

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR AĞIR TİCARİ ARACIN SOĞUTMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ
VE DENEY SONUÇLARININ İRDELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Türkan Emine EDEGE

Anabilim Dalı : Makina Mühendislik

Programı : Otomotiv Program

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Doğan GÜNEŞ

MAYIS 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR AĞIR TİCARİ ARACIN SOĞUTMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ
VE DENEY SONUÇLARININ İRDELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Türkan Emine EDEGE
(503071730)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 07 Mayıs 2010
Tezin Savunulduğu Tarih : 14 Haziran 2010

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Doğan GÜNEŞ (İTÜ)

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Akın KUTLAR (İTÜ)
Prof.Dr. A.Rüstem ASLAN (İTÜ)

HAZİRAN 2010

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tezinin hazırlanması sırasında emek ve bilgi birikimini benden esirgemeyen, çalışmaya teknik destek ve yön veren sayın hocam Doç.Dr. Doğan Güneş'e , yardımları ve desteğinden dolayı Adil Aytoğan ve Tolga Şenoğuz'a, yüksek lisansım sırasında verdiği teknik destek, bilgi, emek ve hoşgörüsünden dolayı, çalışmaktan onur ve mutluluk duyduğum Ford Otomotiv Sanayi A.Ş deki amirim sayın Murat Çetrez'e, bu süreçte bana maddi ve manevi destek sağlayan canım anneme ve kardeşime sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2010

Türkan Emine Edege
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	v
SEMBOL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ	xi
ÖZET	xiii
SUMMARY.....	xv
1. GİRİŞ	1
2. MOTOR SOĞUTMA SİSTEMİ PERFORMANS ANALİZİNDE KULLANILAN FİZİKSEL MODELLER.....	3
2.1 Akış Tipleri ve Sıkıştırılmaz Akışkan Akış Denklemleri.....	3
2.1.1 Kütlelenin korunumu.....	4
2.1.2 Enerjinin korunumu.....	4
2.1.3 Manometrik yükseklik ve basınç kayıp denklemleri.....	6
2.1.4 Kayıp katsayısı.....	7
2.1.5 Sistem güç gereksinimleri.....	8
2.1.6 Reynolds sayısı.....	8
2.1.7 Kayıp katsayılarının yaygınlığı.....	9
3.1.4 Kayıp katsayılarının yaygınlığı.....	13
2.2 Sistem Kayıp Katsayıları.....	15
2.2.1 Genel kayıp katsayıları	15
2.2.2 Düz borunun kayıp katsayısı.....	16
2.2.3 Kayıp katsayılarının sınıflandırılması	17
2.3 Sistem Basıncı, Akış ve Boyutunun Sınıflandırılması	17
2.4 İç Akış.....	18
2.4.1 Akış oluşumu	19
2.4.1.1 Dairesel kesitli borular	20
2.4.1.2 Dairesel kesitli olmayan komponentlerde akış	21
2.4.2 Yüzey pürüzlülüğü	24
2.4.3 Yayıcılar	26
2.4.4 Dönemeçli akışlar.....	28
2.4.5 Akışların birleşmesi ve ayrılması.....	30
3. MOTORU SOĞUTMA SİSTEMİ VE MATMATİKSEL MODELİ.....	32
3.1 Motor Soğutma Sistemi	32
3.1.1 Soğutma sisteminin görevi.....	32
3.1.2 Soğutma sisteminin parçaları.....	33
3.1.2.1 Radyatör	33
3.1.2.2 Su pompası	34
3.1.2.3 Fan ve davlumbaz	36
3.1.2.4 Termostat	37

3.1.2.5 Taşıma kabı ve basınç kapağı	38
3.1.2.6 Soğutma sıvısı	39
Çözünürlük	40
Buhar basıncı ve kaynama noktası	41
Viskozite	41
Donma noktası	41
Özgül ısı	42
Yoğunluk	42
Yüzey gerilmesi	42
Yanıcılık	42
3.2 Soğutma Sisteminin Matematiksel Modeli	42
4. SONUÇLAR	61
4.1 Araç Testi ve Sonuçları (2007).....	62
4.2 Rüzgar Tüneli Testi ve Sonuçları (2007).....	63
4.3 Simülasyon Sonuçları.....	65
4. ÖNERİLER	71
KAYNAKLAR.....	73
EKLER.....	72

SEMBOL LİSTESİ

μ	: dinamik viskozite
τ	: akışkan tabakaları arasındaki yüzey gerilimi
A	: Kesit alanı
U	: Akışkan hızı
E	: Enerji
g	: Yerçekimi ivmesi
z	: Referans bir noktadan olan yükseklik
p	: Basınç
H	: Toplam sistem yükü
h	: Piezometrik yük
P	: Toplam basınç
K	: Sistem kayıp katsayısı
η	: Sistem verimliliği
Re	: Reynolds sayısı
D	: Hidrolik çap
ν	: Kinematik viskozite
f	: Sürtünme katsayısı
L	: Boru boyu
K_f	: Boru kayıp katsayısı
C_p	: Basınç geri kazanım katsayısı
C_{pi}	: İdeal basınç geri kazanım katsayısı
K_d	: Üç kollu bağlantı elemanlarının kayıp katsayısı
K_{ij}	: Toplam basınç
Nu	: Nusselt sayısı
a	: Ampirik katsayı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Çeşitli akışkanların yoğunluk ve kinematik viskozite değerleri	9
Çizelge 4.1 : Farklı koşullarda yapılan simülasyonlar.....	57
Çizelge 4.2 : 2009 yılında araç üzerinden alınan basınç ve debi ölçümleri	59
Çizelge 4.3 : Rüzgar tüneline alınan sıcaklık ölçümleri.....	61
Çizelge 4.4 : Simülasyon sonuçları.....	62

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : 1930-2005 arasında dünyada otomobil üretim adetleri.....	2
Şekil 2.1 : Toplam basınç yükünün elemanları.....	5
Şekil 2.2 : Gaz akışı ölçümü.	6
Şekil 2.3 : Toplam yük kaybı.	7
Şekil 2.4 : Orifis plakası.	10
Şekil 2.5 : Yük kaybı-hız eğrileri grafiği.....	10
Şekil 2.6 : Kayıp katsayısı-hızxçap grafiği.....	11
Şekil 2.7 : Kayıp katsayısı-Reynolds sayısı grafiği.....	12
Şekil 2.8 : Statik basınca bağlı olarak dirsekte kayıp katsayısı değişimi.	13
Şekil 2.9 : Sistem kayıp katsayısının belirlenmesi.....	14
Şekil 2.10 : Düz boruda sürtünme gradyanı.	15
Şekil 2.11 : Daralma sonrasında sınır tabaka oluşumu.....	19
Şekil 2.12 : Eksendeki hız/ortalama hız ve cidara yakın bölgedeki hız/ortalama hız oranları ($Re \approx 10^6$).....	19
Şekil 2.13 : Boru içindeki akışkana etkiyen kuvvetler.....	20
Şekil 2.14 : Kare kesitli bir kanalın dörtte birinde görülen tipik hız çizgileri ve cidardaki kayma gerilmesi dağılımı.	22
Şekil 2.15 : Kare kesit içinde ikincil akış yolları.	23
Şekil 2.16 : Pr/A^3 oranını azaltmak için doldurulan alanlar.	23
Şekil 2.17 : Alanına göre geniş çaplı bir kesit alan örneği.	23
Şekil 2.18 : Hidrolik olarak pürüzsüz cidarda akış.	24
Şekil 2.19 : Pürüzlü cidarda akış.....	24
Şekil 2.20 : Pürüzlülüğün sürtünme katsayısına etkisi.....	25
Şekil 2.21 : Konik yayıcı.	26
Şekil 2.22 : Dikdörtgen yayıcı.	27
Şekil 2.23 : Dönemeçte ideal akış.	28
Şekil 2.24 : İkincil akışlar.....	28
Şekil 2.25 : Dönemeç çıkışındaki hız bölgeleri (yersel hız /ortalama hız oranı).	28
Şekil 2.26 : Düz borunun sürtünme gradyanı.	30
Şekil 3.1 : Motor soğutma sistemi.....	32
Şekil 3.2 : Radyatör örneği.....	32
Şekil 3.3 : Su pompası örneği.....	34
Şekil 3.4 : Termostat örneği.....	36
Şekil 3.5 : Taşıma kabı ve basınç kapağı örneği.....	37
Şekil 3.6 : Antifiriz.....	38
Şekil 3.7 : Ford Ecotorq motoru soğutma şeması.....	41
Şekil 3.8 : Soğutma sistemi Flowmaster modelindeki komponentler	42
Şekil 3.9 : Soğutma sistemi Flowmaster modelindeki komponentler.....	43
Şekil 3.10 : Motor modellenirken kullanılan elemanlar.....	43
Şekil 3.11 : Motor bloğu malzeme özellikleri.....	44
Şekil 3.12 : Termostat modellemesinde kullanılan elemanlar.....	45
Şekil 3.13 : Termostat modellemesinde kullanılan elemanlar.....	46

Şekil 3.14 : Termostat kayıp eğrisi.....	46
Şekil 3.15 : Termostatın Reynolds sayısına göre kayıp eğrisi.....	47
Şekil 3.16 : Sıcaklığa bağlı olarak termostat açıklık oranı	47
Şekil 3.17 : Sıcaklığa bağlı olarak valfin kapanma eğrisi.....	48
Şekil 3.18 : Valf 1 ve valf 2 nin birbirine bağlı olan açıklık pozisyonları.....	48
Şekil 3.19 : Pompa eğrisi.....	49
Şekil 3.20 : Pompa eğrisi.....	50
Şekil 3.21 : Radyatörün modellenmesi.....	51
Şekil 3.22 : Motor rpm ine bağlı olarak radyatörün üzerinden geçen hava hızı grafiği.....	52
Şekil 3.23 : Modeldeki radiator elemanı.....	52
Şekil 3.24 : Debiye bağlı olarak basınç düşüşü değerleri.....	53
Şekil 3.25 : İmalatçıdan alınan radiator performans değerlerinin modele girilmesi.....	53
Şekil 3.26 : Radyatör performansının modellenmesi.....	54
Şekil 3.27 : Taşıma kabının modellenmesi.....	55
Şekil 3.28 : Hortum modellenirken girilen bilgiler.....	55
Şekil 4.1 : Araç üzerinde ölçüm alınan noktalar.....	58
Şekil 4.2 : Almanya Behr rüzgar tüneli.....	60
Şekil 4.3 : Behr rüzgar tüneline yapılan test.....	60
Şekil 4.4 : Pompa çıkışındaki basınç değerlerinin karşılaştırılması.....	63
Şekil 4.5 : Radyatör girişindeki debilerin karşılaştırılması.....	63
Şekil 4.6 : Taşıma kabı dönüş hattındaki debi değerlerinin karşılaştırılması.....	64
Şekil 4.7 : Radyatör çıkışından alınan sıcaklık sonuçları.....	64
Şekil 4.8 : Radyatör çıkışından alınan sıcaklık sonuçlarının karşılaştırılması.....	65
Şekil A.1 : Motor modellemesinde kullanılan noktasal kütle kaynağı.....	72
Şekil A.2 : Motor modellemesinde kullanılan termal köprü.....	72
Şekil A.3 : Motor modellemesinde kullanılan kayıp elemanı.....	73
Şekil A.4 : Motor modellemesinde kullanılan kayıp eğrisi.....	74
Şekil A.5 : Termostat modellemesinde kullanılan valf 1.....	74
Şekil A.6 : Thermostat modellemesinde kullanılan valf 2.....	75
Şekil A.7 : Su pompasına ait girilen bilgiler.....	76
Şekil A.8 : Radyatör basınç kaynağı.....	77
Şekil A.9 : Radyatör modellenirken kullanılan sinyal üretici.....	77
Şekil A.10 : Radyatör modellenirken kullanılan kontrolör için girilen bilgiler.....	78
Şekil A.11 : Motor devri ile pompa devri arasındaki orantıyı belirleyen bağıntı.....	79
Şekil A.12 : Motor rpm ine bağlı olarak radyatör önünden geçen hava hızı grafiği.....	80
Şekil A.13 : Radyatör üzerinden hava akışını temsil eden eleman.....	80
Şekil A.14 : Radyatör elemanına girilen bilgiler.....	81
Şekil A.15 : Radyatör basınç elemanı.....	82
Şekil A.16 : Taşıma kabı modellenirken girilen bilgiler.....	83

BİR AĞIR TİCARİ ARACIN SOĞUTMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ VE DENEY SONUÇLARININ İRDELENMESİ

ÖZET

Otomotiv sektöründe, son yıllarda çıkan zorlayıcı rekabet koşulları, firmaların kısa sürede, problemlerin çözümünü bulmaya yarayan gereçler geliştirmesine sebep olmuştur. Rekabette avantaj sağlayabilmek için, sistemdeki hataların kök nedenleri en kısa sürede, en etkin ve doğru biçimde bulmak gerekmektedir. Sistemin değişik koşullar altında davranışını anlayabilmek, gerçek hayatta hem zaman alan, hem de oldukça maliyetli bir çalışma gerektirmektedir. Bunun yerine, son yıllarda oldukça gelişen, sistemlerin bilgisayar ortamında modellenip, simüle edilmesi ile problemlerin çözümü yoluna gidilmektedir. Simülasyon, sistem performansının değişik parametrelere bağlı olarak nasıl değiştiğinin gözlemlenmesini sağlar. Otomotiv sektöründeki üreticiler için bilgisayar destekli mühendislik ve simülasyon ürün tasarım sürecinin entegre bir parçası haline gelmiştir. Simülasyon yardımı ile sistem tasarım süresi ve tasarım maliyeti azaltılmaktadır. Değişik tasarım alternatiflerini, farklı test koşullarında deneme imkanı sunmaktadır. Araç üzerinde farklı alternatifleri farklı koşullarda test etmek oldukça zaman alan ve pahalı bir süreçtir. Simülasyon yapmak, mühendislere sistemler arasındaki etkileşimi daha kolay gözlemlene imkanı verirken, tek tek komponentlerin çalışma performansı hakkında bilgi edinme, tüm sistem hakkında genel olarak performans öngörüsünde bulunma imkanı da vermektedir. Mühendisler için, tasarım sürecinde alt sistemlerin birbirleri ile etkileşimi, komponentlerin her bir alt sisteme etkisi oldukça önemli ve faydalı bir bilgidir. Sistemsel analiz, bir çok şartı modelleme imkanını, gerçek hayatta aracı hazırlama, test etme zorluğu olmaksızın vermektedir. Böylelikle zaman ve para tasarrufu sağlanmaktadır. Sistem analizi aynı zamanda farklı markalara ait ürünleri performans ve maliyet açısından karşılaştırma imkanı vermektedir. Ürün geliştirme sürecinde gerekli ve yeterli performansı gösterecek ürünü kısa sürede, düşük maliyet ile test etme imkanı vermektedir.

Bu çalışmada, ağır ticari bir kamyon motorunun soğutma sistemi Flowmaster programı ile modellenmiştir. Oluşturulan model çalıştırılıp, istenilen noktalardan sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçlar, daha önce araç üzerinden alınmış test sonuçları ile karşılaştırılmış ve model sonuçlarının, gerçek ölçüm sonuçlarına ne kadar yaklaştığı irdelenmiştir.

COOLING SYSTEM SIMULATION OF A HEAVY DUTY TRUCK ENGINE AND EXAMINATION OF EXPERIMENTAL RESULTS

SUMMARY

In recent years, challenging competitive conditions in automotive industry, pushed companies to develop tools which find solutions to system problems within a short time. To provide competitive advantage, the root cause of the errors in the system should be found as soon as possible with the most efficient and accurate manner. To understand the behaviour of the system with various parameters in real life is a costly and time consuming process. Computer aided simulation, which is greatly improved in recent years, is very helpful to find root causes of the problems and to develop solutions by means of many iterations in a short time period. This tool allows to observe how the system performance is changing, depending on many parameters. For the manufacturers in automotive industry, computer aided engineering and simulations is an integrated part of the product development process. By means of computer simulations, time and cost of the designing process is decreased significantly. Additionally, It makes possible to test different design alternatives, in different test conditions. In real life, it's very time consuming and costly process. Computer aided simulation provides engineers to observe very easily the interaction between subsystems, to understand the performance of each component individually, and the general performance of the system. In product development process, the interaction of the subsystems with each other and the effect of the components individually to subsystems are very useful inputs and informations for engineers. Analysis of the system with simulation programs, provides engineers to test many different conditions without difficulties in real life like updateing, instrumentating and testing the vehicle. That's why computer aided simulations save money and time. It provides also the possibility to test different brands of the same product, to compare them. In product development process, it makes possible to test and choose the best product which will meet the system requirements.

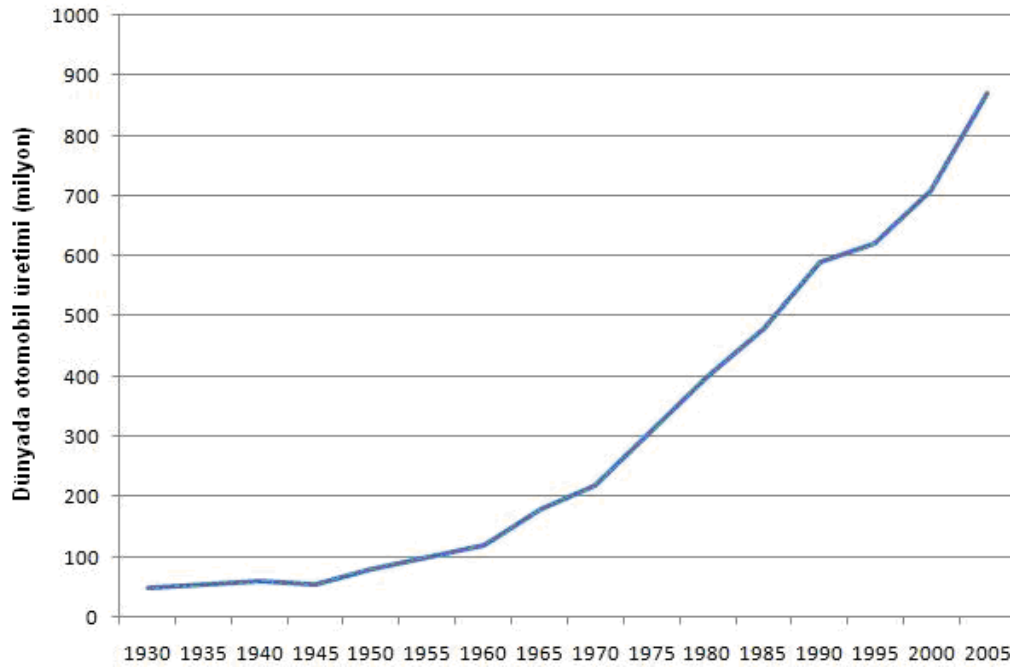
In this study, cooling system of a heavy duty truck engine is modeled with Flowmaster program. Model was run for different parameters and results obtained from indicated nodes. This results were compared to vehicle test results from same nodes to investigate model results are how close to real vehicle test results.

1. GİRİŞ

Motorlu taşıtlar, günümüzde neredeyse lüks tüketim malları arasından sıyrılmış, zaruri ihtiyaçlardan biri haline gelmiştir. Ticaret, lojistik, insan taşımacılığı gibi bir çok alanda kullanımı yoğunlaşmış, ve üretim adetleri açısından önceki yıllara göre oldukça hızlı bir artış göstermiştir (Şekil 1.1). Motorlu bir taşıt ; niteliği, malzeme yapısı, prosesi, teknolojisi ve üretim yeri farklı olan yaklaşık olarak 5,000 ile 8000 arasında değişen parçanın, ortak kalite yönetimi ve verimlilik anlayışı ile üretimi sonucunda, tek bir üretim bandında bir araya getirilmesi ile ortaya çıkmaktadır. Bir motorlu aracın üretimi ve trafiğe çıkabilmesi için güvenlik, trafik ve çevre ile ilgili küresel teknik mevzuatlara uyumlu olması ve bunların belgelendirilmesi gerekir. Bu mevzuatlar teknolojiye gelişmelere bağlı olarak sürekli yenilenmektedir. Özellikle çevre ile ilgili yeni mevzuat hazırlıkları sektörü büyük baskı altında tutmaktadır. Pazardaki yoğun rekabet nedeni ile müşteri tatmini ancak teknolojik gelişme ile sağlanmaktadır. Bu nedenle sektörde, yoğun araştırma-geliştirme ve sürekli gelişme esastır. Rekabet koşulları, zorunlu mevzuatların varlığı, otomotiv sektöründe iş yapan küçük veya büyük imalatçıları, kaliteden ödün vermeden zamandan tasarruf etmenin, oluşabilecek sistemsel veya parça bazlı sorunların kısa sürede kök nedenlerinin bulunarak, bir çok çözüm arasından en makul olanının seçmeye yönelik çareler aramaya yöneltmiştir. Ürün geliştirme sürecinde ortaya çıkması muhtemel sorunları, tasarım aşamasında öngörüp, tasarımı buna yönelik değiştirmek, ürünün seri üretime giriş süresini oldukça kısaltır. Eskiden, sadece tasarım doğrultusunda üretilen prototip parçaların test edilmesi sırasında tasarım hatalarının tespiti mümkün olabilmekteydi. Bu oldukça maliyetli ve zaman alan bir ürün süreci anlamına gelmektedir. Bilgisayar destekli mühendisliğin, otomotiv sektörü içinde gelişmesi ile beraber, potansiyel tasarım hataları ürün geliştirme sürecinin en başında, çeşitli analizlerle kolayca tespit edilmektedir. Bu problemlerin giderilmesine yönelik tasarım değişiklikleri yapılır ve yeni tasarımın yine bilgisayar destekli analizler sayesinde, yeni problemlere sebep olup olmadığı belirlenir. Bu şekilde, kısa sürede güvenilir bir tasarım elde edilir. Bu aşamadan sonra, prototip parçalarla yapılması

gereken tüm tasarım doğrulama testleri tamamlanır. Bu sayede, yüksek maliyetli prototiplerle çoğu zaman bir ya da iki seferde tasarım doğrulanmış olur.

Motor soğutma sistemi ,aracın önemli sistemlerinden birisidir. Başlıca amacı, motor içindeki yanma reaksiyonları sonucunda ortaya çıkan fazla ısının sistemden alınması, motor komponentlerinin aşırı ısınma sonucunda zarar görmesini engellemektir. Tez çalışması kapsamında, Ford Ecotorq motorunun, soğutma devresi Flowmaster programı ile modellenmiş, ve çalıştırılmıştır. Daha önceden araç ile yapılmış olan testlerde elde edilen ölçümlerle karşılaştırılarak, deney sonuçları irdelenmiştir.



Şekil 1.1 : 1930-2005 arasında dünyada otomobil üretim adetleri [1]

2. MOTOR SOĞUTMA SİSTEMİ PERFORMANS ANALİZİNDE KULLANILAN FİZİKSEL MODELLER

Motor soğutma sistemi modellenirken, komponentlerdeki akışın meydana getirdiği kayıplar, basınç değişimleri, soğutma devresindeki hortumlarda oluşan kayıplar modellenmektedir. Tez çalışmasının bu bölümünde, iç akışta meydana gelen bu kayıplar hesaplanırken kullanılan fiziksel modeller açıklanmıştır.

2.1 Akış Tipleri ve Sıkıştırılamaz Akışkan Akış Denklemleri

İç akış, genel olarak boruların, hortumların, kanalların, su yolu, menfez içinden geçen akışkanlar ile ısı değiştiricileri ve difüzörler ile ilgilenmektedir. Genelde, borular dairesel kesitli, kanallar ise dairesel kesitli değildir. Boru ve kanallar içinde, çoğu akışkan ve gazlar benzer davranış gösterir, bu sebeple sıvı ya da gaz olarak tanımlamak yerine, genel olarak “akışkan” terimi kullanılmaktadır. Viskozite, bir akışkanın yüzey gerilimi altında deforme olmaya karşı gösterdiği direncin ölçüsüdür. Bir akışkana kayma gerilmesi uygulandığında, akışkan viskozitesi ile ters orantılı olarak hareket etmeye başlar. Genellikle, akış esnasında akışkanın tabakaları farklı hızlarda hareket ederler ve akışkanın viskozitesi, uygulanan kuvvete karşı direnç gösteren tabakalar arasındaki yüzey geriliminden dolayı ortaya çıkar. Laminer ve paralel akışta, tabakalar arasındaki yüzey gerilimi τ , bu tabakalara dik yönde hız gradyeni $\frac{du}{dy}$ ile orantılıdır (2.1). Denklem 2.1 e uyan, akışkanlara newtonyen akışkan denir. Burada, μ dinamik viskozitedir. [2]

$$\tau = \mu \times \frac{du}{dy} \quad (2.1)$$

Gazların çoğu ve birçok sıvı newtonyen akışkandır. Akışkanlar mekaniği, kütle korunumu, enerji korunumu, momentumun korunumu ve Newton hareket yasasının temellerine dayanır.

2.1.1 Kütlenin Korunumu

Sıkıştırılmaz akışta, dallı olmayan bir sistemde, düzenli akış için, kütlenin korunumu denklem 2.2 ile verilmiştir. [3]

$$Q = A_1 \times U_1 = A_2 \times U_2 \quad (2.2)$$

Burada, A kesit alanı , U ise ortalama hızdır. Akışların birleşimi veya bölünmesi söz konusu olduğunda ise denklem 2.3 elde edilir.

$$\sum_{i=1}^{i=n} Q_i = 0 \quad (2.3)$$

2.1.2 Enerjinin Korunumu

Enerji yoktan varolmaz, vardan yokolmaz. Bu sebeple akışkanlar mekaniğindeki basınç düşümü, enerji yayılımı terimleri doğru değildir. Akışkanlar için enerji denklemi Bernoulli denklemidir (2.4).

$$E = g \times z + \frac{p}{\rho} + \frac{U^2}{2} \quad (2.4)$$

E, birim kütle başına enerjidir, birimi Nm/kg or J/kg. İç akışta, E denklemini birim ağırlık başına enerji olarak ifade etmek de mümkündür (2.5).

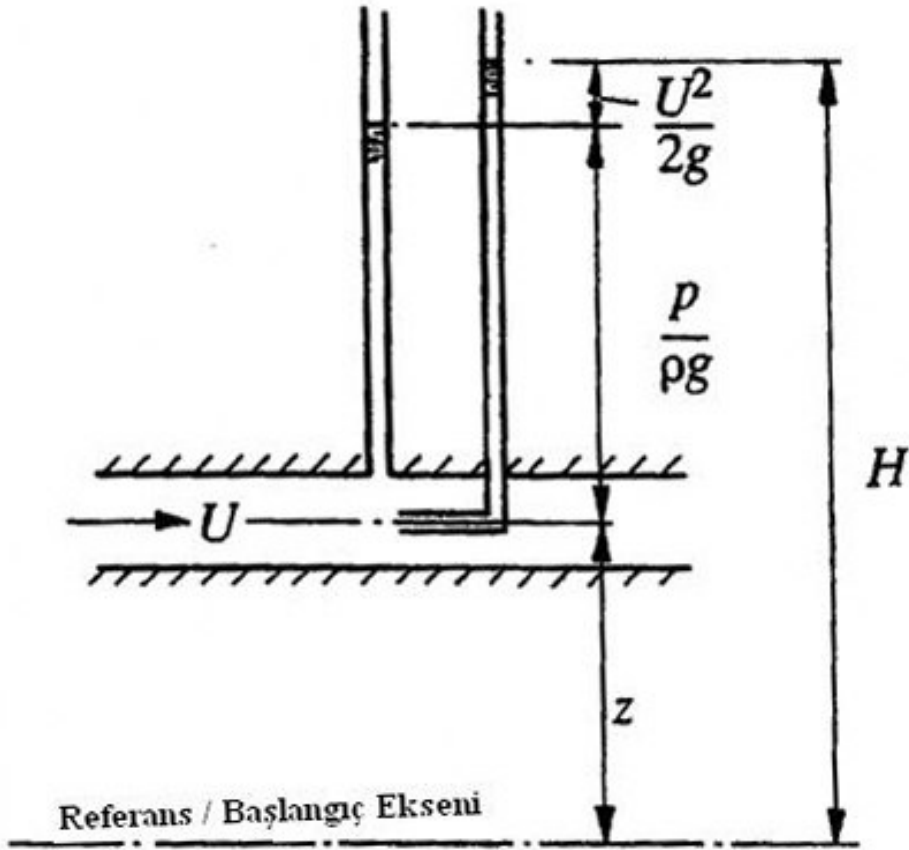
$$H = z + \frac{p}{\rho \times g} + \frac{U^2}{2 \times g} \quad (2.5)$$

z, boru ekseninin referans bir noktaya göre yüksekliğidir. $\frac{p}{\rho \times g}$ boru içindeki

basınç yüküdür. $\frac{U^2}{2 \times g}$ akışkanın boru ekseninde ölçülmüş olan kinematik yüküdür.

