

**TORNALAMADA KESME PARAMETRELERİNDEKİ DEĞİŞİME
GÖRE KESME KUVVETLERİNİN TAHMİNİ İÇİN MATEMATİKSEL
BİR MODEL GELİŞTİRME**

Samet SÜRÜCÜLER

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAYIS 2010
ANKARA**

Samet SÜRÜCÜLER tarafından hazırlanan TORNALAMADA KESME PARAMETRELERİNDEKİ DEĞİŞİME GÖRE KESME KUVVETLERİNİN TAHMİNİ İÇİN MATEMATİKSEL BİR MODEL GELİŞTİRME adlı bu tezin Yüksek Lisans olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Abdullah KURT

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ulvi ŞEKER

(Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi)

Doç. Dr. Abdullah KURT

(Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi)

Doç. Dr. İhsan KORKUT

(Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi)

Doç. Dr. Adnan AKKURT

(Endüstriyel Teknoloji Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi)

Doç. Dr. Halil DEMİR

(Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Karabük Üniversitesi)

Tarih: ... / ... / 2010

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Samet SÜRÜCÜLER

**TORNALAMADA KESME PARAMETRELERİNDEKİ DEĞİŞİME GÖRE
KESME KUVVETLERİNİN TAHMİNİ İÇİN MATEMATİKSEL BİR
MODEL GELİŞTİRME
(Yüksek Lisans Tezi)**

Samet SÜRÜCÜLER

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Mayıs 2010**

ÖZET

Bu çalışma, talaş kaldırma sırasında oluşan kesme kuvvetlerinin kesme deneyleri yardımıyla belirlenmesini ve kesme parametrelerindeki değişime göre kesme kuvvetlerinin tahmini için matematiksel model geliştirmeyi ihtiva etmektedir. Bu amaçla; kuru kesme şartları altında 0,4-0,8-1,2 mm burun yuvarlatma yarıçaplarındaki üç farklı talaş kırıcı (PM, QM, PR) formuna sahip kesici takımlar kullanılarak, kesme deneyleri gerçekleştirilmiştir. AISI 1050 deney numuneleri üzerinde üç farklı kesme hızı (300, 350, 400 m/dak), iki farklı ilerleme (0,2-0,4 mm/dev) ve iki farklı kesme derinliği (1 ve 2 mm) kullanılarak toplam 96 deney yapılmıştır. Kesme kuvvetleri Kistler 9257B dinamometre yardımıyla eşzamanlı olarak ölçülmüştür. Bu ölçümler sonucunda, kesme parametreleri ve kesici takım geometrisinin kesme kuvvetleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Kesme deneyleri sonucunda ölçülen esas kesme kuvveti, ilerleme kuvveti ve pasif kuvvet olmak üzere kuvvet bileşenlerinin her biri için literatürden farklı olarak uygulanabilir iki farklı matematiksel model geliştirilmiştir. Kesme kuvvetlerinin tahmini için geliştirilen birinci modelde kesme hızı, ilerleme, kesme derinliği, talaş kırıcının talaş açısı ve ikinci modelde ise birinci modele ilave olarak burun yuvarlatma yarıçapı gibi değişkenler kullanılmıştır. Esas kesme kuvveti, ilerleme kuvveti ve pasif kuvvet bileşenleri için geliştirilen modellerin deneysel sonuçlarla çok yakın

bir dağılım sergilediği; özellikle burun yuvarlatma yarıçapının da ilave edildiği ikinci modelin daha yakınsak değerlere ulaştığı ve pratik olarak kullanılabileceği görülmüştür.

Bilim Kodu : 708.3.028

Anahtar Kelimeler : Kesme kuvveti, Kesme parametreleri, Matematiksel modelleme, Tornalama

Sayfa Adedi : 82

Tez Yöneticisi : Doç. Dr. Abdullah KURT

**DEVELOPING A MATHEMATICAL MODEL FOR THE CUTTING
FORCES PREDICTION DEPENDING ON THE CUTTING PARAMETERS
VARIATION IN TURNING
(M.Sc. Thesis)**

Samet SÜRÜCÜLER

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
May 2010**

ABSTRACT

In this present study includes the experimentally determination of the cutting forces which occur during metal cutting, and developing a mathematical model for the cutting forces prediction depending on the cutting parameters variation. For this purpose, various cutting experiments were carried out under dry conditions using cutting tools have 0,4-0,8-1,2 mm nose radiuses, and PM, QM, PR chip breaker forms. A total of 96 machining tests were performed on AISI 1050 steel using three cutting speeds (300, 350, 400 m/min), two feed rates (0,2-0,4 mm/rev), and two depth of cuts (1-2 mm). The cutting forces occurred during metal cutting were measured simultaneously by Kistler 9257B dynamometer. The effects of the cutting parameters and the cutting tool geometry on the cutting forces were investigated. Unlike the literature, two practicable mathematical models for every one of the cutting force components as the primary cutting force, the feed force and the passive force was developed using the cutting force data measured by cutting tests. While cutting speed, feed rate, depth of cut and rake angle of the chip breaker form are used in the first developed model, in addition to the first model, the nose radius is used in the second model for the prediction of the cutting forces. A good agreement between the results of the developed models for the cutting force components and the

results of experimentally obtained the cutting force data was seen. Especially, the second model added the nose radius was the more convergent and feasible.

Science Code : 708.3.028

**Key Words : Cutting forces, Cutting parameters, Mathematical modelling,
Turning**

Page Number : 82

Adviser : Assoc. Prof. Dr. Abdullah KURT

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren değerli danışmanım Sayın Doç. Dr. Abdullah KURT'a, çalışmanın her aşamasında bilgilerinden yararlandığım ve deney setinin kullanımına izin veren değerli hocam Sayın Prof. Dr. Ulvi ŞEKER'e teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmada finansman desteği sağlayan Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne (Proje Kodu: 07/2009-08); kesme deneylerinin yapılması sırasında takım tezgâhı ve donanımları ile atelye imkânlarını kullanmama izin veren Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makina Eğitimi Talaşlı Üretim Anabilim Dalı Başkanı Sayın Prof. Dr. Mahmut GÜLESİN'e, kesme deneylerinin yapılmasına yardımcı olan Sayın Yrd. Doç. Dr. Yakup TURGUT ve Sayın Arş. Gör. Güntekin UZUN'a ve deney sonuçlarının kullanılmasına izin veren Sayın Ali KİRİK'e teşekkürü bir borç bilirim.

Bugünlere gelmemde maddi-manevi en büyük emeği olan anne ve babama saygı ve şükranlarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	vii
TEŞEKKÜR.....	viii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
2.1. Kesme İşleminin Modellenmesi Üzerine Yapılan Çalışmalar	4
2.2. Literatür Araştırmasının Değerlendirilmesi	12
3. TALAŞLI İMALAT TEKNOLOJİSİ VE KESME KUVVETLERİ.....	15
3.1. Talaş Kaldırma İşlemi	15
3.2. Talaş Kaldırmayı Etkileyen Faktörler	15
3.2.1. Kesici takım geometrisi	16
3.2.2. Kesme hızı.....	17
3.2.3. Kesme derinliği ve ilerleme miktarı.....	17
3.3. Talaş Oluşumu ve Talaş Geometrisi	18

3.4. Kesici Takımlarda Aşınma.....	21
3.5. Kesme Kuvvetleri.....	22
3.5.1. Kesme kuvvetlerinin ölçülmesi.....	22
3.5.2. Kesme kuvveti bağıntıları	23
3.5.3. Esas kesme kuvvetinin belirlenmesi	25
3.5.4. Diğer kesme kuvvetlerinin belirlenmesi	27
4. MALZEME VE METOT	29
4.1. Deneysel Çalışmalar.....	29
4.1.1. Deneylerde kullanılan iş parçası malzemesi	29
4.1.2. Kesici takımlar ve takım tutucu	29
4.1.3. Takım tezgâhı.....	30
4.1.4. Kesme kuvvetlerinin ölçülmesi.....	31
4.1.5. Deney değişkenleri.....	35
4.1.6. Deneylerin yapılışı ve değerlendirme esasları	36
4.2. Kesme Kuvvetlerinin Modellenmesi.....	37
4.2.1. Kesme kuvveti modeli: Model 1	39
4.2.2. Kesme kuvveti modeli: Model 2 ve Model 3.....	39
4.2.4. Model sabitlerinin belirlenmesi.....	40

5. DENEY/MODEL SONUÇLARI VE TARTIŞMA	43
5.1. Kesme Parametrelerinin Kesme Kuvvetleri Üzerindeki Etkileri	43
5.1.1. PM talaş kırıcı formu için kesme kuvvetleri	43
5.1.2. QM talaş kırıcı formu için kesme kuvvetleri	45
5.1.3. PR talaş kırıcı formu için kesme kuvvetleri	47
5.1.4. Kesici takımın talaş kırıcı açısına bağlı kesme kuvvetleri	49
5.2. Model ve Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması	50
6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	58
KAYNAKLAR	63
EKLER	
EK – 1. PM talaş kırıcı formu modelleme dağılımları	70
EK – 2. QM talaş kırıcı formu modelleme dağılımları	74
EK – 3. PR talaş kırıcı formu modelleme dağılımları	78
ÖZGEÇMİŞ	82

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Deney numunelerinin kimyasal bileşimi	29
Çizelge 4.2. Kullanılan kesici takımların kodları ve özellikleri	30
Çizelge 4.3. JOHNFORD T35 CNC torna tezgahının özellikleri.....	31
Çizelge 4.4. Kistler 9257B dinamometrenin teknik özellikleri [5].....	31
Çizelge 4.5. Type 5019B130 Multichannel Charge Amplifier özellikleri [49]	33
Çizelge 4.6. Deneylerde kullanılan kesme değişkenleri	36
Çizelge 5.1. Kurt'un [5] modeli (Model 1) için model sabitleri	51
Çizelge 5.2. Model 2 için model sabitleri	51
Çizelge 5.3. Model 3 için model sabitleri	51
Çizelge 5.4. Modellere ait hata ortalamaları ve belirlilik katsayısı değerleri	52

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Kesme sırasındaki talaş açısı, kama açısı ve serbest açısı.....	16
Şekil 3.2. Talaş oluşumu [2]	19
Şekil 3.3. Dik kesme metodu [5].....	19
Şekil 3.4. Eğik kesme metodu [5]	19
Şekil 3.5. Talaş oluşma düzlemi [2].....	20
Şekil 3.6. Dik kesmede oluşan kuvvetler [5]	23
Şekil 3.7. Kesme kuvvetlerinin torna tezgâhı için yorumlanması [2].....	24
Şekil 3.8. Kesme kuvvetleri için kullanılan hesaplama üçgenleri [2].....	24
Şekil 3.9. Talaş kesitinin kesme kenarı açısı ile ilişkisi [2]	26
Şekil 3.10. Kuvvet bileşenlerinin kesit alanına bağlı olarak değişmesi [5]	28
Şekil 4.1. Dinamometrenin bağlanması için kullanılan ara parçalar [5].....	32
Şekil 4.2. Kistler 9257B dinamometresinin elemanları [5,49]	33
Şekil 4.3. Kesme deneyleri için hazırlanan deney düzeneği [5].	35
Şekil 5.1. SNMG 120404-PM için kesme kuvvetleri	44
Şekil 5.2. SNMG 120408-PM için kesme kuvvetleri	44
Şekil 5.3. SNMG 120412-PM için kesme kuvvetleri	44
Şekil 5.4. SNMG 120404-QM için kesme kuvvetleri.....	46
Şekil 5.5. SNMG 120408-QM için kesme kuvvetleri.....	46
Şekil 5.6. SNMG 120412-QM için kesme kuvvetleri.....	46
Şekil 5.7. SNMG 120408-PR için kesme kuvvetleri	48
Şekil 5.8. SNMG 120412-PR için kesme kuvvetleri	48

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar aşağıda açıklamaları ile birlikte sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
R	Talaş kaldırma kuvveti
V	Kesme hızı
f	İlerleme
a	Kesme derinliği
a'	Talaş kalınlığı
γ	Talaş açısı
β	Kama açısı
α	Boşluk açısı
χ	Eğim (yanaşma) açısı
r	Burun yuvarlatma yarıçapı
ϕ	Kayma düzlemi açısı (kayma açısı)
λ	Yığılma faktörü
A_0	Talaş kesit alanı
F_s	Kayma düzlemi boyunca etki eden kuvvet
F_c	Esas kesme kuvveti
F_f	İlerleme kuvveti
F_p	Pasif kuvvet (radyal kuvvet)
F	Sürtünme kuvveti
F_R	F_c ile F_p 'nin bileşke kuvveti
F_{ns}	F_s 'ye dik kuvvet
k_s	Özgül kesme direnci
b	Talaş genişliği
h	Talaş kalınlığı
F_x	İlerleme kuvveti (F_f)

Simgeler**Açıklama** F_y Pasif kuvvet (radyal kuvvet) (F_p) F_z Esas kesme kuvveti (F_C)**Kısaltmalar****Açıklama****BUE***Built-up Edge* (Talaş yapışması veya sıvanması)**BSD**

Bilgisayar sayısal destekli

CNC*Computer Numerical Control* (Bilgisayarlı sayısal denetim)**TiC**

Titanyum karbür

1. GİRİŞ

Takım tezgâhları, genel anlamdaki tanımlamasıyla; metal, ahşap, plastik vb. maddelerden kesme yöntemiyle parça koparmak suretiyle malzemenin hedeflenmiş geometrisine ulaşmasını sağlayan makinelerdir. Takım tezgâhlarının genel tanımında bahsedildiği gibi malzemeden parça koparmak suretiyle istenilen geometri ve ölçülere getirme işlemine de “talaşlı imalat” denilmektedir.

Farklı talaşlı imal usulleri kullanılarak yapılan yüzey işlemleri doğrudan veya dolaylı olarak işleme parametrelerinden etkilenmektedir. Uygun olmayan işleme parametreleri; kesici takımların hızlı aşınması, kırılması vb. ekonomik kayıpların yanı sıra iş parçasının veya yüzey kalitesinin bozulması gibi ekonomik kayıplara da neden olmaktadır [1].

Geleneksel yöntemlerle talaş kaldırma işlemleri, değişik takım tezgâhlarında gerçekleştirilecek; tornalama, frezeleme, delme, taşlama vb. işlemler için bir kesici takım kullanılır. Ham parçadaki fazlalıklar, takım tezgâhına bağlanmış bu takım ile “talaş kaldırarak” alınır. Malzemeden talaş kaldırılması, takım kesici ucunun/kenarının iş parçası yüzeyine temas etmesi ve bu etki bölgesinde, talaş kaldırma enerjisinin talaşın kaldırıldığı tezgâhtan iş parçasına iletilmesi ile sağlanır. Bu sebeple “takım tezgâhı–kesici takım–iş parçası malzemesi” üçgeni arasındaki ilişki çok iyi kurulmalı ve “kesme parametreleri” dediğimiz bu ilişkiyi şekillendiren değişkenler iyi değerlendirilmelidir [2].

Talaş kaldırma işlemini gerçekleştirmek için kesme düzleminde meydana gelen dirençlere karşı kesici takıma talaş kaldırma kuvveti (R) uygulanır [3]. Kesme işlemi esnasında oluşan kuvvetler takım-talaş ve takım-parça arasındaki sürtünme kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır.

Talaş kaldırma işlemlerinde kullanılan takımların kesici kenarları yeterince keskin olmasına rağmen, talaş kaldırma işlemleri sırasında oluşan gerilmeler karşısında oldukça fazla zorlanırlar. Bu sebeple takımın bu gerilmeleri karşılayabileceği

optimum kesit ve kesmeyi kolaylaştıracak kesme parametrelerini belirlemek için pek çok araştırma yapılmıştır [2].

Talaş kaldırma sırasında oluşan kesme kuvvetleri, kesici takım geometrisi, ilerleme, kesme hızı vb. işlenen malzemenin cinsine göre değişiklik gösterir. Kesme kuvvetlerini bilmek ve buna bağlı olarak kesici takımın ömrünün tahmin edilebilmesi takım tezgâh imalatçıları açısından oldukça büyük önem taşır.

Bu zamana kadar yapılan araştırmalarda, talaşlı imalatın iyileştirilmesi için birçok parametre üzerinde durulmuştur. Bu parametreler; kesici takım malzemesi, kesme kuvveti, ilerleme, kesici takımın bağlanması, kesme derinliği, kesici takım malzemesi, kesici takım geometrisi, tezgâh rijitliği ve bunun gibi birçok parametre olup [4], kesme işlemi esnasında oluşan kesme kuvvetlerinin teorik ve deneysel olarak incelenmesi üzerinde de bir çok çalışma yapılmış ve çalışmalara devam edilmektedir.

Bu araştırmada;

- Temel talaşlı imalat yöntemlerinden olan tornalama sırasında, farklı talaş kırıcı geometrilerine sahip kesici takımlarla özellikleri bilinen bir iş parçası malzemesinin farklı kesme parametrelerinde işlenmesi suretiyle, talaş kaldırma esnasında oluşan kesme kuvvetlerinin deneysel olarak ölçülmesi,
- Deneylerle ölçülen kesme kuvvetlerinin, kesme parametrelerine dayalı olarak kesici takım üzerindeki etkilerinin incelenmesi,
- Tornalamada talaş kaldırma esnasında oluşan kesme kuvvetlerinin asgari seviyeye indirilmesinde etkin olabilecek kesme parametrelerinin belirlenmesi,
- Kesme parametrelerine bağlı olarak, tornalama ile talaş kaldırma sırasında oluşan kesme kuvvetlerinin tahmini için matematiksel bir model geliştirilmesi,
- Deney sonucunda elde edilen kesme kuvveti verilerinin, geliştirilen kesme kuvvetleri modelleri ile karşılaştırılması ve dolayısıyla geliştirilen modellerin uygulanabilirliğinin tespiti

amaçlanmaktadır.

Çalışma kapsamında yapılan deneyler sonucunda, en çok kullanılan talaşlı imalat işlemlerinden tornalamada oluşan kesme kuvvetlerinin tahmini için birbirinden farklı iki matematiksel model geliştirilmiş, böylece farklı kesme parametrelerindeki değişime bağlı kesme kuvvetleri saptanabilecek ve dolayısıyla kesme kuvvetlerinin hangi kesme parametresi değerlerinden ne kadar etkilendiği analiz edilmiştir. Araştırmanın; takım üreticilerinin takım ömrünü saptamalarına, takım tezgâhı imalatçılarının yeterli tezgâh gücünün tespitine, talaşlı imalatçılarında kesme işlemi esnasında tezgâhın zorlanması, takım aşınması ve yüzey pürüzlülüğü gibi hususlara öngörüyle yaklaşabilmesine katkı sağlaması hedeflenmektedir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde, talaşlı imalat işlemlerinde oluşan kesme kuvvetlerinin modellenmesi üzerine çalışmaların mevcut olduğu ancak daha verimli kesme modellerine ulaşılabileceği, daha anlaşılabilir kavramlarla, karmaşık analitik yapı içermeyen modeller elde edilebileceği düşünülmektedir. Ayrıca konunun geliştirilebilirliği açısından son zamanlarda araştırmacıların ilgi odağı haline gelmiştir.

Talaş oluşumu; yüksek gerinme hızları ve sıcaklık etkilerine sahip olan plastik deformasyonun bir sonucudur. Son 30 yılda kesme mekaniği hakkında pek çok çalışma yapılmıştır. Bir kesme modeli geliştirmek amacıyla literatürde analitik ve nümerik olmak üzere çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Kesme işlemini tanımlamak amacıyla çeşitli modeller geliştirilmiş olup, bunların bazılarında kesme işlemi başarılı bir şekilde tanımlanabilirken bazılarında da doğru çözümler tam olarak kanıtlanamamıştır [5].

2.1. Kesme İşleminin Modellenmesi Üzerine Yapılan Çalışmalar

Oxley, Wang ve Mathew ile Arsecularatne ve ark., eğik kesmedeki kesme kuvvetlerini tahmin etmek için, sıcaklık etkileri ile gerinme hızı duyarlılığı ve gerinme sertleşmesi gibi malzeme özelliklerini de ihtiva edecek şekilde basitleştirilmiş kabullerle birlikte ortogonal kesmenin termo-mekanik modelini kullanmışlardır [6,7,8].

Moufki ve ark. ise viskoplastik malzemeler için bir eğik kesme modeli geliştirmişlerdir. Esas kesme bölgesindeki malzeme akışını tanımlamak için de termo-mekanik özellikleri dikkate almışlardır. Çalışmalarında kesme kuvvetlerini eğim açısı, kayma açısı, talaşın akış açısı ve talaş açısı gibi parametrelere bağlı olarak modellemişlerdir [9].

Rao ve Shin çalışmalarında üç boyut veya eğik kesme operasyonu için Shin ve Waters tarafından yüzey frezeleme için oluşturulan dinamik kesme kuvveti modeline

benzer bir model geliştirmişler; dinamik kuvvet tahminlerini elde etmek için de mekanik kuvvet modelini bir kesici takım-iş parçası titreşim modeli ile birleştirmişlerdir. Anlık ilerleme ve kesme derinliğini belirlemek için kesici takım ve iş parçası arasındaki bağıl hareketi kullanmışlardır. Dinamik kesme modelini doğrulama açısından AISI 4140 elik üzerinde hassas ve kaba tornalama işlemleri gerçekleştirmişlerdir. Geliştirdikleri modelin kesme parametreleri, deforme olmamış talaş kesit alanı, kesici takım ve iş parçası malzemeleri ile kesici takım geometrisi gibi parametrelere bağlı olduğunu belirtmişlerdir [10,11].

Parakkal ve ark., tornalamada kullanılan talaş kırıcı uçlar için kesme kuvvetlerini tahmin eden bir modelleme yaklaşımı geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri modelde eğik kesme şartlarını ortogonal kesme işlemi gibi kabul etmişler; kesici takımın burun yarıçapı ve talaş akış etkilerini eşdeğer talaş kırıcı parametrelerinin tanımlanmasıyla birleştirmişler ve iş parçası malzemesi olarak AISI 1018 elik malzeme kullanmışlardır. Model sonuçları ile deneysel kesme kuvveti ölçümleri arasında çok iyi bir uyumun olduğunu doğrulamışlardır. Geliştirdikleri modeli ayrıca, kesme kuvvetleri üzerindeki kesme şartları ve talaş kırıcı parametreleri gibi etkilerin incelenmesi amacıyla da kullanmışlardır. Geliştirdikleri model, talaş kırıcı tasarım parametrelerinin kesme kuvveti, kesici takım dayanımı ve talaşın kıvrılmasına uygunluğu açısından, oldukça önemli sonuçlar elde edilmesini sağlamıştır [12].

Strenkowski ve ark., takım kuvvetleri ve talaşın akış açısını tahmin eden üç boyutlu bir model geliştirmişlerdir. Model, ortogonal sonlu eleman kesme modeli ile üç boyutlu kesmenin analitik bir modelinin birleşiminden oluşmaktadır. Sonlu eleman modeli, ölçülen kesme kuvvetleri ile talaş geometrileri için çok iyi sonuçlar veren bir Eulerian yaklaşımına dayanmaktadır. Sonlu eleman kesme modelini kayma açısı, kayma düzlemi üzerindeki kayma gerilmeleri ve sürtünme açısından oluşan girdi verisini elde etmek için kullanmışlardır [13]. Kullandıkları analitik model ise Usui'nin talaş akış yönü için kullandığı minimum enerji yaklaşımına dayanmaktadır. Bu yaklaşımla, girdi olarak kullanılan herhangi bir ölçme verisine gerek kalmadan 3 boyutlu kesmenin tahmini bir modeli geliştirilebilmektedir. AISI 1020 elik malzeme

için kesme deneyleriyle ölçülen kesme kuvvetleri ile model sonuçları arasında çok iyi sonuçlar elde etmişlerdir [14,15].

Thomas ve Beauchamp, bitirme işlemleri için gerekli yüzey kalitesinin kontrolünde optimize edilen kesme parametreleri seçiminin çok önemli olduğunu; ancak yüzey pürüzlülüğünün sadece ilerleme, kesici takım burun yarıçapı ve kesme hızına bağlı olmayıp; kesici takımdaki titreşimlerin BUE ve kesici uç ile iş parçası arasındaki sürtünmeye de bağlı olduğunu düşünmektedirler. Bu sebeple, kesici takıma etki eden kesme kuvvetlerinin kesici takımdaki titreşimleri etkilediğini kabul etmiş; farklı kesme hızları, ilerlemeler, kesme derinlikleri ve burun yarıçaplarında yumuşak karbon çelik numunelerin kuru şartlarda tornalanmasıyla elde edilen kesme kuvveti, kesici takım titreşimi ve kesici takım model parametresi verilerinin analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında kesme kuvvetlerini denge durumu, rasgele ve harmonik kuvvetler biçiminde ele almışlar ve yapmış oldukları deneysel kuvvet ölçme sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır [16].

Hayajneh ve ark., ortogonal kesmedeki dinamik kesme kuvvetlerini değerlendirmek için paralel sınırları olan bir kayma bölgesi modelini kullanmışlardır. Kesme sistemi; kesme kuvvetlerindeki sinüsoidal biçimli değişimler, bunların toplam farkları biçiminde gösterilmiş ve serbestlik derecesi bir olan dinamik bir sistem kullanarak modellemişlerdir. Kesme kuvvetlerindeki dinamik dalgalanmaları deneylerle ölçmüş ve model sonuçları ile gerçek ölçme değerleri arasında çok iyi uyum gösteren sonuçlar almışlardır [17].

Fang ve Jawahir'in çalışmaları, geliştirmiş oldukları geleneksel kayma hattı modeliyle yaptıkları analitik tahminleri ve bu tahminlerin deneysel doğrulanmasını ihtiva etmektedir [18, 19, 20]. Geleneksel kayma hattı modeli [19], plastik bölgedeki gerilme durumunun belirlenmesi için türetilen maksimum değer prensibi [19], kayma hattı problemlerinin nümerik olarak çözülmesi için Dewhurst and Collins matris tekniği [21] ve doğrusal olmayan optimizasyonlar için Powell algoritmine [22] dayalı olarak; kesme kuvveti oranı, talaş kalınlığı ve talaşın geri akış açısı gibi üç önemli işleme parametresini tahmin etmişlerdir. Tahminlerde kullandıkları tüm girdileri

teorik hesaplamalara dayalı olarak gerçekleştirmişler; model sonuçları ile deneysel ölçüm sonuçları arasında çok iyi ilişkiler elde etmişlerdir.

Lin ve ark., tornalama için yüzey pürüzlülüğü ve kesme kuvvetlerinin modellenmesini incelemişler; kesme hızı, ilerleme ve kesme derinliği gibi işleme parametrelerini bir tornalama işlemi için geliştirdikleri modelin ağ yapısı yardımıyla yüzey pürüzlülüğü ve kesme kuvvetlerinin tahmininde kullanmışlardır. Öncelikle yüzey pürüzlülüğü ve kesme kuvvetlerinin modellenmesi için işleme parametreleri ve tornalama performansına dayalı öğrenme veri tabanı oluşturmuş ve bu amaçla S55C yüksek karbonlu çelik, MTJNL2525M16 takım tutucu ve TNMG160404L2G formunda kesici uçlar kullanmışlardır. Tornalama sırasında oluşan kesme kuvvetlerini Kistler dinamometre yardımıyla ölçmüş ve model sonuçları ile deneysel ölçme sonuçları arasında çok iyi ilişkilerin olduğunu göstermişlerdir [23].

Huang ve Liang, kesici takımın termal özelliklerinin kesme kuvvetleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir [24]. Çalışmalarında Oxley'in teorisini [6] geliştirmişler; birincil ve ikincil kayma bölgelerindeki sıcaklık dağılımlarını hareketli ısı kaynağı metodunu kullanarak modellemişlerdir [25]. Araştırmacılar, metal kesmedeki talaş oluşum kuvvetlerinin modellenmesinde minimum enerji prensibi [26, 27] ve kayma hattı teorisi [6] olmak üzere temel iki yaklaşım üzerinde durmuşlardır.

Sikdar ve Chen, tornalama operasyonlarındaki yanak aşınması ile kesme kuvvetleri arasındaki ilişkileri incelemişler; CNMG120412N-UJ formundaki kesici uç ve AISI 4340 düşük alaşımlı çelik malzeme kullanarak bir dizi deneysel çalışma yapmışlardır. Kesme kuvvetlerini Kistler dinamometre yardımıyla ölçmüşler; kesme kuvvetlerindeki artışa paralel olarak yanak aşınmalarında da artışların olduğunu göstermişlerdir. Çalışmalarında, yanak aşınması ile kesme kuvvetleri arasındaki ilişkilerin daha iyi ifade edilebilmesi için kesme kuvvetlerini, yanak aşınmasının fonksiyonu olarak beşinci dereceden polinom biçiminde ele almış ve Matlab yazılımını kullanarak matematiksel bir model geliştirmişlerdir [28].

Luo ve ark., kesme işlemindeki yüzey oluşumunun modellenmesi ve simülasyonunu incelemişlerdir. Kesme kuvvetlerini; ilerleme, sürtünme katsayısı, kesici takım burun yarıçapı, kesme derinliği, kesme açıları, devir sayısı, kesme kenarı ve çeşitli eşitlik sabitlerini (x , y ve z yönlerindeki talaş yüzeyi, kesme kenarı ve yanak yüzeyindeki sabitler) kullanmak suretiyle dinamik bir formda ele almışlardır [29].

Zhang ve ark., fiber takviyeli plastiklerin ortogonal kesilmesinde oluşan kuvvetleri tahmin etmek için mekanik bir model geliştirmiş; talaş açısı ve kesici takım burun yarıçapı gibi kesici takımın geometrik özelliklerini de dikkate almışlardır [30].

