



**FARKLI KÜLTİVATÖR UÇ DEMİRLERİNİN
SONLU ELEMANLAR METODU (SEM) İLE
DAYANIM ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ**

ASLAN ŞAHİN

Yüksek Lisans Tezi

Biyosistem Mühendisliği Anabilim Dalı

Prof. Dr. Ebubekir ALTUNTAŞ

Ocak - 2018

Her hakkı saklıdır

**T.C.
GAZİOSMANPAŞA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
BİYOSİSTEM MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**FARKLI KÜLTİVATÖR UÇ DEMİRLERİNİN SONLU ELEMANLAR
METODU (SEM) İLE DAYANIM ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ**

ASLAN ŞAHİN

**TOKAT
2018**

Her hakkı saklıdır

Aslan ŞAHİN tarafından hazırlanan “Farklı Kültivatör Uç Demirlerinin Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) İle Dayanım Özelliklerinin Belirlenmesi” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 25 ARALIK 2017 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen Jüri tarafından Oy Birliği / Oy Çokluğu ile Gaziosmanpaşa Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü BİYOSİSTEM MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI 'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Danışman
Prof. Dr. Ebubekir ALTUNTAŞ
Gaziosmanpaşa Üniversitesi

Üye
Doç. Dr. Deniz YILMAZ
Süleyman Demirel Üniversitesi

Üye
Yrd. Doç. Dr. Hakan POLATCI
Gaziosmanpaşa Üniversitesi

İmza



ONAY



Prof. Dr. Ebubekir ALTUNTAŞ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

10.01/2018

TEZ BEYANI

Tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu tezin yazılmasında bilimsel ahlak kurallarına uyulduğunu, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezin içerdiği yenilik ve sonuçların başka bir yerden alınmadığını, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, tezin herhangi bir kısmının bu üniversite veya başka bir üniversitedeki başka bir tez çalışması olarak sunulmadığını beyan ederim.

ASLAN ŞAHİN

9 Ocak 2018

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

FARKLI KÜLTİVATÖR UÇ DEMİRLERİNİN SONLU ELEMANLAR METODU (SEM) İLE DAYANIM ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ

ASLAN ŞAHİN

GAZİOSMANPAŞA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
BİYOSİSTEM MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

(TEZ DANIŞMANI: PROF. DR. EBUBEKİR ALTUNTAŞ)

Bu çalışmada, farklı firmaların (A, B, C ve D) imal ettikleri kültivatör dar uç demiri tipleri (A1, B1, C1, D1) ve kazayağı uç demiri tipleri (A2, B2, C2, D2) üzerine uygulanan 6 farklı yük altında gerilme ve deformasyonlar (yer değiştirme) sonlu elemanlar metodu (SEM) ile SolidWorks programı kullanılarak incelenmiştir. Farklı kültivatör kazayağı ve dar uç demirleri sabit ayağa iki civatayla sabitlenirken, kesme yapan tek bir uç demiri yüzeyine 6 farklı statik yükleme senaryosu (S1, S2, S3, S4, S5 ve S6) uygulanmış ve sırasıyla 500 N, 1000 N, 1500 N, 2000 N, 2500 N ve 3000 N olarak dikkate alınmıştır. Bu çalışmanın sonucunda, S6 yükleme kuvveti altında kültivatör dar uç demirlerinde meydana gelen maksimum eşdeğer gerilme değerleri 145.948 MPa'dan 242.729 MPa'a kadar, deformasyonlar (yer değiştirmeler) ise 0.539 mm'den 0.889 mm'e kadar değişmiştir. Maksimum eşdeğer gerilme değerleri B1 dar uç demirinde diğer dar uç demirlerine göre daha yüksek bulunurken, deformasyon (yer değiştirme) sonuçları ise C1 dar uç demirinde, diğer dar uç demirlerinden daha düşük bulunmuştur. Kültivatör kazayağı uç demirleri için S6 yükleme kuvveti altında maksimum eşdeğer gerilme değerleri 76.135 MPa'dan 169.996 MPa'a kadar, deformasyonlar (yer değiştirmeler) ise 0.126 mm'den 0.232 mm'e kadar değişmiştir. En yüksek maksimum eşdeğer gerilme değeri B2 kazayağı uç demirinde bulunurken, en düşük deformasyon (yer değiştirme) ise diğer kazayağı uç demirleri arasında A2 kazayağı uç demirinde bulunmuştur. Maksimum eşdeğer gerilme değerleri hem dar ve hem de kazayağı uç demirleri için, uç demiri malzemelerinin akma gerilme değerinden daha düşük olarak belirlenmiştir.

2018, 72 Sayfa

ANAHTAR KELİMELELER: Toprak İşleme, Bilgisayar Destekli Analiz, Yer Değiştirme

ABSTRACT

MS THESIS

DETERMINATION OF THE STRENGTH ANALYSIS OF THE DIFFERENT CULTIVATOR SHARES WITH FINITE ELEMENT METHODS

ASLAN ŞAHİN

**GAZIOSMANPASA UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES
DEPARTMENT OF BIOSYSTEMS ENGINEERING**

SUPERVISOR: PROF. DR. EBUBEKİR ALTUNTAŞ

In this study, the cultivator narrow types (A1, B1, C1, D1) and cultivator duckfoot types (A2, B2, C2, D2) manufactured by different firms (A, B, C and D) were examined. The stresses and deformations (displacements) of these cultivator shares applied under 6 different loads were investigated using the SolidWorks program with the finite element method (SEM). The different cultivator (duckfoot and narrow) shares were fixed from two holes with to the fixed leg and the six different static loading scenarios and forces (S1, S2, S3, S4, S5 and S6; S1=500 N, S2=1000 N, S3=1500 N, S4=2000 N, S5=2500 N, S6=3000 N) were applied to the cutter blade of cultivator shares, respectively. According to the results of this study, maximum equivalent stress and the deformations (displacements) occurring on cultivator narrow shares under S6 loading force varied from 145.948 to 242.729 MPa and from 0.539 to 0.889 mm, respectively. The higher maximum equivalent stress results were found in B1 narrow share than the other narrow shares, while the lower deformations (displacements) result was found in C1 narrow share than the other narrow shares. The maximum equivalent stress and the deformations (displacements) occurring on cultivator duckfoot shares under S6 loading force were found from 76.135 to 169.996 MPa and from 0.126 to 0.232 mm, respectively. The highest maximum equivalent stress result were found in B2 duckfoot share, while the lowest deformation (displacement) result was found in A2 share among the duckfoot shares. The maximum equivalent stress values are less than yield stress of share materials for all narrow and duckfoot types of cultivator.

2018, 72 Pages

KEYWORDS: Soil Tillage, Computer Aided Analysis, Deformation

ÖNSÖZ

Öncelikle yüksek lisans tez çalışmam boyunca, beni yönlendiren, yardım, destek ve her türlü katkılarını esirgemeyen saygıdeğer danışman hocam Prof. Dr. Ebubekir ALTUNTAŞ'a ayrıca çalışmam sırasında yardımlarını esirgemeyen Sayın Yard. Doç. Dr. Hakan POLATCI hocam olmak üzere tüm bölüm hocalarıma teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca, çalışmalarım süresince her zaman desteklerini yanımda hissettiğim eşim Hatice Elif ŞAHİN ve annem Pakize ŞAHİN'e teşekkür ediyorum.

ASLAN ŞAHİN

9 Ocak 2018

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ	5
2.1. Genel makina ile ilgili yapılan çalışmalar	5
2.2. Tarım makinaları ile ilgili yapılan çalışmalar.....	8
3. MATERYAL VE YÖNTEM	16
3.1. Materyal	16
3.1.1. Araştırmada kullanılan kültivatör uç demirlerinin teknik ölçüleri ve çizimleri	17
3.1.2. Araştırmada kullanılan kültivatör uç demiri ve kazayağı uç demirlerinin malzeme özellikleri	22
3.2. Yöntem.....	22
3.2.1. 3 Boyutlu Modelleme (3B)	22
3.2.2. Kültivatör uç demirlerinin mukavemet analizi	25
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	31
4.1. Kültivatör dar uç demirlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analiz sonuçları	31
4.2. Kültivatör dar uç demirlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile yer değiştirme analizi sonuçları	39
4.3. Kültivatör kazayağı uç demirlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analiz sonuçları	46
4.4. Kültivatör kazayağı uç demirlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile yer değiştirme analizi sonuçları	53

5. SONUÇ ve ÖNERİLER	61
6. KAYNAKLAR	63
7. EKLER	67
8. ÖZGEÇMİŞ.....	72



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simge ve kısaltmalar	Açıklama
σ	Gerilme
3B	3 Boyutlu
AISI	American Iron and Steel Institute
CAD	Computer Aided Design
CNC	Computer Numeric Control
DIN	Deutsche Industries Norms
FEA	Finite Element Analysis
FEM	Finite Element Method
URES	Analiz sonuç yer değiştirmesi
GPa	Gigapascal
ISO	International Standards Organization
SAE	Society of Automotive Engineers
SEM	Sonlu Elemanlar Analizi

ŞEKİL LİSTESİ

<u>Şekil</u>		<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1.	A firmasının imal ettiği kültivatör dar uç demiri ve kazayağı uç demirlerinin konstrüktif özellikleri.....	17
Şekil 3.2.	B firmasının imal ettiği kültivatör dar uç demiri ve kazayağı uç demirlerinin konstrüktif özellikleri.....	18
Şekil 3.3.	C firmasının imal ettiği kültivatör dar uç demiri ve kazayağı uç demirlerinin konstrüktif özellikleri.....	19
Şekil 3.4.	D firmasının imal ettiği kültivatör dar uç demiri ve kazayağı uç demirlerinin konstrüktif özellikleri.....	20
Şekil 3.5.	Kültivatör dar uç demirlerinin SolidWorks programındaki katı model çizimleri.....	22
Şekil 3.6.	Kültivatör dar uç demirlerinin SolidWorks programındaki katı model çizimlerinde oluşan açısai ve şekilsel farklar.....	23
Şekil 3.7.	Kültivatör kazayağı uç demirlerinin SolidWorks arayüzünde katı modelleri ve şekilsel farklar.....	24
Şekil 3.8.	Dar ve kazayağı uç demirlerinin statik analiz işleminde kullanılan bağlantı elemanı.....	26
Şekil 3.9.	Kazayağı uç demirlerinde SolidWorks programındaki Meshleme çalışması.....	28
Şekil 3.10.	Kazayağı uç demirlere gelen kuvvet dağılımları.....	29
Şekil 3.11.	Kültivatör (dar ve kazayağı) uç demirlere uygulanan yatay yöndeki kuvvet dağılımları.....	30
Şekil 4.1.	A1 dar uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları.....	31
Şekil 4.2.	B1 dar uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları.....	33
Şekil 4.3.	C1 dar uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları.....	34
Şekil 4.4.	D1 dar uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları.....	35

Şekil 4.5.	A, B, C, D firmalarına ait kültivatör dar uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki gerilme analiz sonuçları.....	38
Şekil 4.6.	A1 dar uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonuçları.....	40
Şekil 4.7.	B1 dar uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonuçları.....	41
Şekil 4.8.	C1 dar uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonuçları	42
Şekil 4.9.	D1 dar uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonucu	43
Şekil 4.10.	A, B, C, D firmalarına ait kültivatör dar uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki maksimum yer değiştirme sonuçları.....	44
Şekil 4.11.	A2 kazayağı uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları	47
Şekil 4.12.	B2 kazayağı uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları.....	48
Şekil 4.13.	C2 kazayağı demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları.....	49
Şekil 4.14.	D2 kazayağı uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları.....	50
Şekil 4.15.	A, B, C, D firmalarına ait kültivatör kazayağı uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki maksimum gerilme analiz sonuçları.....	52
Şekil 4.16.	A2 kazayağı uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonuçları	54
Şekil 4.17.	B2 kazayağı uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonuçları.....	55
Şekil 4.18.	C2 kazayağı uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonuçları.....	56

Şekil 4.19. D2 kazayağı uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonucu	57
Şekil 4.20. A, B, C, D firmalarına ait kültivatör kazayağı uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki maksimum yer değiştirme sonuçları.....	59



ÇİZELGE LİSTESİ

<u>Çizelge</u>		<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1.	Kültivatör üretici firmalar ve uç demiri malzemeleri	16
Çizelge 3.2.	Araştırmada kullanılan kültivatör uç demiri ve kazayağı uç demirlerinin malzeme kodları ve malzeme özellikleri.....	21
Çizelge 4.1.	Kültivatör dar uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki maksimum gerilme analiz sonuçları.....	37
Çizelge 4.2.	Emniyet katsayıları, malzeme özellikleri ve çalışma şartları	38
Çizelge 4.3.	A, B, C, D firmalarına ait kültivatör dar uç demirlerinin uygulanan kuvvet (yükler) ile maksimum eşdeğer gerilme sonuçları arasındaki lineer regresyon eşitlikleri	39
Çizelge 4.4.	Kültivatör dar uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki maksimum yer değiştirme analiz sonuçları..	44
Çizelge 4.5.	Çizelge 4.5. A, B, C, D firmalarına ait kültivatör dar uç demirlerinin uygulanan kuvvet (yükler) ile maksimum yer değiştirme sonuçları arasındaki lineer regresyon eşitlikleri.	45
Çizelge 4.6.	Kültivatör kazayağı uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki maksimum gerilme analiz sonuçları.....	52
Çizelge 4.7.	A, B, C, D firmalarına ait kültivatör kazayağı uç demirlerinin uygulanan kuvvet (yükler) ile maksimum eşdeğer gerilme sonuçları arasındaki lineer regresyon eşitlikleri.....	53
Çizelge 4.8.	Kültivatör kazayağı uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki maksimum yer değiştirme analiz sonuçları.....	58
Çizelge 4.9.	A, B, C, D firmalarına ait kültivatör kazayağı uç demirlerinin uygulanan kuvvet (yükler) ile maksimum yer değiştirme sonuçları arasındaki lineer regresyon eşitlikleri...	59

1. GİRİŞ

Tüm üretim dallarında olduğu gibi, tarım alet ve makinaları imalat sektöründe de kalite belirleyici olup, kalitenin iç ve dış pazarın oluşturulmasında, rekabet, fiyat ve güvencede büyük bir etkinliği söz konusudur. Teknolojideki büyük ve hızlı değişimler, bilgiye ulaşmayı ve bilgiyi kullanmayı kolaylaştırmış, tarım makinaları imalat sektörü de bu durumdan olumlu şekilde etkilenmiştir. Ülkemizde tarım makinaları imalatçılarının büyük bir bölümünün teknolojiyi kullanmada yetersiz kaldığı ve Araştırma Geliştirme (Ar-Ge) biriminin mevcudiyeti de gelişmiş ülkelere göre oldukça düşük düzeyde olduğu görülmektedir. İşletmelerin önemli bir bölümünde pazarlama sorunları olduğu ve geleceğe yönelik üretim planlarının olmadığı görülmektedir (Arın ve ark., 2010). Avrupa Birliği uyum sürecinden geçen ülkemizde, imalatçıların kalite standartlarına uygun imalat yapma konusunda daha duyarlı olma zorunluluğu ortaya çıkmıştır.

Toprak işleme aletlerinin çalıştıkları toprak koşulunda işleyici organ olan uç demiri ile toprak arasında oluşan sürtünmeye; malzeme özellikleri, yüklenme durumu, ilerleme hızı, yüzey özelliği, toprak tipi ve toprak nem içeriği gibi çok sayıda faktör etkili olmaktadır (Metinoğlu ve ark., 2006). Kültivatör, tohum yatağı hazırlığı ve çapalama uygulamalarında kullanılabilen yaygın bir toprak işleme ekipmanıdır. Kültivatör uç demirleri, TS 2384 standartlarına göre sertlik, yapılış, boyut-toleranslar ve malzeme yönünden standartlara göre yapılmalıdır (Babacan, 1995). Kültivatör uç demirlerinin işlevlerini yerine getirebilmesi için malzeme özellikleri ve mukavemet özelliklerinin bilinmesi, toprak işleme etkinliği ve performansı açısından büyük önem arz etmektedir.

Kültivatörlerin en kritik organlarından birisi olan uç demirlerinin dar, kazayağı, üçgen vb. farklı geometrilerdeki imalatlarında; eski kamyon makasları, hurda gemi sacları ve imalat çeliği dışında imalatçılar ıslah ve sementasyon çeliğini de kullanabilmektedir (Güleç, 2012). Uç demirleri, bası, çeki, kesme, eğilme, burulma ve darbelenme gibi kuvvetlere maruz kaldığı gibi aşınmalara karşı da dirençli olmalıdır. Kullanım süresine bağlı olarak meydana gelen aşınmalar ise daha geç fark edilebilmekte, uç demiri bu şekilde ilk imalatındaki geometrisini kaybetmekte, topraktaki görevini tam olarak yerine

getirememekte ve yapılan işteki enerji tüketimi de artmaktadır (Ferguson ve ark. 1994; O'callaghan, 1997).

Tarım makinaları imalat sanayisinde kullanılan malzemeler, malzeme bilimindeki hızlı gelişmeler nedeniyle daha da çeşitlenmiştir. Uygun teknik özelliklere göre seçilmiş malzeme ile imalatı yapılan tarım alet ve makinalarının kullanım ömrü de uzun olmaktadır (Cingöz, 2008; Güleç, 2012). Bilgi teknolojisi ve ilgili yazılım programlarının kullanımları ile imalatı yapılan farklı geometri ve malzemedeki tarımsal alet-makinalarının mukavemet ve deformasyon davranışları hesaplanabilmekte ve yorumlanabilmektedir.

Bilgisayar destekli tasarım (Computer Aided Design, CAD); makina imalatı ve özellikle tarım makinaları tasarımında da kullanılmaktadır. Bu programlar kapsamında AUTOCAD, CREO, SOLIDWORKS, ANSYS vb. programlar farklı alanlarda, farklı amaçlarla bilgisayar destekli tasarımda kullanılabilir. Tarım makinaları imalatçıları ve tasarımcılar, toprak işleme aletleri ve özellikle kültivatör parçalarının (çatı, ayak, uç demiri vb.) toprak işleme sırasında üzerine gelebilecek kuvvet, gerilme (stress) ve deformasyonların (yer değiştirme) çalışma şartlarını simüle edebilmektedir. Bu simulasyonla tahmini hesaplamaların yapılması, imalatçıların bu bulguları kullanarak ekipman üzerinde imalat optimizasyonu yapması mümkündür.

Sonlu Elemanlar Metodu (SEM), bir matematiksel model olup, karmaşık geometrik şekilli cisimler ve onların fiziksel özelliklerini bilgisayar tarafından yapılandırmakta, bu tür cisimlerin gerilme (stress) analizlerini, statik ve dinamik yükler altında değerlendirmesini yapabilmektedir (Makange ve ark., 2015). SEM yardımıyla, imalatta olabilecek yanlış konstrüksiyon ve malzeme kullanımının önüne geçilmesi mümkün olabilmekte, daha uzun ve verimli çalışan makina - parçaların tasarlanması mümkün olabilmektedir. İmalatta sağlanan tasarım optimizasyonu, ülke ekonomisine önemli katkılar sağlanabilmekte ve imalatta kayıpların önüne geçilebilmesi mümkün olmaktadır.

Tarım alet ve makinaları imalat sektörü, yurt genelinde 1000'in üzerinde ve çoğunluğu 10 kişiden az çalışanı olan küçük işletmelerden oluşmaktadır (Çalışkan, 2011). Yöresel olarak tarım makinaları imalatına bakıldığında; Tokat, Amasya ve Çorum illerinde toprak işleme, ekim makinaları, hasat ve harman makinaları yanında tarım arabaları imalatının yaygın olduğu görülmektedir. Tarım alet-makinaları ve özellikle toprak işleme aletlerinde kalite standartlarını uygulama konusunda genelde imalatçıların çok duyarlı olmadığı görülmektedir. Kaliteli imalatın önemli bir aşaması olan Ar-Ge çalışmaları kapsamında, imalatta doğru malzeme seçimi, atılması gereken ilk doğru ve önemli adımdır. Tarım makinaları tasarımında, sonlu elemanlar metodu (SEM)'nin kullanımı ile daha güvenilir, daha verimli ve daha uzun ömürlü alet-makine imalatına ulaşmak mümkün olacaktır.

Sonlu Elemanlar Metodu (SEM)'nin bir çok tarım alet-makinasında mukavemet analizi için kullanıldığı görülmektedir. Örneğin; pulluk deve boynu (Zeytinoğlu, 2002; Gürsel ve ark., 2005), dipkazan (Çelik ve ark. 2008), rotovatorde kullanılan grup dişlileri (Topakcı ve ark., 2008), yaylı tip toprak işleme aleti ayakları (Polat, 2012), çapa makinası bıçağı (Gök ve ark., 2012) ve rotovator bıçakları (Mandal ve ark., 2013) gibi bir çok toprak işleme alet ve makinalarının yapısal ve işlevsel elemanlarında sonlu elemanlar metodu ile mukavemet analizleri yapılarak tasarım değerlendirmesinde bulunulmuştur. Kültivatör konusunda SEM ile dayanım analizlerinin yapıldığı çalışmalar (Makange ve ark., 2015), (Çelik ve ark. 2007), (Polat, 2012), (Polat ve ark. 2012) da bulunmaktadır. Kültivatörlerin yapısal özellikleri ve uç demirlerinin SEM ile dayanım (gerilme) ve deformasyon (yer değiştirme) analizlerine yönelik kısmi çalışmalar olsa da, farklı malzemelerden yapılmış, farklı geometri ve ölçüdeki kültivatör uç demirlerinin SEM ile mukavemet analizlerinin birlikte incelendiği çalışmalar literatürlerde bulunamamıştır.

Bu çalışmada, yöresel olarak Tokat çevresinde yer alan Amasya ve Çorum illerindeki tarım makinaları imalatçıları tarafından yapılan ve yöre çiftçileri tarafından kullanılan kazayağı ve dar uç demirli kültivatörlerin SolidWorks programı ile katı modelleri çizilerek, mukavemet analizleri Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) ile farklı yüklemeler (senaryo) koşullarında belirlenerek, araştırma bulgularına göre en uygun mukavemet

özelliğine sahip kùltivatör tipi belirlenmiş ve bu bulgular imalatçı firmalarla paylaşarak imalat için en uygun malzemenin kullanımının sağlanması amaçlanmıştır. Firmanın ve tüketici durumundaki çiftçinin tarımsal üretimde yer alan toprak işlemedeki en uygun ekipmanı kullanmasına yönelik tedbirlerin alınmasına katkı sağlayacağı düşünülmüştür. İmalatçı firmaların, sonlu elemanlar metodunu tasarım aşamasında kullanmaları durumunda, imalatın önemli bir ayağını oluşturan malzeme etüdü, malzeme analizi ve Ar-Ge çalışmalarıyla daha kaliteli, daha uygun ve uzun ömürlü malzemeyi seçmeleri mümkün olacaktır. Böylece, firmanın daha rantabl alet ve makina imalatı yapmalarına imkan sağlanmış olacaktır.



2. KAYNAK ÖZETLERİ

2.1. Genel makina ile ilgili yapılan çalışmalar

Erkoç ve ark. (2006), makina elemanlarından birisi olan millerdeki gerilmeleri belirlemek amacıyla, bilgisayar destekli tasarım (CAD) programıyla katı modellemesini yaparak, sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır. Ele alınan milde kamayla bağlanmış bir dişli çarkın bulunduğu ve milin giriş kısmında da bir kama yuvası olduğu dikkate alınarak, katı modellemesi yapılan mile ait dosyayı, IGF.S arayüzünü kullanmak üzere sonlu elemanlar programına transfer etmişlerdir. Sonuçta, malzeme özellikleri, sınır şartları ve yükler uygulanarak problemin çözümünü sağlamışlardır. Çalışma sonuçlarına göre, analitik yolla elde edilen değerlerle karşılaştırmalar yapılabildiğini açıklamışlardır.

Bekçi ve ark. (2006), endüstride kullanılan robotların aksenal hareketlerinin hızlı ve değişken olmasının, aktarma organlarına gelen yüklerin değişken olması sonucunu da beraberinde getirdiğini, yüklerin değişken olmasından dolayı sistemde, yük taşıyan elemanlarda yüksek gerilmelerin var olduğunu ve dinamik yüklere dayanıklı aktarma organı tasarımının gerekli olduğunu açıklamışlardır. Çalışmalarında, bir robot kolunun aktarma organında kullanılması düşünülen farklı malzemelerden imal edilerek tasarlanan modüler yapıdaki bir planet dişlinin ANSYS ile gerilme analizini yapmışlardır. Gövde malzemesini PA 6.6 ve dişlerin yüzey sertleştirmeli ısıtıl işlem geçirmiş SAE 1050 çelik malzemesinden tasarlanan modüler dişli sistemindeki en büyük Von Misses gerilme değerinin 11.403 MPa olarak çıktığını ifade etmişlerdir.

Ucun ve ark. (2007), paletli kompresörün rotorunu dökme demir, çelik, bakır ve pirinç malzemelerden modelleyerek, sonlu elemanlar metoduyla dinamik analizlerini yapmışlardır. Rotorun doğal frekans ve mod şekilleri, model analiz ile her bir malzeme için belirlenerek, paletler üzerine gelen basma kuvvetleri ve dönme hızını dikkate alarak sönümlü harmonik analizini yapmışlardır. Bu analiz sonucu, malzemelerdeki frekans cevap sinyallerinin elde edildiğini açıklamışlardır.

Koca (2008), çalışmada, bir midibüsün iki ayrı direksiyon rot kolunun, farklı yol ve yüklenme şartlarındaki yorulma ömrünü sonlu elemanlar metodunu kullanarak belirlemiştir. Zamana bağlı olarak yorulma analizlerini ve frekans alanında yapılan yorulma analiz sonuçlarını karşılaştırmıştır.

Yılmaz (2008), çalışmada, toz metalürjisiyle üretilmiş ve piyasada kullanımı olan hidrolik pompa dişli takımının aynı çalışma şartlarında meydana gelen gerilmelerini incelemiş ve karşılaştırmıştır. İmalatçıdan alınan dişli takımının, CMM (üç boyutlu tarama) yöntemi ile bilgisayar ortamındaki üç-boyutlu modelini oluşturmuştur. Hidrolik pompanın belirli çalışma şartlarındaki dişlilerin birbirine uyguladıkları temas kuvvetlerini hesaplayarak mukavemet değerlerini ANSYS WORKBENCH programıyla analiz etmiştir. Analizlerde, sinterleme sıcaklığı ve sinterlenmiş yoğunluğa bağlı olarak mukavemet değerlerinin değiştirilerek, dişlilerin hangi şartlarda daha kolay deformasyona uğradığını belirlemiş ve sonuçta, sinterlenmiş yoğunluğun mekanik özellikleri etkilediğini açıklamıştır.

İlksöz (2008), çalışmada üç çubuk mekanizmalarından krank-biyel mekanizmalarını incelemiştir. Öncelikle mekanizma hareketinde biyelin elastik olmasından dolayı meydana gelen deformasyon sonucu biyelin uç noktalarında oluşan yer değiştirmelerden faydalanarak hız ve ivme denklemlerini de elde etmiştir. Lagrange denklemleri yardımıyla rijitlik ve kütle matrislerini bulmuştur. Teorik olarak bu denklemlerin elde edilmesinden sonra ADAMS bilgisayar programı yardımıyla önce üç çubuk mekanizması daha sonra çekiç-kol mekanizması üzerinde analizler yapmıştır. Bu mekanizmaların hareketleri sırasında doğal frekanslarda ve mod şekillerinde olan değişimleri incelemiş ve gerilme analizlerini yapmışlardır. Sonuçta, çekiç-kol mekanizması üzerinde çalışılırken izleyici uzunlukları ve çekiç kütesinin değiştirilerek analiz yapılması ve oluşan farklılıklar karşılaştırmıştır.

Argun (2011), ön yüklemeli bağlantılarda kullanılan gerilme üçgenini SEM kullanılarak araştırmış, gerilme üçgeninde uygulama kuvveti etkisinden sonra parçalarda ve civatada oluşan gerilme ve gerinimleri belirleyerek uygulama kuvvetinin parça ve civatalar tarafından ne oranda kullanıldığını araştırmıştır. Ampirik Rötcher formülü ve sonlu

elemanlar yöntemi ile bulduğu sonuçların birbiriyle benzerlik gösterdiğini açıklamıştır. Ön yüklemeli bağlantıda işletme yükünün parça ve civata arasındaki dağılımına bağlı kabulüyle SEM ile bulunan dağılım arasındaki farklılıkları belirleyerek bu farklılıkta deformasyonların gerçekte homojen olmamasından kaynaklandığını ifade etmiştir

Varol (2012), çalışmasında, 1.9 l silindir hacimli, 130 BG güçlü, VW üretimli turbo beslemeli dizel motor ile bu motorun pistonunun 3 boyutlu CAD modelini SolidWorks yazılımıyla oluşturmuştur. Sonlu elemanlar analizinde Ansys yazılımını kullanmıştır. SEM ile motorun krank açısına göre değişen yükleri kullanarak, pistonun yorulma ömrünü N-code DesignLife yazılımıyla hesaplamıştır.

Alpugan (2010), çalışmasında dört akslı ve iki akstan direksiyonlanabilir bir aracın sonlu elemanlar metodu ve ABAQUS programını kullanarak çeşitli yükleme koşullarındaki mukavemet davranışlarını incelemiştir.

