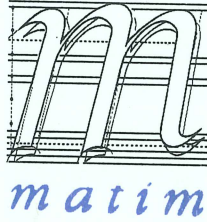


# MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt : 4

Sayı : 1

Mayıs 2001



Makina Mühendisliği Bölümü  
ODTÜ - ANKARA

Makina Tasarım ve İmalat Derneği adına Yönetim Kurulu Başkanı  
Bilgin KAFTANOĞLU

O.D.T.Ü

Can ÇOĞUN  
Suat KADIOĞLU  
Metin AKKÖK  
İlhan KONUKSEVEN (Sorumlu Yayın Yönetmeni)  
Haydar LİVATYALI

Gazi Ü.  
O.D.T.Ü.  
O.D.T.Ü.  
O.D.T.Ü.  
İ.T.Ü.

Necdet Geren  
Erhan BUDAK  
Mustafa AKKURT  
Alpay ANKARA  
M.A. Sahir ARIKAN  
Tuna BALKAN  
Sedat BAYSEÇ  
Melik DÖLEN  
Hakkı ESKİCİOĞLU  
Hüseyin FİLİZ  
Mustafa İ. GÖKLER  
Erk İNGER  
Ferruh ÖZTÜRK  
Levend PARNAS  
Ömer SAATÇIOĞLU  
O. Selçuk YAHŞI  
R. Orhan YILDIRIM

Çukurova Ü.  
Sabancı Ü.  
İ.T.Ü.  
O.D.T.Ü.  
O.D.T.Ü.  
O.D.T.Ü.  
Gaziantep Ü.  
O.D.T.Ü.  
O.D.T.Ü.  
Gaziantep Ü.  
O.D.T.Ü.  
Roketsan Gn. Md.  
Uludağ Ü.  
O.D.T.Ü.  
O.D.T.Ü.  
ENVY A.Ş.  
O.D.T.Ü.

Makina Tasarım ve İmalat Derneği  
Makina Mühendisliği Bölümü, E Blok, No. 101  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi  
06531 ANKARA  
Tel : (312) 210 52 12, Faks : (312) 210 12 75  
Web : <http://www.me.metu.edu.tr/matim>  
e-mail : [matim@metu.edu.tr](mailto:matim@metu.edu.tr)

# MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt: 4 Sayı: 1 Mayıs 2001

JOURNAL OF  
MECHANICAL DESIGN  
AND PRODUCTION

Vol: 4 No: 1 May 2001

ISSN 1302-9487

## TELİF HAKKI

Makina Tasarım ve İmalat Dergisinde yayımlanan bütün yazıların telif hakkı MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERNEĞİ'nindir. Yayımlanmış yazıların başka bir yerde tekrar yayımlanması, çoğaltılması ve dağıtılması, Yayın Kurulundan yazılı izin almak koşulu ile mümkündür. Makalelerdeki görüşlerden doğacak sorumluluk makale yazarına aittir.

## ABONE KOŞULLARI

Yıllık abone bedeli 2001 yılı içinde gerçek kişiler için 6.000.000 TL, firma ve kuruluşlar için 30.000.000 TL, öğrenciler için 3.000.000 TL'dir. Abone olmak için aşağıda verilen banka hesabına abone bedelinin yatırılması ve açık adresiniz ile banka makbuzunun adresimize gönderilmesi yeterlidir.

## TANITIM KOŞULLARI

Kuruluş ve ürünlerini tanıtmak isteyenler hazırlayacakları tanıtım yazı ve resim taslaklarını Derneğimiz'e göndererek saptanacak bir katkı karşılığında Dergi'de yayımlanmasını sağlayabilirler.

## BANKA HESAP NUMARASI

T. İş Bankası, ODTÜ Şubesi  
Hesap No: 4229 30441 235339

## DİZGİ

Gülseren AYDIN

## BASKI

ODTÜ Basım İşliği

Yılda 2 sayı Mayıs ve Kasım aylarında yayımlanır.

## İÇİNDEKİLER

### ARAŞTIRMA, GELİŞTİRME VE UYGULAMA MAKALELERİ

- Frezeleme İşlemlerinde Kesme Parametrelerinin Optimizasyonu 3  
Zafer TEKİNER  
Abdulkadir GÜLLÜ
- Kumaşların Kaldırılmasında Kullanılan Robot Ellerin Karşılaştırılması ve Sistemin Tanıtımı 11  
Babür ÖZÇELİK  
Fehmi ERZİNCANLI  
İlyas KANDEMİR
- Tasarımda Geometrik Ölçülendirme ve Toleranslama 20  
Macit KARABAY
- Kavramsal Tasarım Otomasyonunda Petri Net ve Melez Otomat Sentezi 33  
Zühal ERDEN  
Aydan M. ERKMEN  
Abdülkadir ERDEN
- Motorlu Taşıtlarda Kavrama Dinamiğinin İncelenmesi 47  
Y. Samim ÜNLÜSOY  
Metin AKKÖK
- ### YENİ GELİŞMELER
- Bilgiye Erişimde Yeni Ufuklar: Elektronik Erişim-Elsevier Science Direct Örneği 56  
Bülent KARASÖZEN  
Çiğdem ÖZBAĞ
- ### YAKIN GELECEKTEKİ KONGRE VE BİLİMSEL ETKİNLİKLER 57

Sayın Okurlarımız,

Yayın kurulumuz dergiye özgün çalışma ürünü, derleme veya bir bilgi ve tecrübe aktarımını sağlayacak makaleler bulmak konusunda katılımlarınızı beklemektedir. Ayrıca kitap tanıtımı, konu taraması ve sanayi kuruluşlarının etkinliklerini içeren yazılara da geçmişte olduğu gibi yer verilmektedir. Kabul edilen makale ve yazı sayısı ne kadar artarsa dergimiz de daha sık yayımlanabilecektir.

Dergimizi, endüstri ve akademik kuruluşlarımızın karşılıklı bilgi alışverişinde bulunduğu, teknik sorunları tartıştığı ortak bir forum haline getirmek için siz meslektaşlarımızın katkı ve önerilerini bekleriz.

Saygılarımızla,

Yayın Kurulu

KES  
BAÇ

T  
öner  
değ  
dikk

B

• İ  
• K

• İ  
B

işlen

doğr

hızı,

ilişki

belir

kulla

• T

• G

• K

T

en fa

refer

hızı

ifade

form

MAK

## Frezeleme İşlemlerinde Kesme Parametrelerinin Optimizasyonu

Zafer Tekiner

Dr.

Abdulkadir Güllü

Yardımcı Doçent

Makina Eğitimi Bölümü  
Teknik Eğitim Fakültesi  
Gazi Üniversitesi  
06500 ANKARA

*Yapılan bu çalışmada tek pasolu frezeleme işlemleri için, "En Fazla Üretim" ve "En Düşük Maliyet" kriterleri esas alınarak kesme parametrelerinin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, frezeleme operasyonu için iş parçasının unsurları CAD (Bilgisayar Destekli Tasarım) ortamında katı model olarak tasarlanmaktadır. Tasarlanan iş parçası "Unsur Tanıma" modülü tarafından tanımlandıktan sonra, bu unsurlara göre takım tutucular, kesici uçlar ve uç cinsleri seçilmektedir. Bu veriler kullanılarak her bir işleme operasyonu için ayrı kesme parametrelerinin optimizasyonu "Kristal tarama yöntemi" ile yapılmaktadır.*

*Anahtar Kelimeler: Frezeleme, Kesme Parametreleri, Optimizasyon.*

### KESME PARAMETRELERİ ARASINDAKİ BAĞINTILAR

Takım aşınması, takım ömrünü belirleyen en önemli kriter olmakla beraber, daha iyi bir değerlendirme yapabilmek için diğer kriterlerin de dikkate alınması gerekir.

Bu kriterler;

- İşlenen yüzeyin kalitesinin değişmesi,
- Kesme kuvvetlerinin büyümesi sonucu tezgah ve iş parçasındaki sapmalar sebebiyle iş parçasının boyutlarının değişmesi,
- İşleme sıcaklığının değişmesi.

Bütün talaş kaldırma işlemlerinde, ekonomik işlemenin en önemli faktörü olan kesme hızının doğru seçilmesi gerekir. Bu sebeple doğru kesme hızı, genellikle kesme parametresi-takım ömrü ilişkisine dayanan modellerden yola çıkılarak belirlenir. Takım ömrünü tayin etmede en çok kullanılan modeller [9];

- Taylor Modeli,
- Gilbert Modeli,
- Kronenberg Modelidir.

Taylor Modeli, günümüzde takım ömrü tayininde en fazla kullanılan modeldir ve pek çok standarda da referans teşkil etmektedir. Takım ömrü (T), kesme hızı (V) ve ilerleme (f)'nin bir fonksiyonu olarak ifade edilen Taylor Modeli, yaygın olarak (1)'deki formülasyonu ile bilinmektedir.

$$VT^n = C \quad (1)$$

Bu eşitlikte;

n: Öncelikle takım malzemesine bağlı olmakla beraber iş parçası malzemesinden, kesme şartlarından ve ortamından da etkilenen bir katsayıdır. Bu katsayı, kesme hızı-takım ömrü ilişkisini veren eğrilerin logaritmik grafiklerinden elde edilebilir (Şekil 1).

C: İlerleme başta olmak üzere tüm girdi parametrelerine bağlı bir sabittir.

Gilbert tarafından 1950 yılında geliştirilen yeni bir model, kesme hızı ile birlikte ilerleme (f) ve talaş derinliğini de (a) dikkate alarak, Taylor modelinin tamamlayıcısı olmuştur. Bu modele göre takım ömrü (T) aşağıdaki eşitlikten elde edilebilir.

$$T = \frac{K}{V^n \cdot f^{n_1} a^{n_2}} \quad (2)$$

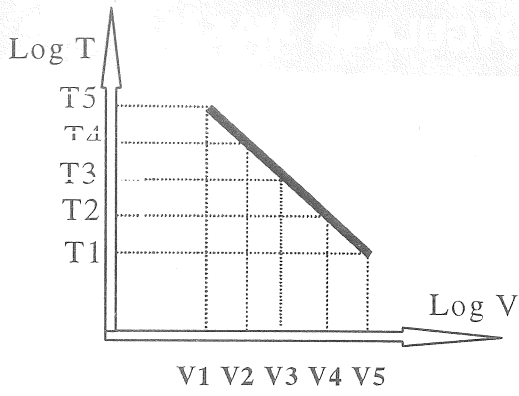
K : Oransal bir sabit (Tablo 1),

f : İlerleme miktarı (mm/dev),

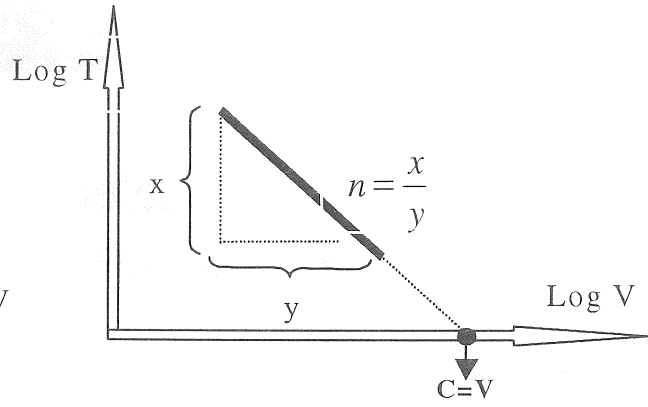
n<sub>1</sub> : İlerlemeye ait katsayı,

n<sub>2</sub> : Talaş derinliğine ait katsayıyı

tanımlamaktadır.



Şekil 1. a) V-T ilişkisinin "log-log diyagramı"



b) Eğim ve n üssü ile C katsayısı

Bu bağıntıdaki  $K$ ,  $n$ ,  $n_1$ ,  $n_2$  katsayılarının değerleri, çeşitli araştırmacılar tarafından çeşitli kesme koşulları için deneysel olarak tayin edilmiştir. Söz konusu değerler arasında oldukça büyük farklılıklar göze çarpmaktadır. Ancak bu hususta yapılan araştırmalar  $n > n_1 > n_2$  ortak sonucunda birleşmişlerdir. Yani ömür üzerine en büyük etkiyi; kesme hızı ( $V$ ) ondan sonra ilerleme ( $f$ ) ve en az değerde de talaş derinliği ( $a$ ) yapmaktadır [8].

Tablo 1. Takıma göre  $N$  ve  $K$  değer aralıkları

Kesici Takım	$n$	$K$
Yüksek Karbonlu Çelik	0.081-0.111	190-299
HSS	0.06-0.18	46-290
Sert Maden Uç	0.156-0.167	400-800

Kronenberg [8], Gilbert tarafından elde edilen (2) bağıntısında, talaş kesitini " $A_s=f.a$ " ve talaş kalınlığı-ilerleme oranını  $G=a/f$  cinsinden ifade ederek aşağıdaki bağıntıyı bulmuştur.

$$T = 60 \cdot \left[ \frac{C_{vm} \cdot (G/5)^g}{A_s^z \cdot V} \right]^{1/n} \quad (3)$$

Ayrıca, pek çok araştırmacının yayınladığı sonuçları analiz ederek birçok malzeme çeşidi için  $C_{vm}$  katsayısı ve  $g$ ,  $z$  üslerinin değerlerini tespit etmiştir. Ancak, pratikte kesme parametreleri; talaş kesiti ve talaş kalınlığı-ilerleme oranından çok, kesme hızı, ilerleme ve her paso için talaş derinliği ayrı ayrı ele alınmaktadır. Bu nedenle takım ömrü denklemi olarak Gilbert bağıntısı daha çok kullanılmaktadır [1].

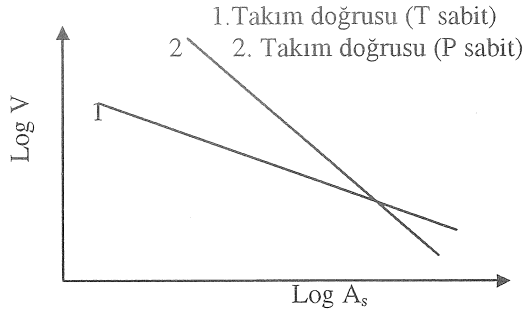
Sabit bir takım ömrü için optimum kesme hızındaki değişme talaş derinliğinden daha çok, ilerlemedeki değişmeye karşı duyarlıdır. Sabit bir kesme hızında daha yüksek ilerleme değerleri takım ömrünün kısalmasına sebep olmasına rağmen, daha yüksek işleme hızı ve daha fazla talaş hacmi demektir. Kesme hızı ile ilerlemenin çeşitli kombinasyonları aynı takım ömrünü verecek şekilde düzenlenebilir. Talaş kaldırmada ekonomik parametreleri tayin etmek için özellikle kaba işlemede, ilerleme mümkün olduğunca artırılmalıdır. Ancak gereğinden fazla talaş hacmi takım tezgahının gücünü zorlayacağından, güç kontrolünün yapılmasını da gerektirir. İşlenen malzemede hedeflenen kaba yüzey pürüzlülüğü, takım tezgahının gücü ve kesici ucun kaldırabileceği talaş derinliğine göre mümkün olan en büyük ilerleme ve kesme hızının seçilmesi gerekmektedir.

#### Teknik Açıdan Optimum Kesme Faktörleri

(2) bağıntısından yararlanılarak, kesme faktörleri arasındaki talaş kesitinin  $A_s=f.a$  olduğu göz önünde tutulursa, belli bir takım-iş parçası malzemesi çifti, sabit bir ömür ( $T$ ) ve belli bir  $a/f$  oranı için kesme hızı ( $V$ ) ile talaş kesiti  $A_s$  arasında bir bağıntı elde etmek mümkündür. Logaritmik koordinat sisteminde bu bağıntı bir doğrudur (Şekil 2, 1 doğrusu). Buna  $V-A_s$  veya takım doğrusu adı verilir [2].

Aynı zamanda kesme faktörleri cinsinden tezgah motor gücü,

$$P_m = \frac{k_s \cdot A_s \cdot V}{60000 \cdot \eta_m} \quad (4)$$



Şekil 2. Teknik açıdan optimum kesme hızı

şeklinde ifade edilebilir. Burada “ $k_s$ ”, iş parçası malzemesinin kesme mukavemeti, kesme açısı, takım geometrisi gibi faktörlere bağlı olan özgül kesme kuvvetini ifade etmektedir [3]. “ $\eta_m$ ” ise, tezgahın kinematik sisteminin verimini ifade etmektedir. Belirli bir tezgah ve iş parçası-takım malzemesi çifti için  $P_m$ ,  $\eta_m$  ve  $k_s$ 'nin sabit olduğu düşünülürse, (4) bağıntısına göre,  $V$  ile  $A_s$  arasında bir bağıntı kurulabilir. Bu bağıntı, çift logaritmik koordinat sisteminde, tezgah doğrusu adını taşıyan bir doğru ile temsil edilebilir (Şekil 2, 2 doğrusu). Aslında, güç sınırını temsil eden bu grafikten, talaş kesimine bağlı olarak kesme hızının seçimi tezgah gücünün tüm kapasitesinin kullanıldığı anlamını taşımaktadır.

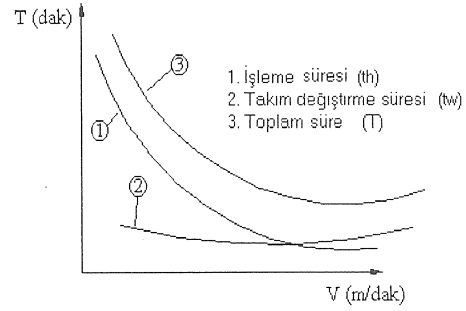
Takım ve tezgah doğruları, Şekil 2’de olduğu gibi gösterilirse, doğruların çakıştığı C noktası, teknik açıdan optimum çalışma konumunu belirler. Bu noktayı belirleyen kesme faktörleri seçildiği zaman takım ömrü ve tezgah gücü tam olarak kullanılmış olur. Bu yüzden kaba talaş kaldırma işleminin, C ile gösterilen çalışma konumunda gerçekleştirilmesi, çok iyi sonuçlar vermektedir.

### Maksimum Üretim Açısından Optimum Kesme Faktörleri

İmalatta toplam üretim süresi hazırlık süresi ve işleme süresi olmak üzere ikiye ayrılır. Hazırlık süresi; parça sayısına bağlı olmayan, resimlerin ve teknolojik verilerin incelenmesi, iş yerinin hazırlanması, tezgah ve takımların ayarlanması gibi tüm hazırlıkla ilgili sürelerin toplamıdır. İşleme süresi ise üretilecek parça sayısına bağlı olan ve iş parçasını işlemek için harcanan sürelerin toplamıdır.

Optimizasyon bakımından toplam üretim süresini; hazırlık süresi ( $t_r$ ), işleme süresi ( $t_h$ ) ve takım değiştirme süresi ( $t_w$ ) olmak üzere üçe ayırmak daha uygundur. Bu zamanların kesme hızına göre durumu ele alınırsa; hazırlık süresinin

kesme hızına bağlı olmadığı ancak kesme hızının artması ile işleme süresinin azaldığı görülür. Aynı şekilde kesme hızının büyümesi ile, takımın daha çabuk körelendiği ve belirli bir süre içerisinde bilenmesi veya yenilenmesi için daha çok değiştirileceği düşünülürse, kesme hızının artması ile takım değiştirme süresinin artacağı söylenebilir. Bu süreler kesme hızına bağlı olarak bir grafik üzerinde gösterilirse toplam üretim süresinin kesme hızının bir değeri ( $V_{zopt}$ ) için minimum bir değer aldığı görülür (Şekil 3).



Şekil 3. Maksimum üretim açısından optimum kesme hızı

Analitik bakımdan, optimum ömrü tayin etmek için toplam süre ifadesi yazılıp kesme hızına göre türevi alınıp sıfıra eşitlenirse veya birim zamanda işlenen parça sayısı ifadesinin takım ömrüne göre türevi alınıp sıfıra eşitlenirse verimlilik bakımından optimum ömür,

$$T_{zopt} = (k-1) \cdot t_w \quad (k = \text{kullanılan uç sayısı}) \quad (5)$$

şeklinde bulunur.

### Minimum Maliyet Açısından Optimum Kesme Faktörleri

Genelde parça maliyetinin sınıflandırılması birçok kritere göre yapılır. Bunların en çok kullanılanlarından birine göre bir parçanın imalat maliyeti:

$$K_F = K_U + K_{ML} + K_{WT} \quad (6)$$

bağıntısı ile ifade edilir. Burada “ $K_U$ ” malzeme, bağlama tertibatları ve donanım maliyeti; “ $K_{ML}$ ” tezgah masraflarını ve işçilik giderlerini kapsayan tezgah ve işçilik maliyeti; “ $K_{WT}$ ” takım maliyetidir [2].

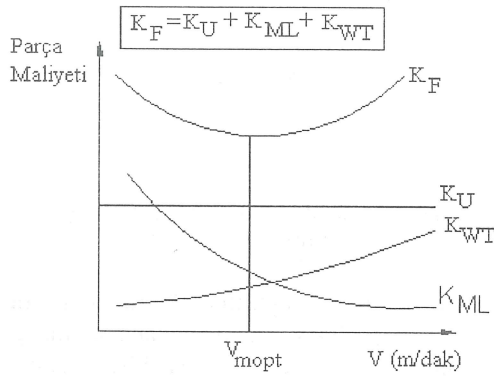
Malzeme ve tesisat maliyeti ( $K_U$ ) kesme hızına bağlı değildir. Ancak kesme hızının büyümesi ile tezgah ve işçilik maliyeti ( $K_{ML}$ ) azalır ve takım maliyeti ( $K_{WT}$ ) büyük ölçüde aşınmaya bağlı

olduğundan büyür. Bu bağıntılar tek bir grafik üzerinde temsil edilirse, eğrilerin toplamı maliyet-kesme hızı bağıntısını verir (Şekil 4). Burada kesme hızının belli bir değerinde parça maliyeti minimum olur. Maliyetin minimum değerine karşılık gelen hız maliyet bakımından optimum kesme hızı ( $V_{mopt}$ ) denir.

Parça maliyeti kesme faktörleri cinsinden ifade edilip takım ömrü  $T$ 'ye göre türevi alınıp sıfıra eşitlenirse minimum maliyet açısından takım ömrü

$$T_{mopt} = (k - 1) \cdot (t_w + \frac{60 \cdot K_{WT}}{K_{ML}}) \quad (7)$$

şeklinde bulunur.



Şekil 4. Maliyet açısından optimum kesme hızı

## UNSUR TANIMA MODÜLÜ

Unsur tanıma modülünün girdisi CAD ortamında üç boyutlu olarak tasarlanmış parçanın DXF veri yapısındaki dosyasıdır. Programdaki unsur tanıma modülü yardımıyla, iş parçasının DXF dosyasındaki vertex noktaları bulunur. Bu vertex noktaları, kenarları bulmak amacıyla öncelikle büyükten küçüğe doğru sıraya sokulur. Sıraya sokulan vertex noktaları, kenar bulma kuralları yardımıyla kontrol edilir ve kenarlar bulunur. Bulunan kenarlar yardımıyla da yüzeyler bulunur. Unsur tanıma kuralları yardımıyla komşu yüzeyler bulunarak unsurlara karar verilir. Bulunan unsurlar, işleme özellikleri dikkate alınarak gerekli kesici veya kesiciler, kesici veri tabanından bulunarak ilgili unsura atanır. Örnek olarak, taban yüzeyi geniş olan bir düz kanal, kanal olarak değil de; sırasıyla dikey düzlem, yatay düzlem ve dikey düzlem olarak algılanır. Bu kararın alınmasındaki en önemli

özellik, düz kanalın taban yüzey genişliğinin alın freze çakısı ile işlenebilir olmasıdır. Nihai adım olarak, unsurun özelliğine göre boyutları çıkarılır. Bulunan boyutlara göre, kesici veri tabanından kesicilerin seçimi yapılır ve bu kesicilerin söz konusu unsur için parçaya giriş ve çıkış koordinatları atanır. Bulunan bu unsur boyutları, kullanılacak kesici veya kesicilerin işleme giriş çıkış koordinatlarıyla bir bütün olarak değerlendirilir.

Bu makalede, bu boyutlara ve kesicilere göre parçadaki her unsurun her kesicisi için ayrı ayrı optimizasyon değerlerinin hesaplanması ve kullanılan yöntem ele alınmıştır.

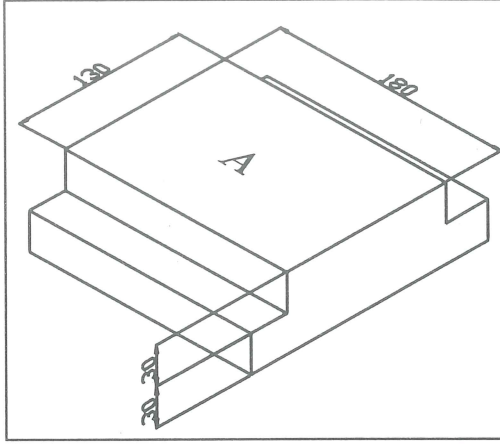
## KULLANILAN YÖNTEM VE UYGULAMALAR

Geliştirilen sistem, kullanıcıdan en az veri olarak optimizasyon işlemini gerçekleştirmek için tasarlanmıştır. Optimizasyon işlemi için gerekli olan kesici verileri iş parçasına göre belirlenmektedir. Bu veriler katı model olarak çizilmiş CAD dosyalarından çıkarılmaktadır [11]. Bu çalışmada, sadece optimizasyon yöntemi anlatılmaktadır. Ayrıca, Şekil 5'deki örnek parça için bulunan değerler ve grafikleri verilmiştir.

Talaş kaldırma koşullarını belirleyen kesme parametreleri; kesme hızı ( $V$ ), ömür ( $T$ ), talaş derinliği ( $a$ ) ve ilerleme ( $f$ ) dir. Kesme hızı, seçilen takıma göre kullanılan kesici uç ile iş parçasının malzemesi için oluşturulan veri tabanından alınmaktadır. Alınan bu değer belirli bir aralık değeridir. Bu aralık değerindeki en uygun kesme hızı ve ilerleme değeri, talaş derinliği ve tezgah gücü değerine göre belirlenmektedir. Ayrıca takım ömrü ( $T$ ) kullanıcı tarafından girilebilmekte ve değişik değerler için optimizasyon işlemi yapılabilmektedir. Kullanıcı tarafından takım ömür değeri girilmediği takdirde, program tarafından bu değer  $V_{60}$  ve  $V_{240}$  aralığında seçilerek optimizasyon işlemi yapılmaktadır. Şekil 5' deki iş parçası için takım ömrü değeri  $V_{60}$  ve  $V_{240}$  olarak alınmış ve optimize edilmiştir. Şekil 5 'de verilen örnek iş parçasının A yüzeyini işlemek için, kullanıcı girdileri ve program tarafından seçilen kesici takım, kesici uç ve uç cinsi görülmektedir.

Optimizasyon yönteminin esası Gilbert modeline dayanmaktadır. İş parçasının kaba ölçülerinden, çizimden elde edilen ölçüler çıkarılarak kaldırılacak toplam talaş derinliği ( $a_{top}$ ) bulunmaktadır. Her bir operasyon için kesicinin kesme genişliğine göre talaş kalınlığı bölünerek maksimum talaş derinliği bulunmaktadır. Daha sonra seçilen amaç fonksiyonuna göre (maksimum





**Kullanıcı Girdileri**  
**İş Parçası Malzemesi: St-60**

Kaba Boyutlar: 200x200x70 mm  
 İş Parçası Iges Dosyası : Ornek1.igs  
 Tezgah Gücü: 6KW

**Program Tarafından Bulunan Veriler**

Kesici Takım: F90SD-D160-40-CP12  
 Kesici Uc: SDMR 1205-PDR-HQ  
 Kesici Uc Cinsi: IC520M  
 Kesici Uc Kesme Genişliği: 9.6 mm

Şekil 5. Örnek iş parçası

üretim veya minimum maliyet), optimum takım ömrü hesaplanmaktadır. (2) nolu bağıntı yardımıyla sınırlayıcı şartları sağlayan kesme hızı-ilerleme çiftleri elde edilmekte ve bunlar arasında amaç fonksiyonuna göre en iyi sonucu veren çift, optimum kesme faktörleri olarak alınmaktadır. Optimizasyon işlemi aşağıdaki sırada yapılmaktadır.

Öncelikle unsur tanıma modülünde belirlenen unsurun boyutuna göre kullanılacak takım ve bu takımın kullanılacak ucun özelliğine göre maksimum talaş derinliği ( $a_{max}$ ) belirlenir.

Kesici ucun ve malzemenin cinsine göre seçilen kesme hızı aralığına ve genişletilmiş Gilbert bağıntısına göre, her bir kesme hızı aralığı için ilerleme değerleri bulunur. Bulunan kesme hızı ve ilerleme değerlerinden en büyük olanları alınarak (4)

nolu tezgah gücü eşitliğinde yerine konur. Bulunan değerler (4) nolu bağıntıyı sağlamıyorsa,  $a_{max}$  değeri 0.5 mm azaltılarak tekrar birinci adıma geri dönülür. Tezgah gücünü sağlayan “talaş derinliği, kesme hızı ve ilerleme değerleri” optimum kesme parametreleri olarak alınır.

Şekil 5 için program tarafından bulunan veriler ve yukarıda anlatılan yöntem kullanılarak “A” yüzeyi için optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Maksimum 9.6 mm’lik talaş derinliğinden başlanarak her 0.5 mm’lik azaltma ile yapılan optimizasyon işleminde, tezgah gücüne uygun olarak bulunan son kesme hızı ve ilerleme değerleri aşağıda verilmektedir. Ayrıca, diğer talaş derinlikleri için tezgah gücü değerleri de grafik olarak verilmiştir.

