

AZƏRBAYCAN RESPUBLİKASI ELM VƏ TƏHSİL NAZİRLİYİ
AZƏRBAYCAN TEXNİKİ UNİVERSİTETİ

YÜKSƏK TƏHSİL İNSTİTUTU

Əzizov Cəmil Cavad oğlu
Nəcəfov Mövsüm Azər oğlu
Piriyev Həmid Söhbət oğlu
Xəlilov Adil Natiq oğlu

“DİZEL MÜHƏRRİKLƏRİNDƏ QAZODİNAMİK PROSESLƏRİN
RIYAZI MODELLEŞDİRİLMƏSİ VƏ İŞÇİ PROSESİNİN TƏDQIQI”
MÖVZUSUNDA

MAGİSTRİK DİSSERTASİYASI

İxtisaslaşma: Daxili yanma mühərrikləri və onların texniki istismarı
(İxtisaslaşmanın şifri və adı)

Elmi rəhbər: Texnika elmləri doktoru, prof. Kərimov Ziyafət Xeyrulla oğlu

BAKİ – 2024

AZƏRBAYCAN TEXNİKİ UNIVERSİTETİ
YÜKSƏK TƏHSİL İNSTİTUTU**MAGİSTRANTIN ANDI**

“Dizel mühərriklərində qazodinamik proseslərin riyazi modelləşdirilməsi və işçi prosesinin tədqiqi” mövzusunda mövzusunda təqdim etdiyim(iz) magistrlik dissertasiyasını elmi əxlaq normalarına və istinad qaydalarına tam riayət etməklə və istifadə etdiyim bütün mənbələri ədəbiyyat siyahısında əks etdirməklə yazdığımı and içirəm(ik) və magistrlik dissertasiyasının AzTU Kitabxana İnformasiya Mərkəzində saxlanması, həmin mərkəz tərəfindən AzTU Rəqəmsal Repozitoriyasına daxil edilərək repozitoriyanın veb saytında yerləşdirilməsinə icazə veririk.

Əzizov Cəmil
(Adı, Soyadı)



(imza)

Piriyev Həmid
(Adı, Soyadı)



(imza)

Nəcəfov Mövsüm
(Adı, Soyadı)



(imza)

Xəlilov Adil
(Adı, Soyadı)



(imza)

Tarix: “ _____ ” _____ ” _____ ”

MÜNDƏRİCAT

		Səh.
	Giriş	4
1.	TƏDQIQ OLUNAN PROBLEMİN MÜASİR VƏZİYYƏTİ VƏ TƏDQIQAT QARŞISINDA QOYULAN VƏZİFƏLƏR	7
1.1.	Mühərrikin effektiv güc və burucu momentinin artırılması yolları ..	7
1.2.	Mühərrikin doldurma əmsalının yüksəldilməsi yolları	10
1.3.	Mühərrikin dinamik üfurmə sistemi	12
1.4.	Mühərrikdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin tədqiqi yolları	15
1.5.	Dizel mühərrikinin sorma sistemi və silindrlərindəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelləşdirilməsində müasir vəziyyət	16
1.6.	Tədqiqat işi qarşısında qoyulan vəzifələr	22
2.	DİZEL MÜHƏRRİKİNDƏKİ TERMOQAZODİNAMİK PROSESLƏR KOMPLEKSİNİN RİYAZİ MODELİNİN TƏRTİB EDİLMƏSİ	24
2.1.	Mühərrik üçün təklif olunan dinamik üfurmə sisteminin və silindrlərin hesabat sxemi	24
2.2.	Silindrdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelinin tərtib edilməsi	25
2.3.	Sorma sistemindəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelləşdirilməsi	28
2.3.1.	Havatəmizləyicinin həcmindəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelləşdirilməsi	29
2.3.2.	Ressiverin həcmindəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelləşdirilməsi	30
2.3.3.	Sorma sisteminin borularındakı termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelləşdirilməsi	31
2.4.	Riyazi model tənliklərinin həlli metodu	33
2.4.1.	Birölçülü modelləşdirmə metoduna əsaslanan riyazi model tənliklərinin həlli metodu	33
2.4.2.	Həcmi modelləşdirmə metoduna əsaslanan riyazi model tənliklərinin həlli metodu	36
2.4.3.	Axının hesabat məntəqələrinin sərhədlərindəki parametrlərinin kəsilmənin dağılması metodu ilə hesabatı	36
3.	DİNAMİKİ ÜFÜRMƏ SİSTEMİNİN VƏ SİLİNDRDAXİLİ PROSESLƏRİN RİYAZİ MODELİNİN ADEKVATLIĞININ YOXLANMASI VƏ SİLİNDRDAXİLİ PROSESLƏRİN HESABİ NƏTİCƏLRİNİN TƏDQIQI	41
3.1.	Mühərrikin kinematik parametrlərinin adekvatlığının yoxlanması. . .	41

3.2.	Mühərrikin silindrində və dinamik üfurmə sistemində termoqazodinamik parametrlərinin adekvatlığının yoxlanması	42
4.	DİNAMİKİ ÜFÜRMƏ SİSTEMİNİN KONSTRUKTİV PARAMETRLƏRİNİN OPTİMAL QIYMƏTLƏRİNİN MÜƏYYƏNLƏŞDİRİLMƏSİ. HESABI VƏ EKSPERİMENTAL TƏDQIQATLARIN NƏTİCƏLƏRİNİN MÜQAYİSƏSİ	48
4.1.	Dinamik üfurmə sisteminin konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətlərinin müəyyənəşdirilməsi	48
4.1.1.	Rezonans borusunun uzunluğunun optimal qiymətinin müəyyənəşdirilməsi	48
4.1.2.	Rezonans borusunun diametrinin optimal qiymətinin müəyyənəşdirilməsi	51
4.1.3.	Sorma borusunun uzunluğunun optimal qiymətinin müəyyənəşdirilməsi	53
4.1.4.	Sorma borusunun diametrinin optimal qiymətinin müəyyənəşdirilməsi	55
4.1.5.	Ressiverin həcmnin optimal qiymətinin müəyyənəşdirilməsi	57
4.2.	Dinamik üfurmə sistemindəki dalğa proseslərinin riyazi modelləşdirmə metodu ilə tədqiqi və onun nəticələrinin qrafik vizuallaşdırılması	59
4.3.	Doldurma əmsalının xarici sürət xarakteristikası üzrə hesabi və eksperimental qiymətlərinin müqayisəsi	64
	NƏTİCƏLƏR VƏ TƏKLİFLƏR	68
	Ədəbiyyat	69

GİRİŞ

Mövzunun aktuallığı. Məlum olduğu kimi, avtomobillərin dinamik xarakteristikaları qarşısında qoyulan mühüm tələblərdən biri onların dartı xarakteristikasının yüksəldilməsi tələbidir. Bu tələbi təmin edən üsullardan ən səmərəlisi mühərrikin effektiv güc və burucu momentinin artırılması üsuludur. Mühərrikin effektiv güc və burucu momentinin artırılması yollarından biri olan mühərrikin doldurma əmsalının yüksəldilməsinin isə ən səmərəli yolu mühərrikə dinamik üfurmə sisteminin tətbiqidir. Bunun üçün mühərrikin sorma sistemi və eləcə də silindrlərindəki termoqazodinamik proseslər kompleksini tədqiq olunmalıdır.

Mühərrikdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin tədqiqində etibarlı nəticələr əldə etmək nöqtəyi-nəzərdən tədqiqatın təcrübi üsullarla yerinə yetirilməsini daha effektiv hesab etmək olar (Керимов, З. Х. (2007)), (Круглов, М. Г., & Меднов, А. А. (1988)). Lakin, bu cür təcrübi qurğuların hazırlanması bahalı və nadir olan lazer, optik və ölçü qurğularının tətbiqini tələb edir ki, hətta onların tətbiqi ilə də real işləyən mühərrikdə silindrdaxili proseslərin bütün aspektlərini tədqiq etmək çətin olur. Belə olduğu halda təcrübələri mühərrikin sadələşdirilmiş fiziki modellərində aparmaq lazım gəlir. Bu zaman isə təcrübə şəraiti real mühərrikin silindrindəki şəraitlə adekvat olmur (Керимов, З. Х. (2007)).

Təcrübi tədqiqat üsullarının imkanlarının məhdudluğu səbəbindən riyazi modellərin tətbiqinə əsaslanan hesabi tədqiqat üsulları böyük əhəmiyyət daşıyır. Belə ki, mühərrikdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin tədqiqini riyazi modelləşdirmə üsullarından istifadə etməklə yerinə yetirmək daha əlverişlidir. Çünki, bir tərəfdən tədqiqat işləri aparılan zaman riyazi modelləşdirmə üsullarından istifadə etmək zaman və material sərfini azaltmağa imkan yaradır, digər bir tərəfdən isə, riyazi modelləşdirmənin köməkliyi ilə mühərrikin işçi prosesinin hərtərəfli analizini aparmaq mümkün olur (Керимов, З. Х. (2007)), (Микитенко, А. В. (2007)).

Son dövrlər mühərrikdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin tədqiq edilməsi üçün fiziki modellərdən öz çevikliyi, qənaətliliyi, universallığı və müqayisəedilməz informativliyi ilə fərqlənən riyazi modellərin tətbiqi getdikcə daha

böyük əhəmiyyət kəsb etməyə başlamışdır. Eksperimental metodlar isə riyazi modellərin adekvatlığının yoxlanılmasındakı və son nəticələrin reallaşdırılmasındakı əhəmiyyətini qoruyub saxlamaqdadır. Bu baxımdan mühərrikdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelləşdirmə metodu ilə tədqiqi əsasında dinamik üfurmə sisteminin mühərrikə tətbiq olunması ilə avtomobilin dartı xarakteristikasının yüksəldilməsi mövzusunun aktual hesab etmək olar.

Tədqiqatın predmet və obyekt. Tədqiqat obyektini olaraq, dörd silindrlə dörd taktlı Perkins-4.248 markalı dizel mühərriki seçilmişdir. Tədqiqat işinin predmeti dizel mühərrikinin dinamik üfurmə sistemidir.

Tədqiqatın əsas məqsəd və məsələləri. Mühərrikdəki termoqazodinamik proseslər kompleksini riyazi modelləşdirmək, tərtib olunmuş riyazi model vasitəsilə mühərrikdəki termoqazodinamik proseslər kompleksini tədqiq edərək mühərrik üçün təklif olunan dinamik üfurmə sisteminin konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətlərini müəyyənləşdirməklə avtomobilin dartı xarakteristikasını yüksəltmək.

Tədqiqatın əsas vəzifələri:

1. Perkins-4.248 markalı dizel mühərrikinin sorma sistemi və eləcə də silindrlərindəki termoqazodinamik proseslər kompleksini silindrdəki yanma prosesi nəzərə alınmaqla riyazi modelinin tərtib edilməsi;

2. Tərtib olunmuş riyazi modelin köməyi ilə kompüterdə hesabi tədqiqatlar aparmaqla mühərrikin sorma sistemində və eləcə də silindrlərində termoqazodinamik proseslər kompleksini tədqiqi;

3. Mühərrikin doldurma əmsalının yüksəldilməsi və beləliklə də gücünün artırılmasını təmin etmək məqsədilə dinamik üfurmə sisteminin konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətlərinin hesabi tədqiqatlar əsasında müəyyənləşdirilməsi;

Tədqiqatın işlənmə metodları. Dissertasiya işi qarşısında qoyulmuş vəzifələrin həllində daxili yanma mühərriklərindəki qazodinamik proseslərin tədqiqi sahəsində tətbiq olunan riyazi fizikanın modelləşdirmə üsullarından və müasir kompüter texnikası vasitəsilə tətbiqi riyaziyyatın hesablama üsullarından istifadə olunmuşdur.

Tədqiqatın elmi yenilikləri:

– Perkins-4.248 markalı dizel mühərrikinin sorma sistemi və eləcə də silindrlərindəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin həmin proseslərə təsir edən bütün əsas amilləri, o cümlədən, silindrlərdə gedən yanma prosesini də nəzərə almaqla riyazi modeli işlənmiş;

– dinamik üfurmə sistemli dörd silindrlü dizel mühərrikindəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelinin alqoritmi işlənmiş;

– tərtib olunmuş riyazi modelin köməyi ilə kompüterdə hesabi tədqiqatlar aparmaqla mühərrikin sorma sistemində və eləcə də silindrlərindəki termoqazodinamik proseslər kompleksi tədqiq olunaraq baza mühərrik üçün təklif olunan dinamik üfurmə sisteminin konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətləri müəyyənləşdirilmiş.

Tədqiqatın praktiki əhəmiyyəti. Dissertasiya işində işlənmiş riyazi model tənlikləri əsasında tərtib olunmuş kompüter proqramının reallaşdırılmasından alınan müvafiq hesabi diaqramlar riyazi modelin iş qabiliyyətli, praktiki əhəmiyyətə malik kifayət qədər ciddi riyazi aparat olmasını göstərir. Belə ki, alınmış nəticələr dizel mühərrikindəki işçi proses haqda müasir təsəvvürlərə uyğundur. Bütün bunlar riyazi modelin dizel mühərrikinin işçi prosesinin hesabi üsulla tədqiqinə və təkmilləşdirilməsinə imkan verən ciddi praktiki tədqiqat aləti olması haqda nəticə çıxarmağa ciddi şəkildə əsas verir.

Dissertasiya işinin strukturu. Dissertasiya girişdən, dörd fəsildən və nəticədən ibarətdir. Tədqiqat işi 31 şəklə, 45 adda ədəbiyyata malik olmaqla, 73 səhifədə şərh edilmişdir.

I FƏSİL. TƏDQIQ OLUNAN PROBLEMIN MÜASİR VƏZİYYƏTİ VƏ TƏDQIQAT QARŞISINDA QOYULAN VƏZİFƏLƏR

1.1. Mühərrikin effektiv güc və burucu momentinin artırılması yolları

Mühərrikin effektiv gücünün artırılmasına müxtəlif yollarla, məsələn, işçi həcmi, silindrlərin sayının, dövrlər sayının, sıxma dərəcəsinin, orta effektiv təzyiğin artırılması, dördtaktlı işçi prosesdən ikitaktlıya keçmə və s. kimi üsullarla nail olmaq olar (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)), (Колчин, А. И., & Демидов, В. П. (1980)), (Райков, И. Я., & Рытвинский, Г. Н. (1971)), (Фомин, В. М., Руновский, К. С., Апельинский, Д. В., & Хергеледжи, М. В. (2010)). Bu üsulların hər birini ətraflı nəzərdən keçirək.

Mühərrikin gücünə təsir göstərən amillərdən biri olan onun işçi həcmi porşenin gedişi və diametrinin artırılması hesabına artırıla bilər (Степанов, В. Н. (2000)). Lakin, işçi həcmi artırılması mühərrikin kütlə-qabarit göstəricilərinin pisləşməsinə səbəb olduğu üçün (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)), (Колчин, А. И., & Демидов, В. П. (1980)), effektiv gücün artırılması tələbini bu yolla təmin etmək çox da əlverişli deyil.

Silindrlərin sayının artırılması da mühərrikin gücünün artmasına səbəb olur. Lakin, silindrlərin sayının artırılması da mühərrikin kütlə-qabarit ölçülərinin artmasına gətirib çıxardır ki (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)), (Колчин, А. И., & Демидов, В. П. (1980)), (Степанов, В. Н. (2000)), bu da həmişə qəbul oluna bilən hal deyil. Çünki, avtomobilin mühərrik yerləşən hissəsinə ölçü cəhətdən məhdudiyuətlər qoyulur (Степанов, В. Н. (2000)).

Müasir avtomobil mühərriklərinin yüksək dövrlər sayına malik olmasını nəzərə alaraq güman etmək olar ki, həmin mühərriklərin dirsəkli vallarının dövrlər sayının daha da artırılması hesabına onların güclərinin artırılması az perspektivliyə malikdir. Birincisi ona görə ki, dövrlər sayının artırılması ilə istər-istəməz yastıqlarda və porşenlə giliz arasında sürtünmə itkiləri və nasos gedişlərinə sərf olunan itkilər artır (Степанов, В. Н. (2000)). Belə ki, bu zaman porşen, şatun və dirsəkli valın hərəkəti zamanı yaranan qüvvələrin qiymətləri artır (Фомин, В. М., Руновский, К. С., Апельинский, Д. В., & Хергеледжи, М. В. (2010)). Bunların nəticəsində mühərrikin

mexaniki f.i.ə. azalır və qənaətlilik göstəriciləri pisləşir (Степанов, В. Н. (2000)). İkincisi isə ona görə ki, dövrlər sayının artırılması ilə mühərrikin resursu azalır (Райков, И. Я., & Рытвинский, Г. Н. (1971)), (Степанов, В. Н. (2000)). Bu səbəblərə görə də mühərrikin gücünün artırılmasının onun dövrlər sayının artırılması hesabına təmin olunması metodu yalnız idman avtomobillərinin mühərriklərində tətbiq olunur. Çünki onlar sürət rekordunun müəyyən edilməsi üçün nəzərdə tutulurlar və onlarada uzunömürlüyə tələb qoyulmur (Степанов, В. Н. (2000)).

Digər tərəfdən dizel mühərriklərində dövrlər sayının artırılması ilə mühərrikin effektiv güc və burucu momentinin artırılması müəyyən çətinliklərə səbəb olur. Buna misal kimi yanıcı qarışıqın hazırlanması və yanma proseslərinin qısa zaman ərzində reallaşdırılması çətinliyini göstərmək olar (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)).

Ümumiyyətlə, mühərrikin dövrlər sayının artırılması yalnız doldurma əmsalının və mühərrikin mexaniki f.i.ə.-nin yüksək qiymətləri zamanı işçi prosesin keyfiyyətli gedişatının saxlanılması halında mümkündür ki, bunu isə praktikada reallaşdırmaq olduqca çətinidir (Колчин, А. И., & Демидов, В. П. (1980)).

Konstruktorlar avtomobil mühərriklərində sıxma dərəcəsinin maksimal mümkün olan qiymətini təmin etməyə çalışırlar. Çünki bu yolla daha çox güc və burucu moment əldə olunur və xüsusi effektiv yanacaq sərfi azalır. Buna baxmayaraq sıxma dərəcəsi hədsiz yüksək ola bilməz (Степанов, В. Н. (2000)).

Dizel mühərriklərində sıxma dərəcəsinin qiymətinin aşağı həddinin seçilməsində mühərrikin etibarlı işə düşməsinə nəzərə almaq lazımdır. Buna görə də minik avtomobilləri sıxma dərəcəsi 19-dan 23-ə qədər olan dizel mühərrikləri ilə təchiz olunurlar. Bu zaman sıxma dərəcəsinin yüksək qiymətləri yanma kamerasının səthi böyüdülmüş olan ön kamerli və burulğan kamerli mühərriklər üçün nəzərdə tutulur. Sıxma dərəcəsinin yüksək qiymətləri mühərrikin yüksək qənaətliliyinə səbəb olur (Степанов, В. Н. (2000)).

Mühərrikin sıxma dərəcəsinin artırılması onun litr gücünün və qənaətliliyinin artırılmasının effektiv üsuludur (Райков, И. Я., & Рытвинский, Г. Н. (1971)). Lakin, sıxma dərəcəsinin daha da yüksəldilməsi qənaətlilikdə əlverişli deyil. Digər tərəfdən

onun yüksəldilməsi mühərrikin əsas detallarının daha da sərt konstruksiyadan ibarət olmağını tələb edir. Bu tələbi təmin etmək avtomobil mühərrikləri üçün ifrat dərəcədə arzuolunmaz olan metal tutumunun artmasına səbəb olur (Степанов, В. Н. (2000)). Buna görə də mühərrikin effektiv güc və burucu momentinin artırılmasına onun sıxma dərəcəsinin artırılması yolu ilə nail olmaq çox da əlverişli deyil.

Dördtaktlı işçi prosesdən ikitaktlıya keçmə zamanı nəzəri cəhətdən mühərrikin litr gücü iki dəfə artmalıdır. Lakin, real halda litr gücü 1.5... 1.7 dəfə artır. Bunun səbəbi iki taktlı mühərriklərdə işçi həcmi bir hissəsinin qaz mübadiləsi proseslərinin təşkili üçün istifadə olunmasıdır (silindrin aşağı hissəsində qaz mübadiləsi üçün pəncərələr olur). Belə ki, bu zaman silindrlərin doldurulması və xaric qazlardan təmizlənməsi keyfiyyəti pisləşir, silindrin üfürülməsi zamanı yanıcı qarışıqın bir hissəsi itir və eyni zamanda üfürmə nasosunun intiqalına əlavə enerji sərfi tələb olunur. Buna görə də ikitaktlı mühərriklərdə iqtisadi göstəricilər dördtaktlılardan pisdır (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)).

Bundan başqa, ikitaktlı mühərriklərin yanma kamerasının elementləri dördtaktlılarla müqayisədə daha çox istilik gərginliyinə malikdir. Çünki, dördtaktlı mühərriklərlə müqayisədə burada vahid zamanda ayrılan istilik miqdarı iki dəfə çoxdur (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)). Bütün bu səbəblər effektiv güc və burucu momentin artırılmasına dördtaktlıdan ikitaktlı işçi prosesə keçmə ilə nail olmanın effektivliyini azaldır.

Mühərrikin gücünün artırılması yollarından biri də onun orta effektiv təzyiqinin artırılmasıdır. Bunun üçün silindrlərin kütlə miqdarı ilə doldurulmasının yüksəldilməsi təmin olunmalıdır (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)), (Степанов, В. Н. (2000)).

Silindrlərin kütlə miqdarı ilə doldurulmasının yüksəldilməsi sorma prosesi zamanı silindrə daxil olan havanın sıxlığının artmasına səbəb olur. Bu da sıxma prosesinin sonunda temperatur və təzyiqi artırır və eyni həcmdə daha çox yanacaq miqdarını yandırmağa imkan yaradır (Колчин, А. И., & Демидов, В. П. (1980)), (Райков, И. Я., & Рытвинский, Г. Н. (1971)).

Silindrlərin kütlə miqdarı ilə doldurulmasının yüksəldilməsi mühərrikin gücünü artırır, vahid gücə düşən kütləni azaldır və baza mühərrikin əsas detal və aqreqlarının dəyişilməməsi şərti ilə geniş güc diapazonuna malik eyni ölçüdə mühərriklərin yaradılmasına imkan verir. Habelə, mühərrikin yüksək dağ şəraitindəki istismarının asanlaşmasına (Райков, И. Я., & Рытвинский, Г. Н. (1971)), texniki-iqtisadi və eləcə də ekoloji göstəricilərinin yaxşılaşmasına səbəb olur.

Silindrlərin doldurulmasının yüksəldilməsi üsulunun bu və ya digər üstünlükləri və yuxarıda göstərilən üsulların malik olduğu çatışmazlıqlar bu üsulun avtomobil mühərrikinin effektiv güc və burucu momentinin artırılmasının ən effektiv üsuluna çevrilməsinə səbəb kimi göstərilə bilər.

Beləliklə, fəslin bu bəndində aparılmış nəzəri təhlil göstərir ki, avtomobil mühərrikinin effektiv güc və burucu momentinin artırılmasının ən səmərəli yolu mühərrikin doldurma əmsalının yüksəldilməsidir.

1.2. Mühərrikin doldurma əmsalının yüksəldilməsi yolları

Doldurma əmsalının yüksəldilməsi üçün mühərriklərdə üstəlik üfurmə sistemlərindən istifadə olunur.

Mexaniki intiqallı, turboüfurməli, kombinə edilmiş və qaz axınının rəqsləri hesabına (ətalətli) üstəlik üfurmə sistemləri mövcuddur (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)), (Райков, И. Я., & Рытвинский, Г. Н. (1971)).

Qaz axınının rəqsləri hesabına (ətalətli) üstəlik üfurmə sistemi dinamiki və ya rezonans üfurmə sistemi də adlandırılır.

Mexaniki intiqallı üstəlik üfurmə sistemlərində kompressor dirsəkli valdan hərəkət alır. Bunun hesabına kompressorun işi mühərrikin dartı xarakteristikasına yaxşı uyğunlaşır. Bu sistemlər əsasən kiçik üfurmə dərəcəsi hesabına mühərrikin gücünün qısamüddətli yüksəldilməsi üçün istifadə olunur. Kompressorun intiqalına enerji sərfi ilə əlaqədar olaraq mexaniki intiqallı üstəlik üfurmə sistemlərinin tətbiqi mühərrikin iqtisadi göstəricilərinin əhəmiyyətli dərəcədə azalmasına səbəb olur ki (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)), bu da doldurma əmsalının yüksəldilməsi üçün bu sistemlərin istifadəsinin az effektivliyə malik

olmasına səbəb olur.

Turboüfurməli üstəlik üfurmə sistemlərində mərkəzdənqaçma tipli kompressorun intiqalı üçün qaz turbininin pərlərinə təsir göstərən xaric qazların enerjisinin bir hissəsindən istifadə olunur. Burada qaz turbini ilə kompressoru birləşdirən aqreqat turbokompressor adlanır (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)).

Qazturbinli üfurmə sistemlərində xaric qazların enerjisindən istifadənin iki üsulu mövcuddur: turbindən əvvəl sabit təzyiq üsulu – bu zaman xaric qazlar əvvəlcə res-siverə daxil olur, sonra isə sabit təzyiq altında turbinə verilir; impulsu üfurmə üsulu – bu zaman isə xaric qazlar turbinə birbaşa verilir. İmpulsu üfurmə zamanı xaric qazların yalnız potensial deyil, həm də kinetik enerjisindən istifadə olunur (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)).

İmpulsu üfurmə üfurmə təzyiqinin kiçik qiymətlərində ($p_k < 0.15 \text{ MPa}$) daha çox effektivdir. Üfurmə təzyiqinin böyük qiymətlərində impulsu üfurmənin tətbiqindən alınan effekt azalır. $p_k > 0.4 \text{ MPa}$ olduqda isə effekt praktiki olaraq olmur (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)).

Qaz turbinli üstəlik üfurmə zamanı üfurmə aqreqatı ilə mühərrikin dirsəkli valı arasında mexaniki əlaqə olmur. Buna görə də turbin çarxının ətalətliyi səbəbindən mühərrikin dartı xarakteristikası və müqavimətə uyğunlaşması xeyli dərəcədə pisləşə bilər. Sürətlənmənin əvvəlində kiçik yük rejimi zamanı xaric qazların enerjisinin azalması ilə əlaqədar olaraq silindrə lazımı miqdarda havanın (və ya yanıcı qarışığın) verilməsi təmin olunmaya bilər. Bu mənfi cəhətlər kombinə edilmiş üstəlik üfurmə sisteminin – mexaniki intiqallı kompressorla qaz turbininin ardıcıl olaraq birləşdirildiyi sistemlərin tətbiqi ilə aradan qaldırıla bilər (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)).

Dinamiki (rezonans) üfurmə sistemləri silindrə qaz mübadiləsi proseslərinin tsikllik olaraq təkrarlanması nəticəsində sorma və xaric sistemlərində meydana gələn dalğavari proseslərdən istifadəni nəzərdə tutur. Burada prinsip sorma klapanı qarşısında onun bağlanmasıdan əvvəl havanın (və ya yanıcı qarışığın) sıxılma zonalarını yaratmaqdan ibarətdir ki, bu da silindrə daxil olan axının kütləsinin

artmasına imkan yaradır. Bundan başqa xaric borusunda xaric prosesinin sonunda sorma və xaric klapanlarının hər ikisinin açıq olması periodunda (silindrin üfürülməsi zamanı) bağlanmaqda olan xaric klapanı yaxınlığında xaric qazların seyrəklik zonası yaradılır ki, bu da silindrin xaric qazlardan təmizlənməsini yaxşılaşdırır və onun hava (və ya yanıcı qarışıq) ilə tam doldurulmasına imkan yaradır (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)).

Dinamiki üfürmə sisteminin quraşdırılması sorma və xaric kanallarının uzunluğu və en kəşik sahələrinin dəyişdirilməsi yolu ilə reallaşdırılır (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)), (Степанов, В. Н. (2000)), (Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., & Клементьев, В. В. (2004)). Bəzi konstruksiyalarda sorma borusunun uzunluğu mühərrikin iş rejimindən asılı olaraq dəyişilir (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)).

Beləliklə, fəslin bu bəndində aparılmış nəzəri təhlil göstərir ki, dinamiki üfürmə sistemlərinin tətbiqi yalnız sorma və xaric traktlarının forma və konstruktiv ölçülərinin seçilməsi ilə, xüsusi material sərfi və mürəkkəb üfürmə aqreqatlarına ehtiyac olmadan doldurma əmsalının yüksəldilməsinə imkan yaratdığına görə mühərrikin doldurma əmsalının yüksəldilməsinin ən səmərəli yolu dinamiki üfürmə sistemlərinin tətbiqidir.

1.3. Mühərrikin dinamiki üfürmə sistemi

İtisürətli avtomobil mühərriklərində sorma və xaric prosesləri zamanı borularda qazların rəqsi hərəkəti əmələ gəlir ki, bunun nəticəsində təzyiq dalğası yaranır. Silindrə daxil olan (dizel mühərriklərində) havanın və ya (qığılımla alışıdırılmalı mühərriklərdə) yanıcı qarışığın kütləsinin artırılması üçün sorma və xaric borularındakı bu hadisədən istifadə etmək olar (Ховах, М. С. (Ed.). (1977)).

İlk öncə sorma sistemində baş verən dalğa proseslərini nəzərdən keçirək.

Porşenin hərəkətinin və klapanların açılmasının periodik olması nəticəsində sorma borusunda qazların təzyiqinin rəqsləri baş verir (Степанов, В. Н. (2000)), (Фомин, В. М., Руновский, К. С., Апельинский, Д. В., & Хергеледжи, М. В. (2010)), (Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., & Клементьев, В. В. (2004)). Sorma

klapanının açılması zamanı həmin klapanın boğazı ətrafında seyrəklik dalğası meydana gəlir (Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., & Клементьев, В. В. (2004)). Bu seyrəklik dalğası səs sürəti ilə borunun giriş kəsiyinə qədər yayılaraq hava axınına həyəcanlandırıcı təsir göstərir. Bunun nəticəsində borunun giriş kəsiyində klapanın tərəf istiqamətlənən təzyiqlik dalğaları əmələ gəlir (Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., & Клементьев, В. В. (2004)).

