1.5.1.1 Sistemde yatak reaksiyonlarının sayısı "n_a"

Sistem statik belirli sistem olduğundan yatak reaksiyonları için bir tarafın sabit yatak, diğer tarafın x-yönünde hareketli y ve z-yönlerinde sabit kabul edilmesi gerekir. A tarafı sabit, B tarafı hareketli kabul edelim. Böylece düzlemde statik belirli sistemde yatak reaksiyonlarının sayısı A tarafında iki, B tarafında bir olmak üzere "3" dür.

$$n_a = 3 \qquad \text{F 59}$$

1.5.1.2 Sistemde çubukların sayısı "$n_ç$"



Şekil 29, Sistemdeki çubukların sayısı

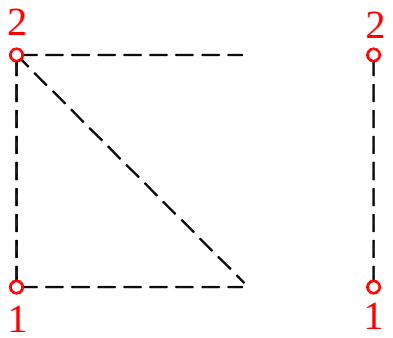
Sistem çift sayıda modülden oluşur. Bunu biz seçeriz ve sayısı bellidir. İki yatak arasındaki modül sayısına "n_2" diyelim.
Şekil 29 ile görüldüğü gibi bir modüldeki çubuk sayılarını belirleyelim "$n_{çm}$". Bu sayı bizim sistemde "4" dür. Modüller sıra ile dizileceğinden en son modülün kapanması gerekir.
Bunun içinde bir dik çubuğa ihtiyaç vardır. Bu Şekil 29 ile gösterilmiştir ve çubuk sayısı "1" dir.

Böylece düzlemsel statik belirli sistemde çubukların sayısı "$n_ç$" formül F 60 ile hesaplanır.

$$n_ç = n_{çm} \cdot n_2 + 1 \qquad \text{F 60}$$

Burada modül sayısı $n_2 = 6$ olduğuna göre sistemdeki çubuk sayısı $n_ç = 25$ dir.

1.5.1.3 Sistemde düğümlerin sayısı "n_d"



Şekil 30, Sistemdeki düğümlerin sayısı

Şekil 30 ile görüldüğü gibi bir modüldeki düğümlerin sayısını belirleyelim "n_{dm}". Bu sayı bizim sistemde "2" dir. Modüller sıra ile dizileceğinden en son modülün kapanması gerekir.

Bunun içinde dik çubuktan oluşan kapama çubuğu Şekil 30 ile gösterilmiştir ve düğümlerin sayısı"2" dir.

Böylece statik belirli düzlem sistemde düğümlerin sayısı "n_d" formül F 61 ile hesaplanır.

$$n_d = n_{dm} \cdot n_2 + 2 \qquad \text{F 61}$$

Burada modül sayısı $n_2 = 6$ olduğuna göre sistemdeki düğümlerin sayısı $n_d = 14$ dür.

1.5.1.4 Sistemin statik belirlilik kontrolü

Sistemin statik belirliği formül F 58 ile kontrol edilirse.

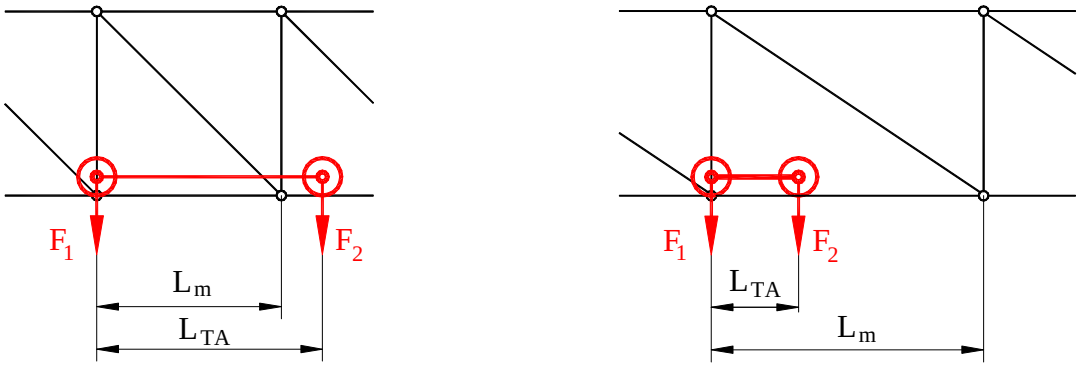
$$K_D = 2 \cdot 14 - 25 - 3 = 0 \qquad \text{F 62}$$

F 62 ile görüldüğü gibi $K_D = 0$ ve sistemimiz statik belirlidir.

Sistemimizin statik belirli olduğu bilindikten sonra sistemde çubukları zorlayan kuvvetler şu yolla hesaplanır.

1.5.2 Düğümde maksimum tekerlek kuvvetleri

Dik çubuklar üst kuşak çubuklarının burkulma boylarını küçültmek için kullanılan yardımcı çubuklardır. Kiriş üzerinde yük hareket ettiğinde yükün etki organı, ki burada araba tekerlekleri, dik çubuğun sağ veya sol tarafındaki modüle girdiğinde dik çubuk düğümü kuvvet etkisinde kalır. Tekerlek dik çubuğun düğüm noktasına doğru geldikçe düğüm kuvveti lineer olarak büyür. En büyük kuvvet tekerleğin çubuk düğüm noktasına geldiğinde olur. Vinçlerde bu durum eğer araba tekerlek mesafesinin modül boyundan büyük olması halinde geçerlidir. Bu ender görülen haldir. Genelde araba tekerlek mesafesinin modül boyundan küçüktür ve düğümü iki tekerlek etkiler. Burada Şekil 31 ile görüldüğü gibi iki ayrı çeşit incelenmelidir.



a) b)

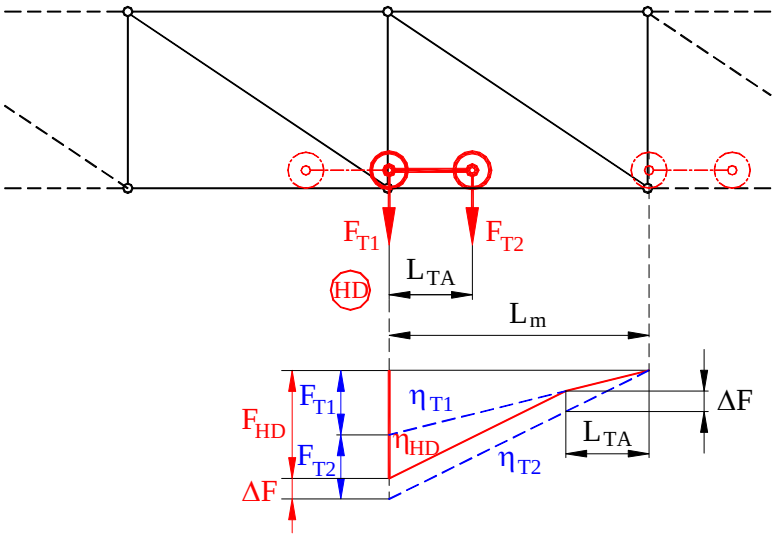
Şekil 31, Düğümde maksimum tekerlek kuvvetleri

Şekil 31 a) ile araba tekerlekler arası modül boyundan büyük ($L_{TA} > L_m$) olduğu zaman görülür ve hesaplanan düğümdeki (F_{HD}) maksimum kuvvetler formül F 63 ile hesaplanır:

$$F_{HD} = F_1 \quad \text{veya} \quad F_{HD} = F_2 \qquad \text{F 63}$$

F_{HD}	N	Düğümdeki hesaplanan maksimum kuvvet
F_1	N	1. (Sol) Tekerleğin kuvveti
F_2	N	2. (Sağ) Tekerleğin kuvveti

Şekil 31b) ile araba tekerlekler arası modül boyundan küçük ($L_{TA} < L_m$) olduğu zaman görülür ve hesaplanan düğümdeki (F_{HD}) maksimum kuvvetler formül F 64 ile hesaplanır::



Şekil 32, Düğümde maksimum tekerlek kuvvetleri

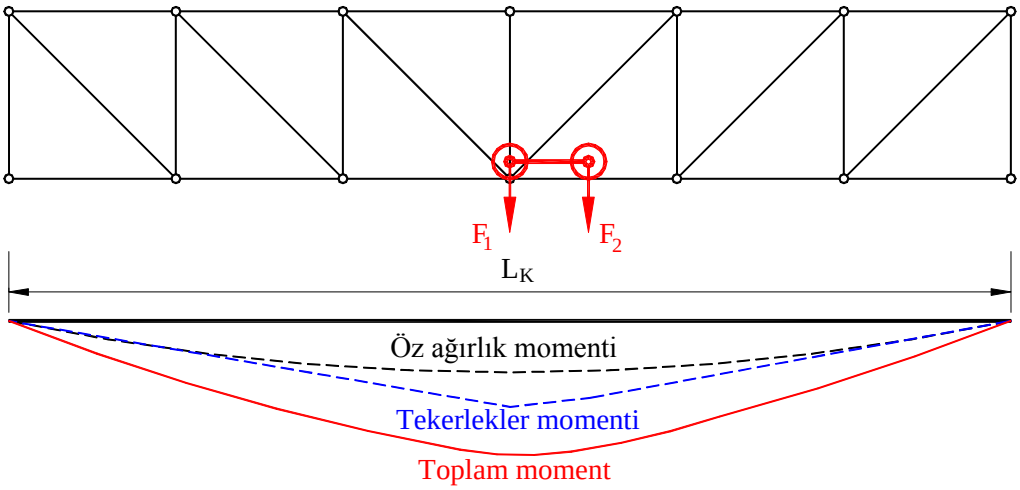
$$F_{HD} = F_1 + F_2 \cdot \left(1 - \frac{L_{TA}}{L_m}\right) \qquad \text{F 64}$$

F_{HD}	N	Düğümdeki hesaplanan maksimum kuvvet
F_1	N	1. (Sol) Tekerleğin kuvveti
F_2	N	2. (Sağ) Tekerleğin kuvveti
L_{TA}	mm	Tekerlek eksenleri mesafesi
L_K	mm	Modül boyu

1.5.3 Alt ve üst kuşak çubuklarını zorlayan kuvvetler

Alt ve üst kuşak çubukları sistemin eğilme momentinden oluşan eksenel kuvvetleri taşıyacakları için momentin maksimum olduğu kirişin orta bölgelerindeki alt ve üst kuşak çubukları ile hesaplar yapılır, bkz Şekil 33. Hesapları daha kolay anlayabilmek için bazı kabuller yapalım.

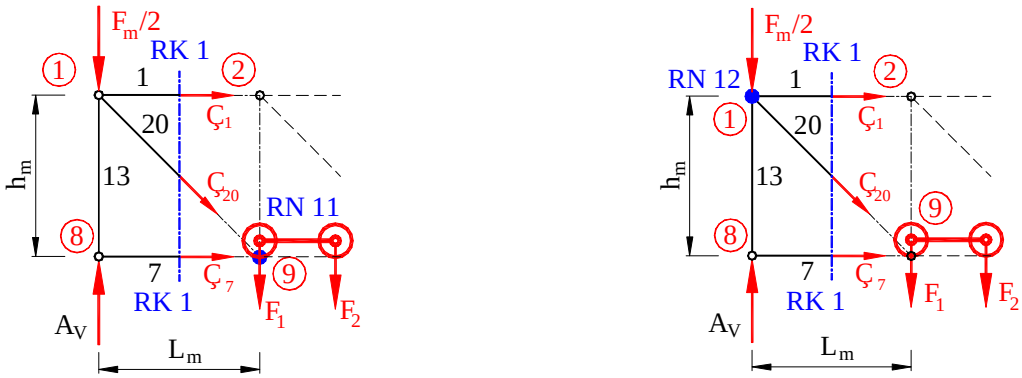
$F_1 = F_2$ ve $L_{TA} = 0{,}5.L_m$



Şekil 33, Kirişte moment dağılımı

Şekil 33 ile kirişte moment dağılımı görülmektedir. Moment yataklarda sıfır ve ortaya doğru büyümektedir ve aşağı yukarı ortada maksimum değerine ulaşır. Burada sistemin A yatağı modülü ile orta sol modülünün alt ve üst kuşak hesaplarını yapalım.

