



TALLINNA TEHNIKAKÕRGKOO

Margus Villau

**VÕISTLUSAUTO FEST12
NUKKVÕLLIDE
PROJEKTEERIMINE**

LÕPUTÖÖ

Tallinn 2013



TALLINNA TEHNIKAKÕRGKOO

Margus Villau

VÕISTLUSAUTO FEST12 NUKKVÕLLIDE PROJEKTEERIMINE

LÕPUTÖÖ

Transporditeaduskond
Autotehnika eriala

Tallinn 2013

Tõendan, et lõputöö on minu, Margus Villau kirjutatud. Töö koostamisel kasutatud teiste autorite, sh juhendaja loome- ja teadustööde seisukohad on viidatud. Lõputöö koostamine, kaitsmine ja selles sisalduv informatsioon on prima facie õppeotstarbeline ja töö on kaitstud autoriõiguse seadusega, mille kohaselt on autoril töö suhtes mittevaralised õigused. Juhul, kui seda lõputööd kasutatakse muudel põhjustel kui reprodutseerimine õppe- ja teaduslikel eesmärkidel, mis ei ole ajendatud äristest huvidest, siis laienevad lõputöö autorile lisaks mittevaralistele õigustele ka varalised õigused.

Lõputöö autor: Margus Villau

(allkiri ja kuupäev)

Üliõpilase kood

Õpperühm

Lõputöö vastab ülesandele ja kehtivatele nõuetele.

Juhendajad: Jüri Oleitšuk

(allkiri ja kuupäev)

Kaitsmisele lubatud “.....” 20....a

Transporditeaduskonna dekaan

Aimar Lukk

(allkiri)

SISUKORD

Sissejuhatus	5
1. Võistlusmootori kontseptsiooni väljatöötamine.....	6
1.1. Baasmootori valik	6
1.2. Kontseptsiooni väljatöötamine	7
1.3. Lähteülesande koostamine ja töökäik	13
2. Gaasijaotusfaaside väljatöötamine	15
2.2. Gaasijaotusfaaside teoreetilised alused	15
2.2. Mootori virtuaalne mudel.....	18
2.3. Simulatsioonide tulemused	24
3. Klapimehhanismi kinemaatika ja dünaamika	29
3.1. Klapimehhanismi kinemaatika	29
3.2. Klapimehhanismi dünaamika.....	35
3.3 Lõpptulemus.....	41
Kokkuvõte	42
Summary	43
Viidatud allikad.....	44
Lisa 1. Erinevatel võistlustel osalenud mootorite top10 perioodil 2010 kuni 2012.....	45
Lisa 2. Mootori teoreetilise maksimaalse võimsuse sõltuvus liigõhutegurist (λ) ja kasutegurist (η_e)	46
Lisa 3. FEST09 nukkvõllide mõju mootori momendile võrreldes Yamaha YZF-R6.....	47
Lisa 4. Gaasijaotusfaaside simulatsioonid 2010. Aastal (FEST10)	48
Lisa 5. Yamaha YZF-R6 sisselaskekanali voolavuse parameetrid	51
Lisa 6. Simulatsiooni tulemused: võimsuse sõltuvus sisselaskeklapi sulgumise ajast ja sisselaske trakti pikkusest.....	53
Lisa 7. FEST10 mootori purunenud klapimehhanismi detailid ja kahjustatud plokikaas.....	54

SISSEJUHATUS

Tallinna Tehnikakõrgkooli ja Tallinna Tehnikaülikooli ühismeeskond on osalendu *Formula Student* võistlustel 2007. aastast alates. Esimese võistlusauto valmimiseni jõuti juba järgmisel aastal, mille nimeks sai FEST08. Järgnesid sõidukid vastavalt siis FEST09, FEST10 ja FEST11.

Käesoleva lõputöö eesmärgiks on välja töötada võistlusauto FEST12 mootori kontseptsioon ja sellele vastavad nukkvõllid. Antud töö koosneb kolmest osast:

- kontseptsiooni väljatöötamine – mille ülesanne on välja tuua kriteeriumid ja piirtingimused millistes peab mootori töötama ning koostatakse lähteülesanne nukkvõllide projekteerimiseks.
- gaasijaotusfaaside väljatöötamine – tagamaks mootori eeldatud väliskarakteristikud ja suutlikkus,
- klappimehhanismi kinemaatika ja dünaamika analüüs – tagamaks gaasijaotusmehhanismi töökindlus ja klappide eeldatav liikumine.

1. VÕISTLUSMOOTORI KONTSEPTSIOONI VÄLJATÖÖTAMINE

1.1. Baasmootori valik

Kuna võistlusauto FEST12 kujutab endast iseenesest FEST11 edasiarendust, siis ei olnud mootori valikul erilisi vabadusi ning pidi säilitama olemas oleva baasmootori mudeli – Yamaha YZF-R6. Tabelis 1 on toodud Yamaha YZF-R6 (mudeli aasta 2011) andmed.

Tabel 1

Yamaha YZF-R6 mootori andmed [1:4]

Mootori tüüp	R4 asetusega, neljataktiline mootor
Töömaht	599 cm ³
Silindri läbimõõt	67 mm
Kolvikäik	42,5 mm
Mootori võimsus	91 kW
-pööretel	14 500 p/min
Mootori moment	65,7 Nm
-pööretel	10 500 p/min
Mootori maksimaalsed pöörded	16 500 p/min
Mootori kuivmass	ca 52 kg
Jahutussüsteem	Vedelikjahutus
Õlitussüsteem	Märgkarter

Kui vaadelda eelnevate võistluste edukamate võistkondade TOP 10-et, siis selgub et suuremalt jaolt domineerivad seal just 4-silindrilised vabalthingavad mootorid (vt. lisa 1). Seega pole põhjust kahelda

baasmootori valikus, eriti kui arvesse võtta FS Team Tallinna pikaajalist kogemust selle mootori töökindluse osas.

1.2. Kontseptsiooni väljatöötamine

Järgnevalt tuleb mootori kontseptsiooni väljatöötamisel arvesse võtta Formula Student tehnilistest reeglitest tulenevaid piiranguid ja ettekirjutusi, millest olulisemad on järgmised:

- mootori kubatuur lubatud kuni 610 cm^3
- mootor peab olema kolbmootor mis kasutab 4-taktilist soojusüklit
- kütusena peab olema kasutatud kas mootoribensiin või bioetanooli E85, mida on võimalik vabalt tanklatest osta (sh kütuselisandite kasutamine on keelatud)
- kogu mootori poolt tarbitav õhuhulk peab läbima õhupiirajat, mille kitsama ristlõike maksimaalseks läbimõõduks on 20 mm
- ülelaadimisega mootorid on lubatud, kuid ülelaade süsteem peab olema tudengite projekteeritud, st ei tohi kasutada olemasolevat ülelaadimisega mootorit [2]

Lähtuvalt Formula Studenti võistlusformaadist jaotatakse võistlus kahte ossa: staatilised alad ja dünaamilised alad, millised viimases on järgmised:

- kiirendus (0-75 meetrit)
- *skid-pad* (2 korda 18,25 meetrine raadius)
- autokross ehk sprint
- kestvussõit koos kütusekuluga (pikkus 22 km koos kohustusliku juhi vahetusega) [2].

Kõik eelpool toodud dünaamilised alad esitavad mootori erinevaid nõudmisi, esimese ja kolmanda ala puhul, vastavalt siis kiirenduse ja autokrossi puhul on oluline jõuda punktist A punkti B võimalikult lühikese ajaga. Nende puhul on võimalik seadistada mootor maksimaalset võimsust (suutlikkust) silmas pidades ning kasutada võimalikult kõrgeid mootori pöördeid ja võimalikult vähe käiguvahetusi. Teine ala nõuab aga mootorilt võimalikult sujuvat ja ühtlast tööd et juhil oleks võimalikult mugav kiirust reguleerida, st hästi töötavat mootorit väikestel koormustel (segusiibri avatus ca 10%) ning

sujuvat gaasipedaali tunnetust. Seal juures pole oluline mootori maksimaalne võimsus ega kütusekulu. Viimane aga ka kõige olulisem ala on kestvussõit koos kütusekuluga, kus üheks eesmärgiks on rada võimalikult kiiresti läbida seejuures kasutades minimaalset kütust. Kütusekulu vähendamiseks on peamiselt kaks võimalust: suurendada mootori efektiivsust (küttesegu läheneb stöhhiomeetrilisele segule) ja alandada mootori pöördeid. Esimesega võib kaasneda mootori töökindluse langus (detonatsiooni võimalus suureneb, mootori ülekuumenemine) ning teisega vajadus kasutada rajal rohkem käike (iga käiguvahetus kulutab aega ning nõuab käiguvahetus mehhanismilt väga suurt töökindlust).

Nagu tabelist 1 on näha, siis on Yamaha originaal mootor suuteline arendama kuni 16 500 p/min, kuid vastavalt võistlusklassis reeglistikule on kohustuslik sisselaske õhupiiraja, mille tõttu ei ole võimalik FEST12-ne mootoril nii kõrgeid pöördeid arendada. Selleks et leida mootori optimaalne pööretevahemik leiame kõigepealt järgmise valemi abil [3:587] õhupiirajat läbiva maksimaalse õhukoguse $\dot{m}_{th,max}$ [kg/s]

$$\dot{m}_{th,max} = 240 \cdot A_R,$$

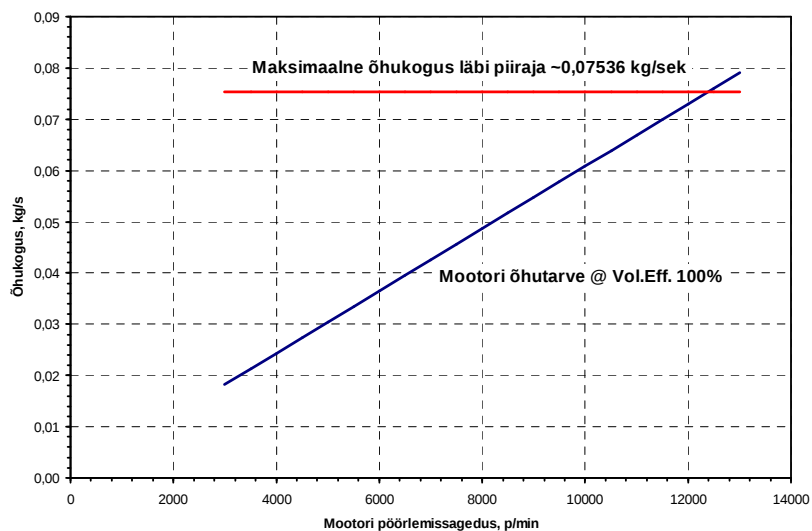
kus A_R [m²] – õhupiiraja pindala kitsaimas ristlõikes.

Seejärel leiame mootori poolt tarbitava õhukoguse $\dot{m}_{th}$ [kg/s], eeldades et mootori täiteaste on 100%, kasutades järgmist valemit [3:587]

$$\dot{m}_{th} = i \cdot \lambda_a \cdot n \cdot z \cdot V_h \cdot \rho,$$

kus	i [-]	– tsüklite arv mootori pöörde kohta (neljataktilisel: $z = 0,5$)
	λ_a [%]	– mootori täiteaste
	n [p/min]	– mootori pöörlemissagedus
	z [-]	– mootori silindrite arv
	V_h [liitrit]	– mootori töömaht
	ρ [kg/m ³]	– õhutihedus normaaltingimustel.

Kui saadud tulemused esitame graafikuna, leiame et mootori optimaalne maksimaalne pöörlemissagedus oleks umbes 12 500 p/min juures (joonis 1).



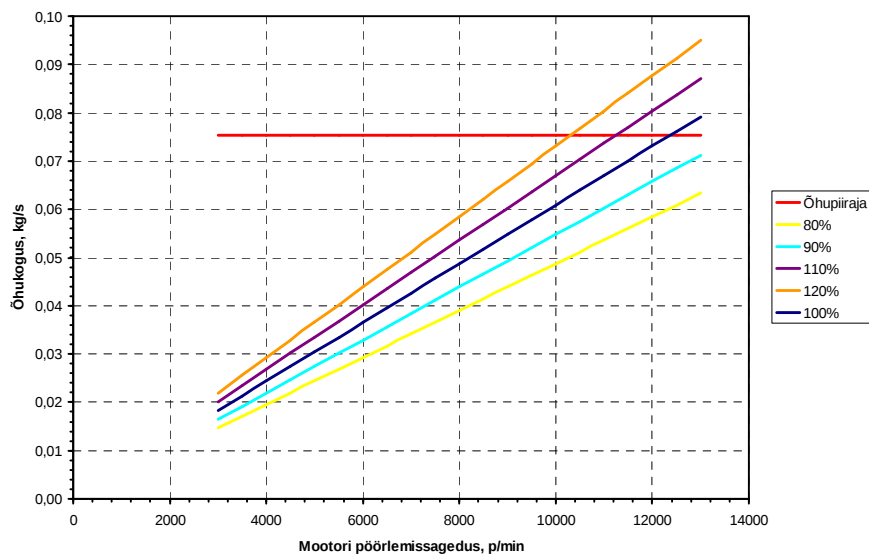
Joonis 1. Mootori õhutarbe võrdlus piiraja maksimaalse läbilaskega

Mootori kriitilise pöörlemissageduse $n_{M,krit}$ [p/min], mille juures täiteastet üle 100% pole enam võimalik saavutada, arvutame kasutades järgmist seost [3:588]

$$n_{M,krit} = 60000 \cdot \frac{\dot{m}_{th,max}}{i \cdot z \cdot V_h \cdot \rho} = 60000 \cdot \frac{0,07536}{0,5 \cdot 4 \cdot 0,149 \cdot 1,22} \approx 12375 \text{ p/min},$$

- kus $\dot{m}_{th,max}$ [kg/s] – õhupiirajat läbiv maksimaalne õhukogus
 i [-] – tsüklite arv mootori pöörde kohta (neljataktilisel: $z = 0,5$)
 n [p/min] – mootori pöörlemissagedus
 z [-] – mootori silindrite arv
 V_h [liitrit] – mootori töömaht
 ρ [kg/m³] – õhutihedus normaaltingimustel.

Edasine pöörete kasv on küll võimalik aga pööretest 12375 p/min hakkab mootori täiteaste oluliselt langema ning kiiresti hakkab kasvama kütuse erikulu. Joonisel 2 on toodud mootori kriitilised pöörlemissagedused erinevate täiteastmete korral (80...120%). Maksimaalne täiteaste vabalthingava võistlusmootori puhul jääb vahemikku 115...122% [4].



Joonis 2. Mootori kriitilised pöörded erinevate täiteastmete korral

Järgnevalt võib välja arvutada teoreetilise maksimaalse võimsuse $P_{e,th,max}$ [kW] [3:587]

$$P_{e,th,max} = \eta_e \cdot \dot{m}_{th,max} \cdot \frac{H_u}{\lambda \cdot L_{min}},$$

- kus $\dot{m}_{th,max}$ [kg/s] – õhupiirajat läbiv maksimaalne õhukogus
 η_e [-] – mootori efektiivsus
 H_u [kJ/kg] – mootoribensiini kütteväärtus (43000 kJ/kg)
 λ [-] – liigõhutegur
 L_{min} [kg] – minimaalne õhukogus kütuse ideaalseks põlemiseks ($L_{min} = 14,7$ kg).

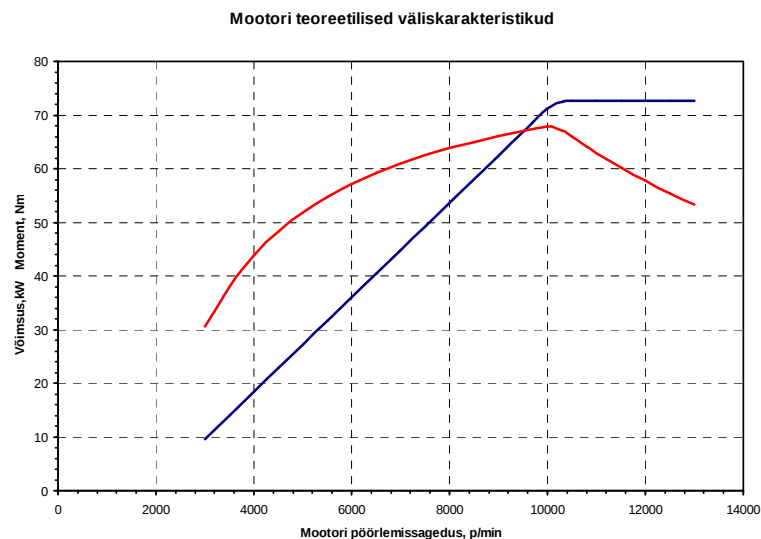
Kui liigõhuteguriks valida 1,0 ja mootori efektiivsuseks 0,33, saame et mootori teoreetiliseks maksimaalseks võimsuseks kujuneb 72,7 kW (vt. Lisa 2). Kui liigõhutegurit vähendada (st kasutada rikkamat küttesugu) saaksime sama kasuteguri juures suurema maksimaalse võimsuse, kuid silmas peab pidama seda et liigõhutegur ja mootori efektiivsus on omavahel pöördvõrdelises seoses. See tähendab, kui vähendame liigõhutegurit (rikastame küttesegu) siis väheneb ka mootori kasutegur (kütusekulu kasvab) ning vastupidine efekt on liigõhuteguri suurendamisel (lahjendame küttesegu).

Kui aluseks võtta mootori täiteaste 120% ning arvutada selle korral olev mootori kriitilise pöörlemissageduse $n_{M,krit} \sim 10310$ p/min ning kasutades järgmist seost mootori momendi $M_{e,th}$ [Nm] leidmiseks [5:41]

$$M_{e,th} = P_{e,th} \cdot \frac{n}{9549},$$

kus $P_{e,th}$ [kW] – mootori teoreetiline maksimaalne võimsus
 n [p/min] – mootori pöörlemissagedus,

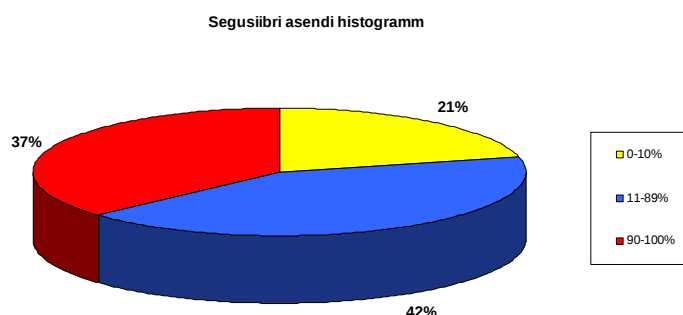
saame esitada mootori teoreetilised väliskarakteristikud nagu on see toodud joonisel 3.



