

2010 Ağustos

www.guven-kutay.ch

DİŞLİ ÇARKLAR

SALYANGOZ veya
SONSUZ DİŞLİLER

12-04

M. Güven KUTAY

Sevgili eşim

FİSUN ' a

ÖNSÖZ

Bir konuyu bilmek demek, onu eldeki imkanlara göre kullanabilmek demektir. Dişliler konusunu bilmek, dişli üretilip kullanabilmek demektir.

Bu belgelerde;

- dişli ve dişli redüktörlerini fonksiyonlarına göre hesaplayıp üretmek için gerekli bütün bilgiler detaylı anlatılmış,
- dişli hesap örnekleri, üretim için gerekli teknik resimler verilmiş,
- dişli imalat ve konstruksiyon esasları anlatılmış,
- Oldukça detaylı teorinin yanında uygulamada kullanılan değerler, tablolar ve diyagramlar verilmiştir.

Çok yönlü ve detaylı çözüm örnekleri uygulamada yardımcı olacaktır. Bütün kullanılan literatürün dökümü, gereğinde dahada etraflı bilgi edinmek için, belgenin sonunda verilmiştir. Ayrıca belgenin sonunda konu indeksi verilerek, aranılan konunun bulunması kolaylaştırılmıştır.

Bu belgede verilen bilgilere göre hesaplama programlarıda üç dilde Türkçe, Almanca ve İngilizce olarak hazırlanmış ve "Programlar" kısmında excel programı olarak verilmiştir. Programları istediğiniz dilde kullanıp bütün hesapları yaptıktan sonra, bir tek emir ile istediğiniz dile çevirme imkanınız vardır. Umarım ki bu programlar uygulamada yardımcı olur.

Bu arada çok az imkanlarla ve büyük çabalarla Türkçe teknik literatüre bu konuda kazandırdıkları kitaplar için sayın *Şefik OKDAY* 1 ve diğer kişileri, saygıyla anar, Türk makina mühendislerinin pratikte önderliğini yapıp bir çok genç mühendise yol gösteren sayın ağabeyimiz merhum Dr. Müh. *Dündar ARF* ve bütün mühendislere teşekkür etmeyi borç bilirim.

İsviçrede, *MAAG AG* ve *Reishauer AG* firmalarına arşivlerinden ve teknik yayınlarından istediğim çok değerli bilgileri belgelerime aktarma müsadesi verdikleri için teşekkürlerimi sunarım.

Bu belgede iyi, kötü veya eksik bulduğunuz konuları ve bilgileri bildirirseniz çok sevinirim.

Hepinize mutlu ve başarılı günler dileğiyle...

İsviçre, Baden 2010

M. Güven KUTAY

DİKKAT:

Bu belgedeki bilgiler iyi niyet, büyük dikkat ve çabayla son teknik bilgilere göre hazırlanmıştır. Ben ve *MAAG AG* firması ile *REISHAUER AG* firmaları bu belgedeki bilgilerin kullanılmasından ötürü oluşacak zarar ve ziyan için hiç bir şekilde maddi, manevi ve hukuki sorumluluk taşımıyacağımızı belirtirim. Bu belgedeki verileri kullanan kişi, verilerin kullanıldığı yerdeki özel şartlara uygun olup olmadığına kendisi karar vermelidir. Verileri kullanan kişi genel kapsamlı metotları özel problemlere uygulamayı kontrol edip verileri titizlikle kullanmalıdır. Çok özel hallerde, ya imalatçıdan edinilen veya özel deneyler sonucu elde edilen değerlerle hesabın yapılması gereklidir.

M. Güven KUTAY

İÇİNDEKİLER

1	Salyangoz dişliler	5
1.1	Silindirik salyangoz dişlilerde geometrik bağıntılar	7
1.1.1	Salyangoz dişlilerde çevirme oranı “ i ”	7
1.1.2	Sonsuz vida dişlisinin boyutları	8
1.1.2.1	Sonsuz vida dişlisi, pinyonun ortalama helis açısı “ \square_{or} ”	8
1.1.2.2	Sonsuz vida dişlisinin (Pinyonun) hatvesi “ p_{z1} ”	8
1.1.2.3	Sonsuz vida dişlisinin (Pinyonun) diş sayısı “ Z_1 ”	8
1.1.2.4	Eksenel taksimat “ p_x ”	9
1.1.2.5	Normal taksimat “ p_n ”	9
1.1.2.6	Normal modül “ m_n ”	9
1.1.2.7	Sonsuz vidanın orta çapı “ d_{or1} ”	10
1.1.2.8	Sonsuz vidanın diş üstü çapı “ d_{a1} ”	11
1.1.2.9	Sonsuz vidanın taban dairesi çapı “ d_{t1} ”	11
1.1.2.10	Sonsuz vidanın boyu (genişliği) “ b_1 ”	11
1.1.3	Salyangoz dişli çarkının boyutları	11
1.1.4	Genel boyutları	12
1.1.4.1	Eksenler açıklığı “ a ”	12
1.1.4.2	Kavrama oranları	12
1.1.4.3	Sonsuz vida kademesinde verim ve kayma hızı	12
1.1.5	Sonsuz vida kademesinde kuvvetler	14
1.1.5.1	Sonsuz vidada kuvvetler	14
1.1.5.2	Sonsuz vida çarkındaki kuvvetler	17
1.1.5.3	Yatak kuvvetleri	17
1.2	Sonsuz vida kademesinde mukavemet hesabı	18
1.2.1	Diş yanaklarında yüzey basıncı hesabı	18
1.2.1.1	Gerekli diş yanağı emniyet faktörü “ S_{HGER} ”	19
1.2.1.2	Dayanma süresi faktörü “ Z_h ”	19
1.2.1.3	Yük değişme faktörü “ Z_N ”	19
1.2.1.4	Malzeme faktörü “ Z_E ”	20
1.2.1.5	Değme faktörü “ Z_P ”	21
1.2.2	Isınma kontrolü	22
1.2.2.1	Sınır ısısı “ ϑ_{S1} ”	22
1.2.2.2	Soğutma faktörü “ q_1 ”	22
1.2.2.3	Çevirme oranı faktörü “ q_2 ”	24
1.2.2.4	Malzeme çiftlisi faktörü “ q_3 ”	24
1.2.2.5	Redüktör konstruksiyon faktörü “ q_4 ”	25
1.2.3	Diş dibi kırılma kontrolü	25
1.2.3.1	Malzemenin konstruksiyona göre mukavemeti “ \square_{FGS} ”	25
1.2.3.2	Salyangoz dişli çarktaki gerilim “ \square_{FheS} ”	25
1.2.3.3	Emniyetli diş dibi kırılma faktörü “ S_{FGER} ”	25
1.2.4	Sonsuz vida milinde sehim kontrolü	26
1.2.4.1	Sonsuz vida milindeki gereken emniyetli sehim “ f_{GER} ”	26
1.2.4.2	Sonsuz vida milindeki hesaplanan sehim “ $f_{he max}$ ”	26
1.2.5	Sonsuz vida kademesinde çeşitli değerler	27
1.2.5.1	Sonsuz vida çarkının diş sayısı “ Z_2 ”	27
1.2.5.2	Kademede eksenler mesafesi “ a ”	27
1.2.5.3	Çıkış torsiyon momenti “ M_{t2} ”	27
1.2.5.4	Çıkış gücü “ P_2 ”	27
1.2.5.5	Çap, eksenler mesafesi oranı faktörü “ \square_a ”	27

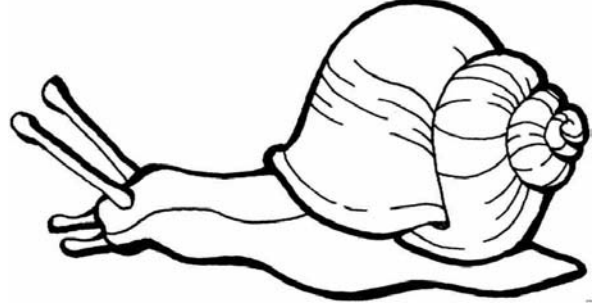
1.2.5.6	Sonsuz vida çarkının taksimat dairesi çapı “ $d_2 = d_{or2}$ ”	28
1.2.5.7	Sonsuz vidanın orta çapındaki çevre hızı “ v_1 ”	28
1.3	Taslak için önerilen hesaplama yolu	28
1.4	Sonsuz vida dişlileri için örnekler	31
1.4.1	Örnek 1	31
1.4.1.1	Seçimler ve kabuller	31
1.4.1.2	Geometrik boyutlar ve mukavemet kontrolü	31
1.4.1.3	Isınma veya soğutma kontrolü	33
1.4.1.4	Sehim kontrolü	33
1.4.1.5	Sonsuz vidanın teknik resmi	34
1.4.1.6	Sonsuz çarkın teknik resmi	35
1.4.1.7	Salyangoz redüktör teknik resmi	36
1.4.2	Örnek 2	37
2	Kaynaklar	40
2.1	Literatür	40
2.2	Standartlar	42
3	Konu İndeksi	43

1 Salyangoz dişliler

Bir makinada çalışacak redüktörde şu şartlar: tahrik eksenini ile çıkış eksenini bir birine dik, redüktör hacmi küçük, çevirme oranı büyük ve hareket frensiz durdurulması isteniyorsa. Bütün bu şartları en ekonomik olarak salyangoz dişli redüktör yerine getirir ve problem çözülmüş olur.



Şekil. 1.1, Salyangoz dişli çifti
Kaynak: himmelmann-paul.de



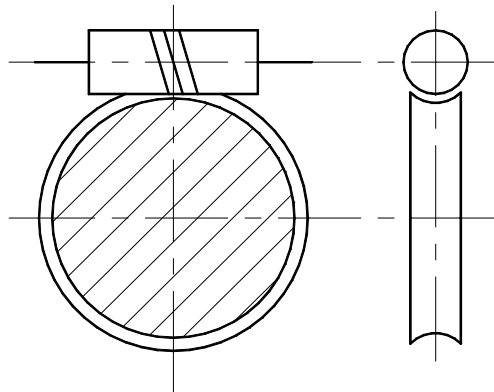
Şekil. 1.2, Salyangoz, sümüklü böcek
Kaynak: www.capraro.com.ar

Teknik deyimini ile sonsuz vidalı dişliler, genelde eksenlerinin izdüşümleri birbirine dik olan fakat kesişmeyen millerle gücü iletirler. Bu dişlilere aynı zamanda “*Salyangoz dişliler*” de denilir. Çünkü prensip krokisi çizildiğinde salyangozu andırırlar (bak Şekil. 1.1 ve Şekil. 1.2). Genel olarak bir salyangoz dişli çifti “*Salyangoz redüktör*” ü’dür. Salyangoz redüktörü, salyangoz dişlili mil, yani giriş mili ile tahrik edilen salyangoz çarkından ve buna bağlı çıkış milinden oluşur. Kademeyi oluşturan her iki dişli birer helisel dişlidir. Ancak küçük dişlinin helisi çapa göre çok büyük olduğundan dişler vida halini almışlardır. Bu nedenle küçük dişliye “*Sonsuz Vida*” veya “*Salyangoz dişli*” ve büyük dişliye “*Salyangoz dişli çarkı*” denir. Salyangoz dişlilerin formu, ya “*silindirik helis*” (bak Şekil. 1.3) veya diskin üstüne sarılı gibi görünen “*globoid helis*” (bak Şekil. 1.6) olur. Sonsuz vida dişlileri silindirik spiral dişli çarkların özel halidir. Silindirik spiral dişli çarklarda diş yanaklarındaki nokta temasına karşın, salyangoz dişlilerde kavrama alanı içinde temas çizgisi vardır.

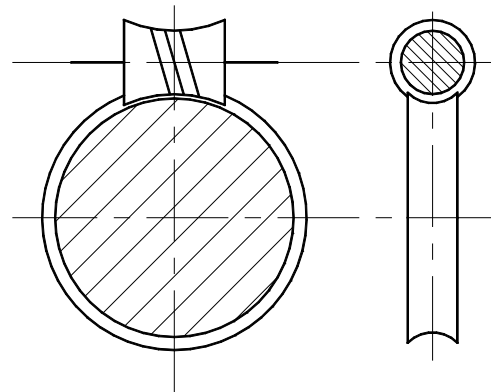
Genelde çevirme oranı $u_{\min} \approx 5$ ve $u_{\max} \approx 50...60$ arası seçilir. Kademede vidanın ve çarkın helis yönleri aynıdır.

Sosuz vida şekilleri:

En çok kullanılan sonsuz vida şekli silindiriktir (Zylindrisch, Şekil. 1.3) ve Z olarak gösterilir. Sonsuz vidanın silindir şeklinde olmasına rağmen, sonsuz vida profilinin şekli imalat sistemine göre çeşitli olduğundan dört gruba ayrılır (DIN 3975).

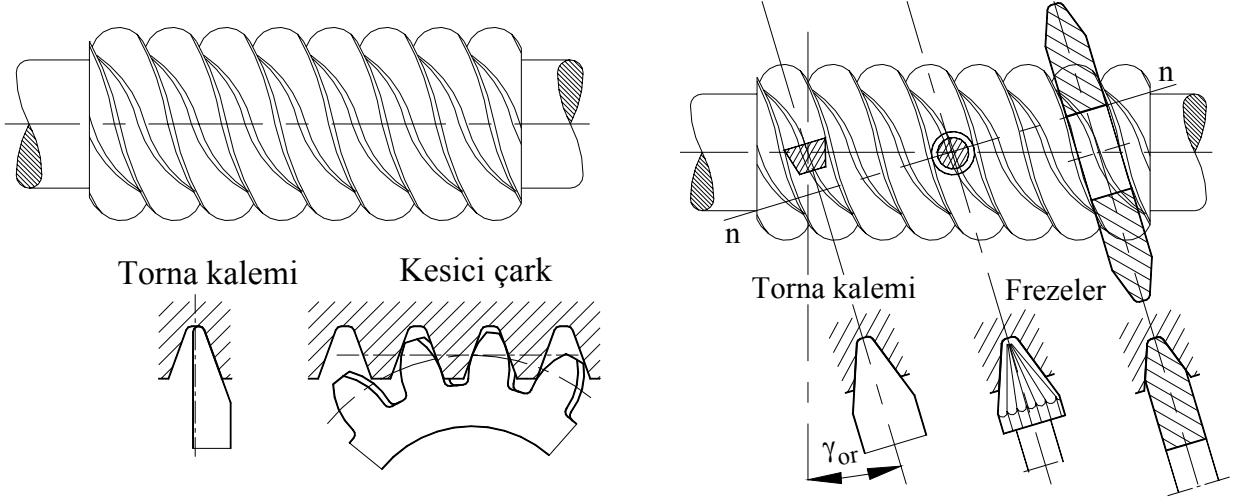


Şekil. 1.3, Silindirik salyangoz redüktör



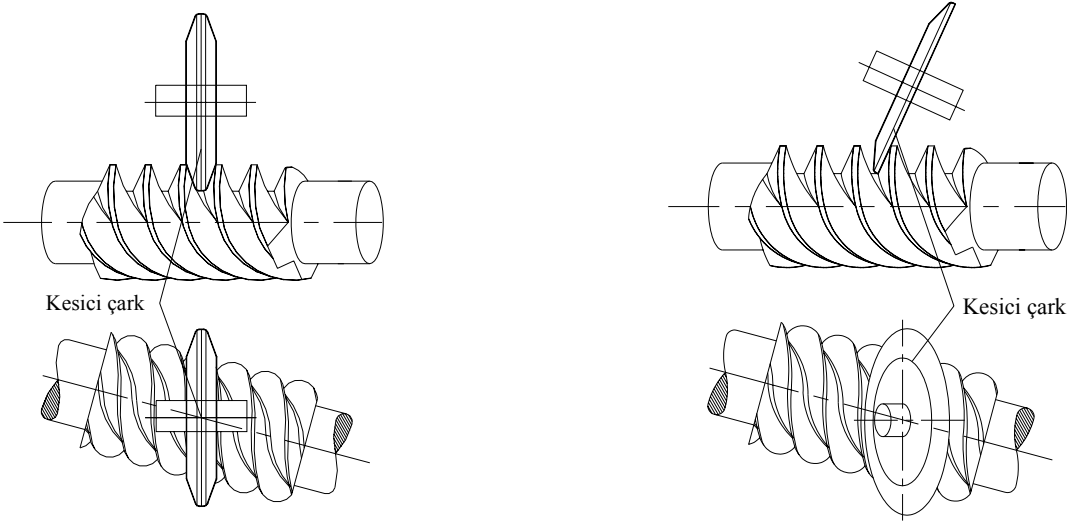
Şekil. 1.4, Globoid salyangoz redüktör

Sonsuz vida dişlisinin profil şekilleri



ZA- Sonsuz vida, A profilli sonsuz vida. İstenilen trapez şekilli aletle frezeleme veya taşlama usulüyle üretilirler. Eksenel kesitleri trapez şeklindedir. Seyrek kullanılan tiptir.

