



## An analysis of asymmetric spur gear forging by upper bound energy method

Ömer Eyercioglu \*<sup>ID</sup>, Gulaga Taş<sup>ID</sup>, Mehmet Aladağ<sup>ID</sup>

Gaziantep University, Faculty of Engineering, Mechanical Engineering Department, 27310, Gaziantep, Turkey

### Highlights:

- Upper bound energy analysis of asymmetric gear forging
- Determination of gear forging load and material flow
- Development of a software for gear forging load calculation

### Keywords:

- Asymmetric spur gear
- upper bound energy method
- precision forging
- material flow
- forging load

### Article Info:

Research Article  
Received: 11.04.2020  
Accepted: 29.07.2020

### DOI:

10.17341/gazimmfd.718534

### Correspondence:

Author: Omer Eyercioglu  
e-mail:  
eyercioglu@gantep.edu.tr  
phone: +90 342 3171593

### Graphical/Tabular Abstract

In this study, an analysis is presented for the determination of the forging load and material flow by using the upper bound energy method (UBEM) in the precision forging process of asymmetric spur gears. In this analysis, the driver and driven sides of the asymmetrical tooth are divided into 12 deformation zones. Calculation of regional material flow rates and solution of energy equations were realized with software developed in Python programming language and an interactive user interface is presented. An experimental study was carried out and the results of material flow pattern and forging load were compared with the results of upper limit energy analysis (UBEA).

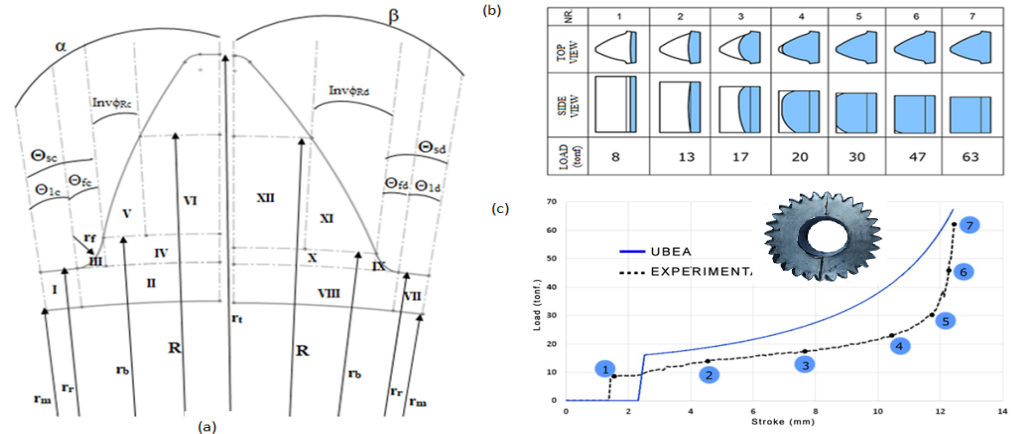


Figure A. Deformation zones of UBEA (a) Die filling (b) and corresponding load-stroke diagram (c)

**Purpose:** The purpose of this study is to present an analysis for determination of forging load and material flow pattern in asymmetric spur gear forging by using upper bound energy method.

### Theory and Methods:

In the analysis of the asymmetric gear forging presented in this study uses upper bound energy theory (UBET). In this analysis, 12 different kinematically admissible velocity fields that satisfy the incompressibility, continuity and velocity boundary conditions have been chosen. Based on these velocity fields, deformation, shear (in the case of velocity discontinuities) and friction energy dissipation rates are calculated to determine the total forging energy and consequently the forging load. A software is developed in python programming language for calculations of the proposed equations. Asymmetric gear forging experiments were performed and the results of analysis and experimental ones were compared.

### Results:

The load stroke curves for both UBEA and experimental study are similar in shape and show three different zones as; very low load (initial root filling) zone, relatively proportional load increasing (radial tooth profile filling) zone and an asymptotic load increasing (final tooth filling) zone. However, the forging load calculated by the presented UBEA is higher than the experimental ones the deviation is less than 10%. This show that the presented analysis and the developed software can be used for industrial applications where fast and conservative solutions are preferred.

### Conclusion:

The load stroke diagrams of experimental and UBEA are in agreement in variation, however UBEA gives higher forging load. Keeping in mind that the bulging effect is not taken into account in the analysis (2D) and due to the nature of the upper limit energy theory, some amount of deviation must be expected in load prediction. The maximum forging deviation is below 10%, therefore the presented analysis is successful. The forging load can easily be determined by using the developed software in very short time. The software may be used for different materials and for both asymmetric and symmetric spur gear forgings.



## Asimetrik düz dişli dövme işleminin üst sınır enerji metodu ile analizi

Ömer Eyercioğlu \*<sup>ID</sup>, Gulaga Taş <sup>ID</sup>, Mehmet Aladağ <sup>ID</sup>

Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 27310 Gaziantep

### Ö N E Ç İ K A N L A R

- Asimetrik dişli dövme üst sınır enerji analizi
- Dişli dövme yükü ve malzeme akışının belirlenmesi
- Dişli dövme yükü hesaplama yazılımı geliştirme

#### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi  
Geliş: 11.04.2020  
Kabul: 29.07.2020

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.718534

#### Anahtar Kelimeler:

Asimetrik düz dişli,  
üst sınır enerji metodu,  
hassas dövmecilik,  
malzeme akışı,  
dövme yükü

#### ÖZET

Asimetrik dişliler özellikle tek yönlü güç ve hareket iletiminin olduğu uygulamalarda simetrik dişlilere göre daha üstün performansları nedeniyle tercih edilmektedirler. Asimetrik dişlilerin imalatında, hassas dövmecilik teknolojisinin kullanılması ile profilden kaynaklanan imalat sınırlarının ortadan kaldırılması ve yüksek mukavemete sahip dişlilerin verimli bir şekilde üretilmesi mümkün olacaktır. Bu çalışmada, asimetrik düz dişlilerin hassas dövme işleminde, üst sınır enerji metodu (ÜSEM) kullanılarak dövme yükü ve malzeme akışının belirlenmesi için bir analiz sunulmuştur. Bu analizde, asimetrik dişin süren ve sürülen tarafları 12 şekil değiştirme bölgesine ayrılmıştır. Yapılan analizde, iş parçası malzemesinin isotropik ve homojen olduğu, dövme sırasında pekleşmediği, simetri eksenini boyunca malzeme geçişi olmadığı ve simetri eksenini üzerinde malzeme akış hızlarının eşit olduğunu varsayılmıştır. Bölgesel malzeme akış hızlarının hesaplanması ve enerji denklemlerinin çözümü, Python programlama dilinde geliştirilen bir yazılımla gerçekleştirilmiş ve interaktif bir kullanıcı arayüzü sunulmuştur. Prototip bir asimetrik dişli için dövme deneyleri yapılarak elde edilen sonuçlar üst sınır enerji analizi (ÜSEA) sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. ÜSEA ile elde edilen dövme yükü değişimi ve malzeme akışı deneysel sonuçlarla uyum içerisindedir. Geliştirilen yazılım ile dövme yükü kısa bir süre içerisinde hesaplanabilmektedir. Hesaplanan maksimum dövme yükünün deneysel olarak belirlenenenden daha yüksek olması, üst sınır enerji metodunun özelliğinden kaynaklanmakta olup, kalıp tasarımı ve pres kapasitesinin belirlenmesinde emniyetli bölgede kalmak için uygundur.

## An analysis of asymmetric spur gear forging by upper bound energy method

### H I G H L I G H T S

- Upper bound energy analysis of asymmetric gear forging
- Determination of gear forging load and material flow
- Development of a software for gear forging load calculation

#### Article Info

Research Article  
Received: 11.04.2020  
Accepted: 29.07.2020

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.718534

#### Keywords:

Asymmetric spur gear  
upper bound energy method  
precision forging  
material flow  
forging load

#### ABSTRACT

Asymmetric gears are preferred for applications with unidirectional power and motion transmission because of their superior performance compared to symmetrical gears. In the production of asymmetrical gears, it will be possible to eliminate the manufacturing limitations arising from the profile and to produce high strength gears efficiently by using precision forging technology. In this study, an analysis is presented for the determination of the forging load and material flow by using the upper bound energy method (UBEM) in the precision forging process of asymmetric spur gears. In this analysis, the driver and driven sides of the asymmetrical tooth are divided into 12 deformation zones. In the analysis, it was assumed that the workpiece material is isotropic and homogeneous, there is no strain hardening during the forging, there is no material flow along the symmetry axis and the material flow rates on the symmetry axis are equal. Calculation of regional material flow rates and solution of energy equations were realized with software developed in Python programming language and an interactive user interface is presented. An experimental study was carried out and the results of material flow pattern and forging load were compared with the results of upper limit energy analysis (UBEA). The forging load variation and the material flow pattern found by using USEA are in agreement with experimental results. With the developed software, the forging load can be calculated in a short time. The calculated maximum forging load is higher than the experimentally determined one, due to the nature of the upper limit energy method, and it is suitable to stay in the safe zone in the design of the die and the determination of the press capacity.

