



Cıvatalı Bağlantı Elemanlarının Tekrarlı Kullanımı Durumunda Sürtünme Değişikliklerini Entegre Eden Cıvatalı Bağlantı Simülasyon Modelinin Geliştirilmesi

Development of A Bolted Joint Simulation Model with Integrating Friction Changes for Repeated Use of Bolted Fasteners

Barış Tanrikulu^{1*}, Ramazan Karkuzu²

¹ Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, TÜRKİYE

² Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği, İzmir, TÜRKİYE

Sorumlu Yazar / Corresponding Author *: tanrikulubaris@gmail.com

Öz

Cıvatalı bağlantı elemanları günümüzde birçok mekanik uygulamada sıklıkla kullanılmaktadır. Özellikle kritik uygulamalarda, kilitleme yükü değeri, montajlanan parçaların yaşam ömrü için önem arz etmektedir. Cıvatalı bağlantı elemanları tekrar kullanılabilir elemanlar olmasına rağmen sürtünme katsayılarındaki değişim, her sıkım esnasında kilitleme yükünün giderek düşmesine sebebiyet vermektedir. Bu durum, özellikle kilitleme yükünün önem arz ettiği uygulamalarda, beklenmedik sonuçların meydana gelebileceğini ortaya koymaktadır. Çalışma kapsamında, bağlantı elemanlarının tekrar kullanımı durumundaki sürtünme katsayısı değişimi deneysel olarak belirlenmiş ve bu veriler ışığında yüzey kayma mesafesi bazlı sürtünme değişim modeli geliştirilmiştir. Sayısal simülasyon çalışmalarında tekrar kullanım etkisinin göz ardı edilmesinden dolayı, bu etkinin tahmin edilebilmesine olanak sağlayan modellerin geliştirilmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Elde edilen kayma mesafesi bazlı sürtünme modeli, cıvatanın 5. sıkım sonucunda göstermiş olduğu davranışı, sayısal simülasyon yazılımı ile tahmin edebilmiştir. Model sonucunda elde edilen tork çıktıları, deneysel veri sonucunda elde edilen veriler ile kıyaslanarak hata payları çıkarılmıştır. Kayma mesafesi bazlı sürtünme modelinin, sürtünme katsayısının sabit kaldığı varsayımına dayanarak gerçekleştirilen simülasyonlardan elde edilen çıktı torkundaki hata payını, %19,5' den %4,48'e düşürdüğü gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Cıvatalı Bağlantı Elemanı, Sürtünme Katsayısı, Sayısal Simülasyon Modeli, Mekanik

Abstract

Threaded fasteners are commonly utilized in a wide range of applications. The significance of the clamping load value has an important impact, particularly in critical applications, since it directly impacts the life span of the assembled components. Despite the fact that bolted fasteners may be reused, the clamping load gradually decreases with each tightening cycle due to changes in friction coefficients. This scenario gives rise to significant challenges, particularly in situations where the clamp load has utmost importance. In this work, the experimental determination of the friction coefficient change was conducted in relation to the reuse of fasteners. Additionally, a friction change model was established based on the surface slip distance, taking into consideration the experimental results. The absence of the reuse effect, particularly in the context of numerical simulation research, highlights the necessity of establishing a dedicated framework for the creation of numerical simulation models to address this issue. The achievement of simulating the behavior of a bolt after the 5th tightening is made possible by incorporating the derived model, which is based on sliding distance, into the numerical simulation model. The torque outputs derived from the simulation model were compared to the data collected from experiments, and the corresponding error margins were computed. The slip-based friction model was found to significantly decrease the margin of error in the output torque, reducing it from 19.5% to 4.48% in comparison to the constant friction coefficient model.

Keywords: Bolted Joint, Friction Coefficient, Finite Element Analysis, Mechanic

EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Threaded fasteners are commonly utilized in a wide range of applications. The significance of the clamping load value has a significant impact, particularly in critical applications, since it

directly impacts the life span of the assembled components. Despite the fact that bolted fasteners may be reused, the clamping load gradually decreases with each tightening cycle due to changes in friction coefficients.

Numerous investigations in the existing literature have been conducted to predict and enhance the stability of the torque-clamp load relationship [1–3]. The reusability of bolted fasteners has long been acknowledged, however, recent investigations have brought to light the detrimental consequences associated with their reuse. The phenomenon of coefficient of friction change within the contact surfaces of bolted fasteners arises due to repetitive utilization, thereby exerting an influence on the overall operational efficacy and dependability of the connection. The comprehension and anticipation of changes in friction hold significant value, particularly in contexts that demand highest levels of accuracy and reliability. Previous research has revealed significant variations in friction coefficients, which are dependent on the type of coating utilized and various environmental factors. In addition to the previously mentioned investigations, various professional searches have been conducted to develop theoretical models clarifying the friction coefficient [5,6]. In addition to these, numerous studies on the theoretical modeling of the friction coefficient have been conducted. These investigations unveiled the fact that the bearing friction coefficient and thread friction coefficient has different impacts [13,14].

The present study highlights the existing limitations in the field of fastener simulation, specifically pertaining to the treatment of friction effects within the thread area. While numerous software and models have been developed to address this subject, the general focus within the industry remains on maintaining a constant clamp load at a macro level. Consequently, the complex aspects of friction effects have not been fully incorporated into these models. The aforementioned circumstance gives rise to a deficiency, particularly in instances where the friction coefficient within the threaded section and bearing regions takes significance. To date, extensive research has been conducted in the field; however, a notable gap remains in the literature regarding comprehensive investigations into the detailed modeling of fastener behavior during repetitive utilization. This study aims to investigate the impact of re-tightening on the friction coefficient within the context of a numerical simulation model. Specifically, the change in the friction coefficient will be utilized as an input parameter in the model. Consequently, the torque-clamp load relationship resulting from multiple tightening can be accurately represented through numerical modeling.

Materials and Methods

To investigate the changes of the friction coefficient resulting from the repeated utilization of the fastener, an experimental analysis was conducted. The International Organization for Standardization (ISO) standard 16047 [4] is commonly used in manufacturing industries for determining the friction coefficient as part of experimental investigations.

In the context of the experimental procedures conducted, a tightening speed of 50 revolutions per minute (RPM) was used, and the resultant clamp load and torque values were measured using load sensors and documented accordingly. In the course of the experimental trials, the load value for target clamp load was determined to be 18.24 kN. This value was obtained by considering 60% of the "proof load" value of an M8 coarse thread 10.9 bolt, as specified in the ISO 898/1 [19] standard. Following the initial experimentation, a series of tests were conducted wherein the rotation angles were systematically reduced to 60°, starting from the settlement value of 1 Nm.

For the computational numerical simulation, ANSYS R23 transient analysis module was used. The tightened part's rigidity

affects torque clamp load behavior. Thus, axial elongation depends on tightened component stiffness. Experimental and numerical simulations have highlighted the importance of proper contact modeling and spring constant on bolt elongation [17,20].

The torque-angle-clamp load graph from the experimental tests was compared to simulation output to determine the stiffness value of the joint. Experimental data verified this comparison, proving the value's accuracy and confidence. The reference model was developed by theoretically calculating assembly stiffness and calibrating the simulation model with experimental data.

Primary objective of this study was to develop a friction model capable of accurately predicting the relationship between clamp load and torque during repeated tightening. To achieve this goal, a friction model based on sliding distance was constructed using experimental data. In the context of the present model, it is observed that the sliding distance values of the thread and bearing regions exhibit distinct variations. Consequently, distinct friction parameters have been formulated for each of these regions and implemented into the simulation model.

