

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü'ne,

Bu çalışma Jürimiz tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

(imza)

Prof. Dr. Heybet ELDAROV
Başkan

(imza)

Yrd. Doç. Dr. A.Muttalip
ŞAHİNASLAN
Üye

(imza)

Doç. Dr. Suat CANBAZOĞLU
Üye

Onay

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

.... /.... /.....

(imza)
Prof. Dr. Ali ŞAHİN
Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KARŞILIKLI DEĞİŞTİRMENİN ESASLARI VE ÖLÇÜ ZİNCİRİ HESAPLAMALARI

Mehmet H. DERE

İnönü Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

69 + vii sayfa

2005

Danışman: Prof. Dr. Heybet ELDAROV

Toleranslar, ürünlerin geliştirilmesi, karşılıklı değiştirilebilmesi ve maliyetlerinde önemli rol oynar. Makinenin, montaj biriminin ve parçanın fonksiyonel, mekanik, fiziksel ve malzemelerinin kimyasal özelliklerinin, toleranslı boyutlarda üretilmesi makinenin montajını, montaj süresince hiçbir işlem yapmadan sağlar ve onarımı kolaylaştırır. Bu, karşılıklı değiştirme prensibinin temelini oluşturur. Mühendisler, ekonomik olan ve iyi çalışan montajlar oluşturarak yüksek kalitede, karşılıklı değiştirilebilir ve pazarlanabilir ürünler elde etmede etkin rol alabilirler.

Günümüz rekabetçi pazarında, teknik çizimlerin sadece anlaşılabilir olması yeterli değildir. Tasarımcı, çizimleri yanlış anlaşılmaya meydan vermeyecek şekilde yapmalıdır.

Tolerans analizi, tasarımcıya tasarımın erken aşamalarında tasarım gereksinimlerindeki değişimin etkilerini nicelik olarak tahmin etme imkanı verir. Tolerans analizi için bilgisayar programı kullanımı hesaplamaları kolaylaştırır.

Bu tezde karşılıklı değiştirmenin esasları, toleranslar ve ölçü zincirleri için en çok kullanılan tolerans analiz yöntemleri olan maksimum-minimum (en-kötü durum) ve ihtimal teorisi (istatistiksel) yöntemleri incelenmiştir. Daha sonra, örnek bir montaj için ölçü zinciri hesaplamaları yapılmış ve bu montaj için her iki yöntem kullanılarak bir bilgisayar programı yazılmıştır. Sonuçlar istatistiksel yöntemin daha verimli olduğunu göstermiştir.

ANAHTAR KELİMELEER: Karşılıklı değiştirme, tolerans, tolerans analizi, ölçü zinciri.

ABSTRACT

MS Thesis

INTERCHANGEABILITY AND DIMENSIONAL CHAIN ANALYSIS

Mehmet H. DERE

Inonu University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

69 + vii pages

2005

Supervisor: Prof. Dr. Heybet ELDAROV

Tolerances play a significant role in the development, interchangeability and cost of manufactured products. Manufacturing a machine or machine part with functional and mechanical properties in toleranced dimensions provides easy assemblability and maintenance. This is the basis of interchangeability. By creating assemblies which perform properly, are cost efficient, engineers can assist in producing high quality, interchangeable and marketable products.

In today's competitive market, it is not enough to make technical drawings that can be understood. The designer must make drawings that cannot possibly be misunderstood. Geometric dimensioning and tolerancing is the key word.

Tolerance analysis allows the designer to quantitatively estimate the effects of variation on design requirements in the early design phases. Using computer programmes for tolerance analysis will make calculations easier.

Research presented in this thesis focuses on interchangeability, tolerances, tolerance analysis and developing a computer program for tolerance calculations of dimensional chains. Maximum-minimum and statistical methods have been examined, and calculations for a sample assembly are presented. The results show that for mass production it is more appropriate for a designer to use statistical tolerance for each part dimension.

KEYWORDS: Interchangeability, tolerance, tolerance analysis, dimensional chain.

TEŞEKKÜR

Çalıőmamın her aşamasında bilgi ve desteğini esirgmeden beni yönlendiren değerli danışman hocam Prof. Dr. Heybet ELDAROV'a, tez içeriğinin düzenlenmesi ve çizimlerin hazırlanmasındaki katkılarından dolayı Yrd.Doç.Dr. A.Muttalip ŞAHİNASLAN'a , desteklerini esirgemeyen değerli Bölüm Başkanım Doç. Dr. Suat CANBAZOğLU'na ve Yrd. Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY'a, Bürosunu ve bilgisayarını emrime amade kılan Kenan Bey'e, ve iki yıl boyunca kendilerine ayırmam gereken zamandan fedakarlıkta bulunarak büyük sabır ve anlayıőla destek olan eőime ve çocuklarıma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	v
ÇİZELGELER LİSTESİ.....	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR	vii
1. GİRİŞ	1
1.1. Karşılıklı Değiştirmenin Tarihi.....	2
1.2. Karşılıklı Değiştirme Yöntemleri.....	3
1.3. ISO Tolerans Sistemi	4
1.3.1. Standart (Norm) sayılar	4
1.3.2. Tolerans ve alıştırmalar sistemi.....	5
1.4. Tolerans ve Alıştırmaların Seçilme Prensipleri	5
1.5. Kaynak Özetleri	7
2. KURAMSAL TEMELLER	11
2.1. Toleranslar.....	11
2.1.1. Boyut Toleransları	12
2.1.1.1. Tolerans Terimleri	12
2.1.1.2. Alıştırma toleransı (TN)	18
2.1.1.3. Tolerans Bölgeleri ve Sembolleri	22
2.1.1.4. Tolerans Sistemi	24
2.1.1.5. Tolerans alanlarının seçimi ve alıştırmalar.....	26
2.1.1.6. Alıştırma Çeşitleri	27
2.1.1.7. Ölçmede sıcaklık farkının etkisi	30
2.1.1.8. Alıştırmaların hesabı ve seçilmesi.....	31
2.1.2. Şekil ve konum toleransları.....	32
2.1.2.1. Semboller.....	35
2.1.2.2. Terimler ve tanımlar	35
2.1.2.3. Örnek uygulama ve karşılaştırma	38
2.2. Ölçü Zincirindeki Ölçülerin Toleranslarının Hesaplanması.....	39
2.2.1. Ölçü zincirinin temel terimleri ve işaretleri	40
2.2.2. Hesap metodları	41
2.2.2.1. Tam karşılıklı değişme prensibine göre ölçü zincirinin hesabı..	41
2.2.2.2. Tam olmayan karşılıklı değiştirme prensibi (İhtimal teorisi)	48
2.2.3. Grup karşılıklı değiştirme metodu (selektif montaj).....	52
2.2.4. Düzlem ve uzay ölçü zincirlerinin hesabı.....	55
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	58
3.1. Materyal	58
3.2. Yöntem.....	58
3.3. Bilgisayar Programı	61
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	65
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	66
6. KAYNAKLAR.....	67

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1	Toleransla üretim maliyeti arasındaki ilişki	6
Şekil 2.1	Boyutların gösterilmesi.....	12
Şekil 2.2	Mil ve delikteki kavramlar	13
Şekil 2.3	Boşluklu alıştırma.....	16
Şekil 2.4	Sıkı alıştırma.....	16
Şekil 2.5	Belirsiz alıştırma.....	17
Şekil 2.6	Delik (a) ve mil (b) sistemlerinde alıştırma tolerans alanları.....	18
Şekil 2.7	Özel kurala göre deliğin esas sapmalarının yerleşimi	18
Şekil 2.8	Montajda ve parçaların teknik resminde toleransların gösterilmesi.....	19
Şekil 2.9	Boşluklu (a), sıkı (b) ve belirsiz (c) alıştırma.....	20
Şekil 2.10	Mil sisteminde deliklerin toleransları	23
Şekil 2.11	Delik sisteminde millerin toleransları.....	23
Şekil 2.12	Mil tolerans sembolleri.....	26
Şekil 2.13	Delik tolerans sembolleri.....	26
Şekil 2.14	Normal delik sisteminde millerin durumu.....	28
Şekil 2.15	Normal mil sisteminde deliklerin durumu.....	28
Şekil 2.16	Delik sisteminde alıştırma.....	28
Şekil 2.17	Mil sisteminde alıştırma	29
Şekil 2.18	Perno bağlantısında delik ve mil sisteminin uygulaması.....	29
Şekil 2.19	Klasik ve geometrik toleranslandırmanın karşılaştırılması	34
Şekil 2.20	Örnek uygulama	39
Şekil 2.21	Ölçü zincirinin şemaları.....	39
Şekil 2.22	Üç elementli ölçü zinciri.....	42
Şekil 2.23	Tolerans alanının orta koordinat $E_c(A_j)$ değerleri.....	44
Şekil 2.24	Kademeli parçanın ölçü zinciri.....	50
Şekil 2.25	Parçaların gruplara bölünme şeması.....	53
Şekil 2.26	Ölçü zinciri uygulaması.....	55
Şekil 2.27	Düzlem ölçü zinciri	56
Şekil 3.1	Redüktör mili (a) makine krokisi, (b) ölçü zinciri.....	58
Şekil 3.2	Ölçü zinciri hesabının algoritması.....	60

ÇİZELGELER LİSTESİ

Çizelge 2.1	ISO Kalite Sınıfları ve Temel Toleranslar	24
Çizelge 2.2	IT Niteliği sayısal değerleri (Esas toleranslar)	25
Çizelge 2.3	Normal delik sistemi.....	31
Çizelge 2.4	Normal mil sistemi	32
Çizelge 2.5	Toleranslı nitelikler için semboller.....	36
Çizelge 2.6	Toleranslı nitelikler için ek semboller	36
Çizelge 2.7	Ölçü aralıklarına göre tolerans biriminin değeri.....	47

SİMGELER LİSTESİ

D	Anma boyutu, [mm]
ES, Eİ	Delğin üst ve alt sapmaları
es, ei	Milin üst ve alt sapmaları
T	Tolerans değeri, [μm]
TD, Td	Delik ve mil toleransları
S_{max} , S_{min}	En büyük ve en küçük boşluk
N_{max} , N_{min}	En büyük ve en küçük sıklık
TN, TS	Alıştırma toleransları
a	Kalite sınıfı katsayısı
i	Tolerans faktörü (birimi), [μm]
l	Ölçülen boyut, [mm]
Δl	Ölçme hatası, [mm]
α_1, α_2	Parça malzemesinin ve ölçme kurgusunun genleşme katsayısı, [$^{\circ}\text{C}^{-1}$]
Δt_1	Parçanın sıcaklığı t_1 ile normal sıcaklık arasındaki fark, [$^{\circ}\text{C}$]
Δt_2	Ölçme kurgusunun sıcaklığı ile normal sıcaklık arasındaki fark, [$^{\circ}\text{C}$]
A_{Δ}	Ölçü zincirinde kapayıcı ölçü
A_j	Ölçü zincirinde j elementinin ölçüsü
n	Ölçü zincirinde artan ölçülerin sayısı, Selektif montajda grup sayısı
p	Ölçü zincirinde azalan ölçülerin sayısı
m	Ölçü zinciri elementlerinin toplam sayısı
TA_{Δ}	Ölçü zincirinde kapayıcı ölçünün toleransı
TA_j	Ölçü zincirinde j elementinin toleransı
E_C	Tolerans alanının orta koordinat değeri
k_j	Nisbi dağılma katsayısı
ξ	İletim oranı

1. GİRİŞ

İmalatta mutlak bir ölçüye ulaşmak mümkün değildir. Aynı zamanda, daha hassas bir parça üretmek daha iyi olur düşüncesi gereksiz zaman kaybına ve maliyetin artmasına neden olur. Bunun sebebi, imalat zincirinde yer alan elemanlar, tezgah, tertibat, kesici, parça ve ölçüm aletlerinin belirli bir hata kapsamında çalışmasıdır. Bununla beraber herhangi bir makinadan istenen özellikler kapsamında onu oluşturan montaj birimleri ve parçaların ölçülendirilmesi işleminin makinenin emniyetine ve ekonomikliğine bağlı olarak bulunan toleranslara göre yapılması gerekir.

Makinenin, montaj biriminin ve parçanın fonksiyonel, mekanik, fiziksel ve malzemelerinin kimyasal özelliklerinin toleranslı boyutlarda üretilmesi makinenin montajını, montaj süresince hiçbir işlem yapmadan sağlar ve onarımı kolaylaştırır. Bu ise karşılıklı değiştirme prensibinin temelini oluşturur.

İki tür tolerans sıkça kullanılır: tasarım toleransı ve imalat toleransı. Tasarım toleransları bir montajın veya bir parçanın fonksiyonel gereksinimleri ile ilgilidir. İmalat toleransları bir parçanın üretimi için bir işlem planı olarak tasarlanırlar. İmalat toleransı tasarım toleransının gerçekleşmesini sağlamalıdır. Tasarım toleransının bir ürünün üretim süresi, kalitesi ve maliyeti üzerinde etkisi vardır. Tolerans analizi bir montaj ve mekanizmadaki ilgili toleransların tanımlanmasını ve ölçü zinciri (tolerans yığılması) hesabını kapsar. Tolerans analizinde, temel olarak, tolerans yığılması işlemi modellenir, sonuç toleransı tasarım tolerans değerlerine göre doğrulanır ve kontrol edilir. Tasarım gereksinimleri karşılanmıyorsa, toleranslar ayarlanır ve hesaplama yeniden yapılır. Bir tolerans problemi geleneksel maksimum-minimum (en-kötü durum) yöntemi veya ihtimal teorisi (istatistiksel) yöntemi ile çözülebilir. Seri üretimde ürün karakteristikleri daha çok istatistiksel bir dağılım gösterir ve istatistiksel dağılım parametreleri (ortalama, standart sapma vb.) doğru kalite göstergeleridir. Bu nedenle, seri üretim için tasarımcının her parça için istatistiksel tolerans kullanması daha uygundur [1].

Bu tez çalışmasının amacı makina imalatında teknik resim çizimi, toleranslandırma ve kalitenin artırılması konularına verilen önemi arttırmak, makina mühendisliği eğitiminde, makina mühendisleri için büyük önem taşıyan bu konulara dikkat çekmek ve dolayısıyla ülke ekonomisine katkıda bulunabilmektir. Çalışma, karşılıklı değiştirme, toleranslar, tolerans analizinin maksimum-minimum ve ihtimal teorisi yöntemleri ile incelenmesi ve örnek bir montaj için ölçü zinciri hesaplamalarının bilgisayar destekli olarak yapılmasını kapsamaktadır. Toleranslar kısmında boyut toleransları detaylı

incelenmiş, şekil ve konum toleranslarının öneminden bahsedilmiş ve genel bilgiler verilmiştir. Toleranslarla ilgili **boyut**, **çap** ve **ölçü** kavramları aynı anlamda kullanılmıştır.

1.1. Karşılıklı Değiştirmenin Tarihi

Sanayi devriminin tam bir teknolojik dönüşüme çevrilmesinin temelinde karşılıklı değiştirilebilir parça üretimi vardır. İlk olarak 1760'lı yıllarda Fransız general Jean-Baptiste de Gribeauval tarafından savunulan karşılıklı değiştirme fikri ilk önce silah satıcıları Simeon North ve Eli Whitney tarafından gerçekleştirildi. Bunun için itici güç, arızalı silah parçalarının savaş alanındaki diğer arızalı silah parçaları ile değiştirilebilmesi oldu. Değiştirilebilir parçalar fikrini Eli Whitney geliştirdi.

Whitney bu düşüncüyü fabrikalardaki makinaların onarımını kolaylaştırmak için uygulamaya koydu. Makinalar kırıldığında tekrar fonksiyonel olmaları için tamamen yeniden yapılmaları gerekiyordu. Bu, çok miktarda ürüne ihtiyaç duyan Amerika gibi gelişmekte olan bir ülke için çok zor bir durumdu. Aynı zamanda, makinalar insanların yerini almaya başladığından verimlilikleri de arttırılmak zorundaydı. Bozulan makinalar verimden düştüğü için hızlı onarım için bir yol bulmak gerekiyordu. Amerikan hükümeti silahların bir savaşta daha verimli olması için değiştirilebilir parçalardan oluşmasını istiyordu. Hükümetten destek alan Whitney tüfekler için değiştirilebilir parça araştırmasına başladı. 1860 yılına gelindiğinde tüfeklerde karşılıklı değiştirme sağlandı. Bundan önce Whitney değiştirilebilir parçalardan oluşan bir freze makinası yapmayı başarmıştı.

Değiştirilebilir parçalar Amerikan iç savaşında yararlı olmuş ve bu yenilikçi fikir dikiş makinası, biçerdöğür ve otomobil gibi makinaların üretimine imkan verdi. Karşılıklı değiştirmeyi mümkün kılan diğer destekleyici teknolojiler model yapımı, master ve metrolojideki ilerlemeler oldu. Nihayetinde, simgesel taslak uygulamalarının yerini boyutlandırılmış ve toleranslandırılmış çizimler aldı. İlk çizim ve toleranslandırma standartları 1930'larda düzenlendi ve hala iyileştirmeler devam etmektedir. İmalattaki bu ilerlemeler ve makinalaştırma bugünkü benzer parçaların seri üretimini mümkün kıldı. Seri üretilen makinaların büyük çoğunluğu tek tek ve bağımsız olarak üretilen parçaların montajından oluşmaktadır. Modern imalatçılığın çoğu birbiriyle alıştırma temelinde birleştirilen karşılıklı değiştirilebilen parçaların üretilme imkanına bağlı olmaya devam etmektedir [2].

1.2. Karşılıklı Değişirme Prensipleri

Herhangi bir makinanın, montaj biriminin, malzemenin ve benzeri ürünlerin karşılıklı değiştirilmesi, onların aynı özelliklere sahip diğer ürünlerle sıradan değiştirilebilmesi anlamına gelir. Tam karşılıklı değiştirme prensibi en geniş şekilde kullanılan yöntemdir. Bu yöntem ile montajda veya onarımda makinayı oluşturan parçaların hiç bir işlem yapmadan değiştirilmesi sağlanır. Tam karşılıklı değiştirme parçaların boyut, şekil ve konum, yüzey pürüzlülüğü, mekanik, elektrik ve diğer önemli özelliklerinin belirli bir tolerans alanında yapılmasına dayanır. Kalite taleplerinin gözlenmesi parça ve makina montaj birimlerinin karşılıklı değiştirme prensibine uygun olması şarttır. Bilimsel ve teknik başlangıç şartlarının tamamı proje, imalat ve çalışma süresince parçaların, montaj birimlerinin ve ürünün karşılıklı değiştirme prensibini oluşturur [3].

Karşılıklı değiştirme prensibi parçalara, montaj birimlerine ve tam olarak ürünün fonksiyonel özelliklerine uygulanır. Bu uygulama onarım için kullanılan yedek parçaları da kapsar. Karşılıklı değiştirme prensibi bir makinanın farklı parçalarının fabrikanın farklı atölyelerinde seri ve büyük miktarda yapılmasına, montajının ise diğer bir fabrikada yapılmasına imkan verir. Bu prensip montajda bağlama parçalarının, rulmanların, elektroteknik ürünlerin, sızdırmazlık ve benzeri parçaların işbirliği çerçevesinde diğer fabrikalardan alınmasına imkan verir.

Tam karşılıklı değiştirme prensibi, üretimde montajın tecrübesiz bir işçi tarafından yapılmasına imkan sağlar. Montajı normlaştırmak ve zamana bağlamak mümkün olur. Yani montaj sürecini işlem akışı metodu ile veya otomatik (insan gücü kullanmadan) olarak yapmak mümkün olur. Bu prensip imal edilmiş ürünlerin onarımı, aşınmış veya kırılmış parçaların sadece yedeği ile değiştirilebilmesine dayanır. Tam karşılıklı değiştirme prensibinin ekonomik yönden elverişli olması için üretilen parçaların toleransları IT6 'dan fazla olmamalıdır. Bazı durumlarda ekonomikliği temin etmek için selektif montaj metodundan faydalanmak gerekir. Bu tür karşılıklı değiştirme tam olmayan karşılıklı değiştirme olarak adlandırılır. Bu prensip parçaların bütün özelliklerine değil, birkaç özelliğine veya boyutlarına uygulanabilir. Karşılıklı değiştirme dış karşılıklı değiştirme ve iç karşılıklı değiştirme gibi türleri de mevcuttur. Dış karşılıklı değiştirme iş birliği yoluyla satın alınmış ürün ve montaj birimlerinin dış boyutlarını ve bağlama boyutlarını kapsar. Örneğin, satın alınan elektrik motorunun dış karşılıklı değiştirme prensibine uygun göstergeleri motoru makinaya bağlama boyutlarını kapsar. Rulmanların bu prensibe uygun göstergeleri ise dış

bileziğin dış çapı, iç bileziğin iç çapı ve rulmanın enidir. İç karşılıklı değiştirme ürüne dahil olan parça, montaj birimi, mekanizma ve parçaları kapsar. Örneğin, rulmanların iç karşılıklı değiştirilmesine uygun göstergeleri dış bileziğin iç çapı, iç bileziğin dış çapı ve bilyelerin çapıdır [4].

Karşılıklı değiştirme prensibine uygun üretim yapan fabrikanın üretim kalitesini değerlendirmek için karşılıklı değiştirme katsayısı değeri hesaplanır. Bu katsayı, karşılıklı değiştirme prensibiyle üretilmiş parçalara harcanan emek miktarının ürünün tamamının üretilmesine harcanan emek miktarına oranıdır. Bu katsayının değer olarak bire yaklaşması üretimin teknik seviyesinin yüksek olduğu anlamına gelir.

1.3. ISO Tolerans Sistemi

1.3.1. Standart (Norm) sayılar

Tasarım ve imalatta herhangi bir makinanın, parçanın veya montaj biriminin temel boyut veya büyüklükleri belirlenirken değerler keyfi olarak seçilmez. Fonksiyonellik, kullanılabilirlik, uyumluluk veya emniyet gibi karakteristiklerin göz önüne alınması gerekir. Aynı makina veya parçanın daha küçük veya daha büyük tipini üretirken, aynı görevi yapan parçaların boyutları arasındaki adım aralıkları belirlenirken belirli bir esasa dayalı sistematik bir yol izlenir. Bu amaçla standart veya norm sayılar tanımlanmaktadır. Standart sayılar yukarıda belirtilen sınırlamalar içerisinde parça boyutlarının seçiminde yol gösterici bir rol oynar [5].

Teknikte kullanılan norm sayılar için 1 ve 10 esas alınmaktadır. Bu iki sayı arasındaki sayılar geometrik dizi oluşturacak şekilde elde edilmektedir. Geometrik dizinin ardışık iki elemanı için

$$S_{i+1} = kS_i$$

Bağıntısı esas alınır. Burada k sabit adım (aralık) olarak tanımlanmaktadır. 1 ile 10 arasında n adet aralık varsa

$$1 \quad k \quad k^2 \quad k^3 \quad \dots \quad k^n = 10$$

olduğundan adım aralığı

$$k = \sqrt[n]{10}$$

elde edilir. Pratikte en çok kullanılan temel diziler R5, R10, R20 ve R40 dizileri olup bu dizilerde adım aralığı k sırasıyla 5, 10, 20 ve 40 adettir. R5 dizisi için $k = \sqrt[5]{10} = 1.5849$ olup dizi elemanları

$$1 \quad 1.5849 \quad 2.5119 \quad 3.9811 \quad 6.3096 \quad 10$$

olarak bulunur. Bu sayılar yuvarlatılarak R5 dizisi

1 1.6 2.5 4 6.3 10

şeklinde elde edilir. Benzer şekilde, R10 için $k = \sqrt[10]{10} = 1.25$, R20 için $k=1.12$, R40 için ise $k=1.06$ bulunur.

Makina mühendisliğinde ise R serisi esas alınarak seçilmiş özel standartlar kullanılmaktadır. Bu standarda göre makina parçalarının konstrüksiyonunda kullanılan boyutlar makina imalatının tüm alanlarını kapsar.

Standart sayıların kullanılması diğer tasarımcıların aynı seçeneği tercih etme ihtimalini artırır. Bu, özellikle seçilen boyutun uyumluluğu etkilediği durumlarda kullanışlıdır. Ayrıca, bu sayıların kullanımı üretilmesi veya stoklanması gereken farklı boyutlardaki ürünlerin sayısını en aza indirmede de etkilidir.

