

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Matej Buntić

**Utjecaj strategija upravljanja
turbopunjačem na performanse
prednabijenog Ottovog motora pri
djelomičnom opterećenju**

Zagreb, 2017.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu. Rad je napravljen na Katedri za motore i vozila Zavoda za motore i transportna sredstva na Fakultetu strojarstva i brodogradnja, Sveučilišta u Zagrebu pod vodstvom prof. dr. sc. Darka Kozarca te je predan na natječaj za dodjelu Rektorove nagrade u akademskoj godini 2016./2017.

Matej Buntić

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_{elipse}	$[\text{mm}^2]$	Površina elipse
A_{max}	$[\text{mm}^2]$	Maksimalni
A_{stvarano}	$[\text{mm}^2]$	Stvarni presjek strujanja
A_{zaklopke}	$[\text{mm}^2]$	Površina zaklopke
b	$[\text{mm}]$	Mala poluos elipse
C	$[-]$	Konstanta za kraj izgaranja
D_z	$[\text{mm}]$	Promjer zaklopke
$\frac{dQ_f}{d\alpha}$	$\left[\frac{\text{J}}{\text{°KV}}\right]$	Brzina oslobađanja energije
f_z	$[-]$	Koeficijent protoka kroz zaklopku
$f_{z,\text{max}}$	$[-]$	Koeficijent protoka kroz potpuno otvorenu zaklopku
g_e	$\left[\frac{\text{kg}_G}{\text{kWh}}\right]$	Specifična efektivna potrošnja
g_i	$\left[\frac{\text{kg}_G}{\text{kWh}}\right]$	Specifična indicirana potrošnja
h_z	$[\text{mm}]$	Debljina zaklopke
H_d	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	Donja ogrjevna vrijednost goriva
m	$[-]$	Značajka izgaranja
m_f	$[\text{kg}_G]$	Masa goriva izgorjelog od početka izgaranja
$m_{f,\text{proc}}$	$[\text{kg}_G]$	Ukupna masa goriva u cilindru po procesu
m_{ref}	$[\text{kg}_{\text{zr}}]$	Masa zraka dostupna za izgaranja u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila pri standardnim uvjetima
$m_{z,\text{izg}}$	$[\text{kg}_{\text{zr}}]$	Masa zraka dostupna za izgaranja u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila
$\dot{m}_{Z,\text{usis}}$	$\left[\frac{\text{kg}_{\text{zraka}}}{\text{s}}\right]$	Maseni protok zraka na usisu
n	$[\text{min}^{-1}]$	Brzina vrtnje
N	$[-]$	Broj ciklusa
p_e	$[\text{Pa}]$	Srednji efektivni tlak

p_i	[Pa]	Srednji indicirani tlak
T	[-]	Taktnost motora
V_H	[dm ³]	Radni obujam cilindra
x	[-]	Apscisa
$x(\alpha)$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}}$	Udio izgorjele mase goriva
y	[-]	Ordinata
z	[-]	Broj cilindara
Z_0	$\left[\frac{\text{kg}_Z}{\text{kg}_G} \right]$	Stehiometrijska količina zraka za izgaranje
α	[°KV]	Kut zakreta koljenastog vratila
α_{izg}	[°KV]	
α_z	[°]	Kut zakreta zaklopke
η_e	[-]	Efektivni stupanj djelovanja
η_i	[-]	Indicirani stupanj djelovanja
λ	$\left[\frac{\text{kg}_{zr}}{\text{kg}_s} \right]$	Faktor pretička zraka
λ_{pu}	$\left[\frac{\text{kg}_{zr}}{\text{kg}_{zr}} \right]$	Stupanj punjenja motora
$\rho_{s,0}$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	Gustoća smjese zraka i goriva kod stanja okoline

POPIS KRATICA

Oznaka	Opis
CO	Ugljikov monoksid
HC	Ugljikovodici
NMHC	Nemetanski ugljikovodici
NO _x	Dušikovi oksidi

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
1. UVOD.....	1
1.1. Motori s unutarnjim izgaranjem.....	1
1.1.1. Snaga motora	2
1.1.2. Potrošnja goriva i stupanj djelovanja motora.....	4
1.2. Motori s prednabijanjem	5
1.2.1. Pogon kompresora turbinom na ispušne plinove	5
1.2.2. Kombinirano nabijanje elektromotorom i turbopunjačem.....	9
1.3. Razvoj motora i motornih vozila	11
2. CILJEVI RADA	12
3. METODA RADA.....	13
3.1. Programski paket korišten za računalne simulacije (AVL Boost).....	13
3.2. Proračunski model.....	14
3.2.1. Model izgaranja i prijenosa topline.....	15
3.2.2. Koeficijent protoka kroz zaklopku.....	17
3.2.3. Turbopunjač	19
3.2.4. Elektromotor	19
3.2.5. PID regulatori.....	20
3.3. Strategija ispitivanja.....	20
3.3.1. Obrada rezultata	21
4. REZULTATI I RASPRAVA.....	24
4.1. Rezultati za srednji indicirani tlak u iznosu od 12 bara	24
4.1.1. Srednji indicirani tlakovi.....	24
4.1.2. Tlakovi na ispuhu i usisu	27
4.1.3. Veličine povezane s turbopunjačem	28
4.1.4. Stupnjevi djelovanja motora	32
4.1.5. Povrat električne energije.....	34
4.2. Rezultati za srednji indicirani tlak u iznosu od 6 bara	36
4.2.1. Srednji indicirani tlakovi.....	36
4.2.2. Tlakovi na ispuhu i usisu za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka ..	38
4.2.3. Veličine povezane s turbopunjačem za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka.....	39
4.2.4. Stupnjevi djelovanja motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka 42	
4.2.5. Mogući povrat električne energije	44
5. ZAKLJUČAK.....	46
6. ZAHVALA	48
7. LITERATURA	49
8. SAŽETAK	51

9. SUMMARY.....	52
-----------------	----

POPIS SLIKA

Slika 1. Shema turbopunjača	5
Slika 2. Karakteristika rada kompresora [1].....	6
Slika 3. Karakteristika rada turbine [1]	7
Slika 4. Shema turbopunjača potpomognutog elektromotorom [9]	9
Slika 5. Kašnjenje odziva motora bez prednabijanja, nabijenog turbopunjačem i nabijenog turbopunjačem potpomognutim elektromotorom [11]	10
Slika 6. Shema potpunog modela motora s elektromotorom	14
Slika 7. Udio izgorjele smjese ovisan o kutu zakreta koljenastog vratila za različite značajke m (lijevo); Udio oslobođene energije ovisan o relativnom trajanju izaganja za različite značajke m (desno) [1.]	16
Slika 8. Zaklopka pri različitim stupnjevima zakreta.....	17
Slika 9. Koeficijent protoka zaklopke korišten u radu	18
Slika 10. Kompresorska mapa.....	19
Slika 11. Srednji indicirani tlak za puno opterećenje i odabrane radne točke u odnosu na brzinu vrtnje motora	20
Slika 12. Srednji indicirani tlak za upravljanje snagom elektromotora pri 1750 min ⁻¹ ovisno o ciklusu	22
Slika 13. Izrezana vrijednost i srednja aritmetička vrijednost	22
Slika 14. Srednji efektivni tlak u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka	23
Slika 15. Postignuti srednji indicirani tlak u ovisnosti o brzini vrtnje motora pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka.....	24
Slika 16. Indikatorski p-V dijagram (lijevo); Rad izmjene radnog medija (desno) za slučaj upravljanja zaklopkom pri brzini vrtnje motora od 1750 min ⁻¹	25
Slika 17. Srednji indicirani tlak visokotlačne petlje u odnosu na brzinu vrtnje pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka.....	25
Slika 18. Srednji indicirani tlak izmjene radnog medija u odnosu na brzinu vrtnje pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka	26
Slika 19. Iznos tlaka na ispuhu medija u odnosu na brzinu vrtnje motora pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka.....	27
Slika 20. Iznos tlaka na usisu medija u odnosu na brzinu vrtnje pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka	27
Slika 21. Kompresorska mapa za opterećenje od 12 srednjeg indiciranog tlaka	28
Slika 22. Dobivena snaga na turbini u ovisnosti o brzini vrtnje pri opterećenje od 12 bar	29
Slika 23. Tlak nakon kompresora u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka	29
Slika 24. Kut zakreta zaklopke u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka	30
Slika 25. Udio masenog protoka kroz wastegate u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka	31
Slika 26. Indicirani stupanj djelovanja motora u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka	32
Slika 27. Efektivni stupanj djelovanja motora u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka.....	32

Slika 28. Specifična električna energija generirana elektromotorom u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka	34
Slika 29. Efektivni stupanj djelovanja motora za slučaj upravljanja elektromotorom s povratom mehaničke energije u odnosu na brzinu vrtnje za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka	35
Slika 30. Postignuti srednji indicirani tlak u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka.....	36
Slika 31. Srednji indicirani tlak visokotlačne petlje u odnosu na brzinu vrtnje za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka.....	37
Slika 32. Srednji indicirani tlak izmjene radnog medija u odnosu na brzinu vrtnje za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka	37
Slika 33. Iznos tlaka na ispuhu u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka	38
Slika 34. Iznos tlaka na usisu u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka	38
Slika 35. Kompresorska mapa za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka	39
Slika 36. Dobivena snaga na turbini u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka.....	40
Slika 37. Tlak nakon kompresora u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka	40
Slika 38. Kut zakreta zaklopke u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka	41
Slika 39. Udio masenog protoka kroz wastegate u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka	42
Slika 40. Srednji indicirani stupanj djelovanja motora u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka	42
Slika 41. Srednji indicirani stupanj djelovanja motora u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka	43
Slika 42. Snaga generirana elektromotorom u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka.....	44
Slika 43. Srednji efektivni stupanj djelovanja elektromotora s povratom mehaničke energije u odnosu na brzinu vrtnje za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka.....	45

1. UVOD

1.1. Motori s unutarnjim izgaranjem

Danas se za pogon cestovnih vozila gotovo isključivo koriste četverotaktni klipni motori s unutarnjim izgaranjem. Motori s unutarnjim izgaranjem pretvaraju kemijsku energiju goriva u toplinsku energiju plinova koji svojom ekspanzijom daju mehanički rad na radilici motora [1]. Proizvođači automobila susreću se sa sve većim zahtjevima tržišta na udobnost, sigurnost, ekonomičnost, ali i snagu motora u vozilu. S druge strane, sve strože i strože ekološke norme na dopuštene štetne emisije dovode proizvođače u nezavidnu poziciju. Ograničenje se odnosi na emisiju [2]:

- Ugljikovog monoksida (CO)
- Ugljikovodika (HC)
- Dušikovih oksida (NO_x)
- Čestica sastavljenih većinom od čađe

Kako bi udovoljili objema stranama, automobilska industrija konstantno razvija nove sustave i načine uštede potrošnje goriva pa samim time i smanjivanje štetne emisije. Smanjivanje emisije štetnih plinova provodi se [1]:

- Optimiranjem procesa izgaranja u cilindru motora
- Pročišćavanjem ispušnih plinova nakon što su izašli iz motora
- Poboljšavanjem kvalitete goriva
- Smanjivanjem otpora vožnje
- Optimiranjem upravljanja rada motora i vozilom u cjelinu

Najraširenija goriva koja se koriste su benzinsko i dizelsko gorivo, iako se u novije vrijeme sve češće koriste i ukapljeni naftni plin, stlačeni i ukapljeni prirodni plin, alkohol te biogoriva [1].

Motori s unutarnjim izgaranjem podijeljeni su prema načinu zapaljenja gorive smjese na [3]:

- motore sa stranim izvorom paljenja - Ottove motore
- motore sa kompresijskim paljenjem - Dieselove motore

No, motore s unutarnjim izgaranjem možemo podijeliti i na motore [1]:

- bez prednabijanja
- s prednabijanjem

Nenabijeni motori nemaju uređaje koji povećavaju tlak na usisu nego ovise samo o tlaku okoliša. Nabijeni motori imaju uređaje koji povećavaju tlak na usisu na iznos veći od okolišnog tlaka.

1.1.1. Snaga motora

Snaga motora ovisna je o radnom volumenu motora, srednjem tlaku u cilindru, brzini vrtnje, taktnosti i broju cilindara. Razlikuju se indicirana snaga dobivena iz indikatorskog dijagrama te efektivna snaga dobivena na kočnici. Izrazi za indiciranu i efektivnu snagu glase:

$$P_i = z \cdot V_H \cdot p_i \cdot \frac{2n}{T} \quad [\text{kW}] \quad (1)$$

$$P_e = z \cdot V_H \cdot p_e \cdot \frac{2n}{T} \quad [\text{kW}]. \quad (2)$$

gdje su:

z – broj cilindara,

V_H [dm^3] – radni volumen motora,

p_i [Pa] – srednji indicirani tlak,

p_e [Pa] – srednji efektivni tlak,

n [min^{-1}] – brzina vrtnje,

T [–] – taktnost motora.

