

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA İKİZ-BUJİ KULLANILMASININ
YANMA VE MOTOR PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNDEKİ
ETKİLERİNİN TEORİK OLARAK İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Mak. Yük. Müh. İsmail ALTIN

**OCAK 2011
TRABZON**

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA İKİZ-BUJİ KULLANILMASININ
YANMA VE MOTOR PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNDEKİ
ETKİLERİNİN TEORİK OLARAK İNCELENMESİ**

Makina Yük. Müh. İsmail ALTIN

**Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde
"Doktor (Makina Mühendisliği)"
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 15.12.2010
Tezin Savunma Tarihi : 11.01.2011**

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Atilla BİLGİN

Jüri Üyesi : Prof. Dr. Orhan DURGUN

Jüri Üyesi : Doç. Dr. Zehra ŞAHİN

Jüri Üyesi : Doç. Dr. Hakan BAYRAKTAR

Jüri Üyesi : Prof. Dr. Turgut ÖZAKTAŞ

Enstitü Müdürü : Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ

Trabzon 2011

ÖNSÖZ

Buji ateşlemeli motorlar, kara yolu taşıtlarında yaygın şekilde kullanılan güç kaynaklarıdır. Çevresel, yasal ve ekonomik nedenlere bağlı olarak buji ateşlemeli motorların performansının artırılmasına yönelik önemli çalışmalar yapılmaktadır.

Buji ateşlemeli motorlarda gerçekleştirilen bazı yapısal değişiklikler, yanma işleminin verimliliğinin artırılması konusunda bazı önlemlerin alınmasını kaçınılmaz kılmaktadır. Bu bağlamda buji ateşlemeli motorlarda çift buji kullanımı, pratik ve etkili bir çözüm sunmaktadır. Çift buji kullanımı yanma işlemini hızlandırmakta, motor çevriminin Otto çevrimine benzemesini sağlamaktadır. Böylece yakıt tüketimini azaltmakta ve motorun toplam veriminde önemli bir iyileşme meydana getirmektedir.

Bu tez çalışmasında; buji sayısının ve konumunun buji ateşlemeli motorun yanma işlemi ve performansı üzerindeki etkileri teorik olarak ayrıntılı şekilde incelenmiştir.

Bu tez çalışmasının hazırlanmasında, şahsıma her zaman güvenen, başarılı olmam için daima teşvik eden ve özverili yardımlarda bulunan tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Atilla BİLGİN'e, tez izleme jürilerim Sayın Prof. Dr. Orhan DURGUN'a ve Sayın Doç. Dr. Zehra ŞAHİN'e, Otomotiv Anabilim Dalı öğretim üyesi Sayın Doç. Dr. Hakan BAYRAKTAR'a, tez çalışmamda materyal teminindeki çok önemli katkısından dolayı Sayın Makina Yük. Müh. Alipaşa HEKİMOĞLU'na ve Sayın Yrd. Doç. Dr. Yasin ALEMDAĞ'a, Trabzon Meslek Yüksekokulu öğretim üyesi ve elemanları Sayın Yrd. Doç. Dr. Veysel ATASOY'a, Sayın Öğr. Gör. Asuman GÜNAY'a, ve Sayın Öğr. Gör. Ebru ÖZTEKİN'e, Gümüşhane Üniv. Makina Müh. Bölümü öğretim üyesi Sayın Yrd. Doç. Dr. İsmet SEZER'e, Sayın Tekniker Şenol DÜBÜŞ'e, K.T.Ü. Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) Birimi'ne ve tez çalışmam süresince şahsıma az veya çok katkıda bulunup burada isimlerini saymadığım herkese teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca, bu uzun soluklu doktora tez çalışması sırasında, değerli desteklerinden dolayı aileme çok teşekkür ediyorum.

İsmail ALTIN
Trabzon 2011

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	II
İÇİNDEKİLER	III
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ	IX
TABLolar DİZİNİ	XV
SEMBOLLER DİZİNİ	XVI
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. Giriş	1
1.2. Literatür Araştırması	1
1.3. Tezin Amacı ve Kapsamı	11
1.3.1. Amaç	11
1.3.2. Kapsam	12
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR	13
2.1. Giriş	13
2.2. Modelleme Çalışmaları	13
2.2.1. Sanki-Boyutlu Termodinamik Çevrim Modeli	13
2.2.1.1 Termodinamik Çevrim Modelinde Uygulanan Varsayımlar	14
2.2.1.2 Matematiksel Modelin Oluşturulması	15
2.2.2. Sanki-Boyutlu Termodinamik Çevrim Modelinde Kullanılan Alt Modeller .	17
2.2.2.1. Yakıt-Hava-Artık Gaz Karışımının Yapısının Belirlenmesi	18
2.2.2.2. Yüksek Sıcaklıkta Yanma Ürünlerinin Yapısının Belirlenmesi	18
2.2.2.3. Laminer Alev Hızının Belirlenmesi	19
2.2.2.4. Türbülanslı Alev Hızının Belirlenmesi	20
2.2.2.5. Tutuşma Gecikmesinin Belirlenmesi	20
2.2.2.6. Kütleli Yanma Oranının Belirlenmesi	21
2.2.2.7. Kütleli Yanma Oranının İlk Tahmin Değerinin Belirlenmesi	21
2.2.2.8. Isı Transferinin Belirlenmesi	22
2.2.3. Geometrik Model	23

2.2.3.1.	Yanma Odası Tasarımında Katı Model Programının Kullanılması	24
2.2.3.2.	Yanma Odasının Tasarımı	24
2.2.3.3.	Alev Cephesinin Geometrik Özelliklerinin Belirlenmesi.....	26
2.2.3.3.1.	Alev Cephesinin Yayılma İşleminin Benzetimi.....	26
2.2.3.3.2.	Katı Modelin Güncellenmesi	27
2.2.3.3.3.	Alev Cephesi Serbest Yüzey Alanının Belirlenmesi.....	28
2.2.3.3.4.	Alev Cephesinin Değdiği Toplam Yanma Odası Yüzey Alanının Belirlenmesi	29
2.2.3.3.5.	Alev Cephesi Gerisinde Kalan Gazların Hacminin Belirlenmesi	30
2.2.3.4.	Karmaşık Geometrilili Yanma Odasının Tasarımı.....	31
2.2.3.5.	Alev Yarıçapının Belirlenmesi.....	32
2.2.4.	Motor Performans Parametrelerinin Belirlenmesi	33
2.2.5.	Egzoz Emisyonlarının Belirlenmesi	34
2.2.6.	Çözüm Yöntemi ve Bilgisayar Programı.....	35
3.	BULGULAR VE TARTIŞMA	37
3.1.	Giriş	37
3.2.	Geometrik Modelden Elde Edilen Bulgular	37
3.2.1.	Yöntemin Geçerliliğinin Gösterilmesi.....	37
3.2.2.	Karmaşık Yanma Odası Alev Cephesinin Geometrik Özelliklerine İlişkin İstatistiksel Bilgiler.....	40
3.2.3.	Farklı Buji Konumları İçin Alev Cephesi Serbest Yüzey Alanları	41
3.2.4.	Farklı Buji Konumları İçin Alev Cephesinin Değdiği Toplam Yanma Odası Yüzey Alanları	42
3.2.5.	Farklı Buji Konumları İçin Alev Cephesinin Sınırladığı Hacimler	44
3.2.6.	Boyutsuzlaştırılmış Geometrik Özellikler	46
3.2.6.1.	Boyutsuz Alev Cephesi Serbest Yüzey Alanlarının Boyutsuz Alev Yarıçapına Göre Değişimleri	46
3.2.6.2.	Alev Cephesinin Sınırladığı Boyutsuz Hacimlerin Boyutsuz Alev Yarıçapına Göre Değişimleri	53
3.2.6.3.	Boyutsuz Alev Cephesi Serbest Yüzey Alanının Boyutsuz Hacme Göre Değişimi.....	58
3.2.6.4.	Alev Cephesinin Değdiği Toplam Yanma Odası Boyutsuz Yüzey Alanlarının Boyutsuz Alev Yarıçapına Göre Değişimleri	63
3.3.	Sanki-Boyutlu Termodinamik Çevrim Modelinden Elde Edilen Bulgular	68
3.3.1.	Bilgisayar Programının Doğruluğunun Gösterilmesi.....	68

3.3.2.	Farklı Ekivalans Oranları İçin İndikatör Diyagramının Elde Edilmesi	71
3.3.3.	Farklı Ekivalans Oranları ve Ateşleme Avansları İçin Silindir Basınçlarının Krank Mili Açısına Göre Değişimleri.....	75
3.3.3.1.	$\phi=0.8$ Ekivalans Oranı ve Farklı Ateşleme Avansları İçin Silindir Basınçlarının Karşılaştırılması	75
3.3.3.2.	$\phi=1.0$ Ekivalans Oranı ve Farklı Ateşleme Avansları İçin Silindir Basınçlarının Karşılaştırılması	80
3.3.3.3.	$\phi=1.2$ Ekivalans Oranı ve Farklı Ateşleme Avansları İçin Silindir Basınçlarının Karşılaştırılması	85
3.3.3.4.	Ekivalans Oranının Silindir Basıncı Üzerindeki Etkisi	90
3.3.4.	Yanma Odasındaki Gaz Sıcaklıklarının Karşılaştırılması	94
3.3.5.	Egzoz Gazı Sıcaklıklarının Karşılaştırılması	96
3.3.6.	Maksimum Yanmış Gaz Sıcaklıklarının Karşılaştırılması	98
3.3.7.	Kütleli Yanma Oranı ve Yanmış Gaz Hacmi Oranı Arasındaki İlişkinin İrdelenmesi.....	102
3.3.8.	Kütleli Yanma Oranlarının Değişimleri	110
3.3.9.	Yanma Sürelerinin Karşılaştırılması	114
3.3.9.1.	$\phi=0.8$ Ekivalans Oranı İçin Yanma Evresi Sürelerinin Devir Sayısına Göre Değişimlerinin İncelenmesi	114
3.3.9.2.	$\phi=1.0$ Ekivalans Oranı İçin Yanma Evresi Sürelerinin Devir Sayısına Göre Değişimlerinin İncelenmesi	121
3.3.9.3.	$\phi=1.2$ Ekivalans Oranı İçin Yanma Evresi Sürelerinin Devir Sayısına Göre Değişimlerinin İncelenmesi	127
3.3.9.4.	Yanma Süresinin Ekivalans Oranına Göre Değişimi	133
3.3.9.5.	Boyutsuz Yanma Sürelerinin Ekivalans Oranı ve Buji Konumuna Göre Değişimleri.....	135
3.3.10.	Isı Kayıpları.....	137
3.3.11.	Ortalama Efektif Basıncın Ateşleme Avansına Göre Değişimi	143
3.3.12.	Döndürme Momentinin Ateşleme Avansına Göre Değişimi	147
3.3.13.	Efektif Gücün Ateşleme Avansına Göre Değişimi	151
3.3.14.	Özgül Yakıt Tüketiminin Ateşleme Avansına Göre Değişimi	155
3.3.15.	Efektif Verimin Ateşleme Avansına Göre Değişimi.....	159
3.3.16.	Ortalama Efektif Basıncın Devir Sayısına Göre Değişimi	163
3.3.17.	Döndürme Momentinin Devir Sayısına Göre Değişimi	165
3.3.18.	Efektif Gücün Devir Sayısına Göre Değişimi.....	167
3.3.19.	Özgül Yakıt Tüketiminin Devir Sayısına Göre Değişimi.....	169

3.3.20.	Efektif Verimin Devir Sayısına Göre Değişimi	171
3.3.21.	Karbonmonoksit Emisyonunun Ekivalans Oranına Göre Değişimi	173
3.3.22.	Azotoksit Emisyonunun Ekivalans Oranına Göre Değişimi	175
4.	SONUÇLAR	177
5.	ÖNERİLER.....	181
6.	KAYNAKLAR	182
7.	EKLER	190
ÖZGEÇMİŞ		

ÖZET

Bu tez çalışmasında, buji ateşlemeli motorlarda çift buji kullanılmasının ve buji konumunun değiştirilmesinin yanma ve motor performans karakteristiklerine etkileri, sanki-boyutlu termodinamik çevrim modeli kullanılarak teorik olarak incelenmiştir.

Sanki-boyutlu termodinamik modelin uygulanmasında bir alt model olarak yer alan küresel alev cephesi yaklaşımı için bu tez çalışmasında katı model programı kullanılmıştır. Böylece, tamamen gerçek yanma odası geometrilerinin ve istenilen buji sayısı ve konumunun termodinamik modele uygulanabilmesi olanağı sağlanmıştır.

Çalışmada, tasarım parametresi olarak; merkezde tek buji, yarıçap orta noktalarında simetrik olarak konumlandırılmış çift buji ve yarıçap orta noktalarından birinde tek buji konumları; çalışma parametresi olarak ise; ekivalans oranı, ateşleme avansı ve devir sayısı seçilmiştir.

Elde edilen sonuçlardan, merkezde tek bujiye sahip geometrinin genellikle en iyi yanma ve motor performans karakteristiklerine sahip olduğu, simetrik çift buji kullanılmasının yanmayı hızlandırması sonucu merkezde tek bujili geometrinin karakteristiklerine yakın değerler verdiği belirlenmiştir. Kenarda tek buji olarak adlandırılan geometri ise buji konumundan dolayı alev yolunun uzaması sonucu en kötü yanma ve motor performans karakteristikleri vermiştir.

Anahtar Kelimeler: Çift Bujili Buji Ateşlemeli Motor, Sanki-Boyutlu Termodinamik Çevrim Modeli, Alev Cephesi Geometrisi, Katı Model, Yanma Karakteristikleri, Motor Performansı, Egzoz Emisyonları

SUMMARY

Theoretical Investigation of the Effects of Using Twin Spark-Plugs in a Spark Ignition Engine on Combustion and Engine Performance Characteristics

In this thesis, the effects of using of twin spark-plugs and variation of plug locations on a spark-ignition engine combustion and performance characteristics were theoretically investigated by using a quasi-dimensional thermodynamic engine cycle model.

In this study, solid model software was used for determination of geometric properties of developing spherical flame front. This offers the opportunity to use of real engine combustion chamber geometry with different number and locations of spark plugs on cylinder head.

In the study, centrally located single plug, mid-radius located twin spark-plugs and mid-radius located single plug configurations were chosen as design parameters and equivalence ratio, spark advance and engine speed were varied as operating parameters.

From the results of the study, it has been determined that the geometry having centrally located spark plug gives the best combustion and performance characteristics. The using of twin spark-plugs gives closer combustion and performance characteristics due to increasing combustion speed. The mid-radius located single spark geometry gives the worst characteristics since it has the longest flame travelling length.

Key Words: Twin Spark SI Engine, Quasi-Dimensional Thermodynamic Cycle Model, Flame Front Geometry, Solid Model, Combustion Characteristics, Engine Performance, Exhaust Emissions

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1.	İki noktadan ateşleme ve alev yayılması5
Şekil 1.2.	Çift bujilli ateşleme sistemi uygulamaları 11
Şekil 2.1.	İki bölgeli yanma modeli 16
Şekil 2.2.	SolidWorks 2010 kullanıcı arayüzü 25
Şekil 2.3.	Taslak çizimi 25
Şekil 2.4.	(a) “Extrude” işlemi, (b) Tasarımı bitmiş yanma odası..... 26
Şekil 2.5.	(a) Yarım daire taslağı, (b) Döndürerek kesme işlemi 26
Şekil 2.6.	(a) Alev yayılmasına maruz kalmış yanma odası hacmi (b) Alev cephesi gerisinde kalan hacim..... 27
Şekil 2.7.	Alev yarıçapının değiştirilmesi 27
Şekil 2.8.	Pistonun yanma odasını sınırladığı hacmin değiştirilmesi 28
Şekil 2.9.	Yüzey alan hesabında kullanılan komut düğmesi 29
Şekil 2.10.	Alev cephesinin serbest yüzey alanının belirlenmesi 29
Şekil 2.11.	Toplam ısı transferi yüzey alanının belirlenmesi 30
Şekil 2.12.	Katı model programında kütle özelliğinin belirlenmesi..... 31
Şekil 2.13.	(a) Piston ÜÖN’da iken (b) Piston ÜÖN’dan biraz uzaklaşmış durumdaki yanma odası geometrisi ... 31
Şekil 2.14.	Yanma odasının teknik resmi..... 32
Şekil 2.15.	Sanki-boyutlu termodinamik çevrim modelinin akış diyagramı..... 36
Şekil 3.1.	(a) Tek bujili durum için geometrik modelin doğruluğunun gösterilmesi (b) Çift bujili durum için geometrik modelin doğruluğunun gösterilmesi 38
Şekil 3.2.	Buji konumları: (a) Merkezde tek buji, (b) Simetrik çift buji ve Kenarda tek buji..... 40
Şekil 3.3.	Merkezde tek buji durumu için alev cephesi yüzey alanının krank mili açısı ve alev yarıçapına göre değişimi 41
Şekil 3.4.	Simetrik çift buji durumu için alev cephesi yüzey alanının krank mili açısı ve alev yarıçapına göre değişimi 41
Şekil 3.5.	Kenarda tek buji durumu için alev cephesi yüzey alanının krank mili açısı ve alev yarıçapına göre değişimi 42
Şekil 3.6.	Merkezde tek buji durumu için alev cephesinin değıdiği toplam yanma odası yüzey alanının krank mili açısı ve alev yarıçapına göre değışimi 43

Şekil 3.7.	Simetrik çift buji durumu için alev cephesinin değdiği toplam yanma odası yüzey alanının krank mili açısı ve alev yarıçapına göre değişimi	43
Şekil 3.8.	Kenarda tek buji durumu için alev cephesinin değdiği toplam yanma odası yüzey alanının krank mil açısı ve alev yarıçapına göre değişimi.....	44
Şekil 3.9.	Merkezde tek buji durumu için alev cephesinin sınırladığı hacmin krank mili açısı ve alev yarıçapına göre değişimi.....	45
Şekil 3.10.	Simetrik çift buji durumu için alev cephesinin sınırladığı hacmin krank mili açısı ve alev yarıçapına göre değişimi	45
Şekil 3.11.	Kenarda tek buji durumu için alev cephesinin sınırladığı hacmin krank mili açısı ve alev yarıçapına göre değişimi	46
Şekil 3.12.	$\theta=0$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi serbest yüzey alanlarının karşılaştırılması	49
Şekil 3.13.	$\theta=10$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi serbest yüzey alanlarının karşılaştırılması	50
Şekil 3.14.	$\theta=20$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi serbest yüzey alanlarının karşılaştırılması	51
Şekil 3.15.	$\theta=30$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi serbest yüzey alanlarının karşılaştırılması	52
Şekil 3.16.	$\theta=0$ [°KMA] için alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlerin karşılaştırılması	54
Şekil 3.17.	$\theta=10$ [°KMA] için alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlerin karşılaştırılması	55
Şekil 3.18.	$\theta=20$ [°KMA] için alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlerin karşılaştırılması	56
Şekil 3.19.	$\theta=30$ [°KMA] için alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlerin karşılaştırılması	57
Şekil 3.20.	$\theta=0$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi yüzey alanlarının alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlere göre değişimleri	59
Şekil 3.21.	$\theta=10$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi yüzey alanlarının alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlere göre değişimleri	60
Şekil 3.22.	$\theta=20$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi yüzey alanlarının alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlere göre değişimleri	61
Şekil 3.23.	$\theta=30$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi yüzey alanlarının alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlere göre değişimleri	62
Şekil 3.24.	$\theta=0$ [°KMA] için alev cephesinin değdiği toplam yanma odası boyutsuz yüzey alanlarının karşılaştırılması.....	64
Şekil 3.25.	$\theta=10$ [°KMA] için alev cephesinin değdiği toplam yanma odası boyutsuz yüzey alanlarının karşılaştırılması.....	65
Şekil 3.26.	$\theta=20$ [°KMA] için alev cephesinin değdiği toplam yanma odası boyutsuz yüzey alanlarının karşılaştırılması.....	66

Şekil 3.27.	$\theta=30$ [°KMA] için alev cephesinin deđđiđi toplam yanma odası boyutsuz yüzey alanlarının karşılaştıırılması.....	67
Şekil 3.28.	Döndürme momentlerinin karşılaştıırılması	69
Şekil 3.29.	Efektif güçlerin karşılaştıırılması	70
Şekil 3.30.	$\phi=0.8$ için buji konumlarının indikatör diyagramına etkisi	72
Şekil 3.31.	$\phi=1.0$ için buji konumlarının indikatör diyagramına etkisi	73
Şekil 3.32.	$\phi=1.2$ için buji konumlarının indikatör diyagramına etkisi	74
Şekil 3.33.	$\phi=0.8$ durumunda, farklı buji konumları ve ateşleme avansları için silindir basınçlarının krank mili açısına göre deđđişimleri	76
Şekil 3.34.	$\phi=0.8$ için MTB’li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi.....	77
Şekil 3.35.	$\phi=0.8$ için SÇB’li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi.....	78
Şekil 3.36.	$\phi=0.8$ için KTB’li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi.....	79
Şekil 3.37.	$\phi=1.0$ durumunda, farklı buji konumları ve ateşleme avansları için silindir basınçlarının krank mili açısına göre deđđişimleri	81
Şekil 3.38.	$\phi=1.0$ için MTB’li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi.....	82
Şekil 3.39.	$\phi=1.0$ için SÇB’li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi.....	83
Şekil 3.40.	$\phi=1.0$ için KTB’li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi.....	84
Şekil 3.41.	$\phi=1.2$ durumunda, farklı buji konumları ve ateşleme avansları için silindir basınçlarının krank mili açısına göre deđđişimleri	86
Şekil 3.42.	$\phi=1.2$ için MTB’li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi.....	87
Şekil 3.43.	$\phi=1.2$ için SÇB’li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi.....	88
Şekil 3.44.	$\phi=1.2$ için KTB’li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi.....	89
Şekil 3.45.	Farklı ekivalans oranlarında MTB kullanımı durumu için silindir basınçlarının krank mili açısına göre deđđişimleri	91
Şekil 3.46.	Farklı ekivalans oranlarında SÇB kullanımı durumu için silindir basınçlarının krank mili açısına göre deđđişimleri	92
Şekil 3.47.	Farklı ekivalans oranlarında KTB kullanımı durumu için silindir basınçlarının krank mili açısına göre deđđişimleri	93

Şekil 3.48.	Yanma odası gaz sıcaklıklarının krank mili açısına göre değişimleri.....	95
Şekil 3.49.	Egzoz gazı sıcaklığının buji konumlarına göre değişimi.....	97
Şekil 3.50.	$\phi=0.8$ için maksimum gaz sıcaklıklarının devir sayısına göre değişimleri.....	99
Şekil 3.51.	$\phi=1.0$ için maksimum gaz sıcaklıklarının devir sayısına göre değişimleri...	100
Şekil 3.52.	$\phi=1.2$ için maksimum gaz sıcaklıklarının devir sayısına göre değişimleri...	101
Şekil 3.53.	MTB ve farklı ekivalans oranları için x_b-y_b değişimleri.....	104
Şekil 3.54.	SÇB ve farklı ekivalans oranları için x_b-y_b değişimleri.....	105
Şekil 3.55.	KTB ve farklı ekivalans oranları için x_b-y_b değişimleri.....	106
Şekil 3.56.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için x_b-y_b değişimleri.....	107
Şekil 3.57.	$\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için x_b-y_b değişimleri.....	108
Şekil 3.58.	$\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için x_b-y_b değişimleri.....	109
Şekil 3.59.	$\phi=0.8$ için kütlese yanma oranlarının karşılaştırılması.....	111
Şekil 3.60.	$\phi=1.0$ için kütlese yanma oranlarının karşılaştırılması.....	112
Şekil 3.61.	$\phi=1.2$ için kütlese yanma oranlarının karşılaştırılması.....	113
Şekil 3.62.	$\phi=0.8$ için MTB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri.....	116
Şekil 3.63.	$\phi=0.8$ için SÇB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri.....	117
Şekil 3.64.	$\phi=0.8$ için KTB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri.....	118
Şekil 3.65.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için ilk yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimlerinin karşılaştırılması	119
Şekil 3.66.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için ana yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimlerinin karşılaştırılması	120
Şekil 3.67.	$\phi=1.0$ için MTB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri.....	122
Şekil 3.68.	$\phi=1.0$ için SÇB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri.....	123
Şekil 3.69.	$\phi=1.0$ için KTB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri.....	124
Şekil 3.70.	$\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için ilk yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimlerinin karşılaştırılması	125
Şekil 3.71.	$\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için ana yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimlerinin karşılaştırılması	126
Şekil 3.72.	$\phi=1.2$ için MTB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri.....	128

Şekil 3.73.	$\phi=1.2$ için SÇB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri.....	129
Şekil 3.74.	$\phi=1.2$ için KTB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri.....	130
Şekil 3.75.	$\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için ilk yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimlerinin karşılaştırılması	131
Şekil 3.76.	$\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için ana yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimlerinin karşılaştırılması.....	132
Şekil 3.77.	Toplam yanma süresinin ekivalans oranına göre değişimleri.....	134
Şekil 3.78.	Boyutsuz yanma sürelerinin ekivalans oranı ve buji konumuna göre değişimleri.....	136
Şekil 3.79.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için taşınım ile ısı transferinin krank mili açısına göre değişimleri	139
Şekil 3.80.	$\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için taşınım ile ısı transferinin krank mili açısına göre değişimleri	140
Şekil 3.81.	$\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için taşınım ile ısı transferinin krank mili açısına göre değişimleri	141
Şekil 3.82.	Segman kaçaklarından kaynaklanan ısı kayıplarının krank mili açısına göre değişimleri.....	142
Şekil 3.83.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için ortalama efektif basınçların ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	144
Şekil 3.84.	$\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için ortalama efektif basınçların ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	145
Şekil 3.85.	$\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için ortalama efektif basınçların ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	146
Şekil 3.86.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için döndürme momentlerinin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	148
Şekil 3.87.	$\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için döndürme momentlerinin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	149
Şekil 3.88.	$\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için döndürme momentlerinin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	150
Şekil 3.89.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için efektif güçlerin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	152
Şekil 3.90.	$\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için efektif güçlerin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	153
Şekil 3.91.	$\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için efektif güçlerin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	154
Şekil 3.92.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için özgül yakıt tüketiminin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	156

Şekil 3.93.	$\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için özgül yakıt tüketiminin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	157
Şekil 3.94.	$\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için özgül yakıt tüketiminin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	158
Şekil 3.95.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için efektif verimin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	160
Şekil 3.96.	$\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için efektif verimin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	161
Şekil 3.97.	$\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için efektif verimin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması	162
Şekil 3.98.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için ortalama efektif basıncın devir sayısına göre değişimleri.....	164
Şekil 3.99.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için döndürme momentinin devir sayısına göre değişimleri.....	166
Şekil 3.100.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için efektif gücün devir sayısına göre değişimleri.....	168
Şekil 3.101.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için özgül yakıt tüketiminin devir sayısına göre değişimleri.....	170
Şekil 3.102.	$\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için efektif verimin devir sayısına göre değişimleri.....	172
Şekil 3.103.	CO emisyonunun ekivalans oranına göre değişimleri.....	174
Şekil 3.104.	NO emisyonunun ekivalans oranına göre değişimleri.....	176

TABLULAR DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Laminer alev hızının hesaplanmasında kullanılan katsayılar	20
Tablo 2.2. Hesaplarda kullanılan başlıca motor özellikleri	36
Tablo 3.1. Katı model programından elde edilen veriler için istatistiksel bilgiler.....	40
Tablo 3.2. Maksimum alev yolu değerleri.....	48
Tablo 3.3. Termodinamik model için karşılaştırma verileri	68
Tablo 3.4. İndike iş (W_i [J]) verileri.....	71
Ek Tablo 1. Komut düğmeleri ve komut isimleri.....	190
Ek Tablo 2. $\theta=45$ [°KMA]'da ve merkezde tek buji durumu için alev cephesinin geometrik özellikleri	191
Ek Tablo 3. $\theta=45$ [°KMA]'da ve çift buji durumu için alev cephesinin geometrik özellikleri.....	192
Ek Tablo 4. $\theta=45$ [°KMA]'da ve kenarda tek buji durumu için alev cephesinin geometrik özellikleri	193

SEMBOLLER DİZİNİ

A_i	: Alan [m^2]
A_f	: Alev cephesinin serbest yüzey alanı [m^2]
A_{wi}	: Alev cephesinin değdiği toplam silindir yüzey alanı [m^2]
b_e	: Özgöl yakıt tüketimi [kg/kWh]
c	: 1 kmol yakıttaki karbon atomu sayısı
C	: Karbon
C	: Sekman sızdırmazlık katsayısı [$1/s$]
C_{pi}	: Özgöl ısı [kJ/kgK]
D	: Silindir çapı [m]
F_s	: 1 kg hava ile stokiometrik olarak yakılabilecek yakıtın kütlesi [kg]
h_i	: Entalpi [kJ/kg]
h	: 1 kmol yakıttaki hidrojen atomu sayısı
h_L	: Gaz kaçaklarından kaynaklanan entalpi kaybı [kJ/kg]
H	: Hidrojen
H_L	: Toplam entalpi kaybı [kJ]
H_u	: Alt ısııl değer [kJ/kg]
m	: Yakıtın toplam kütlesi [kg]
m_b	: Yanmış kütle miktarı [kg]
\dot{m}_L	: Kütle kayıpları [kg/s]
MBT	: Maksimum döndürme momentinin elde edildiği ateşleme avansı değerı
M_d	: Döndürme momenti [Nm]
n	: 1 kmol yakıttaki azot atomu sayısı
n_i	: Herhangi bir ürünün kmol sayısı
N	: Azot
N_e	: Efektif güç [kW]
o_y	: 1 kmol yakıttaki oksijen atomu sayısı

O	: Oksijen
p	: Basınç [bar]
p_{me}	: Ortalama efektif basınç [bar]
p_{mi}	: Ortalama indike basınç [bar]
$p_{m,m}$: Mekanik kayıplar ortalama basıncı [bar]
Q_L	: Silindir duvarlarından olan ısı kayıpları [kJ]
r_f	: Alev yarıçapı [mm]
r_L	: Krank dairesi yarıçapının biyel kolunun uzunluğuna oranı
R	: Hava için ideal gaz sabiti [kJ/kgK]
T_i	: Sıcaklık [K]
T_w	: Silindir duvarının sıcaklığı [K]
u	: İç enerji [kJ/kg]
U_m	: Ortalama gaz hızı [m/s]
v	: Özgül hacim [m ³ /kg]
V_b	: Yanmış gazların hacmi [m ³]
V_h	: Strok hacmi [m ³]
V_u	: Yanmamış gazların hacmi [m ³]
V_c	: Ölü hacim [m ³]
V_f	: Alev cephesi serbest yüzeyinin gerisinde kalan hacim [m ³]
V_{pm}	: Ortalama piston hızı [m/s]
V_h	: Strok hacmi [m ³]
W_i	: İndike iş [kJ]
x_b	: Kütlesel yanma oranı
z	: Silindir sayısı
α	: Laminer alev hızı için sabit
β	: Laminer alev hızı için sabit
ε	: Molar stokiyometrik yakıt-hava oranı
ε_s	: Sıkıştırma oranı

η_e	: Efektif verim [%]
η_v	: Volumetrik verim [%]
θ	: Krank mili açısı [°KMA]
θ_b	: Toplam yanma süresi [°KMA]
θ_s	: Ateşleme avansı [°KMA]
v_i	: Özgül hacim [m ³ /kg]
τ_{TG}	: Tutuşma gecikmesi [°KMA]
ϕ	: Ekivalans oranı
ω	: Açısal hız [rad/s]

Alt İndisler:

o	: Standart koşullar
b	: Yanmış
e	: Efektif
f	: Alev (flame)
i	: b veya u
TG	: Tutuşma gecikmesi
u	: Yanmamış
w	: Duvar

Üst İndisler:

- : Zamana veya krank mili açısına göre türev

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Karayolu taşıtlarında mekanik işin üretilmesinde içten yanmalı motorlar yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (Almeida, 2005). Bu olgu, beraberinde insanların yaşam kalitesini olumsuz yönde etkileyen bazı sorunların ortaya çıkmasına da neden olmaktadır. Küresel ısınma ve ham petrol gibi sınırlı miktardaki yer altı kaynaklarının hızla azalması, bu kritik duruma örnekler olarak verilebilir. Teknolojik gelişmeler (Bozza vd., 2004) ve bazı yasal sınırlamalar ile bu problemlerin azaltılmasına çalışılmaktadır (Li vd., 2006). Diğer taraftan, taşıtlar ile ilgili tüketici beklentilerinin de giderek arttığı görülmektedir. Otomotiv endüstrisinin bu beklentileri yerine getirebilmesi için; yapısal olarak daha basit ve çevreye daha az zarar veren enerji dönüşüm sistemlerine sahip alternatif çözümleri ortaya koyması gerekmektedir. Bu da, taşıt teknolojileri ve donanımları konusunda olumlu bir rekabeti işaret etmektedir (Cai vd., 2008).

Günümüzde ulaşım aracı olarak otomobiller yaygın şekilde kullanılmaktadır. Otomobillerde, hem sıkıştırma ile ateşlemeli (SA), hem de buji ateşlemeli (BA) motor uygulamaları bulunmaktadır. Dizel motorlarında son yıllarda görülen gelişmelerle birlikte, her ne kadar dizel motorlu taşıtlara olan talep geçmiş yıllara göre artış göstermekte ise de, günümüzde halen BA motorlara sahip taşıtların kullanımı dizel motorlu taşıtlara göre daha yaygındır (Toprak, 2009).

Bu çalışmada, BA motorların performansının iyileştirilmesine yönelik olarak silindir kafasında iki noktadan (çift buji ile) ateşleme tekniği, teorik bir model yardımı ile incelenmiştir. Böylece, ateşleme sisteminde yapılan söz konusu değişikliklerle, ekonomik ve çevreci motor kavramının gerçekleşme düzeyi sayısal incelemeler yoluyla irdelenmiştir.

1.2. Literatür Araştırması

Yakıt ekonomisinin iyileştirilmesi, egzoz emisyonlarının azaltılması vb. gerekçelerden dolayı BA motorlarda çift buji ile ateşleme tekniği kullanılabilir. BA motorlarda çift buji kullanımı, yanma işleminin hızlanmasını sağlamaktadır. Aslında

motorlarda hızlı yanma kavramı yeni bir kavram değildir ve temeli teorik motor çevrimlerinin bilindiği tarihlere kadar uzanmaktadır.

Motor çevrimlerinin en genel şekli olan karma çevrimde, ısının olabildiğince sabit hacimde çevrime sokulmasının motor verimini artırdığı bilinen bir gerçektir (Durgun, 2009). Buna göre aynı sıkıştırma oranına sahip buji ateşlemeli ve dizel motorlarının teorik çevrimleri olan Otto ve Dizel çevrimleri dikkate alındığında, Otto çevrimine göre çalışan motorun ısı verimi daha yüksek olmaktadır.

Sabit hacimde sisteme ısının girdiği varsayılan Otto çevriminin ısı verimi buji ateşlemeli motorların verimlerinin üst sınırını oluşturmaktadır. Gerçek motor çevrimlerinde ise sisteme sabit hacimde ısının girmesi olanaklı değildir. Yakıtın yanması fiziksel ve kimyasal bir süreçtir ve belirli bir zaman alır. Ancak bu zamanın olabildiğince kısa olması, çevrimin yapısını Otto çevrimine yaklaştıracığından ısı verim doğal olarak artacaktır (Kuroda vd., 1978; Piccone vd., 1989; Altın ve Bilgin, 2003).

Buji ateşlemeli motorlarda hızlı yanma, bujinin silindir kafasında optimum konumunda yerleştirilmesi durumunda elde edilebilmektedir. Bujinin silindir kafasındaki merkezi konumu optimum buji konumu olarak isimlendirilmektedir (Yamamoto vd., 1992). Merkezi buji konumu alev yayılmasına olumlu yönde etki ettiğinden dolayı yanma işlemi hızlı bir şekilde gerçekleşmektedir (Dale vd., 1997). Ancak, çeşitli tasarım kısıtları nedeniyle bujinin merkeze yerleştirilememesi durumunda hızlı yanmanın sağlanması için başka önlemlerin alınması gerekmektedir.

Buji sayısının artırılması veya silindir içindeki türbülanslı hareketin, girdap (swirl) ve sıkıştırılmalı akış (squish) ile geliştirilmesi hızlı yanmanın sağlanması için önerilen başlıca çözüm yöntemleridir (Witze, 1982; Ramtilak vd., 2005).

Silindir içerisinde türbülanslı akışın fazla olması, ısı kayıplarının artmasına, buna bağlı olarak da ısı veriminin düşmesine neden olmaktadır. Bu durumda, buji sayısının artırılması etkin bir çözüm olarak ortaya çıkmaktadır. Buji sayısının artırılması yüksek düzeyde girdap akışı gereksinimini azaltmaktadır (Amer ve Reddy, 2002). Buji sayısının artırılmasındaki temel esaslar, bujilerin konumu ve en fazla kaç adet kullanılacağı üzerinde yoğunlaşmaktadır. Buji sayısının çok fazla olması (üçten fazla olması), yanma işleminde çok büyük iyileşmeler sağlamamaktadır (Cupial ve Kociszewski, 2002). Çoklu buji kullanımında, alev cephelerinin yanma odasında bağımsız olarak hareket etmeleri yanma işleminin hızlanmasındaki temel etkenlerden birisidir. Çünkü alev cephelerinin birleşmesinden sonraki yanma işlemi süreci tek bujili yanma işleminden pek farklı değildir

(Lavergne ve Hallot, 2003). Bu nedenle, çok noktadan ateşleme tekniğinde bujilerin konumu büyük önem taşımaktadır. Çok sayıda bujinin silindir kafasının bir tarafında konumlanması, ateşleme işleminden sonra, alev cephelerinin erkenden birleşip tek bujiden yayılan alev cephesi gibi hareket etmesi sonucunu doğurmaktadır (Lavergne ve Hallot, 2003). Eğer buji ateşlemeli bir motorda çok noktadan ateşleme tekniği kullanılacaksa, bujilerin silindir kafasında simetrik olarak yerleştirilmesi uygun olmaktadır. Motor konstrüksiyonu ve ateşleme işleminin kontrolü açısından, pratik uygulamalarda iki adet buji kullanımı yeterli olmaktadır (Cupial ve Kociszewski, 2002). Fakat deneysel çalışmalarda sınır değerlerin belirlenmesi açısından silindir kafasında sayıları 3-12 arasında değişen buji kullanımı görülmektedir (Marvin vd., 1936; Quader, 1973; Nakamura vd., 1985; Meyer vd., 1992). Buji sayısı arttıkça bujilerin silindir kafasına yerleştirilmesi sorunu ortaya çıkmaktadır. Bujiler, bu durumda yanma odasına sokulan ateşleme problemleri şeklinde düzenlenmektedir (Witze,1982). Literatürde buji sayısının optimum değeri iki olarak verilmektedir (Mattavi, 1980). Bu durumda bujilerin konumlarının silindir kafası yarıçapının orta noktasında ve simetrik olarak yerleştirilmesi uygun olmaktadır (Altın ve Bilgin, 2009; Altın vd., 2009a; Altın vd., 2009b).

Çift buji; buji ateşlemeli motorlarda, alev yolunu kısaltarak hızlı yanmayı, buna bağlı olarak da çevrimin Otto çevrimine benzemesini sağlamaktadır (Altın ve Bilgin, 2003).

BA motorlarda yakıt tüketiminin azaltılması ve emisyon kontrolü açısından yakıt/hava karışımının uygun şekilde oluşturulması büyük önem taşımaktadır. Bu amaçla, yakıt/hava karışımı üzerinde; fakirleştirme ve seyreltme işlemleri yapılmaktadır (Stan vd., 2002).

Fakir yakıt/hava karışımı ile buji ateşlemeli motorların çalıştırılması, yakıt ekonomisinin geliştirilmesi için bilinen en etkin yöntemdir (Nakamura vd., 1985). $\phi < 0.7$ ekivalans oranı ile çalışan motorlar, fakir karışımlı motorlar olarak tanımlanmaktadır (Dale vd., 1997). Karışımın fakirleştirilmesi işlemi, yakıt tüketiminin artmaya başladığı sınıra (tutuşamama sınırına) kadar yapılmaktadır (Nakamura vd., 1985). Püskürtmeli motorlarda yanma odasına püskürtülen yakıt miktarının kontrol edilmesi ile karışımın ekivalans oranı ayarlanabilmektedir (Yamamoto vd., 1992).

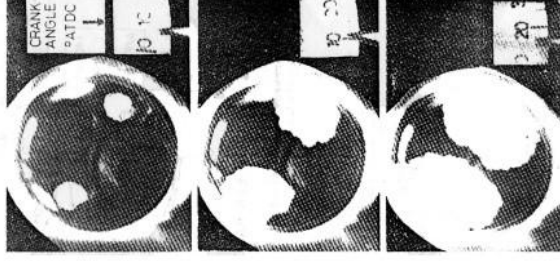
Yakıt/hava karışımının seyreltilmesi; egzoz gazlarının tekrar yanma odasına gönderilmesi (EGR) yöntemiyle gerçekleştirilmektedir. EGR yöntemi sadece kısmî yüklerde ve ekivalans oranının $\phi \leq 1$ olduğu durumlarda uygulanmaktadır. Ayrıca, ekivalans

oranının çok düşük tutulması durumundaki fazla hava karışımı fonksiyonunu yerine getirmektedir (Heywood, 1988).

Buji ateşlemeli motorlarda, düşük yükte çok fakir karışımlar, seyreltilmiş karışımlar ve homojen olmayan karışımlar tutuşma işleminin zor olduğu durumları ifade etmektedir (Chandra, 1994). Buji ateşlemeli motorların bu zor çalışma koşulları altında; tutuşma işlemini garanti altına almak, fakir karışımda alevin yavaş yayılması sorununu aşmak, çevrimsel farklılıkları kontrol altına almak (Smith vd., 1995) ve istatistiksel olarak karışımın tutuşma olasılığını artırmak amacıyla çift buji kullanılmaktadır (Song ve Sunwoo, 2002). Çift buji yanma işlemini iyileştirerek motorun fakir karışımla çalışmasına ve EGR tolerans sınırının genişlemesine olanak sağlamaktadır (Quader, 1973; Scussel vd., 1978).

Motorun çalışmasındaki en önemli süreç yanma işlemidir (Kodah vd., 2000). Yanma işlemi, motorun kendisinden beklenen çalışma performansını verebilmesi açısından kritik öneme sahiptir. BA motorlarda yanma işlemi, bujide oluşan bir kıvılcım ile başlatılmaktadır. Buji sayısının tek olduğu durumlarda; buji, merkeze veya merkezi konuma yakın olacak şekilde silindir kafasına yerleştirilmektedir. Yanma odası tasarımına ve kullanılan motor donanımlarına bağlı olarak buji her zaman merkezi konumda yerleştirilememektedir (Migita vd., 2002). Merkezden kaçık yerleştirilen buji, alev yolunun uzamasına neden olmaktadır. Alev yolunun uzaması; yanma süresinin, ısı kayıplarının, yakıt tüketiminin, vuruntulu çalışma eğiliminin artmasına ve motorun diğer çıkış büyüklükleri ile birlikte ısı veriminin düşmesine neden olmaktadır (Mattavi, 1980). Ayrıca, motorun çalışması süresince tutuşma işleminin zorlaştığı durumlar oluşmaktadır. Bu da, çevrimlerin bazılarında tutuşma gecikmesinin artmasına ve bazı çevrimlerde de karışımın tutuşamama sorununun ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Silindir kafasına aksel olarak veya bazı motorlarda köşegen üzerinde simetrik olarak yerleştirilen çift buji ile bu olumsuz durumlar giderilmektedir. Çift buji kullanımı ile tutuşma gecikmesi azalmaktadır. Çift buji alev yolunu kısaltarak alevin daha hızlı yayılmasını ve yanma süresinin kısalmasını sağlamaktadır (Tsao ve Han, 1993; Dale, 1997). Şekil 1.1'de, deneysel çalışmalardan elde edilmiş olan, iki noktadan ateşlemede alev cephesinin gelişimini gösteren alev fotoğrafları görülmektedir.

Birbirine doğru ilerleyen iki alev küresi, önündeki yanmamış karışımı sıkıştırmaktadır. Karışım bu sıkıştırma etkisinin altında, sıkıştırmalı akış gerçekleştirmektedir (Maly ve Ziegler, 1982; Tanaka vd., 1990).



Şekil 1.1. İki noktadan ateşleme ve alev yayılması (Kuroda vd., 1978).

İki noktadan ateşleme ile artan alev cephesi yüzey alanı, yanma hızının artmasını, çevrimsel farklılıklar ile yanma süresinin devir sayısına olan bağımlılığının azalmasını ve yanma veriminin artmasını sağlamaktadır (Young, 1980). İki noktadan ateşleme maksimum döndürme momentinin olduğu ateşleme açısının (MBT) değerini üst ölü noktaya (ÜÖN) yaklaştırmaktadır. Başka bir deyişle, çift buji kullanımı gecikmeli ateşlemeye olanak sağlamaktadır (Hu vd., 2007a).

Çift bujili ateşleme sistemlerinde hem sıradan, hem de yüksek enerjili ateşleme tekniği kullanılabilir (Dale, 1981; Anderson, 1987). Ateşleme işlemi, motorun yük ve devir sayısına göre eş zamanlı veya sıralı olarak yapılmaktadır (Bozza vd., 2004; Desphanda ve Harish, 1994). Ayrıca, ateşleme yapan bujilerin ateşleme öncelikleri değiştirilerek bujilerin ömürleri uzatılmaya çalışılmaktadır (Garrett vd., 2001). Çift bujili modern motorlarda her buji bir ateşleme bobini ile beslenmektedir (Yamaguchi, 2002). Çift bujili ateşleme sisteminin maliyeti, klasik ateşleme sistemlerine göre daha yüksektir (Dale vd., 1997).

BA motorlar hızlı yanmayı sağlayacak şekilde tasarlanmaktadır (Mattavi, 1980). Çift buji, hızlı yanma işleminin gerçekleşmesinde kullanılan önemli bir tasarım parametresi ve toplu motor yapısının önemli bir ögesidir (Lucas ve Brunt, 1982). Silindir çapı büyük ($D > 70$ mm) ve kısa stroklu motorlarda çift bujinin kullanılması motorun performansını iyileştirmektedir (Laimboeck vd., 1999; Lavergne ve Hallot, 2003).

Çift buji ile birlikte elde edilen hızlı yanma, BA motorun daha yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılmasına olanak sağlamaktadır (Martins ve Barbosa, 2005). Böylece motorun efektif verimi artmaktadır (Sung ve Jun, 1997). Motorun fakir karışımla çalışması yakıt tüketiminin azalmasını sağlamaktadır.

BA motorlarda, en önemli sorunlardan biri vuruntulu çalışmadır. Motorda çift bujinin kullanılması vuruntu direncini artırmaktadır. Buna bağlı olarak yakıt oktan gereksinimi de azalmaktadır (Mattavi, 1980).

İki noktadan ateşleme, silindir içindeki gazların maksimum sıcaklık (Li vd., 2006) ve basınçları ile basınç değişim hızının (dp/dt) artmasına neden olmaktadır (Marvin vd., 1937). Yüksek sıcaklığın egzoz emisyonu üzerindeki olumsuz etkisi EGR kullanımıyla azaltılabilmektedir (Kuroda vd., 1978).

Çift buji, rölanti ve düşük yük gibi tutuşma işleminin zor olduğu çalışma koşullarında kararlı ve tekrar edilebilir bir yanma işleminin oluşmasını sağlamaktadır (Hu vd., 2007b; Lee vd., 2002; Heisler, 1995). Ortalama indike basınç ve maksimum silindir basıncı gibi büyüklüklerin çevrimsel farklılıkları tek bujili durum ile karşılaştırıldığında daha düşük değerler almaktadır (Krishnasamy vd., 2009). Böylece düzgün ve yumuşak bir motor çalışması elde edilmektedir. Bu da, taşıtın sürüş konforunu artırmaktadır (Lavergne ve Hallot, 2003).

Taşıtın yoldaki hareketi süresince, motor orta devir sayılarında çalıştırılmaktadır. Çift bujili motorda düşük devir sayılarında sıralı ateşleme ile daha yüksek döndürme momenti elde edilmektedir. Motorun çift buji ile kararlı çalışması çıkış gücünü de kararlı duruma getirmektedir (Migita vd., 2002).

BA motorda genellikle ilk hareket verilirken karışımın zengine yakın olması istenir. Bu da, motorun ilk çalışması sırasında egzoz emisyonlarının artmasına neden olabilir. Çift buji kullanılması durumunda, fakir karışım koşulu altında bile BA motora ilk hareket kolaylıkla verilebilmektedir. Motor çalıştırdıktan sonra ısınma sürecinde de kararlı yanma elde edilmektedir (Hu vd., 2007b).

İki noktadan ateşleme yapılan BA bir motorda, birim zamandaki ısı kayıpları daha fazla olmaktadır. Fakat bu olumsuzluk yanma işleminin hızlı olması ve kısa sürede tamamlanmasıyla dengelenmektedir (Bozza vd., 2004).

Öte yandan taşıt motorlarında egzoz ve gürültü emisyonlarının azaltılması motor teknolojilerinin ana gelişme amaçlarından biridir (Hu vd., 2006). Bu amaçla, farklı yöntemler kullanılmaktadır.

Fosil kaynaklı sıvı ve gaz yakıtlar, kolay depolanabilme özellikleri ve enerji yoğunluğu vb. üstünlükleri nedeni ile taşıt motorlarında yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Yanma işlemi karmaşık yapıya sahip egzotermik bir kimyasal reaksiyondur. BA motorların yanma ürünleri içerisinde; su buharı (H₂O), karbondioksit (CO₂) ve azot (N₂) gibi zararsız

bileşenlerin yanında, insan sağlığı ve çevre üzerinde olumsuz etkiye sahip olan azotoksitler (NO_x), karbonmonoksit (CO) ve yarı yanmış veya yanmamış hidrokarbonlar (HC emisyonu) ile püskürtmeli BA motorlarda, yanma işlemindeki olumsuzluklar nedeniyle is emisyonu ortaya çıkmaktadır (Mitroglou vd., 2006). Bu yanma ürünlerinden; görünüşte zararsız olan CO_2 , sera etkisine ve dolayısıyla küresel ısınmaya neden olmaktadır (Bilgin vd., 2009). Egzoz emisyonlarının miktarının ve çevreye verdikleri zararın en aza indirilebilmesi, yanma işleminin iyileştirilmesine bağlıdır (Hu vd., 2007b).

BA motorların daha fakir yakıt/hava karışımı ile çalıştırılarak yakıt tüketiminin azaltılması ve ateşleme sisteminin verimliliğinin artırılarak yanma veriminin artırılması istenen bir durumdur. Böylece, çevreye daha az miktarda egzoz emisyonu salınımı söz konusu olacaktır.

BA motorlarda çift buji kullanımı egzoz emisyonlarının azaltılmasında üstün özelliklere sahiptir (Bilgin vd., 2009). Çok fakir karışımların kullanıldığı çalışma koşulları altında bile etkin bir yanma işleminin gerçekleşmesine olanak sağlamaktadır (Hu vd., 2007b).

BA motorlarda çift buji kullanımı yanma işlemini hızlandırmaktadır, bununla beraber yanmış gaz sıcaklıklarının çok yüksek değerler almasına neden olmaktadır. Yüksek gaz sıcaklıkları NO_x (NO ve NO_2 vb.) emisyonlarının artmasına yol açmaktadır (Nakamura vd., 1985; Li vd., 2004). Hafif fakir karışımda ise NO_x emisyonu maksimum değerine ulaşmaktadır (Nakamura vd., 1985). NO_x emisyonları yanma odasında (kaynakta) ve katalitik konvertörde (kaynaktan sonra) azaltılabilmektedir (Kuroda vd., 1978). NO_x emisyonlarının kaynağında azaltılması ve performansın düşmemesi için çift buji ile birlikte EGR yöntemi uygulanmaktadır (Kuroda vd., 1978). EGR yanma odasındaki gazların ısıl kapasitesini artırmaktadır (Hu vd., 2007a). Böylece yanma sonu sıcaklıkları düşmekte ve NO_x emisyonları azalmaktadır. Yüksek EGR, NO_x emisyonunun kontrol edilmesini sağlamaktadır (Scussel vd., 1978). BA motorlarda EGR oranının çok fazla artırılması durumunda yanma işlemi bozulmakta, HC emisyonu artmaktadır (Hillyer ve Wade, 1978; Kuroda vd., 1978). BA motorun fakir karışımla çalışılması durumunda CO emisyonu ile EGR arasında herhangi bir ilişki bulunmamaktadır (Hu vd., 2007a). EGR'deki artış yanma sonu sıcaklıklarını düşürdüğü için yakıt oktan gereksinimi azalmaktadır (Hillyer ve Wade, 1978). NO_x ve yakıt tüketiminin optimizasyonunda çift buji önemli rol oynamaktadır (Stiesch vd., 2001). Diğer NO_x emisyonu azaltma yöntemi katalitik konvertör kullanımıdır. Taşıtlarda katalitik konvertör kullanılarak NO_x emisyonları büyük oranda

zararsız hale getirilmektedir. Çift bujili BA motorlarda ateşleme işlemi geciktirilerek egzoz gazları sıcaklığının artması sağlanmaktadır. Böylece katalitik konvertör çalışma sıcaklığına daha çabuk ulaşmakta ve hidrokarbon emisyonunda azalma elde edilmektedir (Mattavi, 1980). BA motorlarda simetrik çift buji kullanımı, alev sönme yüzeyini azaltarak ve yakıt/hava karışımının segman boşluklarına dolmasını engelleyerek hidrokarbon emisyonunun azalmasını sağlamaktadır. Ayrıca, ateşleme işleminin MBT zamanında yapılması durumunda hidrokarbon emisyonu minimum değerini almaktadır (Krishnasamy vd., 2009).

BA motorlarda çift buji kullanımı, fakir karışımla yanma sınırını genişletmektedir. Sıralı ateşleme ve EGR yönteminin beraber kullanımı egzoz emisyonu oranlarının düşmesine katkı sağlamaktadır (Migita vd., 2002).

BA motorlarda iki noktadan ateşlemenin birçok olumlu özelliği yanında, yüksek yanma hızı ile birlikte motordaki gürültü emisyonunun artmasına neden olmaktadır (Mattavi, 1980; Bozza vd., 2004). Motor gürültüsünün oluşumundaki en önemli etken; yanma işleminin ilk aşamasındaki çok yüksek değerler alan basınç artış oranlarıdır (Bozza vd., 2004). Gürültü emisyonu karakteristiklerini somut olarak ifade etmek amacı ile ses basınç seviyesi (SPL) kavramı kullanılmaktadır. SPL'nin değeri silindir içindeki basınç değeri kullanılarak hesaplanmaktadır. SPL'nin genliği sabit devir sayısı ve gaz konumu durumu için basınç ve ateşleme açısına bağlı olarak değişmektedir (Bozza vd., 2004) ve birimi desibeldir. Literatürde gürültü sınırına karşılık gelen basınç değişme oranı (2000-3000) dev/dak devir sayısı aralığında 240 [kPa/°KMA] olarak verilmektedir (Mattavi, 1980).

BA motorda iki noktadan ateşleme, tek noktadan ateşlemeye göre her zaman daha yüksek gürültü emisyonu değerlerine sahiptir (Fiorenza vd., 2005). Bujilerin sıralı ateşlenmesi, eş zamanlı ateşlemeye göre daha düşük gürültü emisyonuna neden olmaktadır (Fiorenza vd., 2005).

Motorun kütlesi artırılarak, ateşleme açısı geciktirilerek (Mattavi, 1980), çift bujide sıralı ateşleme yapılarak (Fiorenza vd., 2005; Garrett vd., 2001) ve EGR kullanarak (Fiorenza vd., 2005) gürültü emisyonları azaltılabilmektedir. Motor kütlesinin artması yakıt tüketiminin kötüleşmesine, gecikmeli ateşleme ise BA motorun efektif veriminin düşmesine neden olmaktadır (Mattavi, 1980).

Çift buji, BA motorlarda önemli bir tasarım parametresidir. Bu nedenle, motor çalışması üzerindeki etkilerinin ayrıntılı bir şekilde araştırılması gerekmektedir. Çift buji

ile ilgili temel araştırma faaliyetlerinde genellikle deneysel yöntemler kullanılmıştır (Marvin vd., 1937; Nakamura vd., 1985; Maji vd., 2004). Daha sonraki süreçte teorik esaslı çalışmalar hız kazanmıştır (Amer ve Reddy, 2002; Altın, 2004; Bozza vd., 2004). BA motorlarda buji sayısı ve konumunun motor performansı üzerindeki etkilerinin incelenmesinin, karmaşık deney sistemlerinin tasarlanmasını gerektirmesine karşın, çok noktadan ateşlemenin etkilerinin gözlenebilmesi açısından deneysel çalışmalar önemli bir aşamadır (Nakamura vd., 1985).

Teorik çalışmalar, parametrik çalışmaya olanak tanınması bakımından deneysel çalışmalara göre daha esnek bir yapı sergilemektedir. Teorik çalışmaları, kendi içerisinde termodinamik esaslı (Altın ve Bilgin, 2009; Bozza vd., 2004) ve akışkanlar mekaniği esaslı modeller (Amer ve Reddy, 2002; Lavergne ve Hallot, 2003; Kociszewski, 2008) şeklinde gruplandırmak mümkündür.

BA motorlarda, termodinamik esaslı modellerin kullanılması hesaplama işlemlerini kolaylaştırmakta ve güvenilir sonuçların elde edilmesini sağlamaktadır (Altın, 2004). BA motorlarda, genellikle sanki-boyutlu termodinamik çevrim modelleri kullanılmaktadır. Bu tip modellerde alev cephesinin geometrik özelliklerinin doğru şekilde belirlenmesi büyük önem taşımaktadır. Disk tipi yanma odasına sahip, basit oda geometrileri için analitik bağıntılar geliştirilebilirken (Bilgin, 2002; Bozza vd., 2004), karmaşık yanma odası tipleri için çoğunlukla bu mümkün olmamaktadır (Migta vd., 2002). Bu durumda, alev cephesinin geometrik özelliklerinin başka bir yöntemle güvenilir bir şekilde belirlenmesi gereksinimi ortaya çıkmaktadır (Altın ve Bilgin, 2010).

Poulos ve Heywood (1983), karmaşık yanma odası geometrisine sahip BA motorda alev cephesi yayılmasının modellenmesinde, üçgen elemanlardan yararlanmışlardır. Çalışmalarında, alev cephesinin temas ettiği yüzey alanı ile alev cephesinin serbest yüzey alanını belirlemek için, yüzeylerin küçük üçgenlerden oluştuğu varsayılarak gerekli hesaplamaları yapmışlardır (Poulos, 1982). Burada ortaya çıkan temel zorluk, üçgen elemanların düğüm noktalarının indekslenmesi sorunudur.

Günümüzdeki en yeni yaklaşım ise katı model programlarının termodinamik esaslı modellerde kullanılmasıdır (Li vd., 2000; Bozza ve Gimelli, 2004; Conte ve Boulouchos, 2005; Grill vd., 2006; Altın ve Bilgin, 2010). Bu konu ile ilgili ayrıntılı bilgi Bölüm 2.2.3'te verilmektedir.

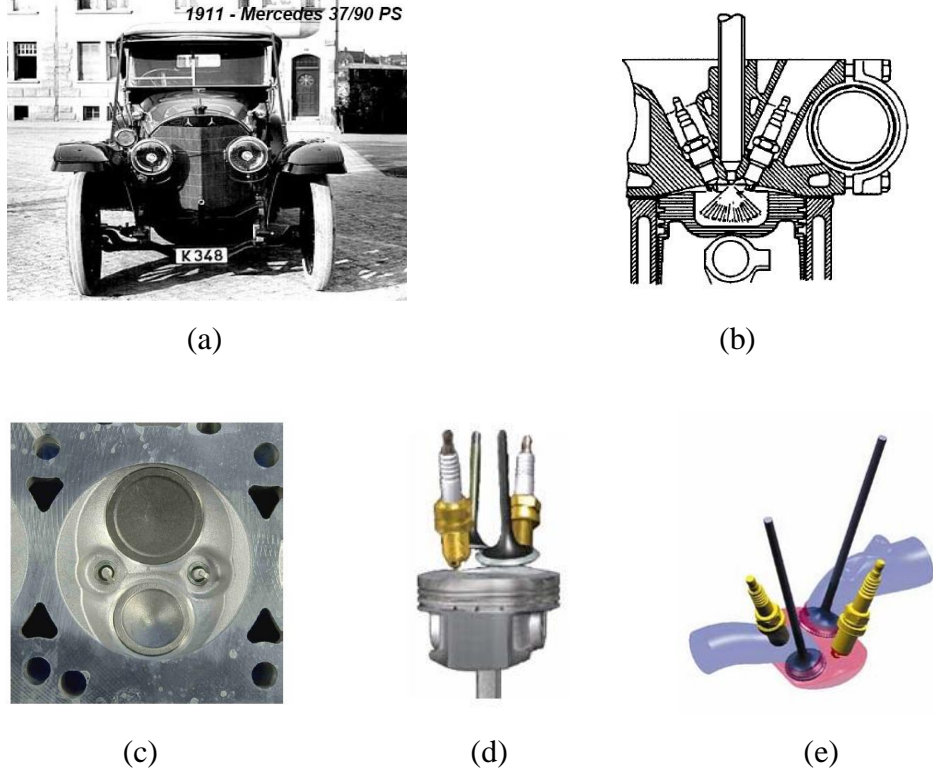
Taşıtlarda çift bujili ateşleme sistemine sahip BA motorların kullanılması, yakıt tüketimi ve sürüş konforu gibi konularda taşıta önemli üstünlükler sağlamaktadır.

Çift bujili ateşleme sisteminin BA motorlardaki ilk uygulaması Mercedes firması tarafından Şekil 2-a'da görülen otomobilde gerçekleştirilmiştir (URL-2, 2010). Daha sonra Alfa-Romeo firması çift bujili ateşleme sistemini yarış arabalarına uygulamıştır (URL-1, 2010). Honda (Yamaguchi, 2002), Nissan (Aradi vd., 1999), BMW ve Ford (Zahalka vd., 1995) firmaları ise taşıt motorlarında çift buji kullanan diğer taşıt üreticileridir. Çift bujili ateşleme sistemi iki zamanlı motorlarda da uygulama alanı bulmuştur (Blair, 1993; Pereira vd., 1997; Stiesch vd., 2001).

Çift bujili BA motorlar, normal taşıtların yanında (Katalog, 2000a; Katalog, 2000b; Katalog, 2002) hibrit taşıtların yakıt tüketimlerinin iyileştirilmesi için de önemli bir rol üstlenmektedir (Smith vd., 1995; Ogawa vd., 2003).

BA motorda ateşleme işlemi başlangıçta, eş zamanlı olarak yapılmaktaydı. Elektronik alanındaki gelişmelerin sonucu olarak ateşleme işlemi sıralı olarak da yapılabilir duruma gelmiştir. Günümüzde, çift bujili BA motorlarında her iki ateşleme yöntemi, motorun yük ve devir sayısına bağlı olarak elektronik olarak gerçekleştirilmektedir (Migita vd., 2002; Bozza vd., 2004).

Şekil 1.2-a'da çift bujili ateşleme sistemine sahip bir taşıt, Şekil 2-b, c, d ve e'de ise çift bujili motor tasarımlarına ait örnekler görülmektedir.



Şekil 1.2. Çift bujilli ateşleme sistemi uygulamaları: a) URL-2 (2010), b) Scussel vd. (1978), c) Lee vd. (2002), d) Yamaguchi (2002), e) Migita vd. (2002).

1.3. Tezin Amacı ve Kapsamı

1.3.1. Amaç

BA motorlarda merkezi buji konumu, bujinin optimum konumuna karşılık gelmektedir. Optimum buji konumunda, alev yolu kısalmakta ve buna bağlı olarak da yanma işleminin hızı artmaktadır. Motor tasarımındaki bazı sınırlamalar nedeni ile her zaman buji silindir kafasında merkezi olarak yerleştirilememektedir. Buji silindir kafası ekseninden uzak noktaya yerleştirildiğinde, alev yolu uzamakta, ısı kayıpları artmakta ve motorun çıkış büyüklüklerinin değerinde bazı bozulmalar meydana gelebilmektedir. BA motorlarda bujinin silindir kafasında merkezi konumda yerleştirilememesi durumunda ortaya çıkan bu olumsuzluklar, çift buji kullanımı ile azaltılabilmektedir.

Bu tez çalışmasında, çatı tipi yanma odasına sahip BA bir motorun silindir kafasında, merkezi tek buji (MTB), simetrik çift buji (SÇB) ve kenarda tek buji (KTB) olmak üzere

üç farklı buji konfigürasyonunun kullanılmasının, yanma işlemi ve motor performansı üzerindeki etkilerinin teorik olarak incelenmesi amaçlanmıştır.

1.3.2. Kapsam

Bu tez kapsamında, bir BA motorun yanma karakteristikleri, performans karakteristikleri ve egzoz emisyonları, farklı çalışma koşulları (devir sayısı, ekivalans oranı ve ateşleme avansı) altında sanki-boyutlu termodinamik çevrim modeli kullanılarak incelenmiştir. Çatı tipi yanma odasına sahip gerçek bir BA motor için alev cephesinin geometrik özellikleri analitik olarak belirlenmemektedir. Bu nedenle, tez kapsamında, çatı tipi yanma odasına ait alev cephesinin geometrik özelliklerinin belirlenebilmesi için katı model programının (SolidWorks) kullanımına dayanan bir alt model geliştirilmiştir. Bu model yardımı ile çatı tipi yanma odasında ilerleyen alevin, serbest yüzey alanı, alevin değdiği yanma odası yüzey alanı ve alev cephesinin gerisinde kalan yanmış gazların hacmi kolaylıkla belirlenebilmektedir.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Giriş

Buji ateşlemeli motorlar konusunda yapılan çalışmalarda; boyutlu ve boyutsuz modeller olmak üzere iki farklı yaklaşım kullanılmaktadır. Boyutlu modeller yapısal olarak oldukça karmaşıktır. Bu modeller için türetilen denklemler uzay ve zaman bağımlı kısmi türevler içermektedir ve çözümleri kolay değildir. Boyutsuz (sıfır boyutlu) modellerde ise bağımsız değişken olarak sadece zaman kullanılmaktadır (Bayraktar, 1997). Bu tez çalışmasında sanki-boyutlu modeller kategorisine giren termodinamik çevrim modeli kullanılmıştır.

Bu bölümde, buji ateşlemeli motorlarda çift buji kullanımının motor performansına etkilerinin incelenmesinde kullanılmak üzere geliştirilen sanki-boyutlu termodinamik çevrim modeli ve bu modele ait alt modeller hakkında bilgiler verilecektir.

2.2. Modelleme Çalışmaları

2.2.1. Sanki-Boyutlu Termodinamik Çevrim Modeli

Bu bölümde, çift bujili buji ateşlemeli motor için yapılacak teorik çalışmada kullanılacak olan termodinamik model sunulacaktır. Simülasyon çalışmasında kullanılacak olan termodinamik çevrim modeli ilk olarak Ferguson (1986) tarafından geliştirilmiştir. Modelde yanma işleminin kontrolü kosinüs yanma denklemi ile gerçekleştirmiştir. Adi türevli diferansiyel denklem takımları sanki-boyutlu termodinamik çevrim modeline uygun olacak şekilde Altın (2004) tarafından yeniden düzenlenmiştir.

Bu tez çalışmasında, yanma odasının karmaşık geometriye sahip olması nedeniyle alev cephesinin geometrik özellikleri katı model programından belirlenip, oluşturulan ayrı veritabanında saklanmıştır. Daha sonraki çevrim hesabı aşamasında, depolanan veriler uygun alt programlar yardımıyla ana programa aktarılmıştır.

2.2.1.1. Termodinamik Çevrim Modelinde Uygulanan Varsayımlar

Modelde yapılan temel varsayımlar aşağıdaki gibi sıralanabilir (Bayraktar 1997; Altın, 2004):

- a. Termodinamik sistem: motorun tek bir silindiri içindeki ortamdır. Çevrim süresince motor silindiri değişken hacimli bir ortam olarak göz önüne alınmaktadır.
- b. Silindir basıncı sadece zamanın fonksiyonudur ve yanma odası içinde üförmüdür.
- c. Sıkıştırma işlemi süresince silindir dolgusu; hava, yakıt buharı ve artık egzoz gazlarının reaktif olmayan homojen bir karışımıdır. Bu nedenle bu işlem süresince silindir dolgusu; silindirin her noktasında tek bir ortalama sıcaklıkla karakterize edilmektedir.
- d. Yanma süresince sistemin termodinamik durumu belirlenirken; silindirin, her biri homojen sıcaklıkta ve yapıda olan yanmış ve yanmamış gaz bölgelerinden oluştuğu varsayılmaktadır. Toplam silindir hacmi, yanmış ve yanmamış gaz bölgelerinin hacimlerinin toplamına ($V = V_b + V_u$) eşittir.
- e. Yanma işleminin başlangıcında (ateşleme işleminin yapıldığı krank açısında); sıkıştırma işleminin 1 derece krank açısı daha devam ettiği ve yanmış gazların sıcaklığının adyabatik alev sıcaklığı olduğu kabul edilmektedir.
- f. Yanma süresince; tek ve çift buji kullanımı durumlarında alev cephesinin/cephelerinin yanma odası içinde küresel bir şekilde yayıldığı kabul edilmektedir. Anlık yanmış kütle miktarı türbülanslı alev yayılması modeliyle hesaplanmaktadır.
- g. Gaz karışımındaki her bir maddenin ideal gaz gibi davrandığı varsayılmaktadır. Yanma işlemi süresince yanmamış gazların; hava, yakıt ve artık gazların reaktif olmayan bir karışımı; yanmış gazların da reaktif gazların kimyasal dengedeki bir karışımı olduğu varsayılmaktadır.
- h. Silindirin duvar sıcaklığının sabit olduğu kabul edilmektedir.
- i. Isı transferinin hesaplanmasında, Woschni (1967) ısı transfer katsayısı bağıntısı kullanılmıştır.
- j. Sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri süresince silindir içindeki gazların toplam kütlesi değişmektedir. Kütle kayıplarının etkisi çevrim modelinde ampirik bir bağıntıyla dikkate alınmaktadır.

k. Çift bujili durumda ateşleme işleminin her iki bujide eş zamanlı olarak yapıldığı varsayılmaktadır.

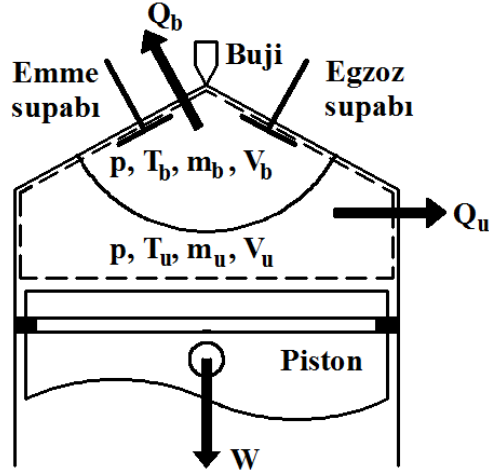
2.2.1.2. Matematiksel Modelin Oluşturulması

Motorlardaki emme ve egzoz işlemleri oldukça karmaşık yapıdadır. Bu süreçler ya ampirik bağıntılar (Durgun, 2004; Bayraktar, 1997) ya da 1-boyutlu modeller (Bozza, 2004) kullanılarak çevrim modeline dahil edilebilmektedir. Bu nedenle buji ateşlemeli motorların simülasyon çalışmalarında genel olarak çevrim hesapları sıkıştırma işleminden itibaren gerçekleştirilmektedir. Sonuç olarak, termodinamik çevrimler için elde edilen diferansiyel denklem takımları adi türevlerden oluşmaktadır ve çevrimin sıkıştırma, yanma ve genişleme aşamaları için çözülmektedir. Bu tez çalışmasında da söz konusu yaklaşım kullanılmıştır.

Buji ateşlemeli bir motor için termodinamik çevrim modeli termodinamiğin birinci yasaının (enerjinin korunumu ifadesinin) açık çevrime uygulanması ile elde edilmektedir. Termodinamiğin birinci yasa açık çevrim için aşağıdaki gibi yazılabilir (Ferguson, 1986):

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} - \frac{\dot{m}_L h_L}{\omega} \quad (1)$$

Denklem (1) ve terimleri için uygun düzenlemeler yapıldıktan sonra silindir basıncı, yanmış gazların sıcaklığı, yanmamış gazların sıcaklığı, ısı kaybı, entalpi kaybı ve indike iş için adi türevlerden oluşan bir diferansiyel denklem takımı elde edilmektedir. Bu tez çalışmasında denklem takımlarının elde edilişi üzerinde durulmayacaktır. Konu ile ilgili ayrıntılı bilgiler Şahin'de (1996) ve Altın'da (2004) bulunabilir. Şekil 2.1'de, bu tez çalışmasında kullanılan iki bölge termodinamik modelin şematik resmi görülmektedir.



Şekil 2.1. İki bölgeli yanma modeli

Şekil 2.1, tek bujili durum için termodinamik bölgeleri göstermektedir. Çift buji kullanımı durumunda yanma odasında ikinci bir alev cephesi oluşmaktadır. Bu durumda da prensip olarak alev cephesi gerisinde, tek bujili durumda olduğu gibi yanmış gazlar bulunmaktadır. Isı ve iş transferi de aynı şekilde gerçekleşmektedir.

