

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİYEL OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tolga KAYA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

OCAK 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİYEL OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Tolga KAYA
(503081219)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ

Ocak 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503081219 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Tolga KAYA**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**BİYEL OPTİMİZASYONU**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Cemal BAYKARA**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Cüneyt FETVACI
İstanbul Üniversitesi

Teslim Tarihi : **19 Aralık 2011**
Savunma Tarihi : **24 Ocak 2012**

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında bilgi birikimi ve tecrübesi ile beni yönlendiren, desteğini eksik etmeyen tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ' e teşekkür ederim. Ayrıca verdiği destek ve tez çalışmamda ihtiyaç duyduğum verilerin teminini sağlayan Dr. Mak. Müh. Alper T. ÇALIK'a teşekkürü bir borç bilirim. Tez araştırmaları ve tez yazım süresince yaşadığım olumlu-olumsuz her anımda yanımda bulunarak moral ve motivasyonumu sağlayan hayat arkadaşım Gülden Pınar TEMİZ' e ve her koşulda benden desteğini esirgemeyen aileme çok teşekkür ederim.

Ocak 2012

Tolga KAYA
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Problem	3
1.2 İzlenecek Yol.....	3
1.3 Seçilen Motorun Çalışma Şartları	3
1.4 Literatür Taraması	4
2. BİYELİN İNCELENMESİ	9
2.1 Biyelin Tanımı.....	9
2.2 Biyelin Geometrisi	10
2.2.1 Biyel uzunluğu	10
2.2.2 Biyel	11
2.2.3 Küçük biyel başı.....	14
2.2.4 Parçalı biyel başı	17
2.2.5 Biyel kolundan başlara geçiş.....	19
2.3 Biyel Malzemesi.....	19
2.4 Biyelde Genel Şekillendirme	21
2.5 Biyel Yatakları	22
3. BİYELİN KİNEMATİK VE DİNAMİK AÇIDAN İNCELENMESİ.....	25
3.1 Biyelin Kinematığı	25
3.2 Biyelin Dinamiği	27
3.3 Krank - Biyelin Mekanizmasının Matematiksel Modelinin Oluşturulması	28
3.3.1 Matematiksel model oluşturulmasının amacı	28
3.3.2 Krank - Biyel mekanizmasının matematiksel modele indirgenmesi	28
3.3.3 Krank açısına bağlı yer değiştirme denkleminin türetilmesi	29
3.3.4 Krank açısına bağlı hız denkleminin türetilmesi.....	31
3.3.5 Krank açısına bağlı ivme denkleminin türetilmesi	32
3.3.6 Krank-Biyel mekanizmasının mathcad programındaki animasyonu	34
4. BİYELİN MODELENMESİ VE SONLU ELEMANLAR MODELİNİN OLUŞTURULMASI	39
4.1 Hesap Süreci.....	39
4.1.1 Küçük biyel başı iç çapı hesap süreci	41
4.1.2 Biyel kolu kesiti hesap süreci.....	42
4.1.3 Büyük biyel başı iç çapı hesap süreci	43
4.2 Tasarım Süreci.....	43
4.2.1 Model-1' in tasarım süreci	44

4.2.2 Model-2' in tasarım süreci	45
4.2.3 Model-3' ün tasarım süreci	45
4.3 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması	46
4.3.1 Piston pimi ve krank muylusunun modellenmesi ve ağ örümü	47
4.3.2 Biyelin ağ örümü	48
4.3.3 Analiz modeli	48
5. BİYELİN ANALİZİ	51
5.1 Model – 1' in Analizi	51
5.1.1 Model – 1' in basma analizi	51
5.1.2 Model – 1' in çekme analizi	52
5.2 Model – 2' nin Analizi	52
5.2.1 Model – 2' nin basma analizi	53
5.2.2 Model – 2' nin çekme analizi	54
5.3 Model – 3' ün Analizi	54
5.3.1 Model – 3' ün basma analizi	55
5.3.2 Model – 3' ün çekme analizi	56
5.4 Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	56
6. BİYELİN OPTİMİZASYONU	59
6.1 Geri Bildirimler Sonrası Tasarım Süreci	59
6.2 Model – 4' ün Analizi	62
6.2.1 Model – 4' ün basma analizi	62
6.2.2 Model – 4' ün çekme analizi	63
6.3 Model – 4' e Ait Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	63
6.4 Geri Bildirimler Sonrası İkinci Tasarım Süreci	63
6.5 Model – 5' in Analizi	64
6.5.1 Model – 5' in basma analizi	65
6.5.2 Model – 5' in çekme analizi	66
6.6 Model – 5' e Ait Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	66
6.7 Ağırlık Azaltma Çalışması	66
6.8 Optimizasyon Sonrası Elde Edilen Biyel	68
6.9 Optimizasyon Sonrası Elde Edilen Biyelin Basma Analizi	69
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	71
KAYNAKLAR	73
ÖZGEÇMİŞ	77

KISALTMALAR

ASME	: American Society of Mechanical Engineers
FEA	: Finite Element Analysis
FEM	: Finite Element Method
FIERF	: Forging Industry Educational and Research Foundation
SAE	: Society of Automotive Engineers

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Çeşitli biyel malzemelerinin mekanik özellikleri.....	20
Çizelge 3.1 : Krank açısına bağlı elde edilen atalet kuvvetleri.....	27
Çizelge 4.1 : Küçük biyel başı temel tasarım değerleri.	41
Çizelge 4.2 : Biyel kolu kesiti temel tasarım değerleri.....	43
Çizelge 4.3 : Büyük biyel başı temel tasarım değerleri.	43

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Değirmenlerde kullanılan ilk biyel mekanizması.....	1
Şekil 2.1 : Örnek bir biyel.....	9
Şekil 2.2 : Bir x mesafesi için eğilme momenti.....	14
Şekil 2.3 : Küçük biyel başı geometrik modeli.....	15
Şekil 2.4 : Küçük biyel başı matematiksel modeli.....	15
Şekil 2.5 : Biyel ve kep kısmı.....	18
Şekil 2.6 : Alıştırma civatası.....	19
Şekil 2.7 : Toz metal dövme aşamaları.....	21
Şekil 2.8 : Biyel kesit tipleri.....	22
Şekil 3.1 : Biyelin krank mili etrafında dönüş modeli.....	25
Şekil 3.2 : Krank-Biyel mekanizmasının matematiksel modele indirgenmesi.....	28
Şekil 3.3 : Krank-Biyel mekanizmasının matematiksel modeli.....	29
Şekil 3.4 : Pistonun krank açısına bağlı yer değiştirmesi.....	30
Şekil 3.5 : Pistonun 2000 dev/dk’ da krank açısına bağlı hızı.....	31
Şekil 3.6 : Pistonun 2000 dev/dk’ da krank açısına bağlı ivmesi.....	33
Şekil 3.7 : Krank açısına bağlı ivmenin motor devrine göre değişimi-1.....	33
Şekil 3.8 : Krank açısına bağlı ivmenin motor devrine göre değişimi-2.....	34
Şekil 3.9 : Krank-Biyel mekanizmasının animasyon modeli.....	38
Şekil 4.1 : Biyelin belirli üç ana ölçüsü.....	40
Şekil 4.2 : Bir biyelin tasarımında ihtiyaç duyulacak temel ölçüler.....	41
Şekil 4.3 : Biyel kolu kesiti.....	42
Şekil 4.4 : Model – 1.....	44
Şekil 4.5 : Model – 2.....	45
Şekil 4.6 : Model – 3.....	46
Şekil 4.7 : Piston pimi modeli.....	47
Şekil 4.8 : Krank muylusu modeli.....	47
Şekil 4.9 : Biyelin ağ örülmüş modeli.....	48
Şekil 4.10 : Kurulan analiz modeli.....	49
Şekil 4.11 : Piston pimine uygulanana basma ve çekme etkisi.....	49
Şekil 4.12 : Krank muylusuna uygulanan sabitleme etkisi.....	50
Şekil 5.1 : Model – 1’e ait basma analizi.....	51
Şekil 5.2 : Model – 1’ e ait çekme analizi.....	52
Şekil 5.3 : Model – 2’ ye ait basma analizi.....	53
Şekil 5.4 : Model – 2’ye ait çekme analizi.....	54
Şekil 5.5 : Model – 3’ e ait basma analizi.....	55
Şekil 5.6 : Model – 3’e ait çekme analizi.....	56
Şekil 6.1 : Parametrik olarak oluşturulan biyel.....	59
Şekil 6.2 : Parametrik olarak oluşturulan biyelin basma analizi.....	60
Şekil 6.3 : Parametrik olarak oluşturulan biyelin çekme analizi.....	61
Şekil 6.4 : Model – 4.....	61
Şekil 6.5 : Model – 4’ e ait basma analizi.....	62

Şekil 6.6 : Model – 4’e ait çekme analizi.	63
Şekil 6.7 : Model – 5.....	64
Şekil 6.8 : Model – 5’ e ait basma analizi.....	65
Şekil 6.9 : Model – 5’e ait çekme analizi.	66
Şekil 6.10 : Kep bölgesinde yapılan optimizasyon.....	67
Şekil 6.11 : Büyük biyel başına geçiş bölgesinde yapılan optimizasyon.	67
Şekil 6.12 : Küçük biyel başına geçiş bölgesinde yapılan optimizasyon.	68
Şekil 6.13 : Optimizasyon sonrası elde edilen biyel.....	68
Şekil 6.14 : Optimizasyon sonrası elde edilen biyelin basma analizi.....	69
Şekil 6.15 : Optimizasyon sonrası büyük biyel başına geçiş.....	70
Şekil 6.16 : Optimizasyon sonrası küçük biyel başına geçiş.....	70

BİYEL OPTİMİZASYONU

ÖZET

Biyel, doğrusal hareketin dönme hareketine ya da tam tersine çevrilmesinde ve günümüzde içten yanmalı motorlarda kullanılan en önemli parçalarından biridir. Günümüzde hızla gelişen teknoloji ile birlikte düşük hacim ve yüksek güç değerlerinde çalışan motorların geliştirilmesiyle daha hassas, daha hafif, daha dayanıklı ve daha ekonomik motor parçalarına ihtiyaç duyulmuştur. Motora ait tüm parçalar içerisinde ani değişen yüklere maruz kalan en belirgin parça biyeldir. Yüksek hızlarda ve güçlerde çalışan biyelerde oluşan temel gerilmeler, öncelikli olarak biyel koludan başlara geçiş bölgesinde olmak üzere, ciddi deformasyon ve yorulma eğilimine sebep olmaktadır.

Bu çalışma, genel olarak biyelin özellikleri, yapısal açıdan içinde bulunduğu çalışma şartlarına dayanarak krank açısına bağlı maruz kaldığı kuvvetlerin incelenmesi, bu kuvvetlere bağlı olarak stres analizlerinin gerçekleştirilmesi ve elde edilen sonuçlar ışığında biyel optimizasyonunun yapılması olarak dört ana kısımdan oluşmaktadır.

Mathcad ve MS Excel programları kullanılarak biyele ait parametreler ile biyele ait yer değiştirme denklemleri, biyele bağlı hız ve ivmenin tespiti yapılmıştır. Tespiti yapılan değerlere dayanarak maksimum F kuvvetinin hangi krank açısında oluştuğu tespit edilmiştir. Krank-biyel mekanizması matematiksel olarak modellenmiştir. Daha sonra üç adet biyel modeli Solidworks programı ile genel biyel tasarımı esaslarına göre günümüzdeki biyel tasarımlarından esinlenilerek üç boyutlu olarak tasarlanmıştır.

Tasarımı yapılan üç biyel geometrisi için elde edilen kuvvetler kullanılarak FEM (sonlu elemanlar yöntemi) ile stres analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler için krank-biyel mekanizmasının analiz modeli oluşturulmuştur. Mekanizmaya ait pin, yatak ve krank muylusu modellenmiştir. Tespit edilen krank açısına bağlı maksimum F kuvveti ile stres analizleri yapılmıştır.

Bu tez çalışmasında sıcaklık ve hava şartları dikkate alınmamış, yük dağılımının homojen olduğu kabul edilmiştir.

Son olarak analizlerden çıkan sonuçlara göre en uygun biyel tercih edilip yük azaltma çalışmaları ile biyel optimizasyonu yapılmıştır. Böylece bir biyelin sıfırdan tasarımı gerçekleştirilip elde edilen matematiksel bilgilerin ışığında analizleri tecrübe edilip tasarımda gerekli düzeltmeler yapılarak eldeki verilere göre bir biyel elde edilmiştir.

CONNECTING ROD OPTIMIZATION

SUMMARY

In order to understand the true impact the automobile has had on our society, we would have to go back in time over one hundred years. A time without the simplicity of hopping into a vehicle to take us anywhere we want to go is almost unfathomable to many Americans. But for the early automotive engineers, the tremendous advancements in automotive technology would be even more surprising.

In the last 50 years, cars have learned to think, adjust, and even protect. But this is just the tip of the iceberg. High performance is now the catch phrase. The vast majority of people want a vehicle that will get them from point A to point B as easily as possible, but also put a little smile on their faces. Often times, the smile is created by a quick punch of the accelerator and accompanied by a feeling of immense power and control. The auto manufacturers are well aware of this, and to achieve it, they design faster, lighter, and more efficient engines to do the job. But exactly it is known, what happens inside an engine, and what are the risks involved in designing the strongest engine on the block.

Nowadays the main problems in the field of development and improvement of motor-vehicle and tractor engines are concerned with wider use of diesel engines, reducing fuel consumption and weight per horsepower of the engines and cutting down the costs of their production and service. The engine-pollution control, as well as the engine-noise control in service have been raised to a new level. Far more emphasis is given to the use of computers in designing and testing engines. Ways have been outlined to utilize computers directly in the construction of engines primarily in the construction of diesel engines.

The challenge of these problems requires deep knowledge of the theory, construction and design of internal combustion engines on the part of specialists concerned with the production and service of the motor vehicle and tractor engines.

In this project, one component of an engine in particular, the connecting rod, will be analyzed. Being one of the most integral parts in an engine's design, the connecting

rod must be able to withstand tremendous loads and transmit a great deal of power. It is no surprise that a failure in a connecting rod can be one of the most costly and damaging failures in an engine. But simply saying that isn't enough to fully understand the dynamics of the situation.

This work presents a three-dimensional finite element analysis, which describes the behaviour of a connecting rod under gas pressure. The connecting rod is moving in a complex environment during engine operation. The pushing force takes into account the most important load. Also there is pulling force that effects the connecting rod because of the inertia loads of piston and piston elements (pin, ring etc.). Pushing force reaches its maximum limits by gas pressure, pulling force reaches its maximum limits at maximum speed.

The response of the simulated model by critical loads makes it possible to know and to analyse the operating forces, the corresponding maximum gas pressure and the inertia load.

A connecting rod is the most common part in converting linear motion to rotating motion and combustion engines in daily life. Today, the automotive industry needed less toleranced, less mass and more stable, more economic motor parts because of the less space and high torque ratings with the speedily growing technology. The most known part in a combustion engine which comes face to face with quickly changing forces is a connecting rod. Tensions and compressions causes seriously deformations and fatigue on connecting rods that works in high velocity and torque.

This article includes general properties about the connecting rod, research about forces upon crank angle with corresponding to its working dependencies in a structural mentality, study on the stress analysis upon to this forces gained from calculations and optimization with the data that gained from the analysis.

Displacement, velocity and acceleration of the system is calculated corresponding with connecting rod's known parameters with using Mathcad and MS Excel programs. The crank angle found which crank-slider mechanism has maximum F force with calculated data. Firstly, crank-slider mechanism is designed in numerical model. After that, three of connecting rod designed as a three-dimensional model in Solidworks program corresponding with design fundamentals of a connecting rod and affect of made designs.

Stress analysis applied on this three connecting rods with using calculated forces in FEM (finite element method). A model designed as a crank-slider mechanism for this analysis. Pin of piston, housing and crank pin is created for this crank-slider mechanism. Stress analysis applied with calculated F force corresponding the crank angle.

In this study, temperature and operating conditions are not cared, additionally it is accepted that a homogen force is applied on the system.

The connecting rod must be of a certain weight because it has an effect on the engine. If the rod is light, then the engine will be able to move faster and accelerate more quickly. But weight is not the only important thing; the connection rod must be light and strong at the same time. It should be strong enough to resist all forces produced by the engine, as well as the powerful force that the piston creates when it is moving to the dead center. If the connection rod is weak, that force made by the piston can break it in half or pull it out from its place.

After all, the most successful connecting rod design selected and made optimization with weight decreasing and supporting of weak points on it. By the way, an optimized connecting rod created with design from the beginning, develop of numerical equations corresponding with calculating its working loads.

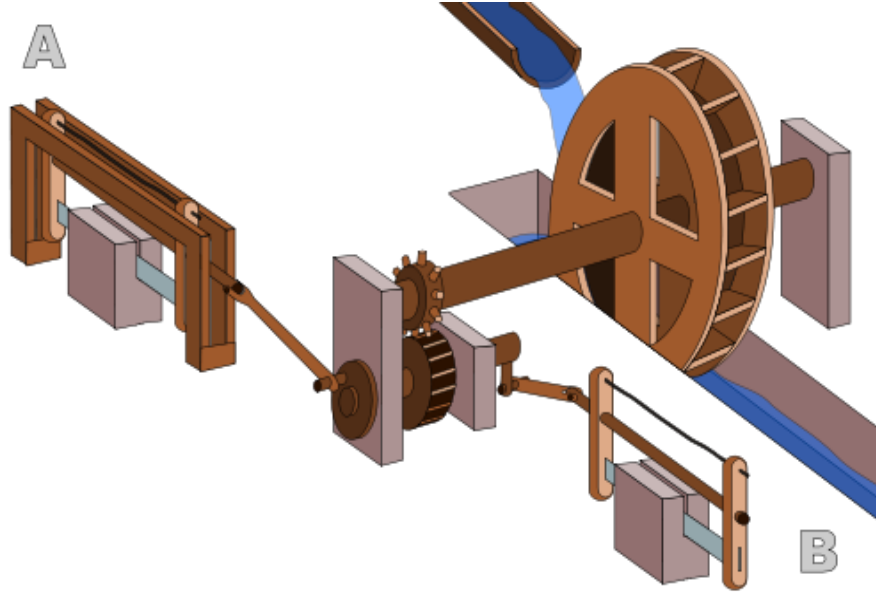
Due to its large volume production, it is only logical that optimization of the connecting rod for its weight or volume will result in large-scale savings. It can also achieve the objective of reducing the weight of the engine component, thus reducing inertia loads, reducing engine weight and improving engine performance and fuel economy.

For conclusion, the connecting rod can be designed and optimized under a load range comprising tensile load corresponding to 360° crank angle at the maximum engine speed as one extreme load, and compressive load corresponding to the peak gas pressure as the other extreme load.

1. GİRİŞ

Taşıtların ve iş makinelerinin hareket ihtiyacı, çoğunlukla içten yanmalı (pistonlu) motorlar kullanılarak karşılanır. Bir içten yanmalı motorun hareketi, silindirlerindeki gaz kuvvetleridir. Gaz kuvvetlerinin etkisiyle silindir içerisinde ötelenen pistonun hareketi biyelin yardımıyla krank milinin dönme hareketine dönüştürülür.

Krank-biyel mekanizması mantığı ilk olarak üçünü yüzyılın sonlarında, değirmenlerin dairesel yönlü hareketlerinin aksel yönlü harekete çevrilmesinde kullanılmıştır. Günümüzde yaygın olarak, otomotiv endüstrisinde, içten yanmalı motor konstrüksiyonlarında kullanılmaktadır.



Şekil 1.1 : Değirmenlerde kullanılan ilk biyel mekanizması.

Pimler yardımıyla bir ucundan pistonlara diğer ucundan ise krank miline bağlı halde çalışan biyel kolları, motorun çalışma esnasında çeşitli yüklere maruz kalmaktadır. Başlıca; piston kollarındaki gaz basıncı nedeniyle aksel yönde basma kuvvetine, değişen piston hızları sebebiyle değişken basma ve çekme gerilmelerine, mil-pim eksenlerinde yaptığı salınım hareketi sebebiyle biyel gövdesinde eğilme gerilmelerine, maruz kaldığı yüksek basınçlı yükler nedeniyle burkulmaya maruz kalmaktadır.

Bütün uzuvları, aynı anma düzlemine göre düzlemsel hareket yapan böyle bir mekanizmanın uzuvlarının boyutları ve malzemeleri mukavemet kriterleri sağlanacak şekilde seçilmelidir. Akma, yorulma veya burkulma gibi istenmeyen olayların önlenmesini amaçlayan bu kriterler gerilme analizi ile uygulanır.

Teknikte rastlanan makinelerin çoğu, uzuvları katı cisimler olan düzlemsel hareketli mekanizmalardan meydana gelmekte ve hemen hemen her zaman mecburi hareketli mekanizmalar söz konusu olmaktadır.

Böylece dinamik bakımdan, bir serbestlik dereceli katı cisimler topluluğu ile ilgili problemler önümüze çıkmaktadır. Bir serbestlik dereceli bir katı cisimler topluluğu modeline uygun içten yanmalı motorlara ait bir krank-biyel mekanizmasında aşağıdaki büyüklükler söz konusu olur.

- Mekanizmaya ait geometrik ölçüler.
- Hareketli uzuvların her birinin ağırlık merkezi, kütlesi ve atalet yarıçapı.
- Mekanizmaya tesir eden aktif kuvvetler ve özellikle tahrik kuvveti.
- Mekanizmanın belirli bir konumda hız ve ivme durumu.
- Mafsal ve yatak kuvvetleri.

Herhangi bir cisme etkiyen kuvvetleri, cismin ivmesine zıt yönde olan ve kütle merkezinden geçtiği kabul edilen atalet kuvvetleriyle, diğer uzuvlarla yaptığı mafsalarda oluşan yatak kuvvetleri şeklinde iki ana gruba ayırmak mümkündür. Bunlar cismin üzerindeki çeşitli noktalara etkiyen tekil kuvvetler olabildiği gibi belirli bir alan veya hacim boyunca yayılı kuvvetlerde olabilirler.

Bir biyelin tasarımı esnasında, kolun maruz kaldığı değişken yükler hesaplanırken biyelin çalışmasını engellemeyecek şekilde optimum ebatlar da göz önünde bulundurulmalı ve ortaya çıkan veriler deney düzenekleri ile test edilmelidir. Dolayısıyla, bir biyelin tasarımı ve imalatı, üretim teknolojileri, malzeme performans analizi, dayanım testleri ve benzeri pek çok basamağı kapsayan meşakkatli ve uzun bir süreçtir. Günümüzde yaygın olarak kullanılmaya başlanan bilgisayar destekli çizim ve analiz programları, parça tasarımlarının daha esnek bir şekilde ve tasarımdaki değişikliklerin daha kısa zamanda yapılmasını sağlamakta, sonlu elemanlar yöntemleri uygulanarak yapılan analizler ile gerçeğe yakın sonuçlar elde edilmektedir. Böylelikle tasarlanan tüm modeller yerine yalnızca bilgisayar ortamında

seçilen en uygun modelin performans testlerine tabi tutulması, ciddi bir zaman ve para kaybının önüne geçilmesini sağlamaktadır.

Bu alışma kapsamında bir biyel, üç boyutlu bir çizim programı yardımıyla, kolun tüm ölçüleri birbirleriyle ilişkilendirilecek, çeşitli tasarımlar yapılacaktır. Daha sonra uygun bir sonlu elemanlar analiz programıyla tasarlanan bilgisayar destekli deney serilerinde, oluşturulan üç boyutlu modellerin çalışma performansları analiz edilecektir. Bu nedenle yapılan literatür araştırmalarında, hem parametrelere bağlı bir tasarımın esasları hem de sonlu elemanlar yönteminin üç boyutlu modeller üzerinde dijital ortamda uygulanması esas alınmıştır. Bunların yanında bir biyelin çalışma prensibi, tasarım parametreleri ve malzeme özellikleri de yapılan literatür araştırmasında yer almaktadır.

1.1 Problem

Biyel, içten yanmalı motorlarda çalışan dinamik parçalardan biridir. Günümüzdeki içten yanmalı motorların performansları düşünöldüğünde bu parçanın kütlesi, motorun performansını önemli ölçüde etkiler. Bu nedenle, tasarlanan bir biyele optimizasyon yapmak anlamlı hale gelmektedir.

1.2 İzlenecek Yol

Tipi ve çalışma şartları önceden belirlenmiş olan içten yanmalı bir motora ait biyelin incelenmesi sonucu mukavemet açısından kritik bölgelerin tespiti yapılarak, bu bölgeler biyelin mukavemetine etki eden geometrik parametreler cinsinden tasarlanıp yapılacak seri analizler ile en uygun geometrik şekil belirlenecektir. Parametrelerin optimum değerlerinin belirlenmesi sonucu verilen şartlar için optimum biyel elde edilecektir. Bunun neticesinde çalışma şartlarını sağlayacak minimum geometriye sahip olacak ve dolayısıyla maliyetin minimum seviyede tutulmasına yardımcı olacak optimum biyel elde edilecektir.

1.3 Seçilen Motorun alışma Şartları

Sıralı 4 silindirli, 4 zamanlı bir dizel motor için krank-biyel mekanizması geliştirilen tasarım ve optimizasyon yöntemi sayesinde modellenip en iyilenecektir. Motor alışma şartları şöyledir: Maksimum silindir basıncı 190 bar ve 2000 devir/dakika da

çalıştığında basma kuvveti 100 kN iken maksimum hıza ulaştığı 5100 devir/dakika da çalıştığında ise çekme kuvveti 15 kN olacaktır. Motor gücü 150 kW, biyel boyu 145 mm, krank çapı 43,2 mm ve strok 88 mm, silindir çapı 85 mm olacaktır.