Lee ve ark., kristalli malzemelerin elmas kesici takımlarla tornalanmasında kesme kuvvetlerindeki dalgalanmaları incelemişlerdir. Çalışmaları, kayma açısının tahmini için mikro plastisite modeli ve bir sürtünme değişkeni ile birleştirilen kesme kuvveti modeline dayanmaktadır. Mikro düzeydeki kesme kuvvetlerindeki periyodik dalgalanmaların sadece malzemenin kristal yapısındaki dizilişten kaynaklanmadığını, talaş ve kesici arasındaki sürtünmelerin de etkili olduğunu göstermişlerdir. Mikro plastisite modelinden hesaplanan kayma açısı ve sıfır talaş açısı kabulüne dayalı olarak kesme kuvvetlerini; deforme olmamış talaş kalınlığı, kayma açısı, tek kristalli malzemenin kayma gerilmesi ve talaş ile kesici takım arasındaki sürtünme açısına bağlı olarak modellemişlerdir [31].

David ve ark. çalışmalarında, herhangi bir aşınmış kesici takım kalibrasyonu olmaksızın talaş kaldırmadaki aşınmış kesici takımdaki kesme kuvvetlerini tahmin eden bir model geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri model, çok az sayıda keskin kesici takım kalibrasyon deneyleriyle geniş bir kesme şartları aralığında kayma açısı ve talaşın kaymasındaki akma gerilmesini tahmin eden bir mekanik modelle birleştirilen daha önceden geliştirmiş kayma hattı bölgesi yaklaşımını kullanmaktadır. Kayma açısı ve talaşın kaymasındaki akma gerilmesi değerleri daha sonra aşınmış kesici takım kuvvet modelinde kesici takım yanak aşınması sebebiyle kesme kuvvetlerinin tahmin edilmesinde birer girdi olarak kullanılmıştır. Model sonuçları ile deneysel sonuçların çok iyi bir uyum içerisinde olduğunu göstermişlerdir [32].

Reddy ve ark. ise, eğrisel yüzey (*contour*) tornalama için mekanik bir kuvvet modeli geliştirmişlerdir. Takım geometrisi, iş parçası geometrisi ve takım yolu gibi işleme parametrelerinin bir fonksiyonu olarak talaş yükü, talaş kalınlığı, talaş genişliği ve efektif yanaşma açısı gibi mekanik model parametrelerini değerlendirmek için analitik çözümler geliştirmişlerdir. Kesme kuvvetleri üzerindeki bu parametrelerin etkisini analiz etmişler ve modelin kalibrasyonu için bir dizi deneysel çalışma yapmışlardır. Modelin geçerliliği için içbükey ve dışbükey yüzeyleri olan iş parçası kullanmışlardır. Modelin simülasyon sonuçlarının deneysel sonuçlarla büyük bir uyum içinde olduğunu göstermişlerdir [33].

Kurt'un çalışması ise; talaş kaldırma sırasında oluşan kesme kuvvetlerinin deneysel olarak belirlenmesini, kesme kuvvetlerinin kesici takım üzerindeki etkilerinin sonlu elemanlar metoduna dayalı çözüm yapan ANSYS paket programı kullanılarak analizini ve elde edilen bulgular ışığında esas kesme kuvveti ve gerilmelerin matematiksel olarak modellenmesini ihtiva etmektedir. Bu amaçla, değişik kesme parametreleri kullanarak her biri çeşitli geometrilerde olan farklı kesici takımlarla işlenen, Inconel 718 ile AISI 1117 iş parçası malzemeleri üzerinde çeşitli kesme deneyleri yapmış ve talaş kaldırma sırasında oluşan kesme kuvvetlerini Kistler 9257B dinamometre yardımıyla ölçmüştür. Ayrıca kesici takım geometrisinin etkilerinin incelenebilmesi amacıyla Inconel 718, AISI 1040 ve AISI 4320 için literatürde yer alan deney sonuçlarından da yararlanılmıştır. Kesme parametrelerine bağlı olarak deneysel ölçümlerle belirlenen ve literatürden alınan kesme kuvvetlerinin kesici takım üzerindeki üç boyutlu gerilme etkilerini, sonlu elemanlar metoduna dayalı ANSYS programı yardımıyla analiz etmiştir. Kesme kuvvetlerinin ve dolayısıyla da kesme parametrelerinin kesici takımda gerçekleşecek takım aşınmalarının yeri ve değişimi ile ilgili gerçekçi bilgiler verdiği görülmüştür. Takım tutucu ve kesici uç açıları ile talaş kırıcı formu gibi kesici takım geometrilerinin gerilmeler üzerindeki etkilerini incelemiştir. Kesme deneyleriyle ölçülen esas kesme kuvveti verilerini kullanmak suretiyle, esas kesme kuvveti için uygulanabilir bir matematiksel model geliştirmiştir. Inconel 718 ile AISI 1117 için kesici takımda oluşan gerilme bileşenleri ise ANSYS kullanılarak elde edilen gerilme değerleri referans alınarak, her bir gerilme elemanı (normal, kayma ve von Mises gerilmeleri)

için kolaylıkla uygulanabilecek birer matematiksel model geliştirmiştir. Esas kesme kuvveti ve gerilme bileşenleri için geliştirilen model sonuçları ile deneysel ve analiz sonuçlarının çok yakın bir dağılım sergilediği ve pratik olarak kullanılabileceği görülmüştür [5].

Özlü, kesme işlemleri sırasında metallerin gerçek mekanik ve dinamik davranışlarını temsil eden analitik süreç modellerinin geliştirilmesi üzerine çalışma gerçekleştirmiştir. Dik ve eğik kesme süreçleri için, tornalama ve beş eksenli frezeleme operasyonlarının benzetiminde, analitik modeller geliştirdiği gibi, kesici takım ucu yarıçapının dikkate alındığı durumlar için bir ilk yaklaşım modeli önermiştir. Önerilen modellerde çok az sayıda deneyle sürtünme ve malzeme modeli katsayıları kalibre edilebildiğini vurgulamıştır. Metal kesme işlemlerindeki diğer önemli bir husus olan kesme sırasındaki dinamik davranış için, dinamik kesme sürecini çok boyutlu bir şekilde ele alan bir kararlılık modeli sunmuştur. Önerdiği modelleri deneylerle karşılaştırmıştır [34].

Aksu çalışmasında, dikey ve eğik metal kesme tekniklerinde, farklı malzemeler ve kesme koşullarında, deneysel olarak elde edilen sonuçları, analitik modellemede kullanmış, bu model sayesinde tahmin edilen kuvvetleri deneysel olarak ölçülen kuvvetler ile karşılaştırmıştır. Genel olarak hesaplanan değerlerin deney sonuçlarıyla uyum içerisinde olduğunu gözlemlemiştir. Çalışmasında Özlü'nün [36] geliştirdiği model aracılığıyla elde edilen kuvvetler, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ayrıca kesici takımlar üzerindeki köşe yuvarlama değerlerinin kesme süreçlerine etkilerini incelemiştir [35].

Özkan; tornalamada farklı talaş açısı, yanaşma açısı, kesme hızı değerlerinde oluşan esas kesme kuvveti, radyal kuvvet, ilerleme kuvveti ve takım ucu sıcaklığının bulanık mantık, yapay sinir ağı ve bulanık sinir ağı teknikleriyle modellenmesi üzerine çalışmalar gerçekleştirmiştir. Test verileri üzerinde yaptığı istatistiksel incelemelerle deney verilerini en iyi modelleyebilen yapay zekâ tekniği ve diğer modelleme teknikleri arasında karşılaştırmıştır [36].

Gündüz ise, tornalama işleminde oluşan kesme kuvvetlerinin bulanık mantık ve yapay sinir ağları metoduyla tahmini üzerine çalışmalar gerçekleştirmiştir. CNC torna tezgâhında poliamid malzemesinin kesme işlemi sırasında kesici takıma etki eden kuvvetlerini, kesme parametrelerinin (kesme hızı, ilerleme ve kesme derinliği) her birinin üç farklı değerine göre ölçmüştür. Daha sonra kesici takıma etki eden kuvvetlerinin tahmin modellerini bulanık mantık ve yapay sinir ağları metotlarını kullanarak oluşturmuştur. Daha önceden kesme kuvveti modellemesi üzerine bulanık mantık ve yapay sinir ağlarını kullanan çalışmalar olmasına karşın; bu çalışmada her iki tekniği birlikte kullanmıştır. Bunun yanı sıra, bu teknikler yardımıyla elde edilen gerçek değerlerin karşılaştırmalı yorumlarını yaparak hangi tekniğin daha uygun olduğunu performans kriterlerine göre değerlendirmiştir. Çalışmanın sonucunda, kesici uca etki eden kuvvetlerin tahmininde, bulanık mantık yönteminin yapay sinir ağları yöntemine göre daha uygun olduğunu görmüştür [37].

Literatürde tornalama dışında frezeleme operasyonları için de çeşitli çalışmalara rastlanılmıştır. Bao ve Tansel çalışmalarında, mikro parmak frezeleme operasyonları için yeni bir analitik kesme modeli geliştirmişlerdir. Önerdikleri yaklaşımla, takım yarıçapına karşılık seçilen diş başına ilerleme kullanılarak mikro parmak frezeleme operasyonlarındaki kesme kuvvetlerinin hesaplanması yapılabilmektedir. Tahmin edilen kesme kuvveti değerlerinin deneysel sonuçlara uygun olduğunu göstermişlerdir [38].

Korucu, talaşlı imalatla önemli bir yere sahip olan delme işlemlerinde oluşan kesme kuvvetlerinin deneysel olarak belirlenmesi, ölçülen bu kesme kuvvetleri etkisiyle kesici takımda meydana gelen gerilmelerin sonlu elemanlar metodu kullanarak analiz edilmesi ve analizi yapılan bu gerilmeleri tanımlamak için bir matematiksel model geliştirilmesi üzerine araştırma yapmıştır. Deneysel çalışmalar için iş parçası malzemesi olarak AISI 1050 çelik malzeme seçilmiştir. Delme işlemleri sırasında her takım için, beş farklı kesme hızı ve iki farklı ilerleme uygulamak suretiyle oluşan kesme kuvvetlerini Kistler 9272 tipi dinamometre yardımıyla ölçmüştür. Kesici takımda oluşan gerilmeleri, sonlu elemanlar metoduna dayalı olarak ANSYS yazılımı ile analizi etmiştir. Deneysel veriler ve analizlere bağlı olarak modellerin

oluşturulmasını gerçekleştirmiştir. Bu çalışma ile tüm kesme hızları ve ilerleme değerlerindeki artışa paralel olarak artan kesme kuvvetleri sebebiyle gerilme bileşenlerinde de yükselmelerin olduğu belirlenmiştir. ANSYS yardımıyla elde edilen gerilme sonuçları ile geliştirilen modellerle hesaplanan gerilme bileşenleri arasında çok yakın ilişkiler belirlenmiştir. Geliştirdiği bu modellerin, kullandığı takımlar için farklı kesme parametrelerinin kullanıldığı pratik uygulamalarda kullanılabileceğini göstermiştir [39].

2.2. Literatür Araştırmasının Değerlendirilmesi

Konuyla ilgili yapılan araştırmalar incelendiğinde, kesme verimliliğinin artırılması adına; kesme kuvvetlerinin, talaş kaldırma operasyonları performansına etkilerinin teorik ve deneysel olarak araştırıldığı görülmüştür.

Bugüne kadar yapılan bilimsel araştırmalar değerlendirildiğinde, tornalama işlemi esnasında oluşan kesme kuvvetlerinin işleme performansı üzerinde olumsuz etkiler yaptığı görülmektedir. Dolayısıyla talaşlı üretimde kesici takımında oluşan kesme kuvvetlerinin büyüklüklerinin tahmini bu yüzden önem taşımaktadır.

Literatür incelemesinde, kesme kuvvetlerinin ölçülebilmesi için dinamometre tasarımı çalışmaları yapıldığı da görülmektedir [40, 41]. Bu da kesme kuvvetlerinin bilinmesinin, kesme işleminin performansı açısından ne kadar önem taşıdığının göstergesidir.

Kesme kuvvetleri; kesici takım açıları, ilerleme hızı ve kesme hızına göre değişmektedir. Kesici takımının maruz kaldığı kesme kuvvetleri bilindiği takdirde, takım tezgâhı imalatçısı, takım tezgâhının ihtiyacı olan gücü ve diğer tezgâh özelliklerini belirleyebilir [40]. Ayrıca, kesme kuvvetleri, kesici takım geometrisinden de etkilenmektedir [42]. Seçilen kesici takım geometrisinin tipi, kesme kuvvetlerinde değişikliklere sebebiyet verir.

Temel talaşlı imalat işlemlerinden tornalama, delme, frezelemede oluşan kesme kuvvetleri, kesici takım ömrü - tezgâh gücü – yüzey pürüzlülüğü açısından önem taşıdığından, kesme esnasındaki kuvvetlerin ölçülmesi, analizi ve matematiksel bağ kurulması son zamanlarda araştırmacıların ilgi odağı haline gelmiştir.

Takım tezgâhlarında kesme esnasında oluşan kesme kuvvetlerinin büyüklüğü, temel olarak kesme parametrelerinden etkilendiği literatürdeki çalışmalardan bilinmektedir. [2, 5, 39]. Bu açıdan da araştırmacılar, kesme hızı, ilerleme ve kesme derinliği gibi işleme parametrelerini tornalama işlemi için geliştirdikleri modelin ağ yapısı yardımıyla yüzey pürüzlülüğü ve kesme kuvvetlerinin tahmininde kullanmışlardır [23].

Bazı araştırmacılar ise takım geometrisi, iş parçası geometrisi ve takım yolu gibi işleme parametrelerinin bir fonksiyonu olarak talaş yükü, talaş kalınlığı, talaş genişliği ve efektif yavaşma açısı gibi mekanik model parametrelerini değerlendirmek için analitik çözümler geliştirmişlerdir [33].

Metal kesme işleminin modellenmesi günümüzde bir geçiş dönemindedir. Bu konuda yapılan temel modelleme çalışmalarına ek olarak imalat/işlem performans tahmini ve takım teknolojisi entegrasyon analizi alanlarında da araştırmalar yapılmasına ihtiyaç vardır. Örneğin, kesme kuvvetleri ve titreşimler gibi önemli işlem çıktıları ile silindiriklik ve düzlük gibi parça unsur kaliteleri arasında ilişkiler kurulması gerekmektedir [43].

Dolayısıyla kesme işlemlerinin modellenmesi üzerine çalışmaların önem kazandığı ancak yeterli araştırmaların tamamlanmadığı, daha verimli kesme modellerine ulaşılabileceğinden hareketle; bu çalışmada, torna tezgâhında kesme işlemi esnasında, kesme parametrelerinde ve kesici takım geometrisinde değişiklik yaparak, kesme kuvvetlerinin büyüklük değerleri deneysel çalışmalarla incelenmiştir. Bu incelemenin sonucunda elde edilen sonuçlar analiz edilerek, kesme kuvvetlerine dair

matematiksel iki model üzerinde durulmuştur. Deney sonuçları ile oluşturulan kesme kuvveti modellerinin sonuçları karşılaştırılmıştır.

Literatürdeki kuvvet modellemelerinde kullanılan parametrelerin oldukça karmaşık analitik yapılar içerdiği ve modellerin çok fazla sayıda parametreleri kapsadığı görülmektedir. Bu çalışmada ise deneysel çalışma maliyetlerinin çok fazla olması sebebiyle, güvenilirliği yüksek, daha ekonomik ve gerçek kesme şartlarına kolay uygulanabilir, kesme kuvvetleri modellerinin geliştirilmesi amaçlanmıştır. İmalatta kullanılan somut, bilinen kesme şartlarındaki kesme değişkenleri kullanılarak gerçekleştirilecek bu modellemede, karmaşık analitik yapılardan ziyade, uygulanabilir, anlaşılır, gerçek kesme şartlarında ekonomik ve güvenilir kesme kuvvetlerinin modellenmesi hedeflenmektedir.

Çalışma, teorik araştırmalar ve deneysel sonuçlar vermesi ile literatürdeki yakınsak çalışmalara göre net, somut, anlaşılır ve pratik bir anlam taşıması açısından önem taşımaktadır. Ayrıca araştırmanın, literatüre temel ve esas teşkil edecek bir çalışma olacağı düşünülmektedir. Çalışma sonunda, deney sonuçları ile oluşturulan kesme modelleri doğrultusunda, bu alandaki araştırmacılara, talaşlı imalatçılara, takım tezgâhı imalatçılarına bir dizi öneriler üzerinde durulacaktır. Elde edilen verilerin, talaşlı imalat sanayisine, ülke ekonomisine ve daha sonraki araştırmalara esas teşkil edeceği düşünülmektedir.

3. TALAŞLI İMALAT TEKNOLOJİSİ VE KESME KUVVETLERİ

3.1. Talaş Kaldırma İşlemi

Talaş kaldırma, belirli boyut, şekil ve yüzey kalitesine sahip bir parça meydana getirmek için ucu keskin bir takım ile ve güç kullanarak, iş parçası üzerinden tabaka şeklinde malzeme kaldırma işlemidir. Fiziksel bakımdan talaş kaldırma işlemi, elastik ve plastik şekil değiştirmeye dayanan, sürtünme ısı oluşumu, talaşın kırılması ve büzülmesi, işlenen parça yüzeyinin sertleşmesi, takım ucunun aşınması gibi olayların meydana geldiği karmaşık bir fiziksel olaydır [44]. Bir parça üzerinden belirli bir malzeme tabakası kaldırılması için takımın o malzemeye nüfuz etmesi gerekir. Bu da, ancak takıma uygulanan kuvvetlerin yeterli ve takım malzemesinin parça malzemesinden daha sert olması halinde gerçekleşir. Ayrıca takım ucunun kama şeklinde yapılması, kesme olayını kolaylaştıran bir etkidir [45].

Kesme olayı sırasında; belirli bir kesite ve geometriye sahip kesici takım yardımıyla talaşın iş parçasından ayrılmaya zorlanmasından dolayı, talaşın gövdeden ayrıldığı yerde yüksek ısı meydana gelir ve kesici takım ile iş yüzeyinde aşınmalar gerçekleşir. Bu sebeple takım ömrü ve kaldırılan metal oranıyla ilgili pratik problemler yalnızca takım-talaş yüzeyi boyunca hareket eden talaşın ve işlenen malzemenin davranışları incelenerek ortaya konur.

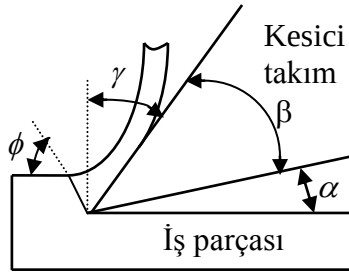
3.2. Talaş Kaldırmayı Etkileyen Faktörler

Yüksek verimle üretim yapabilmek için üretim esnasında optimum işleme şartlarının sağlanması gerekir. Talaş kaldırma işleminde kesme parametresi olarak isimlendirilen kesme hızı (V), ilerleme miktarı (f) ve kesme derinliğinin (a) takım ömrüne ve talaş kaldırma miktarına önemli etkisi vardır. Her hangi bir iş malzemesi yüzeyinden belirli miktarda malzeme tabakasının kaldırılması için kesici takım olarak adlandırılan bir kesicinin o malzeme içine batması gerekir. Bu sebeple, takım olarak kullanılan kesicinin, işlenecek iş parçasından daha sert, dayanıklı olması ve takıma kâfi derecede bir kuvvetin uygulanması ile yine kesme olayının gerçekleşmesi için

kesici takımın belirli bir takım geometrisine sahip olması ve belirli kesme şartlarının uygulanması lazımdır. Tornalamada yapılan kesme işleminin sürekliliğinden ve talaş kaldırma işlemini en iyi şekilde temsil etmesinden dolayı, tek noktalı kesme işlemi ele alınmaktadır. Aynı şekilde diğer takım tezgâhlarında da benzer olaylar daha basit olarak ortaya konmaktadır [46].

3.2.1. Kesici takım geometrisi

Talaş kaldırma mekaniğinde, kesici takımın geometrisi büyük önem taşır. Kesici takımda bulunan açılar kesici takımın geometrisini oluşturur. İş parçasının işlenmiş yüzeyi ve ona dik bir doğru, koordinat sistemi olarak seçilirse, bu koordinat sistemine göre takımın kesme özelliğini tayin eden dikey doğru ile talaş yüzeyi arasında talaş açısı (γ), kesici kısmın kama açısı (β) ve serbest yüzey ile parçanın işlenmiş yüzeyi arasında serbest açı (α) vardır. Ayrıca eğik kesmede takım ağzının kesme hızı doğrultusu ile yaptığı ve eğim açısı (χ) denilen bir açı daha vardır. Bu açı dik kesmede 0° 'dir (Şekil 3.1) [44].



Şekil 3.1. Kesme sırasındaki talaş açısı, kama açısı ve serbest açı

Takım üzerindeki önemli geometrik parametreler takım uç yarıçapı, yan talaş açısı, arka talaş açısı ve boşluk açılarıdır. “ $+\gamma$ ”, yüksek kayma açısı sağlar ve kesme kuvvetlerinin azalmasına yardımcı olur ve talaşın iş parçasından akarak uzaklaşmasına yardımcı olduğu için iyi bir yüzey kalitesi bırakır. “ $-\gamma$ ” açılı takımlar kayma açısını azalttığı için aynı kesme şartlarında pozitif kayma açılı takımlardan daha yüksek kesme kuvvetleri meydana getirir. Kesintili kesmede negatif talaş açılı takımlar pozitif talaş açılı takımlardan daha büyük darbe direnci sağlar [1].

3.2.2. Kesme hızı

Kesmede genel kural olarak, ideal kesme şartlarının belirlenmesinde düşünülmesi gereken en önemli faktör, uygun kesme hızı seçiminin yapılmasıdır. Kesme hızı düşük seçilirse az parça üretilir ve çok düşük kesme hızlarında takım ucunda, talaş sıvanması meydana gelebilir. Bu durum, kesici takım değişikliğini gerekli kılabilir. Ancak kesme hızı gereğinden yüksek seçildiğinde, takım hızla bozulacak ve daha sık takım değişikliği gerekecektir. Bu nedenle her hangi bir talaş kaldırma işlemi için optimum kesme hızı, kesici takım ömrü ve talaş kaldırma miktarını dengeleyecek şekilde seçilmelidir [46].

Kesme hızı, iş parçası malzemesi, kesme sıvısı, paso kalınlığı, ilerleme hızı ve takım geometrisi sıcaklığın oluşmasını etkileyen faktörlerdir. Bunlardan en önemlisi kesme hızının büyümesi, sıcaklığın önemli ölçüde artmasına neden olur. Bu nedenle sertliklerini sertleştirme yolu ile kazanan takımların kesme hızları sınırlıdır. Kesme sıvılarının kullanılması, sıcaklığın azalmasına ve daha büyük kesme hızlarının kullanılmasına izin verir [44].

3.2.3. Kesme derinliği ve ilerleme miktarı

Talaş kaldırma işlemini etkileyen diğer önemli faktörler de kesme derinliği (a) ve ilerleme miktarı (f)'dir. Kesme işlemi mekaniği, dolayısıyla takım ömrü açısından değerlendirme yapıldığında; talaş kaldırma miktarı, bitirilmemiş iş parçasından kaldırılan malzeme miktarıdır. Bu değişkenlerden herhangi biri değiştirildiği zaman bunun sonucu olarak talaş kaldırma miktarı da değişir. Her bir parametredeki değişiklik, kesici takım ömrüne farklı olarak yansır.

En uygun f ve a düşünüldüğü zaman, mümkün olan en derin talaş ve düşük ilerleme miktarı seçilir. Çünkü bunlar takım ömürlerine kesme hızından daha az etkiye sahip olduğundan takım ömrünü daha az oranda azaltacaktır. Optimum f , kesici takım ömrü ve talaş kaldırma miktarını dengelemelidir [46] .

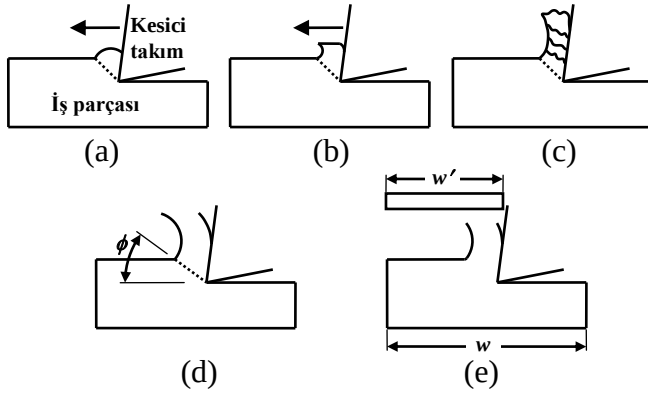
Diğer yünden, talaş kaldırma esnasında meydana gelen ısı kesicide aşınmalara sebebiyet vereceğinden takım ömrünü etkiler. Ayrıca takım ile iş parçası malzemesinin cinsi, kesme sıvısı kullanılması ve talaş kaldırma esnasında oluşan takım titreşimlerinin etkisi, göz önünde bulundurulacak faktörlerdir. Kesme kuvvetleri ise talaş kaldırmayı etkileyen faktör olarak düşünülebilecek olsa da araştırma talaş kaldırma mekaniğine dair ayrıca bir konu olarak ele alınmıştır.

3.3. Talaş Oluşumu ve Talaş Geometrisi

İmalatta (pratik uygulamada) sürekli, yapışık ve kesintili olmak üzere üç talaş tipi vardır. Bant veya sarılmış şeklinde olabilen sürekli talaş tipi yüksek V ve düşük f ile işlenen sünek malzemelerde; yapışık talaş tipi, orta V ve yüksek f ile işlenen sünek malzemelerde ve kesintili talaş tipi ise gevrek malzemelerde meydana gelir. Sünek malzemelerde sürekli talaş tipinin oluşması kesme koşullarının iyi, işlenen yüzeyin kalitesinin de çok iyi olduğunu gösterir. Ancak bilhassa bant şeklinde sürekli talaş, tezgâhın çeşitli tertibatlarına ve iş parçasına sarılarak işlenen yüzeyin yüzey kalitesini azaltabilir, gerek tezgâh gerekse operatör için tehlike unsuru oluşturabilir. Bu nedenle bu gibi hallerde talaşın kırılması için çeşitli yöntemler uygulanabilir. Yapışık talaş tipi, yüzey bakımından çok kötü olmakla beraber takımın ağzına yapışarak ağız birikintisine ve takım ağzının kısa zamanda bozulmasına yol açar. Kesintili talaş tipi sert malzemelerde çok iyi bir yüzey meydana getirir [44].

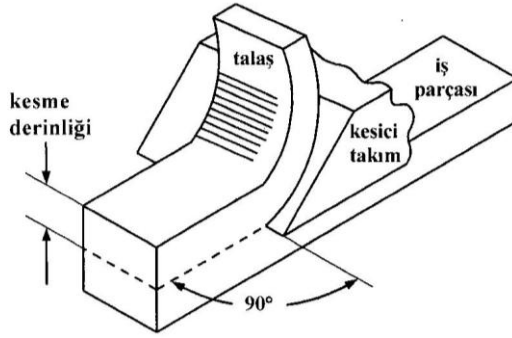
Kesme işlemi sırasında gerçekleşen talaş oluşum safhaları Şekil 3.2’de verilmiştir.

Kesmenin analizi için yaygın olarak kullanılan iki kesme metodu vardır: *Dik (ortogonal)* (Şekil 3.3) ve *eğik (oblique)* kesme (Şekil 3.4). *Dik* kesme, üç boyutlu problemden ziyade iki boyutlu bir problem davranışı gösterdiğinden kesme mekaniğini oluşturan eşitliklerin çıkarılmasındaki deneysel ve teorik çalışmalarda yaygın olarak kullanılan bir metottur.

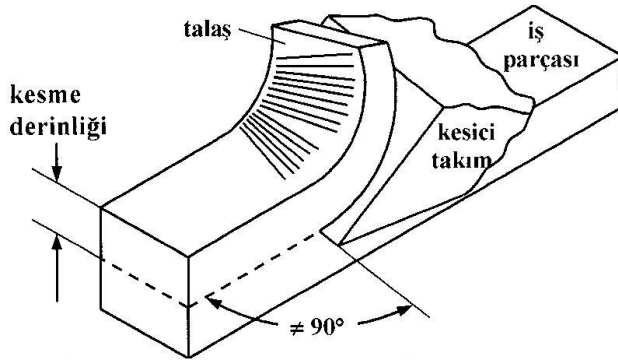


Şekil 3.2. Talaş oluşumu [2]

a) Takımın iş parçasına dalması, b) Kesme işleminin başlaması (yığılma),
c) Talaşın akışı, d) Talaşın parçadan ayrılması, e) Çıkan talaş uzunluğu



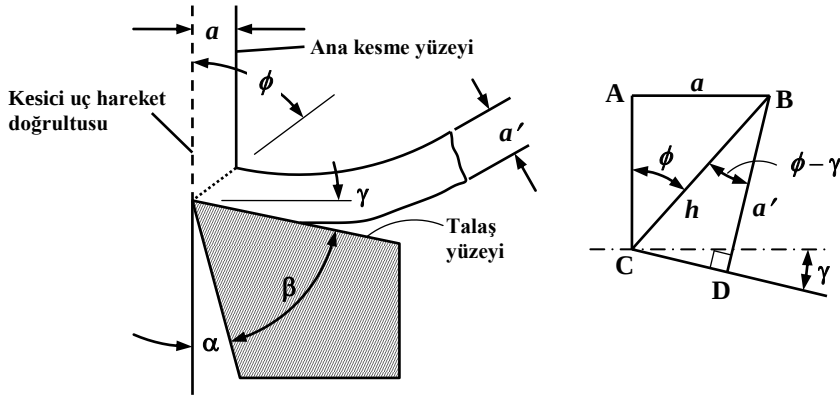
Şekil 3.3. Dik kesme metodu [5]



Şekil 3.4. Eğik kesme metodu [5]

Kesici etkisiyle kaldırılan kesme derinliği genellikle düzgün talaş kalınlığı olarak bilinir ve pratik kesme operasyonlarında ve yapılan çalışmalarda kolaylık olması açısından genellikle sabit olarak alınır [5].