Results and Discussion

According to the obtained results of repeated tightening, it can be observed that the trend of variation in the coefficient of friction exhibits similarities with the friction value between the thread and the bearing surface. However, it is evident that the friction coefficient in the thread region is lower than that in the head region. In order to integrate the desired friction coefficient model into the simulation properly, two separate inputs have been defined for the thread and bearing surface using APDL code, based on the sliding distance (SLDI) value. The APDL code allows a linear calculation of the friction coefficient value of the relevant region based on the sliding distance model. According to the given code in Figure 12, the underhead friction coefficient for the second tightening is entered as 0.134 for SLDI 0mm, 0.152 for SLDI 5.65mm, and 0.162 for SLDI 9mm, for preventing any form of extrapolation. An increase in torque values has been observed in relation to the number of tightening cycles. The obtained data is presented graphically in Figure 13. The findings of the study indicate a difference of 7.5 Nm between the first and fifth tightening.

Conclusion

The present study clarifies the impact of variations in the friction coefficient under repeated usage based on experimental outcomes. The observed trends in friction coefficients, particularly, in the case of bolts with zinc coating, align with the results reported in a previous study [11]. The utilization of empirical data and the development of a friction model founded on experimental outputs have facilitated the development of a highly precise model that exhibits minimal deviation from actual outcomes. A variety of studies have been conducted to investigate the changes of friction coefficient in response to repeated usage. The accurate representation of the cumulative impact of friction modification poses a significant challenge for simulation models employing existing friction models. Proposed friction model demonstrates a high degree of accuracy in predicting numerical simulation outcomes following the repetition of five bolt usage instances. Accurate measurement of the clamp load change is crucial in applications that require precise calculation of clamp load. This study aimed to determine the conclusions with a margin of error of 4.48% by utilizing the friction coefficient change model and analyzing experimental data.

1. Giriş

Cıvatalı bağlantı elemanlarının kullanımı, sağlam ve güvenilir bağlantıların kurulmasını kolaylaştırdığından, çeşitli mekanik sistemlerde önemli bir işlev üstlenmektedir. Günümüzde birçok alanda kendine yer bulan cıvatalı bağlantı elemanlarının işlevselliğini yerine getirebilmesi için, uygun montaj parametreleri altında montajı gerçekleştirilmelidir. Aksi takdirde, çevresel faktörler sebebi ile bağlantıdan istenilen performans alınamamaktadır. Bağlantı elemanlarının montaj ve performansını etkileyen birçok parametre olmasına karşın en bilinen ve en etkin 3 parametre vardır. Sürtünme katsayısı, uygulanan tork değeri ve bunların sonucunda ortaya çıkan bağlantıdaki kilitleme yüküdür. Bunlardan, temas yüzeylerindeki sürtünme katsayısına yönelik olarak yapılan çalışmalarda, kafa altı ve diş yüzeyindeki sürtünme değişimlerinin, kilitleme yüküne olan etkileri incelenmiş ve efektif temas alanlarının önemine vurgu yapılmıştır. Bulgular, sürtünme katsayısının artması ile torkun aynı kalması durumunda, kilitleme yükünde düşüş olacağını göstermiştir [1-3]. Bağlantı elemanlarının kullanılacağı tasarımlarda referans alınan hedef kilitleme yükü değeri, cıvatanın akma değerinin %60-70' ine tekabül etmektedir. Tork değerleri belirlenirken, genellikle ISO 16047[4] şartnamesinde verilen total sürtünme katsayısı modeli kullanılarak hedef tork aralığı belirlenmektedir. Bu sebeple, cıvatalı bağlantı elemanlarında tork-kilitleme yükü ilişkisi önem arz etmektedir. Literatürde bugüne kadar yapılan birçok çalışma, tork-kilitleme yükü arasındaki ilişkinin öngörülmesi ve dengelenmesine yönelik olarak gerçekleştirilmiştir [5,6]. Özellikle, kilitleme yükü tork ilişkisinin sayısal olarak modellenmesine yönelik olarak çalışmalar gerçekleştirilmiş ve geometrik parametrelerin etkisi incelenmiştir. Elde edilen bulgular, sürtünme katsayısının kilitleme yükü üzerindeki etkisinin, hatve ve delik çapı gibi parametrelerden daha etkin olduğunu ortaya koymaktadır [7].

Cıvatalı bağlantı elemanları, tekrar kullanılabilen bağlantı elemanı statüsünde olmasına rağmen, bu elemanların tekrar kullanımları durumunda, performanslarında istenmeyen etkilerin olabileceği ortaya çıkarılmıştır. Bu etkiye örnek olarak, hayati kritikliğe sahip helikopter ana rotorunda kullanılan cıvataların tekrar kullanılmaması için şartnamelerinde herhangi bir ibare bulunmamasından dolayı, cıvataların servis personeli tarafından tekrar kullanıldığı ve bunun sonucunda sürtünme katsayılarında değişim olduğu gözlemlenmiştir. Sürtünme katsayısındaki değişim ise, bağlantının hedef kilitleme yükü değer aralığında kalmamasına sebebiyet vererek cıvataların kopmasına neden olmuştur [8]. Benzer bir çalışmada, motosiklet ön aks bağlantısını sağlayan cıvataların tekrar kullanılması durumunda sürtünme katsayısı değişimleri incelenmiştir. Elde edilen bulgular, titanyum cıvataların tekrar kullanılması ile sürtünme katsayılarında %39'a varan bir artış olduğunu göstermiştir. Sürtünme katsayısındaki artış sebebi ile, hedeflenen kilitleme yükü değerine ulaşamadığı tespit edilmiştir. Bunun önüne geçmek için, cıvataların tekrar kullanılması durumunda farklı yağlayıcı tiplerinin kullanılması önerilmiştir [9]. Cıvatalı bağlantı elemanı temas yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısındaki değişiklik, tekrarlı kullanımın bir sonucu olarak meydana gelmektedir. Dolayısıyla, bağlantının genel işlevselliğini ve güvenilirliğini etkileyebilecek bir duruma sokmaktadır, bunun etkilerini azaltmak amacı ile farklı özellikteki yağlayıcıların davranışları incelenmiştir [10]. Bu sebeple, sürtünme değişikliklerinin anlaşılması ve öngörülmesi, kritik etkiye sahip aplikasyonlar için önem arz etmektedir. Yapılan çalışmalarda, cıvatalı bağlantı elemanlarının tekrar

kullanımı durumunda, kaplama tipine ve çevresel faktörlere bağlı olarak da sürtünme katsayılarında değişiklikler olduğu tespit edilmiştir. Buna örnek olarak, çinko kaplamalı cıvatalarla yapılan bir çalışmada, cıvatanın tekrar kullanılması durumunda, sürtünme katsayısının 0,3 değerine kadar çıktığı tespit edilmiştir [11]. Benzer alanda yapılmış başka bir çalışmada ise, lamelli kaplama tipine sahip cıvataların, raf ömrü, nemlilik ve sıcaklık gibi çevresel koşullardan dolayı, sürtünme katsayılarında %47 oranında bir değişiklik yaşadığı saptanmıştır [12]. Bunların dışında, sürtünme katsayısının teorik olarak modellenmesine yönelik de farklı çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalarda, kafa altı sürtünme katsayısının ve diş bölgesinin ayrı ayrı etken olduğu ortaya konmuştur [13].

Bağlantı elemanlarının montaj koşulları altında davranışlarının incelenmesine yönelik olarak sayısal simülasyon araçları öneme sahiptir. Bu kapsamda, çalışmalar yapılmış ve bağlantı elemanlarının davranışları incelenmiştir [14,15]. 3 boyutlu simülasyon modellerinde özellikle parametrik etkilerin önemine vurgu yapılmış ve sonuç olarak eksenel rijitliğin önemli bir etkiye sahip olduğu ortaya konmuştur [16].

