

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEK SİLİNDİRLİ BİR GEMİ DİSEL MOTORUNUN HAVA VE
EGZOST BORULARINDAKİ SÜREKSİZ GAZ AKIŞININ
BİLGİSAYAR YARDIMIYLA İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gemi Mak. Müh. Tamer YILMAZ

İSTANBUL, 1993

ÖNSÖZ

Motorların, gaz dinamiği teorileri kullanılarak modellenmesi, çok uzun süredir, bilim adamları tarafından, üzerinde çalışılan bir konudur. "Path line"ların ve "path line stream"lerinin kullanılması ise oldukça yeni ve güncel bir konudur. Beni bu konuda çalışmaya yönelten, ve her türlü teşvik, yardım ve yönlendirmelerini esirgemeyen, değerli hocam Sayın Y. Doç. Dr. O. Salim SÖĞÜT'e teşekkür ederim.

Tez hazırlama aşamasında, bana maddi, manevi yardımlarını esirgemeyen, başta değerli arkadaşım Sayın Ar. Gör. Hüseyin Yılmaz olmak üzere tüm çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

İstanbul

Haziran, 1993

Tamer YILMAZ

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
Şekillerin Listesi	1
Notasyon Listesi	4
Özet	7
Abstract	9
BÖLÜM 1 GİRİŞ	10
BÖLÜM 2 YAPILMIŞ ÇALIŞMALAR	12
BÖLÜM 3 TEORİK ANALİZ	16
3.1. Temel Denklemler	16
3.2. Boyutsuzlaştırılmış Karakteristik Denklemler	27
3.3. Homantropik Olmayan Denklemlerin Nümerik Çözümü	33
3.4. Sınır Koşulu Teorileri	46
BÖLÜM 4 BİLGİSAYAR PROGRAMININ TANITILMASI	55
4.1. Bilgisayar Programını Oluşturan Ana ve Alt Programlar	57
4.2. Bilgisayar Programında Data olarak Kullanılan KRG-5 Diesel Motorunun Tanıtılması	59
BÖLÜM 5 YOL ÇİZGİLERİ VE YOL ÇİZGİSİ AKIMLARI	62
BÖLÜM 6 GRAFİK BİLGİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ	65
BÖLÜM 7 SONUÇ VE ÖNERİLER	91
REFERANSLAR	93
EK 1 Bilgisayar Programının Listesi	97
EK 2 Kullanılan Data Dosyası	119
EK 3 AutoCAD İçin Script File Oluşturan Basic Programı Listesi	121
EK 4 AutoCAD'de Çerçeve İçin Kullanılan Script File	122
ÖZGEÇMİŞ	123

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Sayfa

BÖLÜM 3

ŞEKİL 3.1	Değişken Kesitli Kontrol Hacmi	16
ŞEKİL 3.2	x - t Düzleminde Karakteristikler	26
ŞEKİL 3.3	Hesaplama Şeması	36
ŞEKİL 3.4	Karakteristiklerin Ağ Gözü Üzerinde Değişimi	38
ŞEKİL 3.5	"Path Line"ların Ağ Gözü Noktaları Üzerindeki Değişimi	40
ŞEKİL 3.6	Sınırdaki λ'in Karakteristiği İçin Düzeltme	43
ŞEKİL 3.7	Silindirde Subapların Durumu ve Gaz Değişimi İşlemi	54

BÖLÜM 4

ŞEKİL 4.1	Kullanılan Bilgisayar Programının Akış Şeması	56
ŞEKİL 4.2.a.	KRG-5 Tipi Bergen Diesel Motoru Egzost Manifoldu Şematik Gösterimi	61
ŞEKİL 4.2.b.	3 Nolu Silindir İçin Teorik Model	61

BÖLÜM 5

ŞEKİL 5.1	Yol Çizgileri Ve Yol Çizgisi Akımlarını Gösteren Tipik Bir Pozisyon Diyagramı	64
-----------	--	----

BÖLÜM 6

ŞEKİL 6.1	Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	72
ŞEKİL 6.2	Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	73

	Sayfa
ŞEKİL 6.3 Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	74
ŞEKİL 6.4 Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	75
ŞEKİL 6.5 Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	76
ŞEKİL 6.6 Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	77
ŞEKİL 6.7 Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	78
ŞEKİL 6.8 Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	79
ŞEKİL 6.9 Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	80
ŞEKİL 6.10 Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	81
ŞEKİL 6.11 Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	82
ŞEKİL 6.12 Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	83
ŞEKİL 6.13 Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	84
ŞEKİL 6.14 Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	85
ŞEKİL 6.15 Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	86
ŞEKİL 6.16 Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	87

	<u>Sayfa</u>
ŞEKİL 6.17 Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	88
ŞEKİL 6.18 Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı	89
ŞEKİL 6.19. Gaz Değişimi İşlemi Boyunca Silindir, Hava ve Egzost Borularında Hesaplanan Gaz Basınçları	90



NOTASYON LİSTESİ

a	:Ses hızı
a_A	:Referans basıncına izantropik olarak genişleyen gazın ses hızı
a_{ref}	:Referans ses hızı
A	:Boyutsuz ses hızı, $(\frac{a}{a_{ref}})$
A_A	: a_A 'nın boyutsuz hali, $(\frac{a_A}{a_{ref}})$
c_p	:Sabit basınçta özgül ısı
c_v	:Sabit hacimde özgül ısı
D	:Çap
F	:Boru kesit alanı
f	:Sürtünme katsayısı
h	:Özgül entalpi
k	:Özgül ısılar oranı, $(\frac{c_p}{c_v})$
L	:Uzunluk
m	:Kütle
N	:Motor devir sayısı
P	:Basınç
P_{ref}	:Referans Basınç
q	:Birim zamanda birim kütle başına yapılan ısı transferi
Q	:Isı debisi
R	:Gaz sabiti
t	:Zaman
T	:Sıcaklık
u	:Gaz hızı
U	:Boyutsuz gaz hızı, $(\frac{u}{a_{ref}})$
V	:Hacim
W	:İş
x	:Uzunluk

x_{ref}	:Referans uzunluk
X	:Boyutsuz uzunluk
Z	:Boyutsuz zaman

Yunan Sembolleri

α	:Gaz antropisinin bir fonksiyonu olan karakteristik parametre, $(\frac{a_A}{a_{ref}})$
β	:Karakteristik parametre (Riemann değişkeni)
δ	:Artım, adım
ΔX	:Ağ gözü uzunluğu
ΔZ	:Zaman adımı
λ	:Karakteristik parametre (Riemann değişkeni)
μ	:Dinamik viskozite
θ	:Krank açısı
ρ	:Yoğunluk
τ_w	:Boru çeperindeki kesme kuvveti
ϕ	:Nozul dar boğaz kesit alanının, boru kesit alanına oranı
ψ	:Subap dar kesit alanının, boru kesit alanına oranı

İndisler

0	:Durma hali koşulları
b	:Boru sınırındaki koşullar
c	:Silindir
cr	:Kritik
i	:Giriş ilk değer
k, l	:Ağ gözü noktaları
ref	:Referans
t	:Boğaz koşulları

Üsler

' : $Z+\Delta Z$ zamanındaki değerler

* : Sınıra giren karakteristikler

Kısaltmalar

AÖN : Alt ölü nokta

EgSA : Egzost subapı açık

EgSK : Egzost subapı kapalı

EmSA : Emme subapı açık

EmSK : Emme subapı kapalı

ÜÖN : Üst ölü nokta

ÖZET

Sunulan bu çalışma, süreksiz gaz dinamiği teorileri kullanılarak tek silindri bir diesel motorun emme ve egzost sistemlerinin modellenmesini ele almaktadır. Teori, diesel motorlarının emme ve egzost borularındaki gaz akımının, tek boyutlu zamana bağlı ve değişken antropili olduğu prensibine dayanmaktadır. Modelleme sunucunda, lineer olmayan, hiperbolik, kısmi diferansiyel denklem sistemi elde edilmiştir. Bu sistem, "Karakteristikler Metodu" kullanılarak, nümerik çözüme uygun hale getirilmiştir. Çözüm için gerekli olan sınır şartları Bölüm 3'de anlatılmaktadır. Nümerik çözüm ise, "Sonlu Farklar Metodu" olarak bilinen "Mesh Metodu" ile yapılmıştır.

Bu çalışmada anlatılan yeni bir gelişme, Lagrange yaklaşımı kullanılarak, partikül yol çizgileri ve yol çizgisi akımlarının izlenmesi ve kimliklerinin korunmasıdır. Bir gemi diesel motoruna bu tekniğin uygulaması yapılmış, hava ve egzost borularındaki süreksiz gaz akımı grafik olarak ifade edilmiştir. Partikül yol çizgilerinin (path line) tanımlanması için, kütle sayıcı bir alt program kullanılmıştır. Bildirilen kütle, boru içersine girdiğinde yeni bir "path line" tanımlanmaktadır. Böylece iki "path line" arasında sabit kütleler taşınmaktadır. Bu sabit kütle şeritlerine, yol çizgisi akımları (path line streams) denilmektedir.

Çalışmada, Bergen KRG-5 tipi diesel motorun 3 nolu silindiri model olarak kullanılmıştır. Bunun nedeni bu silindirin, emme ve egzost borularının diğer silindirlere etkilenmemesi nedeniyle, tek silindri bir motor gibi simüle edilebilmesidir. Motorun, boru geometrisine ait bilgiler ref [17]'den elde edilmiştir. Motora ait teknik data bölüm 4'de verilmiştir.

Çalışmanın başlarında geniş bir literatür araştırması yapılmış, daha sonra ise ayrıntılı bir teorik analiz verilmiştir. Kullanılan simülasyon programı akış diyagramı verilerek anlatılmış, alt programlar tek tek açıklanmıştır. Geliştirilen programın listesi ekte verilmiştir.

Tezin ana konusunu oluşturan partikül yol çizgilerinin elde edilmesi için parametrik bir çalışma yapılmıştır. Bu parametrik çalışmada, motor özelliklerinden devir sayısı ve boru boyları değiştirilerek, program sonuçları elde edilmiştir. Bu parametrelerin emme ve egzost borularındaki gaz akımına etkileri, grafik bilgiler olarak sunulmuştur. Grafiklerin ayrıntılı olarak yorumlanması 6. bölümde ele alınmıştır.

Son olarak sonuçlar ve tartışmalar detaylı olarak verilmiştir.



ABSTRACT

This thesis describes a mathematical model of inlet and exhaust systems of diesel engines using gas dynamics theory. According to the theory, flow of the gases is one dimensional, dependent on time and non-homentropic in the exhaust and inlet systems. A detailed study connected this theory is presented in chapter 3.

A non-linear, hyperbolic, partially differential equation system was obtained to drive the mathematical model. The necessary boundary conditions to solve this equation system was presented in chapter 3. The Method of Characteristic applied to equations can be solved by numerical methods. After that, numerical solution was achieved by a finite difference scheme known as the Mesh Method

A new development in this study, using "path line" and "path line streams", is introduced to show flowing of gases in exhaust and inlet pipes. A subroutine was added to main simulation program to introduce of the "path lines" to pipes. This routine counts and controls mass of gases.

The utilization of "path lines" to visualize the flow pattern graphically in an engine's exhaust and inlet pipes. This new technique was applied in a diesel engine with single cylinder and unsteady flow in pipes was displayed in graphics.

Bergen KRG-5 diesel engine was used for the model. A parametric study was achieved on the model. RPM and length of pipes were changed in the base data. Effects on gases flows of these parameters were examined in graphics in chapter 6.

Finally, conclusion of the study are presented in the last chapter.

I wish, this study will be useful for the researchers who will work on this subject in the future.

GİRİŞ

İlk diesel motorun günümüzden 96 yıl önce Dr. Rudolf Diesel tarafından yapılması ile diesel motorlar üzerindeki teorik ve deneysel çalışmalar başlamıştır. Motorlardan daha fazla güç alınması ve daha verimli hale getirilmesi için başlayan bu araştırmalar günümüze dek uzanmaktadır.

Dünya petrol potansiyelinin giderek azalması ve petrol fiyatlarında sürekli dalgalanmalar meydana gelmesi, bilim adamlarını motor üzerinde yakıt verimini artırıcı çalışmalar yapmaya yöneltmiştir. Buna ilaveten son 20 yıl içerisinde daha küçük motorlardan daha büyük güç elde etme ihtiyacı araştırmalara ayrı bir hız vermiştir.

Motor dizaynını etkileyen parametrelerden biride çevre kirliliğidir. Yerleşim bölgelerindeki hava kirliliğinin önemli bir bölümünden motorlu taşıtlar sorumlu tutulmaktadır. Bu nedenle bazı gelişmiş ülkeler zehirli egzost gazı emisyon miktarları için kısıtlamalar getirmiştir. İyi olmayan bir yanma, işletme ve dizayn koşullarının zorlaması ile, benzinli ve diesel motorlar yüksek oranda zehirli CO, NO_x ve HC üretmektedir. Egzosttan atmosfere atılan bu zehirli gazlar, insan sağlığına ve tarım bölgelerine oldukça önemli zararlar vermektedir. Egzost gazları emisyonlarının ölçümü ve bunların azaltılması yolunda 1950'li yıllarda başlayan çalışmalar, halen devam etmektedir.

Motorlardaki termodinamik ve gaz dinamiği proseslerinin yapılan çok sayıda araştırma sonucu daha iyi anlaşılması, işletilen geliştirilmiş ünitelerin dizaynına yol açmıştır. Motorların matematik modellenmesi, göz önüne alınan olayların ana kontrol değişkenlerinin saptanması, fiziksel süreçlerin daha iyi anlaşılması ve farklı işletme koşullarında davranış tahminleri yapılabilmesi ile bir araştırma konusu olmuştur. Bütün olarak matematik modelleme motor dizaynında önemli bir araç halini almıştır. Ekonomik bir yöntem olduğunu dizayn aşamasında geleneksel dene ve öğren metodlarına göre daha kısa analiz zamanlarına ihtiyaç göstermesi ile de kanıtlamıştır. Özellikle gemi

endüstrisinde kullanılan büyük boyutlu dizel motorlarının dizaynında prototip imali ve deneysel çalışmalar büyük harcamalar gerektirerek uzun zamanda gerçekleşebilmektedir.

Gaz dinamiği teorileri kullanarak boru sistemlerinin simülasyonu İngiltere ve Dünyada bir çok araştırmacı tarafından yapılmıştır. Bu, pistonlu motorların emme ve egzost sistemlerindeki süreksiz gaz akışı hakkında faydalı bilgiler vermiştir. Bu araştırmaların neticesi, içten yanmalı motorların işletme ve performansları üzerinde çok etkili olmuştur. Yıllardan beri giderek artan hesaplayıcı güçleri, termodinamik ve gaz dinamiği olaylarının simülasyonunda kullanılan sayısal metodlarda gelişmeye yol açmıştır.

Bu çalışma ile içten yanmalı motorlar emme ve egzost sistemlerinde gaz değişimi proseslerinin incelenmesi ve egzost emisyonları problemleri konusunda, deneysel ölçümlerin değerlendirilmesine yardımcı olmak amaçlarıyla geliştirilen yeni bir tekniğin tanıtımı yapılacak ve bir gemi diesel motorunun, emme ve egzost sistemlerine bu tekniğin uygulanması neticesinde, bu sistemlerdeki gaz akışının grafik olarak ifade edilmesi gösterilecektir.

Elde edilen grafik bilgiler sayesinde emme veya egzost borusunda gaz akışı izlenebilecek ve gaz partiküllerinin zamana bağlı hareketi değerlendirilerek, bu davranışın motor performansı üzerindeki etkileri tartışılabilir.

Yapılan parametrik çalışma ile, boru uzunluğu, devir sayısı gibi bazı motor parametrelerinin emme ve egzost sistemlerindeki gaz akışına etkileri incelenmiştir. Bu yolla, bu değişkenlerin istenilen akışı elde etmek üzere analizi yapılabilmektedir. Emme sistemindeki akışın görüntülenmesi, volümetrik verim üzerinde çalışan araştırmacılara yardımcı olacağı gibi egzost emisyonları ölçümü üzerinde çalışan araştırmacılar için, egzost sistemindeki akışın görüntülenmesi faydalı olacaktır. Eğer yeni geliştirilen bu teknik, çok silindirli bir benzinli motorun emme sistemine uygulanırsa, hava yakıt karışımının silindirlere orantılı olarak gidip gitmediği kontrol edilebilecektir.

Bu çalışmada, gemi diesel motorlarının emme ve egzost sistemlerinin modellenmesinde, tek boyutlu zamana bağlı gaz akımı teorileri kullanılmıştır. "Karakteristikler Yöntemi" kullanılarak, model sayısal bilgisayar ile simüle edilebilir hale getirilmiş, nümerik çözüm yöntemi olarak "Mesh Metodu" kullanılmıştır.

YAPILMIŞ ÇALIŞMALAR

İlk benzinli motorun 1863 yılında Nikolaus A. Otto tarafından ve ilk diesel motorun 1897 yılında Rudolf Diesel tarafından yapılmasıyla motor üzerindeki bilimsel çalışmalar başlamış olmaktadır.

Yapılan teorik çalışmalar içerisinde gaz dinamiği teorileri kullanılarak yapılan modellemeler önemli bir yer tutar.

Sistemdeki gaz akımının dalgalar halinde hareket etmesi prensibine dayanarak emme ve egzost manifoldlarında sıkıştırılabilir gaz akış denklemleriyle sistem matematiksel olarak modellenenilmektedir.

1870'li yıllarda Lord Rayleigh sonlu dalga teorisini ortaya atmış ve geliştirdiği akustik teorilerini tek silindri bir motorun emme sisteminde meydana gelen zamana bağlı akımın çözümünde kullanmıştır [13]. Rayleigh tarafından geliştirilen akustik teorileri List [7] tarafından kullanılmıştır. Boru sistemlerinin doğal frekansları ve basınç dalgalarının genlikleri bu teori ile bulunmaya çalışılmıştır. List ve Reyl [8] küçük dalga teorisinin grafik bir yöntem ile çözümünü tek ve çok silindri motorların egzost sistemlerine uygulamış, basınç dalga oluşumlarını incelemiştir.

Daha sonraları 19. yüzyılın sonlarında Earnshaw tarafından sonlu dalga hareketinin matematiksel modeli kurulmuş ve model çözülmüştür [5].

1954 yılında Wallace aynı teoriyi değişik motor sistemlerine uygulamıştır. Teorinin tek silindri modellerde iyi sonuç verirken, çok silindri modellerde kavşak sınır koşulunun karmaşıklığı nedeniyle iyi sonuçlar vermediği görülmüştür [22],[23].

Yine 19. yüzyılın sonlarında Riemann [14] dalga hareketinin her iki yönde olacağını düşünerek karakteristikler metodunu geliştirmiştir. De Haller [4] karakteristikler metodunu içten yanmalı makinaların egzost sistemlerine uygulamış, Jenny [6] ise

karakteristikler metodunu değişken kesitli, sürtünmeli ve ısı transferli borudaki gaz akışını modellemek için kullanmıştır.

Wallace [22], [23] ve Benson [3] ise birlikte yaptıkları çalışmada karakteristikler metodunu tümüyle bir motorun modellenmesi için kullanmışlardır.

Shapiro [19], [20] ve Rudinger [15] süreksiz akımın yarı lineer, hiperbolik, kısmi diferansiyel denklemlerini çözmek için nümerik bir metod geliştirmeyi amaçlamışlardır, ilk defa 1964 yılında Benson, Garg, Woollatt [3] birlikte yaptıkları çalışmada içten yanmalı makinaların giriş manifoldundaki akışı simule etmek amacıyla karakteristik denklemlerin çözümünde nümerik bir yöntem geliştirmişlerdir.

Bu matematiksel yöntemde homantropik akım modeli ile homantropik olmayan akım modeli aynı anda incelenmiştir. Homantropik akımda antropinin zamanla değişmediği, ısı transferi olmadığı ve sürtünmenin sadece akışkanın momentumunu arttırdığı kabul edilmiştir. Literatürde, bu konudaki çalışmalar genellikle motor çevrimi boyunca, emme ve egzost sistemlerinin çeşitli parçalarındaki basınçlar, sıcaklıklar ve hızların hesaplanmasına yöneliktir. Benson Memorial Ciltleri [1], [2] ile bu çalışmaların bugün için iyi bir şekilde dokümantasyonu yapılmıştır.

Low, Benson, Winterbone 1979 yılında yayınladıkları makalede tüm motor sistemleri için performans tespitinde kullanılacak bir bilgisayar programı yazmışlardır. Bu programın özelliği, valf zaman-alan diyagramlarını kam profillerinden başlayarak içermesidir. Program dalga hareketlerinin emme ve egzost manifoldunda ve turboşarjerdeki etkilerini içermektedir [10].

Low, Baruah ve Winterbone 1981'de yaptıkları bir çalışmada ise, yüksek devirli hava akımının bulunduğu, gerçek makinalara uygulandığı zaman, sürekli durum modellemesinin yararının çok sınırlı olduğunu belirtmişlerdir. Yayınladıkları makalede nümerik yöntem ile, düzensiz tek boyutlu, akış denklemleri kullanılarak, hava akışı içindeki yakıt damlacığı modelinin teorik bir analizi sunulmuştur. Bu modelin benzinli tek silindirli motorlar için, hava, egzost ve karbüratör sistemlerinde uygulanması öngörülmüştür [11].

Ülkemizde diesel motor simülasyonu çalışmaları ile bilinen Sağ 1977 yılında Liverpool üniversitesinde sunduğu doktora çalışmasında tek silindirli ve çok silindirli

sistemlerde giriş borusu ve giriş manifoldundaki süreksiz akışı incelemiştir. Tek boyutlu zamana bağlı gaz akımı denklemlerinin düzeltilmiş karakteristikler yöntemiyle çözümünü çok silindirli içten yanmalı motorların emme sistemlerine uygulamıştır [16].

Yine Sağ'ın İ.T.Ü.'de doçentlik tezi olarak 1987'de sunduğu çalışmasında geliştirilen simulasyon programı ile çevrimin güç (kapalı periyod) ve dolgu değişimi (açık periyod) zamanlarını ayrıntılarıyla incelemiştir. Çalışmanın ağırlık merkezini, değişik motor çalışma şartlarında egzost manifoldu, basınç dağılımının verim ve güç üzerindeki etkisi ile optimum subap/ pencere zamanlamasının tayini oluşturmaktadır [17].

Özsoysal tarafından 1991 yılında İ.T.Ü.'de sunulan doktora çalışmasında, çok silindirli, aşırı doldurmalı, gemi diesel motorlarının manifoldları ile birlikte modellenmesi, modellemeye uygun olarak bilgisayar programının geliştirilmesi, analitik sonuçların deney sonuçları ile karşılaştırılması yapılmıştır. Teori gemi diesel motorlarının emme ve egzost manifoldlarında meydana gelen zamana bağlı gaz akımının, tek boyutlu, değişken antropiye sahip dalgalar halinde ilerlediği düşüncesine dayanmaktadır [12].

Yeni bir gelişme olarak "path line"lar karakteristikler metodunun uygulaması içinde Jenny tarafından 1950'li yıllarda grafik çözüm kullanılarak elde edilmiştir.

Sağ ise benzinli motorlarda "path line"ların computer ile grafik olarak sunulması üzerinde çalışmıştır. Bu çalışma "path line"ların hava borusu içersindeki hareketinin teorik incelemesini kapsamaktadır. Hava manifoldunda birçok boru birbirine bağlanmaktadır. Bunların birlikte görüntülenmesiyle, karbüratörden çıkan bir gaz partikülünün silindire kadar olan seyahati incelenebilmektedir [16].

Low ise "path line" karakteristiklerini sıvı yakıt damlacıkları için oluşturmuştur. Bu çalışmada sıvı yakıt damlacıklarının boru içersinde düzgün şekilde dağıldığı kabul edilmiş damlacık içersindeki kimyasal reaksiyonlar ve sıcaklık artışı ihmal edilmiştir [9].

Woods, Söğüt ve Rutter tarafından 1991 yılında yayınlanan makalede egzost sisteminde düzensiz gaz dinamiği konusu incelenmiştir. Bu çalışmada "path line"ı (yol hattı) belirlemek için Lagrangian yaklaşımı kullanılmıştır. Bir parametrik çalışmanın sonucu olarak makalede makina hızının boru uzunluğunun ve diğer değişkenlerin "path line"lar üzerine etkileri incelenmiştir. Yeni metodun başarılı bir sonuç verdiği ve deneysel

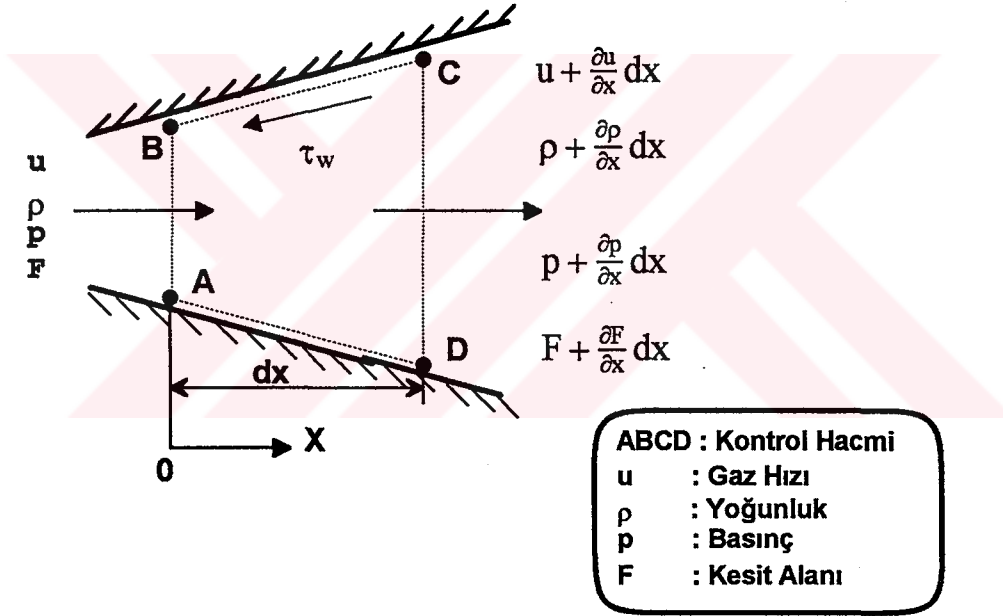
sonuçların açıklanmasına yardım için büyük bir potansiyele sahip olduğu söylenmektedir [24].

Söğüt'ün Londra üniversitesinde 1992 yılında sunulan doktora çalışmasında benzinli motorlarda, egzost borusundaki süreksiz akışın teorik ve deneysel incelemeleri yapılmıştır. Karakteristikler metodu olarak bilinen teknik, boru içersindeki dalga hareketi uygulamalarında kullanılmıştır. Silindirdeki akış, doldur boşalt (filling and emptying) ile modellenmiştir. Hava ve egzost valfleri kısmen açık sınır şartı olarak simule edilmiştir. Bu çalışma sunulan yeni bir gelişme "path line"lar ve "path line streams"leridir. "Path line"ların yararı egzost borusundaki gaz akımının grafik olarak görüntülenmesidir. Egzost geometrisinin, motorun işletme parametrelerinin "path line"lara etkileri incelenmiştir. Çalışmada "path line stream"lerinin benzinli motorların egzost emisyonlarında, yanmamış hidrokarbon problemlerine uygulaması yapılmıştır [21].



TEORİK ANALİZ

3.1. TEMEL DENKLEMLER



ŞEKİL 3.1. Değişken Kesitli Kontrol Hacmi [1]

İdeal bir gazın, şekil (3.1)'de görüldüğü gibi değişken kesitli bir kontrol hacminde, yüzey sürtünmeli, ısı transferi ve zerrecikler arasında entropi değişimli, zamana bağlı, tek boyutlu akışını tanımlayan temel denklemler şöyle sıralanabilir.

SÜREKLİLİK DENKLEMİ:

Kontrol hacmine AB yüzeyinden giren kütle debisi : m_i

Kontrol hacminden, CD yüzeyinden çıkan kütle debisi: m_1

Kontrol hacminde kalan kütle debisi: m_0

$$m_i = \rho u F$$

$$m_1 = \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx \right) \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx \right) \left(F + \frac{dF}{dx} dx \right)$$

$$m_0 = \frac{\partial}{\partial t} (\rho F dx)$$

$$m_i = m_1 + m_0$$

$$\rho u F = \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx \right) \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx \right) \left(F + \frac{dF}{dx} dx \right) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho F dx)$$

Basitleştirilirse:

$$\frac{\partial (\rho u F)}{\partial x} dx + \frac{\partial}{\partial t} (\rho F dx) = 0$$

Yeniden düzenlenirse:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx}, \quad (3.1)$$

MOMENTUMUN KORUNUMU DENKLEMİ:

Değişken kesitli bir boruda momentum denklemini elde etmek için aşağıdaki eşitlik yazılabilir:

Basınç kuvvetlerinin momentumu + Kontrol yüzeyindeki kesme kuvvetleri momentumu = Kontrol hacmindeki momentum değişimi + Kontrol hacminden ayrılan bileşke kuvvetlerin oluşturduğu momentum

Basınç kuvvetleri:

$$p F - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \left(F + \frac{dF}{dx} dx \right) + p \frac{dF}{dx} dx = - \frac{\partial}{\partial x} (p F) dx + p \frac{dF}{dx} dx$$

Kesme kuvvetleri:

$$-\tau_w \pi D dx = -f \frac{\rho u^2}{2} \pi D dx$$

Burada;

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho u^2}$$

Kontrol hacminde momentum değişimi:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho F u dx)$$

Kontrol hacmine giren ve çıkan kütleden oluşan net momentum:

$$\left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx \right) \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx \right)^2 \left(F + \frac{dF}{dx} dx \right) - \rho u^2 F = \frac{\partial}{\partial x} (\rho u^2 F) dx$$

Momentum denkleminde yerine konulursa:

$$-\frac{\partial}{\partial x} (\rho F dx) + p \frac{dF}{dx} dx - f \frac{\rho u^2}{2} \pi D dx = \frac{\partial}{\partial x} (\rho F u dx) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho F u^2) dx$$

Parantezi açar, F ile böler ve işaret değiştirirsek:

$$u \left(\frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} \right) + f \frac{\rho u^2}{2} \frac{4}{D} + \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

Süreklilik denkleminde parantez içinin sıfıra eşit olduğu görülebilir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + G = 0 \quad , \quad (3.2)$$

Burada:

$$G = f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{4}{D} \quad ,$$

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho u^2} \quad ,$$

$$F = \frac{\pi}{4} D^2$$

f : Sürtünme katsayısı , τ_w : Kesme gerilmesi , D : Çap

ENERJİNİN KORUNUMU DENKLEMİ:

Özgül entalpi:

$$c_v T + \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\rho}$$

Özgül iç enerji:

$$c_v T + \frac{u^2}{2}$$

Kontrol hacmi için termodinamiğin birinci kanununu yazarsak:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s = \frac{\partial (E) c_v}{\partial t} + (\text{kontrol hacmine giren ve çıkan kütlenin net bileşke entalpisi})$$

Isı transfer miktarı:

$$Q = q \rho F dx$$

q : Birim zamanda birim kütle başına yapılan ısı transferi

$$\dot{W}_s = 0$$

Kontrol hacmindeki iç enerjinin zamanla değişimi:

$$\frac{\partial (E)_{cv}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \left[\left(\rho F dx \right) \left(c_v T + \frac{u^2}{2} \right) \right]$$

Kontrol hacmine giren ve çıkan kütlelerin bileşke entalpisi:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\rho u F \right) \left(c_v T + \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) \right] dx$$

Enerji denkleminde yerine koyarsak:

$$q \rho F dx = \frac{\partial}{\partial t} \left[\left(\rho F dx \right) \left(c_v T + \frac{u^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\rho u F \right) \left(c_v T + \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) \right] dx$$

Süreklilik ve momentum denklemleri kullanılarak basitleştirilirse ve

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x}$$

eşitliği kullanılırsa, enerji denklemi:

$$\frac{D}{Dt} \left(c_v T + \frac{u^2}{2} \right) = q - \frac{u}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{p}{\rho F} \frac{\partial (Fu)}{\partial x}$$

şeklini alır.

$$\frac{D}{Dt} \left(\frac{u^2}{2} \right) = \frac{1}{2} \frac{\partial u^2}{\partial t} + \frac{u}{2} \frac{\partial u^2}{\partial x} = u \frac{\partial u}{\partial t} + u^2 \frac{\partial u}{\partial x}$$

ve momentum denkleminde,

$$-\frac{u}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = u \frac{\partial u}{\partial t} + u^2 \frac{\partial u}{\partial x} + u G,$$

$$-\frac{u}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{D}{Dt} \left(\frac{u^2}{2} \right) + u G$$

yazılabilir.

Enerji denkleminde $\left(-\frac{u}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \right)$ yerine $\frac{D}{Dt} \left(\frac{u^2}{2} \right) + u G$ koyarsak;

$$\frac{D}{Dt} \left(c_v T + \frac{u^2}{2} \right) = q + \frac{D}{Dt} \left(\frac{u^2}{2} \right) + u G - \frac{p}{\rho F} \frac{\partial (F u)}{\partial x}$$

şeklini alır.