Kao što je već rečeno, kako bi ostali kompetitivni, proizvođači moraju konstantno povećavati snagu motora. Povećanje se može postići mijenjanjem svih veličina koje utječu na nju, ali neke su se pokazale nepraktičnim i nisu u skladu s ograničenjima na štetnu emisiju. Tako, mijenjanje četverotaktnih motora s dvotaktnim ne dolazi u obzir zbog povećanja emisije štetnih plinova. Prevelikim povećanjem geometrije motora znači i povećanje ugradbenog volumena i mase. Također, povećavaju se i mehanički gubitci motora. Krajnja brzina vrtnje motora ograničena je s izvedljivošću i isplativošću razvodnog sustava motora. Naime, razvodni sustavi uslijed sila inercije od vlastite mase imaju određeno kašnjenje koje raste s

brzinom vrtnje motora pa učinkovitost izmjene radne tvari opada, a mehanički gubitci isto rastu [1]. Kako bi se povećala snaga motora preostaju srednji indicirani i efektivni tlakovi koji su opisani izrazima:

$$p_{i,Otto} = \eta_i \cdot \lambda_{pu} \cdot \rho_{s,o} \cdot \frac{H_d}{1 + \lambda Z_0} [\text{Pa}] \quad (3)$$

$$p_{e,Otto} = \eta_e \cdot \lambda_{pu} \cdot \rho_{s,o} \cdot \frac{H_d}{1 + \lambda Z_0} [\text{Pa}]. \quad (4)$$

gdje su:

η_i [-] – indicirani stupanj djelovanja,

η_e [-] – efektivni stupanj djelovanja,

λ_{pu} [-] – stupanj punjenja motora,

$\rho_{s,o} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$ – gustoća smjese zraka i goriva kod stanja okoline,

$H_d \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ – donja ogrjevna vrijednost goriva,

λ [-] – faktor pretička zraka,

$Z_0 \left[\frac{\text{kg}_Z}{\text{kg}_G} \right]$ – stehiometrijska količina zraka za izgaranje.

Stupanj djelovanja motora optimira se tako da bude potrošnja bude što manja, a vrlo ga je teško povećati. Donja ogrjevna vrijednost goriva je konstantna. Zakonskim regulativama i normama ograničene su emisije štetnih plinova [2] što uvjetuje točno određeni faktor pretička zraka koji u većini radnog područja motora mora biti jednak jedan, a gustoća smjese goriva pri standardnim uvjetima je konstantan broj. Stupanj punjenja je jedina veličina na koju se može utjecati.

Stupanj punjenja opisan je kao:

$$\lambda_{pu} = \frac{m_{Z,izg}}{m_{ref}} [-] \quad (5)$$

gdje su:

$m_{Z,izg} [\text{kg}_{Zr}]$ – masa zraka dostupna za izgaranje u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila,

$m_{ref} [\text{kg}_{Zr}]$ – referentna masa zraka dostupna za izgaranje u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila pri standardnim uvjetima.

Iz izraza (5) vidljivo je da povećanjem mase zraka dostupne za izgaranje raste stupanj punjenja, a zajedno s njim i srednji indicirani i efektivni tlak te naposljetku i snage motora. Na temelju prikazanog može se zaključiti da se nabijanjem motora postiže se veća snaga motora bez povećanja radnog volumena motora i krajnje brzine vrtnje.

1.1.2. *Potrošnja goriva i stupanj djelovanja motora*

Komercijalni prikaz potrošnje goriva u litrama po kilometru ne daje dovoljno precizne podatke u tehničko-inženjerskom smislu jer potrošnja goriva ovisi o snazi, odnosno opterećenju motora. Veća količina smjese za izgaranje potrebna za postizanje većih opterećenja znači i veću potrošnju goriva u takvom prikazu. Kako bi motori različitih snaga i pri različitom opterećenjima postali usporedivi, uvodi se pojam specifične potrošnje goriva kao omjera masenog protoka goriva koje izgara i dobivene snage (indicirane ili efektivne) motora. Tako definirana potrošnja goriva ne ovisi o opterećenju [1].

Specifična inidicirana i efektivna potrošnja goriva definirane su kao:

$$g_i = \frac{\dot{m}_g}{P_i} = \frac{\dot{m}_g}{p_i \cdot V_H \cdot n \cdot 2000} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right], \quad (6)$$

$$g_e = \frac{\dot{m}_g}{P_e} = \frac{\dot{m}_g}{p_e \cdot V_H \cdot n \cdot 2000} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right]. \quad (7)$$

Gdje je:

$\dot{m}_g \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$ – masena potrošnja goriva.

No, s obzirom da vozila koriste različite vrste goriva s različitim donjim ogrjevnim vrijednostima, specifične potrošnje se ne mogu koristiti kao usporedba motora s različitim gorivima. Za to se koriste indicirani i efektivni stupnjevi djelovanja koji ne ovise niti o donjoj ogrjevnoj vrijednosti goriva.

Indicirani i efektivni stupanj djelovanja mogu se izračunati iz:

$$\eta_i = \frac{3,6}{g_i \cdot H_d} [-] \quad (8)$$

$$\eta_e = \frac{3,6}{g_e \cdot H_d} [-]. \quad (9)$$

1.2. Motori s prednabijanjem

Kao što je već rečeno, kod nabijanja se povećava snaga motora povećanjem stupnja punjenja.

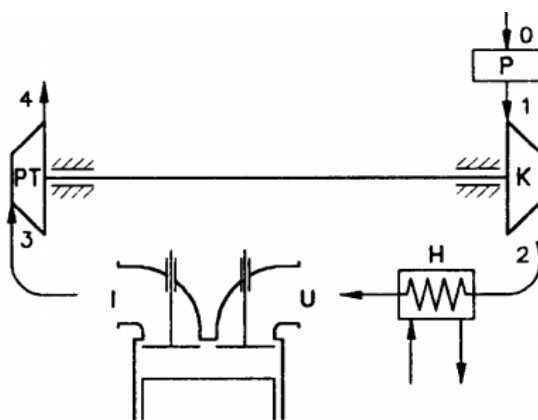
Vrste nabijanju su prema [1]:

- Rezonantno
- Mehaničkim pogonom kompresora
- Pogon kompresora turbinom na ispušne plinove
- Comprex
- Kombinirano nabijanje

Prednosti motora s prednabijanjem su niža potrošnja, mogućnost bolje optimizacije rada motora zbog većeg broja promjenjivih veličina, veća snaga po volumenu, veći i ravnomjerniji okretni moment u širem području brzina vrtnje motora te neovisnost o nadmorskoj visini [1]. Mane su velika toplinska i mehanička opterećenja te povećanje sklonosti pojavi detonantnog izgaranja kod Ottovih motora [1]. Motori s prednabijanjem, posebice motori nabijani turbopunjačem, danas se koriste i kod Ottovih i kod Dieselovih motora zbog konstatne potrebe za sve nižim štetnim emisijama i manjom potrošnjom goriva.

1.2.1. Pogon kompresora turbinom na ispušne plinove

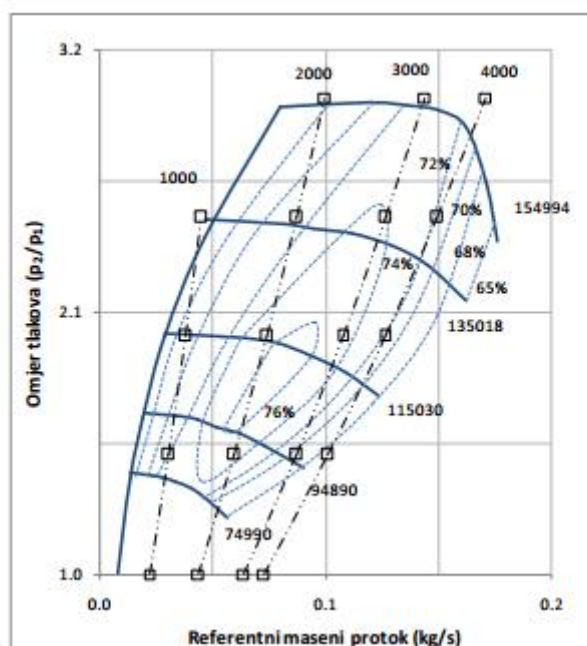
Pogon kompresora turbinom na ispušne plinove, zvan i turbonabijanje, masovno se koristi kod cestovnih vozila, posebice Dieselovih motora. Razlozi masovnog korištenja su relativno jednostavna i jeftina izrada te mali ugradbeni volumen.



Slika 1. Shema turbopunjača

Rotor turbopunjača (Slika 1) sastoji se od kompresorskog kola (K), mehaničke veze (vratila) i turbinskog kola (PT). Kod automobila rotor turbopunjača je uležišten s kliznim ležajevima pa je potrebna i pumpa za ulje [4][3]. Turbina turbopunjača, koja je radijalna kod cestovnih vozila [5] spojena je s ispuhom (I) preko cijevi 3. Ispušni plinovi koji izlaze iz cilindra još uvijek sadrže dosta veliku potencijalnu energiju i toplinu te se koriste za pogon turbine. Turbina preko vratila pogoni strujni radijalni kompresor [5] koji je spojen na usis (U) te se tako postiže nabijanje svježeg zraka na tlak veći od okolišnog. Nabijeni zrak ulazi u cilindar te se tako povećava stupanj punjenja i efektivna snaga motora prema izrazima (3) i (4).

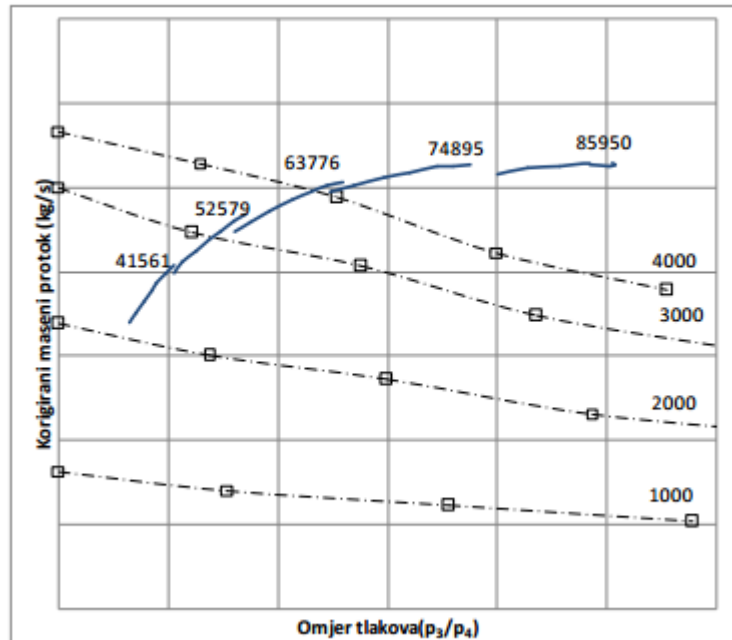
Na kompresoru dolazi do politropske kompresije plina što znači da joj rastu i temperatura i tlak, dok na turbini dolazi do politropske ekspanzije što znači da ispušnim plinovima padaju tlak i temperatura [6]. Zbog povećanja temperature nakon kompresije koja može biti i do 180 °C [7], u pravilu se nakon kompresora stavlja hladnjak koji sniženjem temperature povećava gustoću, a time i stupanj punjenja u cilindru. Vrijednosti pretlaka nakon kompresora iznose od 1.5 do 3.3 bara [7], ovisno o veličini turbopunjača i vrsti motora. Pomoću izentropskog stupnja djelovanja, odnosno omjera politropske i izentropske ekspanzije odnosno kompresije iskazuju se gubici prilikom ekspanzije odnosno kompresije radne tvari.



Slika 2. Karakteristika rada kompresora [1]

Kompresorska se mapa pravilu se prikazuje u dijagramu koji na apscisi ima referentni maseni protok, a na ordinati omjer tlakova na izlazu i ulazu. Slika 2 prikazuje kompresorsku mapu, a vidljivo je da je mapa podijeljena na tri karakteristična dijela [5]. S lijeve strane linije pumpanja (eng. *Surgeline*) nalazi se područje nestabilnog rada, tj. pumpanja. U sredini se

nalazi područje stabilnog rada, a desno se nalazi područje rada kad dolazi do zagušenja uslijed velikih brzina vrtnje ili prevelikih masenih protoka turbopunjača pa je stupanj djelovanja kompresora vrlo nizak. Na kompresorskoj mapi u pravilu se prikazuju krivulje brzine vrtnje rotora kompresora i krivulje izentropskog stupnja djelovanja.



