

T.C.  
ANADOLU ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

# BİLGİSAYAR DESTEKLİ DİŞLİ TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DANIŞMAN: YRD. DOÇ. DR. HARUN TAŞKIN

DURMUŞ ALİ KUTLU ✓

T. C.  
ANADOLU ÜNİVERSİTESİ  
MERKEZ KÜTÜPHANESİ

ESKİŞEHİR 1987

## Ö Z E T

Günümüzde işletmelerin en başta gelen problemlerinden birisi ürünü oluşturan parçaların çeşitliliğinin en düşük düzeyde tutulabilmesidir. Geniş bir dişli ailesinden oluşturulan dişli sistemlerinin tasarımında, geleneksel klásik tasarım yöntemlerinin problemleri gözönüne alındığında; en uygun tasarımlara ulaşmak ve kullanılan parça sayısını azaltmak için bilgisayar destekli yeni yöntemler gerekli olmaktadır. Bu çalışmada geliştirilen bir algoritma ile, tasarım zamanı en küçüklenmiş, çok kademeli dişli kutularında kullanılan dişli çifti sayısı en küçüklenmiş ve oluşturulan dişli kutularında güç aktarımı en büyüklenmiştir. Geliştirilen algoritma Türkiye Şeker Fabrikaları Anonim Şirketi Eskişehir Makina Fabrikası dişli kutuları üretimi için örneklenmiştir.

## A B S T R A C T

In the present day, one of the main problems of the firms are assured at the most level the variety or diversity of the parts that they are formed the product. From the extended gear group, in the design of the gear systems, in considering with the problems of the conventional design methods to reach most suitable design and decrease parts quantity with new computer aided methods. In this M.Sc. Study, with the new developed algorithm, design time parameter is minimised, the number of gear pair, it is used in multi staged gear box, is minimised and the power transfer in the boxes is maximised. The developed algorithm was applied to Eskişehir Machine Factory of The Turkish Sugar Factories Inc. (Türkiye Şeker Fabrikaları Anonim Şirketi Eskişehir Makina Fabrikası.)

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vi
TABLolar LİSTESİ.....	vii
GİRİŞ.....	1

## B İ R İ N C İ B Ö L Ü M

I.1 BİLGİSAYAR YARDIMIYLA TASARIM.....	5
I.2 TANIMLAR VE KAVRAMLAR.....	9
I.2.1 Dişli Çark Mekanizmaları.....	9
I.2.2 Alın Dişli Çarklar.....	10
I.2.2.1 Alın Dişli Çark Boyut ve Büyüklükleri.....	10
I.2.2.2 Diş Dibi Kırılma Emniyeti Hesabı ile İlgili Boyut ve Büyüklükler.....	18
I.2.2.3 Yüzey Aşınma Emniyeti Hesabı ile İlgili Boyut ve Büyüklükler.....	24
I.2.2.4 Dişli Kutusu Yatak Kuvvetleri.....	30
I.2.2.5 Dişli Çarklarda Çökme (Sehim).....	33
I.2.2.6 Alın Dişlili Dişli Çarklarda Isınma Sınırı.....	34
I.2.2.6.1 Isıl Güç.....	34
I.2.2.6.2 Dişli Kutusu İçin Isıl Denge Şartı.....	36
I.2.2.6.3 Isıl Denge ve Soğutucu Kapasitenin Belirlenmesi.....	38

## İ K İ N C İ B Ö L Ü M

II.1	DİŞLİ SİSTEMLERİNDE ÇEŞİT AZALMASI-MALİYET ETKİLEŞİMİ.....	42
II.1.1	Maliyet Etkileşimi.....	42
II.1.1.1	Malzeme Satın Alma Giderleri.....	43
II.1.1.2	Malzeme Stok ve Ambarlama Giderleri.....	43
II.1.1.3	Üretim Giderleri.....	44
II.1.1.4	Toplam İşçilik Giderleri.....	45
II.1.1.5	Mâmül ve Yarı Mâmül Stok Giderleri.....	45
II.1.1.6	Satış ve Depolama Giderleri.....	46
II.1.1.7	Finansman Giderleri.....	46
II.1.2	Değer Analizi.....	47
II.2	DİŞLİ ÇARK TAŞIMA GÜCÜNÜ ETKİLEYEN FAKTÖRLER.....	50
II.2.1	Dişlilerin Sertleştirilmesi.....	50
II.2.2	Dişli Malzemesi.....	51
II.2.3	Dişli Üretim Kalitesi.....	52
II.2.4	Dişli Genişliği.....	53
II.2.5	Modül.....	53
II.2.6	Profil Kaydırma Miktarı.....	54
II.2.7	Yağlama ve Yağ Cinsi.....	54
II.2.8	Diş Dibi Kavisine Çelik Bilya Püskürtülmesi.....	55
II.3	DİŞLİ SİSTEMLERİNİN TASARIMI İÇİN GELİŞTİRİLEN ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ.....	55
II.3.1	Klâsik Tasarım Yöntemi.....	55
II.3.1.1	Boyutların Belirlenmesi.....	56
II.3.1.2	Diş Dibi Kırılması Kontrolü.....	57

II.3.1.3	Hertz Yüzey Basıncı Kontrolü.....	58
II.3.1.4	Çökme Değerinin Kontrolü.....	59
II.3.1.5	Dişli Kutusunun Diğer Büyüklükle- rinin Hesaplanması.....	59
II.3.2	Geliştirilmiş Bilgisayar Destekli Tasarım Yöntemleri.....	60

## Ü Ç Ü N C Ü B Ö L Ü M

### DEĞİŞİK EKSENLER ARASI ÖLÇÜLERİNDE DİŞLİ SİSTEMLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMINA YENİ BİR YAKLAŞIM

III.1	YENİ YÖNTEMİN GEREKLİLİĞİ.....	70
III.2	OPTİMUM DİŞLİ ÇİFTİ SAYISININ BELİRLENMESİ.....	72
III.2.1	Dişli Kutuları Tertip Şekli.....	72
III.2.1.1	Beş Kademeli Dişli Kutuları....	72
III.2.1.2	Dört Kademeli Dişli Kutuları...	73
III.2.1.3	Üç Kademeli Dişli Kutuları Tertibinin Oluşumu.....	74
III.2.1.4	İki Kademeli Dişli Kutuları Tertibinin Oluşumu.....	76
III.2.1.5	Bir Kademeli Dişli Kutuları....	76
III.2.2	Kullanılabilecek Dişli Çifti Sayısı ve Amaç Fonksiyonu.....	77
III.2.3	Tasarım Kısıtları.....	79
III.2.3.1	Toplam Çevrim Oranları Sayısı..	79
III.2.3.2	Helis Açısı.....	80
III.2.3.3	Kademe Çevrim Oranları.....	81
III.2.3.4	Toplam Çevrim Oranı.....	81
III.2.3.5	Modül.....	82
III.2.3.6	Çevrim Oranları Sıralaması.....	82
III.2.3.7	Minumum Diş Sayısı.....	82

III.2.3.8	Dişli Genişliği.....	83
III.2.3.9	Sivri Tepe Sınırı.....	83
III.2.3.10	Kavrama Oranı.....	83
III.2.4	Çözüm Algoritması.....	84
III.3	OPTİMUM GÜCÜN BELİRLENMESİ.....	94
III.3.1	Amaç Fonksiyonunun Belirlenmesi.....	95
III.3.1.1	Diş Dibi Kırılması İçin Amaç Fonksiyonu.....	95
III.3.1.2	Yüzey Basıncı İçin Amaç Fonksiyonu.....	96
III.3.1.3	Çökme İçin Amaç Fonksiyonu....	97
III.3.2	Tasarım Kısıtları.....	98
III.3.2.1	Ömür ve Yorulma.....	98
III.3.2.2	Diş Dibi Kırılması.....	98
III.3.2.3	Diş Yanağı Yüzey Aşınması.....	98
III.3.2.4	Çökme.....	98
III.3.2.5	Yataklama mesafesi.....	99
III.3.2.6	Malzeme.....	99
III.3.3	Çözüm Algoritması	
III.4	YATAK BÜYÜKLÜKLERİ ve SOĞUTMA HESABI.....	103
III.5	GELİŞTİRİLEN MODELİN UYGULAMASI.....	103
III.6	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	112
	KAYNAKLAR.....	119
	EKLER.....	123

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil-I.1	Bir Üretim Sisteminde Alt Sistemler ve Görevleri...	7
Şekil-I.2	Bilgisayar Yardımıyla Tasarım ve İmalât aşamaları..	8
Şekil-I.3	Evolvent Profil Büyüklükleri.....	13
Şekil-I.4	Dişli Üzerindeki Taksimatlar.....	14
Şekil-I.5	Helis Alın Dişlide Diş Kuvvetleri.....	32
Şekil-I.6	Değişik Yükleme Durumları İçin Yatak Kuvvetlerinin Bulunuşu.....	33
Şekil-I.7	Bir Mil Üzerinde İki Kuvvet(Dişli) Bulunması Halinde Çökme Değerleri.....	36
Şekil-II.1	Ürün Çeşiti-Toplam Gelir Yüzdesi Analizi.....	49



## TABLolar LİSTESİ

Tablo-I.1	Modül-Dişli Genişliği İlişkisi.....	16
Tablo-I.2	Kullanım Amacına Göre Dişli retim Kalitesi....	21
Ek-1	DIN 3978'e Göre Alın Dişli Helis Ağları.....	124
Ek-2	DIN 3992'ye Göre (x) Profil Kaydırma Faktörü.....	125
Ek-3	Dişli Malzemeleri ve Mukavemet Dęerleri.....	126
Ek-4	DIN 3962'ye Göre $f_{pe}$ Toplam Diş Sapmaları.....	127
Ek-5	Dişli ark Hesaplarında Kullanılan $F_t/b$ Oran- ları.....	128
Ek-6	Dişli ark Hesaplarında $f_{dyn}$ Dinamik Faktörü <b>Değerleri</b> .....	129
Ek-7	Dişli ark Hesaplarındaki Diş Form Faktörü Dęerleri.....	130
Ek-8	Dişli ark Hesaplarındaki eşitli Noktalardaki Kavramaya Giriş Ağlarının Tanjantları.....	131
Ek-9	Dişli Yağları Viskosite Dęerleri.....	132

## G İ R İ Ő

### AMAÇ VE KAPSAM

Dişli arklar dişlilerin kavraması sayesinde kaymasız olarak g ve devir ileten işletme emniyeti yüksek mekanizmalardır. En az bir döndüren birde döndürülen olmak üzere bir çiftten oluşur. Kullanım amacına uygun olarak yavaŐlatıcı ve hızlandırıcı olarak tasarlanırlar.

Hassas cihaz tekniği ve kontrol tekniğinde kullanıldığında hız iletimi, endüstriyel makina tahrikinde kullanıldığında güç iletimi yaparlar.

Kullanım amacına yönelik olarak değişik tiplerde dişli çark mekanizmaları türetilmiŐtir.

Endüstrinin gelişmesiyle dişli kutusu üreten fabrikalar rasyonel çalışabilmek için dişli kutularını seri olarak üretmeye başladılar. Ancak diğer g ve devir aktaran mekanizmalardan olan üstün özellikleri ile çok geniş bir kullanım alanında uygulanması sonucu iletilecek g ve devir sayısının çok değişik olması nedeniyle, üretilmesi gereken dişli kutuları serileri de pek çok artmıştır. Bu da yüzlerce değişik eksenler arası lsnde, de-

gişik çaplarda, modüllerde, farklı diş sayılarında, değişik helis açısı ve genişliklerde dişlilerin üretimini zorunlu hale getirmiştir.

Büyük serilerin üretimine olanak tanımayan, başka bir deyişle üretilmesi rasyonel olmayan bu durumu önlemek ve dişli kutusu üretimini rasyonel hale getirmek için;

- Dişli kutularını standart eksenler arası ölçülerinde sınırlandırma,
- Çevrim oranlarını belirli(standart) sayılarla sınıflandırma,
- Standart modül kullanımı,
- Kullanılan yatak, vida, kapak, sızdırmazlık elemanları ve diğer aksesuar çeşitlerinin azaltılması yoluna gidilmiştir.

Bu sayede standart eksenler arası ölçüsünde üretilmiş bir dişli çifti değişik kombinasyonlarda defalarca kullanılmak suretiyle rasyonel üretimler gerçekleştirilmiştir.

Dişli sistemlerinin klasik tasarım yöntemleriyle, tasarlanması; çok zahmetli ve uzun zaman alan yorucu ve karmaşık bir dizi işlemleri gerekli kılmaktadır. Üstelik tasarım sonunda elde edilen sonuçların en iyi çözüm alma olasılığı hemen hemen olanaksızdır. Zaman optimizasyonu, dolayısıyla maliyet optimizasyonu, benzer yapıdaki çok sayıda üründe kullanılan parça sayısının minimum kullanımı başka bir deyişle parça sayısının minimumuna indirgenmesi amacına yönelik çeşitli optimizasyonu yanında tasarım kalitesinin yükseltilmesi, standartlara uygunluk ve tasarım zamanının kısaltılması ile tasarımda optimizasyon gerçekleştirilmiş olacaktır.

Bu amaç doğrultusunda geliştirilen yöntemin uygulanması bir bilgisayar programı hazırlanarak yapılmıştır. Program değişik uygulamalar için esnek tutulmuş, uygulamada karşılaşılan problemlerin çözümüne de olanak tanınmıştır. Programla;

- n sayıdaki değişik eksenler arasındaki bir dişli ailesinde

- Bir kademeli,

- İki kademeli,

- Üç kademeli,

- Dört kademeli,

- Beş kademeli,

dişli sistemlerinin oluşturulması;

- Oluşturulan dişli sistemlerinde standartlara uygunluk sağlanması,

- Kullanılacak dişli çifti sayısının en küçüklenmesi,

- Üretime yönelik boyutların belirlenmesi,

- Belirlenen boyutlara bağımlı olarak taşıtılan gücün en büyüklenmesi,

- Dişli sistemi yatak kuvvetlerinin belirlenmesi,

- Kullanılabilecek yatak büyüklüğünün belirlenmesi,

- Uygun yağlama yağının seçimi,

- Dişli sistemi ısı kapasitesinin belirlenmesi,

- Gerekli soğutucu boyutlarının belirlenmesi

yapılmaktadır.

Dişli sisteminde kullanılan millerin hesaplanması kapsam dışı bırakılmış ancak mil hesabında kullanılacak veriler programın çıktısı olarak verilmiştir.

Dişli sistemlerinin bilgisayar yardımıyla tasarım konusunda şimdiye kadar yapılmış çalışmalar ve geliştirilen yöntemlerden farklı olarak:

-Çok sayıda dişli çiftlerinden oluşturulan dişli sistemlerinin en küçük sayıda dişli çifti kullanılarak çözümlenmesi,

-Dişli sistemlerinin sadece bir dişli çifti olarak değil fakat bütün bir mekanizma olarak çözümlenmesi,

-Mekanizmanın oluşturulmasında önemli bir etken olan çökme kısıtının yanında uygulamadaki tüm kısıtların gerçek değerlerini kullanarak bütün halinde en iyilenmiş çözüme ulaşılması, amaçlanmıştır.

Birinci bölümde dişliler ve alın dişlilerin oluşturduğu dişli kutuları ile ilgili bilgiler dişli kutusu hesaplamasına yönelik bağıntılar ve şekiller verilmiştir.

İkinci bölümde, Dişli çark sistemlerinin maliyetini oluşturan faktörler, Dişli Çark gücünü etkileyen faktörler, Dişli sistemlerinde boyut ve güç optimizasyona yönelik yapılmış araştırma ve çalışmalarla ve çalışmalarda uygulanan yöntemler verilmiştir.

Üçüncü bölümde bir dişli ailesinin değişik kombinasyonları oluşturularak kullanılacak optimal dişli çifti soyundan belirlenmesine yönelik bir yöntem geliştirilmiştir, çözüm sonucu elde edilen dişli kutularında taşıtılan optimal gücün belirlenmesi için kurulan model ve modelin çözümüne ilişkin bilgilere ek olarak, dişlilerde çökme kısıtına bağlı olarak taşıtılan güç dişli kutusu yatak kuvvetleri, yatak büyüklükleri ve ısıl hesaplara ilişkin yöntem ve çözümlenmesi verilmiştir.

Ayrıca uygulanan yönteme ilişkin geliştirilen bilgisayar programı ve program çıktılarına ait bilgiler eklenmiştir.

## B İ R İ N C İ B Ö L Ü M

### I.1 BILGISAYAR YARDIMIYLA TASARIM

**Tanım:** Tasarım, işletmenin üretmeyi amaçladığı ürünün; kullanım amacına ve tüketici isteklerine uygun olarak, en düşük maliyetle üretilmesini olanaklı kılacak şekilde fiziksel özelliklerinin ve boyutlarının belirlenmesidir.

Bir dizi faaliyet sonucu ortaya çıkarılır ve işletmenin diğer birimlerindeki faaliyetlerden doğrudan etkilenir. Bir üretim sistemindeki alt sistemler ve görevleri ile etkileşimleri Şekil 1'de gösterilmiştir.

Bir mühendislik tasarımı olan makina tasarımında tasarım sürecinin başlamasından sonuçlandırılmasına kadar geçen süre içinde zahmetli bir dizi karmaşık işlem ve faaliyet yürütülür. Karmaşık makina tasarımlarının klasik yöntemlerle imal edilmesi günümüzde artık ekonomik olmamaktadır. Bu da makina tasarım ve imalatında bilgisayarın etkin bir şekilde kullanılmasını zorunlu kılmaktadır.

Tasarım ve imalâttaki bu yeni gelişmeler bilgisayar yardımıyla yapılan tasarım sonuçlarının mikroişlemcilerin kullanıldığı sayısal denetimli tezgâhlara doğrudan girdi olarak verilebilmelerine olanak sağladı. Bu nedenle Bilgisayar yardımıyla Tasarım (Computer Aided Design-CAD) ve Bilgisayar yardımıyla imalât (Computer Aided Manufacturing-CAM) birbirini tamamlayan ögeler olarak 1975'lerden sonra birlikte anılmaya başlandı ve buna Bilgisayar yardımıyla Tasarım ve İmalât (CAD/CAM) adı verildi.(1)

Bilgisayar yardımıyla tasarım, tasarım süreci içindeki tüm aşamaların bilgisayar aracılığı ile gerçekleştirilmesidir. Tasarım için, gerekli bilgilerin oluşturulması ve kullanımı, tasarım mantığının belirlenmesi, ön tasarımlar üzerinde gerekli inceleme ve değişikliklerin yapılması ve çıktıların hazırlanması bilgisayar yardımıyla tasarımın önemli aşamalarıdır. Bilgisayar yardımıyla tasarım kademeleri ve Bilgisayar yardımıyla üretimin, ilişki ve aşamaları şekil-I.2'de gösterilmiştir.

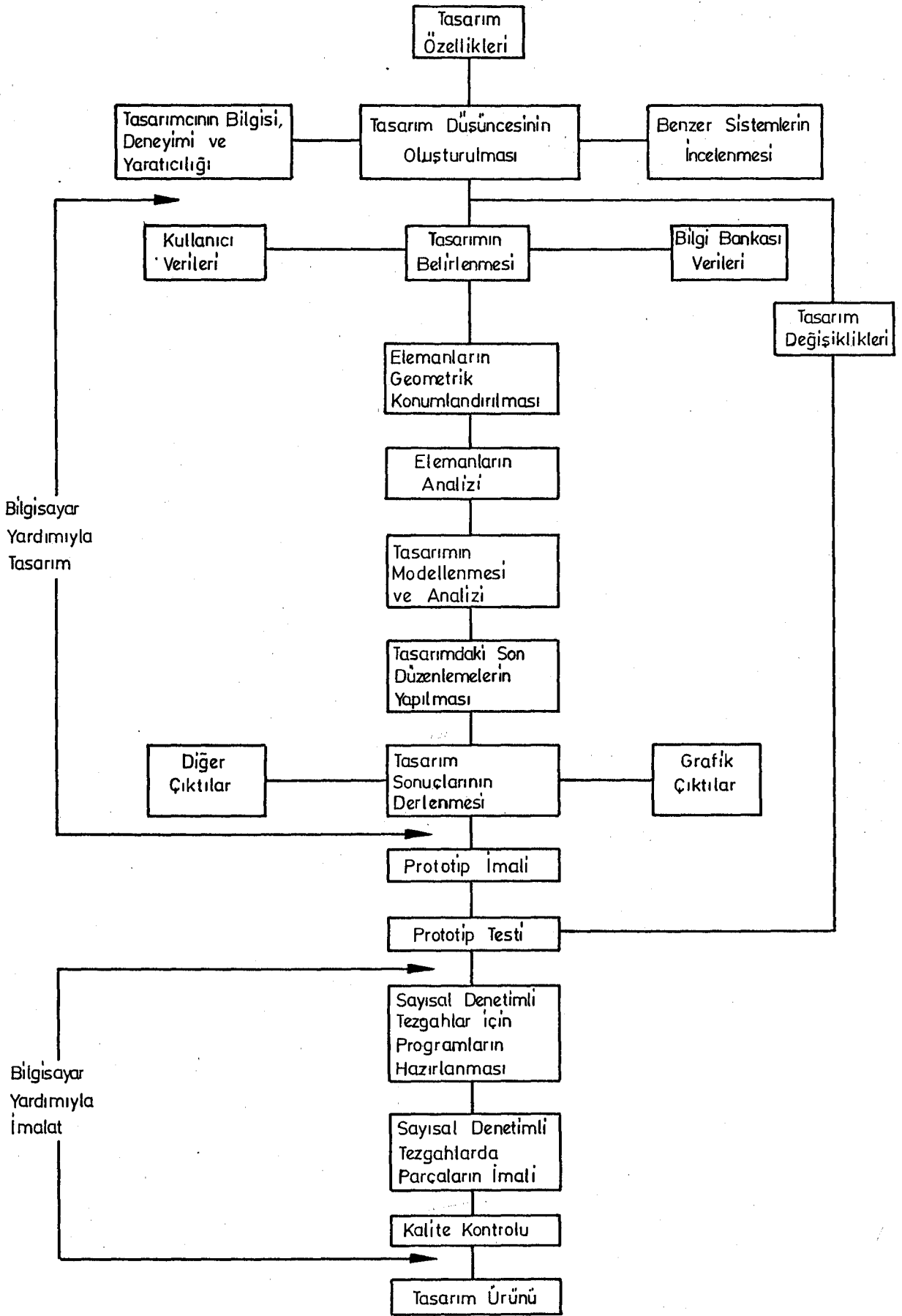
Tasarım için oluşturulan bilgilerin depolanmasında ve hızlı bir şekilde kullanılmasında bilgisayarların çok yüksek olan bellek kapasitelerinden yararlanılır. Daha önce yapılan benzer tasarım sonuçları bilgisayarda saklanarak gerektiğinde kaynak olarak kullanılır. Tasarım mantığının belirlenmesinde asıl görev tasarımcıya düşmektedir. Tasarımcının deneyimleri ve yaratıcılığı bu aşamada belirleyicidir. Ön tasarımın incelenmesi değiştirilmesi ve eklemelerin yapılması gibi işlemler tasarımcı ile bilgisayar arasında iletişim sağlanarak yapılır. Gerektiğinde önceki aşamalar tekrar edilerek tasarım geliştirilir. Belirlenen amaçlara ulaşıldığında tasarım tamamlanmış olur ve gerekli sayısal ve grafik çıktılar alınır.

---

(1) ESKİCİOĞLU H., YILDIRIM O., "Bilgisayar Yardımıyla Tasarım ve İmalât" Mühendis ve Makina, Nisan 1983, Cilt 24







Şekil-I.2 Bilgisayar Yardımıyla Tasarım ve İmalat Aşamaları

Yukarıda özet olarak anlatılan Bilgisayar Yardımıyla Tasarım, tasarımı çok karmaşık bir yapıda olan Dişli Sistemlerinin tasarımına uygulanarak çizime esas boyutsal değerlerle, dişli sisteme ait mukavemet değerleri, yatak kuvvetleri, yatak büyüklükleri ve termal büyüklüklere ilişkin bilgiler çıktı olarak alınacaktır.

## 1.2 TANIMLAR VE KAVRAMLAR

### 1.2.1 Dişli Çark Mekanizmaları

Dişli çarklar, dişlilerin kavraması sayesinde kaymasız olarak güç ve devir aktaran işletme emniyeti yüksek mekanizmalardır. En az bir döndüren birde döndürülen olmak üzere bir çiftten oluşurlar.

Başlıca Dişli Çark Tipleri:

Alın Dişli Çarklar:

Eksenleri paraleldir, tertip şekline göre %96-%99 verimle güç-devir aktarımı yaparlar.

- Düz dişli,
- Helis dişli,
- İçten dişli,
- Çift helisel dişli,
- Ok dişli,
- Kremayer dişli,

olmak üzere altı tertip şekli vardır.

Konik Dişli Çarklar:

Eksenleri birbirine dik miller için kullanılır.

- Düz konik dişli,
- Helisel konik dişli,
- Daire kavisli konik dişli (polloid spiral),

-Eksenleri kesişmeyen konik dişli çark(Hypoid konik dişli),

olmak üzere dört tertip şekli vardır.

Spiral Dişli Çarklar:

Eksenleri birbirine dik fakat kesişmeyen mekanizmalarda kullanılır, iletilebilecekleri güç ve aktarma oranları küçüktür.

Sonsuz Vida-Dişli Çarklar:

Eksenleri birbirine dik miller için kullanılırlar. Kademe başına aktarma oranları çok yüksek, sessiz ve titreşimsiz çalışırlar. Kademe sayısı ve üretim kalitesine göre toplam verimleri %97-%45 arasında değişir.

-Silindirik sonsuz vida dişli,

-Globoid sonsuz vida dişli,

olmak üzere iki tipi vardır.

## I.2.2 Alın Dişli Çarklar

Tezin konusunu teşkil eden alın dişli çarklardan, helis alın dişli boyutsal değerleri incelenerek buradan elde edilen sonuçlar, düz dişli çarklara, çift helisel dişli çarklara ve ok dişli çarklara kolayca tatbik edilebilir olacaktır. İçten dişli ve kremayer dişli çarkların formül ve hesaplama tekniği farklı olduğu için kapsam dışı bırakılmıştır.

### I.2.2.1 Alın Dişli Çark Boyut ve Büyüklükleri

Alın dişli çarklara tüm boyut ve büyüklüklerde Uluslararası standartlara uygunluk sağlanacak, bunun için ülkemiz sanayiinde de kullanılan Alman standartları (DIN) esas alınacaktır.

### I.2.2.1.1 Eksenler Arası Ölçüsü.....(a)

Eş çalışan bir dişli çifti eksenler arası ölçüsü DIN 323 (2)'de belirli bir artımla R10,R20,R40 şeklinde adlandırılarak tertiplenmiştir.Bunlardan yaygın olarak kullanılan ve sanayide çok kullanılan seri R20 serisidir ve eksenler arası ölçüleri arasında,

$$q = \sqrt[20]{10} = 1,12 \text{ ilişkisi vardır.}$$

Değişik eksenler arası türetilirken  $a_1$  ilk eksenler arası ise,

$$a_2 = q \cdot a_1$$

$$a_3 = q^2 \cdot a_1$$

$$\vdots$$
$$a_n = q^{(n-1)} \cdot a_1$$

...(I-1)

ilişkisi kurulmuş ve elde edilen sonuçlar standart rakamlar haline dönüştürülmüştür.En genel hali:

$$a_n = q^{(n-1)} \cdot a_1$$

olarak tanımlanır.

### 1.2.2.1.2 Çevrim Oranları.....( $i_1$ )

Mekanizma tipi olarak yavaşlatan mekanizmalar seçilmiştir.Seçilen eksenler arasına uygun olarak DIN standartlarından (3) R20 serisi seçilerek;

$i_1 = 1 \quad 1,12 \quad 1,25 \quad 1,4 \quad 1,6 \quad 1,8 \quad 2 \quad 2,24 \quad 2,5 \quad 2,8 \quad 3,15$   
 $3,55 \quad 4 \quad 4,5 \quad 5 \quad 5,6 \quad 6,3 \quad 7,1 \quad 8 \quad 9 \quad 10$

çevrim oranlarına uygunluk sağlanacaktır.

(2) DIN 323 August 1974 Blatt 1 S.1-2

(3) DIN 803 Marz 1977 S.1

### I.2.2.1.3 Toplam Çevrim Oranları.....( $i_T$ )

Tasarımı yapılacak çok kademeli dişli kutularını çevrim oranları DIN 803 R20'ye uygun olarak;

2 Kademeli dişli kutuları:

$$i_{T2} = 6,3 \quad 7,1 \quad 8 \quad 9 \quad 10 \quad 11,2 \quad 12,5 \quad 14 \quad 16 \quad 18 \quad 20$$

3 Kademeli dişli kutuları:

$$i_{T3} = 20 \quad 22,4 \quad 25 \quad 28 \quad 31,5 \quad 35,5 \quad 40 \quad 45 \quad 50 \quad 56 \quad 63 \quad 71 \\ 80 \quad 90 \quad 100$$

4 Kademeli dişli kutuları:

$$i_{T4} = 100 \quad 112 \quad 125 \quad 140 \quad 160 \quad 180 \quad 200 \quad 224 \quad 250 \quad 280 \quad 315 \\ 355 \quad 400 \quad 450 \quad 500$$

5 Kademeli dişli kutuları:

$$i_{T5} = 500 \quad 560 \quad 630 \quad 710 \quad 800 \quad 900 \quad 1000 \quad 1120 \quad 1250 \quad 1400 \\ 1600 \quad 1800 \quad 2000 \quad 2240 \quad 2500$$

olarak oluşturulacaktır.

### I.2.2.1.4 Normal Modül.....( $m_n$ )

DIN 780 (4) birinci seri standart modülleri  $m_n$  normal modül büyüklükleri olarak kullanılacaktır.

Alın modülü  $M_t$ :

Temel Modülü  $m_b$ :

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

$$m_b = m_n \sqrt{\tan^2 \alpha_n + \cos^2 \beta}$$

...(I-2)

### I.2.2.1.5 Diş Profili

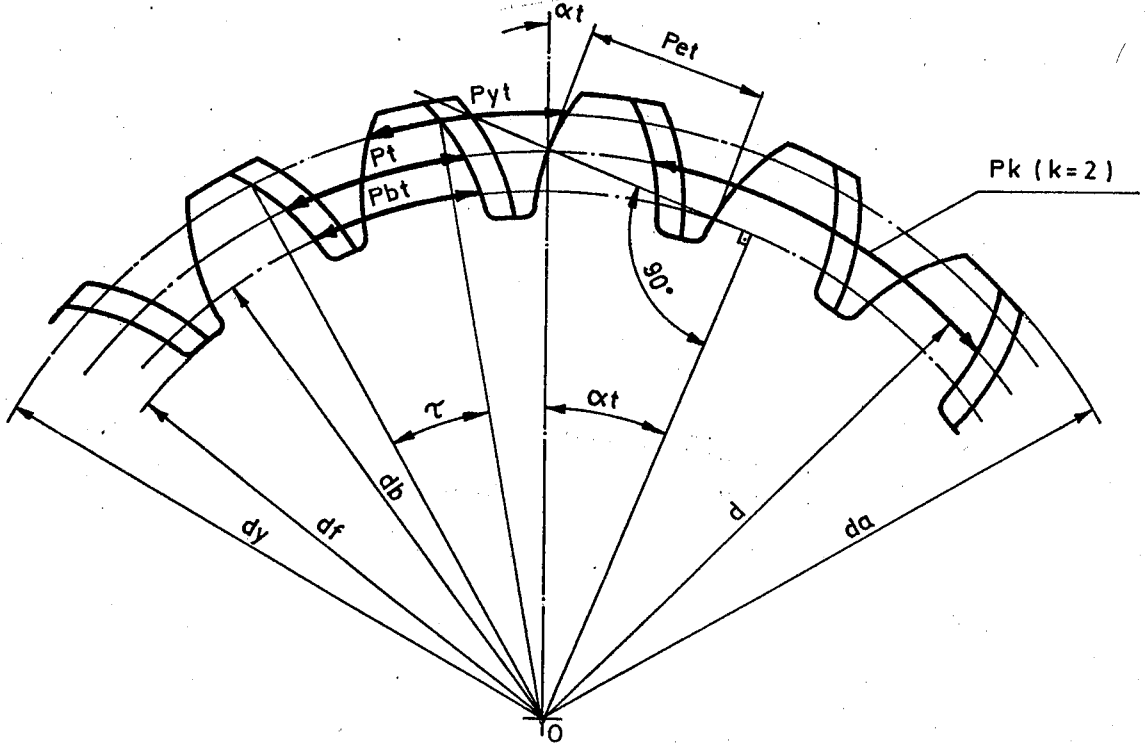
Genelde dişli çark imalinde evolvent profil kullanılır. Diş profilinin kavrama yapan yüzeyi evolventtir. Basit takımlarla kolayca açılırlar. Eksenler arasındaki ölçülerde

(4) DIN 780 Mai 1977 Teil 1



Helis açısı hatasının dişli açılması esnasında olması için DIN (6) standartlarında; alın dişlilere uygulanacak helis açısı değerleri verilmiştir.(Ek-1)

#### 1.2.2.1.7 Taksimat..... ( P )



Şekil-I.4 Dişli Üzerindeki Taksimatlar

$$P_t = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta} , P_{et} = P_t \cdot \cos \alpha_t , P_n = P_t \cdot \cos \beta = \cdot m_n , P_k = k \cdot P_t \dots(I-5)$$

$P_t$  : Taksimat dairesi alın hatvesi.