1. Ritter kesiti:



Şekil 34, 1. Ritter kesiti

Kirişin kendi ağırlığından A_V kuvveti: $A_{Vq} = \frac{6 \cdot F_m}{2}$ $A_{Vq} = 3 \cdot F_m$

1. Tekerlek (sol tekerlek) 9 numaralı düğümde iken A_V kuvveti:

$$A_{VFT} \cdot 6 \cdot L_m - F_1 \cdot 5 \cdot L_m - F_2 \cdot 4{,}5 \cdot L_m = 0$$

$$A_{VFT} \cdot 6 \cdot L_m - F_1 \cdot 9{,}5 \cdot L_m = 0 \qquad A_{VFT} = \frac{9{,}5}{6} \cdot F_1$$

1. Ritter kesitinde A_{V1} kuvveti: $A_{V1} = 3 \cdot F_m + \frac{9{,}5}{6} \cdot F_1$

Şekil 34 ile 1. Ritter kesiti görülmektedir. Önce Şekil 34 a) ile görülen RK 1, RN 11 i ele alalım.

RN11, düğüm noktası 9 da momentlerin toplamı sıfırdır. $\Sigma M_9 = 0$

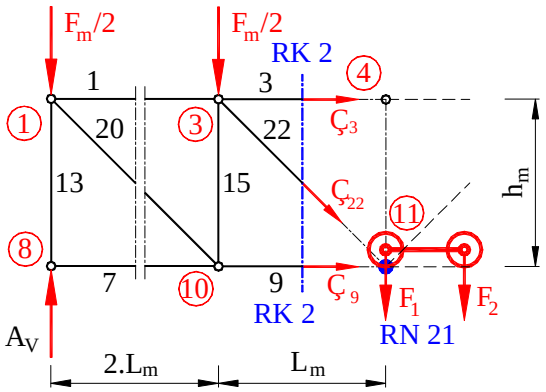
$A_V \cdot L_m - 0{,}5 \cdot F_m \cdot L_m + Ç_1 \cdot L_m = 0$ buradan $Ç_1 = -A_{V1} + 0{,}5 \cdot F_m$

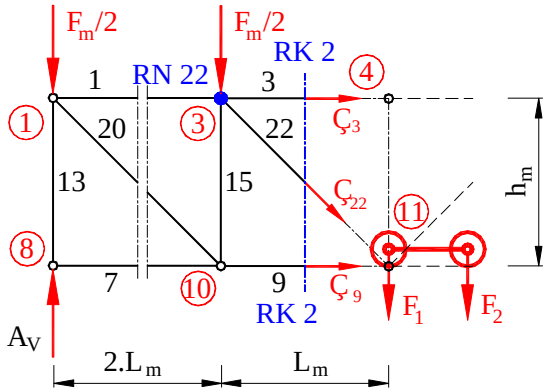
Şekil 34 b) ile görülen RK 1, RN 12 yi ele alalım.

RN12, düğüm noktası 1 de momentlerin toplamı sıfırdır. $\Sigma M_1 = 0$

$Ç_7 \cdot L_m = 0$ buradan $Ç_7 = 0$

2. Ritter kesiti:





Şekil 35, 2. Ritter kesiti

Kirişin kendi ağırlığından A_V kuvveti: $A_{Vq} = \frac{6 \cdot F_m}{2}$ $A_{Vq} = 3 \cdot F_m$

1. Tekerlek (sol tekerlek) 11 numaralı düğümde iken A_V kuvveti::

$$A_{VFT} \cdot 6 \cdot L_m - F_1 \cdot 3 \cdot L_m - F_2 \cdot 2{,}5 \cdot L_m = 0$$

$$A_{VFT} \cdot 6 \cdot L_m - F_1 \cdot 5{,}5 \cdot L_m = 0 \qquad A_{VFT} = \frac{5{,}5}{6} \cdot F_1$$

2. Ritter kesitinde A_{V2} kuvveti: $A_{V2} = 3 \cdot F_m + \frac{5{,}5}{6} \cdot F_1$

Şekil 35 ile 2. Ritter kesiti görülmektedir. Önce Şekil 35 a) ile görülen RK 2, RN 21 i ele alalım.

RN 21, düğüm noktası 11 de momentlerin toplamı sıfırdır. $\Sigma M_{11} = 0$

$A_{V2} \cdot 3 \cdot L_m - 4{,}5 \cdot F_m \cdot L_m + Ç_3 \cdot L_m = 0$ buradan $\underline{\underline{Ç_3 = -3 \cdot A_{V2} + 4{,}5 \cdot F_m}}$

Şekil 35 a) ile görülen RK 2, RN 22, düğüm noktası 3 e momentlerin toplamı sıfırdır. $\Sigma M_3 = 0$

$A_{V2} \cdot 2 \cdot L_m - 2 \cdot F_m \cdot L_m + Ç_9 \cdot L_m = 0$ buradan $\underline{\underline{Ç_9 = -3 \cdot A_{V2} + 2 \cdot F_m}}$

Burada üst çubukları karşılaşırırsak $Ç_3$ çubuk kuvvetinin $Ç_1$ çubuk kuvvetinden büyük olduğunu görürüz.

$Ç_1$ çubuğu		$Ç_3$ çubuğu
$Ç_1 = -A_{V1} + 0{,}5 \cdot F_m$		$Ç_3 = -3 \cdot A_{V2} + 4{,}5 \cdot F_m$
$A_{V1} = 3 \cdot F_m + \frac{9{,}5}{6} \cdot F_1$		$A_{V2} = 3 \cdot F_m + \frac{5{,}5}{6} \cdot F_1$
$Ç_1 = -\left(3 \cdot F_m + \frac{9{,}5}{6} \cdot F_1\right) + 0{,}5 \cdot F_m$		$Ç_3 = -3 \cdot \left(3 \cdot F_m + \frac{5{,}5}{6} \cdot F_1\right) + 4{,}5 \cdot F_m$
$Ç_1 = -2{,}5 \cdot F_m - \frac{9{,}5}{6} \cdot F_1$		$Ç_3 = -4{,}5 \cdot F_m - \frac{5{,}5}{2} \cdot F_1$

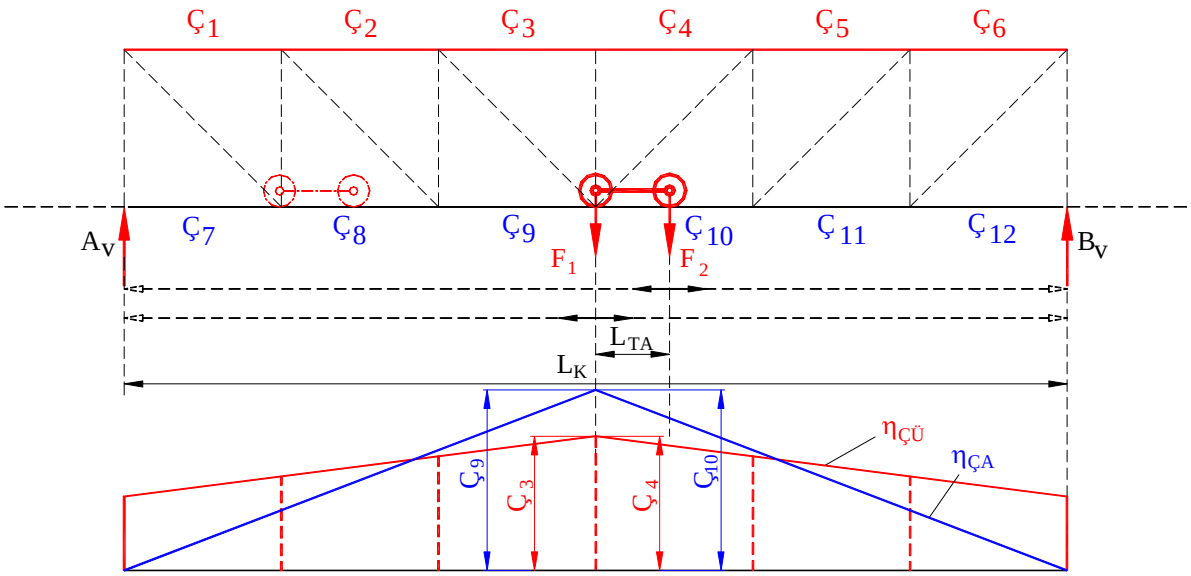
Gayet açık olarak $Ç_3$ ün $Ç_1$ den büyük olduğu görülmektedir. Burada birim değeri olarak F_m = 1kN ve F_1 = 1 kN kabul edersek;

$$Ç_1 = -4{,}083 \text{ kN} \qquad Ç_3 = -7{,}25 \text{ kN}$$

değerlerini buluruz.

$$Ç_9 = -3 \cdot A_{V2} + 2 \cdot F_m \qquad Ç_9 = -3 \cdot \left(3 \cdot F_m + \frac{5{,}5}{6} \cdot F_1\right) + 2 \cdot F_m \qquad \underline{\underline{Ç_9 = -7 \cdot F_m - \frac{5{,}5}{2} \cdot F_1}}$$

Yataklara yakın yerdeki alt ve üst kuşak çubukları minimum kuvvetle zorlanırlar. Statik belirli sistemlerde etki çizgileri doğru olacağından alt ve üst kuşak çubuklarının etki çizgileride Şekil 36 ile görülmektedir.

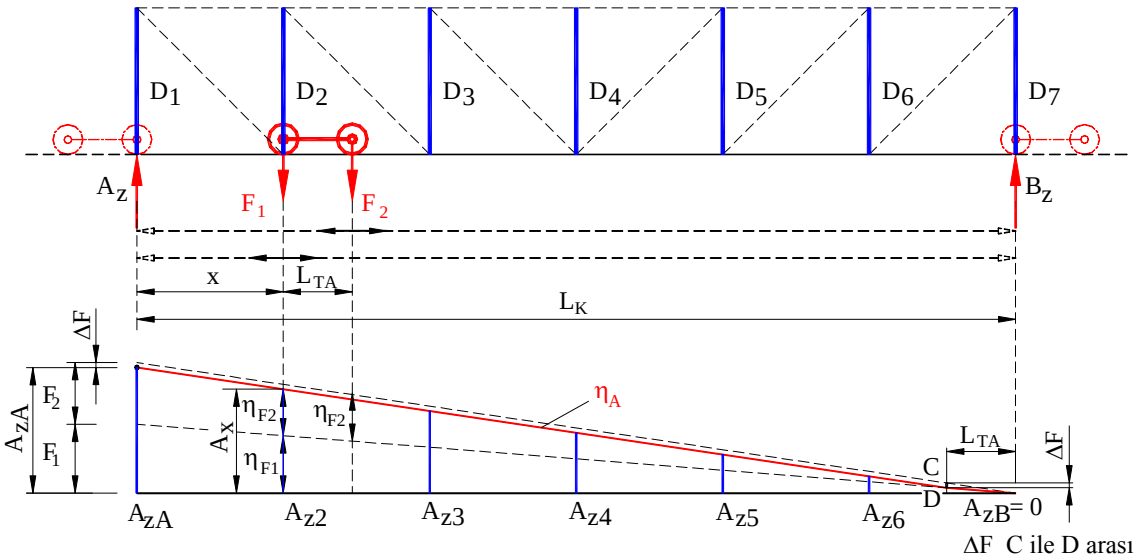


Şekil 36, Alt ve üst kuşak çubuklarının etki çizgileri

Burada düzlemde yapılan hesaplar konstrüksiyona göre hacimde iki adet olan çubuk bir adet olarak gösterilip hesaplar yapılmıştır. Bunu dikkate alarak tek çubuğu zorlayan kuvvet hesaplanmalıdır.