Talaş kaldırma, kesici kenarda talaşın oluşturulduğu bölgeden alınan düzlemsel kesitle açıklanır (Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Talaş oluşma düzlemi [2]

Kesme açısı etkisiyle oluşan yığılma faktörü (λ); talaş uzunluğunun (w'), kesme uzunluğundan (w) daha kısa olduğunu açıklamada kullanılır. Şekil 3.5'ten talaş yığılma faktörü (λ) için,

$$\lambda = a'/a \quad (3.1)$$

yazılabilir. Şekil 3.5'teki ABC ve BCD üçgenlerinden;

$$\sin \phi = a/h \Rightarrow a = h \sin \phi \quad (3.2a)$$

$$\cos(\phi - \gamma) = a'/h \Rightarrow a' = h \cdot \cos(\phi - \gamma) \quad (3.2b)$$

elde edilir. Talaş kaldırmada talaş kayma açısının (ϕ) talaş kaldırmada önemli bir rolü vardır ve talaş yığılma faktörünün hesaplanmasında kullanılır. Buna göre Eş. 3.2'de verilenler Eş. 3.1'de yerine yazılırsa, yığılma faktörü;

$$\lambda = [\cos(\phi - \gamma)] / \sin(\phi) \quad (3.3)$$

olacaktır [2]. Kayma yüzeyinin konumu, kayma açısı ile belirlenebileceğine göre; kayma açısı için aşağıdaki eşitlik yazılabilir [5].

$$\tan \phi = \cos \gamma / [\lambda - \sin \gamma] \quad (3.4)$$

3.4. Kesici Takımlarda Aşınma

Neredeyse bütün talaşlı imalat işlemleri esnasında kesici takımlar belirli bir süre sonra kesme kabiliyetlerini kaybederler. Kesici takım geometrisindeki tedrici şekil değişikliği (aşınma), anlık yüksek kuvvetlerden dolayı kesici ucun kırılması, yüksek sıcaklık ve gerilmeler nedeniyle kesici takım malzemesinin dayanımının azalarak plastik deformasyona uğraması gibi unsurlar; kesici takımın kesme kabiliyetini kaybetmesinin nedenlerindendir [47].

Takım ömrü, kesici ucun, iş parçalarını kabul edilebilir parametrelerin sınırları dâhilinde işlemesi sırasında gerçekleşecek üretim zamanıdır. Takım aşınması, kesici kenar üzerindeki yük faktörlerinin (mekanik, kimyasal veya termal) bir birleşiminin ürünüdür. Kesici kenar ömrü, takım geometrisini değiştirmeye çalışan mekanik yük faktörleri, termal (ısı) yük faktörleri ve kimyasal yük faktörleri gibi çeşitli yüklerle belirlenir. Aşınma, takım–iş parçası–işleme şartları arasındaki karşılıklı etkileşimin bir sonucu olup; talaş kaldırma sırasında kesici kenar üzerindeki etkili olan bu yük faktörlerinin bir sonucu olarak bazı temel aşınma mekanizmaları, metalden talaş kaldırma işlemine etki eder. Bu aşınma mekanizmaları; abrasyon aşınma, difüzyon aşınma, oksidasyon aşınma, yorulma ile aşınma (statik veya dinamik) ve yapışma ile aşınma (adhesiv aşınma) şeklinde özetlenebilir [2].

Kesici takım aşınma tiplerinin sınıflandırılması; işleme tipi ve malzeme, doğru işleme şartlarının ve takım sınıfının (*grade*) elde edilmesiyle; verimliliği optimize etmek ve işleme operasyonunu değerlendirmek için en önemli unsur olarak karşımıza çıkmaktadır. Temel işleme kriterleri; talaş kaldırma miktarı, ekonomik hassasiyet, yüzey dokusu ve talaş kontrolü takım aşınmasının oluşup gelişmesine bağlıdır. Doğru seçilmiş takım, kesme parametreleri için uygun başlangıç değerleri, uzman desteği, kişisel deneyimler, kalitesi yüksek iş parçası malzemesi ve işleme şartları

gibi faktörler ideal aşınma gelişmesinin (oluşumunun) elde edilmesini sağlamak için en önemli bileşenlerdir. Özetle kesici takımlarda karşılaşılan ve kesmeyi etkileyen aşınma/yapısal bozulma tipleri; yan yüzey (yanak) aşınması, krater aşınması, plastik deformasyon, çentik aşınması, termal çatlaklar, mekanik yorulma çatlakları, çatlama (çentiklenme), yığılma-sıvanma (BUE) ve kırılma biçiminde özetlenebilir [2].

3.5. Kesme Kuvvetleri

Talaş kaldırma esnasında oluşan kesme kuvvetleri, kesme işlemi performansını, üretilen parçanın kalitesini, kesici takımın aşınmasını ve üretim maliyetini etkilemektedir. Talaş kaldırmak için uygulanan bu kuvvetler tezgâha güç veren motorun çeşitli devirlerde ve kademelerde gücünü kesici takım – iş parçası çiftine iletmesi ile performansını açıklar. Kesici takım üzerine etki eden bu kesme kuvvetleri talaş kaldırma işleminin en önemli aşamasından birini oluşturur [4]. Bu sebeplerle yıllardır araştırmacıların sürekli ilgisini çekmiş, pek çok araştırma yapılmış ve halen de yapılmaktadır. Takım malzemelerindeki gelişmeler, özellikle 1930’lu yıllarda sert karbürlerin kullanılmaya başlanması ile birlikte, kesme hızları artmış, daha kaliteli yüzeyler elde edilmeye başlanmıştır. Bilimsel gelişmelerle birlikte, talaş kaldırma olayı operatörün kişisel tecrübelerine dayanan ampirik seviyeden bilimsel seviyeye çıkarılmıştır. İmalatın uzun ömürlü, kaliteli, emniyetli ve ekonomik olabilmesi için, etkiyen tüm kuvvetlerin hassas biçimde belirlenmesi gerekir. Bu sebeple kuvvet ölçümlerinin sağlıklı yapılması çok önemlidir [5].

3.5.1. Kesme kuvvetlerinin ölçülmesi

Kesici takımın ilerleme hızı, kesicinin açıları ve kesme hızı kesme kuvvetlerini etkilediğinden bu kuvvetlerin bilinmesi tezgâh tasarımında önemli rol oynar. Bu kesme kuvvetleri dinamometreler yardımı ile ölçülür. Bu dinamometreler takım tutucu elamanların yer değiştirme miktarlarını dikkate alarak ölçme yaparlar [4].

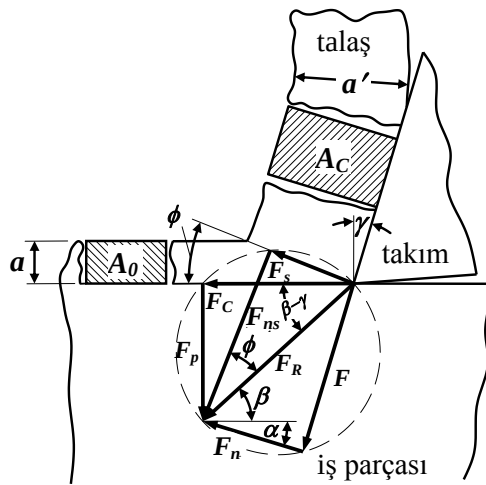
Statik ve dinamik kuvvetlerin ölçülmesinde yük hücrelerinin veya transdüserlerin kullanıldığı dinamometreler yaygın olarak kullanılmaktadır. Burada, elastik bir

makine elamanına uygulanan kuvvetin bu elastik elemenda oluşturduğu deformasyon miktarından yola çıkılarak kuvvetler belirlenmektedir. Ancak deformasyonların küçük olması gerinim ölçerlerin kullanılmasını zorunlu kılmaktadır. Normal kesme kuvvetleri sadece katı cisimler mekaniğinde karşılaşılan büyüklükler değildir. Örneğin talaş kaldırma işlemi ve talaş oluşumu esnasında oluşan kuvvetler göz önüne alınır ve kesici takımın bir ankastre çubuk gibi davrandığı düşünülürse yatay ve düşey düzlemde takımda oluşan eğilme-burulma ve basma-burkulma kuvvetleri hesaplanabilir [48].

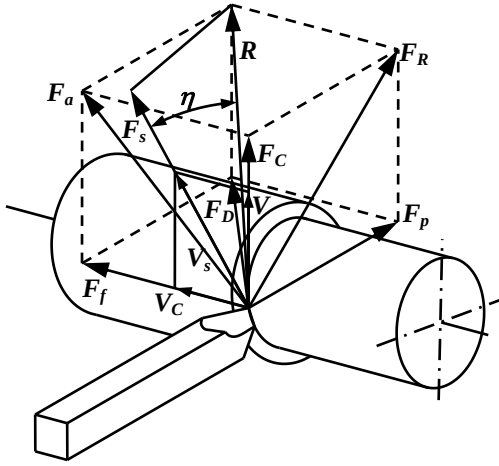
3.5.2. Kesme kuvveti bağıntıları

Kuvvet bağıntılarını çıkarabilmek için, talaş serbest olarak, malzemeden izole edilmiş gibi dengede düşünülerek incelenir. Takım yüzeyinde elde edilen kuvvet bileşenleri, takım yüzeyindeki sürtünme katsayısının ve sürtünme kuvvetinin hesaplanmasına da imkân sağlar [5].

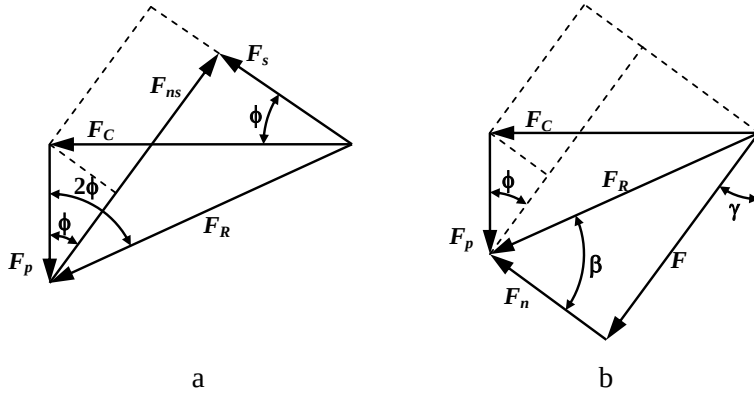
Şekil 3.6 ve Şekil 3.7’de sırasıyla ortogonal kesmede oluşan kuvvetler ile hesaplamalarda kullanılan hesaplama üçgenleri ve oluşan kuvvetlerin tornalama için yorumlanması gösterilmiştir. Şekil 3.6 ve Şekil 3.7’den yola çıkarak yatay ve düşey bileşenler kullanılarak Şekil 3.8’deki kuvvet vektörlerini veren hesaplama üçgenleri elde edilir [5].



Şekil 3.6. Dik kesmede oluşan kuvvetler [5]



Şekil 3.7. Kesme kuvvetlerinin torna tezgâhı için yorumlanması [2]



Şekil 3.8. Kesme kuvvetleri için kullanılan hesaplama üçgenleri [2]

Hesaplama üçgenlerinden özetle şu bağıntılar yazabilir.

$$F_{ns} = F_p \cos \phi + F_C \sin \phi \quad (3.5a)$$

$$F = F_C \sin \gamma + F_p \cos \gamma \quad (3.5b)$$

$$F_n = F_C \cos \gamma - F_p \sin \gamma \quad (3.5c)$$

Bu bağıntılardan yola çıkarak sürtünme açısını (β) ve dolayısıyla sürtünme katsayısını (μ), aşağıdaki gibi yazmak mümkündür:

$$\tan \beta = \mu = F/F_n \quad (3.6)$$

Eş. 3.5 ve Eş. 3.6 kullanılarak sürtünme açısı için,

$$\mu = \frac{F_C \sin \gamma + F_p \cos \gamma}{F_C \cos \gamma - F_p \sin \gamma} = \frac{F_p + F_C \tan \gamma}{F_C - F_p \tan \gamma} \quad (3.7)$$

elde edilebilir [5]. γ 'nın negatif bir değer alması halinde ise, Eş. 3.7'deki “+” ve “-” işaretlerinin yerleri değiştirilir [2,5].

3.5.3. Esas kesme kuvvetinin belirlenmesi

Kayma düzlemi boyunca etki eden F_s kuvveti, malzemenin çekme dayanımına (σ_k , MPa) ve kayma düzlemi açısına (ϕ) bağlı olarak,

$$F_s = A_0 \sigma_k \operatorname{cosec} \phi = a f \sigma_k \operatorname{cosec} \phi \quad (3.8)$$

şeklinde elde edilir [2].

Eş. 3.8 ve Şekil 3.7'deki hız üçgenlerini kullanarak F_C 'yi aşağıdaki gibi hesaplamak mümkün olacaktır:

$$F_C = [F_s \cos (\beta - \gamma)] / [\cos (\phi + \beta - \gamma)] \quad (3.9)$$

Ancak yapılan pek çok deneysel araştırmanın ortaya koyduğu sonuçlara göre, talaş kaldırma sırasında esas kesme kuvvetini etkileyen değişik faktörler söz konusudur. Bunların en önemlileri; kesme hızı faktörü (k_v), talaş açısı faktörü (k_γ), takımın aşınma faktörü (k_α), takım malzemesi faktörü (k_t) biçiminde sıralanabilir [2]. Kienzle, bu faktörleri de dikkate alarak esas kesme kuvvetini,

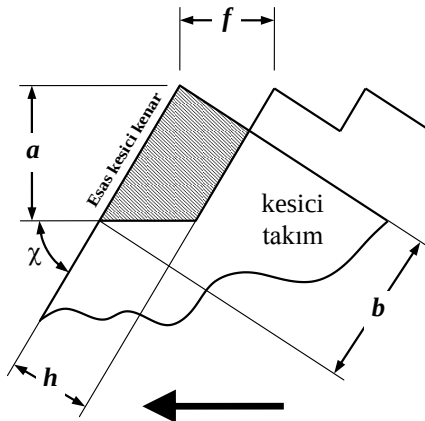
$$F_C = [A_0 k_s] k_v k_\gamma k_\alpha k_t \quad (3.10)$$

olarak ifade etmiştir [2]. Burada k_s özgül kesme direncini (MPa) göstermekte olup; $k_s = k_{11}h^{-m}$ ampirik bağıntısı ile bulunur. Bu bağıntıdaki k_{11} ; $h=1$ mm ve $b=1$ mm olan bir kesitin özgül kesme kuvvetini ifade ederken m ise işlenen malzemenin k_s değeri ile h değeri arasındaki logaritmik ilişkiyi gösteren eğrinin karakteristik eğimi olup malzeme cinsine bağlı olarak sabit bir değer almaktadır. Özgül kesme direnci ile kesme derinliği ve ilerlemeye bağlı talaş kesiti alanı (mm^2) da dikkate alındığında; Eş. 3.10, aşağıdaki hale gelir [2,5]:

$$F_C = \left[a \cdot f \cdot (k_{11}/h^m) \right] k_v \cdot k_\gamma \cdot k_\alpha \cdot k_t \quad (3.11)$$

Talaşlı imalatta takım tezgâhlarının pek çoğu için kesme kuvveti ve buna bağlı kesme gücünü hesaplamak için F_c kullanılır. Bu hesaplamada, talaş geometrisi de büyük önem taşımaktadır. Talaş kesitini belirleyen en önemli faktör kesme kenarı açısıdır (Şekil 3.9) [2,5].

Şekil 3.9’da, talaş kesit alanı için $A_0 = a \cdot f$ veya $A_0 = b \cdot h$ yazılabilir. Kesme kenarı açısı; $\sin \chi = (h/f)$ olduğuna göre b ve h için sırasıyla; $b = a / \sin \chi$ ve $h = f \cdot \sin \chi$ bağıntıları yazılabilir. Şekil 3.9’daki taralı alan, talaş kesitini ifade ettiğinden; $\chi=90^\circ$ olması halinde, kesit dikdörtgen ($A_0 = a \cdot f$) ve $\chi < 90^\circ$ halinde ise kesit paralel kenar şeklinde olacaktır ($A_0 = b \cdot h$) [5].



Şekil 3.9. Talaş kesitinin kesme kenarı açısı ile ilişkisi [2]

3.5.4. Diğer kesme kuvvetlerinin belirlenmesi

Talaş kaldırma sırasında oluşan kuvvetlerin tayini için ampirik ifadeler çeşitli araştırmalar sonucu ortaya konulmuş olmakla beraber, bu kuvvetlerin dinamometreler ile ölçülmek suretiyle belirlenmesi en etkili yoldur. F_p ve F_f için kesin değerler olmamakla beraber tornalama işlemlerinde esas kesme kuvvetine göre yaklaşık olarak aşağıdaki gibi hesaplanırlar [2]:

$$F_f \approx (0,2 \sim 0,3) F_C \quad (3.12a)$$

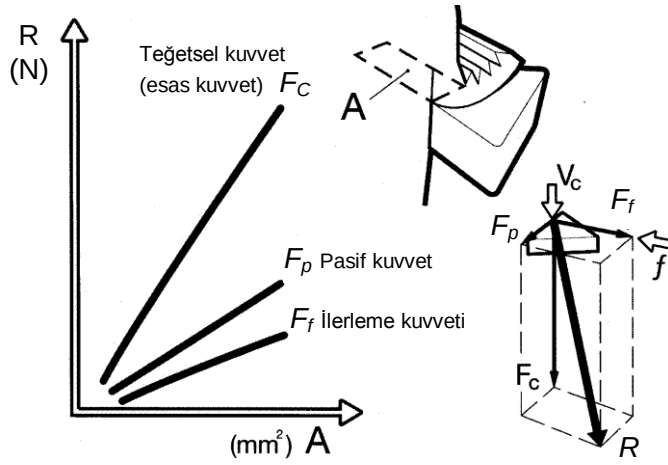
$$F_p \approx (0,1 \sim 0,2) F_C \quad (3.12b)$$

Talaş kaldırma kuvveti veya bileşke kuvvet (R) için,

$$R = \sqrt{F_C^2 + F_f^2 + F_p^2} \quad (3.13)$$

yazılabilir (Şekil 3.10). Şekil 3.10, kuvvet bileşenlerinin talaş kesitine bağlı olarak nasıl değiştiğini göstermektedir. Talaş kesitinin büyümesi ile üç bileşende önemli ölçüde değişmektedir. En büyük değişim esas kesme kuvvetinde olmakla birlikte kesme kuvvetleri için kesitin değişmesi ile F_C , F_p 'nin 2, F_f 'in ise 4 katı fazla değişmektedir. Bu değişim, delmede oldukça farklı olup; tamamen ilerleme miktarına bağlı olarak değişmektedir [2,5].

Kuvvet bileşenleri arasındaki ilişki kesme operasyonunun cinsine bağlı olarak, dikkate değer biçimde değişir. Esas kesme kuvveti veya teğetsel kuvvet daha ziyade tornalama ve frezeleme operasyonlarında, özellikle güç ihtiyacını belirlemek için önemlidir. Pasif veya radyal kuvvet, delik büyütme işlemlerinde; eksenel kuvvet veya ilerleme kuvveti ise delme işlemlerinde büyük önem taşımaktadır [2,5]. Pasif kuvvet; χ ve takım uç yarıçapına bağlı olarak değişmektedir. $\chi=90^\circ$ ve daha küçük bir uç yarıçapı, takımın yerini değiştirmeye ve titreşimin artmasına sebep olan bu kuvvetin minimize edilmesine yardımcı olacaktır [5].



Şekil 3.10. Kuvvet bileşenlerinin kesit alanına bağlı olarak değişmesi [5]

Titreşim eğilimi, kesme kuvvetlerinin bir sonucudur. Titreşim, kesici takım veya iş parçasının yer değiştirmesinden kaynaklanabileceği gibi çalışma şartlarındaki değişmelere bağlı olarak kesme işlemindeki değişikliklerden ve malzeme şartlarından da etkilenir. Kenarda yığılan talaş (*BUE*) oluşması da kesme kuvvetlerinde dalgalanmalara ve titreşime sebep olur [2,5].

Talaş kaldırma geometrisinin önemsenmesi, uygun talaş kırılmasının sağlanması, pozitif talaş açısı kullanılması ve yüksek kesme hızlarının seçilmesi kesme kuvvetleri/titreşim ilişkisi üzerinde genellikle olumlu etkiler oluşturmaktadır [2,5].

4. MALZEME VE METOT

4.1. Deneysel Çalışmalar

Bu araştırmada, talaşlı imalat yöntemlerinden tornalamada, farklı kesme parametreleri seçilmesi sonucunda oluşan kesme kuvvetlerinin ölçülmesi ve tahmini amacıyla bir dizi deney yapılmıştır.

4.1.1. Deneylerde kullanılan iş parçası malzemesi

Yapılan deneysel çalışmalarda iş parçası malzemesi olarak, makine imalat sanayisinde cer kancası, dişli, freze mili yapımında yaygın olarak kullanılan AISI 1050 karbon çeliği kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan AISI 1050 (DIN 1.1210) çeliğinin kimyasal bileşimi Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Deney numunelerinin kimyasal bileşimi

%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Cr
0,485	0,218	0,752	0,0256	0,056	0,109
%Mo	%Ni	%Al	%Co	%Cu	%Pb
0,0147	0,111	0,00213	0,00126	0,231	0,00211
%V	%Sn	%Nb	%W	%Fe	
0,0134	0,0166	0,00254	0,00528	Kalan	

4.1.2. Kesici takımlar ve takım tutucu

Deneylerde farklı geometrilere sahip kesici takımlar kullanılmıştır. ISO 3685’te belirtilen deney şartlarına uygun olarak SANDVIK firmasına ait takım uç burun yuvarlatma yarıçapı (r) 0,4 - 0,8 - 1,2 mm olan SNMG formundaki sementit karbür kaplamalı (4225 grade) PM, PR, QM talaş kırıcı geometrisine sahip kesici takımlar ile bu kesici takımlara uygun PSBNR 2525M12 formundaki takım tutucu ($\chi = 75^\circ$) kullanılmıştır.

SANDVIK tarafından üretilen SNMG kesici takımların PM, PR ve QM talaş kırıcı geometrilerine ait talaş kırıcı açıları ise sırasıyla 7°, 8° ve 9°'dir. Kesme deneylerinde kullanılan ve talaş kırıcı geometrisi ile talaş açısına göre sınıflandırılan kesici takımlar Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Kullanılan kesici takımların kodları ve özellikleri

ISO 3685'e göre gösterim	Burun yuvarlatma yarıçapı r (mm)	Talaş kırıcı geometrisi	<i>Talaş kırıcı açısı</i> (°)
SNMG 120404-PM 4225	0,4	PM	7
SNMG 120408-PM 4225	0,8		
SNMG 120412-PM 4225	1.2		
SNMG 120404-QM 4225	0,4	QM	9
SNMG 120408-QM 4225	0,8		
SNMG 120412-QM 4225	1.2		
SNMG 120408-PR 4225	0,8	PR	8
SNMG 120412-PR 4225	1.2		

Talaş kırıcı açısı 8° olan PR talaş kırıcılı SNMG 120404-PR ($r = 0,4$ mm) kesici takımların SANDVIK firmasının ürün yelpazesinde yer almamasından dolayı bu kesici takımlar kesme deneylerinde kullanılamamıştır.

4.1.3. Takım tezgâhı

Deneylerde Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Talaşlı Üretim Anabilim Dalı CNC Atelyesinde bulunan JOHNFORD T35 sanayi tipi CNC torna tezgâhı kullanılmıştır. Bu tezgahın özellikleri Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. JOHNFORD T35 CNC torna tezgahının özellikleri

X eksen	(mm)	250
Z eksen	(mm)	600
Tezgah gücü	(kW)	10
Devir sayısı	(rpm)	4000
Hidrolik ayna çapı	(mm)	250
Hassasiyet	(mm)	0,001
Taret, Takım Bağlama Kapasitesi		12

4.1.4. Kesme kuvvetlerinin ölçülmesi

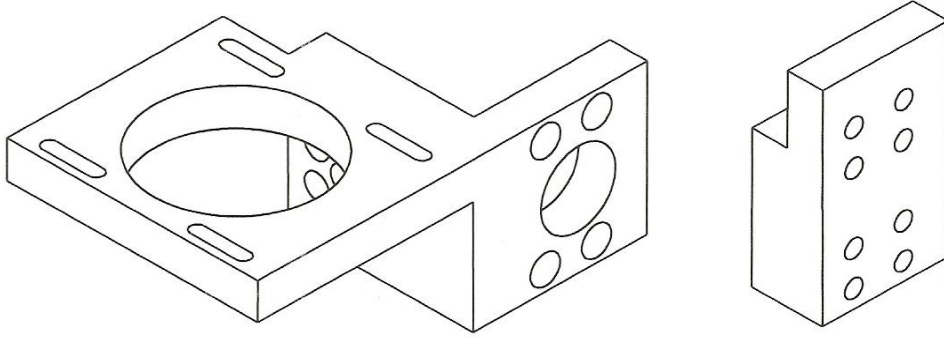
Deneylerde üç kesme kuvveti bileşenini (F_C , F_f ve F_p) ölçme kapasitesine sahip kuartz Kistler 9257B tipi dinamometre kullanılmıştır. Bu dinamometrenin teknik özellikleri Çizelge 4.4’te verilmiştir.

Çizelge 4.4. Kistler 9257B dinamometrenin teknik özellikleri [5]

Kuvvet aralığı (F_x , F_y , F_z)	(kN)	-5...10
Tepki verme (N)		<0.01
Hassasiyet F_x , F_y	(pC/N)	-7,5
F_z		-3,5
Doğrusallık		%1 FSO
Histerezis		%0,5 FSO
Doğal frekans $f_0(x,y,z)$	(kHz)	3,5
Çalışma sıcaklığı	(°C)	0...70
Kapasitans	(pF)	220
20 °C’deki yalıtım direnci	(Ω)	> 1013
Topraklama sınıfı	(Ω)	> 108
Koruma sınıfı		IP 67
Ağırlık	(kg)	7,3

Kistler 9257B dinamometre, torna, freze, taşlama ve matkap gibi takım tezgâhlarında kullanılmak üzere tasarlanmıştır. Dinamometrenin CNC torna tezgahında kullanılabilmesi ve tezgaha bağlanabilmesi için Kurt’un [5] çalışmasında tasarlayıp imal ettiği iki adet ara parçadan yararlanılmıştır (Şekil 4.1). Kurt [5], parçaları imal ederken iş parçası eksenli ile kesici takım ucu arasındaki gerekli eksen ayarını dikkate

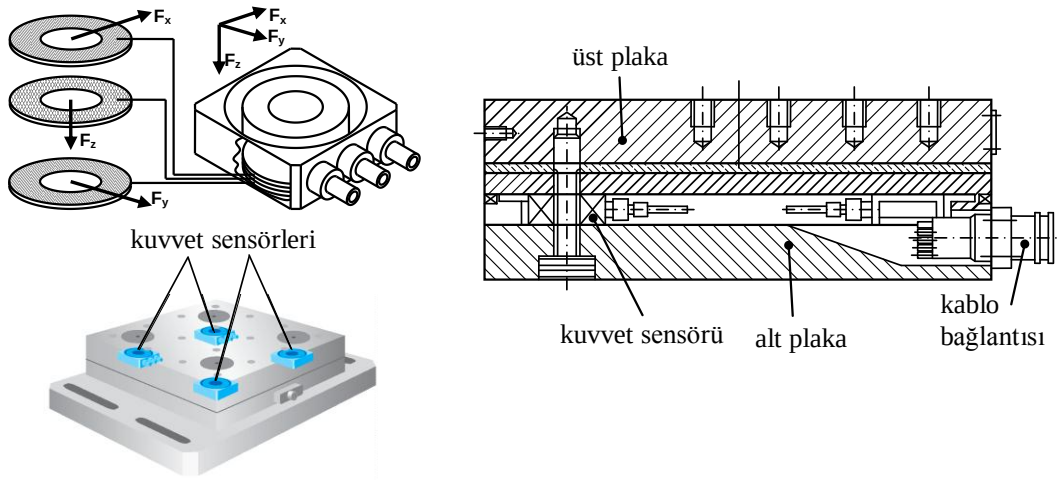
almış ve parçaları, kesme sırasında herhangi bir gereksiz titreşime sebep olmayacak biçimde tezgâha bağlamıştır.