Sunar ve Çevik (2015), çalışmasında, yeni yaprak yay tasarımları için en az sayıda prototip üretilerek ve seri üretime en kısa sürede geçebilecek bir yöntem geliştirilmesi amacıyla, parabolik yaprak yay tasarımı ve yorulma ömrüne etki eden faktörleri incelemiştir. Tek katlı bir parabolik yaprak yay için SEM üzerinde gerilme ve yorulma analizlerini, Ansys Workbench 14.5 ve Ansys nCode Design Life 14.5 programları ile gerçekleştirmişlerdir. Sonuçta, fiziksel test değerleri ile karşılaştırmalarda, yorulma ömrü çalışması sonucu, ağır ve hafif ticari araçlarda kullanılan yaprak yayların tasarımlarında prototip üretim sonrası parça üzerinde uzun süren denemeler yapmadan, yorulma ömürlerine SEM ile ulaşılabilirliğini ifade etmişlerdir.

Kurnaz (2017), çalışmasında düz dişli tip hidrolik pompalarda, kapak tasarımına ait optimizasyon çalışması yaparak, pompa kapağının parametrik olarak 3 boyutlu tasarımını planlamıştır. Oluşturduğu modele yönelik sonlu elemanlar metodu ile gerilme ve yer değiştirme hesaplamalarını yaparak, deformasyona uğrayan kapakta oluşan gerilme yığılmalarını engellemek ve gerilme değerlerini emniyetli değerde tutmanın yanında, tasarım sınırlarının aşılmasına dikkat etmiştir. Ayrıca, sonlu elemanlar

hesaplamaları ile elde edilen verilerle yapılan optimizasyon çalışmasının sonucunda pompa kapağının kalınlığında da iyileştirmeye gidildiğini ifade etmiştir.

Tınkır ve Sezgen (2017), endüstriyel 300 tonluk H tipi hidrolik presin en önemli parçalarından olan yardımcı silindirlerin geometrik optimizasyonu için yapısal analiz yaparak, yardımcı silindiri oluşturan silindir kovani, silindir arka kapağı, kovan flanşı, silindir pistonu, silindir rotu, silindir boğazı ve rot flanşının sonlu elemanlar metodunu kullanarak lineer statik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Sonuçta, ANSYS Workbench yazılımı ile silindiri oluşturan bu parçaların maksimum Von Mises gerilme bölgeleri, güvenlik katsayıları, yer değiştirme sonuçları ve optimizasyon yapılması gereken kısımların belirlendiğini de açıklamışlardır.

2.2. Tarım makinaları ile ilgili yapılan çalışmalar

Gassman ve ark, (1989), paletli ve tekerlekli iki tip traktörün toprağı sıkıştırması düzeyini simüle etmek için ANSYS programını kullanmışlardır. Her iki traktör tipi için 15 cm toprak derinliğinde toprak sıkışmasını % 2.5 olarak belirlemişler, ancak 15 cm'den aşağı toprak katmanlarında sıkışmanın fazla önemli olmadığını bildirmişlerdir.

Zeytinoğlu (2002), traktörün üç nokta askı sistemine bağlı olarak çalışan asılır tip bir kulaklı pullukta mukavemete maruz kalan en önemli organından birisinin pulluk kulak elemanlarını taşıyan deveboynu olduğunu belirtmişlerdir. Deveboynu demiri, değişik toprak koşullarında ve değişik çalışma hızlarında çeki kuvvetine bağlı olarak farklı yükler ile yüklenmektedir. Bu nedenle mukavemet açısından incelenmesi gereken son derece önemli bir organ olup, pulluk imalatında bunun mukavemetinin önceden bilinmesi gerekmektedir. Mukavemeti belirlenen bir deveboynu demiri için, optimum boyutta bir seçim ile, girdi olarak pulluğun imalat maliyetinin düşebileceğini, ağırlığı daha az olan bir pulluk ile çalışmanın güç ihtiyacını azaltabileceğini açıklamıştır. Araştırmasında, asılır tip tek kulaklı bir pulluğa ait toplam çeki kuvveti değerinin, literatür değerlerine dayanılarak seçilen çeki kuvveti değerlerine göre, sonlu elemanlar yöntemi ile tek kulaklı pulluğa ait bir deveboynu organının mukavemet analizini yapmıştır.

Akinci ve ark. (2005), rototillerin transmisyon dişlisinin hasarını analiz etmişler ve önleyici yöntemler açıklamışlardır. Hataya neden olan aşınma ve plastik deformasyon olup, çalışma esnasındaki hatanın ana nedenlerinin tasarım esnasında oluşan analiz hataları ve imalatı yapılan malzemenin işleme hatası olduğunu açıklamışlardır. Dişli malzemesinin seçiminin yanlış, malzemenin yeterince sert olmadığı ve diş profilinin de doğru dizayn edilmediğini açıklamışlardır.

Zeytinoğlu (2006), çekilerek çalıştırılan tarım alet - makinalarının ve tarım arabalarının çeşitli tarım faaliyetlerinde sıkça kullanıldığını, bu tip araçların çeki oku ucunda yer alan çeki halkasının, bir pim vasıtasıyla traktör gibi çekici bir aracın çeki demirine bağlandığını belirtmiştir. Böyle bir bağlantıda traktörün hareket etmesi ve fren yapmasıyla çeki halkasının dinamik olarak çekiye ve basıya zorlandığını, zorlanmalara ilişkin gerilmelerin belirlenmesi amacıyla, araştırmada 3.5 tonluk tek dingilli bir tarım arabasının çeki halkasını incelemeye almıştır. İlk olarak çeki halkasının çeki kuvveti ve düşey reaksiyon kuvvetini belirlemiş daha sonra bu kuvvetlere göre çekme ve kesme gerilmelerini belirleyerek mukavemet analizi yapmıştır.

Gürsel ve Köftecioglu (2006), ANSYS sonlu elemanlar programı ile kulaklı pulluğun ok, kulak ve uç demiri parçalarının gerilme analizlerini belirleyerek, 2 farklı ok kesiti için yer değiştirme değerlerinin uygun, ayrıca gerilme değerlerinin, malzeme emniyet gerilmesi değerlerinin altında çıktığını belirtmişlerdir. Pulluk kulak modeline basma kuvveti uygulanarak yapılan analizlerde, kulaktaki deformasyonların çok küçük düzeyde olduğunu, kulağın montaj delikleri çevresinde yüksek gerilmelerin oluşmadığını, karmaşık geometri nedeniyle yüksek bileşke kuvvetlerin çekme-basma gerilmeleri oluşturabileceğinin dikkate alınmasıyla, kulak geometrisinde bir kesit azalmasına gerek olmadığını açıklamışlardır. Pulluk uç demiri modeline uygulanan tek bir kuvvet uygulanması sonucu deformasyonun ve uç demiri elemanının uç kısmında oluşan gerilmelerin yüksek değerlerde olmasından dolayı, burun kısmında aşınmalar sonucu kopmaların olabileceğini vurgulamışlardır.

Çelik ve ark. (2007), 7 ayaklı bir çizelin yapısal ve işlevsel elemanlarının toprak işlemedeki çalışma koşullarını üç boyutlu olarak simüle etmişlerdir. Katı modelleme

yapıldıktan sonra bir sonlu elemanlar metodu ile çizelin çalışma sırasındaki gerilme dağılımlarını incelemişler, çizelin akma mukavemeti değerini baz alarak değerlendirmelerin yapılması sonucu, çizelin hasara uğramadan çalışabileceğini belirtmişlerdir.

Topakci ve ark. (2008), yerli bir imalatçı tarafından tasarlanıp imal edilen bir rototillerin transmisyon dişli kutusunu, parametrik bir tasarım yazılımında üç boyutlu olarak modelleyerek, transmisyon dişlileri üzerindeki yapısal gerilme analizini çalışma şartlarına göre sonlu elemanlar yöntemi ile simüle etmişlerdir. Simülasyon sonuçlarının değerlendirilmesinden sonra, dişliler üzerindeki gerilme analizlerini belirlemişler, vites dişlilerinin akma gerilmesine göre başarısız olarak çalıştığını görmüşler, ayrıca, referans simülasyon sonuçları ile dişlilerin çalışma emniyet katsayılarının hesaplandığını açıklamışlardır.

Celik ve ark. (2008), dipkazanın çalışma koşulunu, üç boyutlu olarak simüle ederek, Ansys Workbench programıyla gerilme dağılımlarını analiz etmişlerdir. Simülasyon ve deneysel çalışmanın sonuçlarına bakılarak, dipkazanın çalışma koşullarında plastik deformasyona uğradığını belirlemişler ve sonuçlara göre, dipkazanın tasarımı için bazı önlemlerin alındığını ve gerekli önerilerin sunulduğunu açıklamışlardır.

Görüryılmaz (2009), TAMTEST (Tarım Araçları Test Merkezi) tarafından yapılan traktör kabinlerinin statik yükleme denemesinin SEM ile simülasyonunu yapmışlardır. Traktör kabinin Msc. Patran ve Msc. Sofy yazılımları kullanılarak bilgisayar ortamında sonlu elemanlar modelini oluşturmuşlardır. Oluşturulan kabin modelinin, test sırasında uygulanan yüklemeler altındaki doğrusal olmayan analizlerini yapmışlardır. Sonlu elemanlar modeliyle şasi bağlantı noktalarından sınırlandırılarak, dört yükleme şartı için deformasyonların incelendiğini açıklamıştır.

Çelik ve ark. (2009), paletli traktör bıçağının destek aksının hasar analizini incelemişlerdir. Analizin, materyalin kimyasal analizinin yanı sıra hasarın makro yapısının ve materyalin mikro yapısının değerlendirilmesini içerdiğini, belirli sınır koşulları altında destek aksının davranışını belirlemek için ticari bir sonlu elemanlar

metodu yazılım programını kullanmışlardır. İncelemeler sonucu, hasarın ana nedeninin hasar gören bölgedeki yorulma izlerine rağmen üretim ve malzeme hatasından kaynaklandığını tespit etmişlerdir. Ek olarak, bir ısıl işlem gerçekleştirilmiş ve hasar gören bölgeden alınan numuneler ve mikroyapılar yeniden incelenerek, deneysel ve simülasyon değerlendirme sonuçlarına göre, destek aksının gelecekte hasar görmesini önlemek için öneriler sunulmuştur.

Yılmaz ve ark. (2009), çayır biçme makinasının V kayış kasnağının hasar analizini belirlemişlerdir. Kasnaktaki hasar, optik inceleme ve malzeme mikroyapısını mikroskop görüntüleri ile belirlenmiştir. Sonlu elemanlar analiziyle kasnaktaki deformasyonu simüle ederek, incelenen sonuçlara göre hasar olarak, giriş kasnağının kırık olduğu, mikroskop analizi sonrası, kasnak malzemesinin kimyasal bileşenlerinin standart değerlere göre daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Malzemenin sertlik değerinin (90 HB) olduğu, malzemenin karbon oranının standart değerden düşük olduğunu, bu düşük karbon oranının malzemenin akma dayanımını etkilediğini, kasnak gücü ile hesaplanan tork ve maksimum yatak yükünün sırasıyla 176.85 Nm ve 7860 N olduğunu ve sonlu elemanlar metoduyla 55.331 MPa maksimum eşdeğer gerilim değerini belirlemişlerdir. Simülasyon gerilim sonuçlarına göre, kasnak malzemesinin akma gerilim değeriyle karşılaştırılması sonucu, maksimum gerilimin akma gerilim değerini aşmadığını bulmuşlardır. Araştırma sonucunda, kasnak hasarının malzeme ve imalat hatasından kaynaklandığını, deney ve simülasyon değerlendirme sonuçlarına göre kasnak hasarının önlenmesi gerektiğini açıklamışlardır.

Topakcı ve ark. (2010), bilgisayar destekli mühendislik (CAE) uygulamaları ile dipkazanların optimum geometri parametrelerini belirlemek amacıyla çeki kuvvetini bir tarla çalışmasıyla belirlemiş, deneysel çalışmadan elde edilen sonuçları, sonlu elemanlar analizinde dipkazanın gerilme dağılımlarını simüle etmek için kullanmışlardır. Sonlu elemanlar analizi sonucu maksimum eşdeğer gerilme değerinin 432.49 MPa, dipkazan uç demirinin 355 MPa'lık gerilme değerinde plastik deformasyona uğradığını açıklamışlardır. Analiz sonuçlarına dayanarak, plastik deformasyon oluşmadan optimum geometri parametrelerini elde etmek için bir optimizasyon çalışmasını yapmışlar, optimizasyon çalışmasına göre 346.61 MPa değerinin optimal geometri ve

maksimum eşdeğer gerilme değerini oluşturduğunu, böylece dipkazan uç demirinde toplam kütlede 0.367 kg'lık bir azalma olduğunu açıklamışlardır.

Arvidsson ve Hillersröm (2010), farklı ayak ve uç demirlerine sahip olan kültivatörlerle, killi ve tınlı toprak koşullarında, özgül çeki kuvveti ile uç demiri kesme genişliği başına düşen birim çeki kuvvetlerinin değişimlerini tabloşturmuşlardır. Buna göre, killi toprak koşulunda 5.9 cm ve 13.3 cm toprak iş derinliği arasında özgül çeki direnci değerlerinin dar ve kazayağı uç demirleri için 68-140 kN/m²; özgül çeki kuvveti değerlerinin ise 5-16 kN/m aralığında olduklarını açıklamışlardır. Tınlı toprak koşulunda ise 6.9 cm ve 13.8 cm iş derinliğinde özgül çeki direnci değerlerinin dar ve kazayağı uç demirleri için 34-87 kN/m² olduğunu, özgül çeki kuvveti değerlerinin ise 3-11 kN/m aralığında olduğunu açıklamışlardır.

Shinde ve ark. (2011), rototiller döner bıçakları için sonlu elemanlar metodu ile gerçek çalışma koşullarını simüle ederek gerilme ve deformasyon analizlerini yapmışlardır. 35 BG ve 45 BG güçlü traktör ile toprak işleme uygulamaları için enerjinin etkin kullanımı için sınırlandırmalar, rototiller çerçevesinin boyutlarının değiştirilmesinde yeterli toleransın belirlenmesi, toprak işleme ekipmanına etki eden tahmini kuvvetler, rototiller bıçağı ve tüm rototillerin yapısal analizini gerilme dağılımını ve deformasyon analiziyle açıklamışlardır. Kesitler ve dişli kutusu ile katı bir kesitteki fazla ağırlığın kaldırılması ve aynı zamanda güvenilir bir bıçak için mevcut çalışma modelini, yeni tasarıma göre analiz ederek, maksimum yabancı ot temizleme verimliliği için geometrinin değiştirilmesiyle ilgili kısıtlamaların da dikkate alınması gerektiğini açıklamışlardır. Rototillerin genel yapısal değerlendirmesinde; maksimum deformasyon Vektör Sum ve gerilme Von Misses Stres değerinin bıçak ağzında maksimum olduğunu, 35 BG traktör için değerleri sırasıyla 6.757 mm ve 417.03 MPa olarak belirlerken, 45 BG traktör gücü için maksimum deformasyon Vektör Sum ve gerilme Von Misses Stress değerlerini sırasıyla 7.893 mm ve 503.21 MPa olarak yine bıçak ağzında bulmuşlardır. Rototillerin sadece bıçaklarının değerlendirilmesinde; maksimum gerilme Von Misses Stress değerini, 35 BG traktör için 490 MPa bulurlarken, 45 BG traktör gücü için maksimum gerilme Von Misses Stress değerini ise 577 MPa olarak

bulmuşlardır. Bu gerilme değerlerinin bıçak malzemesinin akma gerilmesinden daha düşük değerde olduğunda açıklamışlardır.

Çelik (2012), araştırmasında, tamburlu çayır biçme makinasına ait bazı yapısal elemanlar üzerinde, tasarım amacına uygun ve tasarım amacını zorlayıcı gerçek yükleme koşullarını temsil eden bir toplam çalışma çevrimi senaryosunu kurarak, gerilme dağılımları ve deformasyon davranışlarını incelemiştir. Gerçekleştirilen topoloji, şekil ve boyut optimizasyonu uygulamalarında, ele alınan yapısal elemanların optimizasyon öncesi ağırlıklarına göre sırasıyla %24.24, %18.00 ve %40.64 oranında malzeme azaltılmasının gerçekleştirilmiş olduğunu ve optimize edilen geometrilere ait imalat çıktılarının hazırlandığını ifade etmiştir.

Kibar ve Öztürk (2012), mühendislik açısından zaman alıcı ve karmaşık problemlerin modellenmesini ve pratik olarak çözümünü sağlayabilen ANSYS sonlu eleman yazılım programının tanıtımı ile tarımsal uygulamalarda kullanımların farklı tarım makinaları alanındaki örneklerini açıklamışlardır.

Polat (2012), çalışmasında, yaprak yayların sonlu elemanlar yöntemiyle yorulma analizlerini yaparak, yeni tasarımların yapılmasını amaçlamışlardır. Yaprak yayların ve toprak işleme aletindeki malzemenin 55Cr3 çelik olduğunu, numune yaprak yayların ve ayakların laboratuvar şartlarındaki yorulma deneylerini yaparak, sınır değerlerin belirlenmesiyle, bu sonuçlara göre yeni tasarımların yapıldığını açıklamıştır

Çelik ve Akıncı (2012), bilgisayar destekli tasarım (CAD) uygulamalarının tarım makineleri tasarımında da başarılı bir şekilde uygulanabileceğini, tarım makineleri tasarımına ait CAD ve sayısal yöntem uygulama örnekleri vererek, çalışmada, tarımsal üretimde kullanılan tarım alet-makinalarının, imalatçıların ve bu konuya ilgi duyan araştırmacıların yararlanabileceği örnek bir çalışma olduğunu ifade etmişlerdir.

Polat ve ark. (2012), ağır tip kültivatör ayaklarının bilgisayar destekli yorulma analizini belirledikleri çalışmalarında, farklı firmalardan referans alınarak yeni bir kültivatör ayağının tasarımını gerçekleştirmişlerdir. Tasarlanan bu kültivatör ayağında harcanan

malzeme miktarında, mevcut kullanıma göre yaklaşık 5 kg kütle azalmasının sağlanmış olduğunu, yeni tasarımda ömür analizi sonucu 55Cr3 malzemeden yapılmış olan makasta ve kültivatör ayağında ömrün sonsuz ömre yakın olduğunu açıklamışlardır.

Gök ve ark. (2012), çapa makinası bıçağı üzerine uygulanan 5 farklı yük altında meydana gelen gerilme ve deformasyonların AnsysWorkbench programını kullanarak incelemişlerdir. Çapa makinası bıçağının deliklerinden sabitlenirken, kesme yapan yüzeyine 300 N, 400 N, 500 N, 600 N ve 700 N olacak şekilde 5 farklı kuvvetin uygulanması sonucu, 700 N kuvvet altında, çapa makinesi bıçağında meydana gelen gerilme değerinin 555 MPa olarak bulunduğunu, bu değer malzemenin akma dayanımını aştığını, bu değerden sonra malzemede kalıcı bir deformasyonun olabileceğini ifade etmişlerdir.

Mandal ve ark. (2013), rototillerin bıçak tasarımını optimize etmek için, bıçakların daha az gerilime maruz kalmaları, böylece aşınmanın azaltılmasının gerekli olduğu, bu amaçla rototiller için L tipi bıçağı tasarlamış ve geliştirmişlerdir. Bıçak tasarımı ve ANSYS programını simülasyon ve bıçak optimizasyonu için kullanmışlar ve simülasyon sonuçlarına dayanarak bıçak ağzının optimize edilmiş tasarımını önermişlerdir.

Makange ve ark. (2015), 9 ayaklı kültivatörün sonlu elemanlar metodu ile analizini yapmışlardır. Orta bünyeli bir toprakta farklı hızda farklı yükleme koşullarında hasar düzeyini belirlemişlerdir. Yerel imalatçılar tarafından imal edilen mevcut kültivatörlerin yaklaşık bir kullanım sezonu sonrasında farklı noktalarda hasara uğradığını, CREO-parametrik bir yazılım kullanılarak bir CAD modelini geliştirmişler, daha sonra ANSYS yazılımı kullanılarak gerilmeleri belirlemek için sonlu elemanlar yöntemiyle analiz yapmışlardır. Maksimum ve minimum gerilmeleri 5.1726 MPa ve 0.20944 MPa olarak bulurken, toplam deformasyon değerini 0.076953 mm olarak bulmuşlardır. Maksimum gerilmenin, kültivatörün malzemesinin akma noktasındaki gerilme değerini aşmadığını, deformasyonun herhangi bir hasara neden olmadığını açıklamışlardır.

Dursun (2015), kazayağı tipi uç demirlerinde tek bir kazayağı üzerine etki eden kuvvet veya bileşke toprak direncinin yatay bileşenin (F_x), aşağıdaki 1 nolu eşitlikten hesaplanacağını açıklamıştır:

$$F_x = a(B/N)k_o \quad (1)$$

Burada;

F_x : Tek bir kazayağı uç demirine düşen kuvvet veya bileşke kuvvet toprak direncinin yatay bileşeni (kN),

a = İş derinliği (m),

B = Kültivatörün toplam iş derinliği (m),

N = Ayak sayısı (adet),

k_o = Özgül toprak direnci (kN/m^2) (kazayağı uç demirli kültivatörle 15 cm iş derinliğine kadar olan çalışmalarda hafif topraklarda 12 kN/m^2 ; orta ağır topraklarda 15 kN/m^2 , ağır topraklarda 20 kN/m^2 ve çok ağır topraklarda 25 kN/m^2 olarak alınabilir).

Dursun (2015), kültivatör uç demirinin birim kesme genişliği başına düşen çeki kuvvetini ifade eden özgül çeki kuvvetinin (F_s) ise aşağıdaki 2 nolu eşitlikten bulunabileceğini açıklamıştır.

$$F_s = F_x / b_k \quad (2)$$

Burada;

F_s : özgül çeki kuvveti (kN/m),

F_x : Bileşke toprak direncinin yatay bileşeni veya çeki kuvveti (kN),

b_k : Uç demirinin kesme genişliği (m)

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

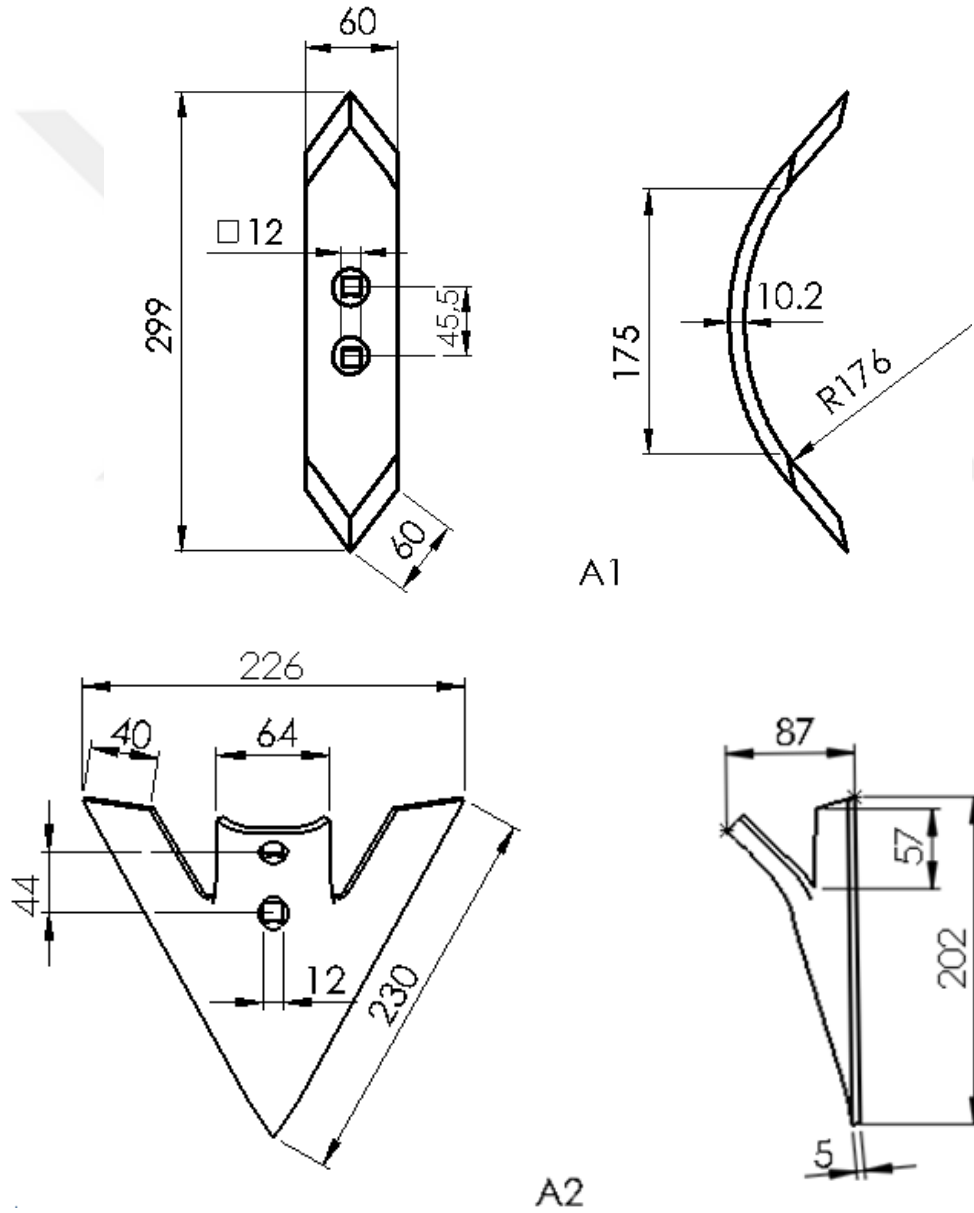
Bu çalışmada, yöresel olarak Amasya ve Çorum illerindeki tarım makineleri imalatçıları tarafından yapılan ve yöre çiftçileri tarafından kullanılan kazayağı ve dar uç demirlerine sahip 4 farklı imalatçının imal ettiği farklı malzemelerden yapılan kültüratör uç demirlerinin katı modelleri çizilerek, mukavemet analizleri Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) ile belirlenmeye çalışılmıştır. Bu amaçla, Güleç (2012) tarafından yapılan tezde yer alan Amasya ve Çorum yöresinde kültüratör imalatı yapan 4 farklı imalatçının imal ettikleri kazayağı ve dar uç demirlerine ait toplam 8 farklı kültüratör uç demiri araştırma materyali olarak kullanılmıştır. Bu çalışmada, araştırma materyali olarak kullanılan 4 farklı firmaya ait 4 adet kültüratör kazayağı ve 4 adet kültüratör dar uç demirlerine ait malzeme özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir (Güleç, 2012).

Çizelge 3.1. Kültüratör üretici firmalar ve uç demiri malzemeleri (Güleç, 2012).