Sorma borusunda sorma klapanı zonasında qaz axını təzyiqinin rəqs xarakteri dalğa şəklində malikdir (Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., & Клементьев, В. В. (2004)). Buna görə də bu proseslər dalğa prosesləri adlanır.

Sorma klapanı zonasında təzyiqlik silindrdəki təzyiqlikdən yüksək qiymətlərə qədər qalxması sorma prosesinin sonunda əldə olunur (Ховах, М. С. (Ed.). (1977)), (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)), (Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., & Клементьев, В. В. (2004)). Məhz buna görə də sorma klapanı sorma prosesi başa çatdıqda deyil, bundan bir qədər sonra, yəni gecikmə bucağı ilə bağlanır (İsmayılov, А. Ş., & Talıbov, М. Ə. (2006)).

Porşen a.ö.n.-dən keçdikdən sonra sorma klapanı bağlanana qədər silindrə əlavə olaraq hava və yaxud yanıcı qarışıqların daxil olması əlavə doldurma adlanır (İsmayılov, А. Ş., & Talıbov, М. Ə. (2006)).

Sorma klapanı zonasında təzyiqlik silindrdəki təzyiqlikdən yüksək qiymətlərə qədər qalxması nəticəsində sorma borusundakı təzyiqlik silindrdəki təzyiqlik arasında düşkü yüksəlir. Beləliklə, silindrin hava ilə əlavə doldurulması da yüksəlir (Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., & Клементьев, В. В. (2004)). Əlavə doldurma isə nə qədər çox olarsa, silindrdə təzyiqlik də bir o qədər çox olar (Ховах, М. С. (Ed.). (1977)).

Silindrin əlavə doldurulması effektini sorma borusunda təzyiqlik rəqslərinin amplitudasını artırmaqla gücləndirmək olar. Sorma borusunda təzyiqlik rəqslərinin amplitudasını artırmaq üçün sorma sistemini rezonans hadisəsinə kökləmək lazımdır (Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., & Клементьев, В. В. (2004)).

Dinamiki üfurmə sisteminin (sorma sistemi üçün) köklənməsi sorma borusunun diametri və uzunluğunun seçilməsi (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)), (Степанов, В. Н. (2000)), (Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., &

КЛЕМЕНТЬЕВ, В. В. (2004)), və eyni zamanda çoxsilindrlı mühərriklərdə rezonans həcmələrinin tətbiqi ilə reallaşdırılır. Çoxsilindrlı mühərriklərdə rezonans həcmindən hər bir silindr üçün müəyyən uzunluğa malik ayrıca borular nəzərdə tutulur. Bunun səbəbi hər bir borudakı qazodinamik proseslərin qonşu silindrlərin borularındakı bənzər proseslərin təsirindən pozulmasının qarşısının alınmasıdır (Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., & КЛЕМЕНТЬЕВ, В. В. (2004)).

Kompressor vasitəsilə üfurmədən fərqli olaraq dinamik (rezonans) üfurməyə sorma borusunda orta təzyiqi yüksəltmədən nail olunur (Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., & КЛЕМЕНТЬЕВ, В. В. (2004)).

Tədqiqatlar göstərir ki, doldurma prosesinin yaxşılaşması həm də klapan zonasında axın təzyiqinin və həcmi sürətin rəqslərinin sorma kanalında təzyiq itkilərinin azalmasına səbəb olması ilə əldə olunur (Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., & КЛЕМЕНТЬЕВ, В. В. (2004)).

Ümumiyyətlə, müasir itisürətli avtomobil və traktor mühərriklərində sorma klapanının açılması porşen y.ö.n.-ə $10-30^\circ$ qalmış, bağlanması isə a.ö.n.-dən $40-80^\circ$ keçmiş baş verir. Lakin, qeyd etmək lazımdır ki, göstərilən hədlər konstruktiv mülahizələrə görə böyük və yaxud kiçik tərəflərə dəyişdirilə də bilər (İsmayılov, A. Ş., & Talıbov, M. Ə. (2006)). Belə ki, məsələn, dissertasiyanın tədqiqat obyektı olan Perkins-4.248 markalı dizel mühərrikində sorma klapanının açılmasının qabaqlama bucağı 16° , bağlanmasının gecikmə bucağı isə 40° təşkil edir.

Sorma klapanının tez açılması, əvvəla, porşen y.ö.n.-ə çatana qədər klapan müəyyən keçid sahəsinin yaranmasına səbəb olur ki, bu da silindrin doldurulmasını yaxşılaşdırır. İkincisi isə sorma klapanının tez açılması, həm də silindrin üfürülməsi üçün istifadə edilir. Belə ki, bu zaman yanma məhsullarının açıq olan xaric klapanından sürətlə çıxması nəticəsində sorma klapanı ətrafında seyrəklik yaranır və bunun da hesabına silindrə sorulan təmiz hava (dizel mühərriklərində) və yaxud yanıcı qarışıq (qılgılcımla alışdırmalı mühərriklərdə) silindrin yanma məhsullarından yaxşı təmizlənməsinə səbəb olur (İsmayılov, A. Ş., & Talıbov, M. Ə. (2006)).

Əvvəllər də qeyd olunduğu kimi xaric sistemində də dalğa prosesləri əmələ gəlir. Bu proseslərdən istifadə etməklə xaric sistemini elə konstruksiya etmək olar ki, xaric

prosesinin sonunda məhz sorma və xaric klapanlarının hər ikisinin açıq olması anında (silindrin üfürülməsi zamanı) bağlanmaqda olan xaric klapanı yaxınlığında seyrəklik yaranar və silindrdən xaric olunan qazların miqdarı artar (Ховах, М. С. (Ed.). (1977)), (Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003)). Bunun nəticəsində silindrin təmizlənməsi yaxşılaşır və silindrə daxil olan hava və ya yanıcı qarışıqın miqdarı artır (Ховах, М. С. (Ed.). (1977)).

Beləliklə, yuxarıda qeyd olunanlardan aydın olur ki, mühərrikə dinamik üfürmə sistemini tətbiq etmək üçün onun sorma və xaric sistemlərinin forma və konstruktiv ölçülərini təkmilləşdirmək lazımdır. Lakin, (Степанов, В. Н. (2000)) işində də qeyd olunduğu kimi sorma sisteminin forma və konstruktiv ölçülərinin təkmilləşdirilməsi xaric sistemi ilə müqayisədə silindrin daha çox doldurulmasını təmin edir. Buna görə də dissertasiya işində yalnız sorma sisteminin təkmilləşdirilməsilə dinamik üfürmə sisteminin mühərrikə tətbiq olunması məsələsinə baxılmışdır.

Sorma sisteminin forma və konstruktiv ölçülərini təkmilləşdirmək, yəni onun konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətlərini müəyyənləşdirmək üçün sorma sistemindəki termoqazodinamik proseslər kompleksini tədqiq etmək lazımdır.

Sorma klapanının en kəsiyindən qaz axını mühərrikin silindrdaxili axınını və silindrin hava və ya yanıcı qarışıqla doldurulmasını müəyyənləşdirir (Ховах, М. С. (Ed.). (1977)). Digər tərəfdən də dinamik üfürmə sisteminin konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətlərinin müəyyənləşdirilməsi zamanı optimallaşdırma kriteriyası kimi doldurma əmsalı qəbul edilməlidir. Bu baxımdan sorma sistemindəki termoqazodinamik proseslər kompleksi ilə bərabər silindrlərdəki termoqazodinamik proseslər kompleksi də tədqiq olunmalıdır.

Sorma klapanının en kəsiyindən qaz axını həm də yanmanın effektivliyini müəyyənləşdirir (Ховах, М. С. (Ed.). (1977)). Buna görə də silindrlərdəki termoqazodinamik proseslər kompleksi tədqiq olunan zaman burada yanma prosesi də nəzərə alınmalıdır.

Beləliklə, fəslin bu bəndində verilmiş nəzəri təhlil göstərir ki, mühərrikə dinamik üfürmə sisteminin tətbiqi üçün bu sistemin konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətləri müəyyənləşdirilməlidir. Yəni, mühərrikin sorma sistemi və eləcə də

silindrlərindəki termoqazodinamik proseslər kompleksi yanma prosesi nəzərə alınmaqla tədqiq olunmalıdır.

1.4. Mühərrikdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin tədqiqi yolları

Mühərrikdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin tədqiqində etibarlı nəticələr əldə etmək baxımından tədqiqatın təcrübi üsullarla yerinə yetirilməsini daha effektiv hesab etmək olar (Керимов, З. Х. (2007)), (Круглов, М. Г., & Меднов, А. А. (1988)). Lakin, bu cür təcrübi qurğuların hazırlanması bahalı və nadir lazer, optik və ölçü qurğularının tətbiqini tələb edir ki, hətta onların tətbiqi ilə də real işləyən mühərrikdə silindrdaxili proseslərin bütün aspektlərini tədqiq etmək çətinlik törədir. Bu halda təcrübələri mühərrikin sadələşdirilmiş fiziki modellərində aparmaq lazım gəlir. Bu zaman isə təcrübə şəraiti real mühərrikin silindrindəki şəraitlə adekvat olmur (Керимов, З. Х. (2007)).

Təcrübi tədqiqat üsullarının imkanlarının məhdudluğu səbəbindən hesabi tədqiqat üsulları böyük əhəmiyyət daşıyır (Керимов, З. Х. (2007)), (Микитенко, А. В. (2007)). Lakin itigedişli mühərriklərdə sorma və xaric sistemləri üçün xarakterik olan ətalət və dalğa prosesləri və silindrə təzyiqin dəyişməsinin qeyri-stasionarlığı qaz mübadiləsi prosesinin mürəkkəb xarakterə malik olmasına səbəb olur ki, buna görə də prosesin analitik hesabı göstərilən hadisələrin nəzərə alınması ilə çətinləşir (Ховах, М. С. (Ed.). (1977)). Belə olduğu vəziyyətdə və bir halda ki, hesablama texnikasının və ədədi modelləşdirmə metodlarının müasir inkişaf səviyyəsi istilik mühərriklərindəki qazodinamik proseslərin təfsilatı ilə riyazi modelləşdirilməsinə imkan yaradır (Фомин, В. М., Руновский, К. С., Апельинский, Д. В., & Хергеледжи, М. В. (2010)), bu hesabatları yalnız riyazi modelləşdirmə metodlarından istifadə etməklə yerinə yetirmək mümkün olur.

Beləliklə, mühərrikdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin tədqiqini riyazi modellərin tətbiqinə əsaslanan hesabi tədqiqat üsullarından istifadə etməklə yerinə yetirmək daha əlverişlidir. Çünki, bir tərəfdən tədqiqat zamanı riyazi modelləşdirmə üsullarından istifadə etmək zaman və material sərfini azaltmağa imkan yaradır, digər bir tərəfdən isə, riyazi modelləşdirmə vasitəsilə mühərrikin işçi

prosesinin hərtərəfli analizini aparmaq mümkün olur (Керимов, З. Х. (2007)), (Микитенко, А. В. (2007)).

Son dövrlər mühərrikdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin tədqiq edilməsi üçün fiziki modellərdən öz çevikliyi, qənaətliliyi, universallığı və müqayisəedilməz informativliyi ilə fərqlənən riyazi modellərin tətbiqi getdikcə daha böyük əhəmiyyət kəsb etməyə başlamışdır. Eksperimental metodlar isə riyazi modellərin adekvatlığının yoxlanılmasındakı və son nəticələrin reallaşdırılmasındakı əhəmiyyətini qoruyub saxlamaqdadır. Bu baxımdan dizel mühərrikində termoqazodinamik proseslər kompleksinin tədqiqini riyazi modelləşdirmə üsullarından istifadə etməklə yerinə yetirmək lazımdır.

Qeyd etmək lazımdır ki, mühərrikdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelinin həlli yalnız EHM-dan istifadə etməklə mümkündür ki (Ховах, М. С. (Ed.). (1977)), bunun üçün də riyazi model kompüter proqramı şəklində reallaşdırılmalıdır.

Beləliklə, fəslin bu bəndində aparılmış nəzəri təhlil göstərir ki, mühərrikdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin tədqiqi riyazi modelləşdirmə metodlarından istifadə edilməklə yerinə yetirilməlidir. Bunun üçün dizel mühərrikinin sorma sistemi və eləcə də silindrlərində termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modeli işlənməlidir. Həmin riyazi model kompüter proqramı şəklində reallaşdırılmalıdır.

1.5. Dizel mühərrikinin sorma sistemi və silindrlərindəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelləşdirilməsində müasir vəziyyət

Əvvəlcə daxili yanma mühərriklərinin silindrindəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelləşdirilməsində müasir vəziyyəti nəzərdən keçirək.

(İsmayılov, А. Ş., & Talıbov, М. Ə. (2006)) işində dizel mühərrikinin silindrində havanın fırlanma hərəkətinin riyazi modeli verilmişdir. Burada axın yalnız qazın fırlanma hərəkətində impulsun saxlanma tənliyi ilə ifadə olunmuşdur.

(İsmayılov, А. Ş., & Talıbov, М. Ə. (2006)) işində iki taktlı düzaxınlı-klapanlı üfürməli dizel mühərrikindəki qaz mübadiləsi prosesinin hesabı üçün riyazi model

təklif olunmuşdur. Bu riyazi modeldə silindrdəki qaz axını iki ölçülü dekart koordinat sistemində ideal qazın kütləsinin, impulsunun və enerjisinin saxlanması qanunlarını ifadə edən integral tənliklərlə təsvir edilmişdir. Tənliklər kəsilmənin dağılması metodu ilə həll edilmişdir. Hesabi tədqiqat nəticələrinin eksperimental tədqiqat nəticələri ilə yaxşı uzlaşması təsdiq olunur.

(Артюхов, А. В., Бравин, В. В., & Исаков, Ю. Н. (1985)) işində Eylerin ikiölçülü tənliklərinin tətbiqinə əsaslanan və daxili yanma mühərrikinin qaz traktlarında qazın ikiölçülü qeyri-stasionar axınının hesablanması metodu təklif olunmuşdur. Mühitə özlü olmayan ideal qaz mühiti kimi baxılmışdır. Təklif olunan metod axın parçalarının qənaətbəxş təsvirinin alınmasına imkan verir və yəqin ki, axının kəmiyyət baxımından deyil, məhz keyfiyyət baxımından təsvirinin alınması üçün faydalı ola bilər. Bu riyazi modeldəki axın tənliklərinin həlli üçün tor-xarakteristika metodu tətbiq olunmuşdur.

(Хован, М. С. (Ed.). (1977)) işində iki taktlı, düz axınlı üfürməli mühərrikin silindrində qaz axınının təsviri üçün ikiölçülü simmetrik oxlu koordinat sistemində Eyer tənliklərinin tətbiqi təklif edilmişdir. Özlü olmayan ideal qazın laminar axını təsvir edilmişdir. Tənliklər sistemi O.M. Beloserkovskinin iri hissəciklər metodu ilə həll edilmişdir. Stasionar məsələnin həlli üçün qeyri-stasionar axın tənliklərindən istifadə olunmuşdur. Stasionar məsələnin həlli qərarlaşma metodu ilə həll olunmuşdur: hesablamalar ixtiyari başlanğıc şərtlərlə başlanır və sərhəd şərtlərinin sabitliyi nəticəsində axın parametrlərinin qərarlaşmış axına asimptotik yaxınlaşmasına qədər davam edir. Silindrin en kəsiyində sürətlər sahəsi alınır. Belə hesablama stasionar qurğunun qaz traktındakı üfürmə prosesini imitasiya edir və qaz mübadiləsi sisteminin təkmilliyini qiymətləndirmək üçün tətbiq oluna bilər.

(Березин, С. Р., & Круглов, М. Г. (1982)) işində axının kəsilməsinin parçalanması məsələsinin həllinə və turbulent özlülük əmsalının paylanma sahəsi haqqındakı empirik verilənlərə əsaslanan ikiölçülü modelləşdirmə metodu verilmişdir. Bu metod qazın özlülüyünün və istilikkeçirməsinin nəzərə alınmasını ehtimal etsə də, bundan əvvəl nəzərdən keçirilən metoddan mahiyyətə heç fərqlənmir.

(Lee, W., Gupta, H. C., & Schapertons, H. (1981)) işində “Volkswagen” şirkətinin tədqiqat mərkəzində porşenli mühərriklərin silindrində hava qarışığının hərəkətinin riyazi modelinin yaradılması üçün aparılmış işlərin bəzi nəticələri təqdim olunmuşdur. Yastı ikiölçülü Dekart koordinat sistemində qığılcımla alışdırılmalı mühərrikin yanma kamerində qazın hərəkət və alovun yayılma proseslərinin hesabi tədqiqinin nəticələri göstərilmişdir.

(Xobax, M. C. (Ed.). (1977)) işində iki taktlı mühərrikdə qaz mübadiləsi prosesinin iki ölçülü modelləşdirilməsi təklif olunmuşdur. Silindrdəki qazodinamik proseslər kütlənin, impulsun, təzə qarışığın tormozlama entalpiyasının və konsentrasiyasının saxlanması tənlikləri ilə ifadə olunmuşdur. Hesablamalar zamanı silindrin müxtəlif en kəsiklərində sürətlər və təzə qarışığın konsentrasiyası sahələri alınmışdır. Riyazi modelin köməyi ilə silindrin üfürülüb təmizlənməsi prosesinin tədqiqi də həyata keçirilmişdir.

N. Bauman adına Moskva Ali Texniki Məktəbində yerinə yetirilmiş (<http://www.energy.power.bmstu.ru/e02/nsf3/n11rus.htm>) işində dizel mühərrikinin silindrindəki və qaz-hava traktının elementlərindəki üçölçülü qaz axınlarının riyazi modelinin xüsusiyyətləri və hesablamaların bəzi nəticələri göstərilmişdir. Modelin əsasını hərəkətdə olan divarlara malik həcmdə sıxılmış özlü, istilikkeçirən qazın qeyri-stasionar axınının tənlikləri təşkil edir. Tənliklərin ədədi həlli yuvalardakı hissəciklər və “böyük hissəciklər” metodlarının köməyi ilə həyata keçirilib. Riyazi model 2 taktlı dizel mühərrikinin qaz-hava traktının tədqiq olunması üçün tətbiq olunmuşdur.

[6] işində silindrik koordinat sistemində 2 taktlı, porşenli mühərrikin silindrindəki qərarlaşmamış, ikiölçülü, oxa nəzərən simmetrik qaz axınının riyazi modeli təklif olunmuşdur. Sorma pəncərələrinin istiqaməti sadələşdirilmiş şəkildə nəzərə alınmışdır. Tənliklərin ədədi həlli üçün prof. S.K. Qodunovun kəsilmənin dağılması metodu tətbiq olunmuşdur.

Sorma klapanı oxa nəzərən simmetrik yerləşmiş 4 taktlı porşenli mühərrikin sorma prosesi üçün yuxarıda qeyd olunan riyazi modelin digər variantı (Ramos, G. J., & Sirignano, W. A. (1980)) işində təklif olunmuşdur. Burada klapan deşiyindən axıb keçən qaz axınının təsirini nəzərə alan düsturlar verilir. Eksperiment və hesabat

nəticələrinin müqayisəsi onların həm keyfiyyət, həm də kəmiyyət baxımından kifayət qədər üst-üstə düşdüyünü təsdiqləyir.

(Березин, С. Р., Иткис, Е. М., & Дульгер, М. В. (1990)) işində isə (Ramos, G. J., & Sirignano, W. A. (1980)) işindəki riyazi modelin sıxma prosesinin hesabı üçün tətbiqinin nəticələri göstərilmişdir. Lakin bu zaman eksperiment və hesabat nəticələrinin üst-üstə düşmə faizi bir qədər pisdır.

Beləliklə, daxili yanma mühərriklərinin silindrindəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelləşdirilməsində müasir vəziyyətin qısa icmal göstərir ki, silindrəki qaz axını ideal qazın kütləsinin, impulsunun və enerjisinin saxlanması qanunlarını ifadə edən tənliklərlə təsvir olunur və həmin tənliklər əsasən kəsilmənin dağılması metodu ilə həll edilir.

Dizel mühərriklərində yanma prosesi hava ilə qarışmış yanacaq damcıları və yanacaq buxarlarına malik heterogen mühitdə baş verən olduqca mürəkkəb, çoxfaktorlu prosesdir. Yanma prosesinin gedişi yanacaq püskürülməsi prosesi, yanıcı qarışıqın hazırlanması prosesi, özülüşmanın gecikmə periodu və oksidləşmə prosesi kimi fiziki və kimyəvi proseslərin qarşılıqlı əlaqəsi hesabına formalaşır. Silindrə bu proseslər əsasən eyni vaxtda baş verir və bu proseslər başladığı andan bir-birinə o qədər çox təsir göstərir ki, fundamental qanunlar nöqtəyi-nəzərdən onların bütün təfərrüatı ilə riyazi modelləşdirilməsi hələ də müstəsna dərəcədə çətin, bəzən isə mümkün deyil. Bununla əlaqədar olaraq, yanma prosesinin müəyyən ümumiləşdirmələrə əsaslanan riyazi modelləri təklif olunmuşdur (Бармин, В. А., Кухарёнок, Г. М., & Петрученко, А. Н. (2008)). Odur ki, daxili yanma mühərriklərindəki yanma prosesinin riyazi modelləşdirilməsinə həsr olunmuş bəzi işləri nəzərdən keçirək.

(Володин, А. И., Сквородников, Е. И., & Анисимов, А. С. (2010)) işində dizel mühərrikinin həqiqi işçi tsiklini təsvir edən riyazi modelin əsasında aparılmış hesabi tədqiqatların nəticələri verilmişdir. Riyazi modelin əsasını (Вибе, И. И. (1962)) işində verilmiş Vibe metodikası təşkil edir. Sıxma prosesinin başladığı andan genişlənmə prosesinin sonuna qədərki müddətdə qazla silindrin divarları arasındakı istilikvermə əmsalının Voşni tərəfindən təklif olunmuş ifadədən istifadə olunaraq

müəyyənləşdirildiyi qeyd olunmuşdur. Hesabi və eksperimental tədqiqatların nəticələrinin müqayisəsi riyazi modelin kifayət qədər adekvatlığını göstərir.

(Еникеев, Р. Д., Гарипов, М. Д., Борисов, А. О., & Черноусов, А. А. (2007)) işində çoxyanacaqılı porşenli daxili yanma mühərrikinin kombinə olunmuş alışma və yanma proseslərinin hesabına reallaşan işçi tsiklinin işlənmiş riyazi modelinin bəzi xüsusiyyətləri verilmişdir. Belə ki, kombinə olunmuş yanma prosesinin (Вибе, И. И. (1962)) işində verilmiş Vibe metodikası əsasında iki mərhələli riyazi modeli təklif olunmuşdur. Müxtəlif yanacaqlarla iş zamanı aparılmış hesabi və eksperimental tədqiqatların nəticələrinin müqayisəsi riyazi modelin kifayət qədər adekvatlığını göstərir.

(Бармин, В. А., Кухарёнок, Г. М., & Петрученко, А. Н. (2008)) işində dizel mühərrikində yanma prosesi müxtəlif metodikalarla riyazi modelləşdirilmişdir. Vibe İ.İ., Lazaryev E.A. və üç periodlu yanma metodlarının hər birinə əsaslanan ayrı-ayrı riyazi modellərin əsasında aparılmış hesabi tədqiqatların hər birinin nəticələri verilmişdir.

(İsmayılov, A. Ş., & Talıbov, M. Ə. (2006)) işi (İsmayılov, A. Ş., & Talıbov, M. Ə. (2006)) işində təklif olunmuş riyazi modelin təkmilləşdirilməsidir. Burada iki komponentdən – təmiz hava və yanma məhsullarından ibarət olan qaz mühitinin hərəkəti üçölçülü silindrik koordinat sistemindəki nəzərdə tutulan həcm üçün saxlanma tənlikləri ilə ifadə olunmuşdur. Yanma prosesi Vibenin empirik metodu ilə hesablanmışdır.

Beləliklə, daxili yanma mühərriklərindəki yanma prosesinin riyazi modelləşdirilməsinin müasir vəziyyətinin qısa icmalı göstərir ki, müasir modellər üçün Vibenin istilik ayrılması sürətinin yarımempirik üsulla təyininə əsaslanan metodikasından istifadə xarakterik cəhətdir. Odur ki, müasir dövrdə bu metodika yanma prosesinin riyazi modelləşdirilməsində ən geniş tətbiq olunan üsul sayıla bilər.

Daxili yanma mühərriklərinin sorma traktındakı qaz axınının riyazi modelləşdirilməsinə həsr olunmuş bəzi işləri nəzərdən keçirək. Bu modellər o qədər də böyük müxtəliflikləri ilə seçilmirlər. Onlar adətən qərarlaşmamış ideal qaz axınının kəsilməzlik, hərəkət və enerji tənliklərindən ibarətdirlər. Bu modellər adətən birölçülü,

nadir hallarda isə ikiölçülü olurlar. Onların müxtəlifliyi isə riyazi model tənliklərinin həlli metodlarında müşahidə olunur.

(Ховах, М. С. (Ed.). (1977)) işlərində daxili yanma mühərrikinin qaz-hava traktında ideal qazın qərarlaşmamış axınının təsviri üçün birölçülü riyazi model təklif edilmişdir. Bu riyazi model prof. S.K. Qodunovun metodu (Годунов, С. К., Забродин, А. В., & Иванов, М. Я. (1976)) ilə tərtib edilmiş qazın kütləsinin, impulsunun və tam enerjisinin saxlanması üçün integral qanunlarına əsaslanır. Qeyd etmək lazəmdir ki, bu modeldə borunun qazodinamik müqaviməti və divarlarla istilik mübadiləsi nəzərə alınmır. Tənliklər isə kəsilmənin dağılmasının sonlu fərqlər metodu ilə həll edilir.

(İsmayılov, A. Ş., & Talıbov, M. Ə. (2006)) işində yuxarıda qeyd olunan riyazi modelin bir silindri mühərrikin silindr - xaric borusu sistemə tətbiqinin nəticələrinə baxılmışdır. Silindr bir ölçülü fərqlər toru ilə əhatə olunub və ona xaric borusunun fərqlər torunun başlanğıcı kimi baxılır. Hesablamaların nəticələri kifayət qədər dəqiqliklə eksperimentlərin nəticələri ilə üst-üstə düşür.

(Гришин, Ю. А., Гусев, А. В., & Круглов, М. Г. (1981)) və (Гусев, А. В., & Круглов, М. Г. (1982)) işlərində (Ховах, М. С. (Ed.). (1977)) işində təsvir olunan və çoxsilindri daxili yanma mühərrikinin qaz - hava traktında axınların modelləşdirilməsi üçün lazım olan şəxələnən boruların hesablanması metodu şərh olunmuşdur. (Гришин, Ю. А., & Круглов, М. Г. (1984)), (Гришин, Ю. А., Круглов, М. Г., & Маслов, Ю. Л. (1980)) və (Гришин, Ю. А., Круглов, М. Г., & Рудой, Б. П. (1977)) işlərində isə bu riyazi model üçün sərhəd şərtlərinin işlənməsi problemi, o cümlədən klapanlar, pəncərələr və boruların şəxələnmə yerindən keçən axınların hesabının xüsusiyyətləri müzakirə olunmuşdur.

(Гришин, Ю. А., Клименко, С. А., & Круглов, М. Г. (1982)) işində təqdim olunan qeyri-stasionar birölçülü qeyri-izentrop qaz axınının riyazi modeli əvvəl qeyd etdiyimiz modellərdən borunun qazodinamik müqavimətinin, axınla divarlar arasındakı istilik mübadiləsinin nəzərə alınması, habelə qazın temperaturunun hesablanması üçün entropiyanın balans tənliklərinin tətbiq olunması ilə fərqlənir. Modelin tənlikləri xarakteristikalar metodu ilə həll edilmişdir. Aparılan hesablamaların

nəticələrinin bir silindri model qurğusunda aparılmış eksperimentlərin nəticələri ilə müqayisəsi təklif edilən riyazi modelin məqbul adekvatlığını göstərir.

Qazın temperaturunun hesablanması üçün entropiyanın balans tənliklərindən istifadə olunması (İsmayılov, A. Ş., & Talıbov, M. Ə. (2006)) işində təsvir edilmiş riyazi modelin də xüsusiyyətidir. Bu riyazi modelin tənlikləri sonlu amplitudların təklənmiş dalğaları metodu ilə həll edilmişdir. Hesablamaların nəticələri həm xarakteristikalar metodu ilə aparılmış hesablamaların, həm də eksperimentlərin nəticələri ilə müqayisə edilmişdir.

(İsmayılov, A. Ş., & Talıbov, M. Ə. (2006)) işində sorma borusundakı proseslərin təsvir olunması üçün borunun qazodinamik müqaviməti və divarlarla istilik mübadiləsi nəzərə alınmaqla kəsilməzlik, Eyler və enerji tənliklərindən istifadə olunması təklif edilir. Riyazi model tənliklərinin xarakteristikalar metodu, habelə akustik yanaşmada kəsilmənin parçalanması metodu ilə həlləri verilir. Göstərilən hesabat nəticələri modelin kifayət qədər adekvatlığını təsdiq edir. Təqdim olunan riyazi model praktiki məsələnin həlli – dalğa proseslərindən istifadə etməklə dizel mühərrikinin silindrinin hava ilə doldurulmasının artırılması üçün tətbiq edilmişdir.

(İsmayılov, A. Ş., & Talıbov, M. Ə. (2006)) işində verilmiş qazların axınının riyazi modelinin əsas xüsusiyyəti ikiölçülü dekart koordinat sistemində hərəkət miqdarının saxlanması qanunundan istifadə etməklə şaxələrdəki axının ətraflı hesabıdır. Borunun düzxətli hissələrindəki hesablamalar isə ideal qaz üçün olan birölçülü tənliklərdən istifadə olunmaqla aparılmışdır.