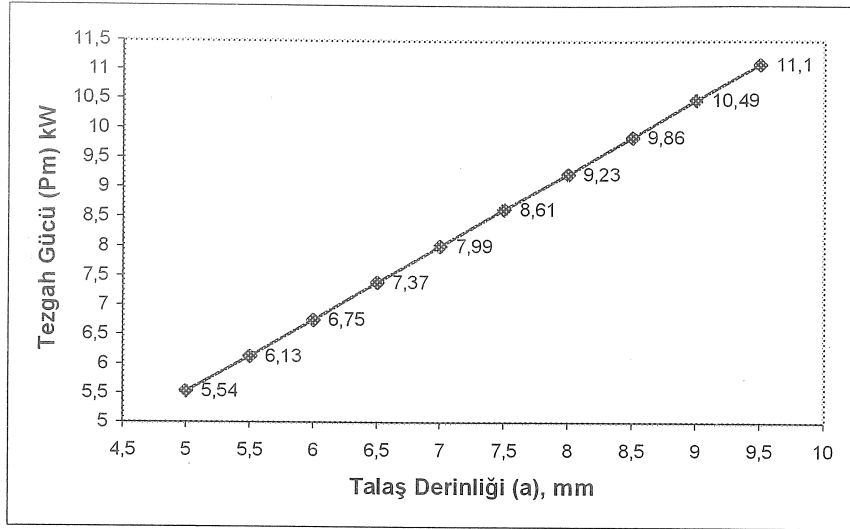
**Maksimum Üretime Göre Veriler**

ilerleme değeri.....:116.90  
 kesme hızı değeri...:202.00  
 ilerleme değeri.....:117.52  
 kesme hızı değeri...:203.00  
 ilerleme değeri.....:118.13  
 kesme hızı değeri...:204.00  
 ilerleme değeri.....:118.74  
 kesme hızı değeri...:205.00  
 ilerleme değeri.....:119.36  
 kesme hızı değeri...:206.00  
 ilerleme değeri.....:119.97  
 kesme hızı değeri...:207.00  
 ilerleme değeri.....:120.59  
 kesme hızı değeri...:208.00

ilerleme değeri.....:121.20  
 kesme hızı değeri...:209.00  
 ilerleme değeri.....:121.82  
 kesme hızı değeri...:210.00  
 ilerleme değeri.....:122.43  
 kesme hızı değeri...:211.00  
 ilerleme değeri.....:123.046  
 kesme hızı değeri...:212.00  
 ilerleme değeri.....:123.66  
 kesme hızı değeri...:213.00  
 ilerleme değeri.....:124.28  
 kesme hızı değeri...:214.00  
 ilerleme değeri.....:124.89  
 kesme hızı değeri...:215.00

ilerleme değeri.....:125.51  
 kesme hızı değeri...:216.00  
 ilerleme değeri.....:126.12  
 kesme hızı değeri...:217.00  
 ilerleme değeri.....:126.74  
 kesme hızı değeri...:218.00  
 ilerleme değeri.....:127.36  
 kesme hızı değeri...:219.00  
 ilerleme değeri.....:127.97  
 kesme hızı değeri...:220.00

**DÜZLEM YÜZEY FREZELEME**  
 ilerleme değeri.....:127.97 mm/dk  
 kullanılacak devir.:437 dev/dk  
 kesme hızı değeri...:220.0 m/dk  
 talaş derinliği.....:5.00 mm  
 tezgah gücü.....:5.54 kw



Şekil 6. Maksimum üretime göre talaş derinliği ve tezgah gücü ilişkisi

#### Minimum Maliyete Göre Veriler

ilerleme değeri....:88.60  
kesme hızı değeri...:202.00

ilerleme değeri....:89.06  
kesme hızı değeri...:203.00

ilerleme değeri....:89.53  
kesme hızı değeri...:204.00

ilerleme değeri....:89.99  
kesme hızı değeri...:205.00

ilerleme değeri....:90.46  
kesme hızı değeri...:206.00

ilerleme değeri....:90.92  
kesme hızı değeri...:207.00

ilerleme değeri....:91.397  
kesme hızı değeri...:208.00

ilerleme değeri....:91.85  
kesme hızı değeri...:209.00

ilerleme değeri....:92.32  
kesme hızı değeri...:210.00

ilerleme değeri....:92.79  
kesme hızı değeri...:211.00

ilerleme değeri....:93.25  
kesme hızı değeri...:212.00

ilerleme değeri....:93.72  
kesme hızı değeri...:213.00

ilerleme değeri....:94.18  
kesme hızı değeri...:214.00

ilerleme değeri....:94.65  
kesme hızı değeri...:215.00

ilerleme değeri....:95.12  
kesme hızı değeri...:216.00

ilerleme değeri....:95.58  
kesme hızı değeri...:217.00

ilerleme değeri....:96.05  
kesme hızı değeri...:218.00

ilerleme değeri....:96.52  
kesme hızı değeri...:219.00

ilerleme değeri....:96.99  
kesme hızı değeri...:220.00

#### DÜZLEM YÜZEY FREZELEME

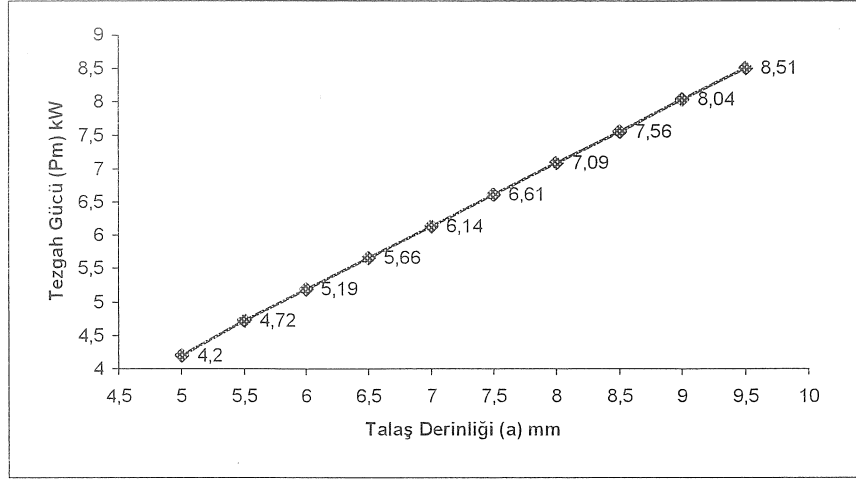
ilerleme değeri.....:96.99 mm/dk

kullanılacak devir.:437 dev/dk

kesme hızı değeri...:220.00 m/dk

talaş derinliği.....:6.5 mm

tezgah gücü.....:5.66 kw



Şekil 7. Minimum maliyete göre talaş derinliği ve tezgah gücü ilişkisi

## SONUÇ

Yapılan bu çalışma ile kaba frezeleme işlemleri için iki ayrı metot da (Maksimum Üretim, Minimum Maliyet) optimizasyon işlemi kristal tarama yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu işlem için gerekli olan kesici veri tabanları ve malzeme veri tabanları geniş olarak hazırlanmıştır. Veri tabanlarının geniş olması ve bir Unsur Tanıma Modülüyle desteklenmesi, optimizasyon işlemi sırasında kullanıcı etkileşimini en aza indirmektedir. Ayrıca, kesici uçlar için ISO1832, takım tutucuları için ISO 5608 ve bunların muadili olan TS 7528, 8023, 8059, 7529, 7818 ve 7819 standartlarına uyan, ISCAR Firmasının kesici takımları ve uçlarından veri tabanı oluşturulmuştur. Optimizasyon işlemi, bu kesici veri tabanından seçilen takım tutucu (kater) ve kesici uç ve uç cinslerine göre yapıldığı için üretimle birebir ilişkilidir. Elde edilen değerler, kesici üreten firma katalogundaki, kesme aralıklarını baz alarak yapılan iterasyonlar sonucunda bulunmuştur. Bu yüzden üretici firma tavsiyelerine göre talaş derinliği ve tezgah gücü arasındaki ilişkiye bağlı olarak ideal kesme hızı ve ilerleme değerleri hesaplanmıştır.

Program, değişik firmaların kesici veri tabanlarının eklenmesine izin verecek şekilde hazırlanmıştır.

## OPTIMIZATION OF THE CUTTING PARAMETERS IN MILLING OPERATIONS

In this study, optimization of cutting parameters has been achieved using both "maximum production" and "minimum cost" criteria for the single pass milling operation. For a milling operation, the features of the workpiece are firstly designed as solid model in CAD (Computer Aided Design) software. Tool holders, cutting tips and the types of tips are then selected according to these features after the workpiece has been recognized by the "Feature Recognition" module. For each machining operation the optimization of the cutting parameters is individually obtained with "Crystal Search Method" using obtained data.

Keywords: Milling, Cutting Parameters, Optimization.

## KAYNAKÇA

1. Tekiner, Z., Grup Teknolojisi Esaslı Bilgisayar Destekli İşlem Planlaması, *Doktora Tezi*, G. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, 1998, Ankara, Türkiye.
2. Akkurt, M., Mestçi, H., Bilgisayar Yardımıyla Tornalama İşleminde Talaş Kaldırma Faktörlerinin Optimizasyonu, 5. Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, Makina Bölümü, 16-18 Eylül, ODTÜ, Ankara, 1992.

3. Akkurt, M., Talaş Kaldırma Yöntemleri ve Takım Tezgahları, *Birsen Yayınevi*, İstanbul 1991.
4. Kusiak, A., Intelligent Manufacturing System, *Prentice Hall International Series in Industrial and System Engineering*, New Jersey 1990.
5. Henderson, M. R., Anderson D. C., Computer Recognition and Extraction of From Features, A CAD/CAM Link, *Computer in Industry*, Vol. 5, p. 329-339, 1984.
6. Kung, H. K., An Investigation into The Development of Process Plans From Solid Modelling Representations, *Ph.D.* Oklahoma State University, USA, 1984.
7. Loshi, S., Vissa, N. N., Chang, T. C., Expert Process Planing System With Solid Model Interface, *International Journal of Production Research*, Vol. 26, p. 863-885, 1988.
8. Kronenberg, M., Machining Science and Application, *Pergamon Press*, 1996.
9. Şeker U., *Takım Tasarımı Ders Notları*, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Ankara, 1997.
10. ISCAR Kesici Takım Katalogu, İsrail, 1996
11. Tekiner Z., Şeker U., Üç Boyutlu Modellerde Unsur Tanıma, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, Eylül 1998.

**Babür Özçelik**  
Yardımcı Doçent

**Fehmi Erzincanlı**  
Doçent

Bilgisayar Müh. Bölümü,  
Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü,  
41400 Gebze/KOCAELİ

**İlyas Kandemir**  
Yardımcı Doçent

Enerji Sistemleri Müh.  
Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü,  
41400 Gebze/KOCAELİ

# Kumaşların Kaldırılmasında Kullanılan Robot Ellerin Karşılaştırılması ve Sistemin Tanıtımı

*Üst üste konulan onlarca kumaşın otomatik kesme sistemleri ile kesildikten sonra, robot elleri vasıtasıyla tek tek kaldırılıp işlem göreceği yere götürülmesi gerekmektedir. Burada problem, kumaşların yığın üstünden tek tek kaldırılmasında meydana gelmektedir. Bu çalışmada, bir nozul sistemi vasıtasıyla radyal dış akış kullanılarak kumaşların bir yığın üstünden kaldırılmasına yönelik uygulama ile daha önce bu konuda yapılmış değişik kaldırma çalışmaları karşılaştırıldı. Radyal akış ile kaldırılan malzeme yüzeyinde oluşan itme ve çekme kuvvetleri ile oluşan aralığı ifade eden formül açıklandı.*

*Anahtar Kelimeler: Robot Eli, Kumaşların Tutulması, Robot, Esnek Malzeme.*

## GİRİŞ

Seri üretimde, parçaların kaldırılmasında ve taşınmasında robotlar kullanılmaktadır. Robot denilince, ilk etapta akla robotun gövdesi ve hareket eden mekanizmalar gelmektedir, fakat esas tutma işleminin gerçekleştiği ve robotun işlem göreceği malzemeyle irtibatını sağlayan robot eli kısmı dikkatten kaçmaktadır. Günümüze kadar gerek rijit, gerekse rijit olmayan çeşitli malzemelerin tutulması ve taşınması için değişik robot elleri geliştirilmiştir ve halen sanayide kullanılmaktadır. Bu geliştirilen ve kullanılan robot ellerinin tasarımında dikkat edilecek ilk şey kaldıracağı cismin fiziksel ve mekanik özellikleridir. Bir robot seçiminde en önemli eleman olan robot eli, iş ve robot arasında mekanik bir arayüzdür ve robotun programlanan tutma fonksiyonlarını yerine getirir [1, 2, 3, 4].

Yapılan literatür taramasında, mekanik parçaların ve kumaşların kaldırılması ile ilgili mevcut robot ellerinin sınıflandırılması, birçok araştırmacı tarafından değişik şekillerde yapılmakla birlikte, içerik olarak bir kaç özel çalışma dışında, hepsi aynı çalışmaları kapsamaktadır. Bu yayınlarda; Tella [5] kıskaç ve çekme (vakum,

magnetik, yapışma vb.), Pham [3, 6] kıskaç, esnek (çok parmaklı yumuşak, lastik ve ayarlanabilen çeneli robot elleri), tek-yüzey robot elleri (mıknatıs, vakum ve yapışma), Karakerezis [7] robot ellerini iğne, kıskaç, kıştırma, ve yapışma, Taylor [8, 9] mekanik yüzey (kıskaç, kıştırma), iğne, yüzey çekme (vakum, yapışkan bant ve permatack, donma) olarak gruplandırmışlardır.

Bu çalışmada, kumaşların kaldırılması için Erzincanlı [10] tarafından prensipleri ortaya konan yeni bir nozul sistemi daha geliştirilerek kumaşları kaldırmak amacıyla uygulamaya konmuş ve matematiksel modellemesi çıkarılmaya çalışılmıştır. Bu nozul sisteminde, nozuldaki çıkan hava kaldırılmak istenen kumaşın yüzeyine belli bir açıyla çarparak radyal olarak atmosfere akmaktadır. Nozuldaki radyal olarak çıkan havanın kaldırılacak malzemenin yüzeyine hızlı çarpması ve dış doğru yüksek hızda akması sonucu, nozul ile kaldırılacak malzeme yüzeyi arasındaki basınç atmosfer basıncının altına düşmekte ve böylece bir vakum kuvveti meydana gelmektedir. Oluşan bu vakum kumaş malzemesinin dokunulmaksızın kaldırılmasını sağlamaktadır.

## KUMAŞ KALDIRMADA KULLANILAN ROBOT ELLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Kumaşların kaldırılıp taşınmasında çok değişik robot elleri geliştirilmiştir. Tablo 1'de kumaşların kaldırılması için geliştirilmiş sekiz değişik kaldırma robot eli incelenmiştir. Tablo 1 incelendiğinde, radyal nozul sistemi (Dokunmasız kaldırma) kullanılarak geliştirilen robot eli sisteminin diğer sistemlere göre daha az dezavantaja sahip olduğu ve kumaşların kaldırılmasında; ucuz olması, kumaşları tek tek kaldırabilmesi, değişik şekilli kumaşlara

uygulanabilmesi gibi avantajlara sahip olduğu görülebilir.

Tablo 1'deki numaraların anlamları:

- 1- Kumaş doku ve iplik bozulması
- 2- Birden fazla kumaş kaldırma riski
- 3- Kumaşın robot elinden ayrılma zorluğu
- 4- Kumaşın katlanması riski
- 5- Yüksek maliyet
- 6- Kumaş yüzeyinin veya yapısının bozulması
- 7- Nozul (vakum nozulları için) ağzının tıkanması
- 8- Kaldırılan malzemenin yatay yönde kayması

Tablo 1. Kumaş kaldırma yöntemlerinin karşılaştırılması [11]

Dez. No.	1	2	3	4	5	6	7	8
Kumaş Tutma Yön.								
İğne	•	•	•			•		
Vakum		•					•	
Elektrostatik			•	•	•	•		
Bant-yapışma	•		•	•	•	•		
Donma			•		•	•		
Kıskaç		•		•				
Kıştırma		•				•		
Dokunmasız								•

• = İşaretli yerler o sistemin dezavantajını gösterir.

## NOZULLARLA KUMAŞLARIN DOKUNMASIZ KALDIRILMASI

İki değişik ölçüde tasarlanmış olan nozulla, iki farklı dokuma kumaşın kaldırılma durumları Şekil 1. ve Şekil 2.'de görülmektedir. Bu çalışmada, üç değişik ölçüde nozul tasarlandı ve üretildi. Bunlar tekli ve dörtlü olarak aynı ebatlı ve aynı cins kumaşların kaldırılmasına uygulandı. Dörtlü Nozul-II olarak adlandırılan nozulların herbirinin ölçüsü, Dörtlü Nozul-I'deki nozullardan % 50 büyük olarak üretildi. Yine tekli Nozul-III (Şekil 3.) olarak adlandırılan nozulun ölçüsü Dörtlü Nozul-II'deki nozulların birinin ölçüsünden % 50 büyük olarak üretildi. Burada amaç nozul ölçü ve sayılarının artırılmasının kumaşların kaldırılmasına etkisini gözlemektir. Kumaş olarak da değişik fiziksel ve mekanik özelliklere sahip (Tablo 2.) beş değişik dokuma kumaş kullanıldı. Kumaşlar, nozul ölçüleri dikkate alınarak 90 x 90 mm<sup>2</sup> ölçülerinde hazırlanmıştır. Bu kumaşlar, birden fazla sayıda üst üste konulmuş ve yığın üstünden tek tek kaldırma çalışması yapılmıştır. Bu çalışmada, 1 ve 2 no'lu olarak adlandırılan kumaşların kaldırılması ile ilgili

örnek uygulamalar (Şekil 1., Şekil 2., ve Şekil 3.) gösterilmiştir.

Şekiller incelendiğinde, nozul yüzeyi ve kumaş yüzeyi arasındaki boşluk görülmektedir. Özellikle Şekil 3.'de bu aralığı daha net bir şekilde görmek mümkündür.

Tablo 2.'de özellikleri verilen 5 değişik dokuma kumaşın dört nozuldan oluşan bir sistemle kaldırılmasında oluşan aralık-basınçlı hava ilişkisi sonuçları Şekil 6.'da bir grafikte gösterilmiştir.

## RADYAL AKIŞ OLAYININ TEORİK ANALİZİ

İki paralel disk arasındaki laminar akış karakteristikleri, birçok araştırmacı tarafından araştırılmıştır. Diskler arasındaki akış, diskler arası aralığa ve akışkan debisine bağlı olarak laminar veya türbülanslı olabilir [12].

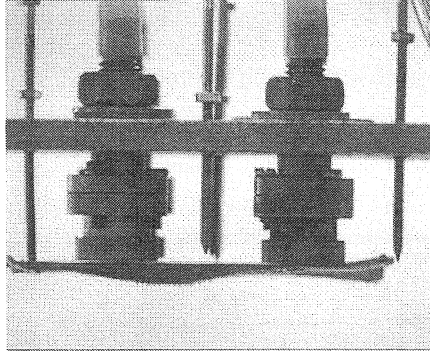
Nozuldan gönderilen hava hızlı bir şekilde kaldırılacak malzemeye çarptıktan sonra, yanlara doğru malzeme yüzeyini yalayarak dağılırken, nozul ve kaldırılacak malzeme arasında bir vakum kuvveti oluşur [13]. Bu aralıkta vakum oluşması, aralıktaki basınç değerinin atmosfer basınç değerinin altında olmasından dolayıdır.

Hava, Şekil 4'de görüldüğü gibi birbirine paralel diskler arasından radyal olarak akar. Diskler arasındaki alan tamamen hava ile doludur. Bir

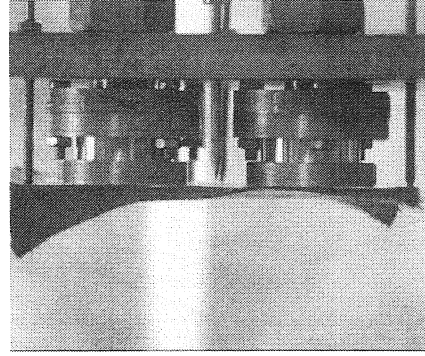
merkezi tüp havanın aşağı doğru akmasına izin verir ve sonra diskler arasından radyal olarak dışa doğru akar.

Tablo 2. Çalışmada kullanılan beş kumaş ile ilgili test sonuçları [11]

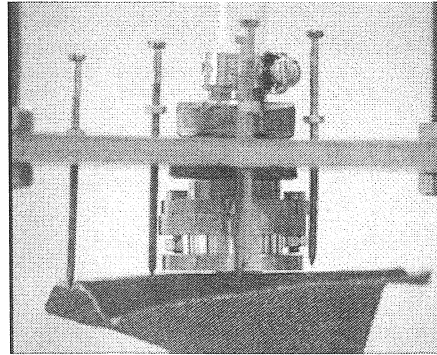
Kumaş no	Tekstil yüzeyinin yapı çeşidi	Atkı sayısı (ad / cm <sup>2</sup> )	Çözümlü sayısı (ad / cm <sup>2</sup> )	Kalınlık (mm)	Ağırlık (gr)	Hava geçirgenliği ml / (cm <sup>2</sup> / s)	Malzemesi
1 no'lu kumaş	Dokuma	17	32	0.85 (20 g/cm <sup>2</sup> bas.)	2.98	18	% 100 Pamuk
2 no'lu kumaş	Dokuma	19	44	0.70 (15 g/cm <sup>2</sup> bas.)	2.62	6.25	% 100 Pamuk
3 no'lu kumaş	Dokuma	25	42	0.45 (10 g/cm <sup>2</sup> bas.)	1.08	11	% 100 Pamuk
4 no'lu kumaş	Dokuma	24	42	0.6 (10 g/cm <sup>2</sup> bas.)	2.19	3.75	% 100 Pamuk
5 no'lu kumaş	Dokuma	29	55	0.4 (10 g/cm <sup>2</sup> bas.)	1.09	11.75	% 100 Pamuk



Şekil 1. Dörtlü Nozul-1 ile, 1 no'lu kumaşın kaldırılması durumu



Şekil 2. Dörtlü Nozul-II ile, 2 no'lu kumaşın kaldırılması durumu



Şekil 3. Tekli Nozul-III ile, 1 no'lu kumaşın kaldırılması durumu

Disklerin dış tarafı atmosfere açıktır, böylece hava atmosferik çevreye boşaltılmış olur.

İki disk arasındaki boşlukta basıncın dağıtılmasına çalışılması gereklidir. Genelde, viskoz sıkıştırılmış akışın benzer denklemleri, deneysel çalışmalarla yeterli derecede tartışılmıştır. Bununla beraber, bazı çalışma şartları altında (özellikle yüksek basınç ve geniş açıklıklarda) bir basınç-çukur etkisi gözlenilmiştir [14].

Havanın çıktığı ağız kısmın kenarında havanın basıncı düşüktür, bu noktadan sonra basınç yükselir ve sonuçta diskin kenarından atmosferik basınca ulaşır [14, 15].

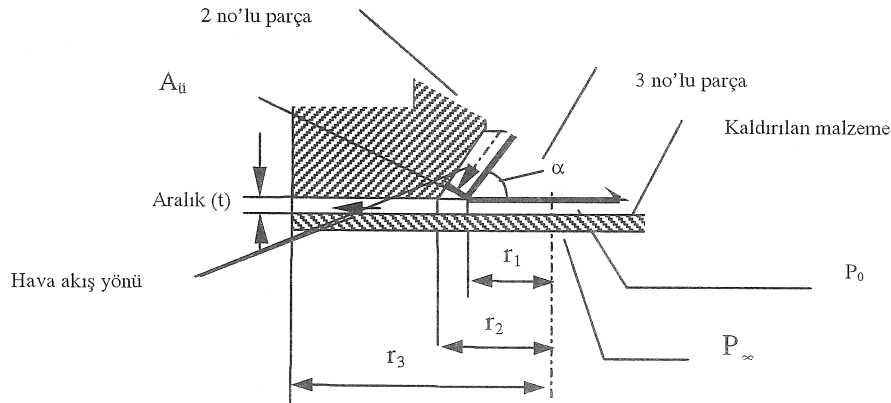
Eğer, basınç ve sıcaklık değişimleriyle yoğunluk çok az değişiyorsa, bu cins akışkanlara sıkıştırılmayan akışkanlar denir. Şayet basınç ve sıcaklık ile yoğunluk çok değişiyorsa, bu cins akışkanlara ise sıkıştırılabilen akışkanlar denir. Sıvılar genel olarak sıkıştırılmayan, gazlar ise sıkıştırılabilen akışkanlardır. Bununla beraber bu tarifler tamamen geçerli olmayıp, sıcaklık veya basıncın limit değişme değerleri sözkonusu edildiğinde, sıvıların yoğunluklarının büyük miktarda değiştiği görülür. Aynı zamanda küçük

basınç ve sıcaklık değişimlerinde gazlar sıkıştırılmayan akış olarak kabul edilebilir ve böyle hallerde yoğunluk değişmesi ihmal edilebilir [16]. Bu çalışmada da ihmal edilmiştir.

Şekil 5'de, nozulun 2 ve 3 no'lu elemanları ile kaldırılan malzeme şematize edilmiştir. Basıncı hava, ( $A_{\bar{u}}$ ) alanından geçtikten sonra kaldırılan malzeme yüzeyine çarparak aralıktan atmosfere akar. Havanın aralıktan geçişi sırasında aralıktaki basınç atmosfer akışkanının hızı nedeniyle atmosfer basıncının altına düşer. Bunun sonucunda aralıktaki vakum oluşarak malzemenin dokunmasız kaldırılma işlemi gerçekleşir.

#### RADYAL AKIŞIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Nozullardan çıkan havanın kaldırılan malzeme yüzeyinde meydana getirdiği itme ve çekme kuvvetleri ile nozul yüzeyi ve kaldırılan malzeme yüzeyi arasındaki aralığın değişimini ifade eden formüller aşağıdaki kısımda incelenmiştir.



Şekil 4. Dokunmasız nozul sisteminin kısmi kesiti

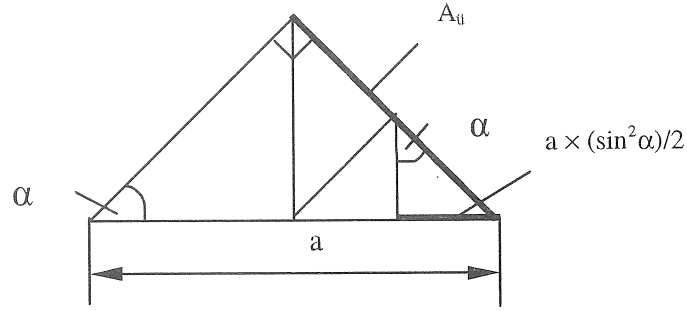
Şekil 4'deki elemanlar:

- $t$  : Nozul yüzeyi ile kaldırılan malzeme arasındaki aralık,  
 $U(r)$  : Akışın hızı,  
 $\alpha$  : Nozul çarpma yüzeyinin uç açısı,  
 $r_1$  : Nozul çarpma yüzeyinin yarı çapı,  
 $r_2$  : Nozulun açılı yüzeyinin yarı çapı,  
 $r_3$  : Nozulun dış yüzeyinin yarı çapı,  
 $P_0$  : Çarpma yüzeyi ve kaldırılan malzeme arasında bulunan alandaki basınç (Toplam basınç),

- $P_{\infty}$  : Atmosfer basıncı,  
 $P$  : Statik basınç,  
 $A_{\bar{u}}$  : Üfleme alanı,  
 $a$  : 2 ve 3 no'lu parçalar arasındaki boşluk ( $r_2 - r_1$ ).

Şekil 4'de, 3 no'lu parçadan 2 no'lu parçaya dik bir çizgi çizildiğinde, Şekil 5'deki üçgen oluşur.





Şekil 5. İki ve üç no'lu parçaların yüzeyleri arasındaki mesafenin büyütülmüş şekli

Aşağıda gösterilen formül, şu kabuller yapılarak oluşturulmuştur:

1. Akışkan sıkıştırılmaz,
2. Sürtünme kayıpları ihmal edilmiştir,
3. Nozulun uzağındaki hızın etkileri ihmal edilmiştir,
4. Kesitler, keskin dönüşler de gösterse, akım düzgün kabul edilmiştir,

5.  $r_1$  yarıçaplı bölgede, akımın tamamen durgun olduğu kabul edilmiştir.
6.  $(t)$  kalınlığının,  $r$ 'den bağımsız olduğu varsayılmıştır.
7. Hız profili lineerdir.
8.  $\mu, c_p, \rho$  vs. sabittir.

Şekil 4.'de görüldüğü gibi, 3 no'lu parçadan 2 no'lu parçaya dik bir çizgi çizildiğinde arada oluşan alandan geçen akışkanın üfleme alanı ( $A_{\bar{u}}$ ) şöyle hesaplanabilir:

$$A_{\bar{u}} = (r_2 - r_1) \sin \alpha \cdot 2\pi \left[ (r_2 - r_1) \frac{\sin^2 \alpha}{2} + r_1 \right] \quad (1)$$

Akışkanın debisi (Q):

$$Q = A_{\bar{u}} U_{\bar{u}} \quad U_{\bar{u}} = \frac{Q}{A_{\bar{u}}} \quad (\text{Süreklilik yasası}) \quad (2)$$

Üfleme kuvveti:

$$\downarrow F_{\bar{u}} = \dot{m} U_{\bar{u}} \sin \alpha = Q \rho U_{\bar{u}} \sin \alpha \quad (\text{Momentum yasası}) \quad (3)$$

şeklinde bulunur.

(1) denklemi, (3)'de gerekli yere koyulursa üfleme kuvveti ( $F_u$ ):

$$\downarrow F_u = \frac{Q^2 \rho \sin \alpha}{2\pi (r_2 - r_1) \left[ (r_2 - r_1) \frac{\sin^2 \alpha}{2} + r_1 \right] \sin \alpha} \quad (4)$$

elde edilir.

Akışkanın herhangi bir ( $r$ ) istasyonundaki hızı ( $U$ ):

$$U = \frac{Q}{2\pi r t} \quad (5)$$

Buna göre, toplam basıncı bulmak için, statik basınç ile dinamik basınç toplanırsa:

$$P_0 = P + \frac{1}{2} \rho U^2 = P + \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{4\pi^2 r^2 t^2} = P + \frac{Q^2 \rho}{8\pi^2 r^2 t^2} \quad (6)$$

denklemi elde edilir. Buradan statik basınç çekilirse:

$$P = P_0 - \frac{Q^2 \rho}{8\pi^2 r^2 t^2} \quad (7)$$

elde edilir.

Kaldırılan malzeme üzerinde  $r_2$ - $r_3$  yarıçapları arasında basınçlı hava tarafından uygulanan statik kuvvet, (7)'deki formülün (8)'de yerine konmasıyla:

$$\downarrow F_{\text{statik}} = \int_{A_2}^{A_3} P dA = \int_{r_2}^{r_3} \left( P_0 - \frac{Q^2 \rho}{8\pi^2 r^2 t^2} \right) 2\pi r dr \quad (8)$$

şeklinde bulunur.

$$\downarrow F_{\text{statik}} = \pi P_0 (r_3^2 - r_2^2) - \frac{Q^2 \rho}{4\pi t^2} \ln \frac{r_3}{r_2} \quad (9)$$

$\frac{F_{\text{statik}P_0}}{\quad} \quad \frac{F_{\text{statik vakum}}}{\quad}$

( $r_2$ ) yarıçaplı dairenin üzerindeki basınçtan ileri gelen kuvvet:

$$\downarrow F_{P_0} = \pi r_2^2 P_0 \quad (10)$$

Atmosfer basıncından dolayı oluşan kuvvet:

$$\uparrow F_{p_{\infty}} = \pi r_3^2 p_{\infty} \quad (11)$$

$F_{\text{toplam}}$  kuvvet, kaldırılan malzemenin dengede olması için, kaldırılan malzemenin ağırlığına eşittir ( $W$ ).

$$\uparrow F_{\text{toplam}} = \uparrow F_{p_{\infty}} - \downarrow F_{p_0} - \downarrow F_{\text{statik}} - \downarrow F_{\dot{u}} = W \quad (12)$$

(4), (9), (10) ve (11) denklemler, (12)'de yerlerine koyulursa:

$$W = \left[ \pi r_3^2 p_{\infty} \right] - \left[ \pi r_2^2 P_0 \right] - \left[ \pi P_0 (r_3^2 - r_2^2) - \frac{Q^2 \rho}{4 \pi t^2} \ln \frac{r_3}{r_2} \right] - \left[ \frac{Q^2 \rho}{2 \pi (r_2 - r_1) \left[ (r_2 - r_1) \frac{\sin^2 \alpha}{2} + r_1 \right]} \right] \quad (13)$$

denklemini elde edilir.

$$W = \underbrace{-\pi r_3^2 (P_0 - P_{\infty})}_{F_{\text{fark}}} + \underbrace{\frac{Q^2 \rho}{4 \pi t^2} \ln \frac{r_3}{r_2}}_{F_{\text{statik vakum}}} - \underbrace{\frac{Q^2 \rho}{2 \pi (r_2 - r_1) \left[ (r_2 - r_1) \frac{\sin^2 \alpha}{2} + r_1 \right]}}_{F_{\dot{u}}} \quad (14)$$

(14) no'lu denklemden, (t) aralığı çekilirse:

$$t \equiv \sqrt{\frac{\frac{Q^2 \rho \ln \frac{r_3}{r_2}}{4 \pi}}{W + \frac{Q^2 \rho}{2 \pi (r_2 - r_1) \left[ (r_2 - r_1) \frac{\sin^2 \alpha}{2} + r_1 \right]} + \pi r_3^2 (P_0 - P_{\infty})}} \quad (15)$$

denklemini elde edilir.