Bağlantı elemanı simülasyonu konusunda birçok yazılım ve model olmasına rağmen, sektördeki mevcut modeller makro ölçekte kilitleme yükünün sabit alınmasına odaklanmakta ve özellikle diş bölgesindeki sürtünme etkilerini detaylı olarak incelememektedir. Bu durum, diş ve kafa altı bölgesindeki sürtünme katsayısının önem arz ettiği durumlarda eksiklik olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu zamana kadar detaylı çalışmalar yapılmış olsa da bağlantı elemanlarının tekrarlı kullanımı altında davranışlarının detaylı olarak modellenmesine yönelik bir çalışma gerçekleştirilmemiştir. Çalışma kapsamında, tekrar sıkım sonucunda sürtünme katsayısındaki değişimin, sayısal simülasyon modelinde girdi parametresi olarak tanımlanması sağlanacaktır. Bunun sonucunda, birden fazla sıkım durumunda oluşan tork-kilitleme yükü ilişkisinin sayısal olarak modellenmesi sağlanacaktır.

2. Materyal ve Metot

2.1. Deneysel Yöntem

Bağlantı elemanlarının tekrarlı kullanımı durumunda, sürtünme katsayısı değişiminin modellenmesine yönelik olarak öncelikle sürtünme katsayısının değişimi deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışma kapsamında, sürtünme katsayısının tespit edilmesi için sektörde kullanılmakta olan ISO 16047 [4] standardı referans alınmıştır. Özellikle standartta mevcut olan sürtünme katsayılarının tespitinde Denklem 1'de verilen formülasyon kullanılmıştır. Burada, μ_{th} , diş bölgesindeki sürtünme katsayısı, μ_b , kafa altı bölgesindeki sürtünme katsayısı, T tork, F kilitleme yükü, P hatve, d_2 bölüm dairesi çapı, D_o ve d_h ise kafa altı bölgesindeki iç ve diş temas çapı değerleridir.

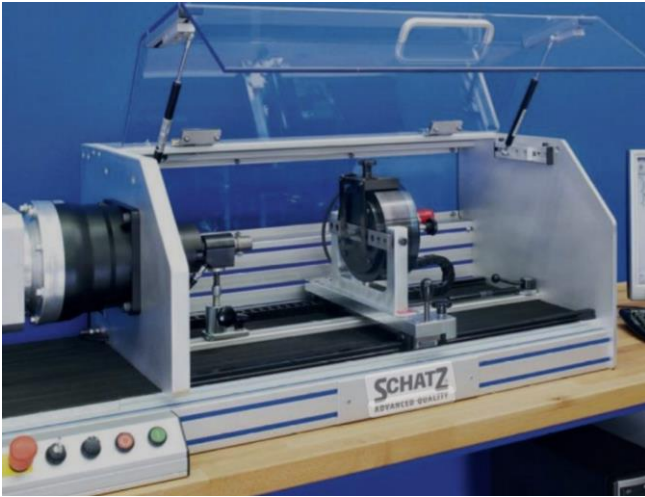
$$T = F \times \left[\frac{1}{2} \times \frac{P + 1.154 \times \pi \times \mu_{th} \times d_2}{\pi - 1.154 \times \mu_{th} \times \frac{P}{d_2}} + \mu_b \times \frac{D_o + d_h}{4} \right] \quad (1)$$

Deneysel çalışma kapsamında ise Tablo 1'de standart özellikleri verilen bağlantı elemanı, ISO 16047[4] göre test plakaları kullanılarak diş, kafa altı ve toplam sürtünme katsayılarındaki değişimler incelenmiştir. Kaplama tipi ise Çinko Cr⁺³+TNT12 [17] seçilmiştir.

Tablo 1. Test materyalleri.**Table 1.** Test materials.

Özellikleri	Cıvata	Somun	Test Plakası
Standard	ISO 4017	ISO 4032	ISO 16047
Dayanım	10.9	10	50-60 HRC
Metrik	M8	M8	---
Kaplama tipi	Çinko Cr ⁺³ +TNT12	Çinko Cr ⁺³ +TNT12	---
Sürtünme katsayısı (μ_{total})	0,09-0,14	0,09-0,14	---

Her bir cıvata, arka arkaya, değiştirilmeden, sökölüp sıkılmış ve bu işlem 5 kere tekrar edilmiştir. Bahsi geçen metodoloji ile 5 cıvata test edilmiş, bunun sonucunda 5 farklı kombinasyon için 25 test verisi elde edilmiştir. Bunlar, her sıkım sayısı için 5 veri anlamına gelmektedir. Tekrar sıkım altında cıvataların sürtünme katsayılarındaki değişimleri, ISO 16047 [4] şartnamesindeki sürtünme katsayısı tespit yöntemine göre Şekil 1’de verilen test cihazı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Testler kapsamında 50 devir/dakika (RPM) sıkım hızı kullanılmış, yük sensörlerinden okunan kilitleme yükü ve tork değerleri kaydedilmiştir. Testler esnasında hedef kilitleme yükü değeri cıvatanın ISO 898/1 [18] standardındaki M8 kaba diş 10.9 “proof load” değerinin %60’ ı referans alınarak 18.24 kN değerinde gerçekleştirilmiştir. 10.9 cıvataların dayanımı, standart kapsamında kontrol altına alınmıştır. Buna göre, 10.9 ibaresi 900MPa akma ve 1000 MPa çekme dayanımına tekabül etmektedir. Akabinde, elde edilen dönme açıları, 1 Nm oturma değerinden itibaren 60° olacak şekilde hedeflenmiş ve testler gerçekleştirilmiştir.

**Şekil 1.** Test cihazı görseli.**Figure 1.** Test device visual.

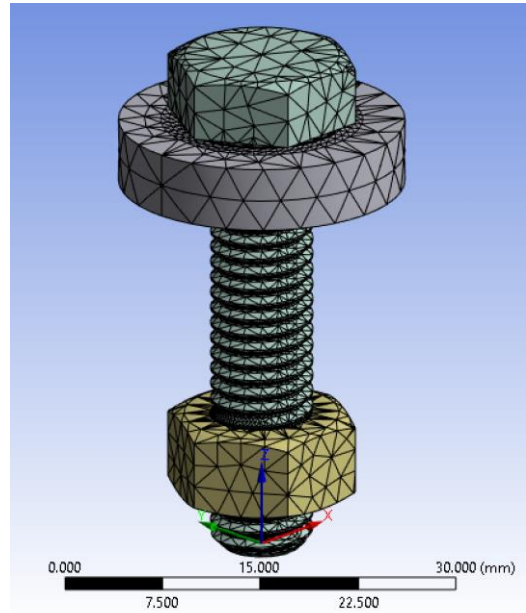
2.2. Sayısal Simülasyon Modeli

Sayısal simülasyon çalışması kapsamında ANSYS Transient analiz modülü kullanılmıştır. Model kapsamında cıvata, somun diş profilleri ve kafa altı temas plakası CATIA aracılığı ile 3D olarak modellenmiş ve STEP dosyası olarak ANSYS modülüne aktarılmıştır. Simülasyon kapsamı elastik bölgeye yoğunlaştığı için cıvatanın izotropik elastisite özellikleri girdi olarak tanımlanmıştır. Hacim modülü ve kayma modülü girdilerine göre sistem tarafından otomatik tanımlanmıştır. Bu özelliklere ait detaylar Tablo 2’ de verilmiştir.

Tablo 2. Malzeme ve mekanik özellikler.**Table 2.** Mechanical properties of the material.

Özellik	Değerler
Elastisite modülü	200 GPa
Poisson oranı	0,3
Çekme dayanımı	1000 MPa
Akma dayanımı	900 MPa

Sonlu eleman ağı oluşturulması esnasında, özellikle temas bölgelerinde ek iyileştirmeler gerçekleştirilmiştir. Sonlu eleman ağı yapılırken dörtgen piramit örgü yapısı seçilmiştir. Ana modelde 3mm eleman boyutu ataması yapılırken, temas yüzeylerinde bu değer 2mm’ ye düşürülerek ekstra yüzey iyileştirme gerçekleştirilmiştir. Cıvata kafa altı ve plaka temas yüzeyi çevresi 60 eşit bölmeyle dilimlenmiş ve daha sonrasında yüzey ağı gerçekleştirilmiştir. Toplam ağ elemanı sayısı 57482, düğüm sayısı ise 95582 olarak tespit edilmiştir. Ağ kalitesini ölçen parametrelerden biri olan “skewness” (eğiklik) değeri model için ortalama 0,46 olarak tespit edilmiştir. Eleman kalitesi ise 0,75 olarak ölçülmüştür. Sonlu eleman ağı oluşturulması sonucunda oluşan modele ait görsel Şekil 2’de verilmiştir.