Denklem (1) ve terimlerinin uygun şekilde düzenlenmesinden sonra, sanki-boyutlu termodinamik çevrim modeli için aşağıda verilen adi diferansiyel denklem takımı elde edilmektedir.

$$\dot{p} = \frac{A + B + CI}{D + E} \quad (2)$$

$$\dot{T}_b = \frac{-h_{gb}A_b(T_b - T_w)}{\omega m C_{p_b} x_b} + \frac{v_b}{C_{p_b}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{dp}{d\theta} + \frac{h_u - h_b}{x_b C_{p_b}} \left[\frac{dx_b}{d\theta} - (x_b - x_b^2) \frac{C}{\omega} \right] \quad (3)$$

$$\dot{T}_u = \frac{-h_{gu}A_u(T_u - T_w)}{\omega m C_{p_u} (1 - x_b)} + \frac{v_u}{C_{p_u}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dp}{d\theta} \quad (4)$$

$$\dot{W} = p\dot{V} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_L = [h_{gb}A_b(T_b - T_w) + h_{gu}A_u(T_u - T_w)] / \omega \quad (6)$$

$$\dot{H}_L = \frac{Cm}{\omega} \left[(1-x_b^2)h_u + x_b^2h_b \right] \quad (7)$$

Denklem (2)'deki parametreler, aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanmıştır:

$$A = \frac{1}{m} \left(\dot{V} + \frac{VC}{\omega} \right) \quad (8)$$

$$B = \frac{1}{\omega m} \left[h_{gb} \frac{v_b}{C_{p_b}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \left(1 - \frac{T_w}{T_b} \right) A_b + h_{gu} \frac{v_u}{C_{p_u}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \left(1 - \frac{T_w}{T_u} \right) A_u \right] \quad (9)$$

$$CI = -(v_b - v_u) \frac{dx_b}{d\theta} - v_b \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{h_b - h_u}{C_{p_b} T_b} \left[\frac{dx_b}{d\theta} - \frac{(x_b - x_b^2)C}{\omega} \right] \quad (10)$$

$$D = x_b \left[\frac{v_b^2}{C_{p_b} T_b} \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right)^2 + \frac{v_b}{p} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} \right] \quad (11)$$

$$E = (1-x_b) \left[\frac{v_u^2}{C_{p_u} T_u} \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right)^2 + \frac{v_u}{p} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \right] \quad (12)$$

Yanma odasının anlık hacmi aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmıştır:

$$V(\theta) = V_c \left\{ 1 + \frac{\varepsilon_s - 1}{2} \left[1 - \cos(\theta) + \frac{1}{r_L} \left(1 - \sqrt{1 - (r_L \sin(\theta))^2} \right) \right] \right\} \quad (13)$$

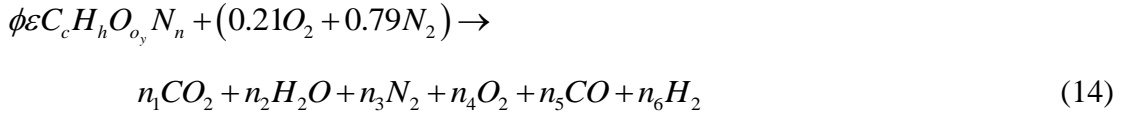
2.2.2. Sanki-Boyutlu Termodinamik Çevrim Modelinde Kullanılan Alt Modeller

Bu bölümde, çevrim modelinde hesaplamalarda gerekli olan alev hızları, ısı transferi vb. bileşenlere ait alt modeller konusu üzerinde durulacaktır. Geometrik model bu tez çalışmasının çok önemli bir bölümü olduğu için ayrı bir bölüm olarak incelenecektir.

2.2.2.1. Yakıt-Hava-Artık Gaz Karışımının Yapısının Belirlenmesi

Motorlarda sıkıştırma işleminin başlangıcında silindir içerisinde; yakıt, hava ve artık gazlardan oluşan bir karışım bulunmaktadır (Heywood, 1988). Bu karışımın yapısının belirlenmesinde Ferguson (1986) tarafından verilen yaklaşım kullanılmıştır.

Düşük sıcaklıklarda (egzozdaki gibi) ve C/O oranının birden küçük olması durumunda yanma reaksiyon denklemi aşağıdaki gibidir:



C/O oranının birden büyük olması durumunda yanma ürünlerine katı karbon parçacıkları ve diğer bazı ürünler de eklenebilir. Stokiyometrik ve fakir karışımlar ($\phi \leq 1$) için $n_5 = n_6 = 0$ ve zengin karışımlar ($\phi > 1$) için $n_4 = 0$ şeklindedir.

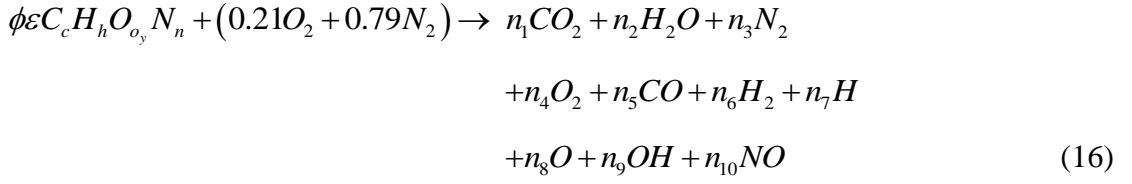
Stokiyometrik ve fakir karışım durumlarında, düşük sıcaklıkta yanma ürünlerinin yapısının hesaplanması için atom dengesi yeterli olmaktadır. Zengin karışım durumunda ise bilinmeyen sayısı beşe çıktığından, çözüm için ek bir denkleme daha gereksinim duyulmaktadır. Bu ek denklem,



şeklindeki su gazı denge reaksiyonundan sağlanmaktadır.

2.2.2.2. Yüksek Sıcaklıkta Yanma Ürünlerinin Yapısının Belirlenmesi

Yüksek sıcaklıklarda yanma durumu için yanma ürünlerinin yapısı parçalanma ve kimyasal denge reaksiyonları göz önüne alınarak belirlenir. Bu amaçla 10 farklı yanma ürününün dikkate alındığı bir yaklaşım Ferguson (1986) tarafından verilmektedir. Ferguson (1986) tarafından geliştirilen yöntemde yüksek sıcaklıktaki yanma ürünleri içerisinde ($\phi < 3$ koşulu altında) CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO yanında O , H , OH ve NO gibi parçalanma ürünlerinin de bulunduğu varsayılmaktadır. Bu durumda yanma reaksiyonu denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:



Reaksiyon denklemindeki yanma ürünlerinin kmol sayılarının belirlenebilmesi için, atom dengesinden ve parçalanma denge reaksiyonlarından yararlanılarak, doğrusal olmayan denklemlerden oluşan bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımının çözülmesi ile yanma ürünlerinin kmol sayıları ve dolayısıyla da kmol oranları belirlenmiş olur (Altın, 2004).

2.2.2.3. Laminer Alev Hızının Belirlenmesi

Yanma işleminde, alevin durağan halde bulunan yakıt-hava karışımı içersindeki yayılma hızı laminer alev hızı olarak tanımlanmaktadır (Heywood, 1988). Laminer alev hızının; sıcaklığa, basınca, ekivalans oranına ve artık gazlar katsayısına bağlı olması nedeniyle, karışımın bileşimi ve termodinamik durumu, yanma oranını etkilemektedir (Heywood, 1988). Metghalchi ve Keck (1982), yüksek basınçlı küresel yanma bombasında yapmış oldukları deneysel çalışma ile laminer alev hızı için aşağıdaki bağıntıyı geliştirmişlerdir:

$$S_L = S_{L_o} (T_u / T_o)^\alpha (p / p_o)^\beta (4,7f^2 - 4,1f + 1) \tag{17}$$

Burada, S_L [m/s]: laminer alev hızı; T [K]: mutlak sıcaklık; f : artık gazlar katsayısı ve p [atm]: basınçtır. Denklem (17)'deki S_{L_o} [m/s], standart koşullardaki ($T_o = 273$ [K] ve $p_o = 1$ atm) laminer alev hızını göstermektedir. Bu denklemdeki katsayıların ekivalans oranına bağlı olarak değişimi Tablo 2.1'de verilmektedir.

Tablo 2.1. Laminer alev hızının hesaplanmasında kullanılan katsayılar (Metghalchi ve Keck, 1982).

ϕ	S_{Lo}	α	β
0.8	0.192	2.27	-0.17
1.0	0.252	2.19	-0.13
1.2	0.281	2.02	-0.087

2.2.2.4. Türbülanslı Alev Hızının Belirlenmesi

Yanma işleminde türbülanslı gaz hareketi alevin yayılmasına yardımcı olmaktadır. Çünkü, türbülans nedeniyle yerel gaz hızları laminer alev hızından önemli düzeyde daha yüksek olabilir. Ayrıca reaksiyon bölgesinin yayıldığı gerçek hızı da etkili bir şekilde artırabilir. Bu hız türbülanslı alev hızı olarak tanımlanmaktadır (Tunestal ve Hedrick, 2001). Bu çalışmada türbülanslı alev hızının hesaplanmasında Al-Baghdadi (2001) tarafından aşağıda verilen bağıntı kullanılmıştır:

$$S_T = S_L Z \frac{(\rho_u / \rho_b)}{[(\rho_u / \rho_b) - 1] x_b + 1} \quad (18)$$

$$Z = 1 + 0.0018n \quad (19)$$

Burada; S_T [m/s]: türbülanslı alev hızı, n [dev/dak]: devir sayısı, ρ_u [kg/m³]: yanmamış gaz karışımının yoğunluğu, ρ_b [kg/m³]: yanmış gaz karışımının yoğunluğu ve x_b : kütleli yanma oranıdır.

2.2.2.5. Tutuşma Gecikmesinin Belirlenmesi

İlk ateşleme anı ile alev özünün oluştuğu an arasındaki süre tutuşma gecikmesi olarak tanımlanmaktadır. Tutuşma gecikmesi Denklem (20)'de verilen bağıntı ile hesaplanmıştır (Benson vd., 1975; Al-Baghdadi, 2001).

$$\tau_{TG} = \left(\frac{6n}{S_T} \right) \left(\frac{0.001V}{\pi} \right)^{1/3} \quad (20)$$

Burada; τ_{TG} [°KMA]: tutuşma gecikmesi ve V [m³]: silindirin anlık hacmidir.

2.2.2.6. Kütlesel Yanma Oranının Belirlenmesi

Kütlesel yanma oranı yanmış gazların kütlesinin (m_b), karışımın toplam kütlesine (m) oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Bu çalışmada yanmış kütle miktarı aşağıda verilen diferansiyel denklemin yanma işlemi sürecinde birer derecelik krank açısı adımlarıyla integre edilmesiyle hesaplanmıştır (Mattavi vd., 1980).

$$\frac{dm_b}{d\theta} = \rho_u A_f S_T \quad (21)$$

2.2.2.7. Kütlesel Yanma Oranının İlk Tahmin Değerinin Belirlenmesi

Denklem (21)'de verilen diferansiyel denklemin çözülebilmesi için kütlesel yanma oranına ilişkin bir ilk tahmin değerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu değer belirlenmesinde kosinüs yanma formülü kullanılmıştır. Yanma işlemi θ_s krank mili açısında başlamakta ve $\theta_s + \theta_b$ krank mili açısına kadar sürmektedir ($\theta_s < \theta < \theta_s + \theta_b$).

$$x_b = \frac{1}{2} \left\{ 1 - \cos \left[\frac{\pi(\theta - \theta_s)}{\theta_b} \right] \right\} \quad (22)$$

Denklem (22)'deki θ_b açısı; toplam yanma süresine karşılık gelmektedir. Buji ateşlemeli motorlarda yanma süresi; sıkıştırma oranına, devir sayısına, ekivalans oranına ve ateşleme avansına bağlı olarak değişmektedir. Bu çalışmada kütlesel yanma oranının ilk tahminine yönelik yanma süresi Denklem (23)'te verilen korelasyon kullanılarak belirlenmektedir (Bayraktar, 2004).

$$\Delta\theta_b(\varepsilon_s, n, \phi, \theta_s) = f_1(\varepsilon_s) f_2(n) f_3(\phi) f_4(\theta_s) \Delta\theta_{b1} \quad (23)$$

Burada,

$$f_1(\varepsilon_s) = 3.2989 - 3.3612(\varepsilon_s/\varepsilon_1) + 1.0800(\varepsilon_s/\varepsilon_1)^2 \quad (24)$$

$$f_2(n) = 0.1222 + 0.9717(n/n_1) + 5.0150 \times 10^{-2} (n/n_1)^2 \quad (25)$$

$$f_3(\phi) = 4.3111 - 5.6383(\phi/\phi_1) + 2.3040(\phi/\phi_1)^2 \quad (26)$$

$$f_4(\theta_s) = 1.0685 - 0.2902(\theta_s/\theta_{s1}) + 0.2545(\theta_s/\theta_{s1})^2 \quad (27)$$

şeklindedir.

2.2.2.8. Isı Transferinin Belirlenmesi

Buji ateşlemeli motorlardaki ısı transferi ağırlıklı olarak, silindir içindeki sıcak gazlardan yanma odası duvarlarına doğru konveksiyon ile gerçekleşmektedir (Poulos, 1982). Bu durumda transfer edilen ısı için Newton soğuma yasası olarak bilinen aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$\dot{Q}_i = h_{gi} A_{wi} (T_i - T_w) \quad (28)$$

Burada; h_{gi} [W/m²/K]: konvektif ısı transfer katsayısını, A_w [m²]: ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanını, T_i [K]: yanmış veya yanmamış gazların sıcaklığını, T_w [K]: yanma odasının duvarın sıcaklığını, $i = b$: yanmış gazları ve $i = u$: yanmamış gazları ifade etmektedir. Denklem (28)'deki ısı transfer katsayısı, Woschni (1967) tarafından verilen aşağıdaki ampirik bağıntıyla hesaplanmıştır:

$$h_{gi} (W / m^2 / K) = 3.26 D(m)^{-0.2} p(kPa)^{0.8} T_i(K)^{-0.55} U_m (m / s)^{0.8} \quad (29)$$

$$U_m = C_1 V_{pm} + C_2 \frac{V_h T_1}{p_1 V_1} (p - p_m) \quad (30)$$

Denklem (30)'daki hesaplama işlemleri için; sıkıştırma işleminde: $C_1=2.28$ ve $C_2=0$, yanma ve genişleme işleminde: $C_1=2.28$ ve $C_2=3.24 \times 10^{-3}$ katsayıları kullanılmaktadır.

2.2.3. Geometrik Model

Bu bölümde, karmaşık yanma odası geometrisine sahip BA bir motorda, alev cephesinin geometrik özelliklerinin belirlenmesi amacıyla, katı model programı (SolidWorks) kullanımına dayalı olarak geliştirilen geometrik modelin ayrıntılarına yer verilecektir.

Buji ateşlemeli motorlarda; alev cephesinin geometrik özellikleri, motorun yakıt ekonomisini, performansını ve verimini doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle termodinamik esaslı modellerde, alev cephesinin geometrik özelliklerinin doğru olarak belirlenmesi büyük bir önem taşımaktadır. Buji ateşlemeli motorlarda yapılan deneysel çalışmalar sonucunda; bujiden başlayarak yanma odası içerisinde yayılan alev cephesinin, yanma işleminin büyük bir bölümünde (ek gaz hareketleri dikkate alınmadığında) yaklaşık olarak küresel geometriye sahip olduğu gözlenmiştir (Poulos, 1983; Bilgin, 2002; Bayraktar, 2004 ve Altın ve Bilgin, 2008). Bu nedenle, termodinamik esaslı çalışmalarda, yanma işleminin modellenmesinde küresel alev cephesi yaklaşımı yaygın bir şekilde kullanım alanı bulmuştur. Küresel alev cephesi yaklaşımında; alev cephesinin serbest yüzey alanı, alevin ıslattığı toplam silindirik yüzey alanı ve alev cephesinin arkasında kalan hacim basit yanma odası geometrileri (disk tipi yanma odası gibi) için belirli matematiksel bağıntılar kullanılarak hesaplanabilmektedir (Blizard ve Keck, 1974; Bilgin, 2002 ve Bayraktar, 2004). Karmaşık yanma odası geometrileri için analitik bağıntıların elde edilmesi ise önemli ölçüde zorluklar içermekte ve bazen bu olanaklı olmamaktadır. Bu da mevcut hesaplama tekniklerinin karmaşık geometriye sahip gerçek yanma odalarının incelenmesinde kısıtlar oluşturmaktadır. Bu sorunun çözümüne yönelik olarak günümüzde kullanılan en yeni yaklaşım, termodinamik esaslı modellerin katı model programları ile desteklenmesidir (Li vd., 2000; Bozza ve Gimelli, 2004; Conte, E. ve Boulouchos, 2005; Grill vd., 2006).

2.2.3.1. Yanma Odası Tasarımında Katı Model Programının Kullanılması

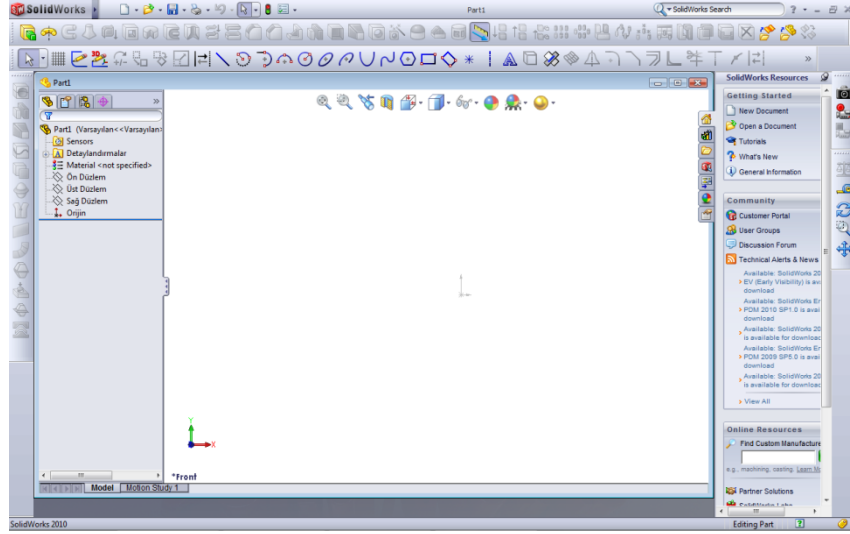
Bu tez çalışmasında, yanma odası tasarımı ve alev cephesine ait geometrik özelliklerin elde edilmesi işlemi “SolidWorks” paket programı ile gerçekleştirilmiştir. SolidWorks paket programının öğrenilmesi kolaydır, yaygın şekilde kullanılmaktadır ve kolaylıkla ulaşılabilen zengin öğretim kaynakları bulunmaktadır. SolidWorks katı model programında çok temel komutlar kullanılarak, alev cephesinin geometrik özellikleri kolaylıkla belirlenebilmektedir. Ayrıca, temel komutlardan yararlanarak programda tasarımı zor olan çok karmaşık geometriye sahip yanma odalarının şekli, yanma odası hacminin kalıbı çıkartıldıktan sonra, 3-boyutlu tarama tekniği uygulanarak katı model programına aktarılabilir. Daha sonra katı model programında buji konumunun yeri belirlenerek, alev yayılmasının simülasyonu yapılabilmektedir.

2.2.3.2. Yanma Odasının Tasarımı

Yanma odası tasarımından kasıt, yanma odasının üç boyutlu olarak tasarlanmasıdır. Modelleme işlemi piston tablası ile silindir kafası arasında kalan yanma odasının hacmi için yapılmaktadır. Yanma odası tasarlandıktan sonra, bu model kullanılarak pistonun çeşitli konumlarına karşılık çeşitli alev yarıçaplarında alev cephesinin geometrik özellikleri elde edilmektedir.

Yanma odası tasarımının iyi anlaşılabilmesi için ilk etapta modelleme işlemi için disk tipi bir yanma odası seçilmiştir. Yöntemin geçerliliğinin gösterilmesinde de literatürde disk tipi yanma odası için elde edilen verilerin kullanılması yoluna gidilmiştir.

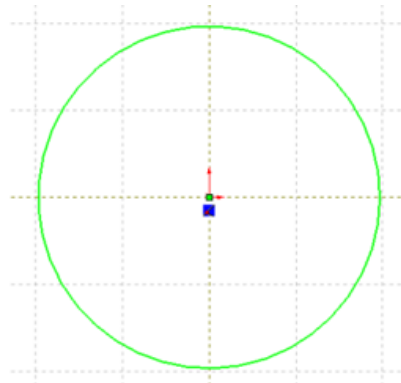
Şekil 2.2’de SolidWorks 2010 katı model programının kullanıcı arayüzü görülmektedir.



Şekil 2.2. SolidWorks 2010 kullanıcı arayüzü

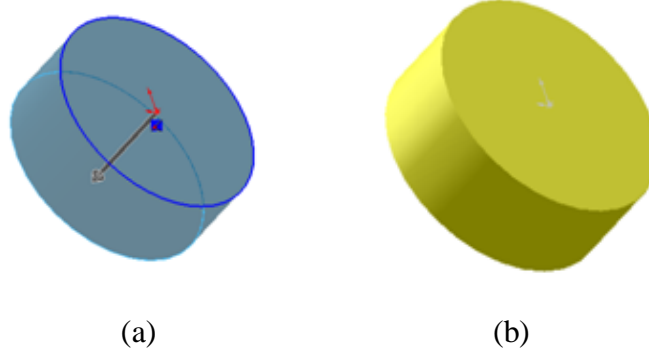
SolidWorks programında tasarımın ilk aşamasını “Sketch” çizimi oluşturmaktadır (Gülesin vd., 2006). Taslak üzerinde yapılan boyutsal değişiklikler program tarafından katı model üzerine otomatik olarak yansıtılmaktadır.

Disk tipi yanma odasının tasarımı için ilk olarak Şekil 2.3’te gösterilen taslak çizilmiştir. Bu taslakta gösterilen dairenin çapı silindir çapına karşılık gelmektedir.



Şekil 2.3. Taslak çizimi

Taslak çizimi tamamlandıktan sonra uygun program komutu kullanılarak disk tipi yanma odasının (hacminin) tasarımı tamamlanmış olur.



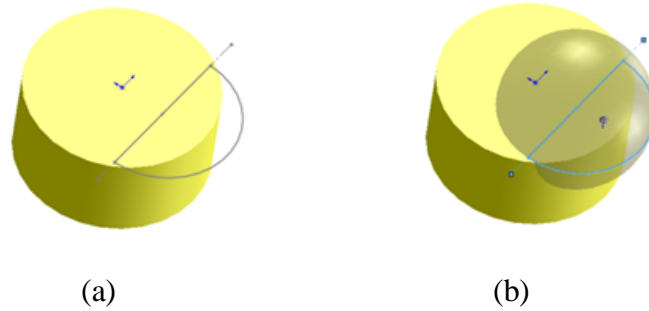
Şekil 2.4. (a) “Extrude” işlemi, (b) Tasarımı bitmiş yanma odası

2.2.3.3. Alev Cephesinin Geometrik Özelliklerinin Belirlenmesi

2.2.3.3.1. Alev Cephesinin Yayılma İşleminin Benzetimi

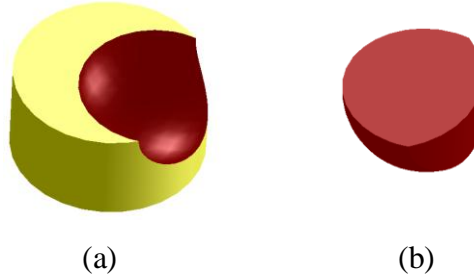
Bu bölümde, yanma odasında alev cephesinin yayılma işleminin benzetimi konusu üzerinde durulacaktır.

Alev cephesinin yayılmasının benzetimini yapmak amacıyla, merkezi buji konumu olan yarım daire şeklindeki taslak, yanma odası hacmi için hazırlanan katı modelin üzerine Şekil 2.5-a’daki gibi çizilir. Çizilen bu taslak, alev küresi oluşturulması için kullanılmaktadır ve alev küresinin büyüklüğü yarım dairenin yarıçap değeri ile kontrol edilmektedir. Taslağa, döndürerek kesme işlemi yapan komut uygulanır ve Şekil 2.5-b’de görülen alev küresi elde edilmiş olur. Kürenin içinde kalan hacim yanmış gazlara karşılık gelmektedir. Kürenin yarıçapı, maksimum alev yarıçapına kadar adım adım değiştirilerek alev yayılmasının geometrik simülasyonu gerçekleştirilmiş olur.



Şekil 2.5. (a) Yarım daire taslağı, (b) Döndürerek kesme işlemi

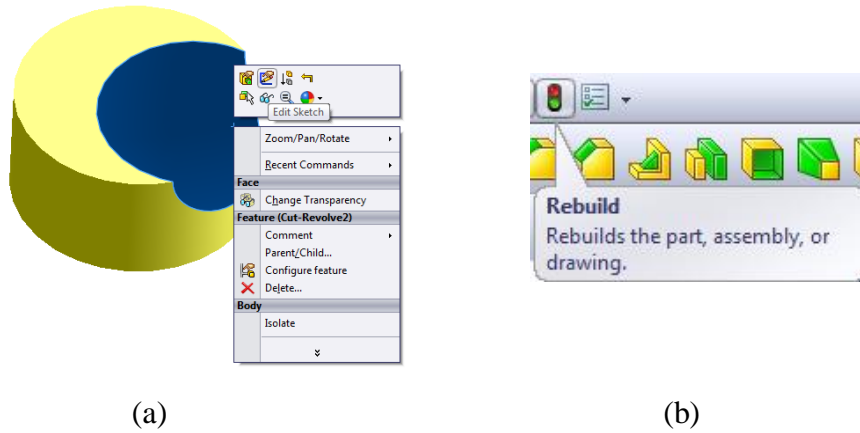
Döndürerek kesme işleminden sonra yanma odası hacminin durumu Şekil 2.6-a’da görülmektedir. Sarı renk taze dolguyu, kırmızı renk ise alev cephesi serbest yüzeyi ile alev cephesi gerisinde kalan hacmi göstermek için kullanılmıştır.



Şekil 2.6. (a) Alev yayılmasının olduğu yanma odası hacmi
(b) Alev cephesi gerisinde kalan hacim

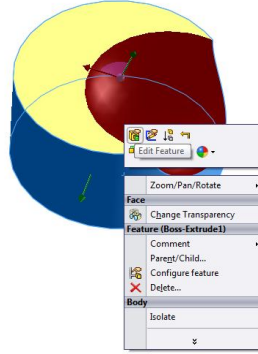
2.2.3.3.2. Katı Modelin Güncellenmesi

SolidWorks programı büyük tasarım kolaylıkları sağlayan bir programdır. Örneğin buradaki gibi “Revolved Cut” komutunun kullandığı taslak üzerinde değişiklik yapılırsa bu otomatik olarak katı model üzerinde güncellenmektedir. Böylece farklı alev yarıçaplarında farklı dilimler kesilmiş olur. Şekil 2.7’de bu işlemin gerçekleştirilmesinde kullanılan “Edit Sketch” komutunun programdaki yeri gösterilmiştir. Son güncelleme işlemi “Rebuild” komutu ile yapılmaktadır.



Şekil 2.7. Alev yarıçapının değiştirilmesi

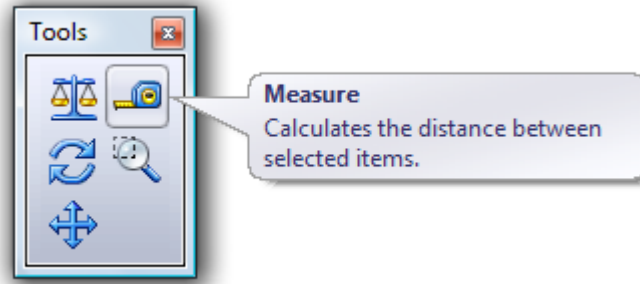
Alev cephesinin özelliklerinde yapılan değişikliklere benzer boyut düzenlemeleri, yanma odası hacmi için de gerçekleştirilmektedir. Şekil 2.8, bu değişikliğin nasıl yapıldığını göstermektedir. Yapılan boyutsal değişikliklerden sonra katı model üzerine Şekil 2.7-b’de gösterilen “Rebuild” işlemi uygulanmalıdır. Aksi takdirde yapılan boyutsal değişiklikler katı modele yansımayacaktır.



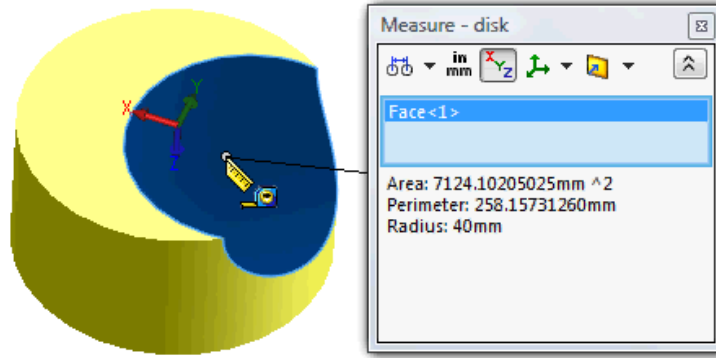
Şekil 2.8. Pistonun yanma odasını sınırladığı hacmin değiştirilmesi

2.2.3.3.3. Alev Cephesi Serbest Yüzey Alanının Belirlenmesi

Alev cephesinin serbest yüzey alanının hesaplanması işlemi Şekil 2.9’da gösterilen “Measure” komutu ile gerçekleştirilmektedir. Measure komutu, katı modelin alev cephesi serbest yüzey alanını oluşturan bölümüne uygulanır. Şekil 2.10’da görüldüğü gibi, ilgili yüzey fare ile işaretlendiğinde yüzeye ilişkin alan ve diğer geometrik bilgiler küçük bir bilgi ekranı ile verilmektedir. Bu yüzey alan bilgisi daha sonra yanma işleminin benzetiminde kullanılmak üzere sistematik bir şekilde tablolara kaydedilir. Her bir piston konumu ve alev yarıçapı için, alev yarıçapı yanma odasının en uzak köşesine ulaşana kadar bu işlem tekrar edilir.



Şekil 2.9. Yüzey alan hesabında kullanılan komut düğmesi

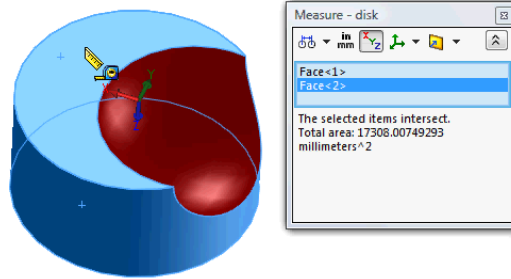


Şekil 2.10. Alev cephesinin serbest yüzey alanının belirlenmesi

2.2.3.3.4. Alev Cephesinin Değdiği Toplam Yanma Odası Yüzey Alanının Belirlenmesi

Alev cephesinin değdiği toplam yanma odası yüzey alanı, ısı transfer yüzey alanı olarak da tanımlanmaktadır. Isı transfer yüzey alanı iki aşamada belirlenmektedir. İlk aşamada SolidWorks ile yanma odasına ilişkin katı model oluşturulduktan sonra, alev yayılmasının olmadığı durum için alev cephesinin değdiği yüzey alanı Measure komutu ile belirlenir. Alev yayılması durumu için yanma odasının o anki alev cephesi serbest yüzey alanı hariç toplam dış yüzey alanı programa hesaplatılır. Başta hesaplanan toplam değer ile yeni hesaplanan alan değeri arasındaki fark toplam ısı transfer yüzey alanını verir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta: herhangi bir krank açısında alev cephesine ait geometrik özellikler belirlenirken toplam yüzey alanının ve hacmin sabit kalmasıdır. Alev yarıçapının değişmesi ile toplam hacimden kesilen dilimin büyüklüğü dolayısıyla da, hesaplanan diğer

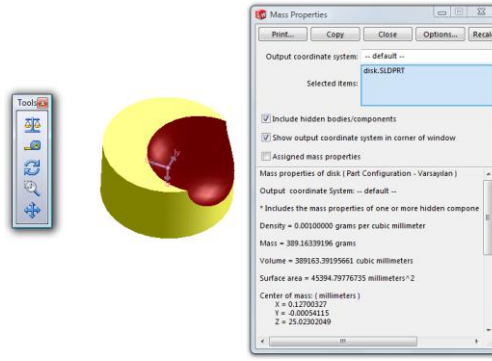
geometrik değerlerde değişme meydana gelmektedir. Şekil 2.11’de böyle bir örnek uygulamaya yer verilmiştir.



Şekil 2.11. Toplam ısı transferi yüzey alanının belirlenmesi

2.2.3.3.5. Alev Cephesi Gerisinde Kalan Gazların Hacminin Belirlenmesi

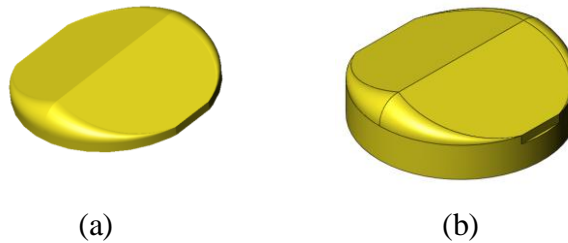
Alev cephesinin gerisinde kalan gazların hacminin belirlenmesi iki aşamada gerçekleştirilmektedir. İlk aşamada, örneğin herhangi bir piston konumu için yanma odasının toplam hacmi, ısı transfer yüzey alanının belirlenmesinde anlatıldığı gibi hesaplama işlemine geçmeden önce bilinmektedir. İkinci aşamada mevcut piston pozisyonu ve ilgili alev yarıçapındaki yanma odasının hacmi (yanmamış karışımı ifade eden kısmın hacmi) katı model programı kullanılarak belirlenir. İki hacim değeri arasındaki fark yanmış gazların hacmini vermektedir. Hacim gibi kütle özellikler katı model programında “Mass Properties” komutu ile belirlenmektedir. Şekil 2.12’de böyle bir örnek uygulama gösterilmektedir.



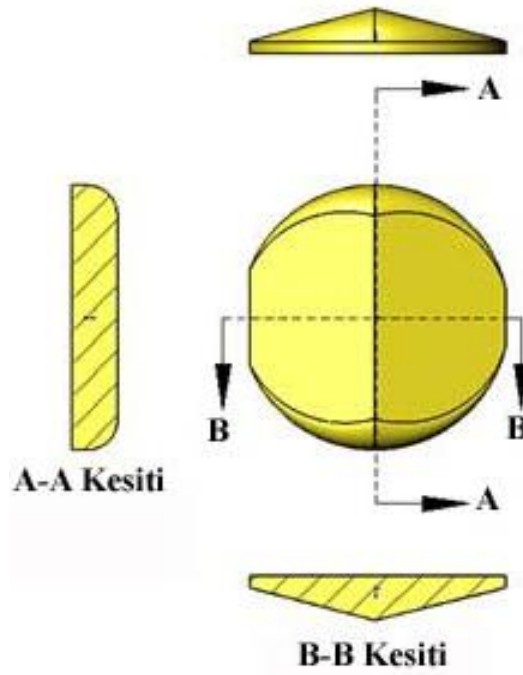
Şekil 2.12. Katı model programında kütleli özelliklerin belirlenmesi

2.2.3.4. Karmaşık Geometrilili Yanma Odasının Tasarımı

Düzgün geometrilili yanma odaları için alev cephesinin geometrik özellikleri analitik bağıntılarla belirlenebilmektedir (Bilgin, 2002). Karmaşık geometrilili yanma odaları için ise alev cephesinin geometrik özelliklerinin matematiksel olarak gösterilmesi idealleştirmeler yapılmaması durumunda olanaksız hale gelmektedir. Böyle durumlarda katı model programı kullanılarak, alev cephesinin geometrik özellikleri belirlenebilmektedir. Yanma odasının tasarımına ilişkin süreç Bölüm 2.2.3.2’de ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Bu çalışma, Honda Fit motorunun yanma odası üzerinden gerçekleştirilmiştir (Migita, 2002). Yanma odasının tasarımı bitmiş katı modeli Şekil 2.13’te ve teknik resmi ise Şekil 2.14’te gösterilmiştir. Motor ile ilgili diğer teknik özellikler Tablo 2.2’de verilmiştir.



Şekil 2.13. (a) Piston ÜÖN’da iken ve (b) Piston ÜÖN’den biraz uzaklaşmış durumdaki yanma odası geometrileri



Şekil 2.14. Yanma odasının teknik resmi

2.2.3.5. Alev Yarıçapının Belirlenmesi

Alev cephesine karşılık gelen yarıçap, deneysel (Beretta, 1983) ve iteratif (Poulus, 1983; Tabaczynski vd., 1977) yöntemler uygulanarak belirlenebilmektedir.

Deneysel yöntem; alev fotoğraflarının değerlendirilmesine dayanmaktadır. İteratif yöntemde ise belirli bir yanmış gaz hacmine karşılık gelen alev yarıçapı, Newton-Raphson sayısal çözümleme yöntemiyle belirlenmektedir (Tabaczynski vd., 1977).

Sunulan çalışmada alev yarıçapının belirlenmesinde Tabaczynski vd. (1977) tarafından verilen yaklaşım uygulanmıştır. Bu yöntemde ilk olarak,

$$f(r_i) = V_f(r_i) - V_b(\theta) = 0 \quad (31)$$

şeklinde bir fonksiyon tanımlanır. Burada; $V_b(\theta)$, θ krank mili açısında yanmış gazların hacmi, $V_f(r_i)$, r_i yarıçapı için küresel alev cephesinin arkasında kalan hacimdir. Herhangi bir θ krank mili açısında iki hacmin birbirine eşit olduğu r_i yarıçapı:

$$r_{i+1} = r_i - \frac{f(r_i)}{A_f(r_i)} \quad (32)$$

şeklinde Newton-Raphson yöntemi ile iteratif olarak belirlenmektedir. Burada,

$$A_f(r_i) = \frac{\partial f(r_i)}{\partial r_i} \quad (33)$$

şeklinde tanımlanan kısmî türevidir.

Yöntemin uygulanabilmesi için bir ilk tahmin değerine gereksinim duyulmaktadır. Ateşlemeden sonraki ilk krank açısında alev cephesi sadece silindir kafası ile temas etmektedir ve oluşan alev cephesi geometrisinin bir yarım küre olduğu varsayılmaktadır. Bu yarım kürenin hacmine karşılık gelen yarıçap ilk tahmin değeri olarak alınmıştır. Diğer iterasyon adımlarında ise bir önceki iterasyonda belirlenen alev yarıçapı değeri ilk tahmin değeri olarak kullanılmıştır.

2.2.4. Motor Performans Parametrelerinin Belirlenmesi

Çevrim sonunda; efektif verim, efektif güç vb. motor performans parametreleri Durgun (2004) tarafından verilen bağıntılardan yararlanarak hesaplanmıştır. Konuya ilişkin ayrıntılı bilgiler ilgili kaynakta veya benzeri temel kaynaklarda (Ferguson, 1986; Heywood, 1988) bulunabilir. Aşağıda, sunulan çalışmada kullanılan başlıca bağıntılar sıralanmıştır:

Ortalama indike basınç (p_{mi}):

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_h} \quad (34)$$

Mekanik kayıplar ortalama basıncı ($p_{m,m}$):

$$p_{m,m} = 0.34 + 0.0113V_{pm} \quad (35)$$

Ortalama efektif basınç (p_{me}):

$$P_{me} = P_{mi} - P_{m,m} \quad (36)$$

Efektif verim (η_e):

$$\eta_e = \frac{P_{me} RT_o}{F_s \phi H_u P_o \eta_v} \quad (37)$$

Özgül yakıt tüketimi (b_e):

$$b_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \quad (38)$$

Efektif güç (N_e):

$$N_e = \frac{P_{me} V_h z n}{k 60} ; k=2 \text{ (4 zamanlı motor)} \quad (39)$$

Döndürme momenti (M_d):

$$M_d = \frac{30 N_e}{\pi n} \quad (40)$$

2.2.5. Egzoz Emisyonlarının Belirlenmesi

İçten yanmalı motorlar alanında yapılan çalışmalarda, egzoz emisyonlarının incelenmesi büyük önem taşımaktadır. Egzoz emisyonlarının insan sağlığı ve çevre üzerindeki olumsuz etkileri açıkça bilinmektedir. Bu nedenle, motorun performans değerleri ile birlikte egzoz emisyonlarının da değerlendirilmesi gerekmektedir.

Egzoz emisyonları, hem deneysel yöntem ve hem de kimyasal denge reaksiyonunu kullanan hesaplama yöntemi ile belirlenebilmektedir.

Bu tez çalışmasında, Bölüm 2.2.2.2’de anlatılan kimyasal denge reaksiyonu yöntemi kullanılarak egzoz emisyonlarının (CO ve NO) konsantrasyonları belirlenmektedir.

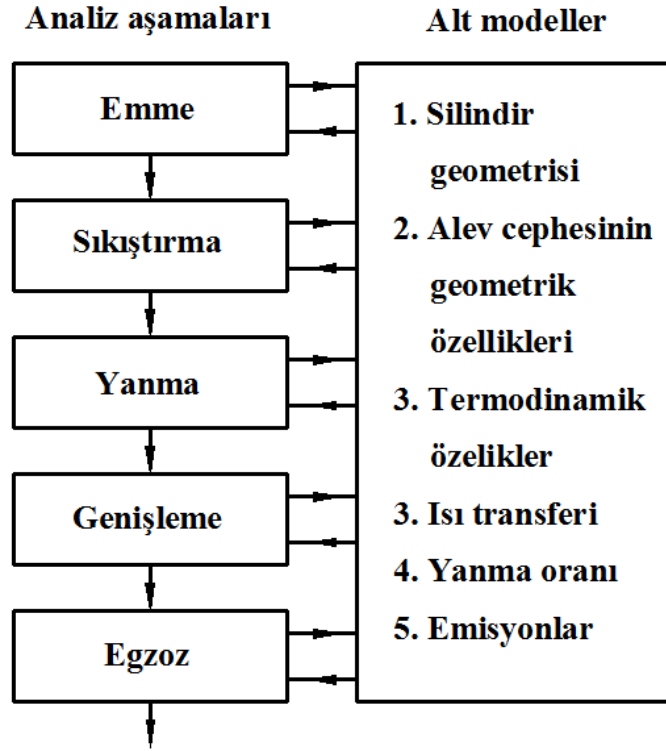
2.2.6. Çözüm Yöntemi ve Bilgisayar Programı

Çift bujili BA motor için sanki-boyutlu termodinamik çevrim modeline ilişkin diferansiyel denklem takımı Bölüm 2.2.1.2’de verilmiştir. Söz konusu diferansiyel denklem takımı adi türevlerden oluşmaktadır. Sunulan matematiksel modele dayalı olarak Fortran dilinde bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Programda motorun geometrik özellikleri, dış ortam ve çalışma koşulları, diferansiyel denklem takımının çözülebilmesi için başlangıç koşulları programa dışarıdan girilmektedir.

Programda işlem adımları birer derecelik krank mili açısı adımlarıyla gerçekleştirilmektedir. Programda sıkıştırma başlangıcı özellikleri olarak emme sonu özellikleri; yanma başlangıcı özellikleri olarak ise sıkıştırma sonu özellikleri dikkate alınmaktadır. Yanma işlemi üst ölü noktadan önce θ_s ateşleme açısında başlamaktadır. Ateşleme işleminden sonraki ilk krank açısında silindir dolgusunun adyabatik olarak sıkıştırıldığı varsayımına dayanarak yanmış gaz sıcaklığı adyabatik alev sıcaklığından hesaplanmıştır. Yanmış kütle için ilk yaklaşım değeri kosinüs yanma denkleminde sağlanmıştır (Bayraktar, 1997).

Programda; sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri süresince modele ait adi diferansiyel denklem takımının eşzamanlı olarak çözümlenmesinde Runge-Kutta yöntemi kullanılmıştır.

Şekil 2.15’te bilgisayar programının algoritması, Tablo 2.2’de ise simülasyon çalışmasında kullanılan motorun özellikleri verilmektedir.



Şekil 2.15. Sanki-boyutlu termodinamik çevrim modelinin akış diyagramı

Tablo 2.2. Hesaplarda kullanılan başlıca motor özellikleri (Migita vd., 2002).

Motorun modeli	Honda L13A
Silindirlerin dizilişi	Sıra tipi, 4-silindir
Çap×Strok [mm]	73×80
Biyel uzunluğu [mm]	135
Strok hacmi [cm ³]	1339
Sıkıştırma oranı	10.8:1
Supap mekanizması	Üstten tek kam milli (SOHC)
Silindir başına supap sayısı	2
Emme supabı çapı [mm]	32
Egzoz supabı çapı [mm]	28
Yakıt besleme sistemi	Püskürtme
Ateşleme sistemi	İki noktadan sıralı ateşleme
Maksimum güç [kW-dev/dak]	63-5700
Maksimum moment [Nm-dev/dak]	119-2800

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Giriş

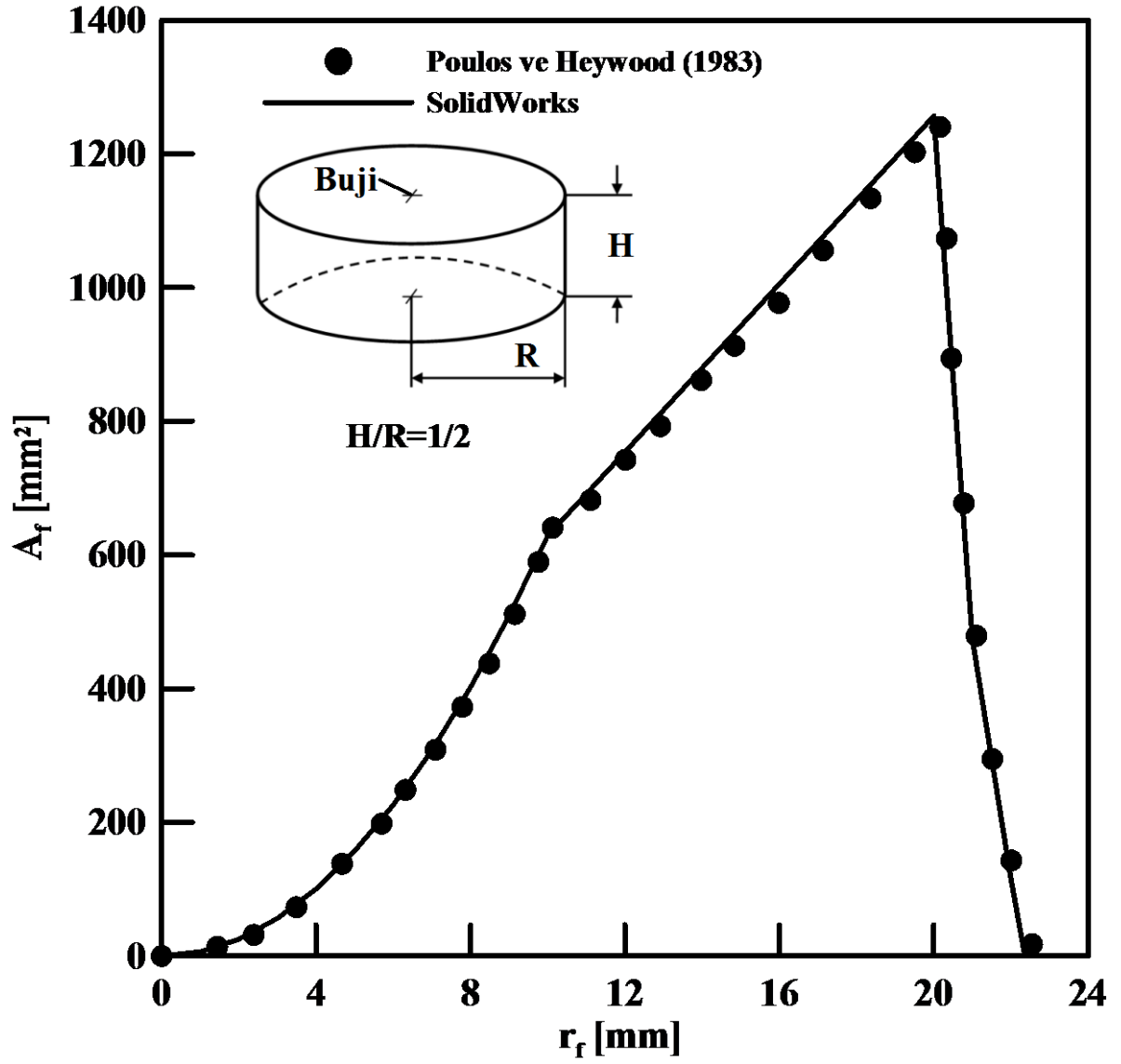
Bu bölümde, ilk olarak çatı tipi yanma odasına ait geometrik özellikler sunulmuştur. İkinci aşamada, bu yanma odasının geometrik özelliklerini kullanan sanki-boyutlu termodinamik çevrim modeli ile buji ateşlemeli motor için farklı buji sayısı ve konumlarında elde edilen yanma, performans ve emisyon karakteristiklerine ilişkin bulgular ve bu bulgular ile ilgili değerlendirmelere yer verilmiştir.

3.2. Geometrik Modelden Elde Edilen Bulgular

Bu bölümde, buji ateşlemeli motorlarda alev cephesinin geometrik özelliklerinin katı model programı kullanılarak belirlenmesine yönelik olarak geliştirilen yöntemin sonuçlarına yer verilmiştir. Yöntemin doğruluğu gösterildikten sonra, karmaşık geometriye sahip (çatı tipi) yanma odası için elde edilen veri kümeleri üç boyutlu grafikler şeklinde verilmiştir. Bu tez çalışması kapsamında üç farklı buji konumu incelenmiştir. Veri tabanının çok büyük olması nedeni ile alev cephesi için elde edilen geometrik özellikler tek bir krank açısı için karşılaştırılmıştır.

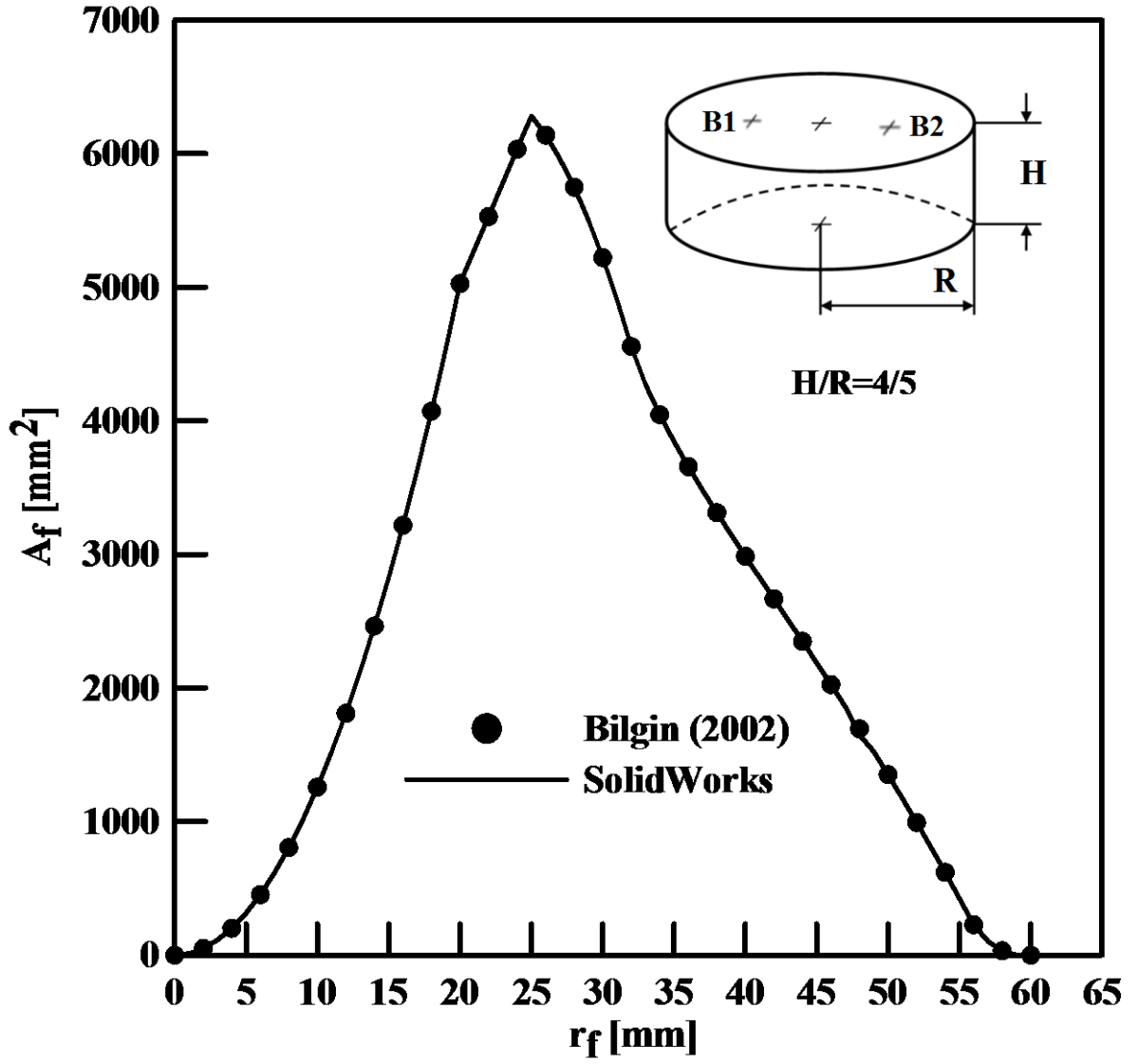
3.2.1. Yöntemin Geçerliliğinin Gösterilmesi

Alev cephesinin geometrik özelliklerinin katı model programı kullanılarak belirlenmesine geçmeden önce yöntemin geçerliliğinin gösterilmesi gerekmektedir. Karşılaştırmanın yapılabilmesi için, analitik olarak geometrik özellikleri kolaylıkla hesaplanabilen silindirik-disk şeklindeki yanma odası geometrileri seçilmiştir. Yöntemin geçerliliği, tek buji kullanılması durumu için (Poulos ve Heywood, 1983) Şekil 3.1-a ve çift buji (Bilgin, 2002) kullanılması durumu için Şekil 3.1-b'de gösterilmektedir. Her iki şekilde de küresel alev cephesi serbest yüzey alanı değerlerinin analitik yolla hesaplanan değerleri ile katı model ile hesaplanan değerlerin tamamen uyumlu olduğu görülmektedir. Bu uyum, katı model programının, karmaşık geometriler için de güvenle kullanılabileceğini göstermektedir.



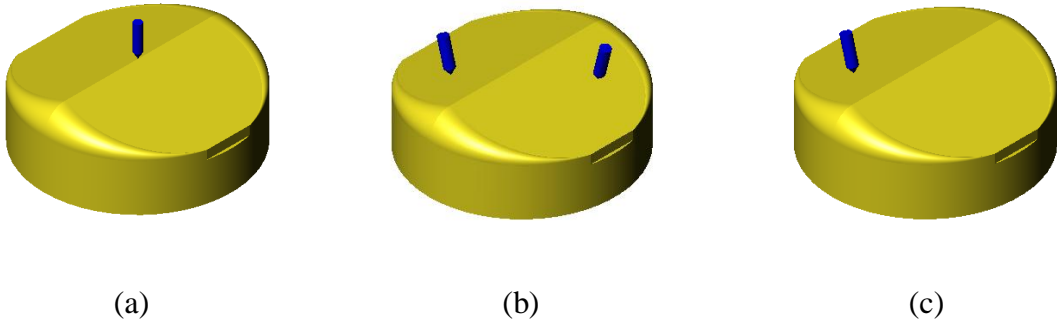
Şekil 3.1. (a) Tek bujili durum için geometrik modelin doğruluğunun gösterilmesi
(b) Çift bujili durum için geometrik modelin doğruluğunun gösterilmesi

Şekil 3.1'in devamı



3.2.2. Karmaşık Yanma Odası Alev Cephesinin Geometrik Özelliklerine İlişkin İstatistiksel Bilgiler

Bu bölümde, karmaşık (çatı tipi) yanma odasına sahip BA bir motor için alev cephesinin geometrik özelliklerine ve konu ile ilgili olarak önemli istatistiksel bilgilere yer verilmiştir. Alev cephesi için geometrik modelde çalışılan parametreler; buji sayısı (1 ve 2 adet) ve buji konumu (3 konum) şeklinde sıralanabilir. Buji sayıları ve konumları Şekil 3.2’de gösterilmektedir.



Şekil 3.2. Buji konumları: (a) Merkezde tek buji, (b) Simetrik çift buji, (c) Kenarda tek buji

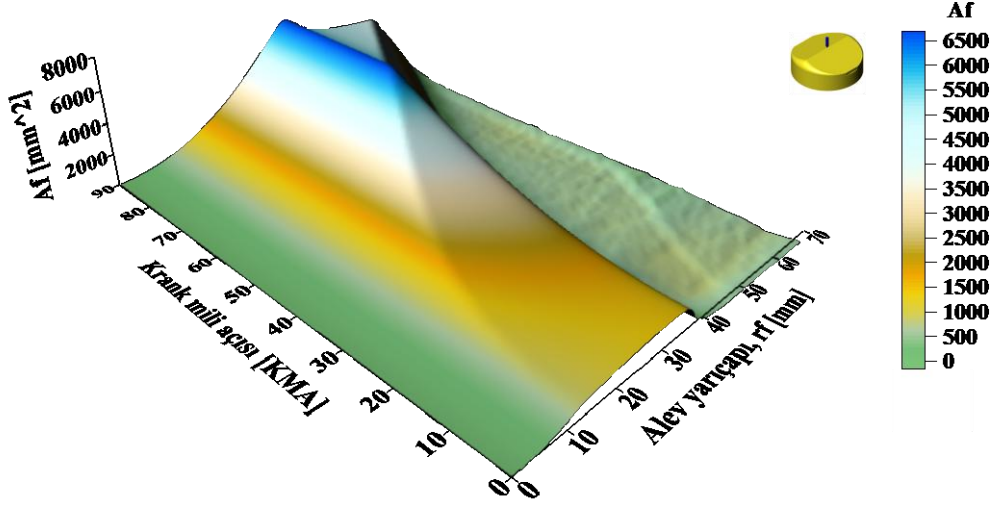
Sunulan tez çalışması kapsamında belirtilen, üç farklı buji konumu için toplam 303 tane krank açısı kullanılmıştır. Okunan toplam veri sayısı 53628 adettir. Okunan değerlere ilişkin ayrıntılar Tablo 3.1’de verilmiştir.

Tablo 3.1. Katı model programından elde edilen veriler için istatistiksel bilgiler

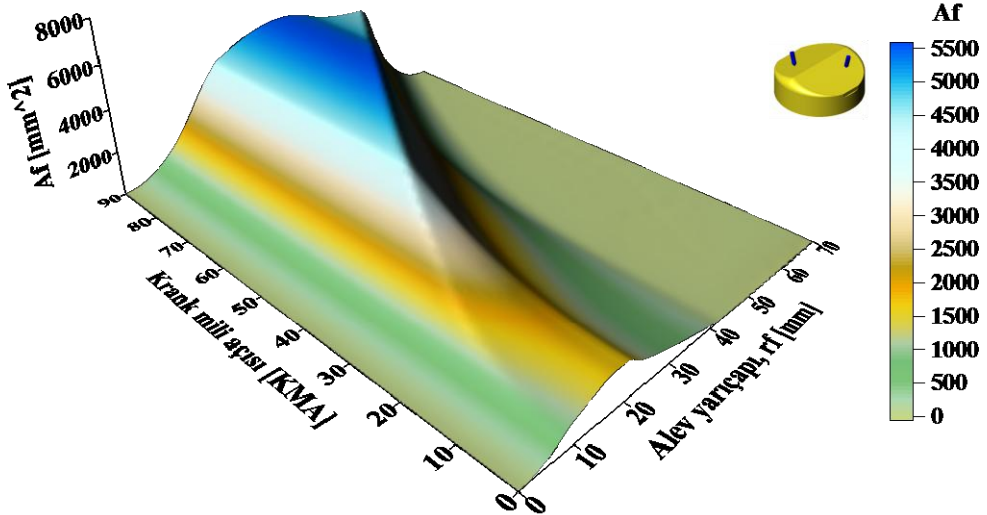
Buji konumu	Çalışma aralığı [$^{\circ}$ KMA]	Okunan veri sayısı
MTB	0-90	13644
SÇB	0-90	14397
KTB	0-120	25587
Okunan toplam veri sayısı		53628

3.2.3. Farklı Buji Konumları İçin Alev Cephesi Serbest Yüzey Alanları

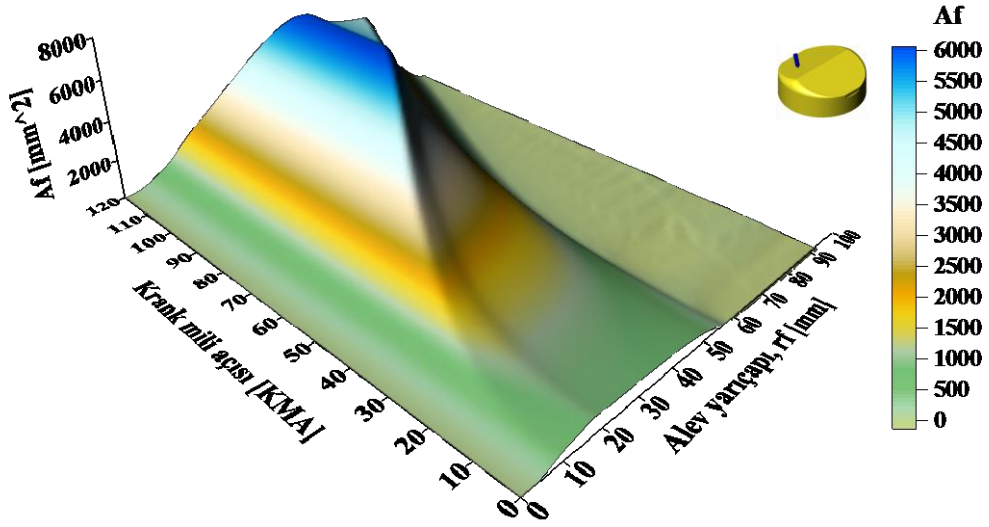
Bu bölümde, farklı buji konumları için geometrik modelden yararlanarak alev cephesi serbest yüzey alanları hesaplanmış ve elde edilen “alev cephesi serbest yüzey alanı verileri” üç boyutlu grafikler kullanılarak gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Merkezde tek buji durumu için alev cephesi yüzey alanının krank mili açısına ve alev yarıçapına göre değişimi



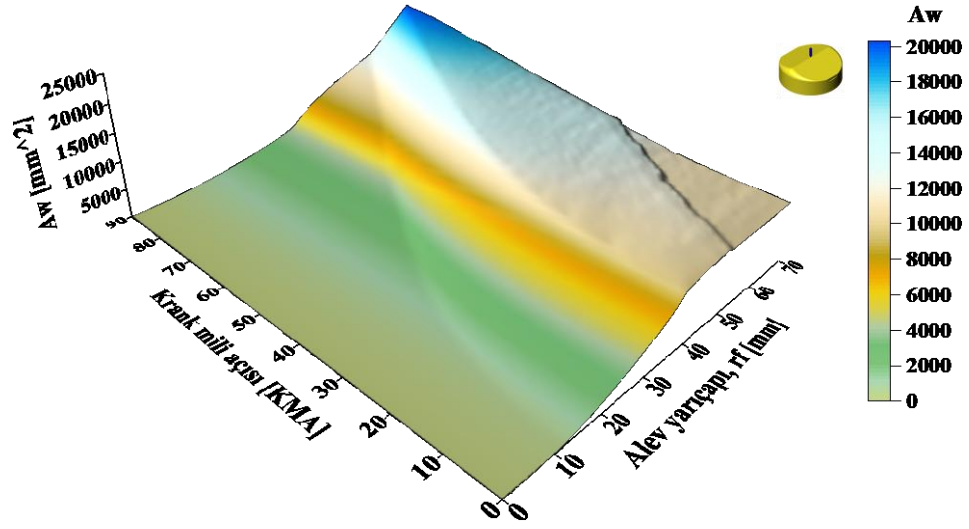
Şekil 3.4. Simetrik çift buji durumu için alev cephesi yüzey alanının krank mili açısına ve alev yarıçapına göre değişimi



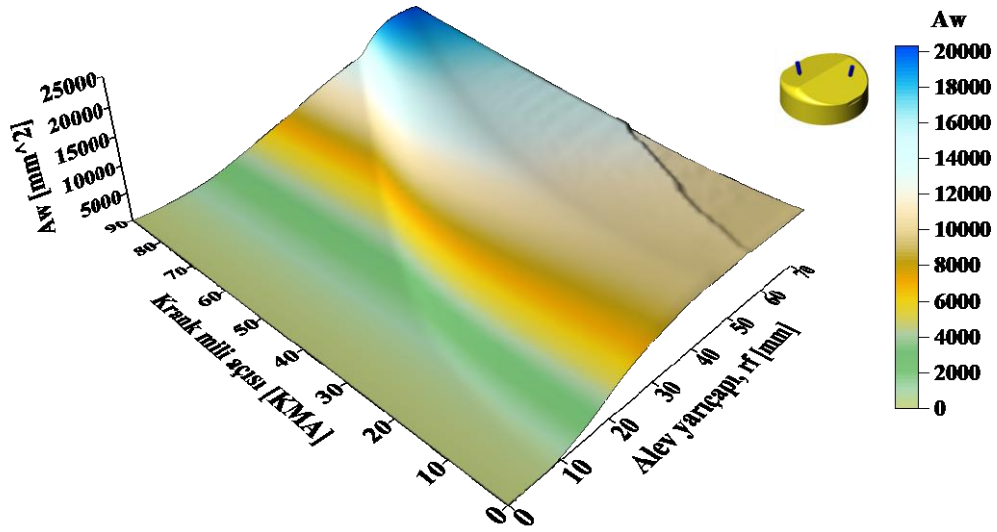
Şekil 3.5. Kenarda tek buji durumu için alev cephesi yüzey alanının krank mili açısına ve alev yarıçapına göre değişimi

3.2.4. Farklı Buji Konumları İçin Alev Cephesinin Değiştiği Toplam Yanma Odası Yüzey Alanları

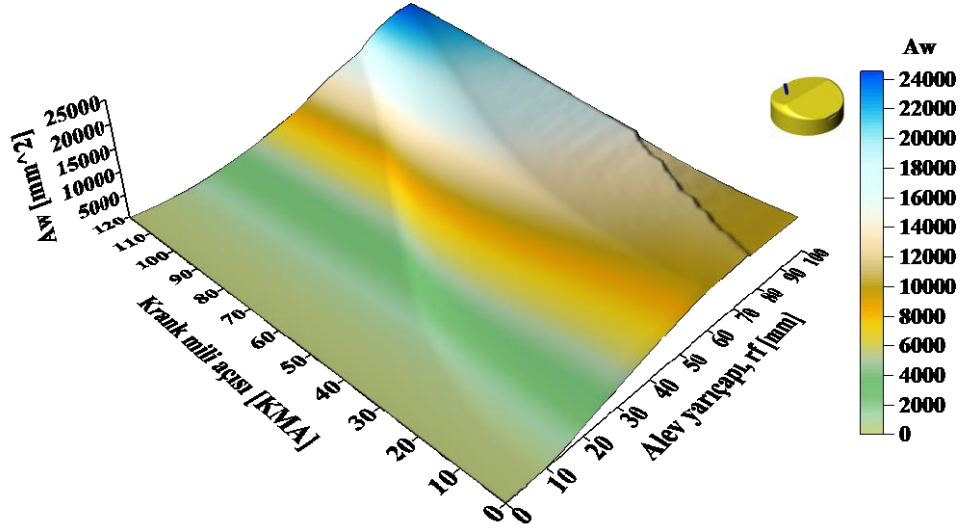
Bu bölümde, farklı buji konumları için geometrik modelden yararlanarak alev cephesinin değiştiği toplam yanma odası yüzey alanı hesaplanmış ve elde edilen “alev cephesinin değiştiği toplam yanma odası yüzey alanı verileri” üç boyutlu grafikler kullanılarak gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Merkezde tek buji durumu için alev cephesinin değdiği toplam yanma odası yüzey alanının krank mili açısına ve alev yarıçapına göre değişimi



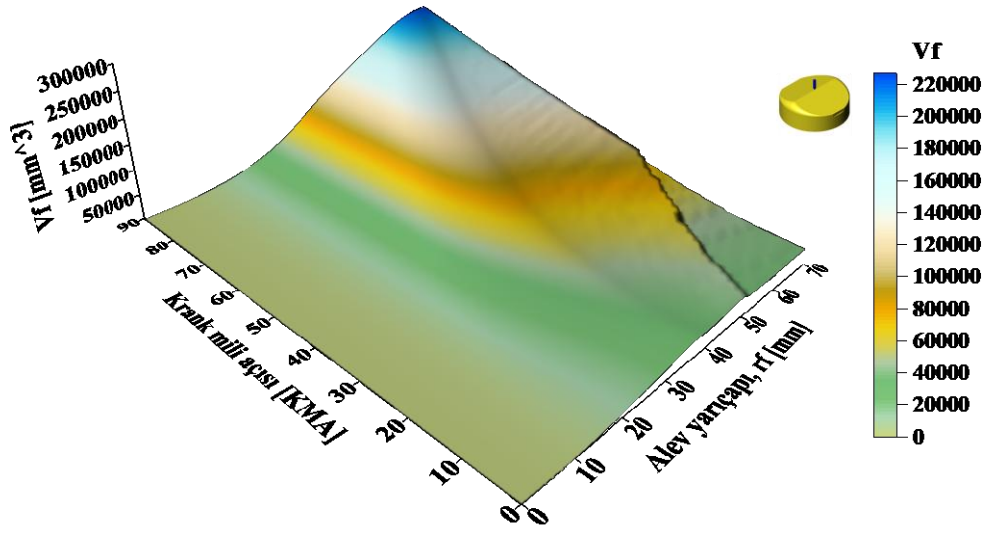
Şekil 3.7. Simetrik çift buji durumu için alev cephesinin değdiği toplam yanma odası yüzey alanının krank mili açısına ve alev yarıçapına göre değişimi



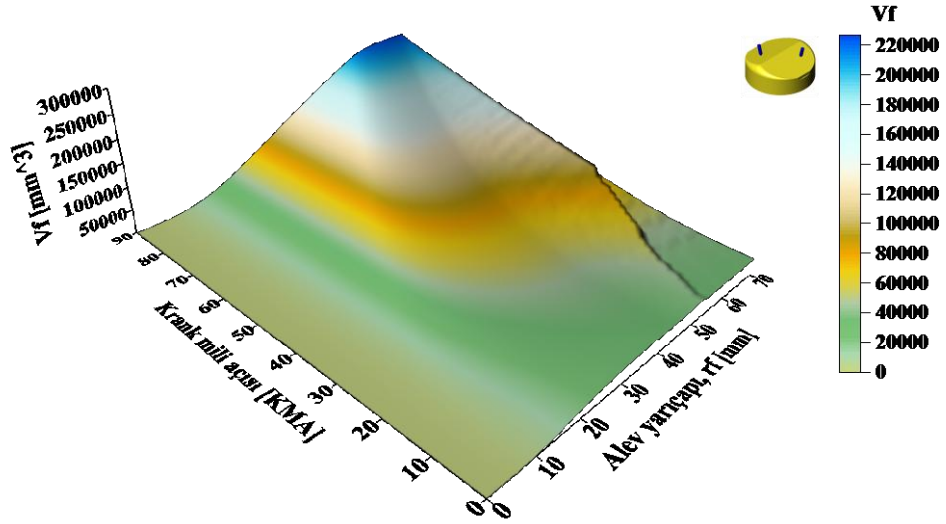
Şekil 3.8. Kenarda tek buji durumu için alev cephesinin değdiği toplam yanma odası yüzey alanının krank mili açısına ve alev yarıçapına göre değişimi

3.2.5. Farklı Buji Konumları İçin Alev Cephesinin Sınırladığı Hacimler

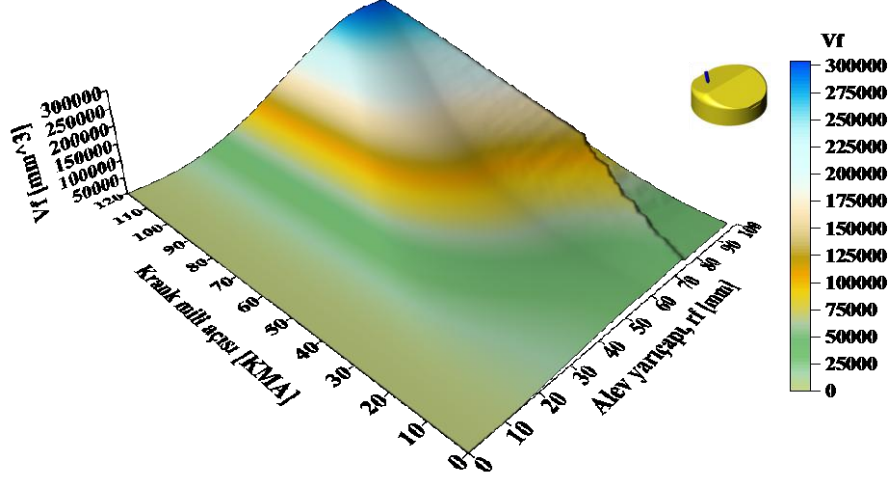
Bu bölümde, farklı buji konumları için geometrik modelden yararlanarak farklı buji konumları için alev cephesinin sınırladığı hacimler hesaplanmış ve elde edilen “alev cephesinin sınırladığı hacim verileri” üç boyutlu grafikler kullanılarak gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Merkezde tek buji durumu için alev cephesinin sınırladığı hacmin krank mili açısına ve alev yarıçapına göre değişimi



Şekil 3.10. Simetrik çift buji durumu için alev cephesinin sınırladığı hacmin krank mili açısı ve alev yarıçapına göre değişimi



Şekil 3.11. Kenarda tek buji durumu için alev cephesinin sınırladığı hacmin krank mili açısına ve alev yarıçapına göre değişimi

3.2.6. Boyutsuzlaştırılmış Geometrik Özellikler

Bölüm 3.2.2-5'te verilen üç-boyutlu geometrik özellikler termodinamik esaslı çevrim modelinde kullanılmakla birlikte, karşılaştırma aşamasında pek fazla fikir vermemektedir. Halbuki karşılaştırılabilir geometrik veriler, ilerideki paragraflarda ele alınacak olan termodinamik modelden elde edilebilecek bilgilere ilişkin önemli ipuçları verebilmektedir. Bu amaçla genellikle boyutsuzlaştırılmış geometrik veriler kullanılmaktadır. Boyutsuzlaştırma işleminde de genellikle D silindir çapı kullanılmaktadır (Annand, 1970; Keck ve Blizard, 1974; Keck vd., 1987; Bilgin, 2002). Buna göre uzunluğu boyutsuzlaştırmada D, alanın boyutsuzlaştırılmasında D^2 , hacmin boyutsuzlaştırılmasında D^3 kullanılır. Çeşitli boyutsuz geometrik özellikler bu bölümde dört farklı krank açısı ($\theta=0, 10, 20$ ve 30 [°KMA]) için karşılaştırmalı olarak verilmektedir.

3.2.6.1. Boyutsuz Alev Cephesi Serbest Yüzey Alanlarının Boyutsuz Alev Yarıçapına Göre Değişimleri

Alev cephesinin serbest yüzey alanı, BA motorlar ile ilgili benzetim çalışmalarında, yanma işleminin hesaplanması sürecinde kullanılan en önemli parametrelerden biridir. Alev cephesinin serbest yüzey alanının değişimi, yanma işleminin gelişimini doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle, alev cephesi serbest yüzey alanının alev yarıçapına göre değişimi büyük önem taşımaktadır.

Şekil 3.12-15'te dört değişik krank mili açısı ($\theta=0, 10, 20$ ve 30 [$^{\circ}$ KMA]) ve üç farklı buji konumu için, boyutsuz alev cephesi serbest yüzey alanlarının ($\tilde{A}_f=A_f/D^2$) boyutsuz alev yarıçapına ($\tilde{r}_f=r_f/D$) göre değişimleri verilmektedir. Şekil 3.12-15'te verilen değişimler tamamen geometrik esasa dayalı olarak belirlenmiştir ve ilgili hesap işleminin aşamaları Bölüm 2.2.3'te ayrıntılı şekilde anlatılmıştır. Genel bir yaklaşım sunması açısından şekillerin görsel hale getirilmesinde verilerin boyutsuz formu kullanılmıştır.

Şekil 3.12-15 incelendiğinde; buji konumunun, sayısının ve krank mili açısının \tilde{A}_f 'nin değişiminde baskın parametreler olmasına karşın, çok küçük \tilde{r}_f değerlerinde, \tilde{A}_f 'nin değişimi buji konumundan ve krank açısından bağımsız olmaktadır.