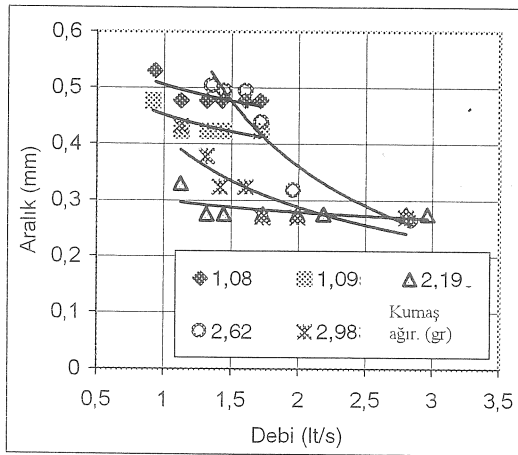
(15) No'lu formüle göre:

1.  $(Q^2)$  arttıkça,  $(W)$  önemsizleşir,
2.  $(Q)$  arttıkça, üfleme kuvveti  $(F_u)$ ,  $(F_{statik, vakum})$ 'dan daha hızlı büyür. Bu nedenle

bu çalışmada bir deney seti için aralık-hava basıncı ilişkisi Şekil 6'daki gibi gerçekleşmiştir. Şekil 6'ya göre, kullanılan havanın basıncı arttıkça nozul yüzeyi ile kumaş yüzeyi arasındaki aralık (t) azalmıştır. Kumaş ağırlıklarının artmasının, oluşan (t) aralığına etkisinin olmadığı görülmüştür. Bu sonuç (15) no'lu formülle uygunluk göstermiştir.

## ARAŞTIRMA SONUÇLARI

Dokunmasız nozul sistemiyle kumaşların kaldırılmasında hava basıncı ile nozul-kumaş aralığı değişimi belirlenmiş ve sonuçlar Şekil 6'da verilmiştir. Şekil 6'da deney sonuçları verilen nozulların 1 no'lu kumaşı kaldırma durumu Şekil 1'de gösterilmiştir.



Şekil 6. Dörtlü küçük nozul ile aralık-basınç grafiği.

## SONUÇ

Bu çalışma sonunda, kumaşların nozul sistemi vasıtasıyla radyal akış kullanılarak dokunmasız olarak kaldırılması işleminin başarılı olduğu görüldü.

Yapılan deneylerde ve sayısal inceleme sonucunda, kaldırma esnasında akışkanın hızının artırılması durumunda nozul yüzeyi ile kumaş yüzeyi arasındaki aralığın azaldığı görüldü. Burada,

akışkanın hızının artmasının aralıktaki basıncın daha da azalarak vakum kuvvetinin artmasına ve aralığın azalmasına neden olduğu görüldü.

Nozul çaplarının ve sayılarının artması kumaşların kaldırılmasında olumlu sonuçlar verdi. Başarılı bir kaldırma için, kumaşların esneklikleri arttıkça nozulların kumaşların üzerinde kapladıkları alanların da artması gerektiği gözlemlendi. 1 no'lu kumaş (Kot kumaş) gibi kalın kumaşların tekli nozul (Şekil 3.) ile de kaldırılabilirdiği gözlemlendi. Fakat, kaldırma işleminin güvenilirliği açısından nozulların kaldıracağı kumaş yüzeyinin yaklaşık olarak %15 (Şekil 1.) - % 35 (Şekil 2.) oranında kaplamaları olumlu neticeler vermiştir.

Bu yöntemde kullanılan araç-gereç ve akışkan olarak kullanılan hava düşük maliyetlerle elde edilebildiği için sistemin maliyeti ucuzdur.

Bu çalışma sonunda, kumaşların kaldırılmasında kullanılan tüm yöntemlerin birbirleriyle karşılaştırılması yapılarak Türkiye sanayisinde büyük bir paya sahip olan tekstil sektörünün otomasyonuna yönelik bir yaklaşım getirilmiş oldu.

## THE COMPARISON OF THE END EFFECTORS USED IN THE HANDLING OF FABRICS AND THE INTRODUCTION OF THE SYSTEM

After the stack fabric are cut with the automatic cutting systems, it is needed to handle them one by one through the end effectors and take them to the processing place. Here the problem stems from handling of the fabrics one by one from top of a stack. In this study, an application directed to handling of fabrics from top of a stack using radial outside flow through a nozzle system and the works done before on this topic are compared. The formula expressing the distance that is formed with push and pull forces in the handled material's surface with radial flow is explained.

Keywords: End-Effector, Gripper, Handling of Fabric, Robot, Non-Rigid.

## KAYNAKÇA

1. Brown, D., and El Maraghy, H.A., Design and Implementation of A Computer-Controlled Sensor-Equipped Robot End Effector, *Computers in Industry*, 11, pp. 119-133, 1988.
2. Pham, D.T., and Yeo, S.H., A Knowledge-Based System for Robot Gripper Selection: Criteria for Choosing Grippers and Surfaces for Gripping, *Int.*

- J. Mach. Tools Manufact.*, Vol. 28, No. 28, pp.301-313, 1988.
3. Pham, D.T., and Yeo, S.H., Strategies for Gripper Design and Selection in Robotic Assembly, *Int. J. Prod. Res.*, Vol. 29, No.2, pp. 303-316, 1991.
  4. Heilala, J., Ropponen, T., and Airila, M., Mechatronic Design for Industrial Grippers, *Mechatronics*, Vol. 2, No. 3, pp. 239-255, 1992.
  5. Tella, R., Birk, J.R., and Kelley, R.B., General Purpose Hands for Bin- Picking Robots, *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, Vol. SMC-12, No. 16, 1982.
  6. Pham, D.T., and Tacgin, E., Grippex: A Hybrid Expert System for Selecting Robot Gripper Types, *Int. J. Mach. Tools Man.*, Vol. 32, No. 3, pp. 349-360, 1992.
  7. Karakereziş, A., Ippolito, M., Doulgery, Z., Rızzi, K., and Petridis, V., A Flexible Gripping System for Handling Irregular Flat Non Rigid Materials, *Proceedings of EURISCON'94, European Robotics and Intelligent Systems Conference*, Vol. 3, pp. 1365-1378, Malaga, Spain, 22-25 August, 1994.
  8. Taylor, P.M., Presentation and Gripping of Flexible Materials, *Assembly Automation*, Vol. 15 No. 3, pp.33-35, 1995.
  9. Taylor, P.M., Wilkinson, A.J., Gibson, I., Palmer, G.S., and Gunner, M.B., The automation of complex fabric handling tasks requiring out of plane manipulation, *IEEE-91 icar, 5<sup>th</sup> int. Conf. On advanced robotics in unstructure envir.*, pp. 775-780, 1991.
  10. Erzincanlı, F., A Non-Contact End Effector for Robotic Handling of Non-Rigid Materials, *Ph.D. Thesis*, University of Salford, Salford, 1995.
  11. Özçelik, B., Dokunmasız Robot Eliyle Kumaşların Kaldırılması, *Doktora Tezi*, SAU, Sakarya, 1999.
  12. Asawa, G.L., Pande, P.K., ve Godbole, P.N., Radial Turbulent Flow Between Parallel Plates, *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 111/4, pp:695-712, 1985.
  13. Dore, A.M., He, D., Erzincanlı, F., and SHARP, J.M., Linear drive manipulators and non-contact gripping, *Proceedings of EURISCON'94, European Robotics and Intelligent Systems Conference*, Vol. 2, pp. 543-548, Malaga, Spain, 22-25 August, 1994.
  14. Mori, H., A Theoretical Investigation of Pressure Depression in Externally Pressurised Gasi Lubricated Circular Thrust Bearings, *J. of Basic Eng.*, pp: 201-208, June, 1961.
  15. Asawa, G.L., Pande, P.K., ve Godbole, P.N., Radial Turbulent Flow Between Parallel Plates, *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 111/4, pp:695-712, 1985.
  16. Gülbaran, Emir, Ünit Operasyonları, *McCabe-Smith'den çeviri*, Matbaa Teknisyenleri Koll. Şti., Ankara, 1981.

# Tasarımda Geometrik Ölçülendirme ve Toleranslama

**Macit Karabay**

Dr. Mak.Y.Müh.

Makina Mühendisliği Bölümü  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi  
06531 ANKARA

*Mekanik parçaların beklenen tamlıkta, çok sayıda ve ekonomik olarak üretiminde tasarımın önemi ve etkisi yadsınamaz. Geometrik ölçülendirme ve toleranslama (GD&T), bu konudaki etkinliği nedeni ile daha da yaygınlaşarak tasarım, üretim ve ölçme-kontrol aşamalarındaki yerini almaktadır. ANSI (ABD. Ulusal Standartlar Enstitüsü) ve ISO (Uluslararası Standartlar Organizasyonu) bu konuda ortak çalışmalar içine girerek kısaca GD&T diye anılan bu uygulamaya, tüm ulusları içine alan bir nitelik kazandırma çabası içindedir. Son söz söylenmiş değildir. Yeni yöntemler, simgeler, kavramlar üzerinde çalışmalar sürmektedir. Her ne kadar ülkemizde mekanik parçalar tasarımı sınırlı ise de, ümit edilir ki bu konuda da beklenen aşamalara erişilecek, GD & T li tasarımlarla üretim ve doğrulama yöntemleri geliştirilecektir.*

*Anahtar Kelimeler: Geometrik Ölçülendirme ve Toleranslama, Tasarım, Doğrulama.*

## GD&T'NİN KAZANDIRDIKLARI

Teknik resimlerde bulunan tüm bilgilerin kolay, anlaşılır ve yanlışlığa neden olmayacak biçimde tek anlamlı olmaları beklenir. Teknik resimlerde bazı özelliklerde kullanılmakta olan  $\pm$  li toleransların çoğu yerini geometrik toleranslara bırakmıştır. Oldukça karmaşık gibi görünen bu toleranslamanın da yanlışlıklara neden olmayacak biçimde kullanımı için gereken yapılmalıdır. Bu amaçla ulusal ve uluslararası standartlar geliştirilmektedir. ISO, 8-10 değişik standard içindeki konuları yeni bir düzen içinde GPS (geometrik ürün özellikleri) adı ile birleştirme çabalarını sürdürürken ABD'nin Amerikan Ulusal Standartlar Enstitüsüne (ANSI) hazırlattığı 212 sayfalık yeni standardını 1995 yılında kullanıma sunmuş, bir taraftan da gözden geçirmeye almıştır. Bu standartta bileşik, çoklu iki tekli konum toleransları gibi yeniliklerle yeni tanımlamalar yer almakta, tartışmalı olduğu ileri sürülen konulara açıklıklar getirilmektedir.

Ancak hala konu üzerinde son söz söylenmiş sayılmamaktadır. Çalışmalar sürmekte, araştırmalar, değerlendirmeler yapılmakta, öneriler ileri sürülmektedir. ANSI ve ISO standartları arasındaki kavram ve simge farkları en aza indirilmiş olmakla beraber tümü ile giderilmiş değildir. Bu iki standart

kuruluşu şimdi beraberce çalışarak GD&T'yi gerçek uluslararası ortak bir dil olarak düzenlemektedirler.

Klasik koordinat ölçülendirme ve toleranslamaya (CD&T) karşı, GD&T özetle, aşağıdaki ek bilgileri, herhangi bir anlaşılması zor olan "not" düşmeye gereksinim duymadan oldukça kolaylıkla verebilmektedir.

1. Geometrik biçimler olan doğrusalılık, düzlemsellik, dairesellik, silindiriklik ve profil ile, diklik, paralellik gibi yönelme (orientasyon) ve eşmerkezlik, eşeksellik, simetriklik, konum gibi konumlandırma, dairesel ve toplam salgı gibi özellikleri simgeliyerek ve bunlardaki kabul edilebilir kusurların (toleransların) basitçe gösterilmelerini sağlamaktadır.
2. Bu geometrilere bir ya da daha fazla yüzeye, eksene, doğruya bağımlı olanlar varsa bu bağımlılığı basit bir biçimde, sırasıyla gösterebilmektedir.
3. Parçanın yüzeylerine referans yüzeylerine hangi noktalarla ya da yüzeylerle dokunularak konumlama yapılacağı, singelenerek gösterilebilmektedir.
4. Tolerans miktarı,  $\pm$  yerine  $\phi$  (çap) olarak konulabildiğinde tolerans bölgesi bu özelliğin işlevini aksatmadan % 57 arttırılabilmekte, ekonomiye katkı sağlanmaktadır. Ayrıca, bu



## GD&T YE UYUM SAĞLAMA ZORUNLULUĞU VE GİRİŞİMLER

Otomotiv kesiminin Kalite Güvence Sistemi Standardı olan ve General Motors, Ford, Chrysler ile ABD Kamyon Üreticileri Birliğince, ISO 9001 genişletilerek hazırlanan QS 9000 dokümanı, GD&T'in kullanımını birinci koşul olarak göstermektedir.

Gereksinimler nedeniyle, gelişmiş ülkelerdeki teknik elemanların, hızla ek eğitim ve deneyimden geçirilerek, geçmişte kalan ve  $\pm$  li toleranslama - ya da koordinat ölçülendirme ve toleransla (GD&T) - denen geleneksel olan sistemden bu yeni sisteme uyumu sağlanmaktadır. Bir yazıda ABD'de bu amaçlı bir eğitimde, eski teknikte deneyimli tasarımcıların 80 saatlik bir karşılıklı etkileşimli sınıf çalışmasından sonra altı aylık bir işbaşı eğitimi ayrıca, ek olarak aralıklarla, tazeleme kurslarından geçirildiklerine değinilmektedir.

Yalnızca tasarımcıların değil, kuşkusuz teknik resimleri okuma, algılama, değerlendirme yaparak üretimi için gerekli araç-gereç-aygıt seçen, düzenleyen, tasarlayan ve bunları işleterek üreten, ayrıca bunları doğrulayan (ölçen, kontrol eden) kişilerin de GD ve T ye yakın ve yatkın olmaları gerekir. Bu elemanlara da, değişik bakış açıları içinde ve taşınacak sorumlulukların ölçüsü ve niteliğine uygun biçimde, uyum sağlama eğitimi verilmelidir. Gelişmiş ülkeler bu konuda da yoğun bir çaba içindedir.

### GD&T TASARIMI

Genel Ölçülendirme ve Toleranslama işlevi makine tasarımı içinde çok önemli bir yer tutar. GD&T tasarımı, bu genel tasarıma ek olarak yeni kavramlar ve uygulamalar içerir.

İşlev ve kuvvet çözümlenmeleri sonucu, seçilen gereç te gözönüne alınarak yapılacak dayanım ve/veya biçim değişiklik hesaplamaları ile, ekonomik yaklaşımlar ve üretilebilirlikte içerilerek parçaların genel biçimleri ve yapıları ortaya konulduktan sonra ömür, kalite, güvenilirlik, bakılabilirlik, ekonomi ve diğer tüm olası etmenler bir eniyileştirme (optimizasyon) yöntemi ile kapsandığında GD&T için gerekli kararlar alınabilir, seçimler yapılabilir ve çağdaş üretim resimlerine ulaşılabilir.

GD&T Tasarımında tasarımcının öncelikle ölçülendirme ve toleranslamadaki temel kuralları bilmesi ve uygun bulduğunu seçmesi gerekir.

Örneğin ISO nin bağımsızlık kuralını mı yoksa örtüşmüşlük kuralını mı uygulayacağı, bunlardan birini seçince tüm büyüklüklerin ve geometrilerin ne

biçimde, genel mi, özel mi, ne gibi simge ve standartları, ne gibi yöntemlerle kullanacağını algılaması ve uygulaması beklenir.

Şekil 2 ve Şekil 3 'deki şemalarda bir GD&T tasarımcısının uygulayacağı işlem sırası gösterilmiştir.

Bağımsızlık kuralına göre belirtilmiş her boyutsal ve geometrik gereksinimler bağımsız işlem görürler. Örtüşmüşlük kuralında ise, büyüklük en çok malzeme durumunda iken özelliğin yüzey yada yüzeyleri boyutsal kusursuz biçimi belirleyen örtünün dışına çıkmayacaktır. Eğer boyutsal büyüklük en çok malzeme durumundan en az malzeme durumuna doğru bir değişim göstermişse, geometrik biçimin, aradaki fark kadar, ek bir değişimine izin verilir. ISO, örtüşmüşlük kuralı kullanılacaksa o ölçüye (E) simgesinin konulmasını, ANSI ise buna gerek olmadığını, ABD endüstrisinin bağımsızlık kuralı yerine örtüşmüşlüğü yıllardır standart olarak kullanıldığını ileri sürmektedir.

### GD&T TASARIMINA YÖNELİK KURALLAR

Teknik Resimde eğer Başkaca Bilgi Verilmemişse GD&T Tasarımında Aşağıdaki Kurallar Gözönüne Alınmalıdır

1. Konum tolerans bölgesi, delik eksen doğruluğu ile, bu eksenin bağlı olduğu belirtilen danışman yüzeye dikliğini de içerir.
2. Silindiriklik için verilen tolerans dairesellik, doğrusalılık ve konikliği de denetime alır.
3. Diklik toleransı, ilgili geometrilerdeki düzlemsellik yada doğrusalılıkları da bir ölçüde denetler.
4. Açısallık da, diklik gibi, geometrilerdeki düzlemsellik ve doğrusalılığı denetler.
5. Toplam salgı (yalpa) dairesellik, doğrusalılık, eşmerkezlik, açısallık (alında), koniklik, profil kusurları ve düzlemsellikteki (alında) birikimli değişimlerin bileşik bir kontrolüdür.
6. Dairesel salgı (yalpa) ise dairesellik ve eşmerkezlikteki birikimli değişikliklerin bileşik bir kontrolüdür.

### TOLERANS DEĞERLERİ ARASINDA ÇOKLUKLA KULLANILAN KRİTİK BAĞINTILAR

1. Doğrusallık toleransı eğer özelliğin bir büyüklüğü varsa buradaki toleranstan küçük olmalı (yarısından daha az olması önerilir).



2. Düzlemsellik toleransı, eğer büyüklüğü varsa buradaki toleranstan daha az olmalı (yarısından az olması öneriler).
3. Dairesellik toleransı, boyuttaki toleranstan daha az olmalı (yarısından az olması beklenir)
4. Silindiriklik toleransı büyüklük toleransından az olmalı (yarısından az). Dairesellik, doğrusalılık, koniklik değişimi toplam olarak silindiriklik toleransından az olmalı.
5. Diklik toleransı doğrusalılığı ve düzlemselliği de kontrol ettiğinden bunlardaki değişim diklik toleransından az olmalı.
6. Diklik yada paralellik konum toleransının inceltilmesi olduğundan örneğin diklik, konum toleransından daha az olmalı (yarısından daha az).
7. Açışallıkta durum diklik gibidir, aynı kural uygulanır.
8. Dairesel yalpa dairesellik, eş eksenliği de kontrol ettiğinden bunlardaki tolerans toplamı dairesel yalpa toleransından az olmalı.
9. Toplam yalpa da ise doğrusalılık, koniklik, dairesellik, eş eksenlik ve profildeki toleranslar toplamı toplam yalpa toleransından az olmalı.
10. Profil toleransı biçim yada, büyüklük, biçim ve oriyantasyon (diklik yada paralellik gibi) kontrolleri de içerdiğinden büyüklük toleransından az olmalıdır.

## GD&T TASARIMDA AŞAMALAR

Şekil 1, 2 nin incelenmesi ve genel kurallar ile genel toleranslar gözönüne alındığında, özel geometrik toleranslara girince, aşağıdaki sıralama ile tasarım gerçekleşir:

**1. Danışmanlar (datum):** Etkinlik, işlevsellik ve üretim süreç gereksinimleri gözetilerek danışmanlar saptanır, sıralanır ve harflendirilir. Kinematik serbestliklerin sistematik engellenmesi kuralına uyum içinde kalınır.

**2. Danışmalar (datum target):** Her ne kadar şekil 1'de gösterilmemişse de, ANSI ve ISO da belirtildiği gibi, gereğinde "danışma" (datum target)'lar saptanır ve gerekiyorsa ayrı bir resimde belirlenir. Danışmaların kullanılmaması durumunda üretim ve denetimde değişik noktalardan yapılan konumlamalar yanlışlıkla red yada kabul olasılıklarına neden olabilir.

**3. Geometrik Toleranslar:** Hangi geometrilere ne türden geometrik tolerans uygulanacağı saptanır.

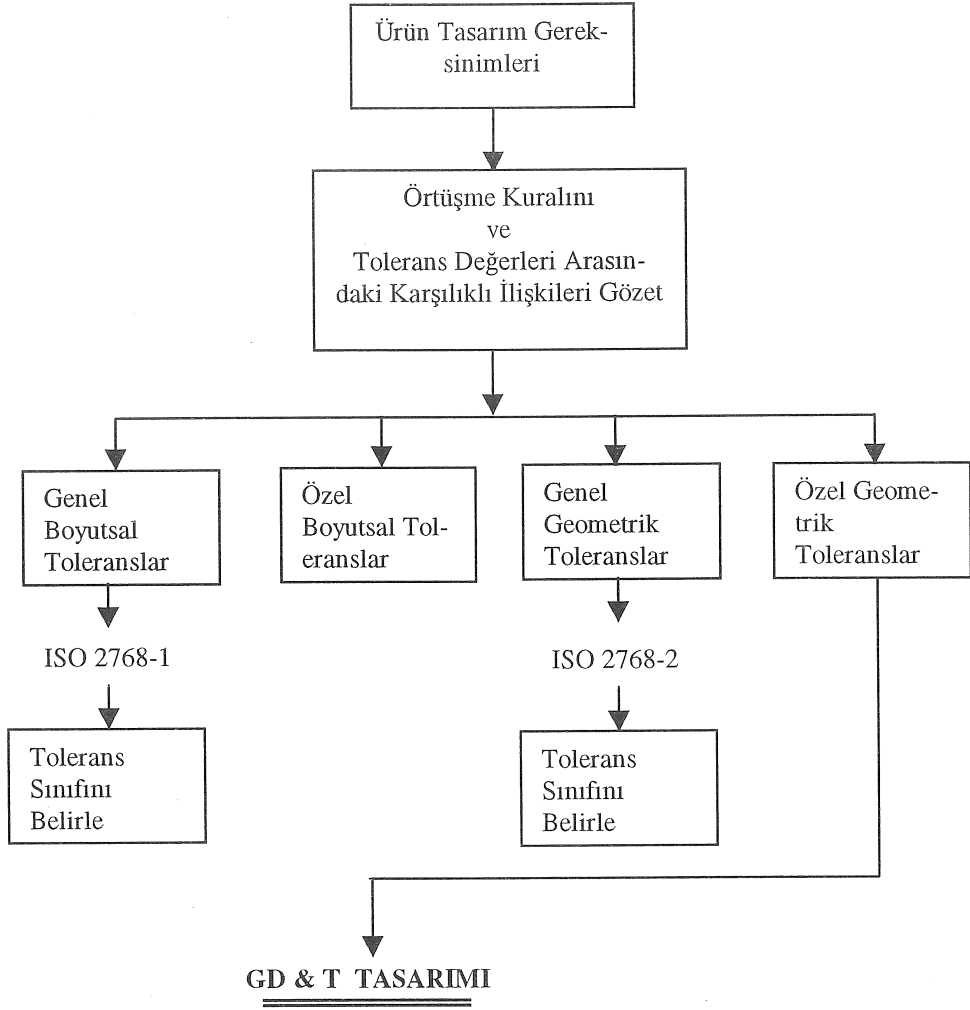
**4. Tolerans Değerleri:** Parçanın özelliği işlevi ile diğer parçalarla olan ilintisi nasıl ve nerede işleneceği vb. gözönünde tutulup tolerans değerleri saptanır. Deneyini ve bilgi birikimi gerektiren çok önemli bir aşamadır.

**5. Malzeme Koşulları:** Üretimde ve kontrollerde kolaylık ve ucuzluk, parça işlevinde rahatlık sağlayan koşulların saptanarak tolerans kutularına, toleransların yanına konulması da önemli bir aşamadır. Ayrıca danışmalara da, bu bakış açısı ile, malzeme koşulu eklenir.

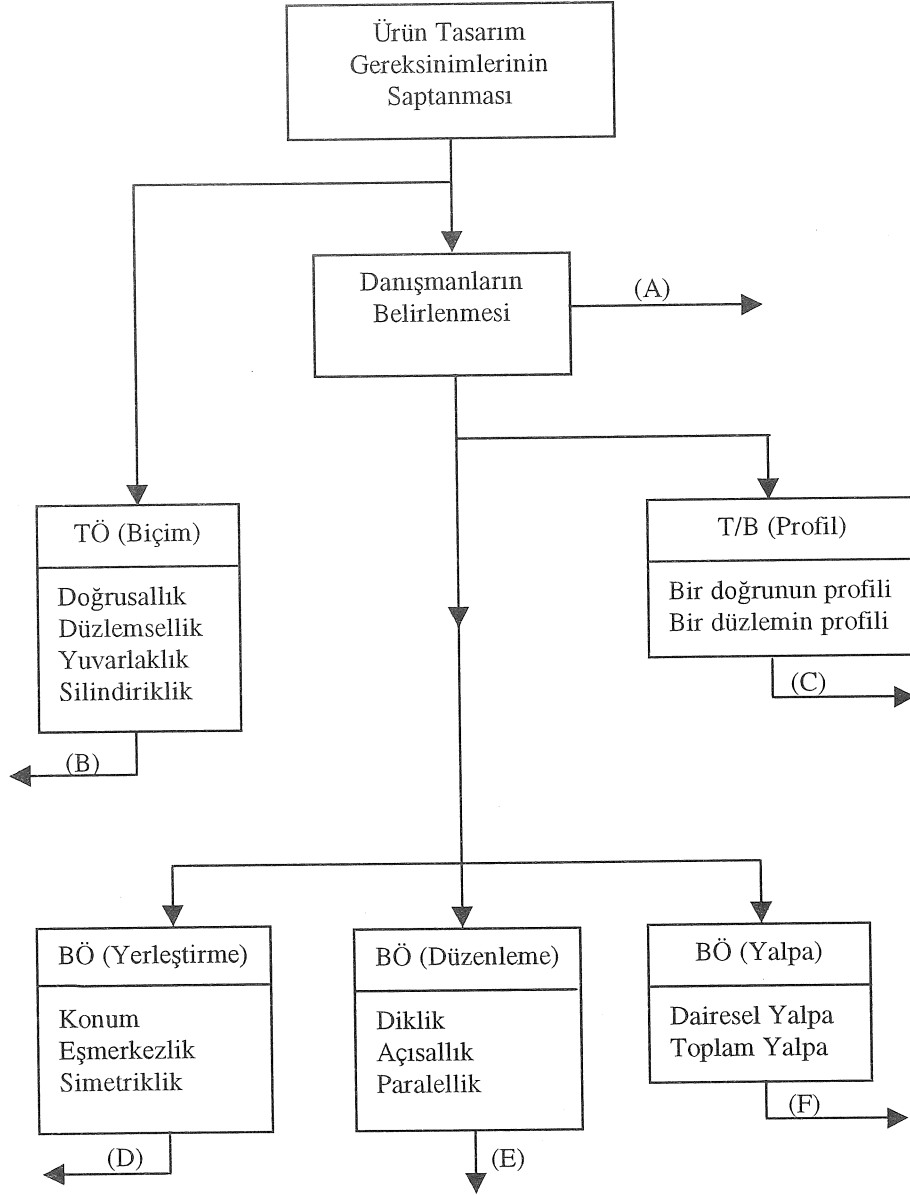
**6. Doğrulama (verification) ölçme-kontrol koşulları:** ANSI de, "konulan geometrik tolerans kullanılacak üretim ve ölçme yöntemini sınırlamaz. Özel yöntem isteniyorsa belirtmek zorundadır. Özel yöntem belirtilmemişse, söz konusu olan tolerans bölgesinin tanımına uygun olan herhangi bir yöntem seçilebilir" denilmektedir. Ancak araştırma [3] göstermiştir ki, uygulanan değişik doğrulama yöntemleri o özellikteki kusurun farklı bulunmasına neden olmaktadır. Bu ise o özelliğin yanlışla red ya da yanlışlıkla kabulü sonucunu doğurabilir.

Her ne kadar ISO ve ANSI kullanılacak yöntemlerin belirtilmesini standart duruma getirmemişse de, yakın bir gelecekte bu yola gidileceğine inanılmaktadır. Özelliğin tasarımı aşamasında, ölçme yapılırken ölçüm alınacak noktaların, kesitlerin saptanmasında ve ayrıca kusurun değerlendirilmelerinde kullanılacak olan referansların belirtilmesinde gelecekte zorunluluk duyulacağına inanılmaktadır [2].

**7. Tekli, Bileşik, Karmaşık Konum Toleransları:** Konum toleransları geometrik toleranslar içinde en çok kullanılanıdır. Standartlara henüz girmeyen karmaşık uygulamaları yoldadır. İşlevsel tamhıklar arttıkça, üretim giderlerini düşürmek için giderek daha karmaşık konum toleranslarına resimlerle rastlanılacaktır [4].

