



## Experimental and numerical investigation of flow rate and energy losses in pumps and piping systems

Ali Osman Koca<sup>1\*</sup>, Mustafa Atmaca<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Institute of Science, Marmara University, 34722, Kadıköy, İstanbul, Türkiye

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering, Marmara University, 34845, Maltepe, İstanbul, Türkiye

### Highlights:

- Experimental and numerical studies for piping system
- CFD analysis of pumps and collector lines
- Effects of different pressures and flow rates on pumps

### Keywords:

- Pumping station
- Energy losses
- Gravity flow
- Pipeline header
- CFD analysis

### Article Info:

Research Article

Received: 19.05.2023

Accepted: 30.08.2023

### DOI:

10.17341/gazimmfd.1299616

### Correspondence:

Author: Ali Osman Koca  
e-mail: akoca@iski.gov.tr  
phone: +90 507 679 2954

### Graphical/Tabular Abstract

The pumps must operate in their own pipeline. Pipelines with different pressures and flow rates connected to a pumped system from a pipeline header reduce the efficiency of the pumps. This is shown in Figure A.

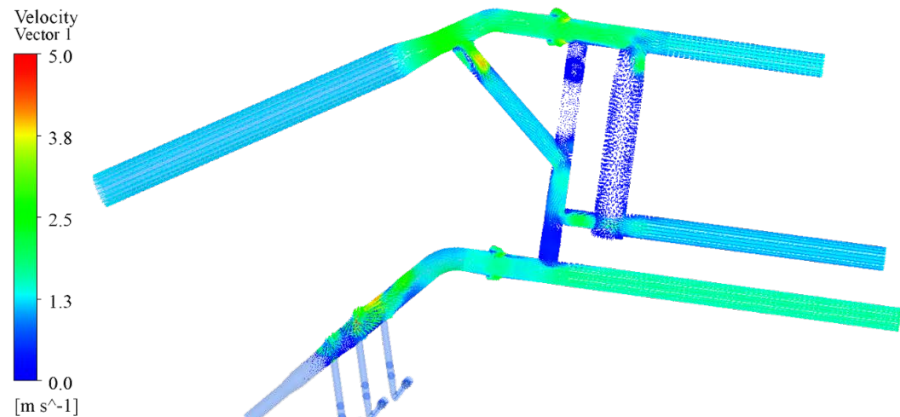


Figure A. Velocity vectors of pipeline header

**Purpose:** This study aims at experimental and numerical analysis by examining the flow rates and energy losses in pumps while jointly operating gravity lines and pumped lines together.

**Theory and Methods:** Every factor that disrupts the flow of a pipeline causes energy loss. Conditions that prevent the flow, especially on a pump fed line, cause the pumps to consume more energy. In this study, pumps and gravity-flow system are operated together in the pipeline header, which provides water transmission to a large city. The investigation analyzes the effects of the gravity-fed lines combined with the pump line at a higher pressure by experimental and numerical studies. In the experimental studies, a high-pressure flow entered the system while the pumps were operating in different scenarios. Then, the flow entering the pump line was cut off by the valve and the pumps were restarted. The results of both cases were compared. The electrical power drawn by the pumps from the electrical network was measured and their efficiency was calculated. The most economical pump groups to be operated for the requested flow rate were listed. The effect of the arrangement of pumps with different characteristics on one another was investigated. After all scenarios, energy and cost calculations were made. Numerical analyses were conducted with the computational fluid dynamics (CFD) method to observe the flows in the pipes.

**Results:** In the experimental studies, it is observed that combining the pumping lines with other lines causes very high energy losses. The calculations made under different scenarios indicate that the same water flow could be achieved reducing costs by 54,95%. In another scenario, it is seen that the pumps could deliver water by consuming 51,5% less energy. In addition, it is concluded that right pumps should be run in order to supply more water instead of running more pumps. As a result of the numerical analysis, the state of the flow in the pipe has been measured. The results of CFD analyses and experimental studies are consistent with each other.

**Conclusion:** An elaborate design and operation of the pumping system is essential to reduce energy loss, to prevent damage to pumps, and to maximize the system efficiency and performance. Otherwise, a high increase by 54,95% in energy and costs might be observed in this study.



## Pompa ve borulama sistemlerindeki debi ve enerji kayıplarının deneysel ve sayısal olarak incelenmesi

Ali Osman Koca<sup>1\*</sup>, Mustafa Atmaca<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Fen Bilimleri Enstitüsü, Marmara Üniversitesi, 34722, Kadıköy, İstanbul, Türkiye

<sup>2</sup>Makine Mühendisliği Bölümü, Marmara Üniversitesi, 34845, Maltepe, İstanbul, Türkiye

### ÖNEÇIKANLAR

- Pompa ve borulama sistemlerinde deneysel ve sayısal çalışmalar
- Pompa ve kolektör hattının HAD yöntemiyle analizi
- Farklı basınç ve debideki akışların pompalar üzerindeki etkileri

### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 19.05.2023

Kabul: 30.08.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1299616

### Anahtar Kelimeler:

Pompa istasyonu

enerji kayıpları

cazibeli akış

kolektör

HAD analizleri

### ÖZ

Bu çalışmada bir içme suyu arıtma tesisindeki pompa hattı ile cazibeli akışlı hattın kolektörde birleştirildiği bir sistem incelenmiştir. Mevcut sistemde pompalar birlikte çalıştırıldığında beklenen debi oluşmamaktadır. Pompalarda debi ve enerji kayıplarına sebep olan hususların incelenerek problemlerin nasıl giderileceği üzerinde durulmuştur. Deneysel çalışmalar tesisdeki pompalar ve boru hatları üzerinde yapılmıştır. Pompalar çalışırken, pompaların hattına yüksek basınçlı cazibeli bir akış dahil edilmiştir. Daha sonra pompa hattına giren bu akış durdurulmuş ve her iki durumun sonuçları karşılaştırılmıştır. Pompaların harcadığı elektrik enerjisi ve verimleri hesaplanmıştır. Deneysel çalışmalarda pompa hattının başka hatlarla birleştirilmesinin yüksek enerji kayıplarına neden olduğu görülmüştür. Yapılan senaryolarda, farklı pompa grupları çalıştırılarak benzer debilerin alınabildiği ancak doğru pompa grubunun %54,95 oranında daha az maliyetle aynı debiyi verebildiği hesaplanmıştır. İstenilen debiye göre çalıştırılacak en ekonomik pompa grupları belirlenmiştir. Boru içerisinde debi ve enerji kayıplarına sebep olan etkileri görmek için HAD yöntemi ile sayısal analizler yapılmıştır. Analizlerde, yüksek basınçlı akışın düşük basınçlı pompa hattına girerek sistemin basınç dengesini bozduğu, pompaların basma yönünde engel oluşturduğu ve enerji kayıplarına sebep olduğu görülmüştür.

## Experimental and numerical investigation of flow rate and energy losses in pumps and piping systems

### HIGHLIGHTS

- Experimental and numerical studies for pump and piping system
- CFD analysis of pumps and pipeline header
- Effects of different pressure and flows on pumps

### Article Info

Research Article

Received: 19.05.2023

Accepted: 30.08.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1299616

### Keywords:

pumping station

energy losses

gravity flow

pipeline header

CFD analysis

### ABSTRACT

In this study, a system was investigated where the pump line in a drinking water treatment plant is combined with the gravity flow line in a pipeline header. When the pumps are operated in combination in the existing system, flow rate is lower than the expected level. It is emphasized how to overcome the problems analyzing the issues that cause flow and energy losses in the pumps. Experimental studies were carried out on the pumps and pipelines at the treatment plant. A high-pressure gravity flow was diverted to the pump line while the pumps were running. Then the flow entering the pumped system was cut off. The results of both cases were compared. The electrical energy consumed by the pumps and their efficiency were calculated. In the experimental studies, it was observed that connecting the pump line with other lines caused high energy losses. In a scenario, it was estimated that operating different pumps in series yielded a similar flow rate, however right group of pumps provided the same flow rate reducing costs by 54.95%. The most economical combination of pumps were determined to operate depending on the desired flow rate. Numerical analyses were conducted through CFD method to understand the effects that caused flow and energy losses in the pipe. The analyses indicated that high-pressure flow entering low-pressure pump line disrupted pressure balance of the system, posed problems for the pumps and caused energy losses.

## 1. Giriş (Introduction)

Günümüzde artan enerji talebi ve maliyetler sebebiyle, enerjide verimlilik çalışmaları ve projeleri de yaygınlaşmaktadır. Sanayide çokça kullanılan ve elektrik motoruyla çalışan makineler arasında özel bir yere sahip olan pompalar, elektrik tüketimi konusunda dünya ölçeğinde %20'lik paya sahiptir [1]. Su ve atık su hizmeti sağlayan bazı kurumlarda ise pompalar sebebiyle harcanan elektrik, kurumun enerji harcamalarının %95'inden fazlasını da oluşturabilir [2]. Pompalama sistemlerinde harcanan enerji maliyetleri, pompa sistemlerinin doğru kurulumu ve işletilmesiyle doğrudan ilgilidir. Pompa sistemlerinde en çok karşılaşılan hatalar, pompaların yanlış seçimi ve yanlış pompalama sistemi tasarımıdır. Bu tür sistemlerde iyileştirmeler yapılarak enerji tasarrufu elde edilmesi mümkündür. İspanya'da yapılan bir çalışmada, pompa istasyonlarındaki elektriksiz ve hidrolik ölçümlerin, pompaların yönetimini iyileştirmeye yardımcı olduğu ve sonuç olarak, uygun bir pompa aktivasyonu dizisiyle, pompaların optimum çalışma noktalarının da belirlenerek çalıştırılmasıyla enerji maliyetinde ciddi bir düşüş elde edildiği gösterilmiştir [3]. Birlikte çalıştırılan bir pompa grubunda bazı pompaların verimi düşürdüğü, sebep olarak pompaların eskimesi, pompalama borularındaki su kayıpları veya pompa ile kolektör arasındaki yük kayıplarının olabileceği belirtilmiştir. Bazı araştırmacılar, pompa grupları çalıştırılırken en iyi düzenlemenin, değişken hızlı yani frekans konvertörlü pompalar kullanılarak elde edildiği sonucuna varmışlardır. Değişken debili çalıştırılması gereken sistemlerde çeşitli yollarla istenen debilere ulaşılabilir. Bu yöntemler: a) Kısmi vanası ile kontrol, b) By-Pass vanası ile kontrol c) On/off ile kontrol, d) Değişken hızlı sürücü ile kontrol (frekans kontrol) şeklinde sıralanabilir. Bunlar içinde en yüksek enerji kaybı kısmi vanası ile kontrolde meydana gelmektedir. En verimli olan yöntem ise değişken hızlı sürücü ile kontrol yöntemidir [4, 5].