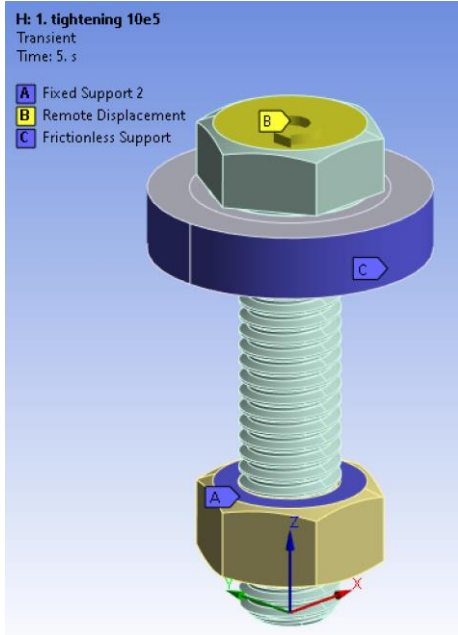
**Şekil 2.** Örgü ana model.**Figure 2.** Main mesh model.

Simülasyon modelinin doğru kilitleme yükü sonucunu verebilmesi için, en önemli parametrelerden biri de sürtünme katsayısı değeridir. Sürtünme katsayısı, bağlantı elemanlarında diş ve kafa altı olarak ikiye ayrılmakta ve bu değerlerin doğru girilmesi simülasyon çıktısı için önem arz etmektedir. Bu sebeple, diş ve kafa altı temas bölgeleri “frictional” (sürtünmeli) olarak tanımlanmış ve sürtünme katsayıları, ilk sıkım sonucunda elde edilen deneysel veriler referans alınarak girilmiştir. Çözücü formülasyonunda ise “Augmented Lagrange” modeli seçilmiştir.

Transient analiz ayarlarında ise ana model, 2 zaman aralığından oluşacak şekilde girilmiştir. Alt adım sayıları ise, zaman bazlı girilerek simülasyonun doğruluk payının artırılması hedeflenmiştir. Birinci adım 5 saniye ve 40 alt adımdan oluşturulurken, ikinci 5 saniyelik dilimde benzer şekilde 40

adımdan oluşturulmuştur. Model, toplam 80 alt adım içermektedir.

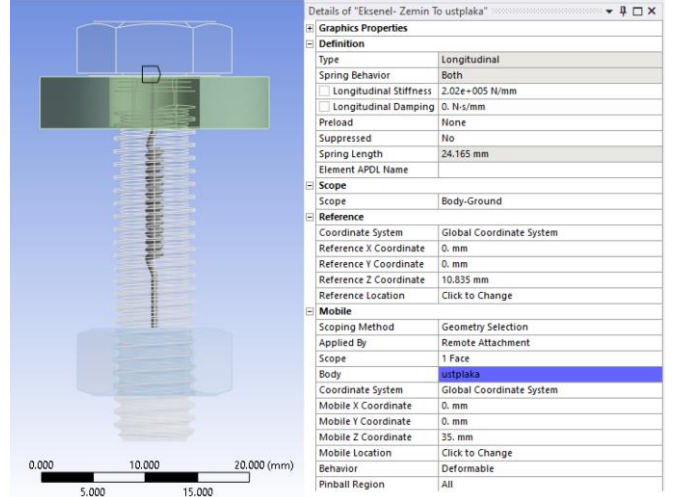
Simülasyon modelinde civatanın z ekseninde etrafında dönmesi, açısal rotasyon olarak tablo verisi şeklinde girilmiştir. 10. saniye sonunda, açısal dönmenin 60° olması hedeflenmiştir ve bu girdi civatanın kafasından açısal yer değiştirme olarak verilmiştir. Bu sayede, kilitleme yükü çıktısı, çıktı torkundan bağımsız olarak sabit kalabilecektir. Üst plakanın tanımlanmasında ise, tek serbestlik dereceli sürtünmesiz destek modeli kullanılmıştır. Bunun için, yanal yüzeyler seçilmiş ve plakanın sadece z ekseninde doğrultusunda serbestlik derecesi olması sağlanmıştır. Somun bölgesinde ise, somun üst yüzeyi sabit destek olarak modellenerek somunun herhangi bir doğrultuda rotasyonu engellenmiştir. İlerleyen aşamalarda moment değerinin çıktı değeri için ölçülmesinde ise civata kafası referans alınmış ve toplam tork değerinin çıktısı elde edilmiştir. Kilitleme yükünün ölçülmesinde ise referans nokta, somun alt yüzeyindeki sabit destek noktası olarak alınmış ve Newton cinsinden oluşan kilitleme yükü verileri elde edilmiştir. Modelin sınır şartlarını gösteren görsel ise Şekil 3'de verilmiştir.



Şekil 3. Model sınır şartları.

Figure 3. Boundary conditions of the model.

Tork kilitleme yükü davranışını etkileyebilecek bir diğer önemli parametre ise sıkım yapılan parçanın rijitlik değeridir. Civata ekseninde doğrultusunda uzama, kilitleme yükü çıktısını oluşturduğundan dolayı, sıkılan parçaların rijitliği aksel uzamayı doğrudan etkilemektedir. Yapılan deneysel ve sayısal simülasyonlarda, temas modellemesinin ve yay sabiti etkisinin doğru girilmesi civata uzamasını doğrudan etkilediği için önem arz ettiği vurgulanmıştır [16,19]. Oluşturulan sayısal simülasyon modelinin, rijitlik değerinin test sistemi ile eşleştirilmesi gerekmektedir. Bu değer tespit edilmesine yönelik olarak, ilk sıkım testleri esnasında elde edilen tork-açı-kilitleme yükü değerleri kullanılmıştır. Deneysel verilerin, simülasyon çıktısıyla eşleşmesi sayesinde modelin rijitlik katsayısı doğrulanmıştır. Referans model oluşturulurken, montaj rijitliği teorik olarak hesaplanmış ve simülasyon modelinin kalibre edilmesine deneysel sonuçlar kullanılarak ilenmiştir. Bu değer, simülasyonda kilitleme boyu bölgesi boyunca aksel yay olarak tanımlanmıştır. Yay girdisine ait değerler ve model görseli Şekil 4'de verilmiştir.



Şekil 4. Model yay sabiti tanımlaması.

Figure 4. Spring constant definition of the model.