1.5.4 Dikme çubuklarını zorlayan kuvvetler

Dikme çubuklarının hesabı ***Düğümde Denge Metodu*** ile yapılır. Üç yüzeydeki dikme çubukları yatak ve tekerlek kuvvetlerini taşıyacağından, tekerlekler yataklara en yakın durumda iken çubukları zorlayan kuvvetler maksimum olacaktır. Dikme çubuklarının minimum zorlanması tekerleklerin kirişin ortasında olması halindedir. Dikme çubuklarının etki çizgileride Şekil 37 ile görülmektedir. Şekil 37 ile sabit aralıkla hareket eden iki kuvvetin A yatağına etki çizgisi görülmektedir. Burada $F_1 \geq F_2$ kabul edilmiştir ve maksimum kuvvet A tarafında oluşur. Bu durumdan dolayı B yatağının etki çizgisi önemli değildir.



Şekil 37, Dikme çubuklarının etki çizgileri

1. (sol) tekerlek herhangi bir dikmenin üzerindeyken A yatağını z-yönünde toplam etki eden kuvvet etki ordinatlarının toplamı kadardır. F 65 ile yatak kuvveti etki ordinatlarıyla hesaplanması görülür. F 66 ile A yatağındaki maksimum kuvvet hesaplanır.

$$A_{zi} = \eta_{F1} \cdot F_1 + \eta_{F2} \cdot F_2 \qquad \text{F 65}$$

$$A_{z\,max} = F_1 + F_2 - \Delta F \qquad \text{F 66}$$

A_{zi}	N	A yatağının sol tekerlek i noktasında iken toplam etki kuvveti
η_{F1}	1	1. (Sol) ;Tekerleğin etki ordinatı
F_1	N	1. (Sol) Tekerleğin kuvveti
η_{F2}	1	2. (Sağ) Tekerleğin etki ordinatı
F_2	N	2. (Sağ) Tekerleğin kuvveti
$A_{z\,max}$	N	A yatağının maksimum etki kuvveti
ΔF	N	2. (Sağ) Tekerleğin A yatağı üstünde olmama farkı

2. Tekerleğin A yatağı üstünde olmama farkı "ΔF" formül F 67 ile hesaplanır. F 67 ile verilen bağıntı F 66 de yerleştirilirse A_{zmax} değeri formül F 68 ile doğrudan bulunur.

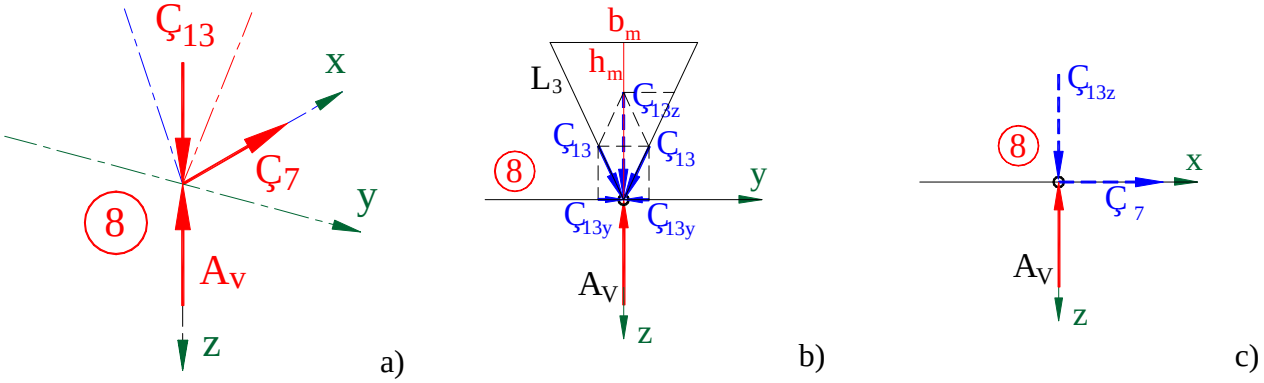
$$\Delta F = F_2 \cdot \frac{L_{TA}}{L_K} \qquad \text{F 67}$$

$$A_{z\,max} = F_1 + F_2 \cdot \left(1 - \frac{L_{TA}}{L_K}\right) \qquad \text{F 68}$$

F_1	N	1. (Sol) Tekerleğin kuvveti
F_2	N	2. Tekerleğin kuvveti
L_{TA}	mm	Tekerlek eksenleri mesafesi
L_K	mm	A ve B yatakları mesafesi

Bu düşüncelerimizi pratiğe aktarmak için 6 modüllü örnek kirişimizi ele alıp hesaplarımızı yapalım.

8 numaralı düğümde denge:



Şekil 38, 8 numaralı düğümde denge

Şekil 38 a) ile 8 numaralı düğümde denge hacimsel olarak gösterilmiştir. Burada sistemi düzleme çevirerek önce Şekil 38 b ile görülen y-z düzlemini ele alalım. Burada dikme iki adet çubuk olduğu için $Ç_{13z}$ kuvveti iki adet olarak alınır:

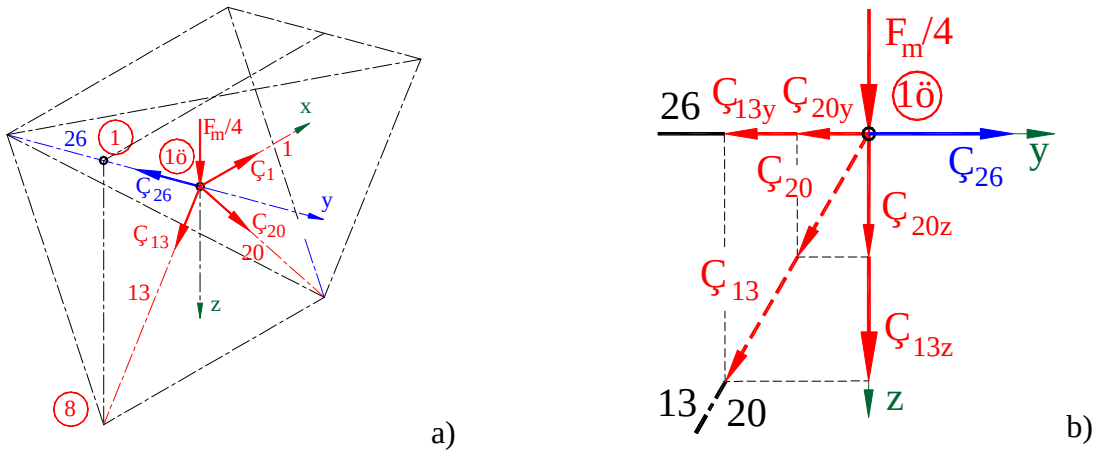
y-z düzleminde $\Sigma F_{z8} = 0$ $\qquad A_V + 2 \cdot Ç_{13z} = 0$ $\qquad \underline{\underline{Ç_{13z} = -0{,}5 \cdot A_V}}$

Buradan $Ç_{13}$ çubuğunu eksenel zorlayan kuvvet bulunur: $\underline{\underline{Ç_{13} = Ç_{13z} \cdot \frac{L_3}{h_m}}}$

$$Ç_{13z} = -0{,}5 \cdot A_V$$

Burada daha sonra lazım olacak $Ç_{13y}$ kuvvetinide hesaplayalım: $\underline{\underline{Ç_{13y} = Ç_{13} \cdot \frac{b_m}{2 \cdot L_3}}}$

1 numaralı düğümde denge:
1 numaralı ön düğümde denge:

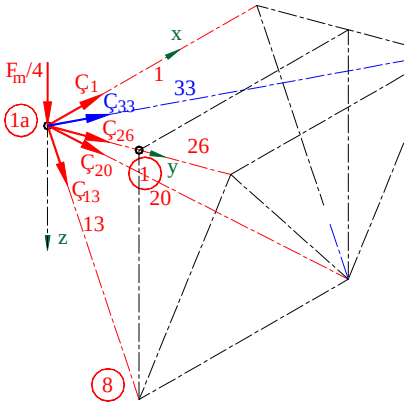


Şekil 39, 1 numaralı ön düğümde denge

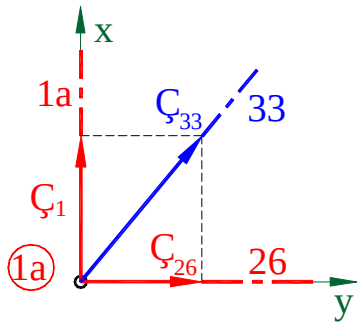
Şekil 39 a) ile 1 numaralı ön düğümde denge hacimsel olarak gösterilmiştir. Burada sistemi düzleme çevirsek önce Şekil 39 b) ile görülen y-z düzlemini ele alalım. Buraya bir dikme ve bir köşegen ile ¼ Modül kuvveti etki eder ve $Ç_{26}$ kuvveti şu şekilde hesaplanır:

y-z düzleminde $\Sigma F_{y1ö} = 0$ $Ç_{26} + Ç_{13y} + Ç_{20y} = 0$ $Ç_{26} = -Ç_{13y} - Ç_{20y}$

1 numaralı arka düğümde denge:



a)



b)

Şekil 40, 1 numaralı arka düğümde denge

Şekil 40 a) ile 1 numaralı arka düğümde denge hacimsel olarak gösterilmiştir. Burada sistemi düzleme çevirsek önce Şekil 40 b) ile görülen y-z düzlemini görülür. Buraya bir üst kuşak ve bir dik bağlantı çubuğu kuvveti etki eder ve $Ç_{33}$ kuvveti şu şekilde hesaplanır:

x-y düzleminde $Ç_{33} = \sqrt{Ç_{26}^2 + Ç_1^2}$

Diğer istenilen dikme ve bağlantı çubukları bu metotla hesaplanırlar.

1.5.5 Köşegen çubuklarını zorlayan kuvvetler

Üç yüzeydeki köşegen çubuklarıda dikme çubukları ile aynı şekilde zorlanacaklarından aynı düşünce üç yüzeydeki köşegen çubukları içinde yapılır. Tekerlekler yataklara en yakın durumda iken çubukları zorlayan kuvvetler maksimum olacaktır. Köşegen çubuklarının minimum zorlanması tekerleklerin kirişin ortasında olması halindedir. Köşegen çubuklarını zorlayan kuvvetler düğüm noktasında denge metodu ile nasıl hesaplanacağı dikme çubuklarının hesabında gösterilmiştir. Ayrıca burada tekrar etmemize gerek kalmamıştır.

1.5.5.1 Çubuk kuvvetleri için toparlama

Burada belirlediğimiz sonuçları pekiştirmek için; kirişin ortasında, ucunda ve herhangi bir yerinde modüller seçip, çubuk kuvvetlerini hesaplarsak, çubukların sayısal olarak nasıl zorlandıklarını görürüz.

Bundan sonra çubukların mukavemet hesaplarına geçmemize bir mani kalmamıştır. Çubukların hesabında bazı yerlerde, bilhassa burkulma hesaplarında kaval profil dışında kullanılacak profiller içinde detaylı hesaplama ve konstrüksiyon yolları önerilmiştir.