$P_{et}$ : Kavrama taksimatı.

$P_n$  : Normal taksimat.

$P_k$  : Taksimat aralığı. (Şekil-I.4)

#### 1.2.2.1.8 En Küçük Diş Sayısı.

Pinyon dişli olarak adlandırılan küçük diş sayılı dişli çark için  $Z_{min}$  olarak belirlenen minimum bir diş sayısı sınırı vardır.

(6) DIN 3978 August 1976 S.2-3

En genel halde  $Z_{min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha_n}$  dir.(7,8,9).Verilen bu değere rağmen  $Z_{min}$  değeri çevresel hız ve yuvarlanma dairesi çapında bağımlıdır.

$$Z_{min} \geq 12 + \frac{V_g}{5} + \frac{d_{w1}}{40} \quad \dots(I-6)$$

bağıntısı emniyetli minimum diş sayısı olarak kabul edilecektir.

#### I.2.2.1.9 Diş Genişliği.....(b)

Dişli imâl kalitesi,taşıtılacak güç,seçilen modül ve eksenler arası ölçüsü dikkate alınarak seçilir.Genel olarak b genişliği,

$$b = (10 + 40) \cdot m_n \quad (10) \quad \text{veya} \quad \dots(I-7)$$

$$b = (0,25 + 0,50) \cdot a_i$$

olarak seçilir.(Tablo-I.1)

#### I.2.2.1.10 Profil Kaydırma Faktörü.....(X)

Dişli çarklarda minimum diş sayısı alt sınırını azaltma,daha büyük güçler taşımak,verilmiş bir eksenler arası ölçüsüne uygun çevrim oranını sağlayacak şekilde uyumlu çalışabilecek dişli çiftlerini belirleyebilmek amacıyla profil kaydırma yapılır.

Profil kaydırma miktarının (-) alınması durumunda diş dibinde,diş dibi kesilmesi tehlikesini doğurabilecek bir diş dibi oyuntusu meydana gelir.Böyle bir durum için,

---

(7) DIN 3960 Juli 1980 S.14.

(8) AKKURT Mustafa "Makina Elemanları"Bursa 1980 Cilt III S.56

(9) OKTAY Şefik "Makina Elemanları-Dişli Çarklar" İstanbul 1972  
Cilt III S.26.

(10) OKTAY Şefik A.g.k. S.86



**m MODÜLÜNE GÖRE b DIŞ GENİŞLİĞİNİN SEÇİLMESİ**

Yataklandırma		Bir dişli çiftindeki dar dişlinin genişliği b=
Alın dişlileri (dişler kesilerek açılmış)	Rulmanlı yataklar veya mükemmel kaymalı yataklarla yataklandırmada. Rijit desteklere oturan eğilmeyen millerdeki dişli çarklarda ?	30... 45 m.
	Redüktör kutularında iyi yataklandırmada ve benzer durumlarda çalışan dişli çarklarda	...25 m'ye kadar
	Demir konstrüksiyonlar, putreller ve benzeri yerlerde yataklandırılmış dişli çarklarda	...15 m'ye kadar
	Yatağın dışında yataklandırmada ve düzgün olarak dökülmüş dişleri olan (işlenmemiş) dişli çarklar	...10 m'ye kadar

AŞAĞIDAKİ b/m ORANLARI KONSTRÜKSİYONDA YOL GÖSTERİCİDİR

b/m	Dişli Çark Hakkında Bilgi
6 ... 10	İşlenmemiş, fakat dikkatle dökülmüş,
10... 15	Freze ile açılmış; yataklandırma çelik konstrüksiyon üzerinde,
15... 25	Dişler dikkatli olarak işlenmiş; döküm dişli kutularında yataklandırılmış,
25... 45	$n_1 \leq 3000$ dev/dak.ya kadar; çok düzgün işlenmiş ve döküm dişli kutularında yataklandırılmış,
45... 100	$n_1 > 3000$ dev/dak.ya kadar; çok düzgün işlenmiş ve döküm dişli kutularda yataklandırılmış,
5 ... 15	Taşlanmamış sertleştirilmiş dişliler

NOT:  $n_1$  = Ufak dişlinin dakikadaki devir sayısıdır.

Tablo-I.1 Modül-Dişli Genişliği İlişkisi.

$$X_{1min} \leq \frac{Z_1 \cdot \sin^2 \alpha_t}{2 \cdot \cos \beta} + \frac{h_{ao} - Q_{ao}(1 - \sin \alpha_n)}{m_n} \quad \dots(I-8)$$

şartına uyulmalıdır.(11)(Ek-2)

Toplam profil kaydırma faktörü,

$$\sum x = \frac{\sum Z \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha_t)}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n} \quad \dots(I-9)$$

bağıntısı ile bulunur.

I.2.2.1.11 Taksimat Silindiri, Taksimat Dairesi

Çapı.....( $d_1$ )

Taksimat dairesi, taksimat silindiri ile bir düz kesit düzleminin ara kesitidir. Taksimat dairesi çapı aşağıdaki bağıntı ile belirlenir;

$$d = Z \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} = Z \cdot m_t \quad \dots(I-10)$$

I.2.2.1.12 Temel Silindir, Temel Dairesi Çapı...( $d_b$ )

Temel daire, temel silindir ile bir düz kesit düzleminin ara kesitidir. Temel dairenin evolventleri diş profilinin kullanılan kısmını oluştururlar. Temel daire çapı;

$$d_b = Z \cdot m_b = Z \cdot m_n \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_n + \cos^2 \beta \quad \text{veya} \quad \dots(I-11)$$

$$d_b = \frac{Z \cdot m_n \cdot \cos \alpha_t}{\cos \beta} = Z \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t = d \cdot \cos \alpha_t \dots(I-12)$$

bağıntılarıyla belirlenir.

I.2.2.1.13 Yuvarlanma Dairesi Çapı

$$d_w = \frac{2 \cdot a \cdot Z_1}{\sum Z} \dots \dots \dots (\text{mm}) \quad \dots(I-13)$$

bağıntısıyla bulunur.

---

(11) DIN 3992 Marz 1964 S.7

#### I.2.2.1.14 Diş Başı Dairesi Çapı.....( $d_a$ )

1 nolu pinyon dişli için diş başı dairesi çapı;

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (X_1 \cdot m_n + \text{hap} + k \cdot ma), \quad \dots(I-14)$$

2 nolu çark dişli için diş başı dairesi çapı;

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (X_2 \cdot m_n + \text{hap} + k \cdot ma), \quad \dots(I-15)$$

bağıntıları ile belirlenir.

#### I.2.2.1.15 Diş Yükseklikleri.

Diş başı yüksekliği:

$$\text{hap} = m_n \cdot (1 + X + k) \quad (12) \quad \dots(I-16)$$

Diş dibi yüksekliği:

$$h_t = m_n \cdot (1,25 - X) \quad (12) \quad \dots(I-17)$$

Toplam diş yüksekliği:

$$h = \text{hap} + h_t \quad \dots(I-18)$$

bağıntıları ile belirlenir.

#### I.2.2.2 Diş Dibi Kırılma Emniyeti Hesabı İle İlgili Boyut ve Büyüklükler.

##### I.2.2.2.1 Dişli Malzemesi.

Dişli malzemeleri, yüksek mukavemetleri ve amaca yönelik uygun ısıl-ıslah işlemleri olabilen türden olmak zorundadırlar. Bunun için DIN 17200 (13)'de tavsiye edilen veya bu malzemelere karşılık gelen çelik türlerini kullanmak gerekir. Dişli malzemesi olarak en uygun malzemeler endüksiyon ve sementasyon ile kolayca sertleşebilen (14,15) malzemelerdir.

(Ek-3)

(12) DIN 867 September 1974.

(13) DIN 17200 Dezember 1969 Seite 2 ve 8.

(14) DIN 3990 April 1970 B.9 S.6.

(15) M.K.E.K. Çelik Türleri Kataloğu.

T. C.  
ANADOLU ÜNİVERSİTESİ  
KÜTÜPHANESİ

#### I.2.2.2.2 Diş Dibi Kırılmasında Sürekli Mukavemet Değeri ( $\sigma_{flim}$ )

Diş dibi kırılmasında kullanılacak ve  $\sigma_{flim}$  ile gösterilen sürekli mukavemet değerleri;  $3 \cdot 10^6$  yük tekrürüne karşılık gelen (ömür için) değerleri alınır. (16)  
DIN 3990'da belirtilen malzemelerin aynısı kullanılmazsa kullanılabilen malzeme için  $\sigma_{flim}$ :

$$\sigma_{Flim} = \sigma_{FlimX} \cdot \sqrt{\frac{H_B}{H_{By}}} = \sigma_{FlimX} \cdot \sqrt{\frac{HV}{H_{Vy}}} \dots (I-19)$$

bağıntısından bulunur. (Ek-3)

#### I.2.2.2.3 Minimum Diş Dibi Kırılma Emniyeti ( $S_{Fmin}$ )

Nieman;

$$S_{Fmin} = 1,8 \text{ olarak kabul etmiştir. (17)}$$

Amerikan dişlicilerden (Fairs) bu değeri;

$$S_{Fmin} = 1,25$$

değerine kadar kabul etmiştir.

Bir dişli mekanizmasını tasarlarken  $S_{Fmin}$  değerinin büyüklüğünün seçimini amaca en uygun biçimde tasarımcının belirlemesi en doğru sonuca ulaştırır.

#### I.2.2.2.4 Çentik Faktörü.... ( $Y_s$ )

Çentik faktörü; diş dibi konisi  $Q_a \gg 0,25$  mm olan kesici takımlarla açılırsa;

$$Y_s = 1 \text{ (18) alınır.}$$

(16) "Werkstoff Tabellen Der Metalle" S.54-57,62-65

(17) Niemann G. "Makina Elemanları" Cilt 3 S.453 1972 Ankara

Türkçesi HARZADIN Gazanfer, YURDAKONAR Süleyman

(18) DIN 3990 Dezerember 1970 B.1 S.6

$Q < 0,25$  mm için  $Y_s$ 'nin büyüklüğünü tasarımcı belirler.

#### I.2.2.2.5 Diş Dibi Kırılması İçin Büyüklük Faktörü( $K_{Fx}$ )

Diş dibi kırılma emniyet gerilmesinin hesabında kullanılan bu faktör pratik hesaplamalarda,

$$K_{Fx} = 1 \dots\dots\dots (19)$$

olarak alınır.

#### I.2.2.2.6 Dişli Üretim Kalitesi

Dişli üretim kaliteleri kalite 1 - kalite 12 arasında sıralanır.(20) Kalite rakamı büyüdükçe dişli kalitesi düşer. Dişli kutusu imalatında genel olarak optimal kalite:5-8 olarak seçilir. (Tablo-I.2)

#### I.2.2.2.7 Kavrama Hatvesi Hataları .....( $f_{pe}$ )

Kavrama hatvesi hataları doğrudan dişli imal kalitesi, dişli taksimat dairesi ve normal modüle bağlıdır. Belirtilen bu üç değere bağlı olarak büyüklükleri standartlarda verilmiştir.(20) (Ek-4)

#### I.2.2.2.8 İşletme Faktörü .....( $K_1$ )

Hesaplamalarda bu faktör;

$$K_1 = 1$$

olarak alınır.

#### I.2.2.2.9 Dinamik Diş Yüğü .....( $F_{dyn}$ )

$$F_{dyn} = \left( \frac{f_t}{b} k_1 + 0,26 f_{pe}; V \right) \dots\dots (kp/mm) \dots (I-20)$$

(19) Niemann G. A.g.k. S.422

(20) DIN 3962 August 1978 T.1 S.1-12



bağintısı ile tanımlanır.(21)  $F_{dyn}$  seçimi Ek-5,6 yardımıyla yapılır.

#### I.2.2.2.10 Atlama Oranı .....( $\epsilon B$ )

Bir diş kavramadan kurtulmadan ikinci diş kavramaya geçer.Bu değer atlama oranı olarak tanımlanır ve;

$$\epsilon B = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot mn} \quad \dots(I-21)$$

bağintısı ile belirlenir.(22)

#### I.2.2.2.11 Dinamik Faktör ..... ( $K_V$ )

İşletme faktörü,birim genişlikte taşınan yük ve atlama oranına bağlı olarak;

$$K_V = 1 + \frac{F_{dyn}}{\frac{F_t}{b} K_L (\epsilon B + 1)} \quad \dots(I-22)$$

bağintısıyla tanımlanır.(21)

#### I.2.2.2.12 Yardımcı faktör .....( $q_L$ )

Hatve hataları ve birim genişlikte taşınan çevresel yükün fonksiyonu olarak;

$$q_L = 0,40 \left( 1 + \frac{(f_{pe} - 2)}{F_t/b} \right) \quad \dots(I-23)$$

bağintısı ile belirlenir.Değeri daima  $0,5 \leq q_L \leq 1$  aralığında alınır.

---

(21) Niemann G. A.g.e. S.455

(22) DIN 3990 Dezember 1970 Bl.3 F.4

I.2.2.2.13 Alın Yüğü Dağılım Faktörü.....( $K_F$ )

$$q_L \leq \frac{1}{\epsilon_\alpha} \text{ ise; } \quad K_F^\alpha = 1$$

$$q_L < 0,5 \text{ hesaplanmış ise; } \quad K_F^\alpha = 1$$

$$q_L = 1 \text{ ise; } \quad K_F^\alpha = \epsilon_\alpha$$

$$q_L > \frac{1}{\epsilon_\alpha} \text{ ise; } \quad K_F^\alpha = q_L \cdot \epsilon_\alpha \quad \dots(\text{I-24})$$

$$\epsilon_\alpha > 2 \text{ ise; } \quad K_F^\alpha = 1 + 2(q_L - 0,5)(\epsilon_\alpha - 1) \quad \dots(\text{I-25})$$

bağıntıları yardımıyla hesaplanır.(23)

I.2.2.2.14 Diş Genişliği Boyunca Yüğü Dağılım Faktörü.....( $K_{FB}$ )

$\epsilon_\alpha$  değerine bağılı olarak;

$$K_{FB} = \frac{1,4}{\epsilon_\alpha} \quad \dots(\text{I-26})$$

bağıntısı ile belirlenir.(23)

I.2.2.2.15 Birim Yüzeyde Etkili Çevresel Yüğü...( $W_{Ft}$ )

$$W_{Ft} = \frac{F_t}{b} \cdot K_1 \cdot K_v \cdot K_F \cdot K_{FB} \quad (\text{kp/mm}) \quad \dots(\text{I-27})$$

bağıntısı ile hesaplanır.(23)

I.2.2.2.16 Eşdeğer Diş Sayısı.....( $Z_{nx}$ )

$$Z_{nx} = \frac{Z}{\cos^2 \beta b \cdot \cos \beta} \quad \dots(\text{I-28})$$

bağıntısı ile hesaplanır.(24)

---

(23) DIN 3990 Dezerber 1970 Bl.1-10

(24) DIN 3960 Juli 1980 S.14



I.2.2.2.17 Diş Form Faktörü.....( $Y_F$ )

Eşdeğer diş sayısı, helis açısı ve profil kaydırma faktörünün fonksiyonu olan diş form faktörü Ek-5 den alınır.(25)

I.2.2.2.18 Yük Değişim Faktörü.....( $Y_E$ )

Kavrama oranının fonksiyonu olarak;

$$Y_E = \frac{1}{\epsilon_\infty} \quad \dots(I-29)$$

bağıntısı ile belirlenir.(23)

I.2.2.2.19 Helis Açısı Faktörü.....( $Y_\beta$ )

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120} \quad (\beta \leq 30^\circ) \quad \dots(I-30)$$

olarak tariflenmiştir.(23)

I.2.2.2.20 Diş Dibi Gerilmeleri.

Diş dibi kırılma emniyet gerilmesi;(23)

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} \cdot Y_S \cdot K_{Fx} \quad \dots(kp/mm^2) \quad \dots(I-31)$$

Diş dibi kırılması gerilme büyüklüğü;(23)

$$\sigma_F = \frac{W_{Ft}}{m_n} \cdot Y_F \cdot Y \cdot Y_\beta \quad \dots(kp/mm^2) \quad \dots(I-32)$$

bağıntıları ile belirlenir.

---

(25) DIN 3990 Dezerember 1970 Bl.2 S.3

I.2.2.3 Yüzey Aşınma Emniyeti Hesabı İle İlgili Boyut ve Büyüklükler.

I.2.2.3.1 Diş Yanağı Aşınmasında Sürekli Mukavemet Değeri ( $\sqrt{Hlim}$ )

Diş dibi kırılması emniyet gerilmesine benzer şekilde diş yanağı aşınmasında kullanılacak sürekli mukavemet değerleri için  $50 \cdot 10^6$  yük tekerrürüne karşılık gelen ( $\sqrt{Hlim}$ ) değerleri alınır. Benzer malzeme kullanılmak durumunda kalınırsa;

$$\sqrt{Hlim_x} = \sqrt{Hlim_y} \sqrt{\frac{HB}{HB_y}} = \sqrt{Hlim_x} \sqrt{\frac{HV}{HV_y}} \quad \dots (I-33)$$

bağıntıları yardımıyla kullanılacak malzeme için değer tespiti yapılır. (Ek-3)

I.2.2.3.2 Diş Yanağı Emniyet Faktörü.....( $S_{Hmin}$ )

Normal çalışma şartları ve çok aşırı olmayan zorlanmalar için Niemann (26) alt değer olarak;

$S_{Hmin} = 1,3$  kabul etmektedir.

I.2.2.3.3 Kavrama Oranı Faktörü.....( $Z_\epsilon$ )

$$\begin{aligned} \epsilon\beta \geq 1 \quad & \text{için} & Z_\epsilon &= \sqrt{\frac{\cos\beta_b}{\epsilon\alpha}} \\ \epsilon\beta < 1 \quad & \text{için} & Z_\epsilon &= \sqrt{\left(\frac{4-\epsilon\alpha}{3} (1-\epsilon\beta) + \frac{\epsilon\beta}{\epsilon\alpha}\right)} \\ \beta = 0 \quad & \text{için} & Z_\epsilon &= \sqrt{\frac{4-\epsilon\alpha}{3}} \text{ (Düz dişli)} \end{aligned} \quad \dots (I-34)$$

bağıntıları ile belirlenir. (23)

(26) Niemann G. A.g.k. S.453 Tablo 22/13

I.2.2.3.4 Alın Yüğü Dağılım Faktörü .....( $K_H$ )

$$0,5 < q_L < 1 \text{ için } K_H = 1 + 2(q_L - 0,5) \left( \frac{1}{Z \varepsilon^2} - 1 \right)$$

$$q_L \geq 1 \text{ için } K_{H\alpha} = \frac{1}{Z \varepsilon^2}$$

$$q_L \leq 0,5 \text{ için } K_{H\alpha} = 1 \quad \dots(I-35)$$

bağıntıları yardımıyla bulunur.(23)

I.2.2.3.5 Diş Genişliği Boyunca Yük Dağılım Faktörü .....( $K_{H\beta}$ )

$$K_{H\beta} = \frac{\cos^4 \beta_b}{\cos \beta} \quad \dots(I-36)$$

bağıntısı ile belirlenir.(27)

I.2.2.3.6 Birim Yüzeydeki Etkili Çevresel Yük. ( $W_{Ht}$ )

$$W_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_1 \cdot K_v \cdot K_H \cdot K_{H\beta} \quad \dots(I-37)$$

bağıntısı ile bulunur.(23)

I.2.2.3.7 Diş Yanağı Form Faktörü .....( $Z_H$ )

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \frac{\cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{mt}} \quad \dots(I-38)$$

şeklindedir.

I.2.2.3.8 Dişli Malzemeleri Poisson Sayısı....( $\nu$ )

Poisson sayısı malzeme faktörünün büyüklüğünün belirlenmesinde kullanılır. Dişli için kullanılacak malzemeye göre poisson sayısının değeri malzeme ile ilgili stan-

---

(27) Niemann G. A.g.k. S.435

dartlardan alınır.(23,28)

I.2.2.3.9 Elâstisite Modülü.....(E)

Kullanılacak malzeme ile ilgili elâstisite modülleri malzeme tablolarından alınır.(25,26)

I.2.2.3.10 Malzeme Faktörü.....(Z<sub>M</sub>)

$$\nu_1 = \nu_2 \quad \text{için} \quad Z_M = \sqrt{\frac{0,7 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}}$$

$$\nu_1 \neq \nu_2 \quad \text{için} \quad Z_M = \sqrt{\pi \left( \frac{1 - \nu_1}{E_1} + \frac{1 - \nu_2}{E_2} \right)}$$

...(I-39)

I.2.2.3.11 Yardımcı Büyüklükler.....(D, N)

Diş yüzeyi üzerinde çeşitli noktalardan kavrama giriş açılarının belirlenmesinde kullanılırlar.(23)

$$N = Z_{n \times l}$$

$$D = \sin^2 \beta \cdot \cos \alpha_n + \cos \beta_b \cdot \cos \beta \cdot \frac{d_a}{d_b} \quad \dots(I-40)$$

I.2.2.3.12 Kavrama Giriş Açıları.....(tg $\alpha$ B<sub>1</sub>,tg $\alpha$ B<sub>2</sub>,  
tg $\alpha$ D<sub>1</sub>,tg $\alpha$ D<sub>2</sub>)

tg $\alpha$ B<sub>1</sub> = f(D<sub>1</sub>,N<sub>1</sub>)'nin fonksiyonu olarak Ek-8'den seçilir.(23)

$$\text{tg} \alpha B_2 = \text{tg} \alpha m_t \cdot \cos \beta \left( \frac{U+1}{U} \right) - \frac{1}{U} \cdot \text{tg} \alpha B_1 \quad \dots(I-41)$$

tg $\alpha$ D<sub>2</sub> = f(D<sub>2</sub>,N<sub>2</sub>)'nin fonksiyonu olarak Ek-8'den seçilir.(23)

---

(28) KARL W.Paul G.Monfred B. A.g.k. S.43-47, 324-329

$$\operatorname{tg} \alpha_{D_1} = \operatorname{tg} \alpha_{wt} \cdot \operatorname{Cos} \beta (1+U) - U \cdot \operatorname{tg} \alpha_{D_2} \quad \dots (I-42)$$

### 1.2.2.3.13 Kavrama Faktörleri .....( $Z_B$ , $Z_D$ )

B noktasında kavrama faktörü,

$$Z_B = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{m_t} \cdot \operatorname{Cos} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg} \alpha_{B_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{B_2}}} \quad \dots (I-43)$$

D noktasında kavrama faktörü,

$$Z_D = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{m_t} \cdot \operatorname{Cos} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg} \alpha_{D_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{D_2}}} \quad \dots (I-44)$$

bağıntıları ile belirlenir.

### 1.2.2.3.14 Diş Yanağı Yüzey Üzerindeki Yüzey Basınçları

Çeşitli noktalarda "hertz" basıncı olarak adlandırılan yüzey basınçlarının değerleri aşağıdaki bağıntılar yardımıyla belirlenir.(23)

C Yuvarlanma noktasında,

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{W_H t}{d} \cdot \frac{U+1}{U} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon} \cdot (kp/mm^2) \quad \dots (I-45)$$

B Yuvarlanma noktasında,

$$\sigma_{HB} = \sigma_H \cdot Z_B \dots (kp/mm^2) \dots (I-46)$$

D Yuvarlanma noktasında,

$$\sigma_{HD} = \sigma_H \cdot Z_D \dots (kp/mm^2) \dots (I-47)$$

I.2.2.3.15 Stribeck Yuvarlanma Basıncı .....( $K_S$ )

$$K_S = \left( \frac{\sigma_{Hmax}}{Z_m} \right)^2 \dots \dots \dots (kp/mm^2) \dots (I-48)$$

bağıntısıyla belirlenir.

$$\sigma_{Hmax} = E_{nb} (\sigma_H; \sigma_{HB}; \sigma_{HD})$$

olarak alınır.

I.2.2.3.16 Yük-Çevresel Hız Faktörü .....( $k_S/v$ )

Stribeck yuvarlanma basıncın  $v$  hızına bölünmesiyle elde edilen;

$$\frac{k_S}{v} = \frac{9.81 \cdot k_S}{v} \dots \dots \dots \text{Mpas/m} \dots (I-49)$$

faktörü (29) kullanılacak yağlama yağı vizkositesini belirler.

I.2.2.3.17 Yağlama Yağı Vizkositesi .....( $Vis$ )

Yağlama yağı vizkositesi  $50 \text{ C}^0$  sıcaklık için hazırlanmış tablolardan seçilir.(29,30,31)

$(k_S/v)$ 'ye bağlı olarak  $40 \text{ C}^0$  ve  $50 \text{ C}^0$ 'de vizkosite değerleri Ek-9'da verilmiştir.

I.2.2.3.18 Yağlama Yağı Faktörü .....( $K_L$ )

Seçilen yağ vizkositesi  $Vis$  ( $m/sn^2$ )'nin değerlerine karşılık gelen  $K_L$  büyüklükleri aşağıdaki tablodan bulunur.

(29) DIN 51509 Jun 1976 T.1 S.2-3

(30) DIN 51519 Juli 1976 S.4 Tablo 2

(31) Petrol Ofisi "Yakıtlar ve Yağlar" Ankara 1984 S.13

Vis	0,3	21	37	68	100	145	200	265	300
KL	0,7	0,75	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,35

1.2.2.3.19 Diş Profili Form Hatası .....( $f_f$ )

Profil form hatası  $f_f$  ( $\mu$ ) kullanılan modül ( $m_n$ ) ve seçilen imalat kalitesine bağlı olarak DIN 3962 Teil 1'den alınır.

1.2.2.3.20 Diş Yanağı Ortalama Pürüzlülük Derinliği .....( $R_{tm}$ )

DIN 3990 Blatt 9 say.7 ve DIN 4763 tablo-1'deki norm pürüzlülük değerlerinden alınır.

1.2.2.3.21 Pürüzlülük Faktörü .....( $Z_R$ )

Ortalama pürüzlülük derinliğine karşı gelen faktör hesaplamalarda kullanılır,

$$R_{tm} = 6 \mu \quad \text{için} \quad Z_R = 0,85$$

$$R_{tm} = 3 \mu \quad \text{için} \quad Z_R = 1 \quad \dots(I-50)$$

değeri alınır.

1.2.2.3.22 Hız Faktörü .....( $Z_V$ )

Dişli çark çiftinin çevresel hızına bağlı olarak;

$$Z_V = 0,7 + \frac{0,6}{1 + \left(\frac{8}{V}\right)^2} \quad \dots(I-51)$$

bağıntısıyla belirlenir.(32)

(32) Niemann G. A.g.k. S.460

### I.2.2.3.23 Aşınma İçin Büyüklük Faktörü ....(KHx)

Dın 3990 Blatt 1 say.7.3'de bu faktörün değerinin KHx=1 olarak kullanılabileceği ancak tasarımcının kabul ve insiyatifine göre değişik değerlerde de alınabileceği vurgulanmaktadır.

### I.2.2.3.24 Müsaade Edilen Yüzey Basıncı Emniyet Gerilmesi .....(ŪHP)

Yüzey basıncı gerilmesi (Hertz basıncı);

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimi}}{\sigma_{Hmin}} \cdot K_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{Hx}$$

...(I-52)

bağıntısıyla hesaplanır.(23)(Ek-3).

Hesaplamalarda,değişken büyüklüklere pinyon dişli için (1) çark dişli için (2) indisi kullanılarak pinyon ve çark için ayrı ayrı hesap yapılacaktır.

### I.2.2.4 Dişli Kutusu Yatak Kuvvetleri

Taşıtılan güç P, nakledilen moment büyüklüğü T ve devir sayısı n ile gösterildiğinde nakledilen moment büyüklüğü;

$$T = 974 \cdot P/n$$

$$T \text{ [kp.m]}$$

$$P \text{ [kw]}$$

$$n \text{ [dev/dak.]}$$

...(I-53)

olarak bulunur.T momenti dişli çark taksimat dairesi üzerinde teğetsel (çevresel) Ft kuvvetini doğurur.

$$F_t = 2000 \cdot T/d_1$$

$$F_t \text{ [kp]}$$

$$d_1 \text{ [mm]}$$

...(I-54)



Diş normal düzleminde dik olarak etki eden  $F_N$  diş kuvveti,

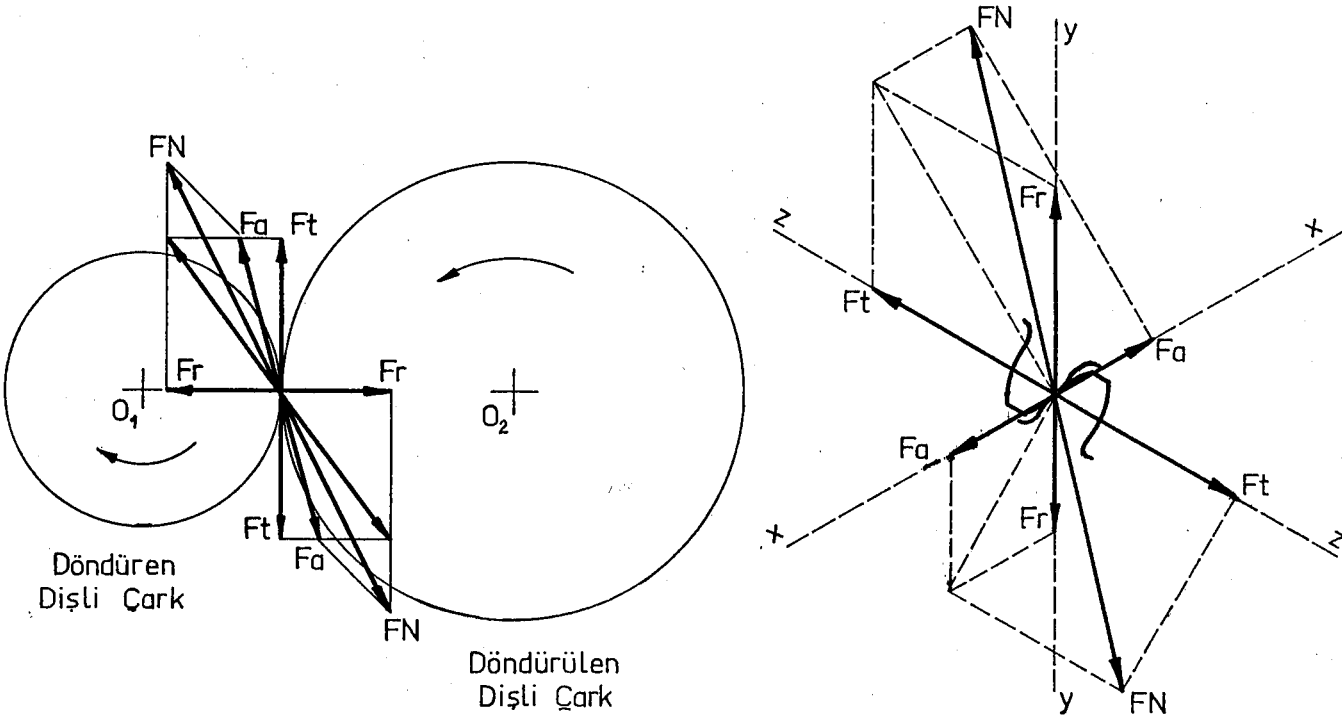
$$F_N = F_t / (\cos \alpha_n \cdot \cos \beta) \quad \dots(I-55)$$

olarak belirlenir.

Bu iki kuvvetin yanında dişli eksenine radyal yönde etki yapan radyal kuvvet ve eksenel yönde etki yapan eksenel kuvvet oluşur. (Eksenel kuvvet sadece helisel dişlilerde oluşur.)

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_n / \cos \beta \quad \dots(I-56)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta \quad \dots(I-57)$$

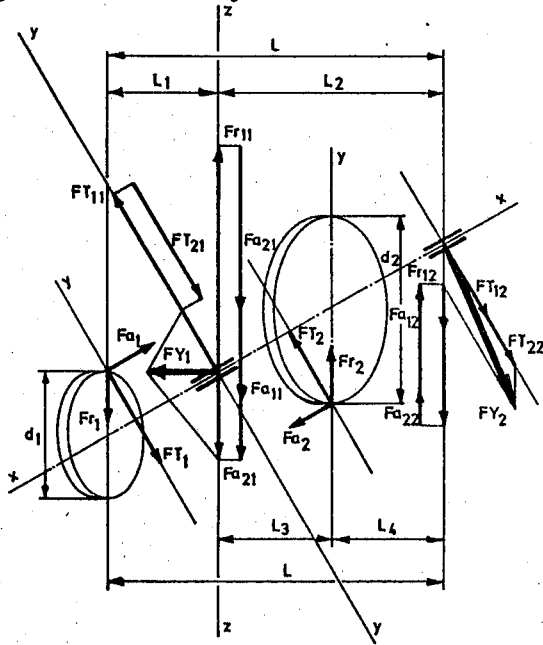


Şekil-I.5 Helis Alın Dişlide Diş Kuvvetleri

Bir helisel dişli çark çiftinde diş kuvvetlerinin yönleri şekil-I.5'de gösterilmiştir.