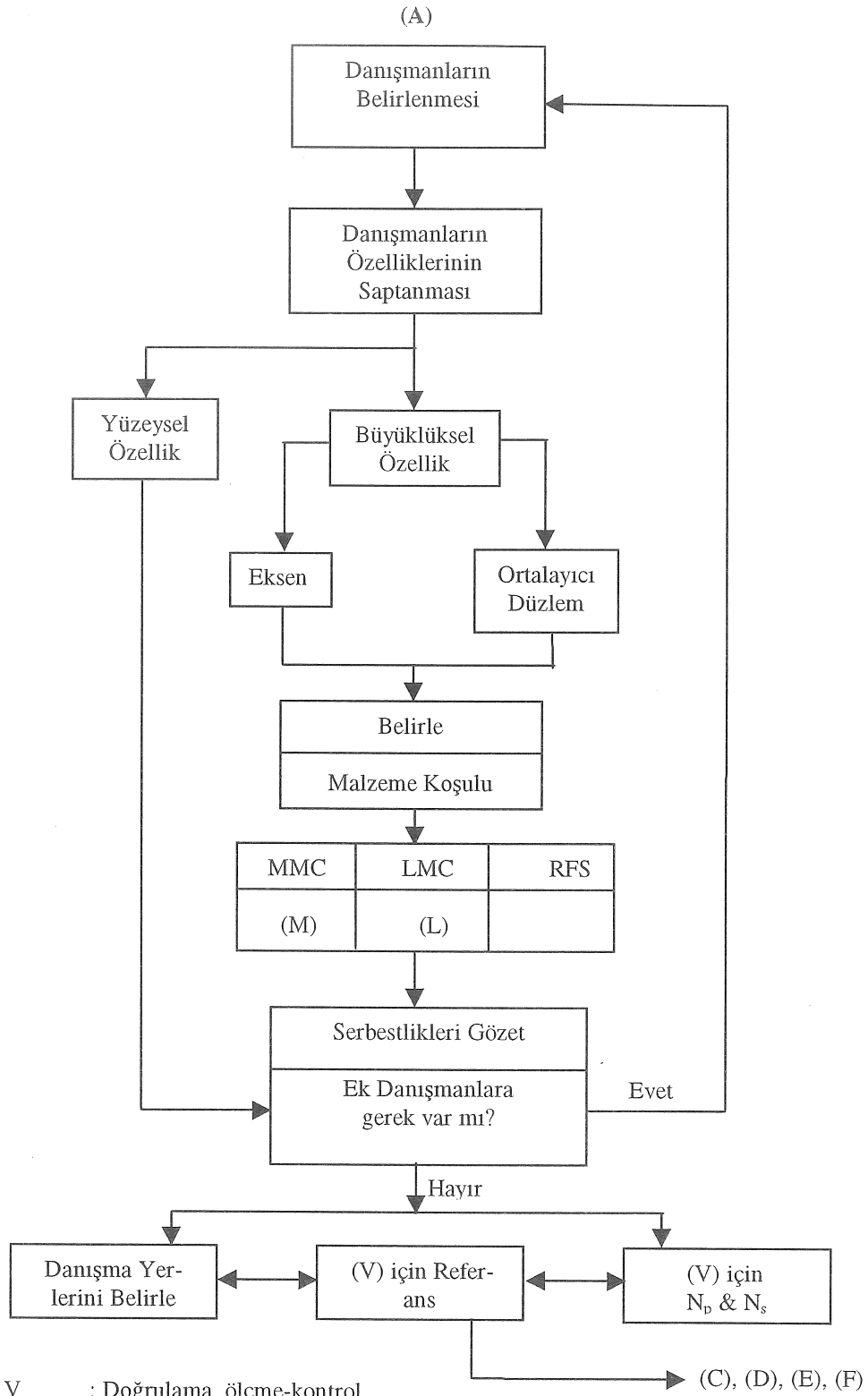


Şekil 2. Tolerans seçiminde işlem sıralaması



TÖ : Tek Özellik  
BÖ : Bağlı Özellik  
T/B : Tek yada Bağlı Özellik

Şekil 3. Geometrik toleranslamada işlem sıralaması



V : Doğrulama, ölçme-kontrol

$N_p$  : Nokta sayısı

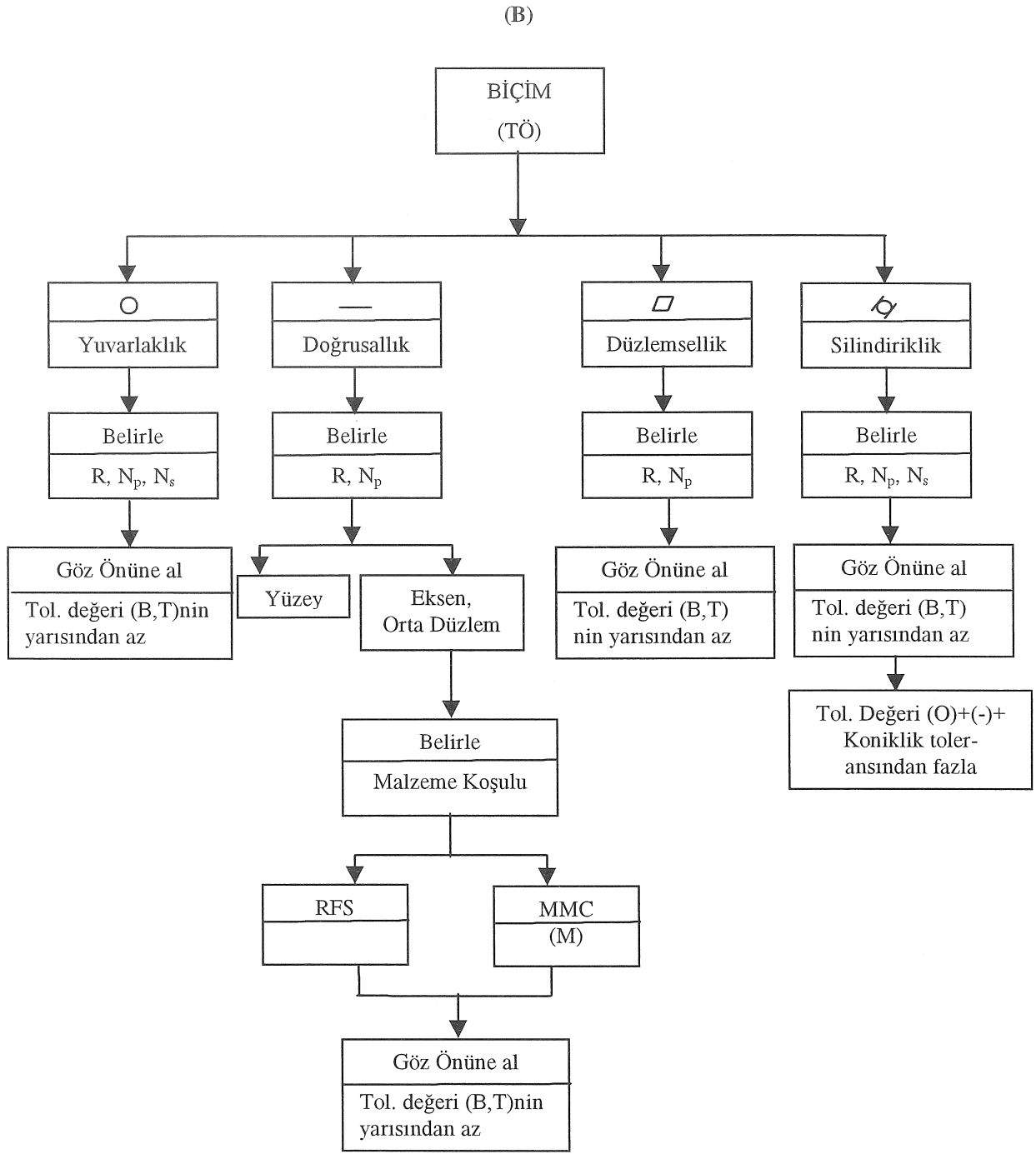
$N_s$  : Kesit sayısı

MMC : Ençok malzeme koşulu

LMC : Enaz malzeme koşulu

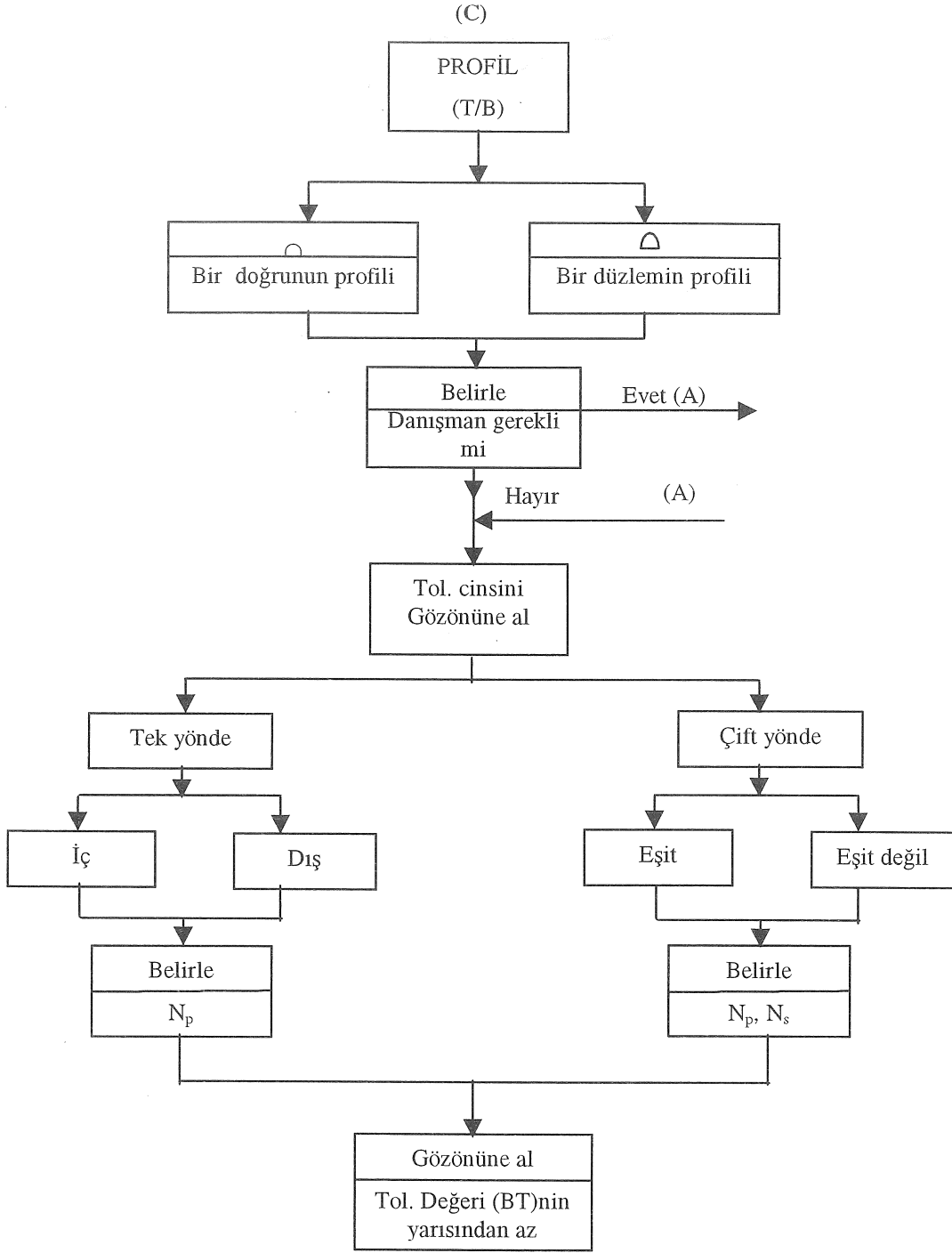
RFS : Belirtilen koşul, özellik gerçek büyüklüğü koşulu

Şekil 3. Geometrik toleranslamada işlem sıralaması (devamı)

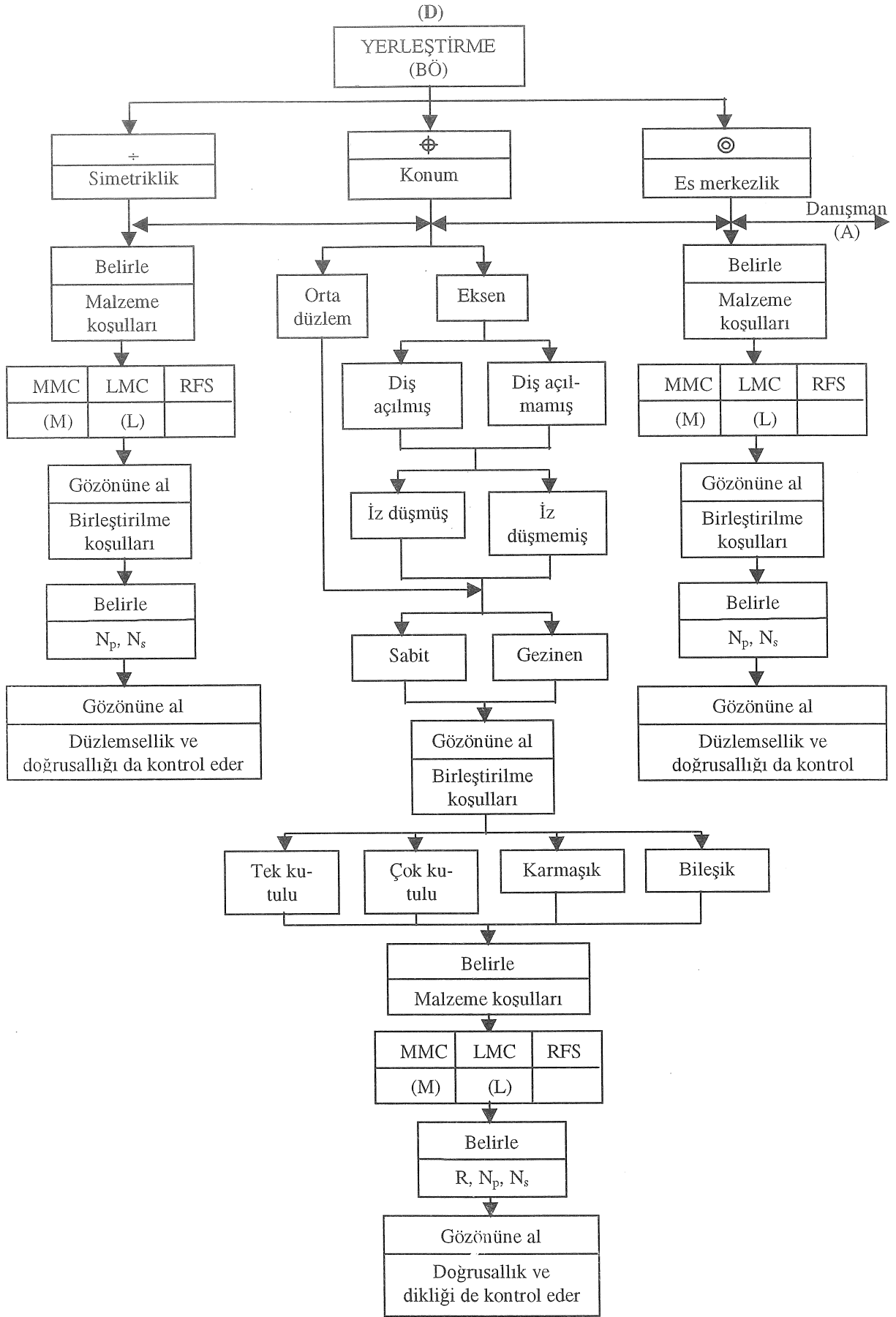


BT : Boyut toleransı  
R : Ölçme ve kontrolde kullanılacak referans

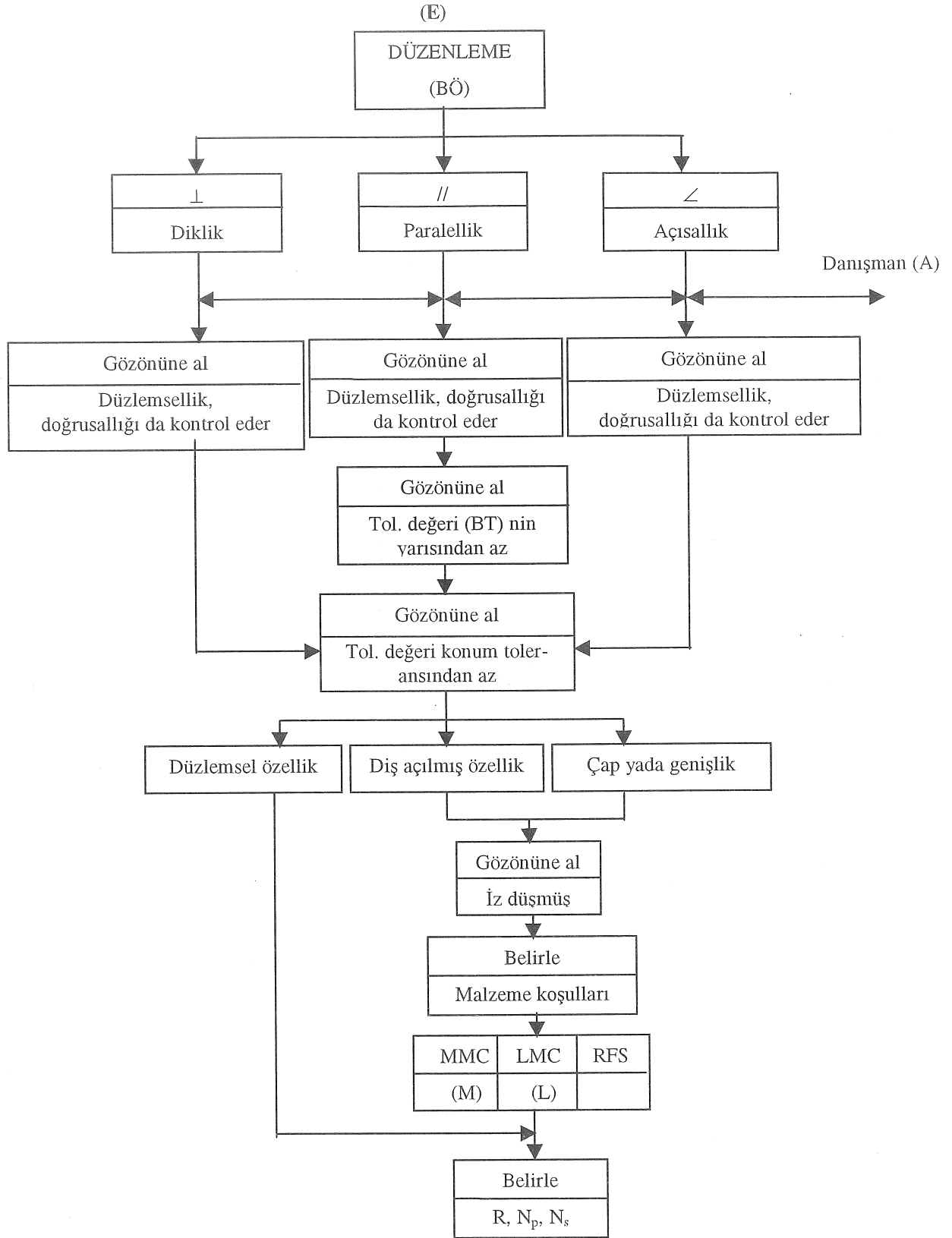
Şekil 3. Geometrik toleranslamada işlem sıralaması (devamı)



Şekil 3. Geometrik toleranslamada işlem sıralaması (devamı)

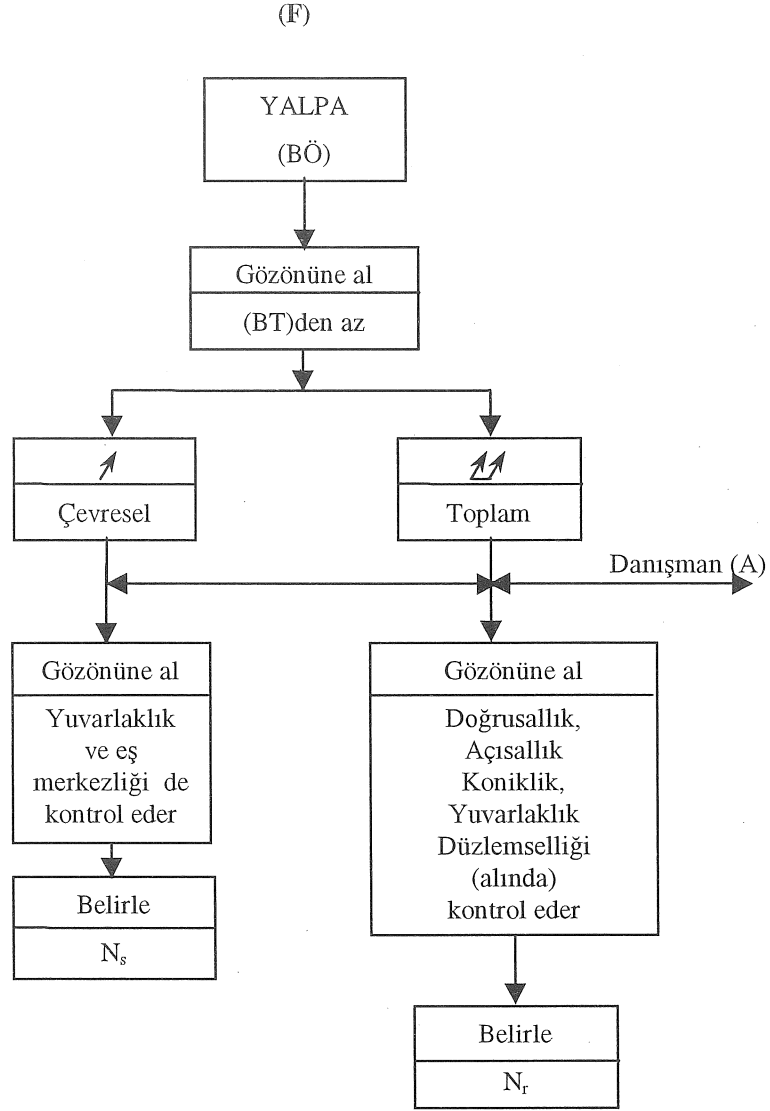


Şekil 3. Geometrik toleranslamada işlem sıralaması (devamı)



Şekil 3. Geometrik toleranslamada işlem sıralaması (devamı)





$N_r$  : Döndürme sayısı

Şekil 3. Geometrik toleranslamada işlem sıralaması (devamı)

## SONUÇ

Ülkemiz dar toleranslı olan duyarlı mekanik parçalar tasarımı yönünden de deneyim kazanma aşamasındadır.

Kazanılanların duyurulması ile tasarım yönünden gelişmiş ülkelere yapılan, yapılması düşünülenleri, onların edindikleri deneyimleri, çoğu firmalarının gizliliği içinde tutulan verileri kestirmek, ülke endüstrisine yaymak önemli görev sayılmalıdır. Ders kitaplarında sözü edilen tolerans tasarım tekniklerinin çok ötesine çıkan GD&T tasarımının önemini vurgulamak gerekir. Konu gerek tasarım ve gerekse üretim - doğrulama (ölçme, mastarlama) bakımından eğitim kuruluşlarımızla endüstrimizde, üzerinde önemli durulması gereken bir nitelik kazanmıştır.

## GEOMETRIC DIMENSIONING AND TOLERANCING IN DESIGN

Geometric dimensioning and tolerancing has found large area of application in mechanical component design and manufacture. It provides definite advantages over coordinate type. In this article the

design rules and steps are discussed. New symbols to eliminate ambiguity are presented.

It is shown by experimentation that the application of GD&T falls short of requirements and new outlook is needed to meet the shortcomings.

Keywords: Geometric Dimensioning and Tolerancing, Design, Verification.

## KAYNAKÇA

1. ANSI-ASME Y. 14.5. *Dimensioning and Tolerancing* (1994).
2. Karabay, M., Kaftanoğlu, B., Geometrik Toleransların Ölçümlemelerinde Oluşabilecek Yanılgılar, III. Ulusal Ölçümbilim Kongresi, MMO Eskişehir Şubesi, Ekim 1999.
3. Karabay, M., *Daha İyi Kalite Oluşum Gereği, Geometrik Ölçülendirme ve Toleranslama, Bir araştırma*, Mühendis Makina, Cilt 40 Sayı 478, s. 26-31, Kasım 1999.
4. Karabay, M., Kaftanoğlu, B., Geometrik Ölçülendirme ve Toleranslama Tasarımında Yanılgıları Önlemeye Yönelik Bir Araştırma, IX. Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi Bildiri Kitabı, s.25-47, ODTÜ, 2000.

**Zühal Erden**  
Yardımcı Doçent  
Endüstri Mühendisliği Bölümü  
Atılım Üniversitesi  
06836 ANKARA

**Aydan M. Erkmen**  
Doçent  
Elektrik-Elektronik Mühendisliği  
Bölümü  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi  
06531 ANKARA

**Abdülkadir Erden**  
Profesör  
Makina Mühendisliği Bölümü  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi  
06531 ANKARA

# Kavramsal Tasarım Otomasyonunda Petri Net ve Melez Otomat Sentezi

*Bu çalışmada, mühendislik tasarımındaki kavramsal tasarım aşamasının otomasyonu için Petri Net ve Melez Otomat (Hybrid Automata) sentezine dayanan PNDN adlı bir tasarım ağı modeli geliştirilmiştir. PNDN, tasarımı yapılacak ürünün mantıksal davranışını ürünün alt işlevleri arasındaki kesin ve belirsizlik içeren bilgi akışı ile iki tarzda modellemektedir. Bilgi akışındaki belirsizliklerin modellenmesinde Sezgisel Bulanık Önergeler yaklaşımı kullanılmıştır. Genel amaçlı ve işlevsel düzeyde geliştirilen model, tümleşik bir tasarım felsefesi olan mekatronik tasarımda uygulanmıştır. Bu makalede tasarım ağının yapısı ve kesin bilgi akışı modeli anlatılmaktadır.*

*Anahtar Kelimeler: Kavramsal Tasarım, Tasarım Otomasyonu, Petri Net, Melez Otomatlar, Mekatronik Tasarım, Tasarım Ağı.*

## GİRİŞ

Mühendislikte ürün tasarımının temel aşaması olan kavramsal tasarım [1,2], tanımlanan gereksinimi karşılayacak bir ürünün, ayrıntılı hesaplamalara girilmeden, yapısal ve işlevsel olarak kurgulanmasıdır. Tasarım alt süreçlerinden olan ayrıntılı tasarım ve belgelendirme ile üretim ve kalite kontrol aşamalarında belli ölçüde otomasyona geçilmiştir. Ancak tasarımın temeli olan kavramsal tasarım sürecinde, böyle yaygın ve yerleşmiş bir otomasyona yönelik kuramsal modellemeye literatürde rastlanmamaktadır. Kavramsal tasarım modelleri *tasarım süreç modelleri* ve *tasarım ürün modelleri* olarak iki ana grupta incelenebilir. Süreç modelleri, tasarım sürecinin alt süreçlerini, bunların sırasını, özelliklerini ve yöntemlerini irdeleyen modellerdir [1-8]. Ürün modelleri ise tasarlanan ürünün işlevsel ve yapısal özelliklerini ortaya koyan modellerdir [9-12]. Yayımlanmış ürün modelleri daha çok tasarımı tamamlanmış bir ürünün ayrıntılı tasarım aşamasındaki analizlerin yapılmasına yöneliktir. Modelleme yapısına baktığımızda genellikle fiziksel gerçeklemeye bağımlı olduğunu görüyoruz. Dolayısıyla kavramsal tasarım

otomasyonu için işleve dayalı ve problemden bağımsız bir model gereği ortaya çıkmaktadır.

Kavramsal tasarımın en büyük özelliği insan zekası ve mühendislik yaratıcılığını birleştirme nitelikleridir. Bu nitelikler, özellikle tasarım seçeneklerinin oluşturulması aşamasının tümüyle otomasyonunu çok güç, hatta literatür bilgimize göre olanaksız kılmaktadır. Kavramsal tasarımın bir diğer aşaması, oluşturulan tasarım seçeneklerinin çeşitli ölçütlere göre değerlendirilmesi ve bu değerlendirme sonucunda geliştirilecek tasarıma karar verilmesidir. Kavramsal tasarımın bu ikinci aşamasının otomasyonu, tasarım sürecindeki zaman ve insan enerjisi kaybını azaltarak, insan zekasının seçenek oluşturmaya daha fazla yönlendirilmesini sağlayacaktır. Bu aşamadaki otomasyonun bir diğer yararı, ayrıntılı tasarım ve belgelendirme sürecine tam, doğru ve sistemli bilgi aktarımı ve sonuçta otomasyonda bütünlüğün sağlanmasıdır. Sonuç olarak, kavramsal tasarımda seçeneklerin değerlendirilmesi ve karar sürecinin otomasyonu için sistemli bir yapıya gereksinim doğmuştur. Böyle bir modelin, tasarlanacak ürüne özgü niteliklerden (kullanım alanı, yapacağı iş, kullanılacağı fiziksel ortam koşulları, geometrik kısıtlamalar v.b.) bağımsızlığı, bir başka deyişle genel amaçlı olması,

modellemesine dayanır. Tasarım ağının Petri Net ile modellemesinde, tasarlanan sistem bir melez sistem olarak düşünülmüştür. Bu durumda, sistemin dinamik davranışı, alt işlevlerin kendi içlerinde sürekli davranışı ve işlevler arası geçişin kesikli davranışından oluşmaktadır. Modelin ilk aşaması, tasarlanan sistemin melez otomat modelini oluşturmaktır. Yönlü bir çizge ile gösterilen melez otomat modelinde düğümler, sistemin sürekli davranışını ifade eden işlevleri, ayrıtlar ise bir durumdan diğerine geçmek için sağlanması gereken koşulları göstermektedir. Daha sonraki aşama, bu melez model kullanılarak, Petri Net modelinin (PNDN) otomatik olarak oluşturulmasıdır. Ana hatlarıyla, melez modeldeki düğümler Petri Net modelinde geçişleri, ayrıtlarla belirlenen koşullar geçişler için girdileri göstermekte, karar geçişleri ise söz konusu koşulların geçerli olup olmadığını gösteren karar aşamalarını ifade etmektedir. Analiz ve değerlendirmede kullanılan asıl model, Petri Net modelidir.

#### Değişkenlerin Tanımı ve Formülasyonu

Tasarım ağının oluşturulmasında ilk aşama, aşağıdaki elemanların matematiksel olarak tanımlanması ve formülasyonudur.

##### (a) İşlevsel Durum Kümesi (FS)

İşlevsel durum kümesi tasarlanan sistemin işlevsel ayrışımından elde edilen birinci düzey alt işlevlerinden oluşan bir küme olup, matematiksel olarak;

$$FS = \{F_1, F_2, F_3, \dots, F_N\}$$

şeklinde ifade edilir. Burada N sistemin birinci düzeydeki alt işlev sayısını göstermektedir. İşlevsel durum kümesinde yer alan her  $F_i$  ( $i = 1, 2, \dots, N$ ) sistemin bir işlevsel durumu olarak adlandırılır.

##### (b) Sürekli Değişken Kümesi (CVS)

Tasarımcı tarafından tanımlanacak olan sürekli değişkenler, sistemin sürekli dinamiğini ifade etmek için gerekli olan değişkenlerdir. Sistemin her bir işlevsel durumda, sürekli fonksiyonlarla anlatılan bir sürekli dinamiği olduğu varsayılmıştır. Dolayısıyla, sürekli değişkenler bu fonksiyonlarda kullanılan değişkenler olmaktadır. Sürekli değişkenler aşağıda tanımlanan bir küme ile gösterilir :

$$CVS = \{V_j^c \mid V_j^c (j = 1, 2, \dots, N_c) : \text{sistemin sürekli değişkenleri}\}$$

Yukarıdaki ifadede  $N_c$  sürekli değişken sayısını göstermektedir.

##### (c) İşlevsel Durum Matrisi (FSM)

Sistemin her işlevsel durumu ( $F_i$ ,  $i = 1, 2, 3, \dots, N$ ) için tanımlanması gereken sürekli fonksiyonlar işlevsel durum matrisi (FSM) adı verilen bir matrisle gösterilir. Bir işlevsel durum için tanımlanması

gereken maksimum sürekli fonksiyon sayısı L ve  $F_i$  işlevsel durumu için tanımlanan sürekli fonksiyon sayısı  $L_i$  ile gösterilirse, FSM bir (NXL) matris olarak aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$FSM = \begin{bmatrix} f_{is} (CVS), & s \leq L_i \\ 0 & , s > L_i \end{bmatrix}$$

burada,

$$s = 1, 2, \dots, L, \quad i = 1, 2, \dots, N$$

ve  $f_{is}$  (CVS),  $F_i$  işlevsel durumu için tanımlanan sürekli fonksiyonları göstermektedir.

##### (d) Kesikli Değişken Kümesi (DVS)

Kesikli Değişken Kümesi (DVS) elemanlarından her biri sistemin dinamik davranışını anlık olarak etkileyen ve kesikli geçişlere neden olan kontrol amaçlı değişkenlerdir. Bu çalışmada kesikli değişken değerlerinin "ikili" (binary) olduğu varsayılmıştır. Kesikli değişken sayısı  $N_D$  ile gösterilirse, DVS aşağıdaki gibi tanımlanır :

$$DVS = \{V_k^D \mid V_k^D (k = 1, 2, \dots, N_D) : \text{sistemin kesikli değişkenleri}\}$$

##### (e) Kesikli Değişken Değerleri

Kesikli değişken değerleri aşağıdaki küme ile gösterilir :

$$DVS_{ins} = \{V_k^D(m) : k = 1, 2, \dots, N_D; m = 1, 2\}$$

burada,  $V_k^D(m) = \{0, 1\}_k$ , elemanlarından her biri  $V_k^D$  kesikli değişkeninin alacağı "ikili" değerleri gösterir. Dolayısıyla  $DVS_{ins}$  aşağıdaki gibi tanımlanabilir :

$$DVS_{ins} = \{\{0, 1\}_1, \{0, 1\}_2, \dots, \{0, 1\}_{N_D}\}$$

##### (f) İşlevsel Durumlar İçin Değişmez Koşullar

İşlevsel durumlar için değişmez koşullar, sistemin söz konusu işlevsel durumla ifade edilen sürekli dinamiğini koruması için geçerli olması gereken koşulları göstermektedir. Bu koşullar modelde ( $CVS \cup DVS$ ) üzerinde tanımlanan "predicate" lerle ifade edilir.