1.4 Literatür Taraması

Biyel, karmaşık bir yükleme durumuna tabi tutulur. Piston içerisindeki yanma nedeniyle yüksek basınç yüklerine, ataleti nedeniyle de yüksek çekme kuvvetlerine defalarca maruz kalır. Bu nedenle, motorun bu bileşeninin dayanıklılığı kritik önem taşımaktadır. Yukarıda bahsedilen sebeplerden ötürü biyel imalat teknolojisi, malzeme, performans simülasyonu, yorulma vb. gibi farklı konularda araştırmaya tabi tutulur.

Shenoy (2004), tarafından yüksek hızlı bir dizel motoru için sonlu elemanlar analizi yapıldı. Bu analiz için, deneysel olarak ölçülen maksimum basınç yükü ve piston ve piston-biyel arasındaki elemanların kültesinin ataletine dayalı maksimum çekme kuvveti kullanılmıştır. Piston pimi ve krank koluna gerçekleşen yük dağılımı tespit edilmiştir. Biyel kepi biyelden ayrı modellenerek ve temsili civatalar oluşturularak giriş elemanları ve çok noktalı sınırlama denklemleri oluşturulmuştur. Dövme yöntemi ile üretilmiş çelik bir biyelin ağırlık ve maliyet açısından optimize edilmesi için çalışma yapmıştır. Bu çalışma iki kısımdan oluşmuştur. İlk bölümde statik yük altında FEA ve quasi-dinamik yük altında FEA analizleri yapılmıştır. Bu analizler sonucunda biyelin yükleme durumu belirlenmiş ve optimizasyon için kullanılacak kuvvet saptanmıştır. İkinci bölümde ise biyel yorulma ömrü, alan kısıtları ve imal edilebilirlik göz önünde bulundurularak ağırlık ve maliyet optimizasyonu yapılmıştır. Sonuç olarak malzeme değişikliği ile başlangıç malzemesine göre %10 daha hafif ve %35 daha ucuz olan C-70 çeliği kullanılarak optimizasyon sonucu daha uygun biyel elde edilmiştir.

Dale (2005), tarafından toz metal ve C-70 çeliğine dayalı yapılan çalışmada, dövme yöntemi ile imal edilen mamullerin, döküm ile imal edilenden %25–33 daha fazla yorulma dayanımına sahip olduğunu belirtmektedir. Ayrıca dövme ile %25’lik bir maliyet azaltılmasının mümkün olduğuna değinmiştir. Böylelikle malzeme özellikleri ve imalat tekniğinin biyel optimizasyonunda ne kadar önemli bir yere sahip olduğu gözlenmiştir.

Patra, Fernandes, Fagotti (2000), piston tasarımı dikkat edilmesi gereken önemli bir husus ise pistonun ikincil hareketi sonucu meydana gelen sıkışma problemi olduğunu ifade etmektedirler. Bu problem pistonun kütle merkezi ile biyel bağlantısı arasındaki kaçıklık nedeni ile yanma sonucu meydana gelen eksenel kuvvet, biyelin hareketi nedeni ile meydana gelen radyal kuvvet, piston ve silindir arasındaki sürtünme kuvvetleri ve piston ile silindir arasında bulunan yağ filminin uyguladığı basınç sonucu oluşmaktadır. Yaptıkları araştırmada pistonda meydana gelen bu eğilimin analizi için çıkartılmış matematik modellerin kullanılması, piston ile yağ filmi arasında meydana gelen sürtünme ve basınç değerlerinin çıkartılmasını da içeren tribolojik bir çalışma gerektirmektedir. Bu sıkışma durumu sadece motorun çalışma performansını etkilemektedir bu nedenle pistonun ikincil hareketi bu çalışma kapsamında incelenememiştir.

Knoll, Lang, Rienacker (1996), biyelin krank muylusu yatağındaki hidrodinamik yağ filmi kalınlığı ve muylu eksantrikliğin krank mili açısına bağlı olarak değişiminin incelendiği çalışmalar yapmışlardır. Biyelin aynı konum ve aynı yükleme şartlarında, yağ filmi kalınlıkları ve muylu eksantriklikleri biyelin krank muylusu yatağındaki düğüm noktalarında sabit sınır şartları kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlarda karşılaştırmalı olarak ele alınmıştır. Bu verilere dayanarak krank muylusu yatağındaki düğüm noktalarının radyal, eksenel ve teğetsel yönde yer değiştirmede kabulü yapılabilir.

Kayan (1987), gerilme yayılımları konusunda, “Elastik bir cismin küçük bir bölgesine etkiyen dış kuvvetler sistemi, kendi statik eşdeğeri olan, bir başka kuvvetler sistemi ile değiştirilirse, cismin bu dış kuvvetlerin etkiye bölgesinden yeteri kadar uzak bölgesindeki gerilme yayılımları pratikte yer değiştirmezler” (Saint Venant prensibi) prensibine değinerek gerilme yayılımları, sadece eşdeğer dış kuvvet sistemlerinin etkide olduğu bölgede değişecek, fakat bu bölgeden yeteri derecede uzak bölgelerdeki değişimleri, eşdeğer kuvvet sistemleri değişse de, pratik olarak ihmal edilecek kadar küçük olacağı kabul edilmiştir.

Webster ve ark. (1983), sonlu elemanlar yöntemi ile yüksek hızlı bir dizel motorun biyelin üç boyutlu analizini yaptı. Bu analiz için deneysel olarak ölçülen maksimum basma yükünü ve temel olarak pistonun montaj kütlelerinin eylemsizliğinin sonucu olan maksimum çekme yükünü kullandılar. Biyelin krank ucu ve piston ucundaki kuvvet dağılımları deneysel olarak belirlendi. Biyelin ayırık kısmı olan kep ayrı

olarak modellenmiştir. Ayrıca civata ön gerilmesi "beam" eleman ve çok noktalı kısıt denklemleri kullanılarak analiz için modellenmiştir.

Sarihan ve Song (1990), piston pimi ucu optimizasyonu için maksimum momente tekabül eden basma yanma (gaz) yükünü ve maksimum eylemsizlik yüküne tekabül eden çekme yükünü içeren yorulma yük çevrimi kullanılmıştır. Maksimum yükleri motorun tüm işlem çevrimi boyunca kullanılmıştır. Yorulma tasarımı için, düzenlenmiş Goodman denklemi ile değişken oktahedral kayma gerilmesi ve ortalama oktahedral kayma gerilmesi kullanılmıştır. Optimizasyon için, yaklaşık bir tasarım yüzeyi oluşturup bu yüzeyin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Hassas değerler elde edebilmek için hedef ve kısıt fonksiyonları güncellenmiştir. Yakınsama elde edilinceye dek bu süreç tekrarlanmıştır. Gerilemenin ortalama ve değişken bileşenleri oktahedral kayma gerilmesinin maksimum ve minimum değerleri kullanılarak hesaplanmıştır. Bu çalışmaların sonucunda biyelin ağırlığı yaklaşık %27 oranında azaltılmıştır.

El-Sayed ve Lund (1990), yapıların optimal tasarımında yorulma ömrünü bir kısıt olarak kabul eden bir metod ileri sürülmüştür. Ayrıca bu konsepti SAE'nin bir ekipmanı üzerinde kanıtlanmıştır. Bu yaklaşımda bir denklem ile ömür hesaplandı. Stres limitlerine ek olarak FEA sonuçları olarak hesaplanan limitler de modelin ömrü üzerine uygulanmıştır.

Pai (1996), yanma yükünden kaynaklanan eylemsizlik yükünün bir büyüklük ve piston montajından gelen en yüksek eylemsizlik yükünün diğer büyüklük olduğu bir yük çevrimine maruz kalmış bir biyelin şeklinin optimizasyonuna yorulma ömrü kısıtını kullanan bir yaklaşım ileri sürmüştür. Yorulma ömrü çatlak başlangıcı ve çatlak ilerleme ömürlerinin toplamı olarak tanımlanmış ve kırılma mekanizmaları ilkelerine göre belirlenmiştir. Bu yaklaşımda öncelikle sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak biyeldeki gerilmeler ve yer değiştirmeler hesaplanmış, daha sonra bunlar ayrı bir yöntemle toplam ömrün hesaplanmasında kullanılmıştır. Gerilme ve ömür bir optimizasyon yönteminde kullanılarak hedef fonksiyon ve kısıtlar elde edilmiştir. Yeni araştırma doğrultusu dizayn hassasiyeti analizi kullanılarak sonlu farklar yönteminin kullanımı ile belirlenmiştir. Yazar orijinal tasarıma kıyasla ağırlıkta %28 oranında azalma elde edilmiştir.

Serag ve ark. (1989) tarafından optimizasyon çalışmalarında biyelin ağırlık ve maliyetini bir hedef fonksiyon ve kısıtlar şeklinde tanımlayan yaklaşık bir matematik bir formül geliştirilmiştir. Optimizasyon bir geometrik programlama tekniği kullanılarak elde edilmiştir. Kısıtlar, basma gerilmesi ve krank mili ve piston pimindeki yatak basıncına uygulanmıştır. Yorulma üzerine çalışma yapılmamıştır. Maliyet fonksiyonu geometrik parametreler ile eksponansiyel formda ifade edilmiştir.

Folgar ve ark. (1987) tarafından FEA yardımı ile bir fiber FP/Metal matris kompozit bir biyel geliştirilmiştir. Yükler kinematik analizden elde edilmiştir. Tasarım aşamasında yorulma kısmı incelenmemiştir. Yine de, prototipler yorulma testine tabi tutulmuştur. Tasarım yükleri maksimum motor hızı ve piston pim ucu ve krank ucu üzerindeki yükler olarak belirlenmiştir. Krank ucunun ve piston pim ucunun hasara uğradığı farklı yükler altında statik testler yapılmıştır. Sonuçta, iki uç da çeşitli yüklere dayanabilecek şekilde tasarlanmıştır.

Rabb (1996) tarafından feci bir kazaya yol açan biyel hasarını araştırmak amacıyla yaptığı bir çalışmada biyelin detaylı bir FEA analizi yapılmıştır. Bu çalışmada biyeli, biyel civatalarını, civatalardaki öngerilmeyi, biyelin krank mili ucu ve buradaki yataklama elemanın arasındaki çapsal boşluğu, krank mili ile krank yataklama elamanı arasındaki çapsal boşluğu, biyelin üzerine etki eden eylemsizlik yükünü ve yanma basıncı modellenmiştir. Biyelin civataların bulunduğu ucundaki hasar tamamen uygun olmayan civata dış profilinden kaynaklandığı görülmüştür. Biyel, tam da FEA analizlerinde gözüken bölgede hasara uğradığı görülmüştür. Önceleri bahsedilen biyelin hasara uğramış ucundaki gerilme konsantrasyon faktörlerini belirlemek için eksenel simetrik bir model kullanıldığı görülmüştür. Bunlar civatadaki nominal ortalama ve değişen gerilmeleri ölçmek için kullanıldığı görülmüştür. Yukarıda bahsedilen tüm faktörleri içeren ve ayrıca bir plastisite modeli ve pekleşme içeren detaylı bir FEA analizi uygulanmıştır. Bu analizden elde edilen civatadaki ortalama gerilme ve gerilme genliği ile parçanın yorulma testinden elde edilen dayanma limitinin karşılaştırılması baz alınarak yeni dizaynın uygunluğu kontrol edilmiştir. Yük değişimi ayrıca kararlı hal durumunu elde etmek için elastik olmayan FEA analizinde kullanılmıştır.

Augugliaro ve Biancolini (t.y.), çalışmalarında biyel tasarımına otomatik bir prosedür önermiştir. Motor geometrisinden ve çalışma koşullarından başlayarak, eylemsizlik yükü ve yataklama kuvvetleri bütün bir çevrim için hesaplanmıştır. Biyelin FEM modelinin her bir noktasına uygulanan yükün zamana bağlı değişimi oluşturulmuştur. FEM sonuçları daha sonra yorulma haritası oluşturmak için işlenmiştir. Her bir çevrimde oluşan hasar Miner kuralına göre hesaplanmış ve istenilen ömre göre toplam hasar saptanmıştır ve yk spektrumu oluşturulmuştur. Her bir hesaplama aşaması özel bir yazılım tarafından kontrol edilmiş ve yönetilmiştir. Bu program tasarım parametrelerini ve tasarım performansını alarak yorulma indeksi, maksimum gerilme, burkulma yükü, kütle dağılımı ve yataklama yüküne dönüştüren transfer fonksiyonunu vermektedir. Önerilen araç "eğer analiz" moduna uygun bir çalışma ile sonlu sayıda şekil parametresi seti biyel ile ilişkilendirince optimal çözüm için ya da otomatik şekil çözümü için çalışmaktadır.

2. BİYELİN İNCELENMESİ

2.1 Biyelin Tanımı

Biyel, içten yanmalı bir motor için kritik bir unsurdur. Motorda piston ve krank milini birbirine bağlar ve pistonlardan gelen gücü krank miline aktarır. İçten yanmalı motor kullanan her taşıtta silindir sayısına bağlı olarak en az bir adet biyel bulunur. Şekil 2.1’ de örnek bir biyel gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Örnek bir biyel.

Motorlarda piston ile krank mili arasında bağlayıcı bir rol alan biyel, çeşitli ve değişken kuvvetlerin etkisi altındadır. Kuvvetlerin durumu ve biyelin şekli itibariyle biyel için kesin olarak bir mukavemet hesabı yapmak imkansızdır. Bu yüzden bütün biyel hesapları yaklaşık ve belirli kabullerle yapılan hesaplardır. Bu hesapların yaklaşık olması sebebiyle yeni bir biyel konstrüksiyonu yapılırken öncelikle benzer motorlar için daha önceden yapılmış biyelleri incelemeli, uygulamalardan dersler çıkarılmalı ve yapılan yeni tasarım ile karşılaştırması gerekmektedir. Şu unutulmamalıdır ki biyel üzerinde yapılan her değişiklik üzerinde ayrı ayrı durulmalı, analizler ile değerlendirilmelidir.

Biyel konstrüksiyonundaki zorluk ve hassasiyetler günümüz teknolojisindeki motorlarda bilhassa kendini gösterir. Özellikle biyelin mümkün olduğunca gerekli mukavemeti kaybetmeyecek şekilde hafif olması ve uygun bir şekil verilmesi ile optimum bir konstrüksiyon yapılmış olur.

Biyel konstrüksiyonunda şu noktalara dikkat etmek gerekir:

- Biyel mümkün olduğunca hafif olmalıdır.
- Kuvvet çizgileri mümkün olduğunca istikrarlı olmalıdır.
- Günün teknolojilerine göre mukavim en uygun malzeme seçilip gerilmelere en iyi şekilde dayanacak biçimde işleme tabi tutulmalıdır.
- İmalatı kolay bir konstrüksiyon yapılmalıdır.

Bilindiği gibi kağıt üzerinde ve bilgisayar destekli tasarım ile yapılan konstrüksiyonlar gerçek imalat ile yüzde yüz örtüşmeyecektir. Bu yüzden biyel imalatında konstrüksiyona ne kadar bağlı kalınırsa o kadar iyi sonuçlar alınacaktır. Günümüz metalürji bilimi, kalıp teknolojisi ve imalat teknikleri ile daha hassas ve tasarıma yakın biyel imalatı yapılabilmektedir.

Biyelin konstrüksiyonuna geçmeden önce biyelin tipinin tespit edilmesi gerekir. Biyelin tipi de motor tipine bağlı olarak değişir. Örneğin sıra, V, W ve yıldız motorlarında çeşitli biyeller kullanılır. Bazı durumlarda motorun tipine göre biyel tipi seçilebilir. Bazı durumlarda ise bir motor tipi için ancak bir biyel tipi kullanmak mecburiyetinde kalınabilir.

2.2 Biyelin Geometrisi

2.2.1 Biyel uzunluğu

Biyelin uzunluğu, biyelin iki başının merkezlerinin arasındaki mesafedir. Bu mesafeyi “ l ” olarak kabul edersek ve “ r ” ile de krank mili yarıçapını ifade edersek;

$$\lambda = \frac{l}{r} \quad (2.1)$$

değeri alındığında buradan krank mili yarıçapı belirli bir λ büyüklüğüne göre l bulunur. Genel olarak otomobillerde ortalama olarak $\lambda = 3,6 \approx 4,2$ olarak kabul edilir (Binark, 1960).

2.2.2 Biyel

Biyel, çalışma esnasında çekmeye ve basmaya zorlanır. Gaz kuvvetleri atalet kuvvetlerine göre daha büyük olduğundan basma kuvveti çekme kuvvetine göre daha etkin bir rol oynar. Biyele tesir eden kuvvetler;

Maksimum gaz kuvveti F_G : Bu kuvvet biyeli basmaya zorlar.

Dış atalet kuvveti $F_{\Delta 1}$: Bu kuvvet üst ölü noktada biyeli çekmeye zorlar.

Dış atalet kuvveti $F_{\Delta 2}$: Bu kuvvet alt ölü noktada biyeli basmaya zorlar.

Bu kuvvetler aşağıdaki değerlerdedir.

$$F_G = P_{\max} \cdot S \quad (2.2)$$

$$F_{\Delta 1} = M \cdot r \cdot \omega^2 (1 + \lambda) \quad (2.3)$$

$$F_{\Delta 2} = M \cdot r \cdot \omega^2 (1 - \lambda) \quad (2.4)$$

Burada:

S : Piston yüzey alanı

$P_{\max}$: Maksimum yanma oda basıncı

M : Piston kütlesi + segman kütleleri + piston pini kütleleri + piston pini emniyeti kütleleri + yarı biyel başı kütlesi

r : Krank yarıçapı

λ : Biyel oranı

ω : Açısal hızdır.

Biyel, basmaya zorlayan kuvvetlerin altında, burkulmaya göre de zorlanır. Fakat bu tez çalışmasında burkulmaya göre bir kontrol yapılmasına ihtiyaç duyulmayacaktır.

Burada:

I_1 : Biyelin ortasındaki kesitin atalet momenti

i_1 : Atalet yarıçapı; $i_1 = \sqrt{\frac{I_1}{F_1}}$

F_1 : Biyel ortasının kesiti

l : Biyel uzunluğu olarak alırsak,

Narinlik derecesi:

$$x = \frac{l}{i_1} \quad (2.5)$$

olarak bulunur.

Günümüz otomobil motorlarında biyel uzunluğu nispeten ufak alındığından narinlik derecesi değeri de küçüktür. $x < 60$ olduğu takdirde burkulma kontrolüne gerek yoktur (Binark, 1960).

$x > 105$ olduğu takdirde ise Euler denklemi kullanılır. Bu durumda biyelin hareket düzlemindeki burkulma emniyeti,

$$S_1 = \frac{x^2 \cdot \dot{I}_1 \cdot E}{l^2 \cdot F_G} \quad (2.6)$$

denklemi ile elde edilir.

Hareket düzlemine dik yönde biyel iki ucundan sabit haldedir. Bu durumda atalet momenti I_1 olarak alınırsa burkulma emniyeti,

$$S_1' = \frac{4\pi^2 \cdot \dot{I}_1' \cdot E}{l^2 \cdot F_G} \quad (2.7)$$

olarak elde edilir.

$x < 105$ için ise Tetmayer denklemi geçerlidir. Burada akma sınırını σ_s ile gösterirsek burkulma gerilmesi,

$$\sigma_k = \sigma_s (1,42 - 0,007x) \quad (2.8)$$

olarak bulunur.

Üst ölü noktada ve ekzost periyodu sonunda biyel yukarıda belirtilen kütlelerin atalet kuvvetleri etkisi ile çekmeye zorlanır. Üst ölü noktada biyel küçük başındaki ivme $r\omega^2(1 + \lambda)$ değerindedir.

Biyel, aynı zamanda eksene dik yönde bir hareket yapmakta olduğundan bu yöndeki atalet kuvvetleri altında eğilmeye zorlanır. Şekil 2.2' de B noktasındaki ivme $r\omega^2$ olarak gösterilmiştir. A noktasından x uzaklıkta bulunan bir elemanın ivmesi,

$$b_x = r\omega^2 \cdot \frac{x}{\ell} \quad (2.9)$$

olarak bulunur.

Bu elemanın uzunluğu birim uzunluk olarak alınır ve kesitine F_x denilirse, buradaki atalet kuvveti:

$$q_x = r\omega^2 \cdot \frac{x}{\ell} \cdot F_x \cdot \frac{\gamma}{g} \quad (2.10)$$

olarak bulunur (γ : malzeme özgül ağırlığı).

F_x kesitinin bütün kesit için aynı kaldığını kabul edersek biyel boyunca toplam kuvvet,

$$q = \int_0^{\ell} q_x \cdot dx = r\omega^2 \cdot \frac{F \cdot \gamma}{g \cdot \ell} \int_0^{\ell} x \cdot dx \quad (2.11)$$

elde edilir. Buradan da,

$$q = r\omega^2 \cdot \frac{F \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{\ell}{2} \quad (2.12)$$

bulunur. Bu bileşke kuvvetinden yatak kuvvetleri,

$$F_A = -\frac{q}{3} \quad (2.13)$$

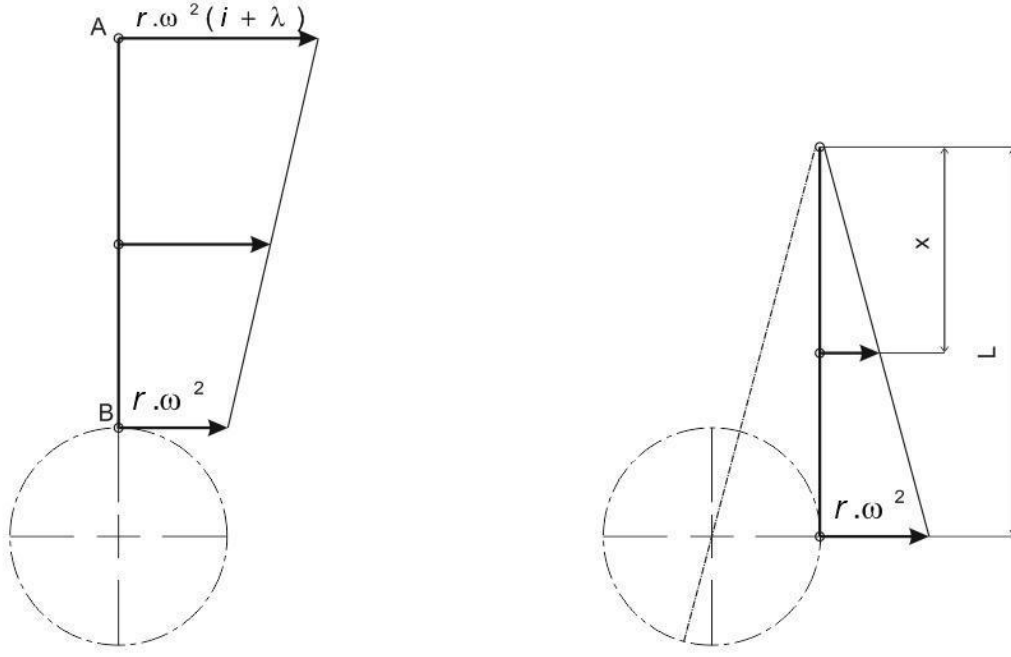
$$F_B = \frac{2q}{3} \quad (2.14)$$

olarak hesaplanırlar.

Yatak kuvvetleri bulunduktan sonra bir x mesafesi için eğilme momenti,

$$M_E = A \cdot x - \frac{q' \cdot x}{3} \quad (2.15)$$

olarak elde edilir. Burada $q' = \int_0^x q_x \cdot dx$ dir.



Şekil 2.2 : Bir x mesafesi için eğilme momenti.

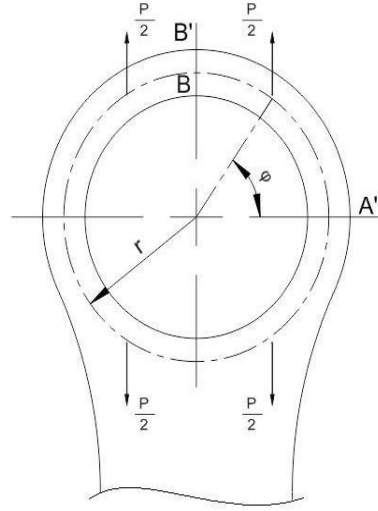
En kritik kesit $x = \frac{\ell}{\sqrt{3}}$ deki kesittir, bu kesitte M_E momenti maksimum değerdedir.

Hesaplarda rölanti halindeki en büyük açısal hız alınır. Daha detaylı hesaplarda biyel kesiti değişken olarak alınırsa, bu durumda her q_x 'i ait olduğu kesit üzerine bütün biyel boyunca taşınmalıdır. Böylece yük alanı elde edilir. Yük alanından da eğilme momentleri M_E grafik olarak elde edilir.

Günümüz otomobil motorlarında elastik eğri çizilerek buradan frekans ve kritik dönme sayısı üzerine biyel kontrol edilebilir.

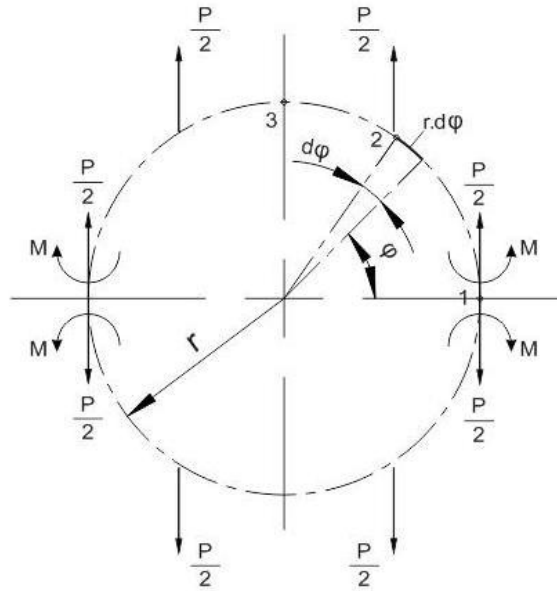
2.2.3 Küçük biyel başı

Aşağıdaki Şekil 2.3' te gösterilen A-A' kesiti çekmeye, B-B' kesiti de eğilmeye zorlanmaktadır. Biyel başı hesabında en iyi hesap tarzını J. M. Bernhard vermiştir (Binark, 1960). Aşağıda Bernhard' ın hesap tarzı gösterilmiştir. Bernhard, öncelikle şekil değişimine yönelik gerilmeleri hesaplamıştır.