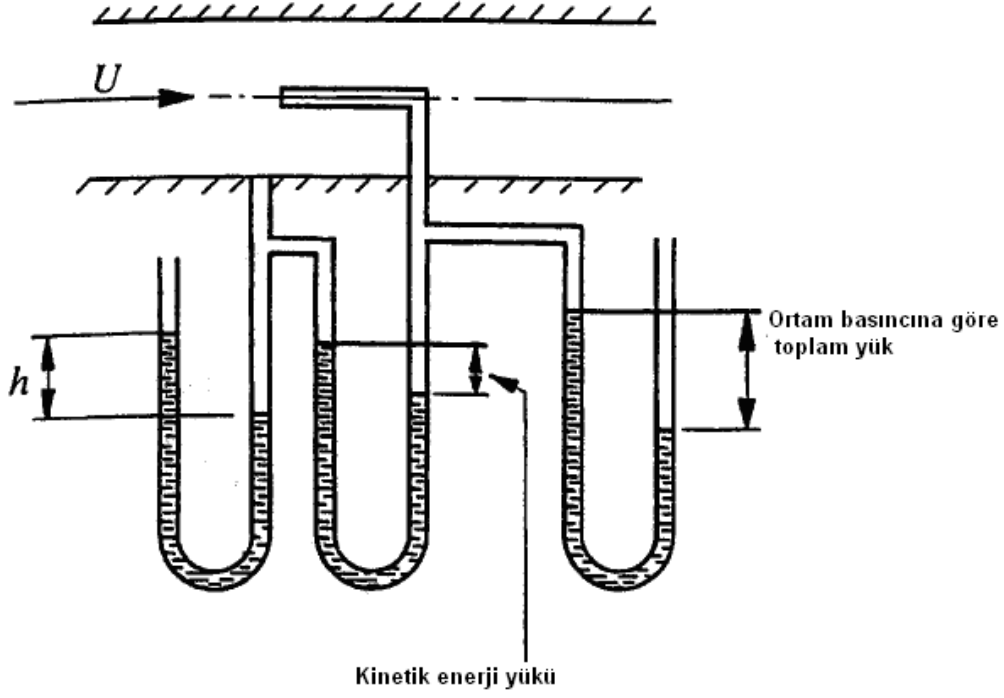
Akışkanlar mekaniğinde, $z + \frac{p}{\rho \times g}$ piezometrik veya hidrolik yüküdür. Piezometrik yük h kullanılarak, denklem yeniden düzenlenirse denklem 2.6 elde edilir.

$$H = h + \frac{U^2}{2 \times g} \quad (2.6)$$



Şekil 2.1 : Toplam basınç yükünün elemanları [3]

Akışkanlar mekaniğinde manometrik yük kullanımı oldukça pratiktir. Düşük hızlı gazların basınç ölçümleri genellikle U tüplü manometreler ile yapılır. Basınç genellikle su tüpleri ile ölçüldüğünden, pratikte su göstergesi mm veya m cinsinden yüksekliği gösterir.



Şekil 2.2 : Gaz akışı ölçümü [3]

Basınç cinsinden, toplam yük denlemi de aynı şekilde elde edilir (2.7) .

$$P = \rho \times g \times z + p + \frac{\rho \times U^2}{2} \quad (2.7)$$

P , toplam basınçtır, p ise statik basınçtır.

2.1.3 Manometrik Yükseklik ve Basınç Kayıp Denklemleri

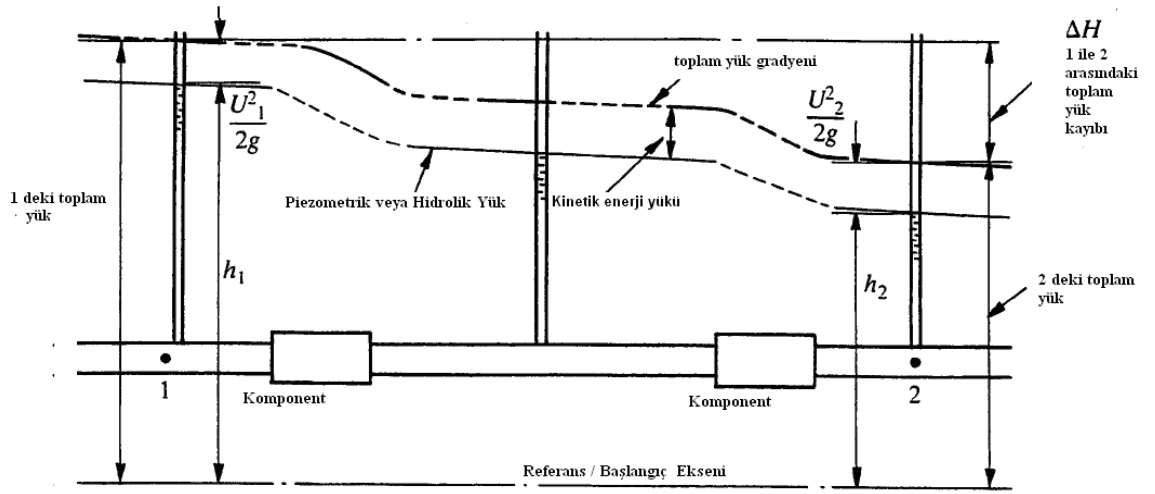
Sistem içerisindeki iki nokta arasındaki yük kaybı, iki noktadaki toplam yüklerin farkıdır (2.8) .

$$\Delta H = \left(h_1 + \frac{U_1^2}{2 \times g} \right) - \left(h_2 + \frac{U_2^2}{2 \times g} \right) \quad (2.8)$$

Benzer şekilde, iki nokta arasındaki basınç kaybı, iki noktadaki basınç yüklerinin farkıdır (2.9) .

$$\Delta P = \left(p_1 + \rho \times \frac{U_1^2}{2} \right) - \left(p_2 + \rho \times \frac{U_2^2}{2} \right) + \rho \times g \times (z_1 - z_2) \quad (2.9)$$

$(z_1 - z_2)$, basınç göstergeleri arasındaki seviye farkıdır.



Şekil 2.3 : Toplam yük kaybı [3]

2.1.4 Kayıp Katsayısı

Türbülanslı akışta yük kayıpları yaklaşık olarak hızın karesi ile orantılıdır. Boru ya da kanal için kayıp katsayısı denklem 2.10 ile ifade edilir.

$$K = \left(\frac{\Delta H}{\frac{U^2}{2 \times g}} \right) = \left(\frac{\Delta P}{\frac{\rho \times U^2}{2}} \right) \quad (2.10)$$

2.1.5 Sistem Güç Gereksinimleri

N tane boru, valf, dirsek ve dirençlerden oluşan bir sistemin toplam yük veya basınç kaybı, her bir komponentin tek tek yük kaybı veya basınç kayıplarının toplamıdır (2.11) .

$$\begin{aligned} H(\text{toplama}) &= \sum_{i=1}^{i=n} \Delta H_i \\ P(\text{toplama}) &= \sum_{i=1}^{i=n} \Delta P_i = \rho \times g \times H(\text{toplama}) \end{aligned} \quad (2.11)$$

Pompa veya başka bir komponent tarafından oluşturulan H yükü veya P basıncı ;

$H = H(\text{toplama}) + \text{sistemdeki statik yükseltme}$

$P = P(\text{toplama}) + \text{sistemdeki basınç farkı}$ olarak ifade edilebilir.

Verimliliği η olan, oluşturduğu toplam yükseklik artışı H olan bir fan veya pompanın güç girişı denklem 2.12 ile elde edilir.

$$Güç = \frac{Q \times \rho \times g \times H}{\eta} = \frac{Q \times P}{\eta} \quad (2.12)$$

2.1.6 Reynolds Sayısı

Sıkıştırılmayan , newton tipi akışkanlar için, aynı geometriye sahip iki sistemde aynı akış davranışını yakalamak için tek kriter, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere olan oranının aynı olmasıdır. Alalet kuvvetlerinin, viskoz kuvvetlere oranı Reynold sayısı olarak tanımlanır (2.13) .

$$Re = \frac{U \times D}{\nu} \quad (2.13)$$

U ortalama hız, D hidrolik çap ($4 \times \text{alan} / \text{çevre}$) ve ν kinematik viskozitedir.

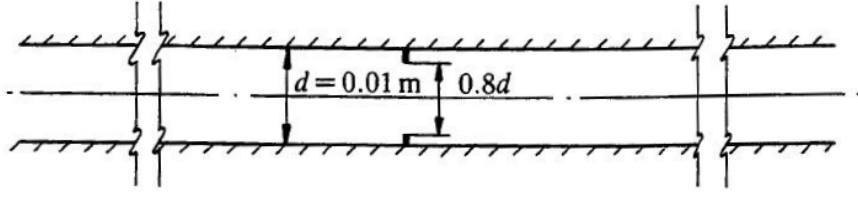
2.1.7 Kayıp Katsayılarının Yaygınlığı

Akışkanlar mekaniğinde çeşitli sebeplerle çalışmak durumunda olan mühendisler tarafından çoğu zaman sorulmakta olan soru, farklı akışkanlarla elde edilen kayıp katsayılarının, kendi uygulamalarında kullanılıp kullanılamayacağıdır. Akışkan katsayılarının genellemesi ile ilgili bir örnek olarak, orifis içinde akış incelenmiştir. Çapı d olan bir boru içinde bulunan $0.8 d$ çapında bir orifiste kayıp katsayısı, farklı akışkanlar için incelenmiştir.

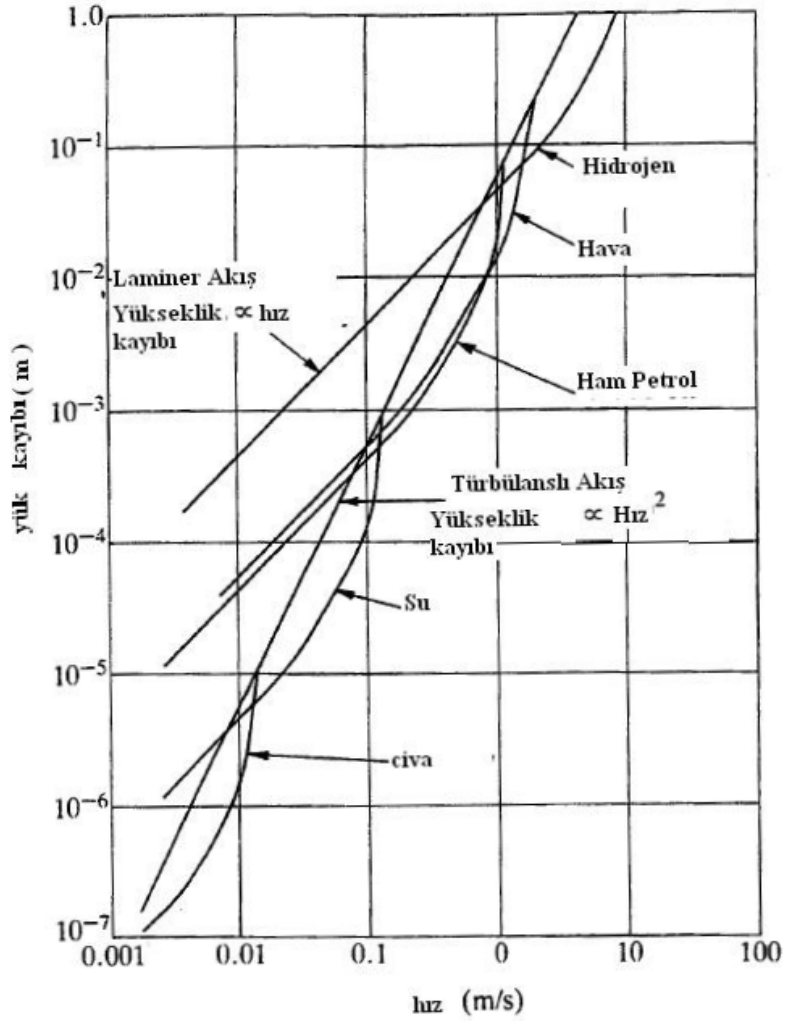
Çizelge 2.1 : Çeşitli akışkanların yoğunluk ve kinematik viskozite değerleri [3]

Akışkan	Yoğunluk (kg/m^3)	Kinematik Viskozite(m^2/s)
Hidrojen	0.09	1.1×10^{-4}
Hava	1.2	1.5×10^{-5}
Ham petrol	860	1.0×10^{-5}
Su	1000	1.1×10^{-6}
Civa	13600	1.1×10^{-7}

Belli bir debide, orifisli ve orifis olmadan manometrik yükseklik farkı ölçülmüştür. Ölçülen değerler arasındaki fark, yük kaybı, sadece orifis sebebiyle oluşmuştur. Farklı akışkanlar için, akış hızına karşılık gelen yük kayıpları elde edilmiştir (Şekil 2.5).



Şekil 2.4 : Orifis plakası [3]



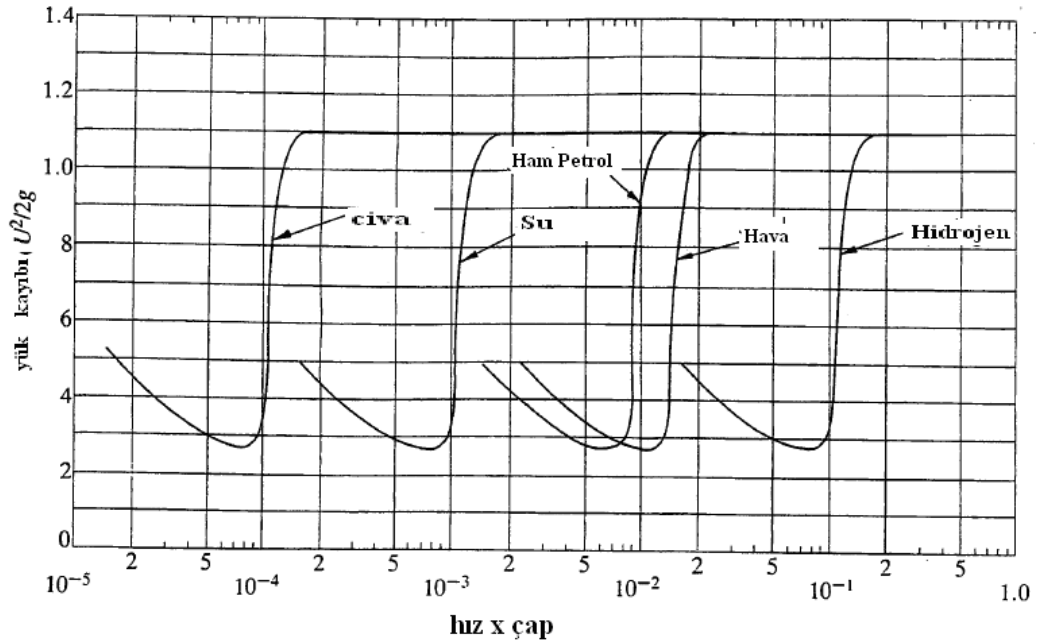
Şekil 2.5 : Yük kaybı – hız eğrileri [3]

Şekil 2.5 deki en önemli özellik, eğrilerin birbirine olan benzerliği ve akış hızının yeterince yüksek olduğu durumlarda, eğrilerin birbirini ile kesişmesidir. Eğrilerin birbirini ile kesiştiği noktalarda, sıvının akışı dikkate alınarak, kayıplar aynı hızda olan

tüm akışkanlar için aynı olacaktır. Pratikte, komponente bağlı olarak, farklı sıvılar için manometrik yükseklik- hız eğrileri aynı değeri gösterme eğilimindedir. Bu sebeple, tüm eğrileri birleştirip tek bir eğri elde ederek, farklı sıvılardan elde edilen sonuçları birbiri ile ilişkilendirmek gerekmektedir.

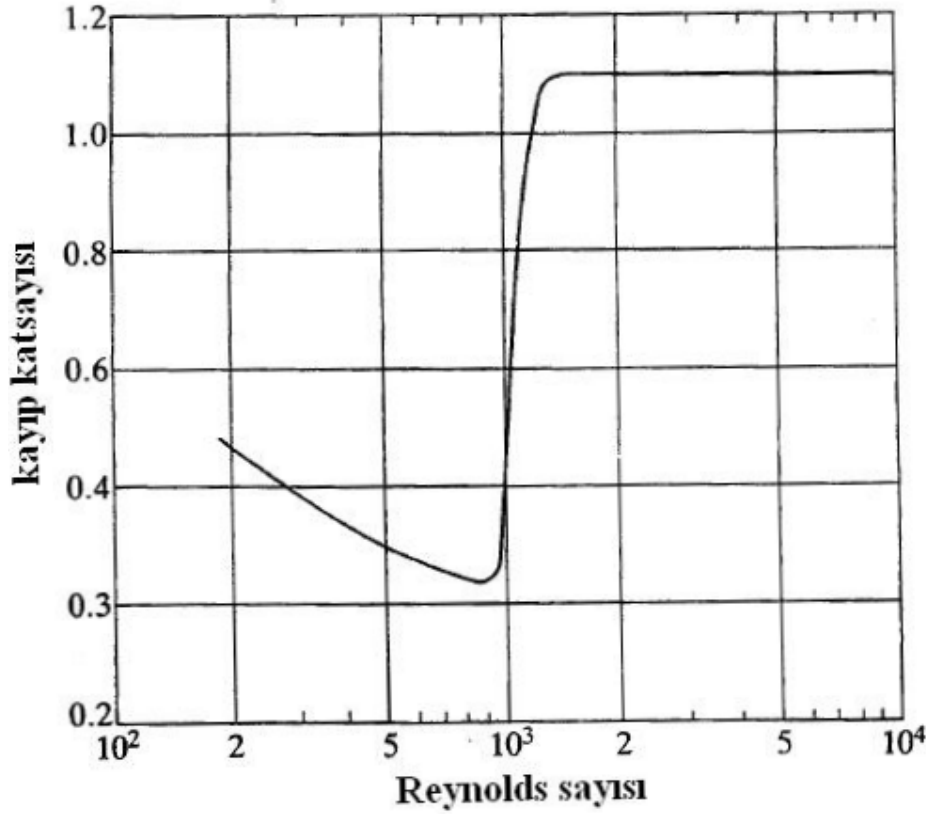
Yüksek hızlarda, Şekil 2.5 deki eğriler, kayıpların hızın karesine bağlı olduğunu

$\frac{U^2}{2 \times g}$ göstermektedir. Kinematik yük $\frac{U^2}{2 \times g}$ ile verildiğinden, yük kayıpları, kinematik yük ile boyutsuz hale getirilebilir. Bu boyutsuz oran, kayıp katsayısı olarak adlandırılır. Geometrik ve akış faktörlerini ihmal edebilmek için, geometrik olarak benzer orifis ve boru modelleri tek bir sıvı ile test edilmiştir. Boyut ve hız çarpımını sabit tutularak, sonuçlar toplanmıştır (Şekil 2.6).



Şekil 2.6 : Kayıp katsayısı – hız x çap grafiği [3]

Şekil 2.6 daki eğriler ile Çizelge 2.1 deki kinetik viskoziteleri karşılaştırdığımızda, eğrilerin, akışkanın kinematik viskozitesi ile orantılı olarak yer değiştirdikleri görülmektedir. Yatay eksenine Reynold sayısı, $\frac{U \times D}{\nu}$ yerleştirerek eğrileri tekrar çizerek, tüm eğrileri tek bir egride birleştirmek mümkündür (Şekil 2.7).



Şekil 2.7 : Kayıp katsayısı – Reynold sayısı grafiği

2.2 Sistem Kayıp Katsayıları

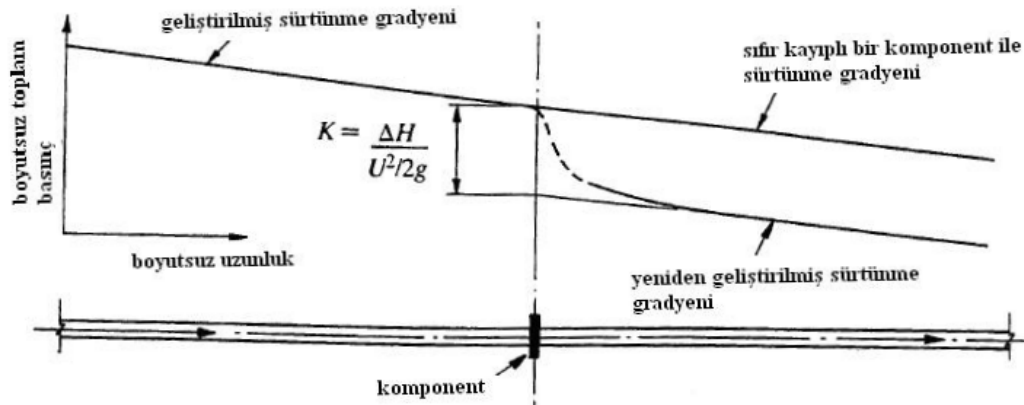
İç akışta, hesaplamalarda belirli yönde ilerleyebilmek, genelde kabul edilmiş deneysel yöntemlerin ve tanımlamaların yardımıyla mümkündür. Bu, özellikle sistem basınç kayıpları için geçerlidir, çünkü çok fazla değişken işin içine girmektedir. İlk adım, değişkenleri sabit kabul ederek azaltmak, veya bazı parametrelerin etkilerini azaltmaktır. Bu şekilde, eldeki deneysel data, indirgenmiş parametreler durumu için kullanılabilir, böylece bazı temel kayıp katsayıları elde edilebilir. Temel kayıp katsayıları elde edildikten sonra, bir çok parametreye göre geniş bir aralıkta komponentlerin performansları analiz edilebilir. Sistem kayıp katsayısı, iki uzun düz borunun uç noktaları arasında ölçülen toplam basınç değerinin, herhangi bir kayıba yol açacak bir komponent olmadığı durumda ve gerçek bir komponent olduğu durumda, arasındaki boyutsuz farktır. Basınç kaybını boyutsuzlaştırmanın yolu, boru girişindeki kinematik basınç kullanıldığı durumda, komponent girişinde kinematik basınç kullanmaktır. Komponentten önceki uzun boru, girişte gelişmiş bir akış sağlar.

Komponentin çıkışındaki uzun boru ise, komponentten çıktıktan sonra akışın yeniden gelişmesi sebebiyle oluşan kayıpların, komponentten tahsil edilmesini sağlar. Giriş ve çıkışta oluşan sürtünme gradyanları, komponente yansıtılır ve aralarındaki fark hesaplanır. Şekil 2.8 , kayıp katsayısı hesaplama prosedürünü göstermektedir. Kayıp katsayısı toplam yükün, kinematik yüke oranı ile hesaplanır (2.14)

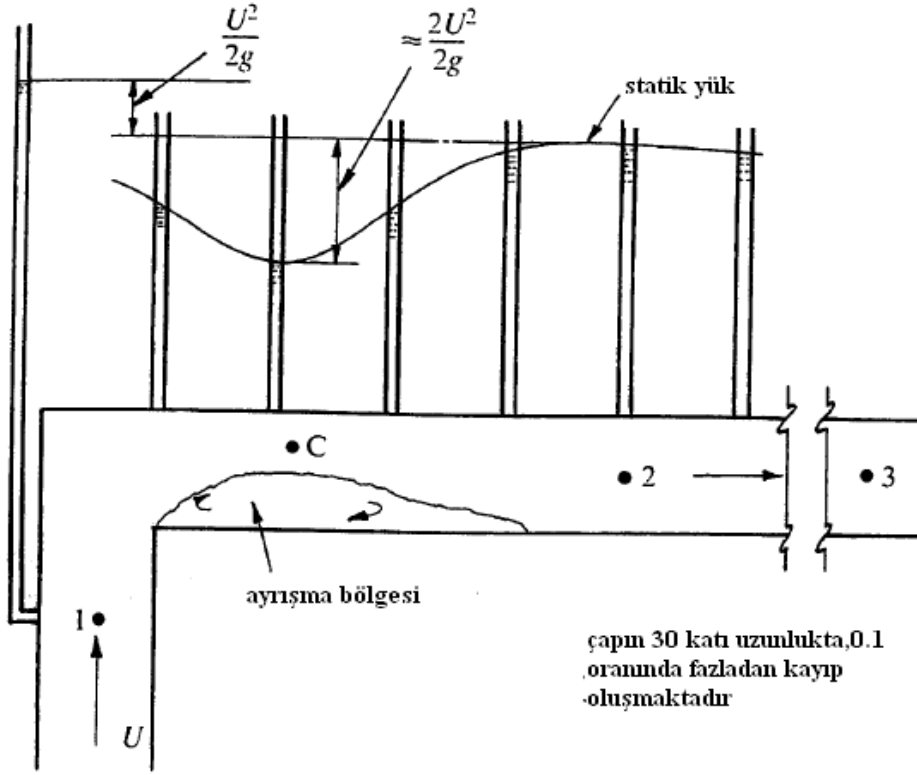
$$K = \frac{\frac{\Delta H}{2 \times g}}{\frac{\Delta P}{\rho \times U^2}} = \frac{\Delta H}{\frac{\Delta P \times 2}{\rho \times U^2}} \quad (2.14)$$

ΔH toplam yük, ΔP toplam basınç kaybıdır.

Bir çok komponentin giriş ve çıkış boruları yoktur veya kısadır. Deneylerimiz göstermektedir ki, giriş ve çıkıştaki boruların boyları, çapın 30 katı veya fazlası kadar uzunlukta olduğunda, kayıp katsayısı yaklaşık 0.02 civarındadır. Giriş ve çıkış boru boyları yeteri kadar uzun olmadığı durumda, sistem kayıp katsayısı yeniden gözden geçirilmelidir. Örnek olarak 90° dönüştü bir dirsek incelenecek olursa; akış dirseğin içinde ayrılmaktadır ve C noktasında ortalama hızın iki katı hıza ulaşmaktadır (Şekil 2.8). C noktasında, ortalama hız yükünün iki katı bir statik basınç artışı ve ortalama hız yükü kadar kayıp oluşmaktadır. Statik basınç ölçümlerine dayanarak, C noktasında $K_{b1C} = 3.0$, 2 numaralı noktada $K_{b12} = 1.0$, ve 3 numaralı noktada $K_{b13} = 1.1$ katsayıları elde edilmiştir.



Şekil 2.8 : Sistem kayıp katsayısının belirlenmesi [3]



Şekil 2.9 : Statik basınca bağlı olarak dirsekte kayıp katsayısı değişimi [3]

2.2.1 Temel Kayıp Katsayıları

Belirli bir Reynolds sayısındaki kayıp katsayılarını temel kayıp katsayıları olarak isimlendirmek uygundur. Reynolds sayısı seçerken; aşağıdaki maddeleri dikkate almak şarttır. Yüksek enerji maliyetlerini de kapsayan başlıca endüstriyel akış sistemleri ve ekipmanları, Reynolds sayısı $10^6 - 10^8$ aralığında çalışmaktadır.