Bir pompa istasyonunda iyileştirme çalışmaları yapıldığında genel olarak görülen olumsuz durumlar: Verimsiz pompaların kullanılmış olması, verimsiz pompa kombinasyonları ve verimsiz pompa planlamasıdır. Tek bir pompanın verimi, pompa tarafından üretilen hidrolik gücün, pompanın motordan aldığı güce oranıdır. Bu verimlilik çeşitli akış hızlarında ölçülmelidir. Pompalar mevcut tesisatlara monte edildikten sonra akış hızlarını ölçmek fiziksel olarak her zaman pratik değildir. Bununla birlikte, bu bilgi elde edilebilirse ve pompanın orijinal performans özelliklerini karşıladığı gösterilirse, yine de sistemin genelinde verimli çalışacağına dair bir kesinlik yoktur. Tek başına çalışan bir pompanın verimliliği, diğer pompalarla birlikte çalışırken çok farklı olabilir [6]. Pakistan'da santrifüj pompalarla ilgili yapılan bir vaka çalışmasında bir pompanın verimliliğindeki %8'lik artışın, pompanın ömür maliyetini (satın alma, ilk kurulum, işletme, bakım vd.) %17,6 oranında düşürdüğü tespit edilmiştir. Dolayısıyla pompa seçiminde yanlış bir karar alınması işletme, bakım ve ekonomik kullanım açısından kullanıcılarda uzun süreli bir rahatsızlığa sebep olacaktır [7]. Pompa verimini artırmak için bazı araştırmacılar çarkların yüzeyini çeşitli kimyasallarla kaplayarak çarka hidrofobik özellik kazandırmışlardır. Bu sayede konvansiyonel çarklara kıyasla pompa kapasitesini %10, verimini ise kaplama malzemesine göre %4 ile %5,3 oranında artırmışlardır [8].

Santrifüj pompaların sürekli çalışabileceği debi aralığı genel olarak tasarım debisinin %70'inden büyük, %120'sinden küçük debilerdir. Bu aralıktan uzaklaştıkça pompa yüksek debi veriyor olsa da gereğinden fazla enerji tüketimi olabilir. Çalışma noktasından uzaklaşmış bir pompanın yataklarında, rulmanlarında, milinde çeşitli problemler meydana gelebilir, aşınmalar ya da ısınma gibi sorunlar oluşabilir, farklı hidrolik problemler görülebilir [9]. Diğer yandan pompalar emme ve basma noktalarındaki yükseklik değişiminden ya da farklı pompaların devreye alınmasından dolayı sürekli aynı debiyi

veremezler. Çalışma noktaları değiştikçe, çalışma eğrileri boyunca sağa ya da sola doğru kayarak farklı debileri verebilirler.

Kolektör ve bağlantılarında akış dağılımının homojenliğinde iyileştirmeye dönük çalışmalar yapılmaktadır. Homojen bir akış dağılımı elde etmek amacıyla kolektör sistemlerini optimize etmek gerekmektedir. Bir kolektör sistemindeki akışın yanlış dağılımının ana nedeni, dengelenmemiş akış direnci olarak bilinir. Boru içerisindeki sürekli akış, borunun iç duvarları boyunca oluşan viskoz kesme gerilmelerine karşı direnç gösterir. Bu direnç boru malzemesinin iç yüzeyinin pürüzlülüğüne ve hız büyüklüğünün değişmesine veya akış yönünde oluşan değişmelere bağlıdır [10]. Kolektör içindeki akışın dağılımını ve basınçtaki düşüşü etkileyen iki karışık kuvvet, sürtünme ve momentum olarak bilinir. Sürtünme dolayısıyla basınçta azalma meydana gelirken, akışkanın kolektör içinde dallanma yoluyla yavaşlamasına bağlı meydana gelen momentum kaybı, basınç artışına neden olur [11]. Kolektörler, büyük bir sıvı akışının birçok paralel akışa bölünmesi, akışların ayrı ayrı kullanılması veya ayrı akışların bir akışta toplanması gereken çeşitli teknik işlemlerde önemli bir parçadır. Bu nedenle pek çok mühendislik alanında olduğu gibi su ve atık su arıtma tesislerinde, su ve atık su iletiminde gerekli görülen yerlerde sıkça kullanılır.

Son yıllarda, bilgisayarların işlemcilerinde ve grafik kartlarındaki teknolojik gelişmelerle HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yöntemi kullanan yazılımlara olan ilginin arttığı, bu yazılımların akademik dünyada ve özel sektörde yoğun bir şekilde kullanılmaya başlandığı görülmektedir. HAD programları, geliştirilen arayüzleri ve sağladığı kolaylıklar sebebiyle, ilgili sektörlerde projelendirme aşamasında ve akışların incelemesinde kullanılmaktadır. Bir kolektörde akış dağılımını ve basınç düşüşünü araştırmak için dört farklı yaklaşımla çözüme gidilebilir: Analitik modeller [12], hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) modelleri [13], ayrı modeller [14] ve deneysel ölçümler [15]. Analitik (veya sürekli) bir modelde, kolektörde meydana gelen dallanma akışının kolektör boyunca sürekli olduğu kabul edilir. Sürekli modeller adi diferansiyel denklem kümelerini çözer ve çözümler genellikle tamamen açıktır. Ayrık yöntemde ise genellikle bilgisayar tarafından çözülen iteratif denklemler vardır. Mühendisler akış katsayılarını, basınç, direnç ve sürtünme kayıplarını doğru bir şekilde girdiklerinde, doğru sonuçların alınması muhtemeldir. Ancak en modern yaklaşım HAD modelidir. Bir HAD modeli gerçek mühendislik yapılarını çözebilir ve ayrıntılı basınç ve akış alanı sonuçları sağlayabilir. Bununla birlikte, bu sonuçların güvenilirliği sorgulanabilir. Ayrıca, kolektör geometrilerini optimize etmek için, özellikle 3 boyutlu karmaşık yapılarla yüksek hesaplama maliyetlerine ihtiyaç duyar [16]. HAD yönteminin güvenilirliği için modelin ya da bir senaryonun deneysel çalışmalarla doğrulanması gerekmektedir. Deneysel çalışmalar bu noktada ek maliyetler gerektirse de tüm senaryoların deneysel çalışmalarla yapılmasının önüne geçer. Örneğin boru hatlarındaki tam ölçekli bir deneyin zorluğu, esas olarak boru hattının uzunluk ve yükseklik farkından (veya pompa basma yüksekliğinden) kaynaklanır. Deneysel çalışmalar ölçeklendirilerek yapılsa da benzerliklerin, seçilen çapın belirlenmesi oldukça güçtür ve sonuçları değiştirebilir [17].

Simülasyon sonuçları, akış davranışını ayrıntılı olarak incelemeye ve tüm kolektör akışını yeniden yapılandırmaya yardımcı olabilir [18]. Deneysel bir araştırmada, bir kolektör hattının çıkışındaki boruların her birinde farklı hız ve basınçların oluşması sebebiyle farklı debide su akışı meydana gelmiştir. Reynolds sayıları dikkate alınarak yapılan HAD analizlerinde konik yapıda bir tasarıma sahip farklı bir kolektör hattının tüm çıkışlarındaki su debisi eşit olacak şekilde bir sistem ortaya konulmuştur [19]. Başka bir HAD çalışmasında Reynolds sayısının farklı değerleri için tek tip uzunlamasına kesitli kolektörde

akış dağılım grafiklerinde ilk çıkıştan geçen akışın, son çıkışa kıyasla çok küçük olduğu görülmüştür. Ancak kolektör tasarımında kolektörün ilk girişi ve son giriş arasında yapılan konik yapıda daha iyi bir akış dağılımı elde edilmiştir [20].

İçme suyu tedariki sağlayan su kurumlarında şehir nüfusu arttıkça, şehre günlük verilen su miktarı da artmaktadır. Böylece ilk tasarım kriterlerinin dışına çıkılarak pompa sistemlerine ilave pompalar eklenmekte, yeni yerleşim yerleri için ana isale hatlarından bağlantılar yapılmaktadır. Bu çalışmalar bir şehrin bütün dağıtım yapısını etkileyebilecek hidrolik bozulmalara ya da tahminlerin çok üzerinde enerji kayıplarına neden olabilmektedir. Sakarya'da içme suyu tedariki sağlayan bir kurumdaki pompalarda enerji verimliliği üzerine yapılan bir çalışmada, pompalar üzerinde hiçbir değişiklik yapılmadan sadece elektrik puantları düşünülerek pompalama çözelgelerinin optimizasyonu üzerinde durulmuş, pompaların ne zaman çalıştırılması gerekliliği bir algoritma ile düzenlenmiş ve %11,85 oranında tasarruf sağlanabilmiştir [21].

İstanbul nüfusunun içme suyu ihtiyacının yarısı Ömerli İçme Suyu Arıtma Tesisinden karşılanmaktadır. Bu tesiste bulunan pompalar yüksek enerji harcayarak ihtiyaç duyulan debide suyu iletmektedir. 1980'lerde yapılan tesiste, şehrin artan nüfusuna yeterli su verebilmek için zamanla ilaveler ve değişiklikler yapılmıştır. Yapılan değişiklikler ve artan debi talebi, pompalı hatlarla cazibeli hatların birleştirilmesini gerektirmiş ancak bu durum bir takım hidrolik problemleri beraberinde getirmiştir. Bu problemlerden biri de pompaların birlikte çalıştırılmasına rağmen beklenen debinin elde edilememesidir. Bu da yüksek miktarda enerji ve debi kaybı olarak yansımaktadır [22].

Bu çalışmada, su iletiminde pompalı boru hatlarıyla, nispeten yüksek basınçlı cazibeli akışlı hatların birlikte çalıştırılmasının pompalar üzerindeki etkileri deneysel ve sayısal çalışmalarla incelenmiştir. Deneysel çalışmalarda terfi merkezindeki mevcut boru hatları ve pompalar kullanılmıştır. Pompaların hattına cazibeli akışlı boru hattı bağlayken pompalar farklı senaryolarda çalıştırılmış, elde edilen debiler tablo halinde sunulmuştur. Deneysel çalışmalara cazibeli hattın vanası kapatılarak devam edilmiş ve pompalı hatta giren akış kesilmiştir. Pompa hattına farklı bir boru hattı dahil olmadığında, pompaların verebildiği debiler incelenmiştir. Bu deneysel çalışma esnasında motorların şebekeden çektikleri güç de hesaplanmış ve pompa verimleri ortaya konulmuştur. Her iki deneysel çalışma için

alınan debi değerlerine karşılık maliyet hesapları yapılmıştır. Pompalama maliyetleri göz önünde bulundurularak, istenilen debiye göre çalıştırılması gereken pompa grupları belirlenmiştir. Diğer yandan deneysel çalışmalarda ve pratikte, boru içindeki akışın durumu görülememektedir. Pompa hattına girerek pompaların debilerini etkileyen akışların boru içindeki hareketi sayısal analizlerle incelenmiştir. Bunun için pompalar ve boru hatları tam ölçekte 3 boyutlu olarak modellenmiş ve farklı senaryolarla HAD analizleri yapılmıştır. Elde edilen verilere göre benzer sistemlere sahip su tedariki sağlayan kurumlarda yapılacak deneysel çalışmalarda enerji tasarrufu sağlanabileceği düşünülmektedir.