Veya,

$$\frac{D(c_v T)}{Dt} = q + u G - \frac{p}{\rho F} \frac{\partial (F u)}{\partial x}$$

yazılabilir.

$$\frac{D(c_v T)}{Dt} = \frac{D}{Dt} \left(\frac{1}{k-1} \frac{p}{\rho} \right) = \frac{1}{k-1} \left(\frac{1}{\rho} \frac{Dp}{Dt} - \frac{p}{\rho^2} \frac{D\rho}{Dt} \right) = \frac{1}{k-1} \frac{1}{\rho} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \frac{p}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) \right]$$

Süreklilik denklemi,

$$\frac{\partial (F u)}{\partial x} = -\frac{F}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) \quad \text{ve}$$

$$\frac{p}{\rho} = \frac{a^2}{k},$$

olarak bilindiğine göre; enerji denkleminde $\frac{D(c_v T)}{Dt}$, $\frac{\partial (F u)}{\partial x}$ ve $\frac{p}{\rho}$ yerine konulursa ve basitleştirilerek yazılırsa, enerji denklemi aşağıdaki son şeklini alır.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right) - (k-1) \rho (q + uG) = 0 \quad , \quad (3.3)$$

KONTROL YÜZEYİNDEN GEÇEN PARTİKÜLLERDE ANTROPI DEĞİŞİMİ:

"u" Hızı ile hareket eden ve partikül yol hattı boyunca, "dx" yolunu kateden partiküller için:

$$dx = u dt \text{ yazılabilir.}$$

Basınç "p" ve yoğunluk "ρ" olduğuna göre,

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial t} dt \quad ,$$

$$d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial x} dx + \frac{\partial \rho}{\partial t} dt$$

"dx" in değeri "dp" ve "dρ" denklemlerinde yerine konursa:

$$dp = \left(u \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} \right) dt \quad ,$$

$$d\rho = \left(u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} \right) dt$$

Enerji denkleminde

$$\left[u \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right) \right]$$

ve

$$\left[u \left(\frac{\partial \rho}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} \right) \right] \text{ nin değerleri yerine konulursa:}$$

$$\frac{dp}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} - (k-1) \rho (q + uG) = 0$$

yeniden düzenlenirse:

$$\frac{dp - a^2 dp}{\rho(k-1)} = (q + u G) dt, \quad (3.4)$$

Termodinamiğin ikinci kanunundan, entropi değişimi;

$$T ds = d(c_{vT}) + p d\left(\frac{1}{\rho}\right) = \frac{1}{k-1} \left(\frac{dp}{\rho} - \frac{p}{\rho^2} d\rho \right) - \frac{p}{\rho^2} d\rho = \frac{1}{(k-1)\rho} (dp - a^2 d\rho)$$

bu, yukarıdaki (3.4) denkleminin sol tarafına eşittir.

$$ds = \frac{q + u G}{T} dt$$

veya

$$\frac{ds}{dt} = \frac{q + u G}{T} \quad (3.5)$$

yazılabilir.

Bu denklem bize, kontrol hacmi içerisinde partiküller arasındaki entropi değişimini verir.

Tek boyutlu, homantropik olmayan, düzensiz akış için, denklemleri özetlersek:

Süreklilik:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx}, \quad (3.1)$$

Momentum:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + G = 0 \quad (3.2)$$

Enerji:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - (k-1) \rho (q + uG) = 0 \quad (3.3)$$

Antropi:

$$\frac{ds}{dt} = \frac{q+u G}{T} \quad (3.5)$$

(3.1), (3.2) ve (3.3) denklemleri, yarı lineer, hiperbolik, kısmi diferansiyel denklem sistemi oluştururlar. Bu denklemler aşağıdaki şekilde birleştirilirse:

$$(3.3) + a^2 (3.1) + \rho a (3.2) \quad \text{ve}$$

$$(3.3) + a^2 (3.1) - \rho a (3.2)$$

Bunlar basitleştirme işleminden sonra aşağıdaki hale gelir:

$$\left[\frac{\partial p}{\partial t} + (u+a) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \rho a \left[\frac{\partial u}{\partial t} + (u+a) \frac{\partial u}{\partial x} \right] - (k-1) \rho (q+u G) +$$

$$\frac{a^2 \rho u}{F} \frac{dF}{dx} + \rho a G = 0 \quad (3.6)$$

ve

$$\left[\frac{\partial p}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial p}{\partial x} \right] - \rho a \left[\frac{\partial u}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial u}{\partial x} \right] - (k-1) \rho (q+u G) +$$

$$\frac{a^2 \rho u}{F} \frac{dF}{dx} - \rho a G = 0 \quad (3.7)$$

$$\Delta_1 = -(k-1) \rho (q+u G) ,$$

$$\Delta_2 = \frac{a^2 \rho u}{F} \frac{dF}{dx} ,$$

$$\Delta_3 = \rho a G$$

kısaltmalarını yaparsak;

$$\left[\frac{\partial p}{\partial t} + (u+a) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \rho a \left[\frac{\partial u}{\partial t} + (u+a) \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0$$

$$\left[\frac{\partial p}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial p}{\partial x} \right] - \rho a \left[\frac{\partial u}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \Delta_1 + \Delta_2 - \Delta_3 = 0$$

Enerji denklemi (3.3) :

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) + \Delta_1 = 0$$

$$\frac{dx}{dt} = u + a ,$$

karakteristiği boyunca:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + (u + a) \frac{\partial p}{\partial x} \quad \text{ve}$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + (u + a) \frac{\partial u}{\partial x} ,$$

(3.6) denklemi;

$$\frac{dp}{dt} + \rho a \frac{du}{dt} + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0 \quad (3.8)$$

halini alır.

$$\frac{dx}{dt} = u - a$$

karakteristiği boyunca:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + (u - a) \frac{\partial p}{\partial x} \quad \text{ve}$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + (u - a) \frac{\partial u}{\partial x} ,$$

(3.7) denklemi;

$$\frac{dp}{dt} - \rho a \frac{du}{dt} + \Delta_1 + \Delta_2 - \Delta_3 = 0 \quad (3.9)$$

halini alır.

$$\frac{dx}{dt} = u$$

karakteristiği boyunca:

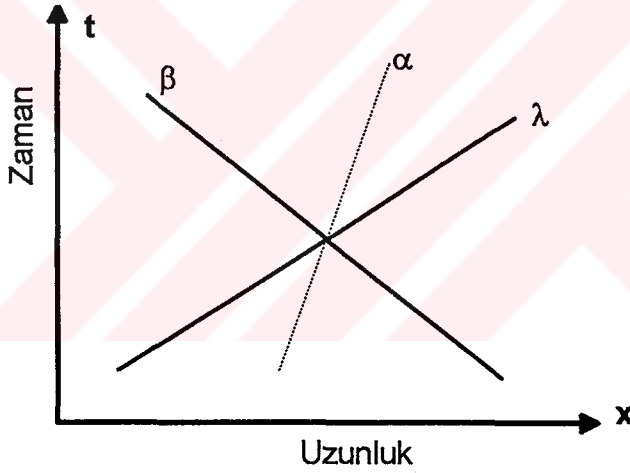
$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \quad \text{ve}$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \quad ,$$

(3.3) denklemi;

$$\frac{dp}{dt} - a^2 \frac{dp}{dt} + \Delta_1 = 0 \quad (3.10)$$

halini alır.



1. α karakteristiği (path line) $\frac{dx}{dt} = u$
2. λ karakteristiği (sağa giden) $\frac{dx}{dt} = u + a$
3. β karakteristiği (sola giden) $\frac{dx}{dt} = u - a$

ŞEKİL 3.2. $x - t$ Düzleminde Karakteristikler

Şekil (3.2.)'de verilen üç karakteristik için uygunluk denklemi yeniden düzenlenirse:

$$\frac{dx}{dt} = u \pm a$$

için;

$$\frac{dp}{dt} \pm \rho a \frac{du}{dt} - (k-1) \rho \left(q + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right) + \frac{a^2 \rho u}{F} \frac{dF}{dx} \pm \frac{4f}{D} \frac{\rho a u^2}{2} \frac{u}{|u|} = 0 \quad (3.11)$$

$$\frac{dx}{dt} = u$$

için;

$$\frac{dp}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} - (k-1) \rho \left(q + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right) = 0 \quad (3.12)$$

3.2. BOYUTSUZLAŞTIRILMIŞ KARAKTERİSTİK DENKLEMLER

Yukarıdaki (3.11) ve (3.12) denklemleri p , ρ , a , u değişkenlerini, x ve t 'nin fonksiyonu olarak içermektedir. Bu değişkenlerin sayısını 3'e indirmek mümkündür. Bunlar a , u , a_A değişkenleridir. Burada a_A referans basıncındaki ses hızıdır. a_A değişkeni boru içersindeki entropi seviyesini gösterir.

Sabit özgül ısı ideal bir gaz için:

$$\frac{p}{p_{ref}} = \left(\frac{a}{a_A} \right)^{\frac{2k}{k-1}},$$

$$\frac{\rho}{\rho_A} = \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{ve}$$

$$a^2 = \frac{k p}{\rho}$$

Bunu aşağıdakiler takip eder;

$$\frac{dp}{p} = \frac{2k}{k-1} \frac{da}{a} - \frac{2k}{k-1} \frac{da_A}{a_A} \quad (3.13)$$

$$\frac{dp}{p} = \frac{dp_A}{p_A} + \frac{1}{k} \frac{dp}{p} ,$$

$$\frac{dp_A}{p_A} = -2 \frac{da_A}{a_A} , \quad (3.14)$$

ve

$$dp - a^2 dp = 2 \rho a^2 \frac{da_A}{a_A} \quad (3.15)$$

Denklemleri sadeleştirmek için aşağıdaki boyutsuz parametreler kullanılabilir:

$$A = \frac{a}{a_{ref}} , \quad U = \frac{u}{u_{ref}} , \quad A_A = \frac{a_A}{a_{ref}} ,$$

$$Z = \frac{a_{ref} l}{x_{ref}} , \quad X = \frac{x}{x_{ref}}$$

Boyutsuz parametreler yukarıdaki gibi seçilirse, Z-X alanındaki karakteristikler:

$$\lambda = A + \frac{k-1}{2} U ,$$

$$\beta = A - \frac{k-1}{2} U$$

olacaktır.

Bu karakteristikler "Riemann Değişkenleri" olarak bilinmektedir. Yukarıdaki Riemann değişkenlerinin diferansiyelini alırsak;

$$d\lambda = dA + \frac{k-1}{2} dU \quad \text{ve}$$

$$d\beta = dA - \frac{k-1}{2} dU$$

olacaktır.

Şimdi (3.8) denklemini boyutsuzlaştırmak mümkündür. Denklemi (dt) ile çarpıp ve (p a) ile bölersek;

$$\frac{dp}{p a} + du + \frac{\Delta_1 dt}{p a} + \frac{\Delta_2 dt}{p a} + \frac{\Delta_3 dt}{p a} = 0 \quad (3.16)$$

(3.16) denklemini parça, parça incelersek;

$$(i) \quad \frac{dp}{\rho a} + du$$

(3.13) denklemini kullanırsak:

$$\begin{aligned} \frac{dp}{\rho a} + du &= \frac{2k}{(k-1)} \frac{p}{\rho a^2} da - \frac{2kp}{(k-1)\rho a} \frac{da_A}{a_A} + du \\ &= \frac{2}{k-1} da - \frac{2}{k-1} a \frac{da_A}{a_A} + du \end{aligned}$$

ve boyutsuzlaştırırsak;

$$\frac{dp}{\rho a} + du = \left(\frac{2}{k-1} dA - \frac{2}{k-1} A \frac{dA_A}{A_A} + dU \right) a_{\text{ref}}$$

$$(ii) \quad \frac{\Delta_1 dt}{\rho a}$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta_1 dt}{\rho a} &= \frac{-(k-1)\rho}{\rho a} (q + u G) dt \\ &= \frac{-(k-1)}{a} \left(q + \frac{4f}{D} \frac{u^3}{2} \frac{u}{|u|} \right) dt \end{aligned}$$

boyutsuzlaştırırsak;

$$\begin{aligned} \frac{\Delta_1 dt}{\rho a} &= \frac{-(k-1)}{a_{\text{ref}} A} \left(q + \frac{4f}{D} \frac{U^3}{2} a_{\text{ref}}^3 \frac{U}{|U|} \right) \frac{x_{\text{ref}}}{a_{\text{ref}}} dz \\ &= \frac{-(k-1)}{a_{\text{ref}}^2} \frac{x_{\text{ref}}}{A} \left(q + \frac{4f}{D} \frac{U^3}{2} \frac{U}{|U|} a_{\text{ref}}^3 \right) dz \end{aligned}$$

$$(iii) \quad \frac{\Delta_2 dt}{\rho a}$$

$$\frac{\Delta_2 dt}{\rho a} = \frac{a^2 \rho u}{\rho a F} \frac{dF}{dx} dt$$

$$= \frac{a u}{F} \frac{dF}{dx} dt$$

Boyutsuzlaştırırsak;

$$\begin{aligned} \frac{\Delta_2 dt}{\rho a} &= a_{ref}^2 \frac{A U}{F x_{ref}} \frac{dF}{dX} \frac{x_{ref}}{a_{ref}} dZ \\ &= a_{ref} \frac{A U}{F} \frac{dF}{dX} dZ \end{aligned}$$

$$(iv) \quad \frac{\Delta_3 dt}{\rho a}$$

$$\frac{\Delta_3 dt}{\rho a} = \frac{\rho a G dt}{\rho a}$$

$$= G dt$$

$$= \left(\frac{4f}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right) dt$$

Boyutsuzlaştırırsak;

$$\begin{aligned} \frac{\Delta_3 dt}{\rho a} &= \frac{4f}{D} a_{ref}^2 \frac{U^2}{2} \frac{U}{|U|} \frac{x_{ref}}{a_{ref}} dZ \\ &= \frac{4f x_{ref}}{2D} a_{ref} U^2 \frac{U}{|U|} dZ \end{aligned}$$

Bütün bölümleri biraraya getirip, $\frac{(k-1)}{2 a_{ref}}$ ile çarparak yeniden düzenlersek;

$$\begin{aligned} d\lambda &= dA + \frac{k-1}{2} dU \\ &= -\frac{(k-1)}{2} \frac{A U}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_A}{A_A} - \frac{(k-1)}{2} \frac{2f x_{ref}}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left[1 - (k-1) \frac{U}{A} \right] dZ \\ &\quad + \frac{(k-1)^2}{2} \frac{q x_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \end{aligned} \quad (3.17)$$

Bu uygunluk koşulu için $\frac{dX}{dZ} = U + A$, yön koşuludur. Bu da bir λ karakteristiğidir.

β karakteristiği boyunca yön koşulu:

$$\frac{dX}{dZ} = U - A$$

$$d\beta = dA - \frac{k-1}{2} dU$$

$$\begin{aligned} &= -\frac{(k-1)}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_A}{A_A} + \frac{(k-1)}{2} \frac{2f x_{ref}}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left[1 + (k-1) \frac{U}{A} \right] dZ \\ &+ \frac{(k-1)^2}{2} \frac{q x_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \end{aligned} \quad (3.18)$$

Homantropik olmayan akış için λ ve β , karakteristikler boyunca sabit değildir. Entropi, (3.10)'da verilen denklem ile bir yol hattı boyunca değişir. Partiküller, yol hattı boyunca seyahat eder.

Yol Hattı karakteristiği:

$$dp - a^2 d\rho + \Delta_1 dt = 0 \quad (3.10)$$

(3.10) ve (3.15) denklemlerinden;

$$2 \rho a^2 \frac{da_A}{a_A} = (k-1) \rho \left(q + \frac{4f}{D} \frac{u^3}{2} \frac{u}{|u|} \right) dt ,$$

$$\frac{da_A}{a_A} = \frac{k-1}{2} \frac{1}{a^2} \left(q + \frac{4f}{D} \frac{u^3}{2} \frac{u}{|u|} \right) dt$$

Boyutsuzlaştırılırsa:

$$dA_A = \frac{k-1}{2} \frac{A_A}{A^2} \left(\frac{q x_{ref}}{a_{ref}^3} + \frac{4f x_{ref}}{D} \frac{|U^3|}{2} \right) dZ \quad (3.19)$$

Uygunluk denklemleri, özetlenirse, üç karakteristik ailesi oluşacaktır:

a) λ karakteristiği:

Doğrultu koşulu:

$$\frac{dX}{dZ} = U + A \quad (3.20)$$

Uygunluk koşulu:

$$d\lambda = dA + \frac{k-1}{2} dU \quad \text{ve}$$

$$\begin{aligned} d\lambda = & -\frac{(k-1)}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + \frac{A}{A_A} dA_A - \frac{(k-1)}{2} \frac{2f x_{ref}}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left[1 - \left(k-1 \right) \frac{U}{A} \right] dZ \\ & + \frac{(k-1)^2}{2} \frac{q x_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \end{aligned} \quad (3.21)$$

b) β karakteristiği:

Doğrultu koşulu:

$$\frac{dX}{dZ} = U - A \quad (3.22)$$

Uygunluk koşulu:

$$d\beta = dA - \frac{k-1}{2} dU \quad \text{ve}$$

$$\begin{aligned} d\beta = & -\frac{(k-1)}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_A}{A_A} + \frac{(k-1)}{2} \frac{2f x_{ref}}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left[1 + \left(k-1 \right) \frac{U}{A} \right] dZ \\ & + \frac{(k-1)^2}{2} \frac{q x_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \end{aligned} \quad (3.23)$$

c) Yol Hattı (Path Line) karakteristiği

Doğrultu koşulu:

$$\frac{dx}{dz} = U \quad (3.24)$$

Uygunluk koşulu:

$$dA_A = \frac{k-1}{2} \frac{A_A}{A^2} \left(\frac{q x_{ref}}{a_{ref}^3} + \frac{4 f x_{ref}}{D} \frac{|U^3|}{2} \right) dz \quad (3.25)$$

Basınç ile ses hızı arasındaki ilişki:

$$\frac{p}{p_{ref}} = \left(\frac{a}{a_A} \right)^{\frac{2k}{k-1}} = \left(\frac{A}{A_A} \right)^{\frac{2k}{k-1}} \quad (3.26)$$

3.3. HOMANTROPİK OLMAYAN DENKLEMLERİN NÜMERİK ÇÖZÜMÜ

Genel Uygunluk Denklemleri:

Z-X düzleminde, karakteristik denklemlerin çözümü için "Mesh Metodu" kullanılmaktadır. Burada, her mesh noktası için üç değişken vardır. Bunlar λ , β , ve A_A değişkenleridir. Mesh Metod uygulamasında matematiksel modelin kurulduğu alan, dikdörtgen bölgelere ayrılır. Mesh uzunluğu (ΔX), boru boyunca sabit kalır. Fakat zaman adımı (ΔZ), stabilite kriterine göre ayarlanır.

λ ve β karakteristikleri için stabilite kriteri:

$$\frac{\Delta Z}{\Delta X} < \frac{1}{A+|U|}$$

A_A karakteristiği için:

$$\frac{\Delta Z}{\Delta X} < \frac{1}{|U|}$$

Eğer stabilite kriteri λ ve β karakteristikleri için sağlanmış ise yol hattı karakteristiği için de sağlanmış olacaktır.

Genelleştirilmiş Riemann değişkenleri, λ_I ve λ_{II} (3.20) ve (3.22) denklemlerinde kullanılırsa, iki denklem tek bir denkleme indirgenebilir. Burada λ karakteristiği pozitif X yönünde hareket eden, β karakteristiği de negatif X yönünde hareket eden karakteristik olacaktır.

A ve U'yu genelleştirilmiş karakteristiklerle yazarsak;

$$A = \frac{\lambda_I + \lambda_{II}}{2}, \quad U = \frac{\lambda_I - \lambda_{II}}{k-1}$$

X'in pozitif yönünün soldan sağa olduğu sistemde λ karakteristiği, sağa giden karakteristik, β karakteristiği ise sola giden karakteristik olacaktır. Bu nedenle (3.21) ve (3.23) denklemlerinde:

$$\lambda = \lambda_I \quad \text{ve} \quad \beta = \lambda_{II} \quad \text{olacaktır.}$$

(3.21) ve (3.23) denklemleri genelleştirilmiş Riemann değişkenleri kullanılarak yazılırsa:

a) Sağa giden karakteristik:

$$\begin{aligned} d\lambda_I = & -\frac{(k-1)}{2} \frac{(\lambda_I + \lambda_{II})(\lambda_I - \lambda_{II})}{2(k-1)} \frac{1}{F} \left(\frac{dF}{dX} \right) dZ + \frac{\lambda_I + \lambda_{II}}{2 A_A} dA_A \\ & - \frac{(k-1)}{2} \frac{2 f x_{ref}}{D} \left(\frac{\lambda_I - \lambda_{II}}{k-1} \right)^2 \frac{(\lambda_I - \lambda_{II})}{|\lambda_I - \lambda_{II}|} \left[1 - (k-1) \frac{2(\lambda_I - \lambda_{II})}{(k-1)(\lambda_I + \lambda_{II})} \right] dZ \\ & + \frac{(k-1)^2}{2} \frac{q x_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{2}{(\lambda_I + \lambda_{II})} dZ \end{aligned} \quad (3.27)$$

b) Sola giden karakteristik:

$$\begin{aligned}
 d\lambda_{II} = & -\frac{(k-1)}{2} \frac{(\lambda_{II} + \lambda_I)(\lambda_{II} - \lambda_I)}{2(k-1)} \frac{1}{F} \left(-\frac{dF}{dX} \right) dZ + \frac{\lambda_{II} + \lambda_I}{2A_A} dA_A \\
 & - \frac{(k-1)}{2} \frac{2f x_{ref}}{D} \left(\frac{\lambda_{II} - \lambda_I}{k-1} \right)^2 \frac{(\lambda_{II} - \lambda_I)}{|\lambda_{II} - \lambda_I|} \left[1 - (k-1) \frac{2(\lambda_{II} - \lambda_I)}{(k-1)(\lambda_{II} + \lambda_I)} \right] dZ \\
 & + \frac{(k-1)^2}{2} \frac{q x_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{2}{(\lambda_{II} + \lambda_I)} dZ
 \end{aligned} \tag{3.28}$$

λ_I ve λ_{II} değişkenleri aralarında yer değiştirirse ve $\left(\frac{dF}{dX}\right)$ 'in işareti değişirse, (3.27) ve (3.28) denklemlerinin özdeş olduğu görülecektir. $\left(\frac{dF}{dX}\right)$ 'in işareti pozitif ise hareket doğrultusu boyunca, alan artıyor demektir. λ_I ve λ_{II} karakteristikleri, aynı denklemde kullanılarak λ ve β 'yı içeren tek bir denklem elde edilebilir. Burada λ pozitif X doğrultusuyla aynı yönde hareket eden karakteristik, β ise ters yönde hareket eden karakteristik olacaktır.

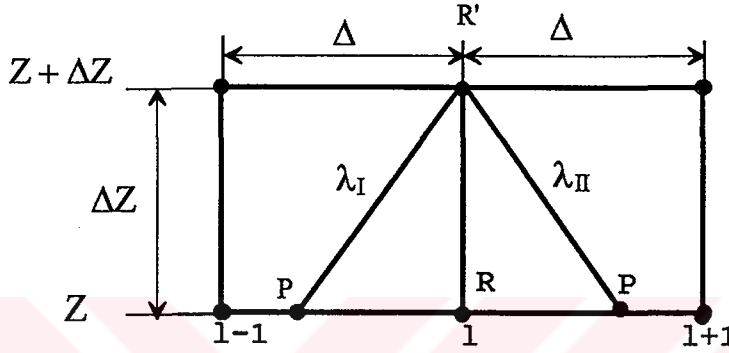
$$\begin{aligned}
 d\lambda = & -\frac{(k-1)}{2} \frac{(\lambda + \beta)(\lambda - \beta)}{2(k-1)} \frac{1}{F} \left(\frac{dF}{dX} \right) dZ + \frac{\lambda + \beta}{2A_A} dA_A \\
 & - \frac{(k-1)}{2} \frac{2f x_{ref}}{D} \left(\frac{\lambda - \beta}{k-1} \right)^2 \frac{(\lambda - \beta)}{|\lambda - \beta|} \left[1 - (k-1) \frac{2(\lambda - \beta)}{(k-1)(\lambda + \beta)} \right] dZ \\
 & + \frac{(k-1)^2}{2} \frac{q x_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{2}{(\lambda + \beta)} dZ
 \end{aligned} \tag{3.29}$$

Boru sonları tek numaralı boru sonu ve çift numaralı boru sonu olarak sınıflandırılırsa; tek numaralı boru sonundan çift numaralı boru sonuna hareket eden bir karakteristik için:

$$\lambda = \lambda_I \quad \text{ve} \quad \beta = \lambda_{II}$$

Çift numaralı boru sonundan, tek numaralı boru sonuna doğru hareket eden bir karakteristik için:

$$\beta = \lambda_I \quad \text{ve} \quad \lambda = \lambda_{II} \quad \text{olacaktır.}$$



ŞEKİL 3.3. Hesaplama Şeması [1]

Grid Notasyonu:

Şekil (3.3) de görüleceği gibi, Z zaman adımıdaki koşullardan yararlanılarak Z+ΔZ zaman adımıdaki koşullar hesaplanacaktır. R noktası bir zaman adımı sonra R' noktasına karşılık gelecektir. P noktasındaki koşulları hesaplamak için, (1-1) ile (1) noktaları arasında λ_I için ve (1) ile (1+1) noktaları arasında λ_{II} için lineer interpolasyon yapmak gereklidir. Karakteristikler boyunca, λ 'daki değişimin hesaplanması için P'deki koşullar temel alınır. P noktasının yerine dönmenden önce eğer gerekliyse akışın, sonik, sesaltı ve sesüstü olup olmadığı incelenmelidir.

Karakteristik Eğimler

i) Ses altı (subsonic) akım için:

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right)_{\lambda} = U + A = (b\lambda - a\beta) > 0,$$

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right)_{\beta} = U - A = (a\lambda - b\beta) < 0$$

ii) Ses üstü (supersonic) akım için (U pozitif ise):

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right)_{\lambda} = U + A = (b\lambda - a\beta) > 0,$$

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right)_{\beta} = U - A = (a\lambda - b\beta) > 0$$

iii) Ses üstü (Supersonic) akım için (U negatif ise):

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right)_{\lambda} = U + A = (b\lambda - a\beta) < 0$$

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right)_{\beta} = U - A = (a\lambda - b\beta) < 0$$

Burada;

$$a = \frac{3-k}{2(k-1)},$$

$$b = \frac{k+1}{2(k-1)}$$

Karakteristikler için genel denklemleri kullanırsak;

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right)_\lambda = b\lambda - a\beta$$

olacaktır.

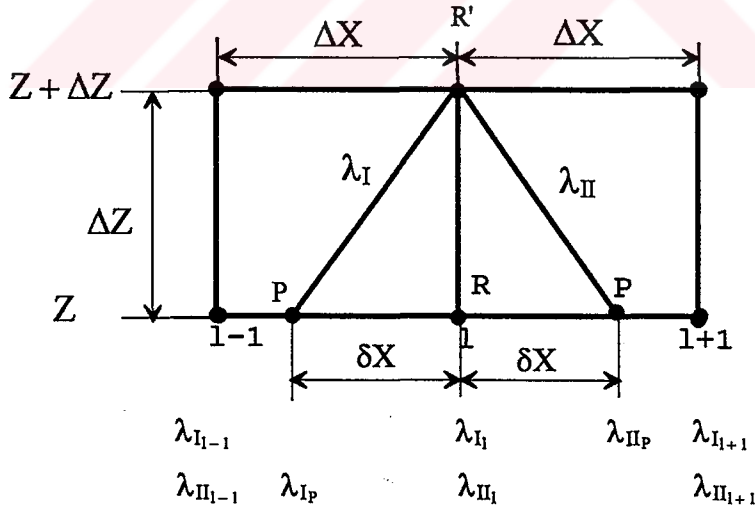
Burada, λ , X eksenini ile aynı yönde hareket eden karakteristik olarak tanımlanmıştır.

Şekil (3.4)'den karakteristiklerin P noktadaki değerini hesaplamak istersek, $(I-I)$ ile (I) noktaları arasındaki lineer interpolasyondan;

$$\lambda_{Ip} = \lambda_{Ii} - \frac{\delta X}{\Delta X} (\lambda_{Ii} - \lambda_{Ii-1}),$$

$$\lambda_{Iip} = \lambda_{Iii} - \frac{\delta X}{\Delta X} (\lambda_{Iii} - \lambda_{Iii-1})$$

Karakteristiklerin (I) , $(I-I)$, $(I+I)$ noktalarındaki değerleri başlangıç şartından bilindiğine göre, $\left(\frac{\delta X}{\Delta X}\right)$ değerinin bilinmesi gerekir:



ŞEKİL 3.4. Karakteristiklerin Ağ Gözü Noktaları Üzerindeki Değişimi [1]

$$\frac{\delta X}{\Delta X} = \frac{B \lambda_A - A \beta_A}{\frac{\Delta X}{\Delta Z} + B (\lambda_A - \lambda_B) - A (\beta_A - \beta_B)} \quad (3.30)$$

olarak verilirse, A ve B değişken parametreler, tablo (3.1)'den elde edilebilir.

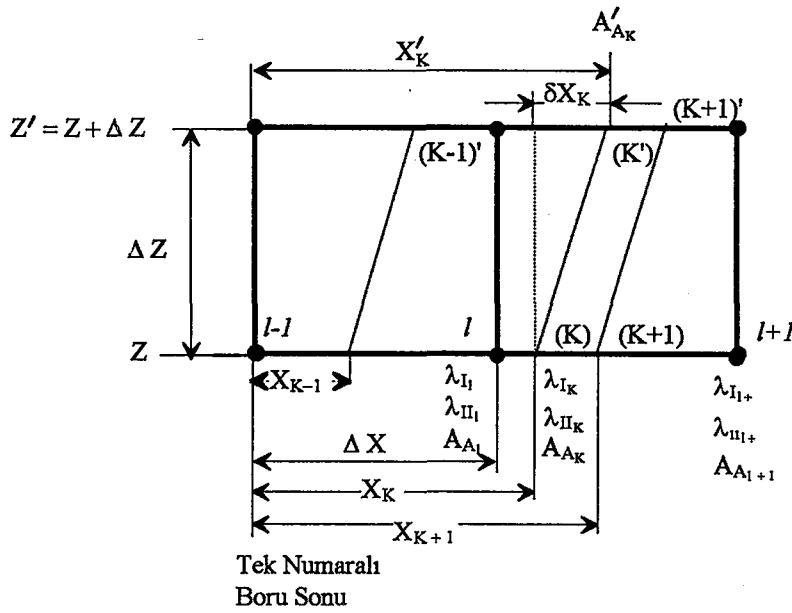
Akış Rejimi	Karakteristik	A	B	λ_A	λ_B	β_A	β_B
Sesaltı (subsonic)	λ_I	+a	+b	$\lambda_{I(I)}$	λ_{II-1}	λ_{III}	λ_{III-1}
	λ_{II}	+a	+b	$\lambda_{II(I)}$	λ_{III+1}	λ_{II}	λ_{II+1}
Sesüstü (supersonic)	λ_I	-a	-b	λ_{II}	λ_{II+1}	λ_{III}	λ_{III+1}
	λ_{II}	-a	-b	λ_{III}	λ_{III-1}	λ_{II}	λ_{II-1}

Tablo 3.1. Denklem (3.30) için giriş parametreleri [1]

Yol Hattı (Path Line) Karakteristiği

Üçüncü karakteristik olan "path line" (yol hattı) karakteristiğini elde etmek için "Non-Mesh Metodu" kullanılır. Bu metodda, karakteristiğin, bir boru sonundan uzaklığı hesaplanır ve karakteristiğin her zaman adımındaki durumu elde edilir. Bu değerler saklanır. Herbir sınır, yeni bir karakteristik tanımladığından, bu metod ile karakteristiklerin çoğalarak, biriktiği görülecektir. Karakteristik sayısını kontrol altında tutmak için, bazı teknikler kullanılmalıdır.

Öncelikle bazı önemli noktaları incelemek gereklidir. Şekil (3.5)'den de görüleceği gibi, her "path line", $K=1,2,3,\dots$ gibi bir indisle tanımlanmıştır. $K=1$ tek numaralı boru sonuna en yakın "Path Line" için kullanılmıştır. Path linelerin tek numaralı boru sonundan mesafesi, $K-1$, K , $K+1$ 'inci path line için X_{K-1} , X_K , X_{K+1} olarak gösterilmiştir. Path lineler üzerindeki konum ise A_{AK} ile verilmektedir. $K-1$, K , $K+1$ path lineleri için Z zamanında konumlar, A_{AK-1} , A_{AK} , A_{AK+1} ile verilmiştir. Path line doğrultusunu elde etmek için λ_K ve β_K Riemann değişkenlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu değerler, path linelerin, Z eksenini kestiği noktadaki değerlerdir. Bu maksatla ağ gözü noktaları, $l=1,2,3,\dots$ olarak numaralandırılmıştır. Ve bütün ağ gözü uzunlukları ΔX olarak sabittir. l noktasının tek numaralı boru sonundan uzaklığı $(l-1)*\Delta X$ ile bulunabilir.



