

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

BİR STANDARDIN CAD YAZILIMI İLE ANALİZİ

706308

Makina Müh. Barış GÖMLEKSİZOĞLU

**F.B.E Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan**

106308

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Muharrem BOĞOÇLU

[Signature]

Doç. Dr. Recep Öztürk

[Signature]

Doç. Dr. Ahmet Akhan

[Signature]

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

İSTANBUL, 2001

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	i
KISALTMA LİSTESİ.....	ii
ŞEKİL LİSTESİ.....	iii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	iv
ÖNSÖZ.....	v
ÖZET.....	vi
ABSTRACT.....	vii
1. GİRİŞ.....	1
2. TEKERLEK KONSTRÜKSİYONU.....	3
3. HESAP YÖNTEMİ.....	5
4. HESAPLAR.....	7
4.1 Emniyetli Tekerlek çapları seçimi.....	7
4.2 Emniyetsiz Tekerlek çapları seçimi.....	9
4.3 Standart Tekerlek çaplarına göre F_R hesabı.....	10
5. ŞEKİLLER.....	12
6. ANSYS VE PRO/E İLE SONUÇLARI OLUŞTURMA İŞLEMLERİ.....	21
6.1 Pro Engineer İşlemleri.....	21
6.2 Ansys İşlemleri.....	21
6.2.1 D=200 mm Tekerlek İçin.....	21
6.2.2 D=250 mm Tekerlek İçin.....	24
6.2.3 D=315 mm Tekerlek İçin.....	26
6.2.4 D=400 mm Tekerlek İçin.....	29
7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME.....	32
7.1 Hertz Gerilmesine Göre Yorum.....	33
7.2 Yürütme Direncine Göre Yorum.....	34
KAYNAKLAR.....	36
ÖZGEÇMİŞ.....	37

SİMGE LİSTESİ

b_t	Taşıyıcı tekerlek genişliği
c_1	Malzeme için katsayı
c_2	Tekerlek devir sayısı için katsayı
c_3	İşletme ömrü katsayısı
D	Tekerlek çapı
F_R	Maksimum tekerlek yükü
P_{cm}	Tekerlek ve yay arasında müsaade edilen yüzey basıncı



KISALTIMA LİSTESİ

CAD Computer Aided Design

Pro/E Pro Engineer

IGES International Graphics Exchange Specification



ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 5.1 Emniyetli tekerlek çapları seçimi (D=200 mm).....	13
Şekil 5.2 Emniyetli tekerlek çapları seçimi (D=250 mm).....	14
Şekil 5.3 Emniyetli tekerlek çapları seçimi (D=315 mm).....	15
Şekil 5.4 Emniyetli tekerlek çapları seçimi (D=400 mm).....	16
Şekil 5.5 Emniyetsiz tekerlek çapları seçimi (D=200 mm).....	17
Şekil 5.6 Emniyetsiz tekerlek çapları seçimi (D=250 mm).....	18
Şekil 5.7 Emniyetsiz tekerlek çapları seçimi (D=315 mm).....	19
Şekil 5.8 Emniyetsiz tekerlek çapları seçimi (D=400 mm).....	20



ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 Tekerlekle yay arasında müsaade edilen yüzey basıncı.....	5
Çizelge 3.2 Emniyetli yüzey basıncı P_{em} , malzeme katsayısı c_1	5
Çizelge 3.3 c_2 katsayısı.....	6
Çizelge 3.4 İşletme katsayısı c_3	6



ÖNSÖZ

Bu tezi hazırlamaktaki ana amaç, tablanmış ve belli kriterlere göre hesaplanmış, standardlandırılmış bir sistemin, bilgisayar üzerinde analiz edilmesidir. Bir parçanın veya sistemin güvenli olması için yaptığımız hesaplarda tablolar kullanırız ve bunları doğru kabul ederiz. Bu tez, kullanılan bu tabloların ve bağlı bulunduğu standardın doğruluğundan çok, neden bu değerlere ve kriterlere bağlı kaldığını analiz etmektedir.

Analiz edilecek standart için, vinçlerdeki baş tekerleğinin hesabını ele aldım. Bu tekerleğin hesabı için kullanılan standartları kullanarak güvenli olabilecek tekerlek çaplarını seçtim. Daha sonra analizin sağlıklı olabilmesi için, tekerleğin hangi yük altında tam kırılma sınırına geldiğini hesapladım ve bu yükün etkisini de analiz ederek gösterdim. Ve son olarak da aşırı bir yük altında emniyetsiz seçilen tekerlekleri hesaba katarak, deforme olmuş bir tekerleğin program çıktısı olan grafikte nasıl görüneceğini göstermek istedim.

Bilgisayardaki işlemler için, modellemede Pro Engineer, analiz hesaplarında Ansys kullanılmıştır.

Tez boyunca yardımlarını esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Muharrem BOĞOÇLU'ya, ve tezi oluşturmamda büyük katkısı olan Murat BÜYÜK'e teşekkürü borç bilirim.



ÖZET

Mühendislik standartları tecrübelerden geliştirilmiştir. Tezde, mühendislik standartlarının güvenilirliği araştırılmıştır.

Geleneksel yöntemle, standarda bağlı kalınarak bir vinç tekerleği dizayn edilmiştir. Hesaplamalar sonucu, güvenli ve güvensiz tekerlek çapları ve kritik yük elde edilmiştir. Aynı prosedür, klasik ve bilgisayar tabanlı tasarım uygulamalarını karşılaştırmak amacıyla, sonlu elemanlar analizi ile CAD ortamında oluşturulmuştur.

Sonuç olarak, açıkça gözlendi ki standartlara bağlı hesaplamalar CAD teknikleri ile elde edilen sonuçlardan daha güvenli tekerlek çapları tanımlamıştır. Nesnel bir karşılaştırma yaparsak, dinamik etkiler CAD analizine katılmalıydı. Sonuç olarak dizaynlarda CAD tekniklerinin kapasitesi standartlar ile bütünleşmelidir.

Anahtar Kelimeler: CAD, pro engineer, ansys, vinç tekerleği, standart, sonlu elemanlar

ABSTRACT

The engineering standards has been developed using experiences. In this thesis, the reliability of the engineering standards on crane wheels was investigated.

A crane wheel was designed using classical methods proposed by the standards. According to the computations safe and unsafe wheel diameters and the critical load have been determined based on the standards. The same procedure has been done in a CAD environment based on finite element analyse in order to compare both classical and computer based design applications.

As conclusions, it has been clearly observed that the computations based on standards could define the safe wheel diameters larger than the safe ones obtained by the CAD techniques which could result smaller wheel diameters as safe. For an objective comparison, dynamical effects should be included in CAD analyse. Finally, in the designs, the capability of CAD techniques must be integrated with the standards.

Keywords: CAD, pro engineer, ansys, crane wheel, standard, finite elements



1. GİRİŞ

Tezin amacı, bir standardın bir CAD yazılımı ile analizidir. Burada “bir standart” olarak belirtilen standart; “Vinç tekerlek seçimi” ile ilgili standarttır. CAD yazılımı olarak belirtilen yazılım ise, bir analiz programı olan Ansys programıdır.

Bu iki seçim yapıldıktan sonra, izlenecek yol saptanmıştır. Buna göre ilk olarak standardın gösterdiği şekilde seçimler yapılmış, bu hesaplamaları yapabilmek için gerekli olan yükleme miktarı (yük), birinci aşama için emniyetli sonuç verecek şekilde seçilmiştir. Bu aşamada 4 adet tekerlek çapına göre (200, 250, 315, 400 mm) hesaplar yapılmış ve emniyetli değerler bulunmuştur. Yük miktarı değiştirilip emniyetsiz gelecek şekilde büyütülerek, emniyetsiz sonuçlara göre hesaplamalar yapılmıştır. Son olarak da, tekerleğin tam emniyet sınırında çalıştığı haldeki yük değeri hesaplanmıştır. Tüm bu hesaplamaların amacı, sistemi CAD yazılımı ile analiz ederken; emniyetli, emniyetsiz ve kritik yükler altındaki değişimleri görmektir.

Hesaplama aşamaları bittikten sonra, yazılım üzerinde analiz yapabilmek için işlemlere geçilmiştir. Bu aşamalardan birincisi tekerleklerin modellenmesidir. Modellenme işlemi için, mühendislik programı olan Pro Engineer seçilmiştir. Bu program ile 4 adet tekerlek, tüm ölçüleri ile 3 boyutlu olarak çizilmiş, katı model halinde üzerindeki delikler ve yataklama delikleri açılarak modelleme işlemi tamamlanmıştır. CAD yazılımları arasındaki veri transferi yapabilmek için, tüm modeller IGES formatına çevrilmiştir.

Modelleme aşamasından sonra sıra, analiz hesaplarına gelmiştir. IGES formatında olan modeller, 200 mm'lik tekerlekten başlanarak, programa aktarılmaya başlanmıştır. Ansys programına aktarılan modeller üzerine, önce mesh işlemi yapılmış daha sonra da yükün yönü ve tekerleğin dayanma yüzeyleri model üzerinde programa tanıtılmıştır. Bundan sonraki hesaplamalar, program tarafından oldukça uzun süreler ve yüklü hafıza alanları yardımıyla yapılmıştır. Tekerlek çapı arttıkça, hesaplama süreleri 20 saate kadar çıkmıştır. Tekerlek üzerindeki sonuçların görülmesi açısından tüm sonuçlar elde edildikten sonra, grafiksel veriler, WMF formatında kaydedilerek, Word programına aktarılmış ve tezin içine dahil edilmiştir. Bu grafiklerin renkli olarak incelenmesi gerektiğinden renkli çıktıları alınmıştır. Grafik üzerindeki değişik renkteki bölgeler yardımıyla, zorlamaların nerelerde daha fazla olduğu, yükün nereleri daha az etkilediği görülebilmektedir.