(Yuzuri, S., Yoshihiro, I., & Tomoyuki, W. (1986)) işində porşenli mühərriklərin sorma kanallarında qazın turbulent axınının kifayət qədər mürəkkəb üçölçülü riyazi modeli işlənmişdir. Hesablamaların əsasını qərarlaşmamış axın tənlikləri təşkil edir. Sorma kanalının girişindəki, çıxışındakı və divarlardakı sərhəd şərtləri ətraflı təsvir olunur. Sadələşdirilmiş modellərdə aparılmış hesablamaların nəticələri modelin adekvat olmasını təsdiq edir.

(Pearson, R. J., & Winterbone, D. E. (1990)) işində daxili yanma mühərrikinin sorma borusundakı dalğavari proseslərin yarımempirik riyazi modeli təqdim edilmişdir. Riyazi model hərəkət miqdarının saxlanması xəttiləşdirilmiş tənlikləri

və nəzər yetirilən dəyişən həcm üçün termodinamikanın I qanununun bazasında yaradılmışdır. Empirik əmsalların optimal qiymətlərini seçməklə hesablanan dalğa fazalarının eksperimental olaraq ölçülmüş dalğa fazaları ilə üst-üstə düşməsinə nail olunmuşdur. Riyazi modeldən dinamik üstəlik üfurmə sisteminin tədqiqində istifadə olunmuşdur.

Beləliklə, porşenli mühərriklərin sorma traktında qərarlaşmamış hava axınının modelləşdirilməsi metodlarının qısa icmalı göstərir ki, müasir modellər üçün borunun qazodinamik müqaviməti və qazla divarlar arasındakı istilik mübadiləsi nəzərə alınmaqla birölcü kəsilməzlik, hərəkət və enerji tənliklərindən istifadə xarakterik cəhətdir. Özü də adətən turbulentiyyə ayrıca baxılmaz, o qazodinamik müqavimət əmsalında, habelə axınla divarlar arasındakı istilikvermə əmsalında nəzərə alınır. Qazodinamik müqavimət borunun uzunluğu boyunca paylanmış müqavimət kimi nəzərə alınır. Borunun şaxələrinin hesabı isə ayrıca sərhədlər kimi fərqləndirilir.

Beləliklə, fəslin bu bəndində aparılmış nəzəri təhlil mühərrikin sorma sistemi və eləcə də silindrlərindəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin yanma prosesi nəzərə alınmaqla riyazi modelləşdirilməsindəki müasir vəziyyəti göstərir.

1.6. Tədqiqat işi qarşısında qoyulan vəzifələr

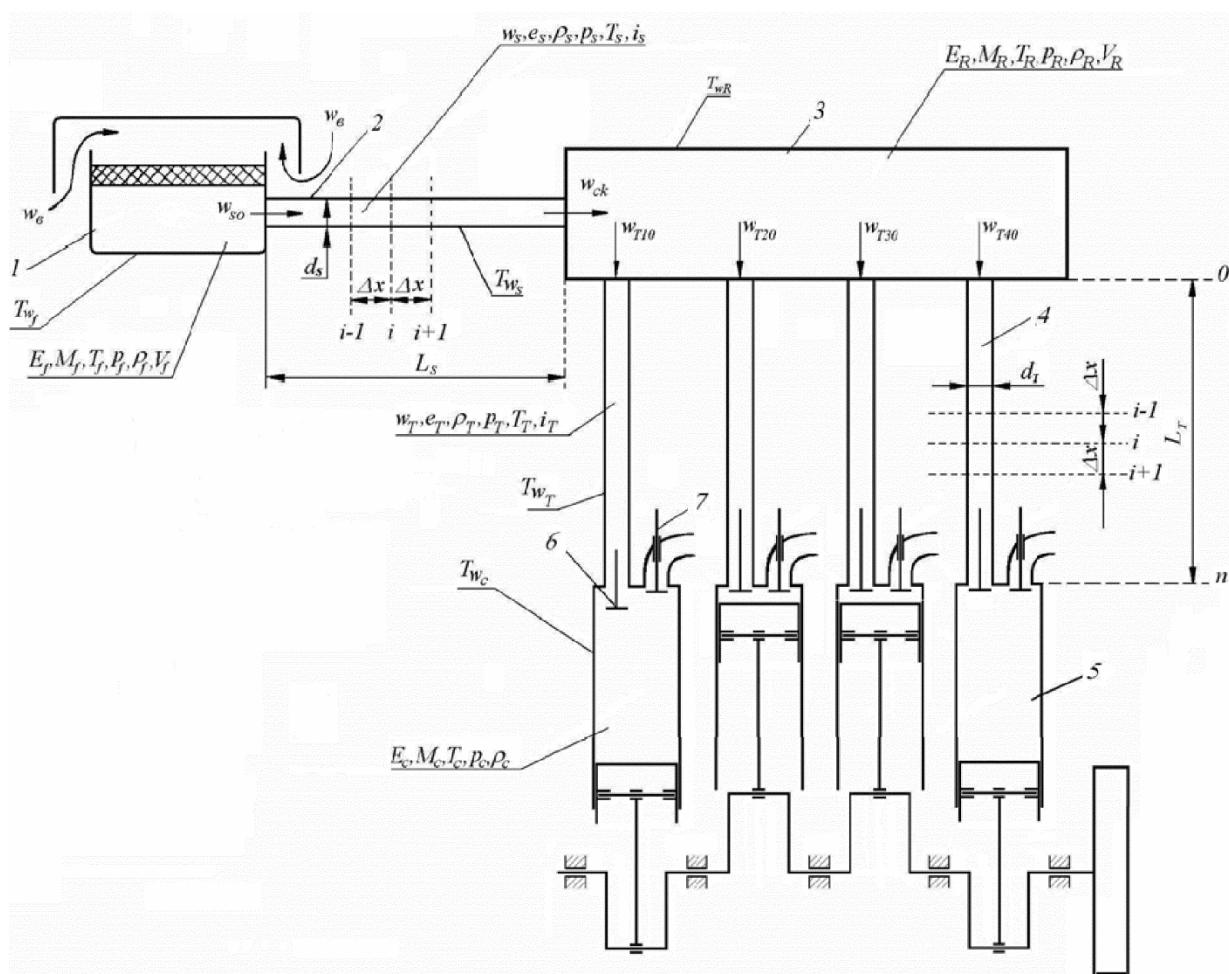
Beləliklə, tədqiqat işi qarşısında aşağıdakı vəzifələr qoyulur:

1. Perkins-4.248 markalı dizel mühərrikinin sorma sistemi və eləcə də silindrlərində termoqazodinamik proseslər kompleksini silindrdəki yanma prosesi nəzərə alınmaqla riyazi modelləşdirmək;
2. Tərtib olunmuş riyazi modelin köməyi ilə kompüterdə hesabi tədqiqatlar aparmaqla mühərrikin sorma sistemində və eləcə də silindrlərində termoqazodinamik proseslər kompleksini tədqiq etmək;
3. Mühərrikin doldurma əmsalının yüksəldilməsini təmin etmək məqsədilə dinamik üfurmə sisteminin konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətlərini müəyyənləşdirmək.

II FƏSİL. DİZEL MÜHƏRRİKİNDƏKİ TERMOQAZODİNAMİK PROSESLƏR KOMPLEKSİNİN RİYAZİ MODELİNİN TƏRTİB EDİLMƏSİ

2.1. Mühərrik üçün təklif olunan dinamik üfürmə sisteminin və silindrlərin hesabat sxemi

Perkins-4.248 markalı dizel mühərriki üçün müəyyən mülahizələrə əsasən təklif olunmuş dinamik üfürmə sisteminin və eləcə də mühərrikin silindrlərinin hesabat sxemi, habelə riyazi modelin tərtibi zamanı qəbul edilmiş şərti işarələrin bəziləri şəkl.2.1.-də göstərilmişdir.



Şəkl 2.1. Dinamik üfürmə sisteminin və silindrlərin hesabat sxemi

- 1 – hava süzgəcinin həcmi; 2 – sorma borusu; 3 – ressilverin həcmi; 4 – rezonans boruları; 5 – mühərrikin silindrləri; 6 – sorma klapaları; 7 – xaric klapaları

2.2. Silindrdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelinin tərtib edilməsi

Dizel mühərrikinin silindrdəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modeli işlənərkən, bu sahədə Azərbaycan Texniki Universitetinin “Nəqliyyat texnikası və idarəetmə texnologiyaları” kafedrasının, o cümlədən, əvvəlki “ Daxili yanma mühərrikləri” kafedrasının illərcə toplanmış təcrübəsindən istifadə edilmişdir.

Silindrin həcmi tutan qazın kütlə və enerji balansları tənlikləri ən ümumi hal üçün, yəni tənliklərə bütün faktorların təsirini (sorma və xaric klapanlarından qaz axınları, püskürülən yanacaqın silindr daxilində buxarlanması və yanma zamanı istilik ayrılması) nəzərə alan hədlər daxil edilməklə tərtib edilmişdir. Xüsusi hallar, yəni ayrı-ayrı taktlar və proseslər isə tənliklərdən müvafiq hədlərin çıxarılması ilə alınır.

Silindrdəki qazın kütlə və enerji balansları tənlikləri aşağıdakı kimidir:

$$\frac{dM_c}{d\tau} = \mu_{sor} \rho_{sor} f_{sor} w_{sor} - \mu_{xar} \rho_{xar} f_{xar} w_{xar} + \frac{dM_{yb}}{d\tau}, \quad (2.1)$$

$$\begin{aligned} \frac{dE_c}{d\tau} = & (i_{sor} + 0,5w_{sor}^2) \mu_{sor} \rho_{sor} f_{sor} w_{sor} - i_{xar} \mu_{xar} \rho_{xar} f_{xar} w_{xar} - p_c \frac{dV_c}{d\tau} + \\ & + \alpha_{wc} (T_{wc} - T_c) F_c + \xi H_u V_y \rho_y \frac{dx}{d\tau} - r_y \frac{dM_{yb}}{d\tau}, \end{aligned} \quad (2.2)$$

Əlavə asılılıqlar:

$$E_c = M_c c_v T_c, \quad (2.3)$$

$$\frac{p_c}{\rho_c} = R_B T_c, \quad (2.4)$$

$$\rho_c = \frac{M_c}{V_c}, \quad (2.5)$$

Burada:

M_c – silindrin həcmindəki qazın kütləsi;

μ – sərf əmsalı;

f_{sor} və f_{xar} – müvafiq olaraq sorma və xaric klapanlarının en kəsiyinin sahəsi;

M_{yb} – yanacaqın buxarlanmış hissəsinin kütləsi;

E_c – silindrin həcmindəki qaz kütləsinin (M_c) tam enerjisi;

P_c – silindrin həcmindəki qazın təzyiqi;

V_c – silindrin həcmi;

α_{wc} – qazla silindrin divarları arasındakı istilikvermə əmsalı;

T_{wc} – silindrin divarlarının temperaturu;

T_c – silindrin həcmindəki qazın temperaturu;

F_c – silindrin divarlarının daxili səthlərinin sahəsi;

ξ – yanma məhsullarının dissosiasiyasını nəzərə alan əmsal;

H_u – yanacağın aşağı yanma istiliyi;

V_y – yanacaq verilişi;

ρ_y – dizel yanacağının sıxlığı;

x – yanma prosesində yanan yanacağın miqdarı;

r_y – yanacağın xüsusi buxarlanma istiliyidir.

(2.1) və (2.2) tənliklərindəki “*sor*” indeksi parametrlərin sorma klapanındakı, “*xar*” indeksi isə xaric klapanındakı qiymətlərini ifadə edir.

(2.1) kütlə balansı tənliyinin sağ tərəfindəki 1-ci hədd sorma klapanından silindrə dolan qaz miqdarını, 2-ci hədd xaric klapanından çıxan qaz miqdarını, 3-cü hədd isə silindrə püskürülmüş yanacağın buxarlanmış hissəsini ifadə edir.

(2.2) enerji balansı tənliyinin sağ tərəfindəki 1-ci hədd sorma klapanından silindrə dolan qazın özü ilə gətirdiyi enerjini, 2-ci hədd xaric klapanından çıxan qazın apardığı enerjini, 3-cü hədd silindrin həcmində dəyişməsi zamanı görülən genişlənmə işini, 4-cü hədd silindr həcmindəki qazla divarlar arasında istilikvermə nəticəsində mübadilə olunan istiliyi, 5-ci hədd yanacağın yanması zamanı ayrılan istilik enerjisini, sonuncu hədd isə püskürülən yanacağın buxarlanmasına sərf olunan istilik miqdarını ifadə edir.

Modelləşdirmə zamanı havatəmizləyici və resiverin həcmindən fərqli olaraq, silindrə baş verən proseslərin dirsəkli valın dönmə bucağından (φ) asılı olaraq dəyişən həcmdə baş verməsi (yəni, $V_c=f(\varphi)$) və mühərrikin real qazpaylama fazaları nəzərə alınmışdır.

Silindrə püskürülmüş yanacağın buxarlanmış hissəsi:

$$dM_{yb} = V_y \rho_y dx_{pus.yan.miqd.}, \quad (2.6)$$

Burada $x_{pus.yan.miqd.}$ – silindrə püskürülən yanacağın miqdarı olub, aşağıdakı ifadə ilə müəyyənləşdirilmişdir:

$$x_{pus.yan.miqd.} = 1 - e^{-6.908 \left(\frac{\varphi - \varphi_{pus.qab.}}{\varphi_{pus.dav.}} \right)^2}, \quad (2.7)$$

Burada $\varphi_{pus.qab.}$ – püskürmənin qabaqlama bucağı olub, aşağıdakı ifadə ilə müəyyənləşdirilmişdir:

$$\varphi_{pus.qab.} = V_y \cdot (0.284 - 0.1254 \cdot 10^{-2} \cdot n + 0.1436 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 - 0.5332 \cdot 10^{-9} \cdot n^3) + (336.64 - 6.715 + 0.04797 \cdot n - 0.541 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 + 0.205 \cdot 10^{-7} \cdot n^3), \quad (2.8)$$

Burada n – dirsəkli valın dövrlər sayıdır.

Yanacaq püskürülməsinin davamiyyət müddəti aşağıdakı ifadə vasitəsilə müəyyənləşdirilmişdir:

$$\varphi_{pus.dav.} = n \cdot \left(-0.0194 + 0.8583 \cdot 10^{-3} \cdot V_y - 0.8 \cdot 10^{-5} \cdot V_y^2 + 0.1667 \cdot 10^{-7} \cdot V_y^3 \right) \cdot (17.4645 - 0.62626 \cdot V_y + 0.7614 \cdot 10^{-2} \cdot V_y^2 - 0.256 \cdot 10^{-4} \cdot V_y^3), \quad (2.9)$$

Yanma prosesində yanan yanacağın miqdarı Vibe İ.İ. tərəfindən təklif olunmuş aşağıdakı yarımempirik tənlik vasitəsilə ifadə edilir (Вибе, И. И. (1962)):

$$x = 1 - e^{-6.908 \left(\frac{\varphi - \varphi_{pus.qab.} - 6 \cdot n \cdot \tau_i}{\varphi_z} \right)^{m+1}}, \quad (2.10)$$

Burada τ_i – induksiya periodu olub, aşağıdakı kimi müəyyənləşdirilmişdir:

$$\tau_i = \sqrt{\left(\frac{V_\theta - V_c}{V_{zk}} + \frac{I}{\varepsilon} \right) \frac{T_0}{P_0}} \cdot 10 \cdot \left((1 - 1.6 \cdot 10^{-4} \cdot n) \cdot 12 \cdot 10^{-5} \right) X \cdot e^{\left(\frac{V_\theta - V_c}{V_{zk}} + \frac{I}{\varepsilon} \right)^{0.34} \cdot \frac{E}{R_\mu T_0}}, \quad (2.11)$$

Burada:

V_θ, V_c, V_{zk} – müvafiq olaraq, püskürmənin başlanğıcında, sıxma prosesinin sonunda və sorma klapanının bağlanması anında silindrin həcmi;

ε – sıxma dərəcəsi;

T_0, P_0 – ətraf mühitin temperaturu və təzyiqi;

E – şərti aktivasiya enerjisi;

R_μ – universal qaz sabitidir.

φ_z – yanmanın şərti davamiyyət müddəti olub, aşağıdakı kimi tapılmışdır:

$$\varphi_z = 62.095 + 0.0392 \cdot n - 0.3125 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 + 0.6944 \cdot 10^{-8} \cdot n^3, \quad (2.12)$$

m – yanmanın xarakterik göstəricisi olub, aşağıdakı kimi müəyyənləşdirilmişdir:

$$m = 0.5103 + 0.1401 \cdot 10^{-2} \cdot n - 0.1042 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 + 0.2315 \cdot 10^{-9} \cdot n^3, \quad (2.13)$$

Enerji balansı tənliyindəki qazla silindrin divarları arasındakı istilikvermə əmsalı Voşni Q. tərəfindən təklif olunmuş (İsmayılov, A. Ş., & Talıbov, M. Ə. (2006)) aşağıdakı ifadə ilə təyin olunur:

$$\alpha_{wc} = 819.5 D_c^{-0.2} T_c^{-0.53} P_{prok}^{0.8} W_{qaz}^{0.8}, \quad Vt/(m^2 \cdot K) \quad (2.14)$$

Burada:

D_c – silindrin diametri, m ;

T_c – silindrdəki cari temperatur, K ;

P_{prok} – silindrdə yanma getmədən dirsəkli valın kənar enerji mənbəyindən fırladılması halındakı təzyiq, MPa ;

W_{qaz} – silindrdə yanma prosesi zamanı qazın sürətidir, m/san .

W_{qaz-1} təyin etmək üçün Voşni Q. tərəfindən təklif olunmuş (İsmayılov, A. Ş., & Talıbov, M. Ə. (2006)) aşağıdakı ifadədən istifadə olunmuşdur:

$$W_{qaz} = 2.28 c_m + 3.24 \cdot 10^{-3} \cdot V_h T_a P_a^{-1} V_a^{-1} (P_c - P_{prok}), \quad m/san \quad (2.15)$$

Burada:

c_m – porşenin orta sürəti, m/san ;

V_h – silindrin işçi həcmi, m^3 ;

T_a, P_a – sıxma prosesinin sonunda silindrdəki qazların müvafiq olaraq temperaturu və təzyiqi, K, MPa ;

V_a – silindrin tam həcmidir, m^3 .

2.3. Sorma sistemindəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelləşdirilməsi

Dinamiki üfurmə sistemi havatəmizləyicidən, sorma borusundan, ressilverdən və dörd ədəd rezonans borusundan ibarətdir. Odur ki, fəslin bu yarım fəslinin bəndlərində sorma sistemindəki termoqazodinamik proseslər kompleksi riyazi modelləşdirilərkən

dinamiki üfürmə sisteminin sadalanan bütün elementlərindəki termoqazodinamik proseslər kompleks riyaqi modelləşdirilmişdir.

2.3.1. Havatəmizləyicinin həcmindəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyaqi modelləşdirilməsi

Havatəmizləyicinin həcmində baş verən termoqazodinamik proseslər kompleksinə müvafiq sərhəd şərtləri tənlikləri ilə təsvir olunmalıdır. Havatəmizləyicinin həcmi üçün sərhəd şərtləri tənlikləri – havatəmizləyicinin həcmində olan qaz üçün kütlə balansı və enerji tənlikləri tərtib olunmuşdur:

$$\frac{dM_f}{d\tau} = \rho_b f_b w_b - \rho_{s0} f_s w_{s0}, \quad (2.16)$$

$$\frac{dE_f}{d\tau} = i_b \rho_b f_b w_b - (i_{s0} + 0,5 w_{s0}^2) \rho_{s0} f_s w_{s0} + \alpha_{wf} (T_{wf} - T_f) F_f, \quad (2.17)$$

Tənliklər sistemi məlum ifadələrlə qapanır:

$$E_f = M_f c_v T_f, \quad (2.18)$$

$$\frac{P_f}{\rho_f} = R_B T_f, \quad (2.19)$$

$$\rho_f = \frac{M_f}{V_f}, \quad (2.20)$$

Burada:

M_f – havatəmizləyicinin həcmindəki qazın kütləsi;

τ – zaman;

ρ, w – müvafiq olaraq qazın sıxlığı və sürəti;

f_b, f_s – müvafiq olaraq giriş borusunun və sorma borusunun en kəsik sahəsi;

$E_f - M_f$ kütləli qazın tam enerjisi;

i – qazın xüsusi entalpiyası;

α_{wf} – qazla havatəmizləyicinin divarları arasındakı istilikvermə əmsalı;

T_{wf} – havatəmizləyicinin daxili divarının temperaturu;

F_f – havatəmizləyicinin divarlarının daxili səthinin sahəsi;

c_v – sabit həcmdə qazın istilik tutumu;

T_f, P_f, ρ_f – müvafiq olaraq havatəmizləyicinin həcmindəki qazın temperaturu, təzyiqi və sıxlığı;

R_B – havanın qaz sabiti;

V_f – havatəmizləyicinin həcmidir.

(2.16) tənliyinin sağ tərəfindəki birinci hədd havatəmizləyicinin giriş borusu vasitəsilə atmosferdən havatəmizləyicinin həcminə daxil olan qaz kütləsinin saniyəlik sərfini, ikinci hədd isə havatəmizləyicinin həcmindən sorma borusunun giriş kəsiyinə daxil olan qaz kütləsinin saniyəlik sərfini göstərir.

(2.17) tənliyinin sağ tərəfindəki birinci hədd giriş borusunun en kəsiyi vasitəsilə bir saniyə ərzində havatəmizləyicinin həcminə daxil olan qazın tam enerjisini, ikinci hədd havatəmizləyicinin həcmindən sorma borusunun giriş kəsiyinə bir saniyə ərzində daxil olan qazın tam enerjisini, üçüncü hədd isə istilikvermə nəticəsində havatəmizləyicinin divarlarından qazın bir saniyə ərzində aldığı istilik enerjisini ifadə edir.

(2.16) və (2.17) tənliklərindəki “ b ” indeksi parametrlərin giriş borusunun en kəsiyindəki, “ $s0$ ” indeksi isə sorma borusunun giriş kəsiyindəki qiymətlərini ifadə edir.

2.3.2. Rəssiverin həcmindəki termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelləşdirilməsi

Rəssiverin həcmində baş verən termoqazodinamik proseslər kompleksi də müvafiq sərhəd şərtləri tənlikləri ilə təsvir olunmalıdır. Rəssiverin həcmi üçün sərhəd şərtləri tənlikləri – rəssiverin həcmində olan qaz üçün kütlə balansı və enerji tənlikləri havatəmizləyicinin həcmi üçün tərtib olunmuş sərhəd şərtləri tənlikləri kimi tərtib olunmuşdur:

$$\frac{dM_R}{d\tau} = \rho_{sk} f_s w_{sk} - \rho_{T10} f_T w_{T10} - \rho_{T20} f_T w_{T20} - \rho_{T30} f_T w_{T30} - \rho_{T40} f_T w_{T40}, \quad (2.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{dE_R}{d\tau} = & (i_{sk} + 0,5w_{sk}^2) \rho_{sk} f_s w_{sk} - (i_{T10} + 0,5w_{T10}^2) \rho_{T10} f_T w_{T10} - (i_{T20} + 0,5w_{T20}^2) \rho_{T20} f_T w_{T20} - \\ & - (i_{T30} + 0,5w_{T30}^2) \rho_{T30} f_T w_{T30} - (i_{T40} + 0,5w_{T40}^2) \rho_{T40} f_T w_{T40} + \alpha_{wR} (T_{wR} - T_R) F_R, \quad (2.22) \end{aligned}$$

Əlavə asılılıqlar:

$$E_R = M_R c_v T_R, \quad (2.23)$$

$$\frac{P_R}{\rho_R} = R_B T_R, \quad (2.24)$$

$$\rho_R = \frac{M_R}{V_R}, \quad (2.25)$$

Burada:

M_R – rəssiverin həcmindəki qazın kütləsi;

f_T – rezonans borusunun ən kəşik sahəsi;

$E_R - M_R$ kütləli qazın tam enerjisi;

α_{wR} – qazla rəssiverin divarları arasındakı istilikvermə əmsalı;

T_{wR} – rəssiverin divarlarının temperaturu;

F_R – rəssiver divarlarının daxili səthlərinin sahəsi;

T_R, P_R, ρ_R – müvafiq olaraq rəssiverin həcmindəki qazın temperaturu, təzyiqi və sıxlığı;

V_R – rəssiverin həcmidir.

(2.21) və (2.22) tənliklərindəki “ $T1$ ”, “ $T2$ ”, “ $T3$ ”, və “ $T4$ ” indeksləri parametrlərin müvafiq olaraq 1, 2, 3 və 4 – cü silindrlərin rezonans borularındakı, “ sk ” indeksi parametrlərin sorma borusunun çıxış kəşiyindəki, “0” indeksi isə rezonans borusunun giriş kəşiyindəki qiymətlərini ifadə edir.

2.3.3. Sorma sisteminin borularındakı termoqazodinamik proseslər kompleksinin riyazi modelləşdirilməsi

Sorma sisteminin borularındakı ideal qazın qərarlaşmamış axını konservativ dəyişənlərlə ifadə olunmuş birölçülü tənliklər – kəsilməzlik, hərəkət və enerji tənlikləri sistemi ilə təsvir olunmuşdur:

$$\frac{\partial \rho_s}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho_s w_s)}{\partial x} = 0, \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial(\rho_s w_s)}{\partial \tau} + \frac{\partial(P_s + \rho_s w_s^2)}{\partial x} = -\frac{\xi_s}{2d_s} w_s |w_s| \rho_s, \quad (2.27)$$

$$\frac{\partial e_s}{\partial \tau} + \frac{\partial[(i_s + 0,5w_s^2)\rho_s w_s]}{\partial x} = \alpha_{w_s} (T_{w_s} - T_s) \frac{1}{f_s} \frac{dF_s}{dx}, \quad (2.28)$$

Burada:

$$e_s = \rho_s (c_v T_s + 0,5 w_s^2), \quad (2.29)$$

$$i_s = c_p T_s, \quad (2.30)$$

Tənliklər sisteminə ideal qazın hal tənliyi də əlavə olunur:

$$\frac{P_s}{\rho_s} = R_B T_s, \quad (2.31)$$

Burada:

ρ_s – qazın sıxlığı;

w_s – borunun en kəsiyində axının sürəti;

x – borunun uzunluğu boyunca koordinat;

p_s – qazın təzyiqi;

ξ_s – borunun qazodinamik müqavimət əmsalı;

d_s – borunun diametri;

e_s – qazın tam enerjisinin sıxlığı (qazın vahid həcmnin tam enerjisi);

α_{ws} – qaz axını ilə borunun divarı arasındakı istilikvermə əmsalı;

T_{ws} – borunun daxili divarının temperaturu;

T_s – qazın temperaturu;

f_s – borunun en kəsiyinin sahəsi;

F_s – borunun daxili səthinin sahəsi;

c_p – sabit təzyiqdə qazın istilik tutumudur.

Göründüyü kimi, (2.27) tənliyindəki qazodinamik müqavimət paylanmış qazodinamik müqavimət kimi nəzərə alınır. Belə yanaşmanın üstünlüyü ondadır ki, adətən müxtəlif empirik ifadələrlə hesablanan qazodinamik müqavimət əmsalında həm qazın ayrı-ayrı təbəqələri arasındakı turbulent və ya laminar sürtünmələrə, həm də qazla borunun divarı arasındakı sürtünmələrə sərf olunan itkilər nəzərə alınır.

Qazodinamik müqavimətin qazın özlülüyündən və sürətin 2-ci tərtib törəməsindən ibarət hədlə hesabı zamanı məhz birinci nəzərə alınır. Bundan başqa, borudakı axının birözlülük modelləşdirilməsi zamanı turbulent özlülük əmsalını müəyyən etmək

mümkün olmur. Bu səbəbdən borunun qazodinamik müqavimət əmsalını təyin etmək üçün $4 \cdot 10^3 < Re < 10^5$ intervalında Blazius asılılığından istifadə olunur:

$$\xi_s = 0,316 Re^{-0.25}, \quad (2.32)$$

$10^5 < Re < 2 \cdot 10^6$ intervalında Nikuradze asılılığı tətbiq olunur:

$$\xi_s = 0,0032 + 0,22 Re^{-0.237}, \quad (2.33)$$

$2200 < Re < 4000$ keçid intervalında:

$$\xi_s = 6,3 \cdot 10^{-4} \cdot Re^{0.5}, \quad (2.34)$$

$Re < 2000$ laminar intervalında isə aşağıdakı asılılıqdan istifadə olunur:

$$\xi_s = 64/Re, \quad (2.35)$$

Burada Reynolds ədədi aşağıdakı ifadə ilə təyin olunur:

$$Re = \frac{|w_s| d_s}{\nu} \quad (2.36)$$

(2.36) ifadəsindəki ν - havanın kinematik özlülüyüdür və o aşağıdakı aproksimasiya asılılığının köməyi ilə tapılır:

$$\begin{aligned} \nu = & -0,715268 \cdot 10^{-5} + 0,546733 \cdot 10^{-7} \cdot T_s + \\ & + 0,738889 \cdot 10^{-10} \cdot T_s^2, \quad m^2/san, \end{aligned} \quad (2.37)$$

Borulardakı istilikvermə əmsalını (α_{ws}) hesablamaq üçün lazım olan Nüsselt ədədi Nüsselt-Kraussold düsturunun köməyi ilə müəyyən edilir:

$$Nu = 0,023 \cdot Pr^{0.4} \cdot Re^{0.8}, \quad (2.38)$$

Bu ifadədə Prandtl ədədi $0,5 < Pr < 5$ ($Pr = \mu c_p / \lambda$) intervalında dəyişir.

İstilikvermə əmsalı məlum ifadənin köməyi ilə müəyyən edilir:

$$\alpha_{ws} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_s}, \quad (2.39)$$

Burada λ - qazın istilikkeçirmə əmsalıdır.