## 2. Deneysel Çalışmalar (Experimental Studies)

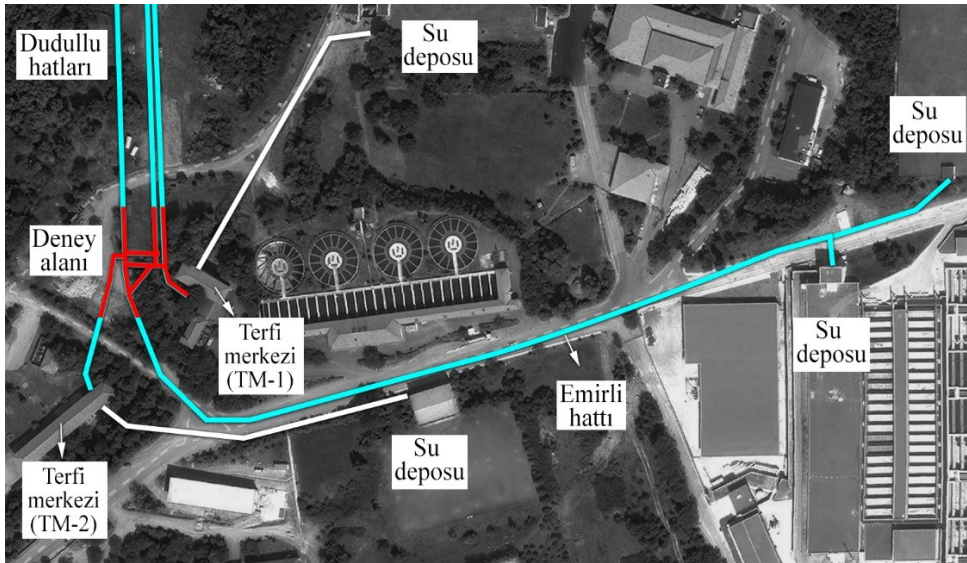
### 2.1. Cazibeli Akışın Pompalara Etkisinin Deneysel Olarak Araştırılması

(Experimental Investigation of The Effect of Gravity Flow on the Pumps)

Ömerli İçme Suyu Arıtma Tesisinde aktif olarak çalışan terfi merkezinde deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deney alanı ve bu alana bağlı hatlar Şekil 1'de gösterilmiştir. Deney alanı Temiz su-1 terfi merkezi (TM-1), Temiz su-2 terfi merkezi (TM-2) ve Emirli hattını kapsamaktadır. 151 m kotunda bulunan 2 depodan, Emirli hattı ile 133 m kotundaki kolektör hattına (deney alanı) cazibeli bir akışla su verilmektedir. 127 m kotunda bulunan diğer depolardan da TM-1 ve TM-2'de bulunan pompalar yardımıyla aynı kolektöre su basılmaktadır. Bu üç ayrı hattın farklı basınçlarla gelen ve kolektörde birleşen su 11,5 km uzunluğundaki 3 ayrı hat ile Dudullu'da 138 m kotundaki denge bacalarına aktarılmaktadır.

Deney alanının sadeleştirilmiş 3 boyutlu modeli Şekil 2'de gösterilmiştir. Bu model, tesisteki mevcut sistemle aynı yapıdadır. TM-1'deki 6 adet pompanın bağlı olduğu TM-1 kolektörü, basıncın ve hızın dengesi gözetilerek genişleyen bir yapıda tasarlanmıştır. Bu kolektöre bağlı pompaların sırası da şekilde gösterilmiştir.

TM-1'de bulunan pompalar projelendirme aşamasında 6 adet özdeş pompa grubu olarak tasarlanmış, ilk olarak projeye uygun 4 adet KSB markalı, 5800 m<sup>3</sup>/h debili pompaların montajı yapılmıştır. Ancak ilerleyen yıllarda eklenen 2 adet pompa (pompa 5 ve 6), projeden farklı olarak Nijhuis markalı, 7200 m<sup>3</sup>/h debili ve daha güçlü pompalardır. 3 ayrı Dudullu hattı, ana kolektör yardımıyla birbirine bağlanmıştır. Emirli hattından ana kolektör hattına gelen cazibeli



Şekil 1. Ömerli İçme Suyu Arıtma Tesisinde içindeki deney alanı (Experiment area inside Ömerli Drinking Water Treatment Plant)



akışın debisi fazla olduğundan Dudullu 1 hattıyla birlikte Dudullu 2 ve Dudullu 3 hatlarına da girmektedir. Tablo 1’de deneysel çalışmalarda kullanılan pompaların etiket bilgileri verilmiştir.

Pompaların çalışma düzenleri ve hatların açık-kapalı durumları göz önünde bulundurularak ilk deneyde 6 farklı senaryo gerçekleştirilmiştir. Deneydeki senaryolarda TM-1’deki bazı pompalar ve TM-2’den 1 adet pompa, günlük çalışma düzenine benzer şekilde cazibeli hatla birlikte çalıştırılmıştır. Emirli hattından gelen akış pompa hattına da girdiğinde, bu durumun pompalar üzerindeki etkilerini görmek için pompaların verdiği debiler ölçülmüştür. Pompaların verdikleri debiler SCADA merkezinden de takip edilmiştir.

## 2.2. Cazibeli Akış Kesildiğinde Pompaların Debilerindeki Değişimin Deneysel Olarak İncelenmesi

(Experimental Investigations of Change in Pumps Flow Rate When Gravity Flow Cut Off)

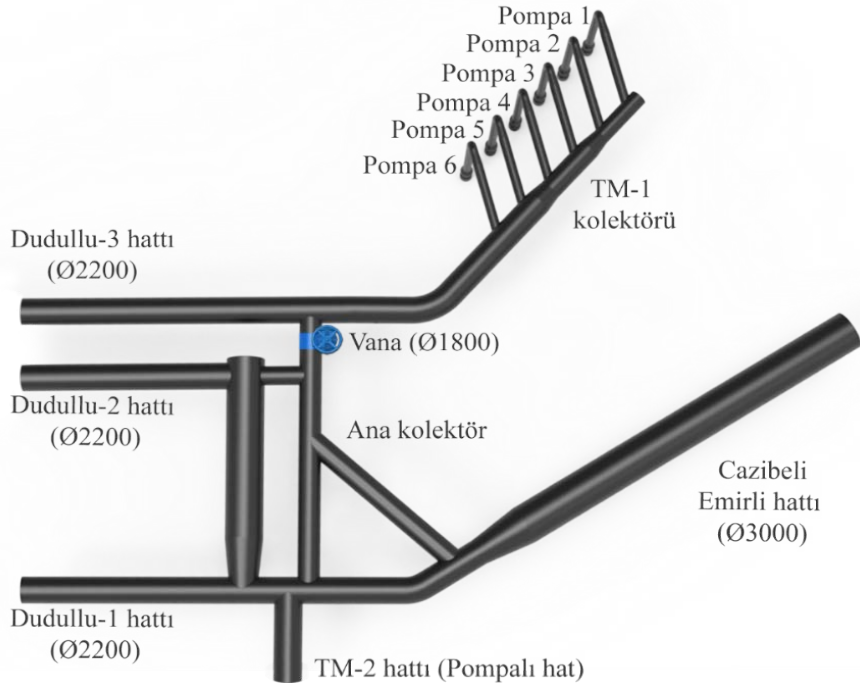
İkinci deneysel çalışmada Şekil 2’de gösterilen 1800 mm çaplı vana kapatılmış, pompaların basma hattına farklı bir akışın girmesi engellenmiştir. Vananın tamamen kapalı olmasına ve su depolarının arıtma tesisleri tarafından sürekli beslenerek pompaların emme yüksekliklerinde bir değişim olmadığına dikkat edilmiştir. Debimetrenin konumlandırıldığı vana odalarının pompalara mesafesi 80 m olarak ölçülmüştür. Doğru bir ölçüm için debimetrenin konumu, akışın tam gelişmiş akış olarak kabul edildiği uzaklığın üstündedir

[23]. Deneye başladıktan sonra pompalar önce tekli, sonra da birlikte çalıştırılmış ve Dudullu-3 hattından geçen akışlar ölçülmüştür. Debi ölçümleri Flexim-Fluxus WD6500 ultrasonik debimetre ile yapılmıştır. Pompaların durdurulup çalıştırılmasından dolayı akışta oluşan düzensizliklerin ölçümleri etkilememesi için her senaryoda ortalama 5’er dakika gözlem yapılarak debinin kararlı duruma gelmesi beklenmiştir. Pompalar benzer özelliklerde, aynı hat üzerinde ve aynı noktaya su bastıklarından basma yüksekliklerinde dikkate değer bir değişiklik olmamıştır. Değerler SCADA sisteminden takip edilmiştir.

Tesislerde artılan suyun iletilmesi birinci önceliktir. Pompaların bu iş için harcadığı enerji genel olarak ikinci planda kalmaktadır. Ancak günümüzde artan enerji fiyatlarından dolayı pompaların ve pompa gruplarının harcadığı enerjiye dikkat edilmesi gerekmektedir. Yapılan deneysel çalışmalar neticesinde, hangi pompaların birlikte çalıştırılması gerektiği, hangilerinin birlikte çalıştırılmaması gerektiği belirlenmiştir. Orta gerilim sınıfındaki 3 fazlı motorlarının deney esnasında akım (A), voltaj (V) ve  $\cos \phi$  değerleri analizörlerden ölçülmüştür. Eş. 1 kullanılarak pompalara ait motorların güçleri hesaplanmıştır.

$$P = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \phi \text{ [W]} \quad (1)$$

Burada  $P$  aynı zamanda motorun şebekeden çektiği güç ( $W_{elektrik}$ ) olarak kullanılmıştır. Motordan mile aktarılan güç, şebekeden çekilen güçle motor veriminin çarpımı şeklinde bulunur. Çıkış miline aktarılan güç torkmetre ile ölçülemediğinden, bu motorlar için genel



Şekil 2. Deney alanının 3 boyutlu modeli (3D model of experimental area)

Tablo 1. Pompaların debileri ve motor güçleri (Flow rates and motor powers of pumps)

Motor	Güç (kW)	Gerilim (V)	Devir (rpm)	Cos $\phi$	Debi (m <sup>3</sup> /h)	Basma yüksekliği (m)
Pompa 1	300	3000	735	0,85	5800	13
Pompa 2	300	3000	735	0,85	5800	13
TM-1 Pompa 3	300	3000	735	0,85	5800	13
Pompa 4	300	3000	735	0,85	5800	13
Pompa 5	450	3000	745	0,84	7200	16,4
Pompa 6	450	3000	745	0,84	7200	16,4
TM-2 Pompa 3	620	6300	593	0,76	8712	21

bir kabul yapılarak motor verimi 0,94 alınmıştır. Eş. 2 ile pompanın miline aktarılan güç hesaplanmıştır. Mil gücünden pompanın akışkana aktaracağı faydalı mekanik enerjiyi bulmak için pompa veriminin bilinmesi gerekir. Bu ifade Eş. 3'te yazılmıştır. Verime ulaşabilmek için aynı pompanın faydalı yükü  $h_{pompa,f}$  Eş. 4'te enerji denklemi yazılarak hesaplanmıştır. Enerji denkleminin çözümünde ihtiyaç duyulan iki noktadan ilki, deney alanında emme tarafındaki havuz yüzeyidir. İkinci nokta basma tarafında vana odalarında bulunan boru kotlarıdır. Sahada yapılan ölçümlere göre pompaların su aldığı deponun üst kotu 133 m, Dudullu 1 hattının boru kotu 138,2 m, Dudullu 2 hattının 137,8 m ve Dudullu 3 hattının boru kotu ise 136,2 m olarak ölçülmüştür. Bu durumda Eş. 4'teki denklemde yazılması gereken basınç değerlerinden  $P_1$  atmosferik basınç olarak alınmış,  $P_2$  ise 152000 Pa olarak alınmıştır. Akış hızı hesapları küçük çıkşa da hesaplara dahil edilmiştir. Pompaların emme ve basma noktası arasında 80 m uzunluğundaki boruda oluşan kayıplar sürekli kayıplardır. Hat üzerindeki ekipmanlar ve akışın şeklini değiştiren her türlü yerel etken sebebiyle oluşan kayıplar ise yerel kayıpları oluşturur. Bu kayıplar pompanın faydalı yükünün hesaplanması için önemlidir ve Eş. 5 ile bulunur. Bu denklemin çözülmesi için bilinmeyen  $f$  sürtünme faktörü, türbülanslı akışlar için kullanılan Eş. 6 ile ve Reynolds sayısı Eş. 7 ve Eş. 8'deki denklemlerle hesaplanmıştır. Çelik boruların iç pürüzlülüğü ( $\epsilon$ ) 0,0015 m ve çapı 2,2 m alınmıştır. Bulunan tüm değerlerle Eş. 4'teki  $h_{pompa,f}$  bulunmuştur. Bu hesaplamalar, tüm senaryolar için ayrı ayrı yapılmış, bulunan değerler Eş. 3'te yerine yazılarak pompa verimleri hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{pompa,mil} = \dot{W}_{elektrik} \eta_{motor} \quad (2)$$

$$\dot{W}_{pompa,f} = \dot{W}_{pompa,mil} \cdot \eta_{pompa} = \rho g \dot{V} h_{pompa,f} \quad (3)$$

$$h_{pompa,f} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + h_{L, toplam} \quad (4)$$

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \Sigma K \frac{v^2}{2g} \quad (5)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[ \frac{\epsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right] \quad (6)$$

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (7)$$

$$v = \frac{\dot{V}}{A} \quad (8)$$

Pompa gruplarının çektikleri güce karşılık verdikleri debiler kıyaslanarak, tesisten istenilen debiye göre öncelikli çalıştırılması gereken pompa grupları belirlenmiştir. Pompaların verdikleri debiye göre harcadıkları enerji ve buna karşılık gelen elektrik fiyatı da hesaplanmıştır.

