



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SANTRİFÜJ KALP DESTEK POMPASI TASARIMI VE NÜMERİK ANALİZİNİN YAPILMASI

Ömer İNCEBAY

YÜKSEK LİSANS

Makine Mühendisliği Anabilim Dalını

Haziran-2017

KONYA

Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS

SANTRİFÜJ KALP DESTEK POMPASI TASARIMI VE NÜMERİK ANALİZİNİN YAPILMASI

Ömer İNCEBAY

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Rafet YAPICI

2017, 46 Sayfa

Jüri
Prof. Dr. Rafet YAPICI
Prof. Dr. Kemal ALDAŞ
Yrd. Doç. Dr. Ş. Ulaş ATMACA

Vücuttaki dolaşım sisteminin en büyük organı kalpteki fonksiyon bozukluklarına bağlı ölümlerin azaltılması amacıyla kalbe destek olmak üzere mekanik cihazlar kullanılmaktadır. Ventricular Assist Device (VAD) olarak adlandırılan bu cihazlar, kalbe paralel bir mini pompa olarak çalışmak üzere; debi, basınç ve dönme hızı gibi parametrelere göre tasarlanmaktadır.

Bu çalışma için tasarım parametreleri olarak 3000 dev/dak dönme hızı, 100 mm-Hg basınç ve 5 lt/dak debi kabul edilen bir santrifüj kalp destek cihazı tasarlanmıştır. Tasarlanan pompanın çarkı ve salyangozunun katı modelleri oluşturulmuş ve HAD simülasyonlarıyla ön analizleri yapılmıştır. Ön analiz sonuçlarına göre iyileştirilmiş pompa çarkı 3D yazıcıyla, salyangozu ise alüminyumdan imal edilmiş olup fonksiyonelliğinin istenen seviyede olduğunu teyit etmek üzere bir deney düzeneği vasıtasıyla farklı dönme hızlarında basınç ve debisi ölçülmüştür. Deneyler önce su ile yapılmış, daha sonra kana benzer akışkan özellikleri gösteren hacimce %40 gliserin ve %60 su karışımı kullanılmıştır.

Son olarak, su ve gliserin çözeltisi için aynı pompanın HAD simülasyonu ile elde edilen performans sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlar arasında genellikle iyi bir uyum olduğu görüldü. Akışkan olarak su-gliserin çözeltisi kullanılan deneysel sonuçlarla HAD simülasyon sonuçları arasında yaklaşık %15 sapma olduğu görüldü. HAD simülasyonlarıyla yapılan analizlerde; maksimum kayma gerilmesi değeri su için 664.7 Pa ve su-gliserin çözeltisi için 1271 Pa bulundu.

Anahtar Kelimeler: HAD, Kalp Destek Pompası, Kan Pompası, Santrifüj Pompa, VAD

ABSTRACT

MS THESIS

DESIGN AND NUMERICAL ANALYSIS OF A CENTRIFUGAL HEART ASSIST PUMP

Omer INCEBAY

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE
IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisor: Prof. Dr. Rafet YAPICI

2017, 46 Pages

Jury
Prof. Dr. Rafet YAPICI
Prof. Dr. Kemal ALDAS
Asist. Prof. Dr. S. Ulas ATMACA

Mechanical devices have been used to decrease morbidity depend on functional disorder at hearth which is the largest organ of circulatory system at body. These devices, which are called Ventricular Assist Devices (VAD), are designed by parameters as; flow rate, pressure and motor speed to operate as a mini pump that works parallel to heart.

In this study, a centrifugal heart assist pump has been designed and as design parameters; 5 L/min flow rate, 3000 rpm motor speed and 100 mm-Hg pressure rise have been selected. Solid models of designed impeller and volute are generated and initial analyses were made by CFD simulations. According to initial analyses impeller and volute are improved then impeller is manufactured with 3D printer and volute by aluminum. To confirm required functionality was met, pump was connected to a test rig and pressure rise and flow rate measured at different motor speeds. At first experiments were performed with water, later volumetric ratio of 40% glycerin-60%water solution, which has similar low properties to blood, was used.

Finally, for the same pump performance results of CFD simulations and experiments were compared for water and glycerin solution. Generally, a fine agreement between experimental and CFD determined pump performance results has been seen. However, nearly 15% of deviation between CFD determined and experimental pump performance results has been obtained for tests which water-glycerin solution used as fluid. At CFD simulations maximum shear stress value for water was 664.7 Pa and 1271 Pa for glycerin solution was obtained.

Keywords: Blood Pump, Centrifugal Pump, CFD, Heart Assist Pump, VAD

ÖNSÖZ

Bu çalışmada kalp yetmezliği hastalarının tedavisinde kullanılan kalp destek pompalarının geliştirilmesi konusunda ülkemizde devam eden çalışmalara katkı sunmak amaçlanmıştır. Bu çalışmanın hazırlanmasında emeği geçen Prof. Dr. Rafet YAPICI'ya ve çalışmayı maddi olarak destekleyen Selçuk Üniversitesi ÖYP koordinatörlüğüne teşekkür ederim.

Ömer İNCEBAY
KONYA-2017

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **viii**

1. GİRİŞ **1**

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **3**

3. MATERYAL VE YÖNTEM **7**

3.1 Pompa Boyutlarının Hesaplanması 7
3.1.1 Çark Denemeleri 7
3.1.2 Salyangoz denemeleri 9
3.2 HAD Simülasyonu 12
3.3 Deneysel Yöntem 15

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA **18**

4.1. Pompa İçi Akışın İncelenmesi 18
4.2. Pompa Performansının Belirlenmesi 21
4.2.1 Su İçin Yapılan Deney Sonuçlarının HAD Simülasyon Sonuçlarıyla Karşılaştırılması 21
4.2.2 Su-Gliserin Çözeltisi İçin Yapılan Deney Sonuçlarının HAD Simülasyon Sonuçlarıyla Karşılaştırılması 24
4.2.3 Su-Gliserin Çözeltisi Kullanılan Testlerin Sonuçlarının Su Kullanılan Testlerin Sonuçlarıyla Karşılaştırılması 27
4.3. Pompa İçindeki Kayma Gerilmelerinin Belirlenmesi 30

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER **35**

5.1 Sonuçlar 35
5.2 Öneriler 35

KAYNAKLAR **37**

EKLER **39**

ÖZGEÇMİŞ **47**

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

H_m: Manometrik basma yüksekliği
N_a: Güç (Akışkan)
N_m: Güç (Mil)
$N_ç$: Güç (Çark)
$N_{mot,y}$: Yükteki motor gücü
$N_{mot,b}$: Boştaki motor gücü
n: Devir (dev/dak)
n_s:Özgül hız
ŋ: Verim
P: Basınç (MmHg)
P_t: Toplam basınç (MmHg)
ΔP: Toplam basınç farkı (MmHg)
Re: Reynolds sayısı
ρ: Yoğunluk (kg/m^3)
T: Tork (Nm)
TI: Türbülans şiddeti
Q: Debi (L/dak)
V: Hız (m/s)
ω: Açısal hız

İndisler

a: Akışkan
b: Boşta
ç: Çıkış
g: Giriş
h: Hidrolik
m: Mil
mot: Motor
p: Pompa
y: Yükte
t: Toplam

Kısaltmalar

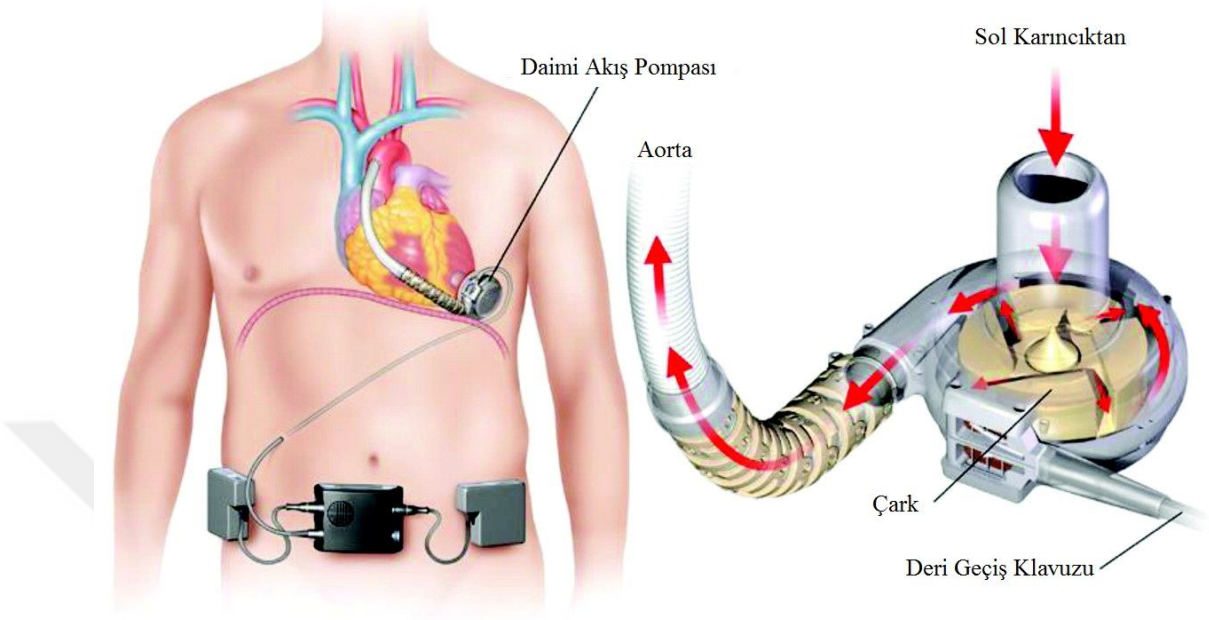
VAD: Karıncık Destek Cihazı (Ventricular Assist Device)
LVAD: Sol Karıncık Destek Cihazı (Left Ventricular Assist Device)
HAD: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
PTV: Particle Tracking Velocimetry

1. GİRİŞ

Dünyada her yıl binlerce insan kalp rahatsızlıklarından dolayı hayatını kaybetmektedir. Değertekin ve ark., tarafından yapılan bir çalışmada ülkemizde 35 yaş üstü nüfusun tahmini %6.9'unda kalp yetersizliği olduğu, bunun da yaklaşık 2 milyon kişiye tekabül ettiği bulunmuştur (Değertekin ve ark 2012). T.C. Sağlık Bakanlığı'nın "Türkiye Kalp ve Damar Hastalıkları Önleme ve Kontrol Programı"nda bu oran 30 yaş üstü erkeklerde %6.1 kadınlarda %3.3 olarak belirtilmiştir. Yine T.C. Sağlık Bakanlığı'nın "Türkiye Kalp ve Damar Hastalıkları Önleme ve Kontrol Programı"nda belirtilen verilere göre 2014 yılında dolaşım sistemine bağlı hastalıklar nedeniyle yaşanan can kayıplarının yaklaşık 88500 kadarı kalp hastalıkları sonucudur. Bu kayıpların önlenmesi veya kalp rahatsızlığı olan insanların yaşam kalitelerini artırmak için pek çok çalışma yapılmaktadır (Anonim 2015).

Bu çalışmalardan bir tanesi de mekanik sistemlerle kalp rahatsızlıklarının hayata olumsuz etkilerinin önüne geçilmesi/en aza indirilmesidir. Bir çeşit pompa olan kalbin yerine geçecek veya ona destek olacak mekanik sistemler olarak deplasmanlı veya rotadinamik pompalar kullanılmaktadır. Kalp rahatsızlıklarının önlenmesinde kullanılan mekanik sistemler ya tamamen kalbin yerine geçmek ya da kalbin çalışmasına destek olmak üzere tasarlanmıştır. Kalp yetmezliğinin tedavisi olarak bu mekanik sistemlerin kullanımında; kalıcı tedavi, kalp nakline kadar geçici tedavi ve kalbin iyileşmesine kadar destekleyici tedavi olmak üzere üç model hedeflenmektedir. Nakil gerektirecek kadar ağır kalp yetmezliği yaşayan hastaların nakil bekleme sürecinde kaybedilmelerini önlemek ve hayat kalitelerini artırmak amacıyla mekanik kalp destek cihazlarıyla tedavileri denenebilmektedir. Kalp destek cihazı kullanılan bazı hastalarda da zaman içinde yükü azalan kalbin iyileşmeye başladığı ve sonunda cihazın kullanımını gerektiren rahatsızlığın ortadan kalktığı gözlemleniştir (Marsden ve ark 2014). Kalp nakline uygun bulunmayan hastalarda da yaşam süresini mümkün olduğunca artırabilmek için LVAD cihazları kullanılmaktadır. LVAD cihazlarıyla son dönem kalp rahatsızlığı olan hastalarda yaşam süresinin iki yıla kadar uzatılabildiği gözlemlenmiştir (Stewart ve Givertz 2012). Bu tez çalışmasında santrifüj bir sol karıncık kalp destek pompasının (LVAD) tasarımı ve nümerik analizi incelenmiştir. Sekil-1.1'de bir LVAD uygulaması şematik olarak gösterilmiştir. Bu pompalar göğüs kafesinin içine yerleştirilerek, kanı kalbin sol karıncığına bağlanan giriş borusundan emip aort damarına bağlanan çıkış borusuna basmaktadır. Sol Karıncık Destek Pompalarının

kullanımında hastanın kendi kalbi çalışmaya devam eder, pompa kalbe sadece yardımcı olur.



Şekil-1.1 LVAD uygulaması şematik gösterimi (Aaronson ve ark 2012)

Bu pompaların tasarımı için genel metodların kullanımında çeşitli zorluklarla karşılaşılmaktadır. Bu pompaların boyutları çok küçük olduğundan genel olarak kullanılan hareketli parçaların çalışma boşlukları sisteme uymamaktadır. Ayrıca tasarım boyutlarının hesaplanmasında kullanılan diyagramlar ve katsayılar genel maksatlı ve nispeten büyük boyutlu pompalara uygun olduğundan yanıltıcı (hatalı) sonuçlar vermektedirler. Tasarım aşamasında karşılaşılan bu uyumsuzlukların önlenmesi için hesaplamalı akışkanlar dinamiği metotlarıyla ön analizler yapılıp iyileştirmeler gerçekleştirilebilmektedir. HAD metotlarıyla tasarlanan pompaların çalışma karakteristikleri ve amaca yönelik bazı parametrelerin ölçümleri yapılabilmekte, yetersiz görülen noktalarda düzeltmeler yapılabilmektedir.

Bu çalışmanın amacı da; büyük ölçekli rotodinamik çarklı pompalar için kullanılan tasarım yöntemiyle tasarlanan pompanın performansını sayısal ve deneysel olarak belirlemek ve sonuçlarını karşılaştırmaktır. Böylece kalp destek pompalarının tasarımında klasik yöntemin uygunluğu değerlendirilip iyileştirme yolları bulunabileceği değerlendirilmektedir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Kalp destek pompalarının kullanımı 65 yıl öncesine, Dr. De Bakey ve Dr. Liotta'nın ilk sol karıncık destek cihazı programını duyurmasına uzanır (Nosé ve ark 2000). Kalp destek pompalarının ilk defa bir hastaya takılması da 1966 yılında gerçekleşmiştir (Nosé ve ark 2000). Kalp destek pompaları günümüzde yaygın olarak kullanılmakla birlikte sürekli olarak geliştirme ve iyileştirme çalışmaları devam etmektedir.

Kalp destek pompalarının sayısal analizlerinde genellikle kanın Newtonyen akışkan özellikleri gösterdiği kabul edilmektedir (Behbahani ve ark 2009). Ancak bu kural gerçekte her zaman bu şekilde olmamaktadır. Kanın akışkan özelliklerinin incelenmesi için yapılan bir çalışmada; kanın Newtonyen ya da non-Newtonyen akışkanlarından hangisine daha çok uyduğu incelenmiştir (Hu ve ark 2012). Hu ve arkadaşlarının çalışmasında; 1,5:1 oranında büyütülmüş bir eksenel kalp destek cihazının çarkı ve gövdesi arasındaki dar bölgede akış hızı ve kayma gerilmeleri lazer doppler velosimetre (TSI-9832) ve sıcak film sensörüyle (TSI-1268W, TSI, Inc., Shoreview, MN, ABD) ölçülmüştür. Bu deneyde akışkan olarak beş farklı sıvı kullanılmıştır. Bunlar; Newtonyen akışkan özellikleri gösteren su, %39'luk su-gliserin çözeltisi (GS) ile non-Newtonyen akışkan özellikleri gösteren üç farklı su-zamk çözeltisidir (XGS). %39'luk GS çözeltisinin yoğunluğu 1.101×10^3 kg/m^3, viskozitesi 3.5×10^{-3} Pa.s, sıcaklığıda 20 °C'dir. Sıcaklığı sabit tutmak için sürekli sisteme soğuk çözelti eklemesi yapılmıştır. Kullanılan XGS derişimleri; %0.04, %0.06 ve %0.1'dir.

Testler 4300 ve 6500 d/dak arasında değişen beş farklı devirde yapılmış ve bu devirlerde farklı debilerin hidrodinamik basma yükseklikleri tespit edilmiştir.

Çalışma sonucunda insan kanıyla daha çok benzeşen XGS çözeltilerinin su ve GS çözeltisine göre daha yüksek hidrodinamik basma yüksekliğine ulaştığı tespit edilmiştir. Ek olarak lazer doppler velosimetre ile dar boşluklarda 0.05 ve 0.11 m/s hızlarda ters akışlar tespit edilmiştir. Bu, akış durgunluğunu ve thrombus oluşumunu engellediğinden önemlidir (Hu ve ark 2012).

Kalp destek pompalarının tasarımında HAD simülasyonlarının kullanımının incelendiği bir çalışmada; 6300 dev/dak devirde 6 lt. debi, 100 mm-Hg basınç üretebilen manyetik yataklamalı bir eksenel kalp destek cihazı tasarlanmıştır (Untaroiu ve ark 2005). Tasarlanan cihazın HAD simülasyonları ve prototipin deneysel testleri yapılmıştır. Deneylerde HAD simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırmak üzere basınç-debi

eğrileri ve eksenel akışkan kuvvetleri ölçülmüştür. Deneylerde kullanılan modelin üretimi plastik malzemeden yapılmıştır. Prototip pompada mekanik yataklama kullanılmıştır.

Deneylerde akışkan alarak hacimsel olarak %40'lık gliserin-su çözeltisi kullanılmıştır. Sıcaklık giriş tankına konulan bir termokapl ile ölçülmüş ve 20±2°C'de sabit kalmıştır. Deneylerde; basınç yükselmesi, eksenel akışkan kuvvetleri, devir ve debi ölçülmüştür.

HAD simülasyonlarında türbülans modeli olarak k-ε modeli kullanılmıştır. Yaklaşık 540000 hücreli çözüm ağı üzerinden yakınsama kriteri olarak $1x10^{-4}$ kullanılarak çözüm yapılmıştır. Kan benzeri akışkan tanımlarken 1050 kg/m^3 yoğunluk ve 3.5 $x10^{-3}$ Pa.s viskozite kabul edilmiştir.

Deney sonuçlarıyla HAD analiz sonuçları karşılaştırıldığında, deneylerdeki eksenel kuvvetlerin HAD analizlerinde bulunanlardan %12 daha düşük olduğu görülmüştür. Performans testlerinde de HAD simülasyonu sonuçlarıyla deney sonuçları arasındaki sapmanın %10 olduğu görülmüştür (Untaroiu ve ark 2005).

Kalp destek pompalarına tasarım ve test yönünden benzerlik gösteren bir kan pompasının tasarımı ve deneysel incelenmesi üzerine yapılan bir çalışmada; manyetik yataklamalı bir eksenel kalp destek cihazı tasarlanmıştır (Kapadia ve ark 2010). Tasarlanan pompanın; 3 kanatlı, 4 kanatlı, 3 kanatlı-4 kanatlı difüzörlü olmak üzere üç farklı çark modeliyle deneyleri yapmışlardır. Deneylerde kullanılan prototip stereolithography isimli hızlı prototipleme tekniğiyle imal edilmiştir.

Deney düzeneğinde iki rezervuar tankı, bir fark basınç sensörü, debiyi ayarlamak için valf, debimetre, motor ve kontrol ünitesi bulunmaktadır. Deneyler için %40'lık gliserin-su çözeltisi kullanılmıştır. Gliserin su çözeltisinin reolojik özellikleri ölçülmüş, viskozite $(3.451\pm0.173)x10^{-3}$ Pa.s ve bağıl yoğunluk 1.098±0.002 bulunmuştur. Deneyler 4000, 5000, 6000 ve 7000 dev/dak olmak üzere dört farklı devirde 40 farklı debide gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçlarına göre aynı devirde difüzörsüz 4 kanatlı modelin daha yüksek performans gösterdiği bulunmuştur (Kapadia ve ark 2010).

