

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**1500 D/D DA 90 kW ÜRETECEK DÖRT SİLİNDİRLİ DİZEL MOTORU İÇİN
KRANK-BİYEL-PİSTON ZİNCİRİ VE VOLAN: HESAP, TASARIM VE NUMUNE
ÜRETİMİ**

Makine Müh. Onur ALPAY

06552004

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Makine Teorisi ve Kontrol Programında

Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Necati TAHRALI

İSTANBUL, 2008

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	xxi
SİMGE LİSTESİ.....	xxiii
KISALTMA LİSTESİ	xxiv
ÖNSÖZ	xxv
Tez Adı: 1500 d/d’da 90 kW Üretecek 4 Silindirli Dizel Motoru İçin Krank-Biyel- Piston Zinciri Ve Volan: Hesap, Tasarım Ve Numune Üretimi	xxvi
ÖZET	xxvi
Thesis Title: Calculation, Design, Prototype Production and Assembly of Clinder Block and Head, Valve Train, Fuel Systems, Gear Train, Head and Cap Screws For The Four Cylinder Diesel Engine that Output is 70-100 kW at 1500-2250 rpm.	xxviii
Author: Onur ALPAY.....	xxviii
ABSTRACT.....	xxviii
1. MOTORUN KİNEMATİK HESABI	2
1.1 PİSTONUN YER DEĞİŞTİRMESİ	3
1.2 PİSTONUN HIZI.....	4
1.3 PİSTONUN İVMESİ	5
1.4 BİYELİN AÇISAL KONUMU	6
1.5 BİYELİN AÇISAL HIZI	7
1.6 BİYELİN AÇISAL İVMESİ	8
2. MOTORUN DİNAMİK HESABI	9
2.1 BİYELİN KÜTLESİNİN ÜÇ NOKTAYA İNDİRGENMESİ.....	10
2.2 PİSTON KAYNAKLI ATALET KUVVETLERİNİN HESAPLANMASI.....	11
2.3 KRANK MİLİ KAYNAKLI ATALET KUVVETLERİNİN HESAPLANMASI	13
2.4 BİR SİLİNDİRLİ MOTOR İÇİN DENGELENMESİ GEREKEN KUVVETLER VE KUTUPSAL KOORDİNATLARDAKİ GÖSTERİMİ.....	14
2.5 DENGİ AĞIRLIKLARININ BELİRLENMESİ	16
2.5.1 SİSTEM ÜZERİNDEKİ BÜTÜN ATALET KUVVETİNİN (DÜŞEY YÖNLÜ KUVVETLERİN) DENGİLEME AĞIRLIKLARIYLA DENGİLENMESİ.....	17
2.5.2 SİSTEMDE 180 DERECE KRANK AÇSINDAKİ ATALET	

KUVVETLERİNİN DENGELENMESİ	18
2.5.3 SİSTEM ÜZERİNDE ÖTELENEN PARÇALARIN OLUŞTURDUĞU (PİSTON KAYNAKLI) ATALET KUVVETİNİN DENGELENMESİ	19
2.5.4 SİSTEM ÜZERİNDE DÖNEN PARÇALARIN OLUŞTURDUĞU (KRANK KAYNAKLI) ATALET KUVVETLERİNİN DENGELENMESİ	20
2.5.5 KRANK ANA YATAKLARINDA YAĞLAMA BAKIMINDAN EN UYGUN YATAK KUVVETİNİ VERECEK ŞEKİLDE SİSTEMİN DENGELENMESİ	21
2.6 Dengeleme Hesabının Yapıldığı Matlab M-File Programı	22
2.7 DÖRT SİLİNDİRLİ MOTOR ÜZERİDE HESAPLANAN ANA YATAK KUVVETLERİ	24
3. VOLAN HESABI: MOTOR DEVRİNİN DÜZGÜNLÜĞÜ	26
3.1 ŞAHİN METAL İÇİN GERÇEKLEŞTİRİLEN VOLAN HESABI:	28
3.2 VOLANIN TASARIMI	29
4. KRANK MİLİNE ETKİ EDEN KUVVETLER.....	30
4.1 KRANK MİLİNİN BURULMA DURUMU İÇİN İNCELENMESİ.....	33
4.1.1 KRANK MİLİ ANA YATAK MUYLULARININ BURULMA DURUMU İÇİN İNCELENMESİ.....	39
4.1.1.1 1 BOYUTLU, EL HESABI.....	39
4.1.1.2 1 BOYUTLU, ANALİTİK VE MSC.NASTRAN SONLU ELEMANLAR HESABI	40
4.1.1.3 3 BOYUTLU MODEL, MSC.NASTRAN STATİK HESAP.....	45
4.1.1.4 KRANK ANA YATAĞI MUYLUSUNUN BURULMA DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ.....	50
4.2 KRANK MİLİNİN ANA YATAK MUYLULARININ DÜZLEMSEL EĞİLME HALİ İÇİN İNCELENMESİ	61
4.2.1 BİR BOYUTLU MODEL MAXWELL CLAPEYRON (ÜÇ MOMENT) DENKLEMİ.....	65
4.2.2 AYNI HESABIN SONLU ELEMANLAR METODU İLE GERÇEKLEŞTİRİLMESİ.....	74
4.2.3 KRANK ANA YATAĞI MUYLUSUNUN EĞİLME DURUMU İÇİN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ.....	79

4.2.4	KRANK MİLİ ANA YATAĞI MUYLUSUNUN EĞİLME DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ.....	81
4.3	KRANK MİLİ ANA YATAĞI MUYLUSUNUN BİRLEŞİK MUKAVEMET DURUMU İÇİN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ	90
4.3.1	KRANK ANA YATAĞI MUYLUSUNUN BİRLEŞİK MUKAVEMET DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ.....	93
4.4	KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSU MUKAVEMETİNİN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ.....	101
4.4.1	KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSU MUKAVEMETİNİN BURULMA DURUMU İÇİN İNCELENMESİ.....	102
4.4.2	KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSUNUN BURULMA DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ.....	103
4.4.3	KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSU MUKAVEMETİNİN EĞİLME DURUMU İÇİN İNCELENMESİ.....	112
4.4.4	KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSUNUN EĞİLME DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ.....	113
4.4.5	KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSUNUN BİRLEŞİK MUKAVEMET DURUMUNUN İNCELENMESİ	121
4.4.6	KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSUNUN BİRLEŞİK MUKAVEMET DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ.....	122
4.4.7	KRANK MİLİ ÜZERİNDE HESAPLANAN GERİLME DEĞERLERİNİN YORULMA VE ÖMÜR BAKIMINDAN İNCELENMESİ.....	130
4.4.8	KRANK MİLİ TASARIMINDA FARKLI ANA YATAK MUYLU ÇAPLARININ TETKİK EDİLMESİ VE MALİYET – EMNİYET DENGESİ.....	132
4.4.8.1	ANA YATAĞI MUYLUSU Ø 85 MM'YE REVİZE EDİLMİŞ KRANK MİLİNİN BURULMA DURUMU İÇİN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ	132
4.4.8.2	ANA YATAĞI MUYLUSU Ø 85 MM OLARAK DÜZELTİLMİŞ KRANK MİLİNİN EĞİLME MUKAVEMET DURUMU İÇİN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ.....	134
4.4.8.3	ANA YATAĞI MUYLUSU Ø 85 MM OLARAK DÜZELTİLMİŞ KRANK MİLİNİN BİRLEŞİK MUKAVEMET DURUMU İÇİN ÜÇ BOYUTLU	

İNCELENMESİ.....	136
4.4.8.4 ANA YATAĞI MUYLUSU $\varnothing$ 85 MM OLARAK DÜZELTİLMİŞ KRANK MİLİNİN YALNIZ BURULMA, YALNIZ EĞİLME VE BİRLEŞİK MUKAVEMET HALLERİ İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZLERİ.....	137
4.4.8.5 ANA YATAĞI MUYLUSU $\varnothing$ 85 MM OLARAK DÜZELTİLMİŞ KRANK MİLİNİN BURULMA DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ	138
4.4.8.6 ANA YATAĞI MUYLUSU $\varnothing$ 85 MM'YE REVİZE EDİLMİŞ KRANK MİLİNİN EĞİLME DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ	146
4.4.8.7 ANA YATAĞI MUYLUSU $\varnothing$ 85 MM'YE REVİZE EDİLMİŞ KRANK MİLİNİN BİRLEŞİK MUKAVEMET DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ	152
5. KRANK MİLİNİN REZONANS ARALIĞININ BELİRLENMESİ VE DOĞAL FREKANSLARININ HESABI.....	160
6. BİYEL KOLUNUN BASMA GERİLMESİ MUKAVEMETİNİN 3 BOYUTLU STATİK ANALİZİ, REVİZYON 1	169
6.1 BİYEL KOLUNUN BASMA GERİLMESİ MUKAVEMETİNİN 3 BOYUTLU STATİK ANALİZİ, REVİZYON 2	173
6.2 BİYEL KOLUNUN BASMA GERİLMESİ MUKAVEMETİNİN 3 BOYUTLU STATİK ANALİZİ, REVİZYON 2	176
7. PİSTON MUKAVEMETİNİN 3 BOYUTLU ANALİZİ	179
7.1 PİSTONUN BASMA MUKAVEMETİNİN 3 BOYUTLU ANALİZİ.....	179
7.2 PİSTONUN ÇEKME MUKAVEMETİNİN 3 BOYUTLU ANALİZ	181
Gaz kuvvetleri altında bası gerilmesine mağruz piston elemanı, püskürtmenin olmadığı çevrimlerde ise birinci bölümde hesaplanan 10 648 N'luk atalet kuvveti etkisi altında zorlanır.	181
Aşağıda aynı malzeme özellikleri kullanılarak gerçekleştirilmiş piston çekme mukavemeti analizinin gerilme görüntüsü verilmiştir. Buna göre püskürtmenin olmadığı anda piston, perno delikleri çevresinde 4.7 N/mm ² lik gerilme etkisinde kalmakta olup bu gerilme değeri hasar verebilmekten çok uzaktır.	181
KAYNAKLAR	182
ÖZGEÇMİŞ	183

ŞEKİL LİSTESİ

ŞEKİL 1 : Tek silindirli motorun eksen takımı.	9
ŞEKİL 2 : Biyel kolunun hesap ölçüleri.	10
ŞEKİL 3 : Motorun genel görünümü.	24
ŞEKİL 4 : Volanın 3D görünümü ve SolidWorks programında hesaplanan kütle ataleti değerleri.	28
ŞEKİL 5 : Ana yatak muylularının taşıdığı burulma momenti grafiği.	30
ŞEKİL 6 : Tek silindirli bir motorun krank milinin serbest cisim diyagramı (BİNARK H., 1964).	32
ŞEKİL 7 : Teğetsel ve Radyal kuvvet bileşenleri.	34
ŞEKİL 8 : Kuvvet açıları. Figürde $a \rightarrow \varphi$ krank açısı, $b \rightarrow \beta$ ise biyel açısı olarak gösterilmiştir.	35
ŞEKİL 9 : Krankın bir boyutlu burulma modelinin çizimi.	40
ŞEKİL 10 : Milin deformasyon sonrası görünümü.	43
ŞEKİL 11 : Mil üzerindeki gerilme dağılımı.	44
ŞEKİL 12 : 3D tetrahedral (dört yüzlü) elemanın şekil fonksiyonları.	46
ŞEKİL 13 : 3D krank milinin mesh görünümü ve bir numaralı ana yatağın detayı.	46
ŞEKİL 14 : Krank milinin burulma durumu için üç boyutlu deformasyonu (İzometrik görünüş).	48
ŞEKİL 15 : Krank milinin burulma durumu için üç boyutlu deformasyonu (Üç görünüş).	48
ŞEKİL 16 : Krank milinin burulma yüklemesi durumu için gerilme dağılımı. $\tau_{bmax} = 109Nmm^2$ (İzometrik görünüş).	49
ŞEKİL 17 : Krank milinin burulma yüklemesi durumu için gerilme dağılımı. $\tau_{bmax} = 109Nmm^2$ (İzometrik detay görünüş).	49
ŞEKİL 18 : Krankın 4 boyutlu burulma modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü. (Eğilme gerilmesi oluşturmaması için biyeler ve pistonlar modele dahil edilmemiştir).	50
ŞEKİL 19: Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 1275 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.	52
ŞEKİL 20 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 930 derece krank açısı konumundaki (3. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.	52
ŞEKİL 21 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 1095 derece krank açısı	

konumundaki (4. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı.....	53
ŞEKİL 22 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (2. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı.....	53
ŞEKİL 23 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).....	54
ŞEKİL 24 : Krank mili eksen takımının detaylandırılması.	58
ŞEKİL 25 : Tek silindirli krank mili üzerindeki eğilme momentleri.....	61
ŞEKİL 26 : Süperpozisyon ilkesinin üç mesnetli statik belirsiz bir sistemde gösterimi (POPOV E., 1990).....	64
ŞEKİL 27 : Üç moment denkleminin eğilmeye zorlanan çok mesnetli bir sistemdeki gösterimi (POPOV E., 1990).....	65
ŞEKİL 28 : Üç moment denkleminin genel yükleme durumuna maruz üç mesnetli bir modeldeki kuvvet ve moment diyagramları (POPOV E., 1990).....	66
ŞEKİL 29 : Krank milinin bir boyutlu modeli.....	69
ŞEKİL 30 : Krank milinin bir boyutlu modeli ve mesnet kuvvetleri	70
ŞEKİL 31 : Denkleme yazılacak olan kuvvet alanlarının gösterimi.....	70
ŞEKİL 32 : Üç moment denkleminde elde edilen mesnet momentleri.	72
ŞEKİL 33 : A mesneti için serbest cisim diyagramı.....	72
ŞEKİL 34 : B mesneti için serbest cisim diyagramı.	72
ŞEKİL 35 : C mesneti için serbest cisim diyagramı.....	73
ŞEKİL 36 : D mesneti için serbest cisim diyagramı.....	73
ŞEKİL 37 : Krank mili kesiti için atalet momenti değerleri.....	74
ŞEKİL 38 : Bir boyutlu elemanlarla oluşturulmuş beam model ve kesiti.	74
ŞEKİL 39 : Krank milinin abartılı eğilme deformasyonu üzerinde reaksiyon kuvvetleri.....	75
ŞEKİL 40 : Krank milinin abartılı eğilme deformasyonu üzerinde reaksiyon momentlerinin gösterimi.....	76
ŞEKİL 41 : Krank milinin eğilme deformasyonu üzerinde bağ kuvvetlerinin gösterimi.....	77
ŞEKİL 42 : Krank milinin eğilme deformasyonu üzerinde sehim değerlerinin gösterimi.	78
ŞEKİL 43 : Krank milinin eğilme deformasyonu üzerinde gerilme değerlerinin gösterimi	78
ŞEKİL 44 : Krank milinin eğilme durumu için sehim dağılımı $y_{max} = 0,0144 \text{ mm}$ (Ön görünüş.).....	79

ŞEKİL 45 : Krank milinin eğilme durumu için sehim dağılımı $y_{max} = 0,0144 \text{ mm}$ (İzometrik görünüş).....	79
ŞEKİL 46 : Krank milinin eğilme durumu için gerilme dağılımı $\sigma_e \text{ max} = 49.4 \text{ Nmm}^2$ (İzometrik görünüş).....	80
ŞEKİL 47 : Krank milinin eğilme durumu için gerilme dağılımı $\sigma_e \text{ max} = 49.4 \text{ Nmm}^2$ (İzometrik detay görünüş.)	80
ŞEKİL 48 : Krank milinin dört boyutlu eğilme modelinin ve eksen takımının MSC.Adams ortamındaki görünümü.	81
ŞEKİL 49 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.	82
ŞEKİL 50 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 930 derece krank açısı konumundaki (3. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.	83
ŞEKİL 51 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 1095 derece krank açısı konumundaki (4. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.....	83
ŞEKİL 52 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 1275 derece krank açısı konumundaki (2. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.....	84
ŞEKİL 53 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).....	84
ŞEKİL 54 : Krank milinin birleşik mukavemet deformasyonu (izometrik görünüş).	90
ŞEKİL 55 : Krank milinin birleşik mukavemet deformasyonu (ön görünüş).	90
ŞEKİL 56 : Krank mili ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı.	91
ŞEKİL 57 : Krank mili ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı (detay görünüş).....	92
ŞEKİL 58 : Krankın 4 boyutlu birleşik mukavemet modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü.	93
ŞEKİL 59 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.....	94
ŞEKİL 60 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 930 derece krank açısı konumundaki (3. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme	

dağılımı.....	95
ŞEKİL 61 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 1095 derece krank açısı konumundaki (4. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı.....	95
ŞEKİL 62 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 1275 derece krank açısı konumundaki (2. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı.....	96
ŞEKİL 63 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).	96
ŞEKİL 64 : Krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki burulma deformasyonu sonucu oluşan von Mises gerilme dağılımı. (İzometrik görünüş).	102
ŞEKİL 65 : Krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki burulma deformasyonu sonucu oluşan von Mises gerilme dağılımı. (Detay görünüş).	102
ŞEKİL 66 : Krankın 4 boyutlu burulma modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü. (Eğilme gerilmesi oluşturmaması için biyeller ve pistonlar modele dahil edilmemiştir).	103
ŞEKİL 67 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 1275 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı.....	105
ŞEKİL 68 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 930 derece krank açısı konumundaki (3. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı.....	105
ŞEKİL 69 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 1095 derece krank açısı konumundaki (4. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı.....	106
ŞEKİL 70 : : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (2. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı.....	106
ŞEKİL 71 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).	107
ŞEKİL 72 : Krank mili eksen takımının detaylandırılması.	109
ŞEKİL 73 : Krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki eğilme deformasyonu sonucu oluşan	

von Mises gerilme dağılımı. (İzometrik görünüş).....	112
ŞEKİL 74 : Krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki eğilme deformasyonu sonucu oluşan von Mises gerilme dağılımı. (Detay görünüş).....	112
ŞEKİL 75 : Krank milinin 4 boyutlu eğilme modelinin ve eksen takımının MSC.Adams ortamındaki görünümü.	113
ŞEKİL 76 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.	115
ŞEKİL 77 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 930 derece krank açısı konumundaki (3. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.	115
ŞEKİL 78 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 1095 derece krank açısı konumundaki (4. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.....	116
ŞEKİL 79 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 1275 derece krank açısı konumundaki (2. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.....	116
ŞEKİL 80 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).....	117
ŞEKİL 81 : Krank mili kol yatağı muylusu üzerinde vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	117
ŞEKİL 82 : Krank milinin birleşik yüklenmesi sonucu kol yatağı muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (İzometrik görünüş).....	121
ŞEKİL 83 : Krank milinin birleşik yüklenmesi sonucu kol yatağı muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (Detay görünüş).....	121
ŞEKİL 84 : Krankın 4 boyutlu birleşik mukavemet modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü.	122
ŞEKİL 85 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.....	123
ŞEKİL 86 : yüklemeye maruz krank mili üzerinde 930 derece krank açısı konumundaki (3. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.....	124
ŞEKİL 87 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 1095 derece krank açısı konumundaki (4. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.....	124

ŞEKİL 88 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 1275 derece krank açısı konumundaki (2. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı.....	125
ŞEKİL 89 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).....	125
ŞEKİL 90 : Ø 85,64 mm ana yatak muylu çaplı krank milinin burulma deformasyonu.	133
ŞEKİL 91 : Ø 85,64 mm ana yatak muylu çaplı krank milinin burulma deformasyonu sonucu ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (İzometri görünüş).....	133
ŞEKİL 92 Ø 85,64 mm : ana yatak muylu çaplı krank milinin burulma deformasyonu sonucu ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (Detay görünüş)9.....	134
ŞEKİL 93 : Ø 85,64 mm ana yatak muylu çaplı krank milinin eğilme deformasyonu sonucu ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (İzometrik görünüş).....	134
ŞEKİL 94 : Ø 85,64 mm ana yatak muylu çaplı krank milinin eğilme deformasyonu.....	135
ŞEKİL 95 : Ø 85,64 mm ana yatak muylu çaplı krank milinin eğilme deformasyonu sonucu ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (Detay görünüş).....	135
ŞEKİL 96 : Ø 85,64 mm ana yatak muylu çaplı krank milinin birleşik yüklemesi sonucu ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (İzometrik görünüş).....	136
ŞEKİL 97 : Ø 85,64 mm ana yatak muylu çaplı krank milinin birleşik deformasyon hali.	136
ŞEKİL 98 : Ø 85,64 mm ana yatak muylu çaplı krank milinin birleşik yüklemesi sonucu ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (Detaygörünüş).....	137
ŞEKİL 99 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş krank mili 4 boyutlu burulma modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü. Eğilme gerilmesi oluşturmaması için biyeller ve pistonlar modele dahil edilmemiştir.	138
ŞEKİL 100 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş ve yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı.....	139

ŞEKİL 101 : Ana yatağı muylusu $\emptyset$ 85 mm olarak düzeltilmiş ve yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).	140
ŞEKİL 102 : Krank mili eksen takımının detaylandırılması.	143
ŞEKİL 103 : Ana yatağı muylusu $\emptyset$ 85 mm olarak düzeltilmiş krank mili 4 boyutlu eğilme modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü.	146
ŞEKİL 104 : Ana yatağı muylusu $\emptyset$ 85 mm olarak düzeltilmiş ve yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.	147
ŞEKİL 105 : Ana yatağı muylusu $\emptyset$ 85 mm olarak düzeltilmiş ve yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).	148
ŞEKİL 106 : Ana yatağı muylusu $\emptyset$ 85 mm olarak düzeltilmiş krank mili eksen takımının detaylandırılması.	149
ŞEKİL 107 : Ana yatağı muylusu $\emptyset$ 85 mm olarak düzeltilmiş krankın 4 boyutlu birleşik mukavemet modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü.	152
ŞEKİL 108 : Ana yatağı muylusu $\emptyset$ 85 mm olarak düzeltilmiş ve birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.	153
ŞEKİL 109 : Ana yatağı muylusu $\emptyset$ 85 mm olarak düzeltilmiş ve birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).	154
ŞEKİL 110 : Ana yatağı muylusu $\emptyset$ 85 mm olarak düzeltilmiş krank mili eksen takımının detaylandırılması.	155
ŞEKİL 111 : Krank milinin doğal frekans hesabı için kurulmuş modeli.	160
ŞEKİL 112 : Krank milinin doğal frekans modelindeki birinci mod şekli.(Sağda deforme olmuş görüntü verilmiştir).	161
ŞEKİL 113 : Krank milinin doğal frekans modelindeki birinci mod şekli.(Üç görünüş.)....	161
ŞEKİL 114 : Krank milinin doğal frekans modelindeki ikinci mod şekli.(Sağda deforme olmuş görüntü verilmiştir).	162

ŞEKİL 115 : Krank milinin doğal frekans modelindeki ikinci mod şekli.(Üç görünüş).	162
ŞEKİL 116 : : Krank milinin doğal frekans modelindeki üçüncü mod şekli.(Sağda deforme olmuş görüntü verilmiştir).	162
ŞEKİL 117 : Krank milinin doğal frekans modelindeki üçüncü mod şekli.(Üç görünüş).	163
ŞEKİL 118 : Krank milinin doğan frekans hesabı için kurulmuş olan volan dahil modeli. Mor renkteki MPC elemanlar cıvata bağlantılarını temsil etmektedir.	163
ŞEKİL 119 : Krank mili ve volanın birilikte bulunduğu doğal frekans modelindeki birinci mod şekli.(Sağda deforme olmuş görüntü verilmiştir).	164
ŞEKİL 120 : Krank mili ve volanın birilikte bulunduğu doğal frekans modelindeki birinci mod şekli.(Üç görünüş).	165
ŞEKİL 121 : Krank mili ve volanın birilikte bulunduğu doğal frekans modelindeki ikinci mod şekli.(Sağda deforme olmuş görüntü verilmiştir).	165
ŞEKİL 122 : : Krank mili ve volanın birilikte bulunduğu doğal frekans modelindeki ikinci mod şekli.(Üç görünüş).	166
ŞEKİL 123 : Krank mili ve volanın birilikte bulunduğu doğal frekans modelindeki üçüncü mod şekli.(Sağda deforme olmuş görüntü verilmiştir).	166
ŞEKİL 124 : Krank mili ve volanın birilikte bulunduğu doğal frekans modelindeki üçüncü mod şekli.(Üç görünüş).	167
ŞEKİL 125 : Krank mili ve volanın birilikte bulunduğu doğal frekans modelindeki dördüncü mod şekli.(İzometrik görünüş).	167
ŞEKİL 126 : Krank mili ve volanın birilikte bulunduğu doğal frekans modelindeki beşinci mod şekli.(İzometrik görünüş).	168
ŞEKİL 127 : Krank mili ve volanın birilikte bulunduğu doğal frekans modelindeki beşinci mod şekli.(İzometrik görünüş).	168
ŞEKİL 128 : Biyel kolu birinci revizyonu 3D mesh modeli.	170
ŞEKİL 129 : Biyel kolu ilk revizyonu için basma gerilmesinin genel görünümü.	171
ŞEKİL 130 : Biyel kolu ilk revizyonu için basma gerilmesinin kol yatağı muylusu bölgesindeki görünümü.	171
ŞEKİL 131 : Biyel kolu ilk revizyonu için basma gerilmesinin perno bölgesindeki görünümü.	172
ŞEKİL 132 : Biyel kolu ikinci revizyonu 3D mesh modeli.	173
ŞEKİL 133 : Biyel kolu ikinci revizyonu için basma gerilmesinin genel görünümü.	173
ŞEKİL 134 : Biyel kolu ikinci revizyonu için basma gerilmesinin perno bölgesindeki görünümü.	174
ŞEKİL 135 : Biyel kolu ikinci revizyonu için basma gerilmesinin kol yatağı muylusu	

bölgesindeki görünümü.	174
ŞEKİL 136 : Biyel kolu ikinci revizyonu için cıvata gerilmelerinin görünümü.....	175
ŞEKİL 137 : Biyel kolu ikinci revizyonu için flambaj (buckling) deformasyonu görünümü.	175
ŞEKİL 138 : Biyel kolu ikinci revizyonunu dinamik modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü.	176
ŞEKİL 139 : Biyel kolu ikinci revizyonunu dinamik modelinin MSC.Adams ortamındaki izometrik görünümü. (maksimum gerilmenin net görülebilmesi için skala daraltılmıştır).	176
ŞEKİL 140 : Pistonun MSC.Nastran ortamında oluşturulan 3D FEM modeli.....	179
ŞEKİL 141 : Pistonun basma gerilmesi için MSC.Nastranda hesaplanan statik gerilme deformasyonu (Üç görünüş).	180
ŞEKİL 142 : Pistonun çekme gerilmesi için MSC.Nastranda hesaplanan statik gerilme deformasyonu (Üç görünüş).	181

GRAFİK LİSTESİ:

GRAFİK 1 : Piston ağırlık merkezinin krank mili eksenine uzaklığının krank açısına bağlı yer değişimi.	3
GRAFİK 2 : 2250 devir/dakikada piston hızının krank mili açısına bağlı değişimi.	4
GRAFİK 3 : 2250 devir/dakikada piston ivmesinin krank mili açısına bağlı değişimi.	5
GRAFİK 4 : Biyel açısal konumunun krank mili açısına bağlı değişimi.	6
GRAFİK 5 : Biyel açısal hızının krank mili açısına bağlı değişimi.	7
GRAFİK 6 : Biyel açısal ivmesinin krank mili açısına bağlı değişimi.	8
GRAFİK 7 : Piston birinci ikinci ve toplam atalet kuvvetinin krank mili açısına bağlı değişimi.	12
GRAFİK 8 : Piston birinci ikinci ve toplam atalet kuvvetinin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan lineer ve kutupsal koordinatlardaki gösterimi.	14
GRAFİK 9 : Dönen kütleleri atalet kuvvetinin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan lineer ve kutupsal koordinatlardaki gösterimi.	15
GRAFİK 10 : Toplam kuvvetlerin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan lineer ve kutupsal koordinatlardaki gösterimi.	15
GRAFİK 11 : Maksimum atalet kuvvetinin dengelenmesi durumunda oluşacak dengeleme sonrası toplam kuvvetlerin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan kutupsal koordinatlardaki gösterimi.	17
GRAFİK 12 : 180 derece krank açısındaki atalet kuvvetinin dengelenmesi durumunda oluşacak dengeleme sonrası toplam kuvvetlerin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan kutupsal koordinatlardaki gösterimi.	18
GRAFİK 13 : Piston kaynaklı atalet kuvvetinin dengelenmesi durumunda oluşacak, dengeleme sonrası toplam kuvvetlerin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan kutupsal koordinatlardaki gösterimi.	19
GRAFİK 14 : Krank kaynaklı atalet kuvvetinin dengelenmesi durumunda oluşacak, dengeleme sonrası toplam kuvvetlerin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan kutupsal koordinatlardaki gösterimi.	20
GRAFİK 15 : Nihai olarak karar kılınan denge ağırlığı için, dengeleme sonrası toplam kuvvetlerin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan kutupsal koordinatlardaki gösterimi.	21

GRAFİK 16 : Nihai olarak karar kılınan denge ağırlığı için, 2250 devir / dakika motor devrinde oluşan ana yatak kuvvetleri.	24
GRAFİK 17 : Nihai olarak karar kılınan denge ağırlığı için, 2250 devir / dakika motor devrinde oluşan birinci ana yatak kuvvet bileşenleri.	25
GRAFİK 18 : Nihai olarak karar kılınan denge ağırlığı için, 2250 devir / dakika motor devrinde oluşan birinci ana yatak kuvvet bileşenleri ve toplam ana yatak kuvveti.	25
GRAFİK 19 : Krank açısına bağlı olarak gaz kuvvetlerinin değişimi.	33
GRAFİK 20 : Teğetsel (faydalı) ve radyal (yatakları zorlayan) kuvvetlerin krank açına bağlı olarak değişimi.	36
GRAFİK 21 : Her bir pistonun ürettiği teğetsel kuvvetin krank açına bağlı olarak değişimi (ateşleme sırası 1-3-4-2).	37
GRAFİK 22 : Toplam Teğetsel kuvvetin krank açına bağlı olarak değişimi.	37
GRAFİK 23 : Döndürme momenti değerleri ve açısal hız değişimi.	51
GRAFİK 24 : Yalnız burulmaya maruz krank milinin ana yatağı muylusu üzerinde vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	55
GRAFİK 25 : 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	56
GRAFİK 26 : 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.	57
GRAFİK 27 : 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.	58
GRAFİK 28 : 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.	59
GRAFİK 29 : Gaz kuvveti değerleri ve açısal hız değişimi.	82
GRAFİK 30 : Krank mili ana yatağı muylusu üzerinde vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	85
GRAFİK 31 : Eğilme gerilmeleri ile zorlanan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.	86
GRAFİK 32 : Eğilme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.	86
GRAFİK 33 : Eğilme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	87
GRAFİK 34 : Eğilme durumundaki krank milinin 1 numaralı ana yatağı muylusunun yer	

değiştirme miktarının krank açısına bağlı değişimi.	89
GRAFİK 35 : Gaz kuvveti değerleri ve açısal hız değişimi.	94
GRAFİK 36 : Krank mili ana yatağı muylusu üzerinde vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	97
GRAFİK 37 : Birleşik yükleme ile zorlanan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.	97
GRAFİK 38 : Birleşik yükleme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.....	98
GRAFİK 39 : Birleşik yükleme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	98
GRAFİK 40 : Döndürme momenti değerleri ve açısal hız değişimi.	104
GRAFİK 41 : Yalnız burulmaya maruz krank milinin kol yatağı muylusu üzerindeki vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.....	107
GRAFİK 42 : 2176 Nm ile burulan krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	108
GRAFİK 43 : 2176 Nm ile burulan krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.	109
GRAFİK 44 : 2176 Nm ile burulan krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.	110
GRAFİK 45 : 2176 Nm ile burulan krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.	110
GRAFİK 46 : Gaz kuvveti değerleri ve açısal hız değişimi.	114
GRAFİK 47 : Eğilme gerilmeleri ile zorlanan krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.	118
GRAFİK 48 : Eğilme durumundaki krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.	118
GRAFİK 49 : Eğilme durumundaki krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	119
GRAFİK 50 : Gaz kuvveti değerleri ve açısal hız değişimi.	123
GRAFİK 51 : Krank mili kol yatağı muylusu üzerinde vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	126
GRAFİK 52 : Birleşik yükleme ile zorlanan krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.	126
GRAFİK 53 : Birleşik yükleme durumundaki krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki	

kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.....	127
GRAFİK 54 : Birleşik yükleme durumundaki krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	127
GRAFİK 55 : Döndürme momenti değerleri ve açısal hız değişimi.	139
GRAFİK 56 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	140
GRAFİK 57 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş ve 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	141
GRAFİK 58 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş ve 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.	141
GRAFİK 59 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş ve 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.	143
GRAFİK 60: Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş ve 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.	144
GRAFİK 61 : Gaz kuvveti değerleri ve açısal hız değişimi.	147
GRAFİK 62 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş ve krank mili ana yatağı muylusu üzerinde vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	148
GRAFİK 63 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş ve eğilme gerilmeleri ile zorlanan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.	149
GRAFİK 64 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş ve eğilme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.	150
GRAFİK 65 : Eğilme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	150
GRAFİK 66 : Gaz kuvveti değerleri ve açısal hız değişimi.	153
GRAFİK 67 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş krank milinin ana yatağı muylusu üzerinde vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	154
GRAFİK 68 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş ve birleşik yükleme ile	

zorlanan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.	155
GRAFİK 69 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş ve birleşik yükleme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerinde kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.	156
GRAFİK 70 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş ve birleşik yükleme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	156
GRAFİK 71 : Biyel kolunun ikinci revizyonu üzerinde vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	177
GRAFİK 72 : Biyel kolunun ikinci revizyonu üzerinde normal gerilme bileşenlerinin krank açısına bağlı değişimi.	177
GRAFİK 73 : Biyel kolunun ikinci revizyonu üzerinde kayma gerilmesi bileşenlerinin krank açısına bağlı değişimi.	178
GRAFİK 74 : Biyel kolunun ikinci revizyonu üzerinde ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.	178

ÇİZELGE LİSTESİ

ÇİZELGE 1 : Krank malzemesini çeşitli kaynaklardan edinilen mekanik değerleri.....	39
ÇİZELGE 2 : MSC.NASTRAN programında hesaplanan burulma açısı değerleri tablosu (radyan).	43
ÇİZELGE 3 : Krank miline 2176 Nm burulma momenti etkisi sonucunda ana yatak muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri.	60
ÇİZELGE 4 : Krank mili üzerindeki düğüm noktalarının mesnet kuvvetleri (N).	75
ÇİZELGE 5 : Klasik hesap ile FEM hesabı arasında her düğüm noktasındaki mesnet kuvvetleri farkı.	75
ÇİZELGE 6 : Krank mili üzerindeki düğüm noktalarının mesnet momentleri (Nmm)	76
ÇİZELGE 7 : Klasik hesap ile FEM hesabı arasında her düğüm noktasındaki mesnet momentleri farkı.....	76
ÇİZELGE 8 : Krank mili üzerindeki düğüm noktalarının bağ kuvvetleri.	77
ÇİZELGE 9 : Krank mili üzerindeki mesnet noktalarının sehim değerleri.	77
ÇİZELGE 10 : Krank mili üzerindeki mesnet noktalarının gerilme değerleri	78
ÇİZELGE 11 : Krank miline eğilme momenti etkisi sonucunda ana yatak muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri.....	88
ÇİZELGE 12 : Krank miline birleşik yükleme etkisi sonucunda ana yatak muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri.....	99
ÇİZELGE 13 : Ana yatak muylusu için analitik hesap ve MSC:Adams hesabı sonucunda bulunan gerilme bileşenlerini 735 derece krank açısı için karşılaştırılması....	100
ÇİZELGE 14 : Krank miline 2176 Nm burulma momenti etkisi sonucunda kol yatağı muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri	111
ÇİZELGE 15 : Krank miline eğilme momenti etkisi sonucunda kol yatağı muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri.....	120
ÇİZELGE 16 : Krank miline birleşik yükleme etkisi sonucunda kol yatağı üzerinde oluşan gerilme bileşenleri	128
ÇİZELGE 17 : Kol yatağı muylusu için analitik hesap ve MSC:Adams hesabı sonucunda bulunan gerilme bileşenlerini 735 derece krank açısı için karşılaştırılması....	129
ÇİZELGE 18 : Ana yatağı muylusu $\varnothing$ 85 mm olarak düzeltilmiş krank miline 2160 Nm burulma momenti etkisi sonucunda ana yatak muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri	145
ÇİZELGE 19 : Ana yatağı muylusu $\varnothing$ 85 mm olarak düzeltilmiş ve krank miline eğilme	

momenti etkisi sonucunda ana yatak muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri	151
ÇİZELGE 20 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş krank miline birleşik yükleme etkisi sonucunda ana yatak üzerinde oluşan gerilme bileşenleri	157
ÇİZELGE 21 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş krank miline birleşik yükleme etkisi sonucunda ana yatak üzerinde oluşan gerilme bileşenlerinin analitik ve MSC.Adams hesaplamalarının karşılaştırılması.	158
ÇİZELGE 22 : Farklı yöntemlerle gerçekleştirilen krank mili ana yatak ve kol yatağı muylusu hesaplamalarının karşılaştırılması	159
ÇİZELGE 23 : Krank milinin ilk üç mod doğal frekansları.	161
ÇİZELGE 24 : Krank mili ve volan modelinin ilk altı mod doğal frekansları.	164

SİMGE LİSTESİ

r	Krank Kolu Yarıçapı
l	Biyel Uzunluğu
α	Krank Açısı
λ	Biyel Oranı
s	Piston Konumu
c_p	Piston Hızı
a_p	Piston İvmesi
β	Biyelin Açısal Konumu
c_b	Biyel Hızı
a_b	Biyel İvmesi
P_i^I	Pistonun 1. Mertebe Atalet Kuvveti
P_i^{II}	Pistonun 2. Mertebe Atalet Kuvveti
M	Moment
ω	Açısal Hız
N	Kuvvet
n	Devir
R	Radyal Kuvvet
T	Teğetsel Kuvvet
E	Elastik Modül
G	Kayma Modülü
ϑ	Poisson Oranı
τ	Kayma Gerilmesi
σ	Eksenel Gerilme

KISALTMA LİSTESİ

1D	One Dimensional (Bir Boyutlu Model)
3D	Three dimensional (Üç Boyutlu Model)
FEM	Finite Element Method
NASTRAN	NASA Structural Analysis
ADAMS	Advanced Dynamic Analysis of Mechanical Systems
MSC	McNeal and Schwendler Corporation

ÖNSÖZ

İTÜ Motorlar kürsüsü Profesörü Hikmet Binark, Motor Konstrüksiyonu adlı eserine şu veciz söz ile başlamaktadır. “Motor konstrüksiyonu gibi bir işe teşebbüs etmek için sadece bir üniversite öğretim üyesi olmanın kafi gelmeyeceği, fabrikalarda ve konstrüksiyon bürolarında geçen uzun yılları içine alan bir tecrübeye ihtiyaç olacağı aşîkardır.”

1964 yılında söylenmiş bu sözler yerli bir motor imalatı için neden Üniversitenin ve Sanayinin bir araya gelmesi gerektiğini açıkça ortaya koymaktadır.

Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsüne Mak. Müh. Onur ALPAY’ın yüksek lisans tezi olarak sunulan bu doküman aynı zamanda, T.C. Sanayi ve Ticaret Bakanlığı’nca desteklenen, Yıldız Teknik Üniversitesi ve Şahin Metal İml. San. Ve Tic. A.Ş. ortaklığı ile gerçekleştirilen 00203.STZ.2007-2 proje numaralı bir San-Tez projesidir.

İstemeyerek de olsa prosedür gereği tezin kapağına kendi ismimi yazsam da, bu tez her biri konusunda üst düzey donanım sahibi kişilerin birlikte ortaya koyduğu bir çalışmadır.

Bu çalışmanın ortaya çıkmasında,

Hem tez yürütücülüğü hem de proje yürütücülüğü görevlerini Dekanlık vazifesi ile birlikte üst düzey bir çalışma temposu içerisinde yöneten kıymetli hocam Profesör Necati TAHRALI’ya,

En kötü koşullarda dahi maddi ve manevi desteğini yanımızda hissettiğimiz Şahin Metal İml. San. Ve Tic. A.Ş.’ye,

Projeye olan inancı ile yoluma ışık tutan ve çalışma azmi ile ben ve bütün makine fakültesi öğrencilerinin örnek aldığı Şahin Metal A.Ş. genel müdürü Mak. Müh. Mustafa ESER Bey’e,

Motor konstrüksiyonu ve yanma konularındaki üstün bilgisiyle projenin ilerlemesinde büyük katkı sahibi olan Prof. Dr. Orhan DENİZ hocama,

Malzeme bilimindeki engin bilgisiyle hem bu projeye katkıda bulunan hem de bir başka San-Tez projesine başlamasına vesile olan değerli hocam Prof. Dr. Ahmet TOPUZ’a,

Projenin bütün adımlarında koşulsuz desteklerini esirgemeyen Ex-En Mühendislik çalışanları Murat KARADENİZ, Ender KOÇ ve Aydın KUNTAY Beylere,

Arkadaşlığıyla zor zamanlarımda moral veren Arş. Gör. Özgür DEMİR’e ve,

Ülkemize büyük katma değer sağlayan bu projeleri ortaya koyan ve destekleyen T.C. Sanayi ve Ticaret Bakanlığına ve değerli çalışanlarına en derin duygularıma teşekkür ederim.

Saygılarımla,

Onur ALPAY

Not: Bu proje 00203.STZ.2007-2 kodlu San-Tez projesi kapsamında Sanayi ve Ticaret Bakanlığı tarafından desteklenmektedir. Bu yayındaki hiçbir görüş, tespit ve kanaat Bakanlığın resmi görüşü değildir.

Tez Adı: 1500 d/d'da 90 kW Üretecek 4 Silindirli Dizel Motoru İçin Krank-Biyel-Piston Zinciri Ve Volan: Hesap, Tasarım Ve Numune Üretimi
Yazar: Onur ALPAY

ÖZET

Bu yüksek lisans tezi çalışmasında maksimum devri 2250 devir / dakika ve senkron devirdeki güç üretimi 90 kW olması planlanmış 4 silindirli ve yerli tasarım bir dizel motoru için krank, biyel, piston ve volan elemanlarının dinamik ve statik hesaplamaları gerçekleştirilmiştir.

Sözü geçen elemanların ve motorun tamamının ön tasarımı San-Tez projesi sanayi ortağı Şahin Metal İmalat A.Ş. Yönetim Kurulu Başkanı, Makine Mühendisi Mustafa ESER tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu ön tasarım sırasında Yıldız Teknik Üniversitesi Öğretim Üyesi Prof. Dr. Orhan DENİZ'in gerçekleştirmiş olduğu termodinamik hesaplamalardan faydalanılmıştır.

Tez çalışması sırasında Yıldız Teknik Üniversitesi Öğretim Üyesi Prof. Necati TAHRALI danışmanlığında, ön tasarımı yapılmış olan motorun kinematik ve dinamik hesaplamaları Matlab programında m-file programı yazılarak gerçekleştirilmiştir. Bu hesaplamalar sonucu bulunan atalet kuvvetlerinin asgari seviyeye indirilebilmesi için gerekli denge ağırlıklarının kütlesi ve yeri belirlenmiştir. Krank mili üzerinde piston biyel ve denge ağırlıkları kaynaklı toplam kuvvet belirlendikten sonra motorun devrinin düzgünlüğünü sağlamak ile görevli volan elemanın kütle atalet momentinin ne olması gerektiği hesaplanmıştır. Bulunan değer ön tasarım volanın kütle ataletinin uygun olduğunu göstermiştir. Ön tasarım volanın çevresel hızının da uygun olduğunun anlaşılmasından sonra volanın nihai tasarımı belirlenmiştir.

Krank mili üzerinde diğer elemanlarca etkili olan kuvvetler elde edildikten sonra krank milinin mukavemet yönünden kontrolüne geçilmiştir. Mukavemet hesaplamaları karşılaştırma kolaylığı adına üç ana başlık altında incelenmiştir. Bu ana başlıklar sırasıyla burulma mukavemeti, eğilme mukavemeti ve birleşik mukavemet halinden oluşmaktadır. Her bir bölümde öncelikle analitik yöntemler ile kesit alanı üzerinde etkili olan kesme kuvveti, eğilme momenti ve burulma momenti değerleri klasik biçimde hesaplanmıştır. Eğilme mukavemeti ana başlığı altında Maxwell-Clapeyron denklemleri kullanılarak krank mili üzerindeki yatak kuvvet ve momentleri hesaplanmıştır.

İkinci adımda MSC.Nastran sonlu elemanlar programında (1D) bir boyutlu modelleme yöntemleri ile krank eğilme ve burulma mukavemeti hesaplamalar tekrarlanmış ve bulunan sonuçlar analitik hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır.

Üçüncü adımda karmaşık bir geometriye sahip olan krank milinde şekil faktörünün de göz önüne

alındığı (3D) üç boyutlu modelleme teknikleriyle yine MSC.Nastran programında eğilme mukavemeti, burulma mukavemeti ve birleşik mukavemet halleri için statik analizler gerçekleştirilmiştir. Buraya kadar gerçekleştirilen analitik ve bir boyutlu sonlu elemanlar hesaplamalarında gerilme değerlerinin mertebe olarak belirlenmiş, üç boyutlu hesaplamalarda krank milinin deformasyon şekli ve kritik gerilme bölgesi sonuçları ortaya konulmuşsa da; çok hızlı değişen dinamik etkiler altında çalışmakta olan krank mili için, milin doğal frekansına dayalı olarak dinamik gerilme simülasyonu gerçekleştiren MSC.Adams programında nihai sonuç elde edilmiştir.

Dördüncü adımda MSC.Adams programında; piston, biyel, denge ağırlıkları ve volan elemanlarının tümünün dahil edildiği, yatak rijitliklerini göz önüne alan, uygun ateşleme zamanlaması ve ateşleme kuvveti altında çalışan krank mili için dinamik sonlu elemanlar modeli kurulmuştur. Bu model üzerinde eğilme, burulma ve birleşik mukavemet hallerinin her biri için ayrı ayrı simülasyonlar gerçekleştirilmiştir.

Krank mili üzerinde etkili olan maksimum gerilme değerleri ve bu gerilmenin krank mili açısına bağlı değişimi MSC.Adams programından alınarak MSC.Fatigue programında yorulma hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Bu değerler hesaplara çizilmiş Wöhler diyagramlarıyla karşılaştırılmıştır.

Krank mili için gerçekleştirilen hesaplamalar sonucunda prototip motor için ana yatak muylusu çapının bir büyük segment çap ile değiştirilmesine karar verilmiştir. Ancak seri üretimde daha düşük ana yatak muylusu boyutlarıyla çalışılabileceği de sonuç bölümünde belirtilmiştir.

Krank milinden sonra hesapları gerçekleştirilecek üçüncü eleman biyel koludur. Ön tasarım biyel kolu için gerçekleştirilen MSC.Nastran statik analizi sonucu ikinci revizyon bir biyel kolu tasarlanmış ve kritik gerilme %40 mertebesinde azaltılmıştır. MSC.Nastran ortamında elde edilen bu hesap MSC.Adams simülasyonuna biyel kolunun sonlu elemanlar modelinin eklenmesi sonucu gerçekleştirilen ikinci hesaplama ile doğrulanmıştır.

Son olarak piston koneksi MSC.Nastran programında gaz kuvvetleri altında incelenmiş ve ön tasarım piston üzerindeki gerilme değerlerinin kabul edilebilir olduğu anlaşılmıştır.

Sonuç olarak krank mili ve biyel kolunda revizyon teklifi yapılmak üzere piston ve volan ön tasarımlarının kabul edilmesinin uygun olacağı ve ilgili parçaların imalatlarının gerçekleştirilebileceği kanaatine varılmıştır.

Anahtar Kelimeler

Krank Mili, Biyel Kolu, Piston, Volan, Dinamik Gerilme Analizi, Sonlu Elemanlar Metodu.

Thesis Title: Calculation, Design, Prototype Production and Assembly of Clinder Block and Head, Valve Train, Fuel Systems, Gear Train, Head and Cap Screws For The Four Cylinder Diesel Engine that Output is 70-100 kW at 1500-2250 rpm.

Author: Onur ALPAY

ABSTRACT

In this master thesis for a brand new design four cylinder diesel motor, which will produce 90 kW power in its synchronous speed, crank shaft, connecting rod, piston and fly wheel component calculations were handled in terms of dynamic and static aspects.

Pre-design of above mentioned products and the whole motor were done by Şahin Metal İmalat A.Ş. administrative board chairman Mech. Eng. Mustafa ESER. On this pre-design process thermo dynamical calculations of Yıldız Technical University lecturer Prof. Orhan DENİZ were used.

In the thesis work, pre-designed motors kinematic and dynamic calculations were done by using Matlab's m-file functionality, under supervisory of Yıldız Technical University lecturer Prof. Necati TAHRALI. As a result of these calculations position and mass of balancing weights were determined.

After determination of acting forces on crank shaft, the rotational inertia of fly wheel, which the responsible component from the uniformity of the engine, calculated. Calculation indicated that rotational inertia of the pre-design fly wheel was appropriate.

After determination of the forces of other components acting on the crank shaft, strength calculations of the crank shaft were investigated. Crankshaft calculations were handled in three sub categories for comparability. These sub categories were torsional strength, bending strength and combined strength. In each sub category, shear force, bending moment and torsion moment acting on the section area was calculated by analytical methods. In the bending strength sub category bushing forces and moments were determined by using Maxwell -Clapeyron equations.

On the second step, bending and torsion moments were calculated by using 1D modeling techniques in MSC.Nastran. These calculations were compared by analytical solutions.

On the third step, 3D modeling techniques used for taking into account of the stresses due to shape factors in MSC.Nastran. In this step bending, torsional and combined stresses were calculated.

On the 1D stress analysis so far, maximum stress value on the crank shaft was determined by analytical calculations and verified by 1D MSC.Nastran analysis. Although deformed shape and maximum critical stress location were determined in 3D stress calculations, final results were obtained from MSC.Adams calculations. In MSC.Adams calculations rapidly varying dynamic affects on the crank shaft were calculated due to neutral frequency based dynamic calculation techniques.

On the fourth step, MSC.Adams model used for dynamic calculations which was included, masses of piston connecting rod balancing weights and fly wheel, simulating with the correct combustion timing and taking into affect of stiffness of the main journals. On this detailed model bending torsional and combined stress states were calculated separately.

Maximum stress values acting on the crank shaft versus crack shaft angle were obtained from MSC.Adams model and used in MSC.Fatigue calculations. These calculations were compared with hand drawn Woehler diagrams.

As a result of crank shaft calculations, it was decided that the main journal diameter should expand up one segment. But it was concluded that smaller main journal diameter could be used after proper testing.

The third part examined after the crank shaft was connecting rod. For the static analysis done for pre-design connecting rod,a second revision was developed and stress magnitude was reduced about 40 percent. This calculation was done in MSC.Nastran environment and results were matched with the MSC.Adams calculations.

Finally, piston was examined in MSC.Nastran under gas pressure and pre-design piston was found safe.

As a result, with revisions on crack shaft and connecting rod, piston and fly wheel pre-designs were accepted and manufacture orders of these four parts were approved.

Key Words

Crank Shaft, Connecting Rod, Piston, Fly Wheel, Dynamic Stress Anaylsis, Finite Element Method.

GİRİŞ

İçten yanmalı motor teknolojisi 19. yüzyılın sonlarına doğru kullanılmaya başlanmış ve günümüze kadar gelişimini büyük ölçüde tamamlamış bir teknolojidir. Dünyada bu teknoloji üzerine çalışmalar kinematik ya da dinamik açıdan gerçekleştirilen çalışmalar yerine, yanma sonrası emisyonlarını iyileştirecek çalışmalara ya da farklı yakıt teknolojilerini kullanmak üzere gerçekleştirilmiş çalışmalara yönelmiştir. Ancak bütün bu teknolojilerin bilinir hale gelmesine rağmen dünya çapında pazara sahip olan büyük oyuncular karşısında ülkemizde iç ihtiyacı dahi karşılayabilecek bir üretici firma sürekli faaliyet gösterememiştir. Bu durum küresel pazara hakim olan markalardan edinilen ithal malların kullanımının yaygınlaşması sebebiyle ülke ekonomisi üzerinde önemli bir yük halini almıştır.

Bu çalışma Şahin Metal İmalat A.Ş. firmasının yerli teknolojiye dayalı bir dört silindirli 90kW dizel motor üretmek üzere çıkmış olduğu yolda firmaya teknolojik destek sağlanması hedeflenmiştir. Şahin Metal yönetim kurulu başkanı Mak. Müh. Mustafa ESER, daha önce bir silindirli, iki silindirli ve üç silindirli içten yanmalı motor üretim ve prototip testi projelerinde proje liderliği yapmıştır. Daha önceki bütün projelerinde prototip motorun üretimi ve geliştirilmesi konularında üstün başarılar sağlamıştır. Son olarak üzerinde çalışmakta olduğu bu dört silindirli dizel motor projesinin ilk ayağı olan bu tez Yıldız Teknik Üniversitesi ortalığında Sanayi ve Ticaret Bakanlığı desteği ile gerçekleştirilmiştir.

Motor üretimi disiplinler arası bir araştırma ve geliştirme sürecidir. Bu sebeple son ürüne ulaşana kadar projede çalışan kişilerin uzmanlık alanlarına uygun şekilde proje üç ana başlık altında yürütülmektedir. Bu başlıklardan ilki ilgili motorun krank mili, biyel kolu, piston ve volanın tasarımı, dinamik ve mukavemet hesaplarının gerçekleştirilmesi ve imalatıdır. İkinci fasılda motorun üç adet prototipi üretilecek olup son fasılda prototip motor üzerinde gerekli testler gerçekleştirilecektir.

Projenin bu tez kapsamına giren dinamik hesaplamalarında Matlab programında yazılmış program aracılığıyla motor üzerindeki atalet kuvvetleri hesaplanacaktır. Bu kuvvetlere ek olarak gaz kuvvetlerinin de dahil edilmesiyle MSC.Adams programı yardımıyla krank mili, biyel kolları volan ve pistonların bulunduğu tam model üzerinde dinamik kuvvetler ve gerilmeler hesaplanacaktır. Bulunan gerilmeler ayrıca MSC.Nastran programı yardımıyla gerçekleştirilecek statik gerilme analizleriyle de desteklenecektir.

1. MOTORUN KİNEMATİK HESABI

Bu bölümde proje kapsamında tasarlanmakta olan 4 silindirli dizel sıra motor için yer değiştirme, hız ve ivme gibi karakteristik motor parametreleri piston ve biyel için hesaplanacaktır. Bu hesaplama sonucunda ön tasarımı belirlenmiş olan piston biyel ve krank elemanlarının kütleleri kullanılarak motor üzerine yine bu parçalar kaynaklı olarak etkimekte olan atalet kuvvetleri hesaplanacaktır. Son olarak bu atalet kuvvetlerini uygun seviyelere düşürmek için kullanılması gereken dengeleme ağırlıklarının boyutlandırması tamamlanacaktır.

Öncelikle kinematik hesaba katılacak olan motor parametrelerinin liste halinde verilmesinde fayda görülmektedir.

PARAMETRE	SEMBOL	ÖLÇÜ
Krank Kolu Yarıçapı	r	63.5 mm
Biyel Uzunluğu	l	202 mm
Krank Açısı	α	0-720 drc
Biyel Oranı	$\lambda=r/l$	0.314
Piston Konumu	s	max 26.55 cm
Piston Hızı	c_p	max 1567 cm/s max 462880
Piston İvmesi	a_p	cm/s ²
Biyelin Açısal Konumu	β	max 18.33 drc
Biyel Hızı	c_b	max 74.03 cm/s
Biyel İvmesi	a_b	max 18365 cm/s ²
Pistonun 1. Mertebe		
Atalet Kuvveti	P_i^I	max 8101 N
Pistonun 2. Mertebe		
Atalet Kuvveti	P_i^{II}	max 2546 N

1.1 PİSTONUN YER DEĞİŞTİRMESİ

Piston iki sabit nokta arasında doğrusal gidip gelme hareketi yapmakta olan bir elemandır. Pistonun (α ile karakterize edilen) krank açısına bağlı olarak nasıl bir ötelenme hareketi yapacağı aşağıdaki formül ile hesaplanır (PALAVAN S., 1975).

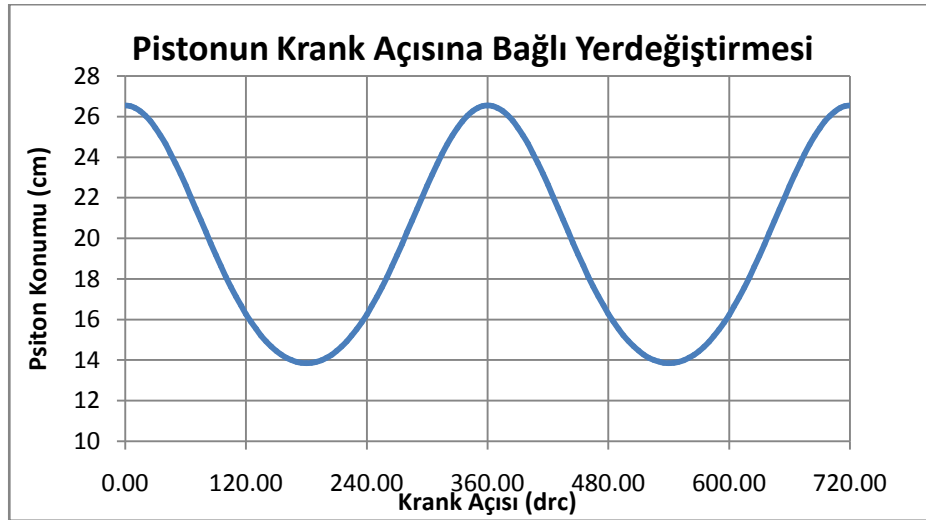
$$s = l \cdot \left(\lambda \cdot \cos \alpha + \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \quad (1)$$

Pistonun silindir içerisinde krank mili eksenine göre varabileceği en uzak konum (Üst Ölü Nokta) ve en yakın konum (Alt Ölü Nokta) yerleri krank kolu uzunluğu ve biyel kolu uzunluğu ile sınırlıdır. Bu formülde bu iki ölçü eksantrik oran (λ parametresi) ile ifade edilmektedir. Buna göre eksantrik oran r krank kolu yarı çapı ve l biyel krank kolu merkezi ve perno merkezleri arasındaki uzaklık olmak üzere aşağıdaki gibidir.

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (2)$$

Bu formüller yardımıyla hesaplanmış olan piston yer değiştirmesinin krank açısına bağlı değişimi aşağıdaki grafikte görülebilir.(Grafik 1)

GRAFİK 1 : Piston ağırlık merkezinin krank mili eksenine uzaklığının krank açısına bağlı yer değişimi.



Krank milinin iki turu için çizdirilmiş olan bu grafikte krank kolu 0, 360 ve 720 derece konumlarında iken piston konumu 26.55 cm değerinden geçmektedir (ÜÖN). Bu konum krank mili eksenine pistonun en uzak noktası arasındaki mesafeyi göstermektedir. Aynı şekilde krank kolu 180 ve 540 derece konumlarında iken piston konumu 13.85 cm değerinden geçmektedir (AÖN).

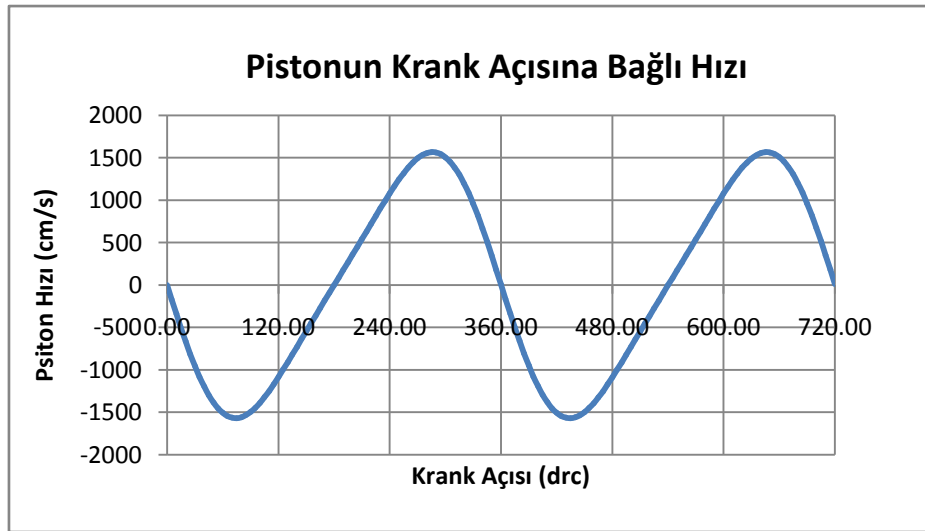
1.2 PİSTONUN HIZI

Piston yukarı bahsedilen hareketi yaparken hızı sürekli olarak değişmektedir. Piston hızı üst ve alt ölü noktalarında sıfır iken, bu iki noktanın ta ortasındayken bir maksimum değerden geçer. Aşağıda krank açısına bağlı olarak piston hızının hesaplandığı formül verilmiştir (PALAVAN S., 1975).

$$c_p = -r \cdot \omega \cdot \frac{(\sin \alpha + \lambda \cdot \sin 2\alpha)}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \quad (3)$$

Piston hızı krankın dönüş hızı ile doğru orantılıdır. Krankın açısal hızı formüle ω parametresiyle dâhil edilmiştir ve birimi radyan / saniye'dir. Aşağıdaki grafikte 2250 devir / dakika sabit açısal hızla dönmekte olan krank mili açısına bağlı olarak piston hızının değişimi verilmiştir.

GRAFİK 2 : 2250 devir/dakikada piston hızının krank mili açısına bağlı değişimi.



Piston maksimum hızı olan 1567 cm/s hıza krank milinin 90, 270, 450, 630 derece açılarında ulaşmaktadır. Bu hızın negatif olması hız vektörünün eksi y yönünü gösterdiğini ifade etmektedir.

1.3 PİSTONUN İVMESİ

Piston hızı sürekli artıp azalmaktadır. Başka bir deyişle piston ivmeli bir hareket yapmaktadır. Bu ivme piston hızının birim zamanda en çok değişmekte olduğu ÜÖN ve AÖN konularında maksimuma çıkmaktadır. Aşağıda ivmenin hesaplanması için kullanılan formül verilmiştir (PALAVAN S., 1975).

$$a_p = -r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (4)$$

Bu formüle göre piston ivmesi krank açısal hızının karesiyle orantılıdır. Parantez içerisindeki ifadede öncelikle piston ivmesinin birinci mertebe ivmesi ardından da ikinci mertebe ivmesi görülmektedir. Aşağıda bu ivmenin krank açısına bağlı değişim grafiği verilmiştir.

GRAFİK 3 : 2250 devir/dakikada piston ivmesinin krank mili açısına bağlı değişimi.



Piston maksimum ivme değeri olan 462880 cm/s^2 değerine 0, 360 ve 720 derecede ulaşmaktadır. İvme grafiğinin düzgünlüğünün tepe noktalarda değişmesinin sebebi iki farklı mertebe ivme etkisinden kaynaklanmaktadır.

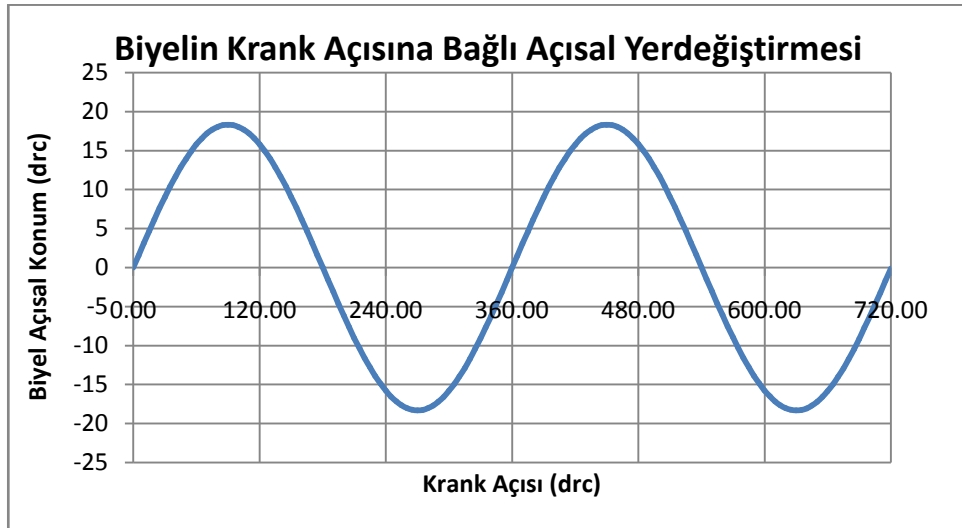
1.4 BİYELİN AÇISAL KONUMU

Biyel kolunun pistonla bağlı olan perno yatağı piston ile birlikte doğrusal ötelenme hareketi yaparken, biyelin kranka bağlandığı kol yatağı muylusu ise krank ile birlikte dönme hareketini gerçekleştirmektedir. Biyelin ağırlık merkezi ise bu iki hareketin karışımı olan bir hareket yapmaktadır. Aşağıda biyelin bu salınım hareketini yöneten formül verilmiştir (PALAVAN S., 1975).

$$\beta = \text{Arcsin}(\lambda \cdot \sin \alpha) \quad (5)$$

Bu formül ile krank açısına bağlı olarak hesaplatılan biyelin açisal konumu grafik olarak verilmiştir.

GRAFİK 4 : Biyel açisal konumunun krank mili açısına bağlı değişimi.



Biyel açisal salınımını gerçekleştirirken 90, 270, 450, 630 derece krank açılarında 18.33 derece olan maksimum konumundan geçmektedir.

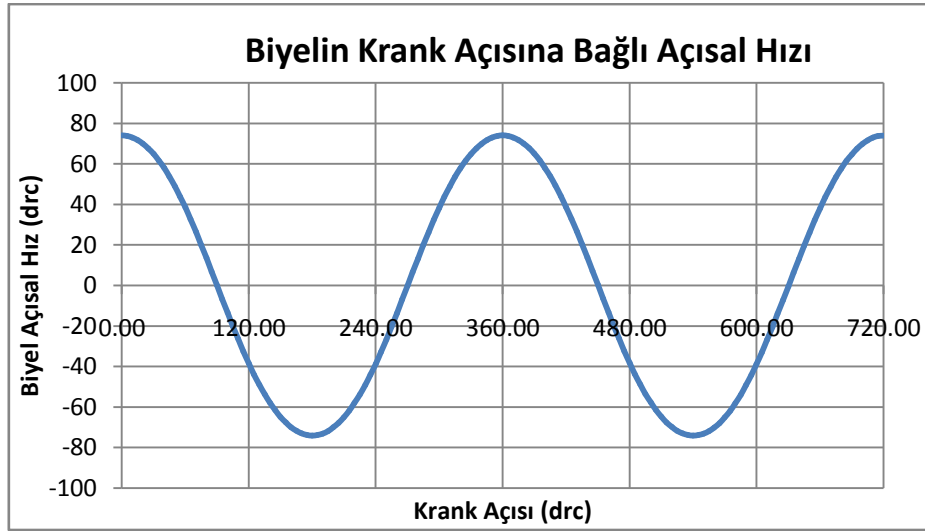
1.5 BİYELİN AÇISAL HIZI

Biyel 18.33° maksimum açısında salınırken değişken hızlı yani ivmeli bir hareket yapar. Bu değişken hızın krank açısına bağlı değişimi aşağıdaki formül ile hesaplanır (PALAVAN S., 1975).

$$c_b = \frac{\lambda \cdot \omega \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \quad (6)$$

Bu formüle göre krank açısına bağlı olarak çizdirilmiş biyelin açısal hız grafiği aşağıda verilmiştir.

GRAFİK 5 : Biyel açısal hızının krank mili açısına bağlı değişimi.



Grafikte de görülmektedir ki, biyel her 0, 180, 360, 540, ve 720 derece krank açısından geçerken 74.03 drc/s maksimum açısal hızına ulaşmaktadır.

1.6 BİYELİN AÇISAL İVMESİ

Biyel 18.33 derecelik maksimum açısall konumundan geçerken hızı sıfırlanmakta ve ivmesi en yüksek mertebeye ulaşmaktadır. Aşağıda bu ivmenin krank açısına bağılı olarak hesaplandığı formül verilmiştir (PALAVAN S., 1975).

$$a_b = (\lambda^2 - 1) \frac{\sin \alpha \cdot \lambda \cdot \omega^2}{(\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha})^3} \quad (7)$$

Biyelin ivmesinin krankın açısall hızının karesiyle değişmekte olduğu bu formülde görülmektedir. Aşağıda bu ivme değişiminin krank açısına bağılı grafik çizimi verilmiştir.

GRAFİK 6 : Biyel açısall ivmesinin krank mili açısına bağılı değişimi.

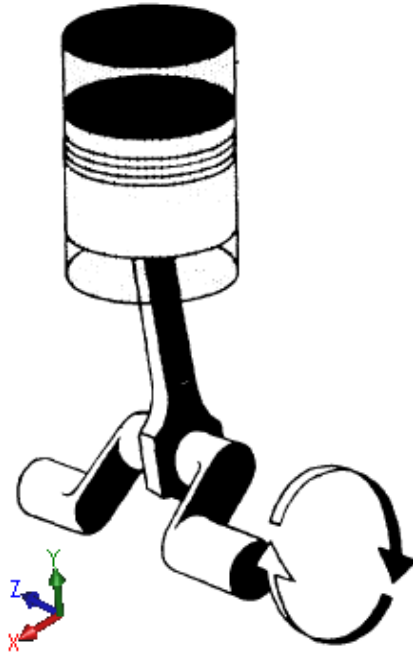


Biyel grafikte görülen ivmeli hareketi gerçekleştirirken ivmesi 90, 270, 420, 630, derece krank açılarındall 18365 cm/s² maksimum değerinden geçmektedir.

2. MOTORUN DİNAMİK HESABI

Bu noktadan sonra kinematik bölümünde bulunan ivme değerleri kullanılarak motor üzerindeki piston biyel ve krank kaynaklı atalet kuvvetleri hesaplanacaktır. Bu hesabın gerçekleştirilebilmesi için en kritik eleman biyel kolu olup, hesap metodunda biyel kütlesinin bir bölümünün piston ile birlikte ötelenmekte olduğu, diğer bir bölümünün ise krank ile birlikte dönmek olduğu varsayılacaktır. Bu işlemin gerçekleştirilmesi için yapılan kütle indirgemesi bir sonraki bölümde detaylandırılmıştır.

Aşağıda dengeleme hesabında kullanılan eksen takımının tek silindirli motor üzerindeki görünümü verilmiştir.

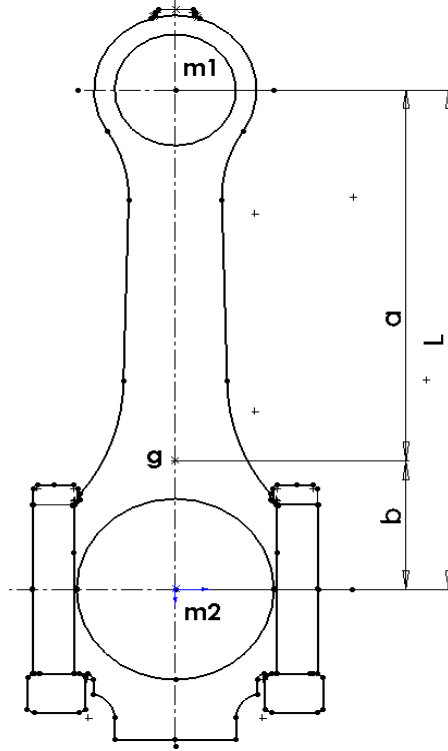


ŞEKİL 1 : Tek silindirli motorun eksen takımı.

2.1 BİYELİN KÜTLESİNİN ÜÇ NOKTAYA İNDİRGENMESİ

Literatürde genel olarak biyel kütlesinin iki yada üç noktaya indirgenmesi üzerinde durulmuştur. Toplam kütleyi ikiye indirgeme halinde biyel kütlesinin perno merkezi ve krank kol yatağı muylusu merkezinde bulunduğu var sayılır. Ancak daha hassas bir hesaplama olması istendiğinde toplam kütle 3 noktaya indirgenebilir. Bu üçüncü nokta ise biyel kolunun kendi kütle merkezidir. Burada bulunan kütle daha sonrasında belli oranlar çerçevesinde piston ve krank üzerinde etkili olmaktadır (PALAVAN S., 1975).

Aşağıda biyel kütlesinin üç noktaya indirgenmesi için kullanılan formüller verilmiştir.



$$i = \sqrt{\frac{I_b}{m_b}} \quad (8)$$

$$m_1 = \frac{m_b \cdot i^2}{a(a+b)} \quad (9)$$

$$m_2 = \frac{m_b \cdot i^2}{b(a+b)} \quad (10)$$

$$m_3 = m_b \left(1 - \frac{i^2}{ab} \right) \quad (11)$$

ŞEKİL 2 : Biyel kolunun hesap ölçüleri.

Ön tasarım biyel kolunun toplam kütlesi 1.861 kg'dır. Yukarıdaki formüllere göre biyel kütlesinin piston üzerinde var sayılacak olan kısmı m_1 kütlesi 0.493 kg, krank üzerinde varsayılacak kısmı m_2 kütlesi 0.192 kg ve son olarak kendi üzerinde bulunacak kısmı 1.175 kg olarak hesaplanmıştır. Bu kütlelerin toplamının 1.861 kg ile biyelin kendi kütlesine eşit olduğu görülmektedir.

Burada hesaplanan kütleler daha sonraki bölümde kullanılacaktır.

2.2 PİSTON KAYNAKLI ATALET KUVVETLERİNİN HESAPLANMASI

Kinematik hesap kısmında pistonun hangi krank açılarında hangi ivme değerlerini aldığı hesaplanmıştı. Hesaplanan bu ivme değeri kütle ile çarpıldığında atalet kuvvetini bulmak mümkün olacaktır. Ancak piston üzerinde iki farklı frekansta değişim göstermekte olan iki farklı mertebe atalet kuvveti olduğundan her biri için hesap yapılacak ve son olarak toplam atalet kuvveti verilecektir.

Birinci mertebe atalet kuvvetini hesaplamak için aşağıdaki formül kullanılır (PALAVAN S., 1975).

$$P_i^I = \left(m_p + m_1 + \frac{b}{l} m_3 \right) \cdot \frac{a_p^{I.mert.}}{100} \quad (12)$$

Bu formülde pistonun 1.75 kg olan kendi kütlesi m_p sembolü ile, biyelden piston üzerine aktarılan kütleler m_1 (0.493 kg) ve m_3 (1.175 kg) sembolleri ile gösterilmiştir. m_3 kütlesi biyel ağırlık merkezi ve krank mili arasındaki mesafenin biyel kolu toplam uzunluğuna bölünmesiyle elde edilmiş $\frac{b}{l}$ oranıyla çarpılarak piston kütesine dahil edilmiştir.

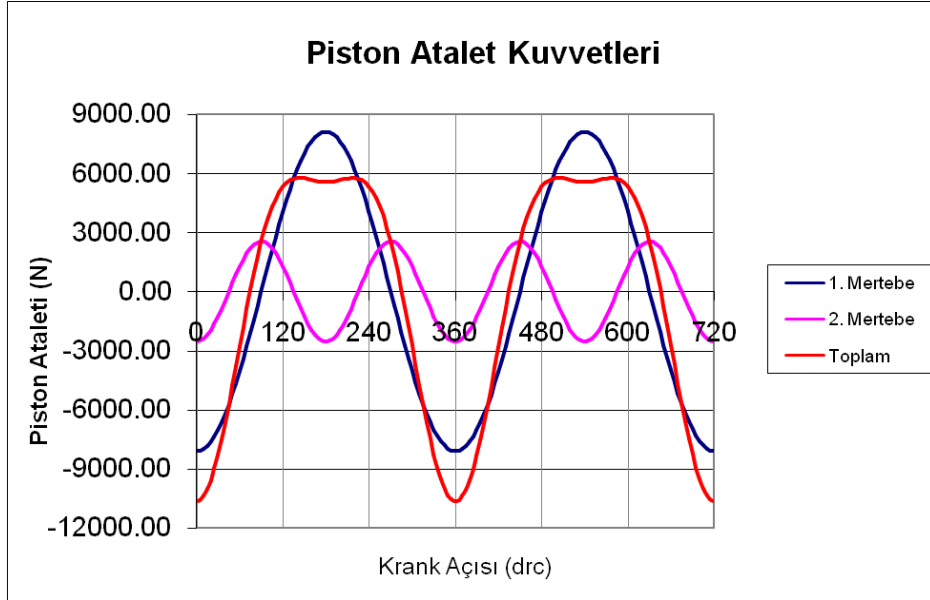
Burada b uzunluğu 59.7 mm ve l uzunluğu da 202 mm dir. Bir sonraki formülde kullanılacak olan a uzunluğu ise bu iki ölçünün farkı olan 142.3 mm dir.

Pistonun ikinci mertebe atalet kuvvetinin hesaplanması için benzer şekilde aşağıdaki formül kullanılır (PALAVAN S., 1975).

$$P_i^{II} = \left(m_p + m_1 + \frac{b}{l} m_3 \right) \cdot \frac{a_p^{II.mert.}}{100} \quad (13)$$

Aşağıda bu işlemler sonrası hesaplanan piston birinci mertebe, ikinci mertebe ve toplam atalet kuvvetinin krank açısına bağlı değişimi verilmiştir.

GRAFİK 7 : Piston birinci ikinci ve toplam atalet kuvvetinin krank mili açısına bağlı değişimi.



Bu grafiğe göre pistonun birinci mertebe atalet kuvveti 8101 N, ikinci mertebe atalet kuvveti 2546 N ve toplam atalet kuvveti 10.648 N maksimum değerlerine ulaşmaktadır.