### 3. Sayısal Çalışmalar (Numerical Studies)

Paralel çalıştırılan pompaların debilerinin azalmasının sebeplerini görebilmek, pompa hattına giren cazibeli akışım pompalar üzerindeki etkisini anlayabilmek ve ana kolektördeki bağlantı şeklinin akışta oluşturduğu olumsuzlukları göstermek için Ansys Fluent yazılımıyla sayısal analizler yapılmıştır. Sayısal çalışmada yapıldığı gibi, sayısal çalışmalarda da farklı senaryolar oluşturulmuştur. İlk olarak pompaların 3 boyutlu modelleri aynı ölçüde hazırlanmış ve bu modellerin ayrı ayrı sayısal analizleri yapılmıştır. Gerçek pompaların verdiği debilerle modellerin debileri karşılaştırılarak benzeşim oranları bulunmuştur. Model olarak hazırlanan pompaların gerçek pompaların kurulum debilerine yakın değerler vermesi hedeflenmiştir. Daha sonra model pompalar kolektör hattı modeliyle

birleştirilerek analiz yapılmıştır. Son olarak tüm deney alanının analizleri yapılarak sonuçları karşılaştırılmıştır. Analizlerde paralel çalıştırılan pompalardaki akışlar ve cazibeli hattan gelen akışım pompalar üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Yapılan farklı sayısal analizlerde benzer sınır şartları kullanılmıştır. Deney alanının teknik çizimlerinden ve sahadaki incelemelerden elde edilen bilgiler kullanılarak boru, vana, pompa gibi mekanik ekipmanlar benzetilerek modellenmiştir. Analize etki etmeyeceği öngörülen parçalar basitleştirilmiştir. Cazibeli hattın tam dolu olduğu kabul edilmiştir. Boru çaplarının büyüklüğü göz önünde bulundurulacak boru içi pürüzlülükler sayısal analizlerde ihmal edilmiştir.

#### 3.1. Pompaların 3 Boyutlu Modeli ve Sayısal Analizi (3D Model of Pumps and Numerical Analysis)

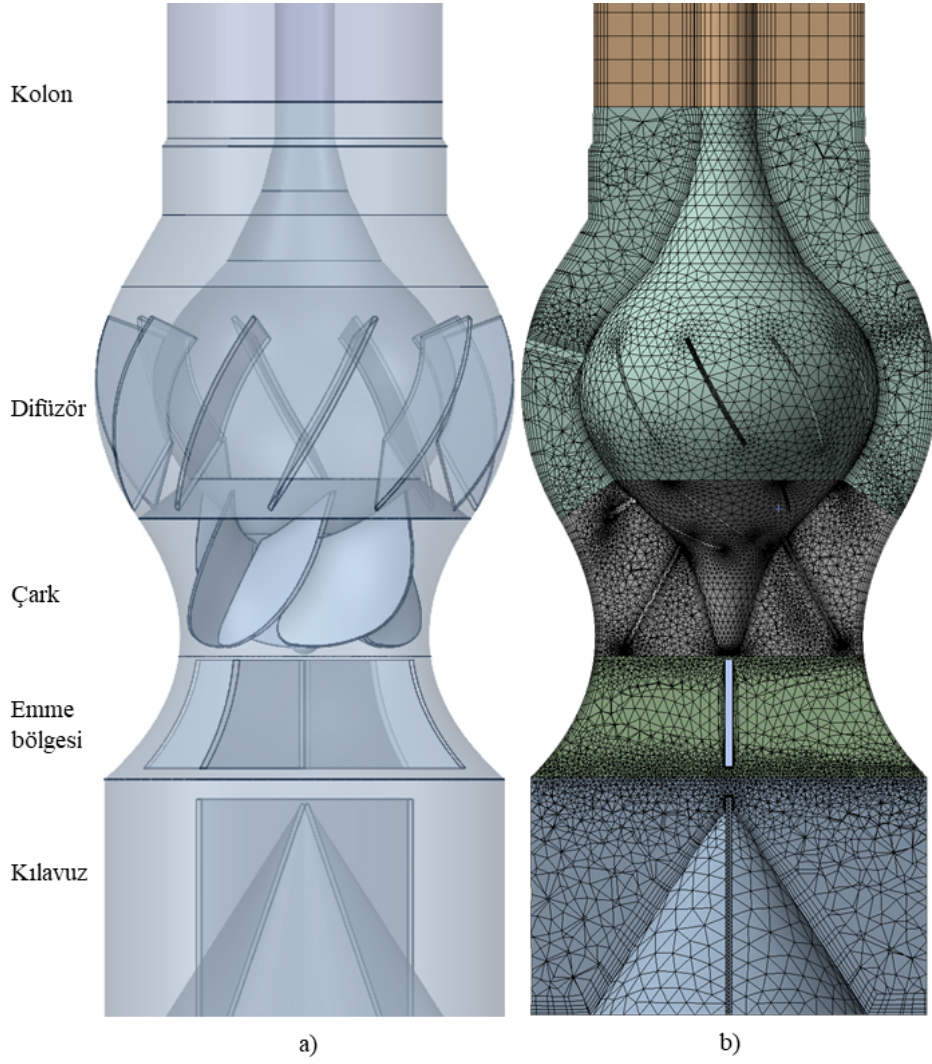
TM-1'de bulunan KSB ve Nijhuis pompalarının 3 boyutlu modelleri oluşturulmuştur. Pompa geometrisi Şekil 3'te gösterildiği gibi aşağıdan yukarı doğru kılavuz, emme bölgesi, çark, difüzör ve kolon olmak üzere 5 bölgeden oluşturulmuştur. Nijhuis pompaya ait geometri Şekil 3'te gösterilmiştir. KSB pompa da benzer şekilde modellenmiştir. Pompa modellerinin gerçek pompalarla benzerliği, analiz sonucunda verdikleri debilerle kıyaslanarak sağlanabilir. Pompa çıkışlarında, hat üzerindeki manometrelerden okunan 1,3 bar değerine göre Nijhuis pompa debisinin pompa karakteristik eğrisine göre 8100 m<sup>3</sup>/h ve KSB pompa debisinin 5800 m<sup>3</sup>/h olması gerekmektedir. Model pompaların da analiz sonucunda benzer debiler vermesi gerekmektedir. Yaklaşık olarak bu değerleri sağlayabilecek modellerin benzerlik oranının yüksek olması, diğer analizlerin doğruluğu için de kritik öneme sahiptir. Ağ yapısındaki eleman sayısının, sayısal analizlerin sonuçlarından bağımsızlığını göstermek için farklı eleman sayılarıyla analizler yapılmıştır. Eleman sayısı arttıkça değerler değişmemeye başladığı zaman uygun eleman sayısına karar verilir [24].

Ağ yapılarındaki eleman sayısına göre pompaların verdiği debi miktarları Tablo 2'de gösterilmiştir. Nijhuis pompa modelinin 1.733.073 eleman sayısıyla yapılan analizinde, benzer çalışma şeklinde verdiği 8100 m<sup>3</sup>/h debiye göre %98,5 oranında gerçek pompaya benzediği görülmüştür. KSB modelinin ise kurulumda verdiği 5800 m<sup>3</sup>/h debiye göre 1.579.000 eleman sayısıyla %95,2 oranında gerçek pompaya benzediği görülmüştür.

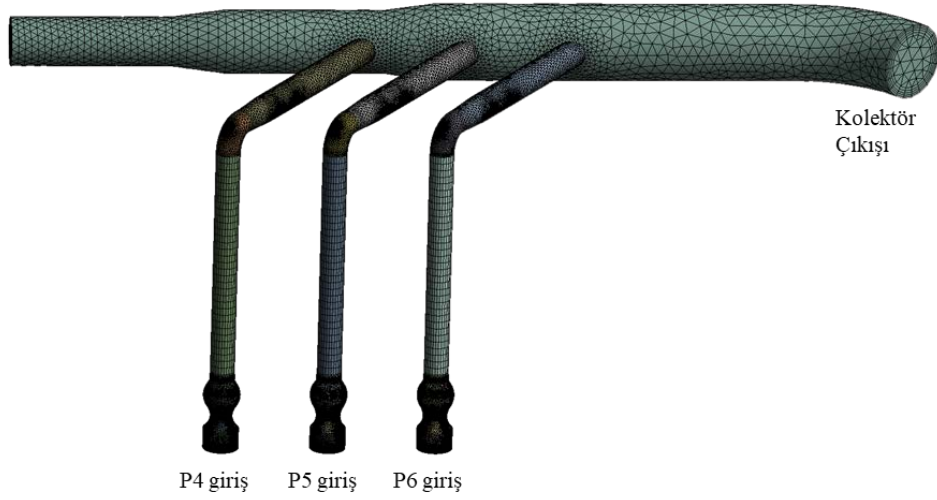
Ağdaki eleman sayılarını daha da arttırmanın benzerlik oranını değiştirmediği görüldüğünden bu ağ yapılarıyla analizlere devam edilmiştir. Analizde çark bölgesine dönme hareketi verebilmek için hareketli ağ yöntemi (mesh motion) kullanılmıştır. Ağ yapısı oluşturulurken çark ile emme bölgesi arasındaki ve çark ile difüzör arasındaki yüzeyler kontak yüzeyler olarak tanımlanmıştır. Ansys Fluent 2022 R1 yazılımında çark bölgesine dönme hareketi verilmiştir. Çark bölgesinde devir sayıları KSB pompa için 735 rpm, Nijhuis pompa için 745 rpm olarak ayarlanmıştır. Pompa çarkları 6,5 m derinliğindeki su deposunun dip kısmında konumlandırılmıştır. Bu derinliğin pompa emme ağzında oluşturacağı statik basınç yaklaşık 65000 Pa olmaktadır. Deney alanında pompa çıkışlarında statik basınç 130000 Pa ölçülmüştür. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde giriş ve çıkış koşulları olarak kullanılan basınç değerleri yazılımda tanımlanmış, beklenen çıktı olarak da bu koşullar altında oluşacak hız ve debi hesaplanmıştır.