Kalp pompalarının tasarımında dikkate alınması gereken önemli diğer bir parametre de kayma gerilmesidir. Pompa içinde kayma gerilmelerinin çok yükselmesi kan hücrelerinin parçalanmasına ve hemoliz oluşmasına neden olmaktadır (Reul ve Akdis 2000). Kan hücrelerinin dayanabileceği kayma gerilmeleri üzerine pek çok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların sonuçlarına göre kayma gerilmesine maruz kalma

süreleri kısaldıkça kayma gerilmesi limiti artmış ve 10^{-6} s. süre için 4000 Pa seviyesinde bir kayma gerilmesine ulaşmıştır (Yen ve ark 2014). Her ne kadar kanın maruz kalma süreleri kısaldıkça hücrelerin dayanabilecekleri kayma gerilmesi değeri artsa da araştırmacılar, kalp destek pompaları için kayma gerilmesi limiti olarak 400 Pa değerini kabul etmektedirler (Lu ve ark 2001).

Kalp destek pompalarında oluşan kayma gerilmelerinin incelendiği bir çalışmada; kullanımda olan bir santrifüj kan pompasının gövdesinin iç duvarı üzerindeki kayma gerilmelerinin sıcak film sensörüyle (1237W, TSI, Inc., Shoreview, MN, ABD) ölçümü yapılmıştır (Mizunuma ve Nakajima 2007). Ayrıca yağ-film görselleştirme tekniği kullanılarak pompa içinde kayma gerilimi dağılımı görselleştirilmiştir.

Deney için pompanın üst kapağı ince olduğundan akrilikten ek parça yapılmış, sensör probları buraya monte edilmiştir. Deneylerde kütlesel olarak %30 oranında su-gliserin çözeltisi kullanılmıştır. Akışkan sıcaklığı 21°C'de sabit tutulmuştur. Deneyler 1500, 2000 ve 3000 dev/dak dönme hızlarında tekrarlanmış ve gerilme dağılımları ölçülmüştür.

Akış yönündeki yerel değişimlerin yüksek kayma gerilmesine yol açtığı ve bu bölgelerde film tabakasının inceldiği gözlemlenmiştir. Kapakta radyal dış bölgelerde yağ tabakasında incelme görülmüştür. Yağ tabakasının en ince olduğu yer pompa çıkışıdır. Çark üzerinde de film tabakasının inceldiği bölgelerin kanatların negatif basınç tarafları olduğu gözlenmiştir. Bu çalışmada gözlemlenen en yüksek kayma gerilmesi, kanat ile kapak arasında 3000 dev/dak hızda 586 Pa olarak gerçekleşmiştir.

Bu deneylerde kayma gerilmelerinin pompanın dönme hızıyla doğru orantılı olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca kapak üzerindeki sınır tabaka akışının dışarıdan içeriye bir spiral şeklinde olduğu tespit edilmiştir. Bu spiralin rotasının devirden bağımsız olduğu görülmüştür (Mizunuma ve Nakajima 2007).

Santrifüj kalp destek pompalarının tasarlanması üzerine yapılan başka bir çalışmada; üç geometrik özellikte - çark-salyangoz boşluğu, kanat çıkış açısı ve çıkış borusu konumu- değişiklik yaparak en uygun tasarım bulunmaya çalışılmıştır (Masuzawa ve ark 1999).

Deneysel çalışmalarda keçi kanı kullanılmış, yarım saatte bir numune almak üzere 4 saat boyunca pompa çalıştırılmıştır. Toplamda 500 ml olan akışkan üzerinden hemoliz indeksi hesaplaması yapılmıştır. Her test öncesi aynı keçiden taze olarak kan alınmıştır (Masuzawa ve ark 1999).

Pompa içinde kan akışının incelenmesi için %250 oranında büyütülmüş akrilik parçalardan oluşan model kullanılmıştır. Akışkan olarak %64 NaI çözeltisi, takip parçacığı olarak 150 mm çapında SiO_2 boncuklar kullanılmıştır.

Pompa içi akışın HAD simülasyonu için k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Kanın, 1.05 bağıl yoğunluk ve $3x10^{-3}$ Pa.s viskoziteye sahip newtonyen akışkan özellikleri gösteren bir akışkan olduğu kabul edilmiştir. 134300 düğüm noktasına sahip çözüm ağı oluşturulmuştur.

HAD simülasyonu sonuçlarına göre 3200 dev/dak dönme hızı ve 5 L/dak akış debisi için salyangoz dili bölgesinde kayma gerilmesi değeri 719 Pa olarak bulunmuştur. Salyangoz içinde gerçekleşen en yüksek kayma gerilmelerinin değerinin 1158 ve 903 Pa ve yerinin dar bölgeler olduğu tespit edilmiştir.

Bu çalışmaya göre kanat çıkış açısı ve çıkış borusu konumunun hemoliz oluşumu üzerine etkisine kanıt bulunamamıştır. Çark-salyangoz boşluğunun hemoliz oluşumu açısından önemli bir pompa tasarım parametresi olduğu gösterilmiştir (Masuzawa ve ark 1999).

Nishida ve arkadaşları tarafından 2009 yılında tek noktadan yataklanmış bir kan pompasının neden olacağı kan hücresi deformasyonunu inceleyen bir çalışma yapılmıştır. Hemoliz indeksinin bulunması için 500 ml hacimde öküz kanı, deney düzeneğinde 2 saat dolaştırılmış ve süre sonunda hemoliz oluşumuna bakılmıştır. 30, 60, 120, 180 ve 240'ıncı dakikalarda kandan örnek alınmıştır. Deneyde 100, 200, 300 mm-Hg basınç, 4 L/dak debi ve 2060, 2750, 3290 dev/dak hızlarda ölçümler yapılmıştır. Bu çalışmada hesaplanan hemoliz indeksi ticari bir modelle karşılaştırılmıştır. Yeni tasarlanan pompanın hemoliz indeksinin düşük basınçlarda ticari modelden daha yüksek olduğu ancak basınç yükseldikçe durumun tersine döndüğü görülmüştür. Pompanın performans testlerinde kütlece %33 oranında glicerol çözeltisi kullanılmıştır. Performans testleri 1000, 2000, 3000 ve 4000 dev/dak hızlarında yapılmıştır.

Bu pompanın HAD simülasyonuyla modellenmesinde k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Yaklaşık 800000 hücrelik çözüm ağı ile yapılan analizlerde akışkan olarak 1000 kg/m^3 yoğunluk ve $3x10^{-3}$ Pa.s viskoziteli newtonyen akışkan kullanılmıştır. HAD simülasyon sonuçlarının doğrulanması için PTV ölçümleri yapılmıştır. PTV ölçümleri için 3 kat büyütülmüş model akrilikten imal edilmiştir. Akışkan olarak kütlece %64 oranında sodyum iyot çözeltisi kullanılmıştır.

Yeni tasarlanan bu pompada çarktan çıkan jet akışının gövdeye çarpmamasından dolayı hemoliz seviyesinin az oluğu değerlendirilmektedir (Nishida ve ark 2009).

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Tasarlanacak olan sol karıncık kalp destek pompasının (LVAD) tasarım parametreleri olarak; istirahat halindeki nominal aortik basınç 100 mm-Hg pompa yükü, yetişkin bir insan için istirahat halindeki nominal kan ihtiyacı 5 L/dak debi ve 3000 dev/dak pompa devri seçildi (Behbahani ve ark 2009). Bu parametreler üzerinden (3.1) numaralı formülle pompanın özgül hızı 79.4 dev/dak olarak hesaplandı; bu değere göre pompanın tam santrifüj pompa sınıfına girdiği anlaşıldı.

$$n_s = 3.65 * n * \frac{Q^{1/2}}{H_m^{3/4}} \tag{3.1}$$

3.1 Pompa Boyutlarının Hesaplanması

Tam santrifüj pompa için örtülü bir çark ve salyangozu klasik hesaplama metoduyla boyutları ve geometrisi belirlenerek tasarlandı (Stepanoff 1957). Yeni tasarlanan bu pompanın üç boyutlu CAD programlarıyla katı modeli oluşturulup bu model üzerinden ticari bir HAD yazılımı olan ANSYS Fluent 15 programı yardımıyla pompanın sayısal analizleri yapıldı.

3.1.1 Çark Denemeleri

En uygun çark tasarımına ulaşmak üzere 8 farklı çark geometrisi tasarlanıp HAD simülasyonları yardımıyla denendi. Denemeler, 5 L/dak tasarım debisinde, 3000 dev/dak dönme hızında ve akışkan olarak su kullanılarak gerçekleştirildi. Tasarım parametresi olarak 100 mm-Hg toplam basınç farkı istenmesine rağmen salyangoz ve diğer pompa bileşenleri de eklenince çarkın tek başına oluşturduğu basınç farkının daha aşağı ineceği öngörüldüğünden basınç farkının daha yüksek olması gerektiği düşünüldü. İstenen basınç farkına ulaşılması için çarkın tek başına oluşturduğu basınç farkının yaklaşık 130 mm-Hg olması gerektiği öngörüldü.

İlk hesaplamalar sonucu bulunan boyutlara göre 6 kanatlı, dış çapı 32.1 mm, kanat kalınlığı 0.5 mm, kanat çıkış açısı 29.2° olan bir çark tasarlanıp katı modeli çizildi. Bu çarkın tek başına salyangozsuz olarak ön analizleri yapıldığında istenen toplam basınç farkına ulaşılamadığı görüldü. Analizler sonucunda çarkın yaklaşık 100 mm-Hg toplam basınç farkına ulaştığı görüldü. Çark dış çapının yükseltilmesine karar verildi.

Çark dış çapı yaklaşık %10 büyütülerek 35 mm'ye yükseltilip tekrara yapılan denemede 124.8 mm-Hg toplam basınç farkına ulaşıldı. Ancak çözüm kararlı hale getirilip yakınsatılamadı. Kanat profilinin çark dış çapına uyumlu olmadığına ve değiştirilmesi gerektiğine karar verildi.

Kanat profili değiştirilen çarkın denemesinde de çözümlerde kararsızlık olduğu ve yakınsama güçlüğü olduğu görüldü. Kanat sayısında uyumsuzluk olma ihtimali değerlendirilerek kanat sayısı artırılarak tekrar denenmesine karar verildi. 7 kanatla yapılan denemede de kararsızlığın devam ettiği, kanat çıkışında akış çizgilerinde dalgalanmalar olduğu görüldü. Toplam basınç farkı 127 mm-Hg değerine arttı ama bu çark modelinden vazgeçildi.

Kararsızlık sebebinin kanat kalınlığından kaynaklanma ihtimali de değerlendirilip 6 kanatlı, kanatları kalınlaştırılmış bir çark modellenip denendi. Bu denemede kararsızlığın ve akış çizgilerinde dalgalanmaların daha yüksek seviyeye ulaştığı görüldü. 0.5 mm kanat kalınlığının uygun olduğuna karar verildi.

0.5 mm kanat kalınlığına dönülüp 8 kanatlı bir çark modellenip denendi. Bu modelde akış çizgilerinde dalgalanmalarda azalma gözlemlendi ancak çözümdeki kararsızlık devam etti. 128 mm-Hg toplam basınç farkına ulaşılmasına rağmen sonuç güvenilir bulunmadı ve 6 kanatlı modele geri dönülmesine karar verildi.

6 kanatlı, 35 mm dış çapı, 0.5 mm kanat kalınlığı olan çark modeline salyangoz eklenerek yapılan HAD analizinde toplam basınç farkı 90 mm-Hg değerine kadar düştü. Pompa performansını istenen değere yükseltmek için çarkın kanat çıkış açısı 27.2° ile kanat çıkış yüksekliği 1.61 mm olacak şekilde değiştirildi ve çark tekrar tek başına denendi. Yapılan değişiklik sonucunda 131 mm-Hg toplam basınç farkına ulaşıldı. Çözüm kolay bir şekilde yakınsadı, akış çizgilerinde dalgalanmaların devam ettiği gözlemlendi.

Revize edilen çarkın tekrar salyangozla yapılan denemesinde yine istenen toplam basınç farkına ulaşılamadığı gözlemlendi ve çark dış çapının ikinci defa

büyütülmesi kararlaştırıldı. Çark dış çapı 1 mm artırılarak 36 mm'ye yükseltildi. Bu çark çapına göre kanat çıkış yüksekliği ve kanat çıkış açısı tekrar hesaplandı.

Gerçekleştirilen denemeler sonucunda 6 kanatlı, dış çapı 36 mm, kanat çıkış açısı 27.06°, kanat çıkış yüksekliği 1.57 mm olan çark modelinin kullanılmasına karar verildi.

3.1.2 Salyangoz denemeleri

En uygun salyangoz tasarımına ulaşmak üzere 8 farklı salyangoz geometrisi tasarlanıp HAD simülasyonları yardımıyla denendi. Denemeler, 5 L/dak tasarım debisinde, 3000 dev/dak dönme hızında ve akışkan olarak su kullanılarak gerçekleştirildi. İlk 7 salyangoz denemeleri, çark-salyangoz arası radyal boşluğun sanal bir katı ile kapatılmasıyla yapıldı. Bu yüzden bu analizlerde çark-salyangoz boşluğundan, kapaklardan ve disk sürtünmelerinden kaynaklanan kayıplar bulunmamaktadır.

İlk salyangoz tasarım denemesi 35 mm dış çap, 1.53 mm kanat çıkış yüksekliğine sahip çark modeli için gerçekleştirildi. Salyangoz boyutlarının hesaplaması Baysal'ın kitabında verilen metotla yapıldı (Baysal 1979). Salyangoz, 5 L/dak akış debisini sağlayabilecek şekilde 10 kesite bölündü. Her bir kesit için salyangoz profili hesaplandı ve katı modeli oluşturuldu. İlk salyangozlu çark denemesinde 90 mm-Hg toplam basınç farkı elde edildi. Deneme çözümü hızlı yakınsadı ve akış çizgilerindeki düzensizlikte azalma görüldü. Ancak pompa performansı yeterli bulunmadığı için salyangoz geometrisinde değişiklik yapılmasına karar verildi.

İlk denenen salyangozun çıkış borusu uzatıldı ve salyangoz dilinin çıkış borusu tarafındaki eğim azaltıldı. Revize edilen salyangozla yapılan denemede 95 mm-Hg toplam basınç farkı elde edildi, ancak çözümde kararsızlıklar meydana geldi ve çözüm yakınsatılamadı.

Üçüncü salyangoz denemesi kanat çıkış açısı 27.2° dereceye düşürülen ve kanat çıkış yüksekliği 1.61 mm'ye yükseltilen çark modeliyle yapıldı. Yeni tasarlanan salyanoz 11 kesite bölünerek çizildi. Bu salyangozlu çark denemesinde 101 mm-Hg toplam basınç farkı elde edildi ancak çözüm sürekli ıraksama eğilimi gösterdi. Yeni tasarlanan salyangozun, 36.5 mm çapında olan orta boşluğunun çark çapından (35 mm) çok büyük olduğu ve bu geniş boşluğun kararsızlığa neden olduğu, salyangoz dilinin de çok uzakta kaldığı değerlendirildi.

Salyangoz orta boşluğunun çapı 36 mm'ye düşürüldü, çıkış borusunun uzunluğu arttırıldı ve salyangoz dili yatak eksene biraz daha yaklaştırılarak tekrar denendi. Bu denemede çözüm çok hızlı bir şekilde ıraksadı ve salyangozun uygunsuz olduğuna karar verildi.

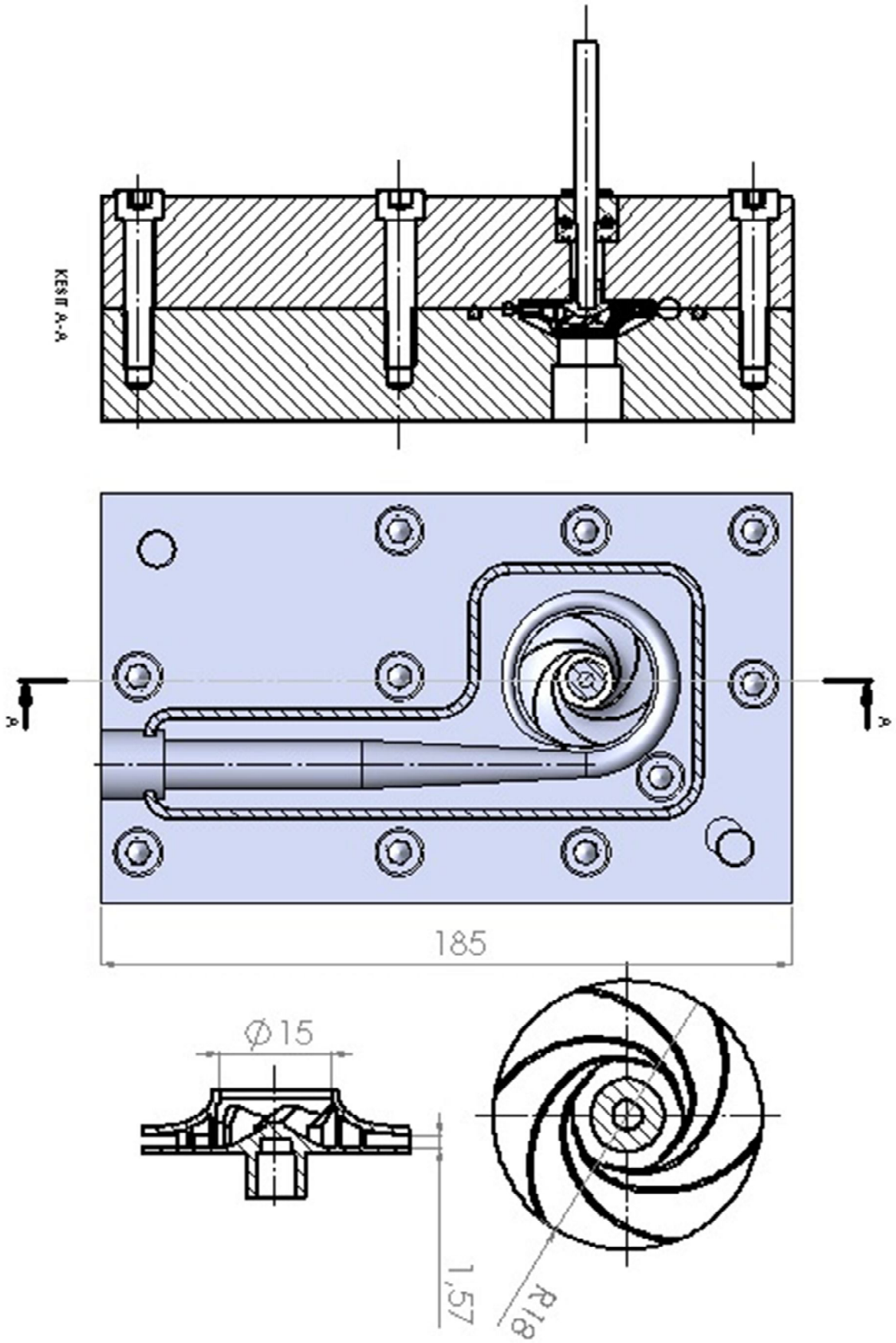
Bir önceki salyangozun orta boşluğunun çapı 35.5 mm'ye düşürüldü ve salyangoz çıkışındaki genişleme açısı 7°'den 6°'ye azaltıldı. Bu salyangozla yapılan denemede 99 mm-Hg toplam basınç farkına ulaşıldı. Çözüm kolay bir şekilde yakınsadı. Aynı geometride akışkanın kana benzetilerek tekrar denenmesine karar verildi.

Akışkan özellikleri açısından kana benzetilen su ile yapılan denemede 93 mmHg toplam basınç farkına ulaşıldı. Bu basınç farkı yetersiz bulunup çark geometrisinin tekrar değiştirilmesine karar verildi.

Salyangoz 36 mm dış çapı olan çark modeline göre baştan tasarlandı. Daha önce pompa performansını arttırdığı tespit edilen salyangozun 11 kesitte tasarlanması değişikliği bu tasarımda da uygulandı. Bu salyangoz tasarımının akışkan olarak kan benzeri su ile denenmesinde 97.3 mm-Hg toplam basınç farkına ulaşıldı. Bu basınç farkı yeterli görülüp pompanın tamamının çizilmesine karar verildi.

Pompanın tamamı çizilip kana benzetilmiş su ile yapılan denemede toplam basınç farkının 80 mm-Hg'ye düştüğü görüldü. Bu 17 mm-Hg'lik basınç düşüşünün çark-salyangoz boşluğundan, kapaklardan ve disk sürtünmelerinden kaynaklı olduğu düşünülmektedir. Basıncı bir miktar daha artırabilmek için salyangoz çıkışındaki genişleme açısının yine azaltılmasına karar verildi.

Çıkış genişleme açısı 3°'ye kadar düşürülmüş salyangoz tasarımıyla tam pompa modellenmesi yapıldı. Bu model üzerinden yapılan analizde 82.47 mm-Hg toplam basınç farkına ulaşıldı. Bu modelin kullanılmasına karar verildi. Bu modele ulaşılana kadar pompa geometrisi üzerinde; çark dış çapı büyütülmesi, kanat çıkış açısı değiştirilmesi, kanat sayısı arttırılması/azaltılması, salyangoz çıkış borusunun daraltılması ve salyangoz dil profilinin değiştirilmesi gibi geometri değişiklikleri yapılarak pompa performansı artırılmaya çalışıldı. Bu değişiklikler için toplamda 15 adet farklı pompa geometrisi denendi. Son hali verilen katı modele uygun olarak pompa imal edildi ve deney seti kurularak imal edilen pompanın deneysel performansı belirlendi; sayısal ve deneysel performanslar birbirleriyle kıyaslandı. İmal edilen pompanın çarkı ve salyangozu Şekil-3.1'de gösterildi. Pompa çarkı, salyangoz gövde ve diğer parçaların teknik resimler ve montaj resimleri eklerde verildi.