2.3 KRANK MİLİ KAYNAKLI ATALET KUVVETLERİNİN HESAPLANMASI

Pistondan sonra krank mili de krank kolu üzerindeki kaçık kütlesi ve biyelden indirgenen kütleler sebebiyle atalet kuvveti üretmektedir. Ancak bu kütlelerin hareketi gidip gelme hareketi yerine dönme hareketi şeklinde olduğundan şiddetleri sürekli ancak yönleri değişkendir. Aşağıda krank kaynaklı atalet kuvvetleri için formülasyon verilmiştir (PALAVAN S., 1975).

$$P_i^{\Sigma} = \left(m_{kaçık} \cdot \rho_{kaçık} + \left(m_2 + \frac{a}{l} m_3 \right) \cdot \rho_{krank\ kolu} \right) \cdot \omega^2 \quad (14)$$

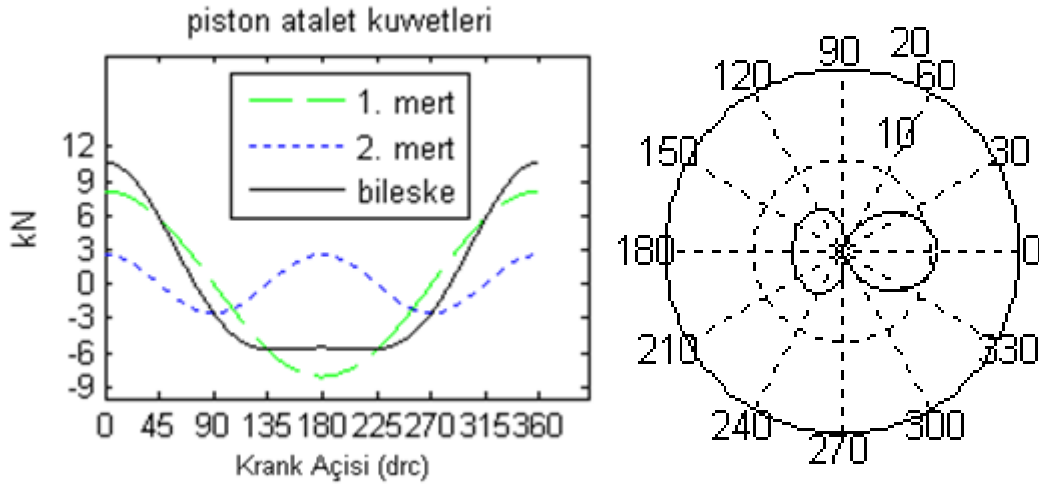
Bu formüle göre ω açısal hızıyla dönmekte olan krank mili üzerinde krankın kendi geometrisi sebebiyle dengesizlik oluşturan krank kaçık kütlelerinin krank dönme eksenine olan uzaklığının çarpımı ve biyelden gelen iki adet indirgenmiş kütlelerin krank kolu mesafesiyle çarpılması sonucu oluşan atalet kuvvetleri oluşmaktadır. Bu atalet kuvvetleri uygun ağırlıkla konulacak bir dengeleme kütlesiyle tamamen dengelenebilir.

Krank milinin kendi kaçık kütlesi 2.739 kg olup bu kütle krank dönme ekseninden 55.79 mm mesafede dönmektedir. Biyelden krank miline nakledilmesi gereken toplam kütle 1.31 kg olup bu kütle 63.5 mm krank kolu mesafesinde dönmektedir. Krank milinin 2250 devir/dakika yani 235.5 rad/s maksimum açısal hızla döndüğü düşünülürse hesaplamanın sonucunda dönen kütlelerin oluşturduğu atalet kuvveti 13091 Newton olarak bulunur. Bu kuvvetin motorun sabit devrindeki şiddeti sabit olup yönü krank mili etrafında dönmektedir.

2.4 BİR SİLİNDİRLİ MOTOR İÇİN DENGELENMESİ GEREKEN KUVVETLER VE KUTUPSAL KOORDİNATLARDAKİ GÖSTERİMİ

Buraya kadar dengelenmesi gereken bütün kuvvetler hesaplanmıştır. Tekrar etmek gerekirse piston kaynaklı olarak şiddeti -10648 N ve +5720 N aralığında değişen ve sürekli olarak yön değiştiren bir atalet kuvvetinin yanı sıra krank kaynaklı olarak 13091 N değerinde şiddeti sabit ancak yönü değişen iki atalet kuvveti krank miline eklenecek dengeleme ağırlıklarıyla dengelenecektir. Aşağıda bu kuvvetleri daha net görülebileceği grafikler verilmiştir.

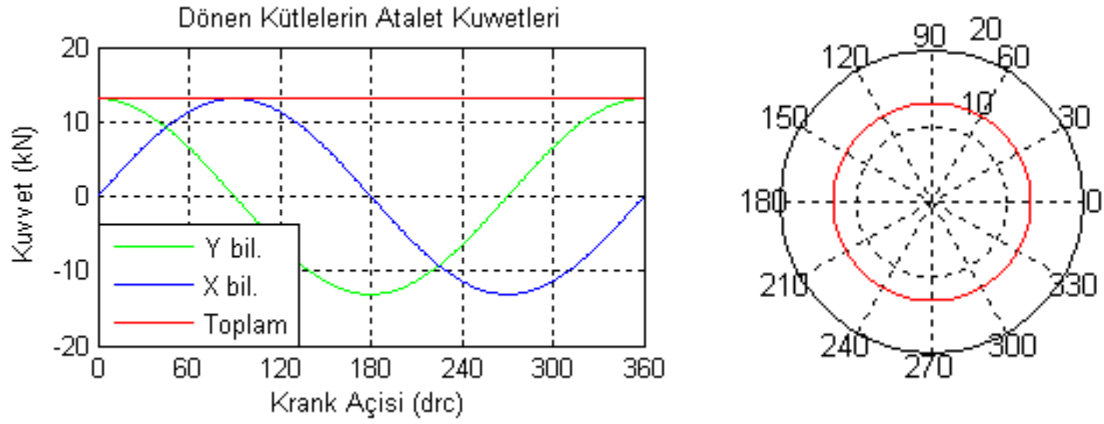
GRAFİK 8 : Piston birinci ikinci ve toplam atalet kuvvetinin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan lineer ve kutupsal koordinatlardaki gösterimi.



Yukarıdaki grafiklerde Matlab programında M-file içerisinde yazılmış program ile çizdirilmiş piston atalet kuvvetleri görülmektedir. Soldaki grafik ile daha önce el ile hesaplanan değerler doğrulanmıştır. Sağdaki grafik ise krank üzerinde herhangi bir denge ağırlığı takıldıktan sonra geriye ne kadar dengesiz kuvvet kaldığını krank açısına bağlı olarak göstermek amacıyla verilmiştir. Bu gösterimde denge ağırlıksız olarak dengelenmesi gereken piston ataleti gösterilmiştir.

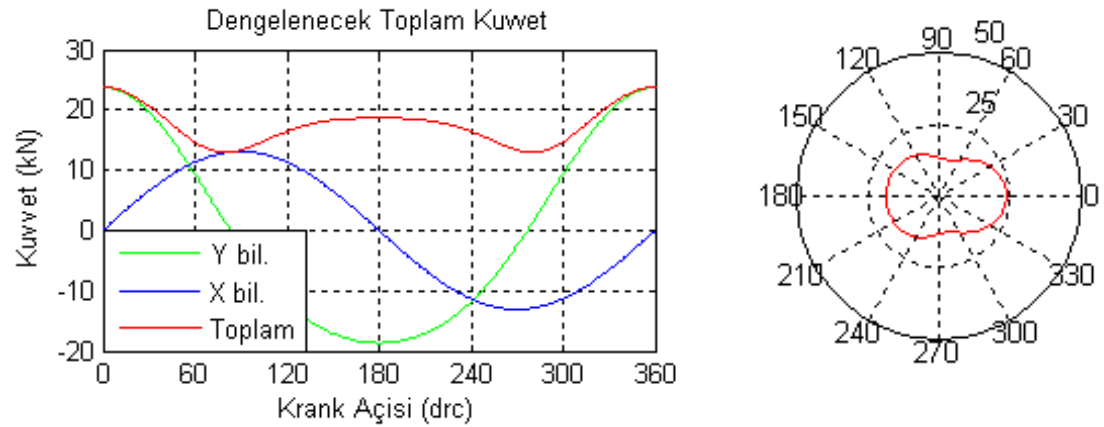
Aşağıda ötelenen kütleler için toplam atalet kuvveti ve toplam ataletin X ve Y yönlerindeki bileşenleri krank açısına bağlı olarak gösterilmiştir. Yine kutupsal koordinatlardaki gösterim dengelenmesi gereken kuvveti krank açına bağlı göstermektedir.

GRAFİK 9 : Dönen kütleleri atalet kuvvetinin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan lineer ve kutupsal koordinatlardaki gösterimi.



Dengelenmesi gereken kuvvetler ayrı ayrı gösterildikten sonra bu aşamada bu kuvvetler yönlerine ve işaretlerine göre birlikte çizdirilecek ve dengelenmesi gerek toplam kuvvet gösterilmeye çalışılacaktır.

GRAFİK 10 : Toplam kuvvetlerin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan lineer ve kutupsal koordinatlardaki gösterimi.



Bu grafiğe göre dönen ve ötelenen kütlelerin oluşturduğu toplam kuvvet çizdirildiğinde X yönündeki toplam kuvvet 13100 N, Y yönündeki toplam kuvvet 23750 N ve dengelenmesi gereken toplam kuvvet yine 23750 N olarak görülmektedir. Y yönlü kuvvet ile toplam kuvvetin aynı olmasının sebebi bu krank açısında X yönlü kuvvetin olmamasıdır.

2.5 DENGİ AĞIRLIKLARININ BELİRLENMESİ

Krank açısına bağı olarak 12970 N mertebesinin üzerinde 23750 N mertebesinin de altında değişmekte olan bir dengesiz kuvvetin sistem üzerine etki ettiği bu noktada bilinmektedir. Bu kuvvetin krank milinin arkasına bağlanacak olan denge ağırlıkları ile dengelenmesi planlanmaktadır. Ancak tasarımı yapılmakta olan motor dört silindir 180 derece krank yıldızlı bir sıra motordur. Bu sebeple hesaplar yardımıyla bulunan bütün atalet kuvvetlerinin aynı şiddetli ve ters yönlüsü 180 derece faz farkıyla çalışmakta olan bir başka silindir tarafından da sisteme uygulanmaktadır.

Eğer elimizde dengelenmesi gereken sistem tek silindirli bir motor olsaydı denge ağırlıklarıyla maksimum atalet kuvvetini yenecek ters yönde bir kuvvet uygulanması gerekirdi. Ancak mevcut motor için atalet kuvvetleri sürekli olarak birbirini dengeleyeceğinden ve krank milinde kullanılacak her gram malzeme üretime geçildiğinde maliyet getireceğinden aşağıda tartışılacak olan birkaç yöntemden birisi tercih edilmelidir.

Sistem 4 silindirli olduğundan her ne kadar atalet kuvvetleri sürekli olarak dengede olsa da bu birinci mertebe atalet kuvvetleri sonucu oluşan birinci mertebe atalet momentleri dengeli ancak ikinci mertebe atalet momentleri dengesidir. Ne yazık ki bu momentleri dengelemek karşı ağırlıkları ile mümkün değildir. Bu momentler ikinci mertebe atalet kuvvetleri gibi 2ω açısal hızı ile değişmekte ve ω açısal hızı ile dönmekte olan krank ağırlıkları bu momentleri dengeleyememektedir.

Pistonlar üzerindeki atalet kuvvetleri birbirlerini krank aracılığı ile dengelemektedir. Bu sebeple krank milinin gövdeye yatakları 5 yatak üzerinde tepki kuvveti oluşturmaktadırlar. Bu kuvvetin ne olduğu MSC.Adams programı ile hesaplanmıştır. Yatak kuvvetleri dengeleme konusundan sonra tartışılacaktır.

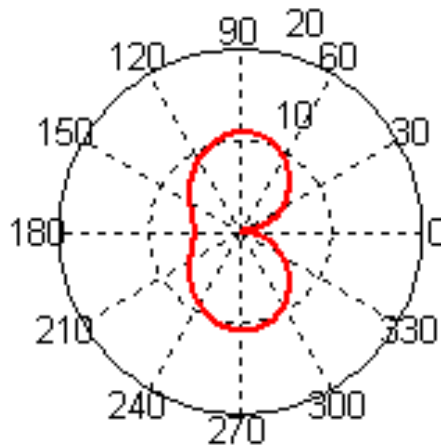
Dengeleme stratejileri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Sistem üzerindeki bütün atalet kuvvetinin (Y yönlü kuvvetlerin) dengeleme ağırlıklarıyla dengelenmesi.
2. Sistemde X yönlü piston atalet kuvvetlerinin dengelenmesi
3. Sistem üzerinde ötelenen parçaların oluşturduğu (piston kaynaklı) atalet kuvvetinin dengelenmesi.
4. Sistem üzerinde dönen parçaların oluşturduğu (krank kaynaklı) atalet kuvvetlerinin dengelenmesi.
5. Krank ana yataklarında yağlama bakımından en uygun yatak kuvvetini verecek şekilde sistemin dengelenmesi

2.5.1 SİSTEM ÜZERİNDEKİ BÜTÜN ATALET KUVVETİNİN (DÜŞEY YÖNLÜ KUVVETLERİN) Dengeleme AĞIRLIKLARIYLA DengeLENMESİ

Bu yöntemin yalnızca bir silindirli motorlar için uygun olacağı açıkça görülmektedir. Kaldı ki sistem üzerindeki 23750 N toplam kuvveti dengeleyebilmek için her bir krank kolu karşısına toplam 6.84 kg denge ağırlığı konulmalıdır ki bu durum 32.0 kg olan ağırlıksız krank kütlesini 59.3 kg'a yani yaklaşık iki katına çıkartacaktır. Yinede bu dengeleme sonucunda kutupsal koordinatlardaki diyagramın alacağı görünüm aşağıda verilmiştir.

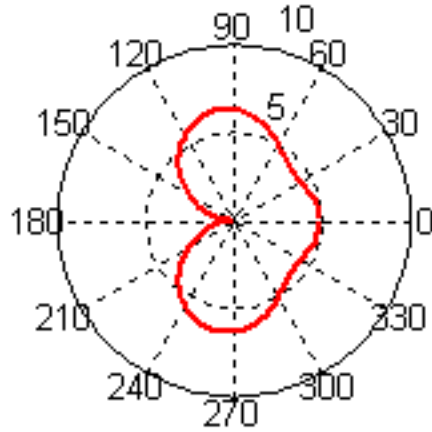
GRAFİK 11 : Maksimum atalet kuvvetinin dengelenmesi durumunda oluşacak dengeleme sonrası toplam kuvvetlerin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan kutupsal koordinatlardaki gösterimi.



2.5.2 SİSTEMDE 180 DERECE KRANK AÇISINDAKİ ATALET KUVVETLERİNİN DENGELENMESİ

180 derece krank açısında toplam $13100 + 5560 = 18660 \text{ N}$ kuvvet oluştuğu daha önceki bölümlerde hesaplanmıştır. İkinci bir dengeleme yöntemi olarak krank 180 dereceden geçerken sistemde piston kaynaklı atalet kuvveti kalmaması sağlanabilir. Bunun için her bir krank kolu karşısına 5.45 kg dengeleme ağırlığı konulmadır ki bu kütlede krankı oldukça ağırlaştırmaktadır. Aşağıda bu yöntemin uygulanması halinde kutupsal koordinatlardaki diyagramın alacağı şekil görülmektedir.

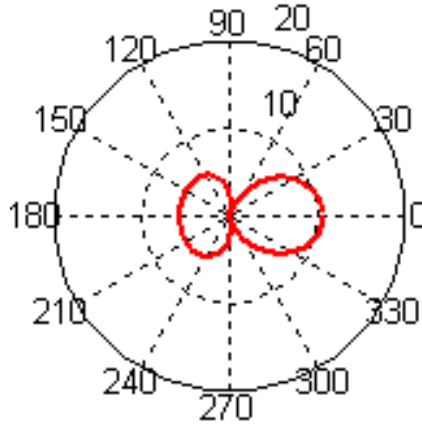
GRAFİK 12 : 180 derece krank açısındaki atalet kuvvetinin dengelenmesi durumunda oluşacak dengeleme sonrası toplam kuvvetlerin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan kutupsal koordinatlardaki gösterimi.



2.5.3 SİSTEM ÜZERİNDE ÖTELENEN PARÇALARIN OLUŞTURDUĞU (PİSTON KAYNAKLI) ATALET KUVVETİNİN DENGELENMESİ

Motor üzerindeki atalet kuvvetlerinin 10650 N'luk kısmı 0, 180 ve 360 derece açılarda piston tarafından uygulanmaktadır. Bu 10650 N piston atalet kuvvetini dengeleyebilmek için 3.76 kg denge ağırlığının kranka bağlanması gerekmektedir. Bu işlem sonucunda kutupsal koordinatlardaki diyagram aşağıdaki şekli alacaktır.

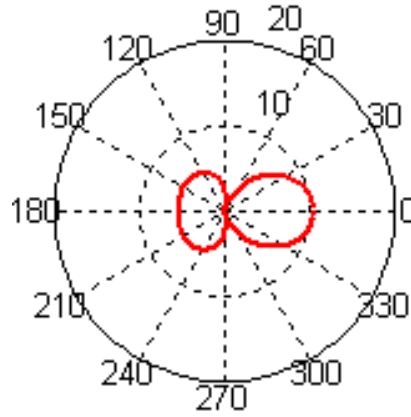
GRAFİK 13 : Piston kaynaklı atalet kuvvetinin dengelenmesi durumunda oluşacak, dengeleme sonrası toplam kuvvetlerin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan kutupsal koordinatlardaki gösterimi.



2.5.4 SİSTEM ÜZERİNDE DÖNEN PARÇALARIN OLUŞTURDUĞU (KRANK KAYNAKLI) ATALET KUVVETLERİNİN DENGELENMESİ

Sistem üzerinde krank mili kaçık kütlesi ve bu kütle üzerinde varsayılan kütlelerin oluşturduğu atalet kuvvetinin 13100 N olduğu daha önceden hesaplanmıştı. Sistem üzerinde yükü dengeleyerek yalnızca piston kaynaklı atalet kuvvetlerinin geriye kalmasının sağlanması için her krank kolunun arkasına 3.826 kg denge kütlesi konulmalıdır. Dengeleme sonrası kutupsal koordinatlardaki görünüm aşağıda verilmiştir.

GRAFİK 14 : Krank kaynaklı atalet kuvvetinin dengelenmesi durumunda oluşacak, dengeleme sonrası toplam kuvvetlerin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan kutupsal koordinatlardaki gösterimi.



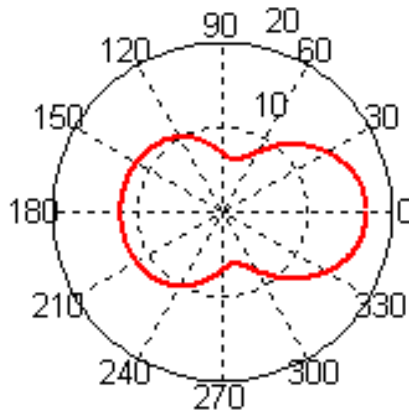
2.5.5 KRANK ANA YATAKLARINDA YAĞLAMA BAKIMINDAN EN UYGUN YATAK KUVVETİNİ VERECEK ŞEKİLDE SİSTEMİN DENGELENMESİ

Bu ana kadar incelenen yöntemlerde sistem üzerinde dengeleme sağlayacak bir çok karşı ağırlık kütlesi değerlendirildi. Ancak bu değerlendirmelerin hiçbirinde 3.76 kg karşı ağırlık kütlesinin altına inilemedi.

Daha önce de konu edildiği üzere dört silindirli 180 derece krank açılı sıra motorda sistemin zaten dengeli olduğu ve denge ağırlıklarının yalnızca yatak yüklerini değiştireceği bunun da yağlamayı etkileyeceğinden bahsedilmişti.

Sonuç olarak krank mili üzerinde malzeme maliyenin azaltılması ve aynı segmentteki rakiplerle rekabet edilebilir bir motor tasarlanabilmesi için dünyada markaları tarafından genel kabul görmüş bir denge ağırlığı olan 2.0 kg karşı ağırlığın ağırlık merkezi krank mili ekseninden 55.79 mm uzaklıkta olacak şekilde kullanılarak denge ağırlıklarının belirlenmesine karar verilmiştir. Gerek görülmesi durumunda prototip sonrasında titreşim ve yağlama durumlarına göre yine bu bilgiler ışığında revizyona gidilebileceği muhakkaktır. Aşağıda seçilen denge ağırlığı için kutupsal koordinatlardaki diyagram verilmiştir.

GRAFİK 15 : Nihai olarak karar kılınan denge ağırlığı için, dengeleme sonrası toplam kuvvetlerin krank mili açısına bağlı değişiminin Matlab programında hesaplanan kutupsal koordinatlardaki gösterimi.



2.6 DENGELEME HESABININ YAPILDIĞI MATLAB M-FİLE PROGRAMI

%bütün kütleler kg

%bütün uzunluklar cm

```

Mp=1.75;                                     %piston ve perno kütlesi toplamı
M1=0.493;                                    %biyel küçük başı kütlesi
M2=1.175;                                    %biyel büyük başı kütlesi
M3=0.192;                                    %biyel merkez kütle
Mkr=2.73904;                                %krankın kaçık kütlesi
%Mdng=2.0;                                  %denge ağırlıklarının kütlesi
Mdng=0;                                      %denge ağırlıkları olmaksızın hesap
a=14.23;                                    %biyel ağırlık merkezi krank perno arası mesafe
b=5.97;                                      %biyel ağırlık merkezi krank kol yatağı muylusu arası mesafe
l=a+b;                                       %biyel toplam uzunluğu
r=6.35;                                      %krank kolu yarı çapı
rk=5.579;                                   %krank kaçık kütlesi dönme yarıçapı
rdng=6.24;                                  %denge ağırlıkları dönme yarıçapı
d=2250;                                     %d/d
w=pi*d/30;                                  %Hz
L=r/l;                                       %λ oranı
Ma=Mp+M1+((b/l)*M3);                       %ötelenen kütlelerin toplamı
Mkr=Mdng+Mkr+M2+(a/l)*M3;                 %dönen kütlelerin toplamı
for A=1:360;                                %döngü başlangıcı
Pi1(A)=Ma*r*w*w*(cos(pi*A/180))/100000;    %birinci mertebe alatet kuvveti kN
Pi2(A)=Ma*r*w*w*L*(cos(2*pi*A/180))/100000; %ikinci mertebe alatet kuvveti kN
PiT(A)=Pi1(A)+Pi2(A);                      % toplam alatet kuvveti kN

```

KrY(A)=(Mkr*rk-Mdng*rdng+M2*r+(a/l)*M3*r)*w*w*(cos(pi*A/180))/100000; %krank
ataletinin Y bileşeni kN

KrX(A)=(Mkr*rk-Mdng*rdng+M2*r+(a/l)*M3*r)*w*w*(sin(pi*A/180))/100000; % krank
ataletinin X bileşeni kN

KrT(A)=sqrt((KrY(A))^2+(KrX(A))^2); %dönen parçaların toplam ataleti kN

Y(A)=Pi1(A)+Pi2(A)+KrY(A); %Y yönlü atalet kuvvetleri kN

X(A)=KrX(A); % X yönlü atalet kuvvetleri kN

R(A)=sqrt((Y(A))^2+(X(A))^2); % toplam bileşke atalet kuvveti kN

AA(A)=A; %klasik diyagram için X eksen elemanları

AR(A)=2*pi*A/360; %kutupsal koordinatlardaki diyagram için X eksen elemanları

end;

subplot(2,3,1),plot(AA,Pi1,'g')

hold on

subplot(2,3,1),plot(AA,Pi2,'b')

hold on

subplot(2,3,4),plot(AA,PiT,'k')

hold on

subplot(2,3,2),plot(AA,KrY,'g')

hold on

subplot(2,3,2),plot(AA,KrX,'b')

hold on

subplot(2,3,5),plot(AA,KrT,'k')

hold on

subplot(2,3,3),plot(AA,Y,'g')

hold on

subplot(2,3,3),plot(AA,X,'b')

hold on

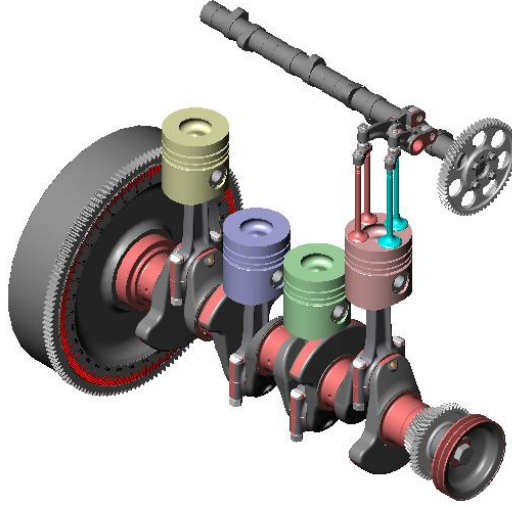
subplot(2,3,3),plot(AA,R,'k')

hold on

subplot(2,3,6),polar(AR,R,'k')

2.7 DÖRT SİLİNDİRLİ MOTOR ÜZERİDE HESAPLANAN ANA YATAK KUVVETLERİ

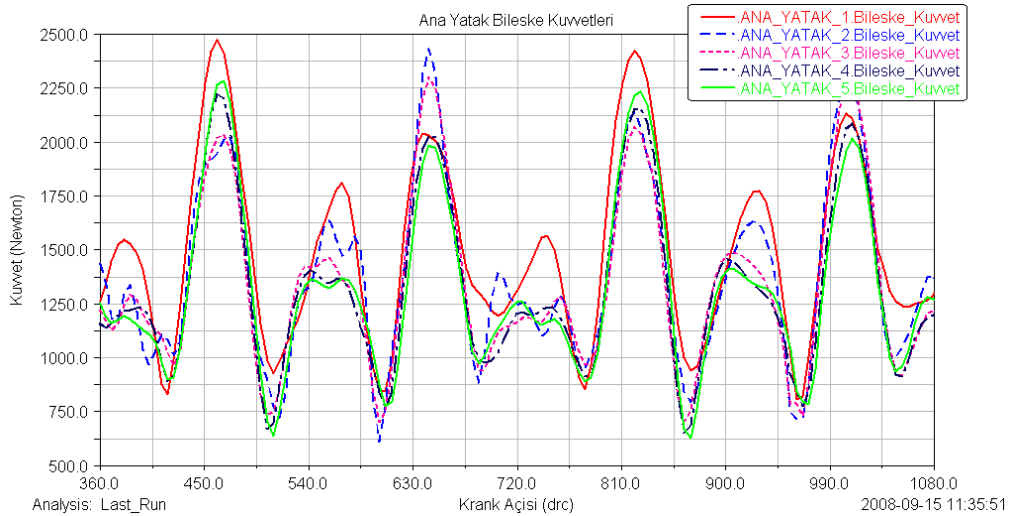
Dört silindirli 180 derece krank açılı motorumuzda (Şelik X) denge ağırlıklarının ana yatak kuvvetleri üzerinde etkili olacağı daha önceki bölümlerde belirtmiştik. Bu yatak kuvvetlerinin kaymalı yataklar üzerinde yağ filminin oluşumuna etkisi olduğundan genel olarak yatak kuvvetlerinin bilinmesinde fayda vardır. Prototip motorun çalışması sırasında yatak kuvvetlerinin değiştirilmesi gerekilirse bu bilgilerden faydalanabilecektir.



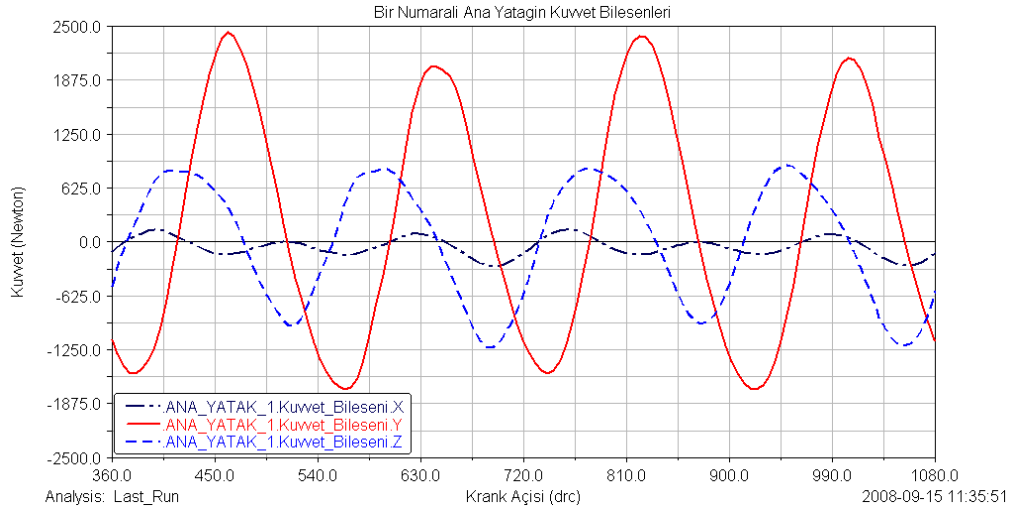
ŞEKİL 3 : Motorun genel görünümü.

Aşağıda MSC.Adams programında motorun 2250 devir / dakika açısal hızı için hesaplanmış olan ana yatak kuvvetleri verilmiştir. Bu kuvvetler arasından bir numaralı ana yatak seçilerek bu ana yatak üzerinde de bileşke kuvvetin yönleri detaylandırılmıştır.

GRAFİK 16 : Nihai olarak karar kılınan denge ağırlığı için, 2250 devir / dakika motor devrinde oluşan ana yatak kuvvetleri.

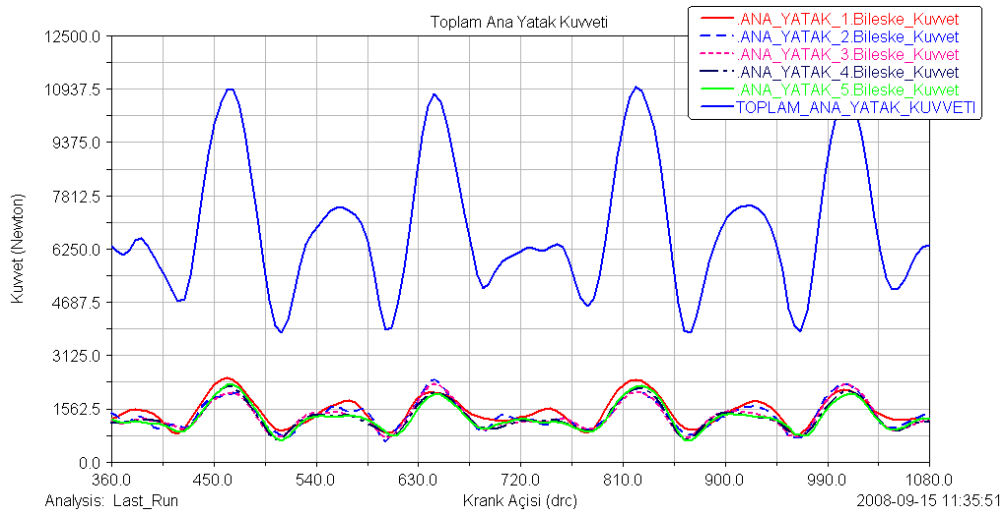


GRAFİK 17 : Nihai olarak karar kılınan denge ağırlığı için, 2250 devir / dakika motor devrinde oluşan birinci ana yatak kuvvet bileşenleri.



Grafikten de görülmektedir ki önemli ölçüde yağ filmini zorlayan kuvvet y yönü düşey eksendeki kuvvettir. Kuvvetin maksimum bileşeni 2500 Newton mertebesinde. Aşağıda MSC.Adams programında hesaplanan bütün yatak kuvvetinin toplamı grafiği verilmiştir.

GRAFİK 18 : Nihai olarak karar kılınan denge ağırlığı için, 2250 devir / dakika motor devrinde oluşan birinci ana yatak kuvvet bileşenleri ve toplam ana yatak kuvveti.



3. VOLAN HESABI: MOTOR DEVRİNİN DÜZGÜNLÜĞÜ

Tezin isminde de adı geçen dört tip elemandan biri olan volanın kütle ataletinin uygunluğu krank milinin özellikle burulma ve bileşke gerilme değerlerinin hesaplanmasında önemli bir parametredir. Bu sebeple (KOLCHİN A. vd. 1984) numaralı kaynaktan alınan bilgiler ışığında volan için hesap öncelikli olarak gerçekleştirilmiştir.

Belirlenmiş tork değerleri için motorun hareketinin düzgünlüğü (tork nonuniformity ratio) adı verilen tork düzgünsüzlüğü kat sayısı ile belirlenir (KOLCHİN A. vd. 1984).

$$\mu = \frac{(M_{t \max} - M_{t \min})}{M_{t \min}} \quad \text{5}$$

Buradaki M moment değerleri sırası ile maksimum, minimum ve ortalama tork değerlerini belirtmektedir.

Motorun torku M_t (Nm) her durumda, toplam direnç torku (resisting tork) M_r ve motorun dönen paçalarının oluşturduğu atalet momenti J_o ile dengelidir.

$$M_t = M_r + J_o \frac{d\omega}{dt} \quad \text{6}$$

Burada $\frac{d\omega}{dt}$ krank milinin açısal ivmesidir.

İş fazlalığı alanı L_s , ortalama moment çizgisinin üzerinde kalan F_1 alanına bağlı olarak aşağıdaki şekilde hesaplanabilir (KOLCHİN A. vd. 1984).

$$L_s = F_1 \cdot M_m \cdot M_\varphi \quad \text{7}$$

Burada F_1 , M_m doğrusunun üzerinde kalan alandır. Bu alan bilgisayar yardımı ile yada başka bir yöntemle hesaplanabilir (mm^2). M_m , tork eksenini için kullanılacak ölçektir. Milimetre başına N.m 'yi ifade etmelidir. M_φ , krank mili açısının ölçөгüdür. Birimi rad/mm'dir.

Döndürme momentinin iş fazlalığı aşağıdaki denklemden, “dönen elemanların artan açısal hızlarının kinetik enerjisi” formunda analitik olarak elde edilebilir.

Krank milinin açısal hızındaki ani değişim, M_t döndürme momenti değerinin ortalama değeri olan M_m değerinden ani olarak artışından kaynaklanmaktadır. Böylece pozitif açısal ivmelenme artmakta ve dolayısı ile krank milinin açısal hızı artmaktadır.

Torkun bu iniş ve çıkışlarının krank hızının sabit devri üzerinde oluşturacağı darbe etkisi düzgünsüzlük katsayısı ile hesaplanır (KOLCHİN A. vd. 1984).

$$\delta = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})}{\omega_m} \quad (8)$$

δ değeri otomobiller için 0.010-0.020, traktörler için 0.003-0.010 aralığında değişmektedir.

3.1 ŞAHİN METAL İÇİN GERÇEKLEŞTİRİLEN VOLAN HESABI:

$L_s = F_1 \cdot M_m \cdot M_\varphi$ denkleminde değerler yerine konulursa,

$$L_s = 137564,8(mm^2) \cdot 1\left(\frac{Nm}{mm}\right) \cdot \frac{4 \cdot \pi}{4 \cdot 719,0(mm)} = 601,075 (Nm) \text{ olarak bulunur.}$$

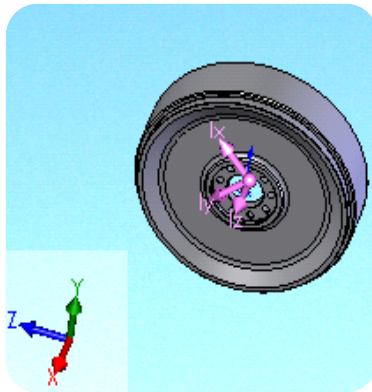
Buradaki M_m döndürme momenti eksenin, M_φ ise krank açısı eksenin ölçeğidir.

Düzgünsüzlük katsayısı δ değeri traktörler için uygun aralık olan 0.003 ile 0.010 değerlerinin aritmetik ortalaması olan 0.0065 olarak seçilirse,

$$J_o = \frac{L_s}{\delta \cdot \omega^2} = \frac{601,075}{0,0065 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 2250}{30}\right)^2} = 1,6657 \text{ kg} \cdot m^2 \text{ olarak bulunur.}$$

Buradaki 2250 devir/dak cinsinden motorun maksimum devridir.

Aşağıdaki resimlerde ön kabul ile tasarlanmış olan volanın kütlesi ve atalet momenti görülmektedir. Ön tasarım değeri olan $1,6927 \text{ kg} \cdot m^2$ uygundur.



Mass = 58226.68 grams
 Volume = 7976258.22 cubic millimeters
 Surface area = 464905.16 millimeters^2
 Center of mass: (millimeters)
 X = -34.15
 Y = -0.00
 Z = 0.00
 Moments of inertia: (grams * square millimeters)
 Taken at the center of mass and aligned with the output coordinate system.

Lxx = 1692778953.79	Lxy = -8.50	Lxz = 14.73
Lyx = -8.50	Lyx = 887167500.45	Lyz = -39.52
Lzx = 14.73	Lzy = -39.52	Lzz = 887167454.82

ŞEKİL 4 : Volanın 3D görünümü ve SolidWorks programında hesaplanan kütle ataleti değerleri.

3.2 VOLANIN TASARIMI

Volanın iki temel amacı bulunmaktadır.

- 1- Motor hızının düzgünlüğünü sağlamak,
- 2- Motora başlatma anında enerji sağlamak.

Otomobil motorlarında aracın atak ve seri olabilmesi için volan çapı minimum olacak şekilde tasarım yapılır. Ancak traktör motorlarında volanın kinetik enerjisi kısa zamanlı yüksek yüklerin aşılması için enerji depolamalıdır. Bu sebeple daha ağır ve dolayısıyla büyük tasarlanır.

Volanın tasarımı atalet momenti J_f , volan momenti $m_f \cdot D_m^2$, ölçülendirilmesi ve maksimum çevresel hızının hesaplanması ile yapılır.

Genel bir söylem olarak otomobil volanı atalet momentinin, motor elemanlarının toplam atalet momentinin %80 – 90'ı kadar ve traktör motorlarının ise %75 – 90 'ı kadar olması gerekmektedir (KOLCHİN A. vd. 1984).

$$m_f \cdot D_m^2 = 4 \cdot J_f \quad (9)$$

Burada m_f (kg) volan kütlesi, D_m (m) volan çapı, J_f ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$) ise volanın atalet momentidir.

Mukavemet bakımından volan dış çapının uygun çevresel hız değerlerinde kalacak şekilde seçilmesi gerekmektedir.

Volan zarfındaki çevresel hız denklemi aşağıdaki gibidir.

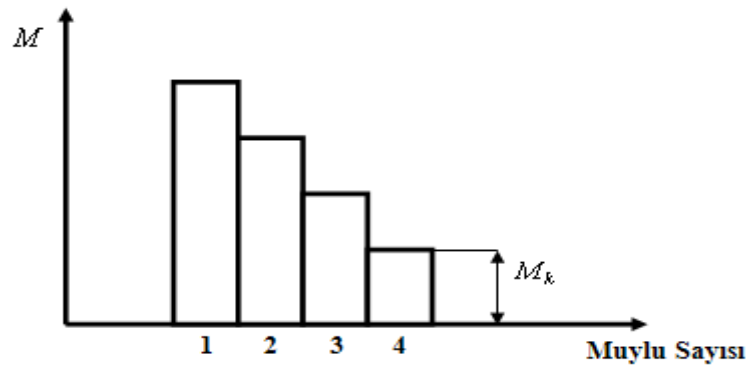
$$v_f = \frac{\pi \cdot D_f \cdot n}{60} \quad (10)$$

Burada D_f (m) volanın dış çap ölçüsü (bizim tasarımımızda 0,42 metre), n ise motor hızıdır (devir/dakika) (motorumuzun maksimum 2250 devir/dakika'da çalışacağı planlanmaktadır) (KOLCHİN A. vd. 1984).

Literatüre göre dökme demir malzemeden yapılan volanlar en çok 50 m/s çevresel hıza göre tasarlanırken, çelik malzeme volanlar 120 m/s hızlarda çalışabilmektedir. Yukarıdaki hesap yapıldığında $v_f = 49.48 \text{ m/s}$ bulunmaktadır.

4. KRANK MİLİNE ETKİ EDEN KUVVETLER

Krank mili pistondan biyel yardımı ile gelen kuvveti bir moment olarak motor volanına verir. Bu moment iş yapan moment olup kaynağı gaz ve atalet kuvvetleridir. Motorun iş yapan bu momentine (M) diyecek olursak ve bu momenti veren motorda (k) kadar krank muylusu bulunduğunu farz edersek bu durumda her bir muylu M/k kadar bir momenti nakledecektir. Ayrıca her muylu volana nazaran kendisinden evvel gelen muyluların da momentlerini nakledeceğinden bu momentler krank mili üzerinde taşındığı zaman merdiven şeklinde bir momentler eğrisi elde edilecektir (BİNARK H., 1964).



ŞEKİL 5 : Ana yatak muylularının taşıdığı burulma momenti grafiği.

Şekil x.1 de 4 silindirli bir motor için, yani $k=4$ olduğu takdirde momentlerin durumu gösterilmiştir. Her bir muylunun bizzat ilettiği moment, $M_k = \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot n} \cdot 75 \cdot \frac{N}{k} = 716,20 \frac{N}{k \cdot n}$ şeklindedir (BİNARK H., 1964).

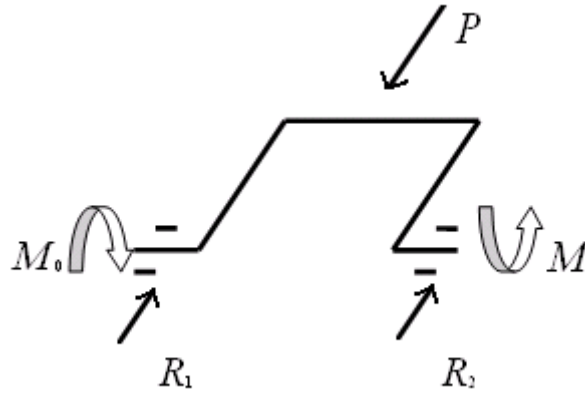
Bu momente bir evvelki muyludan gelen moment eklenir. İş yapan momentin tam değeri yani (M) momenti ancak en son muylu ile volan arasında oluşur

Krank mili bu kuvvetlerin tesiri ile eğilmeye ve burulmaya zorlandığı gibi ayrıca yatak basınçlarına göre de zorlanır. Diğer taraftan krank mili titreşime müsait bir elemandır.

Titreşim zorlanmasının yüksekliği dönme sayısı ile krank milinin doğal frekansı arasındaki orana bağlıdır. Bu iki değer birbirine ne kadar yaklaşırsa, titreşimler o kadar artar. Bu değerlerin birbirine eşit olduğu anda ise, rezonans mevcuttur. Rezonans halinde titreşim genlikleri ve dolayısı ile de titreşim yükü o kadar fazladır ki, bu durumda krank mili aniden kırılabilir. Bu sebepten dolayı doğal frekanslara eşit olan ve dolayısı ile rezonansların meydana geldiği krank mili dönme sayılarına kritik dönme sayıları denir. Motor dönme sayılarını bu kritik dönme sayılarından mümkün olduğu kadar uzakta tutmak konstrüktörün en başta gelen görevlerindendir. Bunun sağlamak için de her şeyden önce krank milinin kritik dönme sayılarını ve dolayısı ile de doğal frekansının bilinmesi gerekir. Titreşimler krank milini burulmaya ve eğilmeye zorlar (BİNARK H., 1964).

İkiden fazla yatakla yataklanmış bulunan bir krank mili statik olarak belirsiz bir sistemdir. Gerçekte iki yatak üzerine yataklanmış bir tek silindirik krank mili de statik olarak belirsiz bir sistemdir. Buna rağmen pratik hesaplarda iki yataklı bir krank milinin iki mesnet üzerinde oturduğu ve dolayısıyla statik olarak belirli olduğu kabul edilir. Bu sebeple hesaplar nispeten basitleşmiş ve zorlanmalar için daha net bir fikir elde edilmiş olur. Böylece krank mili hesabında iki yatak arasındaki tek bir muylu hesap edilecektir (BİNARK H., 1964).

Bu şekildeki tek bir muyluya etki eden kuvvetler Şekil x.2 de gösterilmiştir. Burada periyodik olarak değişken olan P kuvveti krank muylusuna etki etmektedir. Muyluya kendinden önceki muyludan ayrıca bir M_0 momenti iletilir. Bu moment Şekil x.2 de sağ tarafta gösterilmiştir. Burada periyodik olarak değişken olan P kuvvetinin muyluda oluşturduğu m momenti bu $(M-m)$ momentine eklenir ve sonuç olarak krank milinden M momenti alınmış olur (BİNARK H., 1964).



ŞEKİL 6 : Tek silindirli bir motorun krank milinin serbest cisim diyagramı (BİNARK H., 1964).

P ve M belirli bir periyot ile değişirler. Krank milini bu zorlanmaların maksimum değerine göre hesap etmelidir. Bu maksimumların tespiti için P ve M'nin bütün değişimini, yani krank açısına göre eğrilerini bilmeye lüzum yoktur. Bu hususta belli kritik durumlarda tahkik hesapları yapılması genellikle yeterli gelir. (MSC.Adams programında yapılan hesapta P ve M değerlerinin her krank açısına göre değişimi ve bu değişkenlerin krank üzerine etkisi detaylı olarak incelenmiştir.) Genel olarak iki kritik durumda krankın hesabını yapmak mecburiyeti vardır (BİNARK H., 1964).

1. Piston üst ölü noktada iken yanmanın husule getirdiği basınç maksimum değerindedir. Bu durumda tesir eden kuvvet $P_{\max}$ olup ancak atalet kuvvetleri ile bir miktar azaltılmış durumdadır. Bu kritik durumda krank muylusu eğilmeye zorlanır.
2. Piston üst ölü noktadan ortalama 35 derece sonra iken bu durumda $P_t = 0,4 \cdot P_{\max}$ teğetsel kuvveti maksimum burulma momenti meydana getirir. Ayrıca radyal P_r kuvveti de muyluyu eğilmeye zorlar.

Ön tasarımı yapılmış krank milinin bu iki durum için hesabı aşağıda yapılmıştır.

4.1 KRANK MİLİNİN BURULMA DURUMU İÇİN İNCELENMESİ

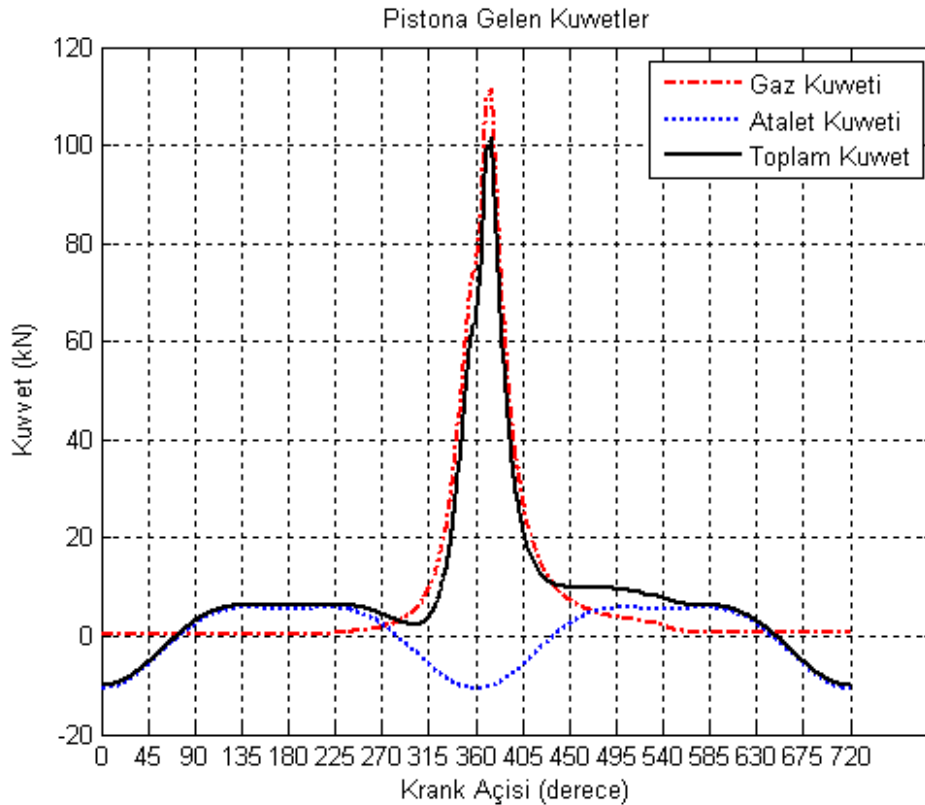
Krank milinin eğilmeye karşı mukavemetinin incelenmesinden sonra bu bölümün başında sıralamış olduğumuz halleden ikincisi olan burulmaya karşı mukavemet kontrolü yapılması aşamasına gelinmiştir. Bunu yapabilmek adına öncelikle motorun tam yük çalışma devri olan 2250 devir/dakika için 90 kW güç ürettiği varsayılarak krankın ilettiği toplam moment bulunmalıdır. Bu moment aşağıdaki şekilde hesaplanabilir;

$$M_b = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \frac{90 \text{ kW}}{2250 \text{ d/d}} = 573 \text{ [Nm]} = 382 \text{ [kNmm]} \quad (21)$$

Bilinmelidir ki burada yapılan hesaplamalar bazı varsayımlar üzerine geliştirilmiş yanma hesaplarına dayanmaktadır. Motorun üreteceği gerçek maksimum güç ve bu gücün hangi devirde üretileceği test aşamasında netlik kazanacaktır.

Motorun yanma hesapları sırasında üretilecek gücün 90 kW'ın daha da üzerinde olması hedeflenmiştir. Motorun sıkıştırma oranı ve silindir hacmine karşılık gelen termodinamik hesaplamaları Prof. Dr. Orhan DENİZ tarafından gerçekleştirilmiştir (DENİZ O., 2006). Bu hesaba göre hesaplanan $F-\alpha$ yanma diyagramı aşağıda görülmektedir.

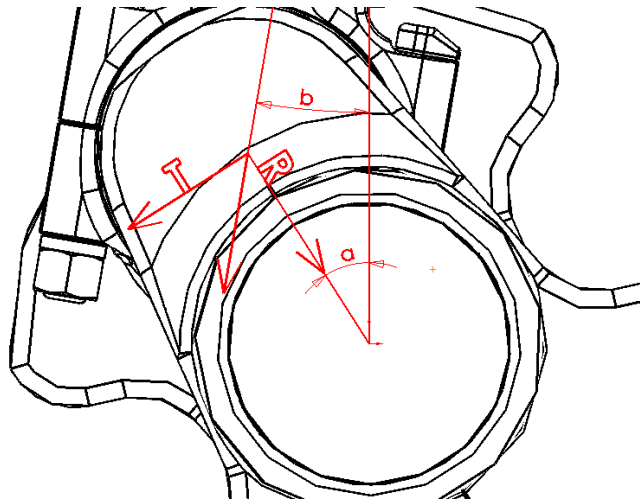
GRAFİK 19 : Krank açısına bağlı olarak gaz kuvvetlerinin değişimi.



Bu diyagramın elde edilmesi için gaz basıncı değişimi olan $P-\alpha$ diyagramı piston yüzey alanı olan 108 mm^2 ile çarpılmıştır. $F-\alpha$ diyagramında krank açısına bağlı olarak silindir içi yanma kuvvetinin değişimi görülmektedir. Piston üzerine yanma sonucu oluşan kuvvetler etki ederken aynı zamanda piston kütlelerinin ataleti de etkimektedir. Figür üzerinde bu kuvvetler de çizdirilmiş ve gaz kuvvetlerine eklenerek bileşke kuvvet bulunmuştur.

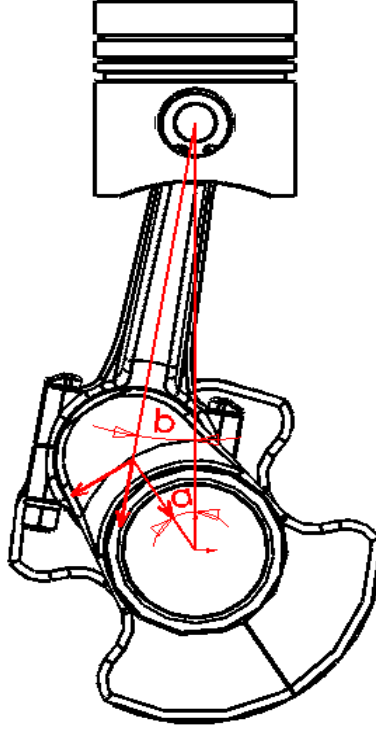
Bu hesaba göre, 720 derecelik bir çevrim sonucunda her piston üzerinde birer kez ateşleme gerçekleşmiş ve her pistona 111,5 kN'luk gaz kuvveti uygulanmıştır. 2250 devir/dakika ile dönmekte olan kranka bağlı olarak piston üzerinde gaz kuvvetine ters yönde 10 kN atalet kuvveti oluşmuştur. Toplamda piston üzerine 101,5 kN net kuvvet uygulanmıştır.

Bu kuvvet biyel aracılığıyla krank üzerine aktarılmaktadır. Bu aktarım sırasında krank ve biyel açıları çok önemlidir. Aşağıdaki figürde görülmekte olduğu gibi gaz kuvvetinin krank miline dik etkimekte olan bileşkesi moment oluşturan faydalı kuvveti göstermektedir. Bileşkenin geriye kalan kısmı ise yatakları dövmektedir.



ŞEKİL 7 : Teğetsel ve Radyal kuvvet bileşenleri.

Bu sebeple patlama anında krank açısı üst ölü noktayı ne kadar çok geçmiş olursa faydalı kuvvet o kadar artacaktır. Ancak bu durum aynı zamanda sıkıştırma oranını da azaltacak ve yanmanın verimini düşürecektir. Bu sebeple optimum yanma açısı motor üzerinde yapılacak test sonucunda belirlenmelidir.



ŞEKİL 8 : Kuvvet açıları. Figürde $a \rightarrow \varphi$ krank açısı, $b \rightarrow \beta$ ise biyel açısı olarak gösterilmiştir.

Hesaplamamızda yanma anında oluşan kuvvetin tamamının ortalama bir değer olan 15. krank açısı derecesinde oluştuğu varsayılmıştır. Buna göre, oluşan teğetsel kuvvet aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir (KOLCHİN A. vd. 1984).

$$T = \frac{F \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} [kN] \quad (22)$$

Bu denklemde φ krank açısı, β ise biyel açısıdır. Bu iki açı arasındaki ilişki sinüs teoreminden faydalananarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\frac{R}{\sin \beta} = \frac{l}{\sin \varphi} \Rightarrow \frac{63,5}{\sin \beta} = \frac{202}{\sin 15} \Rightarrow \beta = 4,667 \quad (23)$$

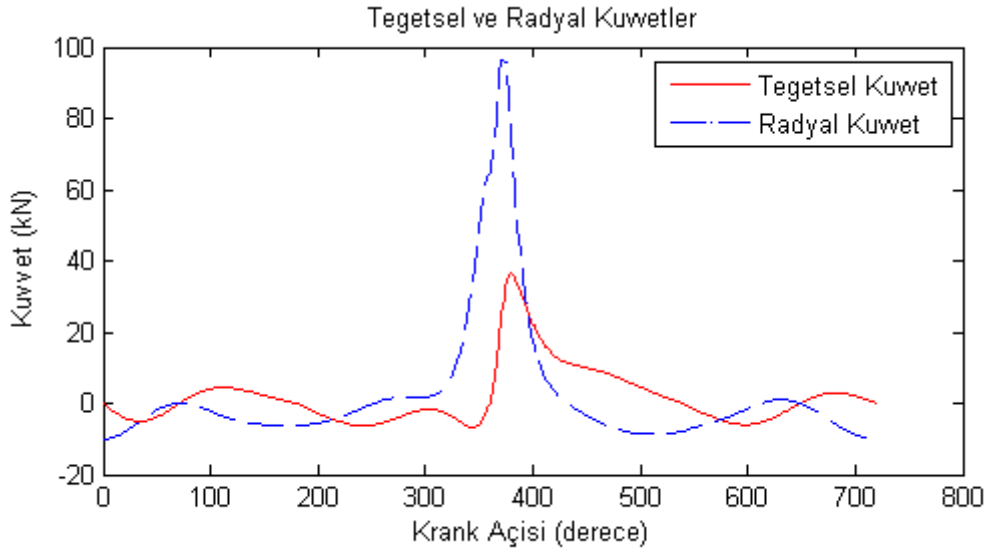
Bu denklemde, R krank mili yarıçapı, l biyel kolu uzunluğudur.

Değerleri 22 numaralı denklemde yazıp hesaplırsak faydalı teğetsel kuvvet 34,2737 kN olarak bulunur.

$$T = \frac{101,5kN \cdot \sin(15 + 4,667)}{\cos 4,667} = 34,2737[kN]$$

Bu teğetsel kuvvet 720 derecelik bir çevrim için hesaplandığında aşağıdaki diyagram elde edilmektedir.

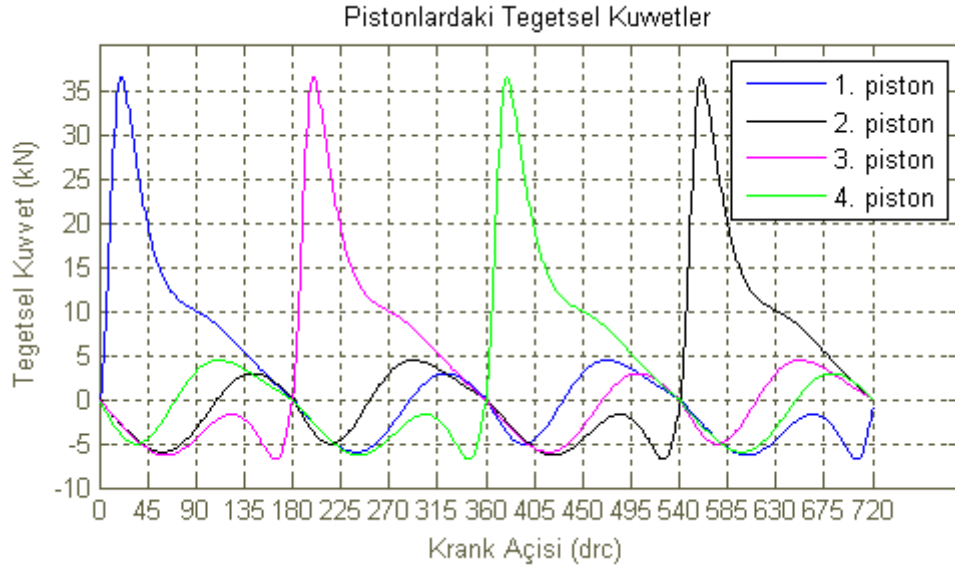
GRAFİK 20 : Teğetsel (faydalı) ve radyal (yatakları zorlayan) kuvvetlerin krank açına bağlı olarak değişimi.



Bu diyagram pistondan gelen bileşke kuvvetin ne kadarının krank milini döndürmeye, ne kadarının yatakları zorlamakta olduğunu göstermektedir. Ancak 4 silindirli bir motorun incelenmekte olduğu düşünüldüğünde bu grafiğe ek olarak iş yapan kuvvetlerin birlikte çizdirilmesi gerektiği anlaşılmaktadır. Bunun temel sebebi olarak piston ataletinin sürekli olmasından dolayı teğetsel kuvvetin zaman zaman negatif değerlerde seyretmesi gösterilebilir.

Aşağıda dört silindir için teğetsel kuvvetler ateşleme fazlarına göre çizdirilmiştir.

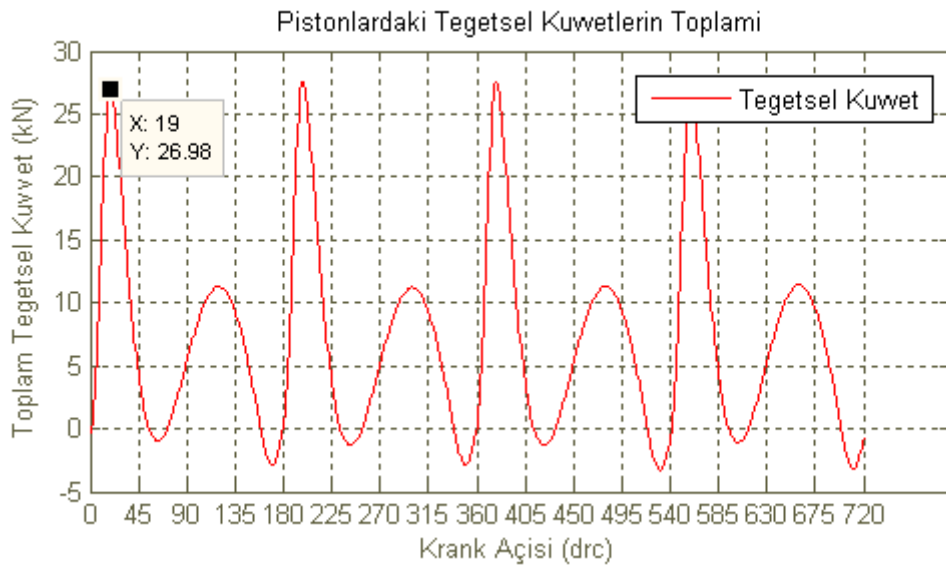
GRAFİK 21 : Her bir pistonun ürettiği teğetsel kuvvetin krank açısına bağlı olarak değişimi (ateşleme sırası 1-3-4-2).



Grafite de görüldüğü üzere belli açılarda teğetsel kuvvetler birbirlerini sönmülemekte ve krank mili üzerinden iletilmekte olan net moment azalmaktadır. Bu durum hem krank milinin mukavemet hesabı için hem de motorun üreteceği gücün hesabı için önemlidir.

Aşağıdaki grafikte net teğetsel kuvvet verilmiştir;

GRAFİK 22 : Toplam Teğetsel kuvvetin krank açısına bağlı olarak değişimi.



Bu grafik ile birlikte krank üzerinde burulma gerilmesi oluşturacak net teğetsel kuvvetin 720 derecelik bir tam çevrim içinde 4 defa olmak üzere 26,98 kN olarak oluşacağı belirlenmiştir. Bu kuvvet krank miline dik bir kuvvet olduğundan krank mili ile çarpılması sonucunda net döndürme momenti elde edilir.

$$M_b = 26,98kN \cdot 63,5 \cdot 10^{-3}m = 1,71323 [kNm] = 1713,23[Nm]$$

Aşağıda bu moment için krank kesitinin eğilme mukavemeti analitik olarak incelenmiştir.

Krank üzerinde burulma gerilmesi yönünden ana yatak muyluları ve biyel kol yatağı muyluları tetkik edilir.

4.1.1 KRANK MİLİ ANA YATAK MUYLULARININ BURULMA DURUMU İÇİN İNCELENMESİ

4.1.1.1 1 BOYUTLU, EL HESABI

Ana yatak muylularının burulmaya karşı koyan kesit ataleti aşağıdaki şekilde hesaplanır,

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi (2 \cdot 39,67 \cdot 10^{-3})^3}{16} = 9,80632 \cdot 10^{-5} [m^3] \quad (24)$$

Burulma gerilmesinin formülasyonu ise aşağıdaki gibidir,

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_p} = \frac{4 \cdot 1,71323 \cdot 10^3}{9,80632 \cdot 10^{-5}} = 69882,68 \cdot 10^3 \left[\frac{kN}{m^2} \right] = 69,88 \left[\frac{N}{mm^2} \right] [MPa] \quad (25)$$

Bu gerilme değeri EN-GJS-900-2 malzemenin $600 N/mm^2$ akma gerilmesi ile karşılaştırıldığında düzgün yayılı kayma gerilmesi dağılımı için krank milinin 8,58 kat emniyetli olduğu anlaşılır. Daha detaylı modellerde bu gerilmeye gerilme yığılma çarpanları da eklenecektir.

Bu emniyet gerilmesi hesabının daha net anlaşılabilmesi için [numaralı] kaynaklardan alınan malzeme özellikleri aşağıda verilmiştir.

ÇİZELGE 1 : Krank malzemesini çeşitli kaynaklardan edinilen mekanik değerleri.

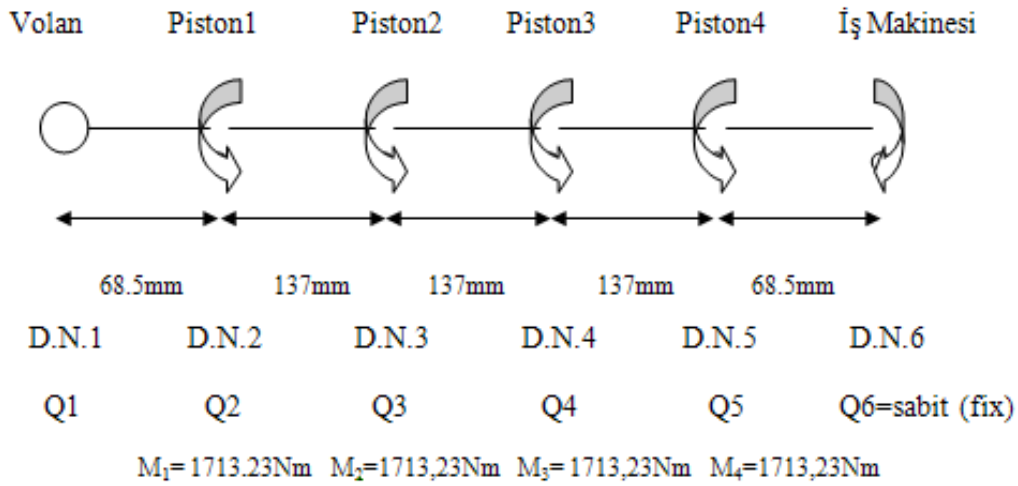
Material	E (GN/m ²)	Poisson's ratio ν	Density ρ (kg/m ³)	Linear expan- sion coefficient α (1/K)	Thermal conductivity λ (W/(m K))	Specific heat capacity c (kJ/(kg K))
Spheroidal graphite cast irons					2)	
GJS-350	169	0,275	7100	$12,5 \cdot 10^{-6}$	36,2	0,515
GJS-400 (GRP 400)	169	0,275	7100	$12,5 \cdot 10^{-6}$	36,2	0,515
GJS-450	169	0,275	7100	$12,5 \cdot 10^{-6}$	36,2	0,515
GJS-500 (GRP 500)	169	0,275	7100	$12,5 \cdot 10^{-6}$	35,2	0,515
GJS-600 (GRP 600)	174	0,275	7200	$12,5 \cdot 10^{-6}$	32,5	0,515
GJS-700 (GRP 700)	176	0,275	7200	$12,5 \cdot 10^{-6}$	31,1	0,515
GJS-800 (GRP 800)	176	0,275	7200	$12,5 \cdot 10^{-6}$	31,1	0,515
GJS-900	176	0,275	7200	$12,5 \cdot 10^{-6}$	31,1	0,515

Cast Iron EN	Ultimate strenght	Yield strenght	Elogation	Hardness	Modulus of elasticity
1561, 1563, 1564	Rm [N/mm2]	Rp0.1 (*) / Rp0.2[N/mm2]	A [%]	[HB]	E [kN/mm2]
Ductile Iron (EN 1563) EN-GJS-900-2	900	600	2	~ 270 ... ~ 360	176

4.1.1.2 1 BOYUTLU, ANALİTİK VE MSC.NASTRAN SONLU ELEMANLAR HESABI

Öncelikle sonlu elemanlar yöntemiyle elde hesaplanacak olan ana yatak muylusu kayma gerilmesi, ikinci bir defa da yine sonlu elemanlar yöntemiyle hesap yapan MSC.Nastran programına hesaplattırılacaktır.

El hesabı için kurulan sonlu elemanlar modeli 5 elemandan oluşmaktadır. Her bir elemanın yalnızca dönme serbestliği olduğundan başlangıçta sistem 5 serbestlik derecesine sahiptir. 5 elemanın aralarında kalan 4 düğüm noktasından yukarıda 1713,2 Nm olarak hesaplanan momentler uygulanacaktır. Uç kısımlardan biri volanı modellemek üzere serbest bırakılacak diğeri kamalı bağlantı ile moment aktarımını yapacak şekilde sabitlenecektir. Modelin çizimi aşağıdaki gibidir,



ŞEKİL 9 : Krankın bir boyutlu burulma modelinin çizimi.

Modelde 6 düğüm noktası (DN) bulunmaktadır. Bu düğüm noktalarından 6'ncısı sabitlenmiş olup gücün tamamının buradan iş makinesine aktarılmakta olduğu düşünülmektedir. Böylece sistem, tamamı dönme serbestliği olmak üzere 5 serbestlik derecesinden (Q) oluşmaktadır. 1. düğüm noktası volanı modellemektedir. Bu hesaplamada ivmelenme durumu modellenmediğinden volanın bulunduğu düğüm noktasından moment girilmemiştir. 2-4 arasındaki düğüm noktalarının her birinden teğetsel kuvvet kaynaklı $M_b=1713,23 \text{ Nm}$ 'lik moment uygulanmıştır.

Burulma serbestliğine sahip bir boyutlu bir elemanın katılık matrisi aşağıdaki gibidir (CHANDRUPATLA T. vd., 1991).

$$k_i = \frac{G \cdot I_p}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (26)$$

Burada G malzemenin kayma modülü ve I_p polar atalet momenti olup aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır;

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} = \frac{176 \cdot 10^9}{2(1 + 0,275)} = 69019 \cdot 10^6 \left[\frac{N}{mm^2 \cdot rad} \right] \quad (27)$$

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi(2 \cdot 39,67 \cdot 10^{-3})^4}{32} = 3,89017 \cdot 10^{-6} [m^4] \quad (28)$$

Buna göre her bir eleman için katılık matrisi;

$$k_1 = \frac{69019 \cdot 10^6 \cdot 3,89017 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 68,5 \cdot 10^{-3}} \begin{bmatrix} 2 & -2 \\ -2 & 2 \end{bmatrix}$$

$$k_2 = \frac{69019 \cdot 10^6 \cdot 3,89017 \cdot 10^{-6}}{137 \cdot 10^{-3}} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$k_3 = \frac{69019 \cdot 10^6 \cdot 3,89017 \cdot 10^{-6}}{137 \cdot 10^{-3}} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$k_4 = \frac{69019 \cdot 10^6 \cdot 3,89017 \cdot 10^{-6}}{137 \cdot 10^{-3}} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$k_5 = \frac{69019 \cdot 10^6 \cdot 3,89017 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 68,5 \cdot 10^{-3}} \begin{bmatrix} 2 & -2 \\ -2 & 2 \end{bmatrix}$$

Bu eleman katılık matrisleri bir araya getirilerek aşağıdaki global katılık matrisi oluşturulur;

$$K = \frac{69019 \cdot 10^6 \cdot 3,89017 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 68,5 \cdot 10^{-3}} \cdot \begin{bmatrix} 2 & -2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -2 & 3 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 2 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 2 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 3 & -2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2 & 2 \end{bmatrix} \quad (29)$$

$[F] = [K][U]$ genel denge denkleminde bu matrisi yerine koyarsak aşağıdaki denklem takımı oluşur.

$$10^3 \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 1,71323 \\ 1,71323 \\ 1,71323 \\ 1,71323 \\ 1,71323 \end{bmatrix} = \frac{69019 \cdot 10^6 \cdot 3,89017 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 68,5 \cdot 10^{-3}} \cdot \begin{bmatrix} 2 & -2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -2 & 3 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 2 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 2 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 3 & -2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2 & 2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \\ Q_5 \\ Q_6 \end{bmatrix}$$

Bu denklem takımındaki altı bilinmeyişi çözmek için altı adet denklemimiz bulunmaktadır. Ancak, Q bilinmeyen yer değıştirmelerini çözebilmek için K matrisini denklemin sol tarafında atmak gerekmektedir. Bu işlemin yapılabilmesi için de K'nın tersi alınabilir bir matris olması gerekmektedir. Bunun için denklem takımına modelimizdeki sınır koşulları eklenerek bu sınır koşullarının denk geldiğı satır ve sütunlar eliminasyon yöntemi ile ortadan kaldırılır. Bizim modelimizdeki tek sınır koşulu krankın sağ baştan sabit kabul edilmesidir. Bu sınır koşulunu uygulamak için 6. Satır ve sütun silinmiştir. Aşağıda sınır koşulları uygulanmış denklem takımı görölmektedir.

$$10^3 \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 1,71323 \\ 1,71323 \\ 1,71323 \\ 1,71323 \end{bmatrix} = \frac{69019 \cdot 10^6 \cdot 3,89017 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 68,5 \cdot 10^{-3}} \cdot \begin{bmatrix} 2 & -2 & 0 & 0 & 0 \\ -2 & 3 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 2 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 2 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \\ Q_5 \end{bmatrix}$$

Bu denklem takımını çözmek için Q yer değıştirme matrisinin yanında bulunan 5x5lik matrisin tesri alınarak denklemin karşı tarafına atıldığında aşağıdaki eşitlik bulunur. Bu eşitlik çözüldüğünde Q terimleri (ilgili düğüm noktasındaki dönmeler) radyan cinsinden bulunur (CHANDRUPATLA T. vd., 1991).

$$5.1025036^{-4} \cdot \begin{bmatrix} 13,7058 \\ 13,7058 \\ 11,9926 \\ 8,56615 \\ 3,42646 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \\ Q_5 \end{bmatrix} = 10^{-3} \begin{bmatrix} 6,99338 \\ 6,99338 \\ 6,11922 \\ 4,37088 \\ 1,74835 \end{bmatrix} [rad]$$

Aşağıda aynı model için MSC.Nastran programında hesaplatılmış olan yer değıştirme değerleri verilmiştir. İki farklı hesap birbirlerine kesin şekilde benzer bulunmuştur.

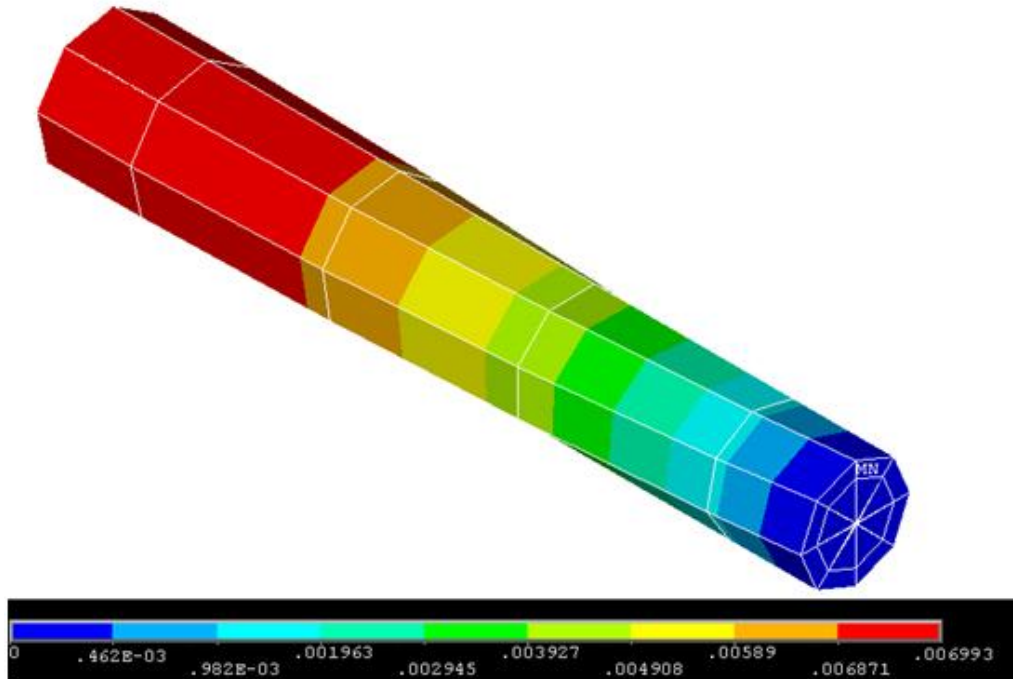
ÇİZELGE 2 : MSC.NASTRAN programında hesaplanan burulma açısı değerleri tablosu (radyan).

MSC.NASTRAN YERDEĞİŞTİRME VEKTÖRÜ

POINT ID.	TYPE	T1	T2	T3	R1	R2	R3
1	G	0.0	0.0	0.0	6.993372E-03	0.0	0.0
2	G	0.0	0.0	0.0	6.993372E-03	0.0	0.0
3	G	0.0	0.0	0.0	6.119200E-03	0.0	0.0
4	G	0.0	0.0	0.0	4.370857E-03	0.0	0.0
5	G	0.0	0.0	0.0	1.748343E-03	0.0	0.0
6	G	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Programda kullanılan Beam elemanların 6 serbestliği bulunmaktadır. Bu elemanların R1 yani krank eksenini etrafındaki serbestlik derecesi hariç diğer bütün serbestlikleri kapatılmıştır. Bu sebeple yukarıdaki tabloda R1 haricindeki serbestlikler sıfır olarak görülmektedir.

Aşağıdaki resimde çubuğun deformasyon sonrası görünümü verilmiştir. Resimde de maksimum yer değiştirme 0,006993372 [radyan] olarak görülmektedir.



ŞEKİL 10 : Milin deformasyon sonrası görünümü.

Bu modelin el ile hesaplanması nispeten kolay olduğundan sonuçlar virgülden sonraki 4. haneye kadar aynı çıkmıştır.

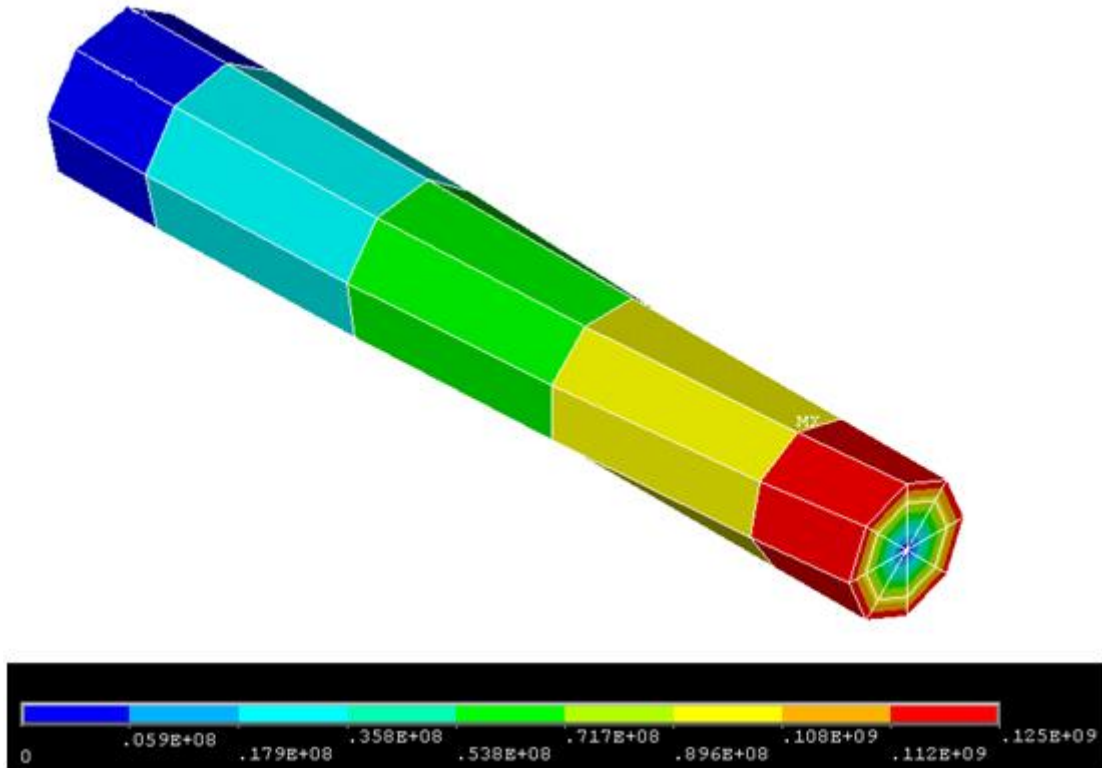
Modelimizde en büyük gerilme durumundaki eleman 5. ve 6. serbestlik dereceleri arasında bulunan elemandır. Bunun sebebi elemanın uç nodları arasındaki yer değiştirmenin eleman uzunluğuna olan oranıdır. Bu oran son elemanda diğer elemanlara göre daha fazladır. Yukarıda bulduğumuz yer değiştirmelere göre bu eleman üzerindeki yayılı kayma gerilmesini hesaplırsak;

$$\tau = G \cdot [B] \cdot [q] = G \cdot [-1 \quad 1] \cdot \begin{bmatrix} q_4 \\ q_5 \end{bmatrix} \quad (30)$$

$$\tau = 69019 \cdot 10^6 \cdot [-1 \quad 1] \cdot \begin{bmatrix} 1,74835 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot 10^{-3} \quad (31)$$

$$\tau = 120,669 \cdot 10^6 \left[\frac{N}{mm^2} \right] = 120,669 \text{ MPa} \text{ olarak bulunur.}$$

Analitik hesap ile bulunan bu sonuç, MSC.Nastran programında hesaplanan 125 MPa gerilme ile yalnızca %4,0 farklı çıkmıştır. Aşağıdaki resimde gerilme dağılımı mil üzerinde gösterilmiştir.



