

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ENGELLİ LİFTİ HİDROLİK GÜÇ ÜNİTESİ TASARIMI
ANALİZLERİ VE ÜRETİMİ**

GÜRKAN YALVAÇ

KOCAELİ 2021

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ENGELLİ LİFTİ HİDROLİK GÜÇ ÜNİTESİ TASARIMI
ANALİZLERİ VE ÜRETİMİ

GÜRKAN YALVAÇ

Prof.Dr. Zafer DÜLGER

Danışman, Kocaeli Üniv.

.....

Prof.Dr. Kadri Süleyman YİĞİT

Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.

.....

Doç.Dr. Ümit ÜNVER

Jüri Üyesi, Yalova Üniv.

.....

Tezin Savunulduğu Tarih: 07.07.2021

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Engellilerin hayatlarını kolaylaştırmak için yapılan liftlere hidrolik enerji sağlayan özel ölçülerde bir güç ünitesinin tasarımı, analiz çalışmaları, üretimi ve deneysel çalışmaları yapılmıştır.

Bu çalışmada bana çalışma fırsatı veren Hydro-pack firmasına ve değerli çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim. Ayrıca hayatım boyunca beni destekleyen aileme de sonsuz minnet duygularımı sunarım.

Mayıs – 2021

Gürkan YALVAÇ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ	iv
TABLOLAR DİZİNİ	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vii
ÖZET	ix
ABSTRACT	x
GİRİŞ	1
1. GENEL BİLGİLER	2
2. MALZEME ve YÖNTEM	8
2.1. Teorik Hesaplamalar	8
2.1.1. Basınç hesabı	8
2.1.2. Alan hesabı	9
2.1.3. Tam yük basıncı hesabı	9
2.1.4. Azami basınç hesabı	9
2.1.5. Pompa seçimi için debi hesabı	9
2.1.6. Güç hesabı	11
2.1.7. Tork hesabı	11
2.2. Hidrolik Güç Ünitesini Oluşturan Komponentler ve Seçimleri	11
2.2.1. Hidrolik şema	11
2.2.2. Hidrolik blok	12
2.2.3. Tahrik motoru	12
2.2.4. Hidrolik pompa	13
2.2.5. Basınç emniyet valfi	13
2.2.6. Yön kontrol valfi	14
2.2.7. Hız ayar valfi	15
2.2.8. El pompası	15
2.2.9. Boşaltma valfi	16
2.2.10. Yağ tankı	16
2.3. Modelleme	17
2.3.1. Ana blok tasarımı	17
2.3.2. El pompası bloğu tasarımı	17
2.3.3. Güç ünitesinin montajı	18
2.4. Analiz	19
2.4.1. Elektrik ile sistemin kaldırılması	19
2.4.2. Manuel olarak sistemin kaldırılması	19
2.4.3. Sistemin İndirilmesi	20
2.4.4. Analiz için akış yollarının modellenmesi	20
2.5. Üretim	21
2.5.1. Takımlandırma	22
2.5.2. Yüzey temizleme ve cep boşaltma takımları	22
2.5.3. Yön kontrol valfi için özel takım tasarımı	22
2.5.4. Basınç emniyet valfi için özel takım tasarımı	23

2.5.5. Elektrik Motoru ve pompa bağlantısı Takımları.....	23
2.5.6. Çek valf için özel takım tasarımı	23
2.5.7. Diş açma takımları	24
2.5.8. Matkaplar	25
2.6. CAM Süreci	25
2.6.1. CNC işleme merkezinde parçaların işlenmesi	27
2.7. CMM Ölçümleri.....	28
2.7.1. Basınç emniyet valfi kritik ölçü kontrolü	28
2.7.2. Yön kontrol valfi kritik ölçü kontrolü.....	29
2.7.3. Tank boğazı ölçü kontrolü	29
3.BULGULAR VE TARTIŞMA	30
3.1. Analiz Sonuçları.....	30
3.1.1. Elektrik ile sistemin kaldırılması	30
3.1.2. Manuel olarak sistemin kaldırılması.....	33
3.1.3. Sistemin indirilmesi	36
3.2. CMM Ölçüm Sonuçları.....	40
3.3. Deneysel Çalışma Sonuçları	42
4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	45
KAYNAKLAR	46
ÖZGEÇMİŞ	50

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Basit bir hidrolik şema	2
Şekil 2.1.	Hidrolik şema	11
Şekil 2.2.	Elektrik motoru ve karakteristik eğrisi	12
Şekil 2.3.	Hidrolik pompa ve devir-debi eğrisi	13
Şekil 2.4.	Basınç emniyet valfi	14
Şekil 2.5.	2/2 yön kontrol valfi	14
Şekil 2.6.	Hız ayar valfi	15
Şekil 2.7.	Ana blok tasarımı	17
Şekil 2.8.	El pompası bloğu tasarımı	18
Şekil 2.9.	Güç ünitesi montajı	18
Şekil 2.10.	Solidworks ile akış yollarının modellenmesi	21
Şekil 2.11.	Mesh modeli	21
Şekil 2.12.	Yön kontrol valfi kavitesi	22
Şekil 2.13.	Basınç emniyet valfi kavitesi	23
Şekil 2.14.	Çek valf özel takımı	24
Şekil 2.15.	Ovalama kılavuz görseli ve kesme hızı grafiği	25
Şekil 2.16.	Takım yolları	26
Şekil 2.17.	İşleme öncesi simülasyon	26
Şekil 2.18.	İşleme sonrası simülasyon	27
Şekil 2.19.	CNC’de işlem öncesi	27
Şekil 2.20.	CNC’de işlenen ana blok ve el pompası bloğu	28
Şekil 2.21.	CMM programlama	28
Şekil 2.22.	CMM ölçümü	29
Şekil 3.1.	Elektrik ile kaldırma durumu giriş fizik değerleri	30
Şekil 3.2.	Elektrik ile kaldırma durumu çıkış fizik değerleri	30
Şekil 3.3.	Elektrik motoru ile sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan basınç kaybı	31
Şekil 3.4.	Elektrik motoru ile sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan basınç dağılımı	31
Şekil 3.5.	Elektrik motoru ile sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan hız dağılımı	32
Şekil 3.6.	Elektrik ile kaldırma durumu hata grafiği	32
Şekil 3.7.	Manuel kaldırma durumu giriş fizik değerleri	33
Şekil 3.8.	Manuel kaldırma durumu çıkış fizik değerleri	33
Şekil 3.9.	Manuel olarak sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan basınç kaybı	34
Şekil 3.10.	Manuel olarak sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan basınç dağılımı	34
Şekil 3.11.	Manuel olarak sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan hız dağılımı	35
Şekil 3.12.	Manuel kaldırma durumu hata grafiği	35
Şekil 3.13.	Sistemin indirilmesi durumu giriş fizik değerleri	36
Şekil 3.14.	Sistemin indirilmesi durumu çıkış fizik değerleri	36

Şekil 3.15.	Sistemin indirilmesi sırasındaki akışkanın basınç ve hız dağılımı	37
Şekil 3.16.	Sistemin indirilmesi durumu hata grafiği	37
Şekil 3.17.	Basınç kaybı grafiği	38
Şekil 3.18.	Basınç emniyet valfi ölçü ve dairesellik sorgulaması	40
Şekil 3.19.	Yön kontrol valfi ölçü ve dairesellik sorgulaması	41
Şekil 3.20.	Tank boğazı ölçü ve dairesellik sorgulaması	41
Şekil 3.21.	Son ürüne ait görsel.....	42
Şekil 3.22.	DeneySEL çalışma düzeneği	43
Şekil 3.23.	Debi-basınç eğrisi.....	44



TABLULAR DİZİNİ

Tablo 2.1.	Tasarım parametreleri ve kabuller	8
Tablo 2.2.	Analiz parametreleri	20
Tablo 3.1.	Analiz sonuçları	40
Tablo 3.2.	Deney sonuçları	43



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SiC	: Silisyum karbür
F	: Silindire uygulanan dik kuvvet (N)
m	: Sistem yükü (Kg)
g	: Yer çekim ivmesi (m/sn^2)
α	: Silindirlerin yatay zeminle yaptığı en küçük açı ($^{\circ}$)
A	: Silindir Alanı (cm^2)
d	: Silindir iç çapı (mm)
P _{TY}	: Tam yük basıncı (bar)
s	: Emniyet katsayısı
P _{AB}	: Sistemin ihtiyacı olan azami basınç (bar)
t _t	: Sistemin teorik minimum iniş kalkış süresi (sn)
L	: Liftin hareket mesafesi (m)
v	: Anma hızı (m/sn)
V	: Silindirlerin toplam hacmi (L)
h	: Silindir stroğu (cm)
Q _t	: Teorik pompa debisi (lt/dk)
n _v	: Volümetrik verim (%)
V _g	: İletim hacmi ($cm^3/devir$)
n	: Teorik motor devri (d/dk)
v _t	: Sistemin teorik anma hızı (m/sn)
p	: İhtiyaç duyulan elektrik motor gücü (kW)
n _t	: Toplam verim (%)
T	: Tork (Nm)
n _m	: Mekanik verim (%)
Q _e	: El pompasının iletim hacmi ($cm^3/strok$)
n _ç	: Çevrim sayısı
ρ	: Yoğunluk (g/ml)
V _c	: Kesme hızı (m/dk)
D	: Takım çapı (mm)
N	: İş mili devri (d/dk)
F ₁	: 1 adet silindire uygulanan kuvvet (N)
F ₂	: 2 adet silindire uygulanan kuvvet (N)
Q ₁	: En dar kesitteki dönüş debisi (lt/dk)
v ₁	: En dar kesitteki ortalama akışkan hızı (m/sn)
A ₁	: En dar kesitin alanını göstermektedir (m^2)
t _d	: Deneysel iniş süresi (sn)
Q _d	: Deney sonucu ölçülen debi (lt/dk)
v _d	: Deneysel anma hızı (m/sn)

Kısaltmalar

- AC : Alternative Current (Alternatif Akım)
CAM : Computer Aided Manufacturing (Bilgisayar Destekli Üretim)
CNC : Computer Numerical Control (Bilgisayar Nümerik Kontrollü İşleme Merkezi)
CMM : Coordinate Measurement Machines (3 boyutlu koordinat ölçüm cihazı)
DC : Direct Current (Doğru Akım)
HAD : Hesaplamalı Akışkan Dinamiği
NC : Numerical Control (Nümerik kontrol)
PCD : Polly Crystal Diamond (Çoklu elmas kristali)
TSE : Türk Standartları Enstitüsü



ENGELLİ LİFTİ HİDROLİK GÜÇ ÜNİTESİ TASARIMI ANALİZLERİ VE ÜRETİMİ

ÖZET

Engelli lifti hidrolik güç ünitesi engelli liftlerinin kontrollü bir şekilde hareketlendirilmesi görevini yapar. Bu çalışmada engelli lifti için bir hidrolik güç ünitesinin tasarım, üretim ve deney çalışmaları yapılarak bir hidrolik güç ünitesinin oluşturulma süreci anlatılmıştır. Hidrolik blok tasarımları 3 boyutlu olarak modellenmiş, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri yapılmış, komponentler seçilmiş, işleme merkezinde tasarlanan ürünler üretilmiş, 3 boyutlu ölçüm cihazında üretim yapılan ürünlerin ölçümleri yapılmış ve oluşturulan hidrolik güç ünitesinin deneysel çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın amacı engelli lifti hidrolik gereksinimini verimli ve ergonomik bir ürün ile karşılayabilmektir. Bu çalışma sayesinde özel ölçülerde hidrolik güç ünitesi tasarımları yapılırken hangi kriterlere dikkat edilmesi gerektiği açıklanmış ve ihtiyaca göre farklı ölçülerde hidrolik ünite tasarlanabileceği gösterilmiştir. Çalışma sonucunda 90 mm yüksekliğinde, 150 bar basınca dayanıklı, 0,1 bar hidrolik basınç kaybı olan, 0,1 m/sn anma hızına sahip ve tek etkili silindirler ile çalışmaya uygun bir hidrolik güç ünitesi üretilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Engelli Lifti, HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği), Hidrolik Blok Tasarımı, Hidrolik Güç Ünitesi.

DESIGN ANALYSES AND PRODUCTION OF WHEELCHAIR LIFT HYDRAULIC POWERPACK

ABSTRACT

Wheelchair lift hydraulic power unit performs the task of moving the wheelchair lifts in a controlled manner. In this study; design, production and experiments of a hydraulic power unit for a wheelchair lift were carried out and production process of the power unit was explained. Hydraulic block designs were modeled in 3D, computational fluid dynamics analyzes were made, components were selected, designed products were manufactured in machining center, measurements of these products were made in 3D measuring device and experimental studies of the hydraulic power unit were carried out. The aim of this study is to meet the hydraulic requirement of the wheelchair lift with an efficient and ergonomic product. Thanks to this study, it has been explained which criteria should be considered when designing hydraulic power units in special sizes and it has been shown that hydraulic power units in different sizes can be designed according to need. As a result of the study, a hydraulic power unit with a height of 90 mm, resistant to 150 bar pressure, with a hydraulic pressure loss of 0.1 bar, with a nominal speed of 0.1 m/s and suitable to operate with single acting cylinders was produced.

Keywords: Wheelchair Lift, CFD (Computational Fluid Dynamics), Hydraulic Block Design, Hydraulic Power Unit.

GİRİŞ

Engellilerin hayatlarını kolaylaştırmak, toplum içinde daha rahat ve kolay bir yaşam sürdürmelerini sağlamak amacıyla birçok ürün ve çalışma yapılmaktadır. Bunlardan bir tanesi de araçlara inip binmekte kullanılan engelli liftleridir. Bu liftler birçok farklı tasarıma sahip olabilmektedir. Minibüsler, otobüsler, özel minivanlar gibi birçok araca adapte edilebilmektedir. Bu liftlerin hareketi birkaç farklı tahrik ile yapılırsa da en yaygın kullanılanı hidrolik enerji ile hareketlendirilenlerdir. Bu hidrolik enerji için de bir hidrolik güç ünitesi gerekir.

Bu hidrolik ünite bir konstrüksiyona ya da herhangi bir mekanik tasarıma hareket verir. Hidrolik güç ünitesi, hidrolik ya da elektro hidrolik sistemlerin kalbi olarak düşünülebilir [1]. Hidrolik üniteler birçok farklı makine ya da konstrüksiyona hareket verdiğinden çok farklı boyutlarda ve teknik özelliklerde yapılabilmektedir. Günümüzde özellikle mobil ve endüstri uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Odun kırma makinelerindeki işlevi yerine getirmek için basit bir yapıda veya zorlu ortam şartlarının olduğu plastik, maden, ağır sanayi ya da metalürji endüstrisi uygulamalarındaki işler için oldukça karmaşık yapıda tasarlanabilmektedirler. [1]

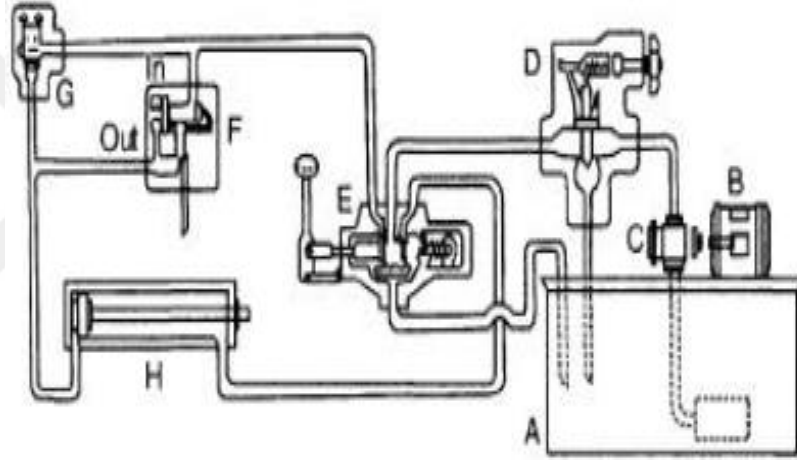
Engelli liftleri için yapılacak olan hidrolik güç ünitesinin 3 boyutlu tasarımı, akış analizleri, valf ve komponent seçimleri, blok üretimleri için özel kesici takım yaptırılması, CAM programı, CNC ile blok üretimleri, 3 boyutlu ölçüm cihazı ile üretilen ürünlerin kontrolleri ve hidrolik güç ünitesinin deneysel olarak testleri yapılmıştır.

Bu çalışmanın amacı 90mm yüksekliğini aşmayan hem elektrikli hem de manuel olarak çalışabilen, 150 bar basınca dayanıklı ve anma hızının 0,15 m/sn'yi aşmadığı engelli platformları için optimum bir hidrolik güç ünitesinin tasarımından üretimine yapılan çalışmalarını göstermektedir.

1. GENEL BİLGİLER

Hidrolik güç üniteleri, mekanik enerjinin hidrolik enerjiye dönüştürüldüğü kompakt sistemlerdir. Bir hidrolik ünite temel olarak şu şekilde çalışır; Motor sisteme mekanik enerji sağlar, pompa mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çevirir, hidrolik bloklar ve valf grubu her uygulamada farklılık gösterir, yön, hız, kuvvet ve tork gibi değerlerin ihtiyaca göre kontrol edilmesini sağlar.

Hidrolik güç ünitesi sistemine ait basit bir hidrolik devre Şekil 1.1. 'de gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Basit bir hidrolik devre

A: Yağ tankı B: Elektrik motoru C: Hidrolik pompa D: Basınç emniyet valfi E: Yön kontrol valfi F: Hız ayar valfi G: Çek valf H: Silindir

Hidrolik güç üniteleri; ağır ve sistematik kaldırmanın ya da güçlü ve aynı yönlü tekrarlı kuvvetin istendiği herhangi bir uygulamada kullanılabilir. Otomasyon, uzay, test ekipmanları, hadde makineleri, malzeme yükleme/boşaltma, endüstriyel uygulamalar, iş makineleri, araç kaldırma platformları, araç fren sistemleri gibi alanlarda hidrolik güce ihtiyaç duyulmaktadır [2].

Hidrolik güç ünitelerinin avantajları aşağıda belirtilen özelliklerin sağlanmasıyla öne çıkmaktadır:

- Emniyet
- Kalite ve güvenilirlik
- Düşük maliyet
- Yüksek yoğunlukta güç aktarımı

Mini hidrolik güç üniteleri; 5,5 kW'ye kadar güce ihtiyaç duyan uygulamalarda ve AC elektrik motorlu, DC elektrik motorlu, tek etkili ya da çift etkili silindireleri kontrol edebilen, debinin 30 litre/dk'ye kadar olduğu sistemlerde kullanılır. Tank kapasiteleri 1 ile 100 litre arasında değişkenlik gösterirken maksimum basınç değeri 250 bar'dır.