1.6 Çubukların mukavemet ve stabilite kontrolleri

Buraya kadar teorik olarak kafes kirişte çubuk kuvvetlerininin nasıl hesaplandığını gördük. Hesapları daha iyi anlayıp sindirebilmek içinde hem teorik hemde pratikte uygulanabilecek hesaplar yaptık. Fakat bu hesapları yapmakla kiriş konstrüksiyonunu yapmak arasında dağlar kadar fark vardır. Bu farkı burada görüp nasıl aşılacağını beraber işleyelim. Kiriş konstrüksiyonu yalnız kirişin şekli ve imalatını içermez, aynı zamanda çok yönlü ve detaylı hesaplarıda içerir. Kafes kirişin ana özelliğine göre çubuklar ***"çekmeye"*** veya ***"basmaya"*** zorlanırlar. Başka zorlanma şekli yoktur ve olamazda. Eğer olursa sistem kafes kiriş konstrüksiyonu değildir. Bu durum kafes kirişin en büyük avantajıdır. Bu zorlamalara göre hesaplarımızı ve konstrüksiyonumuzu yapmamız gerekir.

1.6.1 Çekmeye zorlanan çubuklar

Çekmeye zorlanan çubukların gereken profilleri seçildikten sonra mukavemet hesapları yapılır. Bu hesaplar klasik çekmeye zorlanan profil hesapları gibi yapılır (bkz F 69 ve F 70).

$$\sigma_ç = \frac{F_{ç\,max}}{A} \leq \sigma_{ÇEM} \qquad \text{F 69}$$

$$A_{ger} \geq \frac{F_{ç\,max}}{\sigma_{ÇEM}} \qquad \text{F 70}$$

$\sigma_ç$	MPa	Çubuktaki çekme gerilmesi
$F_{çmax}$	N	Çubuğu etkileyen eksenel maksimum çekme kuvveti
A	mm^2	Çubuğun enine kesit alanı
$\sigma_{ÇEM}$	MPa	Çubuk malzemesinin emniyetli çekme mukavemeti

Fakat konstrüksiyon çeşitli düşüncelerle yapıldığından, hesaplara ve diğer konstrüksiyon isteklerine göre çubuk konstrüksiyonuna karar verilir.

1.6.2 Basmaya zorlanan çubuklar

Basmaya zorlanan çubukların geometrisine bakacak olursak, kesitlerinin boylarına göre oranının çok küçük olduğunu görürüz. Bu özelliğin yanında çubukların nötr eksenleri hiçbir zaman ideal bir doğru vermez. Malzeme homojen değildir. Hareketli yükün yürüdüğü çubuklarda eğilme vardır. Kuvvetler tam nötr ekseninde etki gösteremezler. Bu etkilerden dolayı ilk başta zorlamanın eksantrik olduğunu kabul etmek gerekir. Bu kabulde basmaya zorlanan çubuklarda, çubukların basma kuvveti altında deforme olmadan önce burkularak kırılıp bozulacakları aşikardır. Böylece basma ile zorlanan çubukların burkulma kontrollerinin yapılması şart olur. Fakat önce çubukları basma zorlaması altındaki mukavemet şartlarını kontrol etmeliyiz (bkz F 71 ve F 72).

$$\sigma_b = \frac{F_{b\,max}}{A} \leq \sigma_{BEM} \qquad \text{F 71}$$

$$A_{ger} \geq \frac{F_{b\,max}}{\sigma_{BEM}} \qquad \text{F 72}$$

σ_b	MPa	Çubuktaki basma gerilmesi
F_{bmax}	N	Çubuğu etkileyen eksenel maksimum basma kuvveti
A	mm^2	Çubuğun enine kesit alanı
σ_{BEM}	MPa	Çubuk malzemesinin emniyetli basma mukavemeti

1.6.2.1 Çubuğu etkileyen eksenel maksimum kuvvet "F_{max}"

Bu kuvvet çubuğu etkileyen statik kuvvet değildir. Dinamik katsayıları, ***kaldırma yükü katsayısı "ψ_H", kendi ağırlık katsayısı "φ_A" ve Yükleme grubu katsayısı "k_B"*** dikkate alınarak hesaplanmış maksimum dinamik kuvvettir.

1.6.2.2 Çubuğun enine kesit alanı "A"

Çekme çubuğunda delik veya kesit daralması varsa bu alanların durumuna göre en küçük alan hesaplanıp kesit alanı olarak alınır. Basma çubuğunda delikler dikkate alınmadan profilin tam alanı kesit alanı olarak kabul edilir.

1.6.2.3 Çubuk malzemesinin emniyetli mukavemet değeri

Çubuğun çekme veya basmaya zorlanması ayrıcalık doğurmaz. Çubuğun malzemesi ve zorlanma durumuna göre ***emniyetli çekme mukavemeti*** kabul edilir.

1.6.3 Stabilite kontrolü

Basma zorlamasında bulunan çubukların burkulma kontrolleri özel ***"ω-yöntemi"***yle yapılır. Bu yöntemde normal basma hesabı ***"ω katsayısı"*** ile katlanıp sanki normal basma kontrolü yapılıyormuş gibi hesap edilir.

$$\sigma_\omega = \omega \cdot \frac{F_{b\,max}}{A} \leq \sigma_{ÇEM} \qquad \text{F 73}$$

σ_ω	MPa	Çubuktaki burkulma gerilmesi
ω	1	ω–yönteminde burkulma katsayısı
F_{bmax}	N	Çubuğu etkileyen eksenel maksimum basma kuvveti
A	mm^2	Çubuğun enine kesit alanı
$\sigma_{ÇEM}$	MPa	Çubuk malzemesinin emniyetli çekme mukavemeti

Buradaki değerleri detaylı açıklayalım;
Burkulma katsayısı "ω" malzeme ve narinlik derecesi ile bağıntılıdır. St 37 malzemesi için burkulma katsayısı "ω" Tablo 8 ile, St 52 malzemesi için burkulma katsayısı "ω" Tablo 9 ile bulunur. Genelde kafes konstrüksiyonda kullanılan profil malzemeleri St 37 veya St52 dir. Burkulma katsayısını bulmak için narinlik derecesininde bilinmesi gerekir.

1.6.3.1 Narinlik derecesi "λ"

$$\lambda = \frac{L_{bk}}{i_{min}} \qquad \text{F 74}$$

λ	1	Narinlik derecesi
L_{bk}	mm	Burkulma boyu
i_{min}	mm	Atalet (eylemsizlik) minimum yarıçapı

Burkulma boyu olarak, çubuk bir ucu sabit diğer ucu eksenel hareketli parça olarak kabul edilir ve çubuğun modüldeki teorik boyu burkulma boyu olarak kabul edilir.

Atalet (eylemsizlik) minimum yarıçapı "i_{min}" ;

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J}{A}} \qquad \text{F 75}$$

J	mm^4	Kesitteki atalet (eylemsizlik) momenti
A	mm^2	Kesit alanı

Tablo 8, Narinliğe göre St 37 plaka ve profiller için burkulma katsayısı "ω"

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	20
30	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,11	1,12	1,13	1,13	30
40	1,14	1,14	1,15	1,16	1,16	1,17	1,18	1,19	1,19	1,20	40
50	1,21	1,22	1,23	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	50
60	1,30	1,31	1,32	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	60
70	1,41	1,42	1,44	1,45	1,46	1,48	1,49	1,50	1,52	1,53	70
80	1,55	1,56	1,58	1,59	1,61	1,62	1,64	1,66	1,68	1,69	80
90	1,71	1,73	1,74	1,76	1,78	1,80	1,82	1,84	1,86	1,88	90
100	1,90	1,92	1,94	1,96	1,98	2,00	2,02	2,05	2,07	2,09	100
110	2,11	2,14	2,16	2,18	2,21	2,23	2,27	2,31	2,35	2,39	110
120	2,43	2,47	2,51	2,55	2,60	2,64	2,68	2,72	2,77	2,81	120
130	2,85	2,90	2,94	2,99	3,03	3,08	3,12	3,17	3,22	3,26	130
140	3,31	3,36	3,41	3,45	3,50	3,55	3,60	3,65	3,70	3,75	140
150	3,80	3,85	3,90	3,95	4,00	4,06	4,11	4,16	4,22	4,27	150
160	4,32	4,38	4,43	4,49	4,54	4,60	4,65	4,71	4,77	4,82	160
170	4,88	4,94	5,00	5,05	5,11	5,17	5,23	5,29	5,35	5,41	170
180	5,47	5,53	5,59	5,66	5,72	5,78	5,84	5,91	5,07	6,03	180
190	6,10	6,16	6,23	6,29	6,36	6,42	6,49	6,55	6,62	6,69	190
200	6,75	6,82	6,89	6,96	7,03	7,10	7,17	7,24	7,31	7,38	200
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,73	7,81	7,88	7,95	8,03	8,10	210
220	8,17	8,25	8,32	8,40	8,47	8,55	8,63	8,70	8,78	8,86	220
230	8,93	9,01	9,09	9,17	9,25	9,33	9,41	9,49	9,57	9,65	230
240	9,73	9,81	9,89	9,97	10,05	10,14	10,22	10,30	10,39	10,47	240
250	10,55										250

Ara değerler için fazla uğraşılmaz ve bir sonraki değer alınır.
Narinlik derecesi 20 den küçükse ω = 1 alınır.

Tablo 8 a), Narinliğe göre St 37 malzemeli borular için burkulma katsayısı "ω"

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,01	1,01	1,02	1,02	1,02	20
30	1,03	1,03	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,05	1,06	1,06	30
40	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,11	40
50	1,12	1,13	1,13	1,14	1,15	1,15	1,16	1,17	1,17	1,18	50
60	1,19	1,20	1,20	1,21	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	60
70	1,28	1,29	1,30	1,31	1,32	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37	70
80	1,39	1,40	1,41	1,42	1,44	1,46	1,47	1,48	1,50	1,51	80
90	1,53	1,54	1,56	1,58	1,59	1,61	1,63	1,64	1,66	1,68	90
100	1,70	1,73	1,76	1,79	1,83	1,83	1,90	1,94	1,97	2,01	100
110	2,05	2,08	2,12	2,16	2,20	2,20					110

Tablo 8 a) tablosu çapı et kalınlığının en az altı katı olan borular için ($d \geq 6.s$) geçerlidir.
Narinlik sayısı $\lambda > 115$ için Tablo 8 ile verilen değerler alınır.