Analiz sonuçlarının yorumlanması için, program çıktıları ile hesaplanan değerler karşılaştırılmış ve aradaki farkların sebepleri araştırılmış, bu sebepler yorumlanarak sonuçlar kısmına aktarılmıştır.



2. TEKERLEK KONSTRÜKSİYONU

Tekerlekler genellikle iki, çok ender olarak tek kenarlı yapılıdır. Krenin yönlendirmesi yan baskı tekerlekleri ile emniyet altına alınmış ise tekerlekler kenarsız olarak da yapılmaktadır. Kenarların oldukça büyük yönverici kuvvetlerle çalışmaları nedeniyle büyük aşınmalar meydana gelir, bu nedenle tekerlek kenarları kalın olarak yapılmaktadır. Aynı şekilde hareket yüzeyi büyük basınçların etkisinde olduğundan aşırı bir aşınma meydana gelmektedir. Hafif ve orta işletme şartlarında tekerlekler çelik dökümden (GS-60, 25CrMo4) veya sfero dökümden (GGG) imal edilirler.

Yüksek zorlamalar için aşınmaya dayanıklı haddelenmiş C45, C60 malzemesi tekerleklerin üzerine bandaj olarak geçirilmektedir. Bandajlar tavlama ve yüzey sertleştirilmesi işlemine tabi tutulurlar.

Tekerlekler 200 ile 1250 mm çap aralığında imal edilmektedir. Tekerlek çapı normu 200 ile 630 mm arasında R10, 710..1250 mm arasında ise R20 norm serisine göre seçilmektedir.

Tekerlekler rulmanlı veya kaymalı yataklarla donatılmaktadır. Şöyle ki, aks üzerinde rulmanlarla veya kaymalı yataklarla ve tekerlek mil kamalı şekilde rulmanlar üzerine yataklanmaktadır. Kaymalı yatak ile öngörülen tekerlek genellikle basit olması nedeniyle tercih edilir. Ağır çalışma şartlarında ise tekerleğin basit olması nedeniyle tercih edilir. Ağır çalışma şartlarında ise tekerleğin demontajının kolay olması nedeniyle rulmanlı yataklı tekerlek konstrüksiyonu tercih edilir. Serbest dönen ve kaymalı yatakla donatılmış olan tekerlekte aks genellikle profil demire yataklanır ve aks, tutucu ile dönmeye karşı emniyetlendirilir. Yatak burçları yüksek basınçlara maruz kalmaktadır. Bu basıncı düşürmek amacıyla burçları uzun yapmanın yararı yoktur, çünkü yüksek tekerlek yükü altında aksın eğilmesi sonucunda burcun iç kısımlarında daha büyük yatak basınçları meydana gelmektedir. Aşınıntı nedeniyle profile zarar vermemek için St37 veya plastik malzemedan aşınıntı lavhaları göbekleri alın yüzeylerine yerleştirilir.

Tahrik tekerlekleri ya civatalarla flanşlanmış ve pimlerle merkezlenen bir dişli üzerinden yada doğrudan mıyılı üzerinden tahrik edilmektedir. Hafif işletme şartlarında ve seyrek olarak kullanılan krenlerde tahrik dişlisi tekerlekle beraber dökülür.

Rulmanlı yataklar ile donatılmış kren tekerlekleri yüksek imalat maliyetlerine karşın düşük sürtünme kayıpları ve bakım gereksinimleri nedeniyle uzun sürede daha ekonomik olmaktadır.

Bu yüzden son zamanlarda kren imalatçıları tarafından bu konstrüksiyon tercih edilmektedir. Bu tür tekerleklerde aksel kuvvetler rulmanlar tarafından karşılandığından göbek alın sürtünmeleri ortadan kalkmakta ve hareket direnci nispeten azaltılabilmektedir. Rulmanlı yatakların kullanılması durumunda rulmanların doğrudan aksın üzerine oturtulması istenmez. Çünkü bu durumda verilen aks toleransı çok dar olduğundan montaj sırasında büyük zorluklar çıkarabilir. Bu nedenle büyük aks çaplarında rulmanlar bir burç üzerine oturtulur, burcun deliği daha büyük yapıldığından aks montajı kolaylıkla yapılabilir.

Kren konstrüksiyonunda tekerlerin kolayca sökölür takılır olmasına dikkat edilmelidir. Çünkü zaman zaman aşınan yatakların değiştirilmesi gerekir. Her durumda tekerleğin sökölübilmesi için bağlı bulunduğu dişli kutusu, motor vs.'nin sökölmesinin önlenmesi gerekir. Bu amaçla geliştirilen köşe yatakları çok kullanışlı olmaktadır. (Demirsoy, 1993)



3. HESAP YÖNTEMİ

$$D = \frac{F_R}{P_{em} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b_t} \quad (3.1)$$

D (mm) : Tekerlek çapı

F_R (N) : Maksimum tekerlek yükü

P_{em} (N/mm²) : Tekerlek ve yay arasında müsaade edilen yüzey basıncı

b_t (mm) : Taşıyıcı tekerlek genişliği

c_1 : Malzeme için katsayı

c_2 : Tekerlek devir sayısı için katsayı

c_3 : İşletme ömrü katsayısı

Çizelge 3.1. Tekerlekle yay arasında müsaade edilen yüzey basıncı (Demirsoy, 1993)

Malzeme	P_{em}
GS-45	4.3
GS-52, St50, GGG-50, C35	5.0
GS-60, St60, GGG-60, C45	5.6
GS-70, St-70, GGG-70	6.5

Çizelge 3.2. Emniyetli yüzey basıncı P_{em} , malzeme katsayısı c_1 (DIN 15070) (Demirsoy, 1993)

Malzemenin min. Çekme mukavemeti (N/mm ²)		Emniyetli yüzey basıncı (N/mm ²)	Malzeme katsayısı c_1
Ray	Tekerlek		
	< 330	2.8	0.5
	410	3.6	0.63
590	490	4.5	0.8
	590	5.6	1.00
> 690	> 740	7.0	1.25

Çizelge 3.3 c_2 katsayısı (Demirsoy, 1993)

Tekerlek çapı (mm)	Hareket hızı (m/dak)				
	40	50	63	80	100
200	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72
250	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77
315	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82
400	1	0.97	0.94	0.91	0.87
500	1.03	1	0.97	0.94	0.91

Çizelge 3.4 İşletme katsayısı c_3 (Demirsoy, 1993)

İşletme süresi (1 saate indirgenmiş)	c_3
> %16	1.25
%17...%25	1.12
%26...%40	1.0
%41...%63	0.9
> %63	0.8

4. HESAPLAR

Hesaplamalar 4 farklı çaptaki tekerleğe göre yapılmıştır. İlk aşamada 4 farklı yük 4 farklı çaptaki tekerlek üzerine uygulanmış ve emniyetli tekerlek çapı seçilmiştir. Buna göre ilk adımda seçilen tekerlekler üzerlerine uygulanan yük altında deforme olmadan çalışabilmektedir. İkinci aşamada yükler aşırı arttırılmış ve deforme olabilecek çaplar seçilmiştir. Seçilen çaptaki tekerleklerin seçilen yükler altında çalışması emniyetsizdir. İkinci aşamanın amacı ilerde yapılacak olan analiz sonuçlarında aşırı yükün etkilerini görmektir. Son aşamada ise standartta verilen çaptaki tekerleğin dayanabileceği maksimum kuvvet değeri hesaplanmıştır. Böylece standardın izin verdiği sınır değeri bulunmuştur. Bu sınır değerleri analiz sonuçlarında tekerlek üzerindeki maksimum olabilecek kuvvetin etkilerini görebilmek amacıyla hesaplanmıştır.

4.1 Emniyetli Tekerlek çapları seçimi

$$D = \frac{F_R}{P_{em} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b_t} \quad (4.1)$$

D₁ = 200 mm için,

St60 malzeme seçildi → $P_{em} = 5.6 \text{ N/mm}^2$ (Çizelge 3.1) → $c_1 = 1.0$ (Çizelge 3.2)

$c_2 = 0.72$ (100 m/dak ve D=200 mm için Çizelge 3.3'den seçildi)

$c_3 = 1.0$ (İşletme süresi 2M için %26-%40, Çizelge 3.4'den seçildi)

A45 rayı için $b_t = 39.7 \text{ mm}$

$F_R = 20000 \text{ N}$ seçildi

$$D_1 = \frac{20000}{5.6 \cdot 0.72 \cdot 1.0 \cdot 39.7}$$

$D_1 = 124.9 < 200 \text{ mm}$ olduğundan $D_1 = 200 \text{ mm}$ alınması uygundur. (Standarda en yakın değer)

D₂ = 250 mm için,

St60 malzeme seçildi → $P_{em} = 5.6 \text{ N/mm}^2$ (Çizelge 3.1) → $c_1 = 1.0$ (Çizelge 3.2)

$c_2 = 0.77$ (100 m/dak ve D=250 mm için Çizelge 3.3'den seçildi)

$c_3 = 1.0$ (İşletme süresi 2M için %26-%40, Çizelge 3.4'den seçildi)

A45 rayı için $b_t = 39.7$ mm

$F_R = 30000$ N seçildi

$$D_2 = \frac{30000}{5.6 \cdot 0.72 \cdot 1.0 \cdot 39.7}$$

$D_2 = 187.4 < 250$ mm olduğundan $D_2 = 250$ mm alınması uygundur.

$D_3 = 315$ mm için,

St60 malzeme seçildi $\rightarrow P_{em} = 5.6$ N/mm² (Çizelge 3.1) $\rightarrow c_1 = 1.0$ (Çizelge 3.2)

$c_2 = 0.82$ (100 m/dak ve $D=315$ mm için Çizelge 3.3'den seçildi)

$c_3 = 1.0$ (İşletme süresi 2M için %26-%40, Çizelge 3.4'den seçildi)

A45 rayı için $b_t = 39.7$ mm

$F_R = 50000$ N seçildi

$$D_3 = \frac{50000}{5.6 \cdot 0.82 \cdot 1.0 \cdot 39.7}$$

$D_3 = 274.26 < 315$ mm olduğundan $D_3 = 315$ mm alınması uygundur.