ŞEKİL 3.5. "Path Line" ların Ağ Gözü Noktaları Üzerindeki Değişimi [1]

Şekil (3.5)'den $(I+I)$ ile K noktası arasındaki mesafe:

$$\delta X = 1 \Delta X - X_K \quad \text{dir.}$$

$$\lambda_K = \lambda_{I_{k+1}} - \frac{\delta X}{\Delta X} (\lambda_{I_{k+1}} - \lambda_I) \quad \text{ve}$$

$$\beta_K = \lambda_{\Pi_{l+1}} - \frac{\delta X}{\Delta X} (\lambda_{\Pi_{l+1}} - \lambda_{\Pi_1})$$

Denklemler yeniden düzenlenirse;

$$\lambda_K = \lambda_{I_{k+1}} - \left(\frac{1 \Delta X - X_K}{\Delta X} \right) (\lambda_{I_{k+1}} - \lambda_{I_1}). \quad (3.31)$$

$$\beta_K = \lambda_{\Pi_{l+1}} - \left(\frac{1 \Delta X - X_K}{\Delta X} \right) (\lambda_{\Pi_{l+1}} - \lambda_{\Pi_l}) \quad (3.32)$$

K'ıncı "path line"ın $Z'=Z+\Delta Z$ 'deki durumunu elde etmek için, "path line"lara ait doğrultu koşulları kullanılır.

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right)_{\text{path line}} = U,$$

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right)_K = \frac{\lambda_K - \beta_K}{k-1} = \frac{\delta X_K}{\Delta Z} \quad (3.33)$$

verildiğine göre,

Z' zamanında:

$$X'_K = X_K + \delta X_K$$

$$X'_K = X_K + \frac{(\lambda_K - \beta_K)}{k-1} \Delta Z \quad (3.34)$$

(3.31)'den (3.34)'e kadar olan denklemler, Z' zamanındaki path linelerin durumunu belirler. A'_{AK} nü elde etmek için (3.25) uygunluk denklemi kullanılır.

Bu, bize δA_{AK} entropi değişimini verir.

$$\delta A_{AK} = \frac{(k-1)}{2} \frac{4 A_{AK}}{(\lambda_K + \beta_K)^2} \left(\frac{q_{x_{ref}}}{a_{ref}^3} + \frac{2 f_{x_{ref}}}{D} \left| \frac{\lambda_K - \beta_K}{k-1} \right|^3 \right) \Delta Z \quad (3.35)$$

ve

$$A'_{AK} = A_{AK} + \delta A_{AK} \quad (3.36)$$

Eğer, X_l l noktasının, tek numaralı boru sonundan uzaklığı olarak düşünülürse; $X_{K-1} < X_l < X_K$ olacak ve l noktasındaki entropi seviyesi;

$$A_{A_l} = \left[\frac{(1-1) \Delta X - X_{K-1}}{(X_K - X_{K-1})} \right] (A_{AK} - A_{A_{K-1}}) + A_{A_{K-1}} \quad (3.37)$$

şeklinde elde edilecektir.

λ Karakteristiği

Z' zaman adımımda R' noktasındaki λ karakteristiğini hesaplamak için;

$$\lambda_{R'} = \lambda_P + d\lambda$$

bağıntısı kullanılır.

$$d\lambda = (\delta\lambda)_{\text{alan}} + (\delta\lambda)_{\text{antropi}} + (\delta\lambda)_{\text{sürtünme}} + (\delta\lambda)_{\text{ısı transferi}} \quad (3.38)$$

$$(\delta\lambda)_{\text{alan}} = - \frac{(\lambda_P + \beta_P)(\lambda_P - \beta_P)}{4} \frac{1}{F} \left(\frac{dF}{dX} \right) dZ \quad (3.39)$$

$$(\delta\lambda)_{\text{antropi}} = \left(\frac{\lambda_P + \beta_P}{2} \right) \left(\frac{A'_{Ap} - A_{Ap}}{A_{Ap}} \right) \quad (3.40)$$

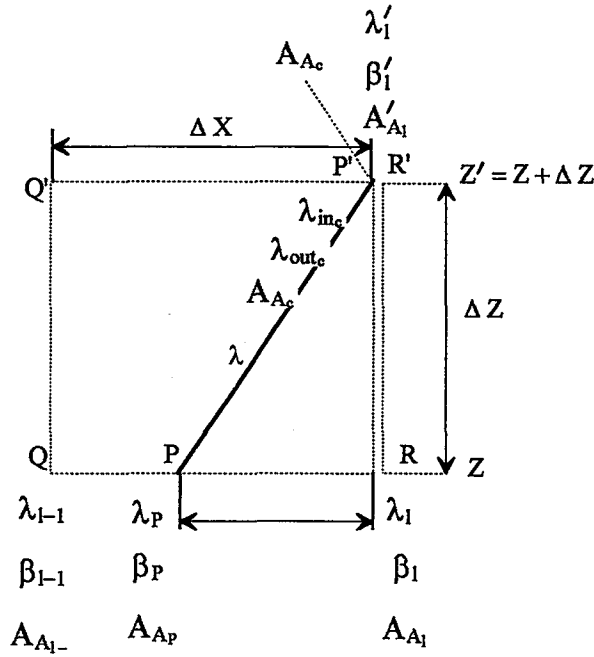
$$(\delta\lambda)_{\text{sürtünme}} = - \left(\frac{k-1}{2} \right) 2 f \left(\frac{\Delta X}{D} \right) \left(\frac{x_{\text{ref}}}{\Delta X} \right) \left(\frac{\lambda_P - \beta_P}{k-1} \right)^2 \left(\frac{\lambda_P - \beta_P}{|\lambda_P - \beta_P|} \right) \left(\frac{3\beta_P - \lambda_P}{\lambda_P + \beta_P} \right) \Delta Z \quad (3.41)$$

$$(\delta\lambda)_{\text{ısı transferi}} = \frac{(k-1)^2}{2} q x_{\text{ref}} \frac{1}{a_{\text{ref}}^3} \frac{2}{(\lambda_P + \beta_P)} \Delta Z \quad (3.42)$$

$\lambda_{R'}$ nün hesaplanması için gerekli temel denklemler, bir tablo halinde ref [1]'de bulunabilir.

Sınırlarda Riemann Değişkenleri

Homantropik olmayan akışda, bir karakteristik boyunca, λ 'da ΔZ zaman adımı boyunca bir değişim vardır. Bu değişime sınıra doğru olan akımın farklı entropi seviyesinde olması neden olur. Riemann değişkenlerinin değerlendirilmesi için sınırdaki entropi değişiminin açıklanması gerekmektedir.



ŞEKİL 3.6. Sınırdaki λ_{in} Karakteristiği İçin Düzeltme [1]

Şekil (3.6)'da görüldüğü gibi λ karakteristiği P noktasından, sınırdaki P' noktasına ulaşmaktadır. Bu sırada entropi seviyesi, sınırın diğer tarafındaki R' noktasının entropisinden farklıdır. Boru içersine akış olmadığı ve $(A_A)_n$ 'in A_A 'ya karşılık gelen değer kabul edildiğine göre, eğer $(\lambda_{in})_n$ Riemann değişkeninin sınıra yaklaşan değeri ise; ve değişken entropi ve içeri akış olduğu zaman, eğer $(\lambda_{in})_c$, $(\lambda_{out})_c$ ve $(A_A)_c$; λ_{in} , λ_{out} ve A_A 'nın değerleri ise, o zaman;

$$\lambda_{in_c} = \lambda_{in_n} + (\delta\lambda)_{\text{antropi}}$$

Denklem (3.40), $(\delta\lambda)_{\text{antropi}}$ değerini hesaplamak için, bu koşullara adapte edilebilir. Şekil (3.6) düşünülerek, (3.40) denkleminde entropi değişimi terimi;

$$(\delta\lambda)_{\text{antropi}} = \left(\frac{\lambda_{P'} + \beta_{P'}}{2} \right) \left(\frac{A_{A_{R'}} - A_{A_{P'}}}{A_{A_{P'}}} \right)$$

R' ve P' noktaları, sınırdaki çok küçük bir farkla ayrılmışlardır. Birinci nokta, entropi akışı ve sıcaklık seviyesi, ikincisinde bu seviyelerle boru arasındaki ilişkiyi kurmak için verilmiştir. R' ve P' noktalarında basınç eşit olmalı ve tanımlama aşağıdaki şekilde yapılmalıdır.

$$\left(\frac{P_{P'}}{P_{ref}}\right)^{\frac{(k-1)}{2k}} = \left(\frac{\lambda_{P'} + \beta_{P'}}{2 A_{A_{P'}}}\right)$$

ve

$$\left(\frac{P_{R'}}{P_{ref}}\right)^{\frac{(k-1)}{2k}} = \left(\frac{\lambda_{R'} + \beta_{R'}}{2 A_{A_{R'}}}\right)$$

buradan,

$$\left(\frac{\lambda_{P'} + \beta_{P'}}{2 A_{A_{P'}}}\right) = \left(\frac{\lambda_{R'} + \beta_{R'}}{2 A_{A_{R'}}}\right) = \left(\frac{\lambda_{inc} + \lambda_{outc}}{2 A_{Ac}}\right)$$

$(\lambda_{in})_c$, $(\lambda_{out})_c$ ve $(A_A)_c$ akış parametrelerinin değeri düzeltilir veya sınıra yansıtılırsa;

$$\lambda_{inc} = \lambda_{P'} ,$$

$$\lambda_{outc} = \lambda_{P'} ,$$

$$A_{Ac} = A_{A_{P'}} ,$$

λ_{in} 'in düzeltilmiş değeri:

$$\lambda_{inc} = \lambda_{in_n} + \left(\frac{\lambda_{inc} + \lambda_{outc}}{2}\right) \left(\frac{A_{Ac} - A_{An}}{A_{Ac}}\right) \quad (3.43)$$

(3.43) denklemi $(\lambda_{in})_c$ ve $(A_A)_c$ 'nin sağ tarafta olması nedeniyle iterasyon ile çözümlenebilir.

İterasyon hesapları sırasında, $(\lambda_{in})_c$ ve $(A_A)_n$ sabit olarak sürdürülür. Boru sonunda $(\lambda_{in})_n$ ya $(\lambda'_{I})_{m+1}$ ya da $(\lambda'_{II})_1$ olarak ; $(A_A)_n$ değeri ya $(A'_A)_{m+1}$ ya da $(A'_A)_1$ olarak değişir. $(\lambda_{in})_c$ 'nin ilk değeri $(\lambda_{in})_n$ alınır ve $(\lambda_{out})_c$ 'nin ilk değeri ise bir zaman adımı önceki λ_{out} değeri alınır. Entropi seviyesi, $(A_A)_c$ ise sınır koşullarından hesap edilir.

Bu ilk değerler denklem (3.43)'de yerine konulursa, $(\lambda_{in})_c$ 'nin ilk değeri elde edilir. Bu değer sınır denklemlerine girilerek $(\lambda_{out})_c$ ve $(A_A)_c$ 'nin yeni bir değeri elde edilir. Bu işlemler istenen toleransda λ_{in} değeri elde edilene kadar defalarca tekrar edilir. Eğer, akım bir boruyu terk ediyorsa λ_{in} de bir değişiklik istenmez çünkü, bir entropi süreksizliği böyle bir sınırdan üretilemez.

Değişken entropide, karışık akımlar incelendiğinde, çok kullanışlı olan bir yıldızlı Riemann değişkeni tanımlanır. (λ^*) .

$$\lambda^* = \frac{\lambda}{A_A} \quad (3.44)$$

Sınıra giren karakteristik ise;

$$\lambda^* = \frac{\lambda_{in}}{A_{A_{in}}} \quad (3.45)$$

Sınırdan ayrılan karakteristik ise;

$$\lambda^* = \frac{\lambda_{out}}{A_{A_{out}}} \quad (3.46)$$

Buradan da görüleceği gibi entropideki değişim direkt olarak yıldızlı Riemann değişkenlerini içermektedir.

P_b basıncında uniform akış için:

$$\lambda^* = \frac{\lambda}{A_A} \left(\frac{P_{ref}}{P_b} \right)^{\frac{k-1}{2k}}, \quad (3.47)$$

$$\lambda_{in}^* = \frac{\lambda_{in}}{A_{A_{in}}} \left(\frac{P_{ref}}{P_b} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \quad (3.48)$$

ve

$$\lambda_{out}^* = \frac{\lambda_{out}}{A_{A_{out}}} \left(\frac{P_{ref}}{P_b} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \quad (3.49)$$

3.4. SINIR KOŞULU TEORİLERİ

Nozul Sınır Koşulu

Bu sınır koşulu, boru uçlarında nozul olması durumunda veya borunun silindire bağlı olduğu uç noktasında, gaz akımının yönü borudan silindire doğru ise kullanılır. Bu koşulun kullanılması sırasında gaz akımının izantropik olduğu kabul edilir. Bu sınır koşulu için teorik formülasyon referans [1] ve [12]'den yararlanılarak detaylı olarak verilmiştir.

Notasyon aşağıdaki gibi kullanılırsa.

$$A = \frac{a}{a_{ref}} \quad , \quad U = \frac{u}{u_{ref}} \quad , \quad A_t = \frac{a_t}{a_{ref}} \quad ,$$

$$\phi = \frac{F_t}{F} \quad , \quad U_t = \frac{u_t}{a_{ref}}$$

Burada "t" indisi nozul girişi için "b" indisi nozul çıkışı için "0" indisi durma halini göstermek için kullanılırsa; temel denklemler aşağıdaki şekilde yazılabilir.

Enerji:

$$a_0^2 = a^2 + \frac{k-1}{2} u^2 = a_t^2 + \frac{k-1}{2} u_t^2 \quad (3.50)$$

Boyutsuz parametreler cinsinden ifadesi:

$$A_0^2 = A^2 + \frac{k-1}{2} U^2 = A_t^2 + \frac{k-1}{2} U_t^2 \quad (3.51)$$

Süreklilik:

$$\rho u F = \rho_t u_t F_t \quad (3.52)$$

Sabit entropi ilişkisi:

$$\frac{p}{\rho_t} = \left(\frac{a}{a_t} \right)^{\frac{2}{k-1}} = \left(\frac{A}{A_t} \right)^{\frac{2}{k-1}} \quad (3.53)$$

(3.52) ve (3.53) denklemleri (3.51) denkleminde yerine konulursa:

$$\left(\frac{U}{A_t} \right)^2 = \frac{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{A}{A_t} \right)^2 - 1 \right]}{\left[\frac{1}{\phi^2} \left(\frac{A}{A_t} \right)^{\frac{4}{k-1}} - 1 \right]} \quad (3.54)$$

Şimdi akımın değişik durumlarını inceleyelim;

Ses Altı Akım:

Bu durumda nozul giriş ve çıkışındaki ses hızları birbirine eşit olacaktır.

$$a_t = a_b \quad ,$$

Yukarıdaki kabul ile (3.54) denklemini yeniden yazarsak;

$$A_t = \frac{a_t}{a_{ref}} = \frac{a_b}{a_{ref}} = \frac{a_b}{a_A} \frac{a_A}{a_{ref}} = \left(\frac{p_b}{p_{ref}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} A_A \quad (3.55)$$

$$r_b = \frac{p_b}{p_{ref}} \quad ,$$

$$A_t = A_A r_b^{\frac{k-1}{2k}} \quad (3.56)$$

Riemann değişkenleri kullanılarak;

$$U = \frac{\lambda_{in} - \lambda_{out}}{k-1}$$

$$\frac{U}{A_t} = \left(\frac{\lambda_{in} - \lambda_{out}}{k-1} \right) \left(\frac{1}{A_A r_b^{\frac{k-1}{2k}}} \right), \quad (3.57)$$

$$\frac{A}{A_t} = \left(\frac{\lambda_{in} + \lambda_{out}}{k-1} \right) \left(\frac{1}{A_A r_b^{\frac{k-1}{2k}}} \right) \quad (3.58)$$

Bu aşamadan sonra yeni bir takım değişkenlerin kullanılması faydalı olacaktır.

$$U^* = \frac{U}{A_t} \quad \text{ve}$$

$$A^* = \frac{A}{A_t},$$

$$U^* = \frac{\lambda_{in}^* - \lambda_{out}^*}{k-1}, \quad (3.59)$$

$$A^* = \frac{\lambda_{in}^* + \lambda_{out}^*}{2}; \quad (3.60)$$

Burada;

$$\lambda_{in}^* = \frac{\lambda_{in}}{A_A r_b^{\frac{k-1}{2k}}}, \quad (3.61)$$

$$\lambda_{out}^* = \frac{\lambda_{out}}{A_A r_b^{\frac{k-1}{2k}}}. \quad (3.62)$$

Yeni değişkenler (3.54) denkleminde yerine konulur ve bazı matematiksel düzenlemeler yapılırsa, akımın incelenmesi için gerekli denklem aşağıdaki şekilde elde edilebilir.

$$f(A^*) = \left[(A^*)^{\frac{4}{k-1}} - \phi^2 \right] \left(\lambda_{in}^* - A^* \right)^2 - \frac{k-1}{2} \phi^2 (A^{*2} - 1) = 0 \quad (3.63)$$

Gaz Akımının Ses Hızında Olması Hali

Bu durum için gaz hızı ses hızına eşit olup, ağ gözü sayısı 1'e eşittir. ($u_t = a_t$, $M_t = 1$) Süreklilik ve sabit entropi ilişkisini içeren bağıntılarda kullanılırsa:

$$M_t = \frac{U^* (A^*)^{\frac{2}{k-1}}}{\phi} \quad (3.64)$$

bağıntısı elde edilir. Buradan;

$$U^* = \frac{\phi}{(A^*)^{\frac{2}{k-1}}} \quad (3.65)$$

ve enerji denkleminde;

$$\frac{2}{k-1} A^{*2} + U^{*2} = \frac{k+1}{k-1} \quad (3.66)$$

bulunur. (3.65) ve (3.66) denklemleri birleştirilirse;

$$\phi^2 = (A^*)^{\frac{4}{k-1}} \left[\frac{k+1}{k-1} - \frac{2}{k-1} (A^*)^2 \right] \quad (3.67)$$

denklemleri bulunur. Değerleri yerlerine koyarak, gerekli kısaltmalar yapılsa;

$$\lambda_{out} = K_s * \lambda_{in} \quad (3.68)$$

ve

$$K_s = \frac{1 - \frac{k-1}{2} \phi \left(\frac{1}{A_{gr}^*} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{1 + \frac{k-1}{2} \phi \left(\frac{1}{A_{gr}^*} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (3.69)$$

$$A_{cr}^* = \left(\frac{A}{A_t} \right)_{cr}$$

Burada ϕ 'nin özel bir değeri için sadece ve sadece bir tek A^* değeri vardır. Bunu (A_{cr}^*) olarak gösterdik.

Nozulda Ters Akış Olması Hali:

Bu durum için $\lambda_{in}^* < 1$ olacaktır. Bu şart ise aşağıdaki eşitliği gerektirir.

$$\lambda_{out} = 2 A_A \left(\frac{p_b}{p_{ref}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - \lambda_{in} \quad (3.70)$$

Subap (Valf) Sınır Koşulu

Bu sınır koşulu, gaz akışının silindirden boruya doğru olduğu hallerde kullanılır. Bu koşulla ilgili ayrıntılı teorik bilgiler referans [1] ve [12]' de verilmiştir.

Gaz akışının sesaltı akım olması halinde, subap girişine kadar basınç izantropik olarak düşme gösterir. Subaptan, boruya girdiği noktalarda entropi düzenli bir şekilde artarken basınç sabit kalır.

Subap giriş kesitinin daralması nedeniyle giriş ağzında akımda çekiçleme olması veya gaz akımının gerçekleşmemesi halinde, hesaplamalar, sesaltı akımdaki gibi yapılır. Ancak bu durumda subaptan boruya girdiği noktalarda basınç sabit kalmamakta, düşüş göstermektedir.

Silindir için "c", subap için "t" ve boru ucu için "p" simgeleri kullanılarak, klasik notasyon aşağıdaki gibi seçilirse;

$$\Gamma_c = \frac{p_c}{p_{ref}} \quad , \quad A_c = \frac{a_c}{a_{ref}} \quad , \quad U = \frac{u_p}{a_c} \quad ,$$

$$\Psi = \frac{F_t}{F_p} \quad , \quad A_p = \frac{a_p}{a_{ref}} \quad , \quad A_t = \frac{a_t}{a_{ref}}$$

Enerji denklemi:

$$a_c^2 = a_t^2 + \frac{k-1}{2} u_t^2 = a_p^2 + \frac{k-1}{2} u_p^2 \quad (3.71)$$

Süreklilik denklemi:

$$\rho_t u_t F_t = \rho_p u_p F_p \quad (3.72)$$

Sabit entropi ilişkisi:

$$\frac{a_c}{a_t} = \left(\frac{p_c}{p_t} \right)^{\frac{k-1}{2k}} = \left(\frac{\rho_c}{\rho_t} \right)^{\frac{k-1}{2}} \quad (3.73)$$

Ses hızı:

$$\frac{k p}{\rho} = a^2$$

Gaz Akımının Ses Altı Akım Olması Hali:

Bu durum için boru ucu ve subap basınçları eşit olmaktadır.

$$P_b = P_t$$

Süreklilik denklemi kullanılırsa;

$$u_t = u_p \left(\frac{a_t}{a_p} \right) \frac{1}{\psi} \quad (3.74)$$

(3.71) denklemi (3.74) denkleminde kullanılırsa;

$$u_t = a_t \frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{p_c}{p_p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.75)$$

$$\frac{a_p^2}{a_c^2} = 1 - \frac{k-1}{2} u \quad (3.76)$$

(3.74) ve (3.75) denklemleri birlikte kullanılırsa, ses altı akım için boru basıncı ve silindir basıncı arasındaki ilişki aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\frac{p_p}{p_c} = \left\{ \frac{1}{2C} \left[\psi \sqrt{(\psi^2 + 4C)} - \psi^2 \right] \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.77)$$

Gaz Akımının Ses Hızında Olması Hali:

Bu durumda:

$$u_t = a_t, \quad p_p < p_t$$

Enerji denklemi ve sabit entropi ilişkilerini gösteren denklemler bu duruma göre yeniden düzenlenirse ve süreklilik denklemi de kullanılırsa;

$$\frac{p_p}{p_c} = \psi \left(\frac{p_t}{p_c} \right) \left(\frac{a_p}{a_c} \right)^2 \left(\frac{a_c}{a_t} \right) \left(\frac{1}{u} \right) \quad (3.78)$$

(3.76) denklemi kullanılır ve $u_t = a_t$ eşitliği kullanılırsa;

$$\frac{p_p}{p_c} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \left(1 - \frac{k-1}{2} u^2 \right) \frac{1}{u} \quad (3.79)$$

yazılabilir. Özel bir durum olarak boru uç noktasındaki basıncın subap kesitindeki basınca eşit olması haline, subap kesit alanının boru kesit alanına oranını gösteren " ϕ " değeri tek bir değere sahip olacaktır. Bu kritik alan oranını ϕ_{cr} ile gösterirsek, sabit entropi ilişkisinden;

$$\frac{p_p}{p_c} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \quad (3.80)$$

bağıntısı elde edilir. (3.80) nolu bu denklem (3.79) nolu denklemde yerine konularak yeniden düzenlenirse;

$$\Psi_{cr} = \frac{4}{k^2 - 1} C \quad (3.81)$$

eşitliği ortaya çıkar. Özel bir hal için elde edilen bu eşitlik, sesaltı akım olması durumunda eşitsizlik olarak ortaya çıkar. Sesaltı akım durumunda;

$$\frac{4}{k^2 - 1} C > \Psi$$

eşitsizliği geçerlidir. Subap sınır koşulu kullanılırken, subap için λ_{in} ve A_A değerleri bilinmekte olup, λ_{out} değerinin hesaplanması gerekmektedir. λ_{out} değeri ise yukarıdaki (3.71) denklemi temel alınarak elde edilebilir. (3.71) denkleminde;

$$A_c^2 = A_p^2 + \frac{k-1}{2} U_p^2 \quad (3.82)$$

ve Riemann değişkenleri kullanılarak;

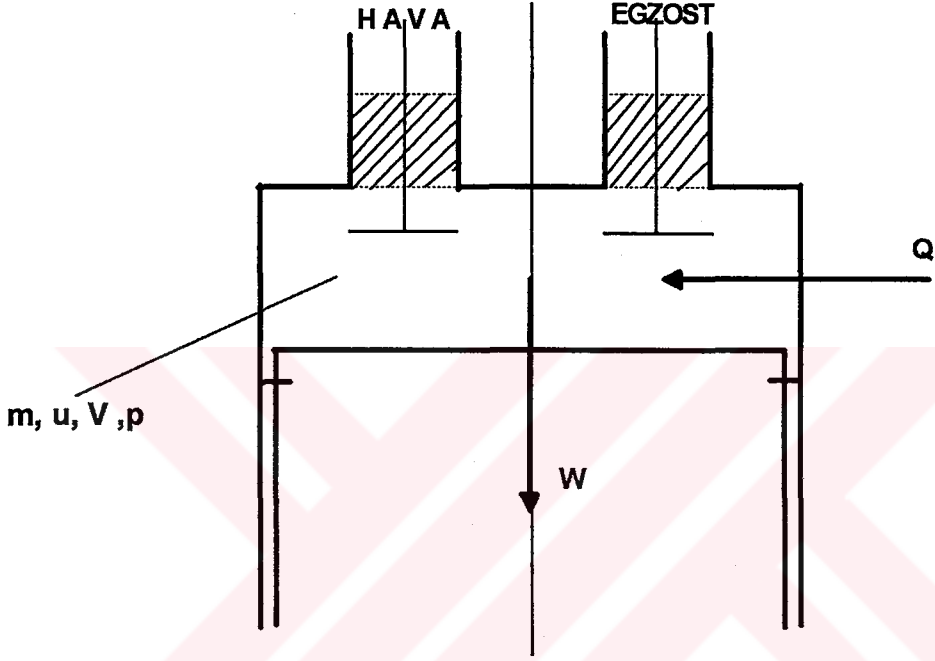
$$A_p = \frac{\lambda_{in} + \lambda_{out}}{2}$$

$$U_p = \frac{\lambda_{in} - \lambda_{out}}{k-1}$$

yazılır, buradan ,

$$\lambda_{out} = \frac{3-k}{k+1} \lambda_{in} + \frac{2}{k+1} \sqrt{(k^2 - 1) A_c^2 + 2(1-k) \lambda_{in}^2} \quad (3.83)$$

ifadesi elde edilir.



ŞEKİL 3.7. Silindirde Subapların Durumu ve Gaz Değişimi İşlemi [21]

BİLGİSAYAR PROGRAMININ TANITILMASI

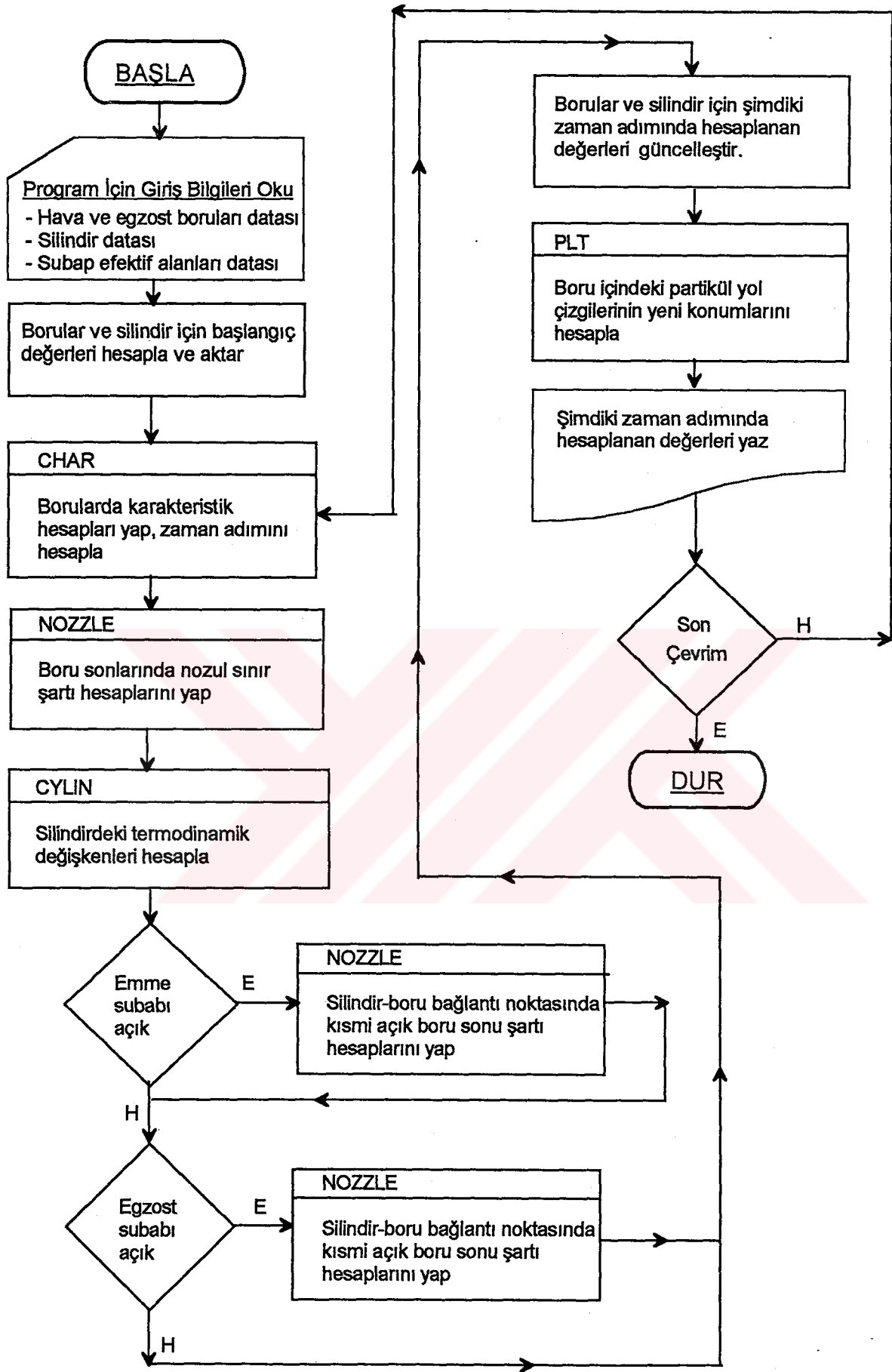
Bu çalışmada kullanılan bilgisayar simülasyon programının ana hatlarını daha önce bir çok araştırmacı tarafından kullanılan simülasyon programı oluşturmaktadır. Programda bazı düzenlemeler yapılarak problemimize uygun hale getirilmiştir. Yapılan düzenleme ile program daha hızlı çalışır hale gelmiştir. Çalışmamızın konusunu teşkil eden "path line"ların elde edilmesi için programa yeni bir alt program eklenmiştir. Program "Bölüm 3" de anlatılan teoriler üzerine kurulu bir simülasyon programıdır. Program dili "Fortran 77" olup FTN77 program derleyicisi tarafından derlenmiştir. Sözkonusu program tek silindirli bir diesel motorun emme ve egzost borularındaki gaz akışını modellemektedir.

Programın çalıştırılması sonucu, emme ve egzost borularındaki gaz akımının grafik görüntüsü elde edilmiştir. Program sonucu elde edilen datalar bir başka programla Autocad için "Script File" a dönüştürülmüş ve grafik çıkışlar Autocad'den elde edilmiştir.

Programın çalışma süresi kullandığı bilgisayarın özelliğine bağlı olduğu gibi derleyicinin nitelikleriyle de değişmektedir. Programı çalıştırmak üzere seçilen kişisel bilgisayar IBM uyumlu 80386 DX tipi bilgisayardır. Kullanılan bilgisayar 4 MB rastgele erişimli belleğe (Random Access Memory) sahiptir. İşletim sistemi olarak MSDOS 5.0 işletim sistemini kullanmaktadır.

Kullanılan bilgisayar programının listesi Ek1'de verilmiş ve ayrıca programın akış diyagramı şekil (4.1) 'de gösterilmiştir. Program, bir ana program ve 8 adet alt proramdan oluşmaktadır. Ana ve alt programların yaptığı işlemler aşağıda ayrıntılı olarak anlatılmaktadır.

Programın yetkinliğini araştırmak için öncelikle silindir basınç ve sıcaklıkları ve egzost borusu için basınç diyagramları elde edilmiştir. Programda kullanılan data ise



ŞEKİL 4.1. KULLANILAN BİLGİSAYAR PROGRAMININ AKIŞ ŞEMASI

ilerde değineleceği gibi KRG-5 tipi diesel motordur. Bu motorun kullanılmasının sebebi motorun deney sonuçlarının biliniyor olmasıdır. KRG-5 Diesel motorunun özelliklerinin tespit edilmesinde ref [17]'den yararlanılmıştır. Bilgisayar programının yetkinliğine karar vermede, bu çalışmada verilen deney sonuçları ile uyumu dikkate alınmıştır.