\*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: eyercioğlu@gantep.edu.tr, h.agt.1974@gmail.com, mmehmetaladag@gmail.com

Tel +90 342 317 1593

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Asimetrik dişliler, bölüm daireleri aynı fakat basınç açıları farklı olan iki evolvent eğrisi kullanılarak elde edilen dişlilerdir. Asimetrik dişliler özellikle tek yönlü güç ve hareket iletiminin olduğu durumlarda kendileri ile aynı boyutlara sahip olan simetrik dişlilere göre daha üstün performans sergilemektedir [1]. Banica ve Ravai-Nagy [2] statik ve dinamik gerilmeler açısından asimetrik ve simetrik dişlileri karşılaştırmış ve asimetrik dişlilerin söz konusu gerilmeler açısından simetrik dişlilere göre yüksek mukavemete sahip olduğu sonucuna varmışlardır. Bazı çalışmalarda [3-5] asimetrik ve simetrik dişlilerin yük taşıma kapasiteleri karşılaştırılmış ve asimetrik düz dişlilerin aynı boyuttaki simetrik düz dişlilere göre daha fazla yük taşıdıkları gösterilmiştir. Benzer çalışmalarda sadece asimetrik ve simetrik düz dişliler karşılaştırılmamış, helisel dişliler ve iç dişliler de karşılaştırılmıştır. Yang [6] ve Li vd. [7] helisel dişlileri gerilmeler açısından karşılaştırmış ve asimetrik helisel dişlilerin daha dayanıklı olduğu sonucuna varmışlardır. Yang [8] ile Yılmaz vd. [9] asimetrik ve simetrik iç dişlileri gerilmeler açısından kıyaslamış ve asimetrik iç dişlilerdeki gerilme değerlerinin simetrik iç dişlilerdeki gerilmelere göre daha az olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, Masuyama ve Miyazaki. [10], Kapelevich. [11] ve Marimuthu ve Muthuveerappan. [12] asimetrik düz dişlilerin süren tarafındaki basınç açısının artmasıyla yük taşıma kapasitelerinin arttığını ve gerilme değerlerinin azaldığını göstermişlerdir.

Asimetrik düz dişlilerin evolvent ve diş dibi profillerinin iyileştirilmesi ile performansının artırılması ile ilgili çalışmalar da yapılmıştır. Çavdar vd. [13] asimetrik düz dişlilerin boyutlandırılması ve kullanılabilirlik araştırmaları için geometrik modellerin oluşturulması üzerine bir çalışma sunmuşlardır. Fetvacı [14] kremayer takımla imal edilen asimetrik evolvent profilli helisel dişli çarkların bilgisayar simülasyonunu gerçekleştirerek, asimetrik evolvent profilli helisel dişli çark profili oluşturan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Akpolat [15] simetrik ve asimetrik kesici uç yarıçaplarının diş dibi gerilmesine etkisi diğer tüm dişli parametrelerini sabit tutarak incelemiştir.

Dişlilerin imalatında hassas dövme işleminin kullanılması son zamanlarda birçok araştırmacının ilgisini çekmiştir. Hassas dövme yöntemi ile elde edilen dişlilerin mukavemet ve çalışma ömürleri açısından standart dişlilere göre daha avantajlı olduğu birçok çalışma tarafından gösterilmiştir. Kelley ve, Danis [16] konik dişlilerin hassas dövme ile üretiminin avantajlarını tartışmışlardır. Eyericioğlu vd. [17] hassas dövme ve klasik kesme düz dişlilerin yorulma ömürlerini karşılaştırarak, dövme dişlilerin mukavemet ve ömür açısından üstünlüklerini göstermişlerdir. Benzer bir çalışmada düz dişli dövmeciliğinin genel bir değerlendirmesi yapılmıştır [18]. Townsend vd [19] ve Lehnhoff vd [20] dövme dişlilerin yüzey dayanımı açısından mukavemetini ve çalışma ömrünü karşılaştırmışlardır. Hassas dövme dişlilerin performans analizleri ve ekonomik üstünlükleri standart

kesme dişlilerle karşılaştırmalı olarak ortaya konulmuştur [21, 22]. Hassas dövme ile dişli imalatında, dövme esnasında malzeme akış modelinin ve dövme yükünün önceden belirlenmesi, kalıp tasarımı, pres seçimi ve ön-şekil tasarımı için önem taşımaktadır. Hassas dişli dövme işleminin analizi konusunda birçok çalışma yapılmıştır [23-35]. Bunlar çoğunlukla sınır enerji (üst, alt) ve sonlu elemanlar (FE) analizleridir. Son yıllarda, hesaplama teknolojisindeki gelişmeler ve ticari olarak temin edilebilen yazılım paketlerinin gücü, sonlu elemanlar yöntemine dayanan analizlerin, birçok araştırmacı tarafından farklı tasarımların metal akışı ve yük gereksinimleri üzerindeki etkisini incelemek için kullanılmasına neden olmuştur. Cai vd. [23], net şekilli dişli dövme işleminin sonlu elemanlar analizlerini gerçekleştirmiş ve sürtünmenin dövme yükü ve metal akış modu üzerindeki etkilerini tartışmışlardır. Yang ve arkadaşları [24], sonlu elemanlar analizlerinde iki aşamalı dövme kullanarak, dövme yükünün azaltılması üzerinde çalışmışlardır. Zuo vd. [25] 'da, sonlu elemanlar yöntemi ile farklı kalıp boşluğu tasarımlarının kalıp doldurma, dövme yükü ve kalıp gerilmeleri üzerindeki etkilerini araştırmışlardır.

Sonlu elemanlar yöntemi ile birçok başarılı çalışma bulunmasına rağmen, analiz sonuçlarının oluşturulan modele (eleman tipi ve sayısı vb), sınır şartlarına (sürtünme, arayüz tanımı vb) ve çözüm metoduna (Euler, Lagrangian, mixed vb) bağlı olarak farklılıklar gösterdiği bilinmektedir. Bu nedenle sonlu elemanlar analizlerinin gerçekleştirilmesine uzman kullanıcı önemlidir. Ayrıca, yüksek hassasiyet için kullanılan eleman sayısının artması, gelişmiş bilgisayar donanımlarının kullanılmasına rağmen uzun çözüm süreleri gerektirmektedir. Bu nedenle bazı araştırmacılar alt ve üst enerji sınır analizleri (ÜSEA) kullanılarak bu dezavantajları ortadan kaldıracak çözümleri sunmuşlardır. Abdul ve Dean [26] diş profilinin dişin merkez çizgisine paralel olduğunu düşünerek üst sınır analizi kullanarak silindirik zımbalı düz dişli dövme yöntemini incelemişlerdir. Grover ve Juneja [27], diş profilini yamuk olarak kabul ederek düz dişli dövme yöntemini analiz etmişlerdir. Benzer şekilde, Chitkara ve Bhutta [28] diş profilini düz çizgi olarak kabul ederek üst sınır yöntemini kullanarak dişli benzeri parçaların deformasyonunu modellemişlerdir. Choi vd. [29, 30] evolvent profili esas alarak üst sınır yöntemine dayanan matematiksel modeller sunmuşlardır. Sadeghi [31, 32], düz ve helisel dişlilerin hassas dövme işleminde trapez diş şekli ve fiçilasma etkisini dikkate alan üst sınır analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Rasae ve arkadaşları [33], üst sınır yöntemini kullanarak katı ve merkezi delik düz dişlilerin dövülmesini araştırmak için bir matematiksel model önermişlerdir. Chitkara ve Kim [34] simetrik düz dişli dövme analizi için üst sınır enerji metodunu kullanmışlardır. Hsu [35] simetrik düz dişliler için üst sınır enerji metodu ile elde ettiği sonuçları literatürde mevcut olan deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırmıştır. Literatürde, asimetrik dişlilerin dövme işlemi ile ilgili henüz bir çalışmaya rastlanmamıştır. Asimetrik dişli dövmeciliğinde, kalıp tasarımı ve pres kapasitesinin belirlenebilmesinde

kullanılacak olan dövme yükünün hesaplanabilmesi için üst sınır metodu uygun bir yöntem olarak ortaya çıkmaktadır. Asimetrik dişliler için geçerli bir modelin oluşturulması, hassas dişli dövmeçiliğinin asimetrik dişlilerde kullanımının yaygınlaşmasına fayda sağlayacaktır.