1. 0.5×10^6 nin üzerindeki Reynolds sayılarında, kayıp katsayılarındaki değişimler, 0.5×10^6 nin altındaki Reynolds sayılarına göre çok daha azdır.
2. Maliyet ve mekan sebebiyle, çok fazla test yapmak gerektiğinde, laboratuvar deneylerinde ulaşılabilecek en büyük Reynolds sayısı yaklaşık olarak 10^6 dir.

Sistem kayıp katsayısının en önemli özelliği, giriş ve çıkıştaki akış şartlarını kontrol etmeye çalışmasıdır. Neyazık ki, komponent çıkışında şartları düzgün bir şekilde

yeniden oluşturmak boru girişinde uniform bir akış sağlamak için aşırı önlemler alınsa bile, akış gelişmesinin çok nadiren boru boyunca simetrik olması sebebiyle, mümkün değildir. Bu demektir ki, kayıp katsayıları için mutlak değerler yoktur. Komponent girişinde, kayıp katsayısı akıştan en çok etkilenen komponent difüzördür. Kayıp katsayıları henüz sınırlı bir Reynolds sayısı aralığı için bilinmektedir. 10^6 nın üzerindeki Reynolds sayıları için, kayıp katsayısı bilinmemektedir.

2.2.2 Düz Borunun Kayıp Katsayıları

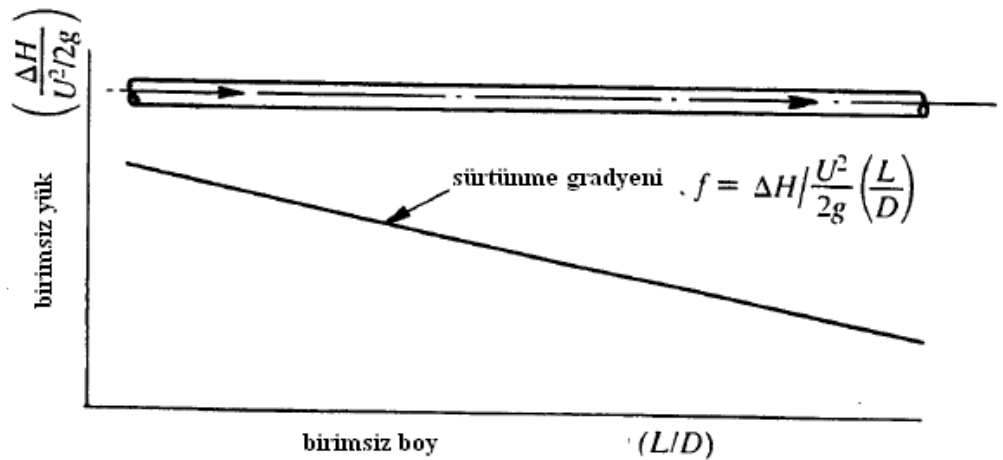
Düz bir borunun sürtünme kayıp denklemleri, denklem 2.15’de verilmiştir.

$$\Delta H = f \times \frac{L \times U^2}{D \times 2 \times g}$$

veya

$$\Delta P = f \times \frac{L}{D} \times \rho \times \frac{U^2}{2}$$
(2.15)

ΔH toplam yük kaybıdır (m), ΔP toplam basınç kaybıdır (N/m²), f sürtünme katsayısıdır, L boru boyu (m), D boru çapı (m), U ortalama hızdır (m/s). Denklem 2.14’de verilen sürtünme katsayısı aslında Şekil 2.10’da gösterildiği gibi, çap kadar uzunluktaki borunun yük kaybının, ortalama hız yüküne oranıdır.



Şekil 2.10 : Düz boruda sürtünme gradyanı [3]

Sistemleri elemanlar ve düğüm noktaları olarak tanımlamak, bilgisayarlı çözüm yöntemleri uygulamak için oldukça faydalıdır. Elemanlar, boruların da dahil olduğu her türlü sistem komponentidir. Düğüm noktaları ise elemanlar arasındaki bağlantı noktalarıdır. Uyumlu olması için, boruların kayıp katsayısının komponentlerle aynı formda olması gerekmektedir. Borunun kayıp katsayısı boru boyu ve sürtünme katsayısı ile doğru orantılı, çapla ters orantılıdır (2.16).

$$K_f = f \times \frac{L}{D} \quad (2.16)$$

Sürtünme katsayısı, düz boruların uzun bir kesitinden ölçülen sürtünme katsayılarından elde edilmiştir. Bu şekilde elde edilen akış sürtünme katsayısı düz boruları da kapsayan tüm hesaplamalarda kullanılmaktadır.

2.2.3 Kayıp Katsayılarının Sınıflandırılması

Özel sistem komponentlerinin kayıp katsayılarını sınıflandırmak için yeterince deney ölçümü bulunmaktadır. Kayıp katsayıları üç grupta sınıflandırılabilir. İlk grup, belirli (kesin) kayıp katsayılarıdır. İkinci grup, genel tasarım koşulları için doğru ve yeterli olan kayıp katsayılarıdır. Üçüncü grup ise, deney ölçümleri olmayan veya deney ölçümleri şüpheli olan koşullar için, önerilen kayıp katsayılarından oluşmaktadır.

2.3 Sistem Basıncı, Akış ve Boyutunun Hesaplanması

Sistemin yük gereksinimleri, debi veya boyutu hakkında tahminde bulunabilmek için izlenmesi gereken yollar aşağıdaki şekilde sıralanabilir ;

- Sistemin ve komponentlerin geometrik parametrelerini ve akış parametrelerini belirlenir (Reynolds sayısı ve hızlar),
- Uygun kayıp katsayısını seçilir,
- Her bir komponentin kayıp katsayısı hesaplanır, birbiri ile ilişkili olan komponentler için gerekirse kayıp katsayısı düzeltilir,

- Gerekli fan veya pompa yüksekliğini bulmak için, her bir komponentin kayıp katsayısı, statik yükselme veya sistem boyunca olan basınç farkı toplanır .

Hesaplamalar için, geometrik ve akış parametreleri bilindiğinde, uygun kayıp katsayısının seçimi en öncelikli iştir.

2.3.1 Kayıp Denklemleri

Sıvılar ve Mach sayısı 0.2 den az olan gazların sistem boyunca yük kayıplarını hesaplamak için, denklem 2.17 ve denklem 2.18 kullanılır.

$$\Delta H = K \times \frac{U^2}{2 \times g} \quad (2.17)$$

$$\Delta P = K \times \rho \times \frac{U^2}{2} \quad (2.18)$$

$$K = f \times \frac{L}{D} \quad (2.19)$$

$$f = \frac{\text{borunun bir hidrolik çapı boyunca olan yük kaybı}}{U^2 / 2 \times g} \quad (2.20)$$

K, kayıp katsayısıdır. ΔH toplam yük kaybı (m), ΔP toplam basınç kaybıdır (N/m²). Denklem 2.19, boru içindeki akış için kayıp katsayısı denklemdir. D ise, hidrolik çaptır (2.21).

$$D = \frac{4 \times \text{boru kesit alanı}}{\text{boru kesitinin çevresi}} \quad (2.21)$$

N adet komponent içeren bir sistemde toplam sistem yük kaybı H, veya basınç kaybı P, yük ve basınç kayıplarını toplanması ile bulunur (2.22).

$$H_{toplam} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta H_i$$

$$P_{toplam} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta P_i = \rho \times g \times H_{toplam} \quad (2.22)$$

Bir pompanın veya fanın kapasitesini elde etmek için, 2.22 denklemlerinden elde edilen değerlere sistemin uç noktaları arasındaki statik yükseltme veya basınç farkını da eklemek şarttır.

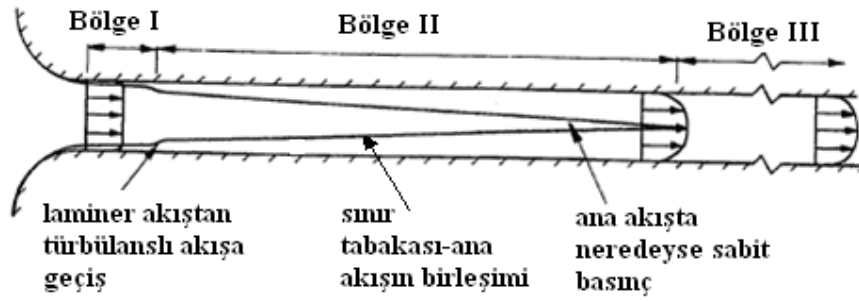
2.4 İç Akış

Viskozite, rijit bir yüzeye temas eden akışkan parçacıklarının biraraya gelerek hareket etmesine sebep olmaktadır. Yüzeyden olan uzaklık arttıkça, akışkan parçacıkları yüzeyden daha az etkilenmektedir, bu sebeple akışkan parçacıklarının hızı boru eksenine yaklaştıkça maksimum seviyeye ulaşır. Sınır tabaka terimi, dış akışta yüzey üzerinde oluşan düşük enerjili alanı ifade eder, iç akışta da kullanılmaktadır. Borunun kesit alanının bir kısmında oluşan sınır tabakası içindeki olaylar, dolaylı yoldan tüm akış ile iletişim kurar. Örneğin kanalın bir duvarındaki pürüzlülük sebebiyle, bu duvara yakın kısımda akış hızı yavaşlar ancak akışın diğer bölümlerinde hız artmaktadır. Sınır tabakaları değiştiren ikincil akışlar, dairesel kesitli olmayan tüm kanallarda ve dairesel olan kanallarda dirseklerden sonra oluşmaktadır. Yersel türbülanslar, tüm kesit alanındaki şartları hemen etkilemeyecektir, ancak akış ilerledikçe türbülans yayılacaktır. Bu ve diğer faktörler, iç akış sınır tabakalarını oldukça karmaşık hale getirmektedir, bu sebeple sınır tabaka ölçümleri düşük doğruluk ile yapıldığından sınır tabaka tahminleri ve komponentlerin performansları üzerine tahminleri zayıflatmaktadır.

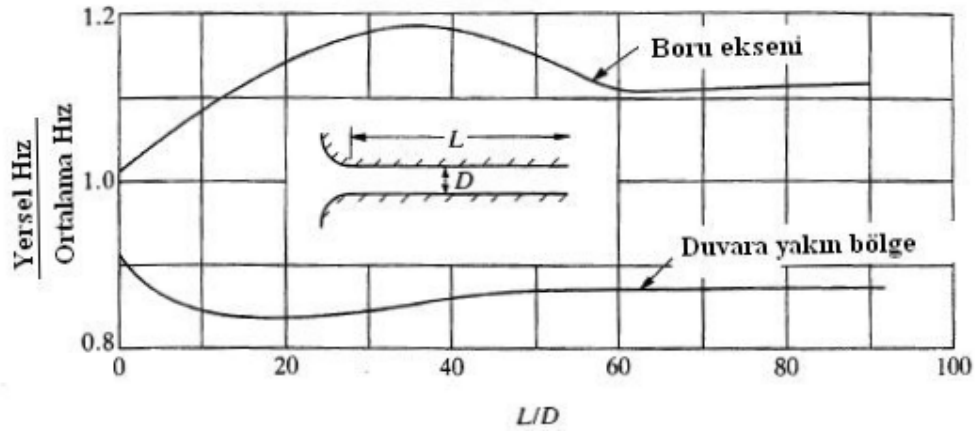
2.4.1 Akış Oluşumu

Şekil 2.11’de düz boru içindeki akış gelişiminin farklı aşamaları gösterilmiştir. Girişe yakın I numaralı bölgede, ince sınır tabakası oluşmaktadır ve hız profili bir

boyutludur. Eğer akış laminar ise, daralma olan bölgede türbülanslı akışa dönüşecektir. II numaralı bölge, sınır tabakanın boru eksenine uzandığı noktaya kadar uzamaktadır. 10^6 mertebesindeki Re sayıları için, sınır tabakası çapın otuz katı mesafeye kadar uzamaktadır. Boru eksenindeki hız yaklaşık olarak ortalama hızın $\sqrt{1.35}$ veya 1.16 katı kadardır. III numaralı bölgede, eksenindeki hız azalmakta ve 30 çap mesafesinden sonra minimum seviyeye ulaşmaktadır. Eksendeki hızın ortalama hıza oranının boru boyunca değişimi şekil 2.12’de gösterilmiştir.



Şekil 2.11 : Daralma sonrasında sınır tabaka oluşumu [3]

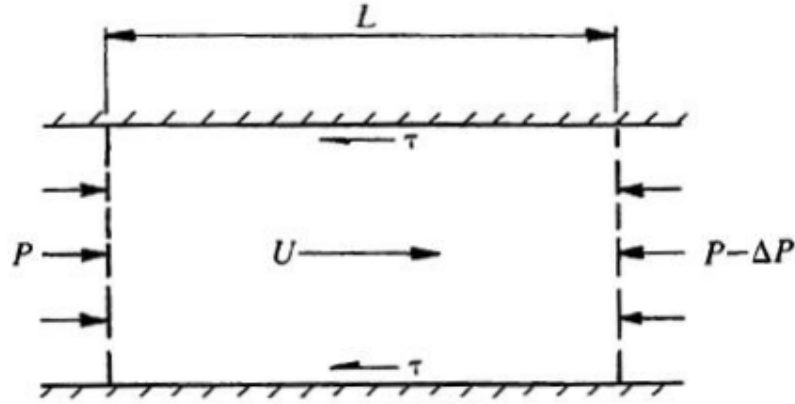


Şekil 2.12 : Eksendeki hız/ortalama hız ve cidara yakın bölgedeki hız/ortalama hız oranları ($Re \approx 10^6$) [3]

2.4.1.1 Dairesel kesitli borular

En basit olan akış şekli, aksenal olarak simetrik olan borularda görülmektedir. d çapında L uzunluğunda bir boruda, akışa τ kayma kuvveti uygulanmaktadır (Şekil

2.13). πdL yüzey alanına etkiyen bu kuvvet, kesit alanı A da etkili olan basınç düşümü ΔP ye eşitlenebilir (2.23).



Şekil 2.13 : Boru içindeki akışkana etkiyen kuvvetler [3]

$$\Delta P \times A = \tau \times \pi \times d \times L \quad (2.23)$$

Hesaplamalarda kolaylık sağlamak amacıyla, bir çap uzunluğu boyunca yük kaybı olarak tanımlanan, ortalama hızdaki kayıp ile boyutsuzlaştırılan bir sürtünme katsayısı kullanılmaktadır (2.24).

$$f = \frac{\Delta H \times d}{U^2 / 2 \times g \times L} \quad (2.24)$$

$\Delta H = \Delta P / \rho \times g$ denklem 2.24’de yerine koyulursa, denklem 2.25 elde edilir.

$$\tau = \frac{f}{4} \times \rho \times \frac{U^2}{2} = \frac{f}{4} \quad (2.25)$$

2.4.1.2 Dairesel Kesitli Olmayan Komponentlerde Akış

Kare kanallar gibi, dairesele kesitli olmayan kanallarda, akış ve duvarlar arasındaki etkileşim, pozisyona göre değişmektedir ve sonuçta, Şekil 2.14’de görüldüğü gibi sürekli olmayan duvar kayma gerilmesi oluşmaktadır. Tüm akış için, kanal boyunca statik basınç değişimi aynı olacağından, değişken duvar kayma gerilmelerini kompanse etmek için bir mekanizma oluşmalıdır. Kayma gerilmesinin düşük olduğu bölgeden yüksek olduğu bölgeye doğru ikincil bir akış olarak, kayma gerilmesinin düzgün bir şekilde dağılmasını sağlayacak şekilde , akış düşük ve yüksek hızlı bölgeler arasında yer değiştirdiği için statik basınç ile hız kaynaklı basınç arasında değişimlere yol açmaktadır. Şekil 2.15, kare kesitteki ikincil akışı göstermektedir. İkincil akışta hız, en fazla aksel hızın yüzde bir ya da ikisine ulaşmaktadır. Bir çok dairesele olmayan kesitli kanal için, hesaplama yapmanın en kolay yolu, reynolds sayısının formülü ve sürtünme katsayısı formülündeki D çapını, hidrolik çap ile değiştirmektir (2.26).

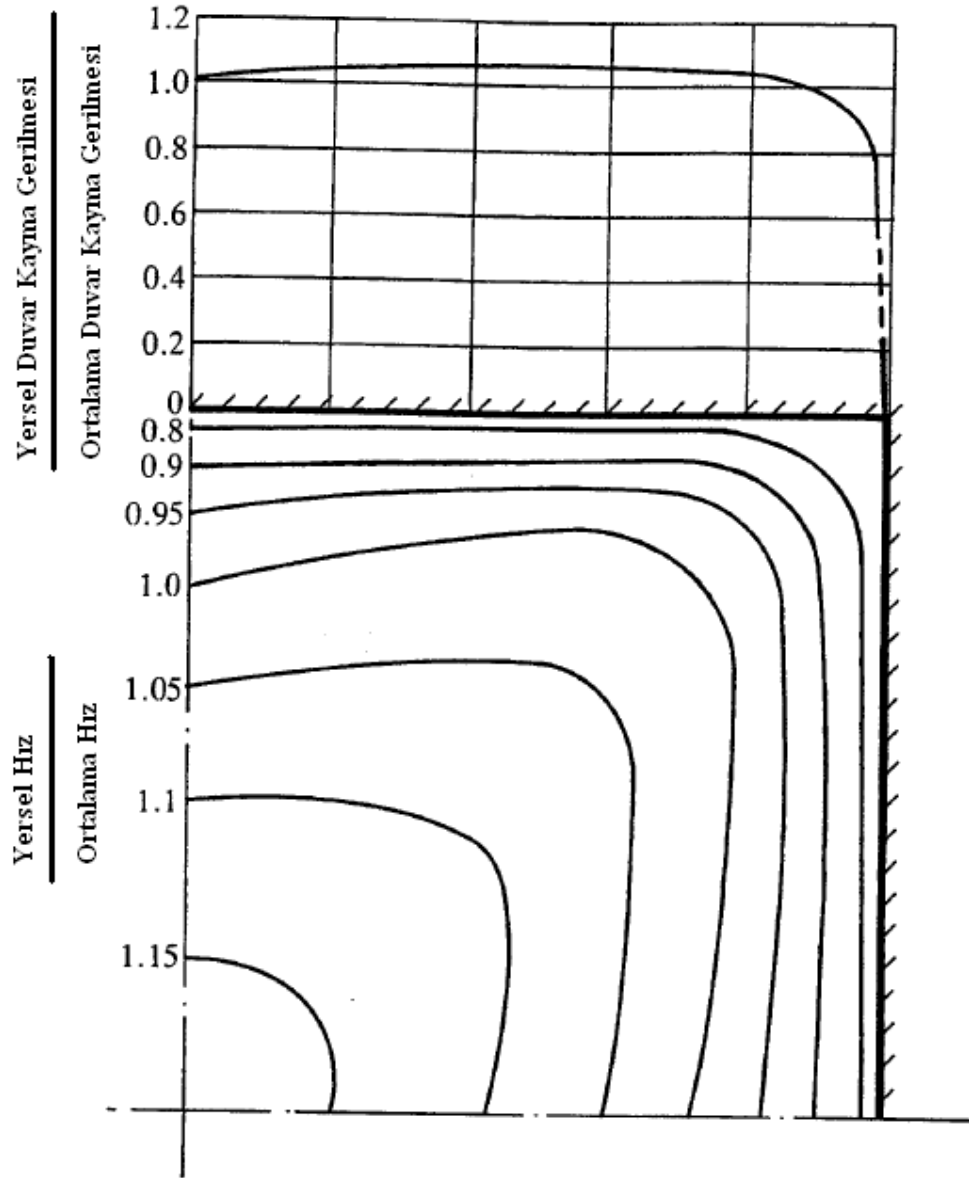
$$D = \frac{4 \times \text{Alan}}{\text{Çevre}} = \frac{4 \times A}{P_r} \quad (2.26)$$

$U = Q/A$ ve hidrolik çap ifadelerini, sürtünme katsayısı denkleminde yerine koyduğumuzda, denklem 2.27 elde edilir.

$$H = f \times L \times \frac{Q^2}{8 \times g} \times \frac{P_r}{A^3} \quad (2.27)$$

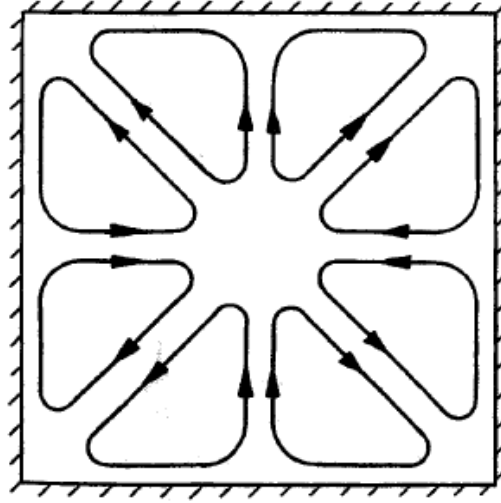
Hidrolik çap ile hesaplama yapmak, kesit alanının P_r/A^3 değeri, başka bir kesitteki değerden önemli derecede büyük olmadığı sürece, yeterli ve doğrudur. Şekil 2.16’da kesitin köşeleri yuvarlatıldığında, P_r/A^3 değeri sadece %1 azalmaktadır, yani hidrolik çap kabulü doğrudur. Çevrenin orantısız bir kısmı tarafından etkilenen küçük alanı olan kesit, şekil 5.8 deki gibi , P_r/A^3 değeri , aynı çevre içine oturtulabilen başka bir

kesit alanın $\frac{P_r}{A^3}$ değerinden daha yüksektir. Şekil 2.17'deki gibi bir kesit alan olduğunda, minimum $\frac{P_r}{A^3}$ değeri taralı alanları dışarıda bırakır. Şekil 2.17'deki taralı alanlar, toplam akışa katkısı çok az olan, yavaş hareket eden sıvı ile doludur.

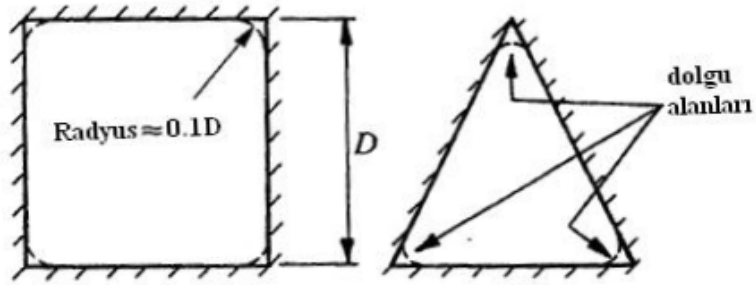


Şekil 2.14 : Kare kesitli bir kanalın dörtte birinde görülen tipik hız çizgileri ve cidar kayma gerilmesi dağılımı [3]

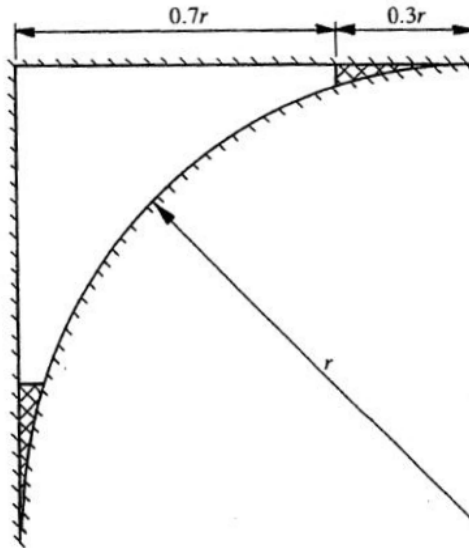
Basınç kayıpları hesaplanırken, minimum $\frac{P_r}{A^3}$ değeri ile Reynolds sayısını hesaplarken kullanılan ilgili çevre ve alan, ortalama hız ve basınç kayıpları bulunur.



Şekil 2.15 : Kare kesit içinde ikincil akış yolları [3]



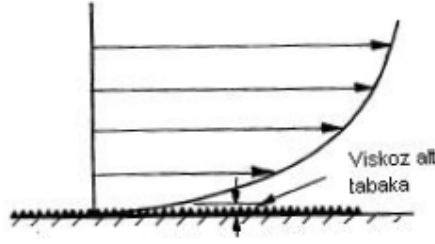
Şekil 2.16 : P_r/A^3 oranını azaltmak için doldurulan alanlar [3]



Şekil 2.17 : Alanına göre genişçaplı bir kesit alan [3]

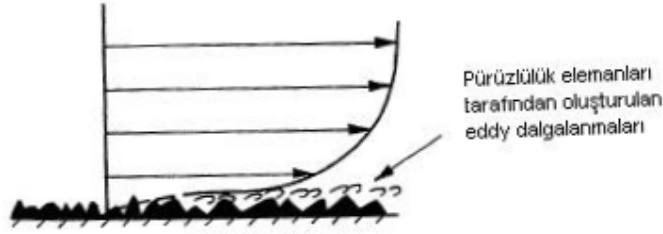
2.4.2 Yüzey Pürüzlülüğü

Şekil 2.18'deki gibi, boru duvarındaki pürüzlülük elemanının boyu, duvardaki viskoz alt tabakanın kalınlığından daha az olduğunda, boruya hidrolik olarak pürüzsüz diyebiliriz. Hidrolik olarak pürüzsüz borularda, sürtünme katsayısı ile Reynolds sayısı arasında sabit bir ilişki vardır. Sürtünme üzerinde pürüzlülük etkisi yoktur.



Şekil 2.18 : Hidrolik olarak pürüzsüz cidarda akış [3]

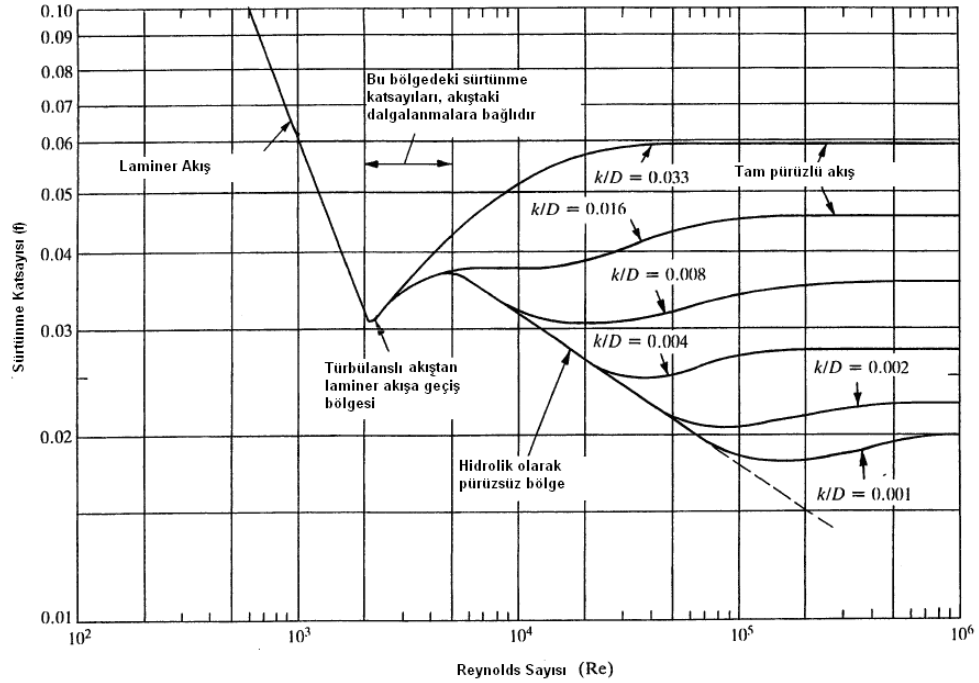
Pürüzlülük elemanları viskoz alt tabakadan daha yüksek olduğunda, sürtünme katsayısı pürüzlülük yüksekliğinin boru çapına oranına ve pürüzlülük elemanının geometrik yapısına bağlıdır (şekil 2.19). Reynolds sayısının önemli olmadığı bu bölgeye, hidrolik olarak tam pürüzlü bölge diyebiliriz.