Bir mil üzerinde iki dişli bulunması halinde diş kuvvetlerinin yataklara olan etkileri değişik yüklemeler

Şekil-I.6 DEĞİŞİK YÜKLEME DURUMLARI İÇİN YATAK KUVVETLERİNİN BULUNUŞU

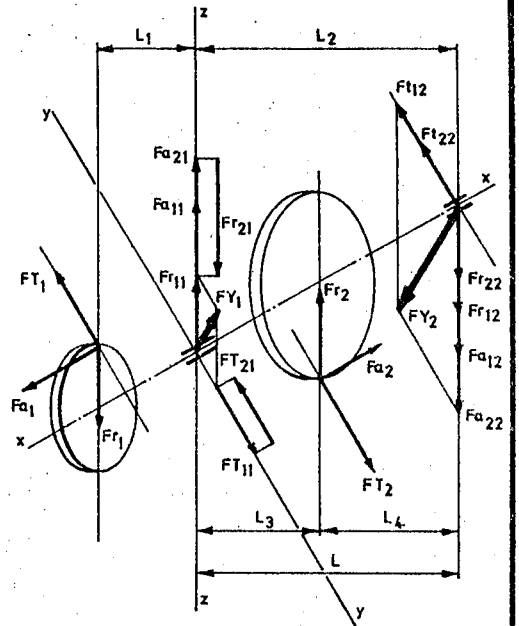


a. Bir dişli yatak dışında - dönüş yönü sağ

$$F_A = F_{a1} - F_{a2}$$

$$F_{Y1} = \sqrt{(F_{T11} - F_{T21})^2 + (F_{r11} - F_{r21} - F_{a11} - F_{a21})^2}$$

$$F_{Y2} = \sqrt{(F_{T12} + F_{T22})^2 + (F_{r12} + F_{r22} - F_{a12} - F_{a22})^2}$$

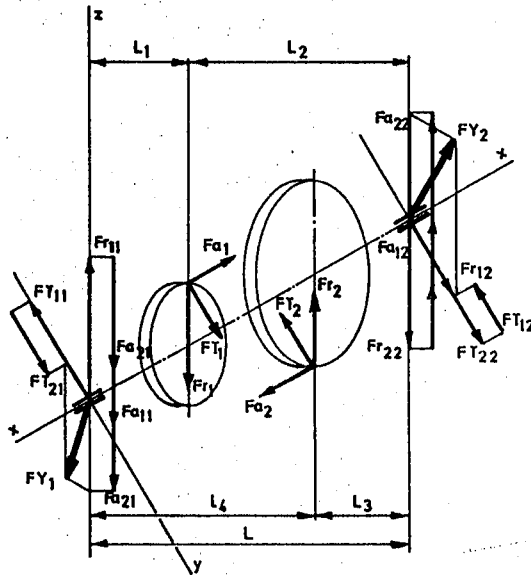


b. Bir dişli yatak dışında - dönüş yönü sol

$$F_A = F_{a1} - F_{a2}$$

$$F_{Y1} = \sqrt{(F_{T11} - F_{T21})^2 + (F_{r11} - F_{r21} + F_{a11} + F_{a21})^2}$$

$$F_{Y2} = \sqrt{(F_{T12} + F_{T22})^2 + (F_{r12} + F_{r22} + F_{a12} + F_{a22})^2}$$

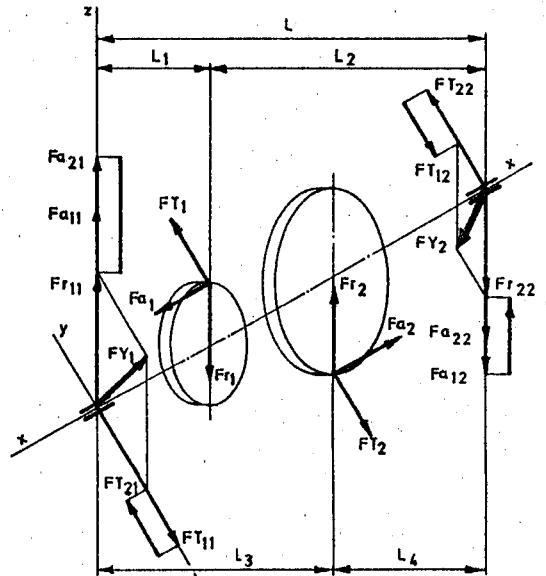


c. Dişliler iki yatak arasında - dönüş yönü sağ

$$F_A = F_{a1} - F_{a2}$$

$$F_{Y1} = \sqrt{(F_{T11} - F_{T21})^2 + (F_{r11} - F_{r21} - F_{a11} - F_{a21})^2}$$

$$F_{Y2} = \sqrt{(F_{T22} - F_{T12})^2 + (F_{r22} - F_{r12} - F_{a12} - F_{a22})^2}$$



d. Dişliler iki yatak arasında - dönüş yönü sol

$$F_A = F_{a1} - F_{a2}$$

$$F_{Y1} = \sqrt{(F_{T11} - F_{T21})^2 + (F_{r11} - F_{r21} + F_{a11} + F_{a21})^2}$$

$$F_{Y2} = \sqrt{(F_{T22} - F_{T12})^2 + (F_{r22} - F_{r12} + F_{a12} + F_{a22})^2}$$

için Şekil-I.6'da gösterilmiştir.

Mekanizma her iki yönde dönmeye uygun tasarlanacağından hesaplama sonucu bulunan kuvvetlerin en büyük değerleri alınarak yatak kuvvetleri;

$$(E_{nb}) \frac{F_a}{F_{Y1}}$$

$$(E_{nb}) F_{Y2}$$

olarak belirlenmiş olur.

#### I.2.2.5 Dişli Çarklarda Çökme.....(Sehim)

Dişli çark profillerinin hassas bir tasarım ve titiz bir üretimi gerektirdiği ve yük taşıma anında iki dişli çiftinin beklenen noktalarda çalışması dikkate alındığında çökme değerinin çok dar tutulması temel kısıtlayıcıların başında gelir.

Çökme değeri; Dudley (33) ve Thomas Chart Churt (34) tarafından tavsiye edilen;

$$f_{\max} \leq 0,005 \cdot m_n \quad \dots(I-58)$$

değerini aşmamalıdır.

En genel halde uygulanan kuvvet etkisiyle oluşan elâstik eğri denklemi Taylor formülüyle (35):

---

(33) Dudley W.D. "Gear Handbook" Mc Graw-Hill Book Company  
New York 1962 P.P.12.8

(34) Thomas A.k. Chartchut W "Die Tragfähigkeit der Zahnräder"  
Carl Hanser Verlag Müncher 1971 S.38

(35) İNAN Mustafa "Cisimlerin Mukavemeti" İstanbul 1970 2.Baskı S.336-337

$$v(z) = v(0) + v_1(0)z - \frac{M_x(0)}{2EI_x} z^2 - \frac{T_y(0)}{6EI_x} z^3 + \frac{P_0}{24EI_x} z^4 \quad \dots(I-59)$$

olarak yazılır.

Elastik eğri denkleminde nümerik değerler yerine konarak istenilen noktada çökme değeri bulunur.

Dişli çark sistemlerinde en çok karşılaşılan yükleme şekli bir mil üzerinde iki kuvvet(iki dişli)bulunması halidir.Şekil-I.7'de değişik yüklemeler için dişlilerin bulunduğu noktalarda meydana gelen kısmi çökmeler gösterilmiştir. Aranılan  $f_1, f_2$  çökme değerleri kısmi çökmelerin aritmetik toplamına eşit olacaktır.

$$f \leq f_{\max} = 0,005 \text{ mm}$$

Denklemleri çökme için kısıt olarak yazılarak (I) atalet momentinin en uygun çözümü olan minimum değeri bulunur. Belirlenen atalet momentıyla;

$$I = \pi d^4/64$$

$$d \geq [(64 \cdot I)^{1/4}] \quad \dots(I-60)$$

Kullanılabilecek minimum dişli taksimat dairesi çapı(veya dişli çark göbek, çapı) için kritik uç nokta olan çözüme erişilir.

#### I.2.2.6 Alın Dişlili Dişli Çarklarda Isınma Sınırı

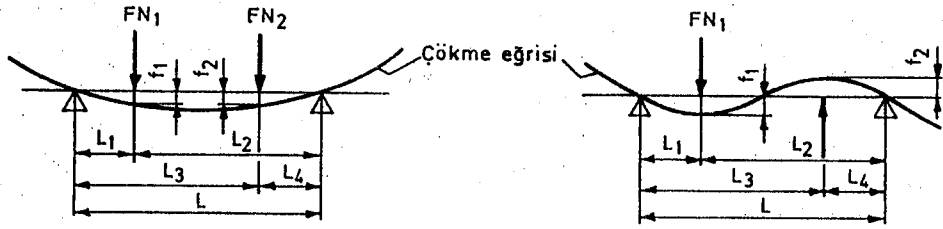
##### I.2.2.6.1 Isıl Güç

İyi bir yağ soğutması yapılan ve yüksek devirde dönen ( $n \gg 1500$  d/d) yüksek kaliteli dişli çiftleri için (36)

---

(36) Thomas A.k. Charchut W. A.g.k. S.70

**Şekil-I.7 BİR MİL ÜZERİNDE İKİ KUVVET (DİŞLİ) BULUNMASI HALİNDE ÇÖKME DEĞERLERİ:**



**a. Aynı yönde yükleme**

$FN_1$  Kuvvetinin yarattığı çökmeler :

$$f_{11} = \frac{FN_1}{3EI} \cdot \frac{L_1^2 \cdot L_2^2}{L}$$

$$f_{12} = \frac{FN_1}{6EI} \cdot \frac{L_1 \cdot L_4}{L} \cdot (L^2 - L_4^2 - L_1^2)$$

$FN_2$  Kuvvetinin yarattığı çökmeler :

$$f_{21} = \frac{FN_2}{6EI} \cdot \frac{L_1 \cdot L_4}{L} \cdot (L^2 - L_4^2 - L_1^2)$$

$$f_{22} = \frac{FN_2}{3EI} \cdot \frac{L_3 \cdot L_4}{L}$$

Toplam çökmeler :

$$f_{1a} = f_{11} + f_{21}$$

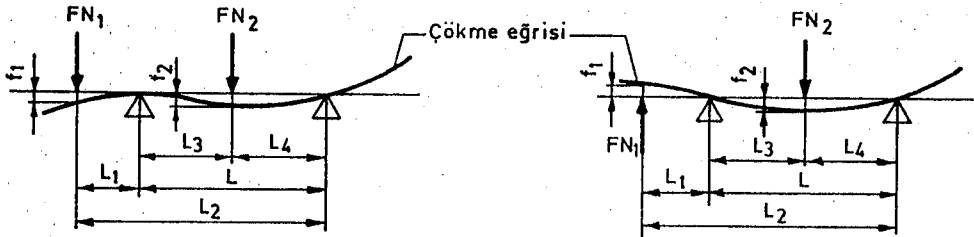
$$f_{2a} = f_{12} + f_{22}$$

**b. Zıt yönde yükleme**

Toplam çökmeler :

$$f_{1b} = f_{11} - f_{21}$$

$$f_{2b} = f_{22} - f_{12}$$



**c. Aynı yönde yükleme**

$FN_1$  Kuvvetinin yarattığı çökmeler :

$$f_{11} = \frac{FN_1}{3EI} \cdot L_1^3 \cdot (L + L_1)$$

$$f_{12} = \frac{FN_1}{6EI} \cdot L \cdot L_1 \cdot L_4 \cdot \left(1 - \frac{L_4^2}{L^2}\right)$$

$FN_2$  Kuvvetinin yarattığı çökmeler :

$$f_{21} = \frac{FN_2}{6EI} \cdot \frac{L_1 \cdot L_4}{L} \cdot (L^2 + L_4^2)$$

$$f_{22} = \frac{FN_2}{3EI} \cdot \frac{L_3 \cdot L_4}{4}$$

Toplam çökmeler :

$$f_{1c} = f_{11} - f_{21}$$

$$f_{2c} = f_{22} - f_{12}$$

**d. Zıt yönde yükleme**

Toplam çökmeler :

$$f_{1d} = f_{21} + f_{11}$$

$$f_{2d} = f_{12} + f_{22}$$

Hoferin belirlediği ısı birikimi denklemine göre iletilebilecek maksimum güç:

$$P_{\max} = d_1 \cdot b / (13,6 \cdot Y_r) \quad \dots(I-61)$$

şeklindedir.

$P_{\max}$  = İletilebilecek maksimum güç(kW),

$d_1$  = Pinyon dişli taksimat dairesi çapı (cm),

$b$  = Dişli genişliği,

$Y_r$  = Sürtünme gücü faktörü,

$$Y_r = (1 + i) / (7 \cdot Z_1 \cdot i)$$

$Z_1$  = Pinyon dişli diş sayısı,

$i$  = Çevrim oranı.

Mekanizmanın tertip şekli, dişli üretim kalitesi ve devir sayısı ne olursa olsun ısınma sınırına göre taşınabilecek maksimum güç değerinden daha küçük güçlerin taşıtılmasına özen göstermek gereklidir.

#### I.2.2.6.2 Dişli Kutusu İçin Isıl Denge Şartı.

Ortaya çıkan sürtünme ısı= Dışarıya atılan ısı hali için ısıl denge oluşur.

Dişli kutusunda sürtünme ısı üç ayrı yerdeki güç kayıplarının toplamından oluşan kayıp gücün ısıya dönüşmesi sonucu ortaya çıkar.(37)

---

(37) NIEMANN G. A.g.k. S.392

#### I.2.2.6.2.1 Diş Sürtünmesi Kayıp Gücü

Yük taşınması esnasında birbiri üzerinde kayan iki diş arasındaki sürtünmeden dolayı meydana gelir.

$$P_d = P \cdot \left( \frac{0,0735}{Z_1 \cos \beta} + \frac{0,022}{V+2} \right) \dots (\text{kW})$$

...(I-62)

P : Nominal güç .....(kW),

Z<sub>1</sub> : Pinyon diş sayısı,

β : Helis açısı.....( o ),

V : Çevresel hız.....(m/sn).

#### I.2.2.6.2.2 Yataklardaki Güç Kaybı

Yatak sürtünmesi nedeniyle ortaya çıkar, her bir yataktaki kayıplar toplanarak bulunur.

$$P_Y = \sum \frac{\mu_L \cdot F_Y \cdot d_y \cdot n}{1,95 \cdot 106} \dots (\text{kW}) \dots (\text{I-63})$$

F<sub>Y</sub> : Yatak kuvveti .....(kp),

d<sub>y</sub> : Yatak iç çapı(mil çapı)(mm),

n : Dişli devir sayısı.....(dev/dak),

μ<sub>L</sub> : Yatak sürtünme katsayısı.

#### I.2.2.6.2.3 Yağ Sıçratma Kayıp Gücü

Dişli çarkların yağla çarpması sonucu ortaya çıkan güç kaybıdır ve yağla dolan her dişli çark için hesaplanıp toplanmalıdır.

$$P_{\phi} = \sum \frac{b \cdot Y_h \cdot \frac{3}{2}}{2,72 \cdot 10^6} \dots\dots\dots(kW) \quad \dots(I-64)$$

b : Yağa dalan dişli çark genişliği.(mm),

Y<sub>h</sub> : Yağa dalma yüksekliği.....(mm),

∅ : Çevirsel hız.....(m/sn).

### I.2.2.6.3 Soğutucu Kapasitesinin Belirlenmesi.

Sürtünme ısını doğuran kayıp güç;

$$P_K = P_d + P_y + P_{\phi} \quad \dots(I-65)$$

olarak bulunur.

Sürtünme ısını doğuran toplam kayıp güç, mekanizmanın toplam verimine bağlı olarak;

$$P_K = P(1/\eta_{top}-1) \dots\dots\dots(kW)$$

şeklinde ifade edilebilir.

P = Taşıtılan güç.....(kW),

η<sub>top</sub>= Genel verim.

Sürtünme ısısı:

$$Q = P_K \cdot 860 \text{ Kcal/h} \quad \dots(I-66)$$

Radyasyon ve konveksiyon yoluyla dışarıya atılan ısı;

$$Q_t = \alpha s \cdot A_1 \cdot (t_o - t_h) \dots\dots\dots\text{Kcal/h} \quad \dots(I-67)$$

s : Isı iletim katsayısı .....Kcal/m<sup>2</sup> . h . C<sup>o</sup>



$A_1$ : Mekanizmanın dışarıya ısı veren üst yüzey alanı...m<sup>2</sup>

$t_o$ : Mekanizmanın yağ sıcaklığı.....C.<sup>o</sup>

$t_h$ : Çevredeki hava sıcaklığı.....C.<sup>o</sup>

Eğer  $Q \leq Q_t$  ise mekanizma kendi kendini soğutuyor yani ısıl denge tabii soğutma ile gerçekleşmiş demektir. Aksi takdirde  $(Q - Q_t)$  kadar miktarın suni yolla dışarıya atılması gerekir. Ortaya çıkan bu fazla ısı için özel tedbirlere başvurmak gerekir.

Suni soğutma genelde devridaim yağlama sistemiyle yapılır.

Soğutma için öngörülen yağın sıcaklığı  $\Delta t$  kadar artar.

$$\Delta t = (Q - Q_t) / (Q_o \cdot \gamma \cdot C_p), \quad \dots(I-68)$$

$Q_o$  : Soğutma yağı debisi.....m<sup>3</sup>/h,

$\gamma$  : Soğutma yağı yoğunluğu....kg/m<sup>3</sup>,

$C_p$  : Soğutma yağı özgül ısısı(sabit basınçta).....Kcal/kg C.<sup>o</sup>

Buna göre soğutma yağı debisi:

$$Q_o = (Q - Q_t) / (A_t \cdot \gamma \cdot C_p) \quad \dots(I-69)$$

Gerekli soğutucu serpantin yüzey alanı:

$$Q - Q_t = A_{st} \cdot (t_o - t_m) \cdot k, \quad \dots(I-70)$$

$$A_{st} = (Q - Q_t) / (t_o - t_m) \cdot k,$$

$A_{st}$  : Soğutma serpantini üst yüzey alanı m<sup>2</sup>,

$t_o$  : Mekanizma yağ sıcaklığı.....C.<sup>o</sup>,

$t_m$  : Ortalama soğutma suyu sıcaklığı...C.<sup>o</sup>,

$$t_m = (t_{\text{giriş}} + t_{\text{çıkış}})/2,$$

k : Eşdeğer ısı iletim katsayısı.....  
..Kcal/m<sup>2</sup>.h.C<sup>0</sup>,

$\alpha_1$  : Yağ/Metal ısı geçiş katsayısı,

$\alpha_2$  : Metal/Su ısı geçiş katsayısı,

S : Soğutma borusu et kalınlığı,

$\lambda$  : Isı iletim kabiliyeti,

olmak üzere;

$$k = 1/(1/\alpha_1 + S/\lambda + 1/\alpha_2) \dots(I-71)$$

olarak bulunur.

Soğutucu serpantin borusu çapı  $d_b$  olarak seçildiğinde gerekli soğutma borusu uzunluğu,

$$L_b = 100 \cdot A_{st} / (\pi \cdot d_b), \dots(I-72)$$

olarak tespit edilir.

$d_b$  : Serpantin borusu çapı.....cm,

$A_{st}$ : Serpantin yüzey alanı.....m<sup>2</sup>.

Gerekli soğutma suyu debisi:

$$Q_{su} = V \cdot A_{sb}, \dots(I-73)$$

V : Borudaki su hızı..... m/sn,

$A_{sb}$ : Boru kesit alanı.....m<sup>2</sup>,

$$A_{sb} = \pi \cdot d^2/4, \dots(I-74)$$

$$Q_{su} = V (m/sn) \cdot (\pi \cdot d_b^2/4) (cm^2) \cdot 10^{-4} \cdot 1000 \cdot 60,$$

$$Q_{su} = 4,712 \cdot v \cdot d_b^2 \cdot \dots(I-75)$$

İyi bir soğutma yapılması dikkate alınarak soğutucu akışkan hızının 0,5 m/sn değerini aşmamasına özen gösterilmelidir.

$V_s = 0,5$  m/sn.hız seçildiği takdirde debi,

$$Q_{su} = 2,36 \cdot d_b^2 \cdot \dots(I-76)$$

$$Q_{su} = (Lt/dak.),$$

olarak bulunacaktır.

## İ K İ N C İ B Ö L Ü M

### II.1 DİŞLİ SİSTEMLERİNDE ÇEŞİT AZALMASI-MALİYET ETKİLEŞİMİ

#### II.1.1 Maliyet Etkileşimi.

Ürün tasarımı kendi başına bağımsız bir olay değildir. Tasarım; işletmenin tedarik, satış ve pazarlama, üretim, planlama ve kontrol birimleri ile sıkı bir işbirliği yapılması sonucunda amaca en uygun fakat maliyeti en küçükleyecek şekilde boyut ve büyüklüklerin belirlenmesine yönelik bir dizi karmaşık işlemler topluluğudur. Ürün maliyetinin azaltılması aşağıdaki maliyet kalemlerinin azaltılması ile olanaklıdır. Bunlar:

- 1- Malzeme ve satın alma giderleri,
- 2- Malzeme stok ve amarlama giderleri,
- 3- Üretim giderleri,
- 4- Toplam işçilik giderleri,
- 5- Mamül ve yarı mamül stok giderleri,

6- Satış ve pazarlama giderleri,

7- Finansman giderleri,

dir.

Müşteri taleplerinin tamamını karşılamak koşuluyla aynı hacimdeki dışli sisteminde yapılacak bir çeşit azalmasının yukarıdaki maliyet kalemlerini etkilemiş derecesi irdelendiğinde:

#### II.1.1.1 Malzeme Satın Alma Giderleri

Malzemedeki çeşit azlığı:

- İyi bir stok kontrol politikası uygulamayı olanaklı kılar,
- Satın alma faaliyetlerindeki gereksiz dinamizm ve bürokratik engeller ortadan kalkar,
- Sipariş verme giderleri azalır,miktar iskontosundan faydalanmak olanaklıdır,
- Malzemeyi zamanında temin edememe riski ortadan kalkar,dolayısıyla kapasite düşümü ve müşteri kaybı önlenir,
- Standartlara uygun kalitede malzeme tedariki olanaklı hale gelir.

#### II.1.1.2 Malzeme Stok ve Ambarlama Giderleri

- Stokta bulundurulması gereken malzeme toplam miktarı azalır,
- Elde bulundurma giderleri azalır,
- Depolama sahası ve depolama giderleri düşer,

-Kullanım esnekliği sayesinde yıpranma es-  
kimesinden meydana gelen kayıplar azalır.  
(Demir ve çelik türü malzemelerin açıkta  
ve uzun süre depolanması sonucu meydana  
gelen paslanma ve çürümeler.)

#### II.1.1.3 Üretim Giderleri

- Malzemenin işlemeğe hazır hale getirilme-  
sinde kullanılan takım tezgahı, bağlama ve  
sökme takımları, kesici takım cinsi azalır.
- Hazırlık periyodunda zaman kaybı ve fire-  
ler ortadan kalkar,
- Talaşlı imalatta kullanılan takım tezgahı  
çeşidi azalır,
- Kullanılan yardımcı ekipman cinsi azalır.
- Kesici takım kalitesi yükselir, takım cin-  
si azalır,
- Takım bileme ve yenileme masrafları düşer,
- Tezgah hazırlık zamanları en küçüklenir,
- Üretim hataları azalır,
- Fire oranları düşer,
- Öğrenme zamanı düşer, üretkenlik artar,
- Daha az sayıda kalifiye eleman kullanmayı  
olanaklı kılar,
- Üretim planlama ve kontrol faaliyetleri-  
nin iyileşmesini olanaklı kılar,
- Kalite kontrol faaliyetlerinde kullanılan  
ölçme ve kontrol ekipmanları sayısı aza-  
lır, kullanılan ekipman kalitesinin yüksel-  
tilmesi olanaklı hale gelir,
- Daha az sayıda kalite-kontrol elemanı ge-  
rekeceğinden işçilik giderleri azalır,

- Montaj süresi kısalır,parça beklemekten doğan zaman kayıpları ortadan kalkar,
- Tezgah cinsinin azalması planlı bir bakım-onarım faaliyetinin yürütülmesini olanaklı kılar,
- Öğrenme zamanının kısalığı montaj işçilik sürelerini azaltır,
- Tezgah arıza ve duruş zamanları en küçüklendirir,devrede kalma süreleri artar,
- Yedek parça stok seviyesi düşer,kullanılan bakım-onarım takım sayısı azalır.

#### II.1.1.4 Toplam İşçilik Giderleri

- Tezgah işleme zamanları düşer,
- Öğrenme zamanının kısalığı ve üretkenliğin artışı birim başına işçilik giderlerini azaltır,
- Az sayıda kalifiye eleman kullanımı birim başına düşen işçilik giderlerini azaltır,
- Planlanmış faaliyetlerde daha az sayıda eleman kullanımı olanaklı hale geleceğinden toplam işçilik giderleri düşer.

#### II.1.1.5 Mamül ve Yarı Mamül Stok Giderleri

- Mamül ve yarı mamüller için stok seviyesi düşer,
- Düşük stok seviyesinde bile yok satma maliyeti ortadan kalkar,
- Depolama alanları küçülür,

Yukarıda belirlenen gider kalemleri ve tasarımda belirlenen amacın gerçekleştirilmesi dikkate alınarak ortaya çıkacak ürün için uygun çözümde değer analizi yapılır.

### II.1.2 Değer Analizi.

Ürün tasarımı yapılırken bir mamülün kendisinden bekleneni sağlama derecesi ve yeni mamüllerde daha ucuz ve yararlı malzeme kullanılması olanaklarının araştırılması gerekir. Değer analizi olarak tanımlanan bu çalışmada ürünün üç tip değeri olduğu varsayılır.(38)

Bunlar:

- 1- Maliyet değeri,
- 2- Kullanış değeri,
- 3- İtibar değeri,

dir.

Maliyet değeri: İşçilik, malzeme ve genel masraflar toplamından oluşur.

Kullanış değeri: Mamülün gördüğü işin değeri ile ölçülebilir.

İtibar değeri: Alıcının ürüne sahip olmak için ödemeye hazır olduğu miktardır.

Değer analizi ile bu değerler arasında en uygun dengenin kurulmasına çalışılır.

Ürünü oluşturan parça çeşidinin azaltılması bu dengenin işletme lehine daha kolay kurulmasını olanaklı kılacaktır.

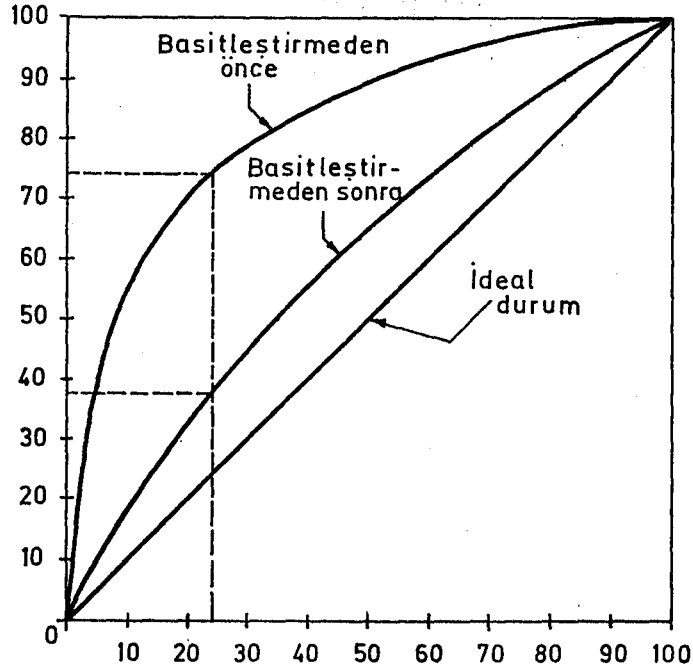
---

(38) GAGEN W.L. "Değer Analizi" MP.M Yayın No:44, Ankara 1969



Yapılması gereken bir diğ er analizde fayda-maliyet analizidir. Burada amaç, her ürünün sağladığı faydanın (getirdiği kâr) kendi üretimi için gerekli olan toplam maliyetine orantılı olmasını sağlamaktır. Bu oran çeşitlilik arttıkça işletmenin aleyhine artar. Çeşitlilikte bu durumu değerlendirmek amacıyla bir ekonomik analiz yapılırsa; toplam ürün çeşidinin 0,25 nin toplam gelirin 0,75 ni sağladığı bir işletmede yapılan çeşit azaltılması ile fayda maliyet arasında iyileşme olduğu tespit edilmiştir. (39) (Şekil-II.1)

Dikkatli yapılan ekonomik analizler sonucunda aynı orandaki ürün çeşidinden sağlanan gelir toplam gelirin 0,37 sini oluşturmuş ideâl durum olan 0,50'ye ilk duruma göre daha çok yakınlık sağlanmıştır.



Şekil-III.1 Ürün Çeşidi-Toplam Gelir Yüzdesi Analizi

(39) KOBU Bülent, "Üretim Yönetimi" İstanbul 1981, S.172

Dişli sisteminde yapılacak bir çeşit azalmasından beklenen faydalar özetlenirse:

- 1-Hammadde,yarı mamül ve mamül stok düzeyleri düşer,
- 2-Makina ve donanım ile ilgili yatırım azalır.
- 3-Üretkenlik artar,
- 4-Tasarım güvenilirliği yükselir,
- 5-Hata olasılığı azalır,ıskarta oranı düşer,
- 6-Depolamada açık ve kapalı alan hacimleri azalır,
- 7-Üretim planlama ve kontrol faaliyetleri iyileşir,
- 8-Kalite kontrol ve denetim etkenliği artar,
- 9-Bakım-onarım hizmetleri iyileşir,arıza ve duruş süreleri en küçüklenir,
- 10-Bakım-onarım masrafları azalır,
- 11-Kalifiye elemana olan gereksinim azalır,
- 12-Sipariş alımı-ürün teslimi periyodu kısalır,
- 13-Toplam işçilik giderleri düşer,
- 14-Satın alma ve pazarlama faaliyetleri iyileşir,
- 15-Düşen maliyet sonucu ürün rekabet gücü artar,pazardaki payı yükselir,
- 16-İyi bir finans yönetiminin kurulması olanaklı hale gelir,gereksiz finansman giderleri ortadan kalkar.

## II.2 DIŞLİ ÇARK TAŞIMA GÜCÜNÜ ETKİLEYEN FAKTÖRLER

Dişli sistemlerinin yüzey basıncı, diş dibi kırılması ve çökme açısından taşıyabilecekleri güç büyüklüğü:

- 1-Dişlilerin sertleştirilmesi,
  - 2-Dişli malzemesi,
  - 3-Dişli imal kalitesi,
  - 4-Dişli genişliği,
  - 5-Modül,
  - 6-Profil kaydırma miktarı,
  - 7-Yağlama ve yağ cinsi,
  - 8-Diş dibi kavisine çelik bilya püskürtülmesi,
- ile doğrudan bağımlıdır.

### II.2.1 Dişlilerin Sertleştirilmesi

Sertleştirilmiş dişlilerde yüzey aşınması çok yavaş olur ve mukavemet (3 + 10) kat artar.(40) Yüzey basıncına göre yük taşıma kabiliyeti sertliğin karesi ile orantılıdır. (41) Örneğin 600 ve 200 Brinell sertlik derecesine sahip aynı boyutlu iki dişliden biri diğerine göre  $(600/200)^3 = 9$  kat daha fazla yük taşıyabilmektedir.Diğer taraftan malzemenin süreklilik mukavemet sınırı 400 HB sertlik derecesinden sonra azalmaktadır.(42) Buna göre dişlideki sertliğin yüzey basıncı bakımından yüksek, mukavemet bakımından düşük olması zıt isteği için dişlilerin sadece yüzeylerinin sertleştirilmesi gerekecektir.

(40) NIEMANN G. A.g.k. S.375

(41) DUDLEY W.D. "How Increased Hardness Reduces The Size of Gear Sets"Product Engineering Nov. 9.1964

(42) AKKURT Mustafa A.g.k. S.67

Malzemenin sertleşebilirliği ve uygulanması gereken ısı işlem tekniği yapısındaki C % miktarına ve diğer alaşım elementlerinin yüzdesine bağlıdır.(43)

Kullanılan dişli malzemesine göre seçilecek sertleştirme teknikleri:

1-Sementasyon sertleştirilmesi

-Kutu sementasyon,

-Sıvı sementasyon,

-Gaz karbürizasyonu,

2-Alevle sertleştirme

3-Endüksiyonla sertleştirme

4-Nitrürasyon sertleştirilmesi

olarak sıralanır. Bu tekniklerden hangisinin kullanılacağı, kullanılacak malzeme, teknolojik olanaklar ve maliyet irdelenmesi sonucu tasarımcı tarafından belirlenir.