$D_4 = 400$ mm için,

St60 malzeme seçildi $\rightarrow P_{em} = 5.6$ N/mm² (Çizelge 3.1) $\rightarrow c_1 = 1.0$ (Çizelge 3.2)

$c_2 = 0.87$ (100 m/dak ve $D=400$ mm için Çizelge 3.3'den seçildi)

$c_3 = 1.0$ (İşletme süresi 2M için %26-%40, Çizelge 3.4'den seçildi)

A45 rayı için $b_t = 39.7$ mm

$F_R = 60000$ N seçildi

$$D_4 = \frac{60000}{5.6 \cdot 0.87 \cdot 1.0 \cdot 39.7}$$

$D_4 = 361.9 < 400$ mm olduğundan $D_4 = 400$ mm alınması uygundur.

4.2 Emniyetsiz Tekerlek çapları seçimi

$$D = \frac{F_R}{P_{em} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b_t}$$

D₁ = 200 mm için,

St60 malzeme seçildi → $P_{em} = 5.6 \text{ N/mm}^2$ (izelge 3.1) → $c_1 = 1.0$ (izelge 3.2)

$c_2 = 0.72$ (100 m/dak ve $D=200$ mm için izelge 3.3'den seçildi)

$c_3 = 1.0$ (İşletme süresi 2M için %26-%40, izelge 3.4'den seçildi)

A45 rayı iin $b_t = 39.7$ mm

$F_R = 40000$ N seildi

$$D_1 = \frac{40000}{5.6 \cdot 0.72 \cdot 1.0 \cdot 39.7}$$

$D_1 = 249.89 > 200$ mm olduğundan F_R yuku tekerlek iin buyktur.

D₂ = 250 mm iin,

St60 malzeme seildi → $P_{em} = 5.6 \text{ N/mm}^2$ (izelge 3.1) → $c_1 = 1.0$ (izelge 3.2)

$c_2 = 0.77$ (100 m/dak ve $D=250$ mm iin izelge 3.3'den seildi)

$c_3 = 1.0$ (İşletme süresi 2M için %26-%40, izelge 3.4'den seçildi)

A45 rayı için $b_t = 39.7$ mm

$F_R = 50000$ N seçildi

$$D_2 = \frac{50000}{5.6 \cdot 0.72 \cdot 1.0 \cdot 39.7}$$

$D_2 = 292.08 > 250$ mm olduğundan F_R yuku tekerlek için buyktur.

D₃ = 315 mm için,

St60 malzeme seçildi → $P_{em} = 5.6 \text{ N/mm}^2$ (izelge 3.1) → $c_1 = 1.0$ (izelge 3.2)

$c_2 = 0.82$ (100 m/dak ve $D=315$ mm için izelge 3.3'den seçildi)

$c_3 = 1.0$ (İşletme süresi 2M için %26-%40, Çizelge 3.4'den seçildi)

A45 rayı için $b_t = 39.7$ mm

$F_R = 70000$ N seçildi

$$D_3 = \frac{70000}{5.6 \cdot 0.82 \cdot 1.0 \cdot 39.7}$$

$D_3 = 383.97 > 315$ mm olduğundan F_R yükü tekerlek için büyüktür.

$D_4 = 400$ mm için,

St60 malzeme seçildi $\rightarrow P_{em} = 5.6$ N/mm² (Çizelge 3.1) $\rightarrow c_1 = 1.0$ (Çizelge 3.2)

$c_2 = 0.87$ (100 m/dak ve $D=400$ mm için Çizelge 3.3'den seçildi)

$c_3 = 1.0$ (İşletme süresi 2M için %26-%40, Çizelge 3.4'den seçildi)

A45 rayı için $b_t = 39.7$ mm

$F_R = 90000$ N seçildi

$$D_4 = \frac{90000}{5.6 \cdot 0.87 \cdot 1.0 \cdot 39.7}$$

$D_4 = 465.31 > 400$ mm olduğundan F_R yükü tekerlek için büyüktür.

4.3 Standart Tekerlek çaplarına göre F_R hesabı

$$D = \frac{F_R}{P_{em} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b_t}$$

$D_1 = 200$ mm için,

St60 malzeme seçildi $\rightarrow P_{em} = 5.6$ N/mm² (Çizelge 3.1) $\rightarrow c_1 = 1.0$ (Çizelge 3.2)

$c_2 = 0.72$ (100 m/dak ve $D=200$ mm için Çizelge 3.3'den seçildi)

$c_3 = 1.0$ (İşletme süresi 2M için %26-%40, Çizelge 3.4'den seçildi)

A45 rayı için $b_t = 39.7$ mm

$$F_R = 200 \cdot 5.6 \cdot 0.72 \cdot 1 \cdot 39.7 = 32014.08$$
 N

D₂ = 250 mm için,

St60 malzeme seçildi → $P_{em} = 5.6 \text{ N/mm}^2$ (Çizelge 3.1) → $c_1 = 1.0$ (Çizelge 3.2)

$c_2 = 0.77$ (100 m/dak ve D=250 mm için Çizelge 3.3'den seçildi)

$c_3 = 1.0$ (İşletme süresi 2M için %26-%40, Çizelge 3.4'den seçildi)

A45 rayı için $b_t = 39.7 \text{ mm}$

$$F_R = 250 \cdot 5.6 \cdot 0.77 \cdot 1 \cdot 39.7 = 42796.6 \text{ N}$$

D₃ = 315 mm için,

St60 malzeme seçildi → $P_{em} = 5.6 \text{ N/mm}^2$ (Çizelge 3.1) → $c_1 = 1.0$ (Çizelge 3.2)

$c_2 = 0.82$ (100 m/dak ve D=315 mm için Çizelge 3.3'den seçildi)

$c_3 = 1.0$ (İşletme süresi 2M için %26-%40, Çizelge 3.4'den seçildi)

A45 rayı için $b_t = 39.7 \text{ mm}$

$$F_R = 315 \cdot 5.6 \cdot 0.82 \cdot 1 \cdot 39.7 = 57425.25 \text{ N}$$

D₄ = 400 mm için,

St60 malzeme seçildi → $P_{em} = 5.6 \text{ N/mm}^2$ (Çizelge 3.1) → $c_1 = 1.0$ (Çizelge 3.2)

$c_2 = 0.87$ (100 m/dak ve D=400 mm için Çizelge 3.3'den seçildi)

$c_3 = 1.0$ (İşletme süresi 2M için %26-%40, Çizelge 3.4'den seçildi)

A45 rayı için $b_t = 39.7 \text{ mm}$

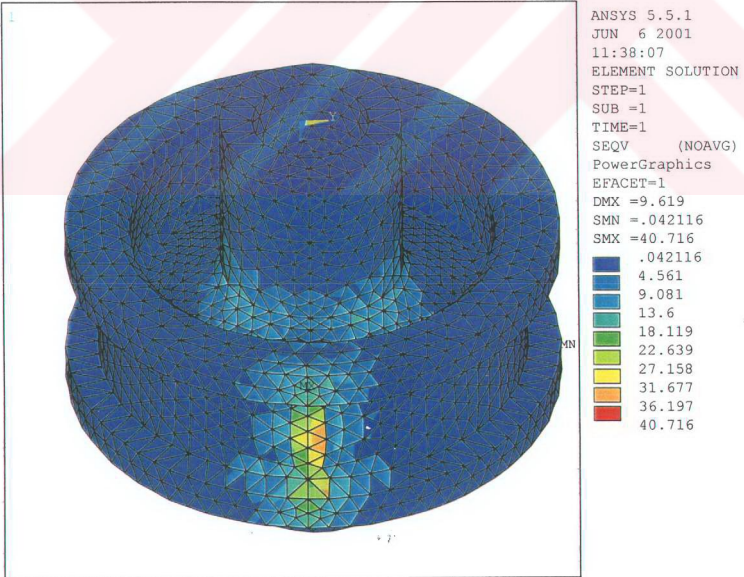
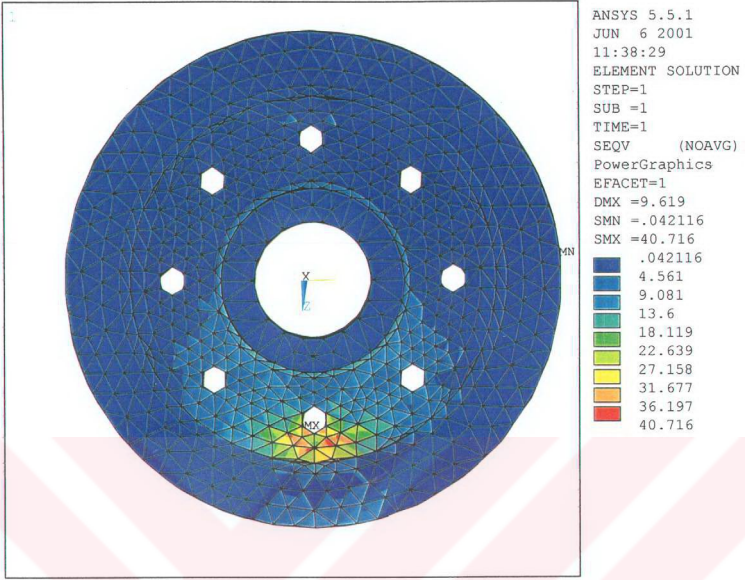
$$F_R = 400 \cdot 5.6 \cdot 0.87 \cdot 1 \cdot 39.7 = 77367.36 \text{ N}$$

