

## Dişli Kayış Kasnak Mekanizmasında Farklı Temas Açılarının Dişli Kasnağı Üzerindeki Etkilerinin ANSYS ile Analizi

<sup>1</sup>M.Tolga Özkan, <sup>2</sup>İhsan Toktaş ve <sup>3</sup>Hüseyin Demirhan

<sup>1,3</sup>Faculty of Technology, Industrial Design Engineering Department, Gazi University, Ankara, Turkey

<sup>2</sup>Faculty of Engineering and Natural Sciences, Mechanical Engineering Department, Yıldırım Beyazıt University, Ankara, Turkey

### Abstract

Dişli kayış-kasnak mekanizmaları endüstrinin birçok alanında kullanılmaktadır. Genellikle hassas pozisyon kontrolü gereken robot uygulamalarında, içten yanmalı motorların valf tahriki ve zamanlamasında, ürün taşıyan konveyör sistemlerinde, paslanmanın ve yağlamanın istenmediği medikal uygulamalarda kullanılmaktadır. Bu mekanizmalar çok farklı şekilde tasarlanıp yüksek hız ve yüksek torklarda çalıştırılabilir. Tasarım farklılıkları dişli kasnak ve kayış arasında farklı temas açıları oluşmasına neden olur. Bu durum kasnak ve kayış üzerinde farklı gerilme dağılımlarına yol açar. Bu çalışmada farklı temas açılarının dişli kasnak üzerindeki gerilmeyi nasıl etkilediği ANSYS ile analiz edilerek değerlendirilmiştir.

**Key words:** Dişli Kayış-Kasnak, Sonlu Elemanlar

### 1. Giriş

Dişli kayış-kasnak mekanizmaları çalışma prensibi olarak zincir mekanizmalarına, malzeme açısından ise kayış kasnak mekanizmalarına benzerler [1]. Fakat her iki sistemden de avantajları bulunduğu için kimi uygulamalarda özellikle tercih edilir. Kayış kasnak mekanizmalarında kayma meydana geldiği için çevrim oranı sabit değildir. Dolayısıyla çevrim oranının önemli olduğu hassas kontrol gerektiren yerlerde zamanlama amacıyla dişli kayış kasnak mekanizmaları kullanılır. Yüksek tork isteyen sistemlerde ise yağlama gerektirmemesi sessiz ve verimli olması, çok az ısınması tercih nedeni olan diğer avantajlarıdır.

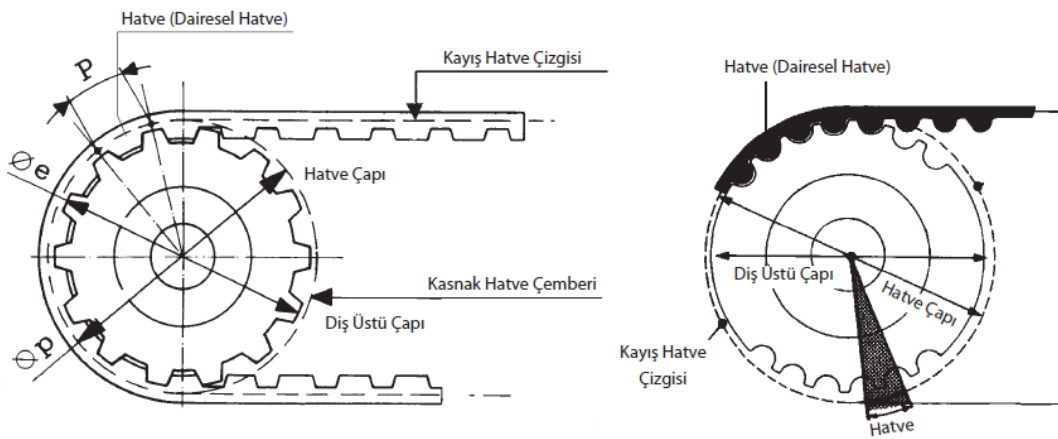
Dişli kayışlar bakım gerektirmez sadece düzgün çalışması için çok büyük olmayan gergi kuvvetine ihtiyaç duyar zamanla bu gergi kuvvetleri kontrol edilmelidir ve kayış ömrünü tamamlamadan değiştirilmesi gerekir. Kayışın ömrünü gergi kuvveti, ilettiği tork, mekanizmanın tasarımı ve çalışma koşulları gibi pek çok faktör etkilemektedir. Kayış ve kasnak arasındaki sürtünme kuvveti de kayış ömrünü etkileyen bir diğer faktördür [2].