Joonis 3. Mootori teoreetilised väliskarakteristikud

Järgnevalt tuleb vaadelda kuidas on eelnevatel võistlustel juhid mootorit kasutanud. Joonisel 4 on toodud ühe kestvussõidu drosselklapi asendi histogramm, mille järgi on võimalik hinnata kuidas on mootor võistlusekäigus koormatud. Diagrammilt võib välja lugeda et täiskoormusel (drosselklapi avatus 90...100%) sõidetakse 37% kogu kestvussõidu ajast ning osakoormustel (drosselklapi avatus 11...89%) 42% ajast, väikestel koormustel (drosselklapi avatus 0...10%) viibitakse kõigest 21% kestvussõidust. Viimane osa ei ole mootori seisukohalt väga oluline sest hõlmab tühikäigu ning

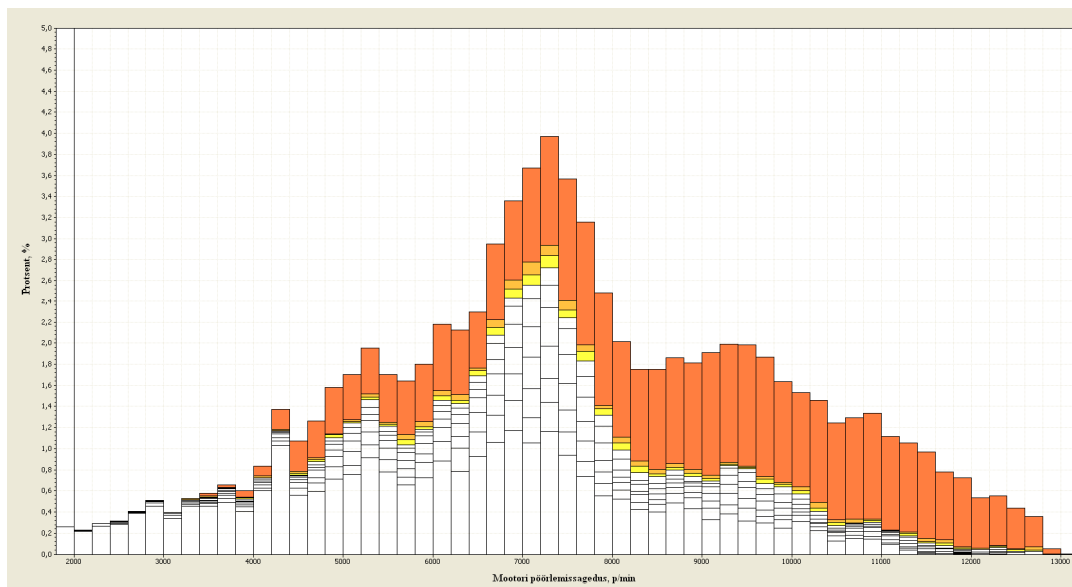
pidurdamise režiime. See et osakoormustel viibitakse kestvussõidul 42% koguajast (peaaegu pool kestvussõidust) on tingitud sellest et täiskoormusele minek (drosselklapi avamine täielikult) ja sealt tulek (drosselklapi sulgemine ehk pidurdamine) nõuab vahepealsete drosseli asendite läbimist ja salvestatakse vastavalt andmesalvesti poolt. Seega võib väita et ligikaudu kolmandik ajast mil viibitakse osakoormustel on tegelikult pidurdamine ning seega ei vajata mootori koormamist.



Joonis 4. Drosselklapi asendi histogramm kestvussõidul

Peale mootori koormatuse tuleks vaadelda ka mootori pöörlemissageduse vahemikku mida on võistlustel kõige enam kasutatud. Joonisel 5 on toodud sama võistluse kestvussõidu mootori pöörlemissageduse histogramm, millel oranži värviga on tähistatud täiskoormuse ala (drosselklapi avatus 90...100%). Histogrammilt selgub et suuremosa ajast kasutatakse mootori pöörlemissagedust 8 000 kuni 13 000 p/min.

Seega enamus ajast sõidetakse suhteliselt kõrgetel pööretel (8 000...13 000 p/min) ja koormustel (drosselklapi avatus 70...100%), mis tähendab et mootori suutlikust tuleb just nendel režiimidel parandada.



Joonis 5. Mootori pöörlemissageduse histogramm kestvussõidul [15]

1.3. Lähteülesande koostamine ja töökäik

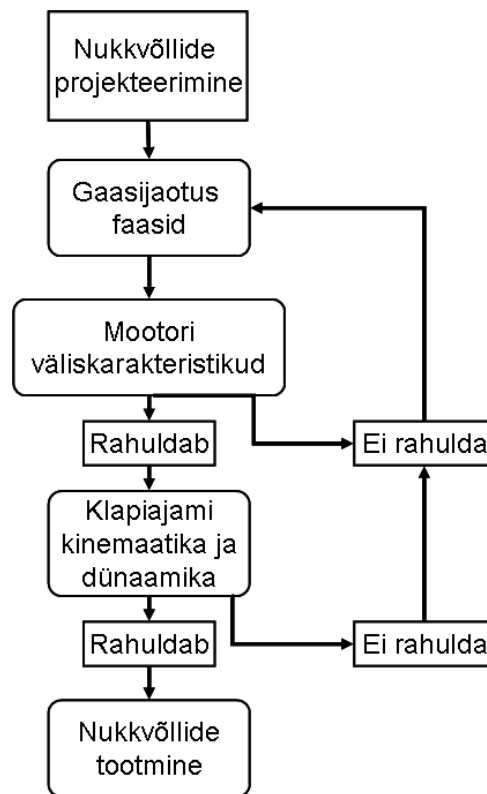
Vastavalt eelpool toodud analüüsile on mootori arendamisele seatud järgmised eesmärgid:

- suurendada mootori suutlikust pööretevahemikus 8 000 – 13 000 p/min
- saavutada ühtlasem momendi karakteristik kogu pöörete vahemikus
- maksimaalne võimsus ca 70 kW
- vähendada kütuse erikulu kõrgematel pööretel, so 8 000 – 13 000 p/min.

Nende tingimuste täitmiseks tuleb väljatöötada järgmised sõlmed-mehhanismid:

- sisse- ja väljalaske nukkvõllid
- sisselaskekanalite modifitseerimine
- sisse- ja väljalaske süsteemi projekteerimine vastavalt eelpool toodud muudatustele.

Järgnevalt on toodud joonisel 6 edasise töö käik mootori nukkvõllide väljatöötamisel, kus esimese etapina on toodud mootorile sobilike gaasijaotusfaaside väljatöötamine. Esimese etapi käigus tuleb esmalt koostada mootori virtuaalne mudel Lotus Engine Simulation tarkvara keskkonnas ning selle baasil gaasijaotusfaase muutes leida sobilikud gaasijaotusdiagrammid.



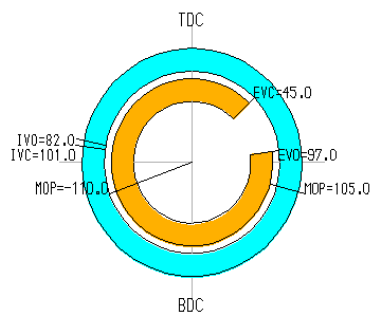
Joonis 6. Töökäik lähteülesande täitmisel

Töö teises etapis tuleb lähtuvalt eelnevas etapis saadud gaasijaotusdiagrammi põhjal väljatöötada klapitõusu profiil ning sellest lähtuvalt tagada sobilik klapi avanemise kiirus ja kiirendus. Teades klapi kiirendust on võimalik leida gaasijaotusmehhanismile mõjuvad koormused ning tagada selle korrektne töö ja töökindlus. Samuti tuleb klapi kiirendustest ja gaasijaotusmehhanismile mõjuvatest koormustest lähtuvalt leida sobilikud klapi vedrud mis tagaksid ettenähtud klapi liikumise (et ei esineks klappide pörkumist klapi pesalt ning klapi avanemise ja sulgumise ajal ei kaoks kontakt klapitõukuri ja nukkvõlli vahel).

2. GAASIJAOTUSFAASIDE VÄLJATÖÖTAMINE

2.2. Gaasijaotusfaaside teoreetilised alused

Gaasijaotusfaaside all peetakse silmas sisse- ja väljalaskeklappide ajastust vääntvõlli suhtes ning mis võib esitada gaasijaotusdiagrammina (joonis 7).



Joonis 7. Yamaha YZF-R6 mootori gaasijaotusfaasid [15]

Joonisel 7 esitatud diagrammil on kujutatud sisselakse nukkvõlli (helesinine) ja väljalaske nukkvõlli (pruun) ajastus mootori vääntvõlli suhtes ning sellel toodud tähistused on järgmised:

- IVO (*Intake Valve Opens*) – sisselakse klapi avanemine
- IVC (*Intake Valve Closes*) – sisselakse klapi sulgumine
- EVO (*Exhaust Valve Opens*) – väljalaske klapi avanemine
- EVC (*Exhaust Valve Closes*) – väljalaske klapi sulgumine
- MOP (*Maximum Opening Point*) – klapi maksimaalne avatus
- TDC (*Top Dead Centre*) – kolvi ülemine surnud seis (ÜSS)
- BDC (*Bottom Dead Centre*) – kolvi alumine surnud seis (ASS).

Kogu diagrammi osa (värvitud ala) tähistab klapi lahtioleku kestust (mis antud juhul on sisselakse klapi puhul üle 360 kraadi) ning vahemik IVO kuni EVC tähistab sisselaske- ja väljalaskeklappide ülekate (nn *overlap*).

Nukkvõlliajastus (gaasijaotusfaasid) mõjutab mootori täiteastet ning seega määrab kogu mootori karakteristiku järgmisel viisil:

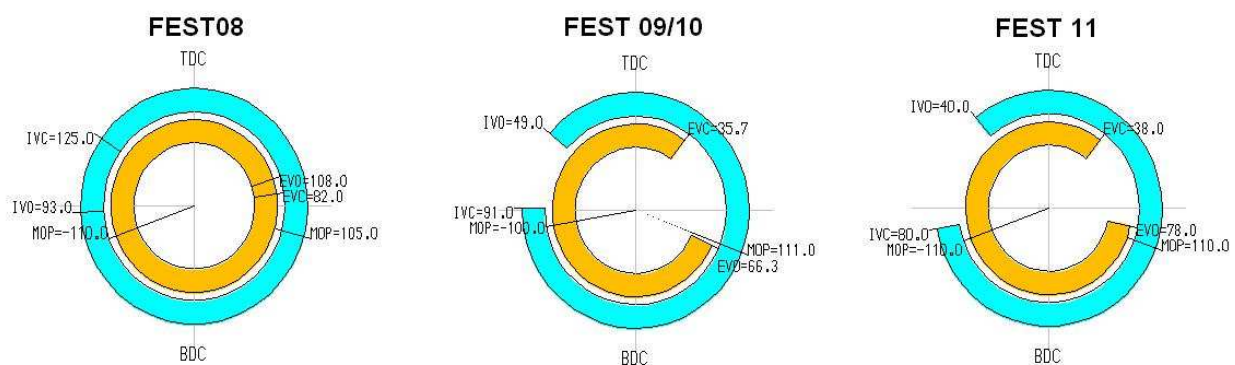
- Kõige enam mõjutab mootori täiteastet sisselaske klapi sulgumine (IVC) võrreldes teiste parameetritega, seega määrab sisselaskeklapi sulgumine mootori momendikarakteristikut kõige rohkem. Varajasem sisselaskeklapi sulgumine (IVC) suurendab mootori momenti madalamatel pööretel, kuid vähendab silindri täiteastet kõrgematel pööretel ning hilisem sulgumine suurendab täiteastet kõrgematel pööretel ja vähendab seda madalamatel pööretel (võidusõidumootorid).
- Madalamatel pöörlemissagedustel ja täiskoormusel (täielikult avatud drosselklapiga) tuleb vältida värске küttesegu tagasi voolamist sisselasketrakti seega peab sisselaske klapp sulguma (IVC) kolvi alumise surnud seisu läheduses. Samuti peaks olema klappide ülekate võimalikult väike vältimaks heitgaaside tagasivoolamist silindrisse.
- Kõrgematel pöörlemissagedustel ja täiskoormusel tuleb vähendada drosseldamist sisselaskeklappide poolt (suurendada klappide elavristlõike pindala – suurem klapitõus) ja soodustada dünaamilist ülelaadimist (kui sisselakse klapp on piisavalt kaua lahti) – sisselaskeklapp tuleks sulgeda võimalikult hilja.
- Tühikäigul ja osakoormustel tuleb vähendada klappide ülekate kestust (heitgaasid ei saa voolata sisselasketrakti). Väiksem jääkgaaside kogus silindris vähendab kütusekulu ja erinevate tsüklite vahelist kõikumist.
- Pikem klappide ülekate põhjustab suuremat silindri läbipuhet (värске küttesegu soolab avatud väljalaske kaudu välja), mistõttu efektiivsus väheneb. Seejuures paraneb silindri vabanemine põlemisjääkgaasidest põhjustades paremat silindri täituvust (jäägaasid asenduvad värске kütteseguga) seega ka suuremat võimsust.
- Varajasem väljalaskeklapi avamine (EVO) põhjustab suurema efektiivsuse kao, kuid samas vähendab pumpkadusid. [3, 4, 11]

Järgnevalt on toodud tabelis 2 erinevate võistlusmootorite gaasijaotusfaasid, samuti on joonisel 8 ära toodud samade mootorite gaasijaotusdiagrammid. Sisuliselt kujutavad mõlemad ühte ja seda sama, kuid gaasijaotusdiagrammi on tunduvalt lihtsam hoomata. Nii tabelis 2 kui ka joonisel 8 toodud gaasijaotusfaasid on esitatud ilma klapivahedeta. Vormelil FEST08 kasutatakse Yamaha YZF-R6 originaal nukkvõlle.

Tabel 2.

FS Team Tallinna võistlusmootorite gaasijaotusfaasid [15]

	FEST08	FEST09/10	FEST11
Sisselaskeklapi avanemine enne ÜSS, kraadi	93	49	40
Sisselaskeklapi sulgumine peale ASS, kraadi	125	91	80
Sisselaskeklapi maksimaalne avatus peale ÜSS, kraadi	105	111	110
Sisselaskeklapi avatuse kestus, kraadi	398	320	300
Sisselaskeklapi maksimaalne tõus, mm	8,80	7,10	7,70
Väljalaskeklapi avanemine enne ASS, kraadi	108	66,3	78
Väljalaskeklapi sulgumine peale ÜSS, kraadi	82	35,7	38
Väljalaskeklapi maksimaalne avatus enne ÜSS, kraadi	110	100	110
Väljalaskeklapi avatuse kestus, kraadi	370	282	296
Väljalaskeklapi maksimaalne tõus, mm	8,00	7,20	7,20
Ülekatte kestus, kraadi	175	84,7	78



Joonis 8. FS Team Tallinna erinevate võistlusmootorite gaasijaotusdiagrammid [15]

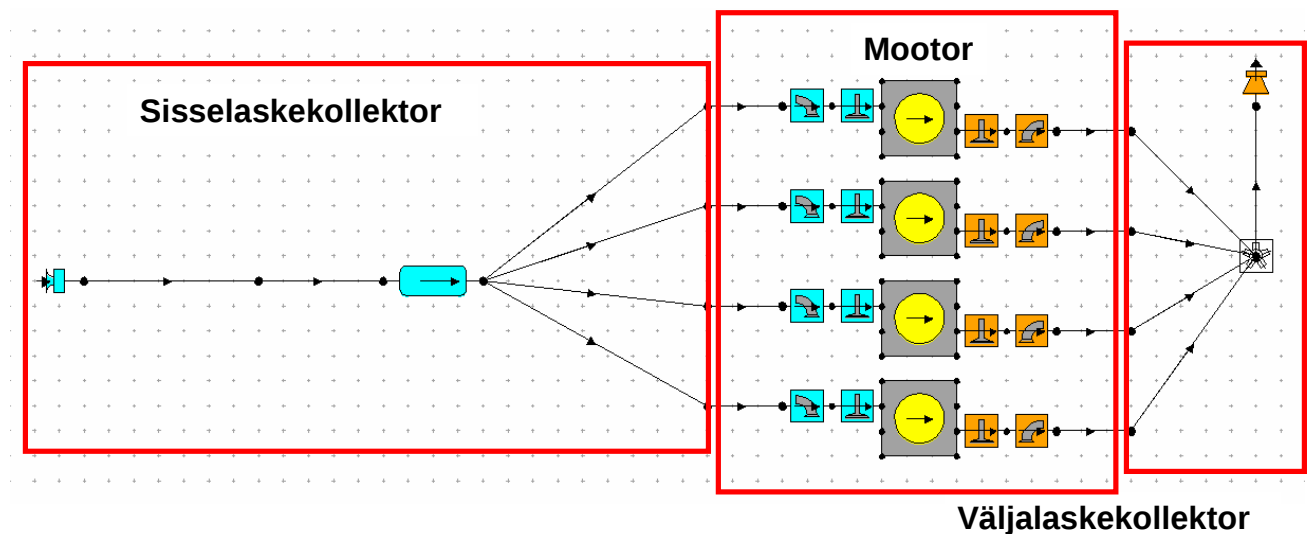
Kui nüüd võrrelda eelnevatel aastatel tehtud muudatusi gaasijaotusfaasides, siis eristub selgelt klappide lahtioleku aja ning ülekatte lühenemine. Samuti on vähendatud klappide maksimaalset tõusu mis on eelkõige tingitud sellest et uute nukkvõllide lihvimisel on toorikuna kasutatud Yamaha YZF-R6 originaal nukkvõlle (sellega kaasneb vältimatu klapi tõusu vähenemine).

Lisas 3 on võrdlusena toodud veojõustendi mõõtetulemuste erinevus FEST08 ja FEST09 mootorite momendikarakteristikutes. Väga selgelt tuleb esile FEST09 nii sisse- kui ka väljelaskeklappide lühem lahtioleku aeg (samuti lühem ülekate) mis suurendavad mootori suutlikust just madalamatel pööretel (4 000...9 000 p/min) kaotamata seejuures kõrgemate pöörete suutlikust (pööretel 9 000 ja enam).

Lisas 4 on toodud 2010. aasta (FEST10) simulatsioonide tulemused erinevate gaasijaotusfaasidega võrrelduna FEST09 gaasijaotusfaasidega. Simulatsioonide käigus muudeti sisselaskeklapi sulgumise hetke ning sisselaskeklapi maksimaalse avatuse kestust (*dwell*). Trendina tuleb selgelt välja et varasem sisselaskeklapi sulgemine suurendab mootori täiteastet just madalatel ja keskmistel pöörlemissagedustel. Samas ei parane mootori täituvus oluliselt hilisema sisselaskeklapi sulgumisega ning langeb kogu mootori töövahemikus väga hilise sisselaskeklapi sulgumisega (sisselaskeklapi sulgumine siis vastavalt 85 kraadi ja 146 kraadi peale alumist surnud seisust). Samuti ei täheldatud erilist mõju sisselaskeklapi maksimaalse avatuse kestuse pikendamisest.

2.2. Mootori virtuaalne mudel

Mootorile vastavate gaasijaotusfaaside väljatöötamiseks on kasutatud simulatsiooni tarkvara Lotus Engine Simulation, milles loodi mootori virtuaalne mudel (joonis 9).