Tablo 9, Narinliğe göre St 52 plaka ve profiller için burkulma katsayısı "ω"

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,11	20
30	1,11	1,12	1,12	1,13	1,14	1,15	1,15	1,16	1,17	1,18	30
40	1,19	1,19	1,20	1,21	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	40
50	1,28	1,30	1,31	1,32	1,33	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	50
60	1,41	1,43	1,44	1,46	1,48	1,49	1,51	1,53	1,54	1,56	60
70	1,58	1,60	1,62	1,64	1,66	1,68	1,70	1,72	1,74	1,77	70
80	1,79	1,81	1,83	1,86	1,88	1,91	1,93	1,95	1,98	2,01	80
90	2,01	2,10	2,14	2,19	2,24	2,29	2,33	2,38	2,43	2,48	90
100	2,53	2,58	2,64	2,69	2,74	2,79	2,85	2,90	2,95	3,01	100
110	3,06	3,12	3,18	3,23	3,29	3,35	3,41	3,47	3,53	3,59	110
120	3,65	3,71	3,77	3,83	3,89	3,96	4,02	4,09	4,15	4,22	120
130	4,28	4,35	4,41	4,48	4,55	4,62	4,69	4,75	4,82	4,89	130
140	4,96	5,04	5,11	5,18	5,25	5,33	5,40	5,47	5,55	5,62	140
150	5,70	5,78	5,85	5,93	6,01	6,09	6,16	6,24	6,32	6,40	150
160	6,48	6,57	6,65	6,73	6,81	6,90	6,98	7,06	7,15	7,23	160
170	7,32	7,41	7,49	7,58	7,67	7,76	7,85	7,94	8,03	8,12	170
180	8,21	8,30	8,39	8,48	8,58	8,67	8,76	8,86	8,95	9,05	180
190	9,14	9,24	9,34	9,44	9,53	9,63	9,73	9,83	9,93	10,03	190
200	10,13	10,23	10,34	10,44	10,54	10,65	10,75	10,85	10,96	11,06	200
210	11,17	11,28	11,38	11,49	11,60	11,71	11,82	11,93	12,04	12,15	210
220	12,26	12,37	12,48	12,60	12,71	12,82	12,94	13,05	13,17	13,28	220
230	13,40	13,52	13,63	13,75	13,87	13,99	14,11	14,23	14,35	14,47	230
240	14,59	14,71	14,83	14,96	15,08	15,20	15,33	15,45	15,58	15,71	240
250	15,83										250

Tablo 9 a), Narinliğe göre St 52 malzemeli borular için burkulma katsayısı "ω"

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1,02	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04	1,04	1,05	1,05	20
30	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,10	1,10	30
40	1,11	1,11	1,12	1,13	1,13	1,14	1,15	1,16	1,16	1,17	40
50	1,18	1,19	1,20	1,21	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	50
60	1,28	1,30	1,31	1,32	1,33	1,35	1,36	1,38	1,39	1,41	60
70	1,42	1,44	1,46	1,47	1,49	1,51	1,53	1,55	1,57	1,59	70
80	1,62	1,66	1,71	1,75	1,79	1,83	1,88	1,92	1,97	2,01	80
90	2,05										90

Tablo 9 a) çapı et kalınlığının en az altı katı olan borular için ($d \geq 6.s$) geçerlidir. Narinlik sayısı $\lambda >$ 90 için Tablo 9 ile verilen değerler alınır.

Burada önerdiğimiz yol bu günün imkanlarına göre önce kesitteki profilleri seçip normal mukavemet kontrollerinden sonra burkulma kontrollerinin yapılmasıdır. Ama bu yolu seçmeden çubukların kesit alanını F 73 ile hesaplamak istersek formül F 73 ile gerekli kesit alanını bulamayız, çünkü ω katsayısının değerini bilmiyoruz. ω katsayısını bilmeden narinlik derecesi *Ksi-yöntemi* ile bulunur.

1.6.3.2 ζ–yöntemi ile ω katsayısının bulunması

"ζ–yöntemi" *(Ksi-yöntemi)* ile ω katsayısı narinlik derecesi bulunmadan bulunur. Fakat bu yolla gerekli kesit alanı bulunup konstrüksiyonun kesiti belirlendikten sonra muhakkak yeni geometrik büyüklüklerle ω-yöntemine göre kontrol edilmelidir.

$$\xi = \sqrt{\frac{Z \cdot L_{bk}^2 \cdot \sigma_{ÇEM}}{F_{max}}} \qquad \text{F 76}$$

ζ	1	ω ve λ için mukayese sayısı
Z	1	Kesit katsayısı
L_{bk}	mm	Burkulma boyu
$\sigma_{ÇEM}$	MPa	Çubuk malzemesinin emniyetli çekme mukavemeti
F_{max}	N	Maksimum çubuk kuvveti

Kesit katsayısı "Z"

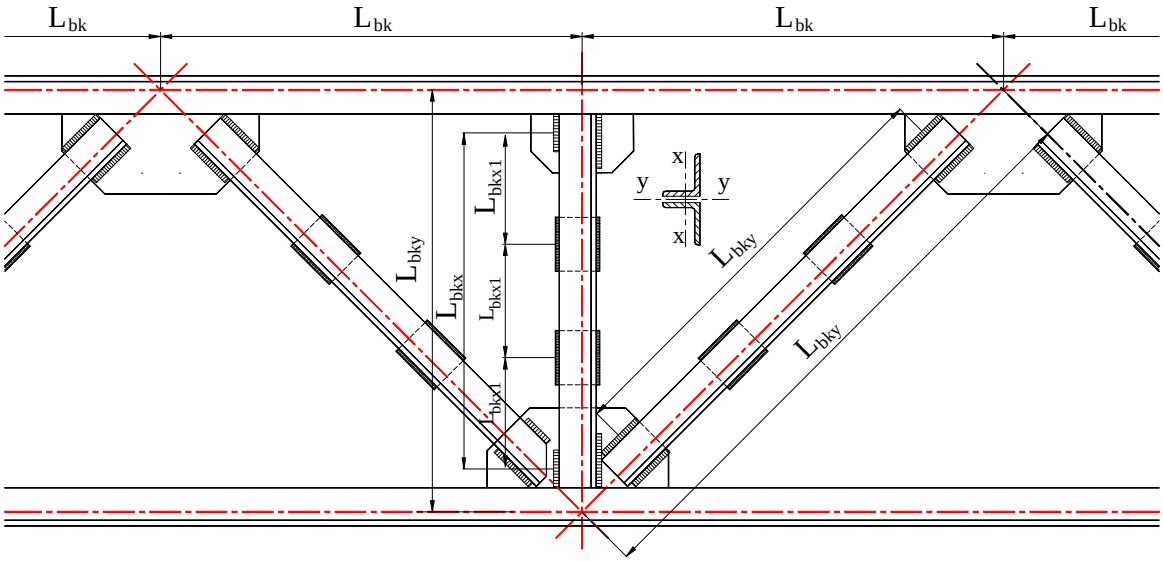
Yapılan ön hesaplarla belirlenen ortalama kesit katsayısı Tablo 10 yardımı ile bulunur.

Tablo 10, Kesit katsayısı "Z"

Profil şekli							
Kol oranları	1:1	1:1	1:1	1:2 2:3	1:2 2:3	1:2 2:3	-
Kesit katsayısı "Z"	6,2	4,6	2,9	10,0 7,0	2,2 3,0	12,5 8,0	1,2

Burkulma boyu "L_{bk}"

Hesaplarda burkulma boyunun kabulü önemlidir. Burkulma boyları Şekil 41 ile gösterildiği gibi kirişin teorik düğüm noktalarının mesafeleri olarak kabul edilir.



Şekil 41, Burkulma boyları

Böylece "ζ" Ksi sayısı bulunur. Sonra Tablo 11 ile tahmini ω ve λ değerleri kabul edilir.

Tablo 11, ω ve λ için mukayese sayısı

ω ve λ için mukayese sayısı "ζ"	Burkulma katsayısı "ω"	Narinlik derecesi "λ"	Kesit katsayısı ζ	Burkulma katsayısı ω	Narinlik derecesi λ
21	1,04	20,6	100	1,55	80,3
25	1,05	24,4	105	1,59	83,2
30	1,07	29,0	110	1,64	85,9
35	1,10	33,4	115	1,68	88,6
40	1,12	37,8	120	1,73	91,3
45	1,15	42,0	125	1,77	93,8
50	1,18	46,0	130	1,82	96,3
55	1,21	50,0	135	1,87	98,7
60	1,24	53,8	140	1,92	101,1
65	1,27	57,6	145	1,97	103,4
70	1,31	61,2	150	2,02	105,6
75	1,35	64,6	160	2,12	110,0
80	1,38	68,1	170	2,22	114,1
85	1,42	71,3	180	2,34	117,6
90	1,46	74,4	>180	ζ/76,95	$8{,}77 \cdot \sqrt{\xi}$
95	1,51	77,4			

Çubuktaki maksimum kuvvet bilindiğinden formül F 77 ile gerekli çubuk kesitinin değeri bulunur.

$$A_{ger} \geq \frac{\omega \cdot F_{b\,max}}{\sigma_{ÇEM}} \qquad \text{F 77}$$

ζ	1	ω katsayısı
F_{bmax}	N	Çubuktaki maksimum basma kuvveti
$\sigma_{ÇEM}$	MPa	Çubuk malzemesinin emniyetli çekme mukavemeti

ω ortalama değer olduğundan kabul edilen kesitin kontrolü muhakkak yapılmalıdır.

1.6.4 Kesit kontrolünün yapılması

1. Çubuğun komple sistem olarak x-x eksenine (malzemeli eksen) göre burkulma kontrolü,
2. Çubuğun komple sistem olarak y-y eksenine (malzemesiy eksen) göre burkulma kontrolü,
3. Sistemdeki çubukların tek tek kontrolü.

1.6.4.1 Burkulma durumu I

Çubuğun komple sistem olarak x-x eksenine göre burkulma kontrolünü *"Burkulma durumu I"* olarak inceleyelim. Kontrolu yapılan x-x ekseni malzemeyi kesen eksen olarak alınır ve bu eksene göre burkulma kontrol edilir. Kontrol klasik formülle yapılır.

$$\sigma_{\omega x} = \frac{\omega_x \cdot F_{b\,max}}{A_{top}} \leq \sigma_{ÇEM} \qquad \text{F 78}$$

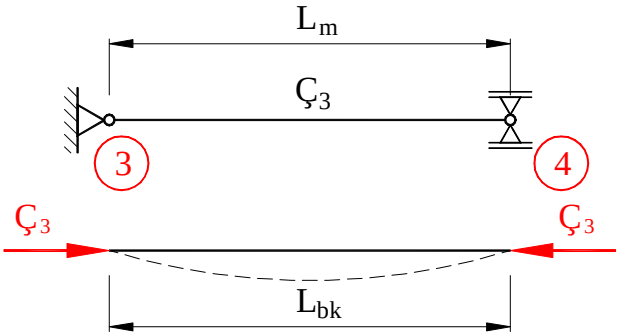
ω_x	1	x-x eksenine göre ω katsayısı
F_{bmax}	N	Çubuktaki maksimum basma kuvveti
A_{top}	mm^2	Toplam kesit alanı
$\sigma_{ÇEM}$	MPa	Çubuk malzemesinin emniyetli çekme mukavemeti

ω katsayısı $\lambda_x = L_{Kx}/i_x$ ile bulunan narinlik derecesine göre Tablo 8 ile okunur. Narinlik derecesini bulmak için burkulma boyunun belirlenmesi gerekir. Burkulma boyu Şekil 41 ile gösterildiği şekilde kabul edilir.

a) Eğer düğüm noktaları yardımcı kirişe enine bağlanmışlarsa iki düğüm noktası arasındaki mesafe burkulma boyu olarak kabul edilir. Enine bağlantı yoksa burkulma boyu bütün boy olarak alınır.
b) Dik ve köşegen çubuklarında kaynak konstrüksiyonunun ağırlık merkezleri mesafesi burkulma boyu olarak alınır.

1.6.4.1.1 Burkulma, stabiliteye örnek

6 modüllü kirişimizin 3 numaralı üst kuşak çubuğunun stabilite kontrolünü yapalım.
Çubuk düğüm noktalarında kontrollü oynak yataklanmış kabul edilir. Burkulma boyları olarakta küçük bir emniyet payı veren sistemin teorik boyları kabul edilir.