Dişli kasnaklar pek çok malzemeden üretilmektedir. Kullanım yerine göre plastik, çelik, alüminyum, cam elyaf gibi malzemelerden üretilebilir. Bu çalışmada kasnak malzemesi olarak çelik seçilmiştir. Çelik kasnaklar farklı yöntemlerle üretilebilir döküm, dövme, sinterleme v.b.

bu yöntemlerde kullanılan basınç, soğuma hızı gibi değerler kasnakta farklı iç yapılar, farklı iç gerilmeler dolayısıyla farklı dayanım değerleri meydana getirebilir [3].

## 2. Model

Dişli kayış-kasnaklar genellikle iki tür diş profilinden imal edilirler. Bunlar yuvarlak diş profili veya trapez diş profilidir. Tek kayış birden fazla kasnağı tahrik için kullanılabilir, içten yanmalı motorlarda olduğu gibi kompakt dizaynlarla küçük alanlarda farklı yönlerde kasnaklar tahrik edilebilir. Bunun için çift taraflı kayışlarda üretilir [4]. Hareketin yanında yüksek tork ta ileten kasnaklar genellikle yuvarlak profilden üretilirler [5].



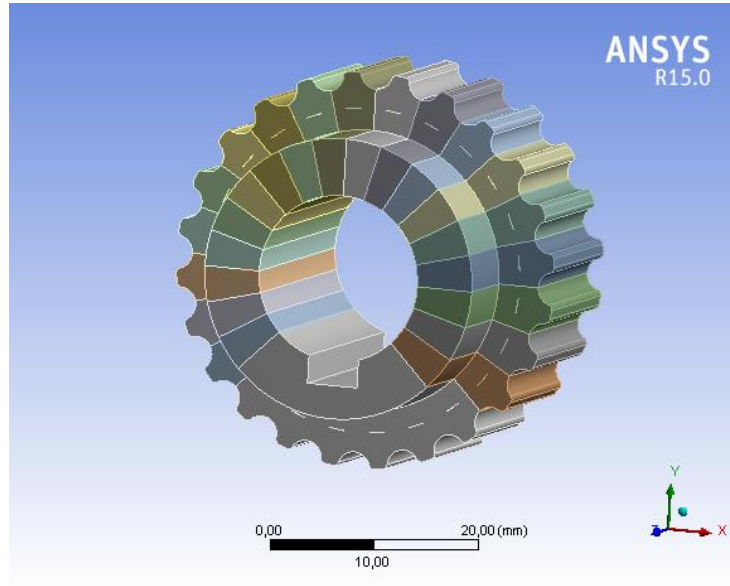
Şekil 1. Diş profilleri

Dişli kasnaklar bağlantı şekline ve boyutuna göre kamalı, pimli veya burçlu olarak imal edilebilirler. Dişli kayış CAD modeli SOLIDWORKS ortamında Tablo 1’de verilen boyutsal özelliklere uygun olarak kamalı biçimde modellenmiştir [6].