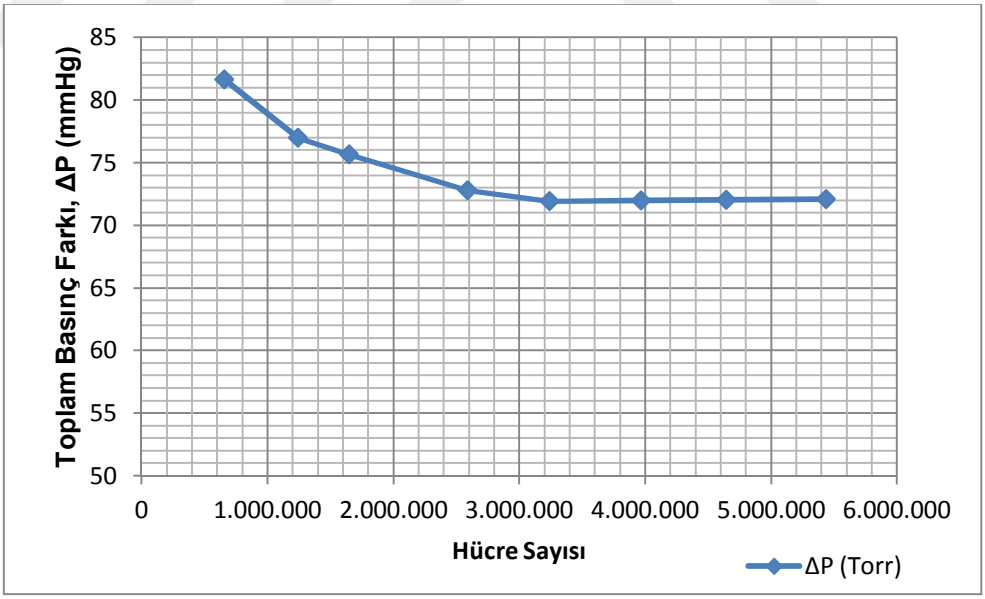


Şekil-3.1 Pompa çarkı ve salyangozu

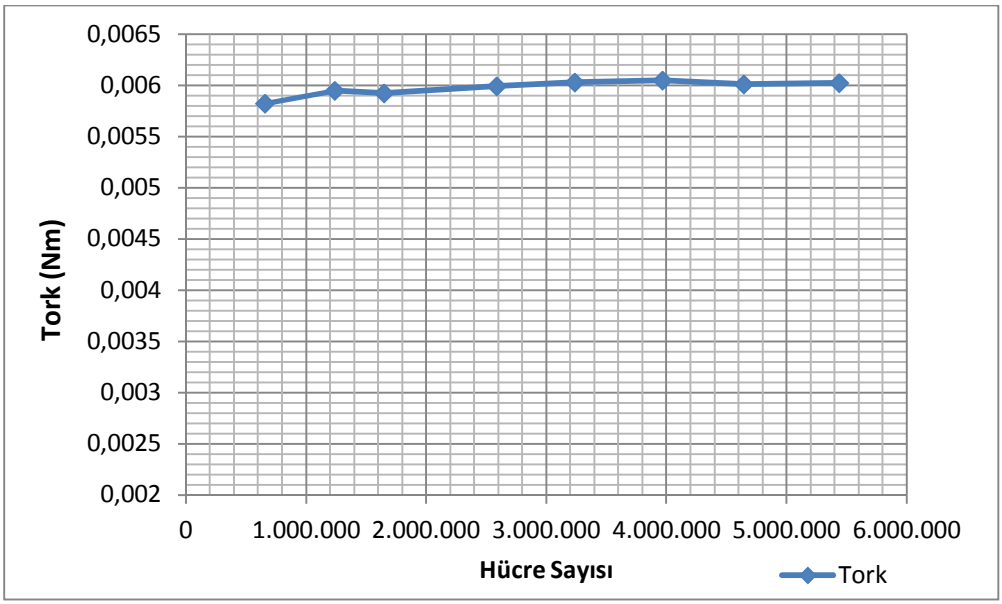
Kalp destek pompalarının tasarımında kullanılan parametrelerin optimizasyonu üzerine yapılan bir çalışmada maksimum verime ulaşabilmek için özgül hız ve özgül çap arasındaki ilişki incelenmiştir (Mozafari ve ark 2017). Bizim çalışmamızda tasarım debisi ve dönme hızında elde edilen 0.52 özgül hız ve 6.56 özgül çapın Mozafari ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada gösterilen 0.5 özgül hız için yaklaşık 6 özgül çap verisine uygun olduğu görüldü.

3.2 HAD Simülasyonu

HAD simülasyonu için pompa çarkının deney düzeneğinde kullanılabilecek bir salyangoz bloğu içine yerleştirilmiş modeli hazırlanıp, model içindeki akış alanı için Fine 100 mertebesinde çözüm ağı oluşturuldu. Analizlerde hesaplanan sonucun, çözüm ağındaki hücre sayısından bağımsız olduğu değerin tespiti için farklı çözüm ağı sayılarında ve tasarım debisinde analizler yapılıp sonuçları Şekil-3.2a ve b'de verildi. Bu çözüm ağı bağımsızlık testi değerlerine göre yaklaşık 4 milyon adet hücre ile kararlı (değişmeyen) bir sonuca ulaşılabildi.



Şekil-3.2a Hücre sayısı ve toplam basınç farkı arasındaki ilişki



Şekil-3.2a Hücre sayısı ve toplam basınç farkı arasındaki ilişki

Bu çözüm ağı üzerinden farklı türbülans modelleri denenerek mevcut tasarıma en uygun model bulunmaya çalışıldı. Türbülans modellerinin denemeleri tasarım parametreleri olan 5 L/dak debi ve 3000 dev/dak dönme hızında yapıldı. Akışkan olarak su kullanıldı. Denemesi yapılan türbülans modellerinin sonuçları Tablo 3.1'de gösterilmiştir. En yüksek toplam basınç farkı bulunan k-k-l-ω modelinde çözüm yaptırılırken kararsızlık giderilemedi. Çözüm esnasında toplam basınç farkı sabitlendi ancak çözüm yakınsatılamadı. Bu türbülans modellerinden k-ε ve Transition SST modellerinin deney sonuçlarına daha yakın değerler gösterdiği bulundu. Transition SST modeli k-ε modeline göre daha kolay yakınsama eğilimi göstermesi üzerine, HAD simülasyonlarında Transition SST modelinin kullanımına karar verildi.

Tablo 3.1 Farklı Türbülans modelleri sonuçları

Model	P_{tg} (mmHg)	$P_{tç}$ (mmHg)	ΔP_t (mmHg)
k-ω SST	30.29	104.03	73.74
Trans SST	31.89	104.01	72.12
k-ε Stdrt	31.07	103.896	72.826
k-k-l-ω	25.46	103.96	78.5

Transition SST türbülans modeli kullanılarak 1-8 L/dak arasında 2500, 3000, 3300 ve 3500 dev/dak motor dönme hızlarında sırasıyla 5, 7, 7, ve 8 noktada debiler tanımlanıp çözümler yapıldı. Çözümlerde akışkan olarak önce kana yakın özellikler

gösterdiği için su kullanıldı. Basınç bazlı çözücüde yöneten denklemleri (süreklilik ve momentum) ve türbülans denklemleri üçüncü mertebeden doğruluktaki ayrıklaştırma şemaları kullanılarak çözüldü. Çözüm yakınsama kriterinin belirlenmesi için tasarım noktasından en uzak nokta olarak 2500 dev/dak dönme hızında 1 L/dak akış debisinde çözüm yapıldı. Çözüm analizi Tablo 3.2'de verilmiştir.

Tablo 3.2 Yakınsama kriterine duyarlık analizi

Yakınsama değeri	P_{gt}(mmHg)	$P_{çt}$(mmHg)	ΔP_t(mmHg)	Değişim (%)
$9x10^{-2}$	36,57	100,2	63,63	91,63916
$9x10^{-3}$	36,27	100,25	63,98	0,547046
$9x10^{-4}$	35,12	100,24	65,12	1,750614
$9x10^{-5}$	34,97	100,24	65,27	0,229815

Tabloda verilen değerlere göre çözüm yakınsama kriteri olarak $9x10^{-4}$ olarak kabul edilmesi yeterli olmaktadır, ancak daha doğru sonuç almak için çözüm yakınsama kriteri $9x10^{-5}$ olarak belirlendi.

Çözümlerde yer çekim ivmesi deney düzeneğine uygun olarak pompa çıkış borusunun ters yönünde 9.81 m/s^2 olacak şekilde tanımlandı.

Daha sonra program içinde suyun akışkan özellikleri; yoğunluk 1050 kg/m^3, viskozite 0.0035 Pa.s olacak (Song ve ark 2010) şekilde değiştirilerek test akışkanı kana daha çok yaklaştırıldı ve analizler tekrarlandı. Pompaya giriş ve çıkışlarda türbülans şiddetini tanımlamak için (3.2) formülü kullanıldı.

$$TI = 0.25 * Re^{-1/8} \tag{3.2}$$

Pompa performansının tespitinde kullanılan parametrelerden toplam basınç farkı (3.3) formülüyle hesaplandı. Bu formülde kullanılan toplam basınç (3.4) formülüyle hesaplandı.

$$\Delta P_t = P_{tç} - P_{tg} \tag{3.3}$$

$$P_t = P + \rho * \frac{V^2}{2} \tag{3.4}$$

Pompa hidrolik verimi (3.5) formülüyle hesaplandı. Bu formülde kullanılan pompa çarkının gücü (3.6) formülüyle, akışkan gücü ise (3.7) formülüyle hesaplandı.

$$\eta_h = \frac{\Delta P_t * Q}{N_ç} = \frac{N_a}{N_ç} \quad (3.5)$$

$$N_ç = T * \omega \quad (3.6)$$

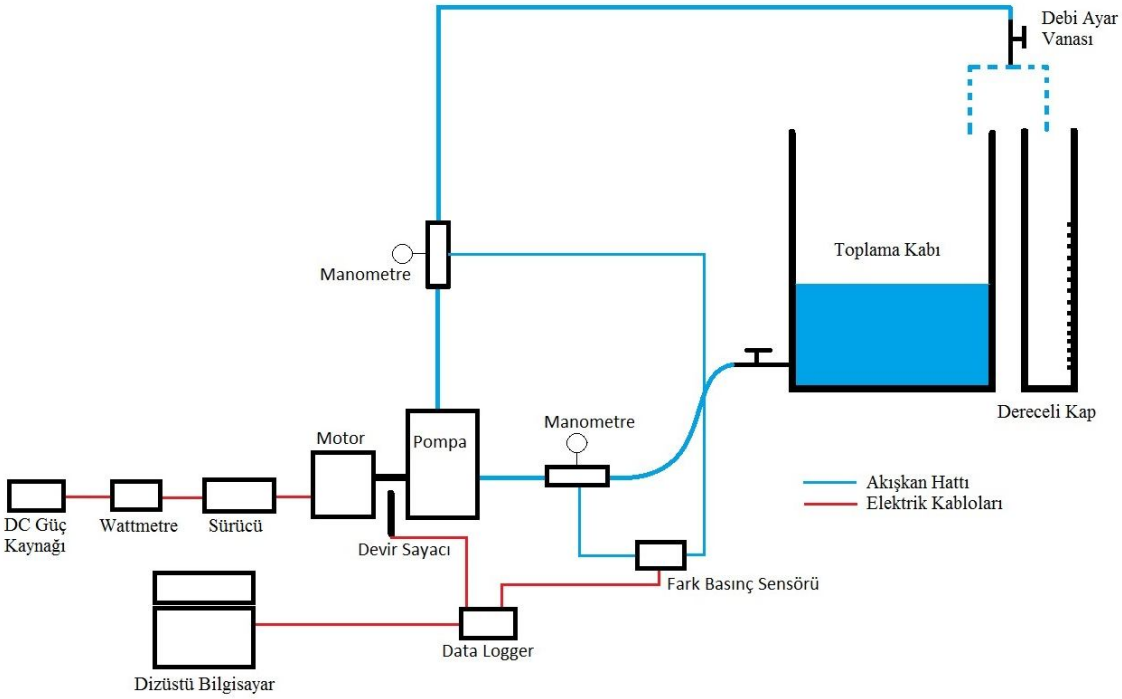
$$N_a = \Delta P_t * Q \quad (3.7)$$

3.3 Deneysel Yöntem

Klasik metotla boyutları hesaplanan ve katı modeli oluşturulan pompa çarkı, lazer sinterleme metoduyla Pa2200 (%100 naylon) malzemeden tek parça halinde üretildi. Pompanın salyangozunun malzemesi için paslanmaz olması ve kolay işlenebilmesi açısından alüminyum tercih edildi. Salyangoz alüminyum bloktan CNC dik işlem merkeziyle imal edildi. Pompa mili imalat kolaylığı açısından bronz malzemeden imal edildi. Sızdırmazlık elemanı olarak 6X16X7 mm yaylı döner mil keçesi, yataklama için de kapaklı 625 rulman kullanıldı. Kurulan deney düzeneğinin şematik gösterimi Şekil-3.3'de verilmiştir.

İçinde deney akışkanının bulunduğu ağzı atmosfere açık toplama kabı, iç çapı 10.5 mm olan esnek hortumlarla pompaya bağlanmıştır. Pompa çıkışında da tekrar aynı tip esnek hortumlarla bu kaba geri basıldı. Basma hattının üzerine debiyi ayarlamak için bir vana konuldu. Akışkanı, debi ölçümü için dereceli kaba yönlendirmek amacıyla debi ayar vanasından sonra esnek bir hortum yerleştirildi. Hortumun yönü değiştirilerek akışkan dereceli kaba yönlendirildi. Deneyde debi, 20 ml hassasiyetli dereceli bir kap ile suyun hacmi ve bir kronometreyle suyun alınma zamanı ölçülerek belirlendi.

Emme ve boşaltma hatlarına basınç ölçümlerinin yapılacağı, üzerlerinde 2 mm çapında delikler olan iki alüminyum basınç prizi takıldı. Giriş ve çıkışlardaki basınç prizleri arasında 51 cm yerden yükseklik farkı bulunmaktadır. Bu prizlere bağlanan ince hortumlarla basınç sinyali fark basınç sensörüne aynı seviyede iletildi. Basınç ölçümü için %0.25 hassasiyete sahip Valcom 27D Fark basınç sensörü kullanıldı. Bu iki noktadaki efektif basınçların kontrolü, basınç prizlerinin üzerlerine takılan iki adet manometre ile yapıldı.



Şekil 3.3 Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Deney düzeneğinde pompa motoru olarak 400W gücünde 12000 dev/dak maksimum hıza sahip fırçasız, 48V DC elektrik motoru kullanılmıştır.

Motor devrinin ölçümü ise motor-pompa mili bağlantısı üzerine takılan bir endüktif proximity sensörüyle yapıldı. Deneyde motor devir sayacı olarak Sick IME1603 endüktif proximity sensör kullanıldı. Bu sayacın doğrulaması %0.05 hassasiyete sahip Lutron DT2236 dijital foto takometre ile yapıldı.

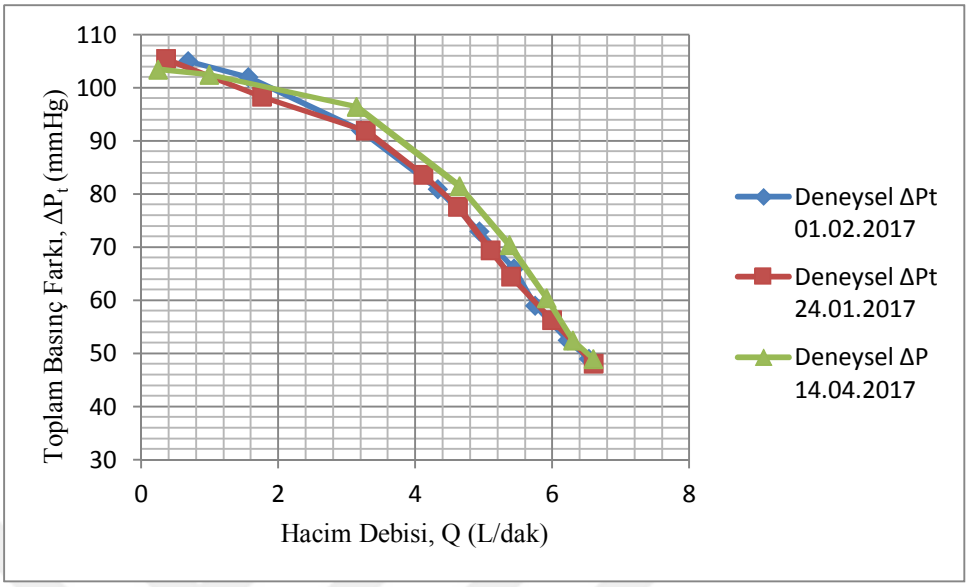
Deneyde güç ölçümü, motor güç hattına bağlanan dijital göstergeli %1 hassasiyete sahip bir wattmetre ile yapıldı. Her devirde motor pompadan ayrılarak sadece motorun ve sürücünün tükettiği güç ölçüldü. Motorun boşta tükettiği güç yükte tükettiği güçten çıkarılarak pompanın mil gücü (3.8) formülüyle hesaplandı. Pompa mil gücünü kullanarak pompanın genel verimi (3.9) formülüyle hesaplandı.

$$N_m = N_{mot,y} - N_{mot,b} \tag{3.8}$$

$$\eta_p = \frac{N_a}{N_m} \tag{3.9}$$

Deneylerin ilk aşamasında akışkan olarak su kullanıldı. Deneylerin tekrarlanabilirliğinin kontrol edilmesi için farklı tarihlerde 3000 dev/dak motor dönme

hızında testler yapılmıştır. Bu testlerin sonuçları Şekil 3.4'te verilmiştir. Bu sonuçlara göre deneyin tekrarlanabilirliğinin uygun olduğu görülmüştür.



Şekil 3.4 Deneyin tekrarlanabilirlik kontrolü

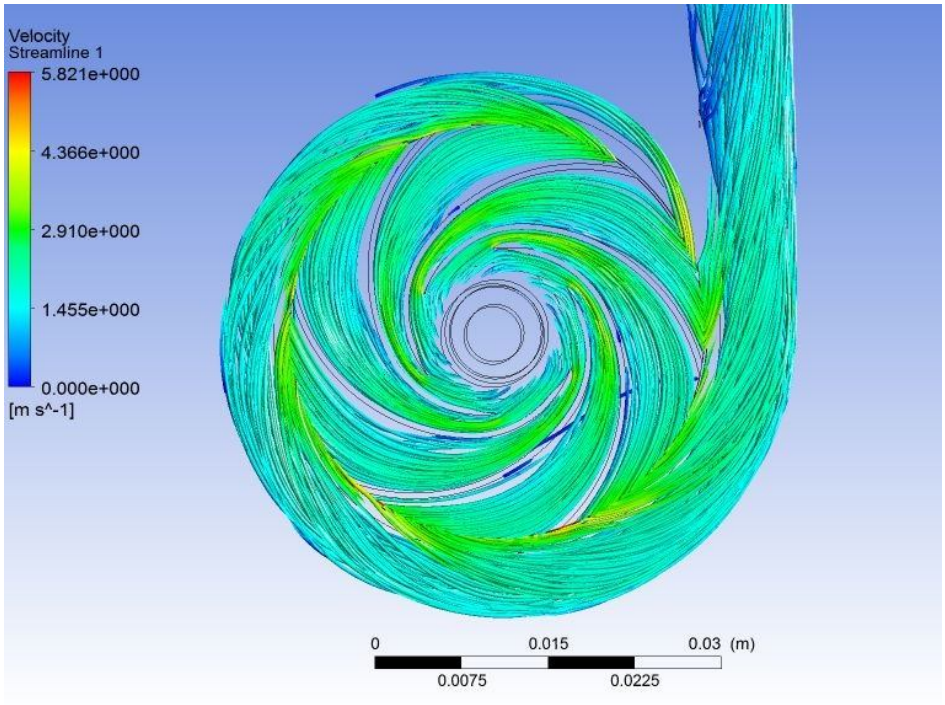
2500, 3000, 3300 ve 3500 dev/dak motor dönme hızlarında 0-8 L/dak. Debi aralığında sırayla 7, 9, 12 ve 10 farklı akış debisi değerinde ölçümler yapıldı. Deney sonuçları Şekil 4-3'de gösterildi. Deneyin ikinci aşamasında kana benzer akışkan özellikleri gösteren hacimce %40 gliserin-%60 su çözeltisi kullanıldı (Untaroiu ve ark 2005). Bu çözelti için de aynı hızlarda 0-6 L/dak debi aralığında ölçümler yapıldı. Deney sonuçları Şekil 4-6'da gösterildi. Deneylerde her bir akış debisi değeri için toplam basınç farkı, motor devir sayısı ve motor-sürücü grubunun gücü ölçüldü.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, tasarlanmış olan santrifüj bir kalp destek pompasının performansını incelenmek amacıyla; debiye bağlı olarak pompa basıncı $\Delta P=f(Q)$, hidrolik verimi $\eta_h=f(Q)$, genel verimi $\eta_p=f(Q)$ ve pompa içinde oluşan kayma gerilmeleri belirlenip karşılaştırıldı.