Şekil 2.3 : Küçük biyel başı geometrik modeli.

Zorlanmaların simetrik olması entegrasyonun sadece $\frac{1}{4}$ 'üne yapılabilmesi avantajını sağlar. Şekil 2.4' te 1 nolu kesitten kesildiği takdirde burada iki statik bilinmeyen değere rastlanır. Bunların biri M momenti, diğeri de yanlamasına gerçekleşen x kuvvetidir. Moment burada A-A kesitindeki eğilme sebebiyle ve x kuvveti de halka yarılarının belli değerde uzamasıyla meydana gelir. Bu kuvvet, kuvvetlerin simetrik olabilecek dağılımında ve simetrik şekillendirmede sıfıra eşit olacaktır.



Şekil 2.4 : Küçük biyel başı matematiksel modeli.

Sonuç olarak statik bir yolla tayin edilemeyen moment,

$$\int \frac{M\varphi}{J.E} \cdot \frac{\partial M\varphi}{\partial M} ds = 0 \quad (2.16)$$

şeklinde elde edilir. 1 kesitinden 2 kesitine kadar olan mesafe için,

$$M\varphi = -\frac{P}{2}.r.(1-\cos\varphi) + M \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial M\varphi}{\partial M} = 1 \quad (2.18)$$

elde edilir.

Tayin edilemeyen momentten yola çıkarak,

$$\frac{1}{J.E} \int_0^{\alpha_1} \left\{ -\frac{P.r}{2}.(1-\cos\varphi) + M \right\} r.d\varphi = 0 \quad (2.19)$$

elde edilir.

Burada J ve E diferansiyel alınırken sabit değerler olarak ayrılırlar ve sonuç olarak,

$$-\frac{Pr^2}{2} \int_0^{\alpha_1} d\varphi + \frac{Pr^2}{2} \int_0^{\alpha_1} \cos\varphi.d\varphi + Mr \int_0^{\alpha_1} d\varphi = 0 \quad (2.20)$$

bulunur. 2 kesitinden 3 kesitine kadar olan mesafe,

$$M\varphi = -\frac{Pr}{2}(1-\cos\alpha_1) + M \quad (2.21)$$

buradan da,

$$\frac{\partial M\varphi}{\partial M} = 1 \quad (2.22)$$

bulunur.

Tayin edilemeyen momentten ise bu takdirde,

$$\frac{1}{J.E} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \left\{ -\frac{P.r}{2}(1-\cos\alpha_1) + M \right\} r.d\varphi = 0 \quad (2.23)$$

ya da

$$-\frac{P.r^2}{2} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\varphi + \frac{P.r^2}{2} \cos \alpha_1 \cdot \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\varphi + M.r \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\varphi = 0 \quad (2.24)$$

elde edilir.

Şekil 2.4' e göre 1' den 2' ye ve 2' den 3' e olan mesafelerin birleştirilmesi halinde,

$$M.r \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\varphi - \frac{P.r^2}{2} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\varphi + \frac{P.r^2}{2} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \cos \varphi . d\varphi + \frac{P.r^2}{2} \cos \alpha_1 \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\varphi = 0 \quad (2.25)$$

ya da

$$M.r \frac{\pi}{2} = \frac{P.r^2}{2} \left\{ \frac{\pi}{2} - \sin \alpha_1 - \cos \alpha_1 \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_1 \right) \right\} \quad (2.26)$$

elde edilir.

$\alpha_1 = 70^\circ$ olarak alınırsa,

$$M_A = \frac{P.r}{\pi} \left[1,57 - 0,94 - 0,34 \left(1,57 - 157 \cdot \frac{7}{9} \right) \right] \quad (2.27)$$

$$M_A = \frac{P.r}{\pi} . 0,512 = 0,164 . P.r \quad (2.28)$$

bulunur.

$\alpha_1 = 90^\circ$ olarak alınırsa,

$$M_A = \frac{P.r}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) - P.r \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{\pi} \right) \quad (2.29)$$

$$M_A = 0,182 . P.r \quad (2.30)$$

bulunur.

2.2.4 Parçalı biyel başı

Parçalı biyel başı krank mili tarafındaki kısmına verilen addır. Bu kısma kep de diyebiliriz. Mukavemet bakımından başları tek bir parçadan oluşan konstrüksiyonları tercih etmek ideal olacaktır. Biyel başları parçalı olduğu zaman biyel hesaplarında bazı sapmaların olacağını ve hesapları güçleştireceğini öngörebiliriz. Fakat küçük biyel başı parçasız olarak yapıldığı takdirde büyük biyel başının parçalı yapılma

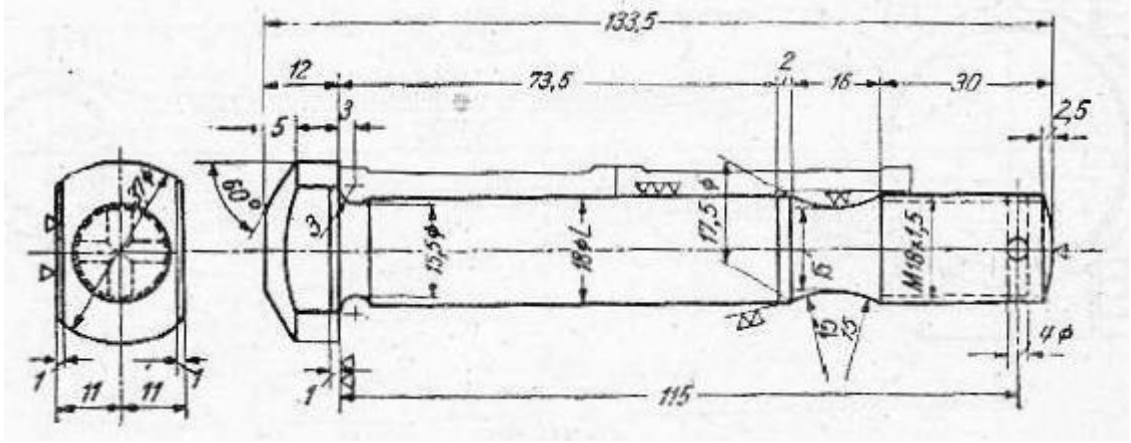


— **M4** — **/11/**

olarak kabul edilebilir. Burada, W_{A-A} ; A-A kesitindeki direnç momenti ve $M_{A-A} = P/2(1/2 - 5/4)$ dir.

Ayrıca civataları mümkün olduğu kadar yatak merkezine yakın tutmak gerekir. Bu civatalar genellikle alıştırılmalı civatalar olarak yapılır ve biyelin iki parçasını mümkün olduğu kadar güvenli bir şekilde bağlanması sağlanacak şekilde tasarlanır.

18



Şekil 2.6 : Alıştırma civatası.

2.2.5 Biyel kolundan başlara geçiş

Günümüzde yapılan analizlerde elde edilen bilgiler sayesinde biyelde en tehlikeli olan kısım biyel kolundan başlara olan geçişlerdir. Bu kısımda yapılan mukavemet hesaplarında daha önce tasarlanmış ve deneyleri yapılmış biyelleri örnek almak ve şekillendirmeleri ona göre yapmak fayda sağlayacaktır.

Biyel kolundan başa geçişin ne dereceye kadar müsait bir durumda yapıldığı şekil katsayısı ile ifade edilebilir. Hesaplanan gerilme σ_n ve maksimum gerilme σ_{max} olarak ifade edilirse form katsayısı,

$$\sigma_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \quad (2.32)$$

Bu değerin mümkün olduğu kadar küçük ve 1'e yakın olması gerekmektedir.

2.3 Biyel Malzemesi

Otomotiv uygulamaları için biyeler genellikle dövme çelikten imal edilir. Bunun yanın da dökme çelik olduğu da nadiren görülmektedir. Dökümde gözenekleşme olabileceği için bu durum dayanıklılık ve yorulma değerlerine etki edeceğinden döküm yöntemi pek tercih edilmemektedir.

Biyel, aşırı zorlanmalar altında çalışan bir eleman olduğu için kaba şekline ancak dövme yöntemi ile getirilebilir. Bu nedenle biyel malzemesi olarak dövmeye elverişli ve mukavemeti yeterli çelikler kullanılmalıdır. Kullanıldığı yere bağlı olmak üzere biyelerde genellikle karbonlu ya da alaşımlı çelikler kullanılır.

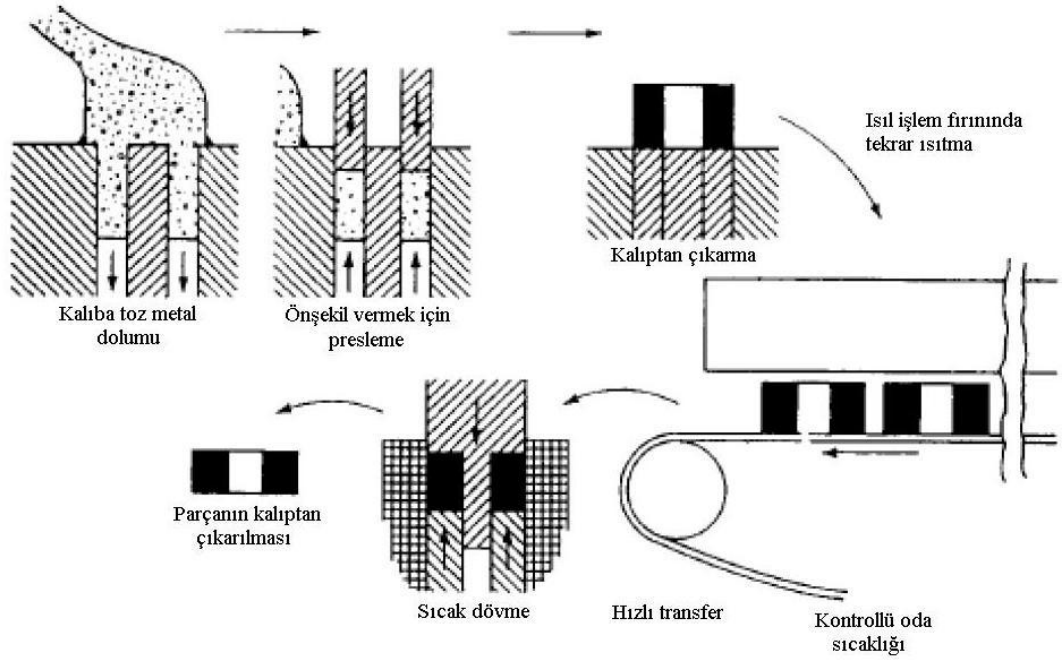
Malzemelerin yorulması çok karmaşık bir olay olup, pek çok faktörden etkilenmektedir. Bir biyelin yorulma ömrüne etki eden faktörleri gözenek yapısı, mikroyapı, yüzey kalitesi, kalıcı gerilmeler ve dış çentikler olarak sıralayabiliriz. Gözenekler gerilme biriktirici olarak hareket edebilirler, ancak gözeneklerin şekil ve büyüklükleri değiştirilerek yorulma mukavemeti geliştirilebilir. Mikroyapının homojen veya heterojen olması yorulma performansına etki eder. Kimyasal bileşim, yüzey kalitesi, kalıcı gerilmeler ve dış çentikler yorulma mukavemetine etki eden diğer faktörlerdir.

Biyel, yüksek yorulma mukavemeti performansı isteyen toz metal makina parçaları için iyi bir örnektir. 1970'li ve 1980'li yıllarda toz dövme konusunda yürütülen araştırmalar bu yöntemin endüstriyel olarak uygulanabilir hale getirilmesine yol açmıştır. Çizelge 2.1'de çeşitli biyel malzemelerinin mekanik özellikleri gösterilmiştir (Visser, 2008).

Çizelge 2.1 : Çeşitli biyel malzemelerinin mekanik özellikleri.

			Çekme Dayanımı (Mpa)	Akma Dayanımı (Mpa)	Uzama (%)	Yoğunluk (g/cm ³)	Sertlik (HB)
Sıcak Dövme Biyel	Karbon Çeliği (S48CM)	Spesifikasyon	608 min.	490	17 min.	-	179-212
		Ölçülen	745	481	23	-	214
	Mikro Alaşımli (S45CVMn)	Spesifikasyon	834 min.	539 min.	12 min	-	247-285
		Ölçülen	941	569	19	-	295
Toz Metal Dövme Biyel	Toz Metal (C-70)	Spesifikasyon	696 min.	441 min.	10 min.	7.65 min	200 min.
		Ölçülen	794	462	14	7.71	245

Toz dövmede, pişirilmiş toz metal çelikler sıcak dövme ile tam yoğun (> %99.9) hale getirilerek kalıcı gözeneklerin kötü etkileri engellenmiş olur. Ancak toz dövme pahalı bir yöntemdir ve sadece pişirme ile biyel imal edilmesi oldukça ilgi çekmektedir. Biyeller genellikle %85 molibdenli önceden alaşımli çelik tozundan 1000 Mpa basınçta ılık presleme ve 1130 °C pişirme ile imal edilirler. 7.4 g/cm³ nominal yoğunluktaki biyel kolları eksenel yükleme şartlarında 320 Mpa yorulma mukavemeti sağlamaktadır (Saritaş, 2002).



Şekil 2.7 : Toz metal dövme aşamaları.

Şekil 2.7’ de bir biyelin toz metal dövme aşamaları görülmektedir. Biyelleri şekillendirdikten sonra ayrıca mekanik olarak işlemek gerekmektedir. Biyel kolları otomobil motorlarında genellikle işlenmez.

2.4 Biyelde Genel Şekillendirme

Bir biyelden çalışma esnasında arıza vermemesi ve düzgün bir şekilde defalarca çalışması istenirken aynı zamanda ucuz da olması talep edilir. Fakat biyel motor içerisinde çok hareketli bir eleman olduğundan her şeyden önce hafif olması gerekir. Bu nedenle gereksiz malzeme sarfıyatı mutlaka önlenmelidir.

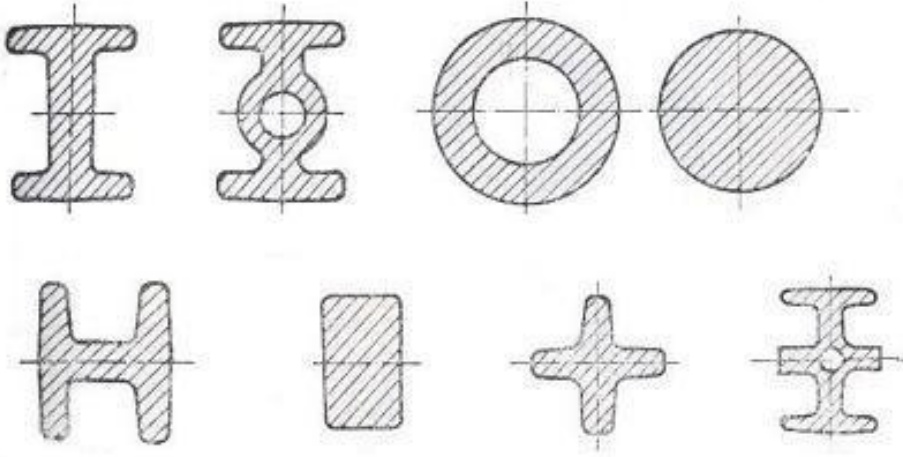
Biyele şekil verirken krank ve piston gibi komşu elemanların biyele etkileri de göz önünde bulundurulmalıdır. Ayrıca biyelin kendi içinde çeşitli geometrilerinin de birbirleri üzerindeki etkisi önemlidir.

Biyelin kesiti tasarlanırken hem hafifliği hem de imalat tekniği dikkate alınmalıdır. Çekme, basma ve eğilmeye karşı biyel kesiti bir şekilde oluşturulabilir. Fakat imalat tekniği ve hafif olması gibi kriterler biyel kesitinin asıl şeklini belirlerler.

En basit kesit yuvarlak olan kesittir. Bir diğer deyişle boru kesittir. Bu kesit her ne kadar biyelin hareketi ve ona dik yöndeki düzlemde aynı atalet momentine sahip olması nedeniyle zorlanma bakımından uygun olsa da, koldan başlara geçişin boru

kesitte zor olması ve hafiflik kriterleri göz önünde bulundurulduğunda günümüzde hemen hemen hiç kullanılmayan bir tip biyel kesitidir. + (artı) kesit de imalat bakımından uygundur fakat bu kesitte de koldan başlara geçiş sıkıntılıdır.

Günümüzde biyel kesiti olarak en çok kullanılanlar I ve H kesitleridir. Bu kesitler hem imalat tekniği açısından hem de koldan başlara geçiş bakımından uygundurlar. Şekil 2.8’de biyel kesit tipleri gösterilmiştir.



Şekil 2.8 : Biyel kesit tipleri.

Tasarımda rastlanan en büyük güçlüklerden biri de parçalı büyük başlarda bağlama civatalarının yerleştirilmesidir. Bir biyelde genellikle iki civata kullanılır. Bazı özel konstrüksiyonlarda ve özellikle uçak motorlarında dört civata kullanılan tipler de mevcuttur.

2.5 Biyel Yatakları

Biyelin hem küçük başı, hem de büyük başı birer yatak vazifesi görürler. Bu alanlarda günümüze kadar rulmanlar ya da kaymalı yataklar kullanılmıştır. Rulmanlı yatakların avantajları şunlardır:

- Yatak sürtünmesinin az olması,
- Yağın kirlenmesine karşı pek hassas olmaması ve yağlanmaya az ihtiyaç duyması,
- Muylu ya da pimde oluşacak deformasyonlardan fazla etkilenmemesi.

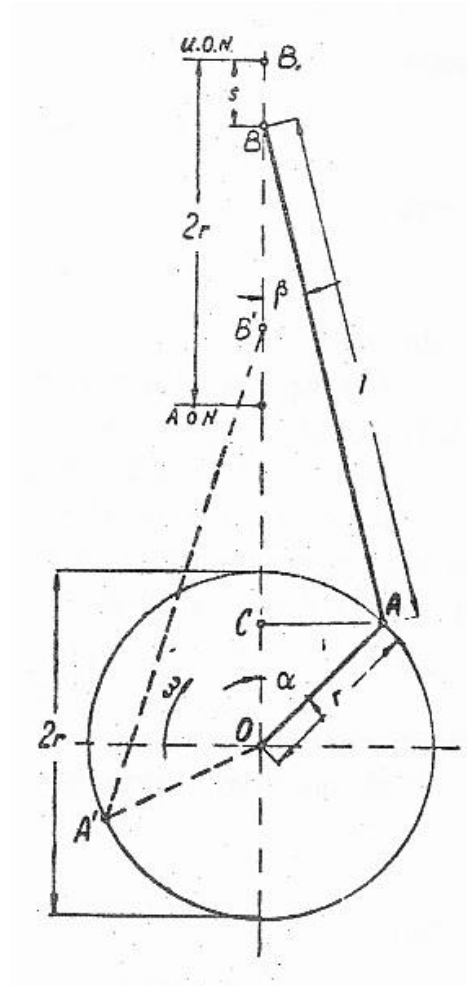
Bu avantajların yanında rulmanların dezavantajları da vardır. Yatak çapının büyümesi ve özellikle darbeli şekilde çalışması sebebiyle ani yüklere karşı hassas olmasıdır. Ayrıca rulman maliyeti, bakımı ve değişimi de kullanıcıya ek yük getirir.

Bu tip sebeplerden dolayı günümüzde motor tasarımında kaymalı yataklar kullanılmaktadır.

3. BİYELİN KİNEMATİK VE DİNAMİK AÇIDAN İNCELENMESİ

3.1 Biyelin Kinematığı

Biyelin hareketini iki temel harekete ayırabiliriz. Birincisi piston sebebiyle gidip gelme hareketi, ikincisi piston pernosunun etrafındaki dönme hareketidir. Şekil 3.1’ de biyelin krank-biyel mekanizmasının örnek bir modeli görülmektedir. Buna göre, B noktasındaki hareketin açısal hızı;



Şekil 3.1 : Biyelin krank mili etrafında dönüş modeli.

$$\omega_b = \frac{d\beta}{dt} \quad (3.1)$$

olur.

Şekil 3.1' de görüldüğü gibi,

$$\sin\beta = \lambda \cdot \sin\alpha \quad (3.2)$$

bağıntısı ile,

$$(\cos\beta) \frac{d\beta}{dt} = (\lambda \cdot \cos\alpha) \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.3)$$

elde edilir.

Buradan,

$$\omega_b = \omega \frac{\cos\alpha}{\cos\beta} = \omega\lambda \frac{\cos\alpha}{(1 - \lambda^2 \sin^2\alpha)^{1/2}} \quad (3.4)$$

bağıntısı elde edilir. Buradan anlaşıldığı gibi ω_b açısal hızının değerleri $\alpha = 90^\circ$ ve $\alpha = 270^\circ$ için sıfır olur.

Biyelin açısal ivmesini hızın türevi alınarak;

$$\varepsilon_b = \frac{d\omega_b}{dt} = \omega^2 \lambda \frac{-\sin\alpha \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha} + \cos\alpha \frac{\lambda^2 \sin\alpha \cdot \cos\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}}}{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha} \quad (3.5)$$

$$\varepsilon_b = \omega^2 \lambda \sin\alpha \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \sin^2\alpha)^{3/2}} \quad (3.6)$$

olarak bulunur.

Böylece ε_b 'nin sıfır değerinin $\alpha = 0^\circ$ ve $\alpha = 180^\circ$ için olduğu görülür. Krank-biyel mekanizmasının bu konumları için ω_b açısal hızı aşağıdaki maksimum değeri alır.

$$\omega_{b\max} = \pm\omega\lambda \quad (3.7)$$

Açısal ivme ise en büyük değerlerini $\alpha = 90^\circ$ ve $\alpha = 270^\circ$ olduğu zaman alır.

$$\varepsilon_b = \pm\omega^2 \lambda \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2)^{3/2}} = \pm \frac{\omega^2 \lambda}{\sqrt{1 - \lambda^2}} \quad (3.8)$$

3.2 Biyelin Dinamiği

Biyeller çalışma şartları itibarıyla aşağıdaki kuvvetlerin tesiri altındadırlar:

- Gaz kuvvetleri,
- Atalet kuvvetleri,
- Sürtünme kuvvetleri.

Gaz kuvvetleri yanma odasındaki gaz basınçlarından doğarlar. Öncelikle pistonu ve oradan biyele iletilirler. Üst ölü nokta civarında gaz kuvvetleri maksimuma ulaşır. Gaz kuvveti, gaz basıncı ile piston yüzeyinin çarpımına eşittir.

Atalet kuvvetleri ise hareket halindeki elemanların ivmeleri ile oluşur. Bu çeşitli kuvvetlerin değerleri ve değişimleri motor tipine, gücüne ve devir sayısına göre değişir. Özellikle Diesel motorlarda gaz kuvvetlerinin önemi daha da artmaktadır. Dönme sayısı belli bir değerin üzerine çıktığında ise atalet kuvvetleri daha büyük bir rol oynamaya başlarlar. Çizelge 3.1’ de krank açısına bağlı elde edilen atalet kuvvetleri görülmektedir.

Çizelge 3.1 : Krank açısına bağlı elde edilen atalet kuvvetleri.

Krank Açısı (°)	Atalet Kuvvetleri (kN)		Krank Açısı (°)	Atalet Kuvvetleri (kN)		Krank Açısı (°)	Atalet Kuvvetleri (kN)	
	Fpx	Fpy		Fpx	Fpy		Fpx	Fpy
0	-4.5	-2197.4	270	-149.1	492.7	450	153.6	499.8
30	-256.0	-1711.7	300	151.8	-586.7	480	280.5	1065.1
60	-152.8	-579.9	330	249.3	-1715.6	510	179.8	1202.3
90	153.6	499.8	360	-4.5	-2197.4	540	2.5	1204.8
120	280.5	1065.1	300	151.8	-586.7	570	-174.4	1200.1
150	179.8	1202.3	330	249.3	-1715.6	600	-274.4	1060.2
180	2.5	1204.8	360	-4.5	-2197.4	630	-149.1	492.7
210	-174.4	1200.1	390	-256.0	-1711.7	660	151.8	-586.7
240	-274.4	1060.2	420	-152.8	-579.9	690	249.3	-1715.6

Biyele etki eden atalet kuvvetlerini iç atalet kuvvetleri ve dış atalet kuvvetleri olarak ikiye ayırabiliriz. Piston pini yuvalarına etki eden kuvvetler dış atalet kuvvetleridir. Bunların sebebi piston, piston pini, pin emniyetleri, segmanlardır. İç atalet kuvvetleri ise biyelin kendi hareketi ile meydana gelen atalet kuvvetleridir ki bunlar biyel eksenine ve aynı zamanda bu eksene dik olarak etki ederler. Bu iç atalet kuvvetleri krank muylusu hesabında diğer gaz, sürtünme ve dış atalet kuvvetleri ile birlikte etki eden kuvvet olarak alınırlar. Fakat iç atalet kuvvetlerinin biyelin kendi hesabında pek

önemi yoktur ve ihmal edilebilir. Sadece biyel kütlesinden ve biyelin eksene dik ivmesinden meydana gelen santrifüj kuvveti ile biyeli eğilmeye zorlayacak atalet kuvvetleri dikkate alınabilir. Biyele etki eden başka bir kuvvet olarak yataklarda meydana gelen sürtünme kuvvetlerini de sayabiliriz. Fakat bu kuvvetler biyel hesabında değerleri oldukça küçük olduğundan ihmal edilebilir.