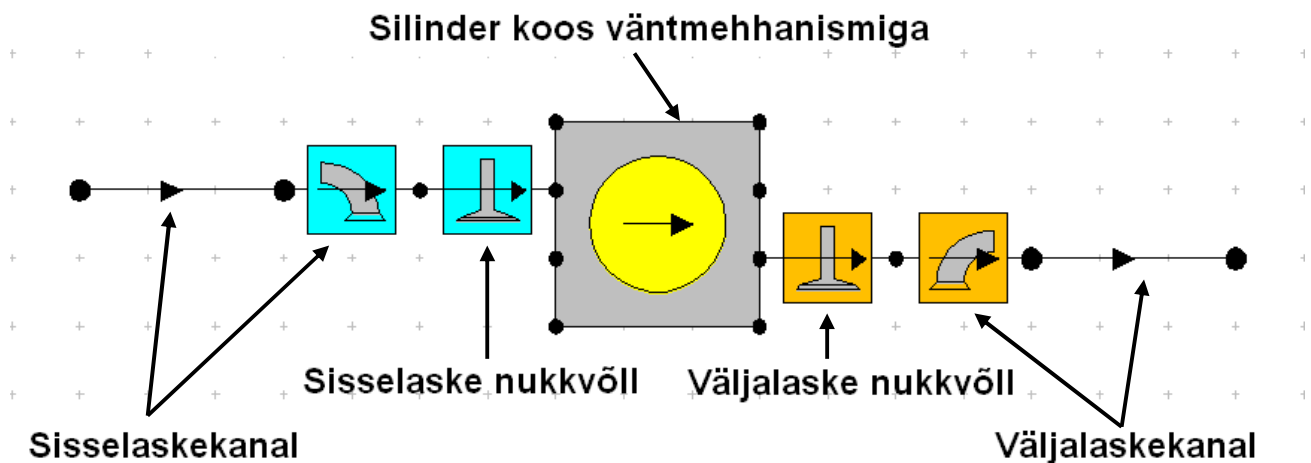


Joonis 9. Mootori virtuaalne mudel Lotus Engine Simulation tarkvara keskkonnas

Virtuaalse mudeli koostamisel tuleb eelkõige lähtuda mootori reaalsest parameetritest, mida täpsemini saab mudel defineeritud seda realistlikumad tulemused simulatsioon ka väljastab (*carbage in carbage out* reegel). Joonisel 9 toodud virtuaalse mudeli skeemilt on näha et mudel on jaotatud kolme põhiliseks osaks:

- sisselaskesüsteem (drosselklapp, õhupiiraja, sisselaske kollektor koos sisselaske traktidega)
- mootor (väntmehhanism, nukkmehhanism jne.)
- väljalaskesüsteem (väljalaske kollektor, summuti).

Et sisse- ja väljalaskesüsteemide analüüs ei ole käesoleva töö sisuks, siis kirjeldatakse lähemalt just mootori erinevaid parameetreid mis tuleb simulatsiooni sisestada (joonis 10).

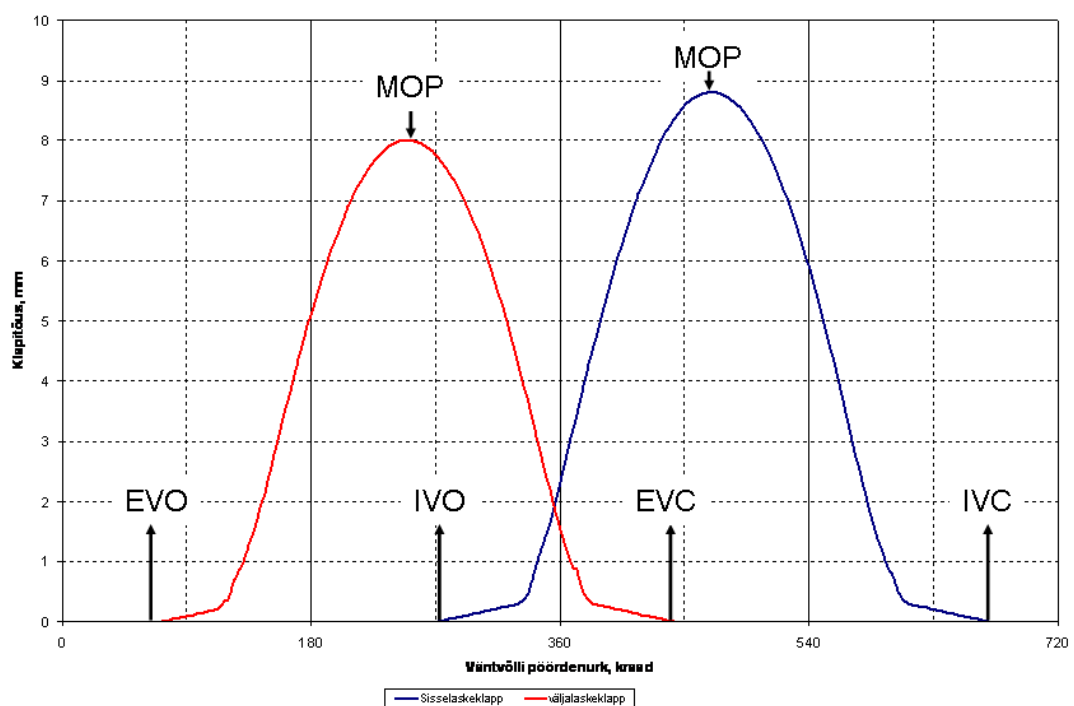


Joonis 10. Mootori 1. silindri virtuaalne mudel koos elementidega

Silindri ja väntmehhanismi jaoks on vajalikud järgmised andmed (enamus nendest andmetest on võimalik saada tabelist 1):

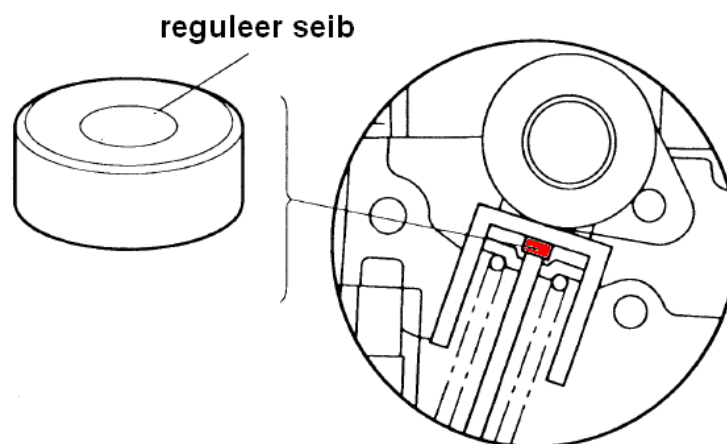
- silindri läbimõõt
- kolvikäik
- kepsupikkus
- surveaste
- väntvõlli telje ja kolvisõrme vaheline nihe
- tööjärjekord.

Sisse- ja väljalaske nukkvõllide defineerimiseks tuleb sisestada antud mootori klapitõusugraafik (joonis 11) ning määratleda klapi maksimaalne avatus punkt (MOP) või valida tarkvara poolt vaikevalikuna pakutav klapitõusu graafik ning määratleda gaasijaotusfaasid. Viimane variant ei pruugi olla küllaltki täpne, kuid klapitõusu graafiku puudumisel (teades ainult gaasijaotusfaase) on siiski võimalik läbi viia esialgseid simulatsioone trendiuuringute eesmärgil (silmas pidades et tulemused ei peegelda 100% reaalsust). Kui on tegemist mehaaniliselt reguleeritavate klapi vahedega (Yamaha YZF-R6 mootoril on seibidega reguleeritavad klapi vahed, joonis 12), siis tuleb ka need sisestada vastasel korral ei ole gaasijaotusfaasid korrektselt defineeritud.



Joonis 11. Yamaha YZF-R6 sisse- ja väljalaskeklapi tõusugraafikud [15]

Kui on tegemist mehaaniliselt reguleeritavate klapi vahedega (Yamaha YZF-R6 mootoril on seibidega reguleeritavad klapi vahed, joonis 12), siis tuleb ka need sisestada vastasel korral ei ole gaasijaotusfaasid korrektselt defineeritud. Samas tuleb klapitõusu graafikut sisestades pöörata tähelepanu sellele, kuidas vastav graafik on saadud. Kui klapitõusu graafik on mõõdetud otse mootorilt, siis on selle hulka juba klapi vahe arvestatud ja seda mudelisse sisestama ei pea (ei tohi). Kui graafik on mõõdetud vastavas mõõtepingis siis tuleb klapi vahe mudelisse sisestada (kui on tegemist hüdraulilise tõukuriga, siis klapi vahe on võrdne nulliga).



Joonis 12. Yamaha YZF-R6 klapivahede reguleerseib ja selle asukoht [6:101]

Sisselaske- ja väljalaskekanali defineerimisel tuleb sisestada kõigepealt klappide arv ja klappipesa siseläbimõõt d_p (joonis 13, tabel 3). Ekslikult kasutatakse teinekord klappipesa siseläbimõõdu asemel klappipea läbimõõtu d_v , mis on oluliselt suurem ja võib viia ekslikke simulatsiooni tulemusteni. Kõik vajalikud klappipesa ja kanali geomeetrilised andmed on toodud tabelis 3.

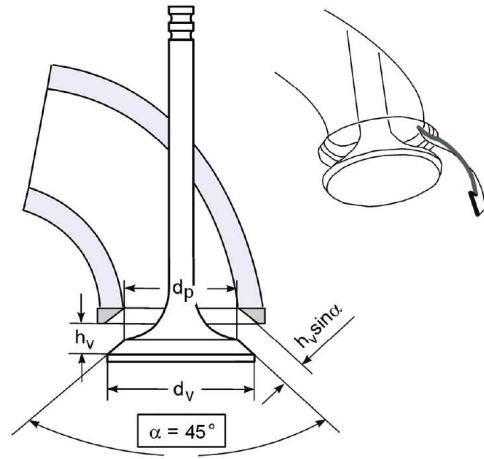
Tabel 3

FEST12 mootori gaasijaotusmehhanismi parameetrid [15]

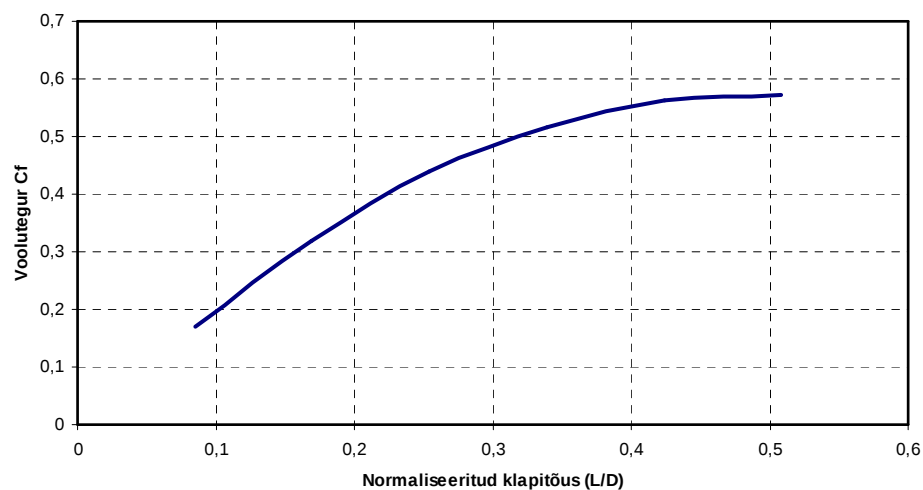
Nimetus	Tähis	SISSELASE	VÄLJALASE
Klappide arv, -	n_{ev}	2	2
Klapi läbimõõt, mm	d_v	27,00	23,00
Klapisääre läbimõõt, mm	d_{st}	4,50	4,50
Pordi läbimõõt, mm	d_p	23,60	19,80
Pordi ristlõikep., mm ²	A_p	421,53	292,00
Pordi ristlõikep.Σ, mm ²	A_{pt}	843,06	584,01
Kollektori läbimõõt, mm	d_m	36,53	29,60
Kollektori ristlõikepindala, mm ²	A_m	1048,00	688,00
Kollek. ja kanali suhe	C_m	1,24	1,18
Klapi max. tõus, mm	L_{max}	8,01	7,20
Klapi faasi nurk, kraadi	θ_v	45,00	45,00
Klappipesa siseläbimõõt, mm	d_i	25,20	20,90
Klappipesa välisläbimõõt, mm	d_o	27,00	23,00

Samuti tuleb sisestada kanalite voolutegurid C_f , mis sisuliselt tähendavad kanalite voolu efektiivsust, ilma selle parameetrita ei ole simulatsiooni tulemused kuigi reaalsed. Antud parameeter tuleb mõõta reaalse mootori plokikaanega vastavas voolavus pingis (*flowbench*) (joonis 14, lisa 5). Vooluteguri

olemasolu lihtsustab meil kanalite modelleerimise selliselt et me ei pea konkreetse kanali kuju väga täpselt mudelisse sisestama, piisab vaid kanali alguse ja lõpu läbimõõdust ning pikkusest (kui on olemas kanalite erinevate ristlõigete andmed siis sisestatakse ka need) (joonis 15).



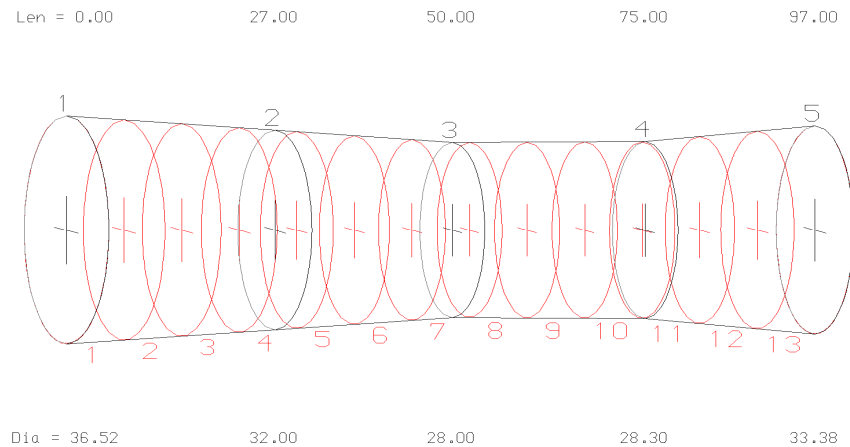
Joonis 13. Klapipesa geomeetrilised parameetrid [7:34]



Joonis 14. Yamaha YZF-R6 sisselaskekanali voolutegur C_f [15]

Siinjuures tuleb ära märkida et võistlusauto FEST12 mootori sisselaskekanalid on olulisel määral modifitseeritud. Joonisel 15 on toodud modifitseeritud sisselaskekanali kuju geomeetrilised parameetrid, millest on näha et keskosas on kanali läbimõõtu vähendatud. Et baasmootor on projekteeritud töötama kõrgematel pöörlemissagedustel (11 000...16 500 p/min) siis kanali ristlõiked

on just seda arvestades. Et FEST12 mootori pöörlemissagedus jääb vahemikku 6 000 kuni 13 000 p/min siis on baasmootori kanalid liiga suured saavutamaks vajalikku gaasivoolukiirust kanalis.



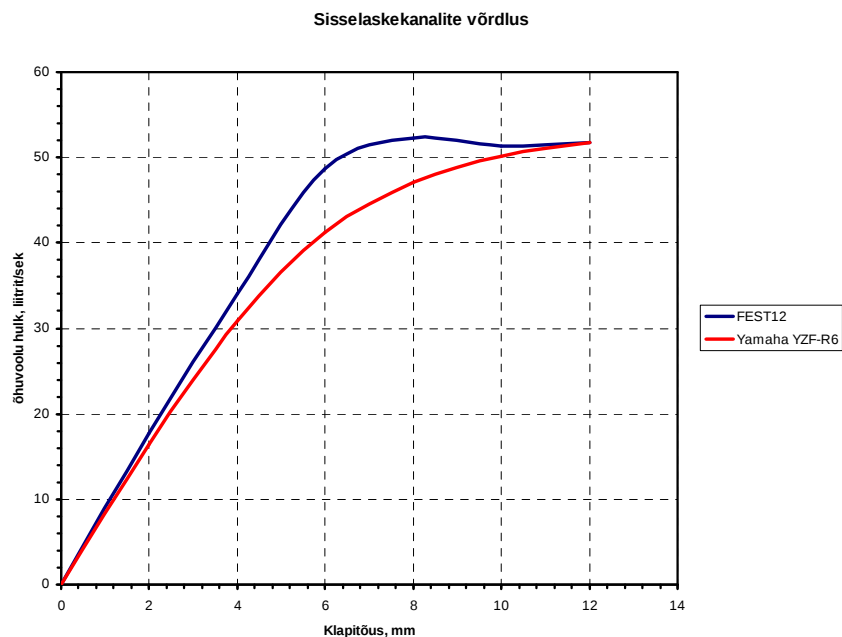
Joonis 15. FEST12 sisselaskekanali mudel simulatsiooni keskkonnas

Sobilik keskmine gaasivoolukiirus (v_{gaas} [m/s]) sisselaskekanalis jääb vahemikku 90 kuni 130 m/s (võistlusmootoritel) [3, 4, 7] ning selle suurus on otseses seoses kanali ristlõike ja kolvikeskmise kiirusega, mille võib leida järgmisest seosest [3:545]

$$v_{\text{gaas}} = v_m \cdot \frac{D^2}{d^2},$$

kus v_{gaas} [m/s] – keskmine gaasivoolukiirus kanalis
 v_m [m/s] – kolvi keskmine kiirus
 D [mm] – silindriläbimõõt
 d [mm] – kanali minimaalne läbimõõt.

Mootori pöörlemissagedusel 12 000 p/min on kanalis keskmine gaasivoolukiirus ca 100,3 m/s võrreldes Yamaha YZF-R6 muutmata sisselaskekanali keskmise kiirusega 72,1 m/s (gaasivoolukiiruse kasv on ca 28%). Samas ei ole kahanenud sisselaskekanali läbilaskevõime vaid on hoopis paranenud, võrdlus modifitseeritud ja originaal sisselaskekanaliga on toodud joonisel 16. Samuti selgub sellelt jooniselt et sisselaskeklapi maksimaalne tõus üle 8 mm ei anna mingisugust eelist ning seega on see sobilik klapitõusuks valida. Sisselaskekanalite modifitseerimine toimus Soome ettevõttes HMJ Motors.



Joonis 16. Sisselaskekanali võrdlus Yamaha YZF-R6 ja FEST12 omaga [15]

2.3. Simulatsioonide tulemused

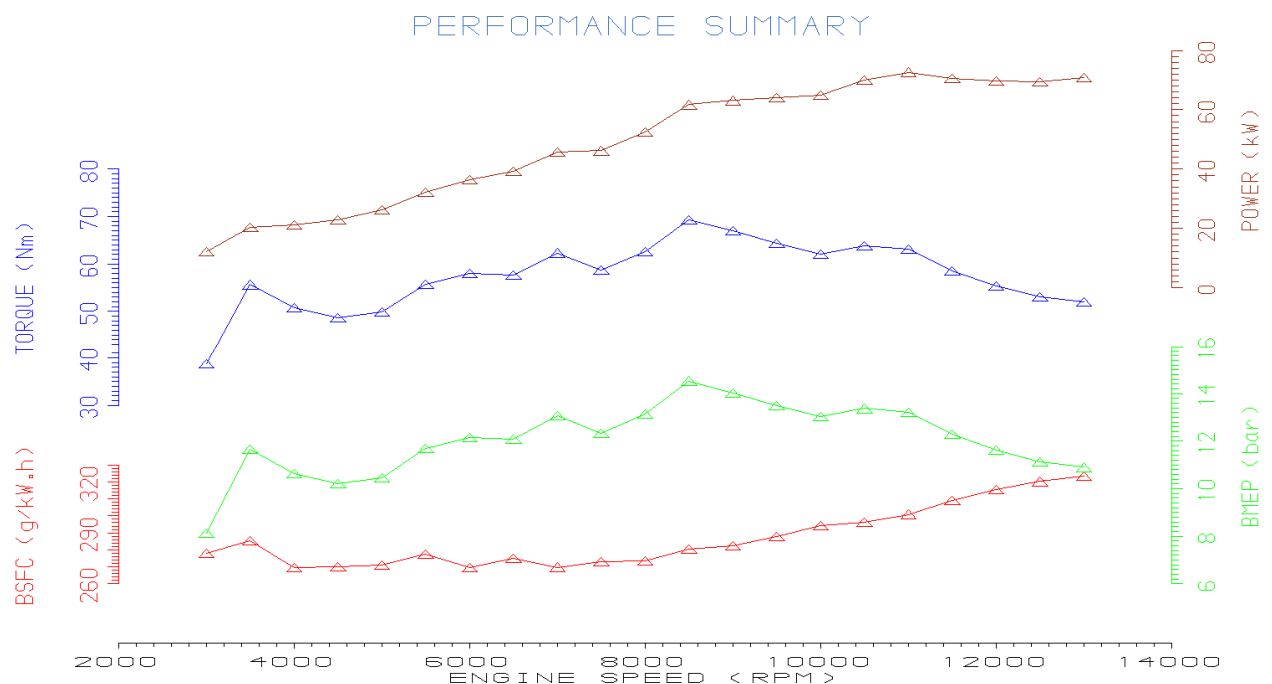
Lotus Engine Simulation tarkvara väljastab kahte tüüpi tulemusi [8]:

- mootori pöörlemissageduse suhtes esitatud tulemused
- vāntvōlli pōördenurga suhtes esitatud tulemused,

kus esimeste hulgas on meile olulised mootori väliskarakteristikud:

- vōimsus
- moment
- keskmine efektiivrōhk
- kūtuse erikulu jne.