#### 3.2. Kolektör Hattında Pompa 4, 5 ve 6'nın Sayısal Analizi (Numerical Analysis Of Pumps 4, 5 and 6 on the Pipeline Header)

Pompaların cazibeli bir akışım etkisine girmeden, sadece kolektör hattında paralel çalışmaları sonucunda verdikleri debiler araştırılmıştır. 4, 5 ve 6 numaralı pompa modelleri kolektör hattına eklenmiş ve sayısal analizi yapılmıştır. Şekil 4'te modelin ağ yapısı



Şekil 3. a) Pompanın 3 boyutlu modeli b) Ağ yapısı ( a) 3D model of pump, b) Meshing of model )



Şekil 4. Kolektör ve pompaların ağ yapısı (Mesh structure of pipeline header and pumps)

gösterilmiştir ve toplam eleman sayısı 9.942.804'tür. k-epsilon türbülans modeli, bu tür akış hesaplamalarında sıklıkla

kullanıldığından dolayı, bu çalışmada da k-epsilon türbülans modeli tercih edilmiştir [25].

**Tablo 2.** Model pompaların eleman sayısına bağlı debileri ve benzeşim oranları  
(Flows depending on the number of elements of model pumps and similarity rate)

Nijhuis pompa modeli	Eleman sayısı	Debi (m <sup>3</sup> /h)	Benzerlik oranı %
1	1068616	7654	94,5
2	1733073	7980	98,5
3	1910278	7975	98,4
KSB pompa modeli			
1	1003718	5227	90,1
2	1579000	5526	95,2
3	2365973	5503	95,1

Kolektör sistemine besleme yapan girişler “inlet”, çıkışlar “outlet”, boru çeperleri “wall”, pompa çark bölgesinin alt ve üstünde temas ettiği emiş ve difüzör bölgeleri arasındaki ara kontak yüzeyler ise “contact region” olmak üzere dört sınır tipi kullanılmıştır. Hareketli ağ (mesh motion) yöntemi pompa çarklarının olduğu alanlarda kullanılmış, 4 numaralı pompa çarkı için 735 rpm, 5 ve 6 numaralı pompaların çarkı için 745 rpm dönüş hareketi verilmiştir. Çıkış basıncı, kolektör hattında manometre ile ölçülen statik basınç değeri 1.3 bar olduğundan, 130000 Pa olarak verilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3’te gösterilmiştir.

**Tablo 3.** Sınır şartları (Boundary conditions)

P4, P5, P6 giriş basıncı	65000 Pa
Kolektör çıkış basıncı	130000 Pa
Akışkan cinsi	Su
Yer çekimi ivmesi	9,81 m/s <sup>2</sup>
Türbülans modeli	k-epsilon türbülans modeli, standart duvar fonksiyonları

### 3.3. Deney Alanında Pompa 4, 5 ve 6’nın Sayısal Analizi (Numerical Analysis of Pumps 4, 5 and 6 on the Experimental Area)

Pompaların kolektör hattındaki sayısal analiz sonuçlarıyla, cazibeli akışın sisteme dahil olduğu senaryonun sayısal analiz sonuçlarını karşılaştırmak ve oluşan akışı incelemek için deney alanının tamamı modellenmiş ve sayısal analizi yapılmıştır. Hazırlanan modelin ağ yapısı, akışların giriş ve çıkış bölgeleri Şekil 5’te gösterilmiştir.

TM-1’de bulunan 4, 5 ve 6 numaralı pompaların deney alanıyla birlikte analizleri yapılmıştır. Bu analizde, Dudullu hatlarının tamamı açıktır. Emirli hattından gelen debi 36.000 m<sup>3</sup>/h’tir. Hareketli ağ (mesh motion) yöntemi pompa çarklarının olduğu alanlarda kullanılmış, 4 numaralı pompa çarkı için 735 rpm, 5 ve 6 numaralı pompaların çarkı için 745 rpm dönüş hareketi verilmiştir. Deney alanının eleman sayısı 13.285.776’dır. Sayısal hesaplamalarda Emirli girişindeki debimetrede ölçülen 36000 m<sup>3</sup>/h debi bilgisi, kütleli debi (kg/s) şeklinde tanımlanmıştır.

Model oluşturulurken sahadaki kot bilgileri Coğrafi Bilgi Sistemi (CBS) üzerinden alınmış, bilgileri teyit etmek için sahada ölçümler yapılmıştır. Sayısal analiz için Dudullu yönündeki vana odaları ölçüm yapmak için ideal noktalar olarak görülmüş ve hesaplama alanı sınırları olarak belirlenmiştir. Dudullu hatlarının çıkışlarındaki kot farkları, basınç farkı olarak pascal cinsinden eklenmiştir. Ansys Fluent 2022 R1 yazılımında sayısal analiz öncesinde model için belirlenen sınır şartları Tablo 4’te verilmiştir.

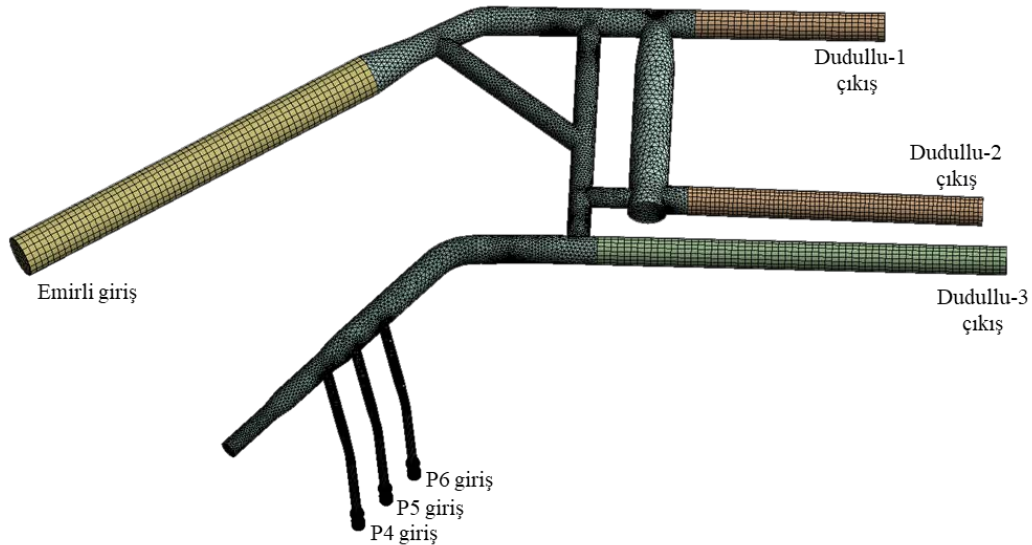
**Tablo 4.** Sınır şartları (Boundary conditions)

Emirli giriş debisi	10000 kg/s
P4, P5, P6 giriş basıncı	65000 Pa
Dudullu 1 çıkış basıncı	162000 Pa
Dudullu 2 çıkış basıncı	157000 Pa
Dudullu 3 çıkış basıncı	152000 Pa
Akışkan cinsi	Su
Yer çekimi ivmesi	9,81 m/s <sup>2</sup>
Türbülans modeli	k-epsilon türbülans modeli, standart duvar fonksiyonları

## 4. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

### 4.1. Deneysel Çalışmaların Sonuçları (Results of Experimental Studies)

SCADA sistemi üzerinden pompaların ve motorların durumu takip edilerek yapılan ilk deneysel çalışmada 6 farklı senaryo üzerinde çalışılmıştır. Bu senaryolarda, cazibeli akışın etkisi ve farklı bir terfi merkezindeki pompanın etkisi, ayırt edici kriterler olarak kullanılmış ve senaryolar birbirleriyle kıyaslanmıştır. Yapılan senaryolar ve beklenen debiye göre kayıp oranları, birbirleriyle kıyaslanmak üzere Tablo 5’te gösterilmiştir.



**Şekil 5.** Deney alanı modelinin ağ yapısı (Mesh structure of the model of experimental area)



**Tablo 5.** Senaryolara göre değişen pompa debileri (Pump flow rates changing as for scenarios)

Senaryo no	TM 1 çalışan pompalar	TM 2 çalışan pompa	Pompalardan beklenen debi (m <sup>3</sup> /h)	Pompaların verdiği debi (m <sup>3</sup> /h)	Emirli hattı (m <sup>3</sup> /h)	Çıkan toplam debi (m <sup>3</sup> /h)	Kayıp oranı %
1	--	Pompa 3	8712	5900	--	5.900	--
2	Pompa 6	Pompa 3	16.812	15.742	--	15.742	6,3
3	Pompa 1 ve 6	Pompa 3	22.612	19.500	--	19.500	13,7
4	Pompa 1 ve 6	Pompa 3	22.612	12.404	26.500	38.904	45,1
5	Pompa 1, 5 ve 6	Pompa 3	30.712	15.988	24.600	40.588	47,9
6	Pompa 1, 5 ve 6	--	22.000	17.238	24.600	41.713	21,6

Senaryolar ayrı ayrı incelendiğinde 1 numaralı senaryoda TM-2'de çalışan tek bir pompanın debisinin iki ayrı Dudullu hattından iletiildiği, akışın çok büyük bir kısmının TM-2'ye yakın olan Dudullu 1 hattından gönderildiği görülmüştür. 2200 mm çapındaki Dudullu 1 hattından 4.400 m<sup>3</sup>/h, aynı çaptaki Dudullu 2 hattından 1.500 m<sup>3</sup>/h debi ölçülmüştür. 2200 mm çaplı borudan 1.500 m<sup>3</sup>/h debide suyun geçmesi 0,11 m/s hıza eşittir ve debimetre ile ölçümün doğru olmama ihtimali göz önünde bulundurulmalıdır. Dolayısıyla bu senaryoda ölçüm hassasiyetleri göz önünde bulundurularak pompa debisine kayıp hesabı yapmak doğru olmayacaktır. TM-1'den 6 numaralı, TM-2'den yine 3 numaralı pompanın çalıştırıldığı 2. senaryoda alınan debi 15.742 m<sup>3</sup>/h olmuştur. Pompalar, kapasiteleri gereği yaklaşık olarak etiket değerlerine yakın debiler vermiştir. Bu senaryoda kolektör hattında cazibeli akış yoktur. Her iki pompanın toplam debisi beklenen toplam debiye göre %6,3 oranında bir kayba uğramıştır. Eş. 9'da kayıp miktarı bulduktan sonra Eş. 10 ve Eş. 11'de oran olarak hesaplanmıştır.

$$\text{Kayıp miktarı} = 16812 - 15742 = 1070 \text{ m}^3/\text{h} \quad (9)$$

$$\text{Kayıp oranı} = \left( \frac{\text{Kayıp debi}}{\text{Beklenen debi}} \right) \cdot 100 \quad (10)$$

$$\text{Kayıp oranı} = \left( \frac{1070}{16812} \right) \cdot 100 = 6,3 \quad (11)$$

Aynı senaryoda, paralel çalışmayan ya da birbirini etkilemeyecek uzaklıkta çalışan pompalarda verim kaybının az olduğu söylenebilir. 3 ve 4. senaryoda cazibeli hat değişken olarak kullanılmıştır. Aynı pompaların çalıştırıldığı, tek farkın Emirli hattından gelen 26.500 m<sup>3</sup>/h debinin olduğu görülmektedir. Cazibeli hat kapalıyken 19.500 m<sup>3</sup>/h debi veren toplam 3 pompa, cazibeli hat açıldığında 12.404 m<sup>3</sup>/h debi verebilmektedir. Cazibeli hattın pompalar üzerindeki etkisi bu senaryoda açıkça görülmektedir. Kolektör hattına giren yüksek basınçlı ve yüksek debili farklı bir akış, tüm sistemi olumsuz etkilemiştir. Beklenen debideki kayıp oranı 3 numaralı senaryoda %13,7 iken, 4 numaralı senaryoda %45,1'e çıkmıştır. 5 ve 6. senaryoların her ikisinde cazibeli hat aktiftir. Farklı olan TM-2'de bulunan pompanın durdurulmasıdır. 5. senaryoda toplam 4 adet pompa çalıştığında 30.712 m<sup>3</sup>/h debi beklenirken 15.988 m<sup>3</sup>/h debi alınmıştır. Kayıp oranı %47,9'a yükselmiştir. TM-2'deki pompa durduğunda 17.238 m<sup>3</sup>/h debi alınmıştır. Kayıp oranı, beklenene göre %21,6 olmuştur. 5 numaralı senaryoda 4 adet pompa çalıştığı halde 15.988 m<sup>3</sup>/h su verilebilirken, TM-2'deki pompa durduğunda debinin daha da artması, 3 numaralı pompanın aslında hiç çalıştırılmaması gerektiğini ortaya koymuştur. Pompanın sistem üzerinde arttırdığı kararsız akış, hem debinin azalmasına hem de 517 kWh enerjinin boşa harcanmasına sebep olmuştur. Senaryolar incelendiğinde, Emirli hattından gelen cazibeli akış devam ettiğinde Dudullu çıkışlarında beklenen debiler alınamamaktadır. Bunun sebebi yüksek basınçla ve hızla gelen cazibeli akışın sistemdeki akışı bozması, pompaların cazibeli hattın etkisi altında kalarak baskılanması ve dolayısıyla istenen debiyi verememesi olarak açıklanabilir.