Slika 3. Karakteristika rada turbine [1]

Karakteristika turbine prikazuje se u sličnom dijagramu kao onom za kompresore, samo što su koordinatne osi obrnute. Na ordinati se tako nalazi korigirani (referentni) maseni protok, dok se na apscisi nalazi omjer tlakova na ulazu i izlazu. Maseni protok na turbini zbroj je masenih protoka goriva u motoru i zraka na kompresoru.

Maseni protoci ključni su za odabir kompresora i turbine. Pri odabiru kompresora mora se paziti da su radne točke u kompresoru pri nižim brzinama daleko od područja pumpanja, a pri višim se mora paziti da ne dođe do zagušenja.

Valja napomenuti da se proračun svodi na korigirane (referentne) veličine masenog protoka zraka i brzine vrtnje turbopunjača.

Turbonabijanje se dijeli na [1]:

- Turbonabijanje statičkim tlakom;
- Turbonabijanje dinamičkim tlakom.

Kod turbonabijanja statičkim tlakom, korištenog u ovom radu, sve su cijevi spojene na zajedničku cijev većeg volumena ili na sabirnik, a tlak ispušnih plinova koji se dovode na turbinu je konstantan.

Veličina turbopunjača uvelike utječe na performanse. Ako je turbopunjač velik, slabo radi pri niskim brzinama vrtnje motora jer nema dovoljno protoka da ga pogoni, a ako je malen, lako dolazi do zagušenja na turbini pri većim brzinama vrtnje. Najveća mana turbopunjača je spor odziv u prijelaznom području rada motora, koja se posebice osjeti pri nižim brzinama vrtnje te velikim turbopunjačima uslijed većih inercijskih masa [7]. Kako bi se smanjio utjecaj veličine turbopunjača na veličinu protoka i odziv, uvedeno je upravljanje istim.

Upravljanje turbopunjačem, odnosno regulacija tlaka nabijanja može biti [7]:

- Mehaničko-pneumatska
- Elektronička
- Promjenljiva geometrija turbine

Mehaničko-pneumatska regulacija vrši se preko regulacijskog ventila (Wastegate) ili premosne zaklopke u premosnom vodu. Kad tlak nabijanja nadvlada silu opruge koja drži membranu, otvara se kratkospojni vod i ispušni plinovi struje kroz njega. Ovakav tip upravljanja zapravo je isključivo u svrhu zaštite motora od prevelikog tlaka nabijanja i turbopunjača od prevelike brzine vrtnje te se njime ne može aktivno upravljati.

Kod elektroničke regulacije wastegate ventil je elektromagnetski što omogućava upravljanje tlakom nabijanja na kompresoru neovisno o veličini tlaka na ispuhu. Upravljački uređaj konstantno izračunava optimalni tlak nabijanja s obzirom na položaj zaklopke i sklonosti prema detonaciji u motoru. Naravno, i ovakav tip upravljanja služi kao zaštita motora od prevelikog tlaka nabijanja i turbopunjača od prevelike brzine vrtnje.

1.2.2. *Kombinirano nabijanje elektromotorom i turbopunjačem*

Postoji puno različitih vrsta kombiniranog nabijanja, a najčešće se koriste [1]:

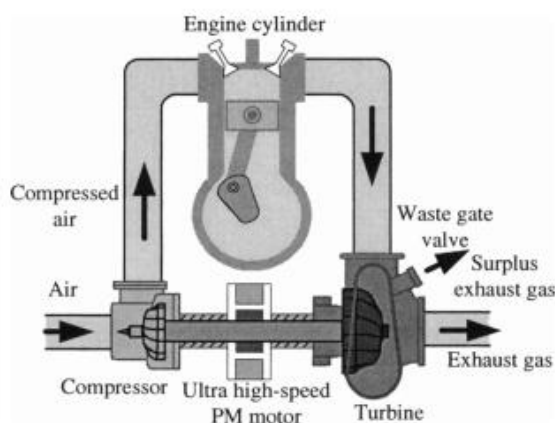
- rezonantno nabijanje + turbopunjač
- kompresor + turbopunjač
- dva turbopunjača

U novije vrijeme, razvijaju se sustavi koji su potpomognuti elektromotorom. Dvije su izvedbe takvih sustava [8]:

- turbopunjač + elektromotorom pogonjeni mehanički kompresor
- turbopunjač koji je potpomognut elektromotorom

Elektromotori koji pogone obje izvedbe koriste relativno male snage oko 2 kW [9], [10], [11], ali postoje i izvedbe s nešto većim snagama do 5 kW [12], [13].

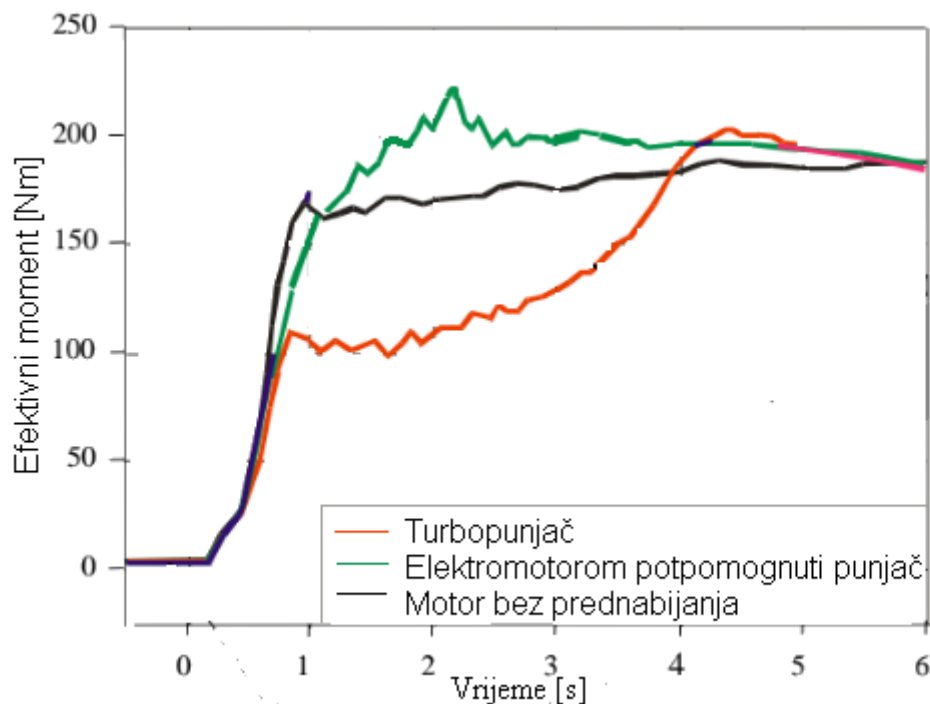
Kod prve izvedbe, pri niskim brzinama vrtnje uključuje se mehanički kompresor pogonjen elektromotorom koji pomaže većem turbopunjaču jer nije ostvaren dovoljno veliki protok na turbini. Prednost ovakve izvedbe je u manjem toplinskom naprezanju elektromotora nego kod elektromotora koji potpomaže turbopunjač zbog smještaja elektromotora van kućišta turbopunjača [5].



Slika 4. Shema turbopunjača potpomognutog elektromotorom [9]

Kod druge izvedbe (Slika 4), elektromotor omogućava regulaciju tlaka nabijanja. Elektromotor daje snagu pri niskim brzinama vrtnje motora kad je maseni protok na turbini prenizak pa kompresor radi u području koje nije efikasno, a pri većim brzinama vrtnje služi

kao kočnica pa nije potrebno imati regulaciju tlaka nabijanja. Električna struja generirana kočenjem može se vratiti na akumulator motora, a elektromotor može zamijeniti alternator. Elektromotor je smješten na vratilo turbopunjača, što omogućava vrlo kompaktnu izvedbu. S druge strane, mora se paziti da je elektromotor dovoljno daleko od turbine zbog zagrijavanja [8].



Slika 5. Kašnjenje odziva motora bez prednabijanja, nabijenog turbopunjačem i nabijenog turbopunjačem potpomognutim elektromotorom [11]

Prednosti ovakvih sustava najviše dolaze do izražaja u promjenjivom režimu rada motora jer se umanjuje utjecaj „turbo rupe“ [11], [12]. Naime, elektromotor može dati struju praktički bez kašnjenja što omogućava brže postizanje potrebne brzine vrtnje rotora turbopunjača. Slika 6 prikazuje kašnjenje odziva nazivne vrijednosti momenta s konvencionalnim turbopunjačem i kombiniranim nabijanjem u odnosu na nenabijeni motor slične snage. Vidljivo je da je odziv motora s turbopunjačem za 2 do 3 sekunde sporiji u odnosu na motor s kombiniranim nabijanjem i motor bez prednabijanja.

1.3. Razvoj motora i motornih vozila

Pri razvoju motora i motornih vozila koristi se više različitih metoda: metoda pokušaja i pogrešaka, eksperimentalne metode te računalne simulacije koje dobivaju sve važniju ulogu [14].

Metode pokušaja i pogreške dijele se na testiranja prije puštanja u proizvodnju i na testiranje na korisnicima. Testiranja prije puštanja u proizvodnju karakterizira dug period razvijanja i testiranja vozila, velik broj prototipa i velika cijena. Testiranje na korisnicima daje lošije rezultate i moguće lošu reputaciju proizvođaču.

Eksperimentalne metode su ciljani testovi na dijelovima i sustavima vozila kojima se simuliraju opterećenja u njihovoj eksploataciji. Karakterizira ih velika cijena zbog velikog broja različitih ispitivanja.

Računalne simulacije omogućuju predviđanje ponašanja motora i vozila, identifikaciju ključnih varijabli rada, bolje razumijevanje procesa, ali služe i kao racionalna baza za inovacije. Omogućuju analizu, sintezu i testiranja. Programskih paketa je puno, a razlikuju se prema vrsti proračuna na [14]:

- Metodu konačnih elemenata (MKE)
- Računalnu mehaniku fluida (CFD)
- Termodinamički proračuni (0D-CFD)
- Razne metode rješavanja sustava diferencijalnih jednadžbi

Modeli radnog ciklusa motora koriste se u razvoju motora. Kombinacija su 1-D proračuna strujanja fluida te 0-D termodinamičkog proračuna izgaranja u cilindru. Daju preciznije rezultate nego „Real time“ modeli, a vremenski traju znatno kraće nego točniji CFD-proračuni. Modeli radnog ciklusa dijele se po načinu računanja brzine izgaranja na predefinicirane i prediktivne, a po broju zona na jednozonske i na višezonske.

2. CILJEVI RADA

Pomnim odabirom veličine i karakteristike rada turbopunjača poboljšavaju se performanse motora i u vidu snage i u vidu potrošnje. U skladu s ranije prikazanim opisom, smanjenje emisije štetnih plinova može se postići dobrom optimizacijom rada pomoćnih uređaja, od kojih je jedan i turbopunjač.

Opterećenje Ottovog motora regulira se stupnjem punjenja motora, jer motor radi sa konstantnom stehiometrijskom smjesom ili iznimno, pri vrlo visokim opterećenjima s bogatom smjesom gdje faktor pretička zraka iznosi 0,9 [1]. Upravljanje stupnjem punjenja se u većini Ottovih motora vrši zaklopkom, ali može se ostvariti i na neke nekonvencionalne načine poput upravljanja turbopunjačem, odnosno tlakom nabijanja na kompresoru. Zatvaranjem zaklopke pada koeficijent protoka kroz zaklopku pa se smanjuje količina punjenja u cilindru. Također, primjenom zaklopke kod turbopunjača, padom masenog protoka pada i snaga postignuta na turbini, a samim time i tlak nabijanja. S druge strane, upravljanjem turbopunjača također se regulira tlak nabijanja koji utječe na maseni protok zraka na kompresoru pa samim time, uz konstantni faktor pretička zraka, i na količinu smjese u cilindru pa zaklopka ne mora prigušivati u jednakoj mjeri.

Cilj ovog rada je ispitati utjecaj strategija upravljanja turbopunjačem na performanse prednabijenog Ottovog motora pri djelomičnom opterećenju. Naglasak će biti stavljen na stupanj djelovanja motora i na veličine koje utječu na njega. U svrhu analize utjecaja različitih načina upravljanja opterećenjem četverotaktnog Ottovog motora s prednabijanjem, provest će se računalne simulacije te je, stoga, potrebno napraviti model takvog motora. Odabran je model radnog ciklusa motora zato što daje optimalni odnos točnost i trajanja simulacija. Također, potrebno je definirati radne točke koje omogućuju preslikavanje na cijelo područje rada motora pa kao takve daju osnovu za daljnja istraživanja i razvoj sustava upravljanja opterećenjem motora.