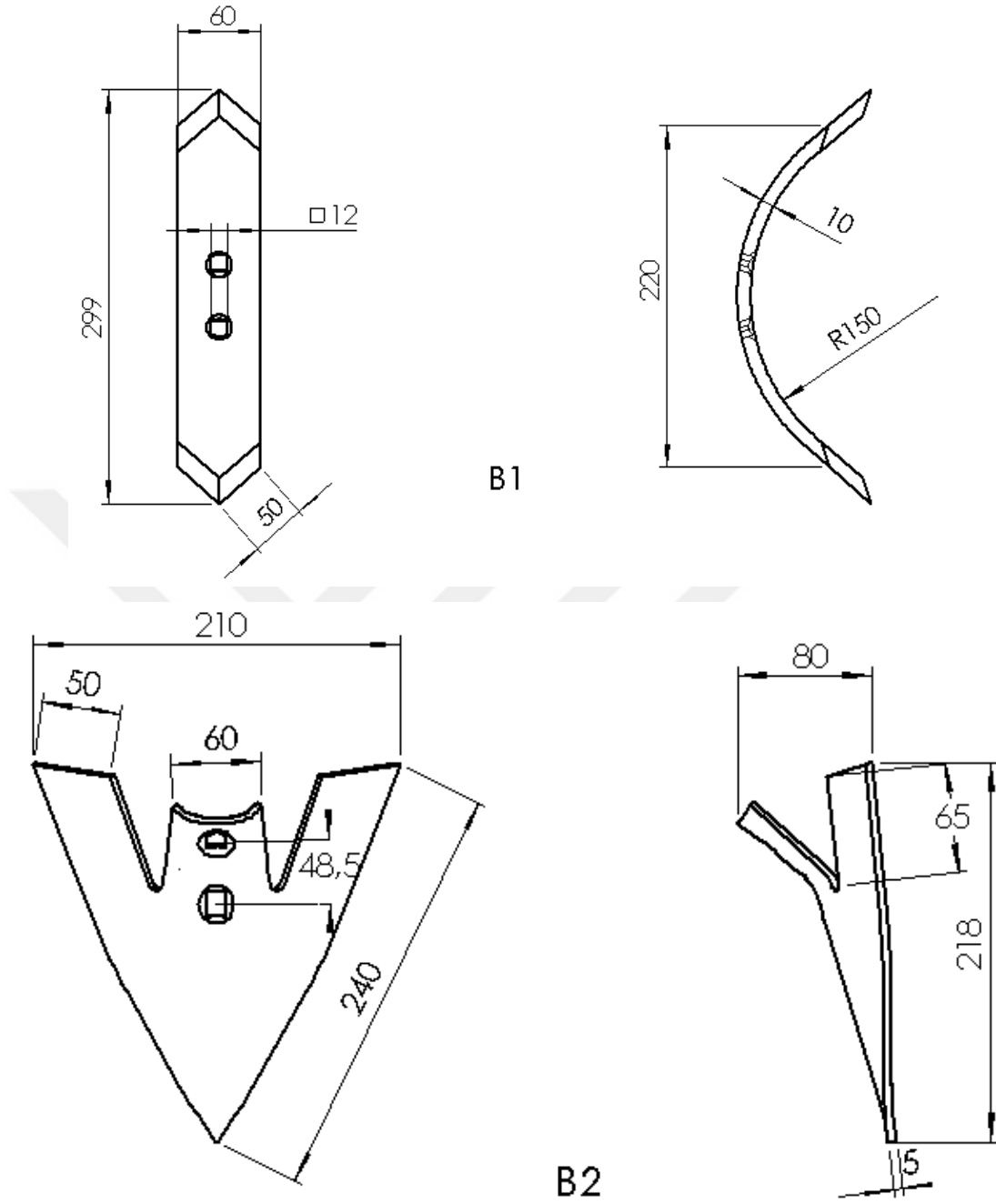
Üretici firma	Grup	Uç demiri tipi	Malzeme tipi ve çeşidi		
			DIN	SAE	Çelik çeşidi
A	1	Dar uç demiri	41Cr4	SAE 5140	İslah çeliği
A	2	Kazayağı uç demiri	C30	SAE 1030	İslah çeliği
B	1	Dar uç demiri	C35	SAE1035	İslah çeliği
B	2	Kazayağı uç demiri	C60	SAE 1060	İslah çeliği
C	1	Dar uç demiri	41Cr4	SAE 5140	İslah çeliği
C	2	Kazayağı uç demiri	C30	SAE 1030	İslah çeliği
D	1	Dar uç demiri	C50	SAE 1050	İslah çeliği
D	2	Kazayağı uç demiri	C10	SAE 1010	Semantasyon çeliği

3.1.1. Araştırmada kullanılan kültivatör uç demirlerinin teknik ölçüleri ve çizimleri

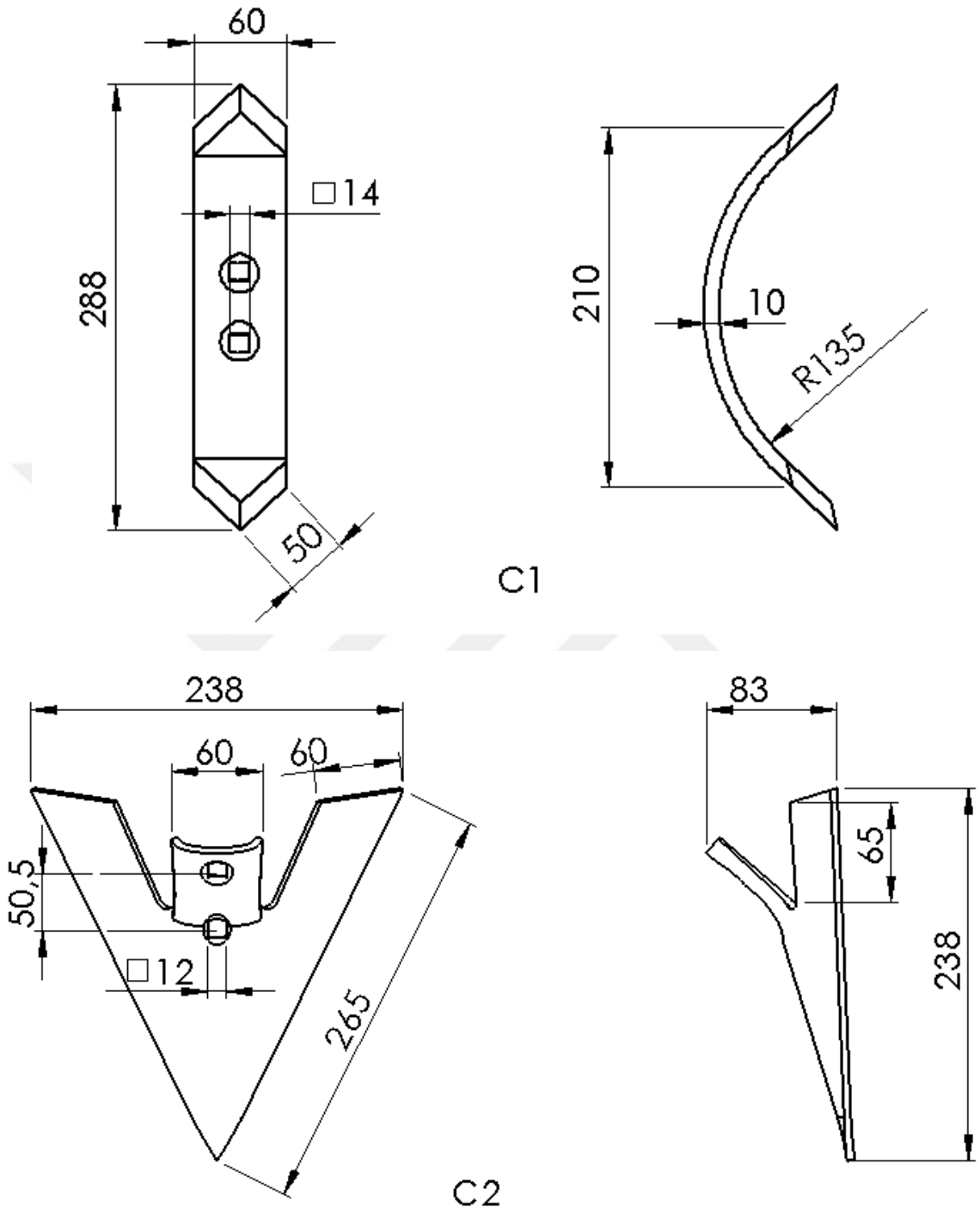
Güleç (2012) tarafından yapılan tezde yer alan kültivatör imalatı yapan 4 farklı imalatçının imal ettikleri kazayağı ve dar uç demirlerine ait toplam 8 farklı kültivatör uç demirlerinin teknik ölçüleri ve çizimleri firmalara (A firması, B firması, C firması ve D firması) göre gruplandırılarak; Şekil 3.1, Şekil 3.2, Şekil 3.3, Şekil 3.4'de verilmiştir.



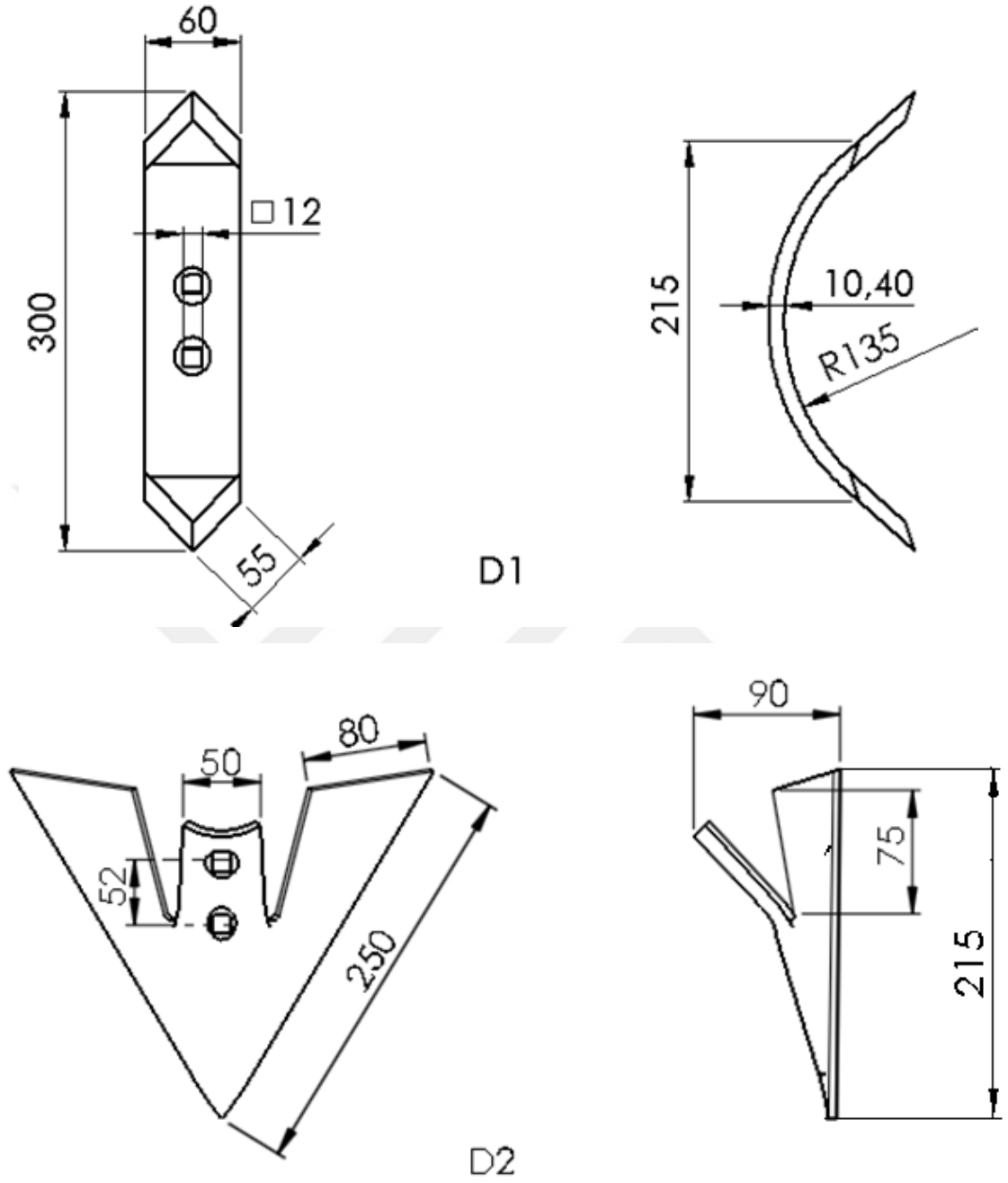
Şekil 3.1. A firmasının imal ettiği kültivatör dar uç demiri ve kazayağı uç demirlerinin konstrüktif zellikleri



Şekil 3.2. B firmasının imal ettiği kültivatör dar uç demiri ve kazayağı uç demirlerinin konstrüktif özellikleri



Şekil 3.3. C firmasının imal ettiği kültivatör dar uç demiri ve kazayağı uç demirlerinin konstrüktif özellikleri



Şekil 3.4. D firmasının imal ettiği kültivatör dar uç demiri ve kazayağı uç demirlerinin konstrüktif özellikleri

3.1.2. Araştırmada kullanılan kültivatör dar uç demiri ve kazayağı uç demirlerinin malzeme zellikleri

Araştırmada kullanılan kültivatör dar uç demiri ve kazayağı uç demirlerinin malzeme kodları ve malzeme özellikleri izelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Araştırmada kullanılan kültivatör uç demiri ve kazayağı uç demirlerinin malzeme kodları ve malzeme zellikleri

Firma	Malzeme No (DIN)	DIN	SAE	U demiri tipi	
A	1.7035	41Cr4	5140	Islah eliği	Dar uç demiri
A	1.0528 *	C30	1030	Islah eliği	Kazayağı uç demiri
B	1.0501	C35	1035	Islah eliği	Dar uç demiri
B	1.0601	C60	1060	Islah eliği	Kazayağı uç demiri
C	1.7035	41Cr4	5140	Islah eliği	Dar uç demiri
C	1.0528	C30	1030	Islah eliği	Kazayağı uç demiri
D	1.1540*	C50	1050	Islah eliği	Dar uç demiri
D	1.0301	C10	1010	Semantasyon eliği	Kazayağı uç demiri

Kültivatör uç demiri tipi	Malzeme tipi	Malzeme zellikleri				
		Akma Mukavemeti (MPa)	ekme Mukavemeti (MPa)	Elastisiteelik (Young) Modülü (GPa)	Yoğunluk (kg/m ³)	Poission oranı
A-1 (dar)	41Cr4	571.0	815.7	214	7850	0.28
A-2 (kazayağı)	C30(*)	350.0	625.0	214	7850	0.28
B-1 (dar)	C35	591.4	713.7	214	7850	0.28
B-2 (kazayağı)	C60	673.0	866.7	214	7850	0.28
C-1 (dar)	41Cr4	571.0	815.7	214	7850	0.28
C-2 (kazayağı)	C30	350.0	625.0	214	7850	0.28
D-1 (dar)	C50(*)	460.0	775.0	214	7850	0.28
D-2 (kazayağı)	C10	367.0	509.8	214	7850	0.28

(*): Malzeme kodu ve malzeme özelliklerine ait değerler kataloglardan alınmıştır. Diğer tüm malzemeler, SolidWorks program kütüphanesinden alınmıştır.

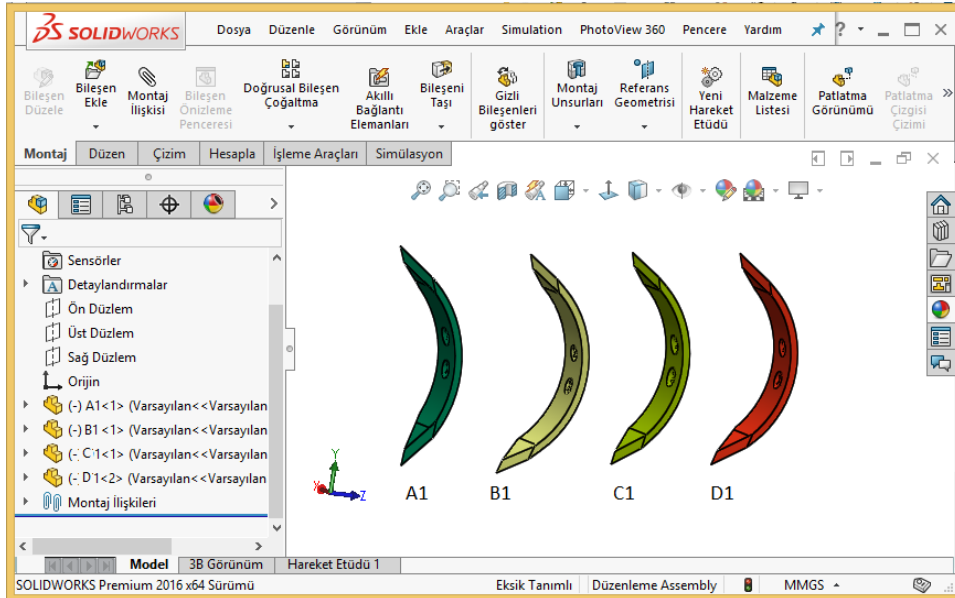
3.2. Yöntem

Kültivatör imalatı yapan 4 farklı imalatçının imal ettikleri dar ve kazayağı uç demirlerine ait toplam 8 farklı kültivatör uç demirinin mukavemet analizleri için sonlu elemanlar metodu uygulamasındaki yapılan işlem aşamaları aşağıdaki şekilde yapılmıştır.

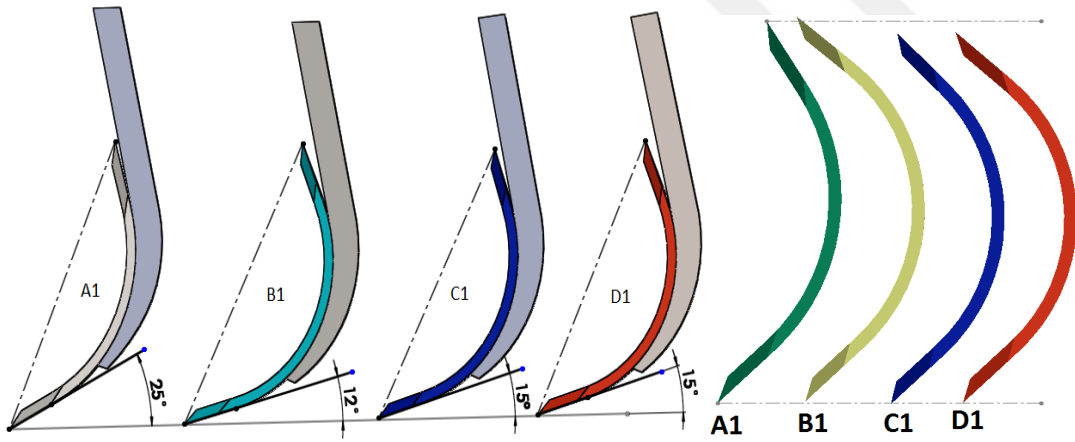
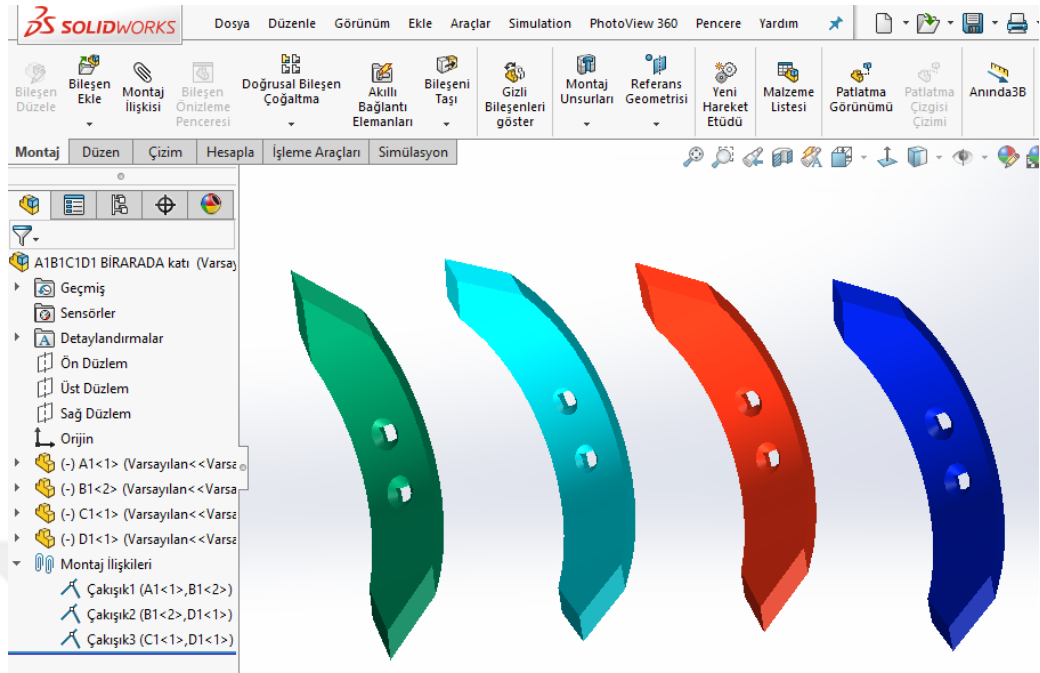
- 3 Boyutlu Modelleme ve malzeme tanımlaması
- Kültivatör uç demirlerinin mukavemet analizi,
- Analiz sonuçlarının değerlendirilmesi,

3.2.1. 3 Boyutlu Modelleme (3B)

Farklı imalatçı firmaların farklı tip ve malzemede imal ettikleri kültivatör uç demirlerinin gerçek ölçülerinde, 3 boyutlu olarak SolidWorks katı modelleme programı ile modellenmesi yapılmıştır. Katı model ölçüleri, Güleç (2012)'de kullanılan numune ölçülerine göre yapılmıştır. Kültivatör dar uç demirlerinin SolidWorks programındaki katı model çizimlerinin şekilsel ve açısalları sırasıyla Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da verilmiştir.

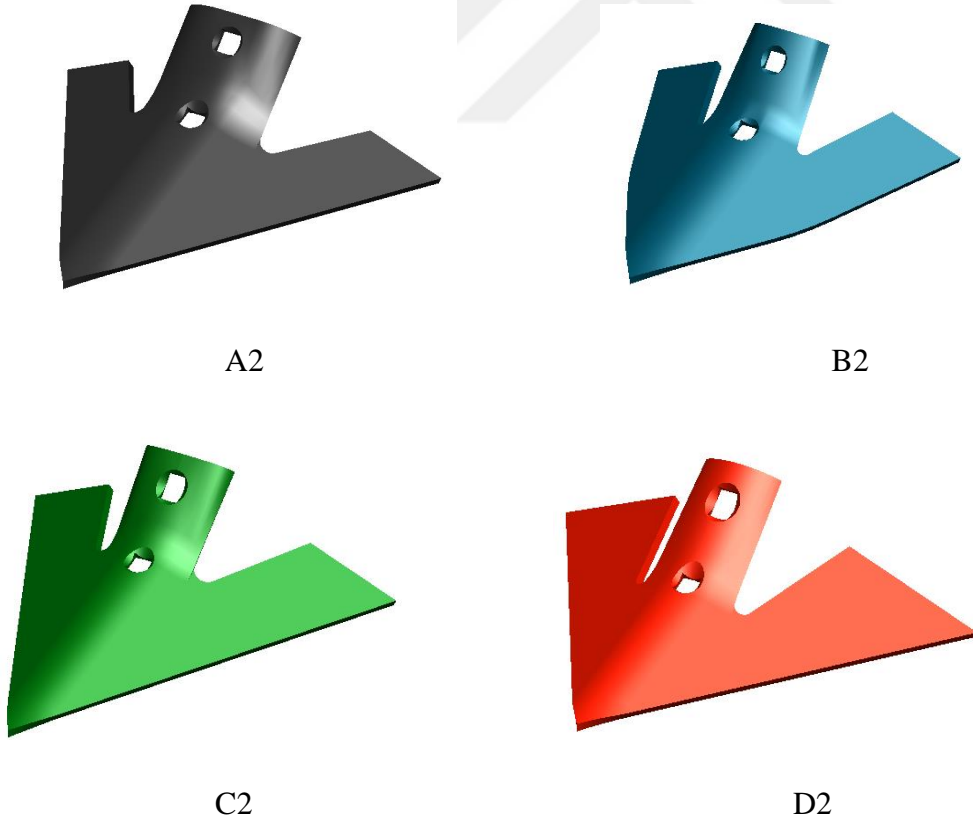
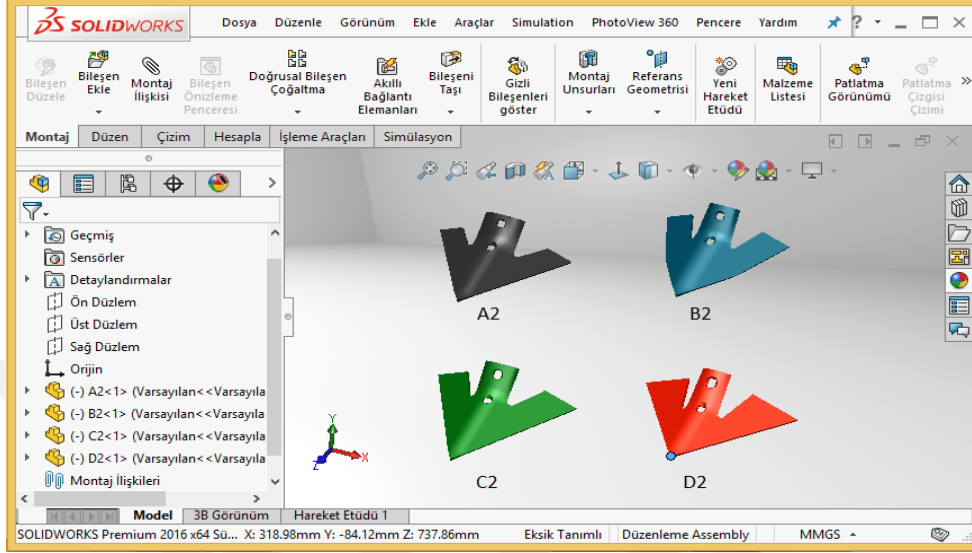


Şekil 3.5. Kültivatör dar uç demirlerinin SolidWorks programındaki katı model çizimleri



Şekil 3.6. Kültivator dar uç demirlerinin SolidWorks programındaki katı model çizimlerinde oluşan açısal ve şekilsel farklar

Kültivatör kazayağı uç demirlerinin katı model çizimleri ve aralarındaki görsel farklar (Şekil 3.7).



Şekil 3.7. Kültivatör kazayağı uç demirlerinin SolidWorks arayüzünde katı modelleri ve şekilsel farklar

Şekil 3.5, Şekil 3.6 ve Şekil 3.7 incelendiğinde, hem dar ve hem de kazayağı tipindeki kùltivatör uç demirlerini firmaların farklı geometri ve şekillerde imal ettikleri görülebilmektedir. Dolayısıyla, kùltivatörlerin çalışma koşullarının simüle edildiğı farklı yüklenmelerinde maruz kalacakları gerilim ve deformasyonlarda da farklılıklar söz konusu olabilecektir.

3.2.2. Kùltivatör uç demirlerinin mukavemet analizi

Çizilen ve modellenen kùltivatör uç demirlerinin SolidWorks programı ile simülasyon ortamında SEM (Sonlu Elemanlar Metodu) kullanılarak gerilme analizi yapılmıştır. Gerilme analiz işlemi için farklı tip ve geometride bulunan kùltivatör uç demirlerinin farklı çalışma koşulu ve yüklenme durumları literatür çalışmaları da incelenerek belirlenmiş, 6 farklı yükleme senaryosu oluşturulmuş ve mukavemet analizleri için kullanılmıştır.

Kùltivatörlerin çalışma koşullarının simüle edildiğı çalışmalar için; sırasıyla malzeme seçimi, bağlantı elemanları, yükleme koşulları, sonlu elemanlara ayırma işlemleri statik analiz ortamında tanımlanmıştır.

Malzeme seçimi

Sonlu elemanlar metodu (SEM) ile kùltivatörlerin simülasyonla statik analiz (mukavemet) işleminde ilk aşama simülasyonu yapılan kùltivatörlerin malzeme özelliklerinin (Güleç, 2012)'e göre tanımlanması SolidWork program kütüphanesi ve katalog bilgilerinden yapılması işlemidir (Çizelge 3.2).

Bağlantı elemanları

Dar ve kazayağı uç demirlerinin statik analiz işleminde, kùltivatör ayağına bağlantısı için uç demirlerinin delik ölçülerine uygun olan 7/16 inç (11 mm) ölçüsünde havşa başlı özel bıçak civatası kullanılmıştır (Şekil 3.8). Mukavemet analizleri için bağlantı elemanı olan DIN 605 civata için 30 N m döndürme moment değeri kullanılmıştır.

 <p>TİP: DIN 605 Bıçak Civatası</p>	<p>Baş çapı : 18 mm Vida çapı : 11 mm (7/16 inç) Ön yükleme : 30 N m Young modülü : 2.1×10^{11} Çekme dayanımı : 800 MPa (8.8) Akma dayanımı : 640 MPa</p>
--	---

Şekil 3.8. Dar ve kazayağı uç demirlerinin statik analiz işlemi için kullanılan bağlantı elemanı

Yükleme koşulları

Farklı imalatçı firmaların farklı tip ve geometride imal ettikleri kültivatör uç demirlerinin çalışma koşullarının simüle edildiği durumlarda farklı yükleme senaryosu koşulları için literatürler incelenmiştir. Buna göre, farklı toprak işleme ve ekipmanların sonlu elemanlar metoduyla yapılan gerilme analizlerinde literatürlerde 7 ayaklı çizel için 3540 N (Çelik ve ark. 2007), rototiller bıçaklarının taşlı ve taşsız topraklar için maksimum kuvvet değerleri için sırasıyla 2083 N ve 3800 N (Mandal ve ark. 2013), 9 ayaklı dar uç demirli çizel için (toplam ekipman ağırlığı 250 kg), ilerleme yönünün tersine her bir ayağa gelen yükü 390 N olacak şekilde uç demirleri yüzeyi üzerine gelen toplam yük 3500 N (Makange ve ark., 2015), el çapa traktörü bıçakları için 300-700 N yük (Gök ve ark. 2012), pulluk ok elemanına 9000 N (Gürsel ve Köftecioglu, 2006), dipkazan için çeki kuvveti 12 773 N (Celik ve ark. 2008; Topakcı ve ark. 2010), tiller tipi kültivatör ayağı kare profil kenarlarından mesnetlenmiş ve ayağın uç kısmına 6500 N kuvvet (Polat ve ark. 2012), rototiller döner bıçakları için 35 BG traktör gücü için 6031.09 N ve 45 BG güç için 7041.17 N (Shinde ve ark. 2011; Shinde ve Kajale, 2012), olmak üzere yükleme değerleri kullanılmıştır. Çizel çeki kuvveti değerlerine yönelik 10-30 cm işleme derinliği ve 2.77 km/h ilerleme hızı için 14.47-22.24 kN; kültivatörlerin 10 cm işleme derinliği ile 1.8 km/h hız için 10.78-11.67 kN yükler ise Alkan ve Bayhan (2003) tarafından açıklanmıştır.

İncelenen literatürlerden kültivatörde bir uç demiri için uygulanan yük (çeki kuvveti), toprak yapısına ve çeki hızına göre değişkenlik göstermektedir. Çalışmada, 1 ve 2 no'lu eşitlikler ile literatürlerde verilen değerler dikkate alındığında, farklı imalatçıların farklı tip ve geometride imal ettikleri kültivatör uç demirlerinin analizi için 6 farklı statik yükleme senaryosu (S) oluşturulmuştur. Kuvvet senaryoları ise sırasıyla; S1=500 N, S2=1000 N, S3=1500 N, S4=2000 N, S5=2500 N, S6=3000 N olarak çalışmada dikkate alınmıştır.