1.3.2. Tolerans ve alıştırmalar sistemi

ISO (International Standardization Organization) toleranslar ve alıştırmalar sisteminde her parçanın bir nominal(anma) ölçüsü vardır. Bir parçanın sınır ölçüsü, büyük ya da küçük, nominal ölçüden olan sapmasıyla tanımlanır. Büyüklük ve işaret sınır ölçüsünden nominal ölçünün çıkarılmasıyla elde edilir. Bir parçanın iki sınır ölçüsü arasındaki fark işaretsiz, mutlak bir değer olan **tolerans** olarak adlandırılır.

ISO sisteminde üç tür alıştırma vardır: (1) boşluklu alıştırmalar, (2) sıkı alıştırmalar, (3) belirsiz alıştırmalar(sıkı veya boşluklu). Alıştırmalarda **delik-sistemi** veya **mil-sistemi** kullanılabilir. Herhangi bir nominal ölçü için, **sıfır çizgisi** olarak adlandırılan sıfır sapma çizgisine göre bir tolerans ve sapma aralığı belirlenebilir.

Nominal ölçünün bir fonksiyonu olan tolerans, tolerans sınıfı olarak adlandırılan bir rakamla gösterilir. Toleransın sıfır çizgisine göre olan yeri, delikler için büyük ve miller için küçük olmak üzere bir (veya iki) harf ile gösterilir. Sonuç olarak, esas ölçüsü 45mm olan bir delik ve milin tolerans ve alıştırmalarının gösterimi 45H8/g7 şeklinde olabilir.

ISO sisteminde IT01, IT0, IT1...IT18 olarak adlandırılan yirmi tolerans niteliği belirlenmiştir [6].

1.4. Tolerans ve Alıştırmaların Seçilme Prensipleri

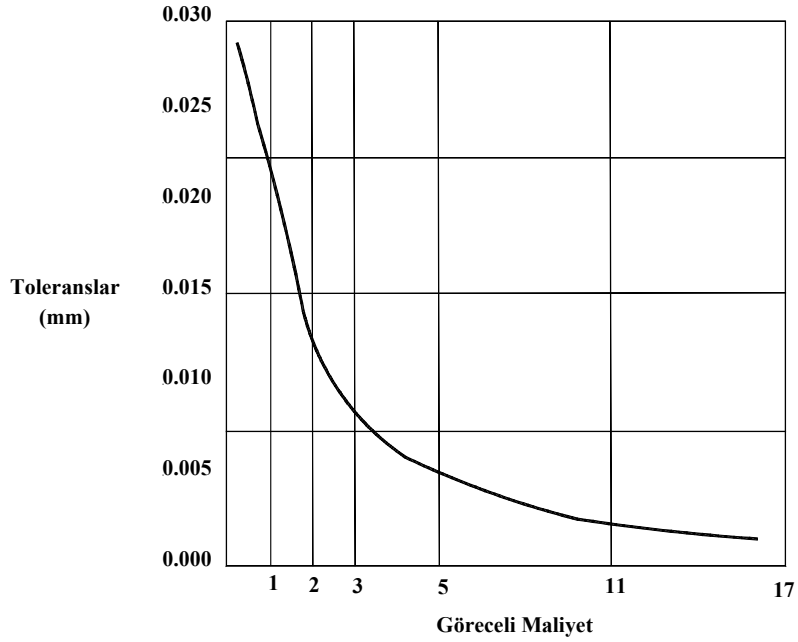
Tolerans ve alıştırmaların seçilmesinde üç metod kullanılır [3]:

- Benzetim (analoji) metodu: Bu metod gereği makina tasarımcısı benzer montaj birimlerini diğer makinalarda bularak kullanılan tolerans ve alıştırmaları

tasarımını yaptığı makina için de kullanır.

- Benzerlik metodu: Benzetim metodu esas alınarak geliştirilmiştir. Bu metod makina parçalarının konstrüksiyon ve çalışma özelliklerine göre sınıflandırılması sonucu uygulanan tolerans ve alıştırmaların yeni tasarlanan makina için uygulanmasını ön görür. Her iki metodun ortak bir dezavantajı, yeni tasarlanan makinanın konstrüksiyon ve çalışma özelliklerinin göz ardı edilmesidir.
- Hesap metodu: Tolerans ve alıştırmaların hesaplamalar sonucu seçilmesine dayanan ve tasarlanan makinanın özelliklerini göz önüne alan daha doğru bir metoddur. Bu metodla bulunan nitelik, tolerans ve alıştırma tipleri tasarlanan makinanın konstrüksiyon ve çalışma taleplerini göz önüne aldığı için makinanın hassas ve emniyetli çalışmasını sağlar.

Parçaların toleranslarını daralttıkça, kalitenin artmasıyla beraber maliyeti de artmış olur. Bu durumda, üretilen makinanın emniyetli çalışma özellikleri de artar. Şekil 1.1'de görüldüğü gibi toleransın azalmasıyla parçanın üretiminin göreceli maliyeti de hiperbolik olarak artmaktadır.



Şekil 1.1- Toleransla üretim maliyeti arasındaki ilişki [7]

1.5. Kaynak Özetleri

Tolerans tasarım ve üretimin önemli bir bölümüdür. Tasarımda fonksiyonellik önemlidir. Sonuçta ideal olarak, toleransların mümkün olduğu kadar dar olması gerekir. Fakat üretim şartları ideal olana sınırlamalar koymaktadır [8]. Bu nedenle toleranslama kararı gerekli üretim işlemleri, fonksiyonellik ve/veya montajdan kaynaklanan sınırlamaları dikkate alarak verilmelidir. Toleransların mevcudiyeti amaçlarına ve bakış açlarına bağlı olarak toleransla ilgili çeşitli sorunlara yol açmaktadır. Bu sorunların birbiri ile ilgili olması toleranslandırma araştırmalarının verimli bir şekilde ele alınmasını zorlaştırmaktadır. Mevcut araştırmalar yedi farklı şekilde sınıflandırılabilir [9]:

- Toleranslandırma şemaları
- Tolerans modelleme ve gösterimi
- Tolerans belirleme
- Tolerans analizi
- Tolerans sentezi ve atama
- Tolerans transferi
- Tolerans değerlendirme

Mevcut çizim uygulamalarında genellikle iki tür tolerans kullanılmaktadır: Geleneksel toleranslandırma (\pm) ve geometrik toleranslandırma. Daha teorik ifadelerle iki tür toleranslandırma şeması vardır: Parametrik ve Geometrik.

Huq ve Zhang [10] yaptıkları çalışmada toleransları maliyetle ilişkilendirmek için üretim ve montaj işlemlerini nasıl karakterize edildikleri konusunda teori ve pratiğin durumunu incelemişlerdir. Üretilen parça boyutlarındaki toleransların maliyet üzerinde önemli bir etkisi vardır. Sıkı toleranslar maliyet artışına, geniş toleranslar ise atık sayısının artmasına ve montaj problemlerine sebep olabilir. Bu çalışmada, konu ile ilgili çalışmalar üç kategoriye ayrılarak incelenmektedir. Bu kategoriler ölçü zinciri tekniği, tolerans analizi ve sentezi ve maliyet-tolerans algoritmaları ile tasarım metodlarına dayanmaktadır. Ayrıca araştırmacılara gelecekte rehberlik edecek araştırma konuları sunulmuştur.

İstatistiksel tolerans analizi ilk olarak Mansoor (1963) [1] tarafından önerilmiştir. Mansoor'un metodu parça boyutlarının normal dağılıma uyduğu varsayımına dayanmakta ve sonuçtaki montaj toleransı kareler toplamının karekökü ile elde edilebilir. Tolerans aralığı normal dağılımın standart sapmasının $\pm 3\sigma$ 'ya eşit alınırsa, sonuç boyutlarının % 99.73'ü tolerans aralığında yer alır.

Ji [11] işlem planlamasında ölçü zinciri tanımlaması için cebirsel bir yaklaşım önermektedir. Bu yaklaşımda, hem ileri ve hem de geri ölçü zincirleri elde etmek için basit cebirsel eşitlikler ve kolay uygulanabilen algoritmalar kullanılmaktadır. Söz konusu yaklaşım orjinal tolerans tablosunu kullanarak geri ölçü zincirlerini tamamlar. İleri ölçü zincirleri geri ölçü zincirlerinden aralarındaki ilişki kullanılarak elde edilir. Geri ölçü zincirleri nominal ölçüleri doğrudan belirlemek için kullanılabilir. İleri ölçü zincirleri ise tolerans atama için gereklidir.

Lin ve Zhang [12] çalışmalarında bir, iki ve üç boyutlu lineer ve geometrik ölçü zincirlerini teorik olarak analiz etmişlerdir. Yapılan tolerans analizi tolerans alanları analizine dayanmaktadır. Çalışma tolerans zincirlerinin iki ve üç boyutta parça toleransları ve esas ölçülere bağımlı olduğunu göstermektedir. Analiz için bir ana referans yüzeyi gözönüne alınmıştır. Uygulamada yerleştirme ve kavrama için ikincil ve üçüncül referans yüzeyleri de gözönüne alınmalıdır.

Musa ve Huang [13] geleneksel ölçü zinciri analizi metodları olan en kötü durum ve istatistiksel metodlarının üretim hatası kaynaklarını hesaba katmadıklarını ve bu nedenle bu metodların maliyet-etkili bir çözüm sağlamadıklarını iddia etmektedirler ve Monte Carlo simülasyonuna dayanan yeni bir analiz yöntemi önermektedirler. Bu yöntemde iki tür üretim hatası kaynağı gözönüne alınmaktadır. Bunlar işleme ve yerleştirme hatalarıdır. İşleme hatası normal dağılımlı rastgele hata olarak gözönüne alınır, yerleştirme hatası ise üst ve alt sınırlı düzgün dağılımlı iletim ve dönme elemanlarından oluşmaktadır. Bu simülasyonda parçanın ilgili bölümleri noktalarla gösterilir. Daha sonra parça işlenir ve ilgili bölümlerdeki uzaysal değişimler işaretlenerek standart kontrol işlemlerine göre kontrol edilir. Ayrıca bu çalışmada iki örnek verilmektedir.

Genetik algoritmalar metodu doğrudan araştırma metodları ile ihtimal seleksiyonun özelliklerini birleştiren ve doğal seleksiyona benzeyen bir araştırma algoritmasıdır. Ansary ve Deieb [14] bir eş zamanlı tasarım ve parça toleransları atama işlemi önermektedirler. Bu işlem optimum toplam parça işleme maliyetine dayanmaktadır. Lineer olmayan çok değişkenli optimizasyon problemi formüle edilmiş ve genetik algoritmalar metodu kullanılarak çözülmüştür. Ayrıca metodun etkinliğini göstermek için iki örnek verilmiştir.

Parçaların işlenmesinde referans seçimi ve parça işleme toleranslarının atanması parça kalitesini ve işleme verimliliğini doğrudan etkiledikleri için büyük önem taşımaktadır. Li et al. [15] dönen parçalar için optimum işleme referansları ve toleranslarını aynı anda bulacak bilgisayar destekli işlem planı için bir matematiksel

model önermektedirler. Bu çalışmada, tolerans grafiği ve ölçü zinciri belirleme yönteminden faydalanılmıştır. Optimum çözüm bulmak için bir genetik algoritma kullanılmıştır.

Amerikan Brigham Young Üniversitesinde 1984'den beri geliştirilmekte olan CATS.BYU (Computer-aided tolerance specification) bir montaj tolerans analiz yöntemidir. Yazılım tasarımcıya AutoCATS grafik önışlemcisini kullanarak iki boyutlu montaj modelleri oluşturma ve bu modelleri üretimdeki değişmelerin sonuçlarını göstermek için kullanma imkanı verir. Montaj çizimi ilk önce bir CAD sisteminde oluşturulur. Basamak işlemi ile parçalar, parça bölüm referansları, kinematik bağlantılar, şekil toleransları ve vektör döngüler kullanılarak bir model oluşturulur. Son olarak etkin olan eşitlikleri oluşturan analiz yazılım paketine gönderilebilen bir nörütük oluşturulur. Eşitlikler tolerans analizi ve montaj atık oranlarını belirtmeye imkan verir [16].

Gunasena [17] doktora çalışmasında tasarımda montaj toleranslaması için bilgisayar programları geliştirmiştir. Bunlardan biri Chen-Lind metoduna dayanan tolerans analizidir. Çalışmanın formülize edilmesinde Bjorke metodu esin kaynağı olmuştur. Bu metodun diğer metodlara göre daha doğru sonuçlar verdiği gösterilmiştir.

Salamons et al. [18] tasarımcıya toleranslar belirlendikten sonra montajın en kötü durum kalitesini değerlendirmede yardımcı olacak bir bilgisayar destekli tolerans analiz metodu geliştirmişlerdir. Tolerans analizi hesaplamalarında eşitlik grupları oluşturulur. Eşitlik sayısı, montaj kalitesinin hesaplandığı minimum sayıda nokta kullanımı ile sınırlandırılabilir. İhtiyaç duyulan nokta sayısı yüzey türüne bağlıdır. Eşitlikler grubundaki parametre sayısı montaj durumunun en kritik yönü göz önüne alınarak azaltılabilir. Daha sonra bu indirgenmiş eşitlik grubu, montaj şartının maksimum/minimum değerlerini bulmak için çözülür ve optimize edilir. Bu tolerans analiz yöntemi, fonksiyonel toleranslama modülünün bir parçası olarak FROOM olarak adlandırılan bir tasarım destek sisteminde uygulanmıştır.

Piyasada mevcut ticari CAT (computer aided tolerancing) programları temelde iki tür analiz sağlamaktadırlar: Değişim analizi ve Katkı analizi. Lindkvist ve Söderberg [19] montajların montaj yapısının herhangi bir hiyerarşik seviyesindeki geometrik birleşme ve sağlamlık derecesine göre değerlendirmesi ve analize imkan veren bilgisayar destekli iki analiz metodu önermektedirler. Analizler RD&T yazılımında gerçekleştirilmektedir. Yazılımda kullanılan istatistiksel analiz Monte Carlo simülasyon tekniğine dayanmaktadır ve kullanıcıya montaj sıralaması ve yerleştirme şemalarını

tanımlama, analiz yapılacak kritik montaj boyutlarını tanımlama, toleranslar ve dağılımları belirleme ve kritik montaj boyutlarının istatistiksel analizini yapma imkanını vermektedir.

Samtaş ve Gülesin [20] MAK-TOL adında yeni bir tolerans analiz sistemi geliştirmişlerdir. Bu analiz sistemi, tolerans analizinde kullanılan küresel koordinat yönteminden faydalanılarak yeni bir teknikle geliştirilmiştir. Bir montaj grubunda kritik olarak görülen boyutlar vektör halkaları ile birleştirilerek alınan değerler iki boyutlu olarak hazırlanmıştır. Bu değerler AutoCAD ortamında çizilmiş montaj resminin koordinatlarıdır. MAK-TOL programı bu koordinatlar ile sonuca ulaşır. Alınan koordinat değerleri kullanıcı tarafından riskli görülen ölçülerden oluşmaktadır.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Toleranslar

Makine imalatında parçaların resminde verilen mutlak ölçülerinde, istenilen düzgünlükte üretilmesi mümkün değildir. Parçaların imalatı sonucu elde edilen değerler, esas ölçülerden ya biraz küçük ya da biraz büyük olur. Aynı parçadan çok sayıda; aynı tezgahta, aynı işçi tarafından yapıldığı, hepsinin aynı ölçü aletleriyle ölçüldüğü halde bile her birinin ölçüsü ve şekli arasında fark olduğu görülür.

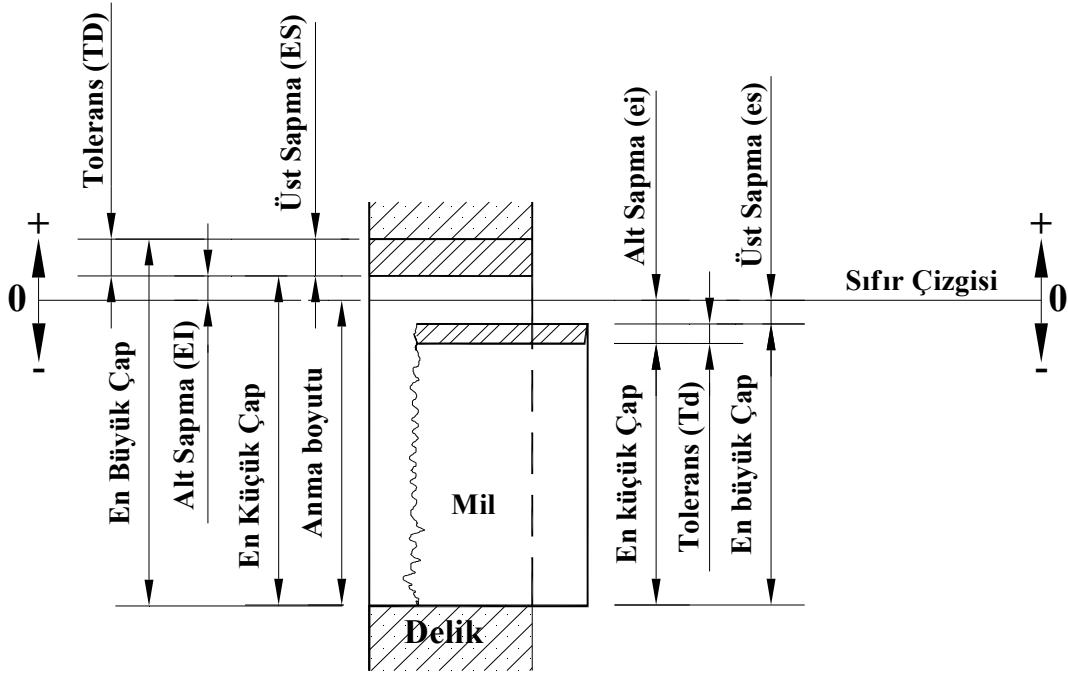
Genellikle, aşağıda belirtilen durumlar, elde edilen parçaların ideal geometrik şekillerinden farklı olmasına neden olabilir:

- Malzemenin yapısından kaynaklanan değişiklikler,
- Takım tezgahları ve bağlama aparatlarının yapısından kaynaklanan ve çalışırken tezgahta meydana gelen değişiklikler,
- İşlenen parçalarda ve kesici takımlarda meydana gelen değişiklikler,
- Isıl işlemler sonunda meydana gelen değişiklikler,
- Ölçme ve kontrol sırasındaki hatalar.

Başka bir deyişle, resim üzerindeki mutlak ölçülerin ve şekillerin parça üzerinde aynen uygulanarak imal edilmesi mümkün değildir. Parçanın tam olarak imal edilmesine çalışmak ise, gereksiz zaman kaybına ve maliyetin artmasına yol açar.

Ancak iş parçasındaki bu farklılık birbiri ile temas eden veya birbirinin içine giren parçaların birlikte uyumlu olarak çalışmasını aksatmayacak kadar olmalıdır. Bunu toleranslar sağlar. Parçaların bir arada istenilen özelliklerde çalışmasını, kolay montajını ve sökülmesini sağlamak için ilgili resminde ölçü, şekil ve konum tolerans değerleri verilmelidir. Bu değerler parçanın çalışma özelliği göz önünde bulundurularak seçilir. Özellikle bozulan, aşınan ve bu sebeple değiştirilmesi gereken parçaların yerine geçecek yedek parçaların üretiminde toleransların önemi daha da büyüktür.

Arıza sonucu değiştirilmesi gereken bir parçanın sökölüp, yerine aynı ölçülerde üretilmiş yenisinin takılması, makineyi kısa zamanda faaliyete geçireceğinden ekonomik açıdan önem taşır. Bütün bu sebeplerden dolayı proje ve teknik resimlerde toleransların gösterilmesi zorunlu hale gelmiştir.



Şekil 2.2 Mil ve delikteki kavramlar

- **Hesabi ölçü:** Parçanın herhangi bir yüzeyinin boyutunun mukavemet hesabından bulunan değeridir.
- **Anma Boyutu (D):** Hesabi ölçü standart rakamlar sırasına göre yazıldığında nominal ölçü veya anma ölçüsü ismini alır. Nominal ölçü alıştırma yüzeyleri için aynı olur, “D” ile gösterilir ve bu ölçüye göre sapmalar belirlenir.
- **Gerçek Boyut:** İmalat sonunda parçanın elde edilen ve belli bir hassasiyetle ölçülerek tespit edilen boyutudur. Toleranslar konusunda delikler D, miller d ile gösterilir.
- **Sınır Boyutları:** Bir parçanın kabul edilebilen iki uç (maksimum ve minimum) boyutudur. Gerçek (yararlı) boyut, bu iki sınır boyutunu da kapsayan alanda bulunmalıdır.
- **En büyük boyut (D_{max}) :** İki sınır boyutunun en büyüğüdür.

$$D_{max} = D + ES \quad (2.1)$$

$$d_{max} = d + es \quad (2.2)$$

- **En küçük boyut (D_{min}) :** İki sınır boyutunun en küçüğüdür.

$$D_{\min} = D + EI \quad (2.3)$$

$$d_{\min} = D + ei \quad (2.4)$$

- **Sapma** : Bir boyut (en büyük boyut veya en küçük boyut) ile ilgili anma boyutu (D) arasındaki cebirsel farktır.
- **Gerçek Sapma** : Gerçek boyut ile ilgili anma boyutu arasındaki cebirsel farktır.
- **Üst Sapma (ES, es)** : En büyük boyut (D_{\max} , d_{\max}) ile ilgili anma boyutu (D) arasındaki cebirsel farktır.

$$ES = D_{\max} - D \quad ; \quad es = d_{\max} - D \quad (2.5)$$

- **Alt Sapma (EI, ei)** : En küçük boyut (D_{\min} , d_{\min}) ile ilgili anma boyutu (D) arasındaki cebirsel farktır.

$$EI = D_{\min} - D \quad ; \quad ei = d_{\min} - D \quad (2.6)$$

- **Sıfır Çizgisi** : Toleransların ve alıştırmaların grafik olarak gösterilmesinde sapmalar için referans olarak alınan bir doğru çizgisidir. Bu doğru , anma boyutuna (D) karşılık gelen doğrudur. Pozitif sapmalar bu doğrunun üst tarafında, negatif sapmalar ise doğrunun alt tarafında bulunur.

- **Tolerans (T)** : En büyük boyut (D_{\max} , d_{\max}) ile en küçük boyut (D_{\min} , d_{\min}) arasındaki cebirsel farktır. Yani üst sapma (ES , es) ile alt sapmanın (EI, ei) cebirsel farkıdır.

$$TD = D_{\max} - D_{\min} \quad ; \quad Td = d_{\max} - d_{\min} \quad (2.7)$$

veya

$$TD = ES - EI \quad ; \quad Td = es - ei$$

olarak yazabiliriz. Delik toleransı **TD**, mil toleransı **Td** olarak gösterilir.

- **Tolerans Bölgesi** : Toleransların grafik olarak gösterilmesinde , tolerans sınırlarını gösteren iki çizgi arasında kalan ve toleransların büyüklüğü ile konumu sıfır doğrultusuna göre tanımlanan bölgedir.

- **Tolerans Birimi (Faktörü), i :** Sınır ölçüleri ve alıştırmalar sisteminde, sistemin esas toleransının tespitinde esas olan anma boyutunun bir fonksiyonu olan birimdir.

- **Esas tolerans :** Toleransları ve alıştırmaları standartlaştırılmış bir sistemde toleranslardan herhangi birisine denir.

- **Temel sapma :** Sıfır çizgisine göre tolerans bölgesinin konumunu tanımlamak için iki sapmadan seçilen sapmadır. Temel sapma sıfır çizgisinin üstünde **ei**, sıfır çizgisinin altında ise **es** olarak kabul edilir.

- **Nitelik :** Toleransları ve alıştırmaları standartlaştırılmış bir sistemde, bütün anma boyutları için aynı doğruluk derecesine denk düştüğü sayılan toleransların tümüdür.

- **Mil :** Silindirik veya silindirik olmayan bir parçanın her dış boyutunun belirtilmesi için kullanılan terimdir (**d**).

- **Delik :** Silindirik veya silindirik olmayan bir parçanın her iç boyutunun belirtilmesi için kullanılan terimdir (**D**).

- **Normal Mil :** Mil alıştırma sisteminde üst sapması sıfır olan mildir. Tariflerde alfabenin küçük **h** harfiyle gösterilir.

- **Normal Delik :** Delik alıştırma sisteminde alt sapması sıfır olan deliktir. Tariflerde büyük **H** harfiyle gösterilir.

