

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİLYALI ANAHTAR ŞİFRELEME MAKİNASI KONSTRÜKSİYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**Umut Murat GÖK**

**Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği**

**Programı : Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustiği**

**Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ**

**OCAK 2011**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİLYALI ANAHTAR ŞİFRELEME MAKİNASI KONSTRÜKSİYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Umut Murat GÖK  
(503081408)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 20 Aralık 2010**

**Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Ocak 2011**

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ (İTÜ)**

**Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Haluk EROL (İTÜ)  
Yrd. Doç. Dr. Cüneyt FETVACI (İÜ)**

**OCAK 2011**



## ÖNSÖZ

Bu tez çalışması “Bilyalı Anahtar Şifreleme Makinası Konstrüksiyonu” ismiyle yenilikçi bir sistem tasarım çalışması olarak gerçekleştirilmiştir.

Tez çalışması boyunca olumlu eleştirileri ve yönlendirmeleriyle bana destek olan tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ’e teşekkürlerimi sunarım.

Proje boyunca ve sonrasında değerli tecrübelerini ve bilgi birikimini benimle paylaşan DAF Kilit Fabrika Müdürü Engin ULU’ya teşekkürlerimi sunarım.

İmalat ve deneme süreçlerinde çalışmaları ile projeye destek veren çalışma arkadaşlarım Önder YURDAKON, Can ÇALIŞKAN, Ömer GÜLSEVEN ve Bekir ATICI’ya çabalarından ötürü teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimim boyunca verdiği maddi manevi desteklerinden dolayı TÜBİTAK kurumuna teşekkürlerimi sunarım.

Bana güvenen ve her zaman yanımda olan arkadaşlarım ve dostlarıma teşekkürü borç bilirim.

Ocak 2011

Umut Murat GÖK  
(Makina Mühendisi)



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER .....	v
KISALTMALAR .....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÖZET.....	xiii
SUMMARY .....	xv
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
<b>2. GENEL BİLGİLER.....</b>	<b>3</b>
2.1 Bilyalı Anahtar Kilit Sistemi Genel Özellikleri .....	3
2.2 Şifre Kombinasyonları .....	12
<b>3. BİLYALI ANAHTAR ŞİFRELEME MAKİNASI TASARIMI.....</b>	<b>17</b>
3.1 Yeni Tasarım İle İlgili Hedefler Ve Genel Bilgiler.....	17
3.2 Kesme Ve İlerleme Kuvvetlerinin Belirlenmesi .....	21
3.3 Sistemin Genel Tasarımı .....	27
3.3.1 Taşıyıcı gövde tasarımı .....	27
3.3.2 Ana plaka tasarımları .....	32
3.3.3 Yatay iş tablası grubu tasarımı .....	35
3.3.4 Düşey iş tablası grubu tasarımı .....	40
3.3.5 Kafa sistemi tasarımı.....	49
3.3.6 İş parçası sabitleme sistemi tasarımı .....	58
3.3.7 Konum kontrolü ve dengeleme işlemleri .....	65
3.4 Lineer Hareket Sistemi Elemanlarının Tasarımı ve Seçimi .....	78
3.4.1 İlerleme eksenli vidalı mil seçimi .....	78
3.4.1.1 Konumlama hassasiyeti.....	79
3.4.1.2 Eksenel boşluk seçimi.....	79
3.4.1.3 Vidalı mil boyunun belirlenmesi.....	79
3.4.1.4 Hatve seçimi.....	80
3.4.1.5 Vidalı mil çapının belirlenmesi.....	80
3.4.1.6 Vidalı mil uç yataklama düzeninin seçimi.....	81
3.4.1.7 İzin verilebilen eksenel yükün belirlenmesi.....	81
3.4.1.8 Burkulma gerilmesi kontrolü.....	82
3.4.1.9 Çekme-basma gerilmeleri kontrolü.....	82
3.4.2 Kesme eksenli vidalı mil seçimi .....	83
3.4.2.1 Konumlama hassasiyeti.....	84
3.4.2.2 Eksenel boşluk seçimi.....	85
3.4.2.3 Vidalı mil boyunun belirlenmesi.....	85
3.4.2.4 Hatve seçimi.....	85
3.4.2.5 Vidalı mil çapının belirlenmesi.....	86
3.4.2.6 Vidalı mil uç yataklama düzeninin seçimi.....	86
3.4.2.7 İzin verilebilen eksenel yükün belirlenmesi.....	86
3.4.2.8 Burkulma gerilmesi kontrolü.....	88

3.4.2.9 Çekme-basma gerilmeleri kontrolü.....	88
3.5 Yazılım Özellikleri .....	89
<b>4. MALİYET ANALİZİ.....</b>	<b>93</b>
<b>5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>	<b>96</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>101</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>103</b>



## **KISALTMALAR**

<b>CAD</b>	: Bilgisayar Destekli Çizim
<b>CATIA</b>	: Bilgisayar Destekli Üç Boyutlu İnteraktif Uygulama
<b>CNC</b>	: Bilgisayar Nümerik Kontrolü
<b>3B</b>	: Üç Boyutlu
<b>AC</b>	: Alternatif Akım
<b>PC</b>	: Kişisel Bilgisayar



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 2.1 : MS58(CuZn40Pb2) teknik özellikleri.....	11
Çizelge 2.2 : Beş kademeli şifreleme sistemi (Şifre kademe aralığı=0.4 mm).....	14
Çizelge 2.3 : On kademeli şifreleme sistemi (Şifre kademe aralığı=0.2 mm).....	15
Çizelge 3.1 : Kayış ve kasnak özellikleri.....	46
Çizelge 3.2 : 1.6523(AISI 8620/21CrMo2) sementasyon çeliği özellikleri .....	51
Çizelge 3.3 : İlerleme ekseni hareket koşulları.....	78
Çizelge 3.4 : 5 mm hatve için mevcut mil çapları .....	80
Çizelge 3.5 : Yük koşulları .....	81
Çizelge 3.6 : Kesme ekseni hareket koşulları .....	84
Çizelge 3.7 : 5 mm hatve için mevcut mil çapları .....	86
Çizelge 3.8 : Yük koşulları .....	86
Çizelge 4.1 : Maliyet unsurları .....	93



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 2.1 : Bilyalı anahtar kilit sistemi.....	3
Şekil 2.2 : Barel gövdesi.....	3
Şekil 2.3 : Tüp.....	4
Şekil 2.4 : Anahtar imalat adımları.....	4
Şekil 2.5 : Gövde-tüp montajı.....	5
Şekil 2.6 : Doğru anahtar- kilit eşleşmesi (I. Durum).....	6
Şekil 2.7 : Yanlış anahtar- kilit eşleşmesi (II. Durum).....	7
Şekil 2.8 : Yanlış anahtar- kilit eşleşmesi (III. Durum).....	7
Şekil 2.9 : Yanlış anahtar- kilit eşleşmesi (IV. Durum).....	8
Şekil 2.10 : Doğru anahtar-şifre pimi eşleşmesi.....	8
Şekil 2.11 : Yanlış anahtar-şifre pimi eşleşmesi.....	9
Şekil 2.12 : Şifre pimi geometrisi.....	10
Şekil 2.13 : Referans yüzey tanımı.....	10
Şekil 2.14 : Beş pimli şifreleme.....	12
Şekil 2.15 : Altı pimli şifreleme.....	13
Şekil 2.16 : Farklı düzlemlerde şifreleme.....	13
Şekil 2.17 : Anahtar şifre hesaplama programı.....	16
Şekil 3.1 : Döner tabla sistemi ile tasarlanmış şifreleme makinası .....	18
Şekil 3.2 : Şifreleme makinası görünümü.....	18
Şekil 3.3 : Mekanik tasarım hidrolik tahrik mekanizması.....	19
Şekil 3.4 : Kam mekanizması .....	19
Şekil 3.5 : Barel gövdesi ve şifre delikleri.....	22
Şekil 3.6 : Helisel matkap ile delik delme .....	23
Şekil 3.7 : Matkap ile delik delmede kesme ve ilerleme kuvvetleri.....	25
Şekil 3.8 : Sigma profil ile konstrükte edilmiş CNC router .....	28
Şekil 3.9 : Sigma profil ile makine kabini uygulaması.....	28
Şekil 3.10 : Taşıyıcı gövde tasarımı .....	29
Şekil 3.11 : Montajı tamamlanan makinanın arkadan görünüşü .....	30
Şekil 3.12 : Alüminyum kabin.....	31
Şekil 3.13 : Montajı tamamlanmış makinanın önden görünüşü .....	32
Şekil 3.14 : Alt tabla .....	32
Şekil 3.15 : Alt tabla ve diğer komponentlerin montajı .....	33
Şekil 3.16 : Dikey plaka ve diğer komponentler .....	34
Şekil 3.17 : İki katmanlı iş tablası tasarımı .....	36
Şekil 3.18 : Hareket aktarıcı mekanizma.....	36
Şekil 3.19 : Y-ekseni tahrik mekanizması.....	38
Şekil 3.20 : Mekanik durdurma mekanizması .....	38
Şekil 3.21 : Ek tabla konstrüksiyonu .....	39
Şekil 3.22 : Üst tabla 3B modeli.....	39

Şekil 3.23 : Spindle motor uygulaması .....	42
Şekil 3.24 : Spindle motor sürücüsü ve pano uygulaması .....	42
Şekil 3.25 : Taşıyıcı çerçeve grubu.....	43
Şekil 3.26 : Motor gergi sistemi tasarımı.....	45
Şekil 3.27 : Düşey hareketli montaj grubu isometrik görünüşü .....	46
Şekil 3.28 : Gergi rulmanları yerleşimi .....	47
Şekil 3.29 : Gergi mekanizması kesit görünüşü .....	48
Şekil 3.30 : Kafa grupları-taşıyıcı panel montajı üst görünüşü .....	49
Şekil 3.31 : Gergi kesit görünüşü.....	50
Şekil 3.32 : Sementasyon ve taşlama işlemleri uygulanmış iş mili .....	52
Şekil 3.33 : Yuvaya serbest geçme durumu.....	54
Şekil 3.34 : Mile serbest geçme durumu.....	54
Şekil 3.35 : Kafa sistemi kesit görünüşü.....	56
Şekil 3.36 : Kafa takım sabitleme sistemi.....	57
Şekil 3.37 : Çok çeneli seri mengene.....	58
Şekil 3.38 : Bağımsız mengene tasarımı.....	59
Şekil 3.39 : Bağımsız mengene patlatılmış montaj görünüşü.....	60
Şekil 3.40 : Seri mengene mekanizması kesit görünüşü.....	61
Şekil 3.41 : Sabit ve hareketli çene geometrisi.....	61
Şekil 3.42 : Seri mengene hareket sınırlayıcı mekanizma .....	62
Şekil 3.43 : Mengene grubu nihai görünümü .....	64
Şekil 3.44 : Eksenel sabitleme sistemi.....	64
Şekil 3.45 : Baskı plakası tasarımı.....	65
Şekil 3.46 : Z-ekseni komparatör bağlantısı .....	67
Şekil 3.47 : X-ekseni komparatör bağlantısı.....	67
Şekil 3.48 : Düzlemsel ağırlık dengelemesi.....	68
Şekil 3.49 : Düzlemsel ağırlık dengelemesi boyutlandırma .....	69
Şekil 3.50 : Dengeleyici ağırlık uygulamasının ardından hareketli montaj grubu görünümü .....	72
Şekil 3.51 : Kesme eksenini hız çevrimi.....	74
Şekil 3.52 : İlerleme eksenini hız çevrimi .....	74
Şekil 3.53 : Doğrusal dengeleme için yapılan zincir bağlantısı.....	76
Şekil 3.54 : Zincir dişli mekanizması kesit görünüşü.....	76
Şekil 3.55 : Doğrusal dengeleme için kullanılan karşı ağırlık.....	77
Şekil 3.56 : İlerleme eksenini şematik gösterimi .....	78
Şekil 3.57 : Kesme eksenini şematik gösterimi .....	84
Şekil 3.58 : Ana menü.....	90
Şekil 3.59 : Hız ayarları menüsü.....	91
Şekil 3.60 : Anahtar ayarları menüsü.....	92
Şekil A.1 : Şifreleme makinası isometrik görünüşü .....	105

## **BİLYALI ANAHTAR ŞİFRELEME MAKİNASI KONSTRÜKSİYONU**

### **ÖZET**

Şifreleme prosesi kilidin ana komponentlerinden biri olan anahtarın imalatındaki en önemli adımların başında gelmektedir. Anahtar ile kilit arasındaki kodlamanın gerçekleştirildiği şifreleme işleminin yapıldığı makinanın güvenilirliği ve imalat kalitesi kilit güvenliği açısından kritik önem taşımaktadır. Ayrıca sözkonusu makinaların üretim hızı birim maliyetlerin düşürülmesi ve rekabet gücü bakımından önemli rol oynamaktadır.

Ülkemizde şifreleme için kullanılan mevcut sistemler güvenilirlik, imalat kalitesi, fonksiyonellik ve imalat hızı bakımından ihtiyaçlara cevap vermekten uzaktır. Bu amaçla yurtdışında bulunan ve maliyeti çok yüksek olan sistemlerin performans kriterlerinde özgün ve yenilikçi düşük maliyetli bir sistemin tasarlanması ve üretilmesi için yola çıkılmıştır.

Tasarım aşamasına sistemin gereklilikleri belirlenerek başlanmıştır. Aynı anda birden fazla anahtarın şifrelenebileceği, hareket parametrelerinin programlanabileceği, imalatın bilgilerinin depolanabileceği hızlı ve güvenilir bir sistem ihtiyaçları ön plana çıkmıştır. Buna göre sistemin kavramsal ve elektromekanik tasarımı iki ve üç boyutlu CAD olanakları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Detayları tasarımı tamamlanan mekanik komponentler büyük ölçüde CAM yöntemleri ile üretilerek mekanik montaj ve entegrasyon aşamalarına geçilmiştir.

Mekanik sistemin oluşturulmasına eş zamanlı olarak elektronik sistemin tasarımı ve montajı gerçekleştirilmiştir. Sistemin en önemli bölümlerinin başında gelen sistemin otomasyonunu gerçekleştiren yazılım çevrim içi tüm hareketlerin tanımlanmasının yanı sıra gerekli hallerde manuel kontrol özelliğine sahip olacak şekilde tasarlanmıştır. Kullanıcı ihtiyaçlarına göre oluşturulan yazılım operatör ve yöneticinin müdahale edebileceği bölümlerin ayrılarak mümkün olan en uygun şekilde oluşturulmuştur.

Tasarım ve montaj aşamalarının tamamlanmasının ardından deneme çalışmalarına başlanmıştır. Bu aşamada gözlemlenen mekanik komponentlerdeki imalat hataları giderilerek sistem gözden geçirilmiştir. Yazılım parametrelerinin tanımlanmasının ve sistemin hareketlerinin kontrol edilmesinin ardından gerçek örnekler ile denemeler yapılmıştır. Deneme sonuçlarına göre yapılan ölçüsel kontrolleri ve üretilen anahtarların kilit ile uyumları başarı ile gerçekleştirilmiştir.

Son aşama olarak sistem sürekli kullanım amacıyla üretici firma bünyesinde devreye alınmıştır. İmalat sürecinde makine üzerinde gözlemler yapıp ikinci aşama tasarımı yapılacak değişiklikler saptanmaktadır. Tamamen özgün bir tasarım olan şifreleme makinası projesi yola çıkan tasarım hedeflerinin üzerinde bir başarı ile tamamlanmıştır. Sistemin başarısı benzer yenilikçi ve katma değer yaratan teknik yapıtların ortaya çıkabilmesi için iyi bir örnek oluşturmuştur.





## **KEY BITTING MACHINE DESIGN**

### **SUMMARY**

Key bitting process is the leading step of the production of the main component of the lock. Key bitting machine's reliability and manufacturing quality is critical for the safety of the lock system due coding function of the key and lock. Furthermore machine's production rate play a significant role in reduction of the cost and raise the competitive capacity.

Current bitting machines in our country does not satisfy the need in respect to reliability, production quality, functionality and production rate. In accordance with this purpose project is started to design a new cost efficient machine on equivalent performans criterias with international designs.

Design process is started with determining system requirements. Multiunit head design, programmable motion parameters, storable production data, high production rate and reliability come into prominence. According to the requirements machine's electromechanical desing was in progress wit using 2D and 3D CAD systems. Following the completing detailed drafting mechanical components are produced usind widely CAM process and assembly procedure is finished.

Electronic system is designed and assembled contemporaneously with the mechanical system. One of the essential part of the system automation software is designed most properly to obtain identify the online motions and manuel control. The operator and administrator menus is diverged to acquire simplest software structure.

After completing design, production and integration steps testing operaitons is started. At this stage manufacturing defects in mechanical components are located and system is revised. With defining software parameters and controlling system's motion real tests is started. Test phase is realised with correct code dimensions and succesful key-lock adaptation.

At the last stage key bitting machine is installed in the production line to observe real performance. Project design will revised using this performance investigation results.

The individual design project "Key Bitting Machine" is competed with success of design criteria. Project's achievement will be a model of uniqie and value-added design.



## 1. GİRİŞ

‘Bilyalı Anahtar Şifreleme Makinası Konstrüksiyonu’ projesinde endüstriyel bir uygulama olan anahtar imalatının önemli bir kısmını oluşturan şifreleme prosesi için seri üretime uygun özel bir sistemin tasarımı ele alınmıştır. Bu çalışmada, sistemin, tasarım, üretim, elektromekanik montaj ve deneme süreçlerine yer verilerek projenin önemli bölümlerinden bahsedilecektir.

Projenin ilk aşamasında bilyalı anahtar-kilit sistemleri hakkında genel bilgiler verilerek tasarlanacak sistemin teknik gereksinimleri ortaya konacaktır. Bu gereksinimleri karşılamakta zorlanan mevcut sistemlerin hangi özellikleri ile yetersiz kaldıkları ve yeni tasarımda bu eksikliklerin nasıl giderileceği belirtilecektir.

Tasarlanacak yeni sistemin genel özellikleri de bu iki aşamanın tamamlanması ile belirlenecektir. Anahtar-kilit sisteminin teknik özellikleri ve şifreleme prosesinin gereksinimleri yeni “Bilyalı Anahtar Şifreleme Makinası Konstrüksiyonu” projesi için başlangıç noktasını oluşturacaktır.

CAD ortamında CATIA programı kullanılarak tasarlanan “Bilyalı Anahtar Şifreleme Makinası”nın mekanik parçalarının imalatı CNC dik işleme ve CNC torna tezgahları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Özel olarak tasarlanan mekanik parçalara ek olarak hazır olarak temin edilen yuvarlanmalı yatak, lineer hareket elemanları, kaplin, kayış, kasnak gibi diğer mekanik bileşenlerin montajı yapılarak mekanik sistem tamamlanmıştır.

Mekanik sisteme ve prosesin güç gereksinimine uygun olarak seçilen servo motor ve sürücüleri, AC iş mili motoru, pnömatik komponentler, elektrik panosu ve tüm sistemin kontrolünü gerçekleştiren yazılımın hazırlanması projenin ikinci aşamasında gerçekleştirilmiştir.

Sistemin mekanik ve elektrik-elektronik montajının gerçekleştirilmesinin ardından deneme amaçlı çalışmalara başlanmıştır. Bu aşamada sistem ilk olarak üretim dışında çalıştırılarak tüm bileşenlerde herhangi bir sorun olup olmadığı saptanmaya çalışılmıştır.

İkinci aşamada ise makinada kullanılacak anahtar örnekleri üzerinden deneme üretimine geçilmiştir. Projenin önemli bir kısmını oluşturan bu deneme üretiminde kullanıcı firmanın talep ettiği ölçülerde üretim yapılması hedeflenmiştir. İlk üretim sonuçları üzerinde incelemeler yapılarak sistemde bulunan sorunlar saptanmıştır. Saptanan sorunlar çözülmesinin ardından kesme(z-ekseni) ve ilerleme eksenlerinde (x-ekseni) kullanılan servo motor ve sürücüleri ile mekanik sistemin kalibrasyonu yapılarak sistem son haline getirilmiştir.

Projenin son aşamasında tasarlanan yeni bilyalı anahtar şifreleme makinasının mevcut sistemlere göre üstünlükleri ortaya konulmuştur. Ayrıca yeni sistemin geliştirilmeye açık olan yönleri de belirlenerek bir sonraki aşamada yapılması gereken çalışmalar için de başlangıç noktası oluşturulacaktır.

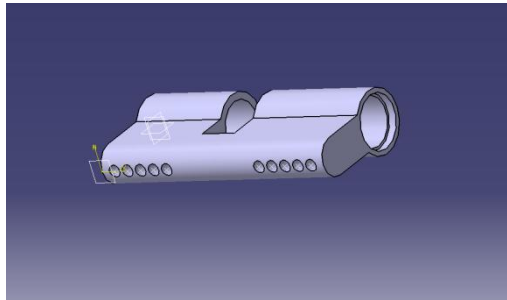
## 2. GENEL BİLGİLER

### 2.1 Bilyalı Anahtar Kilit Sistemi Genel Özellikleri

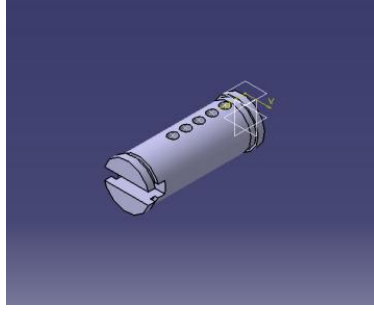
Bilyalı anahtar-kilit sistemini (Şekil 2.1) genel olarak anahtar, barel gövdesi (Şekil 2.2), kam, tüp (Şekil 2.3), şifre pimleri, üst pimler ve yaylardan oluşmaktadır. İki anahtar-kilit sistemini birbirinden ayıran temel farklılık anahtar üzerinde açılmış olan farklı derinliklerdeki şifre yuvaları ve derinliği farklı olan bu yuvalara göre kilide montajı yapılmış olan farklı ölçülerdeki şifreleme pimleridir. Anahtarları birbirinden ayıran farklı derinlikteki şifre yuvalarının kombinasyonu ise anahtarın şifresi olarak tanımlanmaktadır. Üretim aşamasında şifrelenen anahtarların şifresine göre kilidin montajı yapılmaktadır.



Şekil 2.1 : Bilyalı anahtar kilit sistemi

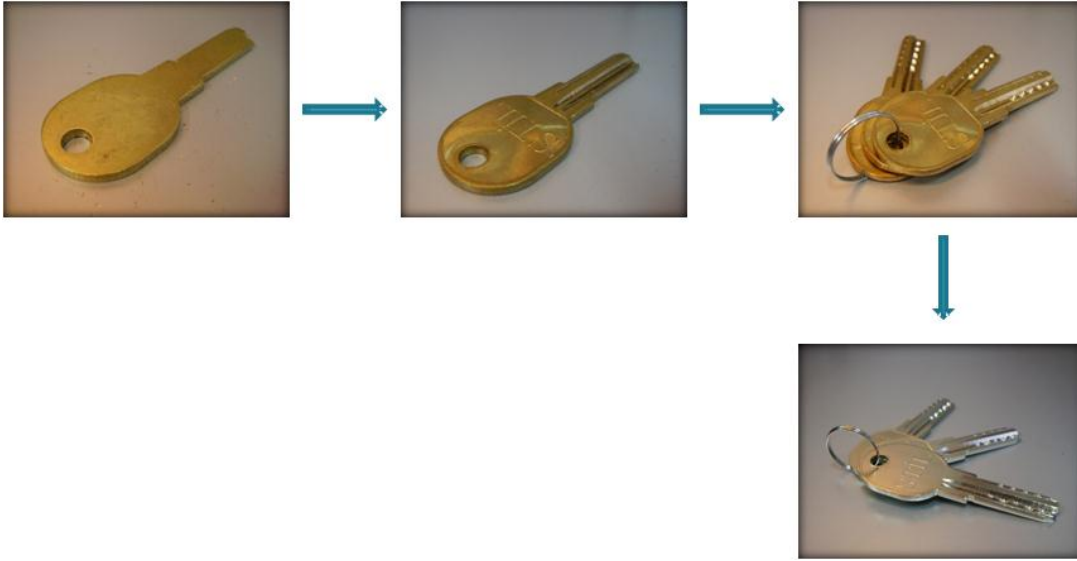


Şekil 2.2 : Barel gövdesi



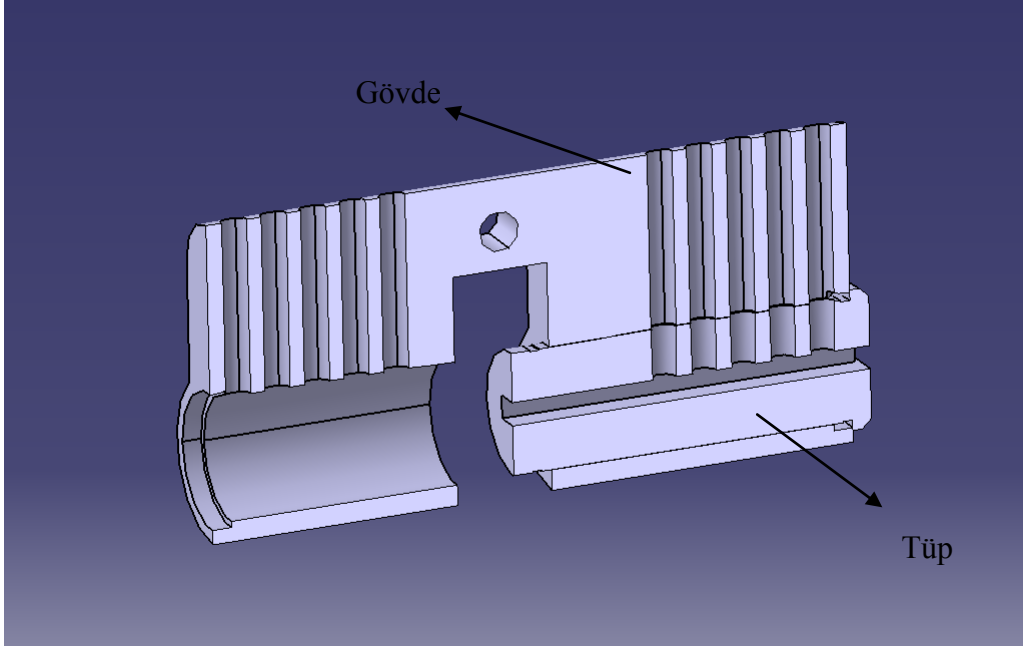
**Şekil 2.3 : Tüp**

Anahtar imalat süreci malzemenin şerit halinde halden pres ile anahtar formunda kesilmesi ile başlar. Pres işleminin ardından markalama ve kanal açma işlemleri uygulanır. Bu işlemin ardından proje konusu olan şifreleme işlemi gelmektedir. Şifreleme sırasında oluşan çapak giderme adımının ardından nikel kaplama işlemi ile imalat süreci son bulur. İmalat adımlarında anahtarın görünümü Şekil 2.4'te görülmektedir.



**Şekil 2.4 : Anahtar imalat adımları**

Şifrelenmiş bir anahtar ile kilit sisteminin uyumlu çalışabilmesi ya da başka bir deyişle anahtarın kilidi açabilmesi için gövde içerisinde bulunan tüpün yuva içerisinde serbest olarak dönebilmesi ve böylece tüpe bağlı olan kamın dönerek kapı içerisindeki mekanizmayı harekete geçirmesi gerekmektedir. Şekil 2.5'te tüpün şifre pimleri ve diğer komponentler olmaksızın gövde içerisindeki montaj durumu görülmektedir.

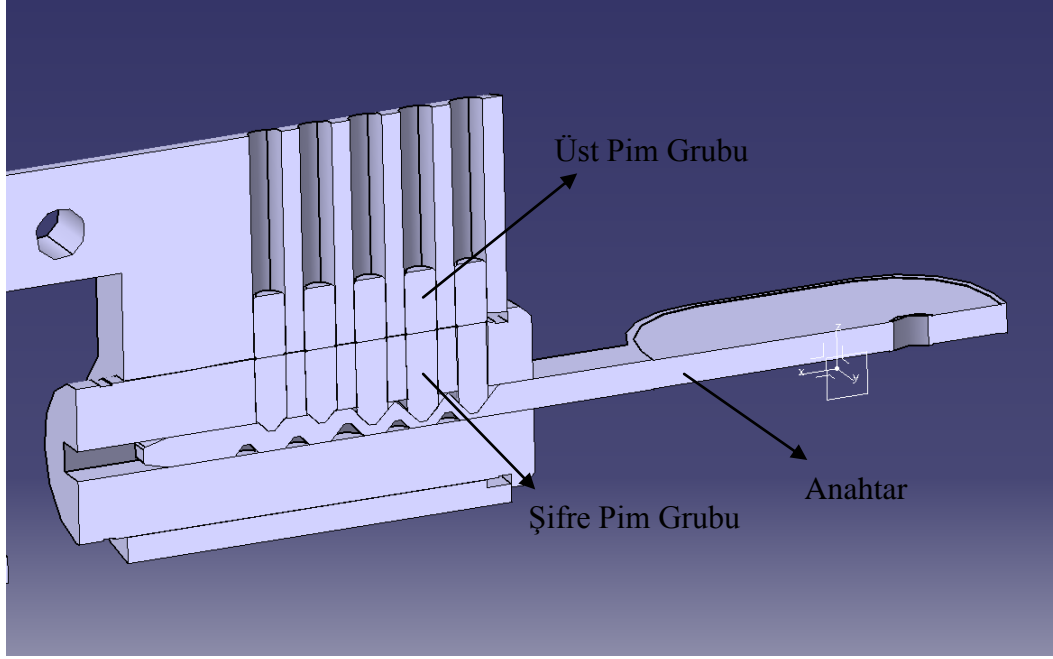


**Şekil 2.5 : Gövde-tüp montajı**

Tüpün gövde içerisinde serbest olarak dönebilmesi de ancak anahtar şifresi ile kilit şifresinin uyumlu olması halinde gerçekleşebilir. Farklı derinliklerde açılan şifre yuvalarına gövde ve tüp içerisinde doğru pim boyları karşılık geldiğinde tüp gövde içerisinde dönebilir duruma gelebilir. Sadece herhangi bir şifreye dahi olması gerekenden kısa veya uzun bir pimin karşılık gelmesi başka bir deyişle anahtar şifreler yuvalarından herhangi birinin olması gerekenden daha derin veya sığ olması durumunda ise tüp gövde içerisinde dönemez. Dolayısıyla anahtar kilidi açamaz. Söz konusu dört farklı durumu örnek montaj modelleri üzerinden açıklamak daha kolay olacaktır.

İlk olarak doğru anahtar kilit eşleşmesini incelemek doğru olacaktır. Şekil 2.6'da görüleceği gibi kilit iki grup pim ile şifrelenmektedir. Bunlardan ilki tüp içerisinde kalan şifre pimleridir. Şifre pimlerinin boyları kendi eksenine denk gelen anahtar şifre derinliğine göre değişkenlik göstermektedir. Bu konudaki daha detaylı bilgi bir şifre kombinasyonları bölümünde verilecektir. Diğer pim grubu ise gövde içerisinde kalan üst pimlerdir. Bu pimlerin boyları sabit olup şifre pimlerini tamamlama özelliğine sahiptir. Her şifre ekseninde bir adet şifre pimi ve bir adet üst pim bulunmaktadır ve bu pimler gövde içerisine bir öngerilmeli yay ve kapama bilyası ile monte edilmektedir. Doğru anahtar-kilit eşleşmesinde şifre pimlerinin tüpün dış yüzeyine teğet kalması dolayısıyla gövde ile herhangi bir şekil bağının olmaması gerekmektedir.

Bu sayede üst pimler de şifre pimlerinin üst yüzeyine temas ederek gövde içerisinde kalacak ve tüp ile herhangi bir şekil bağı olmayacaktır. Bu durumda tüp herhangi bir şekil bağı olmadığı için gövde içerisinde dönerek kam mekanizmasını harekete geçirebilmektedir. Şekil 2.6'da 55322 şifre nolu anahtar ile uyumlu kilit eşleşmesinde bu durum açıkça gözlemlenebilmektedir. Bu konuda dikkati çeken bir diğer nokta ise doğru anahtar kilit eşleşmesinde her eksenindeki şifre pimi ve üst pim ikilisinin toplam yüksekliğinin aynı seviyede olmasıdır.

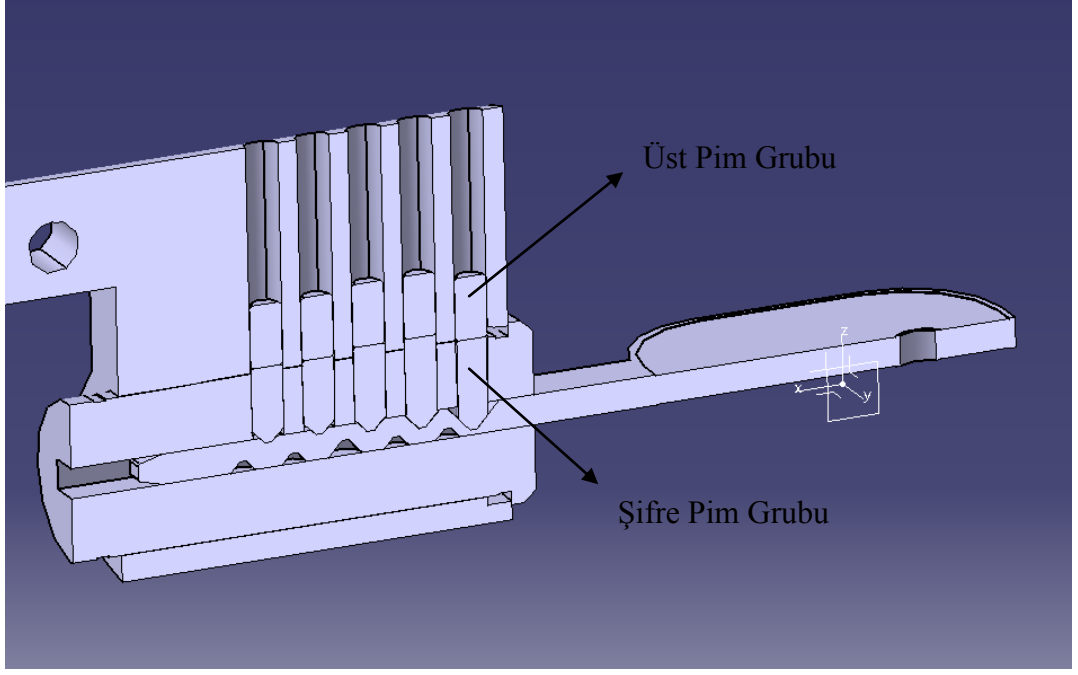


**Şekil 2.6 :** Doğru anahtar- kilit eşleşmesi (I. Durum)

İkinci durum olarak anahtarın şifrelerinin olması gereken derinliklerinden daha sığ olduğu durum incelenebilir. İlk durum ile aynı olarak 55322 şifre nolu kilit ile 53211 şifre nolu anahtar eşleşmesi bu duruma bir örnek olabilir. Bu kombinasyonda sadece ilk şifrede doğru eşleşme sağlanabilmiştir. Diğer şifrelerde ise anahtarın şifreleri kilidin şifrelerine göre daha düşük dolayısıyla anahtarın şifre derinliği olması gerekenden daha azdır. Bu nedenle şifre pimleri tüp ile gövde arasında şekil bağı oluşturmuş ve tüpün gövde içerisinde serbest olarak dönebilmesini engellemiştir. (Şekil 2.7)

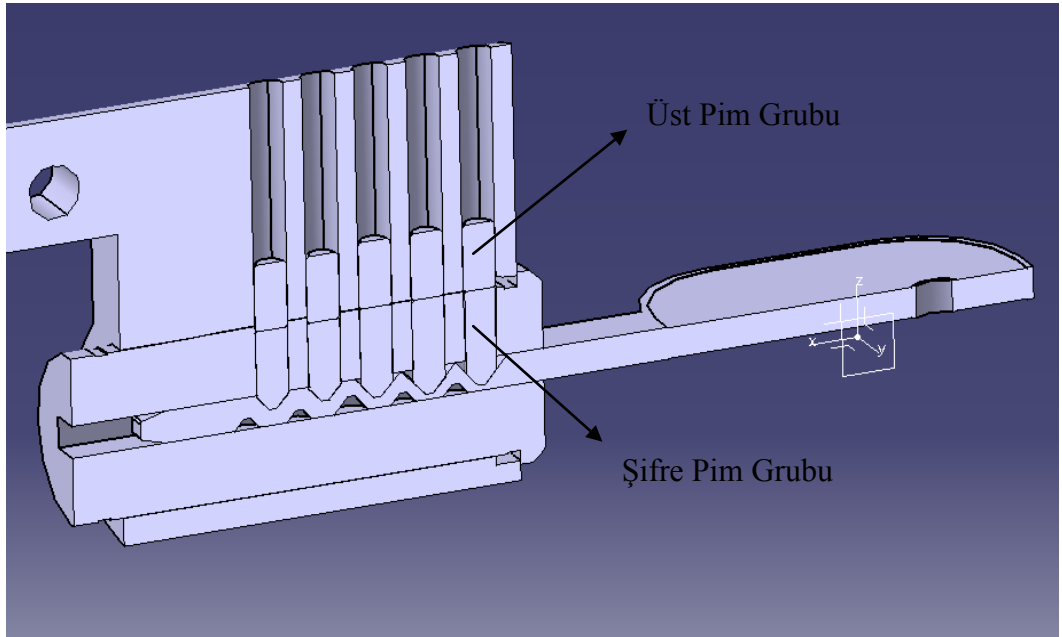
Üçüncü durum ise anahtar üzerinde bulunan şifrelerin olması gerekenden daha derin açılmasıdır. Bu duruma örnek olarak ise yine 55322 şifre nolu kilit ile 55433 şifre nolu anahtarın montajı gösterilebilir.





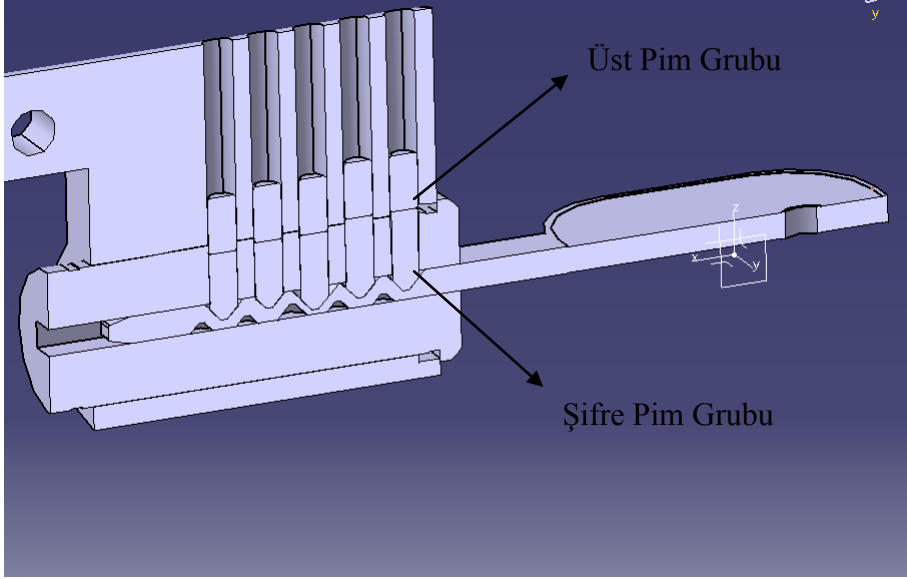
**Şekil 2.7 :** Yanlış anahtar- kilit eşleşmesi (II. Durum)

Böyle bir eşleşmede 3. , 4. ve 5. şifre eksenlerinde şifre pimleri tüp içerisinde düşük seviyede kalarak üst pimlerin tüp içerisine girerek tüp ile gövde arasında bir şekil bağı oluşturmuştur. Bu durumda da yine tüp gövde içerisinde serbest olarak dönemeyeceği için kam mekanizması harekete geçemeyecektir. (Şekil 2.8)



**Şekil 2.8 :** Yanlış anahtar- kilit eşleşmesi (III. Durum)

Dördüncü ve son durumda ise yanlış olarak derin ve sığ açılan anahtar şifrelerinin bir arada görüldüğü kombinasyon inceleyecektir. Bu eşleşmeye örnek olarak 55322 şifre nolu kilit ile 44534 şifre nolu anahtarın montajı gösterilebilir. Şekil 2.9’da görüleceği gibi 1. ve 2. şifrelerde anahtar şifresi sığ kalarak şifre pimleri;3. , 4. ve 5. şifrelerde ise üst pimler tüp ile gövde arasında şekil bağına neden olmuştur. Bu durum tüm şifrelerin yanlış olduğu durumu temsil eder. Ancak daha öncede belirtildiği gibi kilit mekanizmasının açılmaması için sadece bir şifrenin uyumsuz olması yeterlidir.



**Şekil 2.9 :** Yanlış anahtar- kilit eşleşmesi (IV. Durum)

3B montaj modelleri üzerinden açıkladığımız bu durumu gerçek tüp-pim montajları üzerinden de gözlemlemek mümkündür. Şekil 2.10 ‘da doğru anahtar-şifre pimi montajı verilmiştir.