Gürsel ve ark. (2003), engelliler için otobüslere uygun asansör sistemi tasarlamışlardır. Hidrolik sistemde kremayer dişliler kullanılarak, platformun yerden otobüs zemini seviyesine kaldırılması ve bu seviyeden tekrar yer düzlemine indirilmesi sağlanmıştır. [3]

Mori ve ark. (2012), gerektiğinde katlanabilen, dişli mekanizması ile engelli bir kişinin rahatlıkla kaldırılıp indirilmesine imkân veren elektrikli bir tekerlekli sandalye geliştirmişlerdir. [4]

Wu ve ark. (2012), nümerik analiz yöntemi ile, hidrolik bir blokta akış analizi uygulaması yapmışlardır. Analiz sonucunda farklı akış yolu geometrilerinin enerji kaybına etkilerini gözlemlemiş, blok tasarımları için iyileştirmeler önerilmiştir. [5]

Oruç ve ark. (2020), lineer motorlu engelli asansörü tasarlamışlardır. Çalışmalarında; teorik olarak engelli merdiven asansöründe lineer motor kullanılabileceği ispatlanmıştır. [6]

Patil ve ark. (2013), basınç emniyet valfinin seçimiyle alakalı olarak yaptıkları çalışmada hidrolik sisteme ait ekipmanların ve çalışanların güvenliği için basınç emniyet valfinin kullanılması gerektiğini açıklamışlardır. Basınç emniyet valfinin seçimi ve tasarımıyla alakalı olarak düzenlemelerin ve standartların göz önüne alınması gerektiğini eğer alınmaz ise bu sürecin olması gerekenden daha karmaşık ve uzun sürebileceğini belirtmişlerdir. [7]

Trinkel (2007), basınç emniyet ve boşaltma valflerinin çeşitleri, çalışma prensipleri, çeşitlerinin birbirleri arasındaki avantajları ve dezavantajlarını grafiklerle destekleyerek açıklamıştır. [8]

Kavurmacıoğlu (1988), bu çalışmada çek valflerin ters akış nedeni ile kapanması sonucu meydana gelen olaylar araştırılmıştır. Dinamik karakteristiklerin birbiri ile tam kıyaslanabilmesi için çek valflerin kullanıldığı ortamların birbirine tam benzemesi gerekir. [9]

Günay (2013), tezde hidrolik valflerin test edilebileceği deney düzeneği üretimi hedeflenmiştir. Bununla birlikte selenoid ve oransal kartriç valflerle alakalı bilgiler verilmiş olup matematiksel modelleri ile transfer fonksiyonları karşılaştırılmıştır. Hidrolik valflerin açma kapama süreleri, içyapıları ve hassas konumlandırma gibi karakteristik bilgilerine test düzeneği sayesinde ulaşılmıştır. Teorik yapılan çalışmalar ile deney sonuçları karşılaştırıldığında %97,11 oranında gerçeğe yaklaşımları görülmüştür. [10]

Vaidya (1995), tahrik sistemlerindeki motor seçiminde çalıştırma gereksinimi olarak devamlı çalışmada varsa azami yükü, iş çevrimi, durma yükü, atalet yükü, ivme ve çevresel durumlarına bağlı olarak var olan motor tasarımları içerisinde en optimum motor tasarımını seçmeye yönelik sistematik bir yaklaşım ile sunmaktadır. Bu çalışmada açıklanan optimizasyon süreci, tüm tahrikli sistemler için en uygun maliyetli çözümü gösterir. [11]

Türkeş ve ark. (2008), yapılan çalışmada takım tezgahlarında uzuv hareketlerini sağlayan sürüm sistemlerine, verim-performans ve kontrol teknikleri bakımından elektrik motoru seçiminin nasıl yapılması gerektiğini belirtmişlerdir. Tezgahların elektrik motorunun seçiminde en önemli kriter mekaniksel güç gereksiniminin belirlenmesi ve sürüm sistemlerine göre hangi tip motorun seçileceğine karar verilmesini aktarmışlardır. Tezgahın çalışma süresi, çevresel etkenler ve hareket sağlama kabiliyeti göz önüne alınarak en optimum motor seçilmelidir. [12]

Çiftçi ve ark. (2020), elektrikli araçlar ve araç tasarımında kullanılacak malzemeleri incelemişlerdir. Elektrikli araçların menzillerini etkileyen en önemli etmenin aracın kütlesi olduğunu belirtmişlerdir. [13]

Mehta (2010), yayınladığı makalede bileşen seçiminde yönergeler sağlamaya çalışmakta ve güç ünitelerinde ve hidrolik asansörlerde kullanılan ürünlerin optimum şekilde sunmak için sahip olması gereken bazı temel ve isteğe bağlı özellikleri vurgulamaktadır. [14]

Opran ve ark. (2015), bir dişli pompanın büyük debilerdeki ölçülerindeki büyümeden kaynaklı olarak üretim metodlarındaki zorluk çıkarmasını tandem ikili dişli pompanın geliştirilmesiyle kompakt, güçlü ve daha düşük üretim maliyetliyle aşılmış olmaktadır. [15]

Erickson (2020), piston ve paletli pompalarının çalışma prensiplerini ve karşılaştırmalarını anlatmıştır. [16]

Çetinkaya ve ark. (2020), araştırmalarında makas sistemlerinin testine yönelik hidrolik güç üniteli test standı tasarımı ve imalatını gerçekleştirmişlerdir. [17]

Ergür (2018), yaptığı çalışmada konvansiyonel ve enerji verimli sistemler ile valf ve pompa kontrollü mobil cihazlar karşılaştırmıştır. [18]

Çalışkan (2009), yaptığı tez çalışmasında iki pompa denetimli valfsiz bir hidrolik sistem incelenmiş ve geleneksel valf denetimli hidrolik sistem ile deneysel ve analitik olarak karşılaştırmıştır. [19]

Akış kontrol valfleri hidrolik sistemlerde kullanılan silindirlerin hızlarını veya motorun devir sayısını ayarlamak için kullanılan devre elemanlarıdır. Makalede çalışma prensibi, gruplandırılması, meydana gelebilecek olası arızalar ve tespit yöntemleri anlatılmıştır. [20]

Türkiye’de ve Dünyada alüminyum sanayisine ait üretim, tüketim, ihracat ve ithalat verilerine ait grafikler ve tablolar detaylı bir şekilde okurlara aktarılmıştır. [21]

Stojanovic ve ark. (2018), makalede otomotiv endüstrisinde alüminyum kullanımı ve alüminyumun karakteristik özellikleriyle alakalı olarak bilgi vermişlerdir. Seramik partikülleri eklenen alüminyum alaşımında mekanik özelliklerinin geliştiği gözlenmiştir. SiC, B₄C ve benzer partiküller alüminyumun sertliğini, akma dayanımını arttırmış ve güç aktarımında daha verimli olması sağlanmıştır. [22]

Çakanyıldırım ve ark. (2021), yaptıkları çalışmada alüminyumun özellikleri, sektördeki yeri, üretim teknolojisi, üretimdeki enerji ihtiyacı ve çevreye etkisini incelemektedirler. Alüminyum hafif olması ve farklı özellikler sergileyen alaşımlar oluşturabilmesi sebebi ile pek çok sektör tarafından kullanılmaktadır. Alüminyum çevreyi en fazla kirleten ve enerji gerektiren elektroliz yöntemiyle üretildiğinden yeni yöntemler ve geri dönüşüme daha ciddi yaklaşılması gerektiğini aktarmışlardır. [23]

Gökçe ve ark. (2017), çalışmada, alüminyum alaşımlarından toz metalürjisi ile parça üretimi hakkında bilgi vermiş, özellikle mühendislik alanlarında sıklıkla kullanılan Al-Cu, Al-Si ve Al-Mg alaşımlarıyla ilgili literatürdeki birtakım sonuçlardan örnekler sunmuşlardır. [24]

Trinkel (2008), yön kontrol valfleri 3 adet görevi yerine getirebiliyor. Akışkanı durdurma, geçişine izin verme ve yönünü değiştirmedir. Yön kontrol valflerinin hepsi bu kabiliyetin etrafında şekillenir ve çeşitlendirilir. Yapılan çalışmada yön kontrol valflerinin çeşitleri ve hidrolik şemalı örnekleriyle desteklenerek detaylıca anlatılmıştır. [25]

Tiç ve ark. (2012), yağ akışının stabilitesini iyileştirmek için hidrolik tank içerisindeki yağ akışının hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi ve 400 litrelik hidrolik tankın geliştirilmesini araştırmışlardır. Modern hidrolik tankın üretiminde kesinlikle akış analizlerinin yapılması gerektiğini önermişlerdir. [26]

Wohlers ve ark. (2016), hidrolik tankların tasarımında havalandırma ve ısı transferini göz önüne alarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve nümerik analizlerle optimizasyon çalışması yapmışlardır. [27]

Skinner ve ark. (2020), hidrolik akışkan gücü temel prensipleri, hidrolik komponentler, hidrolik akışkanlar ve hidrolik sistemlerdeki güvenlik gibi genel olarak hidrolik ile alakalı bilgiler vermişlerdir. [28]

Blansett ve ark. (2010), hidrolik sistemlerin avantajları olarak güç iletimi, hız kontrolü, iki yönlü çalışabilmesi, aşırı yüklemelerde sistemin korunması ve kompakt bileşenlerden oluşabilmesi konularında bilgi vermişlerdir. [29]

Bu alışmada, TSE Hareket Engelliler için G Tahrikli Kaldırma Platformları-Emniyet, Boyutlar ve İşlevsel, alışma ile İlgili Kurallar Kılavuzuna ve kaset tipi engelli lifti konstrüksiyonuna uygun hidrolik güç nitesi tasarlanmıştır. [30] Bu rn, literatürdeki çalışmalardan farklı olarak kompakt ölçülerdedir ve hem elektrikli hem de manuel olarak çalışabilmektedir. Bu sayede özel konstrüksiyonlara göre hidrolik enerji ile kontrol edilebilen engelli lifti kullanılabilceği, tasarım, analiz ve deneysel çalışmalar detaylı bir şekilde açıklanarak kanıtlanmıştır.



2. MALZEME ve YÖNTEM

2.1. Teorik Hesaplamalar

Kaset tipi engelli liftinin konstrüksiyonunu yapan firmalar ile görüşülmesine istinaden, kullanılan silindirlere ait ölçüler ve hidrolik ünitenin konumlandırılacağı kontrol hacmine ait ölçüler Tablo 2.1.'de gösterilmiştir.

Konstrüksiyona ait hareket mesafesi, pompa volümetrik verimi, DC motora ait, debi hesabı yapılırken kullanılacak olan devir ve güç ünitesine ait toplam verim bilgileri de Tablo 2.1.'deki gibi kabul edilmiştir.

Tablo 2.1. Tasarım parametreleri ve kabuller [30]

TSE Gereklilikleri	Sistem Yüğü	Anma Hızı	Emniyet Katsayısı	Azami Basınç	
	450 kg	$\leq 0,15$ m/sn	2,3	1,4 x Tam Yüğü Basıncı	
Motor, Lift ve Hidrolik Yağ Verileri	Liftin Hareket Mesafesi	Motor Devri		Yağ Yoğunluğu	
	0,8 m	3500 d/dk		0,88 g/ml	
Verimler	Pompa Volümetrik Verimi	Sistemin Mekanik Verimi		Toplam Verim	
	0,95	0,95		0,9	
Silindir Verileri	İç Çap	Mil Çapı	Strok	Silindirlerin yatay zeminle yaptığı en küçük açı	Sistemdeki Silindir Sayısı
	40 mm	25 mm	85 mm	25°	2 Adet
Güç Ünitesinin Kontrol Hacmi	Genişlik		Uzunluk		Yükseklik
	210 mm		450 mm		95 mm

2.1.1. Basınç hesabı

Basınç hesabı için kuvvet ve alan hesabı yapmak gerekir.

$$F = \frac{mg}{\sin \alpha} \quad (2.1)$$

m sistem yükünü, g yer çekimi ivmesini, α silindirlerin yatay zeminle yaptığı en küçük açığı gösterir. Silindirin yatay zeminle yaptığı minimum açıda silindire gelen dik kuvvet maksimum olacağından bu açı konstrüksiyon üreticilerinden talep edilmiş ve 25° olarak kabul edilmiştir.

$$F = \frac{450 \times 9,81}{\sin 25} = 10446 \text{ N} = 1044,6 \text{ daN} \quad (2.1)$$

Silindirlere uygulanan dik kuvvet 1044,6 daN olarak hesaplanmıştır.

2.1.2. Alan hesabı

1 adet silindire ait alan hesabı yapılmıştır.

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \times 40^2}{4} = 1256 \text{ mm}^2 = 12,56 \text{ cm}^2 \quad (2.2)$$

A silindirin alanını, d silindir iç çapını gösterir.

2.1.3. Tam yük basıncı hesabı

Sistemde 2 adet silindir bulunduğundan hesaplama 2 adet eş silindire göre yapılmıştır.

$$P_{TY} = s \frac{F}{2A} = 2,3 \times \frac{1044,6}{2 \times 12,56} = 95 \text{ bar} \quad (2.3)$$

P_{TY} tam yük basıncını, s emniyet katsayısını, F silindire gelen dik kuvveti gösterir.

2.1.4. Azami basınç hesabı

$$P_{AB} = 1,4P_{TY} = 1,4 \times 95 = 133 \text{ bar} \quad (2.4)$$

P_{AB} sistemin ihtiyacı olan azami basıncı gösterir.

Bu basınç hesapları engelli liftine ait Tablo 2.1.'de verilen TSE şartlarını sağlayacak şekilde yapılmıştır.

2.1.5. Pompa seçimi için debi hesabı

Tablo 2.1.'deki kabuller dikkate alınmış, hız ve mesafe kullanılarak süre hesabı yapılmıştır.

$$t_t = \frac{L}{v} = \frac{0,8}{0,15} = 5,33 \text{ sn} \quad (2.5)$$

t_t sistemin teorik minimum iniş kalkış süresini, L liftin hareket mesafesini, v anma hızını gösterir.

Sistemde bulunan iki silindirin hacmi, alan ve strok uzunluğu yardımı ile hesaplanırsa;

$$V = 2Ah = 2 \times 12,56 \times 8,5 = 213,52 \text{ cm}^3 = 0,214 \text{ L} \quad (2.6)$$

V silindirlerin toplam hacmini, h silindir stroğunu gösterir.

Lifte 800 mm mesafeyi, 5,33 saniyeye en yakın ve bu süreden daha az olmayacak bir sürede tamamlayacak bir pompa seçilmelidir. Böylece 0,214 litre yağ hacmini iletebilmek için pompa debisi şu şekilde hesaplanır.

$$Q_t = \frac{V}{t_t \eta_v} = \frac{0,214}{5,33 \times 0,95} = 0,042 \text{ lt/sn} = 2,53 \text{ lt/dk} \quad (2.7)$$

Q_t teorik pompa debisini, η_v volümetrik verimi gösterir.

Motor devri 3500 devir/dakika olarak kabul edildiğinde pompanın 1 devirde iletmesi gereken yağ hacmi hesaplanabilir ve pompa seçimi yapılır.

$$V_g = \frac{1000Q_t}{n} = \frac{2,53 \times 1000}{3500} = 0,723 \text{ cm}^3/\text{devir} \quad (2.8)$$

V_g iletim hacmini, n teorik motor devrini gösterir.

0,723 cm³/devir olarak pompa iletim hacmi hesaplanır. Anma hızının 0,15 m/sn'yi geçmemesi için 0,723 cm³/devir veya daha düşük iletim hacminde bir pompa seçilir. Üretici firma kataloglarından en yakın pompa 0,5 cm³/devir pompa seçilmiştir. 0,5 cm³/devir pompaya göre debi, süre ve anma hızı tekrar hesaplanır.

$$Q_t = \frac{V_g \eta_v n}{1000} = \frac{0,5 \times 0,95 \times 3500}{1000} = 1,66 \text{ lt/dk} \quad (2.9)$$

$$t_t = \frac{V}{Q_t \eta_v} = \frac{0,214}{1,66 \times 0,95} = 0,136 \text{ dk} = 8,16 \text{ sn} \quad (2.10)$$

$$v_t = \frac{L}{t_t} = \frac{0,8}{8,16} = 0,098 \text{ m/sn} \quad (2.11)$$

v_t sistemin teorik anma hızını gösterir.

2.1.6. Güç hesabı

Pompanın tahrik edilmesi için gerekli güç hesabında basınç ve debi değerleri kullanılır.

$$p = \frac{P_{AB}Q_t}{600\eta_t} = \frac{133 \times 1,66}{540} = 0,41 \text{ kW} \quad (2.12)$$

p ihtiyaç olan elektrik motoru gücünü, η_t toplam verimi gösterir. 3500 devirde 0,41 kW veya daha fazla güç üreten optimum bir motor seçilmelidir.

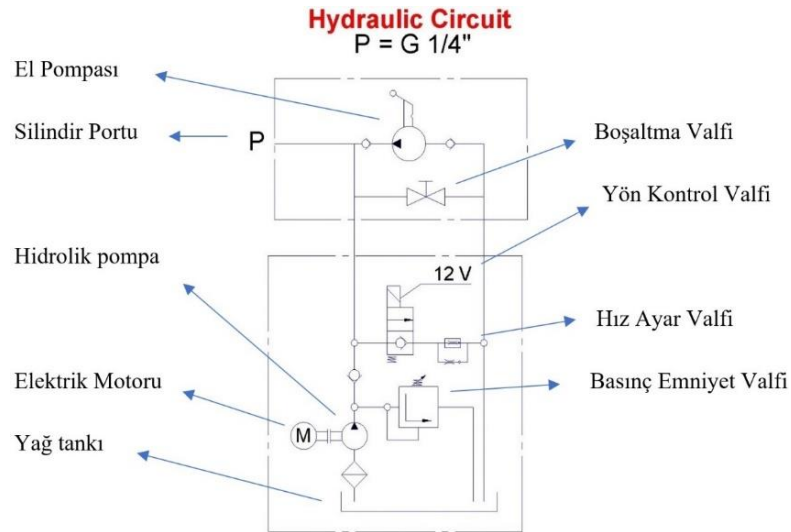
2.1.7. Tork hesabı

$$T = \frac{P_{AB}V_g}{20\pi\eta_m} = \frac{133 \times 0,5}{20 \times 3,14 \times 0,95} = 1,114 \text{ Nm} \quad (2.13)$$

T torku, η_m mekanik verimi gösterir. 3500 d/dk'da 1,114 Nm torku sağlayabilen ve bu tork değerinde 0,41 kW veya daha fazla güç üreten bir elektrik motoru seçilmelidir.

2.2. Hidrolik Güç Ünitesini Oluşturan Komponentler ve Seçimleri

2.2.1. Hidrolik şema



Şekil 2.1. Hidrolik Şema

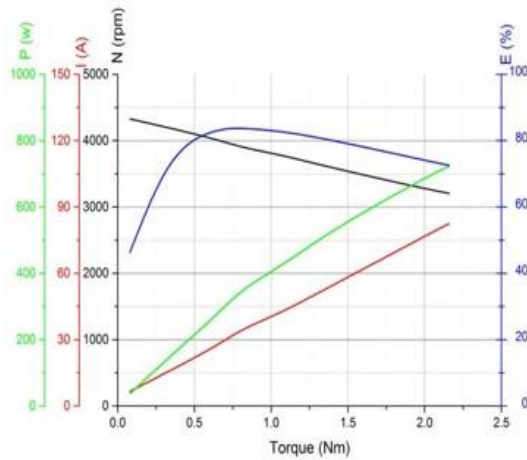
Engelli lifti hidrolik güç ünitesi için gerekli hidrolik şema Şekil 2.1.'deki gibidir. Bu şema gereksinimlerini sağlayacak ürünler seçilmiş ve bu ürünlerin belli bir akış yolu ile çalışmasını sağlayan bloklar tasarlanacaktır.

2.2.2. Hidrolik blok

Hidrolik bloklarda çelik, sfero döküm, alüminyum gibi malzemeler yaygın olarak kullanılmaktadır. Seçim yapılırken öncelikle çalışma basıncı ve sıcaklık göz önünde bulundurulmuştur. Alüminyum malzemeler -198 C° ila 204 C° arasında çalışabilir. Isıl işlem görmüş alüminyumun basıncı 4000 psi'ye kadar ulaşabilir [31]. Bu değerler ve alüminyumun çelik ve döküm malzemelere göre hafif olması, kolay işlenebilirliği, korozyon dayanımı gibi avantajları göz önünde bulundurularak hidrolik blok malzemesi alüminyum olarak seçilmiştir. [32] Alüminyum serisi olarak 6013-T6 tercih edilmiştir. Bu seçim yapılırken ise talaş boyu, fiyat ve bulunabilirlik kriterleri göz önünde bulundurulmuştur.

2.2.3. Tahrik motoru

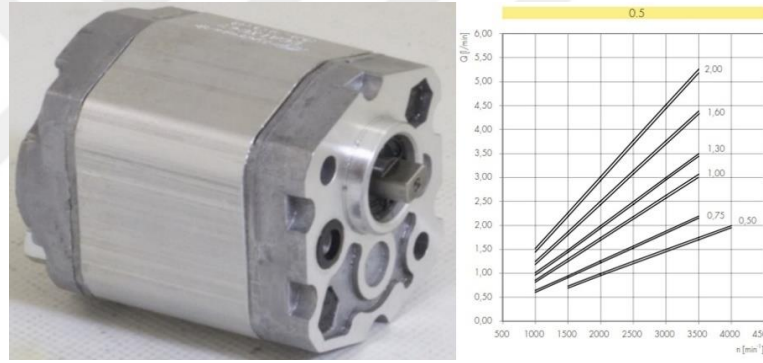
Hidrolik güç ünitesine tahrik verecek motorlar, içten yanmalı motor veya elektrik motoru olarak yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Motor seçimi yapılırken ürünün kullanılacağı yer ilk önem arz eden durumdur. Ürün elektrik enerjisine uzak bir yerde çalışacaksa içten yanmalı motor tahrikli üniteler kullanılabilir. Seçim yapılırken ihtiyaç olan tork ve güç değerleri, güç kaynağından çekilen akım, devir sayısı, verim, kullanılan yer ve maliyet dikkate alınmalıdır. Hesaplanan tork ve güç değerlerini emniyetli şekilde sağlayan ve minimum enerji sarf eden elektrik motoru seçilmelidir. Araçlarda 12V ve 24V olarak batarya kullanıldığından 0,8 kW 12V- 1,45Nm @ 3565 d/dk DC motor seçilmiştir.