3. METODA RADA

3.1. Programski paket korišten za računalne simulacije (AVL Boost)

Programski paket korišten u svrhu ove analize je AVL Boost koji može simulirati rad motora. Program se može primijeniti na motore sa stranim izvorom zapaljenja i na motore sa kompresijskim paljenjem, neovisno o veličini i namjeni motora, a koristi se u automobilske industriji i u svrhu istraživanja.

Programski se paket sastoji od grafičkog pretprocesora, glavnog proračunskog programa te grafičkog postprocesora.

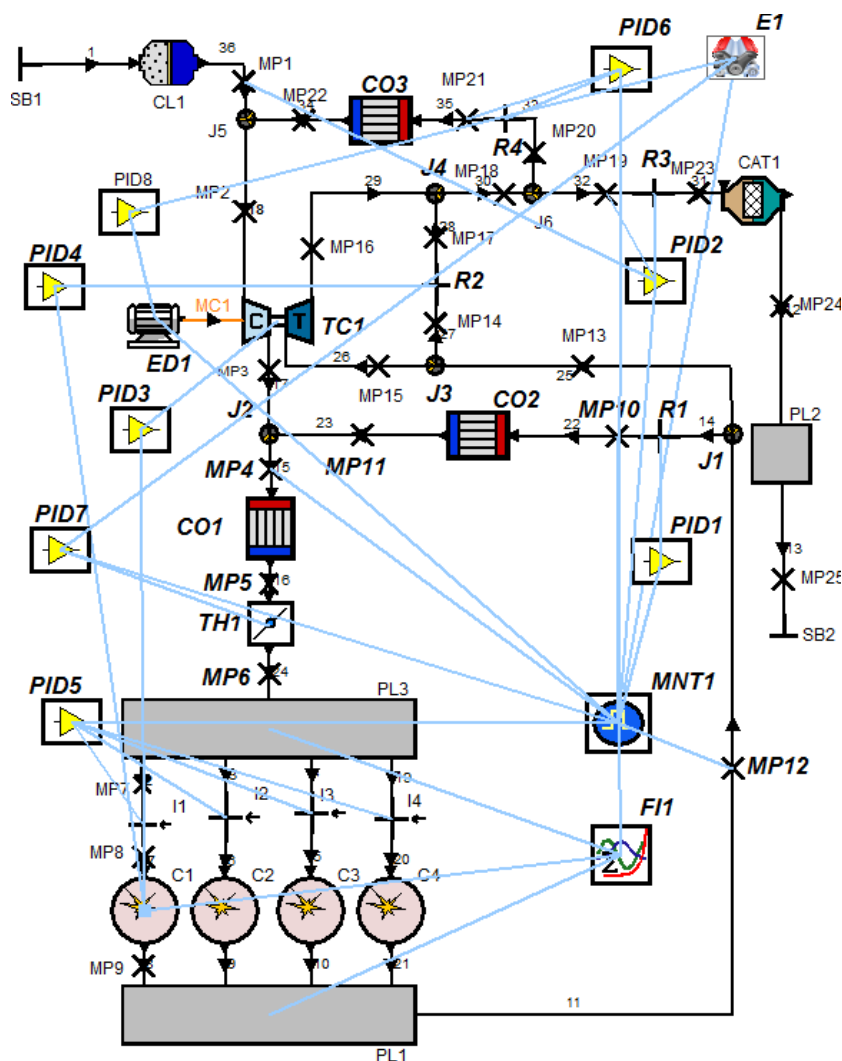
U grafičkom radnom sučelju Boost-a konstruira se motor slaganjem elemenata motora te se unose ulazni podaci. Elementi se dijele na glavne elemente motora, elementi rubnih uvjeta, volumenske elemente, preddefinirane elemente, elemente za prednabijanje, vanjske elemente, upravljačke elemente i na elemente za akustiku.

Glavni proračunski program pretvara grafički model u matematički te se provodi simulacija rada. Program koristi jednodimenzionalnu (1-D) analizu strujanja fluida kroz cijevi koja rješavajući formule iz dinamike plinova računa veličine tlaka, temperature i brzine strujanja kao srednju vrijednost na poprečnom presjeku. Višedimenzionalno strujanje prikazuje se kao jednodimenzionalno uporabom korekcijskih faktora i koeficijenata. Za procese u cilindru koristi se pak bezdimenzijski termodinamički (0-D) ciklusi, a proces korišten u ovom radu pomnije je opisan u poglavlju 3.2.1

Postprocesorski program Impress Chart omogućuje analizu, ali i krajnje jednostavnu i intuitivnu obradu podataka dobivenih simulacijama. Rezultati mogu biti prikazani pojedinačno ili u seriji, te svaki element ima predodređene veličine koje se mogu prikazati.

3.2. Proračunski model

Proračunski model korišten u svrhu ovog rada je četverotaktni Ottov motor s četiri cilindra. Kao osnova modela korištenog u radu, napravljen je jednostavni model motora na kojem je izvršena validacija. U grafičkom sučelju složen je jednostavan četverocilindarski motor kojem je definirana geometrija, rubni uvjeti u svim elementima, model izgaranja i prijenosa topline, faktor detonantnog izgaranja te je karakteriziran protok kroz zaklopku. Nakon provođenja početnih simulacija i validacije, model je proširen dodavanjem turbopunjača. Naposljetku, dodan je i elektromotor povezan mehaničkom vezom s turbopunjačem. Geometrijske veličine motora kao i krivulje podizaja ventila neće biti prikazane kako ne bi došlo do povrede povjerljivosti podataka proizvođača.



Slika 6. Shema potpunog modela motora s elektromotorom

3.2.1. Model izgaranja i prijenosa topline

Za model izgaranja korišten je dvozonski Vibeov model. Vibeov model izgaranja na jednostavan način može razmjerno točno opisati karakteristiku oslobađanje topline kod izgaranja [15]. Vibeov model brzine oslobađanja topline $\frac{dQ_f}{d\alpha}$ definiran je trajanjem izgaranja α_{izg} , početkom izgaranja te značajkom izgaranja m što je velika prednost zbog jednostavnosti. Definiran je prema izrazu:

$$\frac{dQ_f}{d\alpha} = H_d \cdot m_{f,proc} \cdot \frac{dx}{d\alpha} \left[\frac{\text{J}}{^\circ\text{KV}} \right]. \quad (10)$$

Gdje su:

α [$^\circ\text{KV}$] – kut zakreta koljenastog vratila,

$x(\alpha) \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$ – udio izgorjele mase goriva,

$H_d \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ – donja ogrjevna vrijednost goriva,

$m_{f,proc}$ [kg] – masa goriva u cilindru.

Udio izgorjele mase goriva definiran je:

$$x(\alpha) = \frac{m_f(\alpha)}{m_{f,proc}} = 1 - e^{-C \left(\frac{\alpha}{\alpha_{izg}}\right)^{m+1}} \frac{\text{kg}}{\text{kg}}. \quad (11)$$

$$C = \ln(1 - x(\alpha_{izg})) = \ln(1 - 0,99) = -6,908. \quad (12)$$

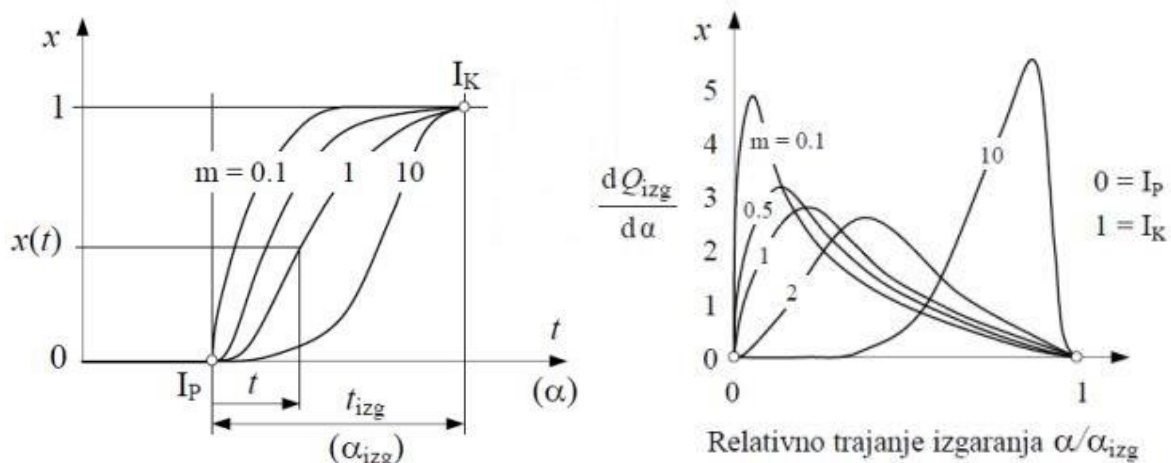
Gdje su:

$m_f(\alpha)$ [kg] – masa goriva izgorjelog od početka izgaranja,

C- konstanta dobivena na temelju definiranog kraja izgaranja.

Uvrštavanjem izraza (12) u (11) slijedi izraz:

$$x(\alpha) = \frac{m_f(\alpha)}{m_{f,proc}} = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\alpha}{\alpha_{izg}}\right)^{m+1}}. \quad (13)$$



Slika 7. Udio izgorjele smjese ovisan o kutu zakreta koljenastog vratila za različite značajke m (lijevo); Udio oslobođene energije ovisan o relativnom trajanju izgaranja za različite značajke m (desno) [1.]

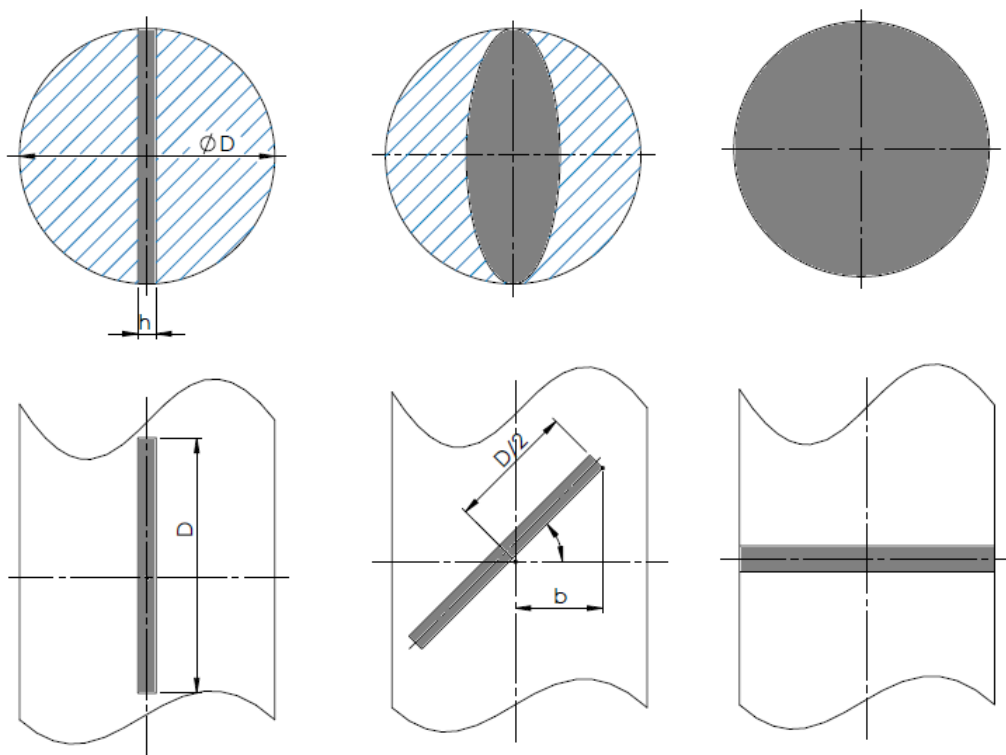
Slika 7 prikazuje kako povećanjem vrijednosti značajke izgaranja m , promjena udjela izgorjele smjese pada jednako kao i brzina oslobađanja topline. Model izgaranja dvozonskog Vibe-a koristi jednaki račun kao jednozonski, ali dijeli masu u cilindru na izgorjelu i neizgorjelu što omogućava predviđanje pojave detonantnog izgaranja. Nedostaci Vibeovog modela su to da je brzina oslobađanja topline neovisna o geometriji prostora izgaranja, polju strujanja u cilindru, vrsti primijenjenog goriva itd., jer je riječ o predefiniranom, a ne prediktivnom modelu izgaranja [14].