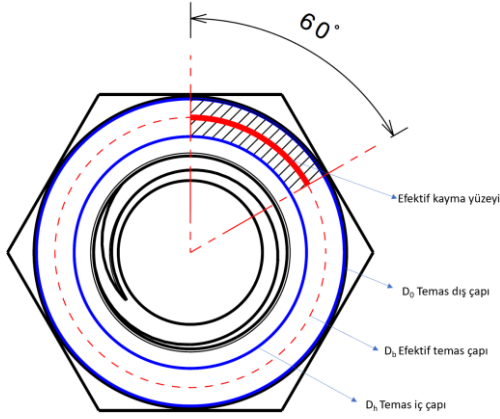
2.3. Sonuçlar

Çalışma kapsamındaki ana hedefimiz, tekrarlı sıkım altında kilitleme yükü tork ilişkisini verebilecek bir sürtünme modelinin oluşturulmasıdır. Bu sebeple, deneysel veriler kullanılarak kayma mesafesi bazlı sürtünme modeli oluşturulmuştur. Model kapsamında, diş ve kafa altı bölgelerinin kayma mesafesi değerleri birbirinden farklılık göstermektedir. Bu sebeple, her iki bölge için de ayrı ayrı sürtünme parametreleri oluşturulmuştur. Kafa altı sürtünme modeli geliştirilirken, 60° 'lik sıkım esnasındaki kayma mesafesi, efektif kafa altı temas çapı alınarak oluşturulmuştur. Civata eksenine yaklaştıkça veya uzaklaştıkça çizgisel kayma mesafesi değişeceğinden dolayı bu yöntem tercih edilmiştir. Literatürde, efektif kafa altı temas çapının önemine ve etkisine yönelik farklı çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Yapılan bir çalışmada, kontak mekanik yöntemi olarak kafa altı basınç dağılımının farklı yüzey koşullarındaki ve delik çapı oranlarındaki etkisi incelenerek, kontak mekaniği bazlı modelin kullanılması önerilmektedir [20]. Bunun dışında, rotasyonel hızdan bağımsız elde edilen r_b efektif kontak değeri ise, iç ve dış temas yarıçaplarının tork çıktısına etkisi ile oluşturulmuştur. Bahsi geçen çalışmanın sonucunda elde edilen çıktı Denklem 2'de verilmiştir [3]. İlgili denklemde, r_{b-max} maksimum temas dış yarıçapını, r_{b-min} minimum temas yarıçapını, $P_b(r)$ r yarıçapındaki yüzey basıncını, r ise aksel mesafeyi vermektedir. Benzer bir çalışma, yüzey basınç dağılımı bazlı olarak gerçekleştirilmiştir ve farklı durum şartları için denklemler elde edilmiştir [17].

$$r_b = \frac{\int_{r_{b-min}}^{r_{b-max}} P_b(r)r^2 dr}{\int_{r_{b-min}}^{r_{b-max}} P_b(r)r dr} \quad (2)$$

Sektörde ise, kolaylığı ve güvenilirliği sebebi ile geometrik efektif çapı veren ve ISO 16047' de önerilen Denklem 3 kullanılmaktadır. Burada, D_o temas alanının dış çapı, D_h temas alanının iç çapı, D_b ise efektif temas çapıdır. Diş kayma efektif çapı ise, doğrudan bölüm dairesi çapı (d_2) referans alınarak hesaplanmıştır. Civata kafa altının, kayma yüzeyini ve çapını gösteren çizimi Şekil 5' de, diş bölgesi temas yüzeyi ise Şekil 6' da verilmiştir.

$$D_b = \frac{D_o + d_h}{2} \quad (3)$$

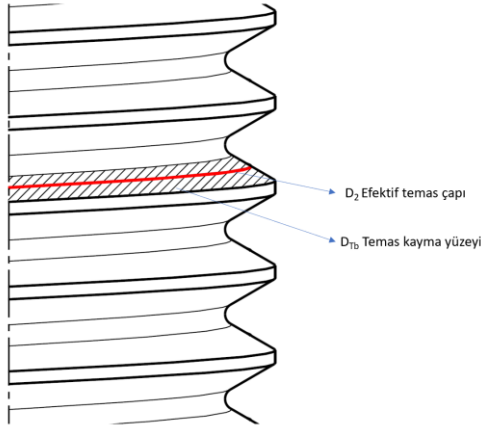


Şekil 5. Cıvata kafa altının kayma yüzeyi ve çapı.

Figure 5. Sliding surface and diameter of the bolt bearing area.

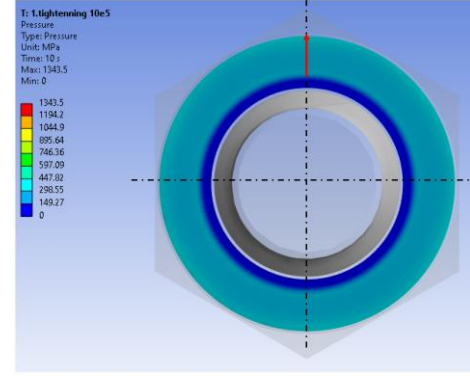
Diş temas bölgesinin efektif çapının etkisine yönelik olarak yapılan çalışmalar, çap değişiminin helis açısı ve temas yüzeyinden dolayı sınırlı kalacağını ve bu sebeple, sürtünme katsayısına etkisinin, kafa altı efektif çapı etkisine kıyasla daha düşük olacağı saptanmıştır. Çalışma esnasında elde edilen bulgulara göre, efektif dış yarıçapı ile bölüm daire çapı arasındaki farkın sürtünme katsayısına etkisinin %1'den düşük olduğu görülmüştür [2]. Bahsi geçen bulgular ışığında, diş yüzeyinin efektif çapı, D_2 bölüm daire çapı alınarak kayma mesafeleri tespit edilmiştir.

Efektif kafa altı basınç dağılımını ve iki farklı yöntemi referans alarak, efektif yarıçapın bulunmasına yönelik olarak yapılan çalışma sonucuna göre, tavsiye edilen geometrik merkezin hem basınç dağılımı hem de çıktı sonuçlarına göre uygun olacağı tespit edilmiştir. Buna yönelik olarak, Şekil 7 (a)' da yüzey basınç dağılımı verilmiş ve Şekil 7 (b)' de ise x eksenini doğrultusundaki yüzey basınç değişimi grafiklendirilmiştir.

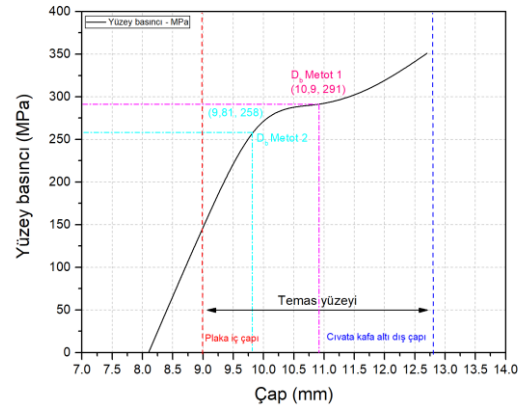


Şekil 6. Cıvata diş bölgesi kayma yüzeyi ve çapı.

Figure 6. Bolt thread area sliding surface and diameter.



(a)



(b)

Şekil 7. Kafa altı temas yüzey basınçlarının y eksenini doğrultusunda değişimi (a) ve 2 farklı yöntemle göre efektif çapların gösterimi (b).

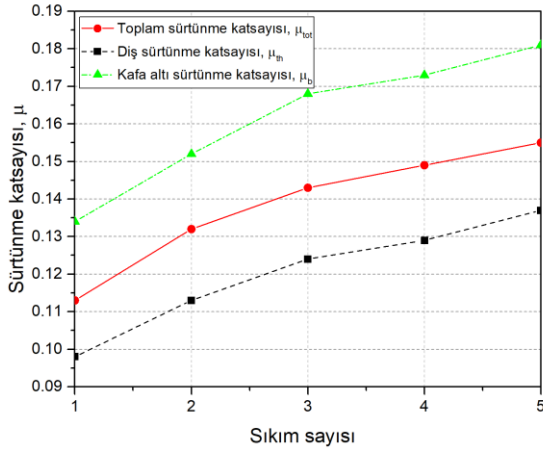
Figure 7. Variation of under-head contact surface pressures along the y-axis (a) and representation of effective diameters according to 2 different methods (b).

Modelin sürtünme katsayısı ile eşleştirilebilmesi için öncelikle tekrarlı sıkım altında sürtünme katsayısı değişimi sonuçları deneysel olarak elde edilmiştir. Buna göre, μ_{th} diş sürtünme katsayısını, μ_b kafa altı sürtünme katsayısını ve μ_{tot} ise total sürtünme katsayısını ifade etmektedir. Tablo 3 ve Şekil 8' deki sonuçlardan da görüleceği üzere, birinci sıkım sonrasında sürtünme katsayılarında kademeli bir artış olduğu gözlemlenmiştir.