2.4. Riyazi model tənliklərinin həlli metodu

2.4.1. Birölçülü modelləşdirmə metoduna əsaslanan riyazi model tənliklərinin həlli metodu

Sorma sisteminin borularındakı termoqazodinamik proseslər kompleksini təsvir edən riyazi model tənlikləri birölçülü xüsusi törəmli diferensial tənliklərdir. Bu

tənliklər kəsilmənin dağılması metodu ilə həll edilmişdir. Axın tənliklərinin bu metodla həlli üçün boru x_i koordinatlarına malik şəbəkə düyünləri ilə Δx uzunluğu olan məntəqələrə bölünmüşdür (şək.2.1). Burada i - cari kəsiyin nömrəsidir ($i=0 \div l$).

Qaz axınının cari Δx məntəqəsinin daxilindəki parametrləri bu məntəqənin ortasına aid edilmiş və $i+1/2$ şəkilli kəsir indekslərlə işarə olunmuşdur. Məntəqələrin sərhədlərində isə parametrlər müvafiq baş hərflərlə və tam indekslərlə işarə edilmişdir. Differensial tənliklərin fərqlər approksimasiyası $\Delta \tau$ kiçik zaman intervalı üçün tərtib edilmişdir. Bu zaman intervalının sonu üçün parametrlərin qiymətləri $\tau + \Delta \tau$ şəklində olan üst indeksi ilə işarə edilmişdir. Belə üst indeksi olmayan parametrlər isə zaman üzrə hesabat addımının başlanğıcına aiddir.

(2.26) – (2.28) riyazi model tənliklərinin Δx məntəqəsində $\Delta \tau$ zaman intervalı ərzində saxlanma qanunlarının yerinə yetirilməsini təmin edən sonlu fərqlər approksimasiyası aşağıdakı tənliklərlə ifadə olunur:

$$\frac{(\rho_s)_{i-1/2}^{\tau+\Delta\tau} - (\rho_s)_{i-1/2}}{\Delta\tau} + \frac{(R_s W_s)_i - (R_s W_s)_{i-1}}{\Delta x} = 0, \quad (2.40)$$

$$\begin{aligned} \frac{(\rho_s w_s)_{i-1/2}^{\tau+\Delta\tau} - (\rho_s w_s)_{i-1/2}}{\Delta\tau} + \frac{(P_s + R_s W_s^2)_i - (P_s + R_s W_s^2)_{i-1}}{\Delta x} = \\ = -\frac{\xi_s}{2d_s} (w_s)_{i-1/2} |(w_s)_{i-1/2}| (\rho_s)_{i-1/2}, \end{aligned} \quad (2.41)$$

$$\begin{aligned} \frac{(e_s)_{i-1/2}^{\tau+\Delta\tau} - (e_s)_{i-1/2}}{\Delta\tau} + \frac{[(I_s + 0,5W_s^2)R_s W_s]_i - [(I_s + 0,5W_s^2)R_s W_s]_{i-1}}{\Delta x} = \\ = (\alpha_{ws})_{i-1/2} (T_{ws} - (T_s)_{i-1/2}) \frac{1}{f_s} \frac{\Delta F_s}{\Delta x}, \end{aligned} \quad (2.42)$$

Aşağıdakı tənliklərdən $\Delta \tau$ zaman intervalının sonundakı konservativ dəyişənlərin qiymətləri təyin edilir:

$$(\rho_s)_{i-1/2}^{\tau+\Delta\tau} = (\rho_s)_{i-1/2} + \frac{\Delta\tau}{\Delta x} [(R_s W_s)_{i-1} - (R_s W_s)_i], \quad (2.43)$$

$$(\rho_s w_s)_{i-1/2}^{\tau+\Delta\tau} = (\rho_s w_s)_{i-1/2} + \frac{\Delta\tau}{\Delta x} [(P_s + R_s W_s^2)_{i-1/2} - (P_s + R_s W_s^2)_i] -$$

$$-\frac{\xi_s}{2d_s}(w_s)_{i-1/2}|(w_s)_{i-1/2}|(\rho_s)_{i-1/2} \cdot \Delta\tau, \quad (2.44)$$

$$(e_s)_{i-1/2}^{\tau+\Delta\tau} = (e_s)_{i-1/2} + \frac{\Delta\tau}{\Delta x} \left\{ \left[(I_s + 0,5W_s^2)R_s W_s \right]_{i-1} - \left[(I_s + 0,5W_s^2)R_s W_s \right]_i \right\} + (\alpha_{ws})_{i-1/2} (T_{ws} - (T_s)_{i-1/2}) \frac{1}{f_s} \frac{\Delta F_s}{\Delta x}, \quad (2.45)$$

Aşağıdakı nisbət məlumdur:

$$(w_s)_{i-1/2}^{\tau+\Delta\tau} = \frac{(\rho_s w_s)_{i-1/2}^{\tau+\Delta\tau}}{(\rho_s)_{i-1/2}^{\tau+\Delta\tau}}, \quad (2.46)$$

(2.29) və (2.31) ifadələrindən aşağıdakılar müəyyən edilmişdir:

$$(T_s)_{i-1/2}^{\tau+\Delta\tau} = \left[\frac{1}{c_v} \left(\frac{e_s}{\rho_s} - 0,5w_s^2 \right) \right]_{i-1/2}^{\tau+\Delta\tau}, \quad (2.47)$$

$$(p_s)_{i-1/2}^{\tau+\Delta\tau} = R_B (\rho_s T_s)_{i-1/2}^{\tau+\Delta\tau}, \quad (2.48)$$

$i=1 \div k$ halları üçün (2.43)-(2.48) ifadələrinin köməyi ilə qaz axınının bütün parametrləri (“kiçik kəmiyyətlər”) $1/2$ nömrəli hesablama kəsiyindən $k - 1/2$ nömrəli hesablama kəsiyində hesablanmışdır (burada k – son hesablama kəsiyinin nömrəsidir).

“Kiçik kəmiyyətlər” hesablandıqdan sonra borunun tam indeksli en kəsiklərində qaz axınının parametrləri – “böyük kəmiyyətlər” adlanan parametrlər qonşu hesabi kəsiklərin sərhəddində kəsilmənin dağılması məsələsinin həlli yolu ilə hesablanmışdır. (Hesabat məntəqələrinin sərhədlərindəki parametrlərin kəsilmənin dağılması metodu ilə hesabatı 2.4.3.-də verilmişdir).

Axının sorma borusunun giriş “0” kəsiyindəki sürəti w_{s0} havatəmizləyicinin həcmində və sorma borusunun birinci kəsiyində yerləşən qaz kütlələri arasında kəsilmənin dağılması məsələsinin həlli yolu ilə hesablanmışdır. Axının sorma borusunun çıxış “ k ” kəsiyindəki sürəti w_{sk} isə sorma borusunun axırncı kəsiyində və resiverin həcmində olan qaz kütlələri arasında kəsilmənin dağılması məsələsinin həlli yolu ilə hesablanmışdır.

Havatəmizləyicinin giriş borusunun çıxış kəsiyindəki axın parametrləri (“ b ” indeksli parametrlər) atmosfer parametrlili qaz kütlələri və havatəmizləyicinin həcmindəki

qaz kütlələri arasında kəsilmənin dağılması məsələsinin həlli yolu ilə hesablanmışdır.

2.4.2. Həcmi modelləşdirmə metoduna əsaslanan riyazi model tənliklərinin həlli metodu

Havataəmizləyicinin, resiverin və silindrlərin həcmindəki termoqazodinamik proseslər kompleksi həcmi modelləşdirmə metodu ilə riyazi modelləşdirilmişdir. Buradakı riyazi model tənliklərinin diferensiallarını müvafiq parametrlərin $\Delta\tau$ zaman intervalının sonundakı və əvvəlindəki qiymətləri fərqi ilə əvəz etməklə, sərhəd şərtləri tənliklərinin sonlu fərqlər approksimasiyası alınır. Bununla da parametrlərin $\Delta\tau$ zaman intervalının sonundakı qiymətləri müəyyən edilir. Dissertasiyadakı bu tip riyazi model tənliklərinin həllinə misal kimi, havataəmizləyicinin həcmindəki sərhəd şərtləri tənliklərinin həllini nəzərdən keçirək:

$$M_f^{\tau+\Delta\tau} = M_f^\tau + \Delta\tau \cdot (\rho_b f_b w_b - \rho_{s0} f_s w_{s0})^\tau, \quad (2.49)$$

$$E_f^{\tau+\Delta\tau} = E_f^\tau + \Delta\tau \cdot [\rho_b (i_b + 0,5w_b^2) w_b f_b - \rho_{s0} (i_{s0} + 0,5w_{s0}^2) w_{s0} f_s + \alpha_{wf} (T_{wf} - T_f) F_f]^\tau, \quad (2.50)$$

Tənliklərdəki “ τ ” indeksi bu parametrlərin qiymətlərinin zaman hesabat addımının τ başlanğıc anına aid olmasını göstərir (əvvəlki tənliklərdəki üst indeksi olmayan parametrlər də bu ana aiddir).

(2.18)-(2.20) ifadələrindən

$$T_f^{\tau+\Delta\tau} = \left(\frac{E_f}{M_f c_v} \right)^{\tau+\Delta\tau}, \quad \rho_f^{\tau+\Delta\tau} = \left(\frac{M_f}{V_f} \right)^{\tau+\Delta\tau}, \quad p_f^{\tau+\Delta\tau} = R_B (\rho_f T_f)^{\tau+\Delta\tau}, \quad (2.51)$$

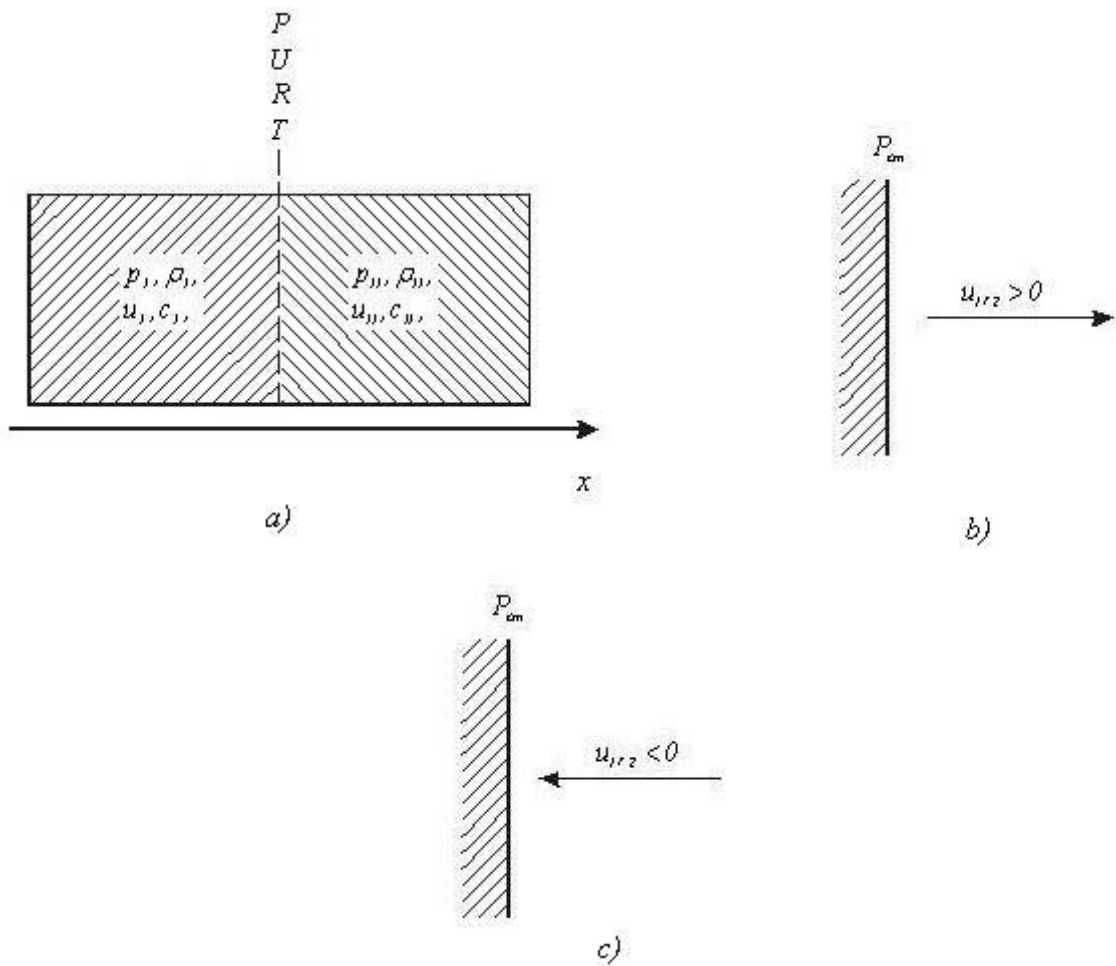
alınır.

2.4.3. Axının hesabat məntəqələrinin sərhədlərindəki parametrlərinin kəsilmənin dağılması metodu ilə hesabı

Axının hesabat məntəqələrinin sərhəddindəki parametrlərinin hesabı üçün prof. S.K. Qodunov (Годунов, С. К., Забродин, А. В., & Иванов, М. Я. (1976)) tərəfindən təklif olunmuş metod ideal qazda kəsilmənin dağılması məsələsinin həllinə əsaslanır.

Bu məsələ kəsilməz mühit mexanikəsindən məlumdur və onun mahiyyəti aşağıdakından ibarətdir.

Müxtəlif parametrlərə malik olan iki qaz kütləsini biri-birilə təmas halına gətirib onların arasındakı xəyali arakəsməni ani olaraq götürdükdə bu iki qaz kütləsinin təmas səthi parametrlərin, o cümlədən təzyiqlik və sürətin ilkin paylanmasının kəsilmə səthinə çevrilir. Parametrlərin paylanmasındakı bu kəsilmə stabil mövcud ola bilmir və bir neçə kəsilməyə dağılır. Bu kəsilmələr zaman keçdikcə biri-birindən aralanır. Bu zaman alınan mənzərə təmas halına gətirilən qaz kütlələri parametrlərinin nisbətindən asılı olur.



Şək. 2.2. Kəsilmələrin dağılmasının hesabat sxemləri

Axın tənliklərinin baxılan fərqlər həllində təmas halına gətirilən iki qaz kütləsi iki qonşu hesabat məntəqəsindəki qazlardır. Kəsilmə isə onların sərhəd sərhəndə yaranır. Bu səbəbdən axının sərhəd səthindəki “böyük kəmiyyətlər” adlanan parametrlərini hesablamaq üçün kəsilmənin dağılması məsələsinin həllindən istifadə olunur.

Tutaq ki, təmas halına gətirilən iki qaz kütləsi müvafiq olaraq aşağıdakı parametrlərə malikdirlər: p_I, ρ_I, u_I, c_I və $p_{II}, \rho_{II}, u_{II}, c_{II}$ (şək.2.2 a), burada p – təzyiq, ρ – sıxlıq, u – axın sürətinin məntəqələr arasındakı ayırıcı səthə perpendikulyar olan komponenti (toplananı), c – səsə yayılma sürətidir.

Məntəqələr arasındakı kontakt kəsilmədəki təzyiq aşağıdakı düsturla hesablanır (Годунов, С. К., Забродин, А. В., & Иванов, М. Я. (1976)):

$$P = \frac{p_I \rho_{II} c_{II} + p_{II} \rho_I c_I + (u_I - u_{II}) \rho_I c_I \rho_{II} c_{II}}{\rho_I c_I + \rho_{II} c_{II}}, \quad (2.52)$$

$P > p_I$ halında sol məntəqə boyunca zərbə dalğası yayılır. Onun kütlə sürəti aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$a_I = \sqrt{\rho_I \left(\frac{k+1}{2} P + \frac{k-1}{2} p_I \right)}, \quad (2.53)$$

Burada k – qazın adiabat göstəricisidir.

$P < p_I$ olduqda isə sol məntəqə boyunca seyrəklik dalğası yayılır. Sol seyrəklik dalğasının şərti kütlə sürəti:

$$a_I = \frac{k-1}{2k} \rho_I c_I \frac{1 - \frac{P}{p_I}}{1 - \left(\frac{P}{p_I} \right)^{\frac{k-1}{2k}}}, \quad (2.54)$$

$P > p_{II}$ olduqda ikinci məntəqə boyunca yayılan (şək. 2.2) sağ zərbə dalğasının kütlə sürəti bu düsturla hesablanır:

$$a_{II} = \sqrt{\rho_{II} \left(\frac{k+1}{2} P + \frac{k-1}{2} p_{II} \right)}, \quad (2.55)$$

$P < p_{II}$ olduqda sağ seyrəklik dalğasının şərti kütlə sürəti isə belə hesablanır:

$$a_{II} = \frac{k-1}{2k} \rho_{II} c_{II} \frac{1 - \frac{P}{P_{II}}}{1 - \left(\frac{P}{P_{II}}\right)^{\frac{k-1}{2k}}}, \quad (2.56)$$

Bütün baxılan kəsilmə konfigurasiyaları üçün kontakt kəsilmə sürəti aşağıdakı ifadədən tapılır:

$$U = \frac{a_I u_I + a_{II} u_{II} + p_I - p_{II}}{a_I + a_{II}}, \quad (2.57)$$

Beləliklə, hesabat məntəqəsinin bütün aralıq sərhədləri üçün axının təzyiqləri və baxılan sərhəd səthinə perpendikulyar olan sürətləri müəyyən edilə bilər. Bundan başqa, axın sürəti vektorunun sərhəd səthinə toxunan istiqamətdə olan iki proyeksiyası, qazın sərhəd səthindəki sıxlığı və temperaturu da hesablanmalıdır. Bu parametrlərin hesabat məntəqələrini ayıran səthdəki qiymətləri U sürətinin işarəsinə uyğun olaraq qazın ayırıcı səthə daxil olduğu məntəqənin parametrlərinin qiymətlərinə bərabər götürülür. Məsələn, $U > 0$ (şək.2.2 a) halında $R = \rho_I$, $U < 0$ halında isə $R = \rho_{II}$ qəbul edilir. Belə yanaşma ayırıcı səthdə saxlanma qanunlarının yerinə yetirilməsini təmin edir.

Kəsilmənin dağılması metodunun “kəsilmənin səs sürətli dağılması” adlanan şəkildən istifadə olunması parametrlərin ayırıcı səthdəki qiymətlərini hesablamaq üçün tətbiq edilən və hesablama həcmi, hesablamalara sərf olunan maşın vaxtını kəskin sürətdə artıran iterasiya prosesindən imtina etməyə imkan verir.

Divarlarla təmasda olan hesablama məntəqələri üçün qazın məntəqə ilə sərhəd təşkil edən səth sahələrindəki təzyiqini, sıxlığını və temperaturunu tapmaq vacibdir. Bunun üçün axının tərپənməz divarla toqquşması şərtindən istifadə olunur. Misal üçün təkcə sol divardakı axını nəzərdən keçirək.

Axının istiqaməti divardan əks istiqamətdədirsə, $u_{1/2} > 0$ (şək.2.2 b) olur və divarda təzyiq kəsilmənin dağılması şərtinə (Годунов, С. К., Забродин, А. В., & Иванов, М. Я. (1976)) görə aşağıdakı kimi ifadə olunur:

$$P_{cm} = p_{1/2} \left(1 - \frac{k-1}{2} \frac{u_{1/2}}{c_{1/2}} \right)^{\frac{2k}{k-1}}, \quad (2.58)$$

Qazın divarın səthindəki sıxlığı:

$$\rho_{cm} = k \frac{P_{cm}}{\left(c_{1/2} - \frac{k-1}{2} u_{1/2} \right)^2}, \quad (2.59)$$

Axının divara doğru yönəldiyi halda $u_{1/2} < 0$ (şək.2.2 c) aşağıdakı ifadədən istifadə olunur:

$$P_{cm} = p_{1/2} + \frac{k+1}{4} \rho_{1/2} u_{1/2}^2 + \sqrt{\left(p_{1/2} + \frac{k+1}{4} \rho_{1/2} u_{1/2}^2 \right)^2 - p_{1/2} \left(p_{1/2} - \frac{k-1}{2} \rho_{1/2} u_{1/2}^2 \right)}, \quad (2.60)$$

Qazın divarın səthindəki sıxlığı:

$$\rho_{cm} = \frac{\rho_{1/2} \sqrt{\rho_{1/2} \left(\frac{k+1}{2} P_{cm} + \frac{k-1}{2} p_{1/2} \right)}}{\sqrt{\rho_{1/2} \left(\frac{k+1}{2} P_{cm} + \frac{k-1}{2} p_{1/2} \right) + \rho_{1/2} u_{1/2}}}, \quad (2.61)$$

Hər iki halda qazın divarın səthindəki temperaturunu tapmaq üçün ideal qazın hal tənliyindən istifadə olunur:

$$T_{cm} = \frac{P_{cm}}{R_B \rho_{cm}}, \quad (2.62)$$

Burada:

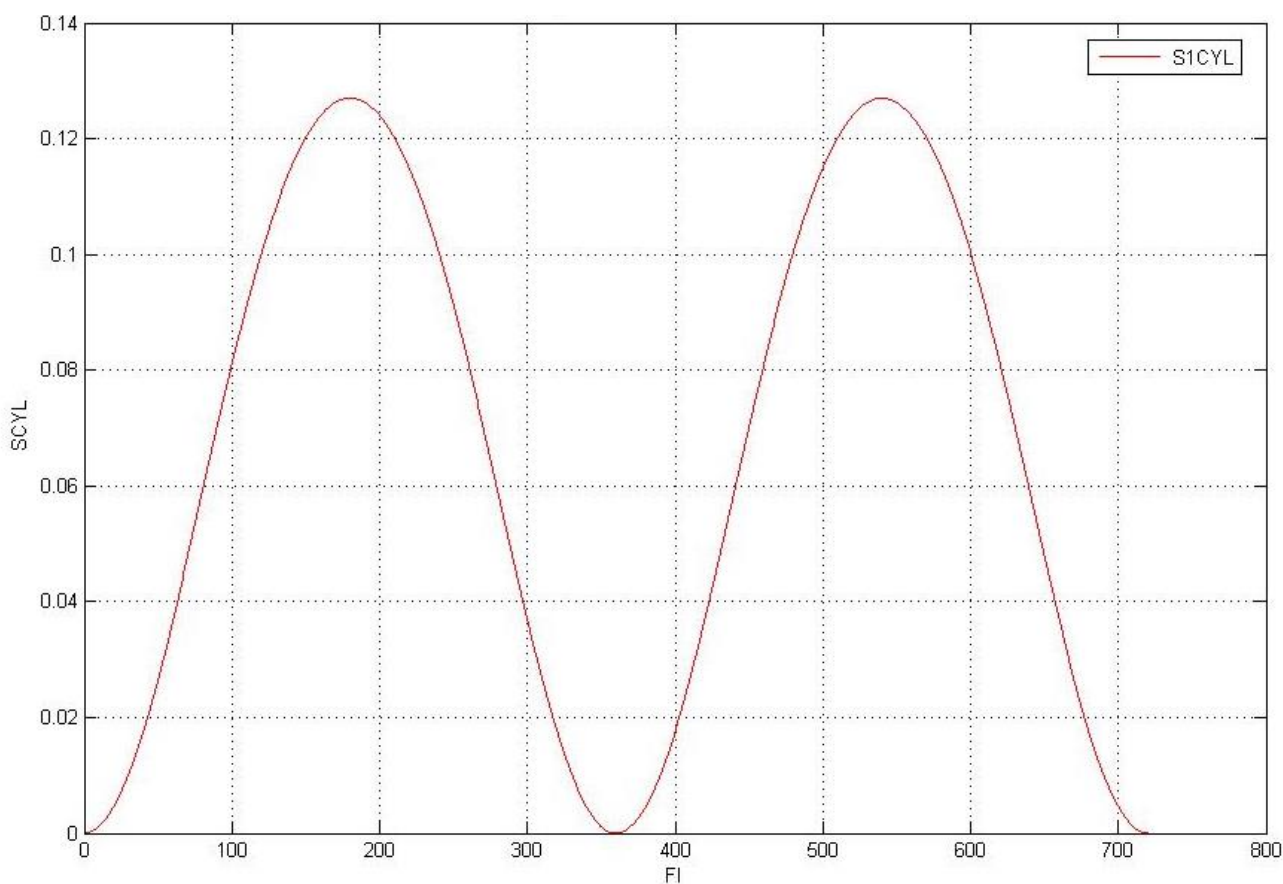
$u_{1/2}$ – divara toxunan məntəqədə axının sürətinin cəm vektorunun divar səthinə normal proyeksiyası;

$p_{1/2}$, $\rho_{1/2}$, $c_{1/2}$ – müvafiq olaraq, həmin məntəqədəki qazın təzyiqi, sıxlığı və səs sürətidir.

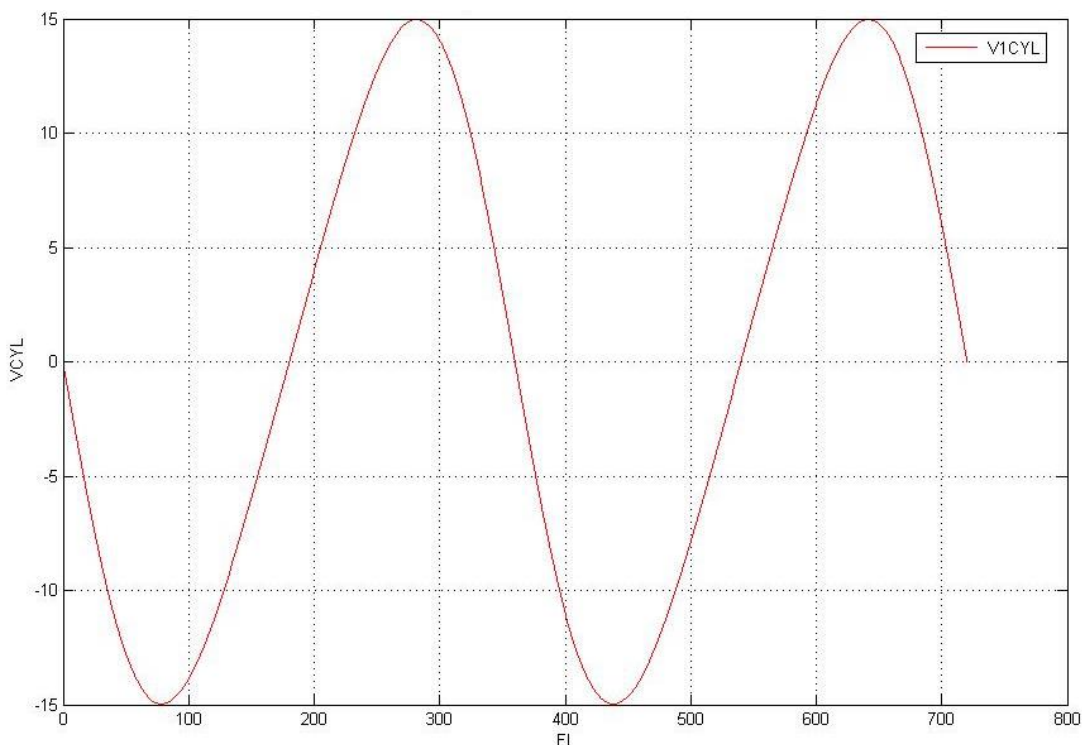
III FƏSİL. DİNAMİKİ ÜFÜRMƏ SİSTEMİNİN VƏ SİLİNDRDAXİLİ PROSESLƏRİN RİYAZİ MODELİNİN ADEKVATLIĞININ YOXLANMASI VƏ SİLİNDRDAXİLİ PROSESLƏRİN HESABİ NƏTİCƏLRİNİN TƏDQIQI

3.1. Mühərrikin kinematik parametrlərinin adekvatlığının yoxlanması

Tərtib olunmuş riyazi modelin adekvatlığını və kompüter üçün hesabat proqramının düzgün işləməsini yoxlamaq üçün bir sıra hesabatlar aparılmışdır. Bu məqsədlə mühərrikin dirsək-şatun mexanizminin kinematik parametrləri hesablanmışdır. Mühərrikin 1-ci silindrinin tam iş sikli, yəni dirsəkli valın 720° dönmə bucağı üçün porşen gedişinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı şəkl. 3.1-də, porşen sürətinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı isə şəkl. 3.2-də göstərilmişdir. Göründüyü kimi, həmin əyrilərin dəyişmə diaqramları mühərrikin kinematikasına tamamilə uyğundur.