## II.2.2 Dişli Malzemesi

Taşınacak güç büyüklüğünü etkileyen en büyük faktördür. Malzemenin diş dibi kırılma ve hertz yüzey basıncı/ gerilmeleri arttıkça taşınan güç artar. Tasarımcı malzeme cinsini belirlerken aşağıdakilere göre kararını oluşturur:

-Malzemenin; yüksek güç taşıyabilme özelliğini kazanabilmesi için ısı işlem tekniğinin gerektirdiği karbon miktarına sahip olması,

-Diş yanağı aşınması önemli bir problem yaratıyorsa yüksek karbonlu çelik kullanımı,

---

(43) THELLING K.E."Çelik ve Isıl İşlemi" Türkçesi:TEKİN Adnan  
İstanbul 1984 S.82-106

- Dişlilerin işlenmesi problem yaratıyorsa düşük karbonlu çelik kullanımı,
- Maliyet dikkate alınarak en ucuz malzeme kullanımı,
- Küçük hacimlerde yüksek güç taşınması önemli ise mukavemet değerleri en yüksek olan malzeme seçimini dikkate alarak seçenekler içinden en uygununu belirler.

Bir dişli çiftinde; pitting oluşumu ve yenmeye karşı emniyet açısından çiftlerin yüzey sertlikleri farklı olmalıdır.(44) Sertleştirilmiş çelik/sertleştirilmiş çelik, dökme demir/dökme demir çiftinde bu kural geçerli değildir.

### II.2.3 Dişli Üretim Kalitesi

DIN standartlarında (1-12) arasında sıralanan dişli üretim kalitesini kullanım amacına uygun seçmek gerekir.(45) Yüksek kalite; pahalı teknoloji gerektirir ve maliyeti arttırır,fakat yüksek verim ve gürültüsüz güç taşınmasını olanaklı kılar.

Düşük kalitede üretim sonucu ise:

- Artan hatalar nedeniyle oluşan ek dinamik kuvvetler sonucu taşınan güç düşer,
- Titreşim ve gürültü artar,
- Ömür düşer.

Uygun kalite seçimi:

- Teknolojik olanaklar,
- Maliyet,

---

(44) THOMAS A.K.,CHARCHUT W. A.g.k.

(45) DIN 3960 August 1978 Teil 1 S.2-11

-Yüksek güç taşınması,  
dikkate alınarak seçilir.

#### II.2.4 Dişli Genişliği

Dişli genişliği arttıkça taşınan güç artar ancak genişlik artışı ile:

- Diş yanak hataları artar ve oluşan ek dinamik kuvvetler nedeniyle taşıma gücü azalır,
- Kenar kırılmaları meydana gelir,
- Genişlik artışı sonucu çökme değeri büyüyeceğinden taşınan güç düşer,
- Aynı gücü taşımak için kullanılan mil çaplarını arttırmak gerekir. Mil çaplarını istenildiği kadar arttırmakta her zaman olanaklı değildir,
- Dişli sisteminin mil, yatak ve diş boyutları büyüyeceğinden toplam maliyet artar.

Bu nedenlerle tablo-I.1'de modüle bağlı olarak verilen dişli genişliği hertz yüzey basıncı diş dibi kırılması ve çökmeye bağlı olarak en büyük gücü en küçük genişlikte taşıyacak şekilde tasarım sırasında belirlenir.

#### II.2.5 Modül

Modülün büyümesi ile taşınan güç artar. Ancak modül artışı ile;

- Diş sayıları azalır, diş sayısı minimum diş sayısından daha küçük olamaz,
- Toplam diş sayıları azalacağından çevrim oranları kısıtını gerçekleştirmek güçleşir,

- Modül artışı, diş hataları ve güç kayıplarını arttırır, dişli kalitesini düşürür,
- Gürültü ve titreşim artar,
- Büyük modüller maliyeti yüksek kesici takım ve takım tezgahını gerekli kılar.

Buna göre modül optimum bir değerden daha büyük seçilemez.

## II.2.6 Profil Kaydırma Miktarı

Profil kaydırma miktarının artışı ile güç artışı arasında artan bir ilişki vardır.(46) Profil kaydırma miktarını sınırlayan kısıt kavrama oranıdır. Sessiz bir çalışmayı gerçekleştirmek amacıyla takım tezgahlarında kullanılan dişli çiftlerinde kavrama oranı  $\epsilon_{\alpha} \geq 1,4$ , dişli kutusu ve benzeri dişli çiftlerinde  $\epsilon_{\alpha} \geq 1,25$  kısıtlarını sağlayan en büyük profil kaydırma yapılır.(47) Pinyon ve çark dişliye karşılık gelen toplam profil kaydırma miktarları ek-2'de verilmiştir.

## II.2.7 Yağlama ve Yağ Cinsi

Dişli sistemlerinin hesabında yağlamanın etkisi çevresel hız ve stribeck yuvarlanma basıncına bağlı olarak belirlenen  $K_L$  yağlama faktörü olarak dahil edilir. Dişli çiftinin çevresel hızına ve stribeck yuvarlanma basıncına bağlı olarak yağ seçimi yapılır.(48)(Ek-9) Yetersiz yağlamada diş yüzeylerinde oluşan yağ filminin yırtılması sonucu kuru sürtünme meydana gelir. Kuru sürtünmede ısıya dönüşen güç kayıpları artar, yanak aşınması hızlanır ve ömür düşer.

---

(46) DIN 3992 Marz 1964 S.1-9

(47) OKTAY Şefik A.g.k. S.422

(48) DIN 51509 Juni 1976 Teil 1 S.3

Gereğinden fazla doldurulmuş fazla yağ Bölüm(I2.2.6.2.3)de verilen yağ sıçratma kayıplarını arttıracığından güç kaybına neden olur.

### II.2.8 Diş Dibi Kavisine Çelik Bilya Püskürtülmesi

Sertleştirilmiş dişlilerde diş dibine çelik bilya püskürtülerek yapılan kumlama işlemi sonucu diş dibi sürekli mukavemeti % 160 oranına kadar artabilir.(49)

## II.3 DİŞLİ SİSTEMLERİNİN TASARIMI İÇİN GELİŞTİRİLEN ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ

Dişli tasarımının uzun bir mühendislik zamanı gerektirmesi yanında optimal çözümlere geleneksel hesaplama tekniği olarak da nitelendirilen klasik yöntemlerle ulaşmanın güçlüğü,tasarımda bilgisayar kullanımını gerekli kılmıştır.

Bu bölümde uygulanan klasik tasarım yöntemi ile, şimdiye kadar geliştirilmiş yeni yöntemler ve çözüm yolları gösterilmiştir.

### II.3.1 Klasik Tasarım Yöntemi

Tasarım için başlangıç verileri belirlidir.

Bunlar:

Giriş milindeki tahrik gücü	P (kw),
Giriş mili devir sayısı	n (d/d),
Çevrim oranı	i (n <sub>2</sub> /n <sub>1</sub> ),
Çalışma ortamı (kapalı,açık,tozlu v.b.),	
Ortam sıcaklığı	t (C°),

(49) NIEMANN A.g.k. S.422



Yükleme şekli (Darbeli, hafif darbeli, hafif).  
Dönüş yönü (Sağ-sol).  
Günlük toplam çalışma süresi (Saat-gün),  
Bir saatte devreye girip-çıkma sayısı (tekrar/saat),  
Güç kaynağının cinsi (Elektrik motoru, Pistonlu makine, buhar türbini).

Bu veriler kullanılarak beş temel adımda hesaplamalar yapılır.

### II.3.1.1 Boyutların Belirlenmesi

a. Kullanılacak malzeme, pinyon ve çark dişli için Ek-2' den seçilir.

$$b. d_{mil} = \left( \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{em}} \right)^{1/3} \quad \dots (II-1)$$

Giriş mili çapı bulunur.

$$c. d_1 = 1,5 \cdot d_{mil} \quad \dots (II-2)$$

Pinyon için taksimat dairesi çapı bulunur.

d.  $Z_1 = 14 \dots \dots \dots 20$  pinyon diş sayısı seçilir.

( $Z_{min} \geq 14$  pratik minimum diş sayısı)

e.  $\beta$  açısı kullanılarak  $5^\circ \leq \beta \leq 25^\circ$  arasında atanır.

$$f. m_n = \frac{d_1}{Z_1} \cdot \cos \beta \quad \dots (II-3)$$

normal modül hesaplanır.

Hesaplanan değere R 20 serisindeki en yakın standart modül, kullanılabilecek değer olarak atanır.

$$g. a = \frac{m_n}{2 \cdot \cos \beta} \cdot Z_1 (1 + i) \quad \dots(\text{II-4})$$

bağıntısıyla hesaplanan değere R20 serisinde verilen en yakın değer, kullanılacak a eksenler arası ölçüsü olarak atanır.

$$h. Z_2 = \frac{2a}{m_n} \cdot \cos \beta \cdot \frac{i}{(1+i)} \quad \dots(\text{II-5})$$

bağıntısıyla bulunan çark dişli sayısı:

$$0,98 \cdot i \leq i \leq 1,03 \cdot i$$

$Z_2$  tam sayı olacak şekilde atanır.

i. Atanan  $m_n$ , a,  $Z_2$  ye bağlı olarak;

$$\beta = \text{Arc Cos} \left[ \frac{m_n}{2 \cdot a} (Z_1 + Z_2) \right] \quad \dots(\text{II-6})$$

açısının gerçek değeri bulunur.

$$j. b = \lambda \cdot m \quad \dots(\text{II-7})$$

kullanılarak b genişliği tayin edilir.

k. Bölüm (I.2.2.1)de verilen bağıntılar kullanılarak pinyon ve çark dişliye ait tüm boyutlar belirlenir.

### II.3.1.2 Diş Dibi Kırılması Kontrolü

Bölüm (I.2.2.2)de verilen sırayla;

a. İlgili tablo, diyagram ve bağıntıları kullanarak hesaplama faktörleri belirlenir.

$$b. W_{Ft} = \frac{F_t}{b} \cdot K_1 \cdot K_v \cdot K_F \cdot K_{FB} \quad \dots(\text{II-8})$$

birim yüzeydeki etkili çevresel yük bulunur.

$$c. \sigma_F = \frac{W_{FT}}{m_n} \cdot Y_F \cdot Y_E \cdot Y_B \quad \dots(\text{II-9})$$

$$e. \sigma_{HP} = \frac{H_{lim}}{S_{Hmin}} \cdot K_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{Hx}$$

...(II-15)

Hertz yüzey basıncı emniyet gerilmesi hesaplanır.

f.  $\sigma_{HP}$  ve  $\sigma_H$ ,  $\sigma_B$ ,  $\sigma_D$  karşılaştırılır.

$$\sigma_{HP} < E_{nb}(\sigma_H, \sigma_B, \sigma_D) \quad \text{ise}$$

1. Adıma dönülür, yapılan kabuller ve parametrelere kısmi artımlar vererek hesap tekrarı ile

$$\sigma_{HP} \gg E_{nb}(\sigma_H, \sigma_B, \sigma_D) \quad \text{...(II-16)}$$

kısıtı sağlanır ve yöntemin 4. adımına geçilir.

#### II.3.1.4 Çökme Değerinin Kontrolü

$$a. L = b + d_{mil} + L_b \quad \text{...(II-17)}$$

yataklama mesafesi bulunur.

b. Bölüm (I.2.2.5)de verilen bağıntılar kullanılarak  $f_{max}$  çökme değeri hesaplanır.

c.  $f_{max}$  değeri  $f_{em} = 0,005 \cdot mn$  ile karşılaştırılır.

$$f_{max} > f_{em} \quad \text{ise}$$

yöntemin 1. adımına dönülür, parametrelerde değişiklik yapılır, hesap tekrarı ile

$$f_{max} \leq f_{em}$$

kısıtı sağlanır ve yöntemin 5. adımına geçilir.

#### II.3.1.5 Dişli Kutusunun Diğer Büyüklüklerinin Hesaplanması

a. Bölüm (I.2.2.4) de verilen bağıntılar

kullanılarak yatak kuvvetleri hesaplanır.

b. İstenilen ömür dikkate alınarak yataklama şekli ve yatak büyüklükleri belirlenir.

c. Bölüm (I.2.2.6)da verilen bağıntılar kullanılarak ısııl denge hesapları yapılır.

d. Soğutucu gerekiyorsa boyutları belirlenir.

Toplam beş adımda tek kademeli bir dişli kutusunun tasarımı için uygulanan klasik tasarım yöntemi birden fazla kademeler içinde aynı sırada uygulanır.

Dişli sistemlerinin tasarımı konusunda çoğu bilgisayar destekli araştırmalar yapılmış optimal tasarım için değişik yöntemler geliştirilmiştir.

### II.3.2 Geliştirilmiş Bilgisayar Destekli Tasarım Yöntemleri

Bilgisayar desteğinde optimum tasarım için ilk örnekler Sutherland (50) tarafından verilmiştir. İzleyen çalışmalarda araştırmacıların geliştirdikleri yöntemler ve çözüm yolları aşağıdaki şekildedir.

a. Black (51), Faires (52) ve Espasito (53) dişin eğilme dayanımına göre boyutlandırılması esasına dayalıdır.

---

(50) Sutherland J.E. "Sketchpad A man-machine Grapnical Communication System" Lincoln Labarotory Technical Report no 296-Massachusetts

(51) Black P.H. "Machine Design 1" Mc Graw-Hill Book Company 1948 P.p.120-137

(52) Faires, V.M. "Design of Machine Elements 1" Graw-Hill Book Company New York 1965 P.p. 355-406

(53) EPOSITO A. "Machine Design 1" Mc Graw-Hill Book Company New York 1975 P.p. 214-257

nan uyarlanmış levis denklemini kullanmışlar ve amaç fonksiyonu olarak eğilme yükünün tatbik edildiği minumum dış dibi kesitini,

- Çevresel yük,

- Modül,

- Referans profili,

- Kesici takım geometrisiyle ilgili parametreler

cinsinden yazarak minumum kesiti veren optimal çözüme ulaşmışlardır.

Esposito bu yöntemi; dişli hesabında önemli bir faktör olan dinamik yük faktörünü Buckingham (54) denklemiyle, aşınma yükü için Herzion denklemini kullanarak geliştirmiş ve daha kullanışlı hale getirmiştir.

Faires uygun çözümler içinde çok özel bir çözüm olan:

- Dişlinin kullanımı aralıklı,

- Aşınma kritik bir faktör değil,

kabullerini yapar, bu kabullerle;

Taksimat dairesi üzerindeki çizgisel hıza göre değişen basit bir dinamik dayanım gerilme hesaplar ve emniyetli gerilme büyüklüğü ile karşılaştırır.

b. Shigley (55) tarafından uygulanan yöntemde:

- Diş eğilme mukavemeti için uyarlanmış levis denklemi,

---

(54) BUCKINGHAM Early "Analytical Mechanics of Gears" Mc Graw-Hill Book Company New York 1949

(55) SHIGLEY J.E. "Mechanical Engineering Design 1" Mc Graw-Hill Book Company New York 1977 P.P.398-468

- AGMA standartlarındaki dinamik ve geometrik faktörler,

- AGMA'nın belirlediği sıcaklık, gerilme yoğunluğu, boyut büyüklüğü faktörleri,

- Hız faktörü,

dikkate alınarak ömür, sertlik derecesi ve sıcaklık değerlerine bağlı olarak:

- Emniyet faktörü

- Yüzey aşınması emniyet gerilmesi

hesaplanır. Hesaplanan değerler emniyet değerleri ile karşılaştırılarak optimum çözüm aranır.

c. Johnson (56) tarafından geliştirilen analitik yöntemde faktörlerden bazıları ihmal edilerek, dinamik yük değeri:

- Teğetsel kuvvet,

- Çevresel hız,

- Diş genişliği,

- Modül,

- Helis açısının fonksiyonu olarak yazılarak diş kırılması ve yüzey aşınmasına göre minimum pinyon dişli çapı aşağıdaki bağıntılarla bulunur.

Diş kırılmasına bağlı olarak:

$$d = \frac{32,4 \cdot P^{0,31}}{n_1^{0,244} \cdot U^{0,012}} \cdot \frac{C^{0,021}}{S^{0,391}} \cdot \frac{(\cos \beta)^{0,622} \cdot Z_1^{0,76}}{(\cos 3\beta)^{0,76} \cdot C_n^{0,37} \cdot Y_n^{0,391}}$$

...(II-18)

(56) JOHNSON R.C. "Optimum Design of Mechanical Elements"

John Wiley and sons Inc. 1961 P.p.300-400

Yüzey aşınmasına bağlı olarak:

$$d = \frac{26,2 \cdot P^{0,31} \cdot (i+1)^{0,391}}{n_1^{0,244} \cdot 0,403} \cdot \frac{C^{0,021}}{K^{0,391}} \cdot \frac{(\cos \beta)^{0,622} \cdot Z_1^{0,324}}{C_n^{0,37}} \dots(\text{II-19})$$

P : Taşınan güç (B.G)

k : Malzeme katsayısı

i : Çevrim oranı

$\beta$  : Helis açısı

$n_1$  : Pinyon dev.sayısı d/d

$C_n$ : Dişli genişliği katsayısı

$Z_1$  : Pinyon dişli diş sayısı  $Y_{n,S}$ : Yardımcı büyüklük

Bulunan en küçük çap, çevrim oranı, modül ve helis açısı kullanılarak; en küçük eksenler arası ölçüsü bulunur.

d. Kowalski (57) iki kademeli helis alın dişli kutularının tasarımında doğrusal olmayan programlama tekniklerini kullanarak;

- Döner elemanların minimum ağırlıklı olmasını,
- Minimum ağırlığa göre optimal boyutların tespitini,
- Uygun yağlama yağının seçimini,

yapabilen yeni bir yöntem geliştirmiştir.

e. Dişli tasarımcıları tarafından yaygın olarak her çeşit dişli sistemine uyarlanabilen ve Dudley (58) in uyguladığı yöntemde izlenen yol şu şekildedir:

---

(57) KOWALSKI J. "Optimal Synthesis Method of Mechanical Transmissions" V. World Congress on Theory of Machines, and Mechanisms Published by ASME 1977

(58) DUDLEY W.D. "Gear Handbook" Mc Graw-Hill Book Company New York 1962

- Tasarıma başlarken çevrim oranı, giriş mili devir sayısı, taşıtılacak güç belirlidir,
- Standart kavrama açısı tablolardan seçilir,
- Genel makina konstrüksiyonunda kullanılan tablolardan yaklaşık olarak pinyon dişli diş sayısı seçilir,
- Pinyon dişli diş sayısına göre temel dişli formüllerinden eksenler arası ve diş genişliği belirlenir,
- Dişlilerin taksimat dairesi çapları ve çevrim oranı hesaplanarak doğrulanır.

Bulunan değerler standart değerlere uygun değilse seçim ve hesaplar tekrarlanır ve dişli ile ilgili boyutlar belirlenir. Bu boyutların taşıyabileceği güç aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$P = \frac{n \cdot b}{126} \cdot \frac{I \cdot C_v}{C_s \cdot C_m \cdot C_f \cdot C_o} \cdot \left( \frac{S_{ac} \cdot d \cdot C_L \cdot C_H}{C_p \cdot C_T \cdot C_R} \right)^2 \dots (II-20)$$

- |                                      |   |
|--------------------------------------|---|
| P : Taşınabilecek güç (B.G)          | C <sub>f</sub> : Yüzey düzgünlüğü faktörü |
| n : Devir sayısı d/d                 | C <sub>o</sub> : Aşırı yük faktörü        |
| d : Taksimat dairesi çapı            | S <sub>ac</sub> : Emniyetli gerilme       |
| I : Geometrik faktör                 | C : Ömür faktörü                          |
| C <sub>u</sub> : Dinamik faktör      | C <sub>H</sub> : Sertlik derecesi faktörü |
| C <sub>s</sub> : Boyut faktörü       | C <sub>R</sub> : Emniyet faktörü          |
| C <sub>m</sub> : Yük dağılım faktörü | C <sub>p</sub> : Elastisite katsayısı     |
| b : Diş genişliği                    |   |

Bulunan güç problemin girişinde verilen güç değerinden küçükse yeniden hesap tekrarı yapılır.

f. Yaygın kullanılan bir başka yöntem



NIEMANN (59) tarafından uygulanmıştır.

- Tasarım başlangıcında çevrim oranı, giriş mili devir sayısı ve güç belirlidir,
- Alttan kesmenin olmayacağı min. diş sayısı tablodan seçilir,
- Yükleme şekli ve dişli malzemesine bağlı gerilme büyüklüğü belirlenir,
- Gerilme büyüklüğünden taksimat dairesi çapı belirlenir,
- Modül belirlenir,
- Dişli genişliği belirlenir,
- B helis açısı seçilir,
- Eksenler arası hesaplanır,
- Dişli boyutları hesaplanır,
- Diş dibi kırılması ve yüzey basıncı gerilmeleri hesaplanır,
- Emniyetli gerilme büyüklükleri ile karşılaştırma yapılır.

Hesaplanan değerler emniyetli değerlerden büyükse hesaplama tekrarlanır.

g. Tucker (60) analitik ve deneysel sonuçlardan elde edilen dişli ile ilgili parametreleri kullanarak,

- Dişli boyutları,
- Dişli sertliği,
- Malzeme,

---

(59) NIEMANN G. "Makina Elemanları" V.3 1960

(60) TUCKER A.I. "The Gear Design Process" ASME Paper 90-C2/  
DET 13 August 1980

- Yağlama yağının seçimini yapabilecek bir yöntem uygulamıştır.

h. Savage (61) kullanılabilecek minimum diş sayısını ve AGMA standartlarında verilen faktörleri kullanarak boyutsal değerleri tespit eden ve diş dibi kırılmasını kısıt kabul ederek belirlenen boyutsal değerlerin uyumluğunu kontrol eden bir yöntem geliştirmiştir. Hertz yüzey basıncını ise tek diş temasında iki kritik noktada hesaplamak suretiyle kontrol işleminde kullanmaktadır.

i. Optimal çözüme erişmek için değişik bir tasarım yöntemi R.K. Carrol ve G.E. Johnson (62) tarafından geliştirilmiştir. Yöntemin uygulamasına başlarken şu değerlerin belirlenmiş olması gerekir;

- Çevrim oranı,
- Güç,
- Giriş devir sayısı,
- Kavrama açısı,
- Çap oranlarına bağlı olarak diş genişliği,
- Kesici takım profili (geometrisi),
- Çevresel hıza bağlı dinamik faktör,

---

(61) SAVAGE M. COY J.J. and TOWNSEND N.P. "Optimal Tooth Numbers for Compact Standart Spur Gears Sets" ASME Journal of Mechanical Design Vol.104 No:3 October 1982 P.P.749-758

(62) C.ARROLL R.K., JOHNSON G.E. "Optimal Design of Compast Spur Gear Sets" Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design. Asme Publicion March 1984 Vol.106 P.P. 95-101

Minumum pinyon dişli çapı belirlenirken kısıtlar:

- Pinyon dişli diş sayısı alttan kesilmenin olmayacağı minumum bir sayıda olacak,
- Yük taşıma anında ortaya çıkan gerilme büyüklükleri belirlenen limit gerilmeden daha büyük olmayacak,
- Dişli seti yorulma gerilmesi açısından emniyetli olacak.

Çözüm yöntemi:

- Hertz yüzey basıncı tek diş temasında kavramaya girip çıktığı ilk ve son noktalar için hesaplanır,
- Hesaplanan gerilmenin diş yüzeyindeki gerçek değerine motive edilmesi Savage (63), hesaplanan çevresel hızın diş yüzeyindeki değerine motive edilmesi Gay (64) tarafından geliştirilen yöntemler yardımıyla yapılır,
- Minumum dişli çapının bulunması, Wilde (65) ve Johnson (66) tarafından uygulanan tasarım yöntemleri motive edilerek geliştirilen yeni algoritma ile şu şekilde bulunur:
- Alttan kesmenin olmayacağı minumum bir

- 
- (63) SAVAGE M., COY J.J. and TOMSEND N.P. "Optimal Design of Compact Spur Gear Sets" Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design Asme Publication March 1984 Vol.106 P.P.95-101
- (64) GAY C.E. "How to Design to Minimize Wear in Gears" Machine Design Vol.42 Nov.26 1970 P.P.92-97
- (65) WILDE D.J. "Globally Optimal Design" Wiley Interscience, New York 1978
- (66) JOHNSON R.C. "Optimum Design of Mechanical Elements" Wiley Interscience New York 1980

diş sayısı atanır,

- Seçilen modül ve helis açısına bağlı olarak pinyon dişli boyutları belirlenir,

-Hertz yüzey basıncı kontrol edilir,

- $q_1$  negatif olmayan özel bir sayı olmak üzere  $\Delta Z = 2^{q_1}$  artımı kadar diş sayısı arttırılır,

-Hesaplamalar tekrarlanır ve uygun çözüm bulununcaya kadar  $\Delta Z_{max} = 2^{q_{max}}$  değerine ulaşılır,

- ( $Z + \Delta Z_{max}$ ) olarak bulunan yeni diş sayısı kullanılarak diğer boyut ve büyüklükler hesaplanır.

Bu metodun uygulamadaki güçlüğü:

-  $Z_1$  diş sayısının uygun seçim zorluğu ve optimum çözüme olan uzaklık derecesinin sezgi ve tecrübeye bağlı olması,

- Geometrik faktörün ilk yaklaşımlarda doğru değerinin bulunmasının güçlüğüdür.

Mitchiner (67) tarafından geometrik faktörün helis alın dişlilerde doğru olarak tespiti için bir yöntem geliştirilmişse de, yinede dişli hesabında ilk adımlarda bu faktörü tam olarak hesaplamak oldukça zor ve zahmetlidir.

Çözümü kolaylaştırmak için hesaplama yerine AGMA standartlarında verilen değeri kabul etmek pratik uygulamalar için doğru sonuçlar verir.

---

(67) MITCHINER R.G. and MBIE H.H. "The Determination of the Lewis Form Factor and The AGME Geometry Factor J for External Spur Gear Teeth" ASME Journal of Mechanical Design, Vol 104 No:1 Jan.1982 P.P. 148-158

Yukarıda açıklanan çözüm yöntemlerinde:

- Bütün yöntemlerde sayımlama tekniği uygulanmıştır,
- Çözümleme tek bir dişli çiftine uygulanmıştır,
- Başlangıç değerleri (güç,giriş devir sayısı,çevrim oranı belirlidir,
- Diş dibi kırılması,Hertz yüzey basıncı,alttan kesilme, yorulma ve ömür kısıtları altında amaç fonksiyonları çözümlenmiştir.

Dişli sistemleri tasarımında önemli kısıtlardan biriside çökme kısıtıdır.Yukarıdaki çözüm yöntemlerinin hiçbirisinde çökme kısıtı dikkate alınmamıştır.Bunun anlamı dişlinin b genişliğinin artışından diş hataları ve hatalar sonucu meydana gelen güç kayıpları ihmal edilirse; b genişliğini artırarak taşınacak P gücünü arttırmak olanaklı gözükmektedir.Gerçekte,dişli sisteminin diğer elemanları düşünülürse (miller,yataklar,kutu büyüklüğü) b genişliğini istenildiği kadar arttırmak olanaksızdır.Belirlenen minumum pinyon dişli çapına göre yapılabilecek maksimum bir mil çapından daha büyük çapta mil kabul etmek olanaksızdır.

Bir diğer nokta iki dişlinin kavraması anında kavrama doğrusu bir eğri haline dönüşemez,bir başka deyişle yüksek verimli çevrim,gürültü ve ömür açısından dişlideki çökme değeri belirli bir değeri aşmamalıdır.

Açıklanan çözüm yöntemlerinde çok sayıda dişli çiftinin optimal çözümü ile ilgili herhangi bir çalışma yapılmamıştır.

Belirtilen bu eksikliklerde dikkate alınarak çok sayıda eksenler arası ve değişik çevrim oranlarında dişli sistemlerinin tasarımına ilişkin yeni bir yöntem ve çözümleme tekniği bölüm III'te açıklanmıştır.

## Ü Ç Ü N C Ü B Ö L Ü M

### DEĞİŞİK EKSENLER ARASI ÖLÇÜLERİNDE DİŞLİ SİSTEMLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMINA YENİ BİR YAKLAŞIM

#### III.1 YENİ YÖNTEMİN GEREKLİLİĞİ

Bölüm II.de de gösterildiği gibi şimdiye kadar yapılan dişli tasarımlarında bir dişli çiftinin veya bir dişli kutusunun optimal tasarımı konusunda değişik yöntemler uygulanmıştır. Genelde bu yöntemlerde minimum çaplı pinyon dişli bulunarak elde edilebilecek minimum eksenler arasında belirlenen çevrim oranını gerçekleyen ve P gücünü taşıyan optimum dişli tasarımı için çözümlene yapılmıştır.

Dişli tasarımı olayının karmaşık bir yapı içermesi, bulunan diş sayılarının tam sayı olma gereği parametrelerin aykırılığı ve hesaplamaların çok sayıda parametre ve kısıtlayıcıları içermesi, geliştirilen yöntemlerin sayımlama tekniği kullanılarak çözülebilmesini olanaklı kılmıştır.

Endüstrinin gelişmesiyle dişli kutusu imâl eden fabrikalar rasyonel çalışabilmek için dişli kutularını

seri olarak üretmeye başladılar. Ancak iletilecek güç ve dönüş hızı çeşitli kullanım alanları için çok değişik olduğundan üretilmesi gereken dişli kutuları serileride pek çok artmıştır. Bu da yüzlerce değişik çap, modül, diş sayısı, helis açısı ve diş sayılarında, dişlilerin üretimini gerektirmiştir. Büyük serilerin üretimine olanak tanımayan bu durumu önlemek için başlıca şu çarelere baş vurulmuştur:

- Bütün dişli kutuları ister tek ister çok kademeli olsun eksenler arası ölçülerin sınırlandırılması,
- Çevrim oranlarının sınırlandırılması,
- Kullanılan yataklama çeşitlerinin azaltılması,
- Vida, kapak, sızdırmazlık elemanları ve diğer aksesuar çeşitlerinin azaltılması.

Bu sayede standart eksenler arası ölçüsündeki bir dişli çifti değişik kombinasyonlarda defalarca kullanılmak suretiyle üretimde artışlar, yedeklemede kolaylık, kalitede iyileşme ve maliyetlerde düşüş sağlanmıştır.

Dişli kutuları üretiminde dünya'da söz sahibi olan Batı Alman Flender firması çok geniş bir alın dişlili dişli kutuları programını 227 çeşit dişli çifti ile (68) gerçekleştirebilmiştir. Bu çalışmada DIN 323 R 20 serisine uygun kademe atlama sayısı  $q = 1,12$  kullanılarak değişik kademe sayılı dişli kutuları oluşturulmuştur.

Bu tasarım yapılırken sonuçların endüstrinin her dalında esnek bir kullanım özelliğine sahip olması dişli kutusu ve kutuyu oluşturan elemanların üretimi safhasında kullanılan üretim araçlarının bulunabilirliği dikkate alınarak

---

(68) OKTAY Şefik "Makina Elemanları, Dişli Çarklar" 3 Cilt  
S.104 İstanbul 1972

boyut ve büyüklüklerle ilgili değerlerde DIN standartlarına uygunluk sağlanacaktır.

Yeni yöntem iki aşamalı olarak:

a- Optimum dişli çifti sayısının belirlenmesi

b- Optimal gücün belirlenmesi

amacına yönelik olacaktır.

### III.2 OPTİMUM DİŞLİ ÇİFTİ SAYISININ BELİRLENMESİ

#### III.2.1 Dişli Kutuları Tertip Şekli

DIN 323 de belirtilen ve  $q=1,12$  sabit çarpma-  
nıyla elde edilen R 20 serisi kullanılarak oluşturulan eksen-  
ler arası büyüklükleri;

$$a_i \quad i=1,2,3,\dots,n$$

Herbir eksenler arasında kullanılacak ve R 20  
serisine göre belirlenen standart çevrim oranları;

$$i_j \quad j=1,2,3,\dots,k$$

olmak üzere herbirisi  $i_k$  sayıda çevrim oranlı n sayıda eksen-  
ler arası ölçüsüne sahip dişli ailesinden, kademeli dişli ku-  
tuları eksenler arası biri diğerini  $q^3=(1,12)^3$  ilişkisiyle  
izleyen yapıda üçer dizi halinde aşağıdaki şekilde oluşturu-  
lur.

#### III.2.1.1 Beş Kademeli Dişli Kutuları

1.Dizi

$a_1$	$a_4$	$a_7$	$a_{10}$	$a_{13}$
$a_4$	$a_7$	$a_{10}$	$a_{13}$	$a_{16}$
..	..	..	..	..
..	..	..	..	..