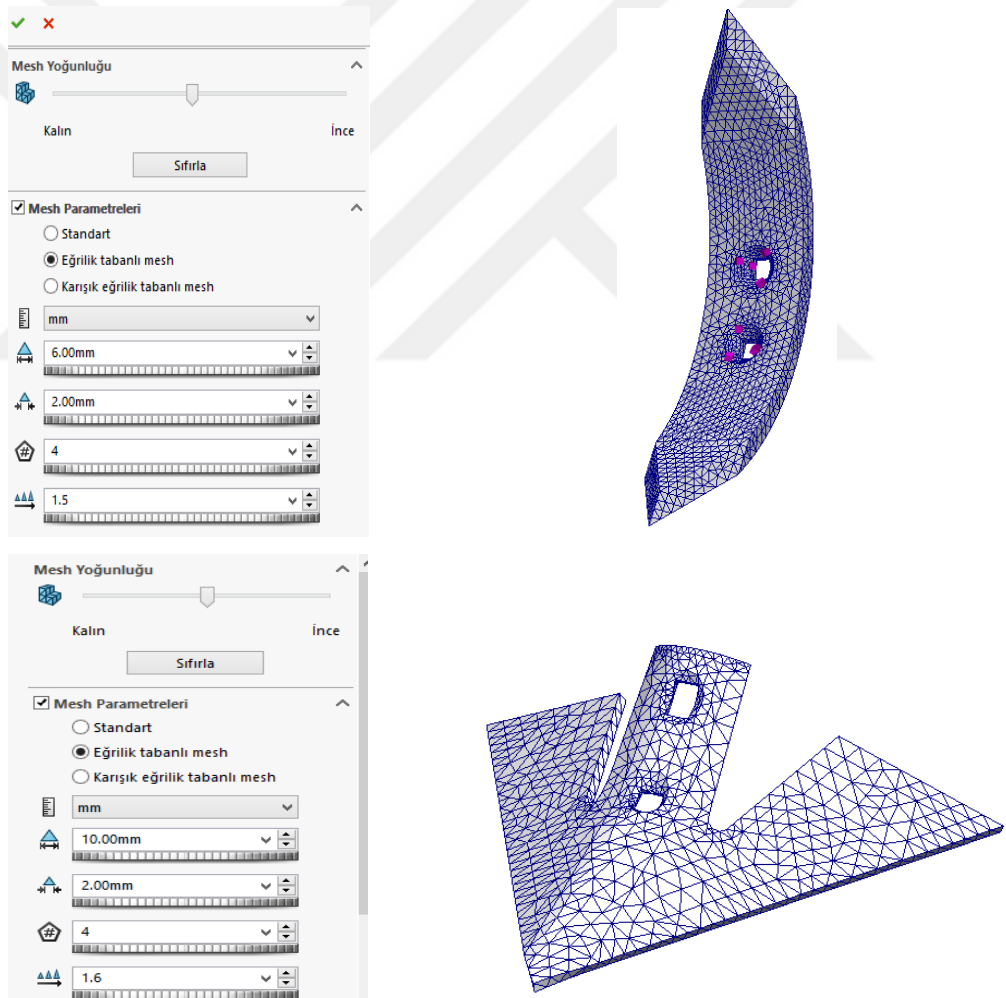
Meshleme (Sonlu elemanlara ayırma)

Sonlu Elemanlar Metodu (SEM), mühendislik tasarımlarının analiz edilmesinde güvenilir bir yöntem olup, işlemlere geometrik bir modelin oluşturulmasıyla başlanır. Daha sonra program, modeli düğümlere (ortak noktalarda) birbirine bağlanmış basit şekilli küçük elemanlara (parça) ayırmaktadır. Analiz programları, modeli birbirine bağlı bir ayrı elemanlar ağı olarak görmektedir. Sonlu Elemanlar Metodu, modeli oluşturan tüm parçalardan (eleman) alınan bilgileri bir araya getirmekte ve modelin davranışını tahmin etmektedir. Meshlemede, tasarım analizinin çok önemli bir adımı olup, yazılımdaki otomatik meshler; global eleman boyutunu, toleransı ve yerel mesh kontrolü spesifikasyonlarını temel alarak bir mesh oluşturmaktadır. Mesh kontrolü; bileşenler, yüzler, kenarlar ve tepe noktaları için farklı eleman boyutlarını belirtmeyi sağlamaktadır (SolidWorks, 2016).

Yazılım programı, model hacmi, yüzey alanı ve diğer geometrik bilgileri de göz önünde alarak model için bir global eleman boyutunu tahmin etmektedir. Oluşturulan meshin boyutu yani düğüm ve eleman sayısı; modelin geometrisi ve ölçümlendirmesine, eleman boyutu, mesh toleransı, mesh kontrolü ve temas spesifikasyonuna bağlı olmaktadır. Yaklaşık sonuçların yeterli kabul edilebileceği tasarım analizinin ilk aşamasında, daha hızlı çözüm için daha büyük bir eleman boyutu seçilebilmekte ise de, daha doğru bir çözüm için daha küçük bir eleman boyutuna gereksinim duyulmaktadır (SolidWorks, 2016). Çalışmada, kültivatör uç demirleri modellerinin sonlu elemanlara (küçük elemanlara bölünmesi; meshlemesi), yani modelin en uygun olan küçük parçalara ayrılma tarzı tespit edilmiştir. Bu işlemde dar ve kazayağı uç demirleri için orta seviye

eğrilik tabanlı mesh uygulaması yapılmıştır. Çalışmadaki yapılan Mesh ayrıntıları Şekil 3.9'da gösterilmiştir.

Çalışmada farklı boyut ve geometrideki dar ve kazayağı uç demirlerinin yükleme senaryo koşullarında gerilme analizi için kiltivatör sabit ayağı gözönüne alınmış olup, sabit ayak için 30x30x200 mm ölçülerinde bir parça kullanılmıştır. Bu parça analiz çalışmalarının dışında tutulmuş, değişmez şekil olarak tanımlanmıştır. Analiz sonuç resimlerinde, bağlantı deliklerinde oluşan gerilmelerin görülebilmesi ve değerlendirilebilmesi için civata gösterimleri gizlenmiştir.

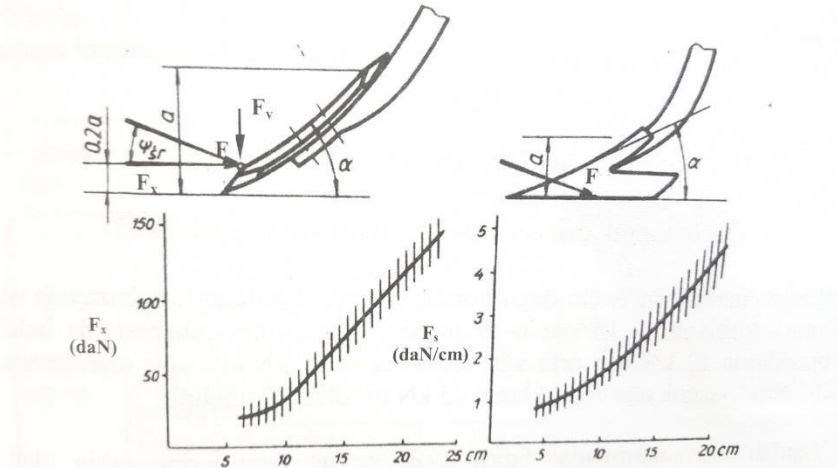


Şekil 3.9. Kazayağı uç demirlerinde SolidWorks programındaki Meshleme çalışması

Maksimum mukavemet (gerilme) analiz sonuçları

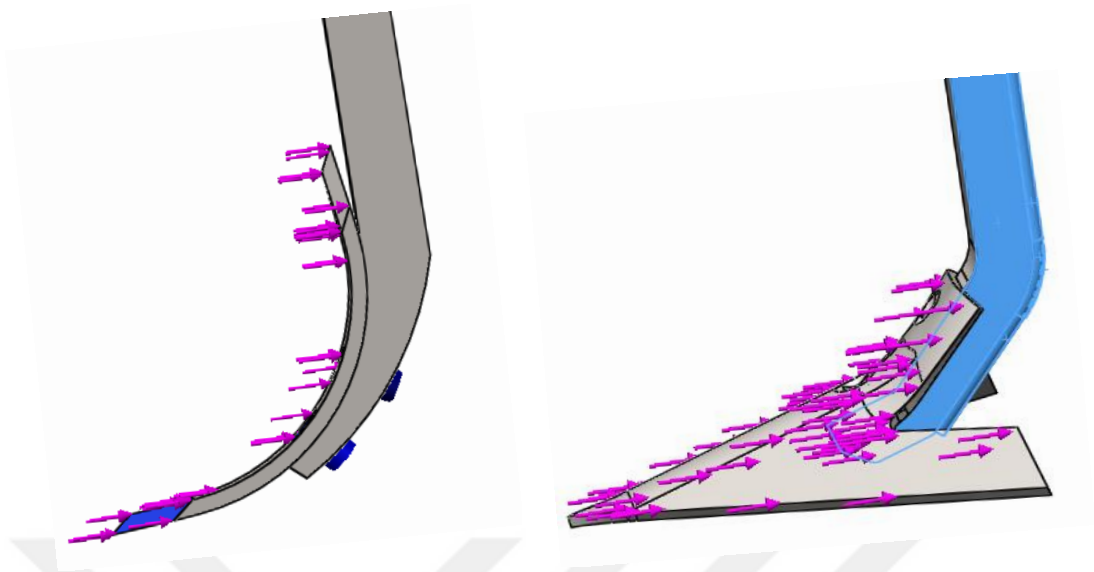
A, B, C ve D imalatçı firmalarının kültivatör dar ve kazayağı uç demirlerinin çalışma koşullarının simüle edildiği durumlardaki 6 farklı yükleme senaryosu için gerilme analizleri ile yer değiştirme analizleri yapılarak analiz sonuçları yorumlanmıştır.

K ltivat rle çalışmada bileşke toprak direncinin düşey bileşeni (F_y), ayağı toprağa doğru batmaya zorlayarak iş derinliğini arttırmaya çalışır. Yatay bileşeni (F_x) ise uç demirinin ilerlemesini g nleştirir. Bileşke toprak direncinin yatay bileşeni, çeki kuvveti tarafından karşılanır (Şekil 3.10). Düşey bileşenin kültivatör iş derinliğini arttırmaması için kültivatörlerin ağırlıklarının az olması ya da iş derinliğini sınırlayıcı tekerleklerle donatılması gibi bazı önlemler alınır (Gökçebay, 1986).



Şekil 3.10. Kazayağı uç demirlerine gelen kuvvet dağılımları (Dursun, 2015).

Her bir kültivatör (dar ve kazayağı) için 6 farklı yükleme senaryosu (S1, S2, S3, S4, S5, S6) ilerleme yönüne ters yönde ve ayak uç demirlerinden uygulanmıştır. Kültivatörlerin  alışması sırasında uç demiri göğüs açısından kaynaklanan yatay yöndeki kuvvetlere oranla düşey yöndeki kuvvetlerin çok küçük olmasından dolayı gerilme ve yer değiştirme analizinde düşey yöndeki kuvvetler ihmal edilmiş, yatay yöndeki kuvvet bileşenini çeki kuvveti olarak dikkate alınmıştır (Şekil 3.11).

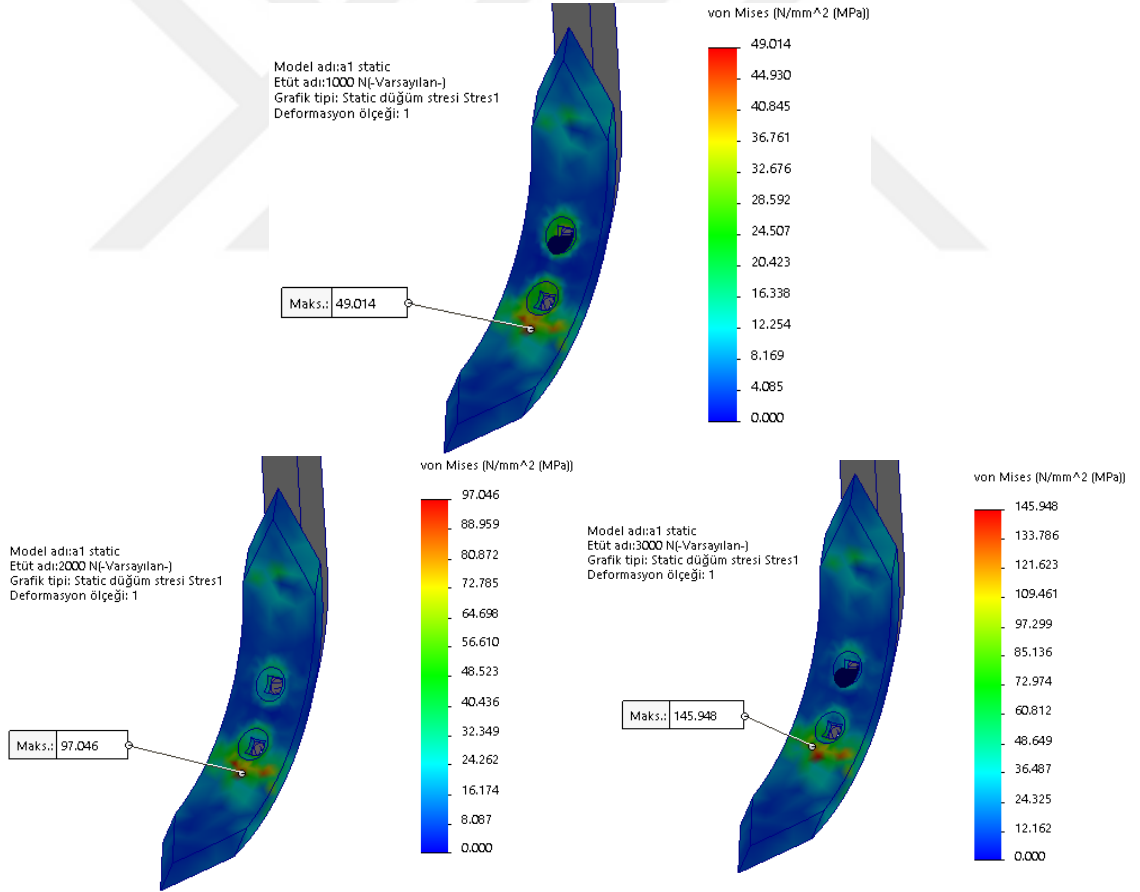


Şekil 3.11. Kültivatör (dar ve kazayağı) uç demirlerine uygulanan yatay yöndeki kuvvet dağılımları

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Kültivatör dar uç demirlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analiz sonuçları

A, B, C ve D imalatçı firmalarının imal ettikleri kültivatör dar uç demirlerinin çalışma koşullarının simüle edildiği durumlarda çalışmada kullanılan 6 farklı (S1, S2, S3, S4, S5, S6) kuvvet (yük) senaryosu durumu için analizler ayrı ayrı yapılmış olup, A1 dar uç demiri için sadece S2, S4 ve S6 yükleme durumlarındaki mekanik davranışı (mukavemet, gerilme değişimi) durumu Şekil 4.1’de verilmiştir. Gerilme analizleri tüm kuvvetler için 3 boyutlu lineer statik olarak gerçekleştirilmiştir.



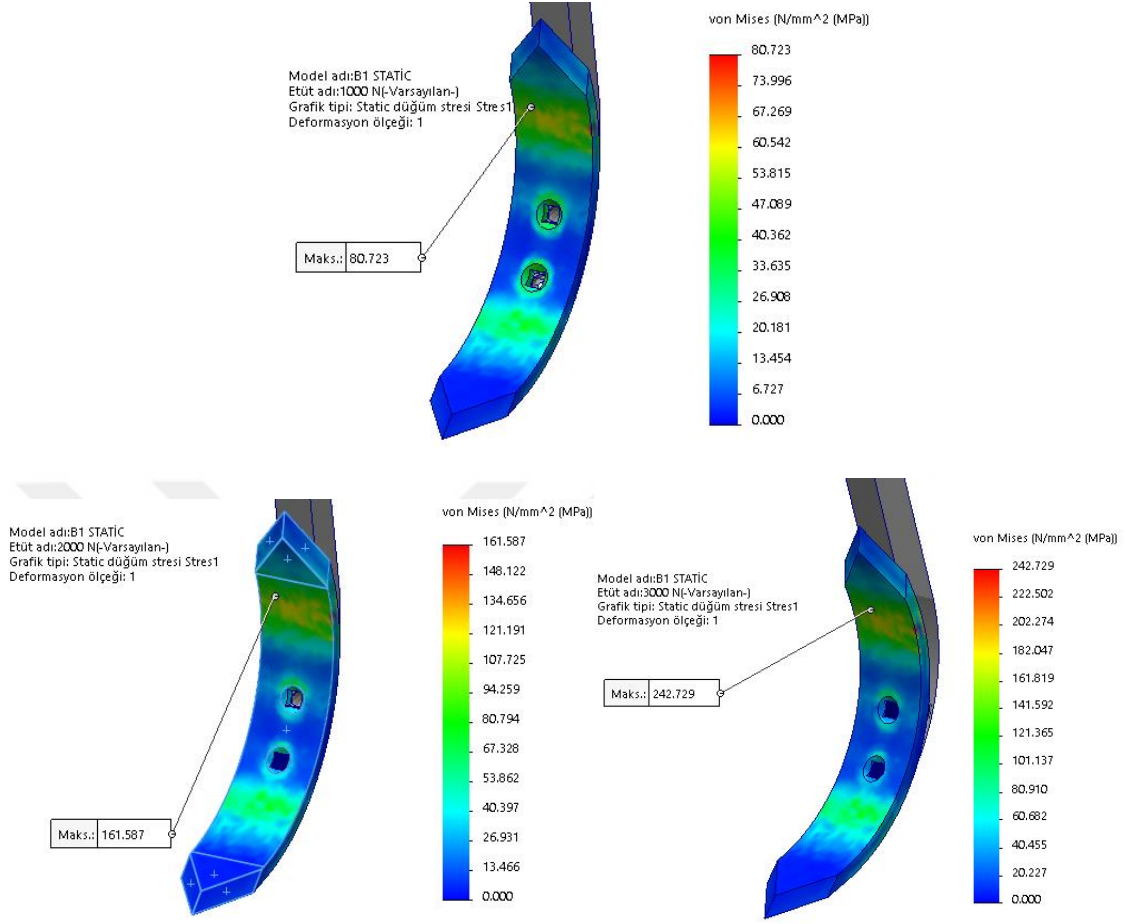
Şekil 4.1. A1 dar uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları

S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında A1 dar uç demirinin statik gerilme analiz sonucu maksimum değerleri sırasıyla 49.014 MPa, 97.046 MPa ve 145.948 MPa olarak belirlenmiştir (Şekil 4.1). Yükleme artışına bağlı olarak A1 dar uç demirinde gerilme değerlerinde bir artış görülmüştür. Yüklemeelerde, maksimum gerilmelerin olduğu bölgeler her üç yükleme koşulu için uç demirinin sabit ayağa bağlantı alt civata deliği bölgesinde olduğu görülmüştür.

Çelik ve ark. (2007), 7 ayaklı bir çizelin 3450 N'luk yük altındaki gerilme dağılımlarını belirledikleri çalışmasında, maksimum gerilmelerin çizelin yapısal olarak ön ayağı bağlantı kelepçelerindeki civata (M20 8.8) bölgesinde olduğunu, burada meydana gelen gerilmenin civata malzemesi açısından akma mukavemet değerinin altında olduğunu açıklamışlardır. Maksimum eşdeğer gerilme değerinin çizelin ön bağlantı civatası bölgesinde 119.540 MPa, bağlantı kelepçesi için 93.647 MPa ve çizel ayağı için 107.800 MPa olarak belirlemiştir.

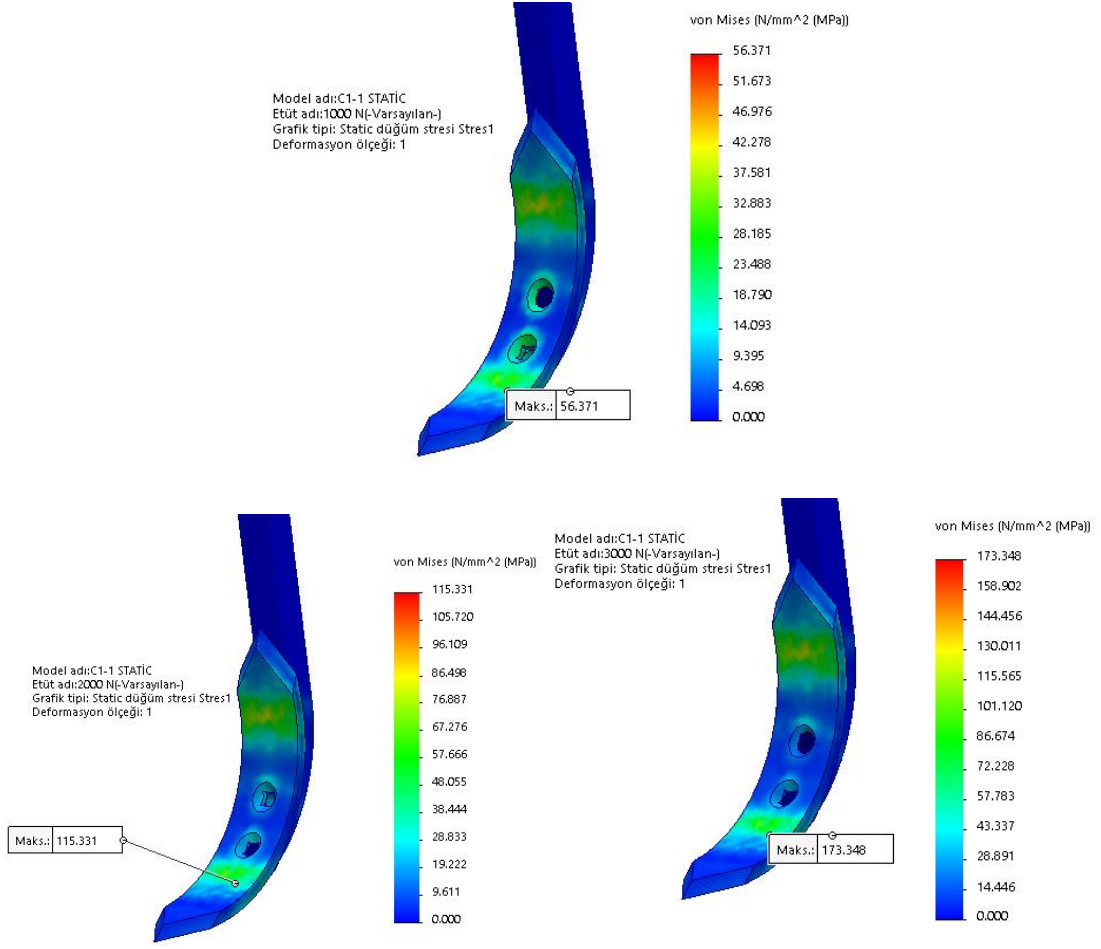
A1 dışındaki diğer dar uç demirleri için de, yüklemelere göre gerilme analizleri SolidWorks programında ayrı ayrı analiz edilmiştir. Her bir uç demiri tipi için, yükleme koşulları değişiminde en düşük yük ile en yüksek yük sonucu oluşan gerilme durumu bölgesel olarak farklılık göstermemiştir. Bu nedenle, şekilsel gösterimler için B1, C1 ve D1 uç demirleri için S2, S4 ve S6 koşulu dikkate alınmış, tüm yükleme koşullarındaki sonuç değerler Çizelge 4.1'de ve grafiksel olarak ise Şekil 4.5'te verilmiştir.

B1, C1 ve D1 dar uç demiri üzerine S2, S4 ve S6 yükleme koşulları için statik analiz sonucu oluşan gerilme analiz sonuçları Şekil 4.2, Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te verilmiştir. S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında B1 dar uç demirinin statik gerilme analiz sonucu maksimum eşdeğer gerilme değerleri sırasıyla 80.723 MPa, 161.587 MPa ve 242.729 MPa olarak belirlenmiştir (Şekil 4.2). Yükleme artışına bağlı olarak B1 dar uç demirinde gerilme değerlerinde bir artış görülmüştür. Yüklemeelerde, maksimum gerilmelerin meydana geldiği bölgeler her üç yükleme koşulu için uç demirinin iç bükey (kavis) üst bölgelerinde olduğu görülmüştür. Bu gerilme değerinin diğer uç demirlerine göre bakıldığında en yüksek gerilme değerinde olduğu görülmektedir.



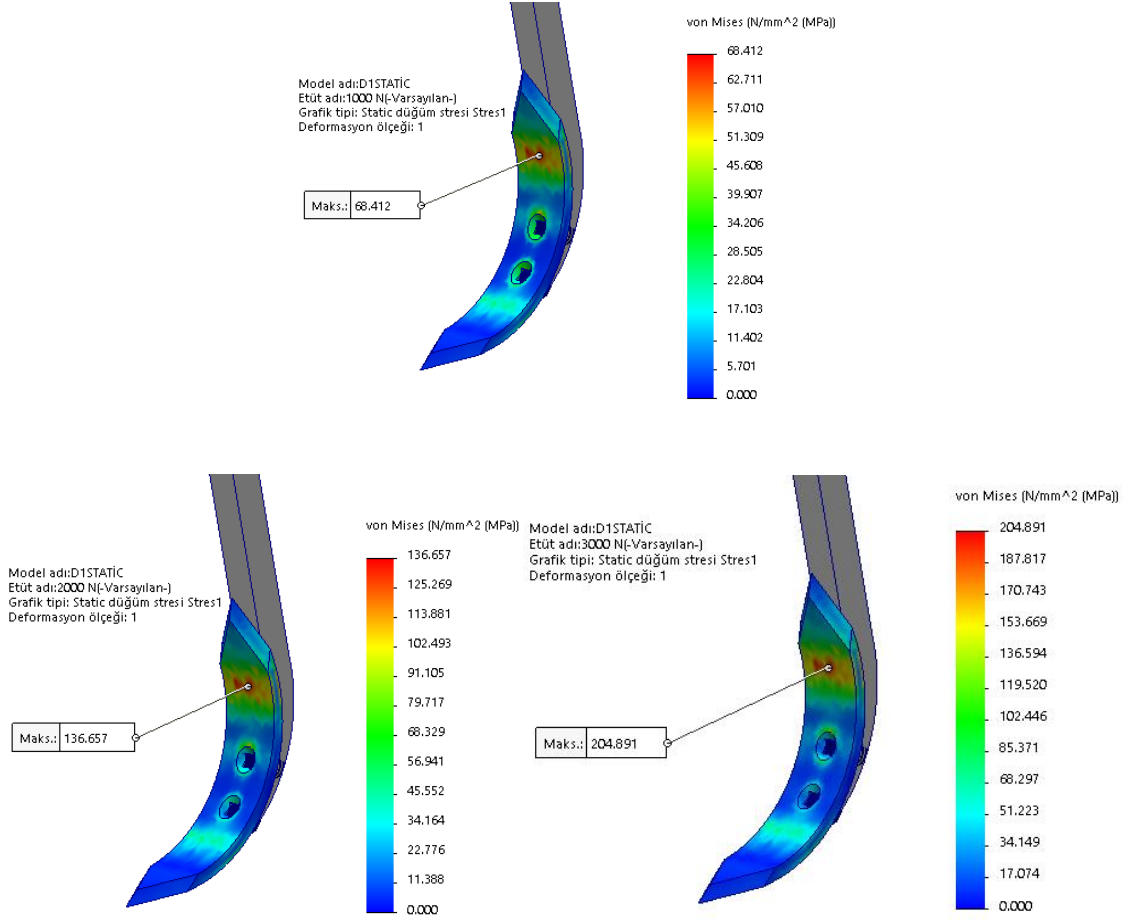
Şekil 4.2. B1 dar uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları

S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında C1 dar uç demirinin statik gerilme analiz sonucu maksimum değerleri sırasıyla 56.371 MPa, 115.331 MPa ve 173.348 MPa olarak belirlenmiştir (Şekil 4.3). Yükleme artışına bağlı olarak C1 dar uç demirinde, maksimum gerilmelerin olduğu bölgeler her üç yükleme koşulu için uç demirinin iç bükey alt bölgelerinde olduğu görülmüştür.



Şekil 4.3. C1 dar uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları

S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında D1 dar uç demirinin statik gerilme analiz sonucu maksimum değerleri sırasıyla 68.412 MPa, 136.657 MPa ve 204.891 MPa olarak belirlenmiştir (Şekil 4.4). Yükleme artışına bağlı olarak D1 dar uç demirinde, maksimum gerilmelerin olduğu bölgeler her üç yükleme koşulu için uç demirinin iç bükey üst bölgelerinde olduğu görülmüştür.



Şekil 4.4. D1 dar uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları

A1, B1, C1 ve D1 dar uç demiri tiplerinin farklı geometri, açı ve şekilde olduğu, uç demirlerine maksimum düzeyde uygulanan S6 statik yükleme sonucu oluşan maksimum gerilme değerleri sırasıyla 145.948 MPa, 242.729 MPa, 173.348 MPa ve 204.891 MPa olarak belirlenmiştir (Şekil 4.1, Şekil 4.2, Şekil 4.3, Şekil 4.4). B1 uç demiri, diğer uç demirlerine göre maksimum S6 yük koşulunda en fazla gerilme (242.729 MPa) değerine maruz kalmıştır. B1 uç demirinin gerilme değerine D1 uç demiri (204.891 MPa) değeriyle yakınlık göstermiştir.

Kültivatör uç demirlerine ait malzeme özelliklerinde yer alan akma gerilme değerlerine bakıldığında, en düşük akma gerilme değerinin D1 uç demirinde 460 MPa değerinde olduğu, B1 uç demirinde 591.4 MPa ile en yüksek değerde, A1 ve C1 uç demirlerinde ise 571.00 MPa değerinde olduğu Çizelge 3.2’de yer almaktadır. Çalışmada analiz

edilen dar uç demirlerinin S6 maksimum yükleme koşulundaki maksimum gerilme sonuçları Çizelge 3.2’de verilen akma gerilme sınırı değerlerinin altında bulunmuştur.