##### (g) Sürekli Değişken Değer Aralıkları

Sürekli değişkenler için tanımlanması gereken değer aralıkları, bu değişkenlerin yukarıda tanımlanan değişmez koşullara göre eşiklenmesiyle elde edilir ve aşağıdaki gibi ifade edilir :

$$CVS_{ins} = \{V_j^c(m)\}$$

$V_j^c(m)$  aşağıdaki koşulu sağlayan bir küme olarak tanımlanmıştır :

$$\exists j, \forall m, \exists F_i \in FS, \forall x \in V_j^c(m) : \text{INCLUDED}(x, \text{Inv}(F_i))$$

burada,  $m = 1, 2, \dots, S_j$  ve  $S_j, V_j^C$  sürekli değişkeni için tanımlanan değer aralıklarının sayısıdır. INCLUDED ( $x, \text{Inv}(F_i)$ ) ifadesi,  $F_i$  işlevsel durumu için  $x$  değişkeni ile ilgili değişmez koşul(lar) olduğunu göstermektedir.

(h) *Kesikli Durum Geçiş Matrisi (DSTM)*

DSTM sistemin dinamik davranışında görülen kesikli geçişleri ifade eden (NXN) matris olarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır :

$$DSTM = \left[ T_{ij} \begin{cases} T_{ij} = 1 & F_i \text{ den } F_j \text{ ye kesikli geçiş var ise} \\ T_{ij} = 0 & F_i \text{ den } F_j \text{ ye kesikli geçiş yok ise} \end{cases} \right]$$

Bu bölümde anlatılan formülasyon tamamlandıktan sonra ikinci aşama sistemin melez otomat modelinin otomatik olarak oluşturulmasıdır.

**Melez Otomat Modelinin Oluşturulması**

Tasarlanan sistemin ana işlevini F ile gösterirsek, sistemin melez otomat modeli ( $H_F$ ) aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$H_F = (Loc, Var, Lab, Act, Inv, Edg)$$

Aşağıda verilen açıklama ve tanımlar, kaynak [19]'dan bu çalışmadaki yaklaşım doğrultusunda uyarlanmış ve melez otomat modeli bu değiştirilmiş tanımlar üzerine kurulmuştur:

- 1) *Loc: Konumlar* (Locations) sonlu düğümler kümesi olup geliştirilen modelde işlevsel durumları ( $F_i$ ) göstermektedir.

$$Loc \equiv FS$$

- 2) *Var*, sonlu bir gerçek değerli değişkenler kümesidir ve modelde sürekli ve kesikli değişkenlerin birleşiminden oluşmaktadır.

$$Var \equiv CVS \cup DVS$$

- 3) *Lab* sonlu bir eş zaman etiketleri kümesidir. Bu etiketler iki ve/veya daha fazla melez otomatın eş zamanlaması için kullanılmaktadır. Bu durumda ortak etiketlerle gösterilen kesikli geçişler aynı zamanda meydana gelmektedir.

- 4) *Act* her konum için tanımlanan sürekli fonksiyonları gösteren etkinlikleri ifade eden fonksiyonlar kümesi olup aşağıdaki gibi tanımlanır :

$$Act(F_i) = \{f_{is}(CVS), s = 1, 2, 3, \dots, L_i\}, \quad Act = \{Act(F_i), i = 1, 2, 3, \dots, N\}$$

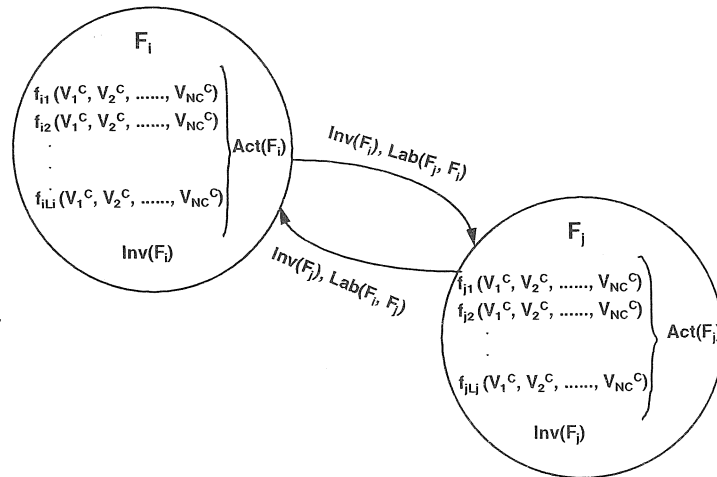
- 5) *Inv* her bir konum için değişmez koşulları ifade eden ve (CVS  $\cup$  DVS) üzerinde tanımlanan bir "predicate" ile gösterilen bir fonksiyondur.

- 6) *Edg* sonlu bir geçişler kümesi olup, DSTM'de  $T_{ij} = 1$  ise, buna karşılık gelen geçiş ( $e_{ij}$ ) aşağıdaki gibi tanımlanır :

$$e_{ij} : (F_i, \mu, F_j)$$

bu ifadede,  $F_i$  kaynak konumu,  $F_j$  hedef konumu ve  $\mu$  geçiş koşulu olarak tanımlanır. Bu çalışmada, geçiş koşulunun ( $\text{Inv}(F_j)$ ) olduğu varsayılmıştır, bu durumda;  $\mu = \text{Inv}(F_j)$  olarak gösterilir.

Yukarıdaki yapı doğrultusunda, iki alt işlevli bir tasarım için melez otomat modeli Şekil 1'de gösterilmiştir.



Şekil 1. İki alt işlevli bir tasarımın melez otomat modeli

### Petri Net Modelinin Oluşturulması

Modelin son aşaması melez model kullanılarak sistemin Petri Net modelinin (PNDN) otomatik olarak oluşturulmasıdır. PNDN aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$PNDN = (P, T, I, O)$$

PNDN formülasyonu aşağıda verilmiştir :

$$1) P = P_1 \cup P_2$$

burada,  $P_1 \subseteq (CVS_{ins} \cup DVS_{ins})$  ve  $P_2 \subseteq (CVS \cup DVS)$  olarak tanımlanır ve aşağıdaki mantıksal ifadeleri sağlaması gerekir:

$P_1$  için ;

$$\forall x \in P_1, \exists F_i \in Loc, \exists V_j^C \in CVS, \exists V_k^D \in DVS : \\ [x \in V_j^C(m) \vee x \in V_k^D(m)] \wedge INCLUDED(x, Inv(F_i))$$

Yukarıdaki ifadenin açıklaması şöyle yapılır :  $P_1$  kümesinin elemanları, kesikli ve/veya sürekli değişkenlerin alabileceği değerleri ifade eden ortamlar olup, bu değerler işlevsel durumlar için tanımlanan değişmez koşullarda yer alan değerlerdir.

$P_2$  için ;

$$\exists x \in P_1, \forall y \in P_2, \exists k, \exists j, \exists m : \\ [x \in V_j^C(m) \rightarrow y = V_j^C] \vee [x \in V_k^D(m) \rightarrow y = V_k^D]$$

Bu ifadenin anlamı şöyle açıklanır :  $P_2$  kümesinde bulunan her ortam için ( $y \in P_2$ ); eğer  $P_1$  kümesinde sürekli değişkenlerden birinin değer aralığında bulunan bir eleman ( $x_s \in P_1$ ) varsa, bu durumda  $y$  bu sürekli değişken  $x_s$  'i gösterir veya eğer  $P_1$  kümesinde kesikli değişkenlerden birinin değeri olan bir eleman ( $x_k \in P_1$ ) varsa, bu durumda  $y$  bu kesikli değişken  $x_k$  'yi gösterir.

$$2) T = Loc \cup DF$$

burada,

$$DF = \{df_1, df_2, df_3, \dots, df_g \mid g = P_2 \text{ kümesindeki eleman sayısı}\}$$

sonlu bir Karar İşlevleri (Decision Functions) kümesi olup, sistemin gelen bilgileri işleyerek değişken değerlerine karar verme işlevini ifade eder. Karar İşlevleri PNDN'de *anahtarlayıcı* (switch) [28] olarak gösterilir.

$$3) I : P \times T \rightarrow \{0, 1\}$$

ortamlardan geçişlere tanımlanan "ikili" bir eşleme olup *girdi eşlemesi* olarak adlandırılır ve  $I(p, t)$  ile gösterilir. Geliştirilen tasarım aşında iki çeşit girdi eşlemesi tanımlanmıştır :

$$a) \forall y \in P_2, \exists z \in DF : I(y, z)$$

$$b) \exists x \in P_1, \exists F_i \in Loc : INCLUDED(x, Inv(F_i)) \rightarrow I(x, F_i)$$

$$4) O : T \times P \rightarrow \{0, 1\}$$

geçişlerden ortamlara tanımlanan "ikili" bir eşleme olup *çıkış eşlemesi* olarak adlandırılır ve  $O(t, p) = I^1(p, t)$  ile gösterilir. Tasarım aşında iki çeşit çıkış eşlemesi tanımlanmıştır :

$$a) \forall z \in DF, \exists x \in P_1, \exists y \in P_2 :$$

$$[I(y, z) \wedge x \in V_j^C(m) \wedge y = V_j^C] \vee [I(y, z) \wedge x \in V_k^D(m) \wedge y = V_k^D] \rightarrow O(z, x)$$

$$b) \forall F_i \in Loc, \forall x \in P_2 : \neg (F_i = STOP) \rightarrow O(F_i, x)$$

*Başlangıç Şablonu* ( $M_0$ ) başlangıç durumunda,  $P_2$  kümesinde bulunan elemanlarda, ( $\bullet$ ) işareti ile gösterilen belirteçlerden kaç tane bulunduğunu matematiksel olarak ifade eden  $g$  boyutlu bir vektördür. Bir başka deyişle başlangıç şablonu sistemin çalışmaya başladığı andaki bilgi durumunu gösterir ve aşağıdaki gibi tanımlanır :

$$M_0 = \begin{bmatrix} M_0(p_1) \\ M_0(p_2) \\ \vdots \\ M_0(p_g) \end{bmatrix}, \quad M_0(p_r) = \begin{cases} 1 & \text{belirteç var ise} \\ 0 & \text{belirteç yok ise} \end{cases}$$

$$r = 1, 2, \dots, g$$

### PNDN Tasarım Aşının Özellikleri

Bu bölümde genel Petri Net kuramındaki önemli özelliklerin kavramsal tasarımın yapısı doğrultusunda PNDN mimarisinde kullanılan yorumları ve PNDN 'de yer alan çeşitli tanımlar verilmiştir.

PNDN ( $P, T, I, O$ ) şeklinde tanımlanan bir dördütlü olup burada işlevsel geçiş (FS) sayısı  $N$ , değişkenleri gösteren ortamların toplam sayısı  $g$  ve değişken değerlerini gösteren ortamların ( $p_r \in P_2, (r = 1, 2, \dots, g)$ ) sayısı da  $n_r$  ile ifade edilmektedir.

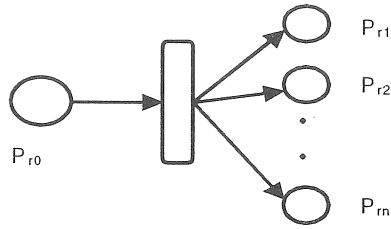
PNDN'de herhangi bir şablon  $g$ -boyutlu bir sütun vektörü olup, aşağıdaki gibi gösterilmektedir;

$$M = \begin{bmatrix} M(p_1) \\ M(p_2) \\ \vdots \\ M(p_g) \end{bmatrix} \quad (1)$$

burada,  $M(p_r) \{ p_r \in P_2 \wedge r = 1, 2, \dots, g \}$ ,  $(n_r + 1)$  boyutlu bir sütun vektörüdür.  $M(p_r)$ , değişkenleri ( $p_{r0}$ ) ve bunların alabileceği değerleri ( $p_{rj}, j = 1, 2, \dots, n_r$ ) bir bütün olarak yapılandırılan ortamlardaki

belirteç sayısını ifade etmektedir. Burada sözü edilen gösterim Şekil 2'de grafiksel olarak gösterilmiştir. PNDN'de, kesikli değişkenlerin ( $V_k^D$ ) 0 ve 1 şeklinde ikili değerler aldığı varsayılmıştır. Sürekli değişkenlerin ( $V_j^C$ ) aldığı değerlerin sayısı ise  $S_j$  ile gösterilmektedir. Buna göre  $n_r$  aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$n_r = \begin{cases} 2 & \text{eğer } p_r \text{ kesikli değişken } (V_k^D) \text{ gösteriyorsa} \\ S_j & \text{eğer } p_r \text{ sürekli değişken } (V_j^C) \text{ gösteriyorsa} \end{cases}$$



Şekil 2. Değişkenlerin ( $p_{r0}$ ) ve değişken değerlerinin ( $p_{rj}$ ) karar işlevleri ile gösterimi

Bu durumda,  $M(p_r)$  aşağıdaki gibi ayrıştırılır:

$$M(p_r) = \begin{bmatrix} m(p_{r0}) \\ m(p_{r1}) \\ \vdots \\ m(p_{r_{n_r}}) \end{bmatrix} \quad (2)$$

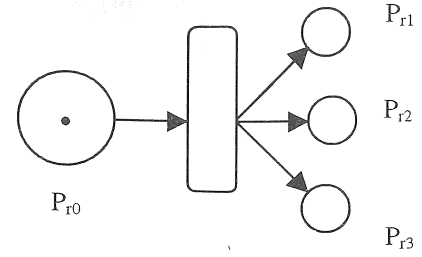
burada,

- 1)  $m(p_{r0})$  kesikli ( $V_k^D$ ) veya sürekli ( $V_j^C$ ) bir değişkeni ifade eden ve ( $p_{r0}$ ) ile gösterilen ortamlardaki belirteç sayısı,
- 2)  $m(p_{rj}, j=1,2,3,\dots,n_r)$  ise ( $p_{r0}$ ) ortamıyla gösterilen bir değişkenin alabileceği değerleri ifade eden ortamlardaki ( $p_{rj}$ ) belirteç sayısı olarak tanımlanır.  $M$  şablonu en ayrıntılı şekliyle aşağıdaki biçimde gösterilir:

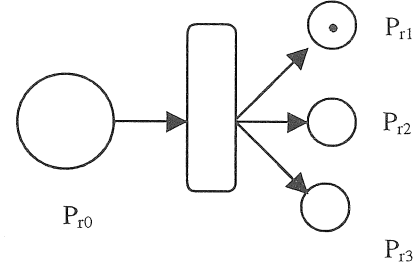
$$M = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} m(p_{10}) \\ m(p_{11}) \\ \vdots \\ m(p_{1n_1}) \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} m(p_{20}) \\ m(p_{21}) \\ \vdots \\ m(p_{2n_2}) \end{bmatrix} & \dots & \begin{bmatrix} m(p_{g0}) \\ m(p_{g1}) \\ \vdots \\ m(p_{gn}) \end{bmatrix} \end{bmatrix}^T \quad (3)$$

PNDN'de, belirteçlerin bulunduğu ortamlara göre iki çeşit şablon tanımlanmıştır. *Değişken şablonunda*

( $M^V$ ) belirteçler sadece değişkenleri gösteren ortamlara ( $p_{r0}$ ) yerleştirilir (Şekil 3).



Şekil 3. PNDN'de değişken şablonu ( $M^V$ )



Şekil 4. PNDN'de değer şablonu ( $M^I$ )

$M^V$  aşağıdaki vektörle tanımlanmıştır :

$$M^V = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} m(p_{10}) \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} m(p_{20}) \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} & \dots & \begin{bmatrix} m(p_{g0}) \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \end{bmatrix}^T \quad (4)$$

$M^V$  henüz sistem değişkenleriyle ilgili herhangi bir işlem yapılmadığını gösteren bir durumu ifade etmektedir. *Değişken şablonunda* ( $M^I$ ) ise belirteçler Şekil 4'de gösterildiği gibi, yalnızca değişken değerlerini ifade eden ortamlara ( $p_{rj}, j \neq 0$ ) yerleştirilir.  $M^I$  matematiksel olarak aşağıdaki gibi tanımlanır :

$$M^I = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ m(p_{11}) \\ \vdots \\ m(p_{1n_1}) \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ m(p_{21}) \\ \vdots \\ m(p_{2n_2}) \end{bmatrix} & \dots & \begin{bmatrix} 0 \\ m(p_{g1}) \\ \vdots \\ m(p_{gn}) \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$M^I$  sistem değişkenlerine ait değerlerin karar işlevleri (DF) yardımıyla elde edildiği durumu göstermektedir. PNDN'de  $M^V$  ve  $M^I$  olarak iki çeşit şablon tanımı değişkenler ve değişken değerlerinin geçerliliği ayırımının yapılması gereğinden ortaya çıkmıştır.

#### PNDN Tasarım Ağı'nda Ulaşılabilirlik, Eşzamanlılık, Belirsizlik ve Canlılık

PNDN tasarım ağında  $M_0^V$  ile ifade edilen bir başlangıç şablonunu  $M_n^{V,I}$  şeklindeki herhangi bir şablona dönüştüren bir tetikleme süreci varsa,  $M_n^{V,I}$ ,  $M_0^V$  den *ulaşılabilir* denir. PNDN'de yer alan değişken şablonu ve değer şablonu ayırımı, herhangi bir tetikleme sürecinde bu iki çeşit şablonun belirteç akışını ardışık olarak ifade etmesini sağlar. PNDN'de  $M_0^V$  den ulaşılan olası tüm şablonların oluşturduğu kümeye *PNDN'nin ulaşılabilirlik kümesi* denir ve  $R_{PNDN}(M_0^V)$  ile gösterilir.

PNDN tasarım ağında belirteç akışının mantıksal kurgusu aşağıdaki varsayımlara dayanmaktadır:

**Varsayım 1:** PNDN'de gerçekleşen tüm karar işlevleri ( $df_r$ ,  $r=1,2,3,\dots,g$ ) ulaşılabilir bir değişken şablonu  $M_n^V \in R_{PNDN}(M_0^V)$  ile tetiklenebilir.

**Varsayım 2:** PNDN'de gerçekleşen tüm  $F_i$  geçişlerinden yalnız biri ulaşılabilir bir değer şablonu  $M_n^I \in R_{PNDN}(M_0^V)$  ile tetiklenebilir.

**Varsayım 3:** Herhangi bir  $F_i$  ( $i=1,2,3,\dots,N$ ) geçişi ulaşılabilir bir değer şablonu  $M_n^I \in R_{PNDN}(M_0^V)$  ile tetiklendiğinde,  $p_{ij}$  ( $p_r \in P$ ) ortamlarındaki kullanılmayan belirteçler sıfırlanır.

PNDN'de karar işlevleri ve işlevsel durumlar olmak üzere iki çeşit geçiş tanımlanmıştır. İşlevsel geçişler "işlenmiş", karar işlevleri ise "işlenecek" bilgiyi kullanırlar. Dolayısıyla ortaya çıkan mantıksal davranış "eşzamanlı" olmaktan çok "ardışık" bir davranıştır. Bunun nedeni tasarlanan sistemin en soyut düzeydeki sürekli davranışının ardışık olmasıdır.

PNDN'de belirsizlik ağ kuramındaki belirsizlik tanımından farklı bir anlam yüklenmiştir. PNDN'de, gerçekleşen tüm karar işlevleri  $M_n^V \in R_{PNDN}(M_0^V)$  şablonu ile aynı anda tetiklenebilir. Buna karşılık, gerçekleşen tüm  $F_i$  geçişlerinden yalnız biri  $M_n^I \in R_{PNDN}(M_0^V)$  şablonu ile tetiklenebilir.

Dolayısıyla, farklı geçişlerin tetiklenmesi için gerekli koşullar belirlidir. PNDN'de belirsizlik daha çok sistem içinde dolaşan bilgiler veya geçişlerde meydana gelebilecek belirsizliklerden kaynaklanmaktadır.

PNDN'de bir ve yalnız bir işlevsel durum geçişi ( $F_i$ ) herhangi bir ulaşılabilir değer şablonu  $M^I \in R_{PNDN}(M_0^V)$  ile tetikleniyorsa, o zaman PNDN *canlı* denir. PNDN'deki bu canlılık koşulu aynı zamanda

*tıkanmadan arınmış işlemi (deadlock-free operation)* de garanti etmektedir.

#### PNDN'DE KESİN BELİRTEÇ AKIŞI

PNDN için kesin belirteç akışı aşağıda tanımlanmıştır:

1. DF Karar işlevlerini gösteren herhangi bir  $df_r$  geçişi için: eğer  $df_r$ 'ın ( $r=1,2,3,\dots,g$ ) tüm girdi ortamlarında belirteç var ve  $df_r$ 'ın hiçbir çıktı ortamında belirteç yok ise,  $M^V \in R_{PNDN}(M_0^V)$  için  $df_r$  geçişi  *$M^V$ -gerçeklenebilir* denir. Gerçeklenen tüm  $df_r$  geçişleri, girdi ortamlarının her birinden birer belirteç alınıp çıktı ortamlarının yalnız birine bir belirteç yerleştirilerek, aynı anda *tetiklenir*. (1. varsayıma dayanarak). Bu durumda elde edilen yeni şablon, bir değer şablonu ( $M^I$ ) olup  $M^I$  ( $df_r$ ) ile gösterilir.
2. İşlevsel durumları (FS) gösteren herhangi bir geçiş ( $F_i$ ) için: eğer  $F_i$ 'nin tüm girdi ortamlarında belirteç var ve hiçbir çıktı ortamında belirteç yok ise,  $M^I \in R_{PNDN}(M_0^V)$  için  $F_i$  geçişi  *$M^I$ -gerçeklenebilir* denir. Gerçeklenen bir  $F_i$  geçişi, girdi ortamlarının herbirinden birer belirteç alınıp çıktı ortamlarının her birine birer belirteç yerleştirilerek *tetiklenir*. Bu durumda elde edilen yeni şablon, bir değişken şablonu ( $M^V$ ) olup  $M^V$  ( $F_i$ ) ile gösterilir. Her  $M^I \in R_{PNDN}(M_0^V)$  için, yalnız bir FS geçişi tetiklenebilir (2. varsayıma dayanarak). Bir FS geçişi tetiklendiği anda, değişken değerlerini ifade eden ortamlardaki ( $p_{ij}$ ), kullanılmayan tüm belirteçler geçersizdir ve bu belirteçler *sıfırlanır* (3. varsayıma dayanarak). Belirli PNDN için anlatılan bu belirteç akışı, matematiksel olarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.
1. a) Eğer  $M^V$  ( $M^V \in R_{SMDM}(M_0^V)$ ) için aşağıdaki koşul sağlanıyorsa, herhangi bir karar geçişi  $df_r$ ,  $M^V$ -gerçeklenebilir;  
 $\forall j$  ( $j = 1, 2, \dots, n_r$ ),  $\exists p_r \in P$ :  $p_r \in {}^*df_r \wedge m(p_r) = 1 \wedge m(p_{ij}) = 0$   
 b)  $M^V$ -gerçeklenebilir bir  $df_r$  geçişi  $M^V$  den  $M^I(df_r)$  a tetiklenir ve  $M^V [df_r > M^I(df_r)]$  şeklinde ifade edilir. Burada  $M^I(df_r)$  aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$M^I(df_r) = \begin{bmatrix} M^I(p_1) \\ M^I(p_2) \\ \cdot \\ \cdot \\ M^I(p_g) \end{bmatrix} \quad (6)$$



$M^I(p_r)$ ,  $(n_r+1)$  boyutlu vektör olup;

$$M^I(p_r) = \begin{bmatrix} m^I(p_{r0}) \\ m^I(p_{r1}) \\ \vdots \\ m^I(p_{rn_r}) \end{bmatrix} \quad (7)$$

bu vektörün elemanları aşağıda tanımlanmıştır;

$$m^I(p_{rj}) = \begin{cases} m(p_{rj}) - 1 & j = 0 \wedge p_{rj} \in {}^*df_r \\ m(p_{rj}) + 1 & j = C_j, 1 \leq C_j \leq n_r \wedge p_{rj} \in df_r^* \\ m(p_{rj}) & \end{cases}$$

burada  $C_j$ ,  $j$  için sabittir.

2. a) Eğer  $M^I$  ( $M^I \in R_{SMDM}(M_0^V)$ ) için aşağıdaki koşul sağlanıyorsa, herhangi bir işlevsel durum geçişi  $F_i$ ,  $M^I$ -gerçeklenebilir;

$$\forall p_{rj} \in {}^*F_i, \forall p_r \in F_i^* : m(p_{rj}) = 1 \wedge m(p_{r0}) = 0$$

b)  $M^I$ -gerçeklenebilir bir  $F_i$  geçişi,  $M^I$  dan  $M^V(F_i)$  a tetiklenir ve  $M^I [F_i > M^V(F_i)]$  şeklinde ifade edilir. Burada  $M^V(F_i)$  aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$M^V(F_i) = \begin{bmatrix} M^V(p_1) \\ M^V(p_2) \\ \vdots \\ M^V(p_g) \end{bmatrix} \quad (8)$$

burada,

$$M^V(p_r) = \begin{bmatrix} m^V(p_{r0}) \\ m^V(p_{r1}) \\ \vdots \\ m^V(p_{rn_r}) \end{bmatrix} \quad (9)$$

olup bu vektörün elemanları şöyle tanımlanmıştır;

$$m^V(p_{rj}) = \begin{cases} m(p_{rj}) + 1 & j = 0 \wedge p_{rj} \in F_i^* \\ m(p_{rj}) - 1 & j \neq 0 \wedge p_{rj} \in {}^*F_i \wedge m(p_{rj}) \neq 0 \\ 0 & j \neq 0 \wedge p_{rj} \notin {}^*F_i \wedge m(p_{rj}) \neq 0 \end{cases}$$

## PNDN UYGULAMASI: AKILLI ELEKTRİK SÜPÜRGESİ (AES)-BİRİNCİ DÜZEY KAVRAMSAL TASARIMI

Bu bölümde, geliştirilen tasarım ağının bir mekatronik sistem tasarımı için uygulaması verilmektedir. Örneğimiz, yazılımı geliştirilmiş akıllı bir elektrik süpürgesi tasarımıdır [29]. Tasarımcıdan beklenen, herhangi bir alanı (oda, ofis v.b.) içinde bulunan eşyalara çarpmadan temizleyecek akıllı bir elektrik süpürgesi (robot) tasarımıdır. Bu tasarımda, elektrik süpürgesinin (robotun), temizlenecek alanın şekil ve boyutlarını bildiğini varsayıyoruz. Eşyalar için kısıtlamamız, bunların, kare, dikdörtgen, daire ve/veya çok kenarlı şeklinde olmasıdır. Ancak elektrik süpürgesi, eşyaların şekli, yerleri ve boyutlarıyla ilgili herhangi bir bilgiye sahip değildir. Bu bölümde, böyle bir elektrik süpürgesi için oluşturulan bir işlevsel tasarım seçeneğinin, geliştirilen tasarım ağı ile nasıl modellendiği anlatılacaktır.

PNDN'nin 2. ve 3. bölümlerde açıklanan kuramsal altyapısı AES'nin kavramsal tasarım aşamasında iki tasarım seçeneği için uygulanmıştır. Bu bölümde, birinci tasarım seçeneği (AES-DC1) için PNDN'nin nasıl oluşturulduğu ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Daha sonra her iki tasarım seçeneği (AES-DC1 ve AES-DC2) için geliştirilen PNDN yapıları ulaşılabilirlik ve canlılık yönünden karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir.

### İşlevsel Durum Kümesi (FS)

Modelde ilk aşama, tasarımın birinci düzeyde alt işlevler olarak ifade edilmesidir. Bu tasarım seçeneği için 4 alt işlev düşünülmüştür. Bunlar ;

$$FS = \{F_1, F_2, F_3, F_4\}$$

$$F_1 : İLERLE (MOVE) \quad F_2 : SÜPÜR (SWEEP)$$

$$F_3 : DÖN (TURN) \quad F_4 : DUR (STOP)$$

olarak tanımlanmıştır.

### Sürekli Değişken Kümesi (CVS)

Bu tasarım seçeneği için tanımlanan sürekli değişkenler şunlardır :

x : elektrik süpürgesinin x-konumu

y : elektrik süpürgesinin y-konumu

$\theta$  : süpürge ile x eksenini arasındaki açı

p : süpürge ile emme basıncı (bu tasarımda süpürme işinin emme ile yapıldığı varsayılmıştır)

Bu tanımlamalara bağlı olarak Sürekli Değişkenler Kümesi (CVS) aşağıdaki gibi tanımlanmıştır ;

$$CVS = \{V_1^C, V_2^C, V_3^C, V_4^C\} = \{x, y, \theta, p\} \quad N_C = 4$$

Kesikli Değişken Kümesi (DVS)

Kesikli Değişkenler Kümesi (DVS) iki elemandan oluşmaktadır ;

$$DVS = \{V_1^D, V_2^D\} = \{\text{osit}, \text{csit}\} \quad N_D = 2$$

burada,

osit: süpürgeğin önünde herhangi bir engel olup olmadığını gösteren kesikli değişken,  
csit: süpürgeğin önündeki bölgenin temizlenmiş olup olmadığını gösteren kesikli değişken,  
olarak tanımlanır.

İşlevsel Durum Matrisi (FSM)

FSM (NXL) boyutlu bir matris olup her bir işlevsel durum (F<sub>i</sub>) bir sürekli fonksiyon kümesi ile gösterilir. AES-DC1 için FSM aşağıdaki gibi verilmiştir ( zamana göre türevi göstermektedir) :

	1	2	3	4
F <sub>1</sub>	$\dot{x} = V_x$	$\dot{y} = V_y$	$\dot{\theta} = 0$	$\dot{p} = 0$
F <sub>2</sub>	$\dot{x} = V_x$	$\dot{y} = V_y$	$\dot{\theta} = 0$	$\dot{p} = P_C$
F <sub>3</sub>	$\dot{x} = 0$	$\dot{y} = 0$	$\dot{\theta} = \theta_c$	$\dot{p} = 0$
F <sub>4</sub>	$\dot{x} = 0$	$\dot{y} = 0$	$\dot{\theta} = 0$	$\dot{p} = 0$

Kesikli Değişken Değerleri

IASM-DC1 için ikili kesikli değişken değerleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$DVS_{ins} = \{ \{ V_1^D(1), V_1^D(2) \}, \{ V_2^D(1), V_2^D(2) \} \} = \{ \{0, 1\}_{osit}, \{0, 1\}_{csit} \}$$

osit = 1 (engel var)      osit = 0 (engel yok)  
csit = 1 (temiz),      csit = 0 (kirli)

İşlevsel Durumlar (F<sub>i</sub>) için Değişmez Koşullar

Yukarıda tanımlanan alt işlevlerin etken olması için gerekli değişmez koşullar aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$Inv(F_1) : x \leq x_{room} \wedge y \leq y_{room} \wedge osit = 0 \wedge csit = 1$$

$$Inv(F_2) : x \leq x_{room} \wedge y \leq y_{room} \wedge osit = 0 \wedge csit = 0$$

$$Inv(F_3) : x \leq x_{room} \wedge y \leq y_{room} \wedge osit = 1$$

$$Inv(F_4) : x > x_{room} \wedge y > y_{room}$$

Burada  $x_{room}$  ve  $y_{room}$  temizlenecek alanın boyutlarıdır.