..	..	..	..	..
$a_{n-15}$	$a_{n-12}$	$a_{n-9}$	$a_{n-6}$	$a_{n-3}$
$a_{n-12}$	$a_{n-9}$	$a_{n-6}$	$a_{n-3}$	$a_n$

2.Dizi

$a_2$	$a_5$	$a_8$	$a_{11}$	$a_{14}$
$a_5$	$a_8$	$a_{11}$	$a_{14}$	$a_{17}$
..	..	..	..	..
..	..	..	..	..
$a_{n-16}$	$a_{n-13}$	$a_{n-10}$	$a_{n-7}$	$a_{n-4}$
$a_{n-13}$	$a_{n-10}$	$a_{n-7}$	$a_{n-4}$	$a_{n-1}$

3.Dizi

$a_3$	$a_6$	$a_9$	$a_{12}$	$a_{15}$
$a_6$	$a_9$	$a_{12}$	$a_{15}$	$a_{18}$
..	..	..	..	..
..	..	..	..	..
$a_{n-17}$	$a_{n-14}$	$a_{n-11}$	$a_{n-8}$	$a_{n-5}$
$a_{n-14}$	$a_{n-11}$	$a_{n-8}$	$a_{n-5}$	$a_{n-2}$

III.2.1.2 Dört Kademeli Dişli Kutuları

1.Dizi

$a_1$	$a_4$	$a_7$	$a_{10}$
$a_4$	$a_7$	$a_{10}$	$a_{13}$
..	..	..	..
..	..	..	..

$a_{n-12}$     $a_{n-9}$     $a_{n-6}$     $a_{n-3}$

$a_{n-9}$     $a_{n-6}$     $a_{n-3}$     $a_n$

2.Dizi

$a_2$     $a_5$     $a_8$     $a_{11}$

$a_5$     $a_8$     $a_{11}$     $a_{14}$

..   ..   ..   ..

...   ..   ..   ..

$a_{n-13}$     $a_{n-10}$     $a_{n-7}$     $a_{n-4}$

$a_{n-10}$     $a_{n-7}$     $a_{n-4}$     $a_{n-1}$

3.Dizi

$a_3$     $a_6$     $a_9$     $a_{12}$

$a_6$     $a_9$     $a_{12}$     $a_{15}$

..   ..   ..   ..

..   ..   ..   ..

$a_{n-14}$     $a_{n-11}$     $a_{n-8}$     $a_{n-5}$

$a_{n-11}$     $a_{n-8}$     $a_{n-5}$     $a_{n-2}$

### III.2.1.3 Üç Kademeli Dişli Kutuları Tertibinin Oluşumu

Dört kademeli dişli kutularına benzer şekilde ve dört kademeli kutuların kısmi bölüntüleri şeklinde birbirini izleyen üç ayrı dizi oluşur.

1.Dizi

$a_1$     $a_4$     $a_7$

$a_4$     $a_7$     $a_{11}$

$a_7$	$a_{11}$	$a_{14}$
..	..	..
..	..	..
..	..	..
..	..	..
$a_{n-9}$	$a_{n-6}$	$a_{n-3}$
$a_{n-6}$	$a_{n-3}$	$a_n$

2.Dizi

$a_2$	$a_5$	$a_8$
$a_5$	$a_8$	$a_{11}$
$a_8$	$a_{11}$	$a_{14}$
..	..	..
..	..	..
..	..	..
..	..	..
$a_{n-10}$	$a_{n-7}$	$a_{n-4}$
$a_{n-7}$	$a_{n-4}$	$a_{n-1}$

3.Dizi

$a_3$	$a_6$	$a_9$
$a_6$	$a_9$	$a_{12}$
$a_9$	$a_{12}$	$a_{15}$
..	..	..
..	..	..
..	..	..
..	..	..
$a_{n-11}$	$a_{n-8}$	$a_{n-5}$
$a_{n-8}$	$a_{n-5}$	$a_{n-2}$

III.2.1.4 İki Kademeli Dişli Kutuları tertibinin Oluşumu

Üç kademeli dişli kutularının kısmi bölüntüleri şeklinde ve benzer şekilde tertiplendiğinde;

1.Dizi		2.Dizi		3.Dizi	
$a_1$	$a_4$	$a_2$	$a_5$	$a_3$	$a_6$
$a_4$	$a_7$	$a_5$	$a_8$	$a_6$	$a_9$
$a_7$	$a_{10}$	$a_8$	$a_{11}$	$a_9$	$a_{12}$
..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..
$a_{n-6}$	$a_{n-3}$	$a_{n-7}$	$a_{n-4}$	$a_{n-8}$	$a_{n-5}$
$a_{n-3}$	$a_n$	$a_{n-4}$	$a_{n-1}$	$a_{n-5}$	$a_{n-2}$

III.2.1.5 Bir kademe dişli kutuları

Her bir eksenler arası bir dişli kutusunu oluşturacaktır.

$$a_1 \quad a_2 \quad a_3 \quad \dots \quad a_n$$

$a_i$  lerin sayısı ve büyüklüklerinin seçiminde standartlara uygunluğunun dışında herhangi bir kısıt olmamasına karşın özel haller ve özel çözümler hariç tutulursa standart olarak seçilebilecek  $i_k = i_{max}$  değeri belirlidir.

### III.2.2 Kullanılabilecek Dişli Çifti Sayısı ve Amaç Fonksiyonu

n tane eksenler arası ölçüsünden tertiplenecek:

- 5 kademeli dişli kutularının herbiri s adet toplam çevrim oranı,

- 4 kademeli dişli kutularının herbiri l adet toplam çevrim oranı,

- 3 kademeli dişli kutularının herbiri t adet toplam çevrim oranı,

- 2 kademeli dişli kutularının herbiri r adet toplam çevrim oranı,

içerecek ve bu dişli kutularını oluşturmak için minimum sayıda;

- Tek kademeli dişli kutularının herbiri f adet çevrim oranlı olacaktır.

n sayıda değişik ölçüde eksenler arası olduğuna göre teorik minimum sayı; herbir eksenler arası için birer adet olmak üzere n adet dişli çiftidir.

Maxsimum dişli çifti sayısı ise hiçbirini diğerinin aynı olmayan değişik dişli çifti kullanılması varsayımıyla:

5 kademeli dişli kutuları için

$$1.\text{dizi için } \left( \frac{n}{3} - 4 \right) \cdot S.5$$

$$2.\text{dizi için } \left( \frac{n}{3} - 4 \right) \cdot S.5$$

$$3.\text{dizi için } \left( \frac{n}{3} - 4 \right) \cdot S.5$$

olmak üzere,

Toplam 5 (n-12).S sayıda,

4 kademeli dişli kutuları için

$$1.\text{dizi için } \left( \frac{n}{3} - 3 \right) \cdot \ell \cdot 4$$

$$2.\text{dizi için } \left( \frac{n}{3} - 3 \right) \cdot \ell \cdot 4$$

$$3.\text{dizi için } \left( \frac{n}{3} - 3 \right) \cdot \ell \cdot 4$$

olmak üzere,

Toplam  $4(n-9) \cdot \ell$  sayıda,

3 kademeli dişli kutuları için

$$1.\text{dizi için } \left( \frac{n}{3} - 2 \right) \cdot t \cdot 3$$

$$2.\text{dizi için } \left( \frac{n}{3} - 2 \right) \cdot t \cdot 3$$

$$3.\text{dizi için } \left( \frac{n}{3} - 2 \right) \cdot t \cdot 3$$

olmak üzere,

Toplam  $3(n-6) \cdot t$  sayıda,

2 kademeli dişli kutuları için

$$1.\text{dizi için } \left( \frac{n}{3} - 1 \right) \cdot r \cdot 2$$

$$2.\text{dizi için } \left( \frac{n}{3} - 1 \right) \cdot r \cdot 2$$

$$3.\text{dizi için } \left( \frac{n}{3} - 1 \right) \cdot r \cdot 2$$

olmak üzere,

Toplam  $2(n-3) \cdot r$  sayıda,

Tek kademeli dişli kutuları için:

Toplam  $n \cdot f$  sayıda dişli çifti kullanmak gerekecektir. Bütün kademeler için elde edilen sayılar toplanarak bulunan

$$n(5S+4\ell +3t+2r+f)-(60S+36\ell +18t+6r)$$

...(III-1)

sayı maksimum dişli çifti sayısını verecektir.

Toplam çevrim oranları,herbir kademeye ait kademe çevrim oranlarının,değişik kombinasyonlarında beşli, dörtlü,üçlü ve ikili çarpımlarından oluşturulduğuna göre,tek çevrim oranı ile sağlanması olanaksızdır.Bir başka deyişle uygun çözümden dişli çifti sayısı ( n ) den büyüktür.

n : Eksenler arası ölçüsü sayısı,

s : Beş kademeli dişli kutuları çevrim oranı sayısı,

ℓ : Dört kademeli dişli kutuları çevrim oranları sayısı,

t : Üç kademeli dişli kutuları çevrim oranları sayısı,

r : İki kademeli dişli kutuları çevrim oranları sayısı,

f : Bir kademeli dişli kutuları çevrim oranları sayısı,

olmak üzere uygun çözüm sayısı (U.Ç.S.);

$$n < \text{U.Ç.S.} \leq \left[ n(5s+4\ell+3t+2r+f) - (60s+36\ell+18t+6r) \right]$$

Bu iki uç değer arasındadır.

Amaç (Enk.) U.Ç.S. bulunmasıdır.

### III.2.3 Tasarım Kısıtları

#### III.2.3.1 Toplam Çevrim Oranları Sayısı

Çok kademeli dişli kutularında elde edilecek standart toplam çevrim oranları DIN 803 R 20 serisine uygun olarak:

Beş kademeli dişli kutuları için:

$$i5k \quad k= 1,2,3.....s$$

Dört kademeli dişli kutuları için:

$$i4m \quad m= 1,2,3.....\ell$$

Üç kademeli dişli kutuları için:

$$i3p \quad p= 1,2,3.....t$$

İki kademeli dişli kutuları için:

$$i2u \quad u= 1,2,3.....r$$

$$a_i(i_j) \cdot a_{i+3}(i_j) \cdot a_{i+6}(i_j) \cdot a_{i+9}(i_j) \cdot a_{i+12}(i_j) = i5k \quad \dots(\text{III-2})$$

$$a_i(i_j) \cdot a_{i+3}(i_j) \cdot a_{i+6}(i_j) \cdot a_{i+9}(i_j) = i4m \quad \dots(\text{III-3})$$

$$a_i(i_j) \cdot a_{i+3}(i_j) \cdot a_{i+6}(i_j) = i3p \quad \dots(\text{III-4})$$

$$a_i(i_j) \cdot a_{i+3}(i_j) = i2u \quad \dots(\text{III-5})$$

eşitlikleri ile yazılan standart toplam çevrim oranlarını en küçük sayıda dişli çifti kullanarak gerçeklemelidir.

### III.2.3.2 Helis Açısı.

İkinci kısıt ise helis açısı değerinden oluşacaktır.

Dişli üretim kalitesinin iyileştirilmesi bakımından diş açma sırasında takım tezgâhının ayarlanmasından gelebilecek açı hatalarının yok edilmesi veya minimum alt seviyede kalmasını temin amacıyla DIN 3978'de belirtilen helis alın dişliler için standart açı:

$$\beta_0 \quad 0 = 1,2,3.....S$$

olmak üzere helis dişliler için tavsiye edilen  $5^\circ$ - $25^\circ$  arasındaki standart değerleri kullanılır.



Tasarım konusu yavaşlatan mekanizma olduğundan giriş kademesinden çıkışa doğru devir sayısı düşmekte buna karşılık moment değeri büyümektedir. Dişli kutusu yataklarına gelen aksenal yük değerinin büyüklüğü ile,

-Taşınan moment büyüklüğü,

-Helis açısı büyüklüğü,

arasında doğrusal bir ilişki vardır. Büyük moment ve yüksek helis açısı değerlerinde son kademeye doğru gidildikçe artan yatak kuvvetlerini karşılamak için maliyeti yüksek yatak büyüklükleri kullanma zorunluluğu ortaya çıkar. Bu tür bir olumsuzluktan kurtulmak için moment büyüklüğü arttıkça olabildiğince helis açısı küçültülür. Kademe sayısı kaç olursa olsun sonra gelen kademeye ait helis açısı kendinden önce gelen helis açısından daha küçük seçilmeli veya açı değeri aşırı büyütülmeden olanaklı olan en küçük açı seçilmelidir. Helis açısı büyüklüğü DIN 3978'de verilen değerlere uygun olmalıdır.

### III.2.3.3 Kademe Çevrim Oranları.

Bir dişli çiftinde diş sayıları oranı olarak çevrim oranının standart sayı olma zorunluluğu yanında, pinyon ve çark dişliye ait diş sayılarının tam sayı olma zorunluluğu çevrim oranının belirlenmesini güçleştirmektedir. Hesaplanan çevrim oranının standart çevrim oranına belirli bir yakınlıkta olması üçüncü kısıttır. DIN 803'e göre bu şart;

$$0,98 \cdot i_{st} \leq i_j \leq 1,03 \cdot i_{st} \quad \dots(\text{III-6})$$

dır.

### III.2.3.4 Toplam Çevrim Oranı

Toplam standart çevrim oranları için aşağıdaki kısıtlar geçerli olacaktır:

$$0,94 \cdot i_{5st} \leq i_{5s} \leq 1,07 \cdot i_{5st} \dots(\text{III-7})$$

$$0,95 \cdot i_{4st} \leq i_{4m} \leq 1,06 \cdot i_{4st} \dots(\text{III-8})$$

$$0,96 \cdot i_{3st} \leq i_{3p} \leq 1,05 \cdot i_{3st} \dots(\text{III-9})$$

$$0,97 \cdot i_{2st} \leq i_{2r} \leq 1,04 \cdot i_{2st} \dots(\text{III-10})$$

### III.2.3.5 Modül

Giriş kademesinden son kademeye doğru taşınan moment büyüklüğünün artması nedeniyle, dengeli bir güç taşıma ve kademeler arasında düzgün bir aktarım için seçilen standart modül değerinin artarak gitmesi modül kısıtını oluşturur. Çok kademeli dişli kutuları için oluşturulan üç ayrı dizi için:

$$m_1 \leq m_4 \leq m_7 \leq m_{11} \leq \dots \leq m_n \dots(\text{III-11})$$

$$m_2 \leq m_5 \leq m_8 \leq m_{12} \leq \dots \leq m_{n-1}$$

$$m_3 \leq m_6 \leq m_9 \leq m_{13} \leq \dots \leq m_{n-2}$$

bağıntıları yazılır.

### III.2.3.6 Çevrim Oranları Sıralaması

Modül kısıtında belirtilen nedenlerle kademeden kademeye geçişte çevrim oranlarının artarak değişimi çevrim oranları sıralama kısıtını oluşturur.

$$i_1 \leq i_4 \leq i_7 \leq i_{10} \leq \dots \leq i_n \dots(\text{III-12})$$

$$i_2 \leq i_5 \leq i_8 \leq i_{11} \leq \dots \leq i_{n-1}$$

$$i_3 \leq i_6 \leq i_9 \leq i_{12} \leq \dots \leq i_{n-2}$$

### III.2.3.7 Minimum Diş Sayısı

Problemin çözümüne başlangıçta, pinyon dişli için alttan kesilmenin olmayacağı minimum pinyon dişli diş sayısından daha küçük olmayan bir diş sayısı seçmek gereklidir.

Bu sayı helis dişliler için  $Z_{\min} \geq 8$  olabilirdede eksenler arası ölçüsünün değeri belirli ve sabit olduğuna göre güvenirlilik açısından;

$$Z_{\min} \geq 12 + \frac{V_g}{5} + \frac{d_{w1}}{40} , \quad \dots(\text{III-13})$$

$V_g$  : m/sn,

$d_{w1}$ : mm,

minumum diş sayısı kısıtı olarak alınacaktır.

### III.2.3.8 Dişli Genişliği.

Dişli genişliği  $b$ , modül ve eksenler arası ölçüsüne ve dişli üretiminde uygulanacak teknolojik kriterlere bağlı olarak:

Normal modülün fonksiyonu olarak:

$$15 \cdot m_n \leq b \leq 40 \cdot m_n$$

veya eksenler arası ölçüsünün fonksiyonu olarak:

$$0,25 \cdot a \leq b \leq 0,5 \cdot a$$

değerleri arasında seçilebilmektedir.

### III.2.3.9 Sivri Tepe Sınırı.

Yük taşıma kabiliyetini artırmak amacıyla yapılan profil kaydırma istenildiği kadar büyük yapılamaz. Diş ucunda sivriliği engellemek ve sivrilikten doğabilecek kırılmaları önlemek amacıyla diş başı genişliği  $S_{an}$ ;

$$S_{an} > 0,4 \cdot m_n$$

olmak zorundadır.

### III.2.3.10 Kavrama Oranı.

Çalışma esnasındaki gürültü ve ses olayı büyük ölçüde kavrama oranının büyüklüğüne bağlıdır.  $\xi$  değerinin küçük olması güç kaybına da yol açar.

Bu nedenle,

$$\epsilon_{\alpha} \gg 1,4$$

sınır değeri kısıt olarak alınacaktır.

### III.2.4 Çözüm Algoritması.

Yukarıda belirlenen kısıtlar altında aşağıdaki sıra izlenerek çözüm bulunacaktır.

1.Adım:

Verilen eksenler arası ve o eksenler arasında kullanılacak en büyük çevrim oranını kullanarak;

$$d_{w1} = \frac{2a}{1 + i_{\max}} \dots \dots \dots \text{mm.}$$

$$V_g = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_g}{6000} \dots \dots \dots \text{m/sn.}$$

$$Z_{\min} = \frac{V_g}{5} + \frac{d_{w1}}{40}$$

$$\sum Z = Z_{\min} (1 + i_{\max})$$

$$t_{g\beta} = \frac{2 \cdot \pi \cdot a}{\sum Z \cdot b}$$

$$m = \frac{\sin \beta \cdot b}{\pi} \dots \dots \dots \text{mm.}$$

Bulunan modül değerinden küçük olan ilk standart modül değeri normal modül değeri olarak kabul edilir.

2.Adım:

Dişlilerin güç taşıma kabiliyetlerinin artırılması yöntemlerinden birinin de profil kaydırma yapmak olduğu Bölüm (II.2.6)da belirtilmiştir. Toplam profil kaydırma

değeri için uygun çözüm;

$$S_{an} > 0,4 \cdot m_n$$

$$\xi_{\alpha} \geq 1,4$$

$$\frac{Z_2}{Z_1} = i_j$$

$$0,98 \cdot i_{st} \leq i_j \leq 1,03 \cdot i_{st}$$

kısıtları altında; standart helis açısı kullanılarak,

$$2a = \frac{m_n}{\cos \beta} Z_1 (1+i_j) + 2 \cdot m_n \cdot X_{top}$$

bağıntısından,

$$X_{top} = \frac{a}{m_n} - \frac{Z_n (1+i_j)}{2 \cdot \cos \beta} \quad \dots \text{(III-14)}$$

$X_{top}$  değeri bulunur.

3. Adım:

Beş, dört, üç ve iki kademeli olarak teşkil edilen kombinasyonların yapısı irdelendiğinde beş kademe için oluşturulan kombinasyonda diziler matris formunda aşağıdaki şekilde oluşur;

1. Dizi:

$a_1$	$a_4$	$a_7$	$a_{10}$	$a_{13}$
$a_4$	$a_7$	$a_{10}$	$a_{13}$	$a_{16}$
$a_7$	$a_{10}$	$a_{13}$	$a_{16}$	$a_{19}$
$a_{10}$	$a_{13}$	$a_{16}$	$a_{19}$	$a_{22}$
...	...	...	...	...
...	...	...	...	...
...	...	...	...	...
$a_{n-13}$	$a_{n-10}$	$a_{n-7}$	$a_{n-4}$	$a_{n-1}$

2.Dizi:

$a_2$	$a_5$	$a_8$	$a_{11}$	$a_{14}$
$a_5$	$a_8$	$a_{11}$	$a_{14}$	$a_{17}$
$a_8$	$a_{11}$	$a_{14}$	$a_{17}$	$a_{20}$
$a_{11}$	$a_{14}$	$a_{17}$	$a_{20}$	$a_{23}$
...	...	...	...	...
...	...	...	...	...
...	...	...	...	...
$a_{n-14}$	$a_{n-11}$	$a_{n-8}$	$a_{n-5}$	$a_{n-2}$

3.Dizi:

$a_3$	$a_6$	$a_9$	$a_{12}$	$a_{15}$
$a_6$	$a_9$	$a_{12}$	$a_{15}$	$a_{18}$
$a_9$	$a_{12}$	$a_{15}$	$a_{18}$	$a_{21}$
$a_{12}$	$a_{15}$	$a_{18}$	$a_{21}$	$a_{24}$
...	...	...	...	...
...	...	...	...	...
...	...	...	...	...
$a_{n-15}$	$a_{n-12}$	$a_{n-9}$	$a_{n-6}$	$a_{n-3}$

$i_k$  satırını oluşturan bir dişli kutusunun  $J_5$  inci elemanının,

$i_{k+1}$  satırını oluşturan dişli kutusunun  $J_4$  üncü elemanı,

$i_{k+2}$  " " " "  $J_3$  " " ,

$i_{k+3}$  " " " "  $J_2$  " " ,

$i_{k+4}$  " " " "  $J_1$  " " ,

olduğu görülmektedir. Bu yapı matrisin ilk satırından son satırına kadar aynı yapıda devam etmektedir.

4.Adım:

(III.2) formülündeki kısıtın eşitlik hali dikkate alınarak beş kademeli dişli kutusu çevrimlerden herhangi birini sağlayan,

$$a_1(i_j) \cdot a_4(i_j) \cdot a_7(i_j) \cdot a_{10}(i_j) \cdot a_{13}(i_j) = i_{5k} \dots(\text{III-15})$$

eşitliği;

$$m_1 \leq m_4 \leq m_7 \leq m_{10} \leq m_{13}$$

$$0,94 \cdot i_{5st} \leq i_{5k} \leq 1,07 \cdot i_{5st}$$

kısıtları altında beş eksenler arasında kullanılan çevrim oranlarından,

$$i_{j1} = i_{j4} = i_{j7} = i_{j10} = i_{j13} = i_{stj}$$

$$0,98 \cdot i_{stj} \leq i_{j1}, i_{j4}, i_{j7}, i_{j10}, i_{j13}$$

$$\leq 1,03 \cdot i_{stj} \dots(\text{III-16})$$

kısıtlarını sağlayan ve standart değerleri eşit olan tek tip bir çevrim oranı belirlenir. Bu çözüm anahtar çözümdür.

5.Adım:

Belirlenen  $i_{j1,4,7,10,13}$  kademe çevrim oranları ve  $i_{5st}$  toplam çevrim oranı kullanılarak ve matris oluşumu dikkate alınarak diğer kademe çevrim oranları ve toplam çevrim oranları bulunan çözümden türetilir.

-Türetme işlemi yapılırken, toplam çevrim oranı, helis açısı ve normal modül kısıtları geçerliliğini koruyacaktır;

-Anahtar çözümün;

$$i_{5k} \quad k= 1,2,3,\dots,S$$

toplam çevrim oranı dizisinin hangi elemanı için çözüm olduğu belirlenir,

-Belirlenen elemandan sonra gelen ilk eleman daha büyük olduğundan anahtar çözümdeki beşinci eleman olan çevrim oranının yerine kendisinden sonra gelen ilk büyük çevrim oranı seçilerek,

$$0,98 \cdot i_{st}(j+1) \leq a_{13} i(j+1) \leq 1,03 \cdot i_{st}(j+1)$$

kısıtı altında;

$$a_1(i_j) \cdot a_4(i_j) \cdot a_7(i_j) \cdot a_{10}(i_j) \cdot a_{13}(i_{j+1}) = i_{5k+1}$$

...(III-17)

belirlenir.

Uygulanan bu çevrim oranı ile  $a_{13}$  eksenler arası için yeni bir kademe çevrim oranı eklenmiştir.

-Anahtar çözümden sonra gelen ikinci toplam çevrim oranı için:

$$0,98 \cdot i_{st}(j+1) \leq a_{10}(i_{j+1}), a_{13}(i_{j+1}) \leq 1,03 \cdot i_{st}(j+1)$$

kısıtı altında,

$$a_1(i_j) \cdot a_4(i_j) \cdot a_7(i_j) \cdot a_{10}(i_{j+1}) \cdot a_{13}(i_{j+1}) = i_{5k+2}$$

...(III-18)

belirlenir.

$a_{10}$  eksenler arası için yeni bir çevrim oranı eklenmiştir.

-Anahtar çözümünden sonra gelen üçüncü toplam çevrim oranı için:

$$0,98 \cdot i_{st}(j+1) \leq a_7 i(j+1), a_{10} i(j+1), a_{13} i(j+1) \leq 1,03 \cdot i_{st}(j+1)$$

kısıtı altında;



$$a_1(i_j) \cdot a_4(i_j) \cdot a_7(i_{j+1}) \cdot a_{10}(i_{j+1}) \cdot a_{13}(i_{j+1}) = i_{5k+3}$$

...(III-19)

belirlenir.

$a_7$  eksenler arası için yeni bir çevrim oranı eklenmiştir.

-Anahtar çözümünden sonra gelen dördüncü toplam çevrim oranı için:

$$0,98 \cdot i_{st}(j+1) \leq a_4 i(j+1), a_7 i(j+1), a_{10} i(j+1), a_{13} i(j+1) \\ \leq 1,03 \cdot i_{st}(j+1) \quad \dots(\text{III-20})$$

kısıtı altında;

$$a_4(i_j) \cdot a_7(i_{j+1}) \cdot a_{10}(i_{j+1}) \cdot a_{13}(i_{j+1}) = i_{5k+4}$$

belirlenir.

$a_4$  eksenler arası için yeni bir çevrim oranı eklenmiştir.

-Anahtar çözümden sonra gelen beşinci toplam çevrim oranı için:

$$0,98 \cdot i_{st}(j+1) \leq a_1 i(j+1), a_4 i(j+1), a_7 i(j+1), a_{10} i(j+1), a_{13} i(j+1) \\ \leq 1,03 \cdot i_{st}(j+1) \quad \dots(\text{III-21})$$

kısıtı altında;

$$a_1(i_{j+1}) \cdot a_4(i_{j+1}) \cdot a_7(i_{j+1}) \cdot a_{10}(i_{j+1}) \cdot a_{13}(i_{j+1}) = i_{5k+5}$$

belirlenir.

$a_1$  eksenler arası için yeni bir çevrim oranı eklenmiştir.

-Bu işlem benzer tarzda toplam çevrim oranı dizisinin son elemanı olan  $i_{5s}$  elde edilinceye kadar devam ettirilir.

6. Adım:

Anahtar çözüm kullanılarak; anahtar çözüm - den önce gelen toplam çevrim oranları için, 2. adımdaki kısıtlar benzer şekilde yazılarak yine ikinci adımdaki çözüm yöntemine benzer, fakat

$$i_{5k-1} < i_{5k}$$

olduğu dikkate alınarak anahtar çözümün ilk elemanı olan ilk kademe çevrim oranı değiştirilerek anahtar çözümden önceki ilk toplam çevrim oranı için:

$$a_1(i_{j-1}).a_4(i_j).a_7(i_j).a_{10}(i_j).a_{13}(i_j) = i_{5k-1} \quad \dots(\text{III-22})$$

-Önce gelen ikinci çevrim oranı için;

$$a_1(i_{j-1}).a_4(i_{j-1}).a_7(i_j).a_{10}(i_j).a_{13}(i_j) = i_{5k-2} \quad \dots(\text{III-23})$$

-Önce gelen üçüncü çevrim oranı için;

$$a_1(i_{j-1}).a_4(i_{j-1}).a_7(i_{j-1}).a_{10}(i_j).a_{13}(i_j) = i_{5k-3} \dots(\text{III-24})$$

belirlenir.

-Önce gelen dördüncü çevrim oranı için;

$$a_1(i_{j-1}).a_4(i_{j-1}).a_7(i_{j-1}).a_{10}(i_{j-1}).a_{13}(i_j) = i_{5k-4} \quad \dots(\text{III-25})$$

-Önce gelen beşinci çevrim oranı için;

$$a_1(i_{j-1}).a_4(i_{j-1}).a_7(i_{j-1}).a_{10}(i_{j-1}).a_{13}(i_{j-1}) = i_{5k-5} \quad \dots(\text{III-26})$$

belirlenir.

-Bu işlem toplam çevrim oranı dizisinin ilk elemanı olan  $i_{51}$  elde edilinceye kadar devam ettirilir.

7.Adım:

Eksenler arası dizisini oluşturan matrisin ilk satırını teşkil eden dişli kutusunun tüm toplam çevrim oranlarının belirlenmesinde izlenen yol, ikinci satırı oluşturan dişli kutusunun ilk dört elemanı, birinci dişli kutusunun son dört elemanı olduğundan bu dört kademeye ait belirlenmiş kademe çevrim oranları aynen kullanılarak yeni eklenen eksenler arası için ilk çözümden bulunan standart çevrim oranları,

$$m_4 \leq m_7 \leq m_{10} \leq m_{13} \leq m_{16}$$

$$0,98 \cdot i_{stj} \leq i_{j4} , i_{j7} , i_{j10} , i_{j13} , i_{j16} \leq 1,03 \cdot i_{stj}$$

$$i_{j4} = i_{j7} = i_{j10} = i_{j13} = i_{j16} = i_{stj}$$

$$0,94 \cdot i_{5st} \leq i_{5k} \leq 1,07 \cdot i_{5st}$$

kısıtları altında,

$$a_{4j} \cdot a_{7j} \cdot a_{10j} \cdot a_{13j} \cdot a_{16j} = i_{5k} \quad \dots(\text{III-26})$$

gerçekleştirilir.

-Bulunan anahtar çözümden hareketle 2. ve 3.adımlarda belirlenen yol izlenerek 1.dizinin tüm satırlarını oluşturan dişli kutuları için işlem yapılır.

8.Adım:

1.dizi için uygulanan algoritmanın tüm adımlardaki çözüm yöntemiyle 2. ve 3.diziyi oluşturan dişli kutularının,

$$i_{5k} \quad k= 1,2,3 \dots\dots s$$

toplam çevrim oranları için çözüme ulaşılır.

9.Adım:

5 ve 4 kademeli dizileri oluşturan dişli kutuları karşılaştırıldığında, beş kademeli bir dişli kutusunun,

-Giriş kademesi çıkarılarak,

-Çıkış kademesi çıkarılarak,

iki ayrı dört kademeli dişli kutusunun olduğu görülmektedir.

$$a_1 , a_4 , a_7 , a_{10} , a_{13}$$

beş kademeli dişli kutusundan,

$$a_1 , a_4 , a_7 , a_{10} \text{ dört kademeli,}$$

$$a_4 , a_7 , a_{10}, a_{13} \text{ dört kademeli,}$$

dişli kutusu oluşur.

Bu özellikten yararlanarak beş kademe için elde edilmiş tüm çevrim oranları:

-Giriş kademesi çevrim oranına bölünerek,

-Çıkış kademesi çevrim oranına bölünerek,

dört kademeye ait  $i_{4m}$  değerleri elde edilir.

$$i_{4m} = \frac{i_{5k}}{i_j(\text{giriş ve çıkış kademesi})}$$

bulunan sonuçlardan,

$$0,95 \cdot i_{4st} \leq i_{4m} \leq 1,06 \cdot i_{4st}$$

kısıtını sağlayan değerler uygun çözümdür. Uygun çözüm alanı dışında kalan değerler için yeni çevrim oranları eklentisi yapılarak  $i_{4m}$  nın tüm çözümleri tamamlanır.

10.Adım:

4 ve 3 kademeli dizileri oluşturan dişli kutuları karşılaştırıldığında; dört kademeli bir dişli kutusunun:

-Giriş kademesi çıkarılarak,

-Son kademesi çıkarılarak,

iki ayrı 3 kademeli dişli kutusu tertibinin ortaya çıktığı görülmür. Bu özellikten faydalanarak 4 kademe için elde edilmiş tüm çevrim oranları değeri:

-Giriş kademesi çevrim oranına bölünerek,

-Çıkış kademesi çevrim oranına bölünerek,

3 kademeye ait  $i_{3p}$  değerleri elde edilir.

$$i_{3p} = \frac{i_{4m}}{i_j \text{ (giriş ve çıkış kademesi)}}$$

elde edilen sonuçlardan:

$$0,96 \cdot i_{3st} \leq i_{3p} \leq 1,05 \cdot i_{3st}$$

kısıtını sağlayan değerler uygun çözümdür. Uygun çözüm alanı dışında kalan değerler için ilgili kademe çevrim oranları problemin başlangıcına dönülerek yeniden tespit edilir.

$$\frac{i_{4m}}{i_j} \text{ bölümü sonucu bulunamayan } i_{3p} \text{ ler için}$$

uygun çözüm alanına yeni çevrim oranı eklentisi yapılır.

11. Adım:

2 kademeli dizilerin oluşumunda da 4-3 kademe ilişkisi mevcut olup 6. adımda yapılan işlemler 3 kademeden 2 kademe türeterek bulunur.

$$i_{2r} = \frac{i_{3p}}{i_j \text{ (giriş ve çıkış kademesi)}}$$

Elde edilen sonuçlardan;

$$0,97 \cdot i_{2st} \leq i_{2r} \leq 1,04 \cdot i_{2st}$$

kısıtını sağlayan değerler uygun çözümdür.

$\frac{i_{3p}}{i_j}$  bölümü sonucu bulunamayan toplam çevrim oranları için yeni kademe çevrim oranı eklentisi yapılır.

12.Adım:

5,4,3,2 kademeli dişli kutuları tertiplerini oluşturmakta kullanılan bağımsız eksenler arasındaki çevrim oranları sayısı:

-Uygun çözümü veren en küçük dişli, çifti sayısıdır,

-Üretilecek bir kademeli dişli kutuları, çevrim oranları sayısıdır.