Table 1. Dişli Modeli Değerleri

Diş Profili	Yuvarlak
Hatve ( $P$ )	5 mm
Diş sayısı ( $z$ )	24
Bölüm dairesi çapı ( $D_1$ )	38,2 mm
Diş genişliği ( $C$ )	14,5 mm

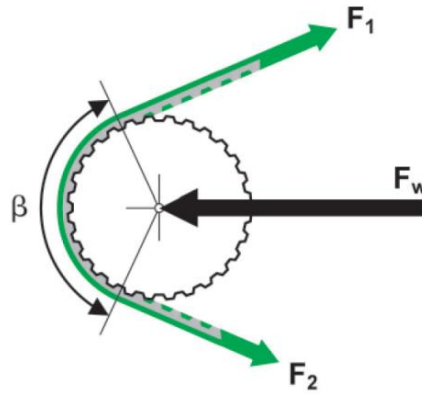
Dişli kasnak modeli ANSYS’te her dişe ayrı yük uygulayabilmek için Şekil 2’de görüldüğü üzere parçalı biçimde modellenmiştir.



Şekil 2. Dişli Kasnak CAD Modeli

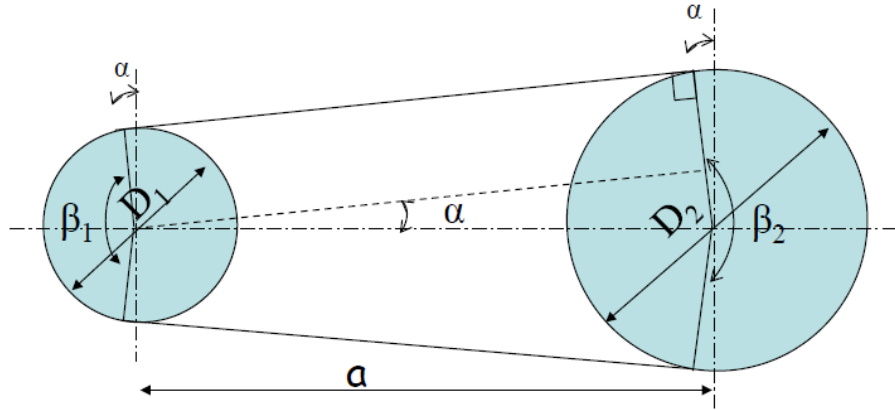
### 2.1. Kuvvet ve Momentler

Dişli kasnağı etkileyen iki temel kuvvet mevcuttur bunlar; döndürme momenti'nin oluşturduğu  $F_u$  kuvveti ve gergi kuvveti  $F_w$ 'dir. Gergi kuvveti çalışma esnasında dönme yönü ve kayıştaki şekil değişiminden dolayı  $F_1$  ve  $F_2$  olarak kayış kollarına etki eder. Burada  $F_1$  gergin kol  $F_2$  gevşek kolun kuvvetini temsil eder [7]. Ayrıca gergi kuvveti kayış ile kasnak arasındaki sürtünme katsayısı ve sarım açısı  $\beta$ 'ya bağlı olarak değişir.



Şekil 3. Kuvvetler

Sarım açısı  $\beta$  döndüren dişli çapı  $D_1$ , döndürülen dişli çapı  $D_2$  eksenler arası mesafe  $a$ 'ya bağlı olarak değişir [8].



Şekil 4. Sarım Açısı

$$\beta, \text{ Sarım açısı: } \frac{\cos(\beta)}{2} = \frac{D_1 - D_2}{2 \cdot a} \quad (\text{rad}) \quad (1)$$

$D_1$ , döndürülen dişli bölüm dairesi çapı (mm),  $D_2$ , döndürülen dişli bölüm dairesi çapı (mm)  
 $a$ , eksenler arası mesafe (mm).

$$\text{Kavrayan Diş Sayısı: } z_k = z_1 * \frac{\beta_1}{2} \quad (2)$$

$F_U$ , moment kuvveti (N) ve Momenti oluşturan kuvvet (M);

$$M = F_U * \frac{D_1}{2} \quad (\text{N}) \quad (3)$$

$F_W$ , gergi kuvveti (N);

$$F_W = 1.2 * F_U \quad (4)$$

(Buradaki 1.2 katsayısı sarım açısına bağlı olarak 1.1-1.3 arasında değişir.)

$$\text{Gevşek Kol Kuvveti: } F_2 = 0.2 * F_U \quad (\text{N}) \quad (5)$$

$$\text{Gergin Kol Kuvveti: } F_1 = F_2 + F_U \quad (\text{N}) \quad (6)$$

Bu çalışmada, sarım açısının dişli gerilmesine etkisini araştırıldığı için aynı dişliye farklı sarım açılarında aynı moment uygulanır.

