



## AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA KULLANILAN BİR VOLANIN PARAMETRİK OPTİMİZASYON YÖNTEMİYLE TASARIMININ İYİLEŞTİRİLMESİ

Mehmet Yalçın SIRMALILAR<sup>1\*</sup>, Murat HAKTANIR<sup>2</sup>, Nurşen SAKLAKOĞLU<sup>3</sup>, Caner EŞ<sup>4</sup>

<sup>1</sup> İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, İzmir, Türkiye

<sup>2</sup> Gates Corporation, Gaziemir, İzmir, Türkiye

<sup>3</sup> Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Manisa, Türkiye

<sup>4</sup> Dönmez Debriyaj, Kemalpaşa, İzmir, Türkiye

### Anahtar Kelimeler

*Parametrik Optimizasyon,  
Sonlu Elemanlar Analizi,  
Volan.*

### Öz

Otomotiv endüstrisinde rekabetçi olabilmenin anahtarı ürün geliştirmenin ilk aşamalarında üretim maliyetini ve ürün performansını düşünerek daha iyi yapısal tasarımlar elde etmektir. Son yıllarda sonlu eleman analizindeki gelişmeler daha güvenli ve daha ucuz tasarımların oluşturulmasını sağlamış ve bu yeteneği kazanan firmalar önemli avantajlar elde etmiştir. Bu çalışmada Dönmez Debriyaj firmasında seri üretimi yapılan bir volanın malzeme maliyetini azaltmak üzere boyut optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemi ile volanın çalışma koşulları simüle edilmiş, parametrik optimizasyon yöntemi ile volan için istenen mekanik özellikleri sağlamanın yanı sıra maliyeti en düşük tutacak şekilde optimizasyon yapılmıştır. Bu çalışma sonunda volan ağırlığı 27,956 kg'dan 26,019 kg'a düşürülerek, toplam volan ağırlığından %6,93 azaltma sağlanmıştır ve ilgili volan, analizlerden elde edilen sonuçlar doğrultusunda talaşlı üretim ile revize edilerek üretilmiş ve araç testine tabi tutulmuştur. Bu test sonucunda hiçbir hasarla karşılaşmamıştır.

## IMPROVEMENT OF THE DESIGN OF A FLYWHEEL USED IN HEAVY COMMERCIAL VEHICLES BY USING THE PARAMETRIC OPTIMIZATION METHOD

### Keywords

*Parametric Optimization,  
Finite Element Method,  
Flywheel.*

### Abstract

The key to being competitive in the automotive industry is to achieve better structural designs by considering production cost and product performance in the early stages of product development. In recent years, developments in finite element analysis have enabled safer and cheaper designs, and companies that have gained this ability have gained significant advantages. In this study, size optimization was carried out in order to reduce the material cost of a mass produced flywheel at Dönmez Clutch. The operating conditions of the flywheel were simulated with the computer-aided finite element method, and the parametric optimization method was used to provide the desired mechanical properties for the flywheel, as well as the optimization to keep the cost lowest. At the end of this study, the flywheel weight was reduced from 27,956 kg to 26,019 kg, and 6.93% reduction was achieved from the total flywheel weight, and the related flywheel was revised by machining in line with the results obtained from the analysis and subjected to vehicle testing. No damage was encountered as a result of this test.

### Alıntı / Cite

Sırmalılar, M.Y., Haktanır, M., Saklakoğlu, N., Eş, C., (2022). Ağır Ticari Araçlarda Kullanılan Bir Volanın Parametrik Optimizasyon Yöntemiyle Tasarımının İyileştirilmesi, Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi, 10(4), 1341-1353.

\* İlgili yazar / Corresponding author: mehmet\_sirmalilar@iyte.edu.tr, +90 232 750 6718

<b>Yazar Kimliği / Author ID (ORCID Number)</b>	<b>Makale Süreci / Article Process</b>	
M. Y. Sırmalılar, 0000-0002-0314-0717	<b>Başvuru Tarihi / Submission Date</b>	27.12.2021
M. Haktanır, 0000-0001-6628-0170	<b>Revizyon Tarihi / Revision Date</b>	19.03.2022
N. Saklakoğlu, 0000-0002-6651-7542	<b>Kabul Tarihi / Accepted Date</b>	09.06.2022
C. Eş, 0000-0002-8982-7789	<b>Yayın Tarihi / Published Date</b>	30.12.2022

## 1. Giriş (Introduction)

Mühendislik biliminde optimizasyon önemli bir yer tutmaktadır. Mühendislerin görevlerinden biri de sistemin çalışmasını sağlamanın yanında en uygun koşullarda çalışmasını sağlamaktır. Gerek işverenin yükünü azaltmak, gerekse hammadde kaynaklarından tasarruf etmek için yaptıkları tasarımlarda maliyet, ham madde ve güvenlik etkilerini ortak paydada buluşturmalıdırlar. Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan tasarımlar gerçeğe uygun koşullarda analiz edilebilir, böylece olası başarısızlık durumu önceden görülmüş olur. Ayrıca tasarım ve imalat safhalarında bize istediğimiz kadar deneme yapma şansı sunarak maliyet, işçilik ve zaman tasarrufu yapılmasını sağlamaktadır (Güler, 2015). Her tasarımın mekanik özellikleri veya görülmek istenen diğer özellikleri deneyler yerine sonlu elemanlar yöntemi ile çok daha hızlı şekilde görülebilir, olası başarısızlık durumunda tasarıma müdahale edilebilir; böylece olası maddi kayıpların önüne geçilmiş olur.

Mehmet Murat TOPAÇ ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada (Topaç,Bahar, Kaplan, Sarıkaya, 2017) dört tekerlekten çekişli ve iki akslı bir askeri taşıtın bağımsız ön süspansiyonunda kullanılacak alt salıncağın topoloji optimizasyonu yardımıyla yapısal tasarımını gerçekleştirmiştir. Topoloji optimizasyonu çalışmalarından elde edilen sonuçlarla alt salıncağın üretilebilir tasarımı yapılmış ve sonlu elemanlar analizleri ile kritik yük tipi için salıncağın en düşük emniyet katsayısı belirlenmiştir. Elde edilen nihai tasarımda ön tasarıma göre %19,25 hafifletme sağlanmıştır.