Şekil 2.19 : Pürüzlü cidarda akış [4]

Tam pürüzlü bölge ile hidrolik olarak pürüzsüz bölge arasındaki geçiş bölgesinde, sürtünme katsayısı hem Reynolds sayısına hem pürüzlülüğe bağlıdır. Borunun pürüzlülüğünü belirlemek için, Reynolds sayısı ile sürtünme katsayısı arasındaki ilişkiyi kurmak ve bilinen pürüzlülük değerleri ile elde edilen deneysel sonuçlarla karşılaştırmak şarttır. Standart pürüzlülük, ortalama boydaki sıkıştırılmış kum taneleri gibi düşünülebilir. Şekil 2.20'de deneysel olarak ölçülmüş sürtünme katsayılarını gösterilmiştir. Bir boru yüzeyi için, deneysel

sonuçlar olmadan, özel bir pürüzlülük değerinin uygulanması önceki deneyimlere dayanır.



Şekil 2.20 : Pürüzlülüğün sürtünme katsayısına etkisi (k =ortalama pürüz yüksekliği) [3]

Deneysel pürüzlülük datası sadece borular için hazırlanmıştır. Borular için hazırlanan data, boru çapı yerine hidrolik çap uygulanarak dairesel kesitli olmayan kanallara uygulandığında oluşan hata, ticari boruların pürüzlülük değerlerinin bilinmemesinden kaynaklanan hatalardan daha büyük değildir.

2.4.3 Yayıcılar

Yayıcı, basıncı arttırmak için hızı azaltmayı amaçlamış bir genişleme veya alan artışıdır. Mühendisler boru akışlarında basıncı arttırmak ve kinetik enerjiyi azaltmak için daima yayıcılar tasarlamışlardır ancak yaklaşık 1950 ye kadar yayıcı tasarımı sanat, şans ve çok miktarda ampirik yaklaşımın bir bileşimi idi. Tasarım parametrelerindeki küçük değişiklikler performansta büyük değişkenliklere neden oldu. Yayıcılarının verimliliği denklem 2.28’de verilmiştir.

$$\eta = \frac{\text{Gerçek statik } P \text{ geri kazanımı}}{\text{İdeal statik } P \text{ geri kazanımı}} = \frac{C_p}{1 - (A_1/A_2)^2} \quad (2.28)$$

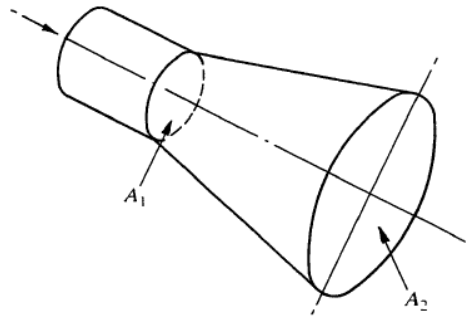
Bir yayıcının temel karakteristiği olan C_p , basınç geri kazanım katsayısıdır.

$$C_p = \frac{\text{statik } P \text{ geri kazanımı}}{\rho \times U_1^2 / 2} \quad (2.29)$$

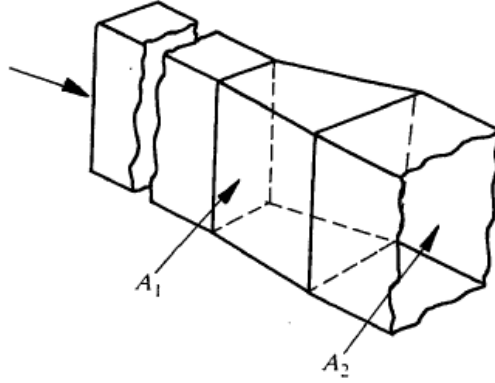
A_1/A_2 yayıcı tasarımında temel bir parametre olan alanlar oranıdır. A_1 yayıcının giriş kesit alanı, A_2 ise yayıcının çıkış kesit alanıdır. Genelde sistem tasarlarken, performans parametresi olarak K_d kayıp katsayısını kullanmak, C_p basınç geri kazanım katsayısına göre, yayıcı performansını belirlemede faydalı bir parametre olmasına rağmen, daha uygundur. K_d kayıp katsayısı, şekil 2.21'deki gibi yayıcılarda, C_p basınç geri kazanım katsayısına bağlıdır (2.30).

$$K_d = 1 - C_p \quad (2.30)$$

Şekil 2.22'deki gibi, çıkışta sabit kesit alanına sahip yayıcılarda ise, K_d kayıp katsayısı, C_{pi} ve C_p 'ye bağlıdır (2.31). C_{pi} , ideal basınç geri kazanım katsayısıdır (2.32).



Şekil 2.21 : Konik yayıcı [3]



Şekil 2.22 : Dikdörtgen yayıcı [3]

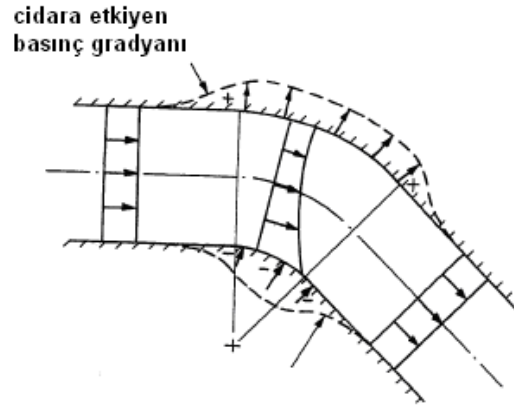
$$K_d = C_{pi} - C_p \quad (2.31)$$

$$C_{pi} = 1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \quad (2.32)$$

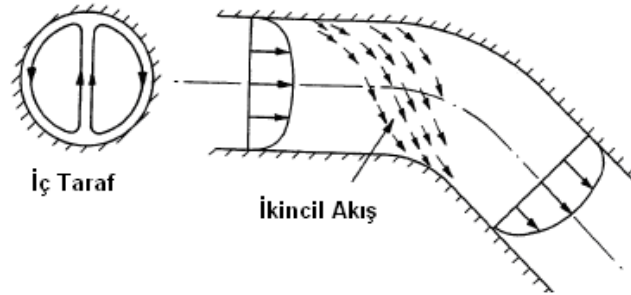
2.4.4 Dönüştürücü Akışlar

Akışkanın, dönemeçlerde statik basınç ve hız dağılımları değişmektedir. İkincil akışlar oluşmakta ve dönemeç yarıçapı türbülans yapısını etkilemektedir. Dirsekten geçerken, üniform enerji dağılımına sahip ideal bir akışkanın dirsek içinde statik basıncı, yarıçap arttıkça, merkezkaç kuvvetini dengelemek için artmaktadır. Hız ve statik basınç toplamı her yerde aynı olduğundan, hız dirseğin iç kısmından dışarı doğru gidildikçe azalmaktadır. Hızlar cidarda sıfır ve ekseninde maksimum değere ulaştığı için, dirseklerden geçen gerçek akışlar aslında üniform olmayan enerji dağılımına sahiptir. Akışın en hızlı olduğu bölgeye etki eden merkezkaç kuvvetleri ve basınç kuvvetleri akışı dönemeçin dışına doğru çevirmektedir. Dönemeçin dışına yaklaşan akışkan ters cidar duvarına belli bir basınç gradyanı uygulamaktadır (Şekil 2.23). Cidar yakınındaki enerji eksikliği olan akışkan, bu basınç gradyanından geçemez, onun yerine cidar tarafından daha düşük basınçlı bölgeye doğru hareket eder. Düşük enerjili akışkanın iç bölgeye doğru hareketi ile birleşen yüksek hıza sahip eksenindeki

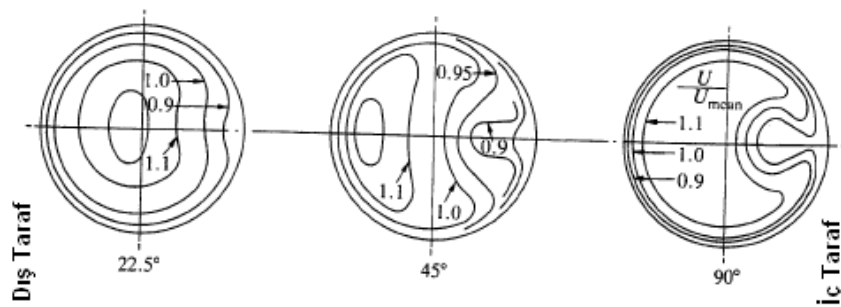
akışkanın dışa doğru hareketi, iki adet ikincil akış hücresi oluşturmaktadır (şekil 2.24).



Şekil 2.23 : Dönemeçte ideal akış [3]



Şekil 2.24 : İkincil akışlar [3]



Şekil 2.25 : Dönemeç çıkışındaki hız bölgeleri (yersel hız / ortalama hız oranı) [3]

Genelde, dirsek radyusunun boru çapına oranı 1-3 arasındadır. İkincil akışların açısı 45° civarındadır. İdeal akışa göre dönemeçteki akış hızları oldukça farklı olmasına rağmen, iç ve dış taraf arasındaki basınç farklılıkları ideal akıştaki ile benzerdir. Merkezkaç kuvvetleri ve basınç kuvvetleri ikincil akışları önce azaltmaya daha sonra tamamen durdurmadan önce veya ters yöne çevirmeden önce, orta bölgedeki akışkanın dış tarafa doğru ve dış bölgedeki düşük enerjili akışkanın iç bölgeye doğru hareketinin belli bir limiti vardır. Mühendislik uygulamalarında 80° den sonra ikincil akış azalmakta, ve 130° civarında oldukça zayıflamaktadır.

İkincil akışlardan, dirseğin içinde biriken düşük enerjili akışkan ve dirseğin dışındaki karşıt kuvvet ihmal etmelidir. 22.5°, 45° ve 90° deki hız çizgilerini karşılaştırıldığında, düşük enerjili sıvının içe doğru hareketi açısından en kötü durum, 45° dir (şekil 2.25). 45° lik bir dirsekten çıkışta akıştan kopuşlar oluşabilir, fakat aynı radyus oranına sahip 90° lik bir dirsekte oluşması beklenmez.

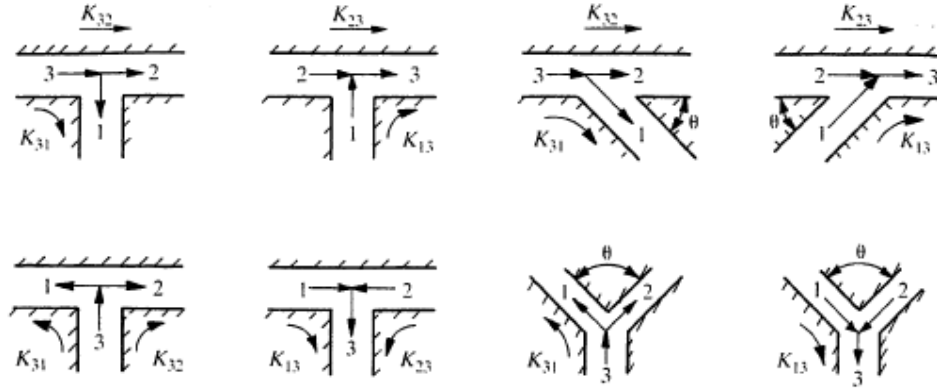
2.4.5 Akışların Birleşmesi ve Ayrılması

Tek bir akış doğrultusunun olduğu elemanlara göre, akışların birleştiği ya da ayrıştığı elemanlarda fazladan geometrik parametreler hesaplamalara eklenmektedir. Birleştirme elemanının kolları arasındaki akış dağılımını hesaplayabilmek için bir akış parametresine ihtiyaç vardır. Akışların birleşmesi ve bölünmesinde en önemli enerji kaybı akıştan kopmalar ve sonrasında oluşan türbülans sebebiyle olmaktadır.

Bağlama elemanlarının kolları için çeşitli numaralandırma sistemleri kullanılmaktadır. Ancak bu tez çalışması kapsamında, tüm akışın toplandığı kol, 3 numaralı kol olarak adlandırılacaktır.

Şekil 2.26'da görülen K_{ij} kayıp katsayısı denklem 2.33 ile verilmiştir. Akış oranı her zaman Q_1/Q_2 olarak ifade edilir. Boru sistemlerinde, T bağlantı elemanları genellikle en fazla kaybın olduğu elemanlardır.

$$K_{ij} = \frac{i \text{ kolundaki toplam } P - j \text{ kolundaki toplam } P}{\text{kol 3'teki ortalama kinetik } P} \quad (2.33)$$



Şekil 2.26 : Düz borunun sürtünme gradyanı [3]

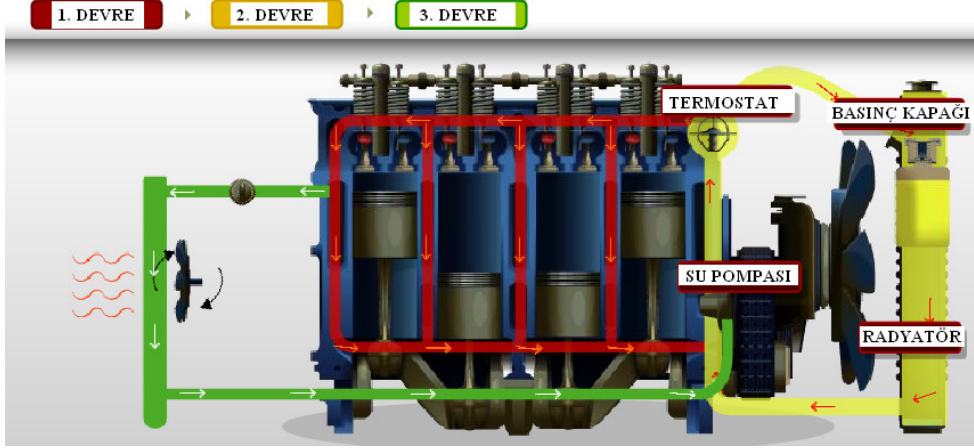
Özellikle yüksek basınçların olduğu bir sistemde 90° lik t bağlanı elemanları kullanıldığında kayıplar çok büyüktür. Büyük sistemlerde veya yüksek hızların olduğu sistemlerde, büyük yatırımlı düşük kayıp katsayılı elemanlar kullanılarak düşük maliyetli çalışma şartları sağlama ihtimali değerlendirilmelidir. Kompresör veya pompa kurulumu gibi büyük işlerde, çok fazla üçlü bağlantı elemanı varsa kullanılan gücün yaklaşık yüzde onunun kayıplara gitmesi normaldir. Bağlantı elemanlarındaki yüksek kayıplar, akıştan kopmaların sonucudur.

3. MOTORU SOĞUTMA SİSTEMİ VE FLOWMASTER MODELİ

3.1 Motor Soğutma Sistemi

3.1.1 Soğutma Sisteminin Görevi

Soğutma sistemi, motorun sürekli çalışmasını sağlayan en önemli sistemlerden birisidir. Düzgün tasarlanmış bir soğutma sistemi olmadan, motordan istenilen düzeyde güç elde edilemeyeceği gibi, aşırı yakıt tüketimi ve motor ömrünün kısılması söz konusudur. Araçtaki hararet göstergesinin, normal düzeyde soğutma suyu sıcaklığı göstermesi de, soğutma sisteminin düzgün çalıştığı anlamına gelmez. Motorda, yanma odası içindeki hava yakıt karışımının yanması sonucu ortaya çıkan enerjinin bir kısmı, pistonların hareketi ile mekanik enerjiye çevrilmektedir. Mekanik enerji ise, sürtünme ve ısınmaya sebep olmaktadır. Bu şekilde, termodinamiğin ilk kanununun belirttiği gibi, enerji harcanmamakta, sadece dönüşmektedir. Günümüz motorlarında, yaklaşık olarak hava gaz karışımının yanması sonucunda ortaya çıkan kimsayal enerjinin yaklaşık olarak %25'i iş olarak kullanılmakta, geriye kalan %75 ısı kayıpları, sürtünme kayıpları olarak harcanmaktadır. Fazla olan ısı miktarı motor parçalarının zarar görmemesi için motordan uzaklaştırılmalıdır. Bir kısmı yanma sonucu ortaya çıkan sıcak gaz olarak egzost sisteminden atılmakta, geriye kalan kısmı ise soğutma sistemine aktarılmaktadır. Fazla ısının motordan soğutma sıvısına aktarılması ile, motor komponentleri zarar görmeden uzun süre çalışmaya devam eder. Sürtünme kayıpları ise, motor içinde hareket eden tüm parçaların oluşturduğu kayıplardır. Yanma odası içinde bulunan hava yakıt karışımının yanması sonucunda ortaya çıkan ısı, öncelikle yanma odasının duvarlarına iletim ile geçer. Yanma odası duvarlarından da, soğutma suyuna zorlanmış taşınım ile aktarılır. Yakıttan elde edilen enerjinin yaklaşık %30 luk kısmı soğutma suyuna aktarılır. Motor soğutma sistemi radyatör, fan, taşıma kabı, hortumlar, termostat, su pompası, ve davlumbazdan oluşmaktadır (şekil 3.1).

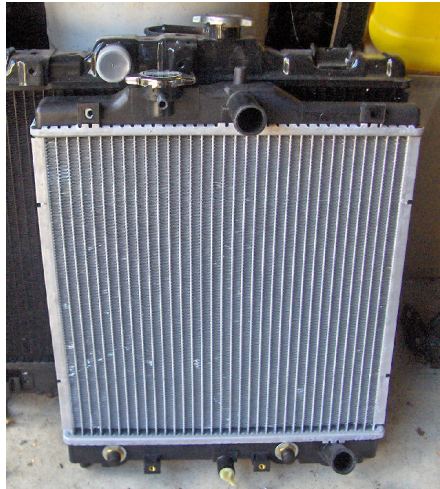


Şekil 3.1 : Motor soğutma sistemi [4]

3.1.2 Soğutma Sisteminin Parçaları

3.1.2.1 Radyatör

Radyatör, soğutma suyuna aktarılan ısıyı, aracın ön açıklığından giren havaya aktarılmasını sağlayan komponenttir. Soğutma suyunun içinden geçtiği tüpler, ve üzerinde bulunan finler sayesinde, genişletilmiş bir alan üzerinden havaya taşınım ile ısı geçişini sağlar. Radyatör kalınlığı önemli bir parametredir. İçinde kullanılan tüplerin kalınlığı ve kaç sıra kullanıldığı, radyatör kalınlığını belirler. Radyatör malzemesi bakır ya da alüminyum olabilir. Günümüzde alüminyum radyatörler, bakır radyatörlere göre yaklaşık %60 hafif olmaları sebebiyle, yaygın olarak kullanılmaktadır.

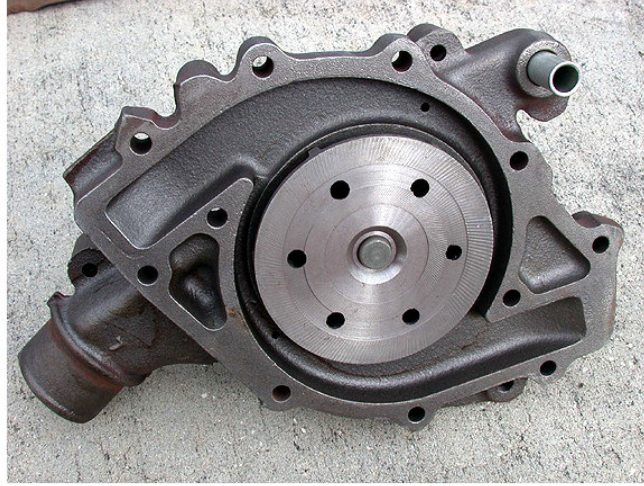


Şekil 3.2 : Radyatör örneği [5]

3.1.2.2 Su pompası

Soğutma sisteminin diğer bir parçası su pompasıdır. Su pompası, soğutma sıvısının motorda ve soğutma sistem üzerinde dolaşması için gerekli debiyi sağlayan parçadır. Pompaların iki temel tipi vardır: Hacimsel ve dinamik pompalar. Hacimsel pompalar hacim değişmesi yolu ile akışkanı basarlar. Önce bir boş hücre açılır ve akışkan bu boşluğa dolar. Sonra hücre kapanır ve akışkan çıkış tarafına basılır. Hacimsel pompalar boş hacim yaratarak akışkanı içine alıp basma tarafına sıkıştırdığı için periyodik ya da pulsatif bir akış oluştururlar. Bunların en büyük avantajları herhangi bir akışkanın viskozitesine bağlı olmaksızın basabilmeleridir. Dinamik pompalar, basitçe, akışkana, kanatlar ya da özel tasarlanmış belirli düzenekler aracılığı ile momentum kazandırır. Kapalı bir hacim yoktur: akışkanın momentumu açık kanallardan geçerken artar ve sonra yayıcı bölümüne girerek, yüksek hızını basınç artışına dönüştürür. Dinamik pompalar, genellikle hacimsel pompalardan daha yüksek debiler sağlarlar, debileri çok daha sürekli fakat yüksek viskoziteli sıvıların basılmasında verimsizdir. Dinamik pompalar genel olarak ilk emiş işlemine gerek duyarlar; örneğin gaz ile dolu olduklarında emme ağzlarından daha aşağıda bulunan sıvıları ememezler. Diğer taraftan, hacimsel pompalar uygulamaların çoğunda kendinden emişlidir. Bir dinamik pompa çok yüksek debiler sağlayabilir ($20\text{m}^3/\text{s}$ değerine kadar) fakat bu genellikle düşük basınç artışlarında (bir kaç atmosfer kadar) gerçekleşir. Bunlardan farklı olarak, hacimsel pompalar çok yüksek basınçlara kadar çalışır (300 atm) fakat tipik olarak düşük debiler basarlar ($0.0006\text{m}^3/\text{s}$). Pompalar genellikle, krank şaftından bir kayış ile tahrik almaktadır. Böylelikle, krank şaft hızının belli bir oranında çalışmaktadır. Milin sabit dönme hızında, hacimsel pompa, yaklaşık olarak sabit debi ve teorik olarak viskoziteden çok az etkilenecek, sınırsız basınç artışı sağlar. Hacimsel pompanın debisi, deplasman hacmini ya da hızını değiştirmeksizin değiştirilemez. Hacimsel pompalar ile sabit hızda güvenilir debi elde edilmesi, bunların dozaj ölçümlerinde yaygın olarak kullanılmasına yol açmıştır. Dinamik pompa tersine olarak, sabit hızda, değişken performansa sahiptir. Sürekli yapıda olan bu değişim, sıfır debide (kapalı vanada) en büyük Δp 'den, en büyük debide sıfır Δp 'ye kadar sürer. Yüksek viskozitelerdeki sıvılar, dinamik pompanın performansını hızlı bir biçimde düşürür. Günümüz otomotiv endüstrisinde, araç motorlarında genellikle dinamik pompaların bir çeşidi olan merkezkaç (santrifüj) ya da radyal akışlı pompalar kullanılmaktadır. Santrifüj

pompa, gövde içinde dönen bir çarktan oluşur. Giriş ağzından aksel doğrultuda giren akışkan çarkın kanatları tarafından kavranarak, teğetsel ve radyal doğrultuda çarkı tüm çevresi boyunca terk edene kadar döndürülür ve gövdenin difüzör (yayıcı) bölümünün içine girer. Akışkanın çarkın içinden geçerken hızı ve basıncı artar. Gövdenin bir bölümü olan difüzör ya da salyangoz, akışın hızını yavaşlatır ve basıncını artırır. [6]



Şekil 3.3 : Su pompası örneği [7]

3.1.2.3 Fan ve davlumbaz

Elektrikli veya krankşaftından tahrik alarak çalışan fanlar günümüzde kullanılmaktadır. Çok kanatlı fanlar havanın radyal yönde radyatör üzerinden emilmesini sağlar. Fan kanatlarının şekilleri ve açıları genellikle birbirinden farklıdır, bunun sebebi yüksek fan hızlarında gürültü seviyesini düşürmektir. Fanın görevi, radyatör üzerinden geçen hava miktarını arttırmaktır. Düşük araç hızlarında ya da motor rölanti devrinde çalışırken, radyatör üzerinden geçen havanın hızı motor suyunun soğutulmasına yeterli gelmeyeceği için, fan radyatör üzerinden havayı çeker, ve zorlanmış taşınım gerçekleşmesini sağlar. Yüksek araç hızlarında, aracın ön açıklığından giren havanın hızı çoğu zaman motor suyunun soğutulmasında yeterli olduğu için, fan gerekli değildir. Fanın verimli çalışması için önemli bir komponent de davlumbazdır. Radyatör üzerinden emilen havanın akışı düzgün olmalı, davlumbazın geometrik yapısından kaynaklanan kayıplar mümkün olan en az seviyeye indirilmelidir. Davlumbazın diğer bir görevi de, radyatör üzerinden geçip ısınan havanın, tekrar radyatör

üzerinden geçmesini engellemektir. Binek ve hafif ticari araçlarda genellikle elektrikli fanlar, ağır ticarilerde ise doğrudan krankşaftından tahrik alan viskoz veya elektrik kontrollü vizkoz fanlar kullanılmaktadır. Viskoz fanlar, dış yüzeyinde bulunan bimetal yayın genleşip büzülmesi sırasındaki hareketi ile, kavrama içindeki silikon sıvının diskler arasındaki hareketi ile kavramayı sağlar. Soğutma sistemindeki önemini belirleyen parametreler kullanılan fan kanatlarının çapı, ve vizkoz fanlar için çevrim oranıdır. Soğutma sistemi açısından, kullanılabilen en büyük çaplı fanı en uzun süre kullanmak soğutma sisteminin verimi açısından çok faydalıdır. Ancak, fan çalışması yakıt tüketimini arttırması, ve araç içi gürültü kriterleri için negatif etki yarattığından, fan kullanımı en az seviyede olmalı, gerekli olmadıkça fan çalışmamalıdır.

3.1.2.4 Termostat

Termostat soğutma suyunun sıcaklığına göre, radyatör üzerinden akışı sağlayan elemandır. Motor soğuk çalışma şartlarında, motor suyunun kısa bir sürede ısınması ve optimum çalışma sıcaklığında kalması gerekmektedir. Termostat bu ısınma süresini azaltan ve soğutma suyu sıvısının sıcaklığını belirli bir aralıkta kalmasını sağlayan komponenttir. İçindeki balmumu benzeri malzemenin genleşmesi ile açılıp, yayın büzülmesi ile kapanmaktadır. Termostatın hareketi tamamen etrafındaki soğutma suyunun sıcaklığı ile ilişkilidir.

Termostat genellikle soğutma devresi üzerinde, motor suyunun çıkışı ile radyatör girişi arasına yerleştirilir. Soğutma suyu sıcaklığı, termostat açılma sıcaklığına ulaştığı zaman, açılır ve radyatöre gidecek su miktarını, sıcaklık seviyesine göre ayarlar. Tam açılma sıcaklığına geldiğinde, radyatöre gidebilecek en fazla su miktarının gitmesini sağlamaktadır. Termostatın açılmaya başladığı sıcaklığın doğru belirlenmesi çok önemlidir. Olması gerekenden daha düşük seviyede açılan termostat, yakıt tüketiminin artmasına ve motor suyu sıcaklığının olması gereken optimum düzeye ulaşmasını engeller. Geç açılan termostat ise, motor parçalarının aşırı ısınma ve harareten dolayı zarar görmesine sebep olur.