5. ŞEKİLLER

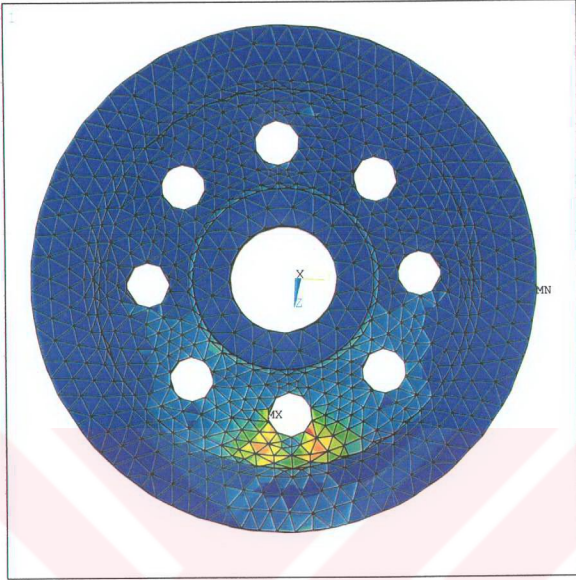
Bundan sonraki sayfalarda görölen Şekiller Ansys programının çıktılarıdır. Tekerlek üzerindeki değişik tondaki bölgeler üzerindeki yük miktarı, Őekillerin yanındaki tablolarda verilmiştir. Bu Őekillerden de göröldüğü üzere belli bir kritik sınır aŐıldığında, yük miktarı artmakta ve olası çatlama bölgeleri Şekiller üzerinde görölebilmektedir.

Bu Őekillerin hazırlanmasında, modellemeler için Pro Engineer programı, analiz için ise Ansys programı kullanılmıştır.



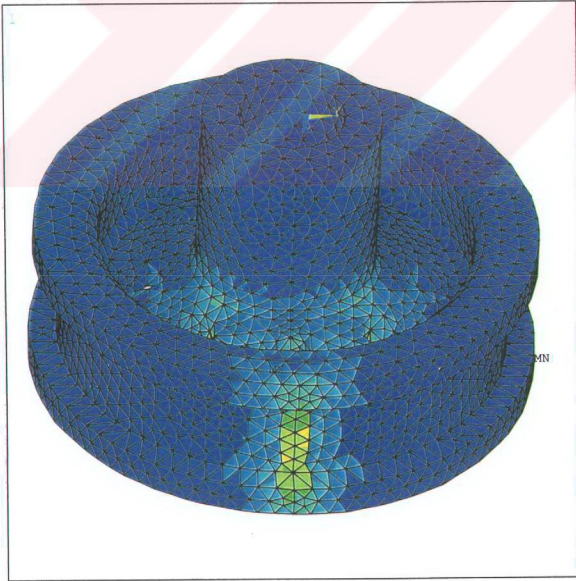


Şekil 5.1 Emniyetli tekerlek çapları seçimi (D=200 mm)



ANSYS 5.5.1
 JUN 6 2001
 12:22:35
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 SEQV (NOAVG)
 PowerGraphics
 EFACET=1
 DMX =.487912
 SMN =.119427
 SMX =54.24

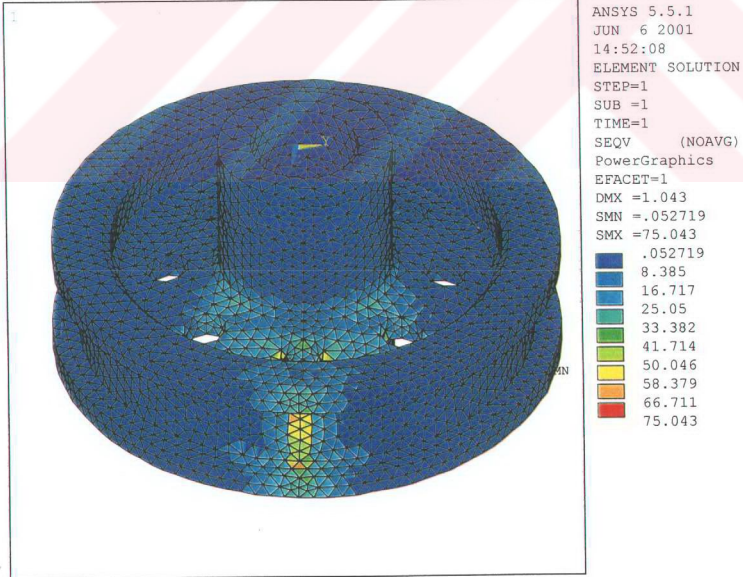
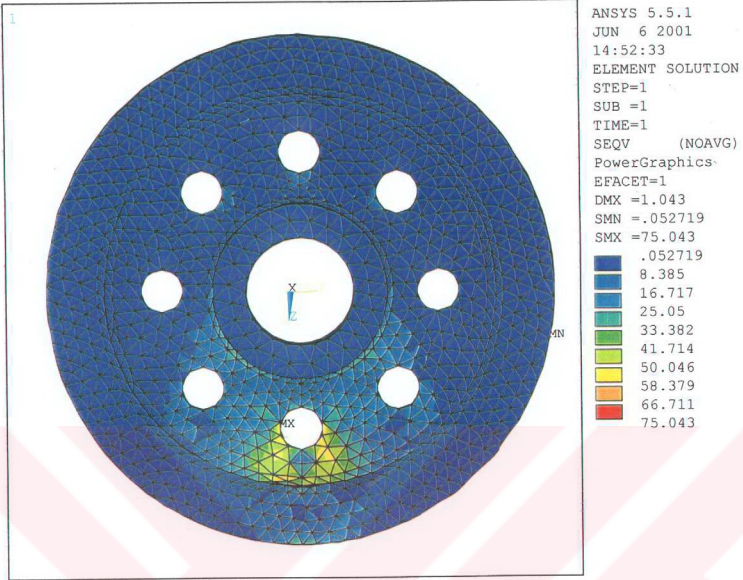
Blue	.119427
Dark Blue	6.133
Medium Blue	12.146
Light Blue	18.16
Teal	24.173
Green	30.187
Yellow-Green	36.2
Yellow	42.213
Orange	48.227
Red	54.24



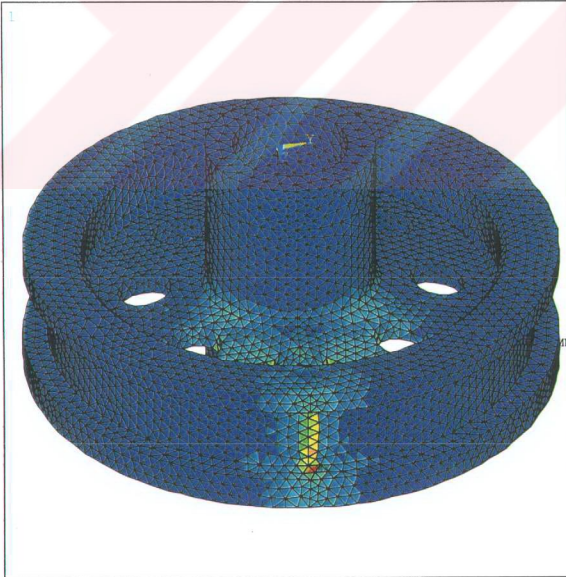
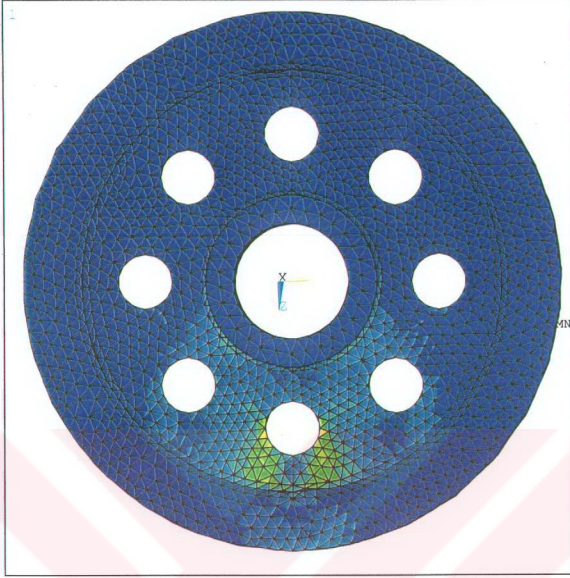
ANSYS 5.5.1
 JUN 6 2001
 12:22:08
 ELEMENT SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 SEQV (NOAVG)
 PowerGraphics
 EFACET=1
 DMX =.487912
 SMN =.119427
 SMX =54.24

Blue	.119427
Dark Blue	6.133
Medium Blue	12.146
Light Blue	18.16
Teal	24.173
Green	30.187
Yellow-Green	36.2
Yellow	42.213
Orange	48.227
Red	54.24