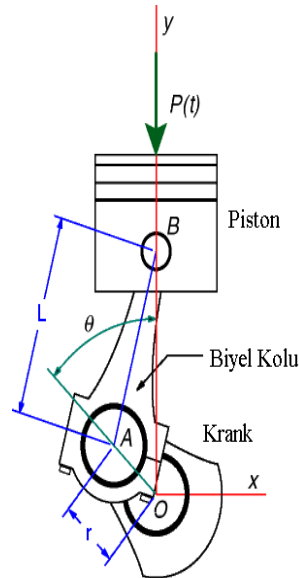
3.3 Krank - Biyelin Mekanizmasının Matematiksel Modelinin Oluşturulması

3.3.1 Matematiksel model oluşturulmasının amacı

- Pistonun yer değişimini bulmak için yerdeğiştirme denklemlerini kurabilmek,
- Pistona ait yer değıştirme, hız ve ivme eşitliklerine ait dökümleri (grafikleri) elde edebilmek,
- Pistonun ve sisteme ait bağlantı noktalarının kinematik analizini yapabilmek,
- Krank-biyel mekanizmasının animasyonu yapabilmek.

3.3.2 Krank - Biyel mekanizmasının matematiksel modele indirgenmesi

Şekil 3.2’ de bir krank-biyel mekanizmasına ait örnek bir model gösterilmektedir. Bu model, ihtiyaç duyulacak yer değıştirme, hız ve ivme denklemlerinin elde edilebilmesi için 3 noktaya indirgenebilir. Bu noktalar Krank milinin merkezi O, parçalı biyel başının merkezi A ve küçük biyel başının merkezi B olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.2 : Krank-Biyel mekanizmasının matematiksel modele indirgenmesi.

3.3.3 Krank açısına bağlı yer değiştirme denkleminin türetilmesi

L = 145 mm

$\theta = 30$

$$\cos(\theta) = \frac{b}{r} \quad (3.10)$$

$$c = \sin(\theta).r \quad (3.11)$$

$$b = \cos(\theta).r \quad (3.12)$$

olarak elde edilir.

$$L^2 = c^2 + a^2 \quad (3.13)$$

$$a = (L^2 - c^2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.14)$$

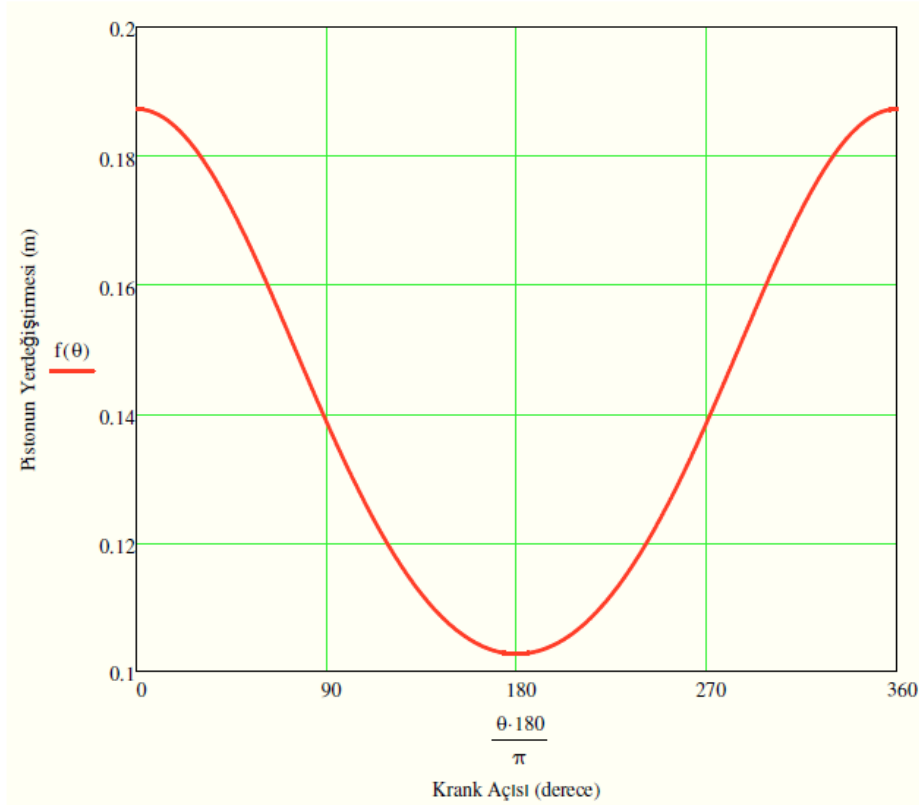
$$f = b + a = 180mm \quad (3.15)$$

Bu durumda krank açısına bağlı yer değıştirme denklemi aşağıdaki gibi olacaktır:

$$f(\theta) = b(\theta) + a(\theta) = \cos(\theta).r + (L^2 - c(\theta)^2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.16)$$

$$f(\theta) = \cos(\theta).r + (L^2 - r^2.\sin(\theta)^2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.17)$$

3.17 numaralı denklemdeki eşitliğe göre pistonun krank açısına bağılı yer değıştirmesinin grafiğı Şekil 3.4' teki gibi oluşturulabilir.



Şekil 3.4 : Pistonun krank açısına bağılı yer değıştirmesi.

3.3.4 Krank açısına bağlı hız denkleminin türetilmesi

Krank açısına bağlı hız denklemini 3.17 numaralı denklemdeki yer değiştirme denkleminin türevini alarak bulabiliriz:

$$\frac{d}{dt} f(\theta) = \left[\frac{d}{dt} \left[\cos(\theta) \cdot r + (L^2 - r^2 \cdot \sin(\theta)^2)^{\frac{1}{2}} \right] \right] \quad (3.18)$$

$$\frac{d}{dt} f(\theta) = \left[\frac{d}{dt} (\cos(\theta) \cdot r) + \frac{d}{dt} \sqrt{L^2 - r^2 \cdot \sin(\theta)^2} \right] \quad (3.19)$$

3.19 numaralı denklem $\omega = \frac{d}{dt} \theta$ eşitliği dikkate alınarak çözümlenirse:

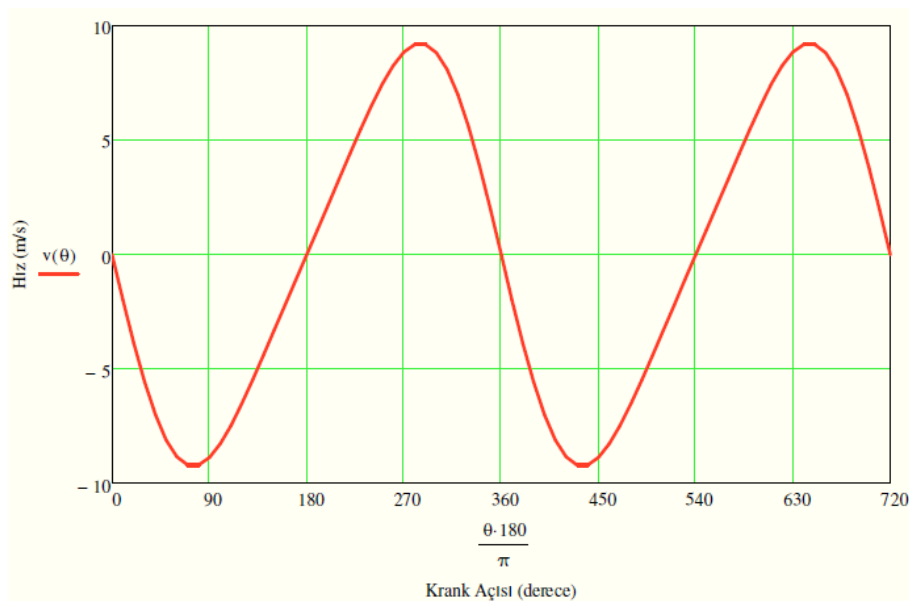
$$\frac{d}{dt} f(\theta) = (-r \cdot \omega \cdot \sin(\theta)) + \frac{-r^2 \cdot \omega \cdot \sin(\theta) \cdot \cos(\theta)}{\sqrt{L^2 - r^2 \cdot \sin(\theta)^2}} \quad (3.20)$$

olarak çözümlenir. Yani krank açısına bağlı hız denklemini:

$$v(\theta) = (-r \cdot \omega \cdot \sin(\theta)) + \frac{-r^2 \cdot \omega \cdot \sin(\theta) \cdot \cos(\theta)}{\sqrt{L^2 - r^2 \cdot \sin(\theta)^2}} \quad (3.21)$$

olarak elde edilir.

3.21 numaralı denklemdeki eşitliğe göre pistonun krank açısına bağlı hızının grafiği 2000 dev/dk' da Şekil 3.5' te gösterilmiştir.



Şekil 3.5 : Pistonun 2000 dev/dk' da krank açısına bağlı hızı.

Şekil 3.5' teki grafik incelendiğinde maksimum hız 74.84 derecede ve 285.16 derecede oluşmaktadır.

3.3.5 Krank açısına bağlı ivme denkleminin türetilmesi

Krank açısına bağlı ivme denklemini 3.21 numaralı denklemdeki hız denkleminin türevini alarak bulabiliriz:

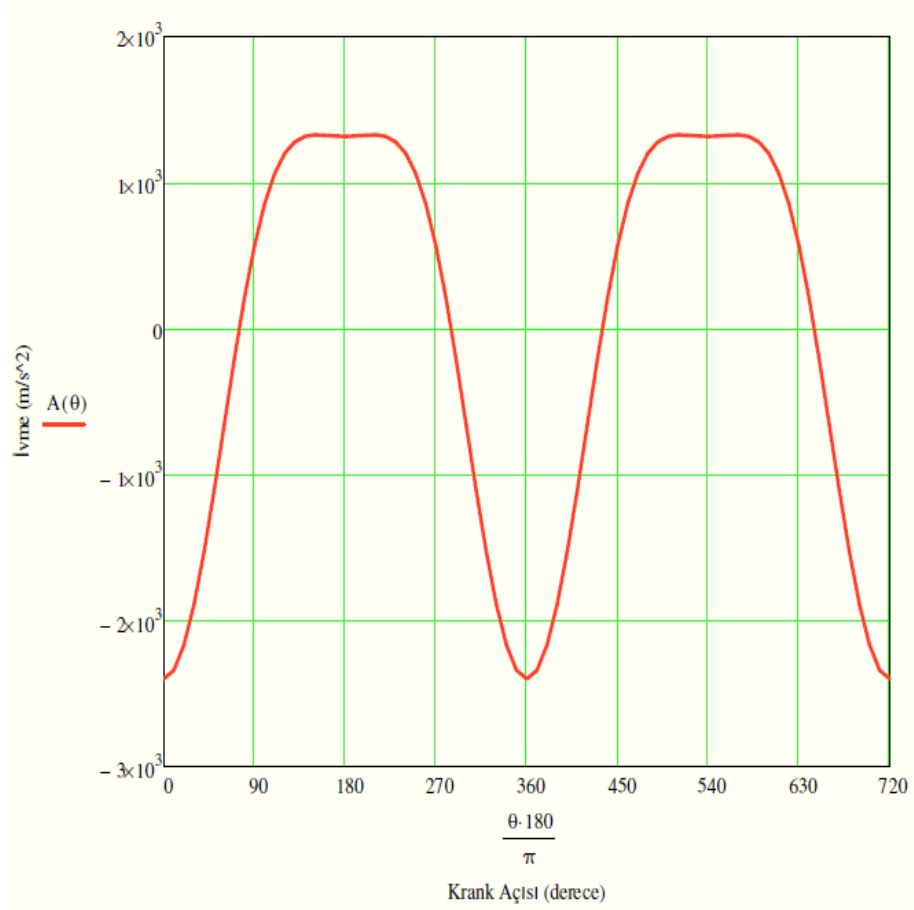
$$\frac{d}{dt}v(\theta) = \frac{d}{dt}(-r.\omega.\sin(\theta)) + \frac{d}{dt} \frac{-r^2.\omega.\sin(\theta).\cos(\theta)}{\sqrt{L^2 - r^2.\sin(\theta)^2}} \quad (3.22)$$

3.22 numaralı denklem $\alpha = \frac{d^2}{dt^2}\theta = \frac{d}{dt}\omega$ eşitliği dikkate alınarak çözümlenirse:

$$\begin{aligned} A(\theta) = & -r.\omega^2.\cos(\theta) - r.\sin(\theta).\alpha - r^2.\omega.\sin(\theta).(L^2 - r^2.\sin(\theta)^2)^{\frac{-1}{2}}.(-\omega.\sin(\theta)) \\ & - r^2.\omega.\cos(\theta).(L^2 - r^2.\sin(\theta)^2)^{\frac{-1}{2}}.(-\omega.\cos(\theta)) - r^2.(L^2 - r^2.\sin(\theta)^2)^{\frac{-1}{2}}.\sin(\theta).\cos(\theta).\alpha \\ & - \left[r^4.\omega^2.(-1 + \cos(\theta)^2) \cdot \frac{\cos(\theta)^2}{(L^2 - r^2 + r^2.\cos(\theta)^2)^{\frac{3}{2}}} \right] \end{aligned} \quad (3.23)$$

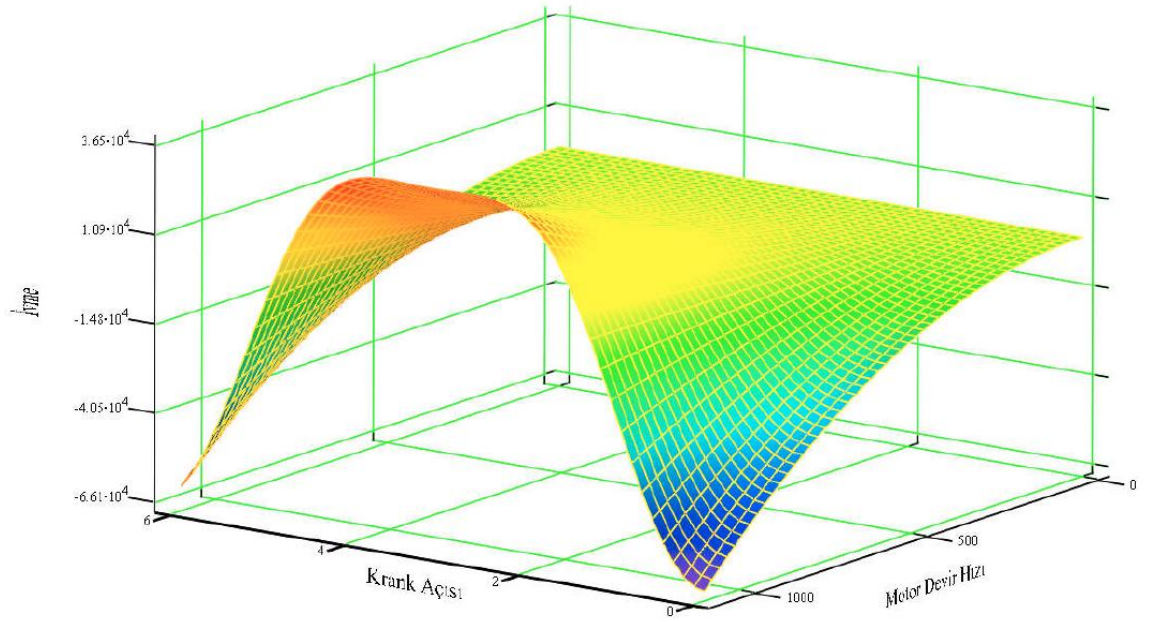
olarak elde edilir.

3.23 numaralı denklemdeki eşitliğe göre pistonun krank açısına bağlı ivmesinin grafiğini Şekil 3.6' daki gibi 2000 dev/dk' da oluşturabiliriz.

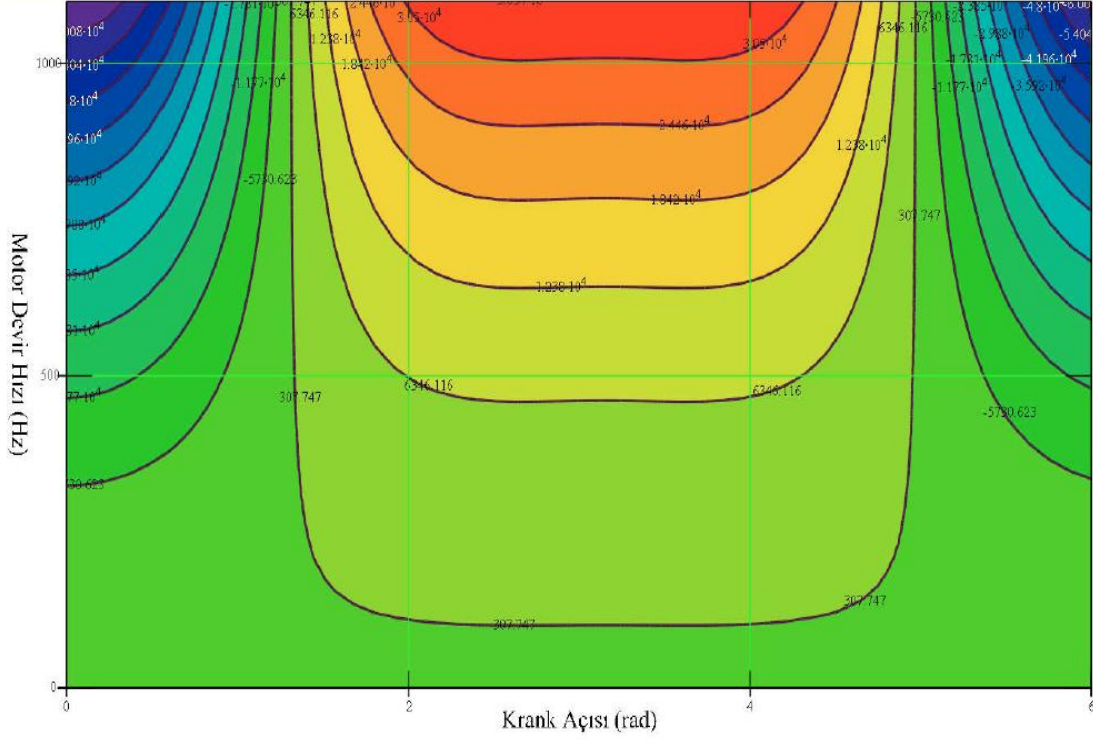


Şekil 3.6 : Pistonun 2000 dev/dk’ da krank açısına bağlı ivmesi.

Elde edilen bu veriler ile krank açısına bağlı ivme fonksiyonunun motor devir hızına göre grafiği Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’ deki gibi çıkarılabilir.



Şekil 3.7 : Krank açısına bağlı ivmenin motor devrine göre değişimi-1.



Şekil 3.8 : Krank açısına bağlı ivmenin motor devrine göre değişimi-2.

3.3.6 Krank-Biyel mekanizmasının mathcad programındaki animasyonu

Mathcad programı ile krank-biyel mekanizmasının çalışması için denklemler kurulup modellemeler yapılmıştır.

Krank açısına bağlı değerleri 5'er derecede bir incelemem sebebiyle 360° tam dönüş için 72 adet krank pozisyonu kabul edilmiştir.

$n = 72$ (krank pozisyonu),

$i = 0..n$

$cevrin = 1$ (biyelin tur sayısı)

Yer değiştirme hareketi için;

$$\theta_{2_i} = i \cdot \frac{2\pi}{n-1} \quad (3.24)$$

$$\theta_{3_i} = disp(n, r, L, e, \theta_2, \theta_2, cevrin)_{i,0} \quad (3.25)$$

$$d_i = disp(n, r, L, e, \theta_2, \theta_3, cevrin)_{i,1} \quad (3.26)$$

Yer değiştirme şartları:

$$disp(n, r, L, e, \theta 2, \theta 3, cevrim) = \left[\begin{array}{l} i \leftarrow 0 \\ while_i \leq n \\ \left[\begin{array}{l} T_{i,0} \leftarrow a \sin \left[\frac{-(r.\sin(\theta 2_i)) + e}{L} \right] - if_cevrin = 1 \\ T_{i,0} \leftarrow a \sin \left[\frac{-(r.\sin(\theta 2_i)) + e}{L} \right] + \pi_otherwise \\ T_{i,1} \leftarrow r.\cos(\theta 2_i) + L.\cos(\theta 3_i) \\ i \leftarrow i + 1 \end{array} \right] \\ T \end{array} \right] \quad (3.27)$$

Piston modeli için,

Modelde piston yüksekliği $w = 0.1$, genişliğini $h = 0.1$ olarak kabul edelim. Krank merkezine göre pistonun merkezini $x = d$ ve $y = e$ olarak alalım. $i = 0..FRAME$ olarak kabul edilerek,

$$B = piston(w, h, e, d, FRAME) \quad (3.28)$$

w ve h büyüklükleri ile kayan yüzeyin son noktalarını belirlemeliyiz.

$$Sx_0 = -r - L \quad (3.29)$$

$$Sy_0 = e - \frac{h}{2} \quad (3.30)$$

$$Sx_1 = r + L + w \quad (3.31)$$

$$Sy_1 = Sy_0 \quad (3.32)$$

Piston hareket şartları:

$$\begin{aligned}
 & \left| \begin{array}{l}
 X_0 \leftarrow d_f + \frac{w}{2} \\
 X_1 \leftarrow X_0 \\
 X_2 \leftarrow d_f - \frac{w}{2} \\
 X_3 \leftarrow X_2 \\
 X_4 \leftarrow X_0 \\
 Y_0 \leftarrow e - \frac{h}{2} \\
 Y_1 \leftarrow e + \frac{h}{2} \\
 Y_2 \leftarrow Y_1 \\
 Y_3 \leftarrow Y_0 \\
 Y_4 \leftarrow Y_0 \\
 \begin{pmatrix} X \\ Y \end{pmatrix}
 \end{array} \right. \\
 piston(w, h, e, d, f) = & \quad \quad \quad (3.33)
 \end{aligned}$$

Temsili krank modeli için,

$$G = ground(0,0,0.03) \quad (3.34)$$

Krank hareket şartları:

$$\begin{aligned}
 & \left| \begin{array}{l}
 i \leftarrow 0 \\
 for _ \theta \in 0, \frac{\pi}{16} .. \pi \\
 x_i \leftarrow r1.\cos(\theta) + x1 \\
 y_i \leftarrow r1.\sin(\theta) + y1 \\
 i \leftarrow i + 1 \\
 x_{16} \leftarrow -r1 + x1 \\
 y_{16} \leftarrow -2.r1 + y1 \\
 x_{17} \leftarrow r1 + x1 \\
 y_{17} \leftarrow -2.r1 + y1 \\
 x_{18} \leftarrow r1 + x1 \\
 y_{18} \leftarrow 0 + y1 \\
 \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}
 \end{array} \right. \\
 ground(x1, y1, r1) = & \quad \quad \quad (3.35)
 \end{aligned}$$

Hareket bağıntıları:

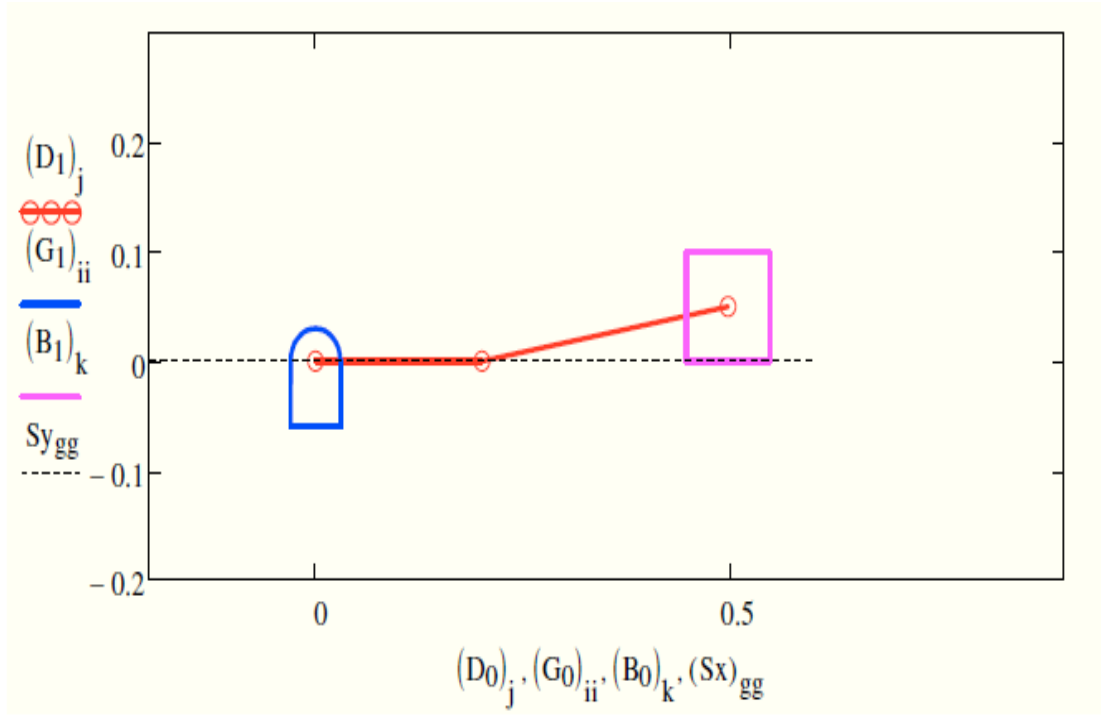
$$\begin{aligned}
 & \left| \begin{array}{l}
 X_0 \leftarrow 0 \\
 X_1 \leftarrow r.\cos(\theta 2_f) \\
 X_2 \leftarrow s.\cos(\theta 2_f + \delta_2) \\
 X_3 \leftarrow X_0 \\
 Y_0 \leftarrow 0 \\
 Y_1 \leftarrow r.\sin(\theta 2_f) \\
 Y_2 \leftarrow s.\sin(\theta 2_f + \delta_2) \\
 Y_3 \leftarrow Y_0 \\
 \begin{pmatrix} X \\ Y \end{pmatrix}
 \end{array} \right.
 \end{aligned}
 \quad (3.36)$$

$$\begin{aligned}
 & \left| \begin{array}{l}
 X_0 \leftarrow r.\cos(\theta 2_f) \\
 X_1 \leftarrow X_0 + L.\cos(\theta 3_f) \\
 X_2 \leftarrow X_0 + p.\cos(\theta 3_f + \delta_3) \\
 X_3 \leftarrow X_0 \\
 Y_0 \leftarrow r.\sin(\theta 2_f) \\
 Y_1 \leftarrow e \\
 Y_2 \leftarrow Y_0 + p.\sin(\theta 3_f + \delta_3) \\
 Y_3 \leftarrow Y_0 \\
 \begin{pmatrix} X \\ Y \end{pmatrix}
 \end{array} \right.
 \end{aligned}
 \quad (3.37)$$

$$\begin{aligned}
 & \left| \begin{array}{l}
 i_1 \leftarrow 0 \\
 \text{while } i \leq n-1 \\
 \left| \begin{array}{l}
 X_i \leftarrow r.\cos(\theta 2_i) + p.\cos(\theta 3_i + \delta_3) \\
 Y_i \leftarrow r.\sin(\theta 2_i) + p.\sin(\theta 3_i + \delta_3) \\
 i \leftarrow i+1
 \end{array} \right. \\
 \begin{pmatrix} X \\ Y \end{pmatrix}
 \end{array} \right.
 \end{aligned}
 \quad (3.38)$$

$$D = \text{motion}(r, L, e, \theta 2, d, \theta 3, \text{FRAME}) \quad (3.39)$$

Mathcad programında hazırlanan animasyon denklemleri ile Şekil 3.9’ daki gibi krank-biyel mekanizmasının animasyon modeli oluşturulmuştur.