Şekil 42, 3 numaralı çubuğun burkulma kontrolü

Burkulma kontrolü formül F 73 ile yapılır.

$$\sigma_\omega = \omega_3 \cdot \frac{Ç_3}{A_3} \le \sigma_{ÇEM}$$

Burada değerleri sanki hesaplanmış gibi seçelim:

Malzeme	St 37
Çubuk kuvveti	$Ç_3 = 300$ kN
Çubuk kesit alanı	$A_3 = 31{,}5$ cm^2
Çubuğun em. Muk.	$\sigma_{ÇEM} = 160$ MPa

Kesitin minimum atalet yarıçapı formül F 75 ile hesaplanır	$i_{min\,3} = \sqrt{\frac{J_3}{A_3}}$
Kesitin atalet momenti	$J_3 = 663$ cm^4
Kesitin minimum atalet yarıçapı	$i_{min3} = 4{,}59$ cm
Narinlik derecesi formül F 74 ile hesaplanır	$\lambda = \frac{L_{bk}}{i_{min}}$
Burkulma boyu	$L_{bk} = 170$ cm
Hesaplanan narinlik derecesi	$\lambda = 37{,}06$
Hesaplanan narinlik derecesine göre ω katsayısı, Tablo 8 ile	$\omega_3 = 1{,}12$
Omega yöntemine göre çubuktaki burkulma gerilmesi, formül F 73 ile	$\sigma_{\omega 3} \approx 110$ MPa

Bu değer çubuğun emniyetli çekme mukavemeti $\sigma_{ÇEM} = 160$ MPa dan küçüktür ve çubuk çalışır.

1.6.4.2 Burkulma durumu II

Çubuktaki profiller belirli aralıklarla bağlantı plakaları ile birbirleriyle bağlanmalıdır. Bu bağlantı düğüm noktası bağlantı plakalarının kalınlığındaki plakalarla profillerin kaynaklanması ile yapılır. Böylece profillerin kendi aralarındaki konumları sabitleşir ve burkulma boylarıda küçülür. Bu profillerin ve çubuğun burkulma boyuna, aynı zamandada narinlik derecesinede etki eder. Sonuç olarak çubuğun ve profillerin burkulması zorlaşır. Bu durum çubuğun y-y ekseni (malzemesiz ekseni) ile profillerin burkulması ***"Burkulma durumu II"*** olarak aynı yolla kontrollerinin yapılmasını ortaya koyar.

$$\sigma_{\omega y} = \frac{\omega_{yi} \cdot F_{b\,max}}{A_{top}} \le \sigma_{ÇEM} \qquad \text{F 79}$$

ω_{yi}	1	y-y eksenine göre ideal ω katsayısı
F_{bmax}	N	Çubuktaki maksimum basma kuvveti
A_{top}	mm^2	Toplam kesit alanı
$\sigma_{ÇEM}$	MPa	Çubuk malzemesinin emniyetli çekme mukavemeti

y-y eksenine göre ideal "ω_i" katsayısı Tablo 8 dan ω değeri olarak okunur. Bu değeri bulabilmek için ideal narinlik derecesini bilmek gerekir. İdeal narinlik derecesi "λ_{yi}" şu şekilde hesaplanır;

$$\lambda_{yi} = \sqrt{\lambda_y^2 + \frac{n}{2} \cdot \lambda_1^2} \qquad \text{F 80}$$

Genelde profil sayısı n= 2 olduğundan formülümüz;

$$\lambda_{yi} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2} \qquad \text{F 81}$$

Olarak daha basitleşir. Bu tecrübelere dayanan değerde;

λ_y	1	y-y eksenine göre çubuğun narinlik derecesi
λ_1	1	y-y eksenine göre profilin narinlik derecesi

olarak hesaplanır.

a) y-y eksenine (malzemesiz eksene) göre çubuğun narinlik derecesi " λ_y"

Çubuğun malzemesiz eksenine göre narinlik derecesi şu formülle hesaplanır;

$$\lambda_y = \frac{L_{Ky}}{i_y} \qquad \text{F 82}$$

L_{Ky}	mm	y-y eksenine göre çubuğun burkulma boyu
i_y	mm	y-y eksenine göre çubuğun atalet yarı çapı

Çubuğun malzemesiz eksenine göre burkulma boyu "L_{Ky}" teorik düğüm noktaları mesafesidir (bak Şekil 41). Çubuğun malzemesiz eksenine göre atalet yarı çapı "i_y" ya literatürden alınır veya şu şekilde hesaplanır;

$$i_y = \sqrt{\frac{2 \cdot J_y}{2 \cdot A}} = \sqrt{\frac{J_y}{A}}$$

Steiner'e göre;

$$J_y = J_1 + (e/2)^2 \cdot A \qquad i_y = \sqrt{\frac{J_1}{A} + \frac{(e/2)^2 \cdot A}{A}}$$

$$i_y = \sqrt{i_1^2 + (e/2)^2} \qquad \text{F 83}$$

i_1	mm	Profilin atalet yarı çapı. Profil tablolarından okunur
e	mm	Profilin ağırlık mesafesi değeri. Profil tablolarından okunur

b) Profilin narinlik derecesi " λ_1"

Profilin narinlik derecesi şu formülle hesaplanır;

$$\lambda_1 = L_{bk1} / i_{min} \qquad \text{F 84}$$

L_{bk1}	mm	En büyük ara bağlantı mesafesi, bak Şekil 41
i_{min}	mm	Profilin en küçük atalet yarı çapı. Profil tablolarından okunur

Eğer bir çubuk enine zorlanıyorsa eğilir. Eğilmesi demek çubuğun daha çok eksantrik zorlanması, bu da burkulmanın daha büyük ihtimalle oluşması demektir. Bu ihtimali önlemek için profillerin birbirine karşı göreceli hareketleri ara bağlantı parçalarıyla önlenir. Fakat çubuğun orta noktasında yapılan ara bağlantısının pek faydası olmaz. Bir çubukta en az iki bağlantı parçası ön görülmeli ve bunlar 1/3 L_{bk} ya yerleştirilmelidir. Böylece profillerden oluşan çubuk beraber çalışan bir sistem oluşturur ve profillerin göreceli hareketleri önlenmiş olur. Eğer konstrüksiyon ikiden fazla ara parçası gerektiriyorsa, bunları eşit aralıklarla yerleştirmeli ve adetleride çift seçilmelidir (4, 6, 8, ...gibi). Bunun yanında kaynak bağlantısı oynak bağlantı özelliğini taşımıyacak uzunlukta yapılmalıdır. Tecrübelere dayanarak çubuktaki ara bağlantı mesafesi şu öneri ile seçilebilir;

$$\lambda_1 = L_{bk1} / i_{min} \leq 50 \qquad \text{F 85}$$

veya

$$L_{K1} \leq 50 \cdot i_{min} \qquad \text{F 86}$$

L_{bk1}	mm	En büyük ara bağlantı mesafesi, bak Şekil 41
i_{min}	mm	Profilin en küçük atalet yarı çapı. Profil tablolarından okunur

Bu bağıntıdan giderek ara bağlantı parçalarının sayısını "z_{pb}" ilk başta belirleyebiliriz. Profil burkulma alanı sayısını "z'_{pb}" dersek bunu şu formülle buluruz;

$$z'_{pb} = \frac{L_{bkx}}{L_{bk1}}$$

$$z_{pb} = z'_{pb} - 1 \geq 2 \qquad \text{F 87}$$

z_{pb}	1	Ara bağlantı parçalarının sayısı
z'_{pb}	1	Profil burkulma alanı sayısı

Burada ayrıcalık olarak eğer $\lambda_1 \leq \lambda_x/2$ ise $\lambda_1 > 50$ olabilir. Bu ayrıcalık vinç ve köprü konstrüksiyonunda geçerlidir. DIN 18800 de bu konu daha detaylı işlenmiştir. Kaba olarak burada verilen bilgi vinç hesabı yapmamız için yeterlidir.
Ara bağlantı parçaları ile takviye edilmiş çubuktaki enine ideal kuvvet "F_{ei}" konstrüksiyon için;

$$F_{ei} = \frac{A_{top} \cdot \sigma_{ÇEM}}{80} \qquad \text{F 88}$$

A_{top}	mm^2	Toplam enine kesit alanı
$\sigma_{ÇEM}$	MPa	Çubuk malzemesinin emniyetli çekme mukavemeti

Bu formül ile çubuğu etkileyebilecek maksimum kesme kuvveti "F_k" bulunur.

$$F_k = F_{ei} \cdot \frac{L_{bk1}}{e} \qquad \text{F 89}$$

F_{ei}	N	Enine ideal kuvvet
L_{K1}	mm	Bağlantı parçaları orta nokta mesafesi
e	mm	Profil ağırlık ekseni mesafesi

Kaynak bağlantılarının kesme kuvveti "F_k" etkisinde bozulmayacakları kontrol edilmelidir.

Her iki burkulma durumu I ve II nin kontrolünde farklı olan değer "ω" değeridir. ω değeride "λ" değeri ile orantılıdır. Bu düşünce kontrolün yalnız maksimum λ değeri ile yapılmasının yeterli olacağını gösterir.

Normal olarak $\lambda_{yi} > \lambda_{xi}$ dir.

1.6.5 Çubuklar için konstrüksiyon önerileri

Ara çubuklar üst ve alt kuşakları bağlayan dik, köşegen ve bağlantı çubuklardır. Bunların konstrüksiyonlarında dikkate alınacak hususları şu şekilde sıralayabiliriz;

a) Çekmeye çalışan çubukların boyları mukavemet hesaplarını etkilemez. Buna karşın çubuk boyu basıya çalışan çubuklarda çok önemlidir. Bu durum konstrüksiyon taslağında önemle dikkate alınmalıdır. Bu duruma göre ara çubuklardan (alt ve üst kuşağı birleştiren çubuklar) dik çubukların boyları köşegen çubuklardan daha kısa olduklarından basmaya, köşegen çubuklarınsa çekmeye çalışmaları sağlanmalıdır.

b) Çekmeye çalışan çubuklada kesit şeklinin teorik olarak hesaplarda etkisi yoktur. Çünkü kuvvet

alan tarafından karşılanır. Buna karşın basmaya çalışan çubuklarda atalet (eylemsizlik) momenti burkulma hesaplarında etkili rol oynayacağından çubuktaki profillerin bu düşünceye göre yerleştirilmesi gerekir.

Konstrüksiyondaki beraberliği, parça çeşidinin azaltılarak daha ekonomik konstrüksiyonu yapabilmek için, çubukların seçimi basmaya çalışmalarına göre yapılır ve çekmeye çalışan çubuklar içinde aynı konstrüksiyon büyüklüğü kabul edilir.

1.7 Ters sehim hesabı

Kirişin, arabanın kendi ağırlığından ve yükten oluşan sehim arabayı yokuş yukarı harekete zorlayacağından, üretimde kirişe ters sehim verilerek arabaya mümkün olduğu kadar düzlemde hareket imkanı sağlanır.