- **Geçer Sınır :** İki sınır boyuttan en çok malzemeye denk düşen boyuttur. Bu boyut mil için üst sınır boyutu, delik için ise alt sınır boyutudur.

- **Alıştırma :** Birbirine takılacak iki parçanın montajından önceki ölçüler arasındaki fark sonucu meydana gelen bağıntıya “Alıştırma“ denir.

- **Alıştırma Toleransı :** Bir alıştırmmanın iki elemanına (mil ve deliğe) ait toleransların aritmetik toplamıdır. Yani, en büyük boşluk veya en büyük sıklık ile en küçük boşluk ve sıklık arasındaki farktır.

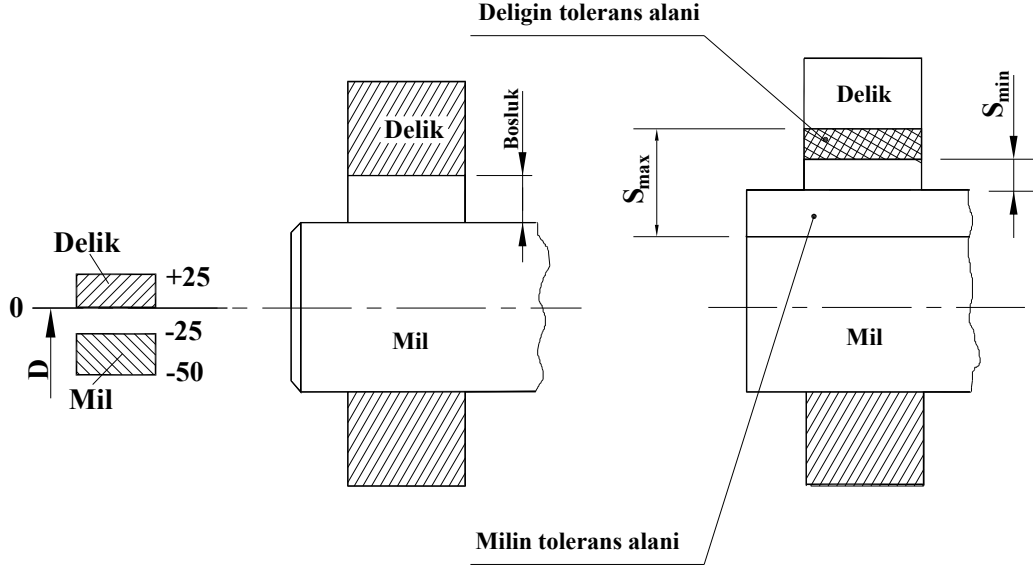
- **Boşluk :** Delik ve mil boyutları arasındaki pozitif farktır. Şekil 2.3’de ölçeksiz olarak gösterilmiştir.

- **Boşluklu Alıştırma :** Daima bir boşluk sağlayan alıştırmadır. Yani milin tolerans bölgesi deliğin tolerans bölgesinin tamamen altında olan alıştırma şeklidir.

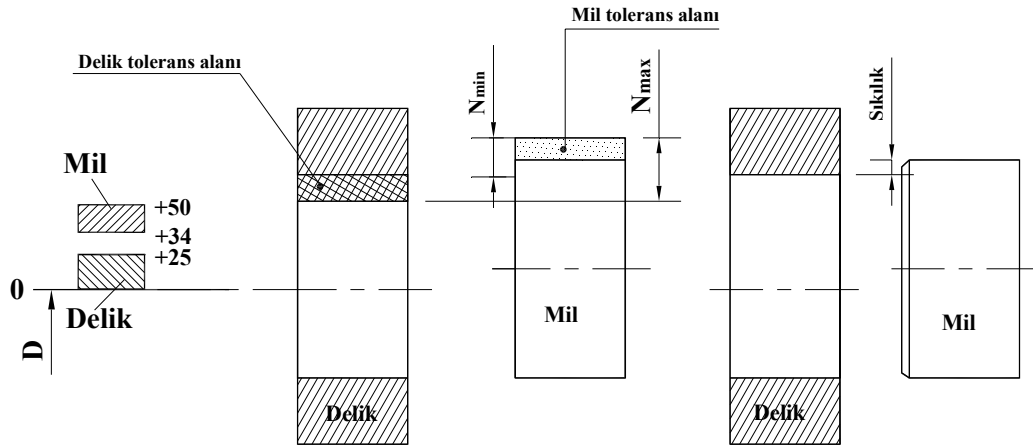
- **En Büyük Boşluk (S_{max}) :** Boşluklu veya belirsiz bir alıştırmada, deliğin en büyük boyutu ile milin en küçük boyutu arasındaki pozitif farktır.

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}$$

(2.8)



Şekil 2.3 Boşluklu alıştırma



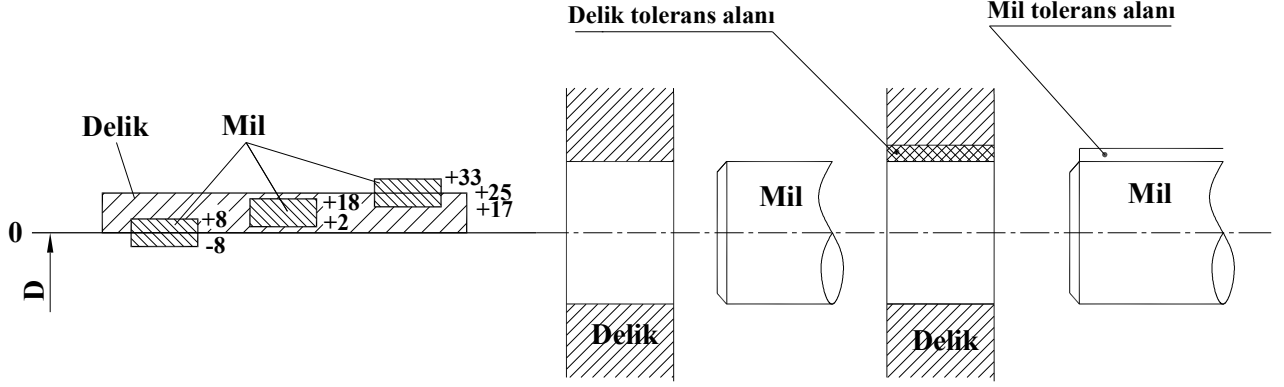
Şekil 2.4 Sıkı alıştırma

- **Sıkı Alıştırma** : Delik ve mil boyutları arasındaki negatif farktır (Şekil 2.4).
- **En Küçük Boşluk (S_{\min})** : Ara boşluklu bir alıştırmada, deliğin en küçük ölçüsü ile milin en büyük boyutu arasındaki pozitif farktır.

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}$$

(2.9)

- **Belirsiz Alıştırma** : Bazen boşluklu, bazen sıkı olmaya elverişli olan alıştırmadır. Delik ve milin tolerans bölgeleri birbirini geçtiği durumlardır (Şekil 2.5).



Şekil 2.5 Belirsiz alıştırma

- **En Büyük Sıkılık (N_{max})** : Sıkı veya belirsiz bir alıştırmada, milin en büyük boyutu ile deliğin en küçük boyutu arasındaki farktır.

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} \quad (2.10)$$

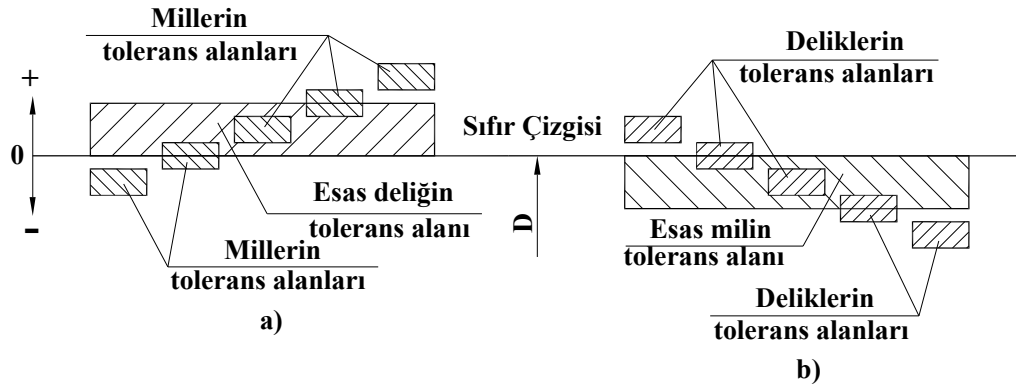
- **En Küçük Sıkılık (N_{min})** : Milin en küçük boyutu ile deliğin en büyük boyutu arasındaki farktır.

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} \quad (2.11)$$

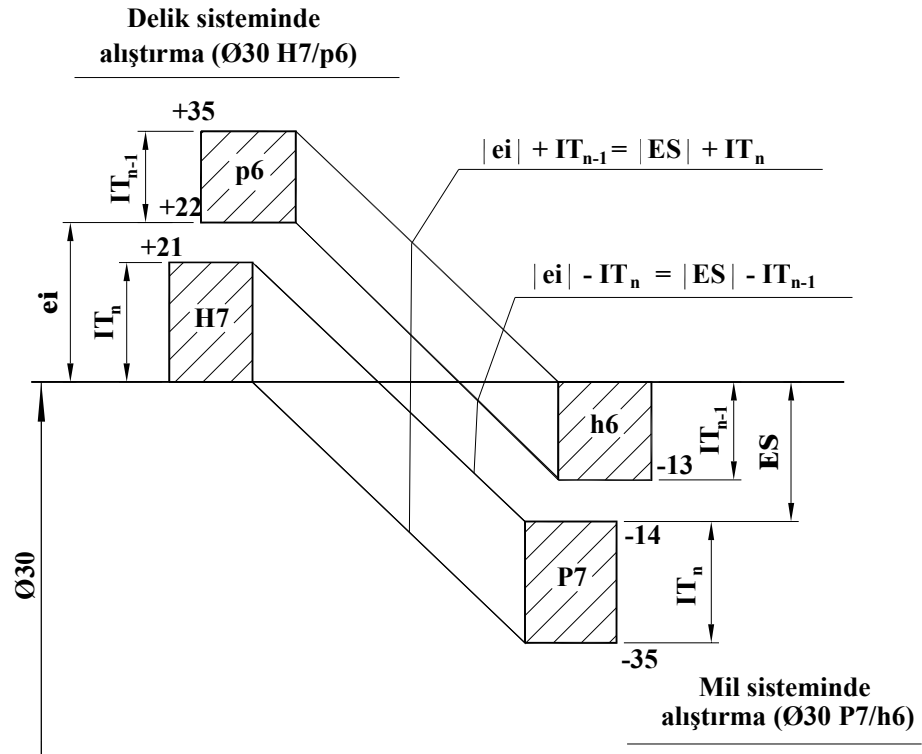
- **Tolerans Sistemi** : Standartlaştırılmış toleransların ve sapmaların sistemidir.
- **Alıştırmalar Sistemi**: Bir toleranslar sisteminde bulunan miller ve delikler arasındaki alıştırmalar sistemidir.
- **Delik Alıştırmalar Sistemi (H)**: Farklı boşluklar ve sıkılıklar elde etmek üzere, çeşitli millerin tek bir delik ile birleştirilmesinden meydana gelen alıştırmalar sistemidir. Bu sistemde deliğin alt sapması sıfır kabul edilmiştir. Bu deliğe **esas delik** denir.

Alıştırmalar sisteme bağlı olmayarak tasarlanmıştır. Yani, aynı alıştırma her iki sistemde aynı karakteristiklere sahip olur (Şekil 2.6 ve 2.7).

- **Mil Alıştırmalar Sistemi (h):** Farklı boşluklar ve sıkılıklar elde etmek üzere, çeşitli deliklerin tek bir mil ile birleştirilmesinden meydana gelen alıştırmalar sistemidir. Bu sistemde milin üst sapması sıfır kabul edilmiştir. Bu mile **esas mil** denir.



Şekil 2.6 Delik (a) ve mil (b) sistemlerinde alıştırmaların tolerans alanları [3]



Şekil 2.7 Özel kurala göre deliğin ve milin esas sapmalarının yerleşimi

2.1.1.2. Alıştırma toleransı (TN, TS)

Bir alıştırmada boşluk ve sıkılıkların cebirsel farkları veya mil ve delik toleranslarının toplamı alıştırma toleransını verir.

$$TN=TD+Td \quad ; \quad TS=TD+Td \quad (2.12)$$

Örnek alıştırmalar :

i) **25H7/n6** Delik : $25H7 = 25 \begin{smallmatrix} +0,021 \\ 0 \end{smallmatrix}$

Mil : $25n6 = 25 \begin{smallmatrix} +0,028 \\ +0,015 \end{smallmatrix}$

$$S_{\max} = 0.021 - (+0.015) = 0.006$$

$$N_{\max} = 0,000 - (+0.028) = -0.028$$

$$TS(N) = S_{\max} - N_{\max} = +0.006 - (-0.028) = TD+Td = 0.021+0,013 \\ = 0.034 = 34\mu\text{m}$$

ii) **25H7/s6** Delik : $25H7 = 25 \begin{smallmatrix} +0,021 \\ 0 \end{smallmatrix}$

Mil : $25s6 = 25 \begin{smallmatrix} +0,048 \\ +0,035 \end{smallmatrix}$

$$N_{\max} = 0.048 - 0.000 = 0.048$$

$$N_{\min} = 0.035 - 0.021 = 0.014$$

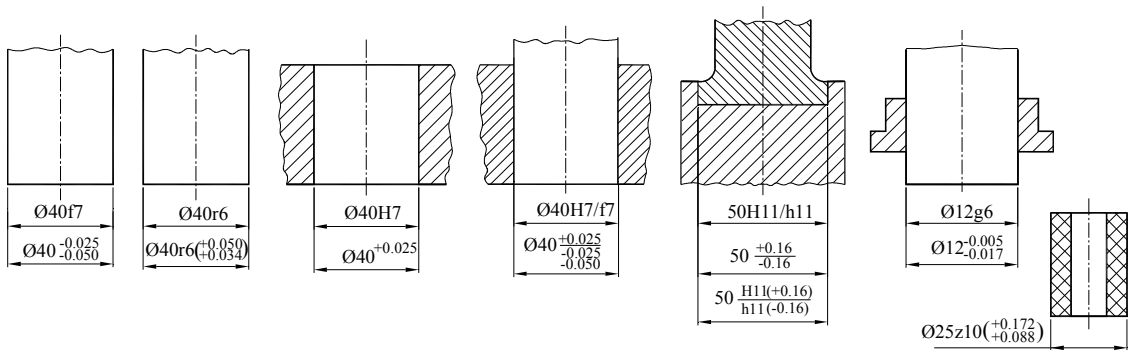
$$TN = N_{\max} - N_{\min} = 0.048 - 0.014 = 0.034 = 34 \mu\text{m}$$

Alıştırmalar aşağıdaki gibi gösterilebilir (Şekil 2.8).

$$\text{Ø}40 \frac{H7}{g6}$$

$$\text{Ø}40H7/g6$$

$$\text{Ø}40H7 - g6$$



Şekil 2.8 Montajda ve parçaların imalat teknik resminde toleransların gösterilmesi

Örnek: Ara boşluklu, sıkı ve belirsiz alıştırımlar için ölçülerin, toleransların, ara boşluk ve sıkılık değerlerinin hesaplanması ve toleransların grafik olarak gösterilmesi. Örnek hesaplama delik sisteminde yapılmıştır (Şekil 2.9).

a) Ara boşluklu alıştırma : $\text{Ø}40\text{H}7/\text{f}7$

Delik ölçülerinin hesaplanması : $\text{Ø}40\text{H}7$

Anma çapı : 40,000 mm

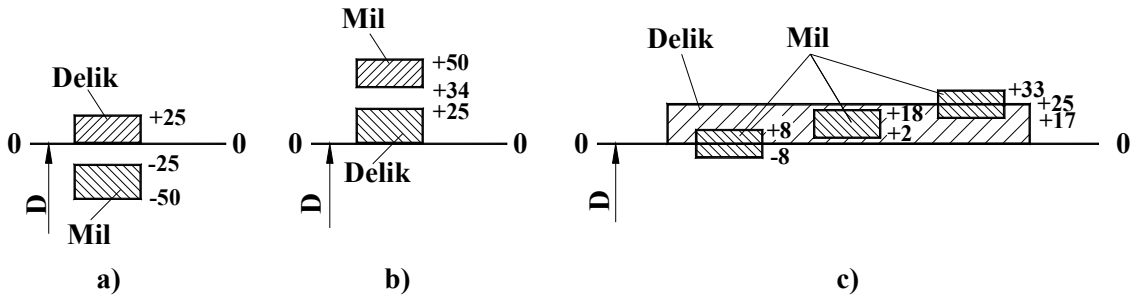
Alt sapması : $\text{EI}=0$

Üst sapması : $\text{ES}=+25 \mu\text{m}$

$D_{\min}=40,000 \text{ mm}$

$D_{\max}=40,000+0,025=40,025 \text{ mm}$.

Delik toleransı : $\text{TD}=40,025-40,000=0,025 \text{ mm}=25 \mu\text{m}$.



Şekil 2.9 Boşluklu (a), sıkı (b) ve belirsiz (c) alıştırımlar

Milin boyutlarının hesabı : $\text{Ø}40\text{f}7$

Anma çapı : 40,000 mm

Milin alt sapması : $\text{ei}= - 50 \mu\text{m}$

Üst sapması : $\text{es}= - 25 \mu\text{m}$

Milin en küçük çapı : $d_{\min}= 40,000-0,050= 39,950 \text{ mm}$

Milin en büyük çapı : $d_{\max}= 40,000-0,025= 39,975 \text{ mm}$

Milin toleransı : $\text{Td}= 39,975-39,950= 0,025 \text{ mm} =25 \mu\text{m}$

Alıştırmanın değerleri;

En büyük boşluk : $\text{S}_{\max}=40,025-39,950=0,075 \text{ mm}$

En küçük ara boşluğu : $\text{S}_{\min}=40,000-39,975=0,025 \text{ mm}$

Alıştırmanın toleransı : $\text{TS}=0,075-0,025=0,050 \text{ mm}=50 \mu\text{m}$.

b) Sıkı alıştırma boyutlarının hesabı: Ø40H7/r6

Anma çapı : 40,000 mm

Alt sapması : EI=0

Üst sapması : ES=+25 µm

$D_{\min}=40,000$ mm

$D_{\max}=40,000+0,025=40,025$ mm

Delğin toleransı : TD = 40,025 - 40,000 = 0,025 mm=25 µm

Milin boyutlarının hesabı : Ø40r6.

Anma çapı : 40,000 mm

Milin alt sapması : ei = +34 µm

Üst sapması : es = +50 µm

Milin en küçük çapı : $d_{\min} = 40,000+0,034 = 40,034$ mm

Milin en büyük çapı : $d_{\max} = 40,000+0,050 = 40,050$ mm

Milin toleransı : Td = 40,050-40,034 = 0,016 mm=16 µm.

Alıştırmanın boyutlarının hesabı:

Anma çapı : 40,000 mm

En büyük sıklık : $N_{\max} = 40,050 - 40,000 = 0,050$ mm

En küçük sıklık : $N_{\min} = 40,034 - 40,025 = 0,009$ mm

Sıklığın toleransı : TN = 0,050 - 0,009 = 0,041 mm= 41 µm

c) Belirsiz alıştırmanın boyutlarının hesabı: Ø40H7/k6

Delğin ölçülerinin hesaplanması : Ø40H7

Anma çapı : 40,000 mm

Alt sapması : EI=0

Üst sapması : ES= +25 µm

$D_{\min}=40,000$ mm,

$D_{\max} = 40,000+0,025 = 40,025$ mm

Delğin toleransı : TD = 40,025 - 40,000 = 0,025 mm=25 µm.

Milin boyutlarının hesabı: Ø40k6

Anma çapı	: 40,000 mm
Milin alt sapması	: $e_i = +2 \mu\text{m}$
Üst sapması	: $e_s = +18 \mu\text{m}$
Milin en küçük çapı	: $d_{\min} = 40,000 + 0,002 = 40,002 \text{ mm}$
Milin en büyük çapı	: $d_{\max} = 40,000 + 0,018 = 40,018 \text{ mm}$
Milin toleransı	: $T_d = 40,018 - 40,002 = 0,016 \text{ mm} = 16 \mu\text{m}$.

Alıştırmanın değerleri;

Alıştırmanın boyutlarının hesabı:

Anma çapı	: 40,000 mm
En büyük ara boşluğu	: $S_{\max} = 40,025 - 40,002 = 0,023 \text{ mm}$
En büyük sıkılık	: $N_{\max} = 40,018 - 40,000 = 0,018 \text{ mm}$
Alıştırmanın toleransı	: $TN(TS) = 0,018 + 0,023 = 0,041 \text{ mm} = 41 \mu\text{m}$.

ISO sistemine göre alıştırmaları aynı karakteristikler ile delik veya mil sisteminde yapmak mümkündür.

Delik sistemindeki alıştırmaları gerçekleştirmek için, yani farklı ara boşluklu ve sıkı alıştırma için, farklı boyutlu millerin esas delikle montajının yapılması gerekir. Boyutları sabit olan delik esas delik olarak adlandırılır ve “H” ile gösterilir. Delik sisteminde esas deliğin alt sapması $EI = 0$ olur. Yani sıfır çizgisine denk gelir.

Mil sistemindeki alıştırmaları gerçekleştirmek için, yani farklı ara boşluklu ve sıkı alıştırma için, farklı boyutlu deliklerin esas mil ile montajının yapılması gerekir. Boyutları sabit olan mil esas mil olarak adlandırılır ve “h” ile gösterilir. Mil sisteminde esas milin üst sapması $es = 0$ olur. Yani sıfır çizgisine denk gelir.

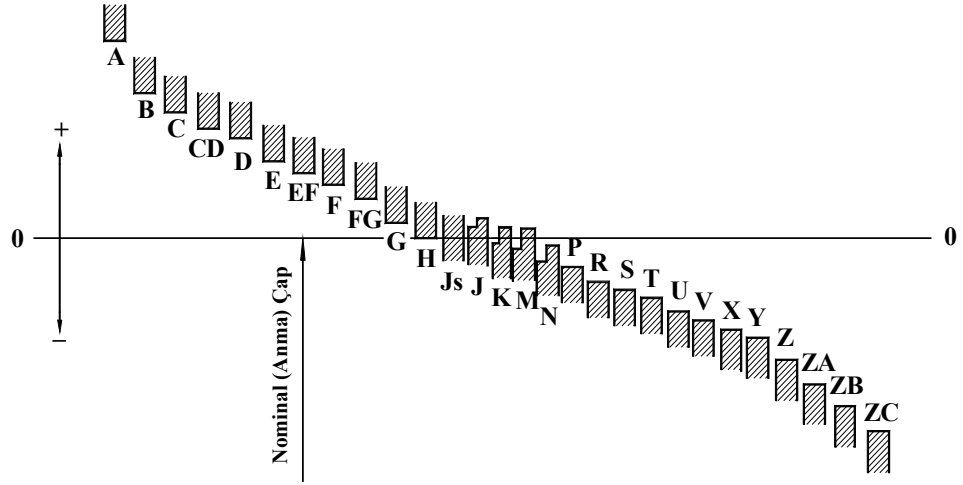
Esas deliğin tolerans alanı sıfır çizgisinden yukarı $EI = 0$ şartı, milin tolerans alanı sıfır çizgisinden aşağı $es = 0$ şartı ile çizilir.

2.1.1.3. Tolerans Bölgeleri ve Sembolleri

ISO standartlarında ve TS 1845’de mil ve delikler için aynı tolerans bölgeleri kabul edilmiştir ve hepsi birer (bazen iki) harf ile adlandırılır. Deliklere ait toleranslar A’ dan Z’ ye kadar büyük harflerle, millere ait toleranslar a’ dan z’ ye küçük harflerle gösterilirler (Şekil 2.10 ve 2.11).