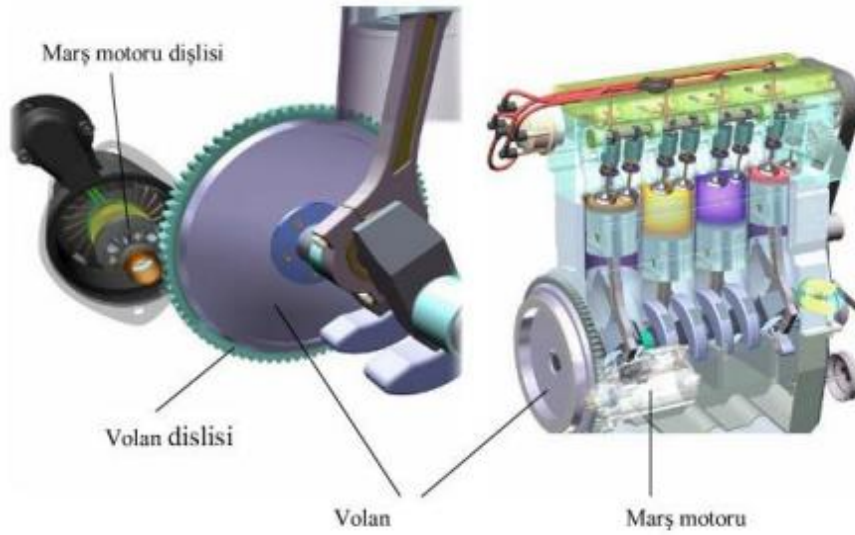
Ali Rıza YILDIZ salıncak kolunun optimum tasarımı için radyal tabanlı fonksiyonlar meta-modelleme yöntemi ve interior arama algoritması kullanmıştır(Yıldız, 2017). Sonlu elemanlar analizleriyle optimum tasarımın ağırlığı % 28 azaltılabilmektedir.

İsmail ÖZTÜRK ve Necmettin KAYA araçlarda güvenlik elemanlarından birisi olan tampon ve darbe emici modeli üzerinde çarpışma analizler yapmış ve darbe emiciler üzerinde burkulma başlatıcı bölgelerin etkisini incelemiştir (Öztürk, Kaya, 2008). Çalışma sonunda, burkulma başlatıcı bölge sayısının absorbe edilen enerji miktarına etkisinin önemsiz mertebelerde olduğu ancak maksimum tepki kuvvetini azalttığı bulunmuştur. Ayrıca düşük araç ağırlıklarına ulaşabilmek üzere optimum sac et kalınlığı belirlenmiştir.

Yunus Güder ve Ali Serhat Ersoyoğlu 100 ton kapasiteli 8x8 mobil vinç için konstrüksiyon tasarımı yapmış ve sistemin sonlu elemanlar yöntemi ile bu tasarımın statik ve dinamik analizlerini yapmıştır (Güder, Ersoyoğlu, 2015). Analiz sonuçlarına göre tasarımda iyileştirme gerektiren aşamaların model üzerinde uygulanmasına karar verilmiştir.

Görüldüğü gibi, günümüzde sonlu elemanlar yöntemi akışkanlardan yapısal analizlere, ısıl analizlerden manyetizmaya kadar çok geniş bir alanda uygulanmaktadır. Özellikle otomotiv endüstrisinde tasarım geliştirmede anahtar rol oynamaktadır.

Otomobillerde çok büyük önem taşıyan parçalardan biri volanlardır. Motorların sağladığı döndürme momenti sabit olmamasına rağmen motorlardan sabit döndürme momentleri istenmektedir. Döndürme momentini düzgülendirmek için volan adı verilen silindirik kütle kullanılmaktadır. (Türkmen, 2010, ). Dört zamanlı içten yanmalı motorlarda, silindirlerde meydana gelen periyodik patlamalar sonucu krank milinde tork salınımları ve titreşim meydana gelir. Bu salınımlar, motorda üretilen gücün artışı, azalışı oranında değişiklik gösterir. Krank milinde meydana gelen bu hız dalgalanmaları ve titreşimin diğer aktarma organlarına iletilmesi, sürüş konforunu azaltmanın yanında parça ömürlerini hissedilir derecede azaltacaktır. Bunu önlemek için enerji depolama prensibiyle çalışan, ataleti yüksek silindirik bir parça olan volan kullanılmaktadır (Uslugil, 2014). Volanlar sahip oldukları yüksek kütle atalet momenti sayesinde dönerken kinetik enerji depolarlar ve ihtiyaç olduğu zaman sisteme bu enerjeyi verirler. Enerji beslemesine ihtiyaç duyan her mekanik sistemde volan vardır. Volanlar dış makinesinden araba motorlarına kadar birçok sistemde kullanılmaktadır. Araç yeni çalıştırılacağı zaman motorda patlamaların başlayabilmesi için pistonların motor bloğu içinde hareket etmesi gereklidir. Bu hareket pistonlara volanı döndürerek verilir. Volan üzerine sıkı geçme ile monte edilen dişli sayesinde marş motoru denilen elektrik motorundan ilk hareketi alır ve pistonlara ilk hareketini vermiş olur. Şekil 1'de marş motoru ve volan görülmektedir.