ZN- Sonsuz vida, N profilli sonsuz vida. İşleme aleti γ_{or} açılıdır. Normaldeki kesitleri trapez şeklindedir. Seyrek kullanılan tiptir.



ZK- Sonsuz vida, K profilli sonsuz vida. İşleme aleti helis açısı γ_{or} ayarlanır. Diskfreze veya disk taşlama ile üretilir. Üretimleri çok ekonomik olduğundan, en çok kullanılan şekillerden biridir.

ZE- Sonsuz vida, E (evolvent) profilli sonsuz vida. Normal kesitleri evolventtir. Çeşitli sistemlerle üretilirler. Üretimleri çok ekonomik olduğundan, en çok kullanılan şekillerden biridir.

$$i = u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_{t2}}{M_{t1} \cdot \eta_{top}}$$

F. 1.1

i	[-]	indeksine göre çevirme oranı
u	[-]	diş sayısı oranı
n_1, n_2	1/s	indeksine göre devir sayısı
z_1, z_2	[-]	indeksine göre diş sayısı
M_{t1}, M_{t2}	Nm	indeksine göre moment
η_{top}	%	toplam kademe verimi

Aşağıda Tablo 1.1 de önerilen sonsuz vida diş sayısı “ z_1 ” ve buna bağlı çevirme oranı “ u ” verilmiştir. Görüldüğü gibi en küçük çevirme oranı $i_{min} \approx 5$, üst sınır çevirme oranı olarak $i_{max} \approx 50 \dots 60$ alınır. Çevirme oranı $i > 60$ da redüktörde normal olmayan boyutlar ve çok fazla aşınma ortaya çıkar.

1.1.2 Sonsuz vida dişlisinin boyutları

1.1.2.1 Sonsuz vida dişlisi, pinyonun ortalama helis açısı “ γ_{or} ”

Pinyon shaftında diş civata vidası gibi açılmıştır. Pinyonun ortalama helis açısı “ γ_{or} ” Şekil. 1.5 de görüldüğü gibi sonsuz vida yanağı orta çapı ile eksene dik düzlem arasındaki açıdır. Bu açı salyangoz çarkında helis açısı “ β ” dir. Genelde $\gamma_{or} \approx 15 \dots 25^\circ$ arası olur. Eğer pinyonun ortalama helis açısı “ γ_{or} ” yı civatada olduğu gibi hatve ve ortalama yanak çapı ile gösterirsek:

$$\tan \beta = \tan \gamma_{or} = \frac{p_{z1}}{d_{or1} \cdot \pi}$$

F. 1.2

ve bu formülden γ_{or} bulunur.

$$\beta = \gamma_{or} = \arctan\left(\frac{p_{z1}}{d_{or1} \cdot \pi}\right)$$

F. 1.3

p_{z1}	mm	pinyondaki hatve
d_{or1}	mm	sonsuz vidanın orta çapı

Sonsuz dişlideki taksimatları yakından inceleyecek olursak, şu bağıntıları buluruz.

1.1.2.2 Sonsuz vida dişlisinin (Pinyonun) hatvesi “ p_{z1} ”

$$p_{z1} = z_1 \cdot p_x$$

F. 1.4

p_{z1}	mm	pinyondaki hatve
z_1	[-]	Pinyonun diş sayısı
p_x	mm	Eksenel taksimat

1.1.2.3 Sonsuz vida dişlisinin (Pinyonun) diş sayısı “ z_1 ”

Sonsuz vida dişlisinin diş sayısı z_1 konstruksiyon imkanlarına göre ya Tablo 1.1 den seçilir veya eksenler açıklığı ve çevirme oranı biliniyorsa F. 1.5 ile hesaplanır.

$$z_1 \approx (7 + 2,4 \cdot \sqrt{a}) / u$$

F. 1.5

z_1	[-]	Pinyonun diş sayısı
a	mm	Eksenler arası mesafesi
u	[-]	Diş sayısı oranı, z_2/z_1

Tablo 1.1, Sonsuz vida diş sayısı ve çevirme oranı için öneriler

Sonsuz vida diş sayısı z_1	1	2	3	4
Çevirme oranı $u = z_2/z_1 = n_1/n_2$	> 30 ... 60	> 15...30	> 10...15	> 5...10

1.1.2.4 Eksenel taksimat “ p_x ”

Eksenel kesitteki taksimat “Eksenel taksimat” olarak adlandırılır (bak Şekil. 1.5).

$$p_x = m \cdot \pi$$

F. 1.6

p_x	mm	Eksenel taksimat
m	mm	modül

1.1.2.5 Normal taksimat “ p_n ”

Normal kesitteki taksimat “Normal taksimat” olarak adlandırılır (bak Şekil. 1.5).

$$p_n = m_n \cdot \pi$$

F. 1.7

veya

$$p_n = p_x \cdot \cos \gamma_{or}$$

F. 1.8

p_n	mm	Normal taksimat
m_n	mm	Normal modül

1.1.2.6 Normal modül “ m_n ”

Normal kesitteki modül “Normal modül” olarak adlandırılır (bak Şekil. 1.5).

$$m_n = m \cdot \cos \gamma_{or}$$

F. 1.9

m_n	mm	Normal modül
m	mm	Standart modül DIN 780 den seçilir, bak Tablo 1.2

Tablo 1.2, Silindirik sonsuz vida kademesinde önerilen modül büyüklükleri (DIN 780)

m (m_x) mm olarak	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20

Modül büyüklüğü takım bulma kolaylığından ötürü standart sayılardaki temel sıra R20 ye göre seçilir.

1.1.2.7 Sonsuz vidanın orta çapı “ d_{or1} ”

Burada bilinen değer F. 1.2 ele alınıp sonsuz vidanın orta çapı “ d_{or1} ” yı hesaplırsak:

$$d_{or1} = \frac{p_{z1}}{\tan \gamma_{or} \cdot \pi}$$

değerini buluruz. Yukarıda belirlediğimiz (F. 1.4 ... F. 1.9) değerlerini yerleştirirsek

$$d_{or1} = \frac{z_1 \cdot m}{\tan \gamma_{or}} = \frac{z_1 \cdot m_n}{\sin \gamma_{or}} \quad \text{F. 1.10}$$

eşitliğini buluruz.

Normal olarak konstruksiyona başlandığında konstruksiyonun verdiği yer imkanına göre sonsuz vidanın orta çapı “ d_{or1} ” seçilir. Bu seçim serbest olmasına rağmen pratikte edinilen tecrübelerle göre genelde önerilen değer şudur;

$$d_{or1} \approx 0,4 \cdot a \quad \text{F. 1.11}$$

Bunun yanında konstruksiyonun yapılış şeklide göz önüne alınmalıdır. Şöyleki:

Dişler mile çekilmiş:

$$d_{or1} \approx 1,4 \cdot d_{mil} + 2,5 \cdot m \quad \text{F. 1.12}$$

Dişli ve mil ayrı:

$$d_{or1} \geq 1,8 \cdot d_{mil} + 2,5 \cdot m \quad \text{F. 1.13}$$

Burada sonsuz vidayı taşıyan mil çapı “ d_{mil} ” konstruksiyonun boyutları ve taşınan momentin büyüklüğüne göre seçilir.

Eğer orta çap seçiminin daha detaylı ve bilinçli yapılması isteniyorsa DIN 3976 füyünün ele alınarak incelenmesini öneririm.

Sonsuz vidanın orta çapının modüle oranı “Şekil sayısı” olarak adlandırılır ve sembolü “ q ” olarak gösterilir.

$$q = \frac{d_{or1}}{m} = \frac{z_1}{\tan \gamma_{or}} \quad \text{F. 1.14}$$

Pratikte edinilen tecrübelerle göre şekil sayısı şu büyüklükte seçilmelidir: $6 \leq q < 17$, önerilen ortalama değer $q = 10$ dur.

Şekil sayısı büyüdükçe salyangoz dişli çark ve buna paralel kayma hızıda büyür. Bu aşın-manın daha çabuk ve verimin daha düşük olmasına sebep olur.

1.1.2.8 Sonsuz vidanın diş üstü çapı “ d_{a1} ”

Standartların önerileri kabul edildiğinde diş üstü yüksekliği $h_{a1}=1 \cdot m$ olarak kabul edilirse, sonsuz vidanın diş üstü çapı “ d_{a1} ” şu formülle gösterilir:

$$d_{a1} = d_{or1} + 2 \cdot m \quad \text{F. 1.15}$$

d_{a1}	mm	Sonsuz vidanın diş üstü çapı
d_{or1}	mm	Sonsuz vidanın orta çapı
m	mm	Modül

1.1.2.9 Sonsuz vidanın taban dairesi çapı “ d_{t1} ”

Standartların önerileri kabul edildiğinde diş tabanı derinliği $h_{t1} = 1,25 \cdot m$ olarak kabul edilirse, sonsuz vidanın diş tabanı çapı “ d_{t1} ” şu formülle gösterilir:

$$d_{t1} = d_{or1} - 2,5 \cdot m \quad \text{F. 1.16}$$

d_{t1}	mm	Sonsuz vidanın diş tabanı çapı
d_{or1}	mm	Sonsuz vidanın orta çapı
m	mm	Modül

1.1.2.10 Sonsuz vidanın boyu (genişliği) “ b_1 ”

Sonsuz vidanın boyu en az bütün diş yanaklarının kuvvet iletmek için değmesini sağlayacak kadar olmalıdır. Önerilen büyüklük profil kaydırması olmayan, yani $x_1 = 0$ olan, sonsuz dişlide şudur:

$$b_1 \geq 2 \cdot m \cdot \sqrt{z_2 + 1} \quad \text{F. 1.17}$$

m	mm	Modül
z_2	[-]	Salyangoz çarkın diş sayısı

1.1.3 Salyangoz dişli çarkının boyutları

Burada değerleri verilecek olan salyangoz dişli çarkı beraber çalışacağı sonsuz vida dişlisi ile helis yönü aynı ve sonsuz vida dişlisine eksenler açısı $\Sigma=90^\circ$ olan dişlinin değerleridir. Dikkat edilecek husus helis yönlerinin aynı olmasıdır. Genelde helisyönü olarak “sağ helis” seçilir. Bu seçimde dikkat edilecek özellik kır döküm veya bronz dişlilerde sıkı geçme ökçesinin durumudur. Salyangoz dişli çarkının geometrik büyüklüklerinin hesabı normal silindirik helis dişli çarkı gibi yapılır. Ve detaya inmeden değerleri sıralayalım:

Taksimat dairesi çapı	$d_2 = m \cdot z_2$	F. 1.18
-----------------------	---------------------	---------

Diş üstü çapı	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$	F. 1.19
---------------	----------------------------	---------

Diş tabanı çapı	$d_{t2} = d_2 - 2,5 \cdot m$	F. 1.20
-----------------	------------------------------	---------

En büyük çap	$d_{D2} \approx d_{a2} + m$	F. 1.21
--------------	-----------------------------	---------

Genişlik, GG veya CuSn-alaşımında	$b_2 \approx 0,45 \cdot (d_{a1} + 4 \cdot m)$	F. 1.22
-----------------------------------	---	---------

Genişlik, hafif metalde	$b_2 \approx 0,45 \cdot (d_{a1} + 4 \cdot m) + 1,8 \cdot m$	F. 1.23
-------------------------	---	---------

1.1.4 Genel boyutları

1.1.4.1 Eksenler açıklığı “a”

Eksenler açıklığı “a” genelde dişlilerin geometrik büyüklükleri ile hesaplanır. Çok özel olarak eksen açıklığı verilmişse dişlilerin geometrik büyüklükleri bu duruma göre hesaplanır ve çoğu zaman profil kaydırması gerekli olur.

$$a = \frac{d_{or1} + d_2}{2} \quad \text{F. 1.24}$$

d_{or1}	mm	Sonsuz vidanın orta çapı
d_2	mm	Salyangoz dişli çarkın taksimat dairesi çapı

1.1.4.2 Kavrama oranları

Kavrama oranı bize diş dibi alt kesmesinin olup olmadığını gösterir. Konstruksiyon şartlarında $i \geq 5$ ve $z_2 \geq 20$ ise alt kesme kontrolünün yapılması gerekmez. Salyangoz dişlilerde normal kavrama açısı $\alpha_n = 20^\circ$ kabul edilir.

Salyangoz dişlilerde eksenel kavrama açısı “ α_x ” şu şekilde hesaplanır:

$$\tan \alpha_x = \frac{\tan \alpha_n}{\tan \gamma_{or}} \quad \text{F. 1.25}$$

α_n	°	Normal kavrama açısı, genelde $\alpha_n = 20^\circ$
γ_{or}	°	Ortalama helis açısı

1.1.4.3 Sonsuz vida kademesinde verim ve kayma hızı

Konstruksiyondaki mekanik benzerliğinden ötürü sonsuz vida kademesindeki verim hareket civatalarındaki verim gibi hesaplanır. Sonsuz vida redüktöründeki toplam verimi ise; dişli kademesindeki, toplam sızdırmazlık ve toplam yatakların veriminin toplamı kadardır.

$$\eta_{top} = \eta_{Dk} \cdot \eta_{Stop} \cdot \eta_{Ytop} \quad \text{F. 1.26}$$

η_{top}	%	Toplam verim
η_{Dk}	%	Sonsuz vida kademesindeki verim
η_{Stop}	%	Toplam sızdırmazlık verimi
η_{Ytop}	%	Toplam yatakların verimi

Sonsuz vida kademesindeki verim;

$$\eta_{Dk} = \frac{\tan \gamma_{or}}{\tan(\gamma_{or} + \rho')} \quad \text{F. 1.27}$$

γ_{or}	°	Ortalama helis açısı
ρ'	°	Sonsuz vida kademesindeki sürtünme açısı

Konstruksiyonun yapımında hesaplar için Tablo 1.3 değerleri alınır. Konstruksiyon tammlanıp bütün parçalar son durumlarını aldıklarında verim F. 1.26 ile hesaplanır.