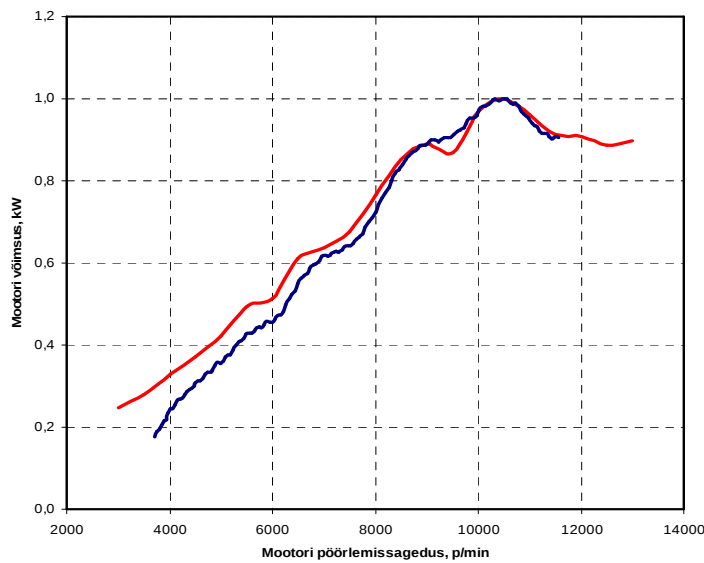
Kōik simulatsioonid on lābiviidud mootori pōrlemissageduse vahemikes 3 000 kuni 13 000 p/min sammuga 500 p/min. See tāhendab et simulatsiooni tarkvara arvutab mootori parameetrid iga etteantud pōrlemissageduse juures (21 punkti) ja esitab need graafikuna (joonis 17).



Joonis 17. Lotus Engine Simulation tarkvara tulemuste näidisgraafik

Iga etteantud pöörlemissageduse juures viiakse läbi 10 järjestikuse töötsükli arvutus enne kui tulemused fikseeritakse ja salvestatakse. See tagab tulemuste parema stabiilsuse ja täpsuse, arvutatavate töötsüklite arvu on võimalik suurendada (sellega võib paraneda ka tulemuste täpsus) kuid sellega kaasneb oluline kogu arvutustsükli aeg [9, 10]. Antud töökäigus teostatud simulatsioonide puhul kasutati tsüklite arvu 10.

Teine oluline aspekt simulatsiooni tulemuste juures on nende valideerimine reaalsete mõõtetulemustega. Joonisel 18 on toodud FEST11 normaliseeritud võimsuskõverad võrrelduna simulatsiooni ja reaalsete tulemustega. Normaliseeritud võimsust kasutatakse seetõttu et absoluutväärtustena erinevad võimsus numbrid oluliselt, mis on tingitud mõõtetulemuste mõõtemetoodikast ja mõõteseadme eripärast. Kuid oluline polegi võrrelda tulemuste absoluutväärtusi vaid pigem mõlema graafiku kuju kokkulangevust, mis antud juhul on täiesti rahuldav. Mõningat erinevust võib täheldada pöörlemissageduse vahemikus 3 000...8 500 p/min, kus simulatsiooni tulemus on mõnevõrra kõrgem ning pöörlemissageduse 9 500 p/min juures on simulatsiooni tulemustes märgatav langus (lohk).



Joonis 18. Simulatsiooni ja mõõdetud tulemuste normaliseeritud võimsuste võrdlus

Mõlemad erinevused on võimalik seletada järgmiselt:

- mõõtetulemused algavad alles 3 800 p/min ning mootori ei ole saavutanud veel täiskoormust
- kuna mõõtmine toimub nn kiirendus režiimis, siis mootor ületab 9 500 p/min punkti inertsiga ning lohk on väiksem.

Teiseks võib erinevust seletada madalamatel pöörlemissagedusel sellega et simulatsiooni tarkvara ei arvesta kuigi reaalselt soojusülekanne mõju mootori tööle (kogu sisselaske trakti pinna temperatuur) [10]. Küll aga langevad kokku mõlema graafiku puhul neile iseloomulikud punktid, näiteks maksimaalse võimsuse asukoht ning erinevad võimsuse lokaalsed piigid kogu pöörlemissageduse vahemikus, millest võib järeldada et mudel on piisavalt täpne simulatsioonide teostamiseks.

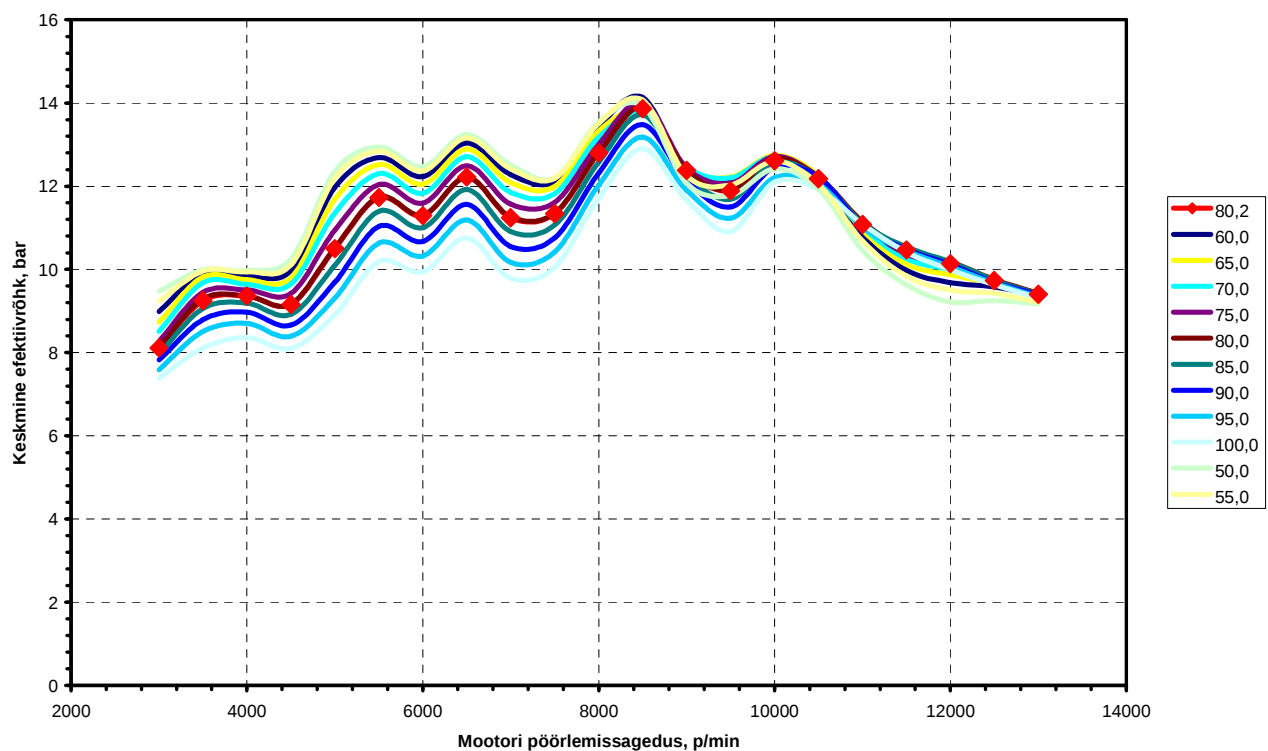
Gaasijaotusfaaside simulatsiooni käigus muudeti mudelis nende väärtusi ning muudeti ka klapitõusu, kuid klapitõusu graafikuna kasutati Yamaha YZF-R6 oma (joonis 11) kuid oli tarkvara poolt lubatud selle muutmine (*scaling*) selliselt et oleks tagatud etteantud gaasijaotusfaasid ja klapitõus. Tabelis 4 on toodud gaasijaotusfaaside vahemikud ja klapitõusud millede korral simulatsioonid teostati. Samas tuleb silmas pidada et eesmärk oli klappide lahtioleku kestuse mõningane suurendamine ning olulisel määral suurendada klappide elavristlõike pindala suurendamine.

Tabel 4

Simulatsioonis kasutatud gaasijaotusfaaside vahemik

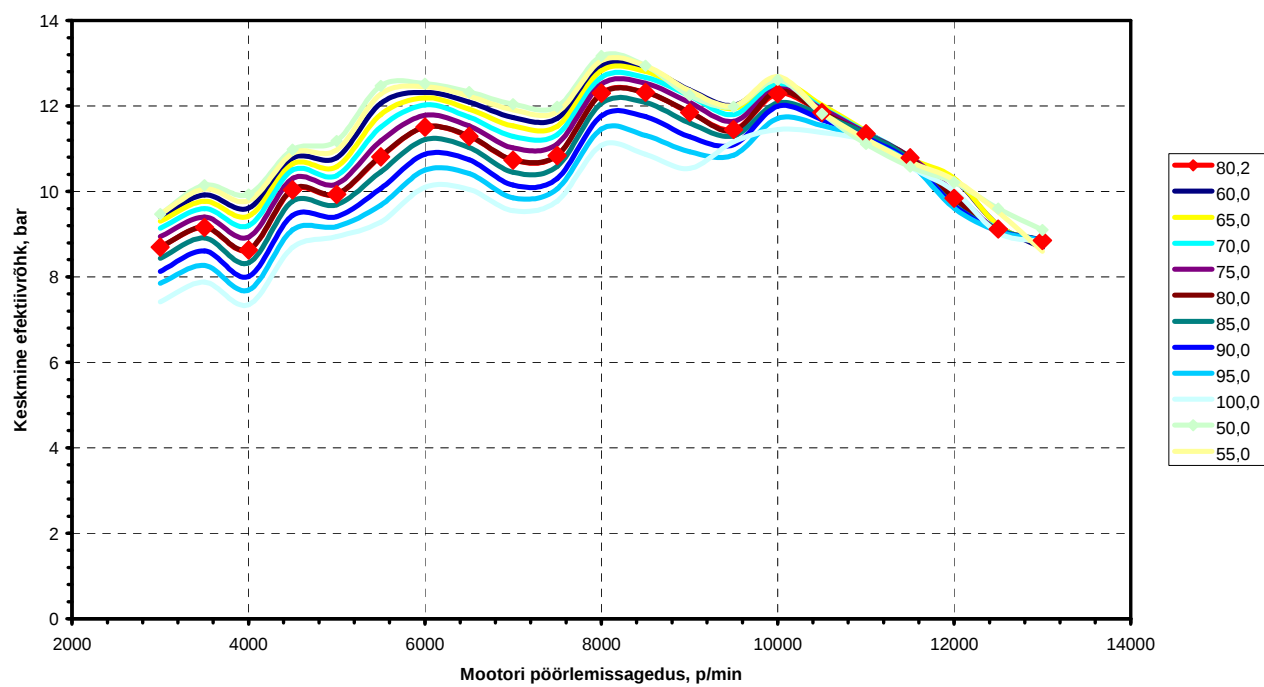
	Sisselaskeklapp	Väljaskeklapp
Avanemine enne ÜSS, kraadi	40...55	78...110
Sulgumine peale ASS	55...85	35...65
Maksimaalne avatus punkt, kraadi	100...110	100...110
Maksimaalne klapitõus, mm	7,7...8,5	7,2...7,5

Lisas 6 on toodud ühe parameetrilise simulatsiooni tulemused, kus võrreldud on sisselaskeklapi sulgumist koos erinevate sisselasketrakti pikkustega. Iga graafik kujutab endast vastavat pöörlemissagedust mille juures simulatsioon on teostatud. Üldise trendina võib nendest tulemustest välja lugeda seda et mootori kõrgematel pöörlemissagedustel sisselaskeklapi hilisem sulgumine parem kuid vähendab mootori suutlikust madalamatel ja keskmistel pööretel, mida toetab ka sellekohane eriala kirjandus [3, 4, 11].



Joonis 19. Sisselaskeklapi sulgumise mõju mootori keskmisele efektiivrõhule

Joonistel 19 ja 20 on toodud samuti sisselaskeklapi sulgumisest tingitud mõju mootori keskmisele efektiivrõhule, kus esimesel joonisel toodud tulemused on sisselasketrompeti pikkuseks 220 mm ja teise joonise puhul 150 mm.



Joonis 20. Sisselaskeklapi sulgumise mõju mootori keskmisele efektiivrõhule

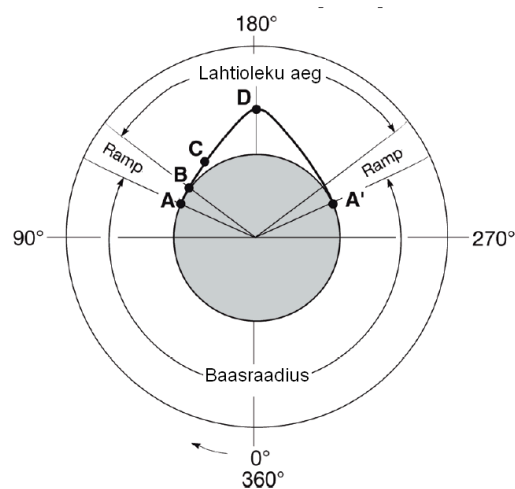
3. KLAPIMEHHANISMI KINEMAATIKA JA DÜNAAMIKA

3.1. Klapimehhanismi kinemaatika

Klapimehhanismi kinemaatika analüüsiks pole tarvis teada kasutatavaid gaasijaotusfaase vaid peab teadma klapi lahtioleku kestust ja maksimaalset klapitõusu. Klapitõusu graafiku väljatöötamisel võib lähtuda laialt levinud funktsioonidest [11, 12]:

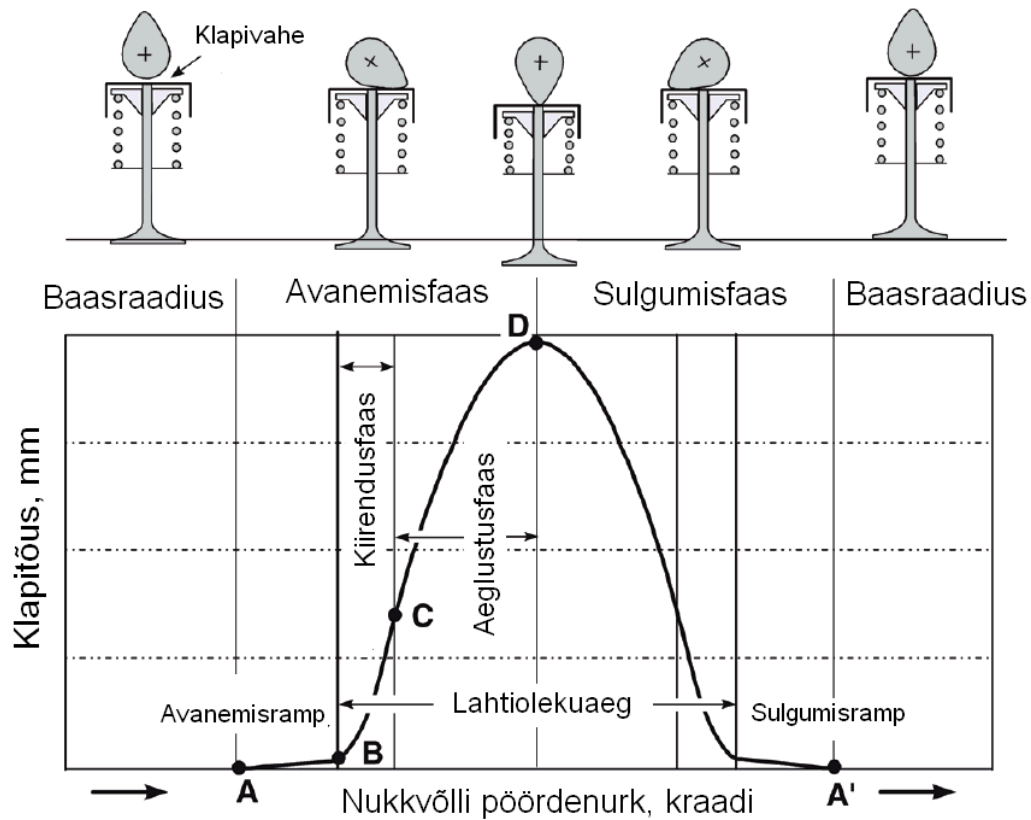
- kolmikraadiusega profiil
- püsiva kiirusega profiil
- püsiva kiirendusega profiil
- kõrgemat järku polünoomid.

Joonisel 21 on toodud tüüpilise nukkvõlli profiili iseloomulikud osad.



Joonis 21. Nukkvõlliprofiili peamised osad [7:38]

Tabelis 5 on toodud üldisemad soovitused vastavate nukkvõlli faaside kohta nii sisse- kui ka väljalaskeklappide korral.