Çelik ve ark. (2007), 7 ayaklı bir çizelin 3450 N’luk yük altında gerilme dağılımlarının akma mukavemeti sınırları altında olduğunu tüm çizel konstrüksiyonu için maksimum eş değer gerilme değerini çizel ayağı ön bağlantı civatasında (M14 8.8) 167.17 MPa olarak belirlemişlerdir. Çelik ve ark. (2007)’nın bulduğu değer, bu çalışmada bulduğumuz 145.948 MPa - 242.729 MPa gerilme değerleri araştırılmasında bulunmuştur.

Topakçı ve ark. (2010), dipkazanların optimum geometri parametrelerini belirlemek amacıyla sonlu elemanlar analizinde dipkazanın gerilme dağılımlarını simüle etmişlerdir. Analiz sonucunda, maksimum eşdeğer gerilme değerini 432.49 MPa olarak elde ederlerken, optimizasyon çalışmasına göre 346.61 MPa değerinin optimal geometri ve maksimum eşdeğer gerilme değerini oluşturduğunu açıklamışlardır.

Gök ve ark. (2012), çapa makinası bıçağı üzerine uygulanan 5 farklı yük altındaki gerilme ve deformasyonlarını AnsysWorkbench programıyla incelemişler, çapa makinası bıçağının kesme yüzeyine 700 N kuvvet yüklemesi durumunda gerilme değerinin 555 MPa olduğunu, bu değerın kullanılan malzemenin akma dayanımını aştığını, bu değerden sonra malzemede kalıcı bir deformasyonun olabileceğini açıklamışlardır.

Sonlu elemanlar metodu ile rototiller döner bıçaklarının gerçek çalışma şartlarının simülasyonu ile eş değer gerilme ve deformasyon analizleri Shinde ve ark. (2011) tarafından incelenmiştir. Rototiller bıçaklarının gerilme ve yer değiştirme analizleri incelendiğinde, maksimum gerilme ve deformasyonun bıçak ağzında olduğu; 35 BG ve 45 traktör güçleri için gerilmelerin sırasıyla 417.03 MPa ve 503.21 MPa olduğu açıklanmıştır (Shinde ve ark., 2011).

Yukarıdaki literatürlere göre, çapa makinası ve rototiller için elde edilen maksimum eşdeğer gerilme değerlerinin bu çalışmadaki değerlere göre daha yüksek değerlerde olduğu, çizel için verilen eşdeğer gerilme değerlerinin daha yakın değerlerde olduğu

görülmüştür. Denemesi yapılan ve simüle edilen tarım alet-makinalarının eşdeğer gerilme değerinin değişmesine; uygulanan yükleme kuvvetlerinin yanında farklı geometri, şekil ve malzeme özelliklerinin de etkili olduğu görülmektedir.

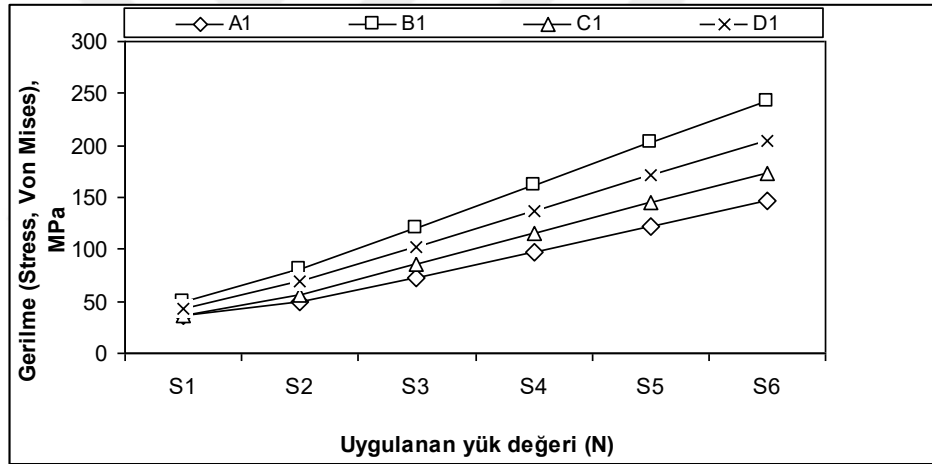
Çalışmada farklı malzeme yanında şekil ve geometrisi farklı olan A1, B1, C1 ve D1 dar uç demirlerinin eşdeğer gerilme değerleri ile Çizelge 3.2’de verilen malzemelerin akma mukavemeti değerlerine göre elde edilen emniyet katsayıları ($K_{em} = \sigma_{akma} / \sigma_{eşdeğer}$) Çizelge 4.1’de, emniyet katsayıları ve çalışma koşullarının değerlendirilmesi ise Çizelge 4.2’de verilmiştir. Tüm çalışmada incelenen dar uç demirlerinin eşdeğer gerilme değerleri ile akma mukavemeti değerleri incelendiğinde, farklı yükleme çalışma koşullarında hasara uğramadan çalışabileceği sonucuna varılmıştır. A, B, C ve D imalatçı firmalarının kültivatör dar uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki (S1, S2, S3, S4, S5, S6) gerilme analiz sonuçları Çizelge 4.1’de ve grafiksel değişimleri ise Şekil 4.5’te verilmiştir.

Çizelge 4.1. Kültivatör dar uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki maksimum gerilme analiz sonuçları

YÜK (Kuvvet) (N)	GERİLME (Stress, Von Mises) (MPa)			
	A1	B1	C1	D1
S1	37.052	49.006	36.742	42.762
S2	49.014	80.723	56.371	68.412
S3	72.913	121.08	85.785	102.531
S4	97.046	161.587	115.331	136.657
S5	121.353	202.158	144.720	170.778
S6	145.948	242.729	173.388	204.891
σ_{akma}	571.0	591.4	571.0	460.0
K_{em} (S6 için)	3.91	2.44	3.29	2.46

Çizelge 4.2. Emniyet katsayıları, malzeme özellikleri ve çalışma şartları (Kaymaz, 2017).

K_{em}	Malzeme özellikleri ve çalışma şartları
1.25-1.5	Kesinlikle tespit edilen kuvvetler ile gerilmelere maruz ve kontrol edilebilen şartlar altında çalışan çok güvenilir malzemeler
1.5-2	Nispeten sabit çevre şartlarında çalışan, kolayca tespit edilebilen kuvvetler ile gerilmelere maruz ve özellikleri çok iyi bilinen malzemeler
2-2.5	Normal çevre şartlarında çalışan ve tespit edilebilen kuvvetler ile gerilmelere maruz kalan orta kalite malzemeler
2.5-3	Normal çevre, kuvvet ve gerilme şartları altında çalışan az denenmiş ve kırılğan malzemeler
3-4	Normal çevre, kuvvet ve gerilme şartları altında çalışan denenmemiş malzemeler. Belirsiz çevre şartlarında çalışan veya belirsiz gerilmelere maruz tanınmış malzemeler içinde uygulanır
≥ 5	Burkılmaya zorlanan malzemeler



Şekil 4.5. A, B, C, D firmalarına ait kültivatör dar uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki gerilme analiz sonuçları

Çizelge 4.1 ve Şekil 4.5 incelendiğinde; A, B, C ve D dar uç demirlerinin yük (kuvvet) değerlerine göre gerilme değerlerinde artışlar gözlenmiştir. En düşük gerilme değerlerinin maksimum yük koşulunda A1 dar uç demirinde olduğu, en yüksek gerilme değerinin ise, B1 dar uç demirinde olduğu gözlenmiştir. Gerilme değerlerinin her bir dar uç demirinde farklı sonuçlar vermesi, dar uç demirlerinin tamamının ıslah çeliği olarak belirlenmiş olmasına rağmen, uç demirlerinin farklı şekil ve geometriden kaynaklandığı düşünülebilir.

Kazayağı dar uç demirlerinde farklı yüklemeler sonrası meydana gelen eşdeğer gerilme (stress) arasındaki ilişkiler regresyon analizleriyle incelenmiş (Çizelge 4.3) ve uygulanan kuvvet ve gerilmeler arasındaki bu ilişkiler lineer olarak tanımlanmış ve istatistiksel olarak oldukça önemli çıkmıştır. Kazayağı dar uç demirlerinde farklı kuvvet (yük) ve meydana gelen gerilmeler arasında belirtme katsayısının $R^2=99.16-99.86$ aralığında olduğu gözlenmiştir.

Çizelge 4.3. A, B, C, D firmalarına ait kültivatör dar uç demirlerinin uygulanan kuvvet (yükler) ile maksimum eşdeğer gerilme sonuçları arasındaki lineer regresyon eşitlikleri

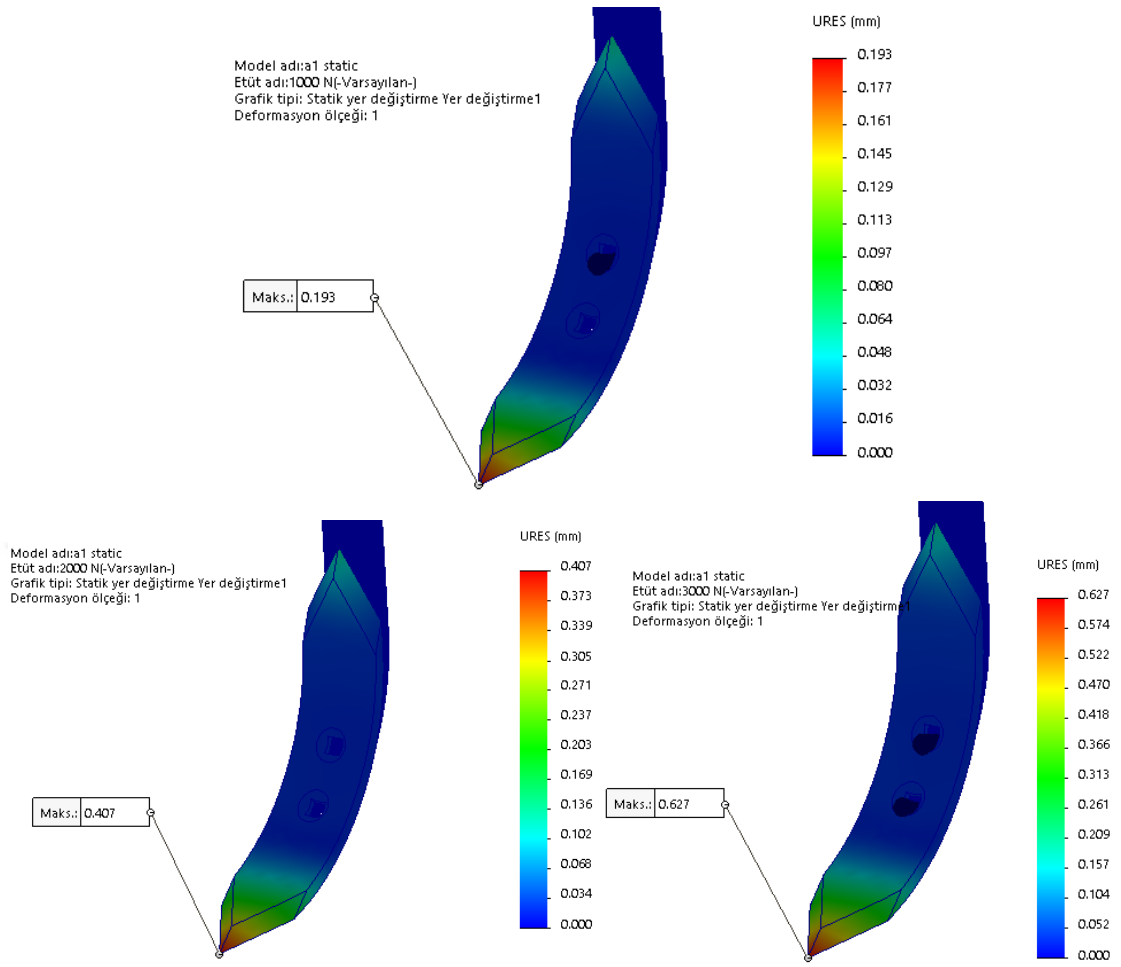
Dar uç demiri	Regresyon denklemi	Regresyon katsayısı (R^2), (%)
A1	$\sigma_{\text{eşdeğer}} = 8.6580 + 22.447 F^*$	99.16
B1	$\sigma_{\text{eşdeğer}} = 5.5378 + 39.241 F$	99.86
C1	$\sigma_{\text{eşdeğer}} = 4.2739 + 27.938 F$	99.68
D1	$\sigma_{\text{eşdeğer}} = 5.8183 + 32.911 F$	99.82

* F: uygulanan kuvvet (yük)

Kültivatör dar uç demirlerinin eşdeğer gerilme değerleri ile uygulanan kuvvet değerleri arasındaki regresyon analizleri sonucu bulunan ilişkiyle ilgili olarak, Gök ve ark. (2012), çapa makinası bıçağı üzerine uygulanan 5 farklı yük altında meydana gelen gerilmeler arasındaki ilişkilerin üstel olarak belirlendiğini, istatistiksel olarak oldukça önemli ilişkinin sözkonusu olduğunu, uygulanan kuvvet ve gerilme arasında belirtme katsayısı değerinin $R^2 = 98.45$ olduğunu açıklamışlardır.

4.2. Kültivatör dar uç demirlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile yer değiştirme analizi sonuçları

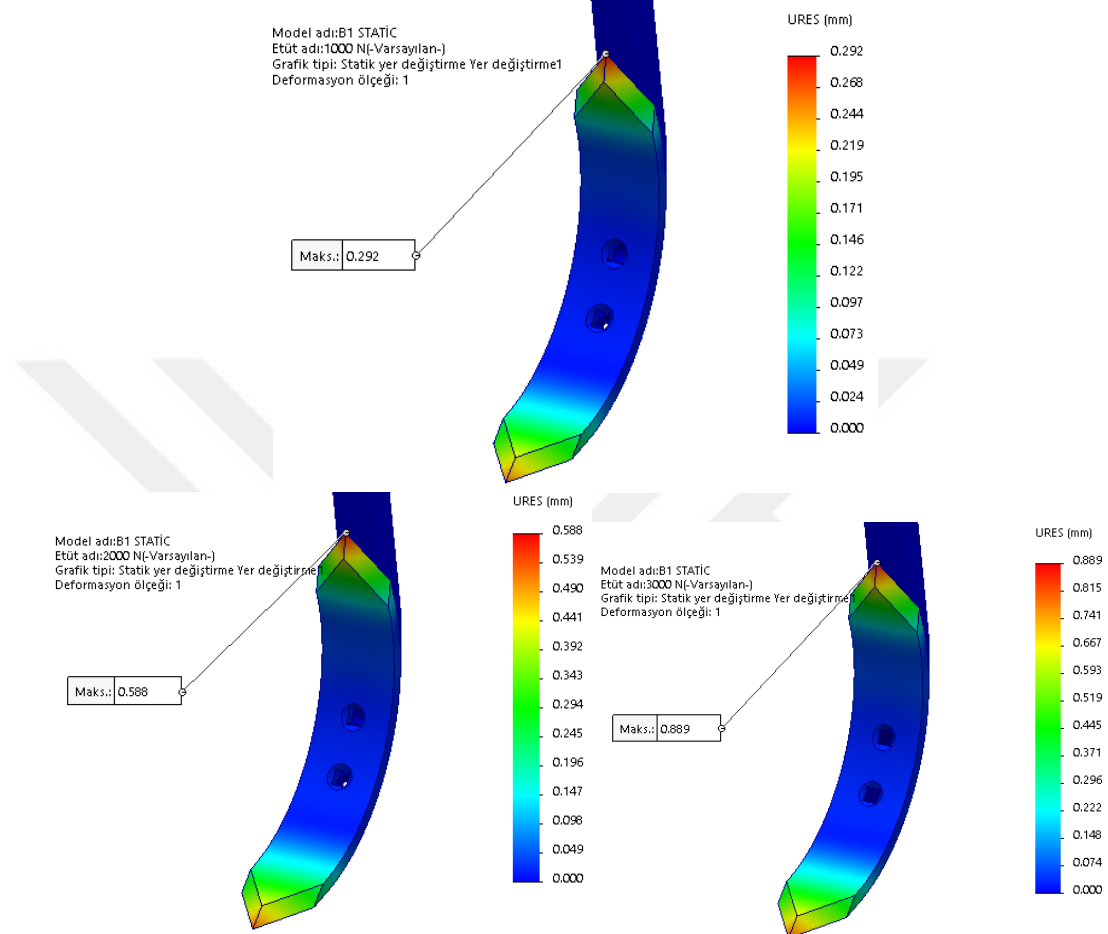
A, B, C ve D imalatçı firmalarının imal ettikleri kültivatör dar uç demirlerinin çalışma koşullarının simüle edildiği durumlardaki 6 farklı yükleme (S1, S2, S3, S4, S5, S6) senaryosu durumu için analizler ayrı ayrı yapılmış olup, A1 dar uç demiri için S2, S4 ve S6 yükleme durumlarındaki yer değiştirme sonuçları Şekil 4.6'da verilmiştir.



Şekil 4.6. A1 dar uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonuçları

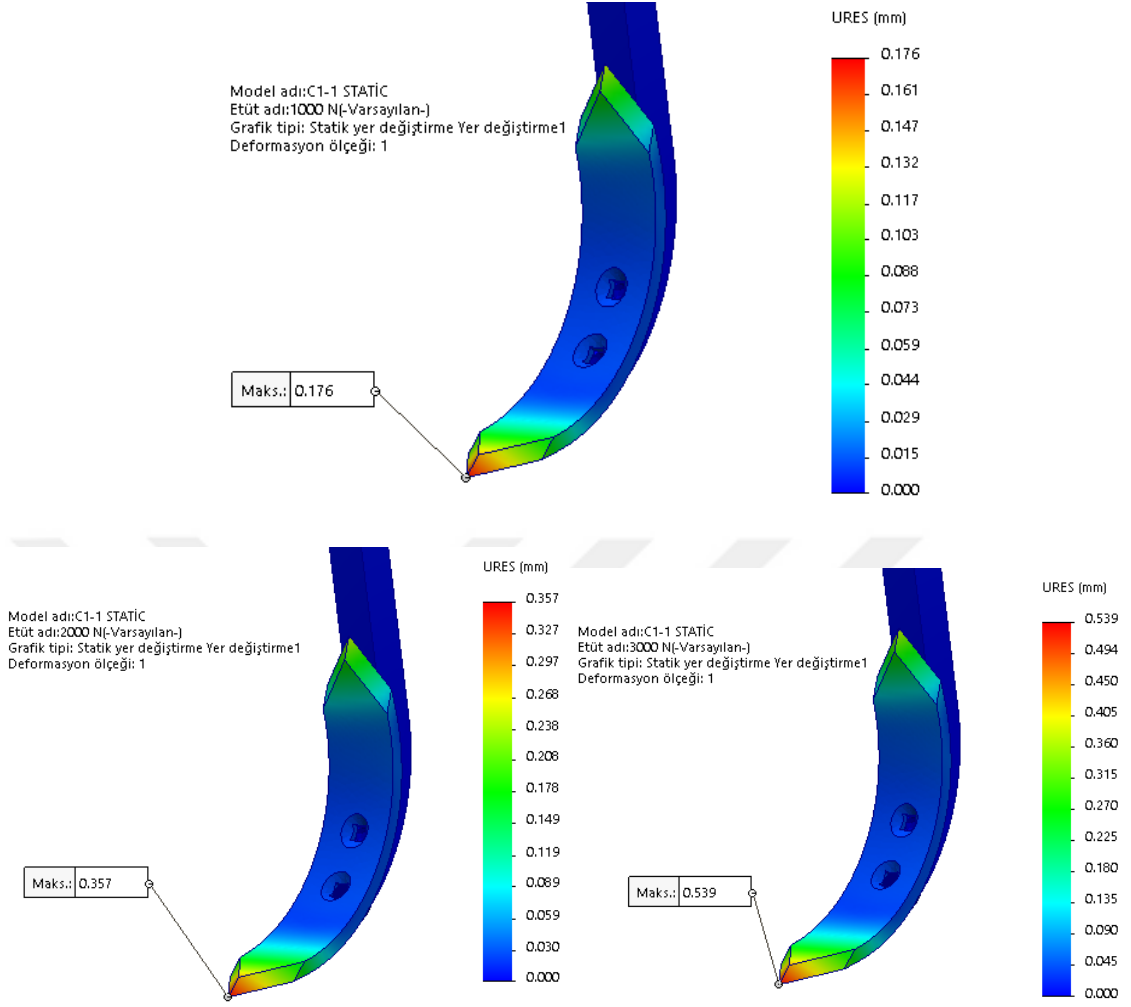
S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında A1 dar uç demirinin statik yer değiştirme analiz sonucu değerler sırasıyla 0.193 mm, 0.407 mm ve 0.627 mm olarak belirlenmiştir (Şekil 4.6). Yükleme artışına bağlı olarak A1 dar uç demirinde yer değiştirme değerlerinde bir artış görülmüştür. Yük uygulamalarında, maksimum yer değiştirmelerin olduğu bölgeler her üç yükleme koşulu için uç demirinin alt kavis uç bölgesinde olduğu görülmüştür. Diğer uç demirleri için de farklı yüklemelere göre yer değiştirme analizleri SolidWorks programında ayrı ayrı analiz edilmiştir. Her bir uç demiri tipi için, yükleme koşulları değişiminde en düşük yük ile en yüksek yük sonucu oluşan yer değiştirme durumu bölgesel olarak farklılık göstermediği için, şekilsel gösterimler için B1, C1 ve D1 için S2, S4 ve S6 yük koşulu için verilmiştir. Tüm yükleme koşullarındaki değerler ise tablo olarak Çizelge 4.4'te ve grafiksel olarak Şekil 4.10'da verilmiştir. B1, C1 ve D1 dar uç

demiri üzerine S2, S4 ve S6 koşulu için statik analiz sonucu oluşan gerilme analiz sonuçları şekilsel olarak Şekil 4.7, Şekil 4.8, Şekil 4.9’da verilmiştir.



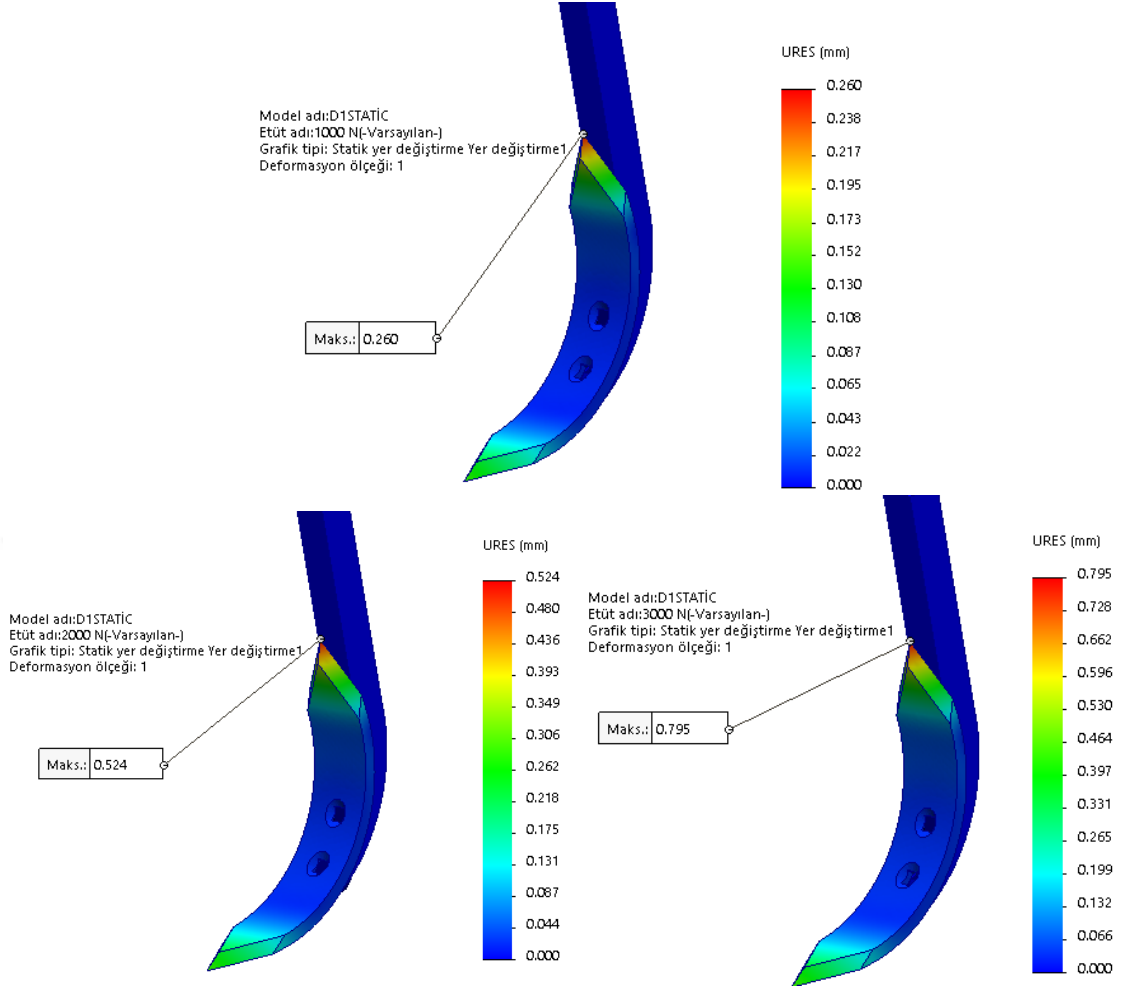
Şekil 4.7. B1 dar uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonuçları

S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında B1 dar uç demirinin statik analiz sonucu yer değiştirme değerleri sırasıyla 0.292 mm, 0.588 mm ve 0.889 mm olarak belirlenmiştir (Şekil 4.7). Yükleme artışına bağlı olarak B1 dar uç demirinde yer değiştirme değerlerinde bir artış görülmüştür. Yükleme artışıyla birlikte maksimum yer değiştirmelerin olduğu bölgeler her üç yükleme koşulu için uç demirinin iç bükey üst kavis bölgesinde olduğu görülmüştür.



Şekil 4.8. C1 dar uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonuçları

S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında C1 dar uç demirinin statik analiz sonucu yer değiştirme değerleri sırasıyla 0.176 mm, 0.357 mm ve 0.539 mm olarak belirlenmiştir (Şekil 4.8). Yükleme artışına bağlı olarak C1 dar uç demirinde yer değiştirme değerlerinde bir artış görülmüştür. Yükleme artışıyla, maksimum yer değiştirmelerin olduğu bölgeler her üç yükleme koşulu için uç demirinin iç bükey alt kavis uç bölgesinde olduğu görülmüştür.



Şekil 4.9. D1 dar uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonucu

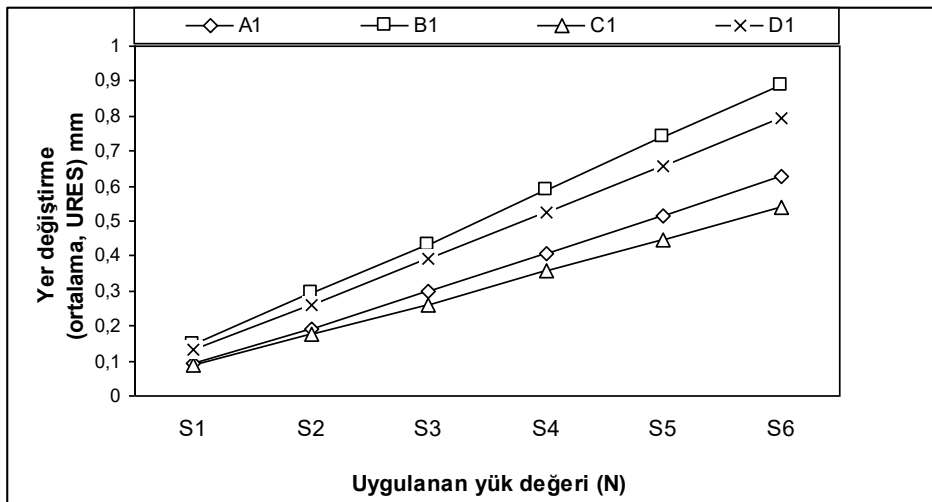
S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında D1 dar uç demirinin statik analiz sonucu yer değiştirme değerleri sırasıyla 0.260 mm, 0.524 mm ve 0.795 mm olarak belirlenmiştir (Şekil 4.9). Yükleme artışına bağlı olarak D1 dar uç demirinde yer değiştirme değerlerinde bir artış görülmüştür. Yükleme artışıyla, maksimum yer değiştirmelerin olduğu bölgeler her üç yükleme koşulu için uç demirinin iç bükey üst kavis bölgesinde olduğu görülmüştür.

A1, B1, C1 ve D1 dar uç demiri tiplerine sahip farklı geometri, açı ve şekildeki kültivatörlerin uç demirlerinin maksimum düzeyde uygulanan S6 statik yükleme sonucu oluşan ortalama yer değiştirme (URES) değerleri sırasıyla 0.627 mm, 0.889 mm, 0.539 mm ve 0.795 mm olarak belirlenmiştir (Şekil 4.6, Şekil 4.7, Şekil 4.8, Şekil 4.9).