Şək. 3.1. Porşenin gedişinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı

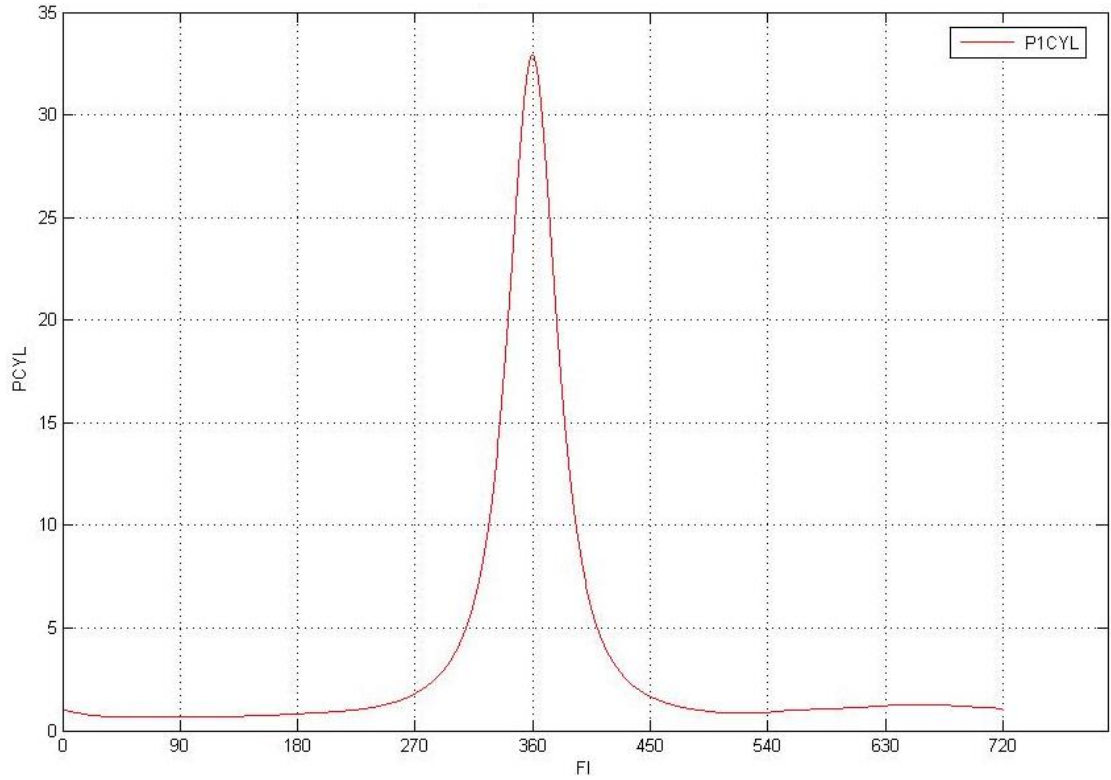


Şək. 3.2. Porşenin sürətinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı

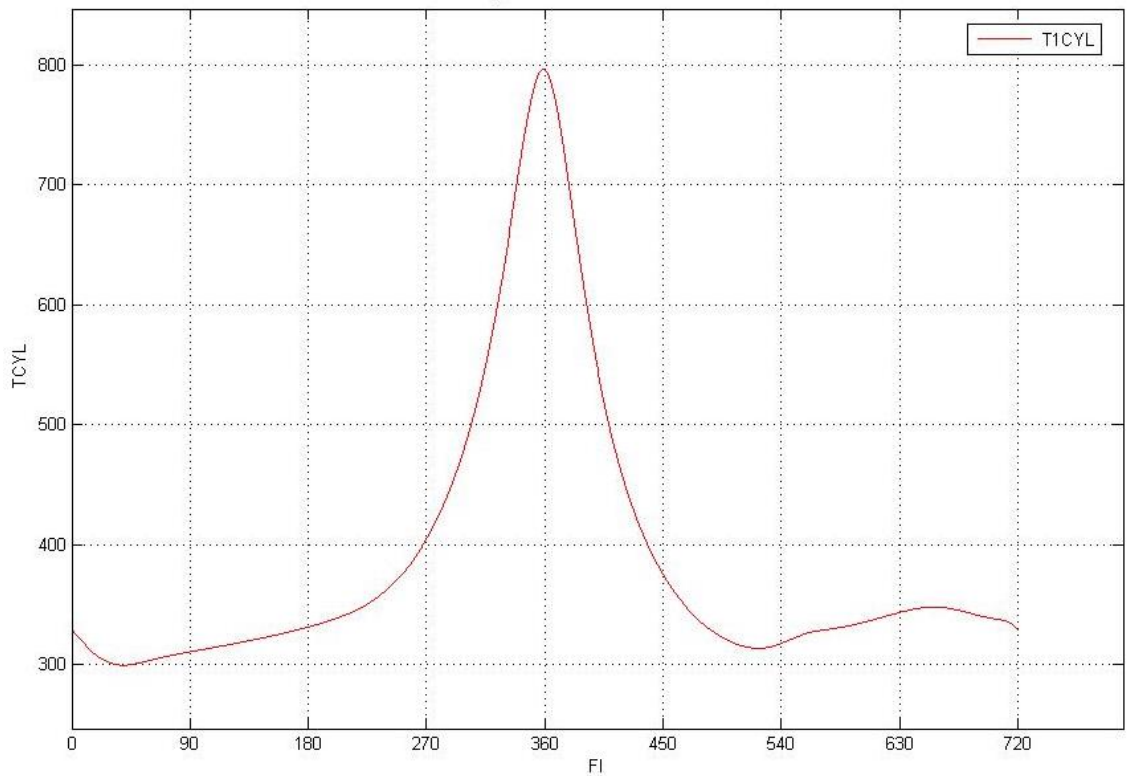
3.2. Mühərrikin silindrində və dinamik üfürmə sistemində termoqazodinamik parametrlərinin adekvatlığının yoxlanması

Bu məqsədlə ilk növbədə nominal sürət rejimində ($n=2200 \text{ d}əq^{-1}$) silindrə yanacaq verilmədikdə silindrə qazların sıxma-genişlənmə proseslərində təzyiqinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı qurulmuşdur (şək. 3.3). Həmin proseslərdə silindrə qazların temperaturunun dəyişmə diaqramı isə şək. 3.4-də göstərilmişdir. Diaqramlardan görüldüyü kimi, dirsəkli valın 360° dönmə bucağı yaxınlığında sıxma və genişlənmə proseslərinin əyriyələri tamamilə simmetrikdir və reallığı əks etdirir. Bu da həmin proseslərin düzgün modelləşdirildiyini təsdiq edir.

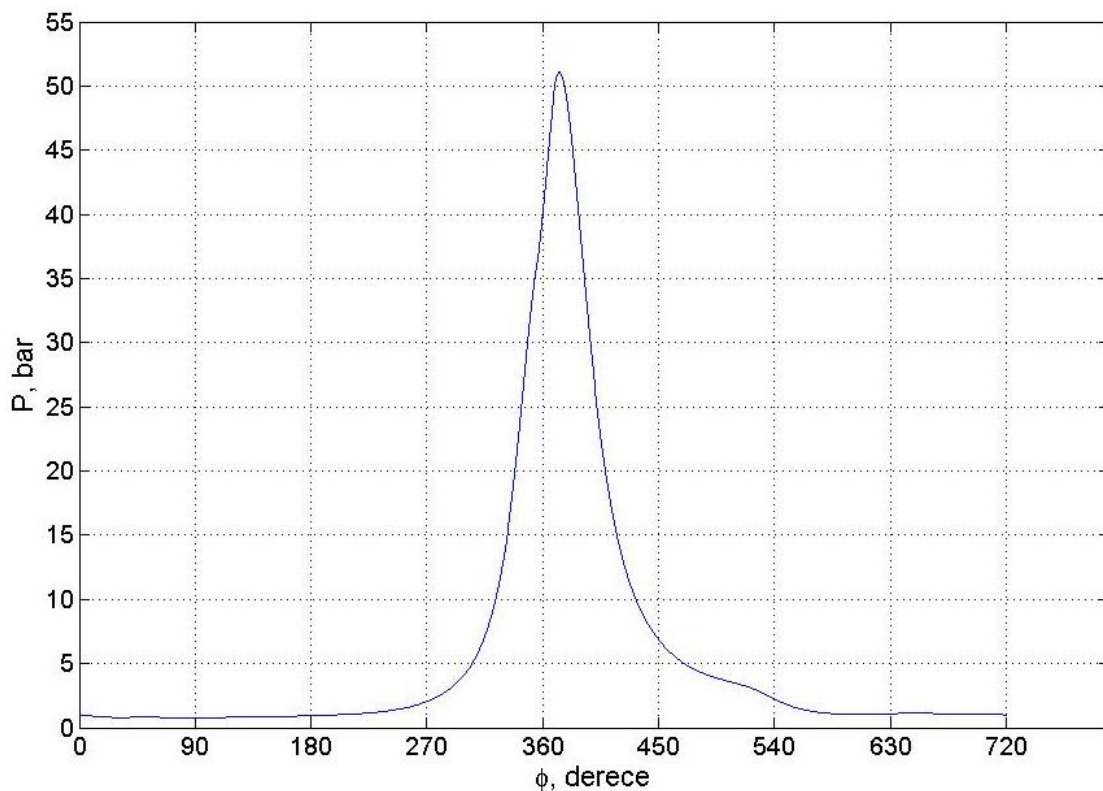
Mühərrikin maksimal yanacaq verilişi ($V_y=58 \text{ mm}^3$) və nominal sürət rejimi ($n=2200 \text{ d}əq^{-1}$) üçün silindrə qazların təzyiqinin və temperaturunun dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramları isə müvafiq olaraq şək. 3.5 və şək. 3.6-da göstərilmişdir. Şəkillərdən görüldüyü kimi, həm diaqramların forması, həm də onların xarakterik nöqtələrdəki qiymətləri real mühərrikin silindrindəki qiymətlərinə tamamilə uyğundur.



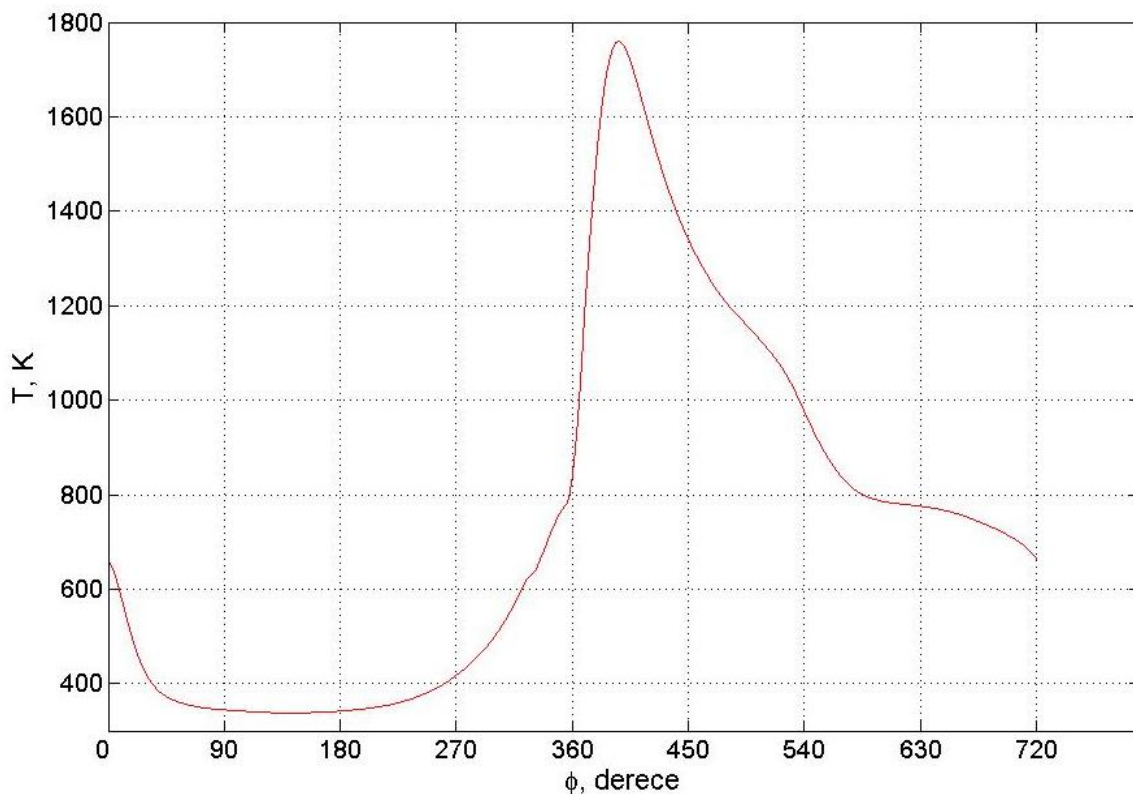
Şək. 3.3. Yanacaq verilmədikdə nominal sürət rejimində ($n=2200$ dəq⁻¹) mühərrikin bir silindrində qazların təzyiqinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı



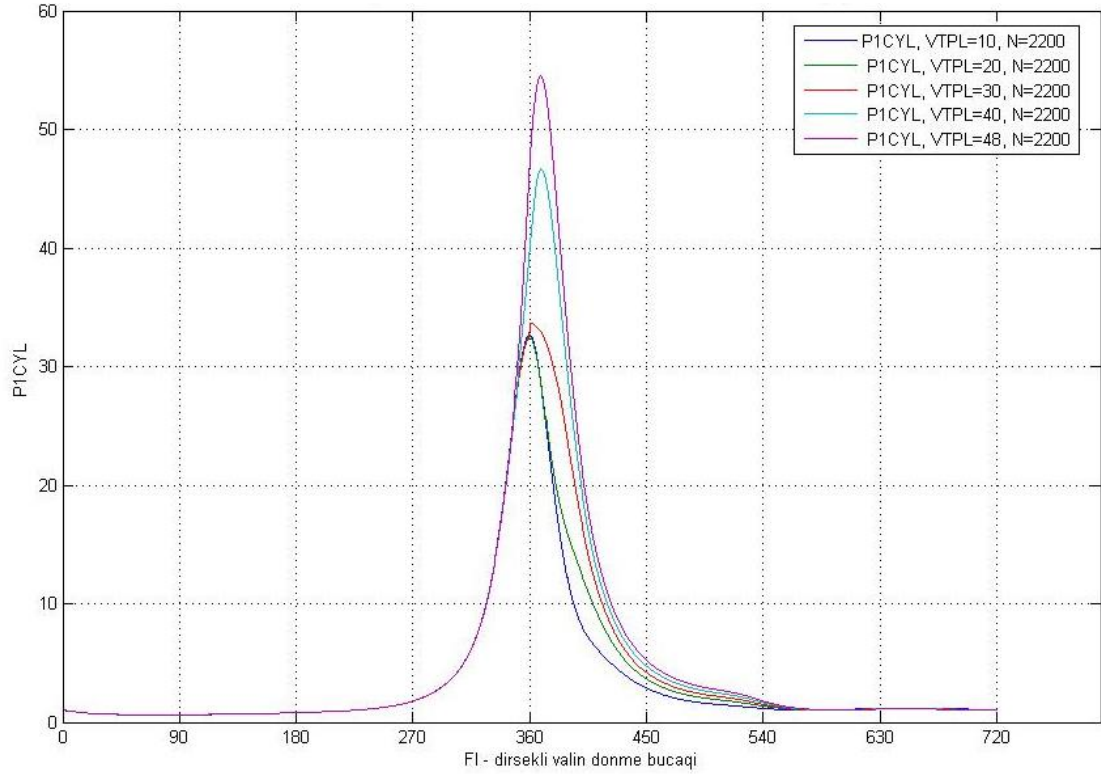
Şək. 3.4. Yanacaq verilmədikdə nominal sürət rejimində ($n=2200$ dəq⁻¹) mühərrikin bir silindrində qazların temperaturunun dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı



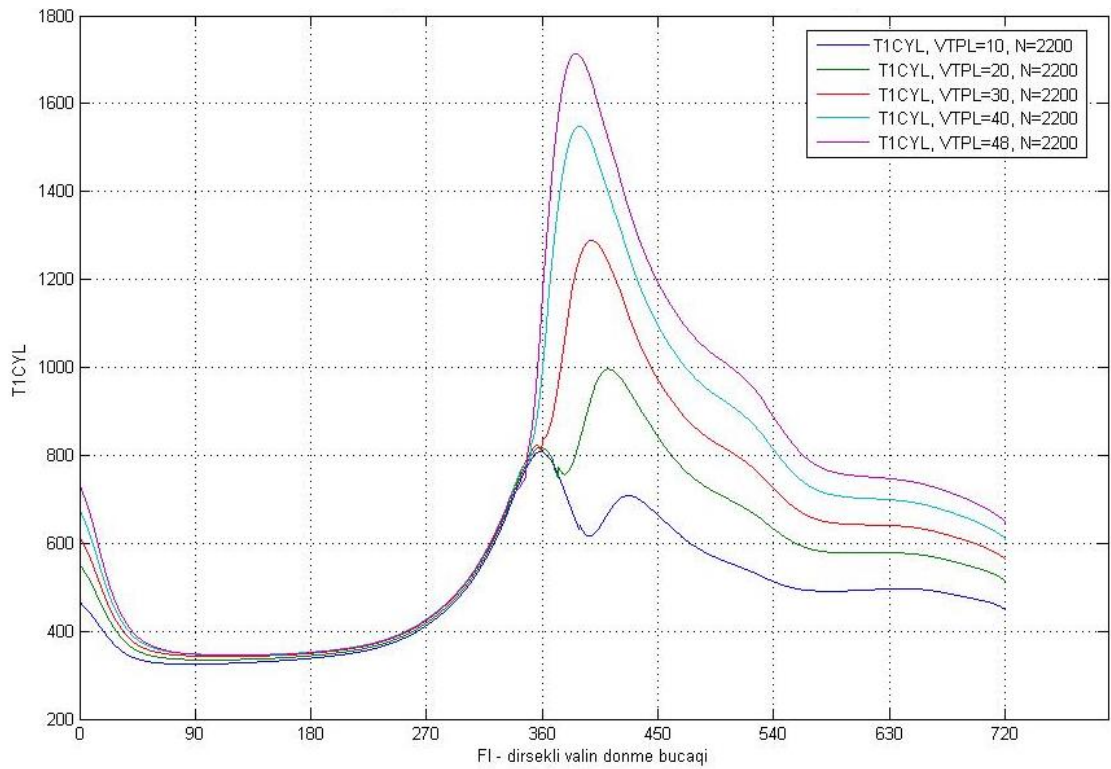
Şək. 3.5. Maksimal yanacaq verilişi ($V_y=58 \text{ mm}^3$) və nominal sürət rejimində ($n=2200 \text{ d}əq^{-1}$) mühərrikin 1-ci silindrində qazların təzyiqinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı



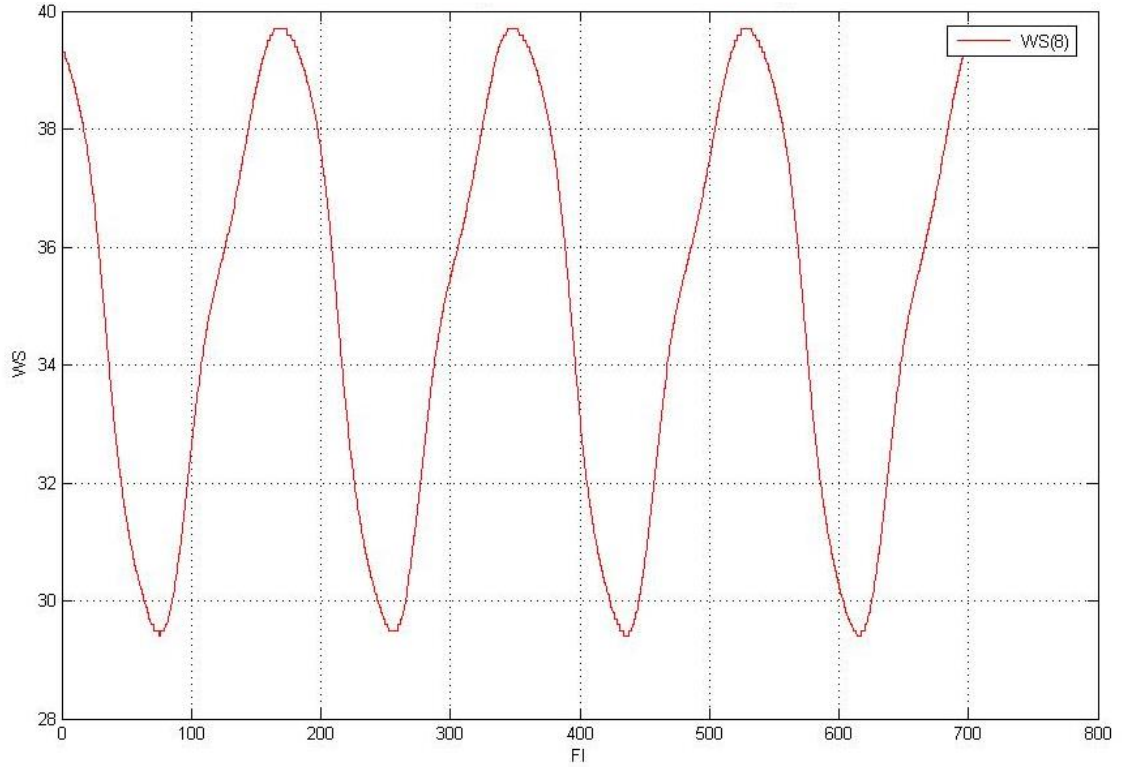
Şək. 3.6. Maksimal yanacaq verilişi ($V_y=58 \text{ mm}^3$) və nominal sürət rejimində ($n=2200 \text{ d}əq^{-1}$) mühərrikin 1-ci silindrində qazların temperaturunun dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı



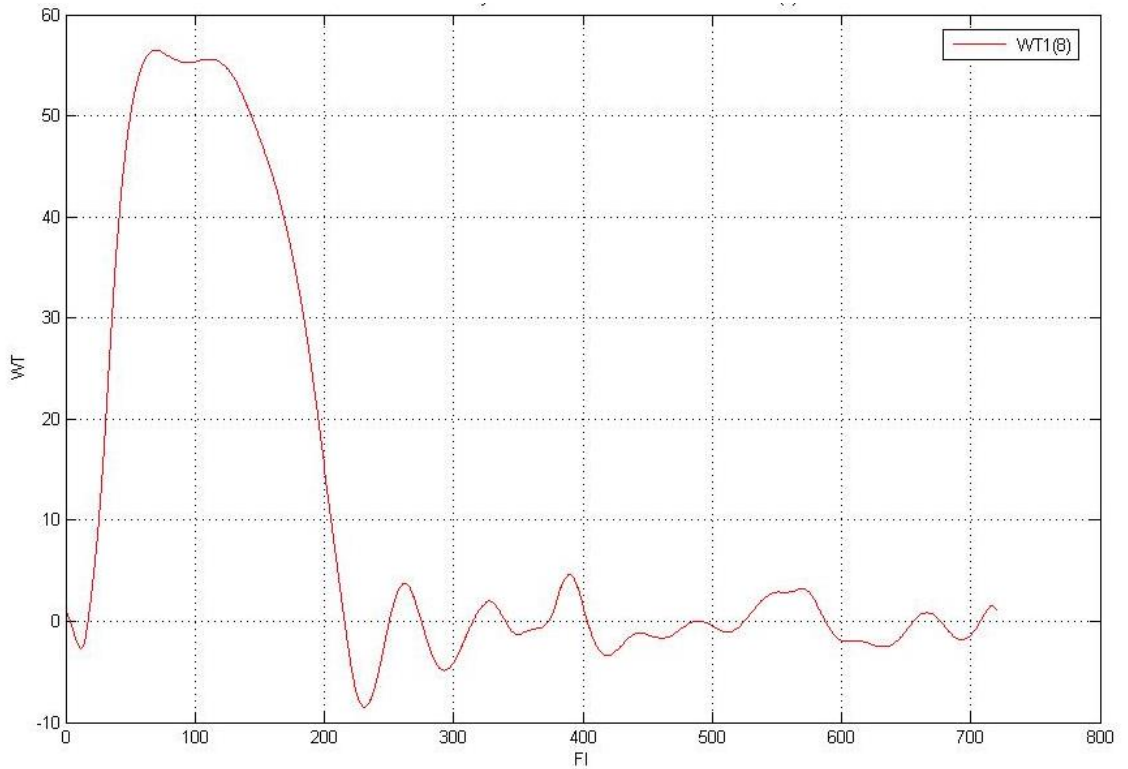
Şək. 3.7. Nominal sürət rejimində və müxtəlif yanacaq verilişində mühərrikin bir silindrində qazların təzyiqinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı



Şək. 3.8. Nominal sürət rejimində və müxtəlif yanacaq verilişlərində mühərrikin bir silindrində qazların temperaturunun dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı



Şək. 3.9. Mühərrikin sorma borusunda qaz axınının sürətinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı



Şək. 3.10. Mühərrikin bir rezonans borusunda qaz axınının sürətinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı

Nominal sürət rejimində ($n=2200 \text{ d}əq^{-1}$) mühərrikin geniş yük rejimləri diapazonu üçün, yəni sikllik yanacaq verilişinin $V_y=10-48 \text{ mm}^3$ diapazonu üçün hesablar aparılmış və müxtəlif rejimlər üçün silindrdə qazların təzyiq və temperaturunun dəyişmə diaqramları müvafiq olaraq, şək. 3.7 və şək. 3.8-də verilmişdir. Diaqramlardan görüldüyü kimi, riyazi model silindrdə qazların təzyiq və temperaturunun dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə xarakterlərini və sikllik yanacaq verilişinin tədricən artması ilə həmin parametrlərin yüksəlməsini düzgün və kifayət qədər dəqiqliklə əks etdirir.

Şək. 3.9-da mühərrikin sorma borusunun budaqlanmamış hissəsində qaz axınının sürətinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı göstərilmişdir. Diaqramda mühərrikin 4 silindrində ardıcıl olaraq sorma prosesi getdikcə sorma borusunda axın sürətinin periodik dəyişmə xarakteri düzgün əks etdirilmişdir.

Şək. 3.10-da mühərrikin bir silindrinin rezonans borusunda qaz axınının sürətinin dirsəkli valın dönmə bucağından asılı olaraq dəyişmə diaqramı verilmişdir. Diaqramdan görüldüyü kimi, silindrdə sorma prosesə gedərkən rezonans borusunda axın sürəti 60 m/s qiymətinə yaxınlaşmış, sorma klapanının bağlanması və sorma prosesinin başa çatması ilə sürət azalaraq, kiçik amplitudalı rəqslərə çevrilmişdir ki, bu da real prosesin gedişini düzgün əks etdirir. Eyni zamanda diaqramdan görünür ki, riyazi model kiçik amplitudalı sürət rəqslərini də kifayət qədər dəqiqliklə modelləşdirir.

Beləliklə, riyazi model vasitəsilə aparılmış hesablar və onların nəticələrinin araşdırılması sübut edir ki, tərtib edilmiş riyazi model və kompyuter proqramı dizel mühərrikinin dinamik üfurmə sistemində və silindrində gedən termoqazodinamik prosesləri kifayət qədər adekvat əks etdirir, alınmış nəticələr həmin proseslərin gedişi haqqında müasir təsəvvürlərə uyğundur və riyazi model Perkins-4.248 markalı dizel mühərrikinin dinamik üfurmə sisteminin konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətlərinin müəyyənləşdirilməsi üzrə dissertasiya işində qarşıya qoyulmuş vəzifəni yerinə yetirmək üçün tətbiq edilə bilər.

IV FƏSİL. DİNAMİKİ ÜFÜRMƏ SİSTEMİNİN KONSTRUKTİV PARAMETRLƏRİNİN OPTİMAL QIYMƏTLƏRİNİN MÜƏYYƏNLƏŞDİRİLMƏSİ. HESABI VƏ EKSPERİMENTAL TƏDQIQATLARIN NƏTİCƏLƏRİNİN MÜQAYİSƏSİ

4.1. Dinamiki üfürmə sisteminin konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətlərinin müəyyənləşdirilməsi

Fəslin bu bəndinin yarım bəndlərində Perkins-4.248 markalı dizel mühərriki üçün təklif olunan dinamiki üfürmə sisteminin konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətlərinin müəyyənləşdirilməsinə baxılmışdır. Məlum olduğu kimi, dinamiki üfürmə sisteminin xüsusilə borularının uzunluğu və diametri, eləcə də resiverin həcmi kimi konstruktiv parametrlərinin mühərrikdəki dalğa proseslərinə çox böyük təsiri vardır. Buna görə də təqdim olunan dissertasiya işində mühərrikin sorma borusunun və rezonans borularının uzunluğu və diametri, eləcə də resiverin həcmi kimi konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətləri müəyyənləşdirilmişdir.

Konstruktiv parametrlərin optimal qiymətləri II fəsildə verilmiş riyazi model əsasında müəyyənləşdirilmişdir. Belə ki, tərtib olunmuş riyazi model hər bir parametrin tədqiq olunduğu hər bir qiyməti üçün mühərrikin müxtəlif iş rejimlərində kompüter proqramı şəklində reallaşdırılaraq həll edilmişdir.

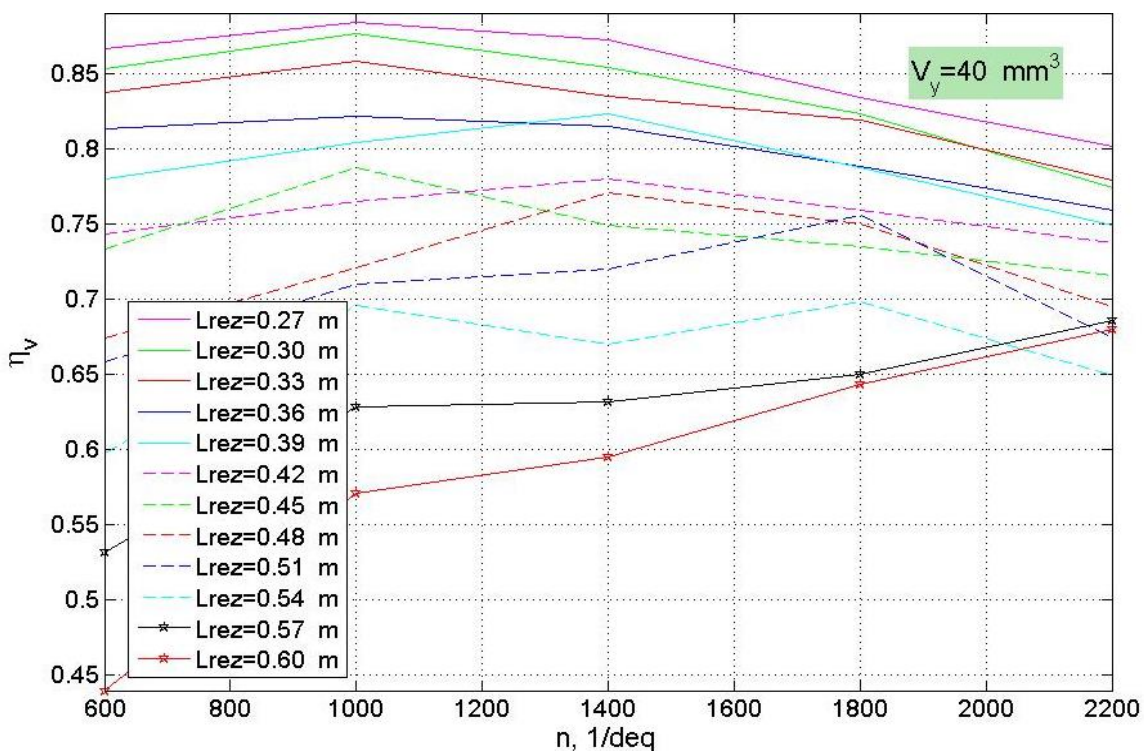
Optimallaşdırma kriteriyası olaraq doldurma əmsalının qiymətləri və onun mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişmə əyrisinin xarakteri qəbul olunmuşdur.