**Şekil 2.10 :** Doğru anahtar-şifre pimi eşleşmesi

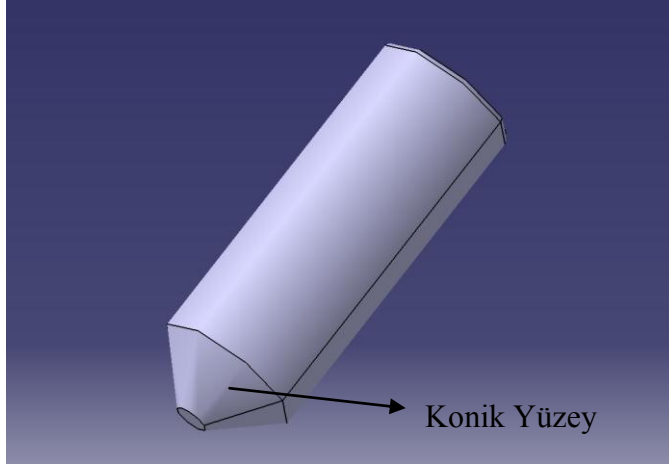
Şekil 2.11’de ise yanlış anahtar-şifre pimi eşleşmesi görülebilmektedir. Bu uygulamada tüm pimler olması gerekenden uzun seçildiği için tüpün üst yüzeyini aşarak gövde ile şekil bağı oluşturacaklardır.



Şekil 2.11 : Yanlış anahtar-şifre pimi eşleşmesi

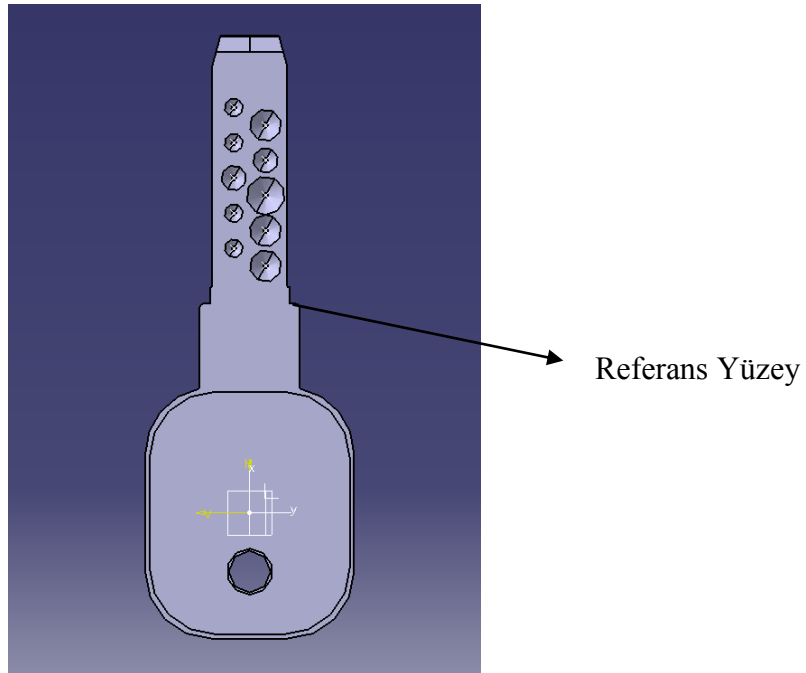
Bilyalı anahtar şifreleme makinasının konstrüksiyonunda üzerinde durulması gereken önemli konulardan biri de makinanın kesme (z-ekseni) ve ilerleme (x-ekseni) eksenlerindeki hassasiyeti olacaktır. Anahtarın çalışma toleransının belirlenmesinde kilidi oluşturan diğer komponentler olan gövde,tüp,şifre pimleri ve üst pimlerin imalat toleransları önem kazanmaktadır. Eş çalışan parçalar arasında çapta ve uzunlukta belirli oranlarda boşluk bırakılmaktadır. Şifre pimleri ve üst pimlerin çapı için genel olarak  $\varnothing 2.6$  seçilmektedir. Özellikle şifre pimlerinin imalatındaki hassasiyet kilidin imalat kalitesi için büyük önem taşımaktadır. Pimler ESCOMATIC firmasının üretmiş olduğu dairesel formdan sürekli kesim yapabilen prosese özel bir CNC makina ile imal edilmektedir. [1]

Şifre pimleri için malzeme olarak ise gövde, tüp, anahtar gibi komponentlerde olduğu gibi yine MS58 tercih edilmektedir. Pimlerin şifre yuvası ile temas eden ucu ise konik, üst pimler ile temas eden ucu ise köşe yuvarlatmalı şekilde tasarlanmıştır.(Şekil 2.12) Buna göre anahtar üzerine açılan şifre yuvaları ise iç konik olacak şekilde açılmaktadır. Temas eden uç ve dip bölgede ise genel olarak  $\varnothing 0.6$  çapında dairesel bir bölge bırakılarak konik yüzeylerde çapak sıvanması nedeniyle oluşabilecek sorunların önüne geçilebilmektedir. Genel olarak şifre pimlerinin boyları her şifre kademesinde  $\pm 0.02 \text{ mm}$  hassasiyet ile üretilmektedir. Bu nedenle de anahtar şifre yuvalarında da derinlik ölçüsünde en az  $\pm 0.02 \text{ mm}$  hassasiyeti yakalama gereği bulunmaktadır.



**Şekil 2.12 :** Şifre pimi geometrisi

Gövdede açılan şifre delikleri  $\varnothing 2.8$  çapı tercih edilmektedir. Bu durumda tüp için ise şifre delik çapı  $\varnothing 2.7$  olmaktadır. Tercih edilen çaplara göre eş çalışan komponentler olan gövde şifre delikleri ile şifre pimi arasındaki çap farkı  $\varnothing 0.2mm$ , tüp şifre delikleri ve şifre pimi arasında ise  $\varnothing 0.1mm$  olmaktadır. Çaplar arasındaki tolerans nedeniyle anahtar kilit içerisinde aksel yönde kabul yaklaşık olarak  $\pm 0.05 mm$  boşluk ile çalışabilmektedir. Bu nedenle şifre yuvalarının merkezi ile referans yüzey arasındaki ölçü ve şifre yuvaları merkezleri arasındaki aksel aralığı ölçüsü  $\pm 0.05 mm$  hassasiyete sahip olmalıdır. (Şekil 2.13)



**Şekil 2.13 :** Referans yüzey tanımı

Özet olarak bu bilgilere göre anahtar şifreleme makinası tasarımında kesme ekseninde (z-ekseni)  $\pm 0.02 \text{ mm}$  ,ilerleme ekseninde (x-ekseni) ise  $\pm 0.05 \text{ mm}$  hassasiyeti yakalama gereği bulunmaktadır. Ancak tasarımda bu hedef üretici firmanın kilit üzerinde yapabileceği olası konstrüktif değişiklikleri de göz önünde bulundurarak her iki eksen de  $\pm 0.01 \text{ mm}$  olarak belirlenmiştir. Tasarım aşamasındaki seçimler bu hedefe göre yapılacaktır.

Barel gövdesi ve anahtar malzemesi olarak CuZn40Pb2 (MS58) pirinç tercih edilmektedir. Mühendislik uygulamalarında pirincin tercih edilmesindeki en önemli etkenler atmosferik korozyona dirençli olması, sıcak ve soğuk şekillendirilebilmesi, sıcak dövülmeye, pres işlemine uygunluğu ve yüksek işlenebilirliğidir. Bunların yanı sıra anahtarın hammaddesi olarak kullanılan MS58 malzemenin % 0,2 Pb içermesi nedeniyle de diğer pirinç malzemelere göre işlenebilirliği yükselmektedir. [2]

MS58 (CuZn40Pb2) pirinç malzemenin kimyasal kompozisyonu ve önemli fiziksel özellikleri Çizelge 2.1’de verilmiştir. Bu özellikler çalışmanın ileriki bölümlerinde makinanın tahrik güçlerinin bulunmasında ve komponentlere etki eden yüklerinde belirlenmesinde yapılan hesaplamalarda kullanılacaktır. [3]

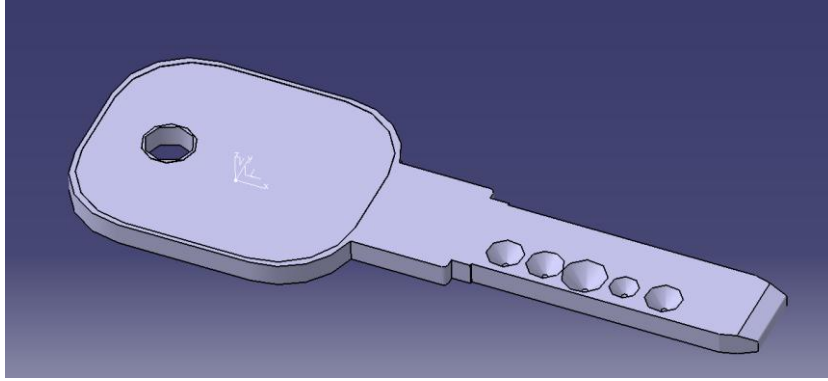
**Çizelge 2.1 : MS58(CuZn40Pb2) teknik özellikleri**

<b>Kimyasal Analiz (&amp;)</b>	
Cu	57,0-59,0
Pb	1,60-2,50
Zn	Kalan
Al	$\leq 0,05$
Fe	$\leq 0,30$
Ni	$\leq 0,30$
Sn	$\leq 0,30$
<b>Mekanik Özellikler</b>	
Çekme Mukavemeti (N/mm <sup>2</sup> )	400-570
Akma Mukavemeti(N/mm <sup>2</sup> )	180-490
Uzama (%)	35-10
Sertlik(HV)	95-175
<b>Fiziksel Özellikler</b>	
Yoğunluk (g/cm <sup>3</sup> )	8,43
Elektrik İletkenliği (MS/m)	14,9
Isı İletkenliği	113
Elastisite Modülü (kN/m <sup>2</sup> )	96

## 2.2 Şifre Kombinasyonları

Endüstriyel uygulamalarda cerman şifreleme, bilyalı şifreleme veya birden fazla düzlemde şifreleme işlemi yapılan şifreleme prosedürleri kullanılabilir. Bu tercih tamamen ürünün maliyet, pazar konumu gibi parametrelere göre yapılmaktadır. Ancak tüm şifreleme işlemlerinin temelinde anahtar üzerine açılan şifre yuvaları ve bu yuvaları ile uyumlu olarak yapılan şifre pimi-kilit montajı vardır. Bu nedenle çalışmada konu edilen şifreleme prensipleri tüm kilit sistemleri için geçerliliğini korumaktadır.

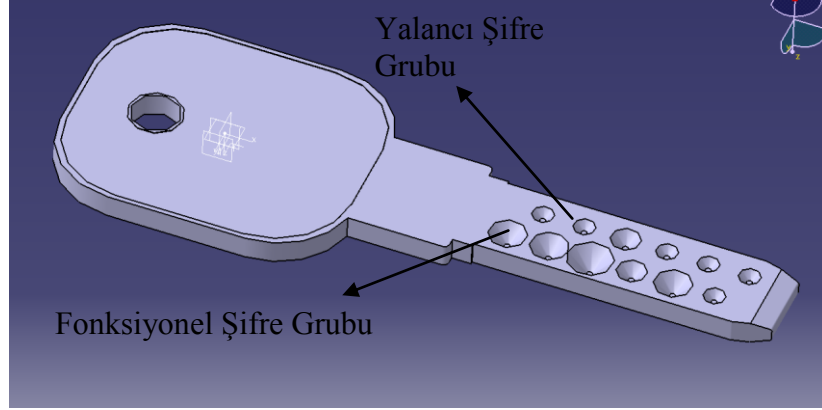
Projede konusu olan bilyalı anahtar-kilit sistemleri de kendi içerisinde farklılıklar içerebilmektedir. Anahtar üzerindeki şifre sayısı, yalancı şifre ekseninin bulunması ve  $90^\circ$  açılı ile yapılan ek şifreleme gibi özellikler ile kilit sistemleri birbirinden farklılaşmaktadır. Bu özelliklerden en önemlisi şifre sayısıdır. Şifre sayısı genel olarak 5 veya 6 olarak tercih edilmektedir. Ancak oranı az da olsa 7 pimli sistemlere de rastlanabilmektedir. Şekil 2.14'te 5 pimli şifreleme yapılmış bir anahtar görülmektedir. Bu durumdaki yapılabilecek kombinasyon sayısı 6 ve 7 pimli bir sisteme göre daha azdır.



**Şekil 2.14 :** Beş pimli şifreleme

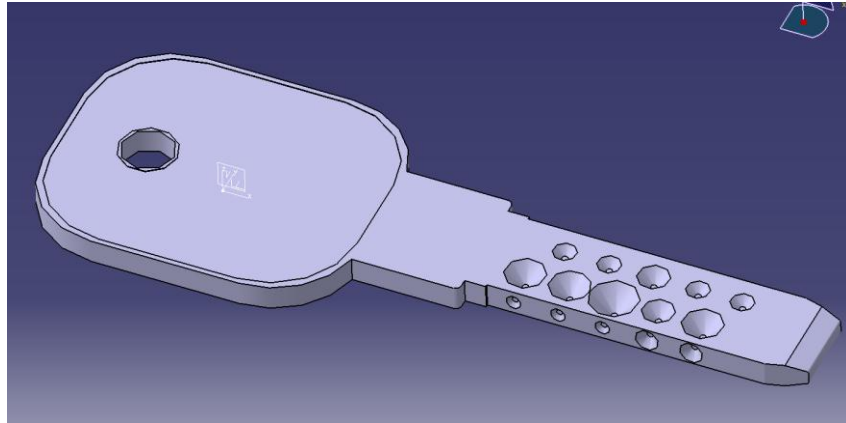
6 ve 7 pimli bir şifrelemede ise şifreler arası eksen aralığı, gövde şifre deliği, tüp şifre deliği ve şifre pimlerinin çapları azaltılmak zorunda kalmaktadır. Şekil 2.15'te 6 pimli şifreleme yapılmış bir anahtar verilmiştir. Şekilde dikkati çeken bir diğer nokta ise iki eksenle şifreleme yapılmış olmasıdır. İkinci şifre eksenini endüstride yalancı şifre eksenini olarak adlandırılmaktadır. Bu eksenindeki 6 şifre yalancı şifre grubunu oluşturmaktadır. Yalancı şifre grubunun herhangi bir işlevi bulunmamaktadır.

Dolayısıyla kilidin güvenliğini etkileyen bir özelliği yoktur. Ancak yalancı şifreleme anahtarları daha karmaşık bir hale getirdiği için tercih edilen ticari bir işlemdir.



**Şekil 2.15 :** Altı pimli şifreleme

Farklı düzlemlerde şifreleme ise genellikle yüksek profilli üreticilerin tercih ettiği bir yöntemdir. Şekil 2.16’te görüldüğü gibi  $90^\circ$  açılı ile anahtarın yan yüzeyine açılan bir şifre grubu daha açılmaktadır. Açılan yeni şifre grubu ve bu şifreler için aynı açı ile gövde ve tüp üzerinde açılan şifre delikleri nedeniyle kullanılan delik delme ve şifreleme makinelerinde ek olarak bir ekseninde daha hareket olmalıdır. Ayrıca yapılan tüm bu ek işlemler işçilik birim maliyetlerini de arttırıcı etkide bulunmaktadır. Bu nedenle bu şifreleme yöntemi güvenlik seviyesini arttırmasına rağmen çok tercih edilmeyen bir yoldur.



**Şekil 2.16 :** Farklı düzlemlerde şifreleme

Yeni şifreleme makinasının konstrüksiyonu ek düzlemde şifreleme işlemi hariç diğer tüm özelliklere sahip olacak şekilde tasarlanacaktır. Makinanın ilerleme ekseninde (x-ekseni) servomotor ve vidalı mil kullanılacağı için 5,6 ve 7 pimli sistemler arasındaki geçiş programdan yazılımsal olarak gerçekleştirilebilecektir.

Kesme ekseninde (z-ekseni) ise yine servomotor ve vidalı mil özelliği sayesinde farklı kademelerde şifreleme ve bu kademeler arasındaki ölçü değişiklikleri de yine ana programdan yazılımsal olarak yapılabilecektir. Fonksiyonel şifre grubu eksen ile yalancı şifre grubu eksen arasındaki geçiş ise ek olarak y-ekseninde de hareket ihtiyacını doğurmaktadır. Y-eksenindeki hareket ise pnömatik tahrik ve lineer hareket elemanları ile gerçekleştirilecektir. Bu ekseninde hareket mesafesini (strok) ayarlamak için mekanik dayama mekanizması kullanılacaktır.

Şifreleme işlemi önceki bölümlerde açıklandığı gibi farklı derinlik kademeli şifre yuvaları ve bu yuvalar ile uyumlu yine farklı uzunluk kademelerindeki şifre pimleriyle yapılmaktadır. Bilyalı anahtar şifrelemesinde anahtar üzerinde her pim için açılan farklı derinlik kademelerindeki yuvaların toplam kombinasyonu üretilebilecek şifre sayısına karşılık gelmektedir. Örnek olarak 5 pimli bir anahtar kilit sisteminde 0.4 mm aralıklarla kademelendirilen bir şifreleme uygulamasında anahtarın konstrüksiyonu gereği bir yuva için toplam 5 kademedeki şifre açılabilir. Bu şifrelemede 5 kademedeki şifre yuvaları için 5 ayrı kademedeki pim boyu bulunmaktadır. Şifre kademesi, her kademedeki şifre yuvası derinlik ölçüsü, şifre pimi uzunluk ölçüsü ve bu ölçülerde uyulması gereken toleranslar Çizelge 2.2'de verilmiştir.

**Çizelge 2.2 :** Beş kademeli şifreleme sistemi (Şifre kademe aralığı=0.4 mm)

Şifre No	Şifre Derinliği [mm]	Şifre Pimi Uzunluğu [mm]
1	0,4±0.02	5,6±0.02
2	0,8±0.02	6±0.02
3	1,2±0.02	6,4±0.02
4	1,6±0.02	6,8±0.02
5	2±0.02	7,2±0.02

Bu şifreleme tablosunda birbirinden farklı toplam  $5^5 = 3125$  şifre açılabilir. Şifrelemenin 0.2 mm aralıklarla 6 pimli bir anahtar kilit sistemine uygulanması durumunda ise elde edilecek tablo şu şekilde olur. (Çizelge 2.3)

Bu sistemdeki birbirinden farklı toplam şifre sayısı ise  $10^6 = 1000000$  adettir.

Genel olarak birbirinden farklı toplam şifre sayısını ise şu şekilde belirlemek mümkündür.



$$\text{Toplam Şifre Sayısı} = \text{Şifre Kademe Sayısı} \times \text{Şifre Sayısı}$$

**Çizelge 2.3 :** On kademeli şifreleme sistemi (Şifre kademe aralığı=0.2 mm)

Şifre No	Şifre Derinliği [mm]	Şifre Pimi Uzunluğu [mm]
1	0,2±0.01	5,4±0.01
2	0,4±0.01	5,6±0.01
3	0,6±0.01	5,8±0.01
4	0,8±0.01	6,0±0.01
5	1±0.01	6,2±0.01
6	1,2±0.01	6,4±0.01
7	1,4±0.01	6,6±0.01
8	1,6±0.01	6,8±0.01
9	1,8±0.01	7,0±0.01
10	2±0.01	7,2±0.01

Teorik olarak toplam şifre sayısı bu şekilde hesaplanabilirken uygulamalarda;

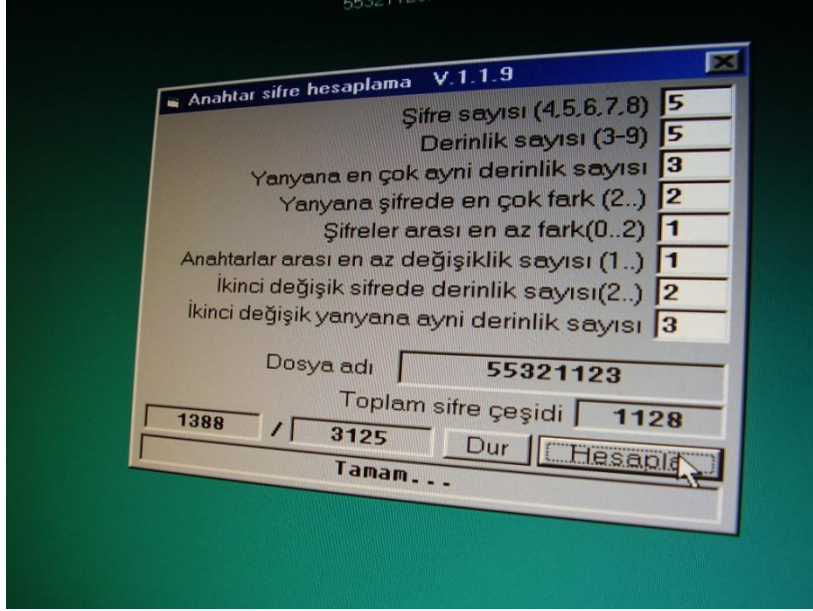
- fonksiyonel şifre ekseninde ardışık gelen aynı şifre yuvası sayısı
- ardışık iki şifre yuvası arasındaki en çok kademe farkı
- ardışık iki şifre yuvası arasındaki en az kademe farkı
- ardışık iki anahtar arasındaki en az şifre yuvası değişikliği sayısı
- yalancı şifre eksenindeki şifre kademesi sayısı
- yalancı şifre ekseninde ardışık gelen aynı şifre yuvası sayısı

gibi tercihler nedeniyle toplam kombinasyon sayısı azaltılarak kullanılmaktadır.

Bilyalı anahtar şifreleme makinasının ana kontrol programında kullanılan şifre tablosu ise ‘Anahtar Şifre Hesaplama’ adlı program (Şekil 2.17) ile oluşturulmuştur. Ana şifre programında söz konusu parametre tercihleri belirtildikten sonra şifre tablosu oluşturularak ana program için veri üretilmektedir.

Bu veri tablosunda üretilecek her şifre için kesme (z- eksen) ve ilerleme (x- eksen) eksenlerinde kullanılan servomotorların gideceği pozisyon ve adımlar bulunmaktadır. Makinanın ana programı ise bu tablodaki verileri kullanarak anahtar şifreleme işlemini gerçekleştirmektedir. Program ile ilgili detaylı bilgiler ileriki bölümlerde verilecektir. Şifrelerin kodlanması ise kademelere atanan rakamlarla yapılmaktadır.

Tercihe göre her kademe için bir rakam verilerek şifreleme aşamasının ardından yapılan çapak alma ve nikel kaplama gibi işlemler ile montaj aşamasında üretilen anahtar takımlarının birbirinden ayrılabilmesi sağlanmaktadır.



Şekil 2.17 : Anahtar şifre hesaplama programı

Genel olarak üretici firmanın kodlama sistemi ile tüketiciye verilen güvenlik kartında kullanılan kodlama sistemi birbirinden farklıdır. Şifre derinliklerinin tahmin edilmesini zorlaştırmak için bu yöntem uygulanmaktadır. Ancak imalat sürecinde ve makinanın yazılımında kullanılan kodlamada şifreye atanan rakam ile şifre derinliği doğru orantılıdır. Buna göre <sup>5</sup> kademeli bir şifreleme sisteminde <sup>1</sup> numaralı şifre yüzeye en yakın, <sup>5</sup> numaralı şifre ise en derin şifreyi temsil etmektedir. Ara kademe şifreleri ise diğer rakamlar ile kodlanmaktadır.

### 3. BİLYALI ANAHTAR ŞİFRELEME MAKİNASI TASARIMI

#### 3.1 Yeni Tasarım İle İlgili Hedefler Ve Genel Bilgiler

Bilyalı anahtar şifreleme makinası projenin başladığı dönemde henüz ülkemizde tasarlanıp üretimi yapılabilen bir makine değildir. Bu nedenle bu tip bir makinanın tamamen yerli kaynaklarla başarılı bir şekilde tasarlanıp imal edilebilmesi hem ülke kaynaklarının verimli kullanılabilmesi hem de benzer diğer projeler için başlangıç noktası oluşturabilmesi nedenleriyle önem kazanmaktadır.

Bilyalı anahtar şifreleme makinasının dünyada endüstriyel olarak üreten ve satışını gerçekleştiren önemli firmalardan biri İtalya menşeli GUILLIANI firmasıdır. Firma özellikle kilit sektörüne özgü makinaların tasarımı konusunda uzmanlaşmıştır. Transfer tezgahları ve prosese özel makinalar tasarlayan firmanın üretmiş olduğu farklı şifreleme makinalarından biri de ‘bilyalı anahtar şifreleme makinası’dır.

Makina aynı anda farklı anahtarların şifrelenmesi amacıyla döner tabla sistemi ile tasarlanmıştır. Şifreleme hızını arttırmak amacıyla tabla üzerindeki her istasyonda bir anahtar şifrelenmektedir. Otomatik yükleme sisteminin bulunduğu makinada anahtar yan düzleminde şifreleme yapabilmek amacıyla ek olarak bir eksen daha hareket vardır. (Şekil 3.1) [4]

Makinanın işlem süresi ise bir anahtarın şifrelenmesi için ortalama <sup>8</sup> saniyedir.

İtalya menşeli başka bir firma olan CLEVERTECH benzer bir makinaryı üretmektedir. Döner tabla sistemi ile çalışan makinanın otomatik yükleme özelliği bulunmaktadır. (Şekil 3.2) Ancak yan düzlemde şifreleme işlemi gerçekleştirilememektedir. Makinanın işlem süresi ise bir anahtar için yaklaşık olarak <sup>9</sup> saniyedir. [5]

Ülkemizde kullanılan şifreleme makinaları ise ilkel tasarımlardan oluşmakta ve günümüz imalat teknolojisinin doğurduğu ihtiyaçlara cevap verememektedir. Projede amaçlanan yurtdışında örnekleri bulunabilen tasarımlardan hızlı ve aynı imalat kalitesini yakalayabilen bir makinanın çok daha düşük bir maliyetle tasarlanmasıdır.



**Şekil 3.1** : Döner tabla sistemi ile tasarlanmış şifreleme makinası

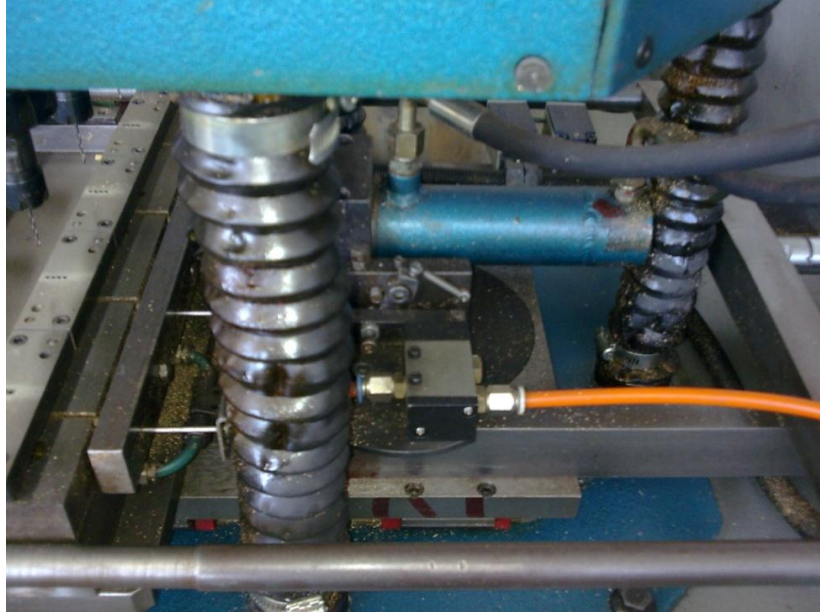


**Şekil 3.2** : Şifreleme makinası görünümü

İlkel mekanik tasarımlarda şifre derinliklerinin oluşturulduğu kesme ekseninde (z-ekseni) hidrolik tahrik mekanizması kullanılmaktadır. (Şekil 3.3) Mekanizmada hareket miktarı (strok) switch yardımı ile ayarlanmaktadır.

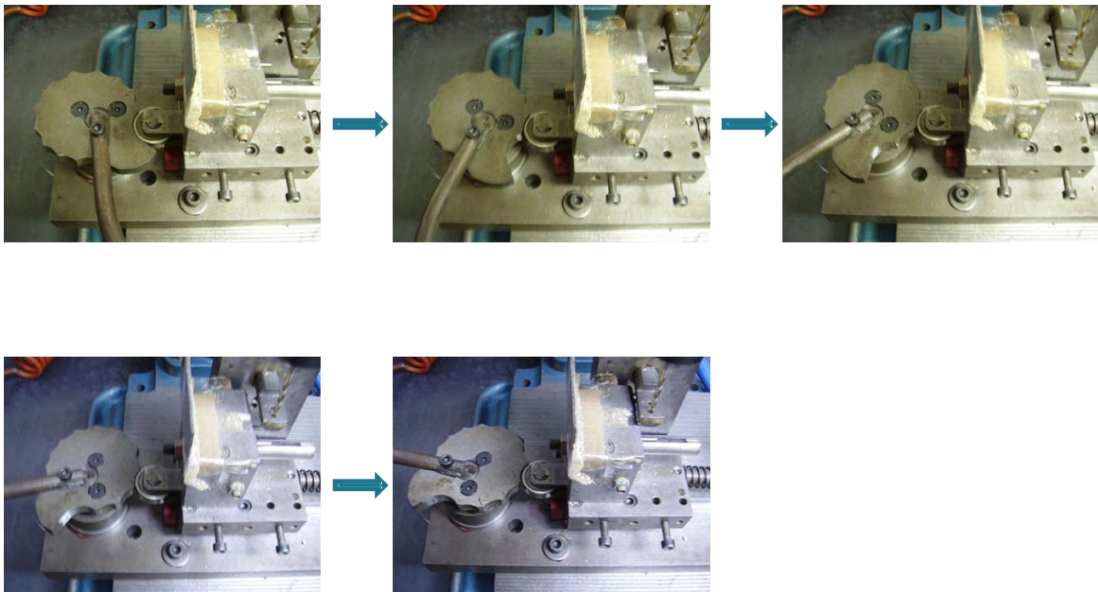
Hidrolik sistem nedeniyle şifre derinliklerinin hassas olarak ayarlanabilmesi mümkün değildir.

Ayrıca aksel hızın çevrim içerisinde değişken olarak uygulanması da bu tasarımda mümkün değildir.



**Şekil 3.3 :** Mekanik tasarım hidrolik tahrik mekanizması

Şifreler arasındaki eksen aralığı doğrultusunda ilerleme hareketinin bulunduğu x-ekseninde kam mekanizması kullanılmıştır. Hareket miktarının oluşturulan kam geometrisi ile ayarlandığı sistem oldukça ilkeldir. Sabit eksen aralıklarında harekete izin veren kam mekanizması hareket miktarının değiştirilmek istenmesi durumunda revizyona ihtiyaç duymaktadır. Kullanılan kam mekanizmasına bir örnek Şekil 3.4’te görülmektedir.



**Şekil 3.4 :** Kam mekanizması

Kam mekanizmasına hareketi motor-redüktör çifti vermektedir. İlerleme ekseninde hız redüktör çevrim oranı ile ayarlanmaktadır. Redüktör çevrim oranında anlık değişimler yapılamayacağı için kesme ekseninde olduğu gibi bu ekseninde de çevrim içi değişken hız uygulaması mümkün olmamaktadır.

Mekanik sistemin şifreleme hızı da bir diğer olumsuz noktayı oluşturmaktadır. Şifreleme süresi bu makinada bir anahtar için **32** saniyedir.

Tasarlanacak yeni ‘‘bilyalı anahtar şifreleme makinası’’ ile mevcut olan mekanik sistemlerden daha hızlı güvenilir ve kaliteli üretim yapılması hedeflenmiştir.

Mekanik sistemlerin sadece belli bir ürüne göre tasarlanmış olması nedeniyle anahtar üzerinde

- şifre eksen aralığı,
- kanal eksen aralığı ve
- şifre derinliği

gibi parametrelerin değiştirilmesi mümkün değildir. Bu nedenle anahtar üzerinde yapılacak değişikliklerin uygulanabilmesi için makine üzerinde revizyon yapılması zorunlu olmaktadır.

Yeni şifreleme makinasında kesme ve ilerleme eksenlerindeki hareket servomotor ve lineer vidalı mil-somun mekanizması ile sağlanması hedeflenmektedir. Böylece hareketin **1  $\mu m$**  hassasiyet ile sağlanması mümkün olabilecektir. Ancak bu uygulamada **0,01 mm** hassasiyet ve tekrarlanabilirlik yeterli olmaktadır.

Otomasyon sistemi ile söz konusu hareket parametrelerinin yazılımsal olarak operatör değiştirilebilmesi sağlanacaktır. Böylece makine farklı ürün gruplarına göre hızlı uyum sağlayabilen bir yapıda olacaktır.

Servomotor tercihi ile hareket eksenlerinde sistemlerin;

- boştaki hızı
- kesme hızı
- geri dönüş hızı ve
- manuel kontrol hızı

farklı değerlerde uygulanabilmektedir.

Böylece çevrim içerisinde farklı hız değerleri uygulanarak kritik olmayan bölümlerde yüksek hız uygulanabilir. Böylece çevrim süresinin düşürülmesi ve verimlilik artışı sağlanabilecektir. Hız ayarları da yine operatör tarafından seçilebilmesi için otomasyona dahil edilecektir.

Bir anahtarın imalatı için gerekli süre yeni tasarım için en önemli hedeflerden birisidir. Aynı işlem süresinde daha fazla anahtarın şifrelenebilmesi için yeni tasarımın 5 bağımsız iş milinin yatakladığı bir platformdan oluşması öngörülmüştür. Böylece aynı anda 5 anahtar işlenebilecektir. Hedef çevrim süresi ise 10 saniyedir. Bu süre ile bir anahtarın ortalama şifreleme süresi 2 saniyeye düşmektedir. Sistemde aynı anda 5 anahtarın sabitlenebileceği bir mekanizma tasarlanarak otomasyona dahil edilmesi hedeflenmektedir. Böylece operatör tek bir buton ile tüm çevrimi gerçekleştirebilecektir.

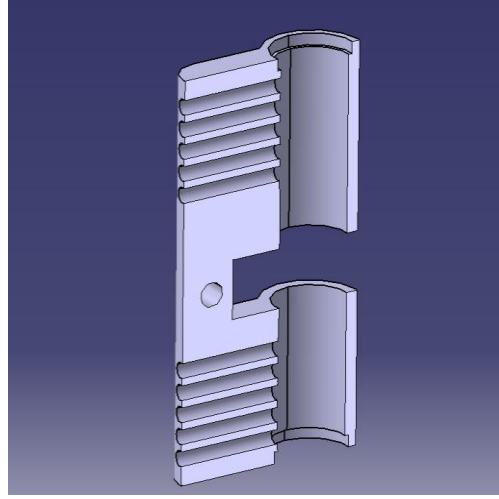
Otomatik yükleme özelliği bu aşamada tercih edilmemiştir. Yeni bir tasarım olan şifreleme makinasının potansiyel sorunları arttırmamak amacıyla projeye ileriki aşamada otomatik yükleme sisteminin entegre edilmesi hedeflenmektedir.

Yan düzlem şifreleme özelliği çok tercih edilmeyen bir uygulama olması nedeniyle makinanın tasarımında bulunmayacaktır. Ancak yalancı şifreleme özelliği ek olarak hareketli bir mekanizma ile uygulanacaktır.

### **3.2 Kesme Ve İlerleme Kuvvetlerinin Belirlenmesi**

Anahtar şifreleme işleminin yansıra tasarlanacak makinanın barel gövdesinde bulunan şifre deliklerini delebilecek güç ve moment kapasitesine sahip olması hedeflenmektedir. Böylece daha düşük güç moment gereksinimine ihtiyaç duyulan şifreleme işleminde makinanın ilerleme ve kesme motorları göreceli olarak düşük yük kapasitende çalışacak ve diğer mekanik komponentlerin seçimi ve konstrüksiyonu için emniyetli bölgede kalınabilecektir. Ayrıca makinanın delik delme işlemine göre tasarlanması sayesinde, makina iş parçası için tasarlanan özel bağlama aparatları ve kesici takım değişiklikleri ile diğer önemli bir işlem olan delik delme prosesini gerçekleştirebilecek duruma gelebilecektir. Özet olarak burada amaç benzer iki proses olan şifreleme ve delik delme işlemleri arasında mümkün olan en az revizyon ile geçiş yapılabilecek bir makinanın tasarlanmasıdır.

Barel gövdesinde bulunan şifre delikleri için delik boyu ve çapı Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Şifre deliklerinin boyu genellikle değişmemekle birlikte deli çapı firmaların barel konstrüksiyonlarına göre  $\text{Ø}2.7 - \text{Ø}3.2 \text{ mm}$  arasında değişebilmektedir. Güç moment hesapları üst değerler olan delik çapı  $\text{Ø}3.2 \text{ mm}$  ve delik boyu  $l = 20 \text{ mm}$  için yapılacaktır.



**Şekil 3.5 :** Barel gövdesi ve şifre delikleri

Matkap ile delik delme işleminde kesme hızı ;

$$v = \pi d \frac{n}{1000} \left( \frac{\text{m}}{\text{dak}} \right)$$

bağıntısı ile ifade edilir.

Bu aşamada helisel matkap ile delik delme işlemi için literatürde önerilen kesme hızları referans alınacaktır. Gövdenin üretildiği MS58 (CuZn40Pb2) pirinç malzemede en yakın delik çapı için devir sayısı  $n = 5000 \text{ devir/dak}$  ve ilerleme  $s = 0,12 \text{ mm/devir}$  olarak önerilmektedir. Kesme ve ilerleme kuvvetlerinin bulunmasında kullanılacak parametreler Şekil 3.6'da gösterilmiştir.

Bu değerler ile kesme hızı;

$$v = \pi 3,2 \frac{5000}{1000} \left( \frac{\text{m}}{\text{dak}} \right) = 50,27 \frac{\text{m}}{\text{dak}}$$

olarak bulunur. İlerleme  $s \text{ (mm/dev)}$  matkabin bir devirde aksenal yönde katettiği mesafedir. Matkap iki ağızlı bir takımdır. Genel olarak ağız sayısı  $z$  ile ifade edilirse bir ağza karşılık gelen ilerleme;



$$s_z = \frac{s}{z} = \frac{s}{2} \left( \frac{\text{mm}}{\text{dev}} \right)$$

ve ilerleme hızı

$$u = sn = zs_z n = 2s_z n \left( \frac{\text{mm}}{\text{dak}} \right)$$

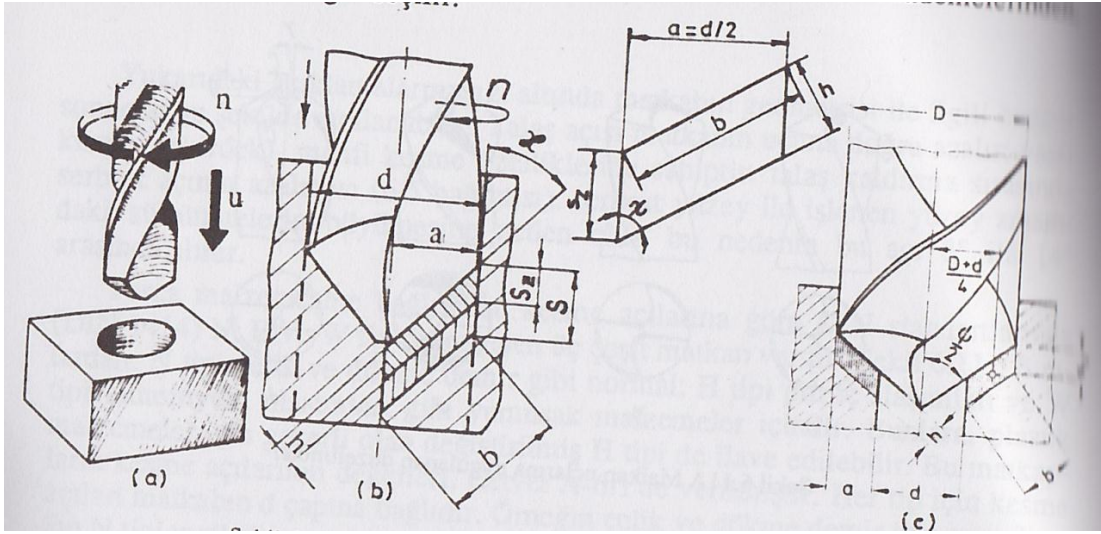
olarak belirtilir.

Seçilen değerler yerine konulursa;

$$s_z = \frac{s}{z} = \frac{s}{2} = \frac{0,12}{2} = 0,06 \frac{\text{mm}}{\text{dev}}$$

$$u = sn = zs_z n = 2s_z n = 2 \times 0,06 \times 5000 = 600 \text{ mm/dak}$$

olarak bulunur.