B1 uç demiri, diğer uç demirlerine göre maksimum S6 yük koşulunda en fazla gerilme (242.729 MPa) değerine sahip olduğu gibi en fazla yer değiştirme (0.889 mm) değerine sahiptir. B1 uç demirinin yer değiştirme değerine D1 uç demiri 0.795 mm değeriyle yakın değer gösterirken yer değiştirmenin maksimum olduğu bölgeler olarak da benzerlik göstermektedir. C1 dar uç demiri ise, en düşük yer değiştirme değerine sahip olan uç demiridir. A, B, C ve D imalatçı firmalarının kültivatör dar uç demirlerinin 6 farklı yükleme (S1, S2, S3, S4, S5, S6) senaryolarındaki yer değiştirme (deformasyon) değerlerine ait analiz sonuçları, Çizelge 4.4'de ve grafiksel olarak Şekil 4.10'da verilmiştir.

Çizelge 4.4. Kültivatör dar uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki maksimum yer değiştirme analiz sonuçları

YÜK (Kuvvet) (N)	YER DEĞİŞTİRME (Maksimum yer değiştirme, URES) mm			
	A1	B1	C1	D1
S1	0.093	0.146	0.086	0.130
S2	0.193	0.292	0.176	0.260
S3	0.298	0.431	0.260	0.391
S4	0.407	0.588	0.357	0.524
S5	0.516	0.738	0.448	0.659
S6	0.627	0.889	0.539	0.795



Şekil 4.10. A, B, C, D firmalarına ait kültivatör dar uç demirlerinin 6 farklı yükleme senaryosu koşullarındaki maksimum yer değiştirme sonuçları

Kültivatör dar uç demirlerine farklı yüklemeler sonrası meydana gelen yer değiştirme (deformasyon) arasındaki ilişkiler regresyon analizleriyle incelenmiş (Çizelge 4.5) ve bu ilişkiler lineer olarak tanımlanmış ve istatistiksel olarak oldukça önemli çıkmıştır. Uygulanan yük (kuvvet) ve yer değiştirmeler arasında regresyon katsayısı $R^2 = 99.97-99.99$ aralığında bulunmuştur.

Çizelge 4.5. A, B, C, D firmalarına ait kültivatör dar uç demirlerinin uygulanan kuvvet (yükler) ile maksimum yer değiştirme sonuçları arasındaki lineer regresyon eşitlikleri

Dar uç demiri	Regresyon denklemi	Regresyon katsayısı (R^2), (%)
A1	$D_f = -0.091 + 0.1071 F^*$	99.97
B1	$D_f = -0.007 + 0.1489 F$	99.97
C1	$D_f = -0.068 + 0.0908 F$	99.97
D1	$D_f = -0.0057 + 0.1330 F$	99.99

* F: uygulanan kuvvet (yük)

Gök ve ark. (2012), çapa makinası bıçağı üzerine uygulanan 5 farklı yük altında oluşan yer değiştirmelerin yükleme kuvveti ve yer değiştirme arasındaki regresyon ilişkisini üstel olarak belirlemişler, ilişkinin istatistiksel olarak önemli olduğunu ve uygulanan kuvvet ve deformasyon arasındaki belirtme katsayısının ise $R^2 = 98.46$ olduğunu ifade etmişlerdir.

A, B, C ve D dar uç demirlerinin yük (kuvvet) değerlerine göre yer değiştirme (deformasyon) değerlerinde artışlar gözlenmiştir (Çizelge 4.1, Şekil 4.10). Dar uç demirleri için en düşük yer değiştirme değerlerinin S6 yükleme sonucu C1 dar uç demirinde olduğu ve en yüksek yer değiştirme gerilme değerinde olduğu gibi B1 dar uç demirinde olduğu gözlenmiştir. Yer değiştirme (deformasyon) değerlerinin her bir dar uç demirinde farklı sonuçlar vermesi, dar uç demirlerinin tamamının ıslah çeliği olarak belirlenmiş olmasına rağmen, uç demirlerinin farklı şekil ve geometrisinden kaynaklandığı düşünülebilir.

Topakçı ve ark. (2010), dipkazanların optimum geometri parametrelerini belirlemek amacıyla sonlu elemanlar analizinde maksimum eşdeğer yer değiştirme değerini 18.116 mm olarak elde etmişlerdir. Maksimum gerilmenin kullanılan malzeme akma

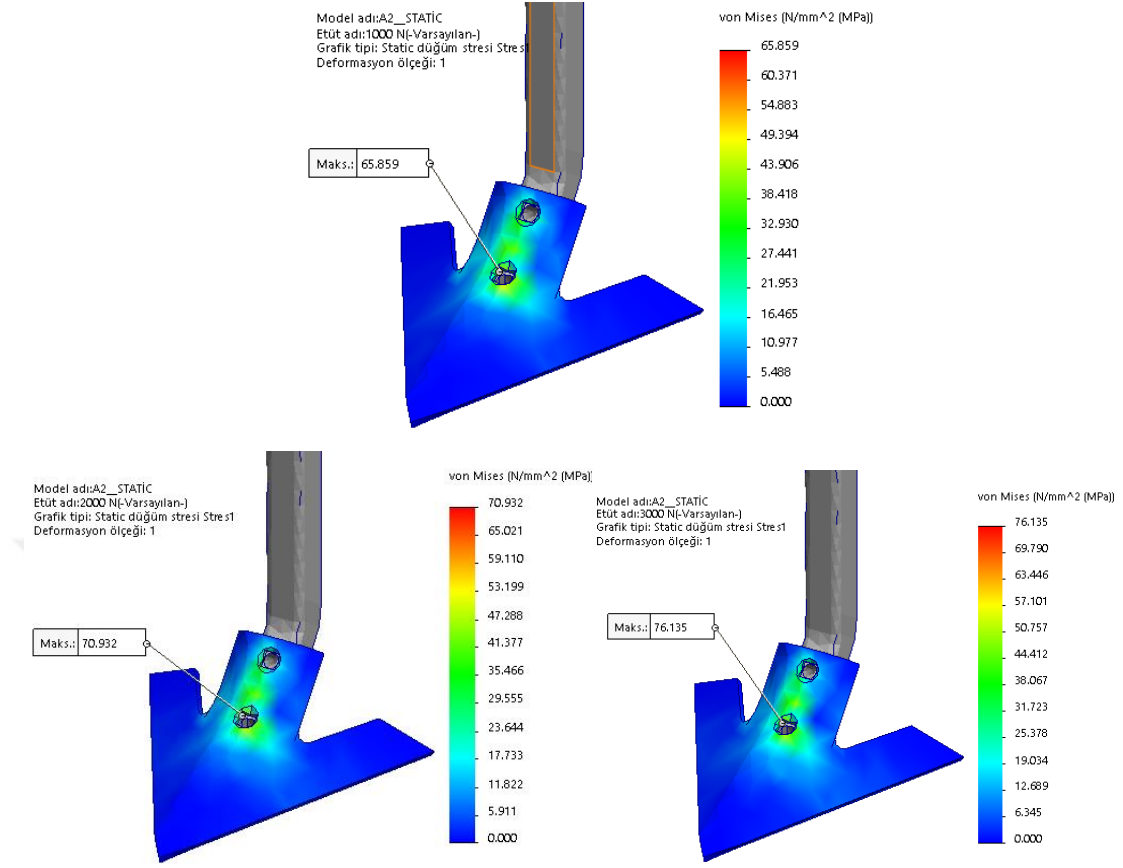
noktasının üzerinde çıkmış olduğundan uç demirinde plastik deformasyonun meydana geldiğini açıklamışlardır. Maksimum gerilmenin dipkazanın çatıya bağlantı noktalarında, deformasyonun ise uç demiri uç kısmında oluştuğunu açıklamışlardır.

Shinde ve ark. (2011), rototiller döner bıçakları için sonlu elemanlar metodu ile gerçek çalışma koşullarını simüle ederek gerilme ve deformasyon analizlerini yapmışlardır. Rototillerin genel yapısal ve özel olarak bıçaklar için değerlendirmede; maksimum deformasyon Vektör Sum değerinin bıçak ağzında maksimum olduğunu, 35 BG ve 45 BG traktör güçleri için sırasıyla 6.757 mm ve 7.893 mm bulurken, maksimum deformasyon değerlerinin bıçak ağzında meydana geldiğini açıklamışlardır.

Çalışmada, dar uç demirindeki yer değiştirme değerlerinin A1 ve C1 uç demirlerinde en çok toprağa battığı ve toprağı patlattığı uç kısımda meydana gelirken, B1 ve D1 uç demirlerinde ise yer değiştirme değerlerinin diğer uç demirlerine göre daha fazla gerilmeye maruz kalıp, yer değiştirmeler uç demirinin bağlantılara en uzak noktasında oluşmuştur.

4.3. Kültivatör kazayağı uç demirlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analiz sonuçları

A, B, C ve D imalatçı firmalarının kültivatör kazayağı uç demirlerinin çalışma koşullarının simüle edildiği durumlardaki 6 farklı yükleme (S1, S2, S3, S4, S5, S6) senaryosu durumu için analizler ayrı ayrı yapılmış olup, A2 kazayağı uç demiri için tüm yükleme durumları analiz edilmiş, şekilsel gösterimler S2, S4 ve S6 yükleme durumlarındaki gerilmeler Şekil 4.11’de verilmiştir. Gerilme analizleri tüm kazayağı uç demirleri için 3 boyutlu lineer statik olarak gerçekleştirilmiştir.

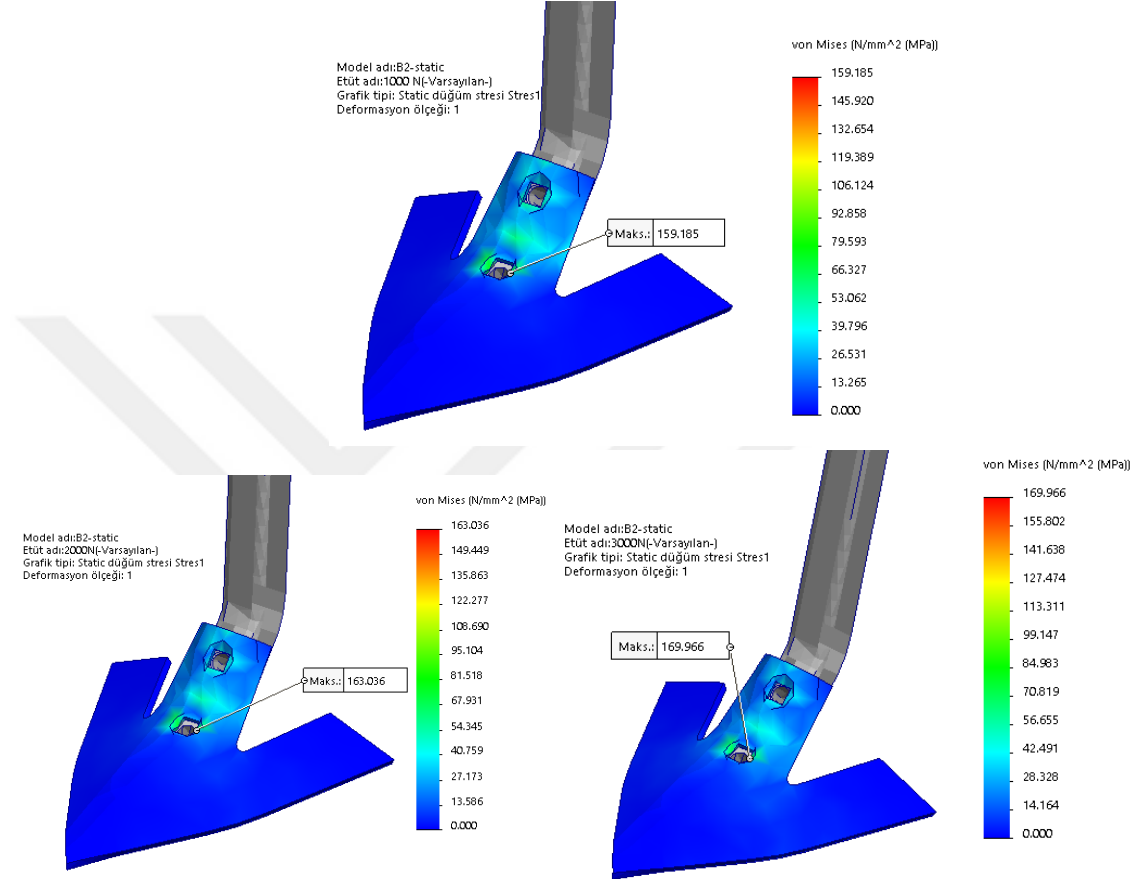


Şekil 4.11. A2 kazayağı uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları

S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında A2 kazayağı uç demirinin statik gerilme analiz sonucu maksimum değerleri sırasıyla 65.859 MPa, 70.932 MPa ve 76.135 MPa olarak belirlenmiştir (Şekil 4.11). Yükleme artışına bağlı olarak A2 kazayağı uç demirinde gerilme değerlerinde bir artış görülmüştür. Yükleme artışıyla, maksimum gerilmelerin olduğu bölgeler her üç yükleme koşulu için kazayağı uç demiri alt bağlantı civatası bölgesinde olduğu görülmüştür. Bulunan eşdeğer gerilme değerinin özellikle DIN 605 civata akma mukavemeti değeri olan 640 MPa (Şekil 3.8) değerinin oldukça altında bir değer olduğu görülmektedir. Ayrıca, alt civata bağlantı bölgesi, kazayağının en fazla gerilmeye maruz kaldığı yer olup, uygulanan kuvvetlerin karşılandığı ve kültivator gövdesini oluşturan sabit taşıyıcı ayağa aktarıldığı bölümün içerisinde yer almıştır.

Şekilsel gösterimler B2, C2 ve D2 kazayağı uç demirleri için S2, S4 ve S6 koşulu için verilmiş olup, tüm yükleme koşullarındaki değerler ise tablo olarak Çizelge 4.6 ve

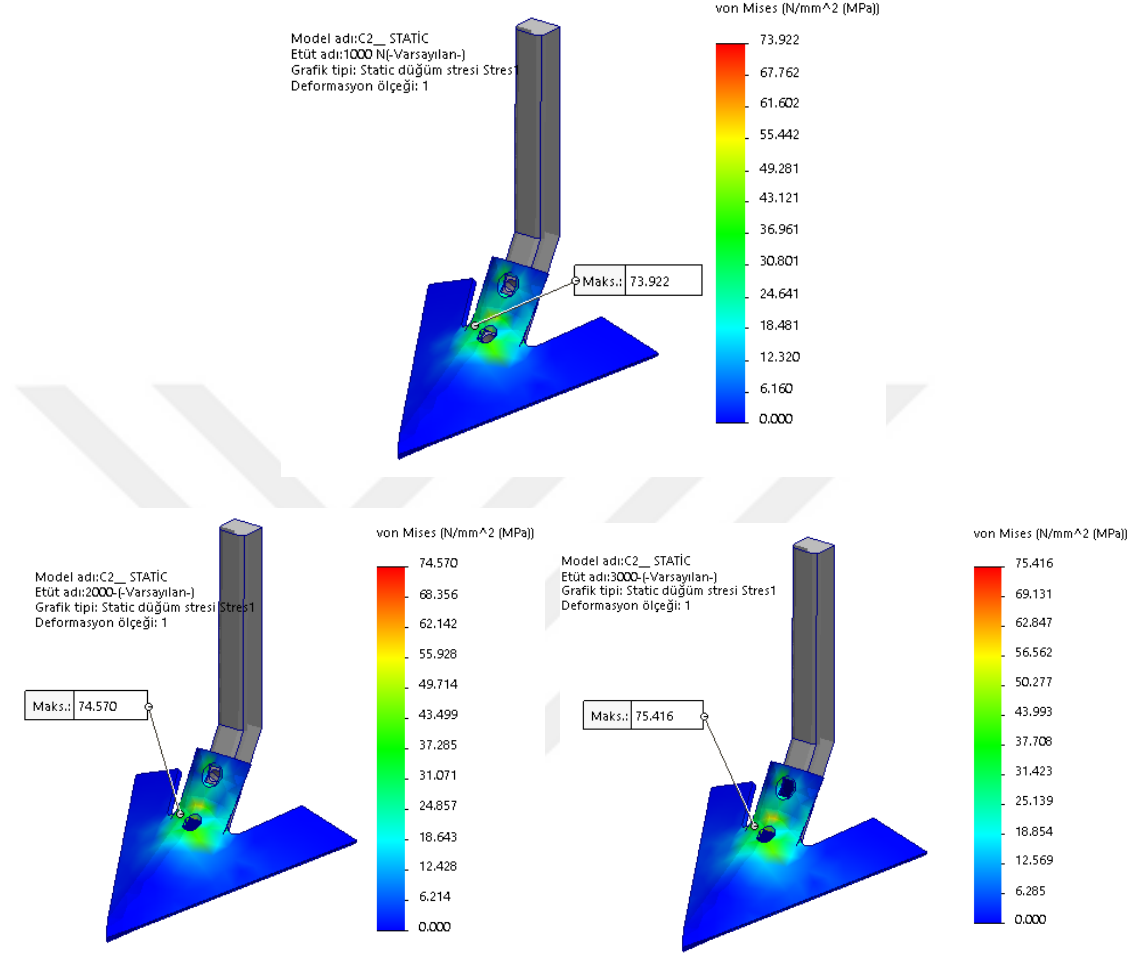
grafiksel olarak ise Şekil 4.15’de verilmiştir. B2, C2 ve D2 kazayağı uç demiri üzerine S2, S4 ve S6 koşulu için statik analiz sonucu oluşan gerilme analiz sonuçları şekilsel olarak sırasıyla Şekil 4.12, Şekil 4.13, Şekil 4.14’te verilmiştir.



Şekil 4.12. B2 kazayağı uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları

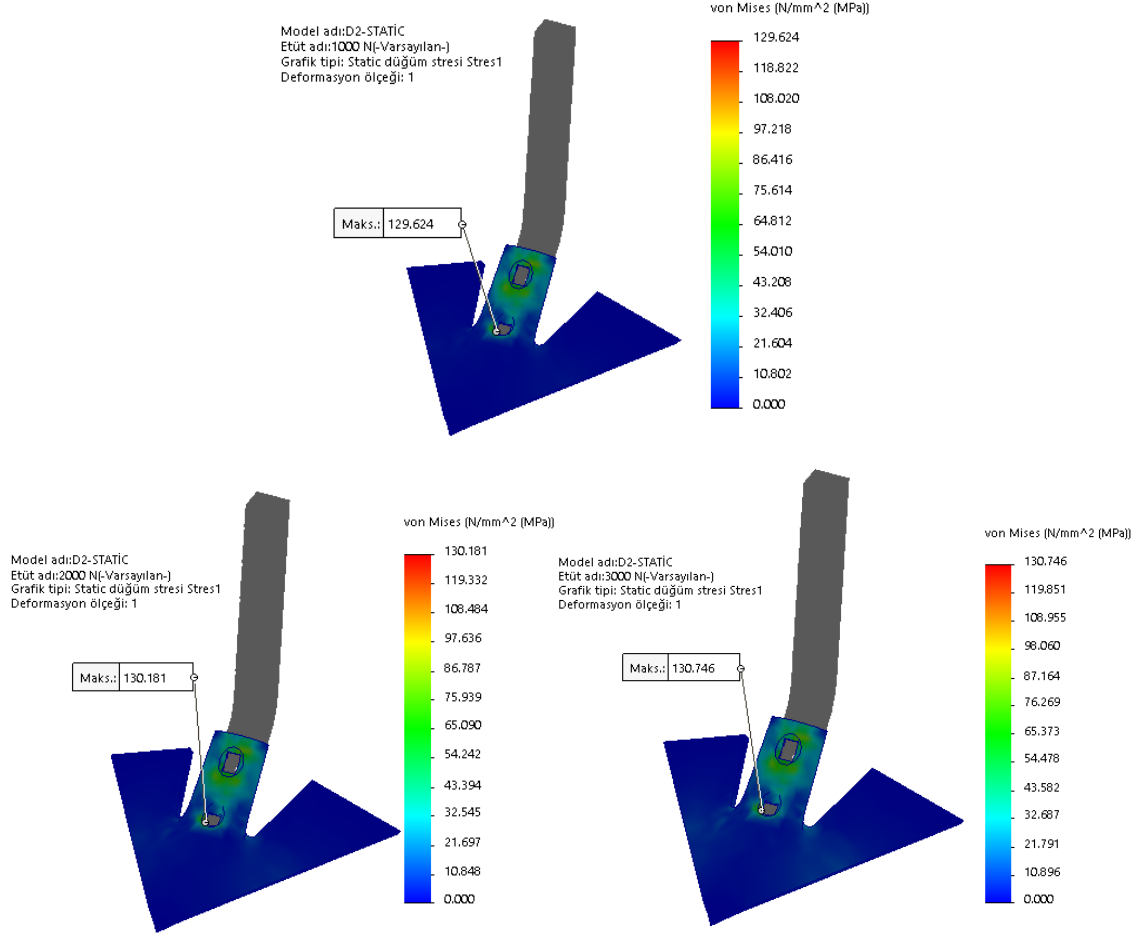
S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında B2 kazayağı uç demirinin statik gerilme analiz sonucu maksimum değerleri sırasıyla 159.185 MPa, 163.036 MPa ve 169.966 MPa olarak belirlenmiştir (Şekil 4.12). Yükleme artışına bağlı olarak B2 kazayağı uç demirinde gerilme değerlerinde bir artış görülmüştür. Yükleme artışıyla birlikte, maksimum gerilmelerin olduğu bölgeler her üç yükleme koşulu için kazayağı uç demirinin alt civata bağlantı bölgesinde olduğu görülmüştür. Bu gerilme değerinin diğer uç demirlerine göre en yüksek gerilme değerine ulaştığı görülmektedir. Alt civata bağlantı bölgesi, kazayağının en fazla gerilmeye maruz kaldığı yer olup, uygulanan kuvvetlerin

karşılandığı ve kültivatör gövdesini oluşturan sabit taşıyıcı ayağa aktarılan bölümün içerisinde yer almıştır.



Şekil 4.13. C2 kazayağı demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları

S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında C2 kazayağı uç demirinin statik gerilme analiz sonucu maksimum değerleri sırasıyla 73.922 MPa, 74.570 MPa ve 75.416 MPa olarak belirlenmiştir (Şekil 4.13). Yükleme artışına bağlı olarak C2 kazayağı uç demirinde gerilme değerlerinde bir artış söz konusudur. Yüklemelerde, maksimum gerilmelerin olduğu bölgeler her üç yükleme koşulu için uç demirinin alt bağlantı civata bölgesinde olduğu görülmüştür. Alt civata bağlantı bölgesi, kazayağının en fazla gerilmeye maruz kaldığı yer olup, uygulanan kuvvetlerin karşılandığı ve kültivatör gövdesini oluşturan sabit taşıyıcı ayağa aktarıldığı bölümün içerisinde yer almıştır.



Şekil 4.14. D2 kazayağı uç demirine gelen farklı yükleme (S2, S4 ve S6) koşullarındaki gerilme analiz sonuçları

S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında D2 kazayağı uç demirinin statik gerilme analiz sonucu maksimum değerleri sırasıyla 129.624 MPa, 130.181 MPa ve 130.746 MPa olarak belirlenmiştir (Şekil 4.14). Yükleme artışına bağlı olarak D2 kazayağı uç demirinde gerilme değerlerinde bir artış söz konusudur. Yükleme artışıyla birlikte, maksimum gerilmelerin olduğu bölgeler S2, S4 ve S6 kuvvet yükleme koşulu için kazayağı alt bağlantı civatası bölgesinde olduğu görülmüştür. Alt civata bağlantı bölgesi, kazayağının en fazla gerilmeye maruz kaldığı yer olup, uygulanan kuvvetlerin karşılandığı ve kültivator gövdesini oluşturan sabit taşıyıcı ayağa aktarıldığı bölümün içerisinde yer almıştır.

A2, B2, C2 ve D2 kazayağı uç demiri tiplerine sahip farklı geometri, açı ve şekildeki kùltivatörlerde uç demirine maksimum düzeyde uygulanan S6 statik yüklenme sonucu oluşan maksimum gerilme değerleri sırasıyla 76.135 MPa, 169.966 MPa, 75.416 MPa ve 130.746 MPa olarak belirlenmiştir (Şekil 4.11, Şekil 4.12, Şekil 4.13, Şekil 4.14). B2 uç demiri, diğer uç demirlerine göre maksimum S6 yük koşulunda en fazla gerilme (169.966 MPa) değerine maruz kalmıştır. Kazayağı uç demirindeki eşdeğer gerilmelerin olduğu bölgelere bakıldığında genelde alt civata bağlantı bölgelerinde olduğu görülmüştür. Kùltivatör uç demirlerine ait malzeme özellikleri incelendiğinde,, en düşük akma gerilme değeri sıralandığında A2 ve C2 uç demiri 350 MPa, D2 uç demiri 367 MPa ve B2 uç demiri ise 673 MPa olarak görülmektedir (Çizelge 3.2).

Bir araştırmada, 7 ayaklı bir çizelin çalışma koşullarının simüle edildiği ve 3450 N'luk bir yük altında gerilme değerlerinin kullanılan malzemenin akma mukavemeti alt sınırında olduğu ve en yüksek gerilme değerinin tüm çizel konstrüksiyon yapısı için ayak bölgesinde ve ön bağlantı civatasında 167.17 MPa olarak bulunduğu, Çelik ve ark. (2007) tarafından açıklanmıştır. Bu çalışmada, kazayağı uç demirlerinin S2, S4 ve S6 yüklenme senaryolarındaki maksimum eşdeğer gerilme değerleri (76.135 MPa-169.966 MPa), Çelik ve ark. (2007) tarafından belirtilen değerler arasında bulunmuştur.

Dipkazanların optimum geometri parametrelerini belirlemek amacıyla gerilme analizleri için yapılan simülasyon çalışmaları sonucu, maksimum eşdeğer gerilme değerinin 432.49 MPa olarak bulunduğu, Topakcı ve ark. (2010) tarafından açıklanmıştır.

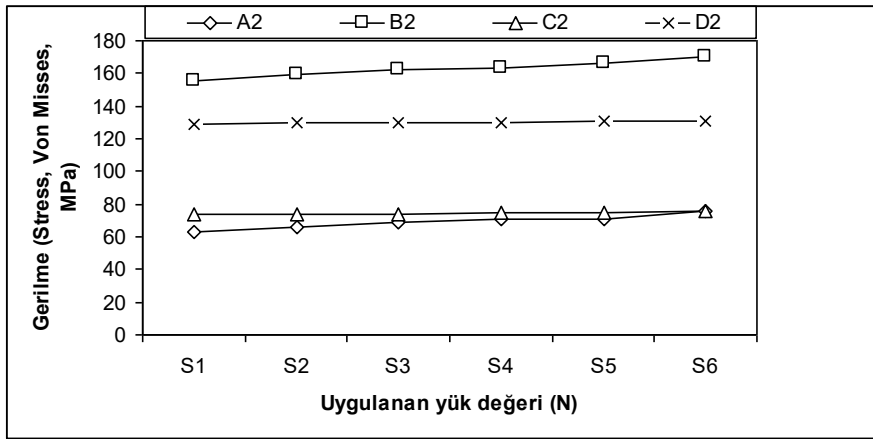
AnsysWorkbench programıyla çapa makinası bıçağı üzerine uygulanan 5 farklı yük (300-400-500-600-700 N) altında oluşan gerilme ve deformasyonların incelendiği çalışmasında, 700 N kuvvet uygulanmasında eşdeğer gerilme değerinin 555 MPa olduğunu ve bu değer kullanılarak malzemenin akma dayanım sınırını aştığı, Gök ve ark. (2012) tarafından açıklanmıştır.

Çalışmada farklı malzeme ve farklı şekil ve geometrisi olan A2, B2, C2 ve D2 kazayağı uç demirlerinin eşdeğer gerilme değerleri ile Çizelge 3.2'de verilen malzemelerin akma mukavemeti değerlerine göre elde edilen emniyet katsayıları ise Çizelge 4.6'da

verilmiştir. Tüm çalışmada incelenen kazayağı uç demirlerinin eşdeğer gerilme değerleri, akma mukavemeti değerleri açısından incelendiğinde, farklı yükleme çalışma koşullarında hasara uğramadan çalışabileceği sonucuna varılmıştır. A, B, C ve D imalatçı firmalarının kültivatör dar uç demirlerinin 6 farklı yükleme (S1, S2, S3, S4, S5, S6) senaryosundaki gerilme analiz sonuçları, Çizelge 4.6'da ve grafiksel olarak Şekil 4.15'te verilmiştir.

Çizelge 4.6. Kültivatör kazayağı uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki maksimum gerilme analiz sonuçları

YÜK (Kuvvet) (N)	GERİLME (Stress, Von Mises) (MPa)			
	A2	B2	C2	D2
S1	63.397	155.327	73.665	129.344
S2	65.859	159.185	73.922	129.624
S3	68.381	162.1740	74.224	129.913
S4	70.932	163.036	74.570	130.181
S5	70.513	166.311	74.964	130.465
S6	76.135	169.996	75.416	130.746
σ_{akma}	350.0	673.0	350.0	367.0
K_{em} (S6 için)	4.60	3.96	4.64	2.80



Şekil 4.15. A, B, C, D firmalarına ait kültivatör kazayağı uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki maksimum gerilme analiz sonuçları

Bunun yanı sıra kazayağı uç demirlerine farklı yüklemeler sonrası meydana gelen eşdeğer gerilme (stress) arasındaki ilişkiler regresyon analizleriyle incelenmiştir (Çizelge 4.7). İlişkiler lineer olarak tanımlanmış ve istatikselsel olarak oldukça önemli çıkmıştır. Uygulanan yük (kuvvet) ve eşdeğer gerilmeler arasında regresyon katsayısı $R^2 = 93.46 - 99.99$ aralığında bulunmuştur.