İkinci deneyde, cazibeli hattın etkisi kaldırılmıştır. Pompaların tekli ve paralel çalıştırılarak verdikleri debiler ölçülmüştür. İlk olarak pompaların basma yükseklikleri tekrar hesaplanmıştır. Seçilen noktalar arasındaki basınç farkından dolayı oluşan kayıplar 5,2 m, pompalardan 80 m ileride bulunan vana odasındaki boru kotu ile emme havuzundaki su seviyesinin kot farkı 3,2 m olarak ölçülmüştür. Yapılan hesaplarda f değeri 0,018 olarak bulunmuştur. Yerel ve sürekli yük kayıpları hesaplanmıştır. Daha sonra cazibeli hattın pompa hattına bağlandığı 1800 mm çaplı boru üzerindeki vana kapatılmış ve TM-1'de yer alan pompalar çalıştırılmıştır. Tablo 6'de hesaplanan basma yüksekliklerine göre pompaların verdikleri debiler kaydedilmiştir.

**Tablo 6.** Pompaların debileri ve basma yükseklikleri (Flow rates of pumps and heads)

	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)	v (m/s)	$h_{L, \text{toplam}}$ (m)	$h_{\text{pompa}, f}$ (m)
Pompa 1	6400	0,468	0,04	8,47
Pompa 2	6150	0,450	0,04	8,47
Pompa 3	5775	0,422	0,04	8,46
Pompa 4	6125	0,448	0,04	8,47
Pompa 5	7850	0,574	0,06	8,50
Pompa 6	7500	0,548	0,06	8,49
Pompa 1-2	11700	0,855	0,14	8,60
Pompa 2-3	11400	0,833	0,14	8,59
Pompa 3-4	11250	0,822	0,13	8,59
Pompa 4-5	13250	0,969	0,18	8,65
Pompa 5-6	14550	1,064	0,22	8,70
Pompa 1-4-6	17000	1,243	0,30	8,80
Pompa 1-5-6	18600	1,360	0,36	8,88

Pompaların tek bir hat üzerinde, cazibeli hat girişi olmadan ve tek tek çalıştırılması sonucunda beklenen debileri verebildiği görülmüştür. Etiket değerlerindeki basma yüksekliğine (13 m) göre, pompaların planlanan çalışma noktasında çalışmadığı tespit edilmiştir. Ancak çalışma noktasının tavsiye edilen sınırlar içinde kaldığı söylenebilir [9]. Projede yer alan hesapların dışında çalıştırılan pompaların harcadıkları güç de farklı olacaktır. Tek başına çalıştırılan pompanın harcadığı enerji ile paralel çalışan pompaların harcadığı enerjinin kıyaslanabilmesi için 3 fazlı motorların çektiği akım ve gerilim değerleri ölçülmüştür. İlk 4 pompa için 0,85 olarak ölçülen cosφ değerleri, 5 ve 6. pompa için 0,84 olarak ölçülmüştür. Gerilim değerleri 2950 V ölçülmüştür. Elektrik motorundan tork değeri ölçülemediğinden genel bir kabul yapılmış ve motor verimleri 0,94 olarak alınmıştır. Paralel çalıştırılan pompalarda pompa verimi hesaplanırken, toplam hidrolik güç ile toplam mil gücü oranlanarak pompa verimi hesaplanabilir. Tablo 7'de pompalara ve motorlara ait güç hesapları ve verim hesapları yapılmıştır.

Aynı basma yüksekliğinde çalışan pompalar, özdeş olmasına rağmen farklı amper çekmekte, farklı debiler vermekte ve verimleri değişmektedir. Bunun sebebi pompaların ve motorların eski olması, pek çok defa bakıma girmeleri, farklı saat/ay oranlarında çalıştırılmaları, motor sargılarında ya da pompanın mekanik

parçalarındaki değişiklikler olabilir. Diğer yandan paralel çalıştırılan pompalarda motorların çektikleri gücün artmasına rağmen verdikleri debinin azaldığı da görülmektedir.

Tablo 8'de cazibeli hattın açık ve kapalı olduğu durumlar birlikte değerlendirilmiştir. Pompa gruplarının birlikte çalıştırılmasıyla motorların çektikleri güce göre pompaların verdikleri debiler oranlanmış, sıralanmış ve maliyet analizi yapılmıştır. Maliyet hesapları 24 saat çalıştırma esasına göre günlük ve aylık olarak yapılmıştır. Saatte harcanan elektrik için puant enerji bedeli, İSKİ gibi yüksek oranda elektrik harcayan kurumlarda ihale ile yapılabilir. Bu çalışmada kullanılan birim fiyatlar Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu'nun (EPDK) kamu ve özel hizmetler için orta gerilim perakende enerji bedelleridir [26]. Pompa ya da pompa grubunun çektiği güç (kW), 24 saat ile çarpılarak (kWh) 1 günde harcanan kWh değeri bulunmuştur. Ardından birim fiyat ile (4,4728 TL) çarpılarak önce günlük elektrik maliyeti, elde edilen fiyat 30 güne çarpılarak aylık elektrik maliyeti hesaplanmıştır.

Tabloda, birlikte çalıştırılan pompaların çektikleri toplam güç ile verdikleri debi oranlanmıştır. Bu oran ne kadar yüksekse kayıp da o kadar fazladır. En çok dikkat çeken husus, güç/debi oranında elde edilen en yüksek sonuçların cazibeli akışın sisteme dahil olduğu senaryolarda gerçekleşmesidir. Özellikle su dağıtım konusunda çalışan kurumların ilk dikkat ettiği değer pompanın verdiği debidir. Ancak buradaki sonuçlar, sadece debiye bakmanın yeterli olmadığını, 1 m<sup>3</sup> suyun ne kadar enerjiyle gönderildiğine dikkat edilmesini göstermektedir. Debi ölçümünde türbülanslı akışlardan dolayı

ölçümler yer yer 250 - 500 m<sup>3</sup>/h anlık farklılık gösterebilmektedir. Bunu göz önünde bulundurarak işletmeci, ortalama 12.500 m<sup>3</sup>/h debi gerekli olduğunda 4 numaralı senaryoya göre pompaları çalıştırabilir. Bu seçimin 24 saatte oluşturacağı fatura 63.872 TL/gün olmaktadır. Enerji harcamalarına bakılmadan sadece debi talebini karşılamak üzere çalışan bir işletme, benzer şekilde 11 numaralı senaryoyu uygulayabilir. Bu şekilde 131.715 TL/gün harcama yapılır. Dolayısıyla dikkatli bir işletme, bu farkı görerek doğru pompa gruplarını çalıştırdığında tasarruf sağlar. Bu durumda yapılan tasarruf Eş. 12'de bulunmuştur. Eş. 13 ve Eş. 14'te de tasarruf oranı hesaplanmıştır.

$$\text{Tasarruf} = 131.715 - 63.872 = 67.843 \text{ TL/gün} \quad (12)$$

$$\text{Tasarruf oranı} = \left( \frac{\text{Tasarruf}}{\text{Başlangıç Tutarı}} \right) \cdot 100 \quad (13)$$

$$\text{Tasarruf oranı} = \left( \frac{67.843}{131.715} \right) \cdot 100 = 51,5 \quad (14)$$

Ortalama 15.000 m<sup>3</sup>/h debi gerekliyse 6 numaralı senaryoya göre 82.013 TL ya da 12 numaralı senaryoya göre 182.061 TL harcama yapılır. Eş. 15'te yapılan tasarruf hesaplanmıştır. Daha sonra Eş. 16 ve Eş. 17'de tasarruf oranları bulunmuştur.

$$\text{Tasarruf} = 182.061 - 82.013 = 100.048 \text{ TL/gün} \quad (15)$$

$$\text{Tasarruf oranı} = \left( \frac{\text{Tasarruf}}{\text{Başlangıç Tutarı}} \right) \cdot 100 \quad (16)$$

**Tablo 7.** Pompaların debileri ve pompa verimleri (Flow rates of pumps and pumps efficiency)

Pompalar	Giriş fazı (A)	Motorun çektiği güç (kW)	Motor verimi (kabul)	Mil gücü (kW)	Deney debileri (m <sup>3</sup> /h)	Basma yüksekliği (m)	Hidrolik güç (kW)	Pompa verimi
Pompa 1	50	217	0,94	204	6400	8,47	147	0,72
Pompa 2	51	221,5	0,94	208	6150	8,47	142	0,68
Pompa 3	46	199,8	0,94	188	5775	8,46	133	0,71
Pompa 4	49	212,8	0,94	200	6125	8,47	141	0,71
Pompa 5	81	347,7	0,94	327	7850	8,50	181	0,56
Pompa 6	84	360,5	0,94	339	7500	8,49	173	0,51
Pompa 1-2	53-51	456,0	0,94	429	11700	8,60	274	0,64
Pompa 2-3	51-49	434,3	0,94	408	11400	8,59	266	0,65
Pompa 3-4	48-49	421,3	0,94	396	11250	8,59	263	0,66
Pompa 4-5	53-85	595,0	0,94	559	13250	8,65	312	0,56
Pompa 5-6	88-90	764,0	0,94	718	14550	8,70	344	0,48
Pompa 1-4-6	56-53-90	859,7	0,94	808	17000	8,80	407	0,50
Pompa 1-5-6	58-94-93	1054,6	0,94	991	18600	8,88	449	0,45

**Tablo 8.** Pompa gruplarının maliyet analizi (Cost analysis of pump groups)

TM 1 Çalışan Pompalar	TM 2 Çalışan Pompalar	Cazibeli Hattın Etkisi	Oluşan Debi (m <sup>3</sup> /h)	Debideki Kayıp Oranı (%)	Çekilen Güç (kW)	Güç/Debi Oranı (kWh/m <sup>3</sup> )	Günlük Maliyet (TL)	Aylık Maliyet (TL)
1 Pompa 3 ve 4	--	--	11.250	5,4	421	0,0374	45.193	1.355.795
2 Pompa 2 ve 3	--	--	11.400	4,4	434	0,0381	46.589	1.397.661
3 Pompa 1 ve 2	--	--	11.700	6,8	456	0,039	48.950	1.468.510
4 Pompa 4 ve 5	--	--	13.250	5,2	595	0,0449	63.872	1.916.148
5 Pompa 1, 4 ve 6	--	--	17.000	15,1	860	0,0506	92.319	2.769.558
6 Pompa 5 ve 6	--	--	14.550	5,2	764	0,0525	82.013	2.460.398
7 Pompa 1, 5 ve 6	--	--	18.600	14,5	1055	0,0567	113.251	3.397.539
8 Pompa 6	Pompa 3	--	15.742	6,3	932	0,0592	100.048	3.001.428
9 Pompa 1 ve 6	Pompa 3	--	19.500	13,7	1227	0,0629	131.715	3.951.450
10 Pompa 1, 5 ve 6	--	Var	17.238	21,6	1179	0,0683	126.562	3.796.870
11 Pompa 1 ve 6	Pompa 3	Var	12.404	45,1	1227	0,0989	131.715	3.951.450
12 Pompa 1, 5 ve 6	Pompa 3	Var	15.988	47,9	1696	0,1061	182.061	5.461.826

$$\text{Tasarruf oranı} = \left( \frac{100.048}{182.061} \right) \cdot 100 = 54,95 \quad (17)$$

Bu tür kamu harcamalarında, harcanan enerjiye dikkat edilmediğinde yıllık enerji tüketimi çok daha fazla olacaktır. Tesislerin ortalama 30-50 yıl çalıştırılabildiği düşünülürse, kamu harcamalarında yüksek enerji harcayan pompaların olduğu her tesisin hassas bir şekilde incelenmesi ve buna göre çalıştırılması, ekonomik açıdan çok önemlidir.