Tablo 2. Analiz Kuvvetleri

Sarım Açısı ( $\beta$ )	Güç (kW)	Devir (Rpm)	$F_W$ (N)	$F_U$ (N)
60°	2	1000	2401	1500
90°	2	1000	2302	1500
120°	2	1000	2200	1500
150°	2	1000	2101	1500
180°	2	1000	2002	1500
210°	2	1000	1899	1500
240°	2	1000	1800	1500

## 2.2. Analiz

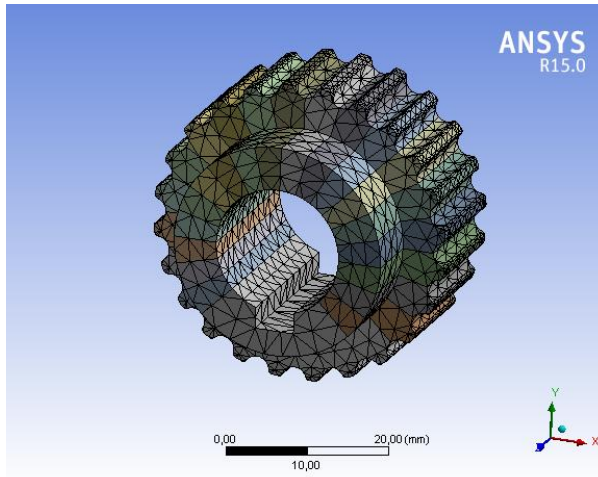
Dişli kasnaklar tıpkı dişli çarklar gibi ani yüklemelere maruz kaldığı ve dişlerde aşınma meydana geldiği için yüksek yüklere maruz kalan dişli kasnaklar sementasyon çeliklerinden imal edilebilirler. Bu şekilde diş yüzeyleri sert iç kısım ise tok olur [9]. Ayrıca kullanım yeri, ileteceği tork ve güce göre alüminyum, camfiber, termoplastik gibi malzemelerden üretilebilirler. Kimi uygulamalarda ise dişler ile göbek farklı malzemelerden üretilebilir [10].

Bu çalışmada, Tablo 3 'de ki malzeme özellikleri modele uygulandı.

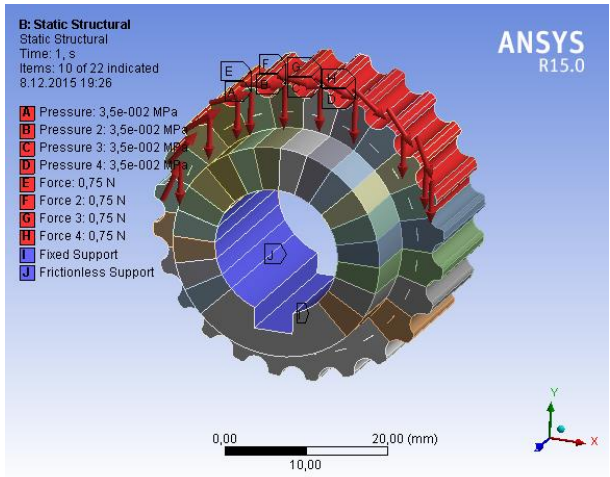
**Tablo 3.** Malzeme Özellikleri

Malzeme Türü	İzotropik
Elastisite Modülü	200 GPa
Poisson Oranı	0,3

İlk olarak ANSYS'te model açıldı ve malzeme özellikleri atandı. Model mesh'lenerek sonlu elemanlara bölündü (Şekil 5). Sınır şartları ve kuvvetler uygulandı. Burada moment oluşturan kuvvet daha doğru sonuç alınması için dişin izdüşüm alanı hesaplanarak basınç olarak dişe etki ettirildi (Şekil 6).