Çizelge 4.7. A, B, C, D firmalarına ait kùltivatör kazayağı uç demirlerinin uygulanan kuvvet (yükler) ile maksimum eşdeğer gerilme sonuçları arasındaki lineer regresyon eşitlikleri

Dar uç demiri	Regresyon denklemi	Regresyon katsayısı (R^2)
A2	$\sigma_{\text{eşdeğer}} = 61.183 + 2.2915 F^*$	93.46
B2	$\sigma_{\text{eşdeğer}} = 153.11 + 2.731 F$	97.86
C2	$\sigma_{\text{eşdeğer}} = 73.237 + 0.3493 F$	99.00
D2	$\sigma_{\text{eşdeğer}} = 129.07 + 0.280 F$	99.99

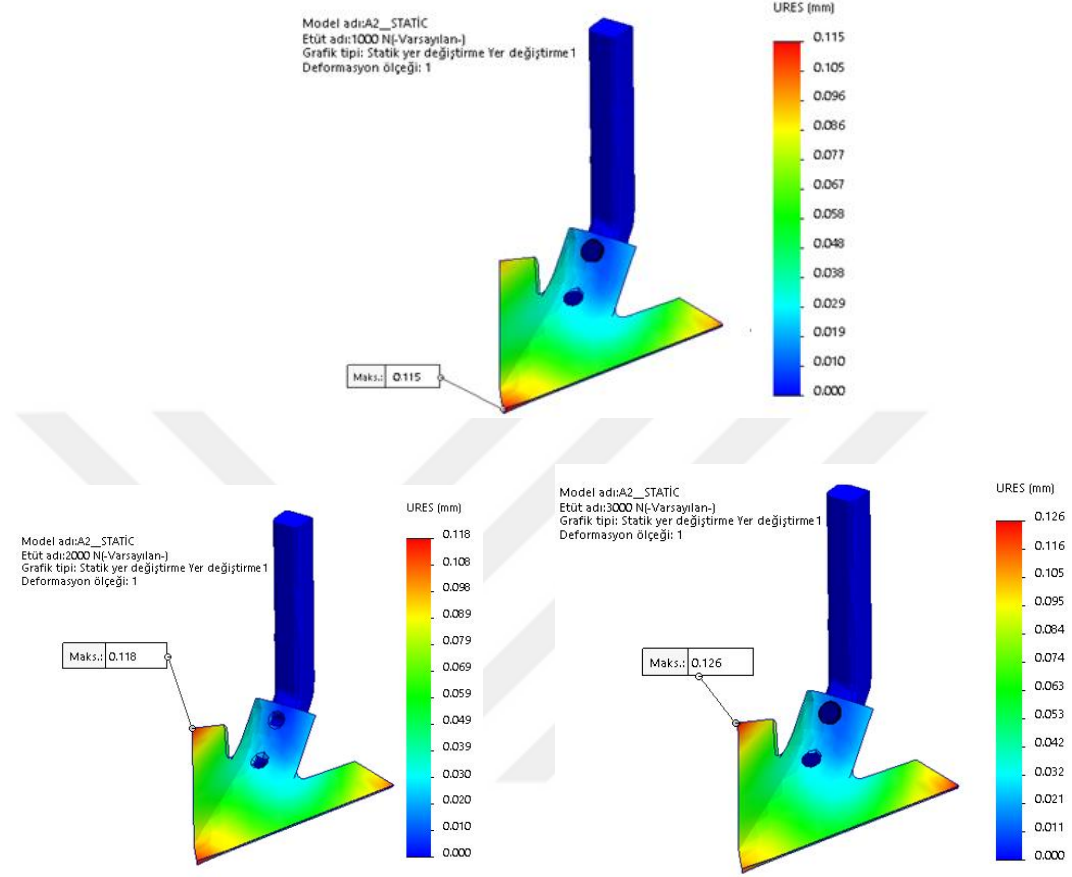
* F: uygulanan kuvvet (yük)

A, B, C ve D kazayağı uç demirlerinin yük (kuvvet) değerlerine göre gerilme değerlerinde artışlar gözlenmiştir (Çizelge 4.4). En düşük gerilme değerlerinin A2 kazayağı uç demirinde olduğu, en yüksek gerilme değerinin ise B2 kazayağı uç demirinde olduğu gözlenmiştir. Gerilme değerlerinin her bir kazayağı uç demirinde farklı sonuçlar vermesi, kazayağı uç demirlerinin D2 haricindekilerin ıslah çeliği olarak belirlenmiş olmasına rağmen, uç demirlerinin farklı şekil ve geometriden kaynaklandığı düşünülebilir.

4.4. Kùltivatör kazayağı uç demirlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile yer değiştirme analizi sonuçları

A, B, C ve D imalatçı firmalarının kùltivatör dar uç demirlerinin çalışma koşullarının simüle edildiği durumlardaki her bir yükleme (S1, S2, S3, S4, S5, S6) durumu için analizler ayrı ayrı yapılmış olup, A2 kazayağı uç demiri için tüm yükleme durumlarında

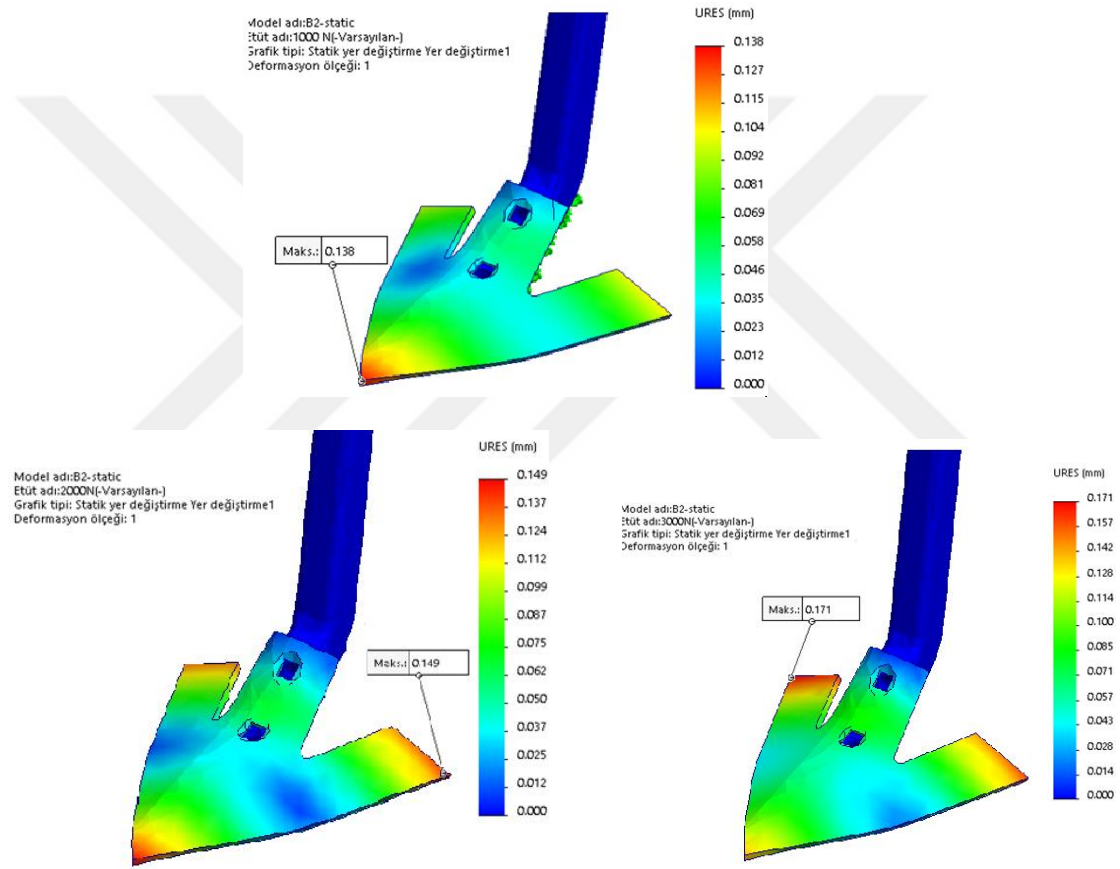
özellikle S2, S4 ve S6 yükleme durumlarındaki yer değiştirme sonuçları Şekil 4.16'da verilmiştir.



Şekil 4.16. A2 kazayağı uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonuçları

S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında A2 kazayağı uç demirinin statik yer değiştirme analiz sonucu maksimum yer değiştirme değerleri sırasıyla 0.115 mm, 0.118 mm, 0.126 mm olarak belirlenmiştir (Şekil 4.16). Yükleme artışına bağlı olarak A2 kazayağı uç demirinde yer değiştirme değerlerinde bir artış görülmüştür. Yükleme arttıkça maksimum yer değiştirmelerin; düşük kuvvetlerde uç demiri burun kısmında, kuvvet arttıkça geriye doğru kayarak kulak bölgelerinde olduğu görülmüştür. A2 uç demirinin bağlantı delikleri ile uç kısmı arasındaki mesafenin diğer uç demirlerine (C2, D2) göre daha fazla olmasının bu yer değiştirme davranışına neden olduğu düşünülmektedir (Şekil 3.1).

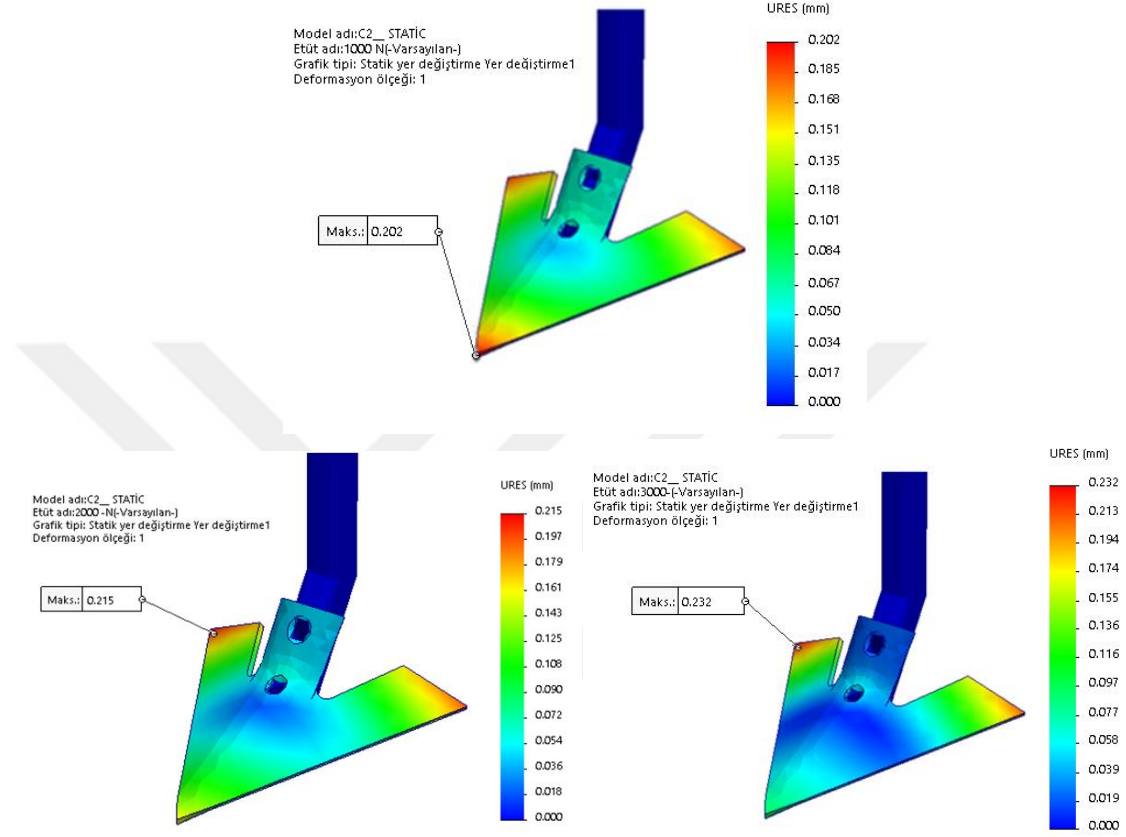
Her bir kazayağı uç demiri tipi için, yükleme koşulları değişiminde en düşük yük ile en yüksek yük sonucu oluşan yer değiştirme durumu bölgesel olarak farklılık gösterdiği görülmüştür. Şekilsel gösterimler; B2, C2 ve D2 için S2, S4 ve S6 yükleme senaryoları için verilmiş olup, tüm yükleme koşullarındaki değerler ise tablo ve grafiksel olarak sırasıyla Çizelge 4.8 ve Şekil 20’de verilmiştir. B2, C2 ve D2 kazayağı uç demiri üzerine S2, S4 ve S6 yükleme koşulu için statik analiz sonucu oluşan yer değiştirme analiz sonuçları şekilsel olarak Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19’da verilmiştir.



Şekil 4.17. B2 kazayağı uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonuçları

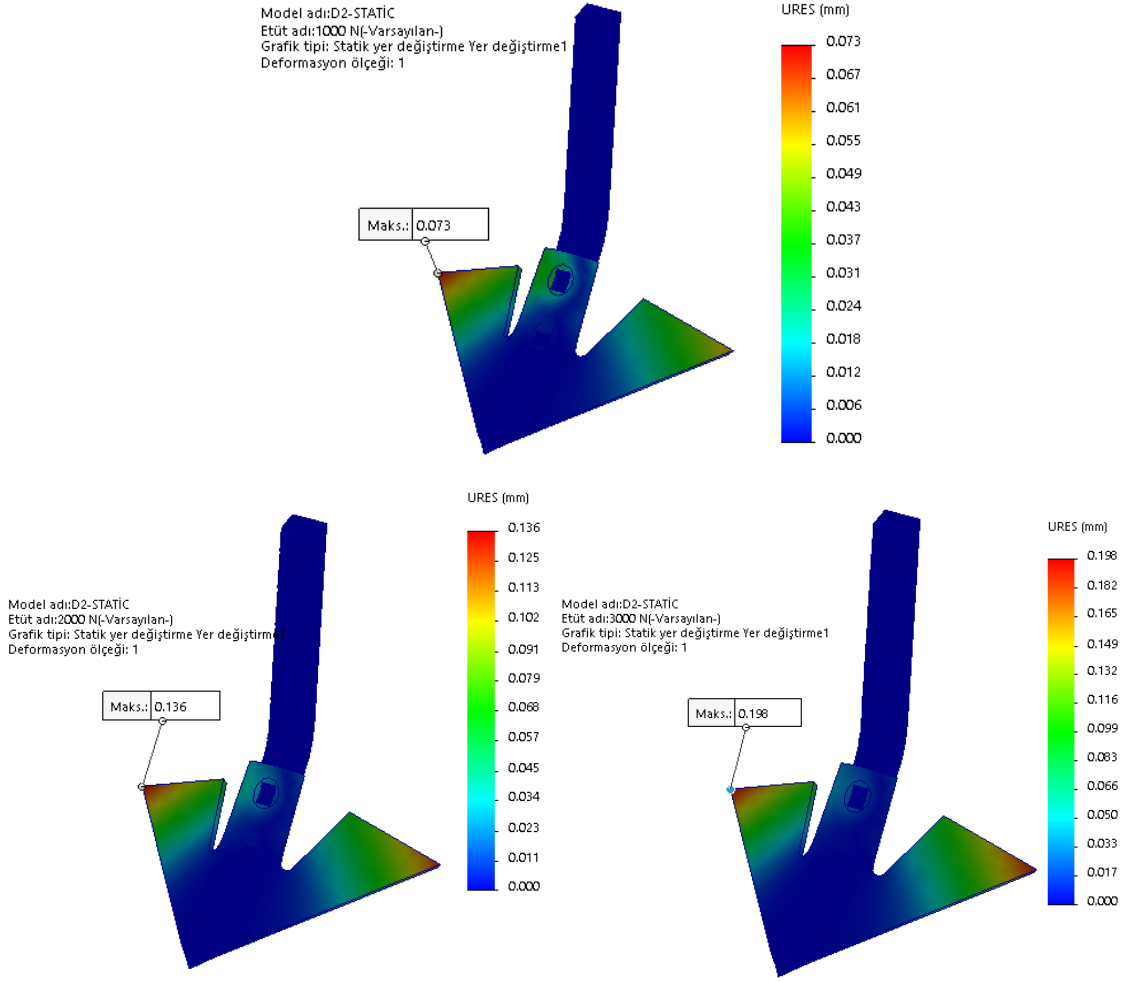
S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında B2 kazayağı uç demirinin statik analiz sonucu yer değiştirme değerleri sırasıyla 0.138 mm, 0.149 mm ve 0.171 mm olarak belirlenmiştir (Şekil 4.17). Yükleme artışına bağlı olarak B2 kazayağı uç demirinde yer değiştirme değerlerinde bir artış görülmüştür. B2 uç demirinde en düşük yük ile en yüksek yük senaryosu sonucu oluşan yer değiştirme durumu bölgesel olarak farklılık göstermiş,

yüklemeye arttıkça yer değışim değeri esneme imkanı fazla olan kulak uç kısımlarında yoğunlaşmıştır.



Şekil 4.18. C2 kazayağı uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değıştirme analiz sonuçları

S2, S4 ve S6 yüklem koşullarında C2 kazayağı uç demirinin statik analiz sonucu yer değıştirme değeri sırasıyla 0.202 mm, 0.215 mm ve 0.232 mm olarak belirlenmiştir (Şekil 4.18). Yüklemeye artışına bağlı olarak C2 kazayağı uç demirinde yer değıştirme değeri artmaktadır. Buna neden olarak, kazayağının kanat yapısı şeklinin farklılığından dolayı, uygulanan kuvvetlere karşı tepkisi, kanat yapısının veya uç yapısının bağlantı noktasına olan uzaklığıyla değışmektedir. Yüklemelerde, maksimum yer değıştirmelerin olduğu bölgeler, her üç yüklem koşulu için kazayağın burun ve kanat uçlarında olduğu görülmüştür.



Şekil 4.19. D2 kazayağı uç demiri tipi kültivatöre gelen maksimum yüklemdeki statik yer değiştirme analiz sonucu

S2, S4 ve S6 yükleme koşullarında D2 kazayağı uç demirinin statik analiz sonucu yer değiştirme değerleri sırasıyla 0.073 mm, 0.136 mm ve 0.198 mm olarak belirlenmiştir (Şekil 4.19). Yükleme artışına bağlı olarak D2 kazayağı uç demirinde yer değiştirme değerlerinde bir artış görülmüştür. Yüklemelerde, maksimum yer değiştirmelerin olduğu bölgeler her üç yükleme koşulu için kazayağı uç demirinin sağ uç kenar noktasında olduğu görülmüştür. Buna neden olarak, kazayağının kanatlı bir yapıya sahip olması, kanat yapısı farklılığından dolayı uygulanan kuvvetlere karşı tepkisi, kanat yapısının veya uç yapısının bağlantı noktasına olan uzaklığıyla değişmektedir. Yüklemelerde, maksimum yer değiştirmelerin olduğu bölgeler her üç yükleme koşulu için kazayağı uç demirinin kulak uçlarında olduğu görülmüştür. D2 uç demirinin diğer

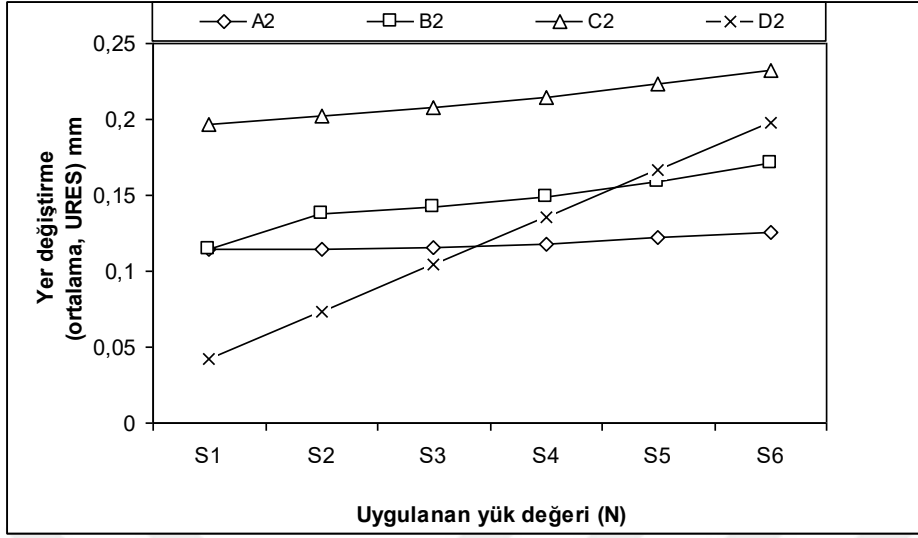
uç demirlerine göre kulak yapısının geniş ve gövdesi ile bağlantı kesitinin zayıf olması yer değişiminin yoğun olarak kulaklar üzerinde ortaya çıkmasına neden olmuştur.

A2, B2, C2 ve D2 kazayağı uç demiri tiplerine sahip farklı geometri, açı ve şekildeki kültivatörlerde uç demirine maksimum düzeyde uygulanan S6 statik yükleme sonucu oluşan ortalama yer değiştirme (URES) değerleri sırasıyla 0.126 mm, 0.171 mm, 0.232 mm ve 0.198 mm olarak belirlenmiştir (Şekil 4.16, Şekil 4.17, Şekil 4.18, Şekil 4.19). C2 uç demiri, diğer uç demirlerine göre maksimum S6 yük koşulunda en fazla yer değiştirme değerine sahip olurken, D2 uç demiri 0.198 mm değeriyle bu değere yakın değer vermiştir. A2 dar uç demiri ise, en düşük yer değiştirme değerine sahip olan uç demiridir.

A, B, C ve D imalatçı firmalarının kültivatör kazayağı uç demirlerinin 6 farklı yükleme (S1, S2, S3, S4, S5, S6) koşullarındaki yer değiştirme (deformasyon) değerlerine ait analiz sonuçları, Çizelge 4.8'de ve grafiksel olarak Şekil 4.20'de verilmiştir. Ayrıca, kazayağı uç demirlerine farklı yüklemeler sonrası meydana gelen yer değiştirmeler (deformasyon) arasındaki ilişkiler regresyon analizleriyle incelenmiş (Çizelge 4.9) ve bu ilişkiler lineer olarak tanımlanmış ve istatistiksel olarak oldukça önemli çıkmıştır. Kuvvet ve deformasyon arasında regresyon katsayısı $R^2=87.50 - 98.92$ aralığında bulunmuştur.

Çizelge 4.8. Kültivatör kazayağı uç demirlerinin 6 farklı yükleme senaryosundaki maksimum yer değiştirme analiz sonuçları

YÜK (Kuvvet) (N)	YER DEĞİŞTİRME (Ortalama yer değiştirme, URES) mm			
	A2	B2	C2	D2
S1	0.115	0.115	0.197	0.042
S2	0.115	0.138	0.202	0.073
S3	0.116	0.142	0.208	0.105
S4	0.118	0.149	0.215	0.136
S5	0.122	0.159	0.223	0.167
S6	0.126	0.171	0.232	0.198



şekil 4.20. A, B, C, D firmalarına ait kültivatör kazayağı uç demirlerinin 6 farklı statik yükleme senaryosundaki maksimum yer değiştirme sonuçları

Çizelge 4.9. A, B, C, D firmalarına ait kültivatör kazayağı uç demirlerinin uygulanan kuvvet (yükler) ile maksimum yer değiştirme sonuçları arasındaki lineer regresyon eşitlikleri

Dar uç demiri	Regresyon denklemi	Regresyon katsayısı (R^2), (%)
A2	$D_f = 0.1109 + 0.0022 F^*$	87.50
B2	$D_f = 0.1107 + 0.010 F$	94.94
C2	$D_f = 0.1883 + 0.0070 F$	98.92
D2	$D_f = 0.0043 + 0.0248 F$	96.53

* F : uygulanan kuvvet (yk)

A, B, C ve D kazayağı uç demirlerinin yk (kuvvet) değerlerine göre yer değiştirme (deformasyon) değerlerinde genel olarak artışlar gözlenmiştir (izelge 4.8 ve şekil 4.20). En düşük yer değiştirme değerlerinin S6 yükleme sonucu A2 kazayağı uç demirinde olduğu, en yüksek yer değiştirme C2 kazayağı uç demirinde olduğu gözlenmiştir. Yer değiştirme (deformasyon) değerlerinin her bir kazayağı uç demirinde gerilme değerlerindeki benzer şekilde farklı sonuçlar vermesi, kazayağı uç demirlerinin D2 hariç diğerlerinin ışlah çeliği olarak belirlenmiş olmasına rağmen, uç demirlerinin farklı şekil ve geometrisinden kaynaklandığı düşünülebilir. Çalışmada,

farklı malzeme ve şekil ve geometrisi olan A2, B2, C2 ve D2 kazayağı uç demirlerinin eşdeğer gerilme değerlerinin Çizelge 3.2’de verilen malzemelerin akma mukavemeti değerlerine göre daha düşük olduğu ve dolayısıyla farklı yükleme çalışma koşullarında hasara uğramadan dar uç demirlerinin çalışabileceği sonucuna varıldığı gibi deformasyon değerlerinin tüm uç demirleri için 0.240 mm altında belirlendiği görülmektedir.

Topakcı ve ark. (2010), dipkazanların sonlu elemanlar analizinde maksimum eşdeğer yer değiştirme değerini 18.116 mm olarak elde etmişlerdir. Maksimum gerilmenin malzeme akma noktasının üzerinde olduğundan dolayı uç demiri üzerinde plastik deformasyon olduğu ve yer değiştirmenin de uç demiri uç kısmında olduğunu açıklamışlardır. Dipkazan için optimizasyon çalışmasında uç demiri son tasarımında 346.61 MPa maksimum global gerilme ve 12.116 mm maksimum yer değiştirme değeri olacak şekilde dipkazan toplam kütesinin %2.01 oranına eşdeğer olarak 0.367 kg azalmanın sağlandığını açıklamışlardır.

Shinde ve ark. (2011), rototillerin genel yapısal ve özel olarak bıçaklar için değerlendirmesinde; maksimum deformasyon Vektör Sum değerinin bıçak ağzında maksimum olduğunu, 35 BG traktör için sırasıyla 6.757 mm ve 45 BG traktör gücü için 7.893 mm olduğunu açıklamışlardır.

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, yöresel olarak Amasya ve Çorum illerindeki tarım makinaları imalatçıları tarafından yapılan ve yöre çiftçileri tarafından kullanılan kazayağı ve dar uç demirlerine sahip 4 farklı imalatçının ürettiği farklı malzemelerden yapılan kùltivatör uç demirlerinin katı modelleri çizilerek, mukavemet analizleri Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) ile belirlenmiştir.

Kùltivatör dar uç demirlerinin farklı geometri, açı ve şekilde olan, A1, B1, C1 ve D1 dar uç demiri tiplerinin S6 (3000 N) en yüksek statik yükleme sonucu oluşan maksimum eşdeğer gerilme değerleri 145.948 MPa - 242.729 MPa aralığında bulunmuştur. Çalışmada analiz edilen dar uç demirlerinin S6 yükleme koşulundaki maksimum gerilme sonuçları uç demirleri malzemelerinin akma gerilme sınırı değerlerinin altında bulunmuştur. S6 statik yükleme sonucu oluşan yer değiştirme değerleri ise 0.539 mm - 0.889 mm aralığında bulunmuştur. Dar uç demirlerinin yükleme değerlerine göre yer değiştirme değerlerinde de eşdeğer gerilme değerlerine benzer şekilde artışlar gözlenmiştir.

Kùltivatör kazayağı uç demirlerinin farklı geometri, açı ve şekilde olan A2, B2, C2 ve D2 kazayağı uç demirlerine maksimum düzeyde uygulanan S6 statik yükleme sonucu oluşan eşdeğer gerilme değerleri 75.416 MPa - 169.966 MPa aralığında bulunmuştur. Kazayağı uç demirlerinde maksimum eşdeğer gerilmelerinin genelde bağlantı bölgelerinde olduğu gözlenmiştir. Çalışmada analiz edilen kazayağı uç demirlerinin S6 maksimum yükleme koşulundaki, maksimum gerilme sonuçları dar uç demirlerinde olduğu gibi uç demirleri malzemelerinin akma gerilme sınır değerlerinin altında olduğu gözlenmiştir. A2, B2, C2 ve D2 kazayağı uç demiri tiplerine S6 yükleme sonrası oluşan yer değiştirme değerleri ise dar uç demirlerine göre daha düşük değerde ve 0.126 mm - 0.232 mm aralığında bulunmuştur.

Dar uç demirleri ile kazayağı uç demirlerindeki eşdeğer gerilme sonuçları karşılaştırıldığında; dar uç demirlerindeki gerilme değerleri kazayağı uç demirlerinden daha fazladır. Gerilme=F/A eşitliği gözönüne alındığında projeksiyon alanı az olan

malzemede gerilme daha fazla olacaktır. Ancak malzemenin diğer özellikleri (akma gerilmesi, poisson oranı vb.) bu genellemeye aykırı sonuçların oluşmasına neden olabilmektedir.