#### 4.2. Sayısal Çalışmaların Sonuçları (Results of Numerical Studies)

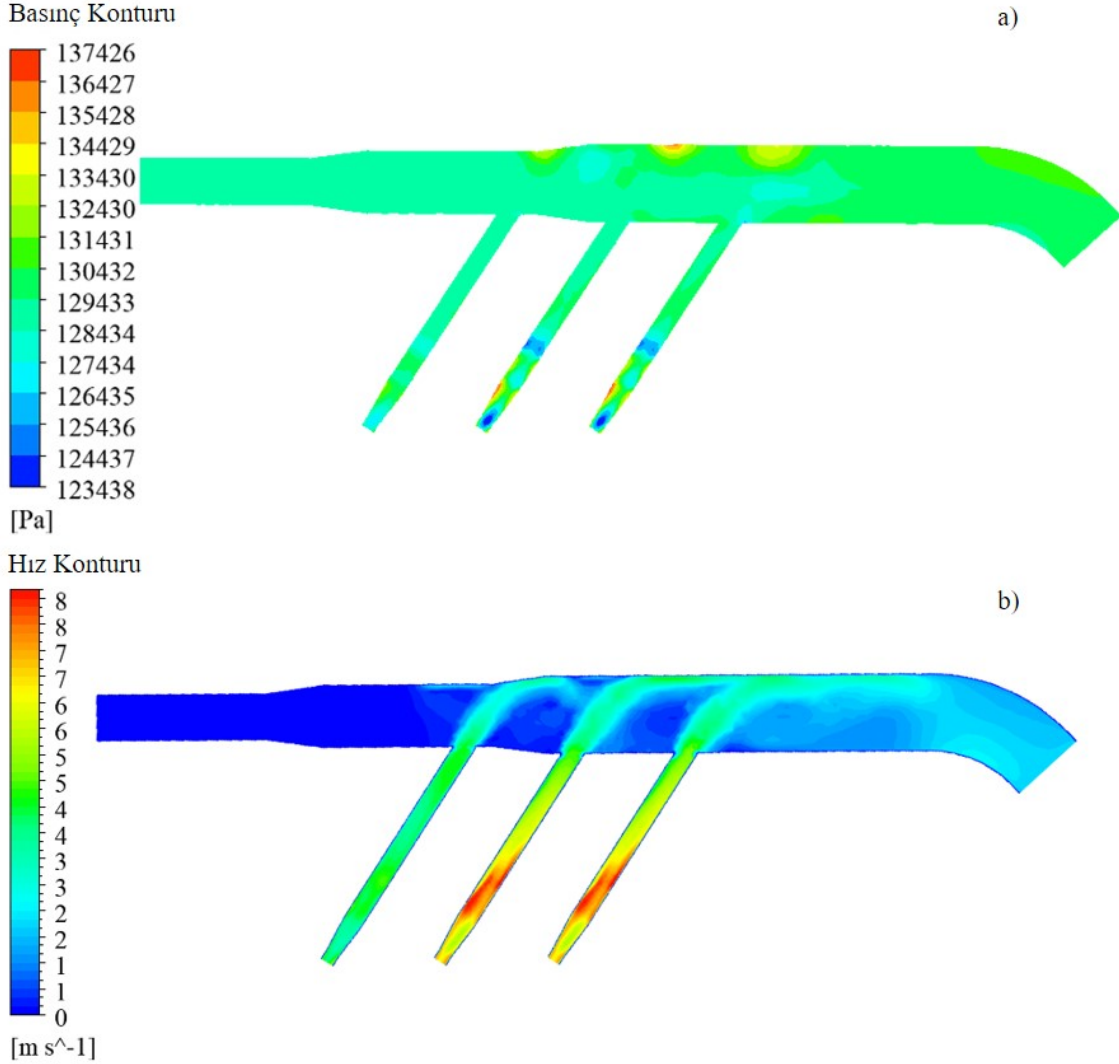
Pompalardaki debi kayıplarına sebep olan etkileri anlamak için sayısal analizler yapılmıştır. Pompaların 3 boyutlu modelleri, sayısal çalışmalara başlamadan önce yapılmıştır. Tek tek çalıştırılan KSB ve Nijhuis model pompaların verdikleri debiler, %95 ve %98 oranında gerçek pompaya benzetilmiştir. Aynı pompalar kolektör modeline bağlanarak, cazibeli hattın etkisine girmeden analiz edilmiştir. Giriş ve çıkışlara basınç tanımlamasıyla birlikte çarklara verilen dönme hareketi akış hızını belirlemiş ve analiz sonucunda yaklaşık bir debi meydana getirmiştir. Kolektör hattındaki analiz sonuçlarından elde edilen basınç ve hız konturları Şekil 6'da gösterilmiştir.

KSB ve Nijhuis pompaların tasarımları benzerdir. Pompa çarklarının devir sayısında ve çark tasarımında küçük değişiklikler vardır. Bu nedenle 5 ve 6 numaralı pompaların daha yüksek debide ve daha yüksek hızda su verdiği hız konturunda görülmektedir. Diğer yandan 4 numaralı pompanın kendisinden daha yüksek debili 5 ve 6 numaralı pompalardan geride konumlandırılması sebebiyle, basma yönünde bir engel oluşmuş ve bu pompadan istenilen debi alınamamıştır.

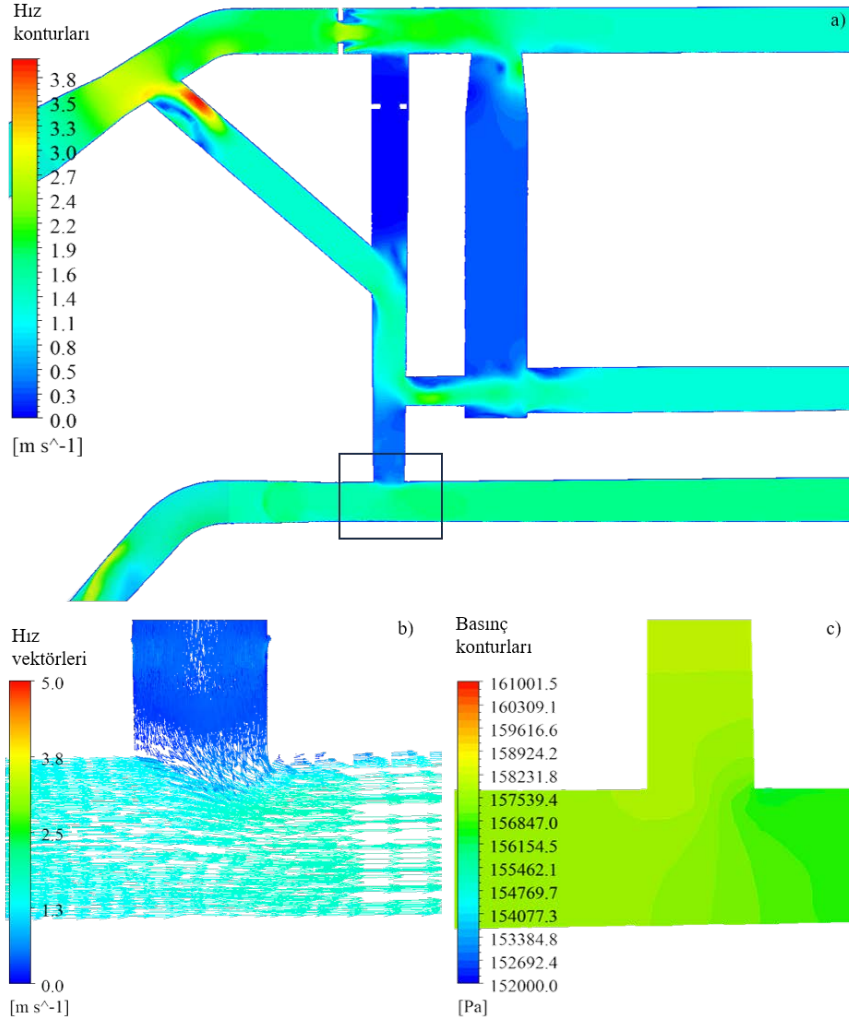
Aynı pompa düzeni benzer şekilde ana kolektör hattına bağlanarak cazibeli akışın etkisi altında tekrar çalıştırılmıştır. Elde edilen analiz sonuçlarına göre oluşturulan hız konturları Şekil 7a'da gösterilmiştir.

Cazibeli hattın pompa hattına girdiği bölge kare içine alınmış ve yaklaşıtırlarak Şekil 7b ve Şekil 7c'de hız vektörleri ve basınç konturuyla gösterilmiştir. Pompalar çalışırken daha yüksek basınçta gelen cazibeli akış, pompa hattına da girerek pompaların basma yönünde bir kesit daralmasına sebep olmaktadır. Santrifüj pompalarda, pompanın basma tarafı kısıldıkça debi azalırken basma yüksekliği (net yük) artar. Bu durum Şekil 8'de gösterilmiştir.

Pompaların kolektör hattındaki ilk analizinde pompalara verilen devir sayısı ile daha yüksek hızlara ulaşılabilirken, ana kolektör hattındaki

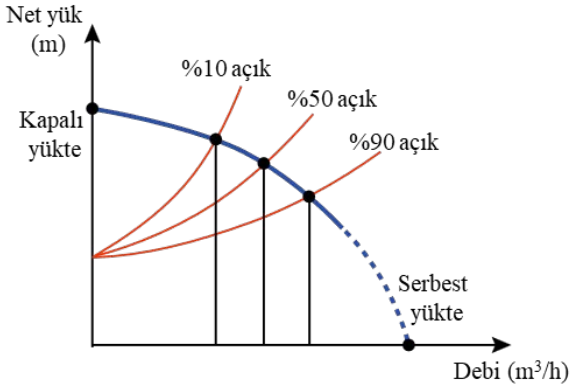


Şekil 6. Paralel çalışan pompaların kolektördeki a) basınç konturu b) hız konturu  
(a) pressure contour b) velocity contour of parallel pumps in the pipeline header



**Şekil 7.** a) Ana kolektörde hız konturu b) pompa hattına giren akışın hız vektörleri c) pompa hattına giren akışın basınç konturu  
(a) Velocity contour at the main pipeline header b) velocity vectors of gravity flow in pump line c) pressure contour of gravity flow in pump line)

ikinci durumda, hızlarda kayıp oluşmuştur. Pompalar daha fazla enerji harcarken, daha az debi vermiştir. Bu durum deneysel analizlerde de ortaya çıkan sonuçlara benzerdir. Her iki analize ait sonuçlar Tablo 9'da gösterilmiştir.