**Şekil 1.** Marş motoru ve volan (Starter motor and flywheel) (Türkmen, 2010)

Pistonlar çalışırken krank mili eksantrik bir şekilde dönmektedir. Bu dengesiz dönüş dolayısıyla krank milinde titreşim oluşabilmektedir. Volan, krank mili çapından çok daha büyük olması ve ağır olması sebebiyle krank milinin ürettiği titreşimleri büyük ölçüde dengelemektedir. Bu sayede daha dengeli bir dönüş sağlanır. Teoride bir aracın titreşim karakteristiğini değiştirmeye yol açacak birçok tasarım değişikliği yapılabilir gözükse de, maliyet, dayanım ve bazı diğer kısıtlamalar aslında aktarma organlarının bir çoğunda radikal değişiklikler yapılamayacağını göstermektedir (Uslugil, 2014). Bu çalışmada Dönmez Debriyaj firmasında halihazırda seri üretimi yapılan bir volana, mekanik özellikleri çalışma koşullarını karşılayacak şekilde kütle azaltılarak tasarım iyileştirmesi yapılmıştır. Bu amaçla sonlu elemanlar yöntemi çözücüsü olarak Ansys Workbench programı kullanılmıştır.

## 2. Materyal ve Yöntem (Material and Method)

Bu çalışmada ağır ticari araçlarda kullanılan bir volanın bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemi ile optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon, üzerinde uğraşılacak herhangi bir problem için belirtilen kısıtlamalara uyacak şekilde en iyi çözümü üretme sürecidir (Karakoyun ve Kodaz, 2021).

Optimizasyon yapılırken parametrik optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Parametrik optimizasyonda, analize verilen girdilerin değişiminin çıktıları nasıl etkilediği görülmektedir ve belirlenen kısıtları sağlayan optimum girdi değeri bulunarak yeni tasarım yapılmaktadır. Bu çalışmada ilk önce optimizasyona verilmesi gereken girdiler belirlenmiş ve çeşitli analizler yardımıyla istenilen kısıtlara uygun olarak bu girdilerin optimum değeri bulunmuştur.

### 2.1. Modelleme ve Değiştirilebilecek Parametreler (Modeling and Modifiable Parameters)

Volanın ağırlığını azaltmak için belirli kesitlerde boyut değişikliği yapılmalıdır. Fakat değiştirilecek kesitler isteğe göre belirlenemez. Volanın dış çap ve iç çapı, baskı ve disk ile bağlantılı olacağından bu boyutları değiştirmek mümkün olmamaktadır. Eğer bu boyutlar değiştirilirse baskı ve disk geometrileri de değiştirilmelidir. Krank miline oturacak kesit hassas olduğundan bu kesitte de değişiklik yapılamayacaktır.

Ağırlık azaltmak için en uygun ölçü, volan kesitinde gözükken Şekil 2'de görülen H62 ile kodlanmış ve sarı renkte gözükken 36,25 mm ölçüsüdür. Bu ölçüyü mümkün olduğunca incelterek dolayısıyla kütleyi düşürerek, hem volanın çalışma koşullarında istenilen mukavemeti göstermeye devam etmesi hem de araç içinde görevini yerine getirmesini sağlamak amaçlanmıştır. Unutulmamalıdır ki volanda ağırlık azaltıldıktan sonra mukavemet açısından bir sorun olmasa da volanın kütle atalet momenti çok düşürülürse volan işlevini kaybedebilir.

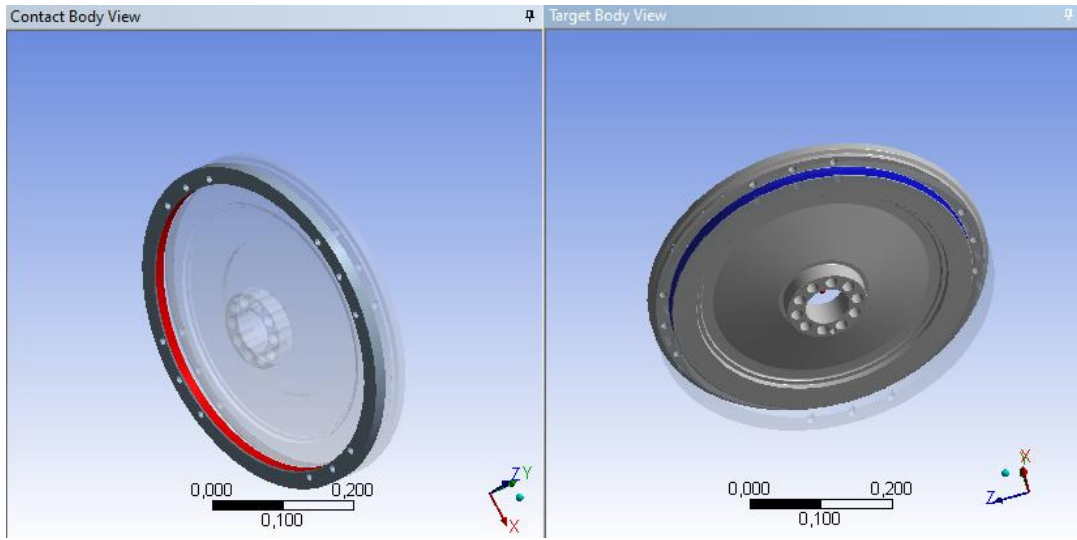


üzerinde dişlinin oturacağı çap arasında 0.06 mm fark vardır. Yani volandaki dişlinin oturacağı çap dişlinin iç çapından 0.06 mm daha büyüktür. Bu çap farkı sayesinde dişli ısıtılıp genişince normalde volana oturacağı yüzeyden daha dar bir çap boyutuna sahip olmasına rağmen volana geçecek çap boyutuna ulaşmakta ve soğuyunca da büzüşmektedir, Bu sayede sıkı geçme bağlantısı yapılabilir.

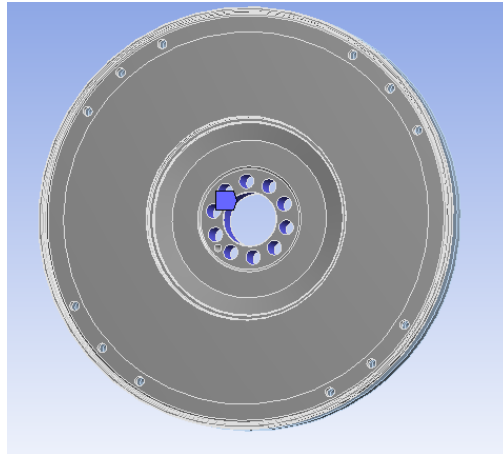
Büyük geometriler içeren ve birden fazla adım içeren analizlerin çözümü çok uzun sürmektedir. Bu projedeki analizde 6 adım olduğu ve ek olarak parametrik analiz dolayısıyla her ölçü değişikliği için ayrı analiz yapılacağı düşünülürse modeli biraz basitleştirmek gereklidir. Bu yüzden volan üzerine sıkı geçme yapılacak dişlide model basitleştirilmiştir. Dişlinin kalınlığı, diş üstü çapı ve geçme çapı değiştirilmemiştir fakat dişli üzerinde 160 tane diş açılmayarak model basitleştirilmiştir.