Kültivatörler, değişik toprak koşullarında ve değişik çalışma hızlarında çeki kuvvetine bağlı olarak farklı yükler ile yüklenmekte olup, imalatlarında farklı malzemeler ve farklı geometrilerinden dolayı kullanılmalrı için malzeme etüdü ve seçiminin yapılması gereklidir. Kültivatörlerin uç demirleri, çalışma esnasında değişik nedenlerden dolayısıyla aşınmaya ve kırılmaya maruz kaldıkları için, tarım makinaları imalatçıları ve tasarımcılar, kültivatör parçaları olan çatı, ayak ve uç demirinin üzerine gelebilecek farklı kuvvet senaryoları ile yapılan gerilme ve deformasyon tahmin hesaplamalarını sonlu elemanlar metodu ile yapabilmektedir. İmalatçıların tasarımda elde ettikleri bu statik gerilme ve yer değiştirme analiz sonuçlarını kullanarak, tüketici durumunda olan çiftçilerin daha uygun özellikte makina kullanmasına katkı sağlayacağı düşünülmektedir. Aynı zamanda optimal bir malzeme seçimiyle imalatçıların imal ettikleri kültivatörde imalat maliyetini azaltmaya, ağırlık azalmasına yönelik tedbirlerin alınmasına, daha az çeki gücü ile enerjinin daha etkin kullanımına katkı sağlayabileceği düşünülmektedir.

Tarım makinaları alanında bir çok alet ve ekipmanın yapısal mekanik analizlerinin ve tasarım optimizasyonunun sağlanmasına yönelik olarak yazılım programıyla çalışma şartlarının simülasyonun yapılması, imalattaki gerekli önlemlerin alınması, yeni tasarım modellerinin yapılması ile Ar-Ge çalışmalarının ivme kazanması, kalite ve rekabet koşullarının sağlanması da mümkün olacaktır. Üniversite-Sanayi işbirliğinin geliştirilmesi, bu çalışmaların kamu kanalıyla doğrudan üretici ve tüketiciyle buluşturulması ülke ekonomisi açısından da önemli katkılar sağlayacaktır.

İleriye yönelik olarak, daha farklı tarım alet ve makinalarının optimal tasarımına yönelik yeni çalışmaların planlanması ve sonlu elemanlar metodu ile farklı kuvvet senaryoları veya uygulamadaki gerçek kuvvet değerlerinin kullanılması ile gerilme ve deformasyon tahmin hesaplamalarının yapılmasının gerekli olduğu düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- Akinci, İ. Yılmaz,D., Çanakci, 2005. Failure of a rotary tiller spur gear. Engineering Failure Analysis 12, 400–404.
- Alkan, V., Bayhan, Y. 2003. Çekilir tip tarım alet ve makinaların çeki kuvvetinin belirlenmesinde bilgisayar destekli ölçme sisteminin kullanılması. Trakya Üniversitesi. J Sci, 4(2): 195-202.
- Alpugan, S., 2010. Dört akslı bir aracın taşıyıcı sisteminin sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmesi. (Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi), İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul .
- Argun, A., 2011. Civata - somun bağlantılarında sonlu elemanlar yöntemiyle gerilme analizi. (Yüksek Lisans), Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon ve İmalat Bilim Dalı, 76 s. İstanbul.
- Arın, S., Coşkun, M.B., Durgut, M.R., Yalçın, İ., Kılıç, E., Okur, E., 2010, Tarım makinaları imalat sektörü ve AB içinde geleceği, Türkiye Ziraat Mühendisliği VII. Teknik Kongresi, 11–15 Ocak, 1029-1035, Ankara.
- Arvidsson J., Hillerström O. (2010): Specific draught, soil fragmentation and straw incorporation for different tine and share types. Soil and Tillage Research, 110: 154–160.
- Babacan, A., 1995, Trakya bölgesinde imal edilen kulaklı pulluk uç demirlerinde malzeme özelliklerinin saptanması ve standartları ile karşılaştırılması üzerine bir araştırma. (Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi), Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Tekirdağ.
- Bahadır, M., Şeflek, A.Y., Çarman, K., Sonmete, M.H., 2009. Stress Analysis of the Drum Shaft Used in Threshing Machines by Finite Element Method. Journal of Agricultural Machinery Science, 2009, 5 (2), 161 – 165.
- Bekçi, U., Varol, R., Taylan, F., 2006, “Farklı Malzemelerden İmal Edilmiş Modüler Dişli Çarkların ANSYS ile Gerilme Analizi”, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, 2, 19-26.
- Cingöz, S., 2008. Tahıl Ekim makineleri imalatında kullanılan malzemeler ve bu malzemelerin karakteristik özelliklerin saptanması. , (Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi), Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Tekirdağ.
- Çalışkan, H., 2011. Konya'da tarım makineleri imalat sanayisi, 1. Konya Kent Sempozyumu, I. Konya İl Koordinasyon Kurulu, 26-27 Kasım 2011, 421-427, Konya.
- Çelik, H.K., Topakçı, M., Yılmaz, D., Akıncı, İ., 2007. Çizelin yapısal ve işlevsel elemanlarında sonlu elemanlar yöntemi ile mukavemet analizi, Tarım Makinaları Bilimi Dergisi, 3(2), 111-116.
- Celik, H.K., Topakci, M., Canakci, M., Akinci, I., 2008. Structural strength analysis of a subsoiler with finite element method. 5th. Interantional Soil Conference ISTRO Czech Branch-Brno, p. 15-21.
- Çelik, H.K., Yılmaz, D., Ünal, N., Akinci, İ. 2009. Failure Analysis of a Location Axle in Tracked Tractor. J Fail. Anal. and Preven. 9: 282–287.

- Çelik, H.K., Akıncı, İ. 2012. Tarım Makineleri Tasarımı ve Geliştirilmesinde Bilgisayar Destekli Tasarım ve Mühendislik Uygulamaları. 27. Tarımsal Mekanizasyon Ulusal Kongresi, 5-7 Eylül 2012, Samsun.
- Çelik, H.K., 2012. Tarım Makineleri Tasarımında Yapısal Optimizasyon Tekniklerinin Uygulanması Üzerine Bir Araştırma: Tamburlu Çayır Biçme Makinesi. (Doktora Tezi), Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Antalya.
- Dursun, İ., 2015. Toprak İşleme Alet ve Makinaları. A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları: 1618, Ders Kitabı: 570, Ankara.
- Erkoç, C.N., Dağhan, B. ve Kaya, S. 2006. Bir CAD programı ile katı modellenmiş bir milde sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analizi. DEÜ. Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 8 (3), 65-74.
- Ferguson, S.A., Fielke J.M. Ve Riley, T.W. 1994. Wear of cultivator shares in abrasiv South Australian soils. Extended Abstract., Second International Conference On Soil Dynamics, Silsoe College, Cranfield University, Bedford, United Kingdom, 31- 32.
- Gassman, P.W., Erbach, D.C., Melvin, S.W., 1989. Analysis of track and wheel soil compaction. Transactions of the ASAE, 32(1): 23-29.
- Gök, K., Aydın, M., Gök, A., 2012. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak çapa makinesi bıçağının statik analizi. Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, 9 (4), 45-51.
- Gökçebay, B., 1986. Tarım Makinaları I. A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları: 979, Ders Kitabı: 289, Ankara.
- Görüryılmaz, H.G., 2009. Traktör güvenlik kabini statik yükleme deneyi sonlu elemanlar benzetimi. MSC Kullanıcılar Konferansı 22-23 /10/2009, İstanbul. www.hexagonstudio.web.tr/TR/makaleler-makaleler/i-26-111
- Güleç, U., 2012. Farklı Tip Kültivatör Uç Demirlerinin Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi. (Yüksek Lisans tezi), Gaziosmanpaşa Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Tezi, Tokat.
- Gürsel, K. T., Köftecioglu, E. Y., 2006. İki soklu kulaklı pulluk elemanlarının yapısal analizi. Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, 2006/3, 46-55.
- İlksöz, S. Mekanizmaların sonlu elemanlar yöntemiyle dinamik analizi. (Yüksek Lisans Tezi), Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve Kontrol Bilim Dalı, , s. 84. İstanbul.
- Kıbar, H., Öztürk, T., 2012. ANSYS sonlu eleman yazılımının tarımdaki uygulamaları. Iğdır Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitü Dergisi, Iğdır Üniversitesi. J. Inst. Sci. & Tech. 2(2): 65-74.
- Koca, B., 2007. Sonlu elemanlar metoduyla bir direksiyon rot kolunun yorulma ömrünün saptanması. Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, s 121, İstanbul.
- Kurnaz C., 2017. Dişli Pompa Kapağının Bilgisayar Destekli Kalınlık Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- Makange, N.R., Parmar, R.P., ve Tivari, V.K., 2015. Stress analysis on tine of cultivator using finite element method, Trends in Biosciences 8(15), 3919-3923.
- Mandal, S. K. Bhattacharya, B., Mukherjee, S. 2006. Optimization of Design Parameters for Rotary tiller's Blade. Proceedings of the 1st International and 16th National Conference on Machines and Mechanisms (iNaCoMM2013), IIT Roorkee, India, Dec 18-20 2013.

- Metinoğlu, F., akmak, B., Balcı, Y. ve Ulusoy, M.E., 2006. Toprak işleme alet ve makinelerinde iş organlarının aşınmasının yakıt, g ve zaman gereksinimi üzerindeki etkisi. Tarım Makinaları Bilimi Dergisi, 2 (2): 173-179.
- O'Callaghan, L.B., 1997. Wear Life and Tillage Force Performance of Pressed Steel Shares. Proceeding of the 3rd International Conference on Soil Dynamics (ICSD-III): 163-170, Tiberias, Israel.
- Polat, O. 2012. Yaprak yayların bilgisayar destekli yorulma analizi. (Yüksek Lisans tezi), Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 82 s. Balıkesir.
- Polat, O., Balıkoğlu, F., Arslan, N., 2012. Tiller tipi klvitatr ayaklarının bilgisayar destekli yorulma analizi, 3. Ulusal Tasarım İmalat ve Analiz Kongresi, 29-30 Kasım 2012, 321-329. Balıkesir.
- Shinde, G.U., Potekar, J.M., Shinde, R.V., Kajale, S.R. 2011. Design Analysis of Rotary Tillage Tool Components by CAD-tool: Rotavator. 2011 International Conference on Environmental and Agriculture Engineering, IPCBEE, vol.15, Singapore.
- Shinde, G.U., Kajale, S.R. 2012. Design Optimization in Rotary Tillage Tool System Components by Computer Aided Engineering Analysis. International Journal of Environmental Science and Development, Vol. 3, No. 3, June 2012.
- Solidworks ., 2016 <http://help.solidworks.com/2016/Turkish>
- Sunar, ., evik, M., 2015. Tek katlı yaprak yaylarda sonlu elemanlar yöntemi ile yorulma analizi. C.B.. Fen Bilimleri Dergisi 11 (1), 1 – 6.
- Tınkır, M., Sezgen, H.. 2017. Hidrolik silindirin sonlu elemanlar yöntemi ile lineer statik analizi. Ömer Halisdemir Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri Dergisi, 6 (1), 203-212.
- Topakci, M., Celik, H. K., Yılmaz, D., Akıncı, I., 2008. Strees analysis on transmission gears of a rotary tiller using finite element method. Akdeniz Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi, 21(2), 155–160.
- Topakci, M., Celik, H.K., Canakci, M., Rennie, A.E.W., Akinci, I., Karayel, D., 2010. Deep tillage tool optimization by means of finite element method: Case study for a subsoiler tine. Journal of Food, Agriculture & Environment Vol.8 (2): 531-536.
- Ucun, İ, olakoğlu, M. Taşgetiren, S., Farklı Malzemelerden Đmal Edilmiş Paletli Rotorun Titreşim Analizi. Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi 2007 (1) 33-39.
- Varol, B., 2012, Turbo dizel bir motorda bir pistonun termal ve mekanik yükler altında sonlu elemanlar yöntemiyle gerilim analizi. (Yüksek Lisans Tezi), Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, , 92 s. Ankara.
- Yaldız, S. ve Demir, F., 1991, Farklı malzemelerden yapılan pulluk uç demirlerine uygulanan ısıl işlemlerin aşınmaya etkilerinin belirlenmesi, Tarımsal Mekanizasyon 13. Ulusal Kongresi, 223-236, Konya.
- Yaltırık, A., 2005. Avrupa Birliği genişleme sürecinde Türkiye tarım makineleri imalat sektörünün değerlendirilmesi. <http://www.zmo.org.tr/etkinlikler>
- Yılmaz, B. 2008. T/M yöntemiyle üretilmiş pompa dişlilerinde gerilme analizleri. Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon ve İmalat Bilim Dalı, s.88, Manisa.

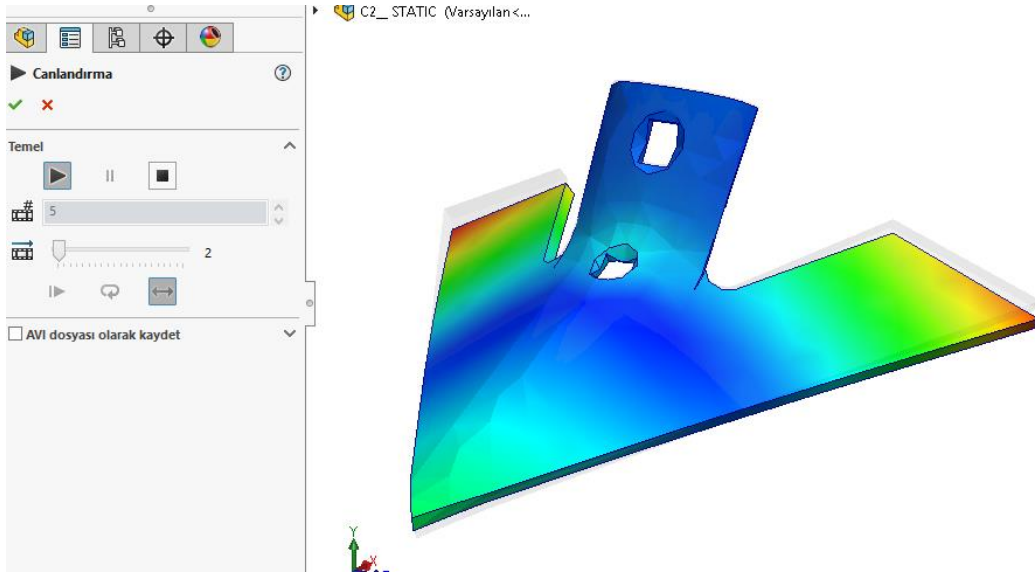
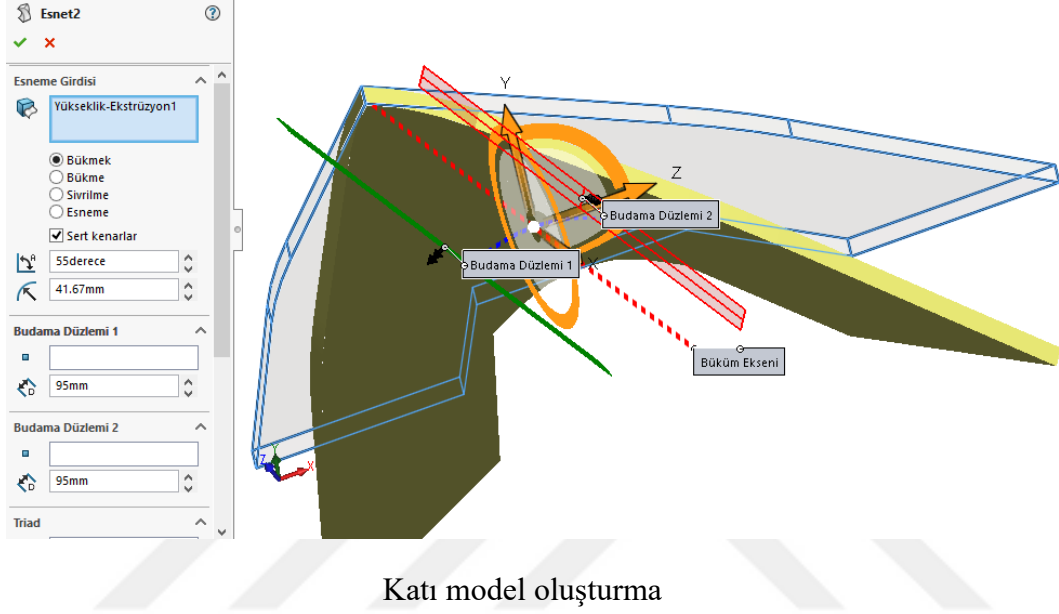
- Yılmaz, D., Çelik, H.K., Akinci, İ. 2009. Finite element analysis of a failure in rear-mounted mower pulley. *Journal of Food, Agriculture & Environment*, Vol.7 (3&4): 865-868.
- Zeytinoğlu, M., 2002. Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Pulluk Deve Boynunun Mukavemet Analizi Üzerine Bir Araştırma. *Uludağ Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi*, 16(2): 169-176.
- Zeytinoğlu, M., 2006. Sonlu Elemanlar Yöntemiyle 3.5 Tonluk Tek Dingilli Bir Tarım Arabasına Ait Çeki Halkasının Gerilme Analizi. *Uludağ Üniversitesi, Ziraat Fakültesi Dergisi*, Sayı: 2 Cilt: 21, 21-24.

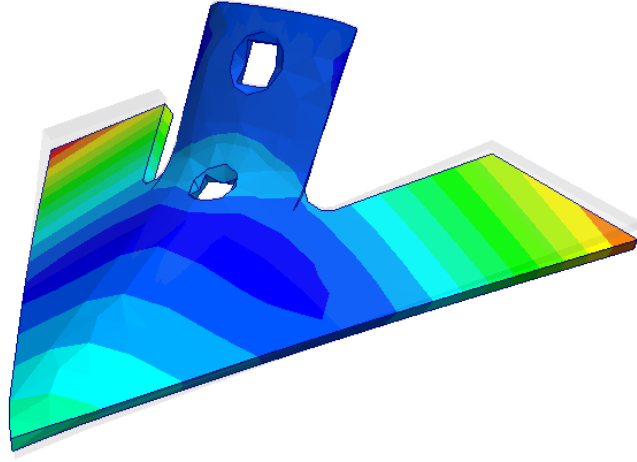


EKLER

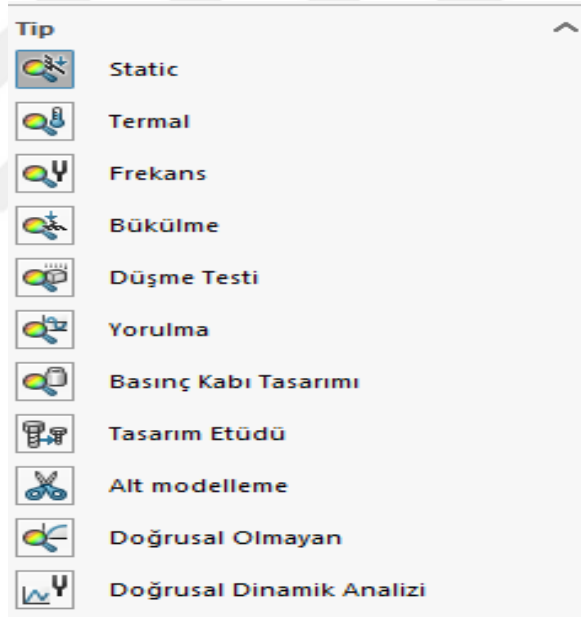
Ek-1

SolidWorks Programında çalışma örnekleri



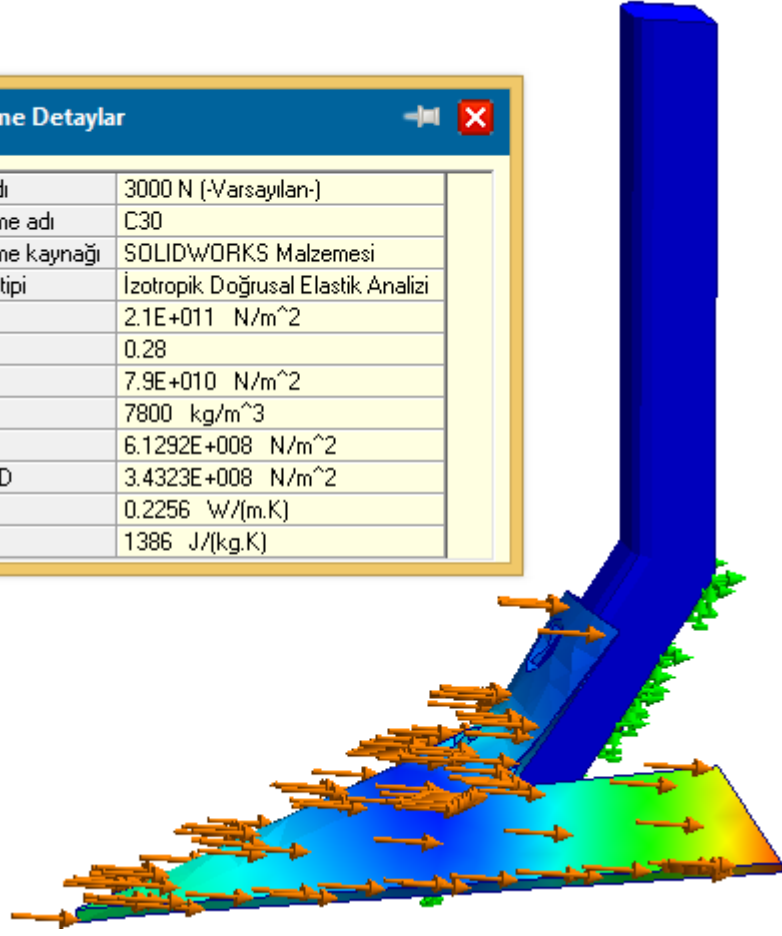


Bölgelerin ayrı renk ile ifadesi



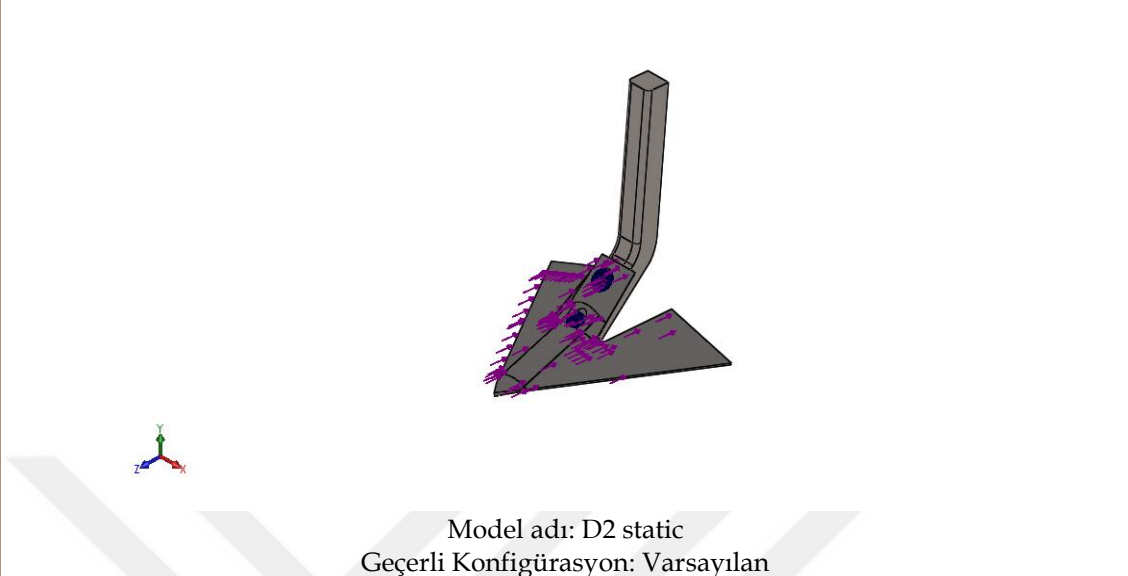
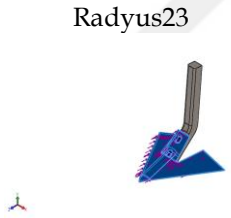
SolidWorks ile analiz tipleri

Malzeme Detaylar	
Etüt adı	3000 N (-Varsayılan-)
Malzeme adı	C30
Malzeme kaynağı	SOLIDWORKS Malzemesi
Model tipi	İzotropik Doğrusal Elastik Analizi
EX	2.1E+011 N/m ²
NUXY	0.28
GXY	7.9E+010 N/m ²
DENS	7800 kg/m ³
SIGXT	6.1292E+008 N/m ²
SIGYLD	3.4323E+008 N/m ²
KX	0.2256 W/(m.K)
C	1386 J/(kg.K)

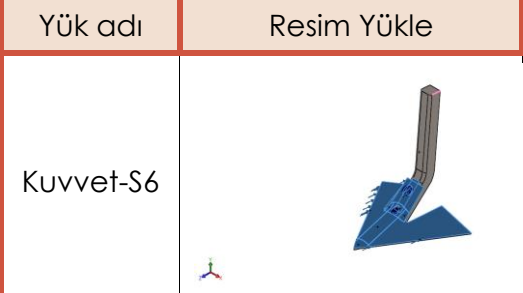


Bir malzemenin detay tablosu

ANALİZ SONUÇ RAPORU

 <p>Model adı: D2 static Geçerli Konfigurasyon: Varsayılan</p>			
Katı Gövdeler			
Belge Adı ve Referansı	Şöyle Davran	Hacimsel Özellikler	Belge Yolu/Değiştirilme Tarihi
Radyus23 	Katı Gövde	Kütle:0.993356 kg Hacim:0.000126542 m ³ Yoğunluk:7850 kg/m ³ Ağırlık:9.73488 N	F:\UÇ DEMİRLERİ- \KAZAYAĞI- 3D\D2\D2.SLDPRT

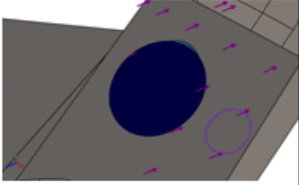
Model bilgileri

Yük adı	Resim Yükle	Yük Detayları
Kuvvet-S6		Objeler: 9 yüzler Referans: Kenar< 1 > Tip: Konumu uygula Değerler: 3000 N Momentler: --- N.m

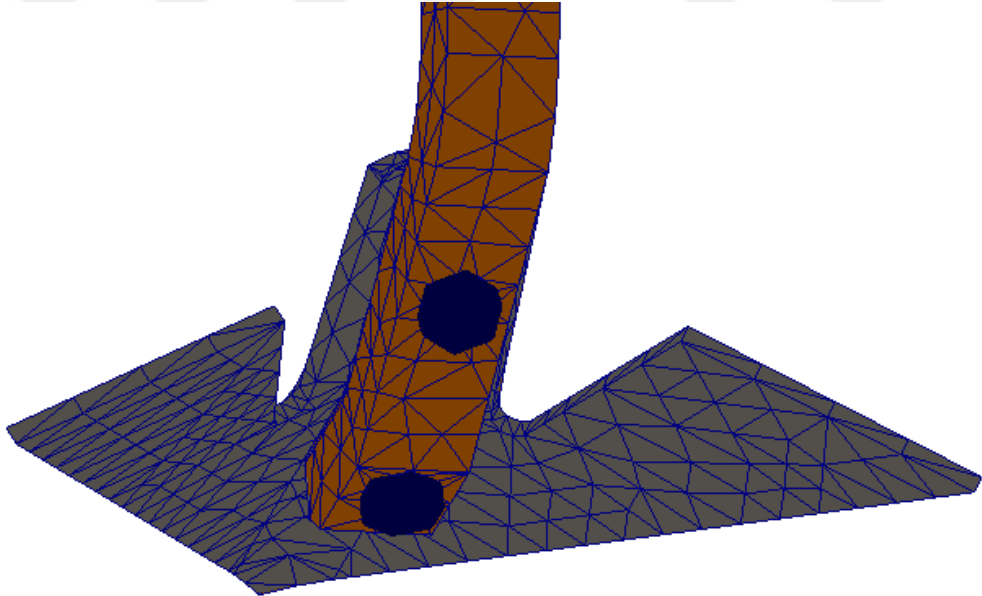
Modele gelen kuvvet etki yüzeyleri

Bağlantı Elemanı Tanımları

Pim/Cıvata/Rulman Bağlaması

Model Referansı	Bağlantı Elemanı Detayları	Mukavemet Detayları		
 <p>Somunlu Havşa Başlı İmbus Cıvata-1</p>	<p>Objeler: 1 kenarlar, 1 yüzler</p> <p>Tip: Cıvata(Baş/Somun çapı)(Somunlu havşa başlı imbus cıvata)</p> <p>Baş çapı: 18 mm</p> <p>Nominal sap çapı: 11</p> <p>Ön Yükleme (Tork): 30</p> <p>Young Modülü: 2.1e+011</p> <p>Poisson oranı: 0.28</p> <p>Ön Yükleme birimleri: N.m</p>	<p>Veri Yok</p>		
Bağlantı Elemanı Kuvvetleri				
Tip	X Bileşeni	Y Bileşeni	Z Bileşeni	Sonuç
Eksenel Kuvvet (N)	-1.4907	11039	10250	15064
Yırtılma Kuvveti (N)	11.416	226.63	-244.09	333.27
Bükülme momenti (N.m)	7.2082	-0.73735	0.79518	7.2893

Bir bağlantı elemanının bağlantı özellikleri



Bağlantı elemanları ve mesh

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı : Aslan ŞAHİN

Doğum Tarihi ve Yeri : Tokat, 09/09/1970

Medeni Hali : Evli

Yabancı Dili : İngilizce

e-mail : asahin70@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Lisans	Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi	1992
Yüksek Lisans	Tokat Gaziosmanpaşa Üniversitesi/Fen Bilimleri Enst./Biyosistem Müh.	2018

İş Deneyimi

Yılı	Yer	Görev
1992-1995	Niksar Endüstri Meslek Lisesi	Teknik Öğretmen
1995-	Tokat Mesleki Ve Teknik Anadolu Lisesi (Devam ediyor)	Teknik Öğretmen