Sürekli Değişken Değerleri

Bu tanımlar sürekli değişkenlerin alabileceği değerler için aralıklar vermektedir ve bu aralıklar aşağıdaki küme ile gösterilir;

$$CVS_{ins} = \{ V_1^C(n), V_2^C(n) \} = \{ \{ x \leq x_{room}, x > x_{room} \}, \{ y \leq y_{room}, y > y_{room} \} \}$$

Kesikli Durum Geçiş Matrisi (DSTM)

Aşağıda verilen DSTM'de, AES-DC1 geçerli kesikli durum geçişleri 1, geçersiz olanlar 0 ile gösterilmiştir:

	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>
F <sub>1</sub>	0	1	1	1
F <sub>2</sub>	1	0	1	1
F <sub>3</sub>	1	1	0	1
F <sub>4</sub>	0	0	0	0

AES-DC1 Melez Otomat ve PNDN modelleri sırasıyla Şekil 5 ve Şekil 6'da gösterilmiştir. AES için geliştirilen PNDN tasarım ağının  $M_0^V$  başlangıç şablonu aşağıda tanımlanmıştır:

$$M_0^V = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \end{bmatrix}$$

AES-PNDN için ulaşılabilirlik kümesi  $\{R_{PNDN}(M_0^V)\}$ , olası tüm şablonları içerecek şekilde aşağıda gösterilmiştir:

$$R_{PNDN}(M_0^V) = \{ M_1^I, M_2^I, \dots, M_{16}^I \} \text{ ve } M_h^I (h = 1, 2, \dots, 16) \text{ olacak şekilde verilmiştir:}$$

$$M_1^I = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \end{bmatrix}$$

$$M_2^I = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \end{bmatrix}$$

$$M_3^I = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \end{bmatrix}$$

$$M_4^I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$M_5^I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$M_6^I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$M_7^I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$M_8^I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$M_9^I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$M_{10}^I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$M_{11}^I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$M_{12}^I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$M_{13}^I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$M_{14}^I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$M_{15}^I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$M_{16}^I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$R_{PNDN}(M_0^V)$ ,  $M_0^V$  başlangıç şablonundan ulaşılan 16 şablon içerir. Bu şablonlardan  $\{M_h^I (h = 1, 2, \dots, 16)\}$ ,  $M_5^I$ ,  $M_7^I$ ,  $M_9^I$ ,  $M_{11}^I$ ,  $M_{13}^I$ ,  $M_{14}^I$ ,  $M_{15}^I$  ve  $M_{16}^I$  şablonları aynı anda birden fazla işlevsel durum geçişinin tetiklenmesine neden olduğundan, AES-DC1 için oluşturulan PNDN "canlı" değildir. Bu durum robot pozisyonunun x ve y olarak iki ayrı değişkenle ifade edilmesinden kaynaklanmaktadır. Bu aşamada AES için robot pozisyonunu en üst düzeyde "pos" adlı tek bir değişkenle ifade eden ikinci bir tasarım seçeneği (AES-DC2) oluşturulmuş ve bu seçeneğe ait PNDN Şekil 7'de gösterilmiştir. AES-DC2 için tüm ulaşılabilir şablonlarda bir ve yalnız bir işlevsel durum geçişi tetiklenmekte olup "çözumsuzlük" yoktur. Dolayısıyla, AES-DC2 için oluşturulan PNDN canlıdır. Bu durumda ikinci alternatif seçilerek aşağıdaki tasarım önerileri geliştirilmiştir:

- Robot pozisyonunu belirleyen ve robot odanın içindeyse "pos = 1", robot odanın dışındaysa "pos = 0" çıktısı veren bir alt system/eleman kullanılmalıdır.
- Hareket sırasında robotun önünde bir engel olup olmadığını belirleyen ve engel varsa "1", engel yoksa "0" çıktısı veren bir alt system/eleman kullanılmalıdır.
- Robotun önündeki alanın temiz olup olmadığını belirleyen ve alan temiz ise "1", kirli ise "0" çıktısı veren bir alt system/eleman kullanılmalıdır.

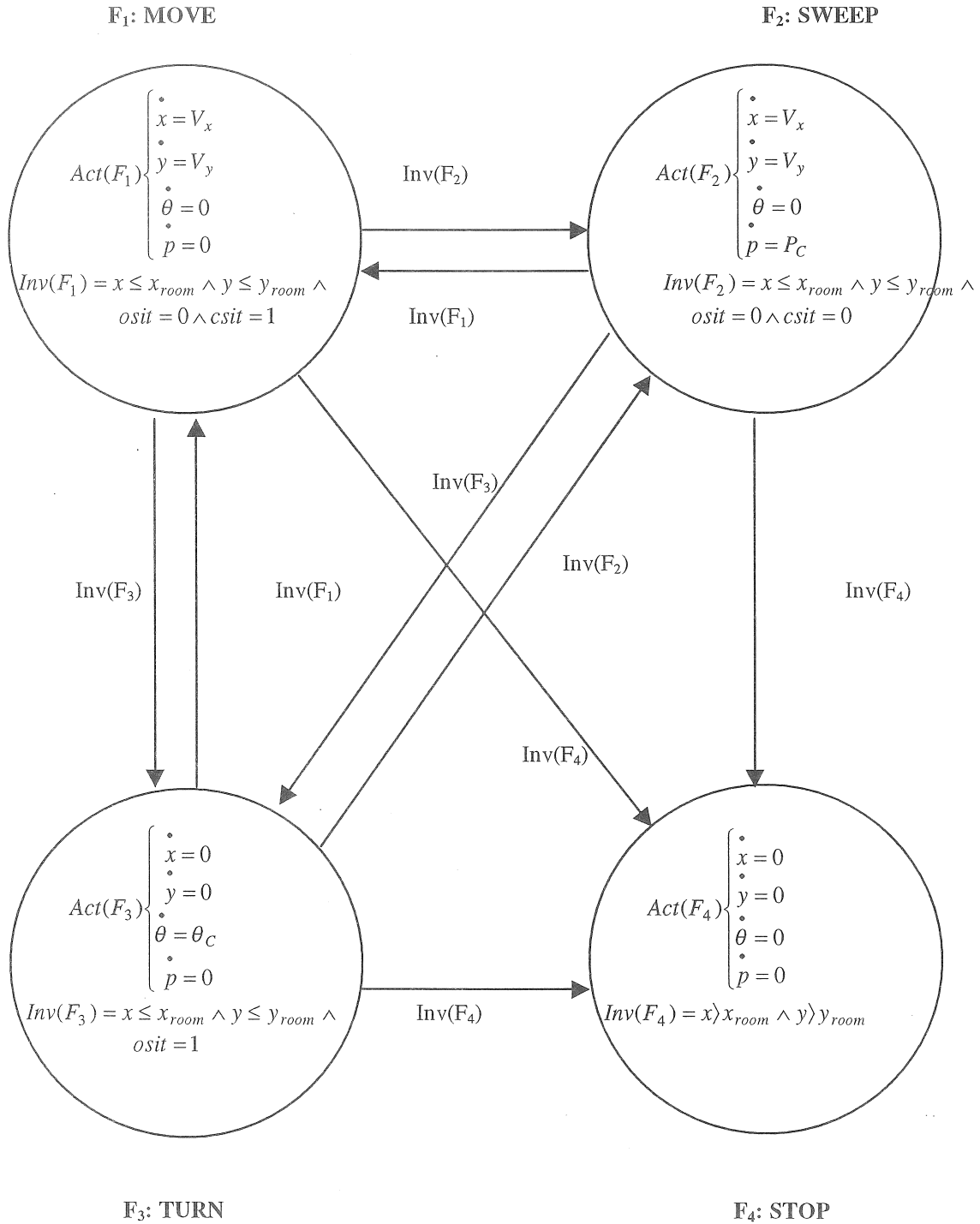
AES DC1 ve DC2 için oluşturulan PNDN'lerde eşzamanlılık tüm karar geçişlerinin aynı anda tetiklenmesiyle ortaya çıkmaktadır.

## TARTIŞMA VE SONUÇLAR

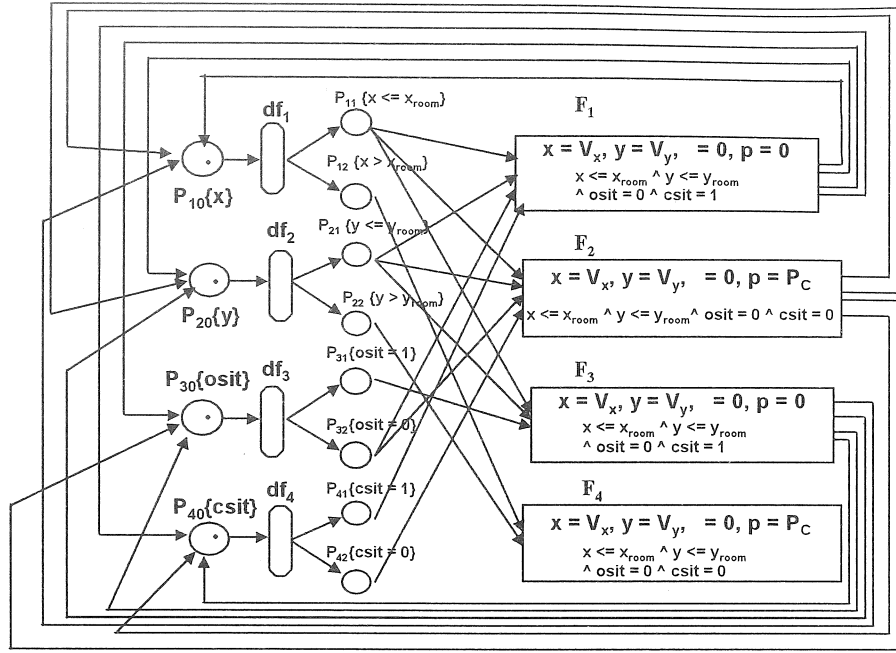
Bu çalışmada, mühendislik tasarımında kavramsal tasarımın ikinci aşamasının otomasyonu için Petri Net ve Melez Otomat sentezine dayalı

PNDN adlı bir tasarım ağı geliştirilmiştir. PNDN kuramı herhangi bir fiziksel gerçeklemeye dayanmadığından, genel amaçlı bir modeldir. Bu nedenle modelin uygulamaları, tümleşik bir tasarım felsefesi olan mekatronik tasarım örneklerinden seçilmiştir. Geliştirdiğimiz bu tasarım otomasyonu modelleme tekniği, bu makalede verilen robot

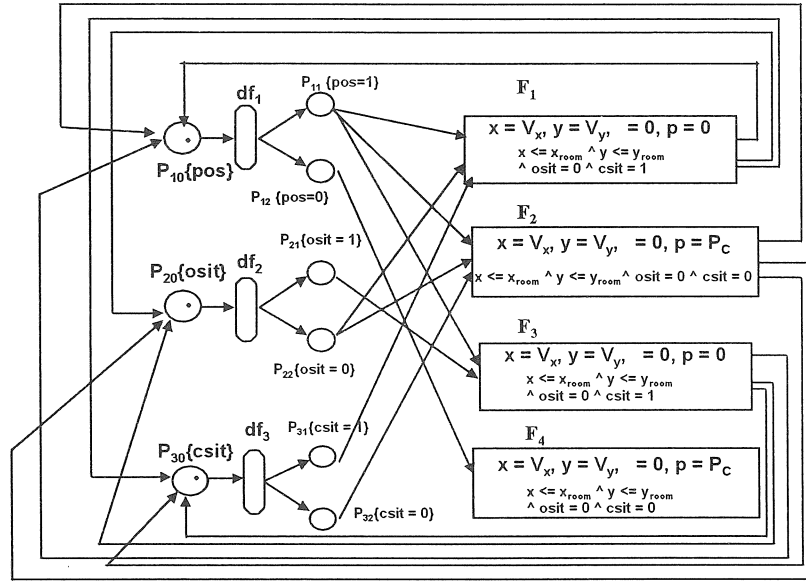
süpürge dışında çok sayıda sistemin kavramsal tasarımı için uygulanmıştır [22]. Geliştirilen modelin algoritmik yapısı aşağıdaki gibi özetlenebilir :



Şekil 5. AES - DC1'in Melez Modeli



Şekil 6. AES-DC1'in PNDN modeli ve başlangıç şablonu ( $M_0^V$ )



Şekil 7. IASM - DC2'nin PNDN modeli ve başlangıç şablonu ( $M_0^V$ )

- 1) Tasarımcı tarafından geliştirilen işlevsel tasarım seçeneğinin matematiksel ifadesi,
- 2) Bu matematiksel ifadenin otomatik olarak melez otomat modeline dönüştürülmesi,
- 3) Melez modelden Petri Net modeline otomatik geçiş,
- 4) Petri Net modeli üzerinde, önerilen işlevsel tasarımın analizi ve değerlendirilmesi.

PNDN tasarım ağının literature getirdiği önemli katkı, kavramsal tasarımın modellenmesinde Petri Net ve Melez Otomatların ilk kez kullanılmasıdır. PNDN ayrıca tasarlanan sistemde kesin ve belirsizlik içeren durumlardaki bilgi akışını [27,28] modelleme özelliği ile de literatürdeki diğer kavramsal tasarım modellerinden farklıdır. PNDN için geliştirilmiş olan "DNS-Design Network Simulator" adlı yazılım [30,31] tasarımcının birçok işlevsel tasarım seçeneğini bilgisayar ortamında, çok kısa bir zamanda değerlendirmesini sağlamaktadır. PNDN yapısı, herhangi bir işlevsel durumun çeşitli düzeylerde alt işlevlere ayrıştırılmasına ve bunların analizine uygundur. Dolayısıyla, seçeneklerin en basit işlevlerine kadar değerlendirilmesi mümkündür. Matematiksel değerlendirme yanında, Petri Net'lerin modelledikleri sistem(ler)i görsel olarak ifade etme özelliği, bu tasarım ağının değişik tasarımcılar arasında kolay ve çabuk bilgi alışverişine olanak sağlayacağı düşünülmektedir. Geliştirilen modelin bir başka özelliği, genel amaçlı olmasıdır. Böylece, gerek değişik tasarım konuları için ayrı ayrı kullanıma, gerekse bu çalışmadaki mekatronik tasarım örneği gibi tümleşik sistem tasarımına uygulanabilir.

#### SYNTHESIS OF PETRI NETS AND HYBRID AUTOMATA IN CONCEPTUAL DESIGN AUTOMATION

In this study, a design network model called PNDN, which is based on the synthesis of Petri Nets and Hybrid Automata is developed in order to automate the conceptual design phase of the engineering design procedure. PNDN models the logical behaviour of a design artifact through the deterministic and nondeterministic information flow between the sub functions of the system. The uncertainties that exist in a nondeterministic PNDN is modelled using Intuitionistic Fuzzy Propositions approach. Since PNDN is a general purpose model and developed on a functional basis, it is applied to mechatronic design that is an integrated design philosophy. In this paper the structure of the PNDN and deterministic information flow are presented.

Keywords: Conceptual Design, Design Automation, Petri Net, Hybrid Automata, Mechatronic Design, Design Network.

#### KAYNAKÇA

1. Pahl, G. ve Beitz, W., *Engineering Design-A Systematic Approach*, The Design Council, London, UK, 1988.
2. Ullman, D.G., *The Mechanical Design Process*, McGraw-Hill, Inc., USA, 1992.
3. Tomiyama, T. et al., Metamodel : A Key to Intelligent CAD Systems, *Research in Engineering Design*, 1(1989), 19-34.
4. Pugh, S., *Total Design*, Addison-Wesley Publishing Company, UK, 1991.
5. Suh, N.P., Bell, A.C. ve Gossard, D.C., On an Axiomatic Approach to Manufacturing and Manufacturing Systems, *ASME Transactions, Journal of Engineering for Industry*, 100 (1978) 2, 127-130.
6. Serrano, D., *Constraint Management in Conceptual Design*, Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, USA, 1987.
7. Kusiak, A. ve Park, K., Concurrent Engineering: Decomposition and Scheduling of Design Activities, *Int. J. of Prod. Res.*, 28 (1990) 10, 1883-1900.
8. Brown, D.C. ve Chandrasekaran, B., Expert Systems for a Class of Mechanical Design Activity, *Knowledge Engineering in Computer-Aided Design*, Ed. John. S. Gero, 259-283, Elsevier Science Publishers B. V., North-Holland, 1985.
9. Kannapan, S.M. ve Marshek, K.M., An Algebraic and Predicate Logic Approach to Representation and Reasoning in Machine Design, *Mechanism and Machine Theory*, 25 (1990) 3, 335-353.
10. Kowalski, J., Modelling Knowledge-Based System for Optimum Machine Design, *Mechanism and Machine Theory*, 27 (1992) 4, 491-505.
11. Johnson, D.E. ve Johnson, J.R., *Graph Theory with Engineering Applications*, The Ronald Press Company, USA, 1972.
12. Cagan, J., A Graph-Based Representation to Support Structural Design Innovation, *Artificial Intelligence in Design '91*, Ed. John S. Gero, Butterworth-Heinemann Ltd., Oxford, UK, 1974.

13. Buur, J., *A Theoretical Approach to Mechatronic Design*, Doktora Tezi, Technical University of Denmark, IK Publication 90.74A, Lyngby, Denmark, 1990.
14. Auslander, D.M. ve Kempf, C.J., *Mechatronics-Mechanical System Interfacing*, Prentice Hall Inc., USA, 1996.
15. Murata, T., Petri Nets: Properties, Analysis and Applications, *Proceedings of the IEEE*, 77 (1989) 4, 541-580.
16. Peterson, J. L., Petri Nets, *ACM Comput. Surveys*, 9 (1977) 223-252.
17. Reisig, W., *Petri Nets : An Introduction*, Springer-Verlag, Germany, 1985.
18. Reisig, W., *A Primer in Petri Net Design*, Springer-Verlag, Germany, 1992.
19. Alur et al., The Algorithmic Analysis of Hybrid Systems, *Proceedings of the 11 th Int. Conf. On Analysis and Optimization of Discrete Event Systems, Lecture Notes in Control and Information Sciences 199* (1994), 331-351, Springer-Verlag.
20. Henzinger, T.A. ve diğ erleri, What's Decidable About Hybrid Automata?, *Proceedings of the 27 th Annual Symposium Theory on the Theory of Computing*, 373-382, ACM Press, (1995).
21. Puri, A. ve Varaiya, P., Verification of Hybrid Systems Using Abstractions, *Hybrid Systems II, LNCS 999*, Springer-Verlag (1995).
22. Erden, Z., *A Petri Net-Based Inference Network for Design Automation at Functional Level Applied to Mechatronic Systems*, Doktora Tezi, ODTÜ, 1999.
23. Erden, Z., Erkmen, A.M. ve Erden, A., A Petri Net-Based Design Network with Applications to Mechatronic Systems, *Journal of Integrated Design and Process Science*, 2 (1998) 3, 32-48.
24. Erden Z., Erkmen, A.M. ve Erden, A., Generation of Functional Cells for a Mechatronic Design Network, *Proc. of the 5 th UK Mechatronics Forum Int. Conference (Mechatronics '96) with the 3 rd Int. Conf. on Mechatronics and Machine Vision in Practice (M<sup>2</sup>VIP '96)*, 1, 233-238 Guimaraes, Portugal, 1996.
25. Erden, Z., Erkmen, A.M. ve Erden, A., Modeling of the Job-Resource Interaction in a Mechatronic Design Process by Using Petri Net Theory, *Proc. 11 th International Conf. on Engineering Design, ICED 97*, 2, 753-756, Tampere, Finland, 1997.
26. Erden, Z., Erkmen, A.M. ve Erden, A., A Petri Net-Based Inference Network for Design Automation under Nondeterminism Applied to Mechatronic Systems, *Proc. the 6 th UK Mechatronics Forum International Conference (Mechatronics 98)*, 17-22, Skövde, Sweden, 1998.
27. Erden, Z., Erkmen, A.M. ve Erden, A., Handling Uncertainty in Design Automation Using Intuitionistic Fuzzy Propositions, *Proc. the 12 th Int. Conference on Engineering Design, ICED 99*, Munich, Germany, 1999.
28. Tabak, D. and Levis, A.H. (1985) Petri Net Representation of Decision Models. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics* SMC-15:812-818.
29. Erden, Z. ve Erden, A., Design Note : A Simulation Software for an Intelligent Area Sweeping Machine, *Proc. of the 1 st Int. Mechatronic Design and Production Workshop*, 339-343, ODTÜ, 1993.
30. Güroğ lu, S., *Implementation of an Algorithm for a Petri Net-Based Design Inference Network*, Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ, 1999.
31. Güroğ lu, S., Erden, Z., Erkmen, A.M. and Erden, A., The Design Network Simulator (DNS): An Implementation Software for a Petri Net-Based Design Network Applied to Mechatronic Design, *Proc. the 6 th Int. Conf. on Mechatronics and Machine Vision in Practice, M<sup>2</sup>VIP 99*, 193-202, Ankara, Turkey, 1999.

Y. Samim Ünlüsoy  
Profesör

Metin Akkök  
Profesör

Makina Mühendisliği Bölümü  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi  
06531 ANKARA

# Motorlu Taşıtlarda Kavrama Dinamiğinin İncelenmesi

*Bu çalışmada, motorlu taşıtlarda özellikle kalkış sırasında kavrama süreci, araç ve tahrik sisteminin ayrıntılı bir dinamik modeli kullanılarak incelenmiştir. Sürücünün debriyaj ve gaz pedallarını kullanışını temsil eden senaryolar geliştirilmiş ve aracın hareketi doğrusal olmayan bir modelin sayısal çözümüyle belirlenmiştir. Yapılan analizler meydana gelen dinamik olayın tüm ayrıntıları ile incelenmesine ve aracın kalkıştaki performansının belirlenmesine ek olarak, en uygun debriyaj ve gaz pedalı kullanımının elde edilmesi için gerekli verileri sağlamaktadır.*

*Anahtar Kelimeler: Motorlu Taşıtlar, Araç Dinamiği, Kavrama Dinamiği, Debriyaj.*

## GİRİŞ

Motorlu taşıtlarda, motor ile vites kutusu arasında yer alan debriyajın temel fonksiyonu, vites değiştirirken motor ve aktarma organlarını birbirinden ayırmaktır. Araç harekete başlarken veya hareket halinde vites değiştirilirken, debriyajın iki elemanı arasında aşağıda sıralanan dinamik etkileşim oluşur.

i) Başlangıçta debriyajın motor tarafındaki eleman belli bir hızda dönerken diğer taraftaki eleman ya hareketsizdir (araç harekete başlarken) ya da değişik bir hızda dönmektedir (hareket halinde vites değiştirildiğinde).

ii) Sürücü ayağını debriyaj pedalından kaldırdığında, debriyajın iki elemanı yaylar vasıtasıyla birbirine bastırılır; dönme hızları farklı olduğundan bir kayma hareketi oluşur ve mekanik enerji ısı enerjisiye dönüşür.

iii) Belli bir süre sonunda iki elemanın hızı eşitlenir ve bu andan itibaren harekete beraberce aynı hızda devam edilir.

Bu sürecin yeterli ayrıntıda ve hassasiyette bir matematik model kullanılarak simülasyonu, debriyaj tasarımında olduğu kadar araç performansının belirlenmesinde de önemlidir. Literatürde, uygulamada yaygın olarak kullanılan basitleştirilmiş yaklaşımları içeren [1-3] ve sürücü davranışının da incelendiği deneysel [4] ve [5] kuramsal çalışmalar

bulunmaktadır. Bu çalışmalar günümüzde özellikle yarı otomatik transmisyonlarda debriyajın kontrolü [6], ve debriyaj kaynaklı araç titreşimlerinin anlaşılması ve giderilmesi [7] üzerinde yoğunlaşmış bulunmaktadır.

## DİNAMİK MODEL

Motorlu araçlarda, motordan tekerleklere ulaşan tahrik sisteminin temel elemanları Şekil 1'de verilmektedir. Bu model ile, tahrik sistemi kaymanın oluştuğu debriyajın giriş ve çıkış yüzeyleri arasında motor ve araç tarafı olmak üzere iki ana bölümde incelenebilir.

Debriyajın giriş elemanından çıkış elemanına aktarılan sürtünme momenti,

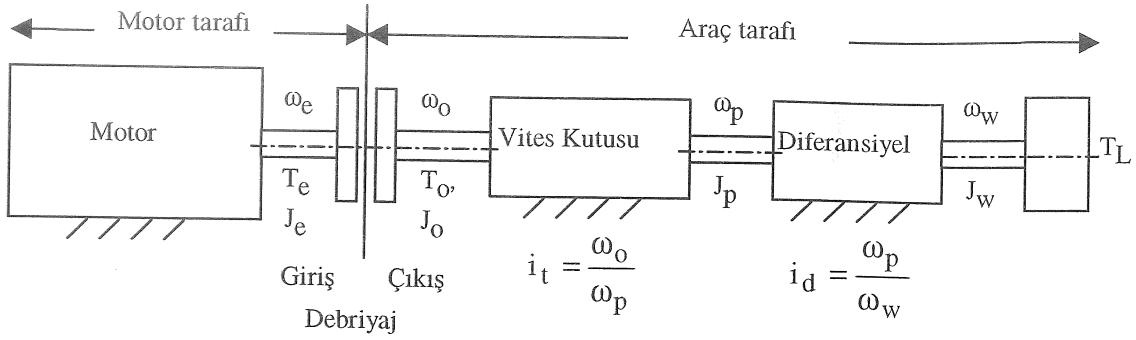
$$T_f = \mu N R \operatorname{sgn}(\omega_e - \omega_o) \quad (1)$$

ve

$$R = \frac{2}{3} \left[ \frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right] \quad (2)$$

ifadeleriyle tanımlanmaktadır.





Şekil 1. Otomobil tahrik sistemi modeli

Motor ve volana rijit olarak bağlı olan debriyaj giriş elemanının açısai ivmesi

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - T_f \quad (3)$$

diferansiyel eşitliğiyle verilmektedir.

Şekil 1'de tahrik sisteminin araç tarafında kalan kısmı ve araç kütlesi, debriyaj çıkış hızına indirgenmiş bir atalet momenti,  $J_o$ , ve bir torku,  $T_o$ , olarak toplanmıştır. Böylece, debriyajın çıkış elemanının açısai ivmesi de benzer şekilde ifade edilebilir.

$$J_o \dot{\omega}_o = T_f - T_o \quad (4)$$

Araç tarafının toplam atalet momenti, debriyaj çıkış elemanının hızına,  $\omega_o$ , indirgendiğinde

$$J_o = J_{ce} + \frac{J_p}{i_t^2} + \frac{J_w + M r_w^2}{i_t^2 i_d^2} \quad (5)$$

eşitliğinden hesaplanır.

Tekerlekteki yük torku ise aracın hareketine karşı oluşan toplam yuvarlanma, yokuş ve hava dirençlerinin sonucudur.

$$R_T = R_r + R_g + R_a = (a + bV)W + W \sin \phi + 0.5 \rho_a C_D A_f V^2 \quad (6)$$

Debriyajın çıkış elemanına uygulanan yük torku

$$T_o = K R_T \quad (7)$$

olarak yazılır. Bu ifadede

$$K = \frac{r_w}{i_t i_d} \quad (8)$$

olarak tanımlanmıştır.

Otomobilin tahrik sisteminin elemanları arasındaki dinamik etkileşimleri ve genel dinamik davranışını tanımlayan blok diyagram Şekil 2'de sunulmuştur.

#### BASİTLEŞTİRİLMİŞ ANALİZ

Basitleştirilmiş analizde, motor torku ve sürtünme torkunun kavrama sürecinde sabit olduğu varsayılır. Bu durumda (3) ve (4) numaralı eşitliklerdeki integraller alınarak, debriyajın giriş ve çıkış elemanlarının açısai hızları elde edilebilir.

$$\omega_e = \omega_e^i - \left( \frac{T_f - T_e}{J_e} \right) t \quad (9)$$

$$\omega_o = \omega_o^i + \left( \frac{T_f - T_o}{J_o} \right) t \quad (10)$$

Kavrama süreci tamamlandığında, Şekil 3'te gösterildiği gibi debriyajın her iki elemanı da aynı hızda dönecektir.

Tam kavramanın gerçekleştiği sürenin bulunması için, (9) ve (10) numaralı ifadeler eşitlenerek,  $t_s$  için çözülür.

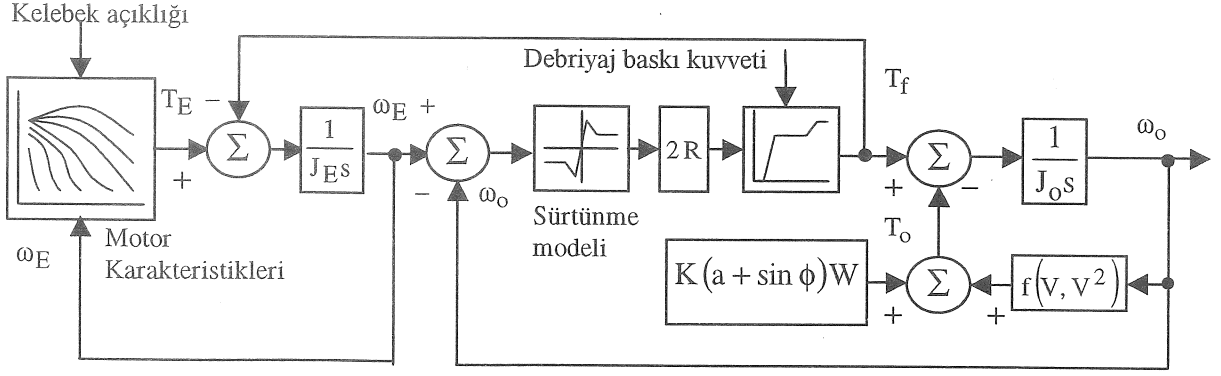
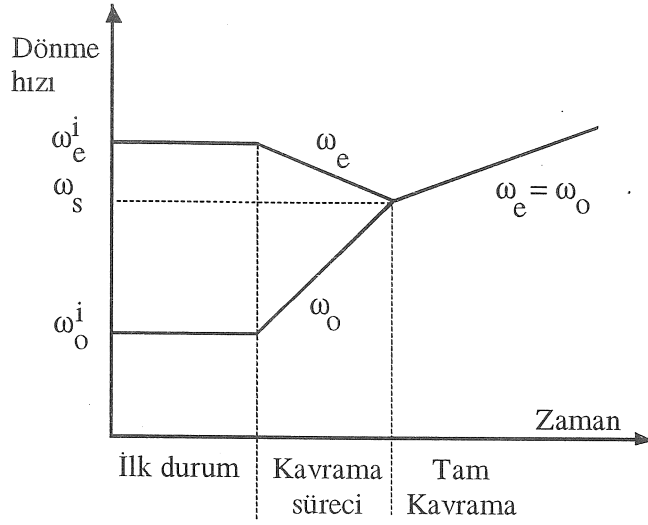


Figure 2. Tahrik sistemi modelinin blok diyagramı



Şekil 3. Basitleştirilmiş analizde hızların değişimi

$$t_s = \frac{J_e J_o (\omega_e^i - \omega_o^i)}{(T_f - T_o) J_e - (T_e - T_f) J_o} \quad (11)$$

Kavrama sonunda her iki elemanın ortak hızı

$$\omega_s = \omega_e^i - \left( \frac{T_f - T_e}{J_e} \right) t_s \quad (12)$$

ifadesinden hesaplanabilir.

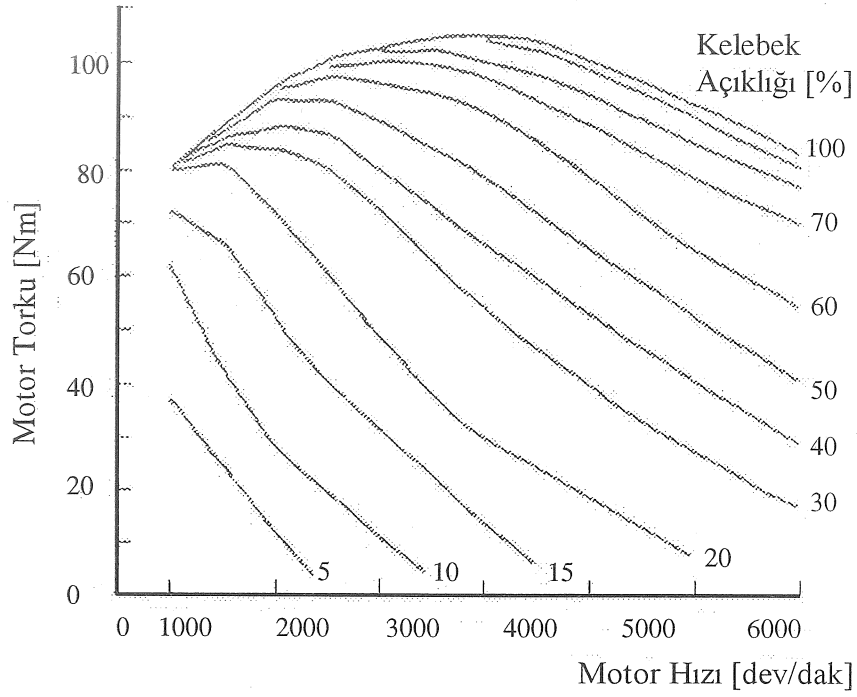
Kavrama sürecinde ısıya çevrilen enerji

$$E = \int_0^{t_s} T_f (\omega_e - \omega_o) dt$$

integrali alınarak bulunur. Basitleştirilmiş analizde, debriyajın giriş ve çıkış dönme hızlarının doğrusal olarak değiştiği varsayıldığından, ısıya çevrilen enerji

$$E = T_f (\omega_e^i - \omega_o^i) \frac{t_s}{2} \quad (13)$$

olarak elde edilir.