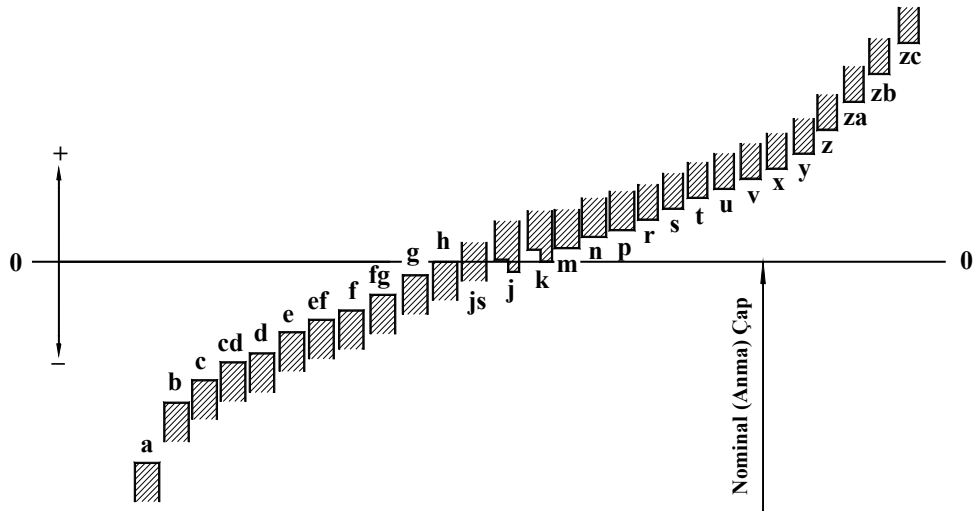
Sıfır çizgisine denk gelen tolerans bölgesi normal delik sistemine göre H, normal mil sistemine göre h’ dir . Genellikle makinecilikte kullanılan tolerans cetvellerinde

normal delik sistemine göre H6 ile H13 arasındaki değerler ve normal mil sistemine göre h5 ile h13 arasındaki değerler, mil-delik çapları 500 mm'ye kadar gruplandırılarak verilmiştir.



Şekil 2.10 Mil sisteminde deliklerin toleransları [3]

Şekil 2.9 ve 2.10 da görüldüğü gibi deliklerde A harfinden Z harfine doğru gidildikçe, millerde ise a harfinden z harfine doğru gidildikçe sıklık artmaktadır.



Şekil 2.11 Delik sisteminde millerin toleransları

2.1.1.4. Tolerans Sistemi

Tolerans sistemi olarak ISO (International Standardization Organization) standart sistemi kullanılmaktadır.

Çizelge 2.1 ISO Kalite Sınıfları ve Temel Toleranslar

Nitelik	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
Temel toleranslar	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	640i	1000i	1600i	2500i
Nitelik	IT01			IT0		IT1		IT2		IT3		IT4		
Temel toleranslar	0.3+0.008D			0.5+0.012D		0.8+0.020D		$\sqrt{IT1.IT3}$		$\sqrt{IT1.IT5}$		$\sqrt{IT3.IT5}$		

IT01 - IT04 = Çok hassas imalatlarda

IT05 - IT13 = Makinecilik talasli imalatlarda

IT14 - IT18 = Kaba imalatlarda

Türk standardı da TS 1845 olarak buradan alınmıştır. Bu standartta ölçüler, büyüklüklerine göre iki gruba ayrılmıştır [21,22].

Birinci grup 500 mm'ye kadar olan boyutlar için, ikinci grup 500 mm'den 3150 mm'ye kadar olan boyutlar içindir. Tolerans değerleri gruplandırılmış bu ölçülere göre verilmiştir. Burada 500 mm'ye kadar olan çaplar için toleranslar incelenecektir.

ISO standartlarında toleransların büyüme sırasına göre 20 tolerans niteliği(IT-International Tolerance) tespit edilmiştir. Bu nitelikler Çizelge 2.1'de görüldüğü gibi IT01, IT0, IT1, IT2 ,....., IT18 olarak adlandırılmışlardır. Bunlardan her biri, esas tolerans olarak bilinen toleranslardan birine denk düşer. Bu niteliklerden IT01 ile IT04 arasındakiler genellikle çok hassas imalatlarda, özellikle master yapımındaki toleranslar için, IT5 ile IT13 arasındakiler makinecilikte imalat şekillendirmelerinde ve genel alıştırmalarda, IT14 ile IT18 arasındakiler ise kaba ölçülendirmede kullanılır. IT niteliklerinin sayısal değerleri “i” harfi ile gösterilen tolerans birimine göre hesaplanmaktadır.

IT5 –IT18 nitelikleri arasında kalan ve 500 mm'ye kadar olan çaplar için tolerans birimi ve tolerans değerleri:

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D \quad \mu\text{m}$$

$$D = \sqrt{D_{\max} D_{\min}}$$

Çizelge 2.2 IT Niteliği sayısal değerleri (Esas toleranslar)

Çaplar (mm)	IT N İ T E L İ K L E R İ																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1-3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	-	-
3-6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	-	-
6-10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	-
10-18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	2700
18-30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	3300
30-50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	3900
50-80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	4600
80-120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	5400
120-180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300
180-250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	7200
250-315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	8100
315-400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	8900
400-500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	9700

$$T = a \cdot i \quad (2.13)$$

formülleri ile hesaplanır. Burada D, çap grubunun alt ve üst değerinin geometrik ortalaması ve a ise kalite sınıfı katsayısıdır.

IT niteliklerinin sayısal değerlerinin formüller yardımıyla bulunması örnek olarak aşağıda verilmiştir.

Ø60 mm'lik çapa denk düşen IT7 niteliğinin sayısal değerini bulmak için;

Ø60 mm'lik çap 50-80 çap grubunda olduğundan

$$D = \sqrt{D_1 D_2} = \sqrt{50 \times 80} = 63,24 \text{ mm}$$

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D = 0,45 \sqrt[3]{63,24} + 0,001 \times 63,24 = 1,856 \text{ bulunur.}$$

Çizelge 2.1' de IT7 karşılığı tolerans değeri 16i'dir. O halde tolerans değeri sayısal karşılığı;

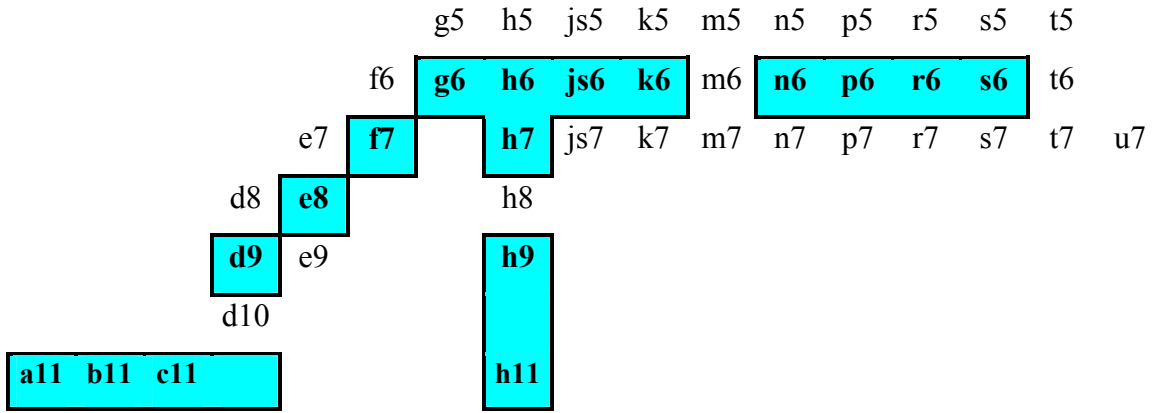
$$T = a \cdot i$$

$$T = 16 \times 1,856 = 30 \text{ } \mu\text{m} \text{ bulunur.}$$

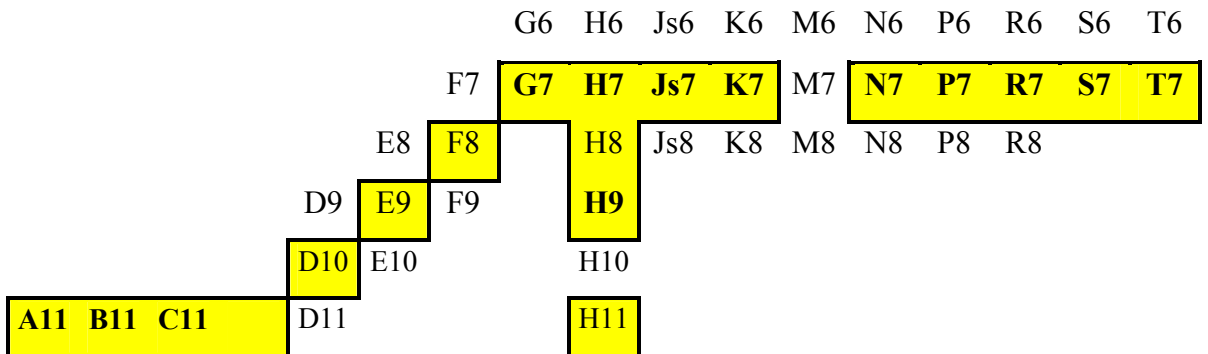
Çizelge 2.2'ye baktığımızda 50-80mm çap grubuna denk düşen IT7 niteliğinin sayısal değerinin 30 µm olduğu görülür. Aslında bu hesap yapılmaksızın doğrudan Çizelge 2.2'den alınarak tolerans değeri okunabilir. Çünkü örnekte bulunan değer tolerans cetvelindeki H7 toleransının bir değeridir.

2.1.1.5. Tolerans alanlarının seçimi ve alıştırmalar

- **Tolerans alanlarının seçimi** : Tolerans alanları mümkün olduğunca Şekil 2.12 ve Şekil 2.13'de verilen mil ve delik sembollerine uyanlar, özellikle çerçeve içine alınmış semboller arasından seçilmelidir. Normal mil sistemi ancak kullanılması belirli bir ekonomi sağladığında tercih edilmelidir. Bundan sonra çalışma koşullarına en iyi cevap verecek veya uyacak olan en küçük ve en büyük boşluk veya sıkılıkların tolerans sembolleri ve bunların değerleri seçilmelidir.



Şekil 2.12 Mil tolerans sembolleri



Şekil 2.13 Delik tolerans sembolleri

• **Alıştırmalar** : Birbiri ile çalışacak olan makine parçalarının ara boşluklu, belirsiz (tutuk geçme), sıkı geçme gibi istenilen çalışma durumlarını sağlamak için, belirli sınır olülerinin olması şarttır. Bu sınırlar arasında işlenmiş iki parça, birbirine takıldıklarında, istenilen sıklık veya boşluk elde edilmelidir. Bu alışma şartını elde etmek için yapılan her iki parça aynı anma (nominal) olüsüne sahip, fakat istenilen sıklık ve boşluk değerleri, sapmaların tespit edilip gösterilmesiyle elde edilir.

Örnek : Ø50 H7/p6 şeklinde verilen alıştırmada delik ve milin olüleri;

$$\text{Delik} : \text{Ø}50 \text{ H}7 = 50 \begin{matrix} +0,025 \\ 0 \end{matrix}$$

$$\text{Mil} : \text{Ø}50 \text{ p}6 = 50 \begin{matrix} +0,042 \\ +0,026 \end{matrix}$$

$$D_{\text{max}} = 50.025 \quad d_{\text{max}} = 50.042$$

$$D_{\text{min}} = 50.000 \text{ mm} \quad d_{\text{min}} = 50.026 \text{ mm}$$

$$N_{\text{max}} = d_{\text{max}} - D_{\text{min}} = 50.042 - 50.000 = 0.042 \text{ mm}$$

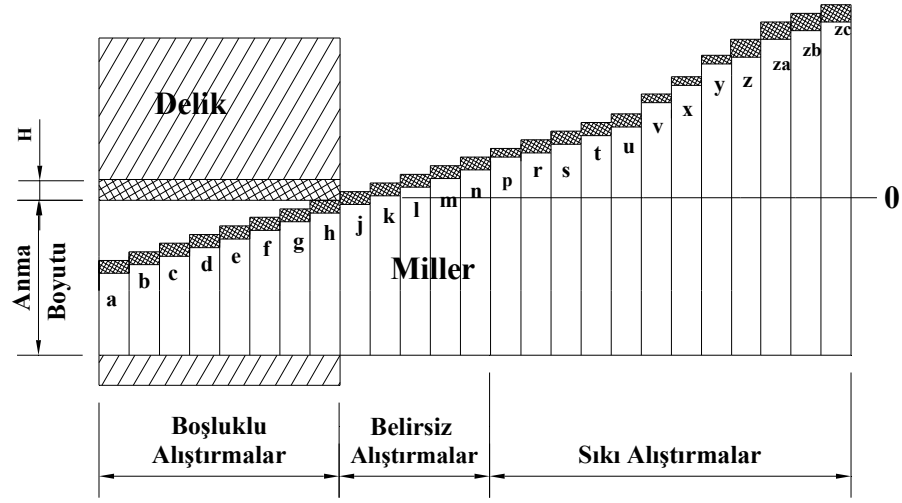
$$N_{\text{min}} = d_{\text{min}} - D_{\text{max}} = 50.026 - 50.025 = 0.001 \text{ mm}$$

Mil olüsüne ait sapmalarla delik olüsüne ait sapmalara bakıldığında, sıkı geçmenin meydana geleceği anlaşılır. Parçanın sadece anma boyutu verildikten sonra alıştırmanın veya geçmenin sembolleri verilmiş olsaydı işi yapan kişi alıştırma değerlerini bulabilirdi.

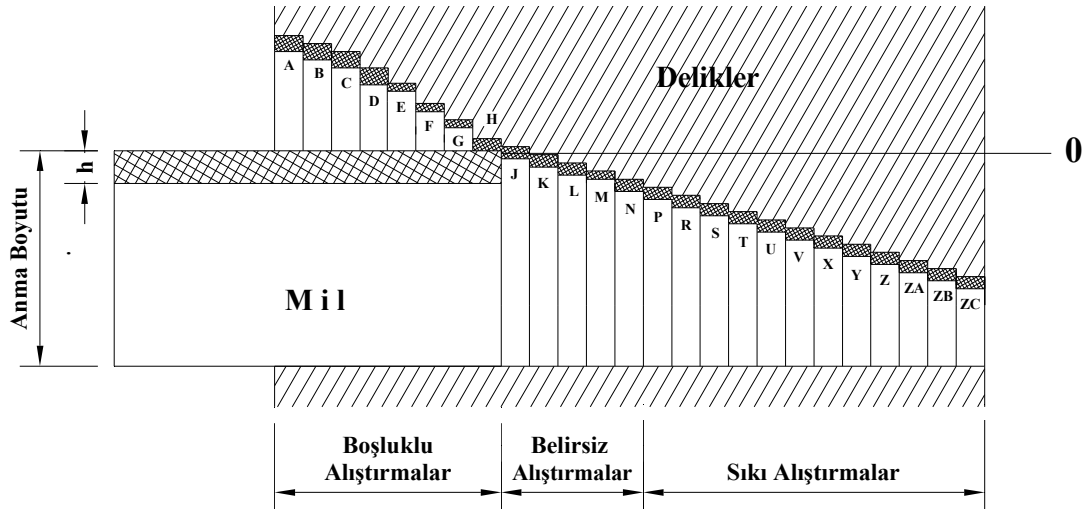
2.1.1.6. Alıştırma eşitleri

- **Boşluklu Alıştırmalar:** Delik sisteminde olüsü sabit olan esas delik ve a' dan g' ye kadar millerle veya mil sisteminde olüsü sabit olan esas mil ve A' dan G' ye kadar deliklerle elde edilir.
- **Belirsiz Alıştırmalar:** Delik sisteminde olüsü sabit olan esas delik ve h'den n'ye kadar millerle veya mil sisteminde olüsü sabit olan esas mil ve H' den N' ye kadar deliklerle elde edilir.
- **Sıkı Alıştırmalar:** Delik sisteminde olüsü sabit olan esas delik ve p' den zc' ye kadar millerle veya mil sisteminde olüsü sabit olan esas mil ve P' den ZC' ye kadar deliklerle elde edilir (şekil 2.14 ve 2.15).

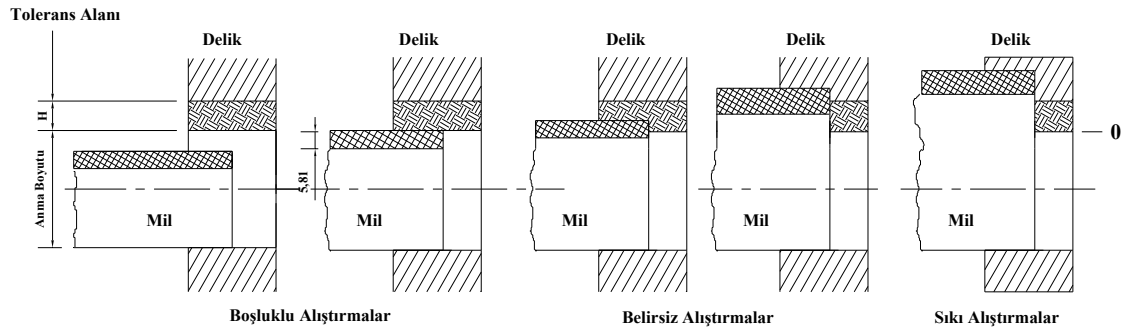
şekil 2.16' da H tolerans alanına sahip deliğin durumuna göre mil olülerinin değiştirilmesiyle elde edilen alıştırmalar ve şekil 2.17'de h tolerans alanına sahip milin durumuna göre, delik olülerinin değiştirilmesiyle elde edilen alıştırmalar görölmektedir.



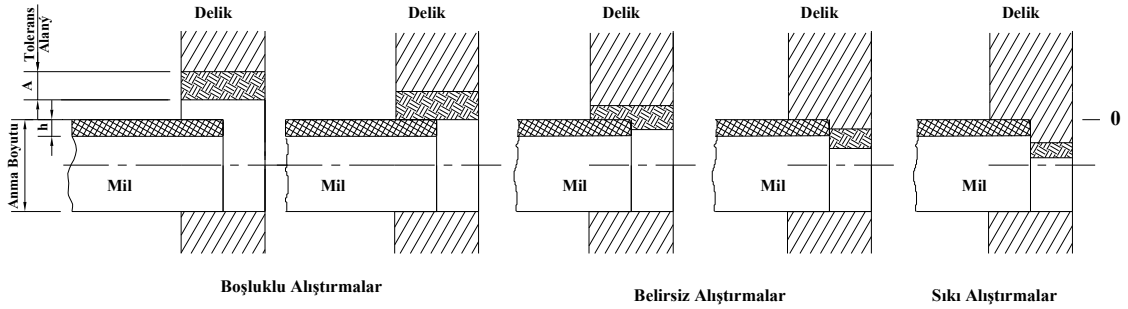
Şekil 2.14 Normal delik sisteminde millerin durumu



Şekil 2.15 Normal mil sisteminde deliklerin durumu



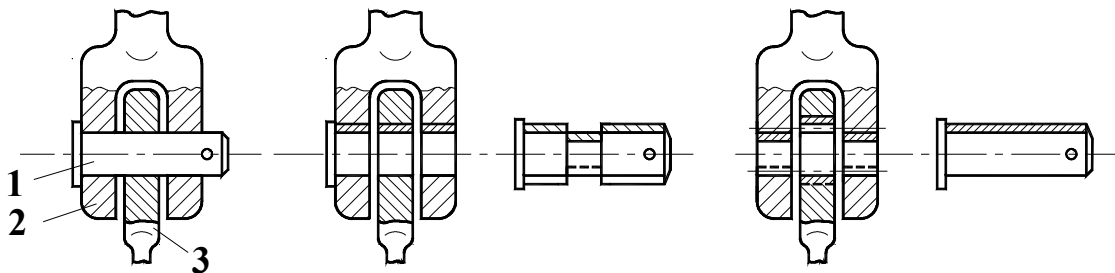
Şekil 2.16 Delik sisteminde aıştırmalar



Şekil 2.17 Mil sisteminde alıştırma türleri

Bu tür tolerans sistemi bir taraflı ve sapsmalı adlandırılır. Bu sistemde aynı nitelikte olan alıştırmanın delik veya mil sisteminde yapılmasına bağlı olmayarak sıkılık ve boşluk değerleri aynı olur. Delik veya mil sisteminin seçilmesi makinenin konstrüksiyonuna, teknolojik ve ekonomik göstergelerine bağlıdır.

Hassas delikler pahalı ve çok sayıda takımlarla işlenir (Spiral matkap, Zenker, Rayba, Broş vb.). Bu aletlerin her biri belirli bir boyuta ve toleransa sahip deliğin işlenmesi için kullanılır. Miller ise boyutlarına ve toleranslarına bağlı olmayarak sadece keski veya taş ile işlenir. Delik sisteminde farklı boyut ve toleranslara sahip deliklerin sayısı mil sistemine göre oldukça azdır. Bundan dolayı deliklerin işlenmesi için gerekli olan çeşitli aletlerin sayısı da azalmış olur. Bu nedenle, delik sistemi avantajlıdır ve daha çok kullanılır. Alet çeşitlerinin azalması üretilen alet sayısının artmasına sebep olur. Bu da alet üretiminde özel takım tezgahlarının kullanılmasına imkan sağlar. Bu ise onların daha düşük maliyetle üretilmesi demektir. Fakat bazı durumlarda konstrüksiyonun kolay üretilmesi ve özel taleplere uyması bakımından mil sisteminin kullanılması avantajlı olabilir. Örneğin Şekil 2.18 'de gösterilen birleşmede 1 nolu perno, 3 nolu çeki (dartı) ile hareketli alıştırma ve 2 nolu çatal ile ise hareketsiz alıştırma oluşturmaktadır.



Şekil 2.18 Perno bağlantısında delik ve mil sisteminin uygulaması

Bu talebi, mil sisteminde delik sistemine göre daha kolay yapmak mümkündür. Mil sistemi, perno, kademesiz miller ve benzeri parçaların talaş kaldırmadan hassas soğuk çekilmiş profilden yapılması için kullanılır. Kullanılacak delik veya mil sisteminin seçiminde konstrüksiyonda kullanılan standart parçaların veya ürünlerin toleranslarını da göz önüne almak gerekir. Örneğin, bir rulmanın iç bileziğiyle görüşen milin yüzeyi delik sisteminde, rulmanın dış bileziğinin gövdede görüşen deliği mil sisteminde yapılmalıdır.

2.1.1.7. Ölçmede sıcaklık farkının etkisi

Makine parçaları için tolerans ve sapmalar uluslararası standarda göre normal sıcaklıkta $+20 \pm 3$ °C'de, belirlenmesi gerektiği kabul edilmiştir.

Hassas boyutların ve açıların ölçülmesi ve ölçme cihazlarının sertifikalandırılması normal sıcaklıkta yapılmalıdır. Ölçme sürecinde parçanın ve ölçme kurgusunun sıcaklığı aynı olmalıdır. Bunun için ölçülen parça ve ölçme kurgusu aynı ortamda ölçme pleyti üzerinde bir süre tutulması gerekir. Ölçme hatası herhangi bir kısma temastan da oluşabilir. Örneğin, kontrolü yapan kişinin on beş dakika süresince çapı 175 mm olan mil için kullanılan mastarın metal kısmını elinde tutarsa mastarın ağzı 8 mikron genişlemiş olur. Çapı 280 mm olan milin mastarının ağzı ise 11 mikron genişlemiş olur. Bu artış ölçülerin 5. nitelikteki toleranslarının % 40'nı kapsamaktadır. Özel durumlarda normal sıcaklıktan olan farklı ortamda oluşan hata aşağıda gösterilen denklemle hesaplanabilir [4].

$$\Delta l = l(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) \quad (2.14)$$

Burada, l ölçülen boyut, mm; α_1 ve α_2 parça malzemesinin ve ölçme kurgusunun genleşme katsayısı, °C⁻¹; $\Delta t_1 = t_1 - 20$ °C parçanın sıcaklığı t_1 ile normal sıcaklık arasındaki fark ve $\Delta t_2 = t_2 - 20$ °C ölçme kurgusunun sıcaklığı ile normal sıcaklık arasındaki farktır. Eğer parçanın sıcaklığı ile ölçme kurgusunun sıcaklığı aynı fakat 20°C'den farklı ise bu durumda da malzeme farklılığından kaynaklanan ölçme hatası kaçınılmazdır. Bu halde, $\Delta t_1 = \Delta t_2 = \Delta t$ olduğu için boyut hatası aşağıdaki formülle hesaplanabilir.

$$\Delta l \approx l \Delta t (\alpha_1 - \alpha_2) \quad (2.15)$$

Ölçülen parça ve ölçme kurgusunun sıcaklığının birbirine eşit ve aynı zamanda 20°C ise $\Delta t_1 = \Delta t_2 = 0$.