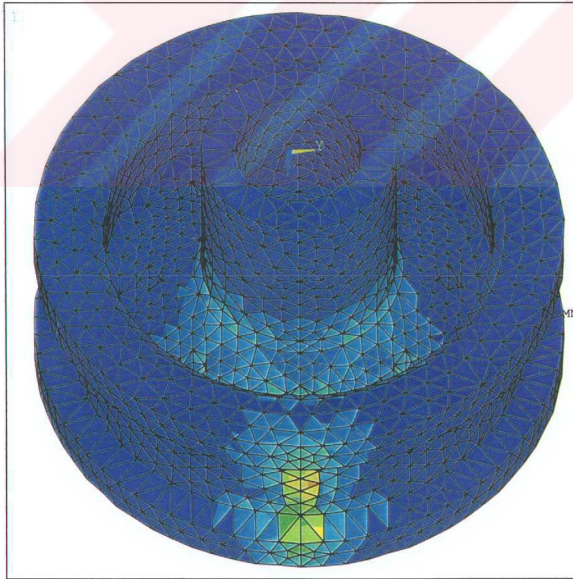
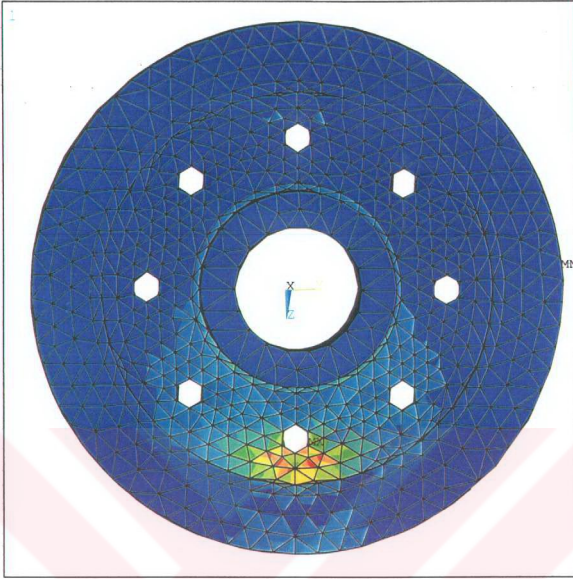
Şekil 5.2 Emniyetli tekerlek çapları seçimi (D=250 mm)



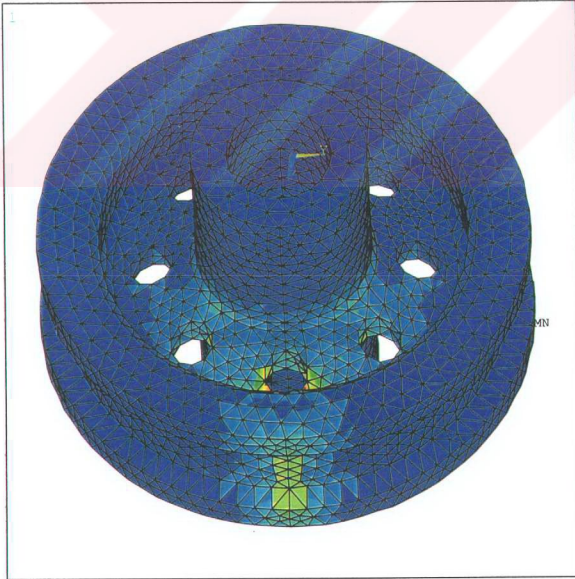
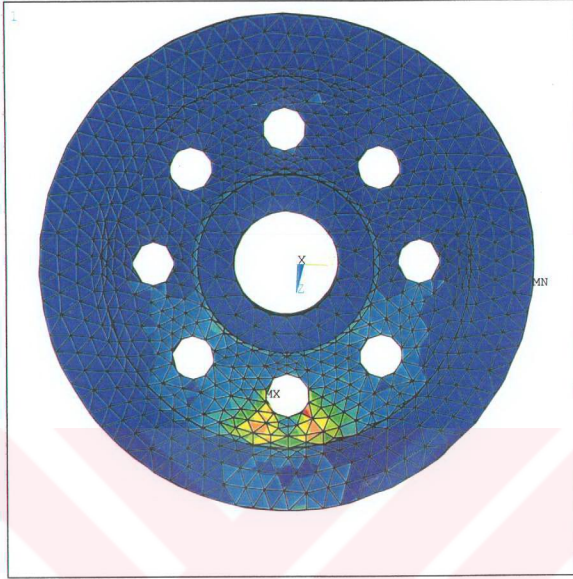
Şekil 5.3 Emniyetli tekerlek çapları seçimi (D=315 mm)



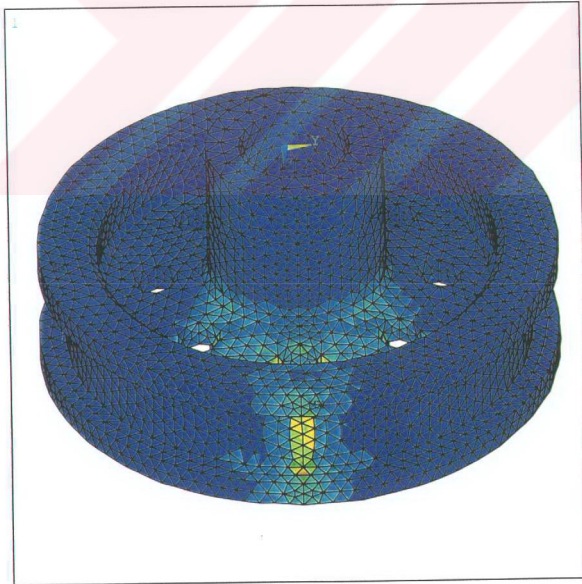
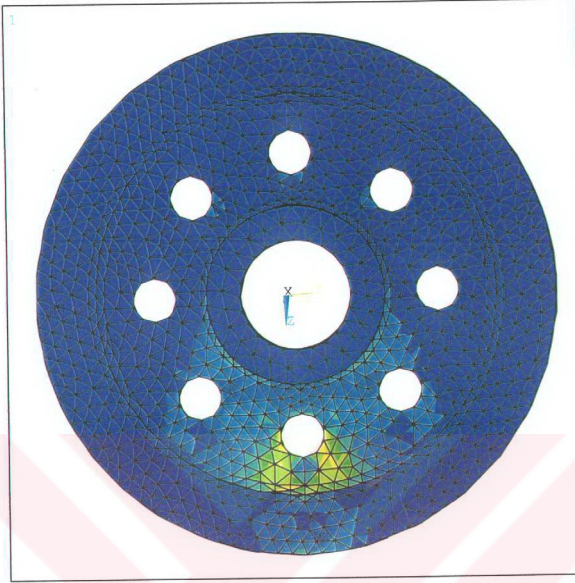
Şekil 5.4 Emniyetli tekerlek çapları seçimi (D=400 mm)



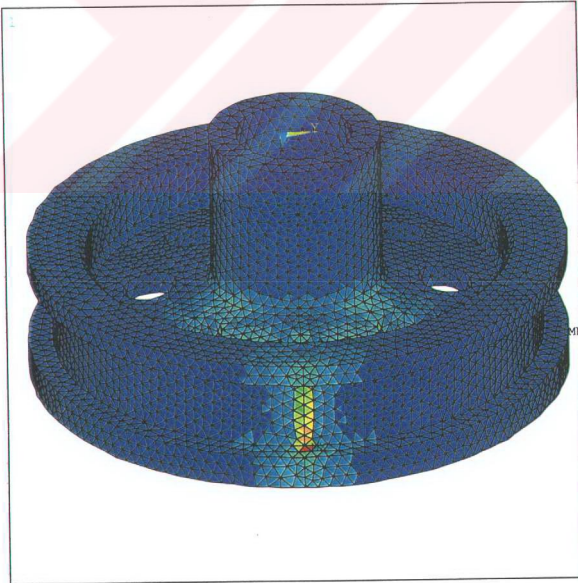
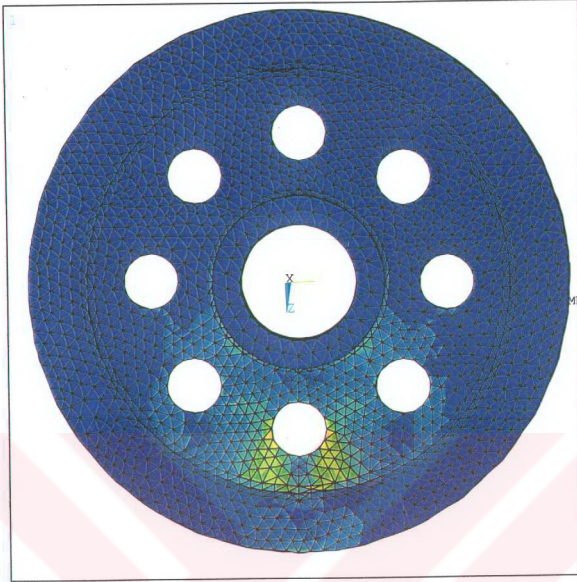
Şekil 5.5 Emniyetsiz tekerlek çapları seçimi (D=200 mm)



Şekil 5.6 Emniyetsiz tekerlek çapları seçimi (D=250 mm)



Şekil 5.7 Emniyetsiz tekerlek çapları seçimi (D=315 mm)



Şekil 5.8 Emniyetsiz tekerlek çapları seçimi (D=400 mm)

6. ANSYS ve PRO/E İLE SONUÇLARI OLUŞTURMA İŞLEMLERİ

6.1 Pro Engineer İşlemleri

Ana parça olan tekerleklerin modellenmesinin Pro Engineer programı ile yapıldığına daha önce değinmiştik. Pro Engineer programında bu işlemin nasıl yapıldığını anlamak için, 3 boyutlu nesne oluşturma kavramının anlaşılması gereklidir. Programa girmeden önce 3 boyutlu nesnenin kesit görüntüsü AutoCad programı ile çizildi ve daha sonra bu kesit Pro/E'ye aktarıldı. Daha sonra bu kesitler bir eksen etrafında döndürülmek sureti ile belli bir hacimi süpürmesi sağlandı ve katı model oluşmuş oldu. Oluşan model üzerine 8 adet delik açılarak gerçeğe uygun bir tekerlek modellemesi yapılmıştır. Modelleme tamamlandıktan sonra bunu kaydederken, Ansys programına model aktaracağımız düşünülerek, kayıt formatı olarak IGES seçildi. Her bir çaptaki tekerlek için bu işlemler tekrarlanmıştır.

6.2 Ansys İşlemleri

Programın menüleri oldukça yüklü ve karışık olduğundan, her tekerlek için yapılan tüm işlemleri sıra ile vermeyi uygun gördüm. Bazı işlemler aynı olsada, girilen değerlerdeki farklılıklar, işlemlerin sonuçlarını tamamiyle değiştirmektedir.