Tablo 1.3, Sonsuz vida kademesinde verim için öneriler

Toplam verim “ η_{top} ” \approx	0,7	0,8	0,85	0,9
Sonsuz vida diş sayısı “ z_1 ”	1	2	3	4

Sonsuz vida kademesindeki sürtünme açısı şu şekilde bulunur (bak Şekil. 1.7). Bu resimdeki tirigonometrik bağlantılardan şunlar elde edilir:

$$F_{r1} = F_{n1} \cdot \sin \alpha_n \quad \text{ve} \quad F'_{n1} = F_{n1} \cdot \cos \alpha_n$$

$$\tan \rho' = \frac{\mu \cdot F_{n1}}{F'_{n1}} = \frac{\mu \cdot F_{n1}}{F_{n1} \cdot \cos \alpha_n} = \frac{\mu}{\cos \alpha_n} = \mu'$$

$$\tan \rho' = \mu'$$

$$\rho' = \arctan \mu'$$

F. 1.28

ρ' ° Sonsuz vida kademesindeki sürtünme açısı
 μ' [-] Sürtünme katsayısı

Tablo 1.4, Sonsuz vida kademesinde sürtünme değerleri (SV çelik, Çark brons ve freselelenmiş)

Kayma hızı	v_k m/s	< 0,5	1	2	4	6	>10
Sonsuz vida (SV) torna veya frezeli, islah edilmiş	$\mu \approx$	0,09	0,08	0,065	0,055	0,045	0,04
	$\rho \approx$ °	5,14	4,57	3,72	3,15	2,58	2,29
Sonsuz vida (SV) sertleştirilmiş, yanaklar taşlanmış	$\mu \approx$	0,05	0,04	0,035	0,025	0,02	0,015
	$\rho \approx$ °	2,86	2,29	2,0	1,43	1,15	0,86

Genelde sürtünme katsayısı $\mu' = 0,1$ ve buradanda $\rho' \approx 6^\circ$ olarak alınır.

Kilitlenme veya oto blokaj durumu $\gamma_{or} < \rho'$ şartında oluşur. Bu şart olduğu zaman salyan-goz dişli çarkı tarafından redüktörün tahrik edilmesi imkansızlaşır. Çünkü $\eta_{DK} < 0,5$ değeri-ne düşer.

Sonsuz vida kademesinde kayma hızının hesabı şu formülle yapılır.

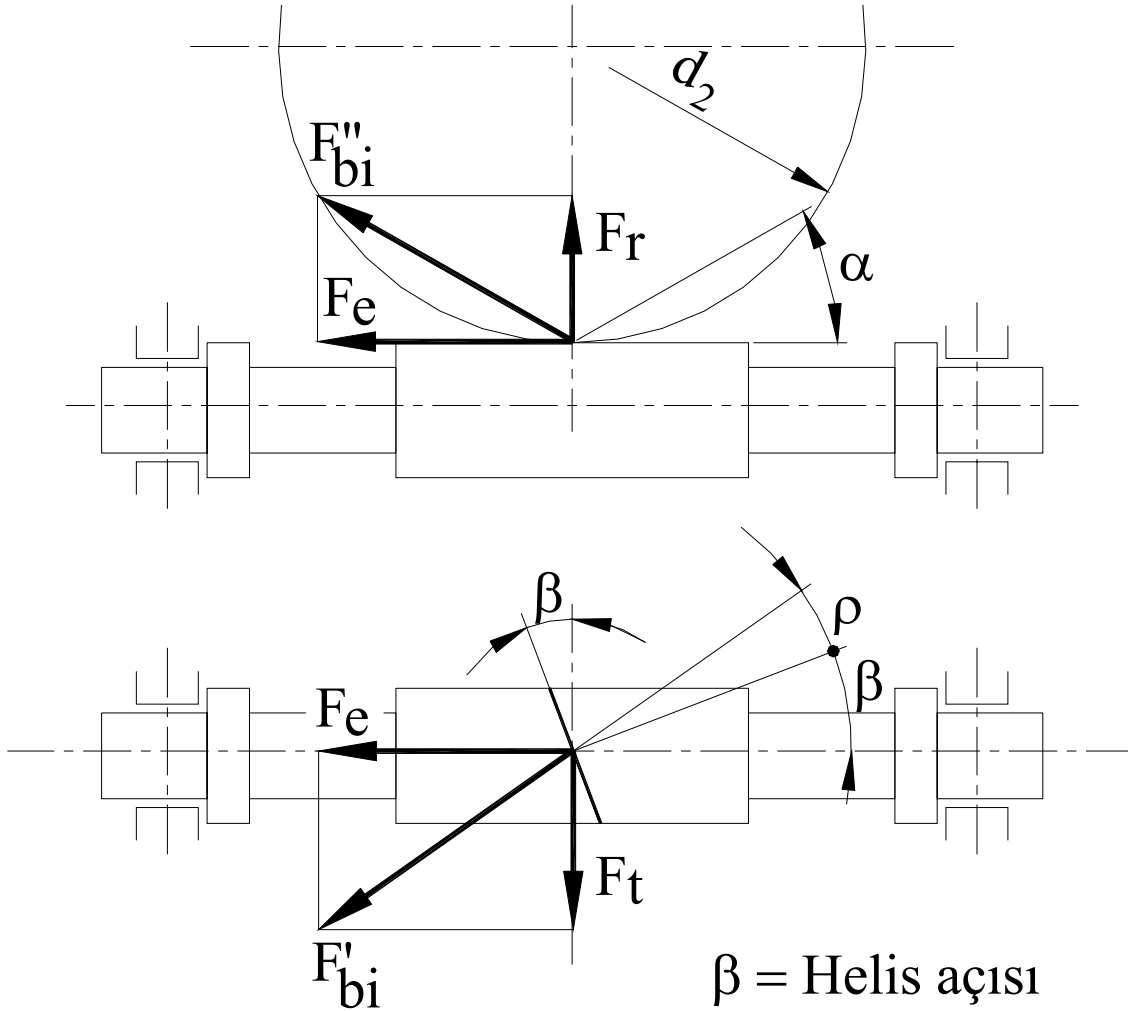
$$v_{Sür} = \frac{v_1}{\cos \gamma_{or}} = \frac{d_{or1} \cdot \pi \cdot n_1}{\cos \gamma_{or}}$$

F. 1.29

v_1 m/s Sonsuz vidanın orta çapındaki çevre hızı
 d_{or1} m Sonsuz vidanın orta çapı
 n_1 1/s Sonsuz vidanın devir sayısı

1.1.5 Sonsuz vida kademesinde kuvvetler

Tahrik (çeviren makina) genelde elektrik motorudur. Motor pinyona (sonsuz vidaya) bağlıdır. Bu durumda güç pinyondan (sonsuz vidadan) çarka (sonsuz vida çarkına, çevrilen'e) iletilir. İletilen bu güçten ötürü dişli yanağında oluşan kuvvetlerin "C" noktasında toplandığını kabul edelim. Basitleştirilmiş olarak salyangoz dişli kademesindeki kuvvetleri şu şekilde gösterebiliriz.



Şekil. 1.6, Sonsuz vidada kuvvetler

Salyangoz redüktörde dişli ve yatak kuvvetlerini hesaplamak için Şekil. 1.8 görüldüğü gibi dönüş yönlerini kabul edelim. C noktasında kabul edilen dönüş yönlerine göre aksiyon kuvvetlerini belirleyelim. Teğetsel kuvvet F_t , radyal kuvvet F_r ve eksenel kuvvet F_e . Kuvvetlerin analizi Şekil. 1.7 görülmektedir. Bu kuvvetlerin değerleri aşağıdaki formüllerde gösterilmiştir.

1.1.5.1 Sonsuz vidada kuvvetler

Sonsuz vidada teğetsel çevre kuvveti F_{t1} formül F. 1.30 ile tahrik momenti M_{t1} (yani tahrik milindeki moment) bilirse hesaplanır.

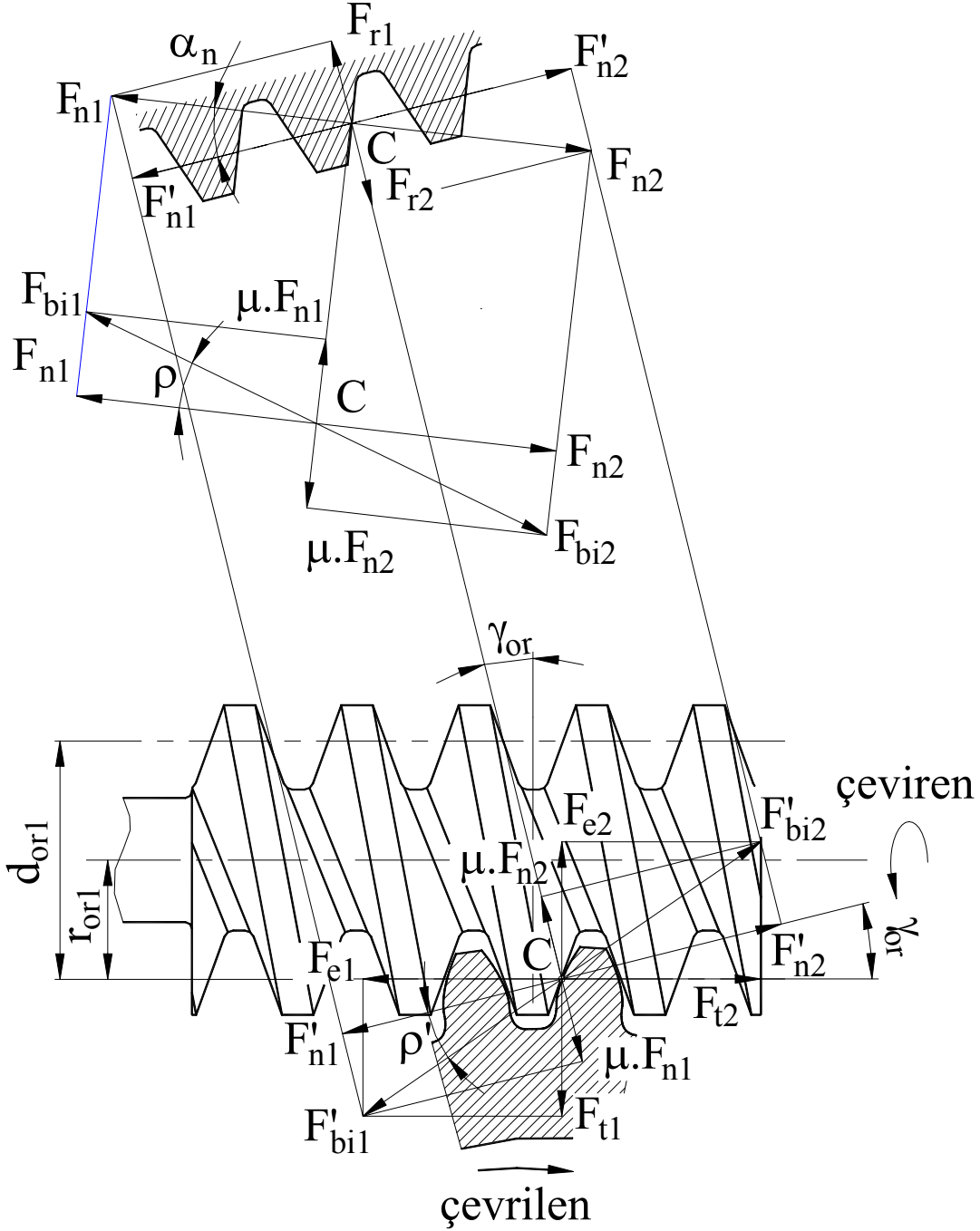
Bu kuvvetlerin reaksiyon değerleri tahrik mili ve dişlisi olan sonsuz vida dişlisine etki gösterir. Teğetsel kuvvet F_{t1} , radyal kuvvet F_{r1} ve eksenel kuvvet F_{e1} .

Sonsuz vidada teğetsel çevre kuvveti

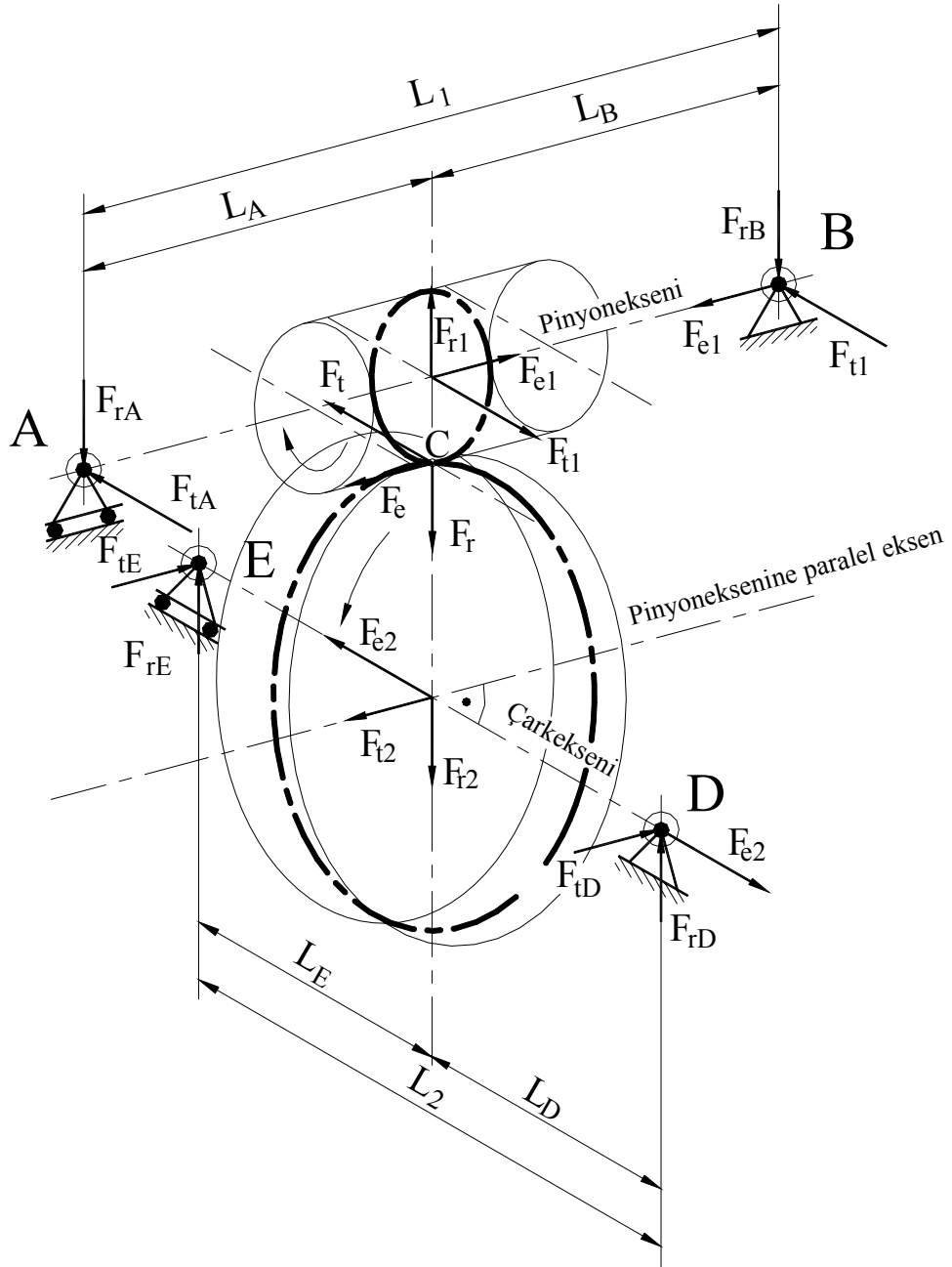
$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_{or1}}$$

F. 1.30

F_{t1}	N	Sonsuz vidada çevre kuvveti, teğetsel kuvvet
M_{t1}	Nmm	Sonsuz vidada torsiyon momentini
d_{or1}	mm	Sonsuz vida orta çapı



Şekil. 1.7, Sonsuz vidada kuvvetler



Şekil. 1.8, Salyangoz redüktörde dişli ve yatak kuvvetleri

Sonsuz vidada aksenal kuvvet teğetsel kuvvet ile hesaplanır.

$$F_{e1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\gamma_{or} + \rho')}$$

F. 1.31

F_{t1}	N	Sonsuz vidada çevre kuvveti, teğetsel kuvvet
γ_{or}	°	Ortalama helis açısı
ρ'	°	Sonsuz vida kademesindeki sürtünme açısı

Sonsuz vidada radyal kuvvet teğetsel kuvvet ile hesaplanır.