ŞEKİL 11 : Mil üzerindeki gerilme dağılımı.

4.1.1.3 3 BOYUTLU MODEL, MSC.NASTRAN STATİK HESAP

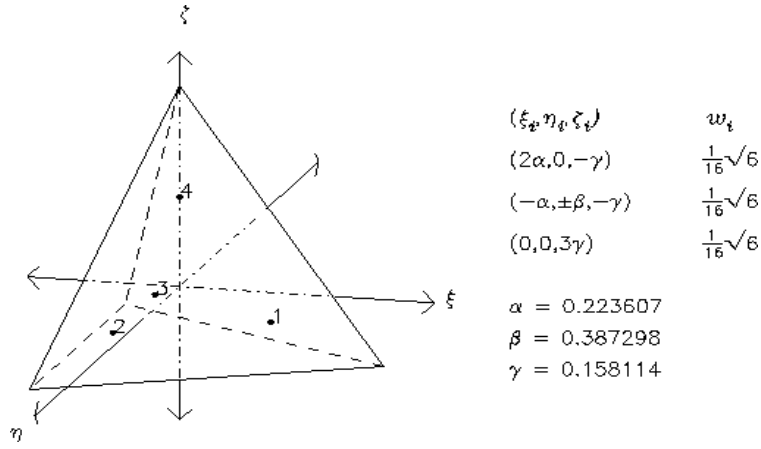
Krank milinin ana yatak muylularının burulma gerilmelerine karşı dayanımı için 1 boyutlu burulma elemanları kullanılarak yapılan hesaplarda τ_b burulma gerilmesi için iki ayrı yöntem ile ortalama 125 N/mm^2 değerinde bir gerilme bulundu. Ancak bu gerilme değeri krank ana yatağı muylusu kesitinin üzerinde yayılı halde bulunan gerilme olduğundan, gerilme yığılmaları sonucunda yatağın değişken kesitlerinde oluşacak maksimum gerilme değerinin de hesaplanması gerekmektedir. Yorulma ve ömür hesaplarında hasarın bu bölgelerden başlayarak malzemeye yayıldığı bilinmektedir.

Krank milinin üç boyutlu modeli SolidWorks katı modelleme programında hazırlanmıştır. Bu model üzerindeki bütün ölçüler imalata yönelik parçanın nihai ölçüleridir. Milin katı modeli MSC.PATRAN programına alınarak üzerinde çözüm ağı (mesh) oluşturulmuştur. Çözüm ağı oluşturulurken aşağıdaki konulara özellikle dikkat edilmiştir;

1. Mil, 3 boyutlu tetrahedral elemanlarla modellenmiştir. (Resim x)
2. Mil üzerinde genel eleman boyutu 5 mm den fazla olmayacak, ve gerilemenin özellikle artış göstereceği düşünülen birinci yatak civarında bu boyutun 0.5 mm ye kadar düşürülecek şekilde bir çözüm ağı oluşturulmuştur. Böylelikle krank mili toplam 768 bin 818 elemana bölünerek çözüm yapılmıştır. Çözüm süresi dört çekirdekli çift işlemcili bir iş istasyonunda yaklaşık 40 dakikadır.
3. Krank milinin yataklanması için Multi Point Constraint (MPC) adı verilen elemanlar kullanılmıştır. Bu tip elemanlar seçilen iki ya da daha çok düğüm noktasının birlikte yer değiştirmesi istenildiği durumlarda kullanılır. Yatak üzerine gelen kuvvetlerin MPC eleman kullanılarak yatağı oluşturan bütün düğüm noktalarına yayılı olarak dağıtılmıştır.

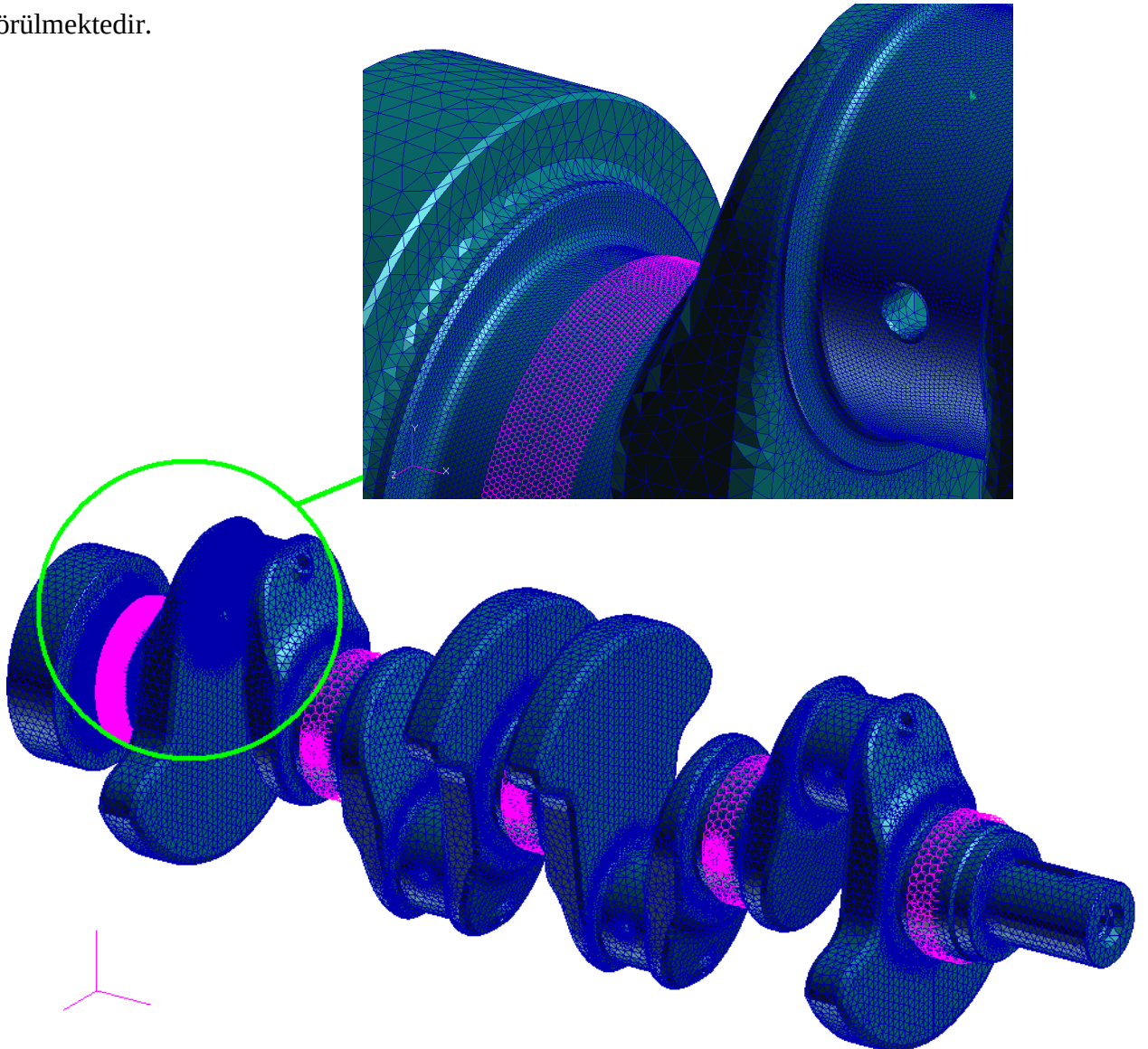
MPC elemanlar, üzerine uygulandığı bölgenin birlikte hareket etmesini sağladığı için parçanın olduğundan daha rijit davranmasına sebep olurlar. Bu durum da göz önüne alınarak gerilmenin hassasiyetle hesaplanması istenen bölgelerde MPC elemanlar mümkün olduğunda az yer tutacak şekilde modellenmiştir.

Aşağıda krank milinin çözüm ağında kullanılan tetrahedral elemanın görünüşü verilmiştir (CHANDRUPATLA T. vd., 1991).



ŞEKİL 12 : 3D tetrahedral (dört yüzlü) elemanın şekil fonksiyonları.

Aşağıda tamamlanmış çözüm ağının resmi verilmiştir. MPC elemanlar mor renk ile görülmektedir.



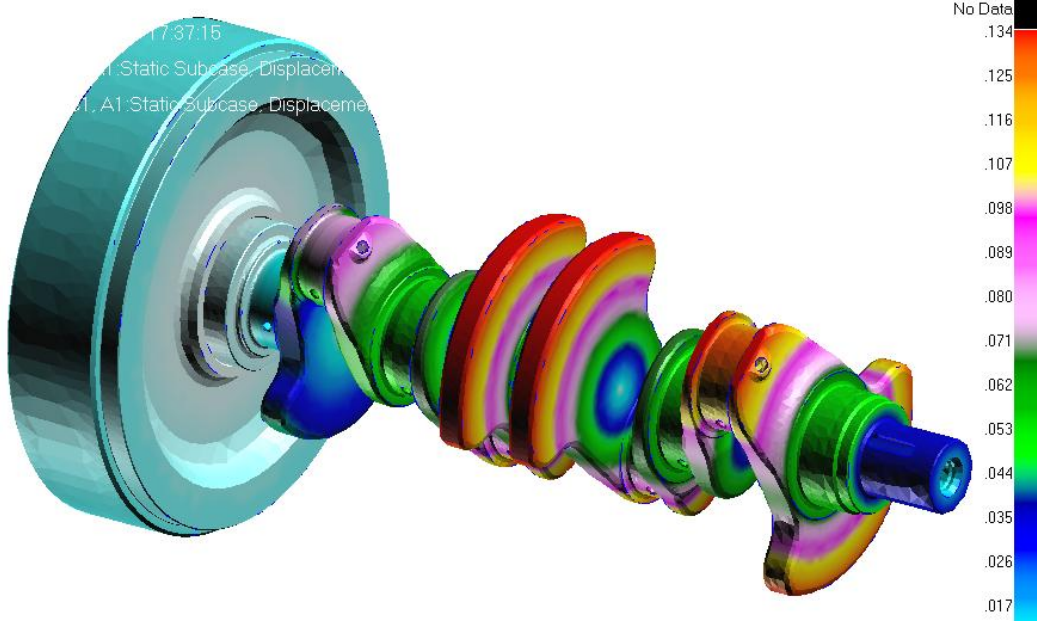
ŞEKİL 13 : 3D krank milinin mesh görünümü ve bir numaralı ana yatağın detayı.

Çözüm ağının oluşturulmasından sonra modele tek başına burulma gerilmesi oluşturacak şekilde yüklemeler yapılmıştır. Buraya kadar olan hesaplamalarda kritik bölge olan birinci yatak üzerinden $4xMb = 4 \times 1713,23 = 6\,852,92\text{Nm}$ lik momentin iletildiği varsayılmıştır.

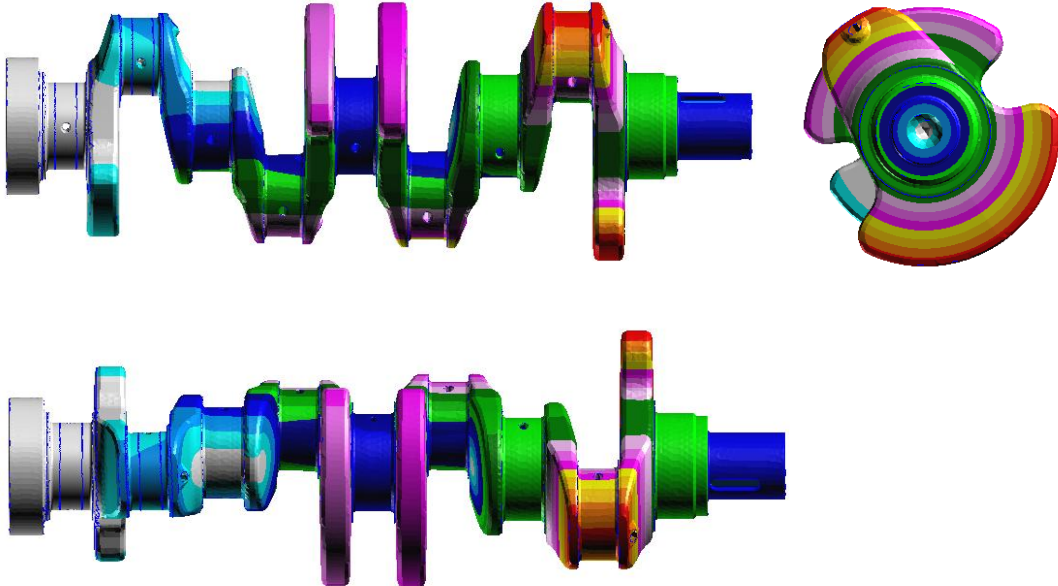
Ancak şüphesiz ki silindirlerin dördü de aynı anda gaz kuvveti oluşturmamaktadır. En kötü koşulları oluşturmak adına her bir silindirden gelen momentin toplanarak hesap yapılması durumunda 400 N/mm^2 mertebelerinde gerilmeler hesaplanmaktadır. Ancak bu hesap yönteminde de krank gereğinden fazla mukavemetli ve geniş üretilmek durumunda kalacaktır. (400 N/mm^2 mertebesindeki değerlerin MSC.Adams analizlerinin gerçekleştirilmesinden sonra geçersiz olduğu anlaşılmış ve dokümandan çıkartılmıştır.)

Volan ve kavrama bağlantısını modellemek amacı ile birinci yatağın solundaki 9 cıvata bağlantı deliğinden krank yer yönde sabitlenmiştir. Aşağıda burulma, eğilme ve birleşik mukavemet halleri için gerilme değerleri detaylandırılmıştır.

Krank milinin burulma durumu için deformasyon şekli aşağıda verilmiştir. Bu moment iletim durumu için krank milinin en fazla yer değiştirme yapan bölgesi 1.63 milimetre ile 4. yatağın karşı ağırlığıdır.

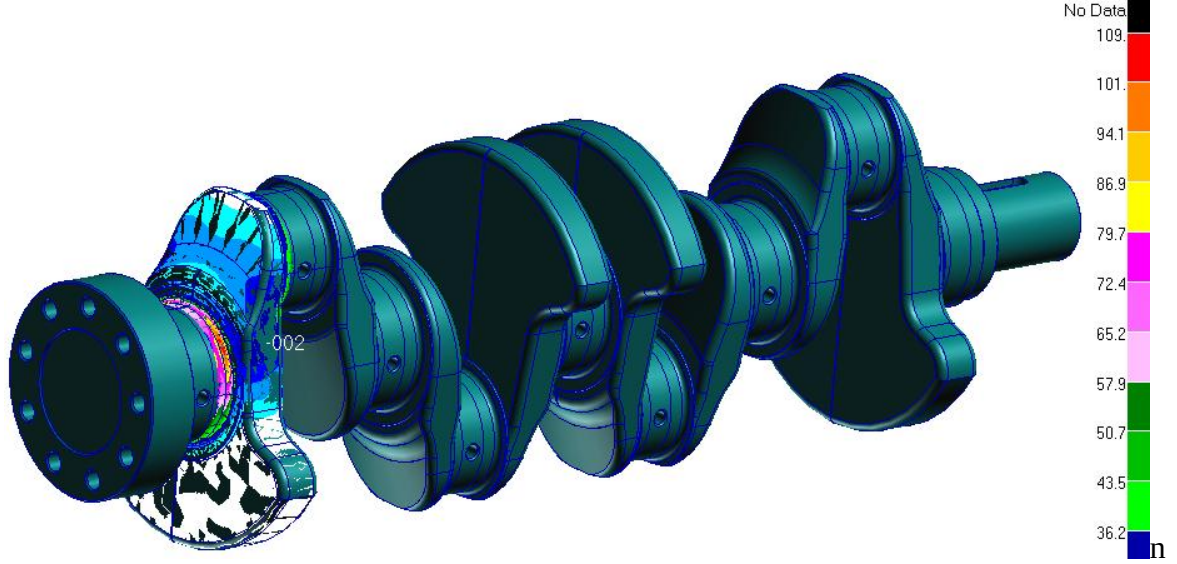


ŞEKİL 14 : Krank milinin burulma durumu için üç boyutlu deformasyonu (İzometrik görünüş).

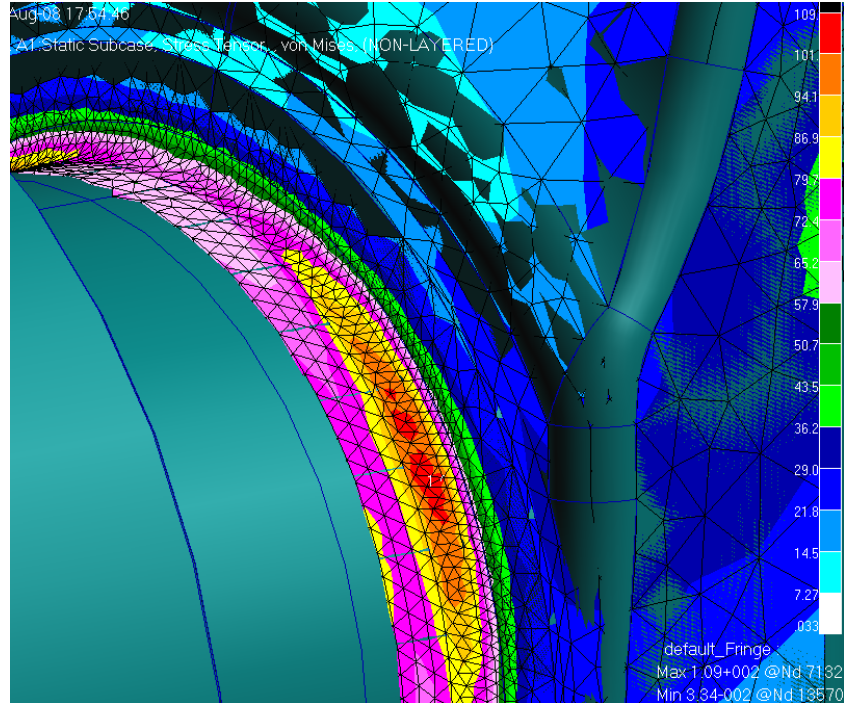


ŞEKİL 15 : Krank milinin burulma durumu için üç boyutlu deformasyonu (Üç görünüş).

Burulma durumu için krank mili üzerinde hesaplanan en yüksek gerilme tahmin edildiği üzere ana yatağ krank koluna bağlantı radyusunun üzerinde çıkmıştır. Gerilmenin değeri 109 N/mm^2 dir. Aşağıda bu gerilmenin krank üzerindeki yeri ve dağılımı gösterilmiştir.



ŞEKİL 16 : Krank milinin burulma yüklemesi durumu için gerilme dağılımı. $\tau_b^{max} = 109 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ (İzometrik görünüş).



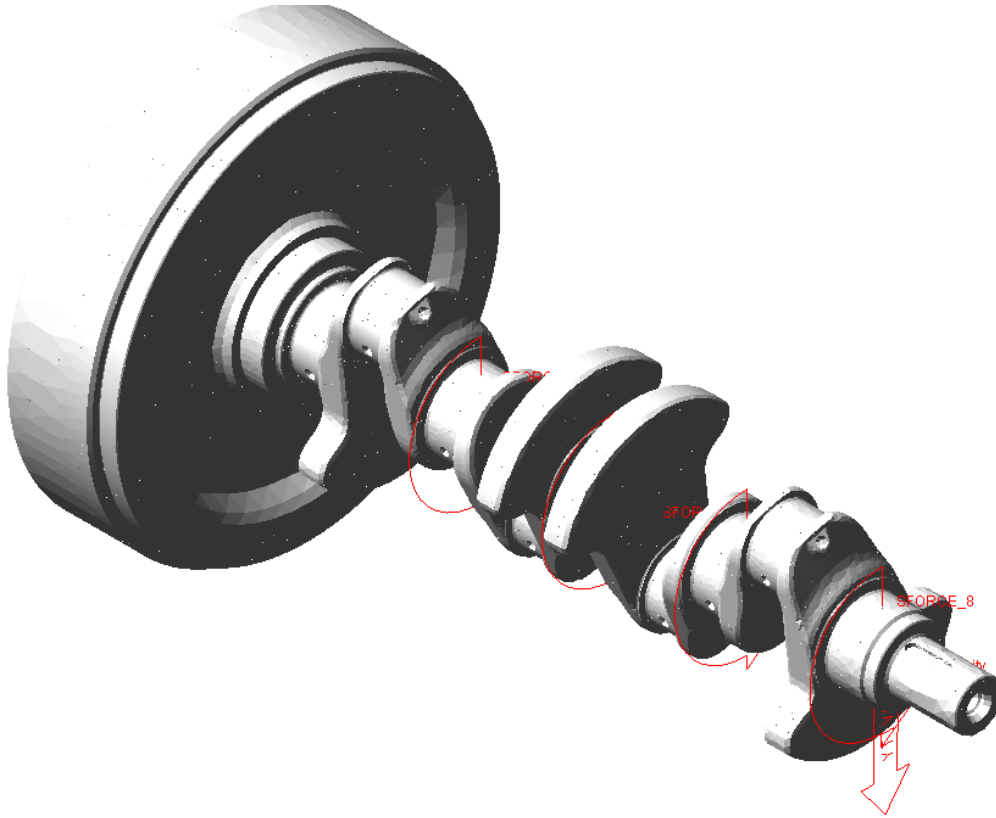
ŞEKİL 17 : Krank milinin burulma yüklemesi durumu için gerilme dağılımı. $\tau_b^{max} = 109 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ (İzometrik detay görünüş).

4.1.1.4 KRANK ANA YATAĞI MUYLUSUNUN BURULMA DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ

Bu aşamaya kadar yapılan burulma mukavemeti hesaplamalarında krank milinin her bir silindirden aldığı döndürme momenti statik olarak mil üzerine etki ettirilmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Ancak krank mili her ne kadar çok yüksek devirlerde çalışmakta olan bir eleman dahi olsa bilinmektedir ki bu dört silindirden alınan moment değeri mil üzerine aynı anda etki etmemektedir. Örneğin maksimum devir olan 2250 devir /dakika hızında her bir moment oluşumu arasında 0.0133 saniye başka bir deyişle 13.3 milisaniye bulunmaktadır.

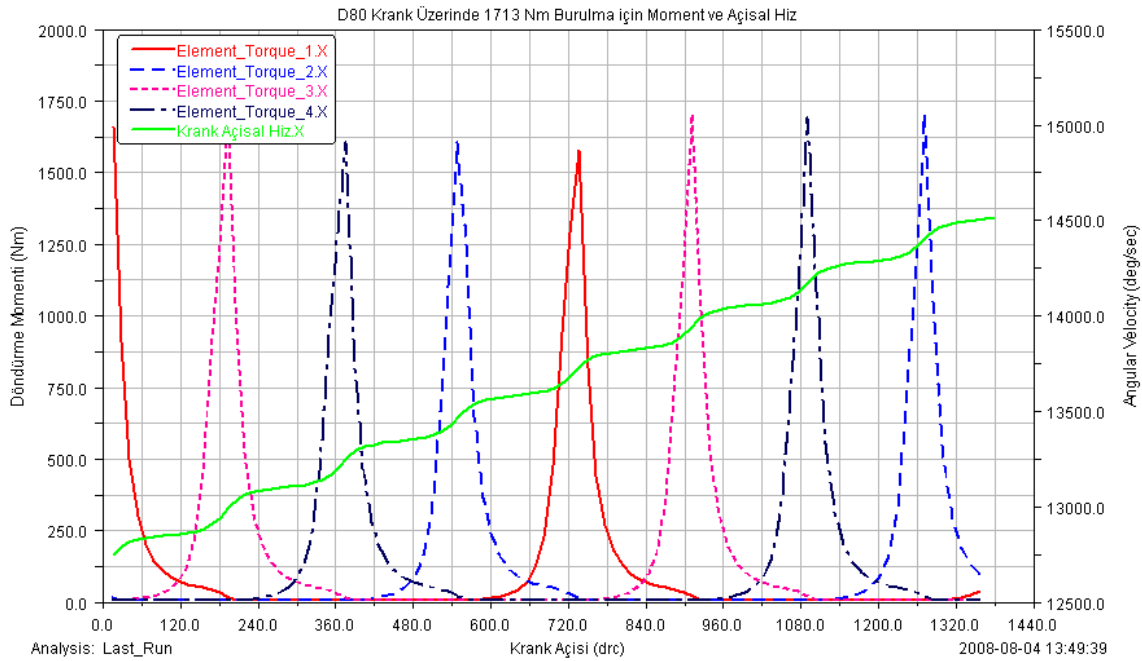
Böylece sistemin üzerindeki moment etkisinin tam olarak anlaşılabilmesi için zamana bağlı bir hesaplamanın da yapılması gerektiği anlaşılmaktadır. Bu analiz MSC.Adams programında kurulmuş olan ve krank mili, 4 adet piston ve 4 adet biyel ve volanı içeren dinamik modelde krank milinin ve volanın Esnek Model (Flexbody) olarak modellenmesi sonucunda gerçekleştirilmiştir.

ŞEKİL 18 : Krankın 4 boyutlu burulma modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü. (Eğilme gerilmesi oluşturmaması için biyeler ve pistonlar modele dahil edilmemiştir).



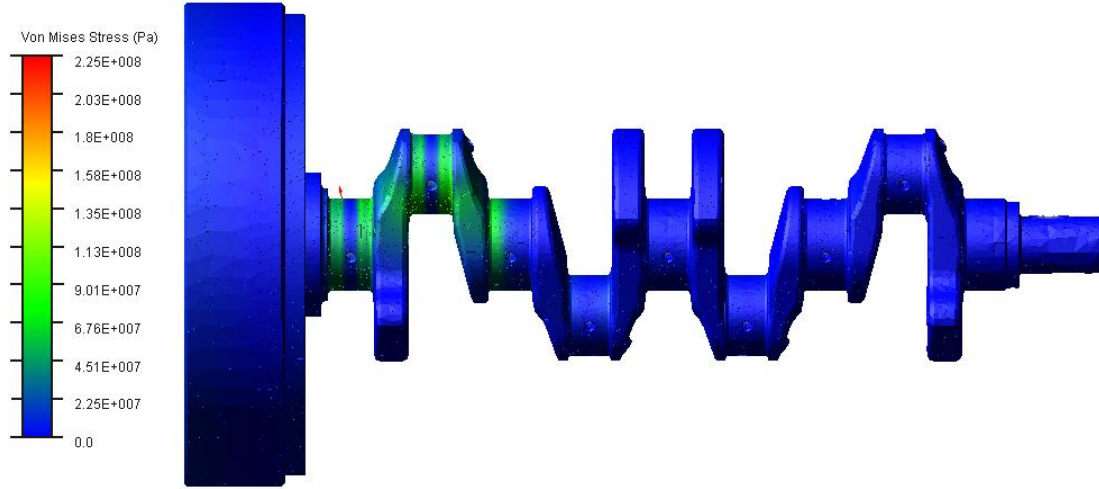
Oluşturulmuş olan modelde yalnızca burulma gerilmelerinin incelenebilmesi için krank miline ana yatak muylularından 1713,23 Nm moment, aralarında 13.3 mili saniye zaman farkı bulunarak tatbik edilmiştir. Aşağıda 1-3-4-2 ateşleme sırasına uygun olarak uygulanmış döndürme momenti değerleri ve bu momentler etkisinde çalışmakta olan ve ilk hızsız çalışmaya başlatılmış olan krankın açısal hızının zamanla değişimi görülebilir. Modele ana yatak muylularından ters yönde moment tatbik **edilmemiştir**. Model içinde zaten volanın bulunması ve burumla momentinin sağladığı enerjiyi volanın kendi üzerine alması kendiliğinden bu ters direnç etkisini gerçekleştirmiştir.

GRAFİK 23 : Döndürme momenti değerleri ve açısal hız değişimi.



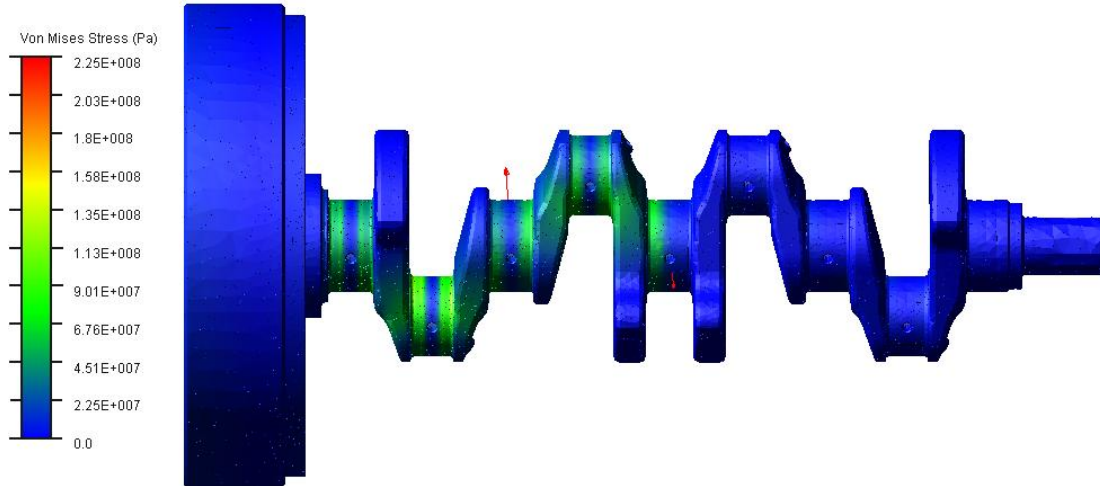
Elde edilen sonuçlar statik hesaplamalardan oldukça farklı çıkmış ve krank mili gibi dinamik etkiler altında çalışan bir eleman için yalnızca statik bir hesaplama yapmanın yetersiz olacağı tahminleri doğrulanmıştır. Aşağıda 4 boyutlu modelden elde edilmiş gerilme dağılımları gösterilmiştir. (Bu durumun anlaşılmasından sonra doküman boyunca verilen bütün statik hesaplamalar aynı anda tek silindir kuvvetinin uygulanacak şekilde güncellenmiştir.)

_Run Time= 0.0540 Frame=055



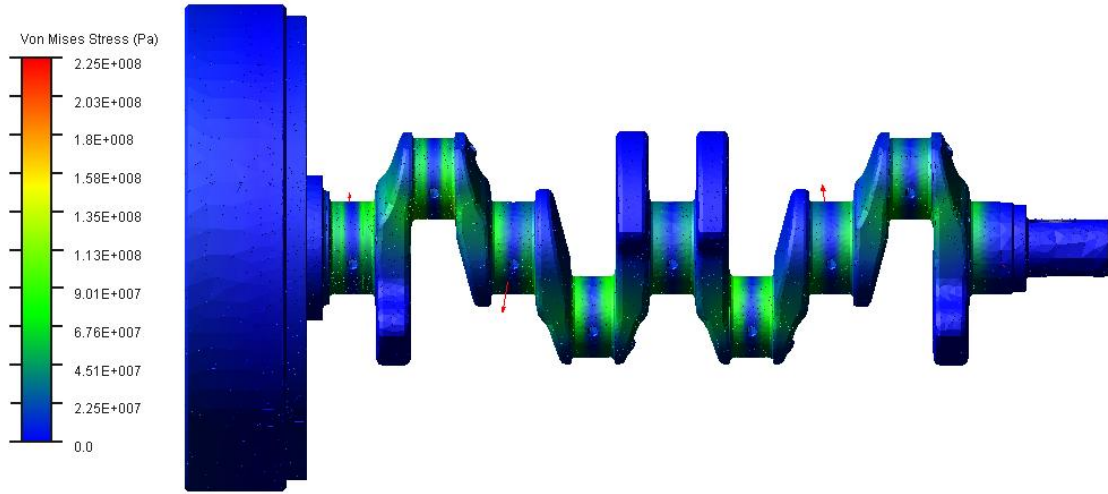
ŞEKİL 19: Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 1275 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

Last_Run Time= 0.0410 Frame=042



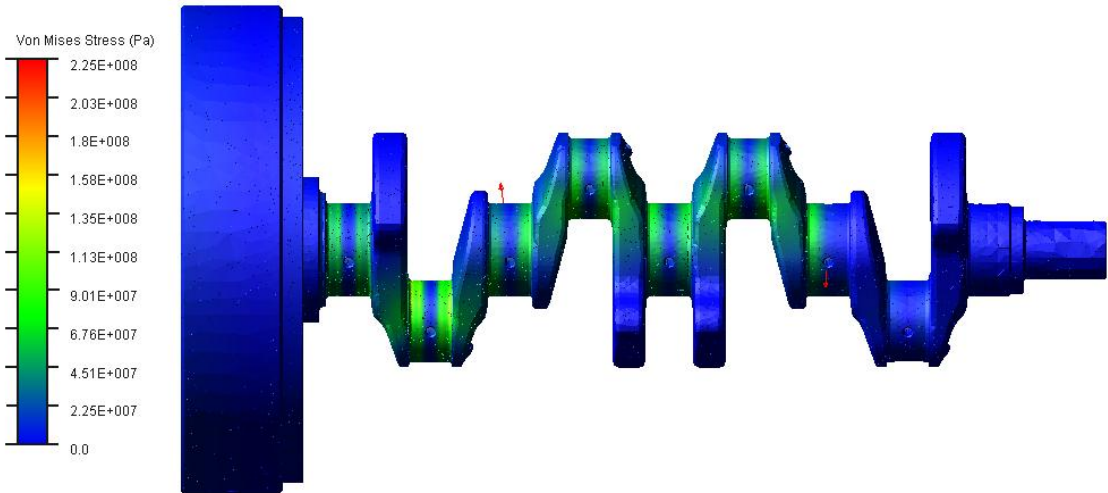
ŞEKİL 20 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 930 derece krank açısı konumundaki (3. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

Last_Run Time= 0.0280 Frame=029



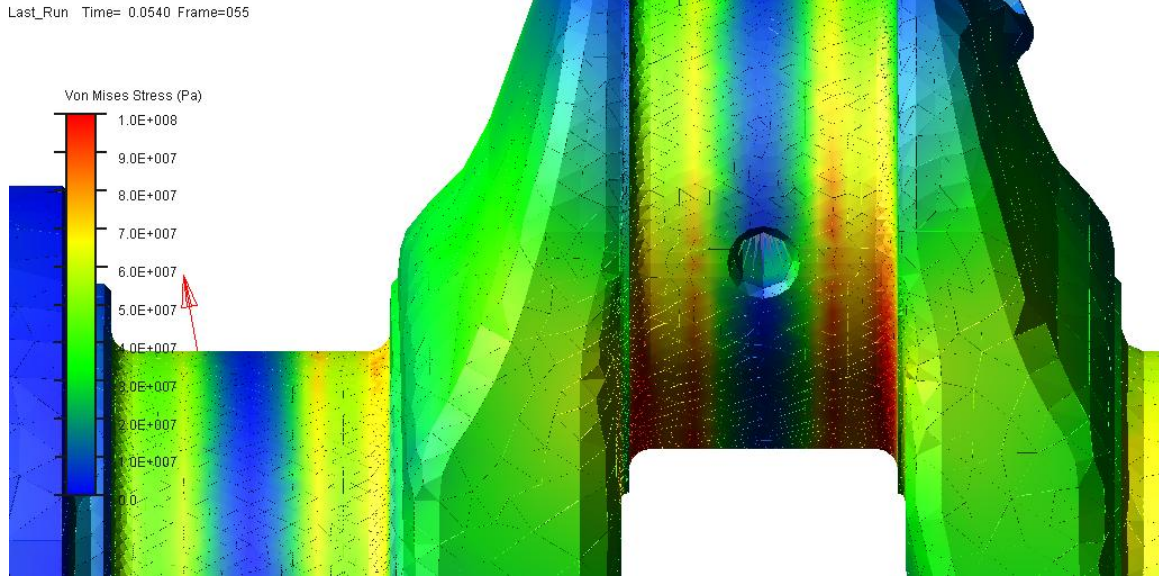
ŞEKİL 21 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 1095 derece krank açısı konumundaki (4. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

ast_Run Time= 0.0140 Frame=015



ŞEKİL 22 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (2. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

Resimlerden de anlaşılmaktadır ki burulma durumu için en solda bulunana bir numaralı ve ona komşu kol yatağı muylusu her ateşleme sırasında gerilme altında kalmaktadır. Böylece krank üzerinde en kritik bölgenin 1. ana yatak muylusu ve 1. kol yatağı muylusu olduğu görülmektedir.



ŞEKİL 23 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).

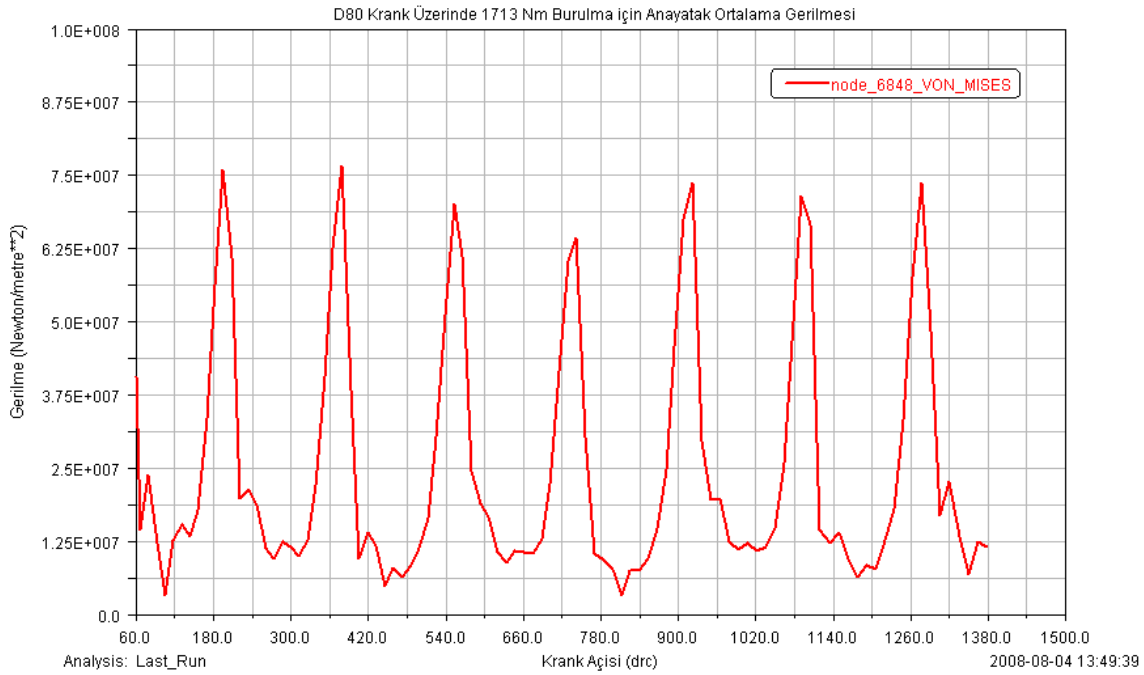
Buna göre krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki burulma momenti kaynaklı maksimum gerilme değeri $76.5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olarak bulunmuştur. Aşağıda bu değerin krank mili açısına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir.

Bu hesaplamada krank mili 1500 derece (2 tur) döndürülmüştür ve toplam analiz süresi 0.1 saniyedir. MSC.Adams programı her hesap adımında statik ve dinamik dengeyi sağlayacak şekilde iterasyon yöntemiyle çalışmaktadır. Model ilk çalıştırıldığı anda bu denge henüz oluşmadığından ilk saniyelerde gerçekleşen bir ateşleme yükü gerçek değerinden farklı bir sonuç verebilmektedir. Bu sebeple birçok gerilme gösterimi sırasında ilk maksimum değer olan birinci silindir ateşleme anı grafikten çıkartılmıştır. Bu sebeple aşağıdaki ve birçok grafik 60 yahut 90 derece krank açısından itibaren gösterilmiştir. Bu durumun yorulma hesaplarında gerçek dışı bir etkiyi önlemesi için MSC.Adams Simülasyon kontrolleri içinden “Start equilibrium” seçeneği kullanılacaktır.

Yine MSC.Adams programında zamana bağlı gerilme hesaplaması yapılırken toplam sürenin kaç zaman adımına bölünerek hesaplanacağı önemli bir parametredir. Burada ideal olan 0.1 saniyede tamamlanan krank mili 720 derecelik dönüşünü 400 ila 500 adımda itere etmektir. Ancak bu durum hesap süresini çok arttırmaktadır.

Bu durumda fikir vermesi açısından 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki vonMises gerilmesi önce 100 sonrasında da 1000 iterasyon ile hesaplatılmıştır. 100 adımda gerçekleştirilen iterasyonda $97.3 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ gerilme hesaplatılırken 1000 adım iterasyon sonucunda bu gerilme $103.9 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olarak hesaplanmıştır. Gerilme değerindeki bu değişim harcanan zaman yanında oldukça önemsiz olduğundan MSC.Adams sonuçlar 100 adım iterasyona göre çıkartılmıştır.

GRAFİK 24 : Yalnız burulmaya maruz krank milinin ana yatağı muylusu üzerinde vonMises gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.

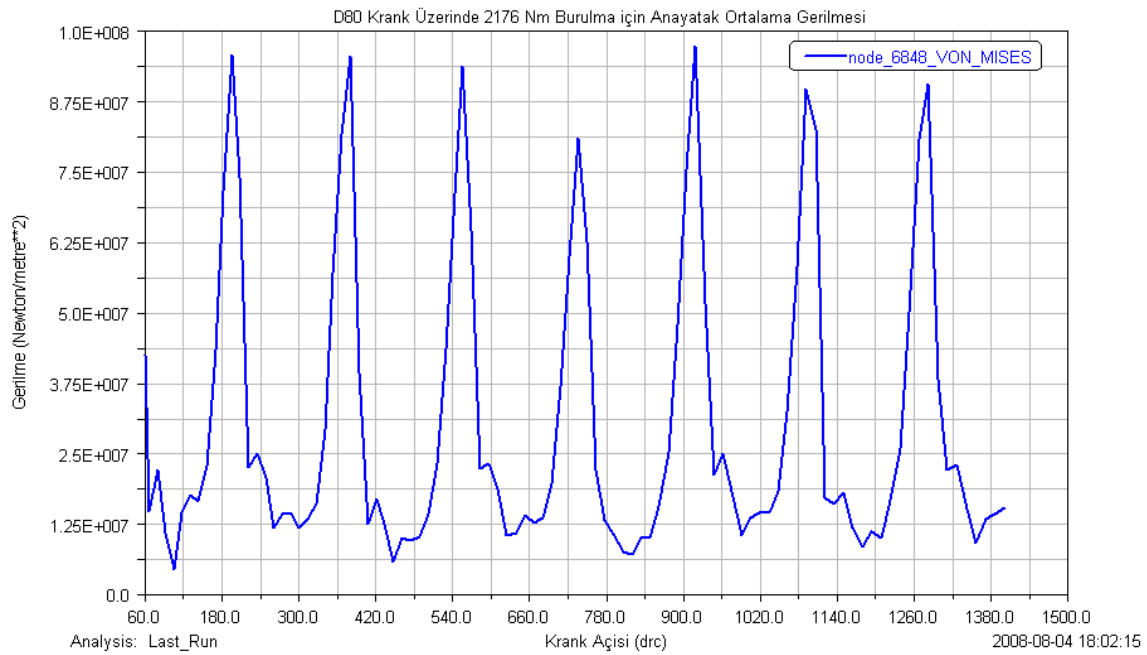


Burulma durumu için yapılan incelemelerde yoruma açık hassas bir konu da bulunmaktadır. Burada ele alınan 1723,23 Nm döndürme momenti değeri 4 silindirdeki test momentlerin toplanması neticesinde elde edilmiştir. Bu toplama işlemi sırasında atalet ve burulma titreşimleri sebebiyle oluşan ters momentler krank miline etki etmekte olan toplam

moment değerini daha düşük göstermektedir. Motorun ürettiği güç bakımından bu durum doğru olsa da krank milinde bu moment değerlerinin birbirlerini dengelemesi sırasında her bir silindirin ürettiği tekil 2176,37 Nm değerindeki momentler yatakları zorlamaktadır.

Bu sebeple ortalaması alınmaksızın krank mili yataklarına toplam maksimum momentin uygulanması ve bu sayede güvenli tarafta kalınması gerekliliği doğmuştur. Aşağıda aynı sonuçlar 2176,37 Nm değerinde uygulanacak burulma momenti değerleri için de verilmiştir. Buna göre $76.5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olan anayatak maksimum vonMises gerilme değeri $97.3 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olarak güncellenmiştir. (Resim X.)

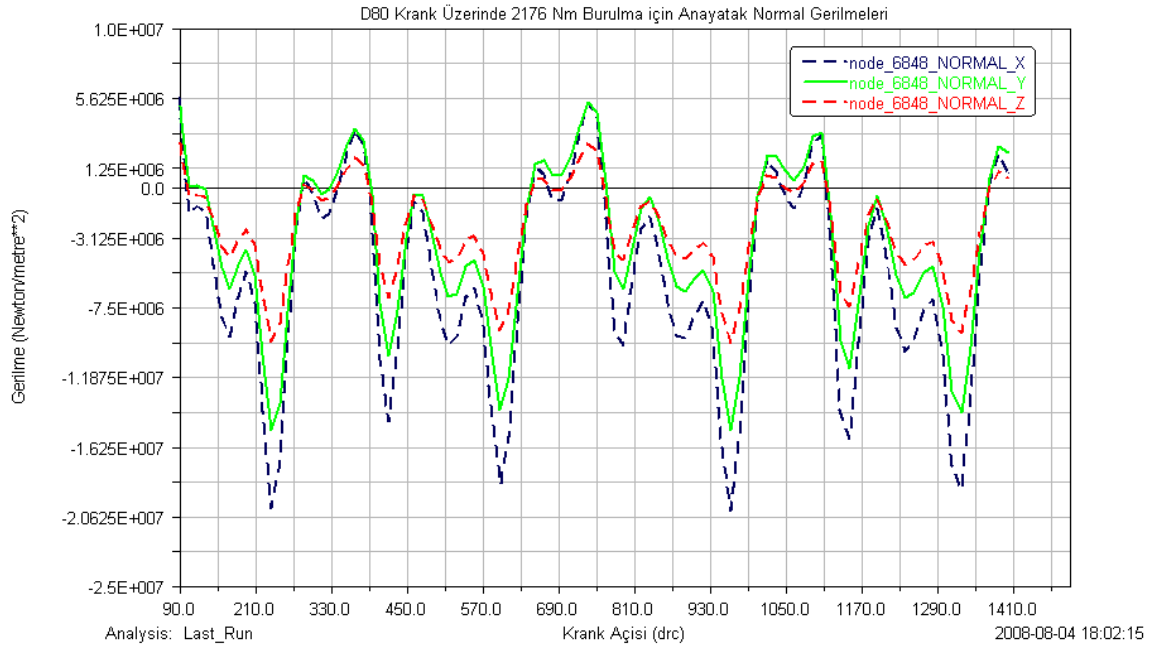
GRAFİK 25 : 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki vonMises gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.



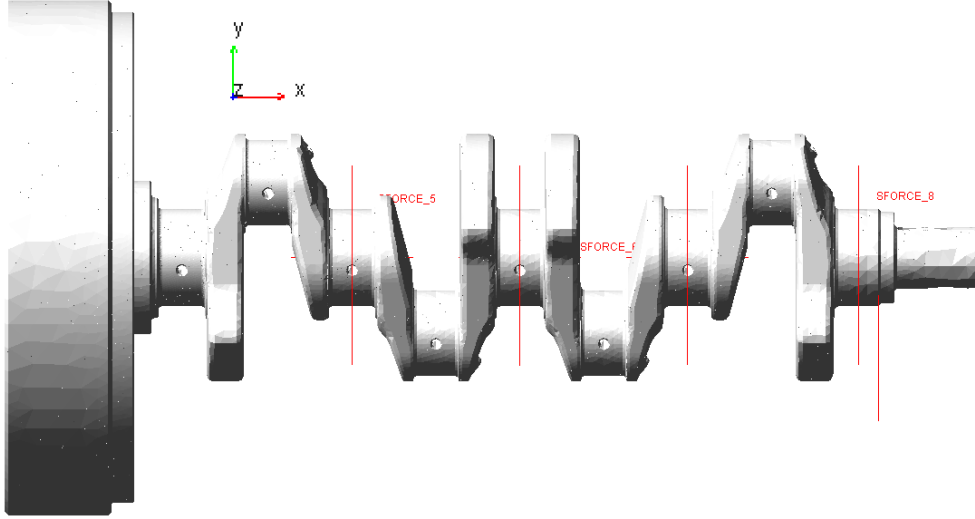
Burulma ve eğilme durumlarındaki gerilmelerin toplanabilmesi ve yorulma hesaplarında faydalanılabilmesi adına vonMises gerilme değeri bileşenlerinin her yönde ayrı ayrı gösterilmesinde fayda görülmüştür.

Aşağıda normal ve kayma yönlerindeki gerilme bileşenleri krank açısına bağlı olarak çizdirilmiştir.

GRAFİK 26 : 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.

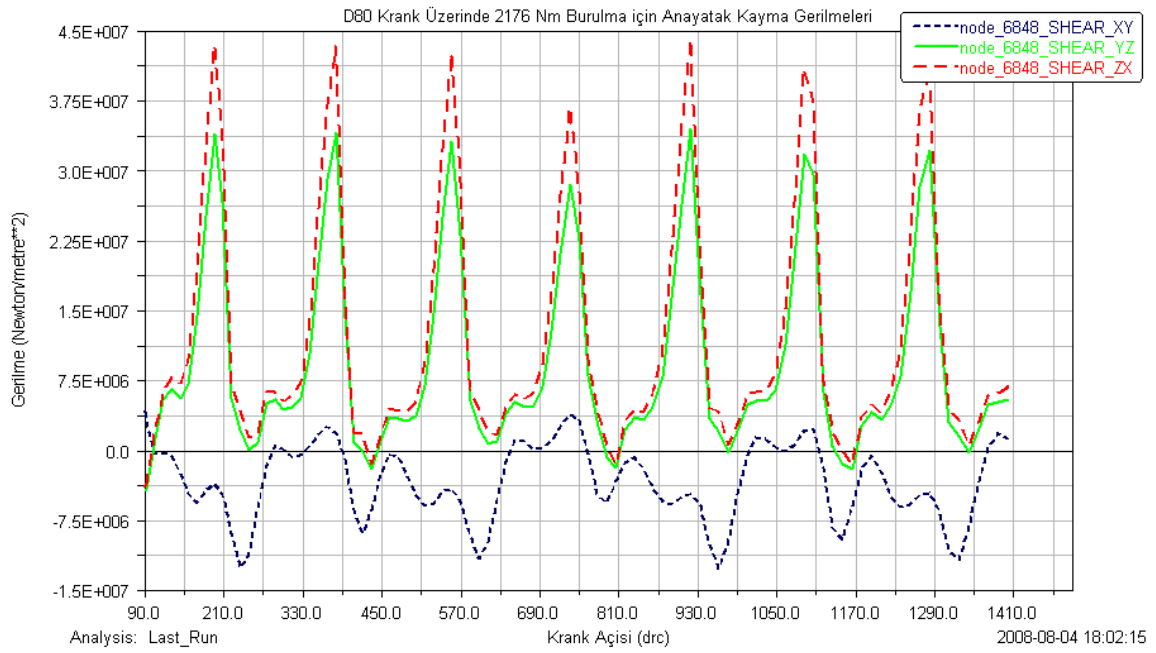


Açıkça görülmektedir ki, ana yatak muylusu raydusu üzerinde oluşan gerilme değerinde baskın olarak X ve Y bileşenlerinin etkisi bulunmaktadır. Burada X yönü krank mili eksenel doğrultusunu, Y yönü silindir eksenini doğrultusunu ve Z yönü sayfa düzlemine dik olan doğrultuyu göstermektedir. Bu yönler aşağıdaki şekilde detaylandırılmıştır.



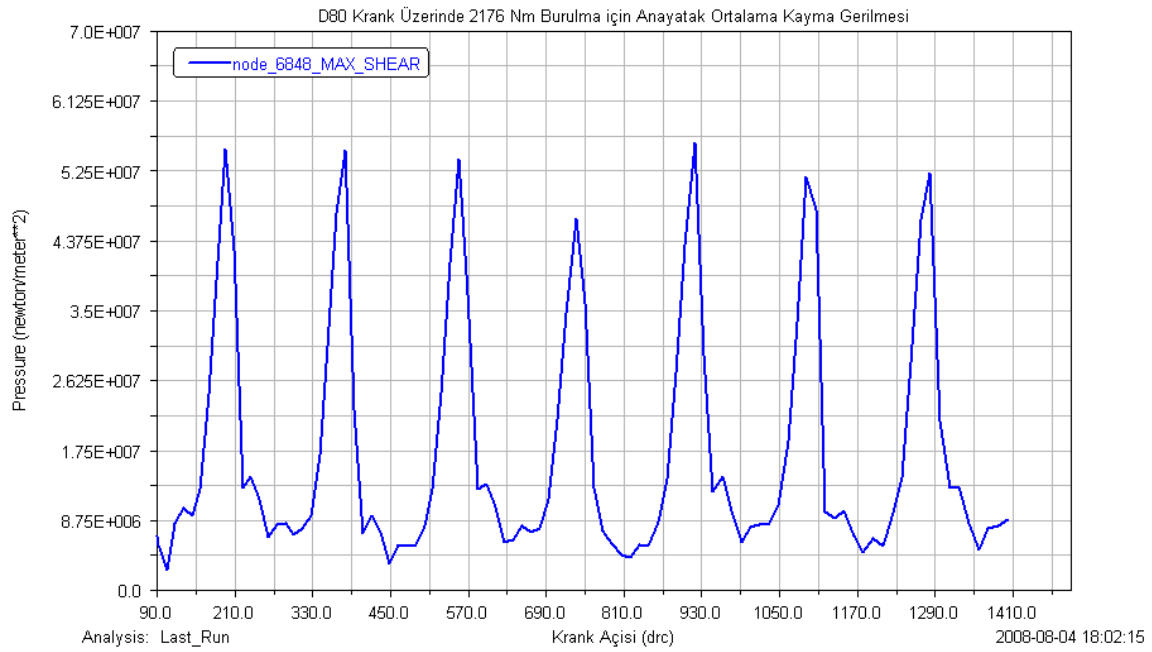
ŞEKİL 24 : Krank mili eksen takımının detaylandırılması.

GRAFİK 27 : 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.



Kayma yönlerindeki gerilmeler ise normal gerilmelerden daha yüksek mertebelerde bulunmuştur. Bir başka önemli tespit ise burulma durumu için kayma gerilmesi değişimi $R=0$ yani çek-bırak şeklindedir. En yüksek kayma gerilmesi bileşeni ZX düzleminde maksimum değeri $44.1 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ değerinde çıkmıştır. Bunu krank mili eksenine dik düzlem olan YZ düzlemi takip etmiştir. XY düzlemindeki kayma bileşeni ise beklendiği üzere oldukça düşük bir mertebede kalmıştır.

GRAFİK 28 : 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.



Bu aşamada bulunan gerilme değerleri daha sonra kullanılmak üzere aşağıda detaylandırılmıştır.

ÇİZELGE 3 : Krank miline 2176 Nm burulma momenti etkisi sonucunda ana yatak muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri.

Krank Miline 2176 Nm Burulma Momenti Etkisi Sonucunda

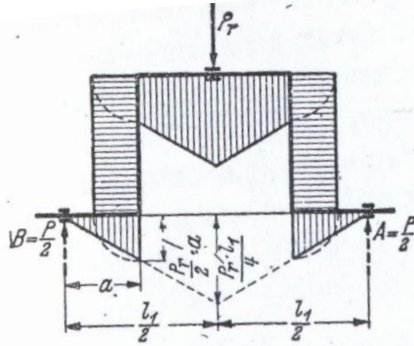
Ana Yatak Muylusu Üzerinde Oluşan Gerilme Bileşenleri

Node id 6848	Gerilme Bileşeni	Maksimum Gerilme Değeri (MPa)	Maksimum Gerilme Anındaki Krank Açısı (drc)	735 derece Krank Açısındaki Gerilme Değeri (MPa)
	σ_x	-20.2	961	5.3
	σ_y	-15.1	961	5.3
	σ_z	-9.7	961	2.7
	τ_{xy}	-12.6	961	-4.6
	τ_{yz}	34.5	918	28.5
	τ_{zx}	44.1	918	36.8
	$\sigma_{vonMisses}$	97.3	918	81.0
	$\tau_{MaxShear}$	56.0	918	46.6

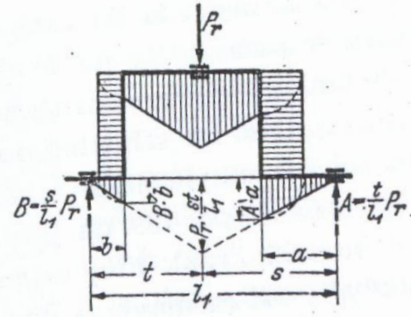
Bu bölümde ana yatak muylusu üzerindeki burulma gerilmesi değerleri incelendiğinden aynı model kullanılarak hesaplanan kol yatağı muylusu üzerindeki gerilme durumu ilgili bölümde incelenecektir.

4.2 KRANK MİLİNİN ANA YATAK MUYLULARININ DÜZLEMSEL EĞİLME HALİ İÇİN İNCELENMESİ

Biyelden krank miline gelen P kuvvetinin radyal bileşeni P_r her durumda krank muylusunu eğilmeye zorlar. Üst ölü noktada yani 1. kritik durumda $P_r = P_{\max}$ dir. P_r kuvveti gaz basıncının piston iz düşüm alanıyla çarpılmasının ardından ters yönde etki eden atalet kuvvetinin çıkartılmasıyla hesaplanır. Bu kuvvet muyluda ve kollarda eğilme gerilmeleri doğurur. Eğilme momentlerini krank muyluları ve kollar üzerine taşırsak Şekil 25'teki eğiriler elde edilir (BİNARK H., 1964).



Şekil a — Simetrik muyluda basitleştirilmiş eğilme momentleri sahası.



Şekil b — Asimetrik muyluda basitleştirilmiş eğilme momentleri sahası.

ŞEKİL 25 : Tek silindirli krank mili üzerindeki eğilme momentleri.

Eğilme momentlerinin tesbiti için evvela A ve B yatak tepkileri bulunur. Simetrik muyluda,

$$A = B = \frac{P_r}{2} \text{ dir. } P_r = P^{\text{ÜÖN}}_{\text{gaz}} + P^{\text{ÜÖN}}_{\text{piston - ataleti}} = 111,5 \text{ kN} - 10 \text{ kN} = 101,5 \text{ kN}$$

Böylece her bir yataktaki tepki kuvveti, $A = B = \frac{P_r}{2} = \frac{101,5}{2} = 50,75$ bulunur.

Muylu üzerinde eğilme momentinin en büyük değeri, $M_e = \frac{P_r}{2} \cdot \frac{l}{2}$ dir.

Tasarlan krankın kollar arası mesafesi 139 mm olduğundan,

$$M_e = \frac{P_r}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{50,75}{2} \cdot \frac{139 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,7635 \text{ kNm olur.}$$

Muylunun eğilmeye göre hesabında eğilme momentinde başka muylunun direnç momentinin bilinmesi gerekir. Muylunun içerisi (yağlama deliklerinden ötürü) delik ise bu takdirde direnç momenti,

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(70 \cdot 10^{-3})^4 - (25 \cdot 10^{-3})^4}{70 \cdot 10^{-3}} = 3,31261 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ bulunur.} \quad \text{Bu}$$

hesapta ön tasarıma uygun olarak muylu çapı 70 mm yağlama deliği çapı 25 mm alınmıştır.

Buradan muyluda mevcut eğilme gerilmesi,

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} = \frac{1,7635}{3,31261 \cdot 10^{-5}} = 53235,97 \text{ kN / m}^2 = 53,2 \text{ N / mm}^2 \text{ dir.}$$

Bu gerilme değeri 800 N / mm² lik kopma, 420 N / mm² lik akma sınırına sahip olan

GGG80 tip malzeme için $s = \frac{420}{53,2} = 7,89$ luk bir emniyet göstermektedir.

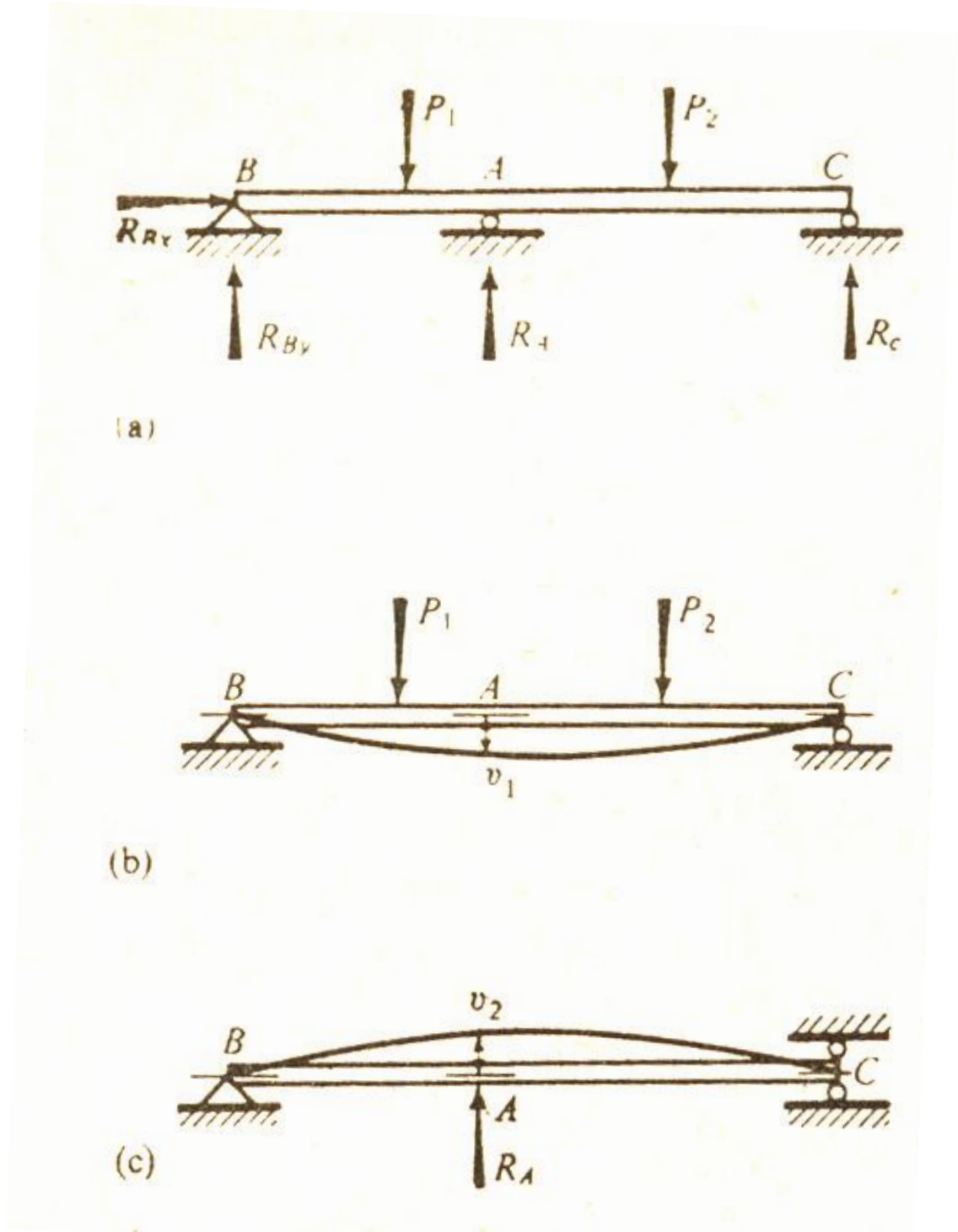
Bu gerilme değeri daha sonra FEM sonucu ile de karşılaştırılacaktır.

Süper Pozisyon İlkesi

Lineer elastik malzemelerden yapılmış ve küçük deformasyonlara maruz sistemler lineer yapı sistemlerdir. Böyle sistemler için süperpozisyon prensibi geçerli olup statikçe belirsiz problemlerin analizinde oldukça efektif bir vasıta olarak kendini gösterir (POPOV E., 1990).

Yapı sistemlerini bu tarzda analiz ederken yapıyı statikçe belirli yapacak fazla reaksiyonları geçici bir süre için kaldırmak gerekir. Statikçe belirli hale gelmiş bu sistemlerin çökmelerini statik ve mukavemetin temel bağıntılarıyla ile tayin etmek mümkündür. Örneğin, Şekil x.4.a daki belirsiz sistemin A noktasındaki fazla reaksiyonu (bağı) kaldırarak A daki v_1 çökmesi bulunabilir, şekil x.4.b. Bundan sonra R_A fazla reaksiyon kuvvetini tekrar tatbik ederek belirli sistemin yine A noktasındaki v_2 çökmesini R_A nın fonksiyonu olarak bulabiliriz. Şekil x.4.c. Daha sonra da süperpozisyon prensibini uygulayarak, $v_1 + v_2 = 0$ denkleminde R_A tayin edilir. Bu süperpozisyon ilkesi, normal servis ve reaksiyon kuvvetleri altında mesnedin hiç hareket etmediğini kabul etmektedir (POPOV E., 1990).

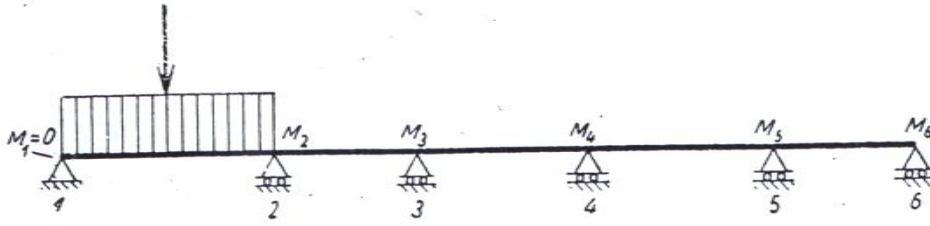
Süperpozisyon prensibi, belirsizlik sayısı oldukça yüksek olan sistemlerin çözümü için pratikte geniş çapta kullanılır. Bu yaklaşım tarzında bağ kuvvetleri bilinmeyen olduklarından, bu yöntem genellikle kuvvet yöntemi diye de bilinir. Fazla bağ kuvvetleri tayin edildikten sonra problem statikçe belirli hale geldiğinden, sistem deformasyon ve gerilme durumu bilinen yöntemler ile yapılabilir (POPOV E., 1990).



ŞEKİL 26 : Süperpozisyon ilkesinin üç mesnetli statik belirsiz bir sistemde gösterimi (POPOVE., 1990).

4.2.1 BİR BOYUTLU MODEL MAXWELL CLAPEYRON (ÜÇ MOMENT) DENKLEMİ

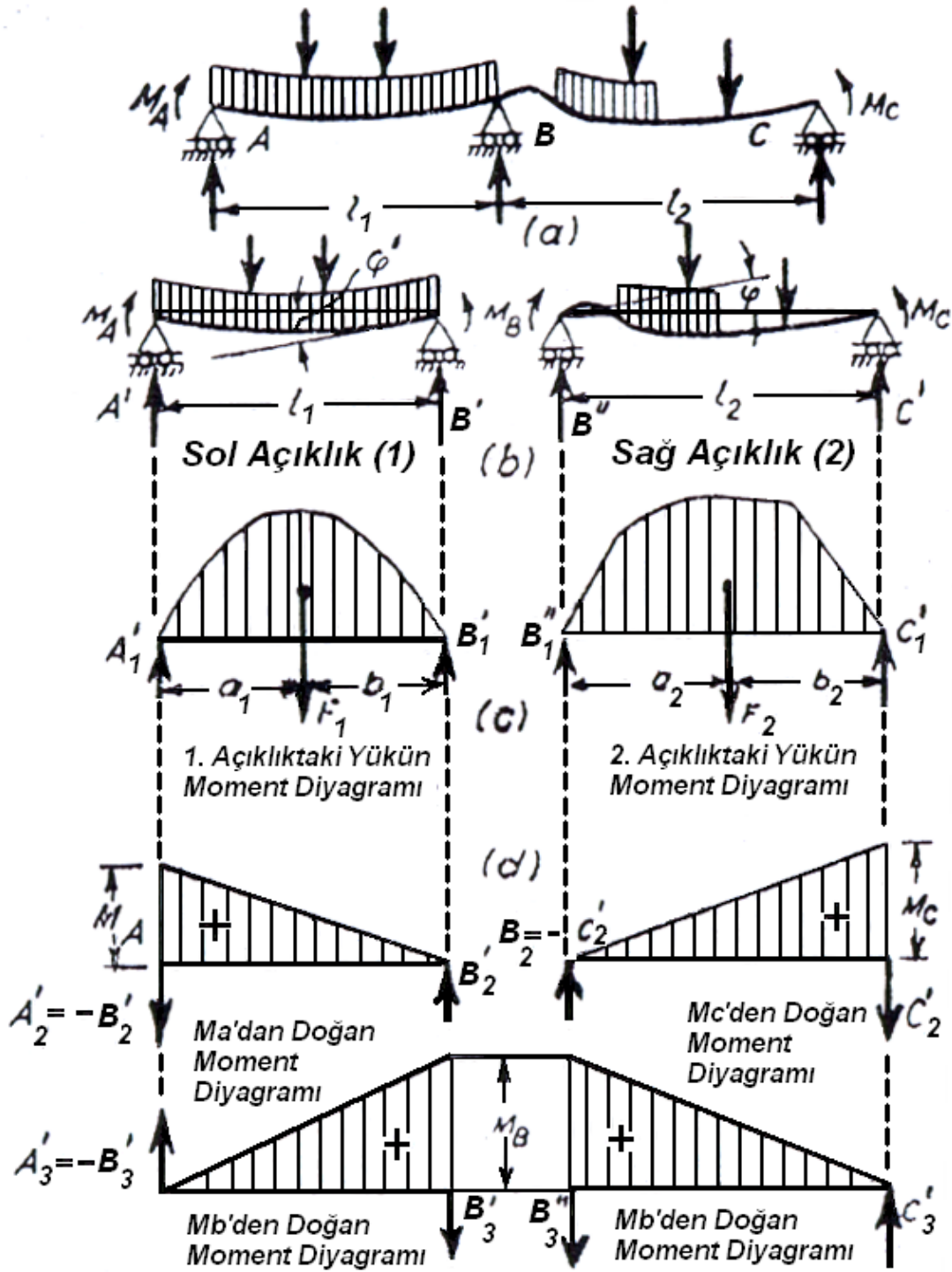
Birçok mesnetlere oturmuş bulunana sürekli bir kirişte (şekil x.5), normal olarak mesnetlerden bir tanesi sabit mafsallı, diğerleri ise rulmalar üzerinde kayabilir şekilde alınır. Böylece birinci mesnet iki, diğer iki mesnetler ise birer bilinmeyenli olacağından, bilinmeyen mesnet tepki sayısı, mesnet sayısından bir fazla olur. Dolayısı ile problem, mesnet sayısından iki eksik (yani ara mesnetlerin sayısı kadar) mertebeden statik belirsiz olur. Mesela Şekil x.5 te görülen kiriş, dördüncü mertebeden statik belirsizdir.



ŞEKİL 27 : Üç moment denkleminin eğilmeye zorlanan çok mesnetli bir sistemdeki gösterimi (POPOV E., 1990).

Böyle bir problemi çözmek için, kiriş mesnetler üzerinden kesilir ve her kesite sürekli kirişteki eğilme momenti statik belirsiz bir değer olarak tatbik edilir. Bu metot özellikle mesnet sayısı fazla sistemler için kullanışlıdır.

Şekil x.6.a da A, B, ve C mesnetleri üzerinde oturan ve çok mesnetli bir kirişten kesilip ayrılmış bulunan iki açıklıklı bir kısım görülmektedir. Bu mesnetlerdeki eğilme momentlerini M_A , M_B ve M_C ile gösterelim. Bu momentlerin işaretleri hiç şüphesiz, kirişe gelen yükün yayılış tarzına tabidir. Biz şimdilik bütün bu momentleri pozitif farz ediyoruz. Eğer hesap sonunda bazı momentler için negatif işaret çıkarsa, bu momentlerin gerçekte negatif olduğu, dolayısı ile gösterilen işaretlerin ters olduğu anlaşılır (POPOV E., 1990).



ŞEKİL 28 : Üç moment denkleminin genel yükleme durumuna maruz üç mesnetli bir modeldeki kuvvet ve moment diyagramları (POPOV E., 1990).

Şimdi, mesnetlerdeki eğilme momentleri bilindiği takdirde, sürekli kiriş probleminin çözümü; basit mesnetli birtakım kirişlerin çözümüne indirgenmiş olur ki, bu kirişlerin sayısı da sürekli kirişteki açıklık sayısına eşittir. Öncelikle mesnet momentlerini hesaplamamız gerekir: Şekil x.6.a da yan yana görülen iki açıklığın ortak B mesnedindeki elastik eğri açıları birbirlerine eşittir.

$$\varphi' = \varphi'' \quad (32)$$

Bu açıların değerleri, mukavemetin temel metotlarından bir olan eş kiriş metodu kullanılarak tayin edilebilir (POPOV E., 1990).

Şekil x.6.b de ayrı ayrı basit istinatlı iki kiriş olarak çizdiğimiz iki açıklıktan soldakinde 1 numaralı sağdakine de 2 numaralı açıklık diyelim. 1 numaralı açıklıktaki yüklerden doğan eğilme momentlerinin diyagram alanı F_1 olsun. Bu diyagram alanının ağırlık merkezi olan S_1 in A ve B mesnetlerine yatay mesafeleri a_1 ve b_1 de S_2 ağırlık noktasının B ve C mesnetlerine olan yatay mesafelerini gösterebilir. Bu momentlerden başka bir de şekil x.6.d ve x.6.e de gösterilen ve M_A, M_B ve M_C momentlerinden doğan momentler de vardır. İşte, bütün bu momentlerden ve (x.2) numaralı denklemden faydalanarak,

$$\varphi' = -\left(\frac{M_B \cdot l_1}{3 \cdot JE} + \frac{M_A \cdot l_1}{6 \cdot JE} + \frac{F_1 \cdot a_1}{l_1 \cdot JE}\right) \quad (33)$$

$$\text{ve } \varphi'' = -\left(\frac{M_B \cdot l_2}{3 \cdot JE} + \frac{M_C \cdot l_2}{6 \cdot JE} + \frac{F_2 \cdot b_2}{l_2 \cdot JE}\right) \quad (34)$$

denklemleri yazılır. Burada kiriş prizmatik, yani her tarafta $J = \text{sabit}$ alınmıştır. $J \neq \text{sabit}$ olması halinde gereken değişiklikler yapılmalıdır (POPOV E., 1990).

(32) denklemindeki açıların değerleri (33) ve (34) denklemlerinden alınır yerlerine konursa:

$$M_A \cdot l_1 + 2M_B \cdot (l_1 + l_2) + M_C \cdot l_2 = -\frac{6F_1 \cdot a_1}{l_1} - \frac{6F_2 \cdot b_2}{l_2} \quad (35)$$

yazılır (POPOV E., 1990).

İşte bu son yazdığımız denklem, mukavemette **Clapeyron'un üç moment denklemi** adı ile tanınmıştır. Her ara mesnet için bu tipte bir denklem yazılabileceği kolayca görülebilmektedir. Bütün bu denklemleri takım halinde çözerek, aynı sayıdaki bilinmeyen mesnet momentleri hesaplanmış olur (POPOV E., 1990).

Buraya kadar, sürekli kirişlerin iki ucunu serbest farz etmiştik. Eğer bu uçlardan biri veya her ikisi birden ankastre olacak olursa, bu takdirde statik belirsiz değerlerin sayısı ara mesnetlerden daha fazla olur. Bununla beraber bu halde de ankastre mesnetlerde elastik eğirinin φ dönme açılarının sıfır olması gerektiğini ifade eden yeni bir takım denklemler yazabiliriz ve statik belirsiz değerlerin sayısı kadar, birbirinden bağımsız denklemler elde etmiş oluruz.

Mesnet momentleri bulunduğundan sonra, mesnet tepkileri de kolaylıkla hesaplanır. Örneğin, Şekil 30 da B mesnet tepkisi:

$$B = B_1' + B_2' + B_3' + B_1'' + B_2'' + B_3'' \quad (36)$$

den ibarettir. Denklemin sağ tarafındaki bütün değerler, bilinen momentlere bağlı olarak kolayca hesaplanabilir. Mesnet tepkileri bulunduğundan sonra, kesme kuvvetlerini tayin etmekte hiçbir zorluk kalmaz (POPOV E., 1990).

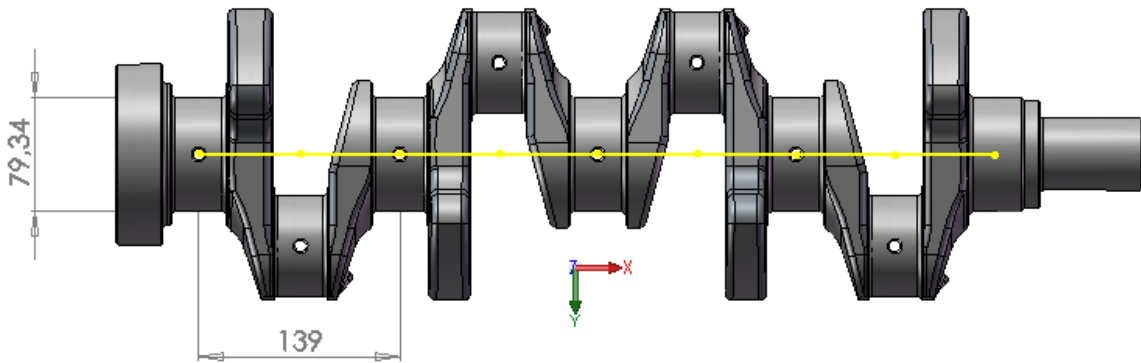
Maxwell Clapeyron Denkleminin Uygulanması

Bu bölüme kadar çeşitli kaynaklardan toplanan bilgiler ve incelenen örnekler sonucu ön tasarımı yapılmış olan krankın 5 mesnet üzerinde hareket eden bir sürekli kiriş olarak düşünülebileceği anlaşılmıştır.