6.2.1 D=200 mm Tekerlek İçin

- Ana menüden modelin yüklenmesi için "Import" seçilir.
- Çıkan pencerede seçenekler aynen bırakılıp OK dindikten sonra, dosya alma penceresinde hazırlamış olduğumuz IGES dosyası seçilip yüklenir.
- Belli aşamaları kaydetmek gerektiğinden bu aşamayı "teker200_volume" olarak kaydettim. (CD içinde "Ansys Dosyaları/200" dizinindedir)
- Menüden "Preferences" seçilir, çıkan pencerede "Structure" seçeneği işaretlenir.
- "Preprocessor" menüsünden, "Element Type" ve sonrada "Add/Edit.." seçilir.
- Listelerden birincisinde "Structural Solid", ikincisinde "w/rotat 73" seçilir.
- Close ile kapatılır.
- "Preprocessor" menüsünden, "Material Props" seçilir, sonrada "Isotropic" seçilir.

- Çıkan pencereye “1” rakamı girilir.
- Young modülü olarak “210000” girilir.
- “Dens” yani yoğunluk olarak “7.85e-6” girilir.
- NUXY değerine “0.3” girilir. (Pozisyon oranı)
- OK ile çıkılır
- “Preprocessor” menüsünden, “Meshtool” seçilir.
- Çıkan pencerede Lines \Rightarrow Set seçilir, sonra “Pick All” tuşuna basılır.
- “Size” değeri 10 verilir.
- Pencerede “Pick All” seçilip pencere kapatılır.
- Buraya kadar olan aşamaları “Teker200_Mesh” olarak kaydettim. (CD’de “Ansys Dosyaları/200” dizini içinde)
- Üst menüden “Plot \Rightarrow Lines” seçilir. Parça görüntüsü renkli çizgilere dönüşür.
- “Solution” menüsünden Loads \Rightarrow Apply seçilir. Yük eklemeye hazır hale gelir.
- “Displacement” seçilip “On Lines” tıklanır, tekerleğin en alt değme noktaları seçilir. Buralara yük eklenmiş olur. Sonra “Apply” tıklanarak seçme tamamlanır.
- Çıkan Pencerede All/DOF seçilip OK tıklanır.
- “Displacement” seçilip “On Areas” tıklanır, tekerleğin iç yan alanları olarak 36, 38 yazılır. Sonra “Apply” tıklanır.
- Çıkan pencerede “UX” işaretlenir.
- Son olarak kuvvet eklemek için “Solution \Rightarrow Apply \Rightarrow Force Moment \Rightarrow On Nodes” seçilir.
- Kuvvet etkime alanı olarak ortadaki dairesel alan seçilir.
- “Apply” tıklandıktan sonra “FZ” seçilerek kuvvet yönü belirlenir. Sonra kuvvet olarak, yapılacak işleme göre daha önceki konularda hesaplanan aşağıdaki değerler girilir:

Emniyetli çap seçimi için $\Rightarrow F = 20000 \text{ N}$

Kritik yük seçimi için $\Rightarrow F = 32014.08 \text{ N}$

Emniyetsiz çap seçimi için $\Rightarrow F = 40000 \text{ N}$

- Bu aşamada dikkat edilmesi gereken nokta, seçili node sayısının F değerine payda olarak yazılmasıdır. Node sayısı seçime göre değiştiği için örnek olarak “n” tane node seçildi ise, F kuvvetine Emniyetli çap seçimi için “ $20000/n$ ” şeklinde giriş yapılması gerekir. Böylelikle bir node başına düşen kuvvet girilmiş olur, zaten burada bizden istenen değer de budur.
- Bu aşamada “teker200_loaded” olarak kaydettim.
- Şimdi verilen bilgilerin program tarafından işlenmesi için “Solution \Rightarrow Solve \Rightarrow Current LS” seçeneğini seçeriz.
- Bundan sonra tekerleğin büyüklüğüne göre yarım saatten 12 saate kadar değişebilecek bir hesaplama işlemi başlar.
- “Solution Done” yazısı görüldükten sonra sonuçlara bakmak için “General Post Production” menüsünden “Plot Results” seçilir.
- “Element Solution” seçilip içindeki listelerden birincisinde “Stress”, ikincisinde “von-mises” işaretlenir.
- Tez içinde çıktısı alınmış olan “Element Solution” şekilleri elde edilmiş olur. Bu çıktılar CD içinde “Analiz Sonuçları” dizininde bulunmaktadır.
- “Nodal Solution” seçilerek listelerden birincisinde “Stress”, ikincisinde “von-mises” işaretlenir.
- Tez içinde çıktısı alınmış olan “Nodal Solution” şekilleri elde edilmiş olur. Bu çıktılar CD içinde “Analiz Sonuçları” dizininde bulunmaktadır.
- Bu aşamada Ansys dosyası olarak projeyi “Save” ederek, ileride sonuçlara istediğimiz farklı açılarda bakma olanağı bulmayı hedefledim. Bu aşamada 3 farklı analiz yaptığımdan, her analiz sonucunu farklı isimler altında kaydettim. Buna göre emniyetli çap seçimi için “teker200_son_safe” ismini, emniyetsiz çap seçimi için “teker200_son_NOsafe” ismini, kritik yük seçimi için “teker200_son_kritik” ismini kullandım.

6.2.2 D=250 mm Tekerlek İçin

- Ana menüden modelin yüklenmesi için "Import" seçilir.
- Çıkan pencerede seçenekler aynen bırakılıp OK dindikten sonra, dosya alma penceresinde hazırlamış olduğumuz IGES dosyası seçilip yüklenir.
- Belli aşamaları kaydetmek gerektiğinden bu aşamayı "teker250_volume" olarak kaydettim. (CD içinde "Ansys Dosyaları/250" dizinindedir)
- Menüden "Preferences" seçilir, çıkan pencerede "Structure" seçeneği işaretlenir.
- "Preprocessor" menüsünden, "Element Type" ve sonrada "Add/Edit.." seçilir.
- Listelerden birincisinde "Structural Solid", ikincisinde "w/rotat 73" seçilir.
- Close ile kapatılır.
- "Preprocessor" menüsünden, "Material Props" seçilir, sonrada "Isotropic" seçilir.
- Çıkan pencereye "1" rakamı girilir.
- Young modülü olarak "210000" girilir
- "Dens" yani yoğunluk olarak "7.85e-6" girilir.
- NUXY değerine "0.3" girilir. (Pozisyon oranı)
- OK ile çıkılır
- "Preprocessor" menüsünden, "Meshtool" seçilir.
- Çıkan pencerede Lines ⇒ Set seçilir, sonra "Pick All" tuşuna basılır.
- "Size" değeri 10 verilir.
- Pencerede "Pick All" seçilip pencere kapatılır.
- Buraya kadar olan aşamaları "Teker250_Mesh" olarak kaydettim. (CD'de "Ansys Dosyaları/250" dizini içinde)
- Üst menüden "Plot ⇒ Lines" seçilir. Parça görüntüsü renkli çizgilere dönüşür.
- "Solution" menüsünden Loads ⇒ Apply seçilir. Yük eklemeye hazır hale gelir.

- “Displacement” seçilip “On Lines” tıklanır, tekerleğin en alt değme noktaları seçilir. Buralara yük eklenmiş olur. Sonra “Apply” tıklanarak seçme tamamlanır.
- Çıkan Pencerede All/DOF seçilip OK tıklanır.
- “Displacement” seçilip “On Areas” tıklanır, tekerleğin iç yan alanları olarak 36, 38 yazılır. Sonra “Apply” tıklanır.
- Çıkan pencerede “UX” işaretlenir.
- Son olarak kuvvet eklemek için “Solution ⇒ Apply ⇒ Force Moment ⇒ On Nodes” seçilir.
- Kuvvet etkime alanı olarak ortadaki dairesel alan seçilir.
- “Apply” tıklandıktan sonra “FZ” seçilerek kuvvet yönü belirlenir. Sonra kuvvet olarak, yapılacak işleme göre daha önceki konularda hesaplanan aşağıdaki değerler girilir:

Emniyetli çap seçimi için $\Rightarrow F = 30000 \text{ N}$

Kritik yük seçimi için $\Rightarrow F = 42796.6 \text{ N}$

Emniyetsiz çap seçimi için $\Rightarrow F = 50000 \text{ N}$

- Bu aşamada dikkat edilmesi gereken nokta, seçili node sayısının F değerine payda olarak yazılmasıdır. Node sayısı seçime göre değiştiği için örnek olarak “n” tane node seçildi ise, F kuvvetine Emniyetli çap seçimi için “ $30000/n$ ” şeklinde giriş yapılması gerekir. Böylelikle bir node başına düşen kuvvet girilmiş olur, zaten burada bizden istenen değer de budur.
- Bu aşamada “teker250_loaded” olarak kaydettim.
- Şimdi verilen bilgilerin program tarafından işlenmesi için “Solution ⇒ Solve ⇒ Current LS” seçeneğini seçeriz.
- Bundan sonra tekerleğin büyüklüğüne göre yarım saatten 12 saate kadar değişebilecek bir hesaplama işlemi başlar.
- “Solution Done” yazısı görüldükten sonra sonuçlara bakmak için “General Post Production” menüsünden “Plot Results” seçilir.