Şekil 3.9 : Krank-Biyel mekanizmasının animasyon modeli.

4. BİYELİN MODELENMESİ VE SONLU ELEMENLAR MODELİNİN OLUŞTURULMASI

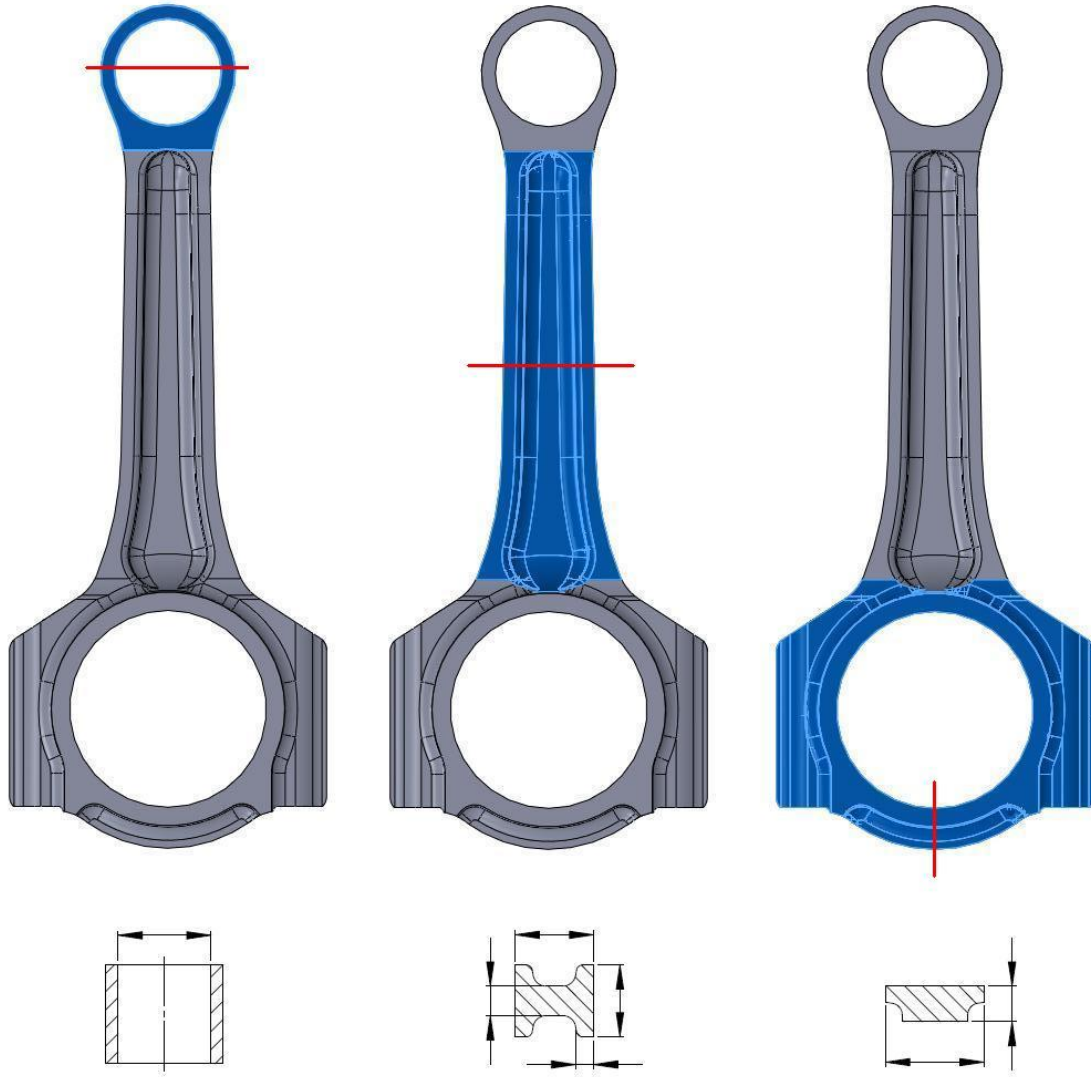
Bir biyelin tasarlanabilmesi için öncelikle biyele ait temel büyüklüklerin belli esaslara dayandırılması gerekmektedir. Bu nedenle krank-biyel mekanizmasının geometrik ve dinamik çözümleri yapılmalı ve elde edilen değerler kullanılarak bilgisayar destekli modellenmesi gerçekleştirilmelidir.

Biyel kolunun tasarlanmasında başlangıçta motor hacmine bağlı olarak değişen strok değeri dikkate alınarak bir uzunluk belirlenir. Sonraki aşamalarda patlama yüklerine bağlı olarak oluşacak itme kuvvetinin biyel kolu üzerindeki etkisine bağlı olarak bir kesit belirlenir ve patlamanın gerçekleşmediği yüksek devirli hızlarda biyel kolunun kepindeki atalet kuvvetinden kaynaklanan gerilmelere karşı dayanımlı olabilmesi için olması gereken kesite karar verilir. Bu çalışmalar, değişik analitik hesaplamalarla elde edilecek nihai geometri için bir başlangıç olarak ele alınır.

4.1 Hesap Süreci

Bir biyelin tasarımında temel alınan belirli oranlar ve kıstaslar vardır. Yapılan literatür taramalarında elde edilen değerlerle çizilmiş bir biyel üzerinde yapılan incelemeler sonucu, Şekil 4.1’ de görüldüğü gibi biyelin belirli 3 ana ölçüsü vardır:

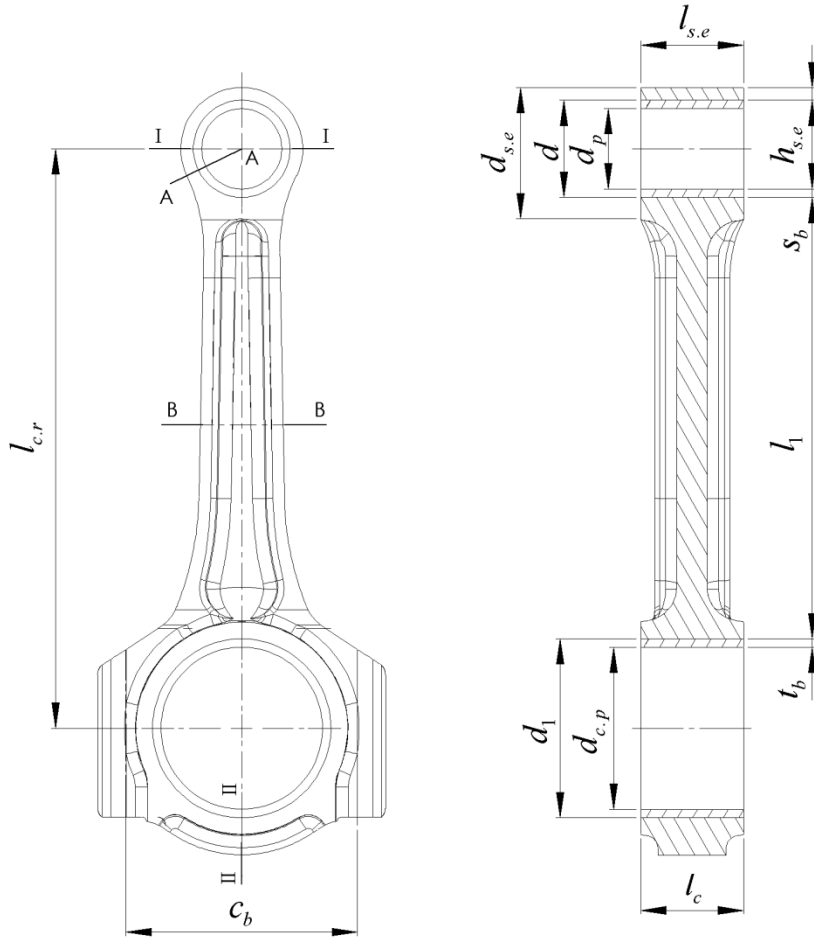
- Küçük biyel başı iç çapı,
- Biyel kolu kesiti,
- Büyük biyel başı iç çapı.



Şekil 4.1 : Biyelin belirli üç ana ölçüsü.

Bu ölçüler motor tipi ve özelliklerine göre değişir. Analiz için verilen motor özelliklerine bağlı olarak bir biyel için küçük biyel başı iç çapı, biyel kolu kesiti ve büyük biyel başı iç çapı ölçüleri tanımlanmıştır. Elde hazır bulunan ve hesaplanacak değerler ile biyelin temel ölçüleri ortaya çıkarılarak biyel tasarımına ilk adım atılmış olacaktır.

Şekil 4.2' de bir biyelin tasarımında ihtiyaç duyulacak temel ölçüler temsili olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : Bir biyelin tasarımında ihtiyaç duyulacak temel ölçüler.

4.1.1 Küçük biyel başı iç çapı hesap süreci

Küçük biyel başı iç çap ölçüsünün değeri piston pimi dış çap ölçüsüne bağlıdır. Küçük biyel başının temel tasarım değerleri yapılan hesaplar, analizler ve edinilen tecrübelerle göre Çizelge 4.1’ de verilmiştir (Kolchin ve Demidov, 1984).

Çizelge 4.1 : Küçük biyel başı temel tasarım değerleri.

Açıklama	Dizel Motor İçin Değerler
Küçük biyel başı iç çapı (d)	
burçsuz	$d \approx d_p$
burçlu	$(1.10 - 1.25) d_p$
Küçük biyel başı dış çapı ($d_{s,e}$)	$(1.3 - 1.7) d_p$
Küçük biyel başı uzunluğu ($l_{s,e}$)	
sabit pimli	$(0.28 - 0.32) B$
yüzen pimli	$(0.33 - 0.45) B$
Minimum radyal et kalınlığı ($h_{s,e}$)	$(0.16 - 0.27) d_p$

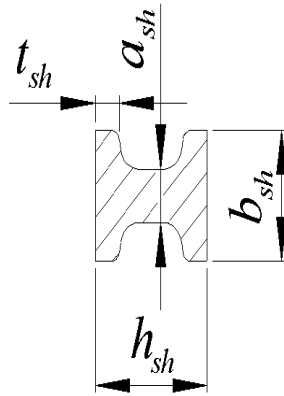
Bu çizelgede d_p piston pimi dış çapı, B ise silindir çapını temsil etmektedir. Silindir çapı, biyel tasarımı yapılırken bilinen bir değerdir. Piston pimi dış çapı ise silindir çapının %33-%38 oranında kabul edilebilir (Kolchin ve Demidov, 1984).

Yapılan literatür çalışmalarında biyel koluna etki eden kuvvetlerin karakteristiği konusunda farklı yaklaşımların olduğu gözlemlenmiştir. Çalışmalarda ortak olarak patlama esnasındaki ve patlamanın gerçekleşmediği durumdaki ivmelerden kaynaklanan yükler dikkate alınmaktadır. Son zamanlarda yapılan çalışmalarda ise biyeye etki eden iki durum vardır. Birincisi maksimum güçteki basma kuvveti, diğeri maksimum devir hızındaki çekme kuvveti. Basma kuvvetinin kaynağı yanan gazların oluşturduğu basınçtır. Çekme kuvvetinin kaynağı ise atalet kuvvetleridir. Maksimum hızda atalet kuvvetleri küçük biyel başını Şekil 4.1’ de gösterilen I-I kesitinde çekmeye zorlar. A-A kesitinde ise biyel kolundan başlara geçiş bölgesi olduğundan, biyelin analizlerinde bu bölgeye de basma durumu açısından dikkat edilmelidir.

4.1.2 Biyel kolu kesiti hesap süreci

Bir biyel uzunluğu hesaplanırken “biyel oranı” bilgisi kullanılır. Biyel oranı, biyelin küçük biyel başı merkezi ile büyük biyel başı arasındaki mesafenin krank yarıçapına olan oranıdır. Şekil 4.2’ deki $l_{c,r}$ değeri bu şekilde hesaplanılabilir. Şekil 4.2’ de B-B kesiti, biyel kolu kesiti olarak görülebilir.

Şekil 4.3’ de biyel kolu kesiti gösterilmiştir. Bu kesite ait temel tasarım değerleri yapılan hesaplar, analizler ve edinilen tecrübelerle göre Çizelge 4.2’ de verilmiştir (Kolchin ve Demidov, 1984).



Şekil 4.3 : Biyel kolu kesiti.

Çizelge 4.2 : Biyel kolu kesiti temel tasarım değerleri.

Açıklama	Dizel Motor İçin Değerler
$h_{sh} \text{ min}$	$(0.50 - 0.55) d_e$
h_{sh}	$(1.2 - 1.4) h_{sh} \text{ min}$
b_{sh}	$(0.55 - 0.75) h_{sh}$
$a_{sh} \approx t_{sh}$	$(4.0 - 7.5) \text{ mm}$

4.1.3 Büyük biyel başı iç çapı hesap süreci

Küçük biyel başı iç çap ölçüsünün değeri krank muylusu çapına bağlıdır. Büyük biyel başının temel tasarım değerleri yapılan hesaplar, analizler ve edinilen tecrübelerle göre Çizelge 4.3’ de verilmiştir (Kolchin ve Demidov, 1984).

Çizelge 4.3 : Büyük biyel başı temel tasarım değerleri.

Açıklama	Dizel Motor İçin Değerler
Krank muylusu çapı ($d_{c,p}$)	$(0.56 - 0.75) B$
Büyük biyel başı dış çapı (d_1)	$d_1 \approx d_{c,p}$
burçsuz	
burçlu	$(1.1 - 1.25) d_{c,p}$
Civatalar arası mesafe (c_b)	$(1.3 - 1.75) d_{c,p}$
Büyük biyel başı uzunluğu (l_c)	$(0.45 - 0.95) d_{c,p}$
Büyük biyel başı uzunluğu (l_c)	$(0.45 - 0.95) d_{c,p}$

4.2 Tasarım Süreci

Biyel kolunun tasarımında göz önünde bulundurulacak en önemli hususlar, yanma kuvveti sebebiyle biyele çok yüksek bir basma kuvveti ve biyelin çevrimi tamamlama için döndüğünde atalet kuvvetleri sebebiyle oluşan atalet kuvveti sonucunda çekme kuvvetidir.

Yapılan tasarımın en önemli kısmı biyel kolundan başlara geçiş bölgesidir. Daha önce yapılan çalışmalarda kritik bölgeler dikkate alınarak, o bölgelerde zayıf ve güçlü kesitler oluşturularak birbirinden farklı üç geometrik model üzerinde çalışılmıştır. Tasarım ve analiz çalışmaları iç içe ve birbirlerine geri bildirimli olarak gerçekleştirilmiş ve analiz sonuçları tasarımın geliştirilmesi için veri kaynağı olmuştur. Analizler gerçekleştirildikçe, biyelin parametrik olarak hesaplanan ölçülerine müdahale etmeden, kritik bölgelerde konstrüktif iyileştirmeler yapmak için çizim programında parametrik bir model oluşturularak çizim programının lineer statik sonlu elemanlar analizi aracı kullanılarak basit analizler gerçekleştirilmiştir. Analizler

sonucunda kritik bölgelerdeki problemleri giderilmiş model üzerinde bu defa da imalata yönelik geometrik değişiklikler, dayanım açısından herhangi bir olumsuzluk yaratmadan, nihai bir geometri elde edilmiştir. Bu model, daha sonra daha gelişmiş bir analiz metodu ile mukavemet açısından incelenmiştir.

4.2.1 Model-1' in tasarım süreci

Hesaplanan parametreler ve daha önceden tasarlanmış biyeler dikkate alınarak Model-1, Şekil 4.4' teki gibi tasarlanmıştır.

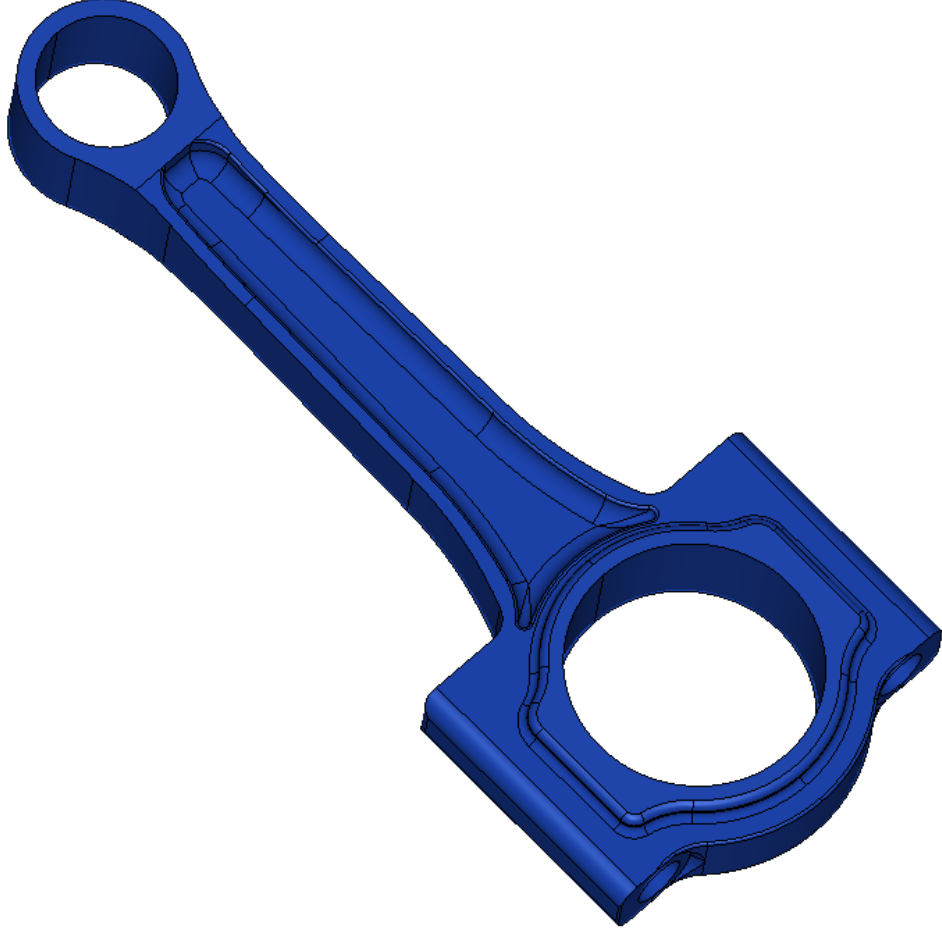


Şekil 4.4 : Model – 1.

Biyel optimizasyonunda ağırlık azaltılmasına gitmeden önce analizleri gözlemlemek açısından her ne kadar biyel üzerinde boşaltmalar yapılmadan analize sokulması ve daha sonra gerekli boşaltmaların yapılması gerekse de, optimizasyonu bir adım erken ilerletmek amacı ile analizden önce bazı boşaltmalar öngörülerek biyel tasarlanmıştır.

4.2.2 Model-2' in tasarım süreci

Model - 2, Şekil 4.5' de görüldüğü gibi tasarlanmıştır. Model -1' den farklı olarak biyel kolundan büyük biyel başına geçişteki malzeme boşaltma konstrüksiyonu ve büyük biyel başı etrafındaki malzeme yığılması konstrüksiyonu değiştirilmiştir.



Şekil 4.5 : Model – 2.

Burada konstrüksiyonun değiştirilmesindeki amaç, biyel kolundan büyük biyel başına geçişteki analiz sonucunun Model – 1' e göre farkının gözlemlenmek istenmesidir. Çünkü bu geçişler hesaplama elde edilememekte, analiz ve testlerle yaklaşımlar sağlanabilmektedir.

4.2.3 Model-3' ün tasarım süreci

Model - 3, Şekil 4.6' da görüldüğü gibi tasarlanmıştır. Model -1 ve Model - 2' den farklı olarak biyel kolundan biyel başlarına geçişteki konstrüksiyon ve büyük biyel başı etrafındaki malzeme yığılması konstrüksiyonu değiştirilmiştir.



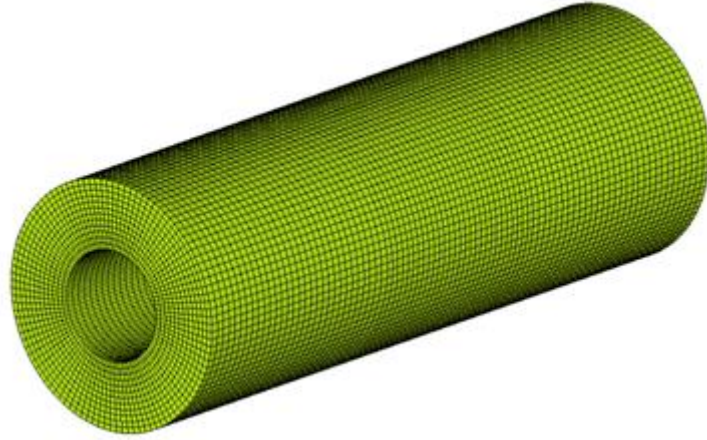
Şekil 4.6 : Model – 3.

Model – 3' ün konstrüksiyonunda biyel kolundan büyük biyel başına geçişin, rastlanan biyel kolu tasarımlarının dışında bir tasarıma sahip olması amaçlanmıştır. Böylece analiz sonucunda bu konstrüksiyonun nasıl bir sonuç vereceği gözlemlenecektir. Ayrıca biyel kolundan küçük biyel başına geçiş konstrüksiyonu değiştirilmiştir.

4.3 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

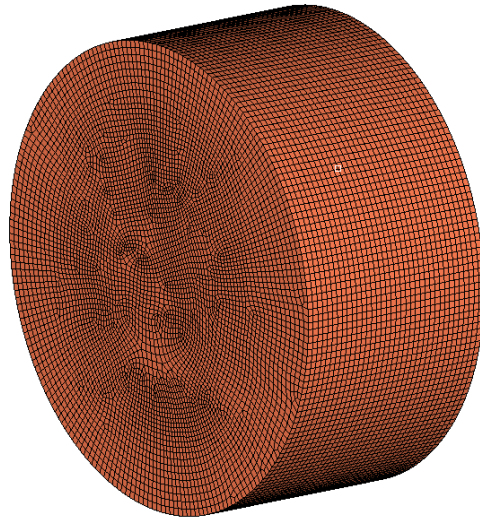
Bu bölümde biyelin statik yük altında sonlu elemanlar analizine ait hazırlıkları içermektedir. Bu hazırlıklar kapsamında sonlu elemanlar modelinin oluşturulması için öncelikle temsili olarak bir piston pimi ve bir krank muylusu modellenmiştir. Daha sonra bu modellere ağ örülmüştür(mesh).

4.3.1 Piston pimi ve krank muylusunun modellenmesi ve ağ örümü



Şekil 4.7 : Piston pimi modeli.

Şekil 4.7’ de hesaplanan piston pimi dış çap ölçüsüne dikkat edilerek modellenmiş ve yüzey düzgünlüğü ve parçanın geometrik olarak basit olması sebebiyle hegza elemanlar ile ağ örülmüştür (mesh).



Şekil 4.8 : Krank muylusu modeli.

Şekil 4.8’ de büyük biyel başı dış çap ölçüsüne dikkat edilerek bir krank muylusu modellenmiş ve yine piston pimi modeli gibi yüzey düzgünlüğü ve parçanın geometrik olarak basit olması sebebiyle hegza elemanlar ile ağ örülmüştür (mesh).

4.3.2 Biyelin ağ örümü

Piston pimi ve krank muylusu modellerinin ve ağ örülme işleminin hazırlanmasının ardından daha önceden tasarladığımız biyelin ağ örülme işlemin Şekil 4.9' da görüldüğü gibi yapılabilir.