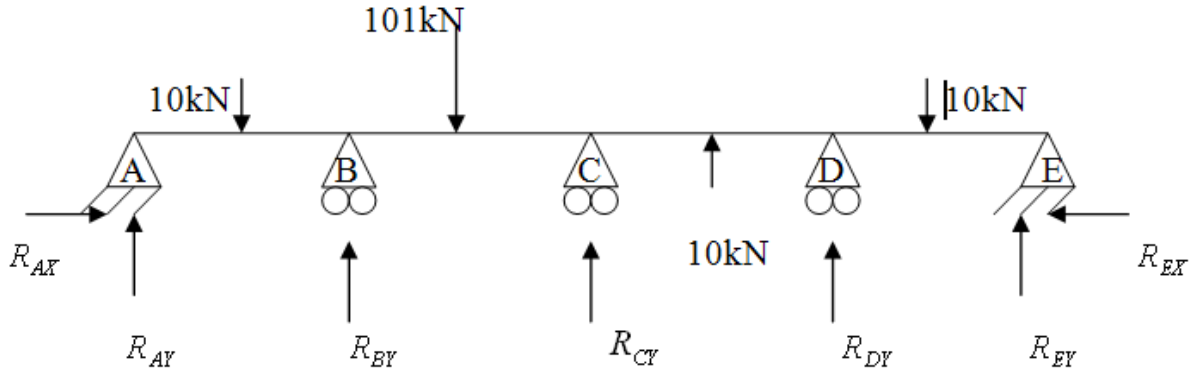
Üç moment denkleminin uygulaması gereği öncelikle ara mesnetlerdeki iç momentler ve sonrasında tepki kuvvetleri hesaplanmalıdır. Bu işlem öncelikle klasik hesap yöntemi ile yapılmış ve ardından Sonlu Elemanlar Yöntemi ile desteklenmiştir.

Ateşleme uç yataklardan ne denli uzakta gerçekleşirse o mertebe yüksek eğilme gerilmeleri meydana geleceğinden, eğilme durumu için en kritik hal 2. ya da 3. pistonda ateşleme olması halidir. İndikatör diyagramının en yüksek basınç değerinin piston yüzey alanıyla çarpılmasıyla ateşleme anında 111kNluk bir kuvvetin oluştuğu hesaplanmıştır. Bu kuvvete ters yönde atalet kuvveti de dahil edilince toplam kuvvet 101 kN olarak karşımıza çıkmaktadır. Ateşleme olmayan pistonlar ise yalnızca atalet kuvvetiyle yani 10 kN ile zorlanmaktadır.

Bu model iki boyutlu olduğundan söz konusu kuvvetlerin muylulara direkt etkidiği varsayımında bulunmaktadır. Sayfa düzlemine dik eksen olan z ekseninin de hesaplara dahil edildiği üçboyutlu model ileriki bölümlerde incelenecektir.

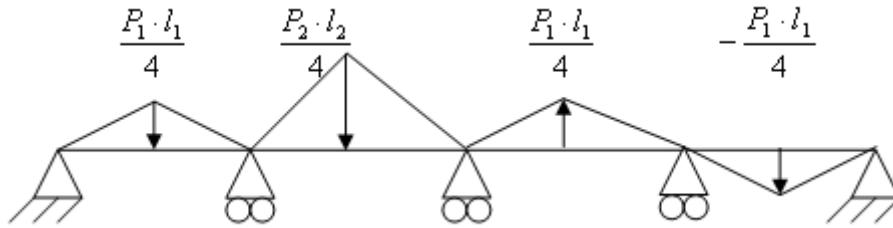


ŞEKİL 29 : Krank milinin bir boyutlu modeli.



ŞEKİL 30 : Krank milinin bir boyutlu modeli ve mesnet kuvvetleri

Diyagramdan da görüleceği gibi sistemde 5 adet mesnet bulunmaktadır. Bu mesnetlerden A ve E mesnetleri çubuğa hiçbir serbestlik bırakmamakta ve ankastre mesnet görevi görmektedir. Bu sebeple bu mesnetlerdeki iç momentler sıfırdır. Böylece B,C ve D mesnetlerindeki momentler bilinmeyen durumundadır. Bu üç bilinmeyen momentin hesabı için her mesnetin sağ ve solundaki elastik eğri açılarının aynı olacağı ilkesinden hareketle üç denklem yazılabilir.



ŞEKİL 31 : Denkleme yazılacak olan kuvvet alanlarının gösterimi.

$$M_A \cdot l_1 + 2M_B \cdot (l_1 + l_2) + M_C \cdot l_2 = -\frac{6F_1 \cdot a_1}{l_1} - \frac{6F_2 \cdot b_2}{l_2} \quad (37)$$

Önceki bölümde eğrilik açılarının eşitliğine dayanan üç moment denklemi çıkartılmıştı. Bu denklemde soldaki momentler, denklemin üzerinde uygulandığı mesnedin sırasıyla solundaki, üzerindeki ve sağındaki iç momentleri göstermektedir. Denklemin solundaki f kuvvetleri tekil kuvvetin oluşturduğu kuvvet alanını, a ve b değerleri ise bu kuvvet alanı üçgeninin ağırlık merkezinin mesnede olan uzaklığını göstermektedir. Buradan hareketle aşağıdaki üç denklem yazılır.

$$M_A \cdot 0.139 + 2M_B \cdot (0.139 + 0.139) + M_C \cdot 0.139 = -\frac{6F_1 \cdot a_1}{l_1} - \frac{6F_2 \cdot b_2}{l_2}$$

$$F_1 = \left(\frac{P_1 \cdot l_1}{4} \right) \cdot \frac{l}{2} = \frac{10.000 \cdot 0,139}{4} \cdot \frac{0,139}{2} = 24,15 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{P_2 \cdot l_2}{4} = \frac{101.000 \cdot 0,139}{4} \cdot \frac{0,139}{2} = 243,92 \text{ N}$$

$$a_1 = b_2 = \frac{l_1}{2} = \frac{l_2}{2} = \frac{0,139}{2} = 0,0695 \text{ m}$$

Bu durumda;

$$0,139 \cdot (M_A + 4M_B + M_C) = -\frac{6 \cdot 24,15 \cdot 0,0695}{0,139} - \frac{6 \cdot 243,92 \cdot 0,0695}{0,139} = -72,453 - 731,783 = 804,213 \text{ N} \quad (38)$$

$$0,139 \cdot (M_B + 4M_C + M_D) = -\frac{6 \cdot 243,92 \cdot 0,0695}{0,139} + \frac{6 \cdot 24,15 \cdot 0,0695}{0,139} = -731,783 + 72,453 = 659,33 \text{ N} \quad (39)$$

$$0,139 \cdot (M_C + 4M_D + M_E) = +\frac{6 \cdot 24,15 \cdot 0,0695}{0,139} - \frac{6 \cdot 243,92 \cdot 0,0695}{0,139} = +72,453 - 731,783 = 0 \text{ N} \quad (40)$$

$M_A = M_B = 0$ olduğundan,

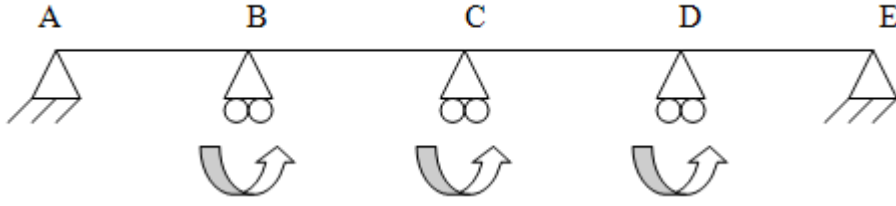
$$4M_B + M_C = -5785,87 \Rightarrow M_B = \frac{-5785,87 - M_C}{4}$$

$M_C + 4M_D = 0 \Rightarrow M_D = \frac{-M_C}{4}$ bu iki denklem (40) denkleminde yerine konulursa;

$$\frac{-5785,87 - M_C}{4} + 4M_C - \frac{M_C}{4} = -4.743,38 \text{ N}$$

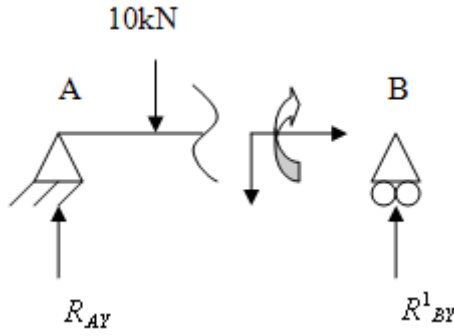
Buradan $M_C = -941,97 \text{ Nm}^2$ bulunur. Bu değer yerine konularak diğer momentler de;

$$M_D = \frac{-M_C}{4} = 235,5 \text{ Nm}^2 \text{ ve } M_B = \frac{-5785,87 + 941,97}{4} = -1210,975 \text{ Nm}^2 \text{ dir.}$$



$$M_B = -1210,975 \text{ Nm}^2 \quad M_C = -941,97 \text{ Nm}^2 \quad M_D = 235,5 \text{ Nm}^2$$

ŞEKİL 32 : Üç moment denkleminde elde edilen mesnet momentleri.

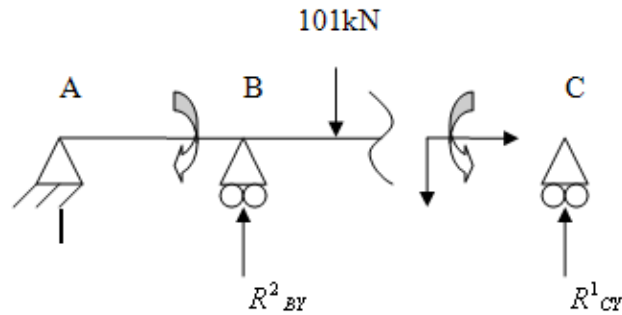


ŞEKİL 33 : A mesneti için serbest cisim diyagramı.

Kesilen noktaya göre moment alırsak;

$$-A_y \cdot 0.139 + 10000 \cdot \frac{0.139}{2} - 1210,975 = 0 \Rightarrow A_y = -3712,05 \text{ N}$$

$$A_y + B_y^1 = 10000 \Rightarrow B_y^1 = 13.712,05 \text{ N}$$

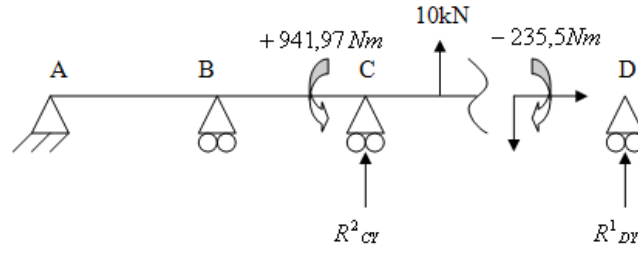


ŞEKİL 34 : B mesneti için serbest cisim diyagramı.

C noktasına göre moment alırsak;

$$-B_y^2 \cdot 0.139 + 101000 \cdot \frac{0.139}{2} + 1210,975 - 941,97 = 0 \Rightarrow B_y^2 = 52.435,28 \text{ N}$$

$$B_y + C_y^1 = 101000 \Rightarrow C_y^1 = 48.564,71 \text{ N}$$

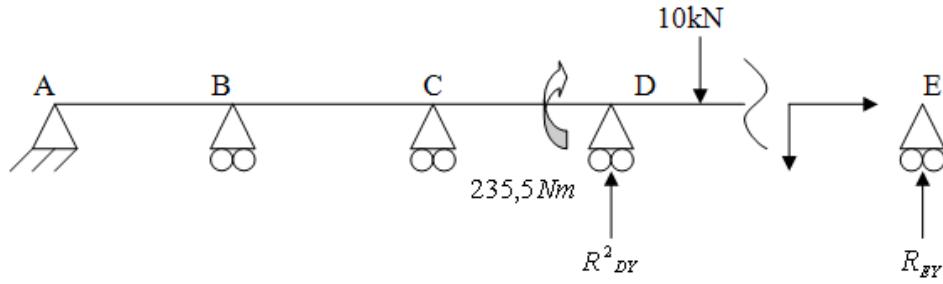


ŞEKİL 35 : C mesneti için serbest cisim diyagramı.

D noktasına göre moment alırsak;

$$-C^2_y \cdot 0.139 - 10000 \cdot \frac{0.139}{2} - 235,5 + 941,97 = 0 \Rightarrow C^2_y = 82,52 \text{ N}$$

$$C^2_y + D^1_y = -10000 \Rightarrow D^1_y = -10082,5 \text{ N}$$



ŞEKİL 36 : D mesneti için serbest cisim diyagramı.

D noktasına göre moment alırsak;

$$D^2_y \cdot 0.139 - 10000 \cdot \frac{0.139}{2} + 235,5 = 0 \Rightarrow D^2_y = 3.305,75 \text{ N}$$

$$D^2_y + E_y = -10000 \Rightarrow E_y = 6.694,24 \text{ N}$$

Bulunan mesnet kuvvetleri süperpoze edildiğinde mesnet tepkileri;

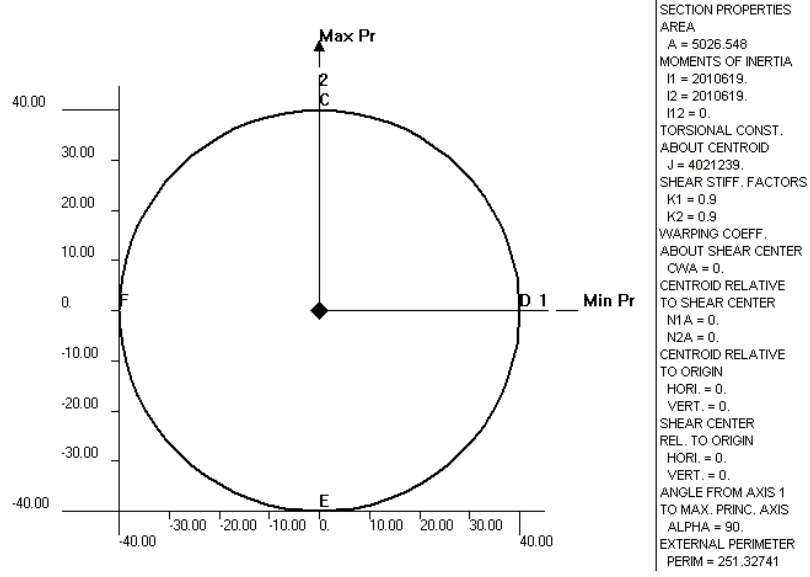
$$A_y = -3712,05 \text{ N}$$

$$R^1_{BY} + R^2_{BY} = 13.712,05 + 52.435,28 = 66.147,33 \text{ N}$$

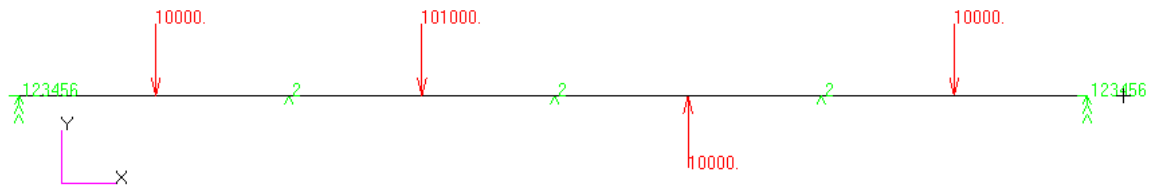
$$R^1_{CY} + R^2_{CY} = 48.564,71 + 82,52 = 48.647,23 \text{ N}$$

$$R^1_{DY} + R^2_{DY} = -10082,5 + 3.305,75 = -6.776,75 \text{ N} \quad E_y = 6.694,24 \text{ N}$$

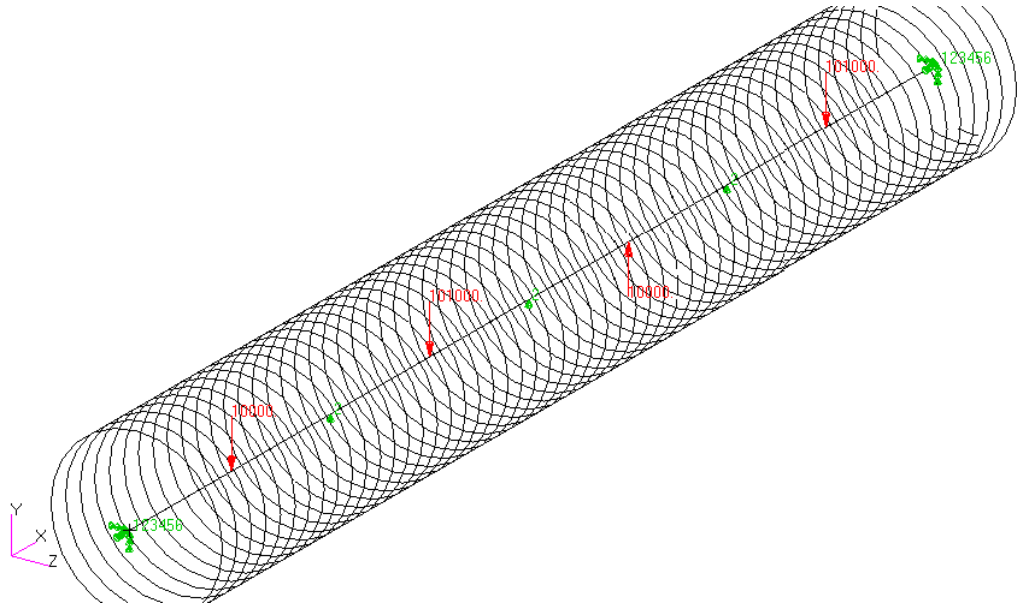
4.2.2 AYNİ HESABIN SONLU ELEMANLAR METODU İLE GERÇEKLEŞTİRİLMESİ



ŞEKİL 37 : Krank mili kesiti için atalet momenti değerleri.



2. Patlama Esnasında Düzlemsel Kuvvet Dağılımı

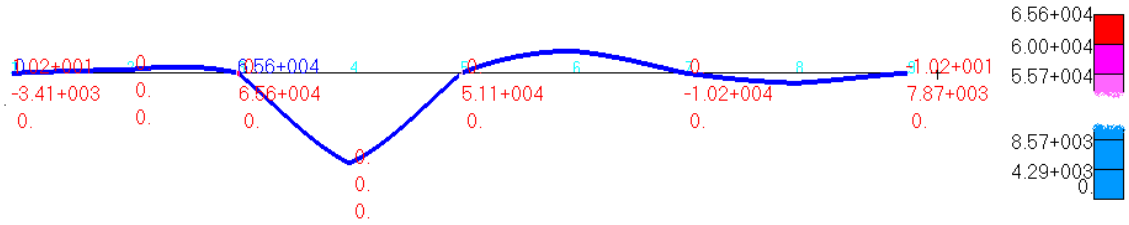


ŞEKİL 38 : Bir boyutlu elemanlarla oluşturulmuş beam model ve kesiti.

ÇİZELGE 4 : Krank mili üzerindeki düğüm noktalarının mesnet kuvvetleri (N).

Mesnet (Reaksiyon) Kuvvetleri (N)

Entity ID	XX	YY	ZZ
1	10.183	-3413.5	0.
2	0.	0.	0.
3	0.	65623.	0.
4	0.	0.	0.
5	0.	51085.	0.
7	0.	-10169.	0.
9	-10.183	7873.8	0.



ŞEKİL 39 : Krank milinin abartılı eğilme deformasyonu üzerinde reaksiyon kuvvetleri.

Hatırlanacağı gibi bu mesnet reaksiyonları bir önceki bölümde aşağıdaki şekilde hesaplanmıştı. Burada karşılaştırma yapılması açısından tekrar ve yüzde farklarıyla birlikte verilmektedir.

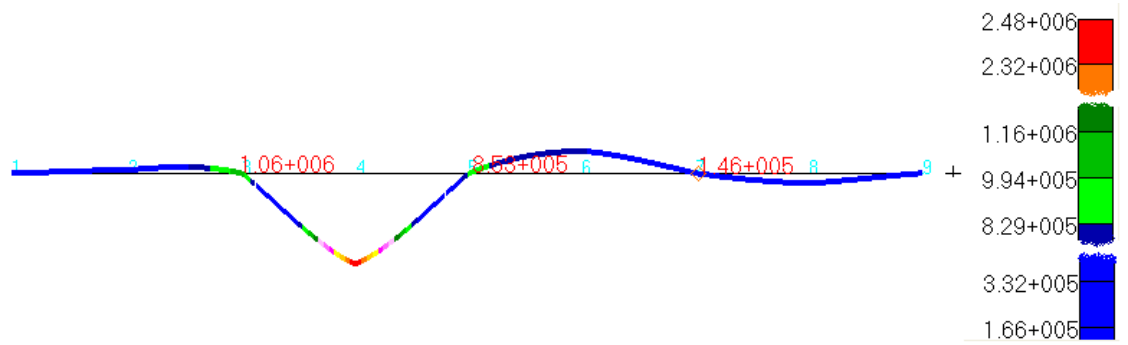
ÇİZELGE 5 : Klasik hesap ile FEM hesabı arasında her düğüm noktasındaki mesnet kuvvetleri farkı.

Klasik Hesap	FEM Hesabı	% Fark
$A_y = -3.712,05 \text{ N}$	-3.413,5	% 0.03
$R_{BY}^1 + R_{BY}^2 = 66.147,33 \text{ N}$	65.623,0	% 0.8
$R_{CY}^1 + R_{CY}^2 = 48.647,23 \text{ N}$	51.085,0	% 4.7
$R_{DY}^1 + R_{DY}^2 = -6.776,75 \text{ N}$	-10.169,0	% 33.3
$E_y = 6.694,24 \text{ N}$	7.873,0	% 14.9

ÇİZELGE 6 : Krank mili üzerindeki düğüm noktalarının mesnet momentleri (Nmm)

Mesnet (Reaksiyon) Momentleri (Nmm)

Entity ID	Magnitude
1	1.0915E+6
2	8.5725E+5
3	1.4641E+5



ŞEKİL 40 : Krank milinin abartılı eğilme deformasyonu üzerinde reaksiyon momentlerinin gösterimi.

Bu mesnetler hesaplanan reaksiyon momentleri önceki bölümde aşağıdaki şekilde hesaplanmıştı. Burada karşılaştırma yapılması açısından tekrar ve yüzde farklarıyla birlikte verilmiştir.

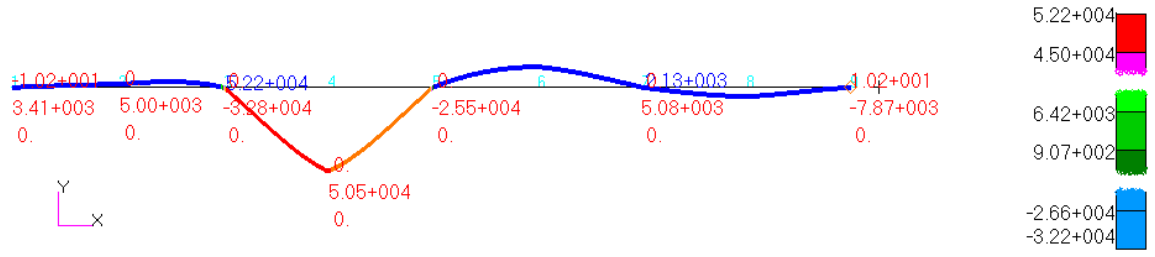
ÇİZELGE 7 : Klasik hesap ile FEM hesabı arasında her düğüm noktasındaki mesnet momentleri farkı

Klasik Hesap	FEM Hesabı	% Fark
$M_B = -1210,975 \text{ Nm}^2$	$-1091,5 \text{ Nm}^2$	% 9.8
$M_C = -941,97 \text{ Nm}^2$	$-857,2 \text{ Nm}^2$	% 9.0
$M_D = 235,5 \text{ Nm}^2$	$146,4 \text{ Nm}^2$	% 37.8

ÇİZELGE 8 : Krank mili üzerindeki düğüm noktalarının bağ kuvvetleri.

İç Kuvvetler (Internal Forces) (N)

Entity ID	XX	YY	ZZ
1	-10.183	3413.5	0.
2	0.	5000.	0.
3	0.	-32812.	0.
4	0.	50500.	0.
5	0.	-25543.	0.
7	0.	5084.3	0.
9	10.183	-7873.8	0.

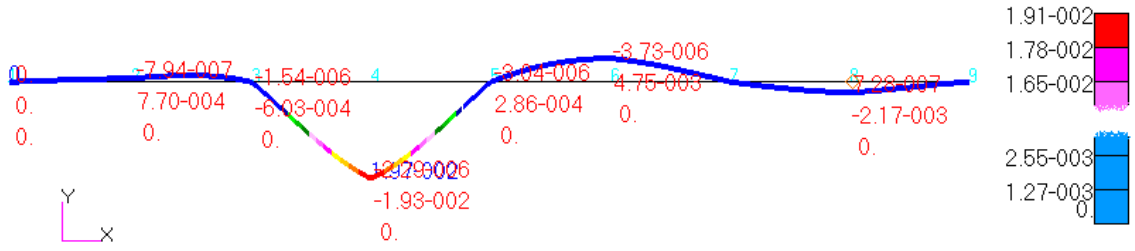


ŞEKİL 41 : Krank milinin eğilme deformasyonu üzerinde bağ kuvvetlerinin gösterimi

ÇİZELGE 9 : Krank mili üzerindeki mesnet noktalarının sehim değerleri.

Sehim (Yer Değiştirme) Değerleri (mm)

Entity ID	XX	YY	ZZ
1	0.	0.	0.
2	-7.9406E-7	0.00077045	0.
3	-1.5441E-6	-0.00060346	0.
4	-2.2942E-6	-0.019346	0.
5	-3.0443E-6	0.00028623	0.
7	-3.7314E-6	0.0047451	0.
9	7.2803E-7	-0.0021656	0.

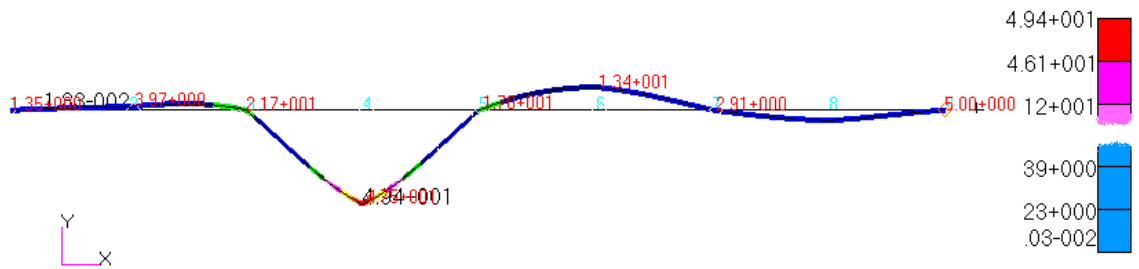


ŞEKİL 42 : Krank milinin eğilme deformasyonu üzerinde sehım değerlerinin gösterimi.

ÇİZELGE 10 : Krank mili üzerindeki mesnet noktalarının gerilme değerleri

Gerilme Değerleri (MPa)

Entity ID	Scalar Value
1	1.3506
2	3.9707
3	21.712
4	47.477
5	16.961
7	13.429
9	2.9108



ŞEKİL 43 : Krank milinin eğilme deformasyonu üzerinde gerilme değerlerinin gösterimi

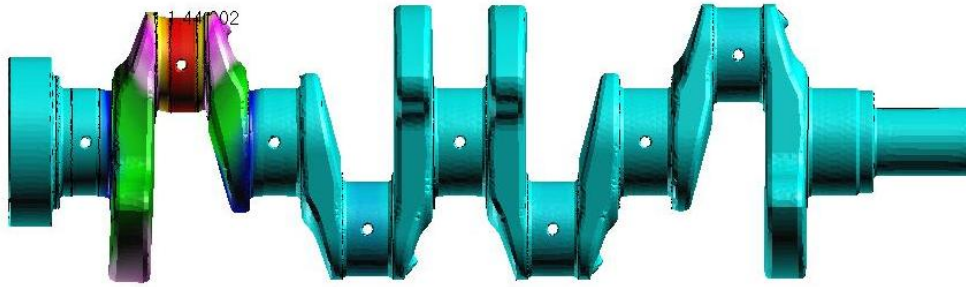
Hatırlanacağı gibi daha evvelki bölümde krank üzerinde eğilme durumu için gerilme değeri, $\sigma_e = \frac{M_e}{W} = \frac{1,7635}{3,31261 \cdot 10^{-5}} = 53235,97 \text{ kN} / \text{m}^2 = 53,2 \text{ N} / \text{mm}^2$ olarak bulunmuştu.

FEM analizi sonucu bulunan gerilme bu hesabı $49,4 \text{ N} / \text{mm}^2$ lik gerilme ile %7.1 hata ile desteklemektedir. Ancak unutulmamalıdır ki bu gerilme kesitte meydana gelen uniform gerilme olup, yüzey çentik faktörü dahil edilmemiştir. Adams programında sonlu elemanlar modeli üzerinde koşturulacak analizde bu değer hesaplanabilecektir.

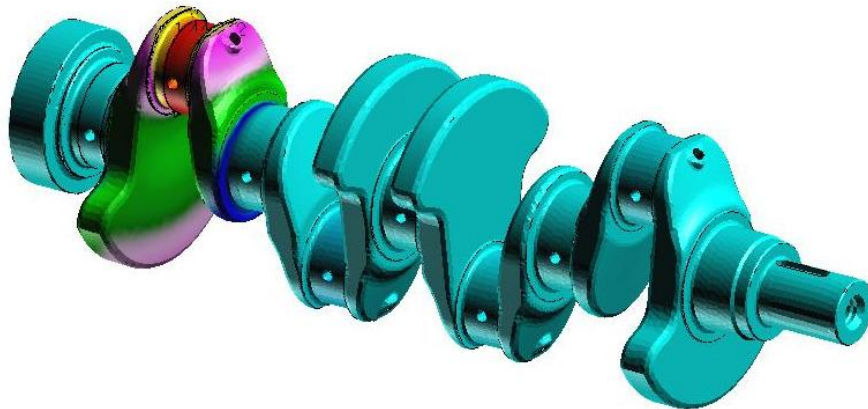
4.2.3 KRANK ANA YATAĞI MUYLUSUNUN EĞİLME DURUMU İÇİN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ

Burumla durumu için detaylarından bahsettiğimiz 3 boyutlu tetrahedral elemanlar ile oluşturulmuş krank mili FEM modeli, eğilme hesabı bölümünde sözü geçen radyal kuvvet ve atalet kuvvetleri uygulanarak analiz edilmiştir.

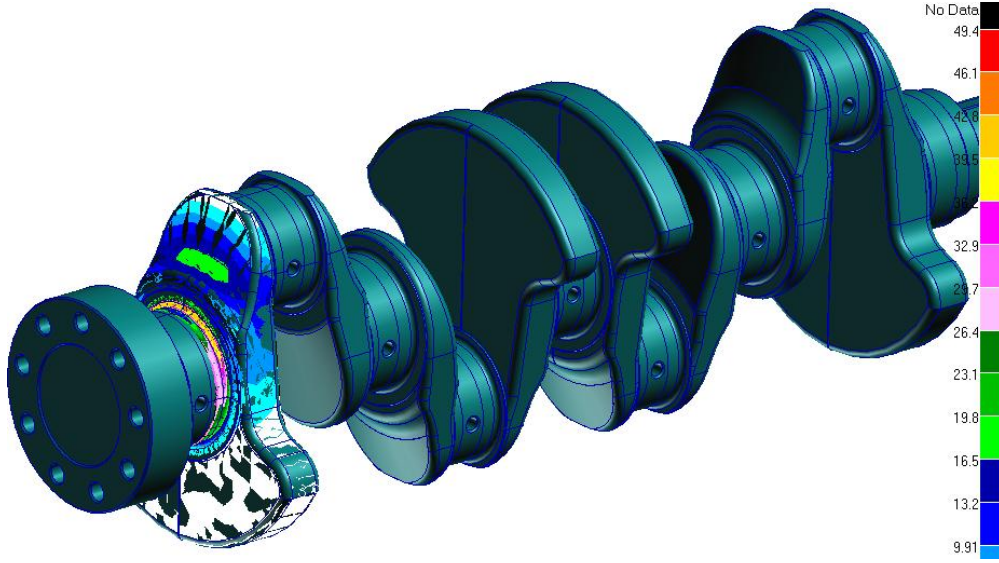
Analiz sonucunda krank kol yatağı muylusu üzerinde $y_{max} = 0,0144 \text{ mm}$ lik sehim hesaplanmıştır. Sehim dağılımı aşağıdaki resimde görülmektedir. Bu sehim değerinin analitik hesap sonucu $y_{analitik} = 0,0191 \text{ mm}$ olarak bulunduğu hatırlatılır.



ŞEKİL 44 : Krank milinin eğilme durumu için sehim dağılımı $y_{max} = 0,0144 \text{ mm}$ (Ön görünüş.)

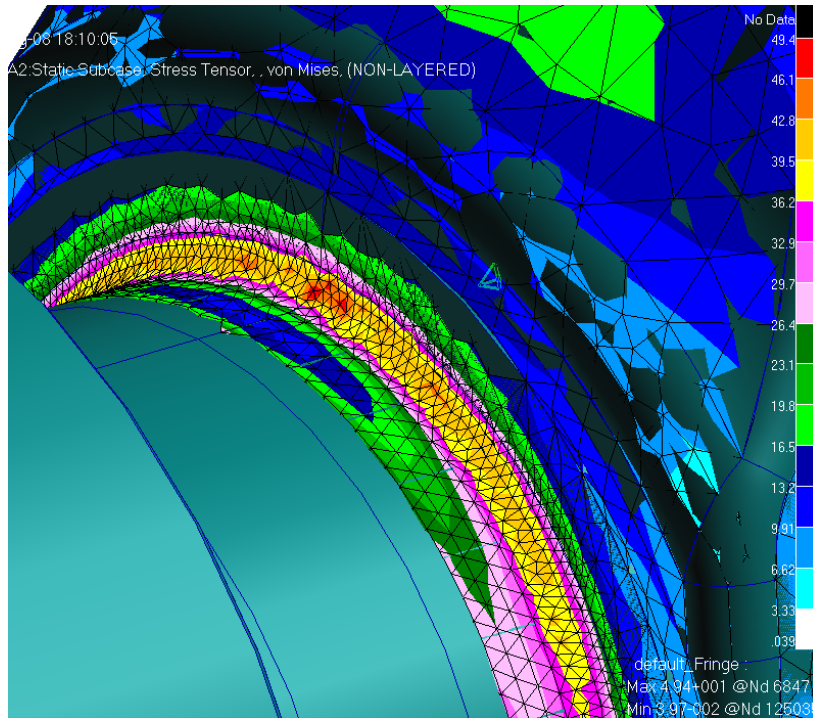


ŞEKİL 45 : Krank milinin eğilme durumu için sehim dağılımı $y_{max} = 0,0144 \text{ mm}$ (İzometrik görünüş).



ŞEKİL 46 : Krank milinin eğilme durumu için gerilme dağılımı $\sigma_{e\max} = 49.4 \text{ N/mm}^2$ (İzometrik görünüş).

Krank mili kol yatağı muylusundaki maksimum eğilme gerilmesi ise $\sigma_{e\max} = 49.4 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunmuştur. Yine gerilmenin yeri tahmin edildiği üzere radyustur.

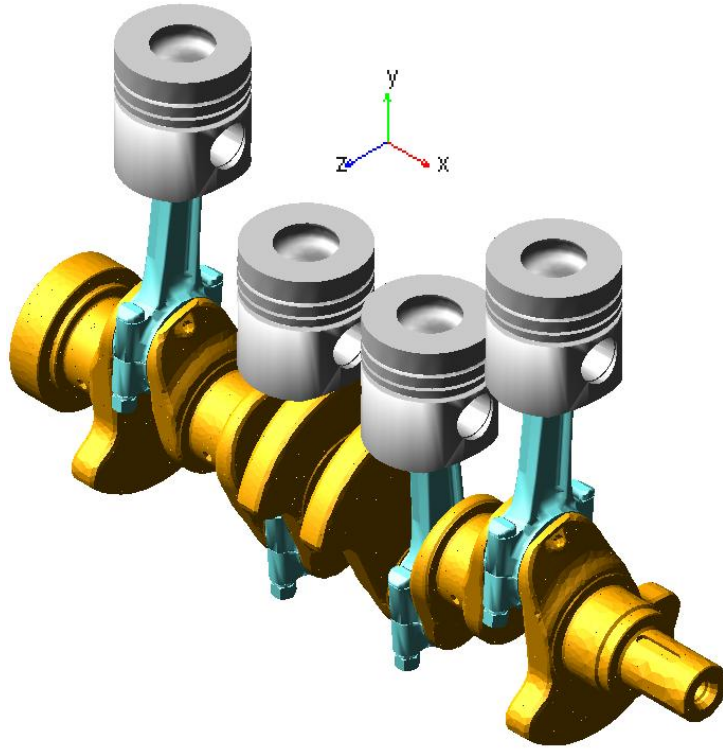


ŞEKİL 47 : Krank milinin eğilme durumu için gerilme dağılımı $\sigma_{e\max} = 49.4 \text{ N/mm}^2$ (İzometrik detay görünüş.)

4.2.4 KRANK MİLİ ANA YATAĞI MUYLUSUNUN EĞİLME DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ

Krank mili üzerinde gerçekleştirilen 4 boyutlu burulma analizinden sonra bileşik mukavemet durumunun incelenebilmesi için eğilme durumu için de aynı analizin gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

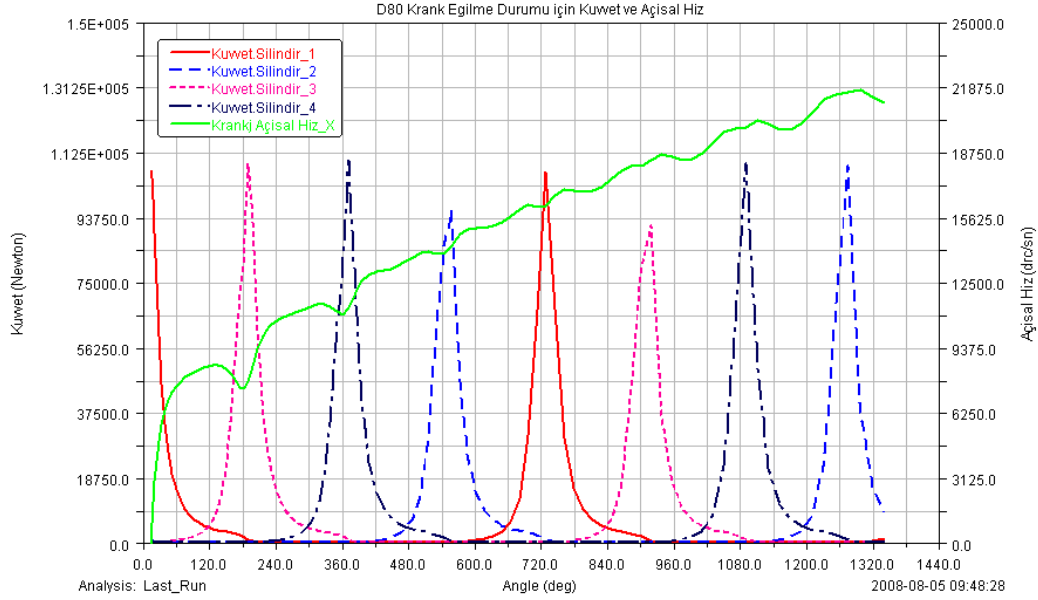
Eğilme hesaplamasında kullanılan model pistonlar, biyeller ve krank milinden oluşmaktadır. Bu modelde burulma gerilmelerinin oluşmaması için sistemden volan çıkartılmıştır. Aşağıda modelin MSC.Adams ortamındaki görünümü verilmiştir (Şekil 48).



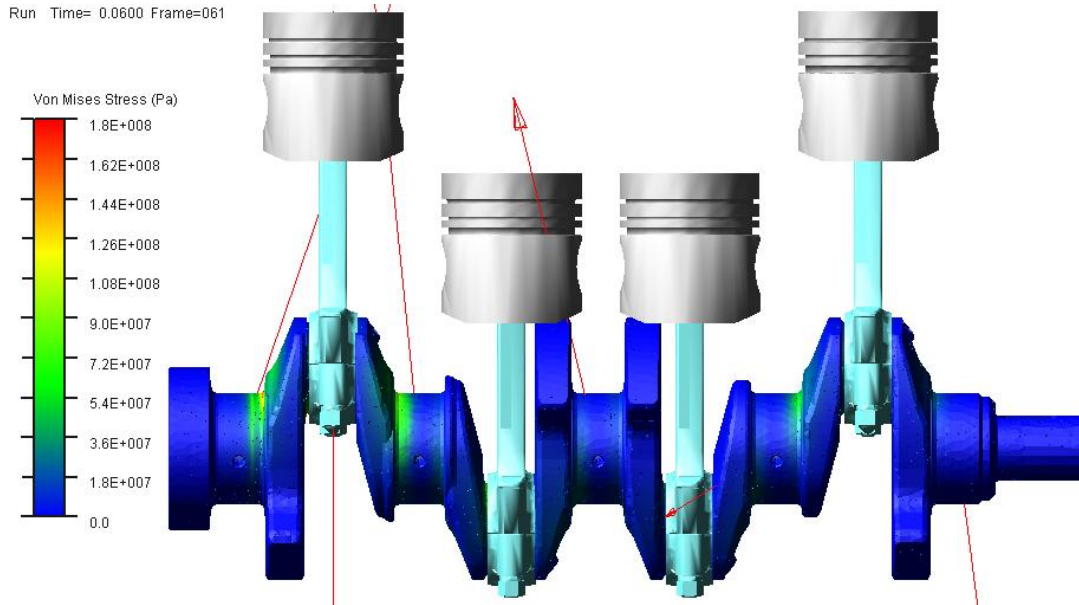
ŞEKİL 48 : Krank milinin dört boyutlu eğilme modelinin ve eksen takımının MSC.Adams ortamındaki görünümü.

Modelde volan bulunmadığından gaz kuvvetleri etkisindeki krank oldukça hızlı bir biçimde maksimum açısal hızına kavuşmuştur. Bu durum aşağıda verilmiş olan grafikten gözlemlenebilir.

GRAFİK 29 : Gaz kuvveti değerleri ve açısal hız değişimi.

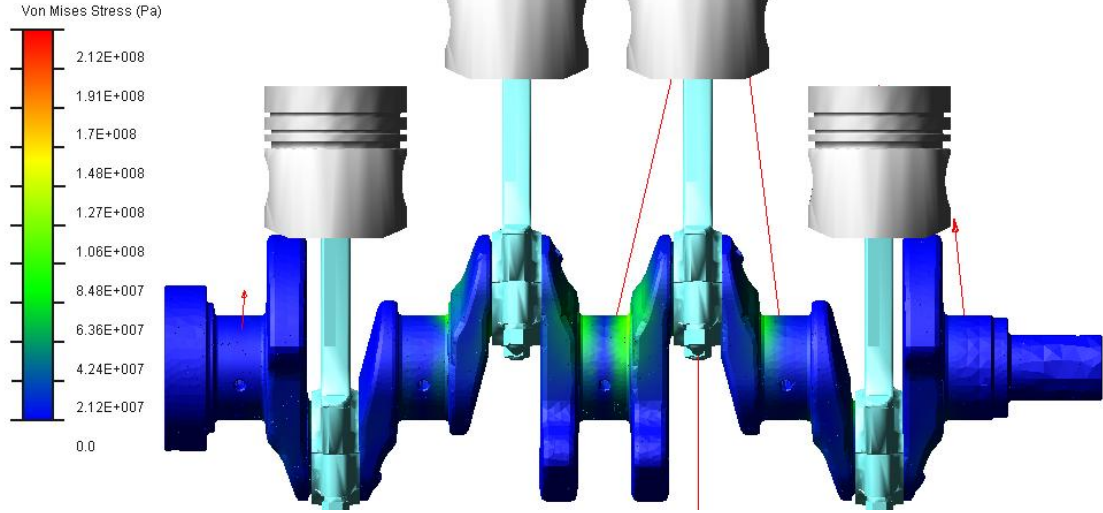


Aşağıda 4 boyutlu modelde her bir pistonun ateşleme anı için gerilme dağılımı görülmektedir. Resimlerde kırmızı renklerle görülen ölçekli oklar gaz kuvvetini ve yatak reaksiyon kuvvetlerini göstermektedir.



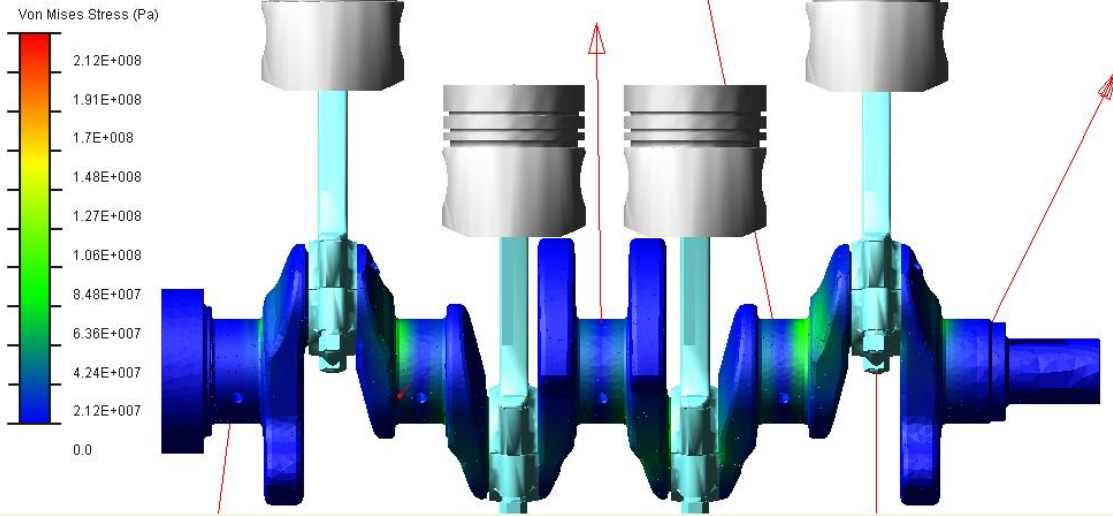
ŞEKİL 49 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı.

1st_Run Time= 0.0790 Frame=080

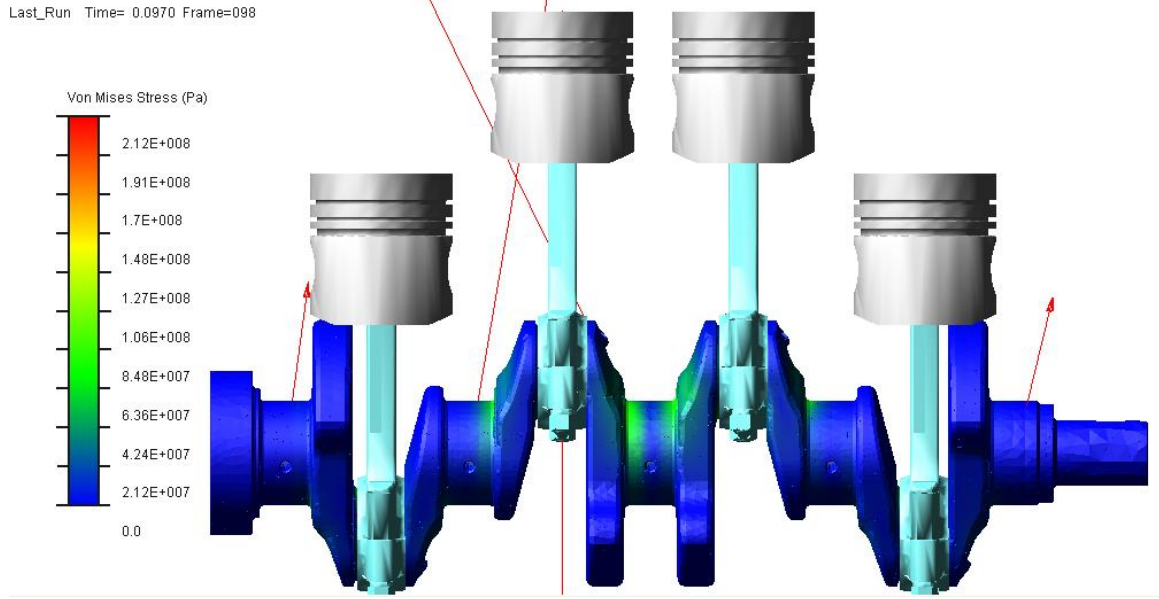


ŞEKİL 50 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 930 derece krank açısı konumundaki (3. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

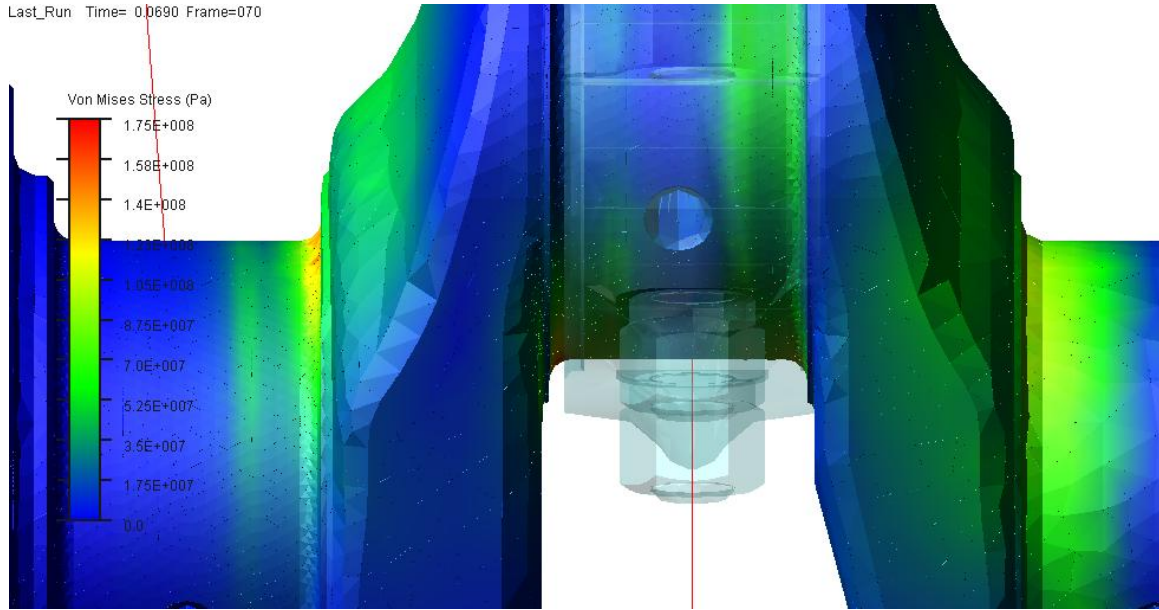
Last_Run Time= 0.0890 Frame=090



ŞEKİL 51 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 1095 derece krank açısı konumundaki (4. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.



ŞEKİL 52 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 1275 derece krank açısı konumundaki (2. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

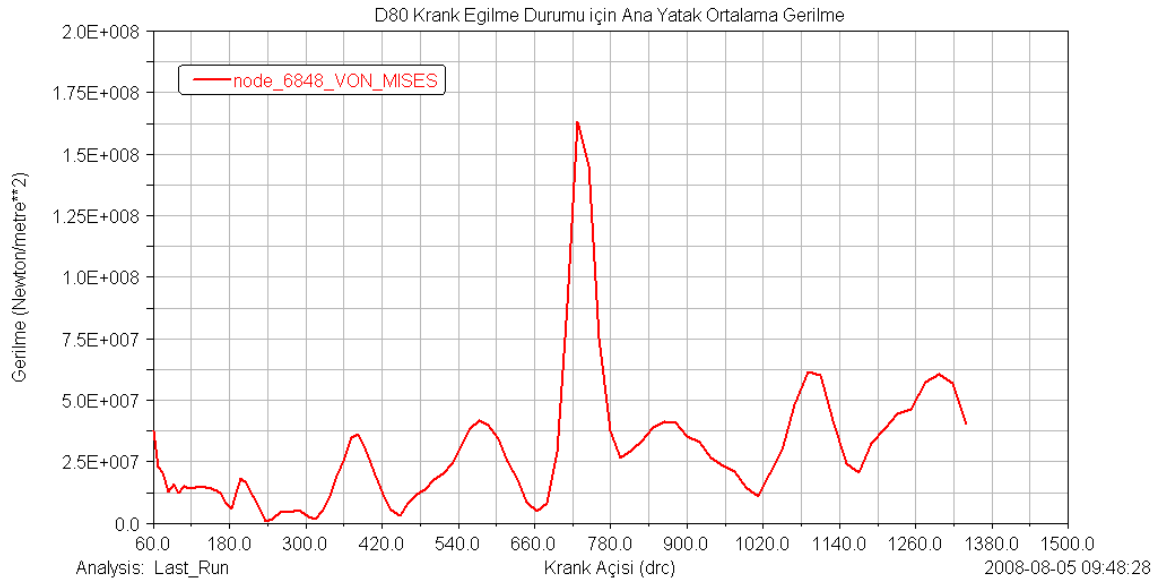


ŞEKİL 53 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).

Buna göre krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki eğilme momenti kaynaklı maksimum gerilme değeri $163.0 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olarak bulunmuştur. Aşağıda bu değerin krank mili açısına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Bu hesaplamada krank mili 1500 derece (2 tur) döndürülmüştür ve toplam analiz süresi 0.1 saniyedir.

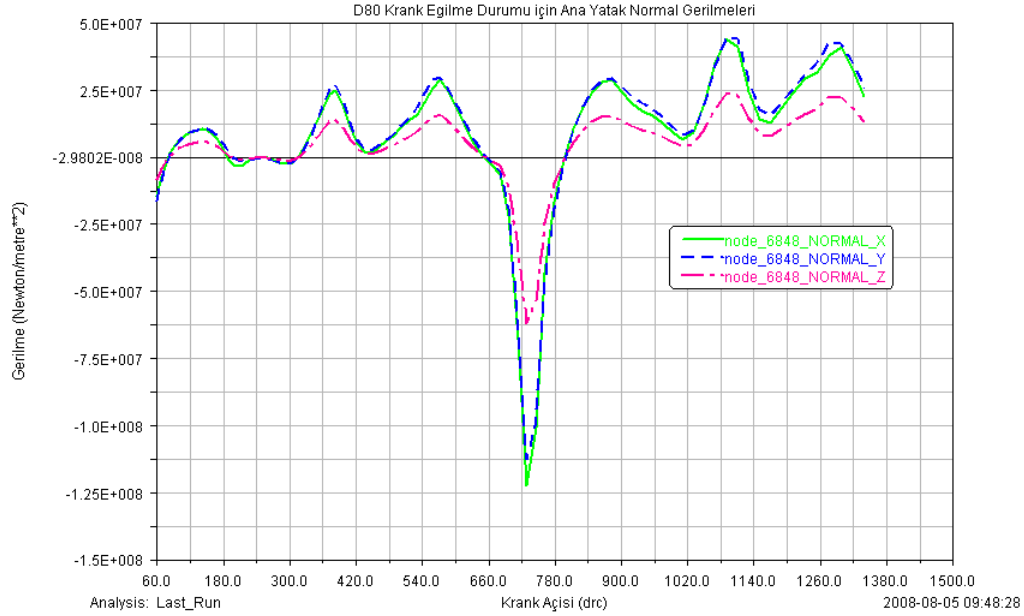
Eğilme durumu için statik analizden çok farklı bir sonuç ortaya çıkmıştır. Gaz kuvvetinin yavaş yavaş uygulanması ile zamana bağlı olarak ani uygulanması özellikle gerilmenin biriktiği bölgede ciddi bir etki doğurmuştur. Bu sebeple eğilme durumu için de dinamik analiz yapılmasının doğru olacağı teyit edilmiştir.

GRAFİK 30 : Krank mili ana yatağı muylusu üzerinde vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.



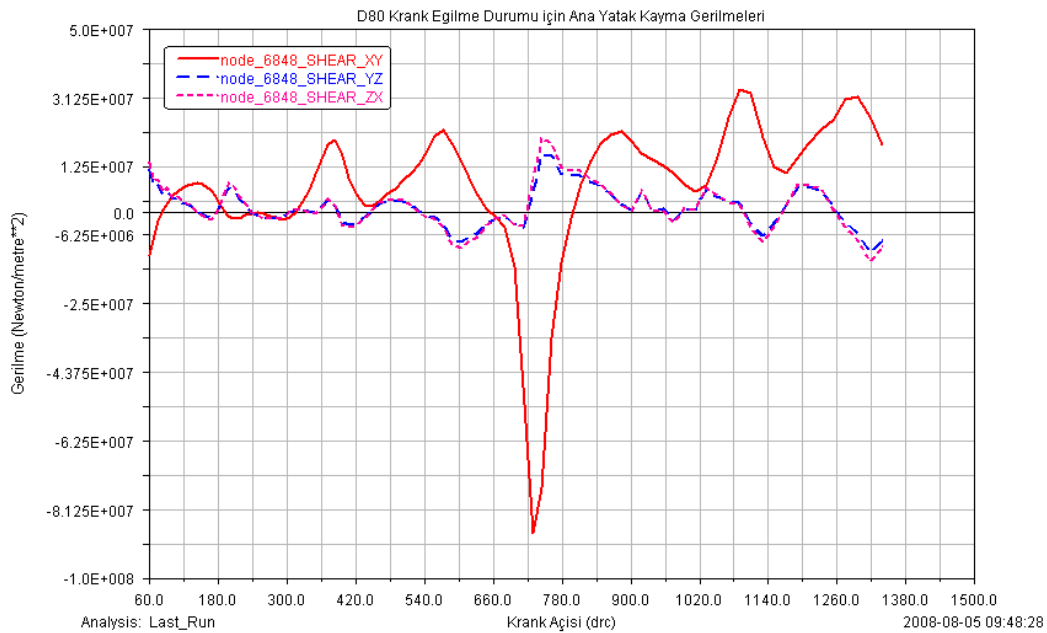
Aşağıda ana yatak muylusu için verilmiş olan gerilme değerinin birleşenleri yönlerine bağlı olarak çizdirilmiştir.

GRAFİK 31 : Eğilme gerilmeleri ile zorlanan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.

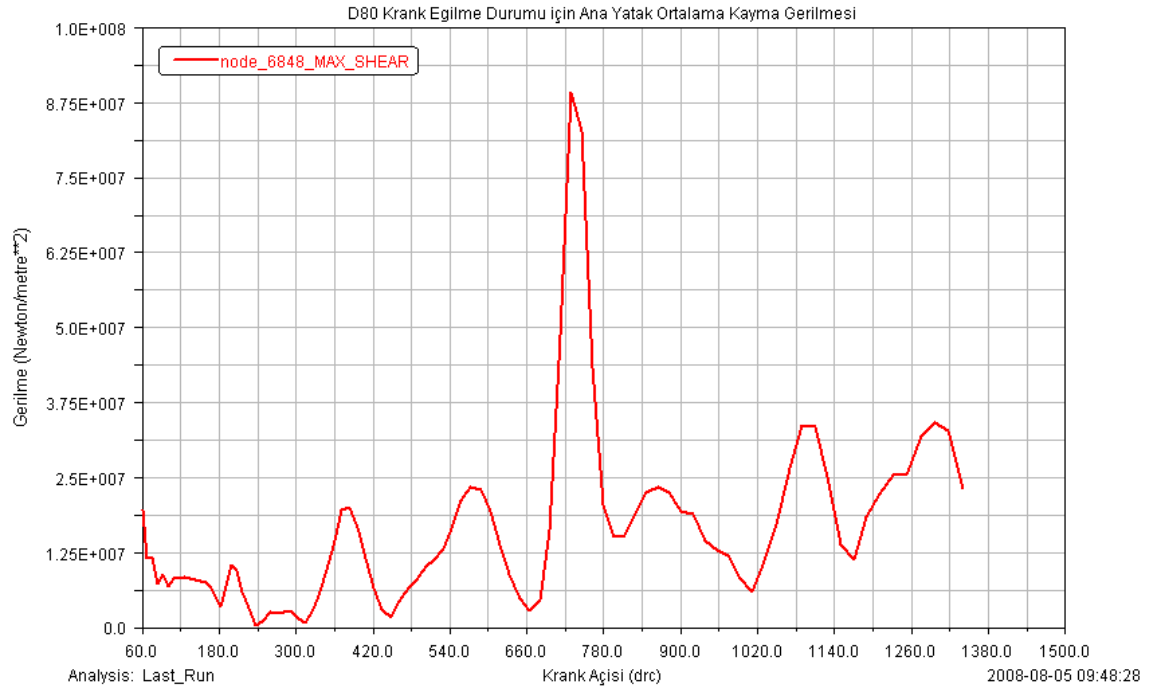


Açıkça görülmektedir ki, ana yatak muylusu raydusu üzerinde oluşan gerilme değerinde baskın olarak X ve Y bileşenlerinin etkisi bulunmaktadır.

GRAFİK 32 : Eğilme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.



GRAFİK 33 : Eğilme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.



Bu aşamada bulunan gerilme değerleri daha sonra kullanılmak üzere aşağıdaki tabloda detaylandırılmıştır.

ÇİZELGE 11 : Krank miline eğilme momenti etkisi sonucunda ana yatak muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri

Krank Miline Eğilme Momenti Etkisi Sonucunda

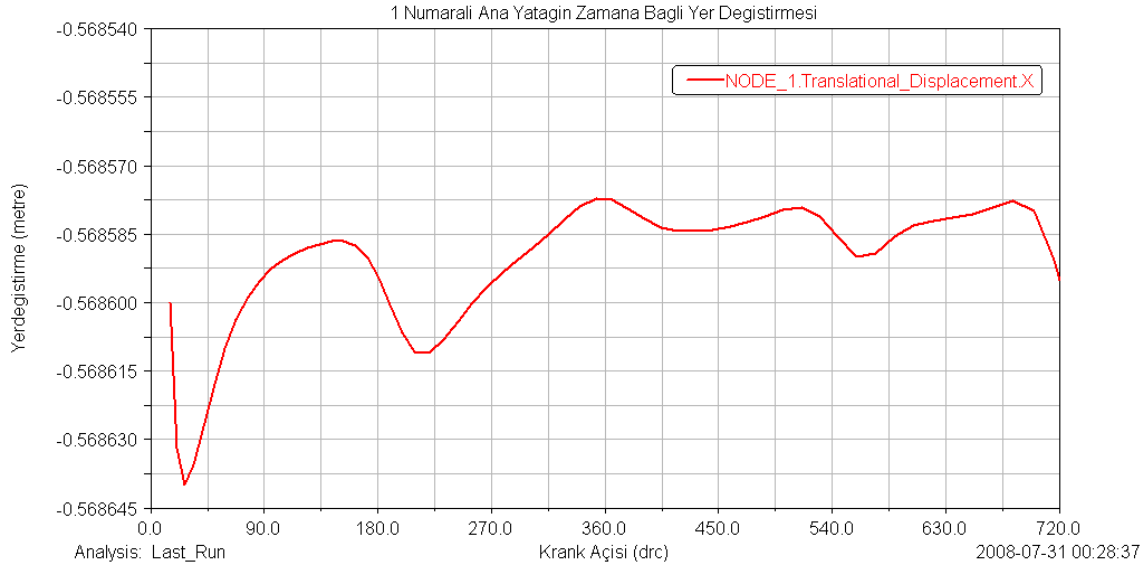
Ana Yatak Muylusu Üzerinde Oluşan Gerilme Bileşenleri

Node id 1375	Gerilme Bileşeni	Maksimum Gerilme Değeri (MPa)	Maksimum Gerilme Anındaki Krank Açısı (drc)	735 derece Krank Açısındaki Gerilme Değeri (MPa)
	σ_x	-122.5	735	-122.5
	σ_y	-112.7	735	-112.7
	σ_z	-61.8	735	-61.8
	τ_{xy}	-87.7	735	-87.7
	τ_{yz}	15.8	735	15.8
	τ_{zx}	20.3	735	20.3
	$\sigma_{vonMisses}$	163.0	735	163.0
	$\tau_{MaxShear}$	89.2	735	89.2

Eğilme durumu incelenirken burulma durumundan farklı olarak krankın yataklandığı elemanların rijitliğinin de gerilme değerleri üzerinde oldukça etkili olduğu anlaşılmıştır. 4 silindirli motorumuzda krank mili 5 ana yatak muylusundan motor gövdesine kaymalı yataklar ile yataklanmaktadır. Ancak yapılan literatür araştırmaları sonucunda bu tarz yatakların ötelenme rijitliklerinin (başka bir anlamda yay katsayılarının) bilinmesinin oldukça zor olduğu ve genellikle bilimsel makalelerde bu değerlerin sayısal olarak verilmediği anlaşılmıştır. Bu durumda bir çözüm üretmek için MSC.Adams programında yatağın ortasında bulunan noktanın ne kadar yer değiştirdiği incelenmiştir. Üretilcek kaymalı yatak 0.05 mm boşluklu olacağından yağ filminin yırtılmaması için yatağın yer değiştirme değerinin 0.04 mm ile sınırlandırılması gerektiğine karar verilmiştir. Adams içinde bu koşulu sağlayacak yatak rijitliği deneme yanılma yöntemi ile $59 \times 10^6 \text{ N/m}$ olarak yakalanmıştır.

Aşağıda örnek olarak 1 numaralı ana yatağı muylusunun yer değiştirme grafiği verilmiştir. Bu grafiğe göre yatak ilk bulunduğu konumdan $0.0568645 - 0.5686 = 4 \times 10^{-5} \text{ metre} = 0.04 \text{ mm}$ yer değiştirmiştir.

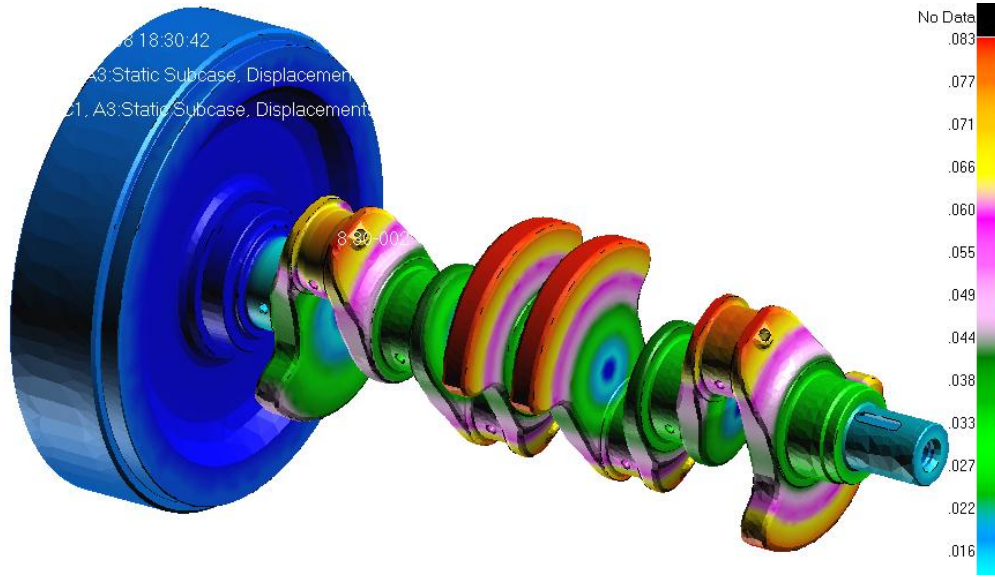
GRAFİK 34 : Eğilme durumundaki krank milinin 1 numaralı ana yatağı muylusunun yer değiştirme miktarının krank açısına bağlı değişimi.



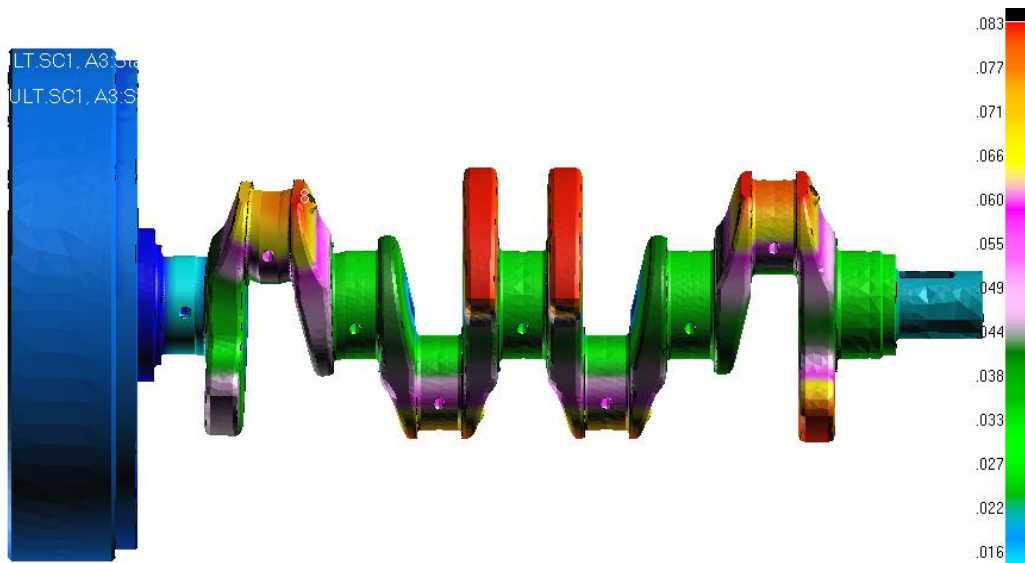
Bu bölümde ana yatak muylusu üzerindeki eğilme gerilmesi değerleri incelendiğinden aynı model kullanılarak hesaplanan kol yatağı muylusu üzerindeki gerilme durumu ilgili bölümde incelenecektir.

4.3 KRANK MİLİ ANA YATAĞI MUYLUSUNUN BİRLEŞİK MUKAVEMET DURUMU İÇİN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ

Burulma ve eğilme gerilmelerinin hem bir boyutlu analitik hem de üç boyutlu analiz hesapları ile belirlenmesinden sonra ana yatak muylusu raydusu üzerindeki birleşik gerilme hesaplanabilir. Bu hesabı yapmak için krankın 3 boyutlu modelinde burulma momenti ve eğilme kuvvetleri birlikte uygulanmıştır.



ŞEKİL 54 : Krank milinin birleşik mukavemet deformasyonu (izometrik görünüş).



ŞEKİL 55 : Krank milinin birleşik mukavemet deformasyonu (ön görünüş).

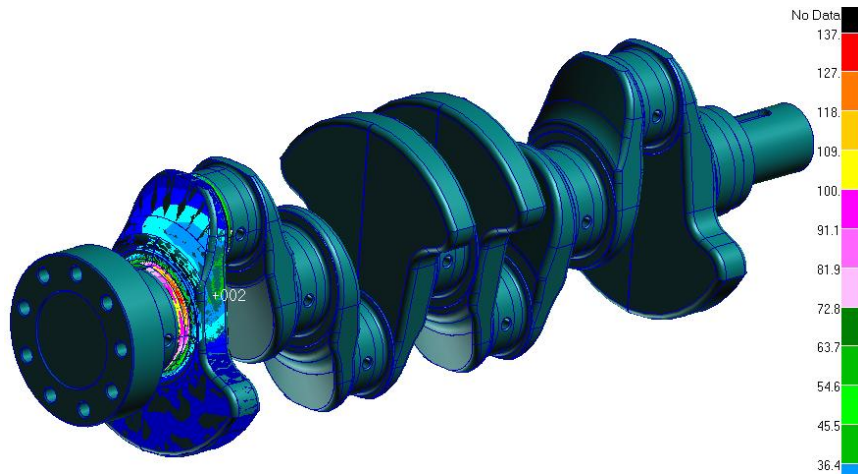
Sonuç olarak krank mili kol yatağı muylusundaki raydusundaki bileşke gerilme değeri $\sigma_{b\ max} = 137\ N/mm^2$ olarak bulunmuştur.

Bu hesaplama maksimum kayma gerilmesi hipotezine göre yapılırsa;

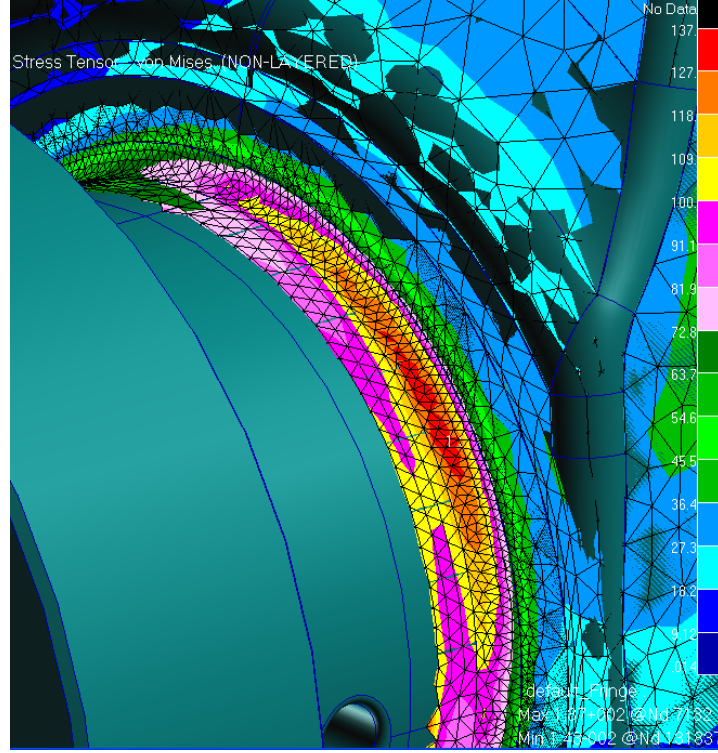
$$\sigma_{bileşke} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{49.4^2 + 3 \cdot 109^2} = 195.1\ N/mm^2 \text{ olarak bulunur.}$$

MSC.Nastran programında bu gerilme değeri $195.1\ N/mm^2$ olarak aşağıdaki şekilde bulunmuştur. İki yöntem arasındaki fark %29 dir. Bu fark oldukça büyük olmasına karşın altında önemli bir sebep yatmaktadır. $49.4\ N/mm^2$ olarak hesaplanan eğilme gerilmesi değeri krank ana yatağı muylusunun en tepe noktasındayken burulma durumunda oluşan $109\ N/mm^2$ gerilme krank mili ana yatağı muylusu tepe noktasından 45 derece açılı farklı bir bölgede oluşmuştur. Bileşke gerilme ise bu iki bölgenin arasında görülmektedir. Bu sebeple maksimum vonMises gerilmeleri üst üste çıkmamakta ve bileşke gerilmenin daha az olmasını sağlamaktadır.

Bu karşılaştırmada ikinci önemli bir eksik ise iki farklı vonMises gerilmesinin kayma gerilmesi hipotezine sokulmasıdır. Bunun yerine her bir gerilme durumu için altı farklı yöndeki normal ve kayma gerilmeleri ayrı ayrı toplanmalı ve bundan sonra ortalama gerilme hesaplaması yapılması gerekmektedir. Bu işlem esas olarak alacağımız MSC.Adams gerilme sonuçlarında ayrıntılarıyla gerçekleştirilmiştir.



ŞEKİL 56 : Krank mili ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı.

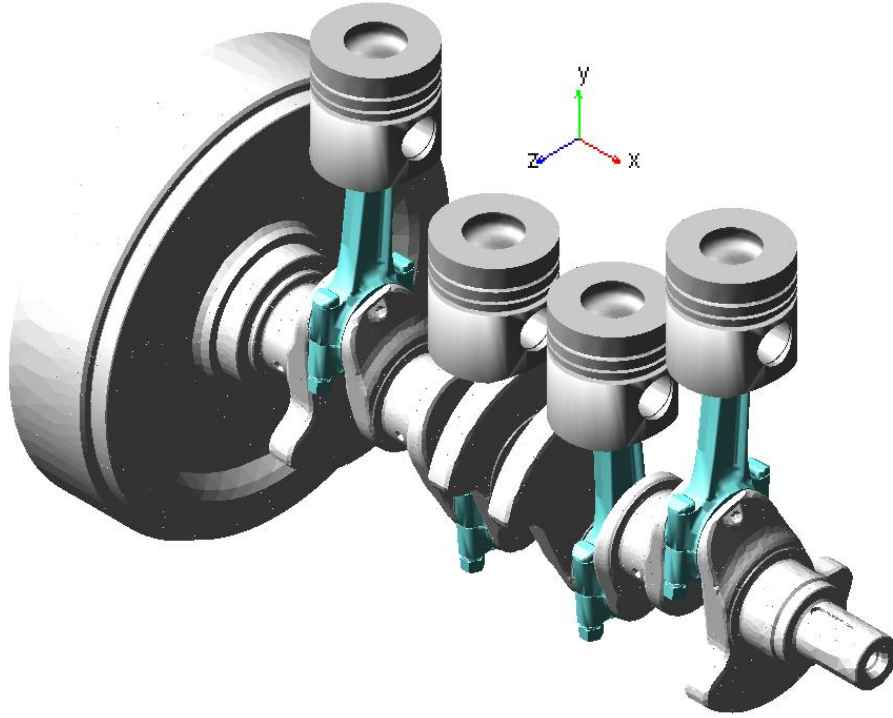


ŞEKİL 57 : Krank mili ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı (detay görünüş).

4.3.1 KRANK ANA YATAĞI MUYLUSUNUN BİRLEŞİK MUKAVEMET DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ

Bu kısımda daha önceki zamana bağlı analizlerde sistem üzerine etkiyen moment ve kuvvetler beraberce uygulanacaktır. Sonuç kısmında daha önceki eğilme ve burulma modellerin değerleri toplanacak ve MSC.Adams'tan alınan değerlerle karşılaştırılacaktır.

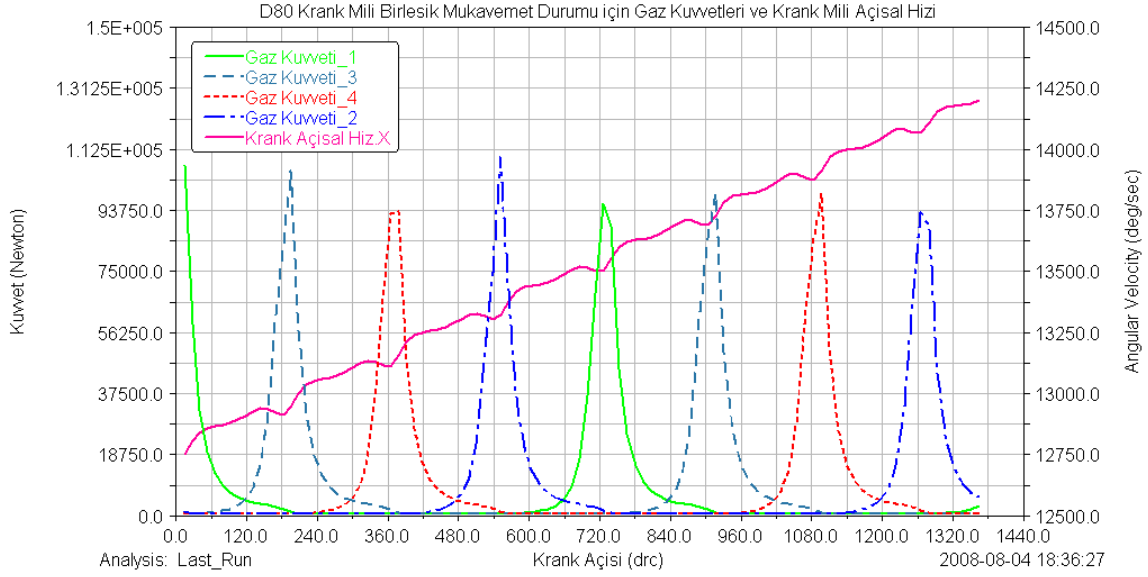
Burulma hesaplamasında kullanılan model pistonlar ve biyeller ve krank mili ve volandan oluşmaktadır. Sisteme normal gaz kuvvetleri tatbik edilecektir. Volanın etkisi ise burulma momentinin kendiliğinden oluşmasını sağlayacaktır.