Şekil 2.2. Elektrik motoru ve karakteristik eğrisi

2.2.4. Hidrolik pompa

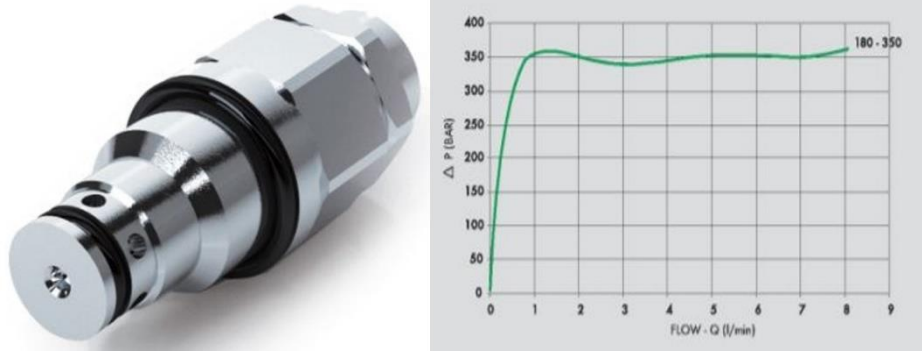
Hidrolik pompalar mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çeviren komponentlerdir. Uygulamalara bakıldığında üç tip hidrolik pompa öne çıkmaktadır: Dişli pompalar, pistonlu pompalar ve paletli pompalar. Farklı pompa tiplerinin birbirlerinin yerine kullanımında basınç ve pompa debisi değerleri dikkate alınır. Hidrolik pompa debisi pompayı tahrik eden motorun devir sayısına bağlıdır [33]. Hidrolik güç ünitesinin 90 mm yüksekliği aşmaması gerektiğinden kompakt bir hidrolik pompa arayışına gidilmiştir. Diğer tip pompalara göre maliyetinin düşük olması ve akışkan viskozite aralığının geniş olması da dıştan dişli hidrolik pompa tipinin öne çıkan diğer avantajlarından. Bu veriler neticesinde 0,5 cc/devir iletim hacminde dıştan dişli bir dişli pompa seçimi yapılmıştır. Pompaya ait devir sayısına bağlı olarak debi değerinin değiştiği grafik Şekil 2.3.'te gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Hidrolik pompa ve devir-debi eğrisi [34]

2.2.5. Basınç emniyet valfi

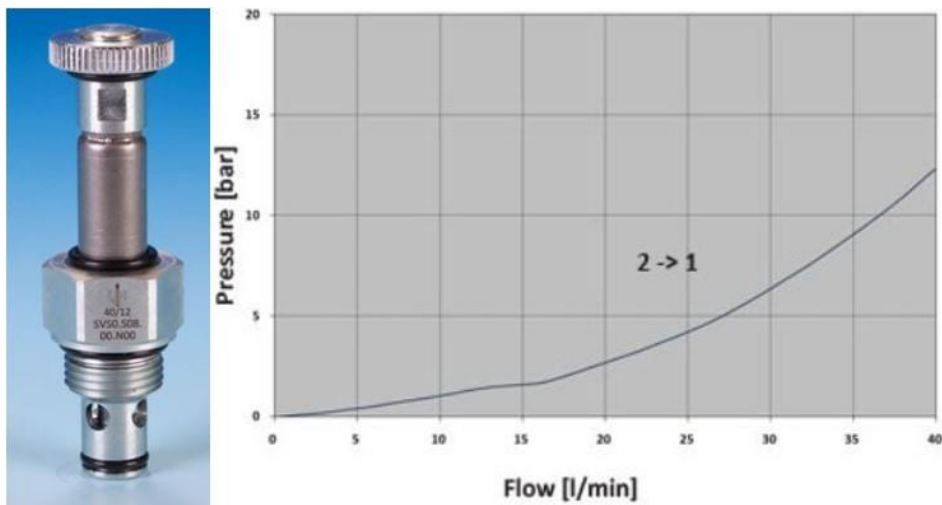
Tüm basınçlı sistemlerde olduğu gibi hidrolik sistemlerde de basınç emniyet valfi kullanılır. Basınç emniyet valfi, hidrolik sistemlerin temel komponentlerinden birisidir. Sistemin herhangi bir nedenden dolayı artan basıncını sınırlandırarak sistemi yüksek basınçtan korur [8]. Kullanımda olan 2 farklı tasarımda basınç emniyet valfi vardır: Direkt uyarılı ve pilot uyarılı basınç emniyet valfleri. Direkt uyarılı basınç emniyet valfleri yüksek akış debisinin (11,36 L/dk) olduğu uygulamalarda tercih edilmez [8]. Engelli liftleri için tasarlanan hidrolik mini güç ünitesinde, yüksek bir akış debisi (1,65 L/dk) olmadığından ve pilot uyarılı tasarıma göre daha ekonomik ve küçük yapıda olması sebebiyle direkt uyarılı, 50-250 bar arasında çalışmaya uygun bir basınç emniyet valfi seçilmiştir.



Şekil 2.4. Basınç emniyet valfi [35]

2.2.6. Yön kontrol valfi

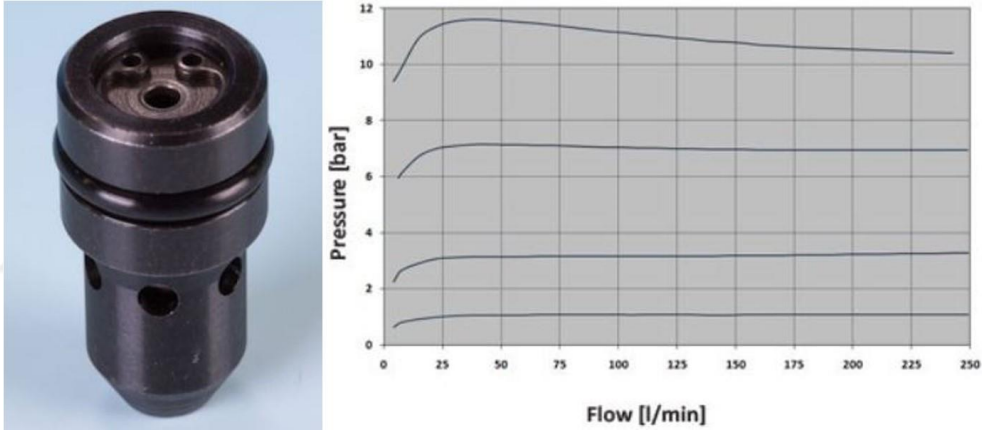
Valfler; serbest bırakma, durdurma ve içinde akan sıvıyı yeniden yönlendirme işlevlerini yerine getirmek için, dışarıdan kumanda alan (mekanik olarak, akışkan pilot sinyali ile ve elektriksel olarak) hidrolik devre elemanlarıdır [36]. Yön kontrol valfleri genellikle akış yolu ve konumuna göre isimlendirilir. Bu valf; elektriksel olarak kontrol edilmekte olup, silindirlere yönlendirilen yağın tanka geri dönüşünü sağlamak için kullanılmıştır. Tasarlanan hidrolik bloğa takılacak olan yön kontrol valfinin boyutu da bir seçim kriteri olarak göz önünde bulundurulmuş; çalışma sıcaklığı, kullanılan akışkanla olan uygunluğu, çalışma basıncı ve sistemdeki maksimum akış debisini karşılayabilecek bir valf seçimi yapılmıştır. Bu valf hidrolik güç ünitesi için tek etkili silindirlerdeki basıncı tutma veya basıncı sıfırlama görevi yapacaktır. Bu yüzden iki konumlu iki yollu bir yön kontrol valfi seçilmiştir. Valfe ait görsel ve debi-basınç eğrisi Şekil 2.5.'te gösterilmiştir.



Şekil 2.5. 2/2 yön kontrol valfi [37]

2.2.7. Hız ayar valfi

Hidrolik sistemlerde hareketlendiricilerin (hidrolik silindirler ve hidrolik motorlar) hareket hızlarını kontrol edebilmek için akış kontrol valfleri kullanılır [38]. Hidrolik sistemlerde kullanılan hız ayar valflerini temelde iki sınıfa ayırmak mümkündür: Basınç dengesiz hız ayar valfleri ve basınç dengeli hız ayar valfleri. Basınç dengesiz hız ayar valfleri sistem basıncının büyük ölçüde sabit olduğu ve motor devrinin çok kritik olmadığı uygulamalarda kullanılmaktadır. Bu valflerde; bir orifisten geçen akışın hızı, basınç düşümü sabit olduğu sürece değişmez. Sistemdeki basınç, insan kütlesine bağlı olarak değişkenlik göstereceğinden ve valfin boyutsal olarak kompakt yapıda olması gerektiğinden basınç dengeli ve kompakt 1,6 lt/dk debisi olan bir hız ayar valfi seçilmiştir. Valfe ait görsel ve debi-basınç eğrisi Şekil 2.6.'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Hız ayar valfi [39]

2.2.8. El pompası

Sistemde elektriksel herhangi bir problem olduğu takdirde sistemi manuel olarak kaldırmak için manuel tip pompa kullanılır. Bu el pompası için hız gibi bir belirleyici etken yoktur. Bu sebepten dolayı el pompasına ait boyut kriteri ön plana çıkmıştır. Bir kaldırma kolu vasıtası ile tahrik alan, sistemi elektriğe ihtiyaç duymadan güvenli ve ergonomik bir şekilde kaldırabilen bir valf seçilmiştir. Bu valfin iletim hacmi $8 \text{ cm}^3/\text{strok}$ 'tur. Sistemdeki silindirlerin hacimleri toplamı $213,52 \text{ cm}^3$ olarak Formül (2.6) 'da hesaplanmıştır.

$$n_{\phi} = \frac{V}{Q_e} = \frac{213,52}{8} \cong 27 \quad (2.14)$$

Q_e El pompasının iletim hacmini, n_c çevrim sayısını gösterir.

El pompası 27 kez çevrim tamamladığında sistemin tamamı basınçlandırılarak kaldırılabilir.

2.2.9. Boşaltma valfi

El pompasına benzer şekilde elektriksel bir problem olduğu takdirde sistemdeki basıncı sıfırlamak için kullanılan valftir. Bir musluk gibi çalışır, açma miktarına göre sistemin iniş hızını ayarlar.

2.2.10. Yağ tankı

Yağ tankı, hidrolik güç ünitesinin önemli bir parçasıdır. Yağ tankının başlıca görevi akışkanın depolanmasıdır. Bunun yanında sıcaklıktaki değişimlerden ya da sistemdeki olası kaçaıklardan dolayı yağ seviyesindeki dalgalanmayı kompanse eder [26]. Yağ tankı, eğer akışkan tanka geri dönüyorsa sistemdeki tüm komponentleri dolduracak büyüklükte olmalıdır. Tank malzemesi olarak genelde siyah sac ve plastik kullanılmaktadır. Plastik tankların sac tanklara göre hafif olmaları, içindeki yağ seviyesinin bir gösterge olmadan görünüyormuş gibi avantajları vardır. Tablo 2.1.'de ki kontrol hacmi ölçüleri, silindir hacimleri, konstrüksiyon, takılan araca göre değişen hortum boyu, tank içerisinde bulunan pompanın kapladığı hacim gibi parametreler göz önüne alınarak emniyetli bir şekilde konumlandırılacak bir tank tasarımı yapılmıştır. Blok, elektrik motoru ve tankın montajlı boy ölçüsü 450 mm'den fazla olmayacak şekilde tank boyuna ait ölçü 215 mm olarak tayin edilmiştir. Yükseklik sınırından dolayı 90 mm yükseklik ölçüsü belirlenmiştir. Bu şekilde ihtiyaç olan yağ hacmi 0,5 litre olarak bulunur. Yağın ısınma durumu göz önüne alındığında kullanılabilir hacmi 1,5 litre olacak şekilde bir tank tasarlanmıştır. Tanka ait dış ölçüler 135x215x90 mm olarak belirlenmiştir.

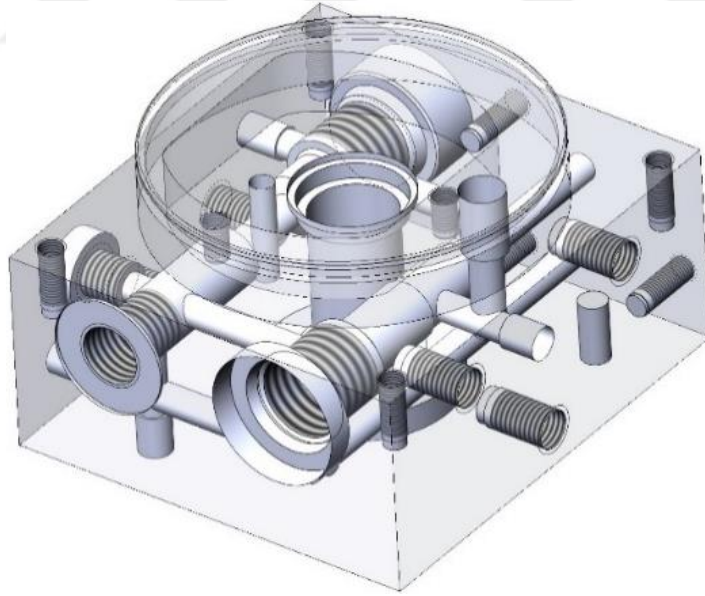
Bu ürün, literatürdeki çalışmalardan farklı olarak kompakt ölçülerdedir ve hem elektrikli hem de manuel olarak çalışabilmektedir. Bu sayede özel konstrüksiyonlara göre hidrolik enerji ile kontrol edilebilen engelli lifti kullanılabilen hidrolik ünitenin tasarım, analiz, üretim süreci ve deneysel çalışmaları ile detaylı bir şekilde açıklanarak kanıtlanmıştır.

2.3. Modelleme

Hidrolik bloklar sistemde bulunan bütün komponentlerin mekanik olarak montaj edileceği şekilde tasarlanmalıdır. Aynı zamanda tasarım yapılırken ergonomik, bakımının kolay olması, iç kayıpların olabildiğince düşük tutulması tasarım yapılırken göz önünde bulundurulmuştur. Komponent seçimleri yapıldıktan sonra blok tasarımı, seçilmiş ürünlerin montaj edilebileceği, TSE şartlarını ve hidrolik sistem gerekliliklerini sağlayan, araçlara takılabilecek şekilde solidworks programında tasarlanmıştır. [40]

2.3.1. Ana blok tasarımı

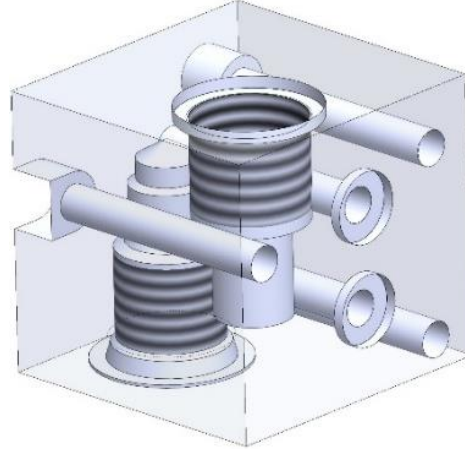
Ana bloğa çek valf, basınç emniyet valfi, yön kontrol valfi, hız ayar valfi, hidrolik pompa, elektrik motoru ve yağ tankı montaj edilmektedir. Ana blok tasarımı, üzerine takılacak komponentlerin ergonomik bir şekilde takılabileceği ve hidrolik devre şemasına uygun olarak, yüksekliği 90 mm'yi aşmayacak şekilde solidworks programınının katı model bölümü kullanılarak yapılmıştır. [40]



Şekil 2.7. Ana blok tasarımı

2.3.2. El pompası bloğu tasarımı

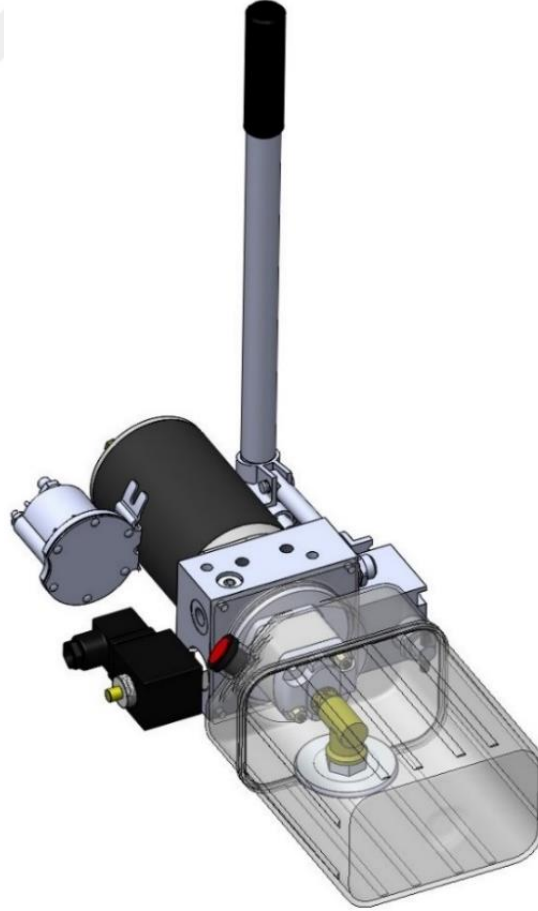
Öncelikle el pompası bloğu üzerine takılacak komponentler ve hidrolik devre şemasına uygun olarak blok tasarımı yapılmaya çalışılmıştır. El pompası ve boşaltma valfi el pompası bloğuna takılmaktadır.



Şekil 2.8. El pompası bloğu tasarımı

2.3.3. Güç ünitesinin montajı

Tasarlanan ve seçilen ürünlerin montajları yapılmış, bir sorun olmadığı görülmüştür. Ünitenin yüksekliğinin 90 mm ölçüsünün içerisinde kaldığı ve valf sökme takma işlemlerinin ergonomik olarak yapılabildiği bir ürün olduğuna kanaat getirilmiştir.



Şekil 2.9. Güç ünitesi montajı

2.4. Analiz

HAD programında analiz yapabilmek için blok dizaynı ve komponentler içerisinde hareket eden akışkana ait yollar belirlenmiş, solidworks programı ile bloklardaki akış yolları ve valflerin çizimi yapılmıştır. Sistemin kaldırılması için akışkanın basınçlandırılması durumu, sistemdeki yağın yön kontrol valfi ve hız ayar valfi üzerinde geçerek kontrollü bir şekilde basıncın sıfırlanması ile sistemin indirilmesi durumu, elektriksel problemler olduğunda manuel olarak yağın basınçlandırılarak sistemin kaldırılması durumu için analizler yapılmıştır.

Analiz yapılırken çokgen, yüzey ve sınır tabaka mesh tipleri ve zamandan bağımsız olarak giriş parametreleri girilmiştir.

600.000 mesh atılarak alınan analiz çözdürülmüş, hata oranı grafiği analiz sonuçlarında artmıştır. Bu yüzden minimum 800.000 mesh atılmıştır. Bu mesh sayısında analizdeki hata oranı grafiğinin sıfıra yaklaştığı ve geometrideki bozulmaların olmadığı gözlenmiştir.

2.4.1. Elektrik ile sistemin kaldırılması

HAD programı, lt/dk olan debi birimini kg/s birim cinsine dönüştürmemizi istemektedir. Bunun için kullanılan akışkanın yoğunluk bilgisi gerekmektedir. Akışkan yoğunluğu 0,880 g/ml olarak alınmıştır. [41]

$$\frac{Q \text{ (lt/dk)} \rho \text{ (g/ml)}}{60} = \frac{1,66 \text{ (lt/dk)} \times 0,88 \text{ (g/ml)}}{60} = 0,02435 \text{ kg/s} \quad (2.15)$$

1,66 lt/dk = 0,02435 kg/s olarak bulunur ve giriş debisi olarak girilir.