U programskom paketu Boost, korisnik mora definirati i početak izgaranja kao kut zakreta koljenastog vratila u odnosu na GMT te potpunost izgaranja [16]. Programski paket omogućava korištenje konstantnih vrijednosti parametara, ali i korištenja mapa ovisnih o brzini vrtnje i opterećenju motora. U ovom radu koristila se mogućnost zadavanja parametara u ovisnosti o brzini vrtnje motora.

Za model prijenosa topline, odnosno računanje faktora prijenosa topline, korišten je Woschni 1990 model koji je modifikacija originalnog modela iz 1978. namijenjena za niža opterećenja motora.

3.2.2. Koeficijent protoka kroz zaklopku

Zaklopka je u programu Boost definirana vanjskim promjerom D_z , kutom zakreta zaklopke α_z i koeficijentom protoka f_z . Kao što je već rečeno, mijenjanjem kuta zakreta zaklopke, upravlja se stupnjem punjenja u cilindru kod Ottovih motora.



Slika 8. Zaklopka pri različitim stupnjevima zakreta

Kad je zaklopka u potpunosti otvorena (Slika 8, lijevo; $\alpha_z=90^\circ$), površina protjecanja nije jednaka površini zaklopke (A_{\max}) nego je smanjena za površinu same zaklopke (A_{zaklopke}). Maksimalni koeficijent protoka definiran je omjerom stvarne površine (A_{stvarno}) protoka te površine zaklopke (A_{\max}) umanjen za gubitke strujanja uz rubove:

$$f_{\max} = 0,9 \cdot \frac{A_{\text{stvarno}}}{A_{\max}} = 0,9 \frac{A_{\max} - A_{\text{zaklopke}}}{A_{\max}} [-]. \quad (14)$$

Gdje su :

$$A_{\max} = \frac{D_z^2 \pi}{4} [\text{mm}^2]. \quad (15)$$

$$A_{\text{zaklopke}} = h_z \cdot D_z [\text{mm}^2]. \quad (16)$$

Pri kutovima zakreta zaklopke manjim od $\alpha_z < 90^\circ$ (slika 8, sredina), površina zaklopke pretvara se u elipsu čiji izraz glasi:

$$A_{\text{elipse}} = D_z \cdot b \cdot \pi \quad [\text{mm}^2]. \quad (17)$$

Gdje je:

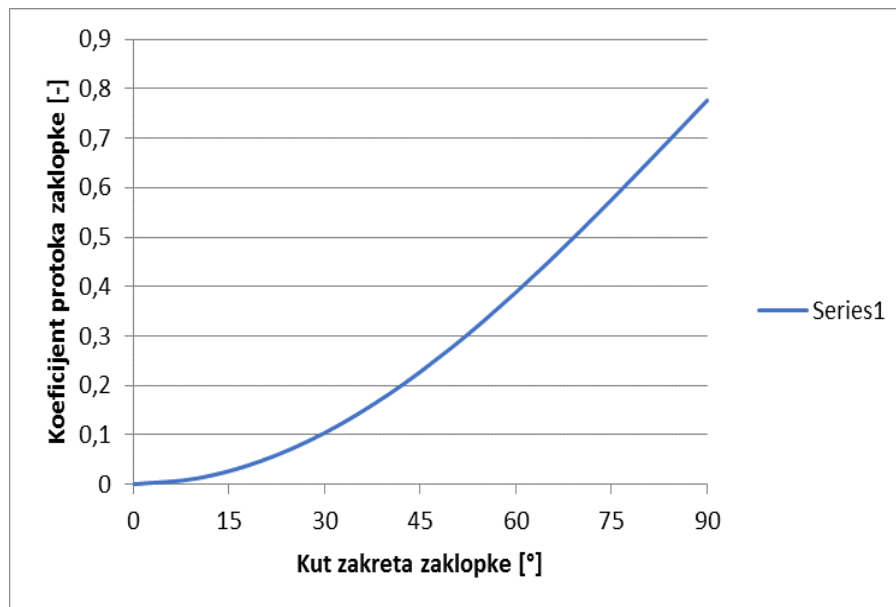
b – mala poluos elipse [mm]

Mala polous može se izraziti preko izraza:

$$b = D_z \cdot \cos \alpha_z \quad [\text{mm}]. \quad (18)$$

Izraz za koeficijent protoka glasi:

$$f = f_{\text{max}} \frac{A_{\text{max}} - A_{\text{elipsa}}}{A_{\text{max}}} \quad [-]. \quad (19)$$

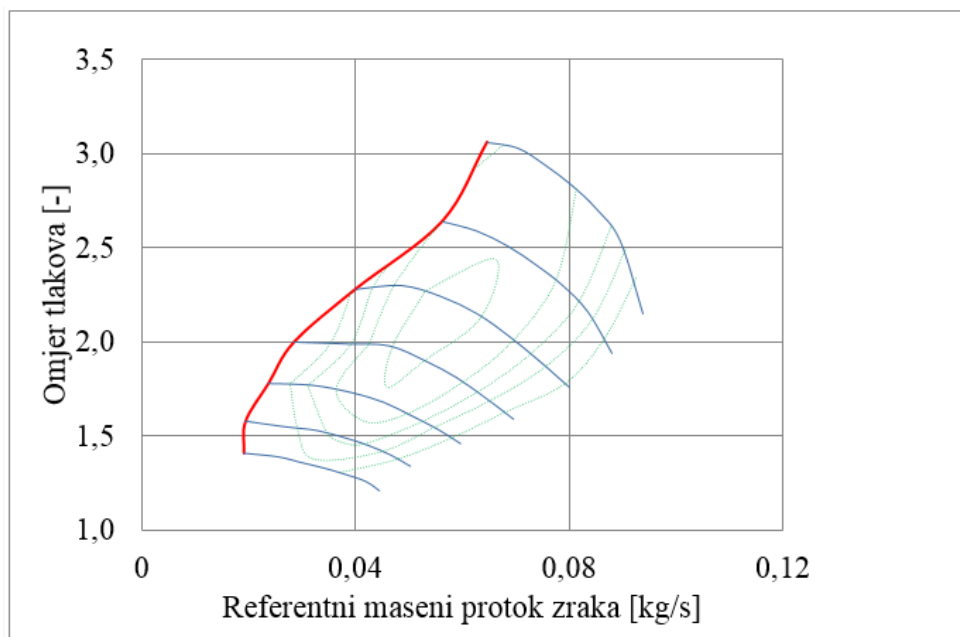


Slika 9. Koficijent protoka zaklopke korišten u radu

3.2.3. Turbopunjač

U programskom paketu Boost rad turbopunjača je moguće opisati jednostavnim modelom, punim modelom te punim modelom s alatom za mape turbine i kompresora. U ovom radu turbopunjač je opisan trećom opcijom [15]. Nakon unosa veličina kao što su mehanički stupnja djelovanja, inercijske mase i početne brzine, slijedi unos podataka u alat za mape turbine i kompresora. Statičke mape turbopunjača i kompresora dobivene su od proizvođača turbopunjača. S obzirom da su dobiveni podaci za referentni maseni protok i brzinu vrtnje, odabrana je ta opcija u alatu. U kompresorsku i turbinsku mapu unose se vrijednosti tlaka nabijanja, iznetropskog stupnja djelovanja i masenog protoka za različite brzine vrtnje turbopunjača.

Kompresorska mapa korištena u radu:



Slika 10. Kompresorska mapa

Mapa turbine nije prikazana kako ne bi došlo do povrede prava proizvođača.

3.2.4. Elektromotor

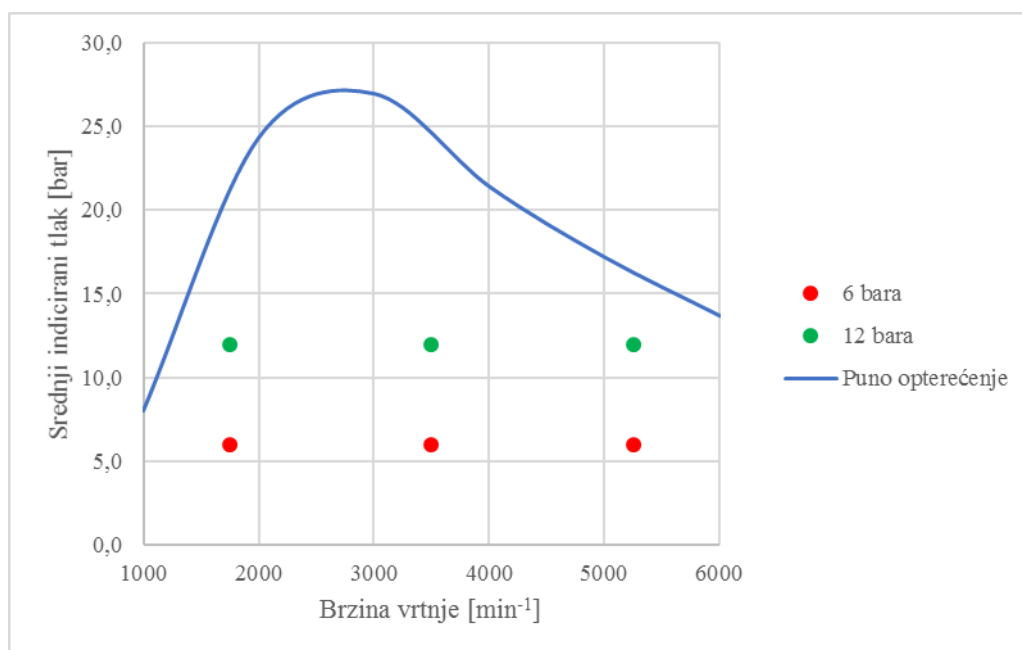
Elektromotor u programskom paketu Boost može raditi i u motornom i u generatorskom načinu rada. Definirani stupanj djelovanja iznosi 0,97 jer motor za ovaj rad većinom radi u generatorskom radu, a maksimalna snaga ograničena je na 3 kW u oba načina rada. Motor je spojen mehaničkom vezom na turbopunjač.

3.2.5. PID regulatori

PID regulatori kontinuirano računaju pogrešku između definirane željene vrijednosti i izmjerene procesne varijable te primjenjuju korekciju baziranu na proporcionalnim (P), integrativnim (I) te derivativnim (D) odnosima[16]. Regulator smanjuje vrijednost pogreške ugađajući kontrolnu varijablu. U ovom radu, aktuatora vrijednost je srednji indicirani tlak, a kontrolne varijable su kut zakreta zaklopke, otvorenost wastegate ventila te iznos električne snage elektromotora. Kontrola zaklopke vrši se regulatorom PID7, kontrola turbopunjača vrši se preko regulatora PID3, a upravljanje wastegate ventilom kojeg predstavlja otpor R2 vrši se preko regulatora PID4, dok je elektromotor kontroliran regulatorom PID8 (Slika 6). Važna je stavka da se za svaku regulaciju koristi samo jedan regulator, dok su vrijednosti ostalih konstantne.

3.3. Strategija ispitivanja

Cilj ovog rada je ispitati učinke različitih upravljanja stupnjem punjenja cilindra na performanse turbonabijenog motora u djelomičnom opterećenju. Simulacije su provedene za dvije razine djelomičnog opterećenja od 6 i 12 bara srednjeg indiciranog tlaka te za tri brzine vrtnje motora u iznosima od 1750, 3500 te 5250 min^{-1} .



Slika 11. Srednji indicirani tlak za puno opterećenje i odabrane radne točke u odnosu na brzinu vrtnje motora

Slika 11 prikazuje puni raspon rada motora. Iz slike se vidi da radne točke koje su izabrane pokrivaju veliko područje rada motora. Opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka odabrano je zato što u kombinaciji s izabranim brzinama vrtnje motora izvrsno pokriva nisko opterećenje dok opterećenje od 12 bara izvrsno pokriva srednje opterećenje motora.

Regulirane su tri različite veličine:

- Kut zakreta zaklopke
- Upravljanje wastegate ventilom
- Snaga elektromotora

Svi rezultati raspoređeni su na tri načina upravljanja stupnjem punjenja motora.