İzleyen adımlarda belirlenen bu en küçük sayıdaki dişli çiftleri ve bu dişli çiftlerinin oluşturduğu dişli kutularının:

-Boyutsal değerlerin belirlenmesi,

-Taşıtılabilecek en büyük güç değerinin belirlenmesi,

-Yatak kuvvetlerinin belirlenmesi,

-Yatak büyüklüklerinin belirlenmesi,

-Isıl hesaplarının yapılması ve termal kapasitenin belirlenmesi yapılacaktır.

### III.3 OPTİMAL GÜCÜN BELİRLENMESİ

Uygun tertip şekli ve kademeli dişli guruplarının oluşturulması sırasında dişli çiftlerinin boyutsal değerlerinin hesaplanmasında kullanılacak olan,

a : Eksenler arası ölçüsü,

Z<sub>1</sub>, Z<sub>2</sub> : Diş sayıları,

m<sub>n</sub>: Normal modül,

i : Kademe çevrim oranları,

- $i_{top}$  : Toplam çevrim oranları,  
 $x_{top}$  : Toplam profil kaydırma miktarları,  
 $\beta$  : Helis açısı,  
 $b$  : Dişli genişlikleri

temel büyüklükler belirlenmiş olmaktadır. Bu temel büyüklükleri kullanarak bölüm (I.2.2.1) deki bağıntılarla çizime esas boyutsal değerler hesaplanır.

Geometrik boyutları belirlenmiş dişli çifti ve dişli kutusunda güç optimizasyonu aşağıdaki yol izlenerek yapılacaktır.

### III.3.1 Amaç Fonksiyonunun Belirlenmesi

Taşıtılacak güç açısından dişli çifti için aynı anda gerçekleşecek üç ayrı amaç fonksiyonu yazılacaktır. Bunlar:

- Diş dibi kırılması için amaç fonksiyonu,
- Yüzey basıncı için amaç fonksiyonu,
- Çökme için amaç fonksiyonu

dır.

#### III.3.1.1 Diş dibi Kırılması İçin Amaç Fonksiyonu:

Diş dibi kırılması için birim yüzeydeki etkili çevresel yük (I-27) nolu bağıntıdan:

$$W_{Ft} = \frac{F_t}{b} \cdot K_l \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}$$

Diş dibi kırılması gerilme büyüklüğü (I-32) nolu bağıntıdan:

$$\sigma_F = \frac{W_{Ft}}{m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$$

Bu iki bağıntının birleştirilmesinden:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_1 \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \dots \text{(III-27)}$$

Diş dibi kırılması gerilme bağıntısı elde edilir. Bu bağıntı (I-31) bağıntısı ile verilen:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} \cdot Y_S \cdot K_{Fx}$$

diş dibi kırılması emniyet gerilmesi ile karşılaştırılarak, diş dibi kırılması için amaç fonksiyonu;

$$(\min) S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot b \cdot m_n}{F_t} \cdot K_1 \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_S \cdot K_{Fx} \dots \text{(III-28)}$$

olarak belirlenir.

### III.3.1.2 Yüzey Basıncı İçin Amaç Fonksiyonu.

Diş yanağı yüzey aşınması için birim yüzeydeki etkili çevresel yük (I-37) nolu bağıntıdan,

$$W_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_1 \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}$$

Hertz yüzey basıncı gerilme büyüklüğü (I-45) nolu bağıntıdan;

$$\sigma_H = \left( \frac{W_{Ht}}{d} \cdot \frac{U+1}{U} \right)^{1/2} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon$$

Bu iki bağıntının birleştirilmesinden:

$$\sigma_H = \left( \frac{F_t}{b \cdot d} \cdot \frac{U+1}{U} \cdot K_1 \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \right)^{1/2} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \dots \text{(III-29)}$$

Diş yanağı yüzey aşınması gerilme bağıntısı elde edilir.



Bu bağıntı (I-52) nolu bağıntı ile verilen;

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} \cdot K_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HX}$$

Diş yanağı yüzey aşınması emniyet gerilmesi bağıntısı ile karşılaştırılarak yüzey basıncı için amaç fonksiyonu:

$$(min) S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\left( \frac{F_t}{b \cdot d} \cdot \frac{U+1}{U} \cdot K_1 \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \right)^{1/2}} \cdot \frac{K_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HX}}{Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon} \dots (III-30)$$

olarak belirlenir.

### III.3.1.3 Çökme İçin Amaç Fonksiyonu

Dişli sistemi bir bütün olarak ele alındığında eş çalışan bir dişli çiftinin bir P gücünü taşıması için (I-58) bağıntısıyla verilen,

$$f \leq 0,005 \cdot m_n$$

kısıtını sağlaması gerekir. f çökme değeri için tasarlanan mekanizmanın tertip şekli ve yükleme cinsine bağlı olarak:

- Yataklama mesafesinin,
- Diş çapı veya dişli göbek çapının,
- Malzeme elastisite modülünün,
- Taşıtılan güce bağlı diş yükünün

fonksiyonu olarak;

$$f = f(L, d, E, F_N) \dots (III-31)$$

bağıntısı yazılır. Bulunan bağıntı emniyetli çökme değeri ile karşılaştırılarak (1) ve (2) nolu dişli için amaç fonksiyonu:

$$(\min) d = f(L, E, F_N, m_n)$$

...(III-32)

yazılır.

(III-28), (III-30), (I-32) Amaç fonksiyonlarının çözümü aşağıdaki kısıtlar altında yapılır.

### III.3.2 Tasarım Kısıtları

#### III.3.2.1 Ömür ve Yorulma

Dişli çiftinin sınırsız ömüre sahip olması için; DIN 3990 Blatt 9 S.4'de sınırsız ömüre karşılık gelen yük tekrarı gerilme büyüklüğü ve Niemann (69) tarafından tavsiye edilen sınırsız ömür emniyet katsayıları kullanılacaktır.

#### III.3.2.2 Diş Dibi Kırılması

Diş dibi kırılması gerilme büyüklüğü, limit diş dibi kırılması gerilmesinden küçük olmalıdır.

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

...(III-33)

#### III.3.2.3 Diş Yanağı Yüzey Aşınması

Diş yanağı yüzey aşınma gerilme büyüklüğü, limit diş yanağı yüzey aşınma gerilmesinden küçük olmalıdır.

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

...(III-34)

#### III.3.2.4 Çökme

Hesaplanan çökme değeri emniyetli çökme değerinden küçük olmalıdır.

$$f \leq f_{em}$$

...(III-35)

---

(69) NIEMANN G. a.g.k. S.453

### III.3.2.5 Yataklama Mesafesi

Dişlilerin toplam yataklama mesafesi belli bir limit değerden daha küçük olamaz.

$$L \geq (\min) L$$

### III.3.2.6 Malzeme

Yük taşıma kabiliyetini artırmak amacıyla ticari piyasada bulunamayan özel malzemeler kullanılamaz. Çözümlenmeler üretimi ve tedariki olanaklı olabilen malzemeler için yapılır.

Yukarıdaki kısıtlar altında çözüm algoritması aşağıdaki şekilde olacaktır.

### III.3.3 Çözüm Algoritması

Belirlenen amaç fonksiyonlarının çözümünde, parametrelerinin çokluğu ve bazılarının rakip durumda oluşu yani biri artarken diğerinin azalması nedeniyle her biri için yazılabilecek fonksiyonların minimum/maxsimum'larının değişik tasarım değişkenlerine karşılık gelmesi, çözüm yönteminin sayımlama tekniği olmasını zorunlu kılmıştır.

Uygulanan sayımlama tekniği C. Arroll ve Johnson' nun (70) minimum diş sayısının bulunmasında izledikleri algoritmaya benzer şekilde uygun bir adım uzunluğu (71) seçilerek optimal P gücünü çözüm olarak sağlayan bir yöntem izlenecektir.

---

(70) C.ARROL R.K., JOHNSON G.E. "Optimal Design of Compact Spur Gear Sets".

(71) PHILIP E.G., WALTER M., MARGARET H.W., "Practical Optimization" London 1981 P.P.293-295

Algoritmanın adımları aşağıdaki şekildedir:

1. Adım:

-Giriş devir sayısı n olmak üzere taksimat dairesi çevresel hızı hesaplanır.

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{6000}$$

-(I-23) nolu bağıntı ile verilen;

$$q_L = 0,40 \left( 1 + \frac{f_{pe-2}}{F_{tlb}} \right)$$

Yardımcı faktörün değeri; alın yükü dağılım faktörünün alabileceği  $K_F = 1$  değerine karşılık gelen  $q_L = \frac{1}{\epsilon \alpha}$  değerine eşitlenerek taşınacak P gücü için

$$P = \frac{0,40 \cdot b \cdot v \cdot (f_{pe-2})}{102 (1-0,40)}$$

veya

$$P = \frac{v \cdot b \cdot (f_{pe-2})}{255 - 102} \quad \dots \text{(III-36)}$$

bağıntısı yazılır.

2. Adım:

Nominal döndürme momenti;

$$T = 974 P/n$$

bağıntısından hesaplanır.

3. Adım:

Nominal çevre kuvveti;

$$F_T = 2000 T/d$$

bağıntısından hesaplanır.

4.Adım:

Bulunan  $F_T$  kuvveti ve hesaplanan boyutsal büyüklükler yardımıyla amaç fonksiyonlarının parametreleri bilgi bankasından seçilir.

5.Adım:

Belirlenen tüm değerler (III-28) nolu amaç fonksiyonunda yerine konarak  $S_F$  bulunur.

6.Adım:

$S_F$  nin en küçük olup olmadığı kontrol edilir, değilse  $\Delta P$  adım uzunluğu olmak üzere  $P = (P + \Delta P)$  için hesap tekrarlanır. En küçük  $S_F$  elde edilinceye kadar bu işlem tekrarlanır. En küçük  $S_F$  değerine karşılık gelen  $P$  değeri taşıtılabilecek (III-28) amaç fonksiyonunu uygun çözüm olarak gerçekleyen en büyük  $P$  gücüdür.

7.Adım:

En küçük  $S_F$  değerine karşılık gelen en büyük  $P$  gücü (III-30) nolu amaç fonksiyonunda yerine konur. Bulunan  $S_H$  değeri en küçük  $S_H$  değerinden büyükse uygun çözüme ulaşılmıştır. Değilse  $P$  gücü adım uzunluğu kadar azaltılarak  $P = (P - \Delta P)$  için işlem tekrarlanır.  $S_H \gg$  (En küçük)  $S_H$  ı sağlayan  $P$  değeri (III-28), (III-30) amaç fonksiyonlarını aynı anda gerçekleyen uygun çözümdür.

8.Adım:

Yataklama şekli, dişli genişlikleri , dişli boyutları ve uygun çözüm olarak bulunan  $P$  gücü için diş kuvvetleri ve yatak kuvvetleri hesaplanır.

9.Adım:

Bulunan değerler yardımıyla her bir dişli için hesaplanan çökme değerlerinin (III-32) nolu amaç fonksiyonu için

uygun çözüm olup olmadığı kontrol edilir.

Uygun çözümse üç amaç fonksiyonunu aynı anda gerçekleyen optimum P gücü belirlenmiştir. Uygun çözüm değilse P gücü adım uzunluğu kadar azaltılarak  $P = (P - \Delta P)$  için 8. adıma dönülür ve yeniden kontrol yapılır. Bu işlem uygun çözümü veren P gücünün belirlenmesine kadar tekrarlanır. Uygun çözümü veren P gücü dişli çifti için taşınabilecek en büyük güç değer olan optimal P gücüdür.

10. Adım:

Dişli kutusu çok kademeli ise izleyen kademe devir sayısı  $n_2 = n_1 / i_1$   $P = (\text{Optimal}) P$  olmak üzere 2. adım ve sonrası işlemler tekrarlanır.

Ancak bulunan P gücünün,

$$S_F \geq (\text{en küçük}) S_F$$

$$S_H \geq (\text{en küçük}) S_H$$

$$f \leq (\text{en küçük}) f$$

kısıtlarını sağlayıp sağlamadığı kontrol edilir. Çünkü sistemin işleyiş ve yapısı gereği,

$$P_2 \leq P_1 \quad \dots(\text{III-37})$$

Yeni bir kısıt olarak gelmektedir. Belirtilen kısıtlar sağlanmıyorsa  $P = (P - \Delta P)$  için işlem tekrarlanır.

11. Adım:

İkinci kademe için uygulanan hesaplama sırası ve çözüm yöntemi 3, 4 ve 5 nci kademeler içinde uygulanır. Kademe sayısı kaç olursa olsun, en son kademenin taşıyabileceği en büyük P gücü (III-37) kısıtı altında dişli kutusunun taşıyabileceği ve uygun çözüm olan optimal P gücüdür.

### III.4 YATAK BÜYÜKLÜKLERİ VE SOĞUTMA HESABI

Dişli kutusunun taşıyabileceği en büyük P gücüne bağlı olarak dişli kutusuna ait aşağıdaki büyüklükler belirlenir.

1-Bulunan en büyük P gücüne karşılık gelen diş kuvvetleri ve yatak yükleri,

2-Yatak yüklerine göre yatak büyüklükleri,

3-Dişli kutusu termal gücü,

4-Termal güç nominal güç karşılaştırması

yapılır.

Termal güç nominal güçten küçükse,yani dişli kutusu normal şartlarda kendi kendini soğutamıyor ise gerekli soğutucu boyutları hesaplanır.

Böylece dişli kutusu ile ilgili tüm değerler belirlenmiş,(dişli kutusunda kullanılan millerin çizime esas boyutsal değerlerinin tespiti ayrı bir konu teşkil ettiğinden hesaplama dışı bırakılmıştır) çok sayıda dişli sistemi,en küçük sayıda dişli çifti kullanılarak uygun çözüme ulaşılmış olmaktadır.İzleyen bölümde geliştirilen yeni yöntem ve çözüm algoritmasına uygun yapılan bilgisayar programından elde edilen sonuçlar ve sonuçların değerlendirilmesi yapılacaktır.

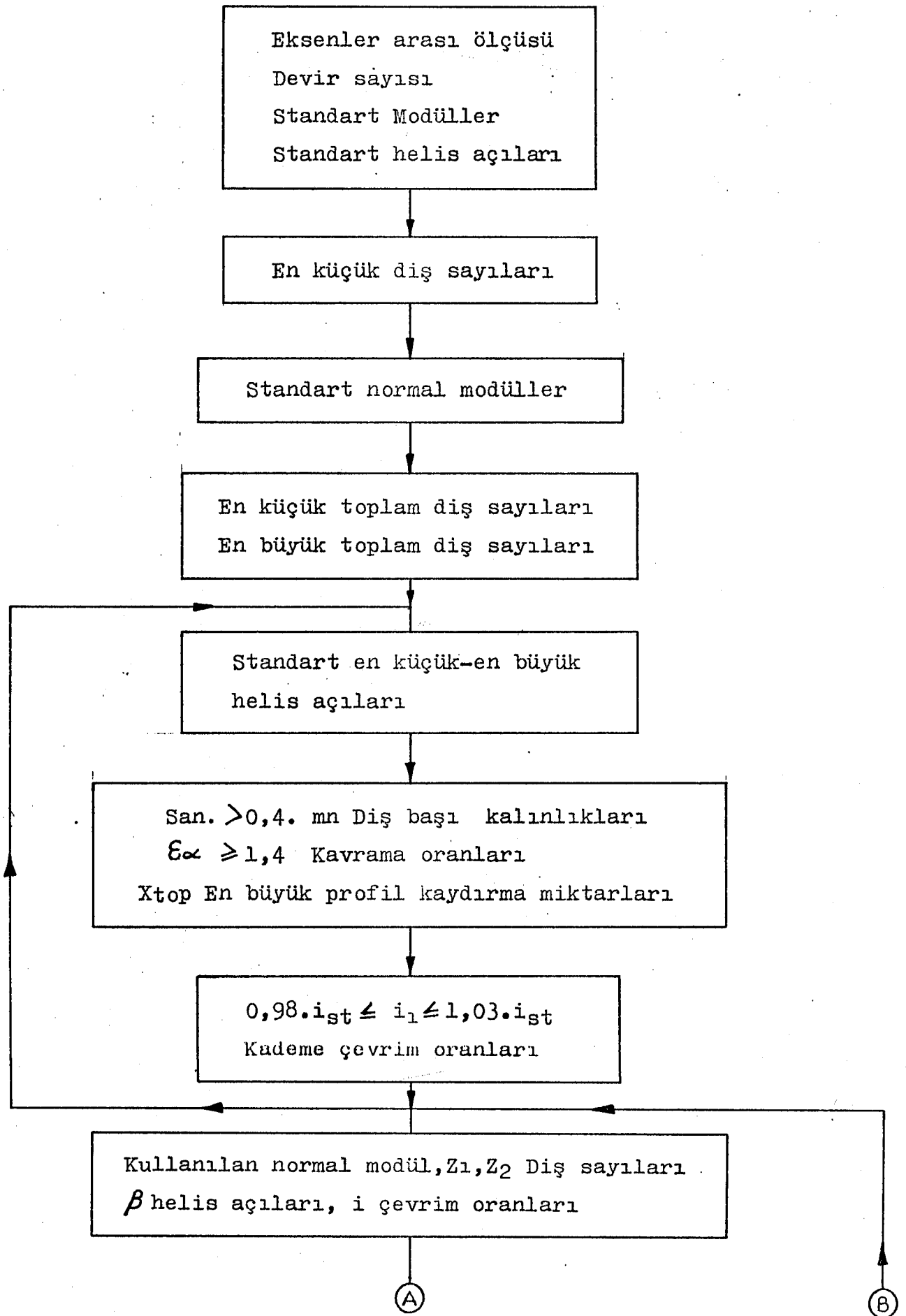
### III.5 GELİŞTİRİLEN MODELİN UYGULANMASI

Geliştirilen model ve çözüm yönteminin uygulaması BASIC dilinde hazırlanan bir bilgisayar programıyla Türkiye Şeker Fabrikaları Anonim Şirketi Eskişehir Makina Fabrikasının üretim konusunu oluşturacak dişli kutuları için oluşturulacaktır. Dişli kutuları üretimi Eskişehir Makina Fabrikasının ana üretim konusunu oluşturmakta olup, halen yürürlükte olan alın dişlili dişli kutuları projeleri geçmişte uzun yıllar içinde gerçekleştirilmiştir. Söz konusu projelerde:

- Bütünü oluşturan parçalarda uyumsuzluk,
  - Standartlara tam olarak uygun olmama,
  - Dişli kutusu büyüklüklerine göre güç değerinin çok küçük kalması,
  - Gereksiz sayıda parça kullanımı,
  - Teknolojik eksiklikler,
  - Piyasa ihtiyaçlarına cevap verememe,
  - Ürün kalitesinde düşüklük,
  - Tasarım kalitesi noksanlığı nedeniyle, üretimde aksamalar,
  - Gereksiz üretim maliyeti artışları,
  - Yedekleme ve stoklamada problemler ve gereksiz stok maliyetleri (malzeme, yarı mâmül, mâmül) oluşumu,
  - İyi bir finans yöntemini olanaksız kılma,
- gibi eksiklikler gözlenmiştir.

Yukarıda sıralanan eksikliklerin giderilmesi ve sonuçların Eskişehir Makina Fabrikasında uygulanacağı dikkate alınarak geliştirilen programın verileri eksenler arası ölçüsü, çevrim oranları, modüller ve helis açıları Uluslararası standartlarından DIN standartlarına uygun olarak seçilmiştir.





Beş kademeli Dişli kutuları Eksenler arası kombinasyonları

$$a_1 a_2 a_3 a_4 a_5$$

Dört kademeli Dişli kutuları Eksenler arası kombinasyonları

$$a_1 a_2 a_3 a_4$$

Üç kademeli Dişli kutuları Eksenler arası kombinasyonları

$$a_1 a_2 a_3$$

İki kademeli Dişli kutuları Eksenler arası kombinasyonları

$$a_1 a_2$$

$$i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 = i_{top5}$$

$$0,94 \cdot i_{st5} \leq i_{top5} \leq 1,07 i_{st5}$$

Beş Kademeli Dişli Kutuları Toplam Çevrim Oranları

$$i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 = i_{top4}$$

$$0,95 \cdot i_{st4} \leq i_{top4} \leq 1,06 i_{st4}$$

Dört Kademeli Dişli Kutuları Toplam Çevrim Oranları

$$i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = i_{top3}$$

$$0,96 \cdot i_{st3} \leq i_{top3} \leq 1,05 i_{st3}$$

Üç Kademeli Dişli Kutuları Toplam Çevrim Oranları

$$i_1 \cdot i_2 = i_{top2}$$

$$0,97 \cdot i_{st2} \leq i_{top2} \leq 1,04 i_{st2}$$

İki Kademeli Dişli Kutuları Toplam Çevrim Oranları

Çok kademeli dişli kutuları için uygun  
çözüm olan kademe Çevrim oranları

Z<sub>1</sub>, Z<sub>2</sub> Diş sayıları, m<sub>n</sub> Normal modül,  $\beta$  Standart helis açılıarı

Dişli çiftleri boyutsal büyüklükleri  
 $a, Z, i, m_n, \beta, d, d_a, d_b, d_f, x, k, \xi, \alpha, \alpha_n$

Dişli çiftleri ölçme ve kontrol değerleri  
 $h_a, s_a, n, k_0, \lambda, W_k, s_n, s_{n_y}, b_m, d_m, d_k, m_{d_k}, m_{d_r}$

P taşıma gücü, T döndürme momenti

Diş dibi kırılması ile ilgili büyüklükler  
 $F_{yn}, F_{dyn}, Y_F, Y_\xi, Y_\beta, K_v, K_{vm}, V_{is}, q_L, \text{kalite}, K_{H\alpha}, K_{F\beta}, K_L, W_{Ft}, \sigma_F, \sigma_{Flim}, S_F$

FP Diş dibi kırılma emniyet gerilmesi

$S_{Fmin}$  Diş dibi kırılması Emniyeti kontrolü

Yatak Kuvvetleri ve Yatak büyüklükleri

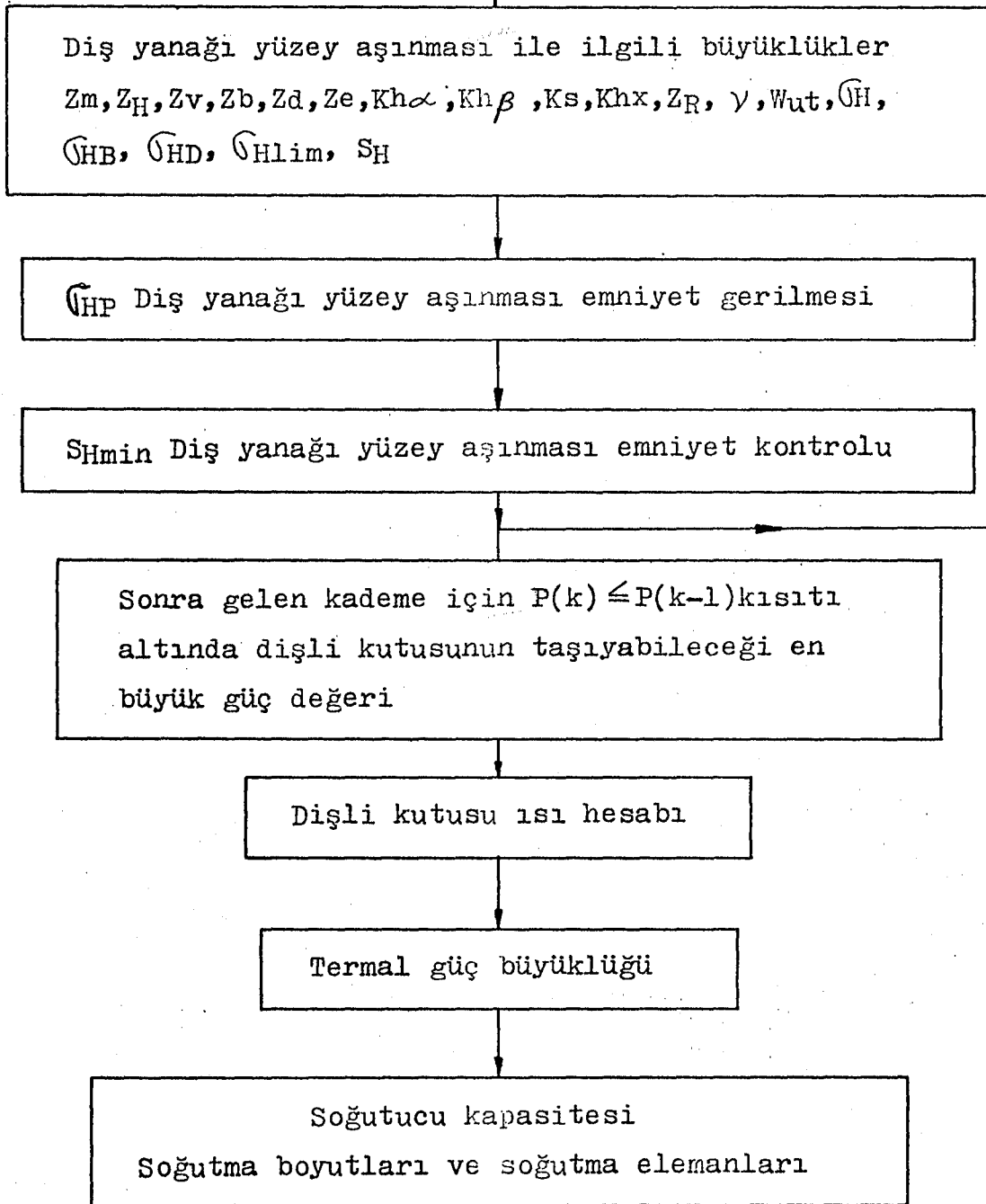
Dişli çökme değeri  $f$

$f_{em}$  Emniyetli Çökme Kontrolü

En büyük P taşıma gücü için uygun çözüm  
b dişli genişliği

(D)

(E)



Eksenler arası seçimi DIN standartları R 20 serisine uygun olarak:

$a_i = 63 \ 70 \ 80 \ 90 \ 100 \ 112 \ 125 \ 140 \ 160 \ 180 \ 200 \ 225 \ 250$   
 $320 \ 360 \ 400 \ 450 \ 500 \ 560 \ 630 \ 710 \ 800$

olmak üzere  $n = 23$  adet,

standart kademe çevrim oranları:

$i_j = 1,25 \ 1,4 \ 1,6 \ 1,8 \ 2 \ 2,24 \ 2,5 \ 2,8 \ 3,15 \ 3,55 \ 4$   
 $4,5 \ 5 \ 5,6 \ 6,3$

olmak üzere 15 adet seçilmiştir.

Seçilen n= 23 adet eksenler arası ölçüsünden oluşturulan dişli kutuları dizileri:

5 Kademeli dişli kutuları için:

1.Dizi:

63	90	125	180	250
90	125	180	250	360
125	180	250	360	500
180	250	360	500	710

2.Dizi:

70	100	140	200	280
100	140	200	280	400
140	200	280	400	560
200	280	400	560	800

3.Dizi:

80	112	160	225	320
112	160	225	370	450
160	225	320	450	630

olmak üzere 11 adet dişli kutusu,

4 Kademeli dişli kutuları için:

1.Dizi:

63	90	125	180
90	125	180	250
125	180	250	360
180	250	360	500
250	360	500	710

2.Dizi:

70	100	140	200
100	140	200	280
140	200	280	400
200	280	400	560
280	400	560	800

3.Dizi:

80	112	160	225
112	160	225	320
160	225	320	450
225	320	450	630

olmak üzere toplam 14 adet dişli kutusu,  
3 Kademeli dişli kutuları için:

1.Dizi:

63	90	125
90	125	180
125	180	250
180	250	360
250	360	500
360	500	710

2.Dizi:

70	100	140
100	140	200
140	200	280
200	280	400
280	400	560
400	560	800

3.Dizi:

80	112	160
112	160	225
160	225	320
225	320	450
320	450	630

olmak üzere toplam 17 adet dişli kutusu,

2 Kademeli dişli kutuları için:

1.Dizi:		2.Dizi:		3.Dizi:	
63	90	70	100	90	112
90	125	100	140	112	160
125	180	140	200	160	225
180	250	200	280	225	320
250	360	280	400	320	450
360	500	400	560	450	630
500	710	560	800		

olmak üzere toplam 20 adet dişli kutusu,

Tek Kademeli Dişli Kutuları için:

63, 70, 80, 90 ..... 800

olmak üzere toplam 23 adet dişli kutusu oluşturulmuştur.

Dişli kutularında uygulanan çevrim oranları DIN standartlarından R 20 serisine uygun olarak seçilmiştir. Değişik kademeli dişli kutularının toplam çevrim oranlarının dağılımı;

-Eskişehir Makina Fabrikasının Üretim programında olan dişli kutularına alternatif olma,

-Sanayinin her dalından gelebilecek tüm talepleri karşılama,

-Aynı çevrim oranlı fakat kademe sayısının olması gerekenden daha fazla istenmesi, (özellikle taşıtılan momentin değişken ve çok darbeli olması halinde tahrik makinasının daha düzenli çalışmasını temin amacıyla) dikkate alınarak, aşağıdaki çevrim oranları seçilmiştir.

5 Kademeli dişli kutuları çevrim oranları:

$i_{t5} = 500 \quad 560 \quad 630 \quad 710 \quad 800 \quad 900 \quad 1000 \quad 1120 \quad 1250 \quad 1400$   
 $1600 \quad 1800 \quad 2000 \quad 2240 \quad 2500$

olmak üzere 15 adet çevrim oranı,

4 Kademeli dişli kutuları çevrim oranları:

$i_{t4} = 100 \quad 112 \quad 125 \quad 140 \quad 160 \quad 180 \quad 200 \quad 224 \quad 250 \quad 280 \quad 315$   
 $355 \quad 400 \quad 450 \quad 500$

olmak üzere toplam 15 adet çevrim oranı,

3 Kademeli dişli kutuları çevrim oranları:

$i_{t3} = 20 \quad 22,4 \quad 25 \quad 28 \quad 31,5 \quad 35,5 \quad 40 \quad 45 \quad 50 \quad 56 \quad 63 \quad 71$   
 $80 \quad 90 \quad 100$

olmak üzere toplam 15 adet çevrim oranı,

2 Kademeli dişli kutuları çevrim oranları:

$i_{t2} = 6,3 \quad 7,1 \quad 8 \quad 9 \quad 10 \quad 11,2 \quad 12,5 \quad 14 \quad 16 \quad 18 \quad 20$

olmak üzere toplam 11 adet çevrim oranı seçilmiştir.

Belirlenen bu çevrim oranları:

- 5 ve 4 kademeli dişli kutuları için;

$i = 3,15, 3,55, 4, 4,5, 5$

herbir eksenler arası ölçüsünde toplam 5 adet kademe çevrim oranı,



-3 kademeli dişli kutuları için;

5 ve 4 kademeli dişli kutularında kullanılan çevrim oranlarına ek olarak her bir eksenler arası ölçüsünde

$$i = 2,8$$

bir adet çevrim oranı,

-2 kademeli dişli kutuları için;

3 kademede kullanılan çevrim oranlarına ek olarak her bir eksenler arası ölçüsünde,

$$i = 2,5$$

bir adet çevrim oranı,

kullanılarak toplam

$$23 \cdot 7 = 161$$

Adet dişli çifti kullanımı ile 5, 4, 3 ve 2 kademeli dişli kutuları standart çevrim oranları oluşturulmuştur.

Tek kademeli dişli kutuları için;

$$i_1 = 2,5 \quad 2,8 \quad 3,15 \quad 3,55 \quad 4 \quad 4,5 \quad 5$$

toplam 7 adet çevrim oranı  $n = 23$  adet eksenler arası için gerçekleştirilmiştir.

Çözüm olarak bulunan 161 çift dişli sayısı bölüm (III.2.2)de belirlenen amaç fonksiyonu için uygun çözüm sayısıdır.

En büyük çözüm sayısı (E.B.Ç.S.) için verilen (III.1) nolu bağıntıda belirlenen eksenler arası ve çevrim oranları için;

$$n = 23 \quad t = 15$$

$$s = 15 \quad r = 11$$

$$L = 15 \quad f = 7$$

değerlerine karşılık gelen en büyük çözüm sayısı:

$$E.B.Ç.S = n(5.s+4.L+3.t+2.r+f) - (60.s+36.L+18.t+6.r)$$

$$E.B.Ç.S = 3031$$

olarak bulunur.

En büyük çözüm sayısı olarak bulunan 3031 dişli çifti ile yapılması olası olan bir tasarım, geliştirilen algoritma ve yapılan çözümlerle;

$$U.Ç.S = 161$$

çeşit dişli ile gerçekleştirilmiştir.

Uygun çözüm olarak bulunan dişli çiftleri ve kombinasyonlarından oluşan dişli kutuları için:

- Boyutsal değerler,
- Ölçme ve kontrol değerleri,
- Uygun yağlama yağı cinsi,
- Taşıtılabilecek en büyük güç değeri,
- Yatak kuvvetleri büyüklükleri,
- Yatak büyüklükleri,
- Termal kapasite,
- Soğutucu boyutları,

program çıktısı olarak elde edilmiştir. Dişli kutusu taşıma gücünü en büyükmek amacıyla, belirlenen tasarım kısıtları altında amaç fonksiyonlarının çözümünden elde edilen sonuçlar dişli kutusu üreticisi firmalarca yapılmış benzer tasarımlarla karşılaştırıldığında;

-Uygun çözümler elde edilmiştir.