3.1.2.5 Taşıma kabı ve basınç kapağı

Taşıma kabının görevi, soğutma devresi üzerindeki ve motordaki hava kabarcıkları ve genleşen sıvının tahliye edilmesidir. Hava tahliyesini

kolaylaştırmak için, taşıma kabı soğutma devresinin diğer elemanlarından daha yüksekte bir konuma yerleştirilmelidir. Motor içindeki ısınan soğutma sıvısında oluşan hava kabarcıkları ve karışan yanma gazlarının soğutma devresinden tahliye edilmesi şarttır. Bu hava kabarcıkları ve yanma gazları, sistemden tahliye edilmezse, motor içinde gezinen hava kabarcıkları soğutma sıvısı ile yanma odası duvarı arasında izolasyon malzemesi gibi davranır ve ısının soğutma suyuna aktarılmasına engel olur. Yanma odası duvarındaki sıcaklık arttıkça, yüzey sıcaklığı ısınmaya devam edeceğinden soğutma sıvısı kaynamaya başlar ve bu şekilde devam ettiğinde, kaynama ile oluşan buhar aşırı ısınmış ikinci bir tabaka oluşturur ve motorun aşırı ısınma sebebiyle zarar görmesine sebep olur.

Basınç kapağı, soğutma devresi içindeki akışkanın belirli bir basınçta tutulmasını sağlamaktadır. Sistem basıncı belirli bir seviyede tutulduğunda, soğutma sıvısının kaynama noktası yükseldiğinden, kaynamadan daha yüksek sıcaklıklarda çalışması mümkün olmaktadır. Böylelikle hava ile arasındaki sıcaklık farkı arttığından, daha hızlı bir ısı geçişi gerçekleşmektedir. Ayrıca yüksek rakımlı yerlerde araç çalıştığında, atmosfer basıncının azaldığı yerlerde soğutma sıvısının kaynama sıcaklığı düştüğü için motorun aşırı ısınması kolaylaşır. Basınç kapağı bu basınç düşüşünü kompanse etmektedir. Ayrıca, pompa girişindeki sıvının basıncının artması kavitasyon oluşmasını engellemektedir. [9]



Şekil 3.4 : Termostat örneği [8]



Şekil 3.5 : Taşıma kabı ve basınç kapağı örneği [10]

3.1.2.6 Soğutma sıvısı

Soğutma sıvısı, sistemin ısı atma kapasitesini belirleyen önemli bir araçtır. İlk üretilen benzinli motorlar, tek silindirli tasarımlardı. Motoru soğutmak için yapılan tanka su doldurup, motoru soğutuyorlardı ancak ısınan su buharlaştığı için, motor sahipleri sürekli su seviyesini gözlemleyip, azaldıkça doldurmak zorunda kalıyorlardı. Motor teknolojileri geliştikçe, sudan farklı bir soğutma sıvısı kullanmak gerektiği anlaşılmıştır. [9]

Çok büyük bir olasılıkla motor suyu teknolojisi 1885’de Karl Benz ilk otomotiv radyatörünü icad edip, patentini aldığıyla başlamıştır. Motor soğutma sıvısı olarak etilen glikol uygulaması ilk olarak İngiltere’de 1916 da askeri uçak motorlarında kullanılmıştır. [11]

İsminden de anlaşıldığı gibi, soğutma sıvısından beklenen ana fonksiyon motordaki fazla ısıyı almasıdır. Beklenen diğer özellikler, kolaylıkla soğutma devresi içinde hareket etmesi, paslanmayı engellemesi, kalıntı ve çökelti oluşturmaması, yağlamayı kolaylaştırması ve soğuk hava şartlarında donmamasıdır. Su donduğunda hacim olarak genişlediği için, döküm olarak üretilen silindir bloğunun çatlamasına sebep olmaktadır. Servis edilebilirlik özelliği açısından, büyük miktarlarda kolayca taşınabilmeli, çevreye olan etkisi mümkün olan en düşük düzeyde olmalı, ucuz olmalı ve herhangi bir şekilde

motor yağı ile karışırsa, motor parçalarına zarar vermemelidir. Soğutma sıvısının genel özellikleri, moleküler ağırlığı, çözünürlük, buhar basıncı, viskozite, donma noktası, özgül ısı, yoğunluk, yüzey gerilmesi, hava ile teması, yanıcılığı ve toksik özelliğidir. Geleneksel antifrizler etilen glikoldür. Nadiren de olsa, propilen glikolden oluşan antifrizler de kullanılmaktadır. Değişik markalar arasındaki farkı, içerisine konulan katkı maddeleri sağlamaktadır. [9]



Şekil 3.6 : Antifriz [12]

Çözünürlük

Soğutma sıvısının çözünürlüğü çok önemlidir, karıştırılan iki sıvı arasındaki çözünürlük moleküler ağırlıkları arasındaki farka bağlı bir özelliktir. Moleküler ağırlıklar arasındaki fark arttıkça, çözünürlük özelliği azalır. Günümüzde antifriz çoğunlukla su ile %50 oranında karıştırılmaktadır. Motor içinde devir daim eden bu karışım, zamanla su ve antifriz olarak ayrışmamalıdır. Bu motora soğuk hava şartlarında ciddi zarar verebilir. Glikol her türlü karışım oranında, suda çözünebilen bir maddedir. Bu sebeple antifriz olarak kullanılan tüm sıvılar glikol ailesindendir.

Buhar Basıncı ve Kaynama Noktası

Tüm sıvılar kaynarken buhar oluştururlar. Ne kadar buhar oluştuğu sıvının kimyasal özelliği ile ilgilidir. Oluşan buharın sıvıya ne kadar basınç oluşturduğu

buhar basıncı olarak tanımlanır. Sıcaklık arttıkça buhar basıncı artar. Açık bir kapta bulunan sıvı ısıtıldığında, buhar basıncı atmosfer basıncına ulaştığı anda kaynamaya başlar. Deniz seviyesinden yukarıya doğru çıktıkça, atmosfer basıncı düştüğünden sıvıların kaynama noktası da düşmektedir. İlk ağır ticari araçlar, ağır yüklerle yüksek dağlara çıktıklarında, motorun hararet yapması oldukça yaygın bir problemdi. O zamanki soğutma sistemleri basınçlandırılmış değildi. Glikol, özellikle etilen glikol ve propilen glikolün buhar basıncı suya göre düşüktür. Kaynama noktaları da suya göre daha yüksektir. Dış basınç azaldığında, glikolün kaynama noktası da düşecektir, ancak yine de sudan daha yüksektir. Ayrıca, uçuculuğunun düşük olması, glikolün antifriz olarak kullanılmasında önemli bir etkidir.

Viskozite

Viskozite, sıvının iç sürtünmelerinin ölçüsüdür. Akışkanların viskozite arttıkça akmaya olan yatkınlığı azalmaktadır. Glikollerin viskozitesi sıcaklıkla ters orantılı olarak değişmektedir. Sıcaklık düştükçe, glikolün viskozitesi artmakta, akıcılığı azalmaktadır. Glikoller, kaynama noktası yüksek diğer sıvılar arasında en akışkan olanlarındandır. Bu sebeple, etilen glikol su ile karıştırıldığında, soğuk şartlarda tüm devrede dolaşmasını sağlayacak şekilde pompalanabilmektedir.

Donma noktası

Sıvılar soğutulduğunda, buz gibi kristalleşirler ya da akamayacak kadar viskoz hale gelirler. Etilen glikol veya propilen glikol ani donma özelliğine sahip değildir. Normal şartlar altında, etilen glikol donmaktan öte, kristalleşmeden malzeme olarak katılaşmaktadır. Etilen glikole su eklendiğinde, etilen glikolün oranına bağlı olarak suyun donma noktasından daha düşük donma noktasına sahip bir karışım oluşmaktadır. Bu sebeple, arabaların kullanıcı el kitaplarında, veya antifriz şişelerinin üzerinde değişik su-etilen glikol karışım oranları için donma noktaları verilmektedir.

Özgül ısı

Özgül ısı, sabit basınç ve hacimde, belirli kütlede bir malzemenin sıcaklığını 1°C

arttırmak için verilmesi gereken ısı miktarının, aynı kütlede suyun sıcaklığını 1°C arttırmak için verilmesi gereken ısı miktarına oranıdır. Etilen glikol-su karışımının özgül ısısı, sadece etilen glikole göre daha yüksektir. Soğutma sisteminde, özgül ısısı yüksek olan bir sıvı, düşük olana göre daha fazla işlevseldir, birim kütle başına daha çok iş yapacaktır.

Yoğunluk

Birim hacim başına kütledir. Yoğunluk sıcaklıkla değişmektedir. Bu sebeple sıcaklık parametresi bilinmeden, yoğunluk bilgisi yeterli değildir.

Yüzey gerilmesi

Yüzey gerilmesi, sıvı yüzeyini minimum yüzeye indirmek için sıvı yüzeyine etkiyen kuvvettir. Etilen glikolün yüzey gerilmesi, suya göre daha düşüktür. Genelde sıvılara ısı verildiğinde, yüzey gerilmesi azalır. Glikollerde ise, neredeyse kaynama noktasına kadar ısının artması yüzey gerilmesini etkilememektedir. Su oldukça yüksek bir yüzey gerilmesine sahiptir(72 dyn/cm). Bu sebeple, su kendi başına soğutma sıvısı olarak kullanılamaz. %50-50 su-etilen glikol karışımının yüzey gerilmesi 56 dyn/cm'dir.

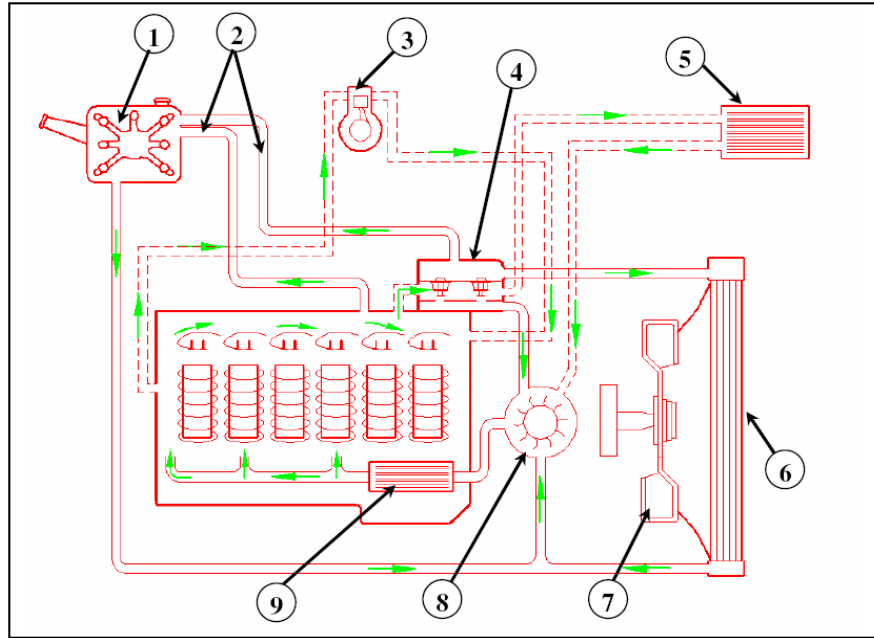
Yanıcılık

Alev alma ve yanma noktaları sıvının yanıcılığını belirler. Araç içerisinde, yüksek sıcaklıklara maruz kalacağı düşünülürse, yanmaya eğilimi düşük sıvılar soğutma sıvısı olarak seçilir. Glikol de yanıcı özelliği düşük bir sıvıdır.

3.2 Soğutma Sisteminin Flowmaster Modeli

Soğutma sistemi, motorun çabuk ısınıp, optimum çalışma sıcaklığında çalışmasında ve emisyonlarda oldukça önemli etkisi olan bir sistemdir. Soğutma sisteminin, araç programlarının başlangıç sürecinde, simülasyon programları ile modellenip, soğutma kapasitesinin belirlenmesi ve hararet aşırı ısınma gibi problemlerin önüne geçilmesi adına oldukça faydalı bir araçtır. Simülasyon yapılarak ;sistem üzerindeki basınç, debi ve sıcaklıklar analiz edilebilir, çalışma şartlarında yeterli akış ve soğutma sağlanıyormu diye öngörü elde edilir.

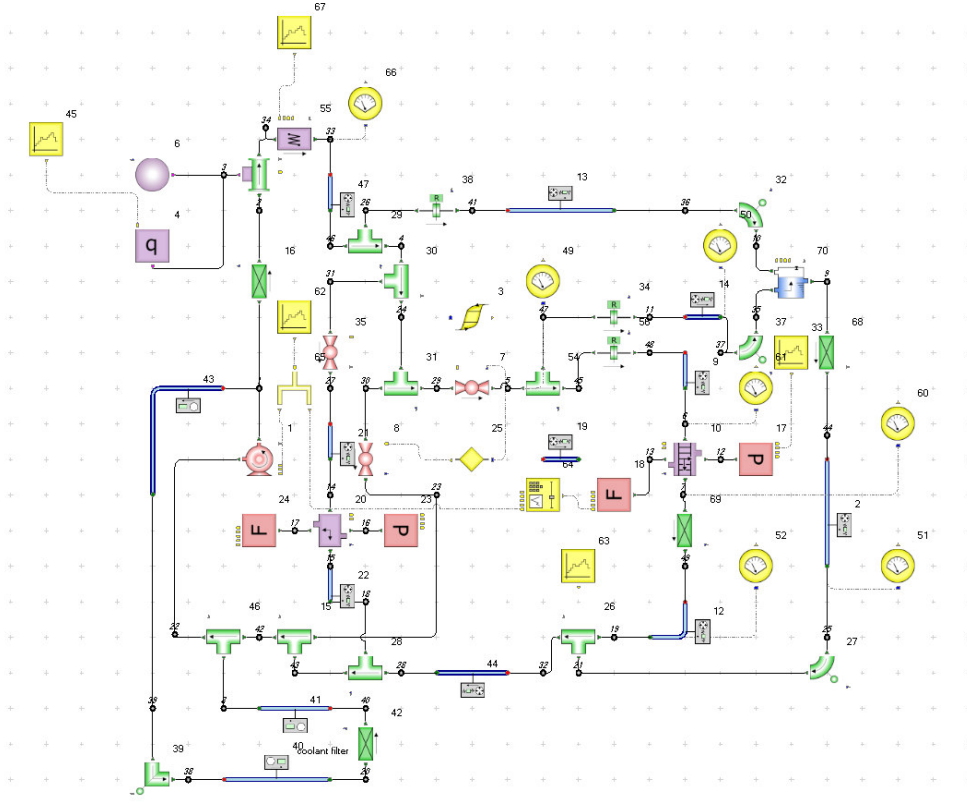
Soğutma sıvısının sıcaklıkları gözlemlenerek, motorda oluşan ısıнын yeterli seviyede soğutma sıvısına geçip geçmediği analiz edilir. Pompa kapasitesi seçilebilir, kavitasyon olup olmayacağı gözlemlenebilir. Soğutma sıvısı sıcaklığında dalgalanma olup olmadığı, bu durumun yolcunun konforu ve emisyonlara olan etkisi incelenebilir. Termostat davranışı, radyatöre olan akışı nasıl ayarladığı, kararlı olup olmadığı incelenebilir. Ecotorq motorunun soğutma sistemi şeması verilmiştir (Şekil 3.7) .



Şekil 3.7 : Ford Ecotorq motoru soğutma şeması

Şekil 3.7 de numaralandırılan parçalar aşağıda verilmiştir ;

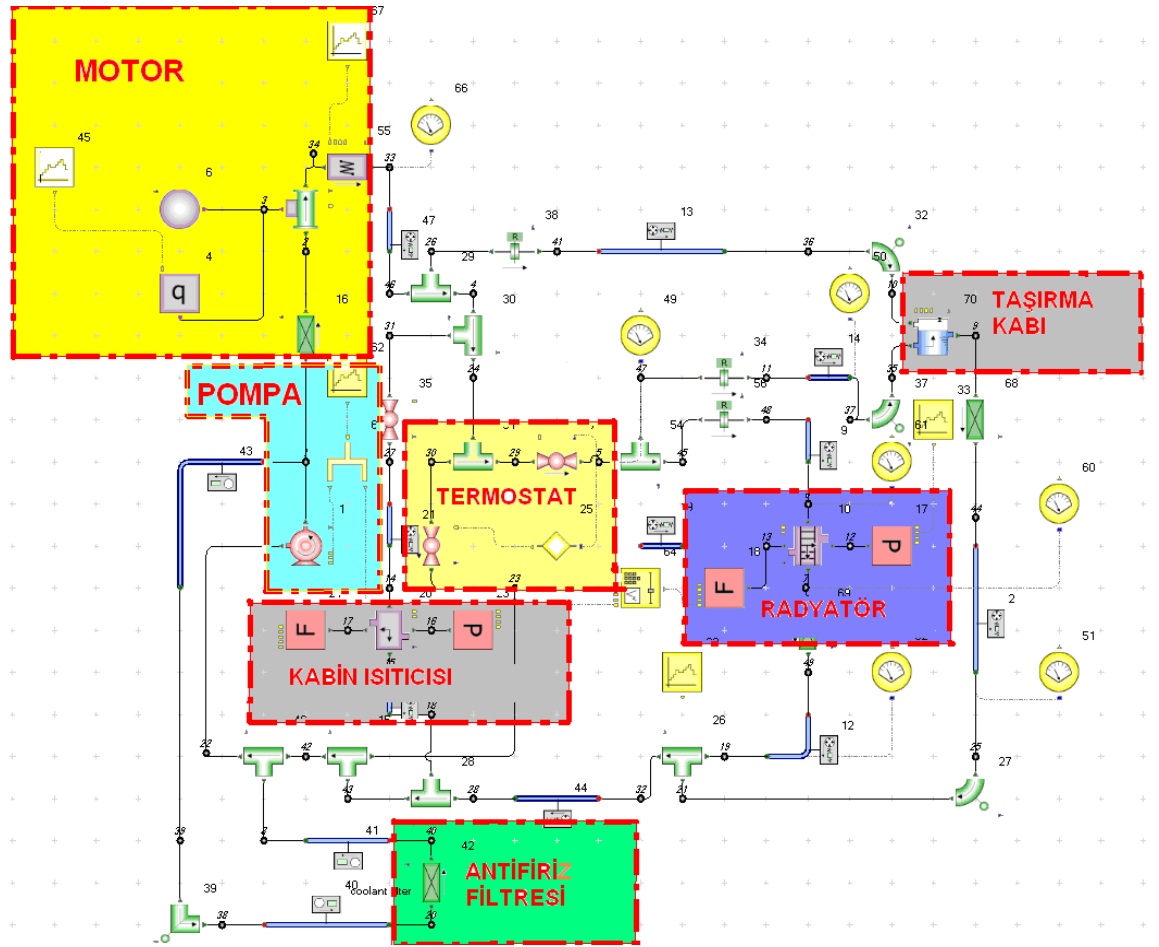
- | | |
|----------------------------|-----------------|
| 1) taşıma kabı | 6) radyatör |
| 2) hava tahliye hortumları | 7) fan |
| 3) hava kompresörü | 8) su pompası |
| 4) termostat | 9) yağ soğutucu |
| 5) kalörifer | |



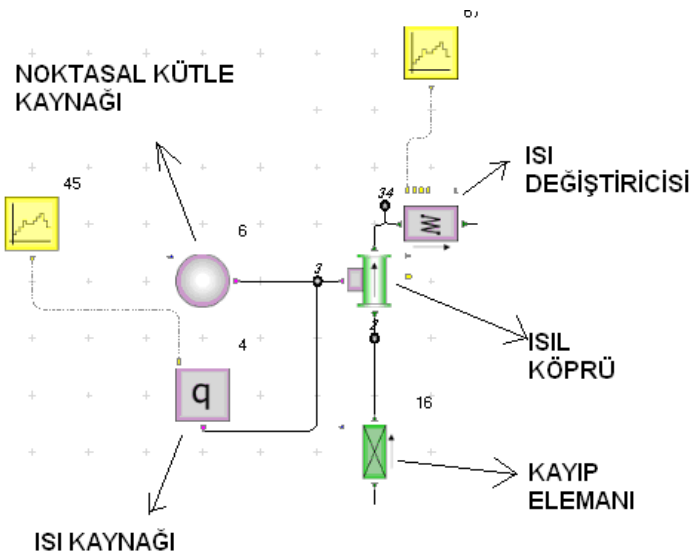
Şekil 3.8 : Soğutma sistemi Flowmaster modeli

Flowmaster programında soğutma devresinin modellenmesine öncelikle motordan başlanmıştır. Motor modeli, ısı kaynağı, noktasak kütle, ısı değiştiricisi, ısıl köprü ve kayıp ögesinin birleşiminden oluşmaktadır (Şekil 3.10). Soğutma suyuna geçen ısı miktarı için araç üzerinden alınmış ölçüm sonuçları olmadığından, motor çıkış suyu sıcaklığı, motora eklenmiş ısı değiştirici ve sinyal oluşturucu eleman aracılığıyla manuel olarak verilmiştir. Isı kaynağı, yanma sonucu oluşan ve bloğa geçen ısıyı temsil etmektedir. Sabit bir ısı miktarı veya zamana bağlı bir ısı datası verilebilir. Modelde 83.6 kW olarak girilmiştir. Noktasal kütle, motorun ağırlığını temsil etmektedir, ayrıca zamana bağlı analizlerde ısıl atalet etkisini de dahil ederek motorun ısıl kütlesini hesaba katmaktadır. Ekler bölümünde, Şekil A.1 de noktasal kütle kaynağı için girilen bilgiler verilmiştir. Motorun ağırlık ve malzemesi girilmelidir. Ağırlık olarak 310 kg girilmiş, malzeme özellikleri olarak blok malzemesinin 20°C referans sıcaklığındaki fiziksel özellikleri girilmiştir (Şekil 3.11).

Isıl köprü, motor bloğu içerisindeki su ceketleri ile yanma odasının duvarları arasındaki fiziksel bağı temsil etmektedir.



Şekil 3.9 : Soğutma sistemi Flowmaster modelindeki bileşenler



Şekil 3.10 : Motor modellenirken kullanılan elemanlar

Property	Value
Material Title	Sub Form ...
Reference Temperature	20 °C
Reference Density	7250 kg/m3
Coefficient of Linear Expansion	1.219e-05
Specific Heat Capacity	0.5 kJ/kg K
Thermal Conductivity	0.058 kW/m K
Density v Temperature	Not Set
Specific Heat (Cp) v Temperature	Not Set
Thermal Conductivity v Temperature	Not Set

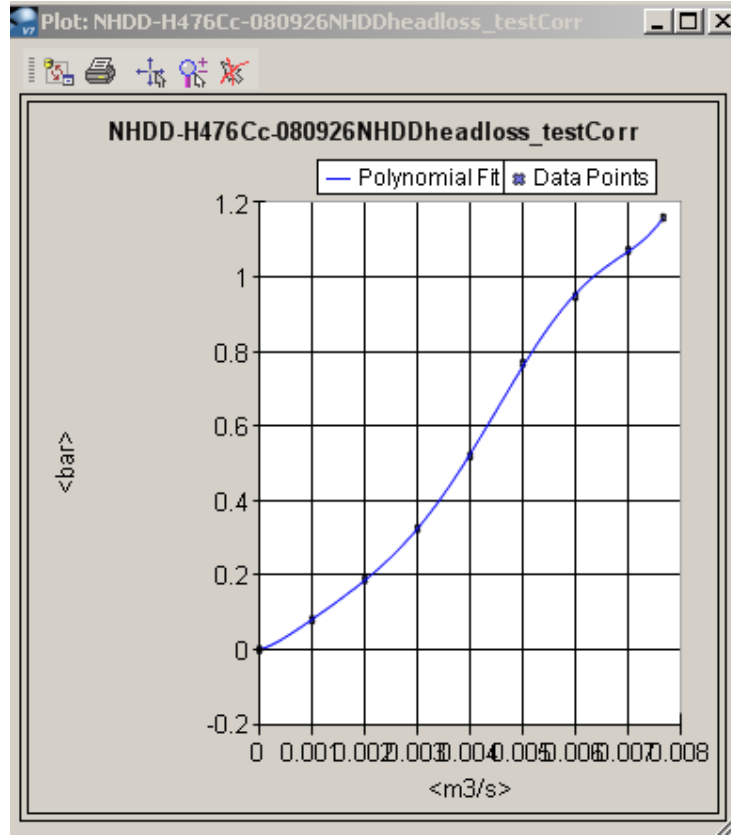
Şekil 3.11 : Motor bloğu malzeme özellikleri

Ekler bölümünde, Şekil A.2 de ısıl köprüye girilen bilgiler verilmiştir. Isıl köprü, programın katı komponentleri ile sıvı arasında bağlantı kurmaktadır. Soğutma sıvısının su ceketlerinden olan karmakış akışını temsil ettiği için, basınç kayıp katsayısı ve akış alanı belirlenmelidir. Motordan soğutma sıvısına olan ısı geçişini belirlemek için, ısıl köprü, Dittus-Boelter katsayılarından hesaplanmış olan ($Nu = a \times Re^b \times Pr^c$) zorlanmış taşınım katsayısı veya belirlenen ısı geçişi katsayısını kullanmaktadır. Modelde $20000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ girilmiştir.

Ayrık kayıp elemanı ; sistem içindeki genel bir basınç kaybını temsil etmektedir. Su ceketlerindeki kayıp oldukça karmaşık olduğundan, ısıl köprünün ötesinde kayıpları “ek olarak girebilmek için eklenmiştir. Kayıpları modelleyebilmek için, ayrık kayıp elemanı sabit bit kayıp katsayısı K , $\Delta P - Q$ eğrisine, $\Delta P - V$ eğrisine, $K - Re$ eğrisine veya $\Delta P - Q \& T$ yüzeyine ihtiyaç duymaktadır, modelde hacimsel debiye karşılık gelen basınç değerleri girilerek, kayıp eğrisi oluşturulmuştur (Şekil 3.12). Ekler bölümünde, Şekil A.3 de, programa kayıp elemanı için girilen bilgiler verilmiştir.

Termostat iki adet valf ve “genel işlevsel değişken kontrolörü” ile modellenir (Şekil 3.13). Termostat içindeki balmumu malzemenin fiziksel etkisi “termostat valf kontrolü” ile sağlanır. Valfler termostat içindeki iki ayrı akış yönünü temsil etmektedir. Termostat kontrolörü giriş yönündeki düğüm noktasından sıcaklığı okumakta ve valf açıklık pozisyonunu buna göre ayarlamaktadır. İşlevsel değişken kontrolörü ise, otomatik olarak ikinci valfin pozisyonunu, ilk valfin açıklığına göre ayarlamaktadır. Termostat modellenirken, iki adet valf kullanılmasının sebebi,

termostat içinde iki tane akışın gittiği yol olmasıdır. Ekler bölümünde, Şekil A.5 ve Şekil A.6 da valf 1 ve valf 2 için girilen özellikler verilmiştir.