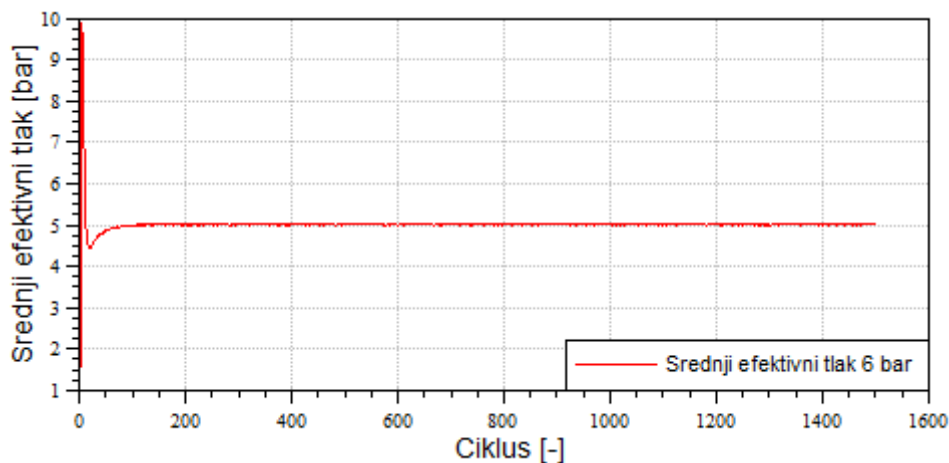
Rezultati pod nazivom „Zaklopka“ predstavljaju konvencionalni način upravljanja opterećenjem pomoću kuta zakreta zaklopke. U slučaju nepovoljnog rada turbopunjača aktivira se i wastegate ventil, ali je njegovo djelovanje ograničeno samo na vraćanje u povoljni režim rada turbopunjača pa tako predstavlja mehaničko-pneumatski ventil opisan u poglavlju 1.2.1.

Rezultati pod nazivom „Wastegate“ predstavljaju upravljanje opterećenja tlakom nabijanja na kompresoru. Upravljanje turbopunjačem vrši se preko modela elektronski upravljano elektromagnetskog ventila (poglavlje 1.2.1). U slučaju da se tlakom nabijanja nije moglo postići željeno opterećenje, zato što je prenisko ili je nastupio nestabilni rad motora, fiksirana je maksimalna stabilna vrijednost protoka kroz wastegate te je dodatno prigušenje izvedeno zaklopkom.

Rezultati pod nazivom „Elektromotor“ predstavljaju upravljanje opterećenjem tlakom nabijanja na kompresoru. Upravljanje kombiniranog nabijanja vrši se preko elektromotora. Kao i kod rezultata pod nazivom „Wastegate“, i ovdje se iz istih razloga koristila zaklopka po potrebi.

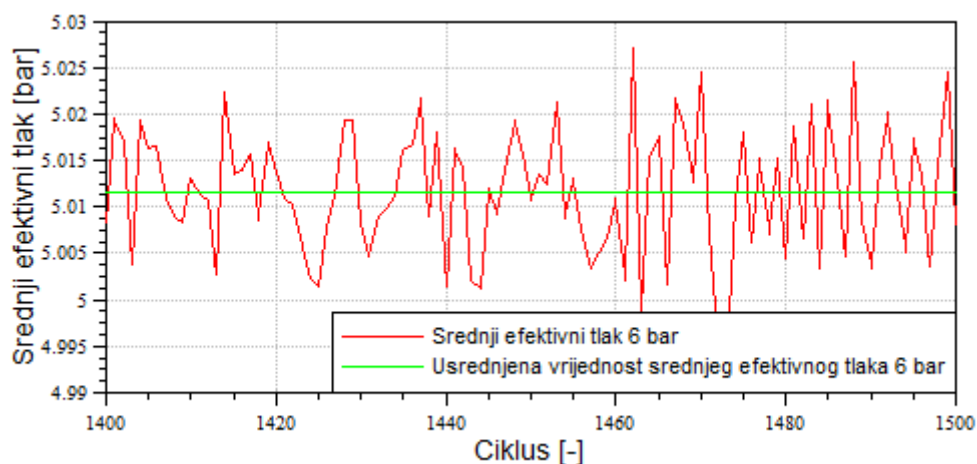
3.3.1. Obrada rezultata

Kako bi se lakše razumjelo kako su dobiveni rezultati koji će se prezentirati u nastavku, prikazan je postupak obrade nekih rezultata za slučaj rada elektromotora pri 1750 min^{-1} te postignutom srednjem indiciranom tlaku u iznosu od 6 bara.



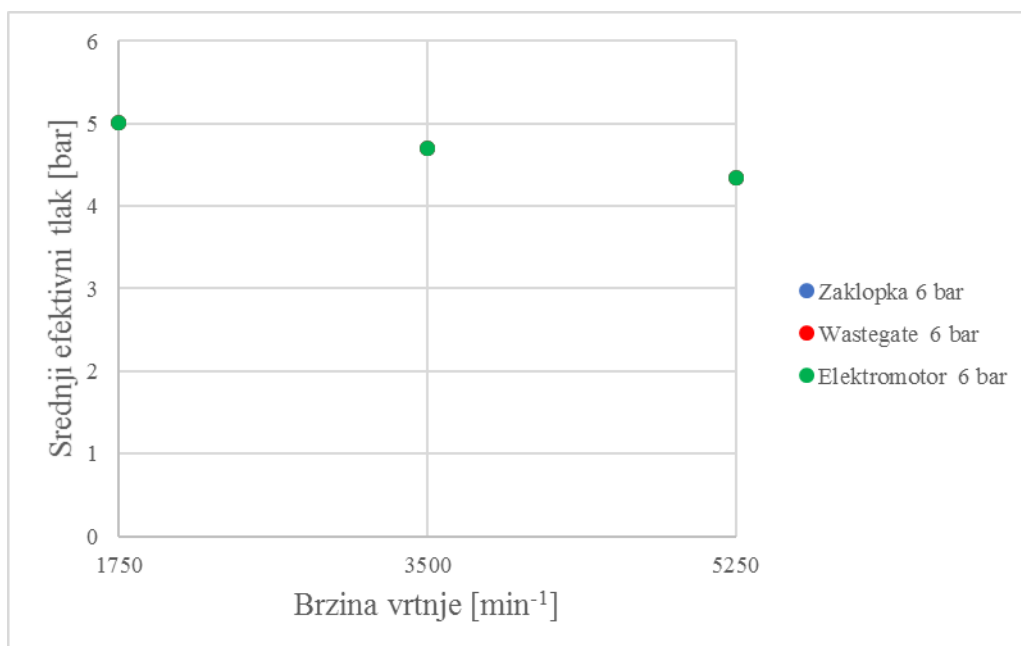
Slika 12. Srednji indicirani tlak za upravljanje snagom elektromotora pri 1750 min^{-1} ovisno o ciklusu

Kako bi se vrijednosti za različite slučajeve mogle uspoređivati, neophodno je da su sve krivulje konvergirale do neke stalne vrijednosti te da je rad miran, kao što pokazuje slika 12.



Slika 13. Izrezana vrijednost i srednja aritmetička vrijednost

Nakon dobivanja zadovoljavajućih rezultata slijedila je daljnja obrada. Pomoću funkcije izreži x/y (eng. Cut x/y) u IMPRESS Chartu izrezano je zadnjih 100 ciklusa (u ovom slučaju $N1=1400$ i $N2=1500$) kad je krivulja konvergirala. Zbog nestacionarne prirode strujanja koja rezultira različitim punjenjem iz ciklusa u ciklus ipak malo osciliraju vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka (crvena krivulja, Slika 13). Kako bi se dobio jedinstven rezultat, pomoću funkcije srednje vrijednosti (eng. Mean value) izračunata je i srednja aritmetička vrijednost srednjeg efektivnog tlaka (zelena krivulja, Slika 13). Nakon osrednjavanja, grafovi su pretvoreni u tekstualni dokument (.dat) preko funkcije izvezi (eng. Export) u IMPRESS Chart-u te su uvezeni preko funkcije uvezi (eng. import) u programski paket Microsoft Office Excell.



Slika 14. Srednji efektivni tlak u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka

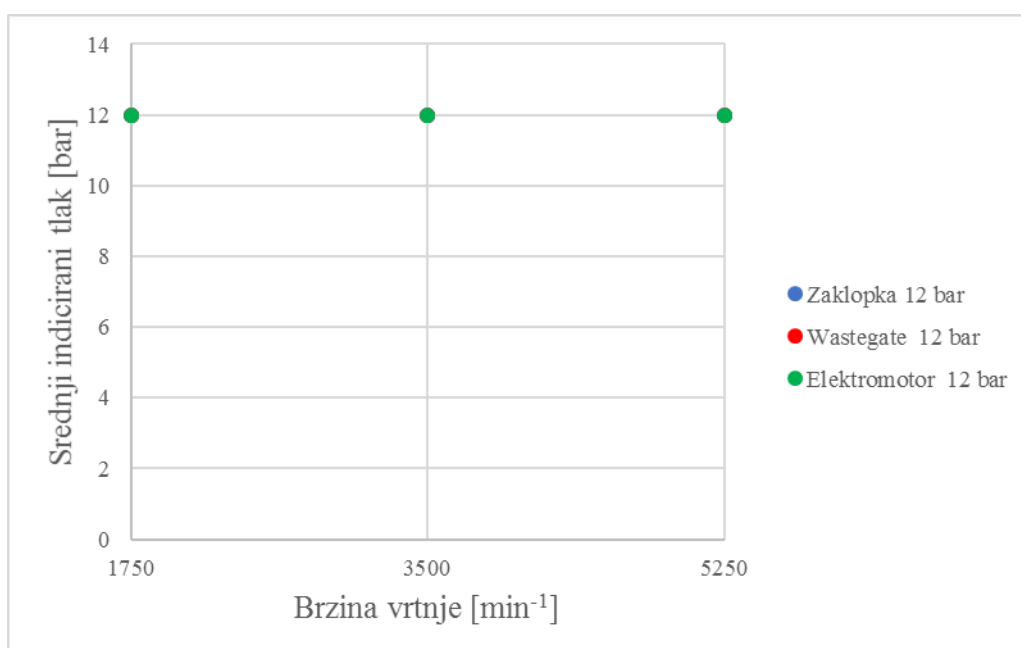
Ovdje su srednje vrijednosti krivulja na y osi (u ovom slučaju srednjeg efektivnog tlaka) prikazane u ovisnosti o brzini vrtnje motora za sve slučajeve upravljanja (Slika 14).

4. REZULTATI I RASPRAVA

Dobiveni rezultati za opterećenje od 12 i od 6 bara prikazani su u 2 zasebna poglavlja.

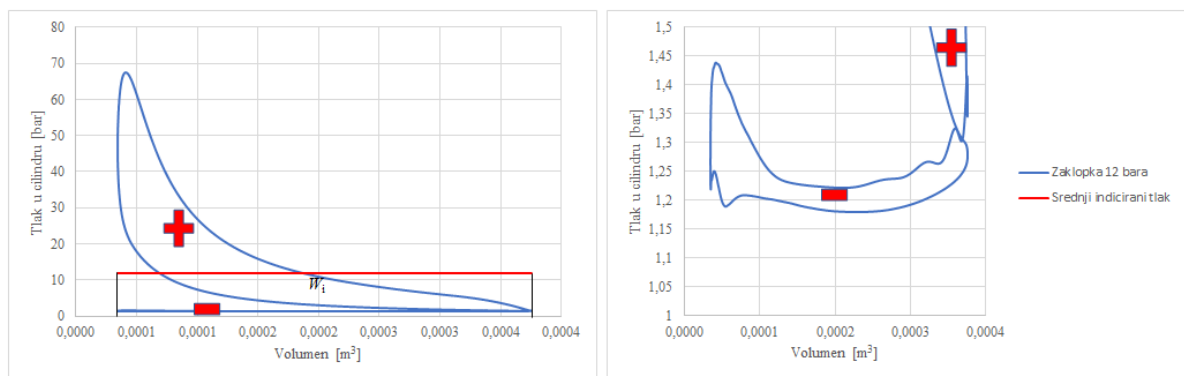
4.1. Rezultati za srednji indicirani tlak u iznosu od 12 bara

4.1.1. Srednji indicirani tlakovi



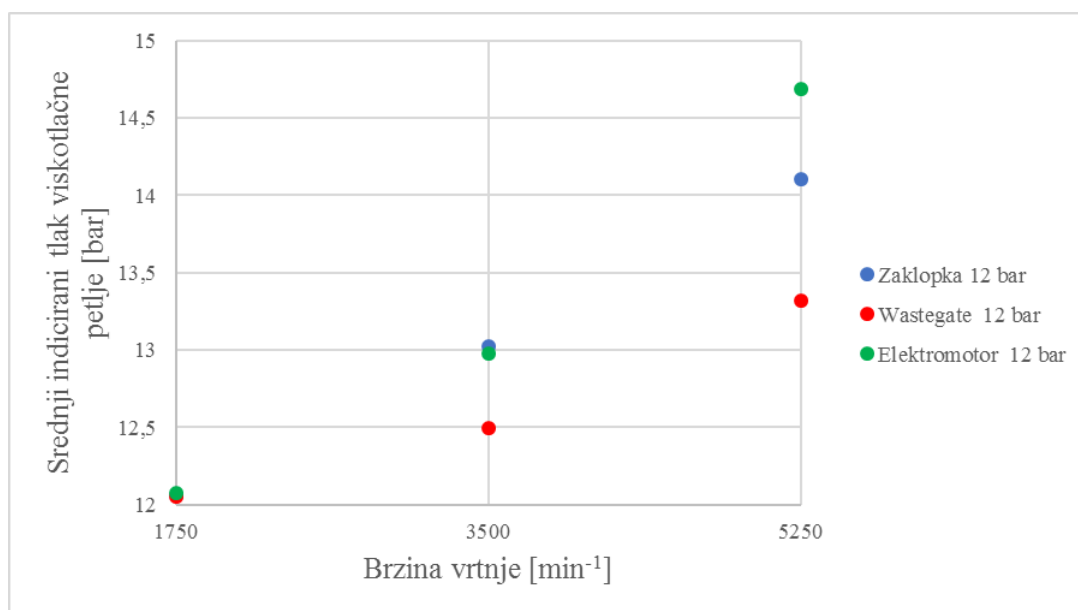
Slika 15. Postignuti srednji indicirani tlak u ovisnosti o brzini vrtnje motora pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka

Kao što je već rečeno, provedene su simulacije za tri različita načina upravljanja turbopunjačem na tri različite brzine vrtnje. Slika 15 pokazuje da su uspješno postignute tražene vrijednosti srednjeg indiciranog tlaka u motoru za sve načine upravljanja i sve brzine vrtnje.