4.1. BİLGİSAYAR PROGRAMINI OLUŞTURAN ANA VE ALT PROGRAMLAR

MAIN Program (Ana Program)

Ana program 418 satırdan meydana gelmiş olup, tüm alt programların bağlandığı, motora ait teknik datanın okutulduğu, hangi alt programın hangi sırayla çağrılacağına kontrol edildiği ve program sonuçlarının yazdırıldığı programdır.

CHAR Alt Programı

Bu alt program 273 satırdan oluşmaktadır. Ana program tarafından ilk olarak çağrılan programdır. Borulardaki karakteristik gaz dinamiği değişkenlerini hesaplar. Bu alt programda stabilite kriterine göre uygun bir zaman adımı seçilerek karakteristikler hesaplanır. Char alt programı, yol çizgilerinin oluşumunda RV alt programını çağırır. Char alt programı, her ağ gözü noktasında α değerlerini hesaplar ve λ , β değerlerini hesaplamak için CH alt programını çağırır.

RV Alt Programı

CHAR alt programı tarafından yol çizgileri oluşturulması işleminde kullanılır. 30 satırdan oluşmuştur.

CH Alt Programı

24 satırdan oluşan CH alt programı, CHAR alt programı tarafından, ağ gözü noktalarında karakteristiklerin hesaplanması için kullanılır.

CYLIN Alt Programı

Bu alt program 27 satırdan oluşmuştur. Bu alt program çevrimin kapalı periyodu için silindirdeki basınç ve sıcaklık ve hacim hesaplarını yapar.

NOZZLE Alt Programı

Bu alt program 131 satırdan meydana gelmiştir. Boru sonlarındaki nozul sınır şartını modellemek için kullanılır. Bu programda akış nozuldan boruya doğru olduğunda akışın sesaltı veya ses hızında olması kontrol edilerek sınırlarda karakteristikler hesap edilir.

LINPO Alt Programı

11 satırdan oluşan bu alt program, interpolasyon yaparak, programın gereken yerlerinde boru hesaplamaları sırasında herhangi bir ağ gözünde, hesaplanan zaman adımıdaki karakteristiklerin değerlerinin bulunması sırasında kullanılır.

PLT Alt Programı

Klasik simülasyon programına sonradan eklenen ve yeni bir gelişme olan "path line"ların hesaplanması işini yapan alt programdır. Bir kütle sayacı kullanarak boru içersine "path line" gönderir. 78 satırdan oluşan bu alt program yol çizgilerinin boru içersinde görüntülenmesi için kullanılan temel programdır. Bu program ayrıca, bir fonksiyon programı kullanır. FMASS fonksiyonu boru içersine ivmelendirilen kütleleri

hesaplar. Bu alt programla elde edilen yol çizgileri hakkında ayrıntılı bilgi ilerki bölümde verilecektir.

FMASS Fonksiyon Programı

PLT alt programı tarafından kullanılan bu program 5 satır uzunluğundadır. Kütle hesaplamaları için kullanılır.

4.2. BİLGİSAYAR PROGRAMINDA DATA OLARAK KULLANILAN KRG-5 DİSEL MOTORUNUN TANITILMASI

Konfigürasyon

Bu çalışma Bergen KRG-5 tipi gemi diesel motoru verilerini kullanarak gerçekleştirilmiştir. Konfigürasyonu şekil (4.2.a.) da görülen KRG-5 tipi diesel motor, 5 silindirli bir motordur. Diesel motorun egzost manifoldunda ve silindirinde yapılan basınç ölçümleri ve bunların teorik hesaplamalarla karşılaştırılması Sağ [17] tarafından verilmektedir. Bu motorda 3 numaralı silindir hesaplamalar için kullanılmıştır. Bunun nedeni bu silindirin emme ve egzost borularının diğer silindirlerden etkilenmemesi nedeniyle, tek silindirli bir motor gibi simüle edilebilmesidir. Hava ve egzost borularının aynı geometrik özellikleri taşıdıkları kabul edilmiştir. Diesel motor Bergen diesel makinalarının bir modeli olup motorun teknik özellikleri Tablo (4.1) de verilmektedir.

Teorik Model

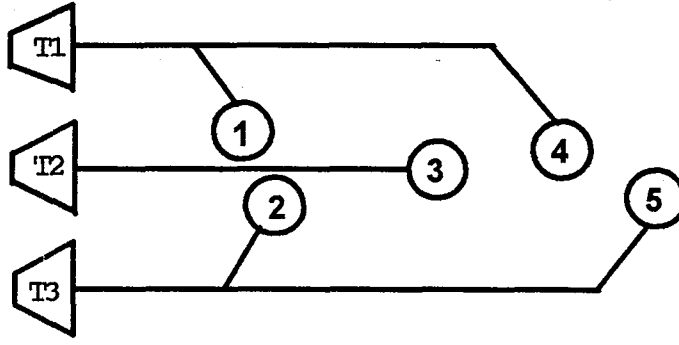
Teorik model şekil (4.2.b) de görüldüğü gibi, tek silindirli bir diesel motordur. Silindire hava girişi 1 nolu hava borusundan, egzost çıkışı ise 2 nolu egzost borusundan sağlanmaktadır. Şekilde görülen 1'den 10'a kadar olan numaralar boruların ağ gözlerine bölünmesini göstermektedir. Kare içersindeki numaralar ise boru sonlarını göstermektedir. Bu numaralandırma işlemi bilgisayar programına data girilmesinde

önemlidir. Çünkü sınır şartları boru sonu numaralarına göre belirlenecektir. Modelimizde 1 ve 4 numaralı boru sonunda nozul sınır şartı, 2 ve 3 numaralı boru sonunda silindir sınır şartı geçerlidir. Şekildeki şematik gösterimde bunlar 1 numaralı boru sonu için N1 ve 2 numaralı boru sonu için N2 notasyonu ile ifade edilmektedir. Simülasyonu yapılan motor aşırı doldurmalı olduğundan, egzost ve hava borusu nihayetlerindeki türbin ve kompresör uygun nozul (N1, N2) efektif alanları seçilerek simüle edilmiştir. Elde edilen sonuçlar için bu değer 0.3'dür. Hava borusunda aşırı doldurma basıncı 2.5 bar ve egzost borusundaki ortalama basınç 1.95 bar olarak kabul edilmiştir. Motorun gaz dinamiği ve gaz değişimi işlemlerinin modellenmesinde, silindirdeki yanma işlemi egzost subapının açıldığı zamanda silindir basınç ve sıcaklığının programa bilgi olarak verilmesi yolu ile simüle edilmiştir. Bu değerler 10.2 bar silindir gaz basıncı, 1182.5 K silindir gaz sıcaklığıdır. İlerki bölümde krank mili açısı ile değişen gaz değişimi işlemi boyunca silindir, hava ve egzost borularındaki hesaplanan gaz basınçları grafik olarak verilmektedir.

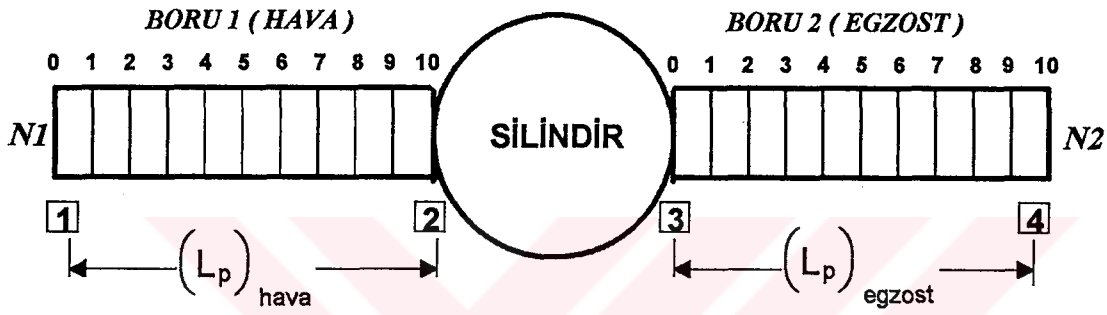
Kullanılan Data

Bilgisayar programında kullanılan data dosyası ekte verilmekte olup aşağıdaki bilgileri içermektedir.

- a) Boruların sayısı
- b) Boru boyutları ve sürtünme katsayıları
- c) Boru başına ağ gözü sayısı
- d) Atmosfer basıncı ve sıcaklığı
- e) Özgül ısıların oranı
- f) Makina boyutları (silindir çapı, strok, biyel uzunluğu), makina hızı ve sıkıştırma oranı
- g) İç ve dış akış için boyutsuz efektif giriş ve egzost subap alanları



ŞEKİL 4.2.(a): KRG-5 Tipi BERGEN Diesel Motoru Egzost Manifoldu Şematik Gösterimi [18]



ŞEKİL 4.2.(b): 3 Nolu Silindir İçin Teorik Model

Motor Tipi	Bergen KRG-5 (Norveç), Diesel Dört Zamanlı, Su soğutmalı, 5 Silindirli
Silindir Çapı (mm)	250
Strok (mm)	300
Biyel Uzunluğu (mm)	630
Motor Dönme Hızı (d/d)	720-750
Sıkıştırma Oranı	12,5
Süba Zamanları	
EgSA (KMA)	115
EgSK (KMA)	401
EmSA (KMA)	295
EmSK (KMA)	581

TABLO 4.1. KRG-5 Motorunun Teknik Özellikleri [18]

YOL ÇİZGİLERİ VE YOL ÇİZGİSİ AKIMLARI

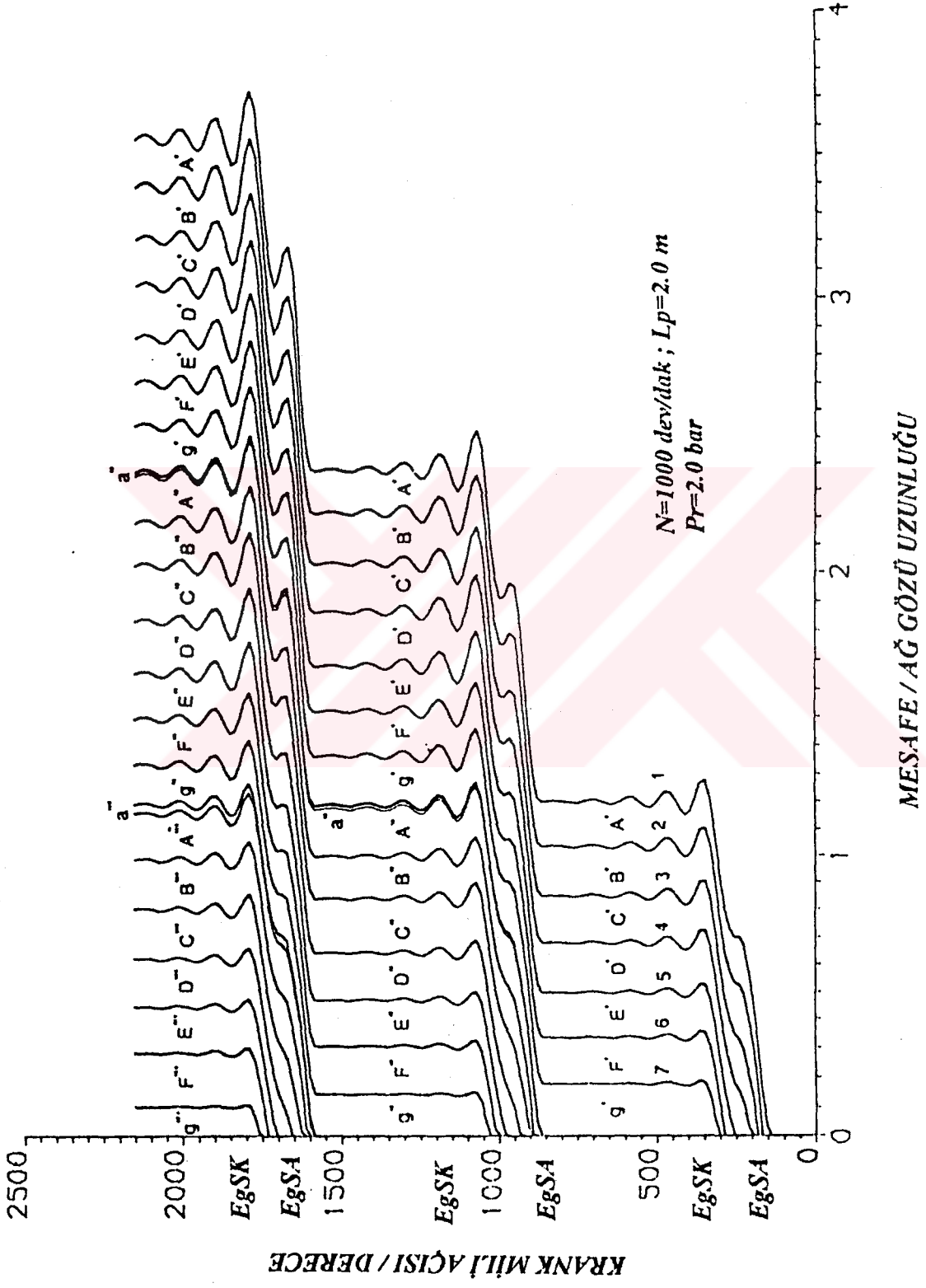
Yol çizgileri (path line) akışkan partiküllerini izlerler ve bazı akışkan özellikleri, entropi, sıcaklık ve iç enerji gibi, bu karakteristik hatlar boyunca iletilir. Bu bölümde yol çizgisi akımlarının tanıtılması yapılacaktır.

Şekil (5.1)'de yol çizgileri ve yol çizgisi akımları için tipik bir pozisyon diyagramı görülmektedir. Diyagramın yatay eksen, boyutsuz mesafedir. Referans uzunluk, bir ağ gözü uzunluğuna karşılık gelecek şekilde seçilmiştir. Böylece ΔX , 1'e eşittir. Borunun sol taraf ucu, yani silindir sonu, 0 olarak numaralanmış ve 4 sayısı borunun sağ taraf ucuna karşılık gelmektedir. Düşey eksen zamandır ve (krank mili dönme açısı / derece) cinsinden ifade edilmiştir.

Egzost subapı açılma ve kapanma zamanları, eksen üzerinde işaretlenmiştir. Simülasyon programı, 1000 dev/dak motor dönme hızı, egzost subapı açılma zamanında 2 bar silindir çıkış basıncı ve 2 m egzost boru uzunluğu, motor işletme koşullarında çalıştırılmıştır. Bu diyagramı üretmek için hesaplar E6 benzin motoru datasından faydalanarak yapılmıştır[20]. Diyagram birbirini izleyen üç motor çevriminde, yol çizgilerini göstermektedir. Bu gösterim, egzost subapının ilk açılma pozisyonunda başlatılmıştır. Şeklin aşağı sağ tarafı boş bırakılmış olmakla beraber, bu bölgede de yol çizgilerinin bulunduğu, fakat bunların bilinerek gösterilmediğine dikkat edilmelidir. Borudaki 1 sayısı ile etiketlenmiş yol çizgisini dikkate alırsak; bu yol çizgisi egzost subapı açıldığında, silindir ve egzost borusu arasındaki büyük basınç farkı nedeniyle boru içine ivmelendirilir. Egzost prosesinin sonunda, yol çizgisi boyunca bir ucu açık diğer ucu kapalı bir borunun doğal frekansında sönümlü bir salınım hareketi görülür. İkinci çevrimde egzost prosesi boyunca boru içine benzer tabiatta bir ilerleme gözlenir.

Diyagram, önceden belirlenmiş sayıda yol çizgilerini göstermektedir. Boruya yol çizgilerinin girişi, bir kütle sayan prosedür tarafından kontrol edilir. Boruya önceden saptanmış miktarda kütle girişi olduğunda, yeni bir yol çizgisi boruya girecektir. Bu, diyagramda 2 numaralı yol çizgisi olarak görülmektedir. İşlem, boruya eşdeğer kütle girişleri ile devam eder. Bu yol çizgileri diyagramda 1'den 7'ye kadar numaralandırılmıştır. Böylece ardışık yol çizgileri arasında sabit kütle bantları oluşturulur. Bu bantlar, yol çizgisi akımları olarak adlandırılır. Diyagram üzerinde bunlar A'dan F'ye harflerle işaretlenmiştir.

İndisler bu yol çizgilerinin, hangi çevrimden geldiklerini göstermektedirler. Birinci çevrimdeki g' harfi önceden saptanan kütlenin bir kısmının boru içine girdiğini ifade eder. Genelde çevrim başına boşaltılan gaz, önceden saptanan kütlenin tam bir çarpanı olmayacaktır. Böylece, bu bantdaki kütle miktarı, büyük harflerle temsil edilen tam kütle miktarının bir kesri olacaktır. İkinci çevrim egzost olayı ile başlar ve egzost subapı açılır açılmaz bir yol çizgisi boru içine gönderilir. Bu, çevrimler arasında sınırı tanımlayan bir işaret olarak kullanılır. Bu noktada kütle sayacı sıfırlanmadığından, yeni bir yol çizgisi, sayaç önceden saptanan kütle miktarına eriştiğinde boruya gönderilecektir. Bu yol çizgisi ikinci çevrimden gelen gaz, egzost subapının açıldığı zaman ve sayacın sıfırlandığı zamanı gösteren a" ile işaretlenmiştir. Diyagram aynı zamanda bir önceki çevrimden gelen gaz elemanlarının pozisyonlarını sonraki çevrimlerde göstermektedir.[23]



ŞEKİL 5.1. Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımlarını Gösteren Tipik Bir Pozisyon Diyagramı

GRAFİK BİLGİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ

Geliştirilen yeni tekniğin, bir diesel motorun emme ve egzost sistemine uygulanması sonucu elde edilen grafiklerin yorumlanması bu bölümde yapılacaktır. İçten yanmalı motor, gaz dinamiği simülasyon programı, bir set pozisyon diyagramlarının üretiminde kullanılmıştır. Yol çizgileri ve yol çizgisi akımları zaman-mesafe düzleminde ifade edilmiştir. Zaman, krank mili dönme açısıdır ve ağ gözü uzunluğu olarak tanımlanan mesafe, borudaki pozisyonu göstermektedir.

Bu çalışma Bergen KRG-5 tipi gemi diesel motoru verilerini kullanarak gerçekleştirilmiştir. Bu motorun teknik özellikleri, önceki bölümde verilmiştir. Simülasyon programı için gerekli giriş bilgileri, hava ve egzost boruları, silindir geometrik verileri, subap efektif alanları bilgileri gibi, referans [15]’den temin edilmiştir. KRG-5 tipi Bergen gemi diesel motorunun egzost manifoldunda ve silindirlerinde yapılan basınç ölçümleri ve bunların teorik hesaplamalarla karşılaştırılması Sağ [15] tarafından verilmektedir.

Elde edilen pozisyon diyagramlarının incelenmesi ile olayların genel modelinin gaz akımınının açılıp kesilmesi süreci olduğu fark edilecektir. Bu bölümde açıklanacak olan diyagramlar bir parametrik çalışma sonucu elde edilmiştir. Motorun temel data dosyasındaki bazı motor özellikleri değiştirilerek program defalarca çalıştırılmış ve sonuçlar grafik olarak elde edilmiştir. Değiştirilen motor parametreleri, egzost ve emme borusu uzunlukları ve motor devir sayısıdır. Diğer parametrelerde bir değişime gidilmemiştir. Bunun nedenide devir sayısı ve boru boyu dışındaki parametrelerin akım üzerinde çok fazla etkili olmayacaklarının düşünülmesidir. Böylece etkili parametreler kullanılarak grafik sayısının gereksiz yere çok fazla arttırılması önlenmiştir.

Motorun temel karakteristiği olarak devir sayısı 750 dev/dak, egzost ve emme boru uzunlukları 2.00 m dir. Bu parametrik çalışma sırasında sadece bir parametre değiştirilirken diğer bütün parametreler sabit tutulmuştur. Bu çalışma sırasında devir sayısı 500, 750, 1000 dev/dak olarak değiştirilirken boru boyları ise 1.50, 2.00, 2.50 m aralarında değiştirilmiştir. Tek bir parametre değişimlerinden ayrı olarak, çapraz değişimlere de gidilmiştir. Örneğin hem motor devir sayısı 500 dev /dak'ya indirilirken hem de boru boyları 1.5 m'ye düşürülmüştür. Bir temel durum, iki devir sayısı parametresinin değiştirilmesi ve iki adet te boru boylarının değiştirilmesi sonucu herbir boru için 5 adet diyagram elde edilmiştir. Emme ve egzost olmak üzere iki adet boru olduğu için tek parametre değişimi sırasında 10 adet diyagram elde edilmiştir. Çapraz değişimleri için $4 \times 2 = 8$ diyagram daha elde edilmesi ile toplam 18 adet diyagram elde edilmiştir.

Ayrıca temel data kullanılarak elde edilen basınç değerlerinin diyagramı da bölüm sonunda şekil (6.19)'da verilmiştir. Bu diyagramda silindirdeki basınçlar ile emme ve egzost borularının silindire bağlandıkları uçtaki basınçların zamanla değişimi verilmiştir.

Grafiklerin Analizi

Şekil (6.1)'de temel data kullanılarak hava borusunda yol çizgileri için pozisyon diyagramı verilmiştir. Emme subabının açıldığı 295 KMA 'da ilk "path line" tanımlanmış bu "path line" 518 KMA'da boruyu sağ taraf ucundan terk ederek silindire girmiştir. Bundan sonraki "path line" 345 KMA'da tanımlanmıştır. Bu "path line" ise emme borusunu 524 KMA'da yine sağ taraftan, silindire girmek suretiyle, terk etmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi bir çevrim için 39 adet "path line" üretilmiş; bunlardan 5 adedi (1, 2, 3, 4 ve 5 numaralı) boruyu sağ taraf ucundan terk etmişlerdir. Bunlar aralarında taşıdıkları sabit kütleleri silindire aktarmışlardır. Son olarak üretilen 38 ve 39 numaralı path linelar ise boruyu sol taraf ucundan terk etmişlerdir. Diğer path linelar ise emme subabının kapanması ile bir salınım hareketi yapmaktadırlar. İkinci çevrim sonunda bu path linelar da, arkadan gelen path linelar tarafından itilerek, silindire doğru taşınacaklardır.

Şekil (6.2)'de yukarıdaki aynı temel datalar olan 2.00 m boru boyu, 750 dev /dak motor dönme hızı için egzost borusundaki "path line"ları göstermektedir. Bu pozisyon diyagramında görülen "path line" sayısı 45'dir. Bu koşullar için 25 adet "path line" egzost borusunu sağ taraf ucundan terk etmektedir Diğer "path line"lar ise ikinci çevrime taşınmaktadır. Yine egzost subapının kapandığı 401 KMA'dan sonra path linelerin egzost borusu içersinde salınım hareketi yaptıkları gözlenebilir. (6.1) nolu şekilde hava borusu için yalnızca 5 "path line" boruyu sağ taraf ucundan terk ederken, egzost borusu için 25 adet "path line" boruyu terk etmektedir. Bunun nedeni olarak egzost subabının açıldığı ve kapandığı krank açıları arasında egzost borusundaki basıncın yüksek olması gösterilebilir. Hava borusunda, emme subabının açıldığı ve kapandığı krank açısı arasında basınç daha düşüktür bu çok açık olarak, şekil (6.19)'da verilen basınç grafiğinden görülebilir.

Şekil (6.3)'de ise 500 dev/dak motor devir sayısı için emme borusundaki gaz akışı görülmektedir. Bu şartlar için emme borusunda 47 adet "path line" üretilmiştir. Devir sayısının 750 dev/dak olduğu şekil (6.1) ile karşılaştırma yapılacak olursa; devir sayısı yaklaşık % 50 azalırken, "path line" sayısı yaklaşık % 50 artmıştır. Bunun nedeni şöyle açıklanabilir; Devir sayısı azalırken, yani 750 dev/dak'dan 500 dev/dak'ya düşerken krank milinin bir devri aldığı süre artacaktır. Bunu aşağıda görmek mümkündür;

$$N_1 = 750 \frac{\text{dev}}{\text{dak}}, \quad N_2 = 500 \frac{\text{dev}}{\text{dak}}$$

Birinci durumda, krank mili bir devrini 1/750 dakikada tamamlarken, ikinci durumda bu süre 1/500 dakika olacaktır. Pozisyon diyagramlarında bir çevrim için "path line"ların durumu gösterilmiştir. 1/500 zamanı, 1/750 'den büyük olduğu için bu durumda krank milinin bir devrinin tamamlanması daha uzun sürecektir. Bu uzun sürede üretilcek olan "path line" sayısında, doğal olarak fazla olacaktır.

Şekil (6.4) makina devir sayısının 500 dev/dak olması hali için egzost borusundaki "path line"lar için pozisyon diyagramı görülmektedir. Bu diyagramda da devir sayının düşük olması nedeniyle üretilen "path line" sayısı, şekil (6.2)'ye göre daha fazladır. Bu durum için 52 "path line" üretilmiş, bunlardan 32 adedi boruyu sağ taraf ucundan terk ederek türbine girmişlerdir.

Şekil (6.5)'de devir sayısının 1000 dev/dak olduğu durum için emme borusundaki pozisyon diyagramı görülmektedir. Kütle sayan sayaç tarafından üretilen "path line" sayısı 30'dur. Bu sayının az olmasının nedeni yukarıda belirtildiği gibi, devir sayısının yüksek olmasıdır. Bu koşullarda emme borusunu sağ taraf ucundan terk eden "path line" yoktur yalnızca 29 ve 30 nolu path linelar emme borusunu sol taraf ucundan terk etmektedir. Bu çevrim boyunca kütleler emme borusunda kalmakta ve ikinci çevrime taşınmaktadır. Bu nedenle silindire giren kütle bu diyagramda görülmemektedir. Bunun nedenini şu şekilde açıklayabiliriz. Yüksek hızlarda meydana gelen basınç düşüşü nedeniyle path linelerin ilerlemesinin yavaşlamasıdır. Bu pratik olarak bilinmektedir. Makina düşük hızda çalıştığında, yüksek hıza nazaran silindire alınan toplam kütle miktarı artmaktadır. Bu da volümetrik verimi arttırmaktadır. Bu durum şekil (6.3) ile şekil (6.5) karşılaştırıldığında açıkça görülmektedir.

Şekil (6.6) makina devir sayısının 1000 dev/dak olduğu, egzost borusundaki "path line" pozisyonlarını gösterir. Üretilen "path line" sayısı 40'dır. Bunlardan 25'i boruyu sağ taraf ucundan terkederek türbine girmektedir. Şekil (6.4) ile şekil (6.6) karşılaştırıldığında "path line" konsantrasyonu dışında büyük bir fark olmadığı görülecektir.

Şekil (6.7)'de emme borusu için, boru boyunun 1.5 m olması halinde path linelar görülmektedir. Bu durumda üretilen "path line" sayısı 52'dir. Bunlardan 18 adedi boruyu sağ taraf ucundan, 51 ve 52 nolu path linelar ise boruyu sol taraf ucundan terk etmektedir.

"Path Line" sayısının temel durumdakinden fazla olmasının nedenini şu şekilde açıklayabiliriz; devir sayısı her iki durum içinde aynı olduğu için, bir devrin tamamlanma süresi eşittir. Fakat boru boyunun 1.5 m olması nedeniyle ΔX mesafesi, temel datanın kullanıldığı duruma nazaran daha küçüktür. Bu nedenle bir ΔX mesafesini daha hızlı alabilir. Yani "path line"ın hızı fazladır diyebiliriz. "Path line"ın hızının fazla olması nedeniyle, aynı zamanda üretilen "path line" sayısı fazla olacaktır. İki "path line" arasında sabit kütle taşındığı için taşınan kütle miktarı artacaktır. Bu taşınan kütleler silindire terkedildiğinden, volümetrik verimde iyileşme görülecektir.

Şekil (6.8)'de egzost borusunda boru boyunun 1.5 m olması halinde "path line"lar için pozisyon diyagramı verilmektedir. Üretilen "path line" sayısı, boru boyunun kısa olması nedeniyle, temel durumdakine nazaran fazladır. Bu şekilde görülen "path line" sayısı 59'dur. bunlardan 42 tanesi boruyu terketmiştir. Bu da, temel duruma nazaran, türbine giren kütle miktarının daha fazla olmasına işaret etmektedir.

Şekil (6.9)'da, hava borusundaki "path line" pozisyonları görülmektedir. Bu hal için boru uzunluğu, 2.5 m olarak alınmıştır. Boru boyunun artması, "path line" lar üzerinde devir sayısının artmasıyla olan etkiyi göstermektedir. Bu durumu, şekil (6.5) ile şekil (6.9)'u karşılaştırarak görebiliriz İki durumda da "path line" sayısı düşerken, çevrim süresince boruyu terk eden "path line" görülmemektedir. Bu da, silindire giren hava miktarındaki azalmayı gösterir.

Şekil (6.10)'da ise yukarıdaki durum egzost borusu için tekrarlanmaktadır. Bu şekilde ve egzost borusundaki akışı gösteren diğer şekillerde, yaklaşık 160 ile 180 KMA arasında akımda bir bozulma olmaktadır. Bu açılar arasında "path line"larda bir titreşim hareketi görülmekte, 200 KMA'dan sonra akım düzelmektedir. Bu hareketin nedenini, bu açılar arasında basınç düşüşü ile açıklayabiliriz. Eğer şekil (6.19)'da verilen basınç diyagramına bakacak olursak, egzost subapının açıldığı 115 KMA'dan sonra borunun silindire bağlandığı uçta, basınç düzenli olarak artmaktadır. Bu artma yaklaşık 160 KMA'ya kadar devam etmekte ve burada bir tepecik oluşmaktadır. 160 ile 180 KMA arsında ise bir negatif tepecik meydana gelmektedir. Basıncıdaki bu titreşim nedeniyle de bu açılar arasında gaz akımında bozulma meydana gelmektedir.

Buraya kadar incelenen grafikler, tek bir parametrenin değiştirilmesiyle elde edilen grafiklerdir. Şekil (6.11)'den şekil (6.18)'e kadar olan grafikler ise, devir sayısı ve boru boyunun ikisinin birlikte değiştirilmesiyle elde edilmiştir. Bu grafiklerde iki parametrelerin ortak olarak, borulardaki gaz akımına etkileri görülebilmektedir.

Şekil (6.11)'de hava borusu için devir sayısının 500 dev / dak ve boru boyunun 1.5 m olduğu hal için yol çizgileri görülmektedir. Grafikteki yol çizgisi sayısı 62'dir. Bu sayı bütün grafikler içinde, hava borusunda elde edilen en yüksek "path line" sayısıdır. Bunun nedeni hem devir sayısının hemde boru boyunun düşmesi nedeniyle "path line" sayısında meydana gelen artıştır.

Şekil (6.12)'ye bakıldığında aynı durum egzost borusu için görülmektedir. Bu grafikteki "path line" sayısı 68'dir. Bunlardan birçoğu boruyu sağ taraf ucundan terk ederken, pek azı ikinci çevrime taşınmaktadır. Şekil (6.11) ve (6.12)'deki iki grafikde daha önce, tek parametrik değişkenle elde edilen grafiklerin bir kombinasyonu gibi kabul edilebilir. Bu grafiklerden de anlaşılacağı gibi, devir sayısının düşürülmesi ve boru boyunun azaltılması, "path line"lar üzerine aynı etkiyi yapmaktadır. Bu iki değişkenin değerlerinin düşürülmesi ile daha fazla sayıda "path line" üretilmekte ve bunların arasında taşınan kütlelerin pek çoğu da boruyu terk ederek, ya silindire ya da türbine girmektedir.

Şekil (6.13)'deki durumda ise devir sayısı düşürülürken, boru boyunda artışa gidilmiştir. Hava borusundaki yol çizgilerini veren bu grafik, temel durum için verilen grafikte benzerdir. Bunun nedeni, devir sayısı düşüşüyle "path line" sayısında bir artış meydana gelmesine rağmen, boydaki uzama nedeniyle "path line" sayısında azalma meydana gelmektedir. Bu iki durum birbirinin etkilerini nötrlemekte ve temel duruma benzer bir durum elde edilmektedir. Aynı durum şekil (6.14)'de egzost borusu için elde edilmiştir.