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \cos \rho' \cdot \tan \alpha_n}{\sin(\gamma_{or} + \rho')} \quad \text{F. 1.32}$$

F_{t1}	N	Sonsuz vidada çevre kuvveti, teğetsel kuvvet
ρ'	°	Sonsuz vida kademesindeki sürtünme açısı
α_n	°	Normal kavrama açısı, genelde $\alpha_n = 20^\circ$
γ_{or}	°	Ortalama helis açısı

1.1.5.2 Sonsuz vida çarkındaki kuvvetler

Sonsuz vida çarkını C noktasındaki aksiyon kuvvetleri etkiler. Sonsuz vida çarkının konumu 90° farklı olduğundan, C noktasındaki eksenel kuvvet sonsuz vida çarkının teğetsel kuvvetidir.

$$F_{t2} = F_{e1} \quad \text{F. 1.33}$$

C noktasındaki teğetsel kuvvet sonsuz vida çarkının eksenel kuvvetidir.

$$F_{e2} \approx F_{t1} \quad \text{F. 1.34}$$

Radyal kuvvet sonsuz vida çarkında radyal kuvvet olarak kalır.

$$F_{r2} \approx F_{r1} \quad \text{F. 1.35}$$

1.1.5.3 Yatak kuvvetleri

Sonsuz vidada redüktörünün yatak kuvvetleri mekanik kanunlarına göre hesaplanır. Eksenel kuvvetler sabit yataklarca karşılanır. Genelde dişliler ve dişlileri etkileyen kuvvetler yatakların ortasında olduğundan eksene dik olan kuvvetlerin her birinin yarısı ters yönde yatakları etkiler.

A yatağındaki kuvvetler

$$F_{tA} = \frac{F_{t1} \cdot L_B}{L_1}$$

$$F_{rA} = \frac{F_{r1} \cdot L_B}{L_1}$$

B yatağındaki kuvvetler

$$F_{tB} = \frac{F_{t1} \cdot L_A}{L_1} = F_{t1} - F_{tA}$$

$$F_{rB} = \frac{F_{r1} \cdot L_A}{L_1} = F_{r1} - F_{rA}$$

D yatağındaki kuvvetler

$$F_{tD} = \frac{F_{t2} \cdot L_E}{L_2}$$

$$F_{rD} = \frac{F_{r2} \cdot L_E}{L_2}$$

E yatağındaki kuvvetler

$$F_{tE} = \frac{F_{t2} \cdot L_D}{L_2} = F_{t2} - F_{tD}$$

$$F_{rE} = \frac{F_{r2} \cdot L_D}{L_2} = F_{r2} - F_{rD}$$

1.2 Sonsuz vida kademesinde mukavemet hesabı

Normal silindirik alın dişlilerinin mukavemet hesabı sonsuz dişli kademesinde kullanılmaz. Çünkü burada büyük sürtünmeden ötürü diş yanaklarında ortaya çıkan aşınma ve dolayısıyla ısınma daha önemlidir. Bunun yanı sıra diş dibi kırılması ve sonsuz vida dişlisi milinin sehimide incelenir. Dişli hesabının yanında redüktör kutusununda ısı nakletme özelliği, yağlama konstruksiyonu ve yağın soğutulmasında çok önemlidir. Aşağıda verilen hesaplamalar genelde $\Sigma=90^\circ$ için geçerlidir.

1.2.1 Diş yanaklarında yüzey basıncı hesabı

Niemann'a göre diş yanaklarında yüzey basıncı hesabı temel prensipe göre şu şekilde yapılır:

$$S_{Hhe} = \frac{\sigma_{HGS}}{\sigma_{HheS}} \geq S_{HGER} \quad \text{F. 1.36}$$

S_{Hhe}	[-]	Hesaplanan diş yanağı emniyet faktörü
σ_{HGS}	N/mm^2	Malzemenin emniyetli diş yanağı mukavemeti
σ_{HheS}	N/mm^2	Diş yanağındaki basma gerilimi
S_{HGER}	[-]	Gerekli diş yanağı emniyet faktörü

Malzemenin yanak mukavemet değeri σ_{HGS}

$$\sigma_{HGS} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_h \cdot Z_N \quad \text{F. 1.37}$$

Diş yanağındaki basma gerilimi σ_{HheS}

$$\sigma_{HheS} = \sqrt{\frac{M_{t2} \cdot K_{iS}}{a^3}} \cdot Z_E \cdot Z_P \quad \text{F. 1.38}$$

Bu değerleri F. 1.36 da yerleştirirsek şu formülü buluruz.

$$S_{Hhe} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_h \cdot Z_N}{Z_E \cdot Z_P \cdot \sqrt{\frac{M_{t2} \cdot K_{iS}}{a^3}}} \geq S_{HGER} \quad \text{F. 1.39}$$

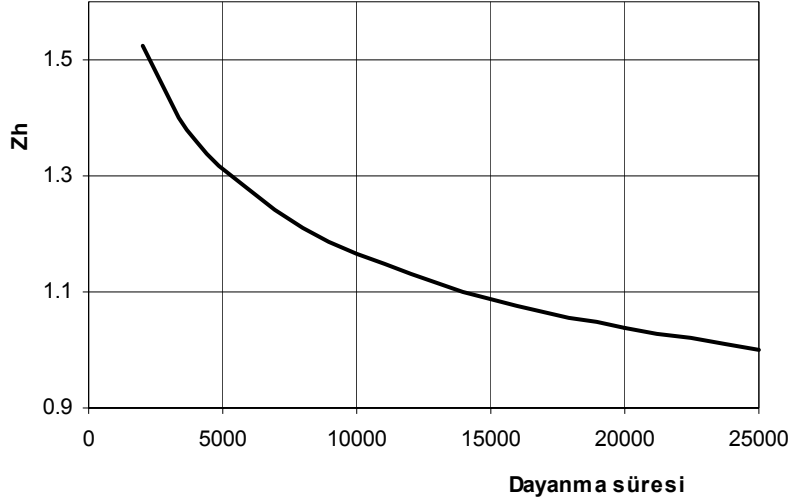
S_{Hhe}	[-]	Hesaplanan diş yanağı emniyet faktörü
σ_{Hlim}	N/mm^2	Malzemenin emniyetli diş yanağı mukavemeti
S_{HGER}	[-]	Gerekli diş yanağı emniyet faktörü
Z_h	[-]	Dayanma süresi faktörü
Z_N	[-]	Yük değişme faktörü
Z_E	[-]	Malzeme faktörü
Z_P	[-]	Değme faktörü
M_{t2}	Nmm	Salyangoz dişli çarkında torsiyon momenti
K_{iS}	[-]	İşletme faktörü, silindirik alın dişlileri faktörü gibi
a	mm	Eksenler mesafesi

1.2.1.1 Gerekli diş yanağı emniyet faktörü “S_{HGER}”

Gerekli diş yanağı emniyet faktörü kademelerin çalışacağı işletmede fonksiyon eksikliğinin doğuracağı duruma göre S_{HGER} = 1 ... 1,3 arasında seçilir.

1.2.1.2 Dayanma süresi faktörü “Z_h”

Dayanma süresi faktörü “Z_h” ya F. 1.40 ile hesaplanır, veya Tablo 1.5 ile bulunur. Her iki haldede bulunan değer 1,6 dan büyük çıkarsa dayanma süresi faktörü Z_h nın değeri 1,6 olarak kabul edilir.



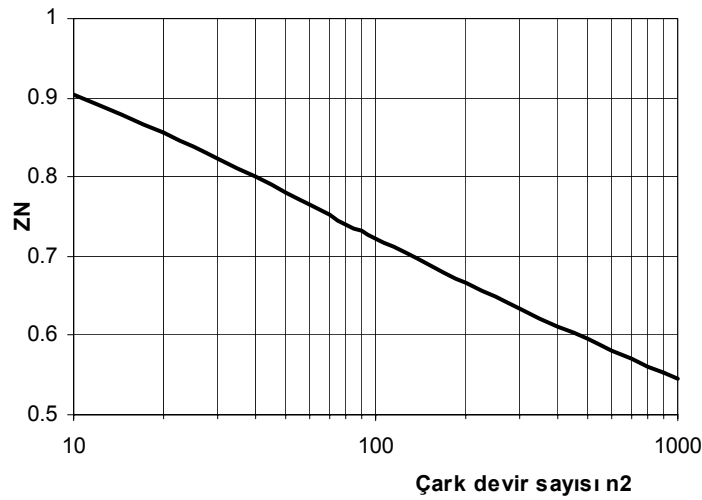
Tablo 1.5, Dayanma süresi faktörü Z_h

$$Z_h = (25'000 / L_h)^{1/6} \leq 1,6$$

F. 1.40

1.2.1.3 Yük değişme faktörü “Z_N”

Yük değişme faktörü “Z_N”ya F. 1.41 ile hesaplanır, veya Tablo 1.6 ile bulunur.



Tablo 1.6, Yük değişme faktörü Z_N

$$Z_N = [8 / (n_2 + 8)]^{1/8}$$

F. 1.41

1.2.1.4 Malzeme faktörü “Z_E”

Kademenin malzemesi Tablo 1.8 ve Tablo 1.9 daki önerilere göre seçilir ve Tablo 1.7 ile malzeme faktörü “Z_E” belirlenir.

Tablo 1.7, Silindirik sonsuz vida çarkının malzemesi (Niemann a göre)

	Sonsuz vida Çarkının malzemesi	Standart	Yanak sertliği	$\sigma_{F \text{ lim}}^{*)1}$ N/mm ²	$\sigma_{H \text{ lim}}^{*)2}$ N/mm ²	E-Modül N/mm ²	$Z_E^{*)3}$ $\sqrt{N/mm^2}$
1	G-CuSn12	DIN 1705	80 HB	115	265	88 300	147
2	GZ-CuSn12		95 HB	190	425		
3	G-CuSn12Ni		90 HB	140	310		
4	GZ-CuSn12Ni		100 HB	225	520		
5	G-CuSn10Zn		75HB	165	350		
6	GZ-CuSn10Zn		85 HB	190	430		
7	G-CuSn25Al 5	DIN 1709	80HB	565	500	107 900	157
8	GZ-CuSn25Al 5		80HB	605	550		
9	GZ-CuAl 10Ni	DIN 1714	80HB	377	660	122 600	164
10	GG-25 ^{*)4}	DIN 1691	80HB	150	350	98 100	152
11	GGG-70 ^{*)4}	DIN 1693	80HB	628	490	175 000	182

*)1 Değerler kavrama açısı $\alpha_n = 20^\circ$ geçerlidir. Çift yönlü harekette değerler 0,7 küçültülür.

*)2 Eğer sonsuz vida St ve sement edilmiş vede taşlanmıyşa $\sigma_{H \text{ lim}} = TD$ (Tablo değeri)
St, ishah çeliği ve taşlanmamış $\sigma_{H \text{ lim}} = 0,72 \cdot TD$
GG $\sigma_{H \text{ lim}} = 0,5 \cdot TD$

*)3 Eğer sonsuz vida, St ise $Z_E = TD$; GG ise $Z_E = \sqrt{\frac{E_{GG} \cdot E_{\text{Ç}}}{2,86 \cdot (E_{GG} + E_{\text{Ç}})}}$

*)4 Kayma hızı $v_k \leq 2$ n/s veya el ile tahrik.

Tablo 1.8, Silindirik sonsuz vida kademesinde malzeme çifti önerisi

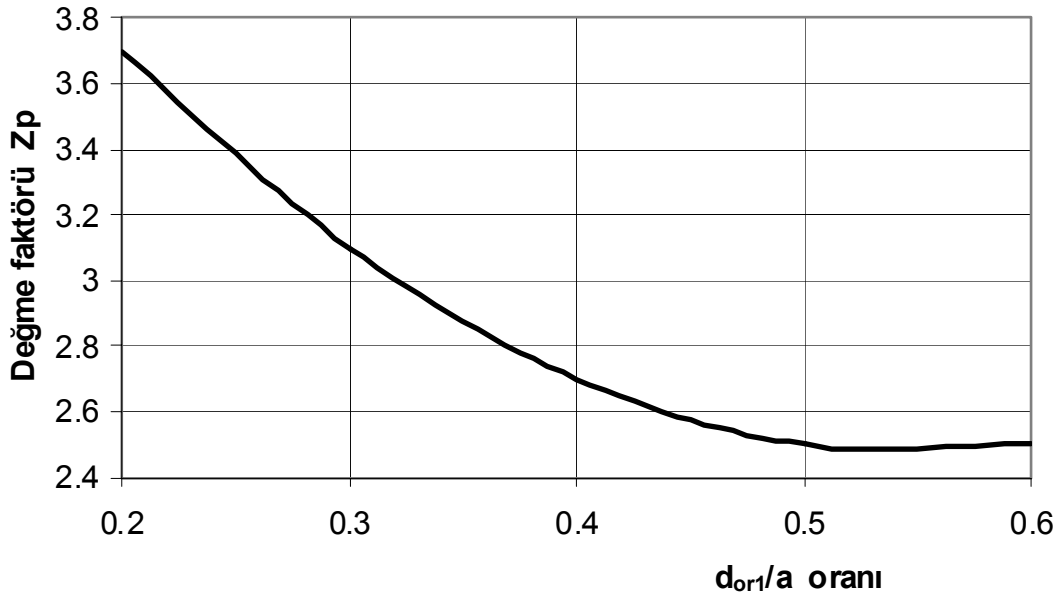
Malzeme işaretleri Tablo 1.9 e göre			
S-Vida	Çark	Özellikleri ve kullanıldığı yerler	
A	1	Düşük kayma hızı (v_k) ve hafif yüklenme. Kaldırma araçları, takım tezgahları, genel makina imalatı	
	2	Düşük kayma hızı (v_k) fakat fazla yüklenme.	
	3	Orta devir sayısı ve orta yüklenme	En çok seçilen malzeme çiftlisi. Bütün redüktörler.
	4	Orta devir sayısı ve fazla yüklenme	Üniversal redüktör, Motorlu araç redüktörleri
B	1...4 5 veya 6	Yüksek kayma hızı (yüksek devir sayısı) ve hafif yüklenme, korosyona dayanıklı, Aparat imalatı.	

Tablo 1.9, Silindirik sonsuz vida kademesinde malzeme önerisi

Sonsuz vida			Sonsuz vida çarkı		
A	Genel imalat çelikleri DIN 17 100	St 60	1	Kır döküm	GG-15, GG-20
		St 70		DIN 1691	GG-25
				DIN 1693	GG-38...42
	İslah çelikleri DIN 17 200	C45	2	Perlit döküm	GG-30, GG-35
		C60			GGG-60...70
		34CrMo4			
B	semantasyon çeliği DIN 17 210	15Cr3	4	(brons) DIN 17 662	G-CuSn12 (Kalıba döküm)
		16MnCr5			G-CuSn10Zn (Kalıba döküm)
					GZ-CuSn12 (Santrafuj döküm) GC-CuSn12 (Kokiledöküm)
			5	Al alışımlı DIN 1 725	GK-AlCu4TiMg (Kokiledöküm)
			6	Suni malzeme	Polyamid

1.2.1.5 Değme faktörü “Z_P”

Değme faktörü “Z_P” ya F. 1.42 ile hesaplanır, veya Tablo 1.10 ile bulunur.

Tablo 1.10, Değme faktörü “Z_P”

$\alpha_n = 20^\circ$ ve $0,2 < d_{01}/a < 0,6$ için değme faktörü Z_P şu formülle bulunur:

$$Z_P = 5,5 - 11 \cdot \left(\frac{d_{01}}{a} \right) + 10 \cdot \left(\frac{d_{01}}{a} \right)^2$$

F. 1.42

1.2.2 Isınma kontrolü

Sonsuz vida kademesinde diş yanakları ve yataklarda ortaya çıkan ısınmanın fonksiyonu bozacak büyüklükte olmamasına dikkat edilmelidir. Bu da aşağıdaki formül ile belirlenebilir.

$$S_g = \frac{\vartheta_{S1}}{\vartheta} = \left(\frac{a}{10}\right)^2 \cdot \frac{q_1 \cdot q_2 \cdot q_3 \cdot q_4}{136 \cdot P_1} \geq 1 \quad \text{F. 1.43}$$

S_g	[-]	Isı emniyet faktörü
ϑ_{S1}	°C	Sınır ısı
ϑ	°C	Redüktörün işletmede ulaştığı ısı
a	mm	Eksenler mesafesi
q_1	[-]	Soğutma faktörü
q_2	[-]	Çevirme oranı faktörü
q_3	[-]	Malzeme çiftlisi faktörü
q_4	[-]	Redüktör konstruksiyon faktörü
P_1	kW	Kademenin ilettiği güç

1.2.2.1 Sınır ısı “ ϑ_{S1} ”

Redüktörün işletmedeki durumuna göre. Redüktörün konstruksiyonunda redüktör kasasına konulacak soğutma dilimleri, kuşakları veya sonsuz vida dişli miline konulacak soğutucu pervane gibi önlemler alınırsa sınır ısı 80°C nin altında tutulabilir.