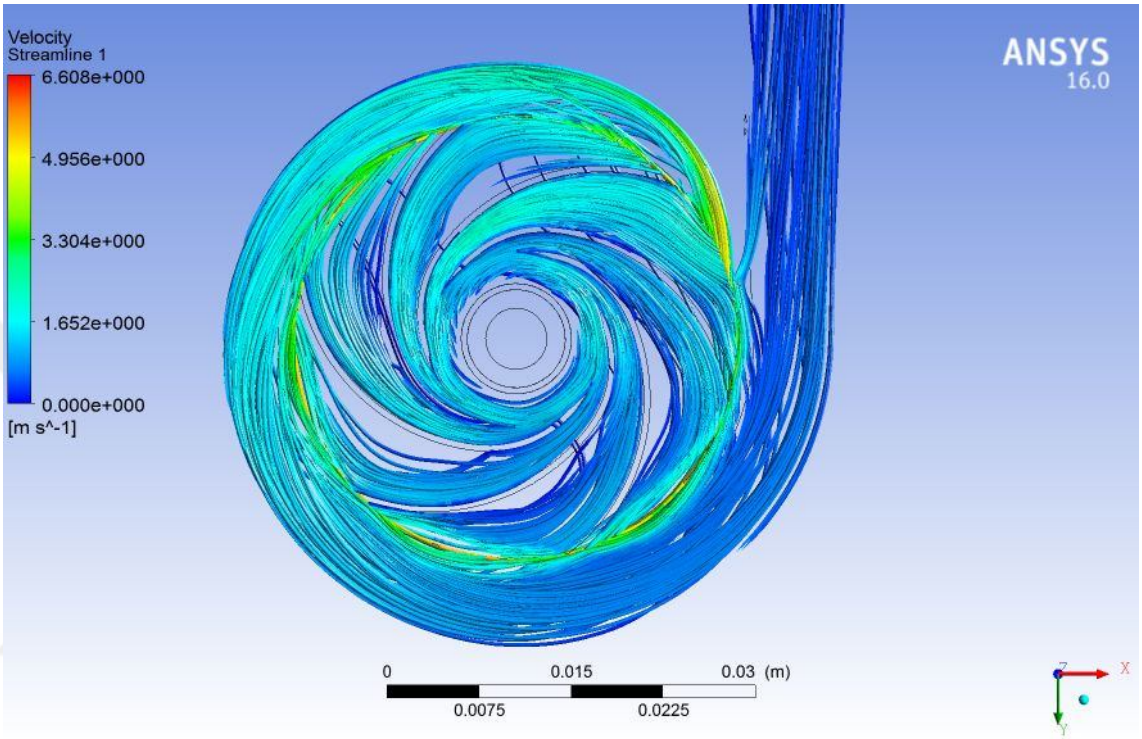
4.1. Pompa İçi Akışın İncelenmesi

Pompa içindeki akış HAD simülasyonları yardımıyla incelenmiş, akış çizgileri ve akışın hız vektörlerinin görüntülenmeleri yapılmıştır. Akışkan olarak su kullanılan analizlerde 3000 dev/dak tasarım dönme hızı, 5 L/dak tasarım debisinde pompa içindeki akışın akış çizgileri Şekil 4.1a'da gösterilmiştir. HAD simülasyonuyla elde edilen akış çizgilerinin kesiti alınmış, görüntüye örtü ve salyangoz arası akış çizgileri dahil edilmemiştir.



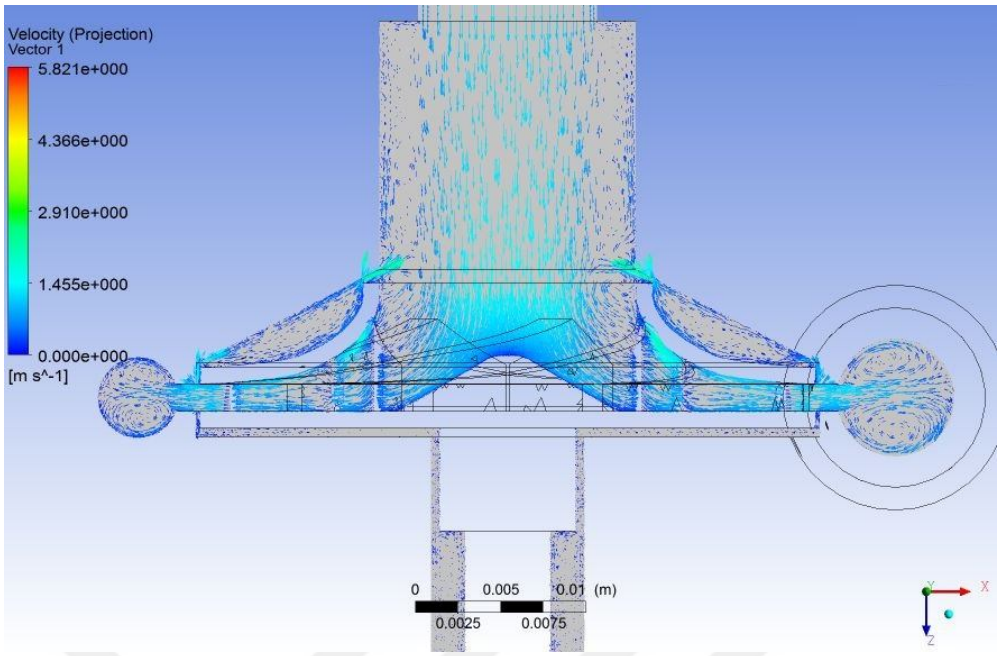
Şekil 4.1a Pompa içi akış çizgileri (3000dev/dak dönme sayısı, 5 L/dak akış debisi için)

Tasarım debisinden uzaklaştıkça akış çizgilerinde değişimin incelenmesi için 3000dev/dak tasarım dönme sayısı ve 1 L/dak akış debisinde pompa içi akış çizgileri HAD simülasyonuyla bulunmuş, Şekil 4.1b'de verilmiştir. Şekil 4.1a ve b karşılaştırıldığında beklendiği üzere 1 L/dak akış debisi için pompa içi akış hızında azalma gözemlendi. Akış çizgilerinin düzeninde bir bozulma gözlemlenmiştir.



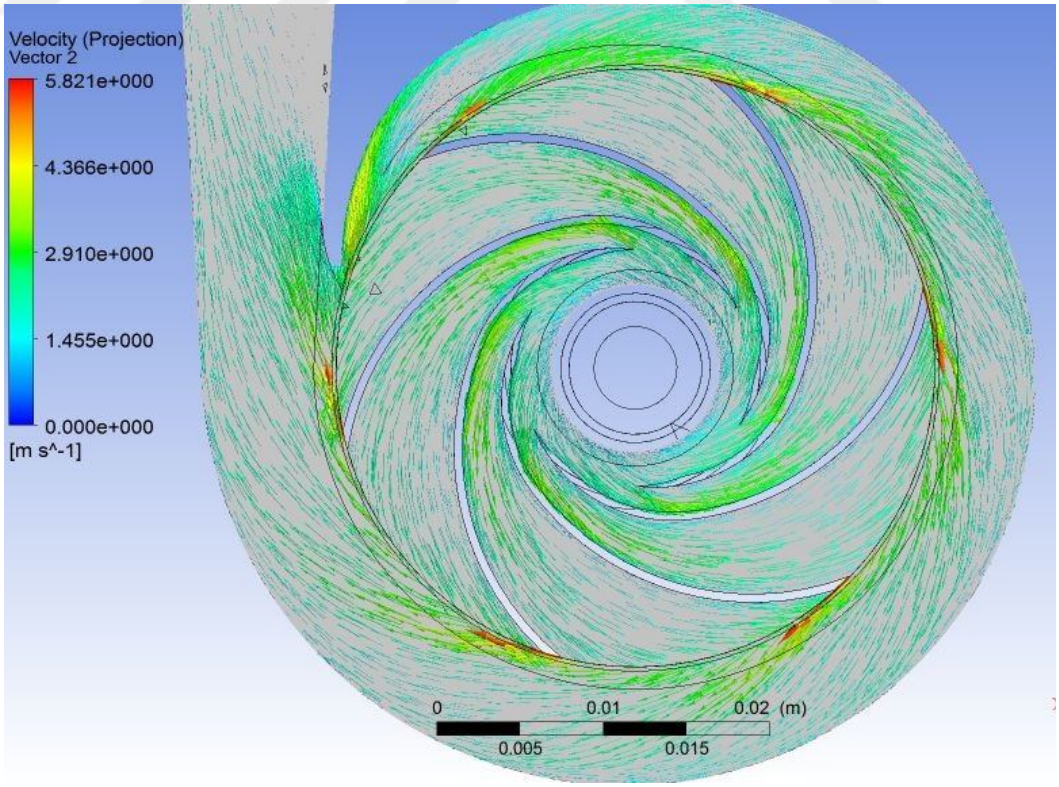
Şekil 4.1b Pompa içi akış çizgileri (3000dev/dak dönme sayısı, 1 L/dak akış debisi için)

Pompa içi akışın hız vektörlerinin HAD simülasyonuyla elde edilen görüntüleri Şekil 4.2a ve b'de 3000 dev/dak tasarım dönme hızı ve 5 L/dak tasarım akış debisi için verilmiştir. Şekil 4.2a'sa çark ekseninden geçecek şekilde salyangoz içi akışa dik kesit alınmış ve hız vektörlerinin kesit düzlemine teğet bileşeni gösterilmiştir. Çarktan çıkan akışkanın salyangoz duvarına çarpıp dışa doğru açıldığı ve salyangoz içinde dönerek hareket ettiği görüldü. Ayrıca Çark diski ve örtüsü ile salyangoz arası boşluğun azaldığı noktalarda hızın arttığı (vektör görseli okların boylarının uzadığı) da görüldü.



Şekil 4.2a Çarkın dönme eksenine paralel kesitte hız vektörleri

Çarkın dönme eksenine dik kesit alınıp bu kesit üzerinde akışın hız vektörlerinin teğetsel bileşenin yansıtılması Şekil 4.2b'de gösterilmiştir. Çark kanatlarının çıkış uçlarında akışın çizgisel hızının arttığı ve akışın düzeninin bozulduğu (vektör görseli okların içi içe girdiği) görüldü.

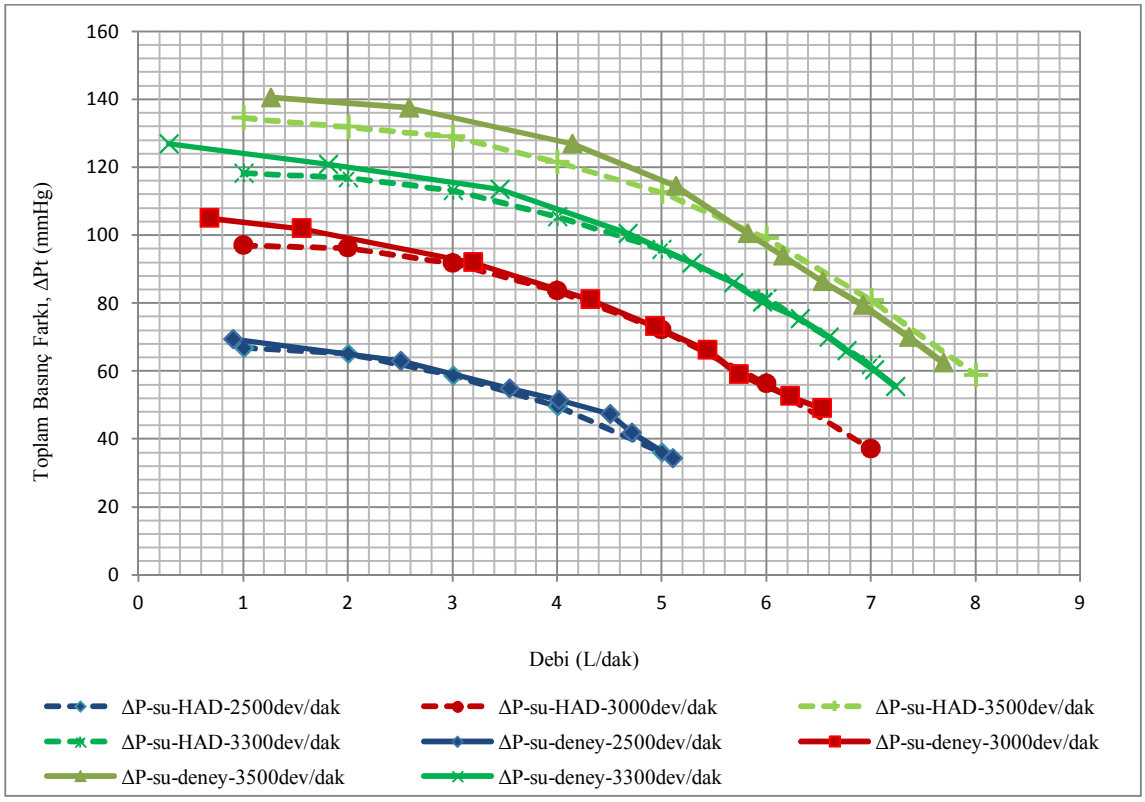


Şekil 4.2b Çarkın dönme eksenine dik kesitte hız vektörleri

4.2. Pompa Performansının Belirlenmesi

4.2.1 Su İçin Yapılan Deney Sonuçlarının HAD Simülasyon Sonuçlarıyla Karşılaştırılması

Akışkan olarak su kullanılan deneylerde farklı dönme hızları için belirlenen kalp destek pompası ΔP=f(Q) toplam basıncının HAD simülasyonuyla elde edilenlerle karşılaştırılması Şekil-4.3'de verilmiştir. Burada denenen mini santrifüj pompanın hem sayısal hem de deneysel debiye göre basıncının değişimi, düşük özgül hızlı büyük ölçekli rotodinamik (çarklı) pompalarınkine benzer bir davranış göstermektedir. Su için yapılan deneylerin sonuçlarının, HAD yazılımıyla elde edilen sonuçlarla çok büyük benzerlik gösterdiği tespit edilmiştir. 5 L/dak değerindeki tasarım debisinden uzaklaştıkça, simülasyon ve deneysel sonuçları arasında biraz farklılık olduğu görülmektedir. Tasarım debisinde hedeflenen tasarım toplam basınç farkı olan 100 mmHg değerine dönme hızı yaklaşık %12 arttırılarak 3350 dev/dak dönme hızında ulaşılmıştır.

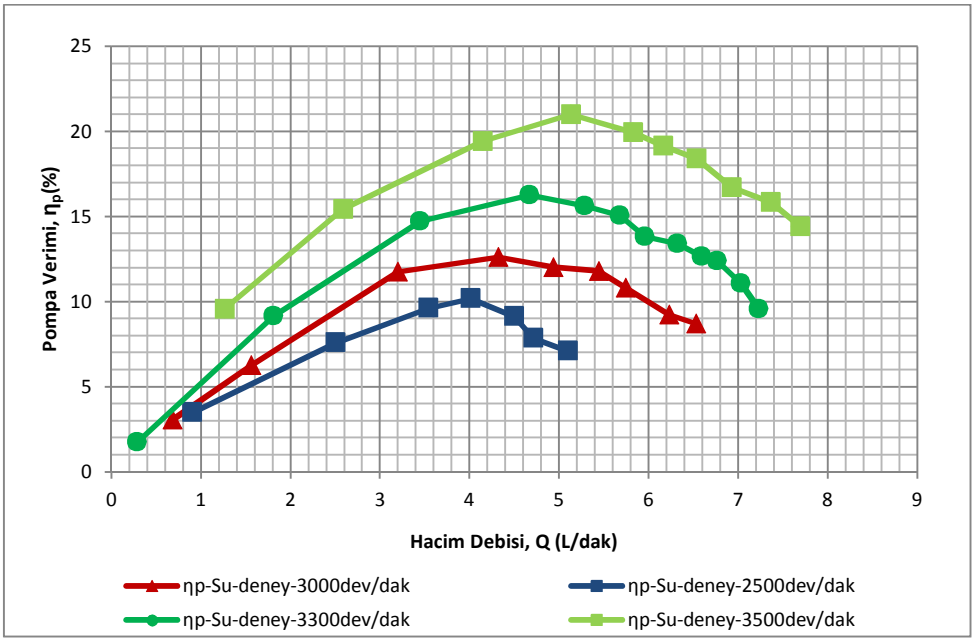


Şekil-4.3 Su için deneysel toplam basınç farkı sonuçların HAD sonuçlarıyla karşılaştırılması

Santrifüj kalp destek pompalarının performans analizleri üzerine yapılan bir çalışmada; akışkan olarak su kullanılmış, 800 dev/dak dönme hızında analiz ve deneysel çalışma sonuçları arasında çok iyi bir uyum ve 2000 dev/dak dönme hızı kullanılan testlerde yaklaşık %9.75 sapma gözlenmiştir (Masuzawa ve ark 2009).

Kalp destek pompalarının performansına kanat yükseklik profili etkisinin incelendiği bir çalışmada; akışkan olarak su kullanılarak HAD simülasyonunda 3000 dev/dak dönme hızı ve 5 L/dak su debisinde, 46 mm çapında bir çarkla yaklaşık 130 mm-Hg toplam basınç farkı elde edilmiştir (Demir ve ark 2011). Bu tezin ait olduğu çalışmada ise aynı dönme hızı ve debide 34 mm çapında bir çarkla 72 mmHg toplam basınç farkı elde edildi.

Akışkan olarak su kullanılan deneylerin verileri kullanılarak, farklı dönme sayılarındaki pompa debisine bağlı olarak çizilen verim $\eta_p=f(Q)$ eğrileri Şekil-4.4'de gösterildi. Bu verim değerlerine pompa milinin yataklanması için kullanılan rulman ve sızdırmazlık için kullanılan döner mil keçesi nedeniyle oluşan mekanik kayıplar da dahildir. Tasarım dönme hızı olan 3000 dev/dak hızında, tasarım debisinin %10 kadar altında 4.5 L/dak debisinde maksimum %12.5 verime ulaşıldı. Ulaşılan en yüksek verim; 3500 dev/dak dönme hızında, 5.1 L/dak debide %21 olarak gerçekleşti.



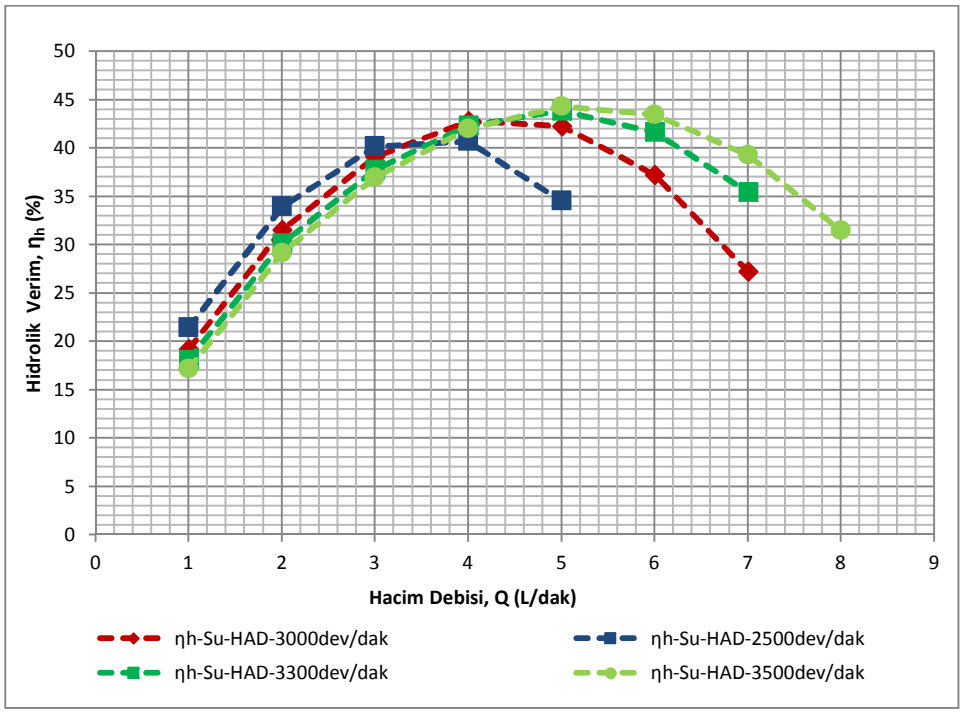
Şekil-4.4 Su için dönme hızına bağlı deneysel verim eğrileri

Mizunuma ve Ryou tarafından yapılan, sıcak film sensörüyle santrifüj bir kalp destek pompasının kayma gerilmeleri incelenen bir çalışmasında pompa veriminin dönme sayısına göre değişimi incelenmiş olup 1500 ile 3000 dev/dak dönme sayısı aralığında dönme sayısı arttıkça verimin de arttığı gösterilmiştir (Mizunuma ve Nakajima 2007).

Untarıou ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada da eksenel bir kalp destek pompası HAD simülasyonlarıyla incelenmiş, 5000 ile 8000 dev/dak aralığında dönme sayısı arttıkça verimin de arttığı belirlenmiştir (Untaroiu ve ark 2005).