Bu çalışmada, asimetrik düz dişlilerin hassas dövme işleminin üst sınır enerji metodu ile analizi sunulmuştur. Bu analizde, asimetrik dişin süren ve sürülen tarafları toplamda 12 şekil değiştirme bölgesine ayrılmıştır. Bölgesel malzeme akış hızlarının hesaplanması ve enerji denklemlerinin çözümü python programlama dilinde geliştirilen bir yazılımla gerçekleştirilmiş ve interaktif bir kullanıcı arayüzü sunulmuştur. Prototip bir asimetrik dişli için dövme deneyleri yapılarak dövme yükü ve malzeme akışı sonuçları, üst sınır enerji analizi sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

## 2. ÜST SINIR ENERJİ ANALİZİ-ÜSEA (UPPER-BOUND ENERGY ANALYSIS-UBEA)

Bu metoda göre bir cismin şeklini değiştirmek için gereken yükün üst sınırı; iç enerji dağılımı oranı ve sürtünme için harcanan enerjinin, dış kuvvetlerin belirli bir deformasyon modelinde iş üretme hızına eşitlenmesiyle elde edilebilir. Üst sınır enerji analizinde, sıkıştırılamazlık, süreklilik ve hız sınır koşullarını karşılayan farklı kinematik olarak kabul edilebilir hız bölgeleri belirlenir. Bu hız bölgelerine dayanarak, toplam dövme enerjisini ve dolayısıyla dövme yükünü belirlemek için şekil değiştirme, kesme (hız süreksizlikleri durumunda) ve sürtünme enerjisi kayıp oranları hesaplanır. Bu çalışmada, Choi ve arkadaşları tarafından simetrik dişliler için yapılan çalışmadaki [30] matematiksel model esas alınmıştır. Choi'nin çalışmasında, simetrik yarım diş profili 7 farklı şekil değiştirme bölgesine ayrılmıştır. Bu çalışmada, şekil değiştirme bölgeleri ve bunlara ait denklemler yeniden düzenlenmiştir. Asimetrik düz dişlilerin hassas dövmeçiliği için bu yöntem kullanılırken asimetrik dişin süren ve sürülen tarafları ayrı ayrı ele alınmış ve toplamda 12 şekil değiştirme bölgesine ayrılmıştır ve bu bölgeler Şekil 1 de görülebilir.

Bu analiz esnasında; polar koordinat sistemi kullanılmış ve ayrıca iş parçasının isotropik ve homojen olduğu, dövme sırasında pekleşmediği, simetri eksenini boyunca malzeme geçişi olmadığı ve simetri eksenini üzerinde süren ve sürülen taraftaki maddelerin hızlarının eşit olduğu varsayılmıştır.

### 2.1. Şekil değiştirme Bölgeleri ve Sınır Şartları (Deformation Zones and Boundary Conditions)

#### 2.1.1. 1. Bölge ( $r_m < r < r_r$ ve $0 < \theta < \theta_{1c}$ )

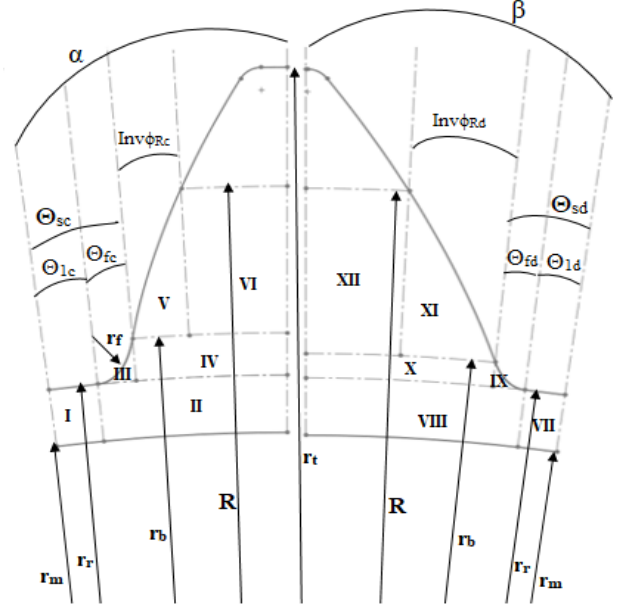
Bu bölge malafa ve kalıp tarafından sınırlandırılmıştır, dolayısıyla maddenin radyal hızı sıfırdır. Bu bölgeye ait akış hızları ve birim şekil değiştirme formülleri Eş. 1-4'teki gibidir.

$$U_{r1} = 0 \quad (1)$$

$$U_{\theta 1} = \frac{u\theta r}{h} \quad (2)$$

$$\dot{\epsilon}_{rr} = 0 \quad (3)$$

$$\dot{\epsilon}_{\theta\theta} = \frac{u}{h} \quad (4)$$



Şekil 1. Asimetrik düz dişli dövme ÜSEM malzeme akış bölgeleri (UBEM Material flow zones of asymmetric spur gear forging).

#### 2.1.2. 2. Bölge ( $r_m < r < r_r$ ve $\theta_{1c} < \theta < \alpha$ )

Bu bölgede, simetri eksenini boyunca malzeme akışı olmadığı kabul edildiğinden malzemenin çevresel hızı sıfırdır ve radyal hızı ise karşılıklı gelen bölgelerin (asimetrik dişin iki yarısı) radyal hızına eşittir. Bu bölgeye ait formüller Eş. 5 ve 6'daki gibidir.

$$U_{r2} = \frac{u}{2h} \left( r - \frac{r_m}{r} \right) \left( \frac{\alpha}{\alpha - \theta_{1c}} \right) \quad (5)$$

$$U_{\theta 2} = \left( \frac{ur}{h} \right) \left( \frac{\theta_{1c}}{\alpha - \theta_{1c}} \right) (\alpha - \theta) \quad (6)$$

#### 2.1.3. 3. Bölge ( $r_r < r < r_b$ ve $\theta_{sc} < \theta < \alpha$ )

Bu bölge, ikinci bölge, dördüncü bölge ve diş dibi profili ile çevrilmiştir ve burada malzemenin diş dibi profiline dik olan hızı sıfırdır. Bununla ilgili eşitlikler Eş. 7 ve 8'deki gibidir.

$$U_{r3} = \frac{ur}{2h} + \frac{C_{uu}}{r} \quad (7)$$

$$U_{\theta 3} = \left( \frac{ur}{2h} + \frac{C_{uu}}{r} \right) \cot\phi \quad (8)$$

Formüllerdeki  $\cot\phi$  ve  $C_{uu}$  aşağıda Eş. 9 ve 10'daki gibi hesaplanmalıdır:

$$\cot\phi = (r_r + r_f)^4 - (r^2 - r_f^2) - (r^2 - r_r^2)$$

$$\left[ (2r_f + r_r)^2 - r^2 \right] \quad (9)$$

$$C_{uu} = \frac{ur_r}{2h} \left( \frac{\theta_{1c}}{\alpha - \theta_{1c}} \right) + \frac{ur_m^2}{2h} \left( \frac{\alpha}{\alpha - \theta_{1c}} \right) \quad (10)$$

2.1.4. 4. Bölge ( $r_r < r < r_b$  ve  $\Theta_{sc} < \theta < \alpha$ )

Bu bölgedeki sınır şartları yukarıda yapılan kabuller doğrultusunda, malzemenin simetri eksenindeki çevresel hızı sıfır ve radyal hızı komşu bölgelerin radyal hızına eşit olacak şekilde Eş. 11 ve 12’de belirlenmiştir.

$$U_{r4} = \frac{ur}{2h} + \frac{c_i}{2hr(\alpha - \theta)} + \frac{C_{uu}}{(\alpha - \theta_{sc})} \frac{C_u}{r} + \frac{C_{IV}}{r} \quad (11)$$

$$U_{\theta 4} = \frac{\alpha - \theta}{\alpha - \theta_{sc}} \left( \frac{ur}{2h} + \frac{C_{uu}}{r} \right) \text{Cot}\theta \quad (12)$$

Hız formüllerindeki katsayılar aşağıda Eş. 13 - 17’de verilmiştir.