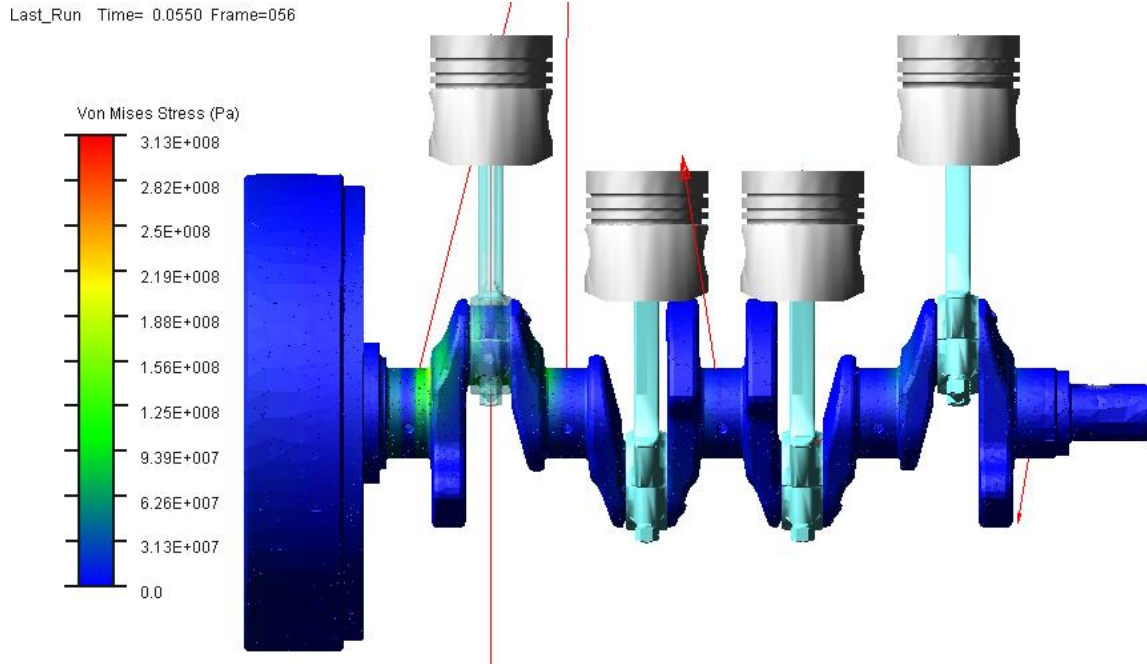
ŞEKİL 58 : Krankın 4 boyutlu birleşik mukavemet modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü.

Aşağıda krank mili üzerine pistonlar üzerinden uygulanan gaz kuvvetleri ve bu bağlı olarak 12750 (drc/sn) ilk hız ile harekete başlayan krank milinin açısal hızı çizdirilmiştir.

GRAFİK 35 : Gaz kuvveti değerleri ve açısal hız değişimi.

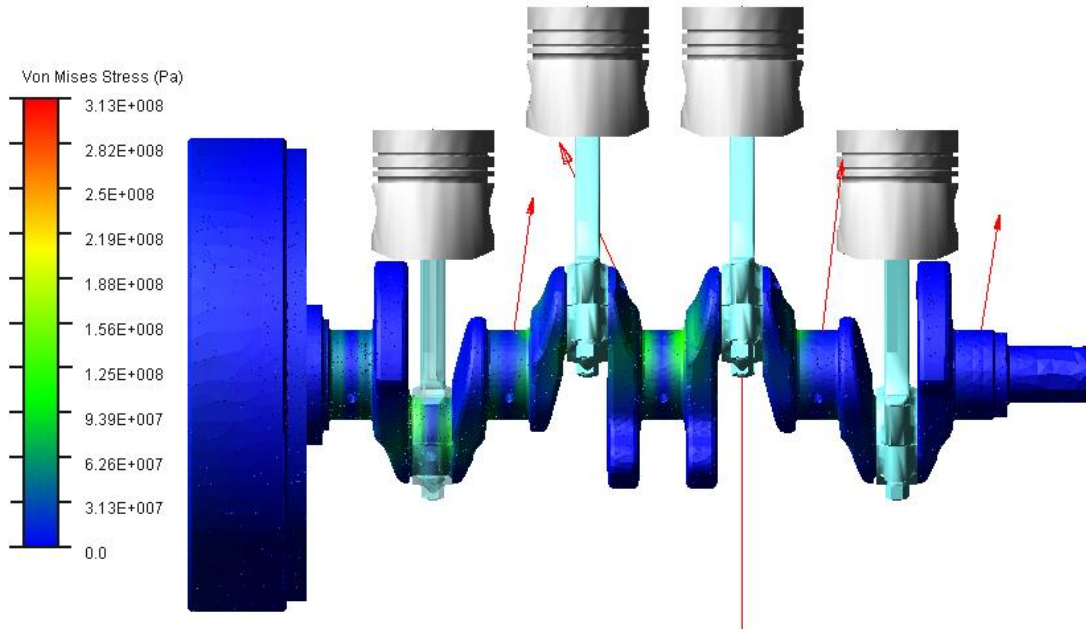


4 boyutlu modelde her bir pistonun ateşleme anı için gerilme dağılımı aşağıdaki resimlerde görülmektedir.



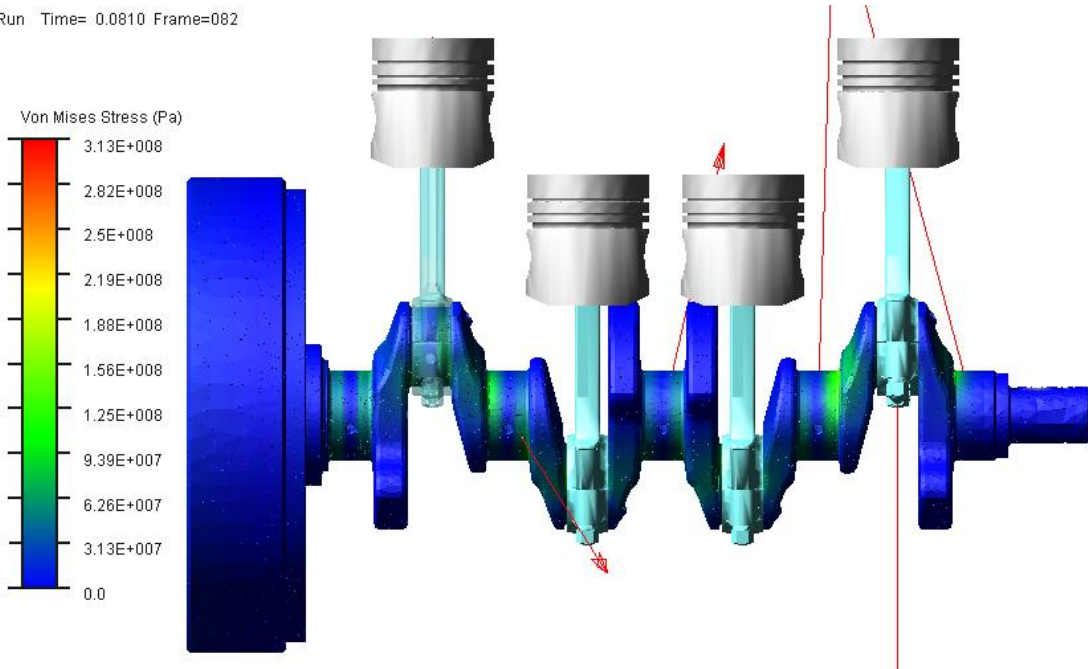
ŞEKİL 59 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

Last_Run Time= 0.0690 Frame=070



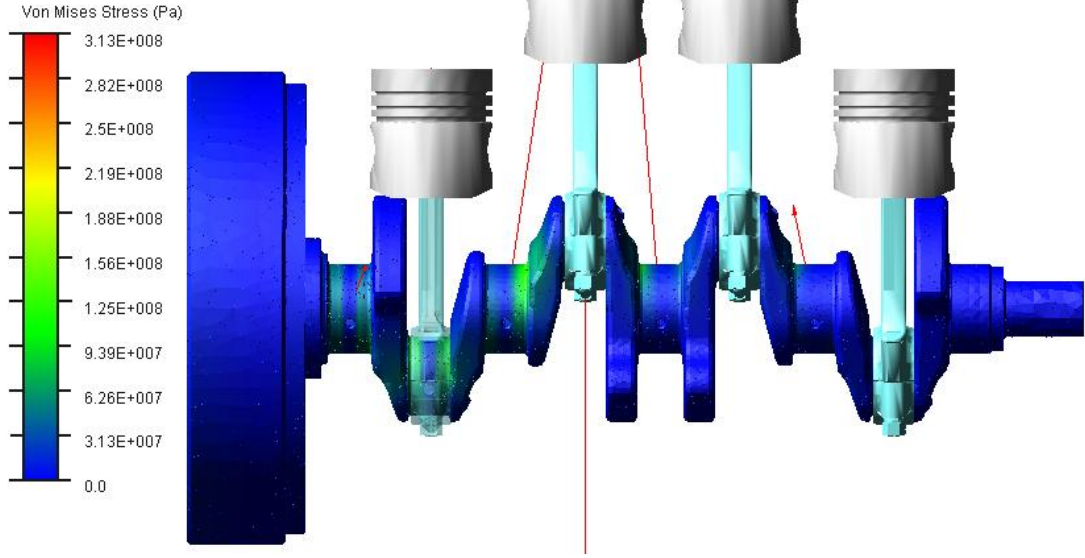
ŞEKİL 60 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 930 derece krank açısı konumundaki (3. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

1st_Run Time= 0.0810 Frame=082



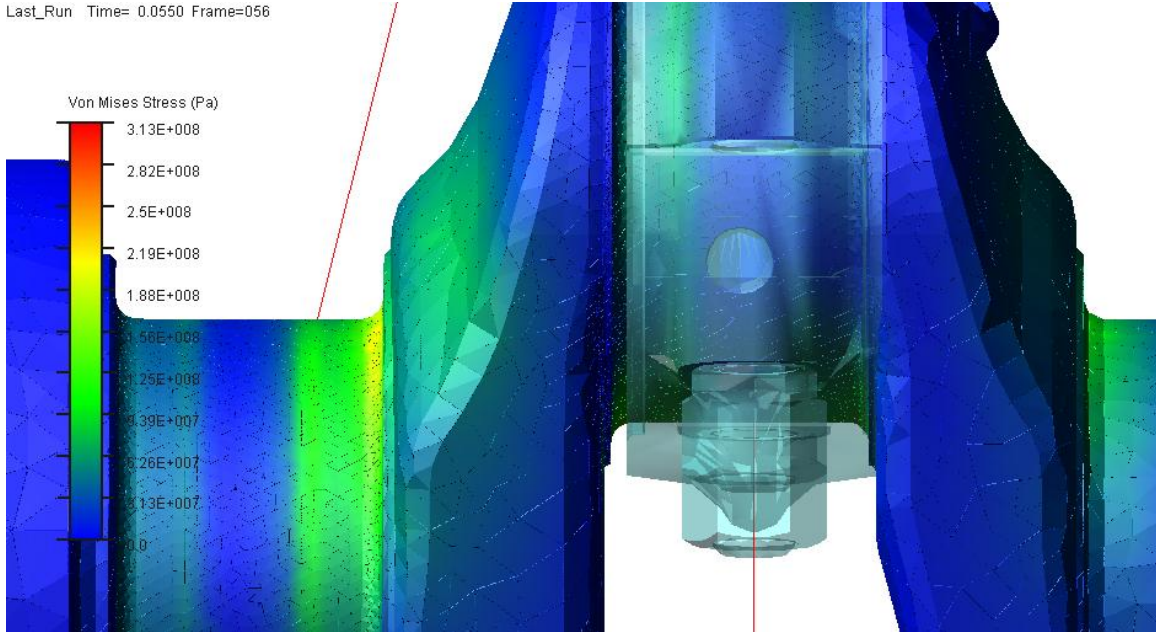
ŞEKİL 61 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 1095 derece krank açısı konumundaki (4. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

Last_Run Time= 0.0940 Frame=095



ŞEKİL 62 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 1275 derece krank açısı konumundaki (2. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı.

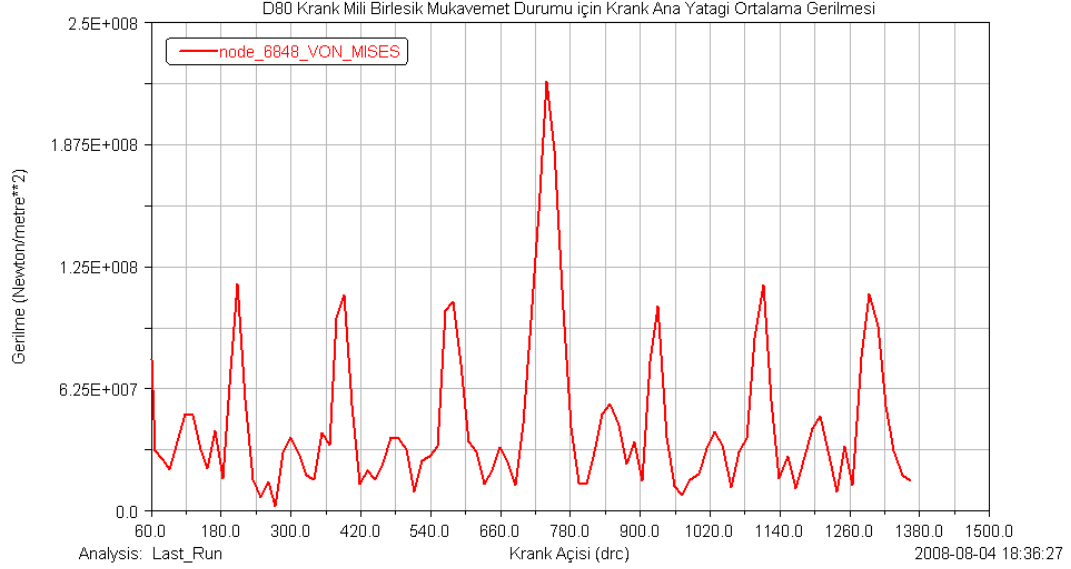
Last_Run Time= 0.0550 Frame=056



ŞEKİL 63 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMises gerilme dağılımı (ana yatak mıylusu ve kol yatağı mıylusu detay gösterim).

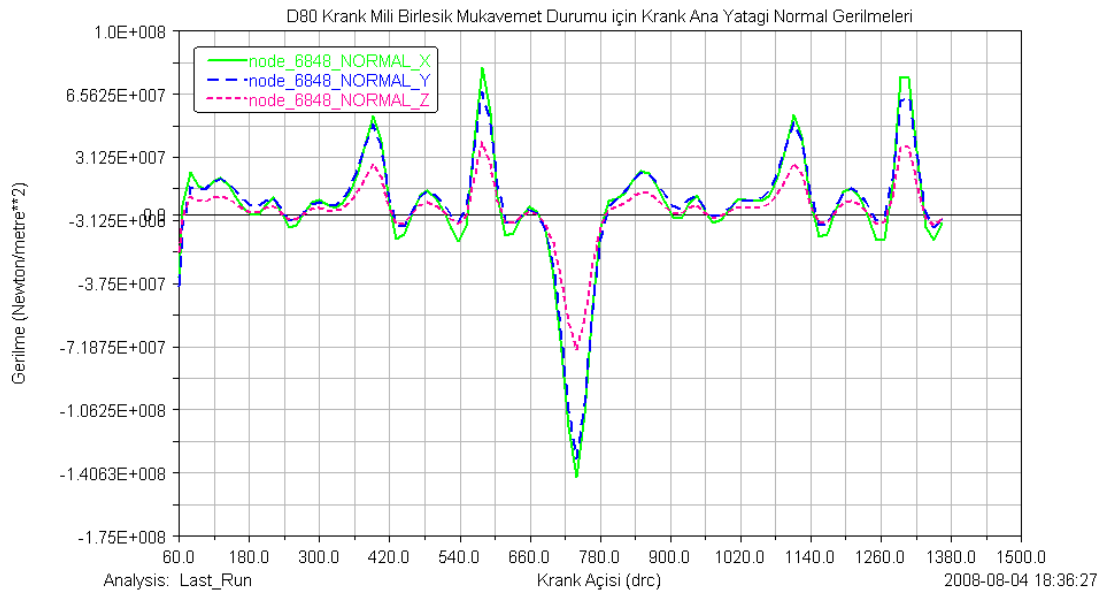
Buna göre krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki maksimum gerilme değeri 220.1 (N/mm²) olarak bulunmuştur. Aşağıda bu değerin krank mili açısına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Bu hesaplamada krank mili 1350 derece (2 tur) döndürülmüştür ve toplam analiz süresi 0.1 saniyedir.

GRAFİK 36 : Krank mili ana yatağı muylusu üzerinde vonMises gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.



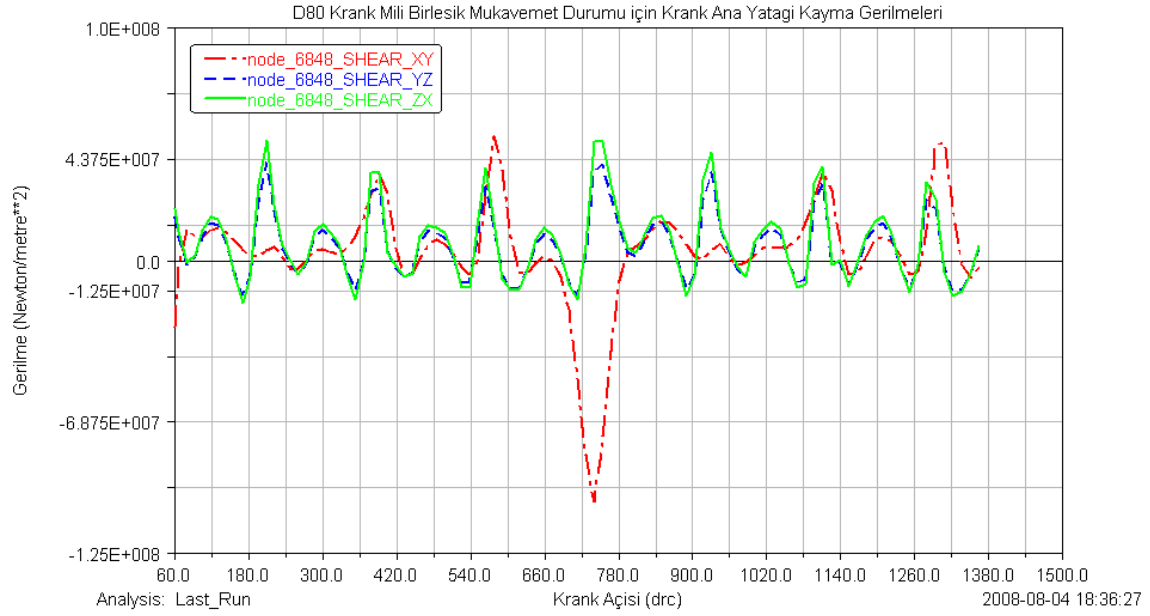
Aşağıda ana yatak muylusu için verilmiş olan ortalama gerilme değeri normal birleşen yönlerle bağlı olarak çizdirilmiştir.

GRAFİK 37 : Birleşik yükleme ile zorlanan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.

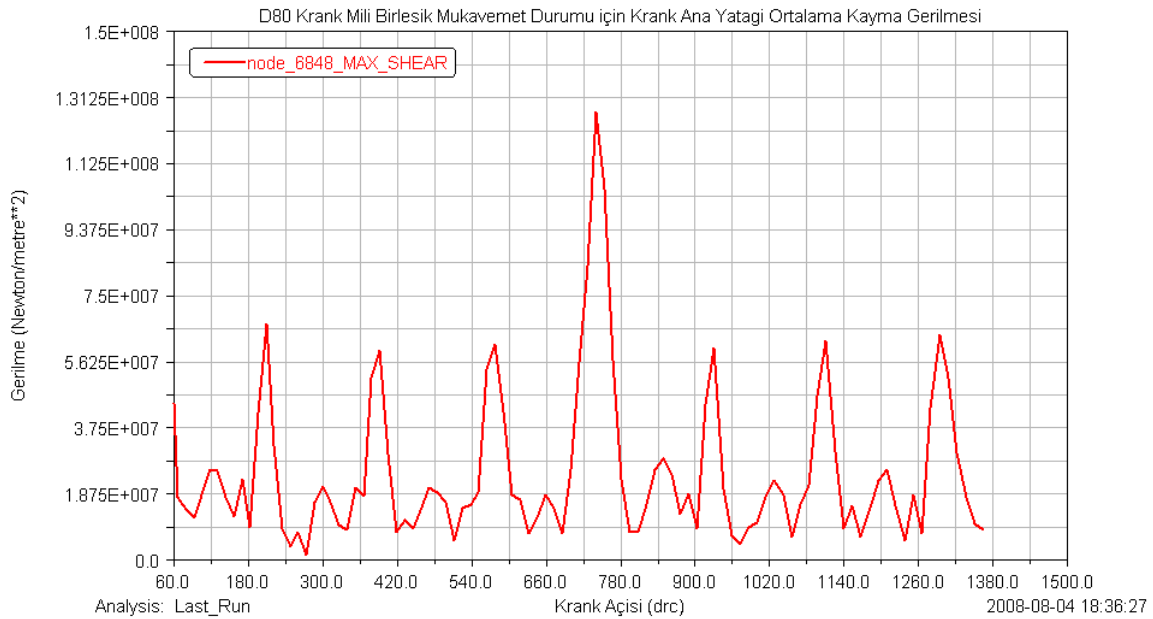


Açıkça görülmektedir ki, ana yatak muylusu raydusu üzerinde oluşan gerilme değerinde baskın olarak X ve Y bileşeninin etkisi bulunmaktadır.

GRAFİK 38 : Birleşik yükleme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.



GRAFİK 39 : Birleşik yükleme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.



Bu aşamada bulunan gerilme değerleri daha sonra kullanılmak üzere aşağıda detaylandırılmıştır.

ÇİZELGE 12 : Krank miline birleşik yükleme etkisi sonucunda ana yatak muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri

**Krank Miline Birleşik Yükleme Etkisi Sonucunda
Ana Yatak Muylusu Üzerinde Oluşan Gerilme Bileşenleri**

Node id 6848	Gerilme Bileşeni	Maksimum Gerilme Değeri (MPa)	Maksimum Gerilme Anındaki Krank Açısı (drc)	735 derece Krank Açısındaki Gerilme Değeri (MPa)
	σ_x	-142.7	735	-142.7
	σ_y	-133.0	735	-133.0
	σ_z	-73.6	735	-73.6
	τ_{xy}	-103.0	735	-103.0
	τ_{yz}	41.3	925	41.3
	τ_{zx}	51.2	925	51.2
	$\sigma_{vonMisses}$	220.1	735	220.1
	$\tau_{MaxShear}$	127.0	735	127.0

Bu modelde de eğilme durumunda olduğu gibi birleşik mukavemet durumunda da kaymalı yatak rijitlikleri $59 \times 10^6 \text{ N/m}$ olarak alınmıştır.

Aşağıdaki tabloda birleşik mukavemet durumu için bu noktaya kadar bulunan MSC.Adams sonuçları incelenmiştir. Şimdi kısaca eğilme ve burulma değeri için ilgili hesap analitik olarak yapılacaktır.

ÇİZELGE 13 : Ana yatak muylusu için analitik hesap ve MSC:Adams hesabı sonucunda bulunan gerilme bileşenlerini 735 derece krank açısı için karşılaştırılması.

Düğüm Noktası 1375	Gerilme Bileşeni	Burulma Durumu Gerilme Değeri (MPa)	Eğilme Durumu Gerilme Değeri (MPa)	Analitik Toplam (MPa)	Birleşik Yükleme Durumu Adams Değeri (MPa)	Adams ile % Fark (MPa)
Krank Açısı	σ_x	5.3	-122.5	-117.5	-142.7	-
735 (drc)	σ_y	5.3	-112.7	-107.4	-133.0	-
	σ_z	2.7	-61.8	-59.1	-73.6	-
	τ_{xy}	-4.6	-87.7	-92.3	-103.0	-
	τ_{yz}	28.5	15.8	44.3	41.3	-
	τ_{zx}	36.8	20.3	57.1	51.2	-
	$\sigma_{vonMisses}$	81.0	163.0	210.1	220.1	% 4.5
	$\tau_{MaxShear}$	46.6	89.2	117.2	127.0	% 7.7

Bu tabloya göre MSC.Adams'ta hesaplanan eğilme ve burulma gerilmeleri toplandığında yaklaşık %4 ila %7 hassasiyetle bileşik mukavemet durumundaki değerine yaklaşmaktadır. Bu hesap kısaca modellerin doğruluğunun kontrolü için yapılmıştır. Aşağıda Analitik toplam sütunundaki $\sigma_{vonMisses}$ ve $\tau_{MaxShear}$ değerlerinin hesaplama yöntemi verilmiştir.

$$\sigma_{vonMisses} = \sqrt{0.5 \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3 \cdot [\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2]}$$

$$\tau_{MaxShear} = \sqrt{\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2}$$

Bu bölümde ana yatak muylusu üzerindeki birleşik yükleme değerleri incelendiğinden aynı model kullanılarak hesaplanan kol yatağı muylusu üzerindeki gerilme durumu ilgili bölümde incelenecektir.

4.4 KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSU MUKAVEMETİNİN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ

Krank kol muylusunun motor konstrüksiyonunda iki görevi bulunmaktadır.

1. Biyelden gelen ve gaz atalet kuvvetlerini kranka iletmek
2. Krank mili boyunca iletilen döndürme momentini bir sonraki ana yatağa iletmek

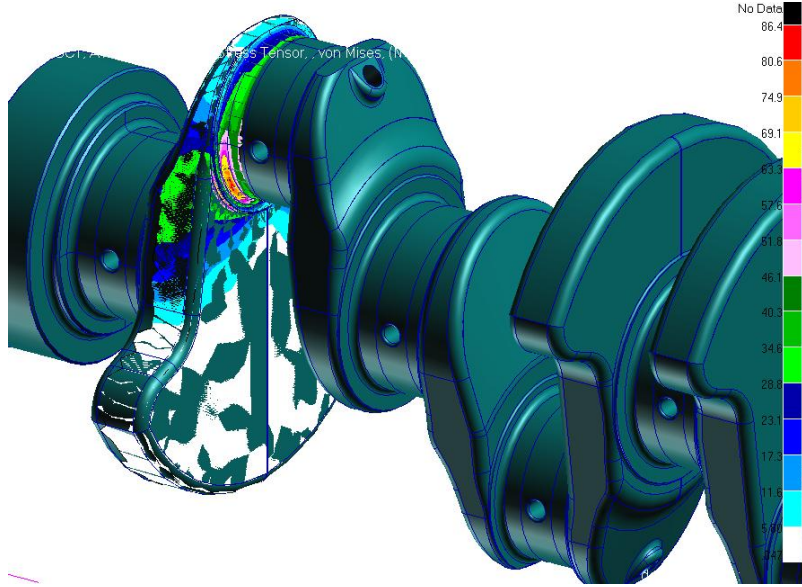
Kol muylusu bu görevlerden ilkinin yerine getirirken eğilme gerilmelerine karşı çalışmaktadır. Bu sebeple doğru tasarlanmış bir kol yatağı muylusunun eğilme rijitliği yeterli olmalıdır.

Aynı şekilde kol yatağı muylusu burulma momentini iletirken de gerilme yığılmaları etkisinde oldukça yüksek gerilmeler taşıyabilir.

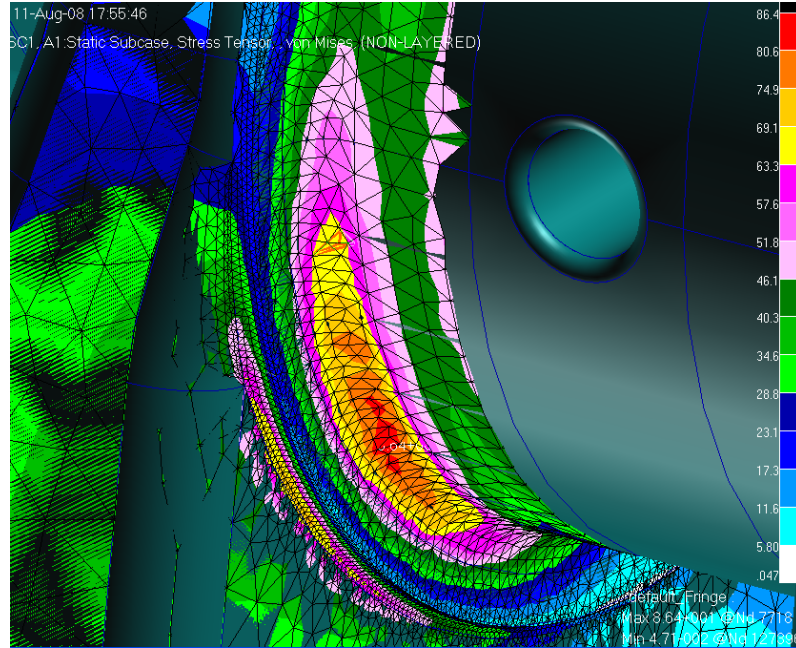
Böylece anlaşılmaktadır ki kol yatağı muylusu için de kritik gerilme değerleri incelenmelidir. Bu kısımdaki analizler için yeni bir FEM modeli kurulmamıştır. Ana muylunun gerilme hesaplamalarında kullanılan FEM modelindeki gerilme dağılımı gerilme skalasının en yüksek değeri kol yatağı muylusunun maksimum ilgili gerilme değerini gösterecek şekilde düzenlenerek sunulmuştur.

4.4.1 KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSU MUKAVEMETİNİN BURULMA DURUMU İÇİN İNCELENMESİ

Krank mili boyunca $M_b = 2176,37 \text{ Nm}$ 'lik burulma momenti iletirken muylu üzerindeki en kritik bölge ve bu bölgede oluşan 86.4 N/mm^2 gerilme aşağıdaki şekilde görülebilir.



ŞEKİL 64 : Krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki burulma deformasyonu sonucu oluşan von Mises gerilme dağılımı. (İzometrik görünüş).



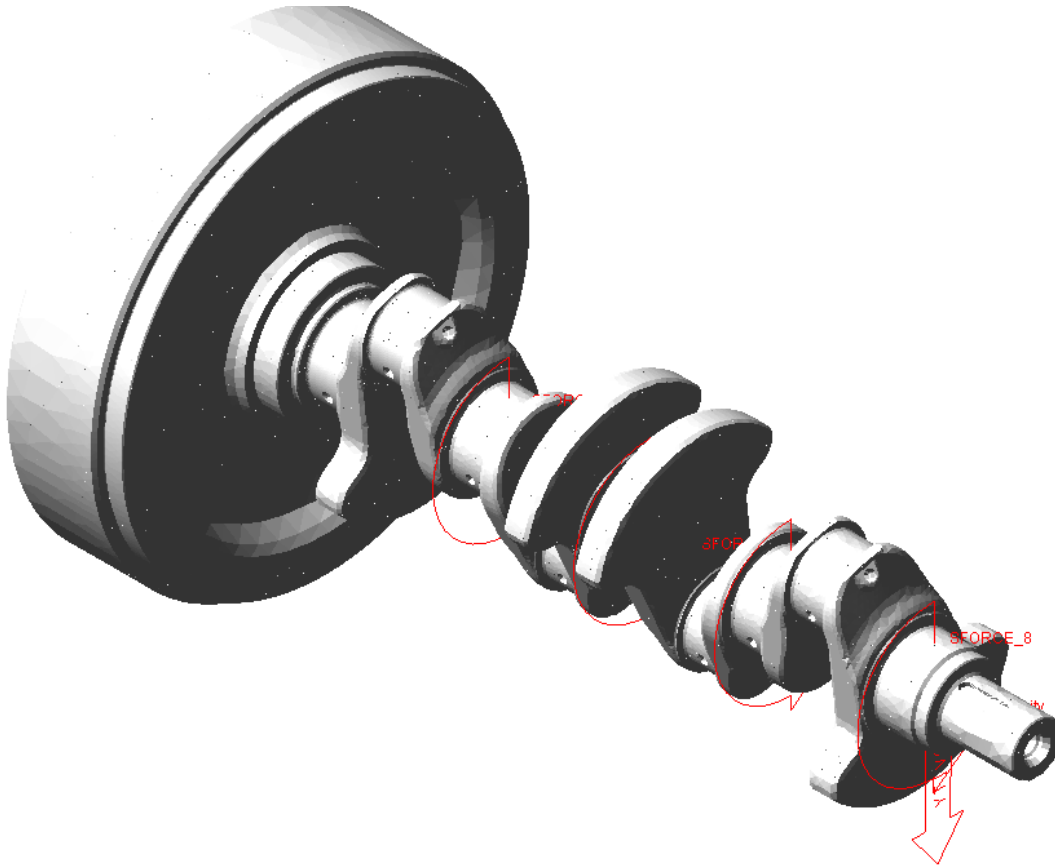
ŞEKİL 65 : Krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki burulma deformasyonu sonucu oluşan von Mises gerilme dağılımı. (Detay görünüş).

4.4.2 KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSUNUN BURULMA DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ

Bu bölümde krank mili mukavemet hesaplamaları için kullanılan 4 boyutlu model kullanılarak kol yatağı muylusunun üzerinde bulunan gerilmeler hesaplanmıştır. Genel olarak kol yatağı muylusu üzerinde oluşan maksimum gerilme yatak muylusunun ana muyluya yakın olan radyusunun alt kısmında görülmüştür.

Kol yatağı muylusunun çapı $\varnothing 69,76$ mm'dir. Eksantrik geometrisi sebebiyle ana yatak muylusundan daha az gerilme taşımakta ancak bu karşılık daha dar çapa sahip olduğundan ana yatağa yakın gerilmelere maruz kalmaktadır.

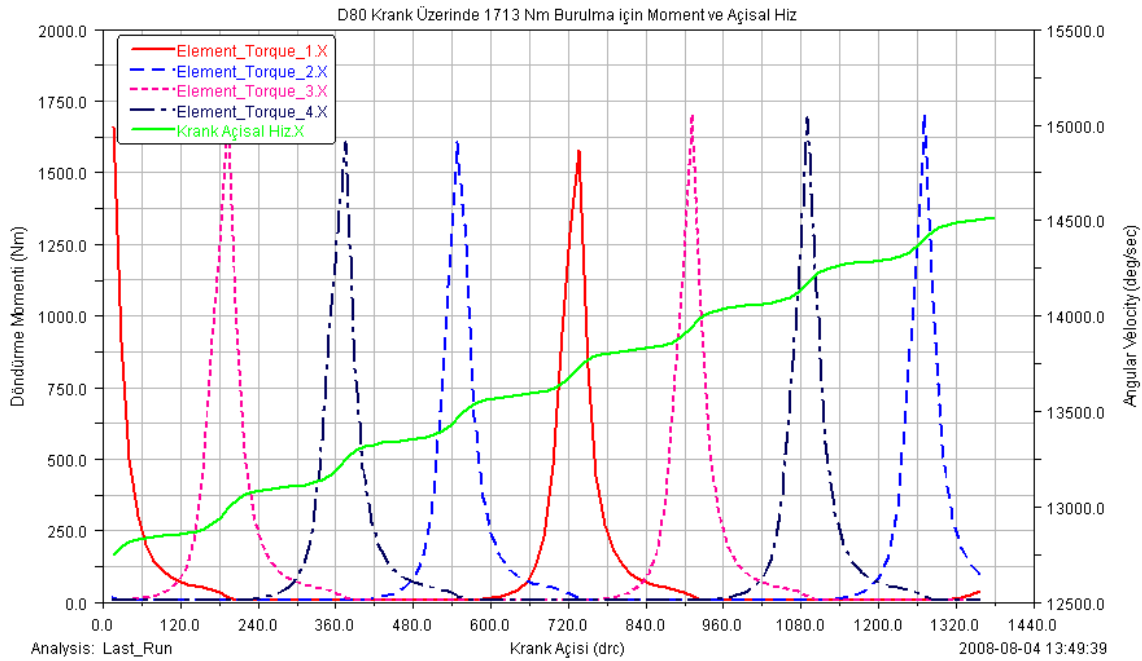
Aşağıda kol yatağı muylusu ve ana yatak muylusu gerilmelerinin hesaplandığı 4 boyutlu yalnız burulma modelinin görünümü verilmiştir.



ŞEKİL 66 : Krankın 4 boyutlu burulma modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü. (Eğilme gerilmesi oluşturmaması için biyeller ve pistonlar modele dahil edilmemiştir).

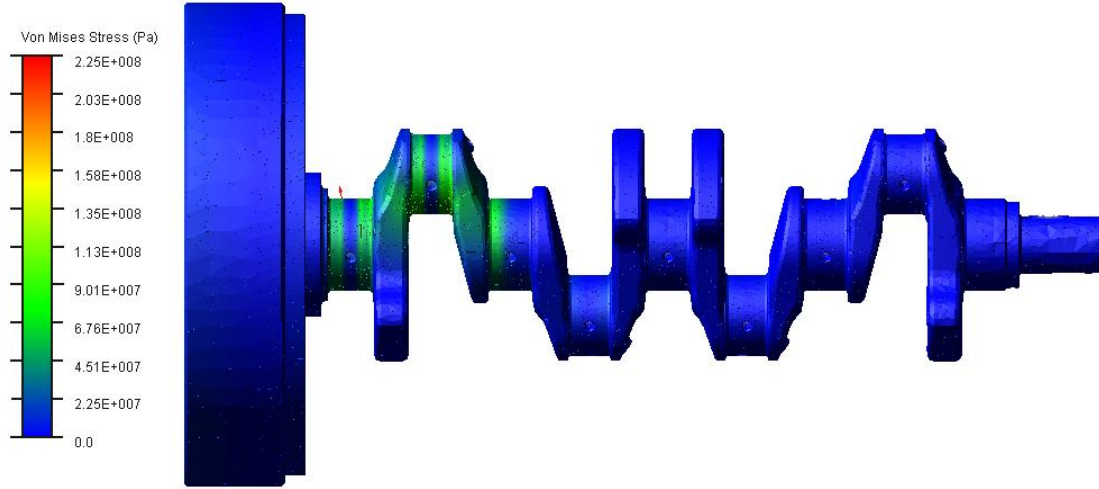
Oluşturulmuş olan modelde yine yalnızca burulma gerilmelerinin incelenebilmesi için krank miline ana yatak muylularından 1713,23 Nm moment, aralarında 13.3 mili saniye zaman farkı bulunarak tatbik edilmiştir. Aşağıda 1-3-4-2 ateşleme sırasına uygun olarak uygulanmış döndürme momenti değerleri ve bu momentler etkisinde çalışmakta olan ve ilk hızsız çalışmaya başlatılmış olan krankın açısal hızının zamanla değişimi görülebilir. Modele ana yatak muylularından ters yönde moment tatbik **edilmemiştir**. Model içinde zaten volanın bulunması ve burumla momentinin sağladığı enerjiyi volanın kendi üzerine alması kendiliğinden bu ters direnç etkisini gerçekleştirmiştir.

GRAFİK 40 : Döndürme momenti değerleri ve açısal hız değişimi.



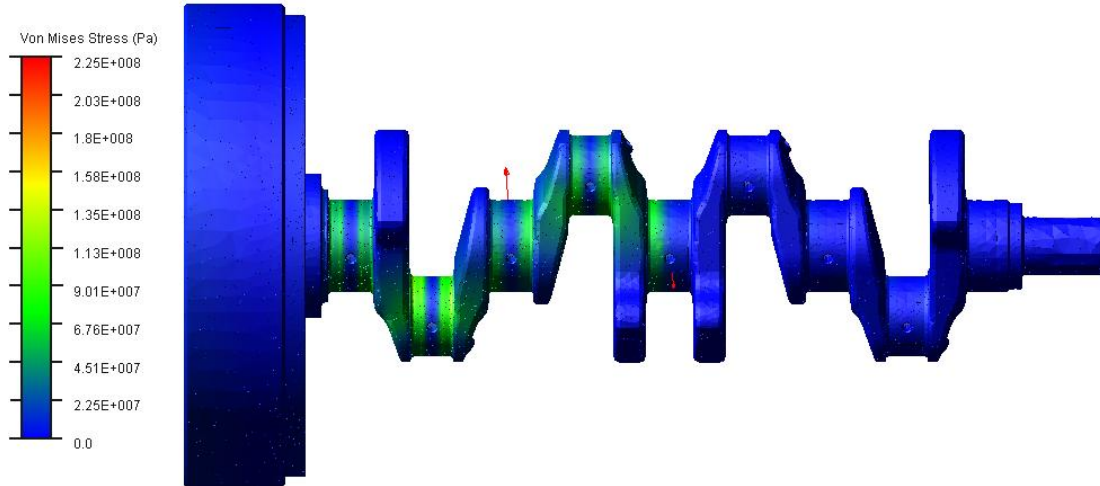
Elde edilen sonuçlar statik hesaplamalardan oldukça farklı çıkmış ve krank mili gibi dinamik etkiler altında çalışan bir eleman için yalnızca statik bir hesaplama yapmanın yetersiz olacağı tahminleri doğrulanmıştır. Aşağıda 4 boyutlu modelden elde edilmiş gerilme dağılımları gösterilmiştir.

_Run Time= 0.0540 Frame=055



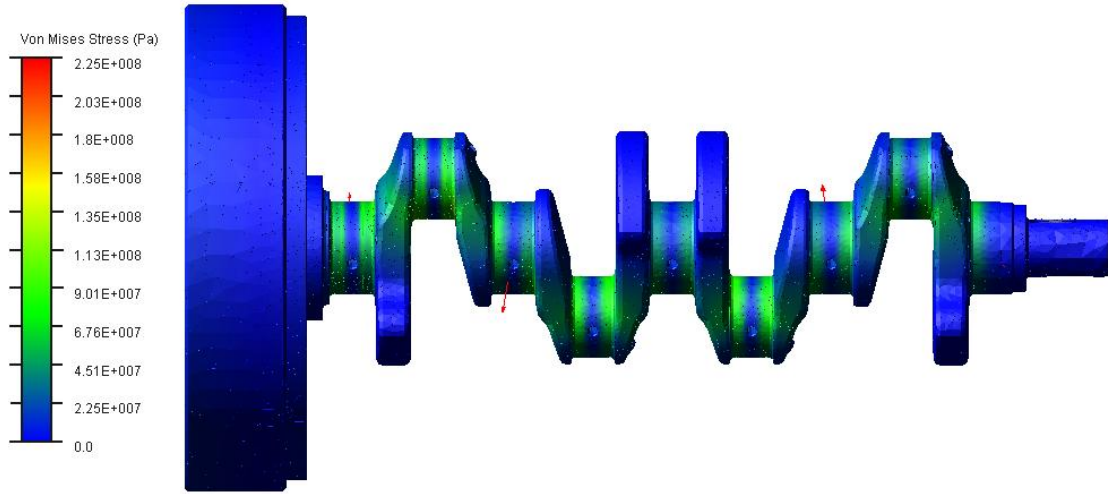
ŞEKİL 67 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 1275 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

Last_Run Time= 0.0410 Frame=042



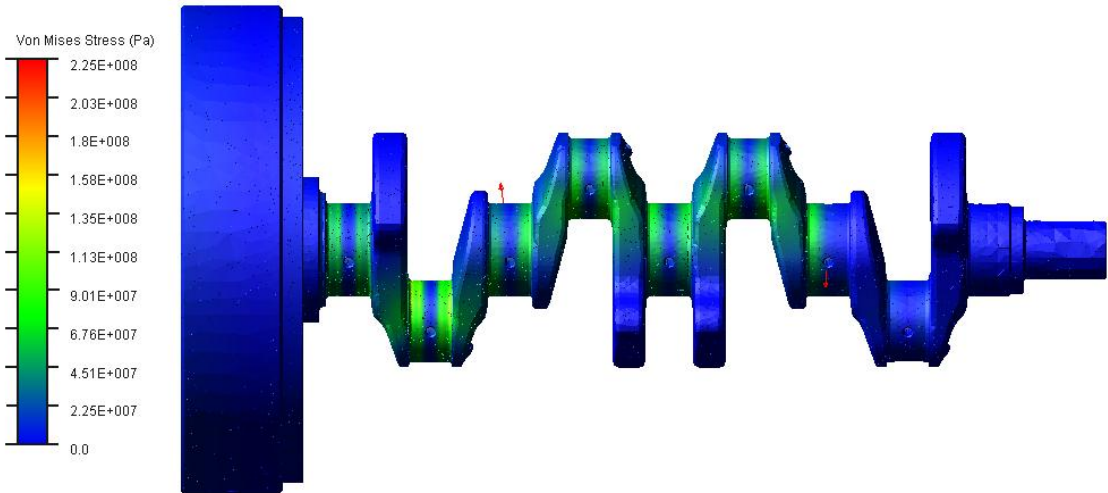
ŞEKİL 68 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 930 derece krank açısı konumundaki (3. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

Last_Run Time= 0.0280 Frame=029



ŞEKİL 69 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 1095 derece krank açısı konumundaki (4. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

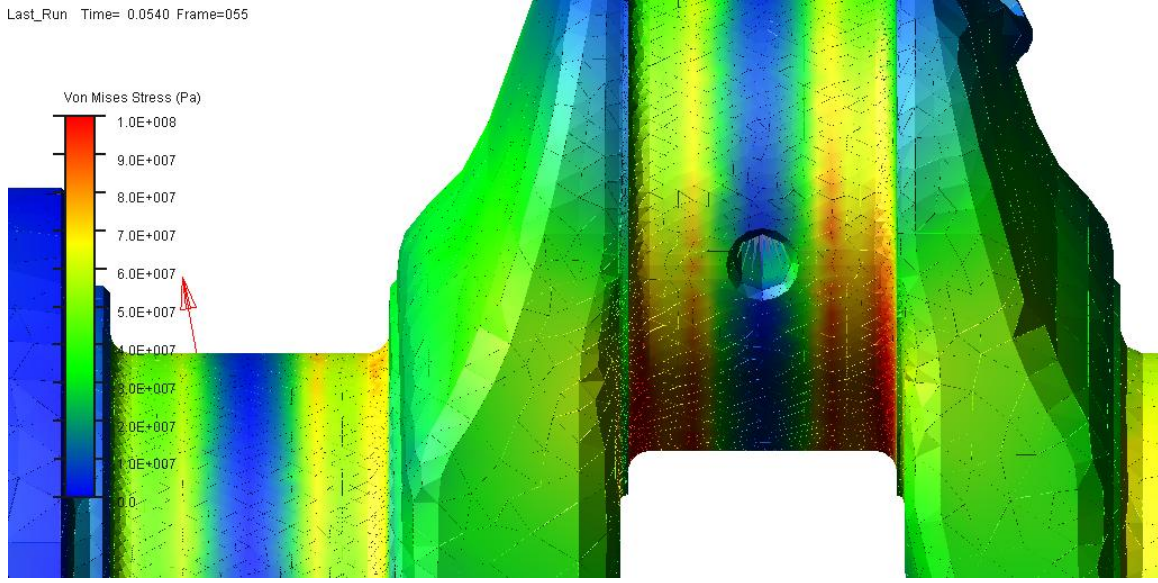
ast_Run Time= 0.0140 Frame=015



ŞEKİL 70 : : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (2. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

Resimlerden de anlaşılmaktadır ki burulma durumu için en solda bulunana bir numaralı ana yatak muylusu ve ona komşu kol yatağı muylusu her ateşleme sırasında gerilme etkisi altında kalmaktadır. Böylece krank üzerinde en kritik bölgenin 1. ana yatak muylusu ve 1. Kol yatağı muylusu olduğu görülmektedir.

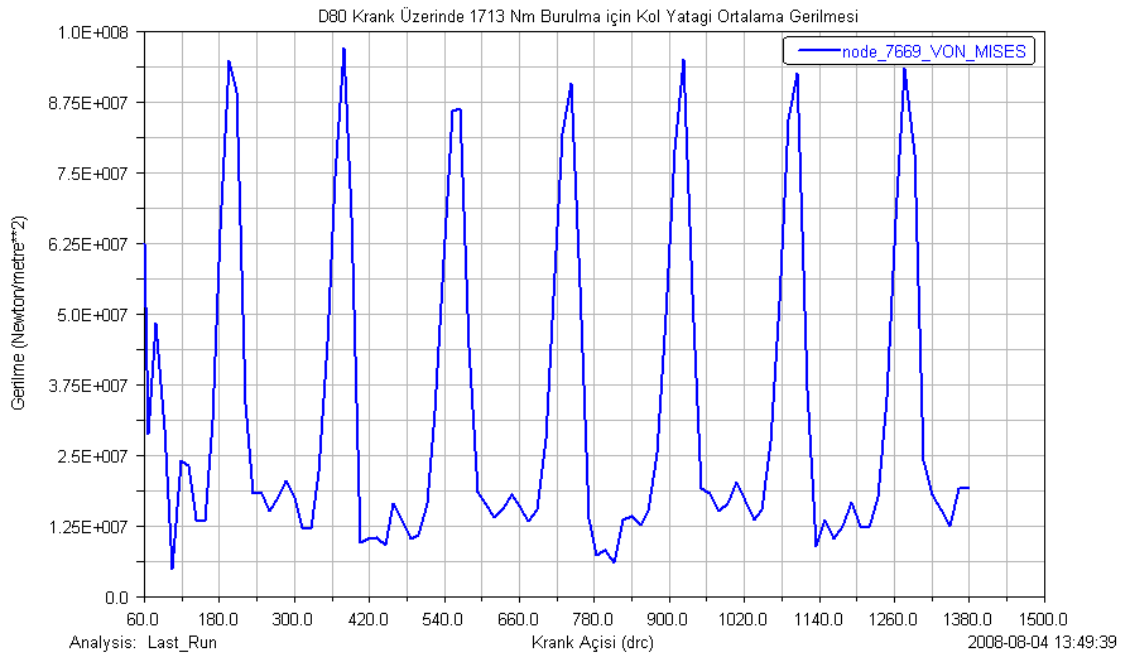
Last_Run Time= 0.0540 Frame=055



ŞEKİL 71 : Yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).

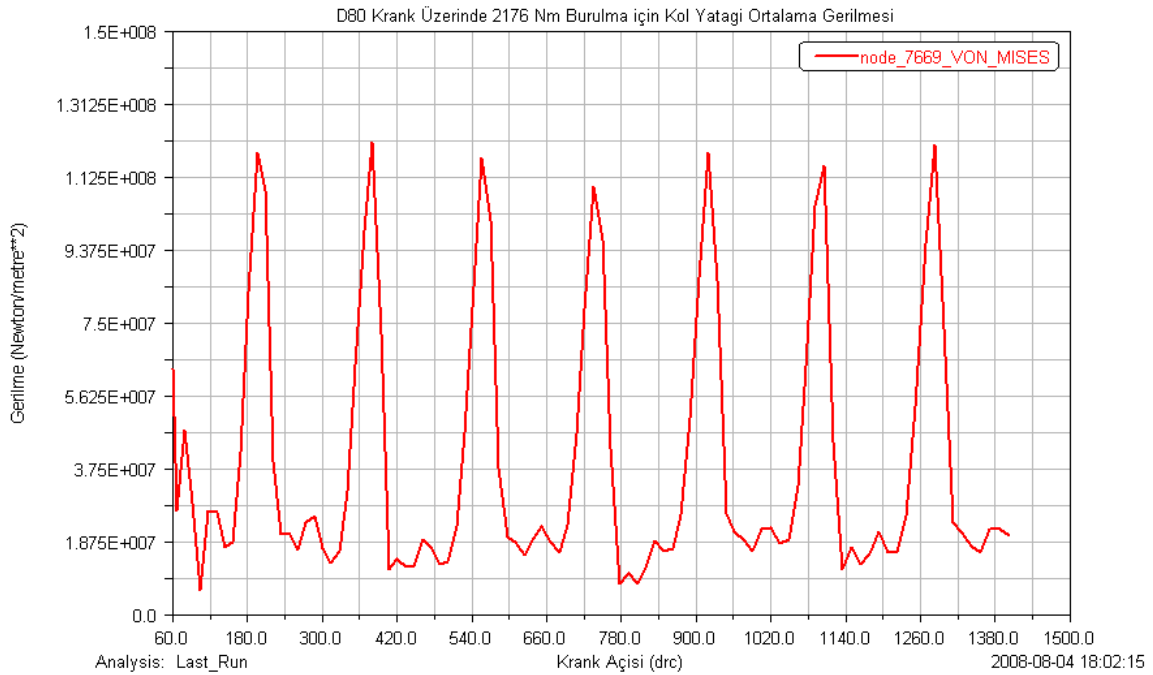
Buna göre krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki burulma momenti kaynaklı maksimum gerilme değeri $97.0 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olarak bulunmuştur. Aşağıda bu değerin krank mili açısına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Bu hesaplamada krank mili 1500 derece (2 tur) döndürülmüştür ve toplam analiz süresi 0.1 saniyedir.

GRAFİK 41 : Yalnız burulmaya maruz krank milinin kol yatağı muylusu üzerindeki vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.



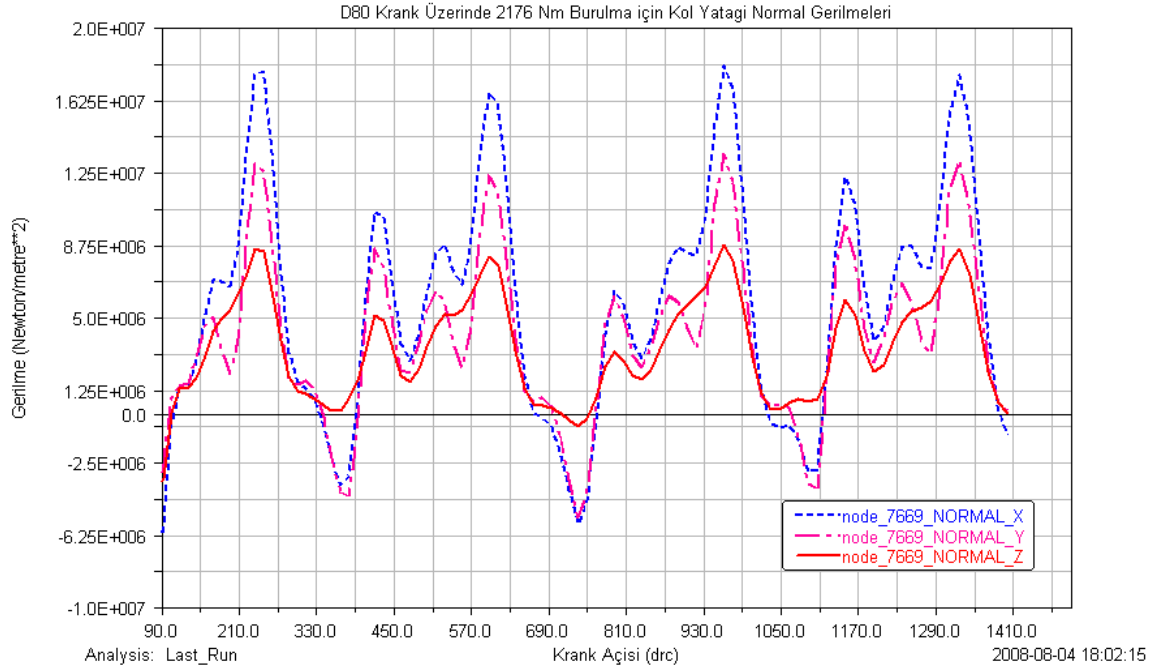
Burulma durumu için yapılan incelemelerde daha önce de belirtildiği gibi 1723,23 Nm döndürme momenti yerine 2176,37 Nm moment tatbik etmek daha doğru bir yaklaşım sağlayacağından aşağıda 2176,37 Nm değerine göre hesaplatılmış gerilme grafikleri verilmiştir. Bu durumda yalnız burulma durumu için kol yatağı muylusu raydusu üzerindeki gerilme değeri $121.3 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olarak bulunmuştur. (Grafik 42)

GRAFİK 42 : 2176 Nm ile burulanan krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki vonMises gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.

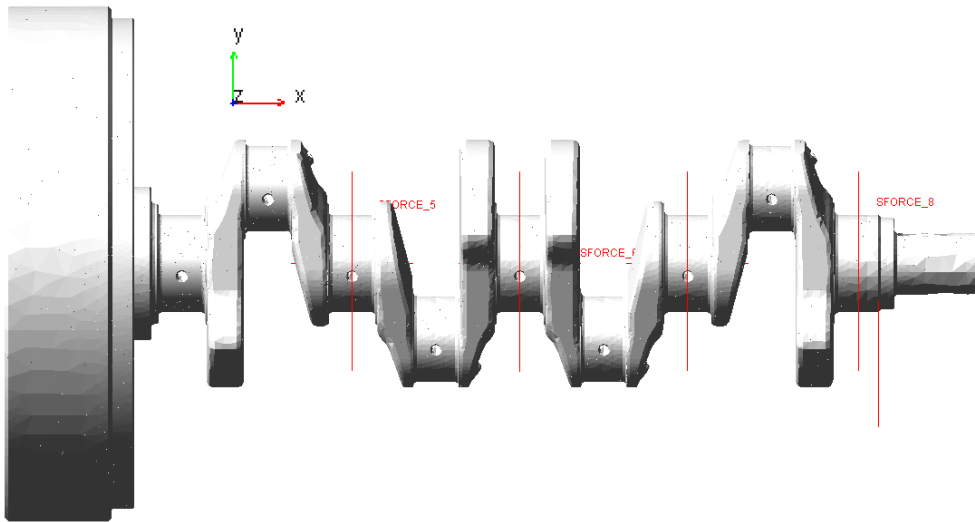


Burulma ve eğilme durumlarındaki gerilmelerin toplanabilmesi ve yorulma hesaplarında faydalanılabilmesi adına ortalama gerilme değeri bileşenlerinin her yönde ayrı ayrı gösterilmesinde fayda görülmüştür. Aşağıda normal ve kayma yönlerindeki gerilme bileşenleri krank açısına bağlı olarak çizdirilmiştir.

GRAFİK 43 : 2176 Nm ile burulan krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.

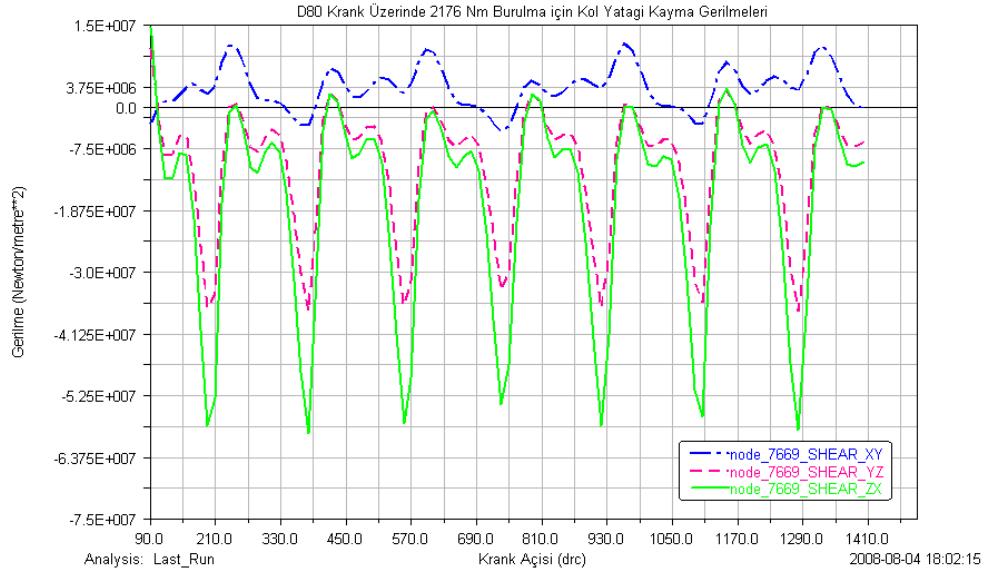


Açıktır görülmektedir ki, ana yatak muylusu raydusu üzerinde oluşan gerilme değerinde baskın olarak X ve Y bileşenlerinin etkisi bulunmaktadır. Burada X yönü krank mili eksenel doğrultusunu, Y yönü silindir eksenini doğrultusunu ve Z yönü sayfa düzlemine dik olan doğrultuyu göstermektedir. Bu yönler aşağıdaki şekilde detaylandırılmıştır.



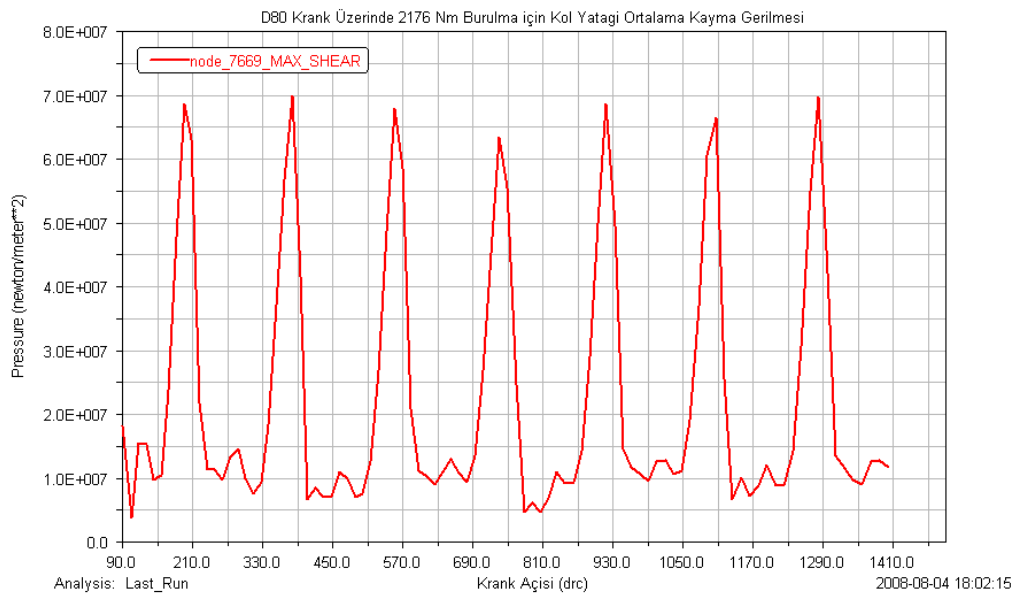
ŞEKİL 72 : Krank mili eksen takımının detaylandırılması.

GRAFİK 44 : 2176 Nm ile burulan krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.



Kayma yönlerindeki gerilmeler ise normal gerilmelerden daha yüksek mertebelerde bulunmuştur. Bir başka önemli tespit ise burulma durumu için kayma gerilmesi değişimi $R=0$ yani çek-bırak şeklindedir. En yüksek kayma gerilmesi bileşeni ZX düzleminde maksimum değeri $59.2 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ değerinde çıkmıştır. Bunu krank mili eksenine dik düzlem olan YZ düzlemi takip etmiştir. XY düzlemindeki kayma bileşeni ise beklendiği üzere oldukça düşük bir mertebede kalmıştır.

GRAFİK 45 : 2176 Nm ile burulan krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.



Bu aşamada bulunan gerilme değerleri daha sonra kullanılmak üzere aşağıda detaylandırılmıştır.

Krank Miline 2176 Nm Burulma Momenti Etkisi Sonucunda

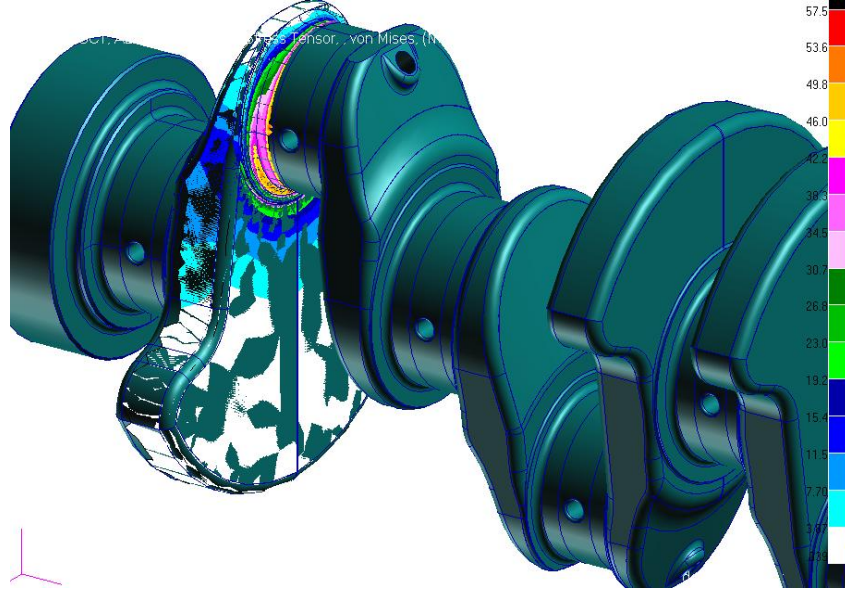
Kol Yatağı Muylusu Üzerinde oluşan Gerilme Bileşenleri

ÇİZELGE 14 : Krank miline 2176 Nm burulma momenti etkisi sonucunda kol yatağı muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri

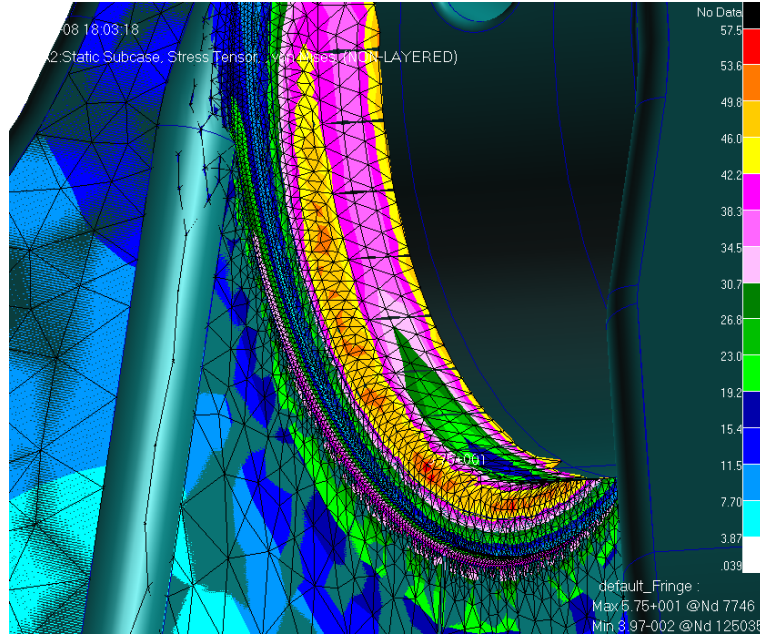
Düğüm Noktası 7669	Gerilme Bileşeni	Maksimum Gerilme Değeri (MPa)	Maksimum Gerilme Anındaki Krank Açısı (drc)	735 derece Krank Açısındaki Gerilme Değeri (MPa)
	σ_x	18.0	380	-5.6
	σ_y	13.4	380	-5.3
	σ_z	8.8	961	0.0
	τ_{xy}	11.5	961	-4.4
	τ_{yz}	-36.5	380	-33.2
	τ_{zx}	-59.2	380	-54.0
	$\sigma_{vonMisses}$	121.3	380	110.2
	$\tau_{MaxShear}$	69.9	380	63.4

4.4.3 KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSU MUKAVEMETİNİN EĞİLME DURUMU İÇİN İNCELENMESİ

Buna göre biyel üzerinden krank mili kol yatağı muylusuna 101 kN'luk bir kuvvet geldiğinde muylu üzerindeki en kritik bölge ve bu bölgede oluşan $57,5 \text{ N/mm}^2$ gerilme aşağıdaki şekilde görülebilir.



ŞEKİL 73 : Krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki eğilme deformasyonu sonucu oluşan von Mises gerilme dağılımı. (İzometrik görünüş).

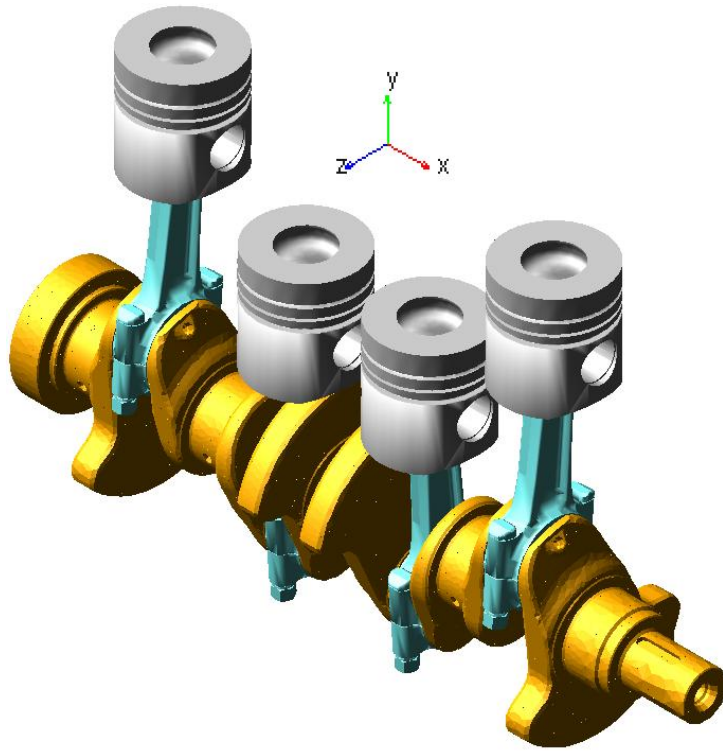


ŞEKİL 74 : Krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki eğilme deformasyonu sonucu oluşan von Mises gerilme dağılımı. (Detay görünüş).

4.4.4 KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSUNUN EĞİLME DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ

Krank mili üzerinde gerçekleştirilen 4 boyutlu burulma analizinden sonra bileşik mukavemet durumunun incelenebilmesi için eğilme durumu için de aynı analizin gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

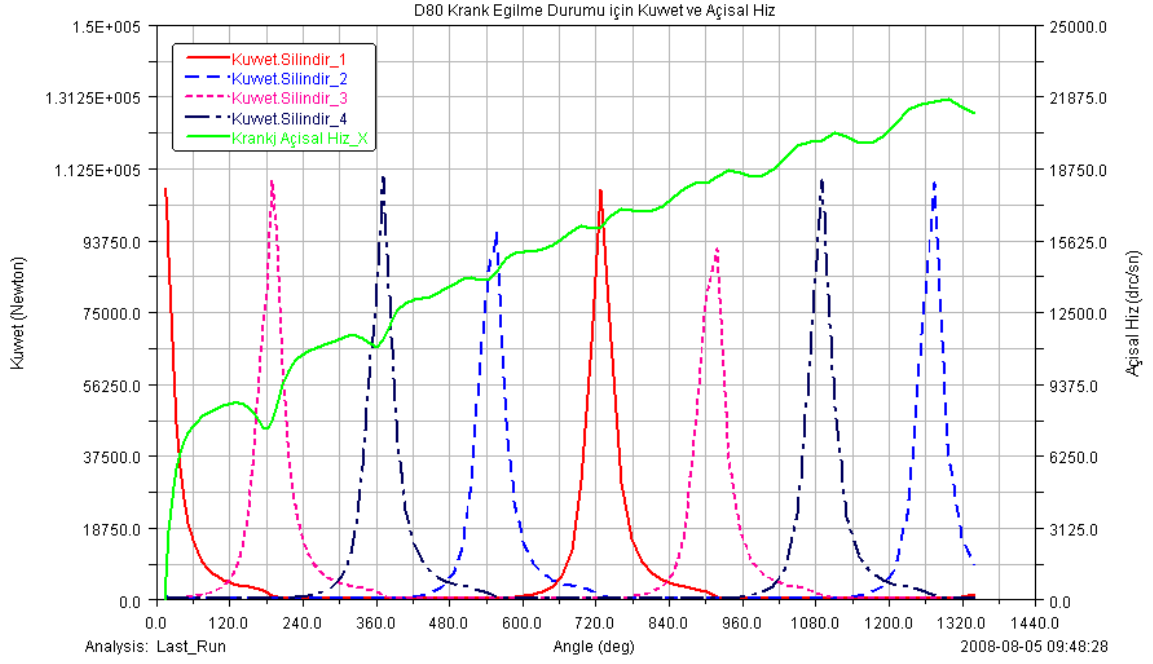
Eğilme hesaplamasında kullanılan model pistonlar, biyeler ve krank milinden oluşmaktadır. Bu modelde burulma gerilmelerinin oluşmaması için sistemden volan çıkartılmıştır. Aşağıda modelin MSC.Adams ortamındaki görünümü verilmiştir (Şekil 75).



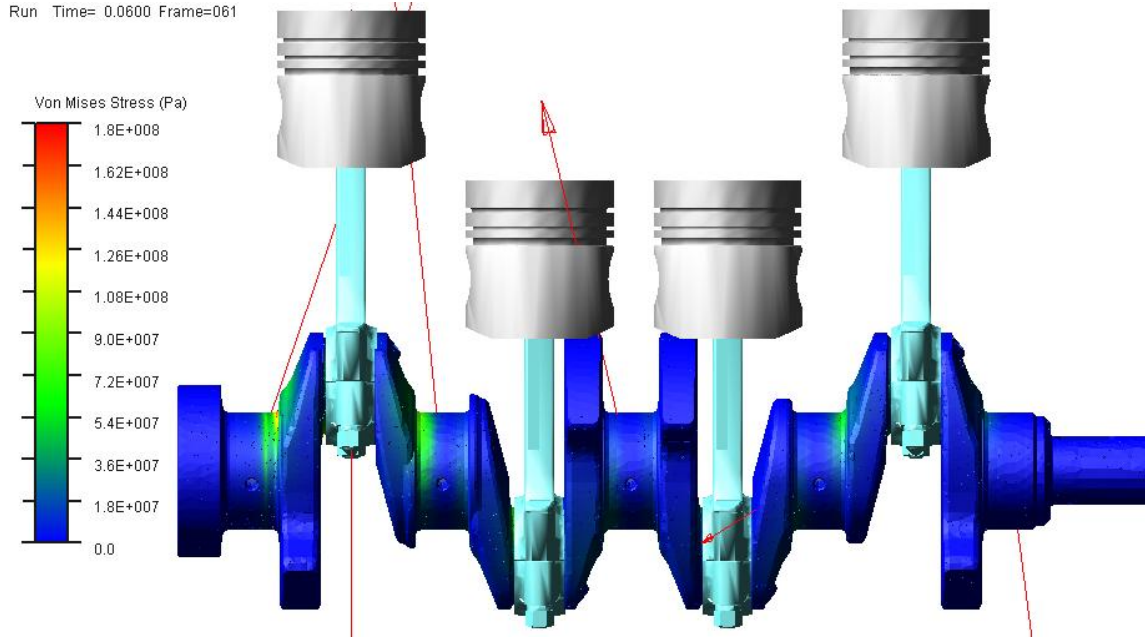
ŞEKİL 75 : Krank milinin 4 boyutlu eğilme modelinin ve eksen takımının MSC.Adams ortamındaki görünümü.

Modelde volan bulunmadığından gaz kuvvetleri etkisindeki krank oldukça hızlı bir biçimde maksimum açısal hızına kavuşmuştur. Bu durum aşağıda verilmiş olan grafikten gözlemlenebilir.

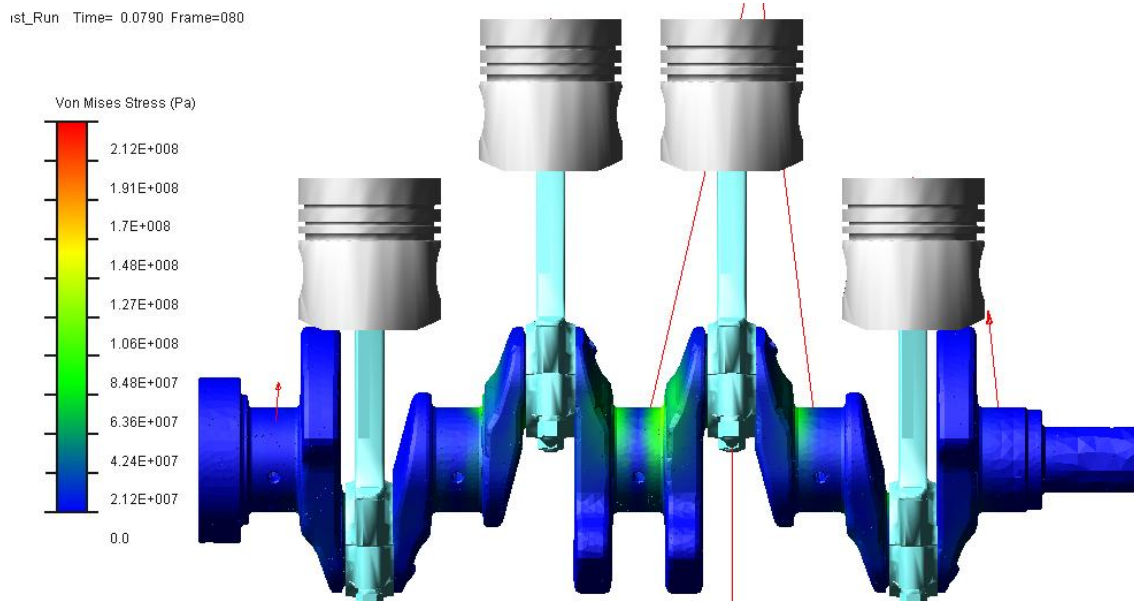
GRAFİK 46 : Gaz kuvveti değerleri ve açısal hız değişimi.