Şekil 4.1. Dinamometrenin bağlanması için kullanılan ara parçalar [5]

Dinamometrede bir üst plaka yardımıyla hissedilen kesme kuvvetleri, üst ve alt plakalar arasına yerleştirilen dört adet üç bileşenli kuvvet sensörleri arasında dağıtılır. Her bir sensör, bir tanesi z eksenini ve diğer ikisi de sırasıyla x ve y eksenleri doğrultusundaki basınca duyarlı üç parçalı kuartz plaklarından (Şekil 4.2) oluşmaktadır. Bu dört kuvvet sensörü tarafından hissedilen kuvvet, üç bileşene ayrılmaktadır. Kuvvetin yönüne göre “-” veya “+” işaretli kuvvet değerleri belirlenir. Kesme kuvvetleri ölçülürken, kuvvet etkisiyle oluşan yer değiştirmeye (*deflection*) bağlı olarak gerinim uzama ölçerler (*strain gauge*) ile kesme kuvveti ölçümünden farklı olarak; kesme kuvvetleri etkisiyle oluşan basınç sebebiyle kuartz kristalinde “-” veya “+” işaretli elektriksel bir gerilim oluşur. Oluşan bu gerilim etki eden kuvvetle doğru orantılı olarak elektriksel bir çıktı oluşturmaktadır [5, 49] .

Dinamometre tarafından hissedilen kesme kuvveti verileri (gerilim değerleri) *Kistler Type 5019B130 Multichannel Charge Amplifier* (yükselteç) yardımıyla *Type 2855A3 A/D Board CIO-DAS 1602/12* veri alma kartı ve *Kistler Type 2825A1-2 Dynoware* yazılımı kullanılarak bilgisayar ortamına alınmıştır. Kesme kuvveti gerilim değerlerinin yükseltilmesi ve yazılım için istenilen kanal düzeninin (hangi kanaldan hangi kesme kuvveti bileşeninin okunacağı) ayarlanması gibi işlevler için kullanılan *5019B130* yükseltecinin bazı özellikleri Çizelge 4.5’te verilmiştir [5].



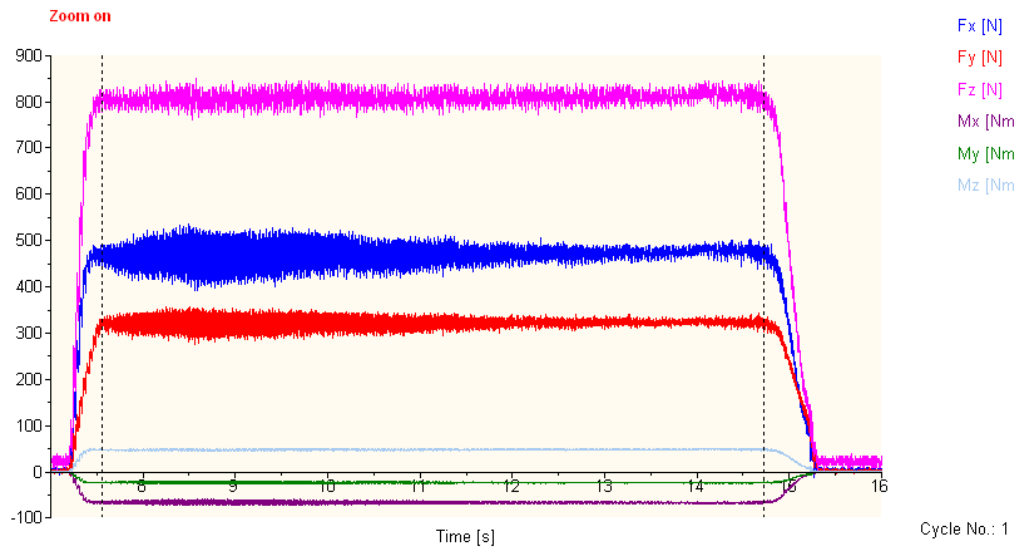
Şekil 4.2. Kistler 9257B dinamometresinin elemanları [5,49]

Çizelge 4.5. Type 5019B130 Multichannel Charge Amplifier özellikleri [49]

Kanal sayısı	3
Ölçme aralığı ($\pm \%10$ 10 FS için) (pC)	$\pm 10 \dots 999\ 000$
Sensör hassasiyeti (pC/M.U. ^a)	$0,01 \dots 9990$
Doğrusallık hataları (% FS ^b)	$\leq \pm 0,05$
Frekans aralığı (kHz)	$\approx 0 \dots 200$
Çıkış gerilimi (V)	± 10
Çalışma sıcaklık aralığı (°C)	$-10 \dots 60$
Boyutlar (mm)	
Genişlik	396
Yükseklik	187
Derinlik	280
Ağırlık (kg)	≈ 8
^a M.U. = Mekanik birim (örneğin bar, N..)	
^b FS = full scale (ölçme aralığının son değeri)	

Dynoware yazılımı kesme kuvvetlerinin bilgisayar yardımıyla ölçülmesine olanak sağlayan çok esnek bir kullanıma sahip bir paket programdır. Program tarafından veri alma kartıyla ilgili yapılacak bazı ayarlamalar (analog ve dijital kanal sayısı, A/D board full scale vb.) ve RS 232 bağlantısı yardımıyla yükseltici ile ilgili bazı düzenlemeler [ölçme aralığı, ölçme süresi (deney süresi), örnekleme oranı (birim zamanda alınan veri sayısı, örneğin saniyede 1000 veri), tetikleme zamanı (çalıştırılma sonrasında ne zaman veri almaya başlayacağı), hangi kanaldan hangi kesme kuvvetinin okunacağı gibi] yapılabilmektedir [5].

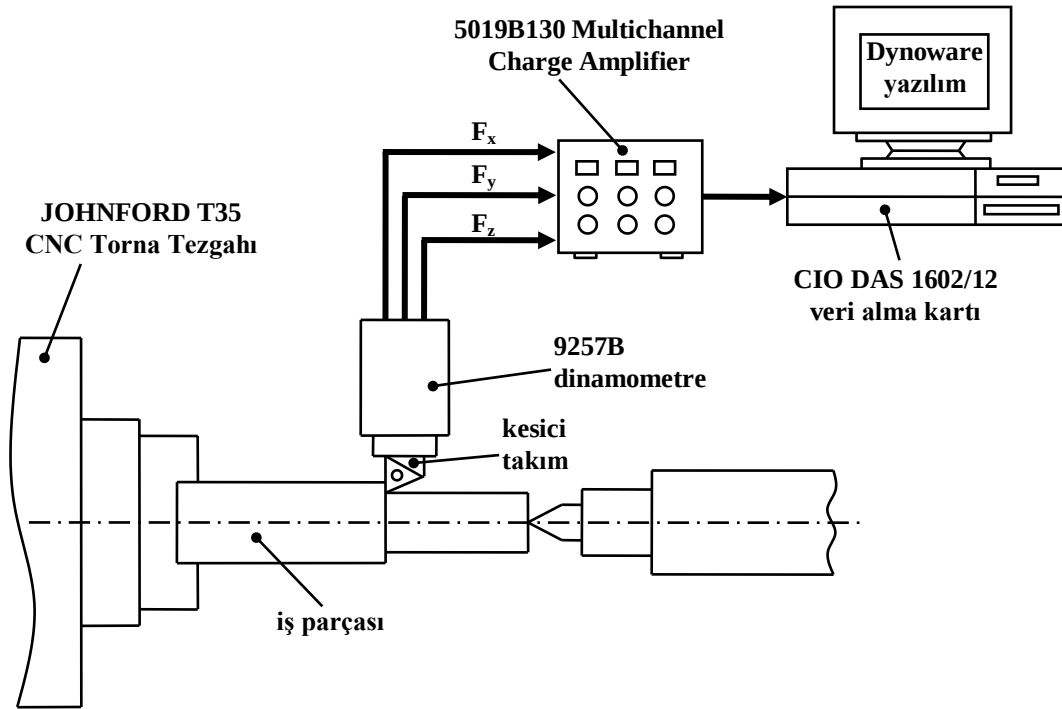
Program; yapılan deneylerde kullanılan V , f ve a 'da değişiklik yapılarak kesme kuvvetlerinin Şekil 4.3'deki gibi grafik halinde gösterilmesine olanak sağlamaktadır. Ayrıca, başka programlarda kullanılmak üzere (örneğin Microsoft Excel) ölçme sonuçlarının bir dosyaya (örneğin ".txt" uzantısıyla) yazdırılması, daha sonraki kullanımlar için yapılan konfigürasyon ayarlarının kaydedilebilmesi ve deney sonuçlarının ortalamasının alınabilmesi gibi işlevler de program tarafından yapılabilmektedir.



Şekil 4.3. Kistler 9257B tipi dinamometre ile zamana bağlı ölçülen kesme kuvvetleri

Şekil 4.3'teki örnek grafikte de görüldüğü gibi, kesme işlemi sonunda kesme kuvvetlerinin kararlı olduğu bölgenin başlangıç ve bitiş değerleri esas alınarak, ortalama F_C , F_f ve F_p kuvvetleri belirlenebilmektedir. Dinamometre kartezyen kuvvet bileşenleri (F_x , F_y , F_z) biçiminde ölçümler gerçekleştirmekte olup; $F_x = F_f$, $F_y = F_p$ ve $F_z = F_C$ 'ye karşılık gelen kuvvetleri işaret etmektedir.

Dinamometrenin tezgaha bağlantısı ve deney düzeneği şematik olarak Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Kesme deneyleri için hazırlanan deney düzeneği [5].

4.1.5. Deney değişkenleri

Değişik kesme parametreleri ile AISI 1050 iş parçası malzemesinin işlenmesi sırasında, kesici takım üzerinde oluşan kesme kuvvetlerinin incelenmesi amacıyla bir dizi kesme deneyleri gerçekleştirilmiştir.

Kesme parametreleri belirlenirken, kesme kuvvetlerinin modellenmesinde yeterli karşılaştırmaların yapılabilmesi amacıyla, kesici takım üretici firmanın (SANDVIK) tavsiye ettiği veriler ve ISO 3685'teki öneriler dikkate alınarak; üç farklı kesme hızı, iki farklı ilerleme ve iki farklı kesme derinliği belirlenmiştir. Çizelge 4.2'de belirtilen kesici takımların her biri ile yapılan deneylerde kesme parametresi değişkenleri olarak 300, 350 ve 400 m/min kesme hızları, 0,2 ve 0,4 mm/rev ilerleme değerleri ile 1 ve 2 mm kesme derinliği seçilmiştir.

Yapılan deneylerde kullanılan kesme değişkenleri Çizelge 4.6'da verilmiştir.

Çizelge 4.6. Deneylerde kullanılan kesme değişkenleri

İş parçası malzemesi	: AISI 1050
Takım tutucu	: PSBNR 2525M12
Kesici takım	: SNMG 1204...
Burun yuvarlatma yarıçapı (r , mm)	: 0,4-0,8-1,2
Talaş kırıcı geometrisi (talaş kırıcı açısı)	: PM (7°), PR (8°), QM (9°)
Kesme parametreleri	
V (m/min)	: 300-350-400
f (mm/rev)	: 0,2-0,4
a (mm)	: 1-2

4.1.6. Deneylerin yapılışı ve değerlendirme esasları

Deneylerde 3 farklı kesme hızı (300, 350 ve 400 m/min), 2 farklı ilerleme (0,2 ve 0,4 mm/rev) ve 2 farklı kesme derinliği (1 ve 2 mm) kesme parametrelerini kullanmak üzere her bir talaş kırıcı formunun 3 farklı burun yuvarlatma yarıçapı (0,4-0,8-1,2 mm) değeri için 12 adet deney yapılmıştır. Sadece PR talaş kırıcı formu için $r = 0,4$ mm takım tipi üretilmediğinden; söz konusu talaş kırıcı formunun kesme deneyleri yapılmamıştır. Sonuç olarak toplam 96 adet kesme deneyi gerçekleştirilmiştir.

Seçilen AISI 1050 çeliği iş parçası malzemesinden 16 adet numune kullanılmış olup, hepsinin standart ölçüleri başlangıçta Ø45×250 mm boyutlarındadır. Deney numuneleri önce CNC Torna tezgâhında rahatlıkla işlenebilmesi amacıyla Ø45×50 mm olacak şekilde kesilmiş, universal torna tezgâhında 2 mm kesme derinliğinde kaba tornalama işlemine tabi tutulmuş ve sonrasında her numunenin tek tarafına punta deliği açılmıştır. Akabinde, deneylere başlanmadan önce deney numunelerinin dış yüzey sertliği gibi haddeme etkilerini minimize etmek amacıyla; CNC torna tezgâhında dış yüzeylerinden 1 mm kesme derinliğinde talaş kaldırılmıştır. Bu ön hazırlıklar sonrasında deney numuneleri, kesme kuvvetlerinin ölçülmesine hazır hale getirilmiştir.

Kesme deneyleri; kesme hızı sabit tutularak her bir deney sonrasında ilerleme, kesme derinliği ve burun yuvarlatma yarıçapına göre talaş kırıcı formunun değiştirilmesi suretiyle gerçekleştirilmiştir. Deneylerde soğutma sıvısı kullanılmamıştır. Her bir

deney için yeni bir kesici uç kullanılmıştır. Deneylerde iş parçası malzemesine yaklaşık 25–30 mm boyuna tornalama uygulanmıştır. Böylece her numunedan 6 adet deney gerçekleştirilmiştir. Kesme parametreleri değişkenlerine bağlı olarak hedeflenen 96 deney için toplam 16 adet deney numunesi yeterli gelmiştir. Deneyler sırasında kesme kuvvetlerinin ölçülmesi, kesici takımın iş parçasına yaklaşmasına 5 mm kalacak şekilde ve boyuna tornalamanın sonuna kadar veri alınmasıyla gerçekleştirilmiştir.

Kesme deneylerinde, dinamometrenin boyutlarına bağlı olarak takım tutucunun bağlama boyu 50 mm olarak ayarlanmıştır.

Kesme deneyleri sonrasında, kesme kuvvetlerinin kararlı olduğu bölgenin (Şekil 4.3'e benzer biçimde) başlangıç ve bitiş değerleri esas alınarak F_x , F_y , F_z kartezyen kuvvet bileşenleri (sırasıyla F_f , F_p , F_C 'ye karşılık gelmektedir) için ortalama değerler belirlenmiştir. Kesme parametrelerindeki değişime göre kesme kuvvetlerinin yorumlanmasında ve matematiksel modellerde bu ortalamaları belirlenen kesme kuvveti verileri kullanılmıştır.

4.2. Kesme Kuvvetlerinin Modellenmesi

Literatür incelendiğinde, kesme kuvvetlerinin modellenmesi üzerine, esas kesme kuvvetinin (F_C) modellenmesi üzerine çalışmalar yapıldığı ancak, geliştirilen modellerin karmaşık analitik yapıya sahip olduğu ve çok sayıda parametrelerin kullanıldığı görülmüştür. Ayrıca F_C dışındaki diğer kesme kuvvetlerini de (F_f ve F_p) ihtiva eden yeterli kadar çalışmaya rastlanılmamıştır.

F_f , F_p ve F_C kesme kuvvetleri (sırasıyla F_x , F_y , F_z) için geliştirilecek modellerin, geçerliliği ve güvenilirliği bakımından kullanılan; modellerde değişkenlerin kesme kuvveti bileşenlerini doğrudan etkileyen parametreler olması önem taşımaktadır. Bu nedenle, kesme mekaniğinin incelenmesinde, kesme kuvvetlerini doğrudan etkileyen parametreler tespit edilmiş, pratik uygulamalardan da bu bilgiler desteklenmiştir.

Gerek pratik uygulamalarla gerekse literatürün incelenmesi sonucunda, kesme kuvvetlerini etkileyen en temel faktörlerin kesme hızı, ilerleme, kesme derinliği ve kesici takımın geometrisi olduğu anlaşılmaktadır. Dolayısıyla bu çalışma ile temel kesme parametreleri kullanılarak, deney maliyetleri açısından ekonomik, karmaşık analitik yapı içermeyen, anlaşılabilir, güvenilirliği yüksek, gerçek veriler elde edilebilen, kolay uygulanabilir, gerçek kesme şartlarına uygun kesme kuvveti modelleri geliştirilmesi amaçlanmıştır.

F_f , F_p ve F_C kesme kuvvetleri (sırasıyla F_x , F_y , F_z) için modellerin geliştirilmesi sırasında 3 farklı kesme kuvveti modeli üzerinde durulmuştur:

1. Değişik iş parçası–kesici takım çiftleri için farklı kesme şartlarında rahatlıkla kullanılabilecek şekilde bir bilgi bankası oluşturulabilmesi amacıyla kesme deneyleri sırasında girdi olarak kullanılan kesme hızı, ilerleme ve kesme derinliği değerlerine göre Kurt'un [5] çalışmasında kullandığı kuvvet modeli (Model 1),
2. Kurt'un [5] çalışmasında kullandığı V , f , a 'ya dayalı kuvvet modeline talaş kırıcının talaş açısının (γ) da dâhil edildiği kuvvet modeli (Model 2),
3. V , f , a , γ 'ya dayalı Model 2'ye kesici uç burun yarıçapının (r) da dâhil edildiği kuvvet modeli (Model 3).

Kurt'un [5] çalışmasında kullandığı V , f , a 'ya dayalı kuvvet modeli (Model 1), kesme kuvvetleri için genel bir bilgi vermektedir. Gürbüz [42], talaş kırıcı geometrisinin kesme kuvvetleri ve dolayısıyla da kesme gerilmeleri üzerindeki etkilerini ortaya koymuştur. Bu sebeple talaş kırıcı geometrisinin etkilerini de dikkate alan; V , f , a dışında talaş kırıcının talaş açısı (γ) ve kesici uç burun yarıçapını (r) da ihtiva eden modeller üzerinde durulmuştur.

Geliştirilen kesme kuvveti modelleri (Model 2 ve Model 3); aralarında sebep–sonuç ilişkisi bulunan iki veya daha fazla değişken arasındaki ilişkiyi, o konu ile ilgili tahminler veya kestirimler yapabilmek amacıyla regresyon modeli olarak adlandırılan matematiksel bir model ile karakterize eden istatistiksel bir analiz

tekniki olan *regresyon analizi* kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Model 2 ve Model 3, özellikle regresyon analizi tiplerinden *çok değişkenli doğrusal regresyon analizi* kapsamında yer aldığından; modellerde kullanılan sabitlerin belirlenmesinde en küçük kareler metodu uygulanmıştır.

4.2.1. Kesme kuvveti modeli: Model 1

Kurt'un [5] çalışmasında kullandığı kuvvet modeli (Model 1), takım ömrü için geliştirilen *Gilbert* modelini (*genişletilmiş Taylor modeli*) [2,5] esas almakta olup; kesme kuvvetlerinin, kesme deneyleri sırasında girdi olarak kullanılan kesme hızı, ilerleme ve kesme derinliği değerlerine göre değiştiği kabulüne dayanmaktadır. Dolayısıyla bu kabule dayalı olarak Kurt [5]; F_f , F_p ve F_C kesme kuvvetleri için Eş. 4.1'de gösterilen eşitliği (Model 1) oluşturmuştur:

$$F_i = c \cdot V^{q_1} \cdot f^{q_2} \cdot a^{q_3} \quad (4.1)$$

Burada F_i , ilgili kesme kuvveti bileşenini (N) ($i = F_f, F_p, F_C$); c , eşitlik (veya model) sabitini; q_1 , q_2 ve q_3 ise sırasıyla kesme hızı (V , m/min), ilerleme (f , mm/rev) ve kesme derinliği (a , mm) için üs değerlerini göstermektedir.

4.2.2. Kesme kuvveti modeli: Model 2 ve Model 3

Gürbüz'ün [42] ortaya koyduğu sonuçlar doğrultusunda; Kurt'un [5] kuvvet modeline (Model 1) sadece talaş kırıcının talaş açısı (γ) etkisinin dâhil edildiği kuvvet modeli (Model 2) ve γ ile birlikte kesici uç burun yarıçapının (r) da dâhil edildiği kuvvet modeli (Model 3) geliştirilmiştir. Geliştirilen Model 2 ve Model 3 sırasıyla Eş. 4.2 ve Eş. 4.3'te gösterilmiştir.

$$F_i = c \cdot V^{q_1} \cdot f^{q_2} \cdot a^{q_3} \cdot \gamma^{q_4} \quad (4.2)$$

$$F_i = c \cdot V^{q_1} \cdot f^{q_2} \cdot a^{q_3} \cdot \gamma^{q_4} \cdot r^{q_5} \quad (4.3)$$

Eş. 4.1'den farklı olarak, Eş. 4.2 ve Eş. 4.3'te gösterilen q_4 ve q_5 sabitleri sırasıyla talaş kırıcının talaş açısı (γ , derece) ve kesici uç burun yarıçapı (r , mm) için üs değerlerini göstermektedir. Eş. 4.1, Eş. 4.2 ve Eş. 4.3'ün çözülebilmesi için eşitlik (veya model) sabiti c ve sırasıyla kesme hızı, ilerleme, kesme derinliği, talaş kırıcının talaş açısı ve kesici uç burun yarıçapına bağlı q_1 , q_2 , q_3 , q_4 ve q_5 üs değerlerinin belirlenmesi gerekmektedir.

Eş. 4.2 ve Eş. 4.3, birbirinden tamamen farklı iki ayrı modeldir. Dolayısıyla Eş. 4.1, Eş. 4.2 ve Eş. 4.3'te gösterilen bütün c ve q_1 , q_2 , q_3 , q_4 , q_5 değerlerinin, Bölüm 4.2.4 verilen Eş. 4.7 yardımıyla; Model 1, Model 2 ve Model 3 için Eş. 4.7'nin ayrı ayrı çözümlere hesaplanacağı unutulmamalıdır.

4.2.4. Model sabitlerinin belirlenmesi

Eş. 4.1, Eş. 4.2 ve Eş. 4.3'teki q_1 , q_2 , q_3 , q_4 ve q_5 üs değerlerinin belirlenmesi için aşağıda aşamalı bir biçimde anlatılan prosedür uygulanmıştır:

i. Logaritmik forma dönüştürme:

Eş. 4.1, Eş. 4.2 ve Eş. 4.3 ifadeleri sırasıyla;

$$\log F_i = \log c + q_1 \cdot \log V + q_2 \cdot \log f + q_3 \cdot \log a \quad (4.4a)$$

$$\log F_i = \log c + q_1 \cdot \log V + q_2 \cdot \log f + q_3 \cdot \log a + q_4 \cdot \log \gamma \quad (4.4b)$$

$$\log F_i = \log c + q_1 \cdot \log V + q_2 \cdot \log f + q_3 \cdot \log a + q_4 \cdot \log \gamma + q_5 \cdot \log r \quad (4.4c)$$

biçiminde logaritmik forma dönüştürülür.

ii. Doğrusal forma dönüştürme:

Daha sonra da Eş. 4.4a, Eş. 4.4b ve Eş. 4.4c ifadeleri sırasıyla

$$Y = C_0 \cdot X_0 + C_1 \cdot X_1 + C_2 \cdot X_2 + C_3 \cdot X_3 + \varepsilon_1 \quad (4.5a)$$

$$Y = C_0 \cdot X_0 + C_1 \cdot X_1 + C_2 \cdot X_2 + C_3 \cdot X_3 + C_4 \cdot X_4 + \varepsilon_2 \quad (4.5b)$$

$$Y = C_0 \cdot X_0 + C_1 \cdot X_1 + C_2 \cdot X_2 + C_3 \cdot X_3 + C_4 \cdot X_4 + C_5 \cdot X_5 + \varepsilon_3 \quad (4.5c)$$

eşitlikleri kullanılarak doğrusal forma dönüştürülür.

Eş. 4.5'teki; Y , ayrı ayrı $\log F_i$ değerlerini; C_i ($i = 1,2,3,4,5$) bulunacak eşitlik katsayılarını (sırasıyla q_1, q_2, q_3, q_4 ve q_5 üs değerleridir); X_0 , hayali bir değişkeni (1 alınmıştır); X_1, X_2, X_3, X_4 ve X_5 sırasıyla $\log V, \log f, \log a, \log \gamma$ ve $\log r$ değerlerini ve ε_i ($i = 1,2,3$) ise gerçekleşecek modelleme hatasını göstermektedir. Sırasıyla Model 1, Model 2 ve Model 3 için Eş. 4.5a, Eş. 4.5b ve Eş. 4.5c'de gösterilen bütün C_i ($i = 1,2,3,4,5$) eşitlik sabiti değerlerinin her bir model için birbirinden farklı olduğu unutulmamalıdır.

Eş. 4.5'in matris formundaki gösterimi ise

$$Y = \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ \dots \\ Y_n \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ \dots \\ C_n \end{bmatrix}, e = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ \dots \\ e_n \end{bmatrix} \text{ ve } X = \begin{bmatrix} 1 & X_{21} & \dots & X_{K1} \\ 1 & X_{22} & \dots & X_{K2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & X_{2n} & \dots & X_{Kn} \end{bmatrix} \text{ olmak üzere}$$

$$Y = X \cdot C + e \quad (4.6)$$

biçimindedir. Burada n ve K sırasıyla her bir model için deney ve ayrı ayrı parametre sayısını ifade etmektedir. Y , $n \times 1$ boyutundaki *bağımlı değişkenler vektörünü*; X , $n \times K$ boyutunda *bağımsız değişkenler matrisini*; C , $K \times 1$ boyutunda *model sabitleri vektörünü* ve e , $n \times 1$ boyutunda *hata terimleri vektörünü* göstermektedir. Buna göre Model 1, Model 2 ve Model 3 için toplam deney sayısı $n = 96$ ve parametre sayısı K ise sırasıyla $K_1 = 4, K_2 = 5$ ve $K_3 = 6$ 'dır.

iii. *En küçük kareler metodunun kullanılması:*

Eş. 4.5'in çözümü, bu tip problemler için Kurt'un [5] uyguladığı en küçük kareler metodu kullanılarak gerçekleştirilmiş ve eşitlik,

$$C = [X' \cdot X]^{-1} \cdot X' \cdot Y \quad (4.7)$$

biçiminde matris formu biçimine getirilerek çözülmüştür. Eş. 4.1, Eş. 4.2 ve Eş. 4.3 için ayrı ayrı olmak üzere Eş. 4.7'deki; C , bulunacak katsayı vektörünü; X , bağımsız değişken matrisini; X' , X matrisinin transpozunu; $[X X]^{-1}$, $[X X]$ matris çarpımının tersini ve Y , incelenen değerlerin ($i = x, y, z$ olmak üzere ayrı ayrı $\log F_i$) vektörünü göstermektedir.

Model 1, Model 2 ve Model 3 için Eş. 4.7 ayrı ayrı çözülerek; Eş. 4.1, Eş. 4.2 ve Eş. 4.3'te belirtilen eşitlik (veya model) sabiti c ile kesme hızı, ilerleme, kesme derinliği, talaş kırıcının talaş açısı ve kesici uç burun yarıçapına bağlı sırasıyla q_1 , q_2 , q_3 , q_4 ve q_5 üs değerleri hesaplanmıştır.

5. DENEY/MODEL SONUÇLARI VE TARTIŞMA

5.1. Kesme Parametrelerinin Kesme Kuvvetleri Üzerindeki Etkileri

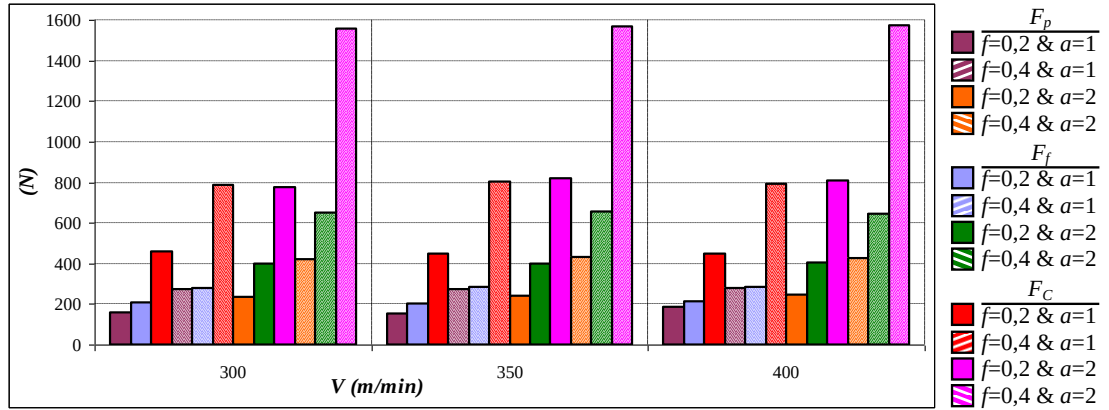
AISI 1050 iş parçası malzemesi üzerinde Çizelge 4.6’da gösterilen kesici takımlar ve kesme parametreleri kullanılarak toplam 96 adet kesme deneyi gerçekleştirilmiştir. Kistler 9257B dinamometre yardımıyla kesme kuvvetleri F_x , F_y , F_z kartezyen kuvvet bileşenleri (sırasıyla F_f , F_p , F_c) eş zamanlı olarak ölçülmüştür. Kesme deneyleri sonrasında, kesme kuvvetlerinin kararlı olduğu bölgenin başlangıç ve bitiş değerleri esas alınarak; her bir kesme deneyindeki kesme kuvvetleri için ortalama değerler belirlenmiştir.

Kesme hızı, ilerleme, kesme derinliği, talaş kırıcının talaş açısı ve kesici uç burun yarıçapı (sırasıyla V , f , a , γ , r) olmak üzere kesme parametrelerindeki değişimlerin kesme kuvvetleri üzerindeki etkileri, her bir talaş kırıcı formu için ayrı ayrı incelenmiştir.