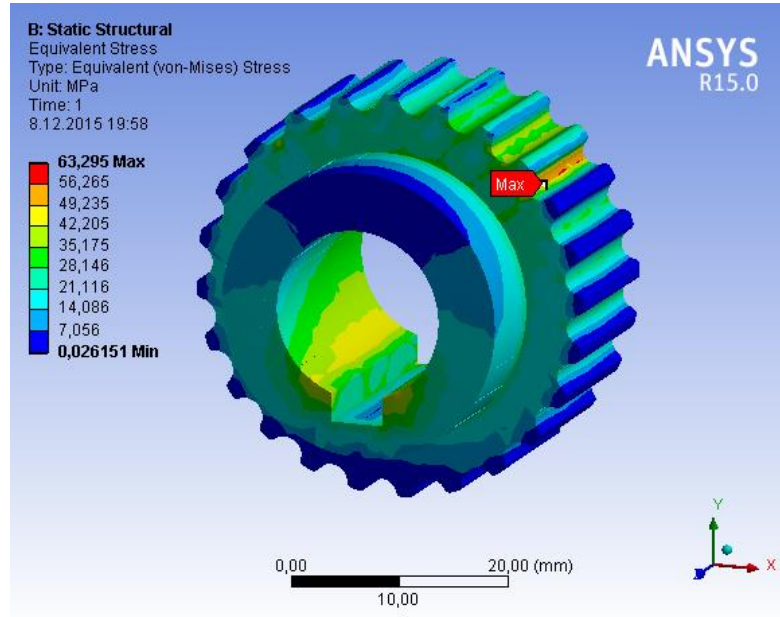


**Şekil 5.** Sonlu elemanlara bölünmüş model



**Şekil 6.** Sınır şartları ve yükler

Çözüm yaptırılarak sonuçlar alındı. Sonuçların değişkenlik gösterip göstermediğini kontrol etmek için farklı kW'da güçler (0.1, 0.5, 1, 2, 3) ve farklı devir sayıları (10, 50, 100, 400, 800, 1000, 8000, 14000) parametrik olarak girilerek çözdürüldü.



Şekil 7. Von Mises Gerilme Dağılımı

Şekil 7’de görüldüğü gibi maksimum gerilme ilk kavrayan dişin dış dibinde meydana gelmektedir. Milanovic ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada da [11] kavrayan ilk üç dişlide maksimum gerilmelerin olduğu gözlemlenmiştir.

Tablo 4. Analiz Sonuçları

Sarım Açısı ( $\beta$ )	Von Mises Stress Maksimum (MPa)
60°	78,107
90°	63,295
120°	54,962
150°	53,641
180°	52,673
210°	50,813
240°	48,028

Tablo 4’ten de anlaşılacağı gibi sarım açısı arttıkça aynı momenti çeviren dişli kasnaklar üzerinde meydana gelen maksimum gerilme azalmaktadır. Aynı zamanda sarım açısı arttıkça gerdirme kuvveti ihtiyacı da azalmaktadır. Sarım açısını 180°nin üzerine çıkarmak için ekstra gerdirme kasnağına ihtiyaç duyulur [12]. Gerdirme kasnağı dişli üzerinde fazladan yüke neden olabilir ayrıca kayış üzerinde fazladan bükülmeye neden olacağından kayış ömrünü etkiler.