Şekil 3.6 : Helisel matkap ile delik delme

Bir ağza karşılık gelen talaş kalınlığı  $h$  ve talaş genişliği  $b$  ile ilerleme  $s_z$  ve kesme  $a$  arasında şu bağıntı bulunur.

$$h = s_z \sin \chi = \left( \frac{s}{2} \right) \sin \chi$$

ve  $a = \frac{d}{2}$  olduğu göz önüne alınırsa

$$b = \frac{a}{\sin \chi} = \frac{d/2 \sin \chi}{\sin \chi}$$

olarak yazılır. Bu durumda bir ağza karşılık gelen talaş kesidi  $s_z = s/2$  değeri ile

$$A_{sz} = bh = s_z \sin \chi \frac{a}{\sin \chi} = s_z a = \frac{s_z d}{2} = \frac{sd}{4}$$

ve toplam talaş kesidi

$$A_s = 2A_{sz} = 2s_z a = sa = \frac{sd}{2}$$

olarak bulunur.

Çalışmadaki sayısal değerler yerine konulursa talaş kalınlığı;

$$h = s_z \sin \chi = \left(\frac{s}{2}\right) \sin \chi = 0,06x \sin \left(\frac{108^\circ}{2}\right) = 0,049 \text{ mm}$$

talaş genişliği;

$$b = \frac{a}{\sin \chi} = \frac{d}{2 \sin \chi} = \frac{3,2 \text{ mm}}{2 \sin \left(\frac{108^\circ}{2}\right)} = 1,98 \text{ mm}$$

bir ağza karşılık gelen talaş kesidi;

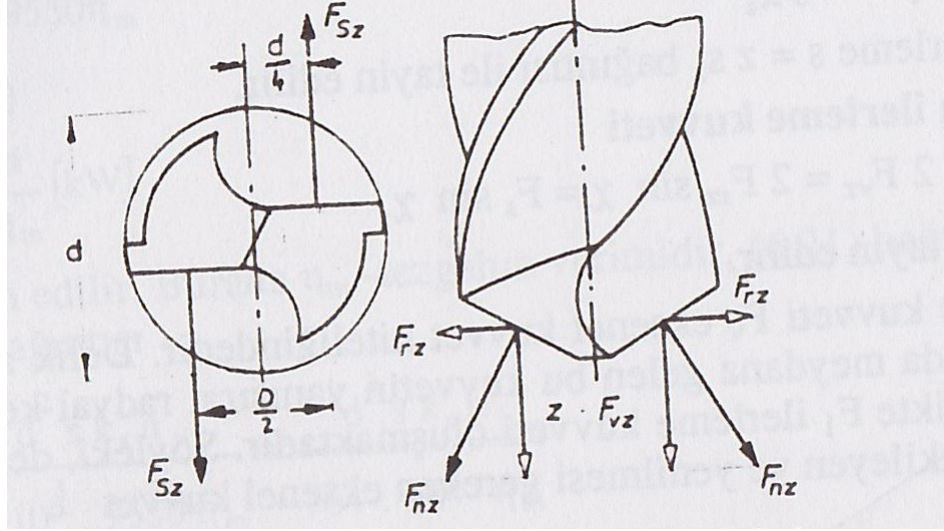
$$A_{sz} = bh = s_z \sin \chi \frac{a}{\sin \chi} = s_z a = \frac{s_z d}{2} = \frac{sd}{4} = \frac{0,06x3,2\text{mm}}{4} = 0,048 \text{ mm}^2$$

ve toplam talaş kesidi;

$$A_s = 2A_{sz} = 2s_z a = sa = \frac{sd}{2} = \frac{0,06x3,2\text{mm}}{2} = 0,096 \text{ mm}^2$$

olarak bulunur.

Delme işlemi sırasında bir ağza karşılık gelen talaş kaldırma kuvvetlerinin bileşenleri, yani kesme kuvveti  $F_{sz}$ , ilerleme kuvveti  $F_{vz}$  ve radyal kuvvet  $F_{rz}$  Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Görüleceği gibi ağızların konumu itibariyle her ağızda oluşan radyal kuvvetler birbirini dengelemektedir. Dolayısıyla delme işleminde sadece  $F_s$  ve  $F_v$  kuvvetleri etki etmektedir.



Şekil 3.7 : Matkap ile delik delmede kesme ve ilerleme kuvvetleri

Bir ağza karşılık gelen kesme kuvveti;

$$F_{sz} = A_{sz} k_s = \frac{ds_z}{2} k_s = \frac{ds}{4} k_s$$

ve toplam kesme kuvveti

$$F_s = z F_{sz} = 2 F_{sz} = ds_z k_s = \frac{ds}{2} k_s$$

şeklinde ifade edilir. Burada özgül kesme kuvveti

$$k_s = 1,2 k_{s11} h^{-z}$$

veya

$$k_{sh} = k_{s11} h^{-z}$$

$$k_s = 1,2 k_{sh}$$

bağıntıları ile hesaplanabilir.  $k_{s11}$  ve  $k_{sh}$  değerleri işlenen malzemeye bağlı özellikler olup MS58 malzeme için literatürde şu değerleri almaktadır.

$$k_{s11} = 450 \text{ N/mm}^2 \quad z = 0,27$$

$$k_s = 1,2 k_{s11} h^{-z} = 1,2(450 \text{ N/mm}^2) 0,049^{-0,27} = 1219,10 \text{ N/mm}^2$$

MS58 malzeme için bulunan değerler bir ağza gelen kesme kuvveti ifadesinde yerine konulursa;

$$F_{sz} = A_{sz} k_s = \frac{ds_z}{2} k_s = \frac{ds}{4} k_s = \frac{3,2 \times 0,12}{4} 1219,10 = 117,03 N$$

$$F_s = zF_{sz} = 2F_{sz} = ds_z k_s = \frac{ds}{2} k_s = \frac{3,2 \times 0,12}{2} 1219,10 = 234,07 N$$

olarak bulunur.

Kesme kuvvetine bağlı olarak bir ağza karşılık gelen kesme momenti;

$$M_{sz} = F_{sz} \frac{d}{4} = 117,3 \frac{3,2}{4} = 93,62 Nmm = 0,09362 Nm$$

toplam kesme momenti;

$$M_s = zF_{sz} \frac{d}{4} = 2F_{sz} \frac{d}{4} = F_s \frac{d}{4} = 234,07 \frac{3,2}{4} = 187,26 Nmm = 0,18726 Nm$$

olarak bulunur.

Toplam ilerleme kuvveti;

$$F_V = 2F_{vz} = 2F_{sz} \sin \chi = F_s \sin \chi = 234,07 \sin \left( \frac{108^\circ}{2} \right) = 189,37 N$$

bağıntısı ile belirlenir.

İlerleme kuvveti  $F_v$  aksenal kuvvet niteliğindedir. Delik açmada ana kesme ağızlarında meydana gelen bu kuvvetin yanı sıra, radyal kesme ağızında da aksenal nitelikte  $F_i$  ilerleme kuvveti oluşmaktadır. Delik delme işlemi sırasında etkiyen toplam aksenal kuvvet

$$F_a = 2F_{vz} + F_i = F_v + F_i$$

şeklindedir.

Yapılan deneylere göre aksenal kuvvetin %40'ı  $F_v$ , %57'si  $F_i$  ve geri kalan %3 ise sürtünme kuvvetidir.

Bu bilgidен hareket ederek toplam aksenal kuvvet yaklaşık olarak;

$$F_a = \frac{10}{4} F_v = \frac{10}{4} 189,37 = 473,42 N$$

bulunur.

Son olarak aksenal güç ise;

$$P_a = F_a u = 473,42 \times 0,01 = 4,73 \text{ W}$$

olarak bulunur. [6]

Bu bölümde z-ekseni için hesaplanan kuvvet, moment ve güç değerleri sadece bir mertebe vermesi için kullanılmalıdır. Talaşlı imalat mekaniğinden oluşan bu kuvvetlerin yanı sıra söz konusu ekseninde makinanın konstrüksiyonunda kullanılacak olan vidalı mil-somun, kızak-araba çiftleri arasındaki sürtünmeden dolayı oluşan kuvvetler ve değişken hız uygulaması nedeniyle oluşacak eylemsizlik kuvvetleri de eklendiğinde gerçek kuvvet, moment ve güç değerleri hesaplanmış olan bu değerlerin üzerinde olacağı açıktır.

### **3.3 Sistemin Genel Tasarımı**

#### **3.3.1 Taşıyıcı gövde tasarımı**

Bilyalı anahtar şifreleme makinasının komponentlerini taşıyacak olan sistemin iki ana kısımdan oluşması öngörülmüştür. İlk aşamada tek parça olarak endüstriyel uygulamalarda sıkça tercih edilen alüminyum sigma profillerden konstrükte edilmesi planlanan taşıyıcı sistemin montaj-demontaj kolaylığı, mekanik ve elektronik komponentlerin farklı taşıyıcı gruplarda bulunmasının getireceği avantajlar göz önüne alınarak birbirinden bağımsız iki ayrı sistem olarak tasarlanmasına karar verilmiştir. Şekil 3.8 ve Şekil 3.9'da sigma profilden üretilmiş farklı makina şase ve kabinleri görülmektedir. [7]

Taşıyıcı sistem tasarımı mekanik ve elektronik komponentler için kaba ölçülendirme öngörülerinin yapılmasını gerektiren ve makinanın ana hatlarının ortaya çıktığı bir süreçtir. Bu nedenle başlangıçta yapılan tasarımın üzerinde çizimlerin tamamlanması ve makinanın devreye alma sürecinin ardından yapılan gözlemlere göre değişikliklerin yapılması gerekebileceği göz önünde bulundurulmalıdır.

Taşıyıcı sistemin iki ana parça halinde tasarlanmasının en önemli nedeni servomotor sürücülerini ve diğer elektrik-elektronik komponentleri içeren pano ile mekanik ve pnömatik komponentlerin birbirinden ayırmaktır.

Bu şekilde iş mili motoru olan AC motorun, pnömatik valflerin ve diğer komponentlerin servo motor sürücüleri üzerindeki elektriksel gürültü nedeniyle oluşan bozucu etkilerini en aza indirmek hedeflenmiştir.



Şekil 3.8 : Sigma profil ile konstrükte edilmiş CNC router

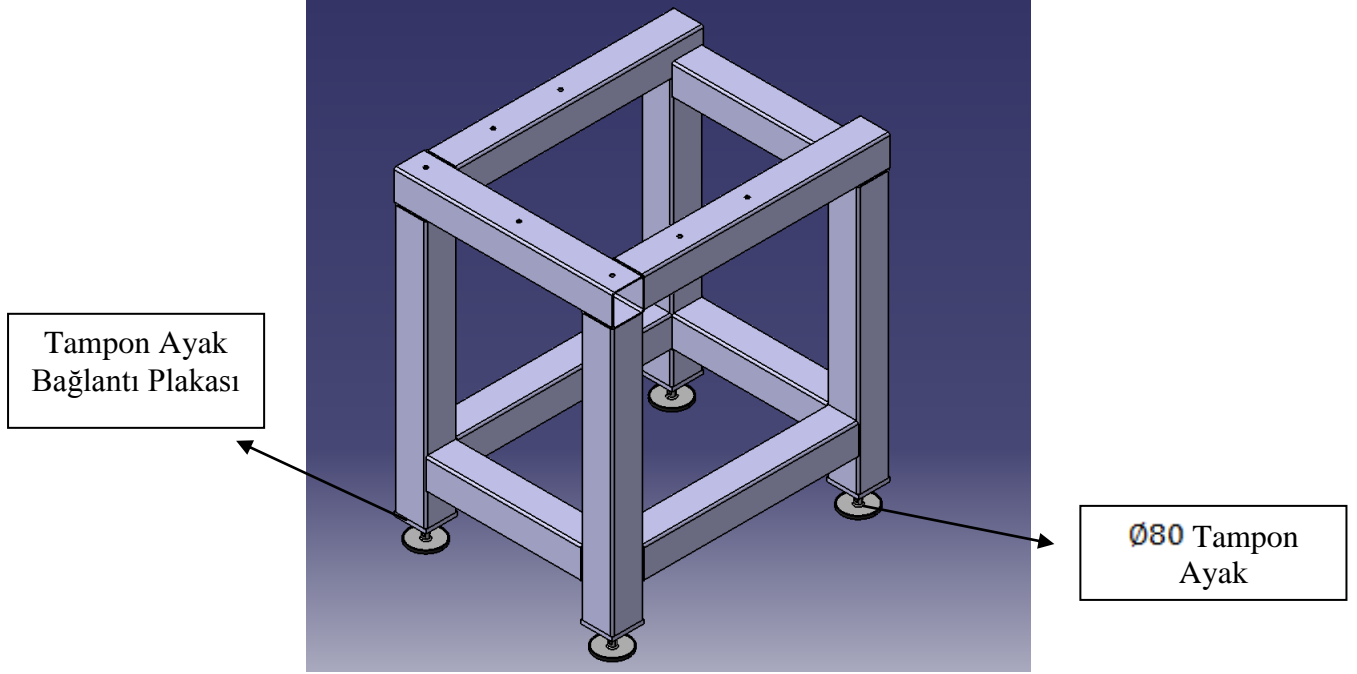


Şekil 3.9 : Sigma profil ile makine kabini uygulaması

AC motorun devreye girip çıktığı ve pnömatik valflerin tetiklendiği anlarda servo motor sürücüleri motorları elektriksel gürültü nedeniyle istenmeyen adımlara yönlendirebilmektedir. Bu durum zaman zaman **0,1 mm** varan konum hatalarına neden olabilmekte ve bu hataların her start/stop çevriminde üst üste eklenebilmesi nedeniyle oldukça yüksek ve imalat kalitesi açısından kabul edilemeyecek değerlere yükselebilmektedir. Ayrıca herhangi bir arıza durumunda mekanik ve diğer bileşenlere ayrı ayrı müdahale edilebilmesine olanak sağlaması ve taşıma kolaylığı getirmesi iki ayrı sistemin tercih edilmesindeki diğer etkindir.

Mekanik taşıyıcı sistemi oluşturan şase **80x80x2,5 mm** çelik profilden yapılmış bir kaynaklı konstrüksiyondur. Şasenin boyutları belirlenirken şase **470x420x20 mm** boyutlarında bir alt tabla kullanılacağı öngörülmüştür.

Ayrıca şase yüksekliğinin belirlenmesinde makine operatörünün ayakta çalışma yüksekliği göz önüne alınmıştır. Buna göre şasenin boyutları **550x760x700 mm** olarak belirlenmiştir. (Şekil 3.10)



**Şekil 3.10 : Taşıyıcı gövde tasarımı**

Mekanik taşıyıcı gövdenin dikey profillerine kaynak yöntemi ile birleştirilen **80x80x10 mm** boyutlardaki lamaların merkezine M16 kılavuz çekilmiş delikler yardımı ile monte edilen tampon ayaklar ile makinanın düz olmayan bir zeminde bile titreşim etkisi en aza indirgenerek dengeli bir şekilde çalışabilmesi sağlanmıştır. Özellikle iş mili motorunun etkisiyle oluşan titreşim makinanın zemin ile teması elastik bir malzemeyle sağlanmaması durumunda önemli sorun yaratacağı açıktır. Ancak uygulama sırasında yaşanan önemli bir sorun olan taşıma zorluğunu aşabilmek amacıyla tampon ayaklara ilave olarak gerektiğinde kullanılmak üzere yükseklik ayarı yapılabilir dört adet tekerleğin tasarıma eklenmesinin avantaj getireceği görülmüştür.

Taşıyıcı gövde üzerinde düşünülen önemli bir detay da şartlandırıcı, valf grubu, rekor gibi pnömatik elemanları taşıyıcı alüminyum levha eklenmesidir. Bu levha üzerine montajı yapılan elemanların alüminyum kabin ile teması kesilerek bahsedilen elektriksel gürültü probleminin önüne geçilmesi hedeflenmiştir.

Ayrıca pnömatik silindirlere ile valfler arasında kullanılan hortumlar da şasede kullanılan profiller içerisinden geçirilerek hem daha sade bir görüntü elde edilmiş hem de sıkışma ve yırtılma gibi olası problemlerin önüne geçilmiştir.(Şekil 3.11)



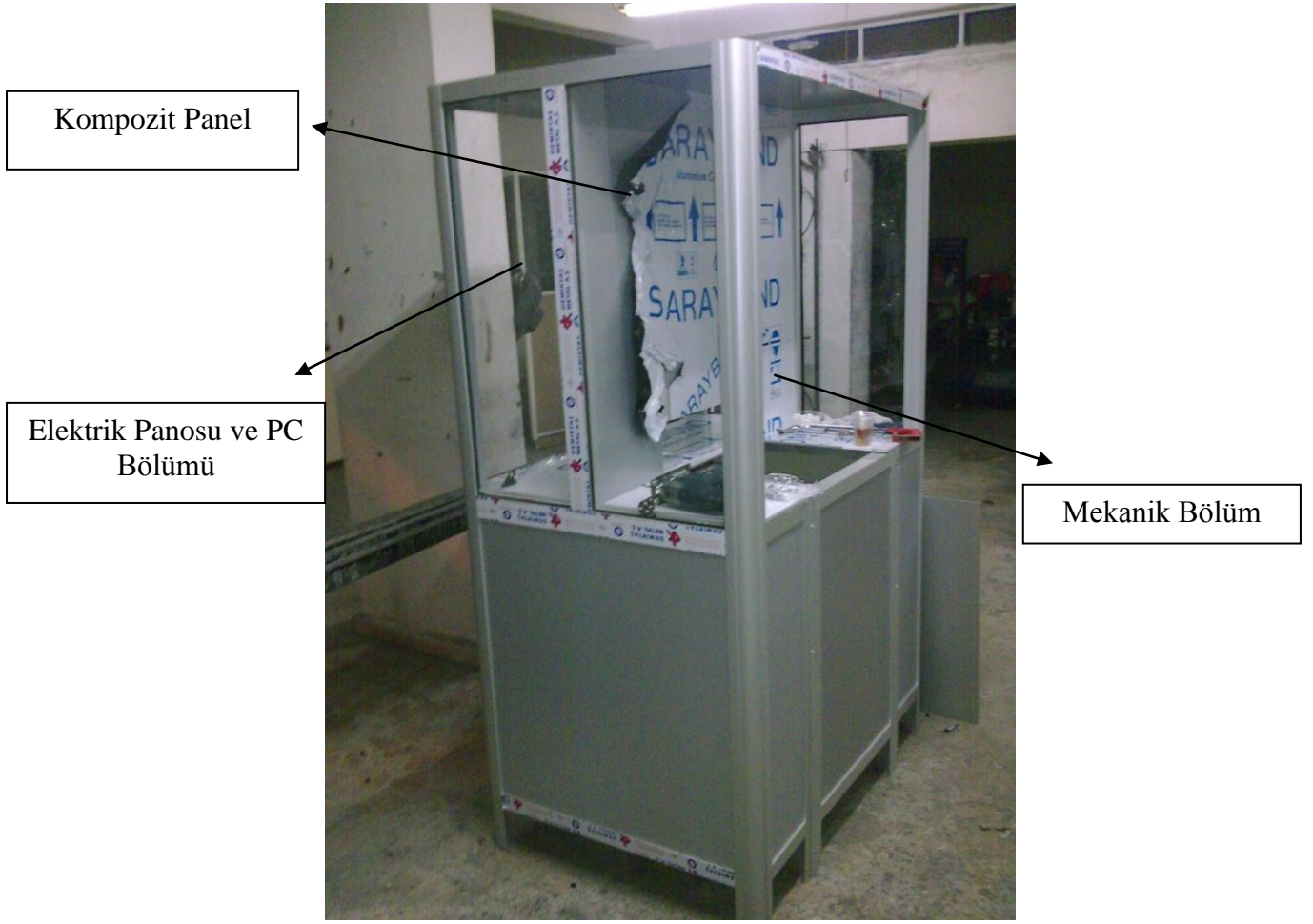
Pnömatik Komponent  
Grubu Taşıyıcı Levha

Şekil 3.11 : Montajı tamamlanan makinenin arkadan görünüşü

Pnömatik elemanları taşıyan alüminyum levhanın şase ile montajı standart çelik inbus civata bağlantısı ile yapılmıştır. Bu nedenle pnömatik grubunun alüminyum kabin ve kabin üzerindeki elektrik panosundaki servomotor sürücülerine ile bağlantısı kesilmiş olsa da şase üzerindeki servomotorlarla ile bağlantısı sürmektedir. Bu nedenle taşıyıcı levhanın polyamid veya kestantid gibi polimer malzemeden seçilmesi ve böylece tüm mekanik komponentler ile bağlantının kesilmesi daha doğru bir uygulama olacaktır.

Elektrik panosu, PC ve monitörün monte edildiği alüminyum kabin ise **1186x830x2000 mm** boyutlarındadır. Kabinin pano monitör ve PC dışında herhangi bir taşıyıcı işlevi olmadığı için alüminyum malzeme tercih edilmiştir. Böylece kabinin tasarımında hafifliğin yanı sıra görsel açıdan da daha olumlu bir sonuç elde edilmiştir. (Şekil 3.12) Kabin tasarlanırken ön bölümde makinenin en önemli bölümünü oluşturan şase ve üzerinde yükselen mekanik yapının yerleşeceği bir kısım oluşturulmuştur. Ancak bu iki ana bölümün arasında herhangi bir bağlantı kullanılmamıştır.





**Şekil 3.12 : Alüminyum kabin**

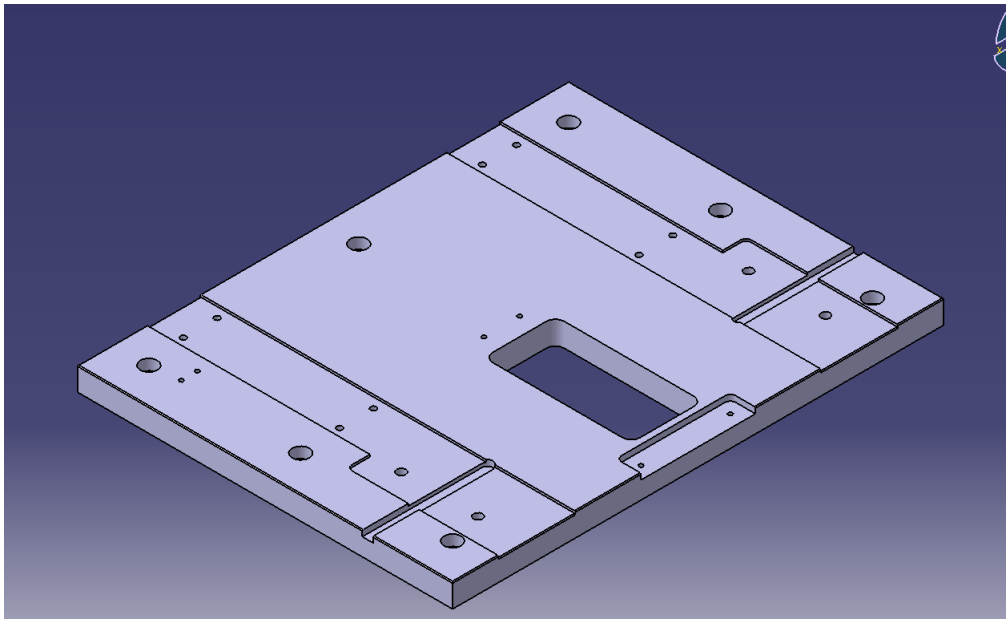
Böylece panonun titreşim ve diğer olumsuz elektriksel bozucu etkenlerden korunması sağlanmıştır. Makinanın operatör tarafından rahat olarak takip edilebilmesi için kabinin yan yüzleri şeffaf plexiglass malzeme ile kapatılmıştır. Kompozit panel ile ayrılan ve arkada bulunan ikinci bölümde ise elektrik panosu ve PC bulunmaktadır. Mekanik bölümü ile elektrik panosu bölümünü ayıran kompozit panel ile pano ve PC'nin imalat sırasında oluşan talaştan olumsuz etkilenmemesi sağlanmıştır. Özellikle yoğun kullanım ve oluşan talaşın temizlenmemesi zaman içerisinde sürücü ve PC'nin içerisine giren talaşın kısa devreye neden olmasına ve plansız duruşların yaşanmasına neden olabilmektedir. Şekil 3.13'te alüminyum kabin ile mekanik bölüm montaj halinde görülmektedir. Kompozit panel üzerine açık olarak monte edilen monitörün de talaş nedeniyle zarar görmesi nedeniyle plexiglasstan tasarlanacak bir muhafazaya alınması uygun olacaktır.



**Şekil 3.13 :** Montajı tamamlanmış makinanın önden görünüşü

### 3.3.2 Ana plaka tasarımları

Bilyalı anahtar şifreleme makinasını oluşturacak iki ana montaj grubu olan düşey hareketli platform ile yatay hareketli platformun yataklanacağı ve diğer tüm komponentleri taşıyacak olan ana parçalar şasenin üzerine monte edilecek olan alt tabla ve dikey plakalardır. (Şekil 3.14)

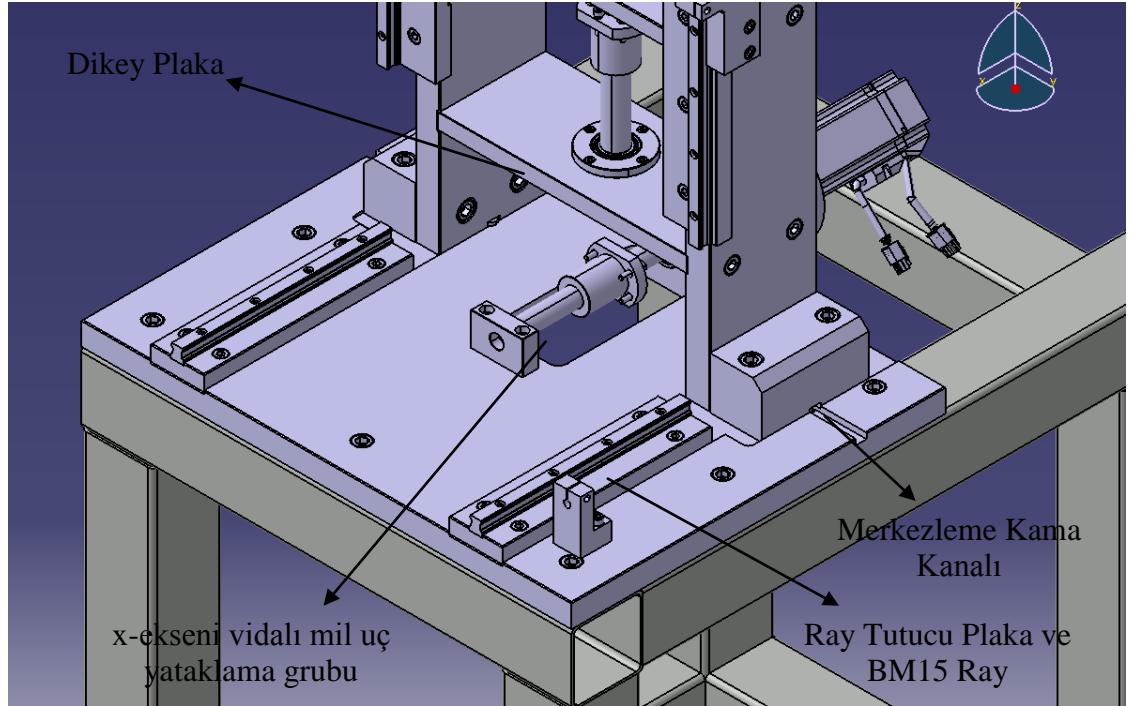


**Şekil 3.14 :** Alt tabla

Alt tablanın boyutları  $420 \times 470 \text{ mm}$  olarak belirlenmiştir. Alt tabla üzerine monte edilecek olan önemli komponentler olan dikey destek plakalar ile alt tabla arasındaki diklik ve yatay hareketli grup ile alt tabla arasındaki paralellik montaj sırasında dikkat edilmesi gereken en önemli ayrıntıdır. Bu nedenle alt tabla üzerine bu komponentlerin monte edileceği yüzeyler CNC dik işleme tezgahında tek bağlamada işlenmiştir.

İlerleme ekseninde (x-ekseni) hareketli olan platformu yataklamak için kullanılacak rayları taşıyacak olan ray tutucu plakaların geçmesi için alt tablanın üzerinde simetrik olmak üzere iki kanal açılmıştır. (Şekil 3.14). Bu kanalların genişliği ile ray tutucu plakaların genişliği arasında  $+0,02 - 0,04 \text{ mm}$  boşluk bırakılarak kanallar ile ray tutucunun merkezlenebilmesi sağlanmıştır. SCHNEEBERGER firmasından seçilen BM15 raylar da ray tutucu plakalar üzerine yine aynı şekilde açılan kanal yardımı ile monte edilmiştir. (Şekil 3.15)

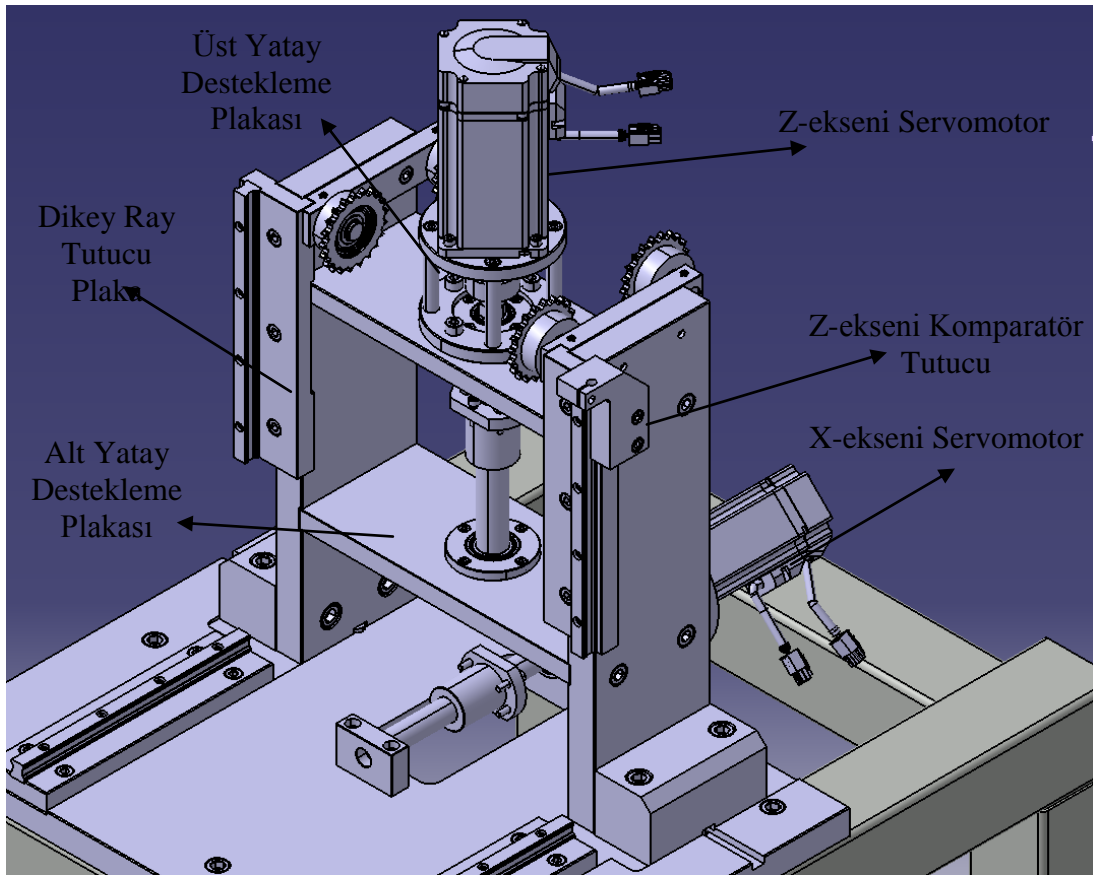
Aynı zamanda vidalı mil uç yataklaması için kullanılan rulmanların yataklandığı iki parça da alt tabla üzerinde taşınmaktadır.



**Şekil 3.15 :** Alt tabla ve diğer komponentlerin montajı

Kesme ekseninde (z-ekseni) hareketli olan platformun kılavuzlanması ise alt tablaya iki bağlantı parçası ile bağlanan dikey plakalar ile sağlanmıştır.

Destek parçası ve dikey plakaların merkezlenebilmesi için alt tabla ile bu parçalar arasında  $12 \times 10 \times 100 \text{ mm}$  boyutlarında iki kama kullanılmıştır.  $120 \times 420 \times 28 \text{ mm}$  boyutlarındaki dikey plakaların boyutlandırılmasında makinanın z-eksenindeki çalışma stroku ve x-ekseninde kullanılacak tabla ve üzerindeki komponentlerin tahmini yüksekliği önem kazanmaktadır. Dikey destek plakalarının arasında alt ve üst olmak üzere iki adet yatay destek plaka kullanılmıştır. Dikey plakalar üzerinde açılan kanallara geçen ve civata bağlantısı ile sabitlenen bu parçalar ve dikey plaka destek parçaları z-ekseninde yükselen bu yapının yz düzlemindeki rijitliğini arttırmaktadır. Böylece kesme sırasında yüksek kuvvetlerin etki edeceği bu komponentlerdeki eğilme etkisiyle oluşacak hataların önüne geçilmiştir. Dikey destek plakaların bir diğer önemli işlevi z-ekseninde kullanılan vidalı milin uç yataklamasıdır. Vidalı milin motor tarafı ve diğer tarafı için kullanılan rulman taşıyıcı silindirik parçalar sırasıyla üst ve alt yatay destek plakaları üzerinde açılmış deliklere geçmektedir. (Şekil 3.16)



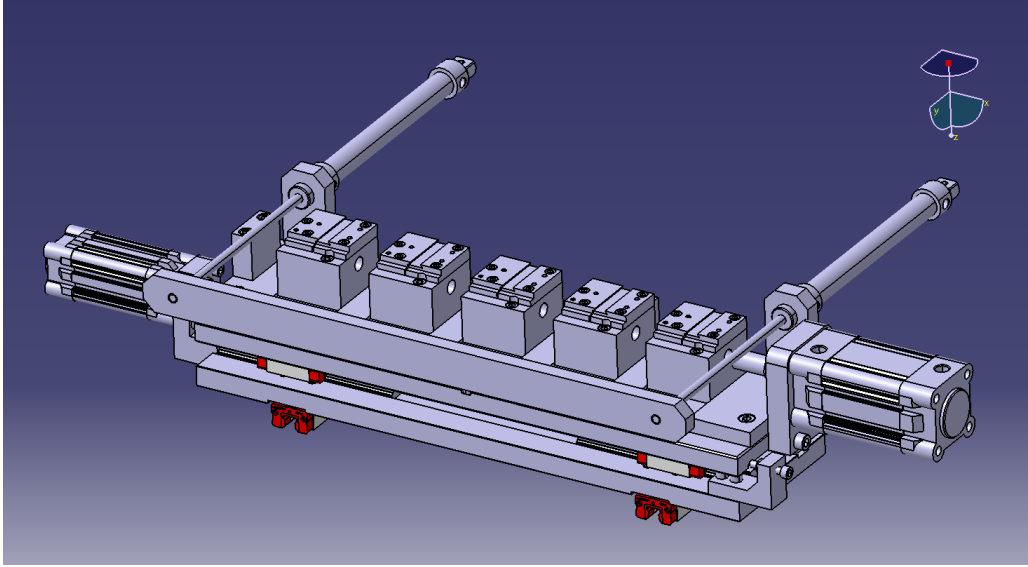
Şekil 3.16 : Dikey plaka ve diğer komponentler

Aynı zamanda kesme eksenindeki hareketin sağlandığı servomotorun bağlantısı da üst yatay destek plakası üzerinden sağlanmaktadır. Servomotor üst yatay destek plakası üzerinde yükselen pimler üzerindeki flanşa bağlanarak kendi flanşı üzerindeki fatura yardımı ile merkezlenmiş ve M5 cıvata bağlantısı ile sabitlenmiştir. Motorun vidalı mil ucu ile bağlantısı körüklü boşluksuz servomotor kaplini ile sağlanmıştır. Motorun merkezlenebilmesi kaplinin sağlıklı çalışabilmesi, vidalı mil ve servomotor rulmanlarına etki eden kuvvetlerin azaltılabilmesi açısından büyük önem taşımaktadır. Ancak montaj sırasındaki eksen kaçıklığı nedeniyle kırılan körüklü kaplinlerin yerine elastik ara elemanlı boşluksuz kaplinler kullanılmıştır.

İlerleme (x-ekseni) ekseninde olduğu gibi kesme ekseninde (z-ekseni) de hareketli grup araba-ray çifti ile kılavuzlanmıştır. Rayların monte edildiği ray tutucu plakalar yatay ray tutucu plakalarda olduğu gibi  $+0,02 - 0,04 \text{ mm}$  boşlukla kanala geçerek dikey plakaya cıvata bağlantısı ile sabitlenmiştir.

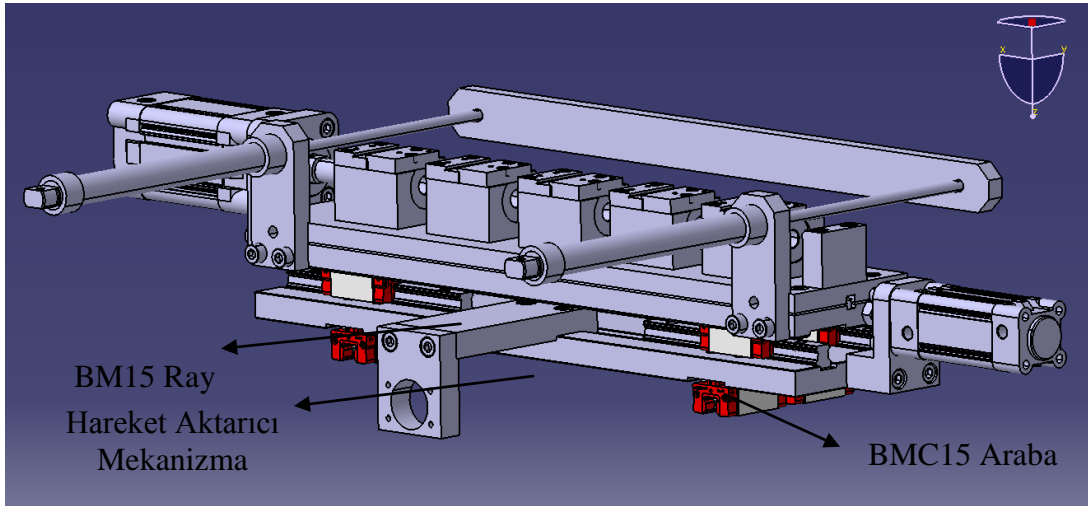
### **3.3.3 Yatay iş tablası grubu tasarımı**

Makinanın genel konstrüksiyonunda en önemli yere sahip bölümlerden biri de iş tablası tasarımlarıdır. Öncelikle yatay düzlem olan xy-düzleminde çalışan iş tablası grubunu incelendiğinde bu tablanın görevi anahtar üzerinde bulunan ardışık şifreler arasındaki hareketi sağlamak ve yalancı şifre eksen-fonksiyonel şifre eksen geçişini sağlamaktır. Aynı zamanda bu iş tablası anahtarların bağlandığı sabitleme sisteminin mekanik ve pnömatik komponentlerini taşıma görevini de üstlenmektedir. Bu yüzden yapılacak tasarımın x ve y eksenlerinde olmak üzere iki eksen de hareket edebilir olması gerekliliği bulunmaktadır. Şifreler arası eksen aralığı üretici firmanın tercihlerine ve farklı ürün tiplerine değişkenlik göstermesi nedeniyle bu parametrenin yazılımsal olarak değiştirilebilmesi önemlidir. Bu yüzden ilerleme eksenindeki hareket bir servomotor ve lineer vidalı mil-somun çifti tarafından sağlanmalıdır. Ancak yalancı şifre eksen tüm üreticilerin kullandığı bir eksen değildir. Ayrıca herhangi bir fonksiyonu olmadığı için hassasiyet açısından da kritik bir öneme sahip değildir. Bu nedenle bu eksenindeki hareketin pnömatik tahrikli olması ihtiyacı karşılayan bir tercihtir. Tahrik mekanizmaları farklı olan bu iki eksenin oluşturduğu düzlemde hareket edecek olan iş tablası grubunun iki katmanlı olması gerekmektedir. (Şekil 3.17)



**Şekil 3.17 : İki katmanlı iş tablası tasarımı**

Yatay düzlemde çalışacak olan iş tablası üzerinde ikinci katman olan ve y-ekseninde hareketli olan iş tablasını taşıyarak x-ekseninde hareket etmektedir. Bu yüzden bu tablaya ana iş tablası adını vermek uygun olacaktır. Ana iş tablasının tahrik sistemi servomotor ve lineer vidalı mil-somun çiftidir. Vidalı mil somununun tabla ile bağlantısı ana tabladaki kanala geçen plaka ve ona  $90^\circ$  açı ile bağlanan yatay hareket aktarıcı parça ile sağlanmaktadır. (Şekil 3.18)



**Şekil 3.18 : Hareket aktarıcı mekanizma**

Ana iş tablasının alt tabla üzerinde kılavuzlanması ise x-ekseni doğrultusunda yerleştirilen 2 adet BM15 ray ve 4 adet BMC15 araba grubu ile yapılmaktadır. Bu komponentler SCHNEEBERGER firmasından tedarik edilmiştir.