Şekil 4. Motor karakteristikleri

Uygulamada debriyaj sürtünme torkunun, maksimum motor torkunun 1.3-1.5 katı ve ilk motor hızının da maksimum tork hızına eşit veya ticari araçlarda maksimum hızın yarısı olarak alınması önerilmektedir [1].

#### AYRINTILI ANALİZ

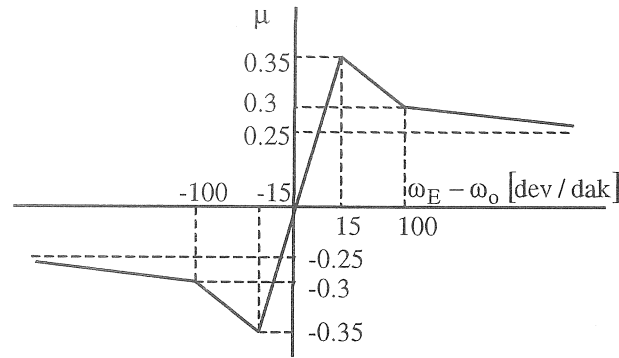
Kavrama analizinde istenilen parametreler sadece kavrama süresi ve erişilen ortak hızdan ibaretse, basitleştirilmiş analiz yeterince hassas sonuçlar verebilmektedir. Ancak bu analizde temel varsayım, sürücünün debriyaj pedalını bırakışının ve maksimum debriyaj baskı kuvvetinin bir adım girdisi olarak alınmasıdır [5]. Gerçekte tipik sürücü davranışı, gaz pedalına basarak motor devrini belli bir değere çıkarttıktan sonra, debriyaj pedalını ilk temas sağlanıncaya kadar bırakmak ve tam kavramanın gerçekleşmesi ile tekrar gaz pedalı ile araç hızını ayarlamak yönündedir. Sürücüler arasında motor devrinin çıkartıldığı değer, kavrama sırasında motor devrinin sabit tutulmaya çalışılması veya düşmesine müsaade edilmesi gibi farklılıklar gözlenmektedir. Bu davranışın aracın performansına ve debriyajın ömrüne etkilerinin araştırılması için, otomobilin tahrik sisteminin dinamiğini tanımlayan (3) ve (4) numaralı diferansiyel denklemler, (1), (6) ve (7) numaralı eşitliklerle de kullanılarak değişik

sürücü davranış senaryolarına göre çözülmelidir. Bu amaçla oluşturulan ve girdileri gaz pedalı ile kontrol edilen kelebek açıklığı ve debriyaj pedalı ile kontrol edilen debriyaj baskı kuvveti olan blok diyagramı Şekil 2'de verilmiştir. Ayrıca sürtünme yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısının hız, basınç ve sıcaklıkla değişiminin etkilerini de bu yaklaşımla incelemek mümkün olacaktır.

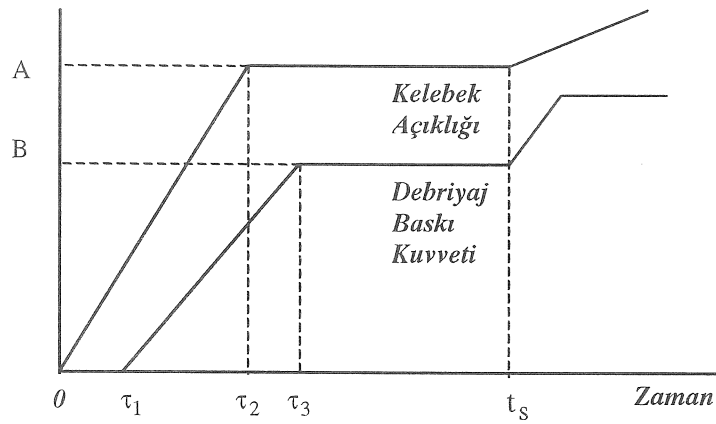
Bu amaçla Şekil 2'de verilen blok diyagram Simulink [8] kullanılarak oluşturulmuştur. Diyagramda kullanılan ve Şekil 4'te gösterilen motor karakteristikleri sayısal bir tablo olarak girilmiştir. Debriyaj sürtünme yüzeylerinde sürtünme katsayısı ile ilgili çalışmalar, statik ve dinamik katsayıların yaklaşık 0.3 ve 0.2 mertebesinde olduğunu göstermektedir. Kullanılan sürtünme modeli Şekil 5'te verilmiştir. Simulasyonlarda orta büyüklükte bir otomobilin tipik parametreleri kullanılmıştır.

Sürücünün gaz ve debriyaj pedallarını kullanması ile ilgili senaryolar Şekil 6'da gösterilmiştir. Bu senaryolarda ortak olan özellik:

- sürücünün kalkışa başlamadan önce (debriyaj pedalı tümüyle basılı durumda) gaz pedalına basarak motor hızını belli bir düzeye çıkartması, ve
- gecikmeli olarak debriyaj pedalını bırakmasıdır.



Şekil 5. Sürtünme modeli



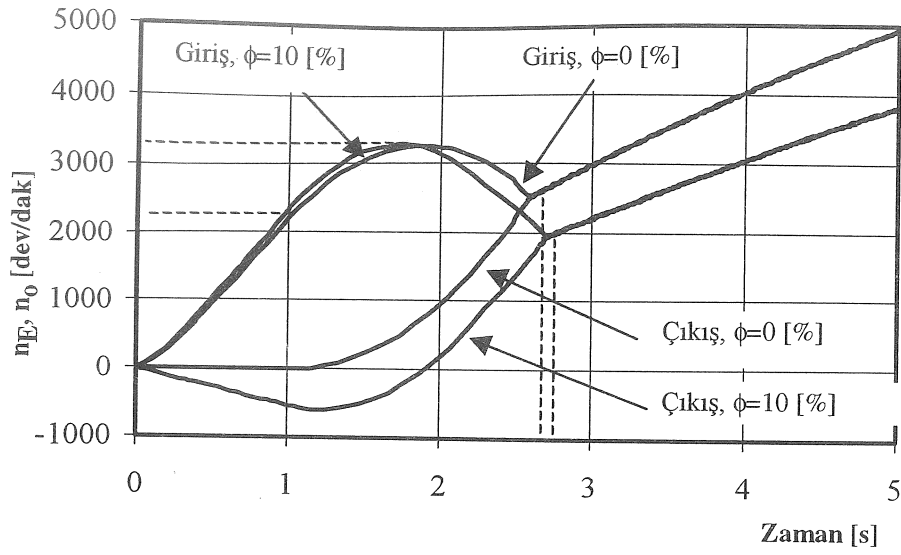
Şekil 6. Kelebek açıklığı ve debriyaj baskı kuvveti senaryoları

Sürücülerin, genellikle kavrama süreci tamamlanuncaya kadar debriyajı tamamen bırakmadan belli bir konumda (B) tuttukları gözlenmektedir. Senaryolarda debriyajı bırakma süresinde ( $\tau_3$ ), debriyaj baskı kuvvetinin doğrusal olarak arttığı ve daha sonra kavrama süresi ( $t_s$ ) tamamlanana kadar sabit kaldığı varsayılmıştır.

Yapılan simülasyonlarda, kelebek açıklığı, (A), debriyaj baskı kuvveti, (B), gaz pedali ayar süreleri, ( $\tau_1$ ) ve ( $\tau_2$ ), ve debriyaj ayar süresi, ( $\tau_3$ ), için değişik değerler alınarak oluşturulan senaryoların, kavrama sürecinde aracın dinamik davranışına olan etkileri araştırılmıştır. Linear olmayan matematik modelin sayısal çözümünde Runge-Kutta yöntemi kullanılmıştır. Düz yolda ve yokuşta yapılan kalkış simülasyonlarından elde edilen sonuçların bir kısmı Şekil 7, 8, 9 ve 10'da sunulmuştur.

Kalkış sırasında motorun ve debriyaj çıkış elemanının dönme hızlarının düz ve % 10 meyilli

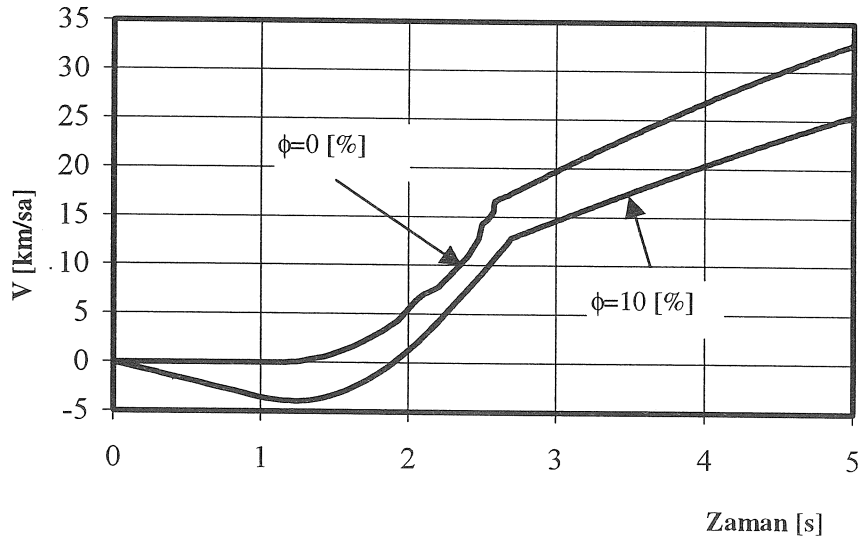
yolda değişimi Şekil 7'de verilmiştir. Sürücünün ayağını debriyaj pedalından 1 saniye gecikmeli olarak kaldırmaya başladığı varsayıldığından, yokuşta kalkış sırasında debriyaj çıkış elemanının ters yönde denmeye başladığı ve aracın 1.25 metre geriye kaydığı gözlenmektedir. Bu sırada motor hızı yaklaşık 2300 dev/dak'ya yükselmektedir. Sürtünme yüzeyleri arasında temasın sağlanmasından sonra, motor hızı bir süre daha artarak 3270 dev/dak'ya ulaşmakta ve düşmeye başlamaktadır. Çıkış elemanının hızının, yaklaşık 2 saniye içinde yön değiştirerek artması ile 2.7 saniye içinde 1925 dev/dak'da tam kavrama durumu sağlanmaktadır. Düz yolda, sürücü debriyaj pedalını bırakmaya başlayıncaya kadar hareketsiz kalmakta, daha sonra debriyaj baskı kuvvetinin artmasıyla hızlanmaktadır. Düz yolda tam kavrama yaklaşık 2.5 saniyede ve 2400 dev/dak'da elde edilmektedir.



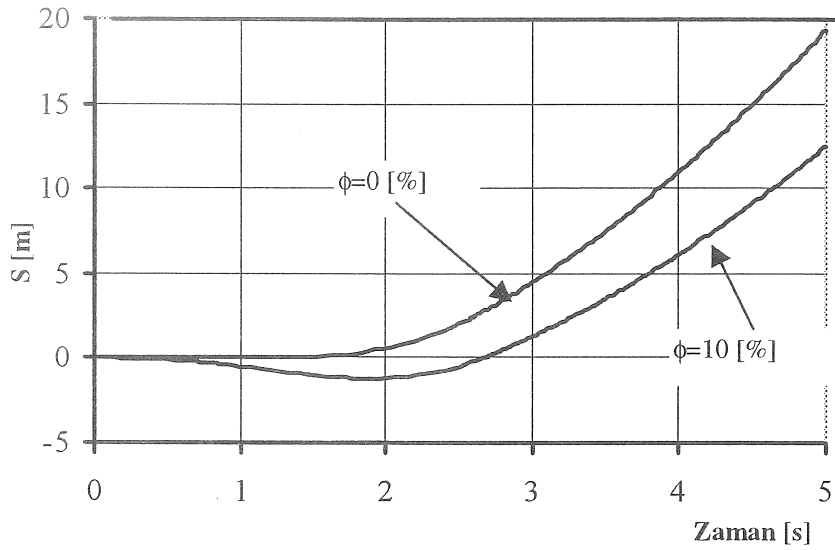
Şekil 7 Debriyajın giriş ve çıkış elemanlarının dönme hızı

Yokuşta kalkış durumunda aracın önce geriye doğru hızlandığını, araç hızının zamanla değişimini gösteren Şekil 8'de de görmek mümkündür. 5 saniye sonunda aracın düz yolda ve meyilde ulaştığı hızlar arasında 8 km/sa fark oluşmaktadır. Benzer şekilde

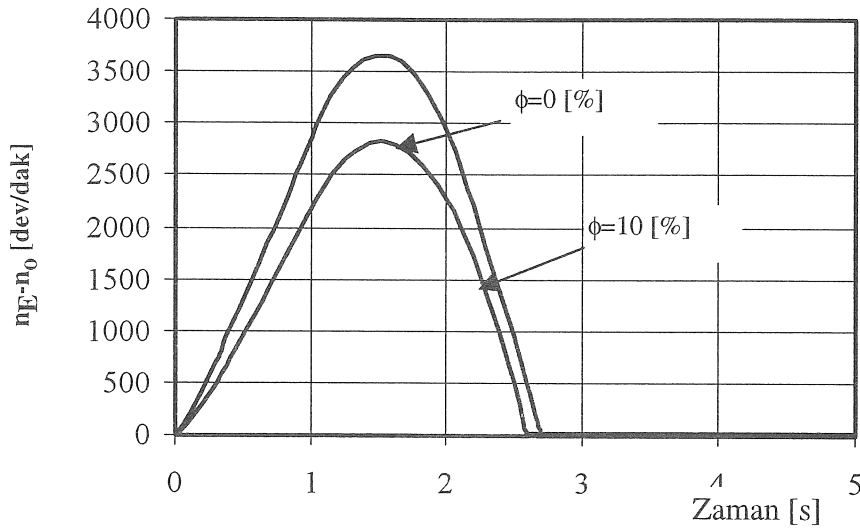
aracın kalkış sırasında aldığı yol Şekil 9'da verilmektedir. Aracın ilk 5 saniye içinde düz yolda aldığı yolun, meyilli yola göre 7.5 m fazla olduğu gözlenmektedir.



Şekil 8. Araç hızı



Şekil 9. Aracın aldığı yol



Şekil 10. Debriyajın giriş ve çıkış elemanları arasındaki hız farkı

Kavrama süreci içinde, debriyajın giriş ve çıkış elemanlarının dönme hızları arasındaki fark, Şekil 10'da düz ve meyilli yollar için verilmektedir. İki durumda kavrama süreci içinde ısıya çevrilen enerji 1.1 ve 15.3 Joule mertebesinde. Bu bilgi, verilen bir araç için kullanılacak değişik sürtünme yüzeyleri ve boyutlarının, debriyaj balatalarının ömrü üzerinde etkisinin incelenmesi ve uygun bir tasarım veya seçimin yapılmasında yararlı olacaktır.

Geliştirilen model, senaryolar ve yapılan simülasyonlar yardımı ile sunulan parametrelere ek olarak motor, sürtünme ve yük torklarının; ısıya çevrilen enerjinin ve tahrik sisteminin çeşitli elemanlarının dönme hızlarının da bulunduğu çok sayıda değişkenin zamana göre değişimi elde edilebilmektedir.

## SONUÇ

Düz veya meyilli yolda kalkış yapan bir aracın tahrik sisteminin, sürücünün gaz ve debriyaj pedalları kullanma senaryolarını da içeren ayrıntılı ve gerçeğe olabildiğince yakın bir modeli hazırlanmıştır. Lineer olmayan model sayısal olarak çözülmüş ve araç ile tahrik sisteminin davranışının simülasyonu yapılmıştır.

Aracın ve tahrik sisteminin bu ayrıntıda bir modelinin, özellikle sürücü davranışını da içeren senaryolarla birlikte kullanılmasıyla debriyaj tasarımı ve seçimi sırasında gerekli çok değerli bilgiler üretilebilmektedir. Benzer şekilde, araç hareketinin kalkış sırasında dinamik olarak simülasyonu, aracın yokuşta kalkış yeteneğinin gerçekçi olarak tahmininde kullanılabilir. Model ayrıca, yarı otomatik ve otomatik şanzımanlarda uygulanacak kontrol stratejilerinde kullanılmak üzere, gaz ve debriyaj pedallarının en uygun kullanımının belirlenmesinde de yararlı olacaktır.

## SEMBOLLER

- a, b : yuvarlanma direnci katsayıları,  
A<sub>f</sub> : araç kesit alanı,  
C<sub>D</sub> : hava direnci katsayısı,  
E : ısıya çevrilen enerji,  
i<sub>d</sub> : diferansiyel hız oranı,  $\omega_p / \omega_w$ ,  
i<sub>t</sub> : vites kutusu hız oranı,  $\omega_o / \omega_p$ ,  
J<sub>ce</sub> : debriyaj çıkış elemanı ve vites kutusunun aynı hızda dönen kısımlarının atalet momenti,  
J<sub>e</sub> : motor, volan ve debriyajın giriş kısmının toplam atalet momenti,  
J<sub>o</sub> : debriyajın çıkış tarafındaki dönел kütlelerin  $\omega_o$ 'a indirgenmiş toplam atalet momenti,  
J<sub>p</sub> : Vites kutusu çıkış şaftı hızında dönen parçaların toplam atalet momenti,  
J<sub>w</sub> : tekerlek hızında dönen parçaların toplam atalet momenti,  
M : toplam araç kütlesi,  
N : debriyaj baskı kuvveti,  
r<sub>w</sub> : lastik yuvarlanma yarıçapı,  
R : debriyaj sürtünme yüzeylerinin eşdeğer yarıçapı,  
R<sub>o</sub> : debriyaj sürtünme yüzeyi dış yarıçapı,  
R<sub>i</sub> : debriyaj sürtünme yüzeyi iç yarıçapı,  
R<sub>a</sub> : hava direnci,

- R<sub>g</sub> : yokuş direnci,  
R<sub>f</sub> : yuvarlanma direnci,  
R<sub>T</sub> : toplam direnç,  
S : yol,  
t<sub>s</sub> : zaman,  
t<sub>s</sub> : kavrama süresi,  
T<sub>e</sub> : Motor torku ( $\omega_e$  dönme hızında),  
T<sub>f</sub> : debriyaj sürtünme torku (giriş-çıkış elemanları arasında iletilen tork),  
T<sub>L</sub> : tekerleklere etkiyen yük torku,  
T<sub>o</sub> : debriyaj çıkış elemanına etkiyen yük torku,  
V : araç hızı,  
 $\alpha_e$  : debriyaj giriş elemanının açısal ivmesi,  
 $\alpha_o$  : debriyaj çıkış elemanının açısal ivmesi,  
 $\omega_e$  : debriyaj giriş elemanının dönme hızı,  
 $\omega_e^i$  : motorun başlangıç dönme hızı,  
 $\omega_o$  : debriyaj çıkış elemanının dönme hızı,  
 $\omega_o^i$  : debriyaj çıkış elemanının ilk dönme hızı,  
 $\omega_p$  : vites kutusu çıkış şaftının dönme hızı,  
 $\omega_w$  : tekerlek dönme hızı,  
 $\phi$  : yol eğim açısı,  
 $\mu$  : sürtünme katsayısı,

## INVESTIGATION OF AUTOMOTIVE CLUTCH ENGAGEMENT

In this study, clutch engagement during start up is examined using a detailed dynamic vehicle and driveline model. Scenarios representing the driver control of the accelerator and clutch pedals are developed and the motion of the vehicle system is numerically solved using a nonlinear vehicle model. The study allows a detailed study of the clutch engagement process and the determination of a suitable combination of the control of accelerator and clutch pedals, in addition to the prediction of vehicle performance during start up.

Keywords: Motor Vehicles, Vehicle Dynamics, Clutch Engagement, Clutch.

## KAYNAKÇA

1. Smith, G.L., Commercial Vehicle Performance and Fuel Economy, *SAE Transactions*, c. 79 (1970), s. 729-751.
2. Akkurt, M., *Makina Elemanları*, 2.cilt, Birsen Kitabevi, İstanbul, 1982.
3. Demirsoy, M., *Motorlu Araçlar*, 3.cilt, Birsen Yayınevi, İzmir, 1997.
4. Lucas, G. G. ve Mizon, R., Clutch Manipulation During Engagement, *Automotive Engineer*, 1978, s. 81-85.
5. Szadkowski, A. ve McNerney, G. J., Clutch Engagement Simulation: Engagement with Throttle, *SAE Transactions*, c. 101 (1992), s. 815-827.
6. Tanaka, H. ve Wada, H., Fuzzy Control of Clutch Engagement for Automated Manual Transmission, *Vehicle System Dynamics*, c. 24 (1995), s. 365-376.
7. Centea, D., Rahnejat, H. ve Menday M. T., The Influence of the Interface Coefficient of Friction upon the Propensity to Judder in Automotive Clutches, *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D*, c. 213 (1999), s. 245-258.
8. *Simulink, MatLab v. 5.3.0.10183 (R11)*, The MathWorks, Inc. 1999.



# Bilgiye Erişimde Yeni Ufuklar: Elektronik Erişim-Elsevier Science Direct Örneği

Prof.Dr. Bülent Karasözen  
Çiğdem Özbağ

ODTÜ Kütüphane ve Dokümantasyon Daire Başkanlığı

Teknolojik gelişmelerin bir sonucu olarak bilimsel bilgiye elektronik erişim, bilimsel araştırmalar açısından son derece önemli bir gelişme. Özellikle son beş yılda, üretilen bilimsel bilginin büyük çoğunluğu elektronik ortamda yayınlanmaya başladı. Geleneksel kütüphane hizmetinden farklı olarak bilgiye daha hızlı, kolay ve etkin bir biçimde ulaşmayı sağlayan bu ve benzeri hizmetler, araştırmacılar açısından son derece önemli görülmektedir. Okuyucularına Internet üzerinden elektronik dergilerdeki tam metin makalelere erişim sağlayan üniversitelerde artık, öğretim üyelerin dergi taraması için kütüphaneye gitmelerine gerek kalmamıştır. Tüm dünyada yaygınlaşmakta olan bu gelişme 'elektronik veya sanal kütüphaneye geçişteki ilk adım olarak kabul edilmekte.

Dünyanın en büyük ve en önemli yayınevlerinden biri olan Elsevier yayınevinin 1200 dergisine, Science Direct (SD)'e erişim, ODTÜ'nün yürütücülüğünü üstlendiği Anadolu Üniversitesi Kütüphaneleri Konsorsiyumu (ANKOS) çerçevesinde <http://www.lib.metu.edu.tr/ankos/> yaklaşık bir yıl süren çalışmalar sonucunda gerçekleşmiştir. ANKOS çerçevesinde ODTÜ Kütüphanesi ile birlikte, Bilkent, Boğaziçi, Hacettepe, Gazi, Başkent, Çukurova, Dokuz Eylül, Ege, İstanbul Teknik, Sabancı, Koç ve Atatürk Üniversiteleri de SD'nin 1995 yılından itibaren, mühendislik, temel bilimler, tıp, ziraat, güzel sanatlar ve sosyal bilimler alanında yayınlanan 1200 dergisine sınırsız olarak erişim sağlanmıştır. Konsorsiyumu oluşturan kütüphanelerin basılı dergileri arasında çok sayıda çakışma vardı ve en zengin kütüphanenin basılı Elsevier dergi abonesi 200'ü geçmemekteydi. Bu açıdan bakıldığında konsorsiyum kütüphaneler açısından aynı zamanda ekonomik hale gelmiş oldu.

SD araştırmacılara çeşitli şekillerde tarama olanağı sunmaktadır. Araştırmacıların yapması gereken,

üniversiteleri içinden herhangi bir bilgisayar yardımıyla <http://www.sciencedirect.com> adresine bağlanıp dergi adı, konu, yazar, makale adı, anahtar sözcük vb. birçok alanda taramalarını gerçekleştirmek ve istedikleri takdirde bilgiye tam metin olarak ulaşmaktır. Ayrıca eğer varsa makale ile ilgili çizim, tablo, resim, grafik, animasyon ve simulasyonlara da ulaşılabilir. Ayrıca aranılan bir dergiyle ilgili tüm bilgiler, yazma kuralları, yazışma adresleri, yazarların adresleri gibi bilgilere de Science Direct içinden erişmek mümkündür. Günümüzde araştırmacıların en çok karşılaştıkları sorunlardan birisi de, aşırı bilgi yüklenmesi; sunulmakta olan çok sayıda bilgi arasında gerekli olanı seçebilmek. Bu konuda diğer elektronik yayınevlerinde olduğu gibi SD tarafından okuyuculara 'alerting services' adı verilen bir hizmet sunulmakta; okuyucu kendisi ilgilendiren dergilerde çıkan yeni makaleler konusunda e-mail aracılığıyla önceden bilgilendirilmekte. Ayrıca SD'yle birçok yayınevinin elektronik dergileri arasında 'crossref' <http://www.crossref.org/> üzerinden bağlantı sağlanmış olup, okuyucular bir makaledeki referanslara tıklayarak diğer makalelere elektronik ortamda erişebiliyorlar. Bilimsel bilgiye bu tür erişim giderek yaygınlaşmakta olup, önümüzdeki yıllarda standart hale geleceği tahmin edilmekte.

Araştırmacılara sağladığı hız ve kolaylıklar nedeniyle Science Direct, abone olan üniversitelerde en çok kullanılan veritabanı özelliğindedir. ANKOS'un ülke çapında yaygınlaştırılması, üniversitelerimizin hem SD'ni hem de diğer yayınevlerinin elektronik elektronik dergilerine erişebilmelerini sağlama çalışmalarına bu yıl hız verilecektir.

## YAKIN GELECEKTEKİ KONGRE VE BİLİMSEL ETKİNLİKLER

### KONGRE ADI

### TARİHİ

### YAZIŞMA ADRESİ

CREEP7  
The Seventh International  
Conference on Creep and  
Fatigue at Elevated  
Temperature

3 - 8 Haziran, 2001  
Tsukuba, Japan

Professor Toshiya Nakamura, Department of  
Mechanical Engineering, School of Engineering,  
The University of Tokyo, 7-3-1 Hongo,  
Bunkyo-ku, Tokyo 113-8656 Japan.  
Tel: +81-3-5841-6276; Fax: +81-3-3818-0835  
E-mail: [creep7@mph.t.u-tokyo.ac.jp](mailto:creep7@mph.t.u-tokyo.ac.jp)

Seventh International Conference  
on Creep and Fatigue at Elevated  
Temperatures (CREEP7)

4 - 8 Haziran, 2001  
Tsukuba, Japan

[E. Weinberg weinberge@asme.org](mailto:E.Weinberg@asme.org)  
Or visit our website at  
<http://www.asme.org/conf/noinfo.htm>

Solid Modeling 2001  
Sixth ACM Symposium on  
Solid Modeling and  
Applications

4 - 8 Haziran, 2001  
Ann Arbor, Michigan

<http://www.engin.umich.edu/dept/meam/deslab/cadcam/ACMSM/>

2. Kalite Sempozyumu

15 - 16 Haziran, 2001  
Bursa

TMMOB MMO Bursa Şubesi

2001 38th ACM/IEEE Design  
Automation Conference

18 - 22 Haziran, 2001  
Las Vegas, NV

Mr. Kevin Lepine  
MP Associates  
5305 Spine Rd., Suite A, Boulder, CO 80301  
(+1 303 530 4562  
+1 303 530 4334 (Fax)  
[kevin@dac.com](mailto:kevin@dac.com)

2<sup>nd</sup> International Conference and  
Exhibition on Design and  
Production of Dies and Molds

21 - 23 Haziran, 2001  
Kuşadası

Mechanical Engineering Department,  
CAD/CAM/ROBOTICS Center, Middle East  
Technical University 06531 Ankara, Turkey  
Tel: +90 (312) 210 5290 +90 (312) 210 5225  
Fax: +90 (312) 210 1275  
E-mail: [diemold@metu.edu.tr](mailto:diemold@metu.edu.tr)

The Second IEEE Workshop on  
Internet Applications  
(WIAPP '01)

23 - 24 Haziran, 2001  
San Jose, CA

<http://www.cs.berkeley.edu/~gribble/wiapp01>

2<sup>nd</sup> European Conference on  
Computational Mechanics  
(ECCM-2001)

26 - 29 Haziran, 2001  
Crackow, Poland

Prof. Zenon Waszczyszyn ECCM-2001  
Crackow University of Technology,  
Warszawska 24, 31-155, Krakow, Poland.  
Tel/Fax: +48 12 6282514  
E-mail: [eccm@pk.edu.pl](mailto:eccm@pk.edu.pl)  
URL: [www.pk.edu.pl/eccm](http://www.pk.edu.pl/eccm)

## KONGRE ADI

## TARİHİ

## YAZIŞMA ADRESİ

Third International Conference on Metal Cutting and High Speed Machining

27, 28, 29 Haziran, 2001  
Metz, France

Third International Conference on Metal Cutting and High Speed Machining, Ecole Nationale d'Ingenieurs de Metz-ENIM  
Ile du Saulcy – 57045 Metz-France  
Tel: 33 (0) 3 87 34 42 82  
Fax: 33 (0) 3 87 34 42 84  
E-mail: [hsm-metz2001@enim.fr](mailto:hsm-metz2001@enim.fr)

2001 ASME Mechanics and Materials Conference

27 – 29 Haziran, 2001  
San Diego, CA

[Alex Majewski majewskia@asme.org](mailto:Alex.Majewski@asme.org)

International Centre for Mechanical Sciences (CISM) Programme 2001 Recent Advances in Boundary Element Methods and their Solid Mechanics Application Beskos D.E. (Patras)

2 - 6 Temmuz, 2001  
Udine, Italy

Palazzo del Torso, Piazza Garibaldi 18, 33100 Udine Italy.  
Tel: +39-0432248511; Fax: +39-0432248550  
e-mail: [cism@cism.it](mailto:cism@cism.it)  
URL: <http://www.cism.it>

Eighth International Congress on Sound and Vibration

2 - 6 Temmuz, 2001  
Kowloon, Hong Kong

ICSV8 Secretariat  
c/o Dr. K M Li  
Department of Mechanical Engineering  
The Hong Kong Polytechnic University  
Hung Hom, Kowloon, Hong Kong  
E-mail: [mmicsv8@polyu.edu.hk](mailto:mmicsv8@polyu.edu.hk)  
Tel: (+852) 2766 7992, Fax: (+852) 2365 4703  
Worldwide web: <http://www.iiav.org/> and click "Congresses", then "Hong Kong"

Pressure Vessels & Piping Conference

22 – 26 Temmuz, 2001  
Atlanta, Georgia

[Trish Irving irvingt@asme.org](mailto:Trish.Irving@asme.org)

36th InterSociety, Energy Conversion Engineering Conf. (IECEC'01)

29 Temmuz – 2 Ağustos, 2001

[Brian Bigalke bigalkeb@asme.org](mailto:Brian.Bigalke@asme.org)