**Şekil 8.** Pompa çıkışının açık-kapalı durumuna göre debi ve net yükteki değişim (The variation in flow rate and netload of the pump outlet regard to on-off state)

**Tablo 9.** Pompa debileri (Flow rates of pumps)

	Kolektörde debi (m <sup>3</sup> /h)	Ana kolektörde debi (m <sup>3</sup> /h)	Değişim oranı
Pompa 4 (KSB)	5.775	4.523	%21,6
Pompa 5 (Nijhuis)	8.292	7.218	%13
Pompa 6 (Nijhuis)	8.305	7.225	%13
Toplam	22.372	18.966	%15,2

Debilerdeki değişim oranlandığında görülen %15,2 kaybın, deneysel analizlerle de benzer olduğu görülmektedir. Analizde Dudullu yönündeki 3 hattın da açık olması, akışın üçe bölünerek cazibeli hattın pompalar üzerindeki baskısını kısmen azaltmıştır. Dudullu 1 ya da Dudullu 2 hattı bir sebepten dolayı kapatıldığında, pompalar üzerindeki cazibeli akışın etkisinin daha yüksek olduğu, daha fazla debi kaybına ve enerji maliyetine sebep olduğu deneysel çalışma sonuçlarında görülmüştür.

##### 5. Simgeler (Symbols)

- P : Hattan çekilen toplam trifaze aktif güç (W)  
 U : Fazlar arası işletme gerilimi (V)  
 I : Şebekeden çekilen akım (A)  
 cosφ : Elektrik motoru için güç katsayısı



- $\rho$  : Akışkan yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\dot{V}$  : Hacimsel debi (m<sup>3</sup>/h)  
 $v$  : Hız (m/s)  
 $f$  : Sürtünme faktörü  
 $h_{\text{pompa},f}$  : Faydalı pompa yükü (m)  
 $\dot{W}_{\text{elektrik}}$  : Pompa motorunun çektiği elektrikselle güç (W)  
 $\dot{W}_{\text{pompa},f}$  : Pompanın akışkana aktardığı faydalı güç (W)

## 6. Sonuçlar (Conclusions)

Bu çalışmada, mevcut bir su arıtma tesisinin pompa ve borulama sistemlerinde görülen debi ve enerji kayıpları üzerinde durulmuştur. Pompa sistemlerinde bir değişiklik yapmadan, farklı senaryolarla farklı pompa kombinasyonları çalıştırılarak benzer debilerin verilebildiği görülmüştür. Benzer debi veren örnek iki senaryo arasındaki tasarruf oranının %54,95 olduğu hesaplanmıştır. Sadece bir terfi istasyonunda yapılan inceleme ile ideal pompa gruplarının belirlenerek çalıştırılması sonucunda, örnek bir senaryoda aylık 3 milyon TL'nin üzerinde tasarruf sağlanabildiği görülmüştür.

Pompa hattı önüne bağlanan nispeten basıncı yüksek farklı bir boru hattının akış sistemini bozduğu ve bu durumun pompaları baskıladığı sayısal çalışmalarla ortaya konulmuştur.

Bir kolektör hattına farklı özellikteki pompaların bağlanması pompaların verimini düşürmektedir. Bununla birlikte, böyle bir pompa ve kolektör sistemi kullanılıyorsa yüksek verim alabilmek için büyük debili pompalarla küçük debili pompaların birlikte çalıştırılması yerine, benzer özellikli pompaların birlikte çalıştırılması gereklidir.

Doğru planlanmamış bir pompa grubunda, daha fazla pompanın çalıştırılmasının, her zaman daha fazla debide su vermediği deneysel çalışmayla gösterilmiştir. Çalıştırılan 4 pompadan elde edilen debinin, aynı terfi merkezinde çalışan 3 pompanın verdiği debiden daha az olduğu görülmüştür. Debideki kayıpla birlikte, enerjide de 517 kWh kayıp yaşanmaktadır. Nispeten yüksek basınçlı cazibeli hat, karmaşık bir kolektör hattı üzerinden pompa hatlarına girdiğinde, pompa hattının kesitini daraltarak pompaların daha az debi vermesine ve daha fazla enerji harcamasına sebep olmaktadır.

Özellikle halka su arzı sağlayan su kurumlarında talep edilen debinin karşılanmasının yanında, harcanan enerjinin de takip edilmesi gerekmektedir. Pompaların basma tarafında akışı bozan, akış ayrılmalarının oluşmasına sebep olan her türlü etkenin kaldırılması, teorikte ve pratikte yerel yük kayıplarını azaltır. Pompaların bulunduğu bir hatta, basınç dengesi gözetilmeden eklenen başka boru hatları, pompaların daha fazla enerji harcamasına sebep olmaktadır. İstenen debi de alınmamaktadır. Bu çalışmada olduğu gibi hatların ayrılması mümkün değilse, basınç dengesinin hassas ölçümlerle takip edilmesi ve gerektiğinde uzaktan kumanda edilebilen vanalarla müdahale edilmesi gereklidir. Pompaların harcadığı gücü en çok artıran diğer bir etkenin, pompa hatlarına 90° bağlantıyla bağlanan borulardan daha yüksek basınçta giren akış olduğu görülmüştür.

Deneysel çalışma yapmanın mümkün olmadığı yerlerde sayısal analizlerin de benzer sonuçlar verdiği, karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. HAD kullanılarak yapılan sayısal analizlerde, pompalarda ve kolektörlerdeki akışın durumu, basıncı ve hızı artıran ya da düşüren bölgeler açıkça görülebilmektedir.

## Teşekkür (Acknowledgment)

Bu çalışma boyunca Ömerli İçme Suyu ve Arıtma Tesisi içinde gerekli ortamın ve yardımın sağlanması dolayısıyla İSKİ'nin ilgili yöneticilerine teşekkür ederim.

## Kaynaklar (References)

1. Kaya, D., Çanka Kılıç, F., Öztürk, H. H., Energy efficiency in pumps, In Energy Management and Energy Efficiency in Industry: Practical Examples, s. 329-374. Cham: Springer International Publishing, 2021.
2. İSKİ. 2022 Faaliyet Raporu, <https://www.iski.istanbul/web/tr-TR/kurumsal/stratejik-plan-ve-performans-programi/faaliyet-raporlari2>. Yayın tarihi 2022. Erişim tarihi, Haziran 8, 2023.
3. Moreno, M. A., Carrión, P. A., Planells, P., Ortega, J. F. ve Tarjuelo, J. M., Measurement and improvement of the energy efficiency at pumping stations, Biosystems Engineering, 98 (4), 479-486, 2007.
4. Nassiri, S., Labbadi, M., Cherkaoui, M., Optimal integral super-twisting sliding-mode control for high efficiency of pumping systems, International Federation of Automatic Control, 55 (12), 234-239, 2022.
5. Arslan, S. ve Sahib, A. A., Comparison of energy efficiencies of a small centrifugal pump at constant and variable speed operations, Journal of Agricultural Sciences, 22 (3), 444-454, 2016.
6. Guyer, J. P., P. E. ve R. A., An introduction to pumping stations for water supply systems, California: Createspace Independent Pub, 2013.
7. Noon, A. A., Jabbar, A.U., Kote, H., Kim, M.-H., Ahmed, H.W., Mueed, U., Shoukat, A.A., Anwar, B., Strive to reduce slurry erosion and cavitation in pumps through flow modifications, design optimization and some other techniques: long term impact on process industry, Materials, 14 (3), 521, 2021.
8. Özbeş M., Gürbüz M., Karakurt U., Experimental investigation of the effects of hydrophobic impeller surfaces on the centrifugal pump performance, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University 36 (1), 267-274, 2021.
9. Ayder, E., Kalmanoğlu, U. ve T.A.A.G., Pompa El Kitabı, Türbosan, İstanbul, 2017.
10. Zhang W. ve Li, A., Resistance reduction via guide vane in dividing manifold systems with parallel pipe arrays (DMS-PPA) based on analysis of energy dissipation, Building and Environment, 189-198, 2018.
11. Minocha, N. ve Joshi, J. B., 3D CFD simulation of turbulent flow distribution and pressure drop in a dividing manifold system using openfoam, International Journal of Heat and Mass Transfer, 151, 2020.
12. Wang, J., Gao, Z., Gan, G. ve Wu, D., Analytical solution of flow coefficients for a uniformly distributed porous channel, Chemical Engineering Journal, 84 (1),1-6, 2001.
13. Hassan, M.J., AbdulRazzaq, A., Kamil, B.K., Flow distribution in manifolds, Journal of Engineering and Development, 12 (4), 159-177, 2008.
14. Datta, A. B. ve Majumdar, A. K., Flow distribution in parallel and reverse flow manifolds, International Journal of Heat and Fluid Flow, 2 (4), 253-262, 1980.
15. Bajura, R. A., A model for flow distribution in manifolds, ASME Journal of Engineering for Power, 1 (93), 7-12, 1971.
16. Wang J., Theory of flow distribution in manifolds, Chemical Engineering Journal, 3 (168) 1331-1354, 2011.
17. Hua, J., Zhang, S. ve Fu, L., Similitude criterion derivation and pipe physical property test and suitable analysis for water hammer scale model of long distance district heating pipeline, Applied Thermal Engineering, 125, 80-90, 2017.
18. Quintanar, N. R., Nguyen, T., Vaghetto, R. ve Hassan, Y. A., Natural circulation flow distribution within a multi-branch manifold, International Journal of Heat and Mass Transfer, 135, 1-15, 2019.
19. Hassan, J.M., Mohamed, T.A., Mohamed, W.S., Alawee, W. H., Modeling the uniformity of manifold with various configurations, Journal of Fluids, 2014 (11), 2014.
20. Hassan, J. M., Mohammed, W. S., Mohamed, T. A. ve Alawee, W. H., CFD Simulation for manifold with tapered longitudinal section, International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, 4 (2), 2014.
21. Küçük H., Turan M., Yaralı K., Al-Sanabani H., İskefiyeli M., A new algorithm for load shifting operation of water pumping stations, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 36 (4), 2081-2094, 2021.
22. Koca, A. O., Atmaca, M., Investigation of the Effects of Combined Gravity Lines and Pressure Lines on Pumps in Drinking Water Supply, International Journal of Advances in Engineering and Pure Sciences 35 (2), 273-284, 2023.
23. Düz, H., Numerical Analysis of Entrance Length in Steady and Incompressible Pipe Flow, Batman University Journal of Life Sciences, 8 (2), 2018.

24. Khalaji, M.N., Osta, M.H., Yakut, K., Numerical analysis of heat transfer of hot oil and cold water fluids in a concentric type heat exchanger with Ansys fluent, *International Journal of Innovative Research and Reviews*, 2 (2), 24-27, 2018.
25. Okbaz, A., Onbaşıoğlu, H., Olcay, A.B., Pınarbaşı, A., Investigation of Louvered Fin Heat Exchangers Performance via Experimental and Computational Fluid Dynamics Approach, *Engineer and Machinery*, 58 (687), 41-55, 2017.
26. T.C. Enerji Piyasası D zenleme Kurumu, <https://www.epdk.gov.tr/Detay/Icerik/3-1327/elektrik-faturalarina-esas-tarife-tablolari>. Erişim tarihi: Ocak 26, 2023.