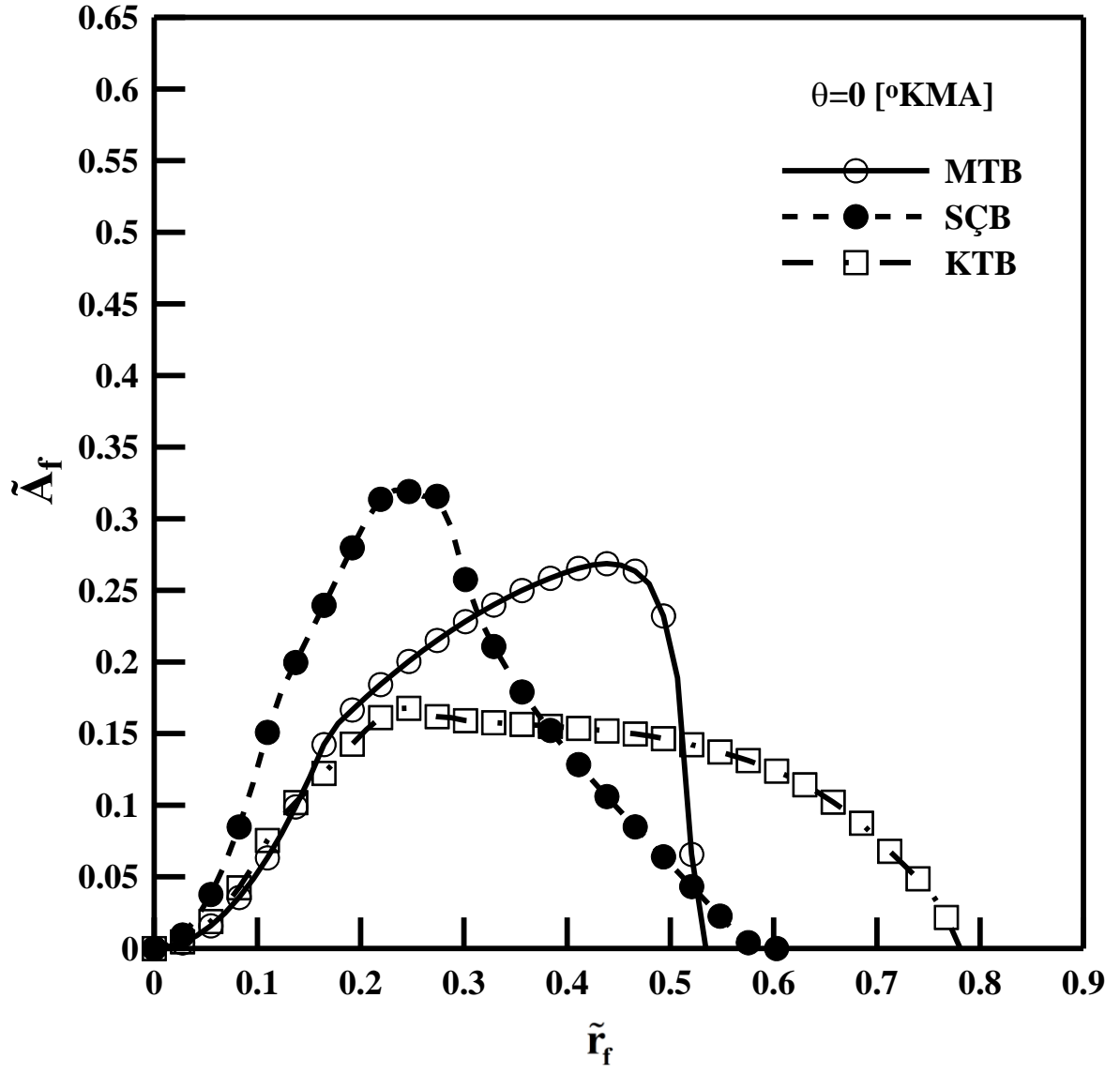
Şekil 3.12'de $\theta=0$ [$^{\circ}$ KMA] ve üç farklı buji konumları için alev haritası verilmektedir. Eğrilerdeki kırılma noktaları alev cephesi/cephelerinin piston tablasına ve silindir duvarına değme noktalarına karşılık gelmektedir. Alev yarıçapının artışı ile birlikte, \tilde{A}_f 'deki değişim gittikçe dikleşen bir karakterde artmaktadır. SÇB durumunda, \tilde{A}_f 'nin yapısı maksimum değeri civarında yataya yakın bir karakter sergilemektedir. MTB durumunda, alev yayılmasının ilk aşaması dik karakterde olup, sonraki aşamada artış eğilimi azalan bir gradyan ile maksimuma ve daha sonrada hızlı bir şekilde sifira gitmektedir. KTB durumunda ise; diğer buji konumlarında olduğu gibi alev yayılmasının ilk aşaması dik karakterde devam edip maksimuma ulaşmaktadır. KTB durumundaki eğrinin basık olmasının nedeni, bu buji konumu için alev cephesinin silindir duvarına olan erken temasından kaynaklanmaktadır. Burada diğer buji konumlarından farklı olarak alev yayılmasının önemli bir bölümünde, \tilde{A}_f 'nin değeri maksimumuna yakın değerler olarak devam etmekte ve sert olmayan bir azalma karakteri ile sifira gitmektedir. Buji konumları kendi aralarında karşılaştırıldığında, SÇB'den elde edilen değişimin MTB'ye ve KTB'ye göre daha dik bir karakterde olduğu görülmektedir. \tilde{A}_f 'nin maksimum değeri SÇB'li durumda elde edilmiştir. SÇB durumunda iki noktadan yayılan alev, bu doğal sonucu ortaya çıkarmıştır. \tilde{A}_f 'lerin maksimum değerleri sırasıyla: MTB için maksimum alev yolunun %81'inde, SÇB için %38'inde ve KTB için de %30'unda elde edilmiştir. Şekil 3.12'de görüldüğü üzere, buji konumu merkezden uzaklaştıkça alev yolu artmaktadır. Üç farklı buji konumu için maksimum alev yolu değerleri Tablo 3.2'de verilmektedir.

Tablo 3.2. Maksimum alev yolu değerleri

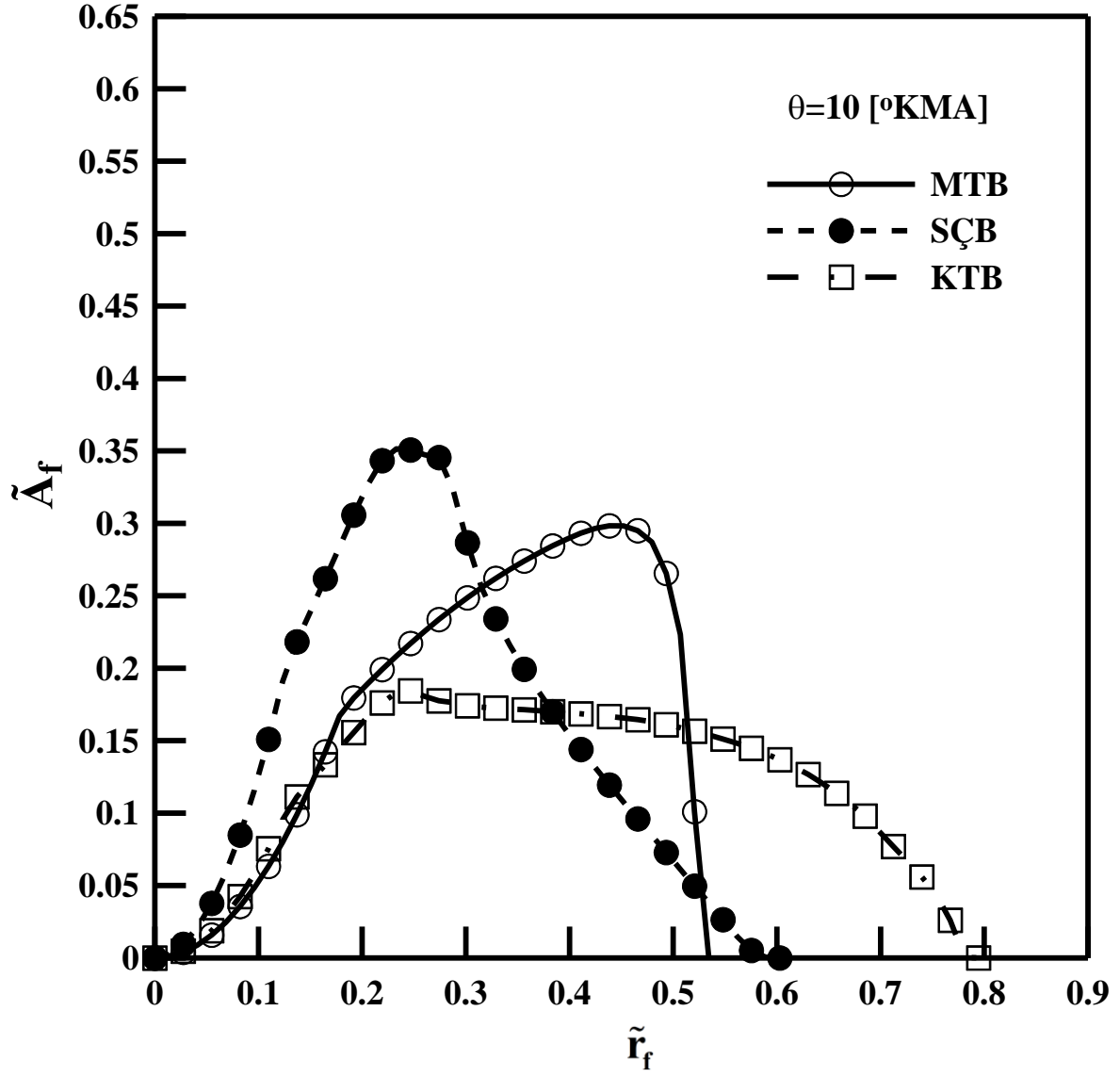
θ [°KMA]	$r_{f \max}$ [mm]		
	MTB	SÇB	KTB
0	39	44	57
10	39	44	58
20	40	44	58
30	42	46	59

Bujinin silindir kafası merkezi dışında yerleştirilmesinin zorunlu olduğu durumlarda çift bujinin kullanılması alev yolunu yaklaşık % 32 oranında kısaltmaktadır ve alev yayılma mesafesi yaklaşık olarak merkezi tek buji kullanımına yakın değerler almaktadır. Bu da merkezde tek buji kullanılamaması durumunda simetrik çift buji kullanımının yanma işlemini hızlandırabileceği öngörüsünü vermektedir. Şekil 3.12 incelendiğinde, alev yayılma sürecinin başlarında, SÇB durumundaki \tilde{A}_f ; MTB ve KTB'ye göre daha yüksek değerler alırken, çift bujili durumda alev cephelerinin birleşmesinden sonra bu üstünlük MTB'ye geçmektedir. \tilde{r}_f 'nin minimum değeri MTB'de elde edilmektedir. Alev yolunun kısalması yanma süresinin azalması veya başka bir anlatımla yanma işleminin hızlanması anlamına gelmektedir. Alev cephelerinin bu özelliklerinin motor performansına olan etkilerinin tam olarak anlaşılması, alev haritalarının BA motor için hazırlanan simülasyon programında kullanılması ile ortaya çıkmaktadır.

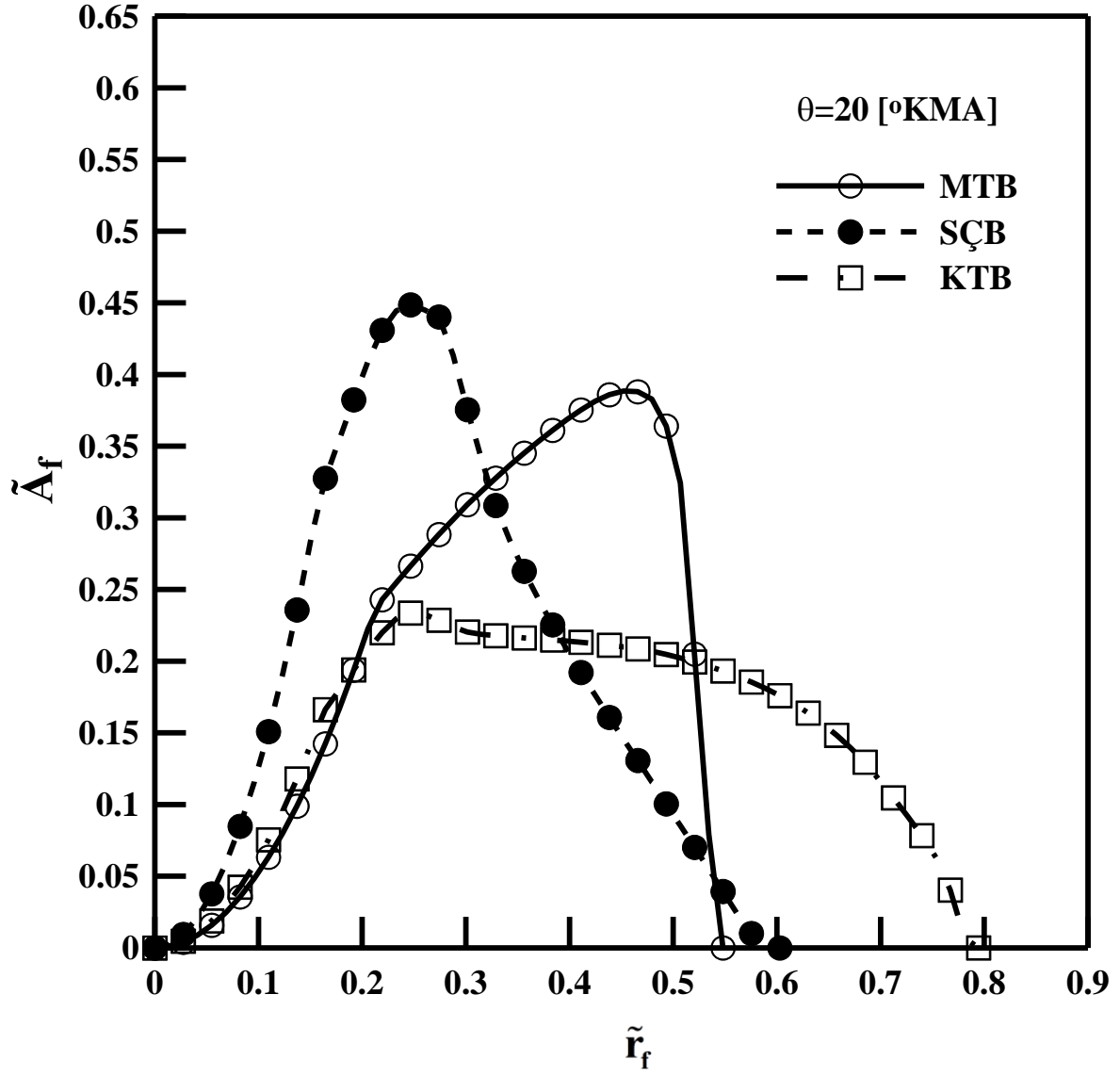
Bu bölümde, \tilde{A}_f 'lerin değişimi için sadece Şekil 3.12 göz önüne alınarak ayrıntılı bir Şekilde değerlendirilmiştir. Benzer niteliksel değerlendirmeler, Şekil 3.13-15 için de geçerlidir.



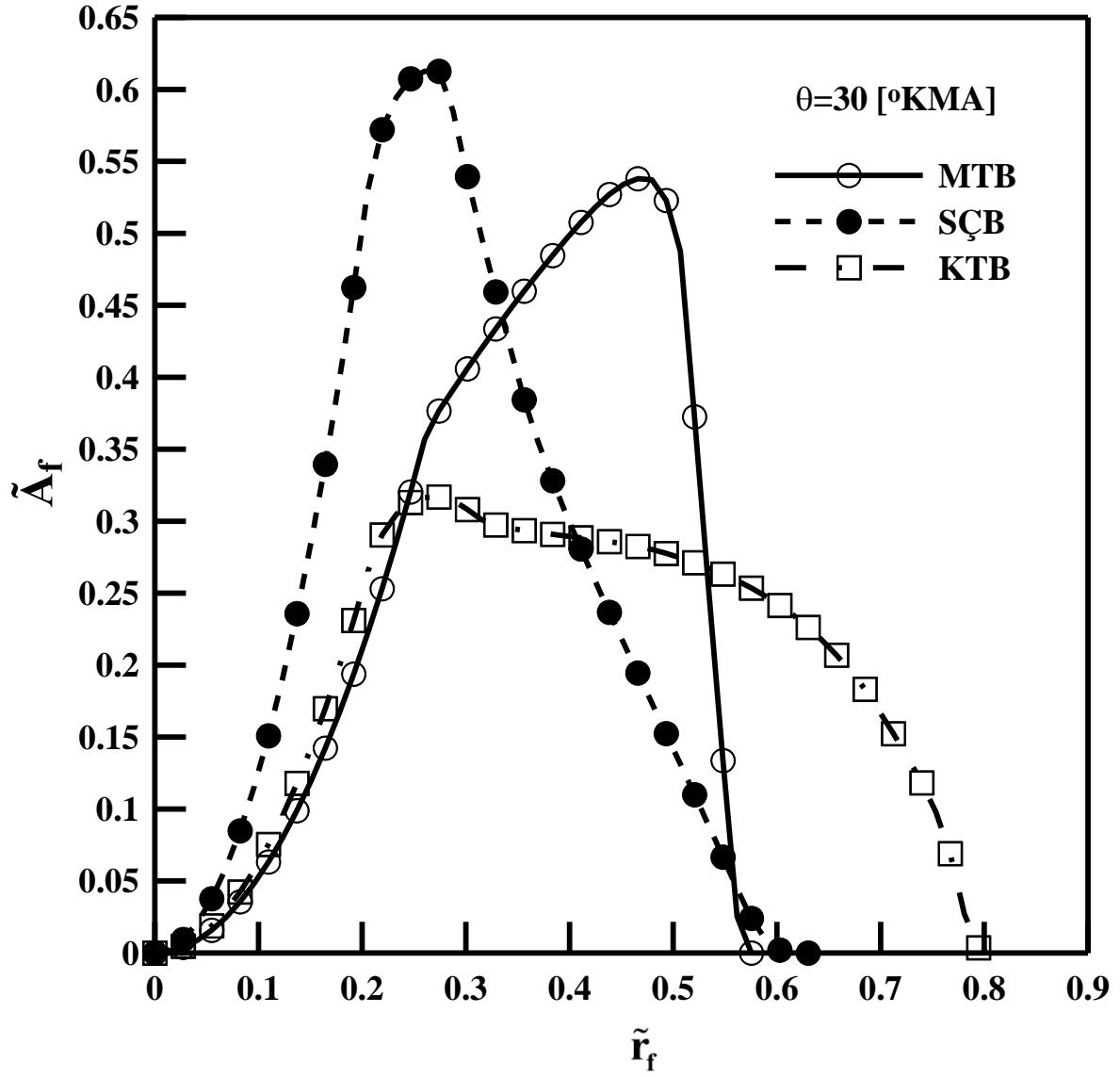
Şekil 3.12. $\theta=0$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi serbest yüzey alanlarının karşılaştırılması



Şekil 3.13. $\theta=10$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi serbest yüzey alanlarının karşılaştırılması



Şekil 3.14. $\theta=20$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi serbest yüzey alanlarının karşılaştırılması



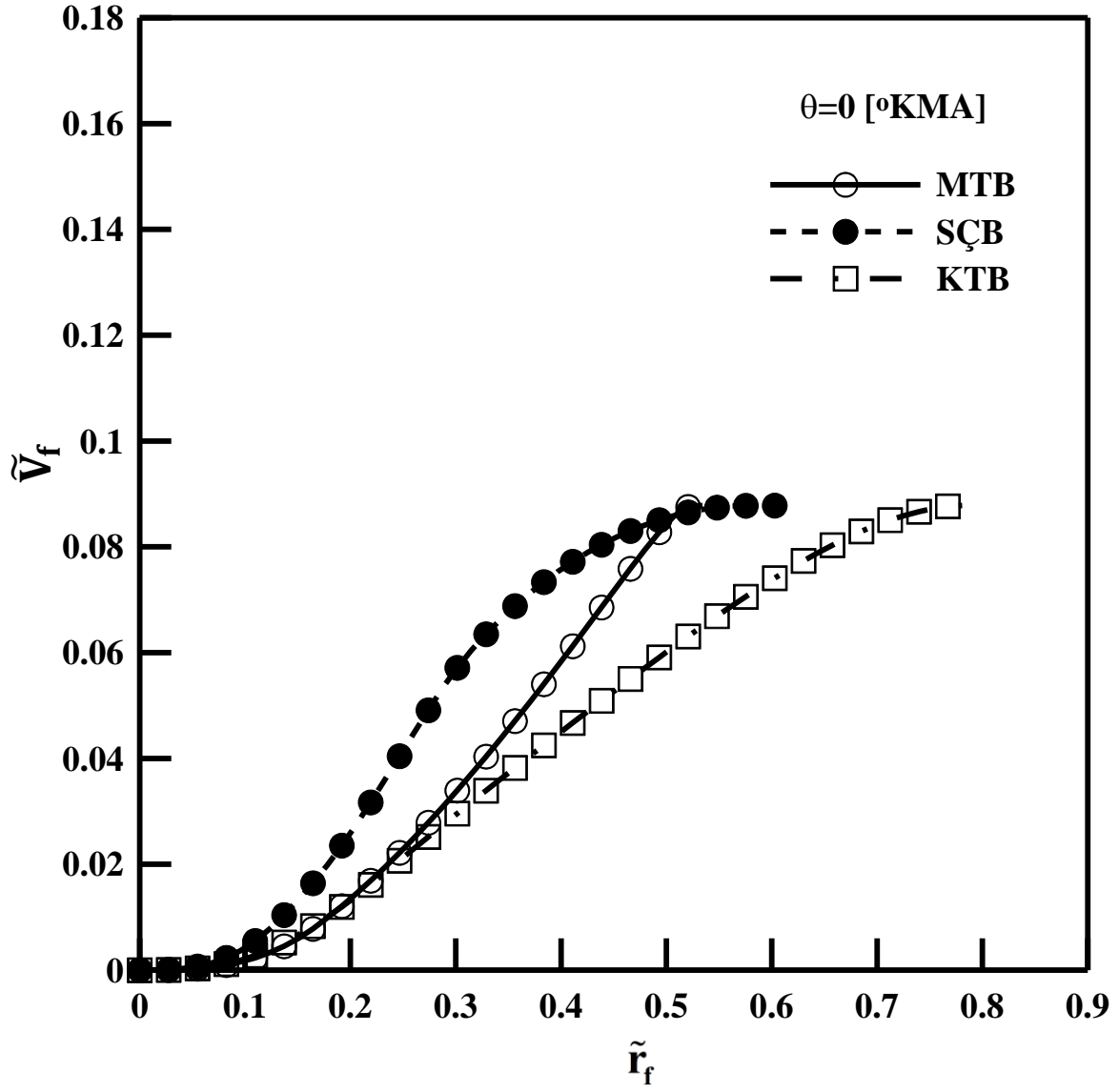
Şekil 3.15. $\theta=30$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi serbest yüzey alanlarının karşılaştırılması

3.2.6.2. Alev Cephesinin Sınırladığı Boyutsuz Hacimlerin Boyutsuz Alev Yarıçapına Göre Değişimleri

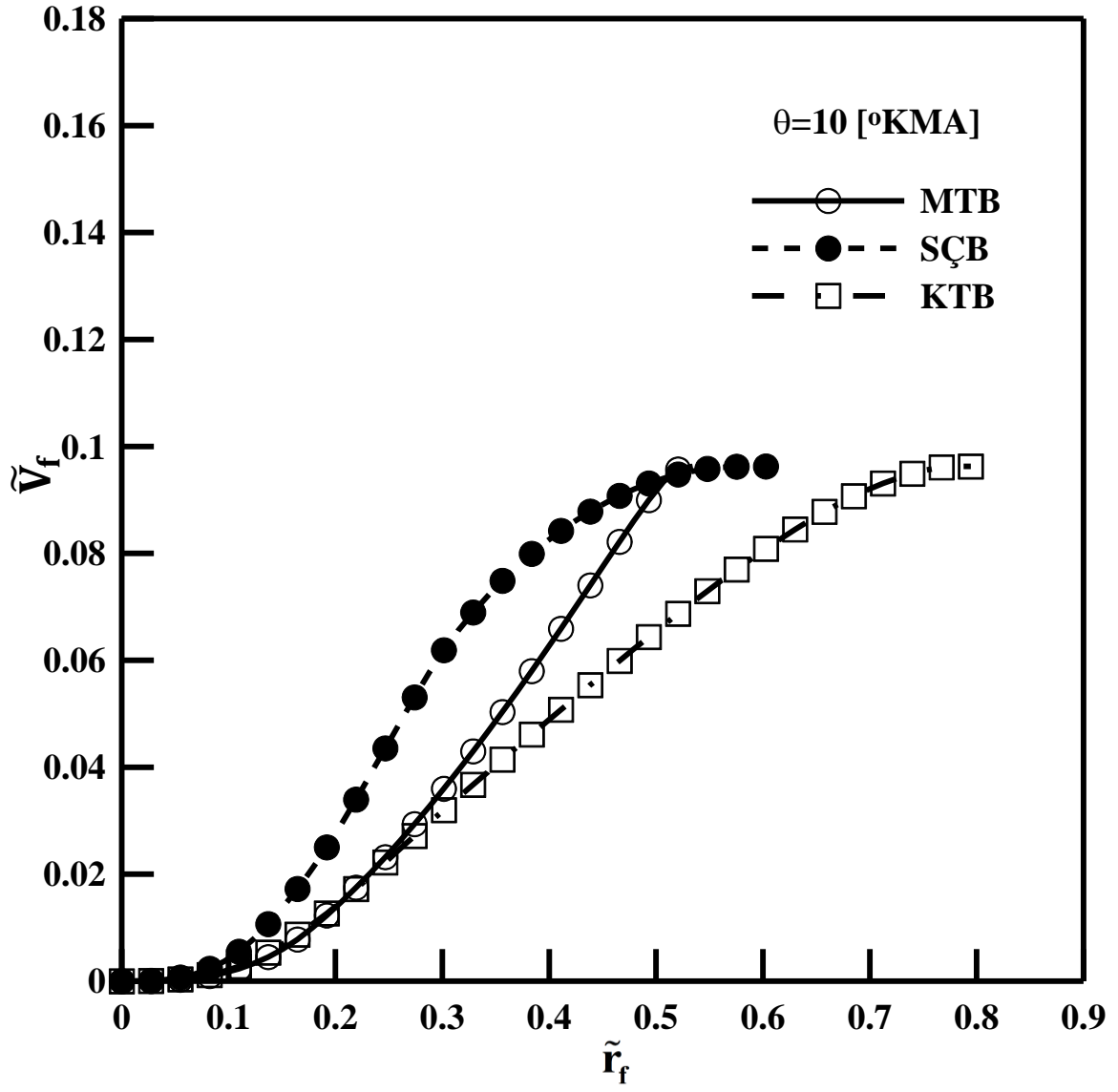
Alev cephesinin gerisinde kalan hacim veya diğer bir anlatımla yanmış gazların hacmi, BA motorlarda simülasyon çalışmaları için gerekli olan ayrıntılı geometrik bilgilerden birini sunmaktadır. Alev cephesi gerisinde kalan hacimden yararlanılarak, alev cephesinin o andaki alev yarıçapı iteratif olarak belirlenmektedir.

Şekil 3.16-19'da dört değişik krank mili açısı ($\theta=0, 10, 20$ ve 30 [$^{\circ}$ KMA]) ve üç farklı buji konumu için, alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlerin ($\tilde{V}_f = V_f / D^3$) boyutsuz alev yarıçapına göre değişimleri verilmektedir.

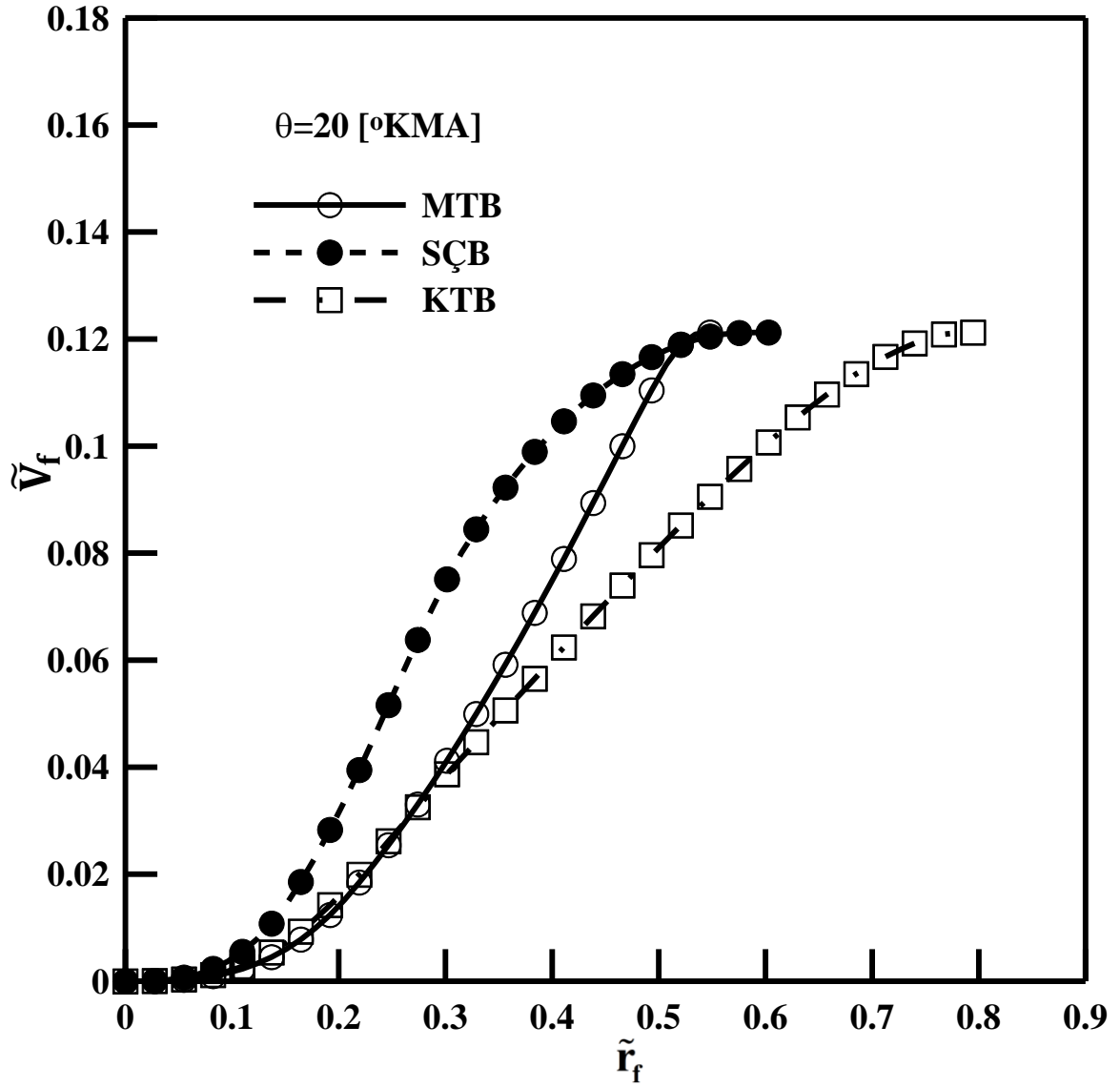
Şekil 3.16-19 incelendiğinde, \tilde{V}_f 'nin değişiminin; buji konumu, krank mili açısı ve alev yarıçapından etkilendiği açıkça görülmektedir. \tilde{V}_f 'nin en yüksek değerleri; tüm krank mili açıları ve buji konumları için SÇB durumunda elde edilmiştir. Alev yayılmasının ilk aşamalarında üç farklı buji konumu yaklaşık aynı hacim değerleri vermektedir. Alev yarıçapının artması ile birlikte, ilk farklı değişim eğilimi SÇB durumunda ortaya çıkmıştır. Artan krank mili açısı ile MTB ve KTB durumundaki \tilde{V}_f değişimlerinde de farklar ortaya çıkmaya başlamıştır. Bu fark Şekil 3.19'da açıkça görülmektedir. Alev yüzey alanı ile ilgili Bölüm 3.2.6.1'de açıklanan gerekçeler burada da geçerlidir.



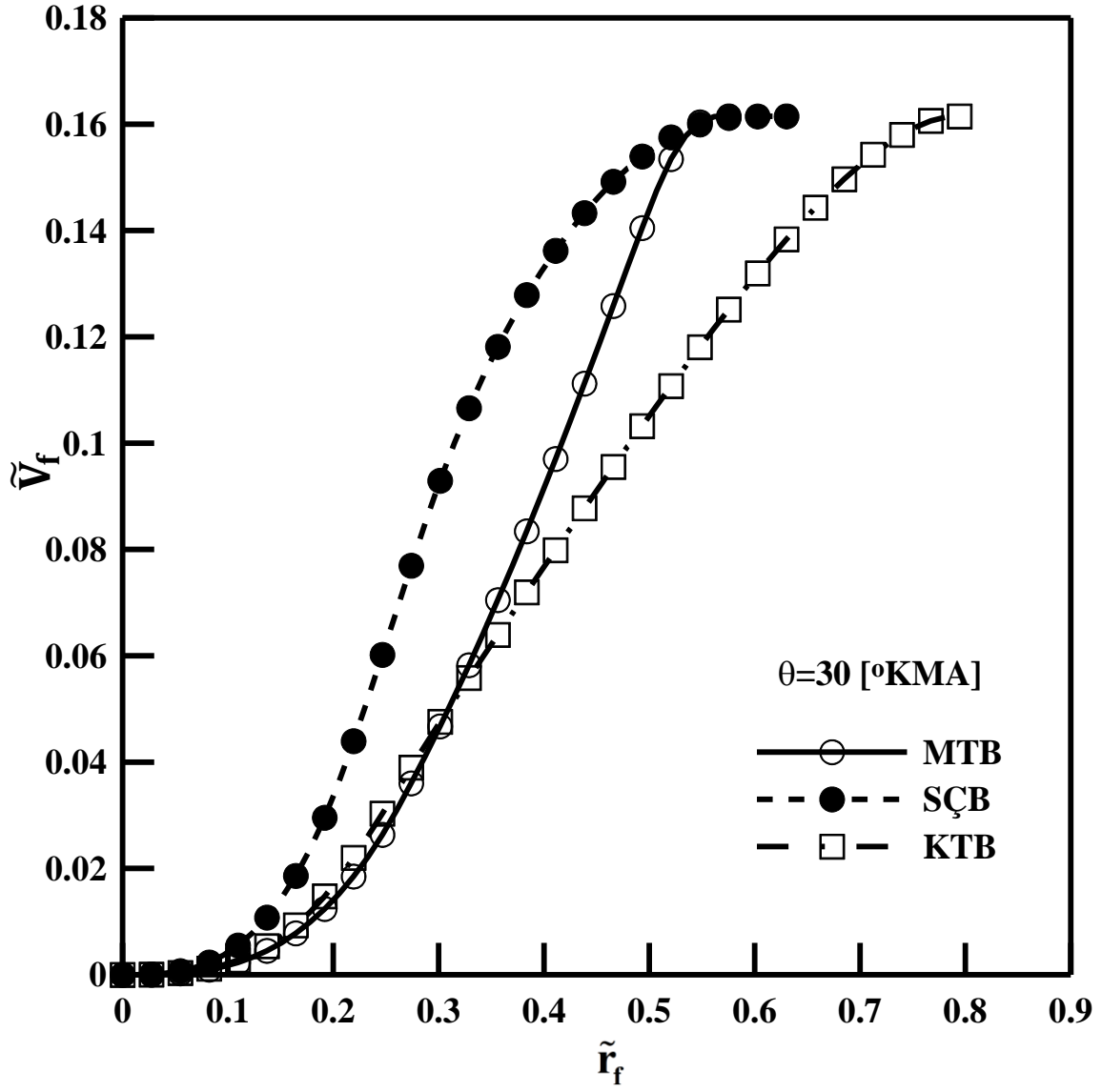
Şekil 3.16. $\theta=0$ [°KMA] için alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlerin karşılaştırılması



Şekil 3.17. $\theta=10$ [°KMA] için alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlerin karşılaştırılması



Şekil 3.18. $\theta=20$ [°KMA] için alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlerin karşılaştırılması

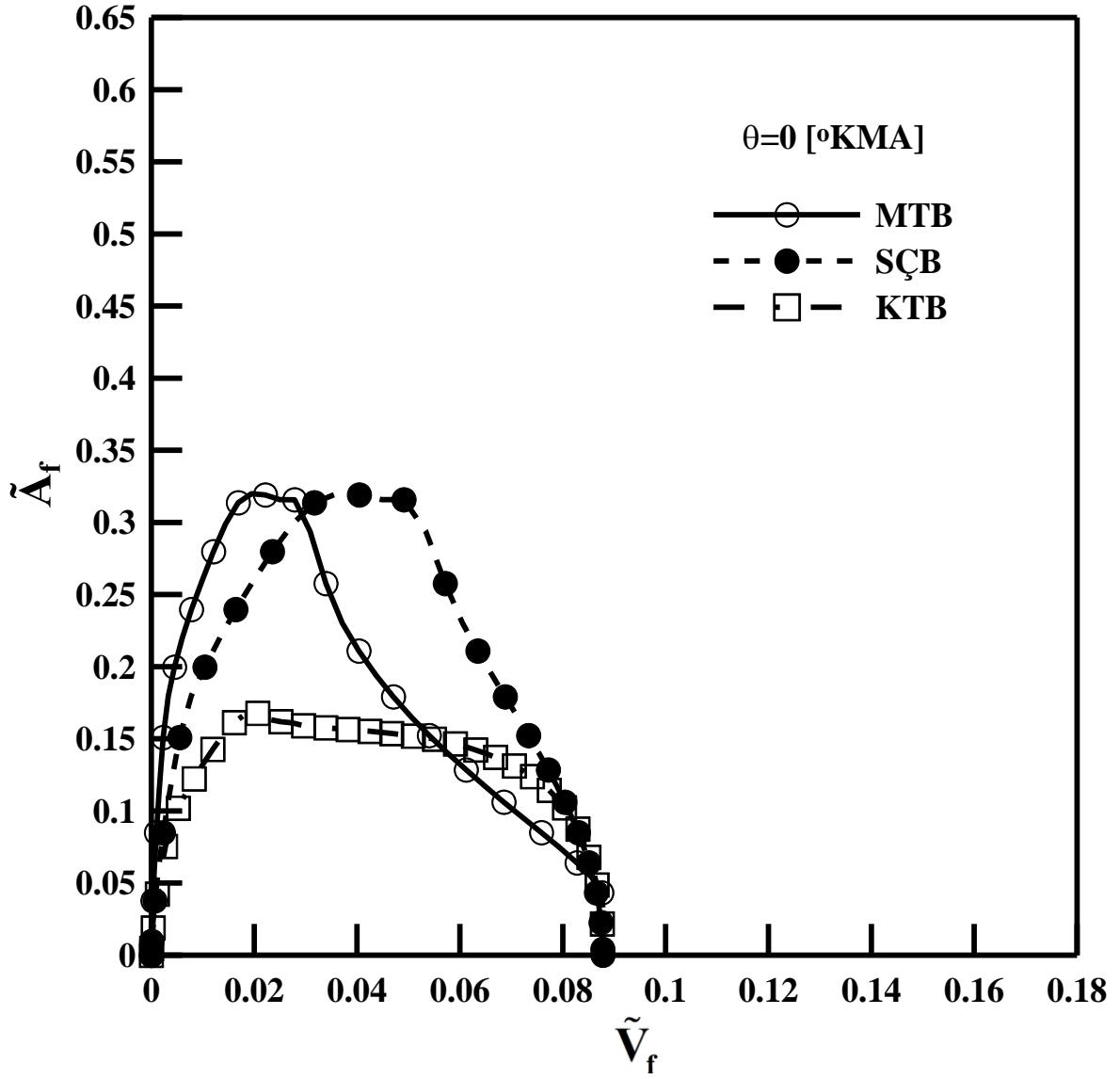


Şekil 3.19. $\theta=30$ [°KMA] için alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlerin karşılaştırılması

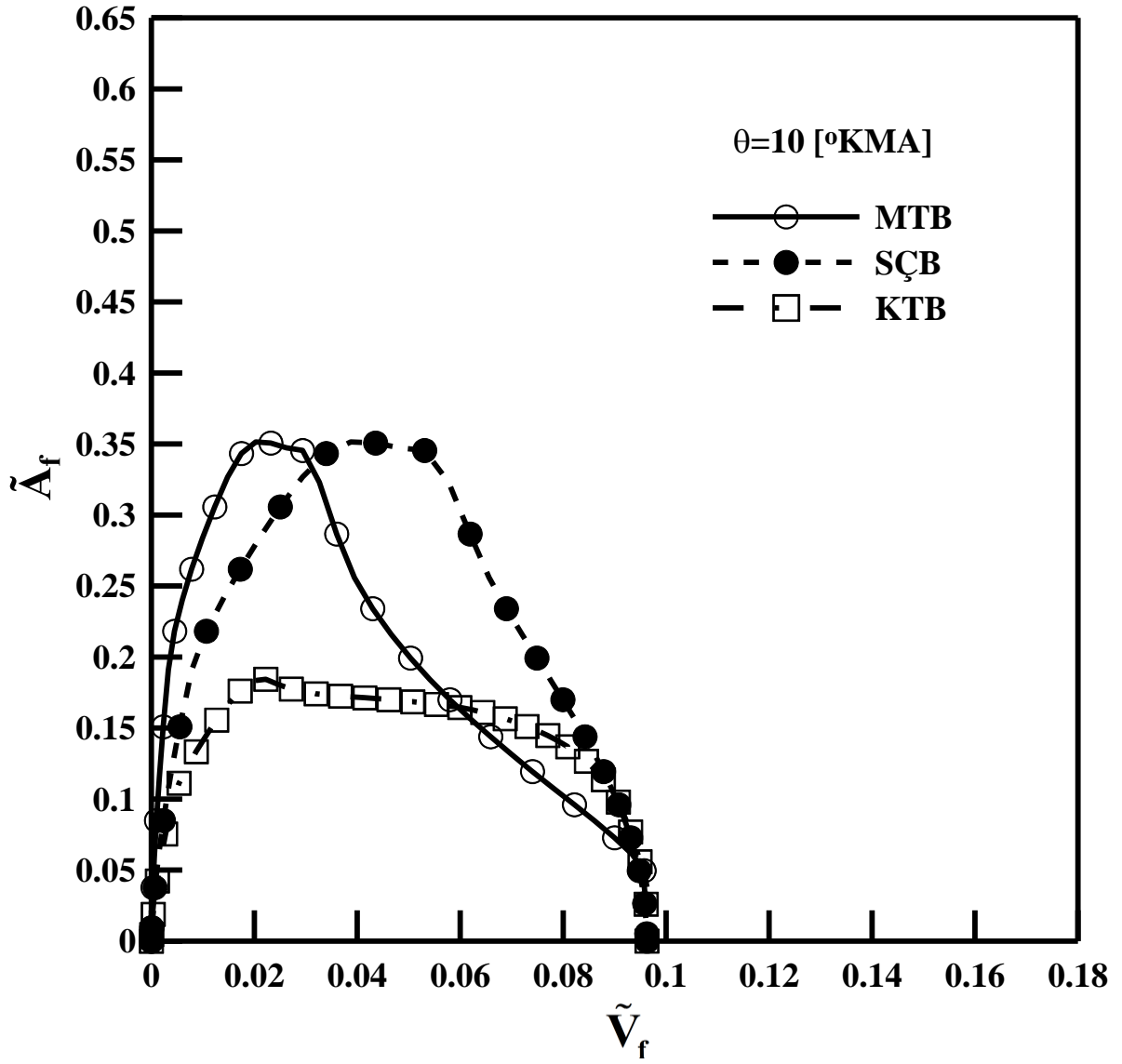
3.2.6.3. Boyutsuz Alev Cephesi Serbest Yüzey Alanının Boyutsuz Hacme Göre Değişimi

Şekil 3.20-23'te dört değişik krank mili açısı ($\theta=0, 10, 20$ ve 30 [$^{\circ}$ KMA]) ve üç farklı buji konumu için, boyutsuz alev cephesi serbest yüzey alanının boyutsuz hacme göre değişimleri verilmektedir.

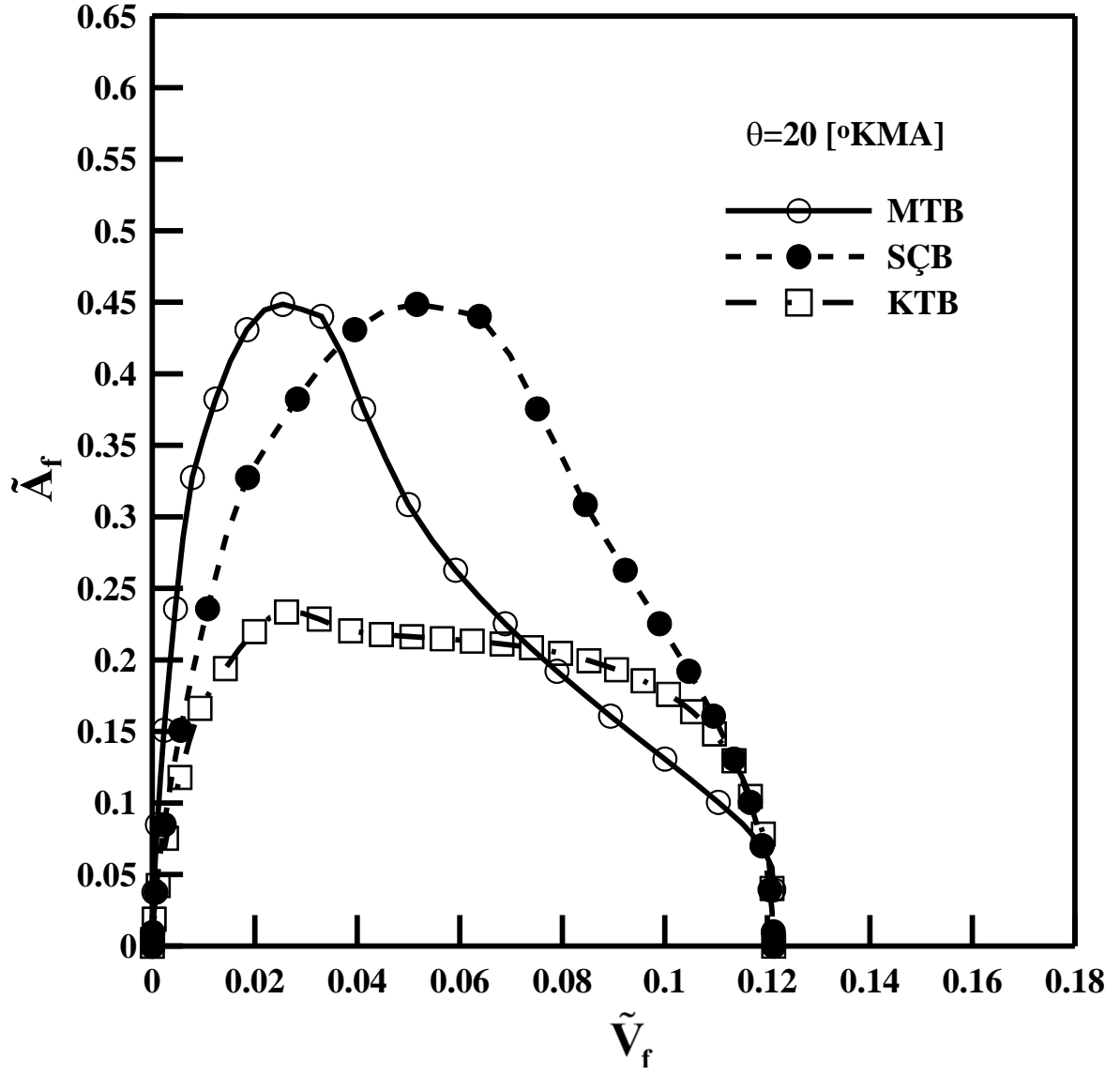
Alev cephesi yüzey alanlarının alev cephesi gerisinde kalan hacimlere göre değişimleri incelendiğinde, SÇB için alev yayılmasının ortalarında, MTB'nin alev yayılmasının ilk aşamasından hemen sonra yüksek \tilde{A}_f dağılımına, KTB'nin ise daha geniş bir aralıkta düşük alev cephesi serbest yüzey alanı değerine sahip olduğu görülmektedir. Aynı hacim için alev yayılma işleminin ilk aşamasına denk gelen değerlerde alev alanlarının birbirlerine göre değerleri çok farklı oranlarda olmamakla birlikte, alev yayılma işleminin ortalarına karşılık gelen hacimler için özellikle SÇB ve MTB durumunda alev cephesi yüzey alanlarının değerleri KTB değerlerinin yaklaşık iki katı olmaktadır. Buradan, MTB veya SÇB kullanımının, özellikle yanma işleminin ana bölümünde yanma işlemini iyileştirici etki yapacağı şeklinde bir sonuç çıkarılabilir.



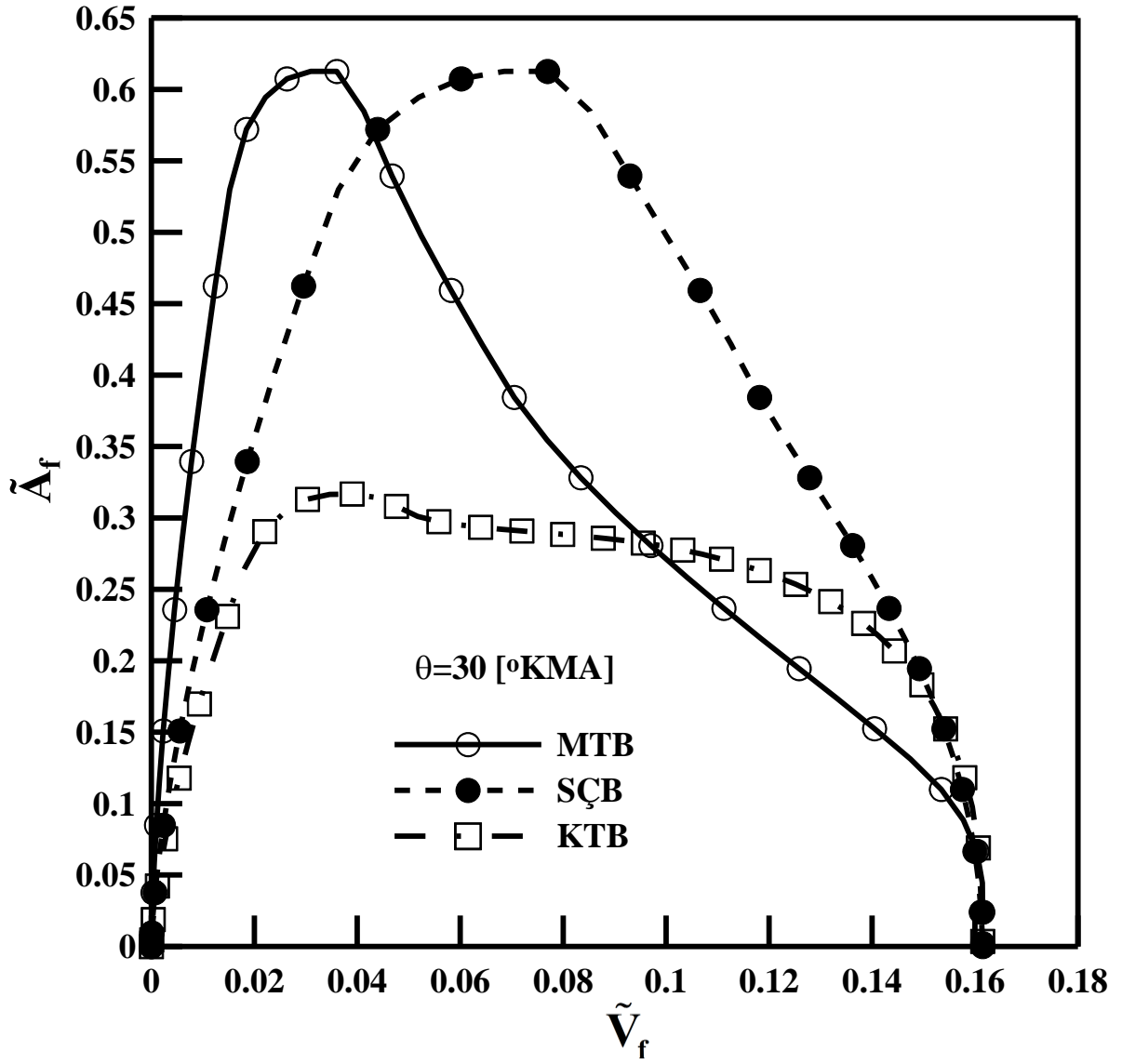
Şekil 3.20. $\theta=0$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi yüzey alanlarının alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlere göre değişimleri



Şekil 3.21. $\theta=10$ [°KMA] için boyutsuz alev cephesi yüzey alanlarının alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlere göre değişimleri



Şekil 3.22. $\theta=20$ [$^{\circ}$ KMA] için boyutsuz alev cephesi yüzey alanlarının alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlere göre değişimleri



Şekil 3.23. $\theta=30 [^\circ\text{KMA}]$ için boyutsuz alev cephesi yüzey alanlarının alev cephesinin sınırladığı boyutsuz hacimlere göre değişimleri

3.2.6.4. Alev Cephesinin Değdiği Toplam Yanma Odası Boyutsuz Yüzey Alanlarının Boyutsuz Alev Yarıçapına Göre Değişimleri

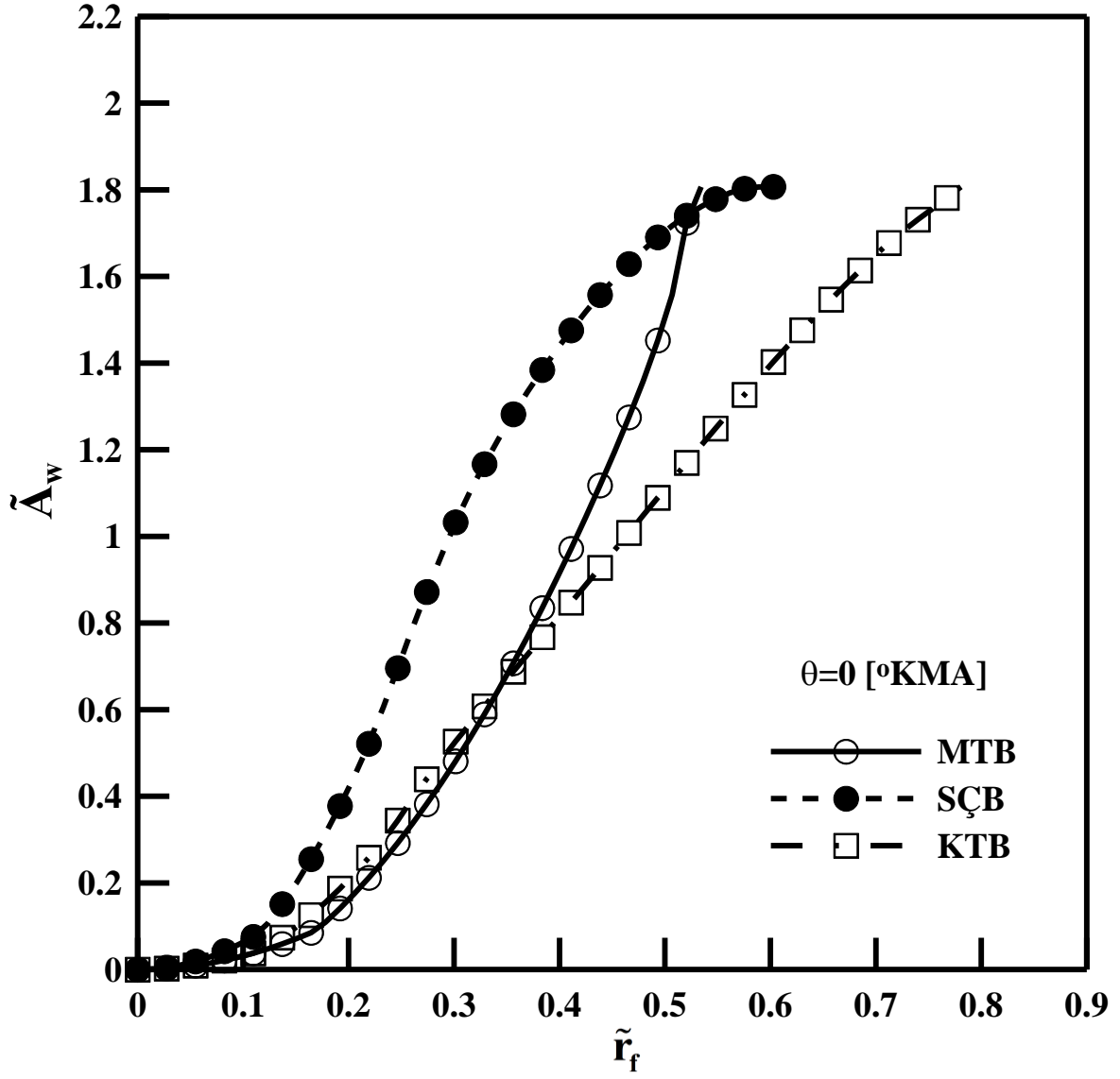
BA motorlarda yanma süresince taşınım mekanizması ile meydana gelen ısı kayıpları, silindir basınçlarının düşük değerler almasına neden olmaktadır. Buna dayanarak alev cephesinin gerisinde kalan gazın değdiği yanma odası yüzey alanlarının büyüklüğünün, yanma işleminin önemli bir parametresi olduğu rahatlıkla söylenebilir.

Şekil 3.24-27’de dört farklı krank mili açısı ($\theta=0, 10, 20$ ve 30 [$^{\circ}$ KMA]) ve üç farklı buji konumu için, alev cephesinin değdiği toplam yanma odası boyutsuz yüzey alanlarının (\tilde{A}_w) (toplam ısı transferi yüzey alanlarının) boyutsuz alev yarıçapına göre değişimleri verilmektedir.

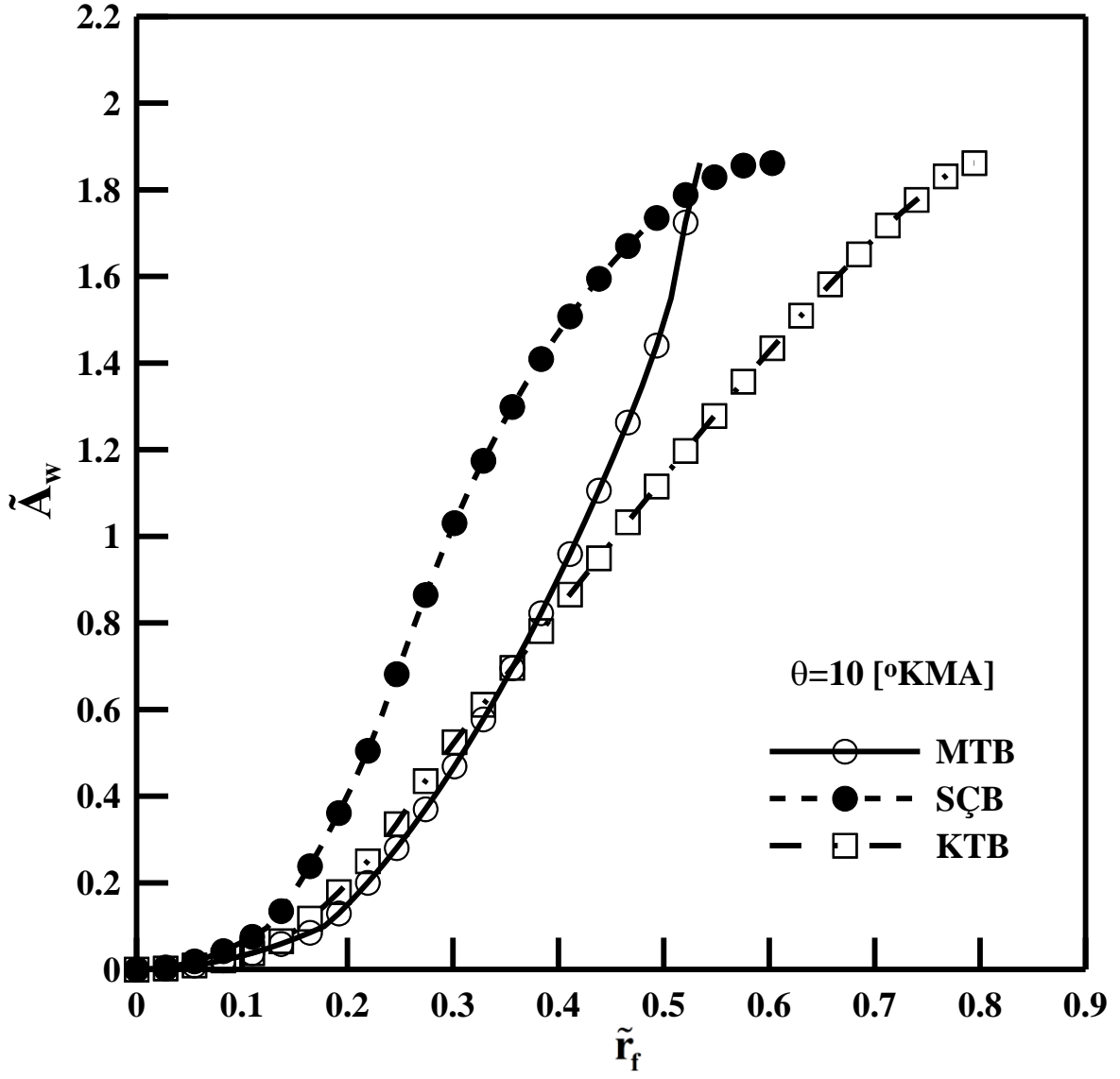
Şekil 3.24-27 dikkatli şekilde incelendiğinde, \tilde{A}_w ’nin değişiminin, buji sayısı, konumu ve krank mili açısına bağlı olduğu görülmektedir. \tilde{A}_w ; alev cephesinin silindir kafasına, silindir duvarına ve piston tablasına değmesi ile oluşan yüzey alanların toplamından oluşmaktadır.

Alev yayılmasının ilk aşamasında, \tilde{A}_w değerleri birbirine oldukça yakın çıkmaktadır. Genele bakıldığında, SÇB durumunda iki noktadan oluşan alev kürelerinin etkisiyle, \tilde{A}_w dört krank mili açısı için de yüksek değerler almaktadır. Artan alev yarıçapıyla, SÇB’de ve KTB’de artış oranı düşmekte, MBT’de ise artmaktadır. MBT ve KBT durumu karşılaştırıldığında, alev yayılmasının belirli bir bölümüne kadar, KTB’de daha yüksek yüzey alan değerinin elde edildiği ve daha sonra ters yönde değişimlerin ortaya çıktığı görülmektedir. Alev yayılmasının ortalarından sonraki bölümde krank mili açısının artmasıyla birlikte MTB ve KTB arasındaki farkın azalmaya başladığı Şekil 3.24-27’den anlaşılmaktadır. MTB durumundaki değişimin karakteri, alev cephesinin silindir duvarının yan yüzeylerine değmesinin, alev yayılmasının son aşamasında gerçekleşmesinden kaynaklanmaktadır.

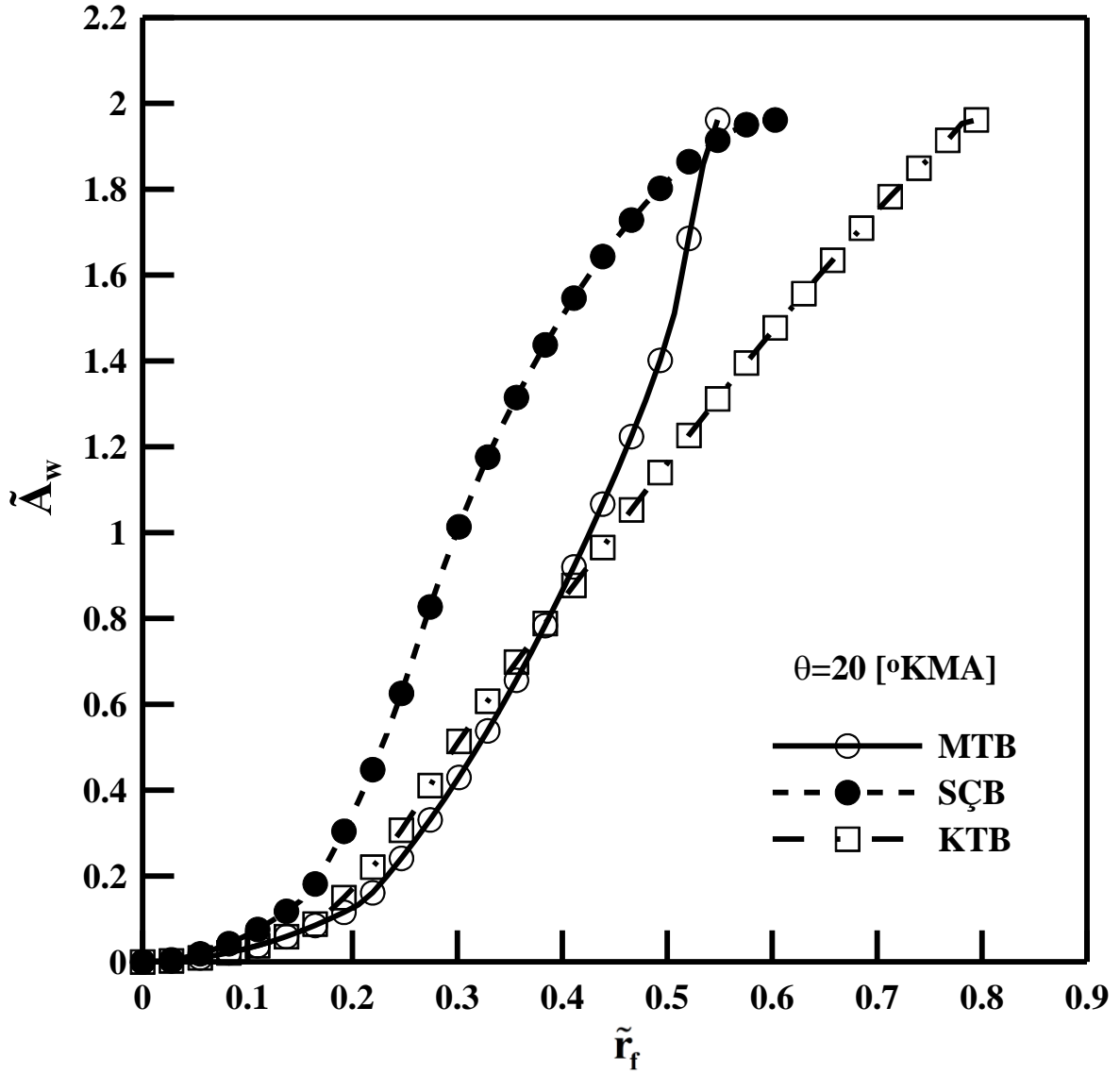
\tilde{A}_w , yanma odasının geometrisine de bağlıdır. Fakat bu çalışmada tek tip yanma odası (çatı tipi) kullanılmıştır. Bu nedenle, karşılaştırma işlemleri buji konumu, buji sayısı ve krank mili açısı bakımlarından gerçekleştirilmiştir.



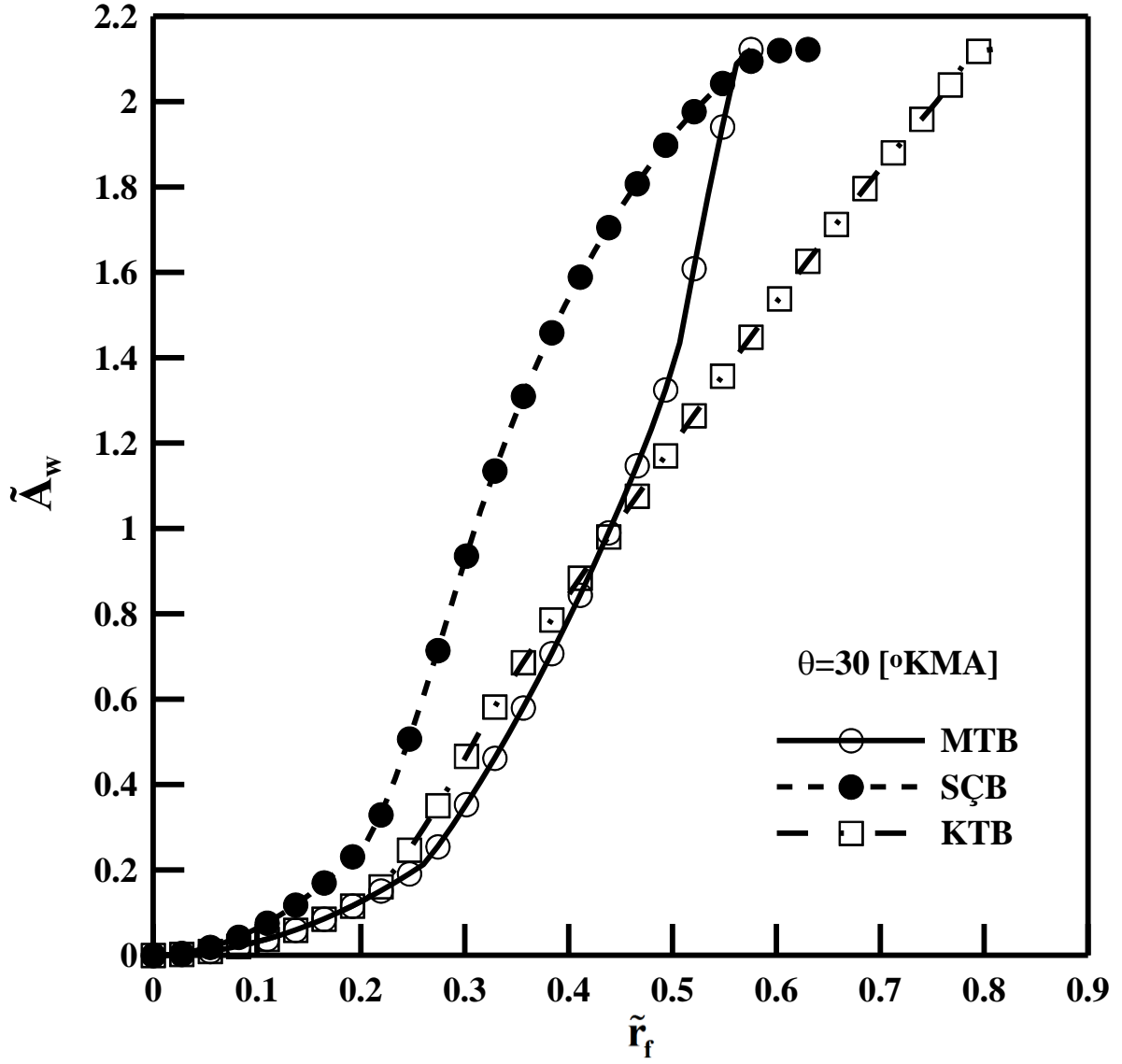
Şekil 3.24. $\theta=0$ [°KMA] için alev cephesinin değdiği toplam yanma odası boyutsuz yüzey alanlarının karşılaştırılması



Şekil 3.25. $\theta=10$ [$^{\circ}$ KMA] için alev cephesinin değdiği toplam yanma odası boyutsuz yüzey alanlarının karşılaştırılması



Şekil 3.26. $\theta=20 \text{ [}^\circ\text{KMA]}$ için alev cephesinin değdiği toplam yanma odası boyutsuz yüzey alanlarının karşılaştırılması



Şekil 3.27. $\theta=30 [^\circ\text{KMA}]$ için alev cephesinin değdiği toplam yanma odası boyutsuz yüzey alanlarının karşılaştırılması

3.3. Sanki-Boyutlu Termodinamik Çevrim Modelinden Elde Edilen Bulgular

3.3.1. Bilgisayar Programının Doğruluğunun Gösterilmesi

Bu tez çalışmasında, BA motorlarda çift buji kullanımının yanma işlemi ve motor performansı üzerindeki etkilerinin sayısal olarak incelenmesi amaçlanmaktadır. Bu bağlamda, sanki-boyutlu termodinamik çevrim modelini esas alan “Fortran” programlama dilinde bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bilgisayar programının kullanılmasıyla yapılacak olan ayrıntılı sayısal çalışmaya geçmeden önce bilgisayar programının doğruluğunun gösterilmesi gerekmektedir.

Bu bölümde, geliştirilen bilgisayar programının doğruluğu Migita vd. (2002) tarafından verilen deneysel sonuçlarla yapılan karşılaştırmalarla gerçekleştirilmiştir. Karşılaştırma parametreleri olarak döndürme momentinin ve efektif gücün maksimum değerleri esas alınmıştır. Döndürme momenti ve güç değerleri Tablo 3.3’te ve Şekil 3.28-29’da verilmektedir.

Tablo 3.3. Termodinamik model için karşılaştırma verileri

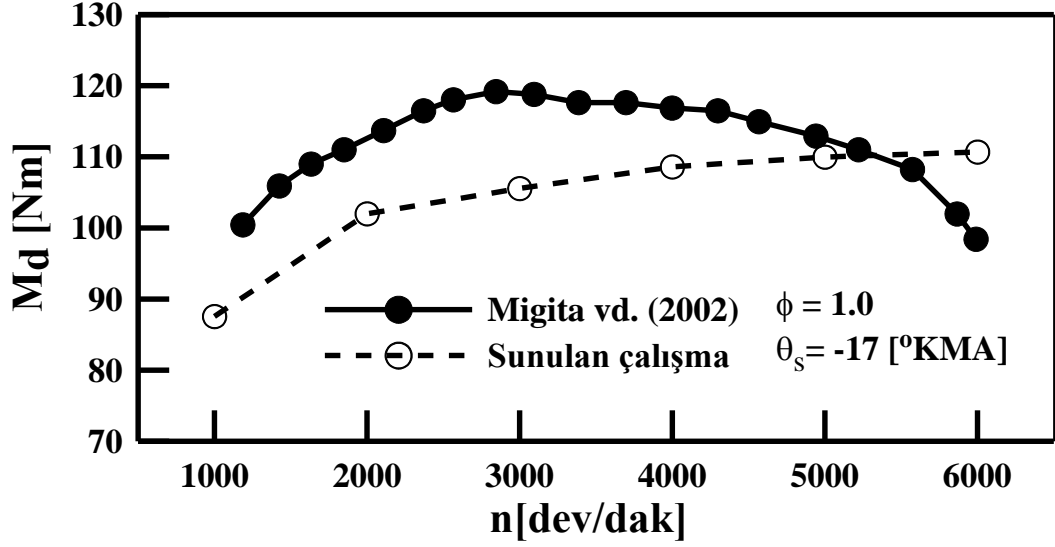
Parametre	n [dev/dak]	Deneysel	Hesaplanan	[% fark]
M_d [Nm]	2800	119	105.63	11.23
N_e [kW]	5700	63	65.42	3.84

Şekil 3.28 incelendiğinde döndürme momentinin karakterinin deneysel sonuçlarla uyum içinde olduğu görülmektedir. $n=6000$ [dev/dak] için hesaplanan döndürme momenti deneysel verilerden daha yüksek değer almaktadır. Hesaplama yönteminde sürtünme modelinin bulunmamasının bu farkın oluşmasına neden olduğu düşünülmektedir. Döndürme momentinin deneysel ve hesaplama sonucunda elde edilen maksimum değerleri karşılaştırıldığında yaklaşık %11.23 değerinde bir fark ortaya çıktığı görülmektedir. Motorun gerçek çalışma koşullarının tam olarak bilgisayar programına yansıtılmasının olanaksız olması bu farkın ortaya çıkmasına neden olmuştur.