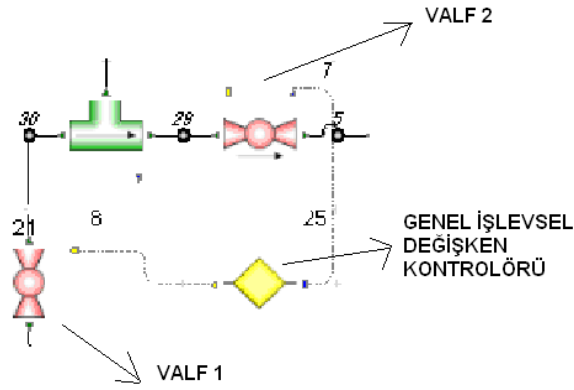


Şekil 3.12 : Motor modellemesinde kullanılan kayıp eğrisi

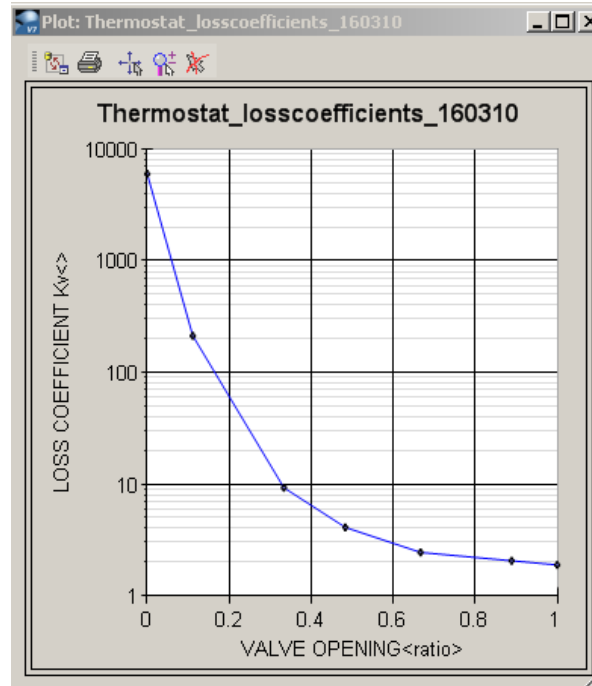
Valf 1 ve valf 2 için programa girilen bilgiler verilmiştir. Valf pozisyonu otomatik olarak termostat kontrolörü tarafından belirlenmektedir. Bunun yanında termostata ait kayıp eğrileri de varsa kullanılması program tarafından önerilmektedir, aksi takdirde flowmaster kendinde hazır bulunan kayıp eğrisini kullanmaktadır. Modelde termostat imalatçısından alınan, tam kapalı pozisyonundan tam açık pozisyona kadar termostat pozisyonuna göre değişen kayıp katsayıları girilerek, kayıp eğrisi elde edilmiştir (Şekil 3.14). Ayrıca, termostatın farklı reynolds sayısına sahip akışlar için kayıp katsayıları da girilerek, modelin farklı akışkanlar için çalıştırıldığında, doğru kayıp katsayısının seçilmesine olanak sağlanmıştır (Şekil 3.15). Her iki valf için, valf açıklığına göre değişen kayıp katsayısı eğrileri de modele girilmiştir.

Termostat kontrolörü, termostat içindeki bal mumu malzemesinin (wax) ısıl genleşme ve büzülme karakterini temsil etmekte, bu özellikleri valf pozisyonuna

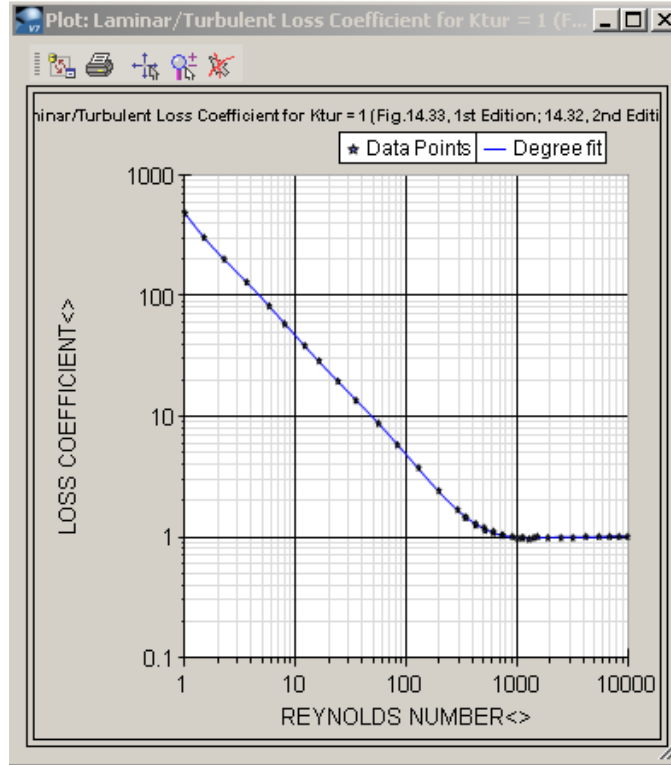
dönüştürmektedir. Termostat kontrolörü çalışmak için, termostat açıklığı-sıcaklık eğrisine ihtiyaç duymaktadır. Değişen motor soğutma suyu sıcaklıklarına göre termostat pozisyonu Şekil 3.16 de verilmiştir. Bu eğri, sıcaklığa bağlı olarak termostat açıklığının karakterini vermektedir. Termostat içindeki balmumu malzemenin ısı özellikleri sebebiyle, soğutma sıvısının sıcaklığı düşerkenki karakteristiğini modelleyebilmek için ikinci bir eğriye veya histerisis değerinin belirlenmesine ihtiyaç vardır (Şekil 3.17).



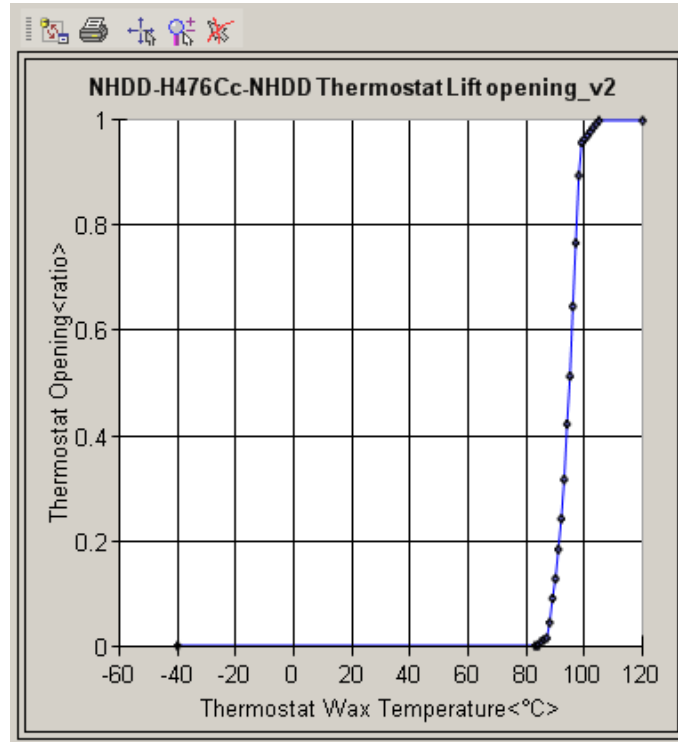
Şekil 3.13 : Termostat modellemesinde kullanılan elemanlar



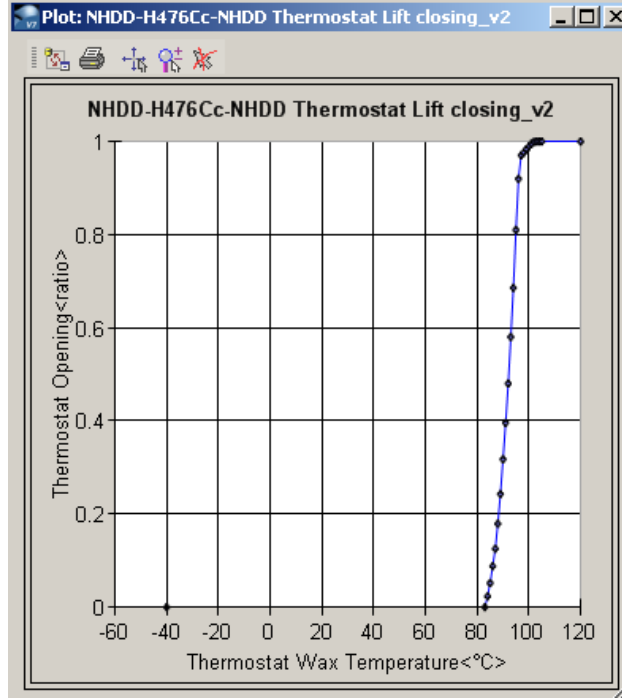
Şekil 3.14 : Termostat kayıp eğrisi



Şekil 3.15 : Termostatın reynolds sayısına göre kayıp eğrisi

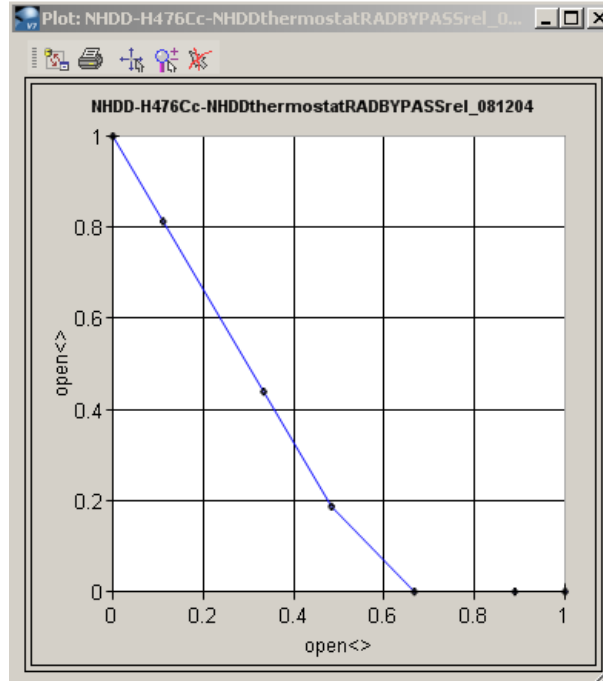


Şekil 3.16 : Sıcaklığa bağlı olarak termostat açıklık oranı



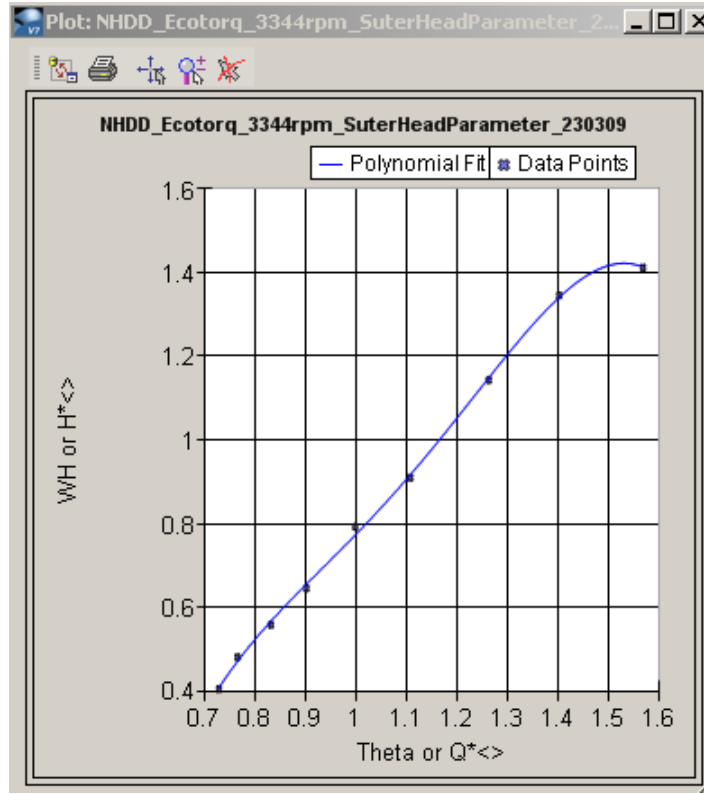
Şekil 3.17 : Sıcaklığa bağlı olarak valfin kapanma eğrisi

Genel işlevsel değişken kontrolörü, iki valf arasındaki bağlantıyı kurarak, birbirine zıt çalışan bu valflerin arasındaki akış alanı oranlarını vermektedir (Şekil 3.18).



Şekil 3.18 : Valf 1 ve valf 2 nin birbirine bağlı olan açılık pozisyonları

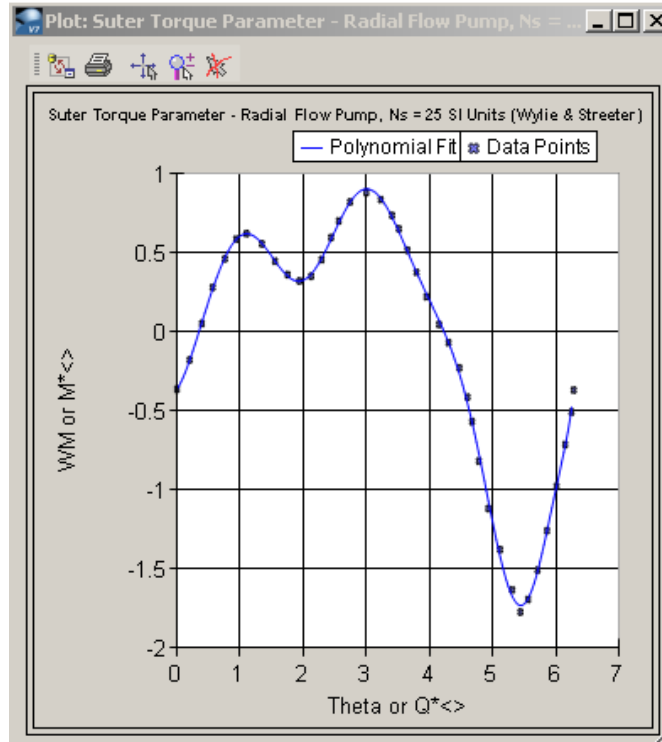
Devrenin diğ er bir elemanı pompadır. Ecotorq motorundaki pompa, radyal akışlı bir pompadır. Pompanın devir sayısını, modelde kurulan fonksiyon ile motor devrinden almaktadır, pompa motor devrinin 1.52 katı hızda çalışmaktadır. Program çalıştırılmadan önce, motor devri ile pompa devri arasında bağlantı eklenmiştir. motor devir hızının 1.52 katı, pompa elemanına girdi olarak verilmektedir. Pompa imalatçısından tedarik edilen, kayıp eğrileri pompa elemana girdi olarak eklenmiştir (Şekil 3.19 ve Şekil 3.20). Ekler bölümünde, Şekil A.7 de, pompaya ait girilen bilgiler verilmiştir.



Şekil 3.19 : Pompa eğrisi

Radyatör hava akışı ile soğutma suyu devresi üzerinden taşınım ile ısı geçişini sağlamaktadır. İçinden geçen akışkanın basınç düşümünü , radyatör gövdesi üzerinden geçen havanın basınç düşüşünü modele dahil etmektedir. Kayıp hesabının yapılabilmesi için, soğutucu sıvının geçtiği kanalların alanı ve kayıp datası belirlenmelidir. Kayıp katsayısı olarak sabit bir K değeri girilebilir, veya $\Delta P-Q$, $\Delta P-V$, $K-Re$ eğrilerinden birisi girilebilir. Isı geçişi hesaplamaları giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farktan, ısı değıştiricisinin veriminden ve kapasitesinden

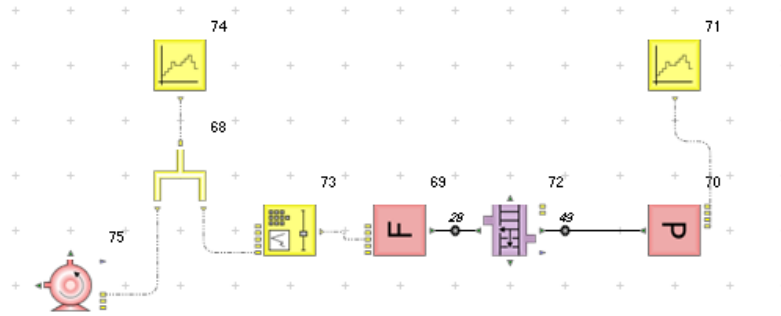
yapılabileceği gibi, verimlilik haritası, Nu sayısı yüzey haritası veya ısı geçişi katsayısının yüzey haritasından yapabilmektedir. Genellikle radyatör üreticileri, ürünlerini ısı geçişi testi uygulamakta, ve radyatör performans datasını mühendislere sağlamaktadırlar. Farklı debilerde elde edilen ısı geçişi- hava hızı grafikleri imalatçılar tarafından verilmektedir. Radyatör modellenirken, basınç kaynağı ve akış kaynağı ile birleştirilmektedir. Basınç kaynağı, araç kaputunun altında bulunan, motor kompartmanı olarak isimlendirilen bölümdeki giren havanın sınır koşullarını temsil etmektedir. Önceki tecrübelerden, motor bölümündeki havanın sıcaklığı 80°C, basıncı ile 1 bar olarak girilmiştir. Ekler bölümünde, Şekil A.8 ile basınç kaynağına girilen bilgiler verilmiştir. Akış kaynağı ise motor kompartmanındaki havanın akış hızı giriş şartlarını belirlemektedir. Radyatör üzerinden geçen hava debisini belirlemek bunun için yeterlidir. Ekler bölümünde, Şekil A.13 ile, radyatör üzerinden hava akışını temsil eden elemana girilen bilgiler verilmiştir.



Şekil 3.20 : Pompa eğrisi

Ağır ticari araçlarda, araç hızı yüksek değerlere ulaşmadığından, ve tampon bölgesinden giren havanın tamamı, önünde bulunan şasi traversi gibi engeller sebebiyle radyatör üzerinden geçmediğinden, hava akış kaynağına, doğrudan araç

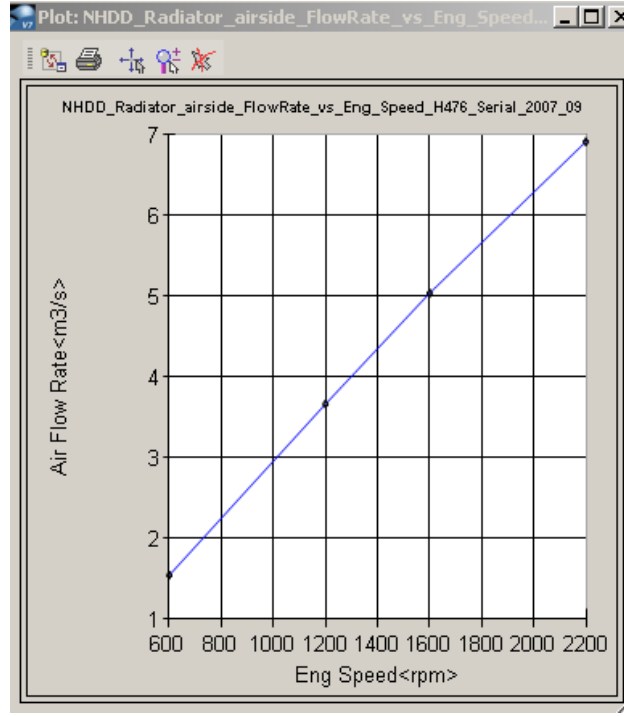
hızını girmek çok doğru bir kabul değildir. Bu sebeple daha önce yapılan rüzgar tüneli testlerinde alınmış olan değişik motor hızları için , radyatör üzerinden ölçülmüş hava hızları modele girilmiştir (Şekil 3.25). Pompanın hızından gelen hız sinyaline karşılık gelen radyatör üzerindeki hava hızı, hava akış kaynağına input olarak verilmektedir (Şekil 3.21). Pompa hızı , mtor hızı sinyali alınıp, rpm cinsinden motor hızına çevrilmiştir. Ecotorq motorundaki pompanın çevrim oranı 1:1.52 dir. Pompadan alınan rpm cinsinden hız, 1.52 ye bölünerek motor hızı elde edilmekte (Şekil 3.28) ve bu motor hızına karşılık gelen, radyatör üzerindeki hava hızı grafikten alınarak hava akış kaynağına iletilmektedir (Şekil 3.21). Ekler bölümünde, Şekil A.9 , A.10 ve A.11 ile, radyatör modellenirken kullanılan kontrolör, sinyal üretici ve motor devri ile pompa devri arasındaki bağıntıyı belirleyen fonksiyona girilen bilgiler verilmiştir.



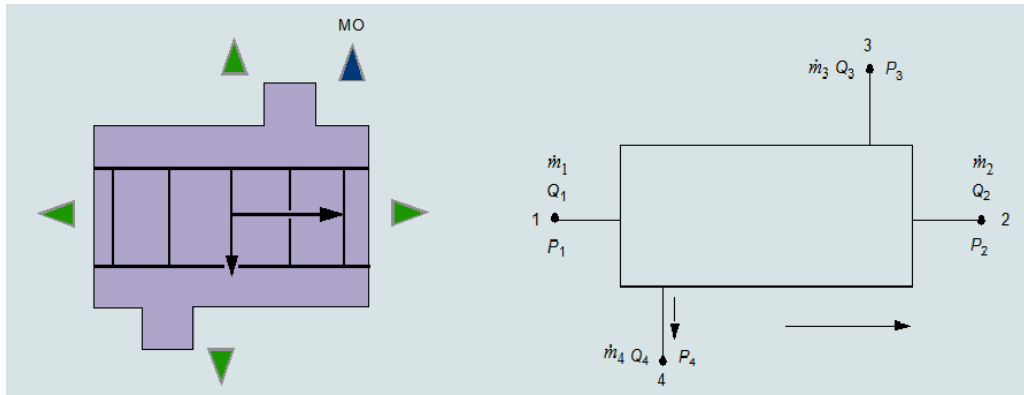
Şekil 3.21 : Radyatörün modellenmesi

Simülasyon programı içindeki radyatör komponenti Şekil 3.23 de verildiği şekilde kabul edilmektedir. Burada , P_1 ve P_2 , 1 ve 2 numaralı düğüm noktalarındaki basınç değerleridir. P_3 ve P_4 , 3 ve 4 numaralı düğüm noktalarındaki basınç değerleridir. Q_1 ve Q_2 , 1 ve 2 numaralı düğüm noktalarında hacimsel debi miktarıdır. Q_3 ve Q_4 , 3 ve 4 numaralı düğüm noktalarındaki hacimsel debidir .Sıkıştırılabilir akışkanlar için, m_1 ve m_2 , 1 ve 2 noktalarındaki, m_3 ve m_4 ise 3 ve 4 numaralı düğüm noktalarındaki kütleli debi miktarıdır. Radyatör üzerinde iki tane akış yönü belirtilmiştir, bunlardan 1 numaralı 1→2 akış yolu; 1 ve 2 nolu noktaları birleştirmekte, 3→4 akış yolu da, 3 ve 4 numaralı düğüm noktaları arasındaki yolu temsil etmektedir. Radyatör için Şekil 3.32 daki bilgiler girilmiştir. Boru alanı 1 olarak gösterilen, 1→2 akış yoluna ait, yani soğutucu sıvının geçtiği borunun kesit alanıdır, modelde 0.01 m^2

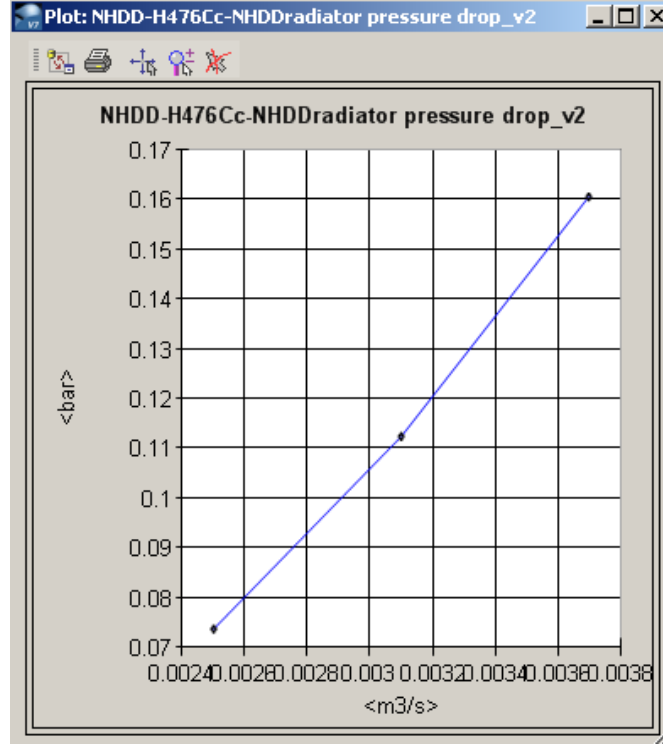
girilmiştir. Boru alanı 2 ise, $3 \rightarrow 4$ akış yoluna ait akış alanı, yani havanın geçtiği radyatörün ön yüzey alanıdır. Modelde 0.6627 m^2 girilmiştir. $1 \rightarrow 2$ doğrultusunda motor soğutma suyu akışı vardır, $3 \rightarrow 4$ akış yolunda ise, aracın ön açıklığından giren havanın akışı söz konusudur. Radyatör elemanının performansı modelleyebilmek için, debiye bağlı basınç düşüşü eğrisi ve performans haritası radyatör elemanına girilmiştir (Şekil 3.24 ve Şekil 3.25).



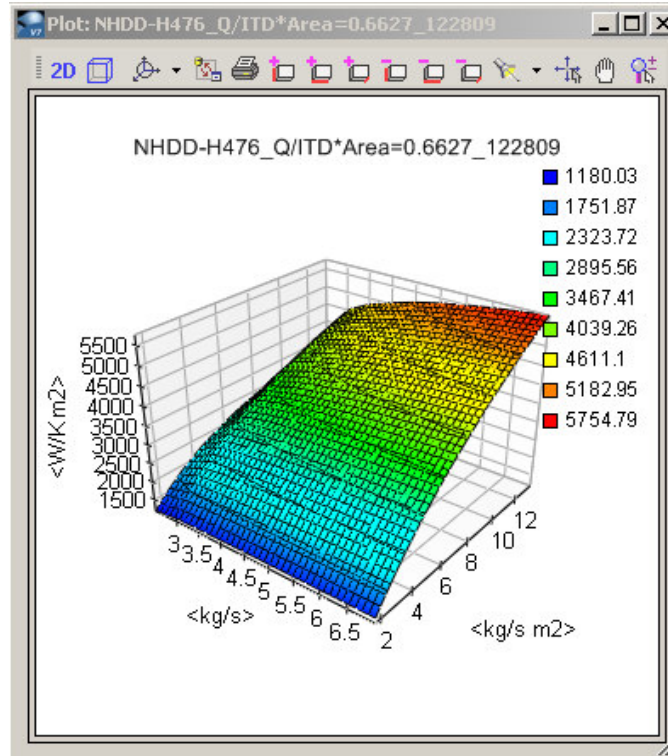
Şekil 3.22 : Motor rpm ine bağlı olarak radyatör önünden geçen hava hızı grafiği



Şekil 3.23 : Modeldeki radyatör elemanı



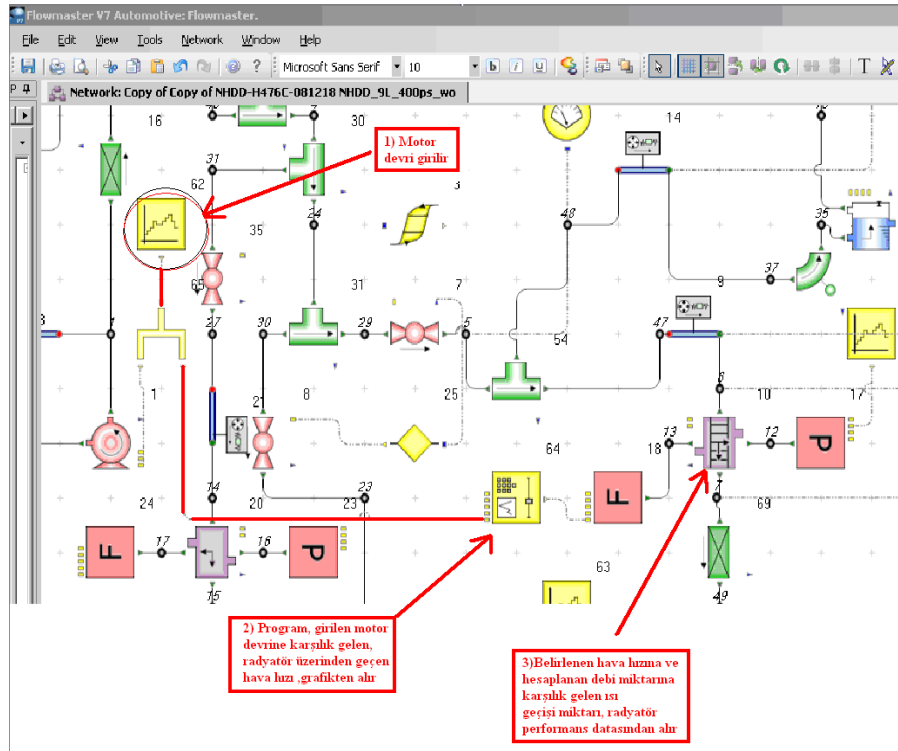
Şekil 3.24 : Debiye bağlı olarak basınç düşüşü değerleri



Şekil 3.25 : İmalatçıdan alınan radyatör performans değerlerinin modele girilmesi

Modelde yapılan işlem, girdi olarak verilen radyatör performans datasından, programın verdiği hava hızı ve debi değerlerine karşılık gelen ısı geçişi değerini seçmektedir (Şekil 3.26). Bu ısı geçişine karşılık gelen sıcaklık farkını hesaplayıp, radyatör çıkış sıcaklığı olarak sonuç elde edilmektedir. Bu sebeple, simülasyon yaparken, modele girilen komponent bilgileri ve performans datalarının doğruluğu oldukça önemlidir.