Teorik hesaplamalarda azami basınç 133 bar olarak hesaplanmıştı (2.4). Konstrüksiyondan kaynaklı hesaplanamayan mekanik kayıplar da göz önüne alınarak çıkış şartı 150 bar olarak girilmiştir.

2.4.2. Manuel olarak sistemin kaldırılması

Giriş şartı için debi değeri 8 cc/strok olarak girilemeyeceğinden, bu değer kg/s'ye dönüştürülmüştür.

$$\frac{Q_c (\text{cm}^3/\text{sn}) \rho (\text{g}/\text{ml})}{1000} = \frac{8 (\text{cm}^3/\text{sn}) \times 0,88 (\text{g}/\text{ml})}{1000} = 7,04 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \quad (2.16)$$

Bu şekilde 8 cc/strok iletim hacmi 0,00704 kg/s ve çıkış şartı da 150 bar olarak girilmiştir.

2.4.3. Sistemin İndirilmesi

Sistem basınçlı haldeyken basıncın sıfırlanması şartında giriş şartı 150 bar, çıkış şartı 0 bar olarak girilmiştir.

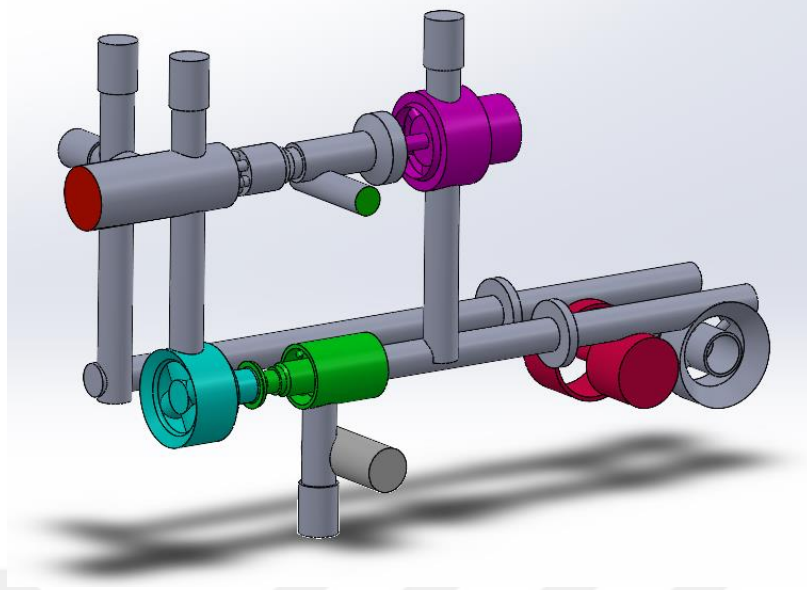
Analizler Tablo 2.2.'deki değerlere göre çözdürülmüş ve sonuçlandırılmıştır.

Tablo 2.2. Analiz Parametreleri

	Giriş şartı	Çıkış şartı	Mesh sayısı	Fizik şartı
Elektrikle sistemin kaldırılması	0,02435 kg/s	150 bar	766246	Zamandan bağımsız
Manuel olarak sistemin kaldırılması	0,00704 kg/s	150 bar	752170	Zamandan bağımsız
Sistemin indirilmesi	150 bar	0 bar	846083	Zamandan bağımsız

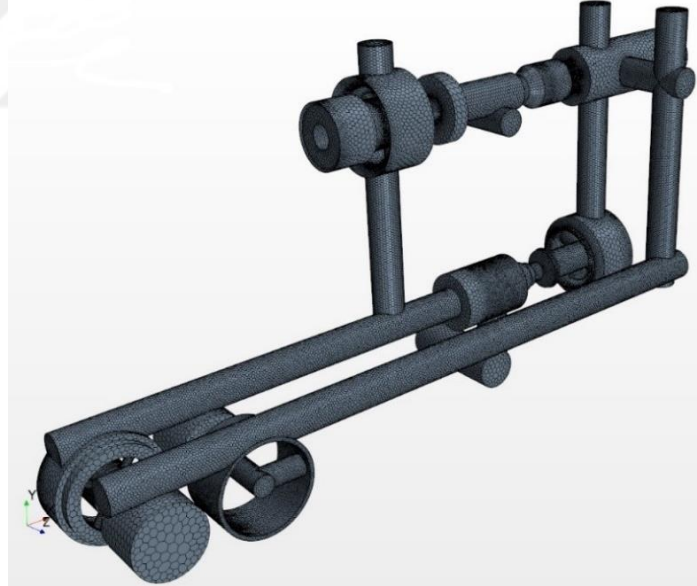
2.4.4. Analiz için akış yollarının modellenmesi

Solidworks programı ile analizde kullanılacak olan akış yollarına ait modelleme Şekil 2.11. 'deki gibi gösterilmiştir. Blok ve valflerin içerisindeki akış yolları gerçek ürünler ve teknik datalar üzerinden faydalanılarak hazırlanmıştır.



Şekil 2.10. Solidworks ile akış yollarının modellenmesi

Akış yollarının 3 boyutlu modellenmesi üzerinden HAD programında en uygun mesh modeli seçilerek Şekil 2.12. 'deki gibi mesh modeli hazırlanmıştır.



Şekil 2.11. Mesh modeli

2.5. Üretim

Tasarım ve analizleri yapılan ünitenin komponentleri için seçimleri yapılan ürünler tedarik edilmiş, bu ürünlerin takılacağı ve sistemin beyni olan hidrolik bloklar tasarıma ve üzerine takılacak ürünlere uygun ölçü ve toleranslarda üretilecektir. Üretim yapılırken verimlilik ve işleme hızının maksimum olması hedeflenmiştir.

2.5.1 Takımlandırma

Blokların üretimi yapılırken yüzey tarama, frezeler, kademeli özel matkaplar ve dış açma takımları kullanılmıştır. Kılavuz dışındaki bütün takımlar karbür olarak kullanılmıştır. Kılavuz malzemesi ise hava çeliğidir.

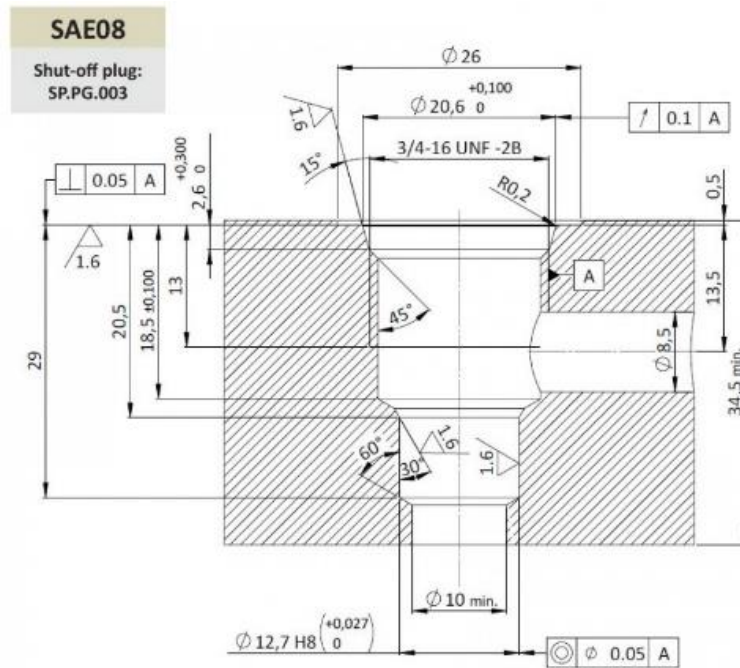
2.5.2. Yüzey temizleme ve cep boşaltma takımları

Yüzey temizleme için tarama kafası seçimi yapılırken CNC makine ve parça ölçüleri dikkate alınmıştır. Tezgah maksimum 63 mm çapında tarama kafasına müsaade etmektedir. Bu yüzden genel yüzey tarama için 63 tarama kullanılarak olabilecek maksimum alan işlenmiş olacaktır.

Cep boşaltma takımları için blok tasarımındaki radyuslar ve boşaltılacak hacimler dikkate alınarak seçimler yapılmış 12mm parmak freze ve 40mm tarama kafası ile boşaltmalar yapılacaktır.

2.5.3. Yön kontrol valfi için özel takım tasarımı

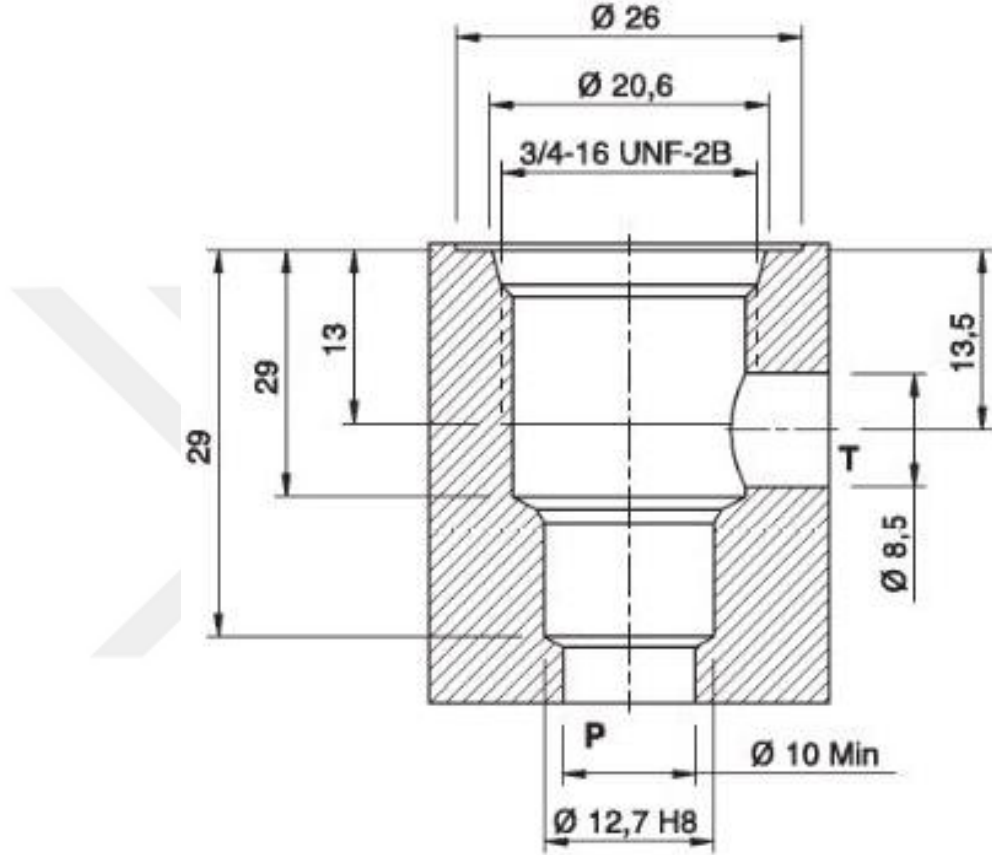
Kullanılan yön kontrol valfine ait kaviteye göre kademeli özel matkap üretilmiştir. Bu sayede farklı çapta takımlar kullanmadan tek takım ile hatasız bir şekilde blok üzerine kavite açılacaktır.



Şekil 2.12. Yön kontrol valfi kavitesi

2.5.4. Basınç emniyet valfi için özel takım tasarımı

Kullanılan basınç emniyet valfine ait kaviteye göre kademeli özel matkap ürettirilmiştir. Bu sayede farklı çapta takımlar kullanılmadan tek takım ile hatasız bir şekilde blok üzerine kavite açılacaktır.



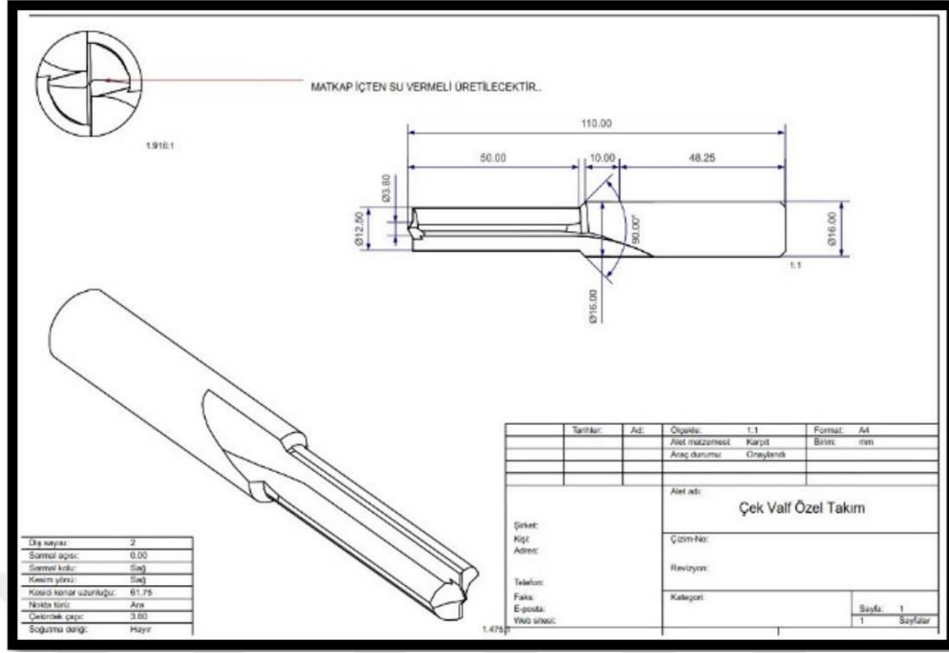
Şekil 2.13. Basınç emniyet valfi kavitesi

2.5.5. Elektrik Motoru ve pompa bağlantısı Takımları

Ana bloğun bir yüzünde pompa diğer yüzünde ise elektrik motoru bulunmaktadır. Bu bağlantıyı ve pompa ön yataklama çapını kademeli bir takım ile 2 takım kullanmadan tek seferde çap ve derinlik olarak daha rijit bir şekilde işlenmesi yapılabilecektir.

2.5.6. Çek valf için özel takım tasarımı

Kullanılan çek valfe ait kaviteye göre kademeli özel matkap ürettirilmiştir. Bu sayede farklı takımlar kullanılmadan tek bir kesici takım ile blok üzerine kavite işlenebilecektir. Şekil 2.15.'te bu özel takıma ait teknik resim ve gerçek ürün resmi görülmektedir.



Şekil 2.14. Çek valf özel takımı

2.5.7. Diş açma takımları

Farklı yöntemler ile diş çekme işlemleri yapılabilmektedir. Bunların sık kullanılanları; kesme veya form vererek diş açmadır. Kesme kılavuzu ve diş frezesi ile talaş kaldırılarak diş açılır, ovalama ile ise talaş kaldırmadan form vererek diş açılabilir. İşlem hızı ve takım ömrü olarak ovalama kılavuzlar diğer kesme takımlarına göre daha avantajlı olduğundan kılavuz prosesi için ovalama yöntemi tercih edilmiştir.

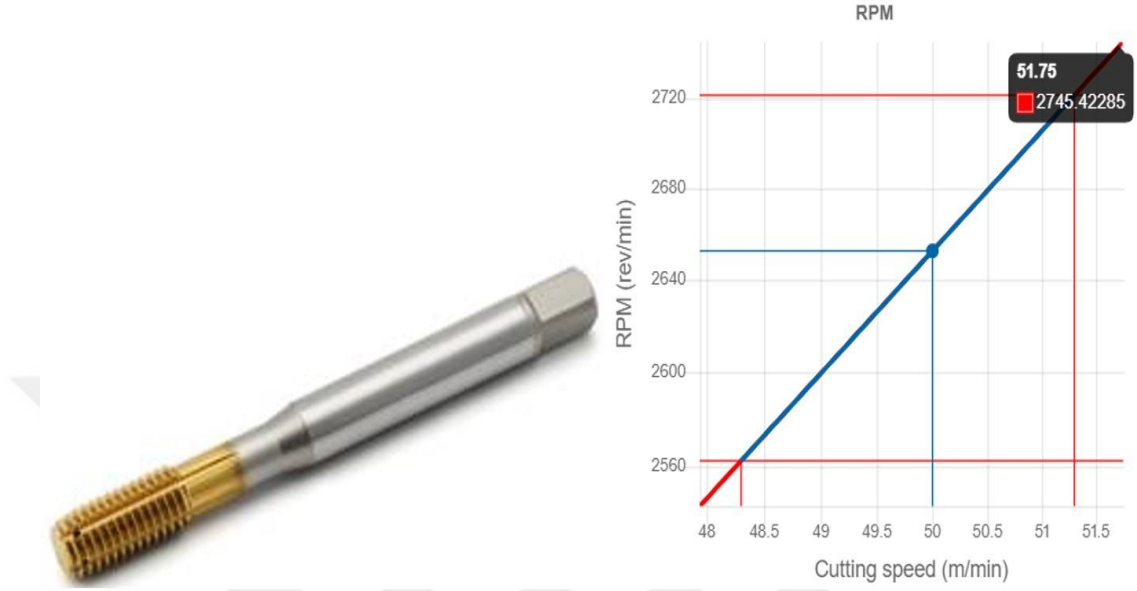
Blok üzerinde ovalama kılavuzlar ile diş çekme işlemleri gerçekleştirilmiştir.

Alüminyum N1 (%9<Si) malzeme için seçilen kılavuza ait kullanım eğrisi örnek olarak aşağıdaki gibi gösterilebilir. Bu eğri, kesme hızı ve iş mili devrinin 2560 d/dk ile 2720 arasında seçilebileceğini göstermektedir. Optimum olarak 50 kesme hızı kabul edilerek devir hesabı yapılır. Diş adımına görede ilerlemesi belirlenmiş olur.

$$V_c = \pi DN / 1000 \quad (2.17)$$

V_c kesme hızını, D takım çapını, N ise iş mili devrini gösterir.

Bu formüle göre $V_c = 50$ m/dk $D = 6$ mm olarak hesaplamalar yapılırsa $N = 2654$ d/dk olarak bulunur. Diş adımı 1 olduğundan kılavuza ait ilerlemede 2654 mm/dk olarak bulunur.



Şekil 2.15. Ovalama kılavuz görseli ve kesme hızı grafiği [42]

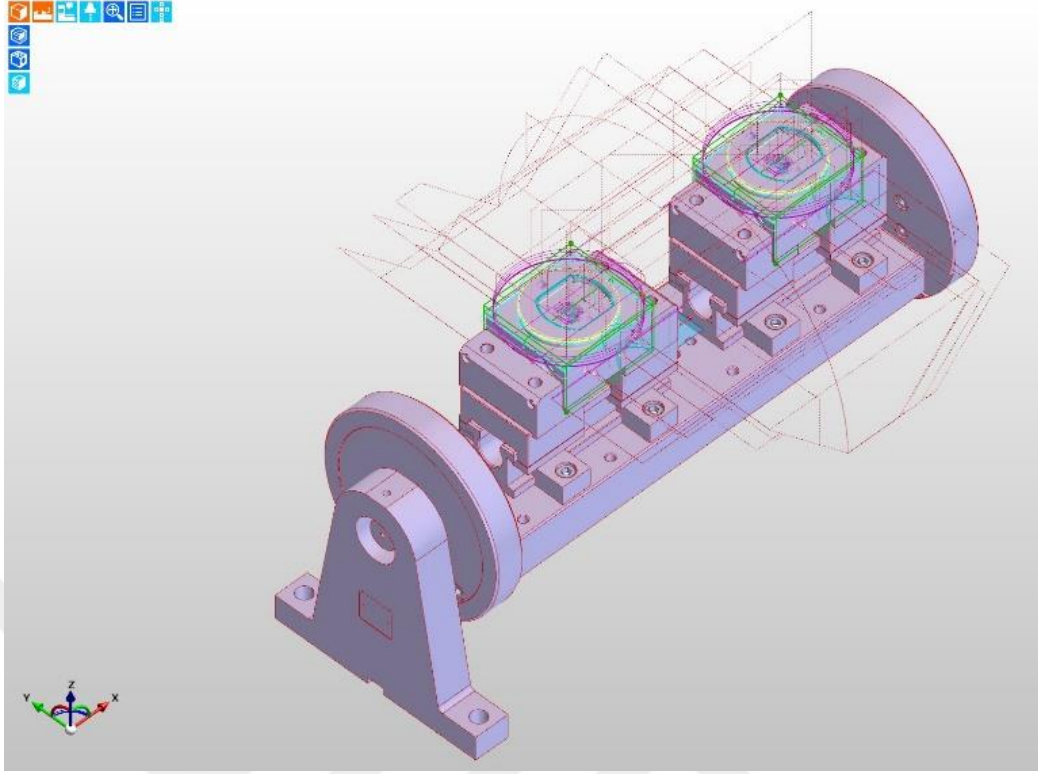
2.5.8. Matkaplar

Ovalama kılavuz veya kesme tipi takımlar kullanılması durumunda matkap çapları değişeceğinden kılavuz seçimi yapıldıktan sonra matkaplar belirlenmiştir. Karbür, içten su vermeli ve polisaj yapılmış matkaplar kullanılmıştır.