$$C_I = \frac{1}{2} \sqrt{(r^2 - r_r^2) \left[ (2r_f + r_r)^2 - r^2 \right]} + 2r_f \text{Sin}^{-1} \left( \frac{\sqrt{(2r_f + r_r)^2 - r^2}}{2\sqrt{r_f(r_r + r_f)}} \right) \quad (13)$$

$$C_{II} = \frac{1}{2} (\tan^{-1}A + \tan^{-1}B) + \text{Sin}^{-1} \left( \frac{\sqrt{(2r_f + r_r)^2 - r^2}}{2\sqrt{r_f(r_r + r_f)}} \right) - \frac{1}{4(r_r + r_f)^2} \sqrt{(r^2 - r_r^2) \left[ (2r_f + r_r)^2 - r^2 \right]} \quad (14)$$

$$C_{IV} = \frac{\pi r_f^2}{2h(\alpha - \theta_{sc})} - \frac{ur_m^2}{2h} \quad (15)$$

$$A = -\frac{(2r_f + r_r) \sqrt{(2r_f + r_r)^2 - r^2} + 4r_f(r_r + r_f)}{r_r(r^2 - r_r^2)} \quad (16)$$

$$B = -\frac{(2r_f + r_r) \sqrt{(2r_f + r_r)^2 - r^2} - 4r_f(r_r + r_f)}{r_r(r^2 - r_r^2)} \quad (17)$$

2.1.5. 5. Bölge ( $r_b < r < R$  ve  $\Theta_{sc} < \theta < \Theta_{sc} + \text{inv}\phi_{Rc}$ )

Bu bölgede iş parçası dış profili ile temas edeceği için dış profiline dik olan hızı sıfır olacaktır. Bu bölgeye ait formüller aşağıda Eş. 18 ve 23’teki gibi belirlenmiştir.

$$U_{r5} = \frac{ur}{3h} + \frac{C_V}{r^2} \quad (18)$$

$$U_{\theta 5} = \left( \frac{ur}{3h} + \frac{C_V}{r^2} \right) (\theta - \theta_{sc} + \phi_{Rc}) \quad (19)$$

burada,

$$\phi_{Rc} = \tan^{-1} \left( \frac{\sqrt{(r^2 - r_b^2)}}{r_b} \right) \quad (20)$$

$$C_V = \frac{ur_b^3}{6h} + \frac{r_b}{\alpha - \theta_{sc}} \frac{C_I''}{2h} + \frac{C_{III} r_b C_{II}''}{\alpha - \theta_{sc}} + C_{IV} r \quad (21)$$

$$C_I'' = [C_I]_{r=r_b} \quad (22)$$

$$C_{II}'' = [C_{II}]_{r=r_b} \quad (23)$$

olarak alınmalıdır.

2.1.6. 6. Bölge ( $r_b \leq r \leq R$  ve  $\Theta_{sc} + \text{inv}\phi_{Rc} \leq \theta \leq \alpha$ )

Bu bölgedeki sınır şartları malzemenin simetri eksenindeki çevresel hızı sıfır ve radyal hızı ise karşılık gelen komşu bölgelerdeki radyal hızına eşittir. Bununla ilgili eşitlik Eş. 24 ve 25’te verilmiştir.

$$U_{r6} = \frac{ur}{2h} + C_R \left( \frac{ur}{6h} - \frac{C_V}{r^2} \right) + C_R' \left[ \frac{u}{3h} \left( \frac{r}{2} \tan^{-1} R_{con} - \frac{r_b}{2r} R_{con} \right) + C_V \left( -\frac{1}{r} \tan^{-1} R_{con} + \frac{R_{con}}{r^2} \right) \right] + \frac{C_{VI}}{r} \quad (24)$$

$$U_{\theta 6} = \frac{\alpha - \theta}{\alpha - (\theta_{sc} + \text{inv}\phi_{Rc})} \left( \frac{ur}{3h} + \frac{C_V}{r^2} \right) (\text{inv}\phi_{Rc} + \phi_{Rc}) \quad (25)$$

Formüllerdeki katsayılar aşağıda Eş. 26 - 30’daki gibi hesaplanmalıdır:

$$R_{con} = \frac{\sqrt{r^2 - r_b^2}}{r_b} \quad (26)$$

$$C_R = \frac{\text{inv}\phi_{Rc}}{\alpha - (\theta_{sc} + \text{inv}\phi_{Rc})} \quad (27)$$

$$\text{inv}\phi_{Rc} = \frac{\sqrt{R^2 - r_b^2}}{r_b} - \tan^{-1} \left( \frac{\sqrt{R^2 - r_b^2}}{r_b} \right) \quad (28)$$

$$C_R' = \frac{1}{\alpha - (\theta_{sc} + \text{inv}\phi_{Rc})} \quad (29)$$

$$C_{VI} = \left( \frac{1}{\alpha - \theta_{sc}} \frac{C_I''}{2h} \right) + \frac{C_{III} C_{II}''}{\alpha - \theta_{sc}} + C_{IV} - C_R \left( \frac{ur_b^2}{6h} - \frac{C_V}{r_b^2} \right) \quad (30)$$

2.1.7. 7. Bölge ( $r_m < r < r_r$  ve  $0 < \theta < \theta_{1d}$ )

Bu bölgede tıpkı birinci bölge gibi malafa ve kalıp tarafından çevrilmiş olduğu için malzemenin radyal hızı sıfırdır. Bununla ilgili eşitlik Eş. 31 - 34’te verilmiştir.

$$U_{r7} = 0 \quad (31)$$

$$U_{\theta 7} = \frac{u\theta r}{h} \quad (32)$$

$$\dot{\epsilon}_{rr} = 0 \quad (33)$$

$$\dot{\epsilon}_{\theta\theta} = \frac{u}{h} \quad (34)$$

2.1.8. 8. Bölge ( $r_m < r < r_r$  ve  $\theta_{1d} < \theta < \beta$ )

Bu bölgede simetri eksenindeki çevresel hız sıfır ve radyal hız ise denk gelen komşu bölgelerin radyal hızına eşittir. Bununla ilgili eşitlik Eş. 35 ve 36'da verilmiştir.

$$U_{r8} = \frac{u}{2h} \left( r - \frac{r_m}{r} \right) \left( \frac{\beta}{\beta - \theta_{1d}} \right) \quad (35)$$

$$U_{\theta8} = \left( \frac{ur}{h} \right) \left( \frac{\theta_{1c}}{\alpha - \theta_{1d}} \right) (\beta - \theta) \quad (36)$$

2.1.9. 9. Bölge ( $r_r < r < r_b$  ve  $\theta_{1d} < \theta < \theta_{sd}$ )

Bu bölgede malzeme dış dibine temas eder ve bu bölgedeki formüller Eş. 37 ve 38'deki gibidir.

$$U_{r9} = \frac{ur}{2h} + \frac{C_{IX}}{r} \quad (37)$$

$$U_{\theta9} = \left( \frac{ur}{2h} + \frac{C_{IX}}{r} \right) \text{Cot}\varphi \quad (38)$$

Burada,

$$\text{Cot}\varphi = (r_r + r_f)^4 - (r^2 - r_f^2) - (r^2 - r_r^2) \left[ (2r_f + r_r)^2 - r^2 \right] \quad (39)$$

$$C_{IX} = \frac{ur_r}{2h} \left( \frac{\theta_{1d}}{\beta - \theta_{1d}} \right) + \frac{ur_m^2}{2h} \left( \frac{\beta}{\beta - \theta_{1d}} \right) \quad (40)$$

olarak hesaplanır.