1.2.2.2 Soğutma faktörü “ q_1 ”

Soğutma faktörü “ q_1 ” eğer konstruksiyonda ek soğutma önlemi alınmamışsa ya F. 1.44 ile hesaplanır, veya Tablo 1.11 ile bulunur.

$$k_n = 0,014 \cdot n_1^{2/3}$$

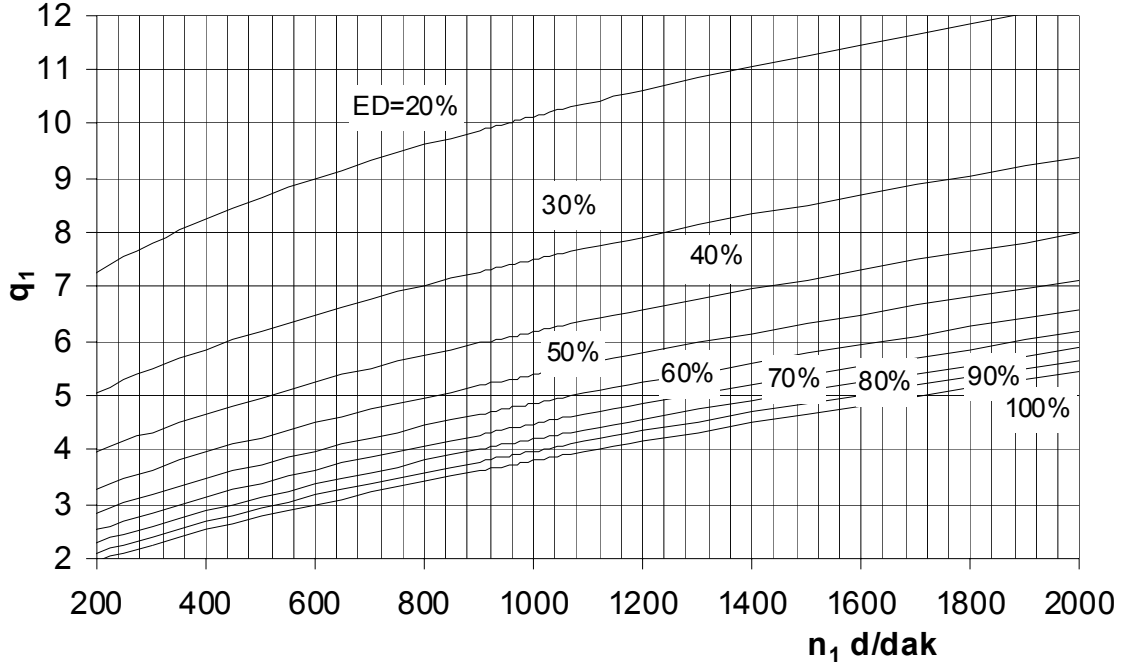
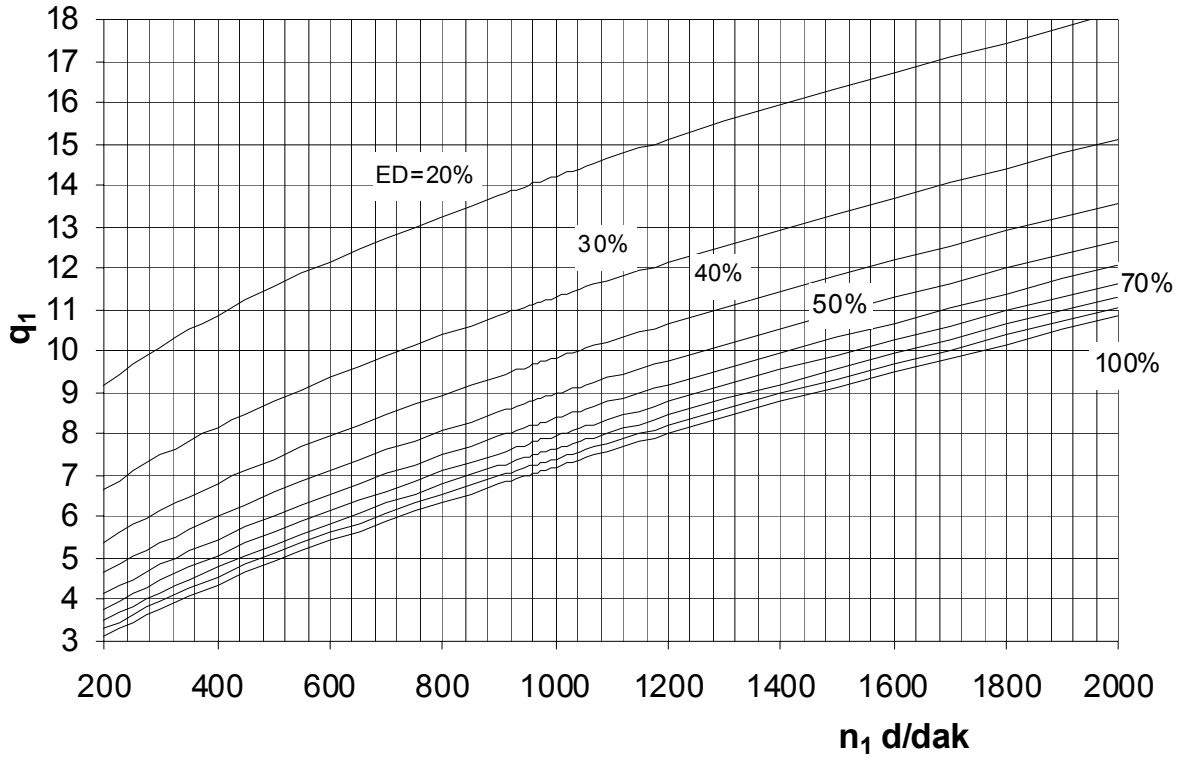
$$q_1 = \left(1 + \frac{k_n}{1 + k_n}\right) \cdot \left(\frac{100}{ED} + k_n\right) \quad \text{F. 1.44}$$

konstruksiyonda ek soğutma önlemi alınmışsa ya F. 1.45 ile hesaplanır, veya Tablo 1.12 ile bulunur.

$$k'_n = 0,031 \cdot n_1^{2/3}$$

$$q_1 = \left(1 + \frac{k'_n}{1 + k'_n}\right) \cdot \left(\frac{100}{ED} + k'_n\right) \quad \text{F. 1.45}$$

Burada ED kademenin bir çalışma zamanında yüzde kaç çalıştığını gösterir. Bu formül ve tablolar 200 d/dak < n_1 < 2'000 d/dak için geçerlidir.

Tablo 1.11, Silindirik sonsuz vidada ek soğutucusuz soğutma faktörü q_1 

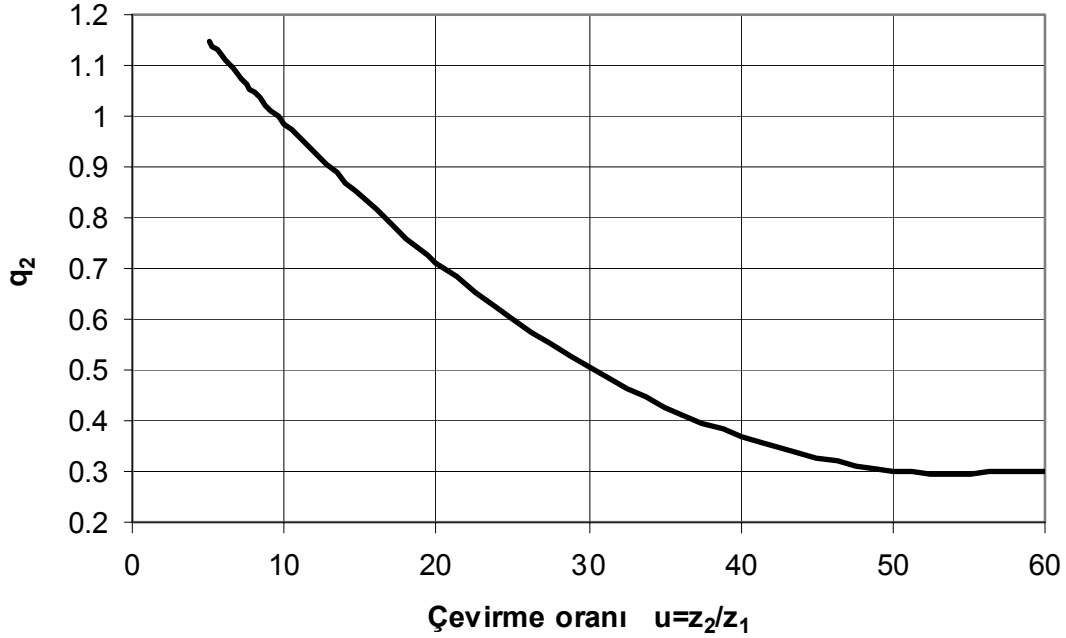
Tablo 1.12, Silindirik sonsuz vidada ek soğutuculu soğutma faktörü

1.2.2.3 Çevirme oranı faktörü “ q_2 ”

Çevirme oranı faktörü “ q_2 ” ya F. 1.46 ile hesaplanır, veya Tablo 1.13 ile bulunur. Aşağıda verilmiş olan formül ve tablo $5 < u < 60$ için geçerlidir.

$$q_2 = 1,33 - 3,77 \cdot 10^{-2} \cdot u + 3,43 \cdot 10^{-4} \cdot u^2$$

F. 1.46



Tablo 1.13, Çevirme oranı faktörü

1.2.2.4 Malzeme çiftlisi faktörü “ q_3 ”

Malzeme çiftlisi faktörü “ q_3 ” tecrübelerle dayanılarak bulunmuş değerlerdir. Aşağıda Tablo 1.14 de verilmiş olan değerler, eğer şartname veya konstruksiyon isteklerinde şart olarak bir değer yoksa kullanılması önerilir.

Tablo 1.14, Malzeme çiftlisi faktörü q_3 için öneriler

Sonsuz vida	Malzeme		Faktör q_3
	Çark		
Çelik, yüzeyi sertleştirilmiş ve taşlanmış	Cu-Sn-savurma döküm brons		1
	Al-alaşimleri		0,87
	Kır döküm		0,80
Çelik, islah edilmiş fakat yüzeyi taşlanmamış	Cu-Sn-brons ve Zn-alaşimleri		0,67
	Al-alaşimleri		0,58
	Kır döküm		0,55
Kır döküm, taşlanmamış	Cu-Sn-savurma döküm brons		0,87
	Kır döküm		0,80

1.2.2.5 Redüktör konstruksiyon faktörü “q₄”

Redüktör konstruksiyon faktörü “q₄” tecrübelerle dayanılarak bulunmuş değerlerdir. Elde başka değerler yoksa Tablo 1.15 de önerilen değerleri kullanınız.

Tablo 1.15, Konstruksiyon faktörü q₄

Konstrüksiyon şekli	q ₄
Sonsuz vida altta, yağa batmış ve yağlamayı düzenliyor	1,0
Sonsuz vida altta değil ve çark yağlamayı düzenliyor	0,8
Ek soğutuculu sistem ve yağlama püskürtme sistemli	>1

1.2.3 Diş dibi kırılma kontrolü

Sonsuz vida kademesinde diş dibi kırılma kontrolü şu temel prensip formülüyle yapılır.

$$S_{Fhe} = \frac{\sigma_{FGS}}{\sigma_{FheS}} \geq S_{FGER}$$

F. 1.47

S_{Fhe}	[-]	Hesaplanan diş dibi kırılma emniyet faktörü
σ_{FGS}	N/mm ²	Malzemenin konstruksiyona göre mukavemeti
σ_{FheS}	N/mm ²	Salyangoz dişli çarktaki gerilim
S_{FGER}	[-]	Emniyetli diş dibi kırılma faktörü

1.2.3.1 Malzemenin konstruksiyona göre mukavemeti “ σ_{FGS} ”

Malzemenin konstruksiyona göre mukavemeti Tablo 1.7 den okunur. $\sigma_{FGS} = \sigma_{Flim}$ olarak kabul edilir.

1.2.3.2 Salyangoz dişli çarktaki gerilim “ σ_{FheS} ”

Salyangoz dişli çarktaki gerilim;

$$\sigma_{FheS} = \frac{F_{t2}}{m \cdot b_2} \cdot K_{i\dot{s}}$$

F. 1.48

F_{t2}	N	Salyangoz dişli çarkındaki çevre kuvveti, F. 1.33
m	mm	Modül
b_2	mm	Salyangoz dişli çarkının genişliği, F. 1.22 veya F. 1.23
$K_{i\dot{s}}$	[-]	İşletme faktörü, silindirik alın dişlileri faktörü gibi

1.2.3.3 Emniyetli diş dibi kırılma faktörü “ S_{FGER} ”

Emniyetli diş dibi kırılma faktörü $S_{FGER} = S_{Fmin} = 1 \dots 1,3$ arası alınır ve bulunan değer buna göre kıymetlendirilir.

1.2.4 Sonsuz vida milinde sehimi kontrolü

Sonsuz vida milinde sehimi *Niemann*'a göre şu şekilde F. 1.49 ile kontrol edilir.

$$S_{SM} = \frac{f_{GER}}{f_{he\ max}} \geq 1 \dots (0,5)$$

F. 1.49

f_{GER}	mm	Sonsuz vida milindeki gereken emniyetli sınır sehimi
$f_{he\ max}$	mm	Sonsuz vida milindeki hesaplanan sehimi

1.2.4.1 Sonsuz vida milindeki gereken emniyetli sehimi “ f_{GER} ”

Sonsuz vida milindeki gereken emniyetli sehimi milin konstruksiyonu ve işlenmesine ile bağıntılıdır. Aşağıda verilmiş olan değerler pratikte kabul edilen değerlerdir. Şartnamede özel istek yoksa bu değerlerin kullanılmasında bir sakınca yoktur.

Sertleştirilmiş mil için	$f_{GER} \approx 0,004 \cdot m$
İslah edilmiş mil için	$f_{GER} \approx 0,01 \cdot m$

1.2.4.2 Sonsuz vida milindeki hesaplanan sehimi “ $f_{he\ max}$ ”

Sonsuz vida milindeki hesaplanan sehimi için genel mil sehimi formülleri kullanılır. Genel-de konstruksiyona göre, yani sonsuz vida hemen hemen mil yataklarının ortasında ise;

$$f_{he\ max} \approx \frac{F_1 \cdot L_1^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

F. 1.50

L_1	mm	Pinyon milinin yataklar arası mesafesi
F_1	N	Pinyonu sehimi için etkileyen kuvvet, F. 1.51
E	N/mm ²	Malzemenin elastikiyet modülü
I	m ⁴	Pinyon milinin atalet momenti, F. 1.53,

$$F_1 = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}$$

F. 1.51

$$L_1 \approx 1,5 \cdot a$$

F. 1.52

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot d^4$$

F. 1.53

d	mm	Pinyon milinin çapı konstruksiyona göre $d \approx d_{or1}$ veya $d \approx d_{t1}$ arası bir değer alınır
-----	----	--

1.2.5 Sonsuz vida kademesinde çeşitli değerler

Burada verilen formüller bundan önceki paragraflarda anlatıldığından, geniş bir anlatım yapılmadan öylece verilmiştir.