## 2.2. Sınır Şartları ve Kontaklar (Boundary Conditions and Contacts)

Analizde volan ve dişli arasına 1 adet kontak tanımlanmıştır. Kontak olarak tanımlanan yüzeyler Şekil 5'te gösterilmiştir. İlgili kontak "frictionless" yani sürtünmesiz kontak olarak seçilmiştir. Bu kontaklar birbirleri üzerinde kayma ve ayrılmaya izin vererek gerçeğe yakın sonuçlar vermektedirler. Volan, gerçekte olduğu gibi krank miline oturacağı yüzeylerden sabitlenmiştir. Sabitlenen yüzeyler Şekil 6'da görülmektedir.



Şekil 5. Sıkı geçme için yapılan kontak(Contact made for Shrink fit)



Şekil 6. Volanda sabitlenen yüzeyler (Surfaces fixed to the flywheel)

## 2.3. Yapılacak Analizlerin Belirlenmesi (Determination of Analyses to be Made)

Volan üzerinde optimizasyon yapmadan önce volanın çalışma koşulları simüle edilip volan üzerindeki etkilere bakmak gerekmektedir.

Volan üzerinde, üzerine sıkı geçirilen dişliden dolayı oluşan gerilme vardır. Üzerinde bu gerilme varken sürücü gaza bastığında krank mili ile birlikte volanda dönecektir. Daha sonra debriyaj kavrama durumuna getirildiğinde

volan üzerine debriyaj baskısından gelen kuvvet iletilecektir. En son adımda volan belirli bir devirde dönerken aracın kavramadan çıkmış halini de kontrol etmek için üzerindeki baskı kuvveti çekilecektir. Bu çalışma kapsamında bu adımlar incelenmiş ve volanın mukavemet açısından araç içindeki durumu değerlendirilmiştir.

Makine elemanlarında hasar her zaman düşük mukavemet kaynaklı olmamaktadır. Eğer parçanın doğal frekansı ile tahrik frekansı çakışırsa teorik olarak deplasman genliği sonsuza gitmekte, gerçekte ise sönümden dolayı genlikler sonsuza gitmese de çok büyük deplasmanlar oluşmaktadır(Ewins,2010). Bu sebeple volanın optimize edildikten sonra rezonansa girmeyeceğinden emin olmak için modal analiz ile doğal frekanslarına bakılmıştır. Bu sebeple ilk olarak mevcut volanın gerilme analizi yapıp ondan sonra optimizasyon yapılmıştır. Optimize edilen volan tekrar gerilme analizine tabi tutularak kontrol edilmiş ve en son modal analiz ile doğal frekansları incelenmiştir.

### 3. Gerilme Analizi (Stress Analysis)

Volan araç içinde kavrama halinde çalışırken şu zorlamalara maruz kalmaktadır; volan üzerine marş motorundan ilk hareketi alabilmesi için dişli çakılmaktadır ve bu dişli volan üzerinde çok ciddi bir gerilme oluşturmaktadır. Üzerinde sıkı geçme kaynaklı gerilme varken volana debriyaj kaynaklı baskı kuvveti etki etmektedir. Ayrıca volan 4000 devir/dakika açılmal hızla dönmektedir. Son olarak araç kavrama halinde değilken olan durumu da simüle etmek için son adımda baskı kuvveti volan üzerinden çekilmiştir. Gerilme analizinde bütün bu etkiler toplam 6 adımda programa tanıtılmıştır.

Sıkı geçme analizi yapılırken volan dişlisinin sıcaklığı 22 °C'den 220 °C'ye yükseltip genişletilmiştir, volan dişlisi 220 °C sıcaklığındaiken yani çapı volana geçme çapından büyükken volan üzerine konumlandırılmak üzere hareket verilmiştir. Dişli, volan üzerine geldikten sonra volan dişlisi 22 °C'ye soğutulmuştur ve analiz boyunca bu sıcaklıkta kalmıştır. Dişlinin iç çapı ile volan geçme çapı arasında 0.06 mm fark olduğu için dişli soğuduktan sonra eski çapına geri dönme eğiliminde olacaktır ama dönemeyecektir. Bu sebeple volan üzerinde gerilmeler oluşacaktır. Tablo 1'de volan dişlisinin analiz süresince olan sıcaklığı, Tablo 2'de ise volan dişlisinin analiz boyunca olan konumları görülmektedir. Tablodan görüldüğü üzere dişli 22 °C'ye soğuduktan sonra analiz boyunca volan üzerinde kalmıştır. Dolayısıyla gerçekte olduğu gibi analiz boyunca volan üzerinde sıkı geçme kaynaklı gerilme olacaktır.