2.1.10. 10. Bölge ( $r_r < r < r_b$  ve  $\theta_{sd} < \theta < \beta$ )

Simetri ekseninde çevresel hızın sıfır, radyal hızın ise karşılık gelen komşu bölgelerin radyal hızına eşit olduğu sınır şartları olarak kabul edilmiştir. Bu bölgeye ait formüller Eş. 41 ve 42'deki gibidir.

$$U_{r10} = \frac{ur}{2h} + \frac{C_{VII}}{2hr(\beta - \theta)} + \frac{C_{IX}}{(\beta - \theta_{sd})} \frac{C_{VIII}}{r} + \frac{C_X}{r} \quad (41)$$

$$U_{\theta10} = \frac{\beta - \theta}{\beta - \theta_{sd}} \left( \frac{ur}{2h} + \frac{C_{IX}}{r} \right) \text{Cot}\varphi \quad (42)$$

Formüllerdeki katsayılar aşağıdaki eşitliklerle Eş. 43 ve 44 ile hesaplanır.

$$C_{VII} = \frac{1}{2} \sqrt{(r^2 - r_r^2) \left[ (2r_f + r_r)^2 - r^2 \right]} + 2r_f \text{Sin}^{-1} \left( \frac{\sqrt{(2r_f + r_r)^2 - r^2}}{2\sqrt{r_f(r_r + r_f)}} \right) \quad (43)$$

$$C_{VIII} = \frac{1}{2} (\tan^{-1} A + \tan^{-1} B) + \text{Sin}^{-1} \left( \frac{\sqrt{(2r_f + r_r)^2 - r^2}}{2\sqrt{r_f(r_r + r_f)}} \right) - \frac{1}{4(r_r + r_f)^2} \sqrt{(r^2 - r_r^2) \left[ (2r_f + r_r)^2 - r^2 \right]} \quad (44)$$

$$C_X = \frac{\pi r_f^2}{2h(\beta - \theta_{sd})} - \frac{ur_m^2}{2h} \quad (45)$$

$$A = - \frac{(2r_f + r_r) \sqrt{(2r_f + r_r)^2 - r^2} + 4r_f(r_r + r_f)}{r_r(r^2 - r_f^2)} \quad (46)$$

$$B = - \frac{(2r_f + r_r) \sqrt{(2r_f + r_r)^2 - r^2} - 4r_f(r_r + r_f)}{r_r(r^2 - r_f^2)} \quad (47)$$

2.1.11. 11. Bölge ( $r_b < r < R$  ve  $\theta_{sd} < \theta < \theta_{sd} + \text{inv}\phi_{Rd}$ )

Sınır şartları; malzeme dış profiline temas ettiği için dış profiline dik olan hız sıfırdır ve radyal hızı komşu olduğu on ikinci bölge ile meydana getirdikleri sınırda birbirine eşittir. Eşitlik Eş. 48-53'da verilmiştir.

$$U_{r11} = \frac{ur}{3h} + \frac{C_{XI}}{r^2} \quad (48)$$

$$U_{\theta11} = \left( \frac{ur}{3h} + \frac{C_{XI}}{r^2} \right) (\theta - \theta_{sd} + \phi_{Rd}) \quad (49)$$

Burada,

$$\phi_{Rd} = \tan^{-1} \left( \frac{\sqrt{(r^2 - r_b^2)}}{r_b} \right) \quad (50)$$

$$C_{XI} = \frac{ur_b^3}{6h} + \frac{r_b}{\beta - \theta_{sd}} \frac{C_{VII}}{2h} + \frac{C_{IX} r_b C_{VIII}}{\beta - \theta_{sc}} + C_X r \quad (51)$$

$$C_{VII} = [C_{VII}]_{r=r_b} \quad (52)$$

$$C_{VIII} = [C_{VIII}]_{r=r_b} \quad (53)$$

olarak hesaplanır.

2.1.12. 12. Bölge ( $r_b \leq r \leq R$  ve  $\theta_{sd} + \text{inv}\phi_{Rd} \leq \theta \leq \beta$ )

Bu bölge için hesaplamalar Eş. 54-60'da verilmiştir.

$$U_{r12} = \frac{ur}{2h} + C_R \left( \frac{ur}{6h} - \frac{C_{XI}}{r^2} \right) + C'_R \left[ \frac{u}{3h} \left( \frac{r}{2} \tan^{-1} R_{con} - \frac{r_b}{2r} R_{con} \right) + \frac{C_{XII}}{r} \right] + C_{XI} \left( -\frac{1}{r} \tan^{-1} R_{con} + \frac{R_{con}}{r^2} \right) \quad (54)$$

$$U_{\theta6} = \frac{\beta - \theta}{\beta - (\theta_{sd} + \text{inv}\phi_{Rd})} \left( \frac{ur}{3h} + \frac{C_{XI}}{r^2} \right) (\text{inv}\phi_{Rd} + \phi_{Rd}) \quad (55)$$

Hız formüllerindeki katsayılar aşağıdaki formüllerde verilmiştir (Eş. 56- Eş. 60).

$$R_{con} = \frac{\sqrt{r^2 - r_b^2}}{r_b} \quad (56)$$

$$C_R = \frac{inv\phi_{Rd}}{\beta - (\theta_{sc} + inv\phi_{Rd})} \quad (57)$$

$$inv\phi_{Rd} = \frac{\sqrt{R^2 - r_b^2}}{r_b} - \tan^{-1} \left( \frac{\sqrt{R^2 - r_b^2}}{r_b} \right) \quad (58)$$

$$C'_R = \frac{1}{\beta - (\theta_{sd} + inv\phi_{Rd})} \quad (59)$$

$$C_{XII} = \left( \frac{1}{\beta - \theta_{sd}} \frac{C_{VII}}{2h} \right) + \frac{C_{IX} C_{VIII}}{\beta - \theta_{sc}} + C_X - C_R \left( \frac{w_b^2}{6h} - \frac{C_{XI}}{r_b^2} \right) \quad (60)$$

### 2.2. Toplam Enerji Oranı ve Zimba Basıncının Hesaplanması

(Total Energy Dissipation Rate and Calculation of Punch Pressure)

Bir önceki bölümde belirlenen şekil değiştirme bölgeleri ve malzeme akış hızları kullanılarak, şekil değiştirme, kesme (hız süreksizlikleri bölgeleri) ve sürtünme enerjisi oranları hesaplanabilir.

i) Şekil değiştirme enerjisi oranı Eş. 61; burada i her bir şekil değiştirme bölgesini simgelemektedir.

$$\dot{E}_{p,i} = \int_V \bar{\sigma} \dot{\epsilon} dV \quad (61)$$

ii) Hız süreksizliği yüzeyindeki kayma enerjisi Eş. 62; burada S hız süreksizliği yüzeyini belirtmektedir.

$$\dot{E}_S = \int_S \frac{\bar{\sigma}}{\sqrt{3}} |\Delta V| dS \quad (62)$$

iii) Sürtünmeye harcanan enerji oranı Eş. 63; burada, A<sub>f</sub> sürtünme yüzeyi alanını temsil etmektedir.

$$\dot{E}_f = \int_{A_f} \frac{m\bar{\sigma}}{\sqrt{3}} |\Delta V| dA \quad (63)$$

Makalenin hacmi dikkate alınarak enerji oranlarını belirten denklemlerin (Eş. 61-63) detayları burada verilmemiştir (detaylı bilgi için bkz kaynak [36]). Toplam enerji oranı, şekil değiştirme, kesme (hız süreksizlikleri bölgeleri) ve sürtünme enerjisi oranlarının Eş. 64 toplamıyla elde edilir.

$$\dot{E}_T = \dot{E}_p + \dot{E}_S + \dot{E}_f \quad (64)$$

Zimba üzerindeki basıncın göreceli değeri (akma gerilmesine oranı) aşağıda Eş. 65 denklemiyle hesaplanır.

$$\frac{P_{av}}{\bar{\sigma}} = \frac{\dot{E}_T}{\bar{\sigma} A_u} \quad (65)$$

Bu denklemde, A, u ve  $\dot{E}_T$  sırasıyla, zimba/iş parçası temas alanını, zimba hızını ve toplam enerji oranını simgelemektedir.

Asimetrik düz dişlilerin dövme yükünün hesaplanabilmesi için üst sınır enerji teorisi kullanılarak yapılan analiz sonucunda elde edilen denklemlerin numerik olarak çözümlenebilmesi amacıyla Python programlama dili kullanılarak bir bilgisayar yazılımı hazırlanmıştır.