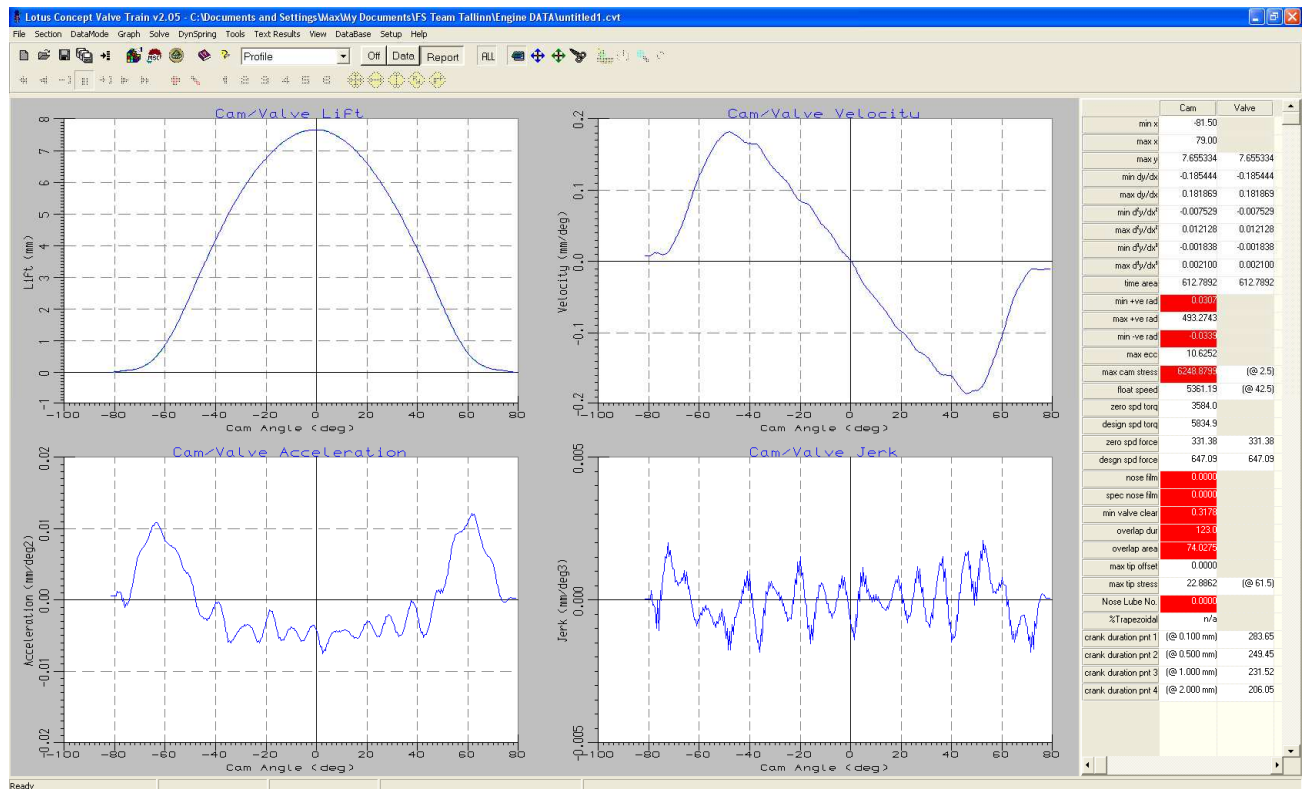
Joonis 22. Nukkvõlliprofiili peamised osad [7:38]

Tabel 5

Mõningad klapitõusu graafiku soovitusused [3]

	Lühike ja järsk avanemise ramp	Klapi avanemisfaas: kiire avanemine	Klapi sulgumisfaas: võimalikult järsk	Lühike ja järsk sulgumise ramp
Sisselase	hea tühikäigu stabiilsus, madal väikeste koormuste kütusekulu	kõrge täiteaste	vähenenud tagasivool (parem täituvus)	vähenenud tagasivool, kõrgem moment madalamatel pööretel
Väljalase	madal heitgaaside töö (pumpkaod)	madal heitgaaside töö (pumpkaod)		hea tühikäigu stabiilsus, madal väikeste koormuste kütusekulu

Kinemaatika ja dünaamika analüüsimiseks on kasutatud Lotus Concept Valvetrain tarkvara (joonis 21).



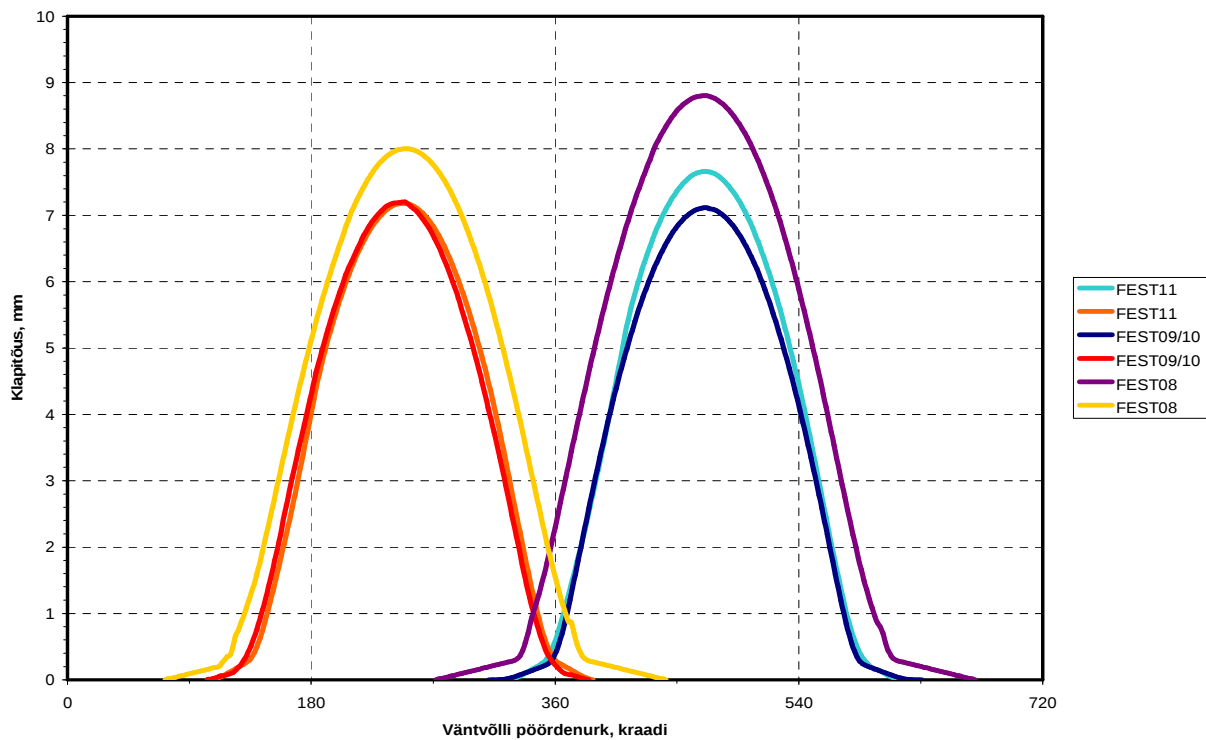
Joonis 23. Lotus Concept Valve Train tarkvara töökeskkond

Joonisel 24 on toodud erinevate mootorite klapitõusu graafikud. Nagu esimeselt joonisel näha, on FEST11 ja FEST09/10 väljalaskenukkvõllid suhteliselt sarnased (maksimaalne tõus ja lahtioleku kestus). Suurem erinevus on sisselaske nukkvõllide maksimaalse tõusu juures kusjuures lahtioleku aeg on enamvähem samades piirides.

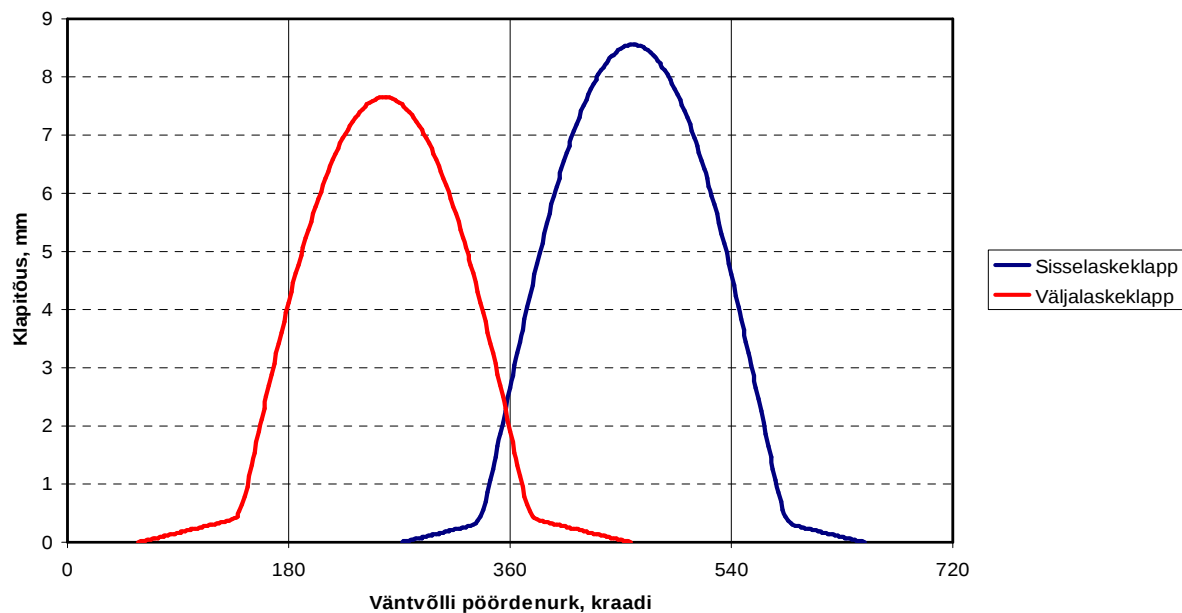
Joonisel 25 on toodud FEST12 sisse- ja väljalaskeklappide tõusu graafikud. Eelnevate graafikutega võrreldes on siin suurenenud nii maksimaalne klapitõus kui ka lahtiolekuaeg (mõlemal klappil).

Joonistel 26, 27 ja 28 on toodud võrdlusena erinevate mootorite sisselaskelappide kinemaatika, kus esimesel joonisel on klappide kiirused, teisel kiirendused ja kolmandal kiirenduse muutused (*jerk*). Kõik kolm parameetrit on esitatud normaliseeritud kujul, mis tähendab et graafikutest on taandatud

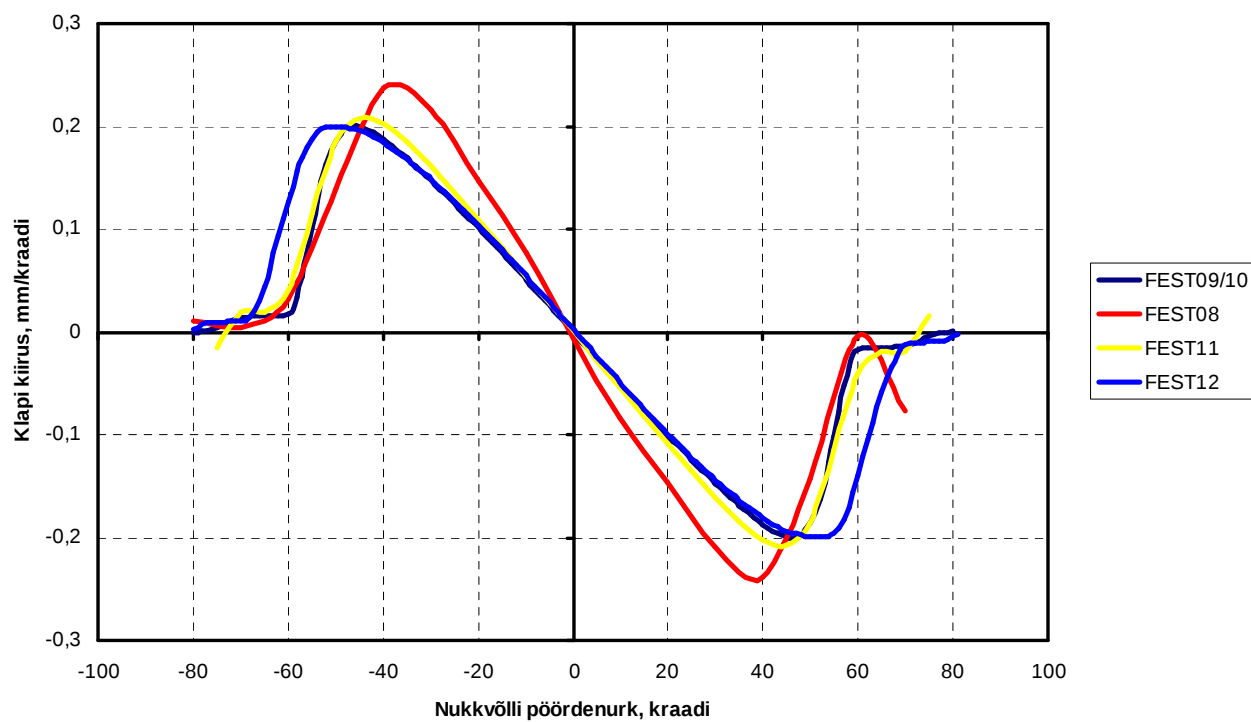
välja nukkvõlli pöörlemiskiirus. Et teada saada tegelikud andmed, tuleb graafikul esitatud numbrid lihtsalt nukkvõlli nurkkiirusega läbi korrutada (kraad/sek).



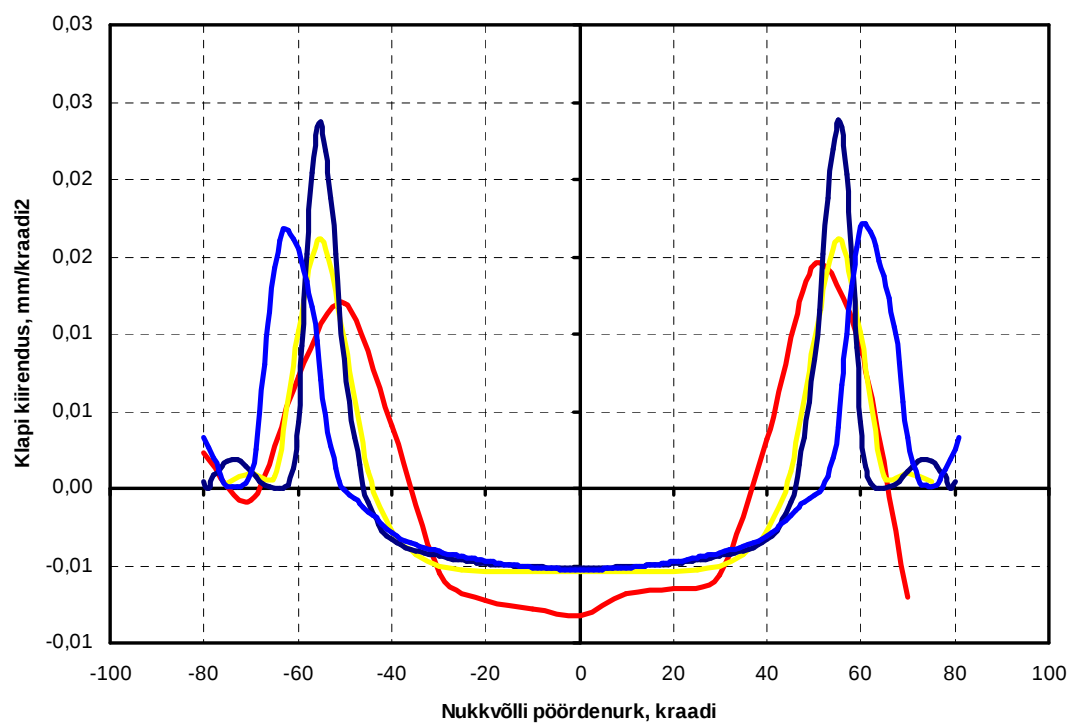
Joonis 24. Erinevate mootorite klapitõusu graafikud



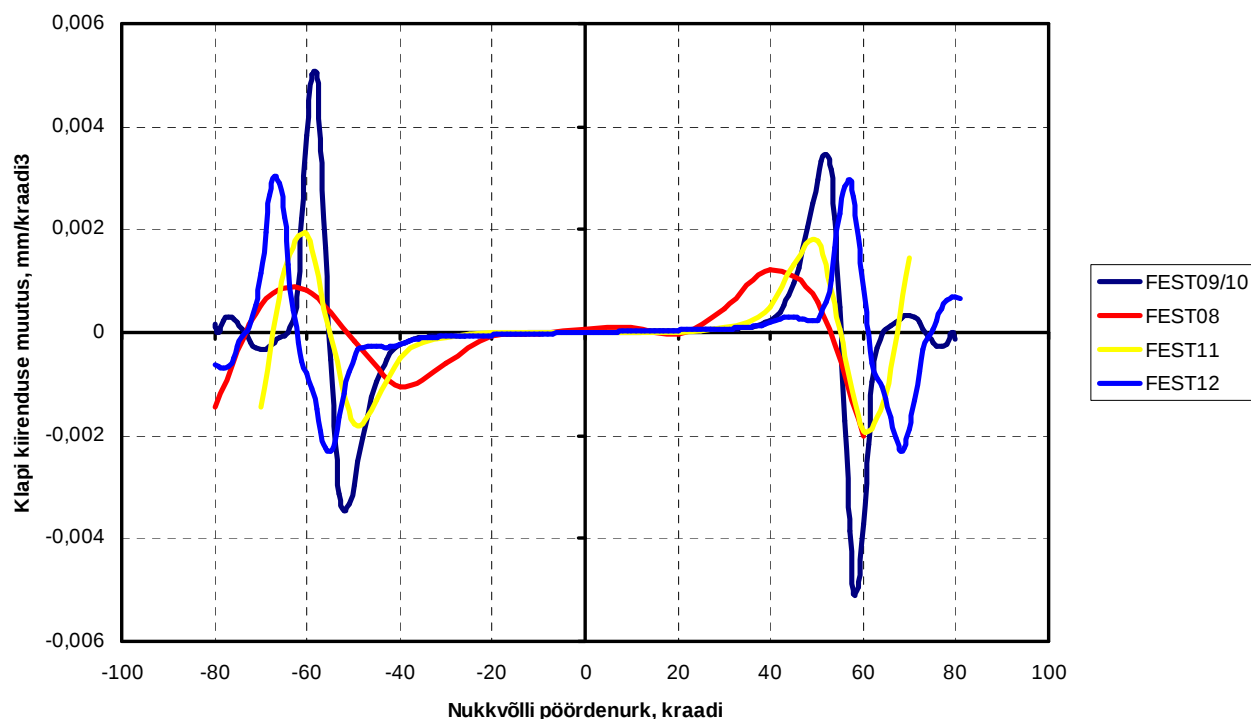
Joonis 25. FEST12 sisse- ja väljalaskeklappide tõusugraafikud



Joonis 26. Erinevate mootorite sisselaskeklappide kiirused



Joonis 27. Erinevate mootorite sisselaskeklappide kiirendused



Joonis 28. Erinevate mootorite sisselaskeklappide kiirenduste muutused (*jerk*)

Kui vaadelda klapi kiirusi (joonis 26) siis on selgelt näha maksimaalse kiiruse langus võrrelduna Yamaha YZF-R6 originaal klapi kiirustega, kuid kiirendused on suurenenud (joonis 27). Kiirenduste suurenemine on tingitud sellest et klapi maksimaalne tõus on küll vähenenud kuid see ei mõjuta nii väga maksimaalse kiirenduse ala (vt joonist 22) ning agressiivsem nukkvõlli profiil ongi eesmärgiks. Samas tuleb meele pidada et antud juhul ei tööta FEST12 üle 13 000 p/min ning seega on olemas teatud varu (ca. 1,3 korda – maksimaalsete nukkvõlli pöörlemiskiiruste erinevus). Tabelis 6 on toodud nukkvõllide kinemaatika maksimaalsed ja minimaalsed suurused.

Tabel 6

Erinevate mootorite sisselaskeklappide kinemaatika võrdlus

	FEST08	FEST09/10	FEST11	FEST12
Minimaalne kiirus, mm/kraadi	-0,238	-0,200	-0,207	-0,199
Maksimaalne kiirus, mm/kraadi	0,238	0,200	0,207	0,199
Minimaalne kiirendus, mm/kraadi ²	-0,0082	-0,0051	-0,0054	-0,0052
Maksimaalne kiirendus, mm/kraadi ²	0,0145	0,0237	0,0169	0,0173
Minimaalne kiirenduse muutus, mm/kraadi ³	-0,0015	-0,0051	-0,0028	-0,0023
Maksimaalne kiirenduse muutus, mm/kraadi ³	0,0012	0,0051	0,0028	0,0030
Lahtioleku pindala, kraadi·mm	719,22	518,91	564,70	688,86

Sarnane trend leiab aset ka väljalaskeklappide kinemaatikas (tabel 7). Vähenenud on klappide minimaalsed ja maksimaalsed kiirused ning kiirendused. Suurenenud on klapi lahtioleku pindala mis oli ka eesmärgiks.