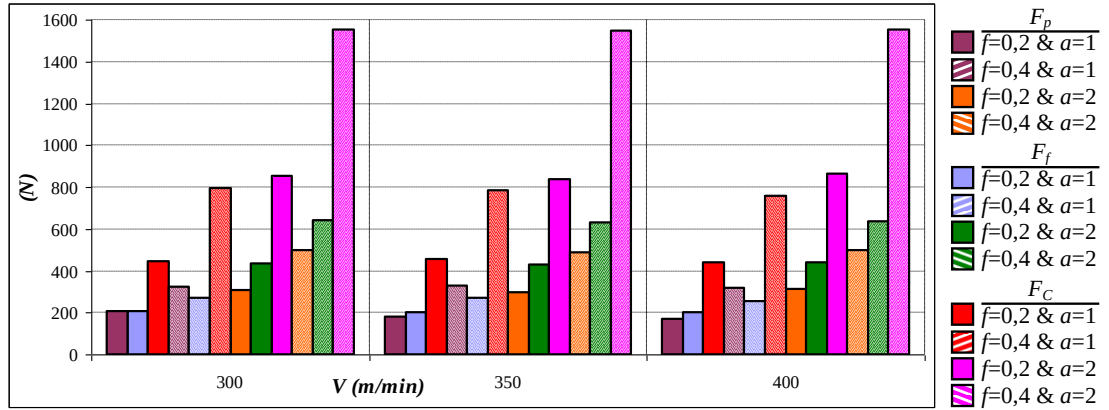
5.1.1. PM talaş kırıcı formu için kesme kuvvetleri

PM talaş kırıcı formu ile 0,4, 0,8, 1,2 mm burun yuvarlatma yarıçapı kullanılarak gerçekleştirilen kesme deneyleri neticesinde; ölçülen kesme kuvvetleri sırasıyla Şekil 5.1–Şekil 5.3’te verilmiştir.

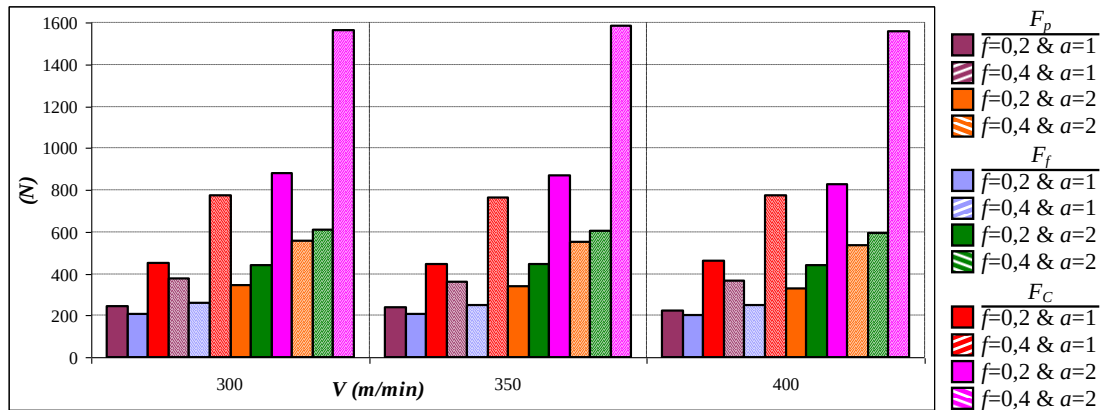
PM kesici takım kullanılarak yapılan deneylerde, genel anlamda kesme hızı arttırıldığında tüm kesme kuvveti bileşenlerinin azaldığı, bunun aksine ilerleme ve kesme derinliği arttırıldığında ise kesme kuvvetlerinin artış gösterdiği gözlenmiştir (Şekil 5.1–Şekil 5.3). Özellikle 2 mm kesme derinliği ve 0,4 mm/rev ilerlemede ölçülen kesme kuvvetlerinin değerleri, 1 mm ve 0,2 mm/rev için ölçülen değerlere göre belirgin şekilde yüksektir.



Şekil 5.1. SNMG 120404-PM için kesme kuvvetleri



Şekil 5.2. SNMG 120408-PM için kesme kuvvetleri



Şekil 5.3. SNMG 120412-PM için kesme kuvvetleri

Talaş kırıcı açısı 7° olan PM talaş kırıcı formuna ait kesici takımlarla yapılan tüm deney sonuçlarına bakıldığında; F_C , F_f , F_p için en yüksek değerlerin $f = 0,4$ mm/rev ve $a = 2$ mm kesme şartlarında gerçekleştiği göze çarpmaktadır (Şekil 5.1–Şekil 5.3). F_C ve F_f için en yüksek değerler $V = 350$ m/min’de sırasıyla yaklaşık 1584 N ($r = 1,2$ mm) ve 655 N ($r = 0,4$ mm) olarak ölçülürken; F_p için en yüksek değer ise $V = 300$ m/min’de 555 N ($r = 1,2$ mm) olarak ölçülmüştür.

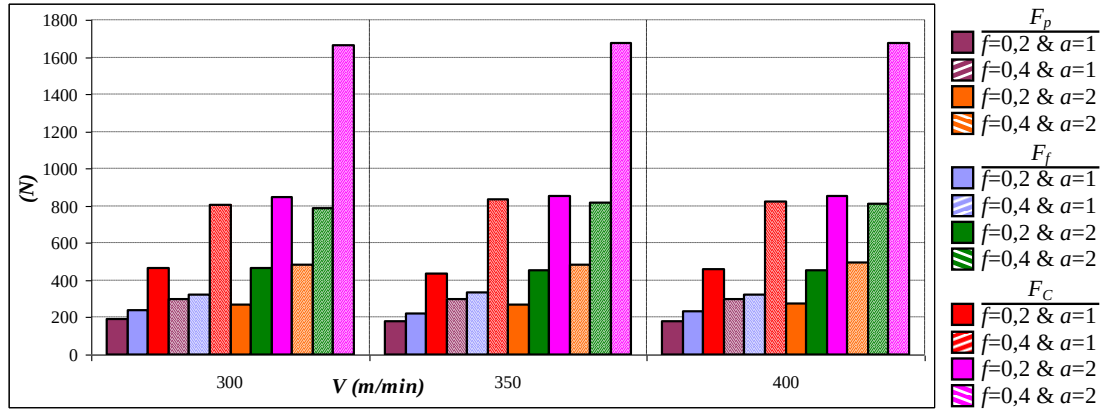
Kesme hızlarındaki değişime nazaran ilerleme ve kesme derinliğindeki değişimin kesme kuvvetlerinin değişimi üzerinde daha etkili olduğu söylenebilir.

İlerlemenin ve kesme derinliğinin etkisi karşılaştırmalı olarak değerlendirildiğinde; ilerleme ve kesme derinliğindeki artışa paralel olarak ilerleme kuvvetinin kesme derinliğinden daha fazla etkilendiği, buna karşılık pasif kuvvetin ilerlemeden daha fazla etkilendiği görülmüştür. Esas kesme kuvveti ise diğer bileşenlere nazaran daha yüksek değerlere sahip olup kesme derinliğinden daha fazla etkilenmektedir. Ayrıca ilerlemedeki ve kesme derinliğindeki değişim sonucu sırasıyla en fazla pasif kuvvet ve ilerleme kuvvetinin etkilendikleri söylenebilir (Şekil 5.1–Şekil 5.3).

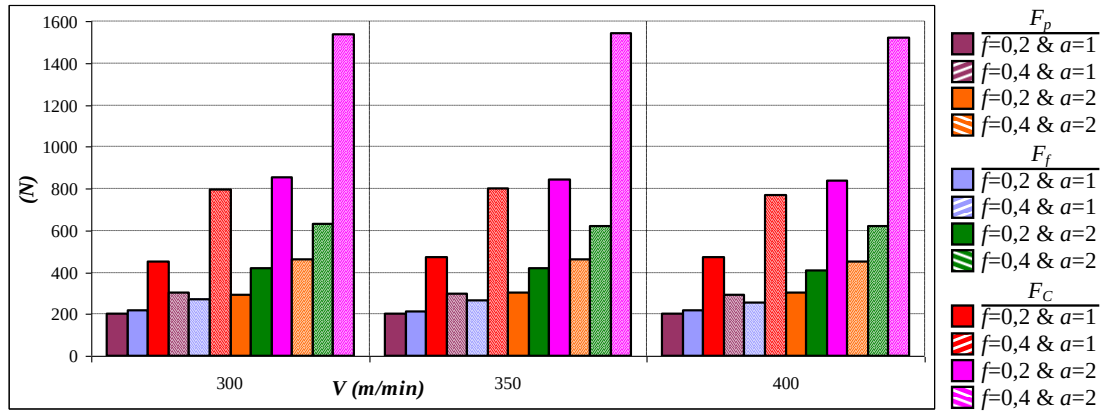
Kullanılan takımların uç burun yuvarlatma yarıçaplarına (r) bağlı kesme kuvvetlerinde oluşan değişim incelendiğinde; uç burun yuvarlatma yarıçapı arttıkça pasif kuvvetin belirgin bir artış gösterdiği, buna karşılık ilerleme kuvvetinin ise azaldığı görülmektedir. Esas kesme kuvvetinde ise belirgin bir değişim görülmemekle birlikte düşük bir oranda artış gerçekleşmektedir (Şekil 5.1–Şekil 5.3).

5.1.2. QM talaş kırıcı formu için kesme kuvvetleri

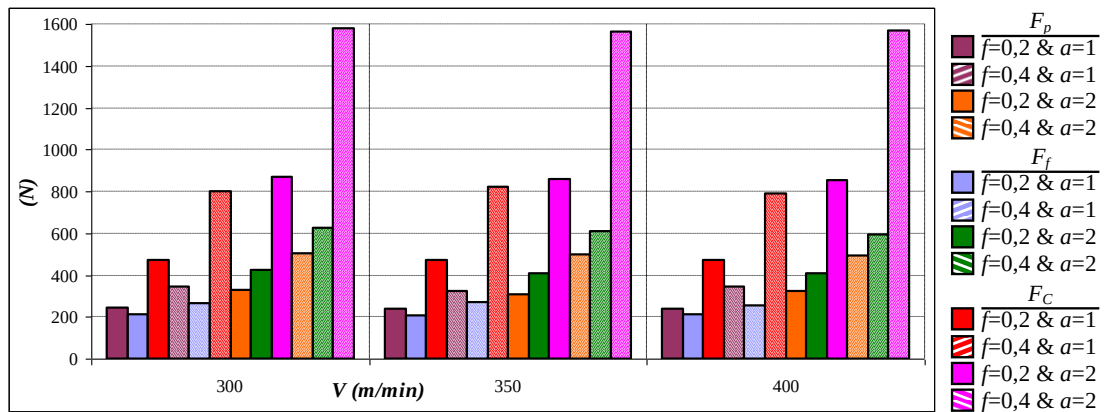
QM talaş kırıcı formu ile 0,4, 0,8, 1,2 mm burun yuvarlatma yarıçapı kullanılarak gerçekleştirilen kesme deneyleri neticesinde; ölçülen kesme kuvvetleri sırasıyla Şekil 5.4–Şekil 5.6’da verilmiştir.



Şekil 5.4. SNMG 120404-QM için kesme kuvvetleri



Şekil 5.5. SNMG 120408-QM için kesme kuvvetleri



Şekil 5.6. SNMG 120412-QM için kesme kuvvetleri

PM takımlarda olduğu gibi, talaş kırıcı açısı 9° olan QM formundaki takımlarda da F_C , F_f , F_p için en yüksek değerler $f = 0,4$ mm/rev ve $a = 2$ mm kesme şartlarında gerçekleşmektedir. F_C ve F_f için en yüksek değerler 350 m/min kesme hızında $r = 0,4$ mm burun yuvarlatma yarıçapıyla sırasıyla yaklaşık 1677 N ve 816 N olarak ölçülürken; F_p için en yüksek değer ise $V = 300$ m/min ve $r = 1,2$ mm kesme şartında 502 N olarak ölçülmüştür.

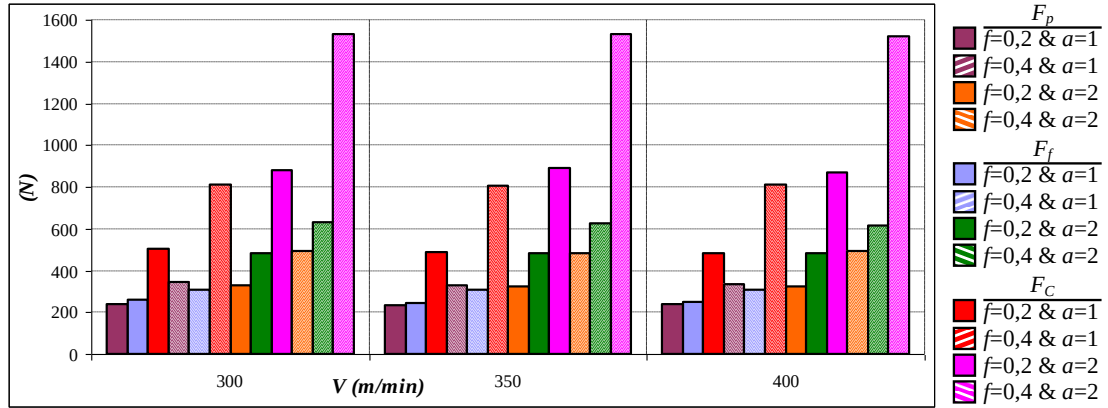
QM formundaki takımlarda da kesme hızındaki artışla birlikte genel olarak kesme kuvveti bileşenlerinin azaldığı görülmüştür. Ancak ilerleme değeri ve kesme derinliğindeki değişimle karşılaştırıldığında kesme hızındaki artışın kesme kuvvetlerini etkilemediği görülmektedir (Şekil 5.4–Şekil 5.6).

İlerlemenin veya kesme derinliğinin arttırılması sonucunda; esas kesme kuvvetinin kesme derinliğinden, pasif kuvvetin ilerleme miktarından daha fazla etkilendiği, ilerleme kuvvetinin ise kesme derinliğindeki iki kat artış sonucunda neredeyse iki kata varan artış göstererek diğer bileşenlere göre kesme derinliğinden en fazla etkilendiği, ilerlemedeki değişimden ise diğer kuvvet bileşenlerine göre en az etkilendiği söylenebilir (Şekil 5.4–Şekil 5.6).

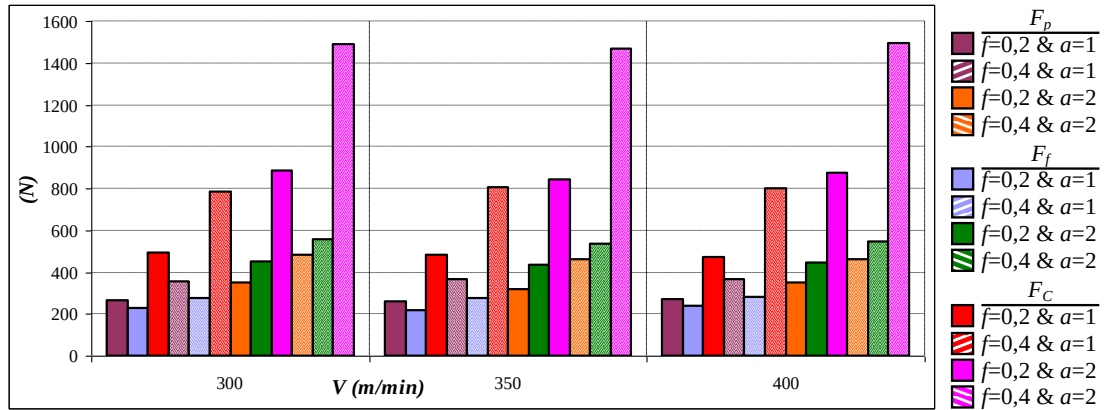
QM formundaki SNMG 120404, SNMG 120408, SNMG 120412 kesici takımların, burun yuvarlatma yarıçaplarına bağlı kesme kuvvetlerinde oluşan değişim incelendiğinde (Şekil 5.4–Şekil 5.6); PM formundaki takımlarda olduğu gibi uç burun yuvarlatma yarıçapı arttıkça pasif kuvvetin belirgin bir artış gösterdiği, ilerleme kuvvetinin azaldığı, esas kesme kuvvetinin ise belirgin olmayan düşük bir oranda artış sergilediği görülmüştür.

5.1.3. PR talaş kırıcı formu için kesme kuvvetleri

PR talaş kırıcı formu ile 0,8 ve 1,2 mm burun yuvarlatma yarıçapı kullanılarak gerçekleştirilen kesme deneyleri neticesinde; ölçülen kesme kuvvetleri sırasıyla Şekil 5.7 ve Şekil 5.8’de verilmiştir.



Şekil 5.7. SNMG 120408-PR için kesme kuvvetleri



Şekil 5.8. SNMG 120412-PR için kesme kuvvetleri

Talaş kırıcı açısı 8° olan PR takım ile yapılan deneyler sonucunda; diğer talaş kırıcı formuna ait takımlarla yapılan kesme deneylerinde olduğu gibi kesme hızındaki artışa bağlı olarak kesme kuvvetlerinin azaldığı görülmüştür (Şekil 5.7 ve Şekil 5.8).

İlerlemenin ve kesme derinliğinin etkisi karşılaştırmalı olarak değerlendirildiğinde, ilerlemenin veya kesme derinliğinin artırılması sonucunda, ilerleme kuvveti ve esas kesme kuvvetinin, ilerleme miktarına göre kesme derinliğinden daha fazla etkilendikleri, pasif kuvvetin ise kesme derinliğine göre ilerleme miktarından daha fazla etkilendiği görülmektedir. Ayrıca ilerleme kuvvetinin diğer kuvvet bileşenlerine göre, kesme derinliğindeki artıştan en fazla, ilerlemedeki değişimden ise en az etkilendiği söylenebilir (Şekil 5.7 ve Şekil 5.8).

PR talaş kırıcı formuna ait kullanılan takımların burun yuvarlatma yarıçaplarına bağlı kesme kuvvetlerinde oluşan değişim incelendiğinde; (Şekil 5.7 ve Şekil 5.8) uç burun yuvarlatma yarıçapı arttıkça pasif kuvvetin belirgin bir artış gösterdiği, ilerleme kuvvetinin ise diğer kuvvet bileşenlerinin aksine, uç burun yuvarlatma yarıçapı arttıkça azaldığı, esas kesme kuvvetinin ise düşük bir oranda azalış sergilediği görülmektedir.

PM ve QM talaş kırıcı formuna ait takımlarla yapılan kesme deneylerinde olduğu gibi PR talaş kırıcı formunda da F_C , F_f , F_p kesme kuvveti bileşenleri için en yüksek değerler $f = 0,4$ mm/rev ve $a = 2$ mm kesme şartlarında gerçekleşmiştir (Şekil 5.7 ve Şekil 5.8). F_C , F_f , F_p için en yüksek değerler 300 m/min kesme hızında $r = 0,8$ mm burun yuvarlatma yarıçapıyla sırasıyla yaklaşık 1532 N, 492 N ve 633 N olarak ölçülmüştür.

5.1.4. Kesici takımın talaş kırıcı açısına bağlı kesme kuvvetleri

Kesici takım geometrisinin kesme kuvvetleri üzerindeki etkileri dikkate alındığında; genel olarak kesici takımın talaş kırıcı açısının 7° 'den 8° 'ye değişimiyle tüm kesme şartları altında kesme kuvveti bileşenlerinin kısmen azaldığı, buna karşılık talaş kırıcı açısının 8° 'den 9° 'ye değişimiyle ise kesme kuvveti bileşenlerinin yükselme eğiliminde olduğu söylenebilir (Şekil 5.1– Şekil 5.8). Bu durum özellikle tüm kesme hızları için ağır kesme şartları altında ($f = 0,4$ mm/rev ve $a = 2$ mm) çok belirgin bir biçimde görülebilir. 7° talaş kırıcı açısı için kesme kuvvetleri yaklaşık 570–660 N aralığında ölçülürken talaş kırıcı açısının 8° ve 9° olmasıyla kesme kuvveti bileşenlerinin sırasıyla yaklaşık 400–520 N'a düştüğü ve tekrar 1500–1600 N seviyelerine kadar yükseldiği görülmüştür.

Tüm kesme hızları için hafif kesme şartları altında ($f = 0,2$ mm/rev ve $a = 1$ mm) ise 7° , 8° ve 9° talaş kırıcı açısı için kesme kuvvetleri sırasıyla yaklaşık 200–230 N, 180–200 N ve 450–480 N olarak ölçülmüştür.

F_C ve F_f için en yüksek değerler QM talaş kırıcı formunda (9°) $V = 350$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 2$ mm ve $r = 0,4$ mm kesme şartlarında sırasıyla 1677 N ve 816 N olarak ölçülmüştür (Şekil 5.1– Şekil 5.8). F_p için en yüksek değer ise PM talaş kırıcı formunda (7°) $V = 300$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 2$ mm ve $r = 1,2$ mm kesme şartlarında 555 N olarak ölçülmüştür.

5.2. Model ve Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması

Bölüm 4.2’de anlatılan modelleme prosedürü uygulanarak; Model 1, Model 2 ve Model 3 için sırasıyla Eş. 4.1, Eş. 4.2 ve Eş. 4.3’te belirtilen eşitlik (veya model) sabiti (c) ile kesme hızı (V), ilerleme (f), kesme derinliği (a), talaş kırıcının talaş açısı (γ) ve kesici uç burun yarıçapına (r) bağlı sırasıyla q_1 , q_2 , q_3 , q_4 ve q_5 üs değerleri; gerçekleştirilen toplam 96 kesme deneyi için Eş. 4.7’nin çözülmesiyle bulunmuştur.

Buna göre;

- Kurt’un [5] çalışmasında kullandığı V , f , a ’ya kuvvet modeli (Model 1, Eş. 4.1)
- Kurt’un [5] çalışmasında kullandığı kuvvet modeline talaş kırıcının talaş açısının (γ) da dâhil edildiği kuvvet modeli (Model 2, Eş. 4.2)
- Model 2’ye kesici uç burun yarıçapının (r) da dâhil edildiği kuvvet modeli (Model 3, Eş. 4.3)

için ayrı ayrı c eşitlik (veya model) sabiti ile q_i ($i = 1, 2, 3, 4, 5$) üs değerleri hesaplanmıştır. F_C , F_f ve F_p kesme kuvvetleri için Kurt’un [5] modeli (Model 1) ile geliştirilen Model 2 ve Model 3’e göre elde edilen model sabitleri Çizelge 5.1– Çizelge 5.3’te gösterilmiştir.

Çizelge 5.1. Kurt'un [5] modeli (Model 1) için model sabitleri

F_i	$(F_i = c \cdot V^{q_1} \cdot f^{q_2} \cdot a^{q_3})^*$			
	c	q_1	q_2	q_3
F_C	1870,37124	-0,01424	0,82494	0,92336
F_f	561,93219	-0,04435	0,44725	1,09105
F_p	746,30929	-0,04042	0,64384	0,54516
* F_i (N); V (m/min); f (mm/rev); a (mm)				

Çizelge 5.2. Model 2 için model sabitleri

F_i	$(F_i = c \cdot V^{q_1} \cdot f^{q_2} \cdot a^{q_3} \cdot \gamma^{q_4})^*$				
	c	q_1	q_2	q_3	q_4
F_C	1541,10783	-0,01424	0,82494	0,92336	0,09338
F_f	366,98412	-0,04435	0,44725	1,09105	0,20548
F_p	658,19753	-0,04042	0,64384	0,54516	0,06059
* F_i (N); V (m/min); f (mm/rev); a (mm); γ (°)					

Çizelge 5.3. Model 3 için model sabitleri

F_i	$(F_i = c \cdot V^{q_1} \cdot f^{q_2} \cdot a^{q_3} \cdot \gamma^{q_4} \cdot r^{q_5})^*$					
	c	q_1	q_2	q_3	q_4	q_5
F_C	1541,75800	-0,01424	0,82494	0,92336	0,09334	0,00131
F_f	357,23072	-0,04435	0,44725	1,09105	0,20859	-0,08378
F_p	704,53285	-0,04042	0,64384	0,54516	0,05272	0,21159
* F_i (N); V (m/min); f (mm/rev); a (mm); γ (°); r (mm)						

Çizelge 5.4'te her bir kesme kuvveti bileşeni ve model için deneylerle ölçülen kesme kuvvetleri ile geliştirilen modellerle hesaplanan kesme kuvvetleri arasındaki ortalama hata değerleri ve geliştirilen regresyon modellerindeki gözlem değerlerinin

hazırlanan modele uygunluğunun kontrolü için kullanılan belirlilik katsayıları (R^2) gösterilmiştir.

Çizelge 5.4. Modellere ait hata ortalamaları ve belirlilik katsayısı değerleri

MODEL 1 (Eş. 4.1) $\Rightarrow F_i = c \cdot V^{q_1} \cdot f^{q_2} \cdot a^{q_3}$			
MODEL 2 (Eş. 4.2) $\Rightarrow F_i = c \cdot V^{q_1} \cdot f^{q_2} \cdot a^{q_3} \cdot \gamma^{q_4}$			
MODEL 3 (Eş. 4.3) $\Rightarrow F_i = c \cdot V^{q_1} \cdot f^{q_2} \cdot a^{q_3} \cdot \gamma^{q_4} \cdot r^{q_5}$			
F_i	Model No	Hata Ort. ($\pm$ %)	R^2
F_C	Model 1	2,658	0,9922
	Model 2	2,619	0,9927
	Model 3	2,618	0,9926
F_f	Model 1	6,646	0,9342
	Model 2	6,353	0,9380
	Model 3	5,879	0,9552
F_p	Model 1	9,241	0,8945
	Model 2	9,296	0,8936
	Model 3	5,753	0,9442

F_C , F_f ve F_p kesme kuvvetlerinin her biri için geliştirilen kuvvet modellerindeki parametrelere (q_1 , q_2 , q_3 , q_4 , q_5 üs değerleri ile c sabitleri) dayalı olarak yapılan hesaplamalar sonucunda; genel olarak tüm talaş kırıcı formları ve burun yuvarlatma yarıçapları için gerçekleşen hataların, $\pm$ % 10'luk hata sınırları (ölçülen kesme kuvveti bileşeninin $\pm$ % 10'u) içerisinde kaldığı dikkati çekmektedir (Çizelge 5.4).

Kurt'un [5] modeli (Model 1) ile geliştirilen Model 2 ve Model 3'ün her biri için özellikle esas kesme kuvveti (F_C) model sonuçlarında $\pm$ % 3'ten daha az hataların gerçekleştiği söylenebilir. İlerleme (F_f) ve pasif (radyal) kuvvet (F_p) için model sonuçlarında gerçekleşen hataların sırasıyla $\pm$ % 6~6,7 ve $\pm$ % 5,8~9,3 aralığında

olduğu görülmektedir. Buna karşılık, R^2 değerlerinin ise F_C , F_f ve F_p için sırasıyla yaklaşık 0,99; 0,93~0,95 ve 0,90~0,94 civarında gerçekleşmiştir (Çizelge 5.4).

Özellikle pasif (radyal) kuvvet (F_p) için Model 3'e oranla Kurt'un [5] modeli (Model 1) ile geliştirilen Model 2'de daha büyük hataların gerçekleştiği, buna karşılık belirlilik katsayısı değerlerinin ise 0,90'dan daha az çıktığı görülmüştür.

Kurt'un [5] modeli (Model 1) ile geliştirilen Model 2 ve Model 3 karşılaştırıldığında; kesme kuvvetlerinin tahmininde özellikle Model 3'ün daha gerçekçi sonuçlar verebileceği söylenebilir.

Talaş kırıcı talaş açıları sırasıyla 7°, 9° ve 8° olan PM , QM ve PR talaş kırıcı formları için burun yuvarlatma yarıçaplarına göre kesme deneyleriyle ölçülen ve geliştirilen modellerle hesaplanan kuvvet dağılımları arasında, ilgili kesme kuvveti bileşeninin $\pm$ % 5'lik hata sınırları ile birlikte yapılan karşılaştırmalar sırasıyla EK 1 (Bkz. EK 1, Şekil 1.1–Şekil 1.12), EK 2 (Bkz. EK 2, Şekil 2.1–Şekil 2.12) ve EK 3'te (Bkz. EK 3, Şekil 3.1–Şekil 3.12) verilmiştir.

PM talaş kırıcı formundaki kesici takımlarda pasif kuvvet için 0,4 mm burun yarıçaplarında, Kurt'un [5] modeli (Model 1) ve geliştirilen Model 2 için tüm kesme değişkenlerinde $\pm$ % 5' ten fazla hata oranının gerçekleştiği; buna karşılık Model 3'te ise $f=0,4$ mm/rev, $a=1-2$ mm için tüm kesme hızlarında ve $f=0,2$ mm/rev, $a=1-2$ mm için $V=400$ m/min kesme hızında ölçülen değerler ile model sonuçları arasında $\pm$ % 5 oranında hataların gerçekleştiği görülmüştür. 0,8 mm burun yarıçaplı takımlarda; geliştirilen üç model için, $V=350-400$ m/min, $f=0,2$ mm/rev, $a=1$ mm kesme şartlarında $\pm$ % 5'ten fazla hata oranının gerçekleştiği, diğer tüm kesme şartlarında ise hataların $\pm$ % 5'ten az olduğu görülmektedir. 1,2 mm burun yarıçaplı takımlarda tüm kesme şartlarında, Kurt'un [5] modeli (Model 1) ve geliştirilen Model 2 için $\pm$ % 5 ten fazla hataların gerçekleştiği ancak Model 3 için verilerin ölçülen değerlere çok yakın olduğu söylenebilir (Bkz. EK 1, Şekil 1.1–Şekil 1.12).