Bu ise $\Delta l=0$ anlamına gelir. Yukarıda boyut farkını hesaplamak için kullanılan formüller yaklaşık olması parçanın konstrüksiyonunun karmaşık olması durumunda sıcaklıktan boyutlarının değişmesi doğrusal kanuna denk gelmemesinden kaynaklanır. Yani, kaliteli ölçme ve sertifikalandırma için ölçme odası normal sıcaklıkta tutulmalı ve iyi havalandırılmalıdır.

2.1.1.8. Alıştırmaların (geçmelerin) hesabı ve seçilmesi

Makine parçaları imal edilirken hangi tolerans sistemi kullanılmalıdır. Parçaya verilecek boşluk ve sıkılıkların ne kadar olacağı aşağıda yazılanlar dikkate alınarak seçilmelidir. Parçaların hareketi (dönme, kayma), birbirine temas eden yerlerin uzunlukları, çalışma özellikleri, çalışma sıcaklıkları ve benzeri durumlar dikkate alınır. Bunun yanı sıra, deliklerin imalatı millere göre daha zor olduğundan alıştırmada milin delikten daha hassas yapılmasına dikkat edilmelidir.

ISO tolerans sisteminde mil ve deliklerin tolerans alanlarıyla bunların meydana getirdiği çeşitli alıştırmalar çizelgeler halinde verilmiştir. Standart olan makine parçalarının (cıvata, kama, pim, perçin, rulman v.b.) alıştırma kaliteleri, ilgili standartlarda ayrıca belirtilmiştir. Çizelge 2.3' ve 2.4' de seçili değerler, ISO tarafından da tavsiye edilen tolerans değerleridir.

Çizelge 2.3 Normal delik sistemi

	D	E	L	İ	K	L	E	R	
	H6	H7	H8	H9	H10	H11	H12	H13	
M	u5	Za6	zc8	zc9	zc10	zc11	h12	h13	
	T5	Z6	zb8	zb9	zb10	zb11	d12	d13	
	S5	X6	za8	za9	za10	za11	b12	b13	
	r5	U6	z8	z9	z10	z11	a12	a13	
	P5	T6	x8	x9	x10	x11			
	İ	N5	S6	u8	u9	u10	h9		
		M5	R6	t8	t9		h11		
	L	k5	P6	s8	h8		d9		
		k6	N6	h8	h9		d11		
	L	j5	M6	h9	h11		c11		
j6		K6	f7	f8		b11			
E	h5	J6	f8	e9		b12			
	g5	H6	e8	D10		a11			
R		g6	d9	C10					
		f6	c9	C11					
		f7	b9	B10					

Çizelge 2.4 Normal mil sistemi

	M İ L L E R							
	H5	h6	h8	h9	h10	h11	h12	h13
D	U6	ZA7	ZC8	ZC9	ZC10	ZC11	H12	
	T6	Z7	ZB8	ZB9	ZB10	ZB11	D12	
E	S6	X7	ZA8	ZA9	ZA10	ZA11	B12	
	R6	U7	Z8	Z9	Z10	Z11	A12	
L	P6	T7	X8	X9	X10	X11		
	N6	S7	U8	U9	U10	H9		
İ	M6	R7	T8	T9		H11		
	K6	P7	S8	H8		D9		
K	J6	N7	H8	H9		D10		
	H6	M7	H9	H11		D11		
L	G6	K7	F7	F8		C11		
		J7	F8	E9		B11		
E		H7	E8	D10		B12		
		G7	D9	C10		A11		
R		F7	C9	C11				
		F8	B9	B10				

2.1.2. Şekil ve konum toleransları

Makine parçalarının üretiminde uyumluluk sağlamak için boyut toleransları ile birlikte şekil ve konum toleranslarının da kullanılması gerekir. Bu toleranslara ait standartlar TS 1304’de verilmiş olup teknik resimler üzerinde şekil ve konum (şekil, yön, konum ve yalpalama) toleranslarını sembollerle gösterme ilkelerini kapsar. TS 1304’de geometrik toleranslar için “Şekil ve konum toleransları” esas terimi kullanılmaktadır [23]. Bu toleranslama yönteminin amacı parça üretiminde ve makine bakım-onarımında karşılıklı değiştirebilmenin kusursuz şartlarını sağlayabilmektir.

Günümüzde firmaların en önemli amaçları, fazla kâr etmenin yanı sıra sıfır hatalı ve kalitesi yüksek ürünleri üretmektir. Kaliteli ürünler üretebilmek için öncelikle tasarımlarının uygun yapılması gerekmektedir. Bu nedenle imalat ve kalite mühendisleri teknik resimlerin anlaşılır ve tam doğru olması konusunda hemfikirdirler. Gerçekten de, yetersiz bir çizim parçaların fonksiyonellik, üretilebilirlik ve kolay muayene edilebilme özelliklerinde değişiklikler yapılmasına neden olacağından, hem üretim, hem de muayene maliyetlerini arttırır. Günümüzde, rekabetçi zor piyasa şartları nedeni ile teknik çizimlerin yalnızca kolay anlaşılır olması yeterli değildir. Aynı zamanda

tasarımcı, çizimleri yanlış anlamaya neden olmayacak şekilde yapmalıdır. Bu da ancak düzgün geometrik ölçülendirme ve tolerans ile sağlanabilir. Tasarım sırasında teknik resimlerinde uygun toleransların verilmediği parçalar hem işlevlerini tam olarak yerine getiremezler, hem de müşteri isteklerini karşılayamazlar. Geometrik ölçülendirme ve tolerans verme, büyük ölçüde çizimlerin anlaşılır, tam ve tek anlamlı olmasını sağlar. Böylece tasarımcı, üretim ve kalite mühendisleri aynı dili konuşmuş olur.

Parça tasarımı ve imalatı açısından geometrik ölçülendirme ve tolerans verme tekniğinin üç önemli faydası şunlardır:

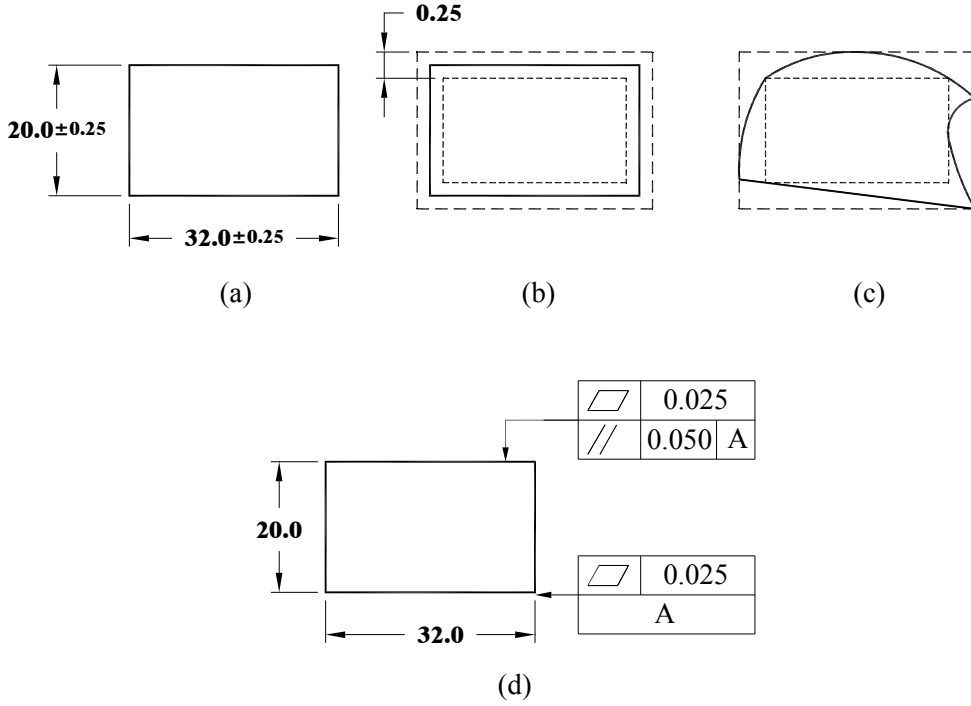
- Tolerans yığılmasının olmaması,
- Kontrol işleminin açıkça tanımlanmış olması,
- Montajda ve parçalar birlikte çalışırken ortaya çıkabilecek sorunları minimuma indirmesidir.

Teknik resimlerde bulunan tüm bilgilerin kolay, anlaşılır ve yanlışlığa neden olmayacak biçimde tek anlamlı olmaları beklenir. Geometrik ölçülendirme ve tolerans verme tekniği ile teknik resimlerde belirtilmesi gereken bir çok ek bilgi anlaşılması zor olan notlarla açıklamaya gerek duyulmadan kolayca verilebilmektedir. Geometrik ölçülendirme ve tolerans verme tekniği kullanılarak; geometrik biçimler olan doğrusalık, düzlemsellik, dairesellik, silindiriklik gibi şekil, paralellik, diklik, eğiklik gibi doğrultu, konum, eş merkezlik, eş eksenlilik, simetriklik gibi yerleştirme, dairesel ve toplam salgı gibi hareket (dönme) özellikleri simgelenir ve bunlardaki kabul edilebilir kusurların (toleransların) basitçe gösterilmesi sağlanır. Ayrıca bu geometrilere bir ya da daha fazla yüzeye, eksene, doğruya bağımlı olanlar bulunuyorsa, bu bağımlılık basit bir biçimde referans olarak gösterilebilir. İşlenirken esneyen parçalara tolerans vermek kolaylıkla yapılabilmektedir. Arzu edilmeyen tolerans yığılmaları önlenmektedir.

Teknik resimlerde klasik ölçülendirmenin kullanılması nedeni ile referans düzlemlerinin belirsizliği, ürünün kontrol işlemlerinde de sorunlara neden olmaktadır. Geometrik ölçülendirme ve tolerans verme tekniği ile ölçülendirilen resimlerde, parçanın ölçülerinin kontrolünde hangi düzlemin referans alınacağı belirtildiği için yanlış anlaşılmalara önlenir ve atık parça sayısı azalır [24]. Ayrıca muayene işlemi kolaylaşır daha az süre aldığı için ürün maliyetleri de azalmış olur.

Parçanın boyutlarına ilave olarak niçin geometrisinin de kontrol altında tutulması gerektiğini bir örnekle açıklamak için Şekil 2.19'u inceleyelim. Şekil 2.19.a'da verilen parçanın en ve boy toleransları ± 0.25 olarak verildiğine göre parça Şekil 2.19.b ve c'de görüldüğü gibi imal edildiğinde kabul edilebilir. Fakat parçanın geometrik kontrolü

hakkında herhangi bir bilgi yoktur. Geometrik gereksinimler belirlenip sembollerle resim üzerinde belirtilerek parça geometrisi kontrol altında tutulabilir (Şekil 2.19.d) [25].



Şekil 2.19 Klasik ve geometrik toleranslandırmanın karşılaştırılması

Günümüzde, hızlı üretim ürün maliyetlerini düşürmek için tercih edilen bir yöntemdir. Seri imalat yapan firmalar zamandan tasarruf için Tam zamanında Üretim (Just in Time) [26] tekniğini uygulamaktadırlar. Bu yöntemde, tasarım basamağından doğrudan üretime geçerek imalat ve kontrolün daha ekonomik olması sağlanabilir. Geometrik ölçülendirme ve tolerans verme ile tasarım, imalat ve kontrol mühendislerinin aynı dili konuşmaları sağlanarak, yanlış anlamalar ve bu nedenle oluşabilecek zaman kaybı önlenmiş olur.

Toleransların doğru verilmesi, özellikle montaj işlemlerinde önem kazanmaktadır. Örneğin, cıvata ile bağlanacak makine donanımlarının tasarımında deliklerin ölçülendirilmesi önemli bir yer tutar. Deliğin ve cıvatanın çapları arasında deliğin konumunun tespitinde yararlanılacak nümerik bir bağıntı vardır. Bu değerler, her koşulda montajın gerçekleştirilmesini sağlar ve resimler üzerinde toleranslar şeklinde verilir.

Geometrik ölçülendirme ve tolerans verme tekniği ile ölçülendirilen ürünlerde boyut ve şekil hataları minimuma ineceğinden birlikte çalışan parçaların uyumu daha kolay sağlanır. Ürünün tam ölçülendirmesi ve doğru toleransların verilmesinin yanı sıra ürün boyut ve toleranslarının tamlığını etkileyecek unsurların da göz önüne alınması gereklidir. Örneğın, ürün boyut ve toleranslarını etkileyeceğinden bağlama cihazı tasarımında da toleransların göz önüne alınması gerekmektedir. Bağlama cihazları, talaşlı şekillendirme esnasında iş parçalarının belli bir pozisyonda tutulması için metal kesme işleminde kullanılan cihazlardır. Kesme esnasında kuvvetlerin etkisindeki iş parçasının boyutsal tamlığı ve stabilitesini sağlamak için tasarlanırlar. Cihaz tasarımında en önemli konular, geometrik kontrol (iş parçasının şekli, boyutlar vs.) ve paralelliktir. Öncelikle, iş parçasının toleranslarının tam olarak verilmesi için referans düzlemleri seçilir. Seçilen düzlemler, boyutlar, tolerans, diklik, paralellik ve diğer ilgili bağıntıların ölçüldüğü ana referanslar olarak görev yapar. Daha sonra, iş parçasının toleranslara uygun olarak işlenmesini sağlayacak cihazın yeterli geometrik toleransları verilmelidir. Bilgisayar yardımı ile (CAD) yapılan tasarımlarda, eğer program toleransları tam olarak içermiyorsa, bu bilgiler de programa eklenmelidir.

2.1.2.1. Semboller

Geometrik karakteristikler teknik çizimde sembollerle ifade edilir. Sembollerin kısa ve özlü olması, tek anlamlı olması, çabuk çizilebilmesi, bilgisayar uygulamalarına kolaylıkla uyarlanabilmesi ve uluslararası kabulü sembol kullanımının en büyük avantajlarıdır [27]. Toleranslı nitelikler için kullanılan semboller Çizelge 2.5 ve 2.6 'da verilmiştir.

2.1.2.2. Terimler ve tanımlar

Şekil ve konum toleransları: Bir elemanın şekil veya konum toleransı, bu elemanın içinde bulunmak zorunda olduğu sınırları (yüzey, eksen veya simetri düzlemi) belirten aralıktır. Şekil toleransları, bir münferit elemanın kendi geometrik ideal şeklinden sapmaları ifade eder. Doğrultu, yer ve dönme toleransları, iki veya daha fazla elemanın karşılıklı konumlarından sapmaları belirtir [23].

Eleman: İş parçasının herhangi bir kısmıdır. Söz konusu eleman; bir nokta, bir köşe, bir eksen çizgisi, bir yüzey düzlem, bir profil yüzey, bir diş ölçüsü, bir kanalın genişliği veya bir silindirin çapı olabilir. Bu durumlarda eleman, ölçülü eleman olarak tanımlanır.

Hata: Belirtilen ölçü, geometrik şekil ve/veya konumdan sapmadır. Teknik resimde belirtilen veya istenen ölçü verilen tolerans aralıkları içinde kaldığında hata kabul edilebilir olarak değerlendirilir.

Çizelge 2.5 Toleranslı nitelikler için semboller [23]

Eleman ve Tolerans Türleri		Toleranslı Nitelik	Sembol
Münferit Elemanlar	Şekil Toleransarı	Doğrusallık	—
		Düzlemsellik	
		Dairesellik	○
Münferit ve Örtülü Elemanlar	Şekil Toleransarı	Silindiriklik	
		Herhangi bir çizginin şekli	∩
		Herhangi bir yüzeyin şekli	∪
Örtülü Elemanlar	Doğrultu Toleransları	Paralellik	//
		Diklik	⊥
		Eğiklik	∠
	Yer Toleransları	Bir eksenin konumu	⊕
		Eş merkezlilik ve eş eksenlilik	⊙
		Simetriklik	≡
	Hareket (Dönme) Toleransları	Salgı (yalpalama)	↗
		Toplam salgı	↗↘

Çizelge 2.6 Toleranslı nitelikler için ek semboller [23]

Tarif		Sembol
Toleranslı elemanın belirtilmesi	Doğrudan doğruya	
	Harfle	
Referansın belirtilmesi	Doğrudan doğruya	
	Harfle	
Referans yeri		
Teorik tamlıktaki ölçü		
İzdüşürülmüş (önüne yayılmış-uzatılmış) tolerans bölgesi		
En çok malzeme şartı		

Element: Bir yüzeyin sonsuz sayıda çizgiden ve bir silindirin sonsuz sayıda daireden oluştuğu varsayılırsa, bu çizgi ve dairelerin her birine element denir.

Referans: Referanslar, diğer parça elemanlarının geometrik şekil ve/veya konumunu belirlemek için ölçülerin türetildiği, teorik olarak var olduğu kabul edilen nokta, doğru, yüzey, silindir, eksen gibi parça elemanlarıdır.

Teorik tam ölçü: Tolerans göz önüne alınmaksızın verilen tam ölçüdür.

Doğrusallık: Doğrusallık hatası herhangi bir yüzeyin veya parça ekseninin doğrusallıktan sapmasıdır. Doğrusallık düzlem yüzeye, silindirik yüzeye veya eksene verilebilir.

Düzlemsellik: Düzlemsellik hatası, düzlem yüzeyin kusursuz teorik yüzeyden sapma miktarıdır.

Dairesellik: Dairesellik hatası, parçanın eksene dik herhangi bir kesitteki dairesel yüzeyinin kusursuz olarak tanımlanan merkezden eşit, radyal uzaklıkta olan daireden sapma miktarıdır.

Silindiriklik: Silindiriklik, dairesellik ve doğrusallık toleransları ile kontrol edilen, ölçülü elemanın bunların yerine, sadece silindiriklik toleransı ile tanımlanmasıdır. Diğer bir ifadeyle, bütün yüzeyin kusursuz olarak düşünülen silindirden sapma miktarıdır.

Profil toleransı: Doğrusallık, düzlemsellik, dairesellik veya silindiriklik gibi geometrik toleranslarla kontrol edilemeyen profilleri kontrol eden toleranslandırma yöntemidir.

Paralellik: Yüzey veya eksen üzerindeki noktalar, başka bir yüzey veya eksene eşit uzaklıkta ise bu iki yüzey veya eksen paralel olarak tanımlanır. Bu tanımlanan paralellikten sapma da paralellik hatası olarak tanımlanır. Paralellik düzlem yüzeylere silindirlere, dairesel elemanlara uygulanır.

Diklik: İki yüzey veya doğru arasındaki açı 90 derece ise bu yüzeyler veya doğrular birbirine diktir. Bu diklikten sapma ise diklik hatası olarak adlandırılır.

Eğiklik: Bir yüzeyin, eksenin veya düzlemin bir referans düzlemi veya ekseninden belirli bir açıda (0, 90, 180 veya 270° dışındaki açılar) olma durumudur.

Eş merkezlilik ve eş eksenlilik: İki dairenin merkezleri aynı nokta üzerinde ise bu daireler eş merkezlidir diye tanımlanır. İki silindir eğer merkezleri aynı doğru üzerinde ise eş eksenlidir şeklinde tanımlanır. Fakat mühendislik uygulamalarında her iki kavram da aynı amaçlar için kullanılır.

Simetriklik: Simetriklik, bir elemanın, bir referans elemanın merkez düzlemi etrafında simetrik olarak yerleştirilmesi durumudur.

Salgı: Salgı, eksen etrefinde döndürülen parça yüzeyinin kusursuz durumundan sapma miktarıdır. Salgı toleransı, parçanın daireselliği, doğrusallığı, dikliği ve eş eksenliliği hatalarının toplamıdır.

Toplam salgı: Eksen boyunca tüm yüzeyin referans eksen etrafında döndürülerek ölçülen toplam hatadır.

En çok malzeme şartı: Ölçülü elemanın (delik, kanal, mil, diş ölçüleri vb.) en fazla malzemeyi içerdiği durumdur. Mil veya dolu geometriler için en fazla malzeme durumu, izin verilen en büyük çap ölçüsüdür. Delik veya boş geometriler için izin verilen en küçük çap ölçüsüdür [25].

İz düşürülmüş tolerans bölgesi: Bazı durumlarda doğrultu ve yer toleransları elemanın kendisine değil, özellikle onun iz düşümünün dışına uygulanır. Böyle iz düşürülmüş tolerans bölgeleri P sembolü ile gösterilir.

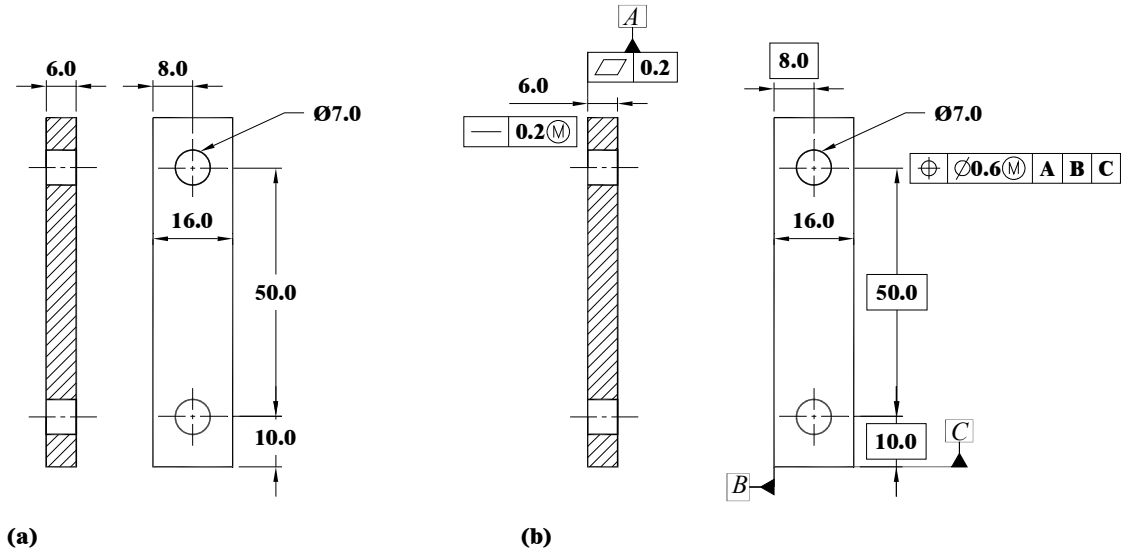
2.1.2.3. Örnek uygulama ve karşılaştırma

Klasik koordinat ölçülendirme ile geometrik ölçülendirmenin karşılaştırılması için Şekil 2.20'de örnek uygulama verilmiştir. Şekilde çizimi verilen levha 6 mm kalınlık, 16 mm en ve 70 mm boy ölçülerine sahiptir. Levhada iki adet 7 mm çapında simetrik delik vardır. Delik merkezleri arasındaki mesafe 50 mm'dir. Müsaade edilen simetrik toleranslar lineer ölçüler için ± 0.2 mm, açı ölçüleri için ise $\pm 5^\circ$ 'dir [24].

Şekil 2.20a'da verilen çizim daha basit ve anlaşılması daha kolay görünmektedir. Her iki çizimde de 6 ± 0.2 mm'lik bir kalınlık belirtilmektedir. Fakat, Şekil 2.20a'da levhanın doğrusallığı hakkında bilgi verilmemektedir. Buna göre levha, kalınlığı verilen tolerans dahilinde olmakla birlikte önemli oranda kavisli olabilir. Bu durumda levha montajda kullanışsız olur. Şekil 2.20b'deki çizim 0.2 mm doğrusallık toleransı ile parçanın fonksiyonel gereksinimlerini açıkça belirtmektedir. Bu geometrik tolerans en fazla malzeme şartı ile birlikte levhanın iki paralel levha arasından geçecek kadar doğrusal olması gerektiğini belirtmektedir.

Aynı durum deliklerin konumu için de geçerlidir. Deliklerin konumu Şekil 2.20b'de açık bir şekilde belirtilmektedir.

Geometrik ölçülendirme ve toleranslandırma yöntemi klasik yöntemin yerine geçmez. Bir yöntem diğerini tamamlar. Her iki yöntem istenen uygulama için en avantajlı şekilde birlikte kullanılmalıdır [27].