Ana iş tablasının x-doğrultusunda izin verilen hareket stroku  $170 \text{ mm}$ 'dir. Tablanın üst yüzeyinde yalancı şifre hareket plakasının yataklanması için parçanın orta eksenine göre simetrik olmak üzere y-ekseni doğrultusunda kanallar açılmıştır. Bu kanallara monte edilen 4 adet BM15 ray ve 4 adet BMC15 araba ile ikinci katmanda bulunan yalancı şifre hareket plakası monte edilmiştir. Yalancı şifre hareket plakasının y-ekseni boyunca izin verilen hareket stroku  $25 \text{ mm}$ 'dir. Ancak uygulamada söz konusu hareket mesafesi  $4 - 5 \text{ mm}$  arasındadır.

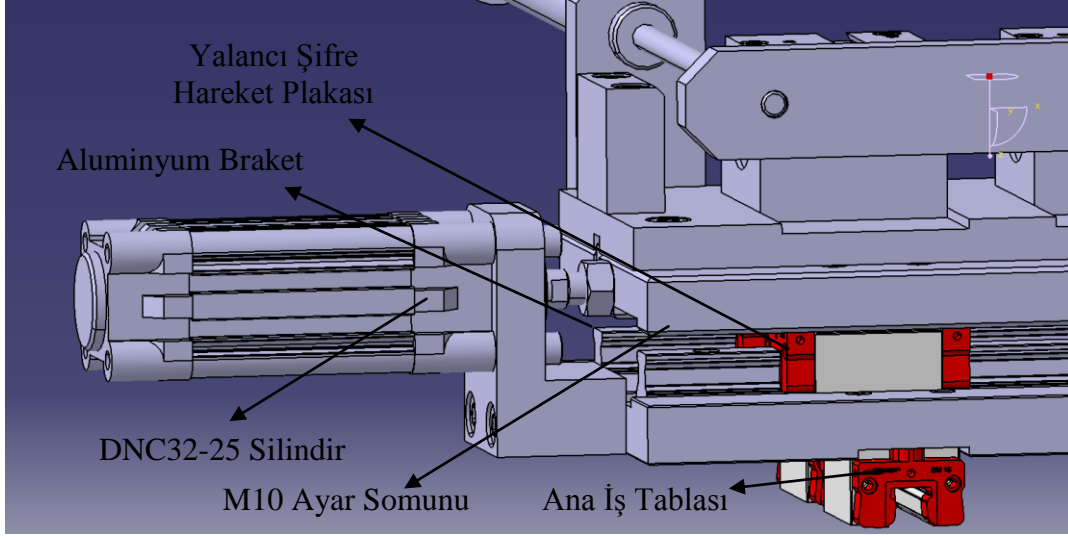
Yalancı şifre hareket plakasının hareketi ise DNC-32-25 pnömatik silindir ile sağlanmaktadır.  $\emptyset 32 \text{ mm}$  çap ve  $25 \text{ mm}$  stroka sahip pnömatik silindirin gövdesi alüminyum braket yardımı ile ana iş tablasına bağlanmaktadır. Ana iş tablasında taşınan pnömatik silindir mil ucu M10 erkek diş açılmıştır.

Mil ekseninde yalancı şifre hareket plakasında da M10 diş açılarak piston-plaka bağlantısı sağlanmıştır. Sürtünme kuvveti dışında herhangi bir direncin bulunmadığı y-eksenindeki bu hareketin başlangıç ve bitiş konumlarının hassasiyeti oldukça önemlidir. Bu nedenle başlangıç konumunu ayarlayabilmek ve ayarlanan noktada sabit tutabilmek amacıyla M10 somun ile montaj tamamlanmıştır.(Şekil 3.19)

Hareketin son noktasını belirlemek amacıyla mekanik dayama mekanizması tasarlanmıştır. Mekanik durdurma mekanizması yerine direk olarak pnömatik silindir strokunu gerekli hareket mesafesine eşit seçilmesi halinde strok üzerinde herhangi bir değişiklik yapma şansı kalmayacaktır. Ayrıca pnömatik silindirlerin konstrüksiyonu gereği strok mesafesi  $0,1 \text{ mm}$  hassasiyet ile sağlanabilmektedir. [8]

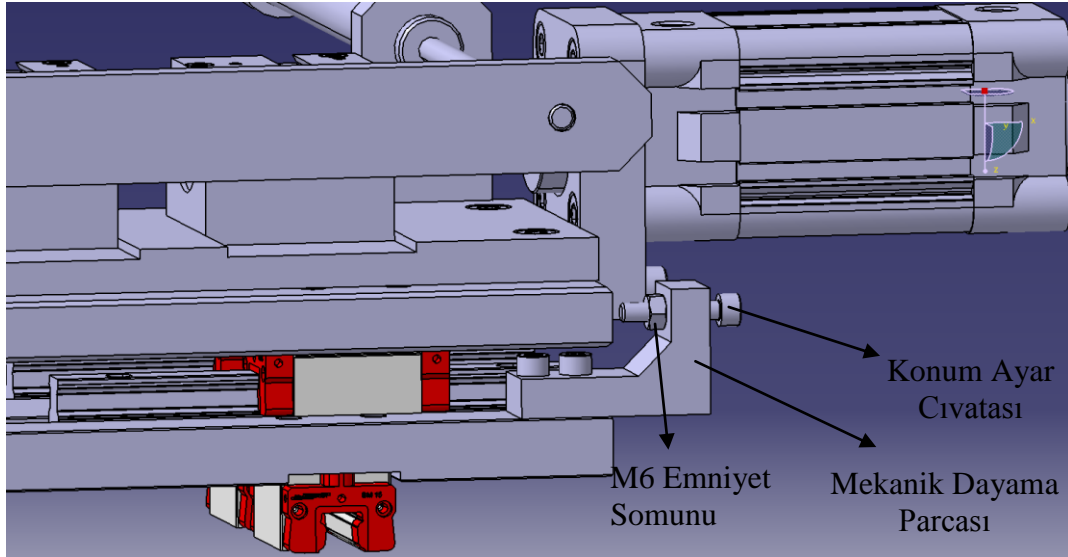
Bu iki nedenden dolayı mekanik durdurma mekanizması tercih edilmiştir.

Ana iş tablası üzerine M6 cıvata bağlantısı ile sabitlenen L formundaki parça yalancı şifre hareket plakasının hareketini sonlandırmak amacıyla tasarlanmıştır. Bu parça üzerinde hareketin bitiş konumunu ayarlayabilmek amacıyla M6 ayar cıvatası kullanılmıştır. Pnömatik silindirin her çalışma çevriminde oluşan darbe etkisiyle ayar cıvatasının gevşemesini engellemek amacıyla M6 somun ile sabitleme yapılmıştır. (Şekil 3.20) Yalancı şifre hareket mekanizmasının üzerinde iş parçası olan anahtarları sabitleme ve referanslama görevini üstlenecek olan bir ek tabla kullanılması öngörülmüştür.



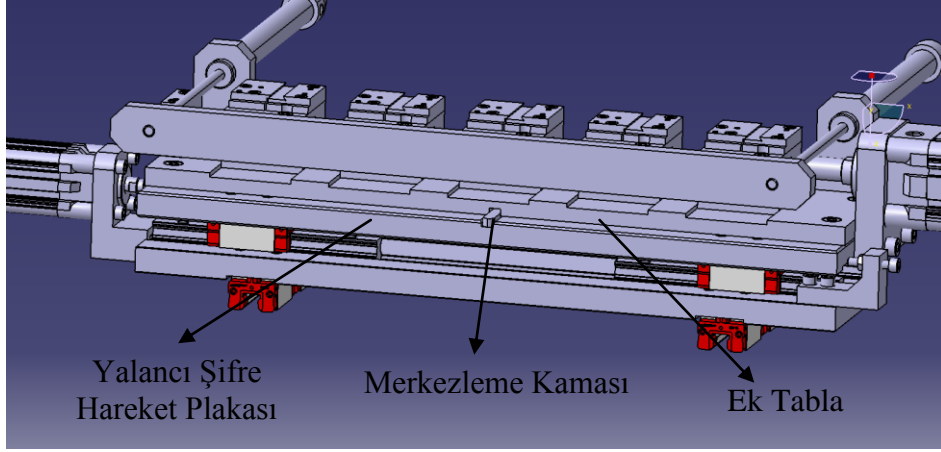
**Şekil 3.19 : Y-ekseni tahrik mekanizması**

Referanslama özelliği nedeniyle parçanın hassas olarak işlenmesi gerekliliğinden dolayı yalancı şifre hareket plakasından ayrı bir parça olarak tasarlanması uygun bulunmuştur. Ayrıca tablanın bir diğer görevi anahtarların x- ve y- doğrultusunda sabitlenmesini sağlayacak pnömatrik ve mekanik komponentleri taşımaktır. Tablanın yalancı şifre plakası ile montajı civata bağlantısı ile yapılmıştır. İki tabla arasındaki merkezleme ise  $6x80x130 \text{ mm}$  kama ile sağlanmıştır.(Şekil 3.21)



**Şekil 3.20 : Mekanik durdurma mekanizması**

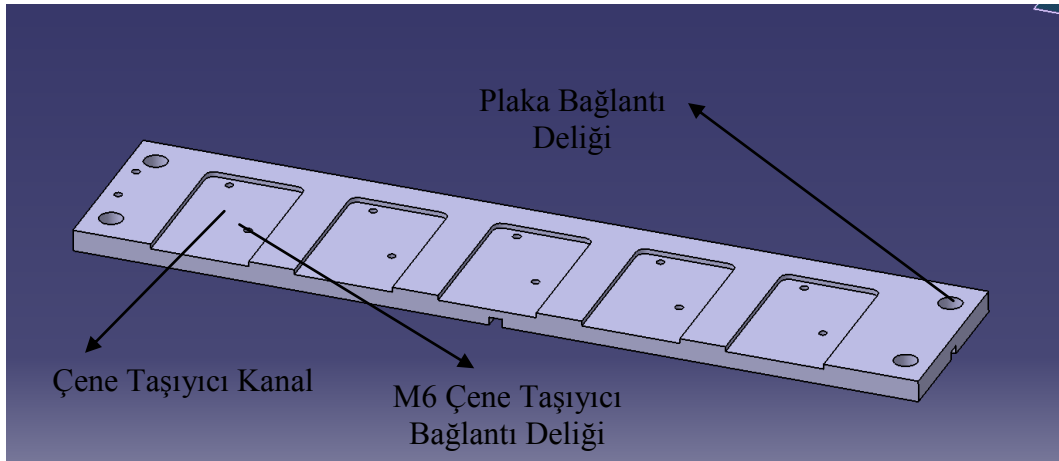




**Şekil 3.21 : Ek tabla konstrüksiyonu**

Tabla üzerinde sıkma çenelerini taşıyan takozların bağlanacağı kanallar tasarlanmıştır. Bu kanallar sayesinde sıkma çenelerinin kafa grubuna göre konumu ayarlanabilmektedir. İş parçası sabitleme sistemi ile ilgili detaylara ilerleyen bölümde yer verilecektir. Parçaların geçeceği kanalların geometrisinin belirlenmesinde önemli ilk nokta kafalar arası eksen aralığının belirlenmesidir. Operatörün rahat çalışabilmesi ve çeneler için gerekli mesafenin bırakılabilmesi için ardışık iki mil arası eksen aralığı **85 mm** olarak belirlenmiştir. Buna göre aynı anda toplam 5 adet anahtarın işleneceği sistemde 5 adet çene taşıyıcı için eksen aralığı **85 mm** olmak üzere **58 mm** genişliğinde kanallar açılmıştır. (Şekil 3.22)

Çene taşıyıcı kare kesitli parçalar bu kanallardaki yüzeylere  $58^{+0,02}_{-0,04}$  tolerans ile geçmektedir. Böylece kanal yüzeyleri yardımıyla pozisyonlama sağlanabilmektedir. Montaj sonrasında oluşan ölçü hataları saptanarak çeneler üzerinde modifikasyon yapılarak hataların giderilmesi sağlanmıştır.



**Şekil 3.22 : Üst tabla 3B modeli**

Ana iş tablası, yalancı şifre hareket plakası ve üst tablanın tasarımı ve imalatında dikkat edilen en önemli nokta paralellik toleransı olmuştur. Plakaların alt ve üst yüzeylerine göre referanslanan diğer komponentlerin alt tablaya göre paralelliğinin sağlanabilmesi gereklidir. Bu yüzden her plakada alt ve üst yüzeylerin paralelliklen sapma toleransı  $0 - 0,02 \text{ mm}$  aralığında tutulmuştur. Bu seviyedeki hatalar kullanılan BMC15 ray-araba çiftleri tarafından kabul edilebilir sınırlar içerisinde.

### 3.3.4 Düşey iş tablası grubu tasarımı

Kesme ekseninde (z-ekseni) hareketli platform taşıyıcı paneller, kafa grubu, iş mili motoru ve bağlantı plakası, gergi sistemi ve lineer hareket elemanlarından oluşmaktadır. Makinanın en kritik bölgesini oluşturan komponentlerin tasarımı çalışma ömrü ve imalat kalitesi açısından en önemli rolü oynamaktadır. İş mili motoru nedeniyle titreşim altında çalışan platformun şifre derinliklerinin hassas olarak elde edilebilmesi açısından gerekli rijitliğe sahip olması gerekmektedir. Ayrıca kesici takımların bağlandığı kafa gruplarının özel tasarımı sayesinde soğuma ve aksel rijitlik gibi hedeflerin yakalanması sağlanmıştır. Ancak tasarımın en önemli bölümünü oluşturan platform doğal olarak en fazla sorunun yaşandığı ve gelişime en açık olan bölümdür. Güncel tasarım ve ileride yapılması düşünülen değişikliklerin özetleneceği bu bölümde ilk olarak platformun genel yapısı hakkında bilgi vermek doğru olacaktır.

Kesme ekseninde (z-ekseninde) hareketli olan platformun kesmeden kaynaklanan aksel ilerleme kuvvetleri nedeniyle xy- düzleminde oldukça rijit olması gerekmektedir.

Aynı zamanda bağımsız kafaların taşınacağı platformun ilk aşamada monoblok formda alüminyum malzemedan tasarlanması düşünülmüştür. Ancak uzun çalışma sürelerinde oluşan ısı etkisi ile tek parçalı gövdede oluşacak yüksek sıcaklık öngörüsü bu tasarımdan vazgeçilmesinde en önemli etken olmuştur. Ayrıca monoblok gövde kullanılması durumunda kafaların herhangi birinde arıza yaşanması durumunda tüm kafa grupları işlevini yitirmektedir. Bunun önüne geçebilmek için çelik panellerden oluşan ve bağımsız kafa gruplarının bu panellere monte edildiği bir tasarım tercih edilmiştir. Bu sistemin de kendine özgü dezavantajları olmasına rağmen monoblok tasarıma göre daha doğru bir tercih olduğu düşünülmektedir.

İleriki aşamada panel tasarımı ile çalışan tek motor tahrikli bağımsız kafa gruplarından vazgeçilip bağımsız motor tahrikli sistemin uygulamaya geçirilmesi hedeflenmektedir.

Bağımsız motor uygulamasında spindle motorların seçilmesiyle mevcut sistemde maksimum **6000 d/d** hızda işleme yapabilen makine maksimum **12000 d/d** hızında işleme yapabilecektir. Böylece konik şifre yüzeyinde meydana gelen çapak sorununun büyük ölçüde ortadan kalması beklenmektedir. Ayrıca işleme hızının artması ile birlikte şifrelerin dip noktalarında kesme sonu bekleme süresinin düşürülebilme olanağı yakalanacaktır. Bununla birlikte ilerleme hızının artırılması ile birlikte çevrim süresi yaklaşık olarak **%15** kısalmaktadır.

İşlem süresinin kısılması ve kalitenin artması ile birlikte makinanın verimliliğinde ciddi bir artış sağlanabilecektir. Ek olarak mevcut sistemde tahrik mekanizması olarak kullanılan triger kayış-kasnak mekanizması nedeniyle oluşan gürültü problemi de büyük ölçüde ortadan kalkacaktır. Bağımsız motorların bu aşamada tercih edilmemesinin nedeni spindle motor rotor yataklamasının şifreleme işleminin izin verdiği aksel boşluk sınırının üzerinde boşluğa neden olmasıdır. Şifreleme işleminde, daha önce belirtildiği gibi kilidin konstrüksiyonu gereği şifre derinliğinin maksimum **±0,02 mm** hassasiyet ile oluşturulması gerekmektedir. Aksel rulmanın kullanılmadığı rotor yataklaması ile bu aksel boşluk değerinin altına inmek mümkün değildir. Motor üretici firmaları ile yapılan görüşmelerde şifreleme uygulaması için özel bir tasarım yapılarak sorunun çözülebileceği tespit edilmiştir. Ancak tümüyle yeni bir tasarım olan şifreleme makinasının potansiyel sorunlarını arttırmamak amacıyla bu riskin ileriki aşamalarda alınması uygun görülmüştür. Aksel boşluk probleminin sorun oluşturmadığı çok kafalı delik delme makinası projesinde bağımsız spindle motor uygulaması gerçekleştirilmiş ve olumlu sonuçlar alınmıştır. (Şekil 3.23)

Sistemde spindle motor uygulaması tercih edilirken motorlar aynı zamanda sürücü ile desteklenmiştir. Şifreleme makinasında triger kasnağı ile elde edilen sabit çevrim oranı yerine sürücü uygulaması ile değişken devir elde edilebilmektedir. Böylece farklı malzemelerden imal edilmiş ürünlerin delik delme işlemlerinde veya delik çaplarındaki değişimlere göre optimum devir hızını yakalayabilmek mümkün olacaktır. (Şekil 3.24)

AC Spindle Motor  
0,55 kW 12000  
d/d



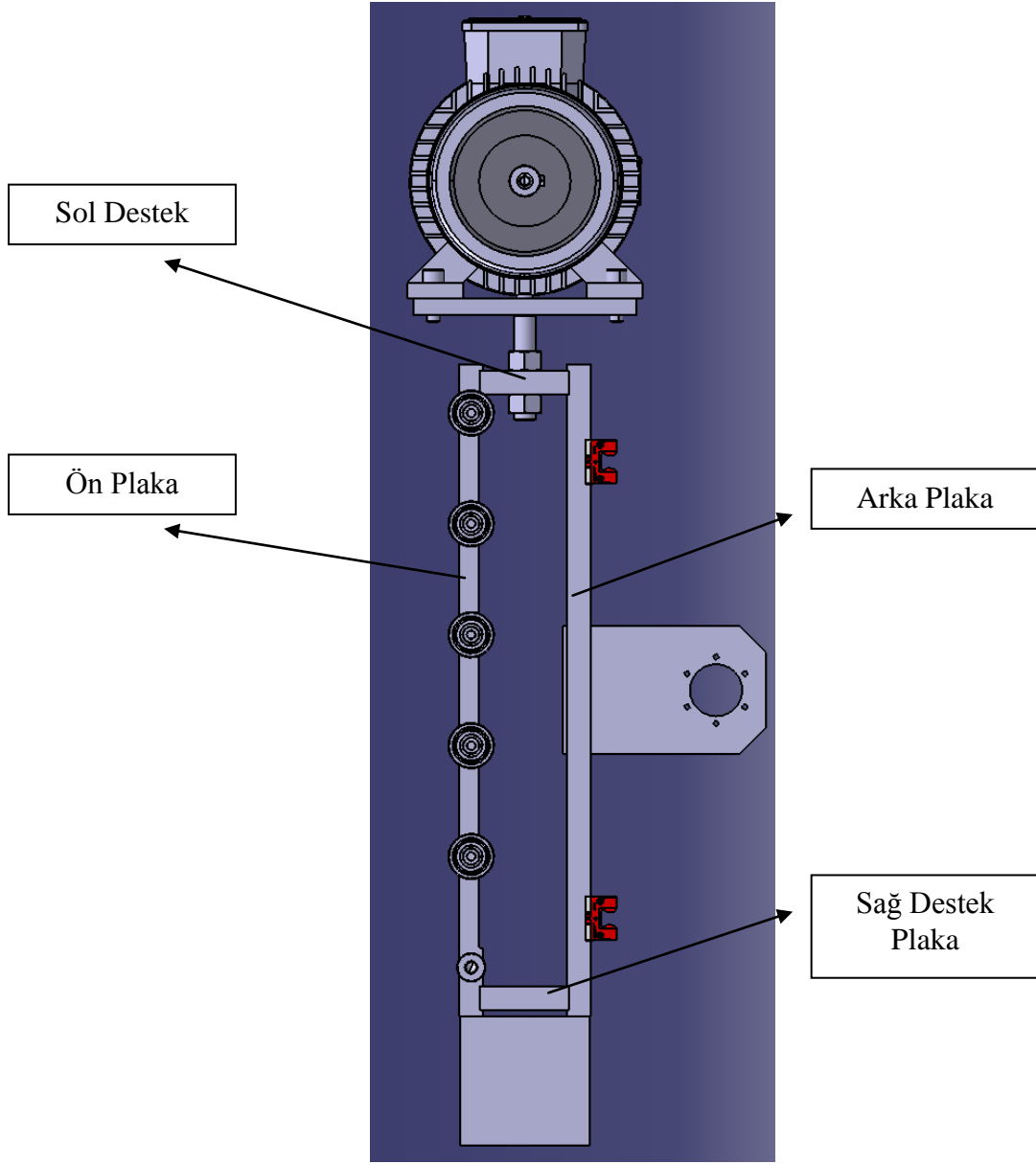
Şekil 3.23 : Spindle motor uygulaması

Spindle Motor  
Sürücüsü



Şekil 3.24 : Spindle motor sürücüsü ve pano uygulaması

Güncel tasarımda kafa grupları ve diğer komponentler birleşerek xy-düzleminde bir çerçeve oluşturan panellere monte edilmektedir. (Şekil 3.25)



Şekil 3.25 : Taşıyıcı çerçeve grubu

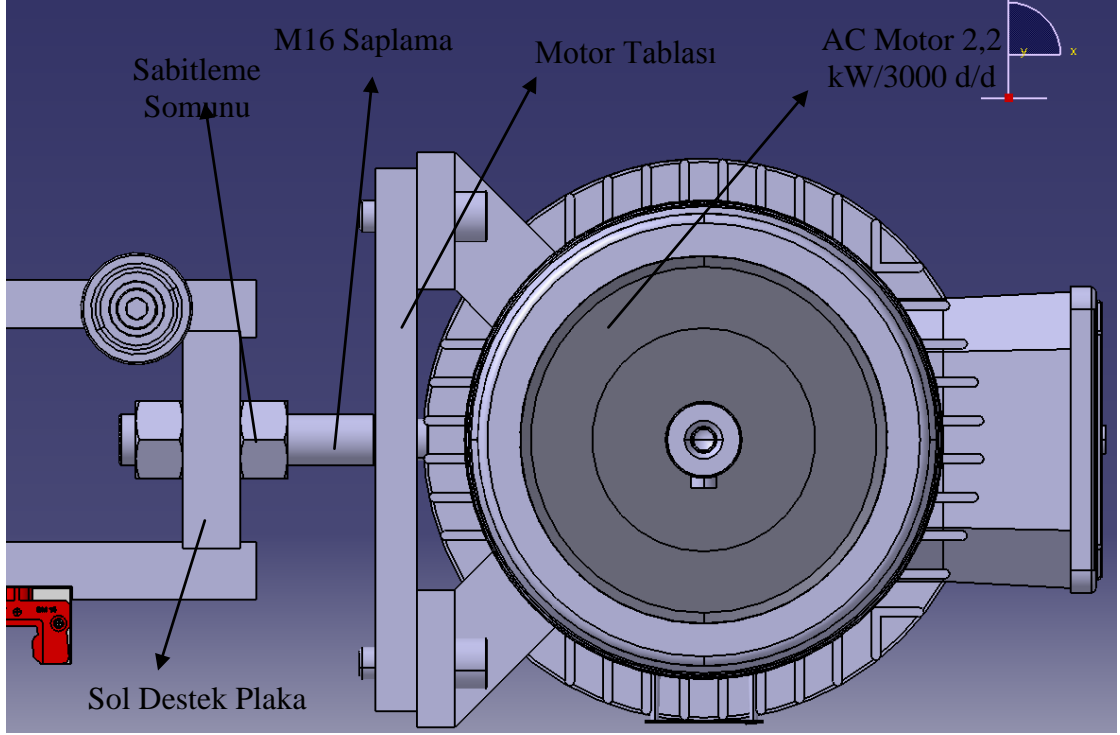
Çerçeveyi oluşturan panellerden ön ve arka plakaların boyutları  $500 \times 125 \times 18 \text{ mm}$ 'dir. Bu plakaların görevi hareketli grupta bulunan komponentleri taşımaktır. Ön ve arka plakaları birleştirmek amacıyla sağ ve sol destek plakalar kullanılmıştır. Destek plakaların boyutları ise  $70 \times 125 \times 18 \text{ mm}$ 'dir.

Ön ve arka plakalar üzerine açılan kanallara geçen destek plakaların montajı cıvata bağlantısı ile sağlanmıştır. Plakaların birbirine geçtiği kanaldaki geçme toleransı  $18_{-0,02}^0 / 18_0^{+0,02}$  olarak uygulanmıştır.

Böylece maksimum  $0,04 \text{ mm}$  hata ile plakalar konumlandırılabilmiştir. Ön plaka üzerinde açılan kanallara  $55 \text{ mm}$  genişliğindeki kare kesitli kafa grupları civata bağlantısı ile monte edilmiştir. Buradaki geçme toleransı da yine  $55_{-0,02}^0/55_0^{+0,02}$  olarak seçilmiştir. Böylece düşey hareketli platformun montajında kafa mili eksen kaçıklığının  $\leq 0,1 \text{ mm}$  seviyesinde tutulması amaçlanmıştır. Bu yüzden plakaların üzerine monte edilecek kafa grubu ile yatay iş tablasında bulunan sıkma çenelerinin birbirine göre konumu büyük önem taşımaktadır. Düşey ve yatay hareketli gruplar içerisinde bulunan bu tip kanal geçme bağlantılarındaki tolerans içerisindeki boşlukların zincir etkisi ile üst üste eklenmesi sonucunda toplam hatanın  $0,1 \text{ mm}$  mertebesinde üzerine çıkması durumuyla karşı karşıya gelinmiştir. Bu nedenle montaj sonrası yapılan ilk denemelerde oluşan imalat ölçü hataları saptanmasının ardından bağımsız çeneler üzerinde modifikasyonlar yapılarak tolerans hatalarının üst üste eklenmiş olan etkisi ortadan kaldırılmıştır. Söz konusu problem monoblok alüminyum gövde tasarımında bu ölçüde yaşanmayacaktır. Monoblok gövdede kafa millerinin yatakladığı rulmanların yerleşeceği yuvalar CNC dik işleme tezgahında tek bağlamada işleneceği için hareketli platformun kendi içerisindeki komponentlerin geçme toleransları nedeniyle oluşan hatalar ortadan kalkacaktır. Ancak bu tasarımdan belirtilen nedenlerden ötürü vazgeçilmiştir.

Yan destek plakalarının çerçeveyi oluşturmak dışındaki bir diğer görevi de karşı ağırlık ve motor grubunu taşımaktır. Platformun sol tarafına yerleştirilmesi düşünülen motorun ağırlığı nedeniyle oluşacak dengesizliği kaldırmak için yerleştirilecek karşı ağırlık sağ destek plakaya bağlanacaktır. Sol destek plaka üzerine bağlanacak motor tablası için kayış gergi ayarını yapabilmek amacıyla hareketli bir sistem tasarlanmıştır.  $170 \times 170 \times 15 \text{ mm}$  boyutlarındaki motor tablası M16 saplama bağlantısı ile sol destek plakaya bağlanmıştır. (Şekil 3.26)

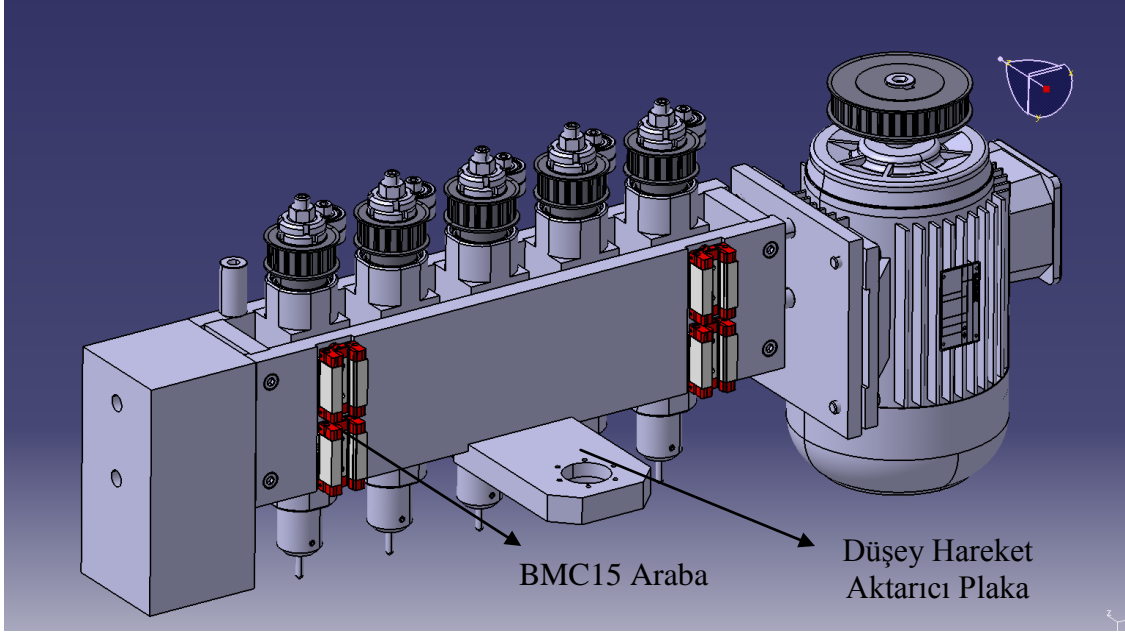
Bağlantıda kullanılan iki adet M16 saplamanın uç çapları CNC torna tezgahında motor plakası ve destek plakaya göre işlenmiştir. Böylece saplama üzerindeki parçalar hassas olarak konumlandırılabilmiştir. Saplama destek plakaya monte edilirken 2 adet M16 somun kullanılmıştır. Bu somunların biri ile saplamanın konumu ayarlanmaktadır. İkinci somun ise ayarlanan bu konumu sabitlemek için kullanılmıştır.



**Şekil 3.26** : Motor gergi sistemi tasarımı

Hareketli platformun yataklanması ve kılavuzlanması arka plaka üzerine monte edilen dört adet BMC15 araba grubu tarafından sağlanmaktadır. Sol ve sağ dikey plaka üzerine monte edilen ray tutucu parçalar BM15 rayları taşımaktadır. Her ray üzerine iki araba çifti kullanılmıştır. Ayrıca hareket aktarımı için kullanılan vidalı mil somunu bağlantısı ilerleme ekseninde olduğu gibi arka plakaya bağlanan hareket aktarıcı parça üzerinden yapılmaktadır. (Şekil 3.27)

Motor mili üzerindeki triger kasnağı ve beş adet bağımsız iş mili üzerindeki triger kasnakları arasındaki hareket aktarımı tek triger kayışı ile sağlanmaktadır. Hareketin aktarılmasında triger kayışının seçilmesindeki en önemli etken her milin eşit devir hızlarında dönmesi gerekliliğidir. Sistemde triger kayışının kullanılmaması durumunda kayışın her kasnaktaki sarılma açısının farklılığı ve yükteki olası değişimler nedeniyle kayış ve kasnak arasında göreceli dairesel hareket gerçekleşecektir. Bunun doğal sonucu olarak iş millerinin devir sayısında oluşacaktır. Devir sayılarının işleme sırasında her kafada ve her anahtarda farklı olması oluşturulan şifre yüzeylerinin birbirinden farklılaşması ve çapak oluşumu ile sonuçlanacaktır.



**Şekil 3.27 :** Düsey hareketli montaj grubu isometrik görünüşü

Bir kilit takımını oluşturan 5 anahtarın birbirinden farklı özelliklere sahip olması ve bazılarının kilit ile uyumla çalışmaması sonucu tüm imalatı olumsuz etkileyen ve verimliliği oldukça düşüren bir sorundur. Bu nedenle bütün millerin farklı yük durumlarına rağmen eşit hızlarda dönmesi gereklidir. Bu amaçla hareket aktarımında triger kayışı (L Profil/0.375 inch-8.525 mm/345L-92z-876.30 mm/19.05mm) uygun görülmüştür. (Çizelge 3.1) [9]

**Çizelge 3.1 :** Kayış ve kasnak özellikleri

<b>Triger Kayışı</b>	Profil	L
	Hatve	0,375 inch/8.525 mm
	Diş Sayısı	92
	Uzunluk	345L/876.30 mm
	Genişlik	19.05 mm
<b>Motor Mili Kasnağı</b>	Profil	L
	Hatve	0,375 inch/8.525 mm
	Diş Sayısı	36
	Taksimat Çapı	109.15
	Dış Çap	108.39
<b>İş Mili Kasnağı</b>	Profil	L
	Hatve	0,375 inch/8.525 mm
	Diş Sayısı	18
	Taksimat Çapı	54.57 mm
	Dış Çap	53.81 mm

Seçilen kasnak çaplarına göre elde edilen sabit çevrim oranı şu şekilde hesaplanabilir.

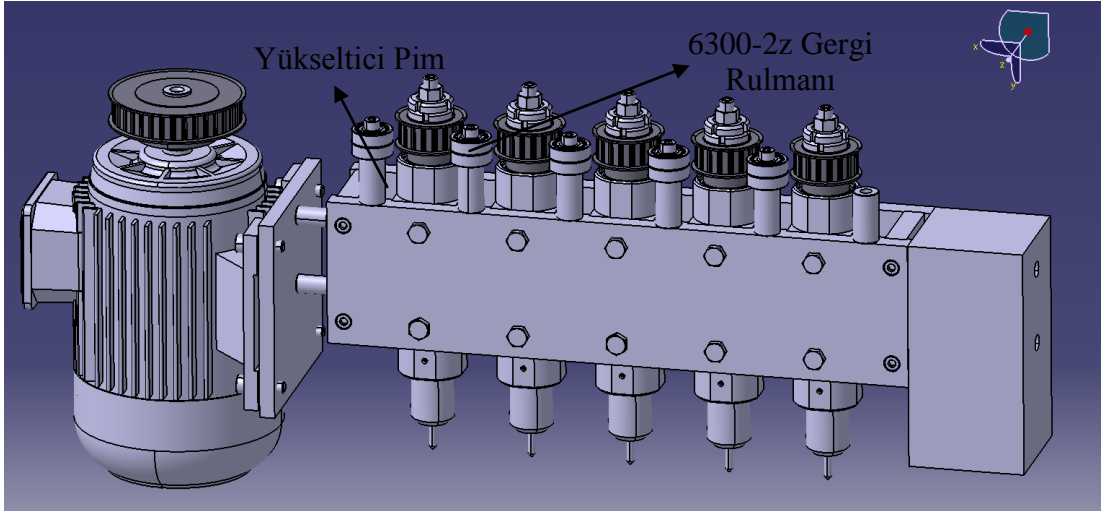


$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{54,57}{109,15} = 0,5$$

Motor mili devri nominal devri  $3000 \text{ d/d}$  olan 2,2 kW AC motorun sürtünme kayıpları ile birlikte yaklaşık olarak  $2850 \text{ d/d}$  olarak alınabilir. Buna göre gerçekleşen iş mili devir hızı şu şekilde bulunur.

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{2850 \text{ d/d}}{0,5} = 5700 \text{ d/d}$$

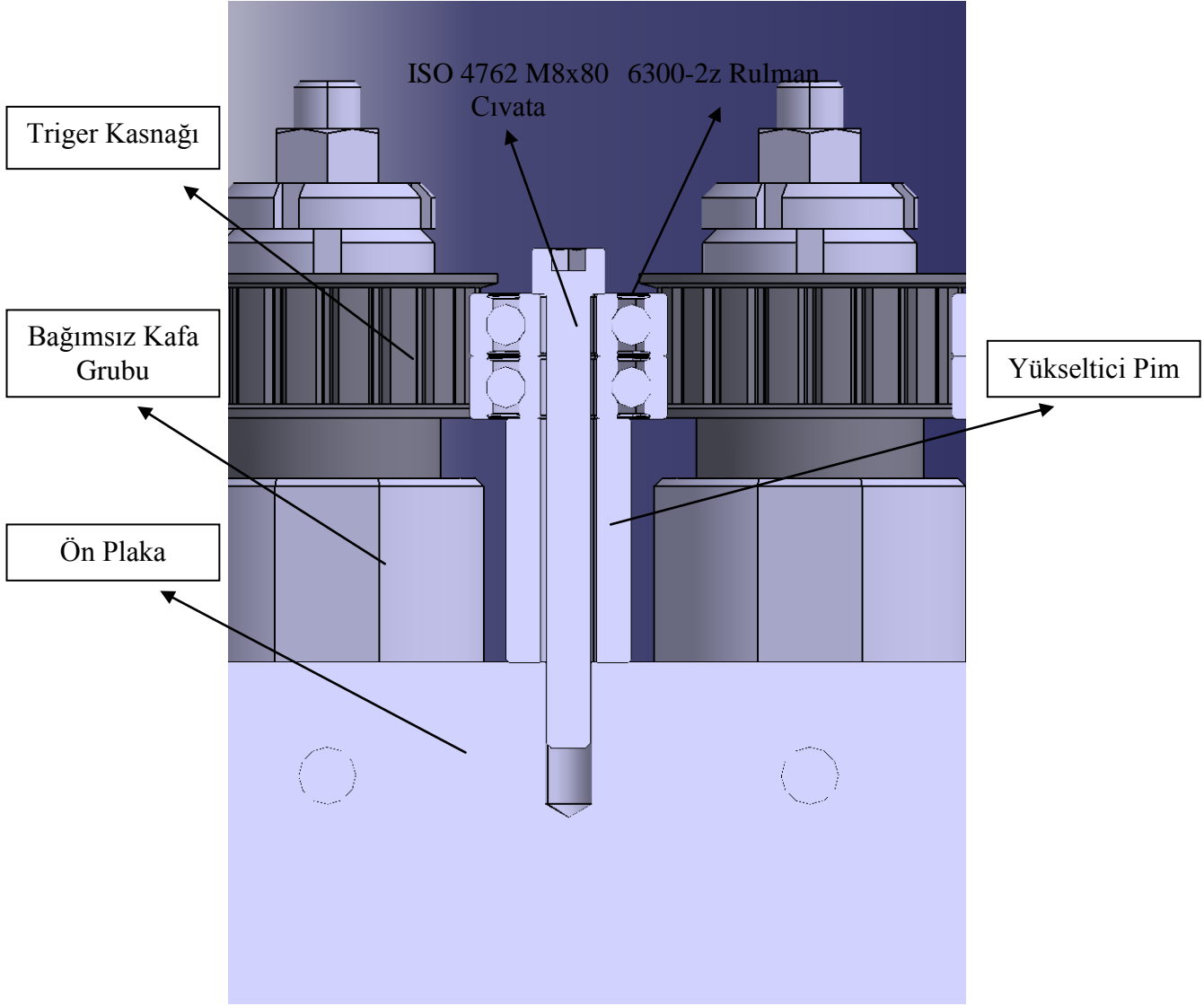
Bu hız başlangıçta hedef olarak belirlenen  $6000 \text{ d/d}$  hızına yakın olması nedeniyle kabul edilebilir. Kayışın motor bağlantı saplaması ile gerdirilmesinin yanı sıra her triger kasnağı için sarılma açısının artırılması aktarılabilecek moment değerinin artırılabilmesi ve her an için yük altında olan diş sayısının artması dolayısıyla gürültü seviyesinin düşürülmesi açısından önemlidir. Bu amaçla ardışık kafa millerinin arasında gerdirme rulmanları kullanılmıştır. Aynı bir baskı parçası tasarlanmadan sabit bilyalı rulmanların kullanılması ile parça sayısında ve işçilikte tasarruf edilebilmiştir. Ön plaka üzerine monte edilen yükseltici pimler ile gergi rulmanları triger kayışı seviyesine taşınmıştır. (Şekil 3.28)



**Şekil 3.28 :** Gergi rulmanları yerleşimi

Her pim üzerine iki adet 6300-2z rulmanı M8x80 cıvata bağlantısı kullanılarak monte edilmiştir. Kullanılan tek cıvata ile rulmanların pim ile montajı ve pimin plakaya bağlantısı sağlanmıştır.