- “Element Solution” seçilip içindeki listelerden birincisinde “Stress”, ikincisinde “von-mises” işaretlenir.
- Tez içinde çıktısı alınmış olan “Element Solution” şekilleri elde edilmiş olur. Bu çıktılar CD içinde “Analiz Sonuçları” dizininde bulunmaktadır.
- “Nodal Solution” seçilerek listelerden birincisinde “Stress”, ikincisinde “von-mises” işaretlenir.
- Tez içinde çıktısı alınmış olan “Nodal Solution” şekilleri elde edilmiş olur. Bu çıktılar CD içinde “Analiz Sonuçları” dizininde bulunmaktadır.
- Bu aşamada Ansys dosyası olarak projeyi “Save” ederek, ileride sonuçlara istediğimiz farklı açılarda bakma olanağı bulmayı hedefledim. Bu aşamada 3 farklı analiz yaptığımdan, her analiz sonucunu farklı isimler altında kaydettim. Buna göre emniyetli çap seçimi için “teker250_son_safe” ismini, emniyetsiz çap seçimi için “teker250_son_NOsafe” ismini, kritik yük seçimi için “teker250_son_kritik” ismini kullandım.

6.2.3 D=315 mm Tekerlek İçin

- Ana menüden modelin yüklenmesi için “Import” seçilir.
- Çıkan pencerede seçenekler aynen bırakılıp OK dindikten sonra, dosya alma penceresinde hazırlamış olduğumuz IGES dosyası seçilip yüklenir.
- Belli aşamaları kaydetmek gerektiğinden bu aşamayı “teker315_volume” olarak kaydettim. (CD içinde “Ansys Dosyaları/315” dizinindedir)
- Menüden “Preferences” seçilir, çıkan pencerede “Structure” seçeneği işaretlenir.
- “Preprocessor” menüsünden, “Element Type” ve sonrada “Add/Edit..” seçilir.
- Listelerden birincisinde “Structural Solid”, ikincisinde “w/rotat 73” seçilir.
- Close ile kapatılır.
- “Preprocessor” menüsünden, “Material Props” seçilir, sonrada “Isotropic” seçilir.
- Çıkan pencereye “1” rakamı girilir.
- Young modülü olarak “210000” girilir

- “Dens” yani yoğunluk olarak “7.85e-6” girilir.
- NUXY değerine “0.3” girilir. (Pozisyon oranı)
- OK ile çıkılır
- “Preprocessor” menüsünden, “Meshtool” seçilir.
- Çıkan pencerede Lines \Rightarrow Set seçilir, sonra “Pick All” tuşuna basılır.
- “Size” değeri 10 verilir.
- Pencerede “Pick All” seçilip pencere kapatılır.
- Buraya kadar olan aşamaları “Teker315_Mesh” olarak kaydettim. (CD’de “Ansys Dosyaları/315” dizini içinde)
- Üst menüden “Plot \Rightarrow Lines” seçilir. Parça görüntüsü renkli çizgilere dönüşür.
- “Solution” menüsünden Loads \Rightarrow Apply seçilir. Yük eklemeye hazır hale gelir.
- “Displacement” seçilip “On Lines” tıklanır, tekerleğin en alt değme noktaları seçilir. Buralara yük eklenmiş olur. Sonra “Apply” tıklanarak seçme tamamlanır.
- Çıkan Pencerede All/DOF seçilip OK tıklanır.
- “Displacement” seçilip “On Areas” tıklanır, tekerleğin iç yan alanları olarak 36, 38 yazılır. Sonra “Apply” tıklanır.
- Çıkan pencerede “UX” işaretlenir.
- Son olarak kuvvet eklemek için “Solution \Rightarrow Apply \Rightarrow Force Moment \Rightarrow On Nodes” seçilir.
- Kuvvet etkime alanı olarak ortadaki dairesel alan seçilir.
- “Apply” tıklandıktan sonra “FZ” seçilerek kuvvet yönü belirlenir. Sonra kuvvet olarak, yapılacak işleme göre daha önceki konularda hesaplanan aşağıdaki değerler girilir:

Emniyetli çap seçimi için $\Rightarrow F = 50000 \text{ N}$

Kritik yük seçimi için $\Rightarrow F = 57425.25 \text{ N}$

T.C. YÜKSEK ÖĞRETİM KURULU
TEKİRGÖZ İNŞAAT MÜHÜRÜ

Emniyetsiz çap seçimi için $\Rightarrow F = 70000 \text{ N}$

- Bu aşamada dikkat edilmesi gereken nokta, seçili node sayısının F değerine payda olarak yazılmasıdır. Node sayısı seçime göre değiştiği için örnek olarak “n” tane node seçildi ise, F kuvvetine Emniyetli çap seçimi için “ $50000/n$ ” şeklinde giriş yapılması gerekir. Böylelikle bir node başına düşen kuvvet girilmiş olur, zaten burada bizden istenen değer de budur.
- Bu aşamada “teker315_loaded” olarak kaydettim.
- Şimdi verilen bilgilerin program tarafından işlenmesi için “Solution \Rightarrow Solve \Rightarrow Current LS” seçeneğini seçeriz.
- Bundan sonra tekerleğin büyüklüğüne göre yarım saatten 12 saate kadar değişebilecek bir hesaplama işlemi başlar.
- “Solution Done” yazısı görüldükten sonra sonuçlara bakmak için “General Post Production” menüsünden “Plot Results” seçilir.
- “Element Solution” seçilip içindeki listelerden birincisinde “Stress”, ikincisinde “von-mises” işaretlenir.
- Tez içinde çıktısı alınmış olan “Element Solution” şekilleri elde edilmiş olur. Bu çıktılar CD içinde “Analiz Sonuçları” dizininde bulunmaktadır.
- “Nodal Solution” seçilerek listelerden birincisinde “Stress”, ikincisinde “von-mises” işaretlenir.
- Tez içinde çıktısı alınmış olan “Nodal Solution” şekilleri elde edilmiş olur. Bu çıktılar CD içinde “Analiz Sonuçları” dizininde bulunmaktadır.
- Bu aşamada Ansys dosyası olarak projeyi “Save” ederek, ileride sonuçlara istediğimiz farklı açılarda bakma olanağı bulmayı hedefledim. Bu aşamada 3 farklı analiz yaptığımdan, her analiz sonucunu farklı isimler altında kaydettim. Buna göre emniyetli çap seçimi için “teker315_son_safe” ismini, emniyetsiz çap seçimi için “teker315_son_NOsafe” ismini, kritik yük seçimi için “teker315_son_kritik” ismini kullandım.

6.2.4 D=400 mm Tekerlek İçin

- Ana menüden modelin yüklenmesi için “Import” seçilir.
- Çıkan pencerede seçenekler aynen bırakılıp OK dindikten sonra, dosya alma penceresinde hazırlamış olduğumuz IGES dosyası seçilip yüklenir.
- Belli aşamaları kaydetmek gerektiğinden bu aşamayı “teker400_volume” olarak kaydettim. (CD içinde “Ansys Dosyaları/400” dizinindedir)
- Menüden “Preferences” seçilir, çıkan pencerede “Structure” seçeneği işaretlenir.
- “Preprocessor” menüsünden, “Element Type” ve sonrada “Add/Edit..” seçilir.
- Listelerden birincisinde “Structural Solid”, ikincisinde “w/rotat 73” seçilir.
- Close ile kapatılır.
- “Preprocessor” menüsünden, “Material Props” seçilir, sonrada “Isotropic” seçilir.
- Çıkan pencereye “1” rakamı girilir.
- Young modülü olarak “210000” girilir
- “Dens” yani yoğunluk olarak “7.85e-6” girilir.
- NUXY değerine “0.3” girilir. (Pozisyon oranı)
- OK ile çıkılır
- “Preprocessor” menüsünden, “Meshtool” seçilir.
- Çıkan pencerede Lines ⇒ Set seçilir, sonra “Pick All” tuşuna basılır.
- “Size” değeri 10 verilir.
- Pencerede “Pick All” seçilip pencere kapatılır.
- Buraya kadar olan aşamaları “Teker400_Mesh” olarak kaydettim. (CD’de “Ansys Dosyaları/400” dizini içinde)
- Üst menüden “Plot ⇒ Lines” seçilir. Parça görüntüsü renkli çizgilere dönüşür.
- “Solution” menüsünden Loads ⇒ Apply seçilir. Yük eklemeye hazır hale gelir.

- “Displacement” seçilip “On Lines” tıklanır, tekerleğin en alt değme noktaları seçilir. Buralara yük eklenmiş olur. Sonra “Apply” tıklanarak seçme tamamlanır.
- Çıkan Pencerede All/DOF seçilip OK tıklanır.
- “Displacement” seçilip “On Areas” tıklanır, tekerleğin iç yan alanları olarak 36, 38 yazılır. Sonra “Apply” tıklanır.
- Çıkan pencerede “UX” işaretlenir.
- Son olarak kuvvet eklemek için “Solution \Rightarrow Apply \Rightarrow Force Moment \Rightarrow On Nodes” seçilir.
- Kuvvet etkime alanı olarak ortadaki dairesel alan seçilir.
- “Apply” tılandıktan sonra “FZ” seçilerek kuvvet yönü belirlenir. Sonra kuvvet olarak, yapılacak işleme göre daha önceki konularda hesaplanan aşağıdaki değerler girilir:

Emniyetli çap seçimi için $\Rightarrow F = 60000 \text{ N}$

Kritik yük seçimi için $\Rightarrow F = 77367.36 \text{ N}$

Emniyetsiz çap seçimi için $\Rightarrow F = 90000 \text{ N}$

- Bu aşamada dikkat edilmesi gereken nokta, seçili node sayısının F değerine payda olarak yazılmasıdır. Node sayısı seçime göre değiştiği için örnek olarak “n” tane node seçildi ise, F kuvvetine Emniyetli çap seçimi için “ $20000/n$ ” şeklinde giriş yapılması gerekir. Böylelikle bir node başına düşen kuvvet girilmiş olur, zaten burada bizden istenen değer de budur.
- Bu aşamada “teker400_loaded” olarak kaydettim.
- Şimdi verilen bilgilerin program tarafından işlenmesi için “Solution \Rightarrow Solve \Rightarrow Current LS” seçeneğini seçeriz.
- Bundan sonra tekerleğin büyüklüğüne göre yarım saatten 12 saate kadar değişebilecek bir hesaplama işlemi başlar.
- “Solution Done” yazısı görüldükten sonra sonuçlara bakmak için “General Post Production” menüsünden “Plot Results” seçilir.