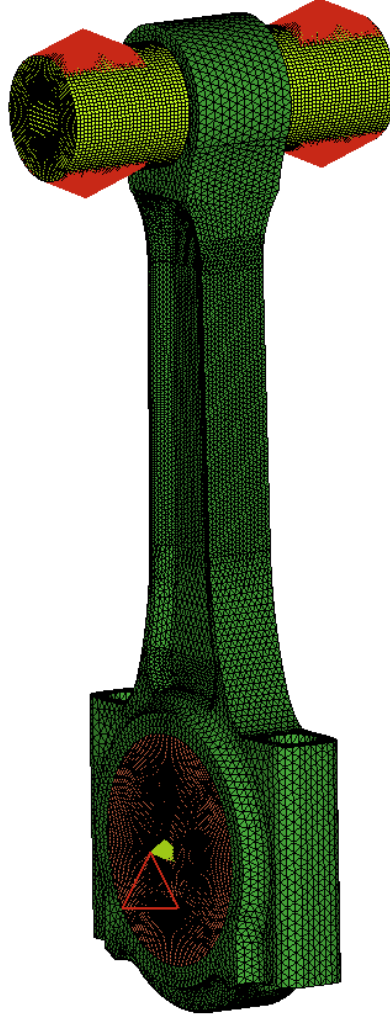


Şekil 4.9 : Biyelin ağ örülmüş modeli.

Tasarlanan biyellere tetra elemanlar ile ağ örülmüştür. Biyelde hegza elemanlar yerine tetra elemanlar kullanılmasının sebebi, biyelin piston pimi ya da krank muylusu modeline göre daha detaylı bir yüzeye sahip olmasıdır. Tetra elemanlar kullanılarak ağ örülmesinde devamsızlıkların önüne daha rahat geçilmektedir.

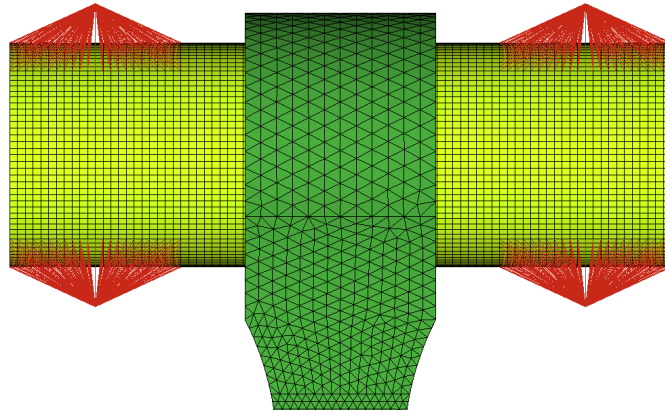
4.3.3 Analiz modeli

Hem piston pimi ve krank muylusu için, hem de modeller için ağ örme işlemi bittikten sonra analiz için model kurulmaya hazır hale gelinmiştir. Şekil 4.10' da modellenen piston pimi ve krank muylusunun analiz için biyele monte edilmiş hali görülebilir.



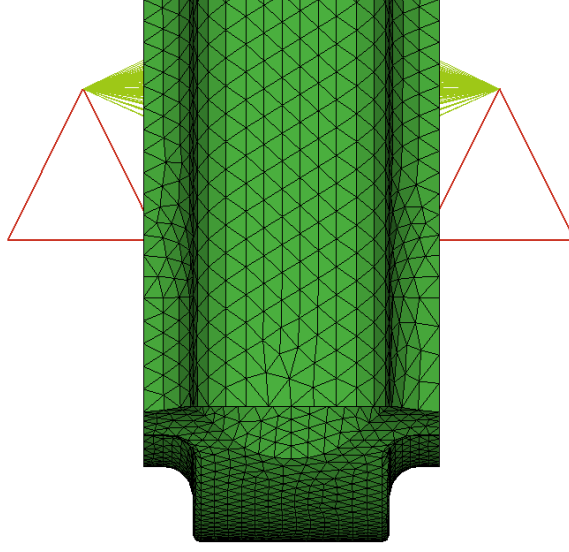
Şekil 4.10 : Kurulan analiz modeli.

Kurulan bu analiz modelinde Şekil 4.11’ de görüldüğü gibi piston pimine eşit bir dağılımla basma ve çekme etkisi atanmıştır. Modelde burç kullanılmamıştır.



Şekil 4.11 : Piston pimine uygulanana basma ve çekme etkisi.

Şekil 4.12’ de ise krank muylusunu dönme ekseninde sabit tutmak adına sınır koşulu atanmıştır. Modelde burç kullanılmamıştır.



Şekil 4.12 : Krank muylusuna uygulanan sabitleme etkisi.

5. BİYELİN ANALİZİ

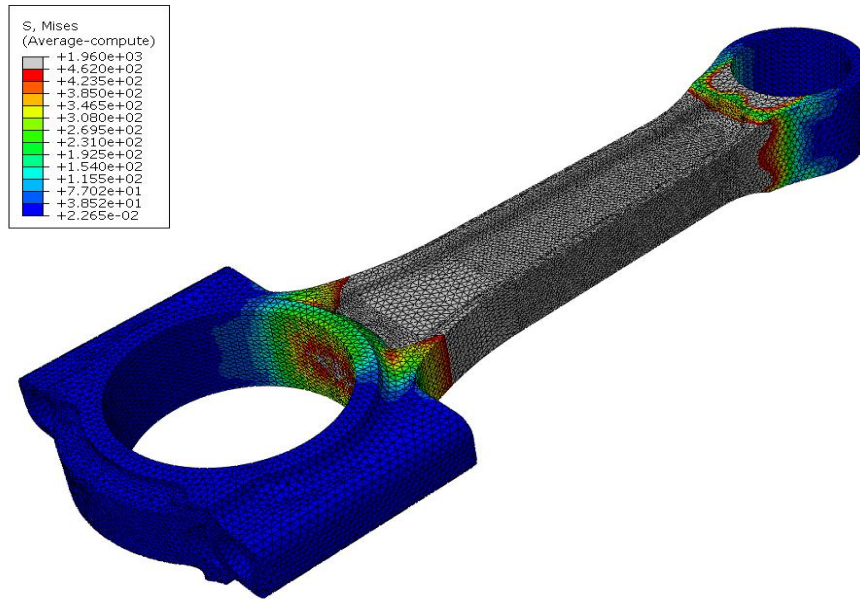
Biyelin modellenmesi ve ağ örümü, piston pimi ve krank muylusunun modellenmesi ve ağ örümü ve analiz modelinin oluşturulmasının ardından biyel analize hazır hale getirilmiştir.

5.1 Model – 1' in Analizi

Analiz iki kola ayrılmıştır. Birinci analiz maksimum gaz basıncı ile oluşan basma etkisinin analizi, ikinci analiz ise maksimum hızda oluşan atalet kuvveti ile oluşan çekme etkisinin analizidir.

5.1.1 Model – 1' in basma analizi

Model -1' e ait basma analizi Şekil 5.1' de görülmektedir. Malzeme olarak biyel imalatında günümüzde sıkça kullanılan C-70 seçilmiştir. Çizelge 2.1' de C-70' e ait mekanik özellikler gösterilmiştir. Buna bağlı olarak malzemenin akma sınırı 462 Mpa olarak belirlenmiştir.

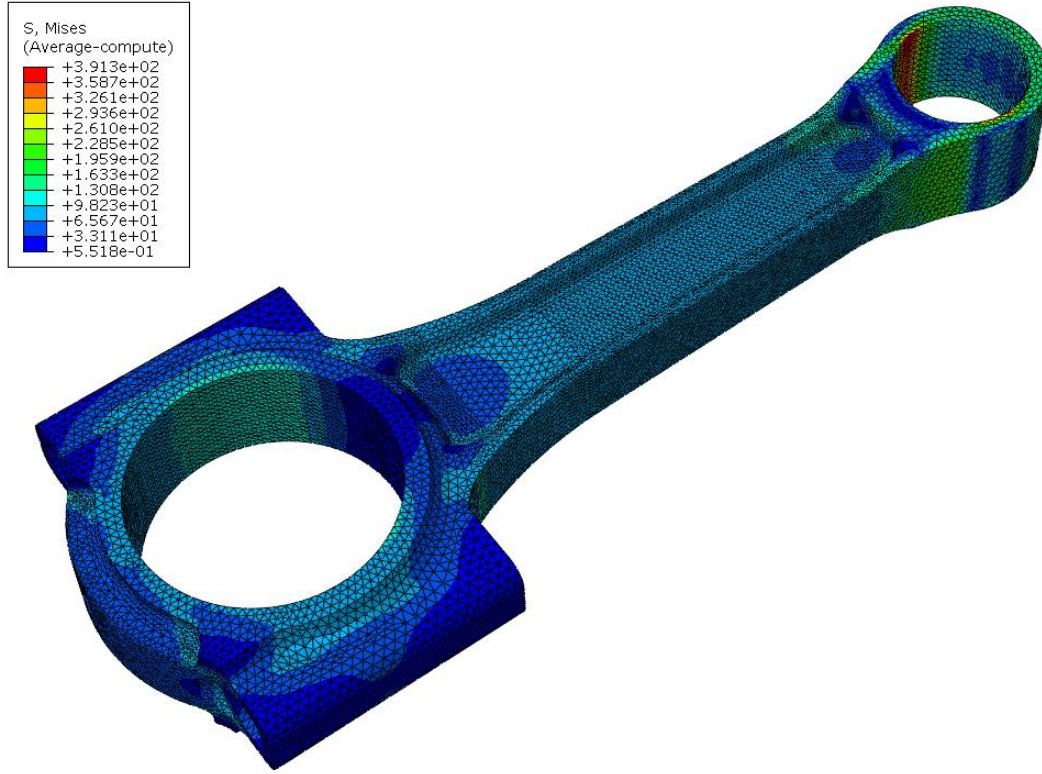


Şekil 5.1: Model – 1' e ait basma analizi.

Model – 1’ deki biyel kolu kesitinin basma yükleri altında kesitin zayıf olduğu görülmektedir.

5.1.2 Model – 1’ in çekme analizi

Model -1’ e ait çekme analizi Şekil 5.2’ de görülmektedir.



Şekil 5.2 : Model – 1’ e ait çekme analizi.

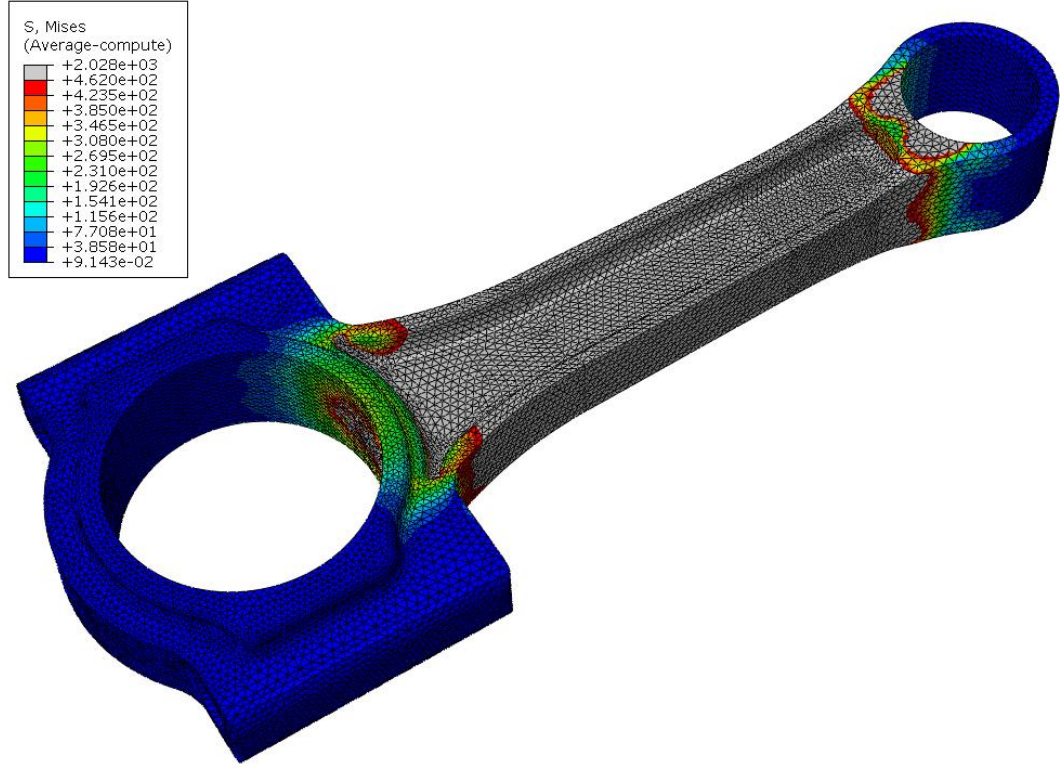
Malzemenin akma sınırı 462 Mpa olarak belirlendiği hatırlanırsa çekme için bu model sağlıklı kabul edilebilir.

5.2 Model – 2’ nin Analizi

Model – 2’ nin Model – 1’ den farklı olarak biyel kolundan büyük biyel başına geçişte malzeme boşaltma şekli farklılık göstermektedir. Aralarındaki farkı analiz sonuçları gösterecektir.

5.2.1 Model – 2’ nin basma analizi

Model -2’ ye ait basma analizi Şekil 5.3’ te görülmektedir.

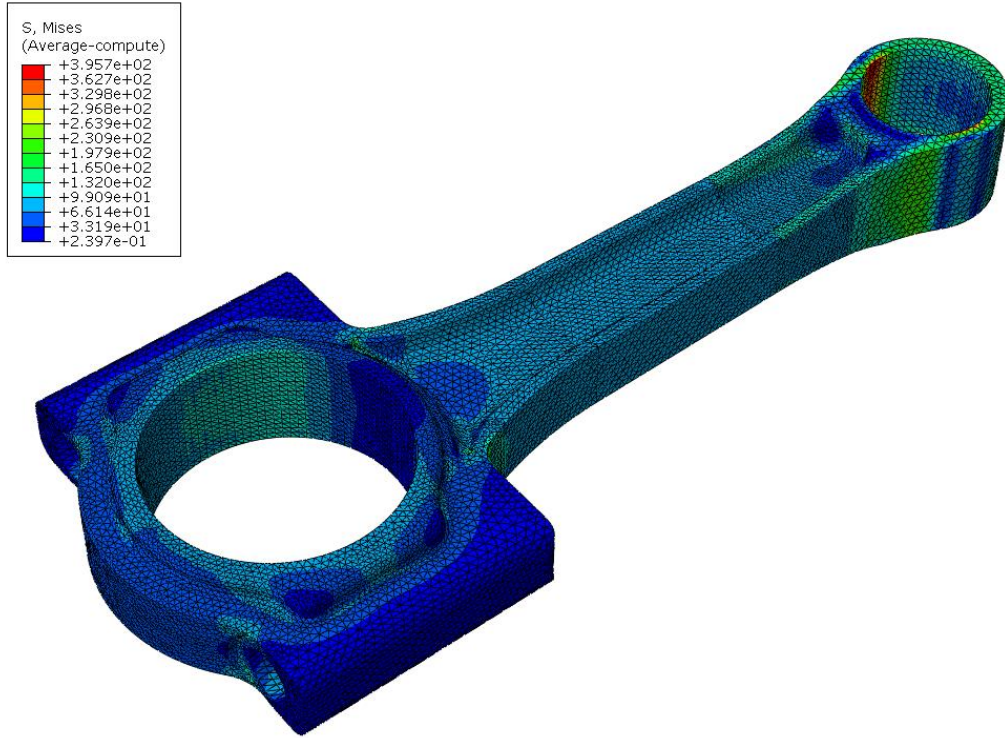


Şekil 5.3 : Model – 2’ ye ait basma analizi.

Model – 1’ de olduğu gibi Model – 2’ de de biyel kolunda, biyel kolundan başlara geçişlerde ciddi eksiklikler görülmektedir. Ayrıca biyel kolundan büyük biyel başına geçişteki malzeme boşaltması biyeli daha da zayıflatmıştır. Model – 2’ de kesitin Şekil 4.3’ de gösterilen b_{sh} ve h_{sh} ölçülerini arttırmamıza rağmen, kesitin uygulanan kuvvete karşı dayanımının düşük olduğu görülmüştür. Ağırlığı sabit tutmak için krank muylusu tarafındaki boşaltmanın gerilme dağılımı açısından bir etkisi olmadığı görülmüştür.

5.2.2 Model – 2’ nin çekme analizi

Model -2’ ye ait çekme analizi Şekil 5.4’ te görülmektedir.



Şekil 5.4 : Model – 2’ye ait çekme analizi.

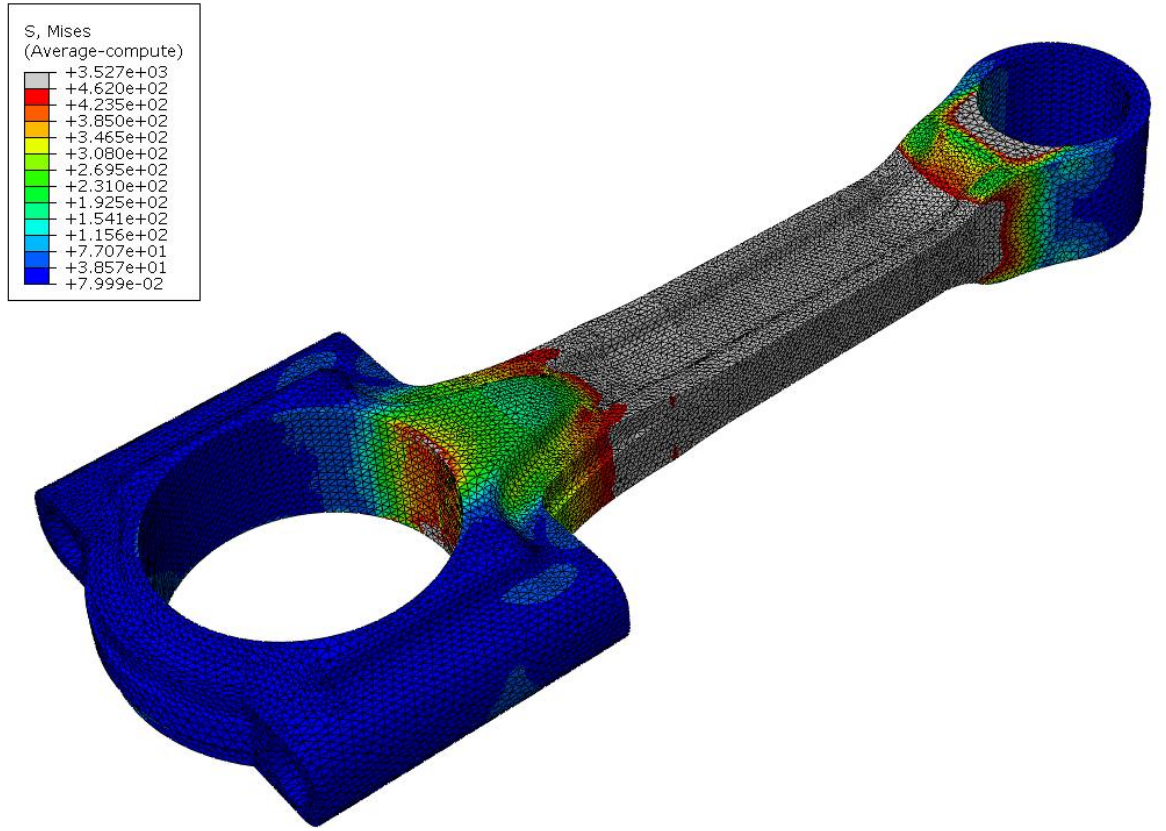
Malzemenin akma sınırı 462 Mpa olarak belirlendiği hatırlanırsa çekme için bu model sağlıklı kabul edilebilir.

5.3 Model – 3’ ün Analizi

Model – 3’ ün diğer modellerden farkı biyel kolundan biyel başlarına geçişte konstrüksiyonun farklılık göstermesidir. Aralarındaki farkı analiz sonuçları gösterecektir.

5.3.1 Model – 3' ün basma analizi

Model -3' e ait basma analizi Şekil 5.5' te görülmektedir.

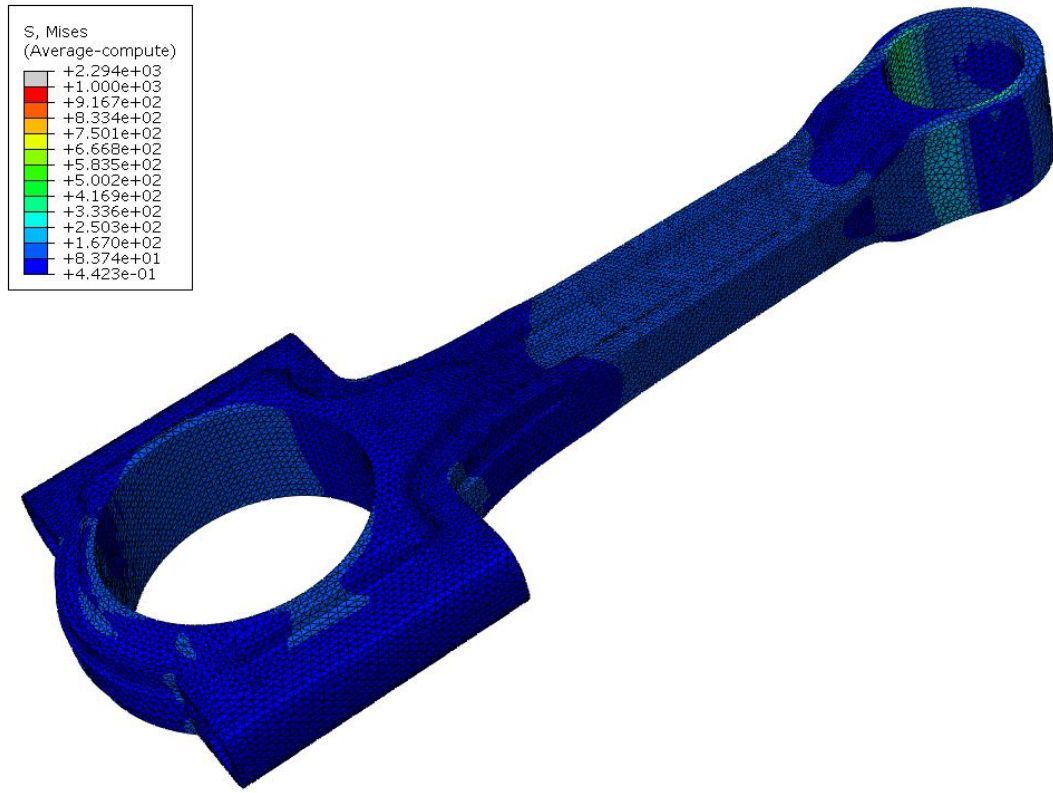


Şekil 5.5 : Model – 3' e ait basma analizi.

Model – 3' de kritik kesitin neresi olduğunu tespit etmek adına krank, piston ve orta kısımdaki bölgede farklı kesitler oluşturularak yeni bir geometri elde edilmiştir. Bu kesitlerden krank ve piston tarafında olanların h_{sh} ölçüsünde, orta kesitte ise b_{sh} arttırmaya gidilmiştir. Yapılan analiz sonucunda dikkat etmemiz gereken kesitlerin hangisi olduğu hakkında tam bir bilgi elde edilmiştir. Buna bağlı olarak orta kısımdaki kesitin h_{sh} ölçüsünün artırılmasının iyi olacağı gözlemlenmiştir.

5.3.2 Model – 3’ nin çekme analizi

Model -3’ e ait çekme analizi Şekil 5.6’ da görülmektedir.



Şekil 5.6 : Model – 3’ e ait çekme analizi.

Malzemenin akma sınırı 462 Mpa olarak belirlendiği hatırlanırsa çekme için bu model sağlıklı kabul edilebilir. Çekme analizinde görüleceği gibi, kesit alanı arttırılmış bölgelerdeki stres değerleri önceki modellere göre daha düşüktür.

5.4 Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Yapılan analizlerin sonuçlarına göre her üç biyelin de biyel kolu kesitleri basma etkisinde yetersiz kalmıştır. Basma ve çekme analizlerinde her üç biyelde de omuz bölgelerinde gereksiz malzeme yığılmaları görülmüştür. Bir yandan biyel kolu kesiti güçlendirilirken, bir yandan da biyele malzeme yığılan bölgelerde optimizasyon uygulanacaktır.

Model -3’ de biyel kolundan büyük biyel başına geçişte, diğer modellere göre daha sağlıklı sonuç alındığı görülmüştür. Bu sebeple biyel kalınlığının arttırılması için

Şekil 4.2' de gösterilen l_c ölçüsünde ve Şekil 4.3 de gösterilen b_{sh} ölçüsünde artışa gidilebilir.

Ayrıca biyel tasarımında büyük biyel başı, küçük biyel başı ve biyel kolu konstrüksiyonlarının dışında en fazla dikkat edilmesi gereken konstrüksiyon biyel kolundan başlara geçiş bölgesidir. Her üç modelde de bu bölgelerde zayıflık görülmüştür. Buna çözüm olarak l_c ve b_{sh} ölçülerinde yapılacak artışların yeterli olacağı öngörülmüştür.