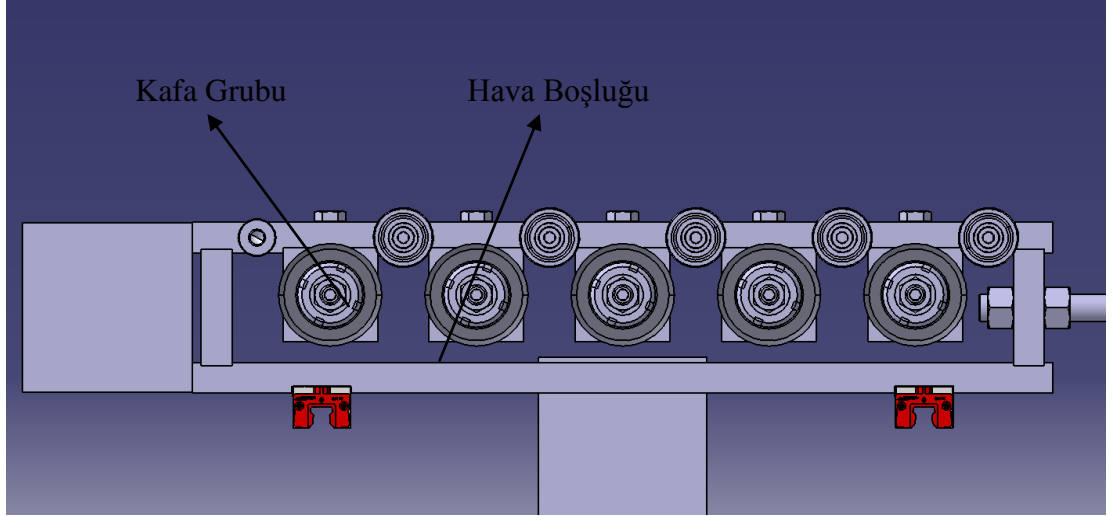
Konstrüktif detay Şekil 3.29’da verilen kesit görünüşte incelenebilir.



**Şekil 3.29** : Gergi mekanizması kesit görünüşü

Monoblok gövde yerine bağımsız kafa sisteminin uygulanmasının getirdiği bir diğer avantaj etkin soğumadır. Paneller ile kafa grupları arasında kalan hava boşluğu sayesinde iş milinin yatakladığı kare kesitli gövdenin üç yüzeyi hava ile temas etmektedir. Böylece ısı geçişi ile soğuma daha etkili olabilmektedir. Isıl genleşmelerin düşük olması sayesinde oluşan genleşme ile etkiyen aksel yük azalmaktadır. Böylece aksel yükün taşıdığı rulman ömrü uzamaktadır. [10]

Kafa gruplarının montajı yapılmasının ardından taşıyıcı paneller ile taşıyıcı gövdeler arasında kalan boşluk Şekil 3.30'da görülmektedir.



**Şekil 3.30 :** Kafa grupları-taşıyıcı panel montajı üst görünüşü

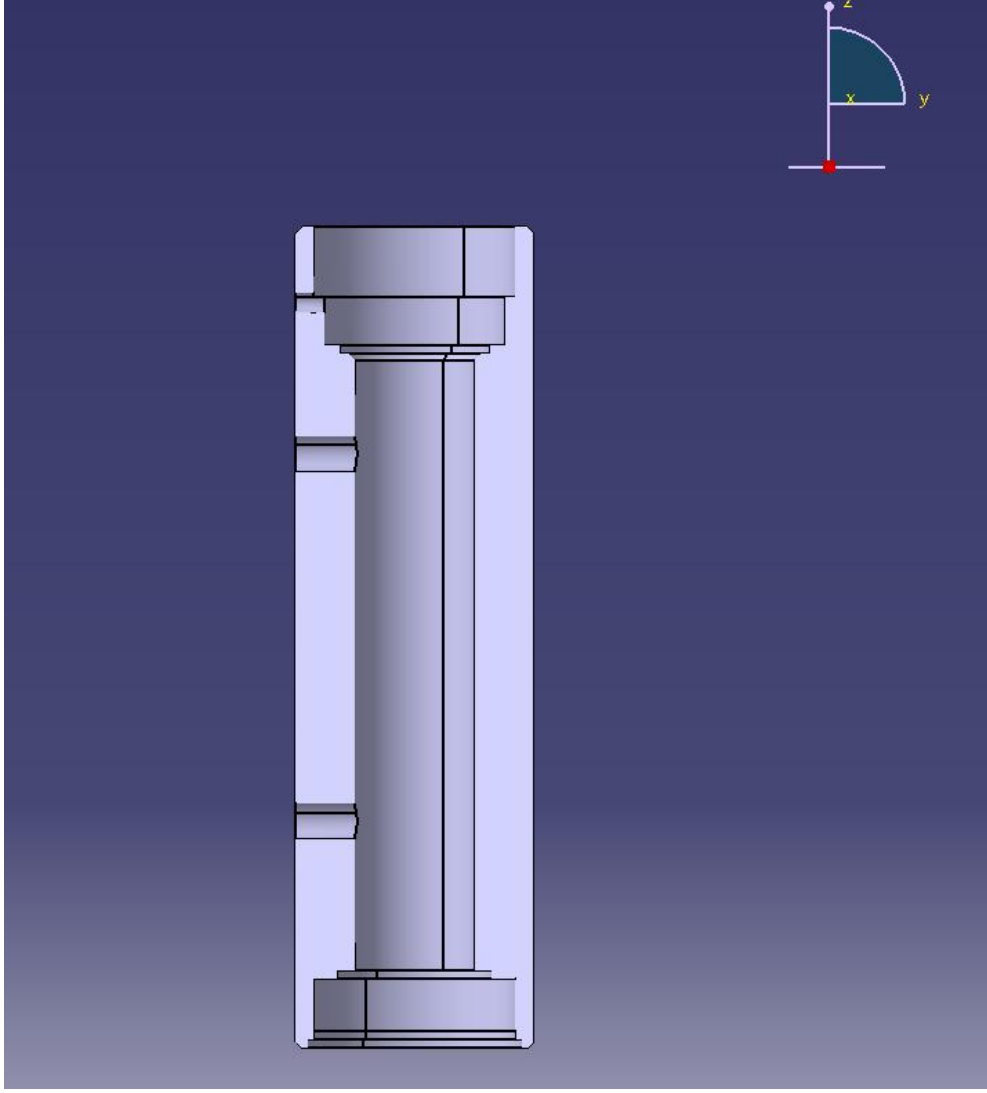
Alt tabla, taşıyıcı plakalar, hareketli platform plakaları, karşı ağırlık gibi sürtünme etkisi altında çalışmayan komponentler AISI 1050 imalat çeliğinden imal edilmiştir. Yüksek işlenebilirlik özelliği bulunan AISI 1050 çeliğine talaşlı imalat sonrası çinko fosfatlama işlemi uygulanarak korozyona karşı direnci arttırılmıştır.

### 3.3.5 Kafa sistemi tasarımı

Düşey hareketli platformun en önemli bölümünü oluşturan kafa sistemi tasarımının en kritik parçasıdır. Kesici takımın bağlandığı iş milinin yatakladığı ve güç moment aktarımının sağlanarak şifreleme işleminin gerçekleştiği bu kısım her anahtarın işlenmesi için bağımsız olarak tasarlanmıştır. Böylece herhangi bir arıza durumunda kafalardan arızalı olan dışındakiler işleme devam edebilmektedirler.

Kafa sisteminin tasarımında iş mili kare kesitli taşıyıcı gövde içerisinde yataklanmıştır.(Şekil 3.31) Kare kesit formunun seçimiyle gövdenin taşıyıcı panele montaj kolaylığı ve yüzey alanının arttırılması hedeflenmiştir.

Gövde üzerinde frezelenmiş yüzeyde bulunan M6 bağlantı delikleri ile gövdeler panel üzerine cıvata bağlantısı ile bağlanmaktadır. Gövde içerisinde açılan rulman yataklarına yerleşen rulmanlar ile iş milinin yataklanması gerçekleştirilmektedir. Rulmanların yağlanabilmesi için vida delikleri ile aynı düzlemde M5 gres deliği açılmıştır.



**Şekil 3.31** : Gergi kesit görünüşü

Sistemde kullanılan iş milinin görevi motordan triger kasnağı ile alınan hareketi üzerinde bulunan kesici takıma iletmektir. Hareket aktarımında kullanılan triger kasnağı ile iş mili arasındaki bağlantı **6x6x20** kama bağlantısı ile sağlanmaktadır. Plot deliği açılmış olarak tedarik edilen triger kasnağı iç çapı CNC torna tezgahında iş mili çapına göre  $\text{Ø}25_{0}^{0,02}$  ölçüsünde işlenmiştir. İş mili üzerindeki muylu yüzeyleri ve kasnağın yerleştiği bölgede taşlama işlemi uygulanmıştır. Yüksek sıcaklık altında çalışan iş mili malzemesi 1.6523(AISI 8620/21NiCrMo2) sementasyon çeliği tercih edilmiştir.

Normalize edilmiş **25 mm** çapındaki malzeme için kimyasal kompozisyon ve mekanik özellikler Çizelge 3.2’de verilmiştir. [11]

**Çizelge 3.2 : 1.6523(AISI 8620/21CrMo2) sementasyon çeliği özellikleri**

<b>Kimyasal Analiz (%)</b>	
Karbon,C	0,180-0,230%
Krom,Cr	0,400-0,600%
Demir,Fe	96,895-98,02%
Mangan,Mn	0,700-0,900%
Molibdenum,Mo	0,150-0,250%
Nikel,Ni	0,400-0,700%
Fosfor,P	≤0,0350%
Silisyum,Si	0,150-0,350%
Sülfür,S	≤0,0400%

<b>Mekanik Özellikler</b>	
Sertlik,Brinell	183
Sertlik,Knoop	204
Sertlik,Rockwell B	89
Sertlik,Vickers	192
Kopma Uzaması	26,30%
Kopma Sırasındaki Alan Azalması	59,70%
Elastiklik Modülü	205 GPa
Burkulma Modülü	140 GPa
Poissons Oranı	0,29
Izod Darbe Enerjisi	100 J
İşlenebilirlik	65,00%
Kayma Modülü	80 GPa

<b>Isıl Özellikler</b>	
Isıl İletkenlik	46,6 W/mK

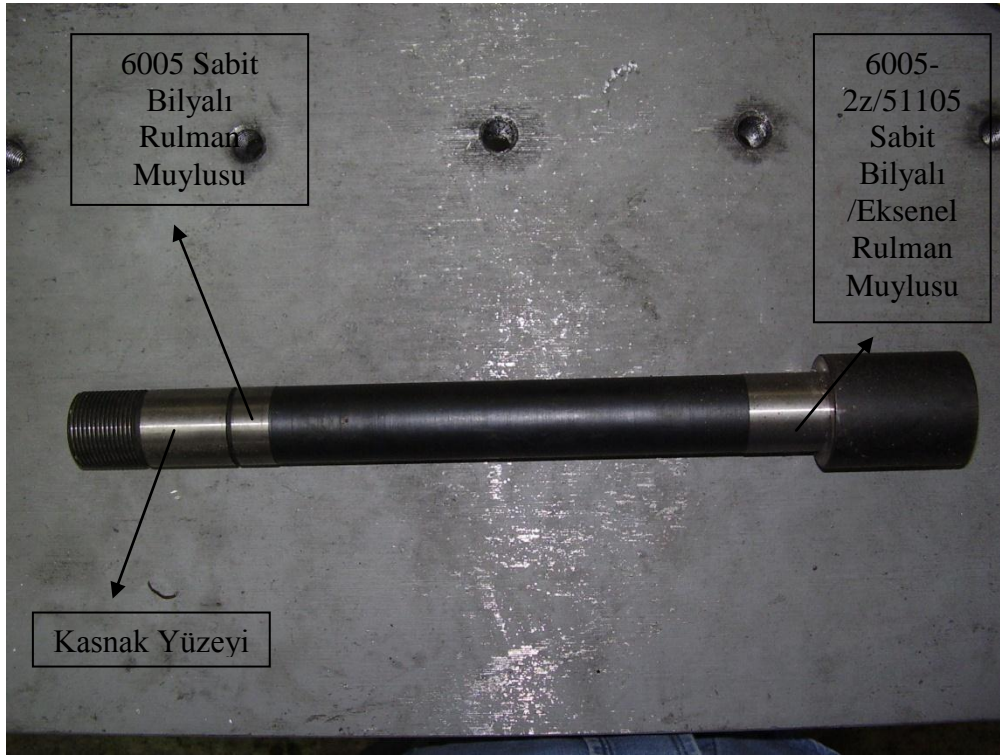
Sementasyon çeliği yüzey sertliği ve çekirdekte tokluk özelliklerinin gerekli olduğu yüksek sıcaklık ve değişken/darbeleri yük şartlarında tercih edilmektedir. Tasarlanan parçaya bu özelliklerin kazandırılması yüzeye karbon emdirilmesi ile gerçekleşmektedir. Düşük karbonlu çelik sınıfına giren sementasyon çelikleri yüksek karbonlu çeliklere karşı tercih edilmesindeki etkenler;

- sementasyon işleminin kısmen veya tamamen talaşlı imalat sonrası uygulanması nedeniyle işleme kolaylığı sağlaması
- sementasyon işlemi sonrası yüzey işlemesi istenen bölgelerin geçici kaplama yöntemi ile ısıl işleminden etkilenmesinin önlenmesi
- çekirdek bölgesinde yüksek tokluk özelliğinin korunabilmesi

olarak sıralanabilir. [12]

AISI 8620 sementasyon çeliğinin yapısında bulunan alaşım elementlerinden, silisyum (Si) sertlik ve aşınma dayanımını artırıcı, mangan(Mn) sertleşebilirlik özelliğini artırıcı, krom (Cr) ve molibden (Mo) çekme mukavemetini ve sıcaklığa karşı dayanımı artırıcı, Nikel (Ni) darbe enerjisini artırıcı etki yapmaktadır. [13]

Tasarlanan iş mili fonksiyonel yüzeyler olan kasnak geçme yüzeyi ve muylu bölgelerinde çap ölçülerinde nominal çap üzerinde  $+0,2 \text{ mm}$  taşlama payı bırakılarak CNC torna tezgahında işlenmiştir. Sementasyon ile yüzeyde  $52 \text{ HRC}$  sertliğinde  $1 - 1,5 \text{ mm}$  derinliğinde bir tabaka oluşturulmasının ardından fonksiyonel yüzeyler silindirik taşlama prosesi ile istenen çap ve tolerans aralığına getirilmiştir. (Şekil 3.32) Bu işlemin amacı ısıl işlem sonucu oluşan  $+0,2 \text{ mm}$  sınırına kadar olan çarpılmaların taşlama işlemi ile giderilerek milde oluşacak salgının engellenebilmesidir.



**Şekil 3.32** : Sementasyon ve taşlama işlemleri uygulanmış iş mili

İş milinin yataklama düzeninin ve bu sistemde kullanılacak rulmanların seçimi enerji akışının sağlanması ve oluşan kesme ve ilerleme kuvvetlerinin sabit sisteme iletilmesi açısından önem taşımaktadır. Rulmanlı yataklama sisteminden beklenen en önemli özellikler uzun ömür, yüksek güvenilirlik ve ekonomiktir. Rulmanlı yataklama tasarımında rulmanların seçimi ve yerleşiminin belirlenmesinin yanında

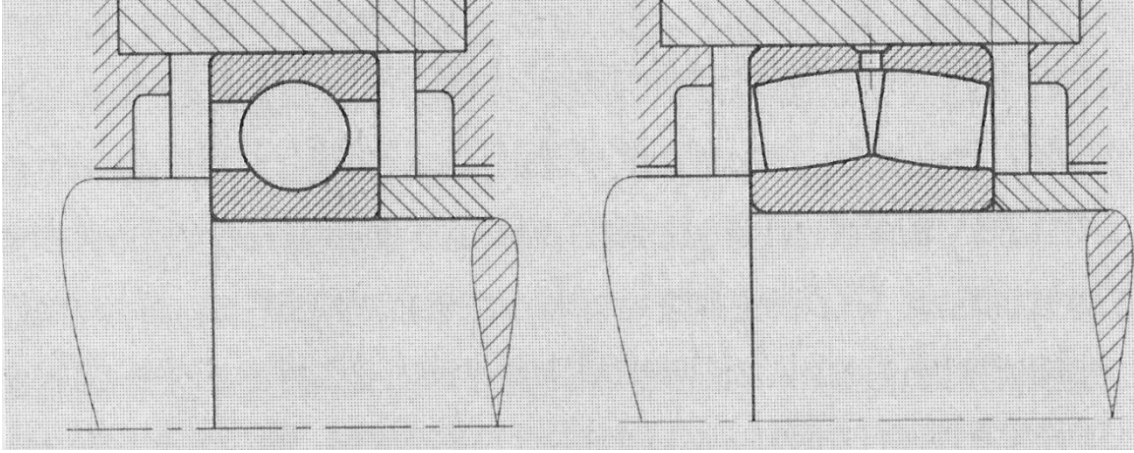
mil yuva ve bağlantı elemanları ile sızdırmazlık ve yağlama şeklinin önem kazandığı kritik uygulamalar da bulunabilmektedir. Genel olarak rulmanlı yatak tasarımında göz önüne alınması gereken parametre ve şartlar;

- yük durumu ve devir sayısı
- montaj yeri
- çalışma sıcaklığı
- çevre şartları
- mil düzeni
- ömür
- hassasiyet
- gürültü
- yağlama ve bakım
- takma ve sökme

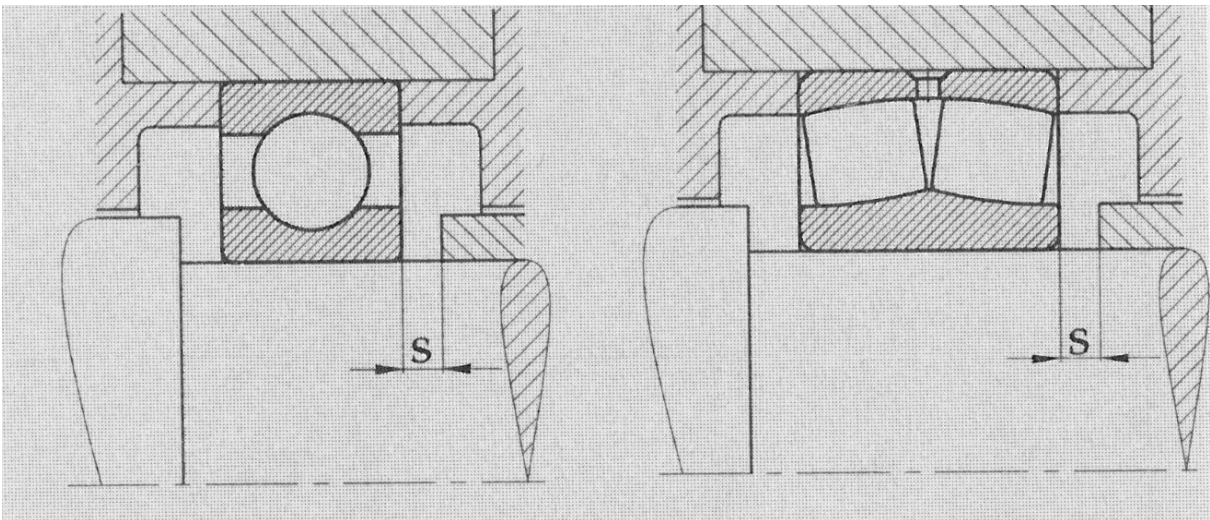
olarak sıralanabilir.

İş milinin yataklamasında göz önüne alınacak en önemli şartlar yük ve devir sayısı şartlarıdır. İş mili motoru tarafından <sup>5</sup> bağımsız mile aktarılan moment triger kasnağı taksimat dairesi çapına teğet olmak üzere bir radyal kuvvete neden olmaktadır. Delme işlemi nedeniyle oluşan ilerleme kuvveti ise yataklama düzeninde eksenel kuvvet olarak ortaya çıkmaktadır. İş mili devri ise daha önce seçilmiş olan kasnak çapları ve çevrim oranı doğrultusunda  $5700 d/d$  olarak belirlenmiştir. Buna göre yataklama sisteminin çalışma durumundaki yük ve devir sayısı şartları belirlidir. Bu aşamada yapılması gereken yataklama düzeninin seçimi ve bu düzende kullanılacak rulman tiplerinin belirlenmesidir. Yataklama düzeninin belirlenmesinde ilk aşama olarak yatak eksen aralıkları için bir öngörü yapılmalıdır. Bu eksen aralıklarına göre sistemdeki radyal kuvvetin her yatağa dağılımı denge denklemleri ile belirlenerek her rulmanın yük durumu belirlenmiş olur. Yük durumunun belirlenmesinin ardından verilmesi gereken en önemli karar eksenel ve radyal yükün hangi düzende taşınacağıdır. Denge denklemleri ile paylaştırılabilen radyal kuvvetlerin yanı sıra sistemde bulunan diğer yük olan eksenel kuvvetin yataklar arasında paylaşılması her iki yatağın eksenel yönde hareketinin sınırlandırıldığı durumda sistemin enerji akışı açısından belirsiz olması nedeniyle mümkün değildir. [14]

Sistemi belirli duruma getirmek için yapılması gereken işlem rulman içerisinde aksel dengeleme veya yuva içerisinde dengeleme işlemidir. Buna göre rulman içerisinde dengelemede milin yataklanmasında bir sabit ve bir serbest yatak kullanılır. Serbest yatak aksel yöndeki uzamaları ve ısıl genleşmeleri dengeler. Sabit yatak ise oluşan aksel kuvveti tek başına taşımaktadır. Bu sistemde rulman bilezikleri yuva içerisine sıkı geçirilebilir. Kayma ile dengelemede ise milin aksel yöndeki boyut değişikliğinin rulmanın mil veya yuvadaki oturma yüzeyi üzerinde kayması ile dengelenmesidir. Sabit bilyalı ve oynak makaralı rulmanlar gibi parçalarına ayrılmayan rulmanlar serbest yatak olarak kullanılabilirler. Bu durumda rulmanın oturma yüzeyi üzerinde kayabilmesi için rulman bileziklerinden biri serbest geçme olur ve aksel yönde dayanma yüzeyi(fatura) bulunmaz.[15] (Şekil 3.33),(Şekil 3.34).



Şekil 3.33 : Yuvaya serbest geçme durumu



Şekil 3.34 : Mile serbest geçme durumu

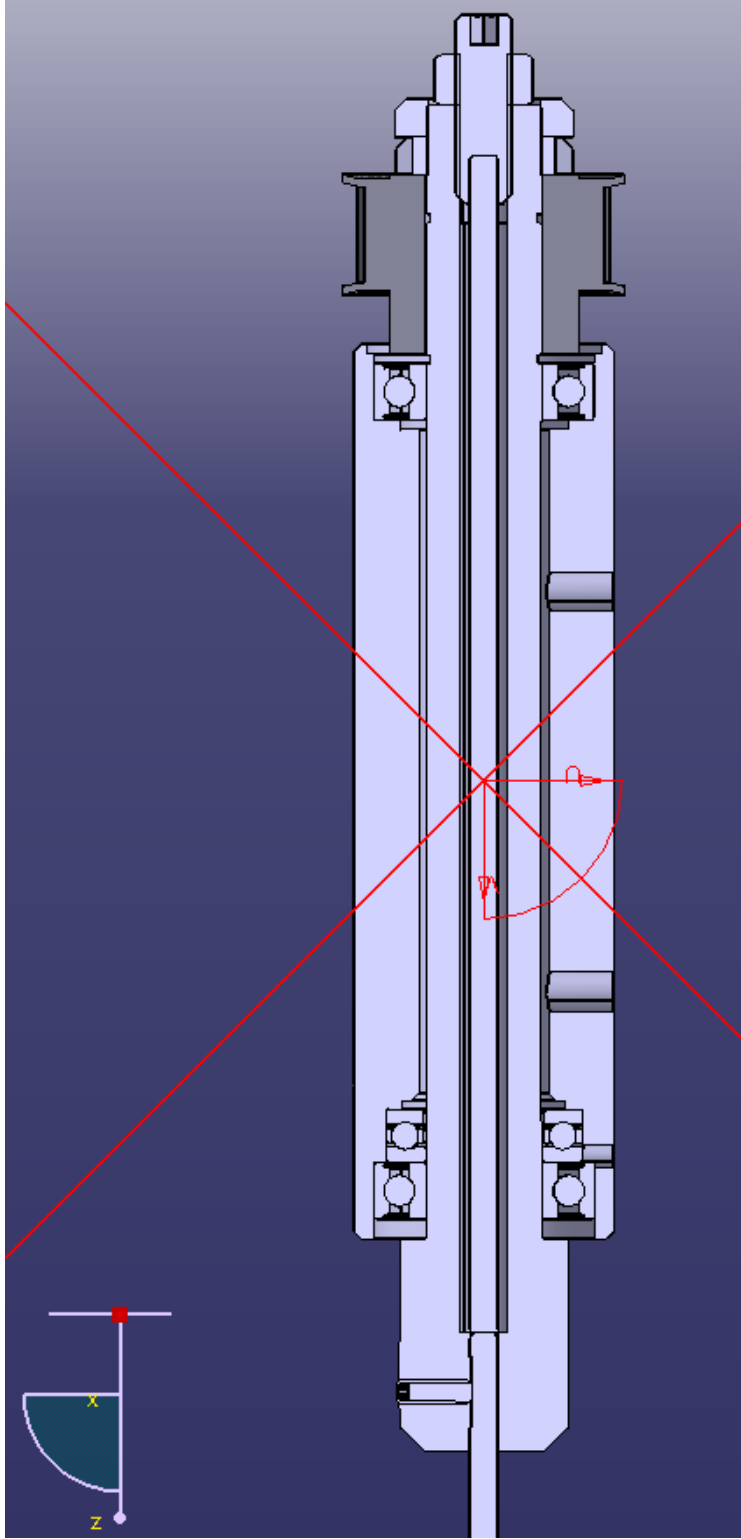


Seçilen yataklama düzeninde milin iki uçta mile serbest geçme halinde iki sabit bilyalı rulman ile yataklanmasına karar verilmiştir. Eksenel yük ise milin kesici takıma yakın ucunda sabit bilyalı rulman ile sırt sırta yerleştirilecek eksenel sabit bilyalı rulman ile taşınacaktır. (Şekil 3.35) Yataklamada sabit bilyalı rulmanlar 6005-2z olarak seçilmiştir. Sadece radyal yükleri taşıyan bu rulmanlar mile serbest geçmektedir. Taşıyıcı gövdede bulunan fatura yüzeyine dayanan eksenel sabit bilyalı rulman 51105-2z ile eksenel yük taşınmaktadır. Böylece enerji akışındaki belirsiz durum ortadan kaldırılmıştır. Kullanılan sabit bilyalı rulmanlar C2 normalden az boşluklu sınıftan seçilmiştir.

Taşıyıcı gövde içerisine rulmanların yerleştirilmesi ve milin monte edilmesinin ardından triger kasnağının montajı yapılmıştır. Kasnak montajının ardından eksenel hareketin engellenmesi için somun emniyeti uygulanmıştır. Mil üzerinde açılan dişe geçen somun çiftinin kasnak yüzeyine uyguladığı kuvvet ile kasnağın mile göre hareketi engellenmiş olur.

Kesici takım malzemesi sinter karbür olarak seçilmiştir. Takım geometrisi ise şifre pimleri ile uyumlu olarak tasarlanmıştır. Kesici takımın iş mili ile bağlantısı için pens ve mandren gibi alternatiflerin yerine mil üzerinde daha basit ve güvenilir bir çözüm üretilmiştir. Pens ve mandren ile takımın tutturulduğu durumlarda sökme-takma nedeniyle zaman içerisinde salgının artışı nedeniyle imalat kalitesi olumsuz etkilenmektedir. Ancak kesici takımın direk mile bağlandığı tasarım salgı sorununu büyük ölçüde gidermektedir. Ancak anahtar şifreleme işleminde kullanılan kesici takım için tasarlanan sistem farklı çaplardaki takımların bağlanabilmesine olanak sağlamamaktadır.

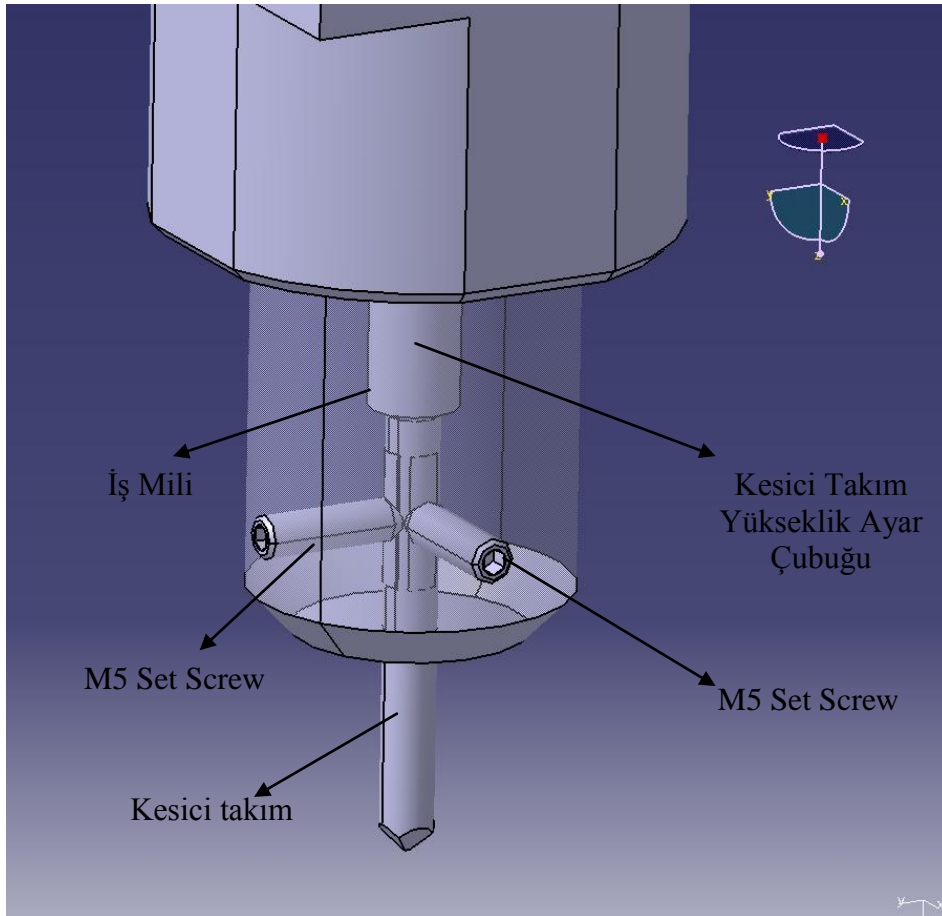
Buna göre iş mili üzerinde  $\varnothing 6 \text{ mm}$  çapındaki kesici takım için açılan  $\varnothing 6^{+0,03}_{+0,01}$  çap ve toleransındaki yuvaya geçen kesici takımın eksenel hareketi mil içerisinde açılmış  $\varnothing 10 \text{ mm}$  çapındaki yuvaya geçen  $\varnothing 6 \text{ mm}$  çapındaki ayar çubuğu ile sınırlanmaktadır. Cıva çeliğinden imal edilmiş bu ayar çubuğu kesici takım ucuna dayanırken şifreleme işlemi sırasında kesici takımın mil içerisindeki yuvada eksenel doğrultuda kaymasını engellemektedir. Aynı zamanda her kafada işlenen aynı şifrelerin eşit derinlikte olması gerekliliğinden dolayı her kafada bulunan kesici takımların aynı yükseklikte bulunması gerekliliği bulunmaktadır.



**Şekil 3.35 :** Kafa sistemi kesit görünüşü

Zaman içerisinde kesici takımın körelmesi nedeniyle uygulanan bileme işlemi nedeniyle takım boyu değişmektedir. Bu nedenle aksenal doğrultuda kesici takım pozisyonunun ayarlanması için bir tasarım ihtiyacı bulunmaktadır.

Bu amaçla ayar çubuğunun sıkı geçme ile bağlandığı 'set screw' yardımı ile ayar çubuğu yuva içerisinde aksel doğrultuda hareket edebilmektedir. Ayar çubuğunun konumunun ayarlanması ile çubuğa dayanan kesici takım konumu da belirlenmiş olur. Kesici takım ile ilgili yaşanan bir diğer problem de aktarılan moment nedeniyle takımın mil içerisinde dönmesidir. Bu hareket mil yuvasının zaman içerisinde aşınmasına ve geçmedeki boşluğun artmasına neden olur. Boşluktaki artış ise salgı sorununu ve şifre eksenlerinin kaçıklığını beraberinde getirmektedir. Bunun engellenmesi için kesici takım şaftında birbiri arasında  $90^\circ$  olmak üzere taşlama işlemi ile iki düzlem oluşturulmuştur. Bu düzlemlere mil üzerinde aynı açı farklıyla açılan deliklere monte edilen  $M5$  'set screw'lerin ucu temas ettirilmektedir. (Şekil 3.36) Tasarımda saptanan en büyük eksiklik kesici takımın sökme-takma işlemi sırasında milin dairesel hareketini engelleyecek bir mekanizmanın olmamasıdır. Sökme takma işleminin kolaylaştırılabilmesi için mil üzerinde açılacak bir anahtar kanalı ile sorun giderilebilmektedir.



Şekil 3.36 : Kafa takım sabitleme sistemi

### 3.3.6 İş parçası sabitleme sistemi tasarımı

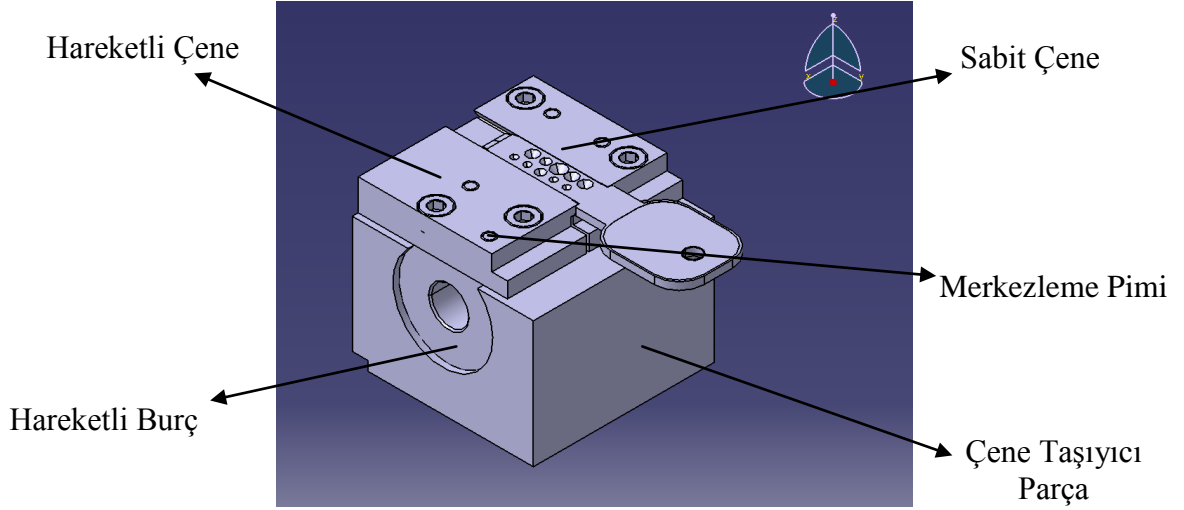
Şifreleme işlemi sırasında beş anahtarın iş tablası üzerinde aksel (x-ekseni) ve yanal (y-ekseni) yönde sabitlenmesi önemli bir sorunu oluşturmaktadır. Anahtarların ölçülerinde oluşan tolerans içerisindeki farklılıklar sabitleme sisteminin bu tolerans içerisinde farklılaşan anahtarlara uygun esneklikte olmalıdır. İlk aşamada anahtarları bağımsız olarak sabitleme düşüncesi ile tasarlanan bağımsız mengene mekanizmalarından zaman kaybına neden olacağı gerekçesiyle vazgeçilmiştir. Bu sistemin yerine yanal yönde çok çeneli seri mengene prensibi ile konstrükte edilmiş bir yapı tercih edilmiştir. Çok çeneli seri mengene tasarımları özellikle CNC tezgâhlarda çoklu iş parçası bağlama işlemlerinde sıkça tercih edilen bir uygulamadır. (Şekil 3.37) [16]



**Şekil 3.37 :** Çok çeneli seri mengene

Aynı anda birden fazla iş parçasını bağlamaya yönelik olarak tasarlanan bu sistemler genel olarak 6 iş parçasına kadar farklı kapasitelerde kullanılabilir. Mekanik ayarlı sistemler üzerlerinde bulunan konik ayar parçası ile mengene aralığı ayarlanarak farklı iş parçaları için kullanılabilir. Şifreleme makinası tasarımında yapılan konstrüksiyonun çıkış noktasını çok çeneli seri menginele oluşturmuştur. Ancak mevcut sistemlerde kullanılan mekanik sistemin yerine makinanın otomasyonuna dahil edilmiş pnömatik tahrikli bir mekanizma tasarlanmıştır. Böylece zaman kayıpları en alt düzeye indirilebilmiştir.

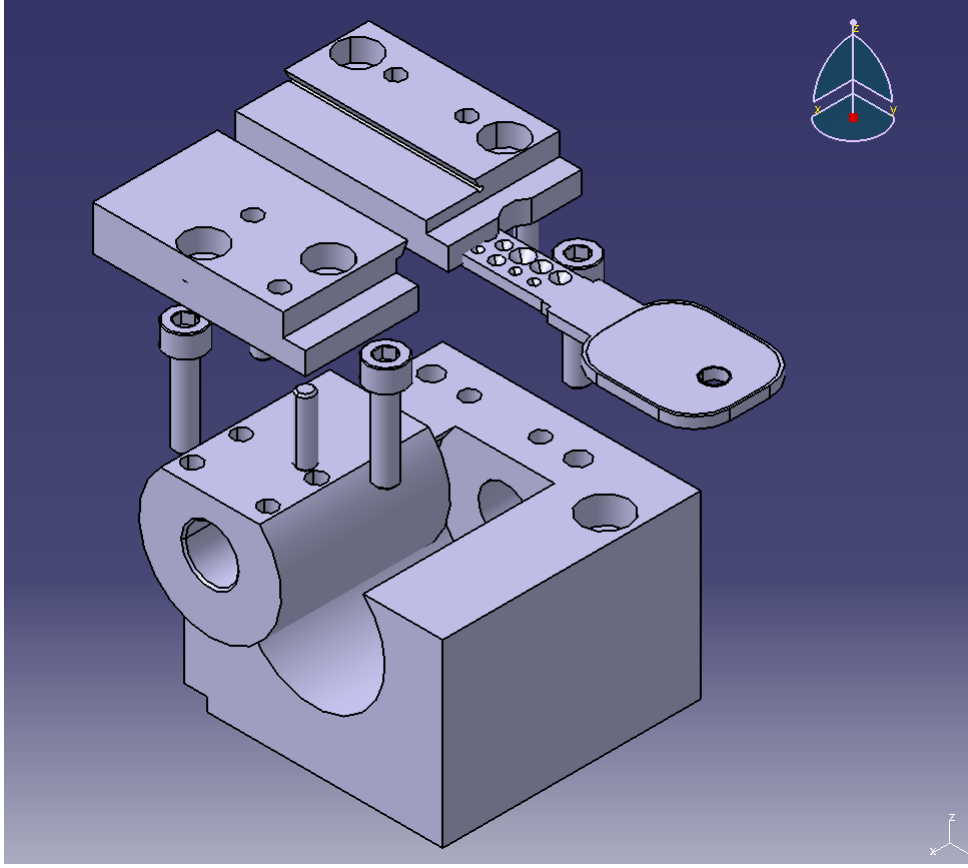
Bağımsız mengineleler yatay iş tablası üzerindeki kanallara monte edilmiştir. Krom kaplama işlemi uygulanan bu parçalar sabit çene, hareketli burç ve hareketli burç üzerindeki hareketli çeneyi taşıma görevini üstlenmektedir. Sabitleme işlemi biri sabit ve diğeri burç ile birlikte hareketli olan konik yüzeyli çeneler ile sağlanmaktadır. (Şekil 3.38)



**Şekil 3.38** : Bağımsız mengene tasarımı

Sabit çene krom kapı taşıyıcı parça üzerinde cıvata bağlantısı ile sabitlenmiştir. Bu çene üzerinde bulunan konik yüzeye temas ederek anahtarlar referans konumlarına gelmektedir. Çene taşıyıcı parça içerisinde bulunan üst yüzeyi frezelenmiş bronz burç parça içerisinde sadece doğrusal hareket yapabilmektedir. Hareketin yönüne bağlı olarak anahtarlar çeneler arasında sıkıştırılıp serbest bırakılabilmektedir. Burç üzerine monte edilmiş hareketli çenenin anahtar ile temas eden yüzeyinin geometrisi sabit çenede olduğu gibi koniktir. Çeneler burç ve taşıyıcı parçalar üzerine  $\varnothing 4 \text{ mm}$  çapında merkezleme pimleri ile monte edilmiştir. Böylece çenelerin çene taşıyıcı parça üzerindeki konumu, dolayısıyla iş mili eksenini ile arasındaki konum ilişkisi hassas olarak sağlanabilmektedir. Bağımsız mengene tasarımı ve tasarımı oluşturan komponentler detaylı olarak patlatılmış montaj görünüşünde incelenebilir. (Şekil 3.39)

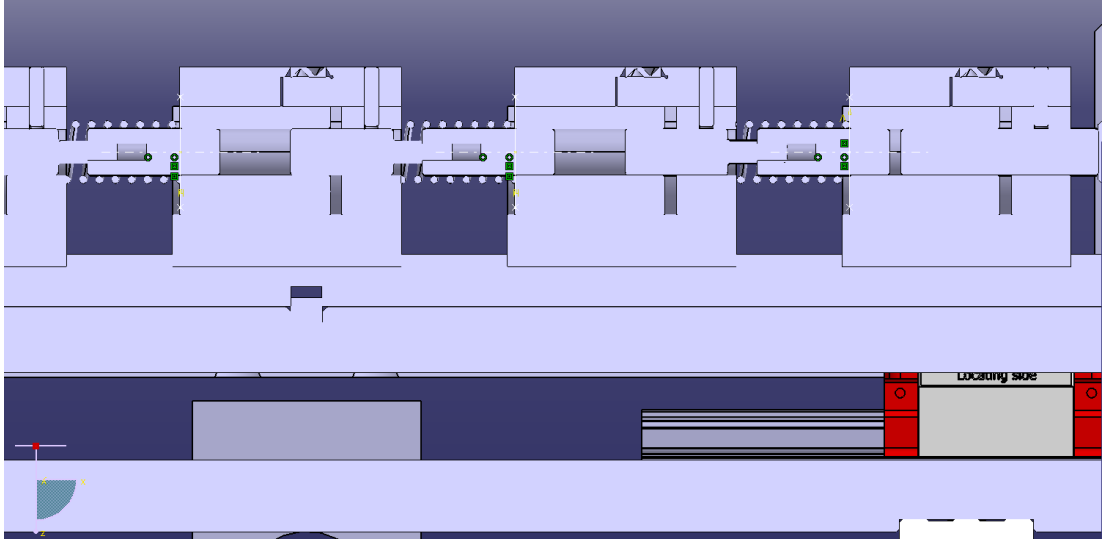
Çenelerin hareketini sağlayan bronz burçların birbiri ile olan ilişkisini ve hareket aktarımını iki adet ayar pimi ile sağlanmaktadır.  $\varnothing 12 \text{ mm}$  çapındaki ayar pimlerinin üzerine erkek ve diş olmak üzere diş  $M6$  diş çekilmiştir. Böylece ayar pimlerinin birbirine monte edilmiş halindeki uzunluğu ayarlanabilmektedir. Burada sabit pim uzunluğunun tercih edilmemesindeki en önemli etken çene taşıyıcı ve çene imalatındaki oluşabilecek ölçü hataları nedeniyle anahtarın gereğinden az veya fazla sıkılmasının önüne geçebilmektedir. Ayar pimleri yardımıyla her çene grubunun aralığı bağımsız olarak ayarlanabilmektedir.