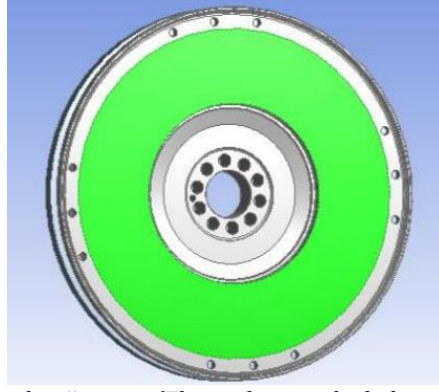
**Tablo 1.** Volan dişlisinin analiz süresince sıcaklığı (Temperature of flywheel gear during analysis)

Analiz Süresi (s)	Dişlinin Sıcaklığı (°C)
0	22
1	220
2	220
3	22
4	22
5	22
6	22

**Tablo 2.** Volan dişlisinin analiz süresince konumu (The position of the flywheel gear during the analysis)

Analiz süresi(s)	Dişlinin Konumu (mm)
0	0
1	0
2	18,55
3	18,55
4	18,55
5	18,55
6	18,55

Sıkı geçme işlemi tamamlandıktan sonra volan üzerine debriyaj baskısından gelen kuvvet tanıtılmıştır. Volan üzerinde baskı kuvvetinin etkiyeceği 430 mm çapında yüzey, geometriyi hazırlarken "split face" komutu ile ayrılmıştır. Şekil 7'de bu yüzey görülmektedir. Baskı kuvveti olarak 40000 N kuvvet uygulanmıştır. Tablo 3'te baskı kuvvetinin analiz süresince değeri görülmektedir.



**Şekil 7.** Baskı kuvvetinin verileceği yüzey (The surface to which the pressing force will be applied)

**Tablo 3.** Analiz süresince debriyaj baskısından gelen kuvvet  
(Force from clutch pressure during analysis)

Analiz süresi (s)	Baskı kuvveti (N)
0	0
1	0
2	0
3	0
4	-40000
5	-40000
6	0

Baskı kuvveti geldikten sonra volan 4000 devir/dakika hızla dönecektir. Üzerindeki dişli bu adımda volana kenetlenmiş halde olacağı için 4000 devir/dakika hız hem dişli hem volana verilmiştir. Tablo 4'te volan ve dişliye verilen açısız hızın analiz adımlarına göre değeri görülmektedir.

**Tablo 4.** Volan ve dişliye verilen açısız hızın analiz süresince değeri  
(The value of the angular velocity given to the flywheel and gear during the analysis)

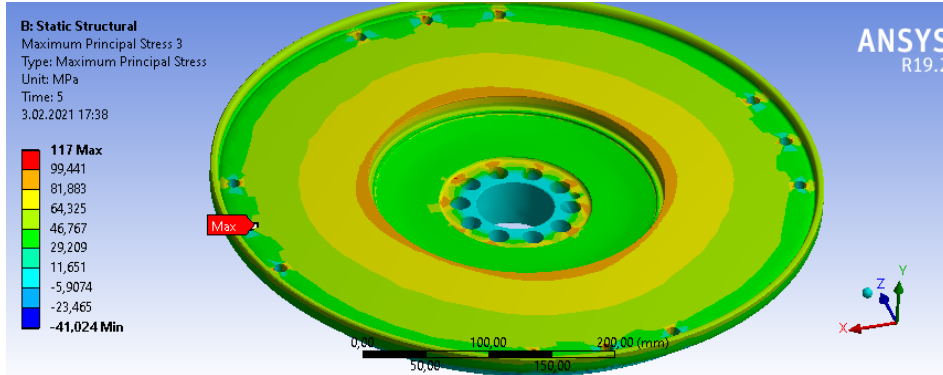
Analiz süresi(s)	Açısız hız (rpm)
0	0
1	0
2	0
3	0
4	0
5	4000
6	4000

Dikkat edilmesi gereken diğer bir nokta, volan her zaman debriyaj kavrama halindeyken çalışmayacaktır. Sürücü debriyaj pedalına bastığında volan üzerine etkiyen baskı kuvveti sıfırlanacaktır. Bu senaryo analize son adımda dahil edilmiştir. Üzerinde sıkı geçme kaynaklı gerilme ve açısız hız varken baskı kuvveti Tablo 3'ten görüleceği üzere 0 yapılmıştır. Dolayısıyla son adım aracın kavramadan çıktığı hali göstermektedir.

Tablo 5'te volan üzerinde oluşan maksimum asal gerilmenin analiz adımlarına göre değerleri görülmektedir. Tablo incelenirse, 3.saniyede sıkı geçme tamamlandığında volan üzerinde 77,412 MPa gerilme oluşmuştur. Baskı kuvvetini verdikten sonra bu gerilme değeri 59,994 MPa olmuştur. Volan 4000 devir/dakika açısız hız ile dönmeye başladığında 117 MPa ile en yüksek gerilme volan üzerinde oluşmuştur. Debriyaj baskısı volan üzerinden çekildikten sonra gerilme değeri 85,258 MPa olmuştur. En yüksek gerilme değeri araç kavrama halinde ve 4000 devir/dakika hızla dönerken çıkmıştır. Şekil 8'de volanda oluşan en büyük asal gerilmenin yeri ve asal gerilme dağılımı görülmektedir.

**Tablo 5.** Volanda oluşan asal gerilmelerin analiz adımlarına göre değeri  
(The value of the principal stresses in the flywheel according to the analysis steps)

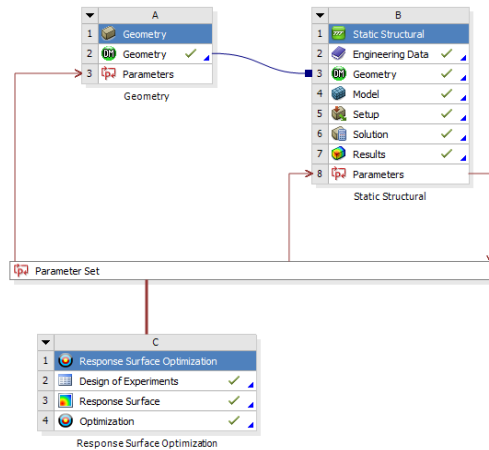
Zaman (s)	Maksimum asal gerilme (MPa)	Minimum asal gerilme (MPa)
0	0	0
1	0	0
2	0	0
3	77,412	-30,338
4	59,994	-32,588
5	117	-41,024
6	85,258	-27,4



**Şekil 8.** Analiz süresince volanda oluşan en büyük asal gerilmenin yeri (The location of the greatest principal stress on the flywheel during the analysis)

#### 4. Parametrik Optimizasyon (Parametric Optimization)

Yapılan gerilme analizine optimizasyon modülü bağlanmıştır. Optimizasyonda değişecek ölçüye göre maksimum asal gerilme, kütle ve dönme eksenine göre kütle atalet momenti değişimleri görülmek istendiği için bu özellikler parametre olarak eklenmiştir. Şekil 9'da optimizasyon modülünün yapılan analize bağlanması görülmektedir.