## 3. ASİMETRİK DIŞLI PROTOTİPİ VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR (EXPERIMENTAL STUDIES)

### 3.1. Asimetrik Dişli Ölçüleri (Dimensions of Asymmetric Gear)

Bu çalışmada, TV7-117S turbo-prop motorun dişli kutusunun 1. kademe merkez (sun) dişlisi (asimetrik dişli) prototip olarak seçilmiş ve özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

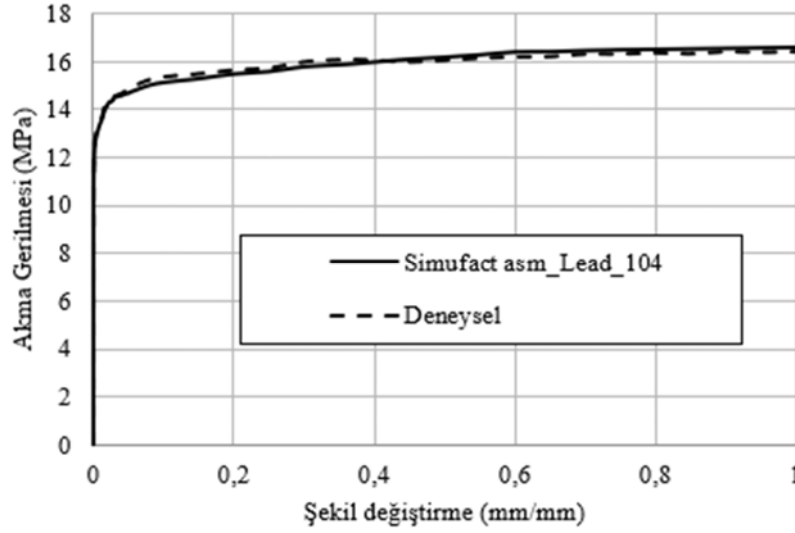
**Tablo 1.** Asimetrik düz dişli parametreleri (Asymmetric Spur Gear Parameters)

Parametre	Değer
Diş sayısı	28
Modül (mm)	3
Diş yüksekliği (mm)	6.75
Süren Taraf Basınç Açısı (°)	33
Sürülen Taraf Basınç Açısı (°)	25
Diş Yanak Genişliği (mm)	35

### 3.2. Biyet Geometrisi ve Malzemesi (Preform Geometry and Material)

Biyet, seçilen prototip asimetrik dişli parametrelerine uygun olarak dış çapı 37.5 mm ve iç çapı 20 mm olan bir silindirik halka olarak tasarlanmıştır. Burada iç çap malafa çapına ve dış çap ise diş dibi çapına eşittir. Biyetin yüksekliği, dövülmüş dişlinin hacmine eşit olacak şekilde belirlenmiştir ve 35 mm yanak genişliğinde bir dişli elde etmek için 3B modelden 46.88 mm olarak hesaplanmıştır.

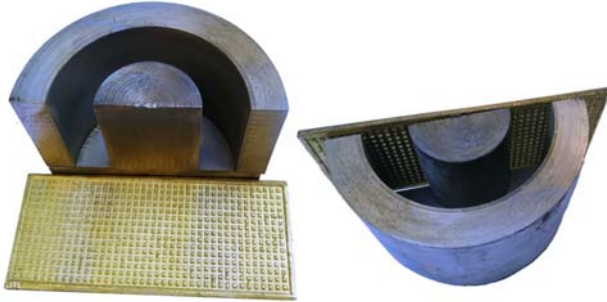
Deneysel çalışmalarda, Gaziantep Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Laboratuvarında bulunan 200 ton kapasiteli hidrolik pres kullanılmıştır. Pres kapasitesi dikkate alınarak, dişli malzemesi olarak kurşun malzeme kullanılmıştır. Bu amaçla, piyasadan kurşun kütükler temin edilmiş ve malzeme testleri gerçekleştirilerek malzeme özellikleri belirlenmiştir (Şekil 3-4). Sonuçlar, Simufact Forming Sonlu Elemanlar Yazılımı'nın mevcut malzeme kütüphanesindeki [36] değerlerle karşılaştırılmıştır. Kurşun malzemeye ait gerilme-şekil değiştirme diyagramı ve Simufact malzeme kütüphanesinde [37] bulunan "asm\_Lead\_104" malzemesinin akma gerilmesi diyagramı Şekil 2'de verilmiştir. Simufact malzeme kütüphanesinde bulunan "asm\_Lead\_104" özellikleriyle büyük oranda uyum sağlayan numunenin teminine ve deneysel çalışmalarda kullanılmasına karar verilmiştir. Söz konusu kurşun malzemenin özellikleri aşağıda Tablo 2'de verilmiştir.



**Şekil 2.** Kurşun numune ve Simufact malzeme kütüphanesinde [37] bulunan “asm\_Lead\_104” malzemesinin akma gerilmesi diyagramı (Flow stress diagram of lead specimen and “asm\_Lead\_104” in the Simufact material library [37])

**Tablo 2.** Kurşun malzeme özellikleri [37]  
(Properties of lead [37])

Kurşun (Asm_Lead_104)	
Elastisite modülü	1.4e+10 Pa
Poisson oranı	0.3
Yoğunluk	11360,0 kg/m <sup>3</sup>
Termal iletkenlik	24.0 W/(m·K)
Spesifik ısı kapasitesi	129.0 J/(kg·K)
Termal genleşme katsayısı	2.96e-5 1/K
Yitim faktörü	0.9



**Şekil 3.** Biyet döküm kalıbı (Preform casting die)



**Şekil 4.** Kurşun numune (Lead specimen)

### 3.3. Dövme kalıbı ve Malzemesi (Forging Die and Material)

Asimetrik dişli dövme kalıbı seti, Şekil 5’de gösterildiği gibi silindirik dış kalıp, dişli profiline sahip alt ve üst zımba ve silindirik malafadan oluşmaktadır. Kalıp elemanları H13 sıcak işlem kalıp çeliğinden tel erozyon ile kesilerek imal edilmiş ve yüzeyleri aşındırıcı akışkanla işleme (AFM) yöntemi kullanılarak parlatılmıştır. Deneysel çalışmalar sırasında kalıp iç yüzeyi molibden disülfür (MoS<sub>2</sub>) ile yağlanmıştır.

## 4. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

### 4.1. Deneysel Sonuçlar (Experimental Results)

Deneysel çalışmada ya hidrolik pres ile yapılan dövme işlemi sonucunda elde edilen asimetrik düz dişlinin görüntüsü Şekil 6’da verilmiştir. Zımba konumunun (kurs) farklı yüksekliklerinde malzeme akışının incelenebilmesi için kademeli deneyler yapılmış ve son aşamada dişlerin özellikle taban bölgesinde tamamen dolması sağlanmıştır. Şekil 6’de dişlinin üst yüzeyinde çapak oluşumu görülmektedir. Kademeli dövmede malzeme akışı ve karşılık gelen dövme yükü-zımba konumu grafiği Şekil 7 ve Şekil 8’de verilmiştir. Şekil 8’de kesik çizgi ile gösterilen deneysel sonuçlar incelendiğinde, dövme sırasında yük değişiminin üç bölgeye ayrılabilir olduğu görülmektedir. Grafikteki 1. kademeye kadar olan bölgede dövme yükü düşüktür, bu bölge biyetin kalıp yüzeylerine temasına kadar gerçekleşen şekil değiştirmedir ve zımbanın 1mm gibi hareketine karşılık gelen başlangıç bölgesidir. 1. Kademedeki 4. kademeye kadar olan bölgede yükün artışı (eğim) düşük ve yaklaşık olarak doğrusaldır. Bu bölge diş profilinin radyal malzeme akışı ile doldurulduğu şekil değişimine karşılık gelen bölgedir. 4. Kademedeki itibaren yükteki artış (eğim) artmakta ve son bölümde asimtotik bir eğriye dönüşmektedir.





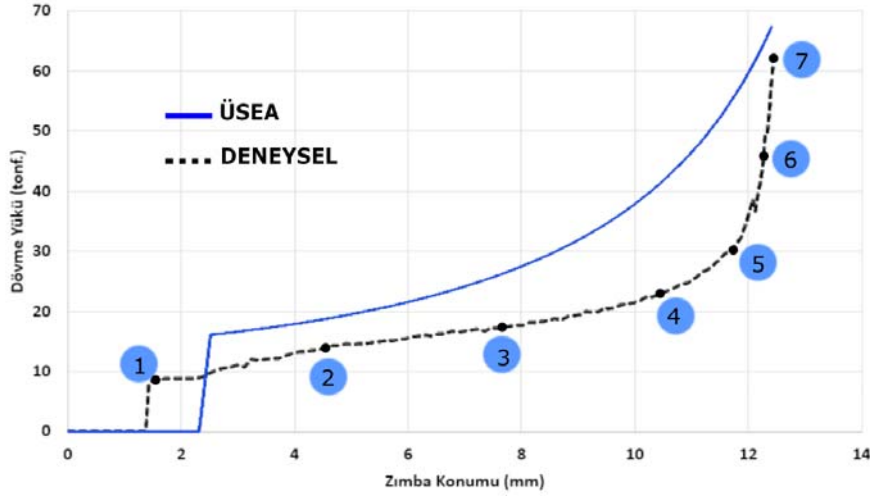
Şekil 5. Asimetrik Dişli Dövme Kalıp Seti (Asymmetric gear forging die set)



Şekil 6. Dövme işlemi sonucunda elde edilen asimetrik düz dişli (Asymmetric spur gear after forging)