Kirişte ters sehim şu şekilde hesaplanır:

Kirişin kendi ağırlığının sehimi "f_{Ki}" formül F 90 ile hesaplanır.

$$f_{Ki} = \frac{5 \cdot L_K^3 \cdot F_m \cdot n_2}{384 \cdot E_{dyn} \cdot J_{ySis}} \qquad \text{F 90}$$

L_K	mm	Kirişin boyu
F_m	N	Modülün ağırlık kuvvet
n_2	1	Modül sayısı
E_{dyn}	N/mm^2	Kiriş malzemesinin elastiklik sayısı
J_{ySis}	mm^4	Kirişin y-eksenine göre atalet (eylemsizlik) momenti

Arabanın kendi ağırlığının sehimi "f_A" formül F 91 ile hesaplanır.

$$f_A = \frac{F_A \cdot L_{CA} \cdot \left(3 \cdot L_K^2 - 4 \cdot L_{CA}^2\right)}{48 \cdot E_{dyn} \cdot J_{ySis}} \qquad \text{F 91}$$

F_A	N	Arabanın kendi ağırlığının kuvveti
L_{CA}	mm	Yan boşluk mesafesi
L_K	mm	Kirişin boyu
E_{dyn}	N/mm^2	Kiriş malzemesinin elastiklik sayısı
J_{ySis}	mm^4	Kirişin y-eksenine göre atalet (eylemsizlik) momenti

Burada bilinmeyen yalnız yan boşluk mesafesi "L_{CA}" dır ve formül F 92 ile hesaplanır.

$$L_{CA} = 0{,}5 \cdot \left(L_K - L_{TA}\right) \qquad \text{F 92}$$

L_K	mm	Kirişin boyu
L_{TA}	mm	Arabanın tekerlek eksenleri mesafesi

Yükün sehimi "f_Y" formül F 93 ile hesaplanır.

$$f_Y = \frac{F_Y \cdot L_{CA} \cdot \left(3 \cdot L_K^2 - 4 \cdot L_{CA}^2\right)}{48 \cdot E_{dyn} \cdot J_{ySis}} \qquad \text{F 93}$$

F_Y	N	Yükün ağırlık kuvveti
L_{CA}	mm	Yan boşluk mesafesi
L_K	mm	Kirişin boyu
E_{dyn}	N/mm^2	Kiriş malzemesinin elastiklik sayısı
J_{ySis}	mm^4	Kirişin y-eksenine göre atalet (eylemsizlik) momenti

Toplam sehimi "f_{Top}" formül F 94 ile hesaplanır.

$$f_{Top} = f_{Ki} + f_A + f_Y \qquad \text{F 94}$$

f_{Ki}	mm	Kirişin kendi ağırlığının sehimi
f_A	mm	Arabanın kendi ağırlığının sehimi
f_Y	mm	Yükün ağırlık sehimi

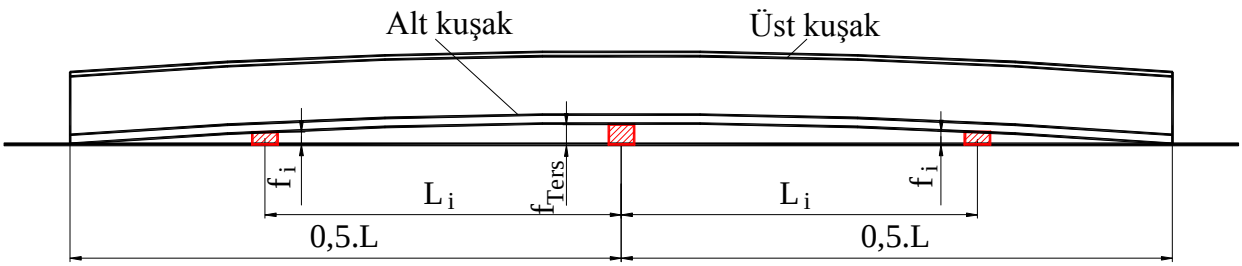
Ters sehimi "f_{Ters}" formül F 95 ile hesaplanır.

$$f_{Ters} = f_{Ki} + f_A + 0{,}5 \cdot f_Y \qquad \text{F 95}$$

f_{Ki}	mm	Kirişin kendi ağırlığının sehimi
f_A	mm	Arabanın kendi ağırlığının sehimi
f_Y	mm	Yükün ağırlık sehimi

1.7.1 Kirişe ters sehim verilmesi

Kirişe ters sehim verilmesi Şekil 43 ile gösterilmiştir. Genelde kiriş ters olarak düz bir sahaya yatırılır. Hesaplanmış ters sehim ölçüsündeki takozlar kirişin iki ucuna yerleştirilir.



Şekil 43, Monoray kafes kirişte ters sehim

Kirişin boyuna ve konstrüksiyonuna göre kiriş ortası düz sahaya değecek şekilde sehim verilir. Eğer kiriş boyu arada destek istiyorsa ara takozların kalınlığı formül F 96 ile hesaplanır.

$$f_i = 2 \cdot L_i \cdot f_{Ters} / L \qquad \text{F 96}$$

f_i	mm	Ara takozların kalınlığı
Li	mm	Ara takozların mesafesi
f_{Ters}	mm	Kiriş ucunda verilecek ters sehim
L	mm	Kiriş boyu

1.8 Monoray kafes kiriş örnekleri

Monoray kafes kiriş örneği olarak 5t x 30,6 m açıklıkta vincin kafes kirişlerinin çeşitli versiyonlarla hesabı ayrıca bu dosyaya ek olarak verilmiştir.

1. Versiyon, Alt kuşak I-profili, Üst kuşak ve diğer profiller yuvarlak boru, ***KafesKiris_V01.pdf***
2. Versiyon, Alt kuşak I-profili, Üst kuşak ve diğer profiller dört köşe boru, ***KafesKiris_V02.pdf***
3. Versiyon, Alt kuşak I-profili, Üst kuşak dört köşe ve diğer profiller yuvarlak boru, ***KafesKiris_V01.pdf***

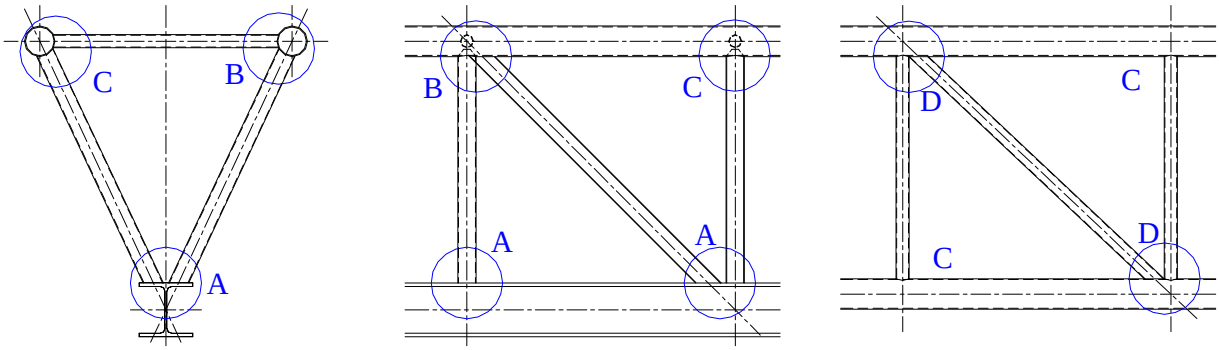
Daha bir sürü versiyon üretilebilinir. Bütün versiyonlar aynı metotla hesaplanır ve konstrüksiyonu yapılır. Esas olan firmanın ambarında bulunan veya en ucuz temin edilen malzemenin kullanılmasıdır. Açık arazide çalışacak vinçlerde rüzgar etkisini azaltması bakımından yuvarlak boru konstrüksiyonu avantajlıdır.

1.9 Bağlantıların konstrüksiyonu ve mukavemet kontrolleri

Bağlantıların önce konstrüksiyonları düşünülür ve sonra mukavemet kontrolleri yapılır.

1.9.1 Çubukların bağlanması ve bağlantıların mukavemet kontrolü

Çubukların bağlantılarının konstrüksiyonunu bütün versiyonlarda aynı olacağı için 1. versiyonun bir modülünü ele alalım ve hesapları maksimum yüklenen çubuklara göre yapalım.

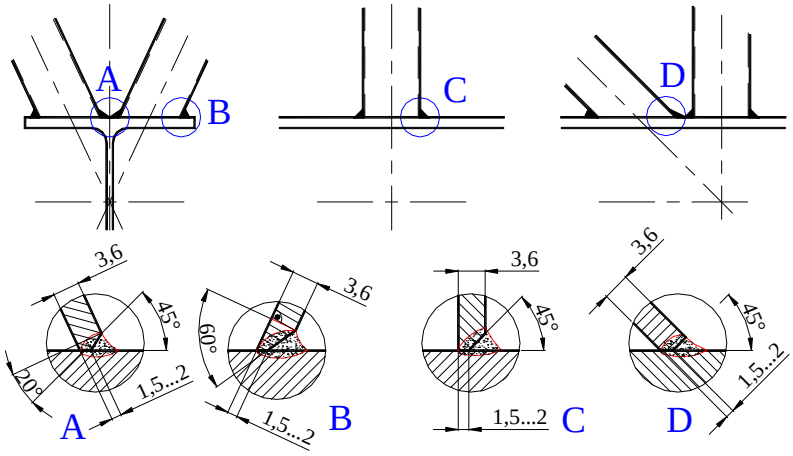


x-yönünde görünüş y-yönünde görünüş z-yönünde görünüş

Şekil 44, Modülde bağlantılar

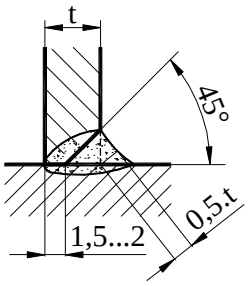
Şekil 44 ile görüldüğü gibi dört çeşit bağlantımız var. Bunları sıra ile ele alalım.

1.9.1.1 Alt kuşağa bağlantılar



Şekil 45, Alt kuşağa bağlantılar

Şekil 45 ile alt kuşağa kaynak bağlantıları görülmektedir. Kaynak bağlantısı I-profilinin üst kuşağının düz tarafına yapıldığı için konstrüksiyon ve hesaplar oldukça kolaydır. Her ne kadar çeşitli eğimlerde kaynak bağlantıları bulunuyorsada kuvvet eksene dik etkidiğinden kaynak bağlantısınıda eksene dik, tam kesit alanı olarak düşünebiliriz.



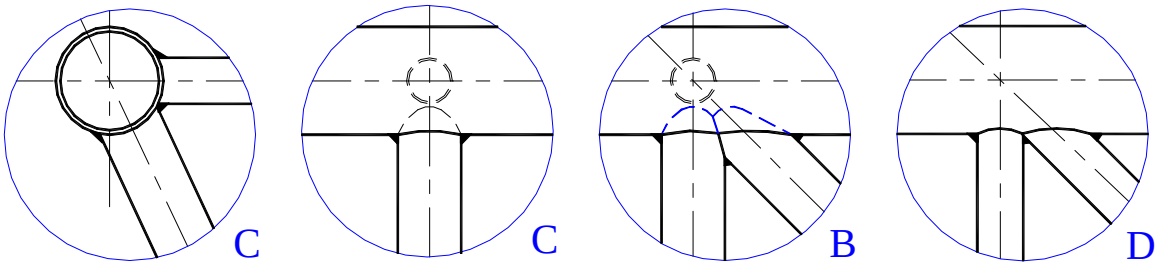
Şekil 46, Genel kaynak konstrüksiyonu

Prensipte genel kaynak konstrüksiyonu Şekil 46 ile gösterildiği şekilde yapılır. Bu kaynak konstrüksiyonu tek taraftan kaynak yapma imkanı olan ve diğer tarafından kaynak yapma imkanı olmayan bütün konstrüksiyon çeşitlerinde kullanılan kaynak tipidir.

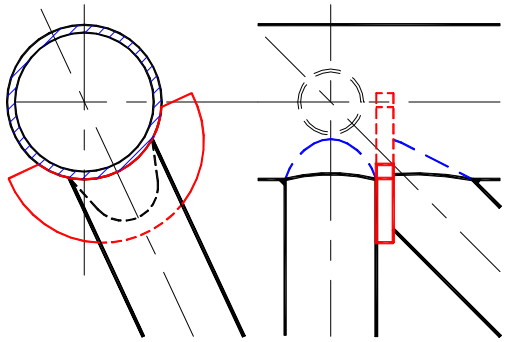
Yarım V-kaynağı için kökte 1,5 ... 2 mm lik cidarın tam erimemesi için emniyet kalınlığı bırakılarak 45° kaynak ağızı açılır.

Borunun iç tarafından kök kaynağı yapılamayacağı için kesiti dolduracak şekilde çok dikkatli olarak kaynak dikişi atılır ve dış tarafına ≈ t/2 büyüklüğünde köşe dikişi taşırılır. Böylece malzeme kesiti ile kaynak kesiti bilerek verilen ek emniyet payı ile eşit büyüklükte kabul edilir.