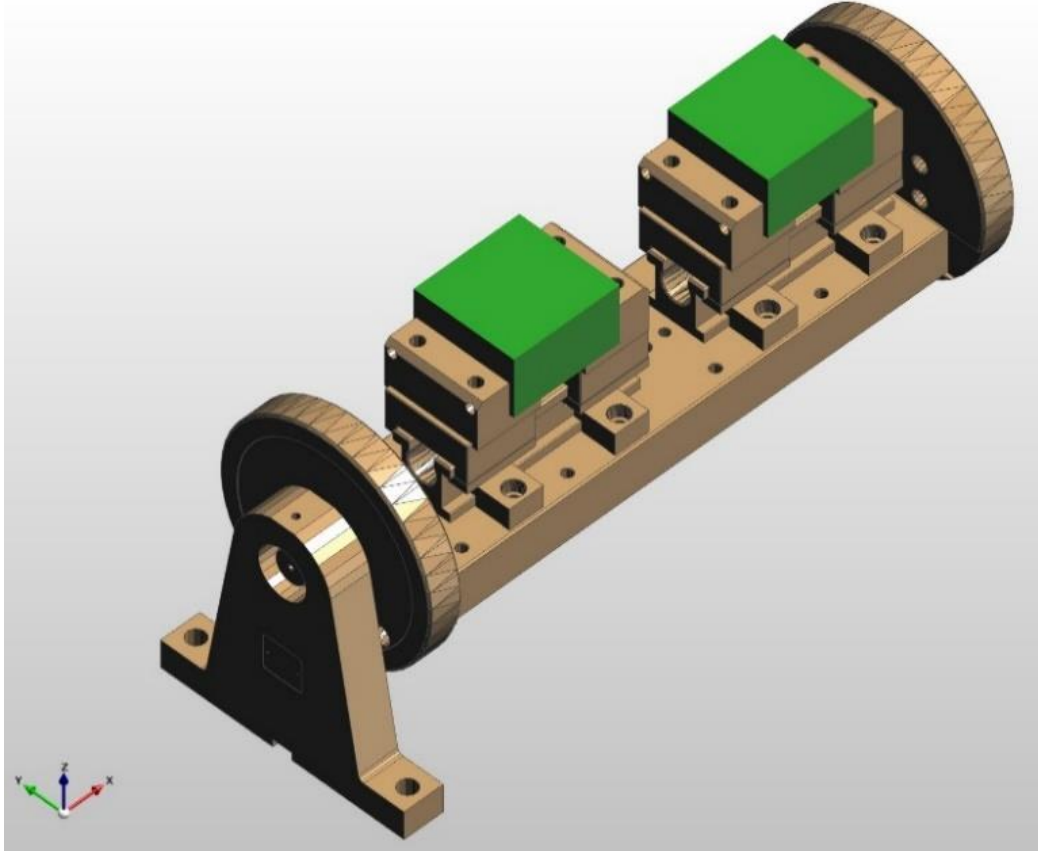
2.6. CAM Süreci

Parça, 4 eksen bir CNC işleme merkezinde işleneceğinden parçanın 6 yüzeyinde de işleme olduğundan dolayı 2 operasyonda işlenmesi gerekmektedir. İş parçası tezgaha bağlanırken rijit olması esas kriter olarak dikkate alınmıştır. Parça dikdörtgenler prizması olduğundan mengene yardımı ile rijit bir şekilde makineye ait divizör beşiğinin üzerindeki mengenelere bağlanacak şekilde 3d modelde çizilmiştir. Bu modelleme CAM programına yüklenmiş ve talaşlı imalat için programlanması yapılmıştır.

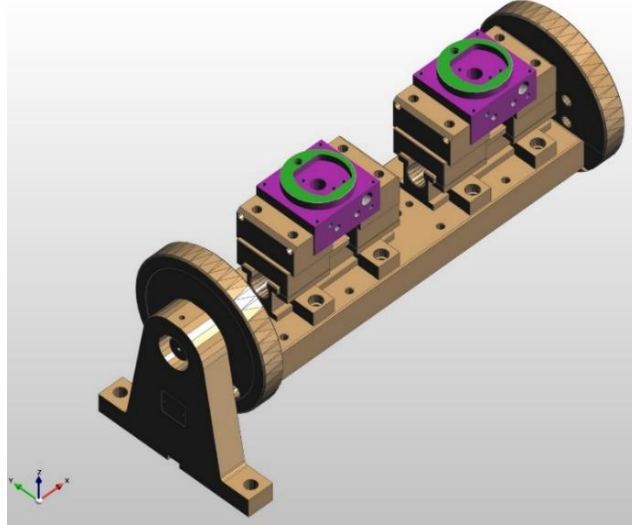
Programlama yapılırken; yüzey tarama, z seviyeli işleme, delik delme, kılavuz çekme komutları kullanılmıştır. [43]



Şekil 2.16. Takım yolları



Şekil 2.17. İşleme öncesi simülasyon



Şekil 2.18. İşleme sonrası simülasyon

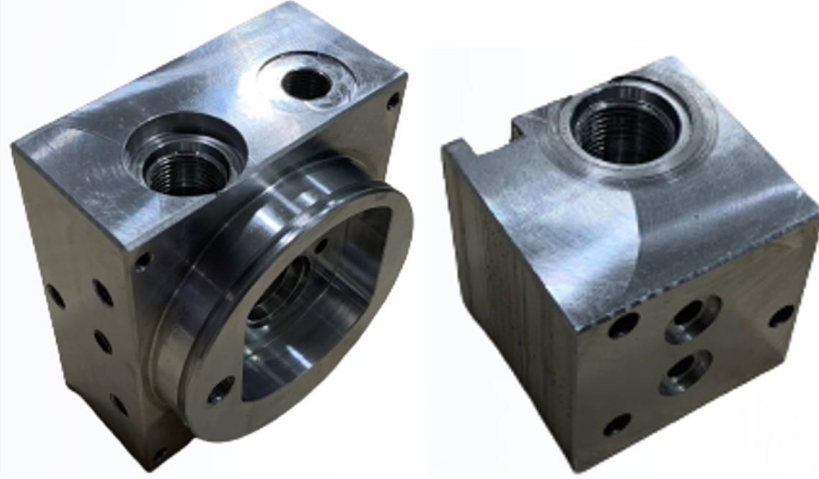
2.6.1. CNC işleme merkezinde parçaların işlenmesi

İş parçaları CAM programındaki bağlamaya uygun olarak makineye bağlanmış ve yine CAM programında hazırlanan takım numaralarına göre makineye takımlar yüklenmiştir. CAM programından alınan G ve M kodları makineye yüklenmiş ve talaşlı imalat süreci bu makinede blokların işlenmesi ile son bulmuştur.

Bloklar işlenirken parça sıfırlamaları ve takım sıfırlamaları yapılmıştır. G54, G55, G56 parça sıfırları kullanılmıştır. Kılavuz çekme işleminde standart olarak kullanılan G84 komutu yerine G77 komutu kullanılarak kılavuz çekme işlemleri yapılmıştır. G77'nin avantajı kılavuzun geri çıkma durumunda hızını istediğimiz gibi artırabildiğimizden üretim hızını artıran bir komuttur ve bu sayede kılavuz prosesi daha hızlı tamamlanmıştır. [44]



Şekil 2.19. CNC'de işlem öncesi



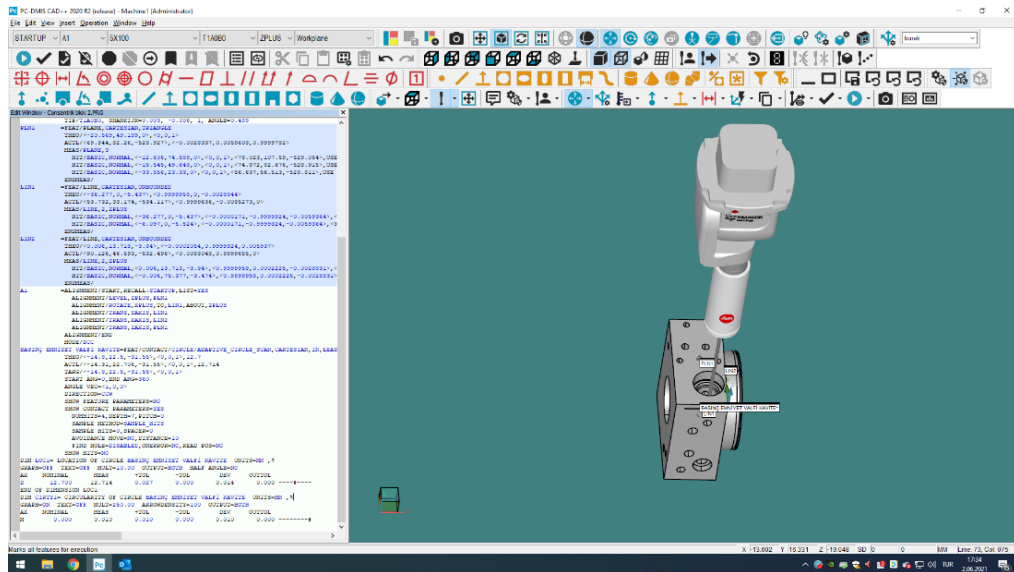
Şekil 2.20. CNC’de işlenen ana blok ve el pompası bloğu

2.7. CMM Ölçümleri

Üretilen parçaların CMM cihazında kritik ölçülerin ölçümü, sorgulamaları yapılarak ölçü ve tolerans kontrolleri yapılmıştır. Ölçümler yapılırken PC-DMIS programı kullanılmış 3d model üzerinde programı yapıma özelliği kullanılarak gerekli ölçümler yapılmıştır. [45]

2.7.1. Basınç emniyet valfi kritik ölçü kontrolü

Basınç emniyet valfine ait sızdırmazlık gerektiren çapın ölçüsü ve dairesellik sorgulaması yapılmıştır. 12.700mm ve 12.727mm arasında gelmesi gereken ölçü 12.714mm olarak ölçülmüştür.



Şekil 2.21. CMM programlama



Şekil 2.22. CMM Ölçümü

2.7.2. Yön kontrol valfi kritik ölçü kontrolü

Yön kontrol valfine ait sızdırmazlık gerektiren çapın ölçüsü ve dairesellik sorgulaması yapılmıştır. 12.700mm ve 12.727mm arasında olması gereken ölçü 12.712mm olarak ölçülmüştür.

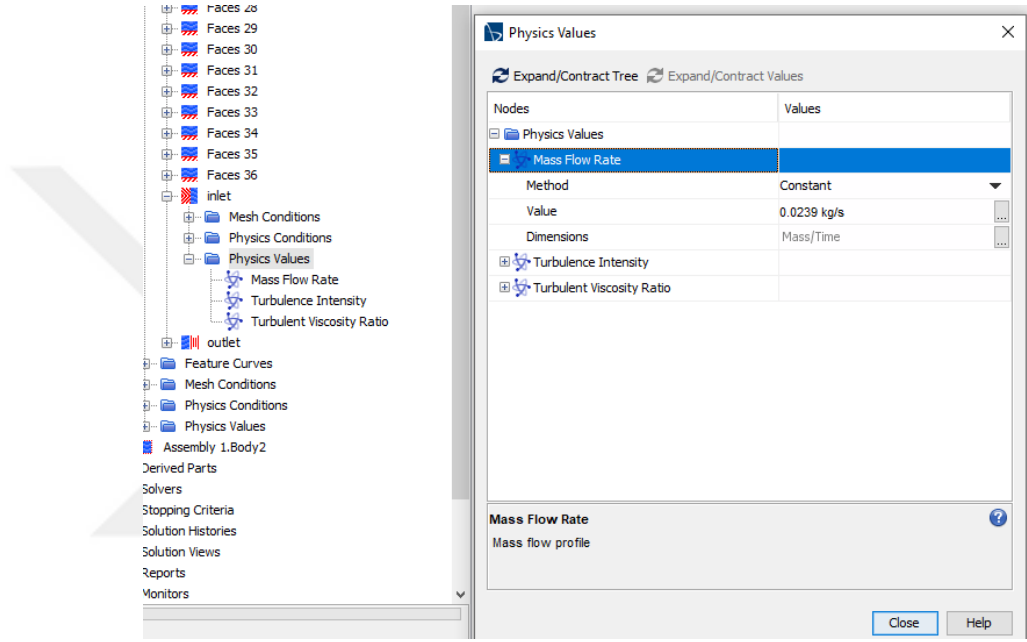
2.7.3. Tank boğazı ölçü kontrolü

Ana blok tank boğaz çapı ve dairesellik ölçümleri yapılmıştır. Tank boğazının sızdırmazlığı önemli olduğundan dairesellik ve çap kontrolleri yapılmıştır. Bu ölçüm sonucunda 82.500mm ve 82.400mm arasında olması gereken ölçü 82.478mm olarak ölçülmüştür.

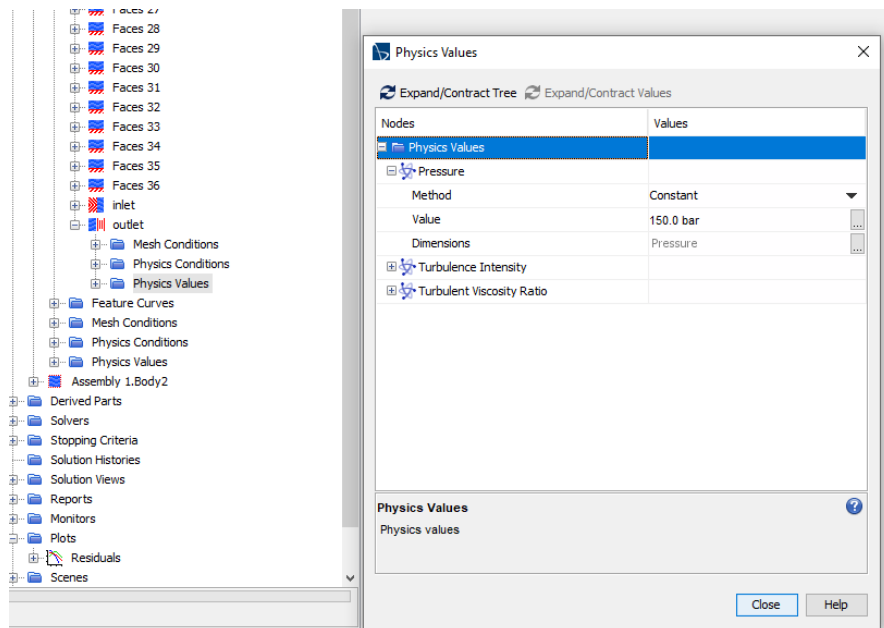
3.BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Analiz Sonuçları

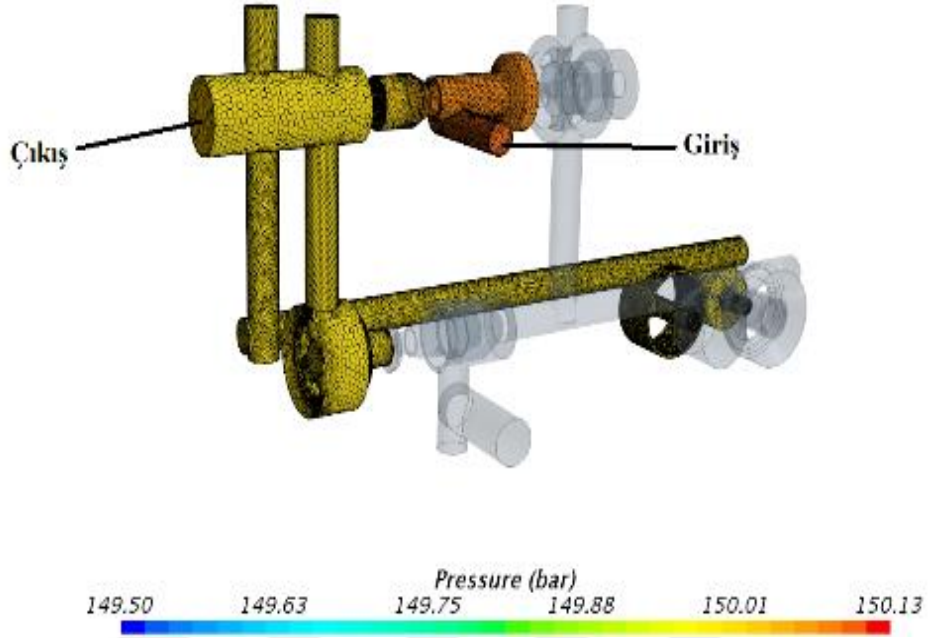
3.1.1. Elektrik ile sistemin kaldırılması



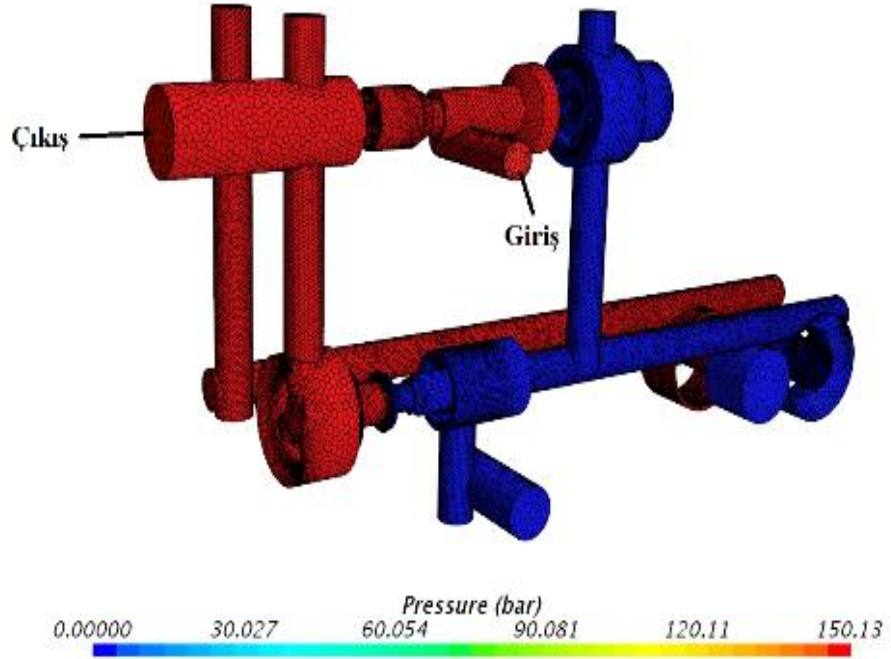
Şekil 3.1. Elektrik ile kaldırma durumu giriş fizik değerleri