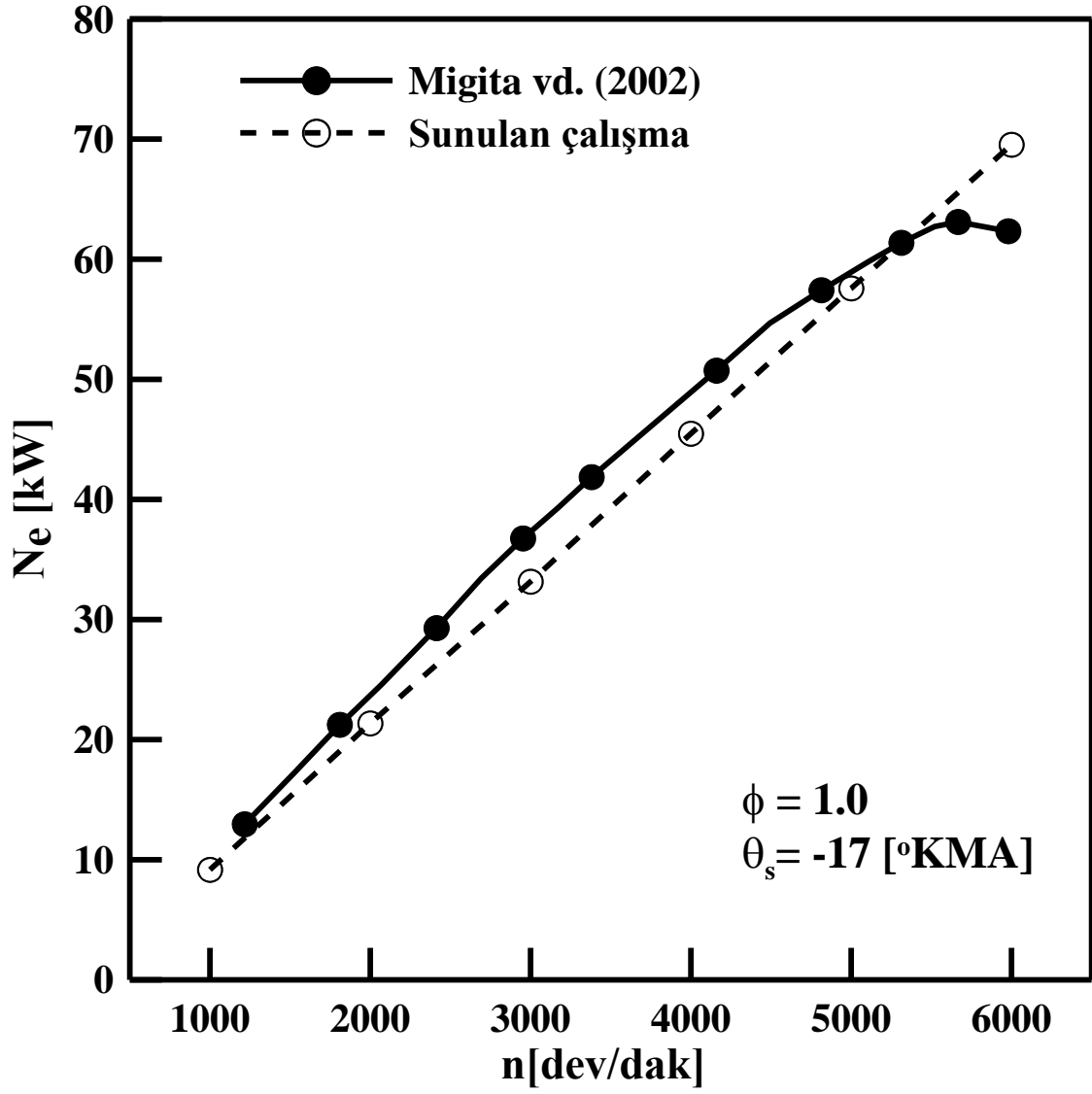
Şekil 3.29’da efektif güç eğrileri görülmektedir. Güç eğrilerinin gelişiminin oldukça birbirine yakın olduğu görülmektedir. Yüksek devir sayılarında güçteki düşme, hesaplama yolu ile elde edilen verilerde görülmemektedir. Bu durumun nedeni döndürme momentinde

sunulan gerekçelerle aynıdır. Güç değerlerinin maksimum değerleri dikkate alındığında hesaplama sonucunda %3.84'lük bir fark ortaya çıkmaktadır.

Sonuç olarak, termodinamik modelden hesaplanan döndürme momenti ve efektif güç değerleri ile deneysel çıktılar arasındaki farkın kabul edilebilir sınırlar içerisinde bulunduğu söylenebilir.



Şekil 3.28. Döndürme momentlerinin karşılaştırılması



Şekil 3.29. Efektif güçlerin karşılaştırılması

3.3.2. Farklı Ekivalans Oranları İçin İndikatör Diyagramının Elde Edilmesi

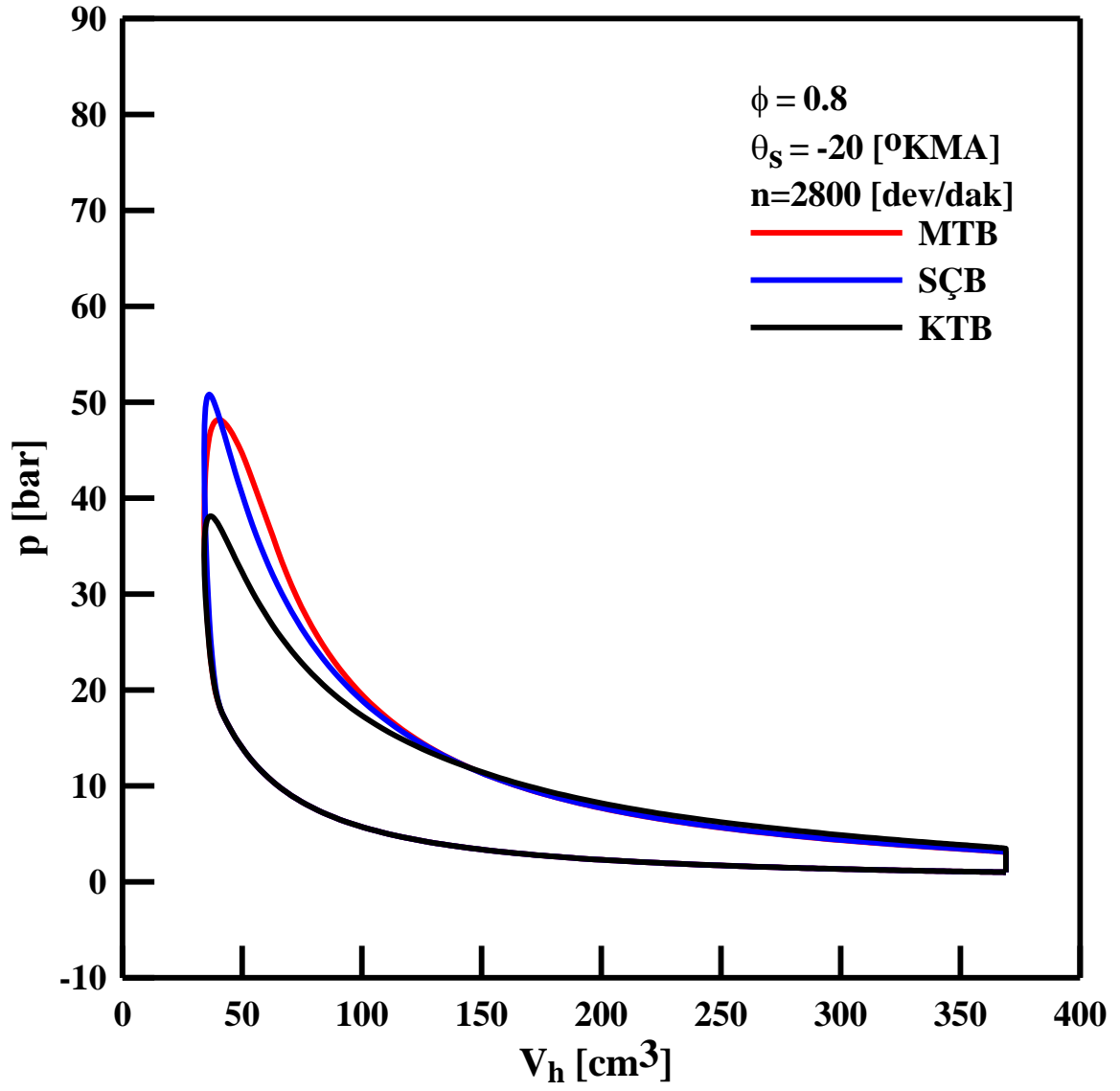
Bilindiği gibi; indikatör diyagramları motorun performans büyüklüklerinin belirlenmesinde kullanılmaktadır. İndikatör diyagramının kapalı alanı yanma odasındaki gazların yapmış olduğu indike işe karşılık gelmektedir. Şekil 3.30-32’de, üç farklı ekivalans oranı ($\phi=0.8, 1.0$ ve 1.2) için buji konumunun indikatör diyagramına etkisi gösterilmiştir.

Şekillerdeki indikatör diyagramlarına karşılık gelen indike iş değerleri Tablo 3.4’te verilmiştir.

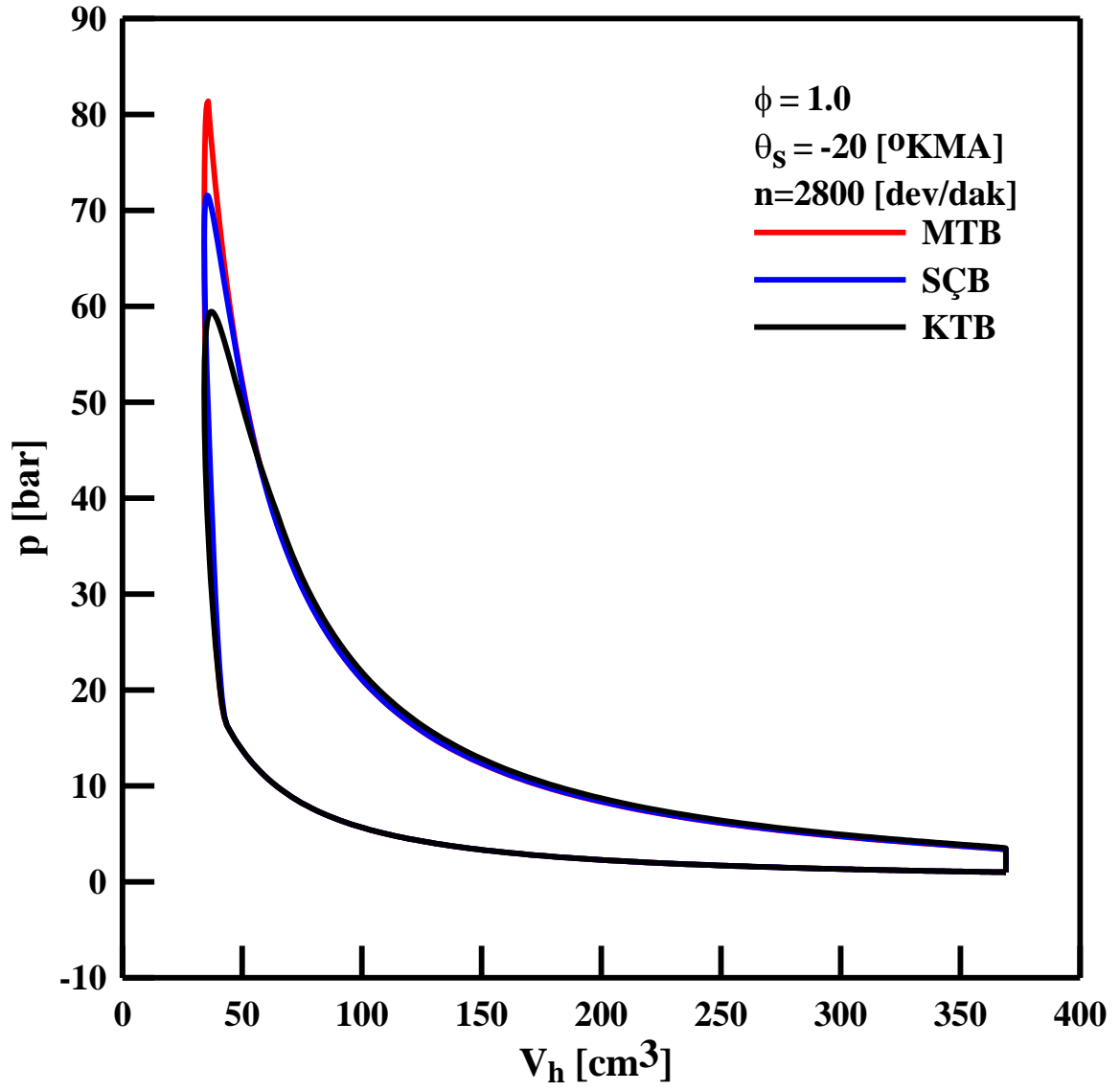
Tablo 3.4. İndike iş (W_i [J]) verileri

Buji konumu	ϕ		
	0.8	1.0	1.2
MTB	292	347	332
SÇB	278	339	325
KTB	250	345	331

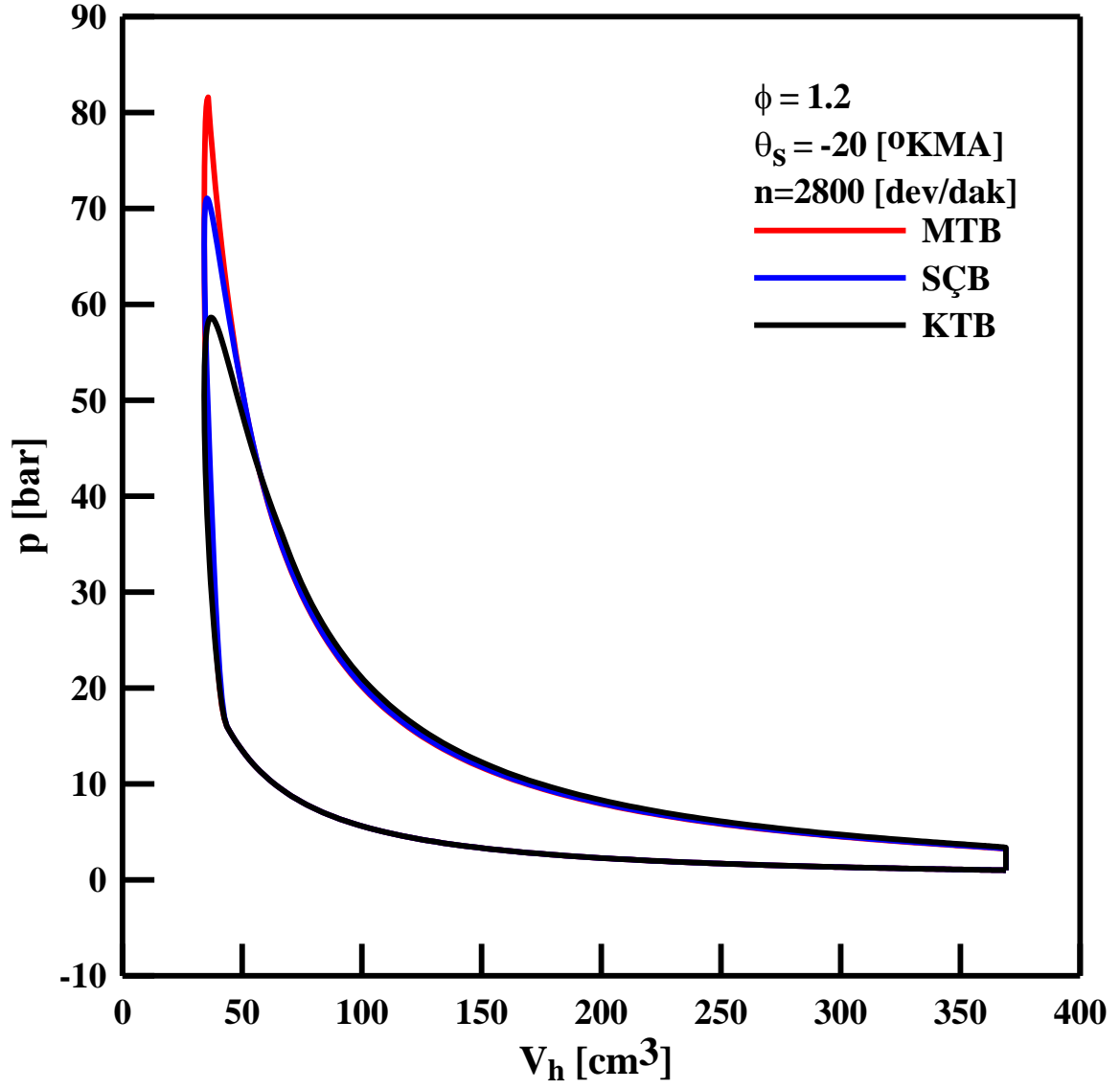
Şekil 3.30-32 incelendiğinde, indikatör diyagramının $\phi=0.8$ olması durumunda, diğer bir ifade ile fakir karışım ile çalışma durumunda, buji konumundan belirgin şekilde etkilendiği görülmektedir. Tablo 3.4’ten görüldüğü üzere, $\phi=0.8$ çalışma koşulunda, MTB’de KTB’ye göre yaklaşık %17, SÇB’de KTB’ye göre yaklaşık %11 daha yüksek indike iş elde edilmektedir. Stokiyometrik ve zengin karışım durumlarında ($\phi \geq 1$) indike işler arasındaki en yüksek fark ise yaklaşık %2 mertebelerinde kalmaktadır.



Şekil 3.30. $\phi=0.8$ için buji konumlarının indikatör diyagramına etkisi



Şekil 3.31. $\phi=1.0$ için buji konumlarının indikatör diyagramına etkisi



Şekil 3.32. $\phi=1.2$ için buji konumlarının indikatör diyagramına etkisi

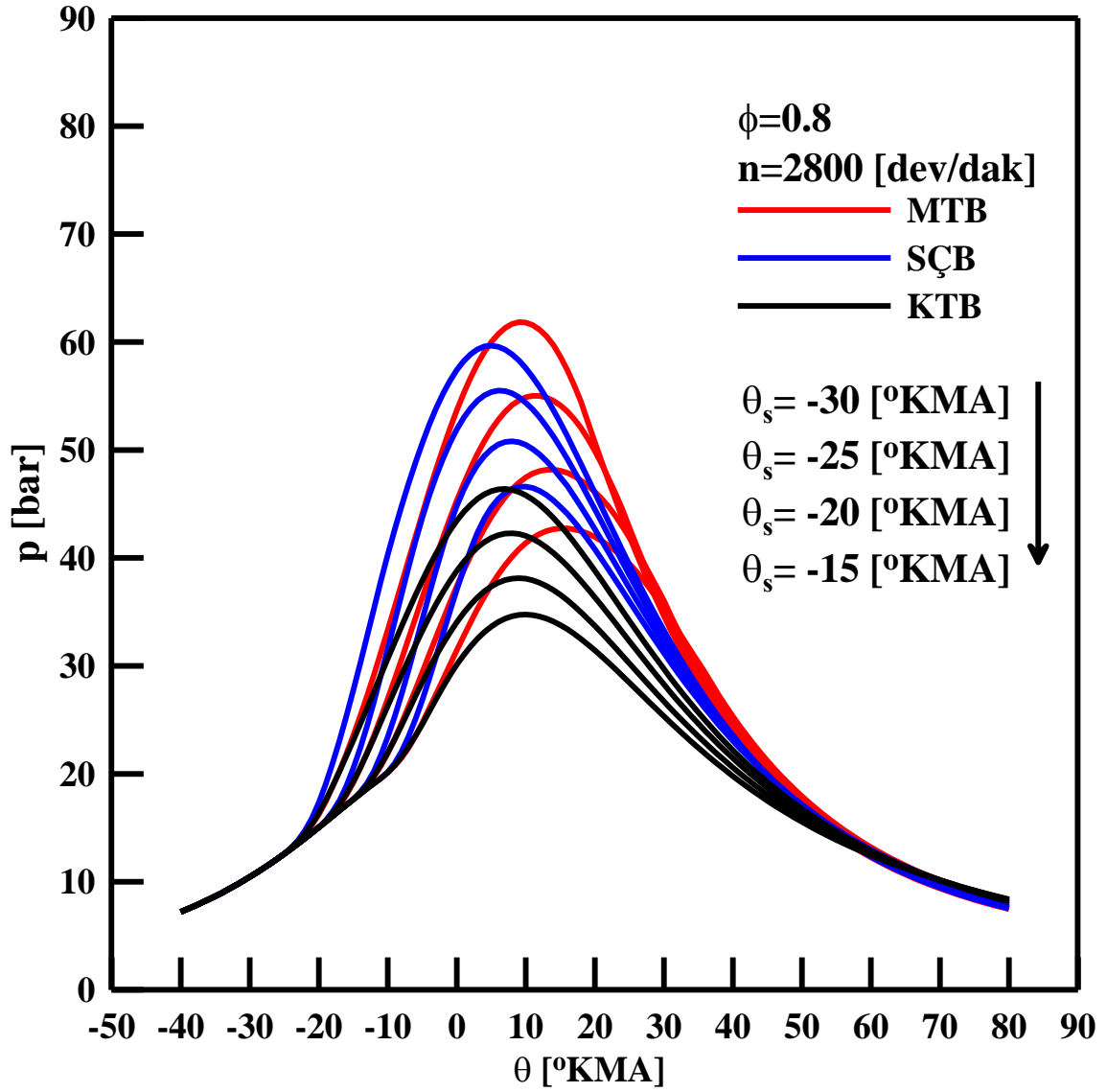
3.3.3. Farklı Ekivalans Oranları ve Ateşleme Avansları İçin Silindir Basınçlarının Krank Mili Açısına Göre Değişimleri

Bu bölümde, üç farklı ekivalans oranı ($\phi=0.8, 1.0$ ve 1.2) ve dört farklı ateşleme avansı ($\theta_s=-30, -25, -20$ ve -15 [$^{\circ}$ KMA]) için silindir basınçlarının değişimleri incelenmiştir. Silindir basınçları, her bir ekivalans oranı için ayrı başlıklar altında değerlendirilmiştir.

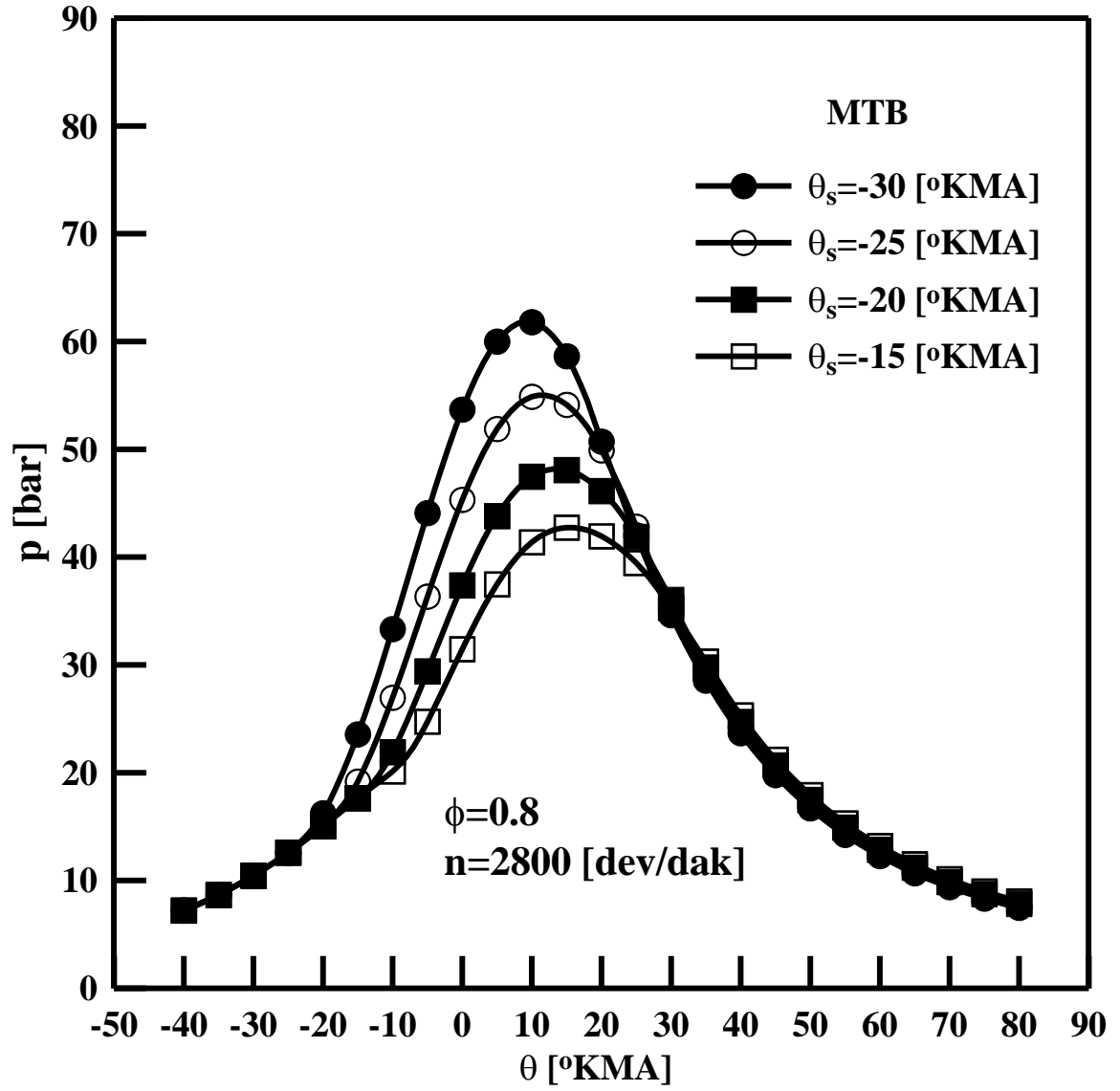
3.3.3.1. $\phi=0.8$ Ekivalans Oranı ve Farklı Ateşleme Avansları İçin Silindir Basınçlarının Karşılaştırılması

Şekil 3.33'te $\phi=0.8$ ekivalans oranında, farklı buji konumları ve ateşleme avansları için silindir basınçlarının krank mili açısına göre değişimleri verilmektedir. Tüm buji konumlarında azalan ateşleme avansı (ateşleme açısının ÜÖN'ya yaklaşması) ile birlikte silindir basınçlarının maksimum değerleri küçülmektedir. Silindir basıncının maksimum değeri MTB'li durumda ve $\theta_s=-30$ [$^{\circ}$ KMA] ateşleme avansında elde edilmiştir. Ateşleme avansı azaldıkça, MTB'li ve SÇB'li durumlarda elde edilen silindir basınçlarının maksimum değerleri birbirine yaklaşmaktadır ve ateşleme avansının $\theta_s=-15$ [$^{\circ}$ KMA] değerinde SÇB'li durumdaki maksimum basınç değeri MTB'ye göre daha yüksek bir değer almaktadır. KTB kullanımı durumunda; elde edilen silindir basınçlarının, MTB ve SÇB kullanımına göre aynı ateşleme avansları için daha düşük değerler aldığı görülmektedir.

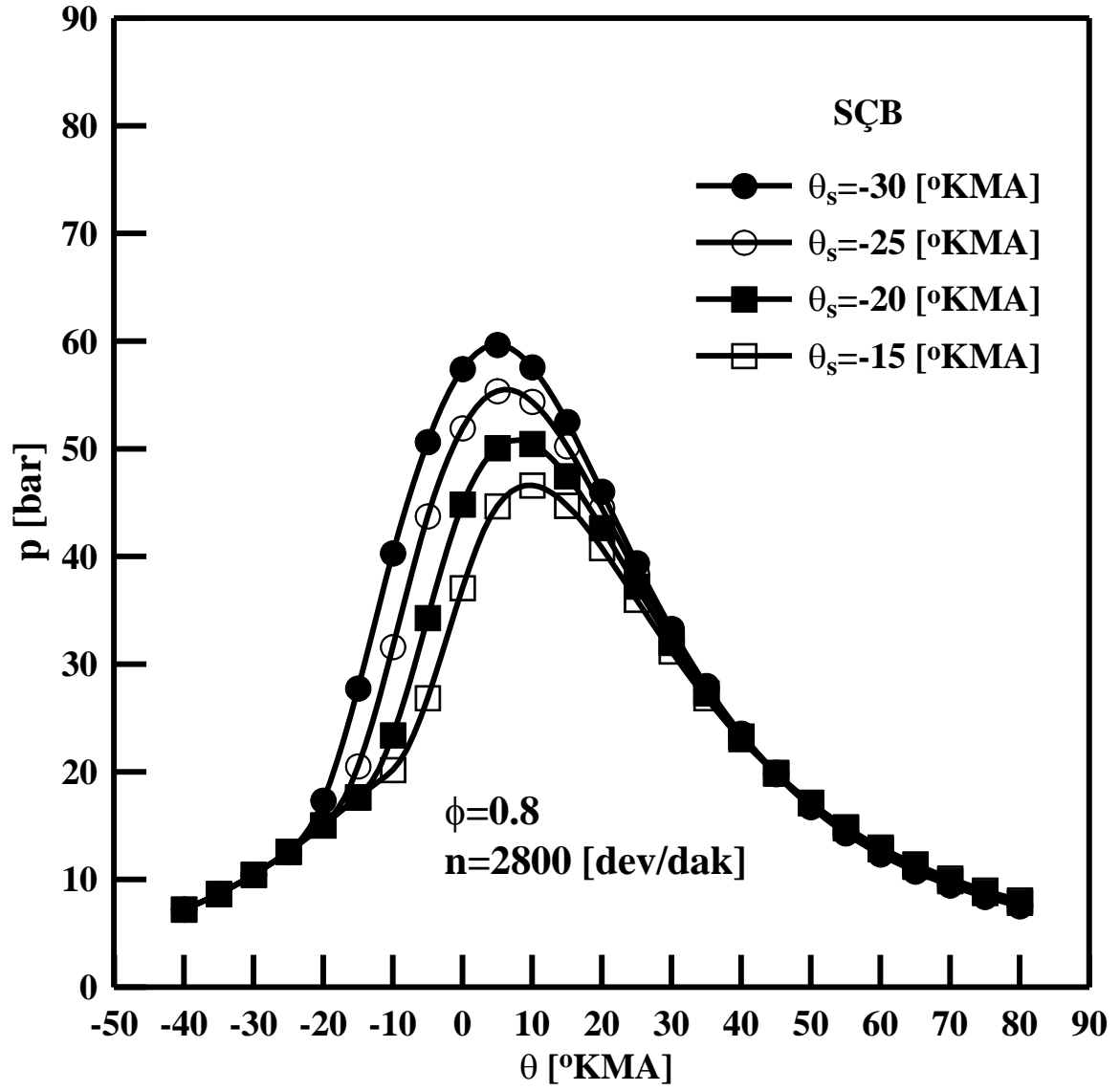
Şekil 3.34-36'da ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi her buji konumu için ayrı ayrı gösterilmiştir. Şekiller dikkatlice incelenecek olursa, azalan ateşleme avansı ile silindir basınçlarının da düştüğü ve maksimum basınç değerlerinin oluştuğu krank mili açısının ÜÖN'ya yaklaştığı açıkça görülmektedir.



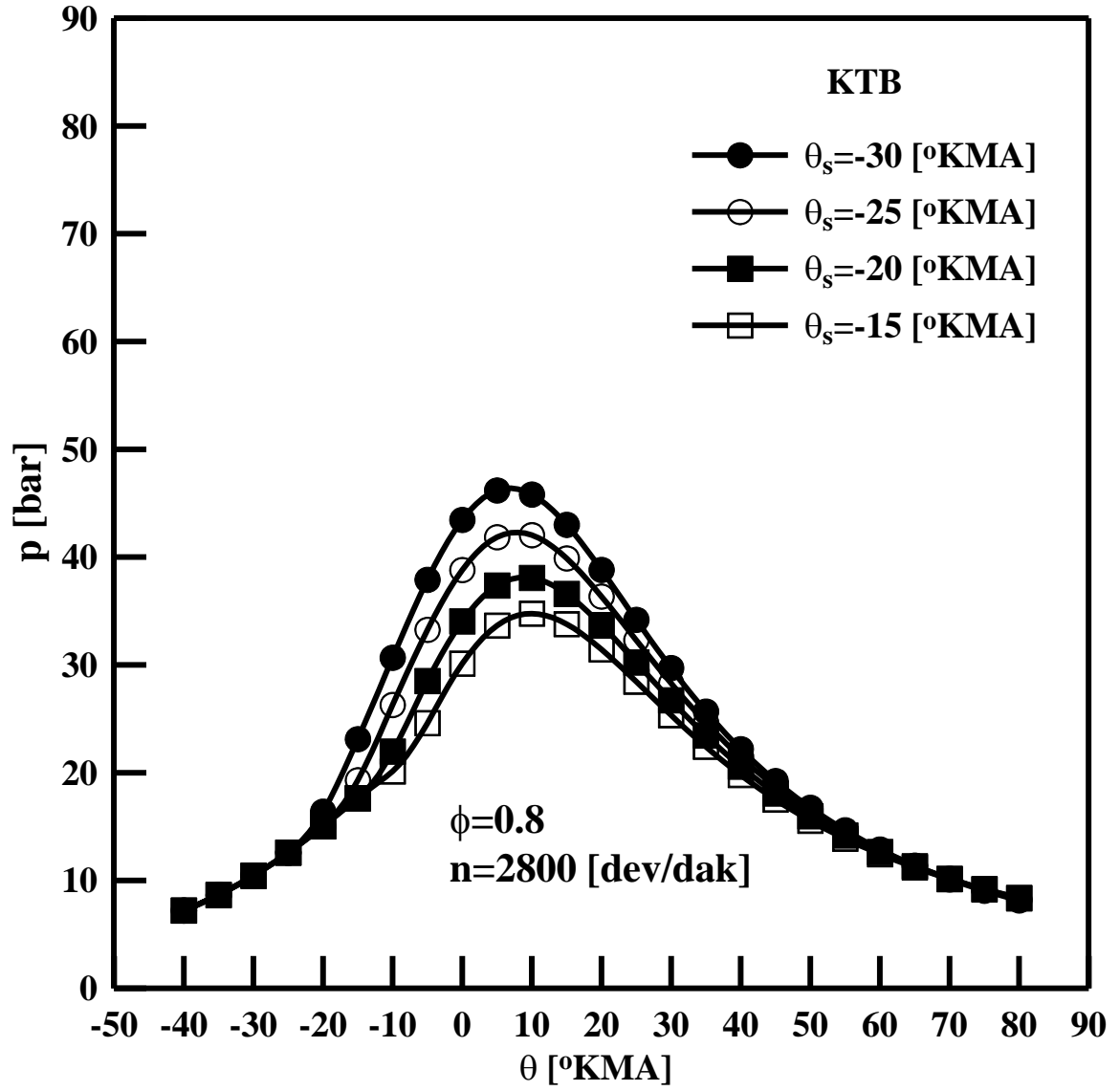
Şekil 3.33. $\phi=0.8$ durumunda, farklı buji konumları ve ateşleme avansları için silindir basınçlarının krank mili açısına göre değişimleri



Şekil 3.34. $\phi=0.8$ için MTB'li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi



Şekil 3.35. $\phi=0.8$ için SÇB’li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi



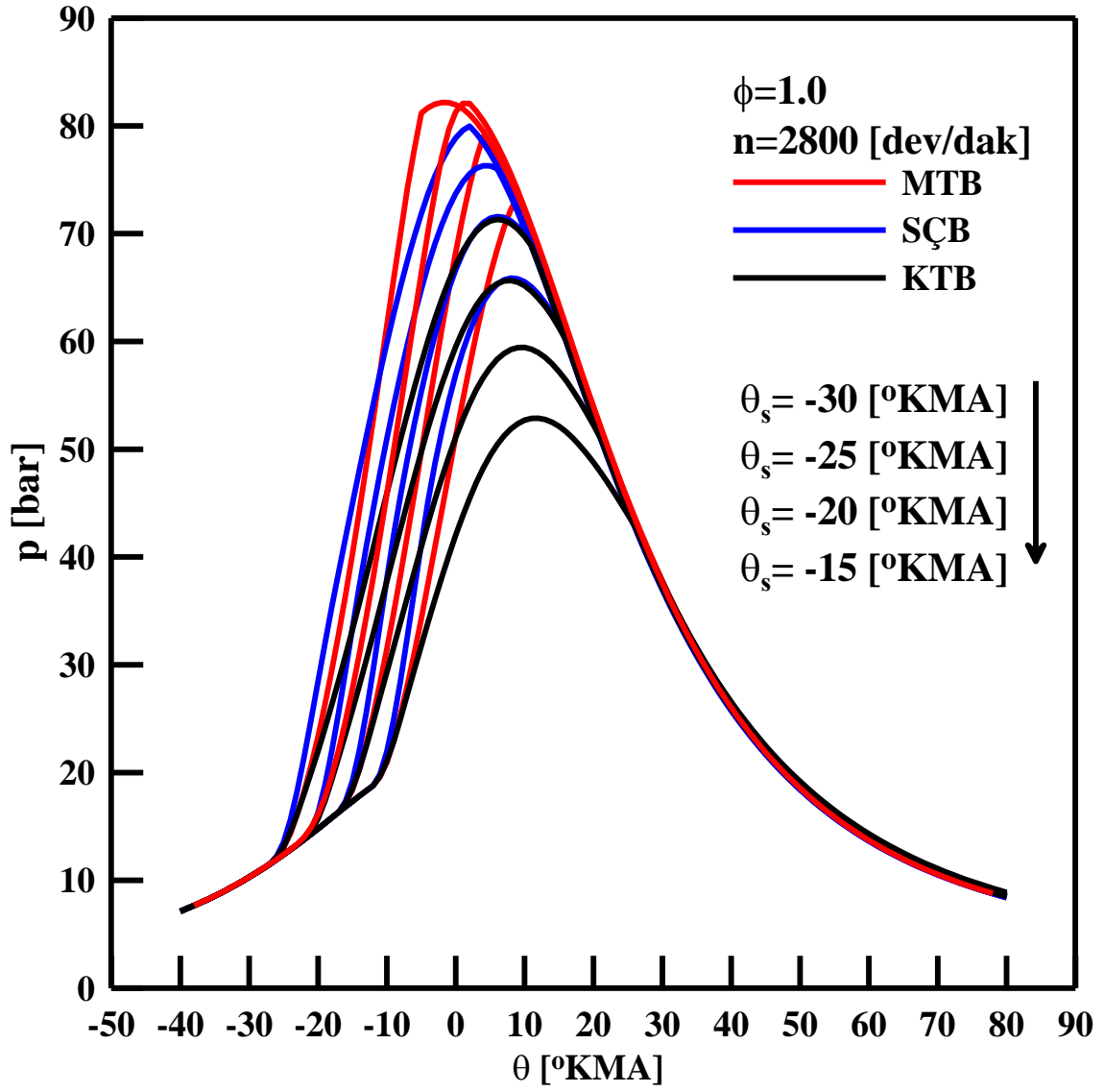
Şekil 3.36. $\phi=0.8$ için KTB'li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi

3.3.3.2. $\phi=1.0$ Ekivalans Oranı ve Farklı Ateşleme Avansları İçin Silindir Basınçlarının Karşılaştırılması

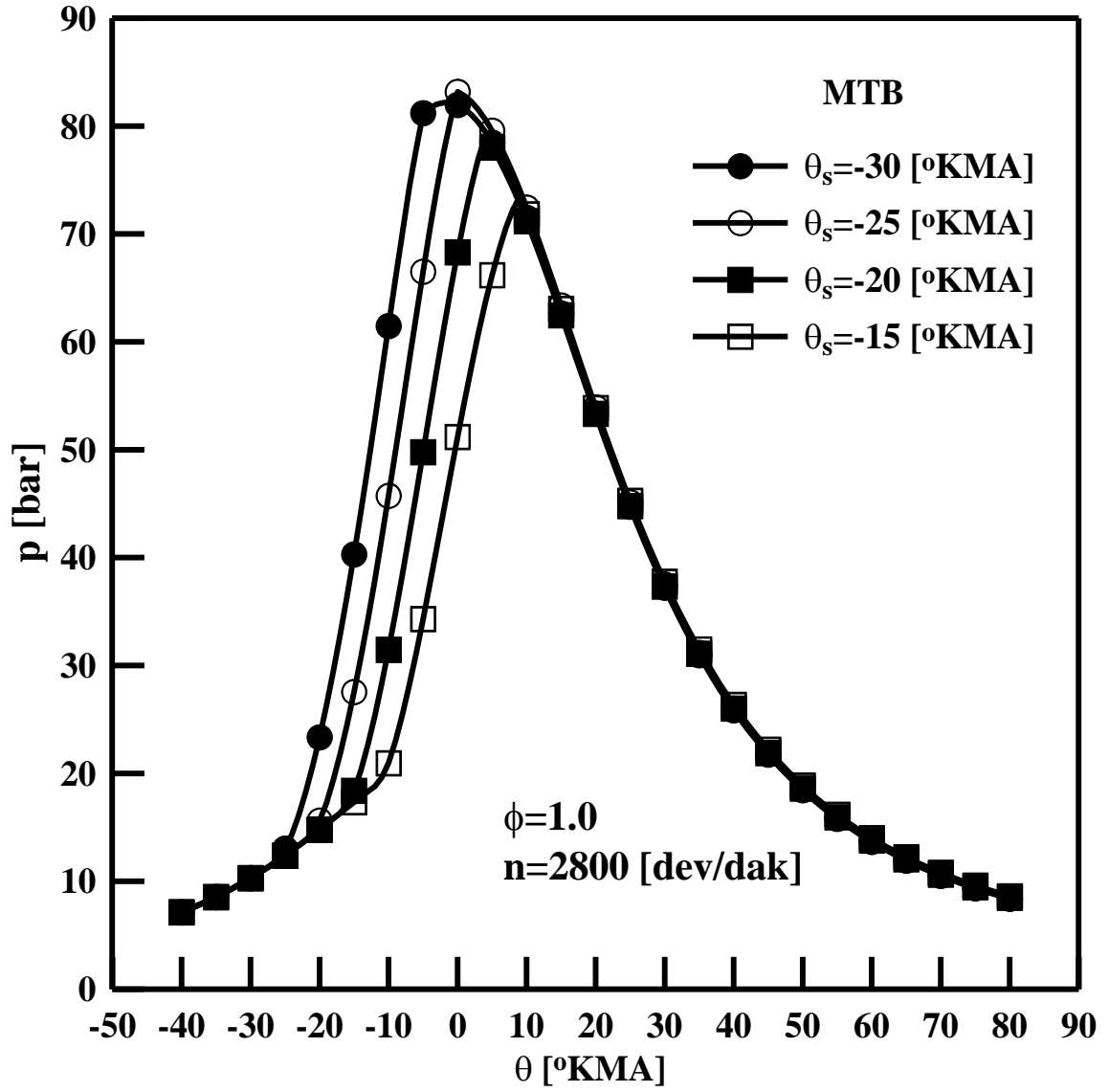
Şekil 3.37’de $\phi=1.0$ ekivalans oranında, farklı buji konumları ve ateşleme avansları için silindir basınçlarının krank mili açısına göre değişimleri gösterilmektedir.

Şekil 3.37 incelendiğinde, MTB kullanımı durumunda silindir basınçlarının $\theta_s=-30$ ve -25 [$^{\circ}$ KMA] ateşleme avanslarında yaklaşık olarak aynı değerde olduğu görülmektedir. SÇB ve KTB durumunda, maksimum basınç değerleri MTB kullanımına göre daha düşük değerler almaktadır. BA motorda MTB konfigürasyonunun kullanılmadığı durumlarda SÇB kullanımı, KTB kullanımına göre açık şekilde üstünlük sergilemektedir.

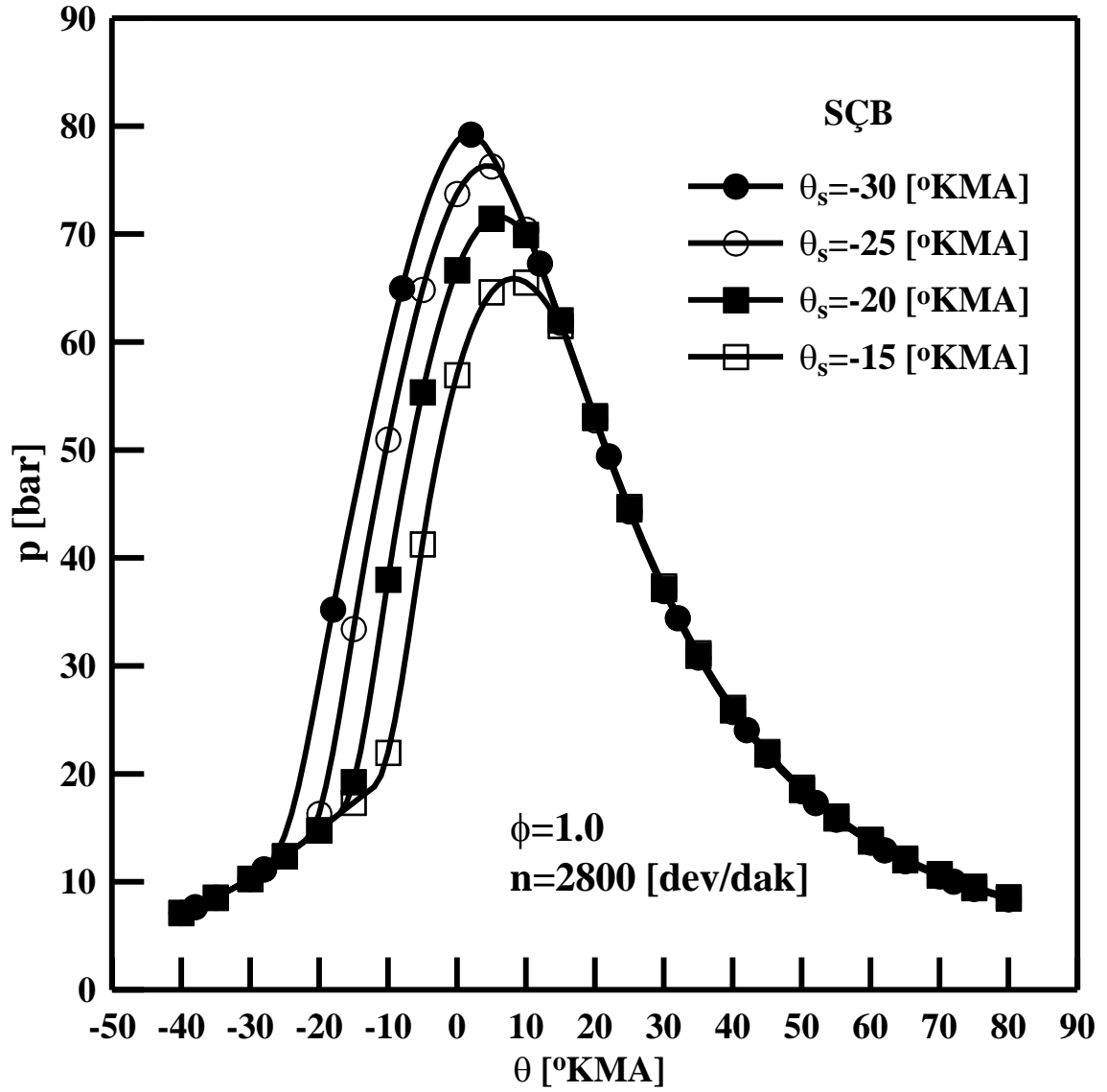
Şekil 3.38-40’da ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi her buji konumu için ayrı ayrı görülmektedir. Üç buji konumu için elde edilen silindir basınçlarının değişimleri incelendiğinde, ateşleme avansının ÜÖN’ya yaklaşması durumunda maksimum basınç değerinde bir azalmanın olduğu gözlenmektedir.



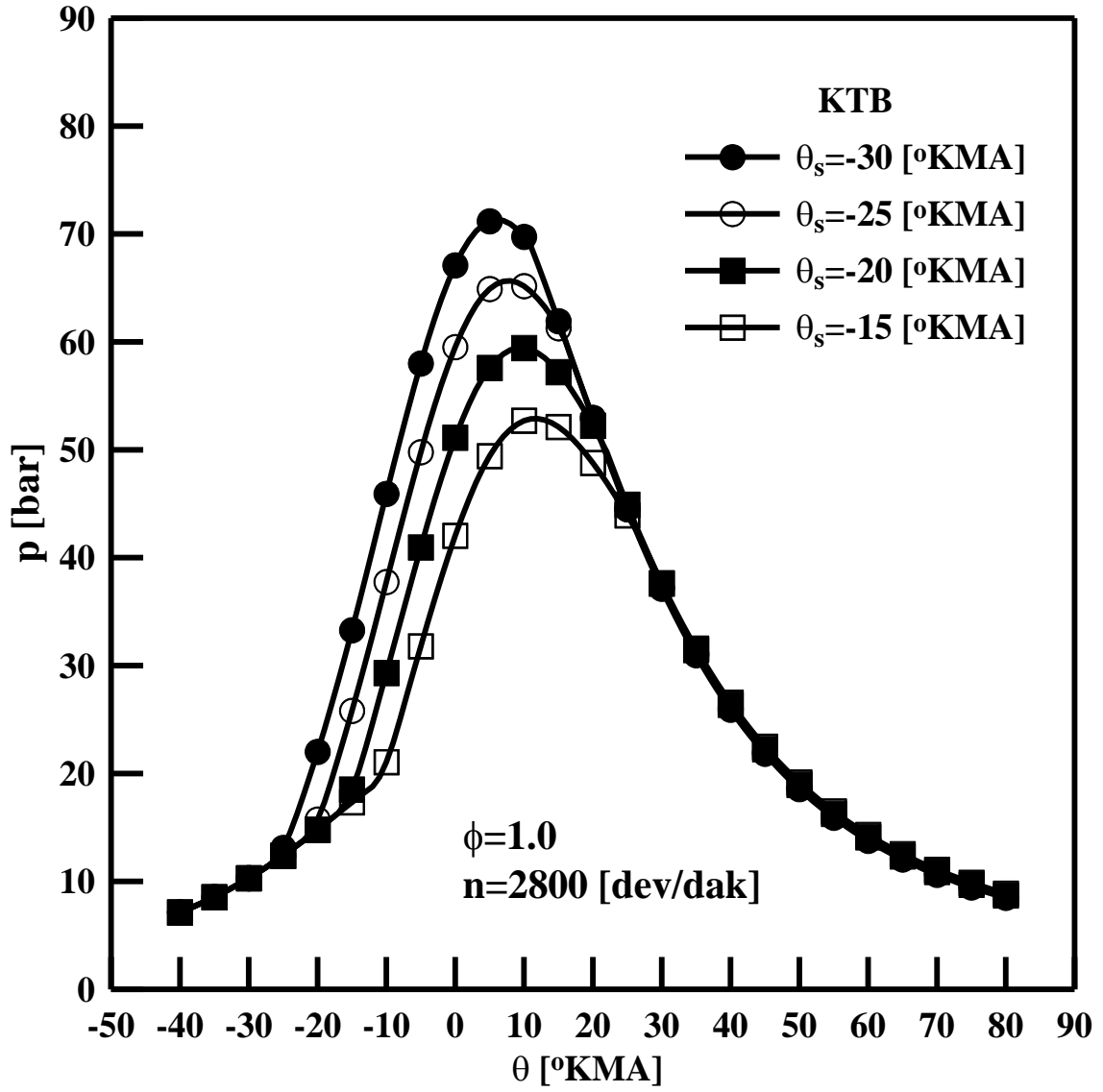
Şekil 3.37. $\phi=1.0$ durumunda, farklı buji konumları ve ateşleme avansları için silindir basınçlarının krank mili açısına göre değişimleri



Şekil 3.38. $\phi=1.0$ için MTB'li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi



Şekil 3.39. $\phi=1.0$ için SÇB'li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi



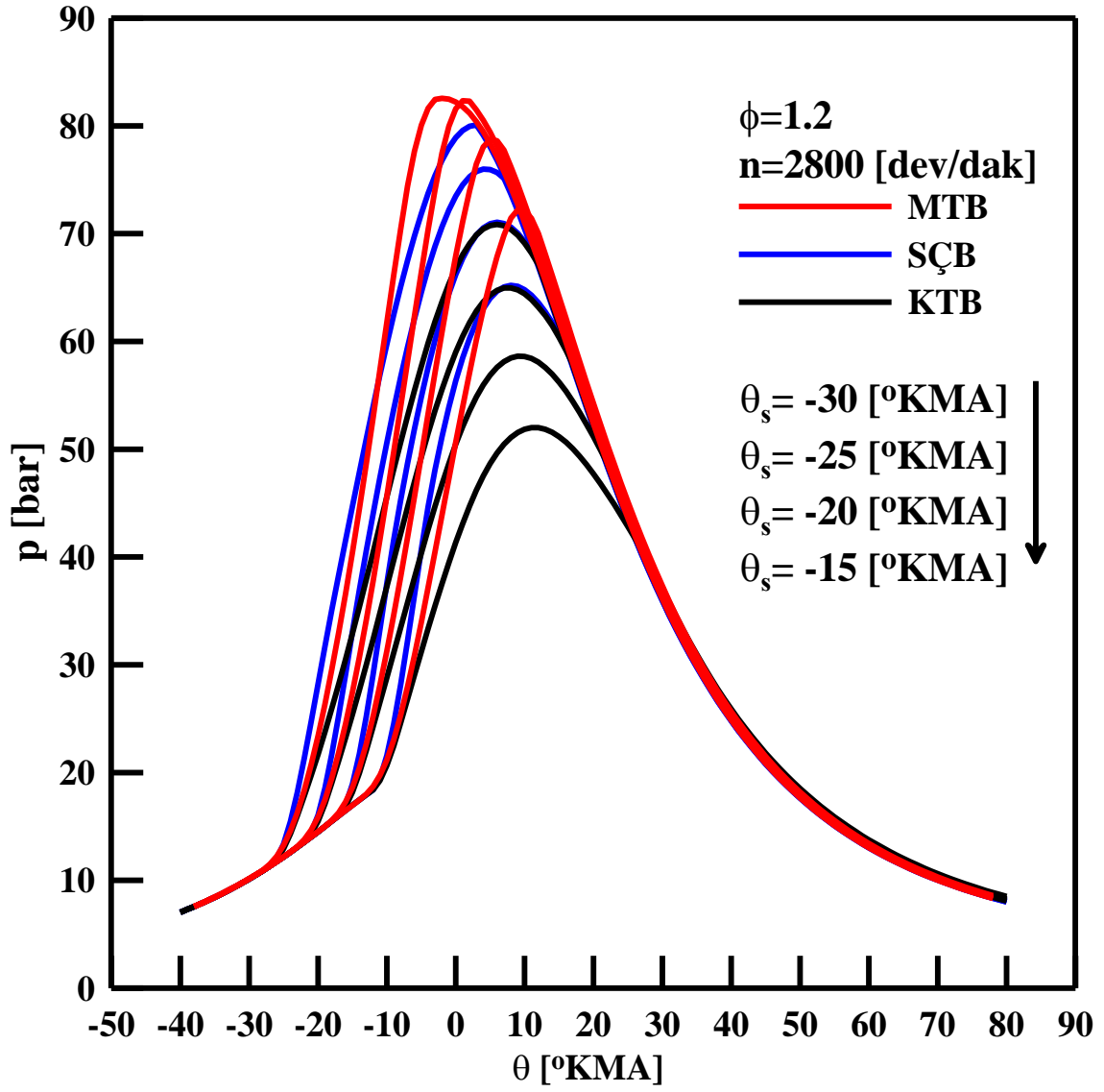
Şekil 3.40. $\phi=1.0$ için KTB'li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi

3.3.3.3. $\phi=1.2$ Ekivalans Oranı ve Farklı Ateşleme Avansları İçin Silindir Basınçlarının Karşılaştırılması

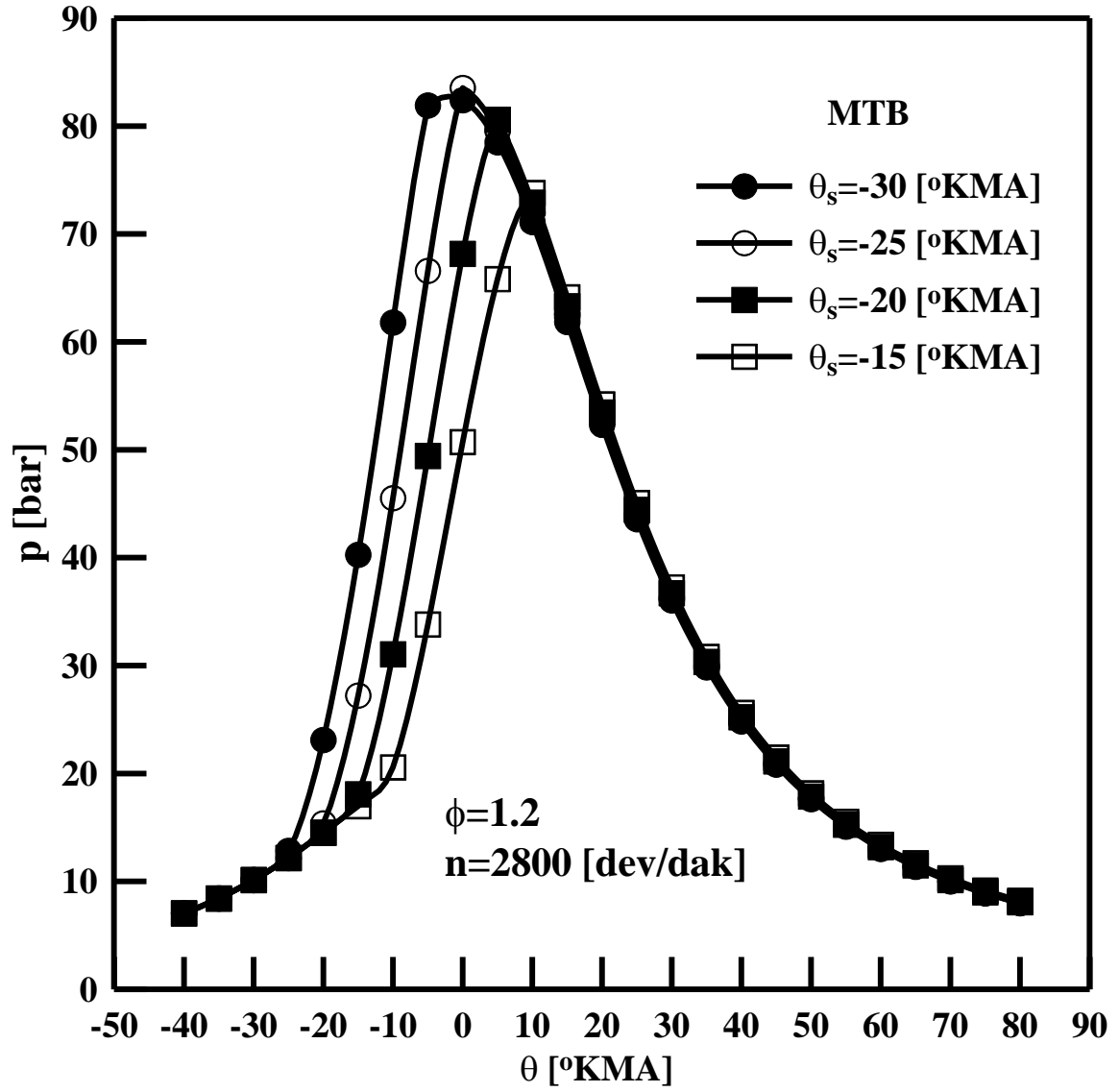
Şekil 3.41’de $\phi=1.2$ ekivalans oranında, farklı buji konumları ve ateşleme avansları için silindir basınçlarının krank mili açısına göre değişimleri görülmektedir.

Bölüm 3.3.3.2’de yapılan yorumlar $\phi=1.2$ durumu için de geçerlidir. Stokiyometrik ve zengin karışım durumlarında ($\phi=1.0$ ve $\phi=1.2$ için) silindir basınçları birbirine yakın değerler almaktadır.

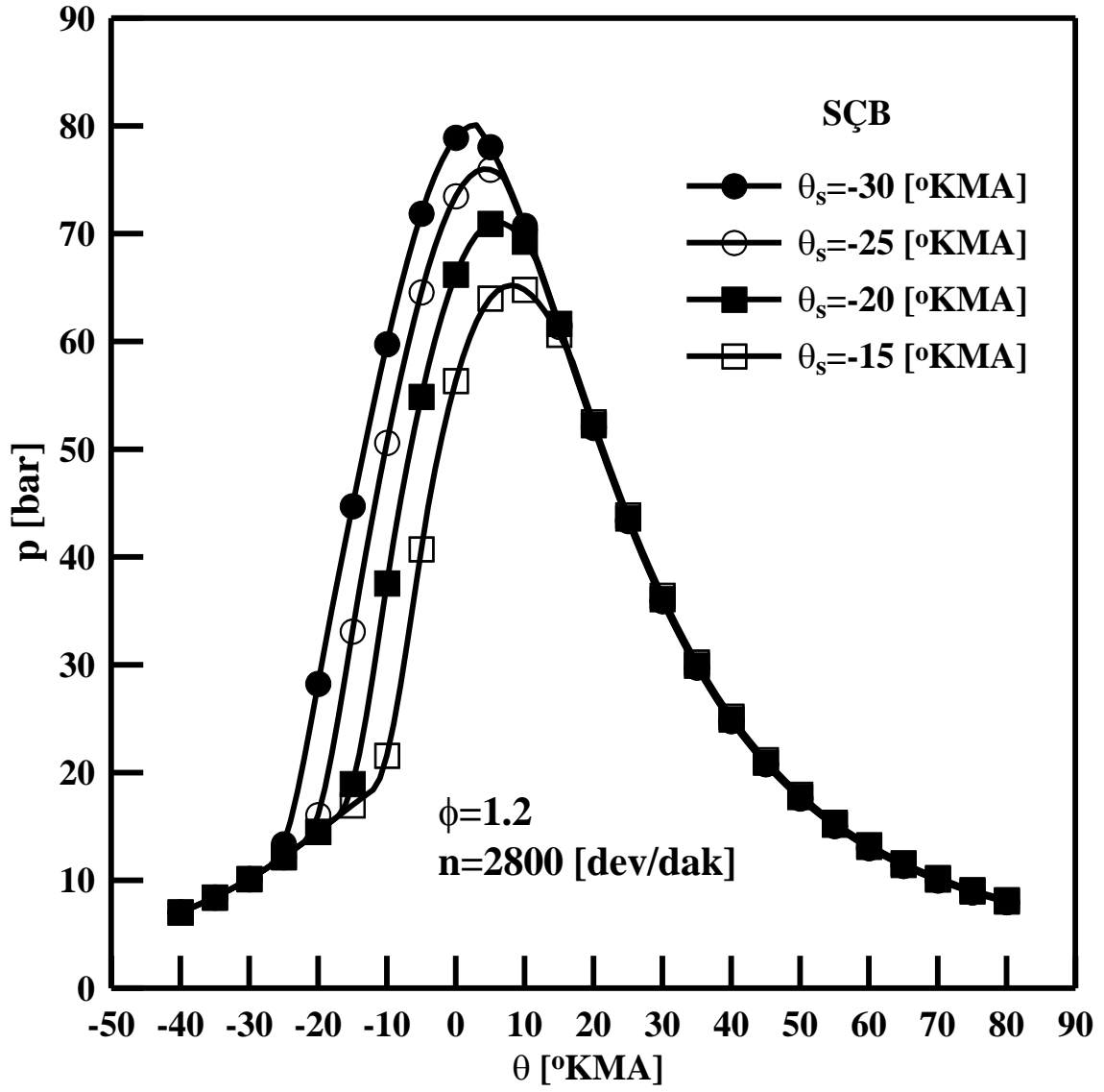
Şekil 3.42-44’te ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi her buji konumu için ayrı ayrı verilmiştir. Bölüm 3.3.3.2’de yapılan değerlendirmeler Şekil 3.42-44’deki değişimler için de yinelenabilir.



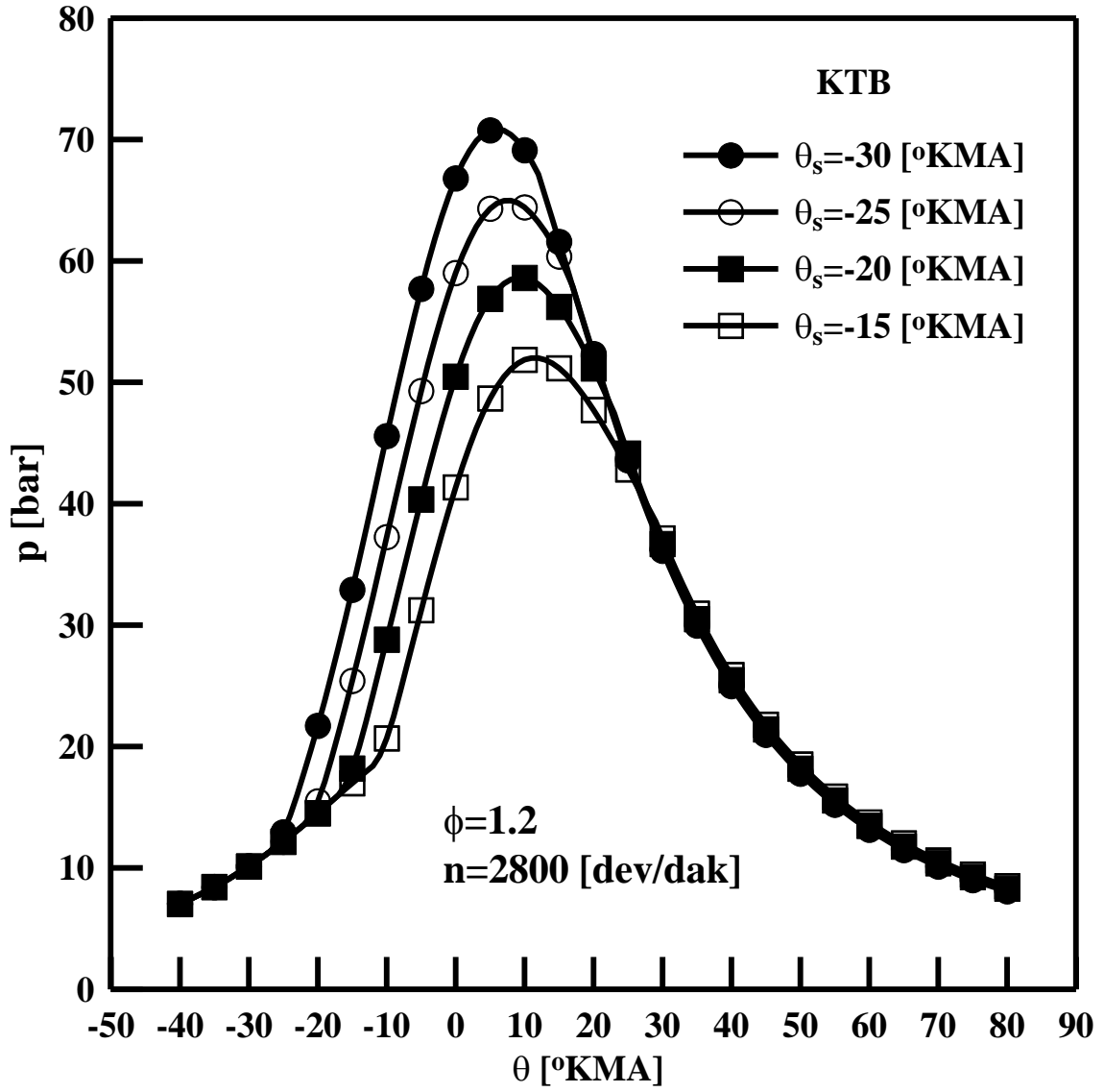
Şekil 3.41. $\phi=1.2$ durumunda, farklı buji konumları ve ateşleme avansları için silindir basınçlarının krank mili açısına göre değişimleri



Şekil 3.42. $\phi=1.2$ için MTB'li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi



Şekil 3.43. $\phi=1.2$ için SÇB'li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi

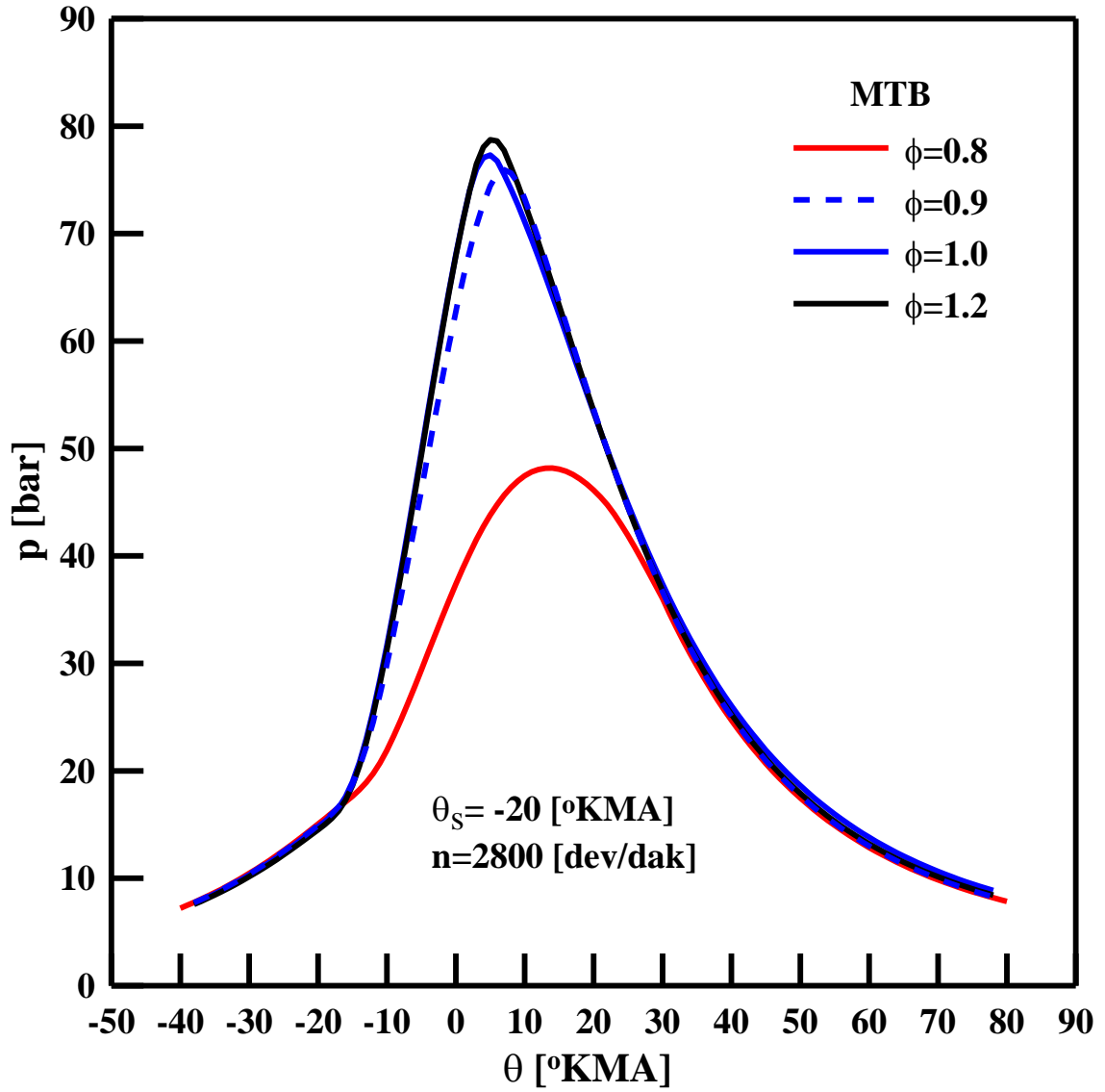


Şekil 3.44. $\phi=1.2$ için KTB'li durumda ateşleme avansının silindir basınçları üzerindeki etkisi

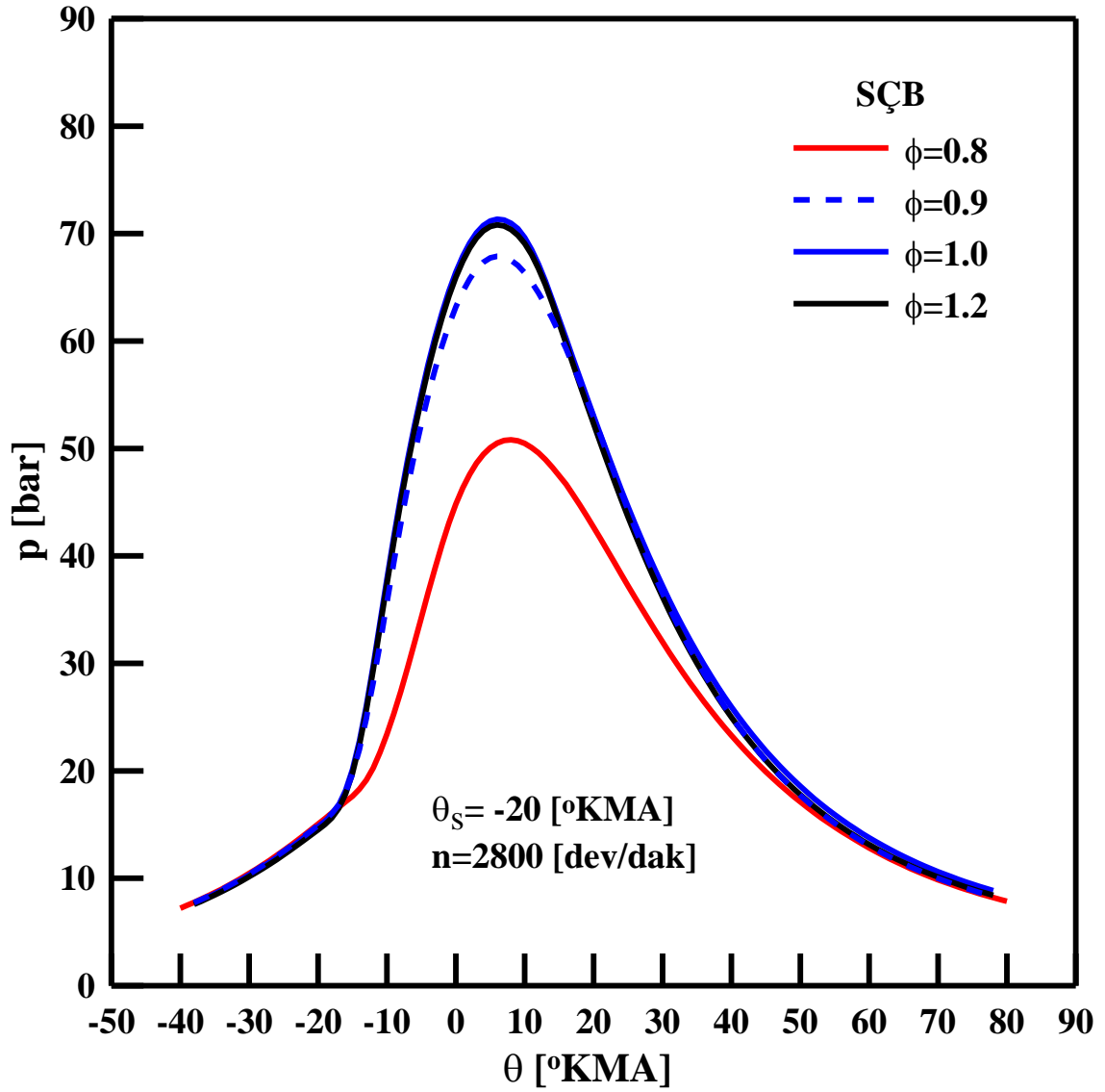
3.3.3.4. Ekivalans Oranının Silindir Basıncı Üzerindeki Etkisi

Şekil 3.45-47’de farklı ekivalans oranları ve buji konumları için silindir basınçlarının krank mili açısına göre değişimleri verilmektedir.