Kalp destek pompaları için her ne kadar dönme sayısı artışıyla verim artışı da ön görülebilir olsa da, Şekil 4-13 de gösterildiği üzere dönme sayısı artışına bağlı olarak pompa içi kayma gerilmeleri de artacaktır. Bu nedenle kayma gerilmesi ve verim açılarından en uygun dönme sayısı tespit edilmelidir.

Su için HAD simülasyonuyla elde edilen sonuçlara ait $\eta_h=f(Q)$ eğrileri Şekil-4.5'de gösterildi. Bu analizlerde kayıp-kaçak etkileri, kapaklar ve çark taban diski ile örtüden kaynaklanan kayıplar dahil edilebildi. Mekanik kayıplar dahil edilemedi. 3000 dev/dak tasarım dönme hızında ulaşılan maksimum verim; 4 L/dak debide %42 olarak belirlendi. Simülasyon sonuçlarına göre %44 olarak en yüksek verime 3500 dev/dak dönme hızında 5 L/dak debide ulaşıldı. Bu sonucun, deney sonuçlarında en yüksek verime ulaşılabilen dönme hızı ve debi ile örtüştüğü görüldü.

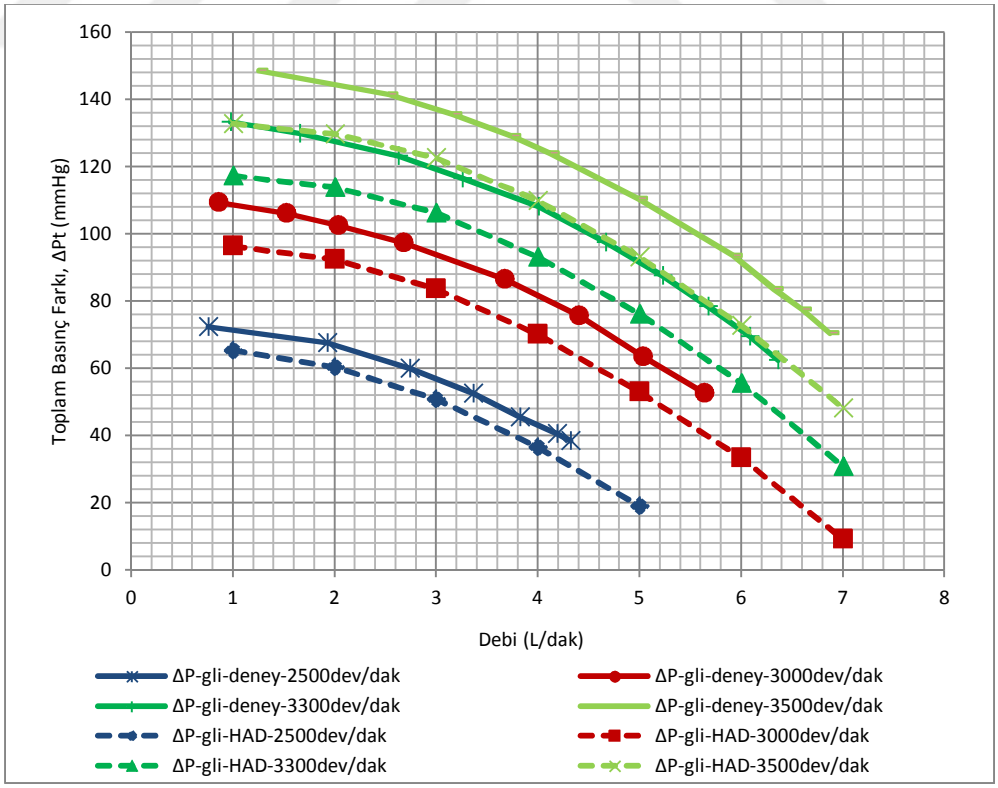


Şekil-4.5 Su için dönme hızına bağlı sayısal verim eğrileri

4.2.2 Su-Gliserin Çözeltisi İçin Yapılan Deney Sonuçlarının HAD Simülasyon Sonuçlarıyla Karşılaştırılması

Su-gliserin çözeltisi kullanılan deneylerin ΔP=f(Q) sonuçlarıyla HAD simülasyonuyla elde edilen sonuçların karşılaştırılması Şekil-4.6'da verildi. Su-gliserin çözeltisi kullanılan deneylerin sonuçlarını HAD simülasyonuyla elde edilenlerle karşılaştırıldığında sonuçların tasarım noktasında %15 kadar farklılık gösterdiği tespit edildi. Bu sapmanın, deneyde farklı viskozite ve yoğunluktaki iki maddenin karışımından oluşan bir çözelti kullanılırken, HAD simülasyonunda kanın viskozite ve yoğunluğuna sahip saf bir maddeymiş gibi dikkate alınmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

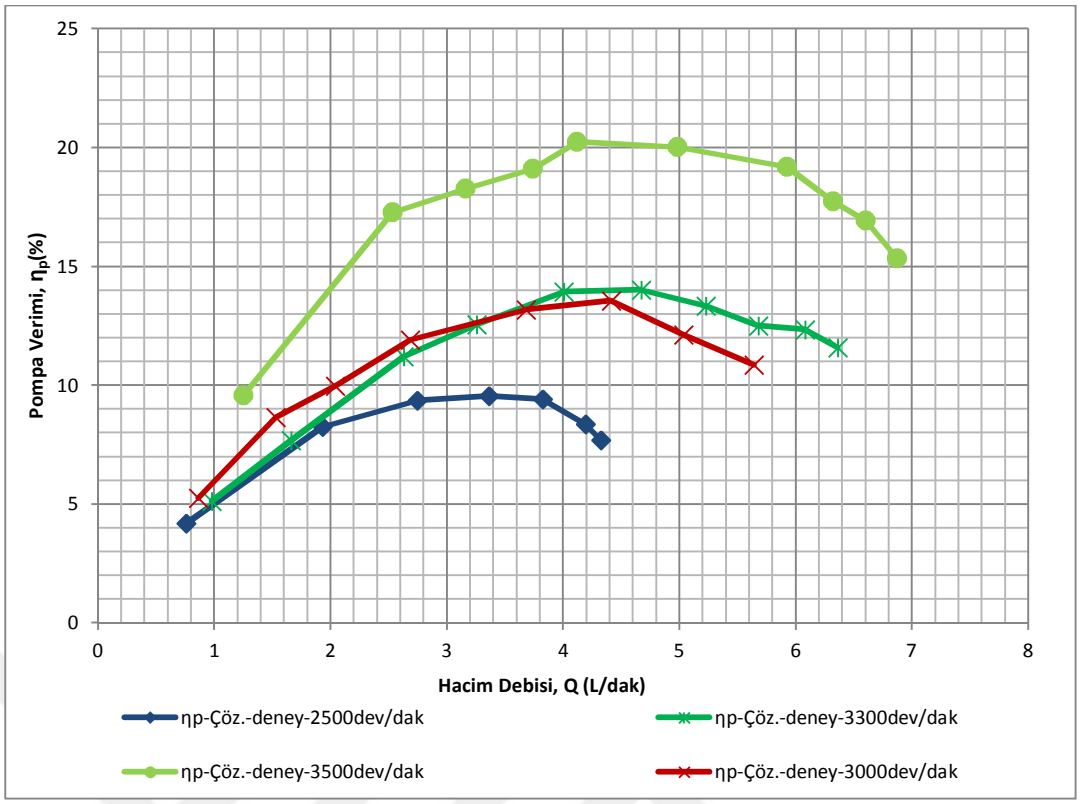
Bu alandaki bir başka bir deneysel çalışmada, %40 oranında gliserin-su çözeltisi kullanılarak yaklaşık 50 mm çapında, kanat profilleri farklı olan 4 adet çark incelenmiş, 2000 dev/dak dönme hızı ve 5 L/dak debide 85-110 mm-Hg aralığında sonuçlar elde edilmiştir (Yu ve ark 2000). Bu tezin ait olduğu çalışmada ise 3000 dev/dak dönme hızı ve 5 L/dak debide 34 mm çapında bir çarkla 62 mm-Hg toplam basınç farkı elde edildi.



Şekil-4.6 Su-gliserin çözeltisi için deneysel toplam basınç farkı sonuçlarının HAD simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılması

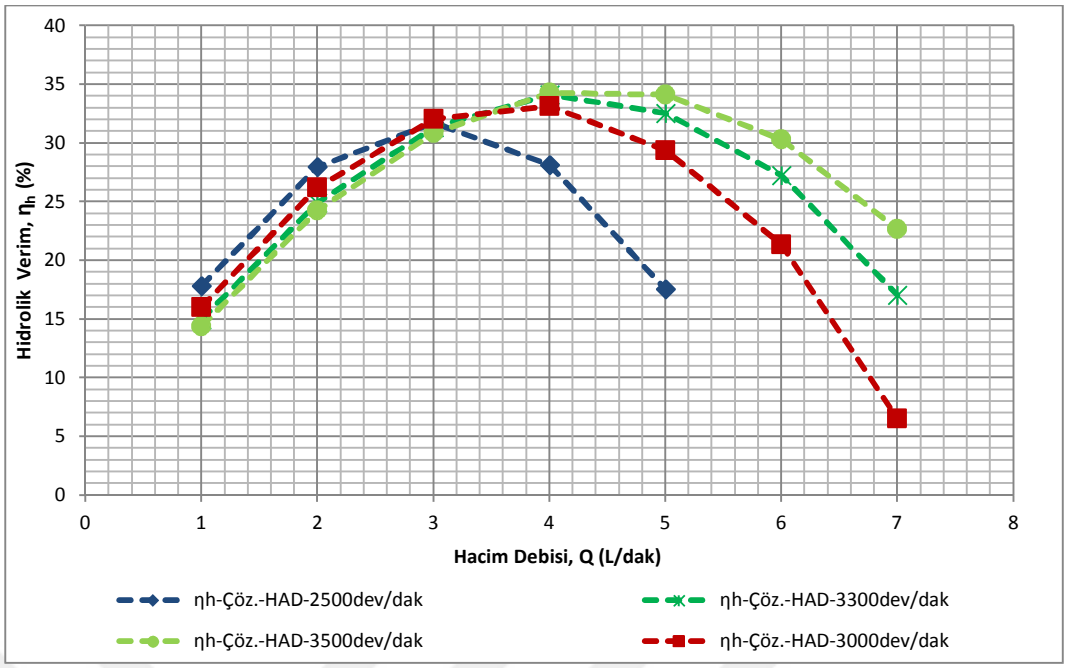
Kan akışının modellenmesinde kanın, 1050 kg/m^3 yoğunluk ve 0.0035 Pa.s viskoziteli newtonyen akışkan olduğu kabulünün yapıldığı bir çalışmada; k-ω SST türbülans modeli kullanılarak santrifüj kalp destek pompası peformansı belirlenmiştir. Deneylerle sayısal analizler arasındaki basınç sapması; bir pompa tipinde 320 mm-Hg pompa basıncında ortalama 15 mm-Hg ve basıncı 55 ile 175 mm-Hg arasında değişen diğer tip pompada ise ortalama 19 mm-Hg bulunmuştur (Fraser ve ark 2012). Dört farklı karışık akışlı çark modelinin farkı incelenen bir çalışmada kan için Newtonyen akışkan olduğu kabulü yapılmış, 1059 kg/m^3 yoğunluk ve 0.0036 Pa.s viskozite kabul edilmiştir. Aynı çalışmada bir pompa modeli için ana çalışma noktasında; deneysel ve sayısal pompa basınçları arasında çok iyi bir uyum yakalanırken, diğer bir modelde %14 civarı bir sapma görülmüştür (Arvand ve ark 2004). Bir başka santrifüj kan pompası incelemesinde ise 1056 kg/m^3 yoğunluk ve 0.0035 Pa.s viskozite olacak şekilde akışkan özellikleri tanımlanmış sayısal analizlerin sonuçlarıyla boyutsuzlaştırılmış deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyum görülmektedir (Ogami ve ark 2010).

Su-gliserin çözeltisi kullanılan deneylerin sonuçlarına göre elde edilen, farklı dönme sayılarındaki pompa debisine bağlı olarak verim $\eta_p=f(Q)$ eğrileri Şekil-4.7'de gösterildi. Bu verim değerlerine pompa milinin yataklanması için kullanılan rulman ve sızdırmazlık için kullanılan döner mil keçesi nedeniyle oluşan mekanik kayıplar da dahildir. Tasarım dönme hızı olan 3000 dev/dak hızında, tasarım debisinin %10 kadar altında 4.5 L/dak debisinde maksimum %13.5 verime ulaşıldı. Ulaşılan en yüksek verim; 3500 dev/dak dönme hızında, 4 L/dak debide %20 olarak gerçekleşti.



Şekil-4.7 Su-gliserin çözeltisi için dönme hızına bağlı deneysel verim eğrileri

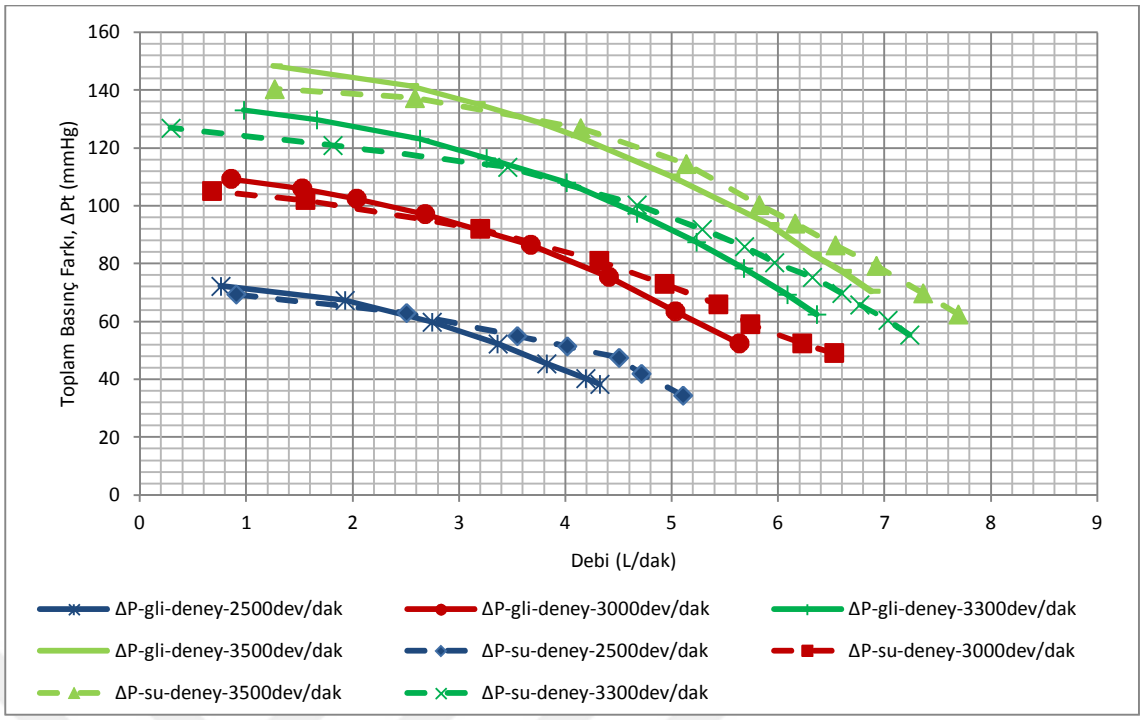
Su-gliserin çözeltisi için HAD simülasyonuyla elde edilen sonuçlara ait $\eta_h=f(Q)$ eğrileri Şekil-4.8'de gösterilmiştir. Bu analizlerde kayıp-kaçak etkileri ve çark taban diski ile örtüden kaynaklanan kayıplar dahil edilebildi. Mekanik kayıplar dahil edilemedi. 3000 dev/dak tasarım dönme hızında ulaşılan maksimum verim; 4 L/dak debide %33 olarak gerçekleşti. Simülasyon sonuçlarına göre %34 olarak en yüksek verime 3500 dev/dak dönme hızında 4 L/dak debide ulaşıldı. Bu sonucun, deney sonuçlarında en yüksek verime ulaşılabilen dönme hızı ve debi ile örtüştüğü görüldü.



Şekil-4.8 Su-gliserin için dönme hızına bağlı sayısal verim eğrileri

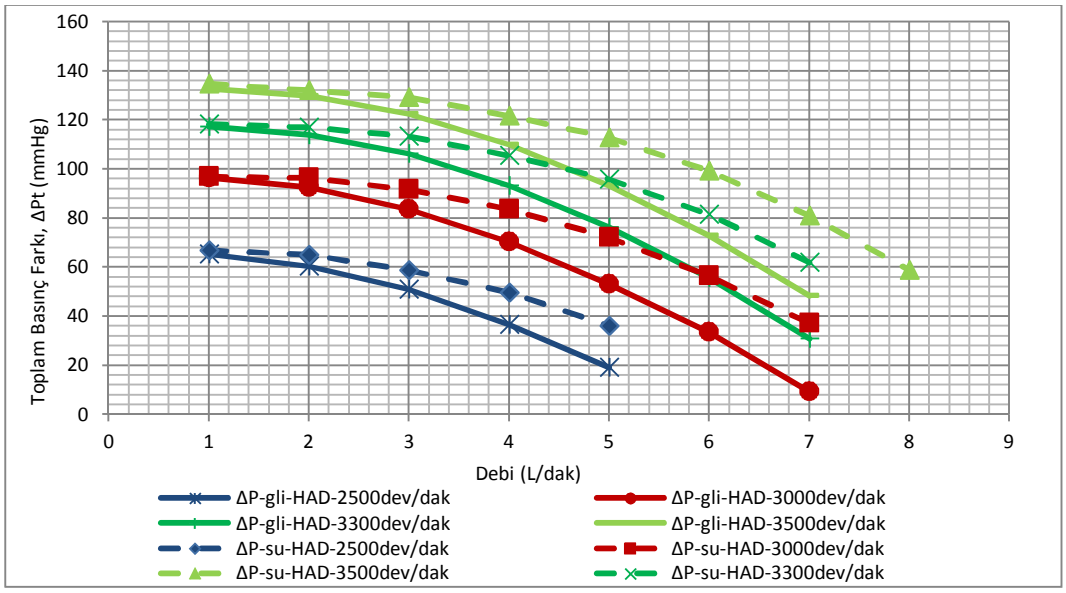
4.2.3 Su-Gliserin Çözeltisi Kullanılan Testlerin Sonuçlarının Su Kullanılan Testlerin Sonuçlarıyla Karşılaştırılması

Su ile yapılan deneylerin sonuçlarıyla su-gliserin çözeltisiyle yapılan deneylerin sonuçlarının karşılaştırılması Şekil-4.9'da gösterilmiştir. Her bir dönme hızındaki $\Delta P=f(Q)$ eğrileri ayrı ayrı incelendiğinde düşük debilerde su-gliserin çözeltisi için ölçülen toplam basınç farkının su için ölçülenden biraz büyük olduğu görüldü. Debi arttıkça su ve su-gliserin çözeltisi sonuçlarının kesiştiği ve sonunda su sonuçlarının biraz daha yüksek toplam basınç farkı verdiği görüldü.



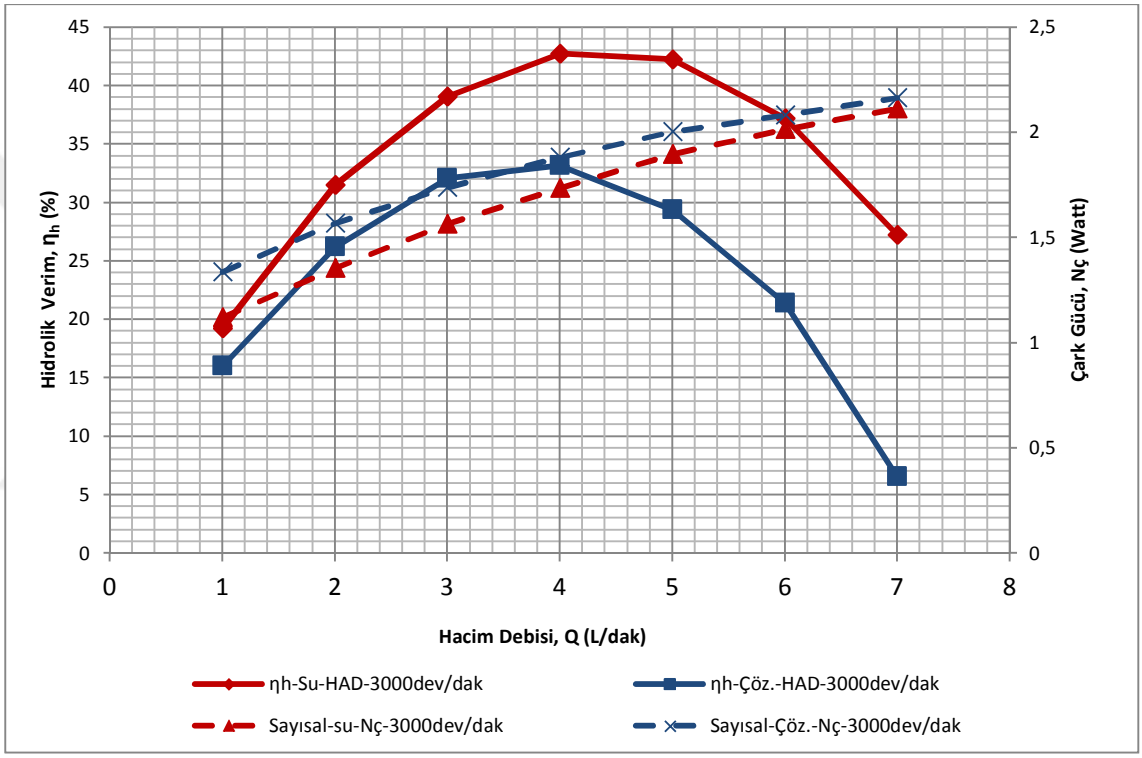
Şekil-4.9 Su ve su-gliserin çözeltisi deney sonuçlarının karşılaştırılması

Su ve su-gliserin çözeltisi için yapılan HAD simülasyonlarına ait sonuçların karşılaştırılması ise Şekil-4.10 de gösterilmiştir. Düşük debilerde su ve su-gliserin çözeltilerinin simülasyonla elde edilen toplam basınç farklarının çok yakın olduğu görüldü, ancak debi arttıkça iki akışkanın sonuçları arasındaki farkın büyüdüğü görüldü. Bu değişimin, su-gliserin çözeltisinin Şekil-4.6'da gösterilen deneysel ve sayısal toplam basınç farkı karşılaştırılmasında bulunan değerlere uygun olduğu görüldü.