PM kesici takımlarda ilerleme kuvveti için 0,4 mm burun yarıçaplarında tüm kesme hızlarında $f=0,2$ mm/rev, $a=2$ mm kesme şartlarında geliştirilen üç model için de ölçülen değerlere göre $\pm \% 5$ 'ten fazla hataların gerçekleştiği, diğer tüm kesme şartlarında ise hataların $\pm \% 5$ aralığında bulunduğu ve ölçülen değerlerin Model 3 verilerine daha yakın olduğu görülmektedir. 0,8 mm burun yarıçaplı takımlar için $V=400$ m/min, $f=0,4$ mm/rev, $a=1$ mm kesme şartları dışında ölçülen değerlere göre hatalar $\pm \% 5$ aralığında gerçekleşmiştir. 1,2 mm burun yarıçaplı takımlarda, tüm kesme hızlarında $f=0,4$ mm/rev, $a=1$ mm kesme şartları dışında ölçülen değerlere göre geliştirilen model sonuçlarının $\pm \% 5$ hata aralığında gerçekleştiği görülmüştür.

PM kesici takımlarda esas kesme kuvveti için 0,4 mm burun yarıçaplarında $V=300$ m/min, $f=0,2$ mm/rev, $a=2$ mm kesme şartlarında geliştirilen üç model için de $\pm \% 5$ 'ten fazla hataların gerçekleştiği, diğer tüm kesme şartlarında ise hataların $\pm \% 5$ aralığında olduğu görülmektedir. 0,8 mm ve 1,2 mm burun yarıçaplı takımlarda ise tüm kesme şartlarında hataların $\pm \% 5$ aralığında olduğu ve Model 3 verilerinin ölçülen değerlere daha yakın olduğu göze çarpmaktadır.

QM kesici takımlarda pasif kuvvet için 0,4 mm burun yarıçaplı takımlarla ölçülen kesme kuvveti sonuçları ile Model 1 ve Model 2 verileri karşılaştırıldığında; tüm kesme hızlarında $f=0,4$ mm/rev, $a=2$ mm kesme şartlarında hataların $\pm \% 5$ aralığında olduğu, diğer kesme şartlarında ise $\pm \% 5$ 'ten fazla olduğu görülmüştür. Geliştirilen Model 3 için ise aksine aynı kesme şartlarında hataların $\pm \% 5$ 'ten fazla olduğu, diğer tüm kesme şartlarında ise $\pm \% 5$ aralığında olduğu görülmektedir. 0,8 mm burun yarıçaplı takımlarda; tüm kesme hızlarında $f=0,4$ mm/rev, $a=1$ mm kesme şartlarında $\pm \% 5$ 'ten fazla hataların gerçekleştiği, diğer tüm kesme şartlarında ise üç model için de $\pm \% 5$ 'ten az gerçekleştiği, hatta $V=300$ m/min, $f=0,2$ mm/rev, $a=2$ mm kesme şartlarında model sonuçları ile ölçülen değerlerin $\pm \% 1$ 'e varan belirgin yakın değere karşılık geldiği görülmektedir. 1,2 mm burun yarıçaplı takımlarda hafif kesme şartları altında ($f=0,2$ mm/rev, $a=1$) tüm kesme hızları için $\pm \% 5$ oranında hataların gerçekleştiği, diğer kesme şartlarında ise hataların $\pm \% 5$ 'ten az olduğu görülmektedir.

QM kesici takım kullanıldığında ilerleme kuvveti için; 0,4 mm burun yarıçaplı takımlarda tüm kesme hızlarında $f=0,4$ mm/rev, $a=2$ mm kesme şartlarında deney sonuçlarıyla model sonuçları karşılaştırıldığında, % 5'ten fazla hataların gerçekleştiği buna karşılık diğer tüm kesme şartlarında ise % 5'ten az hataların gerçekleştiği söylenebilir. Özellikle Model 3 sonuçları ile ölçülen değerlerin birbirine daha yakın olduğu görülmektedir. 0,8 mm burun yarıçaplı takımlar için tüm kesme hızlarında $f=0,4$ mm/rev, $a=1$ ve $f=0,2$ mm/rev, $a=2$ mm kesme şartlarında ölçülen değerlere göre $\pm$ % 5'ten fazla hataların gerçekleştiği, diğer kesme şartlarında ise hataların $\pm$ % 5 aralığında olduğu görülmüştür. 1,2 mm burun yarıçaplı takımlarda $V=300-400$ m/min, $f=0,4$ mm/rev, $a=1$ ve $V=350-400$ m/min, $f=0,2$ mm/rev, $a=2$ mm kesme şartlarında ölçülen değerlere göre her 3 model için $\pm$ % 5'ten fazla hataların gerçekleştiği; ancak ölçülen değerlerin Model 3 verilerine daha yakın olduğu görülmektedir.

QM kesici takımlar kullanıldığında esas kesme kuvveti için 0,4 mm burun yarıçaplı takımlarda tüm kesme hızlarında yüksek ilerleme ve kesme derinliğinde ($f=0,4$ mm/rev, $a=2$ mm) her üç model için de $\pm$ % 5'ten fazla hataların gerçekleştiği, diğer tüm kesme değişkenlerinde ise hataların $\pm$ % 1-2 aralığında olduğu görülmektedir. 0,8 mm ve 1,2 mm burun yarıçaplı burun yarıçaplı takımlarda ise $V=400$ m/min, $f=0,4$ mm/rev, $a=1$ mm kesme şartı dışındaki tüm kesme şartlarında hataların $\pm$ % 5 aralığında olduğu göze çarpmaktadır.

PR kesici takımlarda pasif kuvvet için 0,8 ve 1,2 mm burun yarıçaplı takımlarda model verileriyle deney sonuçları karşılaştırıldığında; tüm kesme hızlarında düşük ilerleme ve kesme derinliğinde ($f=0,2$ mm/rev, $a=1$ mm) $\pm$ % 5'ten fazla hataların gerçekleştiği; ancak diğer tüm şartlarında ise $\pm$ % 5'ten az hataların gerçekleştiği, hatta geliştirilen Model 3 için hataların $\pm$ % 1-2 seviyelerinde olduğu göze çarpmaktadır.

PR kesici takım kullanıldığında ilerleme kuvveti için 0,8 mm burun yarıçaplı takımlarda pasif kuvvette olduğu gibi tüm kesme hızlarında düşük ilerleme ve kesme

derinliğinde hataların % 5'ten fazla olduğu, diğer tüm kesme şartlarında % 5 sınırlarında hataların gerçekleştiği, bunun yanı sıra tüm kesme hızlarında $f=0,4$ mm/rev, $a=2$ mm kesme şartlarında ise ölçülen değerlerin geliştirilen modellere çok yakın (özellikle de Model 3'e % 1 oranında) değerler sergilediği görülmektedir. 1,2 mm burun yarıçaplı takımlar için tüm kesme hızlarında $f=0,4$ mm/rev, $a=2$ mm kesme şartlarında ölçülen değerlere göre % 5'ten fazla hataların gerçekleştiği, diğer tüm kesme şartlarında % 5'ten az hataların gerçekleştiği ve ölçülen değerlerin Model 3 verilerine daha yakın olduğu görülmektedir.

PR kesici takımlar kullanıldığında esas kesme kuvveti için 0,8 mm burun yarıçaplı takımlarda düşük ilerleme ve kesme derinliğinde ($f=0,2$ mm/rev, $a=1$ mm) tüm kesme hızlarında % 5'ten fazla hataların gerçekleştiği, diğer tüm kesme şartlarında ise hataların % 1 seviyelerinde olduğu dikkati çekmektedir. 1,2 mm burun yarıçaplı takımlarda ise tüm kesme şartlarında hataların %5'ten az olduğu hatta tüm kesme hızlarında $f=0,4$ mm/rev, $a=1$ mm kesme şartlarında % 1-2 oranında hataların gerçekleştiği göze çarpmaktadır.

Ayrıca ölçülen kesme kuvvetleri bileşenleri, talaş kırıcı formları açısından karşılaştırmalı olarak incelendiğinde; pasif kuvvet için PM (7°) ve PR (8°) talaş kırıcı formlarında tüm kesme hızı değerleri için en hafif kesme şartları altında (0,2 mm/rev ilerleme ve 1 mm kesme derinliği) deneylerle ölçülen kuvvet ile Kurt'un [5] modeli (F_p-M_1) ve Model 2 ile belirlenen kuvvet değeri (F_p-M_2) arasında yaklaşık $\pm$ % 10-15'e kadar hataların gerçekleştiği; buna karşılık diğer kesme şartları altında ise hataların $\pm$ % 3-4 seviyelerinde olduğu görülmüştür. İlerleme kuvveti için PR (8°) talaş kırıcı formunda benzer biçimde tüm kesme hızı değerleri için yine en hafif kesme şartları altında ve QM (9°) talaş kırıcı formunda ise 300 m/min kesme hızı, 0,2 mm/rev ilerleme, 2 mm kesme derinliğinde ve aynı şekilde $V=400$ m/min, $f=0,4$ mm/rev ve $a=1$ mm şartlarında; deneylerle ölçülen kuvvet (F_f-D) ile Kurt'un [5] modeli (F_f-M_1) ve Model 2 ile belirlenen kuvvet değeri (F_f-M_2) arasında yaklaşık $\pm$ % 10-15 seviyelerinde hatalar gerçekleşmiştir. Esas kesme kuvveti (F_C) sonuçlarının ise $\pm$ % 2-3'e kadar hatalarla birbirine oldukça yakın değerlerde olduğu görülmüştür.

Belirtilen kesme şartları dışında, tüm talaş kırıcı formları için bütün kesme şartları altında F_C , F_f ve F_p kesme kuvvetlerinin her biri için deneylerle ölçülen ve modelle belirlenen kuvvet değerleri arasında yaklaşık $\pm$ % 3-4 seviyelerinde hataların gerçekleştiği gözlenmiştir.

Dolayısıyla kesme deneyleriyle ölçülen ve özellikle geliştirilen Model 3 yardımıyla hesaplanan kesme kuvvetleri arasında çok yakın ilişkiler belirlenmiş ve özellikle geliştirilen Model 3'ün pratik uygulamalarda kullanılabileceği görülmüştür.

6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Talaş kaldırma işlemlerinde en yaygın olarak kullanılan tornalamada oluşan kesme kuvvetleri bileşenlerinin tahminini amaçlayan bu çalışmada değişik matematiksel modeller hazırlanmıştır. Kesme kuvvetleri bileşenlerinin kesme parametrelerine dayalı olarak tahmini için literatürdeki modellerden yararlanılmış, ayrıca yapılan literatür araştırması ve pratik uygulamalar göz önüne alınarak iki farklı model geliştirilmiştir. Kesme deneylerinde üç farklı kesme hızı, iki farklı ilerleme ve kesme derinliği, üç farklı talaş kırıcı formu (dolayısıyla talaş kırıcı açısı) ile üç farklı uç burun yuvarlatma yarıçaplı kesici takımlar kullanılmış ve kesme parametrelerindeki değişimlere göre kesme kuvvetleri bileşenlerinin değişimi incelenmiştir. Gerçekleştirilen bu çalışmadan elde edilen önemli bulgular aşağıda özetlenmiştir:

- Deneyler sonucunda, her üç talaş kırıcı formu için de (PM, QM, PR) kesme hızı arttırıldığında tüm kesme kuvveti bileşenlerinin azaldığı, bunun aksine ilerleme ve kesme derinliği arttırıldığında ise kesme kuvvetlerinin artış gösterdiği gözlenmiştir. Özellikle 2 mm kesme derinliği ve 0,4 mm/rev ilerleme ile ölçülen kesme kuvvetlerinin değerleri, 1 mm ve 0,2 mm/rev için ölçülen değerlere göre belirgin şekilde yüksektir. Buna bağlı olarak F_C , F_f , F_p için en yüksek değerlerin $f=0,4$ mm/rev ve $a=2$ mm kesme şartlarında gerçekleştiği görülmüştür. Dolayısıyla kesme derinliği ve ilerlemenin, kesme kuvvetlerinin değişiminde önemli derecede etkili olduğu söylenebilir.
- Kesme hızının artışı, kesme kuvveti bileşenlerini azaltmakta ise de, kesme hızlarındaki değişime nazaran; ilerleme ile kesme derinliğindeki değişimin kesme kuvvetlerinin büyüklüğünde daha etkili olduğu görülmüştür.
- Deneyler sonucunda, her üç talaş kırıcı formu için de ilerleme ve kesme derinliğinin etkisi karşılaştırmalı olarak değerlendirildiğinde, ilerleme veya kesme derinliğinin arttırılması sonucunda; ilerleme ve esas kesme kuvvetinin kesme derinliğinden ve pasif kuvvetin de ilerleme değerinden daha fazla etkilendiği görülmüştür. Ayrıca ilerlemedeki değişimden en fazla pasif

kuvvetin, kesme derinliğindeki değişimden ise en fazla ilerleme kuvvetinin etkilendikleri, ilerleme kuvvetinin ilerlemedeki değişimden ise en az etkilendiği görülmektedir.

- Burun yuvarlatma yarıçaplarına (0,4–0,8–1,2 mm) bağlı kesme kuvvetlerinde oluşan değişim incelendiğinde; uç burun yuvarlatma yarıçapı arttıkça pasif kuvvetin belirgin bir biçimde artış gösterdiği, ilerleme kuvvetinin ise diğer kuvvet bileşenlerinin aksine, uç burun yuvarlatma yarıçapı arttıkça azaldığı, esas kesme kuvvetinin ise düşük bir oranda artış sergilediği görülmektedir.
- PM, QM ve PR talaş kırıcı formlarıyla yapılan kesme deneylerinde ölçülen kesme kuvveti sonuçlarına bakıldığında; F_C , F_f , F_p için en yüksek değerler ağır kesme şartları altında ($f=0,4$ mm/rev, $a=2$ mm), $V=300\text{--}350$ m/min kesme hızında ve $r=0,4\text{--}1,2$ mm burun yuvarlatma yarıçapıyla gerçekleşmiştir. F_C ve F_f kesme kuvveti bileşenlerinin büyüklüğü için sırasıyla QM, PM, PR sıralaması ve F_p kesme kuvveti bileşeninin büyüklüğü için de PR, PM, QM sıralaması yapılabilir.
- Özellikle esas kesme kuvveti (F_C) ve ilerleme kuvvetinin (F_f) en yüksek değeri SNMG 120404–QM takımla, $V=400$ m/min, $f=0,4$ mm/dev, $a=2$ mm kesme şartlarında sırasıyla 1677 N ve 816 N olarak ölçülmüştür. Pasif (radyal) kuvvetin (F_p) ise en yüksek değeri SNMG 120408–PM kesici takımla 400 m/min kesme hızı, 0,4 mm/rev ilerleme ve 2 mm kesme derinliği şartlarında 497 N olarak ölçülmüştür.
- Yapılan deneylerde talaş kırıcı açısına bağlı olarak kesici takım geometrisinin kesme kuvvetlerini etkilediği görülmüştür. Özellikle yüksek kesme hızında, talaş kırıcı açısı 7° olan PR talaş kırıcı formuna ait kesme kuvveti bileşenlerinin diğer talaş kırıcı formlarına oranla daha düşük olduğu, talaş kırıcı açısı 9° olan QM takımlar için ise talaş açısı arttıkça kesme kuvvetlerinin arttığı söylenebilir.

- Değişik iş parçası–kesici takım çiftleri için farklı kesme şartlarında rahatlıkla kullanılabilecek şekilde bir bilgi bankası oluşturulabilmesi amacıyla; kesme deneyleri sırasında girdi olarak kullanılan kesme hızı, ilerleme değeri, kesme derinliği, talaş kırıcı formunun talaş kırıcı açısı ve uç burun yarıçapına dayalı üç farklı kesme kuvveti modeli geliştirilmiş ve geliştirilen modellerin kesme kuvveti bileşenlerinin tahmininde kullanılabileceği gösterilmiştir.
- Modellerin ihtiva ettiği kesme deneyleri sırasında girdi olarak kullanılan parametre sayısının arttırılmasının, kesme kuvvetlerinin daha gerçekçi tahmini hususunda olumlu etkilerinin olduğu söylenebilir.
- Genel olarak tüm talaş kırıcı formları ve burun yuvarlatma yarıçapları için F_C , F_f ve F_p kesme kuvvetlerinin her biri için geliştirilen kuvvet modellerindeki parametrelere dayalı olarak yapılan hesaplamalar sonucunda; ölçülen ve modellerle belirlenen sonuçlar arasında gerçekleşen hataların, $\pm \% 10$ 'luk hata sınırları içerisinde kaldığı dikkati çekmektedir.
- Geliştirilen kuvvet modellerinin her biri için özellikle esas kesme kuvveti (F_C) model sonuçlarında $\pm \% 3$ 'ten daha az hataların gerçekleştiği söylenebilir.
- İlerleme (F_f) ve pasif (radyal) kuvvet (F_p) için model sonuçlarında gerçekleşen hataların sırasıyla $\pm \% 6\sim 6,7$ ve $\pm \% 5,8\sim 9,3$ aralığında olduğu görülmektedir.
- F_C , F_f ve F_p için belirlilik katsayısı (R^2) değerlerinin ise sırasıyla yaklaşık 0,99; 0,93~0,95 ve 0,90~0,94 civarında gerçekleştiği gözlenmiştir.
- Özellikle pasif (radyal) kuvvet (F_p) için Model 3'e oranla Model 1 ve Model 2'de daha büyük hataların gerçekleştiği, buna karşılık R^2 değerlerinin ise 0,90'dan daha az çıktığı görülmüştür.

- Pasif kuvvet için, PM (7°) ve PR (8°) talaş kırıcı formlarında tüm kesme hızı değerleri için hafif kesme şartları altında (0,2 mm/rev ilerleme ve 1 mm kesme derinliği) deneylerle ölçülen kuvvet ile Model 1 ve Model 2 arasında yaklaşık $\pm$ % 10–15’e kadar hataların gerçekleştiği, buna karşılık diğer kesme şartları altında ise hataların $\pm$ % 3–4 seviyelerinde olduğu görülmüştür.
- İlerleme kuvveti için PR (8°) talaş kırıcı formunda benzer biçimde tüm kesme hızı değerleri için yine hafif kesme şartları altında ve QM (9°) talaş kırıcı formunda ise 300 m/min kesme hızı, 0,2 mm/rev ilerleme, 2 mm kesme derinliğinde ve aynı şekilde $V=400$ m/min, $f=0,4$ mm/rev ve $a=1$ mm şartlarında; deneylerle ölçülen kuvvet sonuçları ile Model 1 ve Model 2 ile belirlenen kuvvet değeri arasında yaklaşık $\pm$ % 10–15 seviyelerinde hatalar gerçekleşmiştir.
- Dolayısıyla kesme deneyleriyle ölçülen ve özellikle kesme hızı, ilerleme değeri, kesme derinliği, talaş kırıcı formunun talaş kırıcı açısı ve uç burun yarıçapına dayalı olarak geliştirilen Model 3 yardımıyla hesaplanan kesme kuvvetleri arasında çok yakın ilişkiler belirlenmiş ve bu sebeple geliştirilen Model 3’ün pratik uygulamalarda kullanılabileceği görülmüştür.
- Geliştirilen kuvvet modelinin özellikle işlenebilirlik, talaş kırıcı tasarım parametreleri ve yüzey pürüzlülüğü gibi konuların daha ayrıntılı bir biçimde incelenebilmesinde yararlı olacağı düşünülmektedir.

Kesme işlemi sırasında oluşan kesme kuvvetleri incelendiğinde bu çalışma konusuyla ilgili olarak bundan sonra yapılacak çalışmalara ışık tutması bakımından aşağıdaki öneriler dikkate alınabilir:

- Kesme kuvvetleri modelleri diğer talaşlı imalat yöntemleri üzerinde ayrıca geliştirilebilir.

- Kesme kuvvetleri için geliştirilen modeller genişletilerek, değişik iş parçası ve kesici takım çiftleri için farklı kesme şartlarında rahatlıkla kullanılacak bir bilgi bankası oluşturulabilir.
- Modellerde kullanılan parametrelerle ilgili olarak karşılıklı etkileşimleri de dikkate alacak biçimde modeller geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Neşeli, S., Yıldız, S., “Tornalamada Takım Geometrisi ve Tırlama Titreşimlerinin Yüzey pürüzlülüğüne Etkisi”, Yüksek Lisans Tezi, **Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Konya, 1-2, 34-38 (2006).
- [2] Şeker, U., “Takım Tasarımı Ders Notları”, **Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi**, Ankara, 5-11, 33-44, 47-72 (1997).
- [3] Şan, S., “Mikro Alaşımlı Çeliklerin İşlenebilirliğinin Takım Aşınması ile Yüzey Pürüzlülüğü Açısından Değerlendirilmesi”, Yüksek Lisans Tezi Seminer Çalışması, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 40 (2004).
- [4] Tekaut, İ., “Takım Tezgahlarındaki Kesici Takım Titreşimlerinin Yüzey Pürüzlülüğüne Etkisi”, Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 1-2 (2008).
- [5] Kurt, A., “ Talaş Kaldırma Sırasında Oluşan Kesme Kuvvetleri ve Mekanik Gerilmelerin Deneysel Olarak İncelenmesi ve Matematiksel Modellerin Oluşturulması”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 4: 25-30, 44-53, 108-112, (2006).
- [6] Oxley, P.L.B., “Mechanics of machining: An analytical approach to assessing machinability 1st ed.”, **John Wiley & Sons**, New York, 23-73 (1989).
- [7] Wang J., Mathew, P., “Development of a general tool model for turning operations based on a variable flow stress theory”, **Int. Journal of Machine Tools and Manuf.**, 35: 71-90 (1995).
- [8] Arsecularatne, J.A., Fowle, R.F., Mathew, P., “Nose radius oblique tool: cutting force and built-up edge prediction”, **Int. Journal of Machine Tools and Manuf.**, 36: 585-595 (1996).

- [9] Moufki, A., Dudzinski, D., Molinari, A., Rausch, M., “Thermoviscoplastic modelling of oblique cutting: Forces and chip flow predictions”, *Int. Journal of Mechanical Sciences*, 42: 1205-1232 (2000).
- [10] Rao, B.C., Shin, Y.C., “A comprehensive dynamic cutting force model for chatter prediction in turning”, *Int. Journal of Machine Tools and Manuf.*, 39: 1631-1654 (1999).
- [11] Shin, Y.C., Waters, A.J., “Face milling modeling with structural nonlinearity”, *Trans. NAMRI/SME XXII*, 157 (1994).
- [12] Parakkal, G., Zhu, R., Kapoor, S.G., DeVor, R.E., “Modeling of turning process cutting forces for grooved tools”, *Int. Journal of Machine Tools and Manuf.*, 42: 179-191 (2002).
- [13] Strenkowski, J.S., Shih, A.J., Lin, J.C., “An analytical finite element model for predicting three-dimensional tool forces and chip flow, *Int. Journal of Machine Tools and Manuf.*, 42: 723-731 (2002).
- [14] Usui, E., Hirota, M., Masuko, A., “Analytical prediction of three dimensional cutting process: Part 1 Basic cutting model and energy approach”, ASME, *Journal of Eng. for Industry*, 100: 222-228 (1978).
- [15] Usui, E., Hirota, M., “Analytical prediction of three dimensional cutting process: Part 2 Chip formation and cutting force with conventional single-point tool”, ASME, *Journal of Eng. for Industry*, 100: 229-235 (1978).
- [16] Thomas, M., Beauchamp, Y., “Statistical investigation of modal parameters of cutting tools in dry turning”, *Int. Journal of Machine Tools and Manuf.*, 43: 1093-1106 (2003).
- [17] Hayajneh, M.T., Astakhov, V.P., Osman, M.O.M., “An analytical evaluation of the cutting forces in orthogonal cutting using a dynamic model of the shear

zone with parallel boundaries”, *Journal of Materials Processing Technology*, 82: 61-77 (1998).

- [18] Fang, N., Jawahir, I.S., “Analytical predictions and experimental validation of cutting force ratio, chip thickness, and chip back-flow angle in restricted contact machining using the universal slip-line model”, *Int. Journal of Machine Tools and Manuf.*, 42: 681-694 (2002).
- [19] Fang, N., Jawahir, I.S., Oxley, P.L.B., “A universal slip-line model with non-unique solutions for machining with curled chip formation and a restricted contact tool”, *Int. Journal of Mech. Sciences*, 43: 557-580 (2001).
- [20] Fang, N., Jawahir, I.S., “A new methodology for determining the stress state in the plastic region in restricted contact machining”, *Inter. Journal of Mech. Sciences*, 43: 1747-1770 (2001).
- [21] Dewhurst, P., Collins, I.F., “A matrix technique constructing slip-line field solutions to a class of plane strain plasticity problems”, *Inter. Journal for Numerical Methods in Eng.*, 7: 357-378 (1973).
- [22] Powell, M.J.D., “A Fortran subroutine for solving systems of nonlinear algebraic equations Chp.7: Numerical Methods for Nonlinear Algebraic Equations”, Ed. : P. Rabinowitz, *Gordon and Breach*, London, 115-161 (1970).
- [23] Lin, W.S., Lee, B.Y., Wu, C.L., “Modeling the surface roughness and cutting force for turning”, *Journal of Materials Processing Technology*, 108: 286-293 (2001).
- [24] Huang, Y., Liang, S.Y., “Cutting forces modeling considering the effect of tool thermal property-application to CBN hard turning”, *Int. Journal of Machine Tools and Manuf.*, 43: 307-315 (2003).

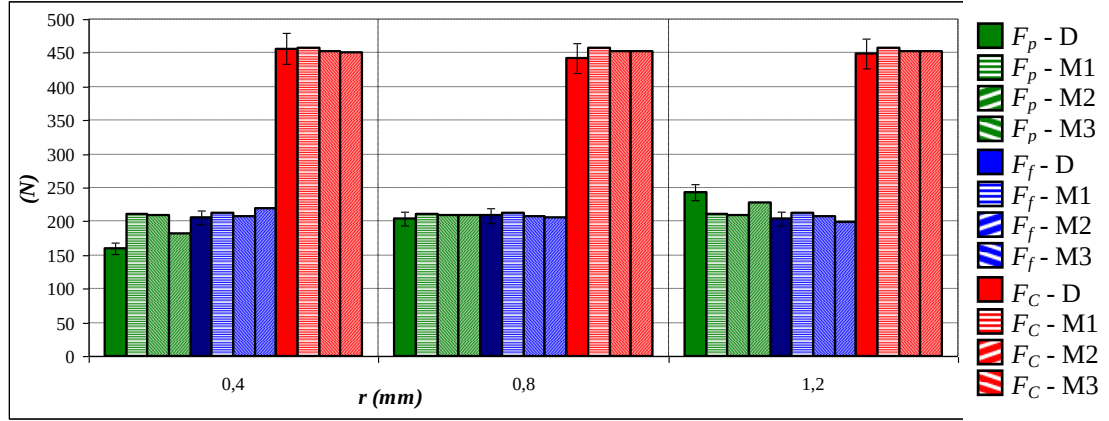
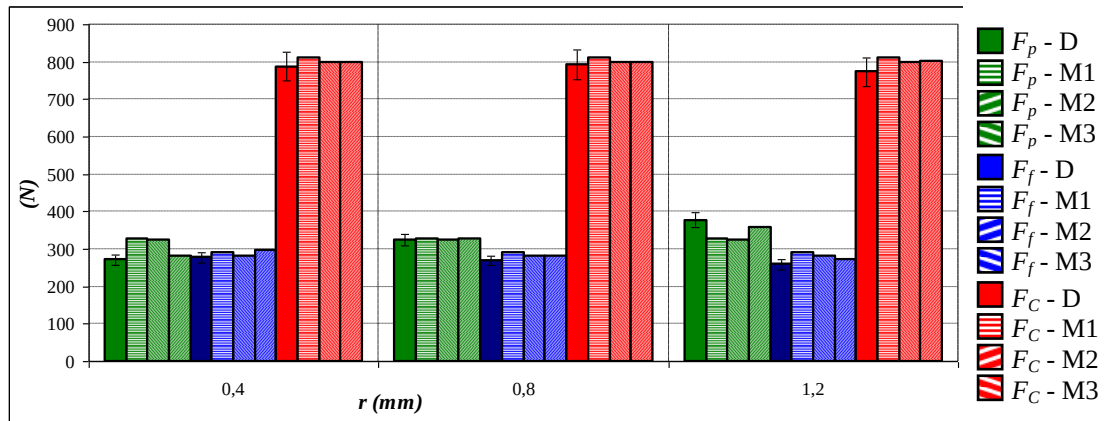
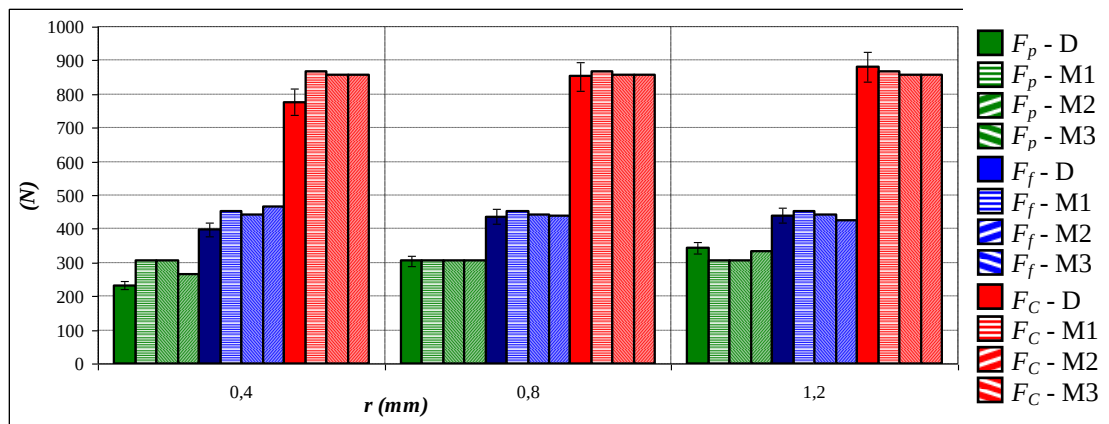
- [25] Huang, Y., Liang, S.Y., “Cutting temperature modeling based on nonuniform heat intensity and partition ratio”, *Machining Science and Technology*, 9 (3): 301- 23 (2005).
- [26] Lee, E.H., Shaffer, B.W., “Theory of plasticity applied to problems of machining”, ASME, *Journal of Applied Mechanics*, 18 (4): 104-113 (1951).
- [27] Merchant, M.E., “Mechanics of the metal cutting process, Part 2: Plasticity conditions in orthogonal cutting”, *Journal of Applied Physics*, 16: 318-324 (1945).
- [28] Sikdar, S.K., Chen, M., “Relationship between tool flank wear area and component forces in single point turning”, *Journal of Materials Processing Technology*, 128: 210-215 (2002).
- [29] Luo, X., Cheng, K., Ward, R., “The effects of machining process variables and tooling characterization on the surface generation”, *The Inter. Journal of Advanced Manuf. Tech.*, 25 (11-12): 1089-1097 (2004).
- [30] Zhang, L.C., Zhang, H.J., Wang, X.M., “A force prediction model for cutting unidirectional fibre-reinforced plastics”, *Machining Science and Technology*, 5 (3): 293-305 (2001).
- [31] Lee, W.B., Cheung, C.F., To, S., “Friction-induced fluctuation of cutting forces in the diamond turning of aluminium single crystals”, *Proc. of the Institution of Mech. Eng.-Part B-Eng. Manuf.*, 217 (5): 615-631 (2003).
- [32] Smithey, D.W., Kapoor, S.G., DeVor, R.E., “A new mechanistic model for predicting worn tool, cutting forces”, *Machining Science and Technology*, 5 (1): 23-42 (2001).
- [33] Reddy, R.G., Kapoor, S.G., DeVor, R.E., “A mechanistic force model for contour turning”, Transactions of the ASME, *Journal of Manuf. Science and Eng.*, 122: 398-405 (2000).