DÖVME NR.	1	2	3	4	5	6	7
ÜST GÖRÜNÜŞ							
YAN GÖRÜNÜŞ							
DÖVME YÜKÜ (tonf.)	8	13	17	20	30	47	63

Şekil 7. Asimetrik düz dişli dövme işleminde malzeme akışı (Material flow during asymmetric spur gear forging)



Şekil 8. Dövme yükünün zımba konumuna (kurs) göre değişimi (Variation of forging load with respect to stroke)

Tablo 3. Literatürde simetrik dişlilere ait deneysel ve bu çalışmada sunulan ÜSEA dövme yükü sonuçları (Forging load results of the presented study and the experimental symmetrical gears in the literature)

Kaynak	Modül (mm)	Diş Sayısı	Yanak Genişliği (mm)	Malafa Çapı (mm)	Sürtünme Faktörü	Malzeme	Dövme Yüğü	
							Deneysel tonf	ÜSEA tonf
Eyericioğlu [21]	3	24	18	30	0,1	AISI 4340	430	455
Choi-1 [30]	2	15	10	0	0,1	Al-2024	75	78
Choi-2 [30]	2	15	10	10	0,1	Al-2024	88	92
Zadshakouyan [38]	3	15	20	0	0,1	Lead	45	51
Alves [39]	1,5	14	26	0	0,2	AlMgSi-1725	63	71

Bu bölüm diş profilinin dişlinin üst bölgesinde kalıbın dolması ve alt bölgede hala boşlukların olması nedeniyle artan sürtünme yükü ve malzeme akışında oluşan hidrostatik basınç (ölü) bölgelerinden kaynaklanmaktadır. Alt zımba hareketsiz ve üst zımba hareketli (tek yönlü dövme) şartları ve fiçilaşma etkisi malzeme akışını ve dövme yükünü bu şekilde etkilemektedir.

#### 4.2. Üst Sınır Enerji Analizi Sonuçları (Results of Upper Bound Energy Analysis)

Üst sınır enerji metodu ile yapılan analiz sonuçları hazırlanan yazılım kullanılarak elde edilmiş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmak amacıyla Şekil 8'de gösterilmiştir. Bu şekilde, kesik çizgi deneysel sonuçları, sürekli çizgi ise üst sınır enerji analiziyle elde edilen sonuçları göstermektedir. Her iki eğrinin benzer değişimleri göstermesi, bu çalışmada sunulan üst sınır enerji analizinin ve önerilen şekil değiştirme bölgelerinin uygunluğunu ispatlamaktadır. Şekil 8'den de görüldüğü üzere, üst sınır enerji analizi sonuçlarının deneysel sonuçlardan daha yüksek dövme yükü değerleri vermesi, üst sınır enerji metodunun özelliğinden kaynaklanmaktadır. Maksimum dövme yükü, üst sınır enerji analizi ile 68,8 tonf ve deneysel 63 tonf olarak bulunmuştur. Kalıp tasarımı ve pres kapasitesinin

belirlenmesinde emniyetli bölgede kalmak için üst sınır enerji metodu önerilmektedir. Bu analizde maksimum dövme yükü %10'un altında bir farkla belirlenmiştir. Dövme işleminde fiçilaşma etkisinin hesaplamaya katılması (3B analiz) halinde bu sapma daha da azalacaktır. Geliştirilen yazılım ile çözümler çok kısa bir süre içerisinde (bu analizde 3 saniye) elde edilebilmektedir.

Bu çalışmada sunulan üst sınır enerji analizi ile farklı dişli parametrelere için belirlenen dövme yüklerinin karşılaştırılması amacıyla dövme dişliler için literatürde mevcut olan bazı deneysel çalışmalar Tablo 3'te verilmiştir. Asimetrik dişlilerin dövme yükü ile ilgili herhangi bir deneysel sonuç bulunmadığı için simetrik dişliler elde edilmiş sonuçlar verilmiştir. Farklı malzeme ve dişli parametreleri için yapılmış bu çalışmalarda dövme yükleri ile bu çalışmada sunulan ÜSEA ile elde edilen sonuçların birbirine yakın ve deneysel çalışmadan her zaman fazla olduğu görülmektedir.

#### 5. SİMGELER (SYMBOLS)

$D_i$	Biyet iç çapı (mm)
$D_m$	Malafa çapı (mm)
$D_o$	Biyet dış çapı (mm)

$\dot{E}_F$	Sürtünmeden kaynaklı enerji kayıp oranı
$\dot{E}_p$	İç kaynaklı enerji kayıp oranı
$\dot{E}_s$	Kesme gerilmesinden kaynaklı enerji kayıp oranı
$m$	Sürtünme katsayı sabiti
$M$	Modül
$N$	Diş sayısı
$r, \theta, z$	Silindirik koordinat sistemi
$r_b$	Temel dairesi yarıçapı (mm)
$r_f$	Diş dibi yuvarlatma yarıçapı (fillet) (mm)
$r_m$	Nötral yüzey yarıçapı (mm)
$r_r$	Diş dibi yarıçapı (mm)
$R$	Evolvent üzerindeki değişken noktanın yarıçapı (mm)
$t$	Dövme esnasında biyetin yüksekliği (mm)
$u$	Zımba hızı (mm/sn)
$\alpha$	Asimetrik dişli sürülen yüzey adım yarı açısı (rad)
$\beta$	Asimetrik dişli süren yüzey adım yarı açısı (rad)
$\theta_{lc}$	Sürülen tarafın diş dibi radyüs başlangıç noktasının açısı (rad)
$\theta_{sc}$	Sürülen tarafın diş dibi radyüs bitiş noktasının açısı (rad)
$\theta_{fc}$	Sürülen tarafın diş dibi radyüs başlangıç ve bitiş arasındaki açı (rad)
$Inv\phi_{rc}$	Sürülen taraf evolvent eğrisine göre R değişken ölçüsünün açı değişkeni
$\theta_{ld}$	Süren tarafın diş dibi radyüs başlangıç noktasının açısı (rad)
$\theta_{sd}$	Sürülen tarafın diş dibi radyüs bitiş noktasının açısı (rad)
$\theta_{fd}$	Süren tarafın diş dibi radyüs başlangıç ve bitiş arasındaki açı (rad)
$Inv\phi_{rd}$	Süren taraf evolvent eğrisine göre R değişken ölçüsünün açı değişkeni.
$\dot{\epsilon}$	Gerinim hızı
$\dot{\bar{\epsilon}}$	Etkin gerinim hızı
$\dot{\epsilon}_v$	Hacimsel gerinim hızı
$U_r, U_\theta$	Eksenel hız bileşenleri
$U_z$	Eksenel hız bileşeni

## 6. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Asimetrik düz dişlilerin hassas dövme işleminde, üst sınır enerji metodu kullanılarak dövme yükü ve malzeme akışının belirlenmesi için bir analiz sunulmuştur. Bu analizde, asimetrik dişin süren ve sürülen tarafları ayrı ayrı ele alınmış ve toplamda 12 şekil değiştirme bölgesine ayrılmıştır. Yapılan analizde, iş parçası malzemesinin isotropik ve homojen olduğu, dövme sırasında pekleşmediği, simetri eksenini boyunca malzeme geçişi olmadığı ve simetri eksenini üzerinde malzeme akış hızlarının eşit olduğunu varsayılmıştır. Bölgesel malzeme akış hızlarının hesaplanması ve enerji denklemlerinin çözümü python programlama dilinde geliştirilen bir yazılımla gerçekleştirilmiş ve interaktif bir kullanıcı arayüzü sunulmuştur. Prototip bir asimetrik dişli için dövme deneyleri yapılarak elde edilen sonuçlar üst sınır enerji analizi sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Bu çalışmadan elde edilen çıkarımlar aşağıda verilmiştir.