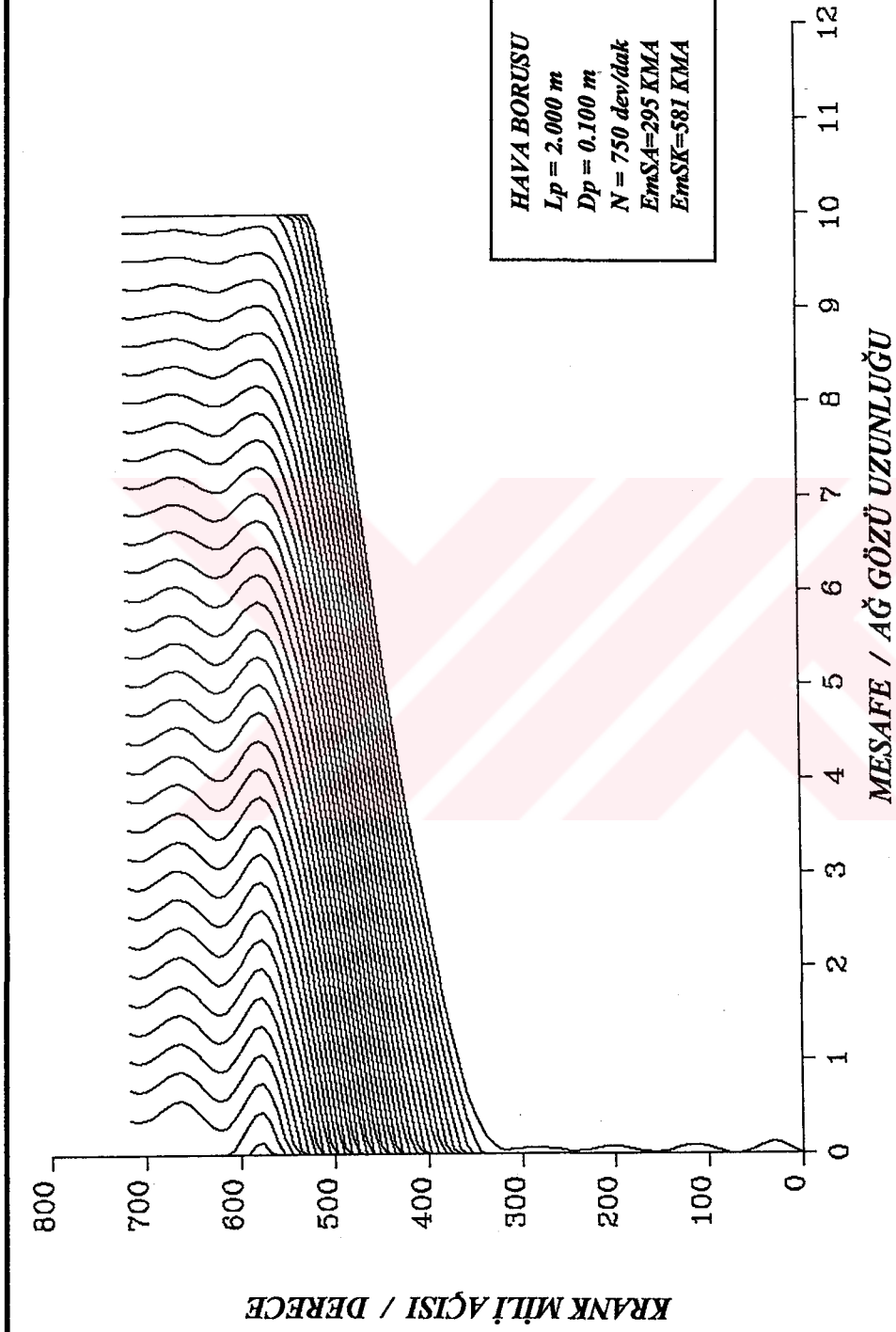
Şekil (6.15) ve (6.16) yukarıdaki duruma benzer şekilde birbirinin etkilerini azaltan iki parametrik değişimin etkilerini göstermektedir. Bu grafiklerde devir sayısı artırılırken, boru boylarında azaltmaya gidilmiştir. Hava borusunda temel durum için şekil (6.1)'de de görüleceği gibi 39 adet "path line" elde edilirken, devir sayısının 1000 dev/dak ve boru boyunun 1.5 m olduğu durumda ise 40 adet "path line" elde edilmiştir. İki şekil birlikte incelenirse karakterlerinin aynı olduğu görülecektir.

Şekil (6.17), devir sayısının 1000 dev / dak ve boru boyunun 2.5 m olduğu durum için hava borusunda verilmiştir. Bu şekilde yukarıdaki incelemelerden elde edilen tecrübe ile beklenen durum gerçekleşmiştir. Devir sayısının ve boru boyunun artması ile "path line" sayısı azalmış ve bu grafikte 24'e kadar düşmüştür. Şekile bakıldığında ilk üretilen partikül yol çizgisinin bir çevrim boyunca, boru boyunun ancak % 50 mesafesini katettiğini görebiliriz.

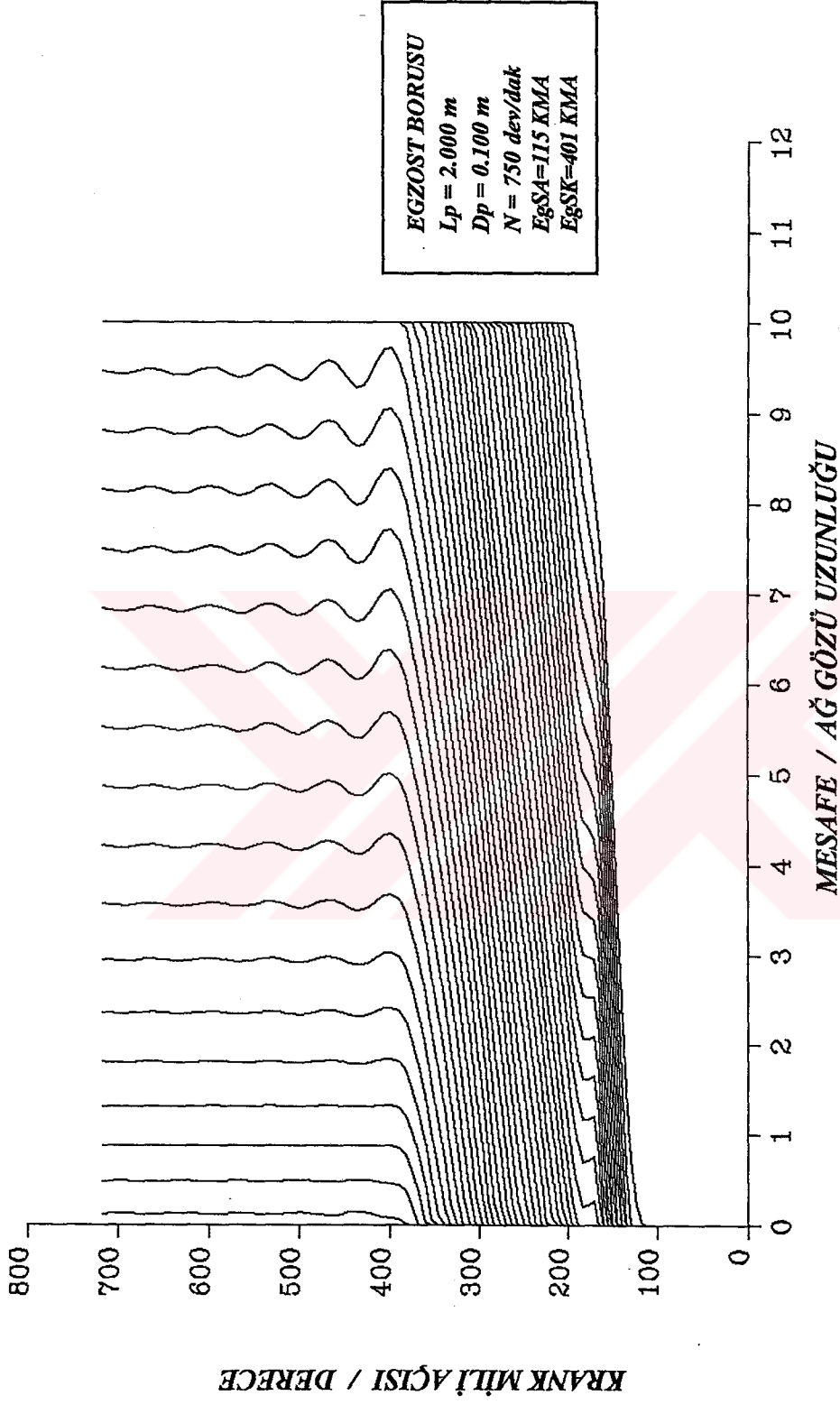
Şekil (6.18)'de ise üretilen az sayıdaki "path line"ın ancak yarısının boruyu terk ederek türbine ulaştığını görebiliriz.

Yukarıda ele alınan 18 adet değişik durum için partikül yol çizgilerinin pozisyonunu gösteren grafiklerin incelenmesi sonucu şu şekilde bir sonuca varılabilir. Partikül yol çizgileri üzerinde devir sayısının arttırılması veya azaltılması, boru boyunun arttırılması veya azaltılması ile aynı etkiyi yapmaktadır. Bu nedenle olası bir sebepten dolayı bir parametreden meydana gelen olumsuz etki, diğer parametreyi değiştirmek suretiyle önlenabilir. Bu nedenle, bu parametrelerin biri veya birkaçını değiştirmek suretiyle istenen gaz akışını elde etmek mümkündür. Geliştirilen simülasyon programı ile parametrelerden birinde veya birkaçında meydana gelen değişimin, egzost ve hava borularındaki gaz akımına etkileri grafik olarak görüntülenebilir.

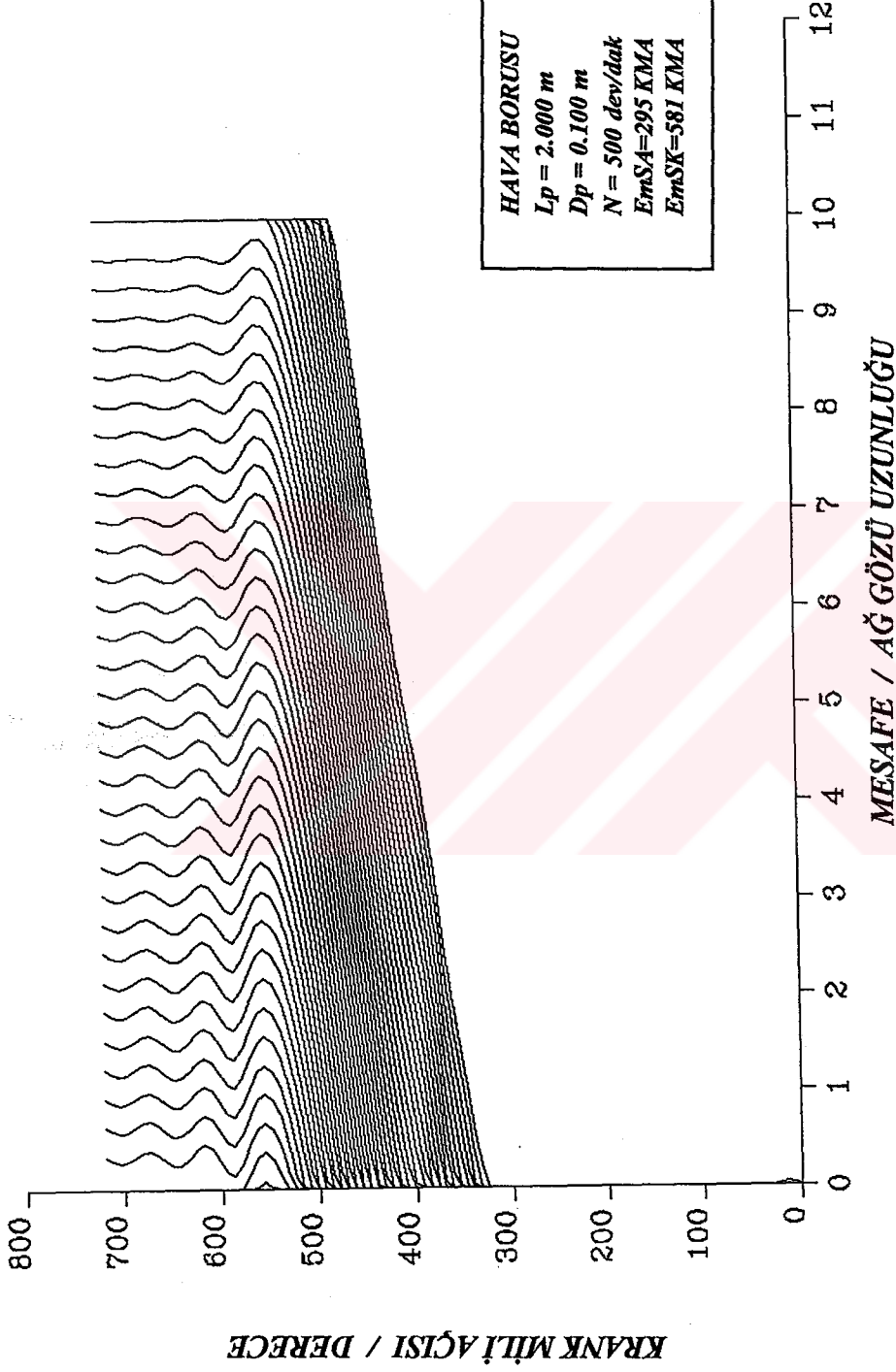




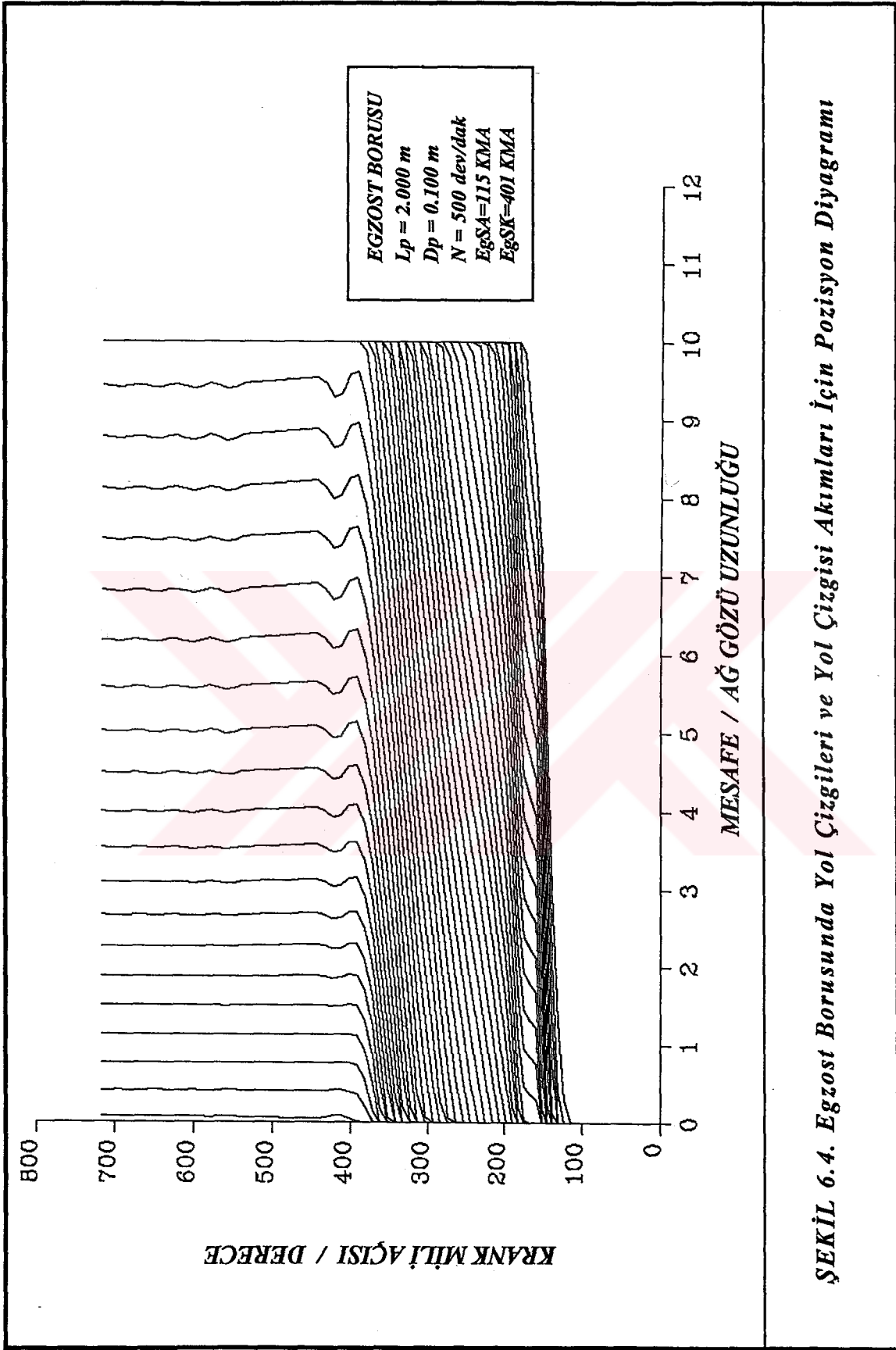
ŞEKİL 6.1. Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



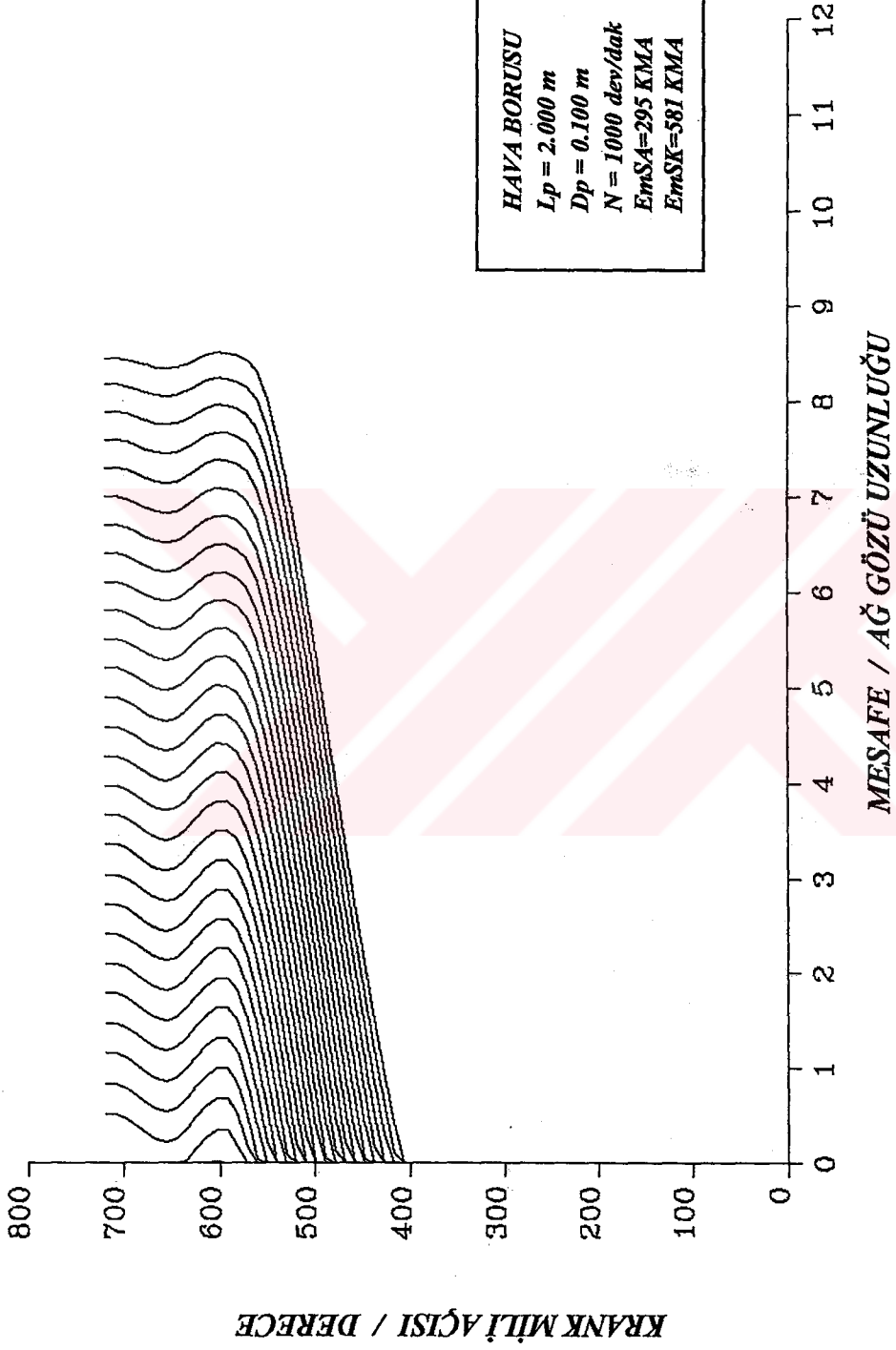
ŞEKİL 6.2. Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



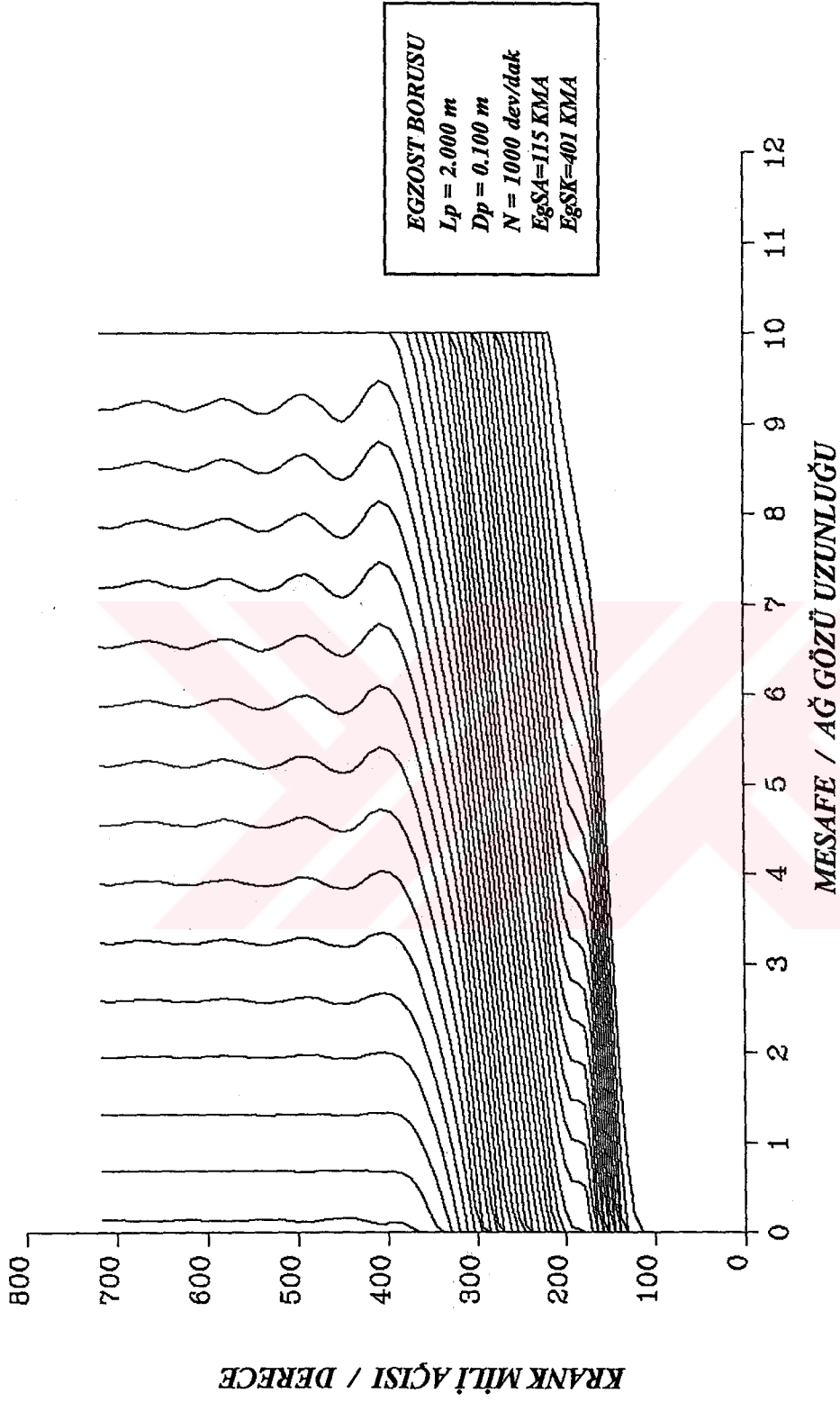
ŞEKİL 6.3. Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



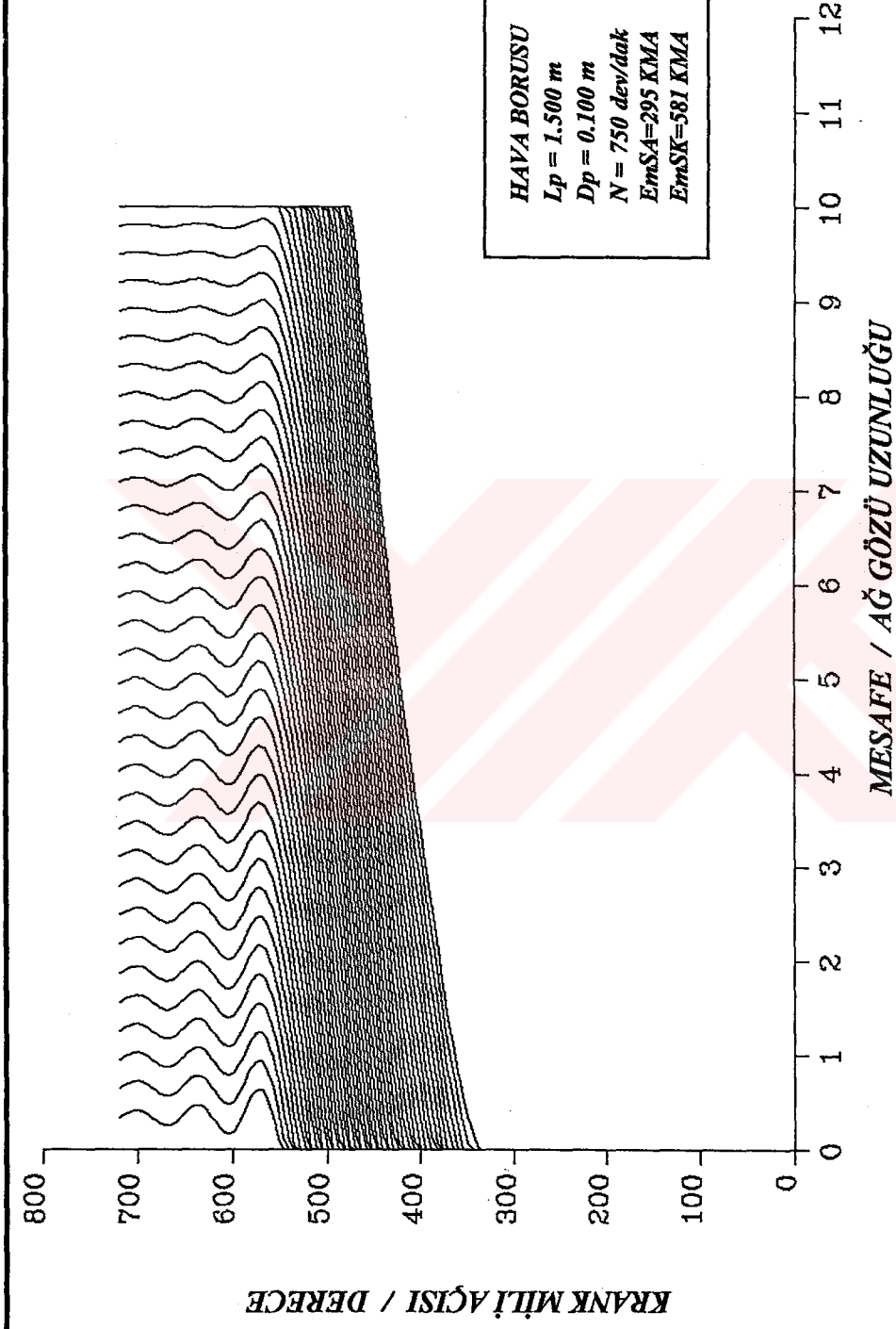
ŞEKİL 6.4. Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



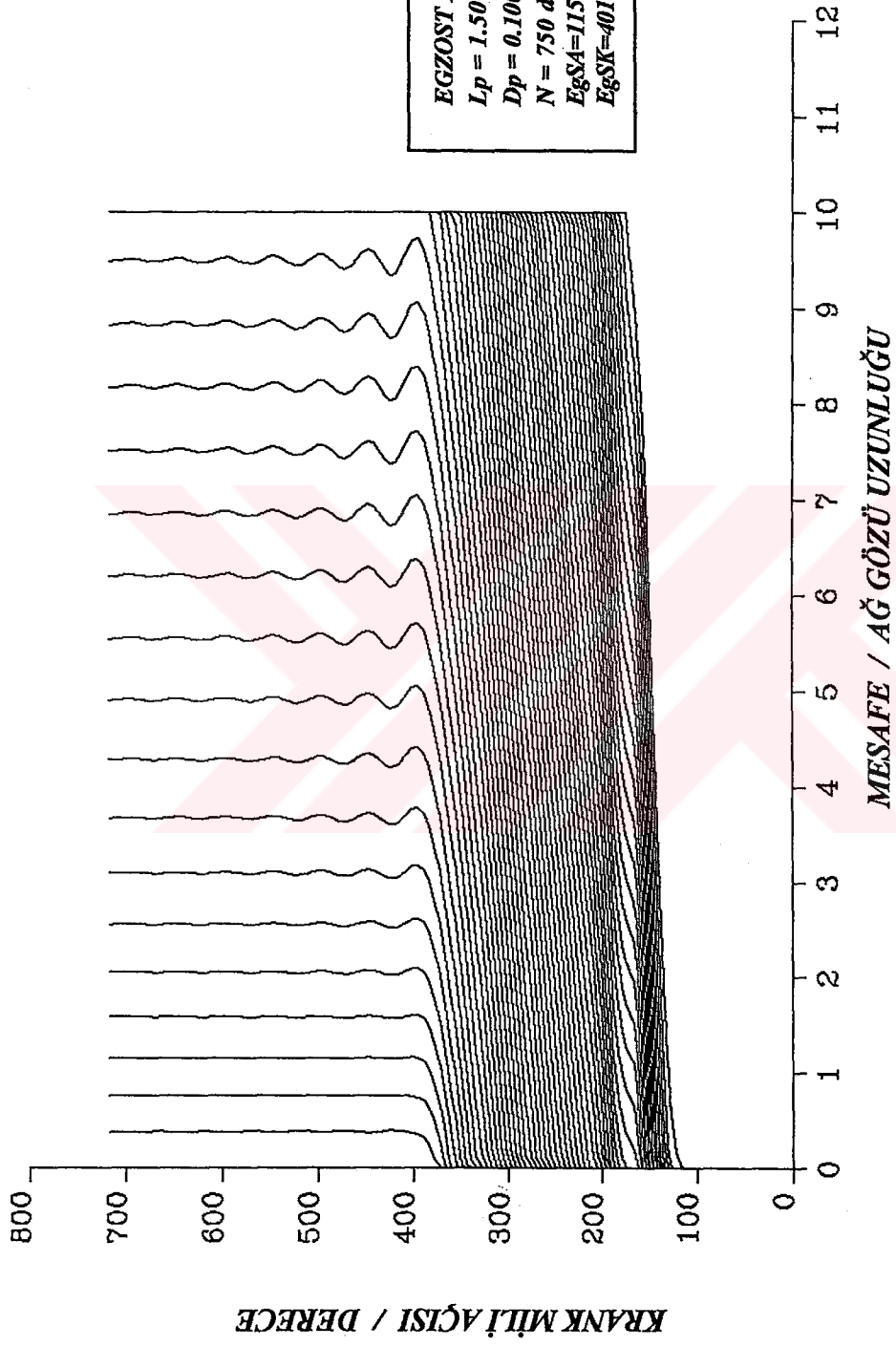
ŞEKİL 6.5. Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