Modelde, radyatöre girilen bilgiler, ekler bölümünde Şekil A.14 ile verilmiştir.



Şekil 3.26 : Radyatör performansının modellenmesi

Kabin ısıtıcısı da, radyatöre benzer şekilde, hava akımı kaynağı, basınç kaynağı ve ısı değiştiricisi ile modellenmiştir.

Modele eklenen diğer bir komponent de taşıma kabıdır. Taşıma kabının flowmaster programındaki sembolü, ve input olarak girilmesi gereken boyutsal özellikler şekil 3.26'da verilmiştir.

Taşıma kabının fiziksel boyutları ve basınç kapağının açılma basıncı belirlenmelidir. Modeldeki taşıma kabı, basınç sınır şartı gibi rol almaktadır bu sebeple başlangıç basıncı ve sıcaklığı da gerekmektedir. Ayrıca, soğutucu sıvının cinsi, antifriz-su oranı

Devredeki ana parçaların dışında kalan parçalar, soğutma sistemi komponentlerini birbirine bağlayan hortumlardır. Hortumlar için genel olarak modelde girilmesi gereken bilgiler boru boyu, borunun çapı ve pürüzlülüğüdür. Eğer istenirse, ısı geçişi katsayısı da verilerek, boru yüzeyinden olan taşınım miktarı da bulunabilir. Ancak bu çalışma kapsamında kurulan modelde, hortumlar adyabatik olarak seçilmiştir. Örnek bir hortum için girilen bilgiler Şekil 3.38’de verilmiştir.

44. Hose: Flexible			
	Property	Value	Ch
▶	Hose: Flexible	Sub Form ...	☐
	Length	1 m	☐
	Friction Data (Basic)	Sub Form ...	☐
	Diameter	0.06 m	☐
	Bulk Modulus of Hose	100 GN/m ²	☐
	Heat Transfer Option	1. <1>::Adiabatic	☐
	Number of Internal Nodes	10	☐
	Exterior Temperature	Not Set	☐
	Rigorous Heat Transfer	Sub Form ...	☐
	Defined Heat Loss	Sub Form ...	☐
	Specified HTC	Sub Form ...	☐
	Component Expansion	Sub Form ...	☐
	Volume Change(dV/V) v dP ...	Not Set	☐
	Hose Bulk Modulus v P & T	Not Set	☐
	Results On/Off	1. On	☐

55

4. SONUÇLAR

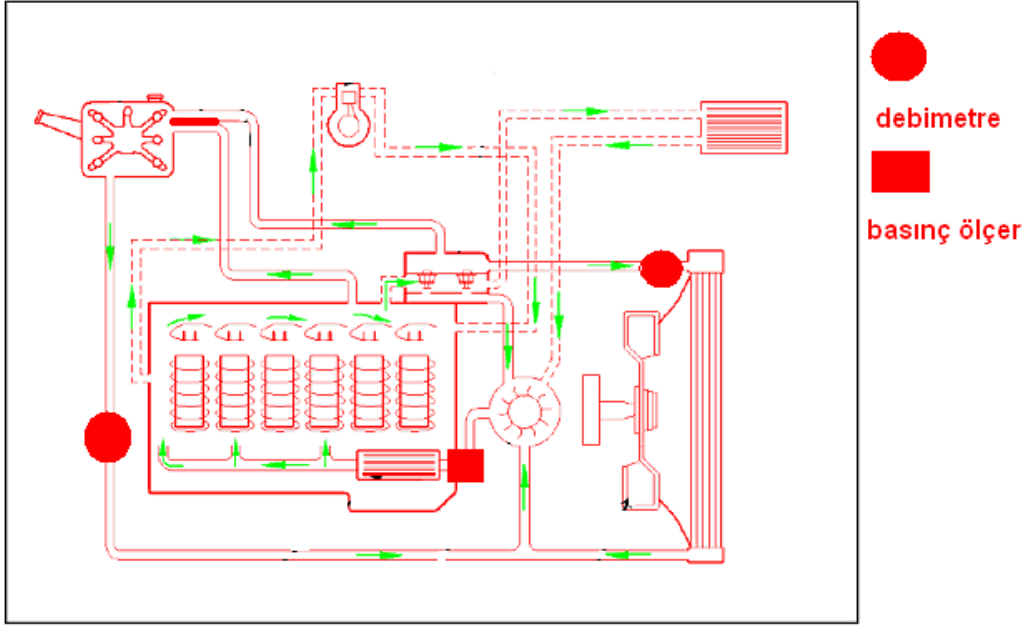
Ford Ecotorq motoruna ait soğutma devresi Bölüm 3.2 de detayları açıklanarak, Flowmaster programında modellenmesi tamamlandıktan sonra, daha önceden araç üzerinde yapılmış test şartlarında program çalıştırılmıştır. 2009 yılında araç üzerinden alınan basınç ve debi ölçümleri ve 2007 yılında Almanya’da rüzgar tüneline alınan sıcaklık ölçümleri ile simülasyon sonuçları karşılaştırılmış, test sonuçları irdelenmiştir. Bölüm 4.1 de 2009 araç testi detayları ve bölüm 4.2 de, Almanya rüzgar tüneline yapılan testin detayları verilmiştir. Tez çalışması kapsamında, yapılan simülasyonlar ve koşulları Çizelge 4.1 de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Farklı koşullarda yapılan simülasyonlar

Test	Motor devri (rpm)	Pompa devri (rpm)	Termostat pozisyonu	Motor suyu çıkış sıcaklığı (°C)	Ortam Sıcaklığı (°C)
1	600	912	Açık	-	-
2	1000	1520	Açık	-	-
3	1200	1824	Açık	-	-
4	1400	2128	Açık	-	-
5	1600	2432	Açık	-	-
6	1800	2736	Açık	-	-
7	2000	3040	Açık	-	-
8	2200	3344	Açık	-	-
9	2200	3344	Açık	71.9	20.3
10	1600	2432	Açık	78.3	20.3
11	1200	1824	Açık	74.4	20.1
12	2200	3344	Açık	81.1	30.3
13	1600	2432	Açık	88.5	29.8
14	1200	1824	Açık	83.3	29.5
15	2200	3344	Açık	85.9	35.5
16	1600	2432	Açık	91.8	34.9
17	1200	1824	Açık	84.4	34.8
18	2200	3344	Açık	91.4	41.6
19	1600	2432	Açık	97.3	40.8
20	1200	1824	Açık	94.9	40.0

4.1 Araç Testi ve Sonuçları (2007)

2007 yılında, test ekibi tarafından araç üzerinde çeşitli noktalardan basınç ve debi ölçümleri alınmıştır. Araç üzerinde, termostat tam açık pozisyonda iken, 8 farklı motor ve pompa devrinde radyatör giriş hortumu üzerinden debi ölçümü, taşıma kabı dönüş hortumu üzerinden debi ölçümü ve pompa çıkışından basınç ölçümü alınmıştır (Şekil 4.1). Ölçüm sonuçları çizelge 4.2 de verilmiştir. Her bir testin koşulları için Çizelge 4.1 e bakılmalıdır. Ölçümlerin açık termostat ile yapılmasının sebebi, soğutma performans testlerinin genellikle tam açık termostat ile yapılmasıdır. Böylece, radyatör üzerinden maksimum debi geçtiğinde, ne kadar ısı atma kapasitesine sahip olduğu, sistem olarak motorda yanma sonucunda meydana gelen fazla ısınn atılmasında yeterli gelip gelmeyeceği test edilmektedir. Soğutma perofrmansı testlerindeki sistem kapasitesi, hangi debi ve basınç şartlarında gerçekleştiğini anlayabilmek için, bu ölçümler alınmıştır.



Şekil 4.1 : Araç üzerinde ölçüm alınan noktalar

Çizelge 4.2 : 2009 Yılında araç üzerinden alınan basınç ve debi ölçümleri

Test	Motor devri (rpm)	Pompa devri (rpm)	Pompa çıkış mutlak basınç (mbar)	Radyatör giriş debisi (m ³ /h)	Taşıma kabı dönüş debisi (m ³ /h)
1	600	912	1135	3.30	0.149
2	1000	1520	1338	6.45	0.246
3	1200	1824	1486	8.10	0.296
4	1400	2128	1654	9.80	0.345
5	1600	2432	1854	11.55	0.394
6	1800	2736	2073	13.25	0.441
7	2000	3040	2312	15.05	0.489
8	2200	3344	2571	16.85	0.538

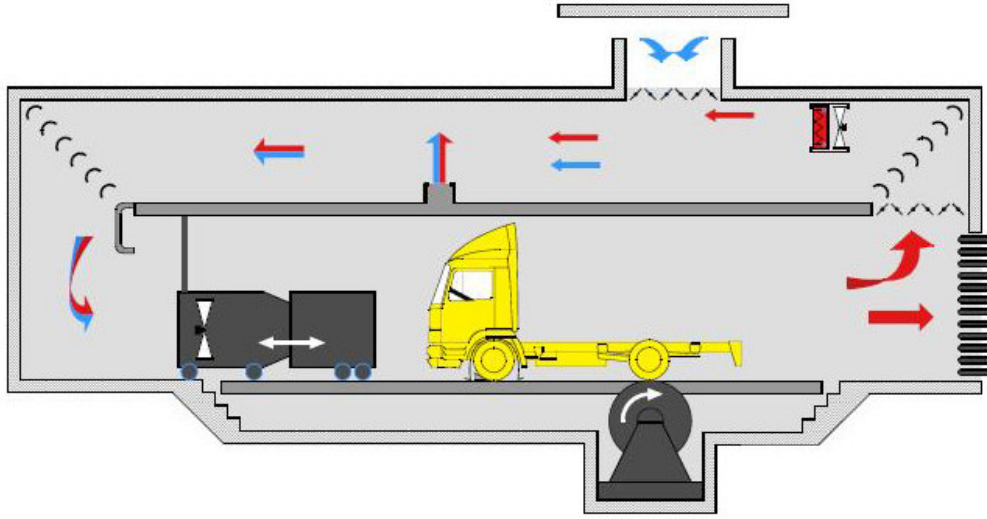
4.2 Rüzgar Tüneli Testi ve Sonuçları (2007)

Rüzgar tüneli, hava gibi hareketli bir gaz içinde bulunan katı cisimlere gain uyguladığı etkinin incelenmesi, araştırılması ve yorumlanması için tasarlanmış, içindeki havanın hareket ettirildiği ve hızının ayarlanabildiği tünellere denir. Hava tünelleri içine yerleştirilen gerçek ya da küçültülmüş boyuttaki parça ve araçların aerodinamik niteliklerinin, denetlenebilen koşullar altında denenmesinde kullanılmaktadır. [13]

Otomotiv sektöründe rüzgar tünelleri, istenilen sınır şartları sağlanarak soğutma performansı testleri, klima performansı testleri, araç ısı yönetimi testleri, egzost sistemi testlerinin yapılmasında tercih edilmektedir.

2007 yılında, 400 beygir gücünde Cargo aracıyla Almanya’da bir rüzgar tünelinde yapılan soğutma performansı testleri sonucunda, radyatör çıkışından alınan soğutma sıvısı sıcaklık ölçümleri değerlendirilerek, seçilen radyatörün ve soğutma sisteminin motorda yanma sonucu ortaya çıkan fazla ısının atılmasında yeterli olduğuna karar

verilmiştir (Şekil 4.2 ve Şekil 4.3). Rüzgar tüneli ölçümleri Çizelge 4.3 de verilmiştir. Çizelge 4.3 deki testlerin koşulları için, çizelge 4.1 e bakılmalıdır.



Şekil 4.2 : Almanya Behr rüzgar tüneli



Şekil 4.3 : Behr rüzgar tüneline yapılan test

Çizelge 4.3 : Rüzgar tüneline alınan sıcaklık ölçümleri

Test	Motor devri (rpm)	Termostat pozisyonu	Ortam Sıcaklığı (°C)	Motor Suyu Çıkış Sıcaklığı (°C)	Radyatör Çıkış Sıcaklığı (°C)
9	2200	Açık (1)	20.3 °C	71.9 °C	63.6 °C
10	1600	Açık (1)	20.3 °C	78.3 °C	67.8 °C
11	1200	Açık (1)	20.1 °C	74.4 °C	63.1 °C
12	2200	Açık (1)	30.3 °C	81.1 °C	72.5 °C
13	1600	Açık (1)	29.8 °C	88.5 °C	78.1 °C
14	1200	Açık (1)	29.5 °C	83.3 °C	72.3 °C
15	2200	Açık (1)	35.5 °C	85.9 °C	77.3 °C
16	1600	Açık (1)	34.9 °C	91.8 °C	81.2 °C
17	1200	Açık (1)	34.8 °C	84.4 °C	77.7 °C
18	2200	Açık (1)	41.6 °C	91.4 °C	82.9 °C
19	1600	Açık (1)	40.8 °C	97.3 °C	86.8 °C
20	1200	Açık (1)	40.0 °C	94.9 °C	84.0 °C

4.3 Simülasyon Sonuçları

Çizelge 4.1 de verilen 20 farklı test koşullarında, Flowmaster programında oluşturulan soğutma sistemi modeli çalıştırılmıştır. Bölüm 4.1 ve Bölüm 4.2 de ölçüm yapılan noktalardan, simülasyon sonuçları elde edilmiştir (Çizelge 4.4). Çizelge 4.4 , Bölüm 4.1 ve Bölüm 4.2 deki test sonuçları ile karşılaştırıldığında, pompa çıkışındaki basınç sonuçlarının testten alınan ölçümlere oldukça yakın olduğu gözlenmiştir (Şekil 4.4). Program çıktısı olarak alınan debi ve basınç sonuçları, ölçüm sonuçları ile karşılaştırıldığında, ölçüm sonuçlarına düşük hata oranıyla yaklaşıldığı gözlemlenmiştir. Radyatör üzerinden geçen debi miktarı, soğutma sistemini doğrudan etkileyen, oldukça önemli bir parametredir. Radyatör üzerinden geçen soğutucu sıvının debisi arttıkça, sistem üzerinden atılan ısı miktarı artmakta, soğutma sistemi daha verimli bir şekilde çalışmaktadır. Radyatör üzerinden geçen sıvının debisi nispeten düşük olduğu durumlarda, sistemden atılan ısı miktarı önemli

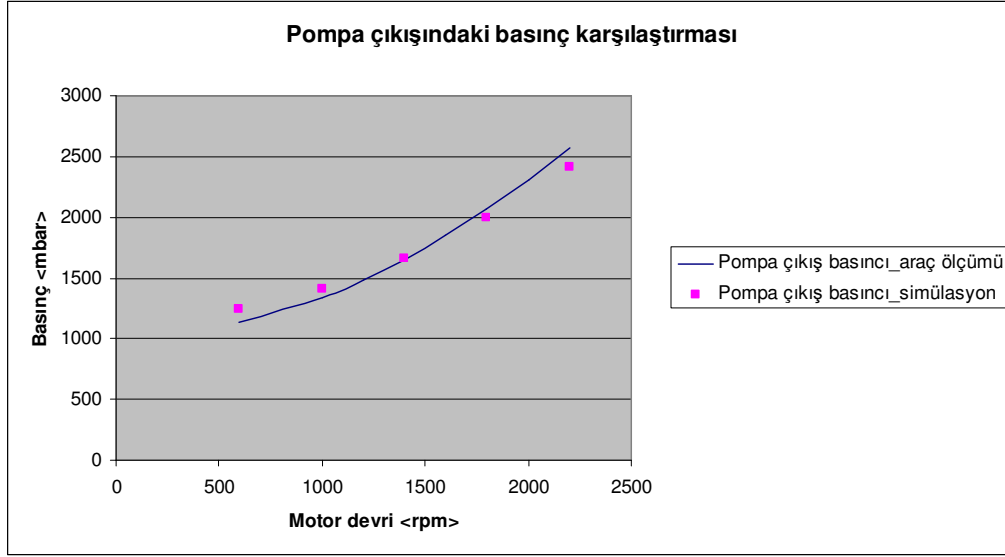
derecede azalmaktadır. Radyatör giriş debisi sonuçları, Bölüm 4.1 deki ölçümlerle karşılaştırıldığında, simülasyon sonuçları test sonuçları örtüşmektedir (Şekil 4.5).

Çizelge 4.4 : Simülasyon Sonuçları

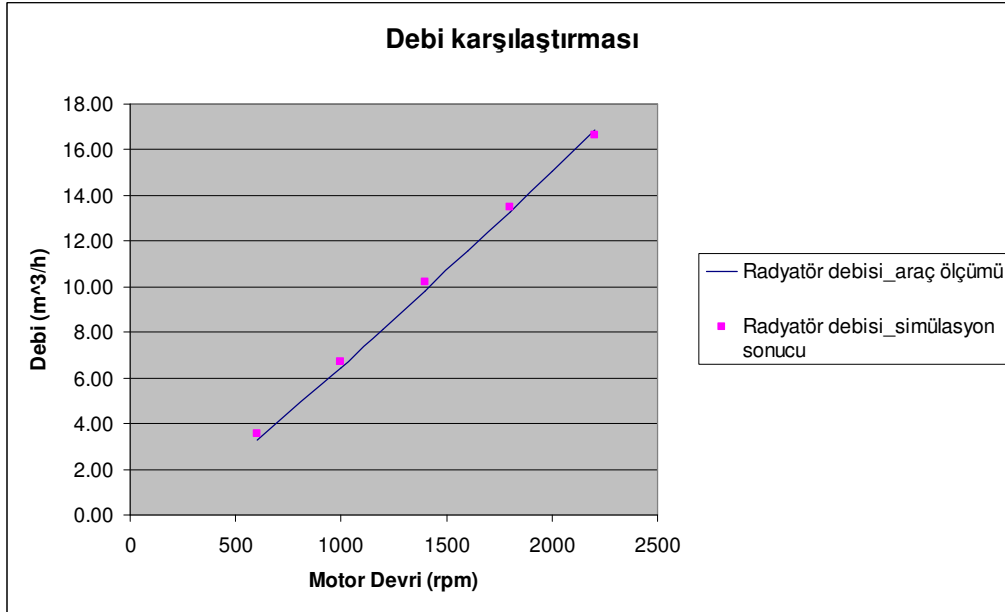
Test	Motor devri (rpm)	Pompa çıkış mutlak basınç (mbar)	Radyatör giriş debisi (m3 /h)	Taşıma kabı dönüş debisi (m3 /h)	Radyatör Çıkış Sıcaklığı (°C)
1	600	1240.5	3.5651556	0.0106	-
2	1000	1411.06	6.735744	0.115	-
3	1200	1523.72	8.652437	0.143	-
4	1400	1662.88	10.187964	0.184	-
5	1600	1753.87	11.76214	0.236	-
6	1800	1999.02	13.47462	0.249	-
7	2000	2256.92	15.078964	0.275	-
8	2200	2417.52	16.638444	0.311	-
9	2200	-	-	-	66.3
10	1600	-	-	-	67.5
11	1200	-	-	-	67.6
12	2200	-	-	-	73.9
13	1600	-	-	-	81.7
14	1200	-	-	-	74.7
15	2200	-	-	-	77.9
16	1600	-	-	-	84
17	1200	-	-	-	75.6
18	2200	-	-	-	82.5
19	1600	-	-	-	86.1
20	1200	-	-	-	84.0

Modelin bu aşamada %100 doğrulukta bilgi vermese de, yapılan çeşitli değişiklikleri doğrulayıp, ilerleyebilmek için öngörude bulunmaya yardımcı olacağı anlaşılmaktadır. Taşıma kabı dönüşündeki debilerde ise , birbirine yakın sonuçlar

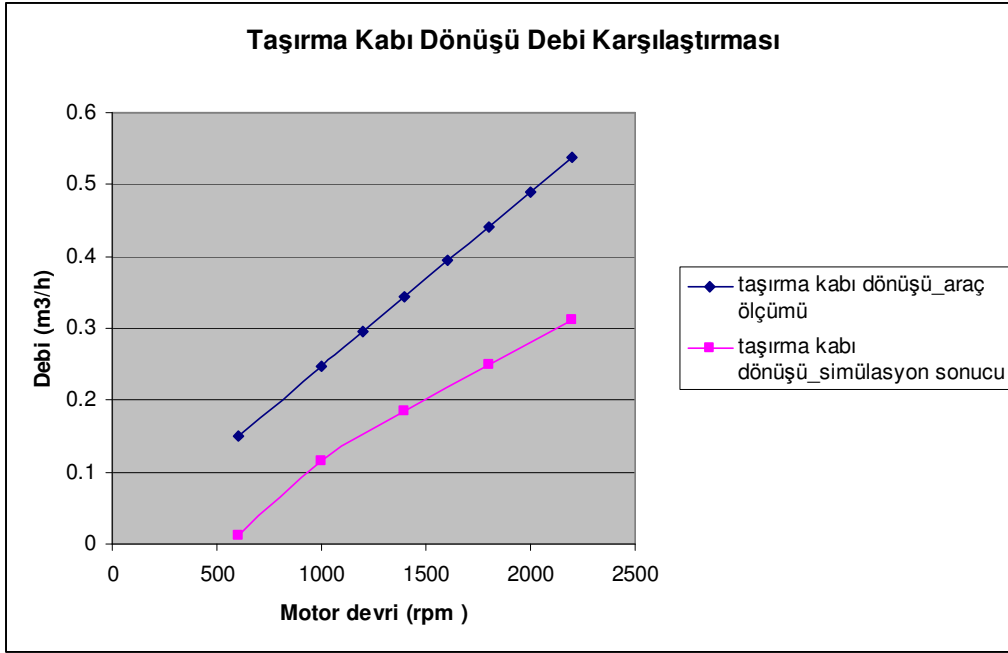
elde edilememiştir (Şekil 4.6). Taşıma kabı dönüş hattında çeşitli değişiklikler yapılarak, test datasına yakın sonuçlar elde etmek, modelin korelasyonu açısından faydalı olacaktır. Ancak bu tez çalışması kapsamında, radyatör performansı da irdeleneceğinden, taşıma kabı dönüşündeki debi hatası ihmal edilmiştir. Radyatör giriş bölümündeki debilerin yakınlığı, radyatör çıkış sıcaklığı sonuçlarını karşılaştırmak için yeterli görülmüştür.



Şekil 4.4 : Pompa çıkışındaki basınç değerlerinin karşılaştırılması

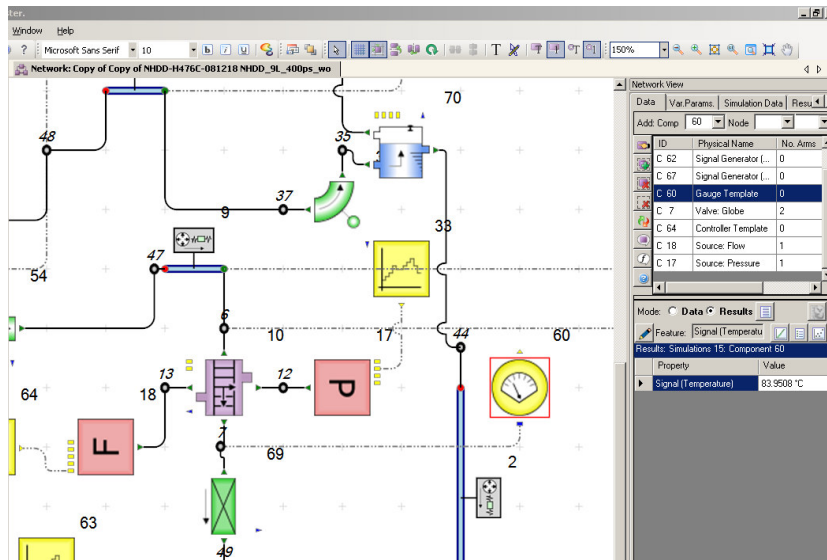


Şekil 4.5 : Radyatör girişindeki debilerin karşılaştırılması



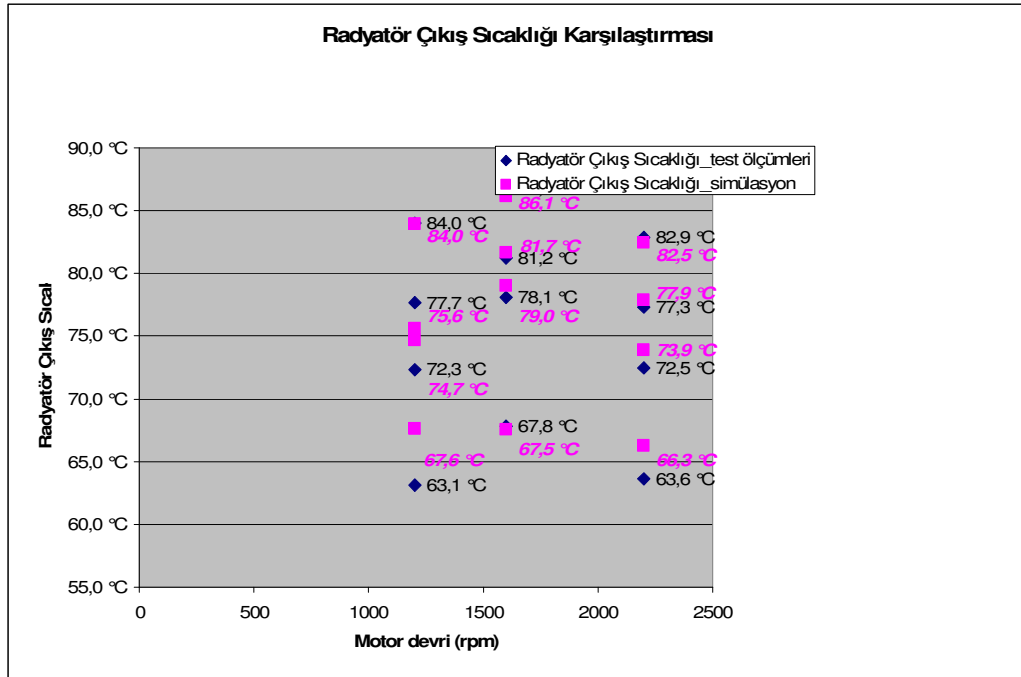
Şekil 4.6 : Taşıma kabı dönüş hattındaki debi değerlerinin karşılaştırılması

Çizelge 4.5 deki test 12 ile test 20 arasında alınan sonuçlar, programa input olarak, motor devri ,termostat pozisyonu ve motor çıkış suyu sıcaklığı verilerek radyatör çıkışındaki su antifiriz karışımının sıcaklık sonuçları alınarak toplanmıştır (Şekil 4.7). Sonuçlar Bölüm 4.2 deki ölçümlerle karşılaştırarak incelendiğinde, yüksek motor suyu sıcaklıklarında oldukça yakın sonuçlar elde edilmiştir (Çizelge 4.4).