**Şekil 3.39 :** Bağımsız mengene patlatılmış montaj görünüşü

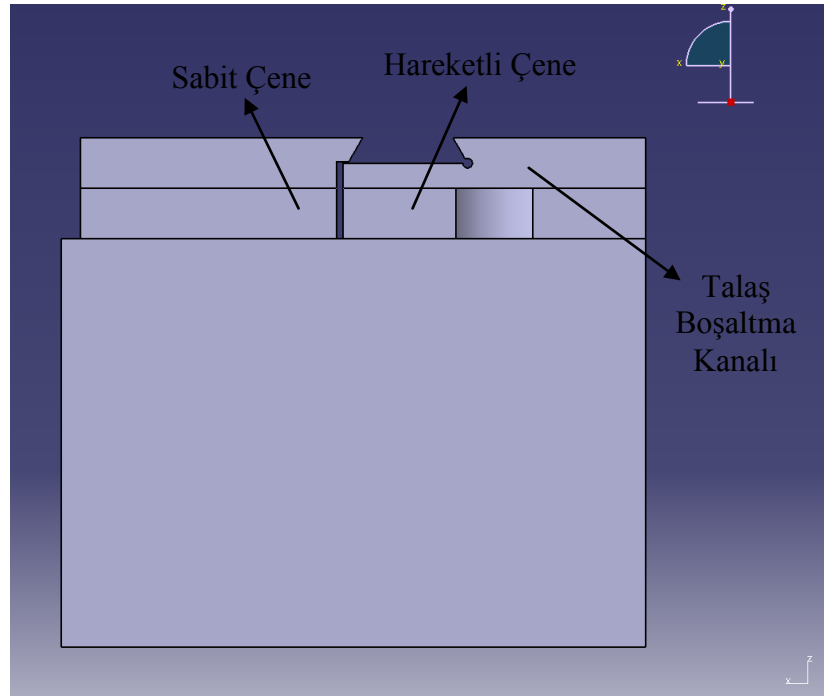
Montajı yapılan ayar pimleri sıkılık ayarının kontrol edilmesinin ardından dişler arasında damlatılan yapıştırıcı ile sabitlenmiştir. Pim grubu ardışık iki çene burcunun bağlantısını sağlayarak pnömatik silindir ile sağlanan kuvvetin ardışık çenelere iletilmesini sağlamaktadır. Söz konusu kuvvet normalde kapalı pozisyonda bulunan çenelerin açık konuma gelebilmesini sağlamaktadır. Çeneleri normalde kapalı pozisyonda tutan kuvvet ise hareketli burç ile ardışık çene taşıyıcı parça arasındaki öngerilme yaylarıdır. Bu yaylar tabla üzerinde sabit olan çene taşıyıcı ve burç arasında öngerilme kuvveti oluşturarak çenelerin birbirine yaklaşmasını sağlamaktadır. Çenelerin açılması için program ile valf tetiklenerek pnömatik silindir ileri konuma gelmelidir. Böylece silindir mili ile kuvvet aktarım pimleri yardımıyla iletilen kuvvet yayların öngerilme kuvvetini yenerek hareketli çeneleri açık konuma hareket ettirmektedir. (Şekil 3.40)

Çenelerin konstrüksiyonundaki en önemli detaylardan biri de konik temas yüzeylerdir. Konik yüzey sayesinde farklı kalınlıklardaki anahtarlar sistemde bağlanabilmektedir. Ayrıca konik yüzey ile yatay kuvvetin düşey bileşeni oluşmaktadır.



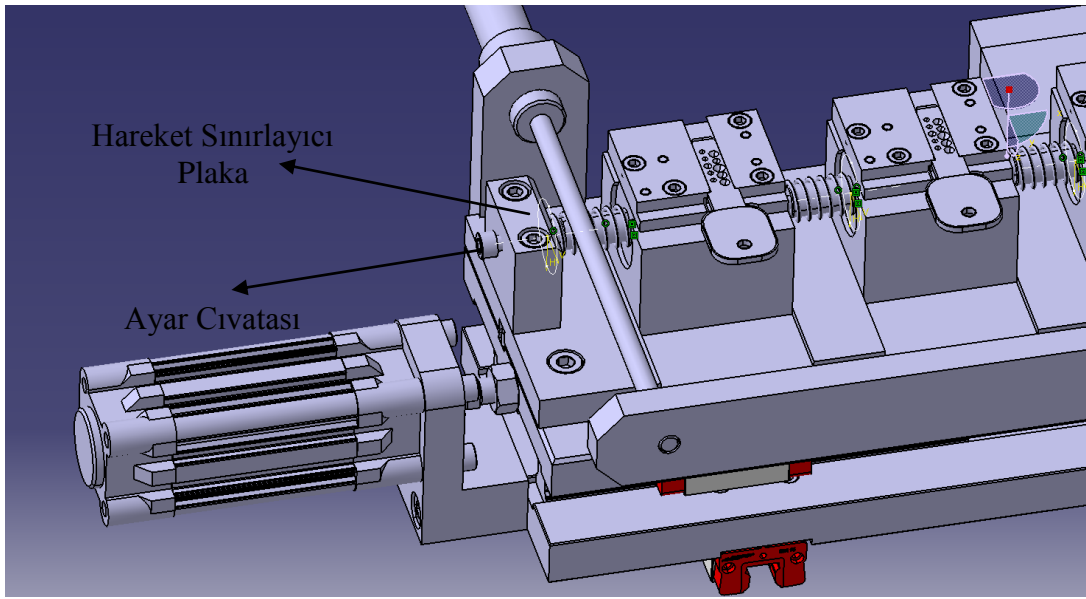
**Şekil 3.40** : Seri mengene mekanizması kesit görünüşü

Düşey kuvvet ise anahtarları çene yüzeyi ile tam olarak temas edebilmesini sağlamaktadır. İmalat sırasında talaş oluşumu çenelerin çalışmasını etkileyen en önemli sorunlardan birisidir. Çeneler arasında ve çene ile anahtar arasında talaş birikmesini önleyebilmek için konik yüzeyin dip noktasında yüzey boyunca dairesel bir kanal açılmıştır. Bu kanal ile talaşın çene ile anahtar temasını etkilemesi önlenmiştir. (Şekil 3.41)



**Şekil 3.41** : Sabit ve hareketli çene geometrisi

Çenelerin arasında ayar pimi çiftleri ile aktarılan hareketin sınırlanması mengene serisinin sonunda bulunan hareket sınırlayıcı mekanizma ile yapılmaktadır. Son mengeneye ardışık olarak monte edilen plaka son mengene için kullanılan öngerilme yayına temas etmektedir. Ayrıca tüm burçların konumunu ayarlamak üzere ayar vidası görevini üstlenen M6 cıvata bu plakaya monte edilmiştir. Ayar vidası ile tüm pimler dolayısıyla tüm burçlar aynı anda pozitif veya negatif yönde hareket ettirilebilmektedir. Böylece tüm çene açıklıkları aynı anda kontrol edilebilme şansına sahiptir. İmalat hatalarına karşı bağımsız olarak ayarlanabilen çene aralıkları aynı anda ayar vidası ile de ayarlanabilmektedir. (Şekil 3.42)



**Şekil 3.42** : Seri mengene hareket sınırlayıcı mekanizma

Tasarlanan sistemde hareketli burç çene taşıyıcı takoz içerisinde sürekli hareket halindedir. Dolayısıyla bu çift aşınma riski altında görev yapmaktadır. Bu nedenle bu parçaların imalatında kullanılacak malzeme seçimi önem taşımaktadır. Hareketli burcun malzemesi bronz olarak seçilmiştir. Bronz endüstride,

- yüksek mukavemet (düşük alaşımlı çeliklerin özelliklerine benzer)
- yüksek korozyon direnci
- yüksek sıcaklıkta çalışabilme özelliği
- yorulmaya karşı yüksek dayanım
- oksidasyon dayanımı
- döküm ve işleme kolaylığı



- yüksek sertlik ve aşınma dayanımı

gibi özellikleri nedeniyle sıkça tercih edilmektedir. Özellikle aşınma sorunu yaşanan kızak mekanizmaları ve kaymalı yatakların konstrüksiyonunda önemli yer teşkil etmektedir. [17]

Çeneleri taşıyan ve aynı zamanda burcun yataklandığı kare kesitli taşıyıcı parça ise AISI 1050 imalat çeliğinden imal edilmiştir. Ancak aşınma dayanımını arttırmak amacıyla sert krom kaplama işlemi uygulanmıştır. Bu tercihler ile mengene mekanizmasında çalışma sürecinde boşlukların oluşmasının geciktirilmesi hedeflenmiştir. Hareketli ve sabit çeneler karmaşık geometrisi ve ölçüleri nedeniyle tel erezyon yöntemi ile imal edilmiştir. Özellikle konik yüzeyler ve talaş boşaltma kanalının geometrisi bu tercihin en önemli nedenleri olmuştur. Malzeme olarak ise 1.2080(X210Cr12) soğuk iş takım çeliği kullanılmıştır. Soğuk iş takım çelikleri kesme kalıpları, dövme kalıpları, bağlama aparatları gibi aşınma ve tokluk özelliklerinin ön plana çıktığı uygulamalarda tercih edilmektedir.[18] Çene geometrisinin tel erezyonda oluşturulmasının ardından yüzey sertliği elde edilebilmesi için nitrasyon işlemi uygulanmıştır.

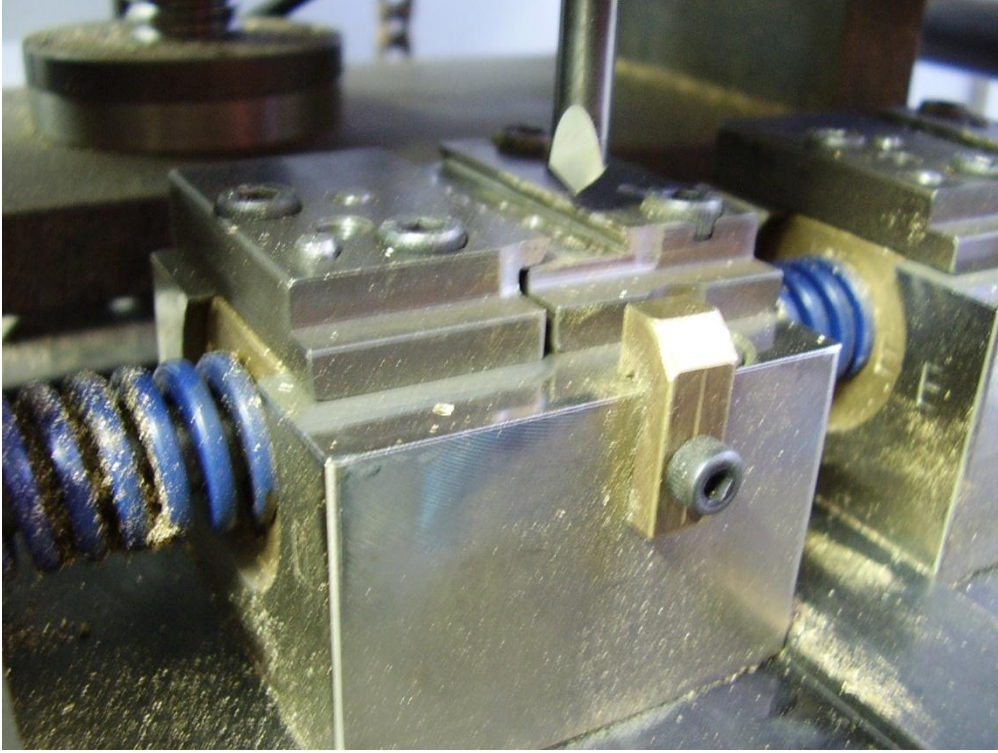
Düşük sıcaklık yüzey sertleştirme işlemlerinden biri olan nitrasyon; çelik parça yüzeyine azot atomlarının ara yer atomu olarak gönderilmesi ile yüzeyde sert bir tabakanın oluşturulması esasına dayanır. Azot sağlayıcı ortam olarak tuz banyosu ve gaz atmosferi kullanılabilir. Sert tabakanın oluşması için yüksek hızda soğutma hızı gerekmez. Genel olarak tüm çelikler için nitrasyon sıcaklığı 495-5800 C arasında değişir. Düşük sıcaklıkta uygulanması ve yüksek soğuma hızı gerektirmemesi nedeni ile parçalarda çarpılma minimum seviyededir. Bu nedenle ısıtma işlemi talaşlı imalatın tamamlanmasının ardından parça tamamen ortaya çıktıktan sonra uygulanabilmektedir. [19]

Çenelere nitrasyon uygulanması ile;

- yüksek yüzey sertliği (62 HRC)
- yüksek aşınma direnci
- yorulma ömründe artış
- artan korozyon direnci

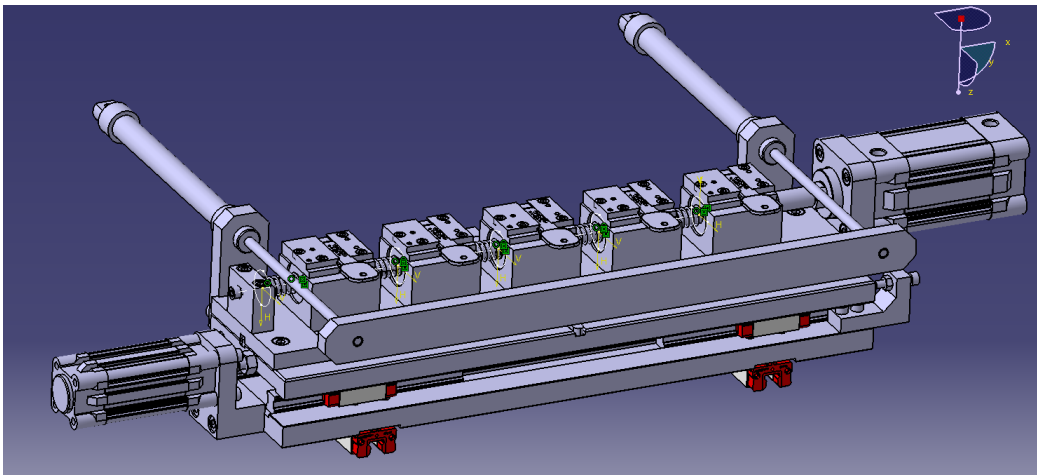
elde edilmiştir.

Isıl ve kimyasal işlemlerin uygulanmasının ardından mengene grubunun görünümü Şekil 3.43'te verilmiştir.



Şekil 3.43 : Mengene grubu nihai görünümü

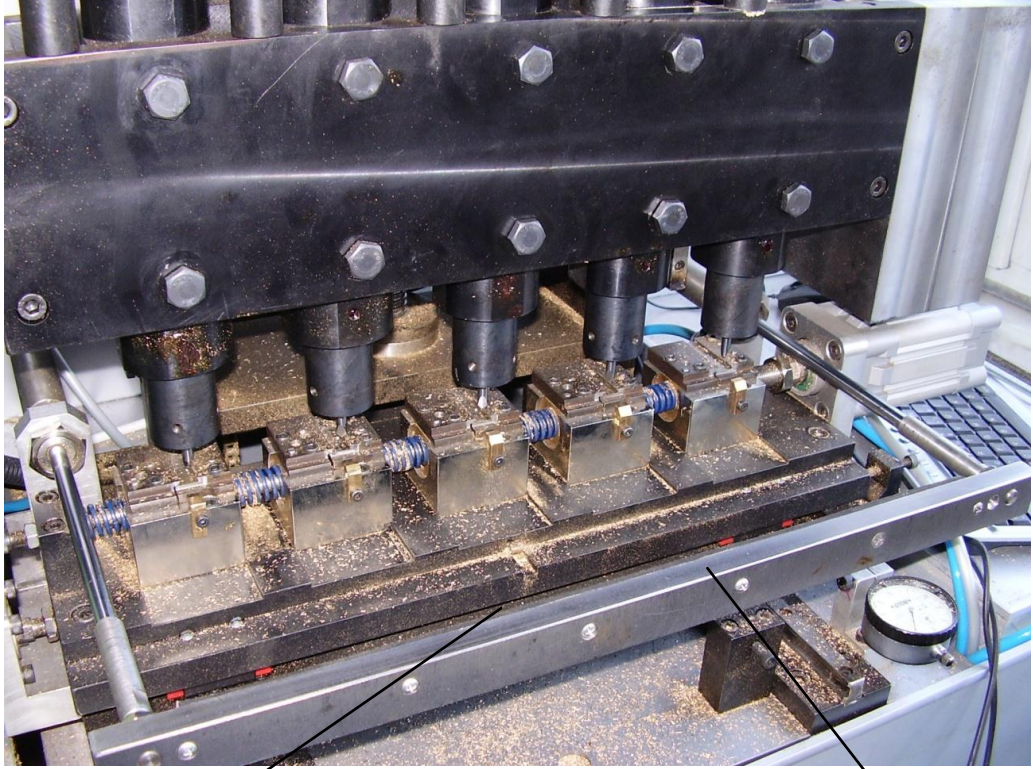
Eksenel yönde tüm anahtarlar aynı anda sabitleyebilecek bir baskı sistemi kullanılmıştır. Yalancı şifre hareket plakası üzerine yerleştirilen iki braket üzerinde  $\text{Ø}25 - 160 \text{ mm}$  pnömatik silindir kullanılmıştır. (Şekil 3.44)



Şekil 3.44 : Eksenel sabitleme sistemi

Sabitleme pistonu milleri üzerine monte edilen baskı plakası ile anahtarlar aksel yönde çenelere sabitlenmektedir. Tasarımdaki önemli bir detay anahtar boylarının

imalat hatalarından dolayı farklılaşmasıdır. Şifrelenmek üzere makinaya gelen anahtarların boyları  $\pm 0,1 \text{ mm}$  gibi geniş bir tolerans aralığında dağılmaktadır. Bu durumda rijit bir baskı plakası kullanılması anahtarlardan bazılarının sabitlenememesi gibi sorunları ortaya çıkartacaktır. Bunun önüne geçmek amacıyla baskı plakası üzerine anahtarlar ile temas etmekte üzere elastik bir malzeme monte edilmiştir. (Şekil 3.45)



Şekil 3.45 : Baskı plakası tasarımı

Elastik  
Malzeme

Baskı Plakası

### 3.3.7 Konum kontrolü ve dengeleme işlemleri

Ana tabla ve dikey plakalar üzerindeki en önemli komponentlerden biri de komparatör tutucu parçalardır.

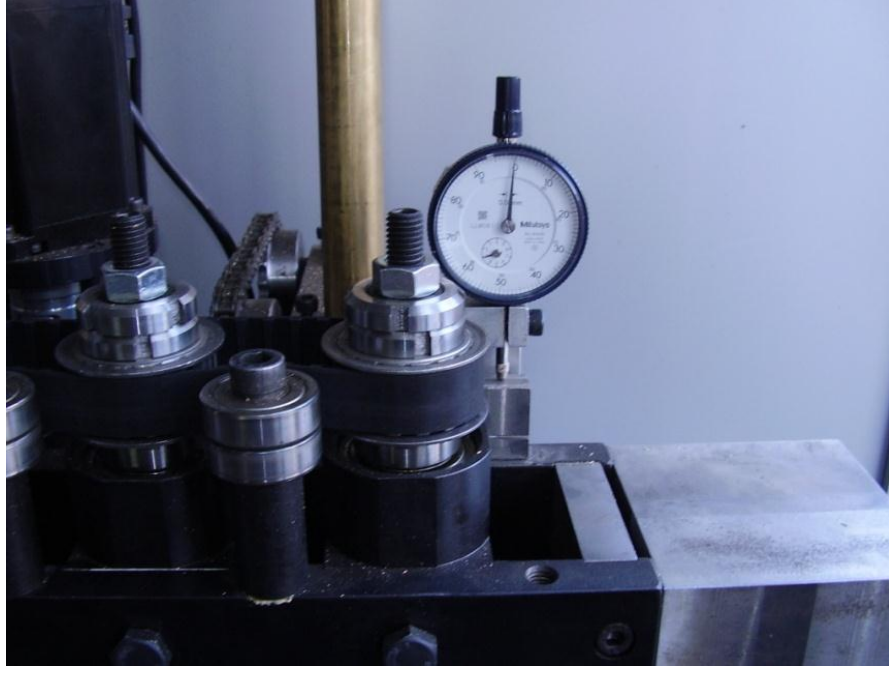
6063 alüminyum malzemeden imal edilen bu parçalara kesme ekseninde  $10 \text{ mm}$  strok ve  $0,01 \text{ mm}$  hassasiyete ilerleme ekseninde ise  $30 \text{ mm}$  strok ve  $0,01 \text{ mm}$  hassasiyete sahip komparatörler bağlanmıştır.(Şekil 3.46),(Şekil 3.47)

Deneme çalışmaları sırasında servomotorların kalibrasyonları ve parametre ayarlarında da kullanılan komparatörler makinanın günlük kullanımı sırasında operatör tarafından anlık konum kontrolü için kullanılmaktadırlar. Böylece sürekli devam eden imalat sırasında oluşabilecek konum hatası saptanarak hatalı üretime engel olunarak yüksek firenin önüne geçilebilmektedir. İmalat kalitesi için büyük önem taşıyan bu işte komparatörün tercih edilmesinin birkaç nedeni vardır.

Endüstriyel uygulamalarda konum kontrolü için sensör veya lineer encoder kullanılabilir. Lineer encoder uygulamasında hareketli olan platformun gerçek konumu sürekli ölçülebilmektedir. Böylece yazılımsal olarak anlık olması gereken konumu bilinen servomotorun gerçek konumu ile aradaki fark hesaplanarak düzeltme adımı olarak pozitif veya negatif yönde harekete eklenebilmektedir. Böylece referanslama işlemi için iş tablalarının sürekli olarak tanımlanan bir 'sıfır' noktasına gönderilmesi zorunluluğu ortadan kalkmaktadır. Ancak lineer encoder tercihi yüksek maliyeti getirdiği için uygun bulunmamıştır.

Sensör uygulamasında ise kapasitif,indüktif veya lazer proximity sensörler tercih edilebilmektedir. Hareketli olan iş tablasının belirlenen bir noktasının sabit olan bir noktaya monte edilen sensör tarafından algılanarak tablanın gerçek konumu saptanmaktadır. Buna göre her start/stop çevriminde bu algılama tekrarlanarak servomotorların ardışık hareket adımları bu referans noktasına göre tanımlanmaktadır. Bu önlem ile vidalı-mil somun arasındaki boşluk, elektriksel gürültü ve yanlış operatör müdahaleleri gibi nedenlerle konumdaki hatalar her start/stop çevriminde sıfırlanarak hatanın üst üste eklenme riskinin önüne geçilmiş olur.Ancak lineer encoder'a göre daha düşük maliyetli olan bu çözüm ise zaman kaybına neden olması nedeniyle tercih edilmemiştir.Maliyet ve zaman kaybı gibi nedenlerle vazgeçilen lineer encoder ve konum sensörü uygulamalarının yerine ağırlık dengelemesi yöntemi tercih edilmiştir.

Alt tabla üzerinde yataklanan ve ilerleme eksenini (x-ekseni) boyunca yatay konumda hareket eden iş tablası grubu için herhangi bir ağırlık dengeleme işlemi yapılmasına gerek yoktur.



Şekil 3.46 : Z-ekseni komparatör bağlantısı



Şekil 3.47 : X-ekseni komparatör bağlantısı

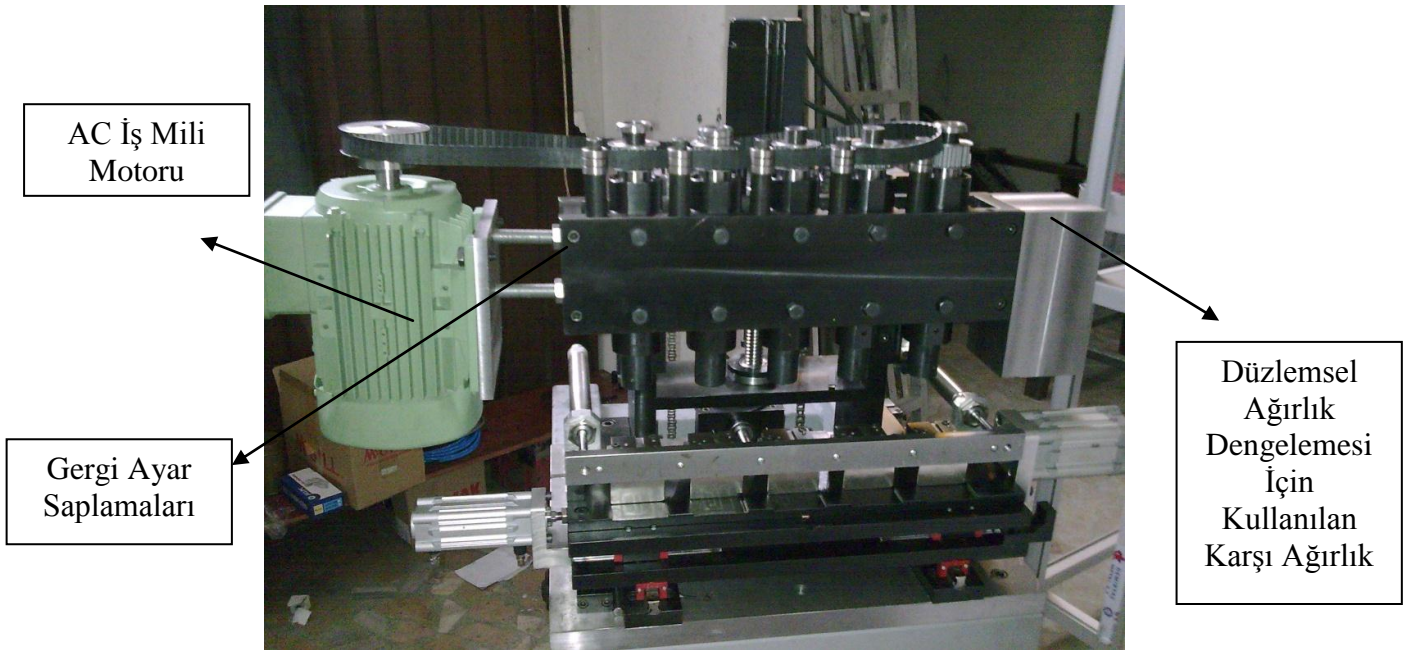
Ancak kesme eksenini (z-ekseni) boyunca hareket eden ve ağırlığı çok daha fazla olan hareketli platformun konum kontrolü için ağırlık dengelemesi zorunludur. Ağırlık dengelemesi yapılmadığı durumda konum hatalarının yanı sıra servomotordan alınan dairesel hareketi doğrusal harekete çeviren vidalı-mil somun çiftinde uniform olmayan aşınma ve değişken hız uygulamasına engel durum ortaya çıkacaktır.

Bu nedenle z-ekseninde hareketli platformun dengelenmesinde

- düzlemsel ve
- doğrusal

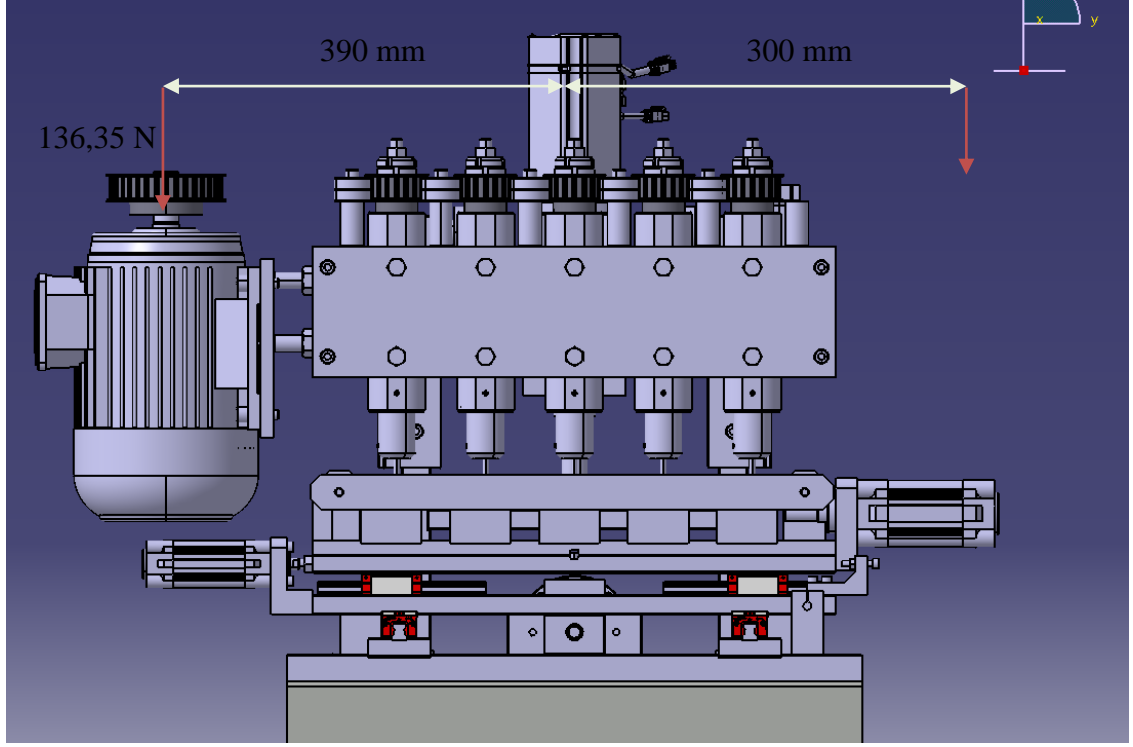
olmak üzere iki farklı dengeleme prosedürü uygulanmıştır.

Buna göre yz-düzleminde iş mili motoru olan AC motorun ağırlığı nedeniyle motorun bağlantığı montaj gurubuna hareket veren vidalı milde dengesiz yüklemekten dolayı boşluklar oluşabilecektir. Bu nedenle motorun ağırlığı nedeniyle oluşan dengesizliği ortadan kaldırabilmek için karşı ağırlık prensibine göre dengeleme yapılmıştır. Motor ile kafa grupları arasındaki hareket aktarımını sağlayan zaman kayışının gerdirilmesini sağlama amacıyla iki adet saplama ile motor bağlantı plakası ile düşey hareketli platform arasındaki uzaklık ayarlanabilmektedir. (Şekil 3.48)



Şekil 3.48 : Düzlemsel ağırlık dengelemesi

Bu nedenle z-ekseni ile motorun ağırlık merkezi arasındaki uzaklık değişkenlik gösterebilmektedir. Ancak bu değişim yaklaşık olarak  $20 - 25 \text{ mm}$  geçmeyeceği için ihmal edilebilmektedir. Buna göre yz- düzleminde basit bir moment hesabı ile kullanılması gereken karşı ağırlık kolayca boyutlandırılabilir. (Şekil 3.49)



**Şekil 3.49 :** Düzlemsel ağırlık dengelemesi boyutlandırma

İş mili motoru olarak ayaklı 2 kutuplu 3000 d/d 2,2 kW standart AC motor seçilmiştir. Motorun kütlesi,

$$m_m = 13,9 \text{ kg' dır. [20]}$$

Buna göre motorun oluşturacağı dengesizlik kuvveti ise yerçekimi etkisi ile birlikte şu şekilde hesaplanabilir.

$$F_m = m_m g = 13,9 \text{ kg } 9,81 \frac{m}{s^2} = 136,35 \text{ N}$$

Motorun ağırlık merkezinin vidalı mil eksenine ile olan uzaklığı ise 3B model üzerinden ölçülebilmektedir. Ortalama gergi aralığı kabulü ile bu uzaklık

$$l_m = 390 \text{ mm}$$

olarak bulunmuştur.

Dengeleyici karşı ağırlık için ise bir eksen aralığı kabulü yapmak gereklidir. Dengeleyici ağırlığın formunun dikdörtgen prizma şeklinde olması montaj kolaylığı ve sade görünüm elde edebilmek açısından doğru olacaktır.

Buna göre kafa gruplarını taşıyan panel sisteminin motor karşısında kalan yüzüne monte edilecek karşı ağırlığın kesit ölçüsü  $100 \times 100 \text{ mm}$  olarak belirlenmiştir. Hesaplamadan sonra ortaya çıkacak olan gerekli dengeleyici ağırlık kütlesi ise dengeleyici ağırlığın boyunun belirlenmesi ile sağlanacaktır. Bu kabule göre dengeleyici ağırlığın ağırlık merkezi ile vidalı mil eksenindeki uzaklık ölçmek mümkün olacaktır. 3B model üzerinden yapılan ölçüme göre bu uzaklık

$$l_m = 300 \text{ mm}$$

Motorun ağırlık kuvveti ve dengeleyici ağırlık kuvvetinin vidalı mil eksenine göre momenti alınarak şu bağıntı yazılabilir.

$$F_M l_m - F_d l_d = 0$$

Bu bağıntıdaki motor ağırlığı ( $F_M$ ), motor ağırlık merkezi-vidalı mil eksen aralığı ( $l_m$ ), ve dengeleyici ağırlık ağırlık merkezi-vidalı mil eksen aralığı ( $l_d$ ) daha önce hesaplanan ve ölçülen büyüklüklerdir. Bu değerler bağıntıda yerine konulursa;

$$136,35 \times 390 - F_d \times 300 = 0$$

elde edilir.

Gerekli sadeleştirme yapılarak gerekli dengeleyici ağırlık kuvveti;

$$F_d = 177,26 \text{ N}$$

olarak bulunur.

Gerekli kütle  $m_d$  ise;

$$m_d = F_d / g$$

bağıntısı ile hesaplanabilir.

Sayısal değerler yerine konulursa;

$$m_d = \frac{177,26}{9,81} = 18,07 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

Bu aşamada dengeleyici ağırlığın kütlesini ve kesit ölçülendirmesini belirlemiş bulunmaktayız.



Buna göre dengeleyici ağırlık için malzeme seçimi yapılarak özkütlenin belirlenmesi ve gerekli kütle üzerinden boyunun hesaplanması gereklidir.

Dengeleyici ağırlığın malzemesi için imalat çeliği uygun bulunmuştur. Yoğunluğu alüminyuma göre 3 kat fazla olan çeliğin malzeme olarak seçilmesi ile dengeleyici ağırlık boyu alüminyum dengeleyici ağırlık boyuna göre 3 kat daha kısa olacaktır. Böylece daha sade bir görünüm elde edilecektir.

Dengeleyici ağırlık kütesinin;

$$m_d = V_d \delta_d = (b \times h \times l) \delta_d$$

olduğu bilinmektedir.

Malzeme özelliği olan özkütle ( $\delta_d$ ) ve kesit özellikleri olan genişlik ( $b$ ) ve yükseklik ( $h$ ) bağıntıda yerine konulursa;

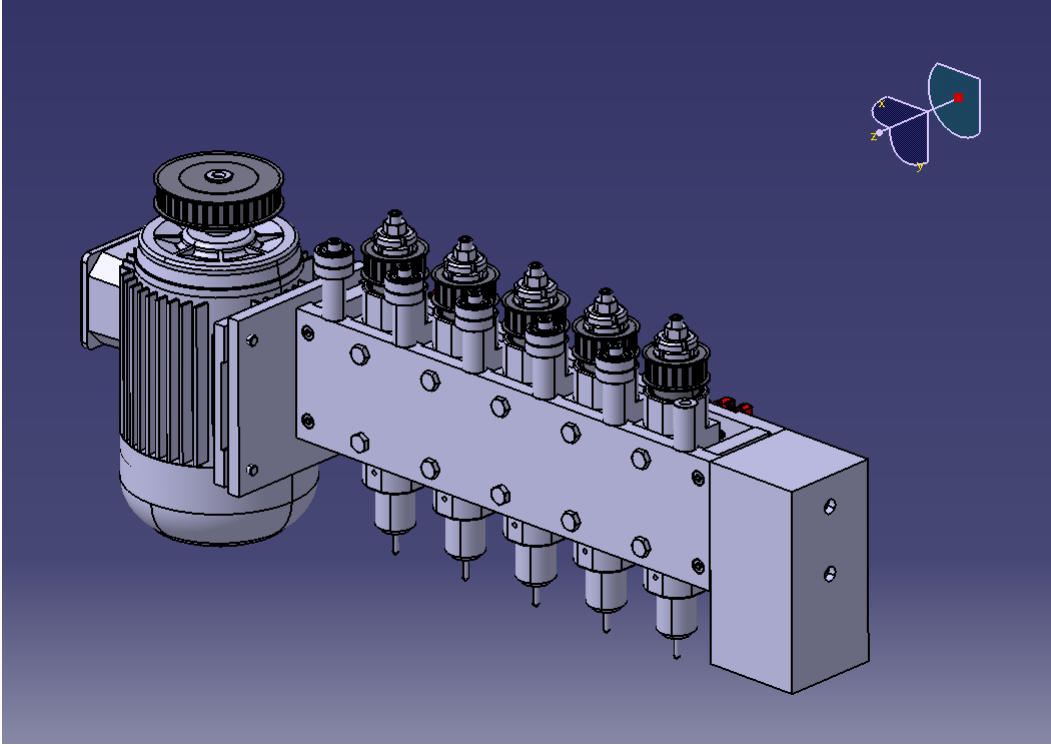
$$18,07 \text{ kg} = (0,1 \text{ m} \times 0,1 \text{ m} \times l) 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Bulunur. Bu bağıntıdan uzunluk ( $l$ )

$$l = 0,230 \text{ m} = 230 \text{ mm}$$

olarak bulunur.

Dengeleyici ağırlık boyunun hesaplanması ile birlikte dengeleyici ağırlığın boyutlandırılması tamamlanmıştır. Bu aşamada boyutları **100x100x230 mm** olarak belirlenen dengeleyici ağırlığın konstrüktif olarak uygun olup olmadığının belirlenmesi gereklidir. 3B olarak modellenen dengeleyici ağırlık montaj modeline eklenerek herhangi bir sorun oluşturmadığı belirlenmiştir. Daha önce öngörüldüğü gibi M8 civata bağlantısı ile taşıyıcı panel grubunun yan yüzüne monte edilen dengeleyici ağırlık ile birlikte z-ekseninde hareketli olan montaj grubunun nihai görünümü Şekil 3.50'de verilmiştir. Yapılan hesaplarda motor bağlantı plakası ve motor mili üzerine monte edilen triger kasnağının kütleleri ihmal edilmiştir. Ancak bu kütlelerin motorun kütlesi yanında çok düşük mertebede olması nedeniyle dengeleyici ağırlık kütesinin hesaplanmasında herhangi bir sorun oluşturmayacaktır. Hareketli montaj grubu üzerinden motor bağlantı plakası ve motor triger kasnağı dışındaki tüm komponentler vidalı mil eksenine göre simetriktir.