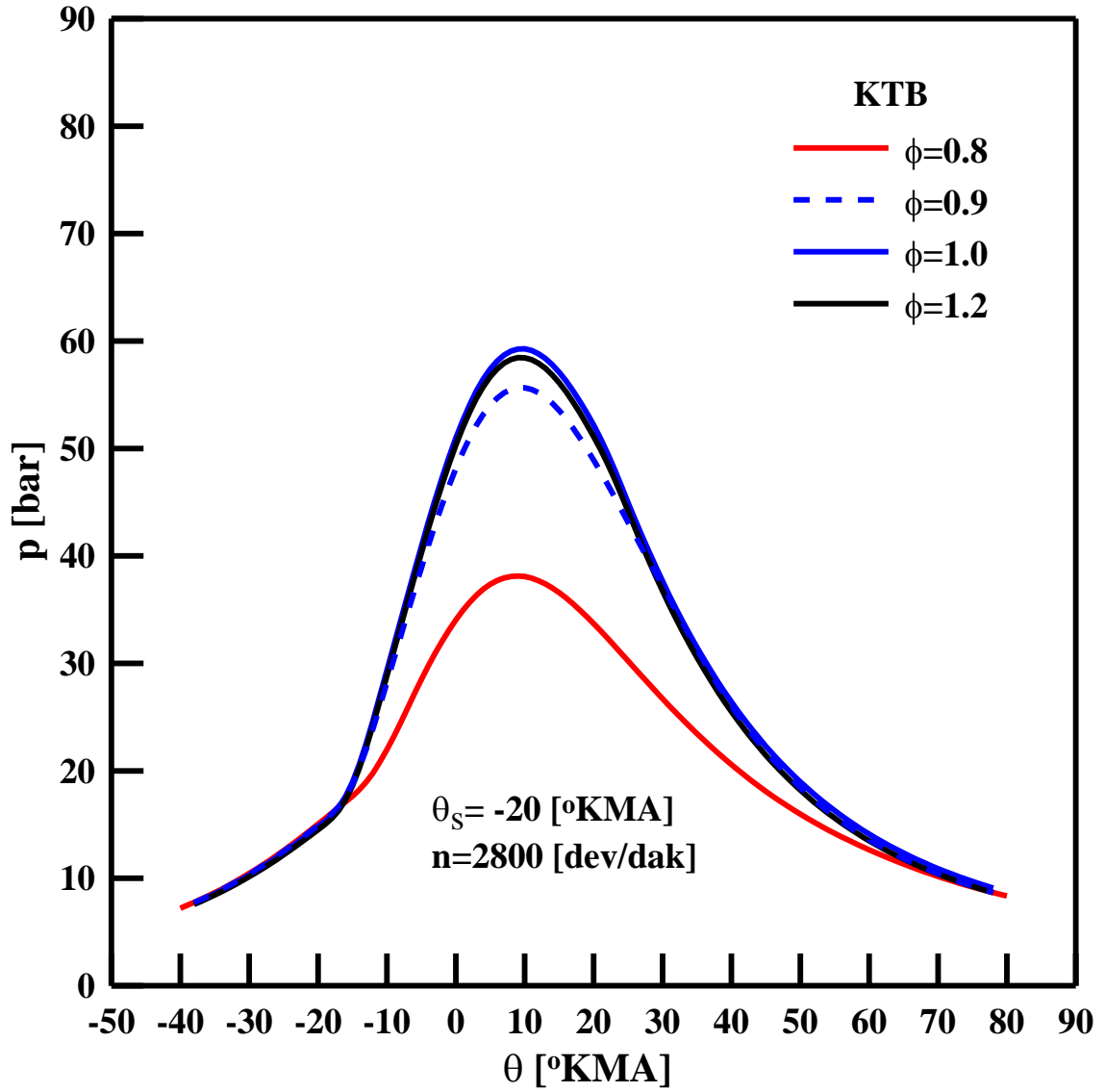
Şekillerde, karışımın zenginleştikçe silindir basıncı eğrilerinin birbirine yaklaştığı görülmektedir. Bu durum üç farklı buji konumu için de gözlenmektedir. Fakir karışım durumunda elde edilen basınç eğrilerinin maksimum değerlerinin üç buji konumu için de doğal olarak belirgin şekilde düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 3.45. Farklı ekivalans oranlarında MTB kullanımı durumu için silindir basınçlarının krank mili açısına göre değişimleri



Şekil 3.46. Farklı ekivalans oranlarında SÇB kullanımı durumu için silindir basınçlarının krank mili açısına göre değişimleri



Şekil 3.47. Farklı ekivalans oranlarında KTB kullanımı durumu için silindir basınçlarının krank mili açısına göre değişimleri

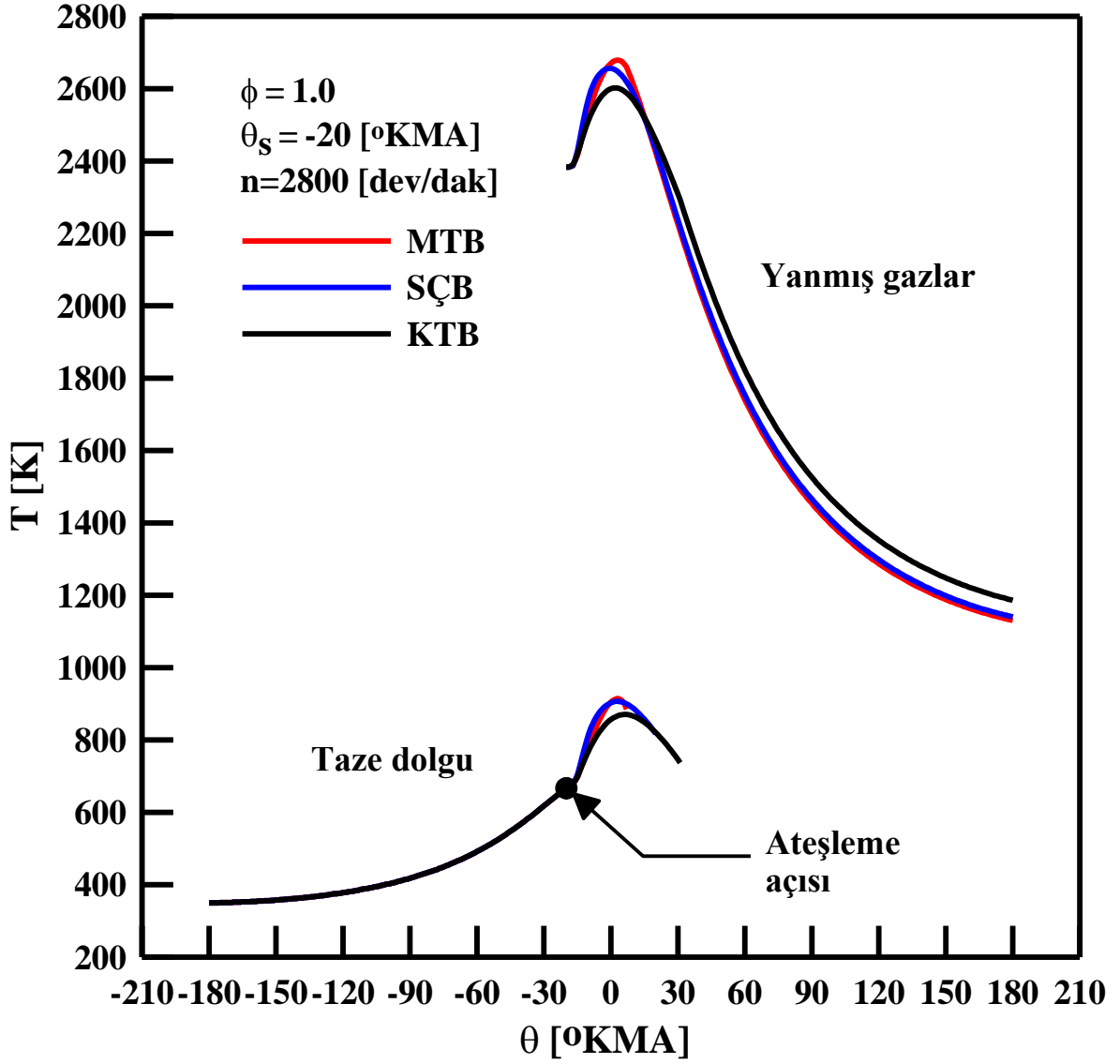
3.3.4. Yanma Odasındaki Gaz Sıcaklıklarının Karşılaştırılması

Şekil 3.48’de stokiyometrik karışım ve farklı buji konumları için, yanma odasındaki taze dolgu ve yanmış gazların sıcaklıklarının krank mili açısına göre değişimleri verilmektedir.

Şekil 3.48 incelendiğinde, ateşleme işleminden sonra taze dolgu için en düşük sıcaklık değerinin KTB kullanılması durumunda elde edildiği görülmektedir. MTB ve SÇB kullanımı durumunda elde edilen taze dolgu sıcaklıkları ise KTB kullanımından daha yüksek ve birbirine oldukça yakın değerler almaktadır.

Yanmış gaz sıcaklıkları özellikle azotoksit emisyonunun oluşumu üzerinde önemli bir rol oynamaktadır. Bu nedenle yanma işlemi sırasında yanmış gazların sıcaklıklarının belirli bir değerin üzerine çıkması istenmemektedir.

Ateşleme işleminden sonraki süreçte, yanmış gazların sıcaklıklarının üç farklı buji konumu için de hızlı bir şekilde arttığı Şekil 3.48’de açıkça görülmektedir. Maksimum yanmış gaz sıcaklığı MTB kullanımı durumunda elde edilmektedir. Buradan, azotoksit emisyonu oluşma olasılığının MTB kullanımında daha yüksek olacağı rahatlıkla söylenebilir.



Şekil 3.48. Yanma odası gaz sıcaklıklarının krank mili açısına göre değişimleri

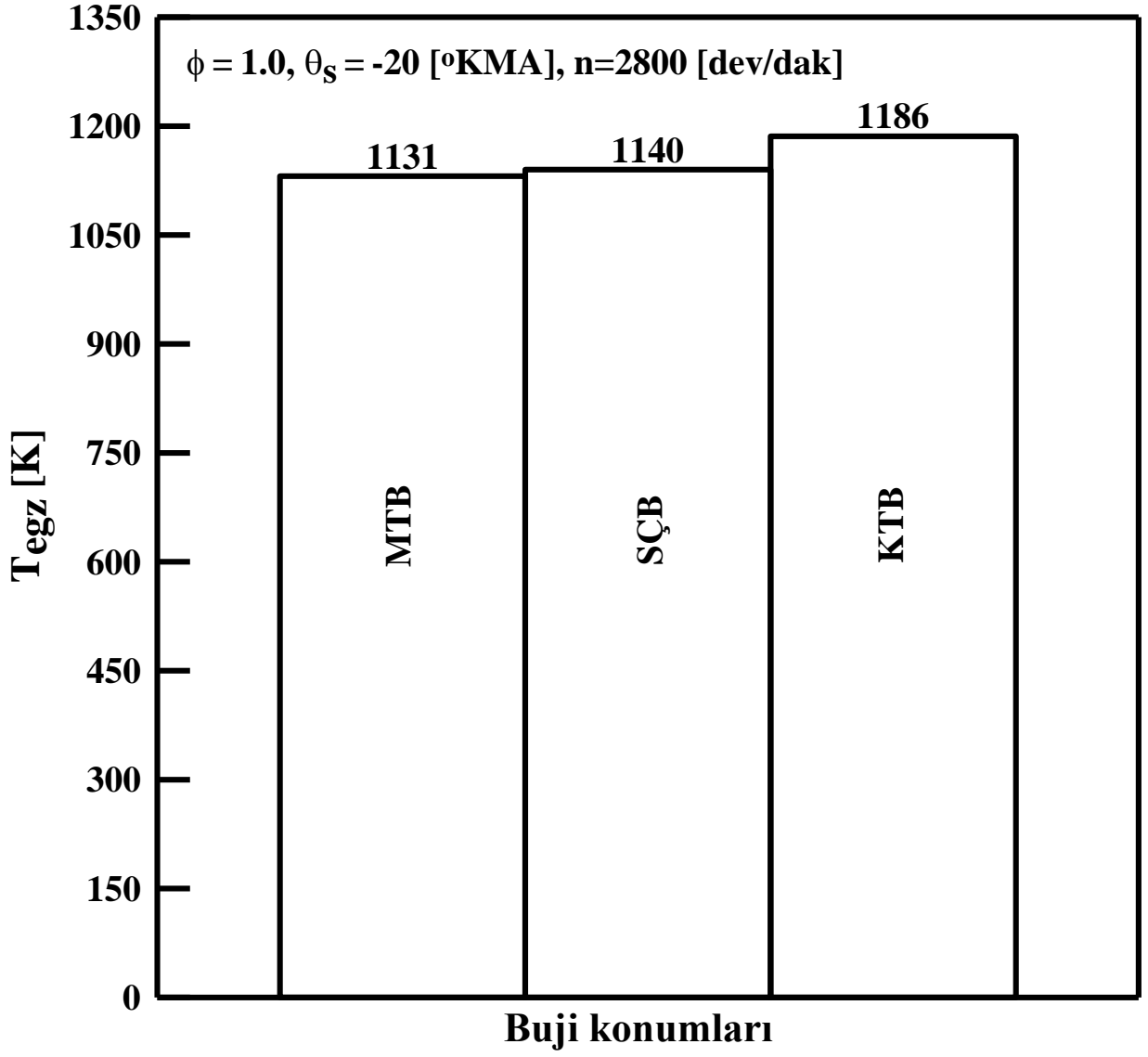
3.3.5. Egzoz Gazı Sıcaklıklarının Karşılaştırılması

Şekil 3.49'da egzoz gazlarının sıcaklığının buji konumuna göre değişimleri verilmektedir.

Şekil 3.49 incelendiğinde en yüksek egzoz gazı sıcaklığının BA motorda KTB kullanılması durumunda ortaya çıktığı görülmektedir. En düşük egzoz gazı sıcaklık değeri ise motorda MTB kullanımı durumunda elde edilmiştir.

Egzoz sıcaklığını motordaki yanma süresi etkilemektedir. KTB durumunda uzayan yanma süresi genişleme ve egzoz işlemleri boyunca yanmış gazların sıcaklıklarının daha yüksek değerler almasına neden olmaktadır. Bu da önemli oranda ısının egzozla atılması anlamına gelmektedir. SÇB durumundaki egzoz gazı sıcaklıkları diğer karakteristiklere uygun olup MTB ile KTB arasında bir değer almaktadır.

Burada, referans alınan motorun çalışması stokiyometrik karışım durumlarında gerçekleşmektedir. Bu nedenle, egzoz gazı sıcaklıkları sadece stokiyometrik karışım durumundaki motor çalışması için irdelenmiştir.



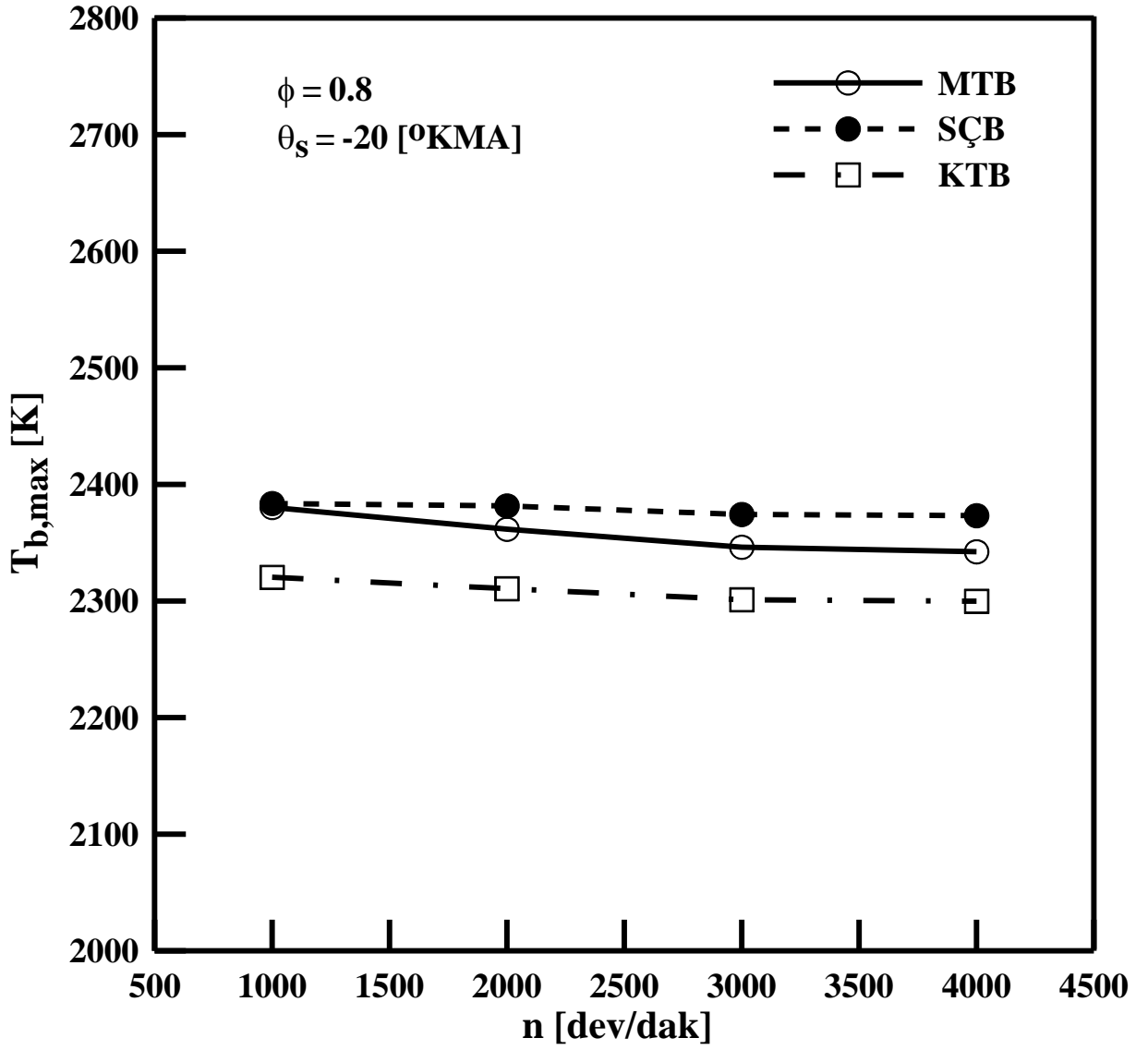
Şekil 3.49. Egzoz gazı sıcaklığının buji konumlarına göre değişimi

3.3.6. Maksimum Yanmış Gaz Sıcaklıklarının Karşılaştırılması

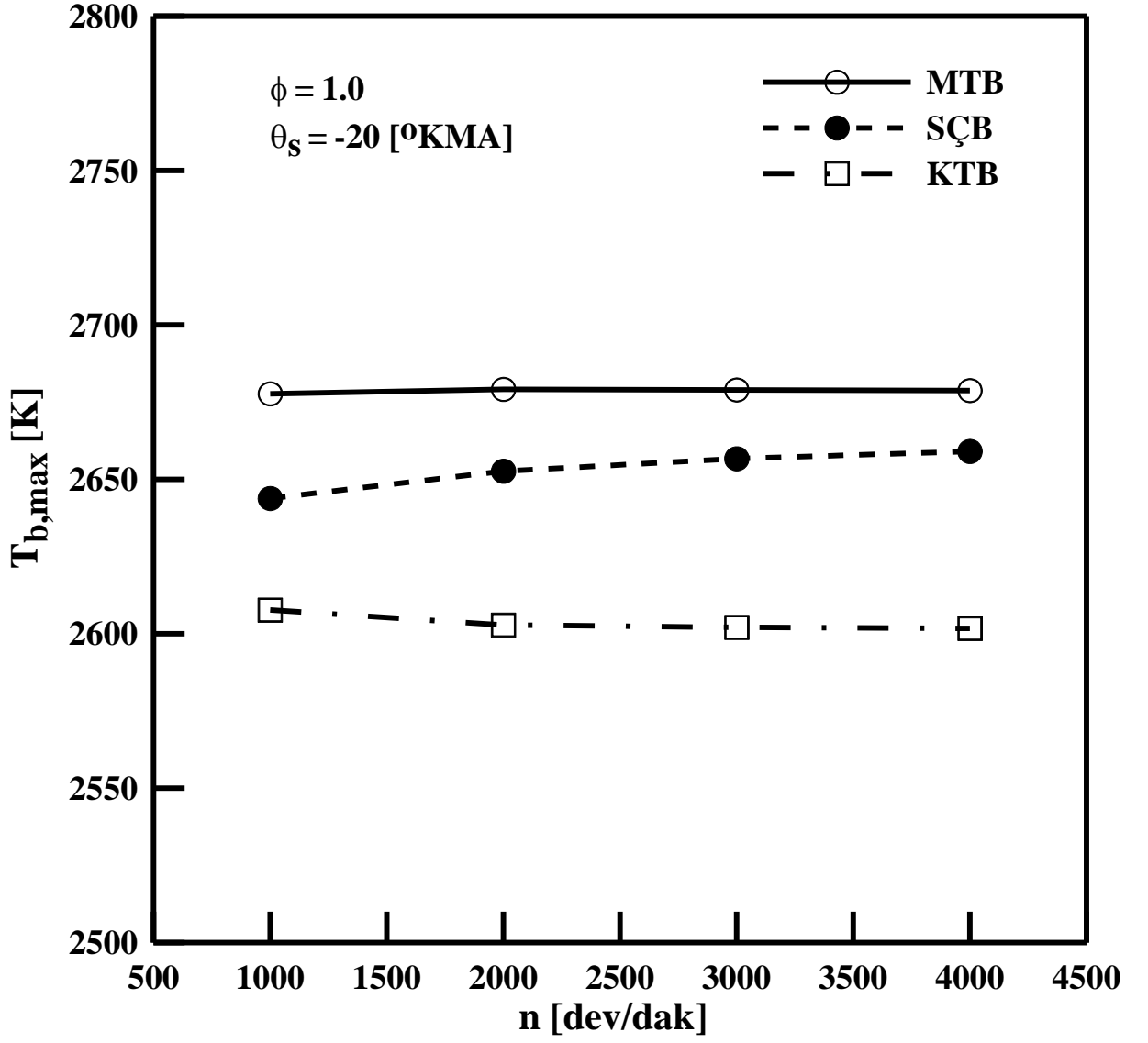
Yanmış gaz sıcaklıklarının maksimum değerlerinin, azotoksit emisyonu oluşumuna olan etkisi açısından incelenmesi gerekmektedir.

Şekil 3.50-52'de farklı ekivalans oranları ve buji konumları için maksimum yanmış gaz sıcaklıklarının devir sayısına göre değişimleri verilmektedir.

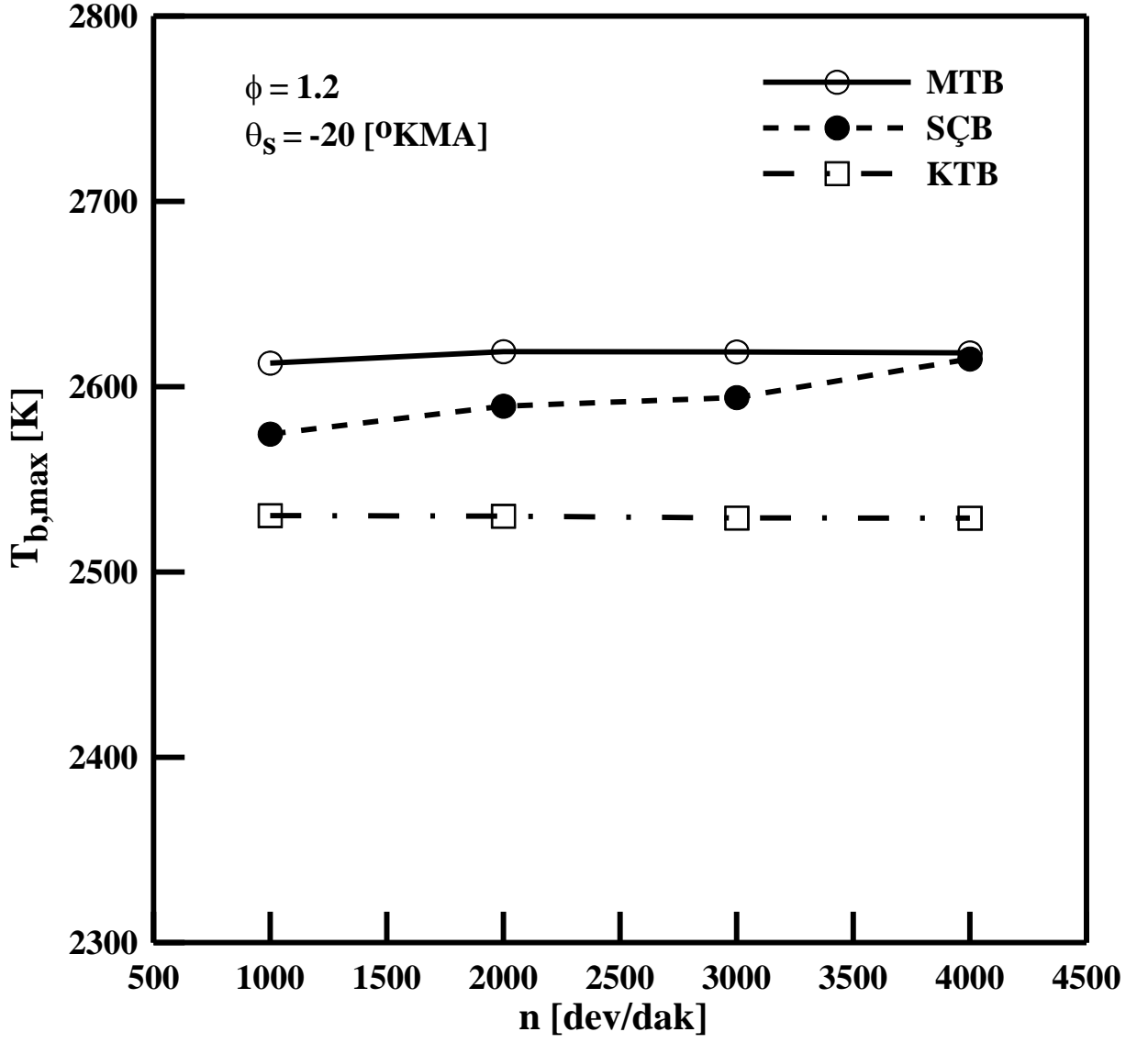
Şekiller incelendiğinde, fakir karışım durumunda maksimum yanmış gaz sıcaklığının en yüksek değerini SÇB ile çalışma koşulunda aldığı görülmektedir. Çünkü fakir karışımında SÇB yanma işlemini hızlandırmakta bu da yanma sonu sıcaklıklarının artmasına neden olmaktadır. Stokiyometrik ve zengin karışım durumunda ise yanmış gazlar için maksimum sıcaklık değerlerinin MTB ile çalışma koşulunda ortaya çıktığı Şekil 3.51 ve 52'de açıkça görülmektedir.



Şekil 3.50. $\phi=0.8$ için maksimum gaz sıcaklıklarının devir sayısına göre değişimleri



Şekil 3.51. $\phi=1.0$ için maksimum gaz sıcaklıklarının devir sayısına göre değişimleri



Şekil 3.52. $\phi=1.2$ için maksimum gaz sıcaklıklarının devir sayısına göre değişimleri

3.3.7. Kütlesel Yanma Oranı ve Yanmış Gaz Hacmi Oranı Arasındaki İlişkinin İrdelenmesi

Kütlesel yanma oranı ($x_b=m_b/m$) ile yanmış gaz hacmi oranı ($y_b=V_b/V$) için Keck (1982) tarafından aşağıdaki bağıntı verilmektedir:

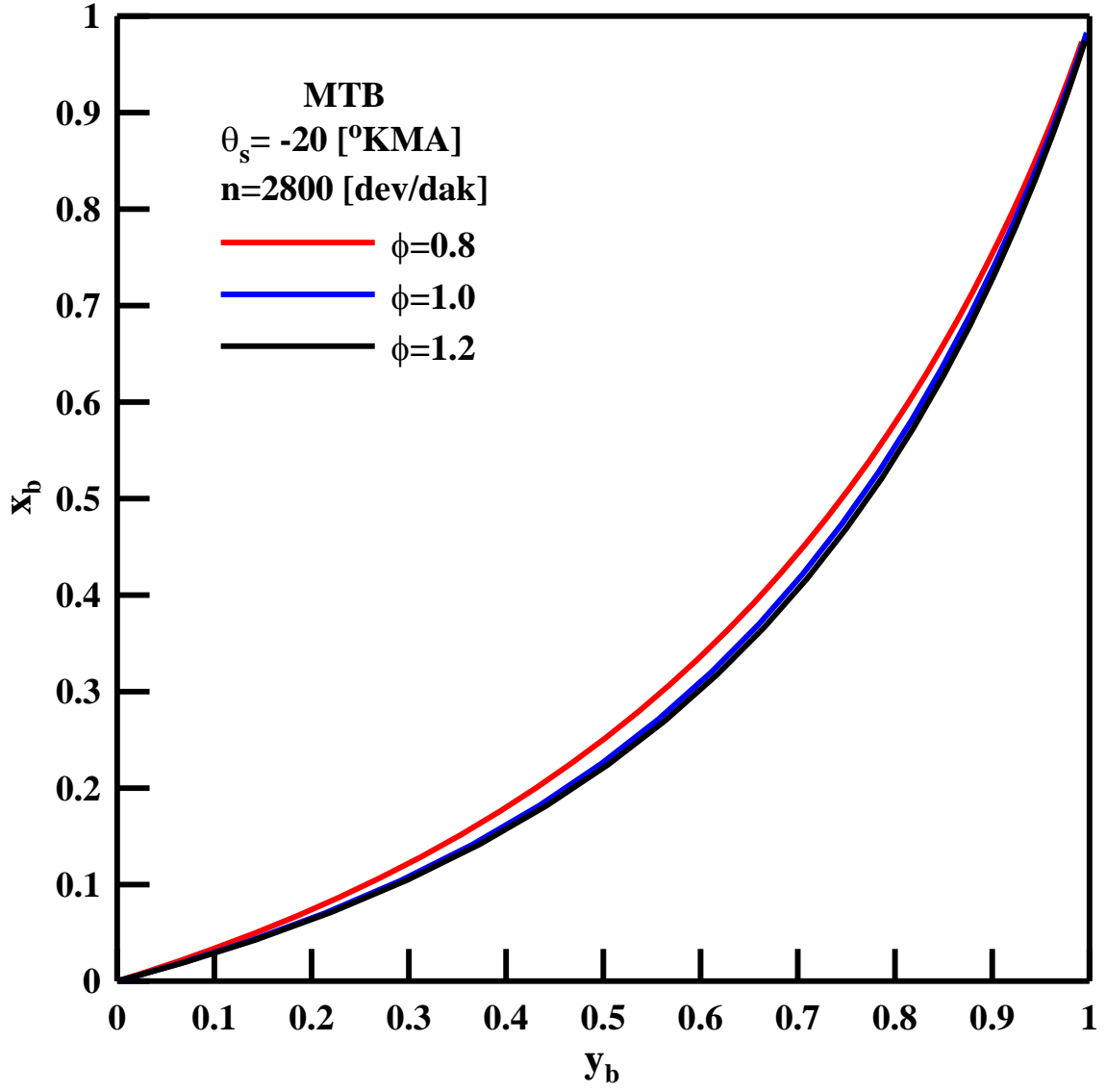
$$x_b = \left[1 + \frac{\rho_u}{\rho_b} \left(\frac{1}{y_b} - 1 \right) \right]^{-1} \quad (41)$$

Denklem (41)'deki yoğunluklar oranı (ρ_u/ρ_b); ekivalans oranına, yanmamış karışımın içindeki yanmış gaz oranına, gazların sıcaklık ve basıncına bağlı olmakla birlikte, çoğu BA motorun çalışma koşulları için 4'e yakın bir değer almaktadır. Böylece, kütlesel yanma oranının yanmış gaz hacmi oranına göre değişimi universal bir şekle sahip olmaktadır (Heywood, 1988). x_b - y_b değişimi eğrisi alev yayılmasına ait bilgilerin yorumlanmasına önemli bir katkı sağlamaktadır.

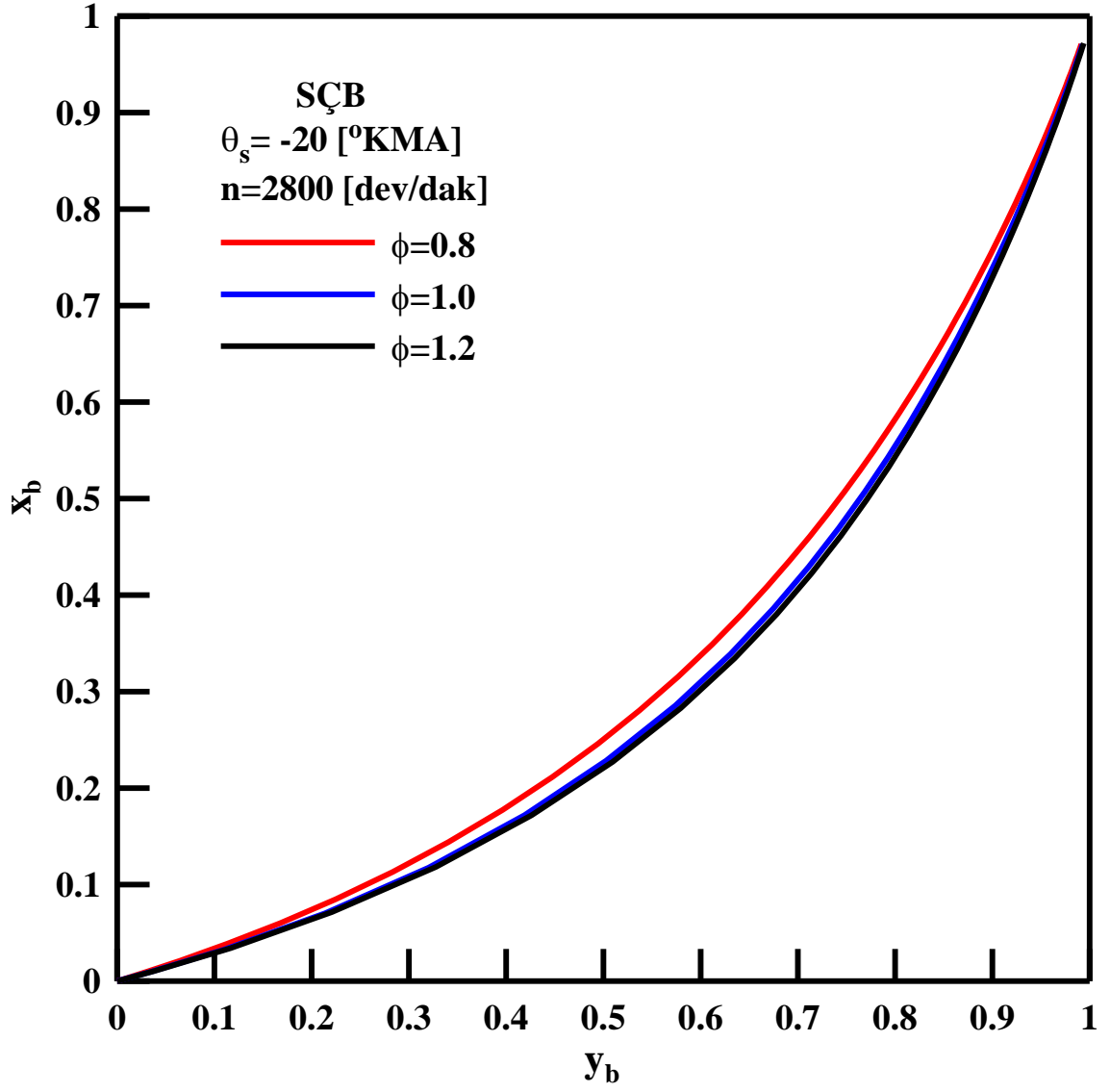
Şekil 53-58 incelendiğinde, yanmanın ilk aşamasında alevin daha hızlı yayıldığı ve bu eğilimin giderek azalarak devam ettiği görülmektedir. Örneğin, yanmanın başlangıcında kütlesel olarak %10'luk bir yanma durumunda yanmış gazların hacmi toplam hacmin %25'lerini kaplamaktadır. Bu durumda kütlesel yanma oranı %30'lara ulaştığında ($x_b \cong 0.3$) yanmış gazların hacmi %50'leri aşmış duruma gelmektedir. Bu eğilim yanmanın sonlarına doğru tam tersine dönmektedir. Böylece yanmanın son aşamasında %10'luk kütlesel yanma oranı, %5'lik bir hacim genişlemesi ile meydana gelmektedir.

Şekil 3.53-55'te farklı ekivalans oranları için, BA motorda MTB, SÇB ve KTB kullanımının x_b - y_b değişimine olan etkisi gösterilmiştir. Alev yayılmasının ortalarına doğru x_b - y_b eğrisinin değişiminde motorun $\phi=0.8$ çalışma koşulunda belirgin bir fark ortaya çıkmaktadır. Bu farkın iki temel nedeni bulunmaktadır. Birincisi; fakir karışım durumunda ($\phi < 1$) yanma odasındaki toplam kütlenin düşük değerler almasıdır. Buna bağlı olarak yanmamış dolgunun yoğunluğu azalmaktadır. İkincisi ise; yanmış gaz sıcaklıklarının fakir karışımda daha düşük değerler almasıdır. Bölüm 3.3.6'da bu konu ayrıntılı olarak incelenmiştir. Azalan yanmış gaz sıcaklığı ise yanmış gazların yoğunluğunu artırmaktadır. Sonuçta fakir karışım durumunda alevin yayılma hızı, stokiyometrik ve zengin karışıma göre daha doğrusala yakın olmaktadır.

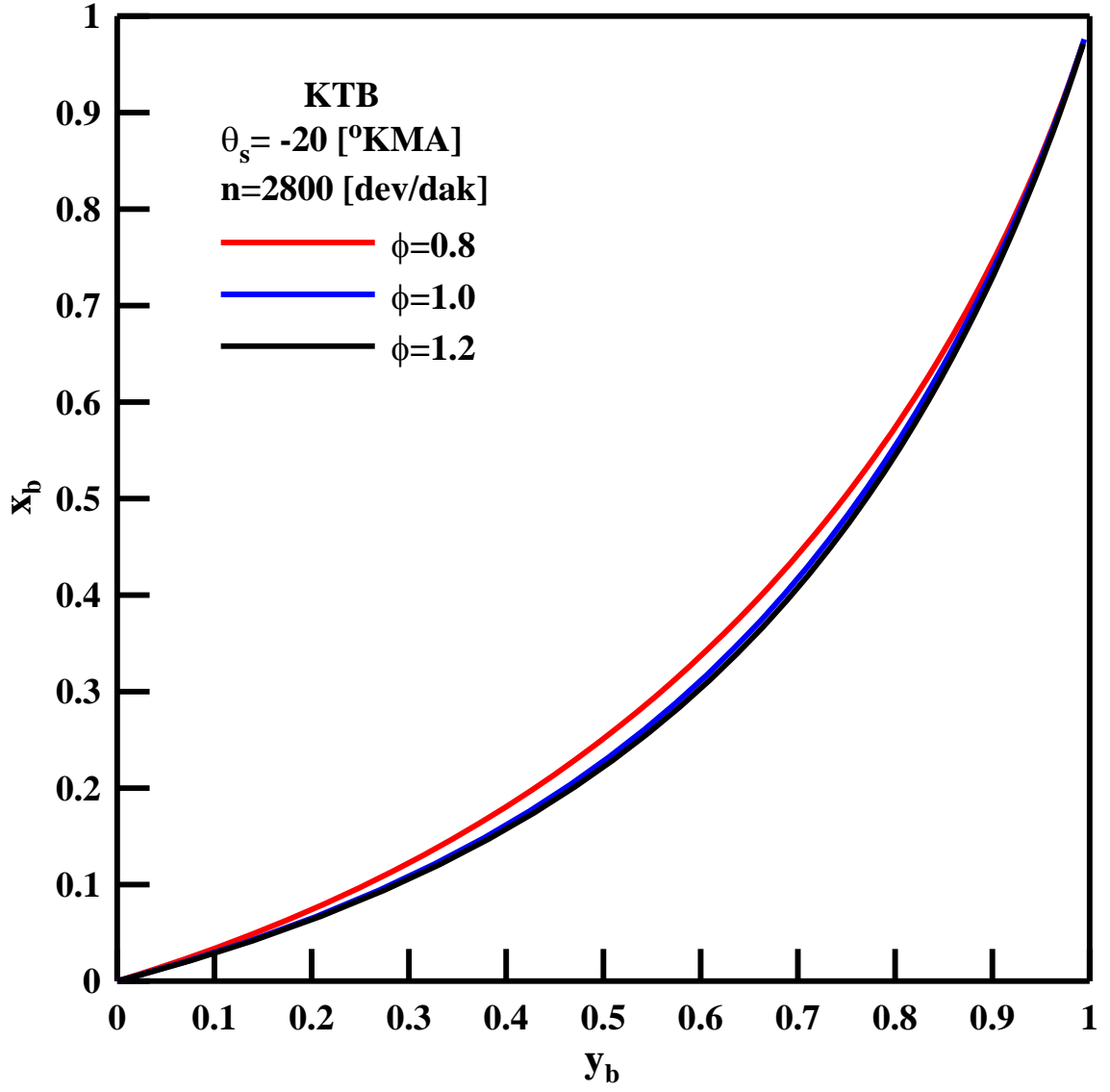
Şekil 3.56-58’de buji konumlarının x_b - y_b değişimi üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Şekiller incelendiğinde farklı ekivalans oranlarında yapılan incelemede, buji konumunun x_b - y_b değişimi üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı görölmüştür.



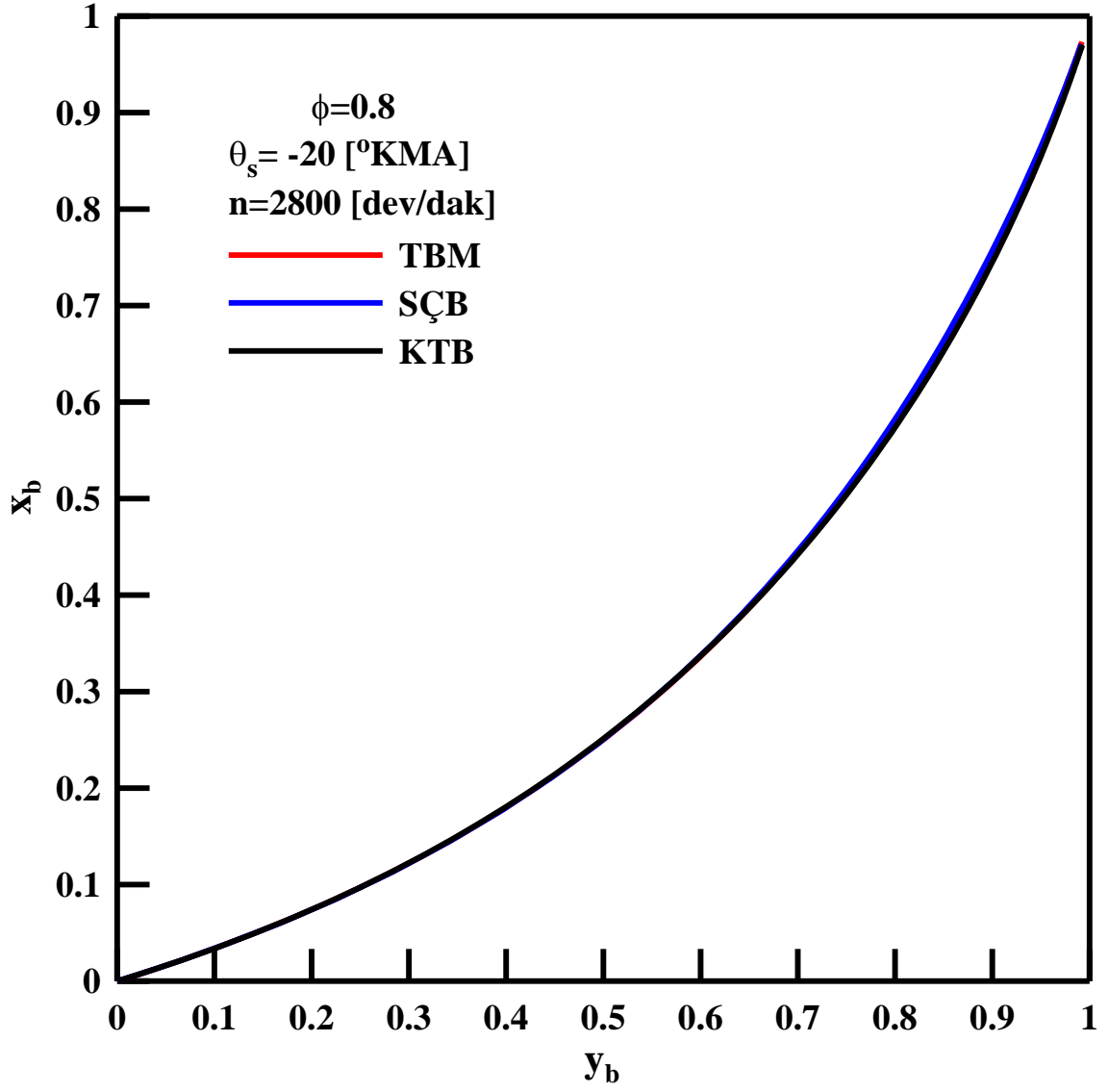
Şekil 3.53. MTB ve farklı ekivalans oranları için x_b - y_b değişimleri



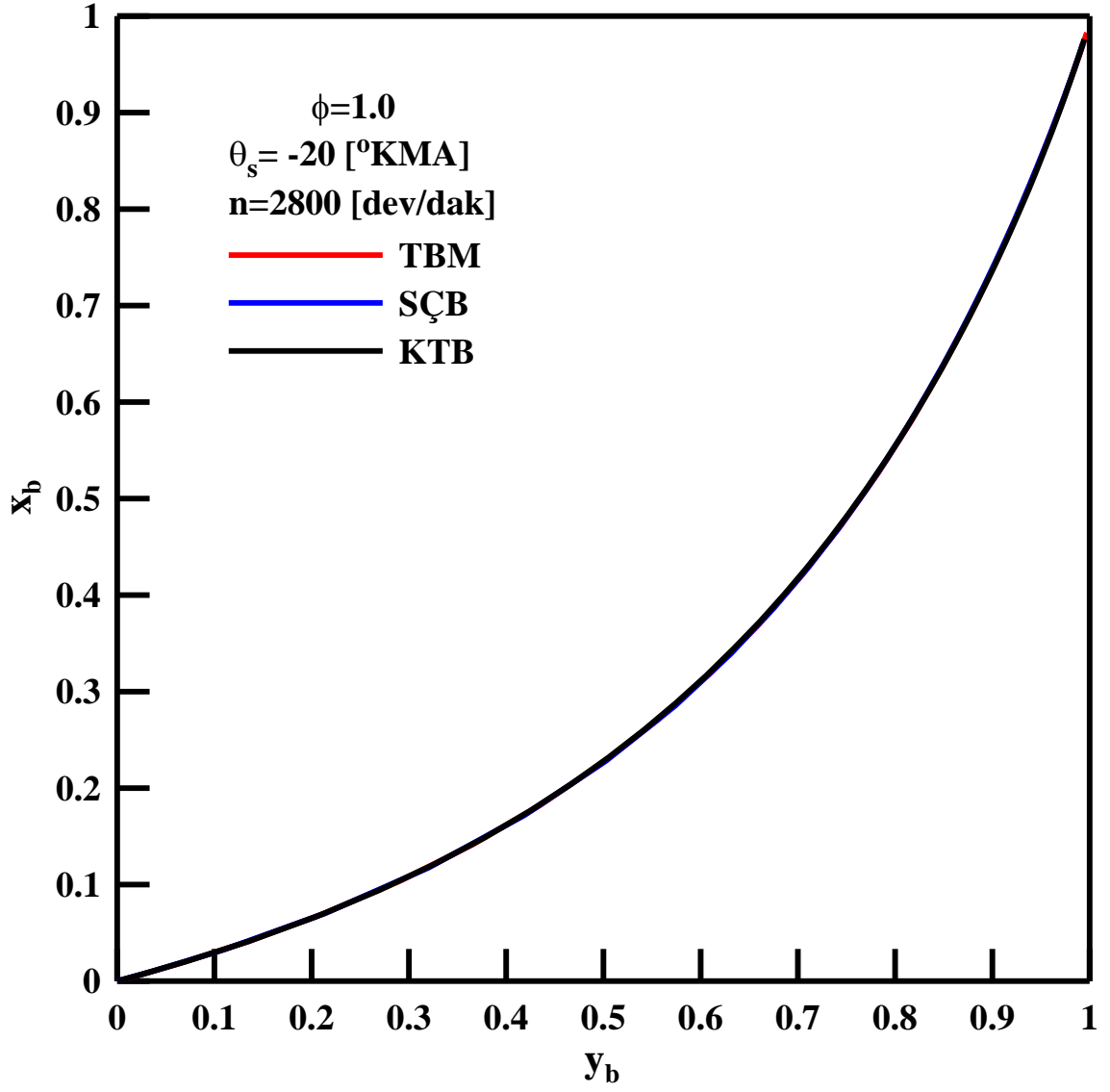
Şekil 3.54. SÇB ve farklı ekivalans oranları için x_b - y_b değişimleri



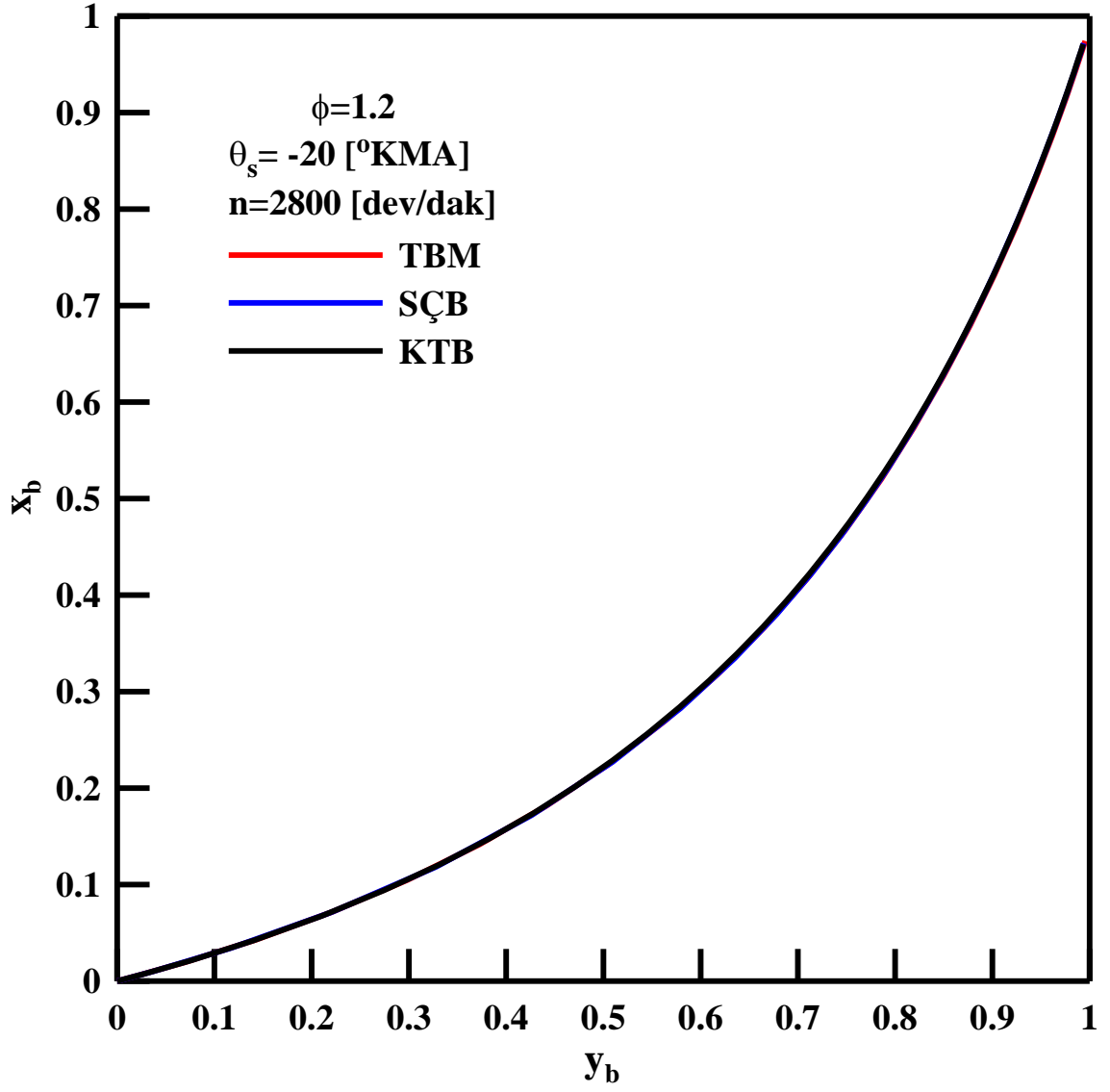
Şekil 3.55. KTB ve farklı ekivalans oranları için x_b - y_b değişimleri



Şekil 3.56. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için x_b - y_b değişimleri



Şekil 3.57. $\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için x_b - y_b değişimleri



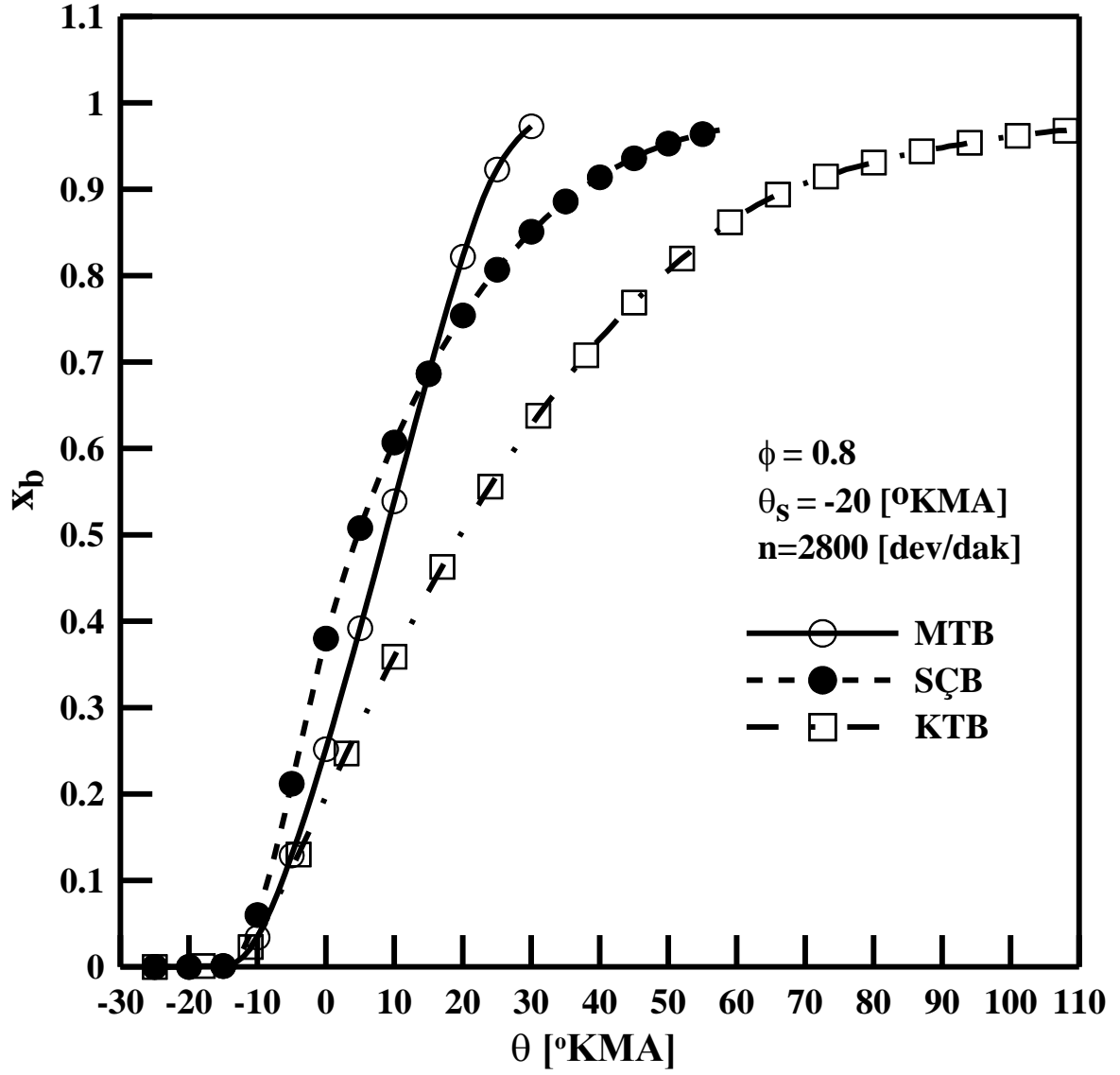
Şekil 3.58. $\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için x_b - y_b değişimleri

3.3.8. Kütlesel Yanma Oranlarının Değişimleri

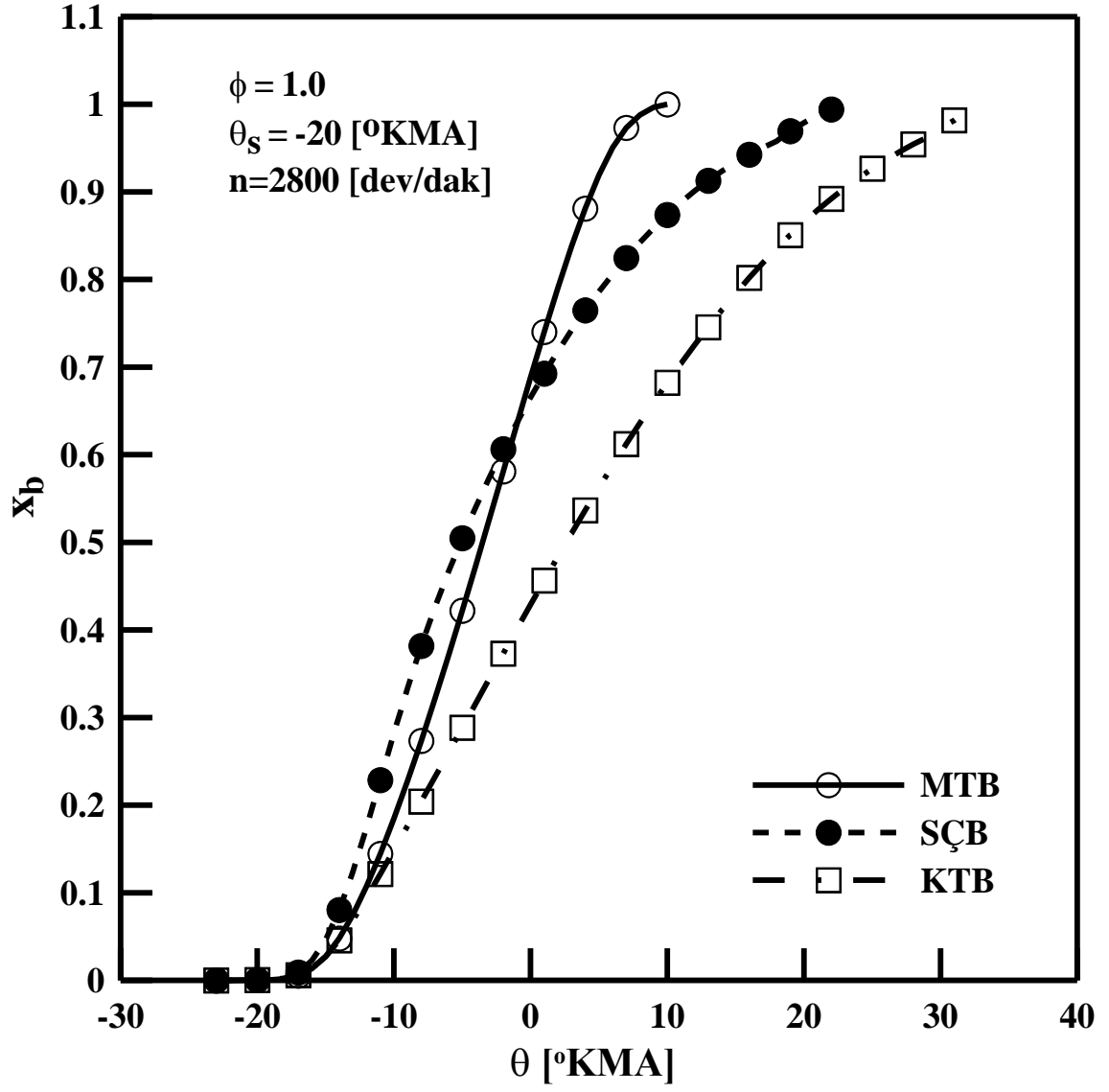
Kütlesel yanma oranı (x_b), BA motorlarda yanma işleminin karakteri ile ilgili önemli bilgiler vermektedir. Örneğin dik karakterdeki kütlesel yanma oranı eğrisi, yanma işleminin hızlı olduğunu göstermektedir.

Şekil 3.59-61'de, üç farklı ekivalans oranı ve farklı buji konumları için kütlesel yanma oranlarının krank mili açısına göre değişimleri karşılaştırmalı olarak verilmektedir.

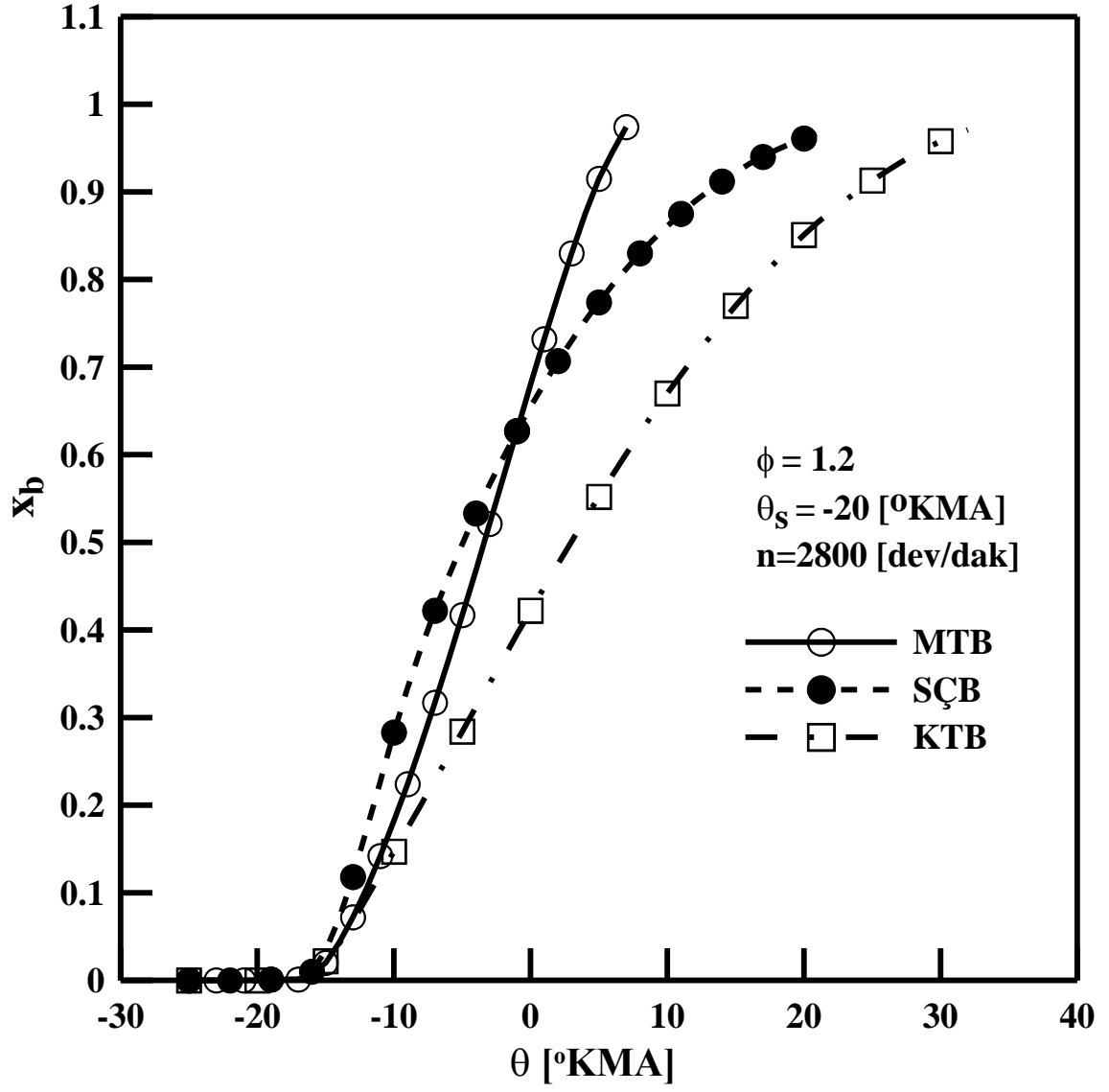
Şekiller dikkatlice incelendiğinde, çalışılan ekivalans oranları ($\phi=0.8, 1.0$ ve 1.2) için yanma işleminin ilk bölümlerinde SÇB kullanımının üstünlüğü x_b eğrilerinden açıkça görülmektedir. SÇB durumunda yanma odası içerisinde ilerleyen iki tane farklı alev küresi oluşmaktadır. Artan alev cephesi serbest yüzey alanı da yanma işleminin hızlanmasını sağlamaktadır. Yanmanın son aşamalarında, yanma hızındaki üstünlük MTB kullanımına geçmektedir. Tüm ekivalans oranlarında en yavaş yanma işlemi KTB durumunda elde edilmiştir. Tutuşma gecikmesi göz önüne alındığında, ekivalans oranlarının ve buji konumlarının x_b üzerindeki etkilerinin benzer olduğu görülmektedir.



Şekil 3.59. $\phi=0.8$ için kütleli yanma oranlarının karşılaştırılması



Şekil 3.60. $\phi=1.0$ için kütleli yanma oranlarının karşılaştırılması



Şekil 3.61. $\phi=1.2$ için kütleli yanma oranlarının karşılaştırılması

3.3.9. Yanma Sürelerinin Karşılaştırılması

Yanma işleminde, kütleli yanma oranının %90'lık değerine ulaştığı krank mili açısı ile ateşleme avansı arasındaki fark toplam yanma süresi olarak tanımlanmaktadır (Ferguson, 1986). Toplam yanma süresi iki temel kısımdan oluşmaktadır. Bunlardan ilki; literatürde alev gelişme evresi olarak da isimlendirilen “ilk yanma evresidir (alev çekirdeğinin oluşumu)”. İlk yanma evresi genellikle kütleli yanma oranının %10 değerine ulaştığı krank mili açısına karşılık gelen süre olarak kabul edilmektedir. Ana yanma evresi ise kütleli yanma oranının %(10-90) aralığını kapsamaktadır (Nakamura vd., 1985; Heywood, 1988). Ana yanma evresinin sonunda alev yayılması işlemi tamamlanmış olmaktadır, fakat yanma işlemi yanmış gaz karışımı içerisinde kalan taze dolgunun yanması ile devam etmektedir. Yanma süresi; ekivalans oranına, artık gaz oranına, ateşleme zamanına, taze dolgunun yanma odasındaki homojen dağılmış olmasına ve devir sayısına bağlı olarak değişmektedir. Türbülans şiddeti ve yanma odası geometrisi yanma süresi üzerinde etkili olan diğer faktörler olarak sıralanabilir (Ferguson, 1986).

Bu bölümde, yanma sürelerinin buji konumuna ve devir sayısına göre değişimleri, ilk yanma evresi ve ana yanma evresi olarak iki parça şeklinde dikkate alınmış ve üç farklı ekivalans ($\phi=0.8, 1.0$ ve 1.2) oranı için incelenmiştir. Yanma sürelerinin ekivalans oranına göre değişimleri ise toplam yanma süreleri üzerinden değerlendirilmiştir.

3.3.9.1. $\phi=0.8$ Ekivalans Oranı İçin Yanma Evresi Sürelerinin Devir Sayısına Göre Değişimlerinin İncelenmesi

Şekil 3.62-64'te $\phi=0.8$ ekivalans oranı ve farklı buji konumları için yanma sürelerinin devir sayısına göre değişimleri verilmektedir.

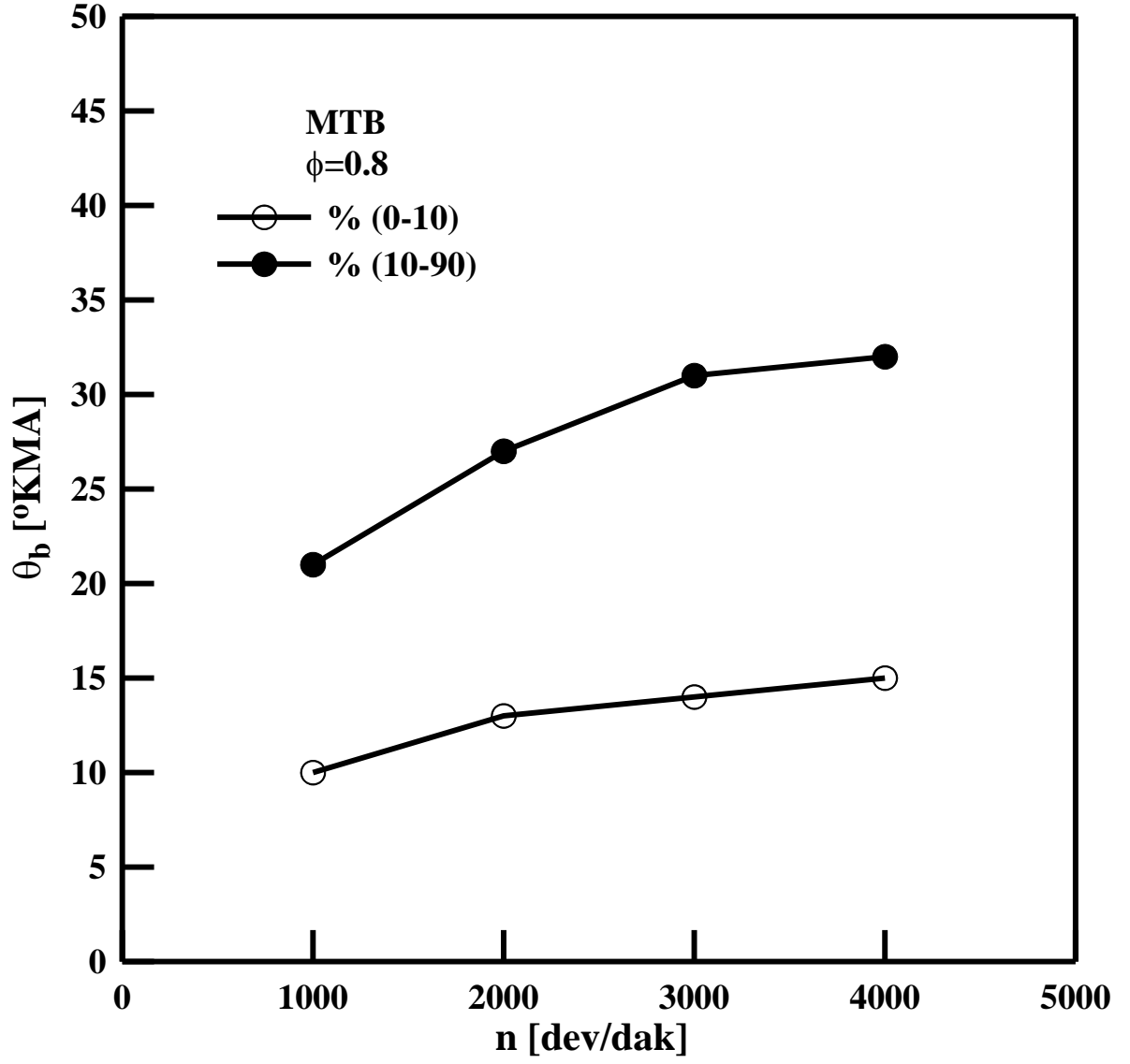
Şekiller incelendiğinde, ilk yanma evresi süresinin devir sayısına göre değişim eğrilerinin, yataya yakın bir karaktere sahip olduğu görülmektedir. Buradan, ilk yanma evresinin devir sayısının değişiminden çok fazla etkilenmediği sonucuna varılabilir. Ana yanma evresi için hesaplanan yanma sürelerinin düşük devir sayılarında yüksek gradyan değerleri aldığı görülmektedir. Devir sayısının artması ile birlikte, devir sayısının ana yanma evresi için harcanan süre üzerindeki etkisinde bir kısalma söz konusu olmaktadır. Örneğin MBT durumunda; $n=1000$ ve 2000 [dev/dak] devir sayıları arasındaki geçiş göz önüne alındığında, yanma süresinde yaklaşık %28'lik bir artış olurken, $n=3000$ ve 4000

[dev/dak] için bu değer yaklaşık %3 düzeyinde gerçekleşmektedir. SÇB ve KTB kullanılması durumları irdelenirse niteliksel olarak benzer sonuçlara ulaşılabilmektedir.