**Şekil 9.** Optimizasyon modülünün analize bağlanması (Connecting the optimization module to the analysis)

Design of Experiments modülünden orijinal ölçüsü 36,25 mm olan değiştirilecek kesit için alt sınır olarak 2 mm, üst sınır olarak 32 mm seçilmiştir. Böylece program bu değerler arasında değişik değerler seçerek analizleri yapacaktır.

#### 4.1. Optimizasyon Kısıtlarının Belirlenmesi ve Optimizasyon Sonucu (Determination of Optimization Constraints and Optimization Result)

Pistonlar alt ölü noktadan üst ölü noktaya çıkmak için enerji beslemesine ihtiyaç duyarlar. Ayrıca düzgün olmayan motor torkunu düzgünleştirmek için volanın belirli bir kütle atalet momentine sahip olması gerekmektedir (Riberio vd., 2001). Tablo 7'de analiz için modellenen ve Ansys kütüphanesinden gri dökme demir malzemesi atanan mevcut volanın fiziksel özellikleri görülmektedir.



**Tablo 6.** Analiz için modellenen volanın fiziksel özellikleri  
(Physical properties of the flywheel modeled for analysis)

Volanın ağırlığı (kg)	27,956
Volanın hacmi (mm <sup>3</sup> )	3,8827 x 10 <sup>6</sup>
Volanın dönme eksenine göre kütle atalet momenti (kg.mm <sup>2</sup> )	8,1315 x 10 <sup>5</sup>

Optimizasyon işlemi yapılırken volanın kütle atalet momenti için bir alt sınır belirlemek gereklidir. Tablo 7’de görüleceği üzere volanın kütle atalet momenti 8,1315 x 10<sup>5</sup> kg.mm<sup>2</sup> olarak bulunmuştur. Burada şöyle bir yaklaşım yapılabilir; motorlar için volan tasarımı yapılırken motorların tork – krank açısı grafiklerinden motora eklenmesi gereken kütle atalet momenti bulunur ve volan bu kütle atalet momentini karşılayacak şekilde geometrisi veya malzemesi değiştirilerek (dolayısıyla özkütlesi de değişir) tasarlanır.

Bu çalışma da volan üzerinde %10’luk bir kütle atalet momenti kaybına taviz verilebileceğine karar verilmiştir.

Volanın sahip olduğu kütle atalet momenti Tablo 7’de 8,1315 x 10<sup>5</sup> kg.mm<sup>2</sup> olarak verilmiştir. %10 kayıp miktarı göz önüne alınarak volan için gerekli minimum atalet momenti 7,31835 x 10<sup>5</sup> kg.mm<sup>2</sup> olarak belirlenebilir. Yani volanın bu kütle atalet momenti değerinin altına düşmemesi gereklidir. Bu çalışmada daha da güvenli bölgede kalınarak bu sınır 7,38 x 10<sup>5</sup> kg.mm<sup>2</sup> alt sınır olarak programa tanıtılmıştır.

Volan GG25 gri dökme demir malzemeden üretilmektedir. Kopma mukavemeti 250 MPa’dır. Gri dökme demir gevrek bir malzemedir (Akdemir vd., 2011). Gevrek malzemelerde kırılma olmadan önce plastik deformasyon olmaz veya çok küçük olur. (Mouritz, 2012). Dökme demir gevrek malzeme olduğu için akma mukavemeti değil kopma mukavemeti üzerinden değerlendirilmiştir. Firmada kullanılan GG25 gri dökme demirin kopma mukavemeti 250 MPa’dır. Dolayısıyla volan güvenli bölgede kalınarak 150 MPa maksimum asal gerilme sınırı belirlenmiştir. Optimizasyon modülüne maksimum 150 MPa maksimum asal gerilme sınırı konulması gerekmektedir. Bahsedilen bu kısıtların programa tanıtılması Tablo 8’de gösterilmektedir.

**Tablo 7.** Tasarım kısıtlamalarının optimizasyon modülüne tanıtılması  
(Introducing design constraints to the optimization module)

1	Name	Parameter	Objective		Constraint		
			Type	Target	Type	Lower Bound	Upper Bound
3	Minimize P2	P2 - Solid Mass	Minimize		No Constraint		
4	P5 >= 7,38E+05	P5 - Solid Moment of Inertia Ip2	No Objective		Values >= Lower Bound	7,38E+05	
5	P7 <= 150 MPa	P7 - Maximum Principal Stress 2 Maximum Value Over Time	No Objective		Values <= Upper Bound		150
*		Select a Parameter					

Optimizasyon modülünün verdiği sonuçlara göre belirtilen kısıtları ve istenilen özellikleri karşılayan kesit ölçüsünün 4,77 mm olduğu belirlenmiştir. Optimizasyon sonucu önerilen kesit ölçüleri Tablo 9’da gösterilmektedir.

**Tablo 8.** Optimizasyon sonucu programın önerdiği kesit ölçüleri  
(Dimensions suggested by the program as a result of the optimization)

9	Candidate Points	Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
10				
11	P1 - kalınlık (mm)	4,77	4,7777	4,7869
12	P2 - Solid Mass (kg)	★★★ 26,004	★★★ 26,004	★★★ 26,005
13	P7 - Maximum Principal Stress 2 Maximum Value Over Time (MPa)	★★★ 126,76	★★★ 126,75	★★★ 126,75
14	P5 - Solid Moment of Inertia Ip2	★★★ 7,38E+05	★★★ 7,3802E+05	★★★ 7,3805E+05

Bu değer üretiminin daha kolay olması açısından 5 mm olarak kabul edilmiştir

## 5. Modal Analiz (Modal Analysis)

Volan yapılan analizler sonucu güvenli bölgede çıkmıştır. Fakat dönen kütleler için rezonans tehlikesi bulunmaktadır (Svendsen vd., 2011). Doğal frekans, bir sistemdeki belirli frekansların diğer frekanslara kıyasla sistemi daha büyük genliklerle titreten frekans aralığıdır. Bu titreşimler sonucu ortaya çıkan fiziksel olaya ise rezonans adı verilir. Rezonans frekansında çok küçük tetiklemelerde bile sistem çok büyük salınımlar yapabilmektedir. (Yalnızca vd., 2014). Bu sebeple optimize edilen volan için modal analiz yapmak ve rezonansa girmeyeceğinden emin olmak gerekmektedir.