Şekil-4.10 Su ve su-gliserin çözeltisi için HAD simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması

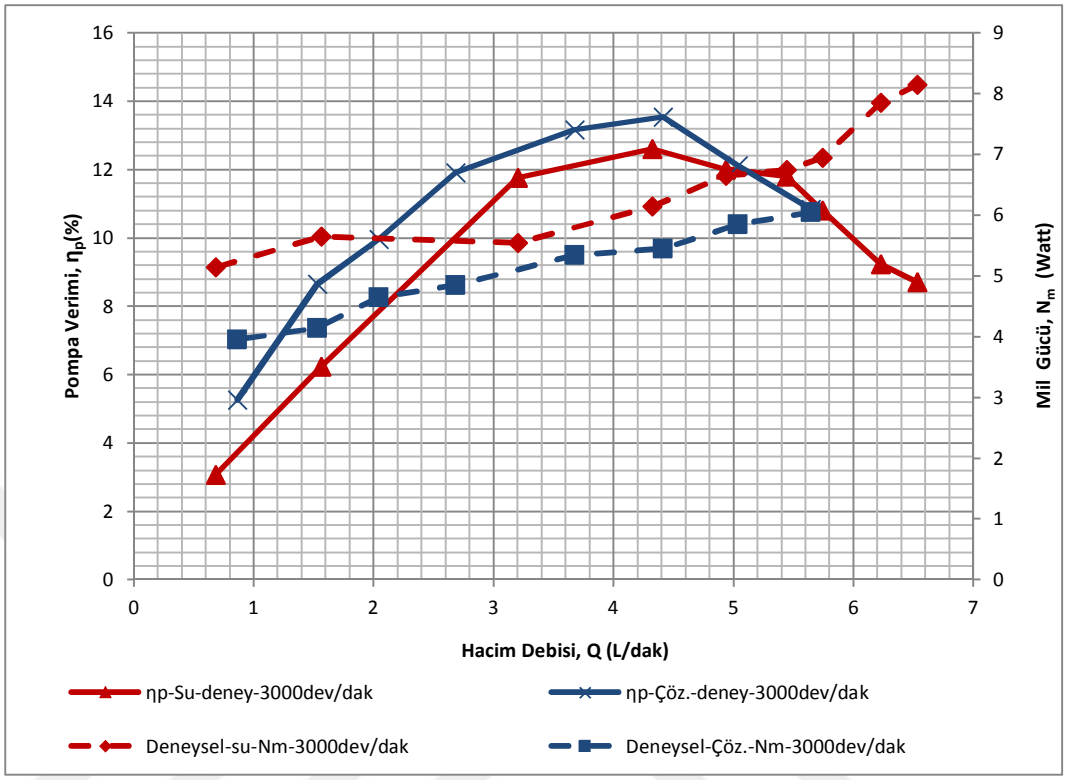
HAD simülasyonu ile belirlenen debiye bağlı olarak çizilen çark gücü $N_{ç}=f(Q)$ ve hidrolik verim $\eta_h=f(Q)$ grafikleri Şekil 4.11'da gösterilmiştir. Çark gücünün her iki akışkanda da çok yakın değerlerde olduğu görüldü. Grafiklere baktığımız zaman su için sayısal yöntemle belirlenmiş maksimum verim yaklaşık %43 iken su-gliserin çözeltisinde, sayısal yöntemle belirlenmiş maksimum verimin yaklaşık %33 olduğu görülmektedir. Bu verimlerdeki farklılığın %10 civarında olduğu görülmüştür. Güç değerlerindeki benzeşmeye rağmen verim değerlerindeki farklılığın toplam basınç farkındaki farklılıkla açıklanabilir.



Şekil-4.11 Su ve su-gliserin çözeltisi için sayısal hidrolik verim ve çark gücü grafiği

Deney sonuçlarına göre elde edilen, pompa debisine bağlı olarak verim $\eta_p=f(Q)$ ve mil gücü eğrileri $N_m=f(Q)$ sırayla Şekil-4.12'de gösterilmiştir. Su ve su-gliserin çözeltisi ile yapılan deneylerin sonucunda; bu prototip pompada maksimum verimlerin yaklaşık %13 ve 5 L/dak debideki verimlerin yaklaşık %12 değerleriyle hemen hemen aynı değerlerde olduğu görüldü. İncelenen debi aralığında pompa mil gücünün 4 ila 8 W arasında değiştiği belirlendi. Su için yapılan deneylerde ölçülen mil gücünün su-gliserin çözeltisi için yapılan deneylerde ölçülenden büyük olduğu görülmüştür. Şekil 4-11'de gösterildiği üzere HAD simülasyonları sonucu su ve su-gliserin çözeltileri için çark gücünün çok yakın olduğu görüldü. Bu durumda iki akışkanın mil güçleri arasındaki

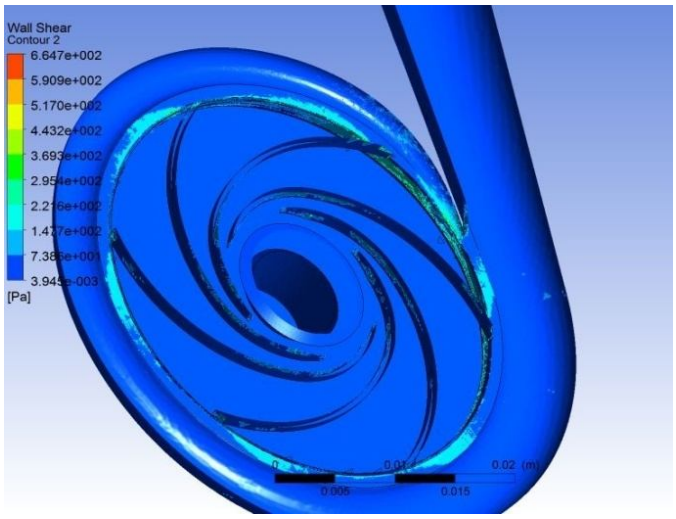
fark mekanik kayıplardaki eşitsizlikten kaynaklanacağı, bunun da kaygan bir akışkan olan su-gliserin çözeltisi lehine olacağı düşünülmektedir.



Şekil-4.12 Su ve su-gliserin çözeltisi için deneysel güç ve verim grafiği

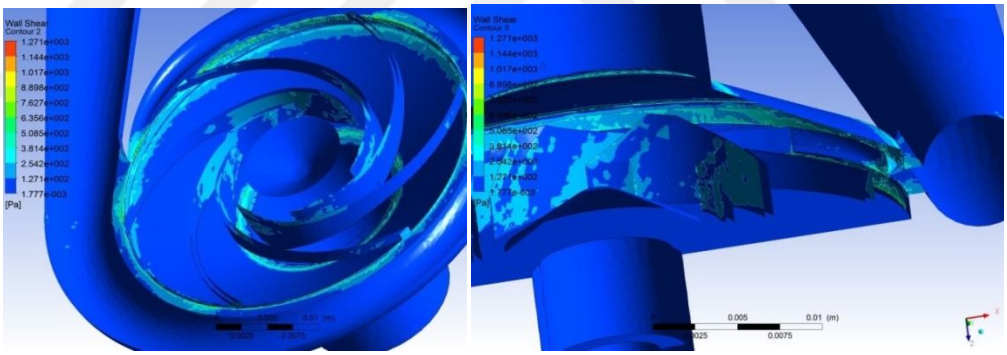
4.3. Pompa İçindeki Kayma Gerilmelerinin Belirlenmesi

Kalp destek pompalarını tasarımında dikkat edilmesi gereken önemli bir konu da pompa içindeki kayma gerilmelerinin minimuma indirilmesidir. Su ile yapılan HAD simülasyonu testleriyle belirlenen, pompa içinde meydana gelen kayma gerilmesinin önemli olduğu bölgeler Şekil-4.13'de açık tonlu renklerle gösterilmiştir. Pompa içinde kayma gerilmelerinin en yüksek olacağı bölgelerin, biri sabit diğeri hareketli duvarla çevrelenen en dar yerlerde olacağı öngörüldü ve bu bölgeler incelendi. Akışkan olarak suyun kullanıldığı durumda pompa içerisinde oluşan kayma gerilmelerine bakıldığı zaman, en yüksek kayma gerilmesinin olduğu bölgenin salyangoz dilinin çark tarafı olduğu görülmektedir. Bu bölgede görülen kayma gerilmesinin değeri 664.7 Pa'dır. Çark diski ve salyangoz gövdesi arasında kalan 0.25'mm'lik dar alanda da kayma gerilmesinde yükselme gözlendi; ancak bu yükselme 460 Pa seviyesinde kaldı.

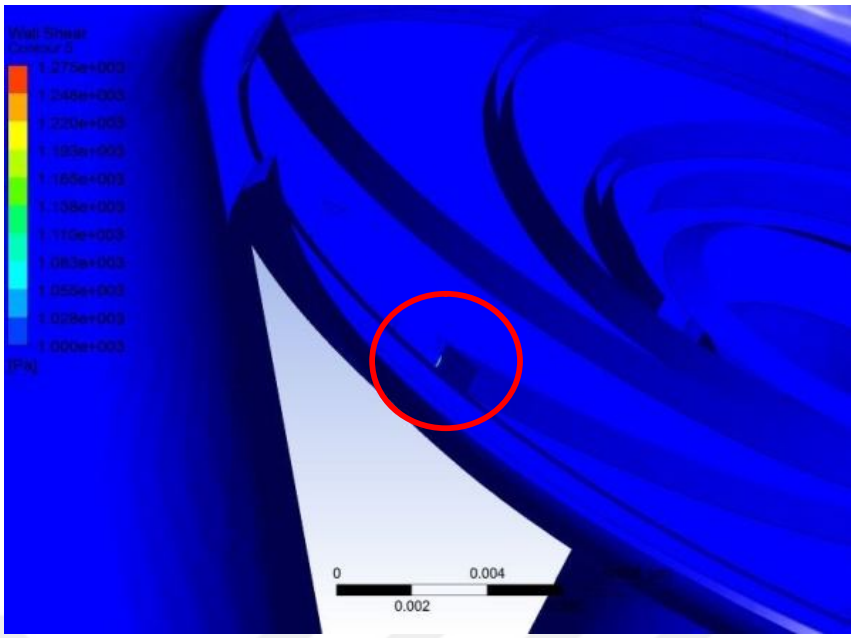


Şekil-4.13 Su için HAD simülasyonuyla bulunan kayma gerilmeleri

Su-gliserin çözeltisinin HAD simülasyonuyla yapılan analizlerde belirlenen kayma gerilmeleri Şekil-4.14a-b-c'de gösterilmiştir. Su-gliserin çözeltisini için tespit edilen en yüksek kayma gerilmesi 1271 Pa olup, bu değerin görüldüğü bölgenin çark kanadının çıkış ucunun arka kısmı olduğu anlaşıldı (Şekil-4.14b).



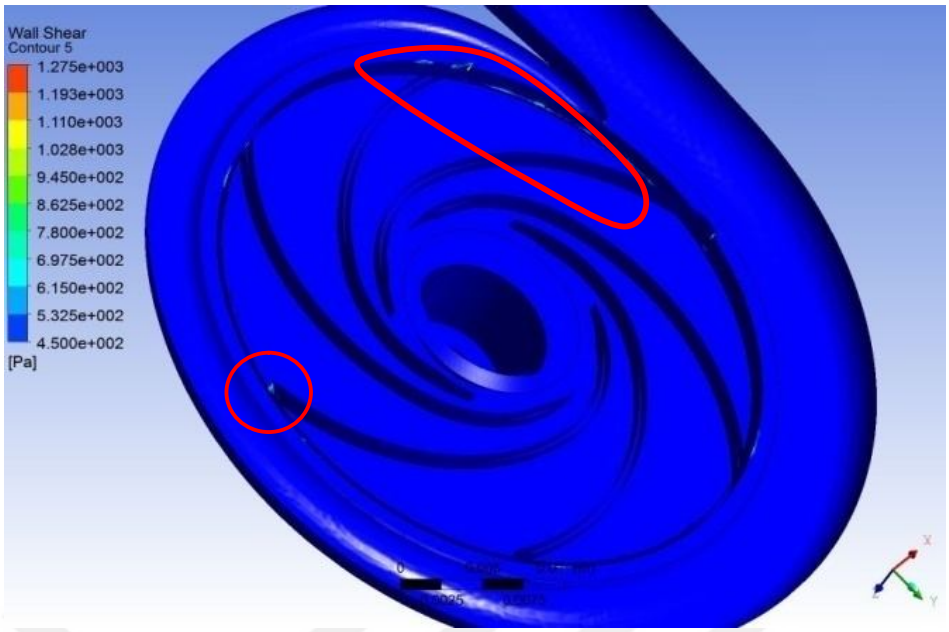
Şekil-4.14a Su-gliserin çözeltisi için HAD simülasyonuyla bulunan kayma gerilmeleri



Şekil-4.14b Su-gliserin çözeltisini için tespit edilen en yüksek kayma gerilmesi bölgesi

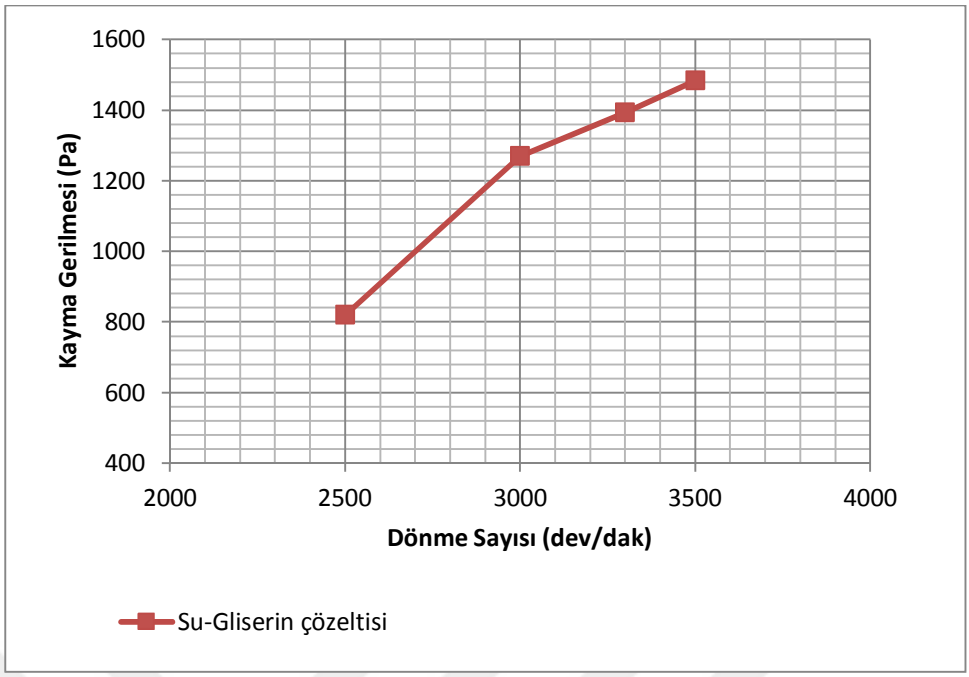
Bu çalışmanın sonuçlarına benzer sonuçlar elde edildiği söylenebilecek bir çalışmada 3200 dev/dak dönme hızı, 5 L/dak akış debisinde, HAD simülasyonu sonuçlarına göre salyangoz dili bölgesinde 719 Pa kayma gerilmeleri bulunmuştur. Salyangoz içinde tespit edilen en yüksek kayma gerilmeleri 1158 ve 903 Pa olarak dar bölgelerde gerçekleşmiştir (Masuzawa ve ark 1999). Başka bir çalışmada ise 2000 dev/dak dönme hızı ve 5 L/dak debide kayma gerilmeleri incelendiğinde kanat çıkış ucu bölgesinde maksimum 273 Pa değerinde kayma gerilmesi gözlendiği ifade edilmiştir (Yu ve ark 2000).

Yine salyangoz dilinin çark tarafında, çark diski ve örtüsü ile salyangoz arasındaki 0.25 mm'lik dar kanalda ve salyangoz giriş dudakları arasındaki dar kanalda kayma gerilmelerinde artış olduğu gözlemlendi. Kayma gerilmesinin, tüm katı yüzey alanına göre çok küçük bir yüzey alanında 450 Pa'ın üzerine çıktığı gözlemlendi. Bu alanlar Şekil-4.14c'de açık tonla gösterilmiştir.



Şekil-4.14c Kayma gerilmesinin 450 Pa üzeri olduğu bölgeler

Su-gliserin çözeltisi için yapılan HAD simülasyonlarında bulunan en yüksek kayma gerilmesi değerlerinin dönme hızına bağlı değişimi Şekil 4-15'de gösterildi. Dönme hızı arttıkça kayma gerilmesinin de arttığı görüldü. Pompa içi kayma gerilmelerinin azaltılması için dönme sayısının azaltılmasının faydalı olabileceği görüldü. Ancak dönme sayısının azaltılması durumunda toplam basınç farkının azalacağı Şekil 4.3'de, pompa veriminde azalma olacağı Şekil 4.4'de gösterilmiştir. En uygun dönme sayısı belirlenirken pompa performansının yanı sıra kayma gerilmeleri de dikkate alınmalıdır.



Şekil-4.15 Çark kanadının çıkış ucunda oluşan kayma gerilmesinin dönme hızına bağlı değişimi

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Üzerinde çalıştığımız pompa büyük ölçekli santrifüj pompaların tasarımında kullanılan Stepanoff metoduyla tasarlanmış olup tasarım aşamasında kullanılan ampirik katsayıların genel amaçlı pompalar için hazırlanmış olduğu düşünülürse, tasarım parametreleriyle elde edilecek deney sonuçları arasında farklılık olması bekleniyordu. Bu farkın imalat öncesi görülüp prototip pompa tasarımda düzeltmeler yapılması açısından HAD yazılımlarının zaman ve maliyet faktörleri dikkate alındığında faydası açıkça ortaya çıkmaktadır.

Su için yapılan deneylerin sonuçlarıyla HAD simülasyonuyla elde edilen sonuçlar arasında iyi bir uyum gözlendi. Gliserin-su çözeltisi ile yapılan analizlerde ise tasarım noktasında %15 kadar deney sonuçlarından sapma görüldü. Bu çalışmada su için ulaşılan uyum ve literatürdeki diğer çalışmalarda ulaşılan sonuçlara göre, tasarım aşamasında karşılaşılabilecek sorunların giderilmesi ve daha iyi performansa sahip kalp destek pompaları geliştirilmesi için HAD simülasyonlarının kullanılabileceği söylenebilir.

HAD simülasyonlarının görüntüsel sonuçlarına baktığımız zaman pompa içinde kayma gerilmeleri, sabit ve hareketli duvarlar arasındaki dar kanallarda ve akışın ani yön değişimi gösterdiği bölgelerde artmaktadır. Yüksek kayma gerilmelerinden kaçınmak için bu tip bölgelere yoğunlaşılması gerektiği anlaşılmaktadır. Günümüzdeki çalışmalar, ağırlıklı olarak bu bölgelerde geometri düzeltmeleriyle kayma gerilmesi değerlerinin istenen limitlerin altına çekilmesi üzerinedir.

5.2 Öneriler

Bu çalışma, yazarların prototip kalp destek pompasıyla ilgili ilk çalışmasıdır. Pompa içindeki kayma gerilmelerinin istenen seviyenin altına indirilmesi, HAD simülasyonlarının hatalarının azaltılması, pompa performansının ve fonksiyonelliğinin artırılması üzerine çalışmalar sürdürülmektedir.

Pompa performansını artırmak amacıyla salyangoz dilinin geometrisi ve çıkış borusu üzerinde çalışma yapılabilir. Çark giriş ve çıkış açıları gibi bazı parametreler için klasik metotla tasarımda tavsiye edilen sınırların dışında da modellemeler denenebilir.