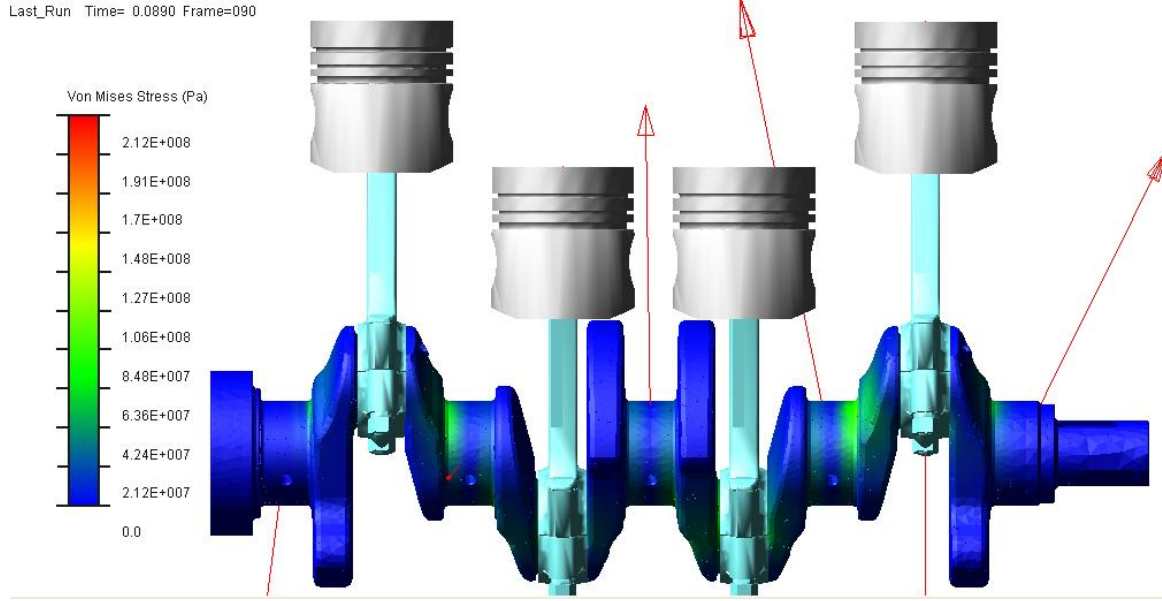
Elde edilen sonuçlar statik hesaplamalara oldukça yakın çıkmıştır. Aşağıda 4 boyutlu modelde her bir pistonun ateşleme anı için gerilme dağılımı görülmektedir. Resimlerde kırmızı renkler ile görülen ölçekli oklar gaz kuvvetini ve yatak reaksiyon kuvvetlerini göstermektedir.



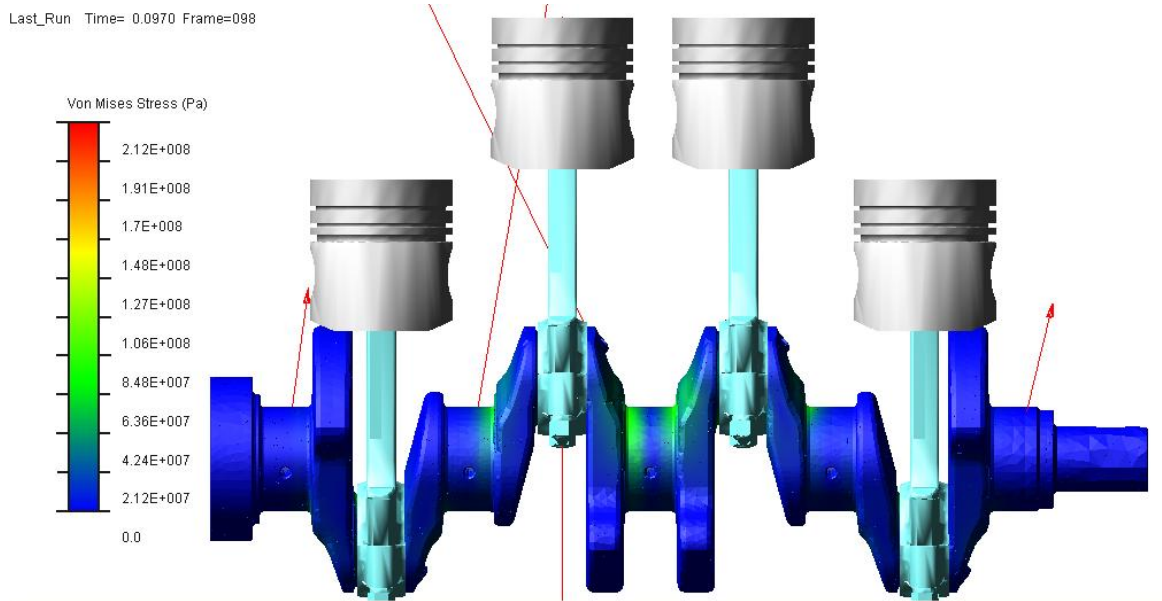
ŞEKİL 76 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.



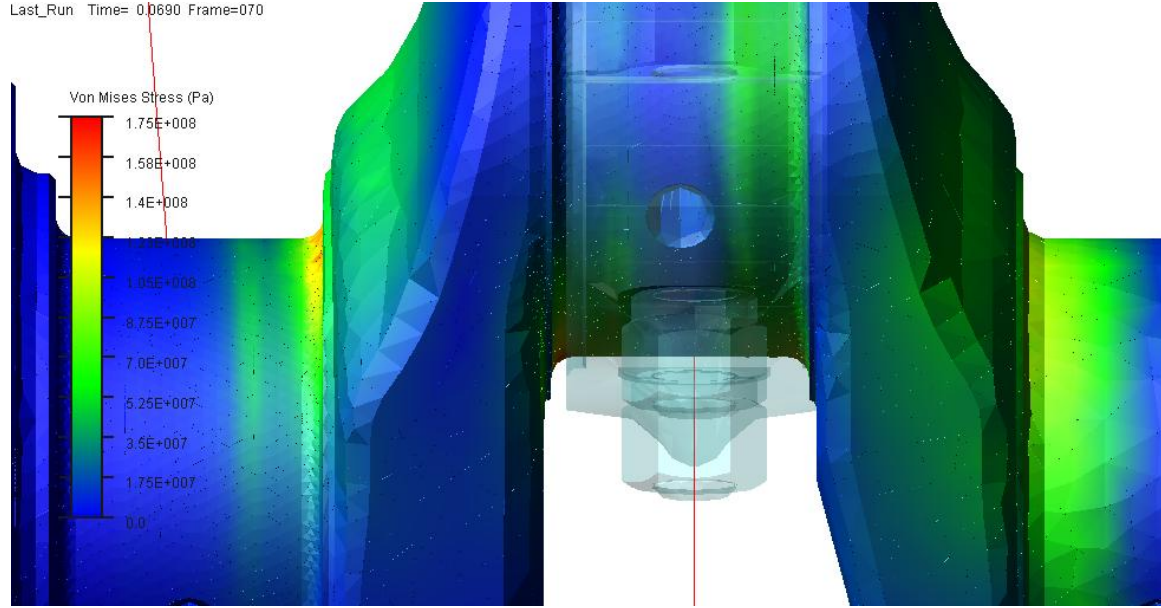
ŞEKİL 77 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 930 derece krank açısı konumundaki (3. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.



ŞEKİL 78 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 1095 derece krank açısı konumundaki (4. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

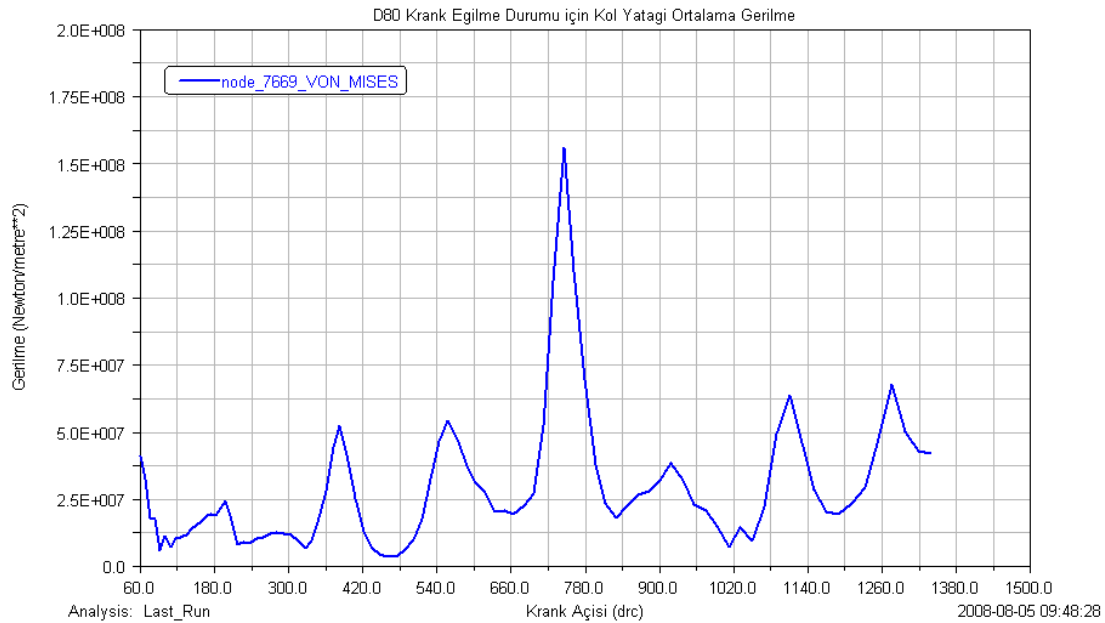


ŞEKİL 79 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 1275 derece krank açısı konumundaki (2. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.



ŞEKİL 80 : Yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).

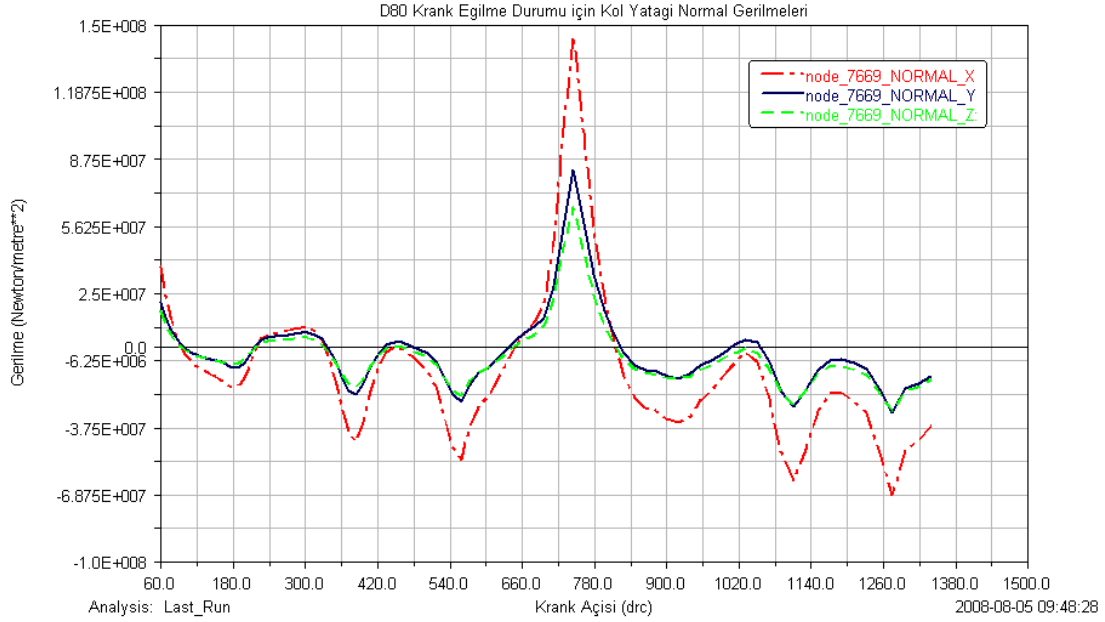
Buna göre krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki eğilme momenti kaynaklı maksimum gerilme değeri $156.2 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olarak bulunmuştur. Aşağıda bu değerin krank mili açısına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Bu hesaplamada krank mili 1500 derece (2 tur) döndürülmüştür ve toplam analiz süresi 0.1 saniyedir.



ŞEKİL 81 : Krank mili kol yatağı muylusu üzerinde vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.

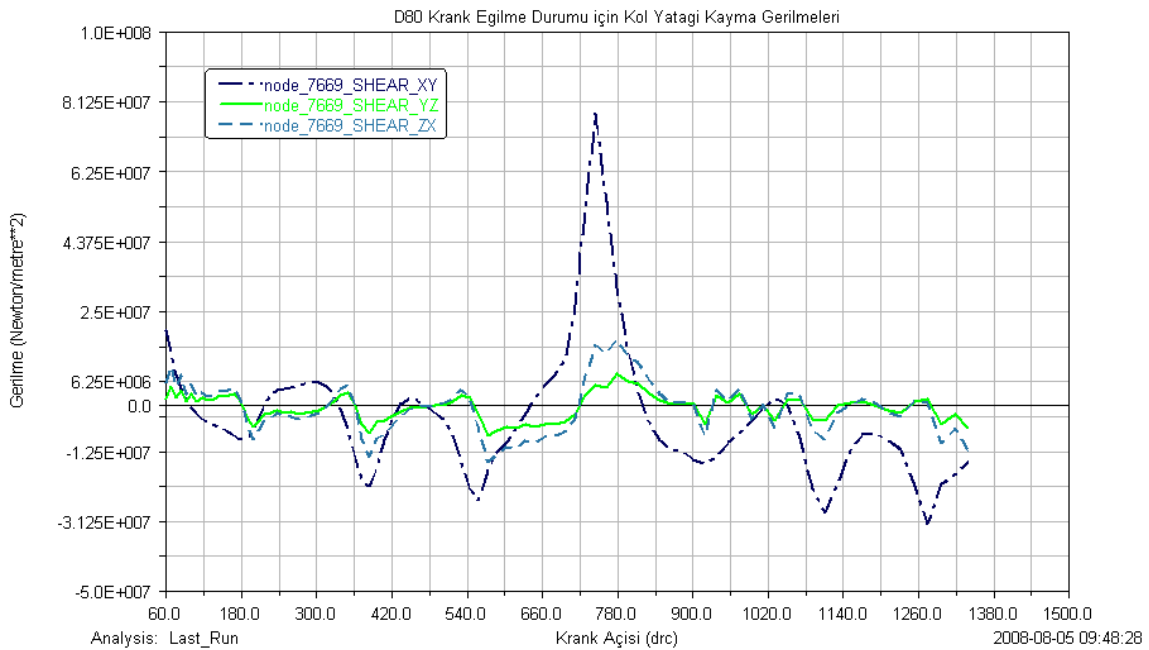
Aşağıda kol yatağı muylusu için verilmiş olan ortalama gerilme değerinin birleşenleri yönlerine bağlı olarak çizdirilmiştir.

GRAFİK 47 : Eğilme gerilmeleri ile zorlanan krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.

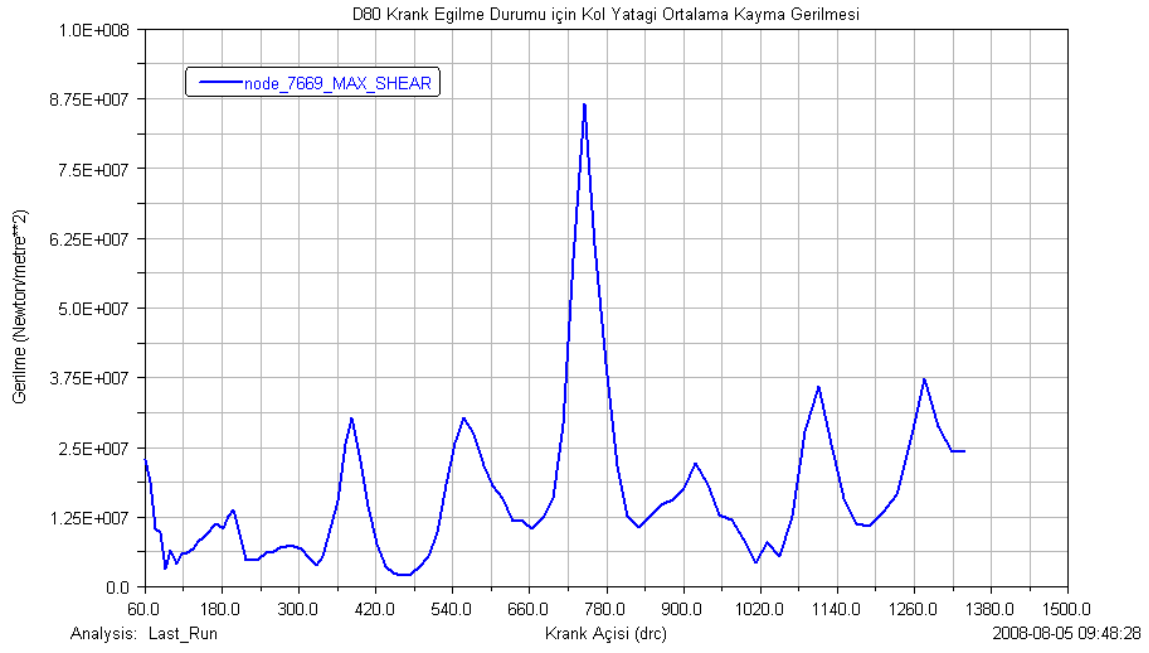


Açıkça görülmektedir ki, ana yatak muylusu raydusu üzerinde oluşan gerilme değerinde baskın olarak X ve Y bileşenlerinin etkisi bulunmaktadır.

GRAFİK 48 : Eğilme durumundaki krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.



GRAFİK 49 : Eğilme durumundaki krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.



Bu aşamada bulunan gerilme değerleri daha sonra kullanılmak üzere aşağıdaki tabloda detaylandırılmıştır.

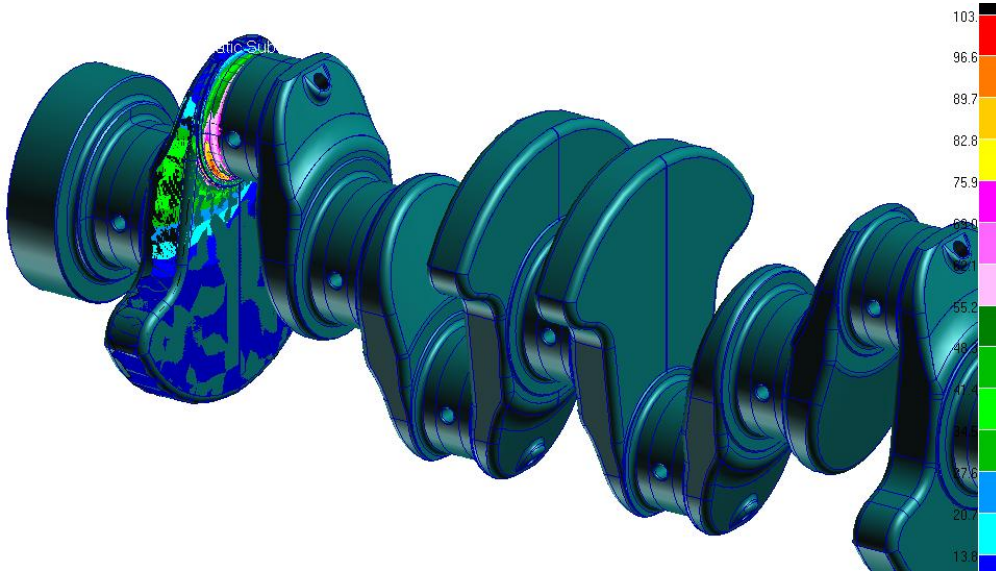
Krank Miline Eğilme Momenti Etkisi Sonucunda
Kol Yatağı Muylusu Üzerinde Oluşan Gerilme Bileşenleri

ÇİZELGE 15 : Krank miline eğilme momenti etkisi sonucunda kol yatağı muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri

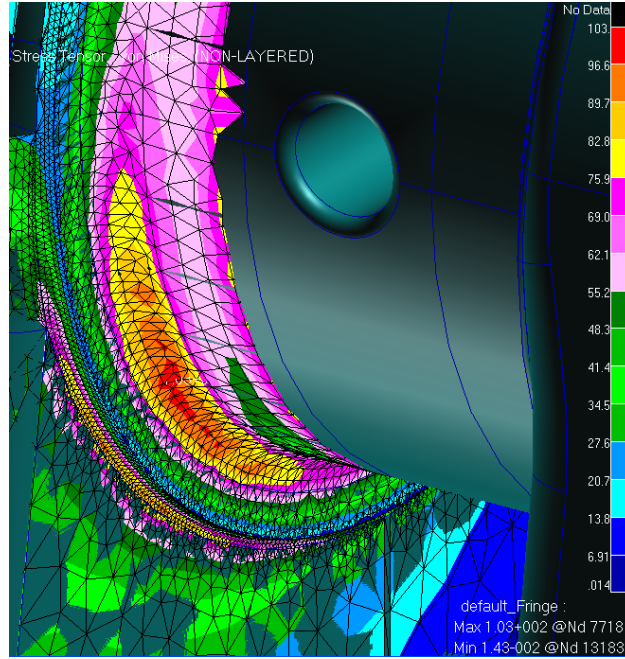
Düğüm Noktası	Gerilme Bileşeni	Maksimum Gerilme Değeri (MPa)	Maksimum Gerilme Anındaki Krank Açısı (drc)	735 derece Krank Açısındaki Gerilme Değeri (MPa)
7669				
	σ_x	144.7	735	144.7
	σ_y	82.6	735	82.6
	σ_z	65.0	735	65.0
	τ_{xy}	78.0	735	78.0
	τ_{yz}	8.2	735	8.2
	τ_{zx}	16.0	735	16.0
	$\sigma_{vonMisses}$	156.2	735	156.2
	$\tau_{MaxShear}$	86.7	735	86.7

4.4.5 KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSUNUN BİRLEŞİK MUKAVEMET DURUMUNUN İNCELENMESİ

Son olarak $M_b = 2176,37 \text{ Nm}$ 'lik burulma momenti ve $F_p = 101 \text{ kN}$ 'luk piston kuvveti birlikte uygulanarak yapılan birleşik mukavemet analizi sonucunda krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki maksimum gerilme değeri 103 N/mm^2 olarak hesaplanmıştır.



ŞEKİL 82 : Krank milinin birleşik yüklenmesi sonucu kol yatağı muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (İzometrik görünüş).

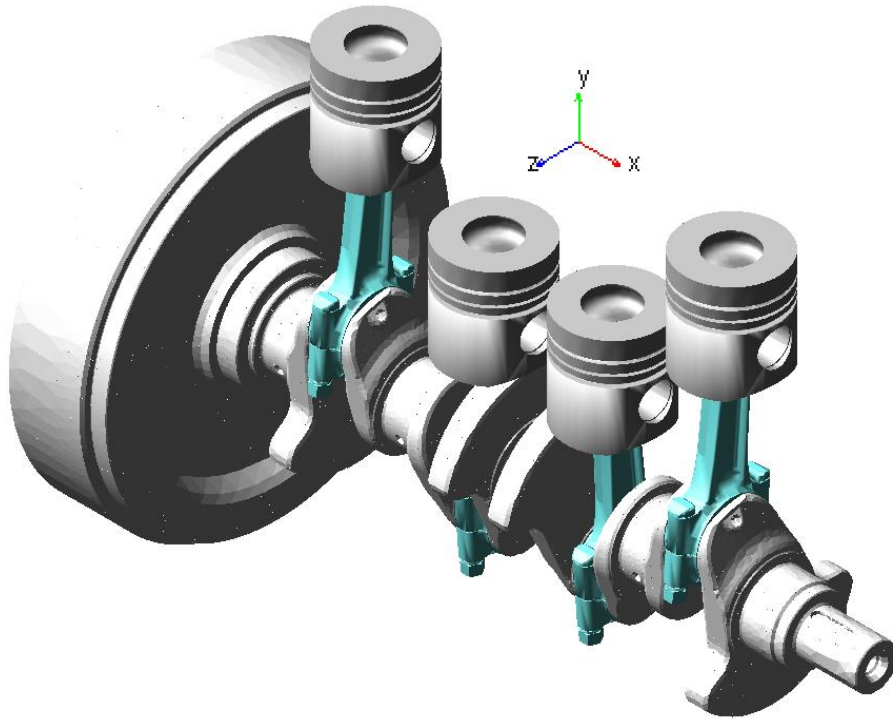


ŞEKİL 83 : Krank milinin birleşik yüklenmesi sonucu kol yatağı muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (Detay görünüş).

4.4.6 KRANK MİLİ KOL YATAĞI MUYLUSUNUN BİRLEŞİK MUKAVEMET DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ

Bu kısımda daha önceki zamana bağlı analizlerde sistem üzerine etkiyen moment ve kuvvetler beraberce uygulanacaktır. Sonuç kısmında daha önceki kol yatağı muylusunda hesaplanan eğilme ve burulma modellerin değerleri toplanacak ve MSC.Adams'tan alınan değerlerle karşılaştırılacaktır.

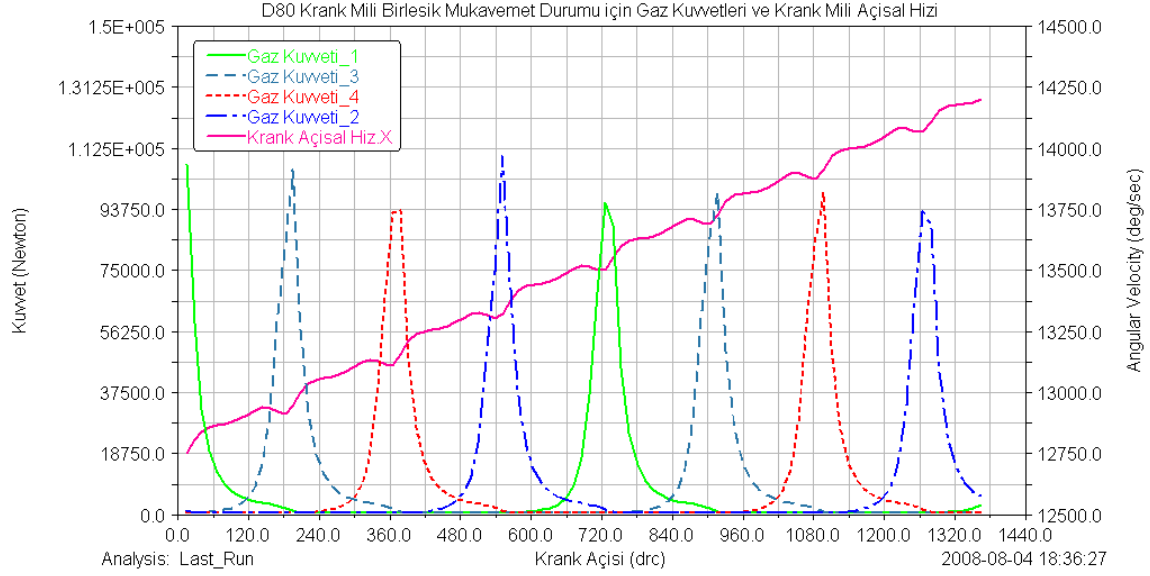
Burulma hesaplamasında kullanılan model pistonlar ve biyeller ve krank mili ve volandan oluşmaktadır. Sisteme normal gaz kuvvetleri tatbik edilecektir. Volanın etkisi ise burulma momentinin kendiliğinden oluşmasını sağlayacaktır.



ŞEKİL 84 : Krankın 4 boyutlu birleşik mukavemet modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü.

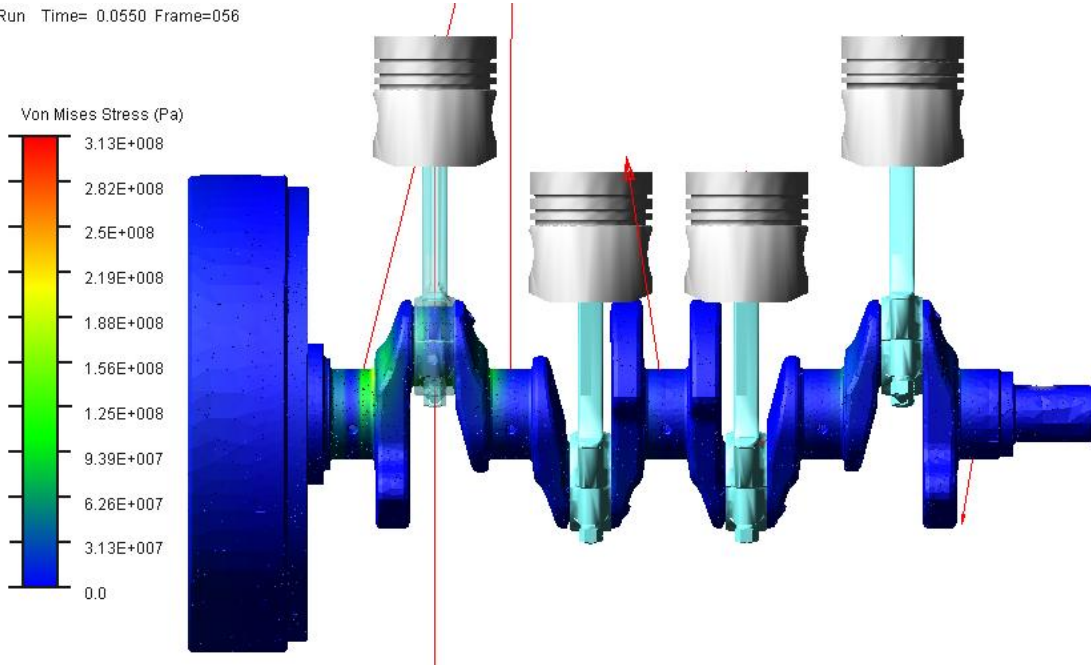
Aşağıda krank mili üzerine pistonlar üzerinden uygulanan gaz kuvvetleri ve bu bağlı olarak 12750 (drc/sn) ilk hız ile harekete başlayan krank milinin açısal hızı çizdirilmiştir.

GRAFİK 50 : Gaz kuvveti değerleri ve açısal hız değişimi.



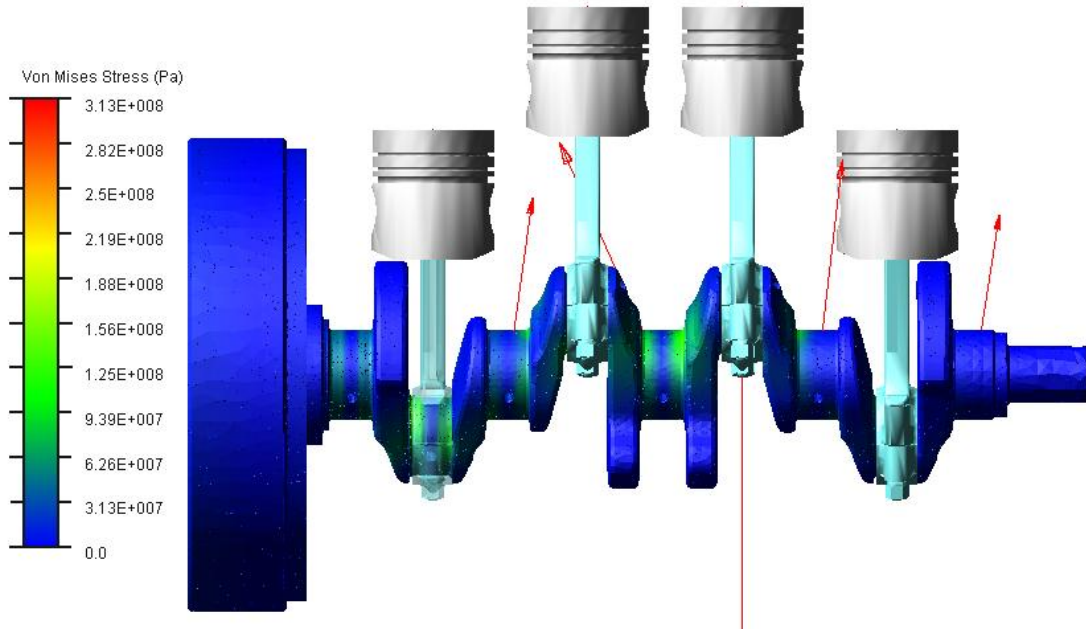
4 boyutlu modelde her bir pistonun ateşleme anı için gerilme dağılımı aşağıdaki resimlerde görülmektedir.

Last_Run Time= 0.0550 Frame=056



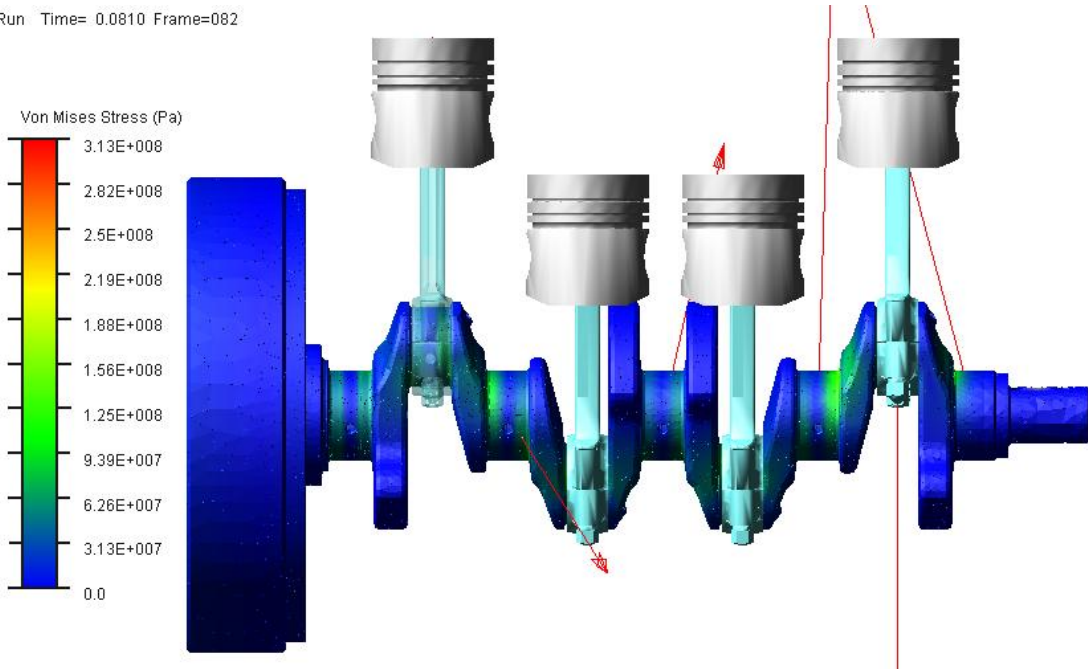
ŞEKİL 85 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

Last_Run Time= 0.0690 Frame=070



ŞEKİL 86 : yüklemeye maruz krank mili üzerinde 930 derece krank açısı konumundaki (3. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

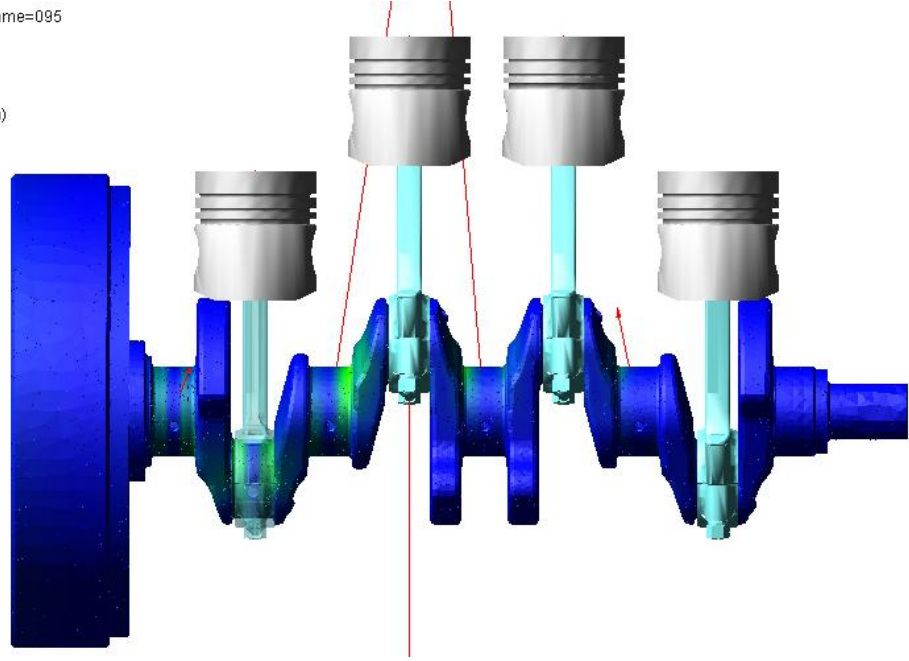
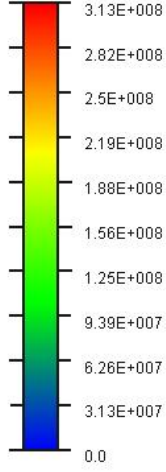
1st_Run Time= 0.0810 Frame=082



ŞEKİL 87 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 1095 derece krank açısı konumundaki (4. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

Last_Run Time= 0.0940 Frame=095

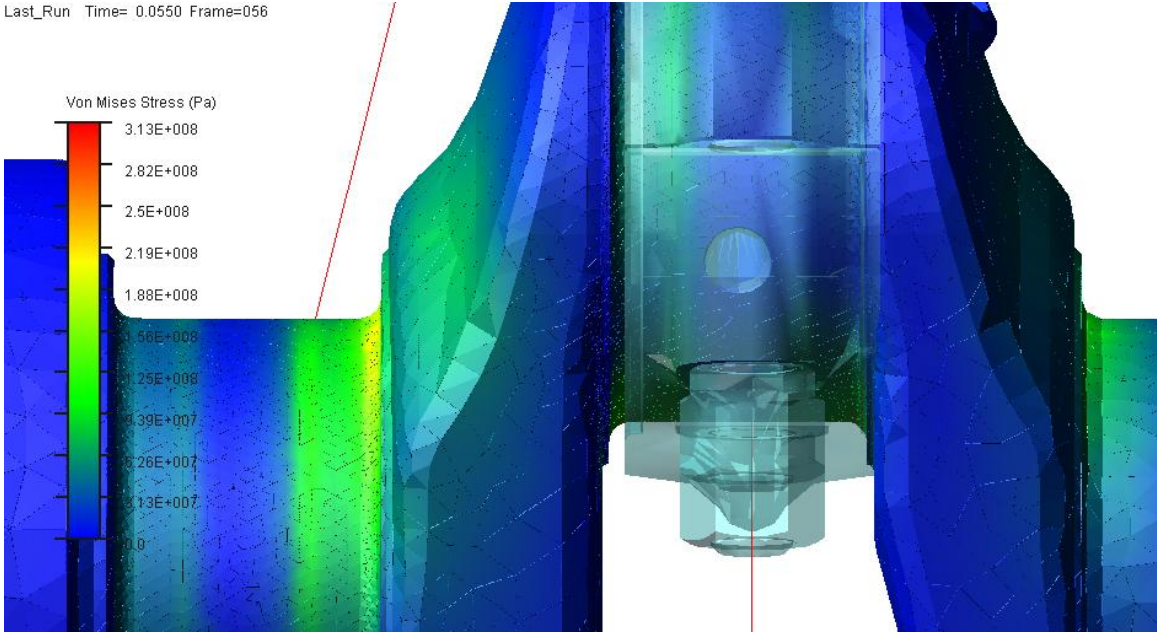
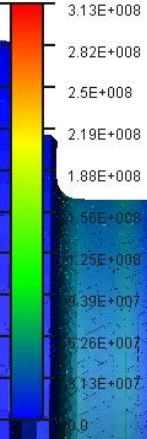
Von Mises Stress (Pa)



ŞEKİL 88 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 1275 derece krank açısı konumundaki (2. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.

Last_Run Time= 0.0550 Frame=056

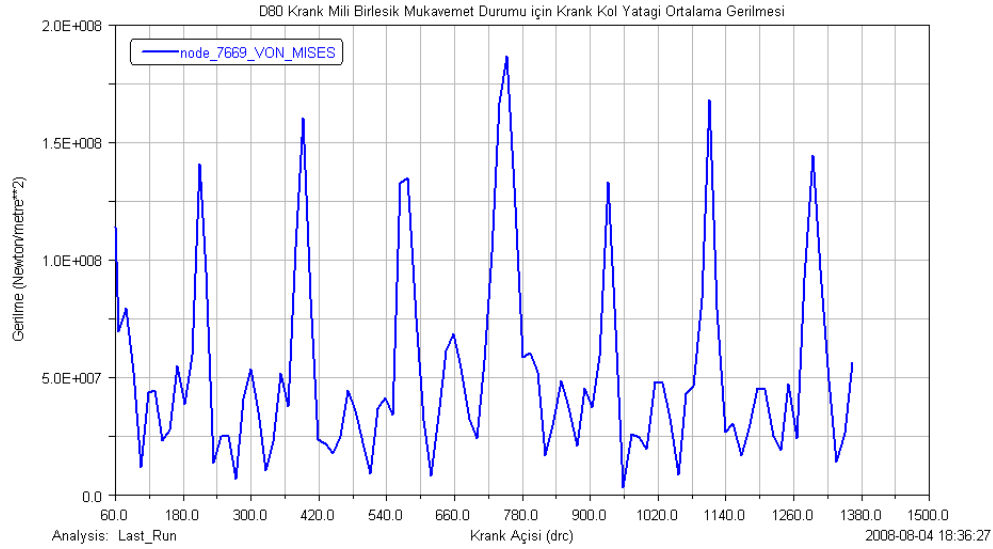
Von Mises Stress (Pa)



ŞEKİL 89 : Birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).

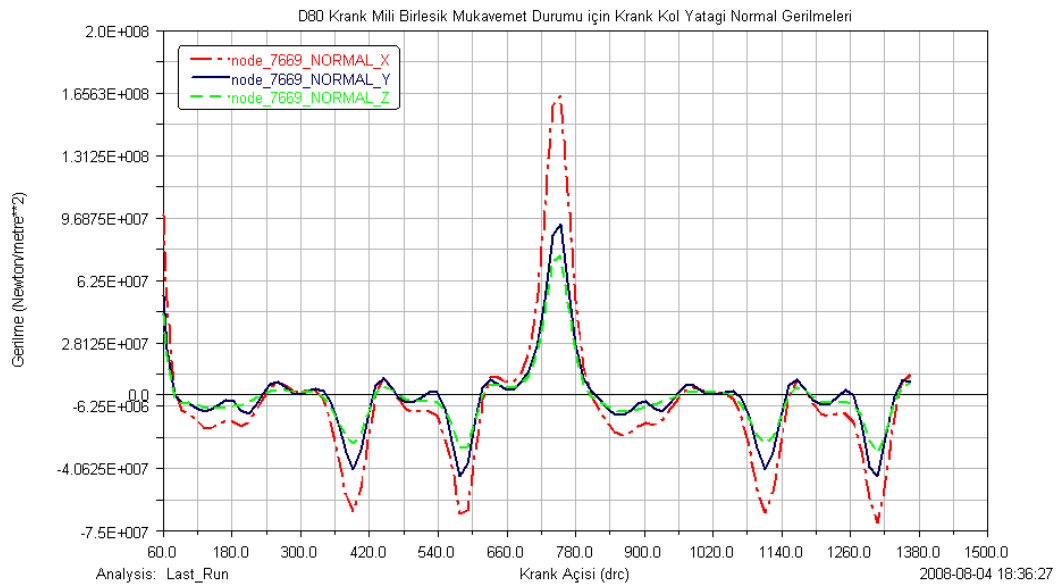
Buna göre krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki maksimum gerilme değeri 186.5 (N/mm^2) olarak bulunmuştur. Aşağıda bu değerin krank mili açısına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Bu hesaplamada krank mili 1350 derece (2 tur) döndürülmüştür ve toplam analiz süresi 0.1 saniyedir.

GRAFİK 51 : Krank mili kol yatağı muylusu üzerinde vonMises gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.



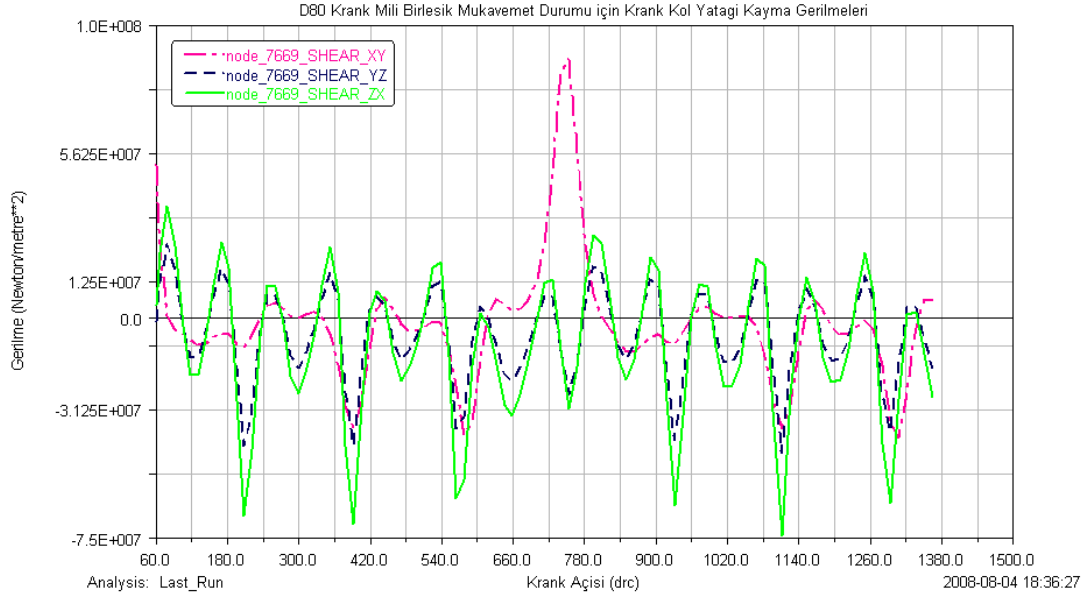
Aşağıda ana yatak muylusu için verilmiş olan ortalama gerilme değeri normal birleşen yönler bağli olarak çizdirilmiştir.

GRAFİK 52 : Birleşik yükleme ile zorlanan krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağli değişimi.

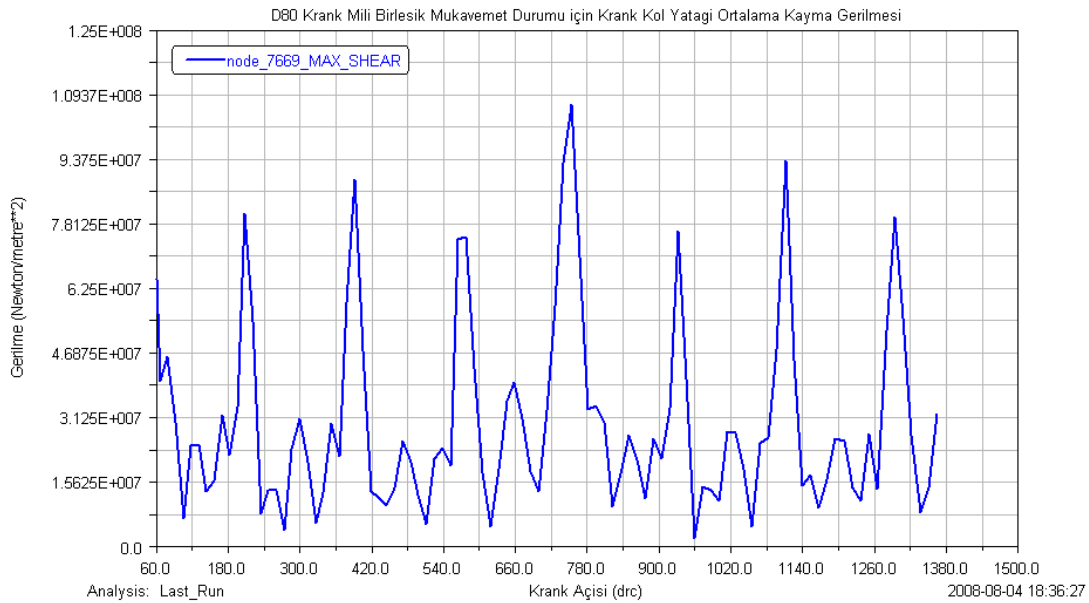


Görülmektedir ki, ana yatak muylusu raydusu üzerinde oluşan gerilme değerinde baskın olarak X bileşeninin etkisi bulunmaktadır. Bu değerlerin detayları aşağıda çizelge olarak verilmiştir.(Çizelge 16)

GRAFİK 53 : Birleşik yükleme durumundaki krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.



GRAFİK 54 : Birleşik yükleme durumundaki krank mili kol yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.



Bu aşamada bulunan gerilme değerleri daha sonra kullanılmak üzere aşağıda detaylandırılmıştır.

ÇİZELGE 16 : Krank miline birleşik yükleme etkisi sonucunda kol yatağı üzerinde oluşan gerilme bileşenleri

**Krank Miline Birleşik Yükleme Etkisi Sonucunda
Kol Yatağı Üzerinde Oluşan Gerilme Bileşenleri**

Düğüm Noktası	Gerilme Bileşeni	Maksimum Gerilme Değeri (MPa)	Maksimum Gerilme Anındaki Krank Açısı (drc)	735 derece Krank Açısındaki Gerilme Değeri (MPa)
7669				
	σ_x	163.8	735	163.8
	σ_y	93.7	735	93.7
	σ_z	76.0	735	76.0
	τ_{xy}	88.3	735	88.3
	τ_{yz}	-45.9	1111	-26.0
	τ_{zx}	-74.0	1111	-30.9
	$\sigma_{vonMisses}$	186.5	735	186.5
	$\tau_{MaxShear}$	107.1	735	107.1

Bu modelde de eğilme durumunda olduğu gibi birleşik mukavemet durumunda da kaymalı yatak rijitlikleri $59 \times 10^6 \text{ N/m}$ olarak alınmıştır.

Aşağıdaki tabloda birleşik mukavemet durumu için bu noktaya kadar bulunan MSC.Adams sonuçları incelenmiştir. Şimdi kısaca eğilme ve burulma değeri için ilgili hesap analitik olarak yapılacaktır.

ÇİZELGE 17 : Kol yatağı muylusu için analitik hesap ve MSC:Adams hesabı sonucunda bulunan gerilme bileşenlerini 735 derece krank açısı için karşılaştırılması

Düğüm Noktası 7669	Gerilme Bileşeni	Burulma Durumu Gerilme Değeri (MPa)	Eğilme Durumu Gerilme Değeri (MPa)	Analitik Toplam (MPa)	Birleşik Yükleme Durumu Adams Değeri (MPa)	Adams ile % Fark (MPa)
Krank Açısı	σ_x	-5.6	144.7	139.1	163.8	-
735 (drc)	σ_y	-5.3	82.6	77.3	93.7	-
	σ_z	0.0	65.0	65.0	76.0	-
	τ_{xy}	-4.4	78.0	73.6	88.3	-
	τ_{yz}	-33.2	8.2	-25	-26.0	-
	τ_{zx}	-54.0	16.0	-38	-30.9	-
	$\sigma_{vonMises}$	110.2	156.2	164.8	186.5	% 11.6
	$\tau_{MaxShear}$	63.4	86.7	86.5	107.1	% 19.2

Bu tabloya göre MSC.Adams'ta hesaplanan eğilme ve burulma gerilmeleri toplandığında yaklaşık %11 ila %19 hassasiyetle bileşik mukavemet durumundaki değerine yaklaşmaktadır. Bu hesap kısaca modellerin doğruluğunun kontrolü için yapılmıştır. Aşağıda Analitik toplam sütunundaki $\sigma_{vonMises}$ ve $\tau_{MaxShear}$ değerlerinin hesaplama yöntemi verilmiştir.

$$\sigma_{vonMises} = \sqrt{0.5 \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3 \cdot [\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2]}$$

$$\tau_{MaxShear} = \sqrt{\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2}$$

4.4.7 KRANK MİLİ ÜZERİNDE HESAPLANAN GERİLME DEĞERLERİNİN YORULMA VE ÖMÜR BAKIMINDAN İNCELENMESİ

GGG90 malzemeden üretilmiş bir krank milinin tam değişken eğilme yorulması limiti olarak literatürde Çizelge 18'deki değerler verilmiştir. Hesaplanan gerilme değerlerine karşılık gelen ömrün krank mili için sonsuz ömür olması arzu edilmektedir. Bu da ancak krank mili üzerindeki gerilme değerinin Yorulma Mukavemeti değerinin altında kalması ile mümkündür.

Hesaplamalar süresince bir çok yükleme durumu için farklı güvenilirlik değerlerinde wöhler eğrileri çizilmiştir. Bu eğrilere göre ömür değerlendirmeleri de Palmgren – Miner yöntemi ile incelenmiştir. Bu inceleme sırasında MSC.Fatigue programından da ayrıca yararlanılmıştır. Ancak bütün bu işlemler tez metni içerisine konulmamıştır. Bu durumun sebebi ise krank mili için zaten sonsuz ömür istenilmekte olduğundan ve herhangi bir sonlu ömür değer kabul edilmeyeceğinden bu hesaplamaları tez metni içerisinde vermenin anlamsız olacağındandır.

Literatüre göre GGG90 malzemeden üretilmiş bir krank milinin sonsuz ömür boyunca çalışabilmesi için gerilme değeri 300 N/mm^2 değerinin altında olmalıdır. 128. sayfada verilen Çizelge 13'de de görülmektedir ki krank mili için en kritik gerilme değeri 220.1 N/mm^2 olarak bulunmuştur. Böylelikle tasarlanmış krank milinin sonsuz ömür kriterine uygun biçimde çalışacağı rahatlıkla söylenebilir.

ÇİZELGE 18 : Krank mili malzemesinin literatürden bulunan mekanik özellikleri.

EN 1563'e göre malzeme kod numarası	EN-GJS-	350-22-LT	400-18-LT	400-18	400-15	500-7	600-3	700-2	900-2
EN malzeme numarası	EN-JS-	1015	1025	1020	1030	1050	1060	1070	1080
İç Yapı		ferritic			ferritic/perlitic			perlitic	perlitic
Kopma Mukavemeti	N/mm ²	350	400	400	400	500	500	700	900
0.2% uzama limiti	N/mm ²	220	240	250	250	320	370	420	600
Çatlak Başlg.Sonra Uzama	%	22	18	18	15	7	3	2	2
Brinell sertliği		< 170	120-175	120-180	120-180	170-240	180-260	220-300	300-360
Elastik Modül	GN/m ²	169	169	169	169	169	174	176	178
Yorulma Mukavemeti (Wöhler)	N/mm ²	180	195	195	200	224	248	280	300
Yoğunluk	kg/dm ³	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,2	7,2	7,2

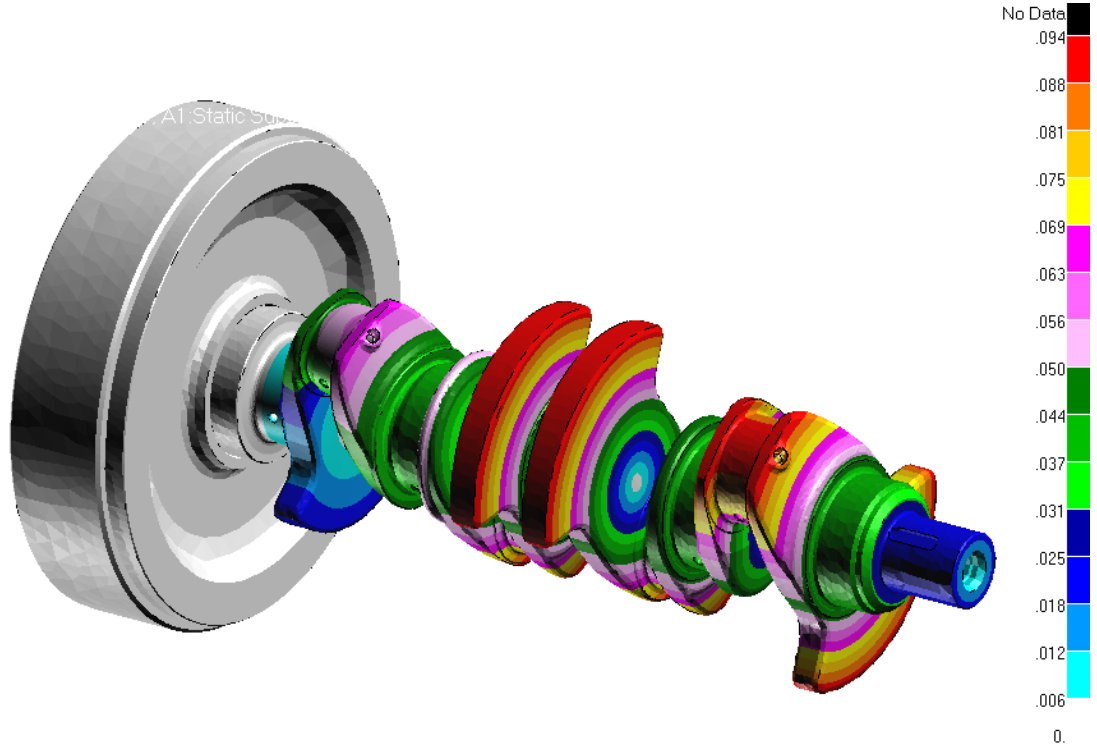
4.4.8 KRANK MİLİ TASARIMINDA FARKLI ANA YATAK MUYLU ÇAPLARININ TETKİK EDİLMESİ VE MALİYET – EMNİYET DENGESİ

Bu aşamaya kadar krank mili üzerinde gerçekleştirilen hesaplamalar ana yatak muylusu çapı $\varnothing 79,34 \text{ mm}$ ve kol yatağı muylusu muylusu çapı $\varnothing 69,76 \text{ mm}$ olan bir krank mili tasarımı için gerçekleştirildi. Bulunan gerilme değerlerinden ömür hesaplamaları gerçekleştirildiğinde bu boyuttaki muyluların dinamik yükleme durumu için istenilen çevrim ömrünü verebilmesine rağmen bir üst segment yatak kullanıldığı durumda gerilmeleri ne kadar değişeceği incelendi.

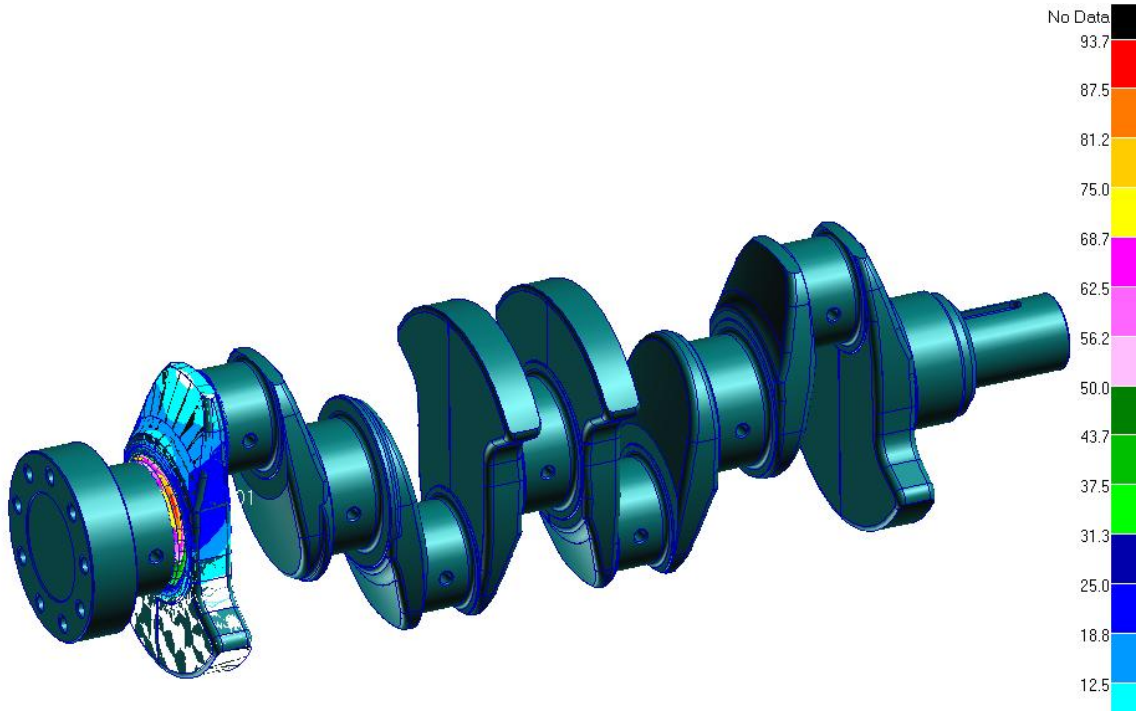
Bu noktadan sonra bir üst segment yatak boyutlu krank mili için aynı hesaplama ve tetkikler tekrar yapıldı. Yeni revizyon krank tasarımında ana yatak muylusu çapı $\varnothing 85,64 \text{ mm}$ ve kol yatağı muylusu muylusu değiştirilmeksizin $\varnothing 69,76 \text{ mm}$ olarak kullanıldı. Hesap adımları ve uygulanan kuvvetler tamamen aynı olduğundan bu bölüm içinde yalnızca karşılaştırmalı sonuçlar verildi.

4.4.8.1 ANA YATAĞI MUYLUSU $\varnothing 85 \text{ mm}$ 'YE REVİZE EDİLMİŞ KRANK MİLİNİN BURULMA DURUMU İÇİN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ

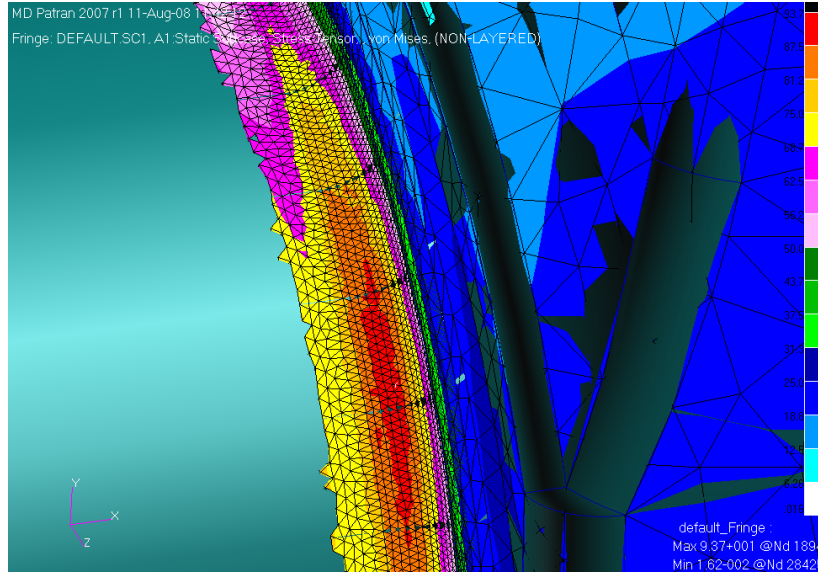
Ana yatak muylusu çapları $\varnothing 85,64 \text{ mm}$ olarak düzeltilmiş edilen krank mili için tek bir ana yataktan $M_b = 2176,37 \text{ kNm}$ 'lik burulma momenti uygulanarak yapılan mukavemet analizi sonucunda krank üzerindeki maksimum gerilme değeri $93,7 \text{ N/mm}^2$ değerine düşmüştür. Aşağıda ilk resimde deformasyon sonucu krankın görünümü verilmiştir. Buna göre krank mili en çok yer değiştiren bölgesinde dahi yalnızca $0,094 \text{ mm}$ burulmuştur. İkinci resimde ise lokal olarak gösterilecek ana yatak muylusunun krank üzerindeki yeri verilmiştir.



ŞEKİL 90 : $\varnothing 85,64$ mm ana yatak mıyılı $\varnothing$ 40 mm krank milinin burulma deformasyonu.



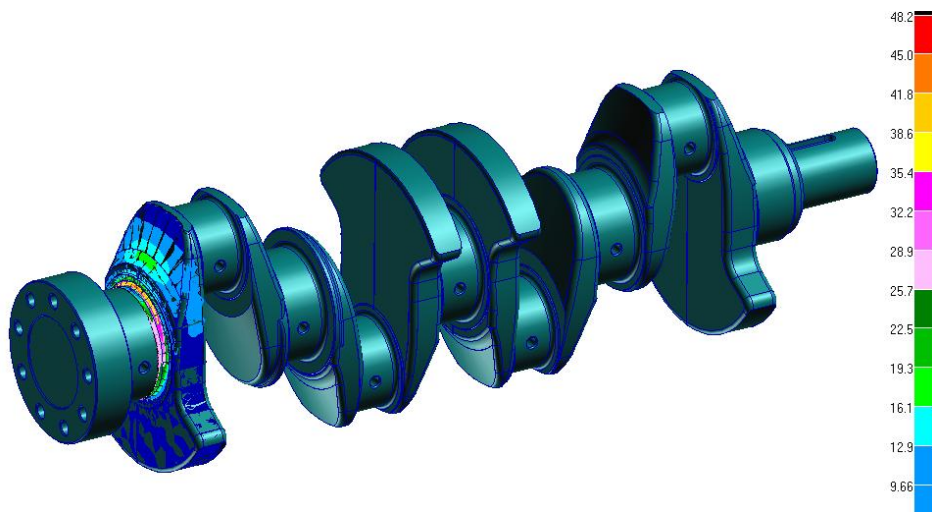
ŞEKİL 91 : $\varnothing 85,64$ mm ana yatak mıyılı $\varnothing$ 40 mm krank milinin burulma deformasyonu sonucu ana yatak mıylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (İzometri görünüşü).



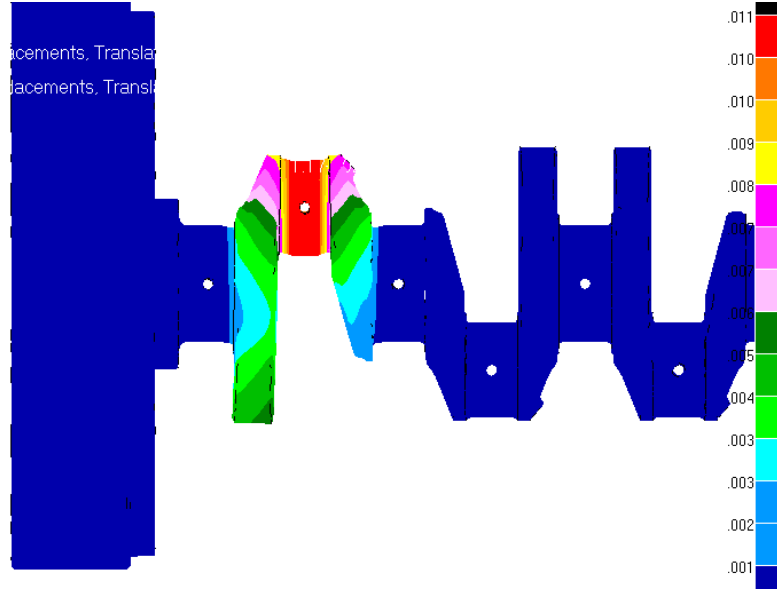
ŞEKİL 92 Ø 85,64 mm: ana yatak muylu çaplı krank milinin burulma deformasyonu sonucu ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (Detay görünüşü).

4.4.8.2 ANA YATAĞI MUYLUSU Ø 85 MM OLARAK DÜZELTİLMİŞ KRANK MİLİNİN EĞİLME MUKAVEMET DURUMU İÇİN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ

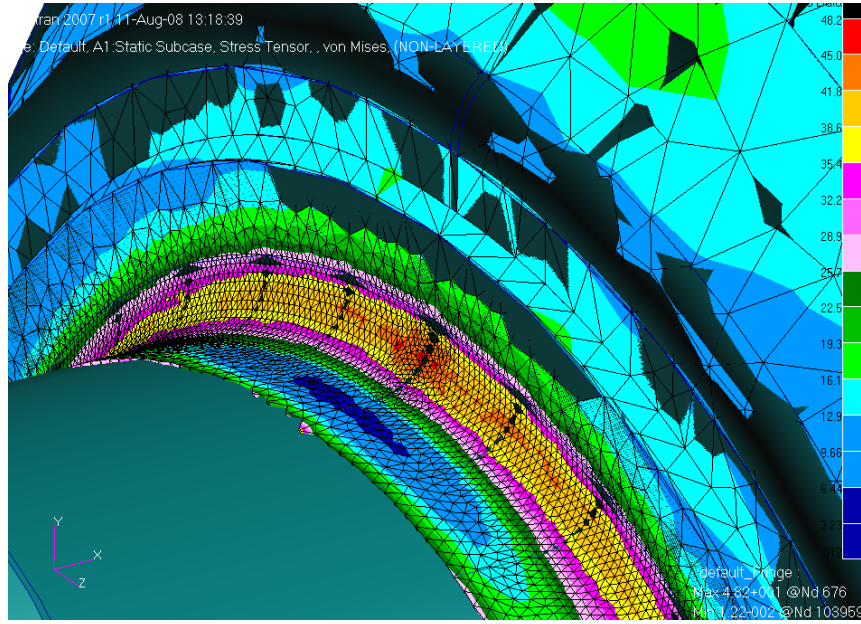
Ana yatak muylusu çapları Ø 85,64 mm olarak düzeltilmiş krank mili için toplam $F_p = 95 \text{ kN'luk}$ dikey yönlü piston kuvveti uygulanarak yapılan eğilme mukavemeti analizi sonucunda krank üzerindeki maksimum gerilme değeri $48,2 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunmuştur. Aşağıda ilk resimde gerilmenin ölçüldüğü bölge ikinci resimde ise eğilme deformasyonunun abartılı gösterimi verilmiştir.



ŞEKİL 93 : Ø 85,64 mm ana yatak muylu çaplı krank milinin eğilme deformasyonu sonucu ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (İzometrik görünüşü).



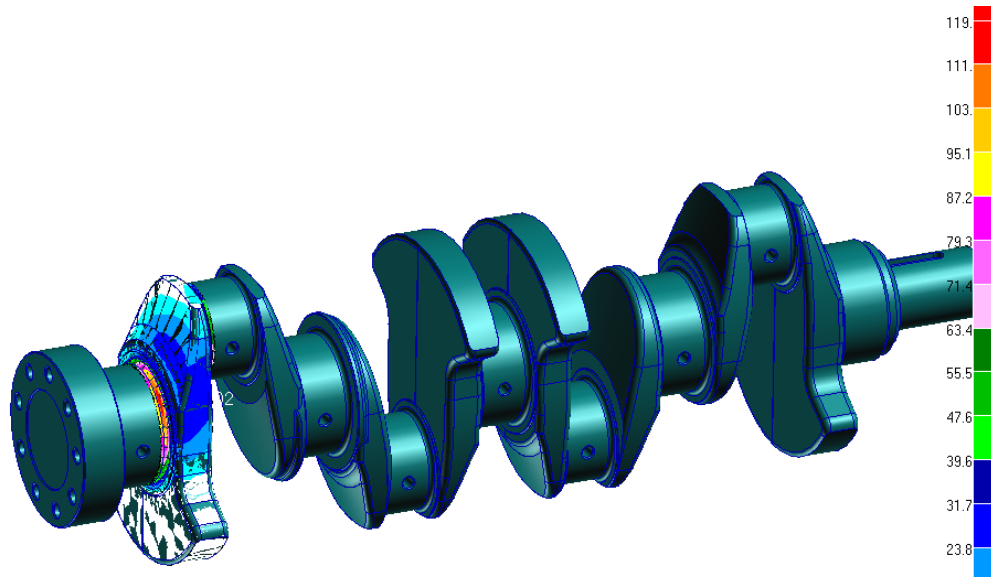
ŞEKİL 94 : $\varnothing 85,64 \text{ mm}$ ana yatak muylu çaplı krank milinin eğilme deformasyonu.



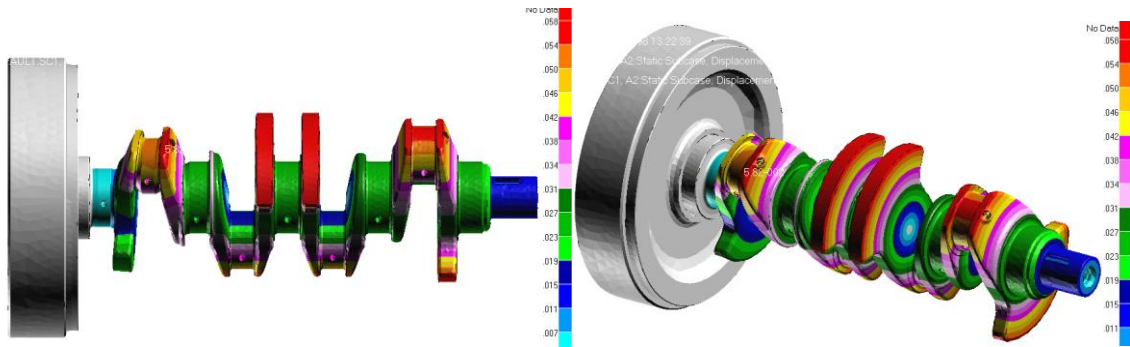
ŞEKİL 95 : $\varnothing 85,64 \text{ mm}$ ana yatak muylu çaplı krank milinin eğilme deformasyonu sonucu ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (Detay görünüş).

4.4.8.3 ANA YATAĞI MUYLUSU $\varnothing$ 85 MM OLARAK DÜZELTİLMİŞ KRANK MİLİNİN BİRLEŞİK MUKAVEMET DURUMU İÇİN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ

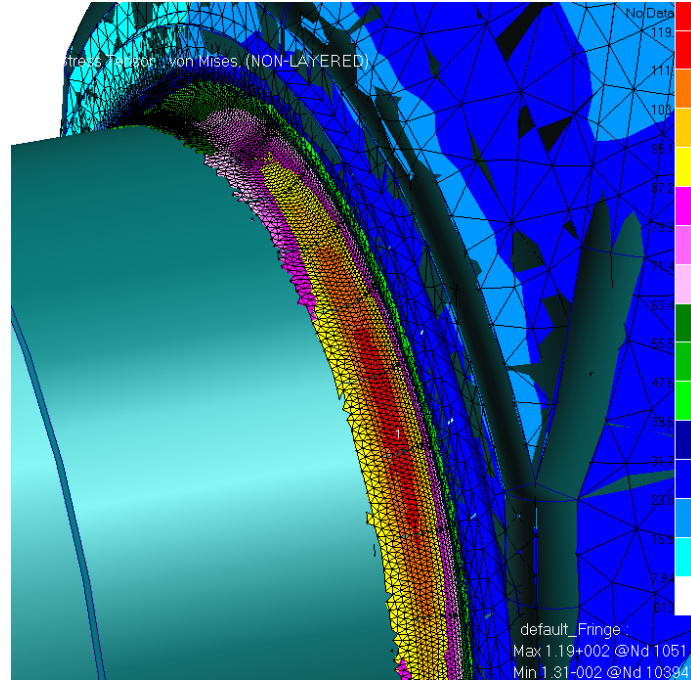
Ana yatak muylusu çapları $\varnothing$ 85,64 mm olarak düzeltilmiş krank mili için toplam $M_b = 2176,37 kNm$ 'lik burulma momenti oluşturacak $F_t = 34.2 kN$ 'luk teğetsel kuvvet ve $F_p = 94.8 kN$ 'luk düşey kuvvet birlikte uygulanarak yapılan birleşik mukavemet analizi sonucunda krank üzerindeki maksimum gerilme değeri $119 N/mm^2$ değerine düşmüştür.



ŞEKİL 96 : $\varnothing$ 85,64 mm ana yatak muylu çaplı krank milinin birleşik yüklemesi sonucu ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (İzometrik görünüş).



ŞEKİL 97 : $\varnothing$ 85,64 mm ana yatak muylu çaplı krank milinin birleşik deformasyon hali.

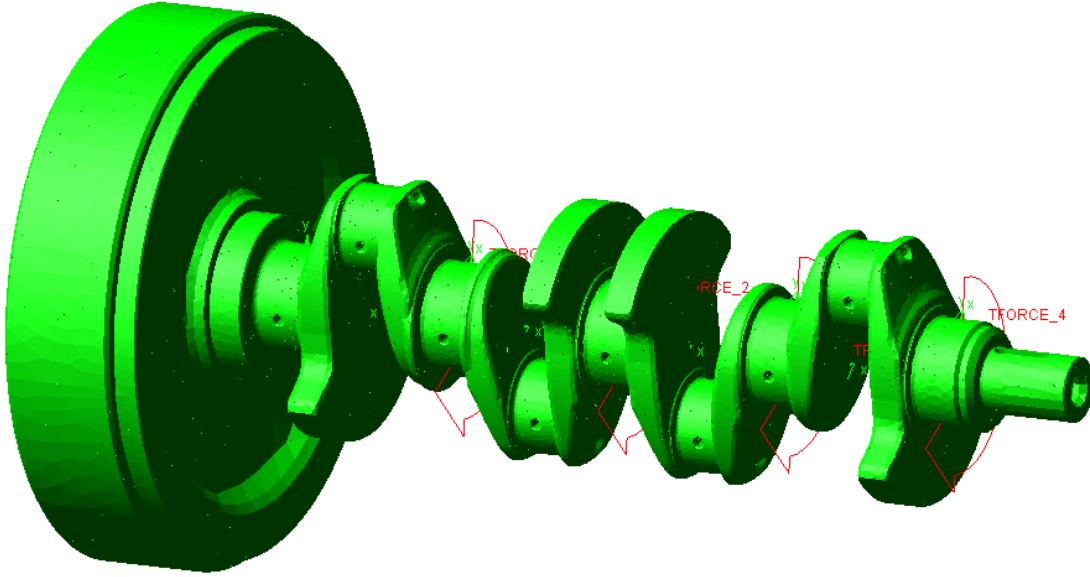


ŞEKİL 98 : Ø 85,64 mm ana yatak muylu çaplı krank milinin birleşik yüklemesi sonucu ana yatak muylusu üzerinde oluşan von Mises gerilme dağılımı. (Detaygörünüş).

4.4.8.4 ANA YATAĞI MUYLUSU Ø 85 MM OLARAK DÜZELTİLMİŞ KRANK MİLİNİN YALNIZ BURULMA, YALNIZ EĞİLME VE BİRLEŞİK MUKAVEMET HALLERİ İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZLERİ

Bu kısımda ana yatak muylusu çapı ölçüsü Ø 85 mm olarak düzeltilmiş olan krank milinin statik hesaplamalarına ek olarak 4 boyutlu dinamik hesaplamaları yapılacaktır. Ana yatak muylusu çapı ölçüsü Ø 80 mm olan krank mili için gerçekleştirilen dört dinamik hesaplamaya benzer şekilde yalnız burulma, yalnız eğilme ve birleşik mukavemet halleri için MSC.Adams dinamik modelleri ana yatak muylusu çapı ölçüsü Ø 85 mm olan krank için oluşturulmuş ve aşağıdaki hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Hesaplamaların hepsinde gerilme değerleri azaltılmış ve bir üst segment çap değerine çıktığımızda elde edeceğimiz emniyet kazancının ne olacağı bölüm sonunda tablo halinde verilmiştir.