Volanda 5 mm değerine düşürülmesine karar verilen kesit Design Modeler modülü ile istenilen değere düşürülmüştür. Volan krank miline oturacağı yüzeylerden sabitlenerek programa tanıtılmıştır ve üzerindeki dişliyle beraber modal analize tabi tutulmuştur. Modal analiz sonucu bulunan ilk 6 doğal frekans Tablo 10'da görülmektedir.

En düşük doğal frekans 259,4 Hz yani 15564 devir/dakika bulunmuştur. Bu devir volanın çalışma devrinden çok daha fazladır. Dolayısıyla volanda rezonans kaynaklı bir sorun olmayacağı söylenebilir.

**Tablo 9.** Modal analiz sonucu bulunan volanın ilk 6 doğal frekansı  
(The first 6 natural frequencies of the flywheel found as a result of the modal analysis)

Mod sayısı	Doğal frekans (Hz)
1	259,4
2	260,22
3	391,95
4	434,08
5	435,98
6	812,11

## 6. Yeni Tasarımın İşlenmesi Ve Deney Süreci (Processing and Experimentation)

Analizler sonucunda belirlenen ölçünün 36,25 mm'den 5 mm'ye düşmesine karar verilmiştir. Volan üzerinde bu kesitten 31,25 mm talaş alınması gerekmektedir. Freze ile talaş alınmıştır. Şekil 10'da volanın optimizasyon öncesi hali, Şekil 11'de ise optimizasyon sonuçlarına göre kesitinin düşürülmüş hali görülmektedir.

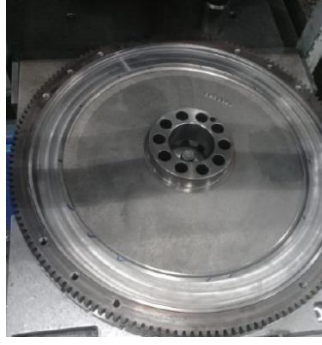


**Şekil 10.** Volanın işlenmeden önceki hali (The state of the flywheel before processing)



**Şekil 11.** Volanın işlendikten sonraki hali (The state of the flywheel after processing)

Analizlerden görüleceği üzere volan üzerinde sıkı geçme işlemi sonrası çok ciddi gerilmeler oluşmaktadır. Volan üzerine bu dişli gerçekte de sıkı geçme ile monte edilerek volanın durumu incelenmiştir. Şekil 12'de dişli çakıldıktan sonra volan görülmektedir.

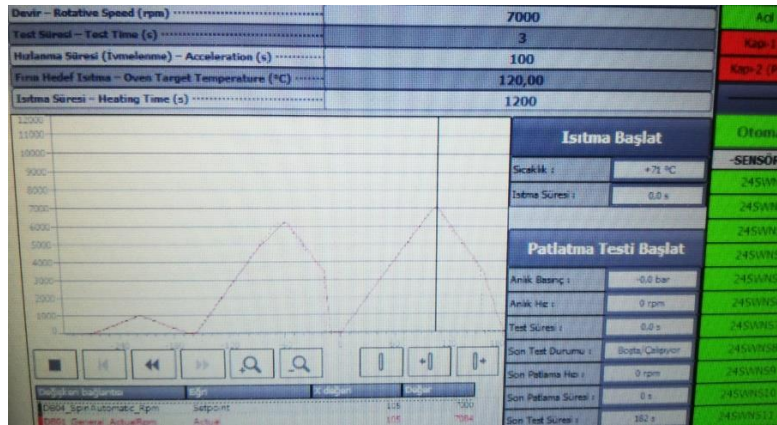


Şekil 12. Sıkı geçme işlemi sonrası volan ve dişli (Flywheel and gear after shrink fit)

Diğer volanlara uygulanan ölçüm prosedürleri bu volana da uygulanmış ve sıkı geçme işlemi sonrası volanda oluşan 0,1 mm çap daralmasının diğer volanlar ile aynı olduğu görülmüştür. Sıkı geçme sonrası volan üzerinde hasar oluşmadığı gözlenmiştir. Dönen kütlelerin yüksek devirlerde hasar alıp almayacağına bakmak için burst(patlatma) testi yapılmaktadır. Volan burst testi makinesine bağlanmıştır(Şekil 13) ve 7000 devir/dakika'ya kadar zorlanmıştır(Şekil 14).



Şekil 13. Volanın burst testi makinesine bağlanması(Connecting the flywheel to the burst testing machine.)



Şekil 14. Burst testi grafiği(Burst test chart)

Sıkı geçme ve burst testi sonrası hasar almayan volan son test aşaması olarak iki hafta boyunca araç testine tabi tutulmuştur. Araç olarak Mercedes Benz Axor kullanılmıştır. Bu testte volan, araca takılıp, araç günlük rutinine devam etmiştir. İki hafta sonunda araç kullanıcılarından çeşitli kriterleri değerlendirmesi istenmiştir. Araç testinde dikkat edilen kriterler Tablo 11'de gösterilmiştir. Araç testinde de herhangi bir sorunla karşılaşılmemiştir. Böylece optimizasyon sonucu ortaya çıkan tasarım doğrulanmıştır.