Pompa içi kayma gerilmelerinin minimuma indirilmesi için kayma gerilmelerinin yüksek olduğu; çark diski ile salyangoz arası boşluk, çark kanadı çıkış ucu ve dil bölgesine yoğunlaşılmalıdır.

Çark diski ve örtüsünün, salyangozla aralarındaki boşluklar bir miktar artırılabilir. Bu artışın pompa performansı üzerinde olumsuz etkisi olabileceği göz önünde bulundurularak bu artış kontrollü olarak yapılmalıdır.

Salyangoz dilinin çıkış borusu tarafındaki eğrisellik düşürülüp akışa etkisi azaltılabilinir. Bu sayede salyangozda toplanan akışkanın çıkış borusuna yönlendirilmesinde oluşan akış bozulması azaltılabilinir.

Çark kanat ucundaki kayma gerilmesi değerinin azaltılabilmesi için kanat ucunda farklı geometriler denenebilir. Kanat ucundaki keskin kenarların yuvarlatılması denenebilir. Buna ek olarak kanat profili için daha hassas bir çizim metodu kullanılabilir.

KAYNAKLAR

Aaronson KD, Slaughter MS, Miller LW, McGee EC, Cotts WG, Acker MA, Jessup ML, Gregoric ID, Loyalka P, Frazier OH, Jeevanandam V, Anderson AS, Kormos RL, Teuteberg JJ, Levy WC, Naftel DC, Bittman RM, Pagani FD, Hathaway DR, Boyce SW, 2012. Use of an Intrapericardial, Continuous-Flow, Centrifugal Pump in Patients Awaiting Heart Transplantation. Circulation, 125, 25, 3191.

Anonim, 2015. Türkiye Kalp ve Damar Hastalıkları Önleme ve Kontrol Programı.

Arvand A, Hahn N, Hormes M, Akdis M, Martin M, Reul H, 2004. Comparison of Hydraulic and Hemolytic Properties of Different Impeller Designs of an Implantable Rotary Blood Pump by Computational Fluid Dynamics. Artificial Organs, 28, 10, 892-8.

Baysal BK, 1979. Tam Santrifüj Pompalar Hesap,Çizim ve Konstrüksiyon Özellikleri.

Behbahani M, Behr M, Hormes M, Steinseifer U, Arora D, Coronado O, Pasquali M, 2009. A review of computational fluid dynamics analysis of blood pumps. European Journal of Applied Mathematics, 20, 4, 363-97.

Değertekin M, Çetin Erol D, Ergene O, Tokgözoğlu L, Aksoy M, Erol MK, Eren M, Sahin M, Eroğlu E, Mutlu B, 2012. Türkiye'deki kalp yetersizliği prevalansı ve öngördürücüleri: HAPPY çalışması. Türk Kardiyoloji Derneği Arşivi, 40, 4, 298-308.

Demir O, Biyikli E, Lazoglu I, Kucukaksu S, 2011. Design of a centrifugal blood pump: Heart Turcica Centrifugal. Artif Organs, 35, 7, 720-5.

Fraser KH, Zhang T, Taskin ME, Griffith BP, Wu ZJ, 2012. A Quantitative Comparison of Mechanical Blood Damage Parameters in Rotary Ventricular Assist Devices: Shear Stress, Exposure Time and Hemolysis Index. Journal of Biomechanical Engineering, 134, 8, 081002--11.

Hu QH, Li JY, Zhang MY, Zhu XR, 2012. An experimental study of Newtonian and non-Newtonian flow dynamics in an axial blood pump model. Artif Organs, 36, 4, 429-33.

Kapadia JY, Pierce KC, Poupore AK, Throckmorton AL, 2010. Hydraulic testing of intravascular axial flow blood pump designs with a protective cage of filaments for mechanical cavopulmonary assist. ASAIO J, 56, 1, 17-23.

Lu PC, Lai HC, Liu JS, 2001. A reevaluation and discussion on the threshold limit for hemolysis in a turbulent shear flow. Journal of Biomechanics, 34, 10, 1361-4.

Marsden AL, Bazilevs Y, Long CC, Behr M, 2014. Recent advances in computational methodology for simulation of mechanical circulatory assist devices. Wiley Interdiscip Rev Syst Biol Med, 6, 2, 169-88.

Masuzawa T, Ohta A, Tanaka N, Qian Y, Tsukiya T, 2009. Estimation of changes in dynamic hydraulic force in a magnetically suspended centrifugal blood pump with transient computational fluid dynamics analysis. J Artif Organs, 12, 3, 150-9.

Masuzawa T, Tsukiya T, Endo S, Tatsumi E, Taenaka Y, Takano H, Yamane T, Nishida M, Asztalos B, Miyazoe Y, Ito K, Sawairi T, Konishi Y, 1999. Development of Design Methods for a Centrifugal Blood Pump with a Fluid Dynamic Approach: Results in Hemolysis Tests. Artificial Organs, 23, 8, 757-61.

Mizunuma H, Nakajima R, 2007. Experimental Study on Shear Stress Distributions in a Centrifugal Blood Pump. Artificial Organs, 31, 7, 550-9.

Mozafari S, Rezaienia MA, Paul GM, Rothman MT, Wen P, Korakianitis T, 2017. The Effect of Geometry on the Efficiency and Hemolysis of Centrifugal Implantable Blood Pumps. ASAIO J, 63, 1, 53-9.

Nishida M, Maruyama O, Kosaka R, Yamane T, Kogure H, Kawamura H, Yamamoto Y, Kuwana K, Sankai Y, Tsutsui T, 2009. Hemocompatibility evaluation with experimental and computational fluid dynamic analyses for a monopivot circulatory assist pump. Artif Organs, 33, 4, 378-86.

Nosé Y, Yoshikawa M, Murabayashi S, Takano T, 2000. Development of Rotary Blood Pump Technology: Past, Present, and Future. Artificial Organs, 24, 6, 412-20.

Ogami Y, Matsuoka D, Horie M, 2010. Computational Study of Magnetically Suspended Centrifugal Blood Pump (The First Report: Main Flow and Gap Flow). International Journal of Fluid Machinery and Systems, 3, 2, 102-12.

Reul HM, Akdis M, 2000. Blood pumps for circulatory support. Perfusion, 15, 4, 295-311.

Song G, Chua LP, Lim TM, 2010. Numerical study of a centrifugal blood pump with different impeller profiles. ASAIO J, 56, 1, 24-9.

Stepanoff AJ, 1957. Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design and Application.

Stewart GC, Givertz MM, 2012. Mechanical circulatory support for advanced heart failure: patients and technology in evolution. Circulation, 125, 10, 1304-15.

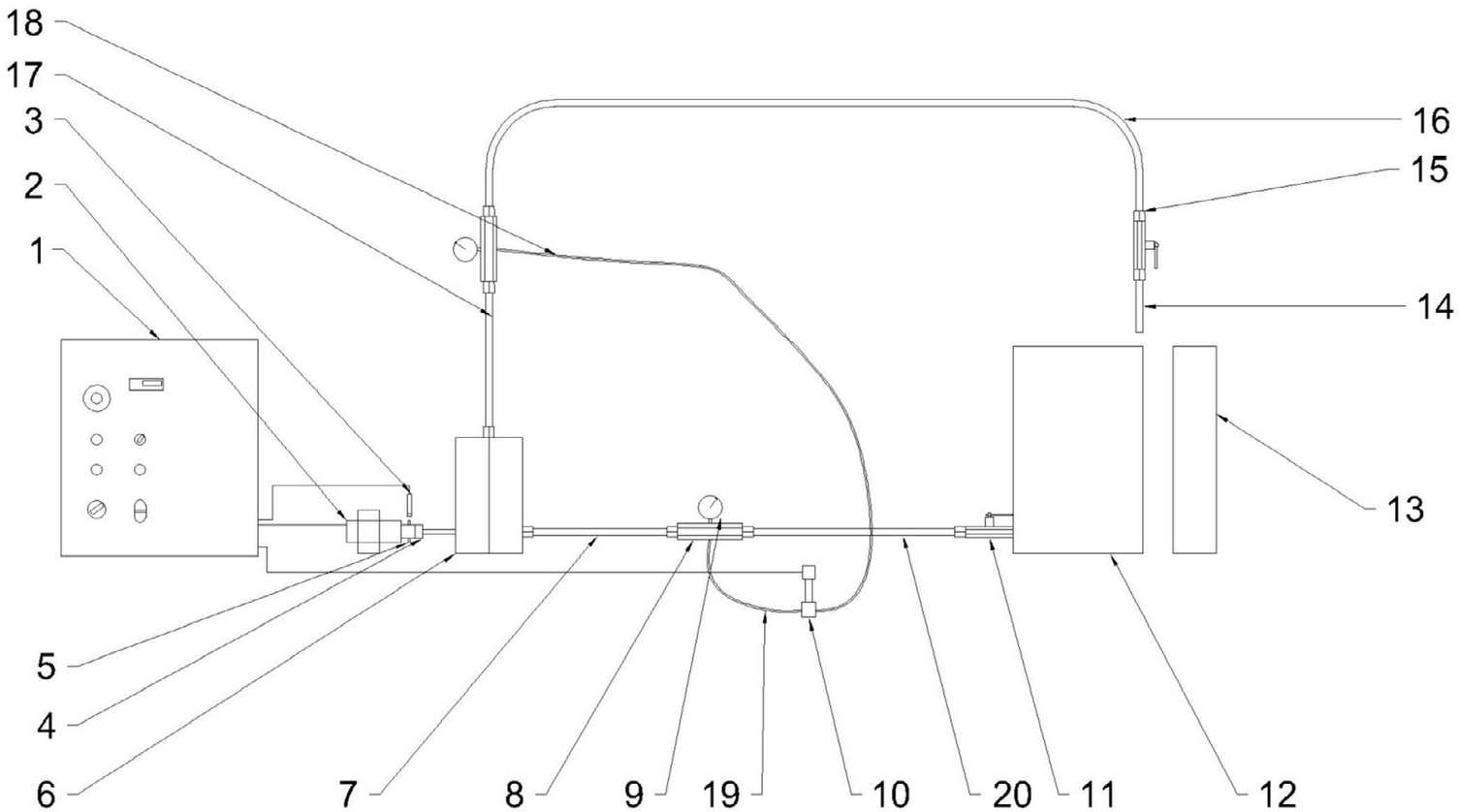
Untaroiu A, Wood HG, Allaire PE, Throckmorton AL, Day S, Patel SM, Ellman P, Tribble C, Olsen DB, 2005. Computational Design and Experimental Testing of a Novel Axial Flow LVAD. ASAIO Journal, 51, 6, 702-10.

Yen JH, Chen SF, Chern MK, Lu PC, 2014. The effect of turbulent viscous shear stress on red blood cell hemolysis. J Artif Organs, 17, 2, 178-85.

Yu SCM, Ng BTH, Chan WK, Chua LP, 2000. The flow patterns within the impeller passages of a centrifugal blood pump model. Medical Engineering & Physics, 22, 6, 381-93.

EKLER

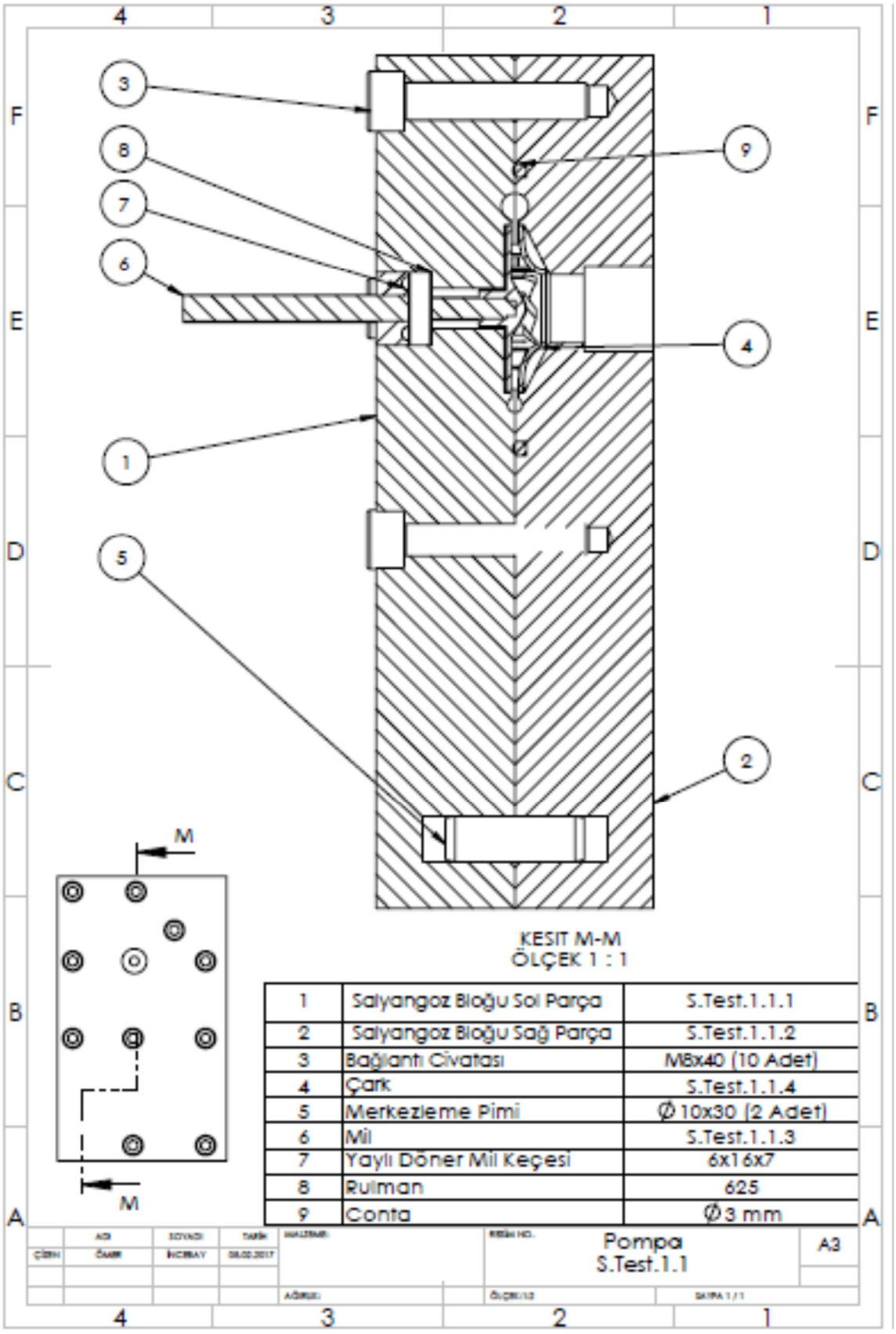
EK-1 Deney Düzeneği



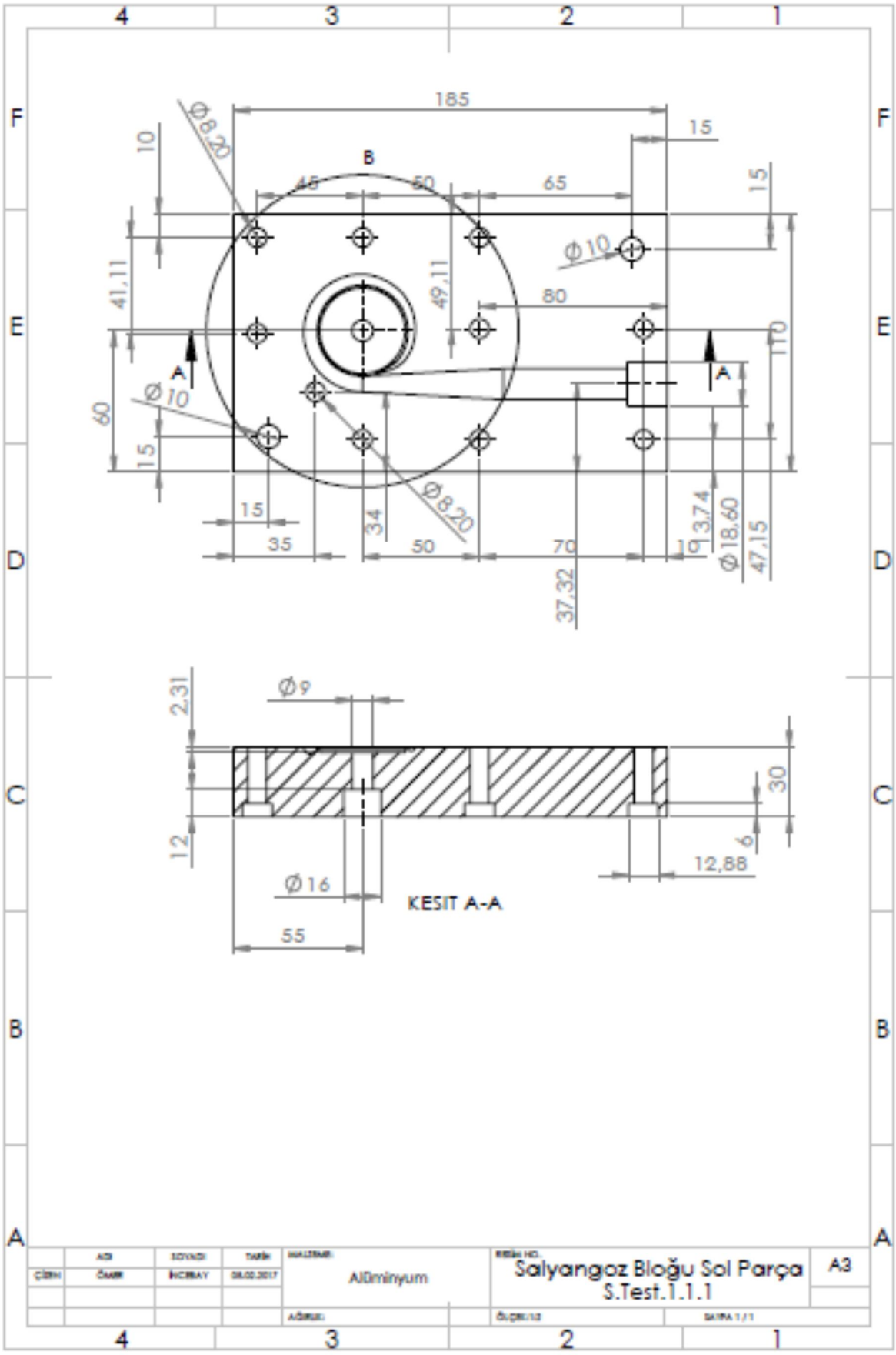
Kalp Destek Pompası Test Düzeneği			
No	Parça Adı	Parça Özelliği	Adet
1	Pano		1 adet
2	Motor	400 W, Fırçasız	1 adet
3	Devir Sayacı	Sick IME1603	1 adet
4	Pens	ER11-6	1 adet
5	Setüskür Civata	M3x10	2 adet
6	Pompa	S.Test.1.1	1 adet
7	Pompa Giriş Hortumu	Ø16x11, 98 Shore Pnömatik Hortum, 180 mm boy	1 adet
8	Basınç Prizi	S.Test.1.2	2 adet
9	Manometre	Pakkens, 0-250 mbar, G¼"	2 adet
10	Fark Basınç Sensörü	Valcom 27D, 0-20 mA, G¼"	1 adet
11	Küresel Vana	Dn15 PN25 G1/2"	2 adet
12	Toplanma Tankı	15 L, Ø250 mm, Plastik	1 adet
13	Mezür	2000 ml:20 ml, plastik	1 adet
14	Yönlendirme Hortumu	Ø16x11, 98 Shore Pnömatik Hortum, 85 mm boy	1 adet
15	Fitting	Ø16 ,G½"	9 adet
16	Basma Hattı Hortumu	Ø16x11, 98 Shore Pnömatik Hortum, 800 mm boy	1 adet
17	Pompa Çıkış Hortumu	Ø16x11, 98 Shore Pnömatik Hortum, 420 mm boy	1 adet
18	Basma Hattı Sinyal Hortumu	Ø4x2 Pnömatik Hortum, 1000 mm boy	1 adet
19	Emme Hattı Sinyal Hortumu	Ø4x2 Pnömatik Hortum, 400 mm boy	1 adet
20	Emme Hattı Hortumu	Ø16x11, 98 Shore Pnömatik Hortum, 380 mm boy	1 adet

	ADI	SOYADI	TARİH	MALZEME:	RESİM NO.	A3
ÇİZEN	ÖMER	İNCEBAY	08.02.2017		Deney Düzeneği S.Test.1.0	
				AĞIRLIK:		SAYFA 1 / 1