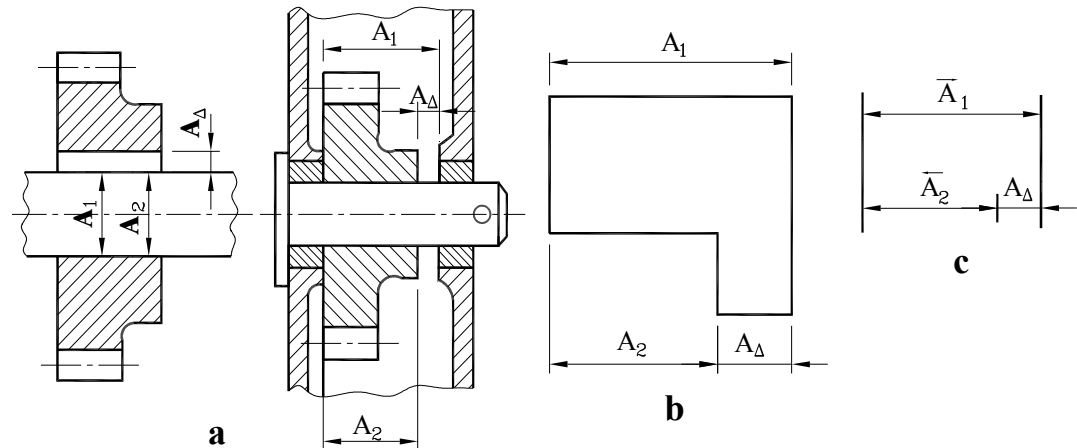


Şekil 2.20 Örnek uygulama

Şekil ve konum toleransları gerektiğinde kullanılmalıdır. Fonksiyonel istekler, karşılıklı değişirme ve muhtemel imalat şartları kesin olarak gerektirdiği her özel durumda şekil ve konum toleransları kullanılabilir [23]. Şekil ve konum toleranslarının verilmesi, belirli bir imalat, ölçme veya kontrol metodunun uygulanmasını gerektirmez.

2.2. Ölçü Zincirindeki Ölçülerin Toleranslarının Hesaplanması

Herhangi bir makinenin istenen işi yapabilmesi için bütün parçalarının birbirine nazaran uygun bir durumda makine içerisinde yerleştirilmesi gerekir. Parçaların ve yüzeylerinin birbirine nazaran yerleşme hassasiyetinin hesabında parçaların birçok ölçülerinin karşılıklı alakasının dikkate alınması gerekir [3].



Şekil 2.21 Ölçü zincirinin şemaları

Örneğin, A_1 ve A_2 ölçüleri değiştiğinde (Şekil 2.21) A_Δ ara boşluğunda değişir. Yani gösterilen yüzeylerin imalat işlemlerinin sırası değiştiğinde parçanın gerçek ölçüleri arasındaki karşılıklı alakanın olduğu anlaşılır. Tüm durumlarda bu alaka ölçü zincirinin hesaplanması ve tahlili ile belirlenir.

2.2.1. Ölçü zincirinin temel terimleri ve işaretleri

Şekil 2.21’de belirtilen ve kapalı devre teşkil eden ölçüler çokluğuna ölçü zinciri denir. Ölçü zincirinin yardımıyla bir parçanın ölçülerinin hassasiyetini veya birkaç parçadan oluşan montajın yada herhangi bir mekanizmayı oluşturan birkaç parçanın hassasiyetini (toleransını) bulmak mümkündür. Ölçü devresinin kapalı olması ölçü zincirinin kurulması ve tahlili için esas şarttır. Fakat parçanın teknik resminde ölçüleri açık zincir şeklinde göstermek gerekir. Bu ölçü parçanın işlenmesi için gerekmediğinden zincirin kapayıcı elemanının ölçüsü gösterilmez. Ölçü zincirini oluşturan ölçüler, zincirin elemanları olarak adlandırılır. Ölçü zincirinin elemanlarının birbirine göre yerleşmesi esasen iki tipte olur: tüm ölçüler bir düzlemde veya uzayda.

Ölçü zincirini oluşturan elemanlar bir veya birkaç paralel düzlem üzerinde yerleşirse buna yassı kuruluş denir. Bu elemanlar birbirine paralel olmadığında, paralel olmayan düzlemler üzerinde yerleşirse buna uzay kuruluş (konstrüksiyon) denir. Elemanların hepsi bir çizgi üzerinde yerleşirse, buna çizgisel kuruluş denir. Ölçü zincirinin elemanları açı ölçülerinden oluşursa, buna açı kuruluş adı verilir. Herhangi bir ürünün hassasiyeti tasarlama aşamasında konstrüktör tarafından ölçü zincirinin ve imal usullerinin incelenmesi ve hesabıyla yapılır. Hassasiyetin kontrolünde ölçü zincirinden faydalanılır. Ölçü zinciri onu oluşturan ölçü elemanlarından ve bir de kapayıcı elemandan ibaret olur. İmal ve montaj zamanı en sonda alınan ölçü kapayıcı ölçü olarak adlandırılır. Makinenin normal çalışmasını karakterize eden ve ölçü zincirinin hesabı sonucu elde edilen anma ölçüsü ve sapma değerleri başlangıç ölçüsü olarak adlandırılır. Bu ölçünün maksimum ve minimum değerleriyle ilgili olarak ölçü zincirinin değer ölçülerinin toleransları ve sapsmaları bulunur.

Montajda başlangıç ölçüsü kapayıcı ölçü anlamına gelir. Parçaların ölçü zincirinin hesabında da kapayıcı ölçüyü başlangıç ölçüsü olarak adlandırmak mümkündür. Ölçü zincirine dahil olan ölçüler iki türdür: artan ve azalan. Herhangi bir ölçünün büyümesi kapayıcı ölçünün artmasına sebep olursa o ölçü arttıran, azalmasına sebep olursa azaltan olarak adlandırılır (Şekil 2.21).

Kapayıcı ölçü pozitif, negatif değerlerde veya 0(sıfır)'a eşit olabilir. Ölçü zinciri şematik olarak Şekil 2.21c'de olduğu gibi gösterilir. Şemada artan ölçü sağı gösteren ok ile, azalan ölçü ise solu gösteren ok ile belirtilir.

2.2.2. Hesap metodları

Ölçü zincirinin tahlili ve hesabından maksat şunlardır:

i) Makine parçalarının karşılıklı alakası temelinde onların ölçülerinin anma değerlerini ve toleranslarını bulmak. Bu hesap parçanın çalışma özelliklerini, imalini ve montajının ekonomik hassasiyetini temin etmelidir.

ii) Makine parçasının ölçülerinin anma değerlerinin ve toleranslarının hesabının daha kolay metodunu bulmak.

iii) Parçaların teknik resminde ölçülerin doğru dizilişini yapmak.

iv) Teknik resimde belirtilen hassasiyeti parçaya kazandırmak için ölçülerin imal toleranslarının hesabını yapmak

Ölçü zincirinin tahlili ve hesabı makinelerin tasarımında zorunlu bir kademedir. Ölçü zincirinin hesabı iki maksatla yapılabilir. Birincisi kontrol hesabı, yani ölçü zincirinin bütün ölçülerinin anma ve sapma değerleri hesaplanır ve mevcut değerlerle karşılaştırılır. İkincisi ise, tasarım kademesinde yani parça ölçülerinin anma değerleri ve sapmaları hesaplanır ve parçanın teknik resmi tamamlanır. Ölçü zincirinin hesabını tam veya tam olmayan karşılıklı değişme prensibine göre ve ihtimal teorisi metoduyla yapmak mümkündür.

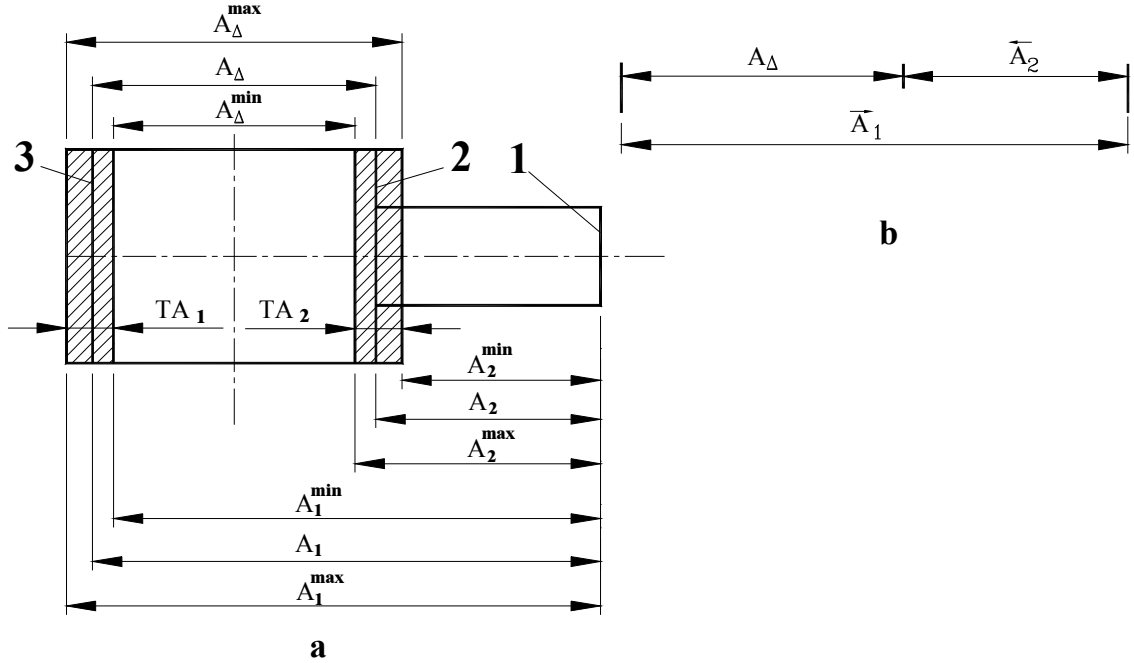
2.2.2.1. Tam karşılıklı değiştirme prensibine göre ölçü zincirinin hesabı

Tam karşılıklı değiştirme prensibini sağlamak için maksimum ve minimum metodundan yararlanılır. Bu halde, kapayıcı ölçünün toleransı ölçü zincirine dahil olan tüm ölçülerin toleranslarının aritmetik toplamı gibi hesaplanır. Bu metot montajda talep olunan hassasiyeti uydurma işlemleri kullanmadan temin etmek mümkündür.

Örnek: Şekil 2.18a'da gösterilmiş parçanın bir alın yüzeyi esas yüzey gibi kabul edilmiş, aynı zamanda bu yüzey ölçme yapmak için de esas yüzeydir. $A_2=28 \pm 0,14\text{mm}$ ve $A_1=60 \pm 0,2\text{mm}$ olursa ölçü zincirinin hesabını yapalım.

Teknoloji lineer ölçü zincirinde (Şekil 2.22) A_Δ kapayıcı ölçüdür. Bu lineer ölçü zinciri A_1 (artan) ve A_2 (azalan) ölçülerinden oluşursa kapayıcı elementin ölçüsünün nominal değerini aşağıdaki denklemlerle hesaplamak mümkündür.

$$A_{\Delta} = A_1 - A_2 = 60 - 28 = 32 \text{ mm}$$



Şekil 2.22 Üç elementli ölçü zinciri

Genel olarak artan ölçülerin sayısını n ve azalan ölçülerin sayısını p ile gösterirsek, bu durumda, kapayıcı elementin nominal ölçüsünün hesabını aşağıdaki denklemle yapmak mümkündür.

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n A_{j \text{ ar tan}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j \text{ azalan}} \quad (2.16)$$

Bu denklem nominal ölçü yerine gerçek ölçülerin kullanıldığı durumlarda da geçerlidir. Hatırlatmak gerekir ki parça hiçbir zaman kapayıcı ölçüye göre işlenmez. Bu ölçü parçanın diğer ölçülerinin yapılması durumunda kendiliğinden gerçekleşir. Montaj ölçü zincirlerinde kapayıcı ölçü montajın ardarda yapılmasında meydana gelir.

- **Kapayıcı elementin sapma değerlerinin hesabı**

Ölçü zinciri elementlerinin ölçüleri belirlenmiş toleranslar dahilinde değişir. Bu halde, kapayıcı ölçünün sapma değerlerini aşağıdaki denklemlerle hesaplamak mümkündür.

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{j=1}^n A_j^{\max \text{ ar tan}} - \sum_{j=n}^{n+p} A_j^{\min \text{ azalan}} \quad (2.17)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_{j=1}^n A_j^{\min \text{ ar tan}} - \sum_{j=n}^{n+p} A_j^{\max \text{ azalan}} \quad (2.18)$$

Tolerans en büyük ölçüyle en küçük ölçü arasında olan fark olduğundan kapayıcı ölçünün toleransını aşağıdaki denklemlerle hesaplamak mümkündür.

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^n TA_{j \text{ artan}} + \sum_{j=n+1}^{n+p} TA_{j \text{ azalan}} \quad (2.19)$$

Ölçü zinciri elementlerinin toplam sayısını m ile gösterirsek, onu oluşturan elementlerin sayısını $m-1=n+p$ gibi gösterebiliriz. O halde,

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j \quad (2.20)$$

Yani, kapayıcı elementin toleransı ölçü zincirine dahil olan elementlerin toleranslarının toplamına eşittir. Örneğin, $TA_1 = 0,40 \text{ mm}$ ve $TA_2 = 0,28 \text{ mm}$, $TA_{\Delta} = 0,40 + 0,28 = 0,68 \text{ mm}$

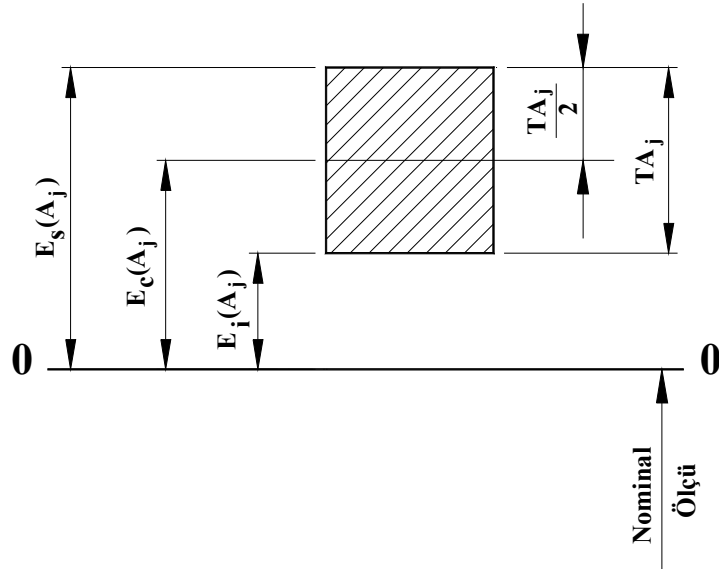
Buradan şöyle bir sonuç çıkarılabilir: Kapayıcı elementin hatasının az olması için ölçü zincirine dahil olan ölçülerin sayısının az olması gerekir. Yani, en kısa zincir prensibine uymak gerekir. Diğer bir ifadeyle, imal ve montaj öyle yapılmalıdır ki kapayıcı element en az sorunlu olan ölçü olsun. Ölçü zincirine dahil olan herhangi bir ölçünün toleransını bulmak için diğer ölçülerin ve kapayıcı ölçünün toleransını bilmekle (2.20) denklemi temelinde aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$TA_q = TA_{\Delta} - \sum_{j=1}^{m-2} TA_j \quad (2.21)$$

Kapayıcı elementin üst ve alt sapmalarının hesabını yapmak için gerekli olan denklemleri bulalım. Şekil 2.23'de gösterildiği gibi tolerans alanının orta koordinatından ve toleransın yarı değerinden faydalanmak daha uygundur. Ölçü zincirinin her bir ölçüsü için;

$$E_s(A_j) = E_c(A_j) + TA_j/2 \quad ; \quad E_i(A_j) = E_c(A_j) - TA_j/2 \quad (2.22)$$

yazılabilir. Aynı şekilde,



Şekil 2.23 Tolerans alanının orta koordinat $E_c(A_j)$ değerleri

$$E_s(A_\Delta) = E_c(A_\Delta) + TA_\Delta/2 \quad ; \quad E_i(A_\Delta) = E_c(A_\Delta) - TA_\Delta/2 \quad (2.23)$$

yazılabilir. En büyük ölçü nominal ölçüyle üst sapmanın ve en küçük ölçü ise nominal ölçüyle alt sapmanın aritmetik toplamı gibi ifade edilirse,

$$A_\Delta + E_s(A_\Delta) = \sum_{j=1}^n [A_j + E_s(A_j)]_{ar\ tan} - \sum_{j=n+1}^{n+p} [A_j + E_i(A_j)]_{azalan} \quad (2.24)$$

$$A_\Delta + E_i(A_\Delta) = \sum_{j=1}^n [A_j + E_i(A_j)]_{ar\ tan} - \sum_{j=n+1}^{n+p} [A_j + E_s(A_j)]_{azalan} \quad (2.25)$$

denklemleri yazılabilir.

Kapayıcı elementin nominal ölçüsünü (2.16) denklemine göre hesaplayabiliriz. Kapayıcı elementin üst ve alt sapmalarını (2.24) ve (2.25) denklemlerinden (2.16) denklemini her bir toplanandan çıkarmakla bulabiliriz.

$$E_s(A_\Delta) = \sum_{j=1}^n E_s(A_j)_{ar\ tan} - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_i(A_j)_{azalan} \quad (2.26)$$

$$E_i(A_\Delta) = \sum_{j=1}^n E_i(A_j)_{ar\ tan} - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_s(A_j)_{azalan} \quad (2.27)$$

(2.26) ve (2.27) denklemi yardımıyla Şekil 2.22'de gösterilmiş kapayıcı elementin sapma ölçülerinin hesabını yapmak mümkündür.

$$E_s(A_\Delta) = 0,2 - (-0,14) = 0,34 \text{ mm}$$

$$E_i(A_\Delta) = -0,2 - (+0,14) = -0,34 \text{ mm}$$

Böylece kapayıcı elementin toleranslı ölçüsünü $A_\Delta = 32 \pm 0,34$ bulmuş oluruz.

Kapayıcı ölçünün sapma değerlerinin toleransın orta koordinatına bağlı olarak, yani (2.22) ve (2.23) denklemlerini (2.26) ve (2.27) denklemleriyle tamamlarsak aşağıdaki ifadeleri bulmuş oluruz.

$$E_c(A_\Delta) + TA_\Delta / 2 = \sum_{j=1}^n [E_c(A_j) + TA_j / 2]_{ar\ tan} - \sum_{j=n+1}^{n+p} [E_c(A_j) - TA_j / 2]_{azalan}$$

$$E_c(A_\Delta) - TA_\Delta / 2 = \sum_{j=1}^n [E_c(A_j) - TA_j / 2]_{ar\ tan} - \sum_{j=n+1}^{n+p} [E_c(A_j) + TA_j / 2]_{azalan}$$

Son denklemleri toplananlar üzere ayrı ayrı toplayıp ikiye böldüğümüzde kapayıcı elementin tolerans alanının orta koordinatını bulmuş oluruz.

$$E_c(A_\Delta) = \sum_{j=1}^n E_c(A_j)_{ar\ tan} - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_c(A_j)_{azalan} \quad (2.28)$$

Pratikte bu tür hesaplara daha çok rastlanır. Ölçü zincirini oluşturan elementlerin hassasiyeti o derecede olmalıdır ki kapayıcı elementin istenen hassasiyeti emniyetli olsun. Bu tip meseleleri aşağıdaki yöntemlerle çözmek mümkündür:

- **Eşit toleranslar yöntemi**

Ölçü zincirine dahil olan elementlerin ölçüleri birbirine yakın ise veya bir aralığa dahil ise, yani onları aynı hassasiyetle yapmak mümkün ise bu yöntem kullanılır. Bu durumda aşağıda verilen eşitliği yazabiliriz.

$$TA_1=TA_2=...=TA_{m-1}=T_{\text{orta}}A_j \quad (2.29)$$

Bu durumda $TA_{\Delta}=(m-1)T_{\text{orta}}A_j$ olur. Buradan $T_{\text{orta}}A_j=TA_{\Delta}/(m-1)$ yazılabilir. Hesabı yapılmış $T_{\text{orta}}A_j$ 'nin toleransını birkaç ölçünün değeri, kuruluş taleplerine ve teknolojik imkanlara göre

$$TA_{\Delta} \geq \sum_{j=1}^{m-1} TA_j$$

şartının sağlanması ile ayarlamak mümkündür. Bunun için bir üst tolerans alanının seçilmesi uygun bulunur. Eşit toleranslar metodu basit olmasına rağmen yeteri derecede hassas değildir. Çünkü, toleransın ayarlanma aşamasında nitelik seçiminde serbestliğe izin verilir. Bu metotta ölçü zinciri elementlerinin toleranslarının bulunmasının ilk(tasarım) aşamasında tahmini değerlerin kullanılması uygun görülür.

- **Bir nitelik dahilinde toleransın hesabı**

Ölçü zincirine dahil olan elementleri aynı hassaslık niteliği üzere işlemek mümkün ise, bu durumda onların toleransları sadece nominal ölçülerine bağlıdır. Bütün elementlerin nominal ölçüleri ve kapayıcı elementin sapma değerleri belli olduğu halde nitelik derecesi aşağıdaki gibi bulunur:

Herhangi bir elementin toleransı $TA_j = a_j i$. Burada i tolerans birimidir. 0'dan 500 mm'ye kadar olan ölçüler için $i = 0.45 \sqrt[3]{D} + 0.001D$. Burada D sınır değerlerinin geometrik ortalamasıdır.

$$D = \sqrt{D_{\text{max}} D_{\text{min}}}$$

Bu durumda, $TA_j = a_j (0.45 \sqrt[3]{D} + 0.001D)$. Burada a_j elementin ölçüsünün toleransında olan, tolerans birimlerinin sayısıdır.

(2.20) denklemine uygun olarak aşağıdaki eşitliği yazmak mümkündür.

$$TA_{\Delta} = a_1 i_1 + a_2 i_2 + \dots + a_{m-1} i_{m-1}$$

Bir hassaslık niteliği şartına esasen $a_1 = a_2 = \dots = a_{m-1} = a_{\text{orta}}$ yazmak mümkündür. Bu halde,

$$TA_{\Delta} = a_{orta} \sum_{j=1}^{m-1} (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D)$$

Buradan

$$a_{orta} = TA_{\Delta} / \sum_{j=1}^{m-1} (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D) \quad (2.30)$$

Burada, TA_{Δ} μm ile, D ise mm ile gösterilir. 500 mm ' ye kadar olan ölçüler için tolerans biriminin değerini Çizelge 2.7' den bulmak mümkündür.

Çizelge 2.7 Ölçü aralıklarına göre tolerans biriminin değeri

Ölçü aralığı [mm]	Tolerans biriminin değeri [μm]
0-3	0,55
3-6	0,73
6-10	0,90
10-18	1,08
18-30	1,31
30-50	1,56
50-80	1,86
80-120	2,21
120-180	2,52
180-250	2,90
250-315	3,23
315-400	3,54
400-500	3,89

a_{orta} değerine göre en yakın hassaslık niteliği seçilir. Hassaslık niteliği belli olduktan sonra TS 1845-2 EN 20286-2 standardından bütün elementlerin ölçülerinin toleransları netleştirilir. İç ölçülerin toleranslarını esas deliğin toleransı gibi dış ölçülerin toleransını ise esas milin toleransı gibi kabul etmek gerekir. Bu durumda,

$$TA_{\Delta} \geq \sum_{j=1}^{m-1} TA_j$$

şartı gözlenmelidir.

Verilmiş $E_s(A_{\Delta})$ ve $E_i(A_{\Delta})$ sapmalarına göre bütün elementlerin tolerans (TA_1 , TA_2 , ..., TA_{m-1}) değerleri ile üst ve alt sapmalarının işaretleri (+ veya -) öyle belirlenir

ki (2.26) ve (2.27) eşitlikleri sağlanmış olsun. Ölçü zincirini oluşturan elementlerin sapma değerlerinin doğruluğunu (2.28) formülüne göre de kontrol etmek mümkündür. Bir hassaslık niteliği metodu eşit toleranslar metoduna nispeten daha bilimsel bir metottur. Maksimum-minimum metodu, parçaların ve makinelerin tam değiştirme prensibini sağlar, fakat ekonomik yönden bu metot yüksek hassaslık talep olunmayan makineler için ve elementlerin sayısı az olan ölçü zincirleri için amaca uygundur. Diğer durumlarda, özellikle geometrik olmayan ölçülerin hassaslık hesabında bulunan toleranslar teknolojik açıdan zor sağlanır. Teknolojik açıdan sağlanabilen toleransların toplamı

$$\sum_{j=1}^{m-1} TA_j > TA_{\Delta}$$

olabilir.