Şekil 4.7 : Radyatör çıkışından alınan sıcaklık sonuçları

Motor suyu sıcaklığının üst limiti gözönünde bulundurularak, rüzgar tüneline alınan sonuçlar irdelenmiş, ve soğutma kapasitesinin yeterli olduğu sonucuna varılmıştır. Simülasyon sonuçları irdelendiğinde, radyatöre giren debi miktarı, ve pompa çıkışındaki basınç miktarı araç üzerinden alınan ölçümlere oldukça yakın sonuçlar vermiştir. Radyatör performansını etkileyen en önemli parametre, üzerinden geçen hava hızı, içinden geçen soğutucu sıvının debisi ve sistemdeki basınçtır. Bu sebeple, radyatör girişindeki debi ve pompa çıkışındaki basınç değerleri, test ölçümlerine çok yakın olduğundan, simülasyon sonucunda elde edilecek olan radyatör performansının da, gerçeğe oldukça yakın olması beklenen bir durumdur. Simülasyon sonuçlarının, ölçümlere yakın olması, test sonucunda verilen soğutma sistemi kapasitesinin yeterli olduğu sonucunu da doğrulamaktadır (Şekil 4.8).



Şekil 4.8 : Radyatör çıkışından alınan sıcaklık sonuçlarının karşılaştırılması

5. ÖNERİLER

Modelin test ölçümleri ile korelasyonu ne kadar hassas yapılırsa, simülasyon sonucunda elde edilen değerler gerçeğe o kadar yakın olmaktadır. Programın input olarak girilen komponentlerin performans dataları, genellikle araç üzerinden alınmış değerler değil, imalatçıların rig üzerinde sadece komponentin kendisini test ederek topladığı değerler olduğu için, modele tüm inputlar girildikten sonra, gerçekten bir miktar sapma göstermesi beklenen bir durumdur. Ancak bu durum, yeterli sayıda ölçülmüş araç ölçüm datası ile model korelasyonu yapıldıktan sonra, ihmal edilebilir seviyeye indirilebilir.

Araç programlarında, simülasyonun önemi oldukça büyüktür. Günümüz otomotiv sektöründe, rekabetin oluşturduğu koşullar, problemlerin çok kısa sürede tespiti ve giderilmesini gerektirmektedir. Bu sebeple, bilgisayar destekli mühendislik son yıllarda oldukça gelişmiş, artık neredeyse test yapmadan, sadece simülasyon yaparak komponentleri doğrulayıp tasdik etmek mümkündür. Özellikle programların başlangıç aşamalarında, prototiplerle çalışılmak durumunda olduğundan, gerçek testler ile deneme yanılma sonucu doğru sistem tasarımını bulmak oldukça maliyetli ve zaman alan bir süreçtir. Bunun yanı sıra, simülasyon sonuçlarından doğru bir şekilde faydalanmak ve emin olmak için, modele girdi olarak verilen komponent bilgileri ve komponentlerin performans datalarının doğruluğundan emin olmak gereklidir. Model, verilen bilgileri nümerik yöntemleri kullanarak hesaplama yapan bir araçtır, doğru girilen bilgiler doğru sonuçlar elde edilmesini sağlarken, yanlış girilen bilgiler, mühendisleri yanlış yönlendirebilir. Soğutma sistemi açısından incelediğimizde, soğutma devresine eklenecek herhangi bir komponentin debileri nasıl etkileyeceği, diğer komponentlerin performansını ne kadar düşüreceği oldukça önemli bir bilgidir. Bu bilgiyi test ederek edinmek, hem maliyetli hem de zaman alan bir süreçtir. Bu tez çalışması kapsamında yapıldığı gibi, bir boyutlu bir sistem simülasyonu ile, oldukça kısa bir sürede, yapılacak değişiklik ve etkileri hakkında öngöründe bulunmak ise oldukça pratiktir. Ancak yanlış bilgiler modele girildiğinde, elde edilen sonuçlar çalışmayı yanlış yönlendirebilir.

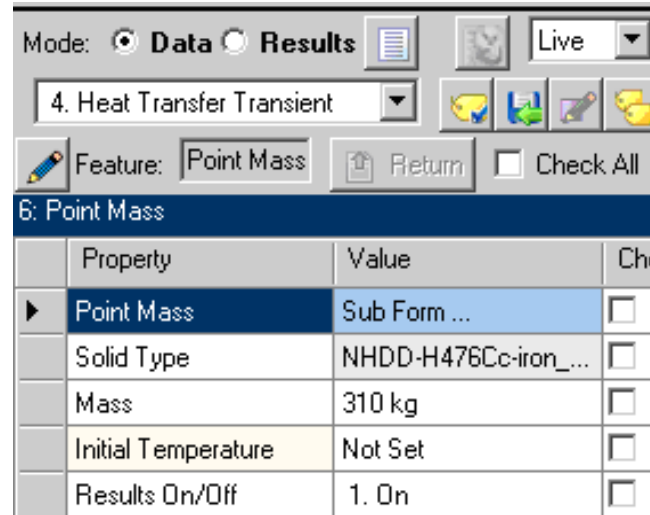
KAYNAKLAR

- [1] **Url-1** <http://tr.wikipedia.org/wiki/Otomobilin_tarihi>, alındığı tarih 29.03.2010.
- [2] **Url-2** < <http://tr.wikipedia.org/wiki/Viskozite> >, alındığı tarih 10.02.2010.
- [3] **Miller, D.S.** (1990). Internal Flow Systems, Second Edition, s. 5-80, BHR Group Limited, Bedford.
- [4] **Url-3** <<http://www.toekomstopwielen.be/images/technique/koeling.swf>>, alındığı tarih 15.02.2010.
- [5] **Url-4** <http://www.tercelreference.com/tercel_info/component_library>, alındığı tarih 29.03.2010.
- [6] **White, F.M.** (2005). Akışkanlar Mekaniği (çev. E.Ayder, K.Kırkköprü), 2.basım, s.881-885, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- [7]**Url-5** <<http://429mustangcougarinfo.50megs.com/WaterPumpD00Eimpeller.jpg>>, alındığı tarih 29.03.2010.
- [8]**Url-6** <<http://www.auto-repair-help.com/images/articles/thermostat.jpg>>, alındığı tarih 29.03.2010.
- [9] **Bohacz, R.T.** (2007). Engine Cooling Systems, s. 15-66, Penguin Group Inc., New York.
- [10] **Url-7** <<http://www.f150online.com/galleries/images/3376-4889-153855.jpg>>, alındığı tarih 29.03.2010.
- [11] **Url-8** <<http://www01.smgov.net/epd/SP/greenoffice/vehicle/antifreeze.gif>>, alındığı tarih 29.03.2010.
- [12] **Beal, R.E.** (1993). Engine Coolant Testing, Third Volume, s. 6-10, ASTM, Philadelphia.
- [13] **Url-9** < http://tr.wikipedia.org/wiki/R%C3%BCzgar_t%C3%BCneli>, alındığı tarih 26.04.2010

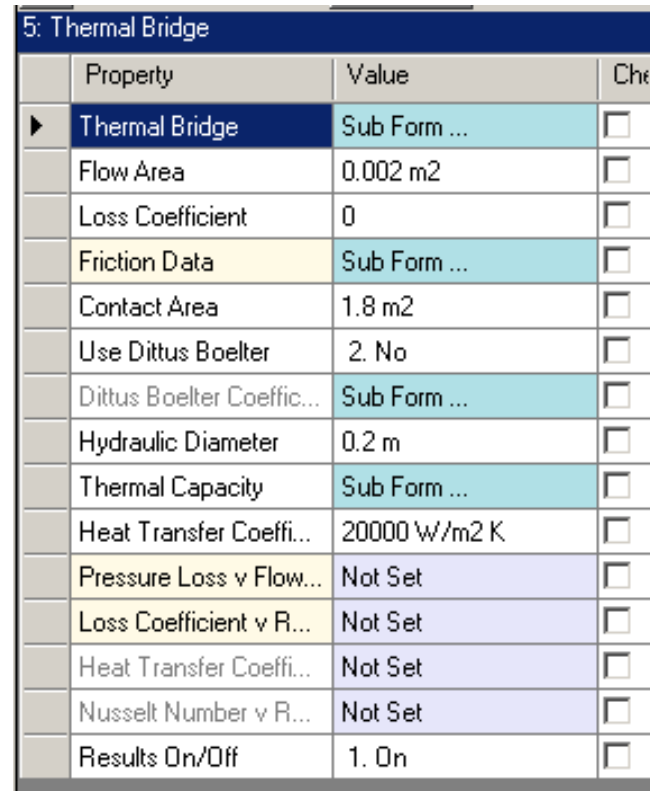
EKLER

EK A.1 : Flowmaster Programına Girilen Bilgiler

EK A.1



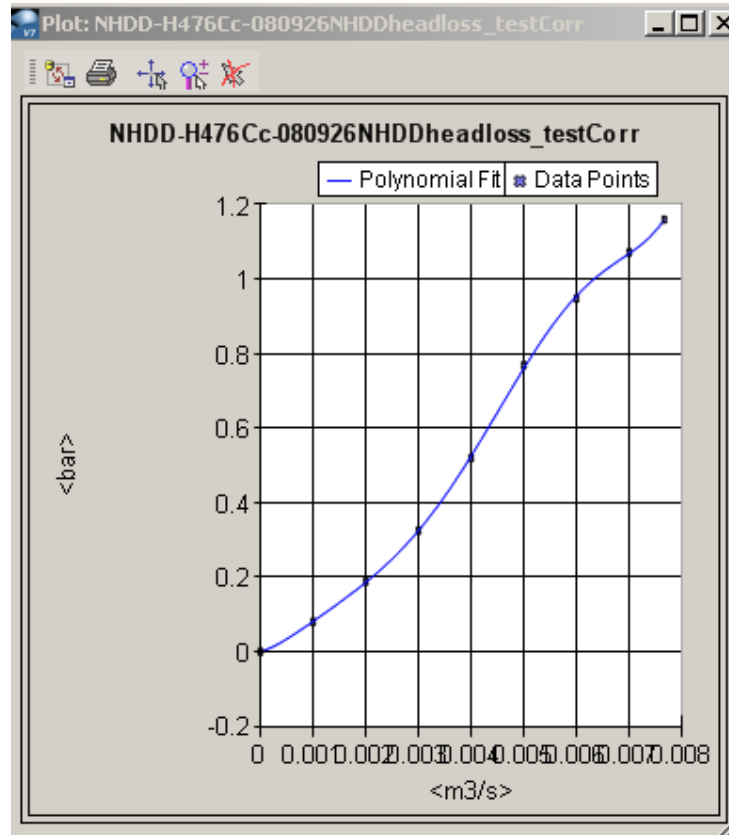
Şekil A.1 : Motor modellemesinde kullanılan noktasal kütle kaynağı



Şekil A.2 : Motor modellemesinde kullanılan termal köprü

16: Loss: Discrete			
	Property	Value	Chk
	Loss: Discrete	Sub Form ...	☐
	Cross-sectional Area	0.0014 m2	☐
	Forward Loss Coeffic...	Not Set	☐
	Reverse Flow Loss C...	1	☐
	Vapour Pressure	0.02062 bar	☐
	Thermal Capacity	Sub Form ...	☐
	Hydraulic Diameter	Not Set	☐
	Component Expansion	Sub Form ...	☐
	Visualiser and Segm...	Sub Form ...	☐
	Profile Parameter Opt...	Not Set	☐
	Profile Factor Evalua...	Not Set	☐
▶	Forward Pressure Lo...	NHDD-H476Cc-0809...	☐
	Reverse Press Loss ...	Not Set	☐
	Forward Pressure Lo...	Not Set	☐
	Reverse Press Loss ...	Not Set	☐
	Forward Loss Coeffic...	Not Set	☐
	Reverse Loss Coeffi...	Not Set	☐
	Forward Pressure Lo...	Not Set	☐
	Reverse Press Loss ...	Not Set	☐
	Forward Pressure Lo...	Not Set	☐
	Reverse Press Loss ...	Not Set	☐
	Volume Change (dV/...	Not Set	☐
	Profile Factor v \widetilde{w}idt...	Not Set	☐
	Results On/Off	1. On	☐

Şekil A.3 : Motor modellemesinde kullanılan kayıp elemanı



Şekil A.4 : Motor modellemesinde kullanılan kayıp eğrisi

Mode: ☒ Data ☐ Results

2. Heat Transfer Steady State

Feature: Valve: Glo

8: Valve: Globe

Property	Value	Check
Valve: Globe	Sub Form ...	☐
Diameter	0.035 m	☐
Position	0 ratio	☐
Volumetric Flow Rate	Not Set	☐
Loss Coefficient v D...	NHDD-H476Cc-NHD...	☐
Correction for Re<=1...	Laminar/Turbulent L...	☐
Results On/Off	1. On	☐

Şekil A.5 : Termostat modellemesinde kullanılan valf 1

Feature: Valve: Glo Return ☐ Check All

7: Valve: Globe

	Property	Value	Check
▶	Valve: Globe	Sub Form ...	☐
	Diameter	0.035 m	☐
	Thermal Capacity	Sub Form ...	☐
	Position	1 ratio	☐
	Loss Coefficient γ 0...	Thermostat_losscoeff...	☐
	Correction for $Re \leq 1...$	Laminar/Turbulent L...	☐
	Results On/Off	1. On	☐

Şekil A.6 : Thermostat modellemesinde kullanılan valf 2

1: Pump: Radial Flow			
	Property	Value	Check
	Pump: Radial Flow	Sub Form ...	☐
	Rated Flow	0.00583 m ³ /s	☐
	Rated Head	12.19 m	☐
	Rated Speed	3344 rpm	☐
	Rated Power	1 kW	☐
	Rated Efficiency	Not Set	☐
	Pump Inertia	0.001 kg m ²	☐
	Motor Inertia	0.001 kg m ²	☐
	Speed Ratio	1	☐
	Friction Torque	0 N m	☐
	Thermal Capacity	Sub Form ...	☐
	Initial Speed	1000 rpm	☐
	Initial Logic State	1. Motor On - Co...	☐
	Switch Time	Not Set	☐
	Logic State	-1. Running at C...	☐
	Switch Time	Not Set	☐
	Logic State	0. Motor Off - Pu...	☐
	Switch Time	Not Set	☐
	Logic State	0. Motor Off - Pu...	☐
	Switch Time	Not Set	☐
	Logic State	0. Motor Off - Pu...	☐
	Switch Time	Not Set	☐
	Logic State	0. Motor Off - Pu...	☐
	Switch Time	Not Set	☐
	Logic State	0. Motor Off - Pu...	☐
	Switch Time	Not Set	☐
	Logic State	0. Motor Off - Pu...	☐
	Switch Time	Not Set	☐
	Logic State	0. Motor Off - Pu...	☐
	Suter Head Curve	NHDD_Ecotorq_...	☐
	Suter Torque Curve	Suter Torque Par...	☐

Şekil A.7 : Su pompasına ait girilen bilgiler

17: Source: Pressure			
	Property	Value	Check
►	Source: Pressure	Sub Form ...	☐
	Liquid Type	Dry Air as real gas	☐
	Humid Air Calculation...	Not Set	☐
	Pressure defined at:	Not Set	☐
	Visualiser and Segm...	Sub Form ...	☐
	Total Pressure	1 bar	☐
	Constant Temperature	80 °C	☐
	Total Pressure v Time	Not Set	☐
	Temperature v Time	Not Set	☐
	Results On/Off	1. On	☐
	External Model Boun...	Sub Form ...	☐
	Humidity - Source	Sub Form ...	☐

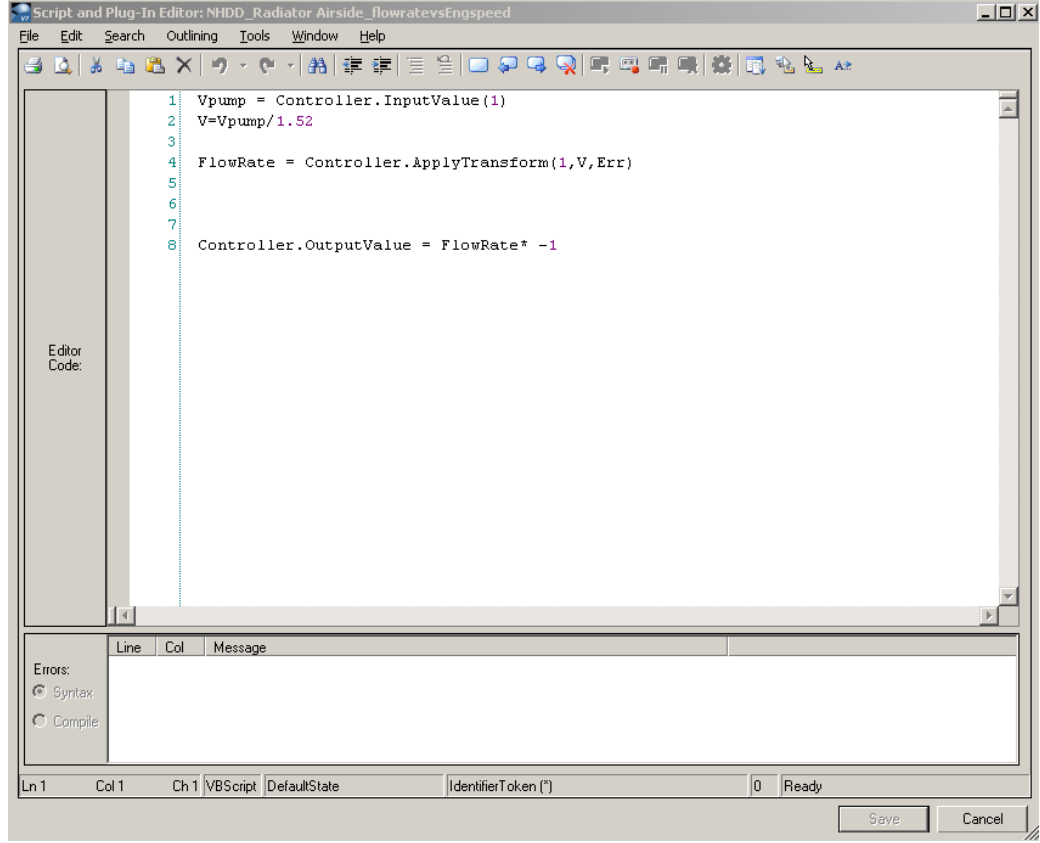
Şekil A.8 : Radyatör basınç kaynağı

62: Signal Generator (Tabular)			
	Property	Value	Check
►	Signal Generator	Sub Form ...	☐
	Repeat after Time Int...	Not Set	☐
	Output Quantity	34. Rotational Speed	☐
	1st Time	0 s	☐
	Signal at 1st Time	2128 rpm	☐

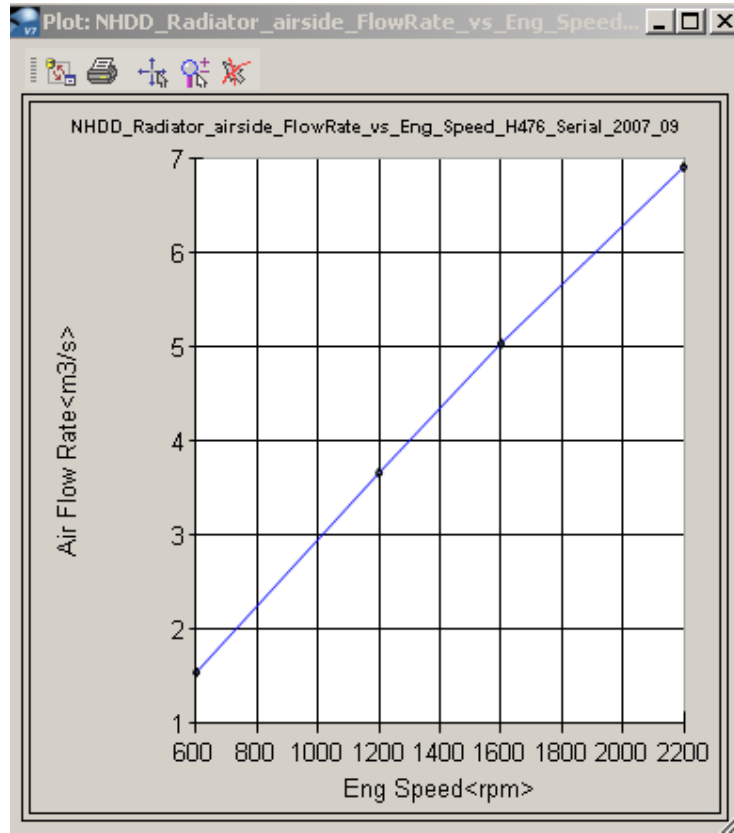
Şekil A.9 : Radyatör modellenirken kullanılan sinyal üretici

64: Controller Template			
	Property	Value	Check
	Controller Template	Sub Form ...	☐
	Algorithm Type	2. Script or Equation	☐
	Script / Equation Ide...	NHDD_Radiator Airsi...	☐
	Output Quantity	19. Volumetric Flow ...	☐
	Output Initial Value	1 m3/s	☐
	Output Clipping - Mini...	-10 m3/s	☐
	Output Clipping - Ma...	10 m3/s	☐
	Plot Window Number	Not Set	☐
	Plot Window Title		☐
	Real Data 1	Not Set	☐
	Real Data 2	Not Set	☐
	Real Data 3	Not Set	☐
	Real Data 4	Not Set	☐
	Real Data 5	Not Set	☐
	Real Data 6	Not Set	☐
	Real Data 7	Not Set	☐
	Real Data 8	Not Set	☐
	Real Data 9	Not Set	☐
	Real Data 10	Not Set	☐
	Output Transform	Not Set	☐
►	Data Curve 1	NHDD_Radiator_airs...	☐
	Data Curve 2	Not Set	☐

Şekil A.10 : Radyatör modellenirken kullanılan kontrolör için girilen bilgiler



Şekil A.11 : Motor rpm I ile pompa rpm I arasındaki orantıyı belirleyen bağıntı



Şekil A.12 : Motor rpm ine bağlı olarak radyatör önünden geçen hava hızı grafiği

18: Source: Flow			
	Property	Value	Chk
►	Source: Flow	Sub Form ...	☐
	Liquid Type	Dry Air as real gas	☐
	Humid Air Calculation...	Not Set	☐
	Visualiser and Segm...	Sub Form ...	☐
	Vol. Liquid Flow Rate	Not Set	☐
	Constant Temperature	Not Set	☐
	Volumetric Flow Rate...	Not Set	☐
	Temperature v Time	Not Set	☐
	External Model Boun...	Sub Form ...	☐
	Humidity - Source	Sub Form ...	☐

Şekil A.13 : Radyatör üzerinden hava akışını temsil eden eleman

72: Heat-Exchanger: Radiator			
	Property	Value	
	Pipe Area 1	0.01 m2	
	Hydraulic Diameter d1	Not Set	
	Loss Coefficient 2	1	
	Pipe Area 2	0.6627 m2	
	Hydraulic Diameter d2	Not Set	
	Thermal Duty	Not Set	
	Hot Stream Tempera...	Not Set	
	Cold Stream Temper...	Not Set	
	Thermal Effectiveness	Not Set	
	Hot Side Reference ...	Not Set	
	Air Side Reference A...	Not Set	
	Overall Heat Transfe...	Not Set	
	Number of Tube Rows	Not Set	
	Path 1->2 Thermal C...	Sub Form ...	
	Path 3->4 Thermal C...	Sub Form ...	
	Visualiser and Segm...	Sub Form ...	
	Tube Type	Not Set	
	Profile Parameter Opt...	Not Set	
	Profile Factor Evalua...	Not Set	
	Press Loss v Flow R...	NHDD-H476Cc-NHD...	
	Press Loss v Flow R...	Not Set	
	Press Loss v Velocity...	Not Set	
	Press Loss v Velocity...	Not Set	
	Loss Coefficient 1 v ...	Not Set	
	Loss Coefficient 2 v ...	Not Set	
	Effectiveness v Mas...	Not Set	
	Effectiveness v Volu...	Not Set	
	q/ITD.Area v Mass F...	NHDD-H476_Q/ITD...	
	Effectiveness v NTU...	Not Set	
	Nusselt Number v R...	Not Set	
	Profile Factor v Widt...	Not Set	
	Results On/Off	1. On	

Şekil A.14 : Radyatör elemanına girilen bilgiler

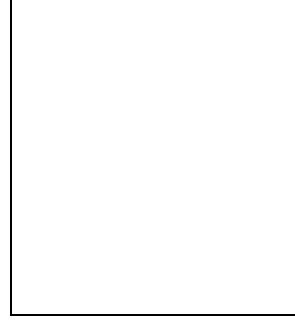
17: Source: Pressure			
	Property	Value	Check
►	Source: Pressure	Sub Form ...	☐
	Liquid Type	Dry Air as real gas	☐
	Humid Air Calculation...	Not Set	☐
	Pressure defined at:	Not Set	☐
	Visualiser and Segm...	Sub Form ...	☐
	Total Pressure	1 bar	☐
	Constant Temperature	80 °C	☐
	Total Pressure v Time	Not Set	☐
	Temperature v Time	Not Set	☐
	Results On/Off	1. On	☐
	External Model Boun...	Sub Form ...	☐
	Humidity - Source	Sub Form ...	☐

Şekil A.15 : Radyatör basınç elemanı

11: Reservoir: 3-arm			
	Property	Value	Check
►	Reservoir: 3-arm	Sub Form ...	☐
	Branch 1 Outflow Loss Coeff.	100	☐
	Branch 1 Inflow Loss Coeff.	1	☐
	Branch 1 Pipe Diameter	0.006 m	☐
	Branch 1 Height Above Base	0.2 m	☐
	Branch 2 Outflow Loss Coeff.	100	☐
	Branch 2 Inflow Loss Coeff.	1	☐
	Branch 2 Pipe Diameter	0.025 m	☐
	Branch 2 Height Above Base	0.001 m	☐
	Branch 3 Outflow Loss Coeff.	1	☐
	Branch 3 Inflow Loss Coeff.	1	☐
	Branch 3 Pipe Diameter	0.006 m	☐
	Branch 3 Height Above Base	0.2 m	☐
	Height of Top Above Base	0.15 m	☐
	Base Level above Reference	1 m	☐
	Horizontal Cross-sectional Ar...	0.04 m2	☐
	Surface Pressure	1.013 bar	☐
	Initial Liquid Level	0.2 m	☐
	Initial Temperature	Not Set	☐
	Maximum Pressure	1.2 bar	☐
	Liquid Type	Glycol/Water (50/50) Co...	☐
	Thermal Capacity	Sub Form ...	☐
	Heat Transfer Data	Sub Form ...	☐
	Controlled Temperature	Not Set	☐
	Horizontal Cross-sectional Ar...	Not Set	☐
	Volume v Height	Not Set	☐
	Ambient Temperature v Time	Not Set	☐
	Results On/Off	1. On	☐

Şekil A.16 : Taşırma kabı modellenirken girilen bilgiler

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Türkan Edege

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul / 08.12.1984

Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği

Yayın Listesi:

- Çetrez, M., Balta, B., Edege T., 2009: Ford I5 Engine Cooling System Design. SAE World Congress & Exhibition, April 2007 Detroit, USA.