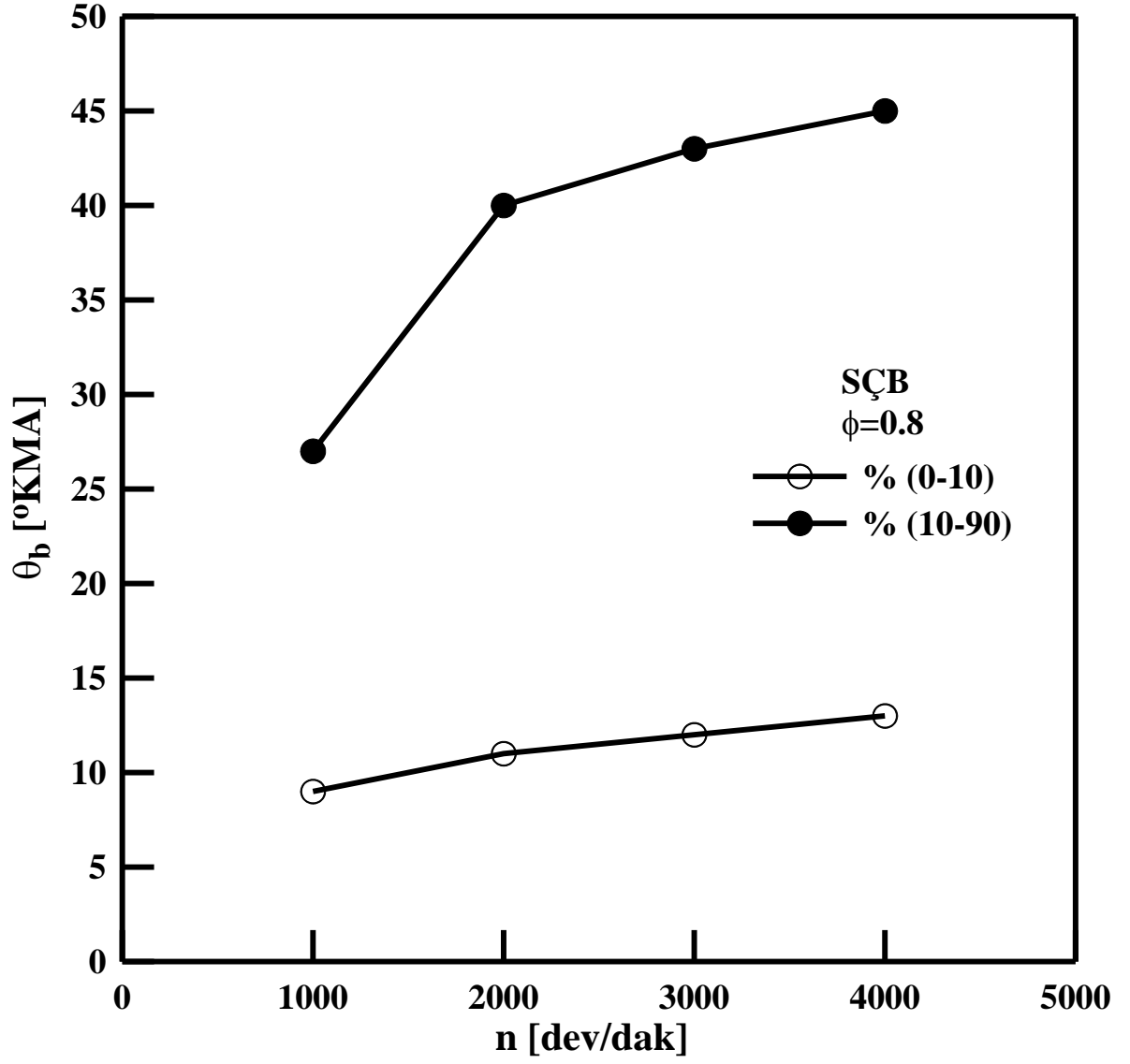
Şekil 65'te ilk yanma evresi ve Şekil 66'da ana yanma evresi için farklı buji konumlarında elde edilen yanma sürelerinin bir karşılaştırılması yapılmıştır.

Şekil 65 dikkatlice incelenecek olursa, ilk yanma evresi için en düşük yanma süresinin SÇB durumunda elde edildiği görülmektedir. SÇB kullanılması durumunda, bujilerde birbirinden bağımsız şekilde oluşan iki alev küresi yanmanın bu ilk aşamasının daha hızlı bir şekilde tamamlanmasını sağlamaktadır. MTB ve KTB durumunda elde edilen yanma süreleri ise birbirine oldukça yakın değerler almaktadır.

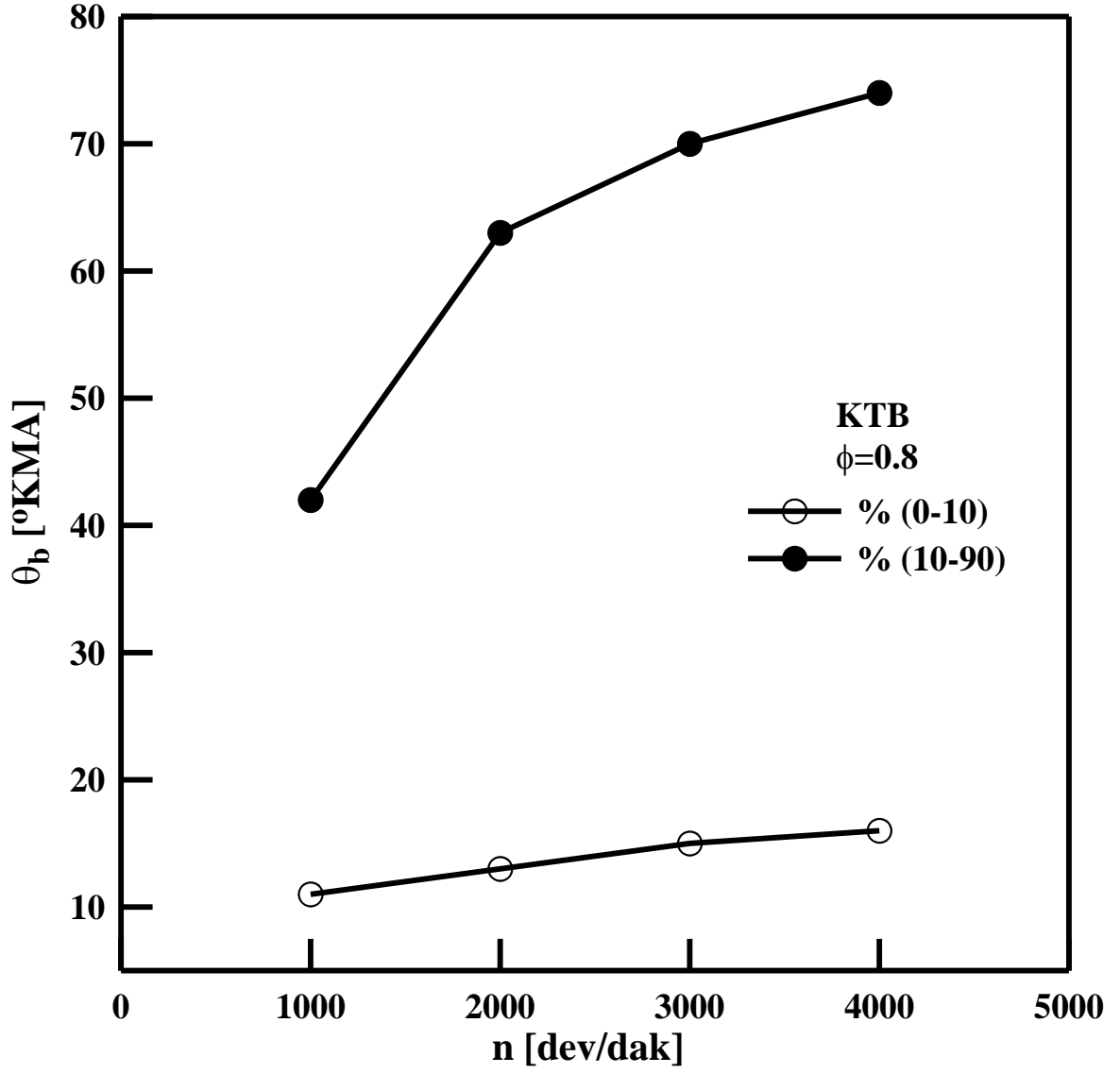
Devir sayısının ve buji konumunun; ana yanma evresinin tamamlanması için geçen süre üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu Şekil 66'dan açıkça görülmektedir. En düşük yanma süresi, MTB durumunda, yani alev yolu mesafesinin en kısa değerlerini aldığı çalışma koşulları altında elde edilmiştir. Kenarda tek buji ise en uzun yanma sürelerinin olduğu çalışma koşulunu teşkil etmektedir. Örneğin $n=4000$ [dev/dak] için MTB durumundaki yanma süresi referans alınır, yanma süresinin değeri SÇB durumunda yaklaşık % 41 ve KTB durumunda ise yaklaşık iki katından daha fazla artış göstermektedir.



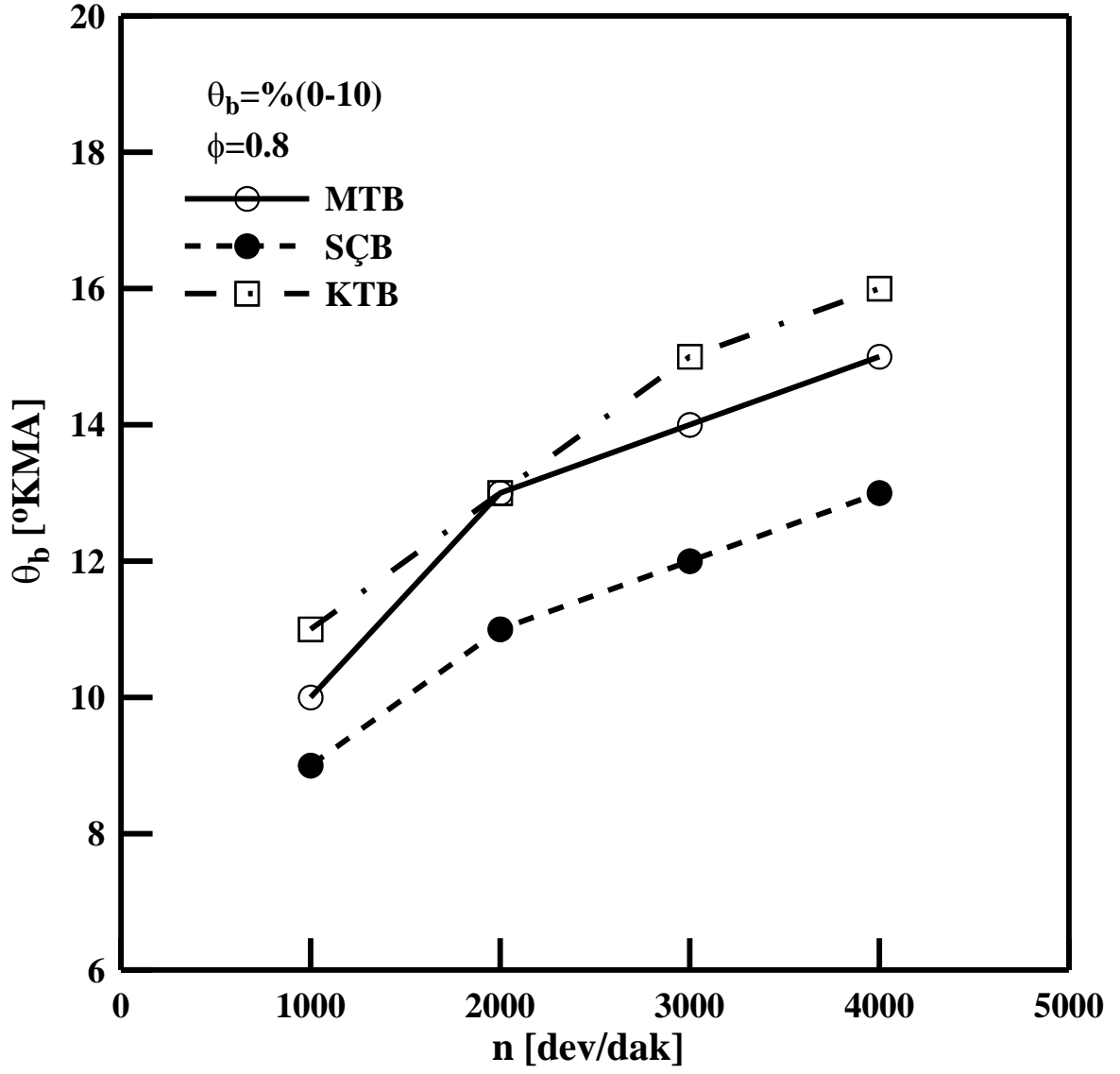
Şekil 3.62. $\phi=0.8$ için MTB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri



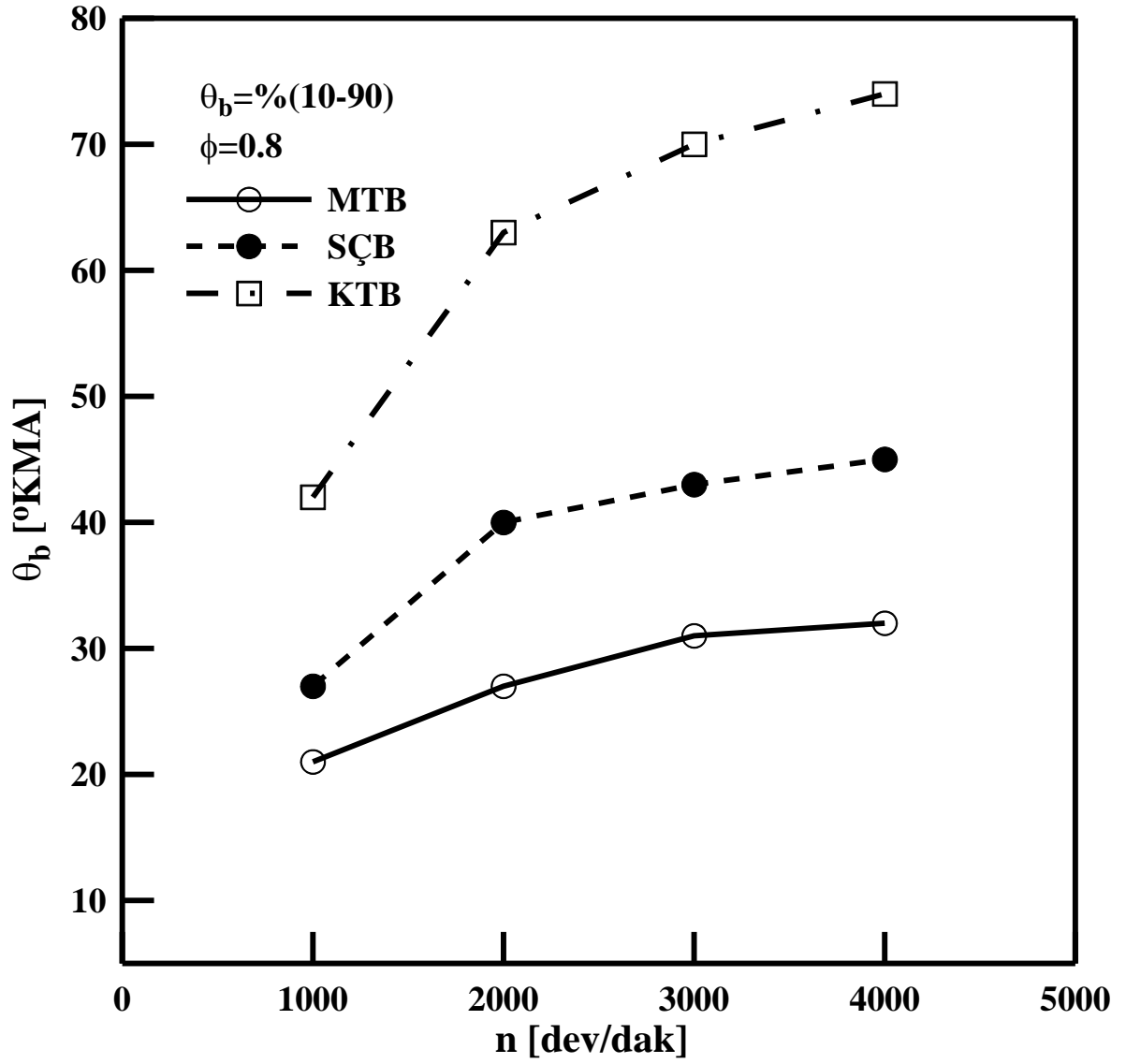
Şekil 3.63. $\phi=0.8$ için SÇB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri



Şekil 3.64. $\phi=0.8$ için KTB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri



Şekil 3.65. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için ilk yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimlerinin karşılaştırılması



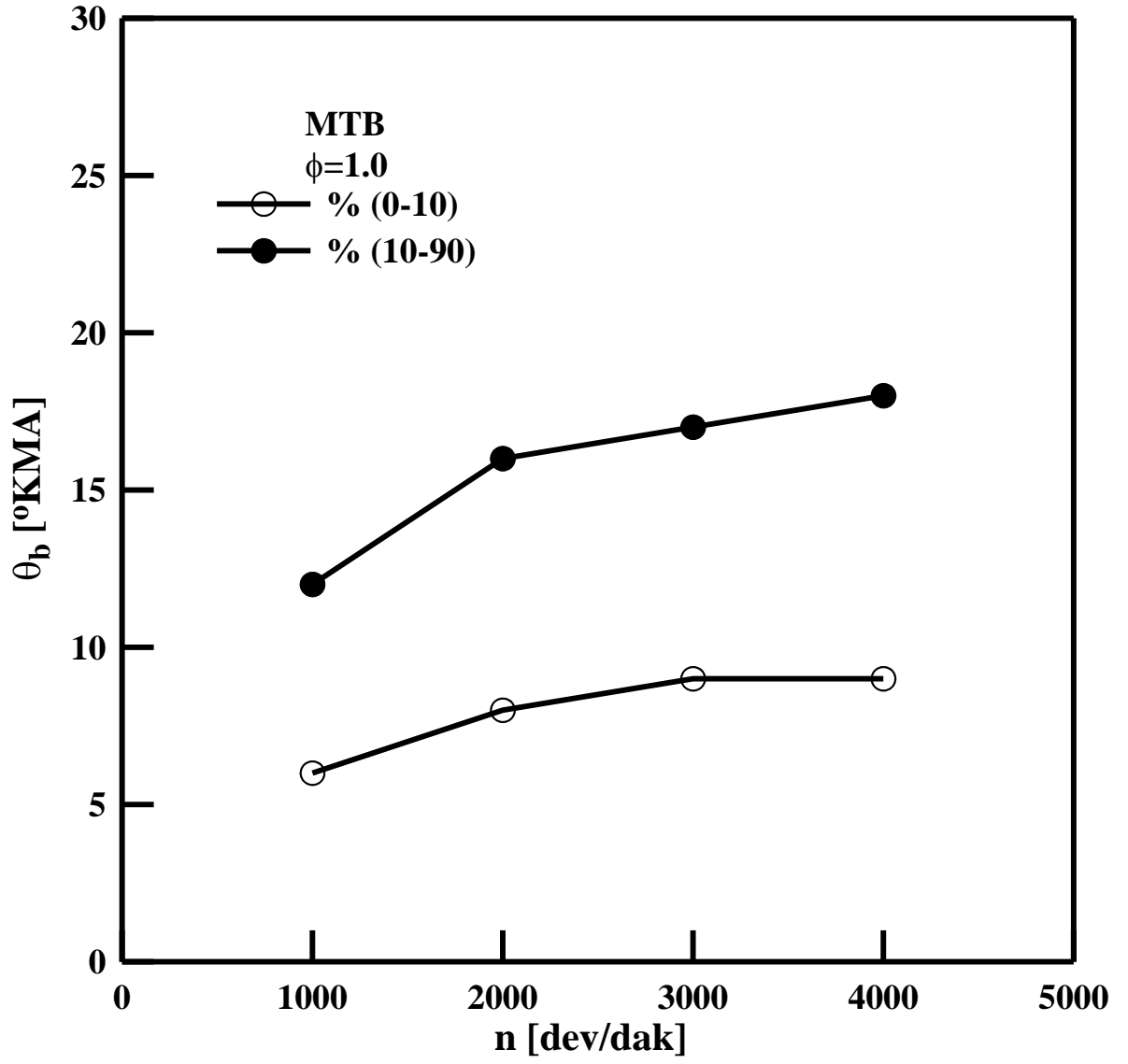
Şekil 3.66. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için ana yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimlerinin karşılaştırılması

3.3.9.2. $\phi=1.0$ Ekivalans Oranı İçin Yanma Evresi Sürelerinin Devir Sayısına Göre Değişimlerinin İncelenmesi

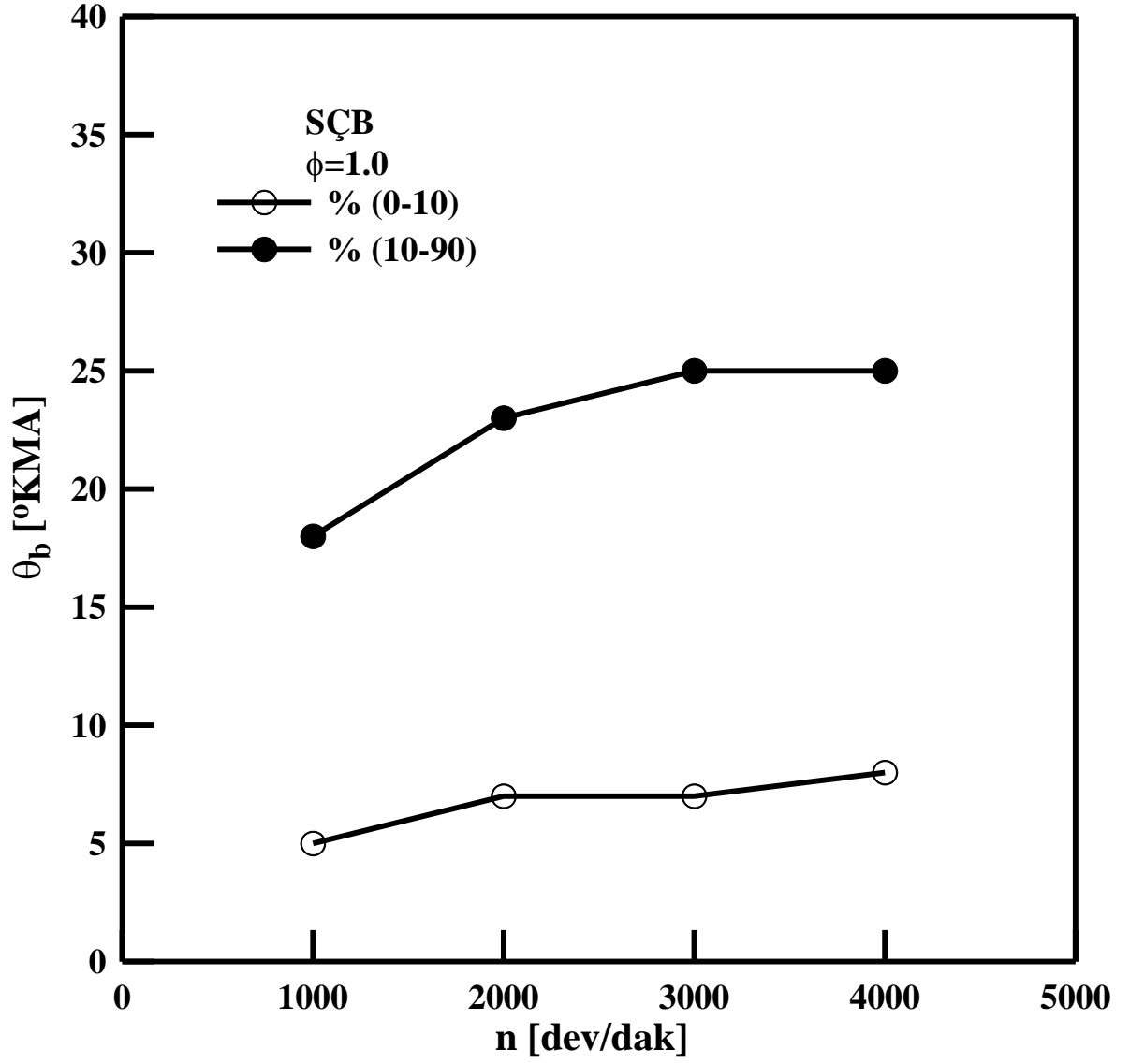
Şekil 3.67-69'da $\phi=1.0$ ekivalans oranı ve farklı buji konumları için yanma sürelerinin devir sayısına göre değişimleri verilmektedir. Şekil 3.70 ve 71'de ise ilk yanma evresi ve ana yanma evresi için farklı buji konumlarında elde edilen yanma süreleri gösterilmektedir.

Şekil 3.67-69 incelendiğinde, ilk yanma evresine ilişkin yanma sürelerinin devir sayısından çok fazla etkilenmediği görülmektedir. Ana yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimlerinin, özellikle düşük devir sayılarında belirgin şekilde dik bir karaktere sahip olduğu görülmektedir. Devir sayısının artması ile birlikte, yanma süresinin artış oranında bir azalma meydana gelmektedir.

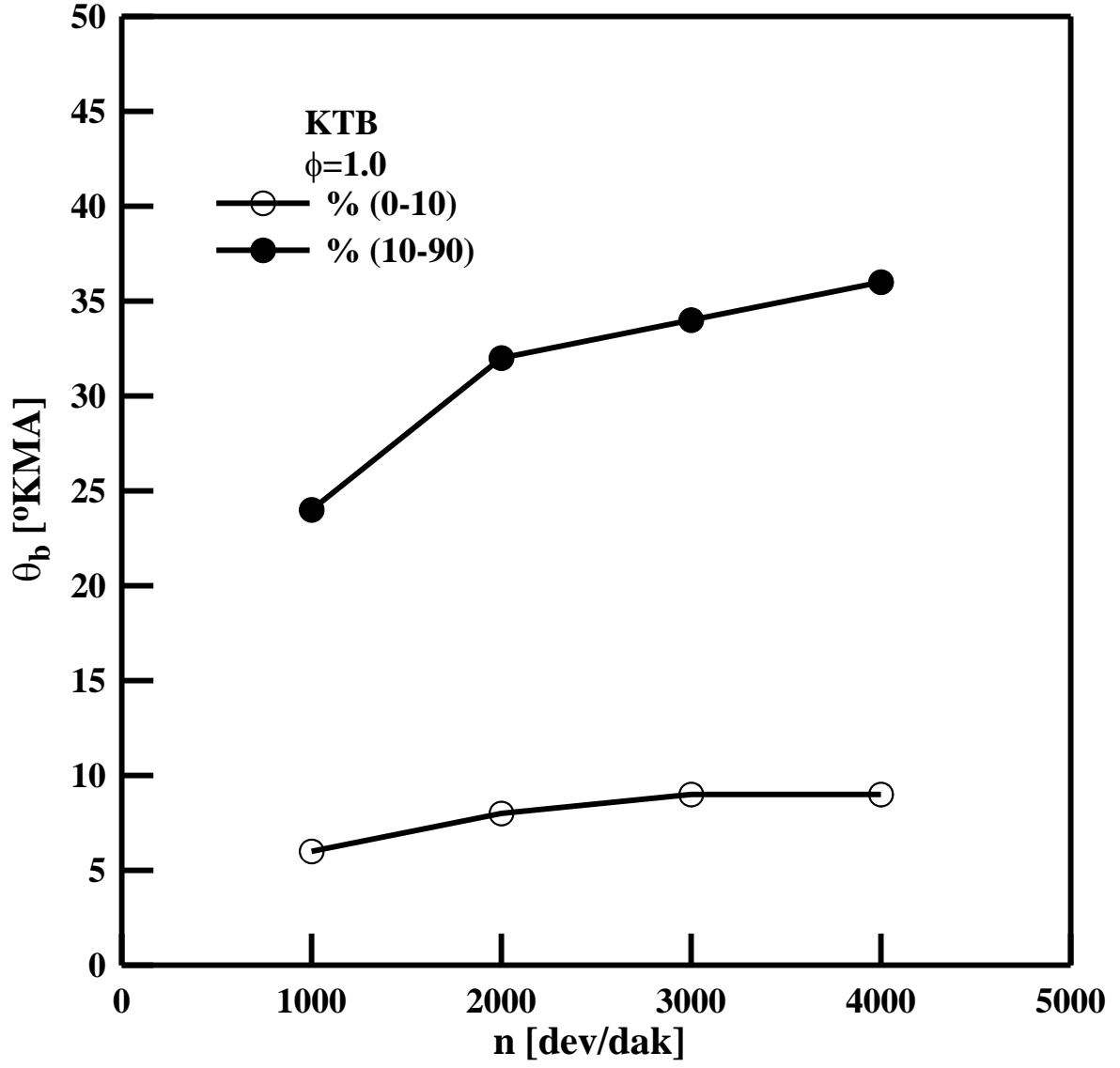
Buji konumlarının yanma süresi üzerindeki etkisinin gösterildiği Şekil 3.70'de ilk yanma evresi için, SÇB kullanımının sağlamış olduğu üstünlüğün $\phi=1.0$ ekivalans oranı çalışma koşulunda da sürdüğü açıkça görülmektedir. Şekil 3.71'de buji konumlarının ana yanma evresi süresi üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. Burada, en kısa yanma süresi MTB, en uzun yanma süresi ise KTB kullanımı durumunda elde edilmiştir.



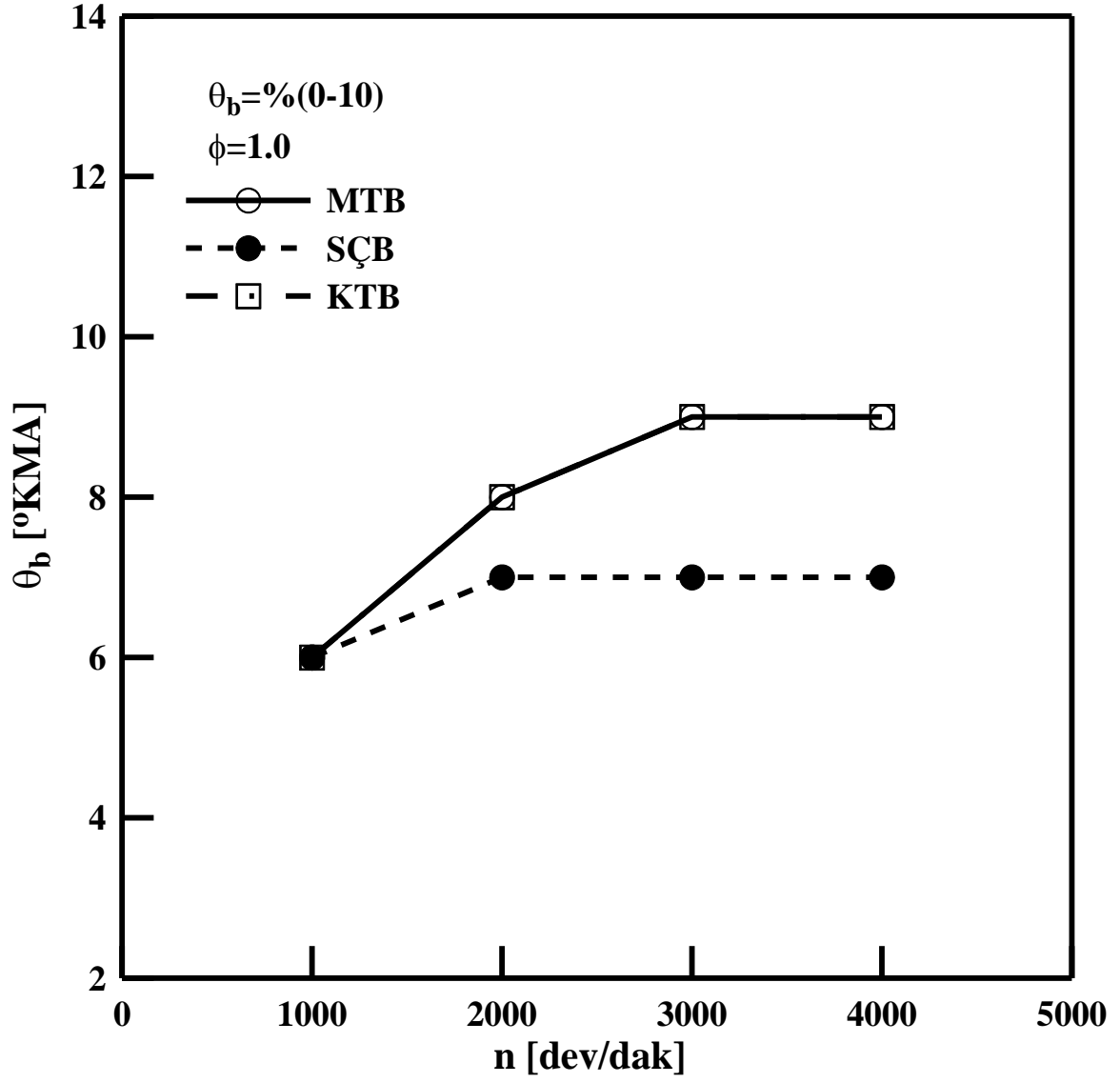
Şekil 3.67. $\phi=1.0$ için MTB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri



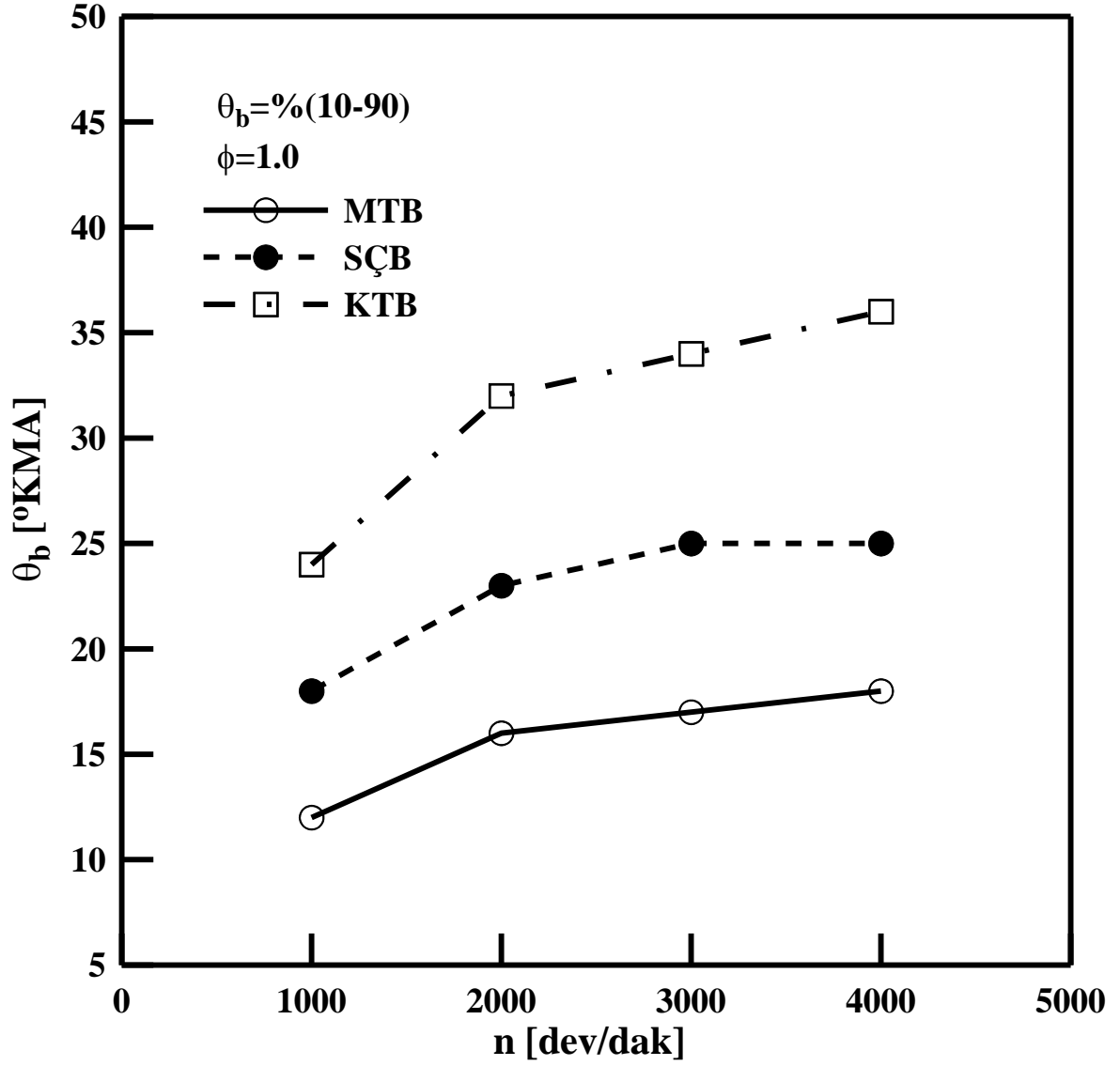
Şekil 3.68. $\phi=1.0$ için SÇB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri



Şekil 3.69. $\phi=1.0$ için KTB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri



Şekil 3.70. $\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için ilk yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimlerinin karşılaştırılması



Şekil 3.71. $\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için ana yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimlerinin karşılaştırılması

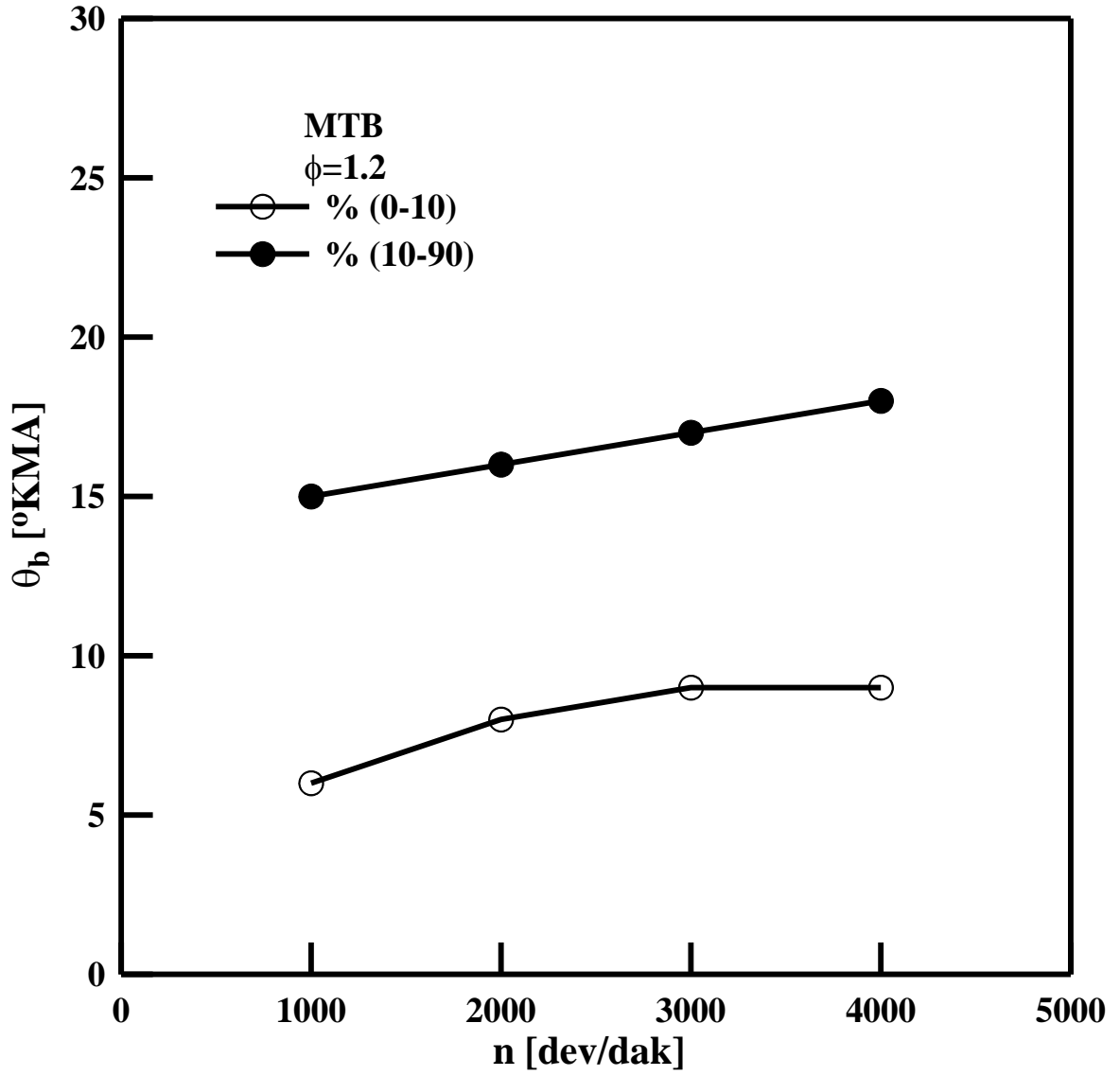
3.3.9.3. $\phi=1.2$ Ekivalans Oranı İçin Yanma Evresi Sürelerinin Devir Sayısına Göre Değişimlerinin İncelenmesi

Şekil 3.72-74'te $\phi=1.2$ ekivalans oranı ve farklı buji konumları için yanma sürelerinin devir sayısına göre değişimleri verilmektedir. Şekil 3.75 ve 76'da ise ilk yanma evresi ve ana yanma evresi için farklı buji konumlarında elde edilen yanma sürelerinin gösterilmektedir.

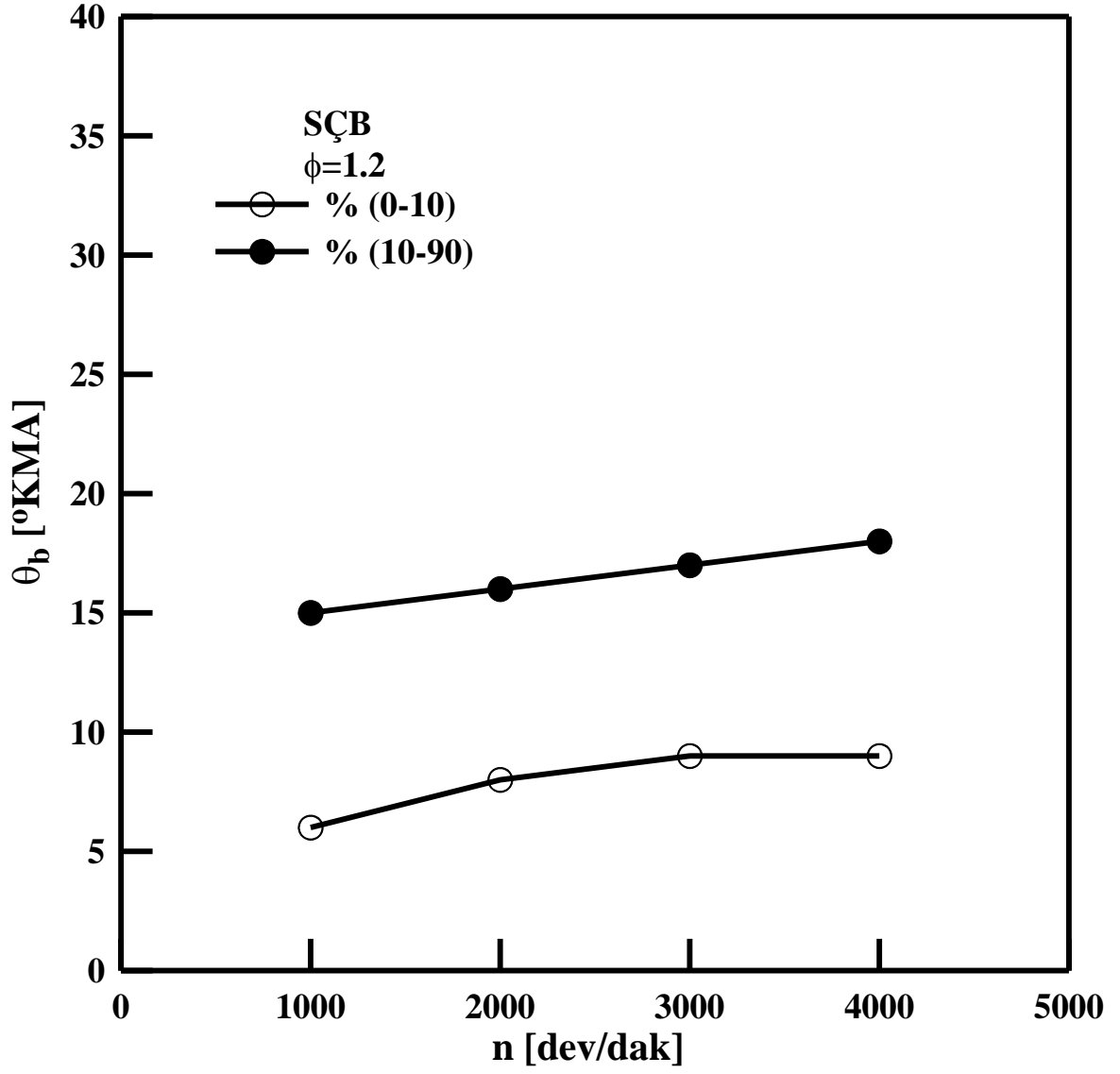
Şekil 3.72-74 incelendiğinde, ilk yanma evresi ve ana yanma evresi için elde edilen yanma sürelerine ilişkin eğrilerin yataya yakın olduğu göze çarpmaktadır. Artan devir sayısı ile birlikte yanma sürelerinde önemli bir artışın oluşmadığı görülmektedir.

Şekil 3.75'te buji konumunun ilk yanma evresi üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Farklı buji konumları için elde edilen ilk yanma evresi süreleri birbirine oldukça yakın değerler sergilemektedir. Artan devir sayısı ile birlikte SÇB durumunda diğer buji konumlarına göre yaklaşık %22 daha düşük değerde bir yanma süresi elde edilmiştir.

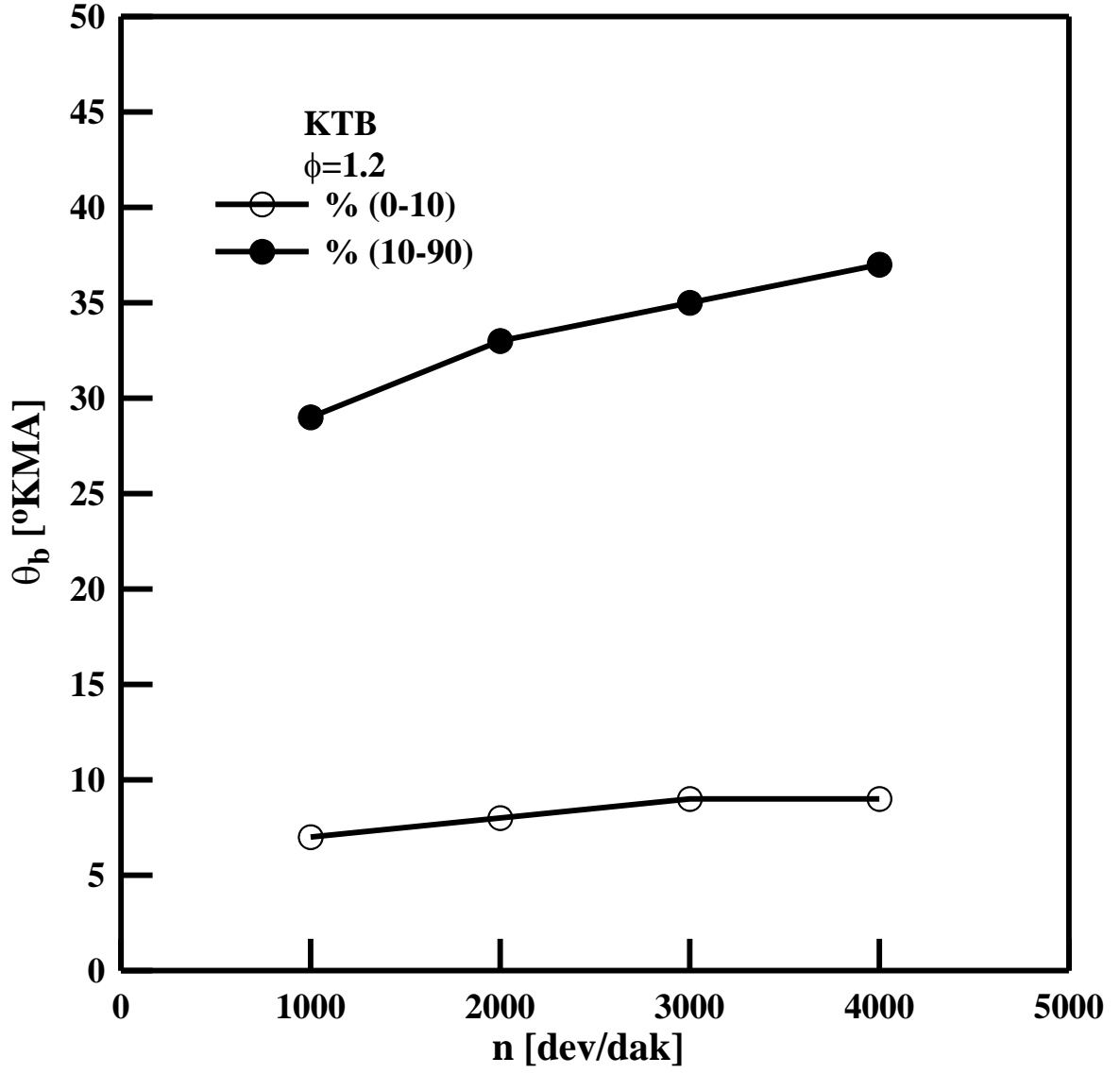
Şekil 3.76'da farklı buji konumlarındaki ana yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri verilmektedir. Buradan yanma süreleri için $\phi=0.8$ ve $\phi=1.0$ ekivalans oranlarındaki sıralamanın $\phi=1.2$ için de geçerliliğini koruduğu görülmektedir.



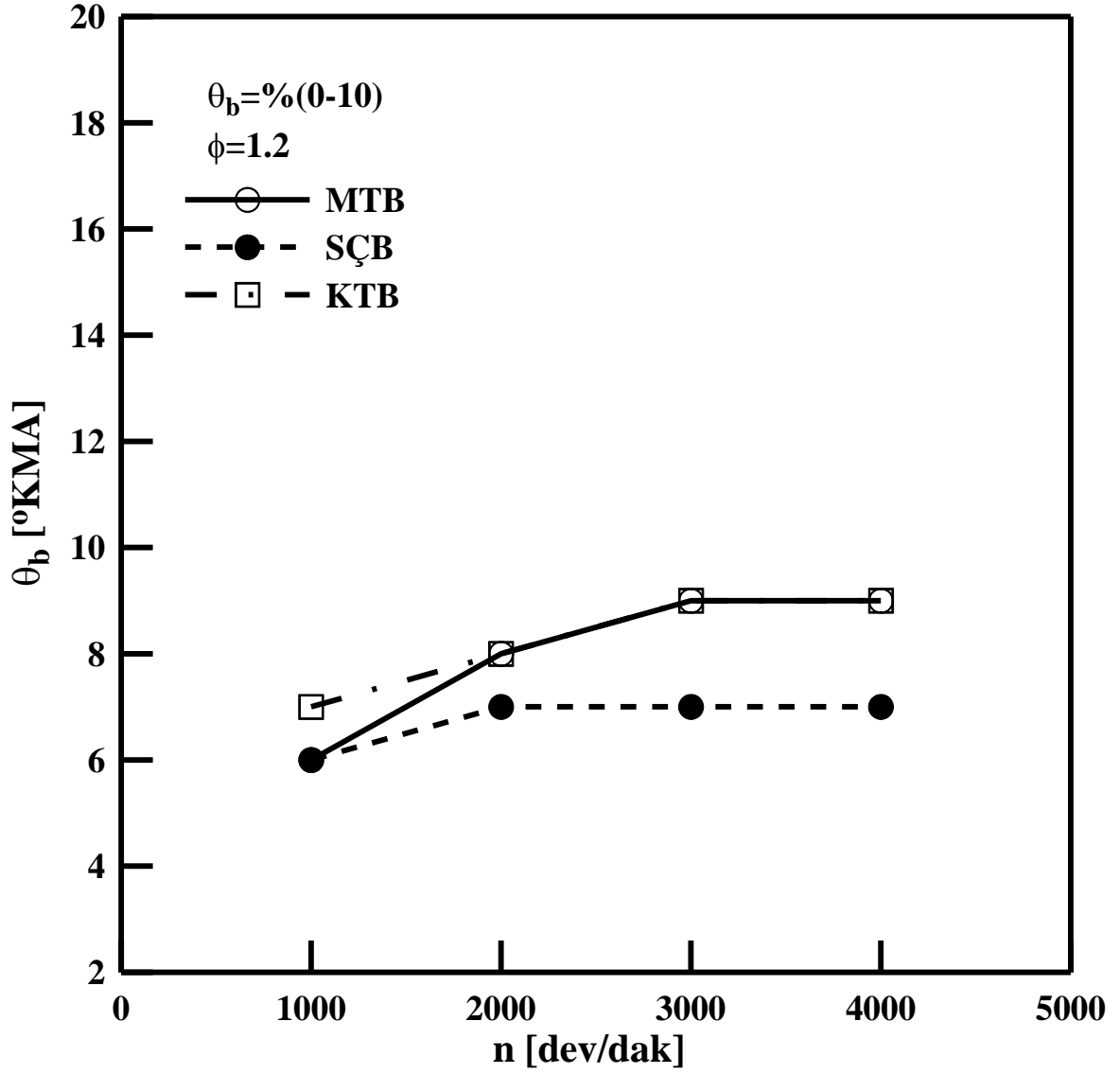
Şekil 3.72. $\phi=1.2$ için MTB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri



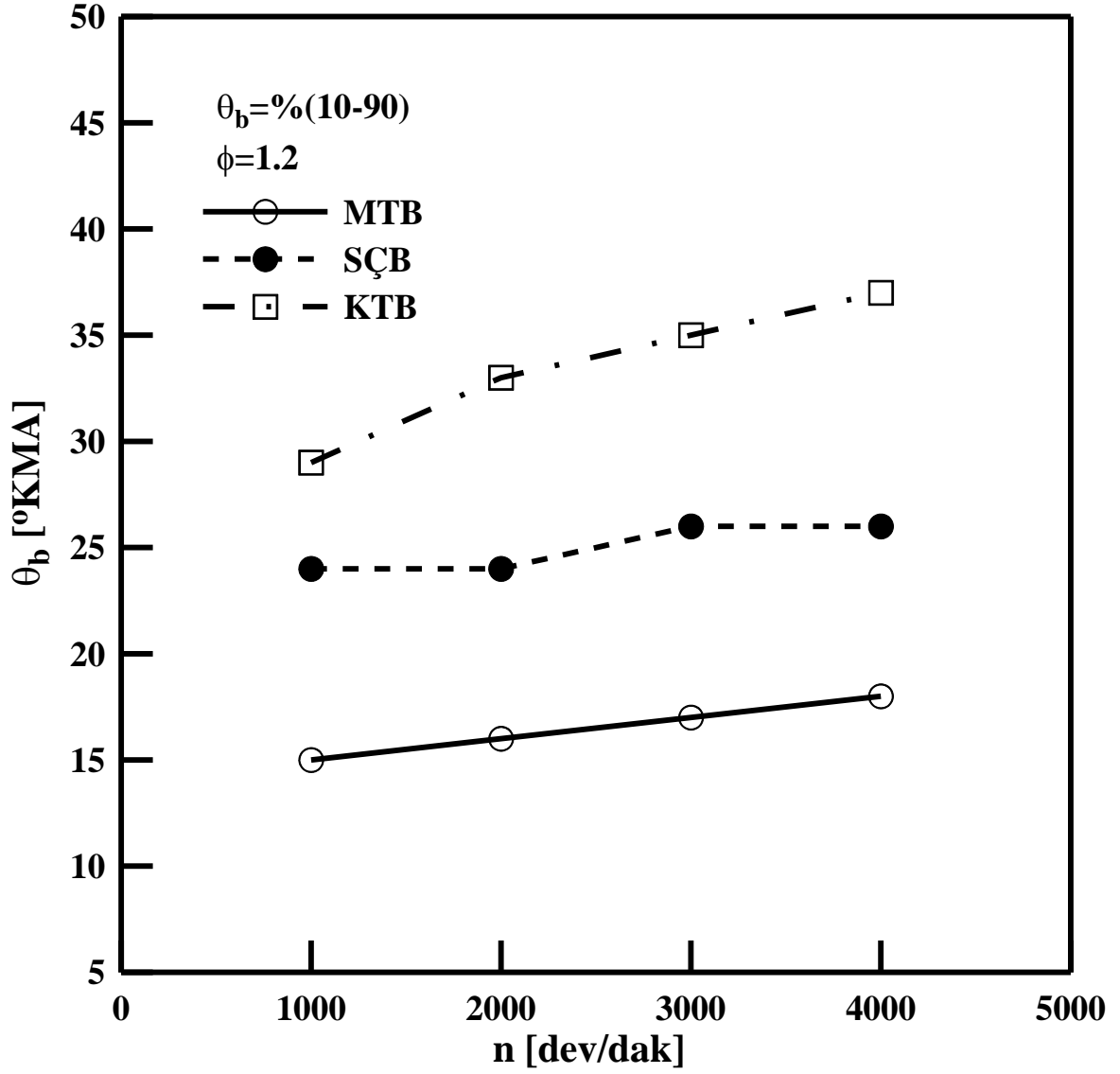
Şekil 3.73. $\phi=1.2$ için SÇB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri



Şekil 3.74. $\phi=1.2$ için KTB durumunda yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimleri



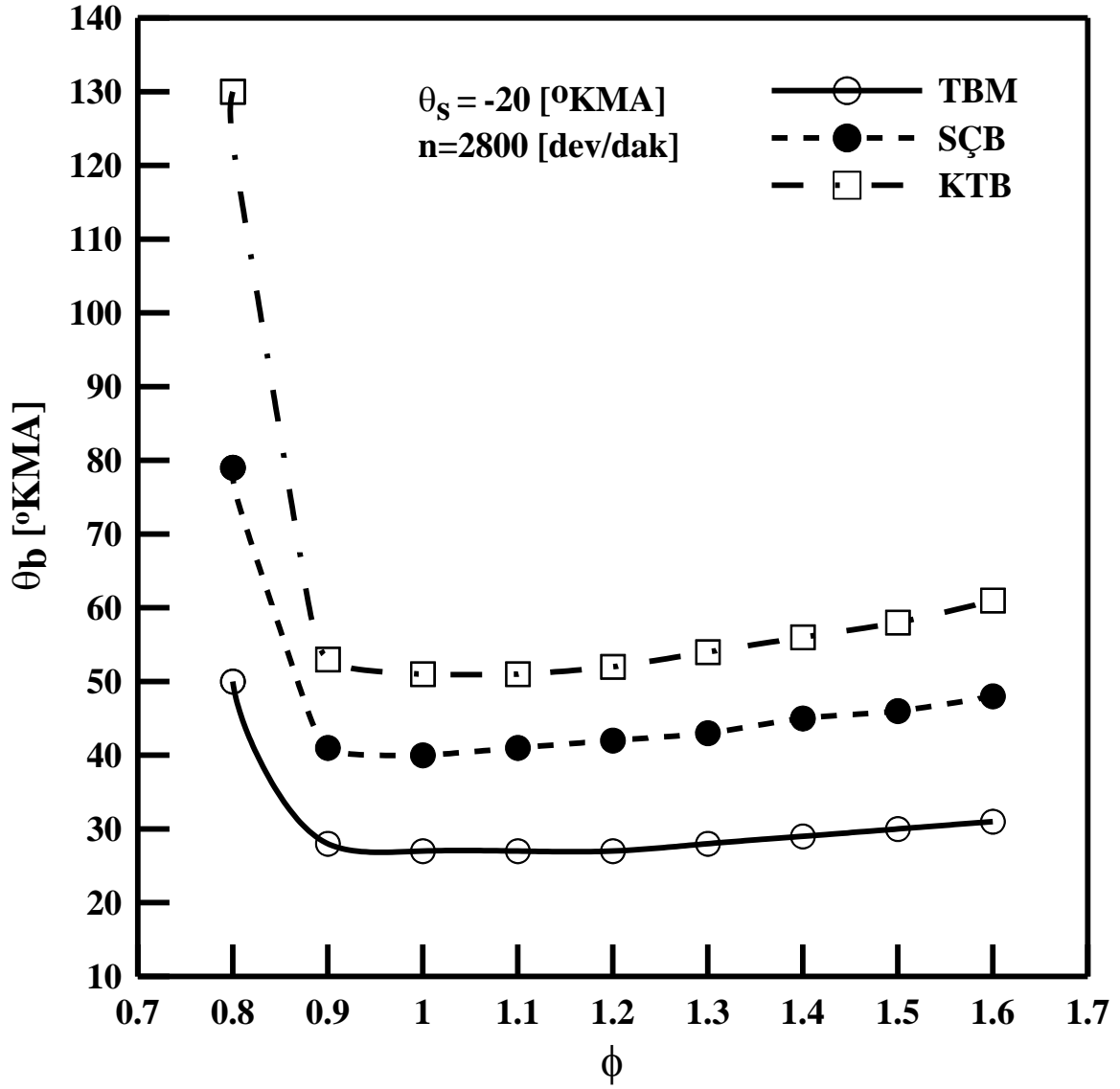
Şekil 3.75 $\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için ilk yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimlerinin karşılaştırılması



Şekil 3.76. $\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için ana yanma evresi sürelerinin devir sayısına göre değişimlerinin karşılaştırılması

3.3.9.4. Yanma Süresinin Ekivalans Oranına Göre Değişimi

Şekil 3.77’de, farklı buji konumları (TBM, SÇB ve KTB) için elde edilen toplam yanma sürelerinin ekivalans oranına ($\phi=0.8\div 1.6$) göre değişimleri verilmektedir. Fakir veya zengin karışım durumlarında tüm buji konumları için toplam yanma süresinin bir minimumdan geçtiği ve ϕ küçüldükçe ($\phi<1$) belirgin şekilde arttığı, ϕ büyüdükçe ($\phi>1$) ise yavaş yavaş arttığı şekilden açıkça görülmektedir. Yanma süresi minimum değerini, hafifçe zengin karışım durumunda (yaklaşık $\phi=1.1$ civarında) almaktadır. Bunun da nedeni, hafifçe zengin karışım durumunda yanma işlemi süresince oksijenin tamamının yakıt ile buluşma olasılığının yükselmesinden kaynaklanmaktadır. Bu bulgunun literatürle de (Hires vd., 1978; Taylor, 1985; Yamin, 2006) uyumlu olduğu belirlenmiştir. $\phi=1.1$ ekivalans oranında farklı buji konumları için elde edilen yanma süreleri karşılaştırıldığında; yanma süresinin MTB’ye göre, SÇB’de yaklaşık %52 ve KTB’de %89 oranında daha yüksek değerler aldığı görülmektedir. Yanma süresinin kısalması yakıt tüketiminin azalmasını sağlamaktadır. Fakat yanma süresinin belirli bir değer altına inmesi durumunda yakıt tüketiminde daha fazla bir iyileşme ortaya çıkmamaktadır. Konu ile ilgili daha fazla ayrıntı Nakamura vd. (1985)’te bulunabilir.

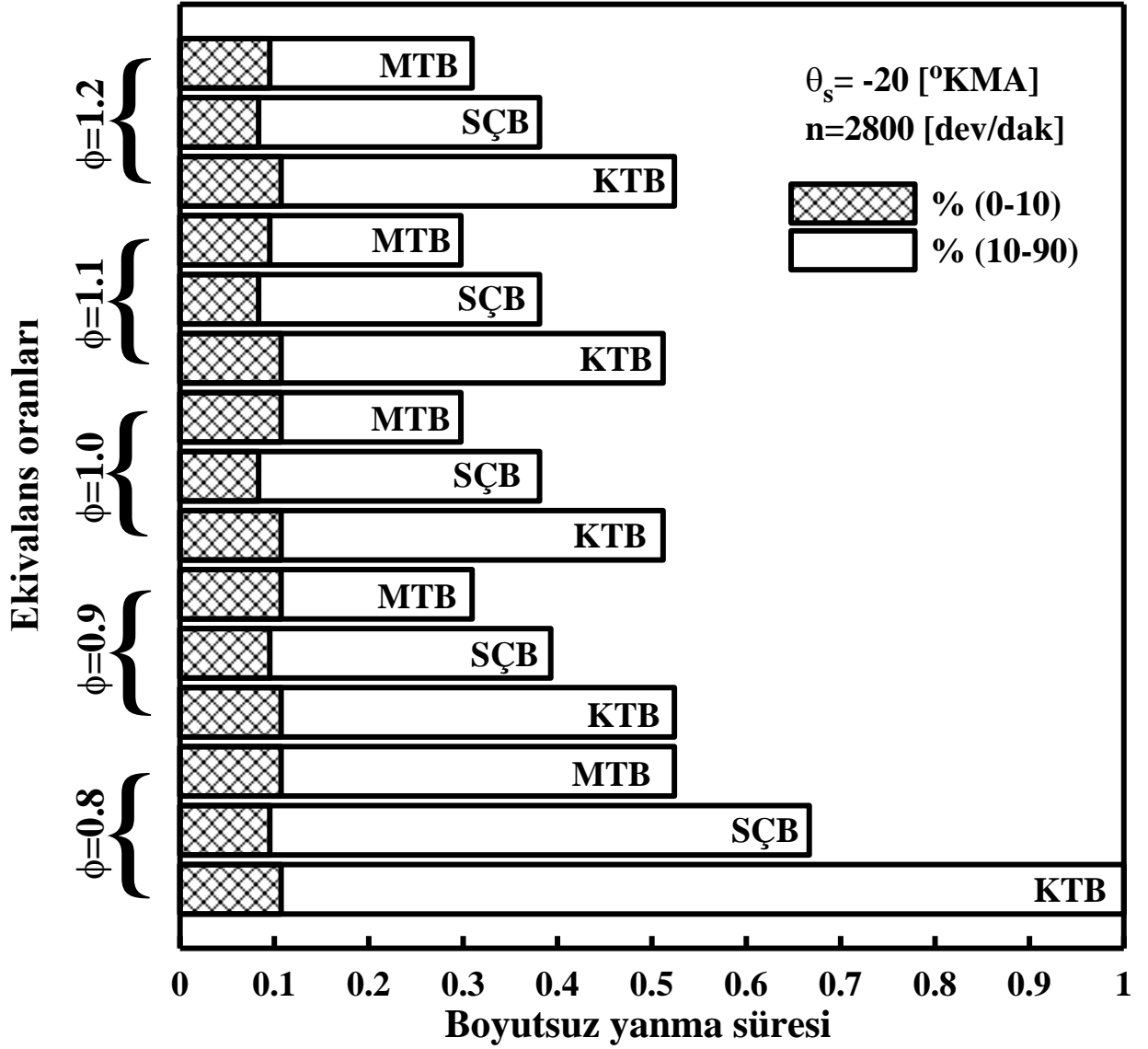


Şekil 3.77. Toplam yanma süresinin ekivalans oranına göre değişimleri

3.3.9.5. Boyutsuz Yanma Sürelerinin Ekivalans Oranı ve Buji Konumuna Göre Değişimleri

Şekil 3.78’de buji konumu ve ekivalans oranının yanma süresi üzerindeki etkisi bar grafikleri şeklinde gösterilmektedir. Yanma sürelerinin karşılaştırılmasında sabit ateşleme avansı ($\theta_s = -20$ [°KMA]) ve sabit bir devir sayısı ($n = 2800$ [dev/dak]) için yapılmıştır. Toplam yanma süresi ilk ve ana yanma evresi olmak üzere bar grafikler üzerinde iki bölüm olarak ele alınmıştır. Tüm yanma süreleri, en uzun yanma süresi (en yavaş yanma işlemi) esas alınarak boyutsuzlaştırılmıştır. Şekil 3.78’in çizimi için kullanılan verilerin ayrıntıları Tablo 3.2’de sunulmuştur.

Şekil 3.78 incelendiğinde, en uzun yanma sürelerinin fakir karışım durumunda ortaya çıktığı görülmektedir. Karışımın zenginleşmesi ile birlikte yanma süresi de belirgin bir şekilde kısalmaktadır. $\phi \geq 0.9$ durumunda; yanma sürelerinin birbirine yakın değerler aldığı Şekil 3.78’de açıkça görülmektedir. Buji konumları açısından konuya bakıldığında ise, en kısa yanma süreleri MTB durumunda elde edilmektedir. En uzun yanma süresi (en yavaş yanma) KTB durumunda ortaya çıkmaktadır.



Şekil 3.78. Boyutsuz yanma sürelerinin ekivalans oranı ve buji konumuna göre değişimleri

Tablo 3.2. Yanma sürelerinin karşılaştırılması

ϕ	θ_s	MTB		SÇB		KTB	
		% (0-10)	% (10-90)	% (0-10)	% (10-90)	% (0-10)	% (10-90)
0.8	20	9	36	8	44	9	69
0.9	20	9	17	8	25	9	35
1.0	20	9	16	7	25	9	34
1.1	20	8	17	7	25	9	34
1.2	20	8	18	7	26	9	35

3.3.10. Isı Kayıpları

Isı transferinin motor performansı, motor verimi ve egzoz emisyonları üzerinde önemli etkileri bulunmaktadır (Heywood, 1988). Bu bölümde yanma odasında taşınım ile gerçekleşen ısı transfer kayıpları ile segman kaçaklarından kaynaklanan ısı kayıplarından söz edilecektir. Taşınım ile ısı transferi için uygulanan hesaplama prosedürü Bölüm 2.2.2.8'de ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

Şekil 3.79-81'de farklı ekivalans oranları ve buji konumları için taşınım yoluyla yanma odası duvarlarına (silindir duvarlarına) transfer edilen toplam ısının ($Q_{taş}=Q_b+Q_u$) krank mili açısına göre değişimleri verilmektedir. Şekil 3.82'de ise, $\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için segman kaçaklarından kaynaklanan ısı kayıplarının krank mili açısına göre değişimleri sunulmuştur.

Şekil 3.79-81'deki veriler toplam yanma süresi boyunca taşınım ile gerçekleşen ısı transferini göstermektedir. Sıkıştırma işlemi süresince farklı buji konumları arasında ısı transferi açısından bir fark bulunmadığından şekillerden anlaşılmaktadır.

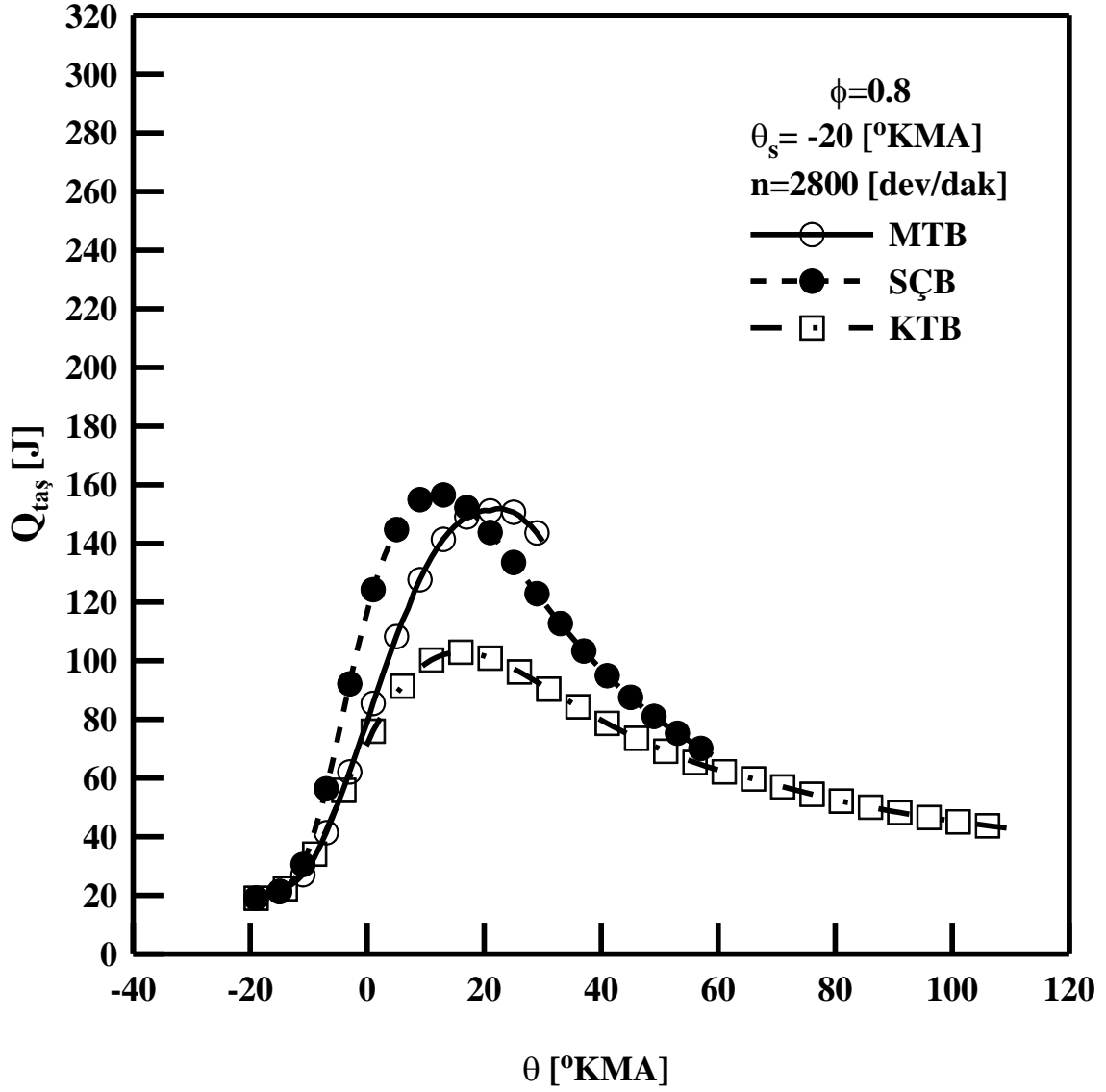
Şekil 3.79-81 incelendiğinde, yanma işleminin ilk bölümüne yakın krank mili açılarında BA motorda SÇB kullanılması durumunda ısı transferinin arttığı görülmektedir. SÇB durumunda, MTB ve KTB'ye göre alev cephesinin yanma odası duvarlarına değdiği yüzey alanı daha fazla olmaktadır. Bu da ısı transferinin artmasının başlıca nedenidir. SÇB durumundaki yüksek ısı transferi değerleri alev cephelerinin birleşmesinden başlayarak azalma göstermektedir. Doğal olarak ısı kayıplarının fazla olması motorun toplam veriminin düşmesine neden olmaktadır. Fakat SÇB durumundaki bu olumsuz durum, yanma işleminin hızlanması ile dengelenmektedir.

BA motorda KTB kullanılması durumunda, farklı ekivalans oranları altında çalışma koşullarında en düşük ısı transfer değerleri elde edilmiştir. KTB durumunda yanma uzamakta yani kötüleşmektedir. Yanma veriminin düşmesinden dolayı yakıtın ısısından tam olarak yararlanmak mümkün olmamaktadır. Dolayısıyla yanma sonu sıcaklıkları düşük değerlerde kalmaktadır. Buna bağlı olarak taşınım ile transfer edilen ısı miktarı da düşük değerler almaktadır.