Bu durumda, toleranslar ihtimal teorisi veya diğer tam olmayan karşılıklı değiştirme prensibini temin eden metotlar ile hesaplanır. Selektif seçme, dengeleyici elementler uygulama veya uydurma işlemlerini göstermek bunlara örnek olarak verilebilir.

2.2.2.2. Tam olmayan karşılıklı değiştirme prensibi (İhtimal teorisi)

Maksimum minimum metodu ile hesapta imal ve montaj ortamında en büyük artan, en küçük azalan veya tam tersi olan durumda elementlerin birlikte mevcut olması kabul edilmiştir. Her iki halde kapayıcı elementin hassaslığı azalır fakat onların bulunma ihtimali az olur. Öyle ki ölçülerin sapsmaları toleransın orta değeri etrafında toplanır. Bu tür parçaları olan birleşmelere daha çok rastlanır. Kapayıcı elementin sınır ölçülerinin gözlenilmesi ihtimali % 0,27 kabul edilirse diğer elementlerin toleranslarını imal teknolojisinin maliyet değerini azaltan derecede arttırmak mümkündür. İhtimal teorisi metodu üzere yapılan hesapların temelini yukarıda belirtilenler oluşturur. İki tür hesaplama vardır [4].

i) Ölçü zincirini oluşturan ve onu kapsayan elementlerin hatası normal dağılım kuralına ve ihtimal dağılım sınırlarında (6σ) tolerans sınırlarına uygun geldiğini farz edelim. Bu halde, $TA_j = 6\sigma_{A_j}$ veya $\sigma_{A_j} = TA_j/6$ eşitliklerine uygun olarak $TA_{\Delta} = 6\sigma_{A_{\Delta}}$ veya $\sigma_{A_{\Delta}} = TA_{\Delta}/6$ yazılabilir. Bu durumda, %0,27 sayıda kapayıcı elementlerin ölçüleri tolerans alanından dışarı çıkacaktır. σ_{A_j} ve $\sigma_{A_{\Delta}}$ değerlerinin

bilinen toplam dispersiyasının (paylaşım) birbiriyle alakası olmayan tesadüfi değerler dispersiyaları toplamının eşitliği formülünde yerine yazarak bir tür değişmeler sonucu kapayıcı ölçümü toleransını hesaplamak için bir denklem bulmuş oluruz.

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (TA_j)^2} \quad (2.31)$$

TA_{Δ} ' yi bulmakla $E_C(A_{\Delta}), E_S(A_{\Delta})$ ve $E_i(A_{\Delta})$ değerlerini hesaplamak mümkündür. (2.31) denklemi gerçek ölçülerin dağılmasının Gauss kanununa tabiliği, yani gruplaştırma merkezi tolerans alanının orta değeri üzerine düştüğü ve dağılma alanının toleransının değeri ile üst üste düştüğü ihtimali temelinde çıkarılmıştır. İmal şartlarında ölçülerin hatalarının dağılımı Gauss kanununa uygun olmaya da bilir. Bu halde kapayıcı ölçünün toleransını bulmak için (2.31) denklemine ilave olarak nisbi dağılma katsayısı k_j 'yi de dahil etmek gerekir.

$$TA_{\Delta} = \frac{1}{k_{\Delta}} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (TA_j)^2 k_j^2} \quad (2.32)$$

Burada k_j ve k_{Δ} katsayıları j kapayıcı elementin hatalarının dağılımının Gauss kanunundan farklı olmasını karakterize etmektedir. Kapayıcı element için k_{Δ} katsayısı $(m-1) < 6$ olduğunda göz önüne alınır.

k_j katsayısı $k_j = 6\sigma/T_j$ gibi bulunur. Burada T_j , A_j elementinin dağılma alanıdır. $T_j = 6\sigma$ kabul edilirse,

$$\text{Normal dağılma kanunu için} \quad k_j = 6\sigma_j / 6\sigma_j = 1$$

$$\text{Eşit ihtimalli dağılma kanunu için} \quad k_j = 6\sigma_j / 2\sqrt{3\sigma_j} = 1,73$$

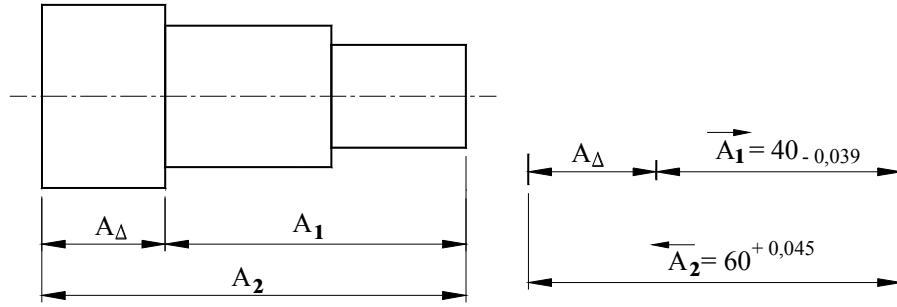
$$\text{Simpson (üçgen) dağılma kanunu için ise} \quad k_j = 6\sigma_j / 2\sqrt{6\sigma_j} = 1,22$$

İhtimal teorisinin ölçü zincirinin hesabında uygulanmasının etkinliğini aşağıdaki örnekten anlamak mümkündür. Ölçü zincirinin dört elementten ibaret olduğunu var sayalım. Bu durumda $TA_1 = TA_2 = TA_3 = TA_4$ yazılabilir. (2.31) denklemine göre kapayıcı elementin toleransı,

$$TA_{\Delta} = \sqrt{4(TA_j)^2} = 2TA_j$$

Burada $TA_{j=} TA_{\Delta}/2$. (2.20) denklemine göre, yani hesabı maksimum minimum metoduyla yaparsak kapayıcı elementin toleransı $TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 = 4TA_j$. Burada $TA_j = TA_{\Delta}/4$. Gösterilen örnekten anlaşılır ki ihtimal teorisiyle hesaplama sonucu kapayıcı elementin toleransını değişmeden diğer elementlerin toleransını iki kat büyötmek mümkündür. Bu halde %0,27 sayıda ürünlerde (yani her bin parçanın üçünde) kapayıcı elementin sınır ölçüleri, normal dağılıma kanununa göre, beklediğimiz değerlerde olmayabilir. Yani her bin parçanın üçü kullanışlı olmayabilir.

Örnek: Şekil 2.24'de gösterilen mil için A_{Δ} kapayıcı ölçüsünün anma değerini ve toleransını bulunuz.



Şekil 2.24 Kademeli parçanın ölçü zinciri

Ölçülerin sapma dağılımının normal dağılıma kanununa uygun olduğunu varsayalım. Ölçülerin sapmaları tolerans dahilindedir ve dağılıma eğrisi tolerans alanının orta değerine göre simetriktir. Bu şartlar dahilinde $k_j=1$ 'dir. (2.32) denklemine göre kapayıcı elementin toleransı,

$$TA_{\Delta} = \sqrt{(46.1)^2 + (39.1)^2} \approx 60 \mu m.$$

Eğer bu problemi maksimum-minimum metoduyla çözseydik, $TA_{\Delta}=46+39=85 \mu m$ olacaktı. Yani, ihtimal teorisine göre bulduğumuz değerden $25 \mu m$ veya %41 fazla bulunur. Eğer kapayıcı elementin toleransını $85 \mu m$ kabul edersek, o zaman ölçü zincirini oluşturan ölçülerin toleranslarını büyötmek mümkündür.

ii) Ölçü zincirini oluşturan ölçülerin toleranslarını, kapayıcı elementin toleransı belirli olduğu durumda dört şekilde hesaplamak mümkündür.

- **Eşit toleranslar yöntemi**

Bu yöntemde TA_j , $E_c(A_j)$ ve k_j bütün ölçüler için aynıdır. TA_Δ 'nın toleransının belli olduğu durumlarda toleransın orta değerini ($T_{orta}A_j$) (2.31) ve (2.32) denklemlerine uygun olarak buluruz. $T_{orta}A_j$ değerini bulmak için kullanılan denklemi (2.32) denkleminde (2.29) denklemine uygun olarak yazalım.

$$TA_\Delta = \sqrt{(m-1) \cdot (T_{orta}A_j)^2 \cdot k_j^2}$$

Buradan,

$$T_{orta}A_j = \frac{TA_\Delta}{k_j \sqrt{m-1}} \quad (2.33)$$

Eğer k_j tüm ölçüler için aynı değilse, (2.33) denklemi şu şekilde olur:

$$T_{orta}A_j = \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} k_j^2}$$

Bulunan $T_{orta}A_j$ ve $E_c(A_j)$ değerlerini konstrüksiyon ve imal işlerine bağlayarak değiştirmek gerekir. Çözümün doğruluğunu (2.32) denklemiyle kontrol edebiliriz.

- **Bir nitelik dahilinde tolerans hesabı**

Bu yöntem tam değiştirme prensibine benzemektedir. Fakat, (2.32) denklemi başka bir şekle sahiptir. (2.32) denkleminde $TA_j = a(0.45\sqrt[3]{D} + 0.001D)$ yazarsak ve a 'ya göre çözersek,

$$a_{orta} = TA_\Delta k_\Delta / \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (0.45\sqrt[3]{D} + 0.001D)^2 \cdot k_j^2} \quad (2.34)$$

elde ederiz.

- **Örnek hesaplamalar yöntemi**

Bu metotta ölçü zincirini oluşturan ölçülerin toleransları ekonomiklik bakımından makinenin konstrüksiyonunu ve çalışma şartlarını göz önüne alarak veya buna benzer diğer makinaları örnek alarak k_{Δ} ve k_j katsayılarını kullanırız. Kabul ettiğimiz bu katsayılara göre yaptığımız hesap sonucu bulduğumuz toleransları aşınmayı göz önüne alarak değiştirmek gerekir. Bu yaklaşımla bulunmuş toleransları (16) denklemini yardımıyla kontrol etmek gerekir.

- **Eşit etki yöntemi**

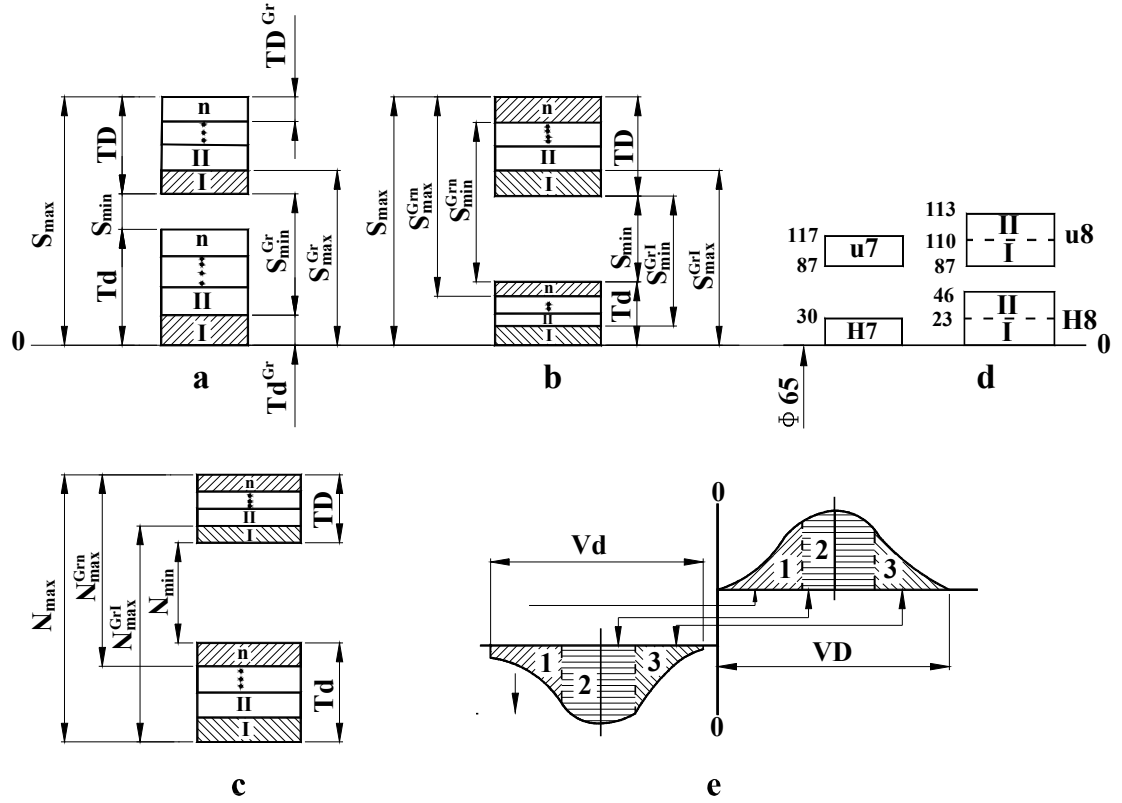
Bu yöntem düzlemde ve uzayda olan ölçü zincirlerinin hesabında kullanılır. Bu yöntemin temelinde her bir ölçü için müsaade edilen sapmaların başlangıç ölçüye aynı derecede tesir edeceği kabul edilmiştir.

2.2.3. Grup karşılıklı değiştirme metodu (Selektif montaj)

Bu metodun mahiyeti, parçaları büyük toleranslarla üretilmiş makinada daha hassas montaj yapabilmek için parçaları ölçülerine göre daha dar toleransta olan aynı sayıda gruplara bölerek toplamaktır. Bu montaj selektif montaj olarak adlandırılır. Grup karşılıklı değiştirme metodu makinaların çalışma hassasiyeti büyük olduğu zaman ekonomik bakımdan bu tür parçaları üretmek verimlilik sağlamadığı durumlarda kullanılır.

Selektif montajda (ara boşluklu ve sıkı alıştırmalarda) grupların sayısına bağlı olarak en büyük ara boşluğu ve sıklığı azaltılır ve en küçük değerleri de arttırılır. Bu durumda, ara boşluğunun ve sıklığın değerleri orta değere daha çok yaklaşır ki bu da alıştırmının uzun ömürlü ve emniyetli çalışmasını sağlar.

Bu metodun kullanılması için gerekli olan grup sayısını, alıştırmının uzun ömürlülüğünü ve ekonomikliğini göz önüne alarak bulmak gerekir. Bu metod kullanıldığında herhangi bir grubun şekil ve konum toleransı boyut toleransından fazla olmamalıdır. Deliğin toleransının milin toleransına eşit olduğunun ($T_D=T_d$) kabul edildiği durumda grup sayısının hesabı şu şekilde yapılmalıdır: Bu durum için bir gruptan diğer gruba geçtiğimizde ara boşluğu ve sıklığı sabit kalır (Şekil 2.25a). Parçaların montajında hareketli geçmelerin uzun ömürlü emniyetli çalışması için en küçük ara boşluk, sıkı geçmelerde parçaları emniyetli çalışması için en büyük sıklığı sağlamak gerekir.



Şekil 2.25 Parçaların gruplara bölünme şeması
a) $TD = Td$ b) $TD > Td$ (a ve b boşluklu alıştırma)
c) $TD > Td$ d) $TD = Td$ (c ve d sıkı alıştırma)
e) Dağılıma eğrilerini göz önüne alarak gruplaştırma

Selektif montajda grup sayısı n 'yi aşağıdaki formüllerle hesaplamak mümkündür. S_{min}^{Gr} değerinin verildiği durumlarda (ara boşluklu alıştırma için),

$$S_{min}^{Gr} = S_{min} + Td - Td/n \quad (2.35)$$

N_{max}^{Gr} değerinin verildiği durumlarda (sıkı alıştırma için),

$$N_{max}^{Gr} = N_{max} - TD + TD/n \quad (2.36)$$

Verilen grup toleransları TD^{Gr} veya Td^{Gr} için $TD = Td$ olmak üzere $TD/n = TD^{Gr}$;
 $n = TD/TD^{Gr}$; $Td/n = Td^{Gr}$; $n = Td/Td^{Gr}$,

$$n = TD/TD^{Gr} = Td/Td^{Gr} \quad (2.37)$$

$TD > Td$ halinde grup ara boşluğu (veya sıklığı) bir gruptan diğerine geçildiğinde sabit kalmamaktadır (Şekil 2.25 b,c). Yani, grup toleranslarının eşitliği gözlenmemektedir.

Buna göre, selektif montajın $TD=T_d$ hali için kullanılması daha uygundur. Grup sayısı büyük olursa, grup toleransı grup sayısının küçük olduğu durumdaki grup toleransından çok da farklı olmamasına rağmen montajı gerçekleştirmede meydana gelen zorluklar artar. Pratikte $n_{max}=4$ veya 5 kabul edilir. Sadece rulman sanayinde $n \geq 10$ kabul edilebilir.

Örnek: Konstrüktif taleplere göre anma çapı 65 mm olan sıkı geçmede $N_{min}=57\mu m$ ve $N_{max}=117\mu m$ olarak hesaplanmıştır. Bu taleplere H7/u7 alıştırması uymaktadır. Fakat mevcut üretimde bu alıştırmayı yapmak teknolojik olarak zordur. Yukarıda belirtilen alıştırmaya uygun H8/u8 alıştırmasını seçip ve montajı selektif metodu kullanarak uygularsak, $N_{min}=64\mu m$, $N_{max}=110\mu m$ olur ki bu da yukarıdaki konstrüktif taleplere uygun olmakla beraber teknolojik toleransların %50 artmasına neden olur. Yani, daha ekonomik bir üretim yöntemi yakalamış oluruz.

Selektif montajı sadece silindirik şekiller için değil, daha karmaşık şekiller (örneğin, vidalı yüzeyler) için de kullanmak mümkündür. Selektif montaj, montajın hassasiyetini selektif grup sayısı kadar arttırmaya imkan verir. En önemlisi ise, parçaların üretimini genel toleransı düşünmeden veya genel toleransı ekonomikliği temin edecek şekilde arttırarak yapmak mümkündür. Selektif montajın dezavantajı kontrolün daha karmaşık (kontrol yapan eleman sayısının artması, daha hassas ölçme cihazları gerektirmesidir, seri üretimde kontrol seçme otomatları gerektirmesi) olmasıdır. Montaj aşamasında iş gücü ihtiyacı artar. Montajda kullanılmayan parça sayısı artmış olur. Selektif montaj tam olmayan değiştirme ve grup değiştirme metodları temelinde gerçekleştiği için fabrikada montajı yapılan (örneğin rulman) iç ölçüleri karşılıklı değiştirme talebinde olan ürünlerde kullanılır.

İçten yanmalı motorların uzun ömürlü çalışması için her yenilemede (piston, piston pimleri, segman değişiminde) selektif montaj kullanılabilir. Selektif montaj metodu seri ve konveyör üretimde büyük hassasiyeti sağlamakla yapılan büyük harcamalara rağmen etkinlik sağlar. Örneğin rulman üretiminde, vidalı alıştırmalarda büyük hassasiyet sağlamanın tek metodudur. Selektif montajın yukarıda belirtilen dezavantajlarını önlemek için montajda kullanılan parçaların üretim teknolojisini inceleyerek parça ölçüleri dağılımının aynı bir kural dahilinde olmasına çaba gösterilir. Bu durumda, montajda kullanılmayan parçaların sayısı düşer.

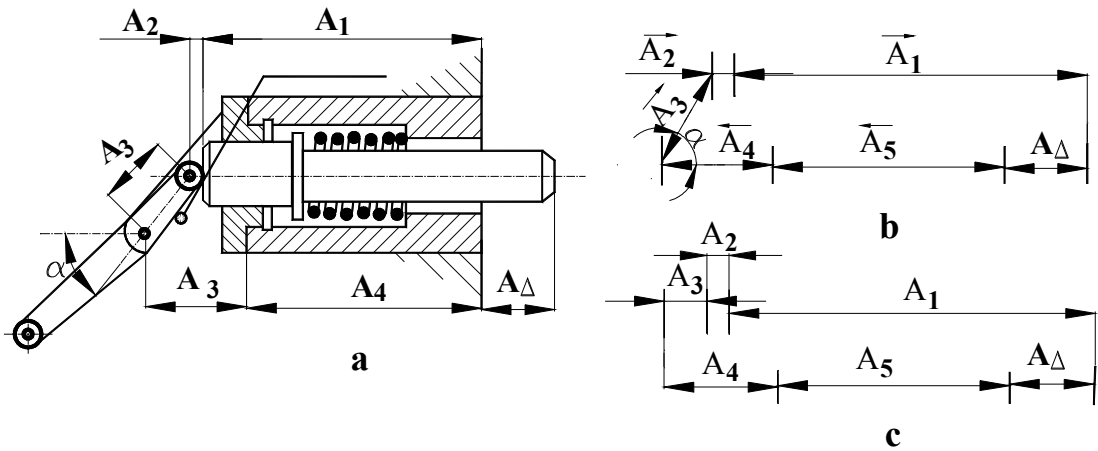
2.2.4. Düzlem ve uzay ölçü zincirlerinin hesabı

Düzlem ve uzay ölçü zincirlerinin hesabı aynen doğrusal (lineer) ölçü zincirlerinin hesabında kullanılan metodlarla yapılır. Bunun için bu ölçü zincirlerini doğrusal ölçü zinciri haline getirmek gerekir. Buna düzlem ölçü zincirini oluşturan ölçülerin görünüşlerini bir yöne, yani kapayıcı elementin yönüne denk gelmesini sağlayarak ulaşılır. Uzay ölçü zincirini ise iki veya üç birbirine dik oklar yardımıyla doğrusal ölçü zinciri haline getirmek mümkündür. Örnek olarak Şekil 2.26 a,b'de gösterilen düzlem ölçü zincirinde iteleyicinin ileri maksimum hareketini sağlayan A_{Δ} kapayıcı elementinin hesabını yapalım.(2.20)...(2.32) denklemleriyle kapayıcı elementin toleransının hesabı: Maksimum-minimum metodu ile,

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} |\partial A_{\Delta} / \partial A_j| TA_j \quad (2.38)$$

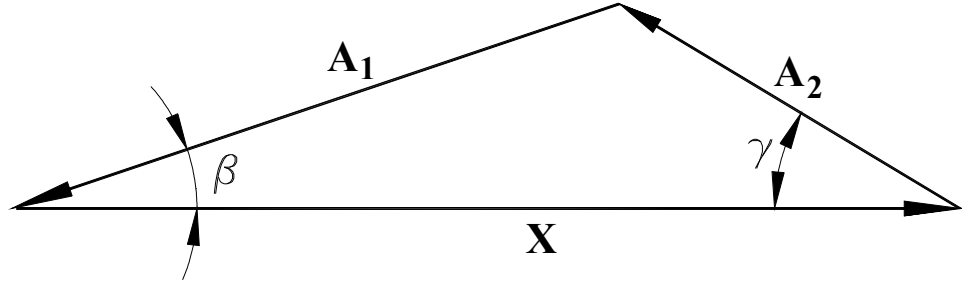
İhtimal Teorisi metoduna göre,

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (\partial A_{\Delta} / \partial A_j)^2 TA_j^2 k_j^2} \quad (2.39)$$



Şekil 2.26 Ölçü zinciri uygulaması
a) Kostrüksiyon b) Düzlem c) Lineer

Burada $\partial A_{\Delta}/\partial A_j$ kapayıcı elementin kısmi türevinin j elementinin ölçüsünün kısmi türevine oranıdır. Buna bazen iletim oranı da denir. Bu oran ölçü zincirini oluşturan elementlerin hatalarının elemente olan etkisinin derecesini ve etki karakteri hakkında bilgi verir. Elementleri paralel olan zincir için tüm iletim oranları artan ölçüler için 1'e ve azalan ölçüler için -1'e eşittir.



Şekil 2.27 Düzlem ölçü zinciri

Şekil 2.27'de gösterilen düzlem ölçü zincirinin x kapayıcı elementinin toleransını bulalım. Anma ölçüleri ve ölçü zincirini oluşturan ölçülerin sapmaları ve eğim açıları verilmiştir. β ve γ açıları toleranslar ile sınırlandırılmamıştır.