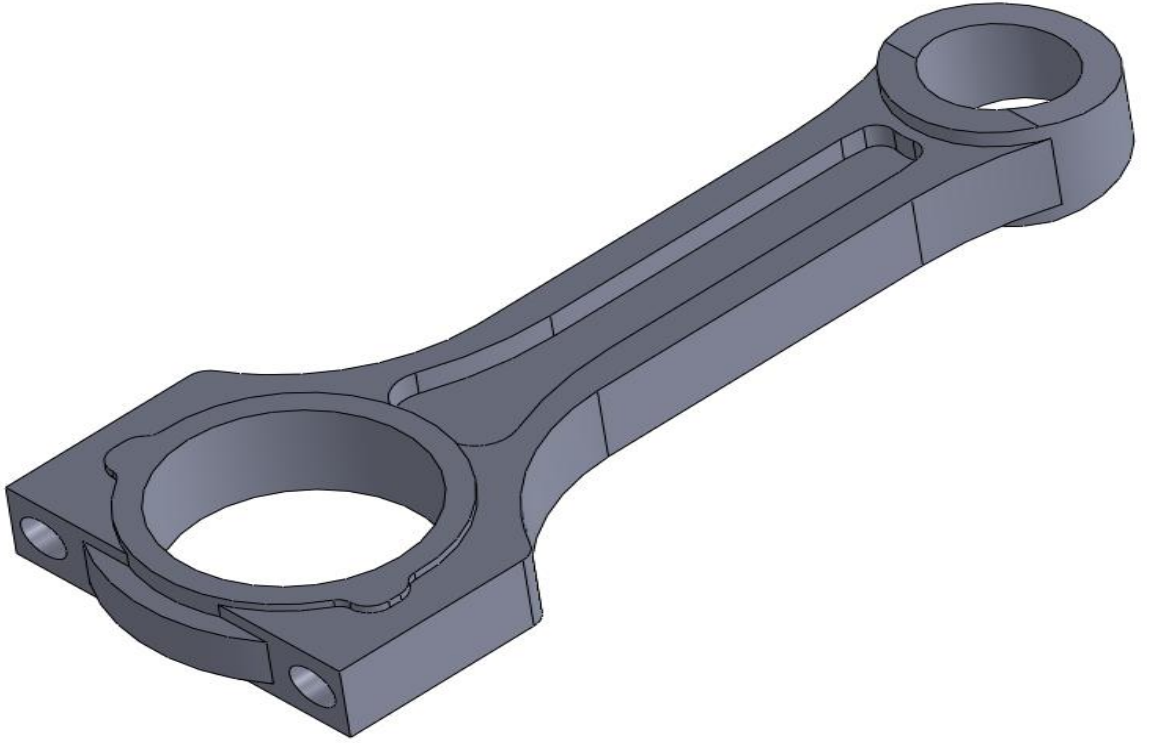
Çekme analizlerine göre biyelin tasarımı yeterli olup, l_c ve h_{sh} ölçülerinde yapılacak artışlar ile daha sağlıklı sonuçlara kavuşulacağı öngörülmüştür.

6. BİYELİN OPTİMİZASYONU

Yapılan analizler sonucunda biyele hangi noktalarda optimizasyon için müdahale edileceği anlaşılmıştır. Analizden gelen geri bildirimlere yönelik yeni bir tasarım yapılmıştır.

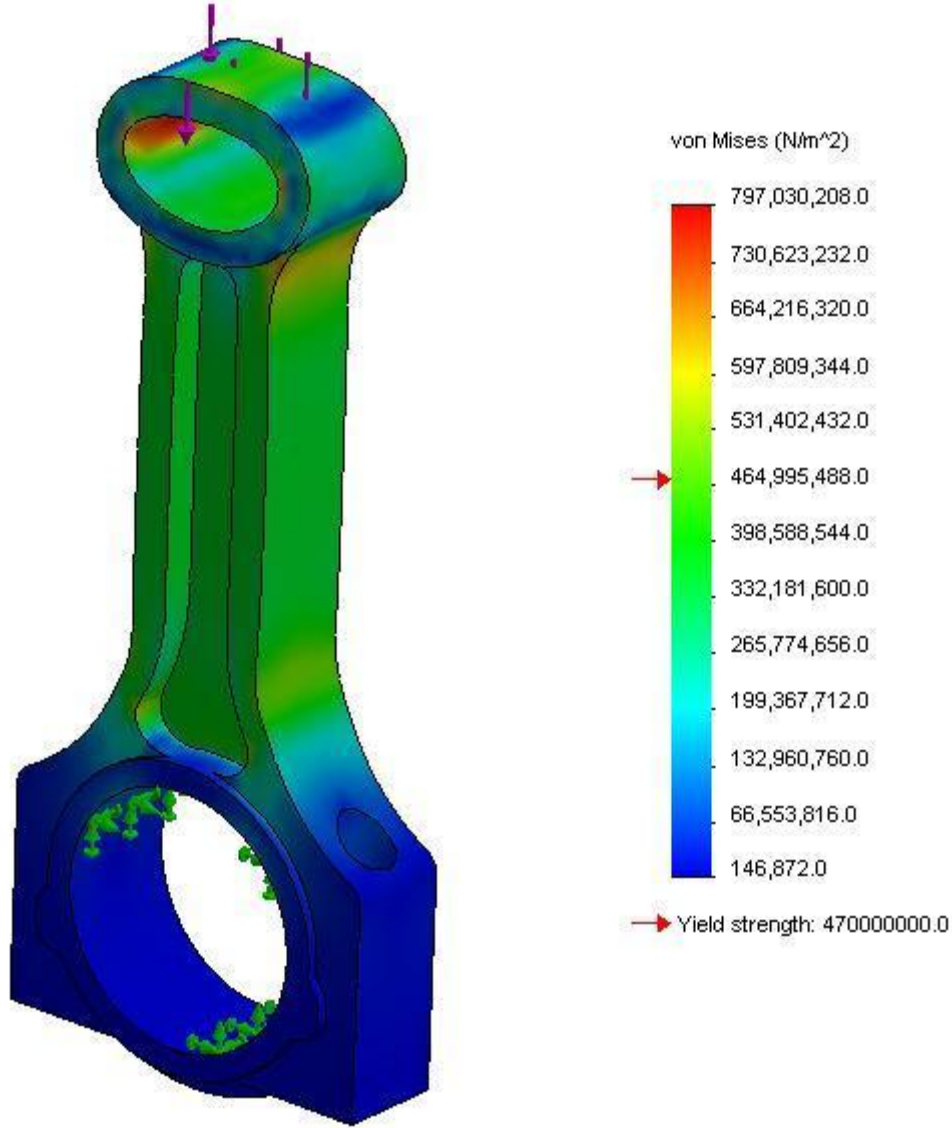
6.1 Geri Bildirimler Sonrası Tasarım Süreci

Yapılan analizler neticesinde l_c , h_{sh} ve b_{sh} ölçülerinde artış yapılmasına karar verilmiştir. Bu aşamada biyelin modellenmesinde dikkate aldığımız ölçüleri parametrik olarak değiştirebildiğimiz bir çizim modeli oluşturarak programın içerisindeki analiz aracından faydalanarak ideal geometri elde etmek için pratik bir yöntem izlenmiştir. Şekil 6.1’ de parametrik olarak oluşturulmuş biyel görülmektedir.

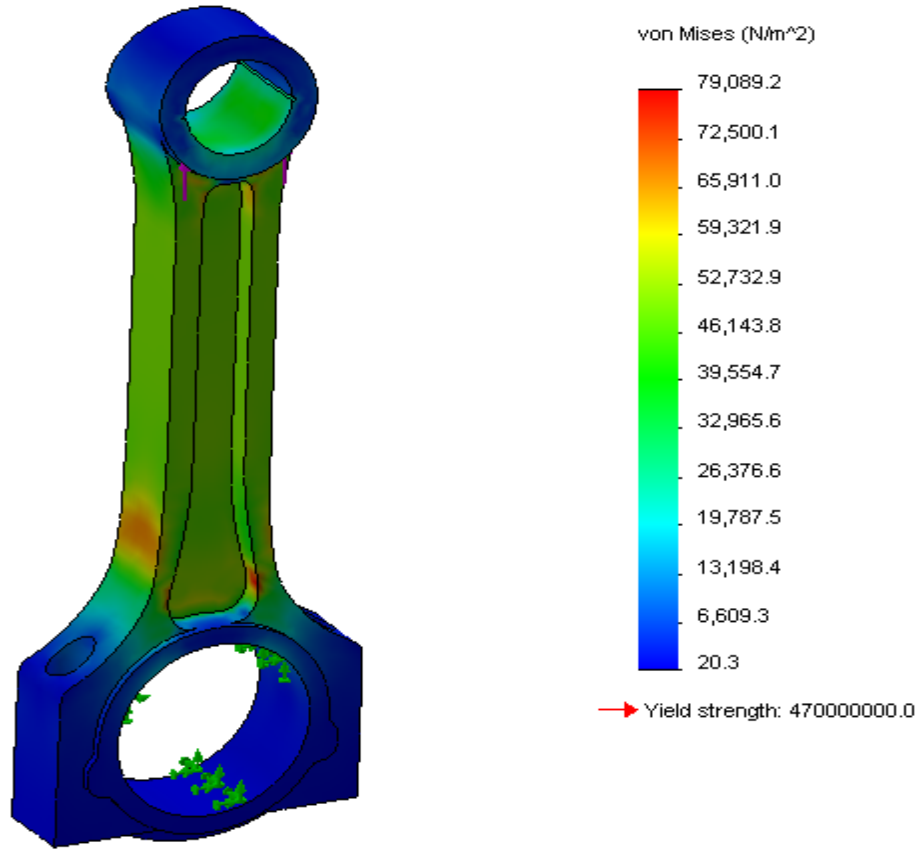


Şekil 6.1 : Parametrik olarak oluşturulan biyel.

Optimizasyon aşamasında ideal geometriye ulaşmak için basit statik analizler etkili olmuştur. Parametrik modelde kritik ölçüler değiştirilerek farklı modeller sonlu elemanlar analizinde kritik kesitler incelenerek ideal form elde edilmiştir. Bu analizler sonucunda Şekil 6.2 ve Şekil 6.3’ de görüleceği gibi biyelin piston ve krank tarafındaki kesitlerde görülen stres miktarları azalmıştır.

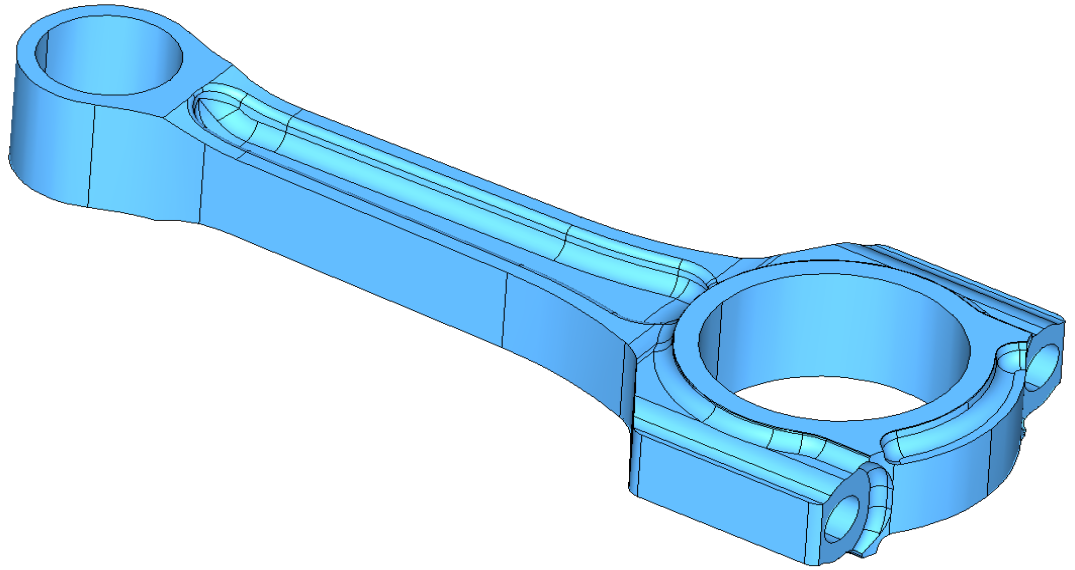


Şekil 6.2 : Parametrik olarak oluşturulan biyelin basma analizi.



Şekil 6.3 : Parametrik olarak oluşturulan biyelin çekme analizi.

Optimizasyon sonucunda elde ettiğimiz ideal kesit ölçülerini kullanarak imalat yöntemlerini dikkate alarak Şekil 6.4’ teki biyel tasarlanmıştır.



Şekil 6.4 : Model – 4.

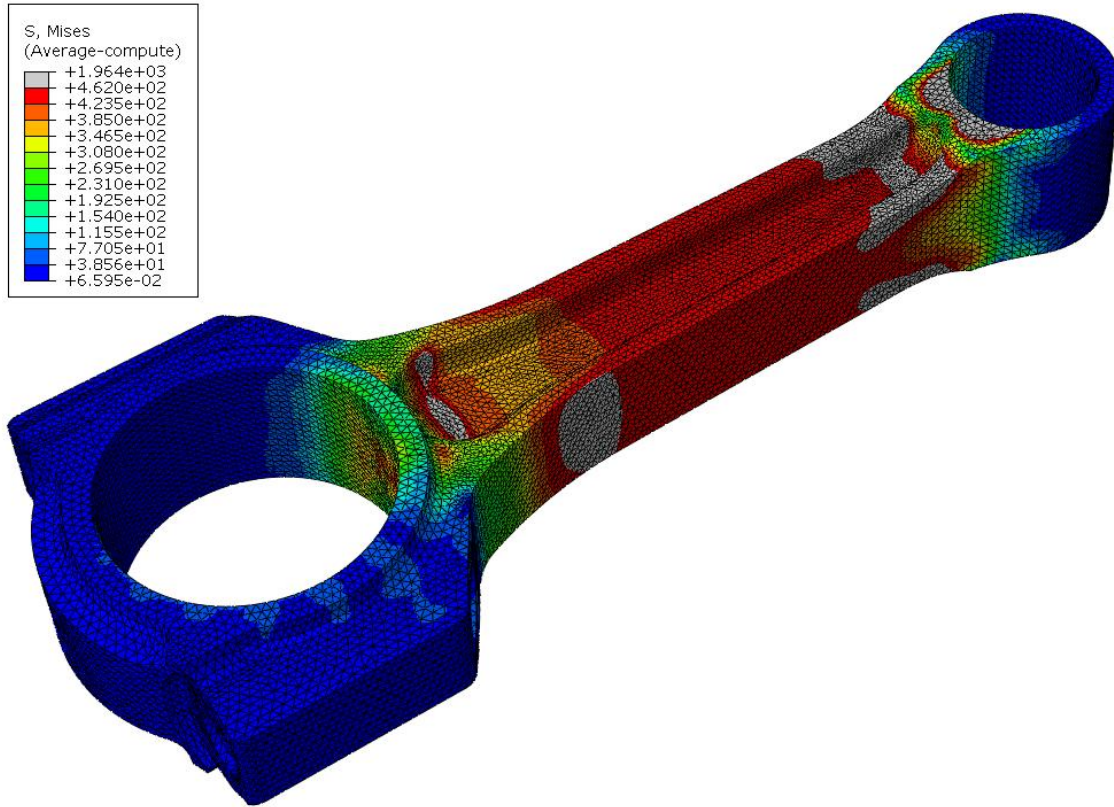
Şekil 6.4’ te Model – 4 olarak adlandırılan bu yeni modelde malzeme et kalınlığı arttırılarak biyel kolunun analizden geçmesi amaçlanmıştır. Biyel kolunun analizlerden geçmesi sonrası biyel kolundan başlara geçişte daha detaylı bir optimizasyon çalışması yapılabilir hale gelecektir.

6.2 Model – 4’ ün Analizi

Model – 4’ ün çekme analizinden sağlıklı olarak çıkacağı öngörülmektedir. Asıl merak edilen biyel kolunun basma analizinden geçip geçmeyeceğidir.

6.2.1 Model – 4’ ün basma analizi

Model - 4’ e ait basma analizi Şekil 6.5’ te görülmektedir.

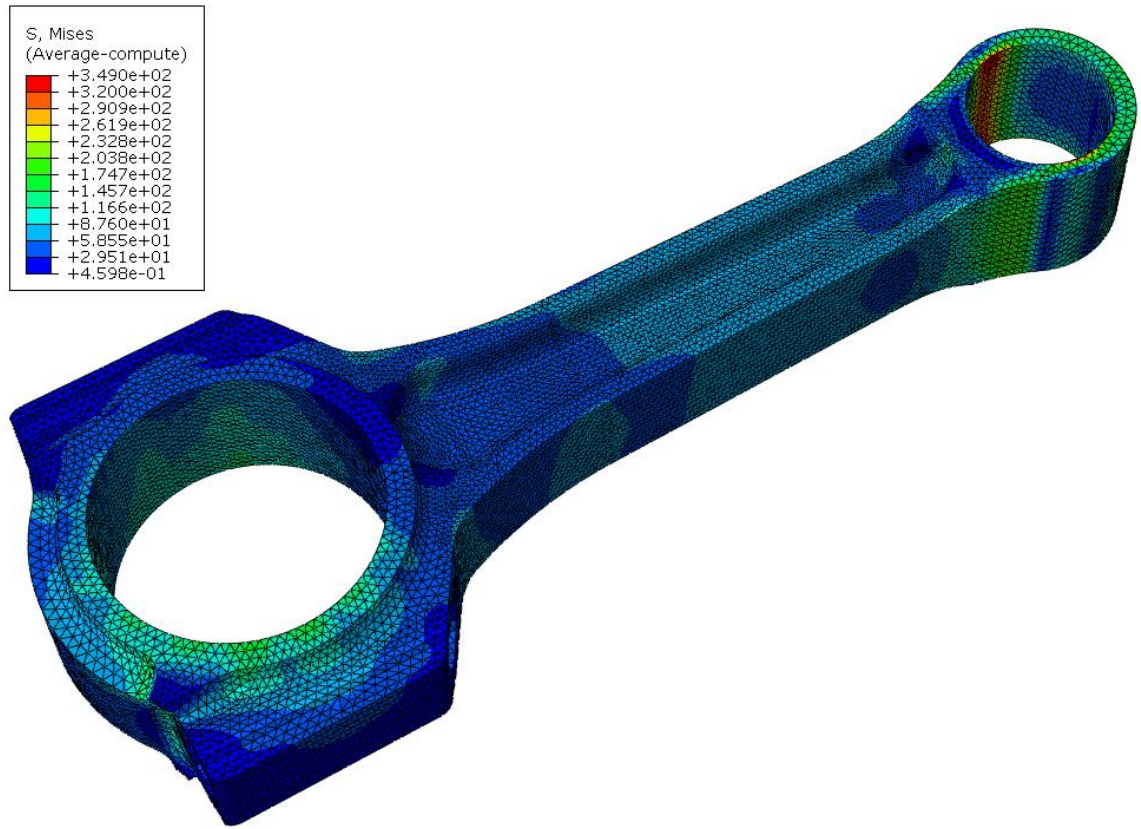


Şekil 6.5 : Model – 4’ e ait basma analizi.

Biyel kolunda diğer modellere nazaran iyileşme gözlemlenmiştir. Fakat bu iyileşme biyel kolunun bölgesel olarak akma sınırını geçmesinden ötürü analizi geçememiştir.

6.2.2 Model – 4' ün çekme analizi

Model - 4' e ait çekme analizi Şekil 6.6' da görülmektedir.



Şekil 6.6 : Model – 4'e ait çekme analizi.

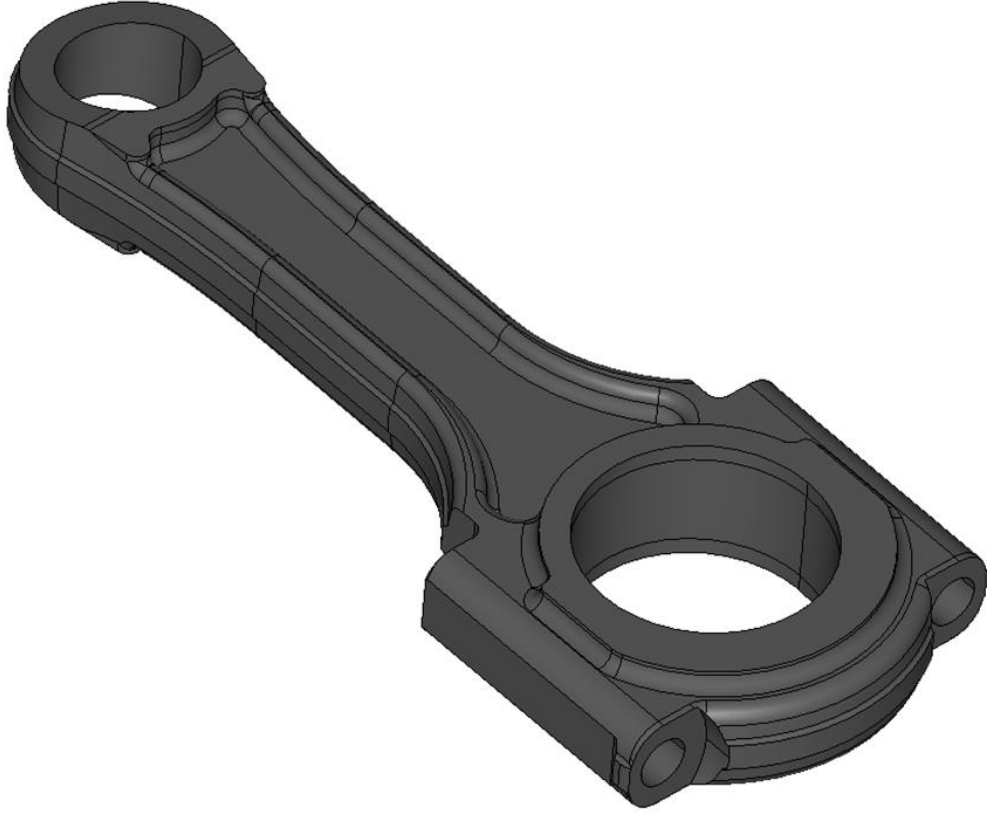
Biyelin çekme analizi, öngörüldüğü gibi olumlu sonuçlanmıştır.

6.3 Model – 4' e Ait Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Yapılan analizler sonucu biyel kolunda iyileşme gerçekleşmiş, fakat istenilen düzeye ulaşamamıştır. Anlaşılmıştır ki biyelin kalınlık artışı analizlerin sağlıklı çıkması için yeterli değildir. Biyelin daha fazla kalınlaştırılması temel hesaplara ters düşeceğinden biyel konstrüksiyonunda temel değişikliklere gidilecektir.

6.4 Geri Bildirimler Sonrası İkinci Tasarım Süreci

Yapılan son analiz sonucunda biyelde köklü tasarım değişikliğine gidilmesine karar verilmiştir.



Şekil 6.7 : Model – 5.

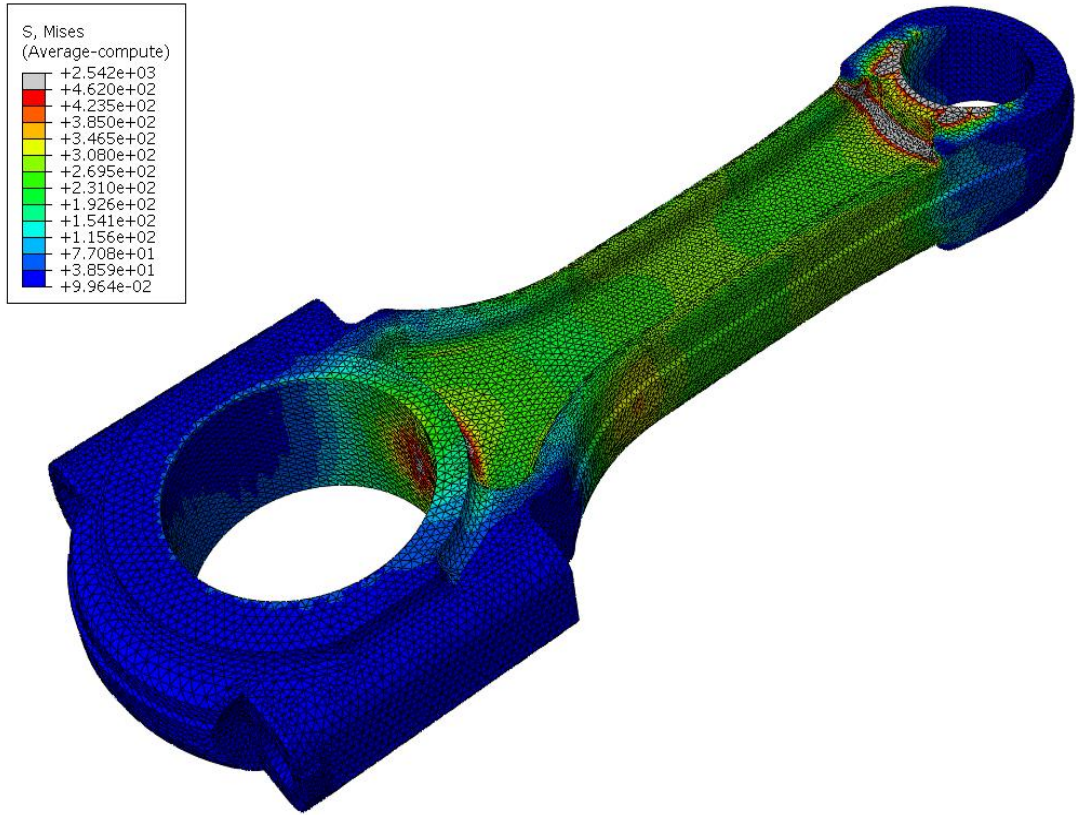
Şekil 6.7’ de görüldüğü gibi Model – 5 olarak adlandırılan bu tasarımda biyel kolundan başlara geçişlerde malzeme yığılmaları arttırılmış, özellikle büyük biyel başına geçişte konstrüksiyon ciddi şekilde genişletilmiştir. Omuz bölgesindeki gereksiz görülen bölge kesilmiştir. Küçük biyel başına geçiş kuvvet çizgileir açısından daha bir yapıya kavuşturulmuştur. Ayrıca biyel kolu kesitindeki Şekil 4.3’ de gösterilen h_{sh} ölçüsünde artışa gidilmiştir.

6.5 Model – 5’ in Analizi

Model – 5’ in çekme analizinden sağlıklı olarak çıkacağı öngörülmektedir. Basma analizinden de sağlıklı çıkılması için gerekli malzeme artışları gerçekleştirilmiştir.

6.5.1 Model – 5' in basma analizi

Model - 5' e ait basma analizi Şekil 6.8' de görülmektedir.