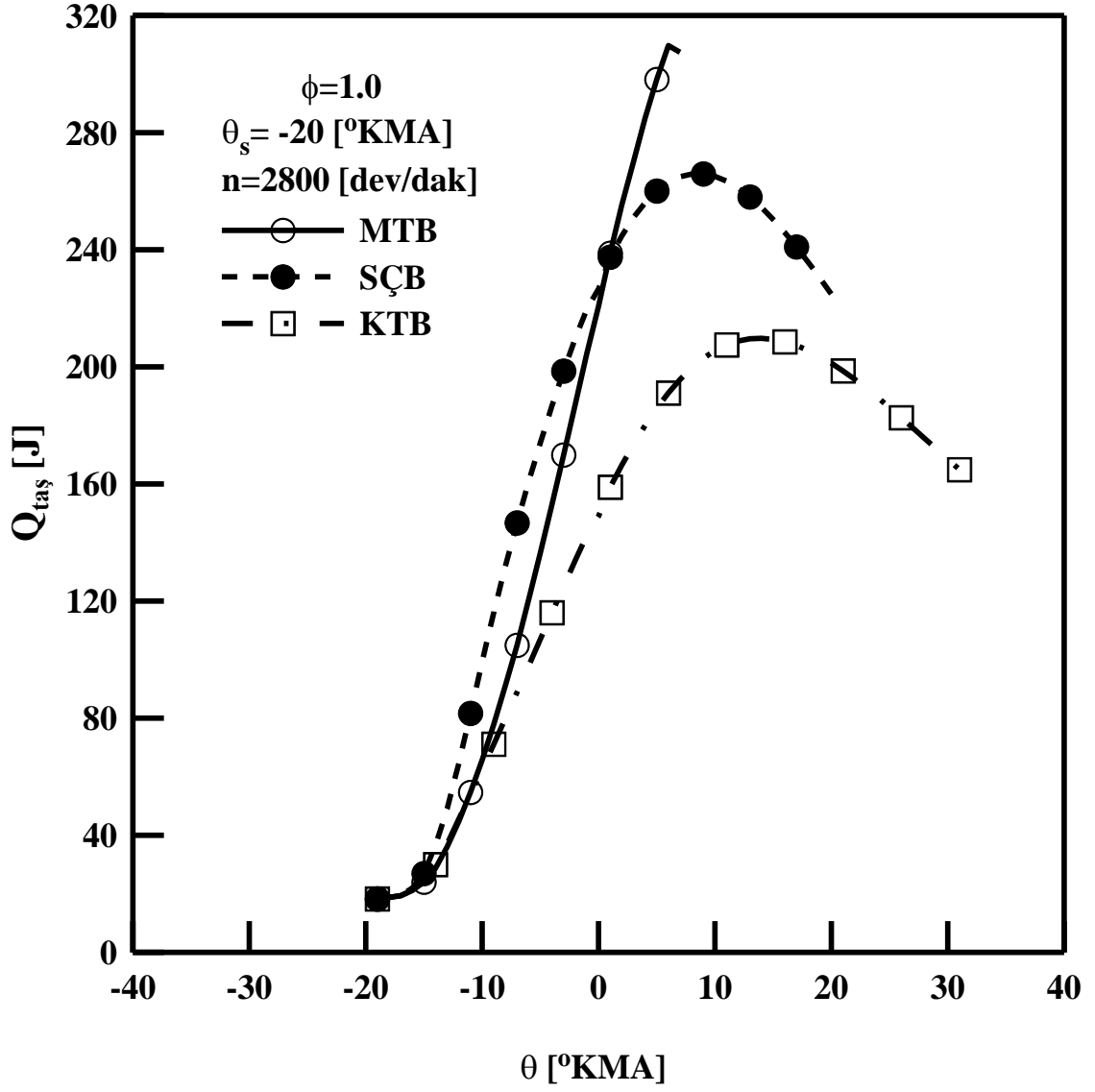
Şekil 3.79-81’de MTB ve KTB durumu için, ısı transferinin krank mili açısına göre değişimlerini gösteren eğriler incelendiğinde yanmanın ilk bölümünde eğrilerin birbirine oldukça yakın bir değişim sergilediği görülmektedir.

Segman kaçaklarının büyüklüğü, yanma odasındaki basıncın büyüklüğüne vb. parametrelere bağlı olarak değişmektedir (Heywood, 1988). Şekil 3.82’de segman kaçaklarından kaynaklanan ısı kayıplarının krank mili açısına göre değişimleri gösterilmektedir. Şekil 3.82 incelendiğinde ısı kayıplarının yanma işleminin başlamasından sonra hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir. Bu artış buji konumundan bağımsız şekilde gerçekleşmektedir. Ancak, niceliksel olarak bir değerlendirme yapılırsa, en yüksek ısı kaybının yüksek yanma sonu basınçlarının olduğu MTB ve SÇB durumunda ortaya çıktığı görülmektedir.

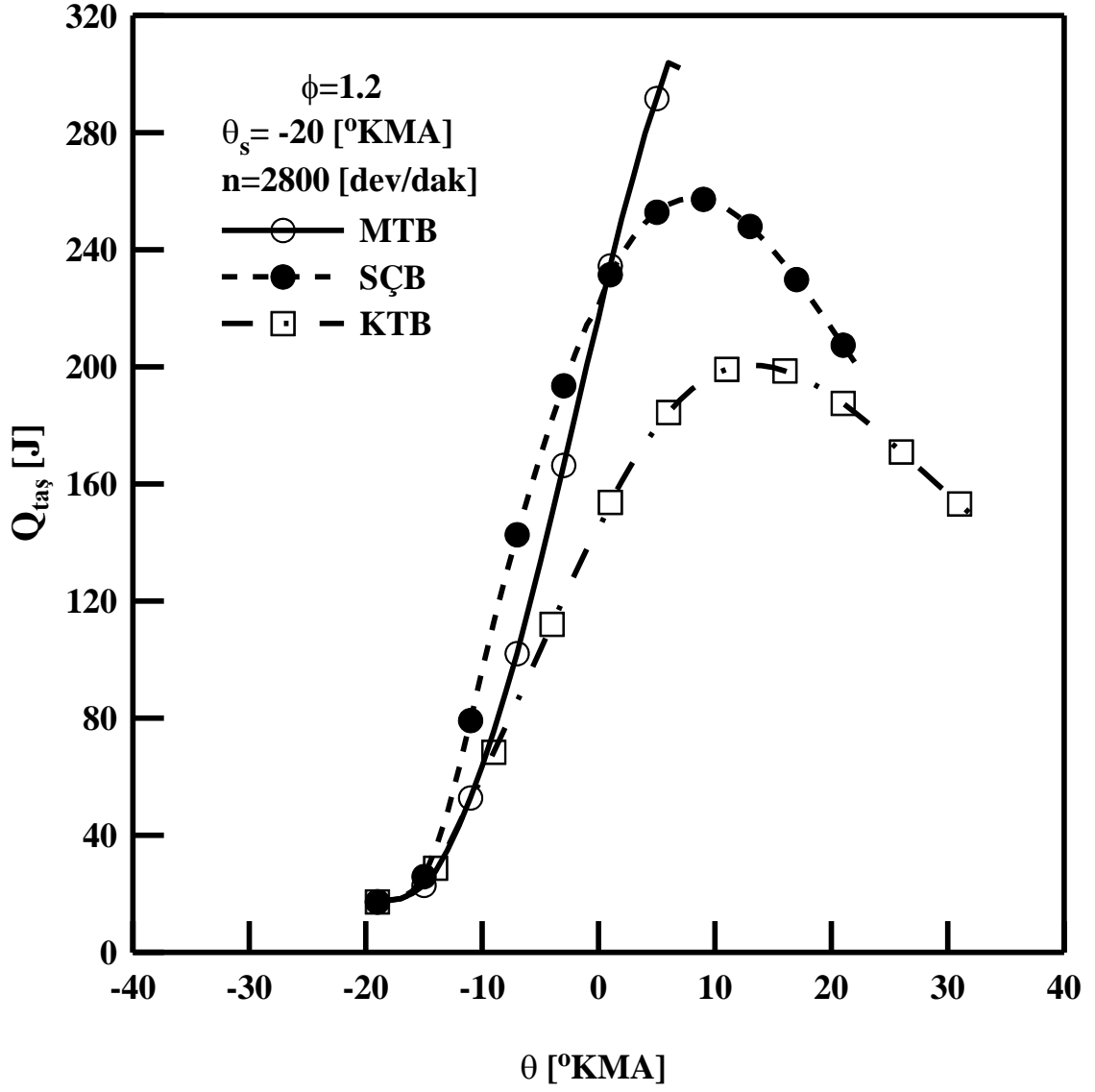
Isı transferinin kontrol altında olması motorların ömrü ve verimliliği açısından büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle motor tasarımı ve çalışma koşullarının belirlenmesi süreçlerinde bu konulara dikkat edilmesi gerekmektedir.



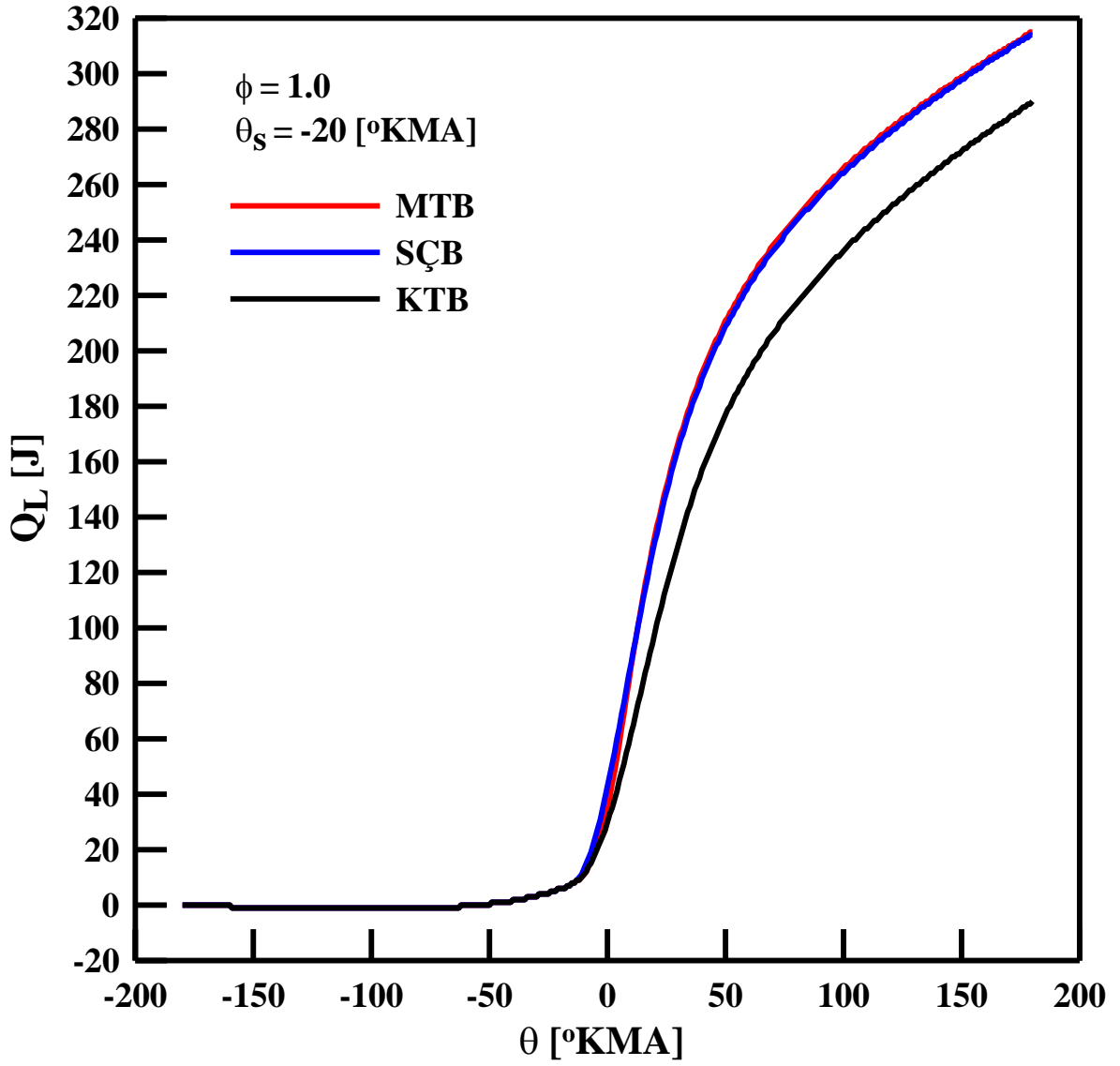
Şekil 3.79. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için taşınım ile ısı transferinin krank mili açısına göre değişimleri



Şekil 3.80. $\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için taşınım ile ısı transferinin krank mili açısına göre değişimleri



Şekil 3.81. $\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için taşınım ile ısı transferinin krank mili açısına göre değişimleri



Şekil 3.82. Segman kaçaklarından kaynaklanan ısı kayıplarının krank mili açısına göre değişimleri

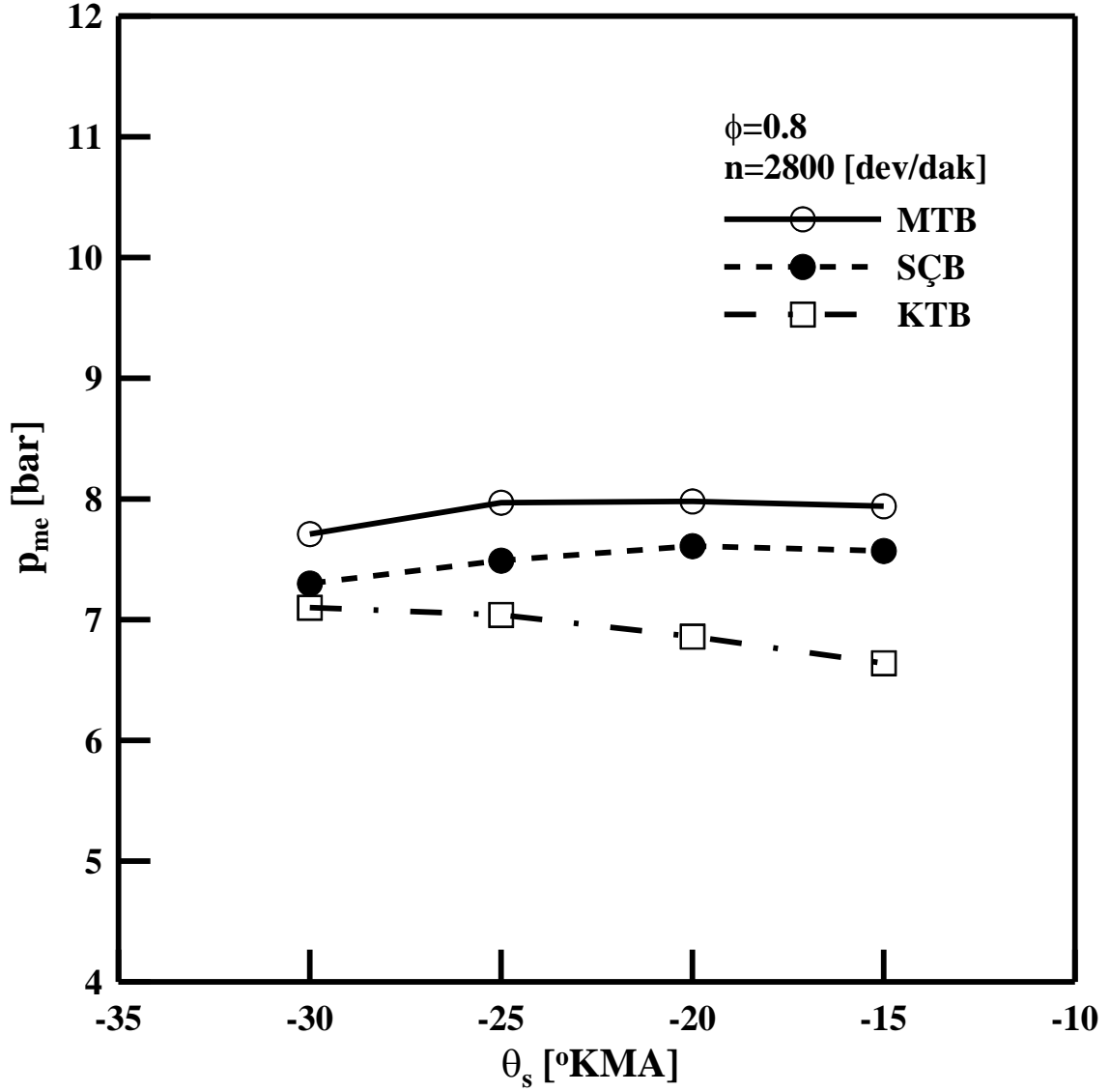
3.3.11. Ortalama Efektif Basıncın Ateşleme Avansına Göre Değişimi

Çok iyi bilindiği gibi ortalama efektif basınç, efektif işin strok hacmine bölünmesi yolu ile veya ampirik bağıntılar yardımı ile hesaplanan bir performans büyüklüğüdür (Durgun, 2004). Ortalama efektif basınç, içten yanmalı pistonlu motorlar için çok önemli karakteristik bir parametredir ve motorun gelişmişlik derecesi hakkında fikir vermektedir. Ortalama efektif basınç değeri ne kadar yüksek olursa, birim strok hacmi için motorun milinden alınan iş o kadar büyük olmaktadır (Öz vd., 1995).

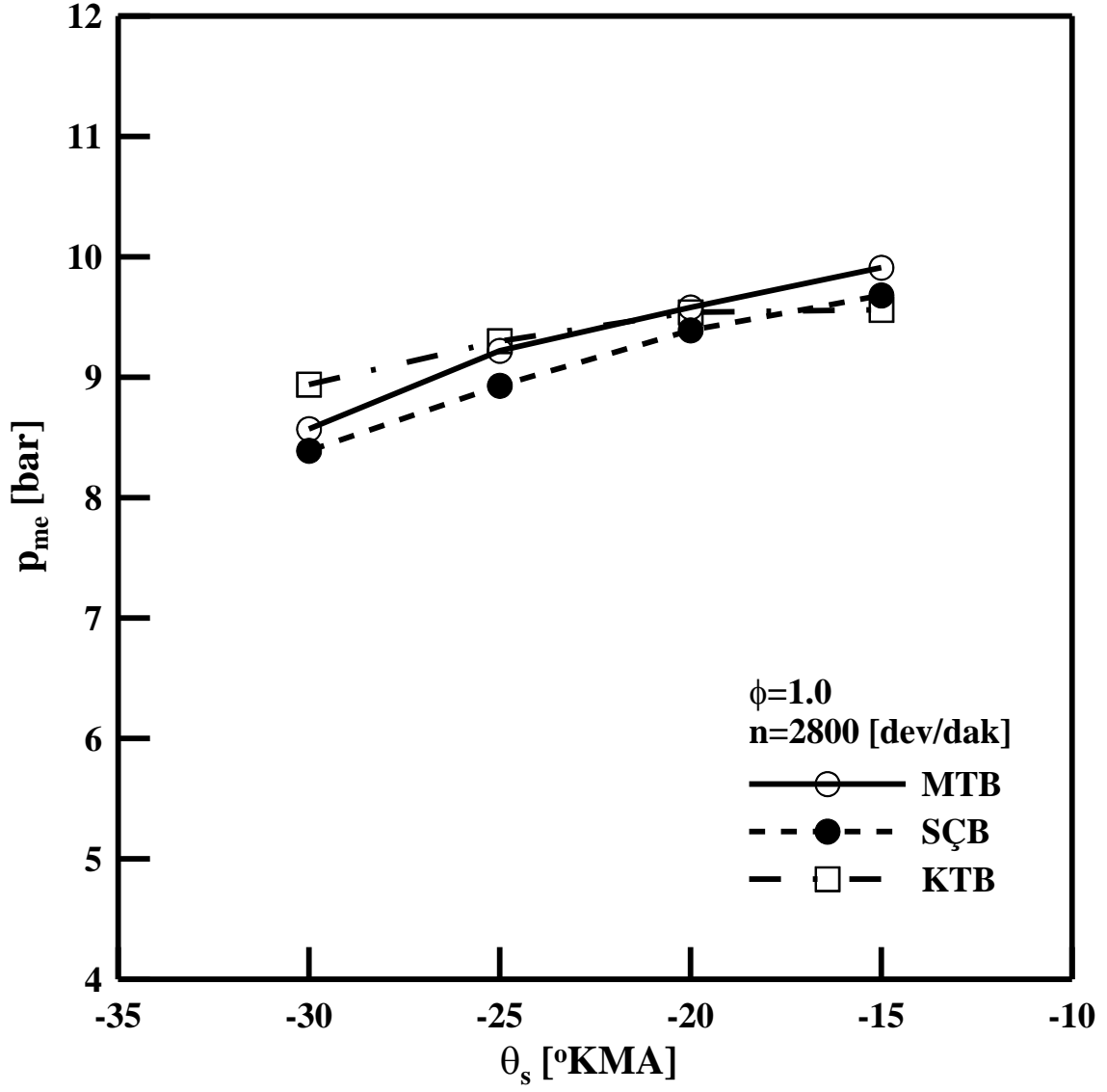
Şekil 3.83-85'te ortalama efektif basıncın ateşleme avansına (AA) göre değişimi verilmektedir. Burada karşılaştırma işlemi; sabit devir sayısı ($n=2800$ [dev/dak]), farklı ekivalans oranı ve farklı buji konumları için yapılmıştır.

Şekiller incelendiğinde, fakir karışım durumunda farklı buji konumlarındaki ortalama efektif basınç değerleri arasında belirgin bir fark bulunmaktadır. Stokiyometrik ve zengin karışım durumunda ise ortalama efektif basınç değerlerinin birbirine oldukça yakın değerler aldığı görülmektedir. Şekil 3.83'te, ateşleme avansının ÜÖN'ya yaklaşması ile birlikte KTB durumu için ortalama efektif basınç değerinin düştüğü, MTB ve SÇB durumu için ise yataya yakın bir değişim gösterdiği belirlenmiştir. Maksimum ortalama efektif basınç değerleri tüm ateşleme avansları için MTB durumunda elde edilmiştir. Basınç değerindeki en büyük düşüş MTB'ye göre KTB durumunda ve $\theta=-15$ [°KMA]'de, % 16 düzeylerinde ortaya çıkmıştır. SÇB durumunda ise bu fark %5 düzeyinde olmaktadır.

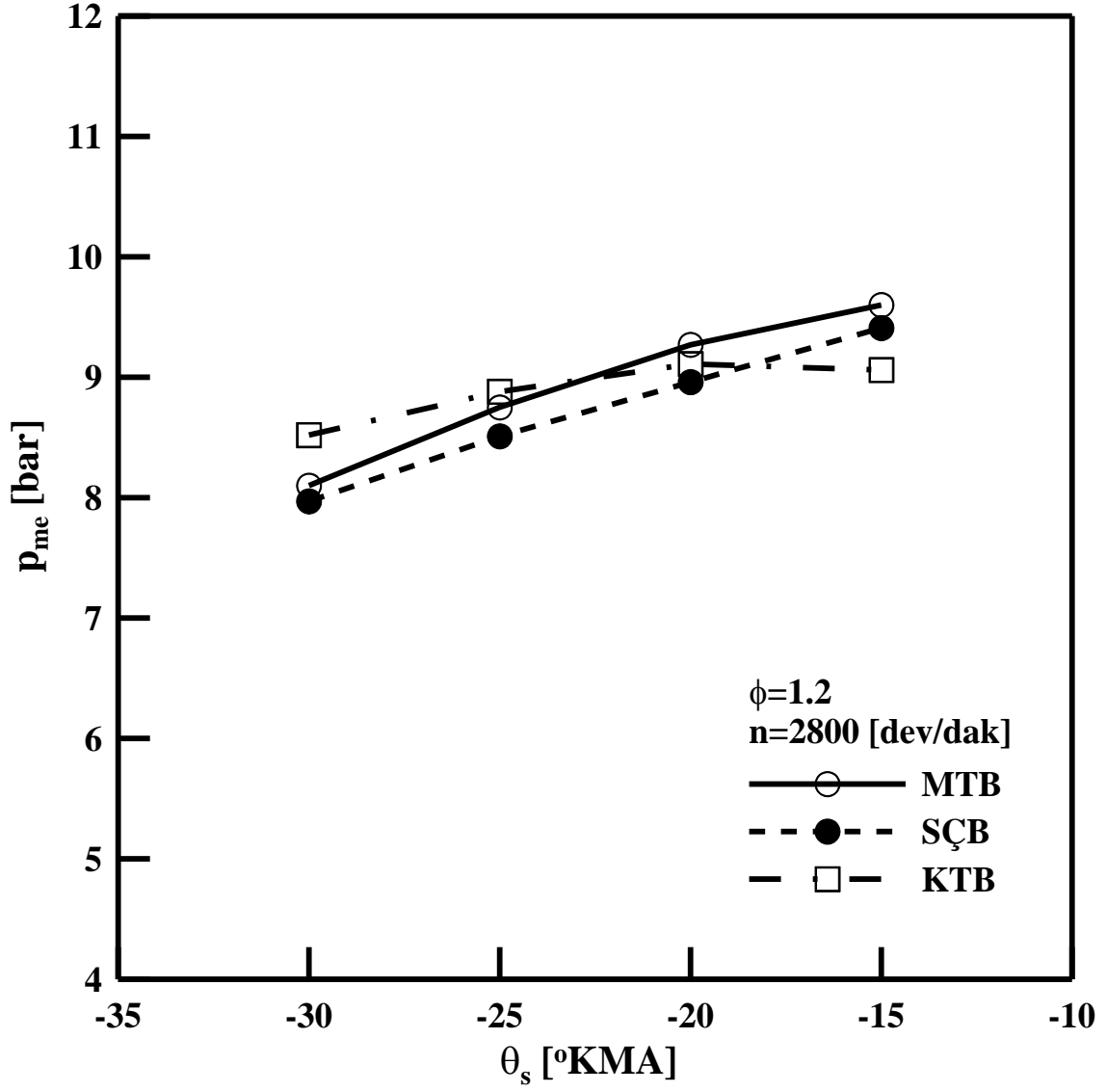
BA motorların genellikle fakir karışımında çalıştırıldıkları düşünülürse, SÇB kullanımının KTB'ye göre ortalama efektif basınç açısından sağladığı %11'lik üstünlük BA motorun başarısı açısından önemli bir katkı olarak nitelendirilebilir.



Şekil 3.83. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için ortalama efektif basınçların ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması



Şekil 3.84. $\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için ortalama efektif basınçların ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması

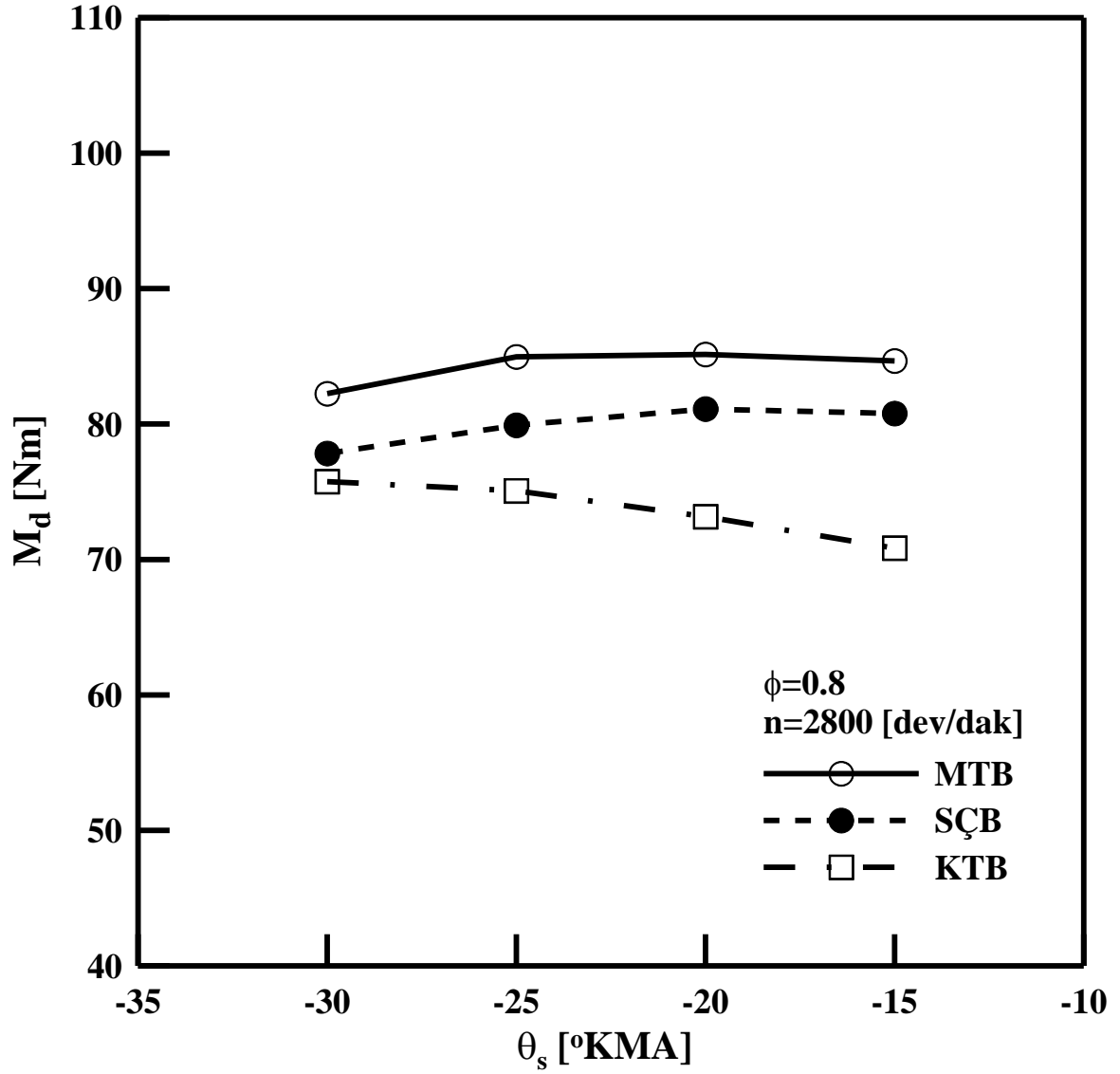


Şekil 3.85. $\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için ortalama efektif basınçların ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması

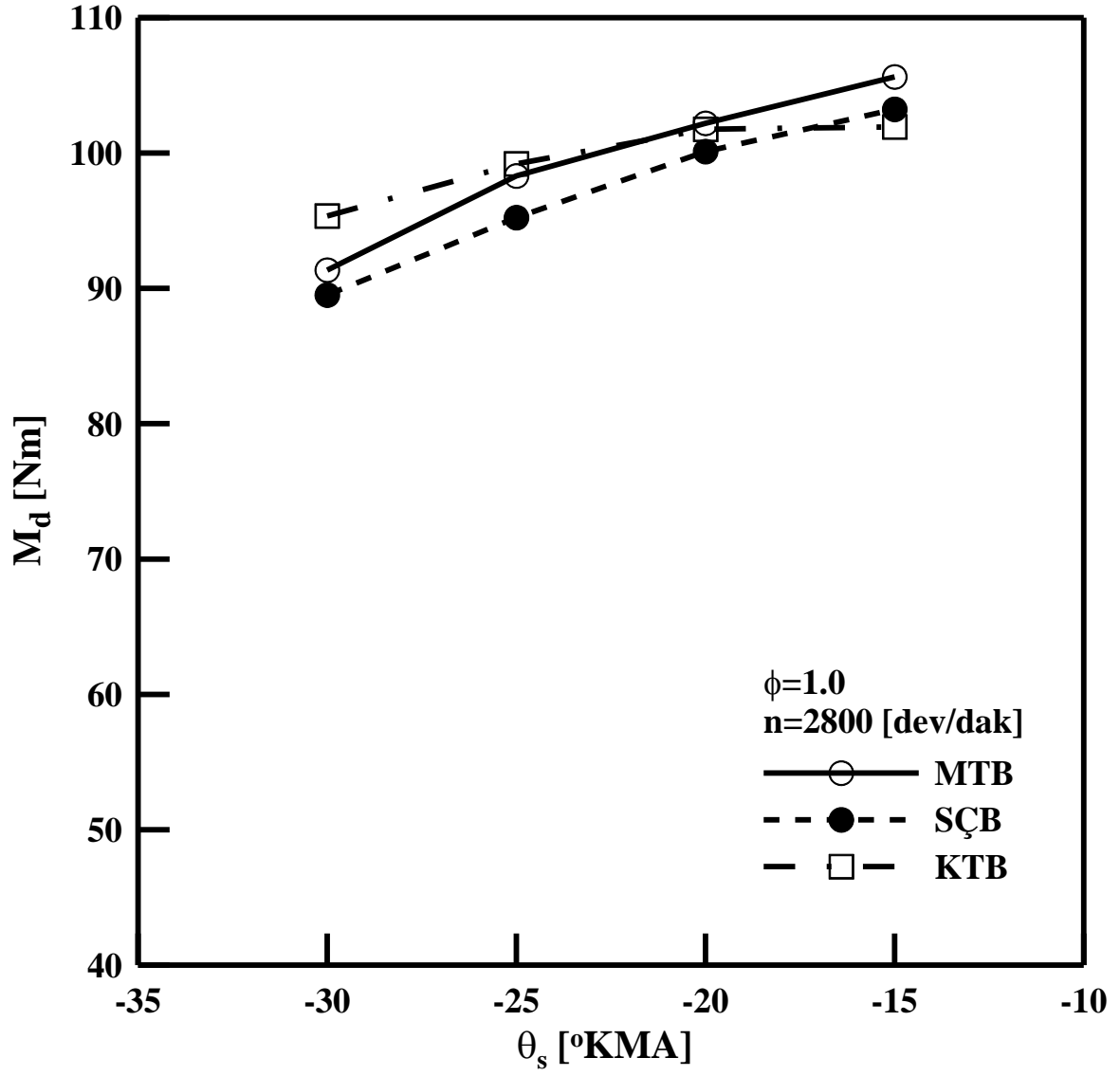
3.3.12. Döndürme Momentinin Ateşleme Avansına Göre Değişimi

Döndürme momenti motorun iş yapabilme yeteneğinin bir göstergesidir (Heywood,1988; Durgun, 2009). Motorun ürettiği moment, deneylerde bir dinamometre yardımı ile ölçülmektedir. Motorun ürettiği güç ve o gücün üretildiği devir sayısının bilinmesi durumunda, güç ve moment arasında yazılan basit bir bağıntı (Denklem (40)) kullanılarak döndürme momenti hesaplanabilmektedir.

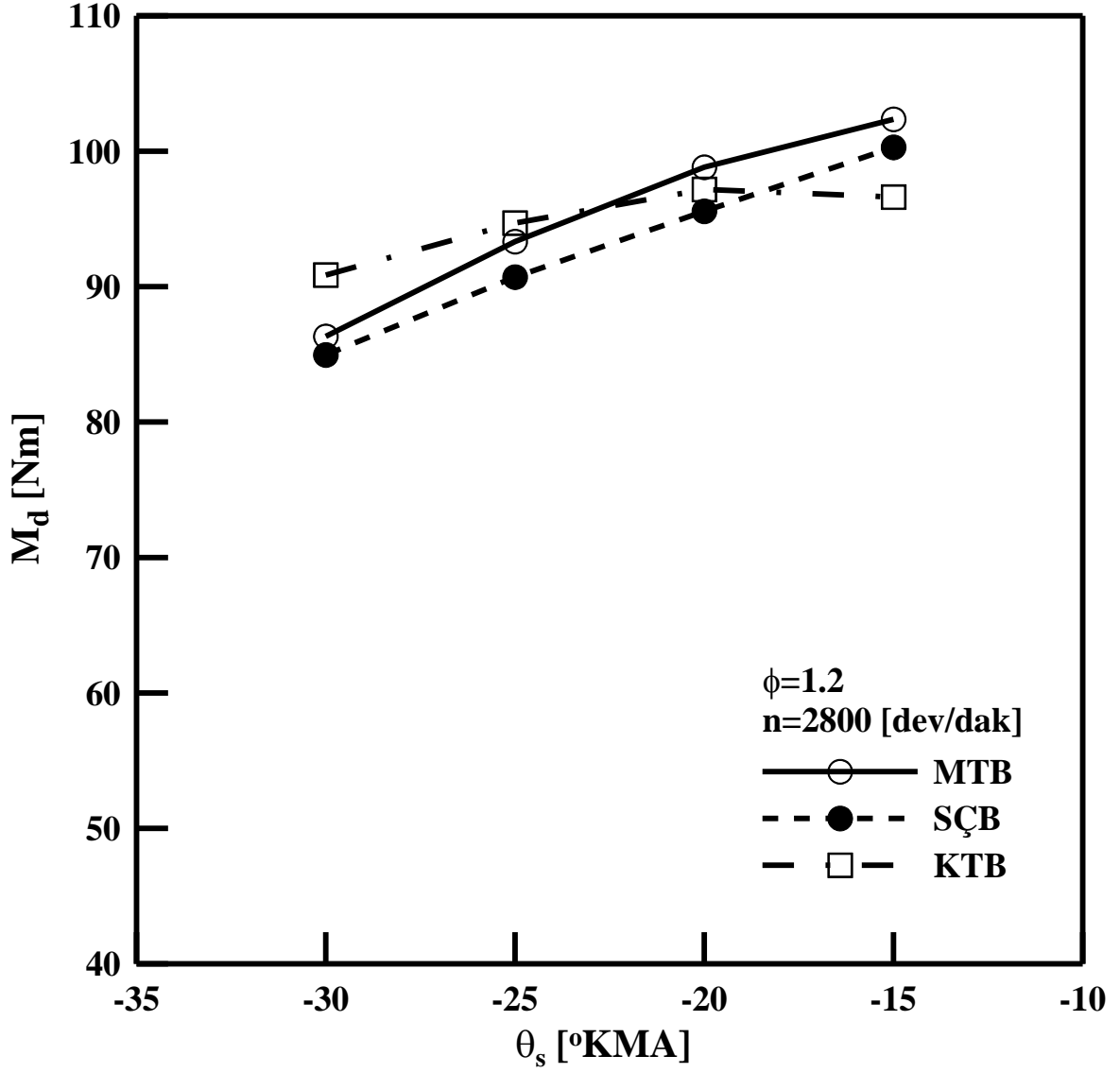
Şekil 3.86-88’de döndürme momentinin AA’ya göre değişimi verilmektedir. Şekiller incelendiğinde; $\phi=0.8$ ekivalans oranında, maksimum döndürme momenti değerlerinin MBT durumunda, minimum döndürme momenti değerlerinin ise KTB durumunda elde edildiği görülmektedir. $\phi=1.0$ ve 1.2 için moment değerleri birbirine oldukça yakın değerler almaktadır. $\phi=0.8$ ekivalans oranında AA küçüldükçe yani ateşleme ÜÖN’ya yaklaştıkça tüm buji konumlarında elde edilen döndürme momenti değerlerinde bir düşüş görülmektedir. En yüksek düşüş değeri KTB kullanılması durumunda ortaya çıkmıştır.



Şekil 3.86. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için döndürme momentinin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması



Şekil 3.87. $\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için döndürme momentinin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması

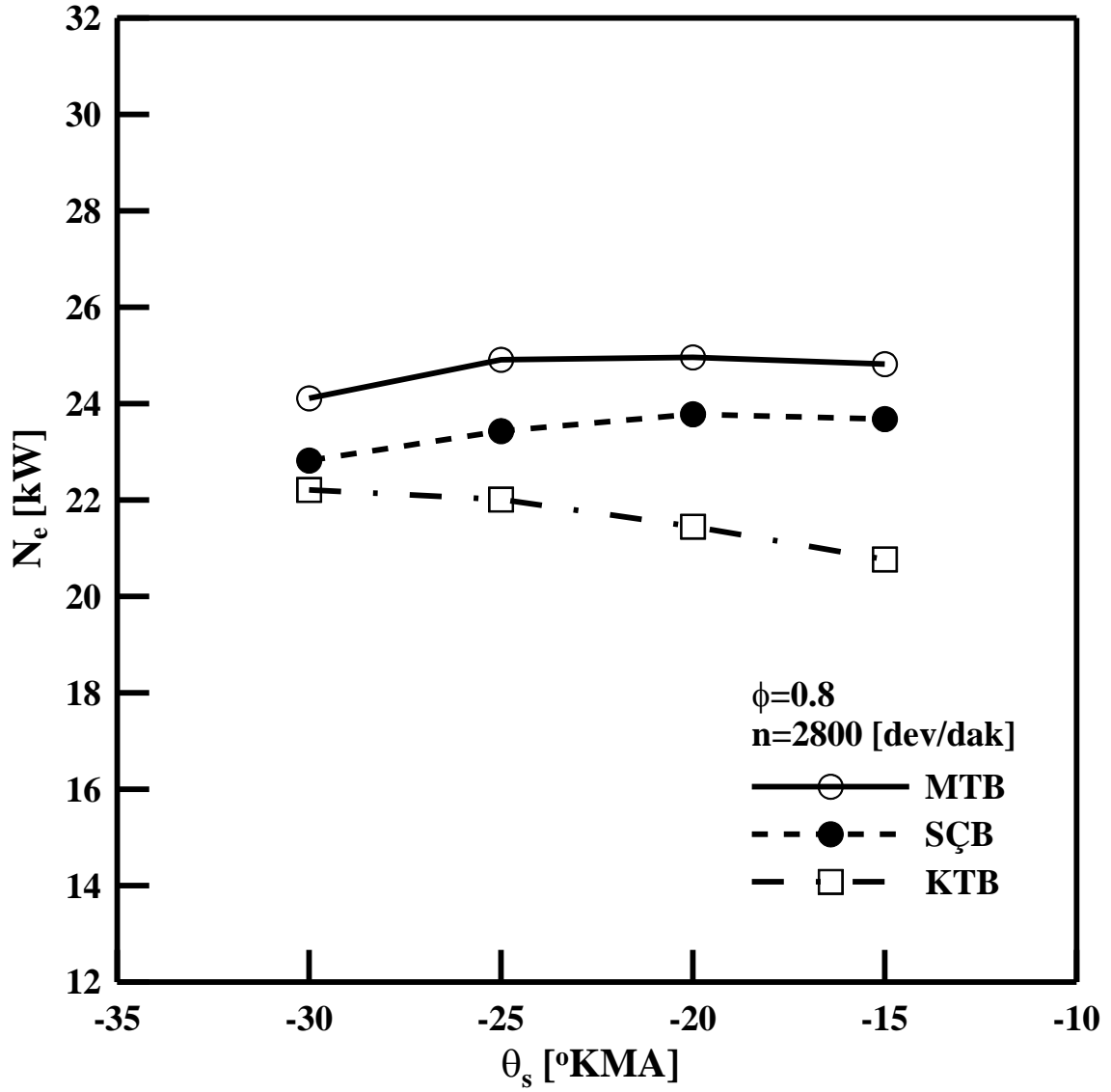


Şekil 3.88. $\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için döndürme momentinin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması

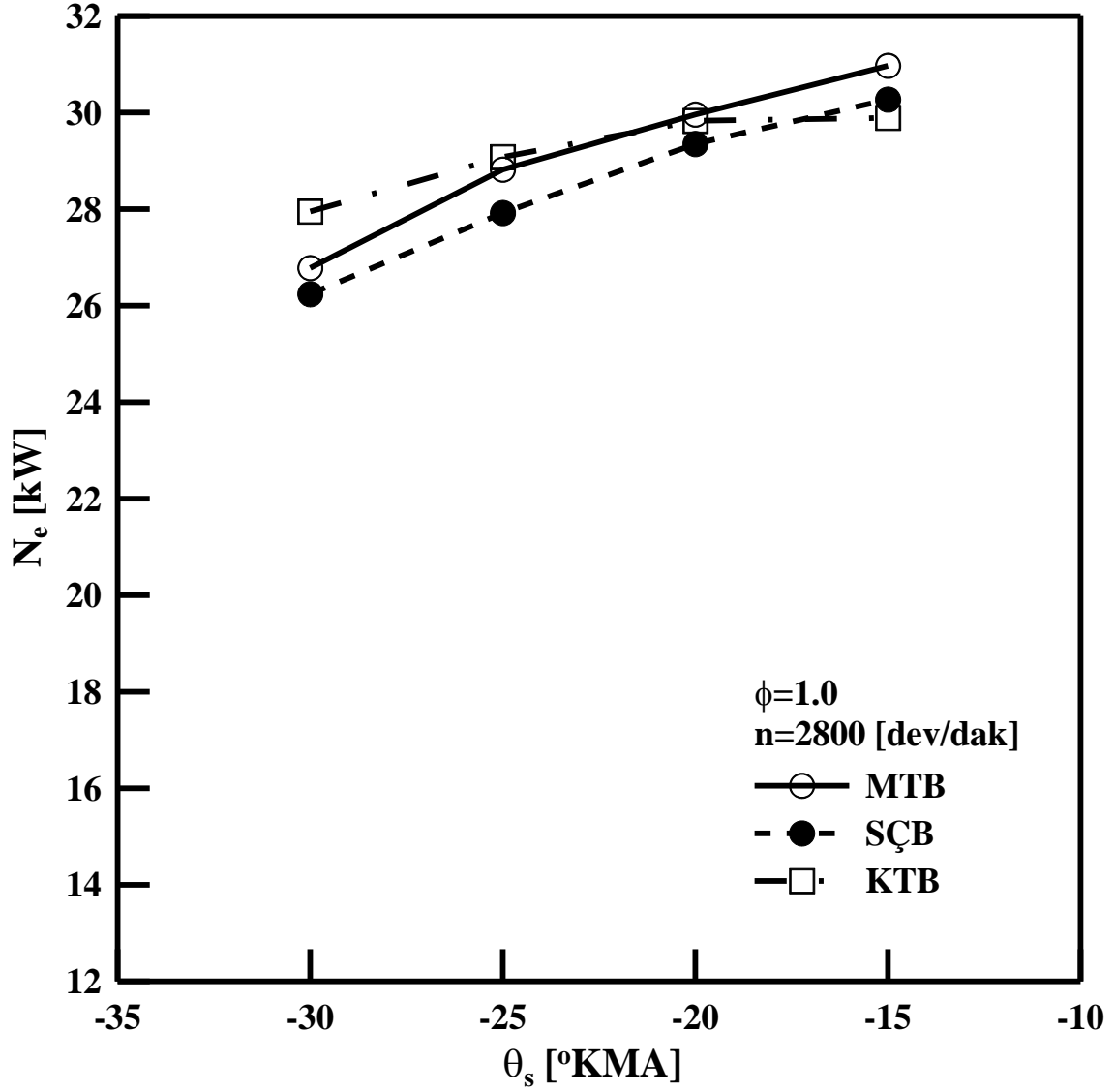
3.3.13. Efektif Gücün Ateşleme Avansına Göre Değişimi

Şekil 3.89-91'de efektif gücün AA'ya göre değişimleri verilmektedir. Şekiller incelendiğinde, $\phi=0.8$ ekivalans oranı için maksimum güç değerlerinin, BA motorda MTB kullanılması durumunda elde edildiği görülebilir. $\phi=0.8$ durumunda, AA ÜÖN'ya yaklaştıkça efektif güç değeri tüm buji konumlarında azalma göstermiştir. En düşük güç değerleri KTB durumunda elde edilmiştir. SÇB kullanıldığında, güç değerlerinde bir azalma söz konusu olmuştur. Fakat bu azalma KTB'ye göre daha düşük düzeylerde gerçekleşmiştir.

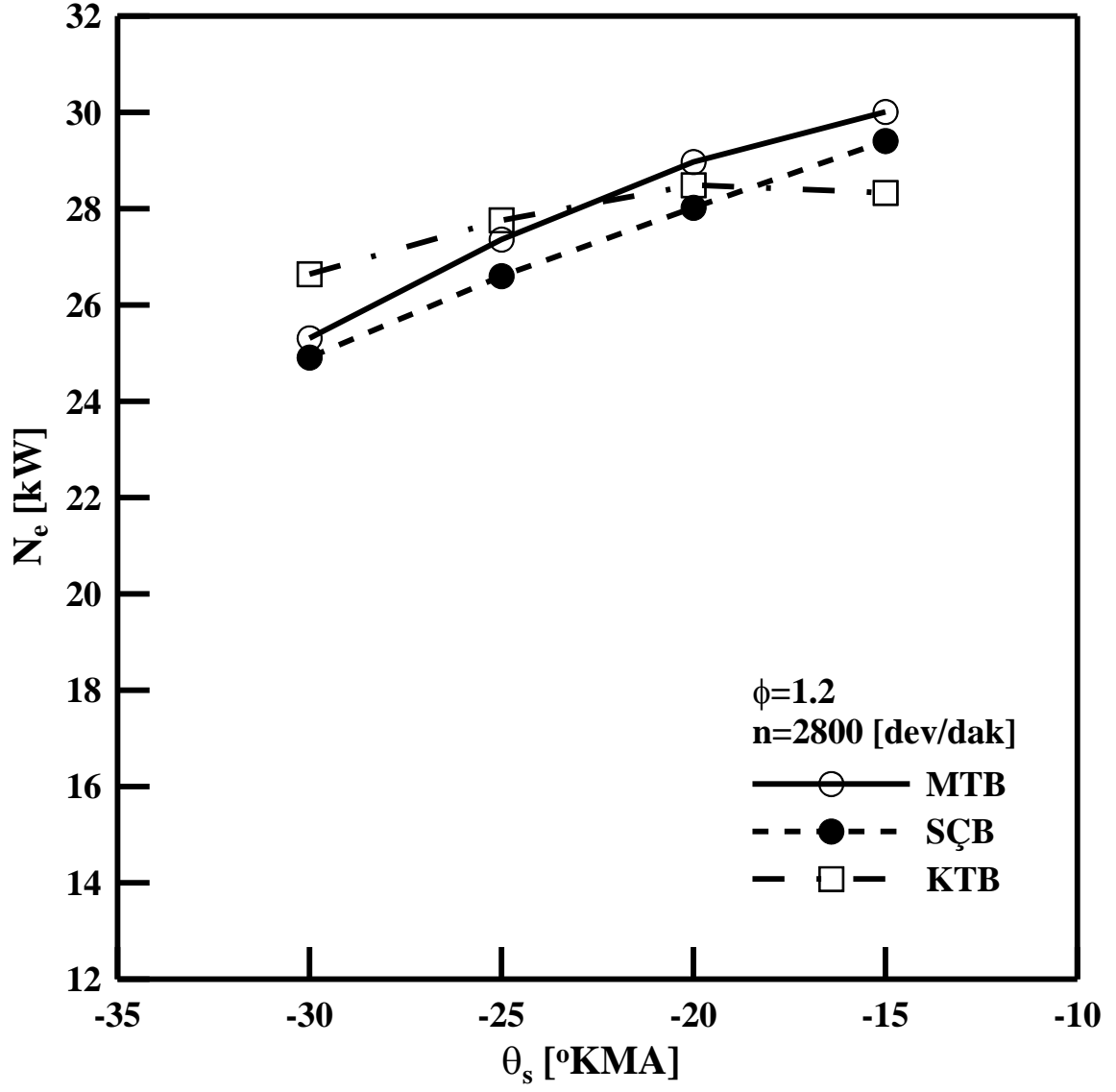
$\phi=1.0$ ve 1.2 ekivalans oranları için yapılan karşılaştırmada, güç değerlerinin birbirine yakın değerler aldığı görülmüştür.



Şekil 3.89. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için efektif gücün ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması



Şekil 3.90. $\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için efektif gücün ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması

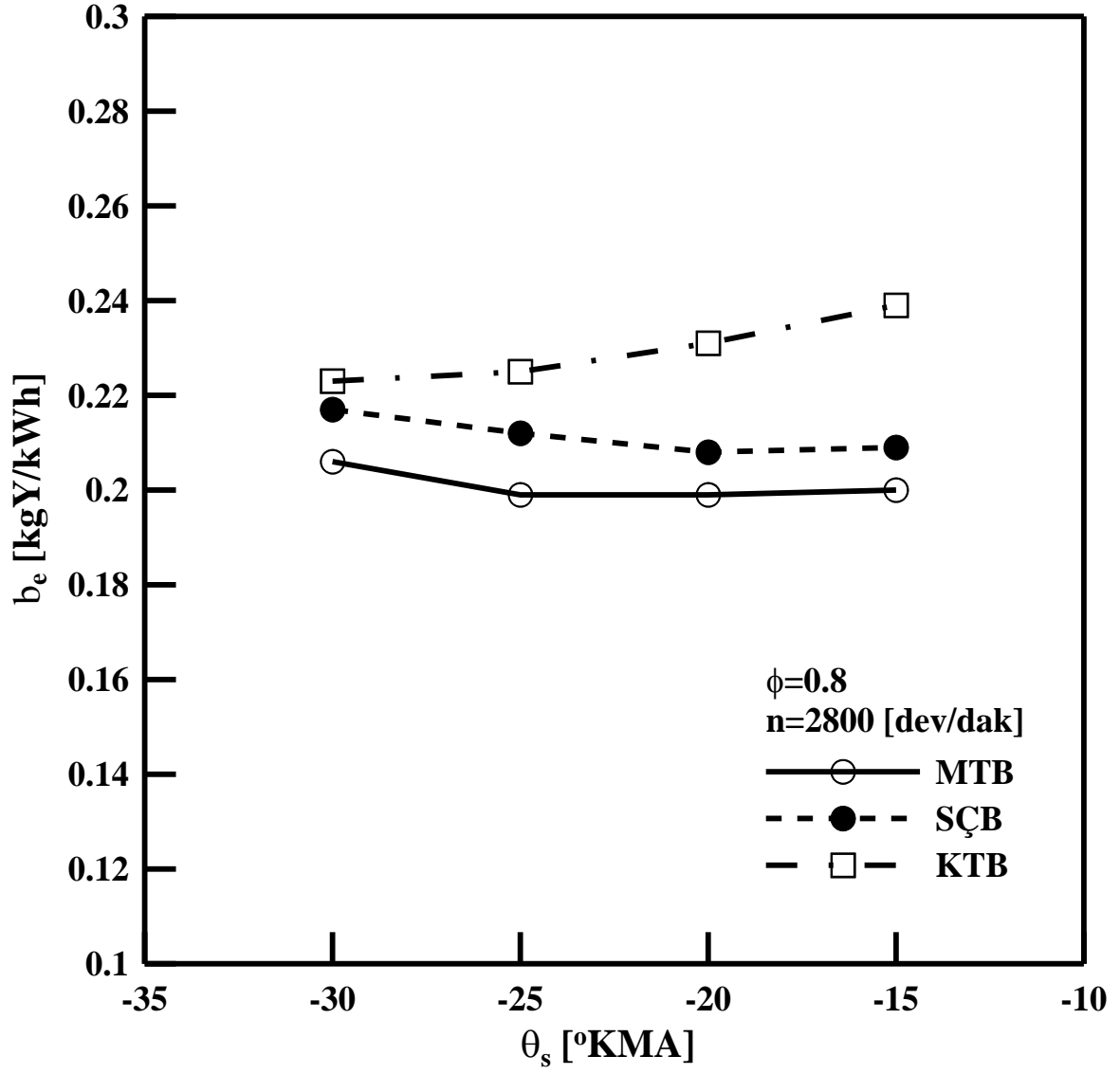


Şekil 3.91. $\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için efektif gücün ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması

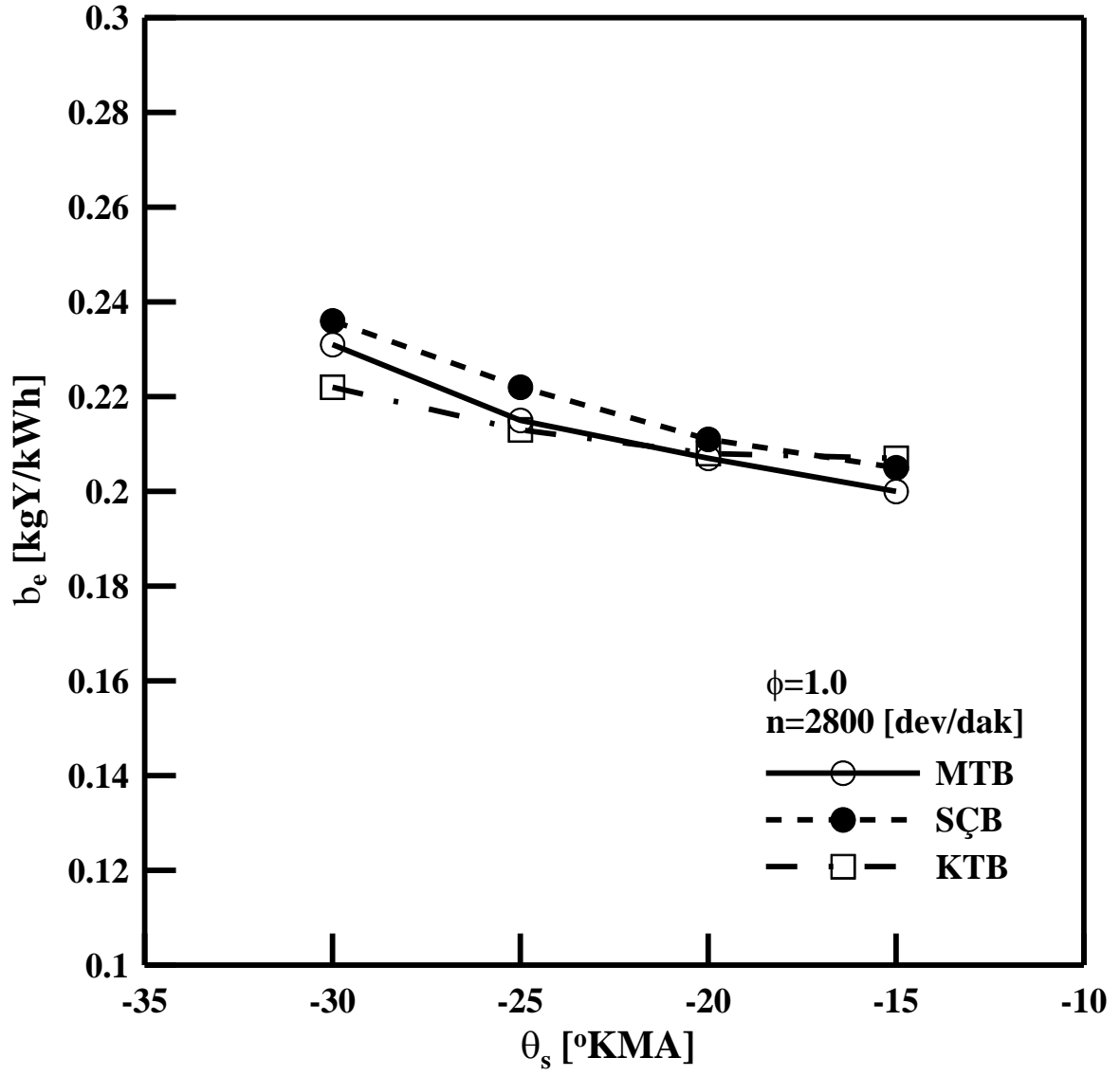
3.3.14. Özgül Yakıt Tüketiminin Ateşleme Avansına Göre Değişimi

Birim zamanda birim güç elde etmek için tüketilen yakıt miktarı özgül yakıt tüketimi olarak tanımlanmaktadır. Özgül yakıt tüketimi, özellikle farklı boyutlara (büyüklüklere) sahip motorların ekonomikliklerinin karşılaştırılması açısından büyük önem taşımaktadır.

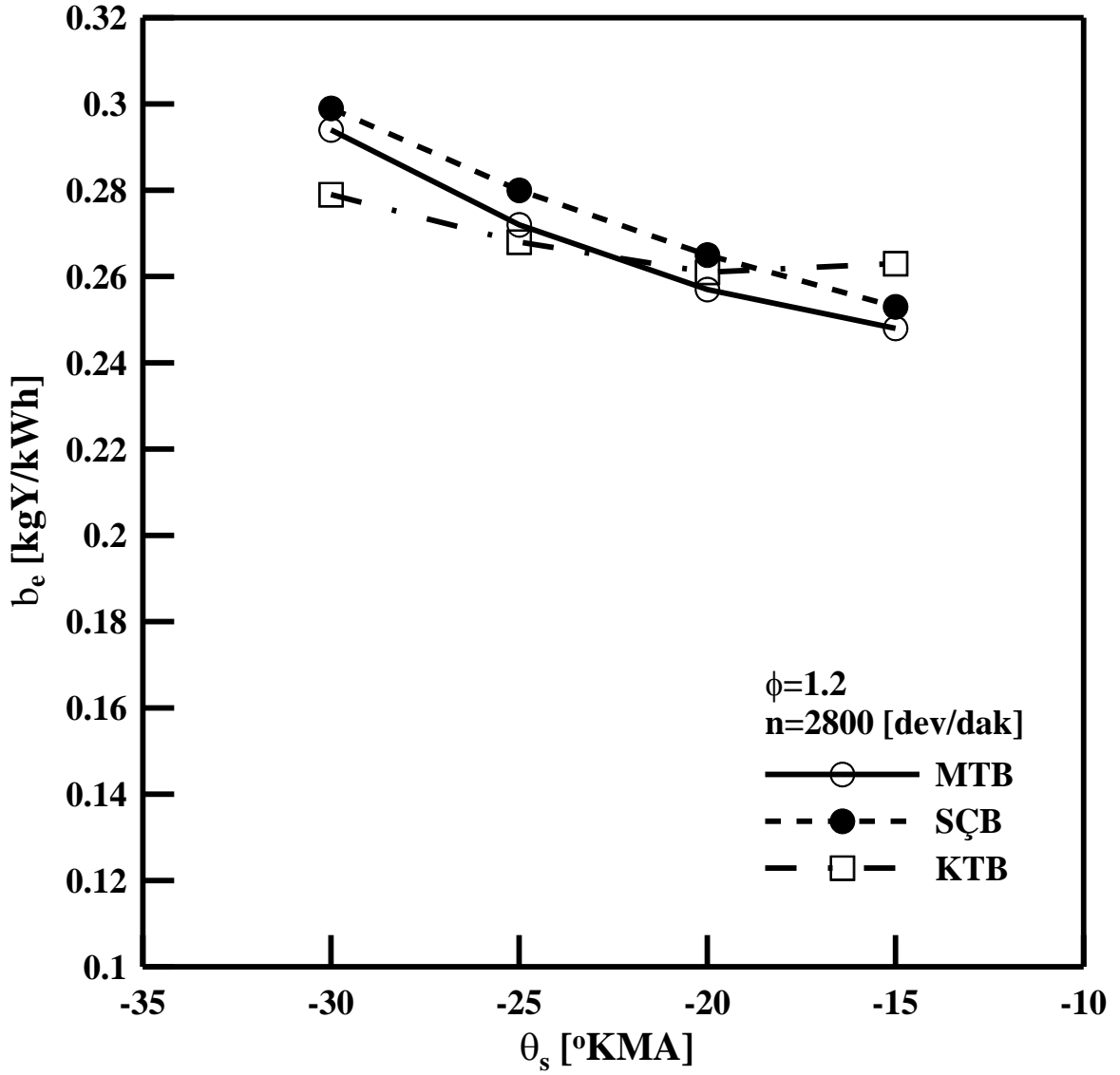
Şekil 3.92-94'te özgül yakıt tüketiminin AA'ya göre değişimi verilmektedir. Şekiller incelendiğinde, $\phi=1.0$ ve 1.2 ekivalans oranı değerlerinde farklı buji konumları için elde edilen özgül yakıt tüketimi değerlerinin birbirine oldukça yakın değerler aldığı görülmektedir. Farklı buji konumlarının özgül yakıt tüketimine olan asıl etkisi $\phi=0.8$ ekivalans oranında ortaya çıkmaktadır. $\phi=0.8$ ekivalans oranı için en düşük özgül yakıt tüketim değeri MTB kullanılması durumunda elde edilmektedir. AA'nın -15 [$^{\circ}$ KMA] için, özgül yakıt tüketiminin değeri MTB'ye göre, SÇB'de %4.5 ve KTB'de %19.5 fazla olmaktadır. MTB durumunda AA'nın -30 'dan -15 [$^{\circ}$ KMA]'ye düşürülmesi özgül yakıt tüketiminin değerinde yaklaşık %3'lük bir azalmanın gerçekleşmesini sağlamaktadır.



Şekil 3.92. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için özgül yakıt tüketiminin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması



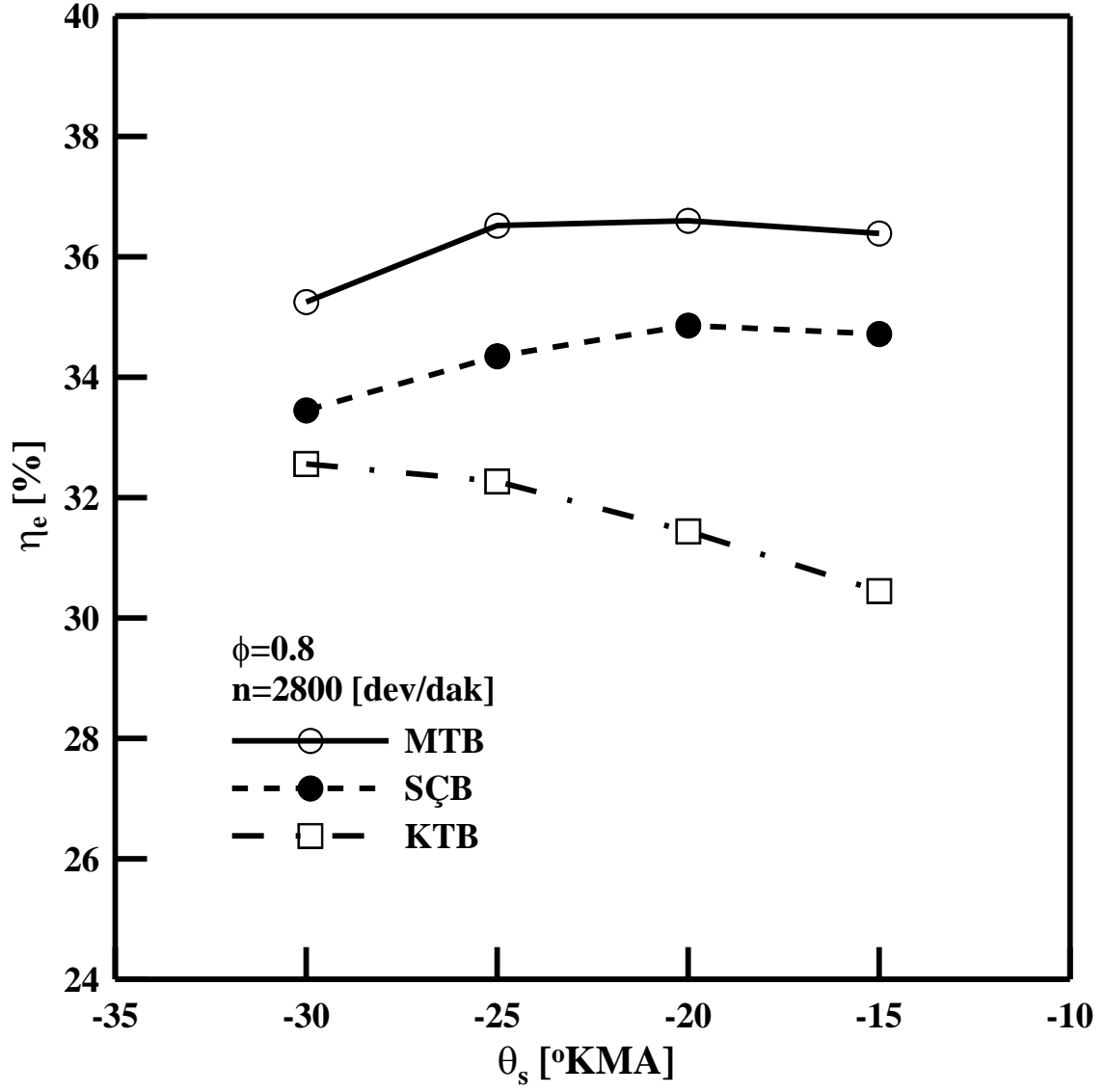
Şekil 3.93. $\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için özgül yakıt tüketiminin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması



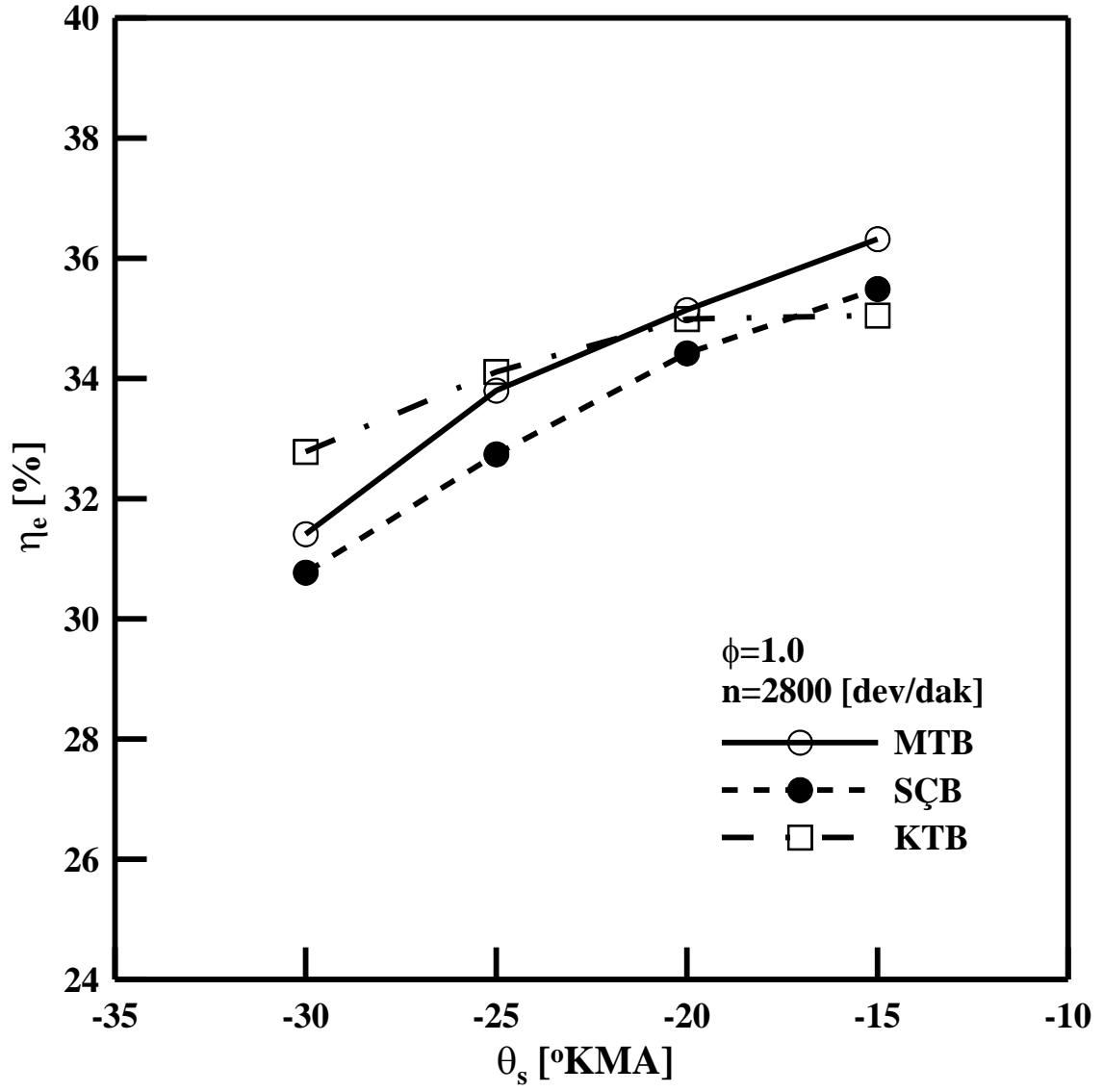
Şekil 3.94. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için özgül yakıt tüketiminin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması

3.3.15. Efektif Verimin Ateşleme Avansına Göre Değişimi

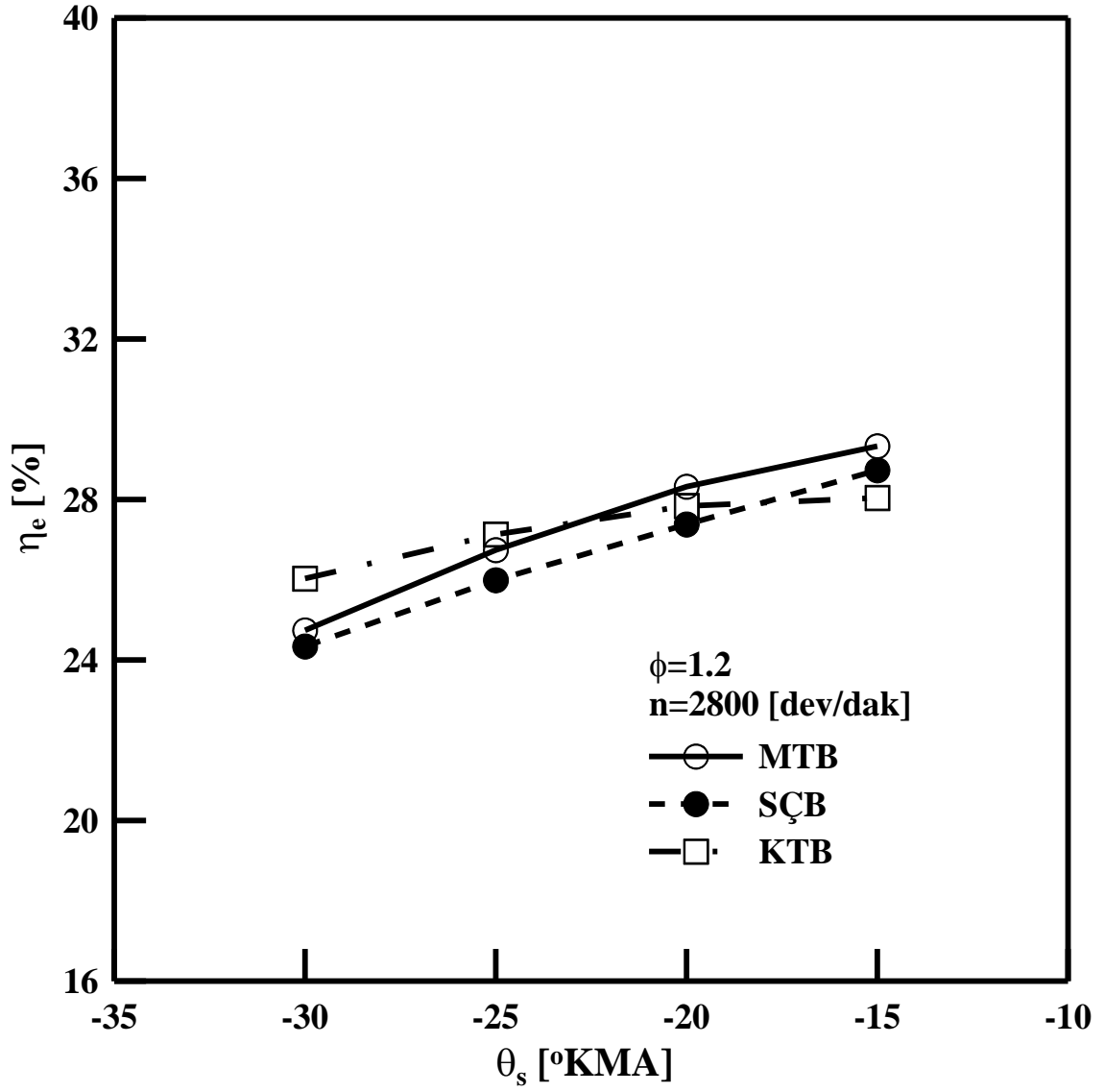
Şekil 3.95-97'de efektif verimin AA'ya göre değişimleri verilmektedir. Burada karşılaştırma işlemi sabit bir devir sayısında gerçekleştirilmiştir. Şekiller incelendiğinde, $\phi=0.8$ için AA'nın ÜÖN'ya yaklaşmasının efektif verimin düşmesine neden olduğu anlaşılmaktadır. Verimdeki en yüksek düşüş KTB kullanılması durumunda meydana gelmiştir. $\phi=0.8$ için en yüksek verim değerleri MTB durumunda elde edilmiştir. $\phi=1.0$ ve 1.2 ekivalans oranında efektif verim değerlerinin birbirine yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 3.95. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için efektif verimin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması



Şekil 3.96. $\phi=1.0$ ve farklı buji konumları için efektif verimin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması

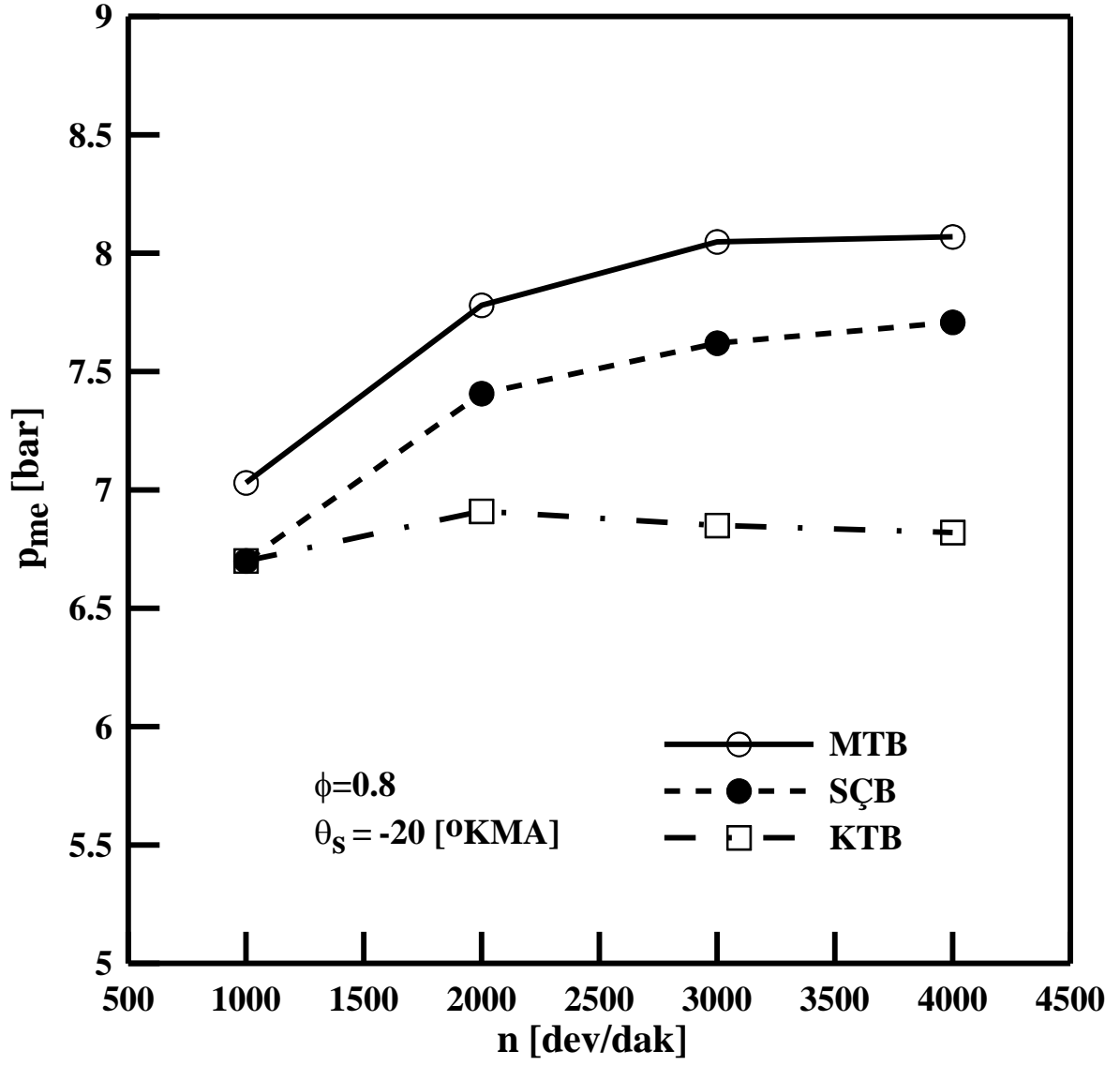


Şekil 3.97. $\phi=1.2$ ve farklı buji konumları için efektif verimin ateşleme avansına göre değişimlerinin karşılaştırılması

3.3.16. Ortalama Efektif Basıncın Devir Sayısına Göre Değişimi

Şekil 3.98’de ortalama efektif basıncın devir sayısına göre değişimleri verilmektedir. Burada karşılaştırma işleminde $\phi=0.8$ ekivalans oranı ve farklı buji konumları için yapılmıştır.