Anma ölçüsü, $x=f(A_1,A_2)=A_1\cos\beta+A_2\cos\gamma$ Kapayıcı elementin toleransını
(2.38) denklemine göre;

$$T_x = (\partial f/\partial A_1)TA_1 + (\partial f/\partial A_2)TA_2 \quad (2.40)$$

denklemini ile buluruz. Burada TA_1 ve TA_2 zinciri oluşturan ölçülerin toleranslarıdır. İletim oranı,

$$\partial f/\partial A_1 = \cos\beta \quad ; \quad \partial f/\partial A_2 = \cos\gamma$$

Açıların trigonometrik fonksiyonlarını şartlı olarak sabit kabul ederiz. Öyle ki üçgenin kenarlarının hatası çok azalır. İletim oranlarını bulup (2.40) denkleminde yerine yazarsak kapayıcı elementin toleransını elde ederiz.

$$T_x = TA_1\cos\beta + TA_2\cos\gamma$$

Kapayıcı elementin toleransını bulmak için ihtimal teorisi metodunu kullanırsak aşağıdaki denklemini buluruz.

$$Tx = \sqrt{k_1^2 TA_1^2 \cos^2 \beta + k_2^2 TA_2^2 \cos^2 \gamma} \quad (2.41)$$

Burada k_1 , k_2 ölçü zincirini oluşturan ölçülerin nisbi dağılma katsayılarıdır.

(2.23) denklemine göre kapayıcı elementin üst ve alt sapma değerleri,

$$E_S(A_\Delta) = E_C(A_\Delta) + TA_\Delta/2 = 200 + 400/2 = 400 \mu\text{m}$$

$$E_i(A_\Delta) = E_C(A_\Delta) - TA_\Delta/2 = 200 - 400/2 = 0$$

Böylece Şekil 3.1a 'da gösterilen konstrüksiyonu verilmiş olan nominal ölçüleri ve sapma değerlerini hesaba katmakla kapayıcı elementin ölçüleri bulunmuş oldu. Yani, kapayıcı elementin nominal ölçüsü 1mm, üst sapma değeri 0,4 mm, alt sapma değeri de 0(sıfır) olmalıdır. Bulunan değerlerin doğru olduğunun kontrolünü yapmak için (2.17) ve (2.18) eşitliklerinden kapayıcı elementin en büyük ve en küçük ölçüleri

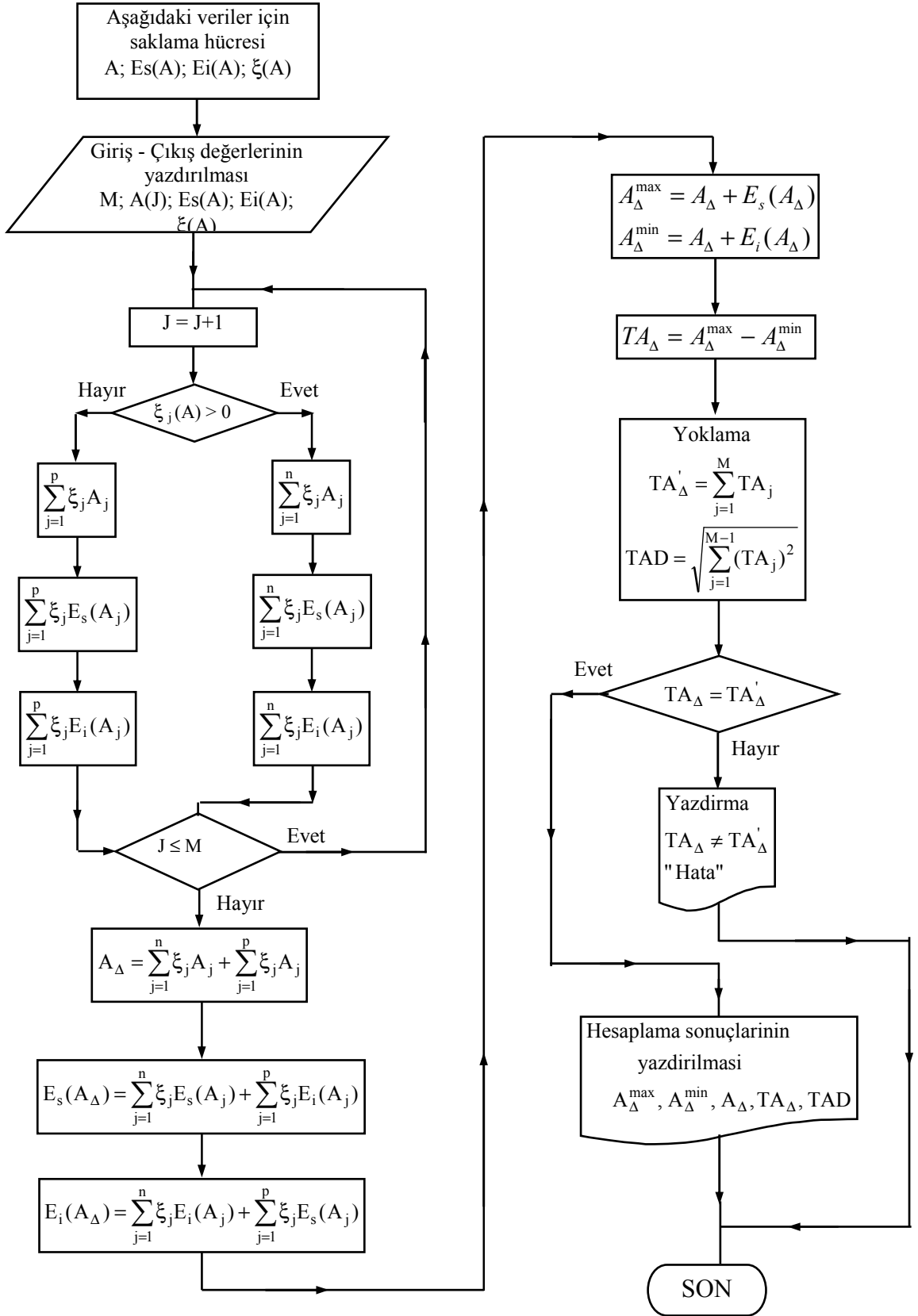
$$A_\Delta^{\max} = (101,14 + 50,10) - (4,97 + 139,90 + 4,97) = 1,4 \text{ mm}$$

$$A_\Delta^{\min} = (101,0 + 50,0) - (5,0 + 140,0 + 5,0) = 1,0 \text{ mm}$$

olarak bulundu.

Böylelikle kontrol hesaplamalar problemin doğru çözüldüğünü göstermektedir. Yani, $A_\Delta = 1^{+0,40}$ mm 'dir.

Şekil 3.2'de ölçü zinciri hesabının algoritması verilmiştir. Bu algoritma (2.16), (2.20), (2.23), (2.28) ve (2.31) eşitliklerine dayanılarak yapılmıştır. Hesaplamalarda iletim oranı ξ kullanılmıştır. Bu oran ölçü zincirini oluşturan elementlerin hatalarının elemente olan etkisinin derecesini ve etki karakteri hakkında bilgi verir. Elementleri paralel olan zincir için tüm iletim oranları artan ölçüler için 1'e ve azalan ölçüler için -1'e eşittir. Ayrıca, hesaplamalarda doğrusallık ve normal dağılım varsayılmıştır. Hesabın programı maksimum-minimum ve ihtimal teorisi metodlarından faydalanılarak FORTRAN 90 ile yazılmıştır.



Şekil 3.2 Ölçü zinciri hesabının algoritması

3.3. Bilgisayar programı

```
C   OLCU ZINCIRININ HESABI PROGRAMI FORTRAN 90
C   MAKSIMUM-MINIMUM VE İHTİMAL TEORİSİ METODLARI
C   VERİLENLER
C   A(J) OLCU ZINCIRININ ANMA OLCULERI
C   ESA(J) OLCULERIN UST SAPMALARI
C   EIA(J) OLCULERIN ALT SAPMALARI
C   KSIA(J) OLCULERIN İLETİM ORANLARI
C   J=1, 2, 3, M   M-OLCU ZINCIRINDEKI OLCU SAYISI
C   VERİLEN OLCULERIN GİRİŞ VE ÇIKISININ YAZDIRILMASI
C
REAL KEABAR, KEABAZ, KEAB, KAPMAX, KAPMIN
DIMENSION A(25),ESA(25),EIA(25),KSIA(25)
OPEN (5,FILE="VERI.TXT")
OPEN (6,FILE="SONUC.TXT")
READ(5,1)M
READ(5,2)(A(J),ESA(J),EIA(J),KSIA(J),J=1,M)
WRITE(6,3)
WRITE(6,4)
WRITE(6,5)M
WRITE(6,6)(A(J),ESA(J),EIA(J),KSIA(J),J=1,M)
C
C   HESAPLAMA
C
KEABAZ=0
KEABAR=0
ESAAZ=0
EIAAZ=0
ESAAR=0
EIAAR=0
C
DO 11 J=1,M
IF(KSIA(J).GT.0) GO TO 10
C
C   AZALAN (KEABAZ) OLCULERIN, ANMA VE SAPMALARININ UST (ESAAZ)
C   VE
C   ALT (EIAAZ) DEGERLERININ TOPLAMININ HESABI
C
KEABAZ=KEABAZ+KSIA(J)*A(J)
ESAAZ=ESAAZ+KSIA(J)*ESA(J)
EIAAZ=EIAAZ+KSIA(J)*EIA(J)
GO TO 11
C
C   ARTAN (KEABAR) OLCULERIN, ANMA VE SAPMALARININ UST (ESAAR) VE
C   ALT (EIAAR) DEGERLERININ TOPLAMININ HESABI
C
10 KEABAR=KEABAR+KSIA(J)*A(J)
   ESAAR=ESAAR+KSIA(J)*ESA(J)
   EIAAR=EIAAR+KSIA(J)*EIA(J)
```

```

11 CONTINUE
C
C   KAPAYICI ELEMANNIN ANMA OLCUSUNUN HESABI
C
C   KEAB=KEABAR+KEABAZ
C
C   KAPAYICI ELEMANNIN TOLERANSININ (TKEAB), EN BUYUK (KAPMAX)
C   VE EN KUCUK (KAPMIN) OLCULERININ HESABI
C
C   KAPMAX=ESAAR+EIAAZ+KEAB
C   KAPMIN=EIAAR+ESAAZ+KEAB
C   TKEAB=KAPMAX-KAPMIN
C
C   ES=0
C   EI=0
C   DO J=1,M
C   ES=ES+ESA(J)
C   EI=EI+EIA(J)
C   ENDDO
C
C   KAPAYICI ELEMANNIN TOLERANSININ HESABI (TAD)  IHTIMAL TEORISI
C
C   ET=0
C   =1,M-1
C   ET=ET+(ESA(J)-EIA(J))**2
C   ENDDO
C   TAD=ET**0.5
C
C   DO J
C   KONTROL
C   MAX-MIN METODU TOPLAM TOLERANSIN (TTOL) KAPAYICI
C   ELEMANNIN TOLERANSI (TKEAB) ILE KARSILASTIRILMASI
C
C   TTOL=ES-EI
C   FARK=ABS(TTOL-TKEAB)
C   IF(FARK.LT.0.00001)GO TO 16
C
C   MAKSIMUM-MINIMUM   METODUYLA   HESAP   SONUCLARININ
C   CYAZDIRILMASI
C
C   WRITE (6,13)TTOL
16 WRITE (6,7)
C   WRITE (6,8) KAPMAX,KAPMIN,KEAB,TKEAB
C
C   IHTIMAL TEORISINE GORE KAPAYICI ELEMANNIN TOLERANSININ HESABI
C   SONUCLARININ YAZDIRILMASI
C
C   WRITE (6,9)
C   WRITE (6,12) TAD,KEAB
1  FORMAT (6x,I2)
2  FORMAT (6x,F7.3,3x,F7.3,3x,F7.3,3x,I2)

```

```

3  FORMAT (" ",70("-")/6X,"TANIMLAR"/" ",70("-"))
4  FORMAT (" A = OLCU ZINCIRININ ELEMANLARININ ANMA OLCULERI" /
+ 2X,"ESA = OLCULERIN UST SAPMALARI " /
+ 2X,"EIA = OLCULERIN ALT SAPMALARI " /
+ 2X,"KSIA = OLCULERIN CEVRIM (ARTAN 1, AZALAN (-1)) ORANLARI")
5  FORMAT (" ",70("-")/6X,"VERILENLER (VERI.TXT)"/" ",70("-")/
+ (7X,"M=",I2)/7X,"A",10X,"ESA",6X,"EIA",4X,"KSIA")
6  FORMAT (4X,F6.2,3X,3X,F6.3,3X,F6.3,4X,I2)
7  FORMAT (" ",70("-")/" ", " MAKSIMUM-MINIMUM METODUYLA HESAP
+ SONUCLARI " /" ",70("-"))
8  FORMAT (2X,"KAPAYICI ELEMANIN EN BUYUK OLCUSU (KAPMAX)=",F8.4 /
+ 2X,"KAPAYICI ELEMANIN EN KUCUK OLCUSU (KAPMIN)=",F8.4 /
+ 2X,"KAPAYICI ELEMANIN ANMA BOYUTU (KEAB)   =",F8.4 /
+ 2X,"KAPAYICI ELEMANIN TOLERANSI (TKEAB)   =",F8.4/
+ (" ",70("-")))
9  FORMAT("","IHTIMAL TEORISINE GORE KAPAYICI ELEMANIN
+ TOLERANSININ HESAP SONUCLARI " /" ",70("-"))
12 FORMAT (5X,"KAPAYICI ELEMANIN TOLERANSI (TAD)   =",F7.3,2X / 5X,
+ "KAPAYICI ELEMANIN ANMA BOYUTU (KEAB)=",F7.3 / " ",70("-"))
13 FORMAT (" ",9("-)","HATA",10("-"))/(5X,"TTOL=",F6.4))
STOP
END

```

* * * * *
PROGRAM ÇIKTISI
* * * * *

TANIMLAR

A = OLCU ZINCIRININ ELEMANLARININ ANMA OLCULERI
ESA = OLCULERIN UST SAPMALARI
EIA = OLCULERIN ALT SAPMALARI
KSIA = OLCULERIN ILETIM ORANLARI (ARTAN 1, AZALAN (-1))

VERILENLER (VERI.TXT)

M = 5	A	ESA	EIA	KSIA
101.00	0.140	0.000	1	
50.00	0.100	0.000	1	
5.00	0.000	-0.030	-1	
140.00	0.000	-0.100	-1	
5.00	0.000	-0.030	-1	

MAKSIMUM-MINIMUM METODUYLA HESAP SONUCLARI

KAPAYICI ELEMANIN EN BUYUK OLCUSU (KAPMAX) = 1.4000
KAPAYICI ELEMANIN EN KUCUK OLCUSU (KAPMIN) = 1.0000
KAPAYICI ELEMANIN ANMA BOYUTU (KEAB) = 1.0000
KAPAYICI ELEMANIN TOLERANSI (TKEAB) = 0.4000

IHTIMAL TEORISINE GORE KAPAYICI ELEMANIN TOLERANSININ HESAP
SONUCLARI

KAPAYICI ELEMANIN TOLERANSI (TAD) = 0.201
KAPAYICI ELEMANIN ANMA BOYUTU (KEAB) = 1.000

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Geleneksel tolerans analizi, beraber çalışan parçaların toleranslarının hesaplamalarla bulunması veya projede verilmiş toleransların yoklanması amacı ile yapılan iŐlemlerdir. Makinanın montajının da karşılıklı değiştirme prensibine uygun yapılabilmesi için montajda birbiriyle çalışan parçaların boyutlarının toleranslarını göz önüne alarak belirli yöntemler (maksimum-minimum veya ihtimal teorisi) ile hesaplamaların yapılması gerekir.

Maksimum-minimum ve ihtimal teorisi yöntemlerinin karşılaştırılması ve verilen örnek hesaplamalar, ihtimal teorisi yönteminin daha doğru (verimli) sonuçlar verdiğini göstermektedir. Örneklerden anlaşılır ki; ihtimal teorisiyle hesaplama sonucu kapayıcı elementin toleransını deęiŐmeden diğer elementlerin toleransını iki kat bytmek mümkündür. Yani, makinayı daha emniyetli yapmak veya makinanın üretim maliyetini önemli bir oranda düşürmek mümkündür. Emniyeti arttırmak için kapayıcı elementin toleransının mümkün olan en kk değerde olması, tolerans değerinin sabit tutulması Şartı ile maliyeti düşürmek için ise diğer elementlerin toleranslarının büyütülmesi gerekir.

Sanayide toleransların belirlenmesi için en çok kullanılan metotlar, benzetim (analoji) metodu ve benzerlik metodudur, ancak hesap metodunun kullanılması durumunda daha hassas ve doğru toleranslara ulaşmak mümkündür.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Günümüzde, kullandığımız tüm makina veya cihazlarda tam karşılıklı değiştirme prensibi kullanılır. Tam karşılıklı değiştirme prensibi, makinaların ucuz olmasını, bakım ve onarımlarının daha hızlı, daha kolay ve ucuz olmasını sağlar.

Makinanın montaj aşamasında parçaların, montaj birimlerinin ve satın alınmış ürünlerin fonksiyonel göstergelerinin tam karşılıklı değiştirilebilme prensibine uyması, parça boyutlarının ve geometrik özellikleri belirlenen tolerans alanında yer alırsa mümkün olur. Dar toleranslar maliyet artışına, geniş toleranslar ise maliyetin düşmesine, atık sayısının artmasına ve montaj sorunlarına neden olabilir. Tolerans analizinin amacı en az maliyetli üretime imkan vermek, atık parça sayısını azaltmak ve parçaların belirlenmiş geometrilerinden mümkün olan en az sapmayı sağlamaktır.

Yapılan hesaplamalar ve program sonuçları istatistiksel yöntemin daha verimli olduğunu göstermektedir. Geleneksel tolerans analiz yöntemleri, doğrusallık ve normal dağılım varsayımıyla tatminkar sonuçlar vermektedir. Seri üretimde ürün karakteristikleri daha çok istatistiksel bir dağılım gösterir ve istatistiksel dağılım parametreleri doğru kalite göstergeleridir. Bu nedenle, seri üretimde istatistiksel yöntemin kullanılması daha uygundur.

Kaliteyi geliştirme, üretim süresini ve maliyetini düşürmek bugünkü rekabetçi imalatın başlıca amacıdır. Bu amaçlara iyi bir toleranslandırma ve tolerans kontrolü ile kısmen ulaşılabilir. Yapılan kaynak araştırmasında, ülkemizde toleranslar konusunda yeterli çalışma yapılmadığı görülmektedir. Özellikle makine mühendisliği eğitimindeki imalat-konstrüksiyon opsiyonu öğrencileri için yukarıda belirtilen konular hayati önem taşımaktadır.

Makine mühendisliği ders programlarında yer alan Teknik Resim, Makine Elemanları, Üretim Yöntemleri, Otomatik Kontrol, Makina Tasarımı ve Uygulaması, Bitirme Projeleri ve daha bir çok derslerde dağınık olarak bu konular ele alınır. Yabancı ülkelerde bu konulara çok büyük önem verilmekte ve bu konu “Karşılıklı Değiştirmenin Esasları, Standardizasyon ve Teknik Ölçme” adı altında bir ders olarak verilmektedir.

Teorik olarak yaptığımız bu çalışmadan beklentimiz; öğrencilerin ve üretime yon veren, projelendiren makine mühendislerinin bu konulara dikkatlerini çekerek onların bilinçlendirilmesini ve böylece ülkemizde de gelişmiş ülkelerde kullanılan ve optimum üretime imkan veren bu yöntemlerin uygulanması, ülkemiz endüstrisinin de dünya piyasası ile rekabet edebilmesini ve gelişmesini sağlamaktır.

KAYNAKLAR

- [1] C. Zhang, J. Luo and B. Wang, *Statistical Tolerance Synthesis using distribution function zones*, **INT. J. PROD. RES.**,37 (999).
- [2] S. Rajagopalan and M. R. Cutkosky, *Tolerance Representation for Mechanism assemblies in Layered Manufacturing*, Proceedings of DETC98, ASME Design Engineering Technical Conferences, 1998.
- [3] G. Mostaligin, N. Tolmaçevskiy, *Texnologiya Maşinostroyeniya, Maşinostroyeniye*, Moskova, 1990.
- [4] C. A. Kerimov, T. A. Bedelova, H. H. Eldarov, *Karşılıklı Avez Olunma Metrologiya ve Standartlaştırma*, Ders Notları, Sanayi Üniversitesi, Bakü, 1992.
- [5] E. Koç, *Makina Elemanları Cilt 1*, Nobel Kitabevi, Adana, 2003, 116.
- [6] E. P. DeGarmo, J. T. Black, R. A. Kohser, *Materials and Processes in Manufacturing*, 6th ed., Collier MacMillan, NewYork, 1984.
- [7] E. Lin, “*Graph matrix-based Automated Tolerance Analysis and Setup Planning in Computer-aided Process Planning*”, PhD Thesis, Texas Technical University, 2000.
- [8] U. Roy, C. R. Lin, T.-C Woo, *Review of dimensioning and tolerancing representation and processing*, **Computer aided Design** , 23 (1991), 466-483.
- [9] Y. S. Hong and T. C. Chang, *A comprehensive review of tolerancing research*, **INT. J. PROD. RES.**, 40:11 (2002), 2425-2459.
- [10] M. ElhamulHuq and H. C. Zhang, *Computerized tolerance techniques*, *Computers & Industrial Engineering*, 21: 1-4 (1991), 165-172.
- [11] P. Ji, *An algebraic approach for dimensional chain identification in process planning*, **INT. J. PROD. RES.**, 37:1 (1999), 99-110.
- [12] E. E. Lin and H. C. Zhang, *Theoretical Tolerance Stackup Analysis Based on Tolerance Zone Analysis*, **Int. J. Adv. Manuf. Tech.**, 17 (2001), 257-262.
- [13] R. Musa and S. H. Huang, *3D Tolerance Stackup Analysis*, Industrial Engineering Research Conference, Portland, OR, 2003.
- [14] M. D. Ansary and I. M. Deiab, *Concurrent Optimization of Design and Machining Tolerances Using Genetic Algorithms*, **Int. J. Mach. Tools Manuf.**, 37:12 (1997), 1721-1731.
- [15] W. Li, G. Bai, C. Zhang and B. Wang, *Optimization of machining datum selection and machining tolerance allocation with genetic algorithms*, **INT. J. PROD. RES.**, 38:6 (2000), 1407-1424.
- [16] A. Trego, “*A Comprehensive System for Modeling Variation in Mechanical Assemblies*”, MS Thesis, Brigham Young University, 1993.
- [17] N. Gunasena, “*Development and Implementation of Computer Based Methods for Tolerancing of Mechanical Parts*”, PhD Thesis, The Pennsylvania State University, 1997.
- [18] O. W. Salomons, H. J. J. Poerink, F. J. Haalboom, F. Van Slooten, F. J. A. M. Van Houten and H. J. J. Kals, *A computer aided tolerancing tool II: Tolerance Analysis*, **Computers in Industry**, 2 (1996).
- [19] L. Lindkvist and R. Söderberg, *Computer aided tolerance chain and stability analysis*, **J. ENG. DESIGN**, 14:1 (2003), 17-39.
- [20] G. Samtaş ve M. Gülesin, *Tolerans Analiz Yöntemleri ve Mak-Tol Tolerans Analiz Sistemi*, **Gazi Üniv. Mim-Müh. Fak. Dergisi**, 20:1 (2005), 85-93.
- [21] TS 1845-1, *Toleranslar-Sınır Ölçüleri ve Alıştırmalar için ISO Sistemi-Bölüm 1*, TSE, Ankara, 1996.

- [22] TS 1845-2, Toleranslar-Sınır Ölçüleri ve Alıştırmalar için ISO Sistemi-Bölüm 2, TSE, Ankara, 1996
- [23] TS 1304, Teknik Resim-Geometrik Toleranslar, TSE, Ankara, 1995
- [24] P. Chiabert, F. Lombardi and M. Orlando, *Benefits of geometric dimensioning and tolerancing*, **Journal of Materials Processing Tech.**, 78 (1998), 29-35.
- [25] K. Külbay, *Geometrik Ölçülendirme ve Toleranslandırma*, TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları, Ankara, 2000
- [26] M. A. Parker and L. J. Dennis, *Mechanical Engineering Design*, 1st ed., Hutchinson, London, 1988.
- [27] L. W. Foster, *Geometric Dimensioning and Tolerancing A Working Guide*, Addison-Wesley, Reading, 1970

Mehmet H. Dere,

1965 yılında Malatya'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Malatya'da tamamladı. 1989 yılında Orta Doğu Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Metalurji Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. Bir süre Ankara'da bilgisayar kullanımı ve programlama dersi verdi.1990 yılında mezun olduğu bölümde başladığı yüksek lisans programından tez aşamasında ayrıldı.2003 yılında İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans öğrenimine başladı ve halen İngilizce öğretmeni olarak çalışmaktadır.