**Şekil 3.50 :** Dengeleyici ağırlık uygulamasının ardından hareketli montaj grubu görünümü

Bu nedenle sözkonusu komponentlerin ağırlıklarının vidalı mil eksenine göre toplam momentlerinin ‘sıfır’ olması nedeniyle dengeleme hesaplarına etkileri yoktur.

Düzlemsel dengeleme prosedürü ile hareketli sistemin yz-düzleminde moment dengelemesi yapılmıştır. Böylece vidalı milde oluşacak uniform olmayan aşınma ve boşlukların önüne geçilmiştir.

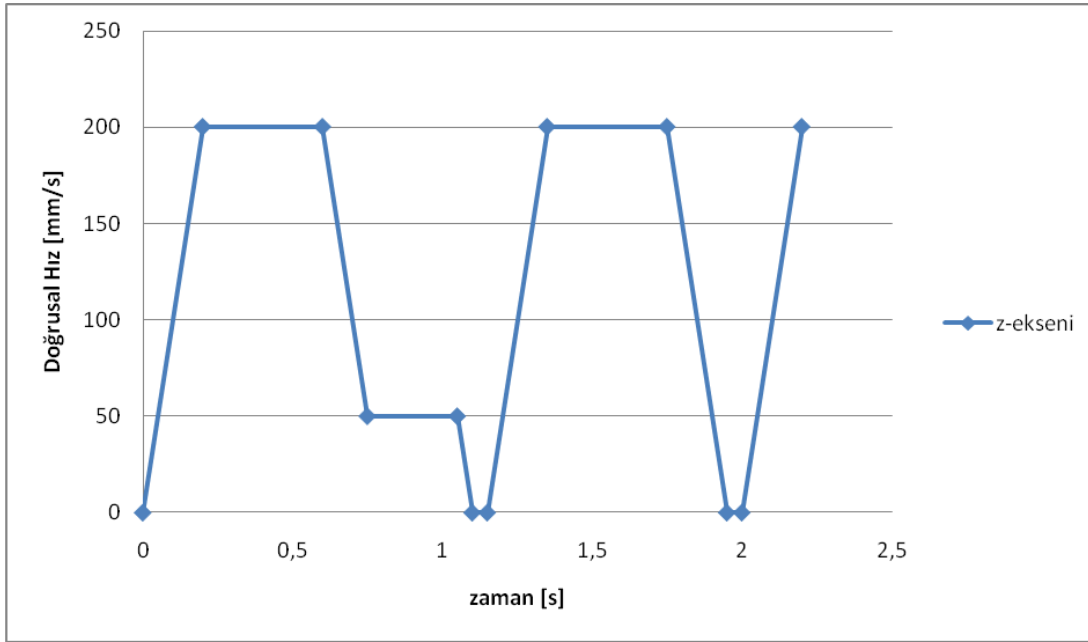
Ancak dengeleme işleminden önce de oldukça ağır olan sisteme dengeleyici kütle kadar bir ekleme yapıldığı için hareketli olan sistem daha da yüksek bir kütleye ulaşmıştır. Hareketli olan montaj grubunun yüksek kütlesi önemli bir sorunu da beraberinde getirmektedir. Makinanın kesme ekseninde (z- eksen) kesici takımı tutan kafa grubu, taşıyıcı paneller, AC iş mili motoru ve dengeleyici ağırlığın oluşturduğu montaj grubu hareket etmektedir.

Bu grup tanımlanan ‘sıfır’ noktasından hareketine başlayarak anahtar yüzeyinde tanımlanan dokunma noktasını geçtikten sonra kesme işlemine başlar. Sıfır noktası ile referans konum olan dokunma noktası arasında iş mili motoru hareket halinde olmasına rağmen kesici takımlar boşta olduğu için herhangi bir kesme işlemi gerçekleşmemektedir.

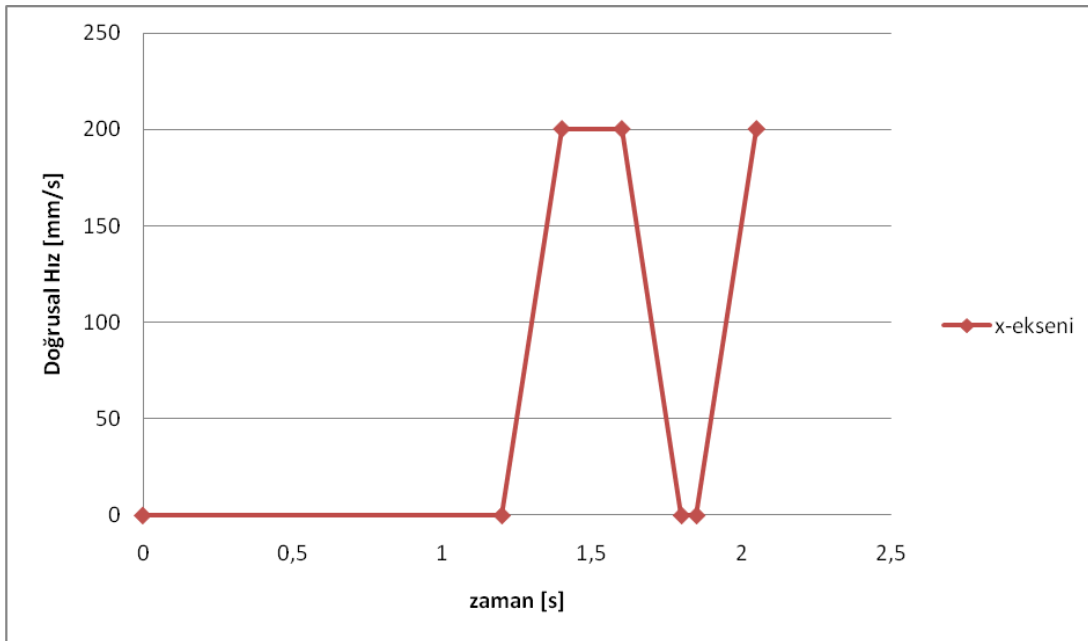
Dolayısıyla hareketli platformun sabit olduğu ‘sıfır’ noktası ile dokunma noktası arasındaki mesafeyi yüksek hızda geçmesi zaman kaybının engellenmesi ve verimliliğin artırılması açısından önem taşımaktadır. Ancak dokunma noktasından itibaren şifre derinliklerinin oluşturulacağı keserek ilerleme işlemi başlamaktadır. Bu yüzden ‘dokunma noktasından’ itibaren sistemin MS58 malzeme için uygun olan ve deneysel çalışmalar sonucunda optimize edilen kesme hızında ilerlemesi gerekmektedir. İlk eksendeki fonksiyonel şifre grubunun tamamlanmasının ardından sistemin anahtar yüzeyinden uzaklaşarak yalancı şifre hareket sisteminin çalışması için gerekli boşluğu oluşturmalıdır. Yalancı şifre hareket plakasının ikinci konumunu almasının ardından platformun ‘uzaklaşma noktasından’ tekrar anahtar yüzeyine gelerek ‘dokunma noktasına’ gelmesi gerekmektedir. Sistemin dokunma noktasından uzaklaşma noktasına gelmesinde ve tekrar dokunma noktasına dönmesi arasındaki sürede yüksek hızda ilerlemesi uygun olacaktır. Ancak dokunma noktasından itibaren tekrar kesme hızına düşmesi gerekmektedir. İkinci eksen olan yalancı şifre eksenindeki şifrelemelerin tamamlanmasının ardından ise sistem start/stop çevriminin tamamlandığı ‘sıfır noktasına’ dönerken yine yüksek hızda ilerleyecektir. Ayrıca her çevrimde kesici takımın bir şifre ile ona ardışık olan şifre arasındaki ilerleme miktarının verilebilmesi için yükselmesi de gerekmektedir. Özet olarak her start/stop çevriminde z-ekseninde hareketli olan platformun hızının birçok noktada değişme zorunluluğu bulunmaktadır. Bir çevrimdeki kesme eksenini ve ilerleme eksenindeki hız değişimlerini gösteren grafikler sırasıyla Şekil 3.51 ve Şekil 3.52’de verilmiştir.

Hız değişiminin doğal sonucu da ivme olacaktır. İvmeli hareket yapan kütlelerin yüksek olması ise yüksek atalet kuvvetlerine neden olacaktır. İvmenin yönünün sürekli değişim halinde olması yüksek olan atalet kuvvetlerinin yönünün de sürekli değişkenlik göstermesine neden olacaktır. Bu nedenle darbeli çalışma nedeniyle vidalı mil-somun çiftinde çok erken sürelerde boşlukların artması, sarsıntılı çalışma, zaman kaybı ve imalat kalitesinde düşüşlerin yaşanması kaçınılmazdır.

Şekil 3.51’de görüleceği gibi ortalama hız değerleri ile bir çevrimde oluşan hız değişimleri oldukça yüksektir. Bu çevrimde görülen en yüksek ivme değeri  $0,2 s$  sürede durgun halden  $200 mm/s$  hıza çıkıldığı aralıkta görülmektedir. Bu durumda ulaşılan ivme değeri şu şekilde oluşur.



Şekil 3.51 : Kesme eksenli hız çevrimi



Şekil 3.52 : İlerleme eksenli hız çevrimi

$$a = \frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{V_2 - V_1}{t_2 - t_1} = \frac{200 - 0}{0,2 - 0} = 1000 \text{ mm/s}^2 = 1 \text{ m/s}^2$$

Hareketli olan dengelenmemiş kütle için yaklaşık  $70 \text{ kg}$  olduğu kabul edilirse oluşan atalet kuvveti şu şekilde hesaplanabilir.

$$F_a = ma = 70 \times 1 \frac{kgm}{s^2} = 70 N$$

Ortalama hız değişimlerine göre motor miline ve vidalı mil üzerine etkiyen ek atalet kuvveti yaklaşık olarak  $7 kg$  kütleli bir cismin ağırlığına eşittir. Hız değişimlerinin yaklaşık olarak bu değerlerin  $3 - 4$  katı mertebesine çıkabileceği göz önüne alınırsa atalet kuvveti değeri de doğru orantılı olarak önemli değerlere yükselecektir.

Bu nedenlerle hareketli olan kütlelerin dengelenmesi bir zorunluluk haline gelmiştir. Düzlemsel dengeleme işlemi ile toplam kütleleri daha da artan sistemin karşı ağırlık prensibine göre dengelenmesi uygun olacaktır. Böylece asansör mekanizmalarında olduğu gibi oluşan atalet kuvvetleri zıt yönlerinden dolayı birbirini dengeleyecek ve servomotorun sadece kesme mekaniği ve sürtünmelerden oluşan direnç kuvvetini yenmesi gerekecektir. Ayrıca dengeleme işlemi sayesinde servomotorun güç gereksiniminin ve vidalı mil çapının azalması sayesinde maliyet açısından da avantajlı bir konuma gelinebilecektir. Bunun yanı sıra servomotor yataklarına gelen kuvvetlerin azalması motorun çalışma ömrünü arttıran bir etken olacaktır.

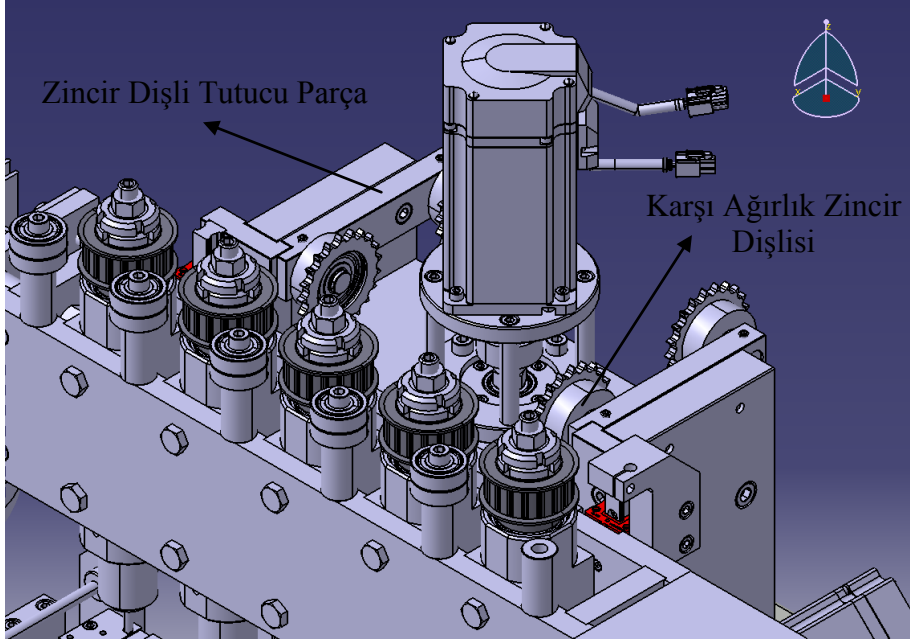
Dengelemenin yapılmaması durumunda makinanın günlük kullanımının tamamlanmasının ardından servomotorlardan gerilimin kesilmesi nedeniyle motorlar kilitli konumlarından çıkacaklardır. Bu nedenle kesme eksenindeki platformun yerçekimi etkisiyle bulunduğu pozisyonu kaybetmesi nedeniyle her kullanım öncesi referans noktalarının tanımlanması gerekecektir.

Özet olarak doğrusal dengeleme işlemi getireceği avantajlarıyla birlikte aynı zamanda bir zorunluluk olarak karşımıza çıkmaktadır.

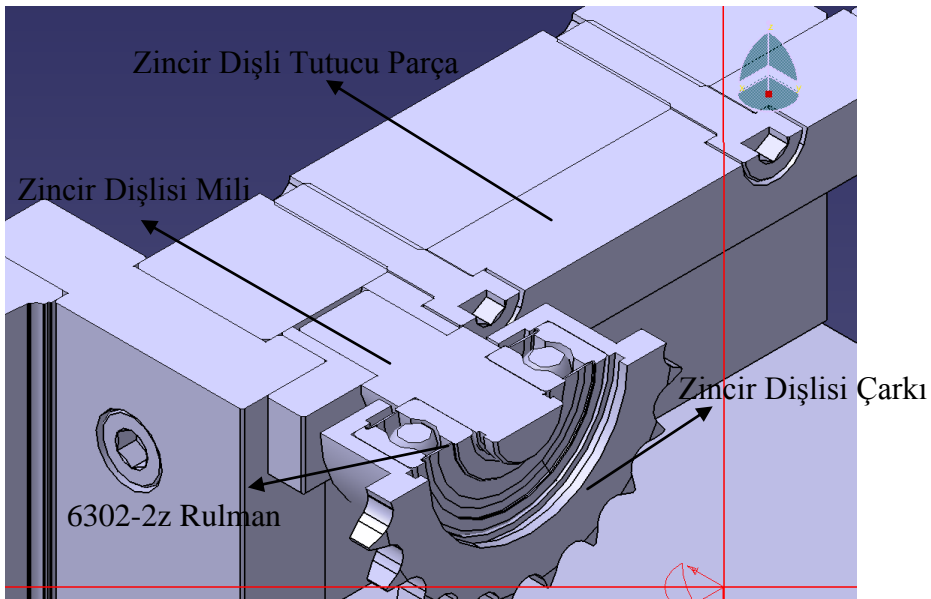
Düzlemsel dengelemeye göre daha basit bir işlem olan doğrusal dengelemede yapılması gereken hareketli platformun toplam kütleleri kadar bir karşı ağırlığın platforma ters yönde hareket edecek şekilde monte etmektir.

Hareket aktarımı için zincir bağlantısının kullanılması uygun görülmüştür. Bu işlem için dikey plakaların üzerine zincir dişlilerini yataklamak amacıyla iki adet parça monte edilmiştir. (Şekil 3.53) Cıvata bağlantısı ile dikey plakara sabitlenen bu parçaların her birine iki adet zincir dişli mili M5 'set screw' yardımı ile monte edilmiştir. Zincir dişli mili üzerinde bulunan frezelenmiş yüzeye temas eden 'set screw' ler zincir dişli milinin tutucu parça içerisinde dairesel hareket yapmasını engellemektedir. Zincir dişli mili faturalı şekilde tasarlanmıştır.

Faturanın bir yüzeyi tutucu parçaya temas ederken diğer yüzeyi zincir dişli çarkını mil üzerinde yataklayan 6203-2z rulmanına temas etmektedir. Plot deliği açılmış olarak tedarik edilen zincir dişli çarkının iç çapı 6203-2z rulmana göre  $\varnothing 42^{+0,02}$  çap ve toleransında açılmıştır. Ayrıca dişli çarkın rulman üzerindeki aksel hareketini engellemek için  $\varnothing 42$  delik segmanı kullanılmıştır. (Şekil 3.54). Bu şekilde dört adet zincir dişlisi ( $3/8'' - z21$ ) ile hareket aktarımı bu şekilde sağlanabilmektedir.



Şekil 3.53 : Doğrusal dengeleme için yapılan zincir bağlantısı



Şekil 3.54 : Zincir dişli mekanizması kesit görünüşü

Tasarlanan mekanizmada kullanılacak karşı ağırlığın toplam kütlesi ise yz-düzleminde moment dengelemesinin ardından eklenen karşı ağırlık ile birlikte hareketli sistemin toplam kütlesine eşittir. Buna göre CATIA programında 3B model üzerinden toplam kütle  $m = 68,55 \text{ kg}$  olarak belirlenir. Karşı ağırlık için maliyeti düşürmek amacıyla sacdan imal edilmiş bir kutu içerisinde kum doldurulmuştur. Oluşturulan karşı ağırlık iki zincire bağlanarak platform ile birlikte hareket edebilir duruma getirilmiştir. (Şekil 3.55) Mekanik bölümün kabin ile montajı yapıldığında alüminyum kompozit paneller tarafından kapanan karşı ağırlık kötü bir görüntü oluşturmamasına rağmen ileriki aşamalarda çelik malzemedен imal edilmesi daha uygun olacaktır.



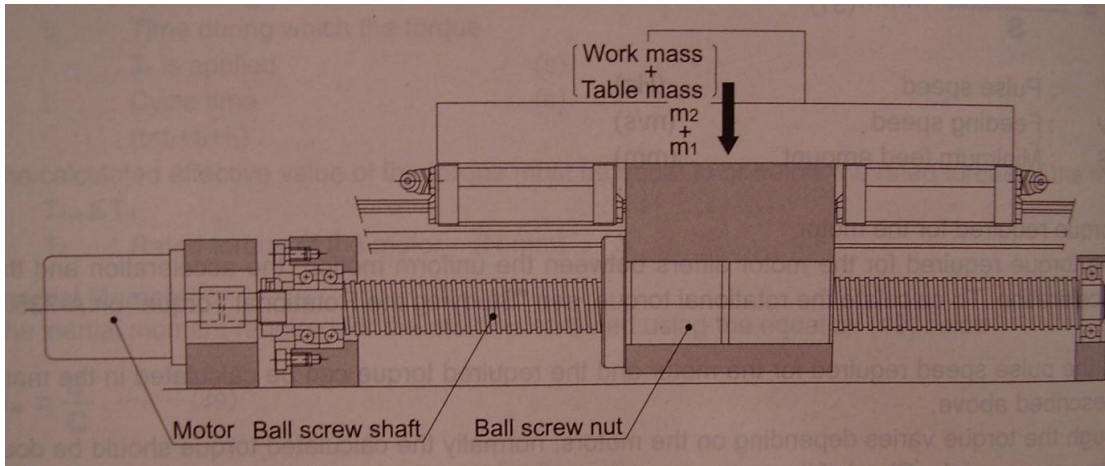
Şekil 3.55 : Doğrusal dengeleme için kullanılan karşı ağırlık

### 3.4 Lineer Hareket Sistemi Elemanlarının Tasarımı ve Seçimi

#### 3.4.1 İlerleme eksenini vidalı mil seçimi

İlerleme eksenindeki hareket iş tablası ve iş parçasından oluşan bir kütle için yatay düzlemde doğrusal hareketine karşılık gelmektedir. Hareket elemanlarının şematik gösterimi Şekil 3.56'de gösterilmektedir.

Hareket koşullarını belirleyen parametreler ise Çizelge 3.3'de verilmiştir. Gerekli hesaplamalar ve seçimler bu parametrelere göre yapılacaktır.



Şekil 3.56 : İlerleme eksenini şematik gösterimi

Çizelge 3.3 : İlerleme eksenini hareket koşulları

İş Tablası Kütlesi	$m_1=50$ kg
İş Parçası Kütlesi	$m_2=1$ kg
Strok	70
Maksimum Hız	0,2 m/s
Hızlanma Süresi	0,2 s
Yavaşlama Süresi	0,2 s
Çevrim Sayısı/Dakika	6
Boşluk	0,01 mm
Konumlama Hassasiyeti	$\pm 0,5$ mm/1000 mm
Konumlama Tekrarlanabilirliği	$\pm 0,01$ mm
Hareket Çözünürlüğü	$s=0,002$ mm/pulse
Ömür	30000 h
Tahrik Motoru	AC Servo Motor/3000 rpm
Rotor Eylemsizlik Momenti	$1 \times 10^{-3}$ kgm <sup>2</sup>
Redüksiyon Oranı	1



Yataklama Sistemi Sürtünme Katsayısı	$\mu=0,003$
Yataklama Sistemi Direnç Kuvveti	15 N

### 3.4.1.1 Konumlama hassasiyeti

Tanımlanan hareket koşullarında  $\pm 0,5 \text{ mm}/1000 \text{ mm}$  hassasiyete ihtiyaç duyulmaktadır. Bu veri şifre eksenleri arasındaki hareket sırasında izin verilen maksimum hata ile belirlenmektedir. Buna göre  $1000 \text{ mm}$  strok için verilen tolerans şifre eksen aralığı olan  $5 \text{ mm}$  değeri için şu şekilde hesaplanır.

$$\frac{\pm 0,5 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}} = \frac{\pm 0,0025 \text{ mm}}{5 \text{ mm}}$$

Bu değer hedef değer olan  $\pm 0,01 \text{ mm}$  değerinin altındadır. Bu nedenle yapılan kabul doğrudur. Katalog değerleri ile karşılaştırmak için hassasiyet değeri  $300 \text{ mm}$  strok için şu şekilde hesaplanır.

$$\frac{\pm 0,5 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}} = \frac{\pm 0,15}{300 \text{ mm}}$$

Katalog verilerine göre vidalı mil hassasiyet sınıfı **C8** olarak seçildiğinde  $\pm 0,1 \text{ mm}/300 \text{ mm}$  hassasiyet elde edilir. Bu değer belirlenen sınır değerinin altında olduğu için seçim doğrudur. [21]

### 3.4.1.2 Eksenel boşluk seçimi

Seçilecek vidalı mil çapının  $\text{Ø}14 - \text{Ø}28$  arasında olacağı öngörüsü ile C8 sınıfı vidalı mil katalog verilerine göre  $0,01 \text{ mm}$  boşluk değerini sağlamaktadır.

### 3.4.1.3 Vidalı mil boyunun belirlenmesi

Vidalı mil somun boyunun  $100 \text{ mm}$  olduğu ve vidalı mil uç yatakları için  $100 \text{ mm}$  pay bırakılır ve net strok için  $70 \text{ mm}$  seçilirse vidalı mil toplam boyu  $270 \text{ mm}$  olarak belirlenir.

#### 3.4.1.4 Hatve seçimi

Servo motor maksimum devir sayısının  $3000 \text{ d/d}$  olduğu öngörüsüyle hedef maksimum hız olan  $0,5 \text{ m/s}$  ulaşmak için gerekli olan hatve değeri şu şekilde hesaplanır.

$$\frac{0,2 \times 1000 \times 60}{3000} = 4 \text{ mm}$$

Buna göre en yakın hatve değeri olan  $5 \text{ mm}$  seçilir.

Hareketin çözünürlüğü servo motorun ardışık iki adımı arasında iş tablasının katettiği doğrusal mesafedir. Buna göre servo motorun  $2500 \text{ ppr}$  (pulse per revolution) çözünürlüğünde bir encodera sahip olduğu bilindiğine göre doğrusal hareketin çözünürlüğü şu şekilde hesaplanabilir.

$$5/2500 = 0,002 \text{ mm/pulse}$$

Hesaplanan değer hedef değere eşit olduğu için vidalı mil hatve seçimi tamamlanmıştır.

#### 3.4.1.5 Vidalı mil çapının belirlenmesi

Bu aşamada vidalı mil çapı hesaplanırken belirlenmiş olan hatve değeri için bulunan vidalı mil çapları arasından öngörülecek bir çap değeri seçilecektir. İleriki aşamada bu çap değerine göre kontrol hesapları yapılacaktır. Buna göre  $5 \text{ mm}$  hatve için bulunan vidalı mil çapları Çizelge 3.4'te görülmektedir.

**Çizelge 3.4 : 5 mm hatve için mevcut mil çapları**

Hatve	Mil Çapı
	16 mm
5 mm	20 mm
	25 mm
	32 mm

Vidalı mil çapı için  $\emptyset 20 \text{ mm}$  yeterli olacağı öngörülmektedir.

### 3.4.1.6 Vidalı mil uç yataklama düzeninin seçimi

Mil uçlarının yataklanmasında sabit-serbest yataklama tablanın yatay ekseninde çalışması ve yük durumunun kritik olmaması nedeniyle yeterli olacaktır.

### 3.4.1.7 İzin verilebilen aksenal yükün belirlenmesi

Çizelge 3.5 : Yük koşulları

İş Tablası Kütlesi	m1=50 kg
İş Parçası Kütlesi	m2=1 kg
Strok	70
Maksimum Hız	0,2 m/s
Hızlanma Süresi	0,2 s
Yavaşlama Süresi	0,2 s
Yerçekimi İvmesi	9,807 m/s <sup>2</sup>
Yataklama Sistemi Sürtünme Katsayısı	μ=0,003
Yataklama Sistemi Direnç Kuvveti	15 N

Çizelge 3.5'teki değerlere göre ivme değeri;

$$\alpha = \frac{V_{maks}}{\Delta t} = \frac{0,2 \text{ m/s}}{0,2 \text{ s}} = 1 \text{ m/s}^2$$

Hareket denklemleri;

pozitif yönde hızlanma için:

$$F_{a_1} = \mu(m_1 + m_2)g + f + (m_1 + m_2)\alpha$$

pozitif yönde düzgün doğrusal hareket için:

$$F_{a_2} = \mu(m_1 + m_2)g + f$$

pozitif yönde yavaşlama için:

$$F_{a_3} = \mu(m_1 + m_2)g + f - (m_1 + m_2)\alpha$$

negatif yönde hızlanma için:

$$F_{a_4} = -\mu(m_1 + m_2)g - f - (m_1 + m_2)\alpha$$

negatif yönde düzgün doğrusal hareket için:

$$F_{a_5} = -\mu(m_1 + m_2)g - f$$

negatif yönde yavaşlama için:

$$F_{a_6} = -\mu(m_1 + m_2)g - f + (m_1 + m_2)\alpha$$

şeklinde yazılır.

Sayısal değerler yerine konulduğunda hesaplanan kuvvetler şu şekildedir.

$$\begin{aligned}
F_{a_1} &= 67,5 \\
F_{a_2} &= 16,5 \text{ N} \\
F_{a_3} &= -33,5 \text{ N} \\
F_{a_4} &= -67,5 \text{ N} \\
F_{a_5} &= -16,5 \text{ N} \\
F_{a_6} &= 33,5 \text{ N}
\end{aligned}$$

Buna göre etkiyen en yüksek eksenel kuvvet pozitif yönde hızlanma durumunda  $F_a = 67,5 \text{ N}$  olarak bulunur. Burkulma ve çekme-basma yükleri için kontrol hesapları bu değere göre yapılacaktır.

### 3.4.1.8 Burkulma gerilmesi kontrolü

Vidalı mile etkiyen maksimum eksenel kuvvetin bulunmasının ardından milin bu kuvvet altındaki burkulma kontrolü yapılmalıdır.

Vidalı milin burkulmaya karşı 0.5 emniyet katsayısıyla çalışabileceği maksimum eksenel kuvvet şu şekilde hesaplanabilir.

$$F_{a_{maks}} = 0.5 \frac{\eta_1 \pi^2 EI}{l_a^2}$$

Bu ifadedeki parametreler;

$$F_{a_{maks}} \text{ (Maksimum Eksenel Kuvvet)}$$

$$l_a \text{ (Uç yatakları arası mesafe)} = 200 \text{ mm}$$

$$E \text{ (Elastiklik Modülü)} = 2,06 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$I \text{ (Atalet Momenti)} = \frac{\pi}{64} d^4 = \frac{\pi}{64} 20^4 = 7850 \text{ mm}^4$$

$$\eta_1 \text{ (Çalışma Faktörü)} = 2$$

şeklindedir.

Sayısal değerler yerine konulursa maksimum eksenel kuvvet

$$F_{a_{maks}} = 0.5 \frac{2 \times \pi^2 \times 2,06 \times 10^5 \times 7850}{200^2} = 398,60 \text{ kN}$$

olarak bulunur. Bu değer gerçek yük olan  $F_a = 67,5 \text{ N}$  değerinin oldukça üzerindedir. Bu nedenle sistem burkulmaya göre emniyetlidir.

### 3.4.1.9 Çekme-basma gerilmeleri kontrolü

Vidalı mil üzerine etkiyen aksel kuvvet nedeniyle yapılan burkulma kontrolünün yanında çevrim içerisinde yönü değişen aksel kuvvet nedeniyle çekme-basma gerilmelerine karşı kontrol hesabı da yapılmalıdır. Çekme gerilmesi göz önüne alındığında vidalı mil üzerinde taşınabilecek maksimum aksel kuvvet şu şekilde ifade edilir.

$$F_{a_{maks}} = \sigma_{0,2} \frac{\pi}{4} d^2$$

Bu ifadedeki parametreler;

$$F_{a_{maks}} \text{ (Maksimum Aksel Kuvvet)}$$

$$\sigma \text{ (Maksimum Çekme Gerilmesi)} = 147 \frac{N}{mm^2}$$

$$d \text{ (Vidalı mil çapı)} = 20 \text{ mm}$$

şeklindedir.

Sayısal değerler yerine konulursa maksimum aksel kuvvet

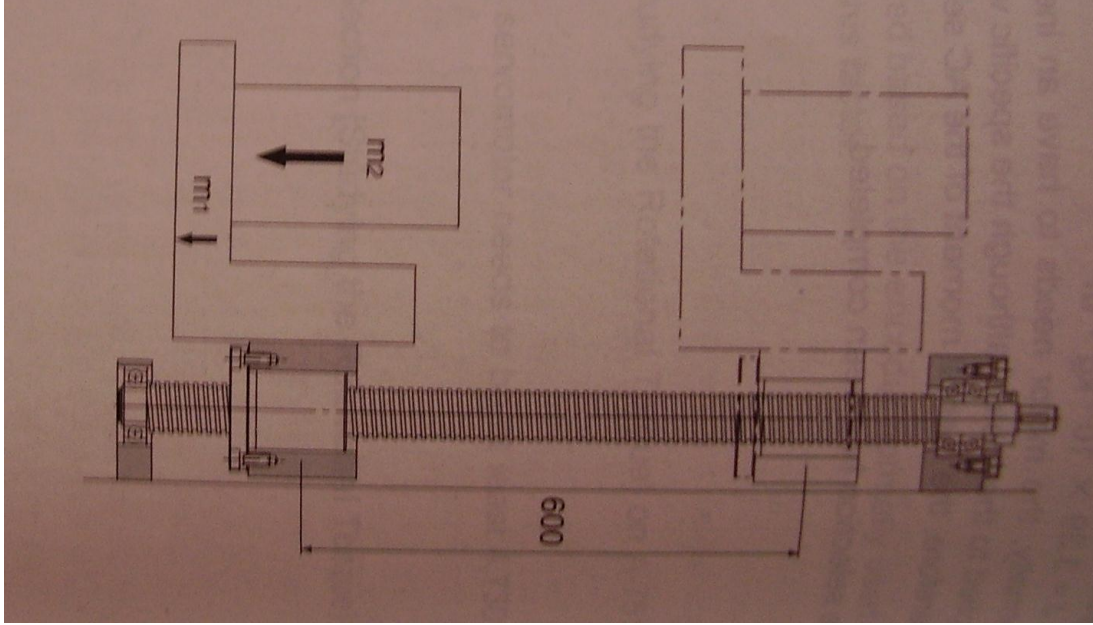
$$F_{a_{maks}} = 147 \frac{\pi}{4} 20^2 = 46,16 \text{ kN}$$

olarak bulunur. Bu değer gerçek yük olan  $F_a = 67,5 \text{ N}$  değerinin oldukça üzerindedir. Bu nedenle sistem çekme zorlanmasına göre emniyetlidir.

### 3.4.2 Kesme akseni vidalı mil seçimi

Kesme akseni olarak adlandırılan düşey z-ekseninde hareketli olan komponentler kafa grupları, kafa taşıyıcı paneller, AC motor ve karşı ağırlıktan oluşmaktadır. Sistem doğrusal hareketi ilerleme ekseninde olduğu gibi servo motor ile sağlanan dairesel hareketin vidalı mil-somun çifti ile doğrusal harekete aktarılması ile sağlanacaktır. İlerleme ekseninde yapılan hesaplamalara ek olarak kesme ekseninde hareketli kütlelerin yerçekimi ivmesi altındaki etkisi de göz önüne alınmak zorundadır. Doğrusal dengeleme işlemi ile bu etkinin ortadan kaldırılmış olmasına rağmen emniyetli bölgede kalınması ve dengeleme etkisinin gözlemlenebilmesi amacıyla dengeleme işlemi ihmal edilerek gerekli hesaplamalar yapılacaktır. Hesaplamalarda dikkat edilmesi gereken önemli bir ayrıntı kesme ekseninde hareket denklemleri çıkartılırken aksel yükün hesaplanmasında talaşlı imalat mekaniğinden doğan ilerleme kuvvetinin de göze alınması gerekliliğidir. Buna göre pozitif yönde düzgün doğrusal hareket olarak adlandırılan ve çevrimin kesme bölümünü oluşturan evredeki hareket denkleminde daha önceki bölümde hesaplanmış olan kesmeden dolayı oluşan ilerleme kuvveti de eklenecektir. Kesme eksenindeki hareketin modellendiği şematik

gösterim Şekil 3.57’de verilmiştir. Hareket koşullarının ve hesaplama parametreleri ise Çizelge 3.6’da verilmiştir.



Şekil 3.57 : Kesme eksenini şematik gösterimi

Çizelge 3.6 : Kesme eksenini hareket koşulları

İş Tablası Kütlesi	$m_1=68,5$ kg
İş Parçası Kütlesi	$m_2=0$ kg
Strok	50
Maksimum Hız	0,2 m/s
Hızlanma Süresi	0,2 s
Yavaşlama Süresi	0,2 s
Çevrim Sayısı/Dakika	8
Boşluk	0,01 mm
Konumlama Hassasiyeti	$\pm 0,5$ mm/1000 mm
Konumlama Tekrarlanabilirliği	$\pm 0,01$ mm
Hareket Çözünürlüğü	$s=0,002$ mm/pulse
Ömür	30000 h
Tahrik Motoru	AC Servo Motor/3000 rpm
Rotor Eylemsizlik Momenti	$1 \times 10^{-3}$ kgm <sup>2</sup>
Redüksiyon Oranı	1
Yataklama Sistemi Sürtünme Katsayısı	$\mu=0,003$
Yataklama Sistemi Direnç Kuvveti	20 N

### 3.4.2.1 Konumlama hassasiyeti

Tanımlanan hareket koşullarında  $\pm 0,2mm/1000 mm$  hassasiyete ihtiyaç duyulmaktadır. Bu değer şifre eksenleri arasındaki hareket sırasında gerekli hassasiyet ile aynı değere karşılık gelmektedir. Kesme ekseninde toplam strok olan  $50 mm$  için gerekli hassasiyet şu şekilde hesaplanabilir.

$$\frac{\pm 0,2 mm}{1000 mm} = \frac{\pm 0,01 mm}{50 mm}$$

Bu değer hedef değer olan  $\pm 0,01 mm$  ye karşılık gelmektedir. Bu nedenle yapılan kabul doğrudur. Katalog değerleri ile karşılaştırmak için hassasiyet değeri  $300 mm$  strok için şu şekilde hesaplanır.

$$\frac{\pm 0,2 mm}{1000 mm} = \frac{\pm 0,06}{300 mm}$$

Katalog verilerine göre vidalı mil hassasiyet sınıfı **C7** olarak seçildiğinde  $\pm 0,05 mm/300 mm$  hassasiyet elde edilir. Bu değer belirlenen sınır değerinin altında olduğu için seçim doğrudur.

#### 3.4.2.2 Eksenel boşluk seçimi

Seçilecek vidalı mil çapının  $\emptyset 14 - \emptyset 28$  arasında olacağı öngörüsü ile C7 sınıfı vidalı mil katalog verilerine göre  $0,01 mm$  boşluk değerini sağlamaktadır.

#### 3.4.2.3 Vidalı mil boyunun belirlenmesi

Vidalı mil somun boyunun  $100 mm$  olduğu ve vidalı mil uç yatakları için  $100 mm$  pay bırakılır ve net strok için  $50 mm$  seçilirse vidalı mil toplam boyu  $250 mm$  olarak belirlenir.

#### 3.4.2.4 Hatve seçimi

Servo motor maksimum devir sayısının  $3000 d/d$  olduğu öngörüsüyle hedef maksimum hız olan  $0,5 m/s$  ulaşmak için gerekli olan hatve değeri şu şekilde hesaplanır.

$$\frac{0,2 \times 1000 \times 60}{3000} = 4 mm$$

Buna göre en yakın hatve değeri olan  $5 \text{ mm}$  seçilir.

Hareketin çözünürlüğü servo motorun ardışık iki adımı arasında iş tablasının katettiği doğrusal mesafedir. Buna göre servo motorun  $2500 \text{ ppr}$  (pulse per revolution) çözünürlüğünde bir encodera sahip olduğu bilindiğine göre doğrusal hareketin çözünürlüğü şu şekilde hesaplanabilir.

$$5/2500 = 0,002 \text{ mm/pulse}$$

Hesaplanan değer hedef değere eşit olduğu için vidalı mil hatve seçimi tamamlanmıştır.

### 3.4.2.5 Vidalı mil çapının belirlenmesi

Bu aşamada vidalı mil çapı hesaplanırken belirlenmiş olan hatve değeri için bulunan vidalı mil çapları arasından öngörülecek bir çap değeri seçilecektir. İleriki aşamada bu çap değerine göre kontrol hesapları yapılacaktır. Buna göre  $5 \text{ mm}$  hatve için bulunan vidalı mil çapları Çizelge 3.7'de verilmiştir.

**Çizelge 3.7 : 5 mm hatve için mevcut mil çapları**

Hatve	Mil Çapı
5 mm	16 mm
	20 mm
	25 mm
	32 mm

Vidalı mil çapı için kesme yükleri de göz önüne alınarak  $\varnothing 25 \text{ mm}$  yeterli olacağı öngörülmektedir.

### 3.4.2.6 Vidalı mil uç yataklama düzeninin seçimi

Mil uçlarının yataklanmasında yüksek kesme kuvvetleri ve atalet kuvvetleri nedeniyle sabit-sabit yataklama tercih edilmiştir.

### 3.4.2.7 İzin verilebilen aksenal yükün belirlenmesi

**Çizelge 3.8 : Yük koşulları**

İş Tablası Kütlesi	$m_1=68,5 \text{ kg}$
İş Parçası Kütlesi	$m_2=0 \text{ kg}$
Strok	50



Maksimum Hız	0,2 m/s
Hızlanma Süresi	0,2 s
Yavaşlama Süresi	0,2 s
Yerçekimi İvmesi	9,807 m/s <sup>2</sup>
Yataklama Sistemi Sürtünme Katsayısı	$\mu=0,003$
Yataklama Sistemi Direnç Kuvveti	20 N

Çizelge 3.8'teki değerlere göre ivme değeri;

$$\alpha = \frac{V_{maks}}{\Delta t} = \frac{0,2 \text{ m/s}}{0,2 \text{ s}} = 1 \text{ m/s}^2$$

Hareket denklemleri;

pozitif yönde hızlanma için:

$$F_{a_1} = \mu(m_1 + m_2)g + f + (m_1 + m_2)\alpha$$

pozitif yönde düzgün doğrusal hareket için:

$$F_{a_2} = \mu(m_1 + m_2)g + f + F_{a_{kesme}}$$

pozitif yönde yavaşlama için:

$$F_{a_3} = \mu(m_1 + m_2)g + f - (m_1 + m_2)\alpha$$

negatif yönde hızlanma için:

$$F_{a_4} = -\mu(m_1 + m_2)g - f - (m_1 + m_2)\alpha$$

negatif yönde düzgün doğrusal hareket için:

$$F_{a_5} = -\mu(m_1 + m_2)g - f$$

negatif yönde yavaşlama için:

$$F_{a_6} = -\mu(m_1 + m_2)g - f + (m_1 + m_2)\alpha$$

şeklinde yazılır.