- “Element Solution” seçilip içindeki listelerden birincisinde “Stress”, ikincisinde “von-mises” işaretlenir.
- Tez içinde çıktısı alınmış olan “Element Solution” şekilleri elde edilmiş olur. Bu çıktılar CD içinde “Analiz Sonuçları” dizininde bulunmaktadır.
- “Nodal Solution” seçilerek listelerden birincisinde “Stress”, ikincisinde “von-mises” işaretlenir.
- Tez içinde çıktısı alınmış olan “Nodal Solution” şekilleri elde edilmiş olur. Bu çıktılar CD içinde “Analiz Sonuçları” dizininde bulunmaktadır.
- Bu aşamada Ansys dosyası olarak projeyi “Save” ederek, ileride sonuçlara istediğimiz farklı açılarda bakma olanağı bulmayı hedefledim. Bu aşamada 3 farklı analiz yaptığımdan, her analiz sonucunu farklı isimler altında kaydettim. Buna göre emniyetli çap seçimi için “teker400_son_safe” ismini, emniyetsiz çap seçimi için “teker400_son_NOsafe” ismini, kritik yük seçimi için “teker400_son_kritik” ismini kullandım.

7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Sonuçları değerlendirmeden önce St60 malzemenin özelliklerine bir göz atmakta fayda vardır:

Çekme Dayanımı $\Rightarrow 570 \text{ N/mm}^2$

Akma Dayanımı $\Rightarrow 325 \text{ N/mm}^2$

$E = 210000 \text{ N/mm}^2$

Pozisyon arası $\nu = 0.3$

Sertlik = 195 HB

Özgül Ağırlık = 7.85 kg/dm^3

Kullanılma yeri: Genel makine yapımı, mil, aks, vb. (Sürer, 1988)

Programda seçilen element ismi: Solid 72 (I, J, K, L Nodes, Serbestlik derecesi: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ)

Emniyet değeri olarak 2 seçilirse, malzemedeki maksimum gerilim değeri, 167 N/mm^2 olmak durumundadır. Analiz sonuçlarından da görüleceği üzere, emniyetsiz seçimlerde dahi, maksimum gerilme değeri, maksimum gerilim olan 167 N/mm^2 'nin üzerine çıkmamış bulunmaktadır. İşletme grubu ve sınıfı gözönünde bulundurularak emniyetsiz olarak seçilen standart elemanda dahil, maksimum gerilme değeri 167 N/mm^2 'nin altındadır. Bunun nedeni standarda göre seçim yapılması halinde, hesaplara sadece statik hesapların değil, yorulma dayanımı, dinamik zorlamalar gibi parçanın seçilen işletme sınıfına (2M) bağlı faktörlerinde de katılmasıdır. Dinamik yükler düşünüldüğünde sonuçların gerçeğe yakın olduğu görülebilir. Ayrıca zorlamaların maksimum olduğu yerler ve yük dağılımı değişmediğinden, parça üzerinde yük dağılımı incelemesi bu sonuçlardan yapılabilir.

Ayrıca görülmüştür ki, parça çapı küçüldükçe, standarda göre parça daha emniyetli seçilmektedir. Bunun nedeni ise, küçük çaplı tekerleğin dinamik yüklerden daha fazla etkilenmesidir.

Bir diğer nokta ise; parça büyüklüğü arttıkça, nodal ve element solution arasındaki farkın büyümesidir. Buna engel olmak için daha sık bir mesh yapısı kullanılması gerekir, fakat çıkan sonuçlarda da görüldüğü üzere maksimum gerilme değerlerinin zaten malzemenin akma sınırından

çok düşük olduğu ortadadır. Sonuç olarak daha sık bir mesh yapısının kullanılması gereksiz görülmüştür. Mesh yapılarının oluşturulmasında kullanılan node değerleri aşağıda verilmiştir:

$$D = 200 \text{ mm} \Rightarrow 19480 \text{ nodes}$$

$$D = 250 \text{ mm} \Rightarrow 27405 \text{ nodes}$$

$$D = 315 \text{ mm} \Rightarrow 39955 \text{ nodes}$$

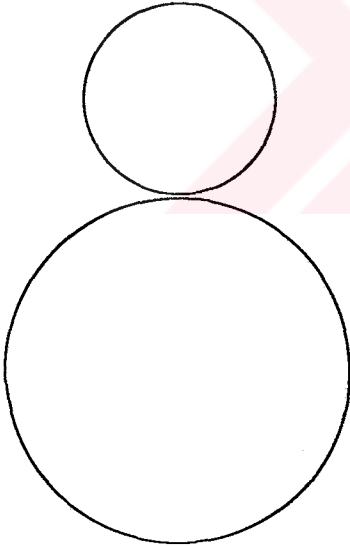
$$D = 400 \text{ mm} \Rightarrow 67139 \text{ nodes}$$

7.1 Hertz Gerilmesine Göre Yorum

Tezde Hertz'e göre bir hesaplama yapılmamıştır. Bunun nedeni ise, 200-400 mm çaplarındaki tekerleklerde, hertz gerilmelerinin etkisi olmamasıdır. Bunun ispatı aşağıdaki şekildedir:

Hertz'e göre silindirik bağlantılarda iki yüzey arasındaki max. gerilme:

$$\sigma_{\max} = 0,6 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{L \cdot d}} \cdot \sqrt{1 \pm \frac{1}{A}} \quad (7.1)$$



P: Bağlantıdaki yük

E: Elastiklik

d: Küçük silindir

L: Silindir uzunluğu

$$A = D / d \rightarrow D = \infty \text{ olduğundan (ray)} \rightarrow 1 / A = 0$$

$$E = 210000 \text{ olduğundan} \rightarrow \sigma_{\max} = 275 \cdot \sqrt{\frac{P}{L \cdot d}} \quad (7.2)$$

$$\text{Silindirler için } b = L / d \rightarrow L = b \cdot d \rightarrow \sigma_{\max} = 275 \cdot \sqrt{\frac{P}{b \cdot d^2}} \quad (7.3)$$

200 mm'lik tekerlek için, $F = P = 40000 \text{ N}$ alarak formüle edersek:

$b = L / d \rightarrow b = 55 / 200 = 0,275$ (200 mm tekerlek' de standarda göre $L = 55$ mm'dir)

$$\sigma_{\max} = 275 \cdot \sqrt{\frac{40000}{0,275 \cdot 200^2}} \rightarrow \sigma_{\max} = 524,4 \text{ N/mm}^2$$

Görüldüğü gibi izin verilen maksimum gerilme 325 N/mm^2 olan akma sınırının bile üzerinde çıkmaktadır. Bu sebeple, 200-400 mm arasındaki tekerlek çaplarında hertz gerilmelerini göz ardı edebiliriz.

Sonuç olarak görülmüştür ki, standardda hesaplanan tekerlek çapları CAD yazılımı sonuçlarından daha güvenlidir ve tekerlek çapı küçüldükçe bu durum artmaktadır. Bunun nedeni ise CAD analizine dinamik yüklerin katılmamasıdır. Bu durum göz önüne alındığında çıkan sonuçlar normaldir. Buna göre, standarda göre yapılmış bir hesaplama, güvenli bir sonuç vermektedir, hatta bazen olması gerekenden biraz daha fazla emniyetli çaplar seçimine sebep olmaktadır.

7.3 Yürütme Direncine Göre Yorum

Yürütme direncine göre bir yorum yapmak için aşağıdaki değerler ele alınmıştır:

$$W = \frac{P \left(f + \frac{h \cdot d}{2} + \%0.2 \cdot R \right)}{R} \text{ (N)} \quad (7.4)$$

W : Yürütme direnci (N)

P : Tekerlek yükü (N) $P = 20000 \text{ N}$

f : Tekerlek ezilme mesafesi (cm) $f = 0.05 \text{ cm}$

h : Sürtünme katsayısı $h = 0.002$

d : Tekerlek göbek yatağı ortalama çapı (cm) $d = \text{Her teker için farklı değerdedir.}$

R : Tekerlek yarıçapı (cm) $R = D / 2$

4 adet tekerlek için d ve R değerleri değişmektedir. Bu 4 tekerlek için W değerleri aşağıdaki gibidir:

D = 200 mm tekerlek için; $R = 10 \text{ cm}$, $d = 4.5 \text{ cm}$

KAYNAKLAR

Ansys Release 5.5.1, (1998), "Analysis Guides", Sun Microsystems, California.

Ansys Release 5.5.1, (1998), "Commands Manual", Sun Microsystems, California.

Ansys Release 5.5.1, (1998), "Elements Manual", Sun Microsystems, California.

Ansys Release 5.5.1, (1998), "Theory Manual", Sun Microsystems, California.

Ansys Release 5.5.1, (1998), "Operations Guide", Sun Microsystems, California.

Chandrupatla, T. R., Belegundu, A. D., (1993), "Introduction To Finite Elements In Engineering", Prentich Hall, New Jersey.

Demirsoy, M., (1993), "Transport Tekniđi", Birsen Yayınevi, İstanbul

Sürer, F., (1988), "Kaldırma Ve İletme Makinaları Cilt 2", İstanbul.

Whiteman, J. R., (1993), "The Mathematics Of Elements And Applications", Joan Wiley & Sons.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	09.09.1976	
Doğum yeri	Zonguldak	
Lise	1987-1994	Özel Darüşşafaka Lisesi
Lisans	1994-1999	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek lisans	1999-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Prog.

Çalıştığı Kurumlar

Konstrüksiyon Mühendisi	2001-2001	Poraş Mekanik A.Ş.
Makine Müh. & Programcı	2001-Devam ediyor	Tekom Teknik Kompüter Tic. A.Ş.