- Deneysel ve ÜSEA sonuçlarından elde edilen dövme yükünün zımba konumuna göre değişim grafiklerinin benzer (paralel) değişimler göstermesi, bu çalışmada önerilen şekil değiştirme bölgelerinin ve sunulan üst sınır enerji analizinin, asimetrik düz dişlilerin dövme işleminde başarıyla kullanılabileceğini göstermiştir.
- Üst sınır enerji analizi ile hesaplanan maksimum dövme yükü deneysel sonuçlarla uyum içerisindedir. Zımba konumuna göre, üst sınır analizi ve deneysel dövme yükü arasındaki fark daha fazla sapma göstermektedir. Bu durum, üst sınır analizinin 2-boyutlu olması ve dolayısıyla kalıp yüksekliği boyunca homojen bir malzeme akışı kabulünden kaynaklanmaktadır. Hesaplanan maksimum dövme yükü sonuçlarının deneysel sonuçlardan daha yüksek dövme yükü değerleri vermesi, üst sınır enerji metodunun özelliğinden kaynaklanmakta olup, kalıp tasarımı ve pres kapasitesinin belirlenmesinde emniyetli bölgede kalmak için uygundur.
- Geliştirilen yazılım ile dövme yükü kısa bir süre içerisinde elde edilebilmektedir. Bu yazılım, asimetrik ve simetrik düz dişliler için kullanılabilir olup interaktif bir kullanıcı arayüzüne sahiptir.
- Asimetrik düz dişli dövme işleminde, dövme yükünün zımba konumuna (kurs) göre değişimi üç farklı bölgede incelenebilir. Birinci bölge, biyetin kalıp yüzeylerine temasına kadar gerçekleşen şekil değiştirme gerçekleştiği ve zımbanın 1mm gibi hareket karşılık gelen dövme yükünün düşük olduğu başlangıç bölgesidir. İkinci bölge, dövme yükünün zımba hareketine göre nispeten doğrusal artış gösterdiği, diş profilinin radyal malzeme akışı ile doldurulduğu bölgedir. Üçüncü bölgede, dövme yükü hızla artmakta ve son bölümde asimtotik bir eğriye dönüşmektedir. Bu bölümde, dişli kalıbının üst zımbaya temas eden bölümü tamamıyla dolarken, alt zımbaya oturan bölgede hala boşlukların bulunmakta ve dolayısıyla sürtünme yükü artmakta ve malzemede hidrostatik basınç bölgeleri oluşmaktadır.

## TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışmayı (Proje No. 217M063) destekleyen Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu'na (TÜBİTAK) katkılarından dolayı teşekkür ederiz.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Liming L., Guimin L., Dynamic simulation analysis of asymmetric involute gear drive system, *Applied Mechanics and Materials*, 215–216, 974–977, 2012.
2. Banica M., Ravai-Nagy S., Manufacturing precision on the numeric simulation of spur gear with asymmetric teeth, *Applied Mechanics and Materials*, 809–810, 772–777, 2015.
3. Senthil Kumar V., Muni D. V., Muthuveerappan G., Optimization of asymmetric spur gear drives to improve the bending load capacity, *Mechanism and Machine Theory*, 43 (7), 829–858, 2008.
4. Costopoulos T., Spitas V., Reduction of gear fillet stresses by using one-sided involute asymmetric teeth,

- Mechanism and Machine Theory, 44 (8), 1524–1534, 2009.
5. Spitas V., Spitas C., Costopoulos T., Reduction of tooth fillet stresses using novel one-sided involute asymmetric gear design, *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 37 (2), 157–182, 2009.
  6. Yang S. C., Mathematical model of a helical gear with asymmetric involute teeth and its analysis, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 26 (5–6), 448–456, 2005.
  7. Li N., Li W., Liu N., Liu H., Analytical method on contact stress of helical gear with asymmetric involutes, *Advanced Materials Research*, 321, 157–160, 2011.
  8. Yang S. C., Study on an internal gear with asymmetric involute teeth, *Mechanism and Machine Theory*, 42 (8), 977–994, 2007.
  9. Yilmaz T. G., Doğan O., Yüce C., Karpat F., Improvement of loading capacity of internal spur gear with using asymmetric trochoid profile, *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE)*, 11 (2009), 1–8, 2017.
  10. Masuyama T., Miyazaki N., Evaluation of load capacity of gears with an asymmetric tooth profile, *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, 11 (1), 2016.
  11. Kapelevich A., Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth, *Mechanism and Machine Theory*, 35 (1), 117–130, 2000.
  12. Marimuthu P., Muthuveerappan G., Investigation of load carrying capacity of asymmetric high contact ratio spur gear based on load sharing using direct gear design approach, *Mechanism and Machine Theory*, 96, 52–74, 2016.
  13. Çavdar K., Karpat F., Babalık F. C., Asimetrik evolvant düz dişlilerin bilgisayar destekli analizi, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 9 (1), 123-131, 2004.
  14. Fetvacı C., Computer simulation of helical gears with asymmetric involute teeth, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 25 (3), 441-447, 2010.
  15. Akpolat A., Reduction of tooth root bending stresses in gears generated by symmetric cutter with asymmetric tip radii, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33 (2), 713-728, 2018.
  16. Kelley M., Danis L., Precision flow forged gears, *Metals Eng. Quarterly*, 20-22, November 1974.
  17. Eyericioğlu O., Walton D., Dean T.A., Comparative bending fatigue strength of precision forged spur gears, *Proceedings Institution Mechanical Engineers IMechE, Part C*, September, 1997, 211, 293-299, 1997.
  18. Benedict D.K., Forged straight bevel gears-an overview, *AGMA paper no 84-1949*, 1984.
  19. Townsend D.P., Bamberger E.N., Zaretsky E.V., A life study of ausforged, standard forged and standard machined AISI M-50 spur gears, *Transactions. of ASME, Journal of Lubrication Technology*, July 418-425, 1976.
  20. Lehnhoff T.F., Chen H., Ardayfio D.D., Surface durability of forged and machined steel gears, *ASME paper 83-DE-6*, 1983.
  21. Eyericioğlu O., Developments and performance analyses of precision forged spur gears, PhD. Thesis, School of Manufacturing and Mechanical Engineering, The University of Birmingham, England, 1995.
  22. Eyericioğlu O., Dean T.A., Walton D., Precision forging of gears, 7th Int. Mach. Des. and Prod Conf. Ankara, Turkey, 433-442, 1996.
  23. Cai J., Dean T. A., Hu Z. M., Alternative die designs in net-shape forging of gears, *J. Mater. Proc. Tech.* 150 (1), 48-55, 2004.
  24. Yang C., Zhao S., Zhang J., Precision forging of spur gear by flow control forming method, *Australian j. of Mech. Eng.*, 12 (1), 101-109, 2014.
  25. Zuo B., Wang B., Li Z., Zheng M. Zhu X., Design of relief-cavity in closed-precision forging of gears, *J. Cent. South Univ.* 22, 1287-1297, 2015.
  26. Abdul N.A., Dean T.A., An analysis of the forging of spur gear forms, *Int J Mach Tool Des Res*, 26 (2), 113-123, 1986.
  27. Grover O.P., Juneja B.L., Analysis of closed-die forging of gear like element, *Adv Tech Plasticity*, 888-893, 1984.
  28. Chitkara N.R., Bhutta M.A., Forging and heading of hollow spur gear forms: an analysis and some experiments, *Int J Mech Sci*, 41, 1159-1189, 1999.
  29. Choi J.C., Choi Y., A study on the forging of external spur gears: upper bound analyses and experiments, *Int J Mach Tool Des Res*, 38, 1193-1208, 1998.
  30. Choi J., Cho H. Y., Jo C. Y., An upper-bound analysis for the forging of spur gears, *J. Mater. Proc. Tech.* 104, 67-73, 2000.
  31. Sadeghi M.H., Precision forging axisymmetric shapes, straight and helical spur gears, PhD. Thesis, School of Man. And Mech. Eng., The University of Birmingham, England, 1989.
  32. Sadeghi M. H., Gear forging: mathematical modeling and experimental validation, *J. of Manuf. Science and Engineering*, 125 (4), 753-762, 2003.
  33. Rasae S., Haghghat H., Zahedi M., Modelling and upper bound analysis of involute spur gear precision forging, *Int. Res. J. of Applied and Basic Sciences*, 4 (7), 1676-1682, 2013.
  34. Chitkara N. R., Kim Y. J., Near-net shape forging of a crown gear: some experimental results and an analysis, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 41 (3), 325–346, 2001.
  35. Hsu H. H., A study on precision forging of spur gear forms and spline by the upper bound method, *International Journal of Mechanical Sciences*, 44 (8), 1543–1558, 2002.
  36. Hosford W. F., Caddell R. M., *Upper bound analysis, Metal forming: Mechanics and Metallurgy*, Cambridge University Press, 110-127, 2012.
  37. Simufact Forming, <https://www.simufact.com/simufactforming-forming-simulation.html>.

38. Zadshakouyan M., Sobbouhi E. A., Jafarzadeh H., A study on the heading of spur gears: numerical analysis and experiments, *Int. J. of Mech. Aerospace, Industrial, Mechatronic Manuf. Eng.*, 3 (4), 380-384, 2009.
39. Alves M., Rodriguez J. M. C., Martins P. A. F., Cold forging of gears: experimental and theoretical investigation, *Finite Elements in Analysis and Design*, 37 (6-7), 549-558, 2001.