Tablo 3. Deneysel sürtünme katsayısı sonuçlarının 5 test ortalaması ve standart sapma değerleri.

Table 3. Five test average and standard deviation values of experimental friction coefficient results.

Sıkım tekrar sayısı	μ_{th}	Standart sapma	μ_b	Standart sapma	μ_{total}	Standart sapma
1.	0,098	0,011	0,134	0,009	0,113	0,011
2.	0,113	0,014	0,152	0,010	0,132	0,011
3.	0,124	0,019	0,168	0,013	0,143	0,015
4.	0,129	0,022	0,173	0,019	0,149	0,020
5.	0,137	0,026	0,181	0,023	0,155	0,024

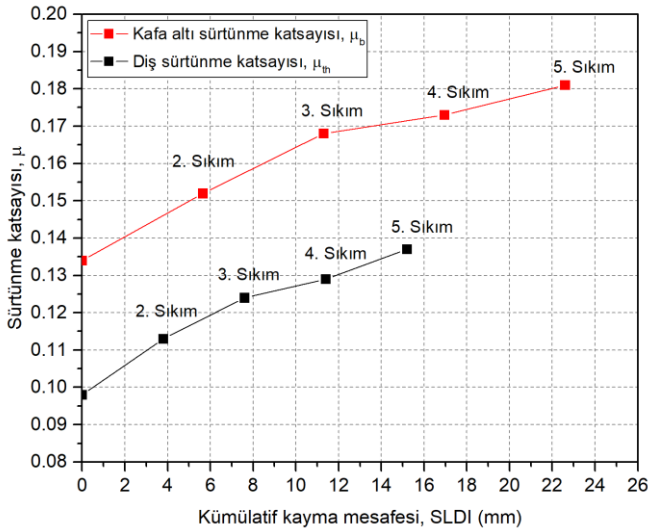


Şekil 8. Tekrarlı sıkım altında sürtünme katsayısı değişim grafiği.

Figure 8. Friction coefficient change graph under repeated tightening.

Elde edilen tekrarlı sıkım sonuçlarına göre, sürtünme katsayısındaki değişim trendi diş ve kafa altı sürtünme değeri ile benzerlik göstermesine rağmen, diş bölgesi sürtünme katsayısı değerinin kafa altından daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, kafa altı ve diş bölgelerinin sürtünme değerlerinin modelleme esnasında büyük fark yaratacağını ortaya koymaktadır.

Elde edilen sıkım sayısına bağlı sürtünme katsayısının, simülasyon modeline girilebilecek bir parametreye dönüştürülmesi aşamasında, kayma mesafeleri ile dönme açıları arasında doğrudan bağ olmasından dolayı "SLDI (sliding distance-kayma mesafesi)" bazlı modelin sürtünme katsayısı değişimini veren kümülatif kayma mesafesi verisi elde edilmiştir. Burada, her bir sıkım esnasında kafa altı ve diş bölgesindeki kayma mesafelerinin hesaplanmasında, Bölüm 2.3' de verilen yöntem kullanılmıştır. Bunun sonucunda, kümülatif olarak kafa altı ve diş yüzeyinin 5. sıkıma kadar olan kümülatif kayma mesafesi değerleri Şekil 9' da verilmiştir.

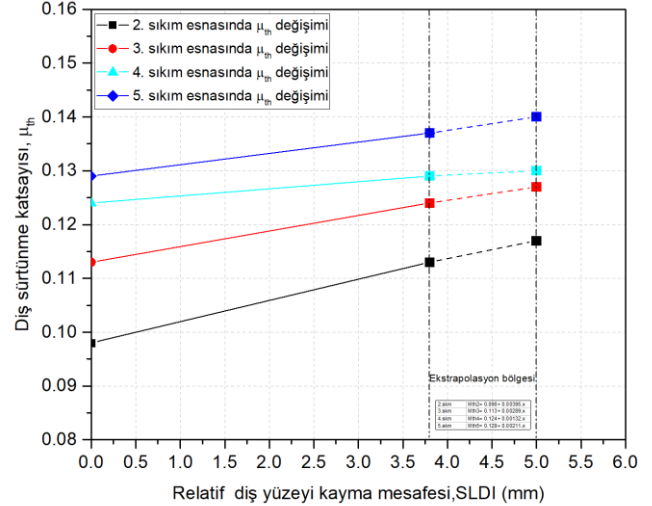


Şekil 9. Kümülatif kayma mesafesi ile sürtünme katsayısı değişimi.

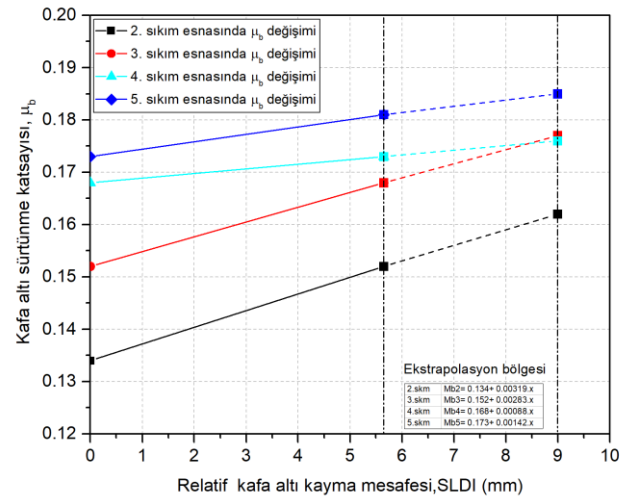
Figure 9. Friction coefficient change with cumulative sliding distance.

Elde edilen verilerden de görüleceği üzere, kafa altı ve diş yüzeyinin kayma mesafeleri birbirlerinden farklıdır. Bu durum, her bir bölge için özel bir kayma mesafesi – sürtünme katsayısı modelinin ihtiyacını ortaya koymaktadır.

Her bir simülasyon modelinin, ilgili tekrarlı sıkım sayısındaki davranışını elde edebilmek adına, kayma mesafeleri her bir sıkım değeri için sabit alınmış ve kafa altı ile diş bölgelerinin sürtünme katsayılarının relatif kayma mesafesine göre değişimleri elde edilmiştir. Model, sıkım esnasındaki sürtünme katsayısı değişimini lineer olarak hesaplamakta ve sürtünme katsayısını kayma mesafesi bazlı olarak entegre etmektedir. Buna göre, deneysel verilerden elde edilen kayma mesafesi bazlı grafikler Şekil 10' da verilmiştir.



(a)



(b)

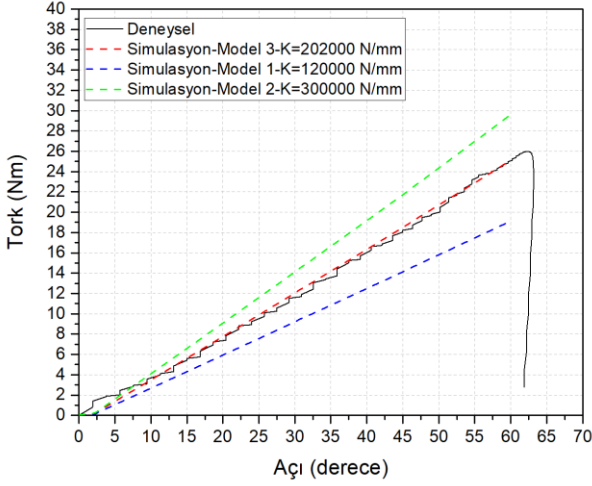
Şekil 10. Sıkım esnasında relatif kayma mesafesi bazlı sürtünme katsayısı değişimi, diş (a), kafa altı (b).

Figure 10. Friction coefficient change based on relative sliding distance during tightening, tooth (a), under head (b).