SMiRT (Structural Mechanics in Reactor Technology)

12 – 17 Ağustos, 2001  
Washington, DC

[John Bendo bendoj@asme.org](mailto:John.Bendo@asme.org)

13<sup>th</sup> International Conference on Engineering Design

21 - 23 Ağustos, 2001  
Glasgow, UK

Ed. Maycock, Conference Executive, IMechE, 1 Bridgeway Walk, London SW1H 9JJ, UK.  
Tel: 020 7973 1316, Fax: 020 7222 9881  
e-mail: [e\\_maycock@imech.org.uk](mailto:e_maycock@imech.org.uk)

2001 10th International Conference on Advanced Robotics (ICAR 2001)

22 - 25 Ağustos, 2001  
Budapest, Hungary

Prof. Imre J. Rudas  
Banki Donat Polytechnic, Nepszínház u.8  
H-1081 Budapest, HUNGARY  
(+36 1 333 4513, +36 2 333 9183 (Fax)  
[i.rudas@iecc.org](mailto:i.rudas@iecc.org)

## KONGRE ADI

## TARİHİ

## YAZIŞMA ADRESİ

3<sup>rd</sup> International Colloquium:  
Micro-Tribology 2001

28 - 30 Ağustos, 2001  
Gdansk, Poland

Professor Zygmunt Rymuza, Warsaw University  
of Technology, Department of Mechatronics,  
Institute of Micromechanics and Photonics,  
Chodkiewiczza, Warsaw, Poland.  
Tel: +48 22 660 8540/+48 22 6601 8602  
Fax: +48 22 60 8601  
e-mail: [kup\\_ryz@mp.pw.edu.pl](mailto:kup_ryz@mp.pw.edu.pl)

2001 Design Engineering  
Technical Conference

1 Eylül, 2001  
Pittsburgh, PA

[Trish Irving irvingt@asme.org](mailto:Trish.Irving@asme.org)

WTC 2001 2<sup>nd</sup> World  
Tribology Congress

3 - 7 Eylül, 2001  
Vienna, Austria

Austrian Tribology Society, Floragasse 7,  
A-1040 Wien, Austria.  
Tel: +43 1 505 34 00, ext. 1  
Fax: +43 1 505 34 00, ext. 4  
e-mail: [info@wtc2001-vienna.ccc.at](mailto:info@wtc2001-vienna.ccc.at)

28<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium  
on Tribology Boundary and  
Mixed Lubrication: Science  
and Application

3 - 7 Eylül, 2001  
Vienna, Austria

Mrs S. M. Moore, University of Leeds,  
School of Mechanical Engineering,  
Leeds LS2 9JT, UK.  
Tel: +44 (0) 113 233 2155  
Fax: +44 (0) 113 242 4611  
e-mail: [S.M.Moore@leeds.ac.uk](mailto:S.M.Moore@leeds.ac.uk)  
website: [www.mech-  
eng.leeds.ac.uk/tribology/leeds-lyon.html](http://www.mech-eng.leeds.ac.uk/tribology/leeds-lyon.html)

2001 IEEE Conference on  
Control Applications & Intl.  
Symposium on Intelligent  
Control (CCA/ISIC 2001)

5 - 7 Eylül, 2001  
Mexico City, Mexico

Prof. Mark W. Spong  
Coordinated Science Lab., Univ. of Illinois at  
Urbana-Champaign, 1308 W. Main St.  
Urbana, IL 61801  
(+1 217 333 4281, +1 217 244 1653 (Fax)  
[m-spong@uiuc.edu](mailto:m-spong@uiuc.edu)

UMTS 2001 10. Ulusal Makina  
Teorisi Sempozyumu

12 - 14 Eylül, 2001  
Konya

URL : [umts2001.selcuk.edu.tr](http://umts2001.selcuk.edu.tr)  
e-mail: [umts2001@selcuk.edu.tr](mailto:umts2001@selcuk.edu.tr)

Internal Combustion Fall  
Technical Conference

24 - 26 Eylül, 2001  
Argone, Illinois

[Edison Aulestia](http://Edison.Aulestia)

ATT Automotive and  
Transportation Technology  
Congress and Exhibition

1 - 4 Ekim, 2001  
Barcelona, Spain

Automotive and Transportation Technology  
Congress and Exhibition (ATT), Epsom House,  
10C East Street, EPSOM, Surrey KT17 1HH,  
United Kingdom, Fax: +44 1372 720101  
General e-mail: [enquiries@attc.com](mailto:enquiries@attc.com)

2001 IEEE International  
Conference on Systems, Man  
and Cybernetics

7 - 10 Ekim, 2001  
Tuscon, AZ

Prof. Paul A. Baltes  
EPD Dept., University of Arizona  
1224 N. Vine Ave., Tuscon, AZ 85721  
(+1 520 621 5104, +1 520 621 1443 (Fax)  
[baltes@enr.arizona.edu](mailto:baltes@enr.arizona.edu)

7. Otomotiv ve Yan Sanayii  
Sempozyumu

26 - 27 Ekim, 2001  
Bursa

TMMOB MMO Bursa Şubesi

## KONGRE ADI

## TARİHİ

## YAZIŞMA ADRESİ

2001 IEEE/RSJ International  
Conference on Intelligent  
Robots and Systems  
(IROS 2001)

29 Ekim - 03 Kasım, 2001  
Wailea, Maui, HI

Prof. TJ Tarn  
Washington University, Campus Box 1040  
St. Louis, MO 63130  
(+1 314 935 6037, +1 314 935 6121 (Fax)  
tarn@wurobot.wustl.edu

MATİT Makina Tasarım ve  
İmalat Teknolojileri Kongresi

2 - 3 Kasım 2001  
Konya

Y.Doç.Dr. Mete Kalyoncu  
TMMOB Makina Mühendisleri Odası  
Konya Şubesi  
Hazım Uluşahin İş Merkezi, A Blok, Kat 1,  
No: 120, Konya  
Tel: (0.332) 238 52 72 (pbx)  
Fax: (0.332) 238 52 75  
e-posta: [konya@konya.mmo.org.tr](mailto:konya@konya.mmo.org.tr)  
<http://www.mmo.org.tr/konya>

2001 Sensors for Industry  
Conference (SIcon 2001)

05 - 08 Kasım, 2001  
Rosemount, IL

Mr. Robert Myers  
799 North Beverly Glen, Los Angeles, CA 90077  
(+1 310 446 8280)

4. Pompa Kongresi ve Sergisi

8 - 10 Kasım, 2001  
İstanbul

Pompa Sanayiciler Derneği

II. Ulusal Hidrolik Pnömatik  
Kongresi ve Sergisi

8 - 11 Kasım, 2001  
İzmir

TMMOB Makina Mühendisleri Odası İzmir Şubesi,  
Atatürk ad. No.422, Kat: 5, 35220 Alsancak, İzmir,  
Tel: 0.232.463 41 98 / 140 - 124 - 113  
Fax: 0.232.421 12 80 / 422 60 39  
e-mail: [hpkon@izmir.mmo.org.tr](mailto:hpkon@izmir.mmo.org.tr)  
web site: <http://www.mmo.org.tr/izmir/hpkon>

ASME, International Mechanical  
Engineering Congress and  
Exposition (IMECE)

11 - 16 Kasım, 2001  
New York, NY

MED Program Chair for IMECE 2001:  
Dr. Amit Bagchi, Corporate Engineering,  
Shiloh Industries, Inc., 5389 W. 130<sup>th</sup> St.,  
Cleveland, OH 44130-1094.  
Phone: 216-265-6646, Fax: 216-267-4469  
E-mail: [abagchi@shiloh.com](mailto:abagchi@shiloh.com)  
Administrative Assistant: Ms. Phyllis Johnston  
Phone: 216-265-4001, Fax: 216-267-4469  
E-mail: [pdjohnston@shiloh.com](mailto:pdjohnston@shiloh.com)

International Mechanical  
Engineering Congress &  
Exposition, The Winter Annual  
Meeting of ASME (WAM)

11 - 16 Kasım, 2001  
New York, NY

ASME Meetings Dept., phone: 212-591-7037, fax:  
212-591-7856  
Or visit our website at <http://asme.org/conf/de.htm>

2001 IEEE 10th International  
Fuzzy Systems Conference

25 - 28 Kasım, 2001  
Melbourne, Australia

Prof. Zhi-Qiang Liu  
CVMIL Dept. of CS&SE, University of Malbourne  
Parkville, Vic 3052, AUSTRALIA  
(+61 3 9344 9124, +61 3 9348 1184 (Fax)  
zliu@cs.mu.oz.au

## KONGRE ADI

## TARİHİ

## YAZIŞMA ADRESİ

2001 40th IEEE Conference on  
Decision and Control

03 - 07 Aralık, 2001  
Orlando, FL

Prof. Theodore E. Djaferis  
Elec. & Comp. Engrg. Univ. of Massachusetts  
Amherst, MA 01003-4410  
(+1 413 545 3561, +1 413 545 1993 (Fax)  
djaferis@ecs.umass.edu

14<sup>th</sup> US National Congress  
of Applied Mechanics

23-28 Haziran, 2002  
Blacksburg, VA, USA

[www.esm.vt.edu/usncam14/](http://www.esm.vt.edu/usncam14/)

2002 Pressure Vessels and Piping  
Conference

31 Temmuz – 1 Ağustos, 2002

[Lauren Postyn postynl@asme.org](mailto:Lauren.Postyn@asme.org)

International Mechanical  
Engineering Congress &  
Exposition, The Winter Annual  
Meeting of ASME (WAM)

17 – 22 Kasım, 2002  
New Orleans, LA

[ASME Meetings Dept.](mailto:ASME.Meetings.Dept.), phone: 212-591-7037, fax:  
212-591-7856

Or visit our website at  
<http://www.asme.org/conf/de.htm>

4<sup>th</sup> ASME/JSME Joint Fluids  
Engineering Conference & FED  
Summer Meeting and Exposition

8 – 11 Temmuz, 2003  
Koloa, Kauai, Hawaii

[Lauren Postyn postynl@asme.org](mailto:Lauren.Postyn@asme.org)

International Mechanical  
Engineering Congress &  
Exposition, The Winter Annual  
Meeting of ASME (WAM)

16 - 21 Kasım, 2003  
Washington, DC

[ASME Meetings Dept.](mailto:ASME.Meetings.Dept.), phone: 212-591-7037, fax:  
212-591-7856

Or visit our website at  
<http://www.asme.org/conf/de.htm>

IMECE 2004, International  
Mechanical Engineering Congress  
& Exposition, The Winter Annual  
Meeting of ASME (WAM)

14 – 19 Kasım, 2004  
Anaheim, CA

[ASME Meetings Dept.](mailto:ASME.Meetings.Dept.), phone: 212-591-7037, fax:  
212-591-7856

Or visit our website at  
<http://www.asme.org/conf/de.htm>

2nd INTERNATIONAL CONFERENCE and EXHIBITION on  
DESIGN and PRODUCTION of

June 21 - 23

# DIES AND MOLDS

June 21 - 23, 2001  
PINE BAY  
Holiday Resort  
Kuşadası, TURKEY

# 2001

Kuşadası, TURKEY

## TOPICS

Computer-Aided Design Methods — Computer-Aided Manufacturing Methods  
Computer-Aided Inspection and Quality Control Systems  
CAD/CAM/CAE Systems — CNC Systems for Die/Mold Machining  
Digitizing and Modeling — Process Modeling and Monitoring  
Process Simulation for Die/Mold Design — Injection Molding  
Tooling for Casting — Sheet Metal Forming — Bulk Forming  
New Processes — Finishing/Polishing Techniques  
Economics of Die/Mold Manufacturing — Machining of Hard Materials  
High Speed Milling of Dies/Molds — Electro Discharge Machining of Dies/Molds  
Rapid Engineering, Prototyping, Tooling

## ORGANISING COMMITTEE

**CHAIRMAN:** Prof. Dr. Bilgin KAFTANOĞLU, METU, Turkey  
**CO-CHAIRMAN:** Prof. Dr. M. A. Sahir ARIKAN, METU, Turkey  
**GENERAL SECRETARY:** Prof. Dr. Tuna BALKAN, METU, Turkey  
Prof. Dr. Metin AKKÖK, METU, Turkey  
Prof. Dr. Taylan ALTAN, Ohio State University, USA  
Prof. Dr. Yusuf ALTINTAŞ, University of British Columbia, Canada  
Prof. Dr. Mustafa I. GÖKLER, METU, Turkey

Prof. N. Alberti, Italy  
Dr. E. J. A. Armarego, Australia  
Prof. N. Bay, Denmark  
Prof. C. D. Bouzakis, Greece  
Prof. A. N. Bramley, United Kingdom  
Prof. L. Cser, Hungary  
Prof. Dr. -Ing. E. Doege, Germany  
Prof. M. Geiger, Germany  
Dr. B. Kayis, Australia  
Prof. M. Kiuchi, Japan  
Prof. Dr. -Ing. F.-L. Krause, Germany  
Prof. J. P. Kruth, Belgium  
Prof. Dr. T. Moriwaki, Japan  
Prof. T. Nakagawa, Japan  
Prof. A. Y. C. Nee, Singapore  
Prof. Dr. -Ing. B. M. Schumacher, Switzerland  
Prof. M. Shpitalni, Israel  
o. Prof. Dr. -Ing. H.K. Toenshoff, Germany  
Prof. A. G. Ulsoy, USA  
Prof. T. Wanheim, Denmark

## INTERNATIONAL PROGRAM COMMITTEE

## DEADLINES

November 13, 2000 Submission of Application Forms — November 13, 2000 Submission of Abstracts  
November 30, 2000 Notification of Preliminary Acceptance — February 12, 2001 Submission of Camera-Ready Manuscripts  
March 20, 2001 Notification of Final Acceptance of Papers — April 16, 2001 Submission of Registration Forms and Accommodation Forms

### General Secretariat

Mechanical Engineering Department, CAD/CAM/ROBOTICS Center  
Middle East Technical University 06531 Ankara - TURKEY  
Tel: +90 (312) 210 5290 +90 (312) 210 5225  
Fax: +90 (312) 210 1275 E-mail: diemold@metu.edu.tr

### Application Address / Conference Official Travel Agent

PINTO Travel, Karaca Sokak No: 26/1  
06610 Ankara-TURKEY  
Tel: +90 (312) 442 58 57 (Pbx) Fax: +90 (312) 442 58 56  
E-mail: pinto@pinto.com.tr  
www.me.metu.edu.tr/diemold



International Institution for  
Production Engineering Research



MIDDLE EAST  
TECHNICAL UNIVERSITY



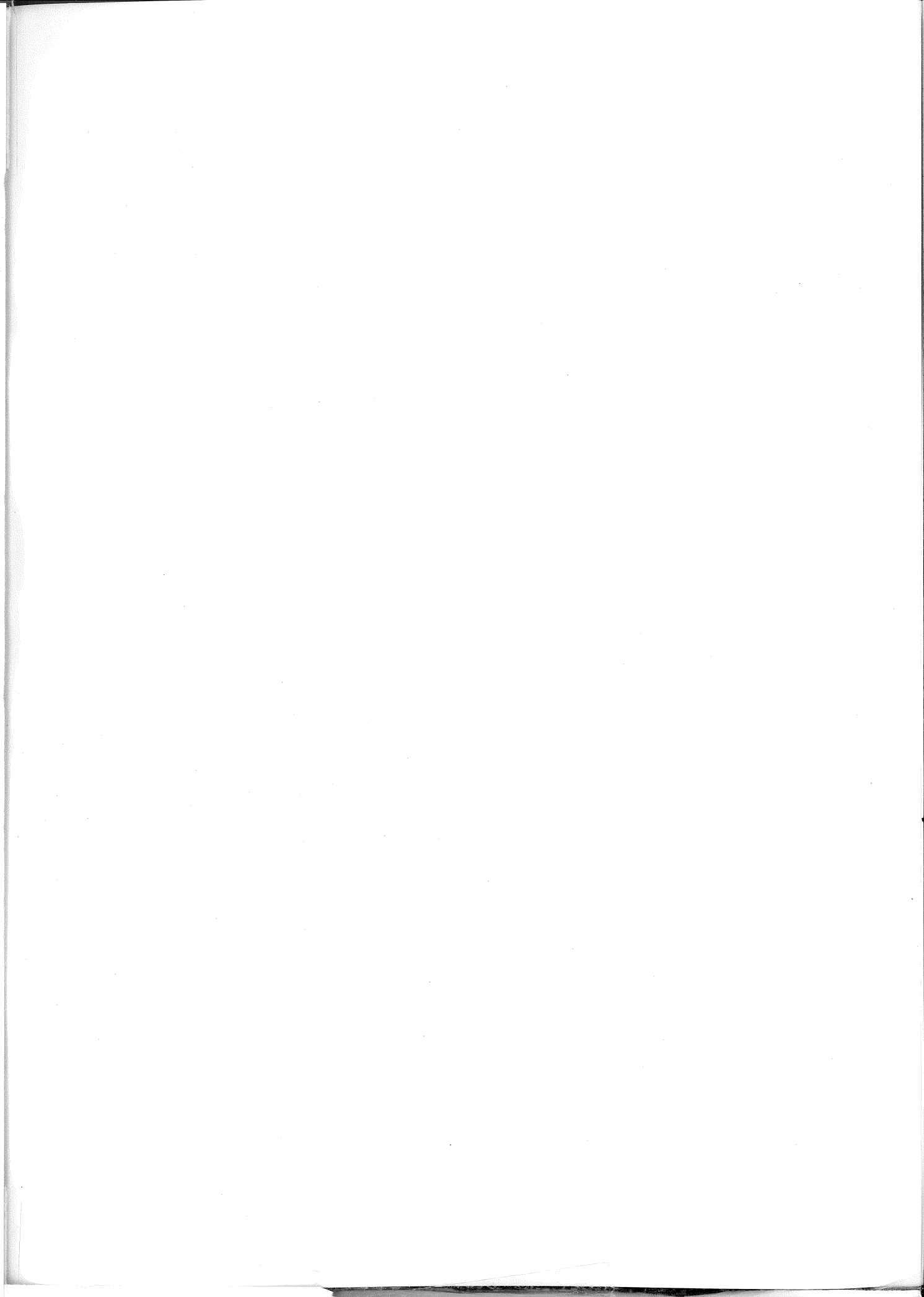
METU  
CAD/CAM ROBOTICS CENTER



Mechanical Design and  
Production Society



Official Travel Agent





## YAYIN İLKELERİ

### Amaç

1. Makina tasarım ve imalatı alanında yerli teknoloji üretimine yönelik kuramsal ve uygulamalı çalışmaları duyurmak.
2. Bu alanda çalışan kişi ve kuruluşlar arasında bilgi alışverişini sağlamak.
3. Yayımlanan çalışmalar üzerinde teknik tartışma ortamı yaratmak.
4. Üniversite – endüstri arasındaki yakınlaşma ve işbirliğinin geliştirilmesine katkıda bulunmak.
5. Türkçe teknik bilgi birikimini arttırmak.

### Kapsam

- (a) Dergi amaçları doğrultusunda aşağıda belirtilen konularda veya bunlara yakın konulardaki yazıları yayımlar;  
Makina Tasarımı, Mekanik Sistemlerin Tasarımı ve Analizi, Makina Teorisi ve Mekanizma Tekniği, Makina Elemanları, İmalat Yöntemleri, Bilgisayar Yardımı ile tasarım ve İmalat, Robotik ve Esnek İmalat Yöntemleri, Akışkanlar Mekaniği, Malzeme Seçimi ve Malzeme Sorunları, Kalite Kontrolü, Fabrika Organizasyonu ve Üretim Planlaması, Bakım ve Onarım, Derginin amacına uygun diğer konular.
- (b) Dergide yayımlanacak makaleler, bir yeniliği, ilerlemeyi, gelişmeyi, araştırma ya da uygulama sonuçlarını içermek üzere araştırma makaleleri, uygulama makaleleri, derleme makaleleri, çeviri makaleleri ve kısa makaleler olabilir.
- (c) Dergide üyelerimize faydalı olabilecek imalat ve teknoloji ile ilgili araştırma ve çalışmaların sunulduğu veya firma ve kuruluşların tanıtıldığı yazılar yayımlanabilir.

- (d) Derginin kapsamına giren konularda düzenlenen yurtiçi ve yurtdışı konferans, seminer, vb. etkinliklere ve ayrıca bu konulardaki kitap, dergi vb. yayınlara ait duyurular yer alır.

### Makalelerin Değerlendirilmesi

Makina Tasarım ve İmalat Dergisi, yayın kalitesi olarak belirli bir düzeyin üstünde kalmayı amaçlamıştır. Türkiye koşullarını da gözönüne alarak, bu kalite düzeyinin sürdürülmesi için gerekli tüm çaba ve titizlik gösterilecektir. Dergi'ye gelen her makale kesinlikle incelemeden geçirilecek ve bu amaçla mümkün olduğu kadar Türkiye çapında ya da yurtdışında konunun uzmanı hakemler tarafından değerlendirilmesine özen gösterilecektir. İnceleme ve değerlendirme sonuçları hakkında makale yazarlarına bilgi verilecektir.

### YAYIN HAKKI

Dergide yayımlanan makalelerin her türlü yayın hakkı Makina Tasarım ve İmalat Derneği'ne aittir. Dergideki yazılar, yazılı izin almadan başka yerde yayımlanamaz ve çoğaltılamaz.

### ÇALIŞMA İLKELERİ

Derginin yasal sahibi, MAKİNA TASARIM VE İMALAT (MATİM) DERNEĞİ'dir. "Dergi Yayın Kurulu" dergi yönetimi ile ilgili organdır. Dergi Yayın Kurulu, MATİM Derneği Yönetim Kurulu tarafından bir yıl süre ile seçilir. Yayın Kurulu derginin yayın ilkelerine uygun yayımı ile yükümlüdür. Yayın Kurulu faaliyetleri konusunda MATİM Derneği Yönetim Kuruluna bilgi verir ve onayını alır.

## Journal of MECHANICAL DESIGN AND PRODUCTION

Journal of Mechanical Design and Production is a periodical, published by the Turkish Mechanical Design and Production Society, METU, Ankara, Turkey. It is one of the society's aims, to publish qualified research and review papers in Turkish. The published papers are strictly refereed to maintain a high scientific and engineering level at international standard.

## MAKALE GÖNDERME KOŞULLARI

Makina Tasarım ve İmalat Dergisi'ne yurt içinden ya da yurt dışından isteyen herkes yayımlanmak üzere makale gönderebilir. Gönderilen makalelerin dergi temel amaçlarına uygun ve dergi kapsamı içinde olması ve aşağıdaki makale kabul ilkelerini sağlaması gerekmektedir. Dergi Yayın Kuruluna gelen her makale en az iki hakem tarafından değerlendirilir ve sonuç olumlu ya da olumsuz olsa da, yazarına bildirilir.

Makina Tasarım ve İmalat Dergisinde aşağıdaki makaleler yayımlanabilir.

- Araştırma Makaleleri.
- Uygulama Makaleleri.
- Derleme Makaleleri: Belirli bir konu üzerinde bilimsel ve teknolojik son gelişmeleri zengin bir kaynakçaya dayanarak aktaran ve bunların değerlendirmesini yapacak nitelikte olmalıdır.
- Çeviri Makaleler: Yerli teknoloji ve bilgi birikimine önemli bir katkıda bulunacak nitelikte olmalıdır.
- Kısa Makaleler: Yapılan bir çalışmayı zaman geçirmeden duyuran veya bu dergide yayımlanan bir makaleyi tartışan yazılardır.
- Diğer: Yukarıda tanımlanan içerikte olmayan, ancak üyelerimize faydalı olabilecek, imalat ve teknoloji ile ilgili çalışma ve araştırmaların sunulduğu, firma ve kuruluşların teknik özelliklerinin tanıtıldığı yazılardır.

## MAKALE KABUL İLKELERİ

Makaleler içerik ve şekil olarak aşağıda belirtilen biçimde hazırlanmalıdır.

### Yazım Dili

Kullanılan dilin olabildiğince basit, anlaşılır ve kesin olmasına özen gösterilmelidir. İleri düzeyde teknik ya da alışılmamış kavramlar kullanmak gerektiğinde, bunlar uygun bir şekilde tanımlanmalı ve yeterince açıklanmalıdır.

### Makalenin Yapısı

Makaleler, aşağıda verilen yapıda olacak şekilde hazırlanmalıdır.

- Makalenin adı
  - Yazar(lar) ad(lar)ı, ünvanları, bağlı olduğu kuruluş ve kuruluşun bulunduğu il.
  - Özet ve anahtar kelimeler
  - Makalenin ana kısmı
  - Teşekkür (gerekli ise)
  - İngilizce başlık, özet ve anahtar kelimeler
  - Kaynakça
  - Ek(ler) varsa
- Makalenin adı, olabildiğince kısa, gereksiz ayrıntıdan arınmış olmalı, ancak gerekli anahtar sözcükleri içermelidir.

Yazarların ad ve soyadları, ünvanları, bağlı olduğu kuruluş ve bulunduğu il verilmelidir. Ayrıntılı görev ve adres ise ayrı bir kağıtta ve yazarların kısa özgeçmişleri ile birlikte belirtilmelidir.

Özette sadece sonuçlar değil makalenin tümü çok kısa ve öz şekilde açıklanmalıdır. Özet, makalenin konusu, kapsamı ve sonuçları hakkında fikir verebilmeli, ilgili anahtar sözcük ve deyimleri içermelidir. 100 kelimeyi geçmeyen Türkçe özetin ve anahtar sözcüklerin İngilizcesi de konulmalı ve makale başlığının İngilizcesi de mutlaka yazılmalıdır. Bu konuda istenirse dergi Yayın Kurulu yardımcı olabilir.

Makalenin ana kısmında makalenin amacından söz edildikten sonra bir mantık zinciri içinde sorun tanımlanmalı, çözüm yolları ve diğer bilgiler verilerek sonuçlar ve bunların değerlendirilmesi sunulmalıdır.

Teşekkür kısmında gerekiyorsa kişi, kuruluş ya da firmalara teşekkür edilebilir. Özellikle firma adlarının bu bölümünün dışında başka bir yerde verilmemesine özen gösterilmelidir.

### Başlıklar

Gerek makalenin yapısını belirlemek, gerekse uzun bölümlerde düzenli bir bilgi aktarımı sağlamak için üç tür başlık kullanılabilir:

- Ana Başlıklar,
- Ara Başlıklar,
- Alt Başlıklar.

Ana Başlıklar: Bunlar, sıra ile, özet, makalenin ana kısmının bölümleri, teşekkür (varsa), kaynakça, ekler (varsa)'den oluşmaktadır. Ana başlıklar büyük harflerle yazılmalıdır.

Ara Başlıklar: Yalnız birinci harfleri büyük harfle yazılmalıdır.

Alt Başlıklar: Yalnız birinci harfleri büyük harflerle yazılmalı ve hemen başlık sonunda iki nokta üstüste konularak yazıya aynı satırdan devam edilmelidir.

## Matematiksel Bağıntılar

Matematiksel bağıntılar, daktilo ile veya elle anlaşılır şekilde açık ve seçik olarak yazılmalı, Türkçe alfabenin dışındaki karakterleri sayfanın sol tarafındaki boşlukta ayrıca ne oldukları yazı ile belirtilmelidir. Üst ve alt harf veya rakamlar belirgin bir şekilde yazılmalıdır. Özellikle daktilo kullanımında "I" (le) harfi ile "1" (bir) sayısının, "O" harfi ile "0" (sıfır) sayısının karıştırılmamasına özen gösterilmelidir. Metin içindeki bağıntılar 1 (bir)'den başlayarak sıra ile numaralandırılmalı ve bu numaralar eşitliğin bulunduğu satırın sağ kenarına parantez "( )" içinde verilmelidir.

## Şekiller, Çizelgeler ve Resimler

Şekiller, küçültme ve basımda sorun yaratmamak için siyah mürekkep ile, düzgün ve yeterli çizgi kalınlığında aydın ve beyaz bir kağıda çizilmelidir. Her şekil A4 boyutunda ayrı bir sayfada olmalıdır. Şekiller 1 (bir)'den başlayarak ayrıca numaralandırılmalı ve her şeklin altına alt yazılarıyla birlikte yazılmalıdır. Çizelgeler de şekiller gibi, 1 (bir)'den başlayarak ayrıca numaralandırılmalı ve her çizelgenin üstüne başlığıyla birlikte yazılmalıdır.

Resimler parlak sert (yüksek kontrastlı) fotoğraf kağıdına basılmalıdır. Ayrıca şekiller için verilen kurallara uyulmalıdır. Özel koşullarda renkli resim baskısı yapılabilecektir.

Çizelge başlıklarının sadece ilk kelimesinin baş harfi büyük harfle, diğer harfleri ve kelimeler küçük harfle yazılmalıdır. Çizelge başlıkları, ayrıca bir sayfada da sıra ile verilmelidir.

## Dip Notu

Dip notu gereken yerlerde bu bir üs numarası 1 ile belirtilmelidir. Buna karşılık gelen dip notu aynı sayfanın altında ara metinle bir çizgi ile ayrılmış olarak verilmelidir.

## Kaynakça

Makale içinde gönderme yapılan (atıfta bulunulan) her türlü basılı yayın makalede söz edildiği sırada ve köşeli parantez [ ] içinde verilmelidir. Dergilerde yayımlanan makaleler, kitaplar, raporlar, tezler, kongre ve sempozyumlarda sunulan makaleler aşağıdaki örneklerde verilen şekilde yazılmalıdır.

- Dergi Makalesi
1. Richie, G.S., Nonlinear Dynamic Characteristics of Finite Journal Bearings, *ASME, J. of Lub. Technology*, 105 (1983) 3, 375-376.
- Kitap
2. Shigley, J.E. ve Mitchell, L.P., *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1983.
- Rapor
3. Arslan, A.V. ve Novoseletsky, L.A., *Mathematical Model to Predict the Dynamic Vertical Wheel/Rail Forces Associated with Low Rail Joint*, AAR Technical Center, Technical Report, No.R-462, October 1980.
- Kongre Makalesi
4. Adalı, E. ve Tunalı, F., Bilgisayar Denetimli Tezgaha Geçiş, *1. Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi Bildiri Kitabı*, 287-293, ODTÜ, 1984.

## Makalenin Uzunluğu ve Yazımı

Dergide yayımlanacak makaleler 13 dergi sayfasını geçmemelidir. Makaleler daktilo ile A4 kağıdının tek yüzüne, iki aralıklı olarak yazılmalı ve sayfa kenarlarında yeteri kadar boşluk bırakılmalıdır.

Hakem değerlendirmesi için makaleler, biri orjinal olmak üzere dört basılmış kopya ile birlikte bir de elektronik kopyası Makina Tasarım ve İmalat Derneği Yayın Kurulu'na bir başvuru formu ile gönderilmelidir. Bu başvuru formu <http://www.me.metu.edu.tr/matim> sayfasından bulunabilir. Yazarlar, yayımlanma kabulünü takiben makalenin en son halini elektronik ve bir basılmış kopya olarak göndermelidir. Elektronik kopya makalenin basılmış halinin aynısı olmalıdır. Kelime-işlemci olarak Windows işletim sisteminde çalışan MS Word program paketi kullanılmalıdır. Makalenin kaydedildiği disket/CD veya e-mail kullanılan kelime-işlemci paket programı ve sürümü belirtilerek gönderilmelidir.

Kabul edilen makaleler dergi için yapılan dizgi ve şekilsel düzenlemeden sonra kontrol için basımdan önce yazarına gönderilir.

Yayımlansın veya yayımlanmasın gönderilen makaleler yazarına geri gönderilmez. Yazılardaki fikir ve görüşler yazarına, çeviriden doğacak sorumluluk ise çevirene aittir.

## YAZIŞMALAR

Belirtilmemesi durumunda konuyla ilgili yazışmalar birinci yazarın adresine gönderilir.