Tabel 7

Erinevate mootorite väljalaskeklappide kinemaatika võrdlus

	FEST08	FEST09/10	FEST11	FEST12
Minimaalne kiirus, mm/kraadi	-0,185	-0,200	-0,205	-0,193
Maksimaalne kiirus, mm/kraadi	0,182	0,197	0,205	0,192
Minimaalne kiirendus, mm/kraadi ²	-0,0075	-0,0110	-0,0052	-0,0049
Maksimaalne kiirendus, mm/kraadi ²	0,0121	0,0154	0,0208	0,0179
Minimaalne kiirenduse muutus, mm/kraadi ³	-0,0018	-0,0043	-0,0059	-0,0030
Maksimaalne kiirenduse muutus, mm/kraadi ³	0,0021	0,0049	0,0059	0,0040
Lahtioleku pindala, kraadi mm	612,79	504,47	519,83	583,75

3.2. Klapimehhanismi dünaamika

Klapimehhanismi dünaamika analüüsiks peab teadma eelnevalt analüüsitud klapi kinemaatikat ning klapimehhanismi detailide masse (tabel 8, joonis 29) ning nukkvõlli põhilisi mõõtmeid (baasraadis, nuki laius).

Tabel 8

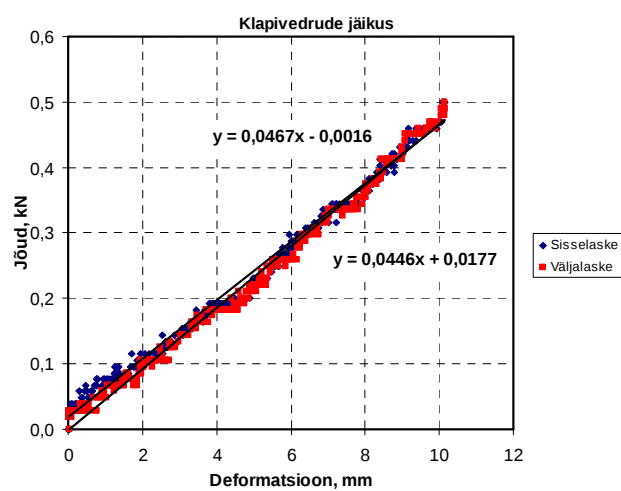
Klapimehhanismi komponendid ja nende massid [11]

	Sisselase	Väljalase
Klapitõukur, grammi	12	13
Seib, grammi	1	1
Poolkuud, grammi	1	1
Seib, grammi	4	4
Vedru, grammi	31	31
Klapp, grammi	16	13
Klapisääretihend, grammi	1	1
Seib, grammi	5	5
Kokku, grammi	71	69



Joonis 29. Klapimehhanismi komponendid [11]

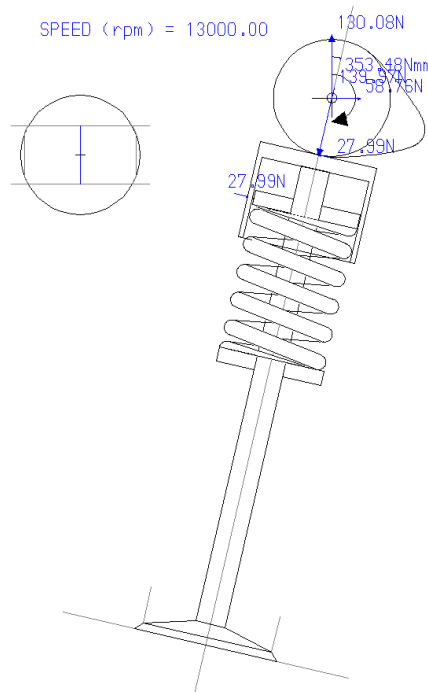
Yamaha YZF-R6 klapivedru jäikuskarakteristikud on mõõdetud Tallinna Tehnikakõrgkooli masinaehitusteaduskonna laboris, tulemused on esitatud joonisel 30.



Joonis 30. Klapivedru jäikuskarakteristik

Tegemist on lineaarse karakteristikuga klapivedrudega (nii sisse- kui ka väljalaskeklapp) ning mõlema klapi puhul jääb vedrujäikus vahemikku 45...48 N/mm. Kui seda võrrelda Yamaha poolt väljaantud spetsifikatsiooniga kus klapivedrujäikus peab jääma vahemikku 32,11...52,40 N/mm, siis võib olemas olevad klapivedrud kasutus kõlblikkeks lugeda [6].

Antud parameetrid on sisestatud Lotus Concept Valvetrain tarkvarasse ja viidud läbi nukkvõlli dünaamiline analüüs. Joonisel 31 on toodud klapimehhanismi koormusskeem mootori pöörlemisajal 13 000 p/min kus on näha mehhanismile mõjuvad jõud antud aja hetkel.



Joonis 31. Klapimehhanismi koormusskeem pööratel 13 000 p/min

Dünaamilise analüüsi korral tuleb tähelepanu pöörata järgmistele tulemustele:

- klapitõukurile mõjuv jõud
- nukkvõlli käitamise moment
- nukkvõlli hõõrdemoment
- kontaktpinged (nukkvõlli ja tõukuri vahel)
- õlikile paksus (nukkvõlli ja tõukuri vahel) [12, 13].

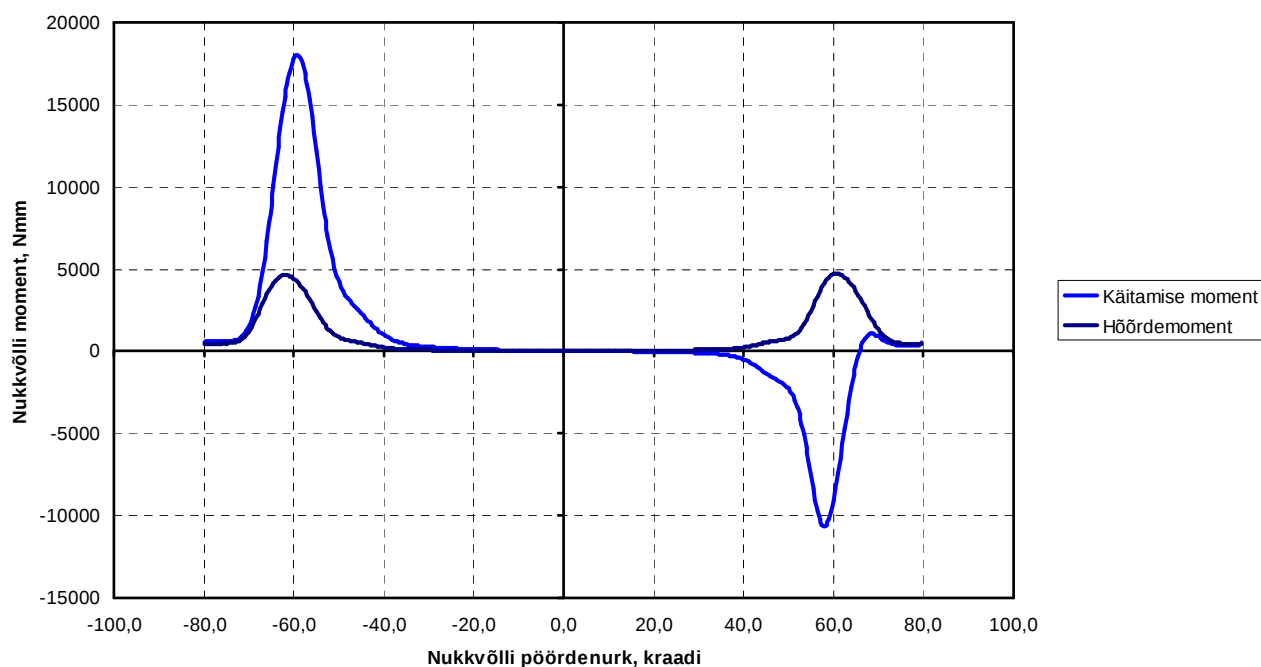
Tabelis 9 on toodud erinevate mootorite kõik olulisemad dünaamilise analüüsi tulemused mootori pöörlemisagedustel 13 000 p/min (va FEST08 mille pöörlemisagedus on 16 500 p/min).

Tabel 9

Erinevate mootorite klapimehhanismi dünaamika parameetrid

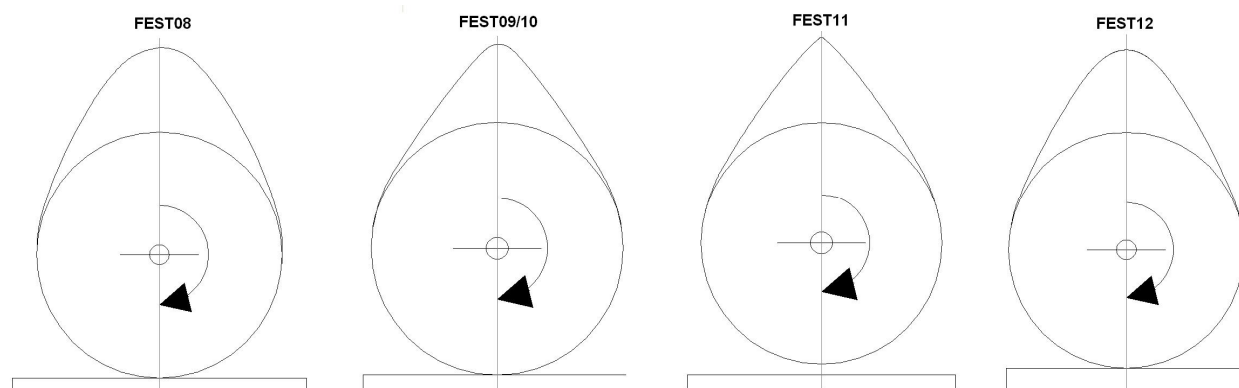
	FEST08	FEST09/10	FEST11	FEST12
Maksimaalne kontaktpinge, N/mm ²	4 318,53	941,60	40 635,08	753,85
Klapi ujumise kiirus, p/min	12 223,53	11 490,10	11 035,04	12 446,40
Maksimaalne moment, Nmm	17 516,80	23 952,80	19 822,50	19 669,70
Maksimaalne jõud, N	1 956,28	2 667,08	2 299,71	2 132,75
Maksimaalne külgjõud, N	349,85	533,42	459,94	426,55

Kui vaadelda klapimehhanismile mõjuvaid koormusi, siis on selge trend nende suurenemisele mida on FEST12 puhul mõningal määra vähendatud. Lisas 7 on toodud FEST10 mootori klapimehhanismi purunenud detailid, mis on suure tõenäosusega põhjustatud suurematest koormustest. Vältimaks klapimehhanismi täielikku purunemist on olulisel määral vähendatud ka klapitõukurile mõjuvat külgjõudu [14].



Joonis 32. FEST12 sisselaske nukkvõlli käitus- ja hõõrdemoment

Erilist tähelepanu tuleb juhtida FEST11 kordades kõrgemale (ca 10 korda) kontaktpingele nukkvõlli ja klapitõukuri vahel, mee on tingitud nukkvõlli omapärasest terava nuka tipuga kujust (joonis 33). Antud juhul on see põhjustatud liigsest baasraadiuse vähendamisest (kuigi klapitõusu graafikult see välja ei tule) seega tuleb võimaluse korral vältida baasraadiuse vähendamist ning säilitada suurema raadiusega nukatipp [12, 14].

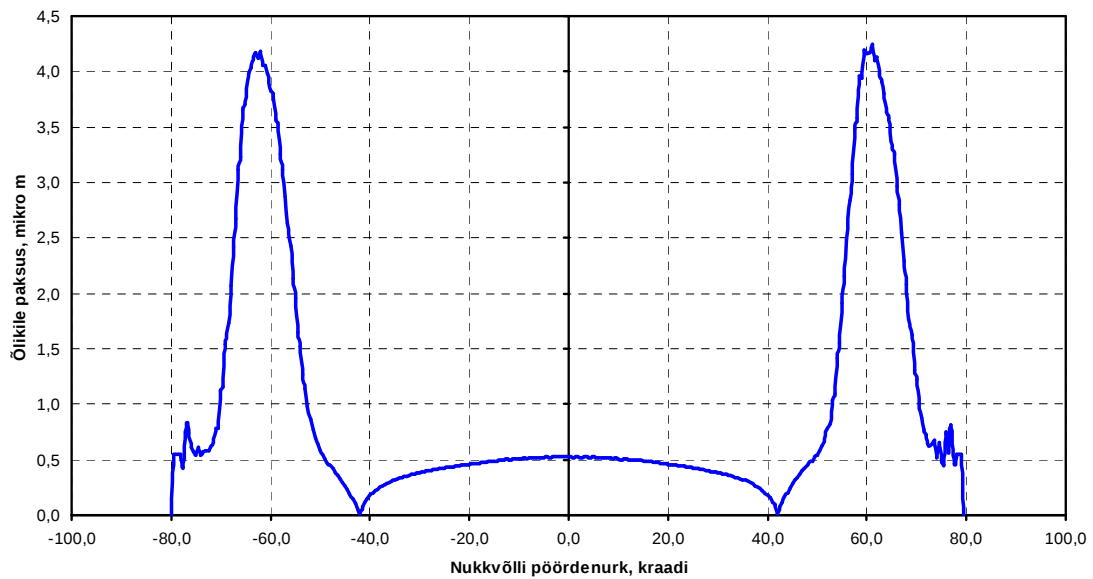


Joonis 33. Erinevate mootorite sisselaske nukkvõllide profiilid

Samuti põhjustab liialt suur kontaktpinge ja terava tipuga nukk, selle kiiret kulumist (joonis 34) ja pindväsimumust ning vähendab õlikile paksust (või kaotab täielikult) klapitõukuri ja nukkvõlli vahel [13].

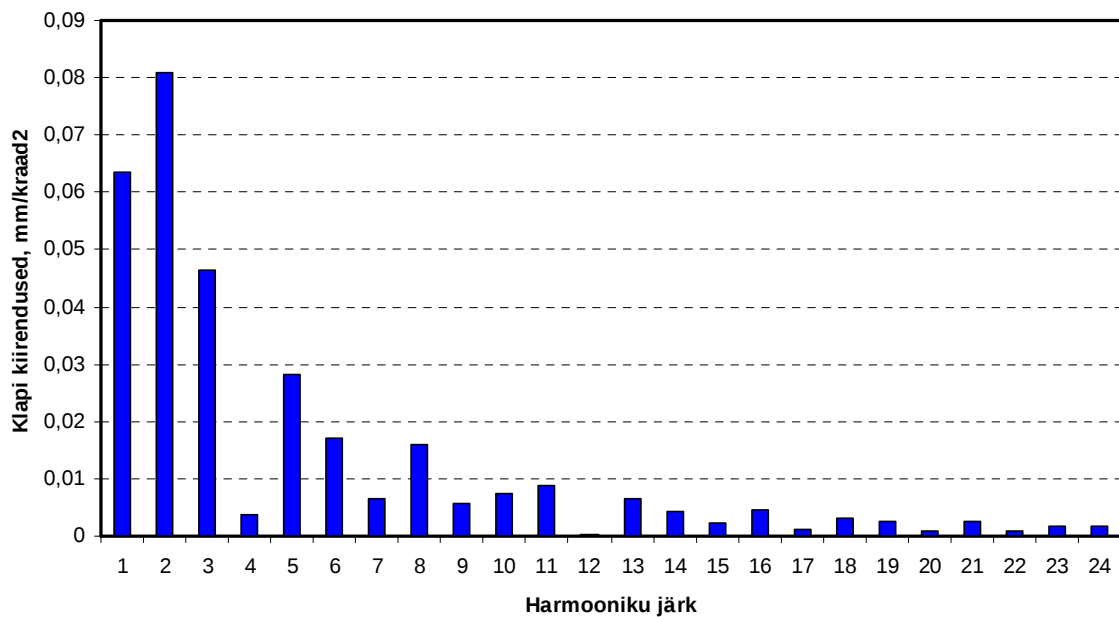


Joonis 34. Mootori nukkvõlli nukatipu pindväsimumus (pitting)



Joonis 35. FEST12 õlikile paksus sisselaske nukkvõlli ja klapitõukuri vahel

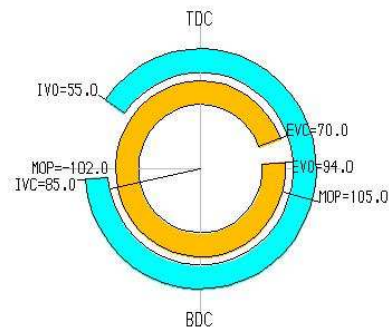
Joonisel 36 on toodud sisselaskeklapi kiirenduste Fourier'i analüüs mille järgi võib otsustada seda et Yamaha YZF-R6 originaal klapivedrusid on võimalik ka FEST12 nukkvõllidega kasutada. Kui enamus ajast kasutatakse mootori pöörlemissagedusi 8 000 p/min ja enam ning klapivedrude omavõnkesagedus on ca 600 Hz, siis jäävad kõrgetel pööratel harmoonilise madalamad järgud kasutuselast välja [13].



Joonis 36. Sisselaske klapi kiirenduse Fourier'i analüüs (harmooniline analüüs)

3.3 Lõpptulemus

Lõpptulemuseks on kõiki asjaolusid arvesse võttes valminud FEST12 sisse- ja väljalaske nukkvõllide gaasijaotusdiagrammid ja klapitõusu graafikud (joonis 37, tabel 10). Klapitõusu graafikud on toodud joonisel 25.



Joonis 37. FEST12 gaasijaotusdiagramm

Tabel 10

FEST12 gaasijaotusfaasid

	FEST12
Sisselaskeklapi avanemine enne ÜSS, kraadi	55
Sisselaskeklapi sulgumine peale ASS, kraadi	85
Sisselaskeklapi maksimaalne avatus peale ÜSS, kraadi	105
Sisselaskeklapi avatuse kestus, kraadi	320
Sisselaskeklapi maksimaalne tõus, mm	8,37
Väljalaskeklapi avanemine enne ASS, kraadi	102
Väljalaskeklapi sulgumine peale ÜSS, kraadi	62
Väljalaskeklapi maksimaalne avatus enne ÜSS, kraadi	110
Väljalaskeklapi avatuse kestus, kraadi	344
Väljalaskeklapi maksimaalne tõus, mm	7,48
Ülekatte kestus, kraadi	117

Peamisteks muudatusteks on siis sisse- ja väljalaskeklappide lahtiolekuaja kestuse pikenemine ja maksimaalse klapitõusu suurenemine, samuti on tagatud klappimehhanismi töökindlus. Saadud klapitõusu graafikud saadeti Inglismaale ettevõtte nimega Newman Cams Ltd, kus lihviti meile Yamaha YZF-R6 originaal nukkvõllidest sobilik nukkvõlli profiil.

KOKKUVÕTE

Antud töö ülesandeks oli projekteerida võistlusautole FEST12 sisse- ja väljalaske nukkvõllid, mis rahuldaksid mootorile esitatud nõudmisi. Käesoleva ülesande täitmisel lähtuti mootori kontseptsioonist ning selle baasil koostatud lähteülesandest.

Esimese etapina uuriti eelnevatel aastatel tehtud arendustöid, simulatsioonide tulemusi ning reaalseid mootori karakteristikuid erinevate konfiguratsioonide korral, mille põhjal oli võimalik lähtuda edasises tegevuses. Et FEST12 mootori puhul kasutati modifitseeritud sisselaske kanalitega plokikaant, võimaldas see oluliselt suurema kestuse ja tõusuga nukkvõllide profiile. Samuti andis see teatava vabaduse valida selline klapitõusu graafik mis tagaks ka selle head kinemaatilised ja dünaamilised näitajad ilma et olulisel määral mootori suutlikkuses kaotaks. Lõpptulemuseks saavutati suurema lahtioleku kestusega ja suurema klapitõusuga (võrreldes eelnevate mootoritega) nukkvõlli profiil.