1.2.5.1 Sonsuz vida çarkının diş sayısı “z₂”

$$z_2 = z_1 \cdot u$$

F. 1.54

z ₁	[-]	Pinyonun diş sayısı
u	[-]	Diş sayısı oranı, z ₂ /z ₁ , çevirme oranı

1.2.5.2 Kademe eksenler mesafesi “a”

$$a \approx 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t2}}{\sigma_{H \text{ lim}}^2}} \approx 16 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2 \cdot \sigma_{H \text{ lim}}^2}}$$

F. 1.55

$$a = (d_{o1} + d_2) / 2$$

F. 1.56

a	mm	Eksenler mesafesi
M _{t2}	Nm	Çıkış momenti, Salyangoz dişli çarkında torsiyon momenti
σ _{H lim}	N/mm ²	Malzemenin emniyetli diş yanağı mukavemeti. Hangi dişli değeri daha küçükse o alınır
P ₂	kW	Çıkış gücü, Salyangoz dişli çarkındaki güç
n ₂	d/dak	Çıkış devir sayısı, Salyangoz dişli çarkının devir sayısı

1.2.5.3 Çıkış torsiyon momenti “M_{t2}”

$$M_{t2} = M_{t1} \cdot u \cdot \eta_{\text{top}}$$

F. 1.57

1.2.5.4 Çıkış gücü “P₂”

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{top}}$$

F. 1.58

1.2.5.5 Çap, eksenler mesafesi oranı faktörü “ψ_a”

Pratikte alınması için önerilen büyüklük ψ ≈ 0,3...0,5 arasındır. Genelde ψ ≈ 0,35 seçilir.

$$\psi_a \approx d_{or1} / a$$

F. 1.59

d _{or1}	mm	Sonsuz vidanın orta çapı
ψ _a	[-]	Çap ile eksenler mesafesi oranı faktörü
a	mm	Eksenler mesafesi

1.2.5.6 Sonsuz vida çarkının taksimat dairesi çapı “ $d_2 = d_{or2}$ ”

$$d_2 = d_{or2} = m \cdot z_2$$

F. 1.60

veya

$$d_{or2} = 2 \cdot a - d_{or1}$$

F. 1.61

d_{or2}	mm	Çarkın orta çapı
d_{or1}	mm	Pinyonun orta çapı
a	mm	Eksenler mesafesi

1.2.5.7 Sonsuz vidanın orta çapındaki çevre hızı “ v_1 ”

$$v_1 = d_{or1} \cdot \pi \cdot n_1 / 60$$

F. 1.62

d_{or1}	mm	Pinyonun orta çapı
n_1	d/dak	Pinyonun devir sayısı

1.3 Taslak için önerilen hesaplama yolu

Salyangoz redüktörde ilk önce değerler istenilen şartlara göre seçilir ve bu değerlerle hesap kontrolleri yapıp istenilen şartlara uygun değerler bulunana kadar hesaplar yapılır ve sonunda istenilen fonksiyonu yerine getirecek redüktör boyutları bulunur.

Salyangoz redüktörlerin hesaplanması ve konstruksiyonunda genelde iki durum vardır.

1. Durum: Konstruksiyonu istenilen salyangoz redüktörün eksenler arası mesafe ve açısı ile çevirme oranı bilinmektedir.

Bu durumda ilk önce sonsuz vida dişlisinin diş sayısı formül F. 1.5 veya Tablo 1.1 ile belirlenir. Bulunan değerler bir sonraki tam sayıya yuvarlanır.

formül F. 1.5

$$z_1 \approx (7 + 2,4 \cdot \sqrt{a}) / u$$

z_1	[-]	Pinyonun diş sayısı
a	mm	Eksenler arası mesafesi
u	[-]	Diş sayısı oranı, z_2/z_1 , çevirme oranı

Tablo 1.1 (Tekrar), Sonsuz vida diş sayısı ve çevirme oranı için öneriler

Sonsuz vida diş sayısı z_1	1	2	3	4
Çevirme oranı $u = z_2/z_1 = n_1/n_2$	> 30 ... 60	> 15...30	> 10...15	> 5...10

Sonsuz vida diş sayısı z_1 bulununca formül F. 1.54 ile z_2 bulunur:

formül F. 1.54

$$z_2 = z_1 \cdot u$$

z_2	[-]	Çarkın diş sayısı
z_1	[-]	Pinyonun diş sayısı
u	[-]	Diş sayısı oranı, z_2/z_1 , çevirme oranı

Bundan sonra pratiğe dayalı formül F. 1.59 ile sonsuz vida dişlisinin, yani pinyonun ortalama çapı hesaplanır.

formül F. 1.59 den çıkarılan

$$d_{or1} \approx \psi_a \cdot a$$

d_{or1}	mm	Sonsuz vidanın orta çapı
ψ_a	[-]	Çap ile eksenler mesafesi oranı faktörü
a	mm	Eksenler mesafesi

Pinyonun orta çapının bulunmasıyla çarkın orta çapının hesaplanabilmesi formül F. 1.61 oluşur.

formül F. 1.61

$$d_{or2} = 2 \cdot a - d_{or1}$$

d_{or2}	mm	Çarkın orta çapı
d_{or1}	mm	Pinyonun orta çapı
a	mm	Eksenler mesafesi

Bundan sonra formül F. 1.60 ile modül $m_t = m_x = m$ bulunur ve Tablo 1.2 den standart değer seçilir.

formül F. 1.60 dan çıkarılan

$$m = d_2 / z_2$$

F. 1.63

Kati olarak belirlenen modül ile hesaplamalar için gerekli olan pinyon ve çarkın taksimat daireleri tam olarak belirlenir.

Bundan sonra formül F. 1.10 dan pinyonun ortalama helis açısı γ_{or} bulunur

formül F. 1.10 dan

$$\tan \gamma_{or} = \tan \beta = \frac{z_1 \cdot m}{d_{or1}}$$

Bundan sonra gerekli olan kontroller yapıp, redüktörün konstruksiyonu yapılır.

2. Durum: Konstruksiyonu istenilen salyangoz redüktörün eksenler arası mesafe ve açısı önemli olmayıp verilmemiştir. Bilinenler çıkış momenti M_{t2} veya çıkış gücü P_2 ile çevirme oranı u ve çıkış devir sayısı n_2 bilinmektedir.

Burada eksenler arası mesafesi formül F. 1.55 ile bulunur ve 1. durum elde edildiğinden konstruksiyon 1. durumun gösterdiği yolda yapılır.

$$a \approx 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t2}}{\sigma_{H \text{ lim}}^2}} \approx 16 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2 \cdot \sigma_{H \text{ lim}1}^2}}$$

a	mm	Eksenler mesafesi
M_{t2}	Nm	Çıkış momenti, Salyangoz dişli çarkında torsiyon momenti
$\sigma_{H \text{ lim}}$	N/mm ²	Malzemenin emniyetli diş yanağı mukavemeti
P_2	kW	Çıkış gücü, Salyangoz dişli çarkındaki güç
n_2	d/dak	Çıkış devir sayısı, Salyangoz dişli çarkının devir sayısı

Eğer malzeme seçimi gerekiyorsa şu formüllerle seçilir:

$$\sigma_{H \text{ lim}} \geq \frac{S_{HGER} \cdot Z_E \cdot Z_P}{Z_h \cdot Z_N} \cdot \sqrt{\frac{M_{t2} \cdot K_{İŞ}}{a^3}} \quad \text{F. 1.64}$$

$\sigma_{H \text{ lim}}$	N/mm ²	Malzemenin emniyetli diş yanağı mukavemeti
S_{HGER}	[-]	Gerekli diş yanağı emniyet faktörü
Z_E	[-]	Malzeme faktörü
Z_P	[-]	Değme faktörü
Z_h	[-]	Dayanma süresi faktörü
Z_N	[-]	Yük değişme faktörü
M_{t2}	Nmm	Salyangoz dişli çarkında torsiyon momenti
$K_{İŞ}$	[-]	İşletme faktörü, silindirik alın dişlileri faktörü gibi
a	mm	Eksenler mesafesi

F. 1.47 ve F. 1.48 den

$$\sigma_{F \text{ lim}} = \frac{F_{t2} \cdot K_{İŞ} \cdot S_{FGER}}{m \cdot b_2} \quad \text{F. 1.65}$$

F_{t2}	N	Salyangoz dişli çarkındaki çevre kuvveti, F. 1.33
m	mm	Modül
b_2	mm	Salyangoz dişli çarkının genişliği, F. 1.22 veya F. 1.23
$K_{İŞ}$	[-]	İşletme faktörü, silindirik alın dişlileri faktörü gibi
S_{FGER}	[-]	Emniyetli diş dibi kırılma faktörü

1.4 Sonsuz vida dişlileri için örnekler

1.4.1 Örnek 1

Sonsuz vida redüktöründe şartnameden şu değerler bilinmektedir:

Eksenler açısı $\Sigma = 90^\circ$; Çarktaki güç ; $P_2 = 5,5 \text{ kW}$; devir sayısı $n_2 \approx 50 \text{ d/dak}$ ve Sonsuz vidada 4-kutuplu kısa devre asenkron motor ile tahrik ediliyor, $n_1 = 1420 \text{ d/dak}$ ve fonksiyon için $u = 22$ gerekli. Tahrik zamanı ED %30 ve tam yük altında dayanma zamanı $L_h = 6'300 \text{ h}$ (2m vinç yürüyüş tahriki).

Sonsuz vida redüktörünün geometrik ölçüleri ve mukavemet hesabını yapınız. Hesaplardan sonra salyangoz dişlilerin imalat resmini ve salyangoz redüktörün montaj resmini çiziniz.

Çözüm:

1.4.1.1 Seçimler ve kabuller

Tablo 1.1 den $u = 22$ için seçilen sonsuz vida diş sayısı	$z_1 = 2$
Çarkın malzemesi:	Savurma döküm brons
Yataklama:	Rulman yatak
Konstruksiyon şekli:	Sonsuz vida altta ve yağlama sonsuz vida ile.
Kavrama açısı	Evolvent dişli $\alpha_n = 20^\circ$
Tahrik çalışma oranı	ED = %30
Soğutma normal, hiç bir şekilde ek soğutma yok.	

1.4.1.2 Geometrik boyutlar ve mukavemet kontrolü

Sonsuz vida çarkının diş sayısı $z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 22$	$z_2 = 44$
Çarkın devir sayısı $n_2 = n_1 / u = 1420 / 22 = 64,5$	$n_2 = 64,5$
Eksenler arası mesafenin bulunması için çark malzemesinin yanak basıncı için mukavemet değeri Tablo 1.7 den tecrübelerle göre seçilir. Tecrübeniz yoksa burada olduğu gibi düşük değer seçiniz.	$\sigma_{Hlim} = 300 \text{ N/mm}^2$

Eksenler arası mesafe bak F. 1.55	$a \approx 16 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2 \cdot \sigma_{Hlim}^2}}$	$a \approx 157,1 \text{ mm}$
-----------------------------------	---	------------------------------

Eksenler arası mesafe Standart sayı sırası R20 ye göre:	$a = 160 \text{ mm}$
Sonsuz vidanın ortalama çapı $d_{o1x} = \psi \cdot a = 0,35 \cdot 160$	$d_{o1x} = 56 \text{ mm}$
Çap oranı ψ , bak F. 1.59 $\psi = 0,3 \dots 0,5$, seçilen	$\psi = 0,35$
Çarkın orta çapı bak F. 1.61 $d_{or2} = 2 \cdot a - d_{or1}$	$d_{or2} = 264,0 \text{ mm}$
Modül $m_{nx} = d_{or2} / z_2 = 264 / 44 = 6,0$ Tablo 1.2 den seçilen:	$m = 6,3 \text{ mm}$
Çarkın taksimat dairesinin çapı F. 1.18 $d_2 = m \cdot z_2$	$d_2 = 277,2 \text{ mm}$
Çarkın baş dairesinin çapı F. 1.19 $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$	$d_{a2} = 289,8 \text{ mm}$
Çarkın taban dairesinin çapı F. 1.20 $d_{t2} = d_2 - 2,5 \cdot m$	$d_{t2} = 261,45 \text{ mm}$
Çarkın en dış dairesinin çapı F. 1.21 $d_{D2} \approx d_{a2} + m$	$d_{D2} = 296,1 \text{ mm}$
Sonsuz vidanın orta çapı F. 1.24 $d_{or1} = 2 \cdot a - d_2$	$d_{or1} = 42,8 \text{ mm}$
Sonsuz vidanın dış çapı F. 1.15 $d_{a1} = d_{or1} + 2 \cdot m$	$d_{a1} = 55,4 \text{ mm}$
Sonsuz vidanın taban çapı F. 1.16 $d_{t1} = d_{or1} - 2,5 \cdot m$	$d_{t1} = 27,1 \text{ mm}$

Sonsuz vidanın boyu F. 1.17	$b_{1x} = 2 \cdot m \cdot \sqrt{z_2 + 1}$	$b_1 = 84,5 \text{ mm}$
		$b_1 = 85 \text{ mm}$
Çarkın genişliği F. 1.22	$b_{2x} = 0,45 \cdot (d_{a1} + 4 \cdot m)$	$b_2 = 36,3 \text{ mm}$
		$b_2 = 36 \text{ mm}$
Helis açısı F. 1.10 dan Helis yönü : sağ	$\gamma_o = \arctan\left(\frac{z_1 \cdot m}{d_{or1}}\right)$	$\gamma_o = 16,404^\circ$ $\beta = 16,404^\circ$
Normal modül bak F. 1.9	$m_n = m \cdot \cos \gamma_o$	$m_n = 6,044 \text{ mm}$
Diş yüksekliği	$h_{diş} = 2,25 \cdot m$	$h_{diş} = 14,175 \text{ mm}$
Diş dibi yarı çapı	$\rho_t = 0,25 \cdot m$	$\rho_t = 1,575 \text{ mm}$
Hatve bak F. 1.4	$p_{z1} = z_1 \cdot \pi \cdot m$	$p_{z1} = 39,584 \text{ mm}$
Taksimat dairesinde diş kalınlığı	$s_d = 0,5 \cdot \pi \cdot m$	$s_d = 9,896 \text{ mm}$

Malzeme çiftlisi seçimi bak Tablo 1.9

$$\sigma_{Hlim} \geq \frac{S_{HGER} \cdot Z_E \cdot Z_P}{Z_h \cdot Z_N} \cdot \sqrt{\frac{M_{t2} \cdot K_{İŞ}}{a^3}} \quad \text{bak F. 1.64} \quad \sigma_{Hlim} \geq 232,1 \text{ N/mm}^2$$

Sonsuz vida çarkında torsiyon momenti : $\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot n_2$
 $M_{t2} = P_2 / \omega_2 = 5\,500 / 6,7592$

$$\omega_2 = 6,7592 \text{ s}^{-1}$$

$$M_{t2} = 813,7 \text{ Nm}$$

Malzeme çiftlisi faktörü Z_E bak Tablo 1.7 seçilen

$$Z_E = 152 \sqrt{\text{N/mm}^2}$$

Değme faktörü bak F. 1.42 $Z_P = 5,5 - 11 \cdot \left(\frac{d_{o1}}{a}\right) + 10 \cdot \left(\frac{d_{o1}}{a}\right)^2$

$$Z_P \approx 3,27$$

Veya Tablo 1.10 dan okunur.