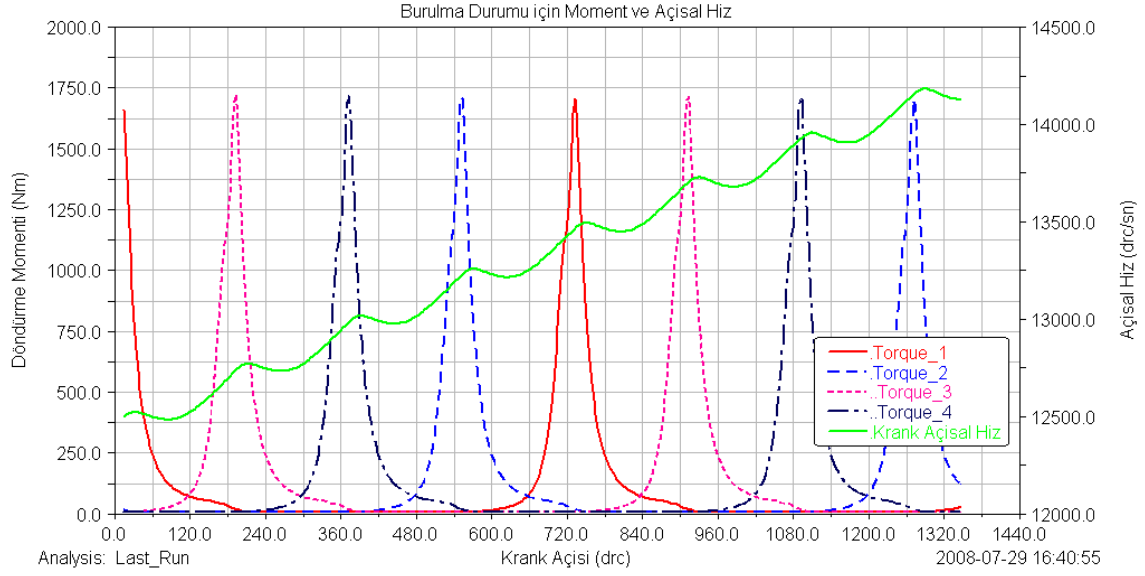
4.4.8.5 ANA YATAĞI MUYLUSU $\varnothing$ 85 MM OLARAK DÜZELTİLMİŞ KRANK MİLİNİN BURULMA DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ



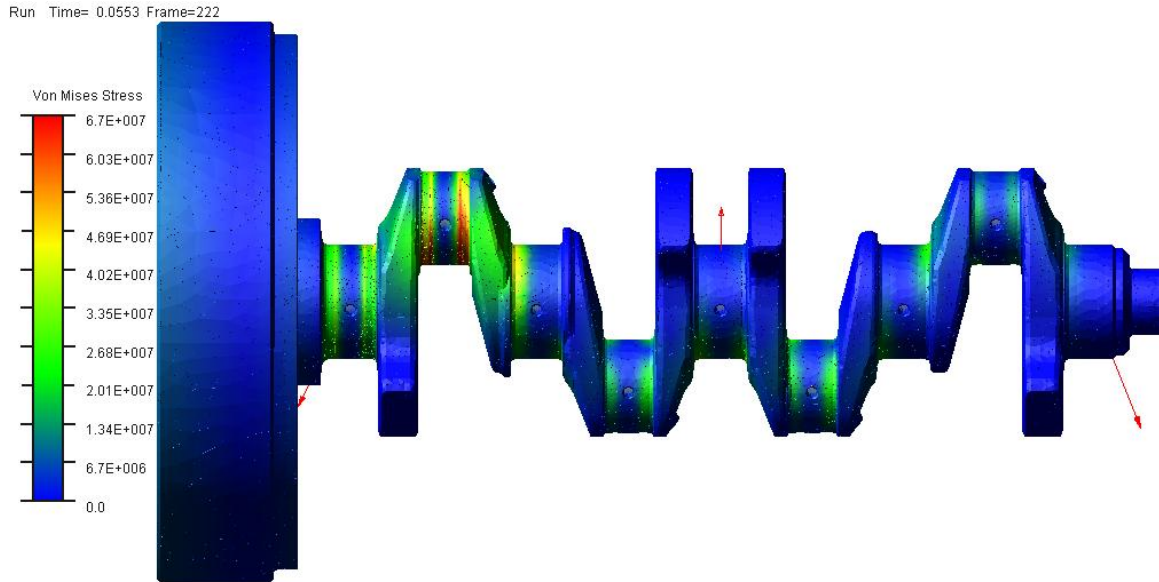
ŞEKİL 99 : Ana yatağı muylusu $\varnothing$ 85 mm olarak düzeltilmiş krank mili 4 boyutlu burulma modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü. Eğilme gerilmesi oluşturmaması için biyeller ve pistonlar modele dahil edilmemiştir.

Oluşturulmuş olan modelde daha önceki dinamik modellere benzer şekilde yalnızca burulma gerilmelerinin incelenebilmesi için krank miline ana yatak muylularından 1713,23 Nm moment, aralarında 13.3 mili saniye zaman farkı bulunarak tatbik edilmiştir. Aşağıda 1-3-4-2 ateşleme sırasına uygun olarak uygulanmış döndürme momenti değerleri ve bu momentler etkisinde çalışmakta olan ve ilk hızsız olarak çalışmaya başlatılmış olan krankın açısal hızının zamanla değişimi görülebilir. Bu modelde de ana yatak muylularından ters yönde moment tatbik **edilmemiştir**. Model içinde zaten volanın bulunması ve burumla momentinin sağladığı enerjiyi volanın kendi üzerine alması zaten bu ters direnç etkisini gerçekleştirmiştir.

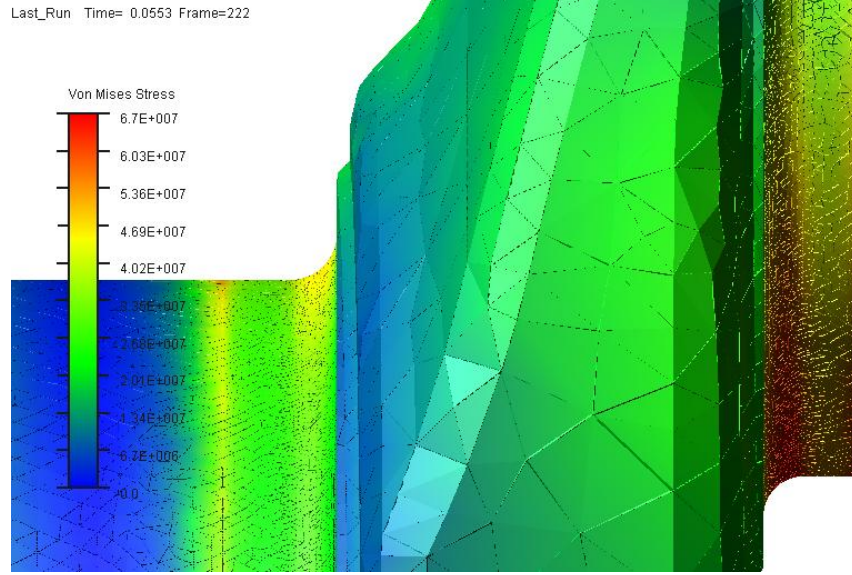
GRAFİK 55 : Döndürme momenti değerleri ve açısal hız değişimi.



Aşağıda ana yatağı muylusu $\varnothing$ 85 mm olarak düzeltilmiş 4 boyutlu modelden elde edilmiş gerilme dağılımları gösterilmiştir.



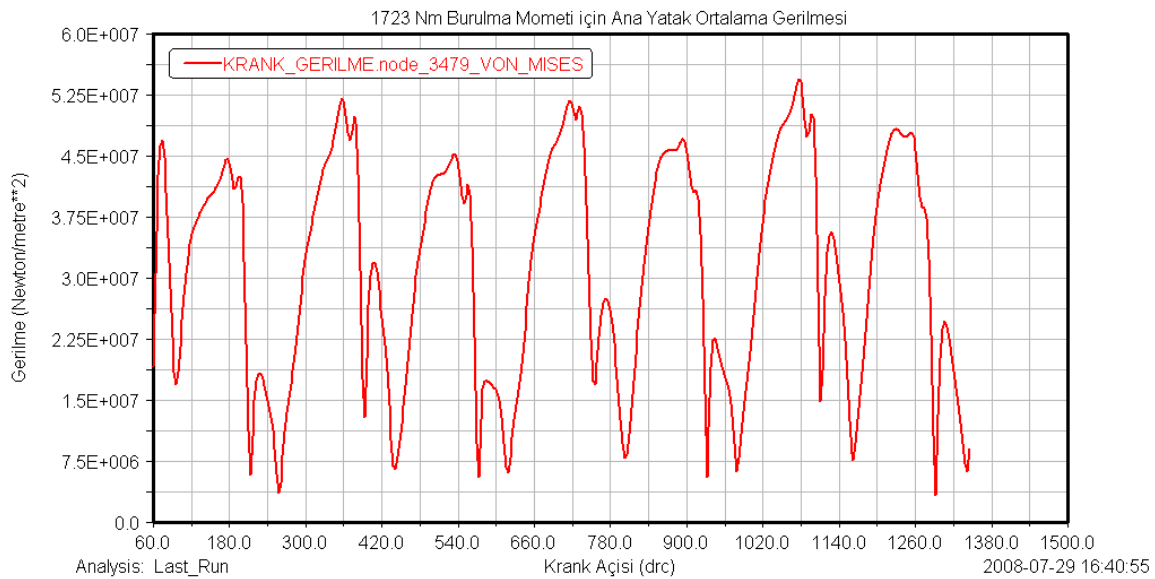
ŞEKİL 100 : Ana yatağı muylusu $\varnothing$ 85 mm olarak düzeltilmiş ve yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.



ŞEKİL 101 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş ve yalnız burulmaya maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).

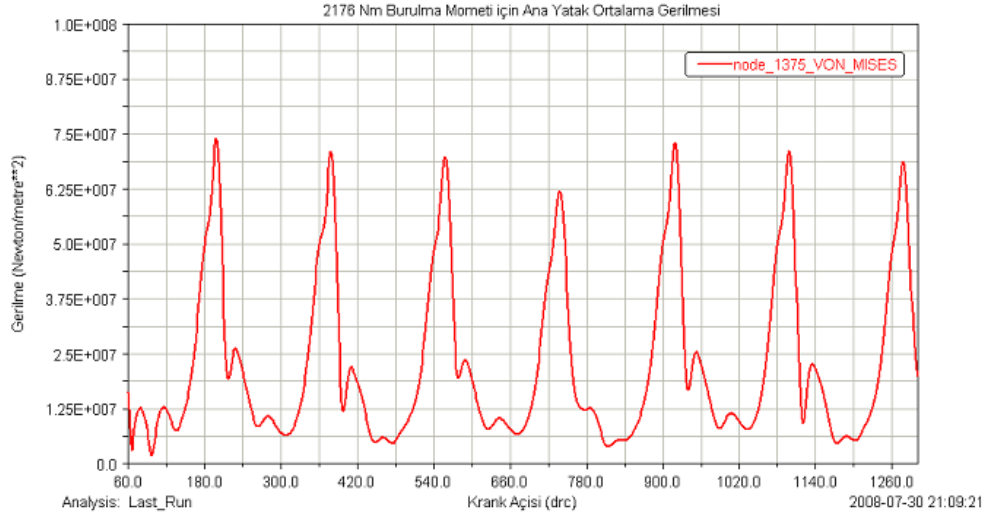
Buna göre krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki burulma momenti kaynaklı maksimum gerilme değeri $54.4 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olarak bulunmuştur. Aşağıda bu değerin krank mili açısına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Bu hesaplamada krank mili 1500 derece (2 tur) döndürülmüştür ve toplam analiz süresi 0.1 saniyedir.

GRAFİK 56 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.



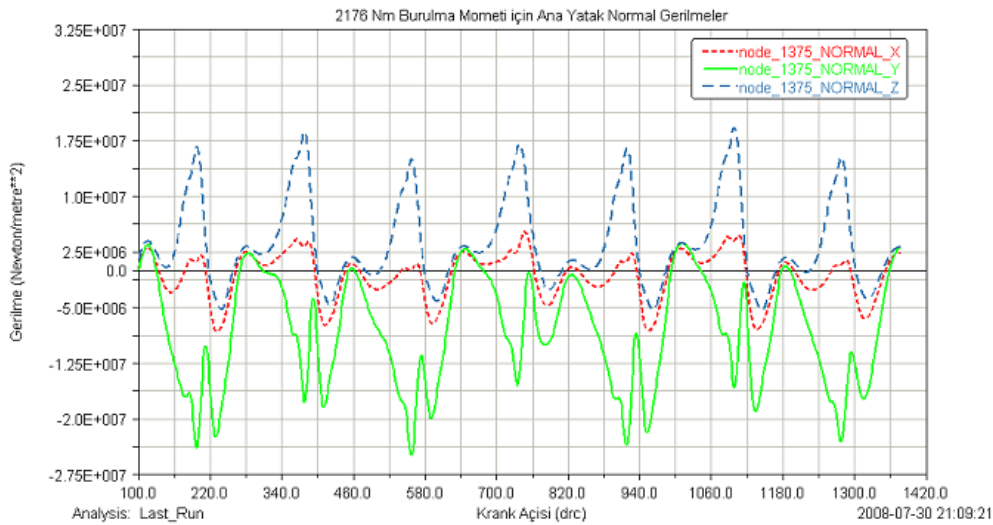
Daha önce detaylı olarak açıklanan sebeplerden ötürü, burulma durumu için mukavemet hesabı 2176,37 Nm burulma momenti uygulanarak gerçekleştirilmiştir. Buna göre $54.4 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olan ana yatak muylusu maksimum gerilme değeri $72.4 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olarak hesaplanmıştır.

GRAFİK 57 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85 \text{ mm}$ olarak düzeltilmiş ve 2176 Nm ile burulanan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki vonMises gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.

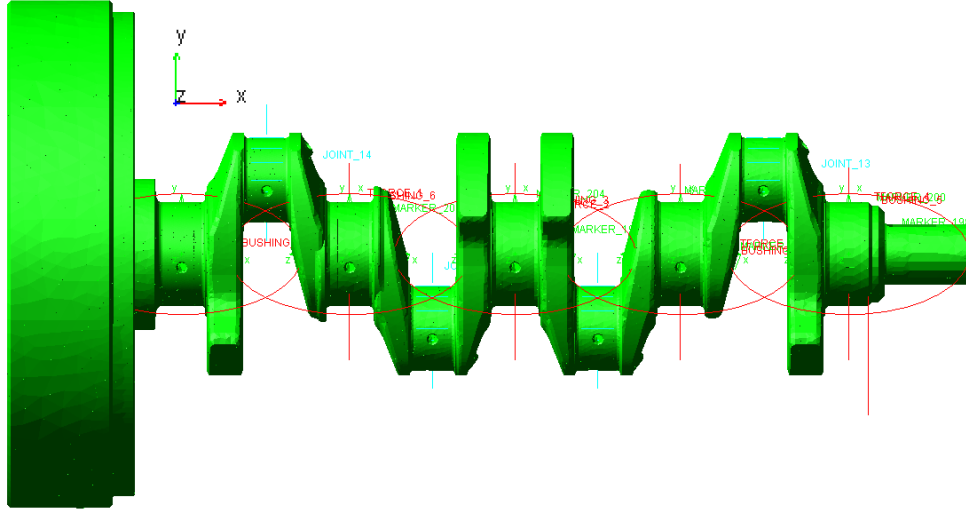


Burulma ve eğilme durumlarındaki gerilmelerin toplanabilmesi ve yorulma hesaplarında faydalanılabilmesi adına ortalama gerilme değeri bileşenlerinin her yönde ayrı ayrı gösterilmesinde fayda görülmüştür. Aşağıda normal ve kayma yönlerindeki gerilme bileşenleri krank açısına bağlı olarak çizdirilmiştir.

GRAFİK 58 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85 \text{ mm}$ olarak düzeltilmiş ve 2176 Nm ile burulanan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.

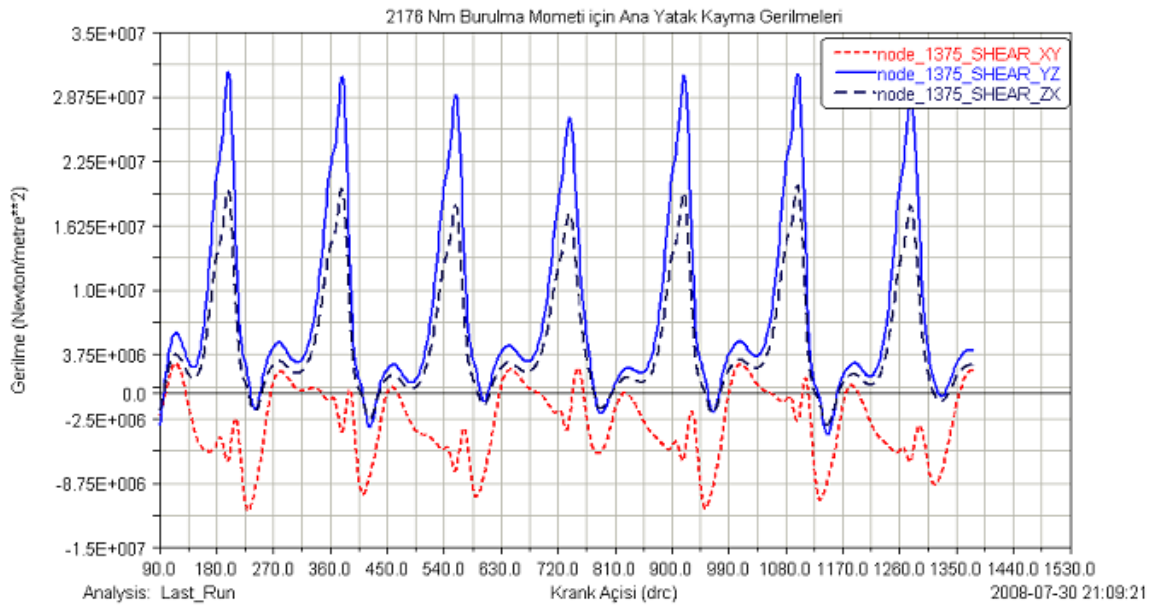


Açıkça görülmektedir ki, ana yatak muylusu raydusu üzerinde oluşan gerilme değerinde baskın olarak Y ve Z bileşenlerinin etkisi bulunmaktadır. Burada Z yönü krank mili aksenal doğrultusunu, Y yönü silindir eksenini doğrultusunu ve Z yönü sayfa düzlemine dik olan doğrultuyu göstermektedir. Bu yönler aşağıdaki şekilde detaylandırılmıştır.



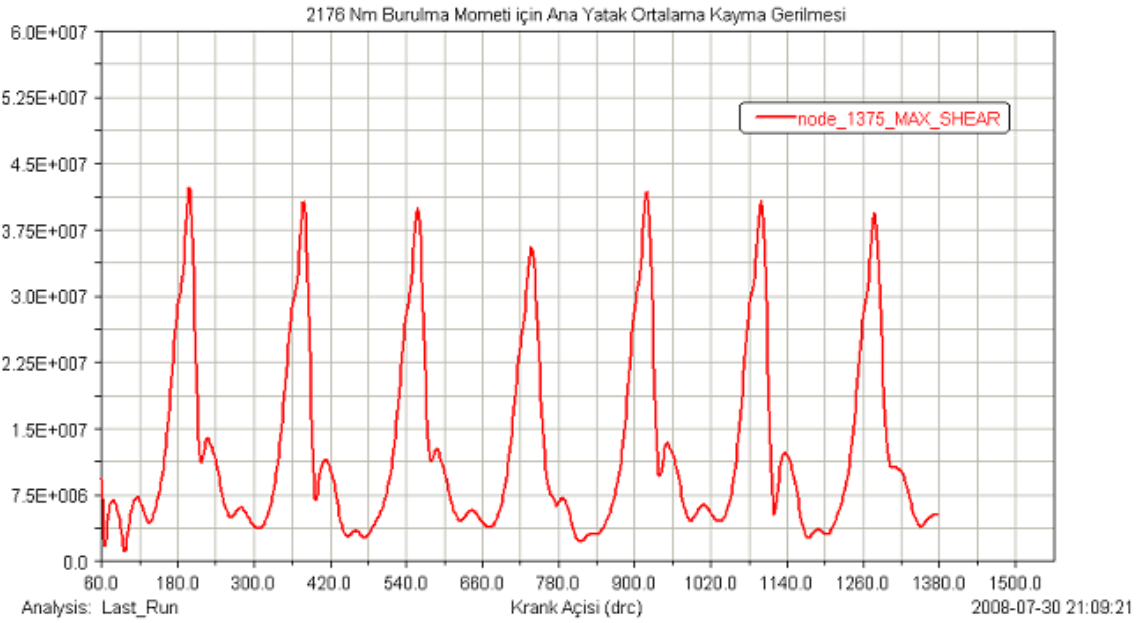
ŞEKİL 102 : Krank mili eksen takımının detaylandırılması.

GRAFİK 59 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş ve 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.



Kayma yönlerindeki gerilmeler ise normal gerilmelerden daha yüksek mertebelerde bulunmuştur. Bir başka önemli tespit ise burulma durumu için kayma gerilmesi değişimi $R=0$ yani çek-bırak şeklindedir. En yüksek kayma gerilmesi bileşeni krank mili eksenine dik düzlem olan YZ düzleminde maksimum değeri 30.8 MPa değerinde çıkmıştır. Bu gerilmeyi silindir eksenine dik düzlem olan YZ düzlemi takip etmiştir. XY düzlemindeki kayma bileşeni ise beklendiği üzere oldukça düşük bir mertebede kalmıştır.

GRAFİK 60: Ana yatağı muylusu $\varnothing$ 85 mm olarak düzeltilmiş ve 2176 Nm ile burulan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.



Bu aşamada bulunan gerilme değerleri daha sonra kullanılmak üzere aşağıda detaylandırılmıştır.

ÇİZELGE 18 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş krank miline 2160 Nm burulma momenti etkisi sonucunda ana yatak muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri

Ana Yatağı Muylusu Ø 85 mm'ye Olarak Düzeltilmiş Krank Miline 2160 Nm

Burulma Momenti Etkisi Sonucunda

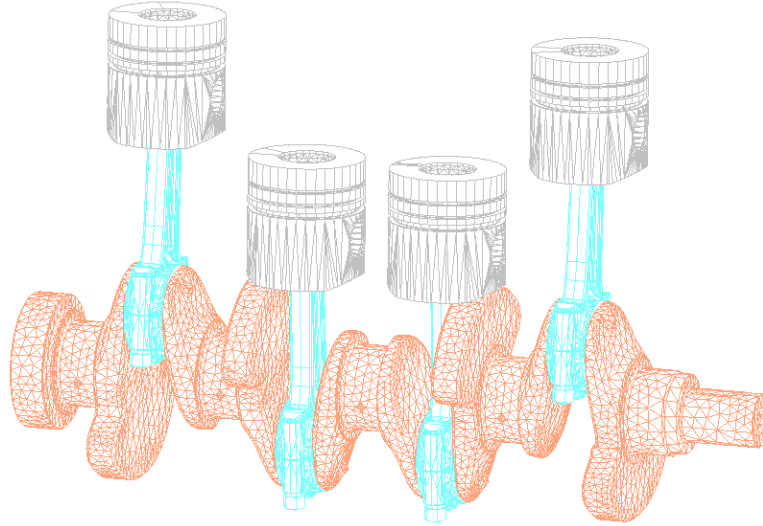
Ana Yatak Muylusu Üzerinde oluşan Gerilme Bileşenleri

Düğüm Noktası 1375	Gerilme Bileşeni	Maksimum Gerilme Değeri (MPa)	Maksimum Gerilme Anındaki Krank Açısı (drc)	735 derece Krank Açısındaki Gerilme Değeri (MPa)
	σ_x	-8.1	918	0
	σ_y	24.8	557	-15.4
	σ_z	19.1	1097	17
	τ_{xy}	-11.1	953	-3.5
	τ_{yz}	31.0	1097	26.7
	τ_{zx}	21.1	1097	17.4
	$\sigma_{vonMisses}$	72.9	918	62.0
	$\tau_{MaxShear}$	41.7	918	38.1

4.4.8.6 ANA YATAĞI MUYLUSU Ø 85 MM'YE REVİZE EDİLMİŞ KRANK MİLİNİN EĞİLME DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ

Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş krank mili üzerinde gerçekleştirilen 4 boyutlu burulma analizinden sonra bileşik mukavemet durumunun incelenebilmesi için eğilme durumu için de aynı analizin gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

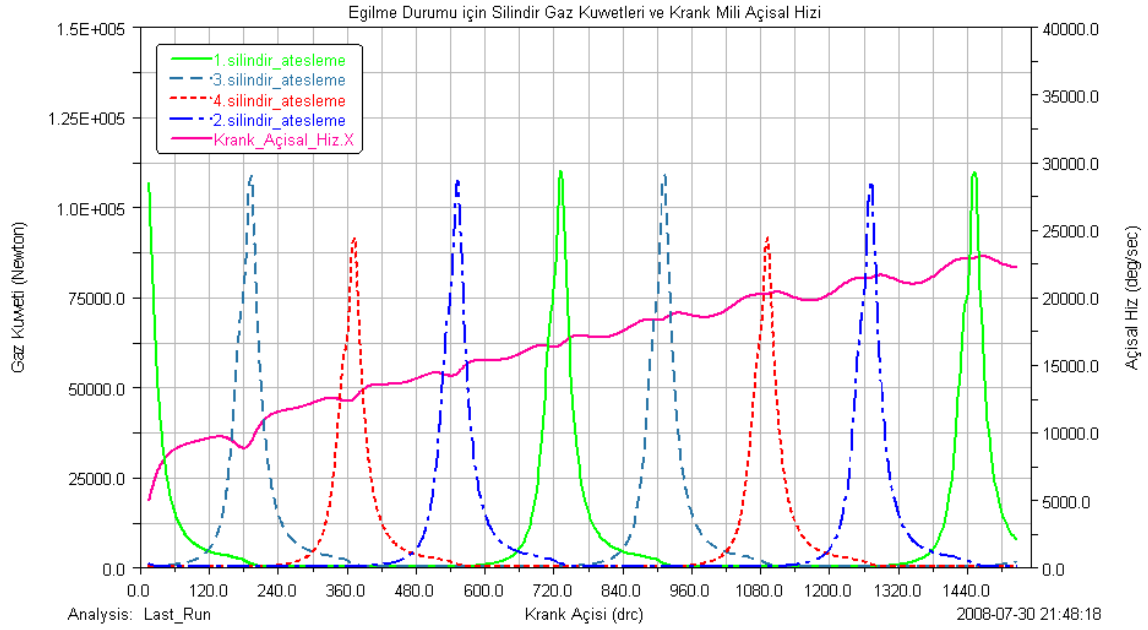
Eğilme hesaplamasında kullanılan model yine pistonlar, biyeller ve krank milinden oluşmaktadır. Bu modelde burulma gerilmelerinin oluşmaması için sistemden volan çıkartılmıştır.



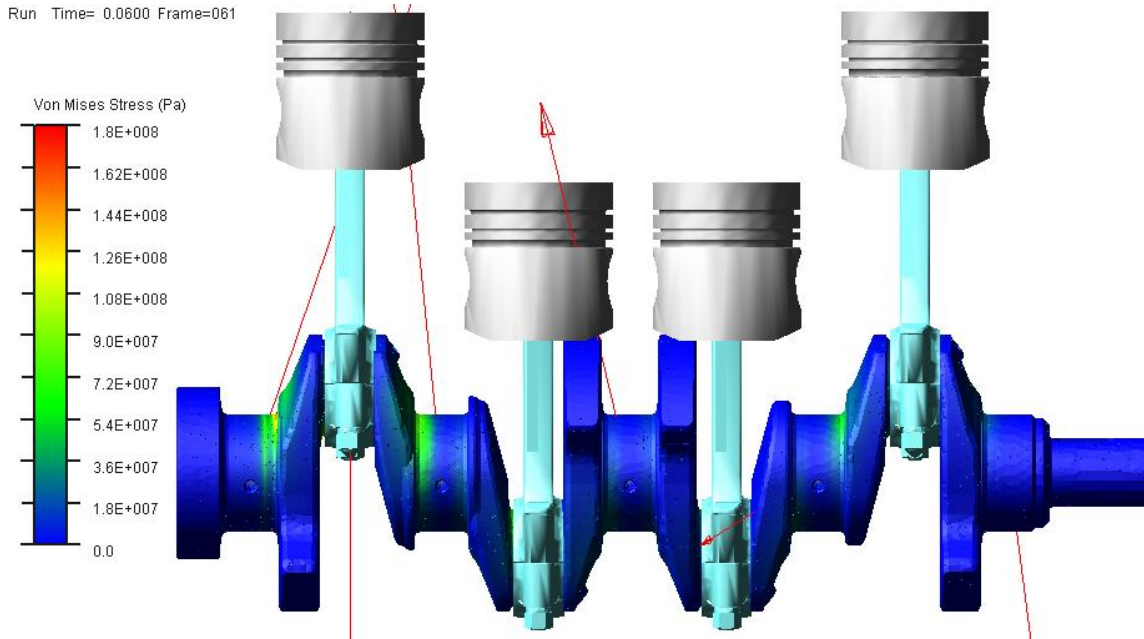
ŞEKİL 103 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş krank mili 4 boyutlu eğilme modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü.

Modelde volan bulunmadığından gaz kuvvetleri etkisindeki krank oldukça hızlı bir biçimde maksimum açısız hızına kavuşmuştur. Bu durum aşağıda verilmiş olan grafikten gözlemlenebilir.

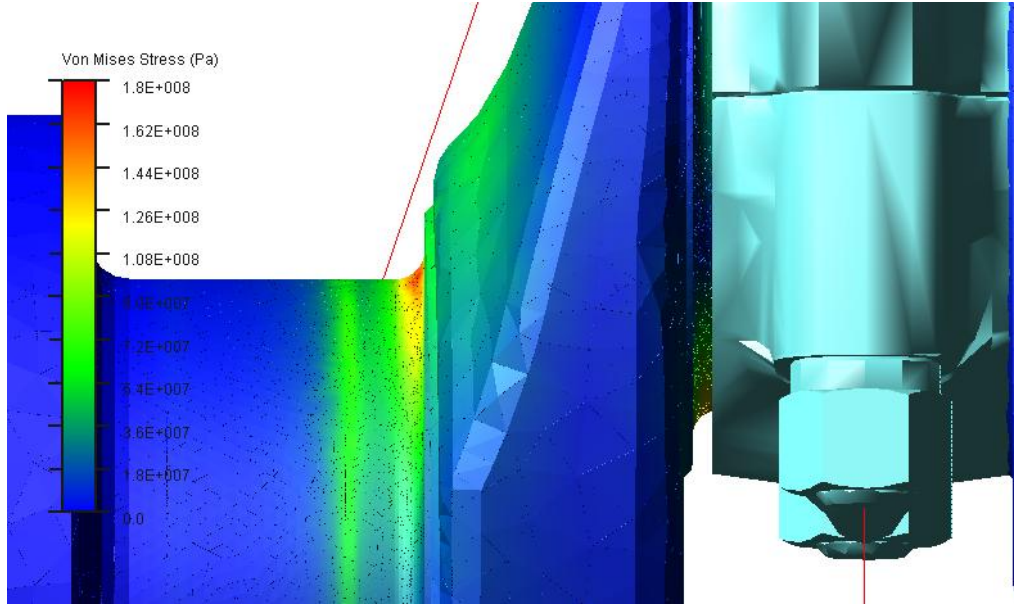
GRAFİK 61 : Gaz kuvveti değerleri ve açısal hız değişimi.



Elde edilen sonuçlar statik hesaplamalara oldukça yakın çıkmıştır. Aşağıda 4 boyutlu modeldeki gerilme dağılımı görülmektedir.



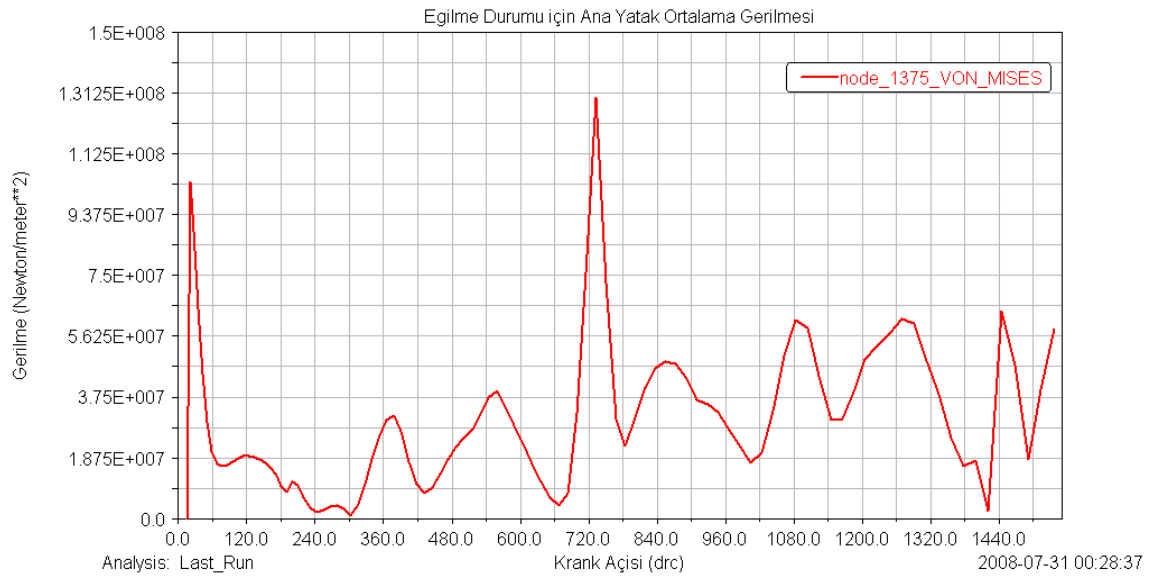
ŞEKİL 104 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş ve yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.



ŞEKİL 105 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş ve yalnız eğilmeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).

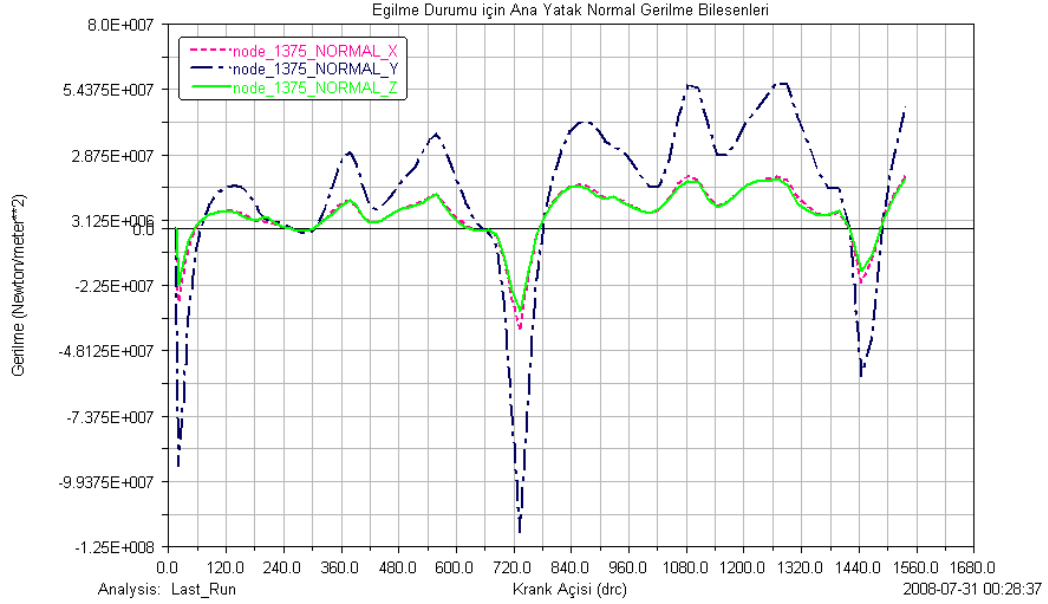
Buna göre krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki eğilme momenti kaynaklı maksimum gerilme değeri $129.7 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olarak bulunmuştur. Aşağıda bu değerin krank mili açısına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Bu hesaplamada krank mili 1500 derece (2 tur) döndürülmüştür ve toplam analiz süresi 0.1 saniyedir.

GRAFİK 62 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş ve krank mili ana yatağı muylusu üzerinde vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.

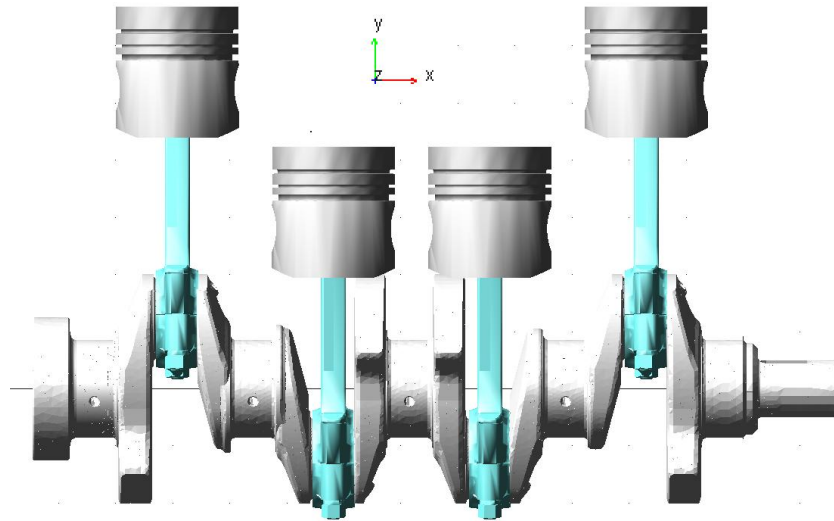


Aşağıda ana yatak muylusu için verilmiş olan ortalama gerilme değerinin birleşenleri yönlerine bağlı olarak çizdirilmiştir.

GRAFİK 63 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş ve eğilme gerilmeleri ile zorlanan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.

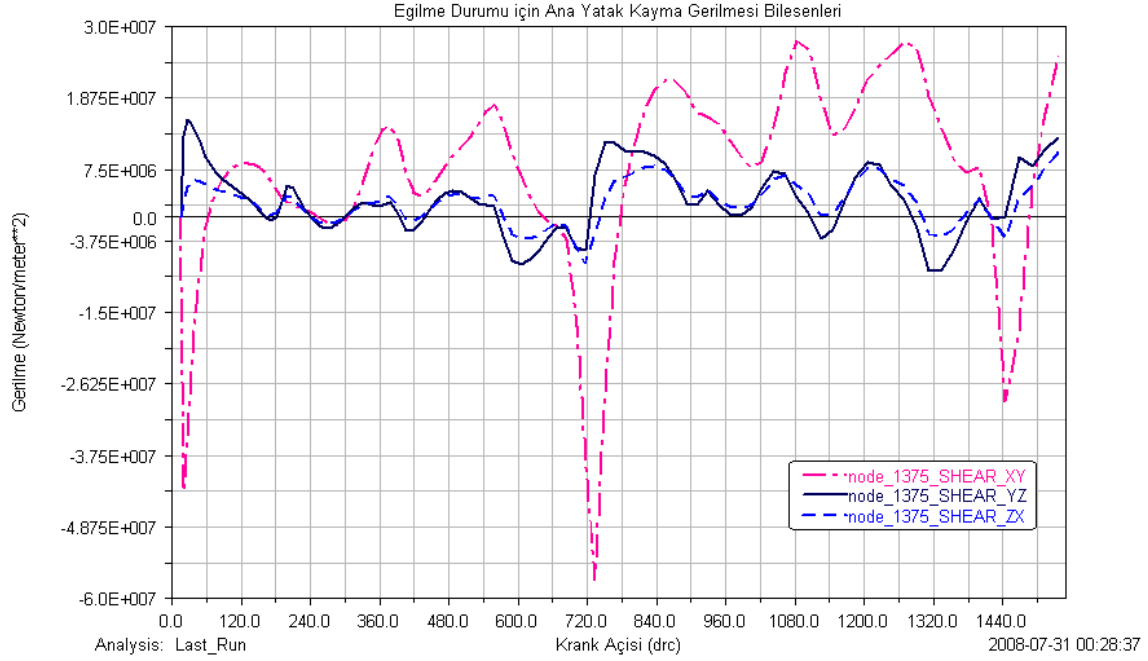


Açıkça görülmektedir ki, ana yatak muylusu raydusu üzerinde oluşan gerilme değerinde baskın olarak Y bileşeninin etkisi bulunmaktadır. Burada Z yönü krank mili eksenel doğrultusunu, Y yönü silindir eksenini doğrultusunu ve Z yönü sayfa düzlemine dik olan doğrultuyu göstermektedir. Bu yönler aşağıdaki şekilde detaylandırılmıştır.

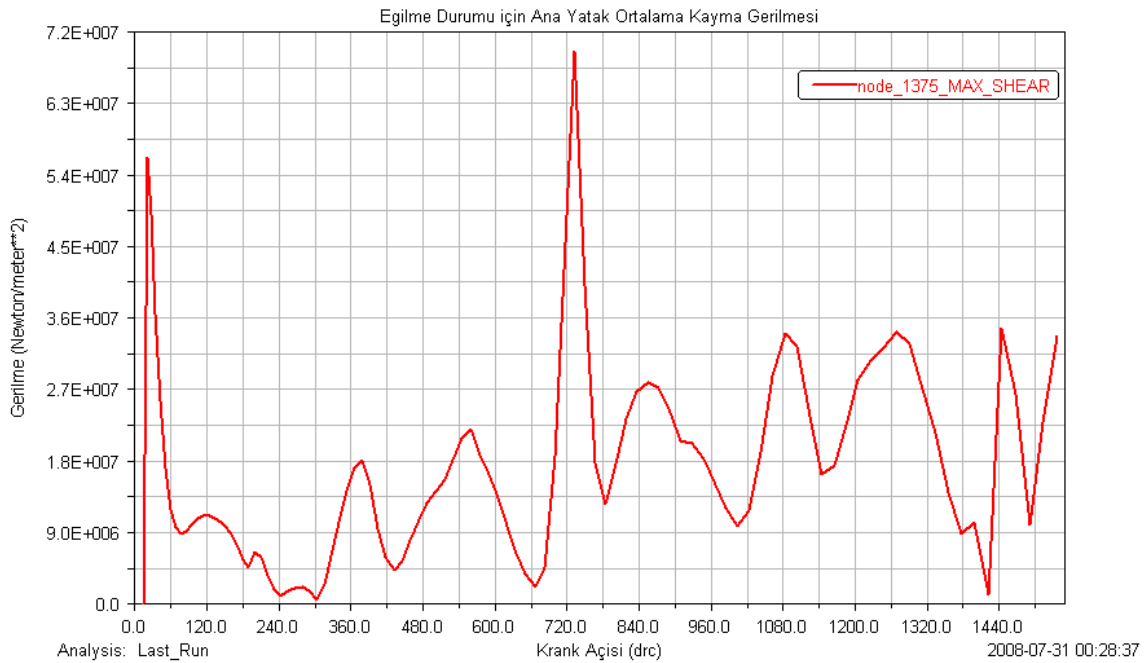


ŞEKİL 106 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş krank mili eksen takımının detaylandırılması.

GRAFİK 64 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş ve eğilme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.



GRAFİK 65 : Eğilme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.



Bu aşamada bulunan gerilme değerleri daha sonra kullanılmak üzere aşağıda detaylandırılmıştır.

ÇİZELGE 19 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş ve krank miline eğilme momenti etkisi sonucunda ana yatak muylusu üzerinde oluşan gerilme bileşenleri

Ana Yatağı Muylusu Ø 85 mm Olarak Düzeltilmiş ve Krank Miline

Eğilme Momenti Etkisi Sonucunda

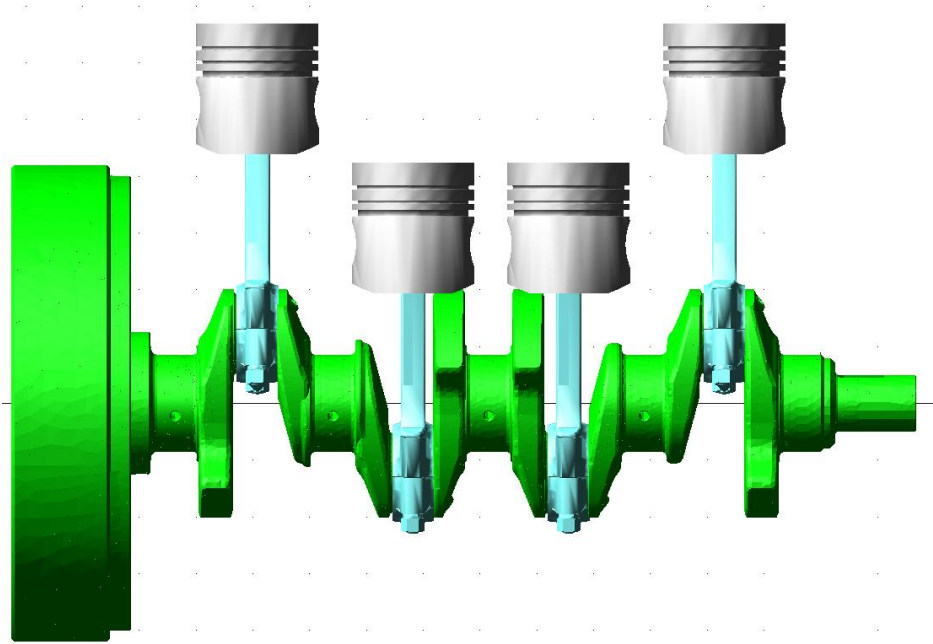
Ana Yatak Muylusu Üzerinde Oluşan Gerilme Bileşenleri

Düğüm Noktası	Gerilme Bileşeni	Maksimum Gerilme Değeri (MPa)	Maksimum Gerilme Anındaki Krank Açısı (drc)	735 derece Krank Açısındaki Gerilme Değeri (MPa)
1375				
	σ_x	-40.5	735	-40.5
	σ_y	-119.1	735	-119.1
	σ_z	-32.5	735	65.2
	τ_{xy}	-57.1	735	-57.1
	τ_{yz}	11.9	735	11.9
	τ_{zx}	7.9	735	7.9
	$\sigma_{vonMisses}$	129.7	735	129.7
	$\tau_{MaxShear}$	69.6	735	69.6

4.4.8.7 ANA YATAĞI MUYLUSU $\varnothing$ 85 MM'YE REVİZE EDİLMİŞ KRANK MİLİNİN BİRLEŞİK MUKAVEMET DURUMU İÇİN ZAMANA BAĞLI, DÖRT BOYUTLU ANALİZİ

Bu kısımda ana yatağı muylusu $\varnothing$ 85 mm olarak düzeltilmiş krank milinin zamana bağlı analizlerinde sistem üzerine uygulanmış moment ve kuvvetler aynı modelde beraberce uygulanacaktır. Sonuç kısmında daha önceki eğilme ve burulma modellerin değerleri toplanacak ve MSC.Adams'tan alınan değerlerle karşılaştırılacaktır.

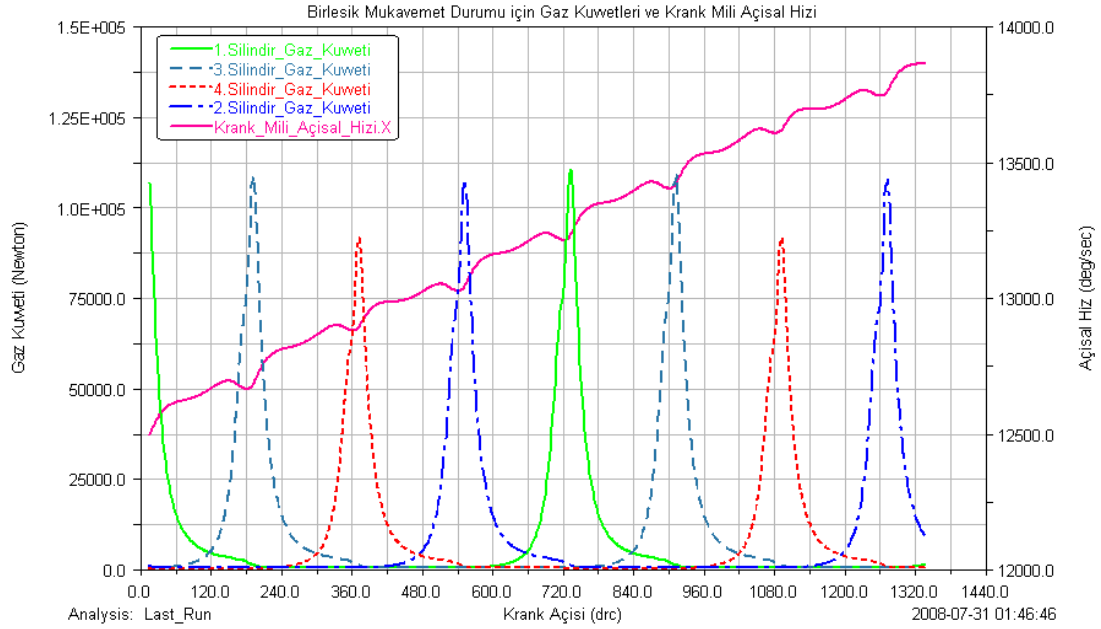
Burulma hesaplamasında kullanılan model pistonlar ve biyeller ve krank mili ve volandan oluşmaktadır. Sisteme normal gaz kuvvetleri tatbik edilecektir. Volanın etkisi burulma momentinin kendiliğinden oluşmasını sağlayacaktır.



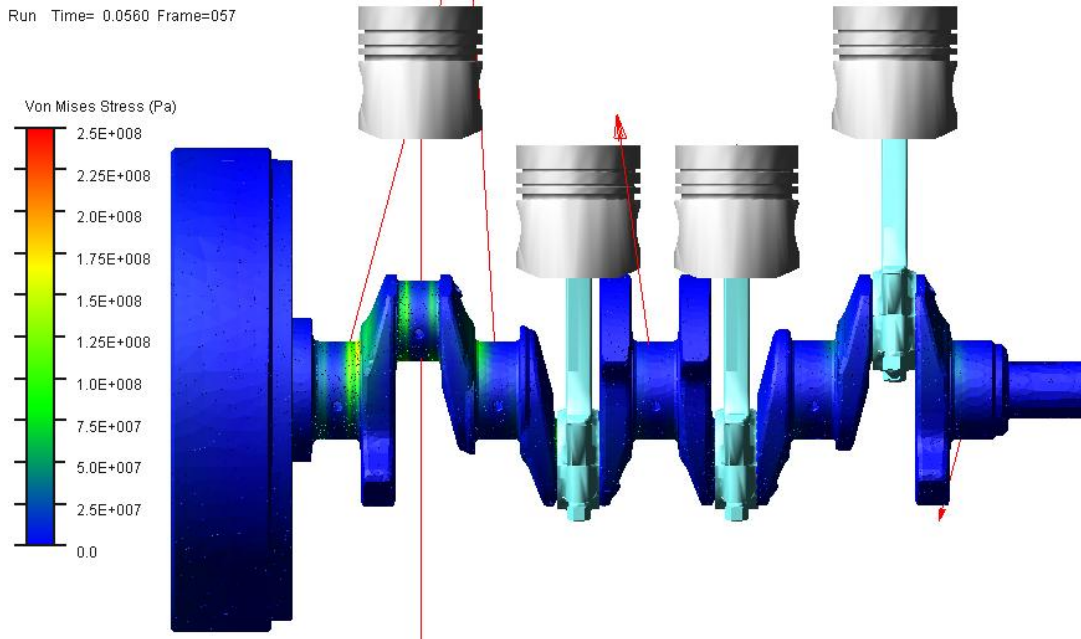
ŞEKİL 107 : Ana yatağı muylusu $\varnothing$ 85 mm olarak düzeltilmiş krankın 4 boyutlu birleşik mukavemet modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü.

Aşağıda krank mili üzerine pistonlar üzerinden uygulana gaz kuvvetleri ve bu bağlı olarak 12500 (drc/sn) ilk hız ile harekete başlayan krank milinin açısal hızı çizdirilmiştir.

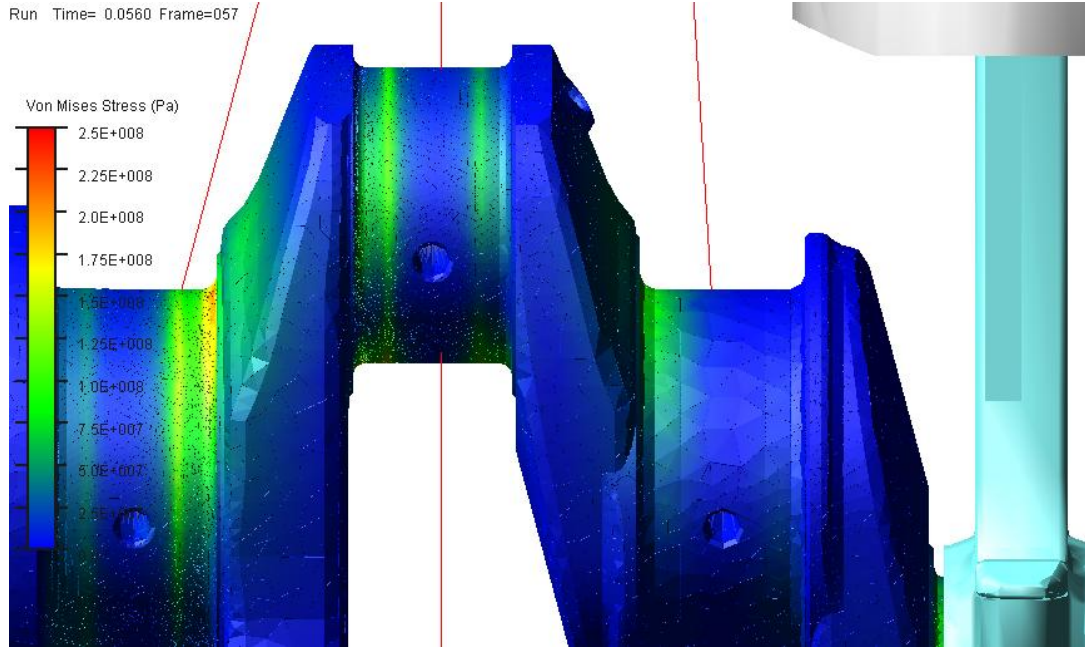
GRAFİK 66 : Gaz kuvveti değerleri ve açısal hız değişimi.



Aşağıda ana yatağı muylusu $\varnothing$ 85 mm olarak düzeltilmiş krankın 4 boyutlu modelindeki gerilme dağılımı görülmektedir.



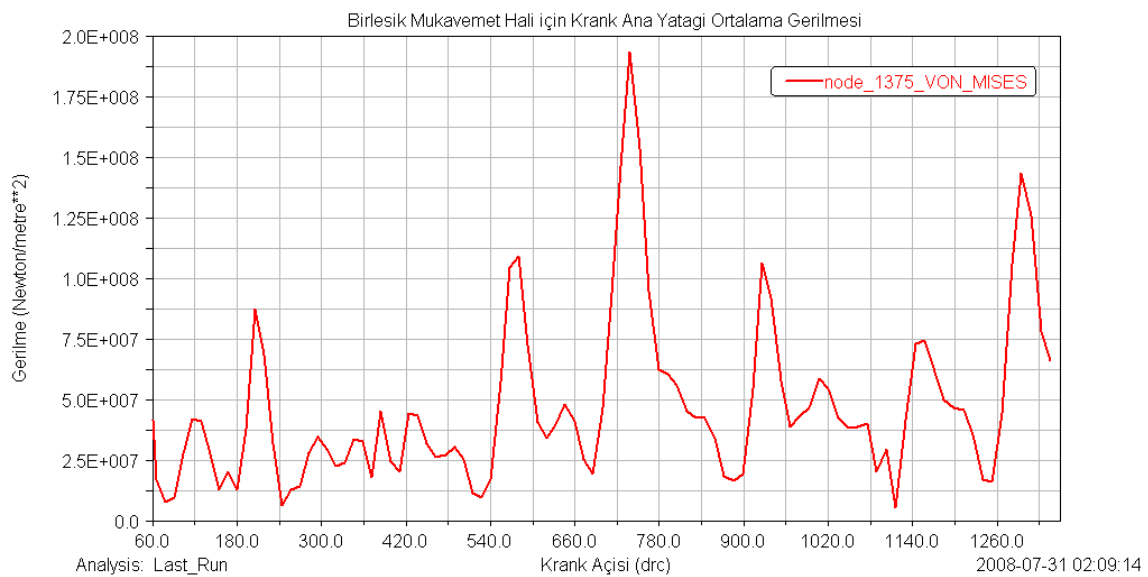
ŞEKİL 108 : Ana yatağı muylusu $\varnothing$ 85 mm olarak düzeltilmiş ve birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı.



ŞEKİL 109 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş ve birleşik yüklemeye maruz krank mili üzerinde 735 derece krank açısı konumundaki (1. Pistonun ikinci kez ateşlemesi anı) vonMisses gerilme dağılımı (ana yatak muylusu ve kol yatağı muylusu detay gösterim).

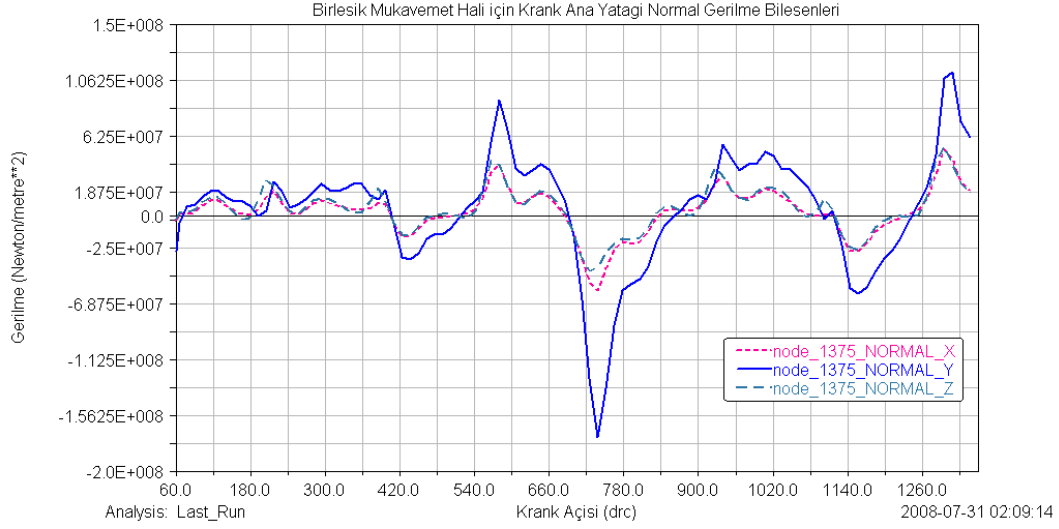
Buna göre krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki maksimum gerilme değeri $193.5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ olarak bulunmuştur. Aşağıda bu değerin krank mili açısına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Bu hesaplamada krank mili 1350 derece (2 tur) döndürülmüştür ve toplam analiz süresi 0.1 saniyedir.

GRAFİK 67 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş krank milinin ana yatağı muylusu üzerinde vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.

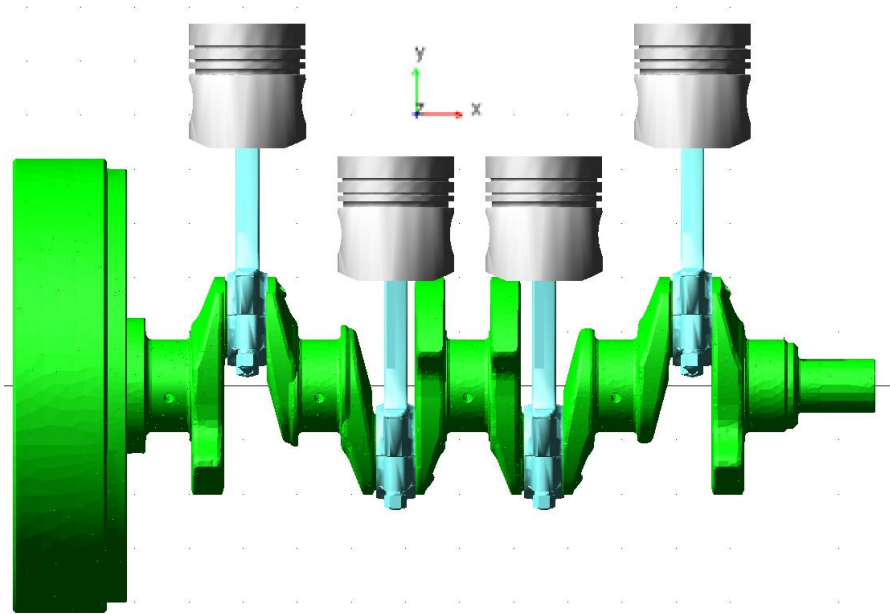


Aşağıda ana yatak muylusu için verilmiş olan ortalama gerilme değerinin birleşenlerinin yönlerle bağlı olarak çizdirilmiştir.

GRAFİK 68 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş ve birleşik yükleme ile zorlanan krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki normal gerilmelerin krank açısına bağlı değişimi.

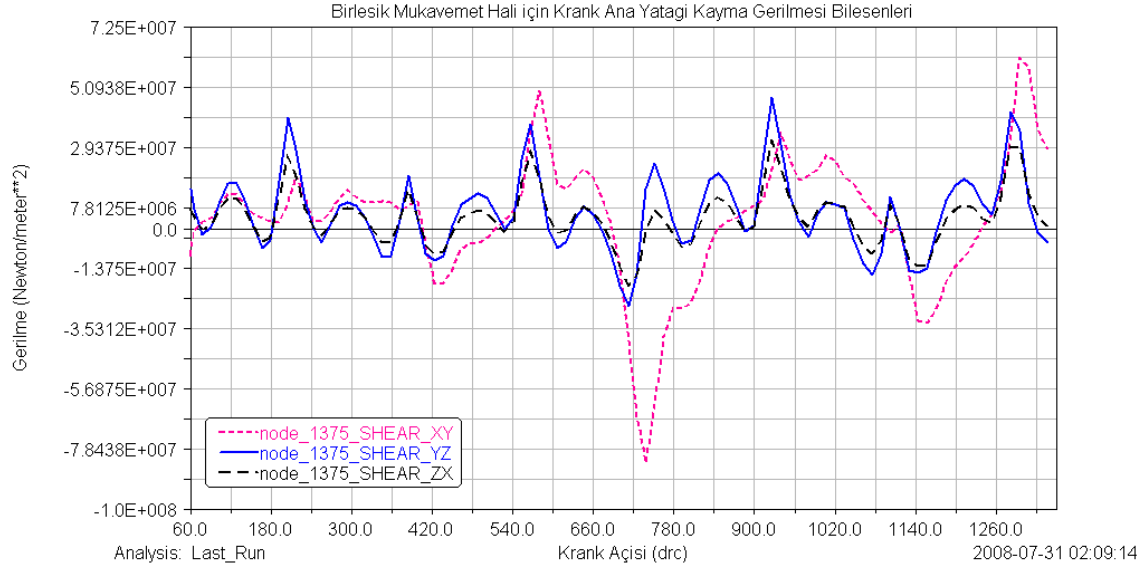


Görülmektedir ki, ana yatak muylusu raydusu üzerinde oluşan gerilme değerinde baskın olarak Y bileşeninin etkisi bulunmaktadır. Burada Z yönü krank mili eksenel doğrultusunu, Y yönü silindir eksenini doğrultusunu ve Z yönü sayfa düzlemine dik olan doğrultuyu göstermektedir. Bu yönler aşağıdaki şekilde detaylandırılmıştır.

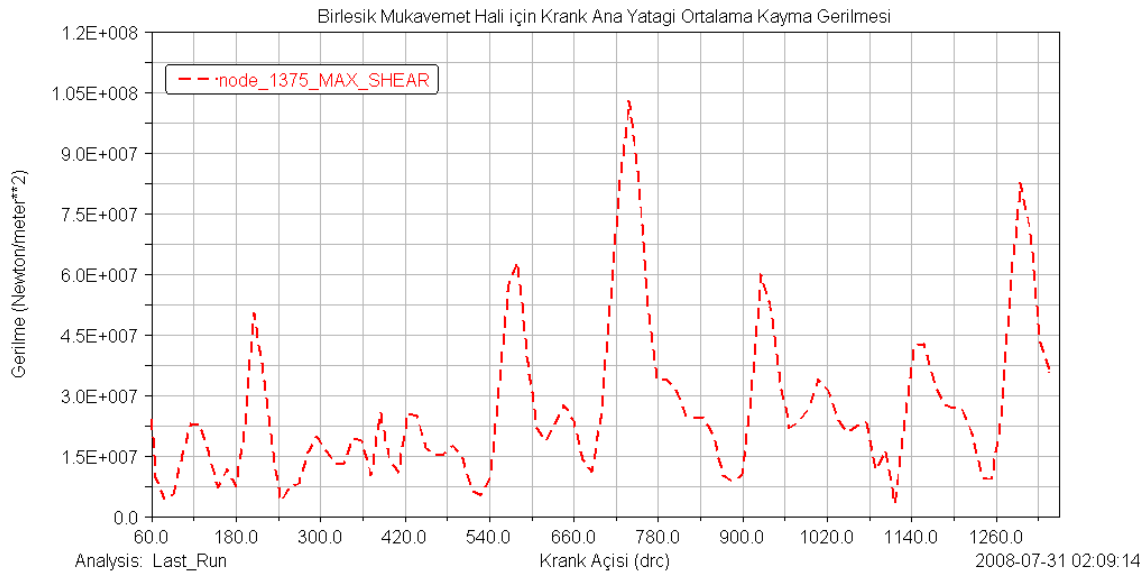


ŞEKİL 110 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş krank mili eksen takımının detaylandırılması.

GRAFİK 69 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş ve birleşik yükleme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerinde kayma gerilmelerinin krank açısına bağlı değişimi.



GRAFİK 70 : Ana yatağı muylusu $\varnothing 85$ mm olarak düzeltilmiş ve birleşik yükleme durumundaki krank mili ana yatağı muylusu üzerindeki ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.



Bu aşamada bulunan gerilme değerleri daha sonra kullanılmak üzere aşağıda detaylandırılmıştır.

ÇİZELGE 20 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş krank miline birleşik yükleme etkisi sonucunda ana yatak üzerinde oluşan gerilme bileşenleri

Ana Yatağı Muylusu Ø 85 mm Olarak Düzeltilmiş Krank Miline

Birleşik Yükleme Etkisi Sonucunda

Ana Yatak Üzerinde Oluşan Gerilme Bileşenleri

Düğüm Noktası	Gerilme Bileşeni	Maksimum Gerilme Değeri (MPa)	Maksimum Gerilme Anındaki Krank Açısı (drc)	735 derece Krank Açısındaki Gerilme Değeri (MPa)
1375				
	σ_x	-58.5	735	-58.5
	σ_y	-173.3	735	-173.3
	σ_z	-43.2	735	-43.2
	τ_{xy}	-83.7	735	-83.7
	τ_{yz}	43.3	925	23.8
	τ_{zx}	31.9	925	7.0
	$\sigma_{vonMisses}$	193.5	735	193.5
	$\tau_{MaxShear}$	102.9	735	102.9

Yine eğilme durumunda olduğu gibi birleşik mukavemet durumunda da kaymalı yatak rijitlikleri $59 \times 10^6 \text{ N/m}$ olarak alınmıştır.

Birleşik mukavemet durumu için bu noktaya kadar MSC.Adams sonuçları incelenmiştir. Şimdi kısaca eğilme ve burulma değeri için ilgili hesap analitik olarak yapılacaktır.

ÇİZELGE 21 : Ana yatağı muylusu Ø 85 mm olarak düzeltilmiş krank miline birleşik yükleme etkisi sonucunda ana yatak üzerinde oluşan gerilme bileşenlerinin analitik ve MSC.Adams hesaplamalarının karşılaştırılması.

Düğüm Noktası 1375	Gerilme Bileşeni	Burulma Durumu Gerilme Değeri (MPa)	Eğilme Durumu Gerilme Değeri (MPa)	Analitik Toplam (MPa)	Birleşik Yükleme Durumu Adams Değeri (MPa)	Adams ile % Fark (MPa)
Krank Açısı	σ_x	0	-40.5	-40.5	-58.5	-
735 (drc)	σ_y	-15.4	-119.1	-134.5	-173.3	-
	σ_z	17	-32.5	-15.5	-43.2	-
	τ_{xy}	-3.5	-57.1	-60.6	-83.7	-
	τ_{yz}	26.7	11.9	38.6	23.8	-
	τ_{zx}	17.4	7.9	25.3	7.0	-
	$\sigma_{vonMisses}$	62.0	129.7	170.9	193.5	% 11.6
	$\tau_{MaxShear}$	38.1	69.6	76.1	102.9	% 25.9

Bu tabloya göre MSC.Adams'ta hesaplanan eğilme ve burulma gerilmeleri toplandığında yaklaşık %10 ila %14 hassasiyetle bileşik mukavemet durumundaki değerine yaklaşmaktadır. Bu hesap kısaca modellerin doğruluğunun kontrolü için yapılmıştır. Aşağıda Analitik toplam sütunundaki $\sigma_{vonMisses}$ ve $\tau_{MaxShear}$ değerlerinin hesaplama yöntemi verilmiştir.

$$\sigma_{vonMisses} = \sqrt{0.5 \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3 \cdot [\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2]}$$

$$\tau_{MaxShear} = \sqrt{\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2}$$

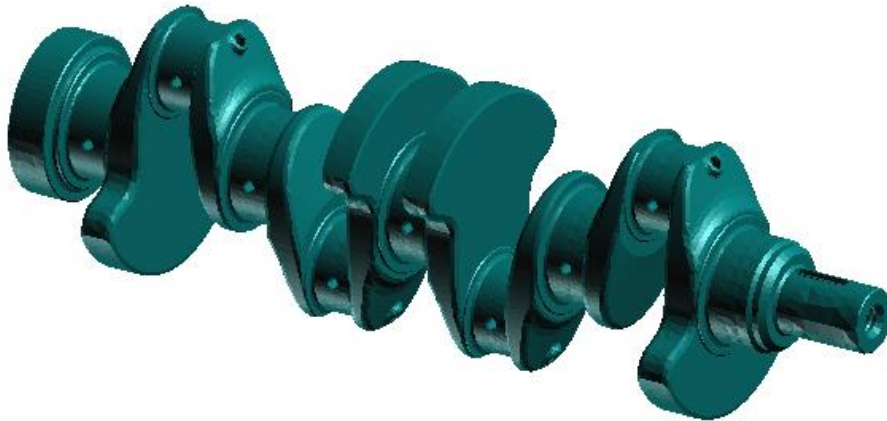
ÇİZELGE 22 : Farklı yöntemlerle gerçekleştirilen krank mili ana yatak ve kol yatağı muylusu hesaplamalarının karşılaştırılması

KRANK MİLİ MUKAVEMET HESAPLARI DÖKÜMÜ		HESAP YÖNTEMİ				
		Analitik El Hesabı	Analitik FEM Hesabı	1D FEM Nastran Analizi	3D FEM Nastran Analizi *	4D ADAMS Analizi **
		Bütün değerler (N/mm ²) cinsindendir.				
Ana Yatak Muylusu Ø 79,64 mm ⁺	Burulma Gerilmesi	69,88	120,6	125,10	109	97.3
	Eğilme Gerilmesi	53,2	49,4	49,4	49.4	163.0
	Bileşke Gerilme	132.2 ⁺⁺	214.6 ⁺⁺	222.2 ⁺⁺	137.0	220.1
Ana Yatak Muylusu ⁺ Ø 85,64 mm	Burulma Gerilmesi				93.7	72.4
	Eğilme Gerilmesi				48.2	129.7
	Bileşke Gerilme				119.0	193.5
Kol Yatağı Muylusu Ø 69,76 mm	Burulma Gerilmesi				86.4	121.3
	Eğilme Gerilmesi				57.5	156.2
	Bileşke Gerilme				103.0	186.5
Açıklamalar:	*	3D ve sonrası FEM analizlerinde verilen gerilme değerleri boyut faktörünü de içermektedir. Bu sebeple bu gerilme değerleri daha az boyutlu sonuçlara oranla daha yüksektir.				
	**	ADAMS (dinamik) Analizinde zamanın sistem üzerine olan etkisi de modellendiği için 4 boyutlu olarak belirtilmiştir.				
	+	Krank ana yatak muylusu iki farklı çap değeri için tetkik edilmiştir.				
	++	İlgili bileşke gerilme değeri eğilme ve burulma gerilmesi hesaplamalarından elde edilmiştir.				

5. KRANK MİLİNİN REZONANS ARALIĞININ BELİRLENMESİ VE DOĞAL FREKANSLARININ HESABI

Krank mili dinamik koşullar altında çalışan bir eleman olduğundan motorun çalışma devri olan 500 – 2250 devir / dakika aralığına düşen doğal frekans değeri bulunmamalıdır. Bununla birlikte ilk doğal frekans bu aralığın ne kadar üzerinde olur ise motor o denli titreşimsiz çalışacaktır. Bu bölümde krank milinin volan bağlantılı ve volan bağlantısız doğal frekansları Hertz cinsinden MSC.Nastran programında hesaplanacaktır.

Krank milinin doğal frekansı milin malzemesine ve geometrisine bağlı olduğu gibi ana yatak mesafelerine de bağlıdır. Doğal frekans hesabından bilinen $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ denkleminde ω doğal frekansı, k malzemenin elastik modülüne, geometriye ve yataklamaya bağlı rijitliği ifade ederken, m parametresi ise kütleyi ifade etmektedir (SETO W., 1999). Geometriye bağlı rijitliği bir örnek ile ifade etmek gerekirse çubuk örneği verilebilir. Bilindiği gibi rezonans durumunda sabit bir titreşim periyodu için genlik değerleri zaman içerisinde sürekli olarak artış göstermektedir. Bu genlik artışı eğer hareketten doğan bir sönüm ile dengelenmez ise sürekli artan genliklerin oluşturacağı sehim ve gerilme malzemenin kalıcı hasara uğramasına sebep olacaktır. Krank mili de bir çubuk olarak düşünüldüğünde boyu ne kadar uzun olursa titreşim durumunda oluşacak sehimler o kadar fazla olacaktır. Bu durumda krank milinin sehim yapmasını engelleyen ana yatakların etkisini de göz önüne almak gerekmektedir. MSC.Nastran’da kurulan sonlu elemanlar modelinde 5 ana yatak üzerinde krank milinin yalnızca eksenel dönme hareketine müsaade edilmiş, diğer yönlerdeki hareket kısıtlanmıştır. Aşağıda bu modelin görünümü verilmiştir.

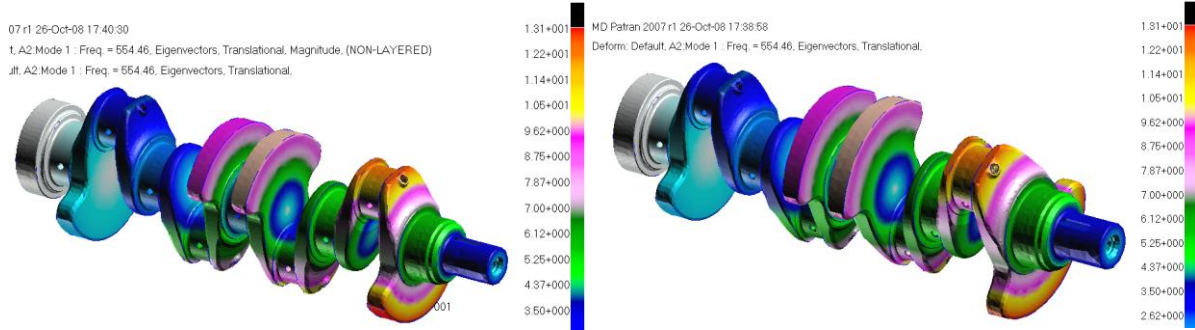


ŞEKİL 111 : Krank milinin doğal frekans hesabı için kurulmuş modeli.

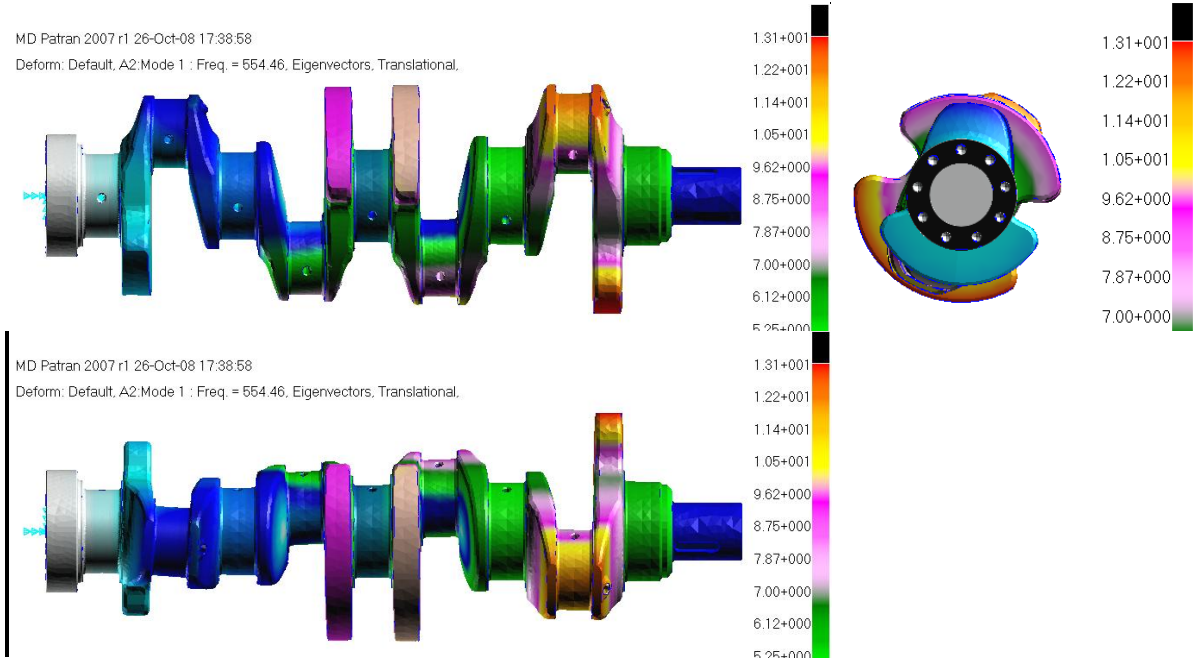
Bu modele göre aşağıdaki doğal frekans değerleri bulunmuştur. Burada Hz cinsinden hesaplanan doğal frekans değerleri $n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$ formülü kullanılarak devir/dakika'ya çevrilmiştir. Tablodan da okunduğu üzere ilk modun doğal frekansı 5300 devir/dakika civarında hesaplanmıştır. Bu değerde maksimum değer olan 2250 devir/dakikadan oldukça yüksektir.

ÇİZELGE 23 : Krank milinin ilk üç mod doğal frekansları.