4.1.1. Rezonans borusunun uzunluğunun optimal qiymətinin müəyyənləşdirilməsi

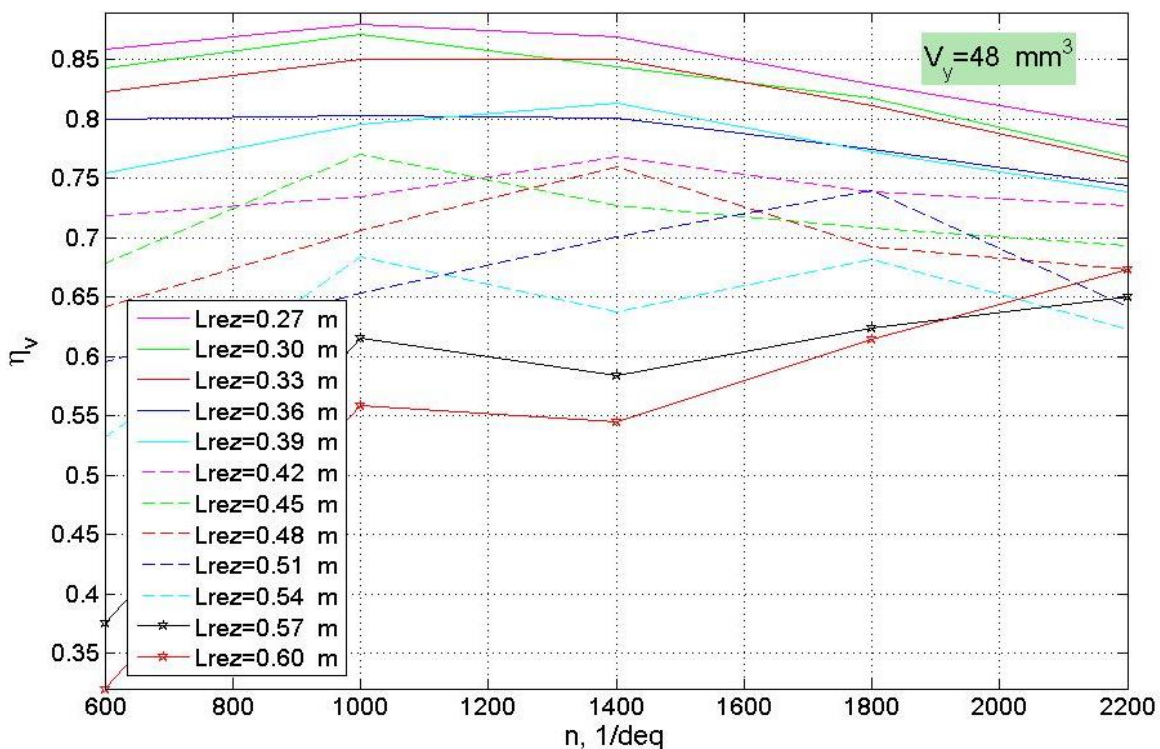
Dinamiki üfürmə sistemlərində rezonans proseslərinə ən güclü təsir göstərən parametrlər rezonans borusunun uzunluğudur. Buna görə də dinamiki üfürmə sisteminin konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətlərinin müəyyənləşdirilməsinə məhz bu borunun uzunluğunun optimal qiymətinin müəyyənləşdirilməsilə başlanılmışdır. Belə ki, rezonans borusunun uzunluğunun doldurma əmsalının mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsinə təsiri tədqiq olunmuşdur. Bunun üçün rezonans borusunun uzunluğunun $L_{REZ}=0.27\div 0.60$ m qiymətlər diapazonunda hər 0,03 m uzunluq intervalından bir mühərrikin dövrlər sayının $N=600\div 2200$ dəq⁻¹ qiymətlər diapazonu

üçün hər 400 dəq⁻¹ dövrlər sayı intervalından bir hesabatlar aparılmışdır. Bu hesabatlar yanacaq verilişinin $V_y=40 \text{ mm}^3$, $V_y=48 \text{ mm}^3$ və $V_y=55 \text{ mm}^3$ qiymətləri üçün ayrılıqda aparılmışdır. Beləliklə, L_{REZ} -in müxtəlif qiymətlərində η_v -nin mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi yanacaq verilişinin müxtəlif qiymətlərinin hər biri üçün tədqiq olunmuşdur. Tədqiqatın nəticələri yanacaq verilişinin məlum qiymətlərinə görə müvafiq olaraq Şək. 4.1. – şək. 4.3. – də qrafiki şəkildə təsvir olunmuşdur.

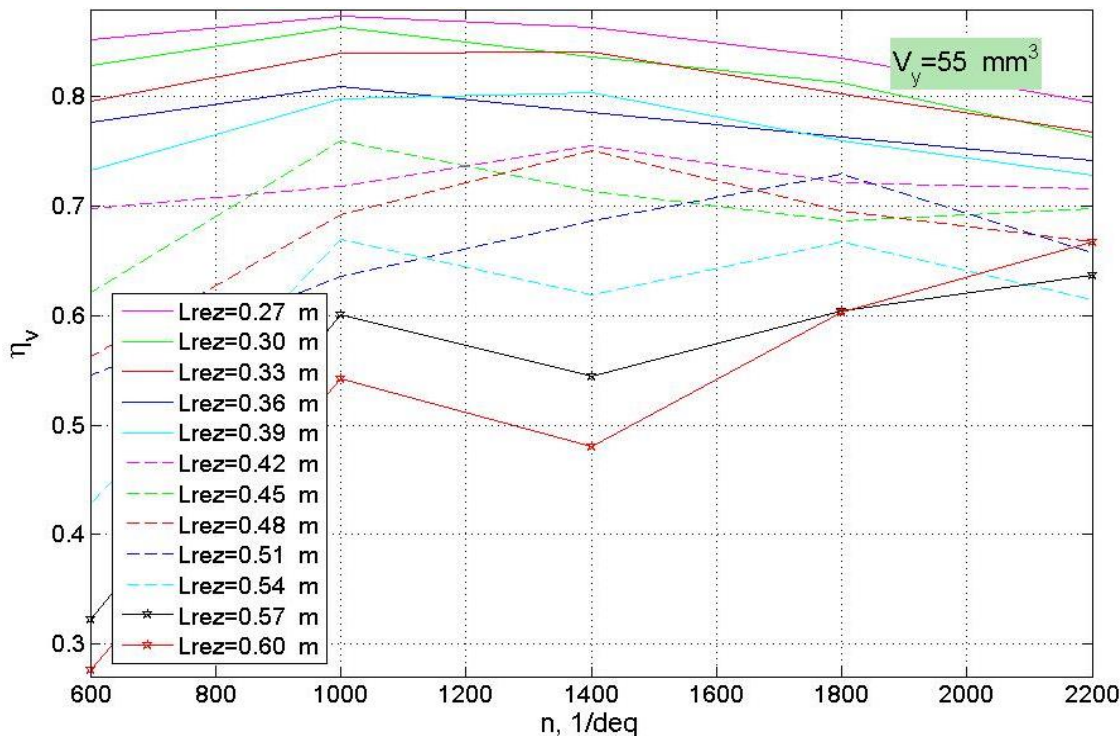
Şək. 4.1. – şək. 4.3.-dən qəbul olunmuş optimallaşdırma kriteriyasına görə rezonans borusunun uzunluğunun optimal qiymətinin 0.27 m olduğu görünür. Lakin konstruktiv mülahizələrə görə $L_{REZ}=0.30 \text{ m}$ optimal qiymət kimi qəbul olunmuşdur.



Şəkil 4.1. L_{REZ} -in (rezonans borularının uzunluğu) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sikllik yanacaq verilişi $V_y=40 \text{ mm}^3$)



Şəkil 4.2. L_{REZ} in (rezonans borularının uzunluğu) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sıklık yanacaq verilişi $V_y=48 \text{ mm}^3$)

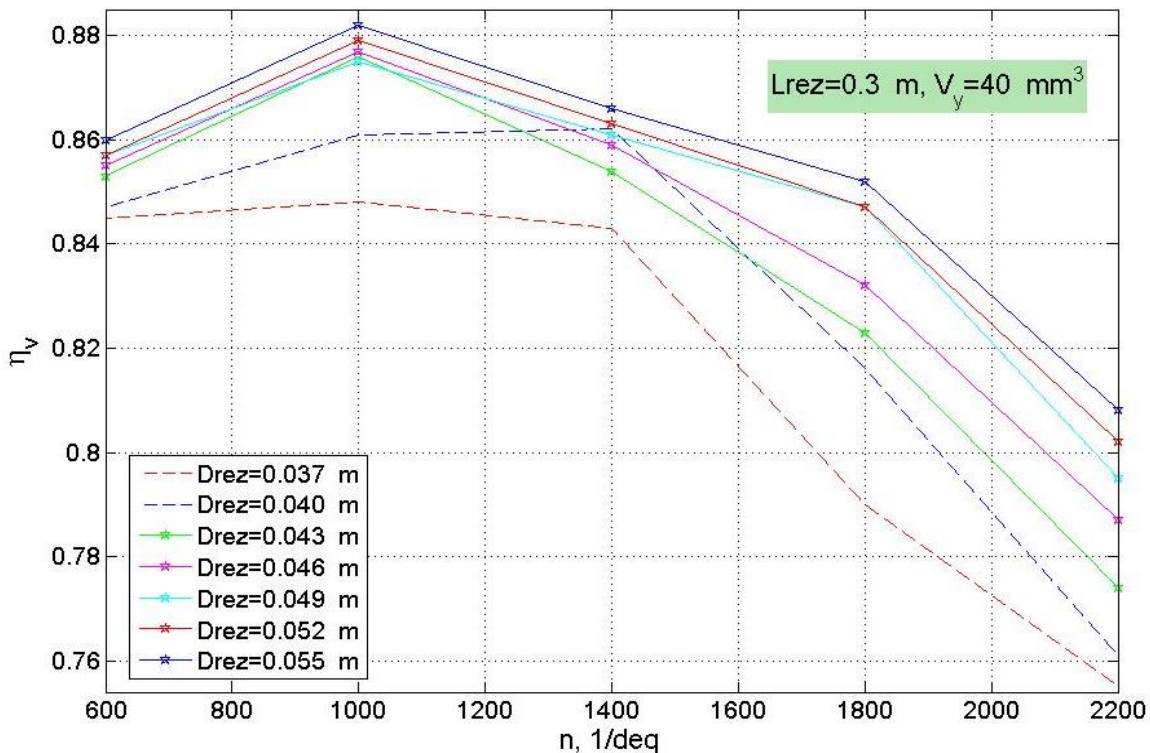


Şəkil 4.3. L_{REZ} in (rezonans borularının uzunluğu) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sıklık yanacaq verilişi $V_y=55 \text{ mm}^3$)

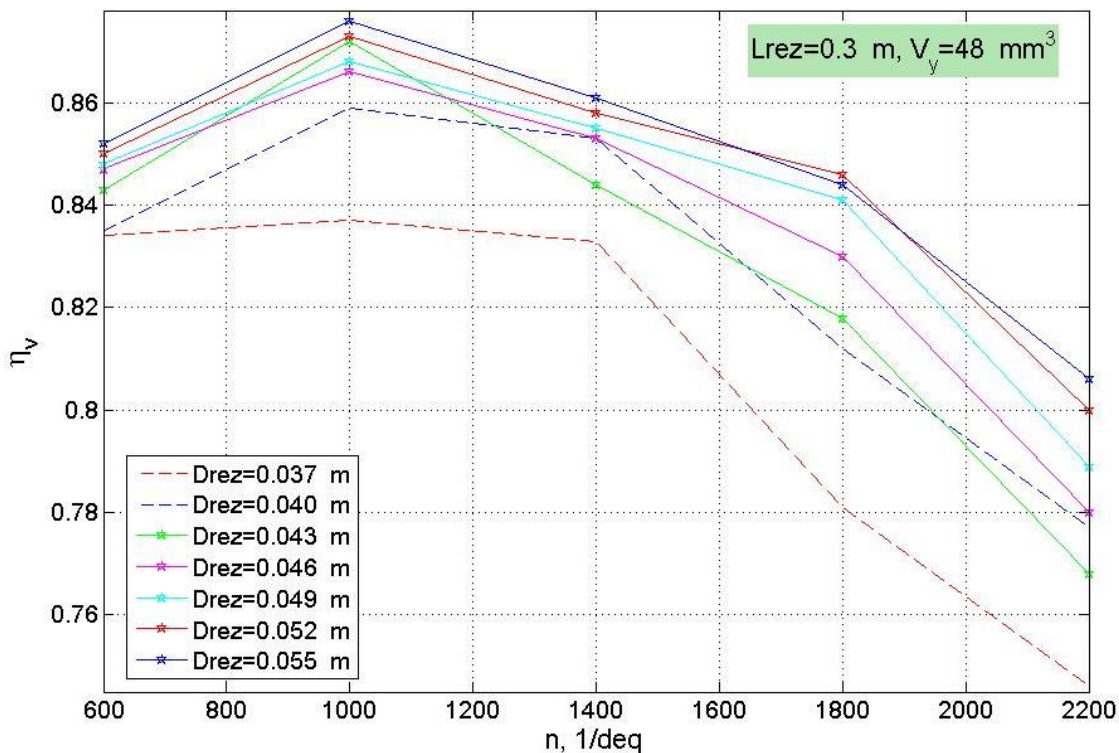
4.1.2. Rezonans borusunun diametrinin optimal qiymətinin müəyyənləşdirilməsi

Rezonans borusunun diametrinin $D_{\text{REZ}}=0.037\div 0.055$ m qiymətlər diapazonunda hər 0,003 m diametr intervalından bir mühərrikin dövrlər sayının $N=600\div 2200$ dəq⁻¹ qiymətlər diapazonu üçün hər 400 dəq⁻¹ dövrlər sayı intervalından bir hesabatlar aparılmışdır. Bu hesabatlar yanacaq verilişinin $V_y=40$ mm³, $V_y=48$ mm³ və $V_y=55$ mm³ qiymətlərinin hər biri üçün ayrılıqda aparılmışdır. Beləliklə, D_{REZ} -in müxtəlif qiymətlərində η_v -nin mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi yanacaq verilişinin müxtəlif qiymətlərinin hər biri üçün tədqiq olunmuşdur. Bu tədqiqatın nəticələri yanacaq verilişinin məlum qiymətlərinə görə müvafiq olaraq Şək. 4.4. – şək. 4.6. – da qrafiki şəkildə təsvir olunmuşdur.

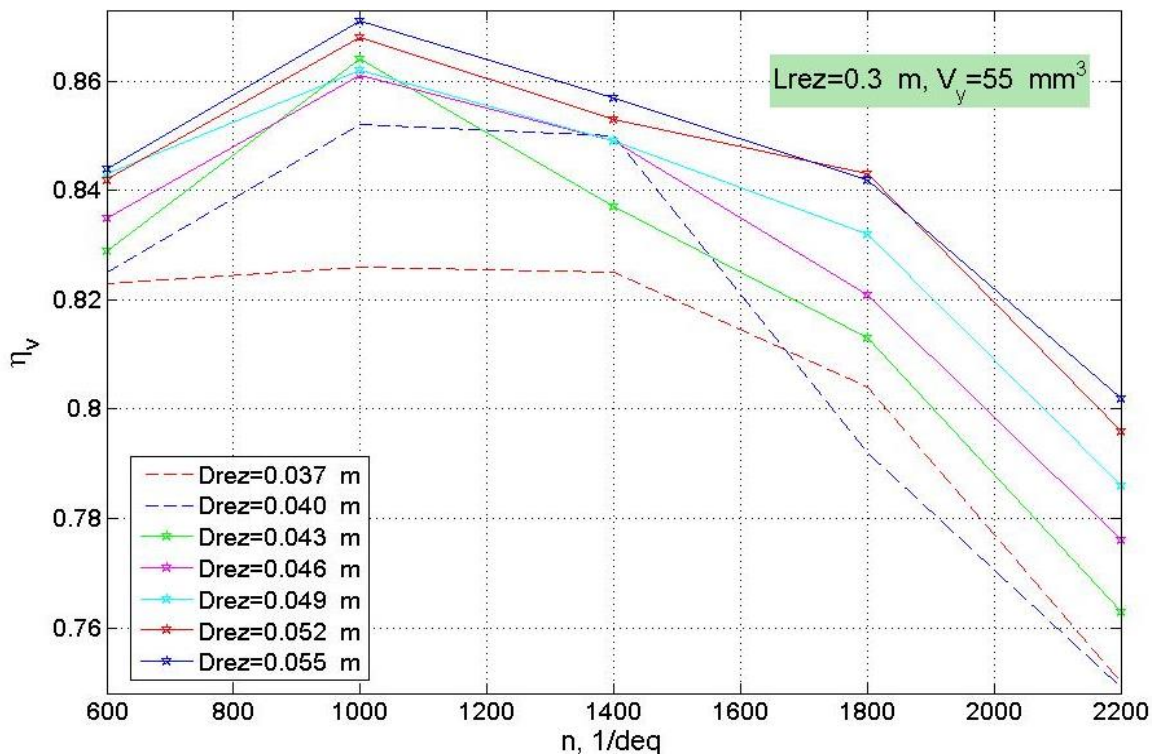
Şək. 4.4. – şək. 4.6.-dan qəbul olunmuş optimallaşdırma kriteriyasına görə rezonans borusunun diametrinin optimal qiymətinin 0.055 m olduğu görünür. Lakin rezonans borusunun diametrinin böyük qəbul olunması bəzi konstruktiv mülahizələrə görə əlverişli deyil. Çünki, borunun diametrinin böyüdülməsi axın sürətinin azalmasına səbəb olur ki, bu da havanın silindrə daxil olması zamanı turbulizasiyanı azaldır və bunun nəticəsində yanıcı qarışıqın hazırlanması prosesinin keyfiyyəti pisləşir (Степанов, В. Н. (2000)). Buna görə də $D_{\text{REZ}}=0.049$ m optimal qiymət kimi qəbul olunmuşdur.



Şək. 4.4. D_{REZ} -in (rezonans borularının diametri) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sikllik yanacaq verilişi $V_y=40 \text{ mm}^3$, rezonans borusunun uzunluğu $L_{REZ}=0.3 \text{ m}$)



Şək. 4.5. D_{REZ} -in (rezonans borularının diametri) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sikllik yanacaq verilişi $V_y=48 \text{ mm}^3$, rezonans borusunun uzunluğu $L_{REZ}=0.3 \text{ m}$)

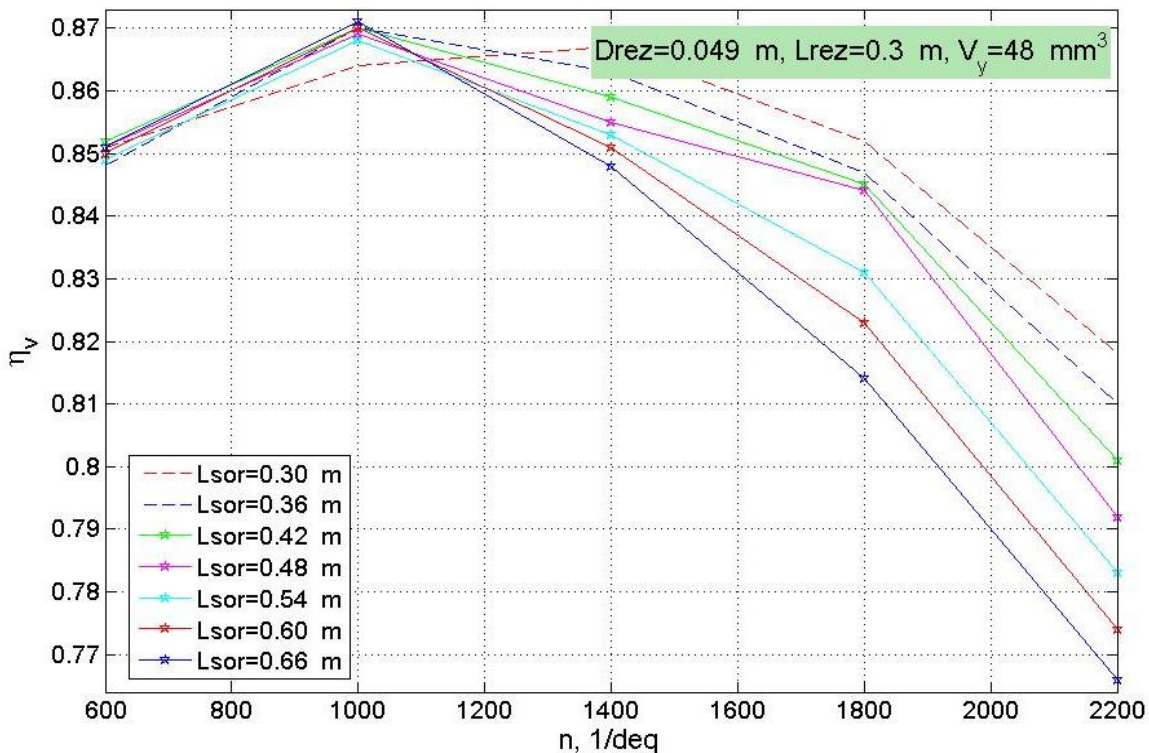


Şək. 4.6. D_{REZ} -in (rezonans borularının diametri) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sıklıq yanacaq verilişi $V_y=55 \text{ mm}^3$, rezonans borusunun uzunluğu $L_{REZ}=0.3 \text{ m}$)

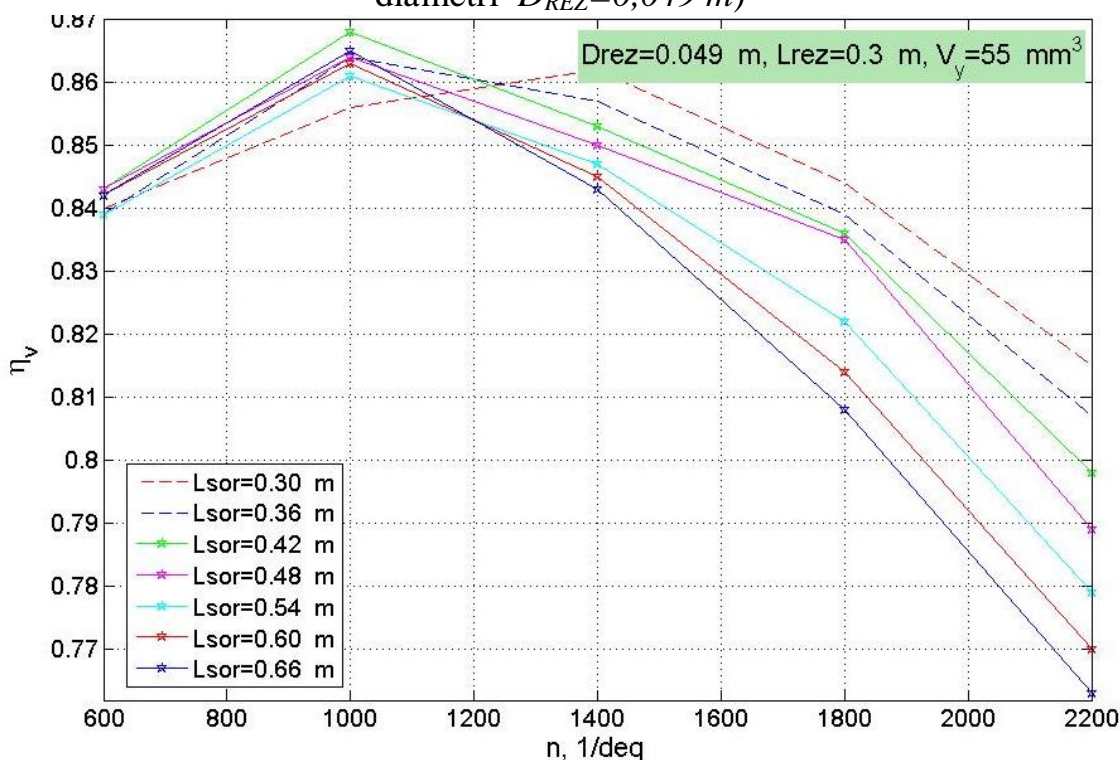
4.1.3. Sorma borusunun uzunluğunun optimal qiymətinin müəyyənləşdirilməsi

Sorma borusunun uzunluğunun $L_{SOR}=0.30 \div 0.66 \text{ m}$ qiymətlər diapazonunda hər $0,06 \text{ m}$ uzunluq intervalından bir mühərrikin dövrlər sayının $N=600 \div 2200 \text{ dəq}^{-1}$ qiymətlər diapazonu üçün hər 400 dəq^{-1} dövrlər sayı intervalından bir hesabatlar aparılmışdır. Bu hesabatlar yanacaq verilişinin $V_y=48 \text{ mm}^3$, $V_y=55 \text{ mm}^3$ və $V_y=58 \text{ mm}^3$ qiymətlərinin hər biri üçün ayrılıqda aparılmışdır. Beləliklə, L_{SOR} -in müxtəlif qiymətlərində η_v -nin mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi yanacaq verilişinin müxtəlif qiymətlərinin hər biri üçün tədqiq olunmuşdur. Bu tədqiqatın nəticələri yanacaq verilişinin məlum qiymətlərinə görə müvafiq olaraq Şək. 4.7. – şək. 4.9. – da qrafiki şəkildə təsvir olunmuşdur.

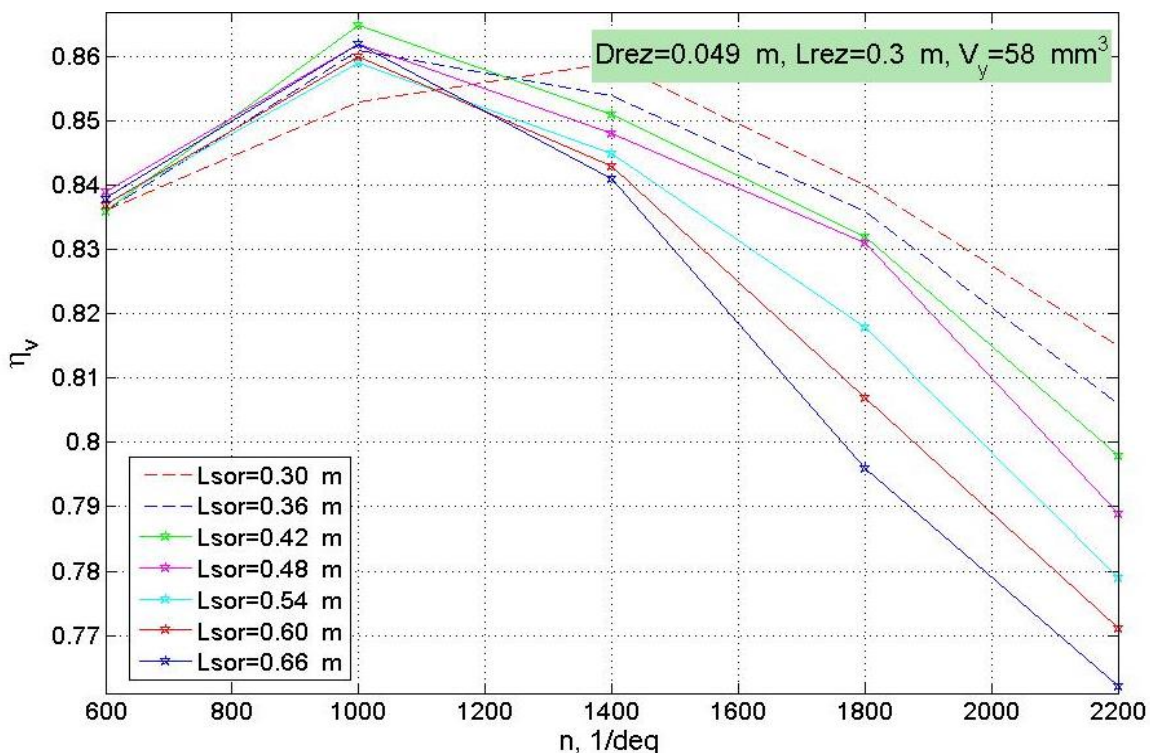
Şək. 4.7. – şək. 4.9.-dan görüldüyü kimi qəbul olunmuş optimallaşdırma kriteriyasına görə sorma borusunun uzunluğunun optimal qiyməti 0.36 m -dir. Buna görə də $L_{SOR}=0.36 \text{ m}$ optimal qiymət kimi qəbul olunmuşdur.