Teises etapis analüüsiti klapi kinemaatikat ja dünaamikat, mille peamiseks eesmärgiks oli parandada nukkvõlli ja klapitõukuri vahelist määrimist ning seeläbi suurendada nukkvõlli kulumiskindlust. Samuti oli eesmärk vältida klapimehhanismi üleliigset koormamist, mis vastasel korral võib viia klapimehhanismi purunemiseni (ka ülemäära kõrge kulumiseni). Analüüsiti klapivedrude tööd eesmärgiga vähendada klappide ebaloomulikku liikumist (põrklemist ja nukkvõlliga kontakti kaotamist).

Lõpptulemuseks saavutas antud töö oma eesmärgi ning saadud tulemuste baasil valminud klapitõusu graafikute põhjal valmistati Inglismaal Newman Cam Ltd. uued nukkvõlli profiilid. Nukkvõllide tootmisel kasutati toorikuna Yamaha YZF-R6 originaal nukkvõlle mis lihtsalt vajalikku mõõtu ülelihviti.

SUMMARY

The purpose of this thesis was to design the intake and exhaust camshafts for FEST12 formula student car to achieve better engine performance on higher loads and speeds.

The first part of this thesis concentrates engines conceptual studies, which meant analyzing past development work, the results of the simulations and the actual characteristics of the engine with different configurations. In that part the engines overall concept was established and baseline task was formed.

In second part of this thesis, engine virtual 1D model was created and important aspects were investigated which reflect the accuracy of virtual model. For 1D simulation work the Lotus Engine Simulation software were used. After the engine model was established the valve timing events were studied. Goal was to increase engines performance on higher speed (8 000...13 000 rpm) with out compromising lower end torque characteristics. For that reason modified cylinder-head (intake channels) were used, which allowed significantly increases valve duration and maximum lift. It also gave a certain amount of freedom to choose a lift profile that ensures the valve kinematic and dynamic parameters without engine's performance loses. At the end higher valve duration and lift (e.g. valve time area) figures were achieved.

Third part of this thesis deals with valve kinematics and dynamics analysis done in Lotus Concept Valvetrain software. Main purpose was to achieve good acceleration and jerk behavior which underlies the dynamic properties of valve mechanism. In that part overall valve actuating mechanisms loading was reduced, lubrication properties were enhanced and wear was minimized.

In overall the outcome of this work satisfies the engine performance characteristics with out sacrificing the valve kinematic and dynamic behavior. Based on this work new intake and exhaust camshafts were re-grinded from Yamaha YZF-R6 original camshafts.

VIIDATUD ALLIKAD

1. Yamaha Motor CO. Yamaha YZF-R6 factsheet. [WWW]
<http://www.yamaha.motor.eu/Hndlers/ProductPdf.ashx?modelcode=YZF600R6&year=2011&pub=230&l=en&c=GB> (14.05.2013)
2. 2013 Formula SAE Rules [WWW]
<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2013fsaerules.pdf> (10.05.2013)
3. Trzesniowski, M. (2008). Rennwagenteknik. Vieweg, 866 lk.
4. Blair, P. G. (1999). Design and Simulation of Four-Stroke Engines. SAE, 815 lk.
5. Schreiner, K. (2011). Basiswissen verbrennungsmotor. Vieweg, 236 lk.
6. Yamaha Motor CO (2008). Yamaha YZF-R6 Service Manual. 434 lk.
7. Stoffreggen, J. (2008). Motorradtechnik. Vieweg, 437 lk.
8. Lotus Cars Ltd. Getting Started Using Lotus Engine Simulation, Version 5.05, 184 lk.
9. Lotus Cars Ltd. Lotus Engine Simulation – Online Help.
10. Winterbone, E. D., Pearson, J. R. (1999). Design Techniques for Engine Manifolds. Wave action methods for IC engine. Professional Engineering Publishing Ltd, 363 lk.
11. Heizler, H. (1995). Advanced Engine Technology. SAE, 794 lk.
12. Rothbart, H (2004). Cam Design Handbook. McGraw-Hill, 606 lk.
13. Blair, P. G. (2005). Thr Right Lift. – Race Engine Technology Magazine, Aug., lk. 44-54.
14. Blair, P. G. (2005). Bucket Operation. – Race Engine Technology Magazine, Dets., lk. 56-65.
15. FS Team Tallinna erakogu

Lisa 1. Erinevatel võistlustel osalenud mootorite TOP10 perioodil 2010 kuni 2012.

KOHT	2010				2011				2012			
	FSUK 10	FSG 10	FSAU 10	FSH 10	FSUK 11	FSG 11	FSAU 11	FSH 11	FSUK 12	FSG 12	FSAU 12	FSH 12
1	4	1	1	1	4	1	1	4	4	4	1	4
2	4	4	4	4	4	4	2	4	E	4	E	E
3	4	4	4	4	4	4	4	4	1	4	4	4
4	1	4	E	4	4	4	E	4	4	1	2	2
5	4	4	E	4	4	4	4	2	4	4	4	4
6	4	4	-	4	4	4	4	4	4	4	4	4
7	4	4	4	4	4	4	4	4	1	4	E	4
8	4	2	4	4	-	4	4	4	4	4	2	E
9	4	-	4	2	E	4	4	4	E	4	4	4
10	4	4	4	-	4	4	4	4	1	4	4	E
11						4						

PS! Number tähistab vastavlt mootori silindrite arvu

E Elektrimootoriga vormel

- Andmed puuduvad

FSUK Inglismaa, Silverstone

FSG Saksamaa, Hochenheim

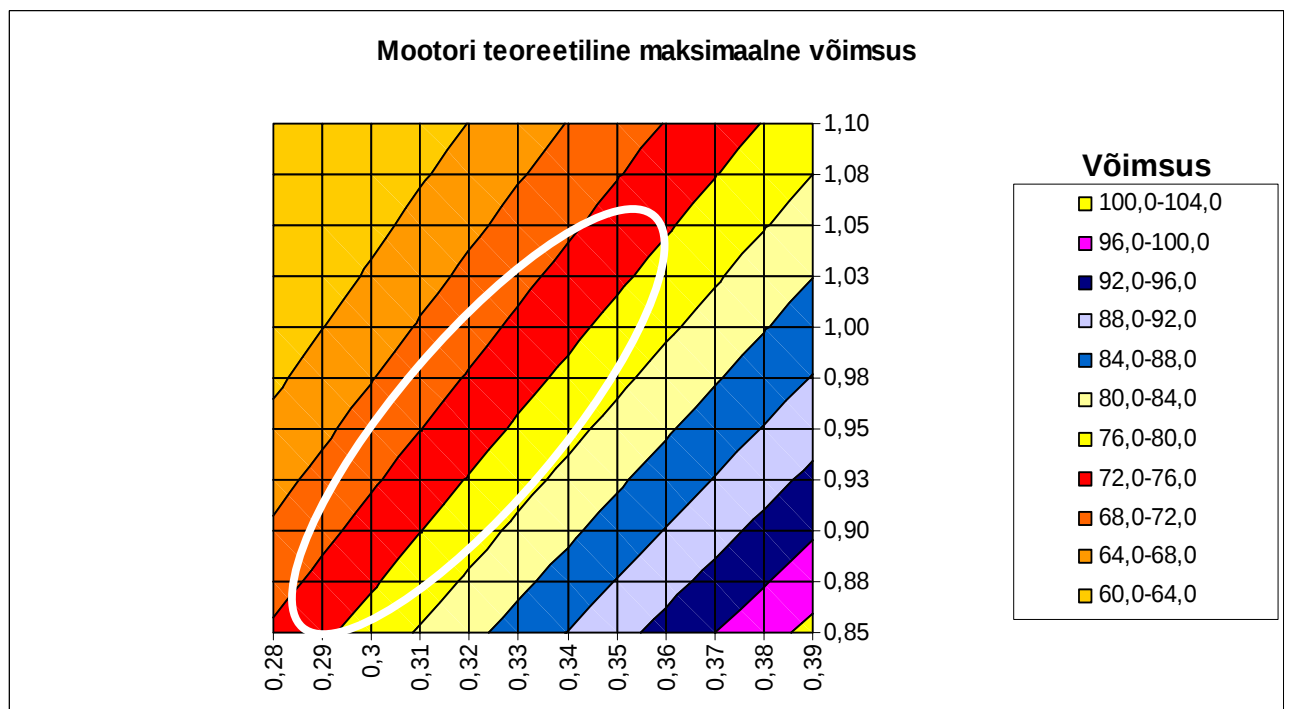
FSAU Austria, Red Bull ring

FSH Ungary, Győr

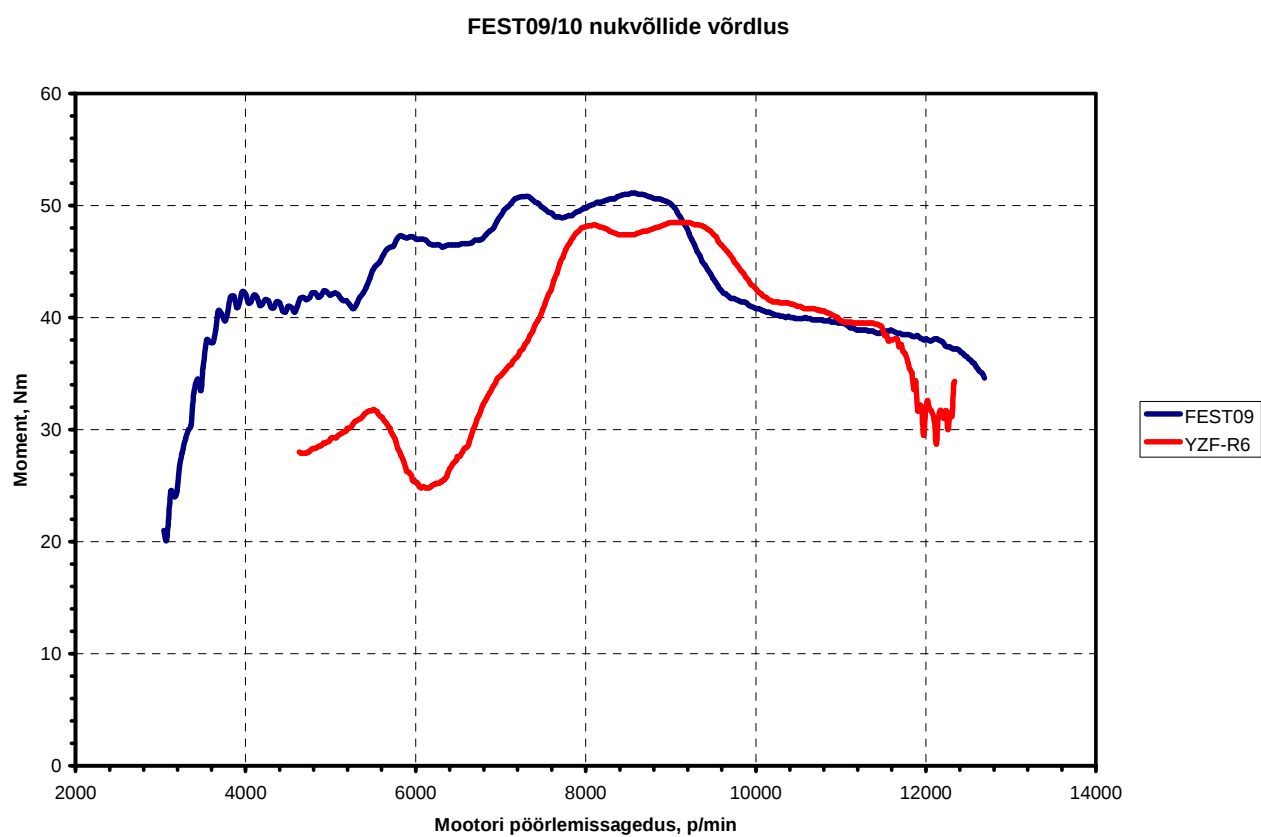
4 Punasega on tähistatud FS Team Tallina paiknemine antud võistlustel

Lisa 2. Mootori teoreetilise maksimaalse võimsuse sõltuvus liigõhutegurist (λ) ja kasutegurist (η_e)

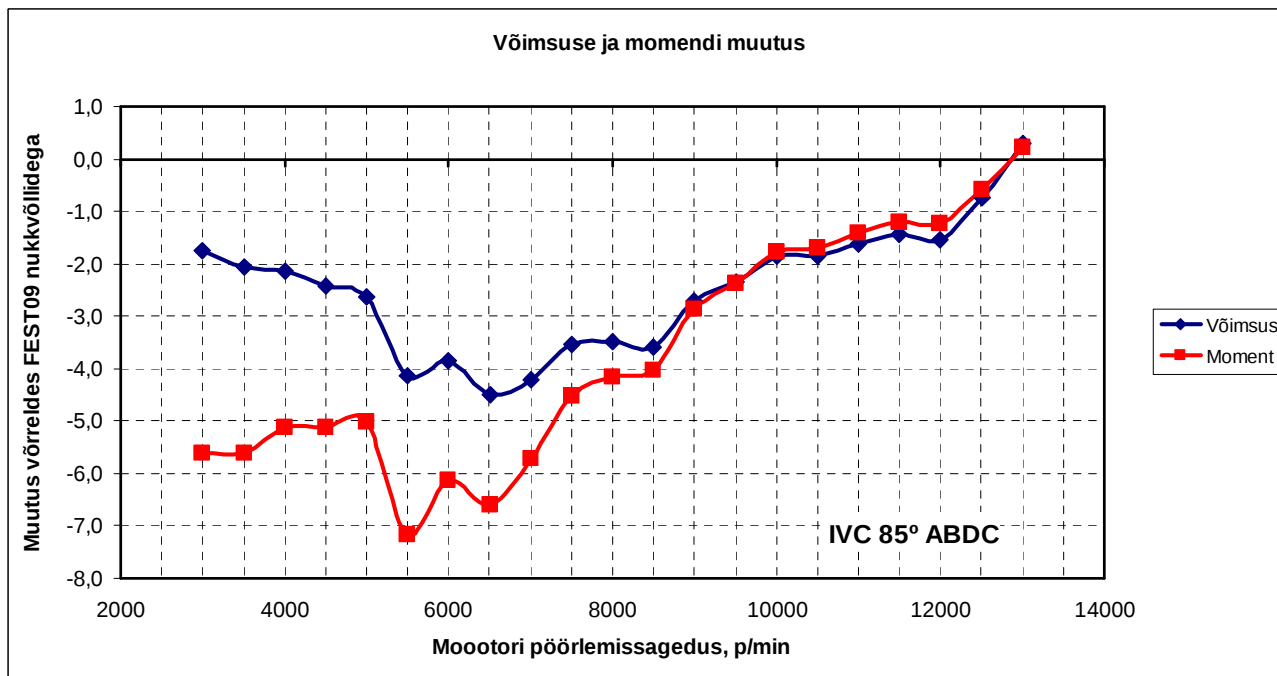
Mootori teoreetiline maksimaalne võimsus												
Liigõhutegur		0,85	0,875	0,9	0,925	0,95	0,975	1	1,025	1,05	1,075	1,1
Mootori kasutegur	0,28	72,6	70,5	68,6	66,7	65,0	63,3	61,7	60,2	58,8	57,4	56,1
	0,29	75,2	73,1	71,0	69,1	67,3	65,6	63,9	62,4	60,9	59,5	58,1
	0,3	77,8	75,6	73,5	71,5	69,6	67,8	66,1	64,5	63,0	61,5	60,1
	0,31	80,4	78,1	75,9	73,9	71,9	70,1	68,3	66,7	65,1	63,6	62,1
	0,32	83,0	80,6	78,4	76,3	74,3	72,3	70,5	68,8	67,2	65,6	64,1
	0,33	85,6	83,1	80,8	78,6	76,6	74,6	72,7	71,0	69,3	67,7	66,1
	0,34	88,2	85,7	83,3	81,0	78,9	76,9	74,9	73,1	71,4	69,7	68,1
	0,35	90,8	88,2	85,7	83,4	81,2	79,1	77,2	75,3	73,5	71,8	70,1
	0,36	93,4	90,7	88,2	85,8	83,5	81,4	79,4	77,4	75,6	73,8	72,1
	0,37	96,0	93,2	90,6	88,2	85,9	83,7	81,6	79,6	77,7	75,9	74,1
	0,38	98,6	95,7	93,1	90,6	88,2	85,9	83,8	81,7	79,8	77,9	76,2
	0,39	101,1	98,3	95,5	92,9	90,5	88,2	86,0	83,9	81,9	80,0	78,2



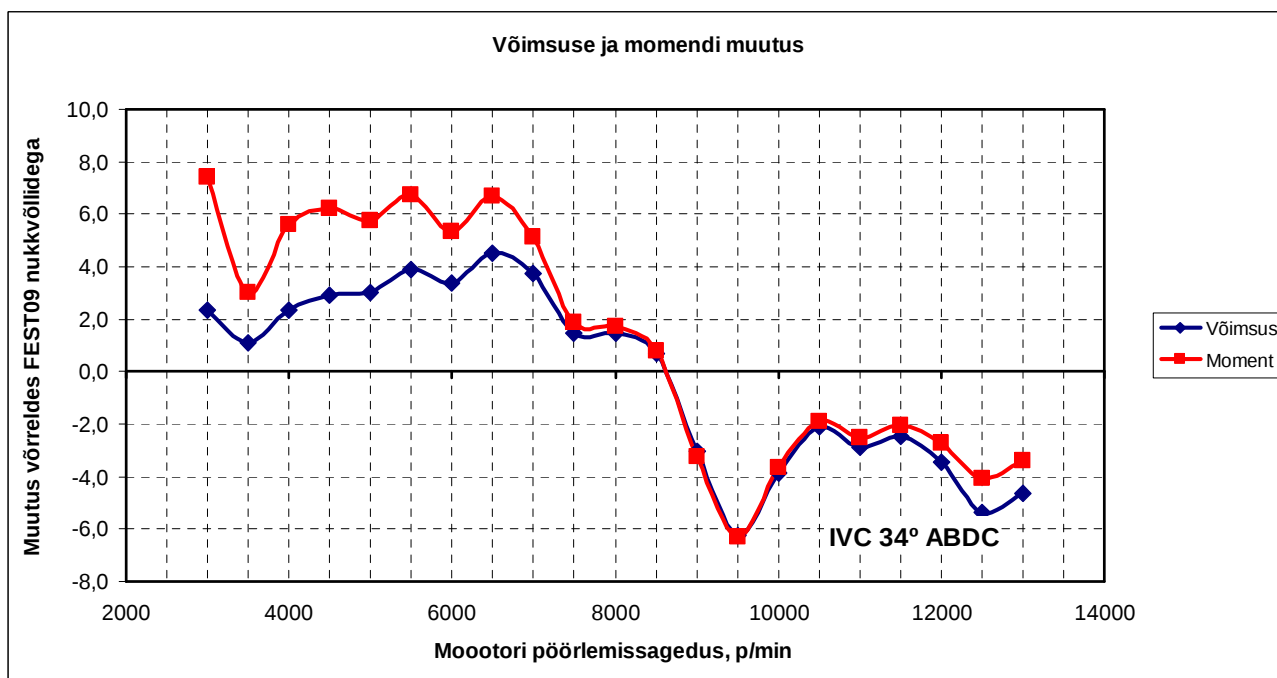
Lisa 3. FEST09 nukkvõllide mõju mootori momendile võrreldes Yamaha YZF-R6