3. Bulgular ve Tartışma

Sayısal simülasyon modelinin ilk etapta yay rijitliğinin doğrulanması gerçekleştirilmiş ve ilk sıkım esnasındaki tork açığı grafiğinden elde edilen veriler ile eşleştirilmesi sağlanarak deneysel test sisteminin rijitlik değerinin simülasyon modeline uygulanması sağlanmıştır. Bu kapsamda, öncelikle 120000

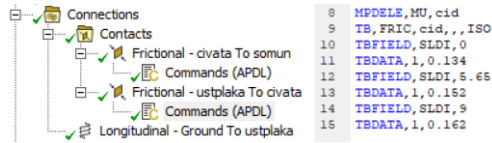
N/mm değeri kullanılarak simülasyon gerçekleştirilmiştir ve model 1 olarak adlandırılmıştır. Model 1 sonucunda elde edilen tork açı grafiğinin deneysel veriler ile uyuşmasını sağlamak amacıyla, yay sabiti 300000 N/mm değerine çıkarılmış ve model 2 oluşturulmuştur. Daha sonrasında, iki modelin deneysel model ile açı farkının interpolasyonu ile yeni bir değer tespit edilmiştir. Elde edilen 202000 N/mm değeri kullanılarak model 3 oluşturulmuştur. Ana rijitlik modelinin doğruluğu, dönme açısı, çıktı torku ve oluşan kilitleme yükü değerlerinin deneysel verilerle eşleştirilmesi ile doğrulanmıştır. Simülasyon ve deneysel sonuçları içeren veriler Şekil 11’de verilmiştir.



Şekil 11. Farklı yay sabitlerindeki tork açı değerleri.

Figure 11. Torque angle values at different spring constants.

Ana modelin kurgulanması sonrasında, amacımız olan sürtünme katsayısı modelinin simülasyona entegre edilebilmesi için kayma mesafesi (sliding distance, SLDI) değerini baz alan simülasyon modeli oluşturulmuştur. Bu kapsamda, APDL kodu aracılığı ile diş ve kafa altı temas bölgeleri için iki ayrı sürtünme girdisi tanımlanmıştır. APDL kodu, ilgili bölgenin sürtünme katsayısı değerini, lineer formda, kayma mesafesi bazlı girilmesine olanak vermektedir. Buna göre, Şekil 12’de verilen kod ile, kafa altı sürtünme katsayısı 2. sıkım için SLDI 0mm iken 0,134, SLDI 5,65mm iken 0,152 ve SLDI 9 mm iken ise 0,162 girilerek uç enterpolasyon yapılması engellenmiştir.



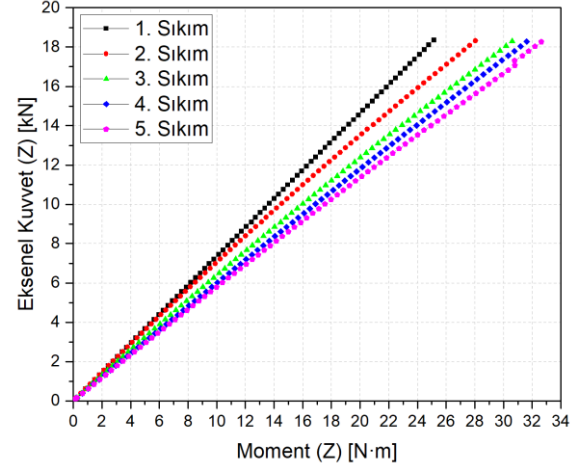
Şekil 12. 2. sıkım için kayma mesafesi bazlı sürtünme modeli APDL kodu.

Figure 12. APDL code for sliding distance based friction model for 2nd tightening.

Aynı girdi, her bir simülasyon modeli için ayrı ayrı oluşturularak sürtünme katsayısı değerlerinin modele entegre edilmesi sağlanmış ve simülasyonlar çalıştırılmıştır. Simülasyon sonucunda beklenildiği gibi, aynı eksenel kuvvet değerlerinde sıkım sayısına bağlı olarak tork değerlerinde artış olduğu gözlemlenmiştir. Elde edilen veriler, Şekil 13’de grafik olarak verilmiştir. Bulgular sonucunda, 1. sıkım ile 5. sıkım arasında 7.5 Nm fark olduğu tespit edilmiştir.

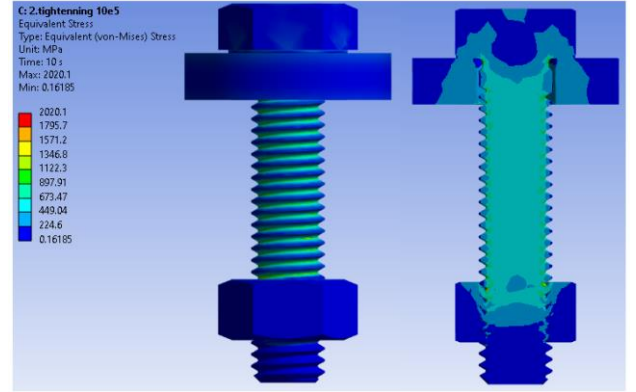
Simülasyon modelinin diğer çıktıları incelendiğinde, beklenildiği gibi bir von Mises eşdeğer gerilme dağılımı olduğu tespit

edilmiştir. Buna göre, en yüksek gerilmeler somun dış bölgesi ile temas eden ilk 3 dişte oluşmaktadır. 2. sıkıma ait gerilme dağılımı Şekil 14’de verilmiştir.



Şekil 13. Tekrarlı sıkım sayısı bazlı eksenel kuvvet-tork değişimi simülasyon çıktısı.

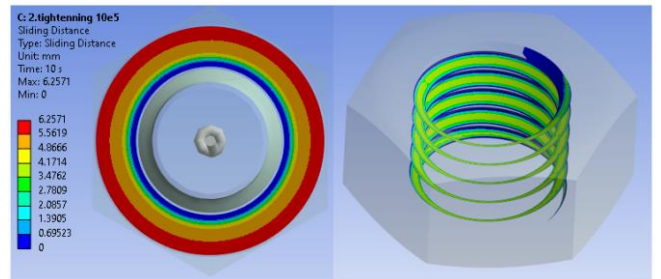
Figure 13. Simulation output of axial force-torque change based on the number of repeated tightening.



Şekil 14. Von Mises eşdeğer gerilme dağılımı.

Figure 14. Von Mises equivalent stress distribution.

Elde edilen çıktılar detaylı incelendiğinde, beklenildiği gibi, yüzey temas bölgelerindeki kayma mesafelerinin farklı olduğu ortaya çıkmaktadır. Bu durum, SLDI bazlı sürtünme modelinin önemini ortaya koymaktadır. Benzer durum, gerçek test numunelerinin temas yüzeyleri incelendiğinde de ortaya çıkmaktadır.



Şekil 15. Civata kafa altı ve somun diş yüzeyi kayma mesafesi, 2. Sıkım.

Figure 15. Sliding distance under bolt head and nut thread surface, 2nd tightening.

Şekil 15' de görüldüğü üzere, kafa altı dış çapına yakın olan bölgelerdeki kaymanın daha yüksek olduğu görülmektedir.

Sürtünme katsayısının sabit alınması ve makale kapsamında sunulan kayma bazlı sürtünme katsayısı değişimi modelinin hata payları, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak Tablo 4'de verilmiştir. Elde edilen bulgulara göre, diş ve kafa altı bölgesinde tekrarlı sıkım altında sürtünme katsayısının değişmediği varsayımı kullanılarak modellendiğinde tork değeri 25,1Nm olmakta, SLDI modeli kullanıldığında ise 32,6 Nm olarak tespit edilmektedir. Yeni model kullanılarak elde edilen veriler, deneysel verilerden %4,48 oranında sapmaktadır.

Tablo 4. Yüzdesel hata değerleri.

Table 4. Error percentage values.