Şək. 4.7. L_{SOR} -in (sorma borusunun uzunluğu) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sikllik yanacaq verilişi $V_y=48 \text{ mm}^3$, rezonans borusunun uzunluğu $L_{REZ}=0.3 \text{ m}$, rezonans borularının diametri $D_{REZ}=0,049 \text{ m}$)



Şək. 4.8. L_{SOR} -in (sorma borusunun uzunluğu) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sikllik yanacaq verilişi $V_y=55 \text{ mm}^3$, rezonans borusunun uzunluğu $L_{REZ}=0.3 \text{ m}$, rezonans borularının diametri $D_{REZ}=0,049 \text{ m}$)

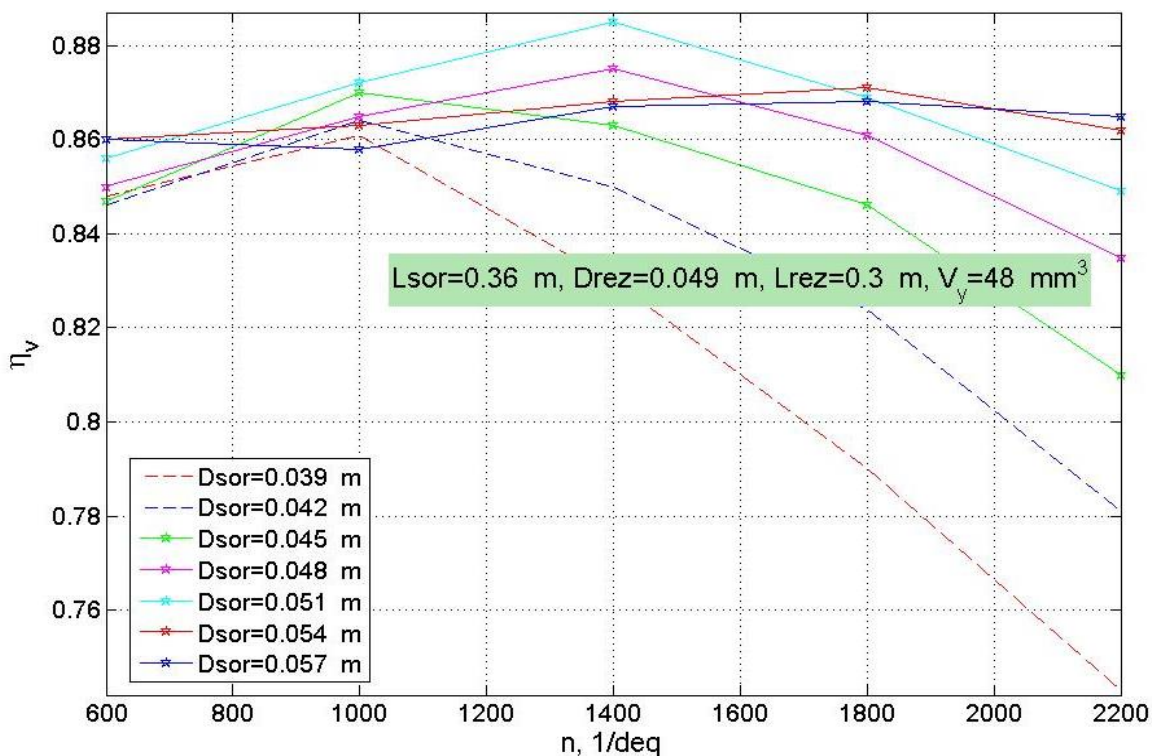


Şək. 4.9. L_{SOR} -in (sorma borusunun uzunluğu) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sikllik yanacaq verilişi $V_y=58 \text{ mm}^3$, rezonans borusunun uzunluğu $L_{REZ}=0.3 \text{ m}$, rezonans borularının diametri $D_{REZ}=0,049 \text{ m}$)

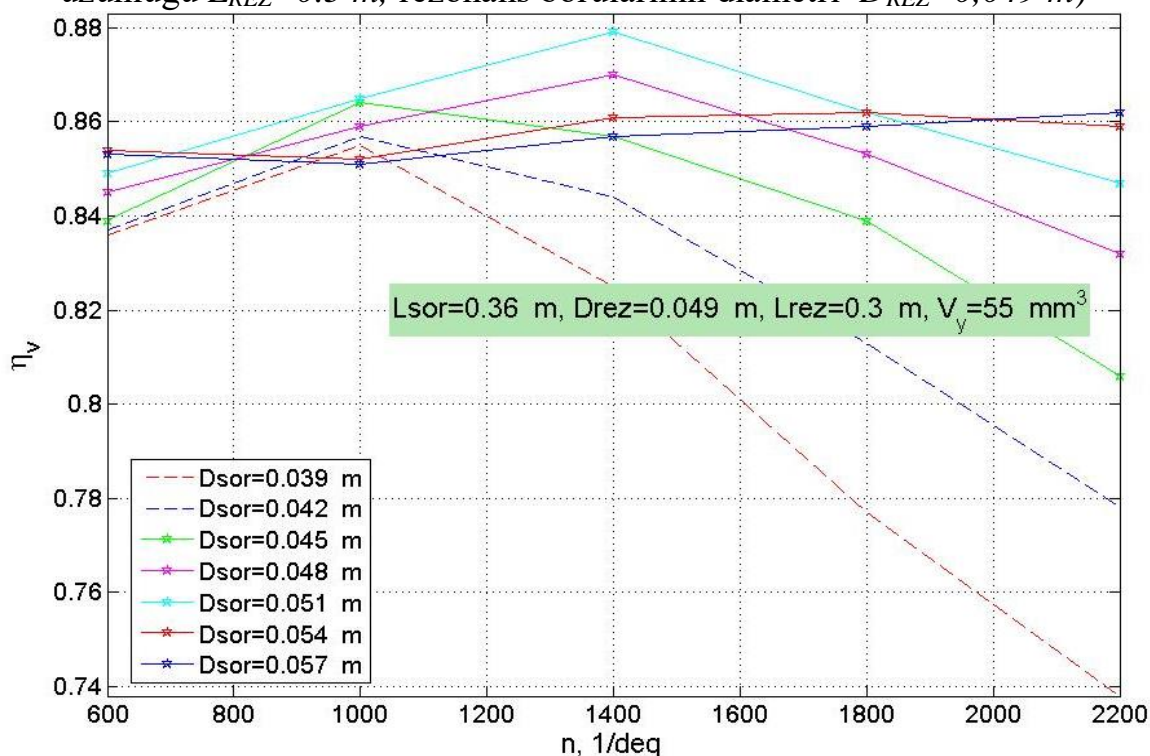
4.1.4. Sorma borusunun diametrinin optimal qiymətinin müəyyənləşdirilməsi

Sorma borusunun diametrinin $D_{SOR}=0.039\div 0.057 \text{ m}$ qiymətlər diapazonunda hər $0,003 \text{ m}$ diametr intervalından bir mühərrikin dövrlər sayının $N=600\div 2200 \text{ dəq}^{-1}$ qiymətlər diapazonu üçün hər 400 dəq^{-1} dövrlər sayı intervalından bir hesabatlar aparılmışdır. Bu hesabatlar yanacaq verilişinin $V_y=48 \text{ mm}^3$, $V_y=55 \text{ mm}^3$ və $V_y=58 \text{ mm}^3$ qiymətlərinin hər biri üçün ayrılıqda aparılmışdır. Beləliklə, D_{SOR} -in müxtəlif qiymətlərində η_v -nin mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi yanacaq verilişinin müxtəlif qiymətlərinin hər biri üçün tədqiq olunmuşdur. Bu tədqiqatın nəticələri yanacaq verilişinin məlum qiymətlərinə görə müvafiq olaraq Şək. 4.10. – şək. 4.12. – də qrafiki şəkildə təsvir olunmuşdur.

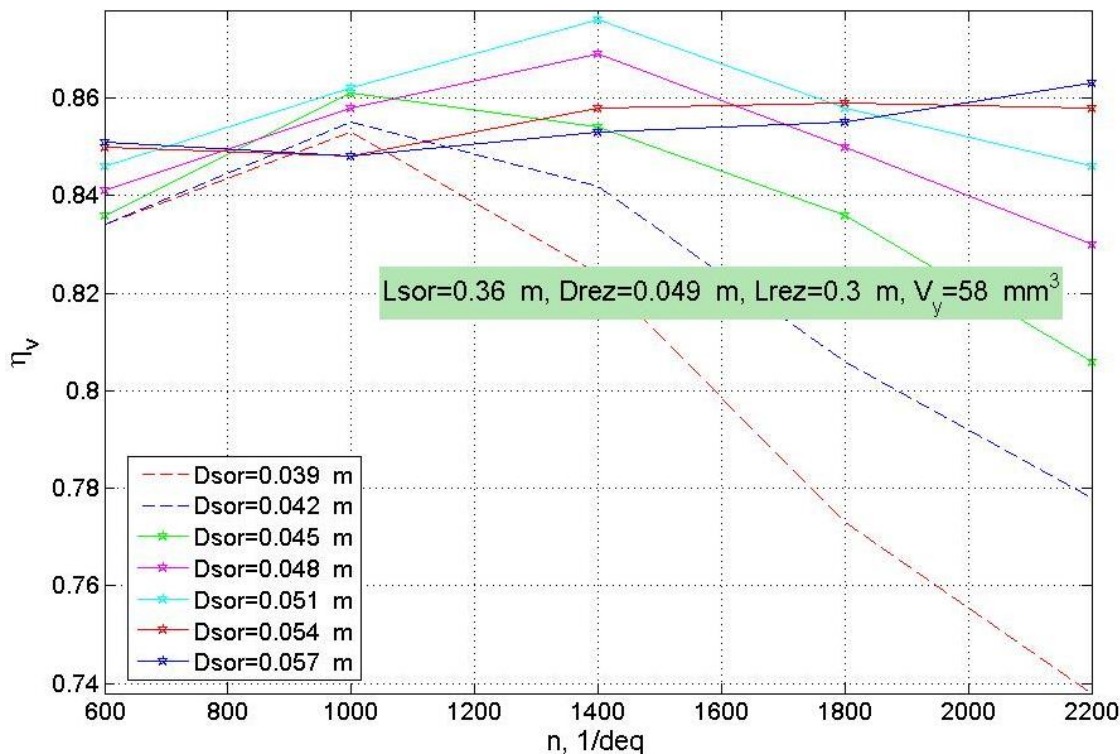
Şək. 4.10. – şək. 4.12.-dən görüldüyü kimi qəbul olunmuş optimallaşdırma kriteriyasına görə sorma borusunun diametrinin optimal qiyməti 0.051 m -dir. Buna görə də $D_{SOR}=0.051 \text{ m}$ optimal qiymət kimi qəbul olunmuşdur.



Şək. 4.10. D_{SOR} -in (sorma borusunun diametri) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sikllik yanacaq verilişi $V_y=48$ mm³, sorma borusunun uzunluğu $L_{SOR}=0.36$ m, rezonans borusunun uzunluğu $L_{REZ}=0.3$ m, rezonans borularının diametri $D_{REZ}=0,049$ m)



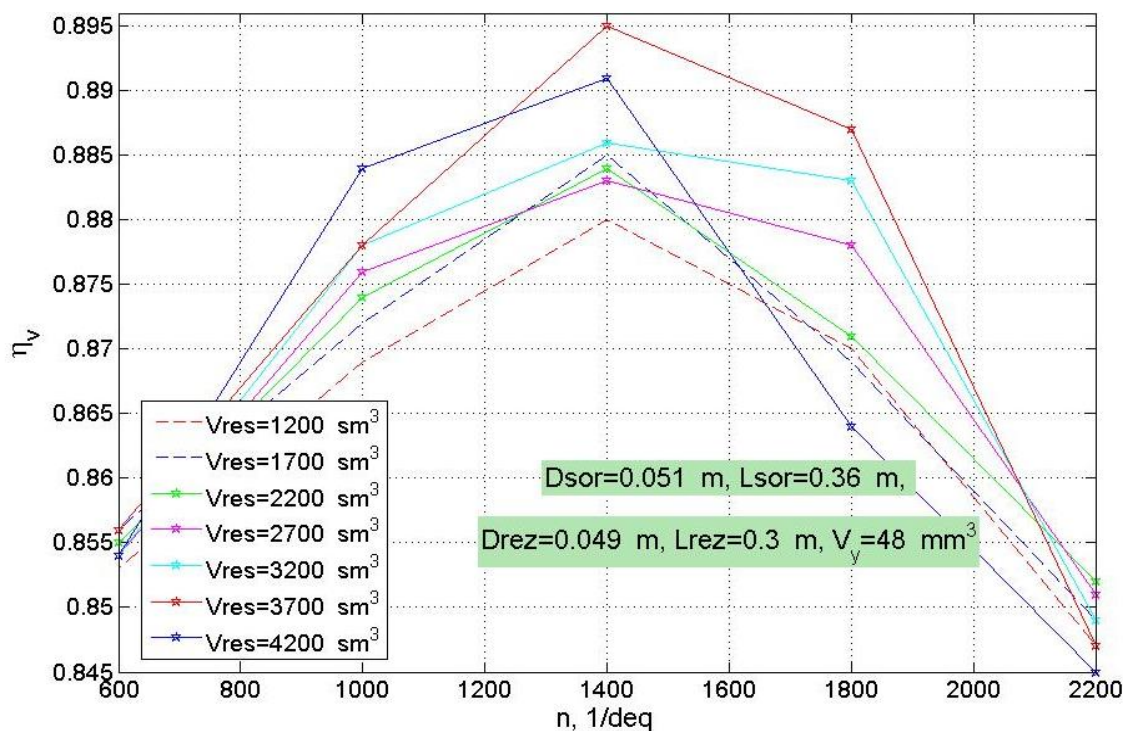
Şək. 4.11. D_{SOR} -in (sorma borusunun diametri) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sikllik yanacaq verilişi $V_y=55$ mm³, sorma borusunun uzunluğu $L_{SOR}=0.36$ m, rezonans borusunun uzunluğu $L_{REZ}=0.3$ m, rezonans borularının diametri $D_{REZ}=0,049$ m)



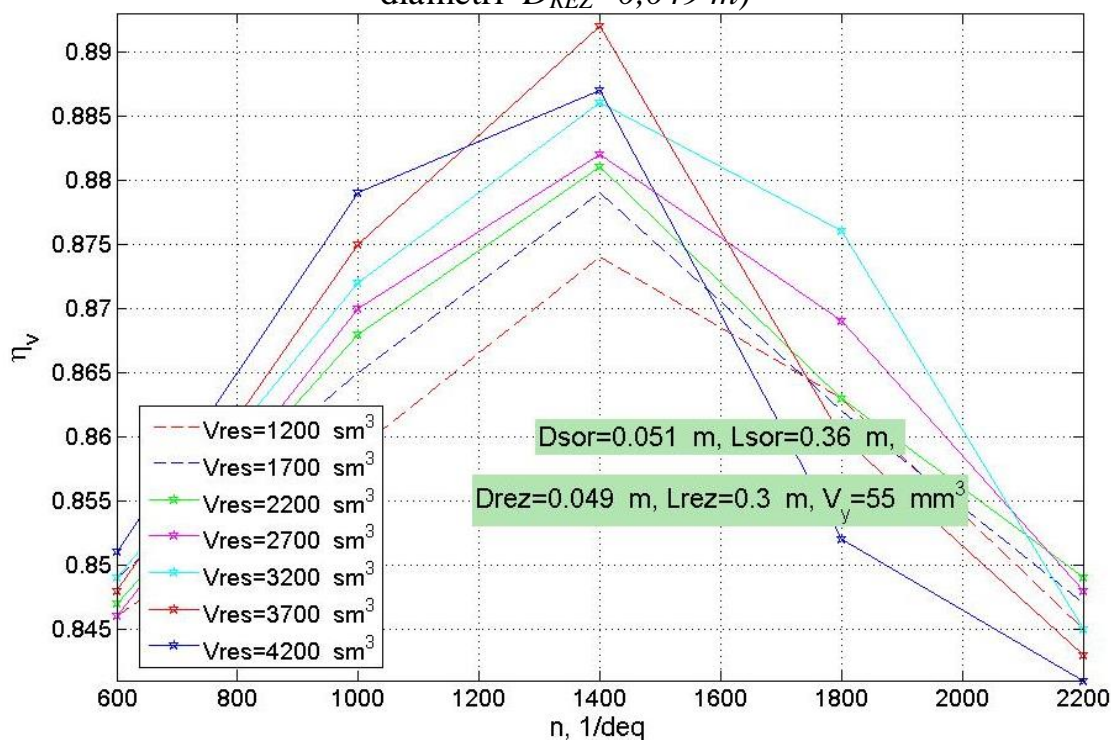
Şək. 4.12. D_{SOR} -in (sorma borusunun diametri) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sikllik yanacaq verilişi $V_y=58 \text{ mm}^3$, sorma borusunun uzunluğu $L_{SOR}=0.36 \text{ m}$, rezonans borusunun uzunluğu $L_{REZ}=0.3 \text{ m}$, rezonans borularının diametri $D_{REZ}=0,049 \text{ m}$)

4.1.5. Rəssiverin həcmnin optimal qiymətinin müəyyənəndirilməsi

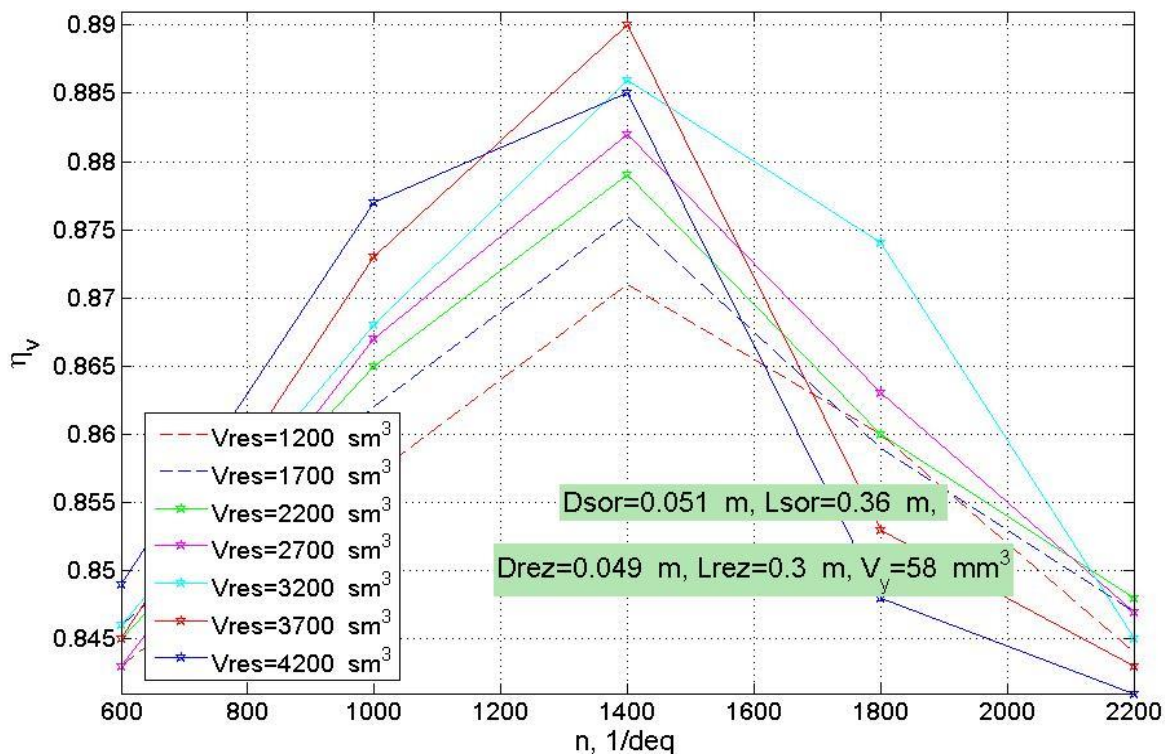
Rəssiverin həcmnin $V_{RES}=1200\div 4200 \text{ sm}^3$ qiymətlər diapazonunda hər 500 sm^3 həcm intervalından bir mühərrikin dövrlər sayının $N=600\div 2200 \text{ d}əq^{-1}$ qiymətlər diapazonu üçün hər $400 \text{ d}əq^{-1}$ dövrlər sayı intervalından bir hesabatlar aparılmışdır. Bu hesabatlar yanacaq verilişinin $V_y=48 \text{ mm}^3$, $V_y=55 \text{ mm}^3$ və $V_y=58 \text{ mm}^3$ qiymətləri üçün ayrılıqda aparılmışdır. Beləliklə, V_{RES} -in müxtəlif qiymətlərində η_v -nin mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi yanacaq verilişinin müxtəlif qiymətləri üçün tədqiq olunmuşdur. Bu tədqiqatın nəticələri yanacaq verilişinin məlum qiymətlərinə görə müvafiq olaraq şək. 4.13. – şək. 4.15. – də qrafiki şəkildə təsvir olunmuşdur.



Şək. 4.13. V_{RES} -in (ressiverin həcmnin) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sıklık yanacaq verilişi $V_y=48$ mm^3 , sorma borusunun diametri $D_{SOR}=0.051$ m, sorma borusunun uzunluğu $L_{SOR}=0.36$ m, rezonans borusunun uzunluğu $L_{REZ}=0.3$ m, rezonans borularının diametri $D_{REZ}=0,049$ m)



Şək. 4.14. V_{RES} -in (ressiverin həcmnin) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sıklık yanacaq verilişi $V_y=55$ mm^3 , sorma borusunun diametri $D_{SOR}=0.051$ m, sorma borusunun uzunluğu $L_{SOR}=0.36$ m, rezonans borusunun uzunluğu $L_{REZ}=0.3$ m, rezonans borularının diametri $D_{REZ}=0,049$ m)



Şək. 4.15. V_{RES} -in (ressiverin həcmnin) müxtəlif qiymətlərində η_v -nin (doldurma əmsalı) mühərrikin sürət rejimindən asılı olaraq dəyişməsi (sıklıq yanacaq verilişi $V_y=58 \text{ mm}^3$, sorma borusunun diametri $D_{SOR}=0.051 \text{ m}$, sorma borusunun uzunluğu $L_{SOR}=0.36 \text{ m}$, rezonans borusunun uzunluğu $L_{REZ}=0.3 \text{ m}$, rezonans borularının diametri $D_{REZ}=0,049 \text{ m}$)

Şək. 4.13. – 4.15.-dən qəbul olunmuş optimallaşdırma kriteriyasına görə resiverin həcmnin optimal qiymətinin 3200 sm^3 olduğu görünür. Buna görə də $V_{RES}=3200 \text{ sm}^3$ optimal qiymət kimi qəbul olunmuşdur.

4.2. Dinamiki üfurmə sistemindəki dalğa proseslərinin riyazi modelləşdirmə metodu ilə tədqiqi və onun nəticələrinin qrafik vizuallaşdırılması

Dinamiki üfurmə sistemində daxil olan beş borudan, yəni bir sorma və dörd rezonans borusundan dalğa prosesləri ən çox əhəmiyyətə malik boru məhz rezonans borularıdır. I fəsilə də qeyd olunduğu kimi, daxili yanma mühərriklərində porşenin hərəkətinin və klapanların açılmasının periodik olması nəticəsində dinamiki üfurmə sisteminin rezonans borularında seyrəklik və təzyiq dalğaları meydana gəlir.

Sorma klapanının bağlanması anına müəyyən qədər qalmış rezonans borusunun giriş kəsiyindən çıxış kəsiyi istiqamətinə yayılan təzyiq dalğası meydana gəlməlidir.

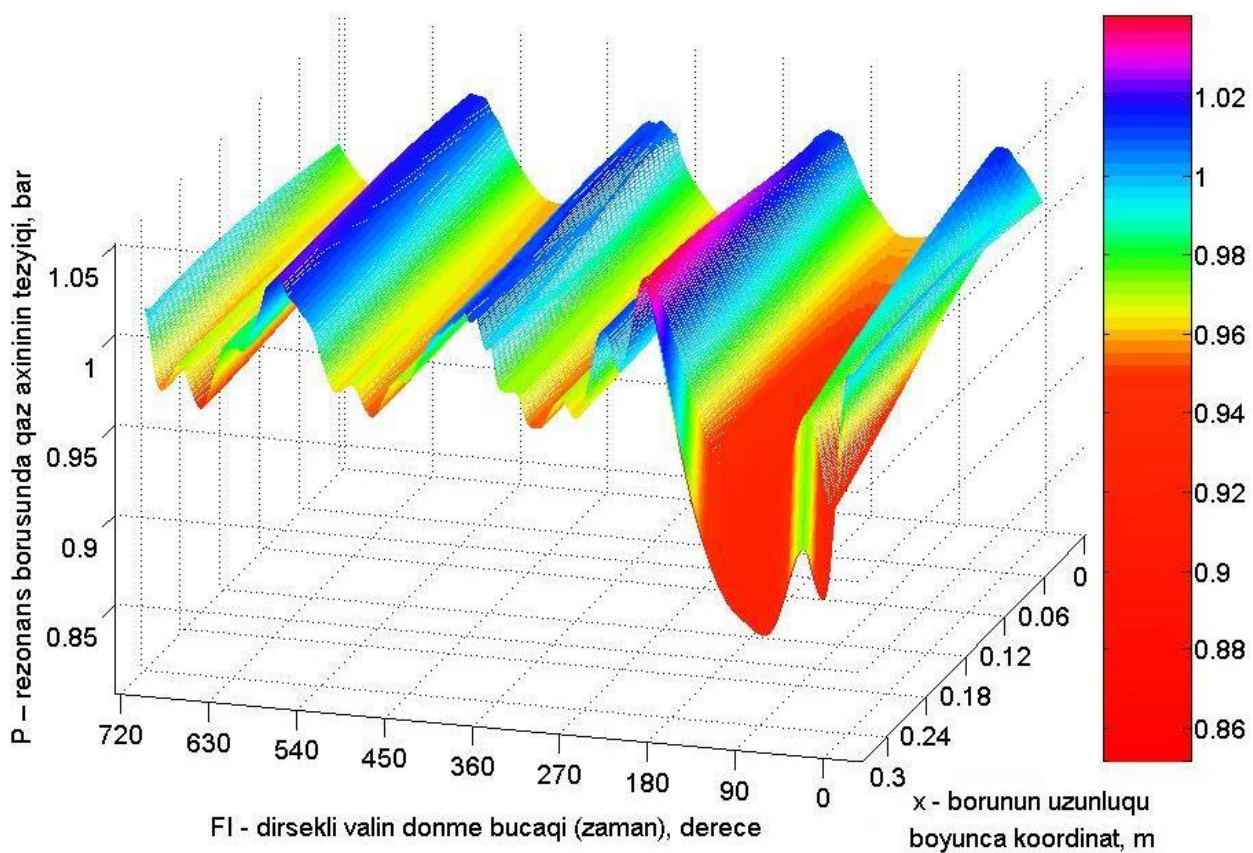
Bu təzyiq dalğası elə bir zaman anında başlamalı və elə bir sürətlə boruda yayılmalıdır ki, sorma klapanı tam bağlanan ana müəyyən qədər az bir vaxt qalmış borunun çıxış kəsiyində qaz axınının təzyiqi özünün maksimal qiymətini alsın. Bu təzyiq dalğalarının yayılma sürəti borunun sonuna yaxın elə yüksək qiymətə malik olmalıdır ki, sorma klapanı tam bağlandığı ana qədər qalmış müddətdə qaz axını sorma klapanından keçib böyük sürətlə silindrə daxil olsun və silindrə daxil olan bu qaz kütləsi porşenin təpəsinin və silindrin divarlarının təsirindən boruya qayıtmamış klapan bağlansın. Dinamiki üfurmə sistemi də məhz bu qazodinamik proseslərin yuxarıda göstərilən qaydada cərəyan etməsinə əsaslanır.

Cari fəslin 4.1.-bəndinin yarım bəndlərində Perkins-4.248 markalı dizel mühərriki üçün təklif olunan dinamiki üfurmə sisteminin konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətləri müəyyənləşdirilmişdir. Bunun üçün aparılan hesabi tədqiqatlar zamanı optimal qiymətləri müəyyənləşdirilən elə konstruktiv parametrlər olmuşdur ki, onların optimallaşdırma kriteriyasına görə müəyyən qiymətləri optimal görünsə də, konstruktiv mülahizələrə görə isə bir başqa qiymətləri məqsədəuyğun görünmüşdür. Bu parametrlər L_{REZ} və D_{REZ} -dir. Bu parametrlərin hər biri üçün sonda optimallaşdırma kriteriyası ilə konstruktiv mülahizələr arasında vəhdət təşkil olunaraq, optimal qiymət qəbul olunmuşdur. Bu səbəbə görə və eləcə də optimal qiymətləri müəyyənləşdirilən konstruktiv parametrlərdən bəziləri üçün müəyyən qədər kiçik qiymətlər diapazonunda hesabi tədqiqatların aparılmasına görə müəyyən parametrlər üçün qəbul olunan optimal qiymətlərin doğrudan da həqiqi optimal qiymətlər olması sualı ortaya çıxıb bilər.

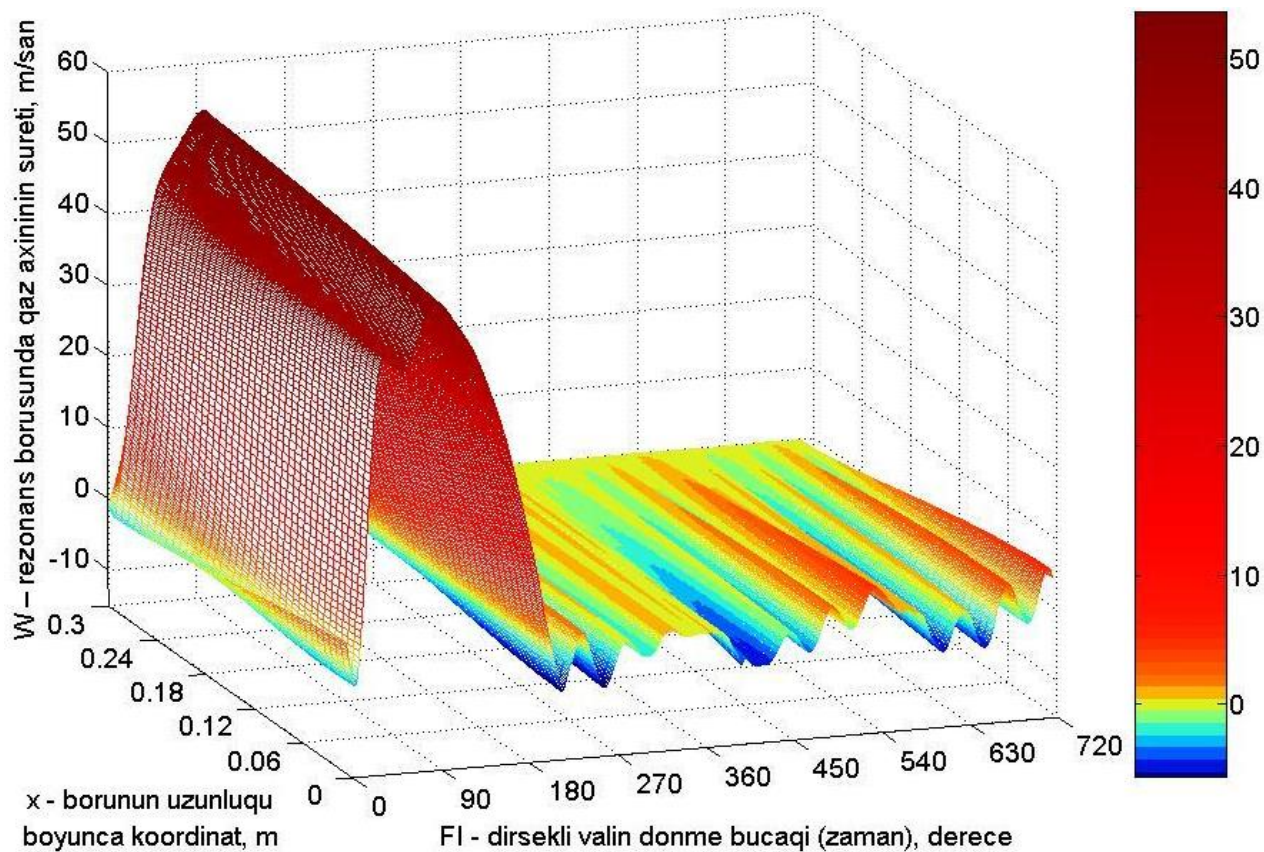
Bu məqsədlə şəkl. 4.16 və şəkl. 4.17-də verilən mühərrikin nominal iş rejimində rezonans borusundakı müvafiq olaraq təzyiq və sürət dalğalarının yayılmasının fəza-zaman diaqramı qurulmuşdur. Aparılmış hesabi tədqiqatların nəticələrinin bu cür qrafik vizuallaşdırılması rezonans borusundakı dalğa proseslərinin kifayət qədər geniş aspektdə təhlilinə imkan verir.