Kesme işlemi sistemin pozitif yönde düzgün doğrusal hareket yaptığı çevrimin ikinci evresinde gerçekleşmektedir. Bu nedenle söz konusu evrede toplam eksenel kuvvetin hesaplanmasında kesme kuvvetinin de göz önüne alınması gerekmektedir. Kesmeden dolayı oluşan toplam eksenel kuvvet daha önceki bölümde  $F_{a_{kesme}} = 2,37 \text{ kN}$  olarak bulunmuştur.

Sayısal değerler yerine konulduğunda hesaplanan kuvvetler şu şekildedir.

$$F_{a_1} = 90,51 \text{ N}$$

$$F_{a_2} = 2,39 \text{ kN}$$

$$F_{a_3} = -46,49 \text{ N}$$

$$F_{a_4} = -90,51 \text{ N}$$

$$F_{a_5} = -22,01 \text{ N}$$

$$F_{a_6} = 46,49 \text{ N}$$

Buna göre etkiyen en yüksek eksenel kuvvet düzgün doğrusal hareket sırasında  $F_a = 2,39 \text{ kN}$  olarak bulunur. Burkulma ve çekme-basma yükleri için kontrol hesapları bu değere göre yapılacaktır.

### 3.4.2.8 Burkulma gerilmesi kontrolü

Vidalı mile etkiyen maksimum eksenel kuvvetin bulunmasının ardından milin bu kuvvet altındaki burkulma kontrolü yapılmalıdır.

Vidalı milin burkulmaya karşı 0.5 emniyet katsayısıyla çalışabileceği maksimum eksenel kuvvet şu şekilde hesaplanabilir.

$$F_{a_{maks}} = 0.5 \frac{\eta_1 \pi^2 EI}{l_a^2}$$

Bu ifadedeki parametreler;

$$F_{a_{maks}} \text{ (Maksimum Eksenel Kuvvet)}$$

$$l_a \text{ (Uç yatakları arası mesafe)} = 200 \text{ mm}$$

$$E \text{ (Elastiklik Modülü)} = 2,06 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$I \text{ (Atalet Momenti)} = \frac{\pi}{64} d^4 = \frac{\pi}{64} 20^4 = 19165,04 \text{ mm}^4$$

$$\eta_1 \text{ (Çalışma Faktörü)} = 4$$

şeklindedir.

Sayısal değerler yerine konulursa maksimum eksenel kuvvet

$$F_{a_{maks}} = 0.5 \frac{4 \times \pi^2 \times 2,06 \times 10^5 \times 19165,04}{200^2} = 1946,28 \text{ kN}$$

olarak bulunur. Bu değer gerçek yük olan  $F_a = 2,39 \text{ kN}$  değerinin oldukça üzerindedir. Bu nedenle sistem burkulmaya göre emniyetlidir.

### 3.4.2.9 Çekme-basma gerilmeleri kontrolü

Vidalı mil üzerine etkiyen eksenel kuvvet nedeniyle yapılan burkulma kontrolünün yanında çevrim içerisinde yönü değişen eksenel kuvvet nedeniyle çekme-basma gerilmelerine karşı kontrol hesabı da yapılmalıdır. Çekme gerilmesi göz önüne alındığında vidalı mil üzerinde taşınabilecek maksimum eksenel kuvvet şu şekilde ifade edilir.

$$F_{a_{maks}} = \sigma_{0,2} \frac{\pi}{4} d^2$$

Bu ifadedeki parametreler;

$$F_{a_{maks}} \text{ (Maksimum Eksenel Kuvvet)}$$
$$\sigma \text{ (Maksimum Çekme Gerilmesi)} = 147 \frac{N}{mm^2}$$

$$d \text{ (Vidalı mil çapı)} = 25 \text{ mm}$$

şeklindedir.

Sayısal değerler yerine konulursa maksimum eksenel kuvvet

$$F_{a_{maks}} = 147 \frac{\pi}{4} 25^2 = 72,12 \text{ kN}$$

olarak bulunur. Bu değer gerçek yük olan  $F_a = 2,39 \text{ kN}$  değerinin oldukça üzerindedir. Bu nedenle sistem çekme zorlanmasına göre emniyetlidir.

### 3.5 Yazılım Özellikleri

Şifreleme makinasının çevrimiçi ve manuel tüm hareketlerinin tanımlandığı ve kontrol edildiği aynı zamanda sistem parametreleri üzerinde değişiklik yapılmasını sağlayan yazılım tasarımının en önemli bölümlerinin başında gelmektedir.

Pnömatik sistemin, servo motorların, AC iş mili motorunun kontrolü BASIC temelli yazılım ile gerçekleştirilmektedir. Yazılım ana menü, hız ayar menüsü, imalat ölçüleri ile ilgili anahtar ayar menüsü ve sistem parametrelerinin tanımlandığı sistem menüsünden oluşmaktadır. İlk aşamada operatörün sürekli olarak kullandığı ana menü üzerinden yazılımı tanıtmak doğru olacaktır.

Ana menü hız ayarları, anahtar ayarları ve sistem ayarları menülerine geçişin yapılan ve çevrim içi kullanım süresince ekranda bulunan menüdür. Ana menüde anlık yapılan şifre numarası, kullanılan şifre tablo konfigrasyonu, derinlik sayısı, şifre sayısı gibi bilgiler sürekli olarak operatöre yansıtılmaktadır.



Şekil 3.58 : Ana menü

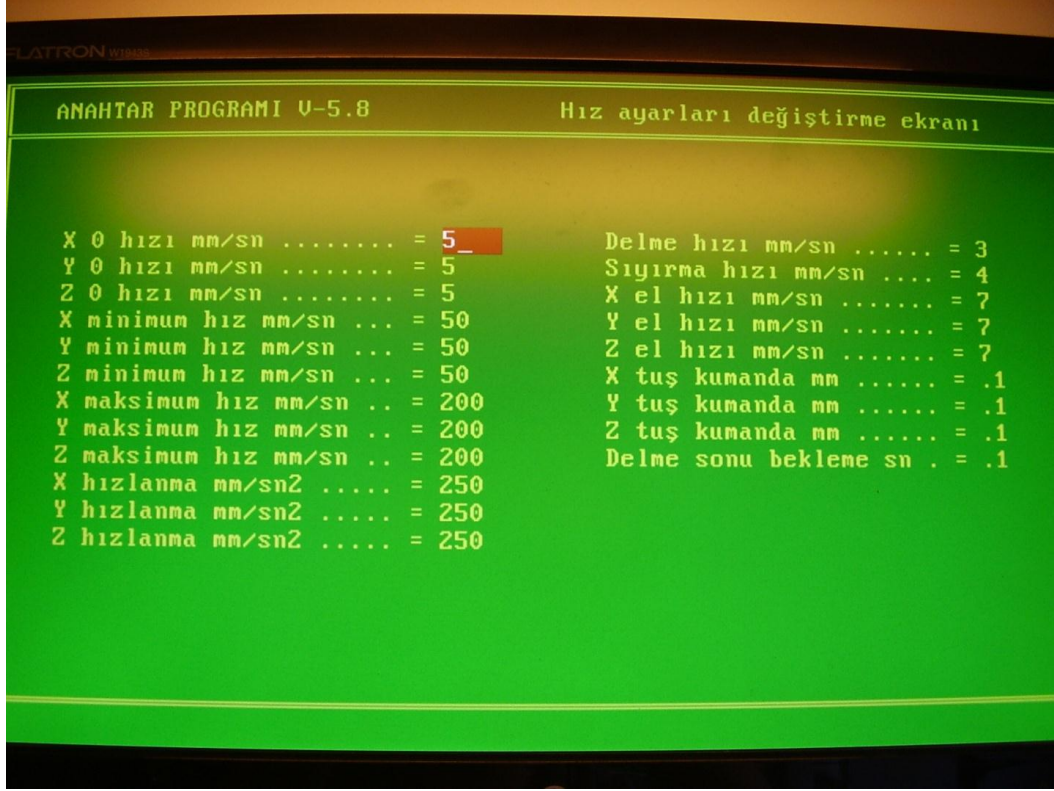
Kesme eksenini (z-ekseni)servo motoru,ilerleme eksenini(x-ekseni) servo motoru, yalancı şifre eksenini (y-ekseni) pnömatik silindir konumlarının anlık bilgileri kartezyen koordinat sisteminde verilmektedir. Böylece olası konum hatalarının komparatör ile karşılaştırılarak hızlı bir şekilde saptanabilmesi sağlanmıştır.

Operatörün performans kriterleri olan yapılan şifrelenen toplam ve günlük anahtar sayısı bilgileri sadece yönetici tarafından belirlenen kod girildiğinde sıfırlanabilmektedir.

Ana menüde oluşturulan algoritma ile şifre tablosundan karmaşık olarak atanan şifrelerin oluşturulabilmesinin yanı sıra özel olarak belirli bir şifrenin istenilen sayıda oluşturulabilmesi de mümkündür.

Hız ayarları menüsü (Şekil 3.59) sistemin hız parametrelerinin belirlendiği yazılımın önemli bir bölümüdür.

Yönetici koduyla giriş ve değişiklik yapılabilen hız ayarları menüsünde tüm eksenlerdeki minimum hız, maksimum hız ve bu değerler arasındaki izin verilen maksimum ivme bağımsız olarak belirlenebilmektedir.



Şekil 3.59 : Hız ayarları menüsü

Ayrıca servo motorların kesme noktasından sonra ilerleyeceği hız değeri de bu menüde ayarlanmaktadır. Kesme işleminin bittiği şifre dip yüzeyinde yüzey kalitesini arttırmak amacıyla bir bekleme süresi tanımlanmaktadır. Optimum bekleme süresi işlenen malzeme kalitesi ve kesici takım durumuna göre değişkenlik göstermektedir. Bu nedenle bu parametre de yönetici tarafından tanımlanabilmektedir.

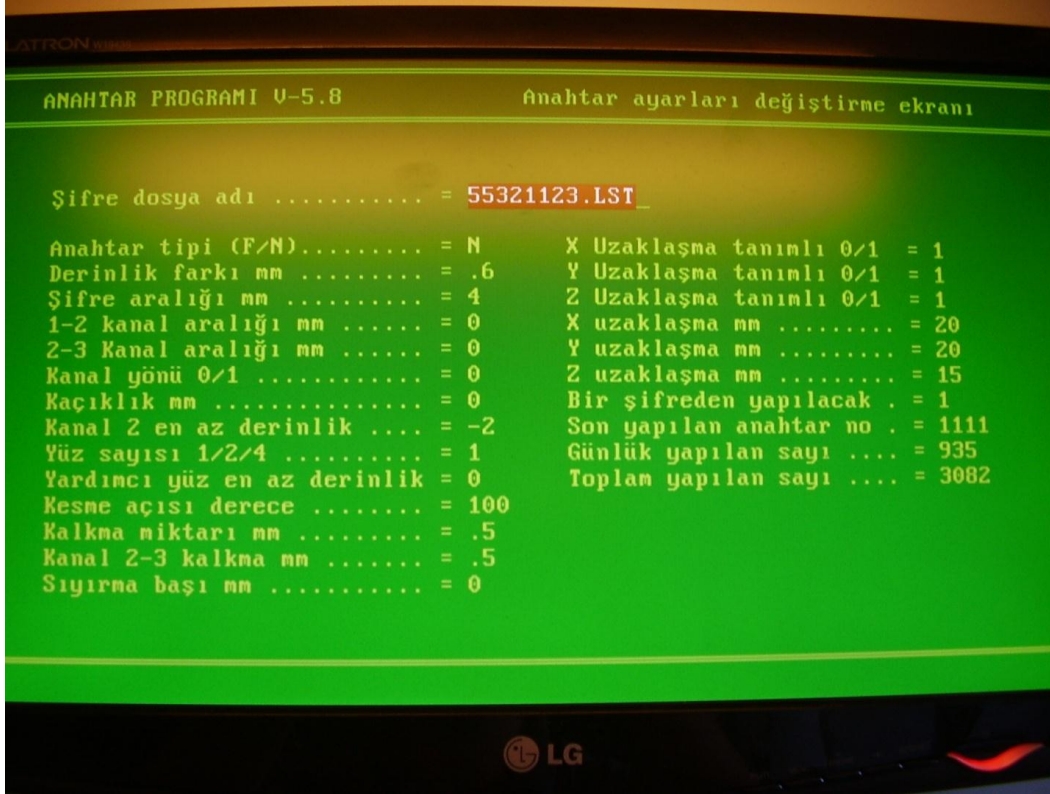
Servomotorların manuel konumlarının ayarlanması sırasında doğrusal hız ve çözünürlük değerleri de hız menüsü içerisinde verilmiştir. Manuel kontrolde ardışık iki adım arasındaki hareket miktarı 0,001 mm'ye kadar düşürülebilmektedir. Ancak uygulamada bu değer 0,05 mm veya 0,1 mm olarak tercih edilmektedir.

Anahtar ayarları menüsünde (Şekil 3.60) bulunan önemli parametreler ise;

- şifre konfigrasyon kodu (55321123)
- işlenecek anahtar tipi (bilyalı veya cerman)
- şifre eksen aralığı
- şifre kademeleri derinlik farkı

- şifrelenecek yüz sayısı
- şifre tekrar sayısı
- referans noktasından uzaklaşma mesafesi (z-ekseni/y-ekseni/x-ekseni)
- yalancı şifre parametreleri

şeklinde sıralanabilir.



Şekil 3.60 : Anahtar ayarları menüsü

#### 4. MALİYET ANALİZİ

Şifreleme makinasının maliyetini oluşturan unsurlar CNC işçiliği, mekanik malzeme (çelik, alüminyum, bronz, ...), hazır mekanik komponentler (kayış, kasnak, rulman, kaplin, lineer hareket elemanları, ...), pnömomatik komponentler, elektrik-elektronik komponentler (AC motor, AC servomotor ve sürücüleri, kontaktör, röle, sigorta, ...), montaj, yazılım, mekanik tasarım ve mühendislik olarak sıralanabilir. Söz konusu maliyet unsurları detaylı şekilde Tablo 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Maliyet unsurları

No	Parça Adı	Ölçü (mm)	Miktar (Ad.)	Birim Maliyet [TL]	Toplam Maliyet [TL]
1	Alt Tabla	420x550x20	1	750	750
2	Yatay Ray Tutucu	20x65x240	2	50	100
3	Yatay Hareketli Plaka	135x505x20	1	220	220
4	Yalancı Şifre Hareket Palakası	135x505x20	1	220	220
5	Dikey Plaka	125x425x30	2	275	550
6	Dikey Plaka Takoz	60x60x125	2	75	150
7	Dikey Ray Tutucu	65x245x20	2	55	110
8	Zincir Dişli Tutucu Pabuç	35x155x20	2	20	40
9	Dikey Destek Plaka Alt	125x285x20	1	140	140
10	Dikey Destek Plaka Üst	125x285x20	1	140	140
11	Yatay Vida Mili Arka Yataklama	60x130x30	1	40	40
12	Yatay Vida Mili Ön Yataklama	60x50x20	1	10	10
13	Yatay Har. Plk. İtici Yataklama	60x80x20	1	35	35
14	Yatay. Har. Plk. İtici	60x140x20	1	30	30
15	Dikey Hareket Aktarıcı Plaka	100x165x25	1	70	70
16	Dikey Har. Kafa Tutucu Plaka	130x505x20	2	225	450
17	Dikey Har. Kafa Tutucu Yan	70x130x20	2	30	60
18	Kafa Takoz	60x60x210	6	125	750
19	Kafa Mil	Φ35x2000	1	350	350
20	Zincir Kayış Gerdirme Mili	Φ22x1000	1	65	65
21	Dengeleyici Ağırlık	100x100x200	1	350	350
22	Motor Bağlantı Flanşı	Φ110x15	5	25	125
23	Motor Bağl. Flanş Sabitleme Mili	Φ12x1000	1	20	20

24	Ayar Çubuğu	Φ8x2000	1	20	20
25	Zincir Ağırlık Bağlantı Plakası	50x270x20	1	50	50
26	Profil Ayak Bağlantı Plakası	80x80x10	4	15	60
27	Φ25 Vida Mili Üst Kovan	Φ60x55	1	30	30
28	Φ25 Vida Mili Alt Kovan	Φ70x40	1	30	30
29	Piston Bağlantı Plakası	65x100x20	1	30	30
30	Piston Alt Bağlantı Plakası	60x165x25	1	45	45
31	Anahtar Bağlantı Çenesi	35x50x12	6	5	30
32	Anahtar Bağlantı Çenesi	30x50x12	6	5	30
<b>Toplam</b>			<b>61</b>		<b>5100</b>
33	Ayak	80x80x2,5x870	4	6	24
34	Üst Çerçeve Ön	80x80x2,5x550	1	4	4
35	Üst Çerçeve Yan	80x80x2,5x620	2	5	10
36	Alt Çerçeve Ön-Arka	80x80x2,5x390	3	4	12
37	Alt Çerçeve Yan	80x80x2,5x540	2	4	8
<b>Toplam</b>			<b>12</b>		<b>58</b>
38	6005-Sabit Rulman	Φ25 x Φ47 x 12	10	5	50
39	51105-Eksenel Rulman	Φ25 x Φ26 x Φ42 x 11	5	10	50
40	6000-Sabit Rulman	Φ10 x Φ26 x 8	15	4	60
41	6302-Sabit Rulman	Φ15 x Φ42 x 13	4	5	20
42	6001-Sabit Rulman	Φ12 x Φ28 x 8	2	3,5	7
43	6201-Sabit Rulman	Φ12 x Φ32 x 10	2	3,5	7
44	51101-Eksenel Rulman	Φ12 x Φ13 x Φ26 x 9	2	15	30
45	6203-Sabit Rulman	Φ17 x Φ40 x 12	1	4	4
46	51203-Eksenel Rulman	Φ17 x Φ19 x Φ35 x 12	1	18	18
<b>Toplam</b>			<b>42</b>		<b>246</b>
47	BMC 15 Araba	34x24,2x59,8	12	50	600
48	BMC 15 Ray	15x15,7x1600	1	200	200
49	Lineer Vidalı Mil	Φ25x260x5	1	35	35
50	Lineer Vidalı Mil	Φ20x270x5	1	30	30
51	Lineer Vida Mili Somunu	Φ25x5	1	100	100
52	Lineer Vida Mili Somunu	Φ20x5	1	95	95
53	MK2-45 Servomotor Kaplini	Φ32x46	1	55	55
54	MK2-100 Servomotor Kaplini	Φ40x60	1	75	75
<b>Toplam</b>			<b>19</b>		<b>1190</b>
55	AC Servomotor ve Sürücü	400W/3000 rpm/2500 ppr	1	1500	1500
56	AC Servomotor ve Sürücü	750W/3000 rpm/2500 ppr	1	1800	1800
57	AC Motor	2,2 kW/3000 rpm	1	150	150



<b>58</b>	Elektrik Panosu ve Diğer Komponentler	-	1	1000	1000
<b>59</b>	Yazılım	-	1	3500	3500
	<b>Toplam</b>		<b>5</b>		<b>7950</b>
<b>60</b>	Aluminyum Kabin	-	1	800	800
<b>61</b>	Montaj İşçiliği	-	1	3000	3000
<b>62</b>	Ek Maliyetler	-	1	1500	1500
	<b>Toplam</b>		<b>139</b>		<b>19844</b>

Mühendislik maliyeti hariç olan toplam maliyet 19844 TL+KDV tutarındadır. Mühendislik bedelinin ek olarak %50 maliyet getirdiği kabul edilirse şifreleme makinasının toplam maliyeti 29766 TL+KDV olmaktadır. Söz konusu maliyet yurtdışında ticari olarak pazarlanan benzer makinaların bedelleri ile karşılaştırıldığında oldukça düşük seviyededir. Bu nedenle prototip çalışması olarak imal edilen makinanın uluslar arası rekabet şansı bulunmaktadır. Ayrıca ileriki aşamalarda ve seri üretim durumunda maliyetlerin yaklaşık %15 – 20 seviyesinde azalacağı öngörüsüyle bu rekabet şansı arttırılabilecektir.

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması endüstriyel bir uygulama olan kilit üretiminde önemli bir yer tutan şifreleme prosesi tasarlanan günümüz teknolojisinde özgün bir makinanın tasarım, deneme ve gözlem süreçlerini özetlemek amacıyla gerçekleştirilmiştir.

Ülkemizde eksikliği hissedilen yenilikçi ve katma değer yaratan teknik yapıtların ortaya konulmasında bu çalışmanın başarılı bir örnek teşkil edeceği düşünülmektedir. Makinanın tasarımında ilk olarak dünyada üretilmiş olan benzer tasarımlar incelenerek üstün ve geliştirilmeye açık olan bölümlerinin saptanması ile yola çıkılmıştır. Araştırma sürecinde maliyet-özellik dengesi içerisinde mevcut sistemlerden çok daha ekonomik ve belirli özellikleri ile üstün bir makinanın tasarlanabileceği görülmüştür. Özellikle imalat süreleri göz önüne alındığında mevcut sistemlerin performansının çok daha üzerinde bir sistemin oluşturulabileceği belirlenmiştir. Tamamen yeni ve özgün bir tasarım olan şifreleme makinasının ilk prototip çalışmasında yapısını çok daha kompleks ve problem açık bir hale dönüştürecek olan otomatik yükleme sisteminin prototip çalışmasının başarı ile tamamlanmasının ardından ikinci aşamada projeye entegre edilmesine karar verilmiştir. Bu özellik dışındaki tüm karşılaştırma parametreleri açısından yeni tasarım dünyadaki örneklerine karşı denk ve bazı özellikleri ile üstün durumdadır. Elde edilen başarının yanı sıra tasarımda küçük çaplı modifikasyonların yapılması gerekliliği deneme ve çalışma süreçlerindeki gözlemler sonucunda tespit edilmiştir.

Tasarımın başlangıcında hareketli eksen sayısı, eksenlerdeki hareket miktarı, hassasiyet, tekrarlanabilirlik, iş parçası sabitleme sisteminin gerekleri belirlenerek sistemin teknik gereksinimleri ortaya konmuştur. Bu gereklilikler doğrultusunda hedeflerin hangi sistemler ile sağlanabileceği maliyet-performans kriterleri gözönünde bulundurularak değerlendirilmiştir. Sürecin sonunda tahrik sistemi, ana komponentler ve makinanın ana hatlarının ortaya konduğu prensip tasarım ortaya çıkmıştır. Kavramsal tasarımın tamamlanmasının ardından güç-moment gereksinimlerinin saptanması ile hareketli ve sabit sistemlerin statik ve

dinamik yük durumları belirlenmiştir. Elde edilen verilerin ışığında mekanik sistemin konstrüktif şekillendirmesi,tahrik motorlar,pnömatik sistem,doğrusal hareket aktarma komponentlerinin tasarımı ve seçimi tamamlanmıştır.

Mekanik tasarım süreciyle eşzamanlı olarak makinanın otomasyonunun gerçekleştirildiği yazılım oluşturulmuştur. Yazılım ile tüm pnömatik silindirlerin çevrim içi kontrolü, servo motorların çevrim içi ve manuel kontrolü, imalat ile ilgili sistem parametrelerinin tanımlanması ve değiştirilebilmesi sağlanmıştır. Otomasyon sistemi ile imalatın insan odaklı hatalardan en az düzeyde etkilenmesi ve zaman kaybının azaltılması hedeflenmiştir. İkinci aşamada eklenecek otomatik yükleme ve boşaltma sisteminin otomasyona dahil edilmesi ile sisteme operator müdahalesi sadece arıza ve olağan dışı hallerde gerçekleşecektir.

Tamamlanan prototip ile gerçekleştirilen hedefler ve elde edilen başarılar şu şekilde özetlenebilir.

Mevcut sistemlerin şifreleme hızlarının (35 saniye/adet-12 saniye/adet) oldukça üzerinde bir imalat hızı (2 saniye/adet) elde edilmiştir. Bu başarı sistemin aynı anda birden fazla anahtar şifreleyebilmesi ve değişken hız uygulaması sayesinde elde edilmiştir. İşlenen anahtar sayısının daha fazla artırılması operatörün verimini düşürmesi nedeniyle çevrim süresini düşürmektedir. Bu nedenle tecrübelerle dayanarak sistemin kafalı tasarlanmasına karar verilmiştir. Yüksek imalat hızları ile ürün birim maliyetlerinde elde edilen azalma üretici firmaların verimliliğini ve rekabet gücünü arttırmaktadır.

Yurtiçinde bulunan ve ihtiyaçlara cevap veremeyen mevcut sistemlere çok yakın maliyetler içerisinde kalarak yurtdışında bulunan ve imalat hızı ve kalitesi açısından yaklaşık 10 kat yüksek maliyete sahip sistemlerin performansında bir sistem oluşturulmuştur. Bu başarı ülkemizde benzer makina ve otomasyon tasarımlarının yapılabileceğinin kanıtlanması ve yeni projelere cesaret vermesi açısından önemlidir.

Tasarlanan sistem ile yükleme dışındaki çevrimiçi tüm operasyonlar otomasyon sistemine dahil edilmiştir.Buna göre anahtarların yüklenmesinin ardından gerçekleşen referanslama, sabitleme ve hareketli eksenlerdeki tahrik mekanizmalarının hareketleri tamamen makina için tasarlanan yazılım tarafından gerçekleştirilmektedir. Böylece imalat hızında artışın yanı sıra ürün kalitesinde de artış elde edilmiştir. Operatör odaklı hataların en az düzeye indirilmesi üretici firmaların imalatta kullandığı makinalarda aradığı en önemli özelliklerden birisidir. Bunun başarılması ile şifreleme makinasının yurtiçi ve yurtdışında rekabet edebilir

seviyede bir sistem olması sağlanmıştır. Ayrıca otomasyon program ile hız tercihleri, imalat ölçüleri, şifre kademeleri gibi farklı üretim parametrelerinin kısa süre içerisinde değiştirilebilmesi sağlanmıştır. Bu özellik ile üretimde esneklik ve verimlilik artışı sağlanmıştır.

Elektromekanik yapının tasarımı sayesinde makinanın deneme (2 Ay) ve çalışma sürelerinde (12 Ay) plansız duruşlar çok az yaşanmıştır. Bu duruşların bir bölümü ortam ve çalışma koşulları ile ilgili olup makinanın yapısı ile ilgili sorunların çok düşük bir orana sahip olduğu görülmüştür.

Mekanik tasarım sürecinde tüm yapıların konstrüksiyonu ve hazır tedarik edilen hareket elemanlarının seçimi 30.000 saat çalışma ömrü hedefi ile tasarlanmıştır. Bugüne kadar devreye alınan makinalar içerisinde yaklaşık olarak 5.000 saat çalışma ömrünün tamamlamış olanlar arasında öngörülmeyen bir arıza yaşanmamıştır.

Makinanın tasarımında elektronik ve mekanik yapının birbirinden bağımsız olan taşıyıcı sistemler üzerinde bulunması ile elektronik yapının çalışma sırasında oluşan titreşim ve talaştan en az düzeyde olumsuz etkilenmesi sağlanmıştır. Ayrıca arıza durumunda iki yapıya bağımsız müdahale edilebilmesi sayesinde çalışma kolaylığı elde edilmiştir.

Tasarlanan iş parçası sabitleme sisteminin tasarımında takım çeliği ve nitrasyon işlemi sayesinde çalışma süresi içerisinde aşınmalardan dolayı oluşacak referanslama sorunu ve doğal olarak imalat kalitesindeki düşüş engellenmiştir.

Prototip çalışmasında elde edilen başarılı sonuçların yanında ikinci aşamada yapılması önerilen değişiklik ve saptanan sorunlar şu şekilde sıralanabilir.

Elektronik ve mekanik yapının bağımsız tasarımı ile titreşim ve talaşın olumsuz etkilerinden korunması hedeflenen elektrik panosu ve PC zaman içerisinde oluşan yoğun talaştan nadir de olsa etkilenmiştir. Bu nedenle alüminyum kabine elektrik panosu, PC ve monitörün korunması amacıyla pleksiglastan tasarlanmış bir bölümün eklenmesi uygun olacaktır. Bu bölüme sıcaklık artışının önüne geçmek için fan yardımı ile dış ortamdan hava akışı sağlanmalıdır.

Genel taşıyıcı sistemi oluşturan komponentlere korozyon direncini arttırmak amacıyla talaşlı imalat işlemlerinin ardından çinko fosfatlama işlemi uygulanmıştır. Ancak bu işlem nedeniyle makina görsel açıdan olumsuz etkilenmiştir. Maliyet artışına neden olmasına rağmen belirli komponentlere sert krom kaplama ve taşlama işlemleri uygulanarak daha yüksek korozyon ve aşınma direnci elde edilebilir. Ayrıca bu işlemler ile makina görsel açıdan performansına yakın bir seviyeye gelecektir.

Tahrik sisteminde kullanılan triger kayışı tüm iş millerinin eşit hızda çalışmasını sağlamaktadır. Ancak triger kayış-kasnak mekanizmasında moment ve hız aktarımını sağlayan diş profillerinin kavrama haline geçmesi sırasında oluşan ses makinanın gürültülü çalışmasına neden olmaktadır. [21] Bu nedenle operatörün çalışma şartlarını olumsuz etkileyen gürültü sorunu ikinci aşama çalışmalarda azaltılmak ve/veya ortadan kaldırılmak durumundadır. Gürültü sorununun çözülmesi için birkaç alternative düşünülmektedir. Bunlardan ilki trapez kesitli L profil triger kayış-kasnak sisteminin yerine daha düşük ses seviyelerinde çalışan HTD veya STD profillerinden birinin tercih edilmesi olacaktır. [22] Oval profil geometrisi sayesinde eşit hızda dönme gerekliliği sağlanmasının yanında gürültü seviyesi düşürülebilecektir. İkinci çözüm ise hareket aktarımının v kayış-kasnak çifti ile gerçekleştirilmesidir. Bu uygulama ile gürültü sorunu büyük ölçüde ortadan kalkacaktır. Ancak sarılma açılarının farklılığı ve yük değişimleri nedeniyle kayış ve kasnak arasında göreceli hareket miktarını arttıracak ve tüm iş millerinin eşit hızda dönmesi mümkün olmayacaktır. İşleme hızının farklılaşmasının doğal sonucu olarak aynı takımı oluşturan anahtarların şifre yüzeylerinde farklılıklar gözlemlenecektir. Bu durum anahtarların kilit ile uyumsuz çalışmasına neden olacağı için çözüm yolu tercih edilmeyecektir. Gürültü sorununu ortadan kaldıracak en uygun çözüm ise bağımsız motor uygulaması ile hareket aktarma mekanizmasının ortadan kaldırılmasıdır. Maliyeti yüksek bir çözüm olan bu tercih getireceği diğer avantajlar nedeniyle optimum çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır.

İş mili motoru ve çevrim oranı tercihi sonucunda iş mili maksimum hızı 5700 d/d olarak ortaya çıkmıştır. Bu işleme hızında MS58 malzeme işlenirken çapak oluşumuna neden olmaktadır. Şifre yüzeylerinde oluşan çapak şifrelemenin ardından uygulanan ek bir işlem ile giderilmektedir. Ancak bu durum zaman kaybı ve verimlilikte düşüşe neden olmaktadır. Bu nedenle işleme hızının 8000-10000 d/d aralığına yükseltilmesi gerekmektedir. Çevrim oranının daha fazla düşürülerek işleme hızının arttırılması doğru bir uygulama olmayacaktır. Bunun yerine yüksek devirde çalışabilen ve devir hızı ayarlanabilen spindle motorların her iş mili yerine bağımsız olarak kullanılması en uygun değişiklik olacaktır. Böylece çapak sorunu ortadan kaldırılabilirken gürültü sorunu da eş zamanlı olarak giderilmiş olacaktır.

Deneme sürecinde karşılaşılan en önemli sorun servo motor ve sürücülerinin elektriksel gürültüden olumsuz etkilenmesidir. Pnömatik valflerin ve iş mili motorunun devreye girip çıkması sırasında oluşan elektriksel gürültü servo

motorların istenmeyen adımlara gitmesine neden olmaktadır. Çevrim içerisinde 0,01-0,03 mm aralığında olduğu gözlemlenen konum hataları çevrimlerin devamında üst üste eklenebilmesi sonucu kabul edilemeyen düzeylere çıkmaktadır. Sorunun çözümü için pnömatik valflerin bulunduğu pano mekanik sistem üzerine monte edilerek polimer malzemeden üretilen elektrik panosu ile ilişkisi kesilmiştir. Bu önlem ile gürültü sorunu büyük oranda giderilmesine rağmen zaman zaman ortaya çıkabilmektedir. Bu sorun yaşandığında kontrol komparatörlerinden hata miktarının tespit edilip düzeltilmesi gerekmektedir. Operatör gözlemine dayanan bu düzeltme işleminin kesme ve ilerleme eksenine eklenecek birer lineer encoder tarafından okunan konum bilgisi ile yazılım üzerinden olması gereken konum bilgisi karşılaştırılarak yazılım tarafından yapılması daha doğru olacaktır. Ayrıca servo motor güç ve encoder haberleşme kablolarının birbirinden en az 30 cm uzak olacak şekilde tesisat üzerine monte edilmesi kabloların birbiri arasındaki etkileşimini engellemek amacıyla tavsiye edilmektedir.[23]

## KAYNAKLAR

- [1]<<http://www.escomatic.ch/libraries/media/docs/D2-CNC-A.pdf>>, alındığı tarih 16.11.2010.
- [2] **KOÇAK,H.**,2006. *Bakır Alaşımları El Kitabı*, Sağlam Metal, İstanbul.
- [3]<<http://www.altekdokum.com/tr/pdf/cubuk/CuZn40Pb2.pdf>>, alındığı tarih 16.11.2010
- [4]<[http://www.giulianico.com/cifratrice\\_scheda\\_prodotto.html#top](http://www.giulianico.com/cifratrice_scheda_prodotto.html#top)>, alındığı tarih 25.09.2010.
- [5]<[http://www.acs.re.it/pdf/10-en\\_it.pdf](http://www.acs.re.it/pdf/10-en_it.pdf)>, alındığı tarih 25.09.2010.
- [6] **AKKURT,M.**,1991. *Talaş Kaldırma Yöntemleri ve Takım Tezgahları*, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [7]<<http://www.ironft.com/proje2007tr.asp>>, alındığı tarih 20.11.2010.
- [8]<[http://www.festo.com/cat/tr\\_tr/data/doc\\_engb/PDF/EN/DNC\\_EN.PDF](http://www.festo.com/cat/tr_tr/data/doc_engb/PDF/EN/DNC_EN.PDF)>, alındığı tarih 12.11.2010.
- [9] **CONTITECH**,2010.Contitech Synchrobelts Synchronous Drive Belts Catalogue.
- [10] **HARRIS,T. A., KOTZALAS, M. N.**,2007.*Advanced Concepts of Bearing Technology, Rolling Bearing Analysis*, CRC Press,Fifth Edition.
- [11]<<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=ddb18ff0327347ceb2cc59fc0d761295>>, alındığı tarih 28.09.2010.
- [12] **TOTTEN G. E.**,2007.*Steel Heat Treatment Handbook Metallurgy and Technologies*, CRC Press, Second Edition.
- [13] **GROTE K.H.,ANTONSSON E.K.**,2009.*Springer Handbook of Mechanical Engineering*, Springer Verlag.
- [14] **TEMİZ,V.**,2006. *Rulmanlı Yataklar Ders Notları*, İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi, İstanbul.
- [15] **FAG**,2005. FAG Rulman Kataloğu.
- [16]<[http://www.onurteknik.com/\\_files/products/acd636a1922e91a8ddb479c9bc3f05caaf8b29ad.pdf](http://www.onurteknik.com/_files/products/acd636a1922e91a8ddb479c9bc3f05caaf8b29ad.pdf)>, alındığı tarih 10.10.2010.

- [17] **KOÇAK,H.**,2006. *Bakır Alaşımları El Kitabı*, Sağlam Metal, İstanbul.
- [18] **KOÇAK,H.**,2006. *Takım Çelikleri El Kitabı*, Sağlam Metal, İstanbul.
- [19] **TOTTEN G. E.**,2007.*Steel Heat Treatment Handbook Metallurgy and Technologies*, CRC Press, Second Edition.
- [20] **GAMAK**,2010. Asenkron Motorlar, İstanbul.
- [21] **ZHANG W.,KOYAMA T.**,2003.*A Study on Noise Synchronous Belt Drives (Experimental and Theoretical Analysis of Impact Sound)*,Journal of Mechanical Design,Vol. 125.
- [22]<[http://www.gatesmectrol.com/mectrol/brochure.cfm?brochure=3143&location\\_id=5314](http://www.gatesmectrol.com/mectrol/brochure.cfm?brochure=3143&location_id=5314)>, alındığı tarih 11.12.2010.
- [23]<<http://www.omron-ap.com/FAQ/FAQ02497/index.asp>>, alındığı tarih 20.09.2010.

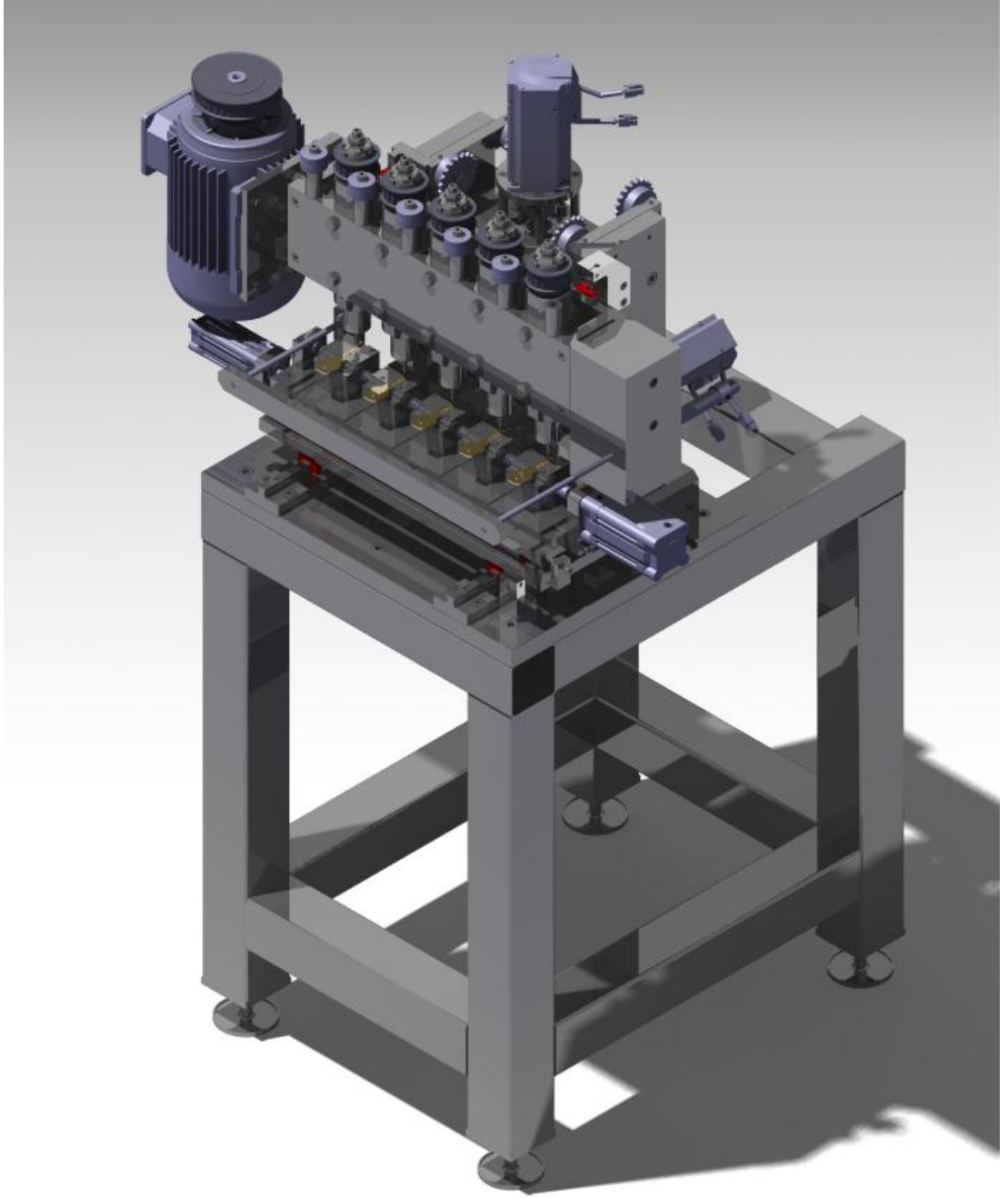


## **EKLER**

### **EK A.1 : Katı Model Tasarımları**



**EK A.1**



**Şekil A.1** : Şifreleme makinası isometrik görünüşü



## ÖZGEÇMİŞ

**Ad Soyad:** Umut Murat GÖK  
**Doğum Yeri ve Tarihi:** İstanbul/23.07.1984  
**Lisans Üniversite:** İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi  
Makina Mühendisliği Bölümü