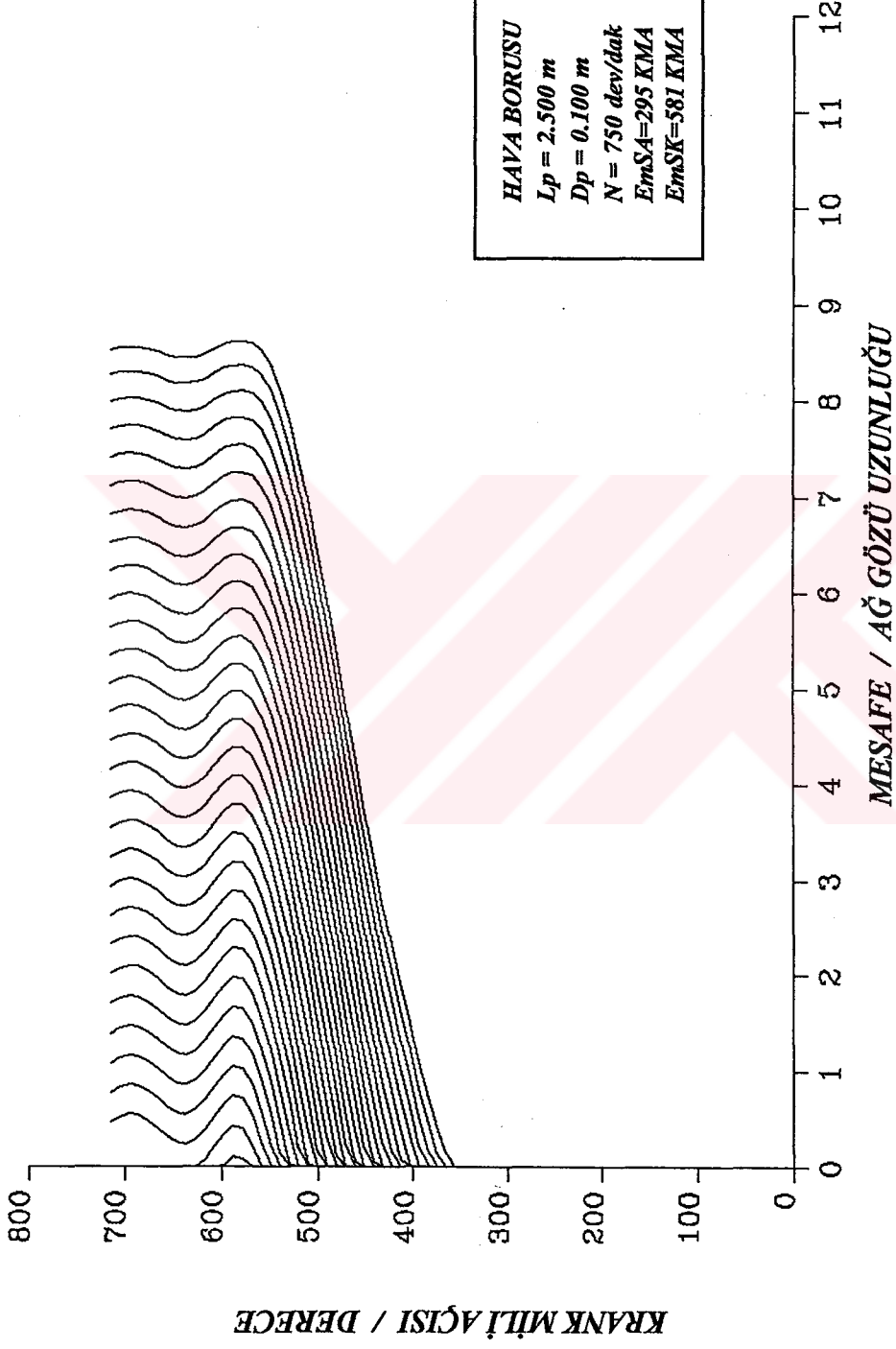
ŞEKİL 6.6. Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



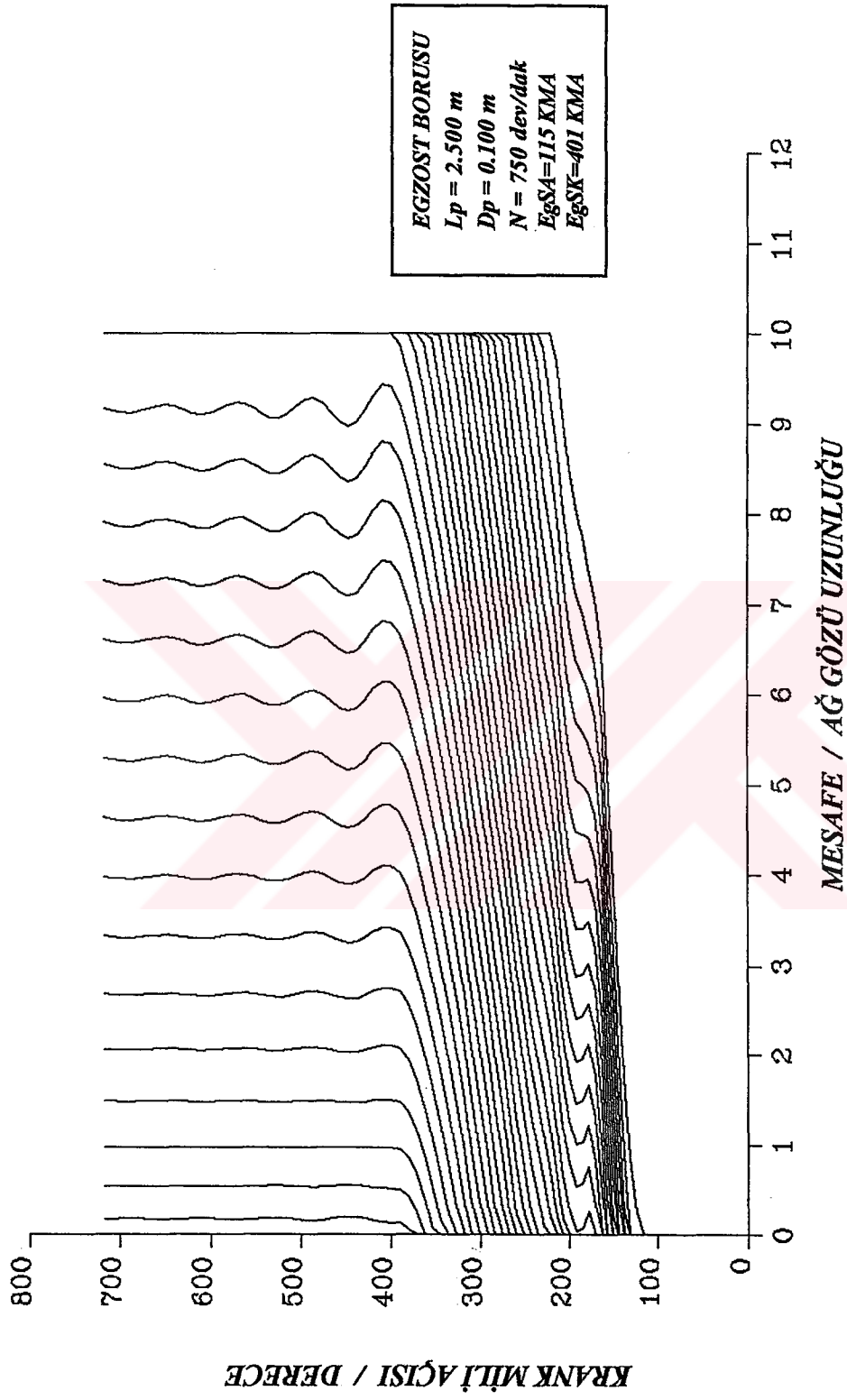
ŞEKİL 6.7. Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



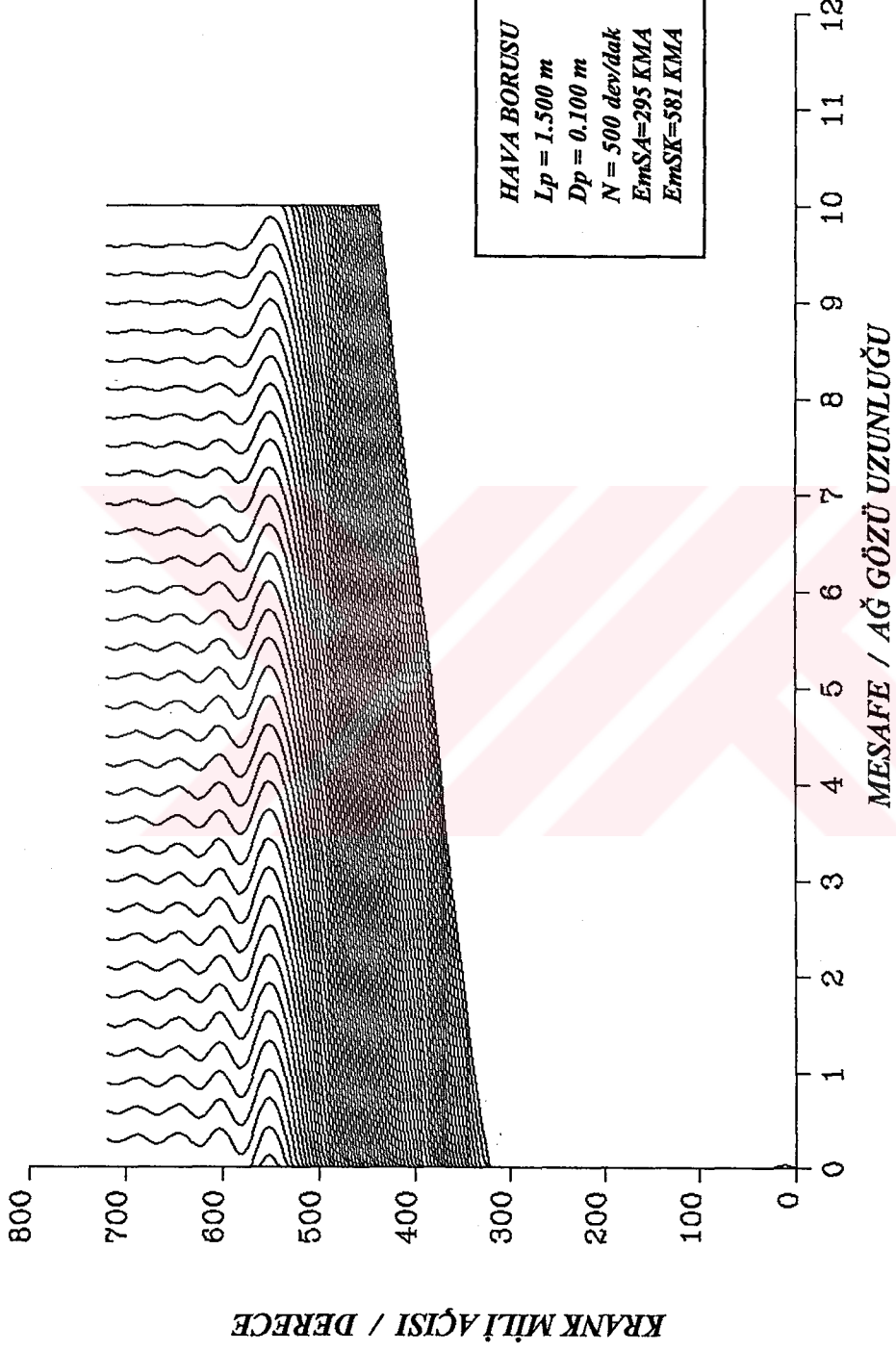
ŞEKİL 6.8. Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



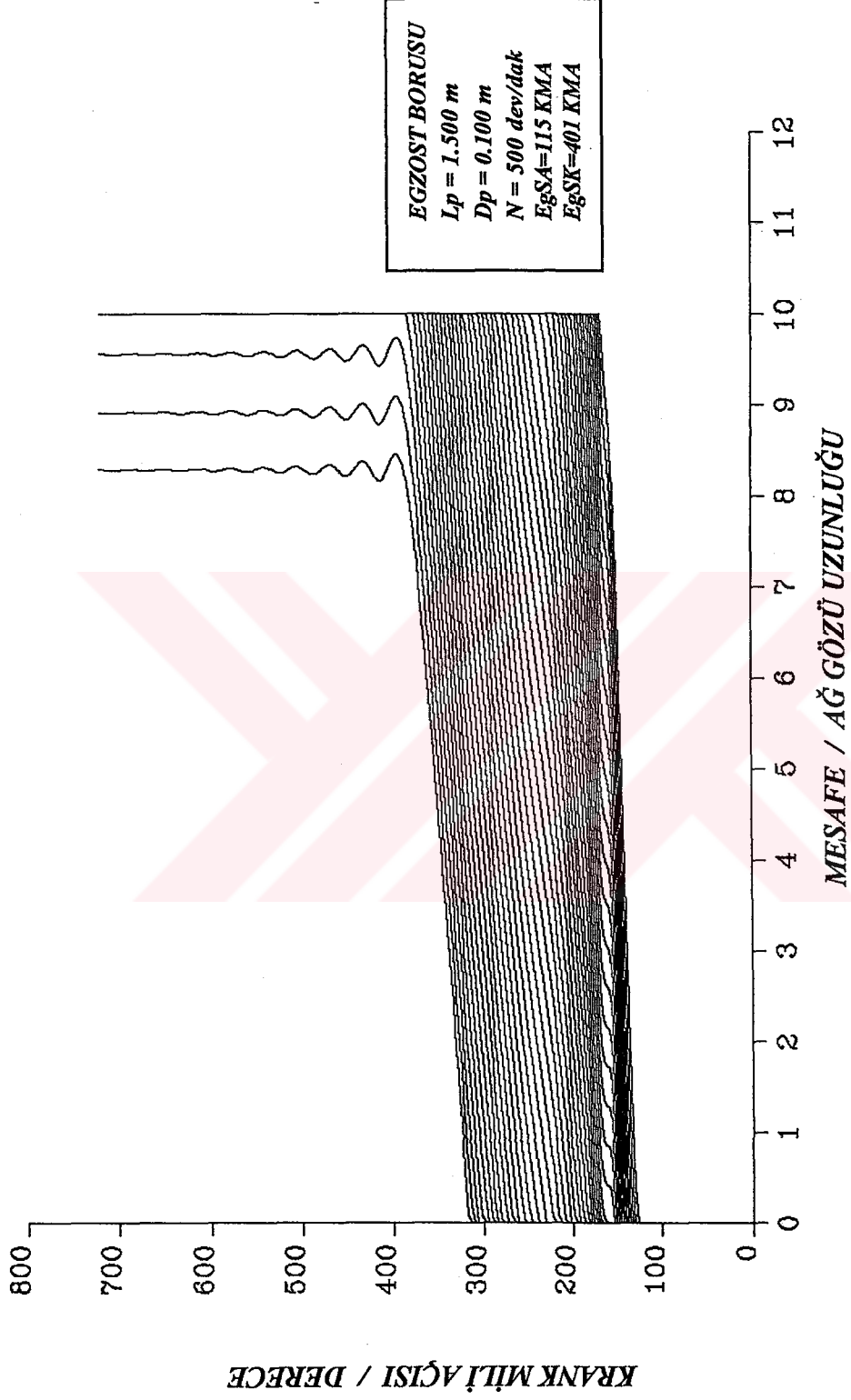
ŞEKİL 6.9. Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



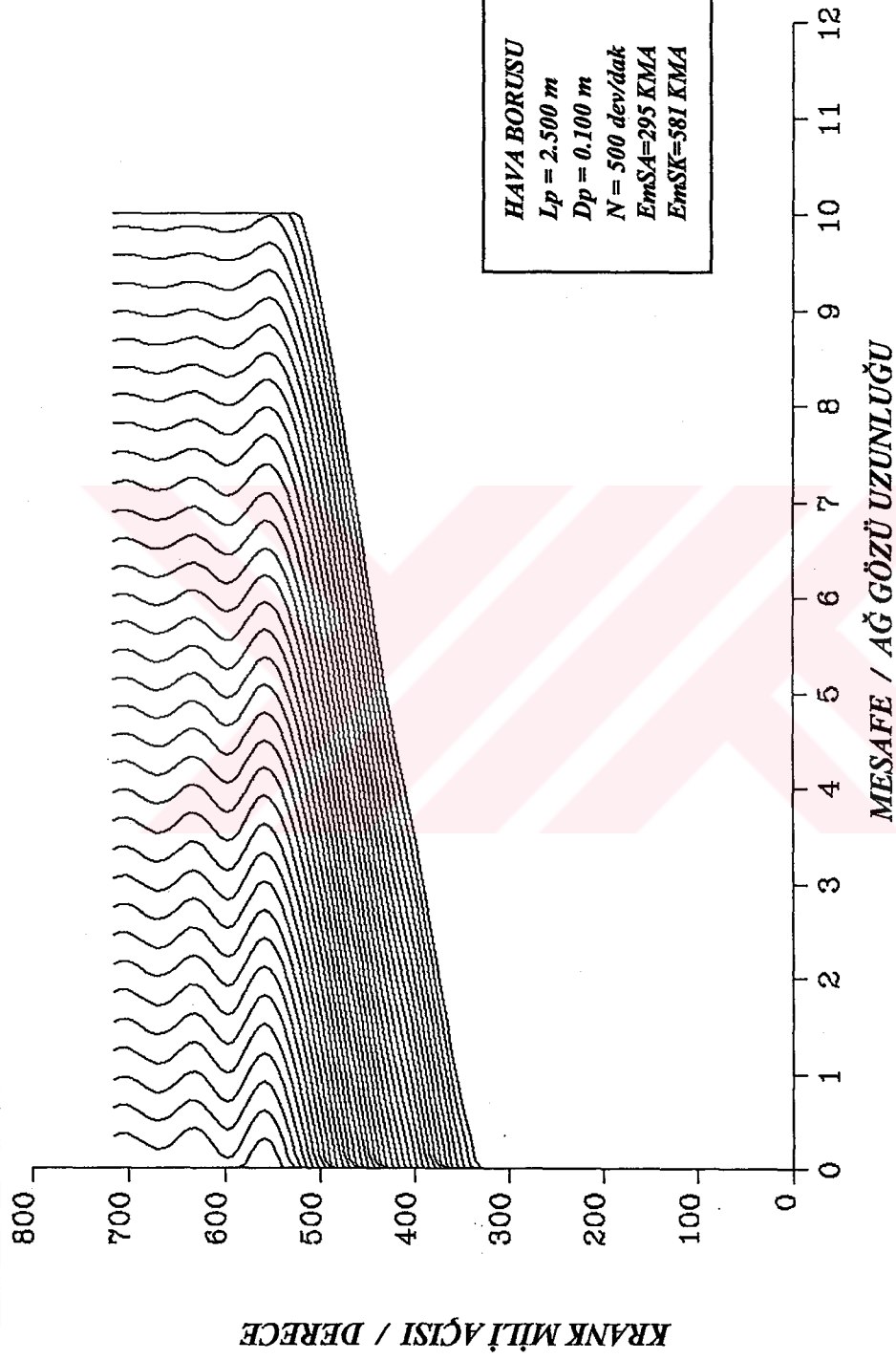
ŞEKİL 6.10. Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



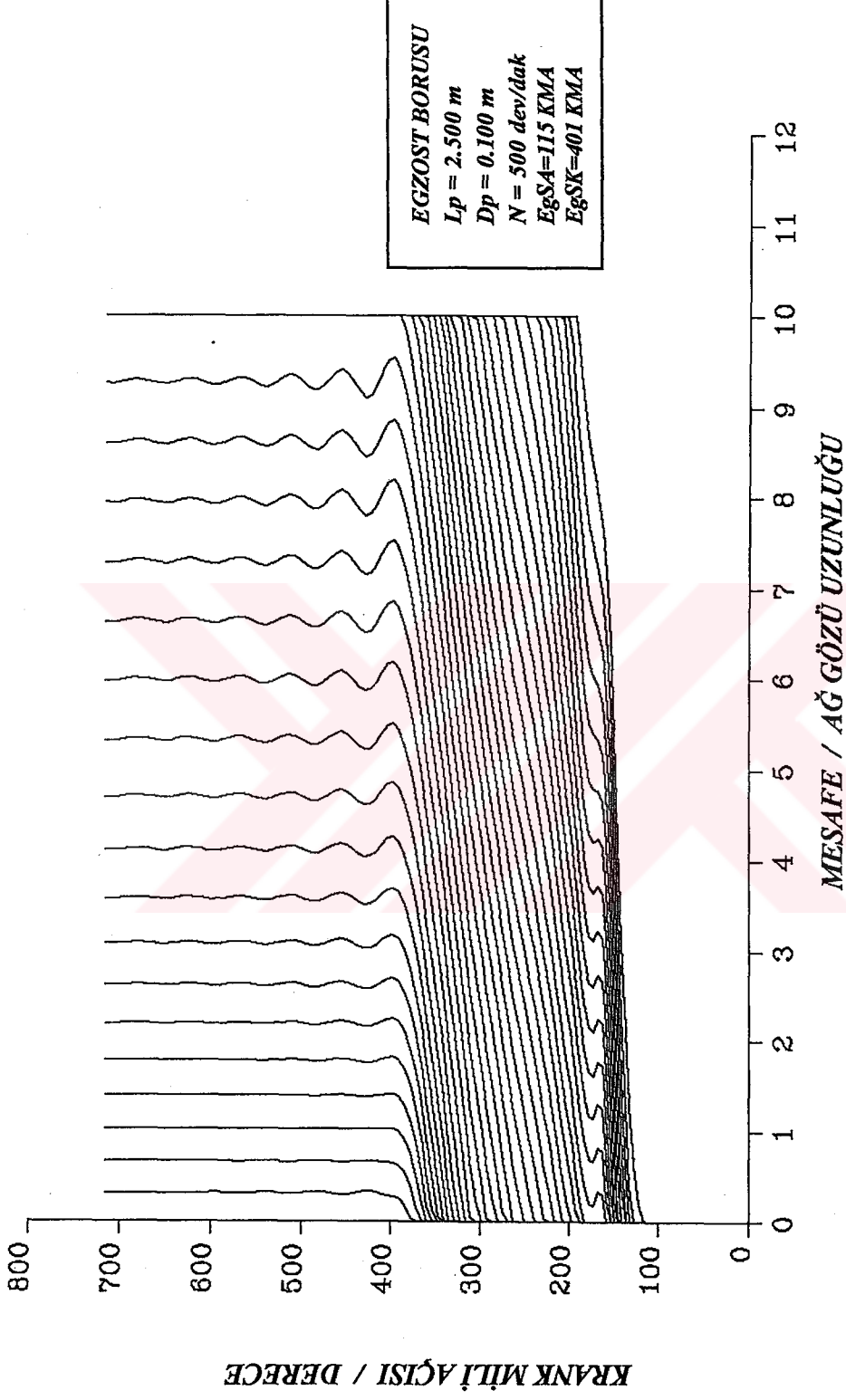
ŞEKİL 6.11. Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



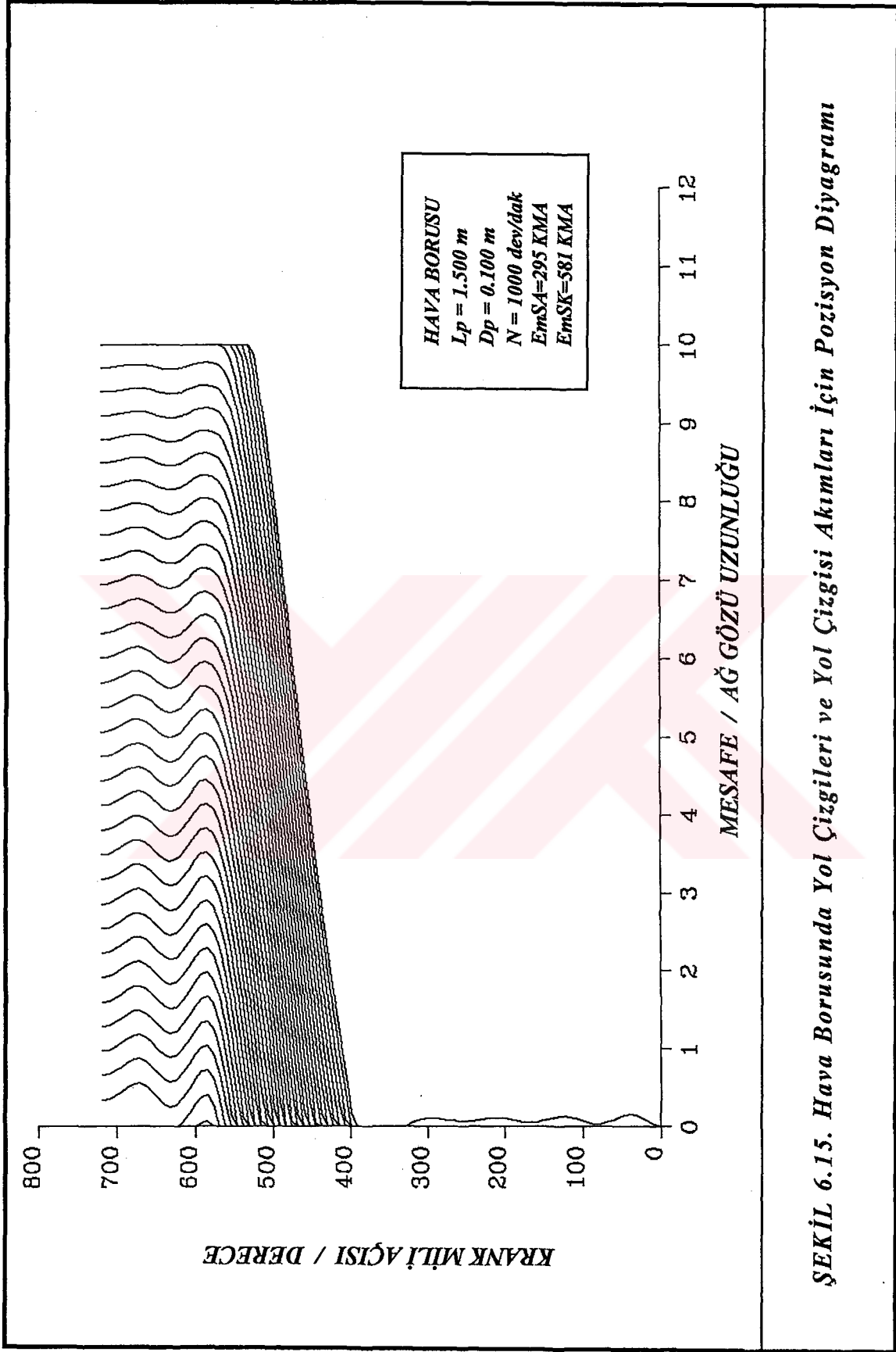
ŞEKİL 6.12. Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı

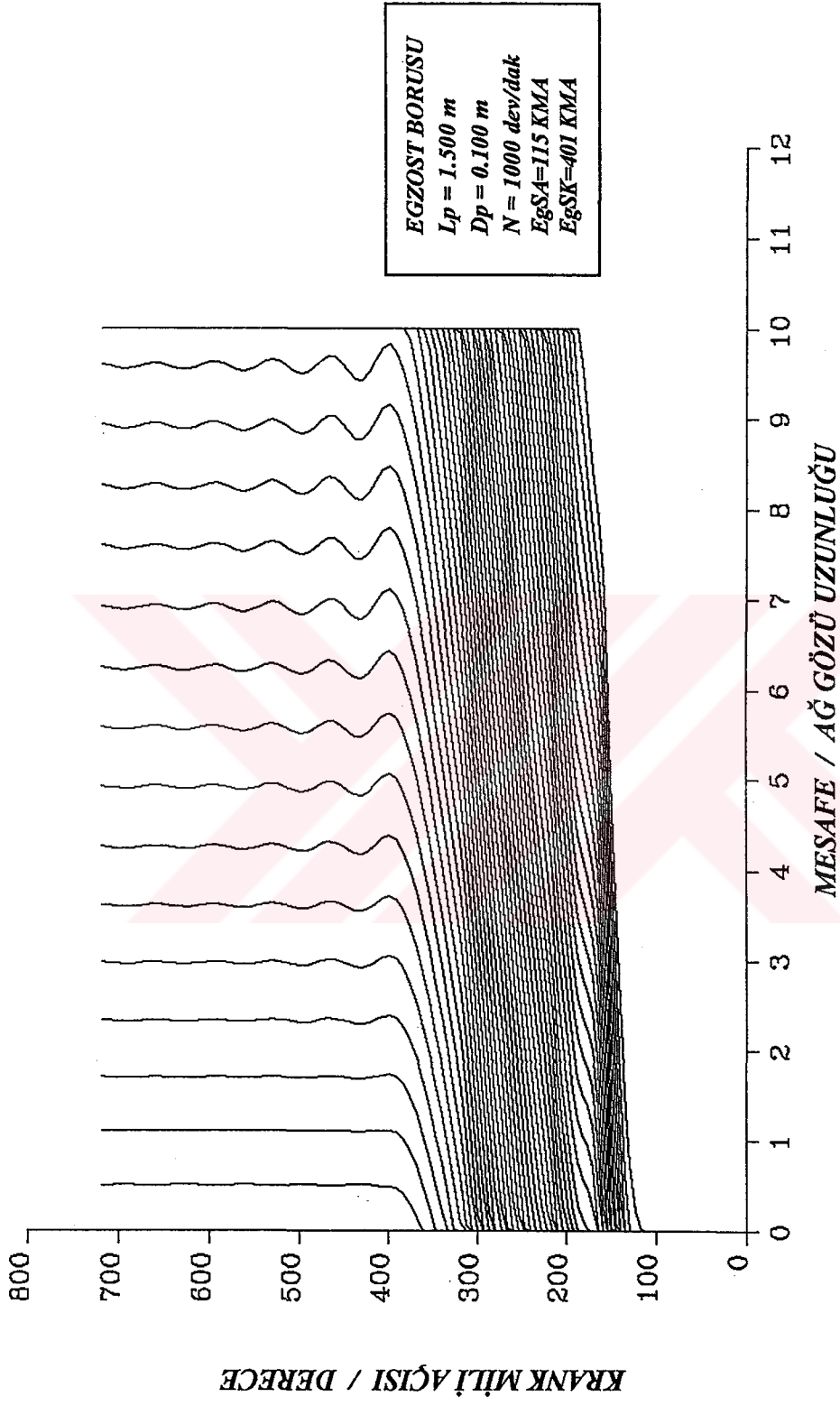


ŞEKİL 6.13. Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı

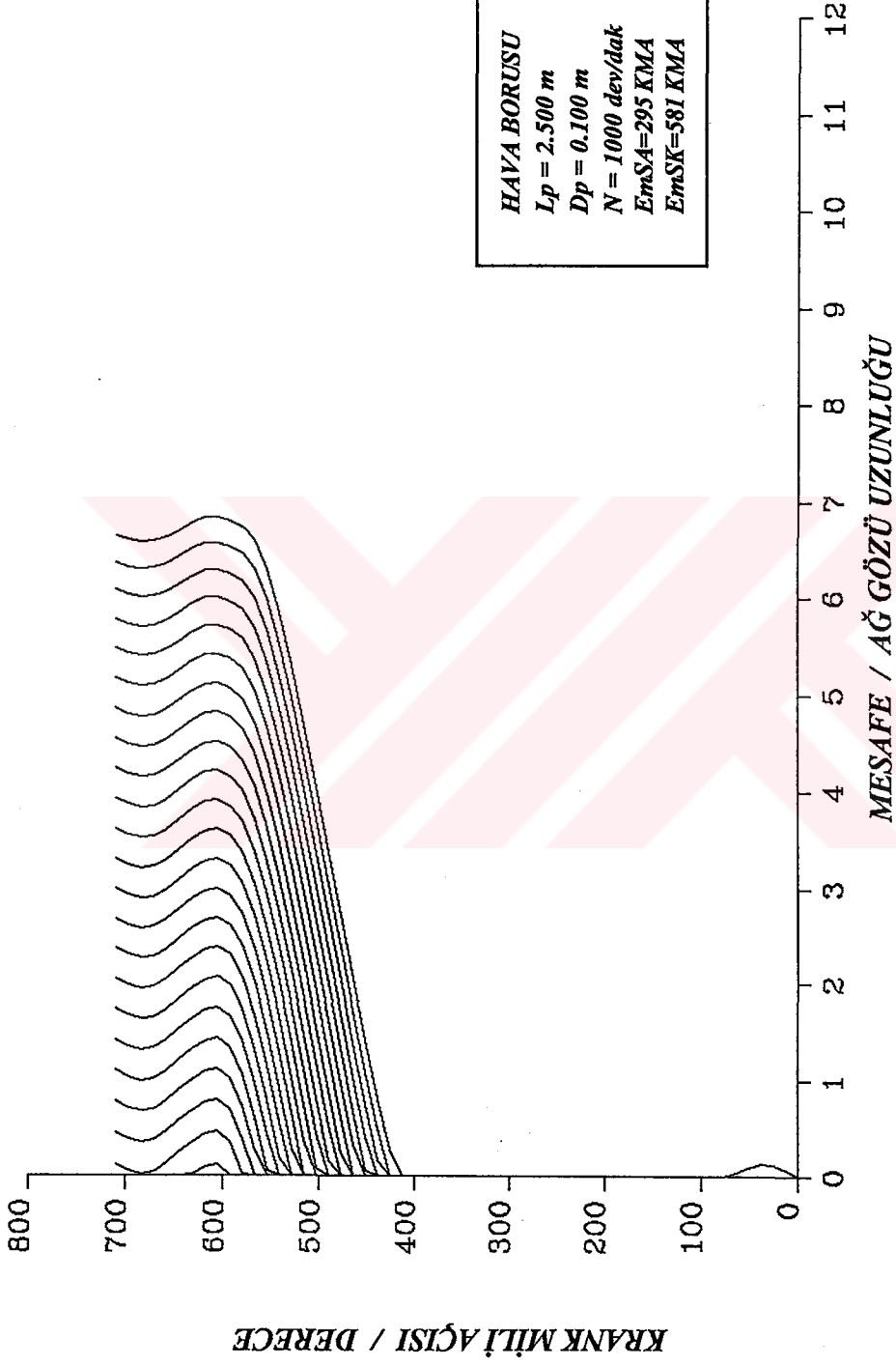


ŞEKİL 6.14. Egzost Borusunda Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı

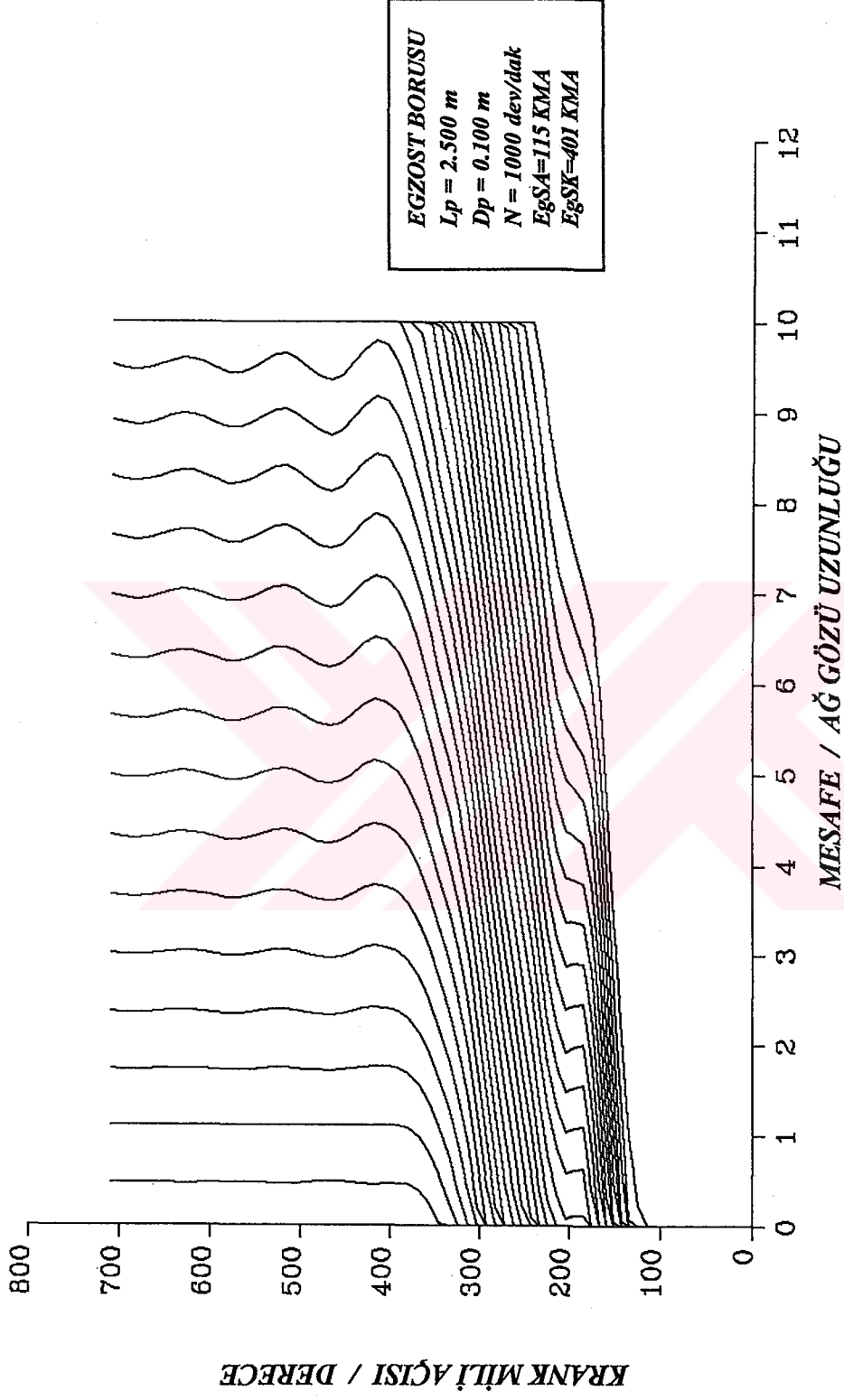




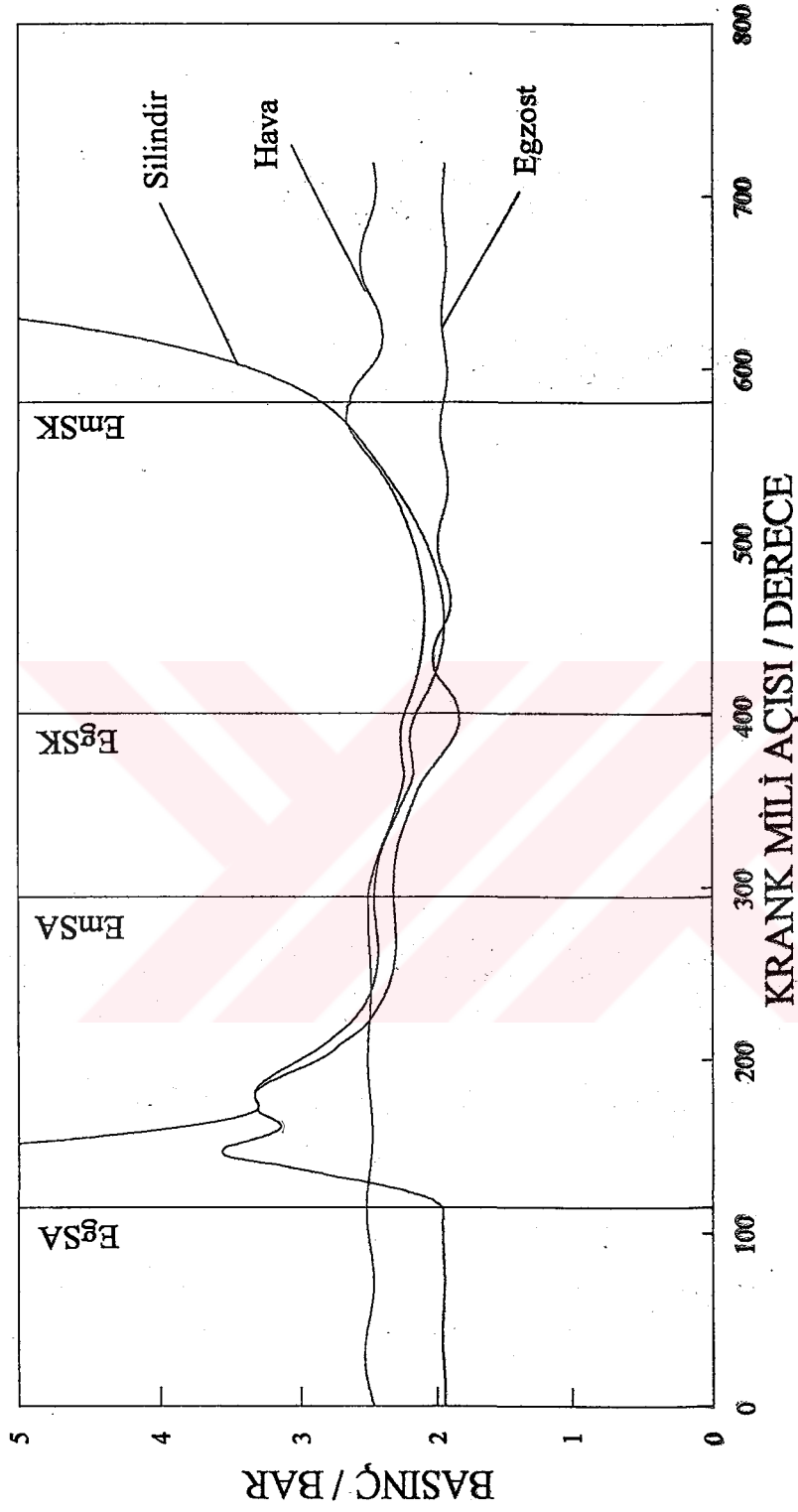
ŞEKİL 6.16. Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



ŞEKİL 6.17. Hava Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



ŞEKİL 6.18. Egzost Borusunda Yol Çizgileri ve Yol Çizgisi Akımları İçin Pozisyon Diyagramı



ŞEKİL 6.19. Gaz Değişimi İşlemi Boyunca Silindir, Hava ve Egzost Borularında Hesaplanan Gaz Basınçları

SONUÇ VE ÖNERİLER

Motorlar, üzerinde yapılan çalışmalar içersinde, gaz dinamiği teorileri kullanılarak yapılan modellemeler önemli bir yer tutar. Bu nedenle, bir literatür araştırması yapılarak, daha önce yapılmış olan çalışmalar gözden geçirilmiş, bu çalışmaların katkısı araştırılmış ve konumuzla olan ilgisine değinilmiştir.

Hava ve egzost borularındaki tek boyutlu zamana bağlı gaz akımını tanımlayan temel denklemler kullanılarak, matematik model kurulmuştur. Elde edilen hiperbolik, kısmi diferansiyel denklem sistemi, "Karakteristikler Yöntemi" kullanılarak nümerik çözüme uygun hale getirilmiştir. Nümerik yöntem olarak "Mesh Metod" kullanılmıştır.

KRG-5 tipi BERGEN diesel motorunun 3 numaralı silindiri, temel data olarak alınmış. Bu silindirin hava ve egzost boruları teorik olarak, sınır şartlarıyla birlikte modellenmiştir. Silindir sınır şartı doldur ve boşalt (filling and emptying) ile modellenmiş, silindirde yanma sonu basınç ve sıcaklıkları programa dışarıdan girilmiştir.

İçten yanmalı motorların emme ve egzost sistemlerindeki termodinamik ve gaz dinamiği proseslerinin simülasyonu için kullanılan, bir simülasyon programı yol çizgilerini izleyen bir alt programın eklenmesiyle geliştirilmiştir.

Bu metod tek silindirli bir diesel motora uygulanarak, bu motorda emme ve egzost borularındaki gaz akımı grafik olarak görüntülenmiştir. Daha sonra parametrik bir çalışma yapılarak bazı motor parametreleri değiştirilmiş, bunların partikül yol çizgileri üzerine etkileri incelenmiştir.

Bu parametrik çalışmada motor devri ve boru boylarının değiştirilmesi yoluna gidilmiştir. Bunun nedeni ise bu parametrelerin, partikül yol çizgileri üzerinde daha etkili olmasıdır. Bu parametrik çalışma esnasında öncelikle tek bir parametre değiştirilmesi yoluna gidilmiş, bu sırada diğer parametreler, temel motor özelliğinde olduğu gibi

alınmıştır. Bundan sonra ise çapraz değişimlere gidilmiştir. Yani motor parametrelerinden ikisi aynı anda değiştirilerek partikül yol çizgileri elde edilmiştir. Örneğin devir sayısı 750 dev/dak'dan 500 dev/dak'ya düşürülürken, aynı zamanda boru boyları da 2.0 m'den 1.5 m'ye düşürülmüştür.

Parametrik çalışma sonucunda 9 değişik motor datası için her bir boruda, partikül yol çizgisi elde edilmiştir. Hava ve egzost olmak üzere iki adet boru olduğundan toplam olarak 18 adet grafik elde edilmiş ve bunların yorumlanması yapılmıştır.

Bu grafiklerin elde edilmesi ile hava ve egzost borusundaki gaz akımın karakteri saptanabilmektedir. Akım üzerine devir sayısının ve boru boyunun etkileri gözlenebilmektedir. Bu yolla istenen akımın elde edilebilmesi için, motor parametrelerinin analizi yapılabilecektir.

İki ardışık yol çizgisi arasında, sabit kütle taşındığı için, hava borusunda silindire, egzost borusunda türbine taşınan kütle miktarı gözlenebilmektedir. Emme sistemindeki akımın görüntülenmesi ile volümetrik verime, motor parametrelerinin etkisi tartışılabilir. Yine aynı şekilde egzost borusundaki akımın incelenmesi ile türbine giren kütle miktarı yada atmosfere atılan gaz miktarı hakkında inceleme yapılabilecektir. Aynı zamanda egzost gazı emmisyonlarının ölçümü üzerinde çalışan bilim adamları için, egzost borusundaki partikül yol çizgilerin elde edilmesi ve bunların görüntülenmesi yararlı olacaktır.

Eğer yeni geliştirilen bu teknik, çok silindirli bir benzinli motorun emme sistemine uygulanırsa, hava yakıt karışımının silindirlere orantılı olarak gidip gitmediği kontrol edilebilecektir.

Yeni geliştirilen bu teknik daha bir çok araştırmaya adapte edilerek kullanılabilir. İlerde yapılacak bir çalışma olarak, bu yeni tekniğin çok silindirli motorlara uygulanması, düşünülebilir. Ayrıca daha karmaşık sınır şartları kullanılarak modelin gerçeğe yaklaştırılması sağlanabilir. Bu konuda çalışmak isteyen arkadaşlara önerim; bilgisayar programını bu yönde geliştirerek, endüstride kullanılabilecek bir dizayn programı haline getirmeleridir.

REFERANSLAR

1. BENSON, R.S. The Thermodynamics and Gas Dynamics of
Internal Combustion Engines Volume 1
Edited by J. H. Horlock and D. E. Winterbone.
The Clarendon Press, Oxford, 1986, pp 1-580

2. BENSON, R.S. The Thermodynamics and Gas Dynamics of
Internal Combustion Engines Volume 2
Edited by J. H. Horlock and D. E. Winterbone.
The Clarendon Press, Oxford, 1986, pp 583-1225

3. BENSON, R.S. A Numerical Solution of Unsteady Flow Problems
GARG, R. D. Int. J. Mech. Sci. Vol.6 (1964)
WOOLATT, D.

4. De HALLER, P. The Application of A Graphical Method to
Some Dynamic Problems In Gases
Sultzzer Tech. Rev. No:1 (1945)

5. EARNSHAW, S. On The Mathematical Theory of Sound
Proc. Roy. Vol.150 (1860)

6. JENNY, E. Unidimensional Transient Flow With
Consideration of Friction, Heat Transfer
and Change of Section
Brown Boveri Rev. Vol: 37 No: 11 (1950)

7. LIST, H. The Changing Process of Internal Combustion Engines with Particular Reference to the Two Stroke Cycle,
Proc. I. Mech. Auto Div. P.45 (1953-1954)
8. LIST, H. Der Ladungswechsel Der Verbrennungs Kraft
REYL, G. Maschine,
Springer Verlag, Vienna (1949)
9. LOW, S. C. A Transient Unidimensional Two-phase Flow Model and Its Application to A Spark Ignition Engine
Int. J. Multiphase Flow Vol 14 No: 2 (1988)
10. LOW, S.C. Computer Aided Design Package For Diesel
BENSON, R. S. Engine Manifold System
WINTERBONE, D.E. SAE (1979)
11. LOW, S.C. Transportation Of Liquid Fuel Droplets In The
BRUAH, P.C. Pulsative Air Flow Within The S.I. Engine Intake
WINTERBONE, D.E. Manifold
SAE (1981)
12. ÖZSOYSAL, O.A. Yüksek Devirli Gemi Diesel Motorlarının Analitik ve Deneysel İncelenmesi
Doktora Tezi, İ.T.Ü. (1991)
13. RAYLEIGH, L. The Theory of Sound
Mac Millan and Co. Ltd. (1977)

14. RIEMANN, B. Uber Die Fortplanzug Ebener Luftwellen Von
Endlicher Swingungsweite
Gott. Abh 8 Math. (1885)
15. RUDINGER, G. Wave Diagrams for Non-steady Flow In Ducts
D. Von No Strond (1955)
16. SAĞ, O. K. Unsteady Flow Through Single and Branched
Inlet Systems of Internal Combustion Engines
PhD Thesis Dept. Mech. Eng. Univ.
Liverpool (1977)
17. SAĞ, O.K. Marine Diesel Engines Inlet and Exhaust Systems
I.T.U. Faculty of Naval Architecture and Ocean
Engineering, Istanbul, (1989)
18. SAĞ, O. K. Gemi Diesel Motorlarının Sayısal Bilgisayar İle
Termodinamik Simulasyonu
Doçentlik Tezi İ.T.Ü. (1983)
19. SHAPIRO, A. H. The Dynamics and Thermodynamics
of Compressible Fluid Flow Vol 1
The Ronald Press (1953)
20. SHAPIRO, A. H. The Dynamics and Thermodynamics of
Compressible Fluid Flow Vol 2
The Ronald Press (1953)

21. SÖĞÜT, O. S. Gas Dynamics of Internal Combustion Engines
With Special Reference to Path Lines and Unburnt
Hydrocarbons
PhD Thesis Fac. of Eng. Univ. London (1992).
22. WALLACE, F. J. Air Flow In A Naturally Aspirated Two Stroke
NASSIF, M. H. Engine
Proc. I. Mech. E. Vol.: 168 (1954)
23. WALLACE, F. J. Wave Action In Diffusers for Exhaust Pipe System
BOXER, G. With Special References to The Scavenging of
Two Stroke Engines
Proc. I. Mech. Vol: 170 (1956)
24. WOODS, W. A. Application of Path Line Streams to the Exhaust
SÖĞÜT, O. S. System of An Internal Combustion Engine
RUTTER, C. I. Mech. E. Vol 430 (1991)

EKLER

EK 1. BİLGİSAYAR PROGRAMININ LİSTESİ

```
PROGRAM MAIN
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
COMMON /PIPES/ALFP,ALFP2,ALFM, ALFM2, CONST,C1, C2,C22, CA,DA2, FK, G1, G2,
&          G3, G4, G5, G6, G7, G8, G9, G10,G11, G12, G13 , G14,H, NPIPES, IRR, M,
&          N, SIZE,SCA,TM,X1,X2,Y,Z1,AM1,C12, NCYCLE,DCA,RELCH,RELGO
COMMON/CYLIND/VCL
COMMON /PATH/ IPC,NPLT,PLTX,AFMLHE,CMASS,DMASS,FMBPLT
EXTERNAL RV,CH
DIMENSION ALFP(2,20),ALFP2(20),ALFM(20),ALFM2(20),C1(2,20), C2(2,20), C12(20)
&          C22(20), FK(20), H(60), M(20),N(20),M(20), X1(2,20), X2(20), Y(20)
&          F(20), IPENN(20) ,VEL(20), SOUND(20), PRESS(20), CONST(30), FIN(10)
&          ALFB(10),PB(10), AM1(2,20),AM2(20),IPC(2,100),PLTX(2,100), XM2(20)
&          RME(6), RMI(6), REFxE(6), REFxi(6),FLED(6),VCVC(6), VCVC2(6)
&          PCPC(6), PCPC2(6), TCTC(6), TCTC2(6), AEO(6), AEC(6) ,AIO(6), AIC(6)
&          ACAEV(30), AAEVIF(30), AAEOVF(30), ACAIV(30), AAIVIF(30)
&          AAIVOF(30), VCYVC(6), FMCMC(6) ,FMCMC2(6), ALPHCY(6)
&          IPENCI(6), IPENCE(6), ICNEC(6), ICNIC(6), AEVPOF(6), AEVPIF(6)
&          AIVPOF(6), AIVPIF(6)
LOGICAL RELCH,RELGO

C
OPEN(UNIT=05,FILE='KRG5.DAT')
OPEN(UNIT=07,FILE='EXHPRIE.TXT')
OPEN(UNIT=08,FILE='CYLPRES.TXT')
OPEN(UNIT=09,FILE='INTPRME.TXT')
OPEN(UNIT=10,FILE='INTPRIE.TXT')
OPEN(UNIT=11,FILE='EXHPRME.TXT')
OPEN(UNIT=12,FILE='MESSAGE.TXT')
OPEN(UNIT=13,FILE='ACMEXIE.TXT')
OPEN(UNIT=14,FILE='PLTS.TXT')
OPEN(UNIT=15,FILE='MFREXIE.TXT')
C*****
C READ PIPE DATA
C*****
READ(5,2) NORCY
WRITE(6,2) NORCY
READ(5,1) SCA,CAE
WRITE(6,1) SCA,CAE
READ(5,1) DIA,FLNGTH
WRITE(6,1) DIA,FLNGTH
READ(5,1) FRCTN
WRITE(6,1) FRCTN
READ(5,2) NPIPES,NNOZ,NCYL
WRITE(6,2) NPIPES,NNOZ,NCYL
READ(5,12) PA,TATMOS
WRITE(6,12) PA,TATMOS
READ(5,1) ACIRC,ALFBOX
WRITE(6,1) ACIRC,ALFBOX
```

```

READ(5,8) RPM
WRITE(6,8) RPM
READ(5,1) G1
WRITE(6,1) G1
READ(5,3) (M(I),I=1,NPIPES)
WRITE(6,3) (M(I),I=1,NPIPES)
READ(5,3) (N(I),I=1,NPIPES)
WRITE(6,3) (N(I),I=1,NPIPES)
DO 600 I=1,NPIPES
    READ(5,9) C1(I,1)
    WRITE(6,9) C1(I,1)
    MM=M(I)
    NN=N(I)
    DO 411 J=1,MM
        C1(I,J)=C1(I,1)
        AM1(I,J)=C1(I,1) 411
        C2(I,J)=C1(I,1)
        A2=MM-1
        A3=NN-1
    DO 421 J=1,NN
        A1=J-1
        X1(I,J)=A1*A2/A3
        ALFP(I,J)=C1(I,1)
421    CONTINUE
WRITE(6,7) (X1(I,J),J=1,NN)
600    CONTINUE
IF (NNOZ.LT.0.5) GOTO 49
DO 43 IRR=1,NNOZ
    Y(IRR)=0. 43
CONTINUE
C*****
C    READ CYLINDER DATA
C*****
    READ(5,501) AEO(1),AEC(1),AIO(1),AIC(1)
    WRITE(6,501) AEO(1),AEC(1),AIO(1),AIC(1)
    READ(5,1) DIAEXV,DIAINV
    WRITE(6,1) DIAEXV,DIAINV
    READ(5,1) D,STROKE,FLCON
    WRITE(6,1) D,STROKE,FLCON
    READ(5,1) CR
    WRITE(6,1) CR
    READ(5,12) RGAS,PCY,TCY
    WRITE(6,12) RGAS,PCY,TCY
    READ(5,1) (FLED(I),I=1,NCYL)
    WRITE(6,1) (FLED(I),I=1,NCYL)
C*****
C    READ ENGINE VALVE AREAS
C*****
    IF (NCYL.EQ.0) GOTO 25
    READ(5,6) NVAPTS
    WRITE(6,6) NVAPTS
    DO 21 I=1,NVAPTS
        READ(5,501) ACAEV(I),AAEVIF(I),AAEVOF(I)
        WRITE(6,501) ACAEV(I),AAEVIF(I),AAEVOF(I)
21    CONTINUE

```

```

      DO 23 I=1,NVAPTS
          READ(5,501) ACAIV(I),AAIVIF(I),AAIVOF(I)
          WRITE(6,501) ACAIV(I),AAIVIF(I),AAIVOF(I)
23      CONTINUE
          READ(5,2) NCCONI,NCCONE
          WRITE(6,2) NCCONI,NCCONE
          YCCONI=0.0
          YCCONE=0.0
25      CONTINUE
C*****
C      DO INITIALISATIONS
C*****
          YNOZ=0.0
          SIZE=0.50
          NPLT=1
          PLTX(1,1)=0.0
          PLTX(2,1)=0.0
          CMASS=0.0
          AFMLHE=0.0
          FMBPLT=0.5
          CAEVO=AEO(1)
          CAIVO=AIO(1)
          DO 901 I=1,2
          DO 901 J=1,100
          IPC(I,J)=0
901      CONTINUE
          NCYCLE=1
          PC=PA
          RELCH=.FALSE.
          RELGO=.TRUE.
          IF (NCYL.EQ.0) GOTO 13
          DO 14 I=1,NCYL
          RME(I)=0.0
          RMI(I)=0.0
          REFxE(I)=0.0
          REFxI(I)=0.0
14      CONTINUE
13      CONTINUE
49      CONTINUE
C*****
C      PRELIMINARY CALCULATIONS FOR PIPES
C*****
          G2=G1-1.0
          G3=G1+1.0
          G4=2./G3
          G5=2./G2
          G6=2.*G1/G2
          G7=G2/2.
          G8=G2/(2.*G1)
          G9=G3/G2
          G10=G2/G1
          G11=1./G1
          G12=2./G1
          G13=G1/G2
          G14=1./G2

```

```

FM=M(1)-1
FLM=FLNGTH/FM
DO 44 I=1,NPIPES
TM(I)=FRCTN*(FLNGTH/FM)/DIA
44  CONTINUE
DA2=6.*RPM*FLM/ACIRC
CA=SCA
C*****
C  PRELIMINARY CALCULATIONS  FOR CYLINDERS.
C*****
    FLR=STROKE/2.
    VC=D*D*STROKE/1.27323955
    VCL=VC/(CR-1.)
    TC=ACIRC*ACIRC/(G1*RGAS)
    FMC=PC*VC/(RGAS*TC)
    RAEPP=(DIAEXV/DIA)**2
    RAIPP=(DIAINV/DIA)**2
999  TCTC(1)=TCY/TC
    PCPC(1)=PCY/PC
    DO 220 I=1,NCYL
    VCYVC(I)=(VCL+(0.7855*D*D*FLR)*((1.-DCOS((CA+FLED(I))*0.01745))+ (FLCON/FLR)
    &          *(1.0-DSQRT(1.-(FLR*DSIN((CA+FLED(I))*0.01745)/FLCON)**2))))/VC

    TCTC(I)=TCTC(1)*((VCYVC(1)/VCYVC(I))**G2)
    PCPC(I)=PCPC(1)*((VCYVC(1)/VCYVC(I))**G1)
    FMCMC(I)=PCPC(I)*VCYVC(I)/TCTC(I)
    VCVC(I)=VCYVC(I)
220  CONTINUE
    IF (RELCH) THEN
    RELCH=.FALSE.
    WRITE(6,*) ' RELEASE RESET'
    GOTO 998
    ENDIF
C*****
C  THE CALCULATION RECYCLES HERE
C*****
100  CALL CHAR(RV,CH,CAEVO) C C
    IF(RELCH) THEN
    WRITE(6,111) CA,DCA,Z1
111  FORMAT(' RELEASE CHECK TRUE (EVO)',3F12.3)
    CMASS=0.0
    GOTO 999
    ENDIF
C
998  IF (NNOZ.LT.0.5) GOTO 48
    DO 45 IR=1,NNOZ
    IRR=IR
    IF(YNOZ-0.5) 46,47,47
46  READ(5,500) IPENN(IR)
    WRITE(6,500) IPENN(IR)
    READ(5,501) F(IR),FIN(IR),ALFB(IR),PB(IR)
    WRITE(6,501) F(IR),FIN(IR),ALFB(IR),PB(IR)
47  J=3*IPENN(IR)-2
    IC=IPENN(IR)
    CALL NOZZLE(F(IR),H(J+1),H(J),H(J+2),FIN(IR),CONST(IC),ALFB(IR), PB(IR))

```

```

45    CONTINUE
      YNOZ=1.
48    CONTINUE
C
C
C
      IF (NCYL.EQ.0)
        GOTO 90
      DO 60 I=1,NCYL
        CALL CYLIN(RME(I),RMI(I),REFXE(I),REFXI(I),D,FLR,FLCON,VC,FLED(I),VCVC(I),
                   VCVC2(I),PCPC(I),PCPC2(I),TCTC2(I),FMCMC(I),FMCMC2(I))
C      WRITE(6,10) VCVC2(I),PCPC2(I),TCTC2(I),FMCMC2(I)
      ALPHCY(I)=(TCTC2(I)**0.5)/(PCPC2(I)**G8)
      IF (CA.GT.AEO(I).AND.CA.LT.AEC(I)) GO TO 61
C*****
C      EXHAUST VALVE OPEN
C*****
      GOTO 62
61    CALL LINPO((CA-AEO(I)),ACAIV,AAIVOF,NVAPTS,AIVOF)
      CALL LINPO((CA-AEO(I)),ACAIV,AAIVIF,NVAPTS,AIVIF)
      AEVPOF(I)=AEVOF*RAEPP
      AEVPIF(I)=AEVIF*RAEPP
      GOTO 63
62    CONTINUE
C*****
C      EXHAUST VALVE CLOSED
C*****
      RME(I)=0.
      REFXE(I)=0.
      AEVPOF(I)=0.
      AEVPIF(I)=0.
63    IF (CA.GT.AIO(I).AND.CA.LT.AIC(I))
      GO TO 71
C*****
C      INLET VALVE OPEN
C*****
      GOTO 72
71    CALL LINPO((CA-AIO(I)),ACAIV,AAIVOF,NVAPTS,AIVOF)
      CALL LINPO((CA-AIO(I)),ACAIV,AAIVIF,NVAPTS,AIVIF)
      AIVPOF(I)=AIVOF*RAIPP
      AIVPIF(I)=AIVIF*RAIPP
      GOTO 73
72    CONTINUE
C*****
C      INLET VALVE CLOSED
C*****
      RMI(I)=0.
      REFXI(I)=0.
      AIVPOF(I)=0.
      AIVPIF(I)=0.
73    CONTINUE
60    CONTINUE
90    CONTINUE
C*****
C      CYLINDER INTAKE CONNECTIONS

```



```

C*****
      IF (NCCONLEQ.0) GOTO 78
      DO 70 J=1,NCCONI
      IF (YCCONI-0.5) 76,77,77
76     READ(5,2) IPENCI(J),ICNIC(J)
      WRITE(6,2) IPENCI(J),ICNIC(J)
77     IPN=IPENCI(J)
      ICN=ICNIC(J)
      ALF=H(3*IPN-2)
      FLI=H(3*IPN-1)
      FLO=H(3*IPN)
      CALL NOZZLE (AIVPIF(ICN),FLI,ALF,FLO,AIVPOF(ICN),CONST(IPN),ALPHCY(ICN)
&         PCPC2(ICN))
      H(3*IPN-2)=ALF
      H(3*IPN-1)=FLI
      H(3*IPN)=FLO
      RMI(J)=ACIRC*DIA*DIA*((FLI-FLO)/G2)*(((FLI+FLO)/2.):**G5)/
&         ((ALF**G6)*VC*RPM*7.63943727)
      REFXI(J)=RMI(J)*(((FLI+FLO)/2.):**2)*G13
70     CONTINUE
78     CONTINUE
      YCCONI=1.
C*****
C     CYLINDER EXHAUST CONNECTIONS
C*****
      IF (NCCONE.EQ.0) GOTO 81
      DO 80 J=1,NCCONE
      IF (YCCONE-0.5) 86,87,87
86     READ(5,2) IPENCE(J),ICNEC(J)
      WRITE(6,2) IPENCE(J),ICNEC(J)
87     IPN=IPENCE(J)
      ICN=ICNEC(J)
      ALF=H(3*IPN-2)
      FLI=H(3*IPN-1)
      FLO=H(3*IPN)
      CALL NOZZLE(AEVPIF(ICN),FLI,ALF,FLO,AEVPOF(ICN),CONST(IPN), ALPHCY(ICN),
&         PCPC2(ICN))
      H(3*IPN-2)=ALF
      H(3*IPN-1)=FLI
      H(3*IPN)=FLO
      RME(J)=ACIRC*DIA*DIA*((FLI-FLO)/G2)*(((FLI+FLO)/2.):**G5)/
&         ((ALF**G6)*VC*RPM*7.63943727)
      REFXE(J)=RME(J)*(((FLI+FLO)/2.0):**2)*G13
80     CONTINUE
81     CONTINUE
      YCCONE=1.
C*****
C     UPDATING FOR PIPES STARTS HERE
C*****
      DO 50 I=1,NPIPES
      IS=6*I-5
      ALFP(I,1)=H(IS)
      C2(I,1)=H(IS+1)
      C1(I,1)=H(IS+2)
      NMI=N(I)

```

```

      ALFP(I,NMI)=H(IS+3)
      NMJ=M(I)
      C1(I,NMJ)=H(IS+4)
      C2(I,NMJ)=H(IS+5)
      AM1(I,1)=H(IS)
      AM1(I,NMJ)=H(IS+3)
      IR=1
52      IF(X1(I,(IR+1))) 51,51,53
51      ALFP(I,(IR+1))=ALFP(I,1)
      IR=IR+1
      GOTO 52
53      IR=N(I)
      FM=M(I)-1
55      IF(X1(I,(IR-1))-FM) 56,54,54
54      ALFP(I,(IR-1))=ALFP(I,N(I))
      IR=IR-1
      GOTO 55
56      CONTINUE
50      CONTINUE
C*****
C      DO UPDATING FOR THE CYLINDERS
C*****
      DO 200 I=1,NCYL
      PCPC(I)=PCPC2(I)
      VCVCI=VCVC2(I)
      FMCMCI=FMCMC2(I)
200      CONTINUE
C*****
C      MASS FLOW RATES AT LHE OF EXHAUST PIPE
C*****
      IF (NCYCLE.EQ.NORCY) WRITE(15,1501) CA,DMASS
      IF (NCYCLE.EQ.NORCY)
      WRITE(13,1501) CA,CMASS 1501 FORMAT(F8.3,F12.5)
C*****
C      PERMANENT PATH LINES PROCEDURE
C*****
      IF (NCYCLE.EQ.NORCY) THEN
      CALL PLT(1,CAIVO)
      WRITE(14,1401) CA,(PLTX(1,I),I=1,NPLT)
1401  FORMAT(F8.3,50F8.3)
      ENDIF
C*****
C      PRINT THE RESULTS
C*****
      WRITE(6,11) NCYCLE,CA
      DO 20 I=1,NPIPES
      MMM=M(I)
      NNN=N(I)
      DO 30 J=1,MMM
      VEL(J)=(C1(I,J)-C2(I,J))/G2
      SOUND(J)=(C1(I,J)+C2(I,J))/2.
      PRESS(J)=((C1(I,J)+C2(I,J))/(2.*AM1(I,J)))*G6
30      CONTINUE
      IF (I.EQ.1.AND.NCYCLE.EQ.NORCY)
      WRITE(9,15) CA,PRESS(MMM)