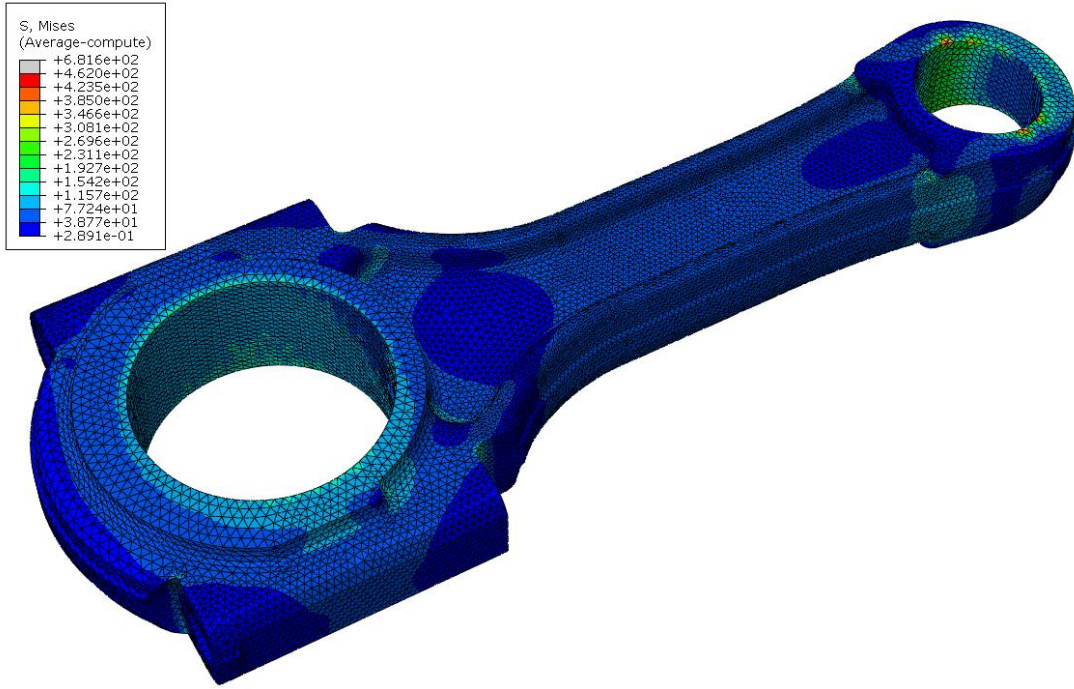


Şekil 6.8 : Model – 5' e ait basma analizi.

Biyel kolunda yeterli düzeyde iyileşme gözlemlenmiştir. Biyel kolundan başlara geçişlerde her ne kadar akma sınırını geçmiş görünen bölgeler bulunsa da, bunun sebebinin analizde sönümlene özelliğinin göz ardı edilmesinden ve biyelde burç kullanılmamasından kaynaklı olduğu kabul edilmiştir.

6.5.2 Model – 5’ in çekme analizi

Model - 5’ e ait çekme analizi Şekil 6.9’ da görülmektedir.



Şekil 6.9 : Model – 5’e ait çekme analizi.

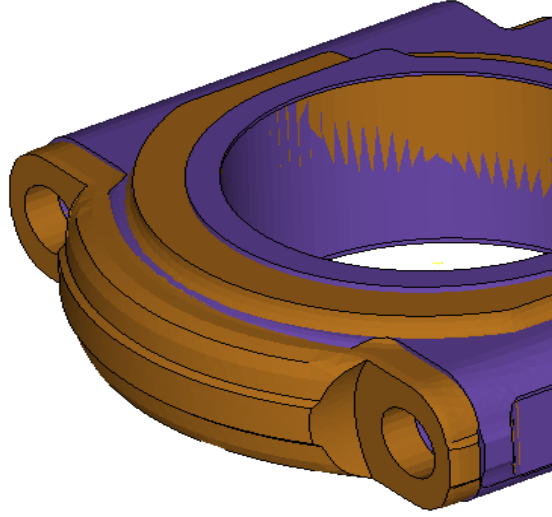
Biyelin çekme analizi, öngörüldüğü gibi olumlu sonuçlanmıştır. Analiz tablosunda görülen akma sınırını geçmiş değerin sebebi ağ örüm işlemindeki devamsızlıklardan kaynaklanmış olup analizi etkilemediği öngörülmüştür.

6.6 Model – 5’ e Ait Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Yapılan analizler sonucu biyel kolunda yeterli iyileşme gerçekleştirilmiştir. Bundan sonra optimizasyon adına güvenli bölgelerde ağırlık azaltılmasına gidilebilir.

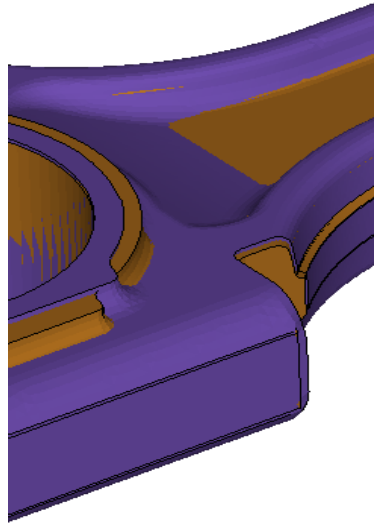
6.7 Ağırlık Azaltma Çalışması

Model – 5’ e yapılan analizler sonucunda güvenli bölgelerde malzeme azaltılmasına, gidilmiştir. Özellikle kep bölgesinde ciddi malzeme çıkarımına gidilmiştir. Şekil 6.9’ da görüleceği gibi kahverengi ile gösterilen biyel Model – 5, mor renk ile gösterilen model ise optimize edilmiş Model – 6’ dır. Kep bölgesinde yapılan malzeme çıkarımları açık olarak görülmektedir.



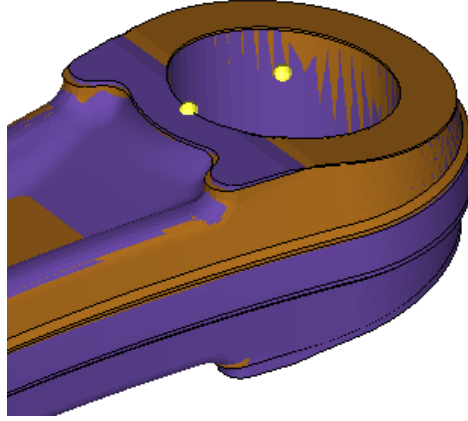
Şekil 6.10 : Kep bölgesinde yapılan optimizasyon.

Şekil 6.11’ de büyük biyel başından biyel koluna geçiş bölgesinde omuzlarda yapılan malzeme çıkarımları ve kuvvet çizgileri açısından daha uygun olması için yapılan malzeme yığılması görülmektedir.



Şekil 6.11 : Büyük biyel başına geçiş bölgesinde yapılan optimizasyon.

Şekil 6.12’ de küçük biyel başından biyel koluna geçiş bölgesinde büyük biyel başına geçişte olduğu gibi kuvvet çizgileri açısından daha uygun olması için yapılan malzeme yığılması ve küçük biyel başındaki malzeme çıkarımları görülmektedir.



Şekil 6.12 : Küçük biyel başına geçiş bölgesinde yapılan optimizasyon.

6.8 Optimizasyon Sonrası Elde Edilen Biyel

Ağırlık azaltılması sonucu elde edilen biyel Şekil 6.13’ te gösterilmiştir. Optimize edilmiş bu model ile birlikte biyel ağırlığı 687.4 g’ dan 663.7 g’ a düşürülmüştür.

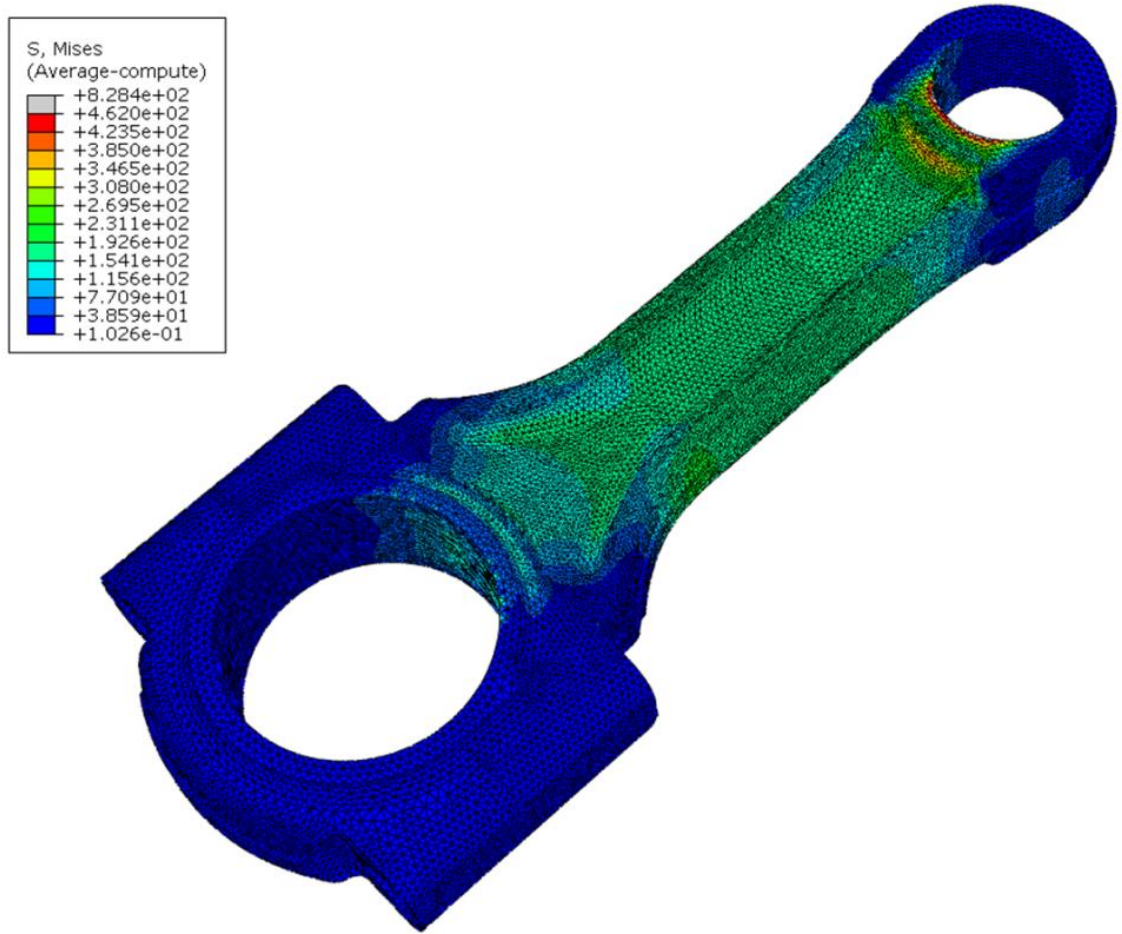


Şekil 6.13 : Optimizasyon sonrası elde edilen biyel.

Optimizasyonu yapılan bu son biyel, basma analizinden daha güvenli geçebilmesi için biyel kolundan başlara geçiş kısımlarında yapılan malzeme yığılmalarının yanı sıra biyelin kep bölgesinde ayrıca ağırlık azaltılmasına gidilmiştir. Yapılan bu optimizasyonun sonuçları basma analizinde ortaya çıkacaktır.

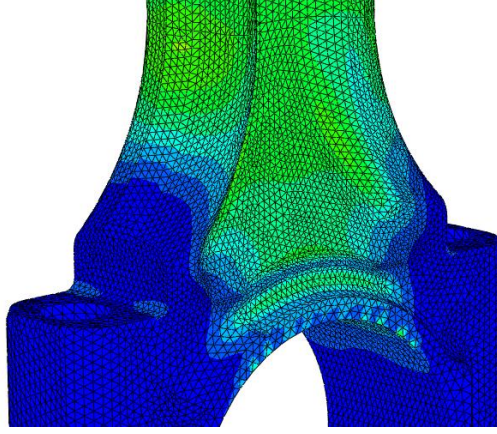
6.9 Optimizasyon Sonrası Elde Edilen Biyelin Basma Analizi

Optimizasyonu yapılan bu modelin çekme analizini geçeceği öngörülmüştür. Bu sebeple sadece basma analizi yapılmıştır. Şekil 6.14' te biyelin optimizasyon sonrası basma analizi sonucu gösterilmiştir.



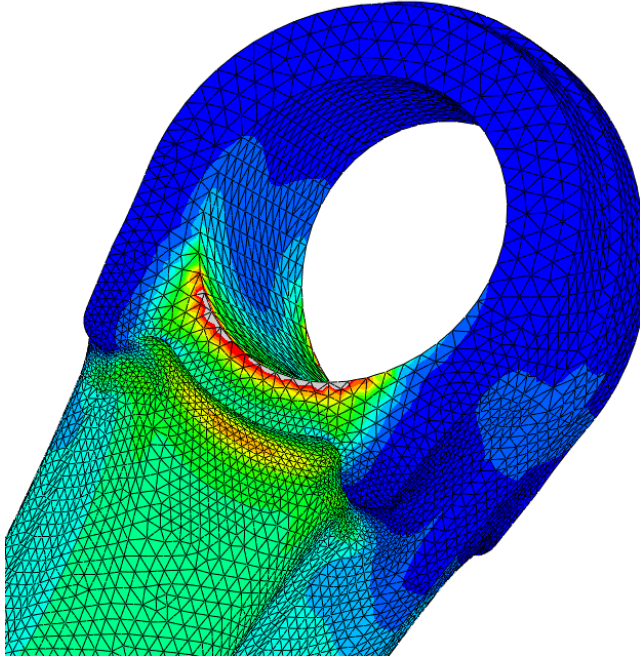
Şekil 6.14 : Optimizasyon sonrası elde edilen biyelin basma analizi.

Basma analizi sonucuna göre büyük biyel başına geçiş, tamamen güvenli bölgeye taşınmıştır. Analiz sonucuna göre büyük biyel başına geçiş detayı, Şekil 6.15' te gösterildiği gibi akma sınırının altında kalmıştır.



Şekil 6.15 : Optimizasyon sonrası büyük biyel başına geçiş.

Basma analizi sonucuna göre küçük biyel başına geçiş, her ne kadar akma sınırında bulunsa da, bunun sebebinin analiz modellenirken burç kullanılmaması olarak öngörülmüştür. Bu sebeple analiz sonucuna göre küçük biyel başına geçiş detayı, Şekil 6.16’ da gösterildiği gibi akma sınırının altında kaldığı kabul edilmiştir.



Şekil 6.16 : Optimizasyon sonrası küçük biyel başına geçiş.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan çalışma sonucunda çalışma koşulları ve bazı temel özellikleri verilen bir motor için bir tasarım çalışması sonucunda optimum geometride ve yeterli dayanıma sahip bir biyel elde edilmiştir. Çalışma sonucunda görülmüştür ki bir biyelin tasarımında parametrik değerler kadar alınan sonuçlar da çok önemlidir. Çünkü Model-1, Model-2 ve Model-3 tamamen hesaplamalardan çıkan sonuçlar ile modellenmiş, fakat analizlerden geçememiştir. Bu sebepten ötürü yapılan her çalışma, her değişiklik, her iyileştirme mutlaka analize tabi tutulmalıdır.

İlk üç modele uygulanan analizlerin sonuçları görsel olarak incelenerek modelin güçsüz kısımları güçlendirilmiş ve model tekrar analiz edilmiştir. Yapılan analizler sonucu elde edilen son biyel modeli hem dayanım hem de ağırlık açısından optimum düzeye taşınmıştır.

Malzeme açısından, biyelin analizlerinde elastik özellik kullanılmıştır. Plastik malzeme verisi ile analizin gerçekleştirilmesi daha faydalı olacaktır. Parçaya daha detaylı ve hassas ağ örülerek parçada oluşan gerilmeler daha doğru şekilde elde edilebilir.

Başlangıç olarak geometrinin belirlenmesi açısından bu lineer statik analiz yeterli olacaktır. Fakat sonraki aşamalarda burçların ve krank yataklarının da analize katılarak sönümleme etkisi analize yansıtılabilir. Biyelerde civataların takılması ve uygun sıkma güçlerinin bulunması da analizlere yansıtılırsa, gerçeğe daha yakın sonuçlar elde edilebilir.

Ayrıca bu analiz sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmalı ve tasarımın güvenilirliği arttırılmalıdır.

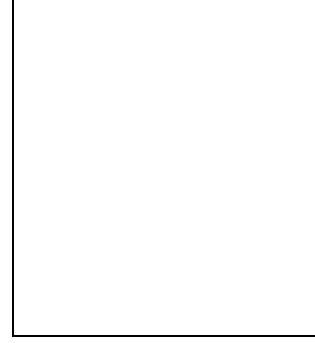
KAYNAKLAR

- Afzal, A. ve Shenoy, P.** (2003). Dynamic Load Analysis and fatigue Beviör of Forged Steel vs. Powder Metal Connecting Rods, SAE Fatigue Design & Evalution Comitee Meeting October 2003.University of Iowa.
- Afzal, A., Shenoy, P. ve Fatemi, A.** (t.y.). Durability and Optimization of Connecting Rods. Great Designs in Steel Seminar. The University of Toledo.
- Alpay, O.** (2008). 1500 D/D' da 90 kW Üretecek Dört Silindirli Dizel Motoru İçin Krank-Biyel-Piston Zinciri ve Volan: Hesap, Tasarım ve Numune Üretimi (tez çalışması). Yıldız Teknik Üniversitesi.
- Antoc, A.** (2010). Advanced Connecting Rod Design for Mass Optimization. Mahle Industries, Inc.. SAE 2010 World Congress No: 2010-01-0420.
- Augugliaro, G. ve Biancolini, M. E.** (t.y.). Optimisation of Fatigue Performance of a Titanium Connecting Rod.
- Awrejcewicz, J. ve Kurda, G.** (2007). The Triple Pendulum with Barriers and the Piston-Connecting Rod-Crankshaft Model. Journal of Theoretical and Applied Mechanics No: 45,1. Sf. 15-23. Varşova.
- Afzal, A. ve Shenoy, P.** (2003). Dynamic Load Analysis and fatigue Beviör of Forged Steel vs. Powder Metal Connecting Rods, *SAE Fatigue Design & Evalution Comitee Meeting October 2003*.University of Iowa.
- Binark, H.** (1960). Motor Konstrüksiyonu. İstanbul Teknik Üniversiesi Kütüphanesi. Sayı:431 . Marifet Matbaası İstanbul Sf. 96-129.
- Celin, R., Arzensek, B. ve Kmetić, D.** (2007). A Metallographic Examination of A Fractured Connecting Rod. UDK 669.13:621.827:620.18
- Chacon, H.** (2006). Structural and Fatigue Numerical Analysis for Connecting Rods Development. SAE Technical Paper Series 2006-01-2515, Thyssen Krupp Metalurgica Campo Limpo Ltda, Brezilya.
- Charkha, P. G. ve Jaju, S.B.** (2009). Analysis & Optimization of Connecting Rod. Second International Conference on Emerging Trends in Engineering and Technology, ICETET-09. 978-0-7695-3884-6/09 IEEE.
- Coşkun, B. ve Koçak, S.** (2011). Taşıt Krank-Biyel Mekanizmasının Parametrik Optimum Tasarımı (tez çalışması). İstanbul Teknik Üniversitesi. Haziran 2011
- Çeçen, V.** (1999). Biyelde Oluşan Gerilmelerin Sonlu Elemenlar Metodu İle İncelenmesi. Makine Mühendisleri Odası Denizli Şubesi, Bilim Günleri 5-6-7 Mayıs 1999, Bildiriler Kitabı. Yayın No:221, Sf. 405-411.

- Dale, J.R.** (2005). Connecting Rod Evaluation. Metal Powder Industries Federation. Ocak 2005
- El-Sayed, M. E. M. ve Lund, E. H.** (1990). Structural Optimization With Fatigue Life Constraints. Engineering Fracture Mechanics, Vol. 37, No.6, Sf. 1149-1156.
- Folgar, F., Wldrig, J. E. ve Hunt, J. W.** (1987). Design, Fabrication and Performance of Fiber FP/Metal Matrix Composite Connecting Rods. SAE Technical Paper Series.
- Francisco, A. ve Bonneau, A.** (2009). Using Design of Experiments to Analyse the Connecting Rod Big-End Bearing Behavior. Journal of Tribology. Ocak 2009, Vol. 131 / 011101-13.
- Gangwani, D. G. ve Metkar, R. M.** (2009). Computer Aided Modelling and Finite Element Analysis of Connecting Rod Fouling on Camshaft of DI Engine of Mahindra and Mahindra Tractor. Second International Conference on Emerging Trends in Engineering and Technology, ICETET-09. 978-0-7695-3884-6/09 IEEE.
- Kayan, I.** (1987). Cisimlerin Mukavemeti. İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi. Sayı:1334, İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası.
- Knoll, G., Lang, J. ve Reinacker, A.** (1996). Transient EHD Connecting Rod Analysis: Full Dynamic vs. Quasi Static Deformation. Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie Universität Gh Kassel, Almanya
- Kolchin, A., Demidov, V.,** (1984). Design of Automotive Engines, MIR Publishers, Moskova, sf. 244-266.
- Kun, Y., Guangyao, O., Tailian, Y. ve Lina, Y.** (2009). Computer Aided Numerical Analysis Upon the Connecting Rod Bearing Cave Corroding Fault. 2009 WASE International Conference on Information Engineering. 978-0-7695-3679-8/09 IEEE.
- Montazersadgh, F.H.ve Fatemi, A.** (2007). Stress Analysis and Optimisation of Crankshafts Subject to Dynamic Loading. University of Toledo, ABD.
- Nor, M.** (2006). Dynamic Forces & Stress Resultant in a Connecting Rod (tez çalışması), Kolej Universiti Teknikal Kebangsaan, Malezya.
- Omid, M., Mohtasebi, S.S., Mireei, S.A. ve Mahmoodi, E.** (2008). Fatigue Analysis of Connecting Rod of U650 Tractor in the Finite Element Code Ansys. Journal of Applied Sciences 8 (23): 4338-4345, ISSN 1812-5654. 2008 Asian Network of Scientific Information. University of Tehran, İran.
- Pai, C. L.** (1996). The Shape Optimization of a Connecting Rod With Fatigue Life Constraint. International Journal of Materials and Product Technology, Vol. 11, No. 5-6, Sf. 357-370.
- Palavan, S.** (1975). Pistonlu Makinalar Dinamiği. İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi. Sayı:1020. İTÜ Makina Fakültesi Ofset Atölyesi.
- Prata, A., Fernandes, J. ve Fagotti, F..** (2000). Dynamic Analysis of Piston Secondary Motion for Small Reciprocating Compressors. Transactions of ASME. 760/Vol. 122, Ekim 2000.

- Qinghui, Z., Yunying, W. ve Wei, J.** (2010). The Finite Element Analysis of Connecting Rod of Diesel Engine. 2010 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automotion. 978-0-7695-3962-1/10 IEEE.
- Rabb, R.** (1996). Fatigue Failure of a Connecting Rod. Engineering Failure Analysis, Vol. 3, No.1, Sf. 13-28.
- Sarihan, V. ve Song, J.** (1990). Optimization of the Wrist Pin End of an Automobile Engine Connecting Rod With an Interference Fit. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol. 112, Doküman No: 406-412.
- Sarıtaş, S.** (2002). Toz Metal Çeliklerin Yorulma Özellikleri, Mühendis ve Makine Dergisi Cilt: 44, Sayı: 517.
- Schreier, L.** (1999). Tension and Compression in Connecting Rods. EM 325H. 26 Nisan 1999.
- Serag, S., Sevien, L., Sheha, G. ve El-Beshtawi, I.** (1989). Optimal Design of the Connecting Rod. Modelling, Simulation and Control, ASME Pres, Vol. 24, Sf. 49-63.
- Shenoy, P. S.** (2004). Dynamic Load Analysis and Optimization of Connecting Rod (tez çalışması) The University of Toledo, ABD. Mayıs 2004
- Ulatowska, A.** (2008). Shape Optimisation of the Connecting Rod. Rabb, R. (1996). Fatigue Failure of a Connecting Rod. Engineering Failure Analysis, Vol. 3, No.1, Sf. 13-28.
- Url-1** http://inside.mines.edu/~gmustoe/eg315/sap_example/example_solution.html >, alındığı tarih: 29.09.2011.
- Vijayaraja, S. ve Vijayaragavan, S.** (t.y.). Finite Element Analysis of Critical Components of the 2.6L Gasoline Engine, Driving Innovation with Enterprise Simulation.
- Visser, D.** (2008). A Comparison of Manufacturing Technologies in the Connecting Rod Industry. FIERF 06-06-08.
- Webster, W. D., Coffel, R. ve Alfaro, D.** (1983). A Three Dimensional Finite Element Analysis of a High Speed Diesel Engine Connecting Rod. SAE Technical Paper Series, Sf. 831322.
- Yongqi, Z. ve Lixia, J.** (2010). Finite Element Analysis and Structural Improvement of Diesel Engine Connecting Rod. 2010 Second International Conference on Computer Modeling and Simulation. 978-0-7695-3941-6/10 IEEE.
- Zoroufi, M.** (2004). Manufacturing Process Effects on Fatigue Design and Optimization of Automotive Components (tez çalışması) The University of Toledo, ABD. Aralık 2004

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Tolga KAYA

Doğum Yeri ve Tarihi: Kadıköy, 1986

E-Posta: tolgakayatolga@hotmail.com

Lisans: Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

Mesleki Deneyimler:

2005 – 2006	Bericap Kapak San. Ltd. Şti. Ar-ge Departmanı
2007 – 2009	Akmetal Demir Çelik Döküm San A.Ş. Makine Mühendisi
2010-Halen	Siemens San. Ve Tic. A.Ş. Tasarım Mühendisi