Tablo 10. Araç testinde dikkat edilen parametreler (Parameters considered in vehicle testing)

Araç Testi ve Sonrası Kontroller					
Kalkış performansı uygun mu?	✓	Yokuşta kalkış performansı uygun mu?	✓		
Vites geçişleri uygun mu?	✓	Yokuşta kaydırmama performansı uygun mu?	✓		
Debriyaj pedali konforlu mu?	✓	Araçta titreme - silkeleme var mı?	✓		
Debriyaj kavrama yeri uygun mu?	✓	Araçta anormal ses var mı?	✓		
Açıklamalar / Görüşler	Herhangi bir problemle karşılaşılmadı.				
✓ : Uygun		X : Uygun Değil		- : Değerlendirme Dışı	

## 7. Sonuç ve Tartışma (Result and Discussion)

Tasarım boyutlarında olası her değişiklik için üretilmesi planlanan parça, CAD programlarında değiştirilip her seferinde yeni model olarak analize sokulursa ciddi bir zaman kaybı olmaktadır. Parametrik optimizasyon yöntemi ile tek CAD çizimiyle ve tek komutla olası değiştirilecek kesitler parametre olarak programa tanıtılarak her boyut değişikliği için zaman kaybı minimuma indirilerek analiz yapılabilmektedir.

Bu çalışmada hedeflendiği gibi seri üretimde olan bir volanın ağırlığı, bilgisayar destekli mühendislik yöntemlerinden yararlanılarak 1937 gr yani volan ağırlığının %6,93'ü oranında azaltılmıştır. Ağırlık azaltılmasının yanı sıra istenilen mekanik özellikler de sağlanmaktadır. Optimize edilen volan yukarıdaki bölümlerde gösterildiği gibi üzerinde büyük gerilmeler oluşturacak olan sıkı geçme testinden başarıyla geçmiştir. Sıkı geçme testini başarıyla geçen volan, yüksek devirde zarar görmeyeceğinden emin olmak amaçlı firmada bulunan burst testi makinesinde 7000 devir/dakika açısız hızlara kadar zorlanmıştır. Sürüş performansında da bir olumsuzluk olmayacağını teyit etmek amaçlı ağır ticari araca monte edilip denenmiştir. Araç testinde de 2 hafta boyunca çalışma koşullarına maruz bırakılan volan, bu testi de başarıyla geçmiştir. Bu test sayesinde volanda yapılan revizyonun sürüş performansına olumsuz bir etki oluşturmadığı doğrulanmıştır. Yapılan çalışma sonrası firma, optimize edilmiş tasarımı kullanma kararı almıştır. Firma, optimizasyonu yapılan volandan 2021 yılında 880 adet üretmiştir. Bu çalışma sayesinde her üretilen volan başına 1937 gr dökme demirden tasarruf edilmiştir. Dolayısıyla 2021 yılının üretim rakamları baz alınır firmaya yılda yaklaşık 1.7 ton dökme demirden tasarruf edecektir.

## Teşekkür (Acknowledgement)

Bu çalışma Dönmez Derbiyaj firmasında gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmaya yaptıkları katkılardan dolayı bu firmanın Ar-Ge Merkezi'ne teşekkür ederiz.

## Çıkar Çatışması (Conflict of Interest)

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir. No conflict of interest was declared by the authors.

## Kaynaklar (References)

- Akdemir, Ahmet, Recai Kuş, and Mehmet Şimşir. "Investigation of the tensile properties of continuous steel wire-reinforced gray cast iron composite." *Materials Science and Engineering: A* 528.10-11 (2011): 3897-3904.
- Ewins, D. J. "Control of vibration and resonance in aero engines and rotating machinery—An overview." *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 87.9 (2010): 504-510. -2.3 kaynağı
- Güder Y., Ersoyoğlu A. S., "Mobil Vinçlerde Teleskobik Bomların Optimizasyonu", S.Ü. Müh. Bilim ve Tekn. Derg., c.3, s.1, 2015
- Güler M.S., "Sonlu Elemanlar Yöntemi Hakkında Genel Bilgiler" Ordu Üniv. Bil. Tek. Derg., Cilt:5, s.56-66 (2015)
- Karakoyun, M., & Kodaz, H. (2021). Çok Amaçlı Mühendislik Tasarımı Ve Kısıtlı Problemler İçin Hibrit Birçok Amaçlı Optimizasyon Algoritması. *Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi*, 9(4), 1200-1211.
- Mehmet Murat TOPAÇ, Egemen BAHAR, Ata KAPLAN, Ezgi Zeynep SARIKAYA, Topoloji Optimizasyonu Yardımıyla, Askeri Taşıt Bağımsız Ön Süspansiyonu için Alt Salıncak Tasarımı, Uluslararası Savunma Sanayi Sempozyumunun (IDEFIS 2017)
- Mouritz, A. P. Fracture Processes of Aerospace Materials. *Introduction to Aerospace Materials*, 428-453. (2012)
- Öztürk İ, Kaya N., "Otomobil Ön Tampon Çarpışma Analizi Ve Optimizasyonu", Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 13, Sayı 1, 2008 119
- Ribeiro, Paulo F., et al. "Energy storage systems for advanced power applications." *Proceedings of the IEEE* 89.12 (2001): 1744-1756.
- Svendsen, Martin Nymann, Steen Krenk, and Jan Høgsberg. "Resonant vibration control of rotating beams." *Journal of sound and vibration* 330.9 (2011): 1877-1890.

- Türkmen C., "Tek Silindirli Bir Dizel Motorda Kuvvetlerin Analizi ve Titreşim Ölçümleri", Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2010
- Uslugil Y., "Dizel motorlarında çift kütleli volan kullanımı ve ilk çalıştırma gürültüsüne etkilerinin incelenmesi" , Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2014
- Yalnızca O. , Özelgin İ., Aksoy E., "Esnek Volan Modal Analizi" Mühendis ve Makina, cilt 55, sayı 656, s. 30-41 (2014)
- Yıldız A. R., "Taşıt Elemanlarının Yapısal Optimizasyon Teknikleri ile Optimum Tasarımı", Politeknik Dergisi, 2017; 20 (2) s: 319-323