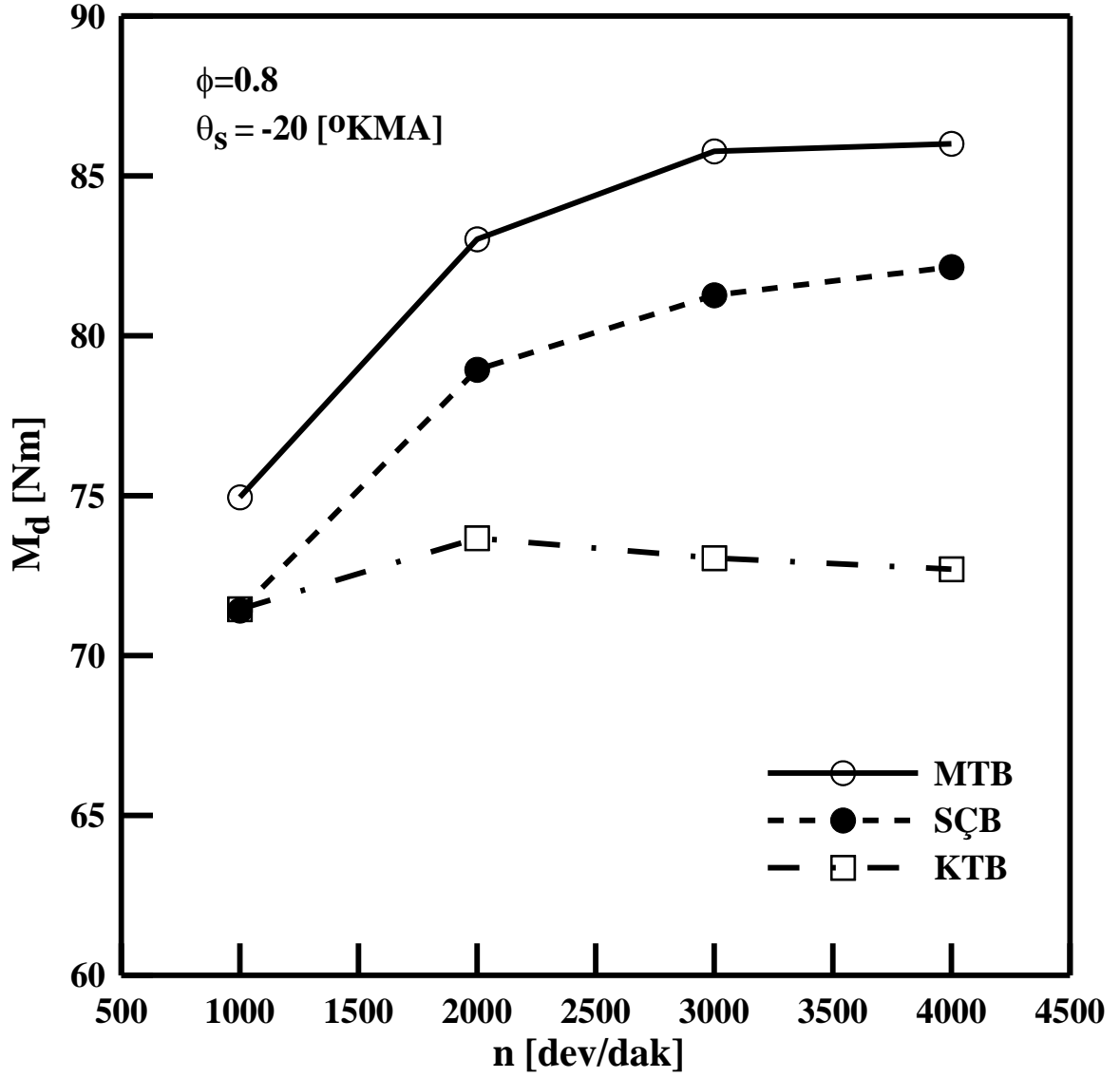
Şekil incelendiğinde, ortalama efektif basıncın maksimum değerinin MTB durumunda elde edildiği görülmektedir. Devir sayısının artması ile birlikte MTB ve SÇB durumunda ortalama efektif basınçta artma görülürken, KTB’de yataya yakın bir değişim izlenmiştir. Yine şekilden, devir sayısının artması ile MTB ve SÇB durumundaki ortalama efektif basıncın artış oranında belirgin bir düşüş görülmektedir. Örneğin, $n=4000$ [dev/dak]’da elde edilen ortalama efektif basınç değerleri karşılaştırıldığında, MTB’ye göre SÇB’de %4.5 ve KTB’de yaklaşık %15.5 daha düşük basınç değerlerinin elde edildiği görülmektedir. Bu farklar göz önüne alındığında, BA motorda çift buji kullanımının, MTB dışında, efektif basıncın iyileştirilmesine önemli bir katkı sağladığı rahatlıkla söylenebilir.



Şekil 3.98. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için ortalama efektif basıncın devir sayısına göre değişimleri

3.3.17. Döndürme Momentinin Devir Sayısına Göre Değişimi

Şekil 3.99’da döndürme momentinin devir sayısına göre değişimleri verilmektedir. Şekil 3.99 incelendiğinde, devir sayısının artması ile birlikte, MTB ve SÇB çalışma koşullarındaki momentlerin de arttığı görülmektedir. KTB durumunda ise yüksek devir sayılarında, döndürme momentinde düşüş gözlenmektedir. En yüksek döndürme momenti değerleri MTB durumunda elde edilmiştir. Yani MTB optimum buji konumuna karşılık gelmektedir. MTB kullanılması ile yanma işleminde elde edilen iyileşme döndürme momentinin tüm devir sayılarında en yüksek değerleri almasını sağlamıştır. BA motorda silindir ekseninden kaçık konumda buji kullanılmasının bir zorunluluk olarak ortaya çıkması durumunda, SÇB’nin KTB’ye göre belirgin şekilde iyileşme sağladığı Şekil 3.99’dan açıkça görülmektedir.

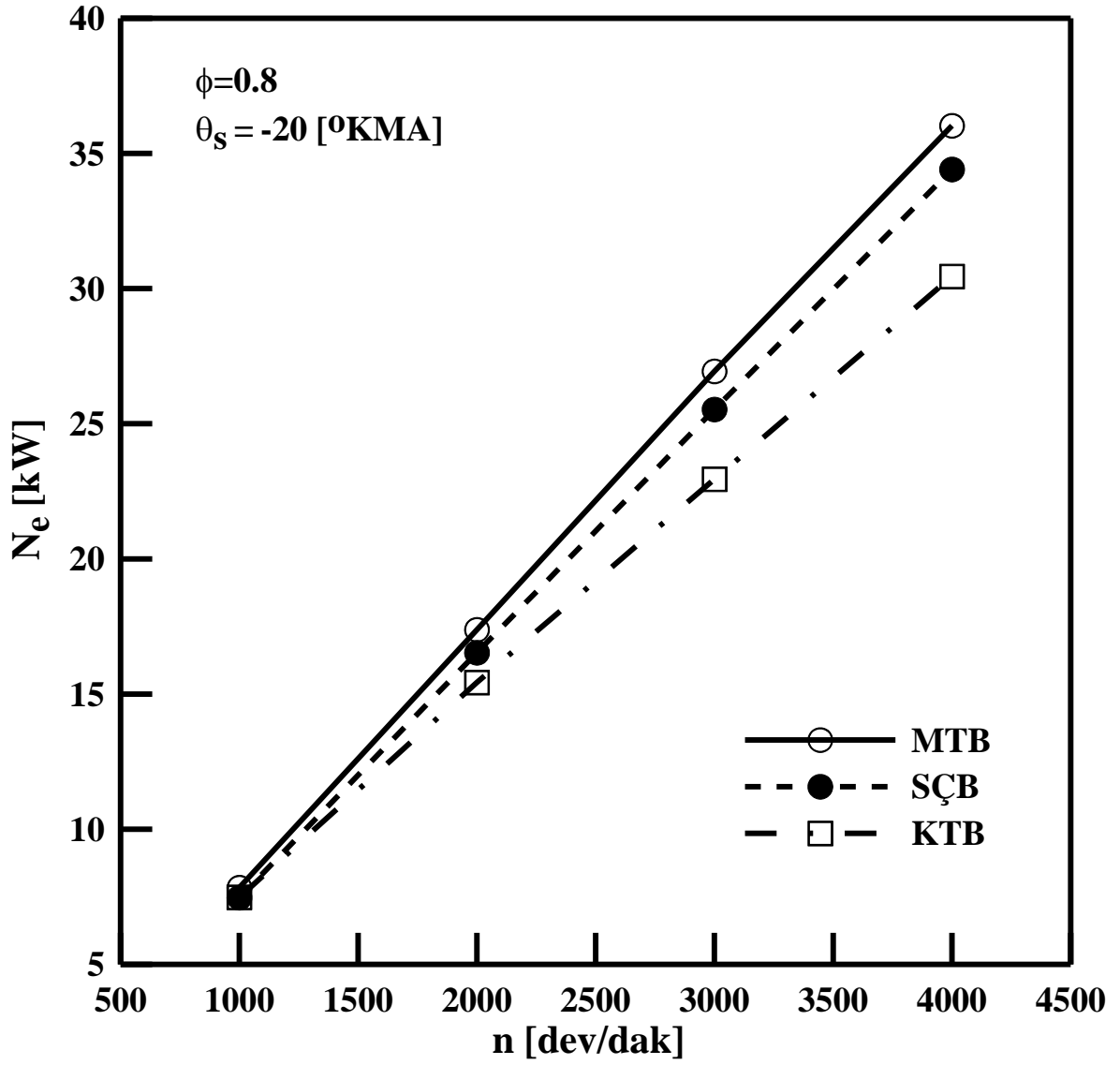


Şekil 3.99. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için döndürme momentinin devir sayısına göre değişimleri

3.3.18. Efektif Gücün Devir Sayısına Göre Değişimi

Şekil 3.100'de efektif gücün devir sayısına göre değişimi verilmektedir. Şekil 3.100'de güç eğrilerinin doğrusal bir karakter sergilediği görülmektedir. Bu durum tamamen seçilen hesap yöntemi ile ilgilidir. Bu tez çalışmasında efektif güç hesaplanırken motor sürtünmeleri dikkate alınmadığından, efektif güç eğrileri Şekil 3.100'deki karakterde elde edilmiştir. Şekil 3.100 oluşturulurken; devir sayıları, referans alınan motorun güç eğrisinin yaklaşık olarak doğrusal artış gösterdiği bölge dikkate alınarak seçilmiştir.

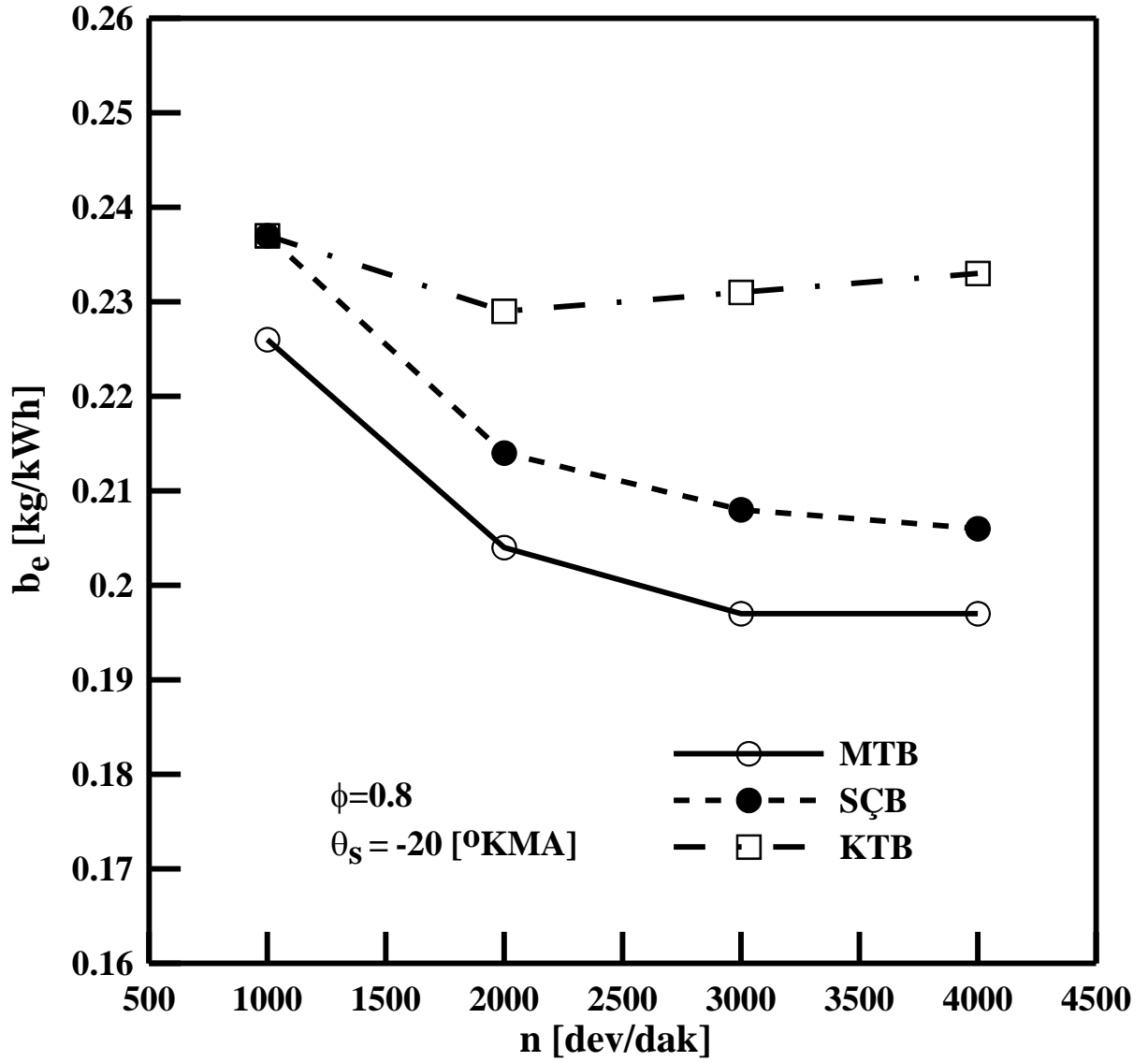
Şekil incelendiğinde devir sayısının artması ile birlikte üç farklı buji konumuna ait güç değerlerinin de arttığı görülmektedir. Efektif güçteki en büyük artış MTB durumunda ve daha sonra sırasıyla SÇB ve KTB durumunda elde edilmiştir.



Şekil 3.100. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için efektif gücün devir sayısına göre değişimleri

3.3.19. Özgül Yakıt Tüketiminin Devir Sayısına Göre Değişimi

Şekil 3.101’de özgül yakıt tüketiminin devir sayısına göre değişimleri verilmektedir. Şekil 3.101 incelendiğinde, en düşük özgül yakıt tüketim değerlerinin MTB kullanılması durumunda elde edildiği görülmektedir. Yüksek devir sayılarına doğru, seçilen buji konumları için özgül yakıt tüketiminin düştüğü görülmektedir.

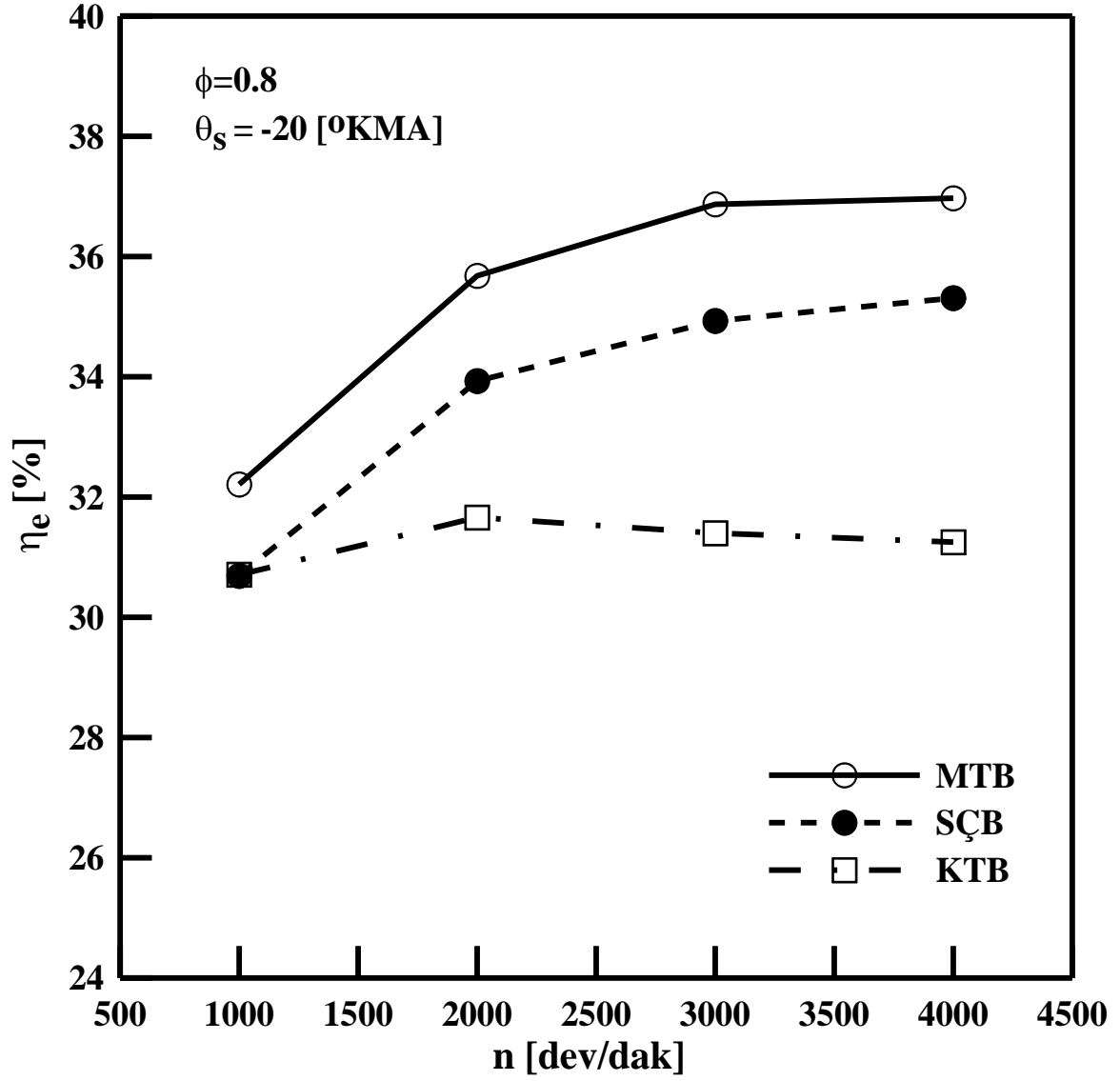


Şekil 3.101. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için özgül yakıt tüketiminin devir sayısına göre değişimleri

3.3.20. Efektif Verimin Devir Sayısına Göre Değişimi

Efektif verim ile özgül yakıt tüketimi birbiri ile ters orantılı olan motor performans parametreleridir. Bu nedenle, özgül yakıt tüketimini iyileştiren gerekçeler efektif verimin de iyileşmesini sağlamaktadır.

şekil 3.102'de efektif verimin devir sayısına göre değişimleri sunulmuştur. şekil incelendiğinde en yüksek efektif verimin, MTB durumunda elde edildiği görülmektedir. Örneğin, $n=4000$ [dev/dak] için MTB durumunda elde edilen efektif verimin değeri, SB'ye göre yaklaşık % 5 ve KTB'ye göre yaklaşık %18 daha yüksektir.

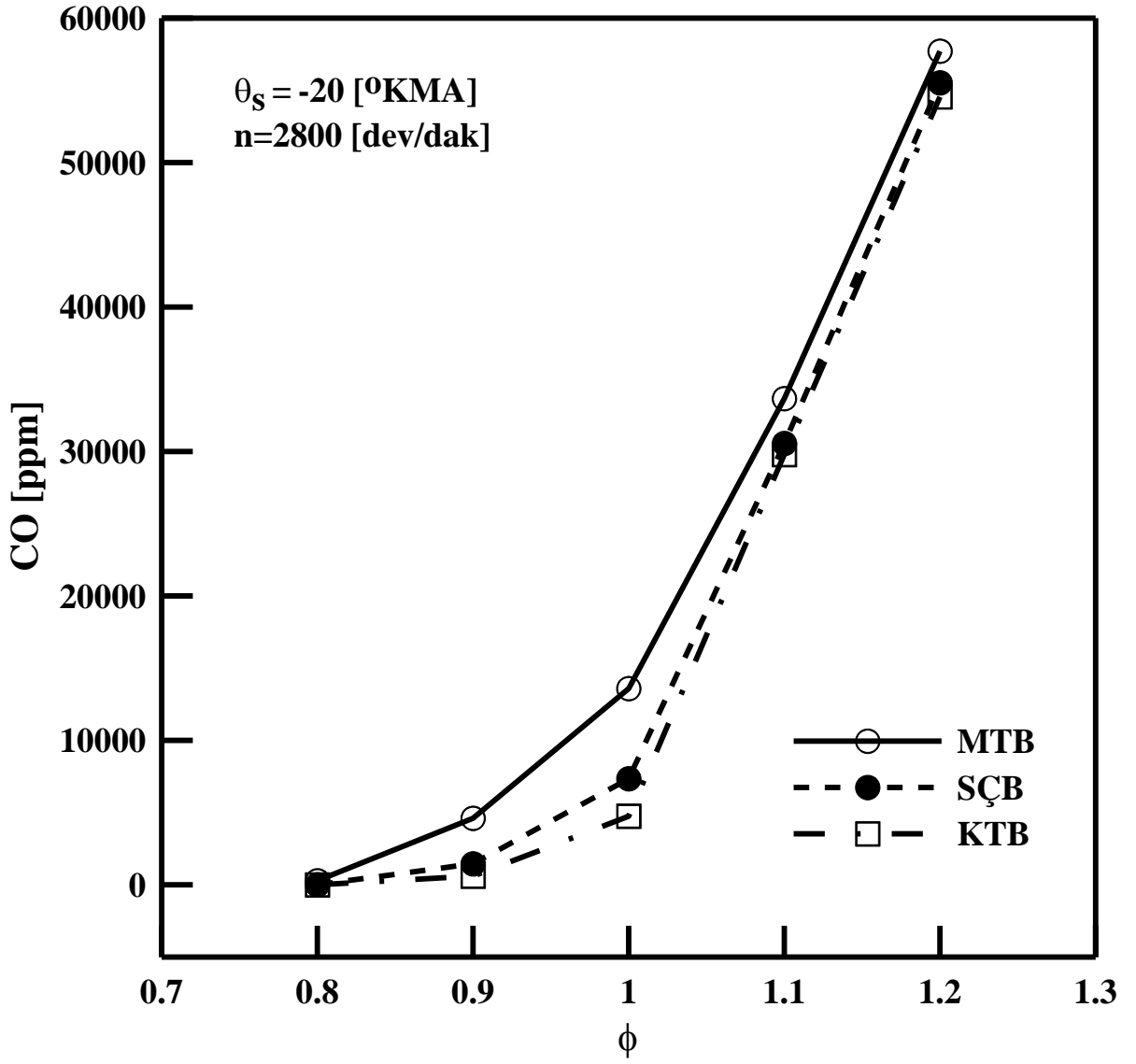


Şekil 3.102. $\phi=0.8$ ve farklı buji konumları için efektif verimin devir sayısına göre değişimleri

3.3.21. Karbonmonoksit Emisyonunun Ekivalans Oranına Göre Değişimi

İçten yanmalı motorlarda karbonmonoksit (CO) emisyonu, ekivalans oranına bağlı olarak değişmektedir. Karışım zenginleştikçe, başka bir anlatımla taze dolgudaki oksijen miktarı azaldıkça CO emisyonunun oluşumunda da artış meydana gelmektedir (Heywood, 1988). Ayrıca yüksek yanma sonu sıcaklıkları parçalanma reaksiyonlarına neden olacağından bu durumda CO emisyonlarının artması beklenebilir.

Şekil 3.103'te CO emisyonunun ekivalans oranına göre değişimleri verilmektedir. Şekil 3.103 incelendiğinde, karışımın zenginleşmesi (ekivalans oranının artması) ile CO emisyonunun da arttığı görülmektedir. Şekil 3.103'te buji konumlarının CO emisyonu üzerindeki etkisi de gösterilmiştir. BA motorda MBT kullanılması durumunda parçalanma reaksiyonlarının etkisi ile en yüksek CO emisyon değerleri ortaya çıkmıştır. Şekil 3.103 incelendiğinde $\phi=1.0$ durumunda, CO emisyonunu MTB'ye göre, SÇB'de yaklaşık %46 ve KTB'de yaklaşık %65 daha düşük değerler almaktadır.

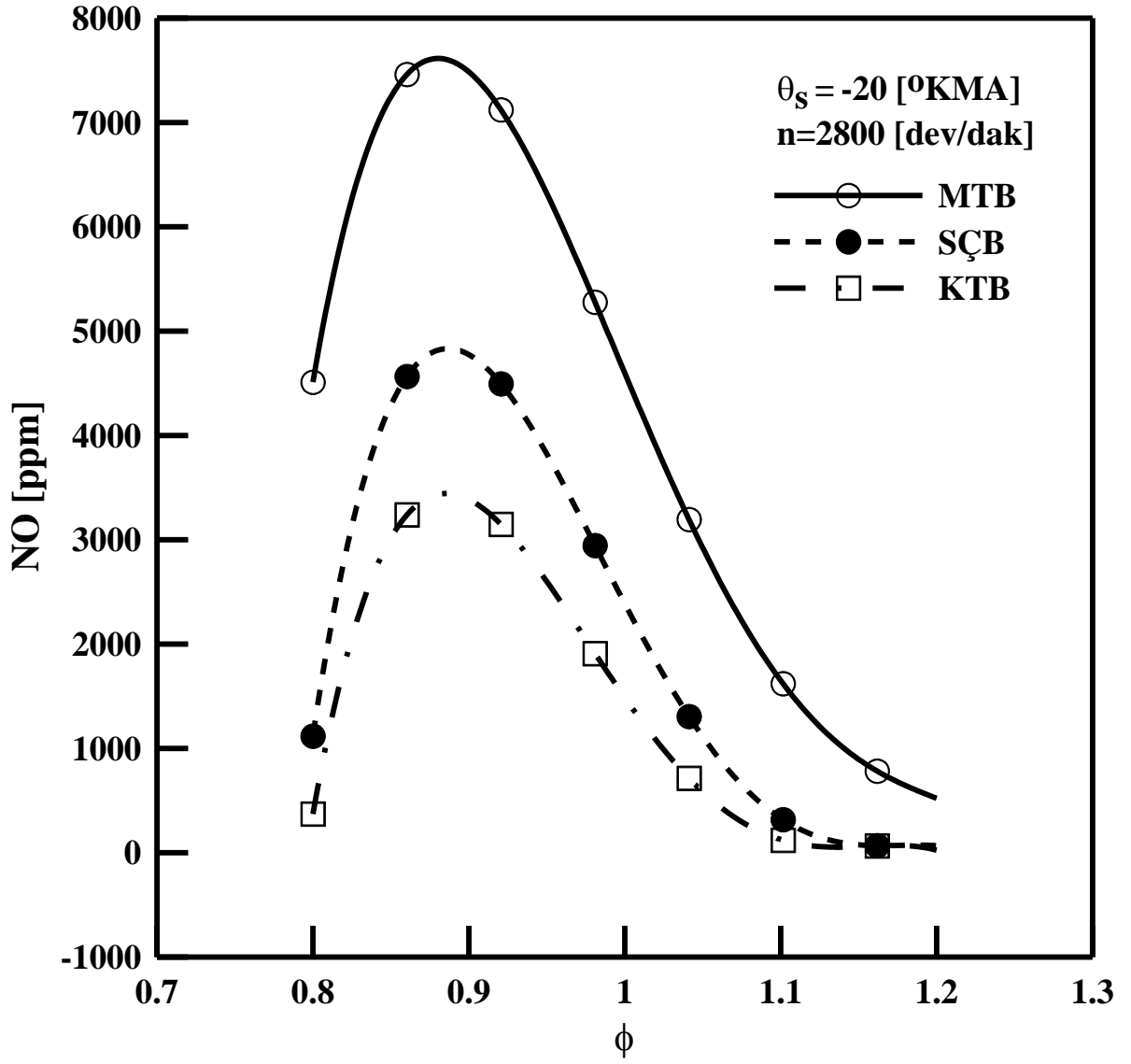


Şekil 3.103. CO emisyonunun ekivalans oranına göre değişimleri

3.3.22. Azotoksit Emisyonunun Ekivalans Oranına Göre Değişimi

Azotoksit (NO) emisyonu, normal koşullar altında reaksiyona girmeyen azotun ve oksijenin yüksek sıcaklıklı bir ortamda birleşmesi ile oluşmaktadır. Bu nedenle, içten yanmalı motorlarda yanma sonu sıcaklıklarının yüksek değerlere çıkması istenmeyen bir durumdur.

Şekil 3.104'te NO emisyonunun ekivalans oranına göre değişimi verilmektedir. Şekil incelendiğinde, üç farklı buji konumu için maksimum NO emisyon değerlerinin hafif fakir karışım durumunda ($\phi=0.9$) elde edildiği görülmektedir. Buji konumları göz önüne alındığında ise en yüksek NO emisyon değerleri BA motorda MBT kullanılması durumunda elde edilmiştir. Şekil 3.104 incelendiğinde $\phi=0.9$ durumunda, NO emisyonunun MTB'ye göre, SÇB'de yaklaşık %36 ve KTB'de yaklaşık %55 daha düşük değer aldığı görülebilir.



Şekil 3.104. NO emisyonunun ekivalans oranına göre değişimleri

4. SONUÇLAR

Sunulan tez çalışmasında gerçek bir yanma odası geometrisi üzerinden, buji ateşlemeli motorlarda çift buji kullanımının yanma ve motor performans karakteristikleri üzerindeki etkileri sanki-boyutlu termodinamik bir çevrim modeli kullanılarak teorik olarak incelenmiştir. Çalışmadan elde edilen başlıca sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. BA motorlarda sanki-boyutlu termodinamik çevrim modeli kullanılarak gerçekleştirilen çalışmalarda alev cephesinin geometrik özelliklerinin gerçekçi ve güvenli bir şekilde belirlenmesi modelin önemli bir bölümünü oluşturmaktadır. Bu tür modelleme çalışmalarında yanma odaları analitik ve geometrik bağıntılarla tam ve gerçekçi olarak modellenemediğinden, yanma odalarının şeklinde basitleştirmeler yapılmakta ve yanma odasının düzgün silindirik disk şeklinde veya benzer basit geometrilerde olduğu varsayılmaktadır. Sunulan modelleme çalışmasında ise alev cephesinin geometrik modellemesinde SolidWorks katı model programı kullanılmış ve böylece yanma odası geometrisine uygulanmak zorunda kalınan basitleştirmeler ve kısıtlar tamamen ortadan kaldırılmıştır. Sonuçta tamamen gerçek bir yanma odası geometrisi kullanılarak termodinamik çevrim modeli uygulanmıştır.
2. Söz konusu katı model programının kullanılması sayesinde sadece yanma odası geometrisi değil, yanma odasına ait buji konumu ve sayısı ile ilgili kısıtlar da ortadan kaldırılmıştır. Bu sayede silindir kafasında çeşitli konumlarda bulunan bir ve iki bujiye sahip yanma odası için termodinamik çevrim modeli uygulanarak, buji konumu ve sayısının yanma ve motor performans karakteristiklerine etkileri incelenebilmiştir.
3. Sunulan çalışmada, çatı tipi (pent-roof) gerçek bir yanma odası geometrisi ile silindir kafasında merkezde tek buji (MTB), merkezle silindir duvarı ortasına denk gelen konumda simetrik çift buji (SÇB) ve aynı konumda tek buji (KTB) olmak üzere farklı buji konumları geometrik parametre olarak seçilmiştir.
4. Alev cephesi geometrisine dayalı analizden en kısa alev yolunun MTB, en uzun alev yolunun ise KTB durumunda olduğu belirlenmiştir. SÇB kullanılması, alev yolunun önemli ölçüde kısaltmakta ve MTB'ye yaklaştırmaktadır.

5. Alev cephesi yüzey alanları karşılaştırıldığında, SÇB durumunda maksimum yüzey alanı değerlerinin en büyük olduğu, MTB durumunda daha düşük ama daha uzun süre devam eden maksimum yüzey alanı değerleri elde edildiği görülmüştür. KTB durumunda ise hem alev yüzey alanı en düşük değeri almakta, hem de alev yolu uzamaktadır. Bu iki etki KTB'nin en kötü buji konumu olmasına neden olmaktadır.
6. Alev cephesinin gerisinde kalan hacimler için de yukarıdakilere benzer yorumlar yapılabilir. Buna göre en dik \tilde{V}_f eğrisi SÇB, en kısa alev yolu MTB ve en uzun alev yoluna sahip \tilde{V}_f değeri KTB durumunda elde edilmiştir.
7. Buji konumlarına göre alev cephesinin değdiği toplam yanma odası yüzey alanları karşılaştırıldığında, yine SÇB durumundaki değişim dik bir karakterde olmakta, alev cephelerinin MTB'ye göre daha erken yanma odası yüzeylerine değdiği görülmektedir. KTB durumunda ise alev cepheleri ile yanma odası duvarları arasındaki değme süresi daha uzun olmaktadır.
8. Silindir basınçlarının krank mili açısına göre değişimleri incelendiğinde; en yüksek basınçlar MTB durumunda olduğu SÇB durumunda basınçların pik değerleri bakımından MTB'ye yaklaştığı; SÇB'nin maksimum basınç değerlerinin ÜÖN'ya doğru yaklaşmasına (hızlı yanma etkisine) neden olduğu görülmektedir.
9. Ekivalans oranlarının maksimum basınçlara olan etkisi incelendiğinde, stokiyometrik ve zengin karışımların birbirlerine yakın ve en yüksek maksimum basınç değerlerini verdiği, karışım fakirleştikçe maksimum basınç değerlerinin hızlı bir şekilde düştüğü görülmüştür.
10. Yanma odasındaki gaz sıcaklıklarının krank mili açısına göre değişimi karşılaştırıldığında, en yüksek yanmış gaz sıcaklıklarının MTB durumunda, en düşük sıcaklıkların ise KTB durumunda elde edildiği görülmüştür.
11. Egzoz gazı sıcaklıkları buji konumlarına göre karşılaştırıldığında, en yüksek sıcaklıkların KTB, en düşük sıcaklıkların da MTB durumunda elde edildiği görülmüştür. SÇB kullanımı, egzoz sıcaklıklarının MTB'ye yaklaşmasını sağlamaktadır.

12. Maksimum gaz sıcaklıklarının devir sayısına göre değişimleri incelendiğinde, fakir karışımlarla ise en yüksek sıcaklıklar SÇB durumunda, stokiyometrik ve zengin karışım durumunda MTB durumunda elde edildiği belirlenmiştir. Ayrıca gaz sıcaklıklarının değişiminde devir sayısının belirgin bir etkisi görülmemiştir.
13. x_b - y_b değişiminin üniversal karakteri bu tez çalışmasında da elde edilmiştir ve bu değişim üzerinde geometrik parametrelerden çok ekivalans oranının daha etkili olduğu görülmüştür.
14. Kütlesel yanma oranı eğrileri incelendiğinde, SÇB kullanımının hızlı yanmaya olan etkisinin özellikle yanmanın ortalarına kadar belirgin olduğu gözlenmiştir. Ancak yanmanın ortalarından sonra MTB daha etkin duruma gelmektedir. KTB durumunda ise beklendiği gibi yanmanın tüm aşamalarının diğer durumlara göre daha yavaş bir şekilde gerçekteştiği görülmüştür.
15. İlk yanma evresi ($x_b \cong \% (0-10)$) ve ana yanma evresine ($x_b = \% (10-90)$) ilişkin yanma süreleri ayrı ayrı değerlendirildiğinde; ilk yanma evresinde bütün ekivalans oranları için SÇB durumunda en kısa yanma süresi elde edilmektedir. KTB ise her iki evrede de en uzun yanma sürelerini vermektedir. SÇB'nin ilk yanma evresi olan bu olumlu etkisinin, yanmanın güçlü bir şekilde devam etmesine ve çevrimler arası farkların azalmasına katkı sağladığı söylenebilir.
16. Taşınım ile olan ısı kayıpları değerlendirildiğinde; SÇB durumunda ısı kayıplarının özellikle yanmanın ilk yarısında daha etkin olduğu belirlenmiştir. KTB durumunda ise ısı kayıpları tüm yanma süresi boyunca daha düşük düzeylerde gerçekteşmekle birlikte, yanma süresinin aşırı uzaması nedeni ile, toplam ısı kayıplarının artması söz konusu olmaktadır.
17. Ortalama efektif basıncın ateşleme avansına olan duyarlılığı KTB kullanılması durumunda özellikle fakir karışım ($\phi=0.8$) için belirgin bir şekilde ortaya çıkmaktadır. SÇB ve MTB uygulaması p_{me} 'nin ateşleme avansına olan bağımlılığını azaltmaktadır. Tüm ateşleme avansları için en yüksek p_{me} değerleri MTB durumunda elde edilmiştir.

18. Ortalama efektif basınç için yukarıda belirtilen açıklamalar, döndürme momenti, efektif güç, özgül yakıt tüketimi ve efektif verim için de geçerlidir.
19. Motor performans büyüklüklerinin devir sayısına göre değişimleri incelendiğinde; en iyi performans değerleri MTB durumunda, en kötü performans değerleri KTB durumunda elde edilmiştir. SÇB durumundaki değişimlerin MTB'ye benzer karakterde oldukları fakat MTB'den daha düşük düzeyler aldıkları belirlenmiştir.
20. CO ve NO emisyonlarının ekivalans oranına göre değişimleri incelendiğinde en yüksek emisyon değerlerinin, yüksek yanma sonu sıcaklıklarından dolayı meydana gelen parçalanma reaksiyonları nedeni ile, MTB durumunda oluştukları belirlenmiştir. CO ve NO emisyonlarının ekivalans oranına göre değişimleri incelendiğinde, söz konusu değişimlerin literatüre (Heywood, 1988) uygun olduğu görülmektedir. CO emisyonları karışımın zenginleşmesi ile birlikte artmakta, NO emisyonları ise hafif fakir karışım ($\phi=0.9$) durumunda maksimum değerlerini almaktadır. Bu değişimler içerisinde MTB ve SÇB durumlarında yanma sıcaklıklarının daha yüksek olması nedeni ile parçalanma reaksiyonları da etkin olmakta ve MTB ve SÇB durumunda CO ve NO emisyonları KTB'ye göre daha yüksek değerler almaktadır.

5. ÖNERİLER

1. Sunulan tez çalışmasındaki geometrik modele ilişkin veriler, SolidWorks katı model programı kullanılarak elde edilmiştir. Söz konusu katı model programı için uygun bir makro program yazılarak, karmaşık yanma odasına sahip BA motorlarda alev yayılması için geometrik verilerin elde edilme süreci kısaltılabilir. Böylece farklı yanma odası geometrileri için çalışma kolaylıkla genişletilebilir.
2. Termodinamik çevrim modeline vuru model de eklenerek, yanma işleminin, ateşleme avansının ve sıkıştırma oranının yanmaya olan etkisi daha ayrıntılı bir şekilde incelenebilir.
3. Sunulan tez çalışmasındaki analizlerde, yakıt olarak sadece benzin (C_7H_{17}) kullanılmıştır. Çalışma, farklı yakıt ve yakıt karışımları için genişletilebilir.
4. İleriki çalışmalarda; bilgisayar programında kullanılan teorik modele ilişkin katsayılar, deneysel verilerle güncellenebilir.
5. Hızlı yanmanın bir sonucu da gürültü oluşumudur. BA motorda, kaynakta (yanma odasında) oluşan gürültünün hesaplanabilmesi için termodinamik modele uygun bir alt model eklenebilir.
6. Bu çalışmada, çift bujide ateşleme işleminin eş zamanlı olarak yapıldığı varsayılmıştır. Çalışma sıralı ateşleme durumu için genişletilebilir.
7. Piyasadaki modern otomobil motorlarında kullanılan çift bujilerde; ateşleme işleminde emme supabına yakın olan bujinin daha önce ateşlenmesi ile eş zamanlı olmayan sıralı ateşleme (sequential ignition) tekniği uygulanmakta; böylece emme supabından gelen daha soğuk dolguya daha uygun yanma süresi sağlanmaktadır. Uygulanan modelde ise; yanma öncesi dolgu sıcaklığının silindir boyunca homojen olduğu kabul edildiğinden böyle bir etki hesaba katılamamıştır. Bu etkinin hesaba katılmasına yönelik olarak termodinamik modelin geliştirilmesinin, sonuçların niceliksel olarak daha da iyileşmesine olanak sağlayacağı tahmin edilmektedir.

6. KAYNAKLAR

- Al-Baghdadi, M.A.R.S., 2006. A Simulation Model for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine Fueled with Alternative Fuels, *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 30, 331-350.
- Almeida, A.A., 2005. Tests on a Dual Ignition Alcohol SI Engine, Yüksek Lisans Tezi, Campinas Eyalet Üniversitesi, Sao Paulo, Brezilya.
- Altın, İ. ve Bilgin, A., 2003. Buji Ateşlemeli Motorlarda Hızlı Yanma, I. Ege Enerji Sempozyumu ve Sergisi, Mayıs, Denizli, Bildiriler Kitabı: 262-266.
- Altın, İ., 2004. İki Bujili Ateşleme Sistemine Sahip Bir Benzin Motorunun Sanki-Boyutlu İki Bölgeli Termodinamik Çevrim Modeli, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Altın, İ. ve Bilgin, A., 2008. Buji Ateşlemeli Motorlarda Alev Cephesinin Geometrik Özelliklerinin Katı Model Programı Kullanılarak Belirlenmesi, 10. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Sakarya, Ekim, Bildiriler Kitabı: 296-300.
- Altın, İ. ve Bilgin, A., 2009. A Parametric Study on the Performance Parameters of a Twin-Spark SI Engine, *Energy Conversion and Management*, 50, 8, 1902-1907.
- Altın, İ., Bilgin, A. ve Sezer, İ., 2009a. Effects of Spark Locations on the Performance Parameters of a Twin-Spark SI Engine, 4th International Exergy, Energy and Environment Symposium (IEEES-4), UAE, Sharjah, 1-7.
- Altın, İ., Sezer, İ. ve Bilgin, A., 2009b. Effects of the Stroke/Bore Ratio on the Performance Parameters of a Dual-Spark-Ignition (DSI) Engine, *Energy and Fuels*, 23, 4, 1825-1831.
- Altın, İ. ve Bilgin, A., 2010. Modeling of the Developing Flame Geometry for a Pentroof-Type Dual Spark SI Engine by Using 3D-CAD Software, 11th International Combustion Symposium, Sarajevo, 1-7.
- Amer, A.A. ve Reddy, T.N., 2002. Multidimensional Optimization of In-Cylinder Tumble Motion for the New Chrysler Hemi, *SAE*, Paper No. 2002-01-1732, 1-11.
- Annand, W.J.D., 1970. Geometry of Spherical Flame Propagation in a Disc-Shaped Combustion Chamber, *Journal Mechanical Engineering Science*, 12, 2, 146-149.
- Anderson, R.W., 1987. The Effect of Ignition System Power on Fast Burn Engine Combustion, *SAE*, Paper No. 870549, 4537-4546.

- Aradi, A.A., Imoehl, B., Avery, N.L., Wells, P.P. ve Grosser, R.W., 1999. The Effect of Fuel Composition and Engine Operating Parameters on Injector Deposits in a High-Pressure, Direct- Injection Gasoline (DIG) Research Engine, SAE, Paper No. 1999-01-3690, 1-9.
- Bayraktar, H., 1997. Benzin-Etanol Karışımlarının Benzin Motorlarında Yanma ve Motor Çevrimleri Üzerindeki Etkilerinin Teorik Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, K.T.Ü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Bayraktar, H. ve Durgun, O., 2004. Development of An Empirical Correlation for Combustion Durations in Spark Ignition Engines, Energy Conversion and Managment, 45, 1419-1431.
- Benson, R.S., Annand, W.J.D. ve Baruah, P.C., 1975. A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine, International Journal of Mechanical Sciences, 17, 97-124.
- Beretta, G.P. ve Keck, J.C., 1983. Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines, Combustion and Flame, 52, 217-245.
- Bilgin, A., 2002. Geometric Features of the Flame Propagation Process for an SI Engine Having Dual-Ignition System, International Journal of Energy Research, 26, 987-1000.
- Bilgin, A., Altın, İ. ve Sezer, İ., 2009. Investigation of the Effect of Dual Ignition on the Exhaust Emissions of an SI Engine Operating on Different Conditions by Using Quasi-Dimensional Thermodynamic Cycle Model, Journal for Theory and Application in Mechanical Engineering, 51,6, 459-464.
- Blair, G.P., 1993. The Basic Design of Two-Stroke Engines, Society of Automotive Engineering Inc., USA.
- Blizard, N.C. ve Keck, J.C., 1974. Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines, SAE, Paper No. 740191,846-864.
- Bozza, F., Gimelli, A., Siano, D., Torella, E. ve Mastrangelo, G., 2004. A Quasi-Dimensional Three-Zone Model for Performance and Combustion Noise Evaluation of a Twin-Spark High-EGR Engine, SAE, Paper No. 2004-01-0619, 1-11.
- Bozza, F. ve Gimelli, A., 2004. A Comprehensive 1D Model for the Simulation of a Small-Size Two-Stroke SI Engine, SAE, Paper No. 2004-01-0999, 1-13.
- Cai, R., Ye, J., Wang, Y. ve Chen, L., 2008. Study on Improving the Fuel Economy of the Engine on EP Energy-Saving Vehicle, SAE, Paper No. 2008-01-1780, 1-4.
- Chandra, H., 1994. A Critical Study of the Dual Versus Single Plug Systems in S.I. Engines, SAE, Paper No. 940452, 93-102.

- Conte, E. ve Boulouchos, K., 2005. A Quasi-Dimensional Model for Estimating the Influence of Hydrogen-Rich Gas Addition on Turbulent Flame Speed and Flame Front Propagation in IC-SI Engines, SAE, Paper No. 2005-01-0232, 1-11.
- Cupial, K. ve Kociszewski, A., 2002. Measurements and 3D Modeling of Combustion in Multipoint Spark Ignition Engine, Journal of KONES Internal Combustion Engines, ISSN 1231-1405, 80-87.
- Dale, J.D. ve Oppenheim, A.K., 1981. Enhanced Ignition for I. C. Engines with Premixed Gases, SAE, Paper No. 810146, 606-621.
- Dale, J.D., Checkel, M.D. ve Smy, P.R., 1997. Application of High Energy Ignition Systems to Engines, Progress in Energy and Combustion Science, 23, 379-398.
- Deshpande, S.R. ve Harish Chandra, A., 1994. Computational Study on Heat Release Rates with Single and Dual Spark Plug, XII National Conference on IC Engines and Combustion, 18-20.
- Durgun, O., 2009. İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları (basılmamış), Makina Mühendisliği Bölümü, K.T.Ü, Tarbzon.
- Ferguson, C.R., 1986. Internal Combustion Engines Applied Thermosciences, Jhon Wiley & Sons Inc., Singapore.
- Fiorenza, R., Formisano, G., Martorelli, M. ve Sbarbati, F., 2005. Combustion/NVH Analysis for Development of a 2-Valve Double Spark Plug Engine, SAE Paper No.2005-01-0236, 183-189.
- Garret, T.K., Newton, K. ve Steeds, W., 2001. The Motor Vehicle-Thirteenth Edition, Butterworth-Heinemann, Woburn, 159-163.
- Grill, M., Billinger, T. ve Bargende, M., 2006. Quasi-Dimensional Modeling of Spark Ignition Engine Combustion with Variable Valve Train, SAE, Paper No. 2006-01-1107, 1-11.
- Gülesin, M., Özdemir, A., Güllü, A., Gültaş, A. ve Uluer, O., 2006. SolidWorks ile Modelleme, Asil Yayın Dağıtım.
- Heisler, H., 1995. Advanced Engine Technology, Edward Arnold, London, 196–198.
- Heywood, J.B., 1988. Internal Combustion Engines Fundamentals, McGraw-Hill Book Co., Singapore.
- Hillyer, B.J. ve Wade, W.R., 1978. Single-Cylinder Proco Engine Studies Fuel and Engine Calibration Effects on Emissions, Fuel Economy and Octane Requirements, SAE, Paper No. 780593, 59-77.

- Hires, S.D., Tabaczynski, R.J. ve Novak, J.M., 1978. The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge, Spark Ignition Engine, SAE, Paper No. 780232, 1-16.
- Hu, C., Liu, N., Li, W. ve Song, X., 2006. Investigation on Rapid Lean-Burning of Spark Ignition LPG Engines, SAE, Paper No. 2006-32-0079, 1-8.
- Hu, C., Liu, N., Li, W. ve Song, X., 2007a. Effects of EGR on Rapid Lean-burning and NO_x emission of Spark Ignition LPG Engine, SAE, Paper No. 2007-32-0073, 1-7.
- Hu, C., Song, X., Liu, N. ve Li, W., 2007b. Investigation on Cold Starting and Warming Up of Gasoline Engines with EFI, SAE, Paper No. 2007-32-0070, 1-7.
- Katalog, 2000a. Alfa 147, Teknik Özellikler Donanımlar-Opsiyonlar.
- Katalog, 2000b. The S-Class Saloons, Mercedes-Benz, Daimler Chrysler AG, Stuttgart MKP/K 6701-0607-02-04/0500.
- Katalog, 2002. Honda Jazz, Bayi Ürün Satış Rehberi.
- Keck, J.C., 1982. Turbulent Flame Structure and Speed in Spark-Ignition Engines, Nineteenth Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute, 1451-1466.
- Kociszewski, A., 2008. Numerical Analysis of Spark Plug Number Influence on Selected Parameters of Combustion in Piston Engines, Polish Scientific Society of Combustion Engines, 132, 50-55
- Kodah, Z.H., Soliman, H.S., Quadis, M.A. ve Jahmany, Z.A., 2000. Combustion in a Spark-Ignition Engine, Applied Energy, 66, 237-250.
- Krishnasamy, M., Babu, Y.R., Ramesh, A. ve Babu, M.K.G., 2009. Studies on Reducing Cycle-by-Cycle Variations and Improving Performance of a Small Carbureted Gasoline Engine, SAE, Paper No. 2009-32-0097, 1-16.
- Kuroda, H., Nakajima, Y., Sugihara, K., Takagi, Y. ve Muranaka, S., 1978. The Fast Burn with Heavy EGR, New Approach for Low NO_x and Improved Fuel Economy, SAE, Paper No. 780006, 1-15.
- Laimboeck, F.J., Glanz, R., Modre, E. ve Rothbauer, R.J., 1999. AVL Approach for Small 4-Stroke Cylinder Head-, Port- and Combustion Chamber Layout, SAE, Paper No. 1999-01-3344, 1-6.
- Lavergne, R. ve Hallot, J., 2003. Investigation of the Effect of Double Ignition on the Combustion Processes in a 2-valves Gasoline Engine Through 3D Simulation, SAE, Paper No. 2003-01-0010, 1-13.

- Lee, R.E., Hartman, P.G., Macfarlane, G.R., Maru, D.B., Pannone, G., Martinez, T., Cruz, J. ve Winship, M., 2002. The New Daimler Chrysler Corporation 5.7L HEMI V8 Engine, SAE, Paper No. 2002-01-2815, 1-24.
- Li, X., Mikulec, T., Dai, W. ve Qian, X., 2000. A Generic Methodology for Chamber Flame Geometry Modeling, SAE, Paper No. 2000-01-2797, 1-17.
- Li, Y., Zhao, H., Leach, B. ve Ma, T., 2004a. Charge Stratification in a Strong Tumble SI Engine, Commodia Symposium, 1-8.
- Li, Y., Zhao, H. ve Ma, T., 2006b. Combustion of Fuel for Better Engine Performance, Fuel, 85, 465-473.
- Lucas, G.G. ve Brunt, M.F.J., 1982. The Effect of Combustion Chamber Shape on the Rate of Combustion in a Spark Ignition Engine, SAE, Paper No. 820165, 714-729.
- Maji, S., Sharma, P.B. ve Babu, M.K.G., 2004. A Comparative Study of Performance and Emission Characteristics of CNG and Gasoline on a Single Cylinder S. I. Engine, SAE, Paper No. 2004-28-0038, 1-9.
- Maly, R. ve Ziegler, G., 1982. Thermal Combustion Modeling-Theoretical and Experimental Investigation of the Knocking Process, SAE, Paper No. 820759, 2569-2601.
- Martins, J. ve Barbosa, 2005. Engine Design Using Rapid Prototype Techniques, 18th International Congress of Mechanical Engineering, Minas Gerais, 1-6.
- Marvin, C.F., Wharton, J. A. ve Roeder, C., 1937. Further Studies of Flame Movement and Pressure Development in an Engine Cylinder, NACA Tech. Report, 556, 251-263.
- Mattavi, J.N., Groff, E.G., Lienesch, J.H., Matenukas, F.A. ve Noyes, R.N., 1980. Engine Improvement Through Combustion Modeling, Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Edited by James N. Mattavi and Charles A. Amann, Plenum Press, Newyork-London, 537-579.
- Mattavi, J.N., 1980. The Attributes of Fast Burning Rates in Engines, SAE, Paper No. 800920, 2783-2801.
- Metghalchi, M. ve Keck, J.C., 1982. Buning Velocities and Mixtures of Air With Methanol, Isooctane And Indolene at High Pressure and Temperature, Combustion & Flame, 48, 191-210.
- Meyer, R. C., Meyers, D. P., King, S. R. ve Liss, W. E., 1992. Effects of Spark Plug Number and Location in Natural Gas Engines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 114, 475-479.
- Migita, H., Amemiya, T., Yokoo, K. ve Iizuka, Y., 2002. The New 1.3-Liter 2-Plug Engine for the 2002 Honda Fit, JSAE, 23, 507-511.

- Mitroglou, N., Arcoumanis, C., Mori, K. ve Motoyama, Y., 2006. Mixture Distribution in a Multi-Valve Twin-Spark Ignition Equipped with High-Pressure Multi-Hole Injectors, Journal of Physics, 45, 46-58.
- Nakamura, N., Baika, T. ve Shibata, Y., 1985. Multipoint Spark Ignition for Lean Combustion, SAE, Paper No. 852092, 611-620.
- Noske, G., Heywood, J.B. ve Keck, J.C., 1987. Early Flame Development and Burning Rates in Spark Ignition Engines and Their Cyclic Variability, SAE, Paper No. 870164, 4162-4175.
- Ogawa, H., Matsuki, M. ve Eguchi, T., 2003. Development of a Power Train for the Hybrid Automobile - the Civic Hybrid, SAE, Paper No. 2003-01-0083, 1-12.
- Öz, İ.H., Borat, O. ve Sürmen, A., 1995. İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Pereira, E.C.O., Rodrigues, E.F.A. ve Martins, J.J.G, 1997. Design of a Fuel Efficient Uniflow Two Stroke Semi-Direct Injection Engine, SAE, Paper No. 970367, 85-93.
- Piccone, A., Lanati, P. ve Scapecchi, P., 1989. Twin Spark Engine, SAE, Paper No. 894381, 91-98.
- Poulos, S.G., 1982. The Effect of Combustion Chamber Geometry on S.I. Engine Combustion Rates: A Modeling Study, MSc. Thesis, Department of Mechanical Engineering Massachusetts Institute of Technology.
- Poulos, S.G. ve Heywood, J.B., 1983. The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion, SAE, Paper No. 830334, 11106–11129.
- Quader, A.A., 1973. Effects of Spark Location and Combustion Duration on Nitric Oxide and Hydrocarbon Emissions, SAE, Paper No. 730153, 617-627.
- Ramtilak, A., Joseph, A., Sivakumar, G. ve Bhat, S.S., 2005. Digital Twin Spark Ignition Improved Fuel Economy and Emissions on Four Stroke Engines, SAE, Paper No. 2005-26-008, 265-272.
- Scussel, A.J., Simko, A.O. ve Wade, W.R., 1978. The Ford PROCO Engine Update, SAE, Paper No. 780699, 2706-2725.
- Smith, J.R., Aceves, S. ve Blarigan, P.V., 1995. Series Hybrid Vehicles and Optimized Hydrogen Engine Design, SAE, Paper No. 951955, 1-12.
- Song, J., Sunwoo, M., 2002. An Experimental Study on Engine Performance with High Ignition Energy, Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering, 216, 505-512.
- Stan, C., Troeger, R. ve Stanciu, A., 2002. Correlation Concept Between Mixture Formation and Ignition Applied to a GDI High Speed Engine, SAE, Paper No. 2002-01-0833, 1-11.

- Stiesch, G., Merker, G.P., Tan, Z. ve Reitz, R.D., 2001. Modeling the Effect of Split Injections on DISI Engine Performance, SAE, Paper No. 2001-01-0965, 1-15.
- Sung, N.W. ve Jun, S.P., 1997. The Effect of Combustion Chamber Geometry in a SI Engine, SAE, Paper No. 972996, 227-239.
- Şahin, Z., 1996. Benzin Motoru Çevrimlerinin Bilgisayar Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Tabaczynski, R.J. ve Ferguson, C.R., 1977. A Turbulent Entrainment Model For Spark-Ignition Engine Combustion, SAE, Paper No 770647, 2414-2432.
- Tanaka, Y. ve Milton, B.E., 1990. Three-Dimensional Analysis of Flames Ignited at Double Spark Locations, Computers & Fluids, 18, 4, 347-359.
- Taylor, C.F., 1985. The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice, Combustion, Fuels, Materials, Design, MIT Press, London, England.
- Toprak, A.Ö., 2009. Motorlu Kara Taşıtları İstatistikleri, TÜİK ve EGM , ISBN No. 978-975-19-4826-7.
- Tsao, K.C. ve Han, Z., 1993. An Exploratory Study on Combustion Modeling and Chamber Design of Natural Gas Engines, SAE, Paper No. 930312, 1-11.
- Tunestal, P. ve Hedrick, J.K., 2001. Cylinder Air/Fuel Ratio Estimation Using Net Heat Release Data, 3rd IFAC Workshop on Advances in Automotive Control, 1-9.
- URL-1, http://en.wikipedia.org/wiki/Alfa_Romeo_Twin_Spark_engine, 22.07.2010.
- URL-2, <http://500sec.com/technology/>, 22.07.2010.
- Yamaguchi, J., 2002. Power by Honda, SAE, Paper No 1-110-4-64, 64-69.
- Yamamoto, H., Horita, S. ve Matsuoka, T., 1992. Surrounding Combustion Process (SCP)-New Concept for Lean Burn Engine, SAE, Paper No. 920058, 1-12.
- Yamin, J.A.A., 2006. Comparative Study Using Hydrogen and Gasoline as Fuels: Combustion Duration Effect, International Journal of Energy Research, 30, 14, 1175-1187.
- Young, M.B., 1980. Cyclic Dispersion Some Quantitative Cause-and-Effect Relationships, SAE, Paper No. 800459, 1-23.
- Witze, P.O., 1982. The Effect of Spark Location on Combustion in a Variable-Swirl Engine, SAE, Paper No. 820044, 165-175.
- Woschni, G., 1967. A Universally Applicable Equation For The Instantaneous Heat Transfer Coefficient In The Internal Combustion Engine, SAE, Paper No. 670931, 76(4), 3065-3083.

Zahalka, T.L., Kulinowski, A.M. ve Malfer, D.J., 1995. A Fleet Evaluation of IVD and CCD: Emissions Effects and Correlation to the BMW 318i and Ford 2.3L IVD Tests, SAE, Paper No. 952447, 1-10.

7. EKLER

Ek 1. Modelleme çalışmasında kullanılan başlıca “Solidworks” komutları

Ek Tablo 1. Komut düğmeleri ve komut adları

Komut düğmesi	Komutun adı
	Sketch (Çizim)
	Extruded Boss/Base (Ekstrüzyon İle Katı oluşturma)
	Revolved Cut (Döndürme ile Kesme)
	Measure (Ölçme)
	Mass Properties (Kütleli Özellikler)
	Rebuild (Yeniden Oluştur)
	Edit Sketch (Çizim Düzenle)
	Edit Feature (Ursu Düzenle)

Ek 2. Çatı tipi yanma odası için katı model programından elde edilen alev cephesinin geometrik özelliklerine ait örnek veri tabloları

Ek Tablo 2. $\theta=45$ [°KMA]'da ve merkezde tek buji durumu için alev cephesinin geometrik özellikleri

$\theta=45$ °KMA				$\theta=45$ °KMA (devamı)			
r_f	A_f	A_w	V_f	r_f	A_f	A_w	V_f
0.00	0.00	0.00	0.00	24.00	3034.98	1809.56	24279.88
1.00	5.27	3.14	1.75	25.00	3293.17	1963.49	27443.07
2.00	21.08	12.56	14.05	26.00	3561.89	2123.72	30869.72
3.00	47.42	28.27	47.42	27.00	3841.15	2290.22	34570.37
4.00	84.31	50.26	112.40	28.00	3965.92	2625.28	38479.00
5.00	131.73	78.53	219.54	29.00	4078.13	2983.46	42501.55
6.00	189.69	113.09	379.37	30.00	4187.59	3354.18	46634.48
7.00	258.18	153.93	602.43	31.00	4292.37	3737.55	50874.72
8.00	337.22	201.06	899.25	32.00	4389.92	4134.11	55216.58
9.00	426.79	254.46	1280.38	33.00	4476.58	4544.82	59650.46
10.00	526.91	314.15	1756.35	34.00	4546.81	4971.61	64160.80
11.00	637.56	380.13	2337.71	35.00	4592.06	5418.80	68732.59
12.00	758.75	452.38	3034.98	36.00	4565.17	5918.12	73321.44
13.00	890.47	530.93	3858.71	37.00	4426.74	6499.13	77840.47
14.00	1032.74	615.75	4819.44	38.00	3862.56	7432.42	82022.56
15.00	1185.54	706.86	5927.70	39.00	3264.56	8351.79	85592.44
16.00	1348.88	804.25	7194.03	40.00	2688.66	9201.86	88563.66
17.00	1522.76	907.92	8628.98	41.00	2160.32	9986.51	90985.23
18.00	1707.18	1017.88	10243.07	42.00	1657.83	10729.72	92892.64
19.00	1902.13	1134.11	12046.85	43.00	1169.70	11444.77	94305.30
20.00	2107.63	1256.64	14050.85	44.00	688.39	12139.88	95233.69
21.00	2323.66	1385.44	16265.62	45.00	209.65	12820.55	95683.31
22.00	2550.23	1520.53	18701.69	46.00	0.00	13115.14	95730.33
23.00	2787.34	1661.90	21369.59				

r_f [mm], A_f [mm²], A_w [mm²], V_f [mm³]

Ek Tablo 3. $\theta=45$ [$^{\circ}$ KMA]'da ve çift buji durumu için alev cephesinin geometrik özellikleri

$\theta=45$ $^{\circ}$ KMA				$\theta=45$ $^{\circ}$ KMA (devamı)			
r_f	A_f	A_w	V_f	r_f	A_f	A_w	V_f
0.00	0.00	0.00	0.00	25.00	4471.08	4958.79	55831.72
1.00	12.57	6.37	5.04	26.00	4219.66	5607.76	60180.13
2.00	50.27	25.21	34.37	27.00	3934.61	6271.77	64259.97
3.00	113.10	56.63	113.95	28.00	3623.27	6940.56	68038.98
4.00	201.06	100.61	268.94	29.00	3315.07	7573.39	71508.46
5.00	314.16	157.16	524.45	30.00	3025.97	8148.70	74678.30
6.00	452.39	226.28	905.63	31.00	2738.45	8691.13	77559.69
7.00	615.75	307.96	1437.61	32.00	2488.97	9178.44	80169.99
8.00	804.25	402.21	2145.52	33.00	2265.76	9622.61	82546.31
9.00	1017.88	509.02	3054.49	34.00	2056.05	10034.74	84706.64
10.00	1256.64	628.40	4189.64	35.00	1853.56	10420.38	86661.39
11.00	1520.53	760.34	5576.13	36.00	1654.45	10782.74	88415.20
12.00	1809.56	904.86	7238.97	37.00	1457.99	11122.87	89971.07
13.00	2123.79	1061.94	9203.59	38.00	1262.86	11442.12	91331.39
14.00	2464.16	1231.81	11495.96	39.00	1067.70	11741.38	92496.61
15.00	2824.26	1415.35	14139.27	40.00	870.92	12021.47	93466.12
16.00	3185.77	1620.67	17145.53	41.00	672.73	12282.44	94238.03
17.00	3527.05	1862.91	20503.54	42.00	482.48	12518.76	94813.63
18.00	3843.69	2140.74	24191.55	43.00	320.56	12716.23	95212.29
19.00	4144.18	2446.05	28185.00	44.00	198.51	12867.12	95468.78
20.00	4441.52	2766.98	32479.80	45.00	109.09	12978.67	95620.10
21.00	4616.10	3101.24	37038.49	46.00	47.86	13055.26	95696.33
22.00	4713.80	3432.53	41700.32	47.00	12.99	13098.90	95724.60
23.00	4825.93	3757.65	46471.33	48.00	0.94	13113.97	95730.21
24.00	4690.32	4324.72	51249.03	49.00	0.00	13115.14	95730.33

r_f [mm], A_f [mm²], A_w [mm²], V_f [mm³]

Ek Tablo 4. $\theta=45$ [$^{\circ}$ KMA]'da ve kenarda tek buji durumu için alev cephesinin geometrik özellikleri

$\theta=45$ $^{\circ}$ KMA				$\theta=45$ $^{\circ}$ KMA (devamı)			
r_f	A_f	A_w	V_f	r_f	A_f	A_w	V_f
0.00	0.00	0.00	0.00	31.00	2494.23	4732.04	44885.01
1.00	6.28	3.15	2.10	32.00	2471.54	5057.80	47366.83
2.00	25.13	12.57	16.76	33.00	2450.53	5376.48	49828.87
3.00	56.55	28.28	56.56	34.00	2430.13	5689.71	52269.54
4.00	100.53	50.27	134.05	35.00	2408.21	5999.32	54687.87
5.00	157.08	78.55	261.81	36.00	2383.67	6306.29	57085.36
6.00	226.19	113.11	452.40	37.00	2357.39	6610.37	59454.96
7.00	307.88	153.95	718.39	38.00	2329.12	6911.73	61799.70
8.00	402.12	201.07	1072.34	39.00	2298.49	7210.72	64113.86
9.00	508.94	254.48	1526.82	40.00	2265.07	7507.46	66396.04
10.00	628.32	314.17	2094.40	41.00	2228.50	7802.02	68643.34
11.00	760.27	380.14	2787.63	42.00	2188.45	8094.48	70852.19
12.00	904.78	452.40	3619.10	43.00	2143.96	8384.92	73019.23
13.00	1061.86	530.94	4601.36	44.00	2095.22	8673.36	75139.20
14.00	1231.50	615.82	5747.17	45.00	2040.23	8959.94	77208.12
15.00	1412.93	707.39	7068.98	46.00	1979.28	9244.71	79218.37
16.00	1598.85	806.67	8574.62	47.00	1910.89	9527.96	81164.29
17.00	1784.71	915.89	10266.80	48.00	1834.87	9809.64	83038.26
18.00	1951.82	1050.19	12137.53	49.00	1751.13	10089.97	84832.15
19.00	2104.76	1203.97	14165.79	50.00	1659.22	10368.97	86537.58
20.00	2254.96	1366.49	16346.15	51.00	1549.56	10653.89	88143.48
21.00	2402.54	1537.17	18675.47	52.00	1434.20	10934.30	89635.74
22.00	2541.77	1719.29	21147.89	53.00	1311.37	11210.71	91010.46
23.00	2686.72	1904.06	23761.74	54.00	1176.61	11485.64	92257.72
24.00	2737.06	2189.29	26491.44	55.00	1021.47	11764.62	93356.98
25.00	2724.14	2538.26	29223.08	56.00	814.89	12070.68	94282.29
26.00	2699.15	2898.91	31935.75	57.00	527.91	12431.77	94953.97
27.00	2662.22	3271.14	34617.78	58.00	316.80	12701.60	95370.00
28.00	2613.21	3654.56	37256.42	59.00	162.67	12902.21	95605.64
29.00	2556.25	4043.12	39840.67	60.00	53.55	13045.04	95710.08
30.00	2520.81	4396.23	42378.17	61.00	0.00	13115.14	95730.33

r_f [mm], A_f [mm²], A_w [mm²], V_f [mm³]

ÖZGEÇMİŞ

1978 yılında Artvin'in Arhavi ilçesinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini Arhavi'de tamamladı. 1995 yılında K.T.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü kazandı. Aynı bölümde 1999 yılında lisans eğitimini, 2004 yılında ise K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimini tamamladı. 2004 yılında K.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda doktora çalışmasına başladı. Şubat 2002 tarihinden bu yana K.T.Ü. Trabzon Meslek Yüksekokulu'nda Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Yakıtlar-yanma ve buji ateşlemeli motorların termodinamik modellenmesi konularında çok sayıda ulusal ve uluslararası çalışmaları bulunmaktadır. İleri düzeyde İngilizce bilmektedir.