-Büyük çap serilerinde iç piyasada bulunabilen malzemeler kullanıldığı için kısmi sapmalar meydana gelmiştir.

-Endüstrinin her dalından gelebilecek tüm talepleri karşılayabilecek uygun çözüme ulaşılmıştır.

Elde edilen sonuçlar Eskişehir Makina Fabrikasının üretiminde olan ve üretilmesi ekonomik olmaktan çıkmış projelerin yerine yeni bir tasarım olarak uygulamaya konacaktır.

Sonuçların Eskişehir Makina Fabrikasında uygulamaya konacak olması nedeniyle fabrikanın üretim sırrı olacağından program çıktılarının tamamı verilmemiş, örnek teşkil etmesi açısından dişli kutuları serisinin biri için beş, dört, üç, iki ve tek kademeli dişli kutuları toplam çevrim oranları komsinasyonları ve bir eksenler arası ölçüsündeki boyutsal değerlere ait program çıktısının verilmesiyle yetinilmiştir.

### III.6 SONUÇ VE ÖNERİLER

Uygulanan model ve geliştirilen bilgisayar programı ile işletmelerin yapmaya zorunlu oldukları,

- Ham madde satın alma ve stok maliyetlerinin azaltılması,
- Ürün kalitesinin yükselmesi
- Çeşit azaltılması,
- Az sayıda parça üretimi ile çok sayıda ürün kombinasyonunu gerçekleştirme,
- Tasarım kalitesinin iyileştirilmesi,
- Standartlara uygunluk,
- Üretim giderlerinin azaltılması,
- Yarı mâmül - mâmül stoklarının azaltılması,
- Ürüne olan talebin ve pazar payının artırılması,

amaçlarına uygun bir çözüme erişilmiş, klasik hesap metodlarıyla çok uzun bir tasarım zamanı gerektiren, üstelik bulunan sonuçların en iyilenmiş sonuçlar olma olasılığının düşük olduğu bir çözüm yerine bilgisayar yardımıyla dişli sistemleri için en iyilenmiş tüm çözümler bir arada elde edilmiştir.

Geliştirilen bilgisayar programı her çeşit alın dişli tasarımında kullanılabilecek bir yapıda olup, tasarımda sezgi ve tecrübelerin ön plânda olduğu dikkate alınarak parametrelerin göstereceği değişikliğe göre yeni koşullara uyarlabilir özellikte olmasına özen gösterilmiştir.

Geliştirilen program; kademeli dişli kutuları mil hesapları ile ilgili bilgisayar programı etlentisi ve oluşturulacak rulman büyüklükleri bilgi bankasından yatak cinsinin seçimini olanaklı hale getiren bilgisayar programı ile bir bütün haline gelebilecektir. Bir ileri aşamada yapılabilecek bu işlemden başka, program çıktısı olarak elde edilen çözüm dişli

çiftlerinin değişik konik dişli çiftleriyle oluşturulacak kombinasyonlarından yeni tip dişli kutuları türetilmesi yapılabilir.

Gelecekte yapılabilecek önemli bir çalışma da; Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) olayının ikinci adımını oluşturan grafik çıktıların elde edilmesi amacıyla yönelik bir bilgisayar programı geliştirerek proje çizim zamanı en küçüklenebilir.

K A Y N A K L A R

- AKKURT Mustafa : "Makina Elemanları"  
Bursa 1980 Cilt III
- BLACK P.H. : "Machine Design I" Mc.Graw-Hill  
Book Company New York 1948
- BUCKINGAM Early : "Analytical Mechanics of Gears"  
Mc Graw-Hill Book Company New  
York 1949
- C.ARROLL R.K./  
JOHNSON G.E. : "Optimal Design of Compact Spur  
Gear Sets"  
Journal of Mechanisms, Transmissions  
and Automation in Design. Asme  
Publication March 1984 Vol 106
- DUDLEY W.D. : "Gear Handbook" Mc Graw-Hill Book  
Company New York 1962
- DUDLEY W.D. : "How Increased Hardness Reduces  
The Size of Gear Sets"  
Product Engineering Nov.9 1969
- ESKİCİOĞLU H./  
YILDIRIM O./ : "Bilgisayar Yardımıyla Tasarım ve  
İmalât" Mühendis ve Makina Nisan  
1983 Cilt 24
- ESPOZITO A. : "Machine Design I" Mc Graw-Hill  
Book Company New York 1965
- FAIRES V.M. : "Design of Machine Element I"  
Mc Graw-Hill Book Company New York  
1965

- GAGEN W.L. : "Değer Analizi" M.P.M.yayın No  
44 Ankara 1969
- GAY C.E. : "How to Design to Minimize Wear  
In Gears" Machine Design vol 42  
Nov 26 1970
- İNAN Mustafa : "Cisimlerin Mukavemeti" 2.Baskı  
İstanbul 1970
- JOHNSON R.C. : "Optimum Design of Mechanical  
Elements". John Wiley and Sons  
Inc.New York 1961
- JOHNSON R.C. : "Optimum Design of Mechanical  
Elements". Wiley Interscience  
New York 1980
- KARL W./  
PAUL /  
MONFRED B. : "Workstoff Tabellen Der Metalle"  
7.Auflage Stuttgart 1972
- KOBU Bülent : "Üretim Yönetimi"  
İstanbul 1981
- KOWALSKI J. : "Optimal Synthesis Method of  
Mechanical Transmissions".  
V.World Congress on Theory of  
Machines and Mechanisms,  
Published by ASME 1977
- M.K.E.K. : "Çelik Türleri Kataloğu"
- NIEMANN G. : "Makina Elemanları"  
Türkçesi Harzadın G.,Yurdahaner  
S. Ankara 1972 Cilt 3

- OKTAY Şefik : "Makina Elemanları-Dişli çark-  
lar", İstanbul 1972 Cilt III
- PETROL Ofisi : "Yakıtlar ve Yağlar"  
Ankara 1984
- PHILIP E.G. / : "Practical Optimization"  
WALTER M. / London 1981  
MARGARET H.W
- SAVAGE M. / : "Optimal Tooth Numbers for  
COY J.J. / Compact Standart spur Gears  
TOWSEND N.P. Sets."  
Asme Journal of Mechanical  
Design.Vol 104 No 3 October 1982
- SAYAGE M./ : "Optimal Design of Compact Spur  
COY J.J./ Gear Sets".  
TOWSEND N.P. Journal of Mechanisms, Transmissions  
and Automation in Design  
ASME Publicion March 1984 vol 106
- SHIGLEY J.E. : "Mechanical Engineering Design 1"  
Mc Graw-Hill Book Company New York  
1977
- SUTHERLAND J.E. : "Sketchpad A Man-Machine Graphical  
Communication System 4"Lincoln  
Laboratory Technical Report no 296  
Massachusetts
- THELLING K.E. : "Çelik Isıl İşlemi"  
Türkçesi TEKİN Adnan İstanbul 1984



- THOMAS A.K./ : "Die Tragfähigkeit Der Zahnräder"  
 CHARCHUT W. Carl Hanser Verlag-München 1971
- TUCKER A.I. : "The Gear Design Process"  
Asme Paper 90-C2/DET 13 August  
1980
- WILDE D.J. : "Globaly Optimal Design"  
 Wiley Interscience New York 1978

S T A N D A R T L A R

- DIN 323 August 1974
- DIN 780 Mai 1977
- DIN 803 Marz 1977
- DIN 867 September 1974
- DIN 3960 August 1978
- DIN 3960 Juli 1980
- DIN 3962 August 1978
- DIN 3990 April 1970
- DIN 3990 Dezember 1970
- DIN 3992 Marz 1964
- DIN 51509 Juni 1976
- DIN 51519 Juli 1976
- DIN 17200 Dezember 1969

E K L E R

Ek-1 DIN 3978'E GÖRE ALIN DIŞLİ HELİS AÇILARI

KODU	1-2-4-8		1,125-2,25-4,5-9		1,25-2,5-5-10		1,375-2,75-5,5-11		1,5-3-6-12		1,75-3,5-7-14			
	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II		
B	5,7392°		6,4594°		5,3794°		5,9192°		6,4594°		7,5418°		6,2793°	
		6,4594°		7,2710°		6,2793°		6,9102°		7,5418°		7,5418°		8,8081°
	7,1808°		8,0840°		7,1808°		7,9032°		8,6269°		9,7151°		10,0787°	
		7,9032°		8,8987°		8,0840°		8,8987°		10,8069°		11,3543°		11,3543°
	8,6269°		9,7151°		8,9893°		9,8969°		10,8069°		11,9027°		12,6356°	
		9,3520°		10,5337°		9,8969°		10,8981°		11,9027°		12,6356°		13,9234°
	10,0787°		11,3543°		10,8069°		11,9027°		13,0029°		14,1080°		15,2185°	
		10,8069°		12,1773°		11,7198°		12,9110°		15,2185°		16,3348°		16,5215°
	11,5370°		13,0029°		12,6356°		13,9234°		14,9403°		16,3348°		17,8334°	
		12,2689°		13,8312°		13,5548°		14,9403°		17,4576°		18,5873°		19,1550°
	13,0029°		14,6625°		14,4775°		15,9620°		16,9890°		18,5873°		20,4873°	
		13,7390°		15,4970°		15,4041°		18,0216°		19,7246°		20,4873°		21,8313°
	14,4775°		16,3348°		16,3348°		17,2700°		19,0603°		20,8701°		23,1880°	
		15,2185°		17,1763°		17,2700°		20,1055°		22,0243°		23,1880°		
15,9620°		18,0216°		18,2100°		19,1550°		21,1578°		23,1880°				
	16,7083°		18,8710°		18,2100°		22,2176°							
17,4576°		19,7246°		20,1055°		21,0618°		23,2855°						
	18,2100°		20,5829°		21,0618°									
18,9656°		21,4461°		22,0243°		22,9934°								
	19,7246°		22,3144°		22,0243°									
20,4873°		23,1880°		23,9695°										
	21,2538°													
22,0243°														
	22,7990°													
23,5782°														

## Ek-2 DIN 3992'YE GÖRE (x) PROFİL KAYDIRMA FAKTÖRÜ

L17	0,7255	0,7670	0,8085	0,8500	0,8915	0,9330	0,9745	1,0161									0,684+0.004151 Znx
L16	0,6527	0,6802	0,7076	0,7350	0,7624	0,7898	0,8173	0,8447	0,8721	0,8995	0,9270	0,9544	0,9818	1,0092			0,6252+0.002742 Znx
L15	0,5709	0,5845	0,5982	0,6118	0,6255	0,6391	0,6527	0,6664	0,6800	0,6936	0,7073	0,7209	0,7345	0,7482	0,7618		0,5573+0.001364 Znx
L14	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000		0,5-0 Znx
L13	0,4418	0,4235	0,4052	0,3869	0,3686	0,3503	0,3319	0,3136	0,2953	0,2770	0,2587	0,2404	0,2221	0,2038	0,1855		0,4601-0.001831 Znx
L12	0,3778	0,3430	0,3082	0,2734	0,2386	0,2038	0,1690	0,1343	0,0995	0,0647	0,0299	-0,0049	-0,0397	-0,0745	-0,1093		0,4126-0.003479 Znx
L11	0,3333	0,2774	0,2216	0,1657	0,1098	0,0539	-0,0020	-0,0579	-0,1138	-0,1697	-0,2255	-0,2814	-0,3373	-0,3932	-0,4491		0,3892-0.005589 Znx
L10	0,2927	0,2182	0,1436	0,0691	-0,0055	-0,0800	-0,1545	-0,2291	-0,3036	-0,3782	-0,4527	-0,5273					0,3672-0.007454 Znx
L9	0,2582	0,1603	0,0623	-0,0356	-0,1335	-0,2314	-0,3294	-0,4273	-0,5252								0,3561-0.009792 Znx
L8	0,2309	0,1093	-0,0124	-0,1340	-0,2556	-0,3773	-0,4989										0,3529-0.012163 Znx
L7	0,2145	0,0645	-0,0855	-0,2355	-0,3855	-0,5355											0,3645-0.015 Znx
L6	0,1982	0,0194	-0,1594	-0,3382	-0,5170												0,377-0.01788 Znx
L5	0,1873	-0,0332	-0,2536	-0,4741	-0,6945												0,4078-0.022045 Znx
L4	0,1727	-0,0709	-0,3145	-0,5582													0,4163-0.024363 Znx
L3	0,1636	-0,1082	-0,3800	-0,6518													0,4354-0.02718 Znx
L2	0,1509	-0,1468	-0,4444	-0,7421													0,4486-0.029767 Znx
L1	0,1400	-0,1855	-0,5109														0,4655-0.032545 Znx
	x																Formül
Znx	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150		

Ek-3 DIŞLI MALZEMELERİ VE MUKAVEMET DEĞERLERİ

Sıra No.	Malzeme Grubu	Tanım	Isıl İşlem	Yüzey Pürüzlülüğü Rt <sub>m</sub> µm	Dişli Sertliği		Sürekli Mukavemet		Diş Dibi- Statik Muka- vemeti kp/mm
					Çekirdek kp / mm <sup>2</sup>	Yüzey kp / mm <sup>2</sup>	Hertz Basıncı G Flim kp/mm <sup>2</sup>	Diş Dibi Kırılması G Flim kp/mm <sup>2</sup>	
1	Pik Döküm DIN 1691	GG - 20		6	HB = 170	HB = 170	27	5	20
2		GG - 26		6	HB = 210	HB = 210	31	6	26
3		GG - 35		6	HB = 230	HB = 230	36	8	35
4	Küresel Grafitti Pik Döküm DIN 1693	GGG - 42		6 ~ 7	HB = 170	HB = 170	36	20	80
5		GGG - 60		6 ~ 7	HB = 250	HB = 250	49	22	100
6		GGG - 80		6 ~ 7	HB = 275	HB = 275	56	23	120
7		GGG - 100		6 ~ 7	HB = 300	HB = 300	61	24	130
8	Temper Döküm DIN 1692	GTS - 35		6	HB = 140	HB = 140	36	19	80
9		GTS - 65		6 ~ 7	HB = 235	HB = 235	49	23	100
10	Çelik Döküm DIN 1681	GS - 52		4 ~ 5	HB = 150	HB = 150	34	15	47
11		GS - 60		4 ~ 5	HB = 175	HB = 175	42	17	52
12	Yapı Çelikleri DIN 17100	St 42		6	HB = 125	HB = 125	29	17	45
13		St 50		6	HB = 150	HB = 150	34	19	55
14		St 60		6	HB = 180	HB = 180	40	20	65
15		St 70		6	HB = 208	HB = 208	46	22	80
16	İslah Edilmiş DIN 17200	Ck 22	İslah edilmiş	3	HV 10 = 140	HV 10 = 140	44	17	60
17		Ck 45	Normlize edilmiş	3	HV 10 = 185	HV 10 = 185	59	20	80
18		Ck 60	İslah edilmiş	3	HV 10 = 210	HV 10 = 210	62	22	90
19		34 Cr 4	İslah edilmiş	3	HV 10 = 260	HV 10 = 260	65	26	90
20		37 Cr 4	İslah edilmiş	3	HV 10 = 260	HV 10 = 260	65	27	95
21		42 Cr Mo 4	İslah edilmiş	3	HV 10 = 280	HV 10 = 280	67	29	110
22		34 Cr Ni Mo 6	İslah edilmiş	3	HV 10 = 310	HV 10 = 310	77	32	130
23	Alev veya en- düksiyonla sert- leştirilmiş İslah çelikleri	Ck 45	Diş yüzeyleri sertleştirilmiş	3	HV 10 = 220	HV 10 = 560	110	27	100
24		37 Cr 4		3	HV 10 = 270	HV 10 = 610	128	31	115
25		42 Cr Mo 4		3	HV 10 = 275	HV 10 = 650	136	35	130
26	Nitrasyonla sertleştirilmiş İslah çelikleri	Ck 45	Banyo nitüre	3	HV 10 = 220	HV 1 = 400	110	35	110
27		42 Cr Mo 4	Banyo nitüre	3	HV 10 = 275	HV 1 = 500	122	43	145
28		42 Cr Mo 4	Gas nitüre	3	HV 10 = 275	HV 1 = 550	122	43	145
29	Nitrasyon çelikleri	31 Cr Mo V 9	Gas nitüre	3	HV 10 = 320	HV 1 = 700	140	50	150
30	Sementasyon Çelikleri DIN 17210	C 15	Sementasyon	3	HV 10 = 190	HV 1 = 720	160	23	90
31		16 Mn Cr 5		3	HV 10 = 270	HV 1 = 720	163	46	140
32		20 Mn Cr 5		3	HV 10 = 330	HV 1 = 720	163	48	150
33		20 Mo Cr 4		3	HV 10 = 270	HV 1 = 720	163	40	130
34		15 Cr Ni 6		3	HV 10 = 310	HV 1 = 720	163	50	160
35		18 Cr Ni 8		3	HV 10 = 400	HV 1 = 740	163	50	170
36		17 Cr Ni Mo 6		3	HV 10 = 400	HV 1 = 740	163	50	170

**Ek-4 DIN 3962'YE GÖRE  $f_{pe}$  TOPLAM DIŞ SAPMALARI**

MODÜL Taksimat Daireleri	KALİTE 1					KALİTE 2					KALİTE 3				
	1-2	2-3,55	3,55-6	6-10	10-16	1-2	2-3,55	3,55-6	6-10	10-16	1-2	2-3,55	3,55-6	6-10	10-16
	$f_{pe}$					$f_{pe}$					$f_{pe}$				
0-10	1	1	1	1	1	1,5	1	1	1	1	2,5	1	1	1	1
10-50	1	1	1,5	2	1	1,5	2	2	2,5	1	2,5	2,5	3	3,5	1
50-125	1,5	1,5	1,5	2	2,5	2	2	2	2,5	3	2,5	2,5	3	3,5	4,5
125-280	1,5	1,5	1,5	2	2,5	2	2	2,5	2,5	3,5	3	3	3,5	4	4,5
280-560	2	1,5	2	2	2,5	2	2	2,5	3	3,5	3	3	3,5	4	5
560-1000	2	1,5	2	2,5	2,5	2,5	2,5	3	3	4	3,5	3,5	4	4,5	5
1000-1600	2	2	2	2,5	3	2,5	3	3	3,5	4	4	4	4	5	5,5
	KALİTE 4					KALİTE 5					KALİTE 6				
0-10	3	—	—	—	—	4,5	—	—	—	—	6	—	—	—	—
10-50	3,5	3,5	4	5	—	5	5	6	7	—	7	7	8	10	—
50-125	4	3,5	4	5	6	5	5	6	7	9	7	7	9	10	12
125-280	4	4	4,5	5,5	6	5,5	6	7	8	9	8	8	9	11	12
280-560	4,5	4	5	6	7	6	6	7	8	10	8	8	10	11	14
560-1000	5	4,5	5,5	6	7	7	6	8	9	10	9	9	11	11	14
1000-1600	5	5	6	7	8	8	7	8	9	11	10	11	12	12	16
	KALİTE 7					KALİTE 8					KALİTE 9				
0-10	9	—	—	—	—	12	—	—	—	—	18	—	—	—	—
10-50	9	10	11	12	—	14	14	16	18	—	18	20	22	25	—
50-125	10	10	12	14	18	14	14	16	20	25	20	20	25	28	32
125-280	11	11	12	14	18	16	16	18	20	25	22	22	25	28	36
280-560	12	12	14	16	20	16	16	20	22	28	22	22	28	32	36
560-1000	14	12	16	16	20	18	18	20	25	28	25	25	28	32	40
1000-1600	14	14	16	18	22	20	22	22	25	32	28	28	32	36	40
	KALİTE 10					KALİTE 11					KALİTE 12				
0-10	28	—	—	—	—	45	—	—	—	—	71	—	—	—	—
10-50	28	32	36	40	—	50	50	56	63	—	80	80	90	110	—
50-125	32	32	40	45	56	50	50	63	71	90	80	80	100	110	140
125-280	36	36	40	45	56	56	56	63	71	90	90	90	100	125	140
280-560	36	36	45	50	56	56	56	71	80	90	100	90	110	125	160
560-1000	40	40	45	56	63	63	63	75	90	100	100	100	125	140	160
1000-1600	45	45	50	56	63	71	71	80	90	110	110	125	125	140	180

Ek-5 DIŞLI ÇARK HESAPLARINDA KULLANILAN  $F_t/b$  ORANLARI

Fpe	Ft/b										
	ql										
	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
4	8	5,333	4	3,2	2,666	2,285	2	1,777	1,6	1,454	1,333
5	12	8	6	4,8	4	3,428	3	2,666	2,4	2,181	2
6	16	10,666	8	6,4	5,333	4,571	4	3,555	3,2	2,909	2,666
7	20	13,333	10	8	6,666	5,714	5	4,444	4	3,636	3,333
8	24	16	12	9,6	8	6,857	6	5,333	4,8	4,363	4
9	28	18,666	14	11,2	9,333	8	7	6,222	5,6	5,090	4,666
10	32	21,333	16	12,8	10,666	9,142	8	7,111	6,4	5,818	5,333
11	36	24	18	14,4	12	10,285	9	8	7,2	6,545	6
12	40	26,666	20	16	13,333	11,428	10	8,888	8	7,272	6,666
13	44	29,333	22	17,6	14,666	12,571	11	9,777	8,8	8	7,333
14	48	32	24	19,2	16	13,714	12	10,666	9,6	8,727	8
15	52	34,666	26	20,8	17,333	14,857	13	11,555	10,4	9,454	8,666
16	56	37,333	28	22,4	18,666	16	14	12,444	11,2	10,181	9,333
17	60	40	30	24	20	17,142	15	13,333	12	10,909	10
18	64	42,666	32	25,6	21,333	18,285	16	14,222	12,8	11,636	10,666
19	68	45,333	34	27,2	22,666	19,428	17	15,111	13,6	12,363	11,333
20	72	48	36	28,8	24	20,571	18	16	14,4	13,090	12
22	80	53,333	40	32	26,666	22,857	20	17,777	16	14,545	13,333
24	88	58,666	44	35,2	29,333	25,142	22	19,555	17,6	16	14,666
26	96	64	48	38,4	32	27,428	24	21,333	19,2	17,454	16
28	104	69,333	52	41,6	34,666	29,714	26	23,111	20,8	18,909	17,333
30	112	74,666	56	44,8	37,333	32	28	24,888	22,4	20,363	18,666
32	120	80	60	48	40	34,285	30	26,666	24	21,818	20
34	128	85,333	64	51,2	42,666	36,571	32	28,444	25,6	23,272	21,333
36	136	90,666	68	54,4	45,333	38,857	34	30,222	27,2	24,727	22,666
38	144	96	72	57,6	48	41,142	36	32	28,8	26,181	24
40	152	101,333	76	60,8	50,666	43,428	38	33,777	30,4	27,636	25,333
42	160	106,666	80	64	53,333	45,714	40	35,555	32	29,090	26,666
44	168	112	84	67,2	56	48	42	37,333	33,6	30,545	28
46	176	117,333	88	70,4	58,666	50,285	44	39,111	35,2	32	29,333
48	184	122,666	92	73,6	61,333	52,571	46	40,888	36,8	33,454	30,666
50	192	128	96	76,8	64	54,857	48	42,666	38,4	34,909	32
55	212	141,333	106	84,8	70,666	60,571	53	47,111	42,4	38,545	35,333
60	232	154,666	116	92,8	77,333	66,285	58	51,555	46,4	42,181	38,666
65	252	168	126	100,8	84	72	63	56	50,4	45,818	42
70	272	181,333	136	108,8	90,666	77,714	68	60,444	54,4	49,454	45,333
75	292	194,666	146	116,8	97,333	83,428	73	64,888	58,4	53,090	48,666
80	312	208	156	124,8	104	89,142	78	69,333	62,4	56,727	52
85	332	221,333	166	132,8	110,666	94,857	83	73,777	66,4	60,363	55,333
90	352	234,666	176	140,8	117,333	100,571	88	78,222	70,4	64	58,666
95	372	248	186	148,8	124	106,285	93	82,666	74,4	67,636	62
100	392	261,333	196	156,8	130,666	112	98	87,111	78,4	71,272	65,333

Ek-6 DİŞLİ ÇARK HESAPLARINDA  $f_{dyn}$  DİNAMİK FAKTÖRÜ DEĞERLERİ

		fdyn kg/mm												
		$\frac{F_t}{b} K I + 0,26 f_{pe} \text{ (kg/mm)}$												
		2	6	10	14	20	30	40	50	60	80	100	120	150
V (m/sn)	1	0,15	0,375	0,562	0,581	0,6	0,787	0,975	1,275	1,443	1,612	1,987	2,362	3,375
	2	0,337	0,750	1,106	1,181	1,312	1,556	1,950	2,362	2,850	3,750	4,837	5,925	7,125
	3	0,487	1,012	1,5	1,687	1,875	2,250	2,812	3,468	3,975	5,625	7,087	8,250	9,937
	4	0,562	1,275	1,8	2,1	2,437	2,962	3,712	4,8	5,625	7,462	9,187	11,25	13,87
	5	0,637	1,425	2,062	2,475	2,925	3,562	4,575	5,962	6,75	9,225	11,925	13,912	16,312
	6	0,693	1,575	2,325	2,812	3,412	4,312	5,437	6,937	8,287	11,175	13,912	16,8	20,437
	7	0,712	1,687	2,437	3,037	3,75	4,875	6,337	7,95	9,375	12,75	15,9	19,937	23,85
	8	0,75	1,762	2,625	3,337	4,312	5,625	7,2	9,187	11,175	14,625	18,375	21,862	27,187
	9	0,787	1,875	2,812	3,562	4,65	6,187	7,95	10,125	11,925	16,125	20,58	24,375	29,812
	10	0,806	1,95	2,906	3,75	5,062	6,75	8,962	11,4	13,83	17,887	22,87	27,37	—
	11	0,806	1,987	3,00	3,937	5,437	7,5	9,937	12,375	15,00	19,87	24,93	29,812	—
	12	0,825	2,025	3,15	4,125	5,625	7,95	10,687	13,837	16,5	21,86	27,37	—	—
	13	0,825	2,118	3,187	4,312	6,00	8,625	11,587	14,625	17,887	23,85	29,812	—	—
	14	0,862	2,175	3,262	4,5	6,337	9,187	12,412	15,9	19,125	25,5	—	—	—
	15	0,881	2,212	3,262	4,593	6,562	9,937	13,312	16,725	20,58	27,37	—	—	—
	16	0,862	2,212	3,3	4,687	6,75	10,312	14,25	18,187	21,86	29,1	—	—	—
	17	0,862	2,212	3,3	4,875	6,937	10,8	14,962	18,937	23,02	29,812	—	—	—
	18	0,825	2,212	3,318	4,912	7,162	11,437	15,9	20,437	24,712	—	—	—	—
	19	0,806	2,175	3,337	5,025	7,5	11,925	16,575	21,45	25,87	—	—	—	—
	20	0,712	2,137	3,3	5,212	7,687	12,375	17,437	22,68	27,22	—	—	—	—



Ek-7 DİŞLİ ÇARK HESAPLARINDAKİ DİŞ FORM FAKTÖRÜ DEĞERLERİ

Zn = $\frac{Z}{\cos^3 \beta}$	X																				
	0,6	0,55	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	0,05	0	-0,05	-0,1	-0,2	-0,3	-0,4	-0,5	-0,6	
12	2,265	2,325	2,412	2,49	2,58	2,675	2,785	2,9	3,037	3,164											
13	2,238	2,295	2,372	2,445	2,527	2,615	2,715	2,82	2,935	3,057	3,203										
14	2,216	2,27	2,34	2,408	2,483	2,565	2,655	2,75	2,855	2,966	3,1	3,27	3,357								
15	2,197	2,25	2,311	2,375	2,444	2,523	2,602	2,691	2,788	2,89	3,01	3,126	3,247	3,385							
16	2,177	2,232	2,29	2,35	2,413	2,49	2,564	2,647	2,736	2,831	2,945	3,05	3,162	3,286	3,445						
17	2,166	2,219	2,272	2,328	2,39	2,456	2,529	2,606	2,685	2,775	2,882	2,993	3,088	3,196	3,35						
18	2,157	2,205	2,257	2,308	2,366	2,429	2,495	2,569	2,642	2,729	2,828	2,918	3,02	3,123	3,262	3,528					
19	2,148	2,191	2,241	2,291	2,347	2,408	2,47	2,539	2,608	2,685	2,778	2,868	2,958	3,055	3,186	3,433					
20	2,139	2,181	2,229	2,277	2,33	2,384	2,448	2,51	2,578	2,65	2,739	2,823	2,91	3,00	3,123	3,35	3,614				
21	2,133	2,175	2,219	2,264	2,315	2,366	2,427	2,485	2,55	2,618	2,700	2,782	2,862	2,95	3,062	3,272	3,525	3,844			
22	2,127	2,164	2,208	2,250	2,300	2,350	2,407	2,462	2,525	2,589	2,667	2,741	2,824	2,900	3,010	3,208	3,447	3,730			
23	2,122	2,159	2,200	2,239	2,287	2,336	2,389	2,441	2,500	2,562	2,636	2,708	2,788	2,862	2,960	3,141	3,372	3,624	3,912		
24	2,118	2,150	2,190	2,229	2,265	2,321	2,372	2,423	2,478	2,538	2,608	2,675	2,750	2,821	2,916	3,088	3,304	3,537	3,810		pratik sınır
25	2,112	2,147	2,183	2,221	2,265	2,310	2,358	2,407	2,460	2,518	2,583	2,650	2,724	2,798	2,878	3,041	3,248	3,472	3,721	4,041	
26	2,108	2,140	2,175	2,213	2,256	2,297	2,346	2,391	2,441	2,493	2,562	2,626	2,690	2,760	2,857	3,000	3,193	3,400	3,621	3,933	
27	2,105	2,136	2,173	2,207	2,248	2,290	2,333	2,377	2,428	2,477	2,540	2,600	2,665	2,729	2,810	2,959	3,141	3,331	3,562	3,842	
28	2,102	2,133	2,165	2,200	2,239	2,279	2,321	2,362	2,410	2,460	2,521	2,578	2,641	2,700	2,775	2,921	3,088	3,273	3,483	3,758	
29	2,000	2,128	2,162	2,192	2,230	2,269	2,310	2,350	2,395	2,441	2,500	2,556	2,621	2,673	2,75	2,883	3,045	3,221	3,421	3,682	Teorik sınır
30	2,095	2,124	2,157	2,186	2,223	2,259	2,298	2,339	2,383	2,428	2,490	2,537	2,593	2,650	2,720	2,850	3,008	3,173	3,362	3,614	
35	2,083	2,108	2,137	2,162	2,193	2,227	2,260	2,293	2,331	2,367	2,410	2,459	2,510	2,550	2,610	2,718	2,850	2,988	3,136	3,333	
40	2,077	2,100	2,123	2,148	2,175	2,205	2,233	2,262	2,297	2,328	2,364	2,408	2,462	2,409	2,541	2,631	2,741	2,862	2,993	3,157	
45	2,073	2,090	2,114	2,135	2,160	2,185	2,213	2,236	2,270	2,290	2,326	2,362	2,405	2,438	2,480	2,557	2,650	2,757	2,875	3,015	
50	2,069	2,085	2,112	2,126	2,150	2,172	2,193	2,218	2,245	2,268	2,293	2,328	2,362	2,393	2,432	2,500	2,583	2,673	2,775	2,900	
60	2,064	2,077	2,095	2,112	2,133	2,153	2,173	2,188	2,215	2,231	2,250	2,280	2,310	2,338	2,367	2,418	2,488	2,562	2,650	2,750	
70	2,062	2,073	2,086	2,105	2,122	2,139	2,156	2,169	2,190	2,207	2,222	2,248	2,272	2,296	2,321	2,362	2,423	2,488	2,557	2,641	
80	2,060	2,070	2,083	2,100	2,115	2,129	2,142	2,156	2,173	2,186	2,200	2,223	2,244	2,264	2,290	2,322	2,379	2,431	2,493	2,565	
90	2,059	2,069	2,082	2,093	2,109	2,121	2,133	2,143	2,160	2,173	2,183	2,202	2,223	2,241	2,262	2,293	2,341	2,388	2,444	2,510	
100	2,057	2,066	2,078	2,088	2,100	2,113	2,124	2,133	2,150	2,159	2,168	2,185	2,205	2,221	2,239	2,264	2,310	2,350	2,400	2,458	
150	2,056	2,062	2,070	2,075	2,085	2,093	2,100	2,109	2,116	2,129	2,131	2,141	2,152	2,164	2,178	2,193	2,221	2,250	2,283	2,321	
200	2,057	2,062	2,068	2,075	2,080	2,086	2,092	2,100	2,105	2,113	2,118	2,125	2,134	2,142	2,152	2,166	2,186	2,210	2,234	2,270	
300	2,058	2,061	2,064	2,068	2,072	2,076	2,080	2,085	2,090	2,095	2,100	2,105	2,110	2,115	2,120	2,132	2,146	2,160	2,175	2,200	
400	2,059	2,061	2,064	2,067	2,070	2,073	2,076	2,080	2,084	2,088	2,092	2,096	2,100	2,103	2,108	2,113	2,126	2,135	2,150	2,173	