Z_h bak Tablo 1.5 $L_h = 6\,300 \text{ h}$ için, veya

bak F. 1.40 $Z_h = (25'000 / L_h)^{1/6} \leq 1,6$

$$Z_h \approx 1,26$$

İşletme faktörü $K_{İŞ}$ normal işletme, bak Tablo 1.5

$$K_{İŞ} = 1,0$$

Z_N bak Tablo 1.6 $n_2 = n_1 / u = 1420 / 44 = 64,5$ için, veya

F. 1.41 $Z_N = [8 / (n_2 + 8)]^{1/8}$

$$Z_N \approx 0,76$$

Bak F. 1.65 $\sigma_{Flim} = \frac{F_{t2} \cdot K_{İŞ} \cdot S_{FGER}}{m \cdot b_2}$

$$\sigma_{Flim} \geq 27,8 \text{ N/mm}^2$$

Çarkta çevre kuvveti, $F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{t2}}{d_2}$

$$F_{t2} = 5'871 \text{ N}$$

Diş dibi kırılma emiyet katsayısı, bak 1.2.3.3

$$S_{FGER} = 1$$

Malzemeler: Çark G-CuSn10Zn bak Tablo 1.7
Savurma döküm brons

$$\sigma_{Hlim} = 350 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{Flim} = 165 \text{ N/mm}^2$$

Sonsuz vida St 60, Sertleştirilmiş ve taşlanmış, bak Tablo 1.9
Mukavemet değerleri bak Tablo 1.3

$$\sigma_{Hlim} = 380 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{Flim} = 150 \text{ N/mm}^2$$

1.4.1.3 Isınma veya soğutma kontrolü

$$S_g = \frac{\vartheta_{S_1}}{\vartheta} = \left(\frac{a}{10}\right)^2 \cdot \frac{q_1 \cdot q_2 \cdot q_3 \cdot q_4}{136 \cdot P_1} \geq 1 \quad \text{bak F. 1.43}$$

$$S_g = 1,61 > 1$$

soğutma problem değil.

Soğutucusuz soğutma faktörü q_1 bak F. 1.44 ve Tablo 1.11

$$n_1 = 1420 \text{ d/dak}, \text{ ED } 30\% \text{ ve } k_n = 0,014 \cdot n_1^{2/3} \text{ için}$$

$$q_1 = \left(1 + \frac{k_n}{1 + k_n}\right) \cdot \left(\frac{100}{\text{ED}} + k_n\right)$$

$$q_1 \approx 8,4$$

Çevirme oranı faktörü q_2 bak F. 1.46 veya Tablo 1.13, $u = 19$ için

$$q_2 = 1,33 - 3,77 \cdot 10^{-2} \cdot u + 3,43 \cdot 10^{-4} \cdot u^2$$

$$q_2 \approx 0,7$$

Malzeme çiftlisi faktörü q_3 bak Tablo 1.14 Çelik, yüzeyi sertleştirilmiş ve taşlanmış / G-CuSn10Zn için

$$q_3 \approx 1,0$$

Konstrüksiyon katsayısı q_4 , Sonsuz vida altta, yağa batmış ve yağlamayı düzenliyor. Tablo 1.15

$$q_4 = 1,0$$

Sonsuz vidada güç $P_1 = P_2 / \eta_{\text{top}}$ bak F. 1.58

$$P_1 = 6,53 \text{ kW}$$

Kademede verim $\eta_{\text{top}} = \eta_{Dk} \cdot \eta_{Ytop} \cdot \eta_{Stop}$ bak F. 1.26. Çarkta ve milde ikişerden 4 rulman yatak ve bir dişli kademe ve iki conta var, bak Tablo 1.21

$$\eta_{\text{top}} = 0,843$$

$$\eta_{Ytop} = 0,995^4 = 0,980 \quad \eta_{Stop} = 0,98^2 = 0,960$$

Dişli kademenin verimi $\eta_{Dk} = \frac{\tan \gamma_{or}}{\tan(\gamma_{or} + \rho')}$ bak F. 1.27

$$\eta_{Dk} = 0,895$$

1.4.1.4 Sehim kontrolü

$$S_{SM} = \frac{f_{GER}}{f_{he \max}} \geq 1 \quad \text{bak F. 1.49}$$

$$S_{SM} = 1,81 \geq 1$$

sehim problem değil.

Gerekli sehimin max. değeri $f_{GER} \approx 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 6,3$

$$f_{GER} = 0,063 \text{ mm}$$

$$\text{Sehim } f_{he \max} \approx \frac{F_1 \cdot L_1^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad \text{ve} \quad \text{Kuvvet } F_1 = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}$$

$$f_{he \max} = 0,035$$

$$F_1 = 3'165 \text{ N}$$

$$\text{Teğetsel kuvvet bak } F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_{or1}}$$

$$F_{t1} = 2'075 \text{ N}$$

$$\text{Sonsuz vida milinde torsiyon momenti } M_{t1} = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1}$$

$$M_{t1} = 44,4 \text{ Nm}$$

$$\text{Radyal kuvvet bak } F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \cos \rho' \cdot \tan \alpha_n}{\sin(\gamma_o + \rho')}$$

$$F_{r1} = 2'390 \text{ N}$$

Sonsuz vida milinin yataklar arası $L_1 \approx 1,5 \cdot a$

$$L_1 = 240 \text{ mm}$$

Sonsuz vida milinin elastiklik modülü

$$E = 210'000 \text{ N/mm}^2$$

atalet momenti için kabul edilen hesapsal mil çapı

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$\text{Sonsuz vida milinin atalet momenti } I = \frac{\pi}{64} \cdot d^4$$

$$I = 125'664 \text{ mm}^4$$

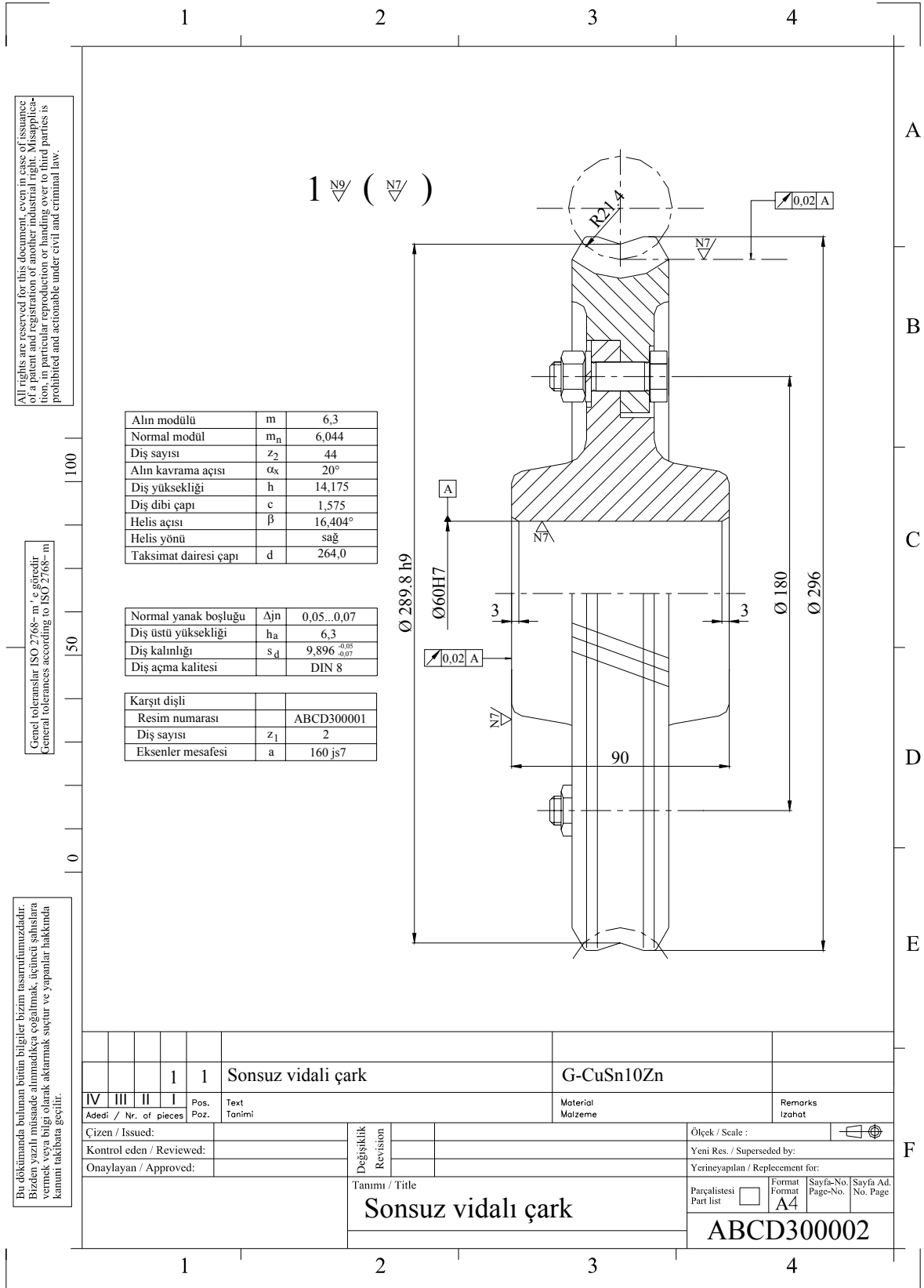
Sürtünme açısı ρ' $v_k = d_{or1} \cdot \pi \cdot n_1 = 3,2 \text{ m/s}$ bak Tablo 1.4

$$\mu \approx 0,03$$

Sonsuz vida sertleştirilmiş, yanaklar taşlanmış

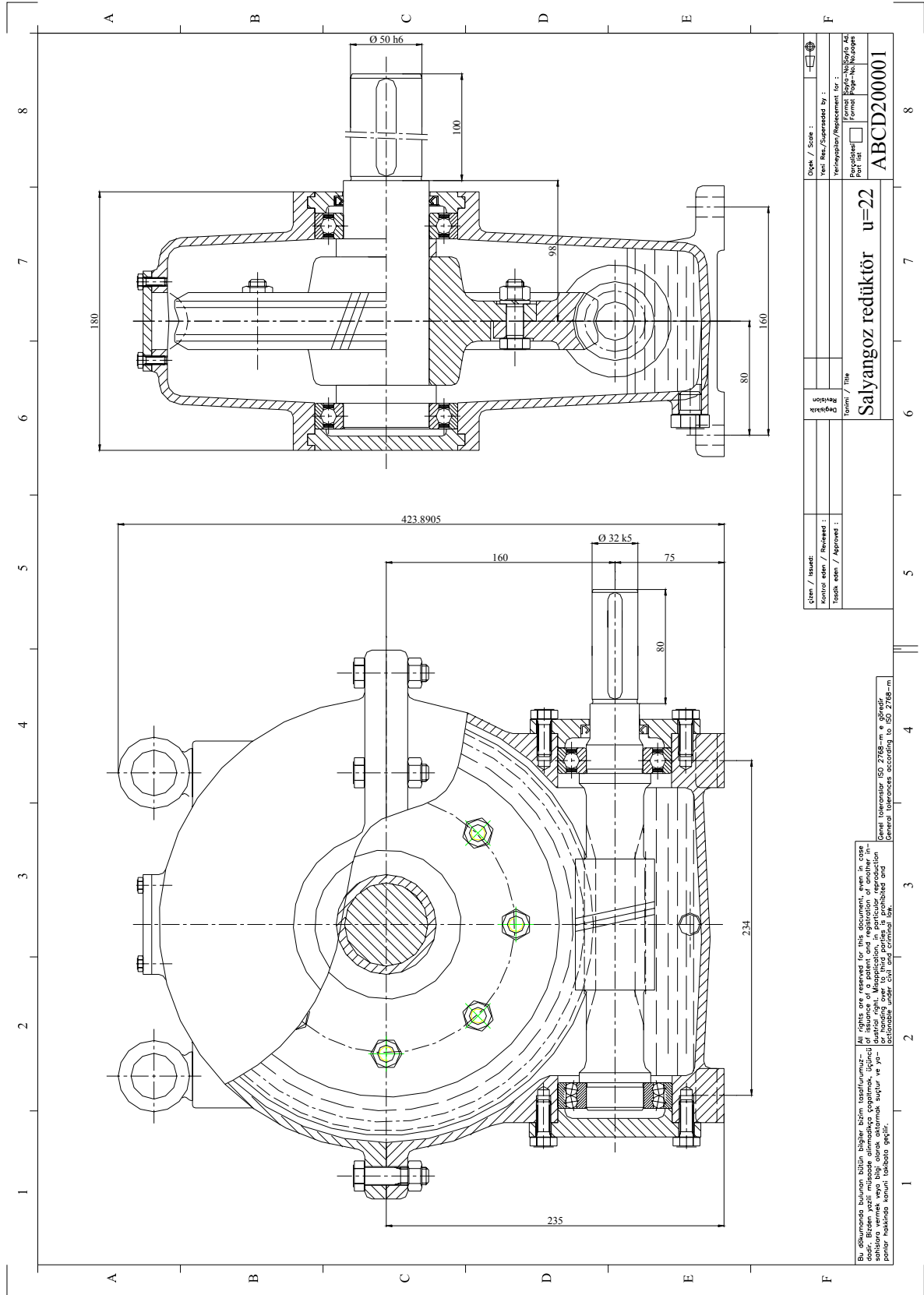
$$\rho' \approx 1,8^\circ$$

1.4.1.6 Sonsuz çarkın teknik resmi



Şekil. 1.10, Sonsuz çarkın teknik resmi

1.4.1.7 Salyangoz redüktör teknik resmi



Şekil. 1.11, Salyangoz redüktör teknik resmi

1.4.2 Örnek 2

Sonsuz vida redüktöründe konstrüksiyon taslağı ve şartnameden şu değerler bilinmektedir: Eksenler açısı $\Sigma = 90^\circ$; Çarktaki güç ; $P_2 = 5 \text{ kW}$; devir sayısı $n_2 \approx 50 \text{ d/dak}$ ve Sonsuz vidada 6-kutuplu kısa devre asenkron motor ile tahrik ediliyor, $n_1 = 960 \text{ d/dak}$. Tahrik zamanı ED %30 ve Tam yük altında dayanma zamanı $L_h = 10'000 \text{ h}$.

Sonsuz vida redüktörünün geometrik ölçüleri ve mukavemet hesabını yapınız.