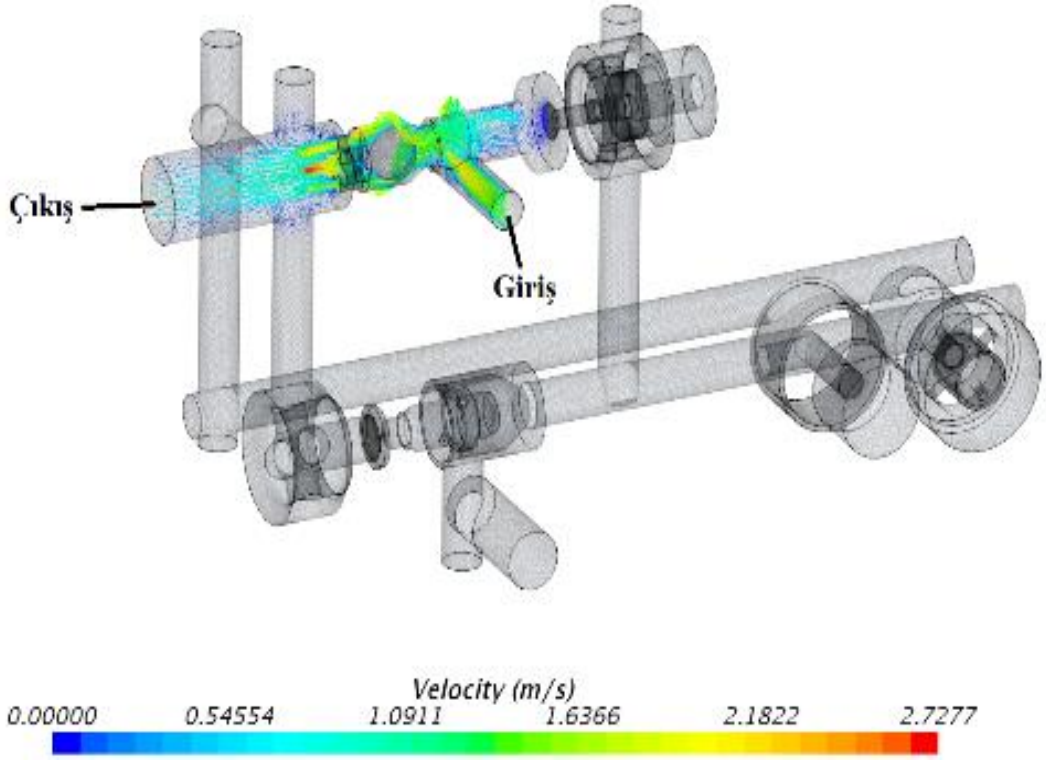
Şekil 3.2. Elektrik ile kaldırma durumu çıkış fizik değerleri



Şekil 3.3. Elektrik motoru ile sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan basınç kaybı



Şekil 3.4. Elektrik motoru ile sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan basınç dağılımı

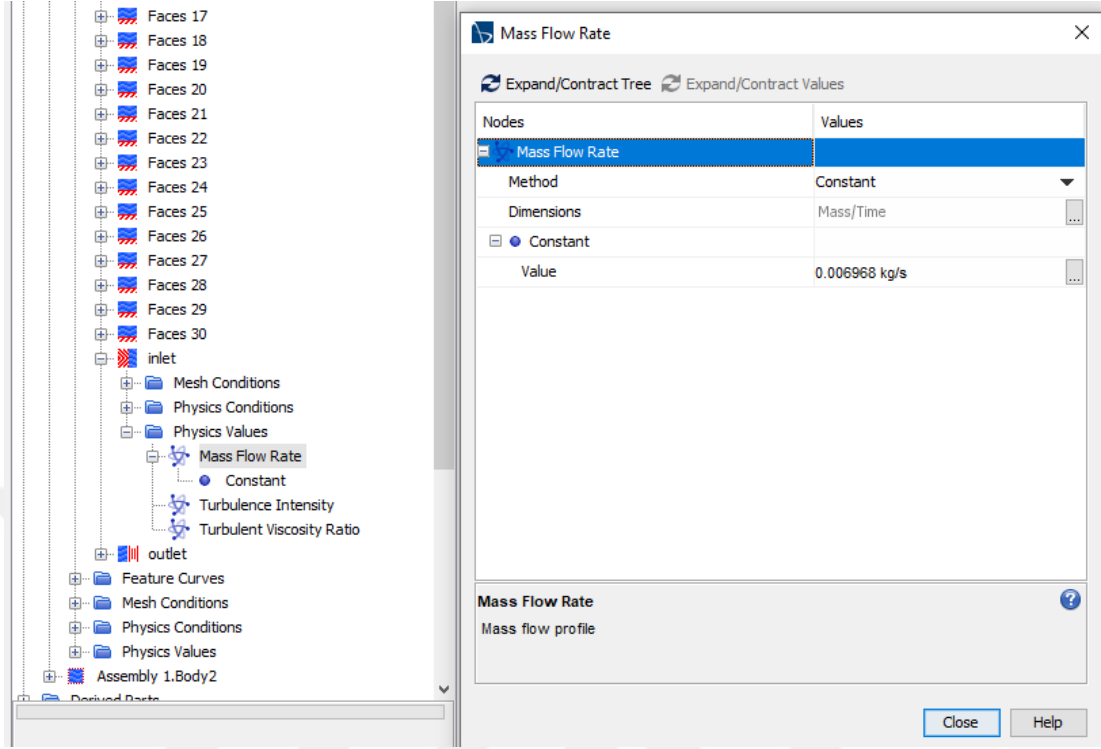


Şekil 3.5. Elektrik motoru ile sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan hız dağılımı

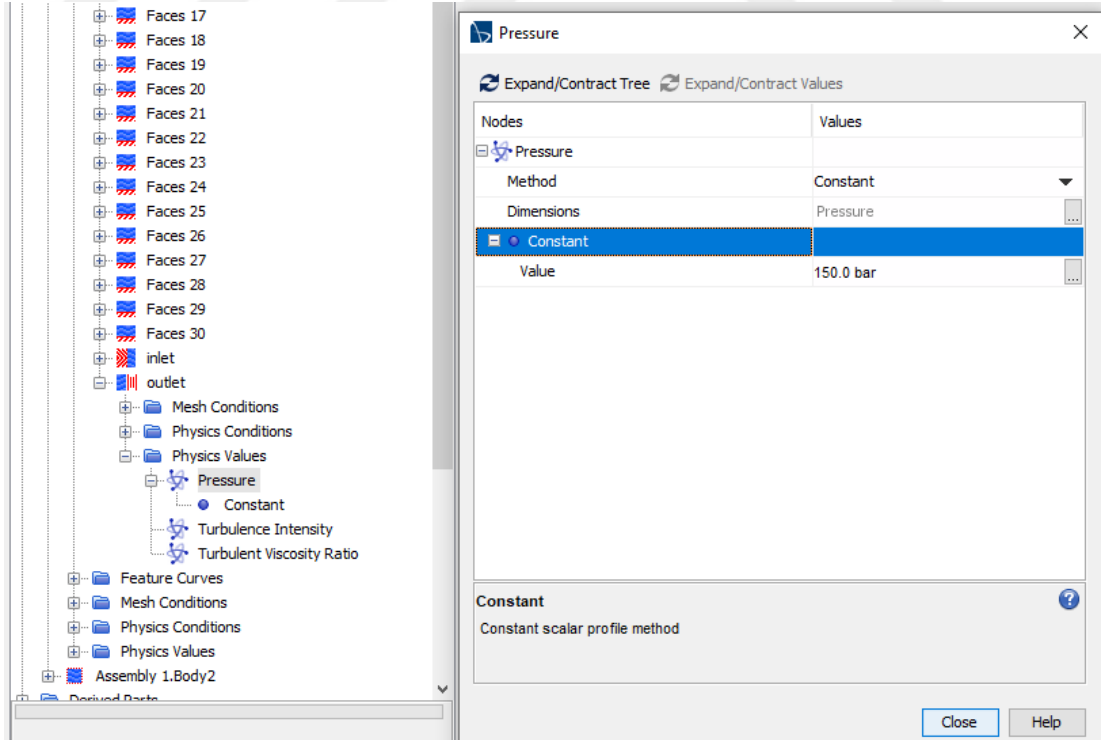


Şekil 3.6. Elektrik ile kaldırma durumu hata grafiği

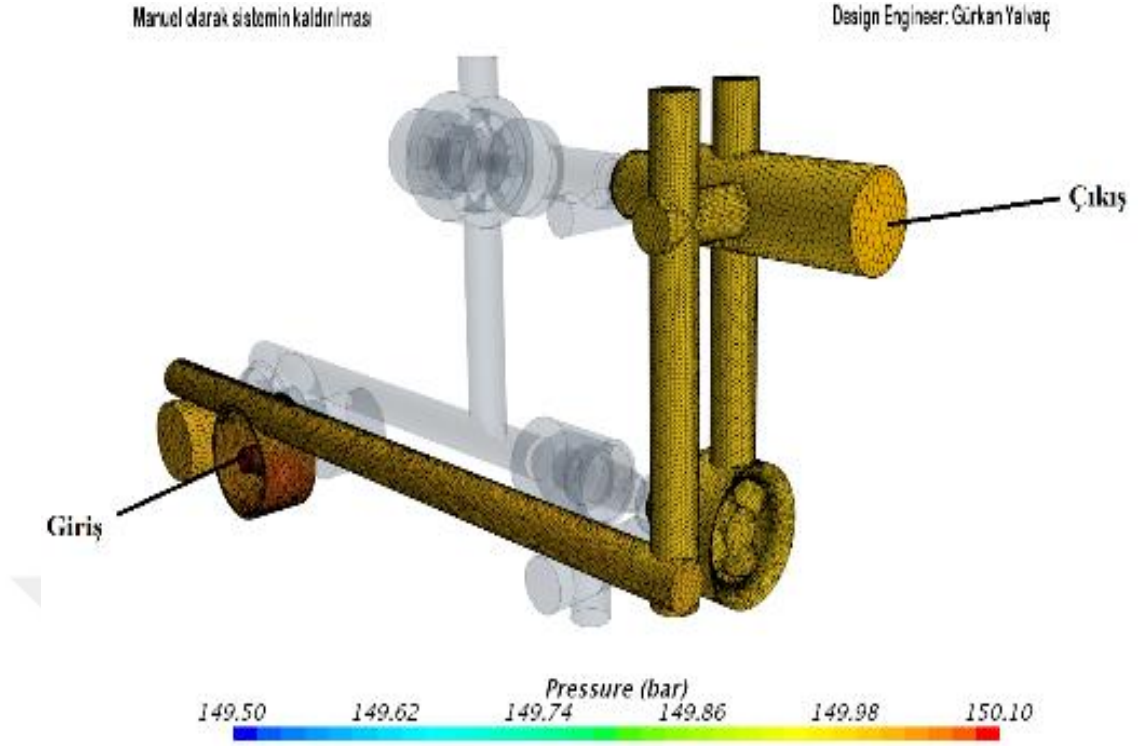
3.1.2. Manuel olarak sistemin kaldırılması



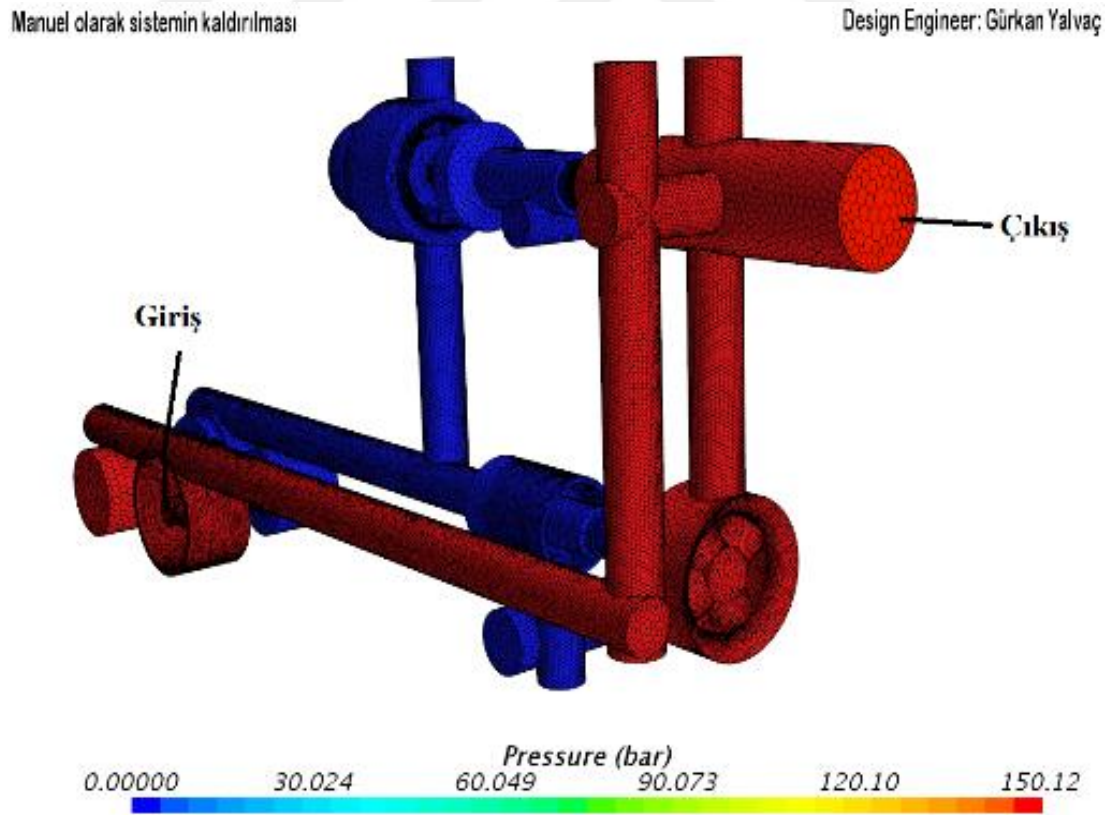
Şekil 3.7. Manuel kaldırma durumu giriş fizik değerleri



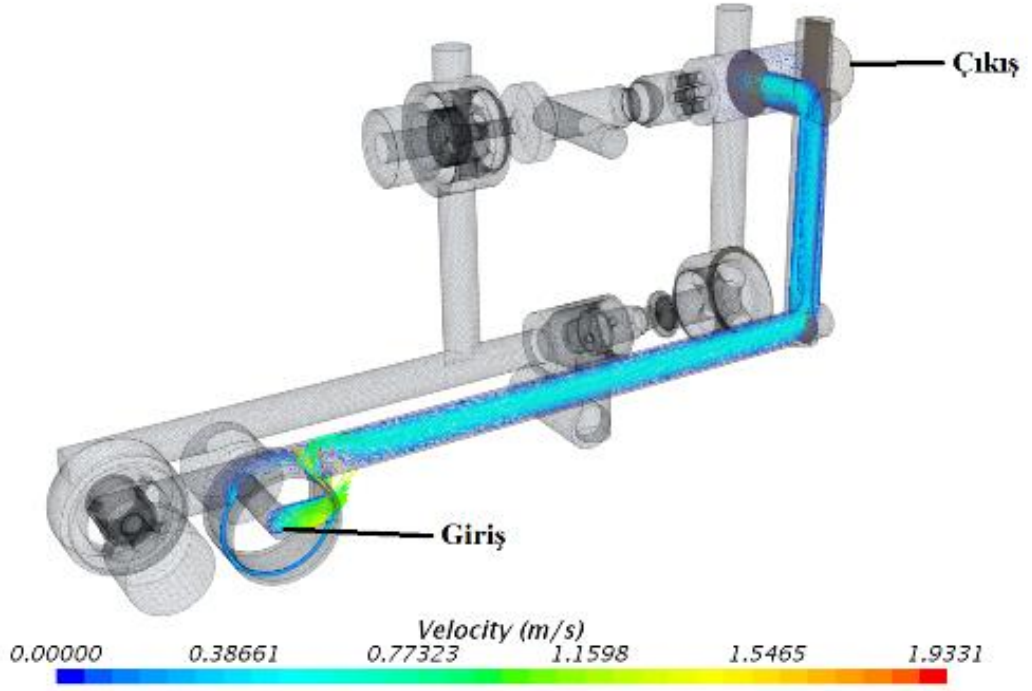
Şekil 3.8. Manuel kaldırma durumu çıkış fizik değerleri



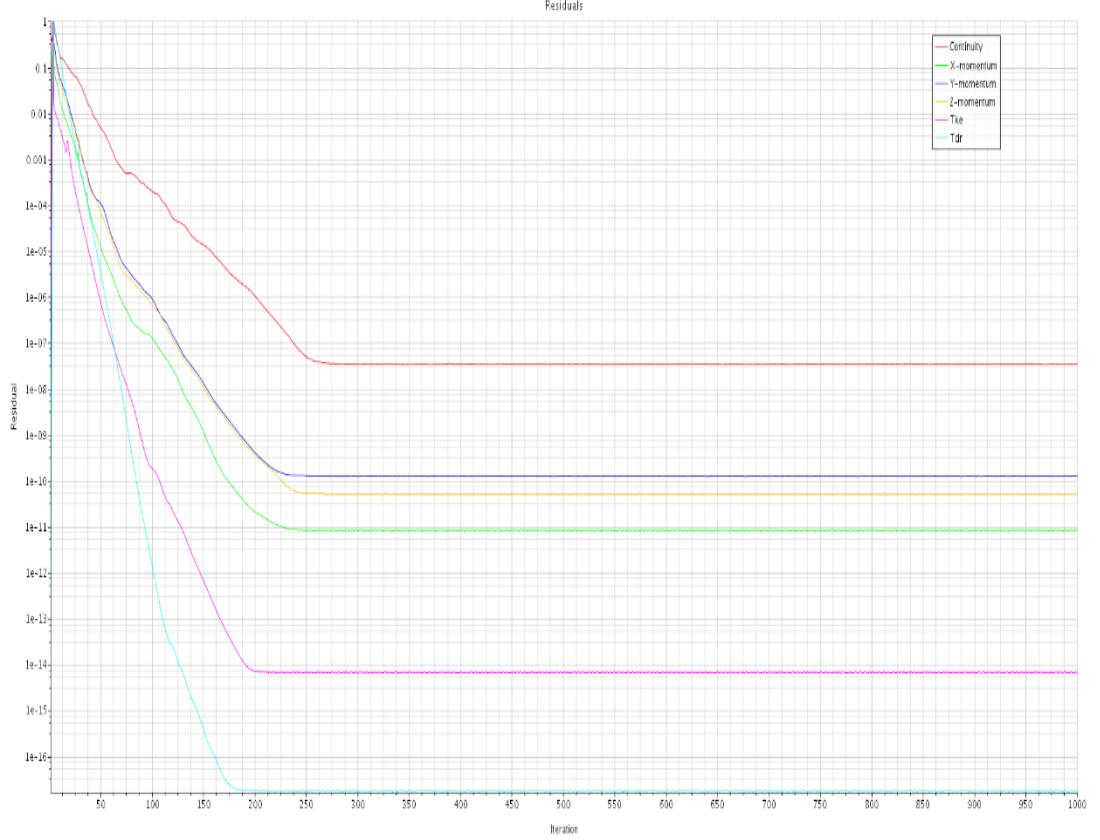
Şekil 3.9. Manuel olarak sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan basınç kaybı



Şekil 3.10. Manuel olarak sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan basınç dağılımı

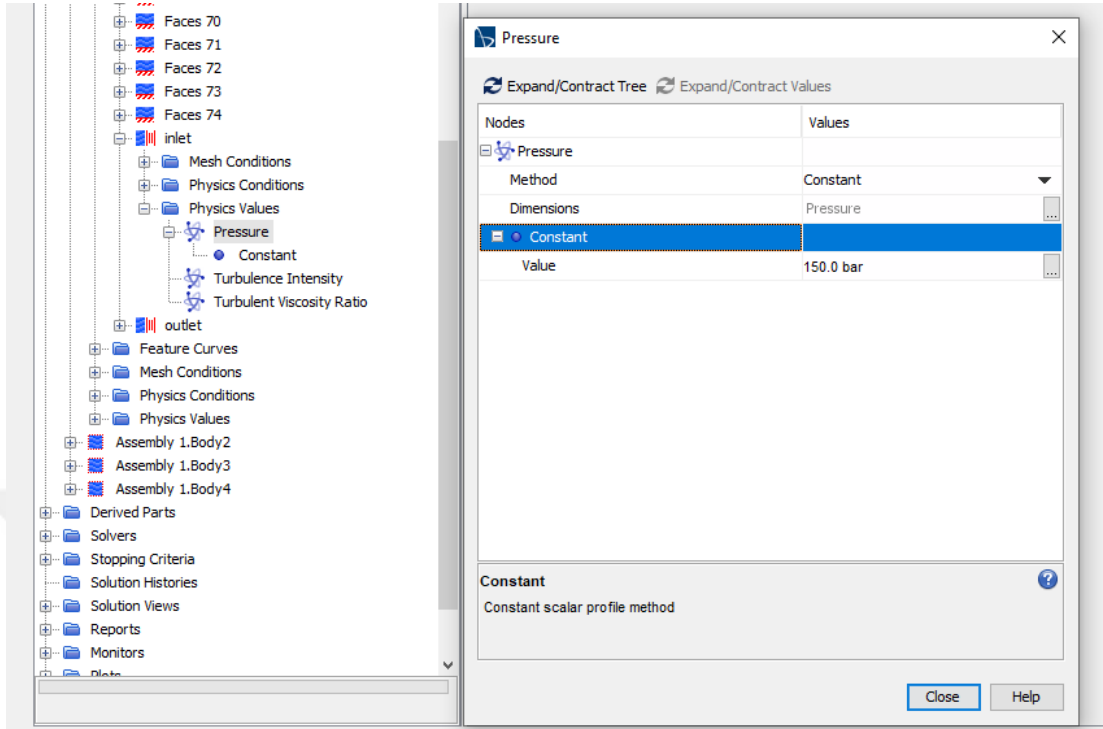


Şekil 3.11. Manuel olarak sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan hız dağılımı