Model tipi	Tork (Nm)	Kilitleme yükü (kN)	Hata oranı, %
Deneysel 5. sıkım	31,2	18,2	----
Sürtünme değişimi yok	25,1	18,3	%19,5
Kafa ve diş yüzeyi sürtünme tanımı	33,7	18,2	%8,01
SLDI Modeli	32,6	18,2	%4,48

4. Sonuçlar

Gerçekleştirilen çalışma sonucunda elde edilen bulgular, sürtünme katsayısı değişiminin etkisini ortaya koymaktadır. Özellikle, çinko kaplamalı civatalar ile gerçekleştirilen çalışmalar sonucunda elde edilen sürtünme katsayısı değişim trendleri çalışmamız sonucunda elde edilen bulgular ile eşleşmektedir [11]. Modelin oluşturulmasında deneysel verilerin kullanılması ve sürtünme modelinin deneysel çıktılara göre oluşturulması, modelin düşük bir hata payı ile gerçeğe yakın bir sonuç vermesine olanak sağlamıştır. Özellikle, tekrarlı sıkım altında yapılan çalışmalar doğrudan sürtünme katsayısı değişimine odaklanmasına rağmen kümülatif olarak sürtünmenin değişmesi, simülasyon modellerinin mevcut sürtünme modelleri ile bu değişimi yakalamasını zorlaştırmaktadır. Bu sebeple, elde edilen sürtünme modeli, civataların 5 defa kullanılması durumundaki sayısal simülasyon çıktısını düşük bir hata payı ile tahmin etmektedir. Model, kilitleme yükü değişimini, %4,48' lik sapma ile bulabilmiştir.

Etik kurul onayı ve çıkar çatışması beyanı

Hazırlanan makalede etik kurul izni alınmasına gerek yoktur.

Hazırlanan makalede herhangi bir kişi/kurum ile çıkar çatışması bulunmamaktadır.

Teşekkür

Yazarlar, deneysel testlerin gerçekleştirilmesindeki ekipman desteklerinden dolayı Norm Civata Ar-Ge Merkezine teşekkürlerini sunarlar.

Yazar katkılarının beyanı

İlk yazar, literatür taraması, makale yazımı, deney tasarımı ve analizlerin gerçekleştirilmesi konularında görev almış, ikinci yazar ise metodolojinin geliştirilmesi, düzenlenmesi ve denetlenmesini gerçekleştirmiştir.

Kaynaklar

- [1] Grabon, W.A., Osetek, M., Mathia, T.G. 2018. Friction of Threaded Fasteners, *Tribology International*, Cilt. 118, s. 408-420. DOI: 10.1016/j.triboint.2017.10.014
- [2] Nassar, S.A., Matin, P.H., Barber, G.C. 2005. Thread Friction Torque In Bolted Joints, *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, Cilt. 127, s. 387-393. DOI: 10.1115/1.2042474
- [3] Nassar, S.A., Barber, G.C., Zuo, D. 2005. Bearing Friction Torque In Bolted Joints, *Tribology Transactions*, Cilt. 48, s. 69-75. DOI: 10.1080/05698190590899967
- [4] DIN EN ISO 16047. 2013. Fasteners – Torque/clamp force testing. The International Organization for Standardization
- [5] Nassar, S.A., Yang, X. 2008. Torque-Angle Formulation of Threaded Fastener Tightening, *Journal of Mechanical Design*, Cilt. 130, No.3. DOI: 10.1115/1.2821388
- [6] Nassar, S.A., Zaki, A.M. 2009. Effect of Coating Thickness on the Friction Coefficients and Torque-Tension Relationship in Threaded Fasteners, *Journal of Triboloji*, Cilt. 131, s. 1-11. DOI: 10.1115/1.3085941
- [7] Yu, Q., Zhou, H., Wang, L. 2015. Finite Element Analysis of Relationship Between Tightening Torque and Initial Load of Bolted Connections, *Advances in Mechanical Engineering*, Cilt. 7, No.5. DOI: 10.1177/1687814015588477
- [8] Eliaz, N., Gheorghiu, G., Sheinkopf, H., Levi, O., Shemesh, G., Ben-Mordechai, A., Artzi, H. 2003. Failures of Bolts in Helicopter Main Rotor Drive Plate Assembly Due to Improper Application of Lubricant, *Engineering Failure Analysis*, Cilt. 10, s. 443-451. DOI: 10.1016/S1350-6307(03)00018-9
- [9] Crococo, D., De Agostinis, M., Vincenzi, N. 2012. Influence of Tightening Procedures and Lubrication Conditions on Titanium Screw Joints for Lightweight Applications, *Tribology International*, Cilt. 55, s. 68-76. DOI: 10.1016/j.triboint.2012.05.010
- [10] Crococo, D., De Agostinis, Fini, S., Olmi, G. 2017. Tribological Properties of Bolts Depending on Different Screw Coatings and Lubrications: An Experimental Study, *Tribology International*, Cilt. 107, s. 199-205. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.11.028
- [11] Eccles, W., Sherrington, I., Arnell, R.D. 2010. Frictional Changes During Repeated Tightening of Zinc Plated Threaded Fasteners, *Tribology International*, Cilt. 43, s. 700-707. DOI: 10.1016/j.triboint.2009.10.010
- [12] Kumar, M., Persson, E., Sherrington, I., Glavatskih, S. 2022. Changes in Friction of Zinc Flake Coated Threaded Fasteners Due to Humidity, Temperature and Storage Duration, *Tribology International*, Cilt. 170, no. 107498 DOI:10.1016/j.triboint.2022.107498
- [13] Housari, B. A., Nassar, S. A. 2007. Effect of Thread and Bearing Friction Coefficients on the Vibration-Induced Loosening of Threaded Fasteners. *Journal of Vibration and Acoustics*, Cilt. 129, s. 484-494. DOI:10.1115/1.2748473
- [14] Nassar, S.A., El-Khiamy, H., Barber, G.C., Zou, Q., Sun, T.S. 2005. An Experimental Study of Bearing and Thread Friction in Fasteners, *Journal of Triboloji*, Cilt. 127, s. 263-272. DOI:10.1115/1.1843167
- [15] Mackerle, J. 2003. Finite Element Analysis of Fastening and Joining: A Bibliography (1990-2002), *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Cilt. 80, s. 253-271. DOI: doi.org/10.1016/S0308-0161(03)00030-9
- [16] Ganeshmurthy, S., Nassar, S.A. 2014. Finite Element Simulation of Process Control for Bolt Tightening in Joints With Nonparallel Contact, *J. Manuf. Sci. Eng.*, Cilt.136. DOI:10.1115/1.4025830
- [17] Zadoks, R.I., Kokatam, D.P.R. 2001. Investigation of the Axial Stiffness of a Bolt Using a Three-Dimensional Finite Element Model, *Journal of Sound and Vibration*, Cilt. 246, s. 349-373. DOI:10.1006/jsvi.2001.3651
- [18] MacDermid Enthone Industrial Solutions, Friction Control, <https://industrial.macdermidenthone.com/products-and-applications/anti-corrosion/friction-control> (Erişim Tarihi: 02.12.2023)
- [19] ISO 898-1. 2013. Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel, The International Organization for Standardization
- [20] Jiang, X. J., Hong, J., Shao, G. Q., Zhu, L. B., & Zhu, Y. S. 2014. An Analytical Model for Rotation Stiffness and Deformation of an Antiloosening Nut under Locking Force, *International Journal of Rotating Machinery*, Cilt. 68, no. 410813. DOI: 10.1155/2014/410813
- [21] Zou, Q., Sun, T.S., Nassar, S.A., Barber, G.C., El-Khiamy, H., Zhu, D. 2007. Contact Mechanics Approach to Determine Effective Radius in Bolted Joints, *Journal of Tribology*, Cilt. 127 s. 30-36. DOI:10.1115/1.1829717
- [22] Gong, H., Liu, J., Ding, X. 2016. Calculation of the Effective Bearing Contact Radius for Precision Tightening of Bolted Joints, *Advances in Mechanical Engineering*, Cilt. 8, s. 1-8. DOI: 10.1177/1687814016668445