### 3. Sonuçlar

Yapılan parametrik analiz sonuçlarında sarım açısının dişli kasnak üzerindeki gerilme dağılımını etkilediği görülmüştür. Öyle ki sarım açısı arttıkça diş başına düşen kuvvet ve momentler

azaldığından diş dibinde oluşan gerilmelerde azalmaktadır. Maksimum gerilmeler kavrayan ilk dişlinin diş dibinde meydana gelmektedir. Diğer dişlilerde de giderek azalmaktadır. ANSYS ortamında yapılan bu çözümler diş dibinden kırılmaya göre analitik olarak ta çözülmüş ve %1 den daha az bir hata payı içerdiği gözlemlenmiştir [13-14].

Dişli kayış-kasnak sistemleri oluşturulurken sarım açısını artıracak şekilde dizayn etmek gerdirme kuvvetini azaltacağından dişli yatağına gelen kuvveti de azaltacaktır. Sarım açısı arttıkça momenti uygulayan diş sayısı artacak ve diş başına gelen kuvvet azalacaktır ve maksimum gerilme düşecektir. Ancak sarım açısını artırmak dişli kayışta ekstra eğilme gerilmesi meydana getirecektir ve kayış ömrü olumsuz etkilenecektir. Ayrıca gerdirme kasnakları kullanmakta kayışa fazladan eğme gerilmesi getirecek, sistemin daha fazla güç çekmesini sağlayacak ve verimi düşürecektir [15].

Dolayısıyla dişli kayış kasnak sistemleri dizayn edilirken tüm bu değişkenler dikkate alınarak optimizasyonu yapılmalıdır.

## References

- [1] <http://kisi.deu.edu.tr//melih.belevi/kayis-kasnak.pdf>
- [2] Stojanovic B., Miloradovic N., Blagojevic M., Analysis of Tribological Processes at Timing Belt's Tooth Flank, Tribology in industry; 2009; Volume 31, No. 3&4.
- [3] Key Sun Kim, Analysis of the Powder Forging Processes for Vehicle Timing Belt Pulley by Finite Element Analysis, Indian Journal of Science and Technology; January 2015; Vol 8(S1), 511–516.
- [4] [http://www.optibelt-usa.com/uploads/tx\\_optibeltusaproducts/TECH\\_MANUAL\\_TIMING\\_BELTS.pdf](http://www.optibelt-usa.com/uploads/tx_optibeltusaproducts/TECH_MANUAL_TIMING_BELTS.pdf)
- [5] [http://www.mitsuboshi.de/pdf/TG-Belt\\_Design\\_Manual.pdf](http://www.mitsuboshi.de/pdf/TG-Belt_Design_Manual.pdf)
- [6] <http://www.tosyalimakina.com/Themes/tosyali2/a4-k2.pdf>
- [7] HabaSYNC Timing Belts – Habasit Engineering Guide.
- [8] <http://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Kayis%20kasnak.pdf>
- [9] Can Ahmet Çetin, Tasarımcı Mühendisler İçin Malzeme Bilgisi; 2010.
- [10] Bekçi Ufuk, Varol Remzi, Taylan Fatih Farklı Malzemelerden İmal Edilmiş Modüler Dişli Çarkların ANSYS ile Gerilme Analizi Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi; 2006; (2) 19-26
- [11] Milanovic Ivan, Stojanovic Blaza, Blagojevic Mirko, Nenad Marjanovic Influence of Torque Variation On Timing Belt Drive's Load Distribution, The 7 th International Conference Resarch and Development of Mechanical Elements And Systems
- [12] F.N. Sheppard & Co., Belt Design Catalog. Erlanger, Kentucky; 2000.
- [13] Can Ahmet Çetin, 2006: Makine Elemanları Tasarımı; 2009.
- [14] Babalik Fatih C., Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, 2014.
- [15] Gates Mectrol, Inc. (2006, October). Timing Belt Theory. Retrieved; May 4, 2012; from Gates Mectrol Corporation Website: [http://www.gatesmectrol.com/mectrol/downloads/download\\_common.cfm?file=Belt\\_Theory06sm.pdf&folder=brochure](http://www.gatesmectrol.com/mectrol/downloads/download_common.cfm?file=Belt_Theory06sm.pdf&folder=brochure).