Ek-8 DİŞLİ ÇARK HESAPLARINDAKİ ÇEŞİTLİ NOKTALARDAKİ KAVRAMAYA  
GİRİŞ AÇILARININ TANJANTLARI

D	Tan $\alpha_{A_2}$ , Tan $\alpha_{B_1}$ , Tan $\alpha_{D_2}$ , Tan $\alpha_{E_1}$																				
	N = Zn $\alpha_1$																				
	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	45	56	70	100	160	315	$\infty$
1.000																					
1.002																		0,019	0,029	0,044	
1.006																	0,019	0,05	0,064	0,078	0,1
1.010																0,019	0,05	0,078	0,1	0,108	0,142
1.020													0,029	0,05	0,083	0,118	0,145	0,162	0,177	0,211	
1.030											0,019	0,05	0,078	0,1	0,128	0,167	0,192	0,216	0,226	0,266	
1.040										0,034	0,059	0,088	0,113	0,142	0,172	0,2	0,231	0,249	0,266	0,295	
1.050									0,034	0,064	0,093	0,123	0,150	0,182	0,211	0,241	0,266	0,290	0,3	0,334	
1.060								0,034	0,064	0,1	0,123	0,157	0,182	0,211	0,241	0,270	0,295	0,315	0,334	0,359	
1.070							0,029	0,064	0,093	0,128	0,150	0,187	0,206	0,241	0,266	0,295	0,320	0,334	0,359	0,384	
1.080						0,014	0,059	0,091	0,123	0,157	0,182	0,216	0,236	0,270	0,295	0,320	0,334	0,369	0,394	0,413	
1.090						0,044	0,083	0,113	0,150	0,182	0,206	0,241	0,261	0,295	0,320	0,352	0,369	0,394	0,413	0,438	
1.100				0,009	0,064	0,108	0,142	0,172	0,206	0,236	0,266	0,285	0,320	0,344	0,369	0,394	0,418	0,438	0,463	0,482	
1.110				0,032	0,088	0,133	0,167	0,2	0,231	0,261	0,290	0,310	0,344	0,369	0,394	0,418	0,443	0,463	0,482	0,507	
1.120				0,056	0,114	0,157	0,192	0,221	0,256	0,285	0,310	0,330	0,364	0,394	0,413	0,443	0,463	0,482	0,507	0,532	
1.130				0,078	0,137	0,177	0,211	0,249	0,275	0,305	0,330	0,325	0,384	0,413	0,443	0,463	0,482	0,512	0,532	0,551	
1.140			0,020	0,1	0,129	0,2	0,236	0,267	0,295	0,325	0,352	0,374	0,408	0,438	0,458	0,482	0,512	0,532	0,551	0,571	
1.150			0,039	0,118	0,177	0,216	0,256	0,285	0,315	0,344	0,374	0,394	0,423	0,458	0,477	0,507	0,532	0,551	0,571	0,591	
1.160			0,064	0,142	0,197	0,241	0,275	0,307	0,344	0,364	0,394	0,413	0,45	0,477	0,5	0,527	0,544	0,571	0,591	0,610	
1.170			0,081	0,159	0,216	0,261	0,295	0,325	0,359	0,389	0,413	0,433	0,467	0,5	0,522	0,544	0,571	0,591	0,610	0,630	
1.180			0,1	0,177	0,236	0,280	0,315	0,344	0,374	0,408	0,433	0,45	0,487	0,517	0,536	0,561	0,591	0,610	0,630	0,650	
1.190			0,014	0,118	0,2	0,256	0,3	0,334	0,359	0,394	0,453	0,45	0,472	0,5	0,536	0,561	0,591	0,610	0,630	0,65	
1.200			0,034	0,142	0,216	0,275	0,320	0,351	0,379	0,413	0,443	0,472	0,492	0,522	0,549	0,571	0,6	0,625	0,645	0,665	
1.210			0,050	0,159	0,236	0,295	0,334	0,369	0,401	0,433	0,463	0,482	0,512	0,541	0,571	0,591	0,620	0,645	0,665	0,689	
1.220			0,073	0,177	0,249	0,310	0,351	0,389	0,413	0,45	0,477	0,507	0,532	0,556	0,591	0,610	0,635	0,630	0,679	0,7	
1.230		0,014	0,093	0,196	0,270	0,330	0,374	0,401	0,438	0,467	0,492	0,527	0,549	0,576	0,610	0,630	0,65	0,679	0,7	0,719	
1.240		0,034	0,108	0,212	0,289	0,344	0,389	0,418	0,45	0,482	0,512	0,541	0,561	0,591	0,620	0,645	0,669	0,694	0,714	0,738	
1.250		0,050	0,125	0,231	0,301	0,364	0,401	0,438	0,467	0,5	0,527	0,556	0,581	0,605	0,630	0,655	0,684	0,714	0,729	0,753	
1.260		0,068	0,142	0,246	0,320	0,379	0,418	0,45	0,487	0,517	0,541	0,571	0,596	0,652	0,655	0,679	0,704	0,729	0,746	0,768	
1.270		0,086	0,159	0,266	0,339	0,394	0,438	0,472	0,502	0,532	0,561	0,591	0,615	0,640	0,674	0,7	0,724	0,745	0,768	0,783	
1.280	0,012	0,1	0,177	0,280	0,351	0,408	0,45	0,487	0,517	0,549	0,576	0,605	0,630	0,655	0,693	0,714	0,738	0,763	0,778	0,802	
1.290	0,029	0,118	0,196	0,297	0,369	0,433	0,467	0,502	0,536	0,566	0,596	0,624	0,647	0,674	0,709	0,729	0,754	0,778	0,8	0,817	
1.300	0,046	0,133	0,207	0,310	0,384	0,446	0,482	0,517	0,552	0,581	0,610	0,635	0,660	0,689	0,719	0,738	0,767	0,795	0,807	0,832	
1.310	0,063	0,150	0,226	0,330	0,401	0,458	0,5	0,536	0,561	0,593	0,625	0,655	0,679	0,709	0,738	0,763	0,788	0,812	0,827	0,852	
1.320	0,078	0,167	0,240	0,344	0,418	0,477	0,517	0,552	0,576	0,610	0,640	0,669	0,694	0,724	0,75	0,773	0,802	0,822	0,844	0,866	
1.330	0,093	0,182	0,256	0,359	0,433	0,492	0,527	0,561	0,593	0,625	0,660	0,679	0,709	0,738	0,768	0,788	0,817	0,842	0,857	0,881	
1.340	0,108	0,197	0,268	0,374	0,448	0,502	0,541	0,576	0,610	0,640	0,669	0,694	0,724	0,75	0,783	0,8	0,832	0,848	0,871	0,896	
1.350	0,009	0,123	0,211	0,280	0,389	0,463	0,522	0,561	0,593	0,625	0,660	0,684	0,714	0,738	0,768	0,8	0,822	0,844	0,871	0,886	0,911
1.360	0,024	0,137	0,225	0,297	0,401	0,477	0,532	0,576	0,605	0,640	0,669	0,699	0,729	0,75	0,783	0,812	0,837	0,862	0,886	0,9	0,926
1.370	0,037	0,150	0,240	0,310	0,418	0,491	0,550	0,586	0,620	0,650	0,684	0,714	0,738	0,763	0,8	0,827	0,848	0,871	0,901	0,916	0,935
1.380	0,050	0,166	0,256	0,325	0,433	0,502	0,561	0,605	0,639	0,665	0,699	0,729	0,758	0,783	0,817	0,844	0,869	0,886	0,920	0,935	0,955
1.390	0,067	0,182	0,266	0,339	0,443	0,522	0,581	0,620	0,65	0,679	0,714	0,743	0,768	0,795	0,832	0,857	0,886	0,906	0,931	0,950	0,970
1.400	0,079	0,192	0,280	0,351	0,458	0,532	0,591	0,634	0,669	0,699	0,729	0,758	0,783	0,807	0,844	0,869	0,896	0,921	0,945	0,963	0,985

Ek-9

## DIŞLİ YAĞLARI VİSKOSİTE DEĞERLERİ

(DIN 51509 Teil: 1)

ks/v M. Pas/m.	40°	50°		KL
	v mm <sup>2</sup> /s	v mm <sup>2</sup> /s	E°	
0,01	48	30	4,07	0,777
0,02	53	33	4,44	0,787
0,03	56	35	4,7	0,793
0,04	59,5	37	4,95	0,8
0,05	62,5	39	5,21	0,806
0,06	65	40,5	5,4	0,811
0,07	68	42	5,59	0,816
0,08	70,5	43,5	5,79	0,821
0,09	72,5	45	5,98	0,826
0,1	75	46,5	6,17	0,831
0,2	95	58,5	7,74	0,869
0,3	109	66	8,71	0,894
0,4	122	72,5	9,57	0,914
0,5	134	78,5	10,35	0,933
0,6	145	84	11,07	0,95
0,7	156	89,5	11,8	0,967
0,8	167	95	12,51	0,984
0,9	176	99,5	13,11	0,998
1	186	105	13,83	1,011
2	283	154	20,27	1,116
3	329	177	23,29	1,158
4	375	200	26,3	1,2
5	414	220	28,9	1,231
6	450	238	31,35	1,258
7	481	253	33,32	1,282
8	511	268	35,3	1,304
9	537	281	37,01	1,323
10	558	292	38,46	1,339
20	738	383	50,44	1,469
30	868	448	59	1,561
40	976	502	66,11	1,639
50	1055	538	70,86	1,69
60	1125	568	74,81	1,733
70	1193	598	78,76	1,776
80	1253	624	82,18	1,813
90	1303	645	84,95	1,843
100	1348	665	87,58	1,871
200	1714	822	108,26	2,096

125 180 250 360 500					BES KADEMELI DISLI KUTUSU		
i(1)	i(2)	i(3)	i(4)	i(5)	itop	ist	%
3.2	3.10714286	3.2	3.53571429	3.56666667	401.236898	400	0.3092245
3.2	3.10714286	3.56521739	3.53571429	3.56666667	447.03024	450	-0.6599461
3.2	3.56	3.56521739	3.53571429	3.56666667	512.183613	500	2.4367229
3.56521739	3.56	3.56521739	3.53571429	3.56666667	570.639351	560	1.8996840
3.56521739	3.56	3.56521739	3.53571429	3.92857143	628.541341	630	-0.2315331
3.56521739	3.56	3.56521739	4.04	3.92857143	718.187843	710	1.1532173
3.56521739	3.56	4.04761905	4.04	3.92857143	815.364248	800	1.9205309
3.56521739	3.95652174	4.04761905	4.04	3.92857143	906.181565	900	0.6888405
4.04761905	3.95652174	4.04761905	4.04	3.92857143	1028.79498	1000	2.8794985
4.04761905	3.95652174	4.04761905	4.04	4.48	1173.20039	1120	4.7500345
4.04761905	3.95652174	4.04761905	4.47826087	4.48	1300.46965	1250	4.0375719
4.04761905	3.95652174	4.57894737	4.47826087	4.48	1471.18146	1400	5.0843898
4.04761905	4.42857143	4.57894737	4.47826087	4.48	1646.70703	1600	2.9191393
4.57894737	4.42857143	4.57894737	4.47826087	4.48	1862.86919	1800	3.4927327
4.57894737	4.42857143	4.57894737	4.47826087	4.95652174	2061.01599	2000	3.0507594
4.57894737	4.42857143	4.57894737	4.95238095	4.95652174	2279.21879	2240	1.7506389
4.57894737	4.42857143	4.94444444	4.95238095	4.95652174	2461.14877	2500	-1.5540491

i(1)	i(2)	i(3)	i(4)	itop	ist	z
3.2	3.10714286	3.2	3.16666667	100.754286	100	0.754285723
3.2	3.10714286	3.2	3.53571429	112.496327	112	0.443148293
3.2	3.10714286	3.56521739	3.53571429	125.335581	125	0.268464971
3.2	3.56	3.56521739	3.53571429	143.602882	140	2.57348716
3.56521739	3.56	3.56521739	3.53571429	159.992341	160	-4.78666E-03
3.56521739	3.56	3.56521739	4.04	182.811451	180	1.56191723
3.56521739	3.56	4.04761905	4.04	207.547263	200	3.77363146
3.56521739	3.95652174	4.04761905	4.04	230.664398	224	2.97517779
4.04761905	3.95652174	4.04761905	4.04	261.875086	250	4.75003452
4.04761905	3.95652174	4.04761905	4.47826087	290.283404	260	3.67264428
4.04761905	3.95652174	4.57894737	4.47826087	328.388718	315	4.25038556
4.04761905	4.42857143	4.57894737	4.47826087	367.568533	355	3.54043188
4.57894737	4.42857143	4.57894737	4.47826087	415.819015	400	3.95475365
4.57894737	4.42857143	4.57894737	4.95238095	459.842388	450	2.1819729
4.57894737	4.42857143	4.94444444	4.95238095	496.547559	500	-0.690488146

180 250 360 500 DORT KADENELI DISLI KUTUSU

i(1)	i(2)	i(3)	i(4)	itop	ist	z
3.10714286	3.2	3.16666667	3.18181818	100.181818	100	0.181818187
3.10714286	3.2	3.16666667	3.56666667	112.299048	112	0.267006803
3.10714286	3.2	3.53571429	3.56666667	125.386531	125	0.309224466
3.10714286	3.56521739	3.53571429	3.56666667	139.69695	140	-0.216464358
3.56	3.56521739	3.53571429	3.56666667	160.057379	160	3.58618E-02
3.56	3.56521739	3.53571429	3.92657143	176.298181	180	-2.05656611
3.56	3.56521739	4.04	3.92857143	201.442932	200	0.721465326
3.56	4.04761905	4.04	3.92857143	228.699728	224	2.09809284
3.95652174	4.04761905	4.04	3.92857143	254.172878	250	1.66915114
3.95652174	4.04761905	4.04	4.48	289.849507	280	3.51768119
3.95652174	4.04761905	4.47826087	4.48	321.292502	315	1.99761958
3.95652174	4.57894737	4.47826087	4.48	363.468359	355	2.38545334
4.42857143	4.57894737	4.47826087	4.48	406.833501	460	1.70837528
4.42857143	4.57894737	4.47826087	4.95652174	450.10694	450	2.37645E-02
4.42857143	4.57894737	4.95238095	4.95652174	497.760426	500	-0.447914215

i(1)	i(2)	i(3)	itop	ist	z
2.53333333	2.8	2.78571429	19.76	20	-1.20060001
2.85185185	2.8	2.78571429	22.2444444	22.4	-0.69444447
2.85185185	2.8	3.2	25.5525926	25	2.21037036
2.85185185	3.10714286	3.2	28.3555556	28	1.2698413
3.2	3.10714286	3.2	31.8171429	31.5	1.00580273
3.2	3.10714286	3.56521739	35.4484472	35.5	-0.14521912
3.2	3.56	3.56521739	40.6149565	40	1.53739132
3.56521739	3.56	3.56521739	45.2503592	45	0.556353695
3.56521739	3.56	4.04761905	51.3730849	50	2.74616978
3.56521739	3.95652174	4.04761905	57.0951481	56	1.95662158
4.04761905	3.95652174	4.04761905	64.620566	63	2.68978721
4.04761905	3.95652174	4.57894737	73.3295195	71	3.28101335
4.04761905	4.42857143	4.57894737	82.0784103	80	2.59601291
4.57894737	4.42857143	4.57894737	92.8527899	90	3.1397665
4.57894737	4.42857143	4.94444444	100.264411	100	0.264411002

180 250 360 UC KADEMELI DISLI KUTUSU

i(1)	i(2)	i(3)	itop	ist	z
2.48484848	2.78571429	2.81818182	19.5076741	20	-2.46162929
2.8	2.78571429	2.81818182	21.9818182	22.4	-1.86688313
2.8	2.78571429	3.16666667	24.7	25	-1.19999999
2.8	3.2	3.16666667	28.3733333	28	1.33333334
3.10714286	3.2	3.16666667	31.4857143	31.5	-4.53515E-02
3.10714286	3.2	3.53571429	35.155102	35.5	-0.971543537
3.10714286	3.56521739	3.53571429	39.1673691	40	-2.08157718
3.56	3.56521739	3.53571429	44.8759006	45	-0.275776419
3.56	3.56521739	4.04	51.2763826	50	2.55276519
3.56	4.04761905	4.04	58.2144762	56	3.95442178
3.95652174	4.04761905	4.04	64.6985507	63	2.69611227
3.95652174	4.04761905	4.47826087	71.7170763	71	1.00996658
3.95652174	4.57894737	4.47826087	81.1313302	80	1.41416278
4.42857143	4.57894737	4.47826087	90.8110494	90	0.901165969
4.42857143	4.57894737	4.93238095	100.425349	100	0.425349086

i(1)	i(2)	i(3)	itop	ist	Z
2.53333333	2.81818182	2.83333333	20.2282828	20	1.14141416
2.78571429	2.81818182	2.83333333	22.2435065	22.4	-0.698631729
2.78571429	2.81818182	3.18181818	24.9793388	25	-8.26446E-02
2.78571429	3.16666667	3.18181818	28.0681818	28	0.243506501
3.2	3.16666667	3.18181818	32.2424243	31.5	2.35690238
3.2	3.16666667	3.56666667	36.1422222	35.5	1.80907665
3.2	3.53571429	3.56666667	40.3542857	40	0.88571433
3.56521739	3.53571429	3.56666667	44.9599379	45	-8.90249E-02
3.56521739	3.53571429	3.92857143	49.521961	50	-0.956078053
3.56521739	4.04	3.92857143	56.5850932	56	1.04480923
4.04761905	4.04	3.92857143	64.2414966	63	1.97062956
4.04761905	4.04	4.48	73.2586667	71	3.1812207
4.04761905	4.47826087	4.48	81.2057971	80	1.50724642
4.57894737	4.47826087	4.48	91.8656293	90	2.07292146
4.57894737	4.47826087	4.95652174	101.637051	100	1.63705108

## 125 180 İKİ KADEMELİ DİĞLİ KUTUSU

i (1)	i (2)	itop	ist	%
2.53333333	2.48484848	6.2949495	6.3	-8.01667E-02
2.53333333	2.8	7.09333334	7.1	-9.38967E-02
2.85185185	2.8	7.98518519	8	-0.185185205
2.85185185	3.10714286	8.86111111	9	-1.54320987
3.2	3.10714286	9.94285714	10	-0.571428575
3.2	3.56	11.392	11.2	1.71428576
3.56521739	3.56	12.6921739	12.5	1.53739131
3.56521739	3.95652174	14.1058601	14	0.756143672
4.04761905	3.95652174	16.0144928	16	9.05797E-02
4.04761905	4.42857143	17.9251701	18	-0.415721825
4.57894737	4.42857143	20.2781955	20	1.39097743

## 180 250 İKİ KADEMELİ DİĞLİ KUTUSU

i (1)	i (2)	itop	ist	%
2.48484848	2.53333333	6.2949495	6.3	-8.01668E-02
2.48484848	2.78571429	6.92207792	7.1	-2.50594475
2.8	2.78571429	7.8	8	-2.50000001
2.8	3.2	8.96	9	-0.444444434
3.10714286	3.2	9.94285714	10	-0.571428575
3.10714286	3.56521739	11.0776398	11.2	-1.09250222
3.56	3.56521739	12.6921739	12.5	1.53739128
3.56	4.04761905	14.4095238	14	2.92517008
3.95652174	4.04761905	16.0144928	16	9.05797E-02
3.95652174	4.57894737	18.1167048	18	0.648360037
4.42857143	4.57894737	20.2781955	20	1.39097746



250 360

IKI KADEMELI DISLI KUTUSU

i(1)	i(2)	itop	ist	%
2.53333333	2.47222222	6.26296296	6.3	-0.587869511
2.53333333	2.81818182	7.13939394	7.1	0.554844213
2.78571429	2.81818182	7.85064935	8	-1.86688313
2.78571429	3.16666667	8.82142857	9	-1.98412699
3.2	3.16666667	10.1333333	10	1.33333333
3.2	3.53571429	11.3142857	11.2	1.0204082
3.56521739	3.53571429	12.6055901	12.5	0.844720513
3.56521739	4.04	14.4034783	14	2.88198758
4.04761905	4.04	16.352381	16	2.20238101
4.04761905	4.47826087	18.126294	18	0.701633344
4.57894737	4.47826087	20.5057208	20	2.52860416

360 500

IKI KADEMELI DISLI KUTUSU

i(1)	i(2)	itop	ist	%
2.47222222	2.53846154	6.27564103	6.3	-0.386650393
2.47222222	2.83333333	7.00462963	7.1	-1.34324466
2.81818182	2.83333333	7.98484849	8	-0.189393922
2.81818182	3.18181818	8.96694215	9	-0.367309484
3.16666667	3.18181818	10.0757576	10	0.757575743
3.16666667	3.56666667	11.2944444	11.2	0.843253985
3.53571429	3.56666667	12.6107143	12.5	0.885714263
3.53571429	3.92857143	13.8903061	14	-0.783527722
4.04	3.92857143	15.8714286	16	-0.803571451
4.04	4.48	18.0992	18	0.551111086
4.47826087	4.48	20.0626087	20	0.313043483

## 125 TEK KADEMELI DISLI KUTUSU

i	z2	z1	mn	ist	%
2.53333333	76	30	2.25	2.5	1.33333333
2.85185185	77	27	2.25	2.8	1.85185185
3.2	80	25	2.25	3.15	1.58730158
3.56521739	82	23	2.25	3.55	0.428658923
4.04761905	85	21	2.25	4	1.19047621
4.57894737	87	19	2.25	4.5	1.75438598
4.94444444	89	18	2.25	5	-1.11111112

## 180 TEK KADEMELI DISLI KUTUSU

i	z2	z1	mn	ist	%
2.48484848	82	33	3	2.5	-0.606060624
2.8	84	30	3	2.8	0
3.10714286	87	28	3	3.15	-1.36054423
3.56	89	25	3	3.55	0.281690135
3.95652174	91	23	3	4	-1.08695652
4.42857143	93	21	3	4.5	-1.58730158
5.05263158	96	19	3	5	1.05263159

## 250 TEK KADEMELI DISLI KUTUSU

i	z2	z1	mn	ist	%
2.53333333	76	30	4.5	2.5	1.33333333
2.78571429	78	28	4.5	2.8	-0.510204085
3.2	80	25	4.5	3.15	1.58730158
3.56521739	82	23	4.5	3.55	0.428658923
4.04761905	85	21	4.5	4	1.19047621
4.57894737	87	19	4.5	4.5	1.75438598
4.94444444	89	18	4.5	5	-1.11111112

360	TEK	KADEMELI	DISLI	KUTUSU		
i	z2	z1	mn	ist	z	
2.47222222	89	36	5.5	2.5	-1.11111112	
2.81818182	93	33	5.5	2.8	0.649350662	
3.16666667	95	30	5.5	3.15	0.529100527	
3.53571429	99	28	5.5	3.55	-0.402414489	
4.04	101	25	5.5	4	0.999999978	
4.47826087	103	23	5.5	4.5	-0.483091796	
4.95238095	104	21	5.5	5	-0.95238097	

500	TEK	KADEMELI	DISLI	KUTUSU		
i	z2	z1	mn	ist	z	
2.53846154	99	39	7	2.5	1.53846152	
2.83333333	102	36	7	2.8	1.19047619	
3.18181818	105	33	7	3.15	1.01010099	
3.56666667	107	30	7	3.55	0.469483566	
3.92857143	110	28	7	4	-1.7857143	
4.48	112	25	7	4.5	-0.444444434	
4.95652174	114	23	7	5	-0.869565234	

## DISLI CIFTI BOYUT HESAPLARI

A= 125 EKSENLER ARASI OLCUSU  
 Ih= 2.53333333 Cevrim Orani  
 an= 2.25 Normal Modul  
 B= 12.1773 Helis Acisi  
 aln= 20 Kavrama Acisi  
 xtop= 1.44545714 toplam profil kaydirma

galfa= 10.2206496

ealfa= 1.50819155

ebeta= 1.13397917

k=-2.98758E-02 (Dis Basi Kis)

## PINYON DISLI

## CARK DISLI

z1=	30	z2=	76
b1=	42	b2=	38
d1=	69.0537408	d2=	174.936143
da1=	76.4290343	da2=	182.796525
db1=	64.7132751	db2=	163.940297
df1=	66.4384754	df2=	172.805966
x1=	0.668829926	x2=	0.776627211
ha1=	3.76179489	ha2=	3.9617346
san1=	1.27411868	san2=	1.60488279
kolc1=	5	kolc2=	11
wk1=	31.9285264	wk2=	73.4950461
sny1=	4.62974557	sny2=	4.80630308
sn1=	4.62657948	sn2=	4.80575103
bm1=	9.22792591	bm2=	18.6893468
dm1=	4.25	dm2=	4
dk1=	73.8043806	dk2=	179.942647
mdk1=	78.0543806	mdk2=	183.942647
mdr1=	78.1556658	mdr2=	183.981088

## DISLI CIFTI BOYUT HESAPLARI

A= 125 EKSENLER ARASI OLCUSU  
 Ih= 2.85185185 Cevrim Orani  
 an= 2.25 Normal Modul  
 B= 15.497 Helis Acisi  
 aln= 20 Kavrama Acisi  
 xtop= 1.74465795 toplam profil kaydirma

galfa= 9.68591097

ealfa= 1.4115074

ebeta= 1.43637562

k=-0.070914053 (Dis Basi Kis)

## PINYON DISLI

## CARK DISLI

z1=	27	z2=	77
b1=	42	b2=	38
d1=	63.0419242	d2=	179.786228
da1=	70.6947294	da2=	188.346157
db1=	58.9754422	db2=	168.189224
df1=	60.8888426	df2=	178.540271
x1=	0.771537424	x2=	0.973120523
ha1=	3.9111758	ha2=	4.31392206
san1=	1.2564914	san2=	1.62753437
kolc1=	5	kolc2=	12
wk1=	32.0234052	wk2=	80.5808566
sny1=	4.79796669	sny2=	5.12813281
sn1=	4.7939735	sn2=	5.1275332
bm1=	10.9061252	bm2=	24.5077253
dm1=	4.5	dm2=	4
dk1=	68.5966084	dk2=	185.559818
mdk1=	72.9805538	mdk2=	189.521208
mdr1=	72.9805538	mdr2=	189.521208

## DISLI CIFTI BOYUT HESAPLARI

A= 125 EKSENLER ARASI OLCUSU  
 lh= 3.2 Cevrim Orani  
 an= 2.25 Normal Modul  
 B= 13.8312 Helis Acisi  
 aln= 20 Kavrama Acisi  
 xtop= 1.62173578 toplam profil kaydirma

galfa= 9.79304031

ealfa= 1.43666243

ebeta= 1.2851748

k=-5.39151E-02 (Dis Basi Kis)

PINYON DISLI

CARK DISLI

z1=	25	z2=	80
b1=	42	b2=	38
d1=	57.9297159	d2=	185.375091
dai=	65.4278014	da2=	193.689581
db1=	54.2441544	db2=	173.581294
df1=	55.5454191	df2=	183.807199
x1=	0.720156268	x2=	0.901579515
ha1=	3.83945456	ha2=	4.1891731
san1=	1.19381444	san2=	1.62659546
kolc1=	5	kolc2=	12
wk1=	31.8555128	wk2=	80.5157614
sny1=	4.71381124	sny2=	5.01095822
sn1=	4.70918829	sn2=	5.01041575
ba1=	10.0363031	ba2=	22.3900818
dm1=	4.5	dm2=	4
dk1=	63.2485243	dk2=	190.884686
mdk1=	67.6237178	mdk2=	194.884686
adr1=	67.6237178	adr2=	194.921488

## DISLI CIFTI BOYUT HESAPLARI

A= 125 EKSENLER ARASI OLCUSU  
 lh= 3.56521739 Cevrim Orani  
 an= 2.25 Normal Modul  
 B= 13.8312 Helis Acisi  
 aln= 20 Kavrama Acisi  
 xtop= 1.62173577 toplam profil kaydirma

galfa= 9.70744091

ealfa= 1.42410479

ebeta= 1.2851748

k=-5.39150E-02 (Dis Basi Kis)

PINYON DISLI

CARK DISLI

z1=	23	z2=	82
b1=	42	b2=	38
d1=	53.2953386	d2=	190.009468
dai=	60.7637367	da2=	198.353646
db1=	49.904622	db2=	177.920826
df1=	50.8813544	df2=	188.471263
x1=	0.713559054	x2=	0.908176713
ha1=	3.83202274	ha2=	4.20337258
san1=	1.14448964	san2=	1.63186907
kolc1=	5	kolc2=	13
wk1=	31.7768154	wk2=	87.2367545
sny1=	4.70300589	sny2=	5.02176354
sn1=	4.69758175	sn2=	5.02124386
ba1=	10.0163236	ba2=	24.0963958
dm1=	4.5	dm2=	4
dk1=	58.5307562	dk2=	195.554281
mdk1=	62.8943075	mdk2=	199.554281
adr1=	62.8943075	adr2=	199.590166

## DISLI CIFTI BOYUT HESAPLARI

A= 125 EKSENLER ARASI OLCUSU  
 Ih= 4.04761905 Cevrim Orani  
 an= 2.25 Normal Modul  
 B= 12.1773 Helis Acisi  
 aln= 20 Kavrama Acisi  
 xtop= 1.44545714 toplam profil kaydirma

galfa= 9.85804564

ealfa= 1.45468455

ebeta= 1.13397917

k=-2.98758E-02 (Dis Basi)

PINYON DISLI

CARK DISLI

z1=	21	z2=	85
b1=	42	b2=	38
d1=	48.3376185	d2=	195.652266
da1=	55.6180036	da2=	203.607555
db1=	45.2992925	db2=	183.354279
df1=	45.6274447	df2=	193.616996
x1=	0.647739153	x2=	0.797717984
ha1=	3.74454363	ha2=	4.00625576
sa1=	1.0669999	sa2=	1.62984911
kolc1=	4	kolc2=	13
wk1=	24.9511284	wk2=	87.1147399
sny1=	4.59520171	sny2=	4.84084694
sn1=	4.58888517	sn2=	4.84039602
ba1=	7.63972222	ba2=	21.7894778
da1=	4.5	da2=	4
dk1=	53.2911062	dk2=	200.780002
adk1=	57.6420935	adk2=	204.745719
adr1=	57.6420935	adr2=	204.745719

## DISLI CIFTI BOYUT HESAPLARI

A= 125 EKSENLER ARASI OLCUSU  
 Ih= 4.57894737 Cevrim Orani  
 an= 2.25 Normal Modul  
 B= 12.1773 Helis Acisi  
 aln= 20 Kavrama Acisi  
 xtop= 1.44545714 toplam profil kaydirma

galfa= 9.74358352

ealfa= 1.43779416

ebeta= 1.13397917

k=-2.98758E-02 (Dis Basi)

PINYON DISLI

CARK DISLI

z1=	19	z2=	87
b1=	42	b2=	38
d1=	43.7340358	d2=	200.255848
da1=	50.9933301	da2=	208.232229
db1=	40.9850742	db2=	187.668498
df1=	41.0027712	df2=	198.24167
x1=	0.643052314	x2=	0.802404823
ha1=	3.74459755	ha2=	4.01623215
sa1=	0.998178907	sa2=	1.63472259
kolc1=	4	kolc2=	13
wk1=	24.8766612	wk2=	87.1892071
sny1=	4.58752529	sny2=	4.84852336
sn1=	4.57984826	sn2=	4.84809088
ba1=	7.62277191	ba2=	21.8064281
da1=	4.5	da2=	4
dk1=	48.5992447	dk2=	205.409867
adk1=	52.9332537	adk2=	209.376388
adr1=	52.9332537	adr2=	209.376388

DISLI CIFTI BOYUT HESAPLARI

A= 125 EKSENLER ARASI ULCUSU  
 Ih= 4.94444444 Cevrim Orani  
 an= 2.25 Normal Modul  
 B= 12.1773 Helis Acisi  
 aln= 20 Kavrama Acisi  
 xtop= 0.866702341 toplam profil kaydirma

galfa= 10.0756133

ealfa= 1.48678953

ebeta= 1.13397917

k= 0 (Dis Basi Kis)

PINYON DISLI

CARK DISLI

z1=	18	z2=	89
b1=	42	b2=	38
d1=	41.4322445	d2=	204.859431
dal=	48.0262749	da2=	211.165561
dbl=	38.827965	db2=	191.982716
df1=	37.9012749	df2=	201.040561
xl=	0.465340096	x2=	0.401362245
hal=	3.40344312	ha2=	3.17355266
san1=	1.08441039	san2=	1.71335242
kolc1=	4	kolc2=	12
wk1=	24.5695191	wk2=	79.9969242
sny1=	4.29645648	sny2=	4.19166933
sn1=	4.28942971	sn2=	4.1914023
bm1=	7.55285986	bm2=	20.1693121
dm1=	4.5	dm2=	3.75
dk1=	45.7362922	dk2=	207.776374
wdk1=	50.2362922	wdk2=	211.494013
wdr1=	50.4109974	wdr2=	211.494013