Çözüm:

$$\text{Çevirme oranı } u_x = n_1 / n_2 = 960 / 50 = 19,2$$

$$u_x = 19,2$$

Tablo 1.1 den $u = 19,2$ için seçilen:

$$z_1 = 2$$

$$\text{Sonsuz vida çarkının diş sayısı } z_2 = z_1 \cdot u = 38,40$$

$$z_1 = 38$$

$$\text{Çevirme oranı } u = z_2 / z_1 = 38/2$$

$$u = 19$$

$$\text{Sonsuz vida çarkında torsiyon momenti : } \omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot n_2$$

$$\omega_2 = 5,236 \text{ s}^{-1}$$

$$M_{t2} = P_2 / \omega_2 = 5\,000 / 5,236$$

$$M_{t2} = 954,9 \text{ Nm}$$

$$\text{Eksenler arası mesafe } \text{bak } a \approx 16 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2 \cdot \sigma_{H\text{lim}}^2}}$$

$$a \approx 131,3794$$

Eksenler arası mesafe Standart sayı sırası R20 ye göre:

$$a = 140 \text{ mm}$$

Malzeme çiftlisi seçimi St/GZ-CuSn12

$$\sigma_{H\text{lim}} = 425 \text{ Nmm}^2$$

GZ-CuSn12 malzemesinin $\sigma_{H\text{lim}}$ değeri bak Tablo 1.7

$$\text{Modülün bulunması } d_{01x} = \psi \cdot a = 0,35 \cdot 140$$

$$d_{01x} = 49 \text{ mm}$$

Çap oranı ψ , bak $\psi = 0,5 \dots 0,3$, seçilen

$$\psi = 0,35$$

$$\text{Çarkın taksimat dairesi çapı } d_{2x} = 2 \cdot a \cdot d_{01}$$

$$d_{2x} = 231 \text{ mm}$$

$$\text{Modül } m_{nx} = d_{2x} / z_2 = 6,0789 \text{ Tablo 1.2 den seçilen:}$$

$$m_n = 6,3 \text{ mm}$$

Sonsuz vida kademesinin geometrik büyüklükleri:

$$\text{Çarkın taksimat dairesinin çapı F. 1.18 } d_2 = m_n \cdot z_2$$

$$d_2 = 239,4 \text{ mm}$$

$$\text{Çarkın baş dairesinin çapı F. 1.19 } d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$$

$$d_{a2} = 252 \text{ mm}$$

$$\text{Çarkın taban dairesinin çapı F. 1.20 } d_{t2} = d_2 - 2,5 \cdot m$$

$$d_{t2} = 223,65 \text{ mm}$$

$$\text{Çarkın en dış dairesinin çapı F. 1.21 } d_{D2} \approx d_2 + m = 258,3$$

$$d_{D2} = 258 \text{ mm}$$

$$\text{Sonsuz vidanın orta çapı F. 1.24 } d_{or1} = 2 \cdot a - d_2$$

$$d_{or1} = 40,6 \text{ mm}$$

$$\text{Sonsuz vidanın dış çapı F. 1.15 } d_{a1} = d_{or1} + 2 \cdot m$$

$$d_{a1} = 53,2 \text{ mm}$$

$$\text{Sonsuz vidanın taban çapı F. 1.16 } d_{t1} = d_{or1} - 2,5 \cdot m$$

$$d_{t1} = 24,85 \text{ mm}$$

$$\text{Sonsuz vidanın boyu F. 1.17 } b_{1x} = 2 \cdot m_n \cdot \sqrt{z_2 + 1}$$

$$b_1 = 80 \text{ mm}$$

$$\text{Çarkın genişliği F. 1.22 } b_{2x} = 0,45 \cdot (d_{a1} + 4 \cdot m)$$

$$b_2 = 35 \text{ mm}$$

$$\text{Helis açısı F. 1.10 dan } \gamma_o = \arctan\left(\frac{z_1 \cdot m}{d_{or1}}\right)$$

$$\gamma_o = 17,2415^\circ$$

Sonsuz vidada kademesinde mukavemet hesapları**Diş yanağı oyuklaşması kontrolü**

Temel prensip: $S_{Hhe} = \frac{\sigma_{HGS}}{\sigma_{HheS}} \geq S_{HGER}$ bak F. 1.36

$S_{Hhe} = 1,3$
oyuklaşma problem değil

Gerekli emniyet katsayısı bak 1.2.1.1

$S_{HGER} = 1 \dots 1,3$ ortalama emniyet katsayısı

$S_{HGER} = 1,15$

Diş yanağındaki basma gerilimi σ_{Hhe} bak F. 1.38

$\sigma_{Hhe} = \sqrt{(M_{t2nom} \cdot K_{IS})} \cdot Z_E \cdot Z_P / a^3 = 277,98$

$\sigma_{Hhe} = 278 \text{ N/mm}^2$

İşletme faktörü K_{IS} normal işletme, bak Tablo 1.5

$K_{IS} = 1,0$

Malzeme çiftlisi faktörü Z_E bak Tablo 1.7 St/GZ-CuSn12

$Z_E = 152 \sqrt{\text{N/mm}^2}$

değme faktörü Z_P $d_{or1}/a = 40,6/140 = 0,29$ bak Tablo 1.10

$Z_P \approx 3,1$

İşletmede malzemenin diş yanağı mukavemet değeri σ_{HG}

$\sigma_{HGS} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_h \cdot Z_N$ bak F. 1.37

$\sigma_{HGS} = 362$

σ_{Hlim} bak Tablo 1.7 GZ-CuSn12 için

$\sigma_{Hlim} = 425 \text{ N/mm}^2$

Z_h bak Tablo 1.5 $L_h = 10\,000 \text{ h}$ için

$Z_h \approx 1,16$

Z_N bak Tablo 1.6 $n_2 = n_1/u = 960/19 = 50,5$ için

$Z_N \approx 0,78$

Diş dibi kırılması kontrolü

Temel prensip: $S_{Fhe} = \frac{\sigma_{FGS}}{\sigma_{FheS}} \geq S_{FGER}$ bak F. 1.47

$S_{Fhe} = 5,25$
diş dibi kırılması problem değil.

Gerekli emniyet katsayısı bak 1.2.3.3 $S_{FGER} \geq 1,0$

$S_{FGER} = 1,0$

Diş dibi gerilimi σ_{FheS} $\sigma_{FheS} = F_{t2} \cdot K_{IS} / m_n / b_2$ bak F. 1.48

$\sigma_{FheS} = 36,2 \text{ N/mm}^2$

Çarkta çevre kuvveti $F_{t2} = F_{e1}$ bak F. 1.33

$F_{t2} = 7978 \text{ N}$

σ_{Flim} bak Tablo 1.7 GZ-CuSn12 için

$\sigma_{Flim} = 190 \text{ N/mm}^2$

Soğutma kontrolü

$S_g = \frac{\vartheta_{S1}}{\vartheta} = \left(\frac{a}{10} \right)^2 \cdot \frac{q_1 \cdot q_2 \cdot q_3 \cdot q_4}{136 \cdot P_1} \geq 1$ bak F. 1.43

$S_g = 1,333 > 1$
soğutma problem değil.

Soğutucusuz soğutma faktörü q_1 bak ve Tablo 1.11

$n_1 = 960 \text{ d/dak}$ ve ED 30% için

$q_1 \approx 7,4$

Çevirme oranı faktörü q_2 bak , $u = 19$ için

$q_2 \approx 0,71$

Malzeme çiftlisi faktörü q_3 bak Tablo 1.14 St/GZ-CuSn12 için Çelik, yüzeyi sertleştirilmiş ve taşlanmış

$q_3 \approx 1,0$

Konstrüksiyon katsayısı q_4 , Çark altta ve yağa batmış Tablo 1.15

$q_4 = 1,0$

Sonsuz vidada güç $P_1 = P_2 / \eta_1 = 5 / 0,829$ F. 1.58 den

$P_1 = 6,03$

Kademe verim $\eta_1 = \eta_{Dk} \cdot \eta_{Stop} \cdot \eta_{Ytop}$

Çarkta ve milde ikişerden 4 rulman yatak ve bir dişli kademe ve iki conta var, bak Tablo 1.21 $\eta_{Ytop} = 0,995^4$ $\eta_{Stop} = 0,98^2$

$\eta_1 = 0,829$

Dişli kademenin verimi $\eta_{Dk} = \frac{\tan \gamma_{or}}{\tan(\gamma_{or} + \rho')}$ bak F. 1.27

$\eta_{Dk} = 0,8891$

Sürtünme açısı $v_k = d_{or1} \cdot \pi \cdot n_1 = 40,6 \cdot \pi \cdot 16 = 2,04 \text{ m/s}$ bak Tablo 1.4

$\mu \approx 0,035$

Sonsuz vida sertleştirilmiş, yanaklar taşlanmış

$\rho' \approx 2^\circ$

Sehim kontrolu

$$S_{SM} = \frac{f_{GER}}{f_{he\max}} \geq 1 \dots (0,5) \quad \text{bak F. 1.49}$$

$S_{SM} = 2,1$
sehim problem değil.

Gerekli sehimin max. değeri

bak 1.2.4.1 , sertleştirilmiş mil $f_{GER} \approx 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 6,3$

$$f_{GER} = 0,063 \text{ mm}$$

Sehim $f_{he\max} \approx \frac{F_1 \cdot L_1^3}{48 \cdot E \cdot I}$ ve Kuvvet $F_1 = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}$

$$f_{he\max} = 0,0292$$

$$F_1 = 4146 \text{ N}$$

Teğetsel kuvvet bak F. 1.30 $F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_{o1}}$

$$F_{t1} = 2783 \text{ N}$$

Radyal kuvvet bak F. 1.32 $F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \cos \rho' \cdot \tan \alpha_n}{\sin(\gamma_o + \rho')}$

$$F_{r1} = 3072 \text{ N}$$

Sonsuz vida milinin yataklar arası $L_1 \approx 1,5 \cdot a$

$$L_1 = 210 \text{ mm}$$

Sonsuz vida milinin atalet momenti $I = \frac{\pi}{64} \cdot d^4 = \pi/64 \cdot d_{o1}^4$

$$I = 130375 \text{ mm}^4$$

2 Kaynaklar

2.1 Literatür

- [1] Akkurt Mustafa / Kent Malik Makina Elemanları, Birinci Cilt, 2.Baskı
Birsen Yayınevi, 1986
- [2] Bachmann / Lohkamp / Strobl Maschinenelemente, Band 1, Grundlagen und
Verbindungselemente, Vogel- Buchverlag, Würzburg
- [3] Bargel/Schulze Werkstoffkunde,
VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf
- [4] Böge, A. Das Techniker Handbuch, 16. überarbeitete Auflage, Friedr.
Vieweg&Sohn, 2000
- [5] Decker, K-H. Maschinenelemente, Gestaltung und Berechnung
Carl Hanser Verlag, München Wien, 8.Auflage
- [6] DIN-Taschenbuch 106 Antriebstechnik 1, Normen über die Verzahnungsterminologie
Beuth Verlag GmbH, Berlin/Köln, 2.Auflage 1981
- [7] DIN-Taschenbuch 123 Antriebstechnik 2, Normen für die Zahnradfertigung
Beuth Verlag GmbH, Berlin/Köln, 1.Auflage 1978
- [8] DIN-Taschenbuch 173 Antriebstechnik 3, Normen für die Zahnradkonstruktion
Beuth Verlag GmbH, Berlin/Köln
- [9] Dubbel, H. Taschenbuch für den Maschinenbau,
17. Auflage, Springer Verlag, 1990
- [10] Ernst Die Hebezeuge
Bemessungsgrundlagen, Bauteile, Antriebe
Friedr. Vieweg+Sohn Branschweig, 1973
- [11] Gieck, K. Technische Formelsammlung,
27. erweiterte Auflage, Gieck Verlag, 1981
- [12] Hütte Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften
29. völlig neubearbeitete Auflage, Springer Verlag, 1991
- [13] Köhler / Rögwitz Maschinenteile, Teil 1 und Teil 2
B.G.Teubner, Stuttgart
- [14] Konstruteur BBC (Yeni ABB) Firması
Firma içi yayını
- [15] Kutay, M. Güven Makinacının Rehberi,
Birsen Yayınevi, Istanbul, 2003
- [16] Kutay, M. Güven Mukavemet Değerleri,
Makina Mühendisleri Odası, MMO/2004/353
- [17] Langer, E. Maschinenelemente, Berechnung und Gestaltung
Dümmeler

Dişliler

- [18] MAAG.Taschenbuch MAAG.Zahnräder Aktiengesellschaft
CH-8023 Zürich/Schweiz
- [19] Matek, W. / Muhs, D. / Roloff/Matek, Maschinenelemente
Wittel, H. / Becker, M. Vieweg Verlag
- [20] Niemann, G. MASCHINENELEMENTE, Band II, III
Springer-Verlag, 2.Auflage 1981
- [21] Okday Şefik Makina Elemanları, Üçüncü Cilt, 4.Baskı
Birsen Yayınevi, 1982
- [22] Reishauer AG Katalog ve CD
Werkzeugmaschinen , Industriestr 36
CH-8304 Wallisellen-ZH
- [23] Schuster, C. Die praktische Berechnung der Dauerfestigkeit gekerbter
Bauteile unter Berücksichtigung des DDR-Standarts TGL 19 340.
IFL Mitt. 6 (1967), Heft 11
- [24] Ten Bosch Berechnung der Maschinenelemente
Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York
- [25] Wellinger, K. / Festigkeitsberechnung,
Dietmann, H. Grundlagen und technische Anwendung
- [26] Widmer, E. Fräsen und Verzahnen I
Blaue TR-Reihe, Verlag Technische Rundschau im Hallwag
Verlag, Bern und Stuttgart
- [27] Pickard, J. Berechnung einfacher und zusammengesetzter Planetengetriebe
KEM, Mai 1987

2.2 Standartlar

DIN 780 T1	Mai1977	Modulreihe für Zahnräder, Moduln für Stirnräder
DIN 780 T2	Mai1977	Modulreihe für Zahnräder, Moduln für Zylinderschneckengetriebe
DIN 867	Feb1986	Bezugsprofile, für Evolventenverzahnungen an Stirnrädern (Zylinderräder) für den allgemeinen Maschinenbau und den Schwermaschinenbau
DIN 3960	Juli1980	Begriffe und Bestimmungsgrössen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung
DIN 3960 B1	Juli1980	Begriffe und Bestimmungsgrössen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung, Zusammenstellung der Gleichungen
DIN 3964	Nov1980	Achsabstandabmasse und Achslagetoleranzen von Gehäusen für Stirnradgetriebe
DIN 3966 T1	Aug1978	Angaben für Verzahnungen in Zeichnungen, Angaben für Stirnrad-(Zylinderrad) Evolventenverzahnungen
DIN 3967	Jul1978	Getriebe-Passsystem, Flankenspiel / Zahndickenabmasse / Zahndickentoleranzen Grundlagen
DIN 3978	Aug1976	Schrägungswinkel für Stirnradverzahnungen
DIN 3990 T1	Mär1980	Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern, Einführung und allgemeine Einflussfaktoren
DIN 3990 T2	Mär1980	Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern, Berechnung der Zahnflankentragfähigkeit (Grübchenbildung).
DIN 3990 T3	Mär1980	Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern, Berechnung der Zahnfusstragfähigkeit
DIN 3990 T4	Mär1980	Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern, Berechnung der Fresstragfähigkeit
DIN 3990 T 5	Mai1984	Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Dauerfestigkeitswerte und Werkstoffqualitäten
DIN 3990 T11	Jul1984	Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern mit Evolventenverzahnung, Anwendungsnorm für Industriegetriebe, Detail-Methode
DIN 3990 T21	Jul1984	Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern mit Evolventenverzahnung, Anwendungsnorm für Schnellaufgetriebe und Getriebe ähnlicher Anforderungen
VDI 2157	Sep 1978	Planetengetriebe Begriffe, Symbole, Berechnungsgrundlagen

3 Konu İndeksi

Ç		Salyangoz dişlilerdede aksenal kavrama açısı "α _x "	12
Çevirme oranı faktörü "q ₂ "	24	Salyangoz dişlilerin çevirme oranı "i"	8
E		Sınır ısısı "θ _{S1} "	22
Eksenal taksimat "p _x "	9	Soğutma faktörü "q ₁ "	22
K		Sonsuz vida diş sayısı "z ₁ "	13
Kilitlenme	13	Sonsuz vida dişlileri	5
M		Sonsuz vida dişlisinin diş sayısı "z ₁ "	9
Malzeme çiftlisi faktörü "q ₃ "	24	Sonsuz vida dişlisinin hatvesi "p _{z1} "	8
N		Sonsuz vida dişlisinin ortalama helis açısı "γ _{or} "	8
Normal modül "m _n "	9	Sonsuz vida kademesinde ısınma kontrolü	22
Normal taksimat "p _n "	9	Sonsuz vida kademesinde kuvvetler	14
O		Sonsuz vida kademesinde mukavemet hesabı	18
Oto blokaj	13	Sonsuz vida kademesinde verim	12
P		Sonsuz vida milinde sehim kontrolü	26
Pinyon diş sayısı "z ₁ "	9	Sonsuz vidada kuvvetler	14, 15
R		Sonsuz vidada redüktörünün yatak kuvvetleri	17
Redüktör konstruksiyon faktörü "q ₄ "	25	Sonsuz vidanın diş üstü çapı "d _{a1} "	11
S		Sonsuz vidanın genişliği "b ₁ "	11
Salyangoz dişli çarkının boyutları	11	Sonsuz vidanın orta çapı "d _{or1} "	10
Salyangoz dişli çarktaki gerilim "σ _{FheS} "	25	Sonsuz vidanın taban dairesi çapı "d _{t1} "	11
		Sosuz vida şekilleri	5
		T	
		Toplam randıman "η _{top} "	13
		Toplam verim "η _{top} "	13