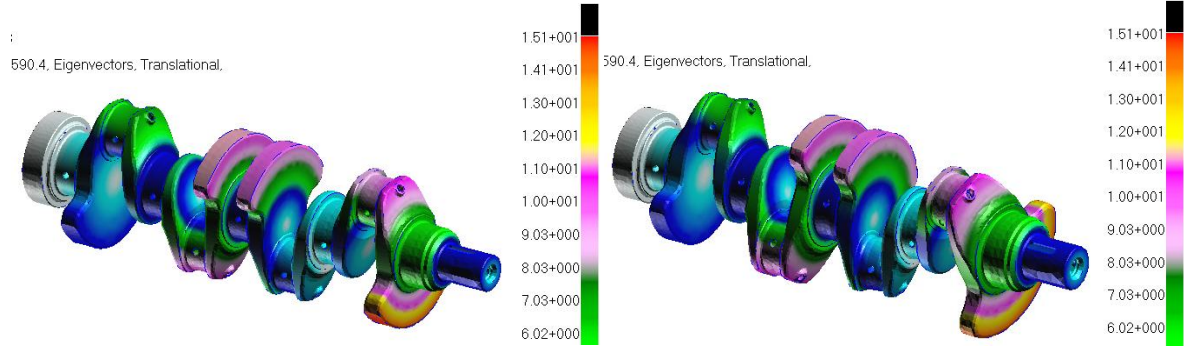
Mod	Frekans (Hz)	Frekans (dev/dak)
<u>Mod 1</u>	<u>554,4</u>	<u>5296,8</u>
Mod 2	1590,4	15194,9
Mod 3	2664,1	25453,1



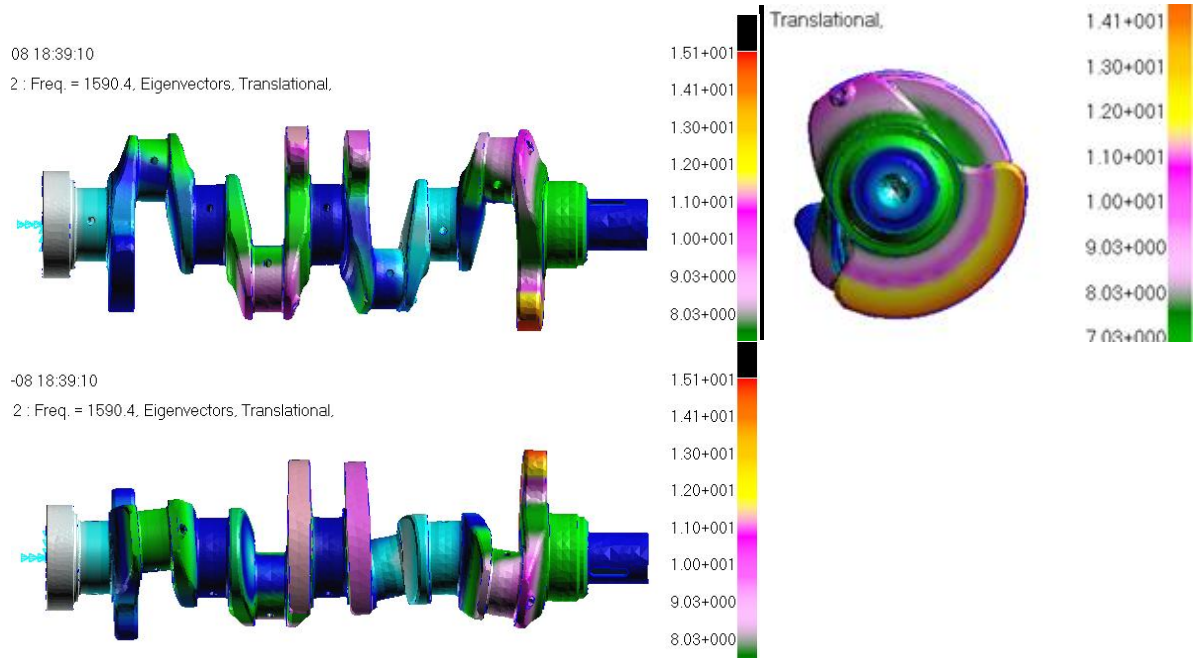
ŞEKİL 112 : Krank milinin doğal frekans modelindeki birinci mod şekli.(Sağda deforme olmuş görüntü verilmiştir).



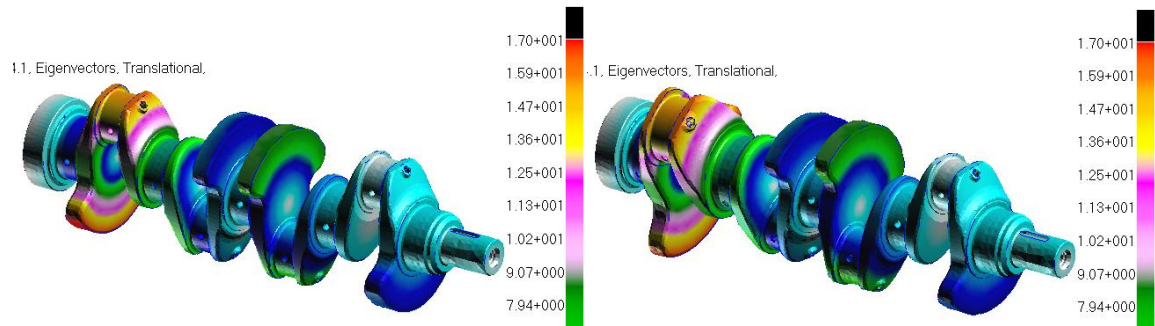
ŞEKİL 113 : Krank milinin doğal frekans modelindeki birinci mod şekli.(Üç görünüş.)



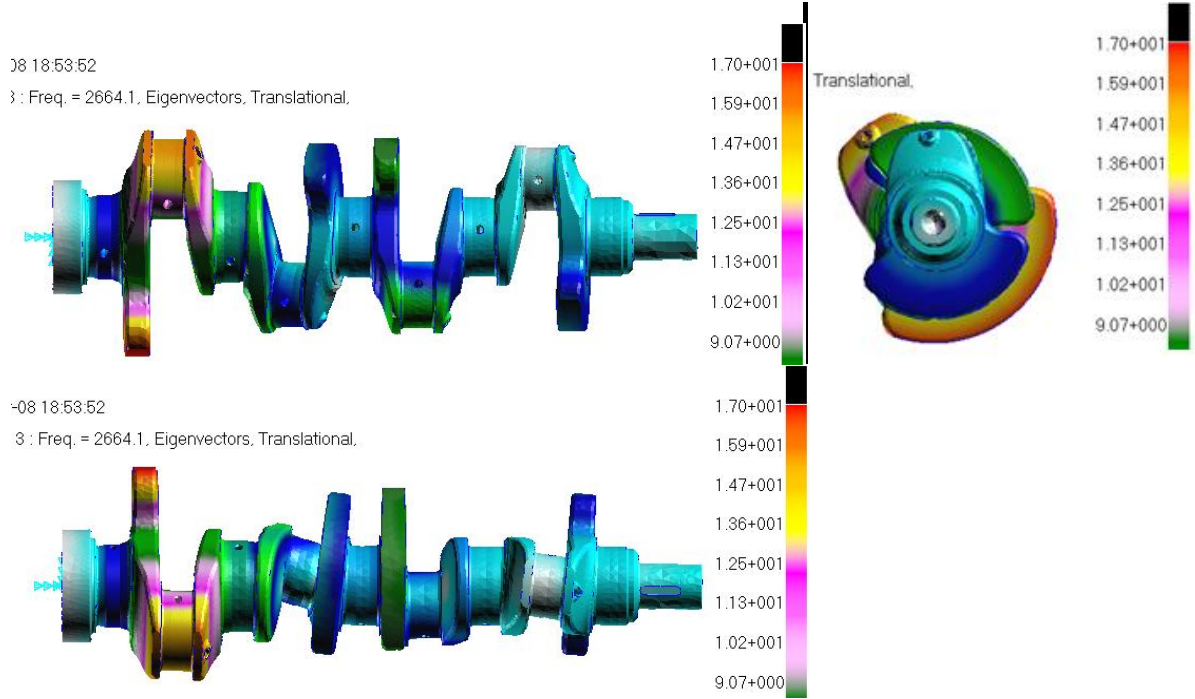
ŞEKİL 114 : Krank milinin doğal frekans modelindeki ikinci mod şekli. (Sağda deforme olmuş görüntü verilmiştir).



ŞEKİL 115 : Krank milinin doğal frekans modelindeki ikinci mod şekli. (Üç görüşü).

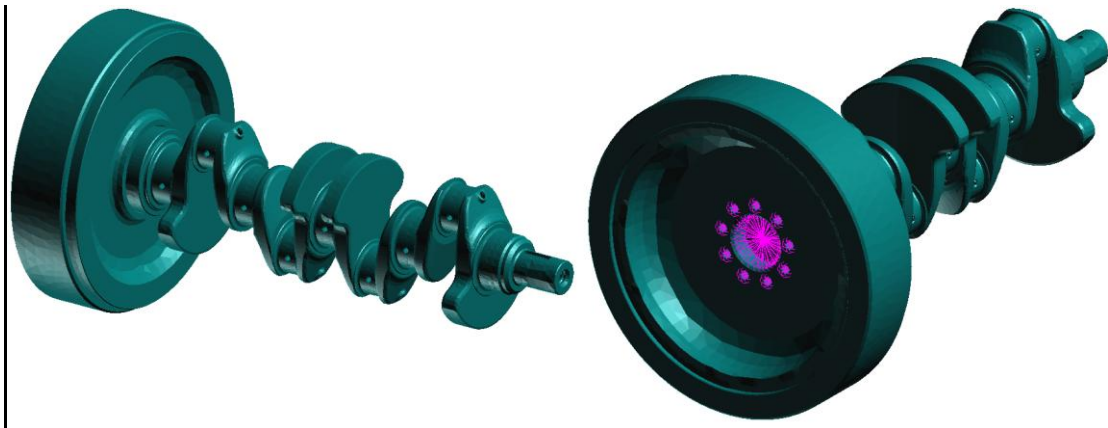


ŞEKİL 116 : Krank milinin doğal frekans modelindeki üçüncü mod şekli. (Sağda deforme olmuş görüntü verilmiştir).



ŞEKİL 117 : Krank milinin doğal frekans modelindeki üçüncü mod şekli. (Üç görüntü).

Krank mili ve volan arasındaki bağlantı 9 adet civata kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu durumda krankın doğal frekansı hesaplanırken volanın da sanki rijit bir kütle gibi etkisinin olacağı düşünülmektedir. Bu durumu incelemek için volanın da krank miline 9 noktadan bağlı olarak kurulan ikinci bir model daha incelenmiştir. Burada tehlikeli olan durum volanın fazla geniş bir çemberi olmasına karşılık et kalınlığı yeterli rijitliği oluşturmadığı takdirde düşük devirlerde dahi rezonans durumunun görülmesi ihtimalidir. Aşağıda bu inceleme için kurulmuş modelin görünümü verilmiştir.

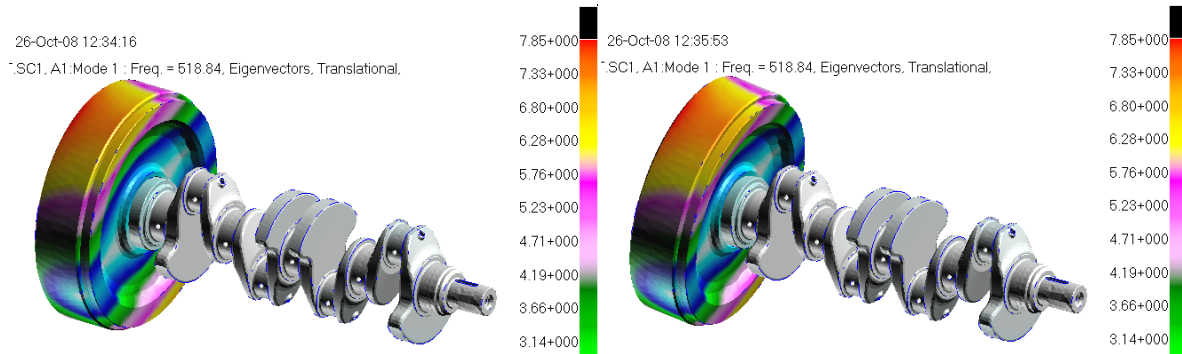


ŞEKİL 118 : Krank milinin doğal frekans hesabı için kurulmuş olan volan dahil modeli. Mor renkteki MPC elemanlar civata bağlantılarını temsil etmektedir.

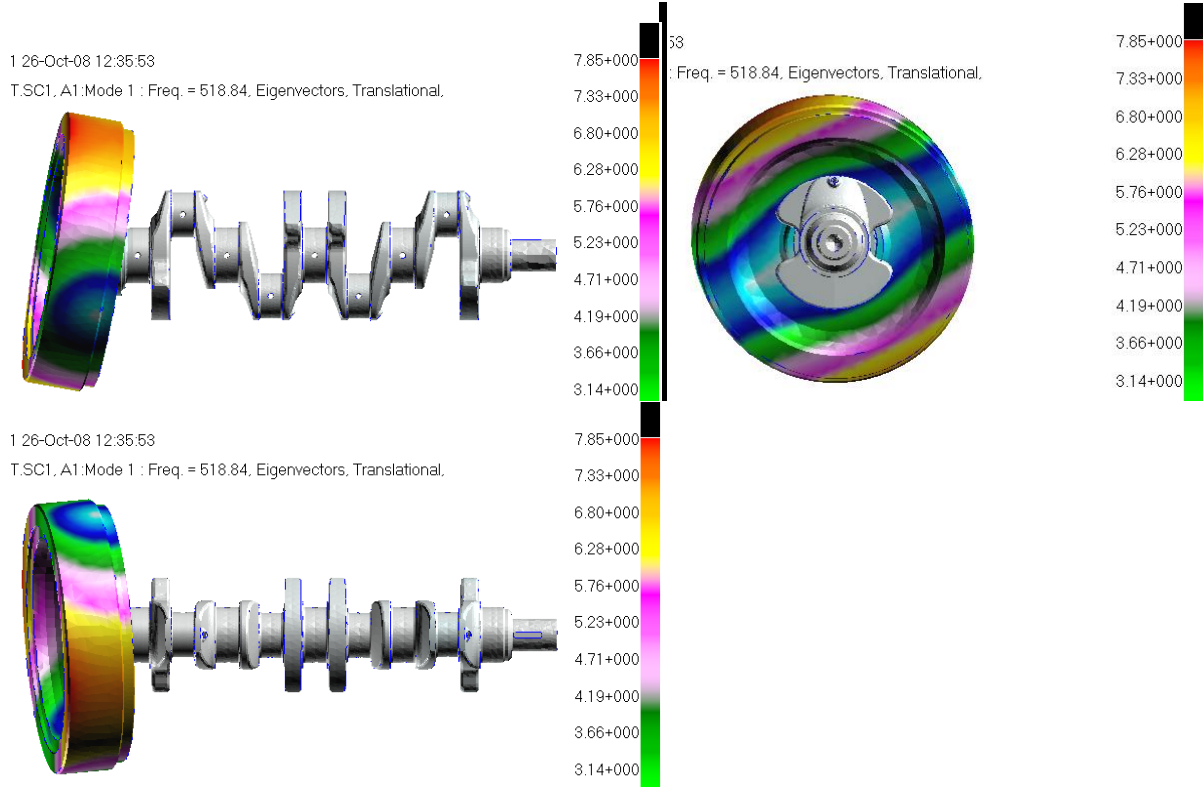
Bu modele göre aşağıdaki doğal frekans değerleri bulunmuştur. Burada Hz cinsinden hesaplanan doğal frekans değerleri yine $n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$ formülü kullanılarak devir/dakika'ya çevrilmiştir. Tablodan da okunduğu üzere ilk modun doğal frekansı 5000 devir/dakika civarında hesaplanmıştır. Bu değerde maksimum değer olan 2250 devir/dakikadan oldukça yüksektir. Aşağıda bu model için hesaplanan doğal frekanslar listelenmiştir. Tabloda altı çizili olarak verilen ikinci doğal frekans değeri yalnızca krank milinin bulunduğu modeldeki burulma mod şekli için aynı mod şekli olup volan eklenmesi ile oluşan fark 9 Hertz'tir.

ÇİZELGE 24 : Krank mili ve volan modelinin ilk altı mod doğal frekansları.

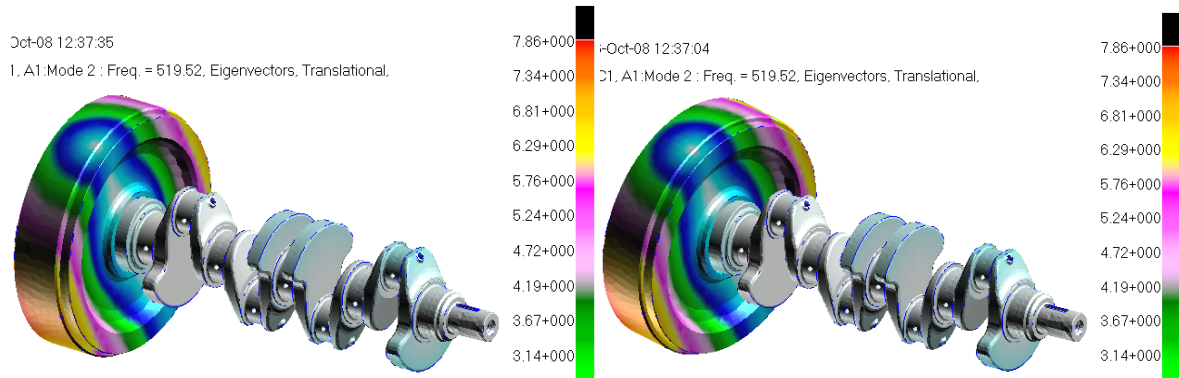
Mod	Frekans (Hz)	Frekans (dev/dak)
Mod 1	519.5	4963.3
<u>Mod 2</u>	<u>545.2</u>	<u>5208.9</u>
Mod 3	730.6	6980.2
Mod 4	907.2	8667.5
Mod 5	1429.2	13654.7
Mod 6	1431.3	13674.8



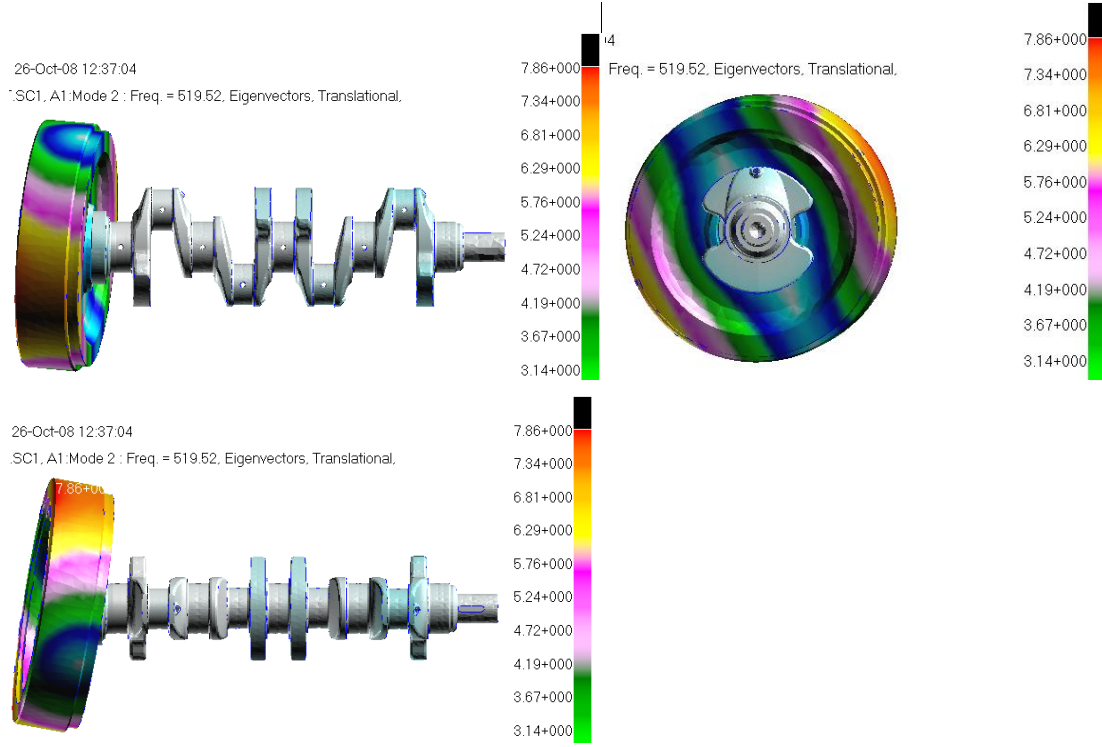
ŞEKİL 119 : Krank mili ve volanın birlikte bulunduğu doğal frekans modelindeki birinci mod şekli. (Sağda deforme olmuş görüntü verilmiştir).



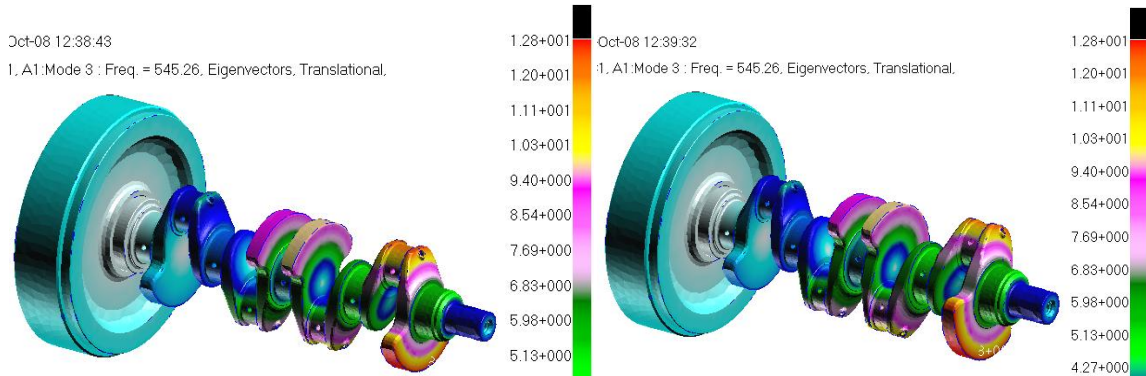
ŞEKİL 120 : Krank mili ve volanın birlikte bulunduğu doğal frekans modelindeki birinci mod şekli. (Üç görünüş).



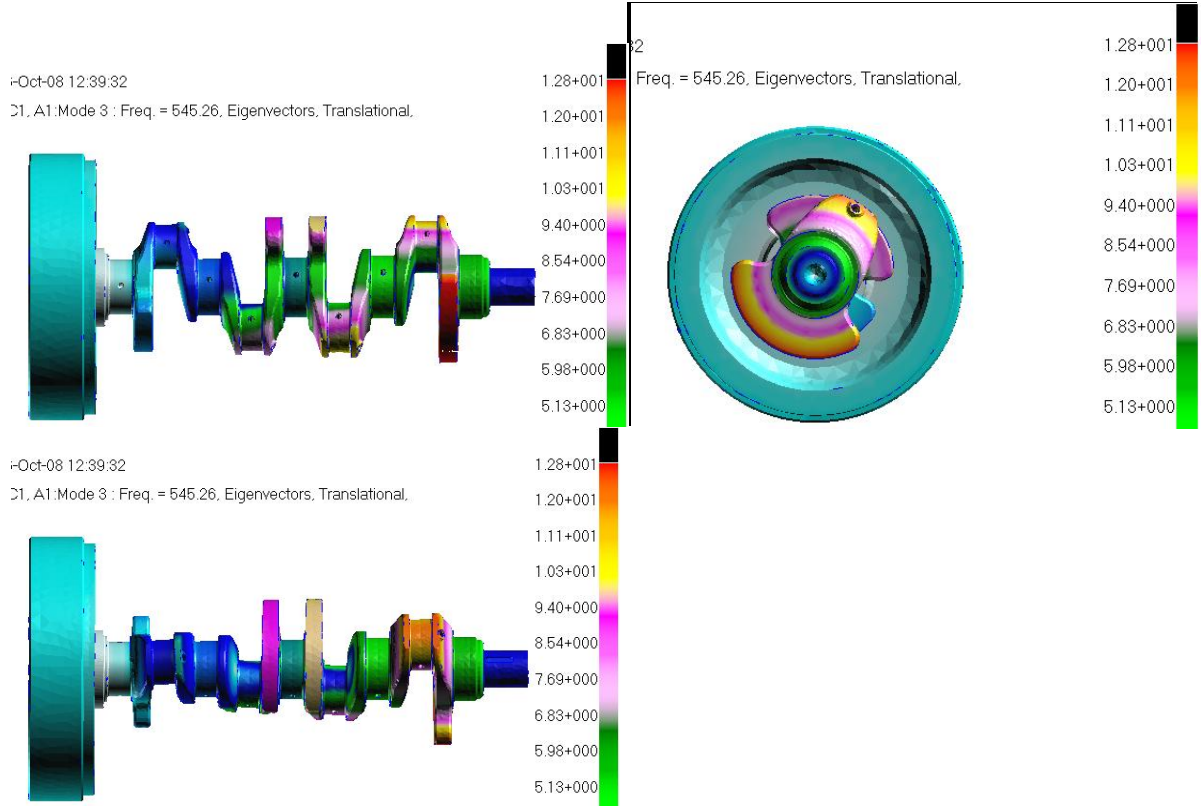
ŞEKİL 121 : Krank mili ve volanın birlikte bulunduğu doğal frekans modelindeki ikinci mod şekli. (Sağda deforme olmuş görüntü verilmiştir).



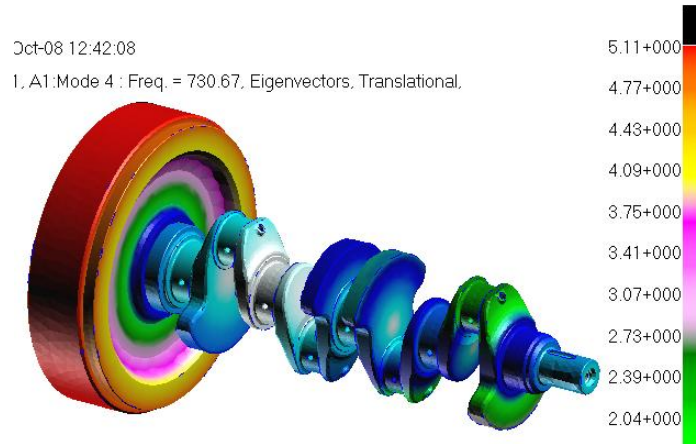
ŞEKİL 122 : Krank mili ve volanın birlikte bulunduğu doğal frekans modelindeki ikinci mod şekli. (Üç görünüş).



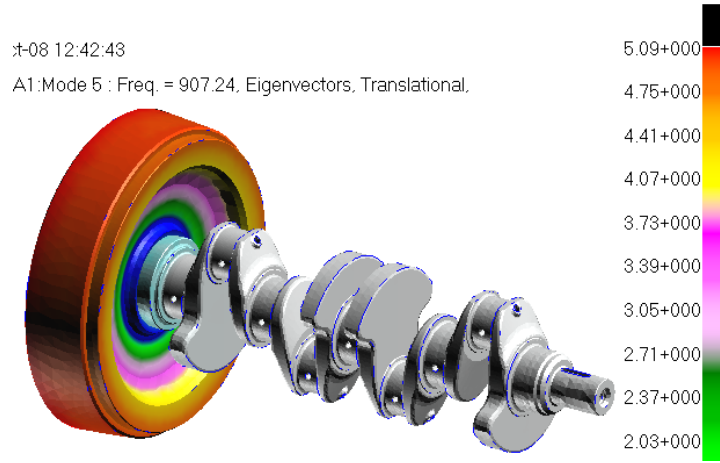
ŞEKİL 123 : Krank mili ve volanın birlikte bulunduğu doğal frekans modelindeki üçüncü mod şekli. (Sağda deforme olmuş görüntü verilmiştir).



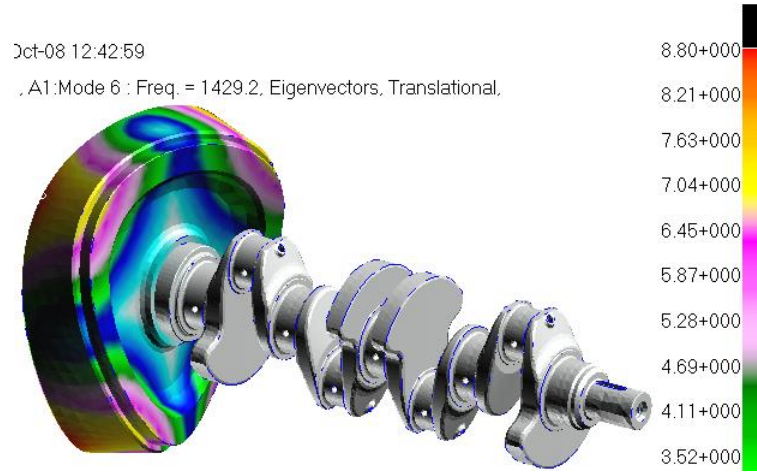
ŞEKİL 124 : Krank mili ve volanın birlikte bulunduğu doğal frekans modelindeki üçüncü mod şekli. (Üç görünüş).



ŞEKİL 125 : Krank mili ve volanın birlikte bulunduğu doğal frekans modelindeki dördüncü mod şekli. (İzometrik görünüş).



ŞEKİL 126 : Krank mili ve volanın birlikte bulunduğu doğal frekans modelindeki beşinci mod şekli. (İzometrik görünüş).



ŞEKİL 127 : Krank mili ve volanın birlikte bulunduğu doğal frekans modelindeki beşinci mod şekli. (İzometrik görünüş).

6. BİYEL KOLONUN BASMA GERİLMESİ MUKAVEMETİNİN 3 BOYUTLU STATİK ANALİZİ, REVİZYON 1

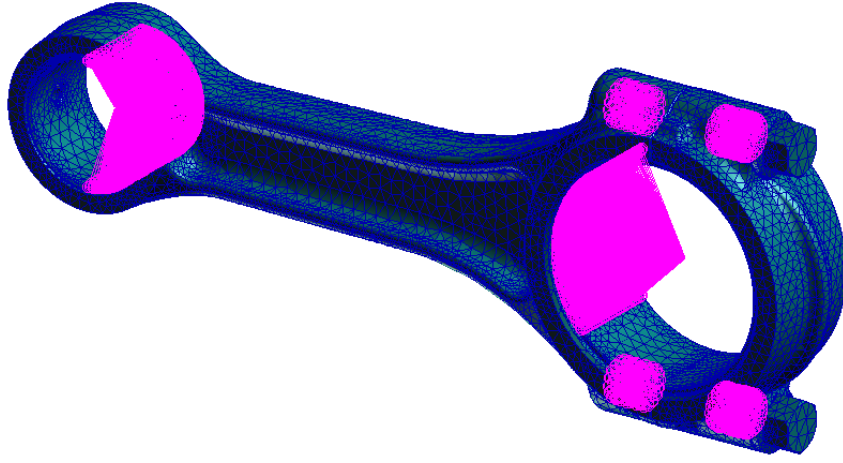
Biyel kolunun statik mukavemet analizi pistondan gelen gaz kuvvetinin maksimum değeri için MSC.Nastran programında yapılmıştır. Buna göre biyel koluna kol muylusu ve piston burcu yataklarının merkezleri doğrultusunda etki eden 101 kN gaz kuvveti tatbik edilmiştir. Aşağıda biyel kolunun sonlu elemanlar modeli verilmiştir.

Biyel kolu biyel gövdesi, biyel kepi ve civataları ile birlikte bir motajdan oluşmaktadır. Statik analiz sırasında bu parçaları tek parça olarak modellemenin yanıltıcı sonuçlar ortaya çıkaracağı düşüncesiyle her bir parça ayrı ayrı mesh edilmiştir. Kuvvet iletimini ise aşağıdaki resimde mor renk ile görülen MPC (Multi Point Cosntraint) isimindeki elemanlar gerçekleştirmektedir. MPCler kullanılarak gövde üzerindeki kuvvet önce civatalara civatalardan sonrada tekrar biyel kepine aktarılmıştır.

Bilindiği üzere pernodan ve biyele biyelden de kranka akan kuvvet silindirik yüzeylere basma yoluyla iletildiğinde bu yüzeylerde sinüsodial bir yük dağılımı görülmektedir. Bu durumda kuvvet özellikle yatağın orta noktasında yoğunluk göstermektedir. Bu realiteyi modelleyebilmek için MPC elemanları yatağın tamamını kaplamamış, bunun yerine toplam 90 derecelik bir alandan kuvvetin iletilmesi sağlanmıştır. Bu durum modelin resminde de görülmektedir.

Biyel küçük başına sıkı geçme ile geçirilen perno modele dahil edilmemiştir. Bu durum pernodan kaynaklı ön gerilmenin ihmal edilmesine buna karşılık perno kalınlığı kadar biyel küçük başının et kalınlığının daralmasına sebep olmuştur. Sonuçlardan da bu bölgenin gerilme açısından kritik olmadığı da anlaşılmaktadır.

Benzer şekilde civatalardaki sıkma kuvvetinin oluşturacağı ön gerilme de modele eklenmemiştir. Ancak yine bu bölgedeki kritik olmadığından bu kabulün uygun olduğu sonucuna varılmıştır.

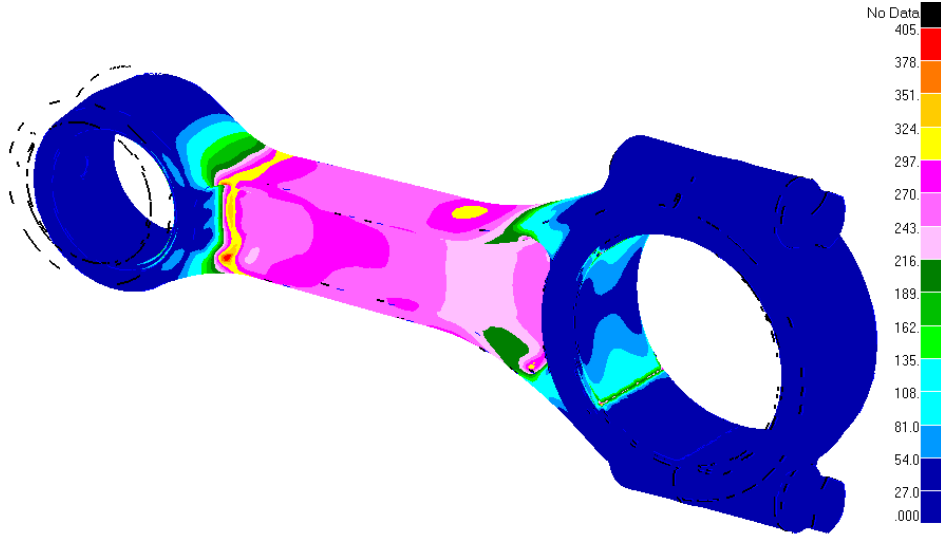


ŞEKİL 128 : Biyel kolu birinci revizyonu 3D mesh modeli.

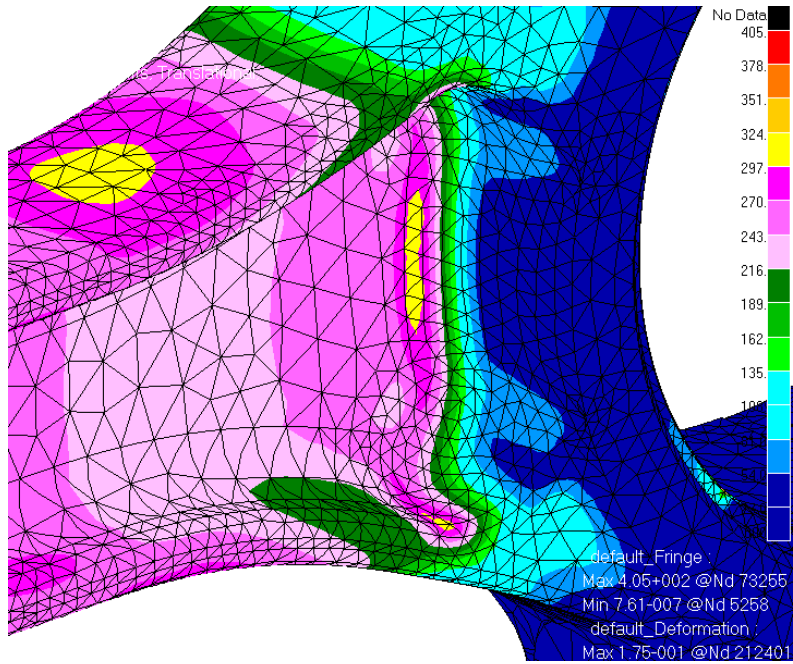
Biyel malzemesi için 42CrMo4 çeliği seçilmiştir. Bu malzeme için sonlu elemanlar modeline girilmiş olan parametreler aşağıdaki gibidir:

Elastik Modül:	200000 N/mm^2
Poisson Oranı:	0.28
Özkütle:	7900 kg/mm^3

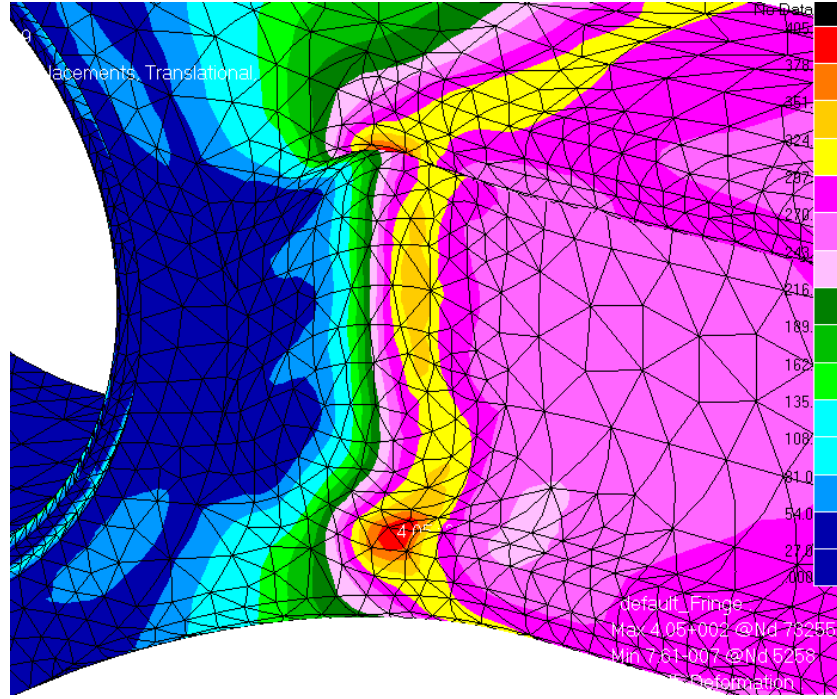
Sonuç olarak biyel kolunda özellikle piston burç yatağını biyel gövdesine bağlayan bölgede, ki bu bölge biyelin en dar kesitidir, gerilmenin maksimum olduğu ve değerinin 405 N/mm^2 olduğu anlaşılmıştır. Aşağıdaki resimde bu gerilmenin yeri görülmektedir. Bu gerilmenin doğru tasarım teknikleri kullanılarak daha da aşağılara çekilebileceğine karar verilmiş ve yeni bir biyel revizyonunun yapılmasına karar verilmiştir. Yine aynı resimde biyelin deformasyon önceki pozisyonu kesikli çizgilerle belirtilmiştir.



ŞEKİL 129 : Biyel kolu ilk revizyonu için basma gerilmesinin genel görünümü.



ŞEKİL 130 : Biyel kolu ilk revizyonu için basma gerilmesinin kol yatağı muylusu bölgesindeki görünümü.

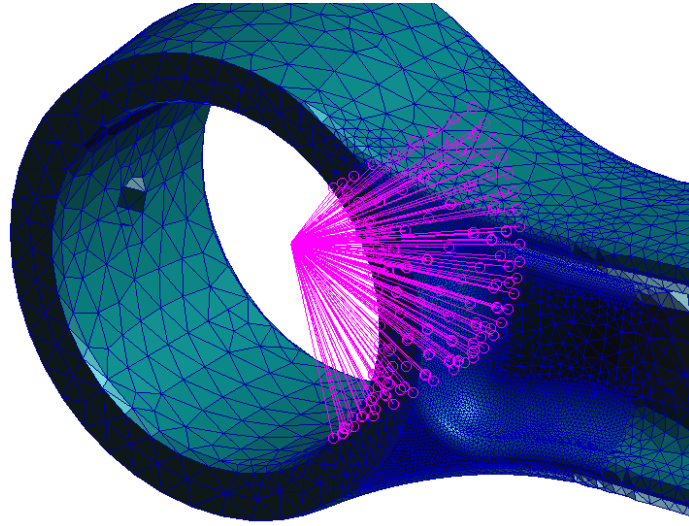


ŞEKİL 131 : Biyel kolu ilk revizyonu için basma gerilmesinin perno bölgesindeki görünümü.

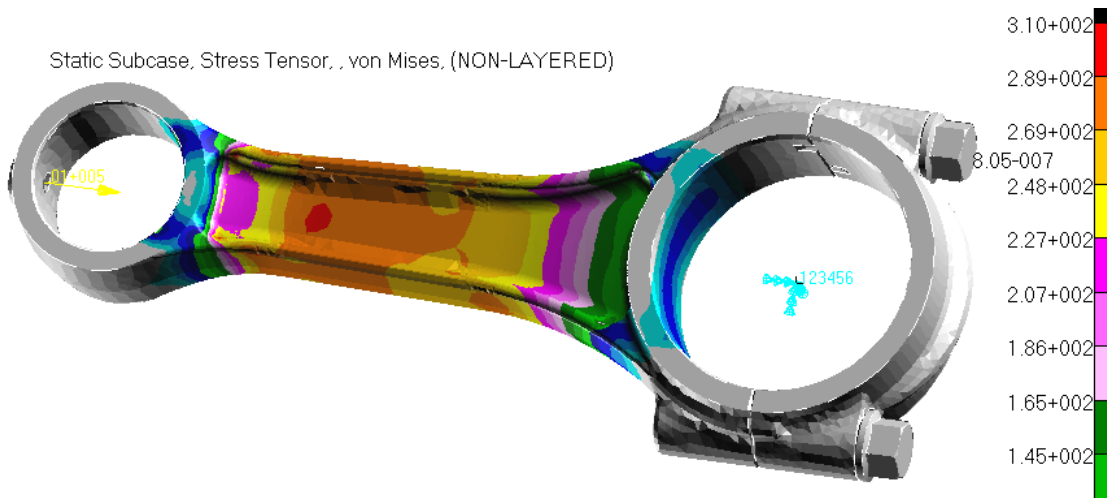
6.1 BİYEL KOLUNUN BASMA GERİLMESİ MUKAVEMETİNİN 3 BOYUTLU STATİK ANALİZİ, REVİZYON 2

Biyel kolu için gerçekleştirilen revizyon sonrası, biyel gövdesinin perno ve krank kollarına bağlantı bölgelerine yaklaşım kesitleri genişleyen kesit şeklinde tasarlanmıştır. İkinci önemli değişiklik ise biyel kolu 4 mm daha genel olarak kısaltılmıştır. Böylece biyel üzerindeki gerilmelerin azaltılması ve biyelin flambaja karşı daha dayanıklı olması hedeflenmiştir.

Aşağıda biyel kolunun ikinci revizyonu için hazırlanmış sonlu elemanlar modeli görülmektedir. Daha önce gerilme yığılmasının görüldüğü bölgeler bu modelde daha ince meshlenmiştir.

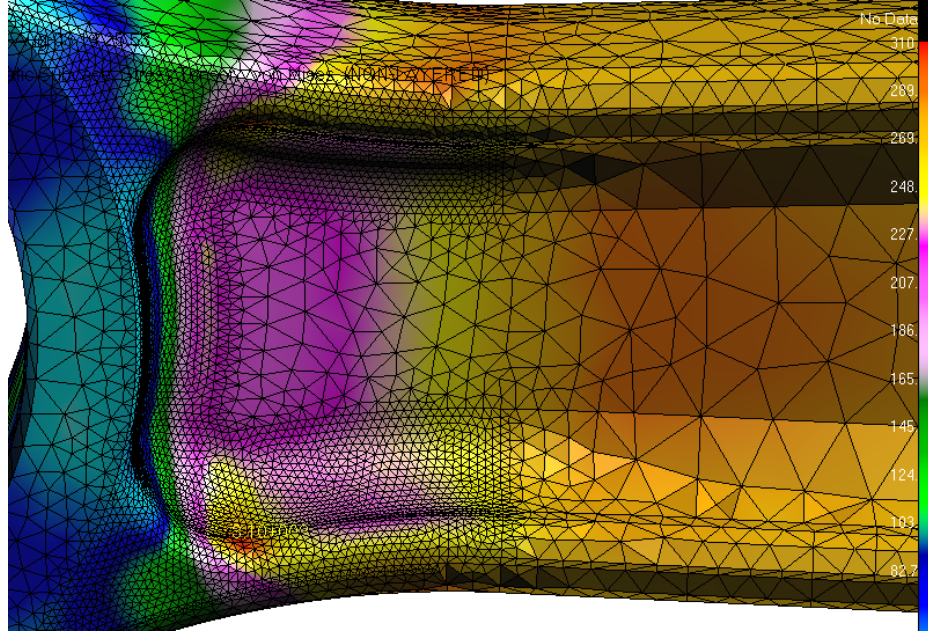


ŞEKİL 132 : Biyel kolu ikinci revizyonu 3D mesh modeli.

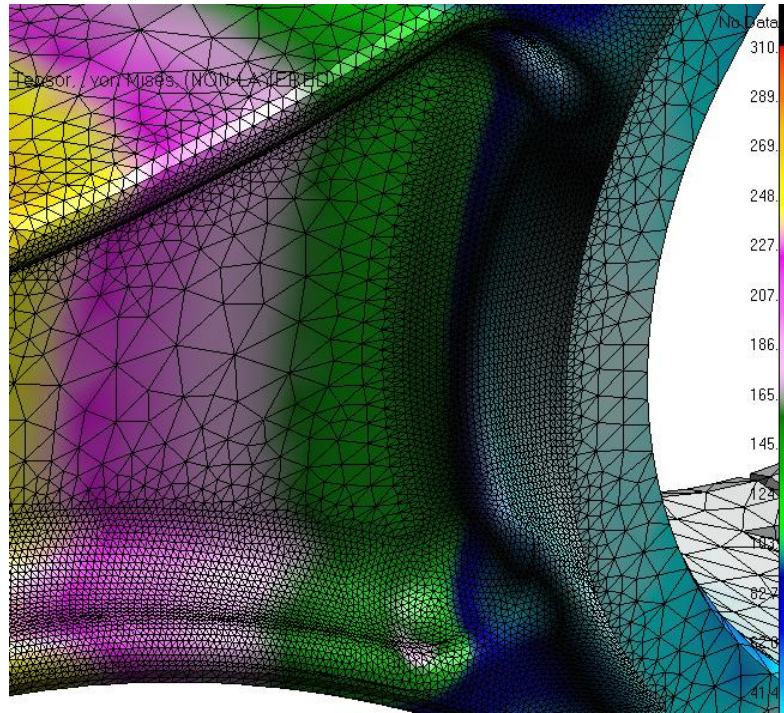


ŞEKİL 133 : Biyel kolu ikinci revizyonu için basma gerilmesinin genel görünümü.

Bu revizyonlar neticesinde kol üzerindeki gerilme yığılması önemli ölçüde azaltılmış ve 310 N/mm^2 mertebesine çekilmiştir. Aşağıda detay görünüm verilmektedir.

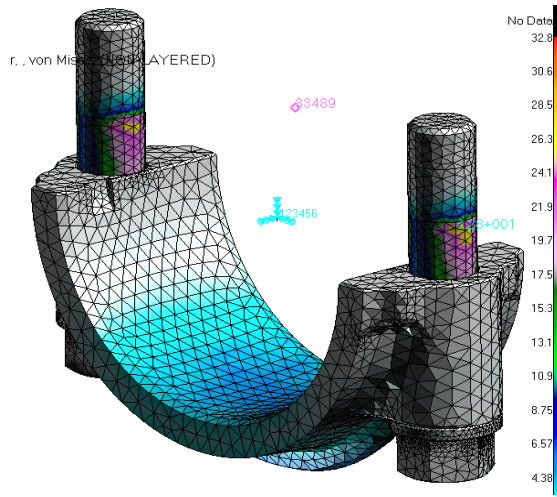


ŞEKİL 134 : Biyel kolu ikinci revizyonu için basma gerilmesinin perno bölgesindeki görünümü.



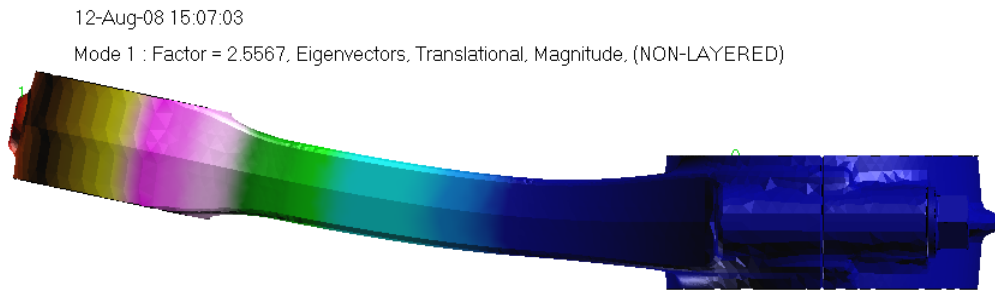
ŞEKİL 135 : Biyel kolu ikinci revizyonu için basma gerilmesinin kol yatağı muyylusu bölgesindeki görünümü.

Son olarak cıvatalar üzerindeki gerilmeler verilmiştir. Cıvatalar üzerindeki gerilme değerleri oldukça düşük çıkmıştır. Burada modelin basmaya çalışan biyel kolu için hazırlanmasının etkisi bulunmaktadır. Bu modelde cıvatalar yük taşımamaktadır. Ancak çekmeye çalışacak biyel için ikinci bir model kurulmasına gerek görülmemiştir. Çekmeye çalışan biyel kolu üzerinde yalnızca piston kaynakla atalet kuvvetinin bulunacak olması ve o kuvvetinde yalnızca 10 kN mertebesinde ve basmaya çalışan 101 kN'ın yanına oldukça düşük kalması bu durumun sebebini açıklamaktadır. Aşağıda cıvata gerilmeleri gösterilmiştir.



ŞEKİL 136 : Biyel kolu ikinci revizyonu için cıvata gerilmelerinin görünümü.

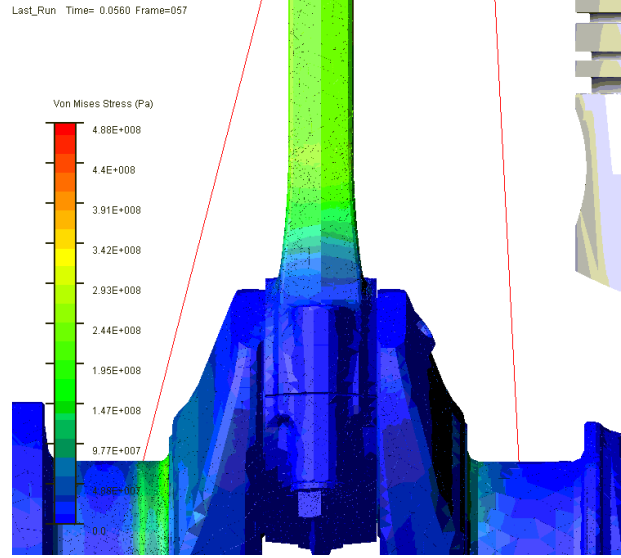
Son olarak biyel kolunun flambaj (buckling) durumu için rijitliği incelenmiştir. MSC.Nastran da gerçekleştirilen analize göre biyel kolu ancak 101kNluk yükün 2.5567 kat arttırılması durumunda yani 258kN yüke maruz kaldığı durumda aşağıdaki şekilde eğilecektir. Bu durum biyelin burkulmaya karşı 2.5 kat emniyetli olduğu göstermektedir. Kaldı ki bu analiz için biyel büyük başının her yöne olan serbestliği kısıtlanmıştır. Bilinmektedir ki farklı yönlere serbestliği olan sistemlerin buckle olması tam mesnetli sistemlere göre daha zordur. Bu durum da analizde güvenli tarafta kalmamızı sağlamıştır.



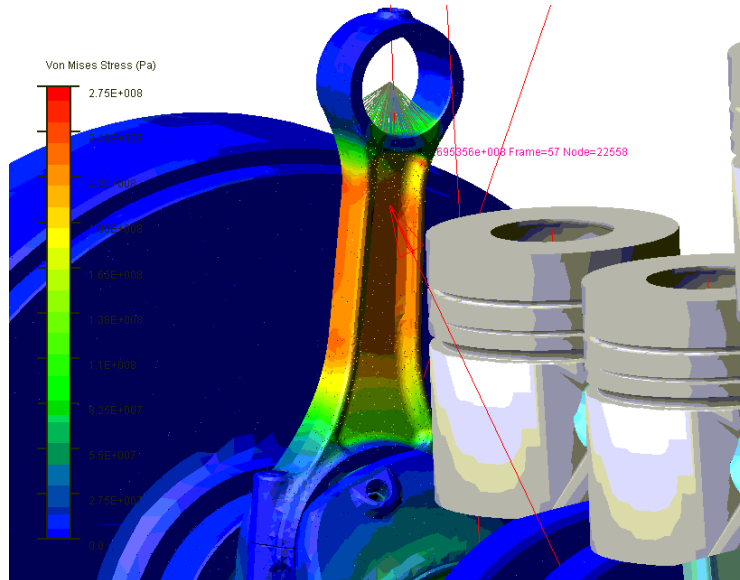
ŞEKİL 137 : Biyel kolu ikinci revizyonu için flambaj (buckling) deformasyonu görünümü.

6.2 BİYEL KOLUNUN BASMA GERİLMESİ MUKAVEMETİNİN 3 BOYUTLU STATİK ANALİZİ, REVİZYON 2

Biyel kolunun ikinci revizyonu için MSC.Nastranda dinamik model dosyası oluşturulmuş ve MSC.Adams içinde zamana bağlı gerilme analizi gerçekleştirilmiştir. Aşağıda Adams ortamındaki model görülmektedir.

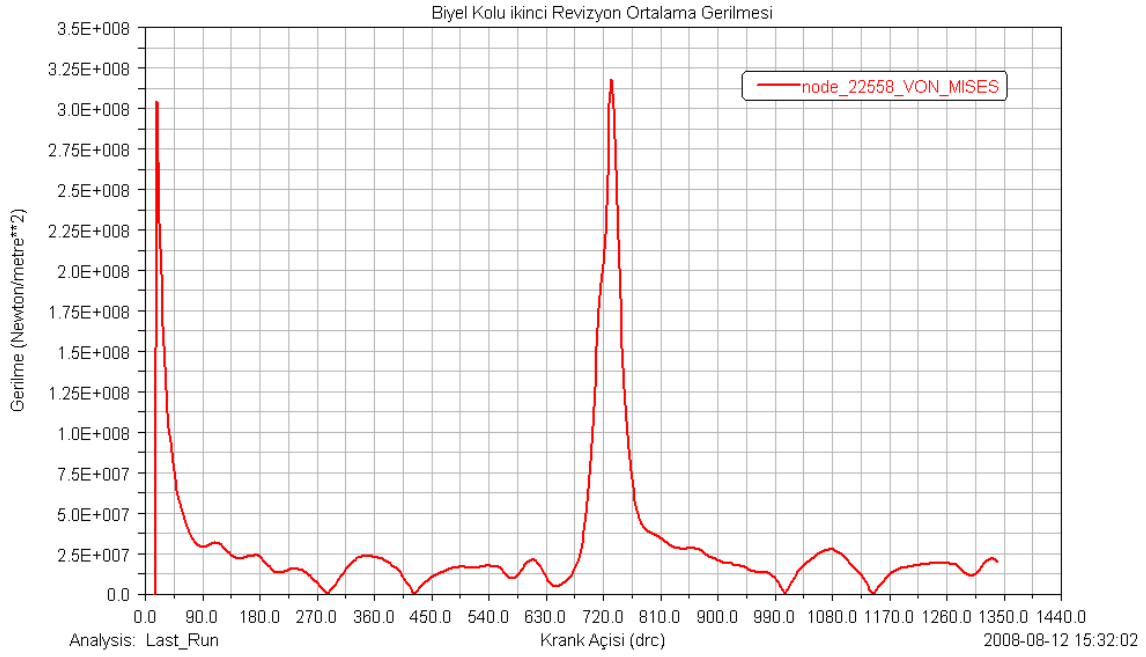


ŞEKİL 138 : Biyel kolu ikinci revizyonunu dinamik modelinin MSC.Adams ortamındaki görünümü.

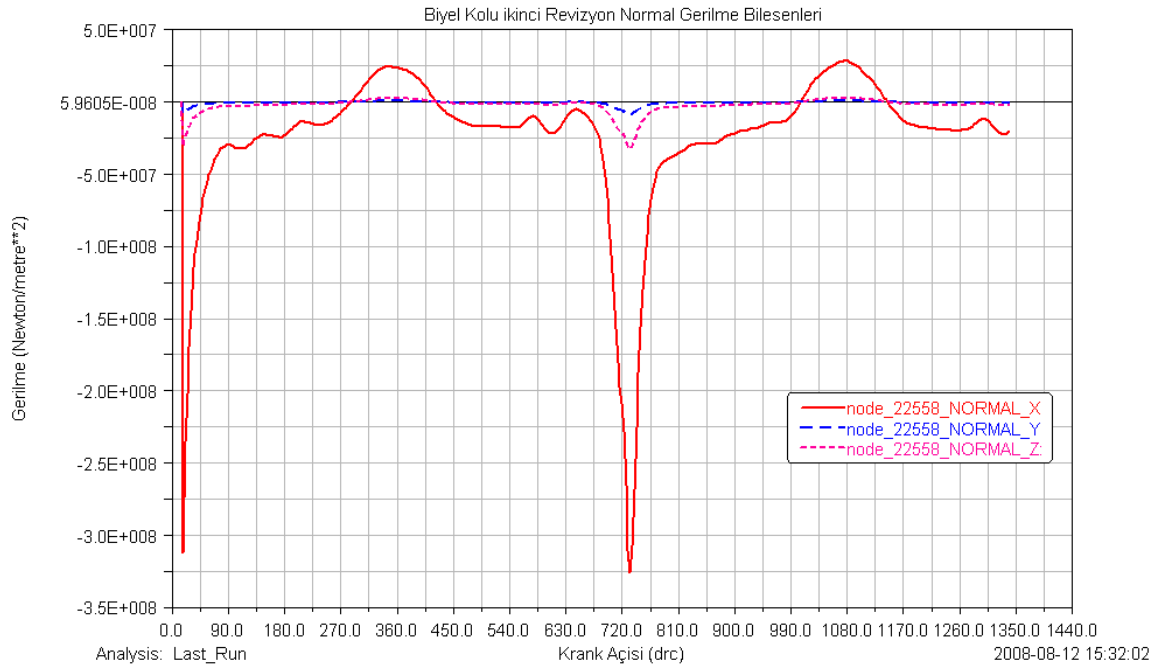


ŞEKİL 139 : Biyel kolu ikinci revizyonunu dinamik modelinin MSC.Adams ortamındaki izometrik görünümü. (maksimum gerilmenin net görülebilmesi için skala daraltılmıştır).

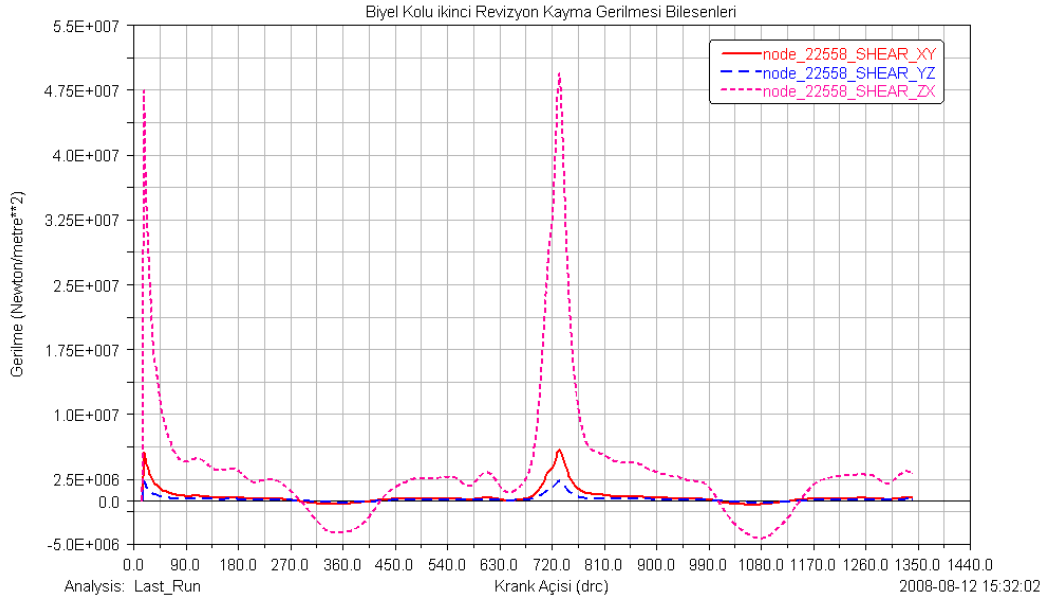
GRAFİK 71 : *Biyel kolunun ikinci revizyonu üzerinde vonMisses gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.*



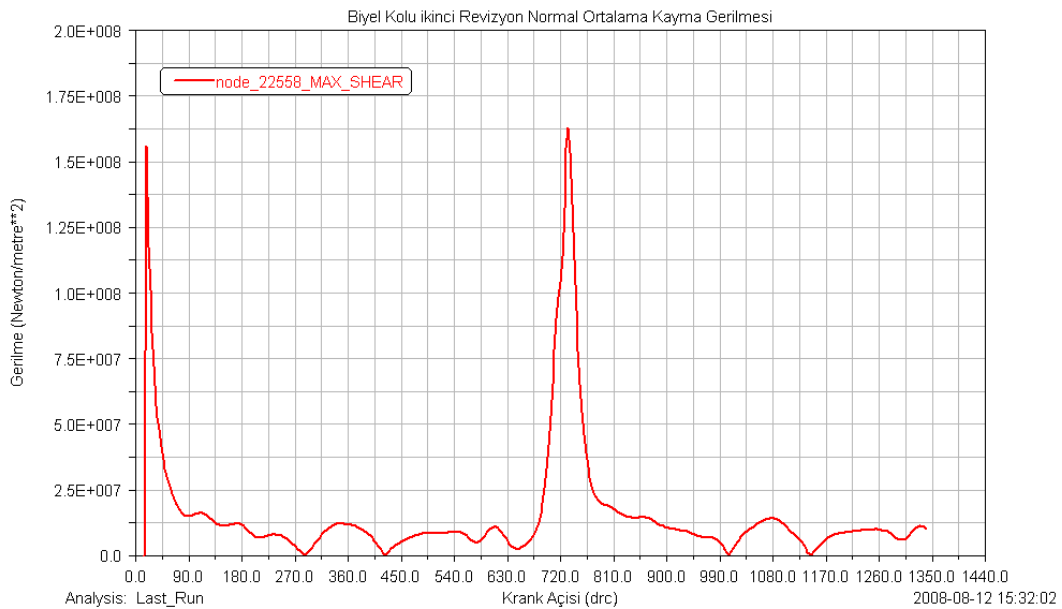
GRAFİK 72 : *Biyel kolunun ikinci revizyonu üzerinde normal gerilme bileşenlerinin krank açısına bağlı değişimi.*



GRAFİK 73 : Biyel kolunun ikinci revizyonu üzerinde kayma gerilmesi bileşenlerinin krank açısına bağlı değişimi.



GRAFİK 74 : Biyel kolunun ikinci revizyonu üzerinde ortalama kayma gerilmesinin krank açısına bağlı değişimi.



Grafiklerden de görülmektedir ki, biyel kolu üzerinde statik hesaplamalarda bulunan 310 N/mm^2 gerilme değeri dinamik analizle de doğrulanmıştır. Buna göre MSC.Adams dinamik analizi sonucuna göre biyel kolu üzerinde 735 derece krank açısında (1. silindirin ikinci kez ateşleme anı) 318 N/mm^2 gerilme değeri hesaplanmıştır. Bu gerilmeyi temel olarak X yönündeki normal ve XY düzlemindeki kayma gerilmeleri oluşturmaktadır.

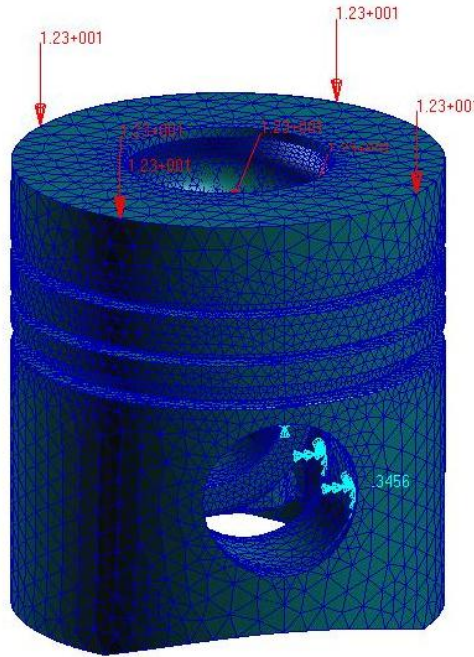
7. PİSTON MUKAVEMETİNİN 3 BOYUTLU ANALİZİ

7.1 PİSTONUN BASMA MUKAVEMETİNİN 3 BOYUTLU ANALİZİ

Proje çerçevesinde incelenen son eleman olan piston alüminyum malzemeden kokil döküm yöntemiyle üretilmektedir. Yanma odasının büyük bir bölümünü oluşturduğundan piston üzerinde gaz kuvvetleri en yüksek etkiye sahiptir. Bu etkinin yanı sıra piston, motor devrinin karesi oranında şiddetlenen atalet kuvvetleri etkisinde de kalmaktadır ancak bu etki gaz kuvvetleri yanında bire on mertebesinde düşük kalmaktadır.

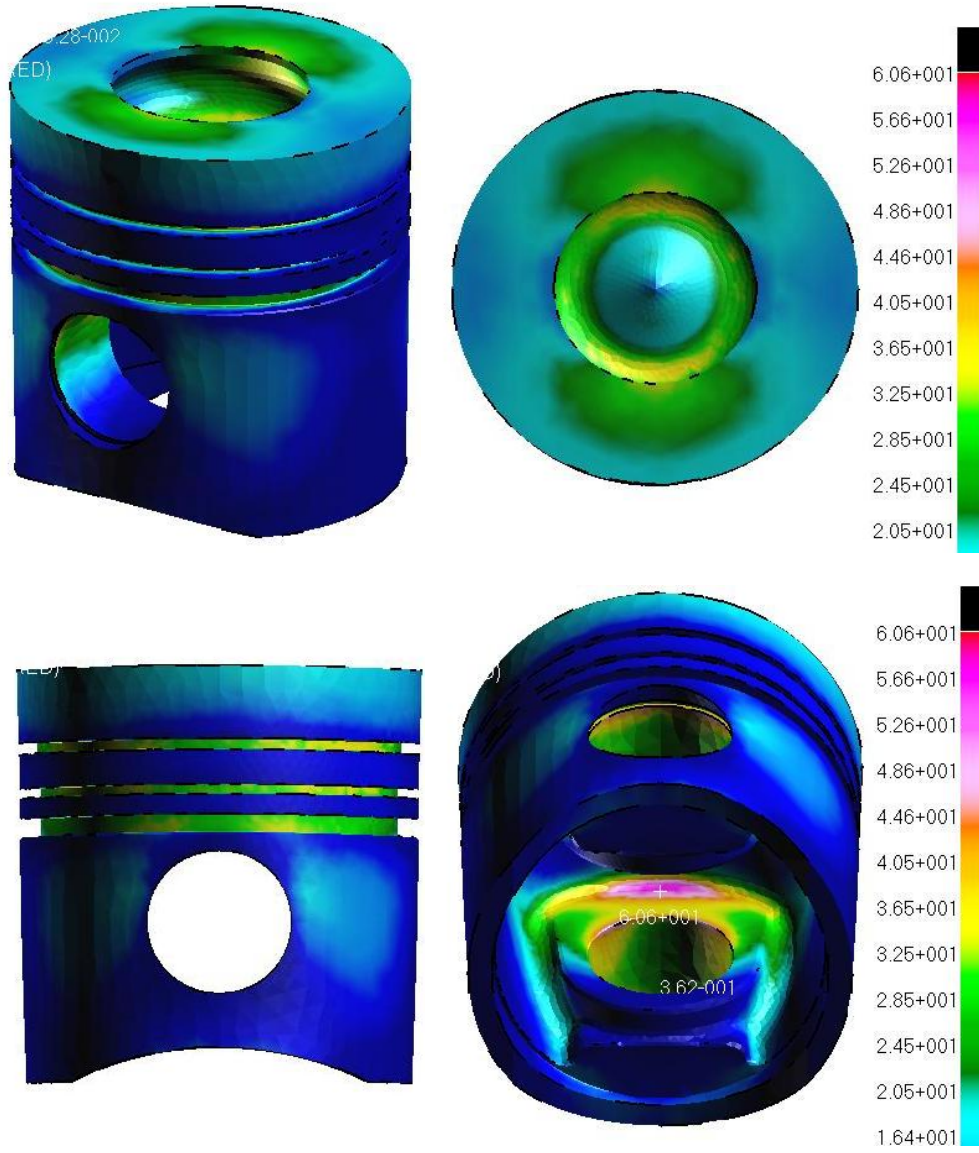
Pistonda kullanılan alüminyum malzemenin elastik modülü 70000 N/mm^2 ve poisson oranı 0.33'tür.

Pistonun MSC.Nastran programında gerçekleştirilen hesaplamalarında ön tasarım piston modeli üzerine gerekli görülen yerlerinde inceltilerek çözüm ağı örülmüştür. Perno bölgelerinden model sabitlenmiş ve yanma odasını oluşturan yanma bütün üst yüzeylere maksimum gaz basıncı olan 12.3 MPa basınç uygulanmıştır. Aşağıda modelin MSC.Nastran ortamındaki görünümü verilmiştir.



ŞEKİL 140 : Pistonun MSC.Nastran ortamında oluşturulan 3D FEM modeli.

Bu modele göre piston üzerinde oluşan maksimum gerilme piston içi bölgesinde perno yatakları ve yanma odası alt yüzeyi arasındaki bölgede oluşmuştur. Maksimum gerilme 60.6 N/mm^2 'dir ve akma gerilmesi ile karşılaştırıldığında oldukça uygun bir seviyededir. Aşağıda bu gerilmenin gösterimi verilmiştir.

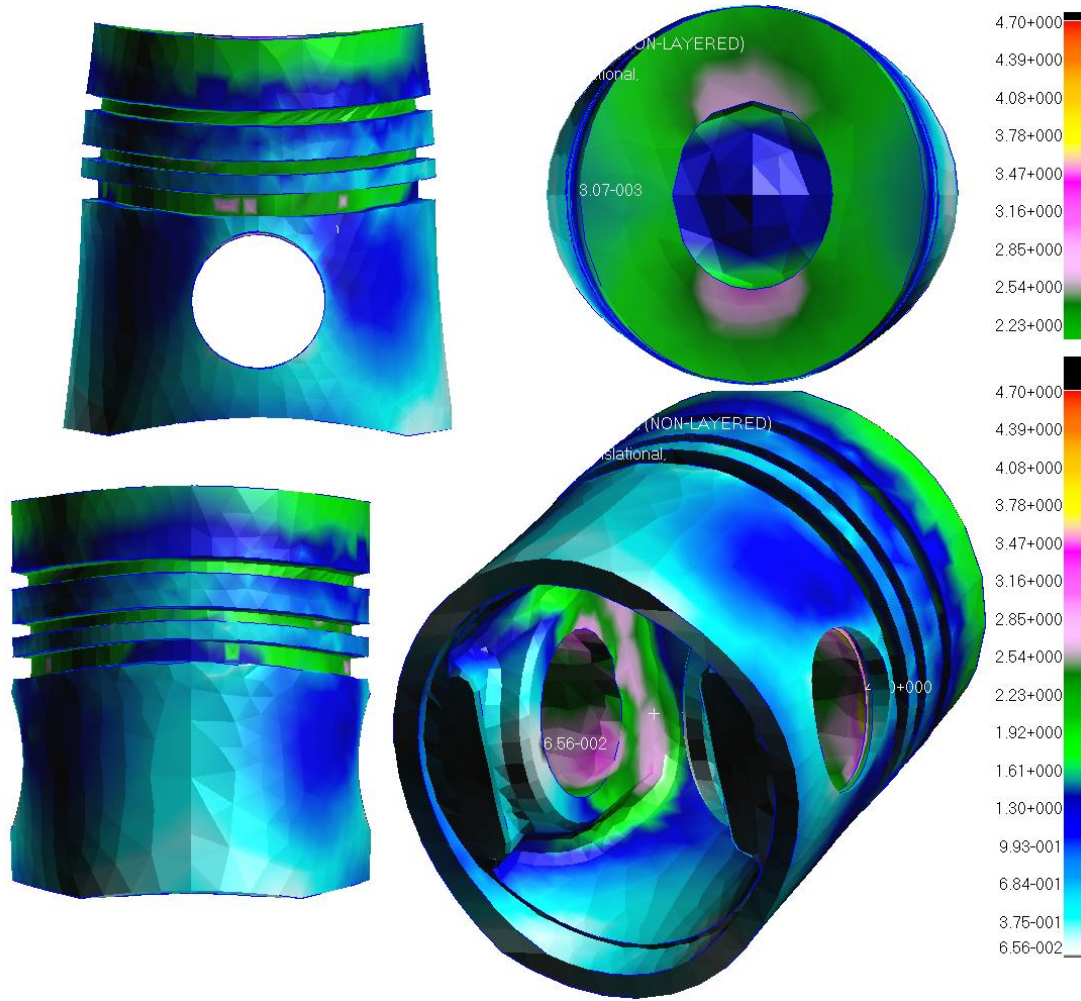


ŞEKİL 141 : Pistonun basma gerilmesi için MSC.Nastranda hesaplanan statik gerilme deformasyonu (Üç görünüş).

7.2 PİSTONUN ÇEKME MUKAVEMETİNİN 3 BOYUTLU ANALİZ

Gaz kuvvetleri altında bası gerilmesine mağruz piston elemanı, püskürtmenin olmadığı çevrimlerde ise birinci bölümde hesaplanan 10 648 N'luk atalet kuvveti etkisi altında zorlanır.

Aşağıda aynı malzeme özellikleri kullanılarak gerçekleştirilmiş piston çekme mukavemeti analizinin gerilme görüntüsü verilmiştir. Buna göre püskürtmenin olmadığı anda piston, perno delikleri çevresinde 4.7 N/mm^2 lik gerilme etkisinde kalmakta olup bu gerilme değeri hasar verebilmekten çok uzaktır.



ŞEKİL 142 : Pistonun çekme gerilmesi için MSC.Nastranda hesaplanan statik gerilme deformasyonu (Üç görünüş).

KAYNAKLAR

AKKURT M., “Makine Elemanları 1. Cilt”, İ.T.Ü. Mühendislik –Mimarlık Fakültesi, Birsen Yayın Evi, İstanbul, 2000

BİNARK H., “Motor Konstrüksiyonu” İTÜ Makine Fakültesi Yayınları, İstanbul, 1964

CHANDRUPATLA T. R., BELEGUNDU A. D.,”Introduction to Finite Elements in Engineering”, Prentice Hall Yayınları, New Jersey, 1991

DENİZ O., “1500 Devir/Dakikada 90 kW Güç Üretecek Dört Silindirli Bir Dizel Motorun Termodinamik Hesapları”, İstanbul, 2006

İLERİ H., “Grafostatik ve Mukavemet”, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1976

KOLCHİN A., DEMİDOV V., “Design Of Automotive Engines”, Mir Publishers, Moscow, 1984

MSC.Software Corporation, “MSC.Nastran Quick Reference Guide”, California, 2006

MSC.Software Corporation, “MSC.ADAMS, ADAMS/View Release Notes”, California, 2005

MSC.Software Corporation, “MSC.Fatigue Quick Start Guide”, California, 1999

PALAVAN S., “Pistonlu Makinalar Dinamiği”, İTÜ, 6. Baskı,Türkiye, 1975

PASİN F., “Makina Dinamiği”, İTÜ Makine Fakültesi Yayınları, İstanbul, 2000

POPOV E., “Mukavemet: Katı Cisimlerin Mekaniğine Giriş”, Çev: DEMİRAY H., İTÜ Makine Fakültesi Yayınları, 1990

SETO W., “Mekanik Titreşimler : Teori Ve 225 Çözümlü Problem”, Çev: TOPRAK T., Birsen Yayın Evi, İstanbul, 1999

ŞENSOY S., “Krank Milleri Kırılmaları Ve Önlenmesi Bilgisayar Yardımıyla Dinamik Analiz”, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Danışmanı: Prof. N. TAHRALI, İstanbul, 1994

TAHRALI N., DİKMEN F., “Konstrüksiyon Elemanlarında Güvenilirlik ve Ömür Hesapları”, Y.T.Ü. Makine Fakültesi, İstanbul, 1995

TAHRALI N., KAYA F., YÜKSEK İ., GÜÇLÜ R., “Makine Dinamiği” Y.T.Ü. Makine Fakültesi Yayınları, 2005 (3. Baskı)

ÖZGEÇMİŞ

Onur ALPAY

KİŞİSEL BİLGİLER:

Adres: Feriköy Mahallesi Civelek Sokak No:50 Bilir Apt. Şişli/ İstanbul

Doğum Yeri: İstanbul

Doğum Tarihi: 05.04.1983

E-mail: ocalpay@yildiz.edu.tr

EĞİTİM BİLGİLERİ:

İlk Okul (1989-1994):

Yalova Atatürk İlköğretim Okulu

Orta Okul (1994-1998):

Yalova Ş.O.A. Anadolu Lisesi

Lise (1998-2001):

Yalova Ş.O.A. Anadolu Lisesi

Lisans (2001-2005):

İstanbul Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans (2006-2008):

YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Teo. ve Kontrol Prog.

İŞ DENEYİMİ:

Umtaş Uluslararası Makine Tic. A.Ş.

2005- 2007

SolidWorks Software Instructor and Technical Support Engineer

Cosmos CAE Analysis Software Instructor, Technical Support and Project Engineer

Yıldız Teknik Üniversitesi:

2007 – Devam.

Makine Mühendisliği Bölümü Kosntrüksiyon Anabilim Dalı Araştırma Görevlisi

EĞİTİM VE SERTİFİKALAR:

Bias Mühendislik, Finite Element Analysis Course (MSC.Nastran, MSC.Patran, 2006)

Bias Mühendislik, Mechanical System Simulation Course (MSC.Adams, 2006)

Bias Mühendislik, Nonlinear Finite Element Analysis Course (MSC.Marc, 2006)

Anova Mühendislik, CFD Analysis Course (Gambit, Fluent, 2006)

Bias Mühendislik, Strain Gage Course, 2008

C ve Sistem Programcılar Derneği, Object Oriented Programming in C # Course, 2008

BİLİMSEL BİLDİRİLER VE KONGRESLER:

Dynamic Calculation of a Four Cylinder Inline Diesel Motor and Stress Analysis of Crank Shaft (**Onur ALPAY**, Mustafa ESER, Orhan DENİZ, Necati TAHRALI, Bursa-Turkey, 2008)

İLGİ ALANLARI:Yapısal FEM Analizleri ve Analitik Hesaplamaları, Yorulma ve Kırılma Mekaniği ve Uygulamaları, Deneysel Gerilme Ölçümü ve Doğrulaması