```

```
IF (I.EQ.2.AND.NCYCLE.EQ.NORCY)
WRITE(7,15) CA,PRESS(1)
IF (I.EQ.1.AND.NCYCLE.EQ.NORCY)
WRITE(10,15) CA,PRESS(1)
IF (I.EQ.2.AND.NCYCLE.EQ.NORCY) WRITE(11,15) CA,PRESS(MMM)
20  CONTINUE
IF (NCYCLE.EQ.NORCY) WRITE(8,15) CA,PCPC(1)
400 CONTINUE
IF(NCYCLE-NORCY) 100,100,300
300 CONTINUE C C
1  FORMAT (5F10.5)
2  FORMAT (3I10)
3  FORMAT (10I10)
4  FORMAT (13F6.4)
5  FORMAT (2F10.5)
6  FORMAT (I10)
7  FORMAT (13F6.2)
8  FORMAT (F11.5)
9  FORMAT (10F8.4)
10 FORMAT (15F8.4)
11 FORMAT (I4,' ----> ',F12.4)
12 FORMAT (3F12.3)
15 FORMAT (2F8.3)
16 FORMAT (12F6.3)
500 FORMAT (I5,4F10.5)
501 FORMAT (4F10.5)
CLOSE(5)
CLOSE(7)
CLOSE(8)
CLOSE(9)
CLOSE(10)
CLOSE(11)
CLOSE(12)
CLOSE(13)
CLOSE(14)
CLOSE(15)
STOP
END
```

```

SUBROUTINE CHAR(RV,CH,CAEVO)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
COMMON /PIPES/ ALFP, ALFP2, ALFM, ALFM2, CONST, C1, C2, C22 CA, DA2,FK,G1,
&      G2,G3, G4, G5, G6, G7, G8, G9, G10, G11, G12, G13, G14, H NPIPES, IRR, M, N,
&      SIZE,SCA, TM,X1,X2,Y,Z1,AM1,C12, NCYCLE, DCA, RELCH, RELGO
DIMENSION ALFP(2,20),ALFP2(20),ALFM(20),ALFM2(20),C1(2,20),C2(2,20), C12(20),
&      C22(20), FK(20),H(60),M(20),N(20), TM(20), X1(2,20), X2(20), Y(20),CONST(30),
&      ALFB(10), AM1(2,20),AM2(20),XM2(20)
LOGICAL RELCH,RELGO
C*****
C      DETERMINE A SUITABLE TIME STEP FOR CALCULATION
C*****
      B2=0.
      DO 100 I=1,NPIPES
      MM=M(I)
110    DO 150 J=1,MM
          B1=(C1(I,J)+C2(I,J))/2.+DABS((C1(I,J)-C2(I,J))/G2)
          IF(B2-B1) 120,150,150 120
          B2=B1
150    CONTINUE
100    CONTINUE
      Z1=SIZE/B2
      DCA=DA2*Z1
      CA=CA+DCA
C*****
C      RESET CRANK ANGLE TO STAY LESS THAN 720 DEGREES
C*****
      IF(CA.GT.720.0) THEN
      CA=CA-720.0
      NCYCLE=NCYCLE+1
      RELGO=.TRUE.
      ENDIF
C*****
C      RELEASE CHECK
C*****
      IF(RELGO.AND.CA.GT.CAEVO) THEN
      DCA2=CAEVO-(CA-DCA)
      Z1=Z1*(DCA2/DCA)
      CA=CA-DCA+DCA2
      DCA=DCA2
      RELCH=.TRUE.
      RELGO=.FALSE.
      ENDIF
C
      DO 500 I=1,NPIPES
      IR=1
      MM=M(I)
      NN=N(I)
C*****
C      CALCULATION FOR FLOATING PATH LINES
C*****
      DO 200 IS=1,NN
206    R=IR
      IF((X1(I,IS)-R)-.0001) 210,210,205
205    IR=IR+1

```

```

IX=IR+1
GOTO 206
210  IX=IR+1
    RX=IX-1
    C1K=C1(I,IX)-(C1(I,IX)-C1(I,IR))*(RX-X1(I,IS))
    C2K=C2(I,IX)-(C2(I,IX)-C2(I,IR))*(RX-X1(I,IS))
    ALFP2(IS)=ALFP(I,IS)+(4.*TM(I)*DABS((C1K-C2K)**3)*ALFP(I,IS)*
        Z1)/((G2*G2)*((C1K+C2K)**2))
    X2(IS)=X1(I,IS)+(C1K-C2K)*Z1/G2
200  CONTINUE
C*****
C  CALCULATION FOR BANKER PATH LINES
C*****
    J=M(I)-1
    DO 1050 IS=1,MM
        XM2(IS)=(IS-1)+(C1(I,IS)-C2(I,IS))*Z1/G2
        AM2(IS)=AM1(I,IS)+(4.*TM(I)*DABS((C1(I,IS)-C2(I,IS))**3)*
            AM1(I,IS)*Z1)/((G2*G2)*((C1(I,IS)+C2(I,IS))**2))
1050  CONTINUE
        DO 1001 IR=2,J
            IS=1
1010  IF(X2(IS).GE.(IR-1)) GOTO 1011
            IS=IS+1
            GOTO 1010
1011  CONTINUE
            IF(XM2(IR)-(IR-1)) 1000,1004,1002
1000  IF(XM2(IR).GE.X2(IS-1)) GOTO 1301
            GOTO 1302
1301  QA1=AM2(IR)
        QX1=XM2(IR)
        GOTO 1303
1302  QA1=ALFP2(IS-1)
        QX1=X2(IS-1)
1303  CONTINUE
        IF(X2(IS).LE.XM2(IR+1))
            GOTO 1401
            GOTO 1402
1401  QA2=ALFP2(IS)
        QX2=X2(IS)
        GOTO 1403
1402  QA2=AM2(IR+1)
        QX2=XM2(IR+1)
1403  CONTINUE
        GOTO 1003
1002  IF(XM2(IR).LE.X2(IS)) GOTO 1101
        GOTO 1102
1101  QA2=AM2(IR)
        QX2=XM2(IR)
        GOTO 1103
1102  QA2=ALFP2(IS)
        QX2=X2(IS)
1103  CONTINUE
        IF(X2(IS-1).GE.(IR-2)) GOTO 1201
        GOTO 1202
1201  QA1=ALFP2(IS-1)

```

```

      QX1=X2(IS-1)
      GOTO 1203
1202   QA1=AM2(IR-1)
      QX1=IR-2
      IF(IR.EQ.2) QX1=XM2(IR-1)
1203   CONTINUE
1003   CONTINUE
      IF (QX2.EQ.QX1) GOTO 1004
      AM2(IR)=QA1+(QA2-QA1)*((IR-1)-QX1)/(QX2-QX1)
1004   CONTINUE
1001   CONTINUE
C*****
C   INFLOW AT THE LEFT HAND END
C*****
      IF(X2(1)) 230,280,220
220    NN=N(I)
      DO 250 IREV=1,NN
      IR=NN-IREV+1
      X2(IR+1)=X2(IR)
      ALFP2(IR+1)=ALFP2(IR)
250    CONTINUE
      X2(1)=0.
      ALFP2(1)=ALFP(I,1)
      CALL RV(I)
      GOTO 281
C*****
C   OUTFLOW AT THE LEFT HAND END
C*****
230    CONTINUE
      IR=1
266    IF(X2(IR)) 265,267,267
265    IR=IR+1
      IX=IR
      GOTO 266
267    IX=IR-1
      ALF=ALFP2(IX)-(X2(IX)/(X2(IR)-X2(IX)))*(ALFP2(IR)-ALFP2(IX))
      DO 270 IS=1,IX
      ALFP2(IS)=ALF
      X2(IS)=0.0
270    CONTINUE
      GOTO 281
C*****
C   ZERO FLOW AT THE LEFT HAND END
C*****
280    ALFP2(1)=ALFP(I,1)
      X2(1)=0.
C*****
C   INFLOW AT THE RIGHT HAND END
C*****
281    CONTINUE
      NN=N(I)
      FM=M(I)-1
      IF(X2(NN)-FM) 290,300,295
290    X2(NN+1)=FM
      ALFP2(NN+1)=ALFP(I,NN)

```

```

      CALL RV(I)
      GOTO 310
C*****
C      OUTFLOW AT THE RIGHT HAND END
C*****
295      IR=N(I) 294
      IF(X2(IR)-FM) 296,296,298
298      IR=IR-1
      IX=IR
      GOTO 294
296      IX=IR+1
      ALF=ALFP2(IX)-(X2(IX)-FM)/(X2(IX)-X2(IR))*(ALFP2(IX)-ALFP2(IR))
      DO 299
      IS=IX,NN
      ALFP2(IS)=ALF
      X2(IS)=FM
299      CONTINUE
      GOTO 310
C*****
C      ZERO FLOW AT THE RIGHT HAND END
C*****
300      ALFP2(NN)=ALFP(I,NN)
      X2(NN)=FM
C*****
C      RE-ARRANGE STORES FOR ALPHAS
C*****
310      CONTINUE
      J=M(I)-1
      DO 320
      IR=2,J
      ALFM(IR)=AM1(I,IR)
      ALFM2(IR)=AM2(IR)
320      CONTINUE
      J=M(I)-1
      ALFM(MM)=ALFP(I,NN)
      ALFM(1)=ALFP(I,1)
      ALFM2(MM)=ALFP2(NN)
      ALFM2(1)=ALFP2(1)
      AM1(I,1)=ALFP(I,1)
      AM1(I,MM)=ALFP(I,NN)
C*****
C      CALCULATE THE LAMBDAS
C*****
      DO 340 IS=1,J
      IX=IS+1
      DC1S=C1(I,IS)
      DC2S=C2(I,IS)
      DC1X=C1(I,IX)
      DC2X=C2(I,IX)
      DAS=ALFM(IS)
      DAX=ALFM(IX)
      DAC=ALFM2(IX)
      DC1C=C12(IX)
      CALL CH(DC1S,DC2S,DC1X,DC2X,DAS,DAX,DAC,DC1C,I,CON2)
      C12(IX)=DC1C

```

```

      IF(IS-J) 336,335,336
335    JJ=2*I
      CONST(JJ)=CON2
336    CONTINUE
340    CONTINUE
C*****
C    CALCULATE THE BETAS
C*****
      DO 350
      IS=2,MM
      IX=IS-1
      DC2S=C2(I,IS)
      DC1S=C1(I,IS)
      DC2X=C2(I,IX)
      DC1X=C1(I,IX)
      DAS=ALFM(IS)
      DAX=ALFM(IX)
      DAC=ALFM2(IX)
      DC2C=C22(IX)
      CALL CH(DC2S,DC1S,DC2X,DC1X,DAS,DAX,DAC,DC2C,I,CON2)
      C22(IX)=DC2C
      IF(IS-2) 346,345,346
345    JJ=2*I-1
      CONST(JJ)=CON2
346    CONTINUE
350    CONTINUE
C*****
C    UPDATE THE PERMANENT STORES
C*****
      DO 360 IR=1,NN
      ALFP(I,IR)=ALFP2(IR)
      X1(I,IR)=X2(IR)
360    CONTINUE
      DO 370 IS=2,J
      C1(I,IS)=C12(IS)
      C2(I,IS)=C22(IS)
370    CONTINUE
      J=M(I)-1
      DO 330 IR=2,J
      AM1(I,IR)=AM2(IR)
330    CONTINUE
      C1(I,MM)=C12(MM)
      C2(I,1)=C22(1)
C*****
C    ALLOCATIONS TO H STORES
C*****
      IS=6*I-5
      H(IS+1)=C2(I,1)
      H(IS)=ALFP2(1)
      H(IS+4)=C1(I,MM)
      H(IS+3)=ALFP2(NN)
500    CONTINUE
      RETURN
      END

```



```

SUBROUTINE RV(I)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
COMMON /PIPES/ ALFP,ALFP2,ALFM,ALFM2,CONST,C1,C2,C22,CA,DA2,FK,G1,G2,G3,
&      G4, G5, G6,G7, G8,G9,G10,G11,G12,G13,G14,H, NPIPES,IRR,M,N, SIZE,SCA,TM,
&      X1, X2, Y, Z1, AM1,C12, NCYCLE,DCA,RELCH,RELGO
DIMENSION ALFP(2,20),ALFP2(20),ALFM(20),ALFM2(20),C1(2,20), C2(2,20), C12(20),
&      C22(20), FK(20), H(60), M(20),N(20), M(20), X1(2,20), X2(20), Y(20), CONST(30),
&      AM1(2,20),AM2(20), XM2(20)
LOGICAL RELCH,RELGO C
A2=10.
IR=N(I)
100 IF(X2(IR+1)-X2(IR-1)) 105,110,105
105 A1=DABS(ALFP2(IR-1)+(ALFP2(IR+1)-ALFP2(IR-1))*(X2(IR)-X2(IR-1))/
      X2(IR+1)-X2(IR-1))-ALFP2(IR))
IF(A2-A1) 125,125,120
120 A2=A1
IA3=IR
125 IR=IR-1
IF(IR-1) 103,103,100
110 IA3=IR
103 NN=N(I)
DO 130 IR=IA3,NN
ALFP2(IR)=ALFP2(IR+1)
X2(IR)=X2(IR+1)
130 CONTINUE
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE CH(FLA,BA,FLB,BB,AA,AB,AC,FLC,I,GON2)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
COMMON /PIPES/ ALFP,ALFP2,ALFM,ALFM2,CONST,C1,C2,C22,CA,DA2,FK,G1,G2,G3,
&      G4,G5,G6,G7,G8,G9,G10,G11,G12,G13,G14,H,NPIPES,IRR,M,N,SIZE,SCA,TM,
&      X1,X2,Y,Z1,AM1,C12, NCYCLE,DCA,RELCH,RELGO
DIMENSION ALFP(2,20),ALFP2(20),ALFM(20),ALFM2(20),C1(2,20), C2(2,20), C12(20),
&      C22(20), FK(20), H(60), M(20), N(20), TM(20), X1(2,20), X2(20), Y(20), CONST(30),
&      AM1(2,20), AM2(20)
LOGICAL RELCH,RELGO
C
D1=(G3*FLB-(3.-G1)*BB)/(2.*G2/Z1+G3*(FLB-FLA)-(3.-G1)*(BB-BA))
FLW=FLB-D1*(FLB-FLA)
BW=BB-D1*(BB-BA)
AW=AB-D1*(AB-AA)
GON2=(FLW+BW)/(2.*AW)
D1=FLW-BW
D2=FLW+BW
DF=D1*DABS(D1)*TM(I)*(3.*BW-FLW)*Z1/(G2*D2)
DA=D2*(AC-AW)/(2.*AW)
FLC=FLW+DA-DF
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE NOZZLE(FI,FLIC,ALF,FLOC,FIIN,CC2,ALFBOX,PBPA)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
COMMON /PIPES/ ALFP,ALFP2,ALFM,ALFM2,CONST,C1,C2,C22,CA,DA2,FK,G1,G2,G3,
&      G4,G5,G6,G7,G8,G9,G10,G11,G12,G13,G14,H,NPIPES,IRR,M,N,SIZE,SCA,TM,
&      X1,X2,Y,Z1,AM1,C12,NCYCLE,DCA,RELCH,RELGO
DIMENSION ALFP(2,20),ALFP2(20),ALFM(20),ALFM2(20),C1(2,20),C2(2,20),C12(20),
&      C22(20),FK(20),H(60),M(20),N(20),TM(20),X1(2,20),X2(20),Y(20),F(20),
&      IPENN(10),CONST(30),FIN(10),ALFB(10),PB(10),AM1(2,20),AM2(20),XM2(20)
LOGICAL RELCH,RELGO
C*****
C  THROAT AREA VERY SMALL: REGARD IT AS A CLOSED END
C*****
      IF(FI-0.001) 92,92,93
92      FLOC=FLIC
      GOTO 50
93      IF(FIIN-0.001) 94,94,95
94      FLOC=FLIC
      GOTO 50
95      CONTINUE
C*****
C  CHECK IF THE FLOW VELOCITY IS VERY SMALL
C*****
      CC1=FLIC-CC2*ALF
5      FLSB=FLIC/(ALF*(PBPA**G8))
      FLSBM1=DABS(FLSB-1.)
      IF(FLSBM1-0.00001) 6,6,7
C*****
C  FLOW VELOCITY VERY SMALL
C*****
6      FLOC=FLIC
      GOTO 50
C*****
C  CHECK THE FLOW DIRECTION
C*****
7      IF(FLSB-1.0) 8,6,14
C*****
C  FLOW INTO PIPE THROUGH NOZZLE
C*****
8      FMAX=(PBPA**G8)*ALFBOX
      FMIN=FMAX*(3.-G1)/DSQRT(2.*G3)
      FLA=(FMAX+FMIN)/2.
      STEP=(FMAX-FMIN)/4.
      MARK=1
1      X=G2*DSQRT((G4*FLA)**2+G4*G5*((ALFBOX**2)*(PBPA**G10)-FLA*FLA))
      F4=2.*FLA/G9-X
      F5=2.*G4*FLA+X
      F11=-G2*FMAX/F4+F4/(2.*FMAX)
      FISTS=G4/(F11*F11)
      FIINS=FIIN*FIIN
C*****
C  CHECK SONIC OR SUBSONIC AT THROAT
C*****
      IF(FIINS-FISTS) 55,55,53

```

```

C*****
C      SONIC FLOW AT THROAT
C*****
55      PPPB=FIIN*F11*(G4**(G9/2.))
      GOTO 3
C*****
C      SUBSONIC FLOW AT THROAT
C*****
53      BEE=2.*G2/((FIIN*F11)**2)
      IF(BEE-0.0101) 52,52,51
51      PPPB=((FIIN*FIIN/G2)*F11*F11*(DSQRT(1.+2.*G2/((FIIN*F11)**2))-1.))**(1./G10)
      GOTO 3
52      PPPB=((FIIN*FIIN/G2)*F11*F11*(BEE/2.-BEE*BEE/8.+(BEE**3)/16.))**(1./G10)
3      F1=F5/(2.*((PPPB*PBPA)**G8))
      FLC=CC1+CC2*F1
      IF(FLC.GE.FMAX) FLC=FMAX
      IF(MARK) 80,82,82
82      IF(FLA-FLC) 60,100,62
60      FLA=FLA+STEP
      GOTO 90
62      FLA=FLA-STEP 90
      IF(STEP-0.00001) 100,100,91
91      STEP=STEP/2.0
      GOTO 1
100     MARK=-1
      GOTO 1
80      FLIC=FLA
      FLOC=F5-FLA
      ALF=F1
      GOTO 50
C*****
C      FLOW OUT FROM PIPE THROUGH NOZZLE
C*****
14      ASB=(FLSB+1.)/2.
      DAB=(FLSB-1.)/4. 15
      FNB=((FLSB-ASB)**2)*(ASB**(2.*G5)-FI*FI)-G7*FI*FI*(ASB*ASB-1.)
      IF(FNB) 17,17,16
16      ASB=ASB+DAB
      GOTO 18
17      ASB=ASB-DAB
18      DAB=DAB/2.
      IF(DAB-0.00001) 19,19,15
19      CTB=2.*ASB-FLSB
      V=(G5/2.)*(FLSB-CTB)
      FMTB=ASB**G5*V/FI
      IF(FMTB-1.) 20,21,21
C*****
C      SUBSONIC FLOW AT THROAT
C*****
20      FLOC=CTB*(ALF*(PBPA**G8))
      GOTO 50
C*****
C      SONIC FLOW AT THROAT
C*****

```

```
21  Y1=Y(IRR)
    IF(Y1-0.5) 31,31,27
31  Y1=1.
    Y(IRR)=Y1
    RA=.5*(1.+DSQRT(G4))
    DR=.25*(1.-DSQRT(G4))
22  RB=1./RA
    S=FI*FI-((RB)**(2.*G5))*(G5/G4-G5*RB*RB)
    IF(S) 24,24,23
23  RA=RA+DR
    GOTO 25
24  RA=RA-DR
25  DR=DR/2.
    IF(DR-0.0000001) 26,26,22
26  FK(IRR)=(1.-G7*FI*RA**(G5/G4))/(1.+G7*FI*RA**(G5/G4))
27  FLOC=FK(IRR)*FLIC
50  CONTINUE
    RETURN
    END
```

```

SUBROUTINE PLT(I,CAVO)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
COMMON /PIPES/ ALFP,ALFP2,ALFM,ALFM2,CONST,C1,C2,C22,CA,DA2,FK,G1,G2,G3,
&      G4,G5,G6,G7,G8,G9,G10,G11,G12,G13,G14,H, NPIPES, IRR,M, N,SIZE, SCA, TM,
&      X1, X2,Y,Z1,AM1,C12,NCYCLE,DCA,RELCH,RELGO
COMMON /PATH/ IPC,NPLT,PLTX,AFMLHE,CMASS,DMASS,FMBPLT
DIMENSION ALFP(2,20),ALFP2(20),ALFM(20),ALFM2(20),C1(2,20), C2(2,20), C12(20),
&      C22(20), FK (20),H(60),M(20),N(20), TM(20), X1(2,20), X2(20), Y(20), CONST(30),
&      ALFB(10), AM1(2,20),AM2(20),XM2(20),IPC(2,100),PLTX(2,100), C1PLT(100),
&      C2PLT(100)
LOGICAL RELCH,RELGO
C
DO 10 IT=1,NPLT
C*****
C    CHECK IF THE PATH LINE IS IN THE PIPE
C*****
    IF (IPC(I,IT).EQ.0) THEN
        J=1
100    IF (PLTX(I,IT).LE.(J+1)) THEN
        C1PLT(IT)=C1(I,J)+(PLTX(I,IT)-J)*(C1(I,J+1)-C1(I,J))
        C2PLT(IT)=C2(I,J)+(PLTX(I,IT)-J)*(C2(I,J+1)-C2(I,J))
        PLTX2=PLTX(I,IT)+(C1PLT(IT)-C2PLT(IT))*Z1/G2
        ELSE
        J=J+1
        GOTO 100
    ENDIF
C*****
C    CHECK IF THE PATH LINE HAS GONE OUT OF THE PIPE AT LHE
C*****
    IF (PLTX2.LT.0.0) THEN
        IPC(I,IT)=-1
        PLTX2=0.0
        WRITE(12,1000) CA,IT
1000    FORMAT(F8.3,I4,' PATHLINE IS OUT OF PIPE AT LHE.')
    ENDIF
C*****
C    CHECK IF THE PATH LINE HAS GONE OUT OF THE PIPE AT RHE
C*****
    IF (PLTX2.GT.(M(I)-1)) THEN
        IPC(I,IT)=1
        PLTX2=M(I)-1
        WRITE(12,1001) CA,IT
1001    FORMAT(F8.3,I4,' PATHLINE IS OUT OF PIPE AT RHE.')
    ENDIF
    PLTX(I,IT)=PLTX2
    ENDIF
10    CONTINUE
C*****
C    CALCULATE MASS FLOWS
C*****
    DMASS=FMASS(G2,G5,G6,ALFP(I,1),C1(I,1),C2(I,1),Z1)
    AFMLHE=AFMLHE+DMASS
    CMASS=CMASS+DMASS

```

```

C*****
C      CHECK IF THE EXH/INT VALVE IS OPEN THEN INTRODUCE A NEW PATH LINE
C*****
      IF (CA.EQ.CAVO) THEN
        NPLT=NPLT+1
        PLTX(I,NPLT)=0.0
        WRITE(12,1002) CA,NPLT
1002   FORMAT(F8.3,I4,' PATHLINE INTRODUCED (EXH/INT VO).')
      ENDIF
C*****
C      INTRODUCE A NEW PATH LINE
C*****
      IF (AFMLHE.GE.FMBPLT) THEN
        NPLT=NPLT+1
        APLT=(AFMLHE-FMBPLT)/DMASS*Z1
        BPLT=APLT*(C1PLT(NPLT-1)-C2PLT(NPLT-1))/G2
        PLTX(I,NPLT)=BPLT
        AFMLHE=AFMLHE-FMBPLT
        WRITE(12,1003) (CA-APLT),NPLT
1003   FORMAT(F8.3,I4,' PATHLINE INTRODUCED (COUNTER RESET).')
      ENDIF
      RETURN
      END

```

```

SUBROUTINE CYLIN(DMCDTE,DMCDTI,ENFLXE,ENFLXI,D,FLR,FLCON,VC,FLEAD,
&      VCYVC,VCYVC2,PCYPC,PCYPC2,TCYTC2,FMCC,FMCC2)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
COMMON /PIPES/ ALFP,ALFP2,ALFM,ALFM2,CONST,C1,C2,C22,CA,DA2,FK,G1,G2,G3,
&      G4,G5,G6,G7,G8,G9,G10,G11,G12,G13,G14,H,NPIPES,IRR,M,N,SIZE,SCA,TM,X1,
&      X2,Y,Z1,AM1,C12, NCYCLE,DCA,RELCH,RELGO
COMMON /CYLIND/ VCL
DIMENSION ALFP(2,20),ALFP2(20),ALFM(20),ALFM2(20),C1(2,20), C2(2,20), C12(20),
&      C22(20),FK(20), H(60), M(20), N(20), TM(20), X1(2,20), X2(20),Y(20), CONST(30),
&      AM1(2,20)
LOGICAL RELCH,RELGO
C
VCYVC2=(VCL+(0.7855*D*D*FLR)*((1.-DCOS((CA+FLEAD)*0.01745))+ (FLCON/FLR)*
&      (1.-DSQRT(1.-(FLR*DSIN((CA+FLEAD)*0.01745)/ FLCON)**2))))/VC
CABTS =CA+FLEAD-Z1*DA2
DVCYCT=((0.7855*D*D*FLR)*(DSIN(CABTS*0.01745)+(FLR*DSIN(2*CABTS*
&      0.01745)))/(2*FLCON*DSQRT(1.-(FLR*DSIN(CABTS*0.01745)/ FLCON)**2))))/VC
FMCC2=FMCC+(DMCDTE+DMCDTI)*Z1*DA2
DPCYCT=(G2/VCYVC)*(ENFLXE+ENFLXI)-G1*PCYPC*(1./VCYVC)*DVCYCT*0.01745
PCYPC2=PCYPC+DPCYCT*Z1*DA2
TCYTC2=PCYPC2*VCYVC2/FMCC2
RETURN
END

```



```
FUNCTION FMASS(G2,G5,G6,ALF,FLI,FLO,DZ)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
FMASS=((FLI-FLO)/G2)*(((FLI+FLO)/2.）**G5)/(ALF**G6)*DZ
RETURN
END
```

```
SUBROUTINE LINPO(X,XL,FL,NXL,F)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION XL(NXL), FL(NXL)
M=NXL-1
DO 1 N=1,M
IF (X.LE.XL(N+1)) GOTO 2
1 CONTINUE
2 DST=XL(N+1)-XL(N)
F=FL(N)+(FL(N+1)-FL(N))/DST*(X-XL(N))
RETURN
END
```

3			
7.200E-07	0		
0.1	1.9953		
0.005			
2	2	1	
100000	293		
343.11427	1		
750			
1.4			
11	11		
11	11		
1			
1			
115	401	295	581
0.1	0.1		
0.25	0.3	0.63	
12.5			
287	1000000	1182.5	
0			
22			
0	0	0	
5	0.0099	0.0099	
10	0.03585	0.03585	
15	0.07983	0.07983	
20	0.14859	0.14859	
25	0.2409	0.2409	
30	0.38872	0.38872	
35	0.4753	0.4753	
40	0.48052	0.48052	
45	0.47415	0.47415	
51	0.47314	0.47314	
225	0.47314	0.47314	
231	0.47415	0.47415	
237	0.48052	0.48052	
243	0.4753	0.4753	
249	0.38872	0.38872	
255	0.2409	0.2409	
261	0.14859	0.14859	
267	0.07983	0.07983	
273	0.03585	0.03585	
279	0.0099	0.0099	
286	0	0	
0	0	0	
5	0.0099	0.0099	
10	0.03585	0.03585	
15	0.07983	0.07983	
20	0.14859	0.14859	
25	0.2409	0.2409	
30	0.38872	0.38872	
35	0.4753	0.4753	

40	0.48052	0.48052	
45	0.47415	0.47415	
51	0.47314	0.47314	
225	0.47314	0.47314	
231	0.47415	0.47415	
237	0.48052	0.48052	
243	0.4753	0.4753	
249	0.38872	0.38872	
255	0.2409	0.2409	
261	0.14859	0.14859	
267	0.07983	0.07983	
273	0.03585	0.03585	
279	0.0099	0.0099	
286	0	0	
1	1		
1			
0.3	0.3	1.06	2.5
4			
0.3	0.3	1.52	1.95
2	1		
3	1		

EK 2. AUTOCAD İÇİN "SCRIPT FILE" HAZIRLAYAN PROGRAM

```

100 REM *****
110 REM * PATHLINE TRAJECTORIES DRAWING PROGRAM *
120 REM *****
130 CLS
140 WIDTH 40
150 INPUT " ENTER SCRIPT FILE NAME : "; SCR$
160 INPUT " ENTER PLTS FILE NAME : "; PLTFNS
170 INPUT " ENTER NUMBER OF PATH LINES : "; PLTNUM%
175 FOR J% = 1 TO PLTNUM% 176 I% = 0
180 OPEN "I", 1, PLTFNS
185 OPEN "A", 2, "TMP"
200 WHILE NOT EOF(1)
210 LINE INPUT #1, PLTSS
220 I% = I% + 1 230 WRITE #2, MID$(PLTSS, 1, 8), MID$(PLTSS, J% * 8 + 1, 8)
270 WEND
280 CLOSE (1)
290 CLOSE (2)
300 NEXT J%
310 OPEN "I", 1, "TMP"
315 OPEN "O", 2, SCR$
316 X0 = 70
317 Y0 = 50
318 PRINT #2, "PLINE"
320 FOR J% = 1 TO PLTNUM%
330 K% = 0
340 WHILE (K% <= (I% - 1))
350 INPUT #1, CAS, PLTS
351 CA = VAL(CAS)
352 PLT = VAL(PLTS)
355 K% = K% + 1
356 IF K% = 1 OR FIX(K% / 10) * 10 = K% THEN
360 PRINT K%; CA; PLT
370 CA = Y0 + 120 / 800 * CA
380 PLT = X0 + 180 / 12 * PLT
390 WRITE #2, PLT, CA
395 END IF
400 WEND
405 PRINT #2, " "
410 NEXT J%
420 CLOSE (1)
430 CLOSE (2)
440 KILL "TMP"
450 END

```

AUTOCAD İÇİN "SCRIPT FILE"

```
LIMITS 0,0 297,210 ZOOM A REGENAUTO OFF
STYLE AXIS ROMANC 3
LINE 70,50 @180<0 LINE 70,50 @120<90
LINE 70,50 70,48 TEXT C 70,43 0
LINE 85,50 85,48 TEXT C 85,43 1
LINE 100,50 100,48 TEXT C 100,43 2
LINE 115,50 115,48 TEXT C 115,43 3
LINE 130,50 130,48 TEXT C 130,43 4
LINE 145,50 145,48 TEXT C 145,43 5
LINE 160,50 160,48 TEXT C 160,43 6
LINE 175,50 175,48 TEXT C 175,43 7
LINE 190,50 190,48 TEXT C 190,43 8
LINE 205,50 205,48 TEXT C 205,43 9
LINE 220,50 220,48 TEXT C 220,43 10
LINE 235,50 235,48 TEXT C 235,43 11
LINE 250,50 250,48 TEXT C 250,43 12
LINE 70,50 68,50 TEXT R 66,50 0
LINE 70,65 68,65 TEXT R 66,65 100
LINE 70,80 68,80 TEXT R 66,80 200
LINE 70,95 68,95 TEXT R 66,95 300
LINE 70,110 68,110 TEXT R 66,110 400
LINE 70,125 68,125 TEXT R 66,125 500
LINE 70,140 68,140 TEXT R 66,140 600
LINE 70,155 68,155 TEXT R 66,155 700
LINE 70,170 68,170 TEXT R 66,170 800
REDRAW
```

ÖZGEÇMİŞ

Tamer YILMAZ

Gemi İnşaatı ve Gemi Mak. Mühendisi
(1991 Yıldız Teknik Üniversitesi)

Doğum Tarihi, Yeri

06.07.1970 , Beykoz

1987 - 1991

Yıldız Teknik Üniversitesi
Makina Fakültesi
Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü

Derece

Bölüme ikinci olarak giriş,
76.60 Not Ortalaması ile
Bölüm birincisi olarak mezuniyet

1985 - 1987

Maçka Teknik Lisesi
Makina Teknisyenliği Bölümü

Derece

Birinci olarak giriş
Dönemin ilk mezunu

1984 - 1985

Maçka Meslek Lisesi
Torna Tesviye Bölümü

Derece

İkinci olarak Giriş

1982 - 1985

Beykoz Ziya Ünsel Ortaokulu

Derece

İyi derece ile mezuniyet

1977 - 1982

Paşabahçe ilkokulu

Derece

İyi derece ile mezuniyet

GÖREVİ

1992 - 1993

Araştırma Görevlisi
Yıldız teknik Üniversitesi
Makina Fakültesi
Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü

Yabancı Dil

İngilizce