1.9.1.2 Üst kuşağa bağlantılar



Şekil 47, Üst kuşağa bağlantılar



Şekil 48, Şekil 47 detay B versiyonu

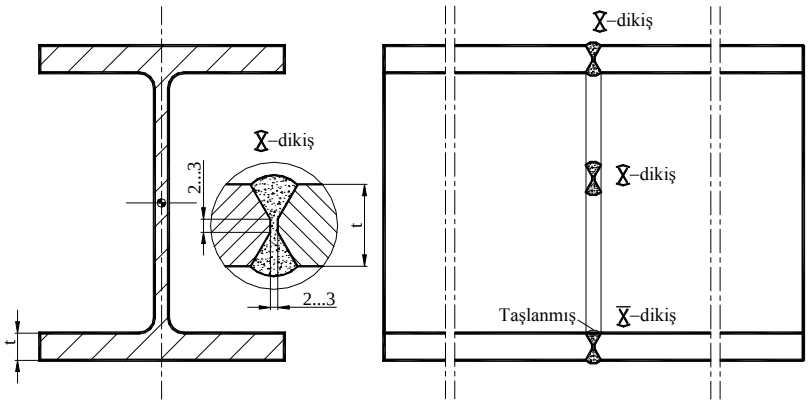
Şekil 47 ile görülen üst kuşak bağlantılarının kaynak konstrüksiyonları Şekil 46 ile gösterildiği şekilde yapılır. B ve D detaylarında borular kesişmektedir. D detayı kesişmemiş olarak kabul edilip kaynak normal yapılır. B detayında ise konstrüktörün kendine kalmış bir durum ortaya çıkmıştır. Konstrüksiyon ya Şekil 47 ile görüldüğü ve D detayında olduğu gibi boruların kesişmiş hali ile kaynak yapılır veya Şekil 48 ile görülen yardımcı plakalı konstrüksiyona benzeyen şekilde kaynak yapılır.

1.9.1.3 Profillerin bağlanması ve uçlarının kapanması

Kirişin boyu oldukça uzun olduğu için kafes kiriş konstrüksiyonuna gidilir. Piyasada genelde satın almak için 6 m ve bazan 12 m lik profiller bulunur. Bunların birbirine bağlanıp kiriş boyu için yeterli uzunluğa getirilmesi lazımdır. Kullandığımız profiller ya dolu profillerdir, I-profilleri gibi, veya kaval profillerdir yuvarlak veya dört köşe borular gibi.

1.9.1.3.1 Dolu profillerin bağlanması

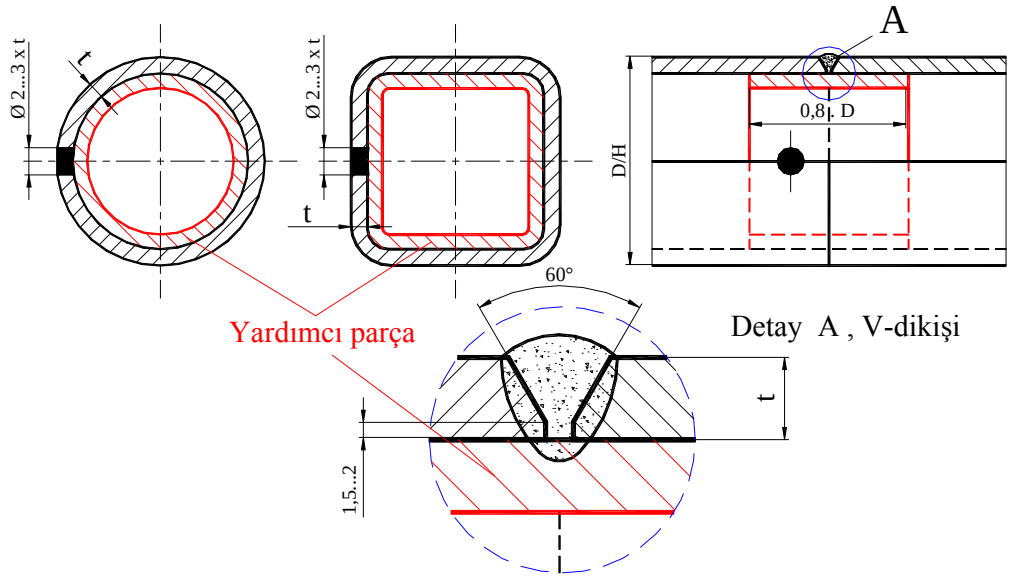
Dolu profiller birbirleri ile alın dikişli kaynak bağlantısı ile birleştirilir ve uçlarının kapanması diye bir sorun yoktur. Alın dikişinin cinsi genel X tir. Çoğu zaman ceraskal arabası için tampon konstrüksiyonu yapılır.



Şekil 49, Dolu profillerin bağlanması

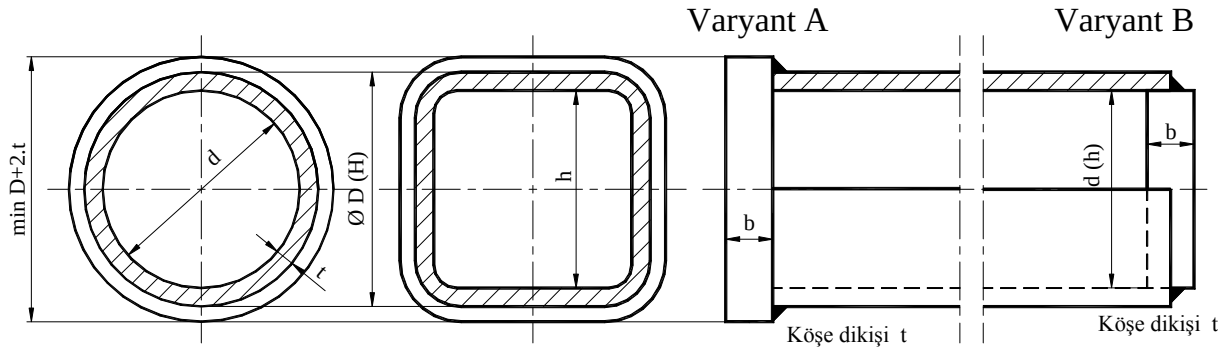
1.9.1.3.2 Kaval profillerin bağlanması ve uçlarının kapanması

Kaval profiller yuvarlak veya dört köşe borular Şekil 50 ile görüldüğü gibi, birbirleri ile yardımcı yuvarlak veya dört köşe borular ile kaynatılırlar. Yardımcı parçanın boyu kaval profil çapının (yüksekliğinin) takribi % 80 kadar seçilir (≈ 0,8 . D(H)). Yardımcı parça, bağlanacak profilin birinin içine yarısı kadar geçirilip bağlanacak profile cidar kalınlığının iki veya üç katı büyüklüğünde yuvarlak bir delik açılarak kaynatılır. Sonra diğer profil yardımcı parçaya geçirilerek



Şekil 50, Kaval profillerin bağlanması

V-dikişli alın kaynağı ile birbirlerine kaynatılırlar. Kaynak ölçüleri Şekil 50 ile gösterilmiştir. Açılan yuvarlak delik kaynakla doldurulur ve sonra çentik etkisini önlemek için kaba taşlanmasında fayda vardır.



Şekil 51, Kaval profillerin uçlarının kapanması

Kaval profillerin uçlarının kapanması Şekil 51 ile görülmektedir. İki versiyonda ekonomik ve konstrüktiv olarak aynı değerdedirler. Hangi versiyonun yapılması konstrüktörün şahsi seçimine bağlıdır. Şekil 51 ile verilmiş olan ölçüler öneridir. Konstrüktör bu ölçüleride kendi insiyatifine göre seçebilir.

2 Konu İndeksi

"

"ω" katsayısı tablosu 40

A

Alt kuşak çubukları 7
Alt kuşak profilinin seçimi 10
Alt ve üst kuşak çubuklarının etki çizgileri .34
Araba+Ceraskal kendi ağırlığının gerilmesi 23
Arabanın kasılma gerilmesi 24
Arabayı taşıyan profilin seçimi 10
Atalet kuvvetlerinin gerilmesi 24

B

Bağlantı çubukları 8
Basmaya zorlanan çubuklar 38
Burkulma boyu 39, 42

Ç

Çekmeye zorlanan çubuklar 38
Çentik etkisindeki malzemenin mukavemet değeri 27
Çubuğun atalet yarı çapı 45
Çubukları zorlayan kuvvetler 32
Çubukların bağlantıları 49
Çubukların konstrüksiyonu 46
Çubukların mukavemet kontrolleri 38
Çubukların stabilite kontrolleri 38
Çubuktaki basma gerilmesi 38
Çubuktaki çekme gerilmesi 38

D

Dikme çubukları 8
Dikme çubuklarının etki çizgileri 35
Dinamik mukavemet kontrolü 26
Dolu profillerin bağlanması 50
Düğümde maksimum tekerlek kuvvetleri 31
Düzlem sistemin statik belirliği 29

E

Eşdeğer plaka kalınlığı 20

H

Hacimsel sistemin statik belirliği 8
hacimsel statik belirli sistemde çubukların sayısı 9

I

İstekler kataloğu 5, 6

K

Kafes kiriş profil çeşitleri 13
Kafes kiriş profilleri 10
Kafes kirişin kayma gerilmesi 19
Kaval profillerin bağlanması 51
Kaval profillerin uçlarının kapanması 51
Kesit katsayısı 42
Kirişe ters sehim verilmesi 48
Kirişin birim ağırlık kuvveti 17
Kirişin kendi ağırlığının gerilmesi 22
Kirişin max eğilme gerilmesi 24
Kirişin min eğilme gerilmesi 24
Kirişin toplam ağırlığı 18
Kirişin toplam ağırlık kuvveti 18
Kirişte ters sehim 47
Kirişte ters sehim hesabı 47
Kirişteki dalgalı gerilme 28
Klasik eğilme gerilmesi 22
Köşegen bağlantı çubukları 8
Köşegen çubukları 8
Köşegen çubuklarını zorlayan kuvvetler 37

M

Malzemenin dinamik mukavemeti 26
Malzemenin statik emniyetli mukavemet değerleri 26
Malzemenin sürekli dinamik emniyetli mukavemet değeri 26
Modül boyu 7
Modül ölçüleri 7
Modül yüksekliği 7
Modülün toplam ağırlığı 17
Monoray kafes kiriş örnekleri 48

N

Narinlik derecesi "λ" 39

O

Örnekler 48

P

Pozisyonların boyları 15
Pozisyonların malzeme boyları 16
Pozisyonların modülde ağırlıkları 17
Pozisyonların modülde boyu 16
Profilin narinlik derecesi 45

R

Ritter kesiti 32

S

Sistemde çubukların sayısı 9, 30
Sistemde düğümlerin sayısı 9, 30

Sistemin 1. Kritik noktasında kontrol 24
Sistemin 2. Kritik noktasında kontrol 25
Sistemin 3. Kritik noktasında kontrol 25
Sistemin atalet momentleri.....14
Sistemin gerekli atalet momenti.....15
Sistemin karşı koyma momentleri.....14
Sistemin kayma gerilmesi 19
Sistemin kritik noktaları.....22
Sistemin mukavemet kontrolü 18
Sistemin profillerinin seçimi.....12
Sistemin statik belirliği 8, 9, 30
Sistemin statik belirliği, düzlem.....29
Statik mukavemet kontrolü 18

T

Tekerlek kuvveti 12

U

Üst kuşak çubukları 7

Y

Yükün ağırlık gerilmesi 23
Yüzeylerin eşdeğer plaka kalınlıkları 20

ω

ω katsayısı.....39
ω-yöntemi 39

ζ

ζ–yöntemi 42