Şəkl. 4.16-dan görüldüyü kimi, rezonans borusunda seyrəklik və təzyiq dalğaları yayılır. Ən güclü seyrəklik dalğası sorma klapanının açıq olduğu müddətin təxminən orta periodunda baş verir. Bu seyrəklik dalğasının hesabına boruda təzyiqin ən aşağı olduğu kəsik borunun çıxış kəsiyi, yəni sorma klapanı zonasıdır. Ən güclü təzyiq

dalğası isə sorma klapanının açıq olduğu müddətin təxminən sonuna çox yaxın müddətdə baş verir. Bu təzyiq dalğasının hesabına burada təzyiqin ən yüksək olduğu kəsik borunun məhz çıxış kəsiyidir. Yəni əsas seyrəklik və təzyiq impulsları sorma klapanının açıq olduğu müddətdə baş verir və bu impulsar hesabına burada qaz axınının təzyiqi aldığı öz maksimal və minimal qiymətlərini məhz borunun sorma klapanı zonasında alır.



Şək.4.16. Rezonans borusundakı təzyiq dalğalarının yayılmasının fəza-zaman diaqramı



Şək. 4.17. Rezonans borusundakı sürət dalğalarının yayılmasının fəza-zaman diaqramı

Rezonans borusunun giriş və çıxış kəsiklərində təzyiq rəqsləri sorma prosesi zamanı əks fazada baş verir. Bu, sorma klapanının açıq olduğu müddətin təxminən orta periodunda daha qabarıq formada olur. Sorma prosesi başa çatdıqdan, yəni sorma klapanı bağlandıqdan bir qədər sonra boruda qazların qismən sərbəst rəqsi hərəkəti başlayır. Bu zaman borunun giriş və çıxış kəsiklərində əsasən eyni fazalı təzyiq rəqsləri baş verir.

Şək. 4.17-dən görüldüyü kimi, rezonans borusunda müsbət (qaz axını borunun giriş kəsiyindən çıxış kəsiyi istiqamətinə doğru hərəkət etdikdə) və mənfi (qaz axını borunun çıxış kəsiyindən giriş kəsiyi istiqamətinə doğru hərəkət etdikdə) sürət dalğaları yayılır. Ən güclü müsbət sürət dalğası sorma klapanının açıq olduğu müddətdə baş verir. Bu dalğanın hesabına boruda sürətin ən yüksək olduğu kəsik borunun çıxış kəsiyi, yəni sorma klapanı zonasıdır. Ən güclü mənfi sürət dalğası isə sorma klapanının

açıq olduğu müddətin təxminən sonuna çox yaxın müddətdə baş verir. Bu təzyiq dalğasının hesabına boruda sürətin ən kiçik olduğu kəsik borunun giriş kəsiyidir.

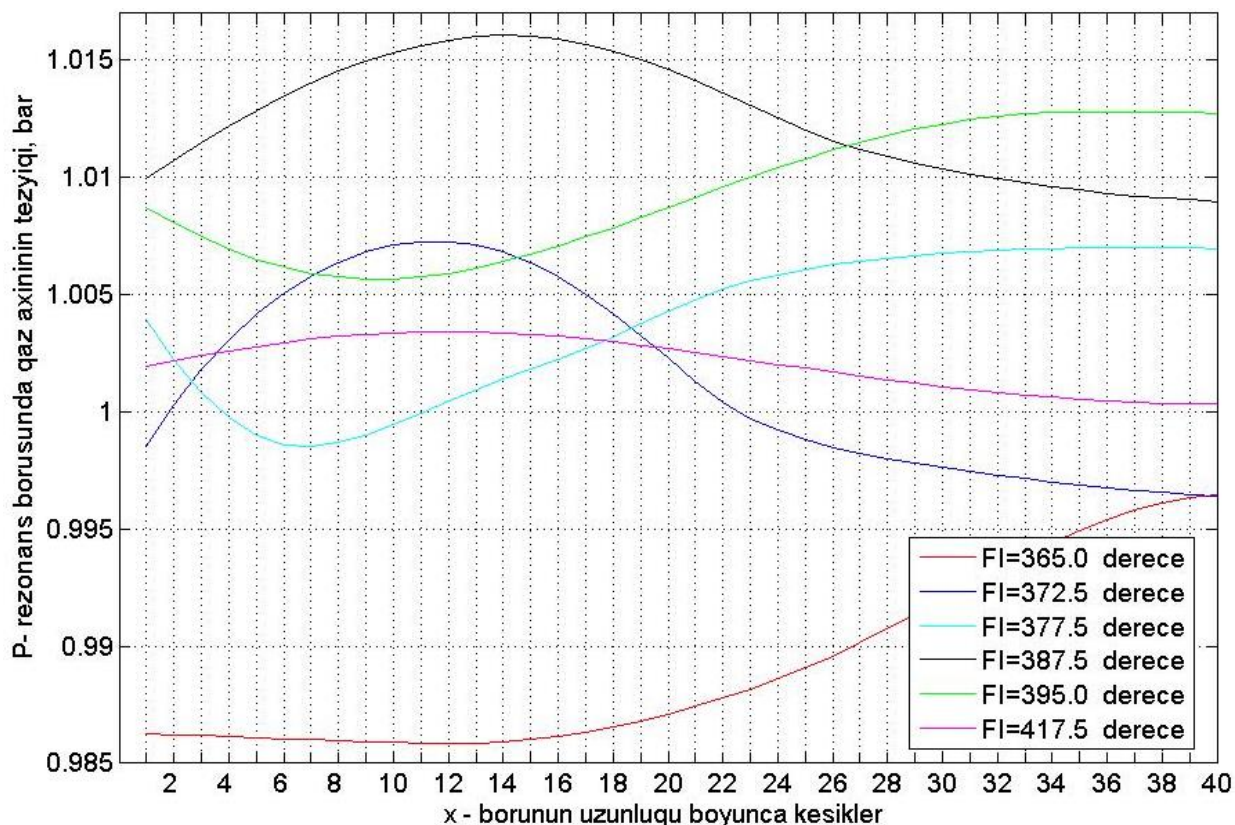
Sorma klapanı bağlı olduğu müddətdə rezonans borusunun giriş kəsiyi zonasında bəzən müsbət, bəzən isə mənfi sürət dalğası meydana gəlir. Müvafiq dalğa borunun çıxış kəsiyinə qədər yayılır. Sorma klapanı bağlı olduğundan dalğanın təsiri ilə buraya gələn qaz axını sorma klapanında tormozlanır, yəni axının sürəti sıfır olur. Bunu şəkl. 4.17-dəki boruda sürət dalğalarının yayılmasının fəza-zaman diaqramından da müşahidə etmək olar. Bu zaman axının kinetik enerjisi potensial enerjiyə çevrilir. Yaranan potensial enerji hesabına qaz axını əks istiqamətdə - çıxış kəsiyindən giriş kəsiyi istiqamətində hərəkət etməyə başlayır, yəni mənfi sürət dalğası yaranır. Bu dalğa giriş kəsiyinə çatdıqda bəzən elə olur ki, giriş kəsiyində yenidən müsbət sürət dalğası yaranmış olur. Belə olduğu halda borunun çıxış kəsiyinə istiqamətlənən yeni dalğa yaranır. Sorma klapanı açılan anadək boruda dalğa prosesləri bu cür cərəyan edir.

Rezonans borusundakı dalğa proseslərini daha dəqiq təhlil etmək üçün dirsəkli valın dönmə bucağının hər $\varphi=2.5^\circ$ intervalından bir borudakı təzyiqin borunun kəsiklərindən asılı olaraq dəyişməsi qrafiki təsvir olunmuşdur. Dirsəkli valın dönmə bucağını ardıcıl olaraq dəyişməklə alınan qrafiklər bir-biri ilə müqayisə olunmuşdur. Nəticədə dirsəkli valın dönmə bucağı ardıcıl olaraq dəyişilərkən, borunun kəsikləri üzrə təzyiqin dəyişməsi xarakteri və eləcə də təzyiq və seyrəklik dalğalarının yayılması trayektoriyası müəyyənləşdirilmişdir. Bu zaman həm də təzyiq və seyrəklik dalğalarının yayılma sürəti haqqında təsəvvür yarana bilir.

Nümunə üçün şəkl. 4.18 –da $\varphi=365^\circ$, $\varphi=372.5^\circ$, $\varphi=377.5^\circ$, $\varphi=387.5^\circ$, $\varphi=395^\circ$ və $\varphi=417.5^\circ$ olduqda rezonans borusundakı təzyiqin borunun kəsiklərindən asılı olaraq dəyişməsi qrafiki olaraq təsvir olunmuşdur.

Rezonans borusunda təzyiqin zamandan asılı olaraq borunun kəsikləri üzrə dəyişməsinin təhlili göstərir ki, sorma klapanı tam bağlanan ana 10° qalmış borunun çıxış kəsiyində təzyiq digər zaman anlarındakından və digər kəsiklərdəkindən ən yüksək olur. Bu da onu göstərir ki, dinamiki üfurmə sisteminin müəyyənləşdirilmiş qiymətləri həqiqətən də optimal qiymətlərdir. Məlumdur ki, sorma klapanı bağlanmağa başladığı andan tam bağlandığı ana qədər klapanın effektiv keçid sahəsi çox kiçilir.

Sorma klapanının tam bağlanması 10° qalmış təzyiqin özünün ən yüksək qiymətini çıxış kəsiyində alması imkan verir ki, klapanın effektiv keçid sahəsi çox kiçilməmiş qaz axını sorma klapanından keçib böyük sürətlə silindrə daxil olsun və silindrə daxil olan bu qaz kütləsi boruya qayıtmamış klapan bağlansın. Beləliklə, aydın şəkildə görünür ki, konstruktiv parametrlər üçün müəyyənləşdirilmiş optimal qiymətlər doğrudan da həqiqi optimal qiymətlərdir.



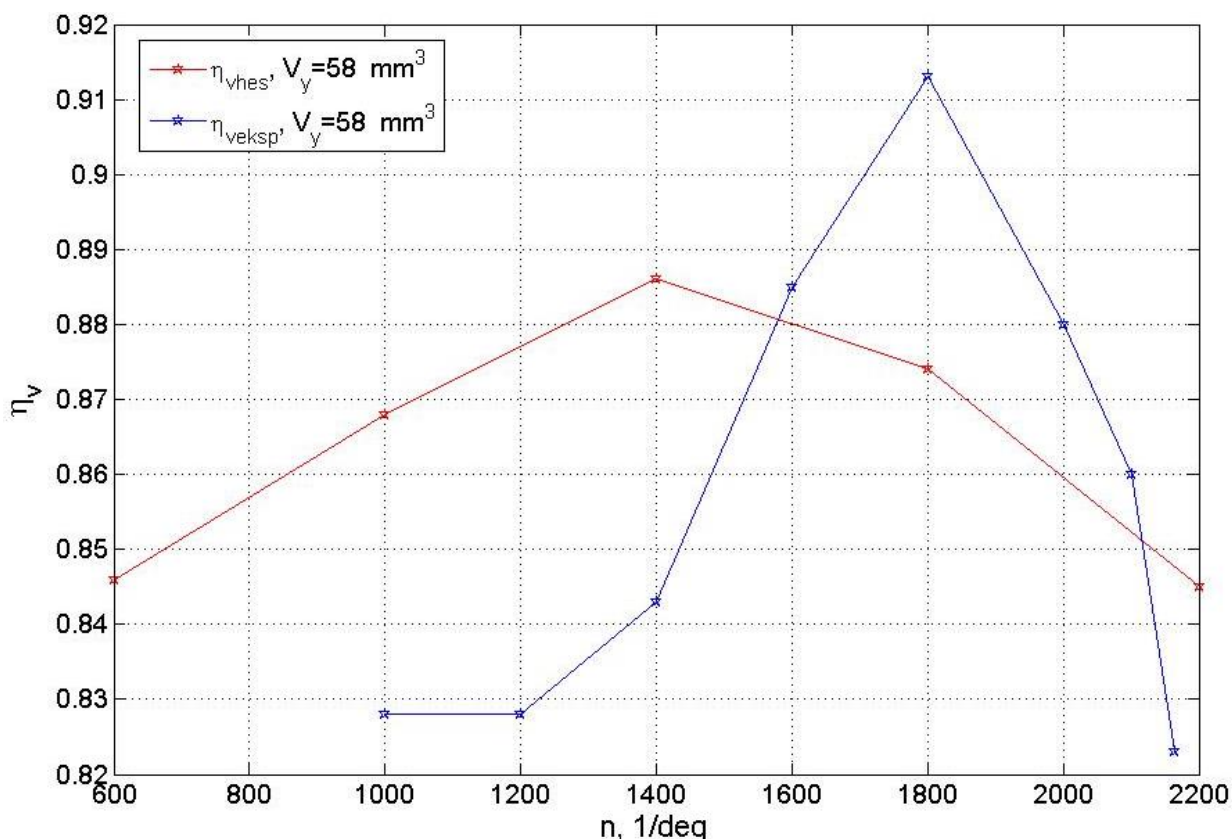
Şək. 4.18. Dirsəkli valın müəyyən dönmə bucaqlarında rezonans borusundakı təzyiqin borunun kəsiklərindən asılı olaraq dəyişməsi

4.3. Doldurma əmsalının xarici sürət xarakteristikası üzrə hesabi və eksperimental qiymətlərinin müqayisəsi

Şək. 4.19-də Perkins-4.248 markalı dizel mühərriki üçün təklif olunan dinamik üfürmə sisteminin konstruktiv parametrlərinin müəyyənləşdirilmiş optimal qiymətləri daxilində doldurma əmsalının xarici sürət xarakteristikası üzrə hesabi dəyişmə əyrisinin həmin mühərrikin adi sorma sistemə malik variantının (baza mühərrikin) doldurma əmsalının xarici sürət xarakteristikası üzrə eksperimental dəyişmə əyrisi ilə

müqayisəsi verilmişdir. Burada hər iki əyri maksimal yanacaq verilişi, yəni $V_y=58 \text{ mm}^3$ olduğu hala müvafiq şəkildə qurulmuşdur.

Qeyd etmək lazımdır ki, qeyd olunmuş eksperimental nəticələr Azərbaycan Texniki Universitetinin “Daxili yanma mühərrikləri və avtotraktorlar” kafedrasında mütəxəssislər tərəfindən aparılmış eksperimental tədqiqatlara əsaslanır.



Şək. 4.19. Doldurma əmsalının xarici sürət xarakteristikası üzrə hesabi və eksperimental qiymətlərinin müqayisəsi (sıkklik yanacaq verilişi $V_y=58 \text{ mm}^3$).

Dinamiki üfürmə sisteminin konstruktiv parametrlərinin müəyyənləşdirilmiş optimal qiymətləri daxilində mühərrikin doldurma əmsalının ehtiyat əmsalı şək. 3.19-də göstərilmiş qrafikin qiymətlərinə əsasən aşağıdakı kimidir:

$$k_{\eta_v} = \frac{\eta_{V_{max}}}{\eta_{V_{nom}}} = \frac{0.886}{0.846} = 1.047$$

Burada:

$\eta_{V_{max}}$ - xarici sürət xarakteristikası üzrə doldurma əmsalının maksimal qiyməti;

$\eta_{V_{nom}}$ - mühərrikin nominal iş rejimində doldurma əmsalının qiymətidir.

Dinamiki üfürmə sistemi tətbiq edilmədiyi halda doldurma əmsalının ehtiyat əmsalı isə:

$$k_{\eta_V} = \frac{\eta_{V \max}}{\eta_{V \text{nom}}} = \frac{0.913}{0.823} = 1.109$$

Müqayisədən görünür ki, dinamiki üfürmə sisteminin tətbiqi doldurma əmsalının ehtiyat əmsalını 5.59 % azaldır. Bu mənfi cəhətdir. Bundan başqa mühərrikə dinamiki üfürmə sisteminin tətbiqi doldurma əmsalının $n=1580 \div 2115$ dəq⁻¹ sürət diapazonundakı qiymətlərinin müəyyən qədər azalmasına da səbəb olur. Belə ki, $n=1600$ dəq⁻¹ olduqda doldurma əmsalı 0.57 %, $n=1800$ dəq⁻¹ olduqda 4.27 %, $n=2000$ dəq⁻¹ olduqda 2.27 %, $n=2100$ dəq⁻¹ olduqda isə 0.93 % azalır. Həmçinin doldurma əmsalının maksimum qiyməti 2.96 % azalır.

Bu mənfi cəhətlərə baxmayaraq, dinamiki üfürmə sisteminin mühərrikə tətbiqinin bir sıra müsbət cəhətləri də vardır. Belə ki, hesabi və eksperimental əyrilərin qiymətlərinin müqayisəsi göstərir ki, dinamiki üfürmə sistemində malik mühərrikin doldurma əmsalının nominal sürət rejiminə ($n=2200$ dəq⁻¹) uyğun qiyməti adi sorma sistemində malik mühərrikin doldurma əmsalının müvafiq qiymətinə nisbətən 2.6 % yüksəkdir. Digər tərəfdən dinamiki üfürmə sisteminin tətbiqi mühərrikin doldurma əmsalının aşağı sürət diapazonundakı ($n=1000 \div 1580$ dəq⁻¹) qiymətlərini də yüksəldir. Belə ki, $n=1000$ dəq⁻¹ olduqda doldurma əmsalı 4.6 %, $n=1200$ dəq⁻¹ olduqda 5.59 %, $n=1400$ dəq⁻¹ olduqda 4.85 %, $n=1500$ dəq⁻¹ olduqda isə 2.15 % artır.

Qeyd etmək lazımdır ki, doldurma əmsalının mühərrikin aşağı sürət diapazonunda prototip mühərrikdəki xarakterdə azalması mühərrikin yüksək tüstüləmə ilə işləməsinə səbəb olur. Təklif olunan dinamiki üfürmə sisteminin mühərrikə tətbiqi isə doldurma əmsalının müvafiq dəyişmə xarakteri hesabına yüksək tüstüləmənin qarşısını alır.

Bundan başqa, şəkildən görüldüyü kimi, Perkins-4.248 markalı dizel mühərrikinin dinamiki üfürməsiz sorma sistemində doldurma əmsalının maksimum qiyməti dirsəkli valın fırlanma tezliyinin 1800 dəq⁻¹ qiymətinə uyğundur. Yəni, $n=1800 \div 2200$ dəq⁻¹ sürət diapazonunda prototip mühərrikin doldurma əmsalının qiymətləri sürət artdıqca azalır. Bunun nəticəsində də prototip mühərrik həmin sürət diapazonunda müsbət müqavimətə uyğunlaşma əmsalına malik olur. Dissertasiya

işində təklif olunan dinamiki üfurmə sisteminə malik mühərrikdə isə bu diapazon 2 dəfə genişdir, yəni $n=1400\div 2200$ dəq⁻¹ diapazonunu əhatə edir.

NƏTİCƏ VƏ TƏKLİFLƏR

Dissertasiya işində aşağıdakı nəticələr alınmışdır:

1. Dörd silindrlı Perkins-4.248 markalı dizel mühərrikinin sorma sistemi və silindrlərindəki termoqazodinamik proseslər kompleksi silindrdəki yanma prosesi nəzərə alınmaqla riyazi modeli tərtib edilmişdir;

2. Baza mühərrik üçün optimal konstruktiv parametrlərə malik dinamiki üfurmə sistemi təklif olunmuşdur. Belə ki, tərtib olunmuş riyazi model kompüter proqramı şəklində reallaşdırılaraq, dinamiki üfurmə sisteminin müəyyən konstruktiv parametrlərinin optimal qiymətlərinin müəyyənləşdirilməsi üçün hesabi tədqiqatlar aparılmışdır;

3. Baza mühərrik ilə müqayisədə təklif olunan mühərrikin müsbət müqavimətə uyğunlaşma əmsalının diapazonu 2 dəfə genişlənmiş, doldurma əmsalı $2.15 \div 5.59$ %, effektiv güc və burucu momenti isə $6.9 \div 7.2$ % yüksəlmişdir.

ƏDƏBİYYAT

Ahmadi-Befrui, B., Brandstatter, W., & Krafochuill, H. (1989). *Multidimensional calculation of the flow processes in a loop-scavenged two-stroke cycle engine*. SAE Technical Paper Series, (890841), 1-16. <https://doi.org/10.4271/890841>

Əlizadə, F. M., & Həmidov, M. M. (2011). *Avtomobil və traktorların dartı hesabına dair metodik vəsait*. Bakı: AzTU-nun nəşriyyatı.

<http://www.energy.power.bmstu.ru/e02/diesel/d26rus.htm>

<http://www.energy.power.bmstu.ru/e02/nsf3/n11rus.htm>

İsmayılov, A. Ş., & Talıbov, M. Ə. (2006). *Nəqliyyat mühərrikləri, avtomobillər və traktorlar (I hissə - Nəqliyyat mühərrikləri)*. Bakı: Təhsil NPM.

Lee, W., Gupta, H. C., & Schapertons, H. (1981). *Potential of mathematical models as engine design tools*. In *New Energy Conserv. Technol. and Commer., Proc. Int. Conf. Berlin (Vol. 3, pp. 2421-2430)*.

Pearson, R. J., & Winterbone, D. E. (1990). *A rapid wave action simulation technique for intake manifold design*. SAE Technical Paper Series, (900676), 1-10. <https://doi.org/10.4271/900676>

Ramos, G. J., & Sirignano, W. A. (1980). *Axisymmetric flow model with and without swirl in a piston-cylinder arrangement with idealized valve operation*. SAE Technical Paper Series, (800284), 1-26. <https://doi.org/10.4271/800284>

Yuzuri, S., Yoshihiro, I., & Tomoyuki, W. (1986). *Numerical prediction of gas flow in the intake ports of four-cycle internal combustion engines*. *Bulletin of JSME*, 29(258), 4285-4290. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.29.4285>

Ховах, М. С. (Ed.). (1977). *Автомобильные двигатели*. Москва: Машиностроение.

Артюхов, А. В., Бравин, В. В., & Исаков, Ю. Н. (1985). Методика расчета двумерного нестационарного течения газа в выпускной системе ДВС. *Двигателестроение*, (11), 55-57.

Бармин, В. А., Кухарёнок, Г. М., & Петрученко, А. Н. (2008). Принципы и методы управления процессом сгорания в дизелях. *Вісник НАУ*, (1), 84-88.

Березин, Р. С., & Агапитов, О. Н. (1985). Математическая модель двумерного осесимметричного турбулентного движения газа в цилиндре двигателя с противоположно движущимися поршнями. *Двигателестроение*, (4), 5-6.

Березин, С. Р., Иткис, Е. М., & Дульгер, М. В. (1990). Двухмерное моделирование турбулентного потока в поршневом двигателе в процессах впуска и сжатия. *Двигателестроение*, (12), 11-12.

Березин, С. Р., & Круглов, М. Г. (1982). Расчет нестационарного двумерного течения вязкого теплопроводного газа на основе выполнения интегральных законов сохранения. *Двигателестроение*, (9), 18-20.

Вахламов, В. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003). *Автомобили: Теория и конструкция автомобиля и двигателя: Учебник для студ. учреждений сред. проф. образования (А. А. Юрчевский, Ed.)*. Москва: Издательский центр Академия.

Вибе, И. И. (1962). *Новое о рабочем процессе двигателя*. Свердловск: Машгиз.

Володин, А. И., Сквородников, Е. И., & Анисимов, А. С. (2010). Оценка адекватности математической модели теплового расчета дизеля методом Вибе. *Известия Транссиба*, (2), 20-27.

Годунов, С. К., Забродин, А. В., & Иванов, М. Я. (1976). Численное решение многомерных задач газовой динамики. Москва: Наука.

Гришин, Ю. А., Гусев, А. В., & Круглов, М. Г. (1981). Методы расчета разветвленных систем газообмена ДВС. *Двигателестроение*, (1), 10-12.

Гришин, Ю. А., Клименко, С. А., & Круглов, М. Г. (1982). Метод расчета нестационарного одномерного течения газа. *Двигателестроение*, (1), 14-16.

Гришин, Ю. А., & Круглов, М. Г. (1984). Разработка и проверка граничных условий для численного расчета нестационарных течений в газоздушных трактах ДВС. *Двигателестроение*, (11), 51-53.

Гришин, Ю. А., Круглов, М. Г., & Маслов, Ю. Л. (1980). Граничные условия для численного расчета нестационарного течения через окна двухтактного двигателя. In *Тезисы докладов Всесоюзной конференции “Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив”* (р. 31). МВТУ.

Гришин, Ю. А., Круглов, М. Г., & Рудой, Б. П. (1977). Нестационарное течение газа в системе “выпускной трубопровод комбинированного ДВС – осевая турбина”. *Труды МВТУ*, (257), 85-103.

Гусев, А. В., & Круглов, М. Г. (1982). Расчет нестационарного течения газа в разветвлениях трубопроводов газоздушного тракта ДВС. *Двигателестроение*, (5), 3-5.

Еникеев, Р. Д., Гарипов, М. Д., Борисов, А. О., & Черноусов, А. А. (2007). Математическая модель комбинированного сгорания в тепловых двигателях. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева*, (2), 97-102.

Закржевский, В. П. (1982). Аналитический расчет вращательного движения воздушного заряда в камерах сгорания дизелей. Двигателестроение, (6), 11-23.

Кавтарадзе, Р. З. (2001). Локальный теплообмен в поршневых двигателях: Учеб. пособие для вузов. Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Каминский, А. И., Васильев, Л. А., & Лашко, В. А. (1983). Расчет нестационарного течения газа в выпускных трубопроводах КДВС методом уединенных волн конечной амплитуды. Двигателестроение, (4), 15-17.

Камкин, С. В., & Вязьемская, Л. М. (1987). К проблеме построения газодинамических моделей процессов ДВС. Двигателестроение, (4), 15-17.

Камкин, С. В., Вязьменская, Л. М., & Пунда, А. С. (1981). Численное моделирование процессов в ДВС. Двигателестроение, (12), 3-5.

Камкин, С. В., Матвеев, С. К., & Кочерыженков, Г. В. (1979). Результаты расчетного исследования нестационарных процессов в системе цилиндры – трубопроводы дизеля с прямоточно-клапанной продувкой. Двигателестроение, (4), 14-17.

Керимов, З. Х. (2007). Математическое моделирование и исследование гидрогазодинамических процессов в дизельных двигателях: Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. Баку.

Колчин, А. И., & Демидов, В. П. (1980). Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов (2-е изд., перераб. и доп.). Москва: Высшая школа.

Красовский, О. Г., Аливердиев, А. А., & Чернов, Ю. Е. (1980). Исследование процесса наполнения высокооборотного четырехтактного дизеля методом моделирования на ЭВМ. Двигателестроение, (8), 16-18.

Круглов, М. Г., & Гусев, А. В. (1980). Расчет параметров отработавших газов в системе цилиндр – трубопровод одноцилиндрового двигателя. Двигателестроение, (11), 19-20.

Круглов, М. Г., & Меднов, А. А. (1988). Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие для студентов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». Москва: Машиностроение.

Круглов, М. Г., Меднов, А. А., & Нефедов, В. А. (1982). Расчет стационарного течения газа в цилиндре двухтактного двигателя с прямоточной схемой газообмена. Двигателестроение, (8), 9-11.

Круглов, М. Г., Якушев, И. К., & Гусев, А. В. (1980). Метод “распад разрыва” в применении к расчету газозоудного тракта ДВС. Двигателестроение, (8), 19-21.

Микитенко, А. В. (2007). Улучшение эксплуатационных показателей транспортного дизеля путем использования камер сгорания с направленным движением воздушного заряда: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Москва.

Райков, И. Я., & Рытвинский, Г. Н. (1971). Автомобильные двигатели внутреннего сгорания. Москва: Высшая школа.

Солодов, В. Г., Стародубцев, Ю. В., & Хандримайлов, А. А. (2004). Численная модель течения вблизи впускного клапана ДВС. Двигатели внутреннего сгорания: Научно-технический журнал, (2), 81-84.

Степанов, В. Н. (2000). Тюнинг автомобильных двигателей. Санкт-Петербург.

Фомин, В. М., Руновский, К. С., Апелинский, Д. В., & Хергеледжи, М. В. (2010). Метод повышения наполнения цилиндров высокооборотного двигателя внутреннего сгорания. In *Материалы международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ»* (pp. 203-207).

Шароглазов, Б. А., Фарафонов, М. Ф., & Клементьев, В. В. (2004). *Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания»*. Челябинск: Изд. ЮУрГУ.