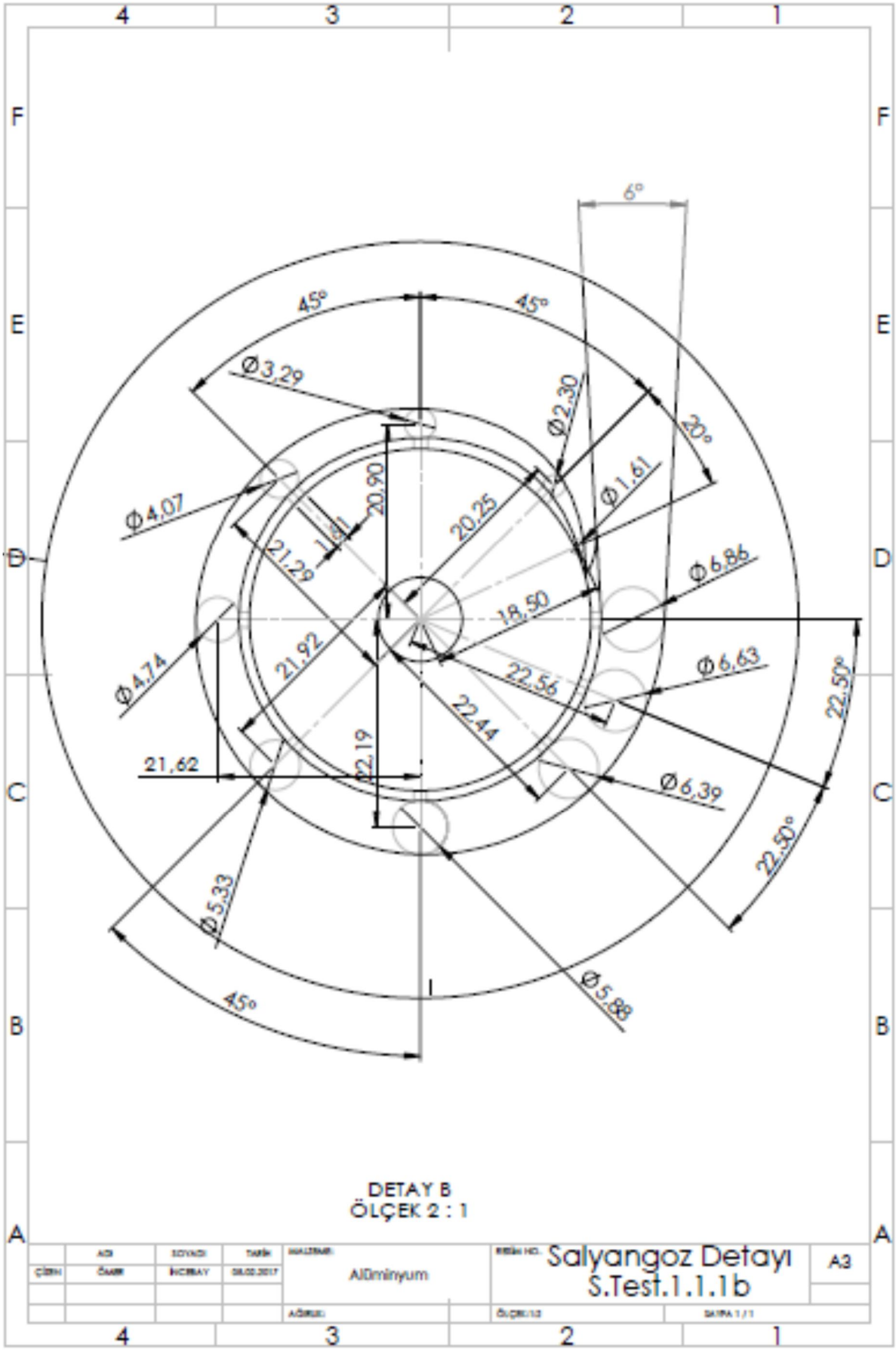
EK-2 Pompa


4
3
2
1
F
E
D
C
B
A
3
8
7
6
9
4
1
5
2
M
M
KESIT M-M
ÖLÇEK 1 : 1
1 Salyangoz Bloğu Sol Parça S.Test.1.1.1
2 Salyangoz Bloğu Sağ Parça S.Test.1.1.2
3 Bağlantı Civatası M8x40 (10 Adet)
4 Çark S.Test.1.1.4
5 Merkezleme Pimi Ø 10x30 (2 Adet)
6 Mil S.Test.1.1.3
7 Yaylı Döner Mil Keçesi 6x16x7
8 Rulman 625
9 Conta Ø 3 mm
ÇİZİM
İNCİBAY
Pompa
S.Test.1.1
A3

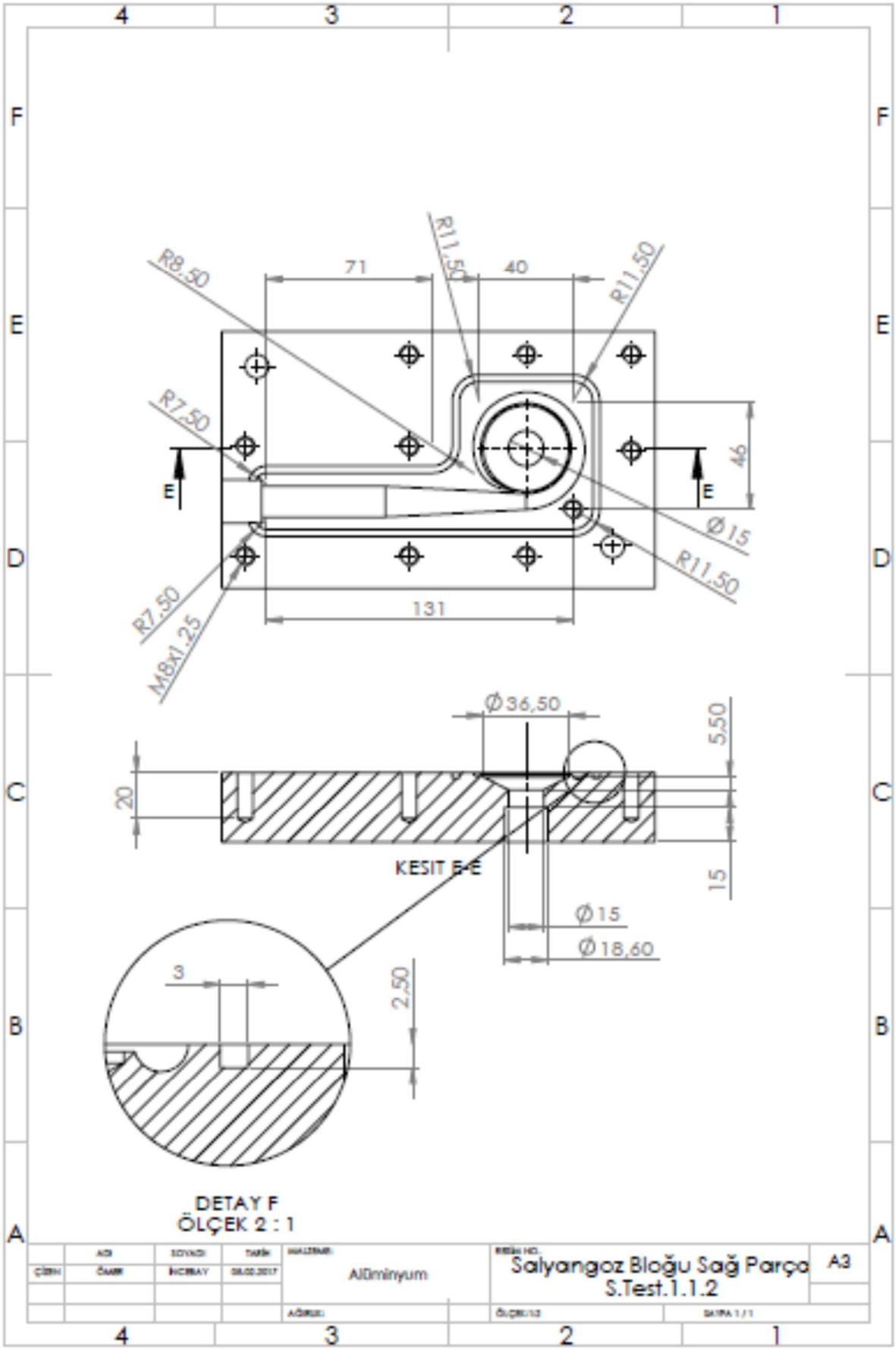
EK-3 Salyangoz Bloğu Sol Parça



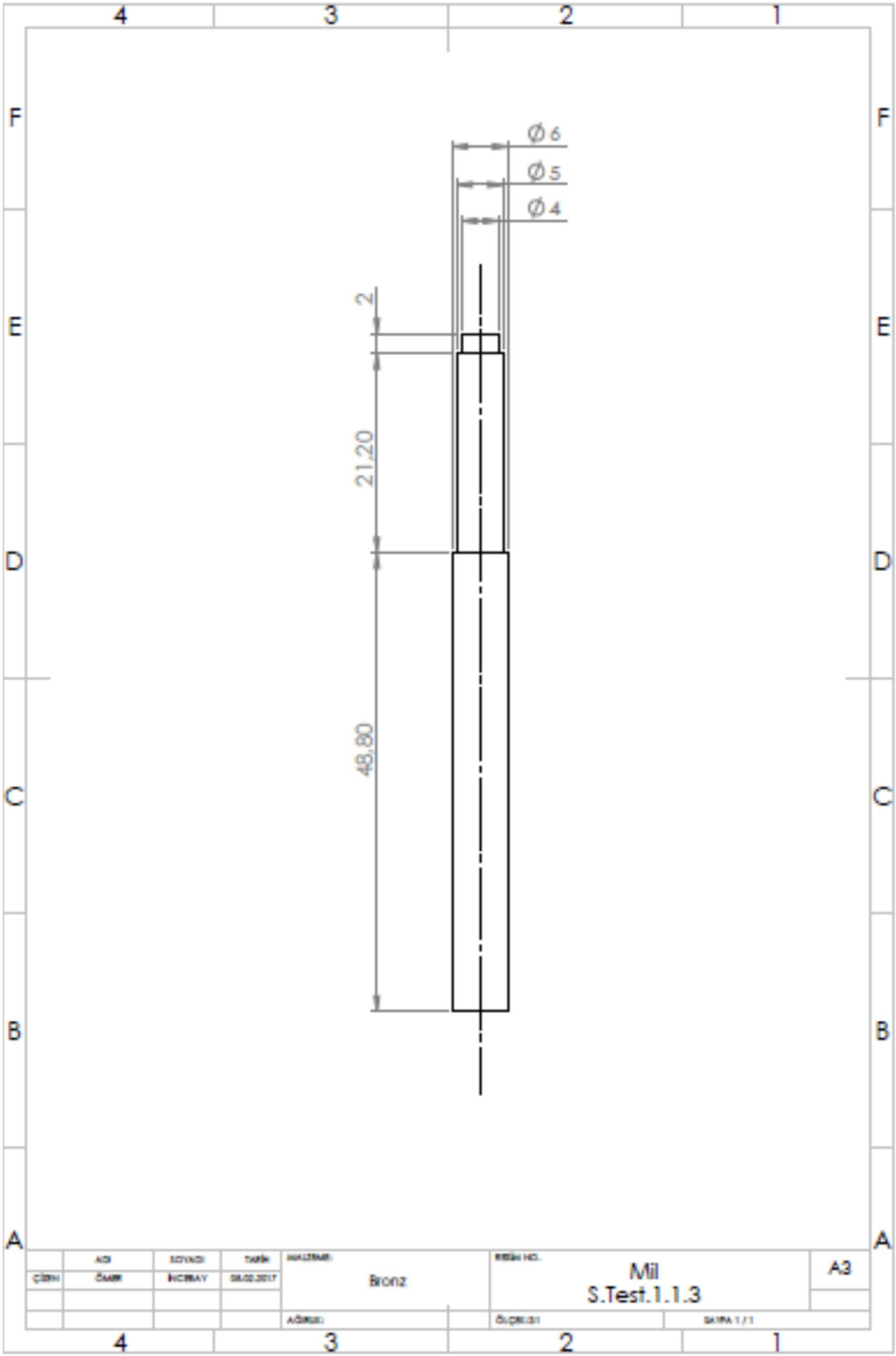
EK-4 Salyangoz Detay



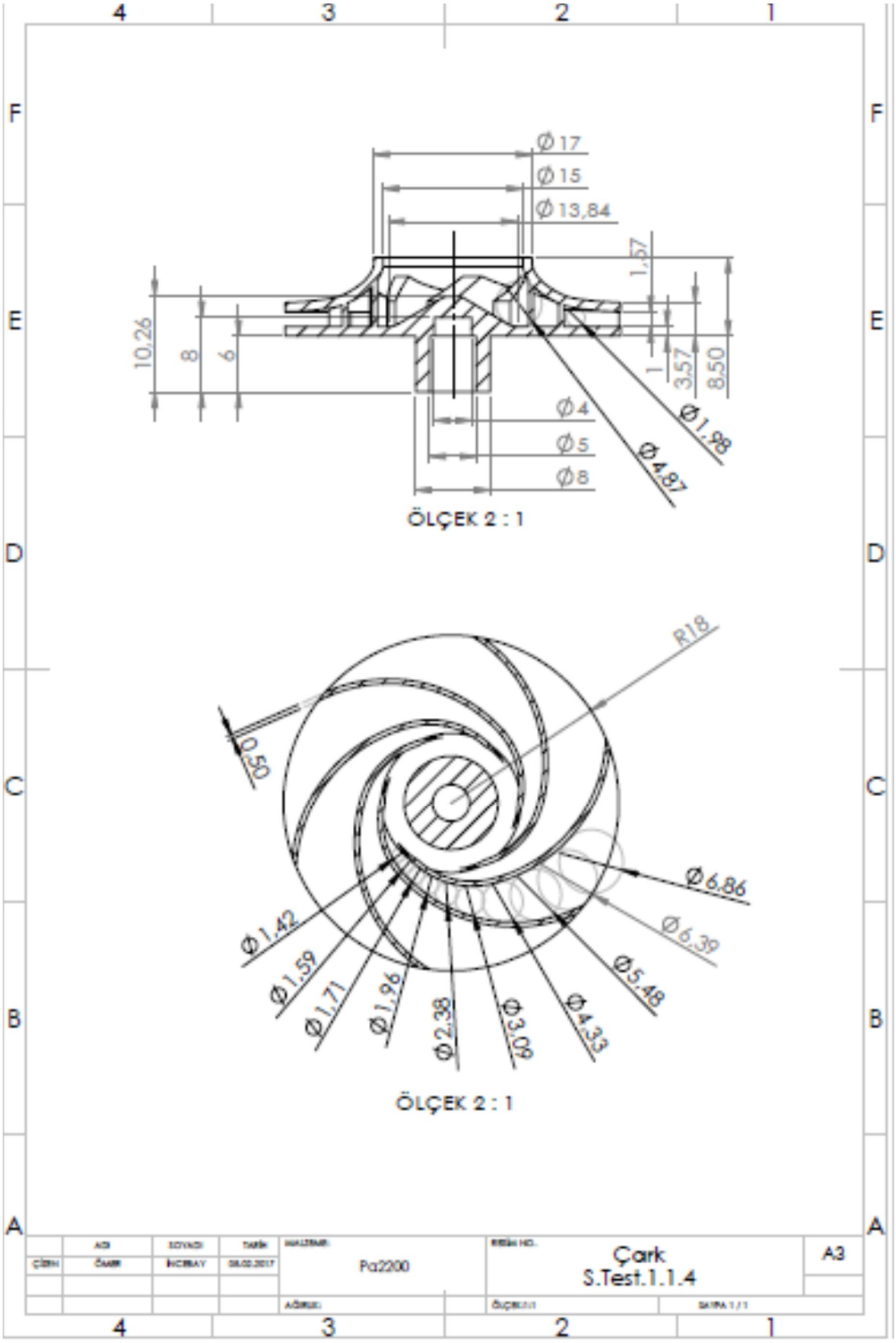
EK-5 Salyangoz Bloğu Sağ Parça



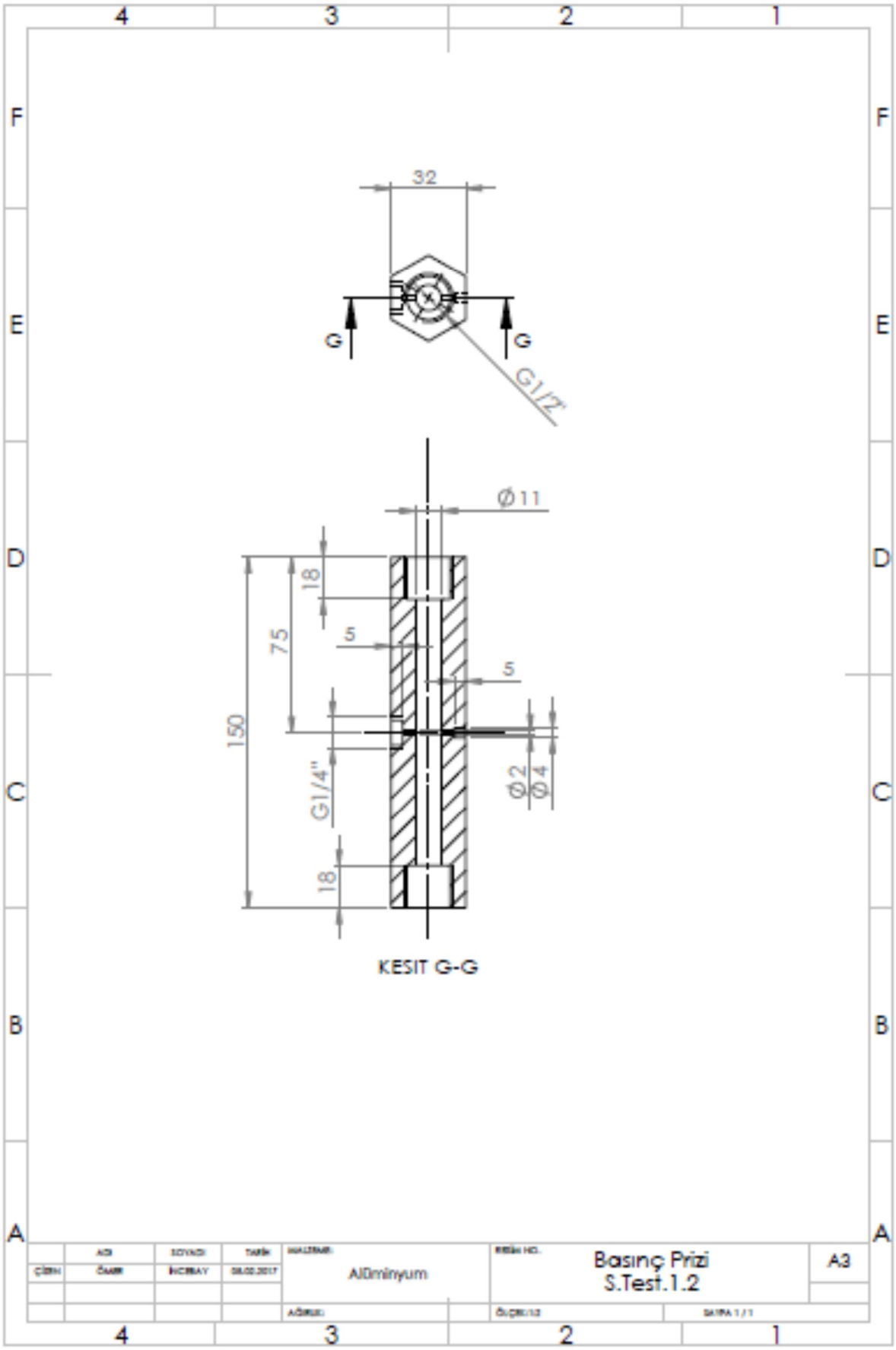
EK-6 Mil


4
3
2
1
F
E
D
C
B
A
Ø 6
Ø 5
Ø 4
2
21,20
48,80
ADI
SOYADI
TARİH
ÇİZEN
ÖMER
İNCİRAY
08.02.2017
MALZEME:
Bronz
Mil
S.Test.1.1.3
A3
AĞIRLIK:
ÖLÇEK:1:1
SAYFA 1 / 1

EK-7 Çark


Ø17
Ø15
Ø13,84
1,57
10,26
8
6
1
3,57
8,50
Ø4
Ø5
Ø8
Ø1,98
Ø4,87
ÖLÇEK 2 : 1
R18
0,50
Ø6,86
Ø6,39
Ø1,42
Ø1,59
Ø1,71
Ø1,96
Ø2,38
Ø3,09
Ø4,33
Ø5,48
ÖLÇEK 2 : 1
Pa2200
Çark
S.Test.1.1.4
A3

EK-8 Basınç Prizi



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ömer İNCEBAY
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : Muş, 29.08.1984
Telefon : 0 536 324 22 34
Faks :
e-mail : oincebay@selcuk.edu.tr

EĞİTİM

Derece		**Adı, İlçe, İl**	**Bitirme Yılı**
Lise	:	Yomra Fen Lisesi, Yomra, Trabzon	2002
Üniversite	:	Marmara Üniversitesi, Kadıköy, İstanbul	2007
Yüksek Lisans	:		
Doktora	:		

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**
2010-2012	Petlas Lastik San. Aş.	Mekanik Bakım Müh.
2012-2014	Pakpen Plastik ve Yapı Elemanlar A.Ş.	Mekanik Bakım Müh.

UZMANLIK ALANI

YABANCI DİLLER

- İngilizce

BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

YAYINLAR

İncebay Ö., Yapıcı R., 2017, Santrifüj Bir Kalp Destek Pompası Prototipinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi, Selcuk University Journal of Engineering, Science and Technology (Yüksek Lisans Tezinden Yapılmıştır)