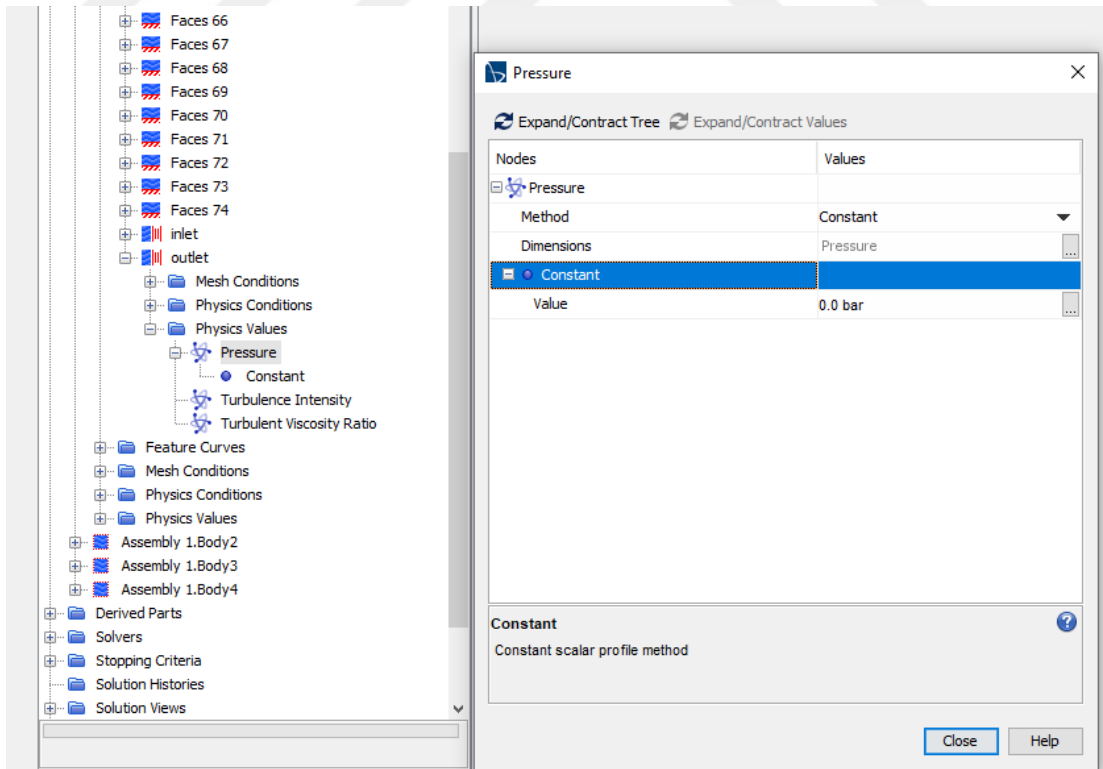


Şekil 3.12. Manuel kaldırma durumu hata grafiği

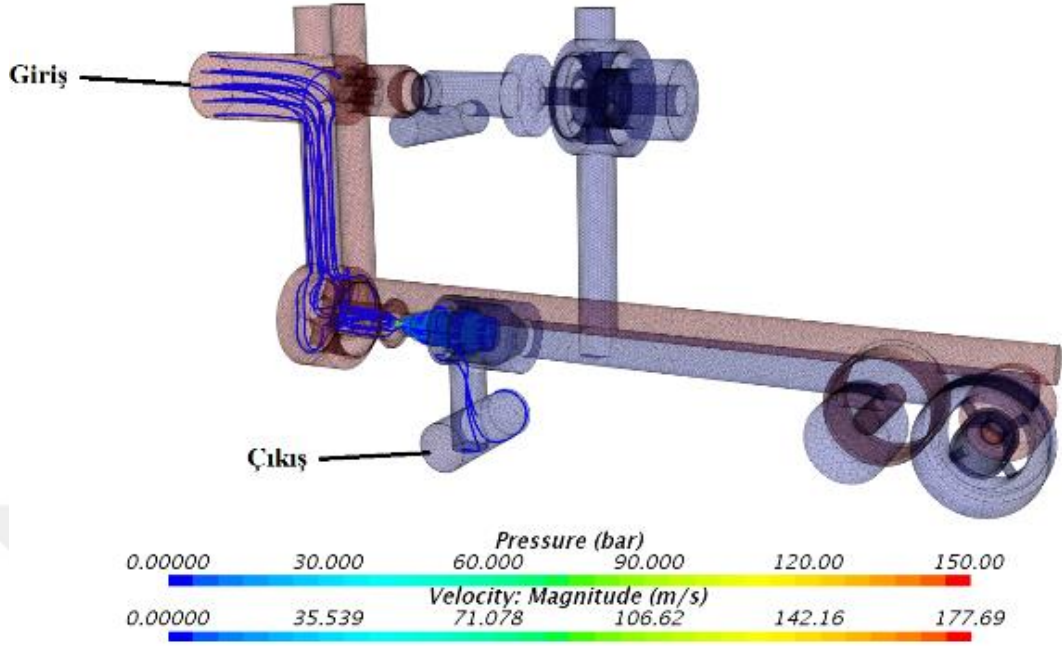
3.1.3. Sistemin indirilmesi



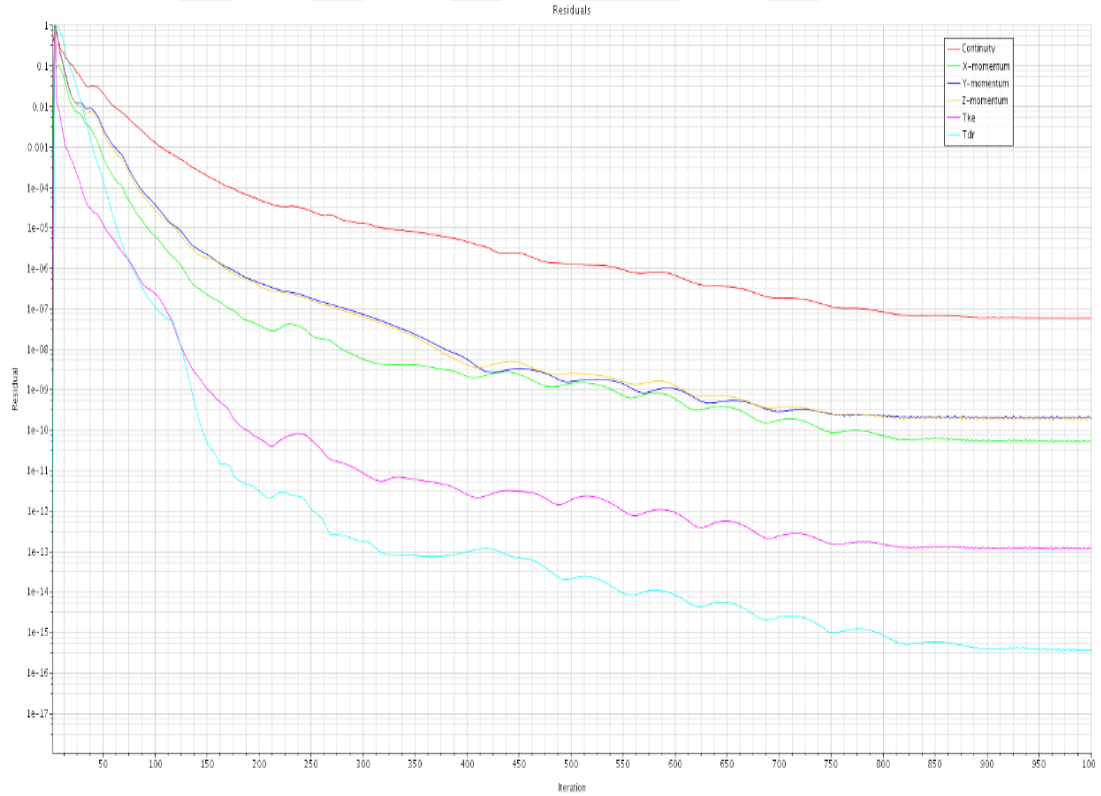
Şekil 3.13. Sistemin indirilmesi durumu giriş fizik değerleri



Şekil 3.14. Sistemin indirilmesi durumu çıkış fizik değerleri



Şekil 3.15. Sistemin indirilmesi sırasındaki akışkanın basınç ve hız dağılımı



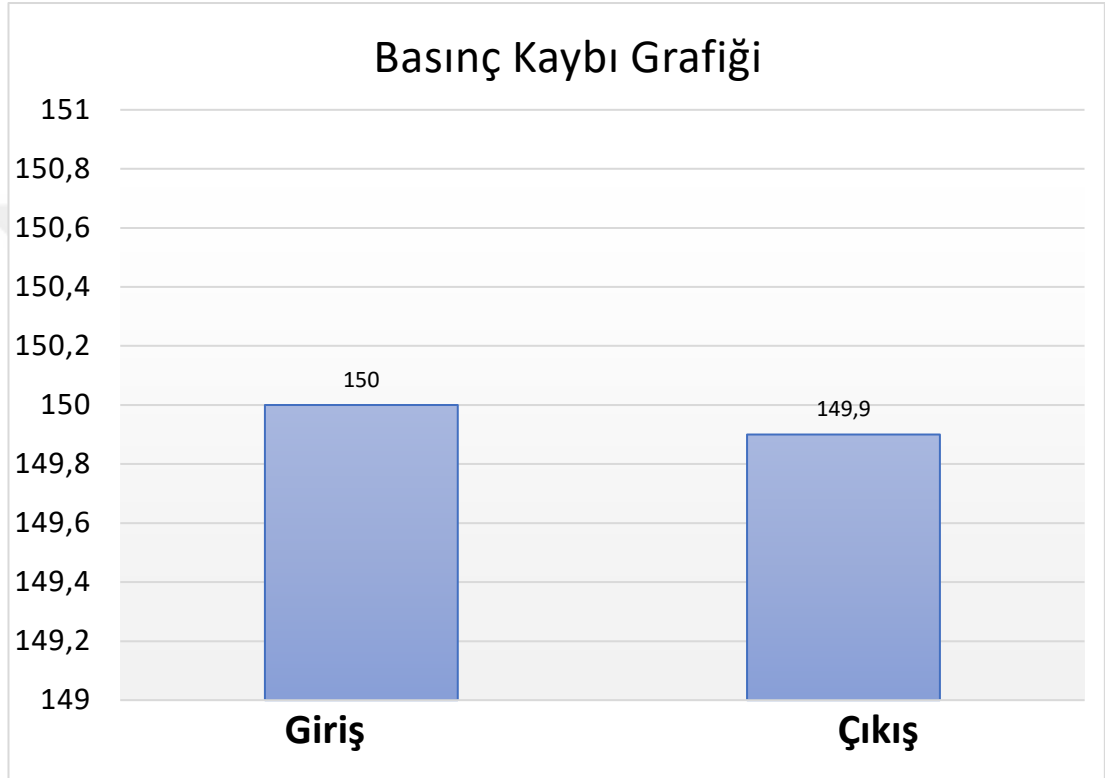
Şekil 3.16. Sistemin indirilmesi durumu hata grafiği

Şekil 3.3.'de ve Şekil 3.9.'da basınç kaybının renk skalasında daha net görülebilmesi için minimum basınç 149,5bar'dan başlatılmıştır.

Şekil 3.1. , Şekil 3.7. ve Şekil 3.13.'te analiz için giriş şartları gösterilmiştir.

Şekil 3.2. , Şekil 3.8. ve Şekil 3.14.'te analiz için çıkış şartları gösterilmiştir.

Şekil 3.6. , Şekil 3.12. ve Şekil 3.16.'da analiz çözdürüldüğünde analizin hata grafiğinin iterasyon sayısı arttıkça 0'a yaklaştığını gösteren analizin doğruluğunu ispatlayan eğriler gösterilmiştir.



Şekil 3.17. Basınç kaybı grafiği

Şekil 3.3. ve Şekil 3.9.'da giriş basıncı 150 bar, çıkış basıncı 149,90 bar'dır. Giriş ve çıkış basıncı arasında 0,1 bar basınç farkı vardır ve daralan kesitlerde akışkan hızı artmıştır. Akışın ilerlediği kısa bir yolda sürtünme kayıpları olması öngörüldüğünden bu kayıp normaldir. Şekil 3.17. 'de basınç kaybı grafiği gösterilmiştir.

$$0,1 \text{ (bar)} = 10^4 \text{ (Pa)} = 10^4 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$12,56 \text{ (cm}^2\text{)} = 12,56 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$F_1 = PA = 10^4 \times 12,56 \times 10^{-4} = 12,56 \text{ N} \quad (3.1)$$

F_1 1 adet silindire uygulanan kuvveti göstermektedir.

Sistemde 2 adet silindir bulunduğundan;

$$F_2=12,56 \times 2=25,12 \text{ N} = 2,56 \text{ kg}$$

F_2 2 adet silindire uygulanan kuvveti göstermektedir.

0,1 bar'lık basınç kaybı, kullanılan 12,56 cm² silindir alanı ve 2 adet silindir dikkate alındığında 25,12 N kuvvet kaybına yani 2,56 kg bir yük kaybına karşılık gelmektedir. Bu değer ihmal edilebilecek kadar küçük düzeydedir.

Şekil 3.4.'te ve Şekil 3.10'da ise basınç dağılımı 0 bar'dan başlatılmıştır. Böylece basıncın 0 bar olması gereken yerlerde basınç artışı olmadığı da görülmüştür.

Şekil 3.5.'te akışkan çek valf üzerinde bulunan 2 mm çapındaki deliklerden, Şekil 3.11.'de el pompası içindeki 2,5 mm çapındaki deliklerden ve Şekil 3.15.'te hız ayar valfinin içindeki 0,55 mm çapındaki delikten geçerken hızının arttığı görülmüştür.

Şekil 3.15.'te çıkış hattından tanka dönüş hattı yönünde akışkanın ters basınca maruz kalmadan hareket edebildiği görülmüştür. Model üzerindeki renkler basıncı, çizgi renkleri ise akışkana ait hızı göstermektedir.

Analiz sonucunda 0,55 mm çapından geçen akışkanın ortalama hızı 110,62 m/sn olarak bulunmuştur.

$$Q_1 = v_1 A_1 \quad (3.2)$$

$$Q_1 = 110,62 \times \frac{\pi \times (0,55 \times 10^{-3})^2}{4} = 2,62 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{sn}} \right)$$

$$Q_1 = 2,62 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{sn}} \right) = 1,58 \left(\frac{\text{lt}}{\text{dk}} \right)$$

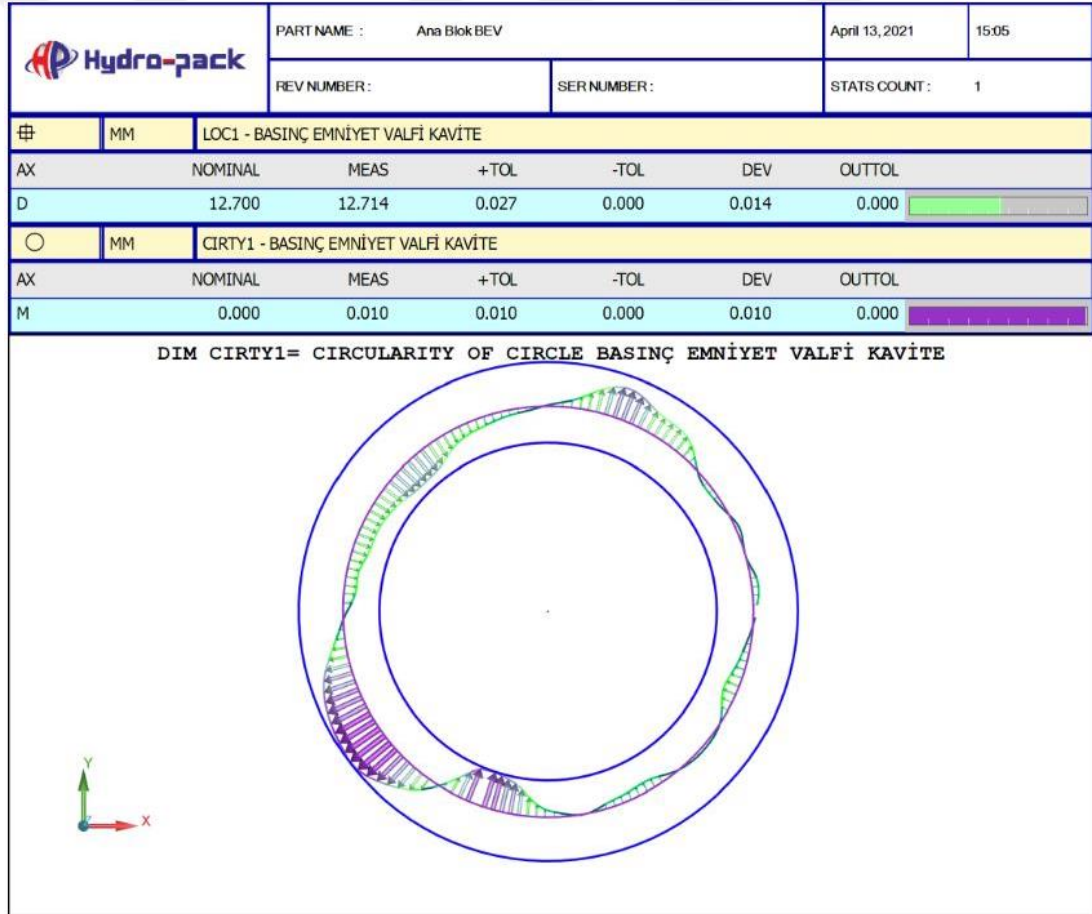
Q_1 en dar kesitteki dönüş debisini, v_1 en dar kesitteki ortalama akışkan hızını, A_1 en dar kesitin alanını göstermektedir.

Dönüş debisi 1,58 lt/dk olarak hesaplanmıştır.