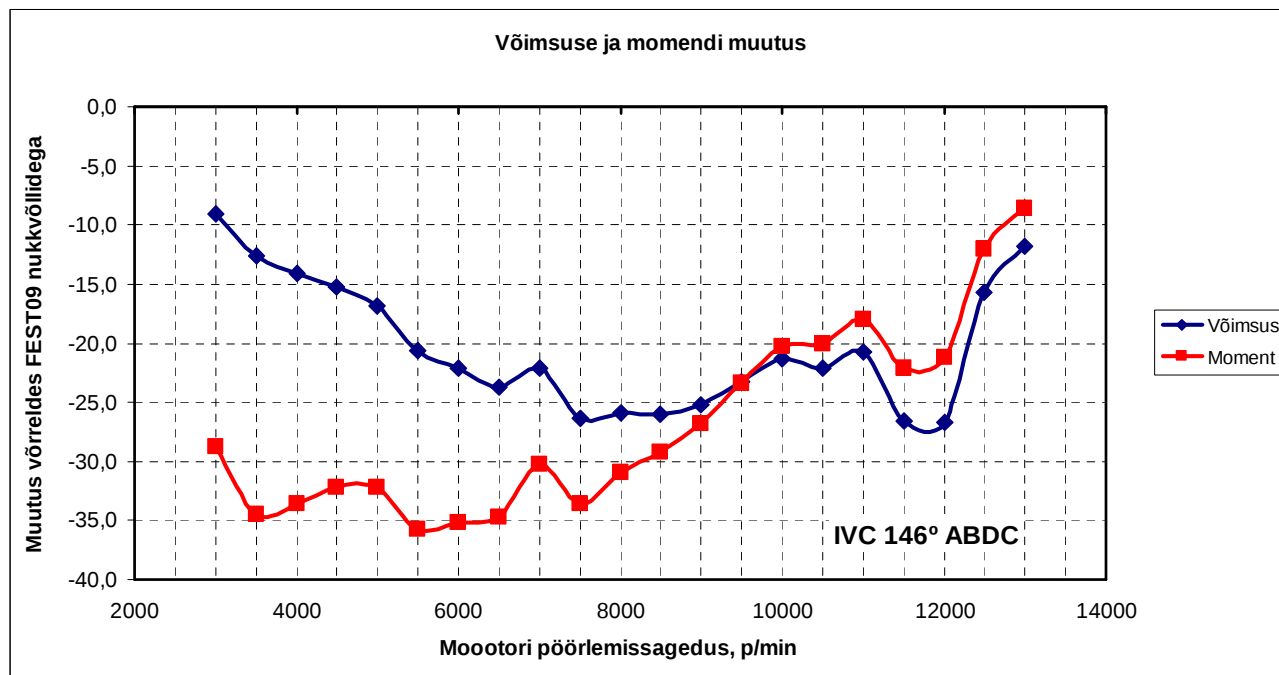
Lisa 4. Gaasijaotusfaaside simulatsioonid 2010. aastal (FEST10)



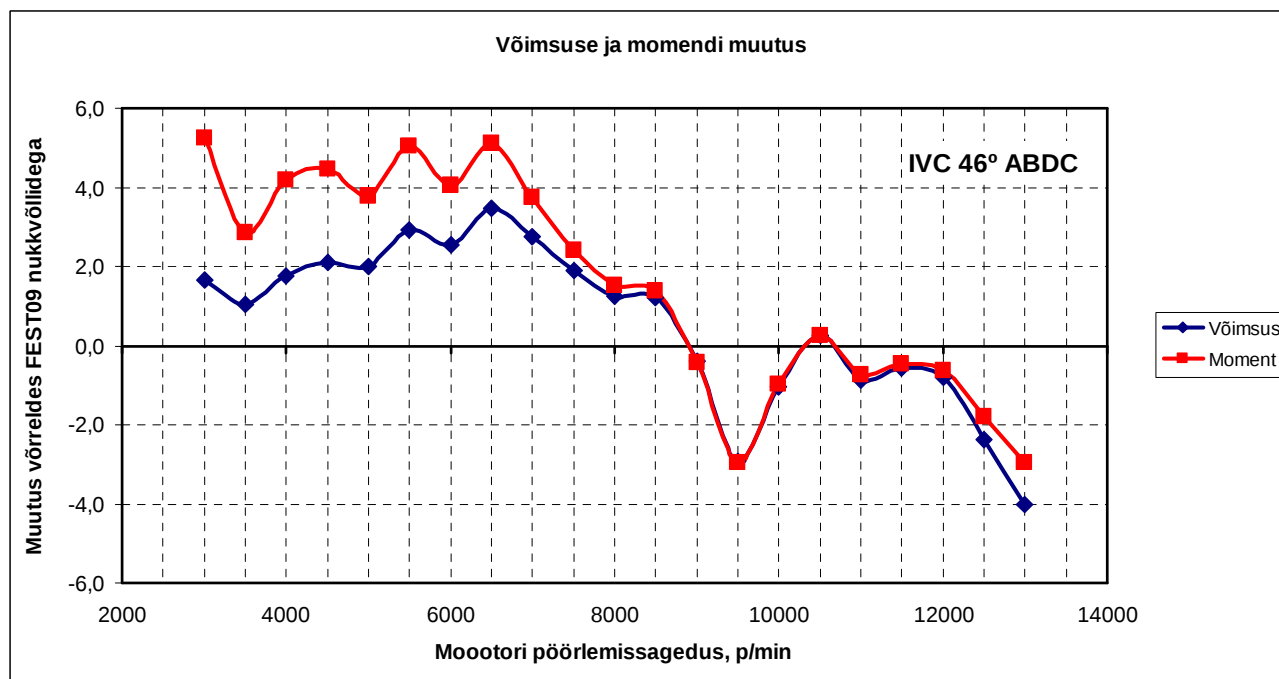
IVC (*Intake Valve Closing*) – sisselaske klapisulgumine 85 kraadi peale alumist surnud seis



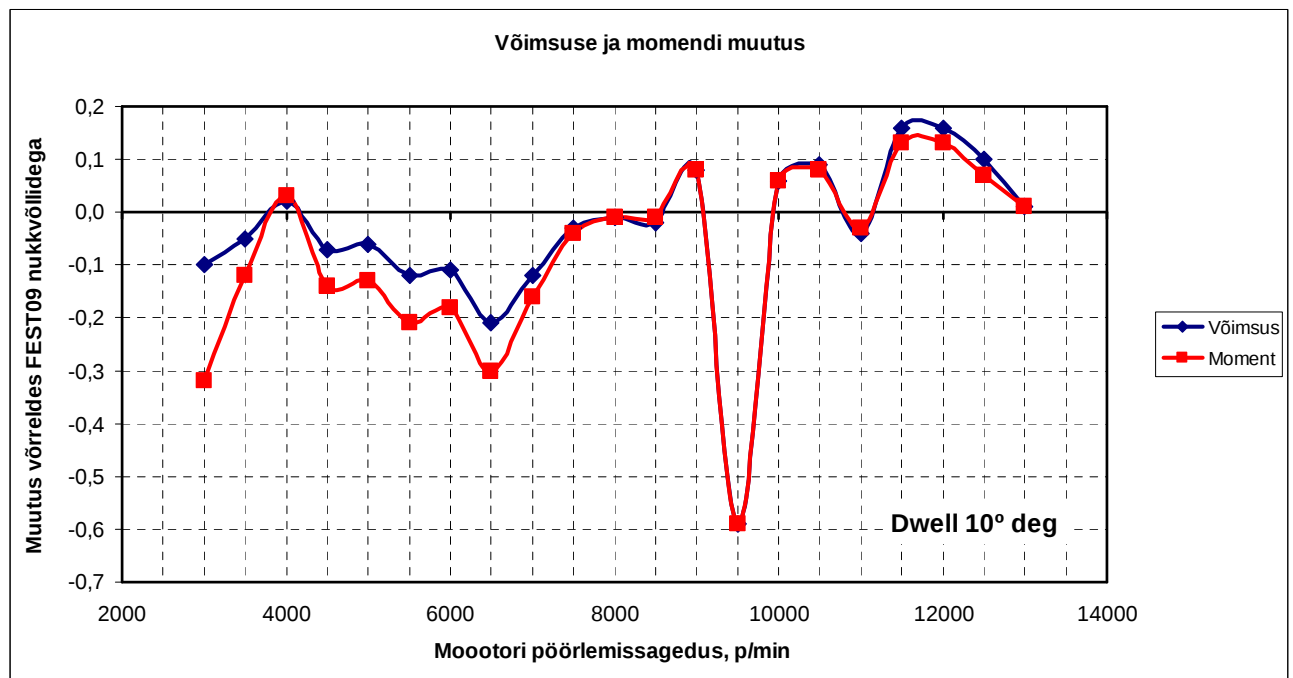
IVC (*Intake Valve Closing*) – sisselaske klapisulgumine 34 kraadi peale alumist surnud seis



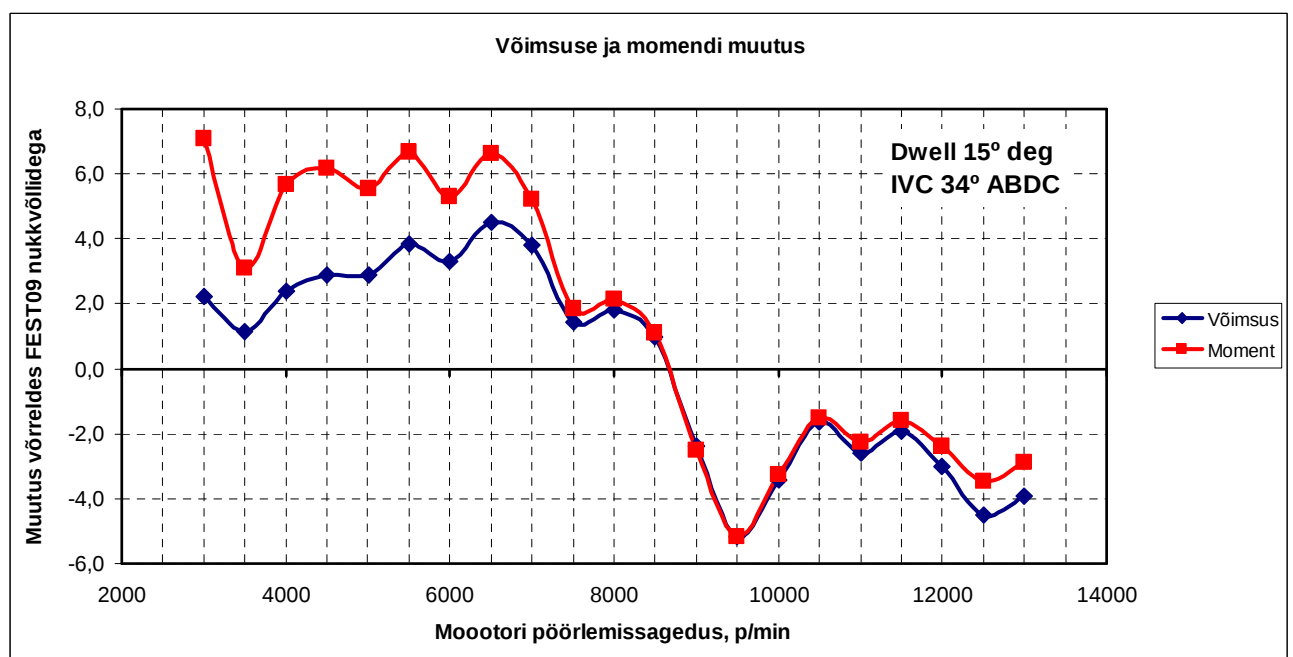
IVC (Intake Valve Closing) – sisselaske klapisulgumine 146 kraadi peale alumist surnud seis



IVC (Intake Valve Closing) – sisselaske klapisulgumine 46 kraadi peale alumist surnud seis



DWELL – Sisselaskeklapi maksimaalse lahtioleku aja kestus 10 kraadi



DWELL – Sisselaskeklapi maksimaalse lahtioleku aja kestus 15 kraadi

IVC (Intake Valve Closing) – sisselaske klapisulgumine 34 kraadi peale alumist surnud seis

Lisa 5. Yamaha YZF-R6 sisselaskekanali voolavuse parameetrid

```
=====
STEADY FLOW RIG RESULTS ANALYSIS PROGRAM - PFLOW rev.3.00  p1
=====
```

YAMAHA R6 Intake port

```
Bore          67.000 (mm)  Valve Throat Dia.  23.600 (mm)
Stroke        42.500 (mm)  Number of valves    2
Con-rod Length 91.000 (mm)  Valve seat angle    45.000 deg
Inlet valve Option 1
Inlet Valve Opens 14.0 BTDC  Inlet Valve Closes  60.0 ABDC
Max Valve Lift   7.700 mm  Max Power Speed     12000.0 rpm
Lift Data from File INTAKE
```

```
Test Number    pflow    on 8/ 2/2012
Barometer      1000.0 (mbar) Air Temperature  16.40 (C)
```

Input Data

VALVE LIFT (MM)	ORIFICE FLOW %	UPSTREAM PRESS mmH2O	TEMP C	DP mmH2O	VOLUME FLOW CFM
2.00	75.0	-644.1	17.5	-644.1	32.31
4.00	67.0	-644.1	18.3	-644.1	60.61
6.00	74.0	-644.4	20.6	-644.4	83.68
8.00	65.0	-644.1	21.0	-644.1	98.00
10.00	71.0	-643.6	21.0	-643.6	107.06
12.00	72.0	-643.9	23.1	-643.9	108.56

Output Data

NON DIM VALVE LIFT L/D	FLOW CF	DISCHARGE COEFF CD	MEAS.MASS COEFF Kg/S	AIR FLOW
0.0847	0.1701	0.6808	0.0183	
0.1695	0.3191	0.6136	0.0344	
0.2542	0.4405	0.5434	0.0475	
0.3390	0.5160	0.4601	0.0557	
0.4237	0.5638	0.3882	0.0608	
0.5085	0.5717	0.3169	0.0617	

=====

STEADY FLOW RIG RESULTS ANALYSIS PROGRAM - PFLOW rev.3.00 p2

=====

YAMAHA R6 Intake port

Bore 67.000 (mm) Valve Throat Dia. 23.600 (mm)
 Stroke 42.500 (mm) Number of valves 2
 Con-rod Length 91.000 (mm) Valve seat angle 45.000 deg
 Inlet valve Option 1
 Inlet Valve Opens 14.0 BTDC Inlet Valve Closes 60.0 ABDC
 Max Valve Lift 7.700 mm Max Power Speed 12000.0 rpm
 Lift Data from File INTAKE

Test Number pflow on 8/ 2/2012
 Barometer 1000.0 (mbar) Air Temperature 16.40 (C)

Results Summary

Throat/Bore Ratio = 0.3522 Total Throat/Bore Area Ratio = 0.2481
 Mean Inlet Gas Velocity (M/S) at max power = 68.51

Flow Coeff at 0.3 l/d = 0.4812 Flow area / Bore Area 0.3 l/d = 0.1194
 Mean Flow Coeff 0-.3l/d = 0.2735 Flow area / Bore Area 0-.3 l/d = 0.0679

Lift Dependant Results

Mean Flow Coeff Over Valve Lift = 0.2703
 Mean Flow area / Bore Area Over Valve Lift = 0.0671
 Integrated Angle Area (m2.deg) = 0.0601
 Gulp Factor (at maximum power rpm) = 0.7430

Piston Motion Dependant Results

-- Users lift curve

Mean Flow Coeff Over Stroke = 0.2073
 Mean Flow area / Bore Area Over Stroke = 0.0514
 Gulp Factor (at maximum power rpm) = 0.9689

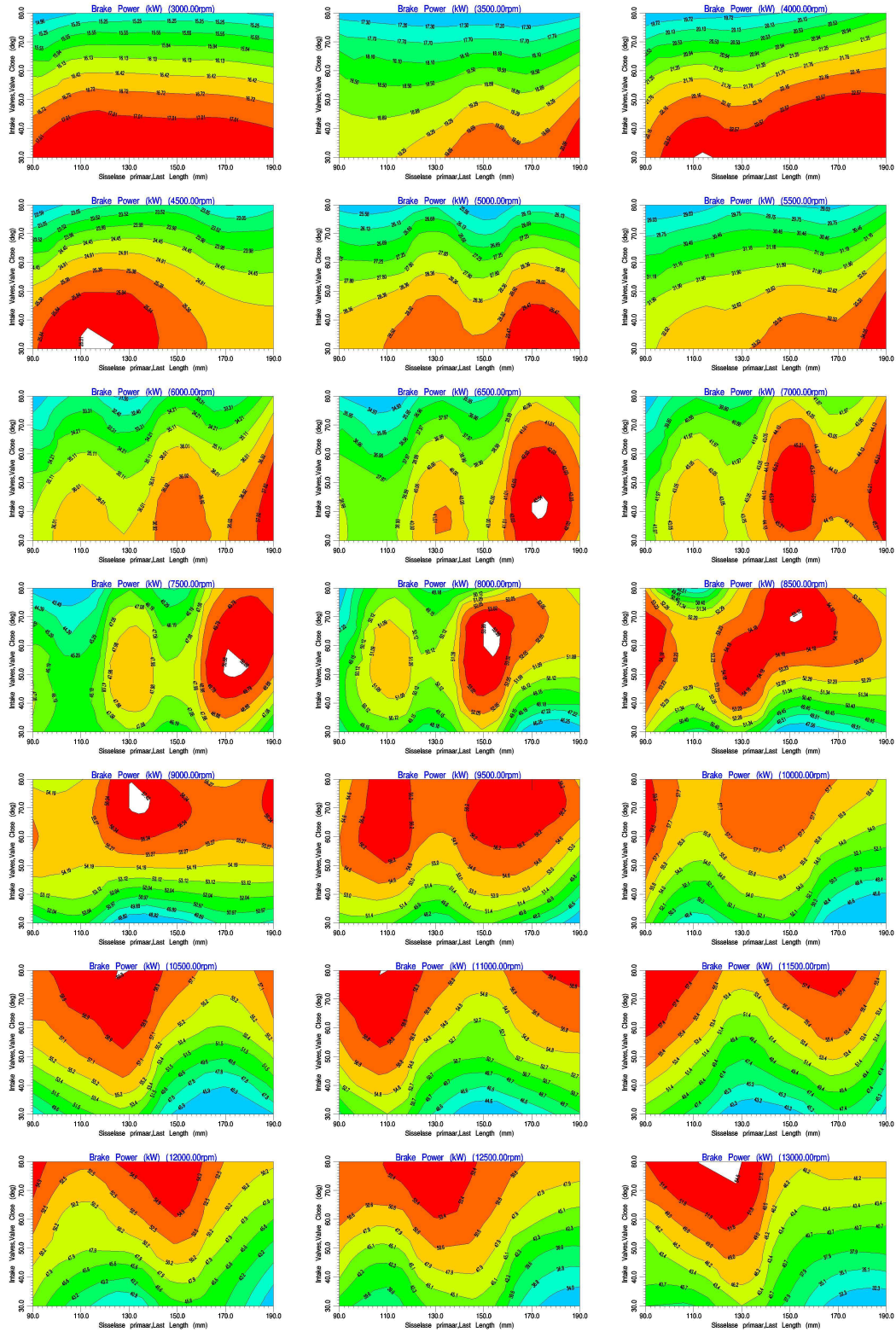
-- Default lift curve - maximum L/D 0.275

-- Maximum default lift 6.49 mm

Mean Flow Coeff Over Stroke = 0.2851
 Mean Flow area / Bore Area Over Stroke = 0.0707
 Gulp Factor (at maximum power rpm) = 0.7046

=====

Lisa 6. Simulatsiooni tulemused: võimsuse sõltuvus sisselaskeklapi sulgumise ajast ja sisselaske trakti pikkusest.



Lisa 7. FEST10 mootori purunenud klappimehhanismi detailid ja kahjustatud plokikaas