- [34] Özlü, E., “Analytical Modeling of Cutting Process Mechanics and Dynamics for Simulation of Industrial Machining Operations”, Doktora Tezi, **Sabancı Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 5-133 (2008).
- [35] Aksu, B., “ Experimental and Analytical Investigation on Mechannics of Metal Cutting Including Edge Forces”, Yüksek Lisans Tezi, **Sabancı Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 2-4 (2008).
- [36] Özkan A, İ, “ Tornalamada Kesme Kuvvetlerinin ve Takım Ucu Sıcaklığının Bulanık Mantık ve Yapay Sinir Ağı Teknikleriyle Tahmin Edilmesi”, Yüksek Lisans Tezi, **Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Konya, 2-102-103 (2006).
- [37] Gündüz, A., “ Tornalama İşleminde Oluşan Kesme Kuvvetlerinin Bulanık Mantık ve Yapay Sinir Ağlarıyla Tahmini”, Yüksek Lisans Tezi, **Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 1-7-70 (2006).
- [38] Bao, W.Y., Tansel, I.N., “Modeling micro-end-milling operations-Part I: Analytical cutting force model”, **Inter. Journal of Machine Tools and Manuf.**, 40: 2155-2173 (2000).
- [39] Korucu, S., “Delik İşlemlerinde Kesiciler Üzerine Etki Eden Gerilmelerin Matematiksel Olarak Modellenmesi, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 2-4 (2007).
- [40] Kavlak, K., “ Normal ve Kesme Kuvvetlerini Ölçmek İçin Bir Dinamometre Dizaynı”, Yüksek Lisans Tezi, **Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Konya, 1 (1993).
- [41] Özdemir, H., “ Tornalama İşleminde Kesme Kuvveti Ölçümünde Kullanılacak Dinamometre Tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, **Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Sakarya, 40 (2006).

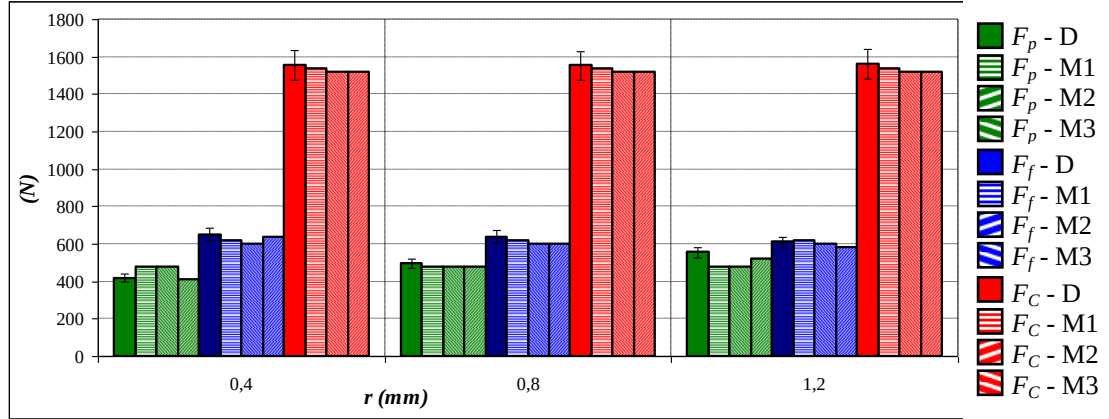
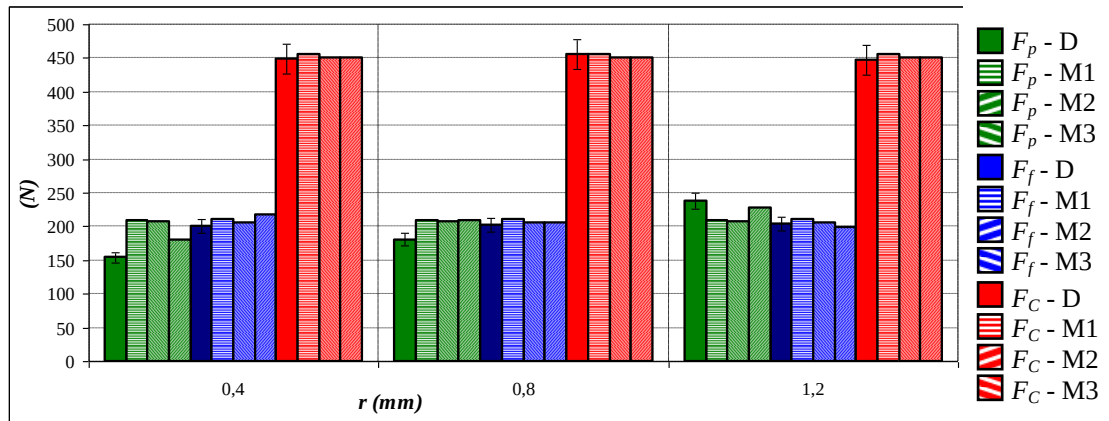
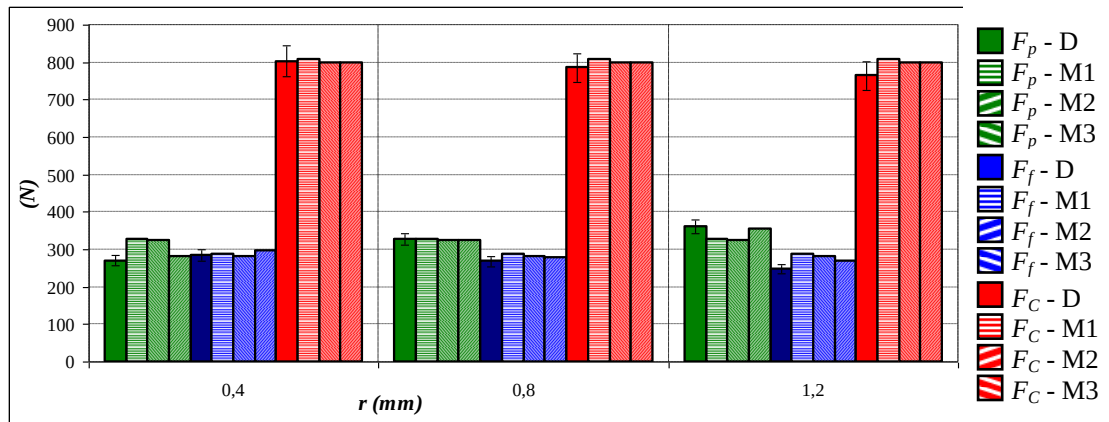
- [42] Gürbüz, H., “ Tornalamada Talaş Kırıcı Geometrisinin Takım Gerilmelerine Etkisi”, Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 81 (2006).
- [43] Taşkesen, A., “Dik Kesme Esnasında Takım Tezgahı Titreşiminin Teorik Olarak Analizi”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 25-26 (2003).
- [44] Akkurt, M., “Talaş Kaldırma Yöntemleri ve Takım Tezgahları”, **İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi, Birsen Yayınevi**, İstanbul, 23-39 (1999).
- [45] Hocalar, E., “ Metal İyonları ile Aşınmış Takımlarda Aşınmanın Belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, **Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Manisa, 4 (2005).
- [46] Şahin, Y., “ Talaş Kaldırma Prensipleri”, **Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi**, Ankara, Cilt 1, 78 (1999).
- [47] Kaçal, A., “Azdırma Freze Çakılarında Kesme Kuvvetlerinin ve Takım Aşınmasının İncelenmesi”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 44-46 (2008).
- [48] “Tornalama Takımları Katalogu”, **Sandvik Coromant**, A28-A31-A51 (2009).
- [49] “Kistler Type 9257B Three Component Dynamometer Operating Instructions”, **Kistler**, 1 (1997).

EKLER

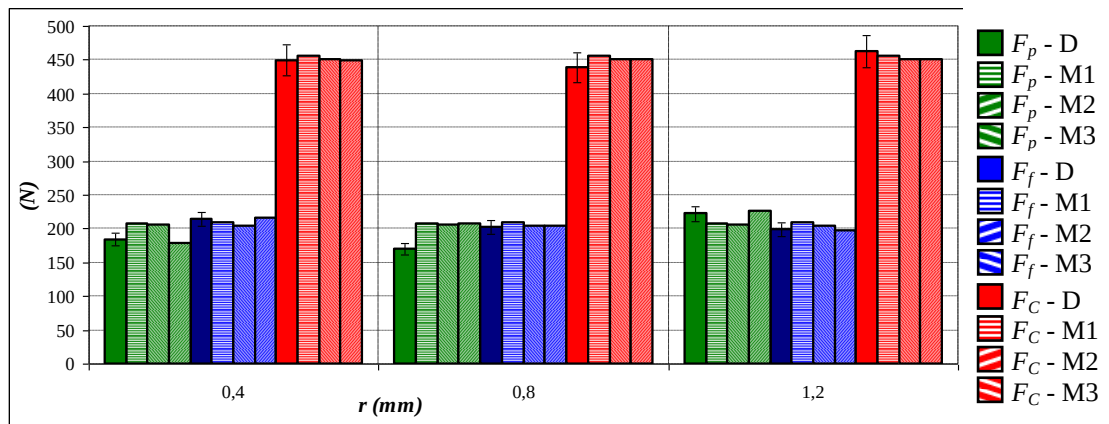
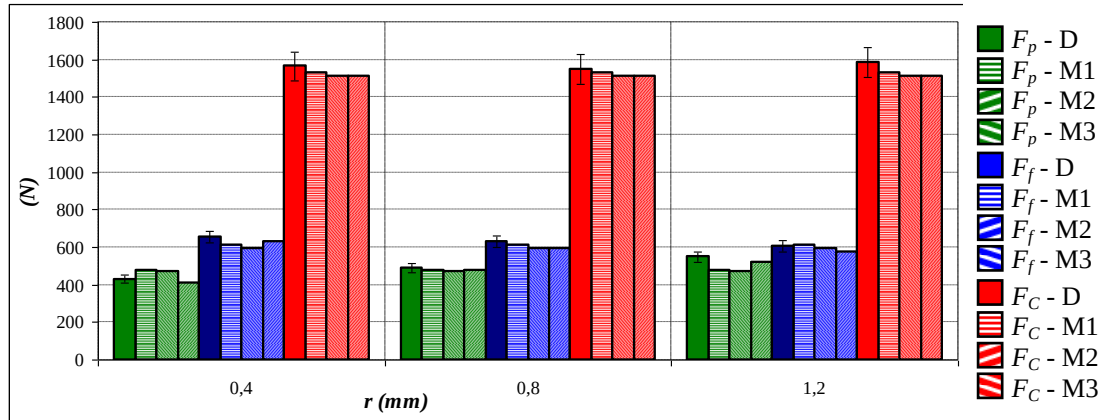
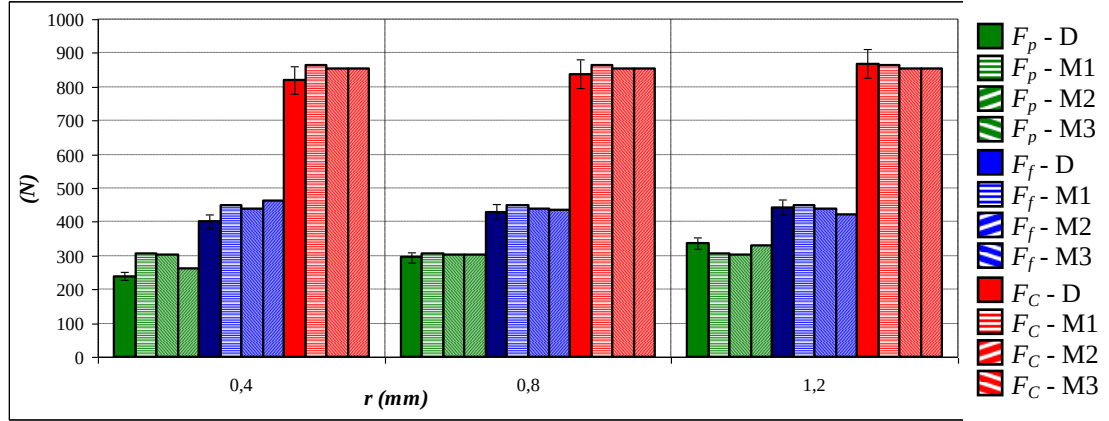
EK – 1 PM talaş kırıcı formu modelleme dağılımları

Şekil 1.1. $V = 300$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçlarıŞekil 1.2. $V = 300$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçlarıŞekil 1.3. $V = 300$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçları

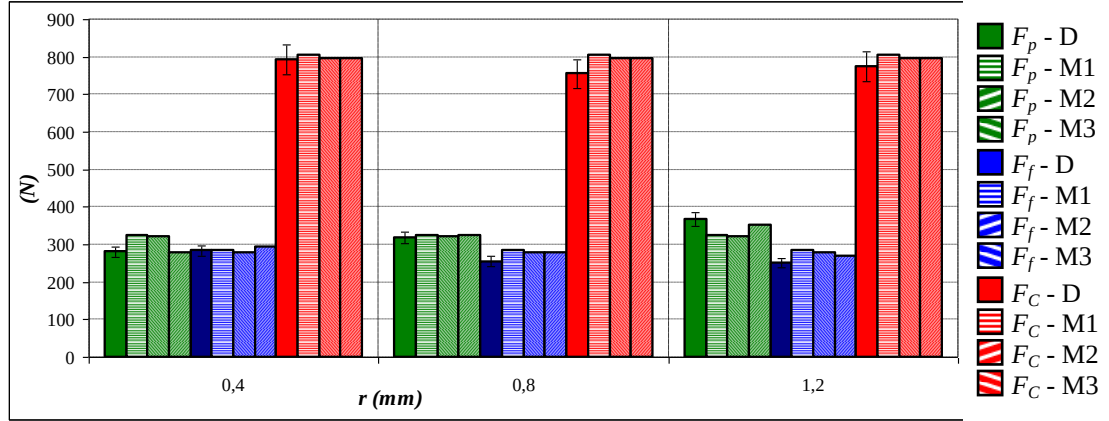
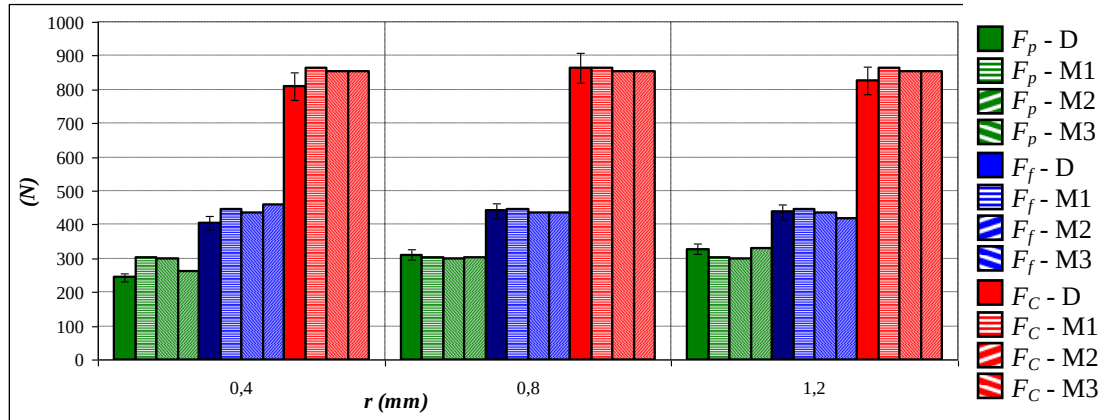
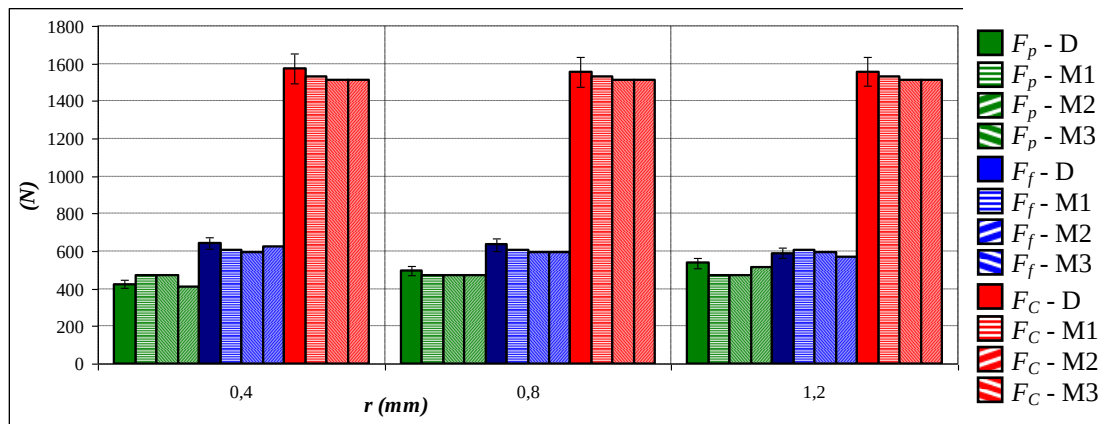
EK – 1 (Devam) PM talaş kırıcı formu modelleme dağılımları

Şekil 1.4. $V = 300 \text{ m/min}$, $f = 0,4 \text{ mm/rev}$, $a = 2 \text{ mm}$ için model sonuçlarıŞekil 1.5. $V = 350 \text{ m/min}$, $f = 0,2 \text{ mm/rev}$, $a = 1 \text{ mm}$ için model sonuçlarıŞekil 1.6. $V = 350 \text{ m/min}$, $f = 0,4 \text{ mm/rev}$, $a = 1 \text{ mm}$ için model sonuçları

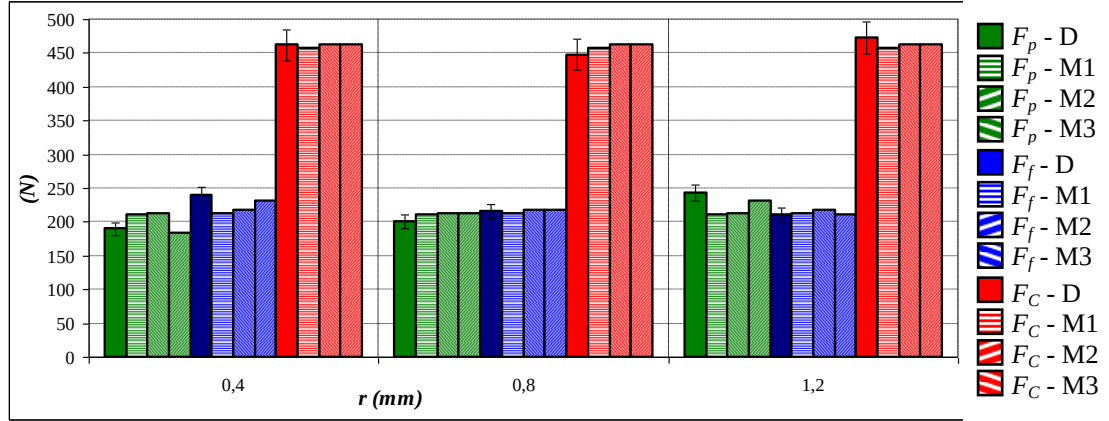
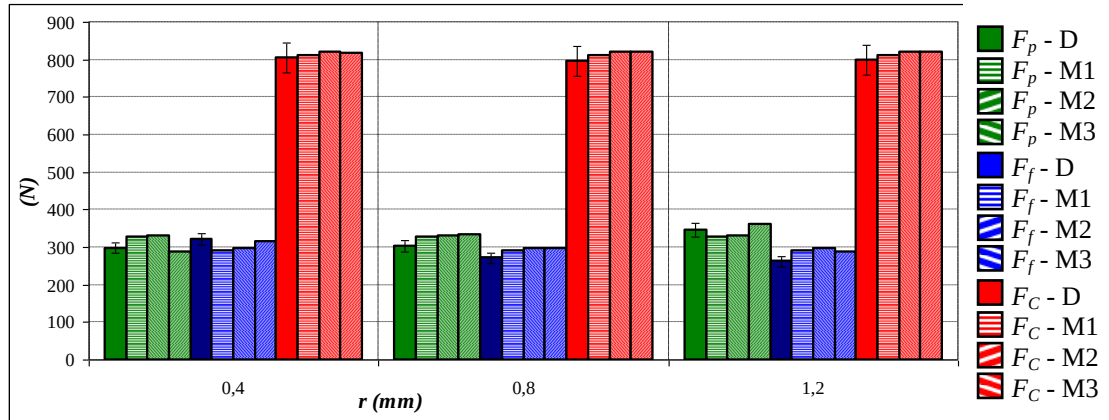
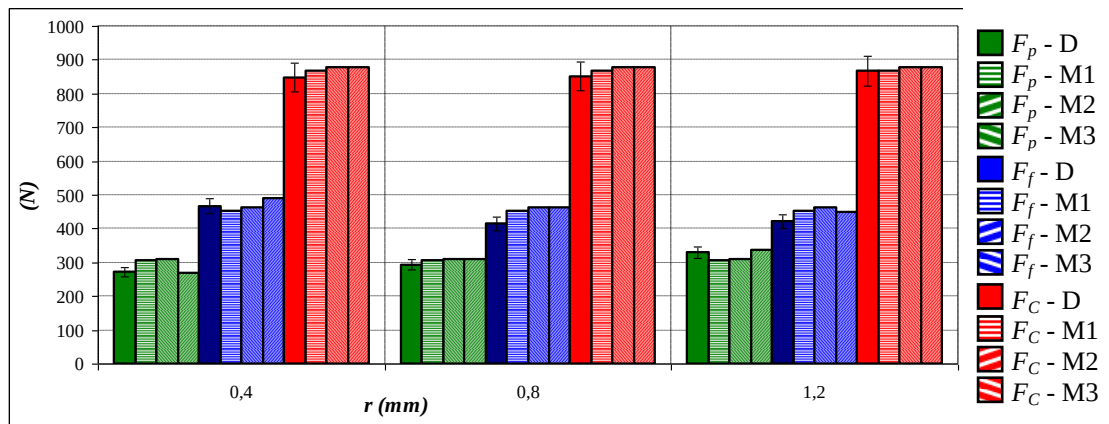
EK – 1 (Devam) PM talaş kırıcı formu modelleme dağılımları



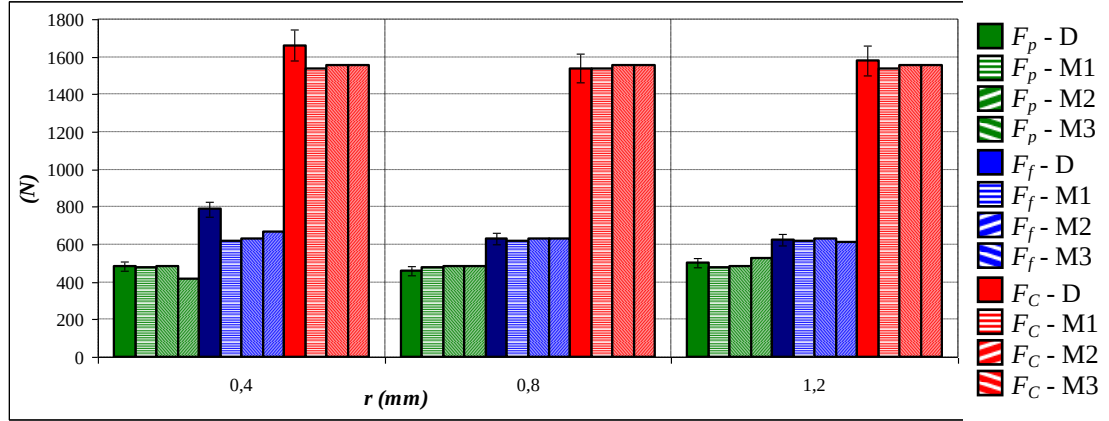
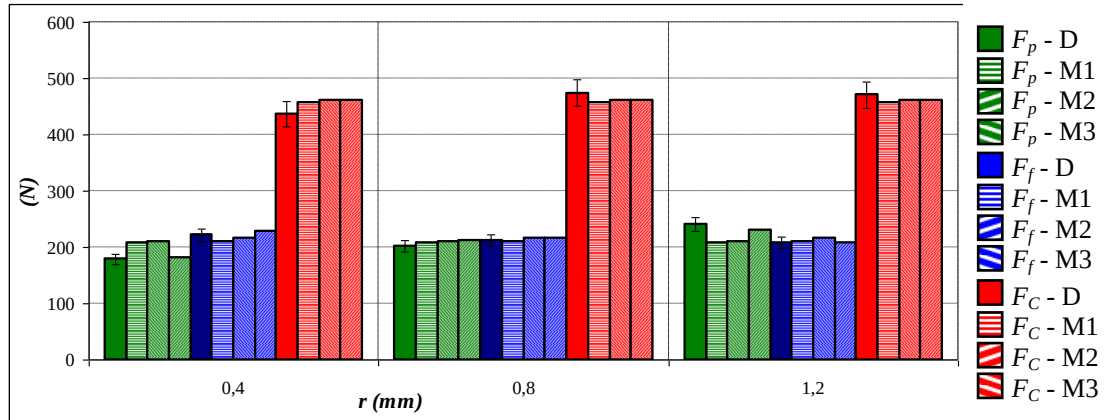
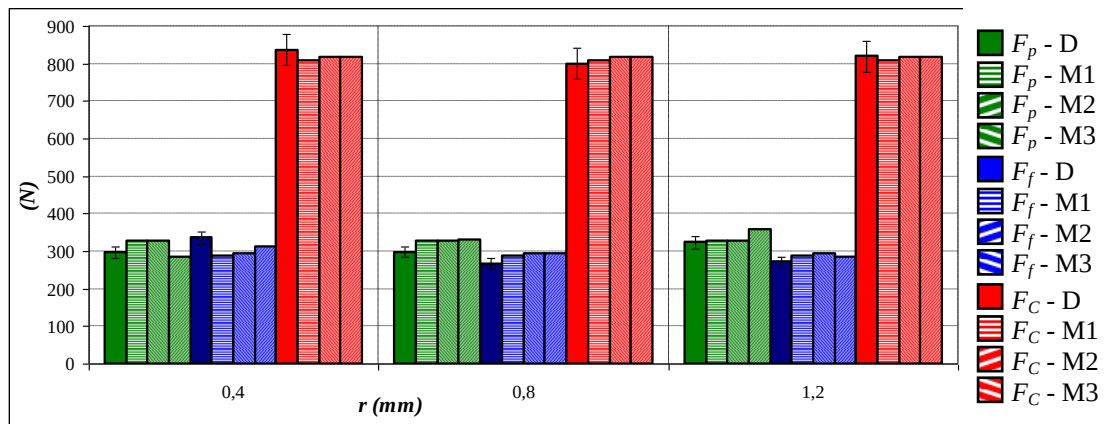
EK – 1 (Devam) PM talaş kırıcı formu modelleme dağılımları

Şekil 1.10. $V = 400$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçlarıŞekil 1.11. $V = 400$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçlarıŞekil 1.12. $V = 400$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçları

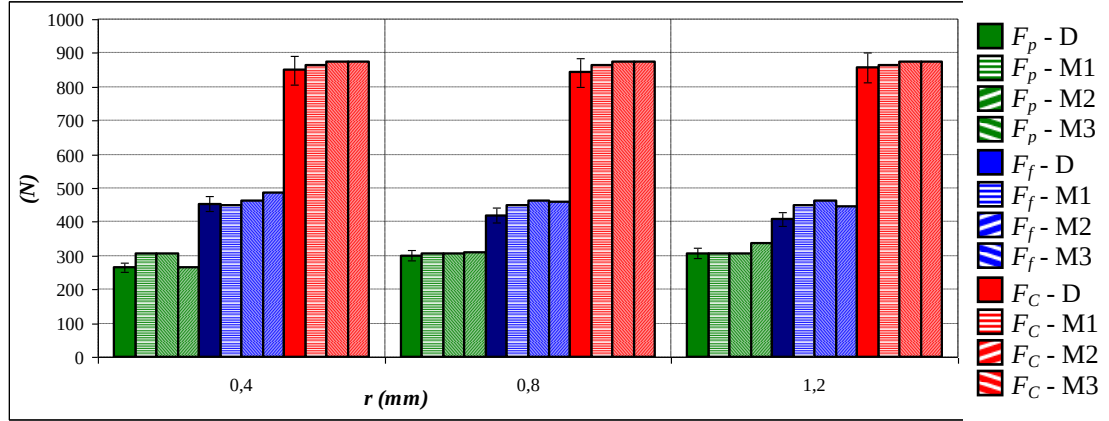
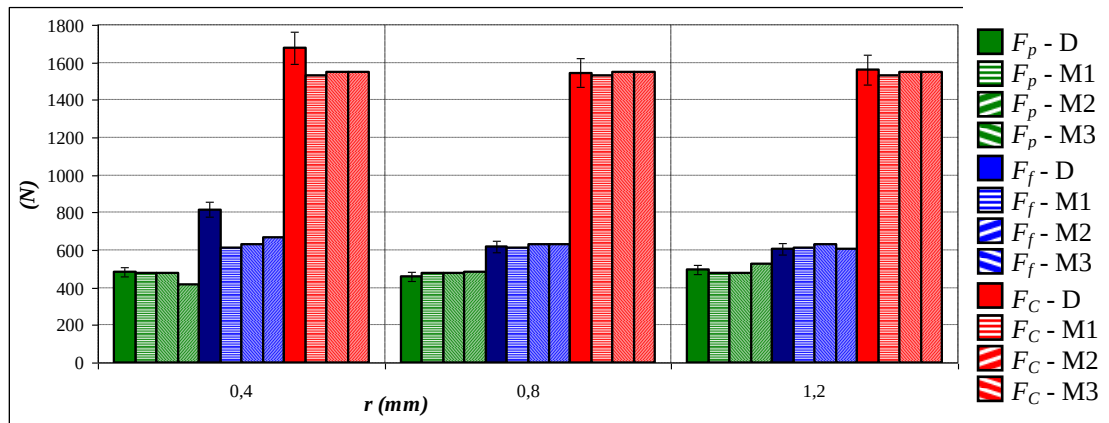
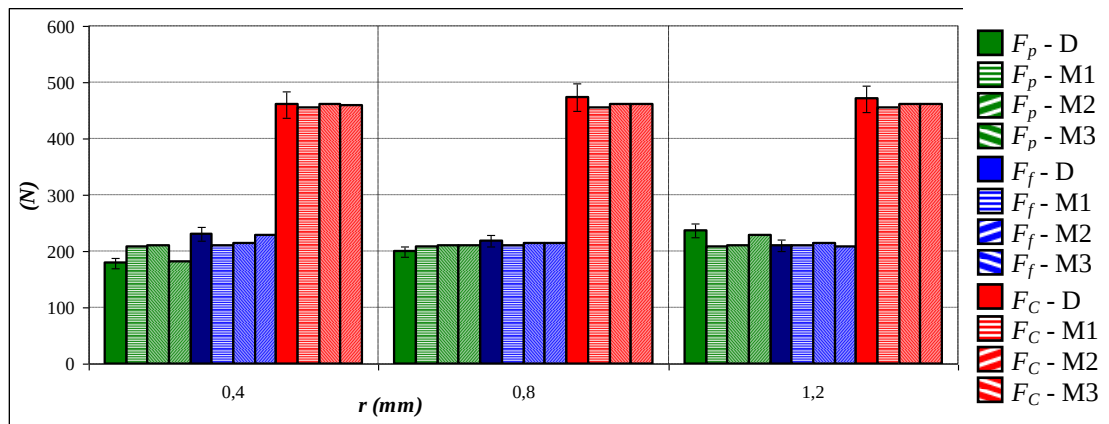
EK – 2 QM talaş kırıcı formu modelleme dağılımları

Şekil 2.1. $V = 300$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçlarıŞekil 2.2. $V = 300$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçlarıŞekil 2.3. $V = 300$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçları

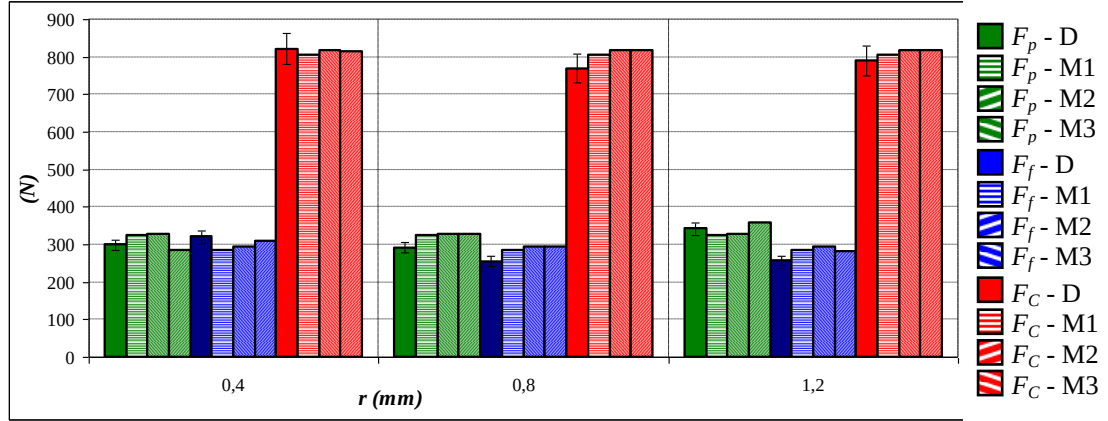
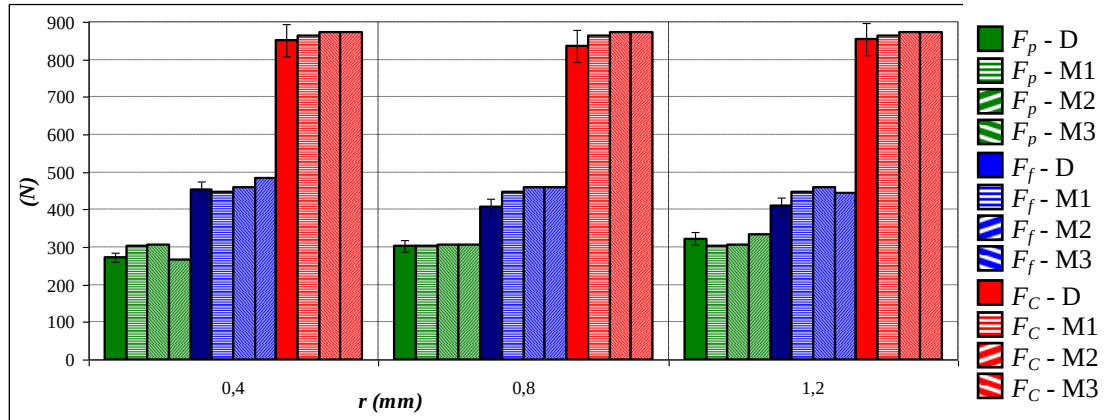
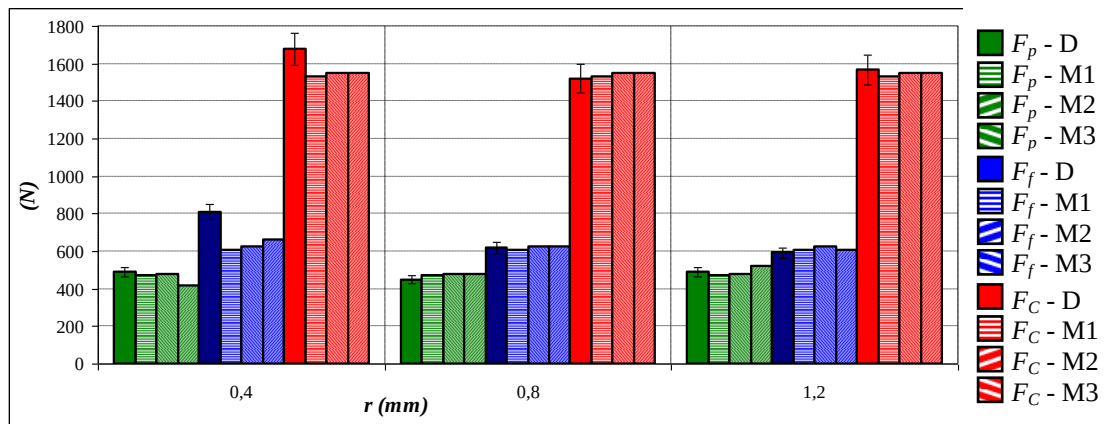
EK – 2 (Devam) QM talaş kırıcı formu modelleme dağılımları

Şekil 2.4. $V = 300$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçlarıŞekil 2.5. $V = 350$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçlarıŞekil 2.6. $V = 350$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçları

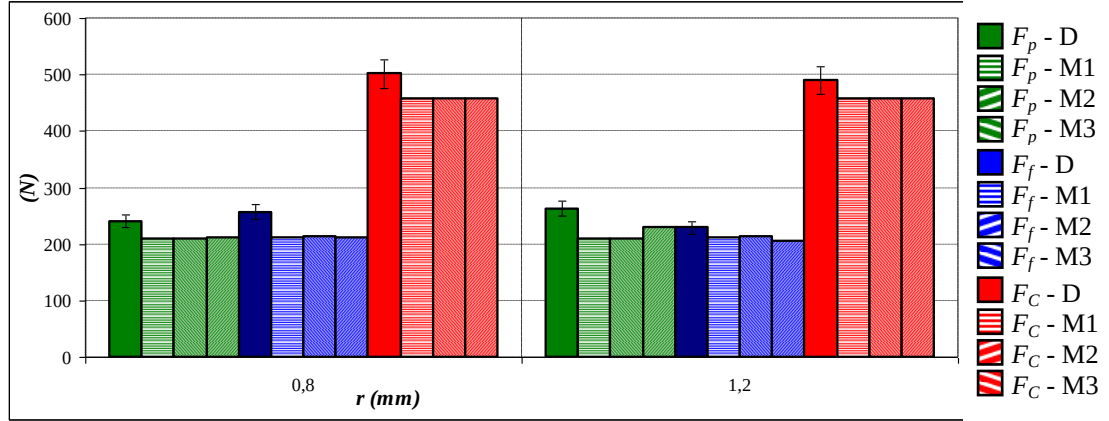
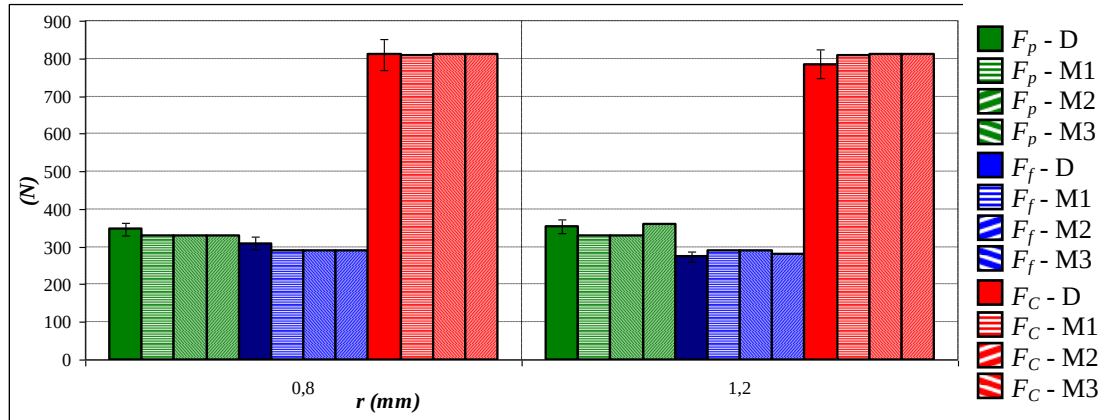
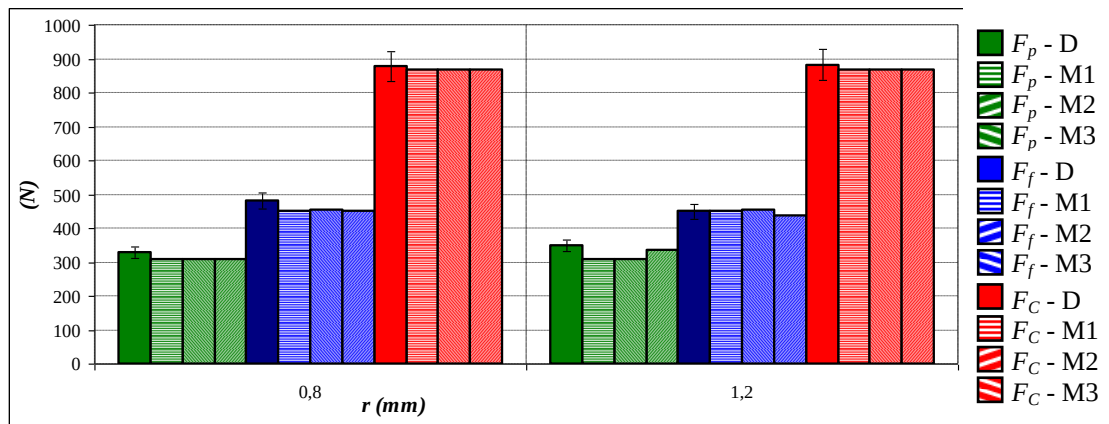
EK – 2 (Devam) QM talaş kırıcı formu modelleme dağılımları

Şekil 2.7. $V = 350$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçlarıŞekil 2.8. $V = 350$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçlarıŞekil 2.9. $V = 400$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçları

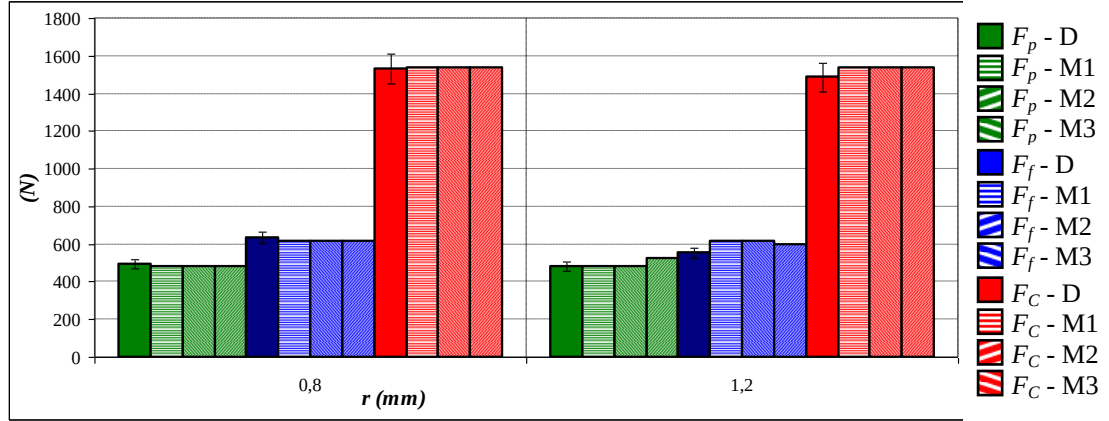
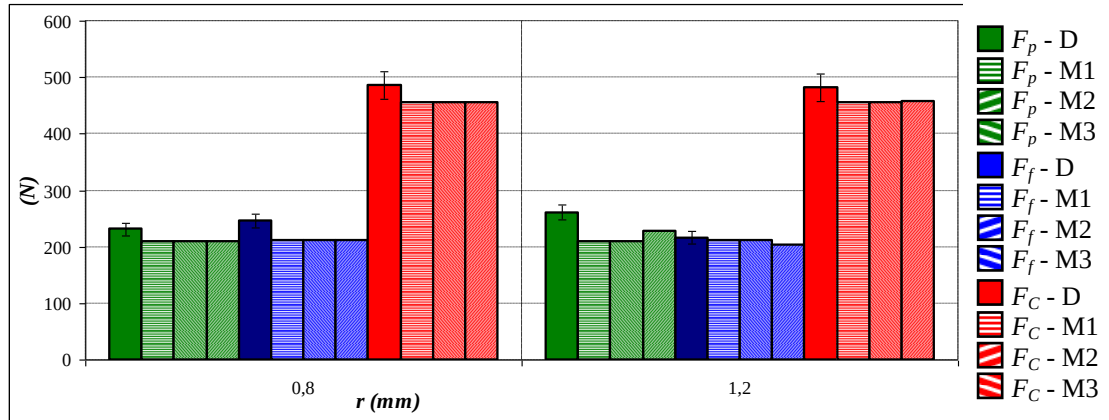
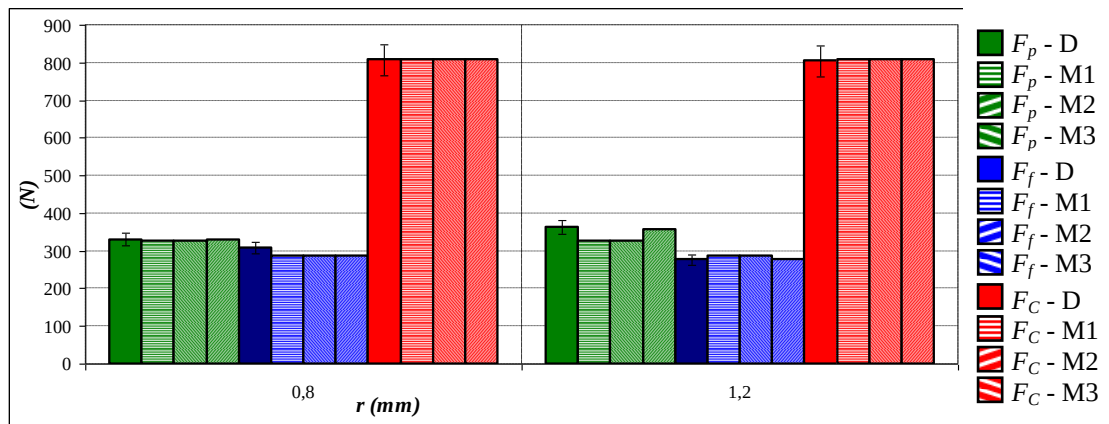
EK – 2 (Devam) QM talaş kırıcı formu modelleme dağılımları

Şekil 2.10. $V = 400$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçlarıŞekil 2.11. $V = 400$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçlarıŞekil 2.12. $V = 400$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçları

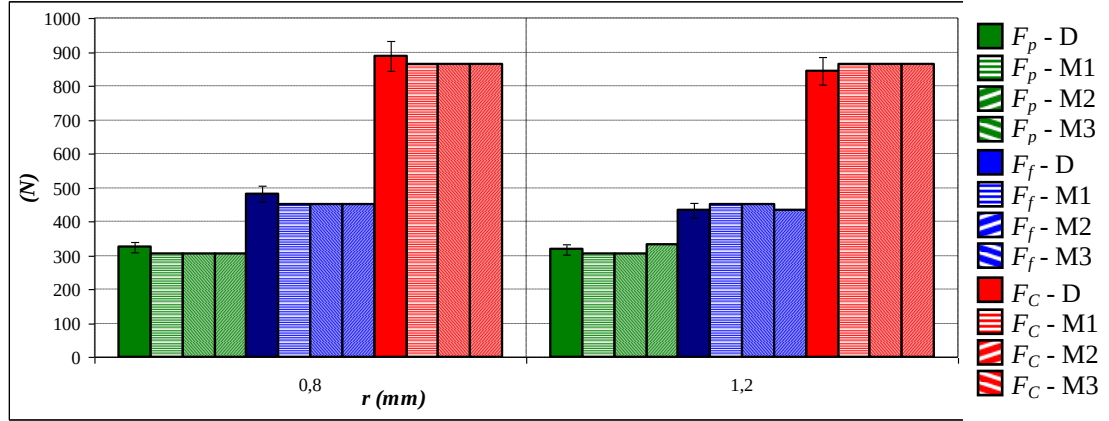
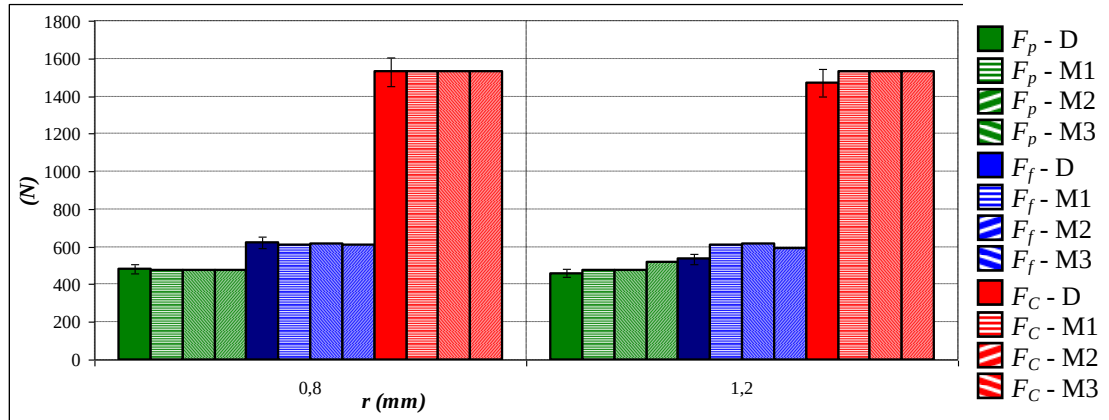
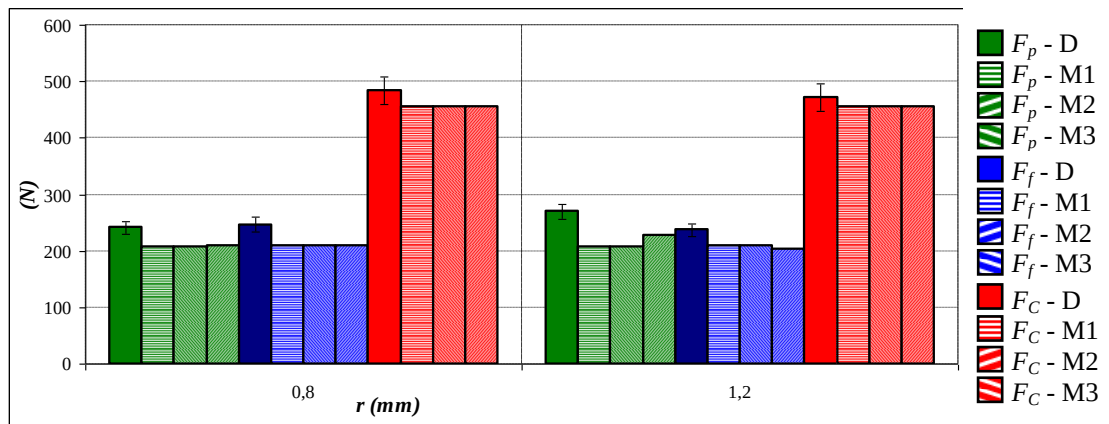
EK – 3 PR talaş kırıcı formu modelleme dağılımları

Şekil 3.1. $V = 300$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçlarıŞekil 3.2. $V = 300$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçlarıŞekil 3.3. $V = 300$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçları

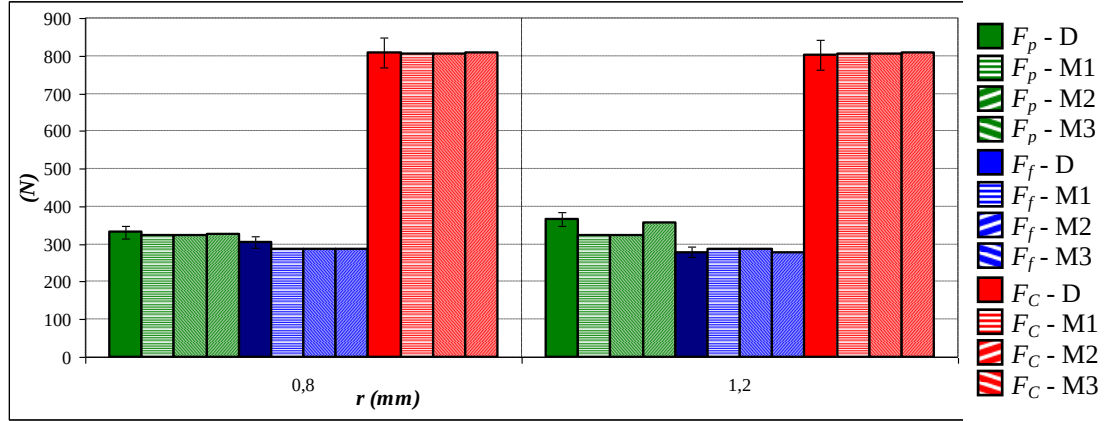
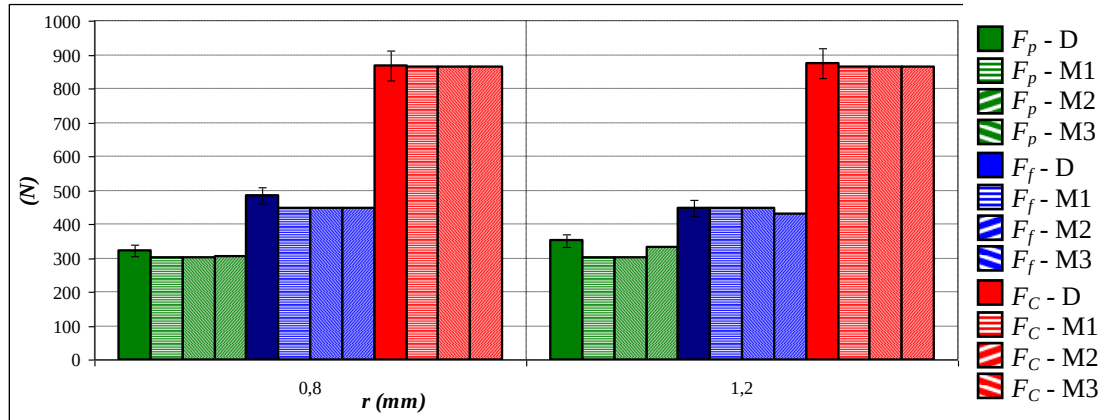
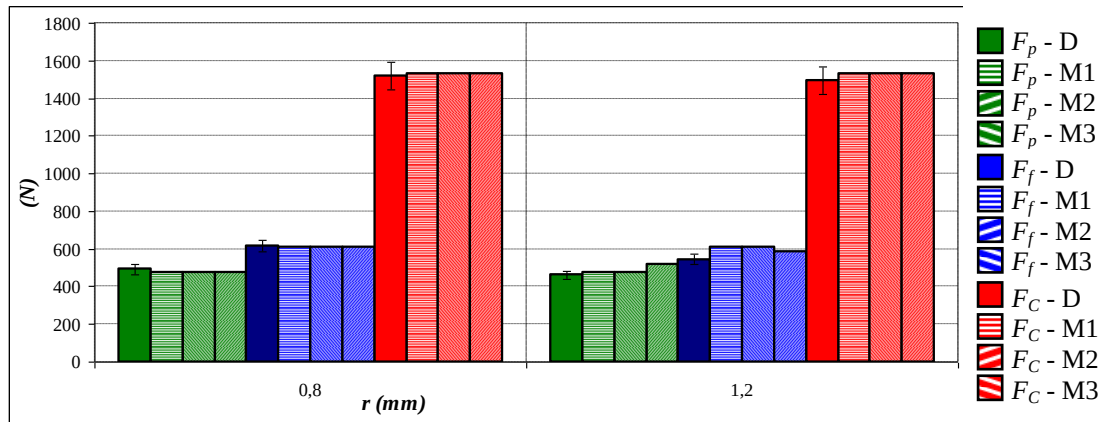
EK – 3 (Devam) PR talaş kırıcı formu modelleme dağılımları

Şekil 3.4. $V = 300$ m/min, $f = 0.4$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçlarıŞekil 3.5. $V = 350$ m/min, $f = 0.2$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçlarıŞekil 3.6. $V = 350$ m/min, $f = 0.4$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçları

EK – 3 (Devam) PR talaş kırıcı formu modelleme dağılımları

Şekil 3.7. $V = 350$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçlarıŞekil 3.8. $V = 350$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçlarıŞekil 3.9. $V = 400$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçları

EK – 3 (Devam) PR talaş kırıcı formu modelleme dağılımları

Şekil 3.10. $V = 400$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 1$ mm için model sonuçlarıŞekil 3.11. $V = 400$ m/min, $f = 0,2$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçlarıŞekil 3.12. $V = 400$ m/min, $f = 0,4$ mm/rev, $a = 2$ mm için model sonuçları

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : SÜRÜCÜLER, Samet
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 15.12.1981 - Manisa
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0 (236) 2332487
 e-mail : sametsuruculer@hotmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi/Makine Bölümü	2003
Lise	Manisa Anadolu Teknik Lisesi	1999

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2008-2009	İzmir PTT Başmüdürlüğü Personel Müd.	Memur
2006-2008	İzmir Karşıyaka PTT Merkez Müdürlüğü	Memur
2005-2006	Gazi Üniversitesi Atatürk M.Y.O.	Öğretim Görevlisi (Dışarıdan)

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Yüzme, Satranç, Bilgisayar teknolojileri