Tablo 3.1. Analiz sonuçları

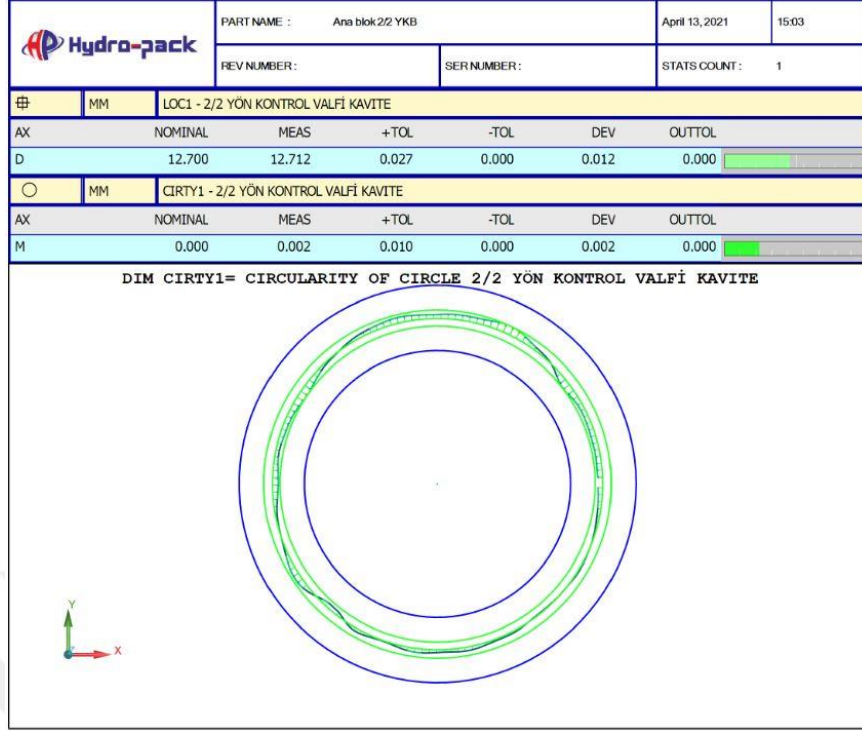
	Çıkış basıncı (bar)	Basınç Kaybı (bar)	Maksimum akışkan hızı (m/s)
Elektrik ile sistemin kaldırılması	149,9	0,1	2,73
Manuel olarak sistemin kaldırılması	149,9	0,1	1,93
Sistemin indirilmesi	0	0	177,69

3.2. CMM Ölçüm Sonuçları



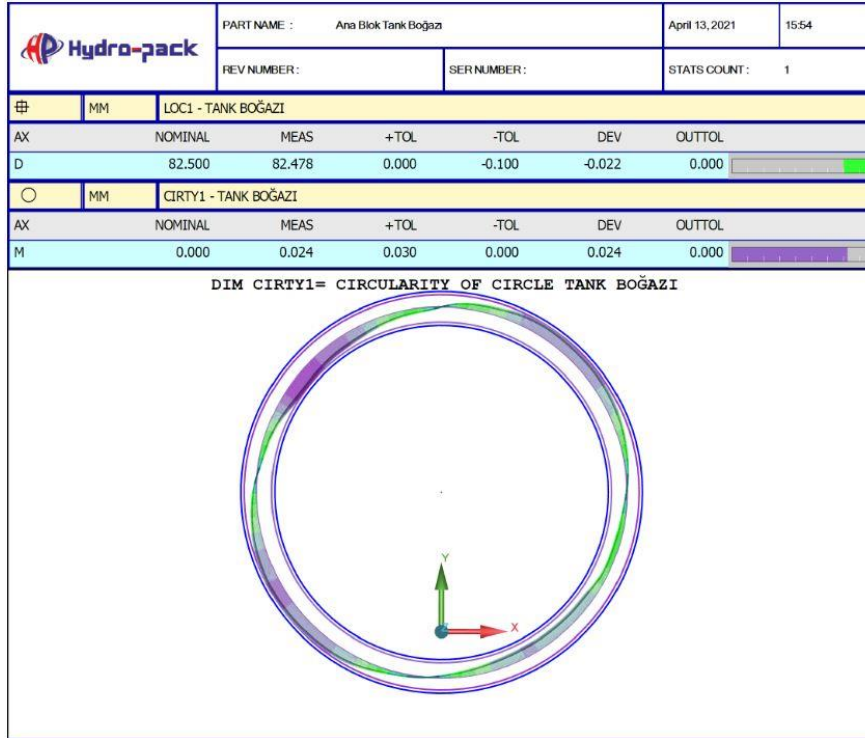
Şekil 3.18. Basınç emniyet valfi ölçü ve dairesellik sorgulaması

Dairesellik toleransı maksimum 0.01mm'dir Dairesellik sorgulaması sonucunda ise 0.01mm en küçük ölçü ile en büyük ölçü arasında fark olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 3.19. Yön kontrol valfi ölçü ve dairesellik sorgulaması

Dairesellik toleransı maksimum 0.01mm'dir Dairesellik sorgulaması sonucunda ise 0.002mm en küçük ölçü ve en büyük ölçü arasında fark olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 3.20. Tank boğazı ölçü ve dairesellik sorgulaması

Dairesellik toleransının ise 0 ve 0.03mm arasında olması gerekmektedir. Bu sonuç ise 0.024mm olarak ölçülmüştür.

Bu dairesellik değeri toleransın içerisinde olduğundan kabul edilebilir.

3.3. Deneysel Çalışma Sonuçları

Tasarlanan ürüne son ürüne ait görsel şekil 15.'deki gibidir. Deneysel çalışmada bu ürün kullanılarak test çalışmaları gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.21. Son ürüne ait görsel

Deneysel çalışma yapılırken engelli liftini temsilen bir konstrüksiyon oluşturulmuş ve bu konstrüksiyon üzerinde testler yapılmıştır. Güç kaynağı, hidrolik güç ünitesine ihtiyaç olan hidrolik yağı ve elektrik enerjisini sağlamaktadır. Lift, tek etkili

silindirlere sahiptir ve üzerine koyulan yükün kaldırılması ve indirilmesini sağlamaktadır. Yük, farklı kütlelerde olabilmektedir ve hidrolik güç ünitesine karşı direnç oluşturur. Hidrolik güç ünitesi, güç kaynağından aldığı enerji ve yağ sayesinde liftin üzerinde bulunan yüke hareket verir.



Şekil 3.22. Deneysel çalışma düzeneği

Tablo 3.2. Deney Sonuçları

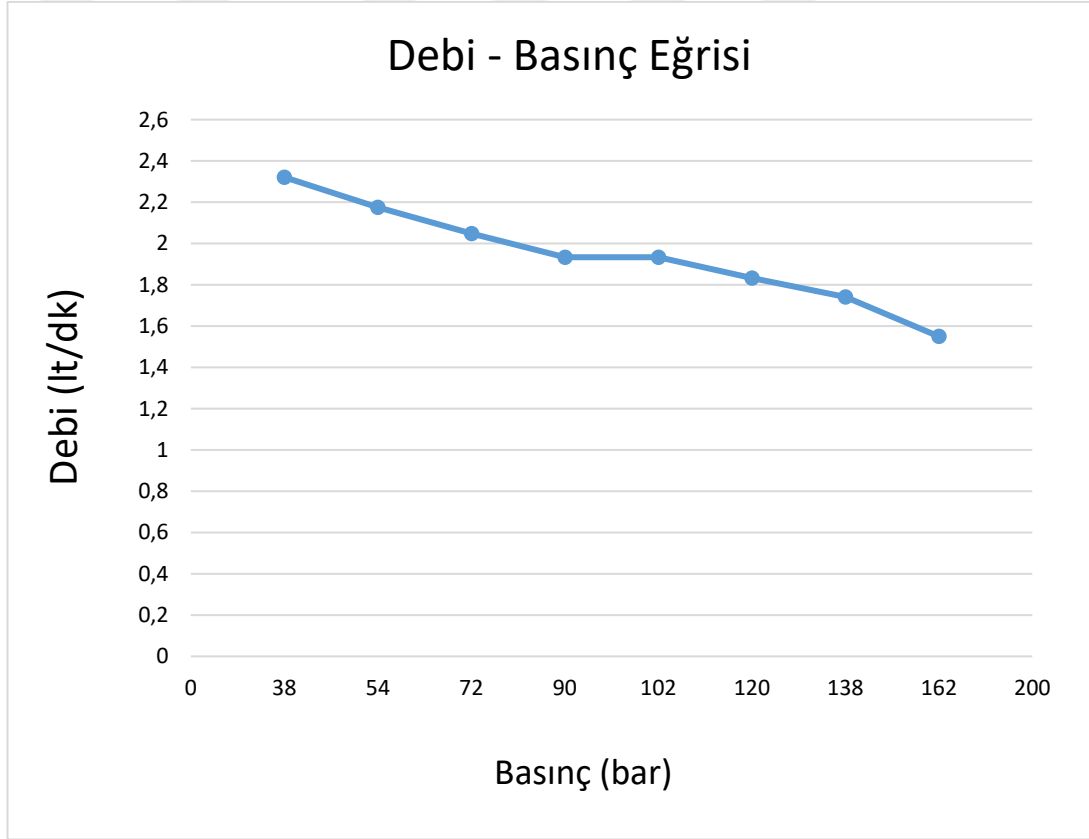
Veriler	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 6	Test 7	Test 8
Kullanılan Yük (kg)	0	150	300	450	600	750	900	1050
Basınç (Bar)	38	54	72	90	102	120	138	162
Çıkış Debisi (lt/dk)	2,321	2,176	2,048	1,934	1,934	1,832	1,741	1,55
Dönüş Debisi (lt/dk)	Ölçülemedi	Ölçülemedi	1,741	1,658	1,658	1,655	1,650	1,650
Çıkış Anma Hızı (m/sn)	0,145	0,136	0,128	0,120	0,120	0,114	0,108	0,097
İniş Anma Hızı (m/sn)	Ölçülemedi	Ölçülemedi	0,108	0,103	0,103	0,103	0,103	0,103

8 farklı test yapılmış, kuvvete(yüke) bağlı olarak, basınç ve debi değerleri tespit edilmiştir. Bu değerlere göre debi-basınç eğrisi oluşturulmuştur.

$$t_d = \frac{V}{Q_d} = \frac{0,214}{1,65} = 0,13 \text{ dk} = 7,8 \text{ sn} \quad (3.3)$$

$$v_d = \frac{L}{t_d} = \frac{0,8}{7,8} = 0,103 \text{ m/sn} \quad (3.4)$$

Deney sonuçlarına göre bulunan değerler ile teorik hesaplamalarda bulunan değerler karşılaştırıldığında anma hızında %5'lik bir fark olduğu görülmüştür. 0,5 cm³/devir iletim hacmi olan dişli pompanın üretiminden kaynaklı olarak 0,5 cm³/devir'den daha fazla olabilir. Deneysel verilerin ölçülmesi sırasında manuel ölçümden kaynaklı değerlerde farklılıklar olabilir. Belirtilen sebeplerden dolayı oluşabilen bu fark, ihmal edilecek kadar küçük bir değerdir.



Şekil 3.21. Debi-Basınç Eğrisi

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Sistem basıncı arttıkça motora gelen yük arttığından dolayı debi düşüş göstermiştir. DC motora ait teknik diyagramla uyumlu çalıştığı kanıtlanmıştır. Elektrik motoru ile sistemin kaldırılması durumunda basıncın ulaşması gereken kısımlar 150 bar sabit basınçta diğer kısımlarda basınç olmadığından 0 bar'da kalmıştır. Ünitenin basınç oluşturması, kaçak yapmaması ile analiz verisi ve test verisinin birbirini doğruladığı kanıtlanmıştır.

Analizde manuel olarak sistemin kaldırılması durumunda basıncın ulaşması gereken yerler 150 bar sabit basınçta diğer kısımlar 0 bar'da kalmıştır.

Deneysel çalışmada elektrik motoru ile sistemin kaldırılmasında sistem kademeli olarak 162 bar'a kadar çıkarılmıştır. Sistemin basınca karşı dayanımı kanıtlanmıştır.

Sistemin indirilmesi durumunda sistem dönüş debisi analizde 1,58 lt/dk olarak bulunmuş, deneysel çalışmada 1,65 lt/dk olarak tespit edilmiş, analiz verisi ile test verisinin birbirini %95 oranda doğruladığı görülmüştür. Bu %5'lik fark, deneysel çalışmadaki süre ölçümünün manuel olarak yapılmasından ve analizde küçük de olsa bir hata payının olması sonucu kaynaklanmış olabilir. Bu değer ihmal edilebilecek kadar küçük bir değerdir.

Deneysel çalışmada sistemin anma hızının 0,15 m/sn'yi geçmediği görülmüştür. TSE verilerindeki anma hızı ile uygunluğu ispatlanmıştır.

Hidrolik blokların üretim adetlerine göre kalıpları yaptırılarak alüminyum enjeksiyon olarak dökümü yaptırılabilir ve takım malzemesi de PCD olarak seçildiğinde talaşlı imalatı daha kısa süren kesici takım ömürleri daha uzun olarak üretim yapılabilir.

Hidrolik bloklar üretilirken katmanlı üretim ile üretim yapılması durumunda blok üzerine işleme deliklerinden bazılarının gerek kalmadan akış yolları oluşturulabilir ve bu sayede daha verimli, daha hafif bloklara sahip olan güç üniteleri üretilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Bosch Rexroth Corporation, 2017, *7 Tips for Designing or Specifying the Right Hydraulic Power Unit*. Drive & Control Profile, 1-2.
- [2] P.Shreyas Suresh, 2016, Study of Hydraulic Power Pack, Shivaji University, Kolhapur.
- [3] Gürsel K. T., Katırcıoğlu A., Engelliler İçin Otobüslere Uygun Asansör Sistemi Tasarımı, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 2003, **9**(3), 333-341.
- [4] Mori Y., Sakai N., Katsumura K., Development of a Wheelchair with a Lifting Function, *Advances in Mechanical Engineering*, DOI:10.1155/2012/803014.
- [5] Wu Z., Zhao Y., Jing M., The Numerical Simulation of Hydraulic Manifold Internal Flow Field Based on Fluent, *1st International Conference on Mechanical Engineering and Material Science*, Shanghai, China, 28-30 Aralık 2012.
- [6] Oruç O. O., Dikmen F., Lineer Motorlu Engelli Asansörü Tasarımı, *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 2020, **3**(1), 109-124.
- [7] Patil B. J., Sondur V. B., Pressure Relief Valve Selection, *International Journal of Innovations in Engineering and Technology*, 2013, **2**(1), 40-46.
- [8] Trinkel B., Relief and Unloading Pressure Controls, *Hydraulics&Pneumatics*, <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/othertechnologies/article/21884234/chapter-9-relief-and-unloading-pressure-controls> (Ziyaret Tarihi: 7 Temmuz 2021).
- [9] Kavurmacıoğlu L., Çek Valflerin Dinamik Davranışları, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1988, 387002.
- [10] Günay M. B., Valf Deneysel Düzeninin Tasarımı, İmalatı ve Kartriç Valflerle Test Edilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2013, 352637.
- [11] Vaidya J., Motor Selection for Actuation Systems, *Proceedings:Electrical Electronics Insulation Conference and Electrical Manufacturing & Coil Winding Conference*, Rosemont, IL, USA, 18-21 Eylül 1995.
- [12] Türkeş E., Orak S., Takım Tezgahı Tasarımında Elektrik Motoru Seçimi, *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 2008, **1**(17), 105-114.

- [13] Çiftçi A., Altundal M., Elektrikli Taşıtların İncelenmesi ve Malzeme Seçimi, Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Trabzon, 2020.
- [14] Mehta P., Hydraulic Elevators – Configuring the Power Unit, Elevator World, <https://www.elevatorbooks.com/wp-content/uploads/2019/02/EW1210.pdf> (Ziyaret Tarihi: 8 Temmuz 2021).
- [15] Opran C., Pricop M., Teodoru C., Researches on Design and Manufacturing of Innovative Double Gear Pumps, *The 25th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing & Automation*, Vienna, Austria, 23-30 Kasım 2014.
- [16] Erickson B. R., A Quick and Easy Guide to Hydraulic Pump Technology and Selection, Design World, <https://www.designworldonline.com/a-quick-and-easy-guide-to-hydraulic-pump-technology-and-selection/> (Ziyaret Tarihi: 11 Temmuz 2021).
- [17] Çetinkaya M. B., Topaç C., Araçlarda Makas Sistemlerinin Uzun Ömür Testine Yönelik Stant Tasarımı ve Prototip Uygulaması, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 2020, **36**(1), 22-32.
- [18] Ergür H. S., Hidrolik Sistemlerdeki Enerji Verimliliği, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 2018, **23**(2), 241-254.
- [19] Çalışkan H., Modeling and Experimental Evaluation of Variable Speed Pump and Valve Controlled Hydraulic Servo Drives, Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara, 2009.
- [20] <https://ahidrolikdunyasi.wordpress.com/2016/06/24/hidrolik-valfler-hidrolik-dunyasi/amp/> (Ziyaret Tarihi: 17 Temmuz 2021).
- [21] <https://www.aso.org.tr/wp-content/uploads/2017/09/17.pdf> (Ziyaret Tarihi: 18 Temmuz 2021).
- [22] Stojanovic B., Bukvic M., Epler I., Application of Aluminum and Aluminum Alloys in Engineering, *Applied Engineering Letters*, 2018, **3**(2), 52-62.
- [23] Çakanyıldırım Ç., Gürü M., Alüminyum Üretim Teknolojilerindeki Gelişmeler, Çevreye Etkisi ve Uygulama Alanları, *Politeknik Dergisi*, 2021, **24**(2), 585-592.
- [24] Gökçe A., Fındık F., Kurt A. O., Alüminyum ve Alaşımlarının Toz Metalürjisi İşlemleri, *Mühendis ve Makine*, 2017, **58** (686), 21-47.
- [25] Trinkel B., Directional Control Valves, *Hydraulics&Pneumatics*, <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/othertechnologies/article/21884325/book-2-chapter-8-directional-control-valves> (Ziyaret Tarihi: 20 Temmuz 2021).

- [26] Tič, V., Lovrec D., Design of Modern Hydraulic Tank Using Fluid Flow Simulation, *International Journal of Simulation Modelling*, 2012, **11**(2), 77-88.
- [27] Wohlers A., Backes A., Schönfeld D., An Approach to Optimize the Design of Hydraulic Reservoirs, *10th International Fluid Power Conference*, Dresden, Germany, 8-10 March 2016.
- [28] Skinner S., Cuthbert M., *An Introduction to Practical Hydraulic System Maintenance*, 1, Amazon Corp. USA, San Bernardino, 2020.
- [29] Blansett T., *Industrial Hydraulics Manual 5th Ed.*, 2, Eaton Corporation, USA, 2010.
- [30] Türk Standardı, TS ISO 9386-1:2011 Hareket Engelliler için Güç Tahrikli Kaldırma Platformları - Emniyet Boyutlar ve İşlevsel Çalışma ile İlgili Kurallar - Bölüm 1 - Düşey Kaldırma Platformları.
- [31] <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/fittingscouplings/article/21885071/its-a-material-world> (Ziyaret Tarihi: 20 Nisan 2021)
- [32] <https://www.assanaluminyum.com/trtr/surdurulebilirlik/heryonuyulealuminyum> (Ziyaret Tarihi: 27 Nisan 2021).
- [33] <https://www.akder.org/tr/makale/310hidrolikdevrelerdekullanlanpompatipleri>. (Ziyaret Tarihi: 14 Aralık 2020).
- [34] www.marzocchipompe.com/sites/default/files/public-downloads/SERIE0.25-0.5-MARZOCCHI-POMPE_0.pdf (Ziyaret Tarihi: 25 Mayıs 2021).
- [35] <https://www.oleodinamicamarchesini.com/enGB/productlist/20lmincartridge-reliefvalve> (Ziyaret Tarihi: 5 Mayıs 2021).
- [36] A.Schmitt, H. Aykun., 2010. *Endüstriyel Hidrolik Eğitimi Cilt 1*, 1. Baskı Willy Schleunung, Postfach, Germany.
- [37] www.vishydraulics.com/en/solenoidvalves/179-svs0s08-valve-series (Ziyaret Tarihi: 6 Mayıs 2021).
- [38] www.akder.org/tr/makale/248-kisma-valfler- (Ziyaret Tarihi: 14 Ocak 2019).
- [39] www.vishydraulics.com/en/flow-controls/130-frd0s08-valve-series (Ziyaret Tarihi: 10 Mayıs 2021).
- [40] www.solidworks.com/tr/domain/design-engineering (Ziyaret Tarihi: 15 Nisan 2021).
- [41] www.petrolofisi.com.tr/assets/pdf/MSDS/Endustriyel_Yaglar/hydrooilhd-46-tr.pdf (Ziyaret Tarihi: 20 Nisan 2021).
- [42] www.secotools.com/article/p_02880484 (Ziyaret Tarihi: 1 Mayıs 2021).

- [43] www.metropolsoft.com/edgcam/freze/ (Ziyaret Tarihi: 20 Mayıs 2021).
- [44] <https://cdn.tezmaksan.com.tr/kilavuzlar/brother-r650x1-katalogu-651> (Ziyaret Tarihi: 30 Mayıs 2021).
- [45] www.hexagonmi.com/tr-TR/products/software/pc-dmis (Ziyaret Tarihi: 10 Mayıs 2021).



ÖZGEÇMİŞ

İlk, orta ve lise öğrenimini Kastamonu'da tamamladı. 2012 yılında girdiği Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümün'den 2017 yılında Makine Mühendisi olarak mezun oldu. 2017-2021 yılları arasında, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans öğrenimini tamamladı. 2017 yılından beri Hydro-pack Mühendislik firmasında Makine Mühendisi olarak görev yapmaktadır.