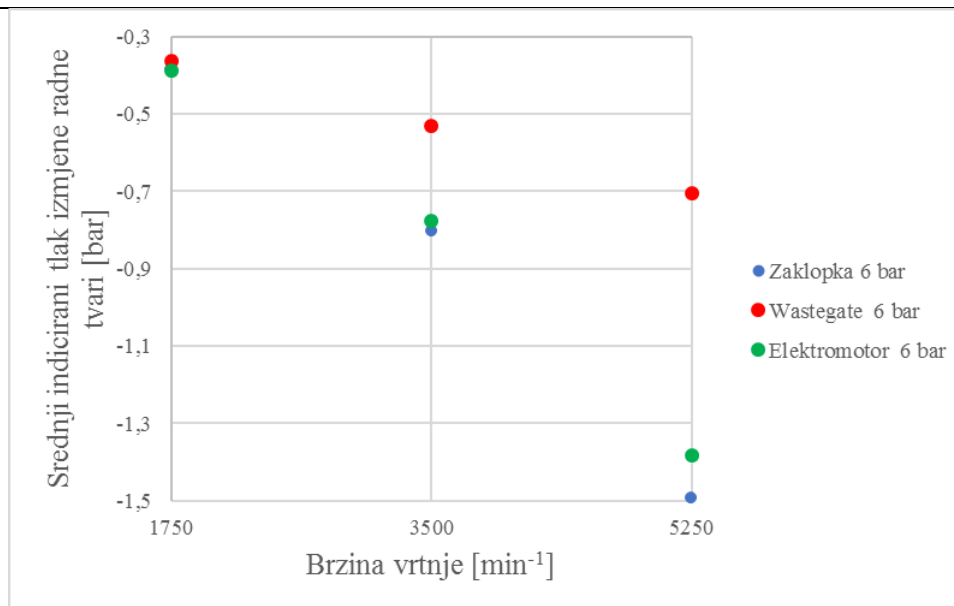


Slika 16. Indikatorski p - V dijagram (lijevo); Rad izmjene radnog medija (desno) za slučaj upravljanja zaklopkom pri brzini vrtnje motora od 1750 min^{-1}

Srednji indicirani tlak je mjera opterećenja motora, a može se prikazati kao visina pravokutnika čija je površina jednaka indiciranom radu W_i , a osnovica je jednaka radnom volumenu cilindra V_H u indikatorskom p - V dijagramu (Slika 16 lijevo). Promjena indiciranog tlaka u ovisnosti o volumenu tvori indikatorski dijagram koji se sastoji od pozitivne desnokretne visokotlačne petlje (Slika 16 lijevo) te negativne ljevokretne petlje izmjene radnog medija (Slika 16 desno). Obje petlje se mogu svesti na srednje vrijednosti na isti način kao i srednji indicirani tlak.



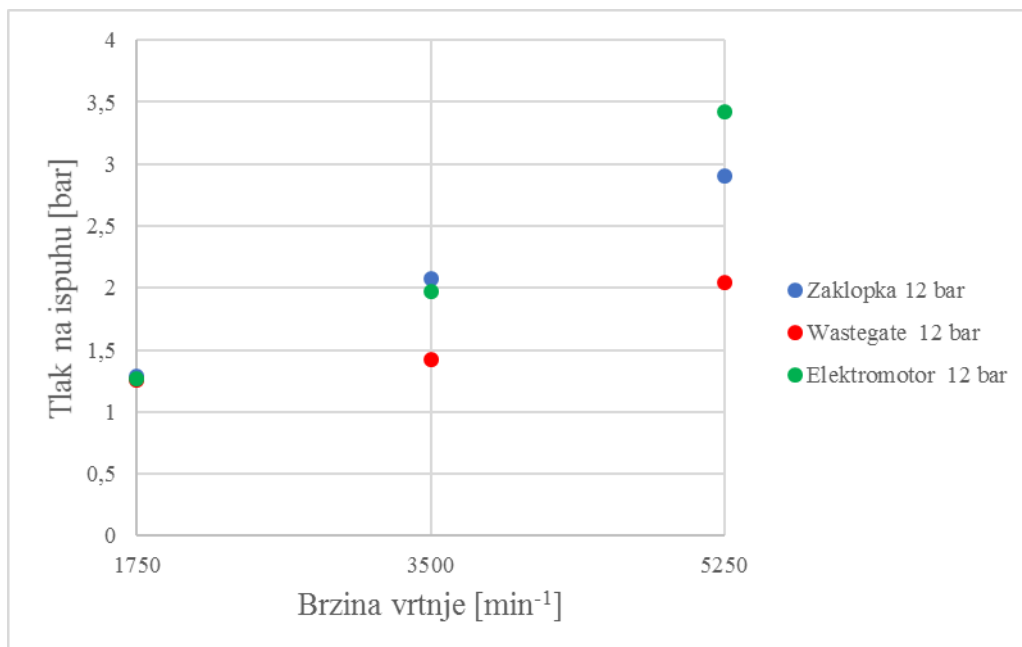
Slika 17. Srednji indicirani tlak visokotlačne petlje u odnosu na brzinu vrtnje pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka



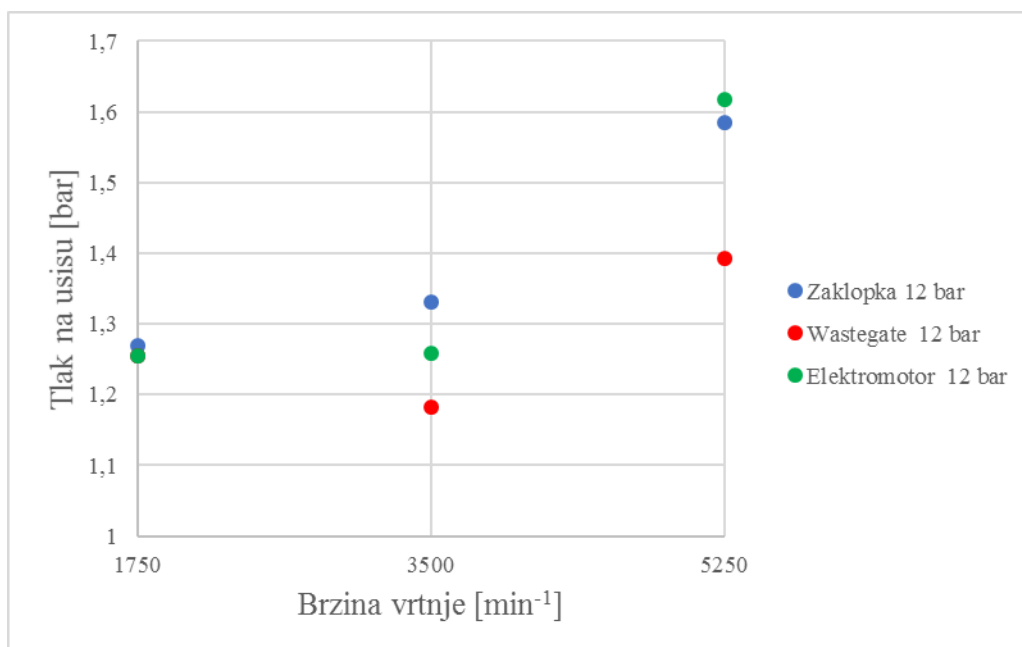
Slika 18. Srednji indicirani tlak izmjene radnog medija u odnosu na brzinu vrtnje pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka

Srednji indicirani tlak visokotlačne petlje (Slika 17) raste s brzinom vrtnje za sve slučajeve. Pri 1750 min⁻¹ srednji indicirani tlak visokotlačne petlje najniži je za upravljanje wastegate ventilom dok su za upravljanje zaklopkom i elektromotorom vrlo slične, nešto veće vrijednosti. Pri brzini vrtnje od 3500 min⁻¹, opet je najniža vrijednost za upravljanje wastegate ventilom pa slijedi upravljanje elektromotorom te naposljetku zaklopkom, a razlike između vrijednosti su veće nego pri 1750 min⁻¹. Pri 5250 min⁻¹, najznačajnije su razlike u vrijednostima između načina upravljanja motorom. Najnižu vrijednost se postiže upotrebom wastegate ventila pa zaklopkom i zatim elektromotorom. Slika 18 prikazuje srednji indicirani tlak izmjene radnog medija koji se ponaša upravo suprotno nego srednji indicirani tlak visokotlačne petlje.

4.1.2. Tlakovi na ispuhu i usisu



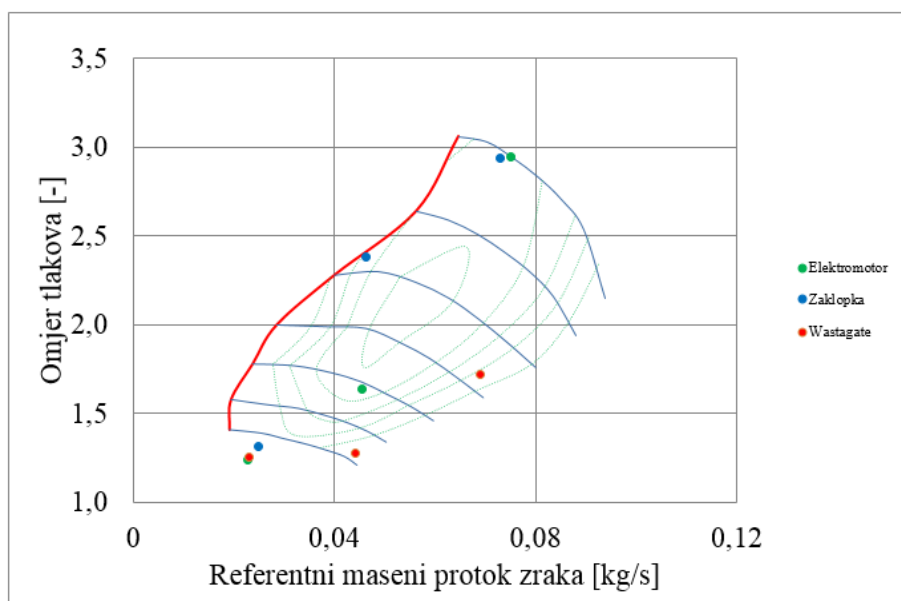
Slika 19. Iznos tlaka na ispuhu medija u odnosu na brzinu vrtnje motora pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka



Slika 20. Iznos tlaka na usisu medija u odnosu na brzinu vrtnje pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka

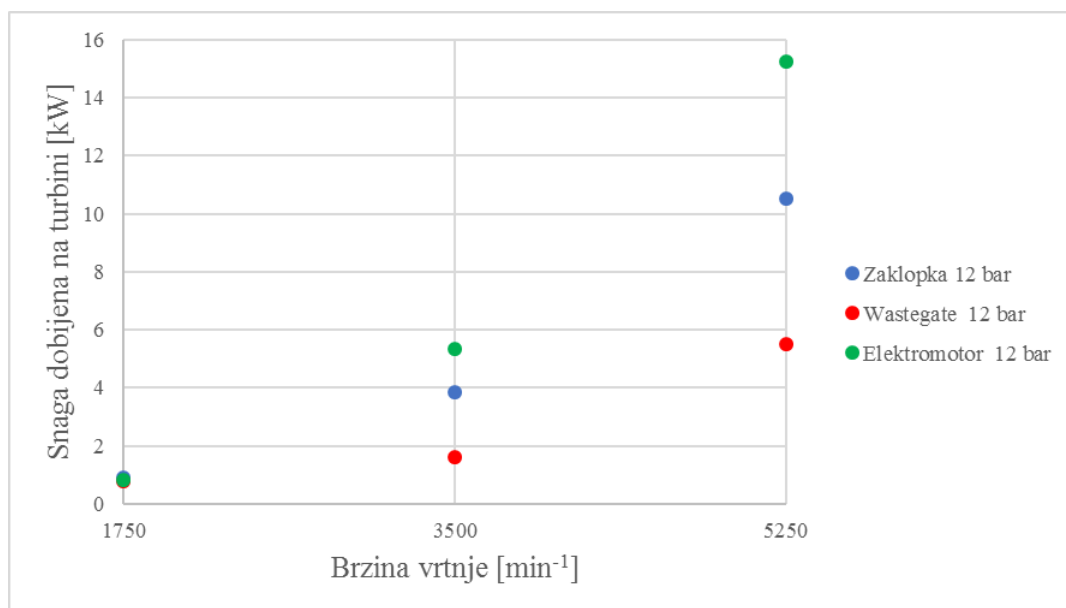
Povećanjem brzine vrtnje motora, vrijednosti tlaka na ispuhu prikazane na slici 19 rastu značajno za slučajeve upravljanjem elektromotor i zaklopkom dok pri upravljanju wastegate ventilom rastu manje. Tlakovi na usisu pri 1750 min^{-1} sličnih su vrijednosti za wastegate i elektromotor, dok je za upravljanje zaklopkom neznatno veći. Pri brzinama vrtnje od 3500 i 5250 min^{-1} razlika vrijednosti tlakova i na usisu i na ispuhu između upravljanja wastegateom i elektromotorom i zaklopkom rastu. Razlika tlakova ispuha i usisa u pozitivnoj je korelaciji s iznosom srednjeg indiciranog tlaka visokotlačne petlje i izmjene radne tvari pa se jasno vidi da padom razlika između tlakova pada i srednji indicirani tlak visokotlačne petlje i izmjene radne tvari (Slika 17 i Slika 18). S obzirom da je razlika tlakova na ispuhu i usisu najmanja za upravljanje wastegate ventilom, najniže su i vrijednosti srednjeg indiciranog tlaka visokotlačne petlje.

4.1.3. Veličine povezane s turbopunjačem



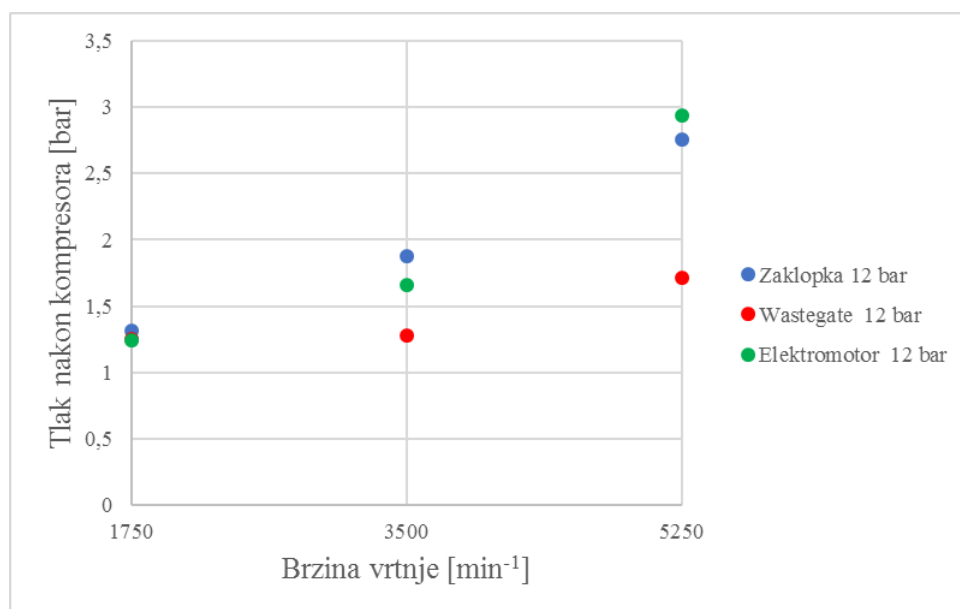
Slika 21. Kompresorska mapa za opterećenje od 12 srednjeg indiciranog tlaka

Slika 22 prikazuje kompresorsku mapu za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka. Vidljivo je da referentni maseni protok zraka raste s brzinom vrtnje što je zbog povećanja broja ciklusa izgaranja u motoru. Maseni protok ne postiže svoje maksimalne vrijednosti jer sav potencijal turbopunjača nije iskorišten.

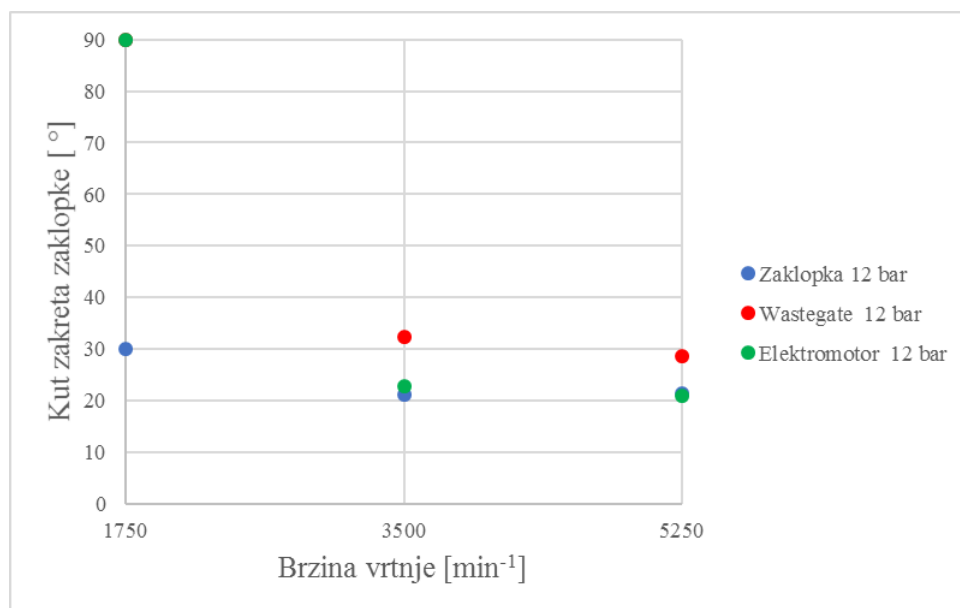


Slika 22. Dobivena snaga na turbini u ovisnosti o brzini vrtnje pri opterećenju od 12 bar

Najmanja snaga na turbini dobivena je upravljanjem wastegate ventilom za sve brzine vrtnje, što je zapravo i poželjno jer nema potrebe za prevelikim tlakom nabijanja na kompresoru, dok je snaga dobivena za upravljanje elektromotorom najveća. Bitno je napomenuti da kod elektromotora sva snaga ne ide na kompresor nego se pretvara u električnu energiju koja se može vratiti u sustav, kao pogon alternatora ili direktno na koljenasto vratilo. Snaga, kao i rad na turbini raste povećanjem brzine vrtnje motora.



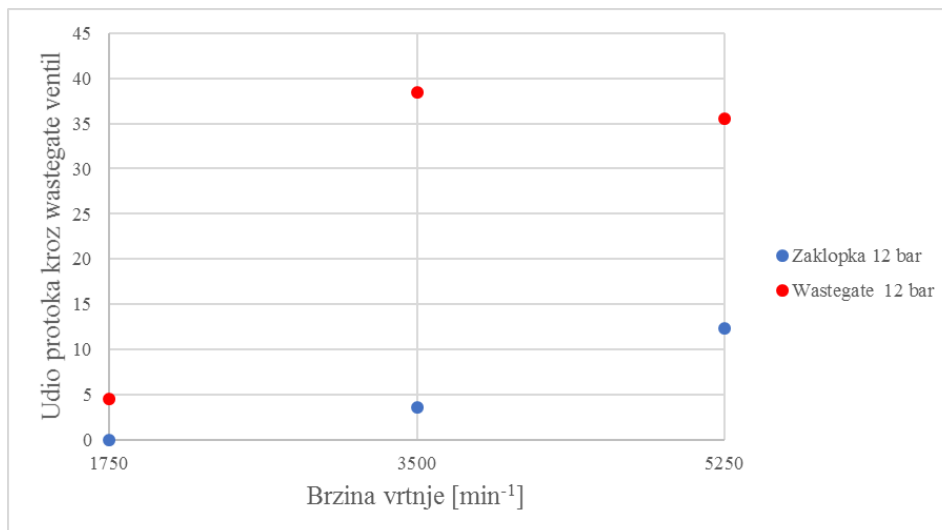
Slika 23. Tlak nakon kompresora u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka



Slika 24. Kut zakreta zaklopke u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka

S druge strane, turbina turbopunjača pokreće kompresor koji diže tlak nabijanja. upravljanjem wastegate ventilom i elektromotorom, smanjuje se nepotrebn tlak nabijanja koji zaklopka kasnije prigušuje kao što prikazuje slika 23. Uspoređujući vrijednosti tlaka nakon kompresora s onima na usisu, vidljivo je da je najmanja razlika postignuta za upravljanje wastegate ventilom za sve brzine vrtnje. S druge strane, elektromotor pokazuje nešto bolje rezultate pri brzinama vrtnje od 1750 i 3500 min⁻¹ nego upravljanje zaklopkom.

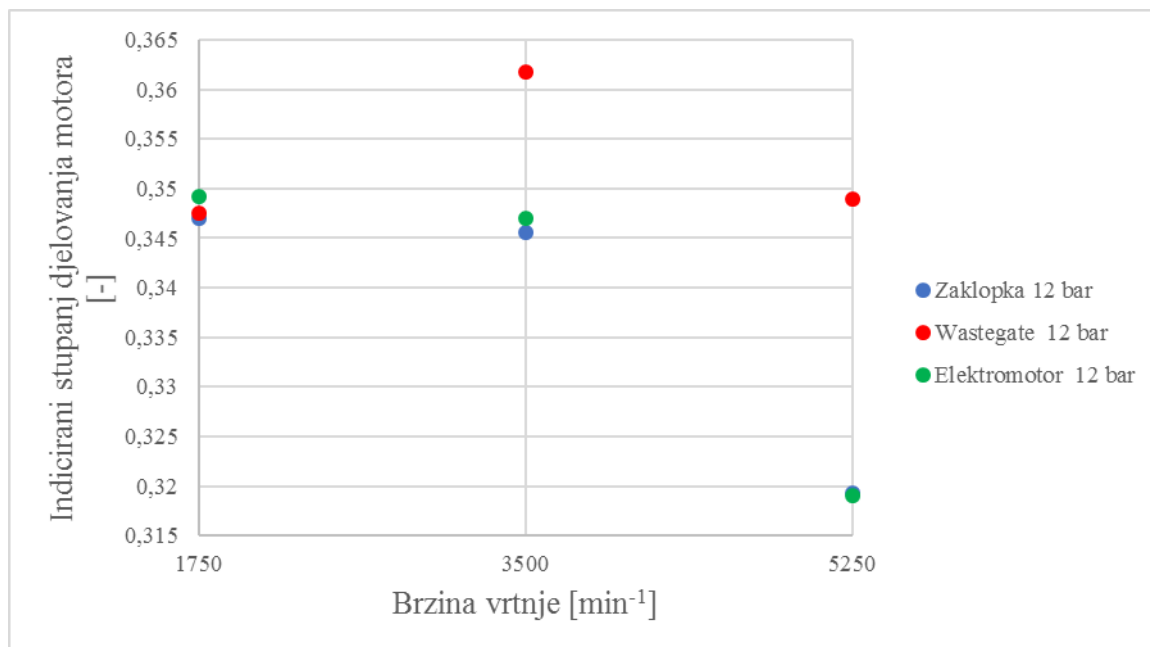
Vrijednosti kuta zakreta zaklopke najviše su za rad s wastegate ventilom, a pri 1750 min⁻¹ iznosi 90 ° jednako kao i za slučaj s elektromotorom. Pri većim brzinama vrtnje, vrijednosti kuta padaju ali su i dalje više nego za rad s elektromotorom i zaklopkom. Pri radu s elektromotorom pri 3500 min⁻¹ vrijednost je veća nego za rad samo sa zaklopkom, a pri 5250 min⁻¹ je obrnuto. Razlog korištenja zakreta kuta zaklopke kod upravljanja wastegate ventilom je nestabilnost rada s većim udjelima protoka kroz wastegate ventil, a kod upravljanja elektromotorom je uz nestabilnost bila povezana i nedovoljna snaga elektromotora za smanjenje tlaka nabijanja.



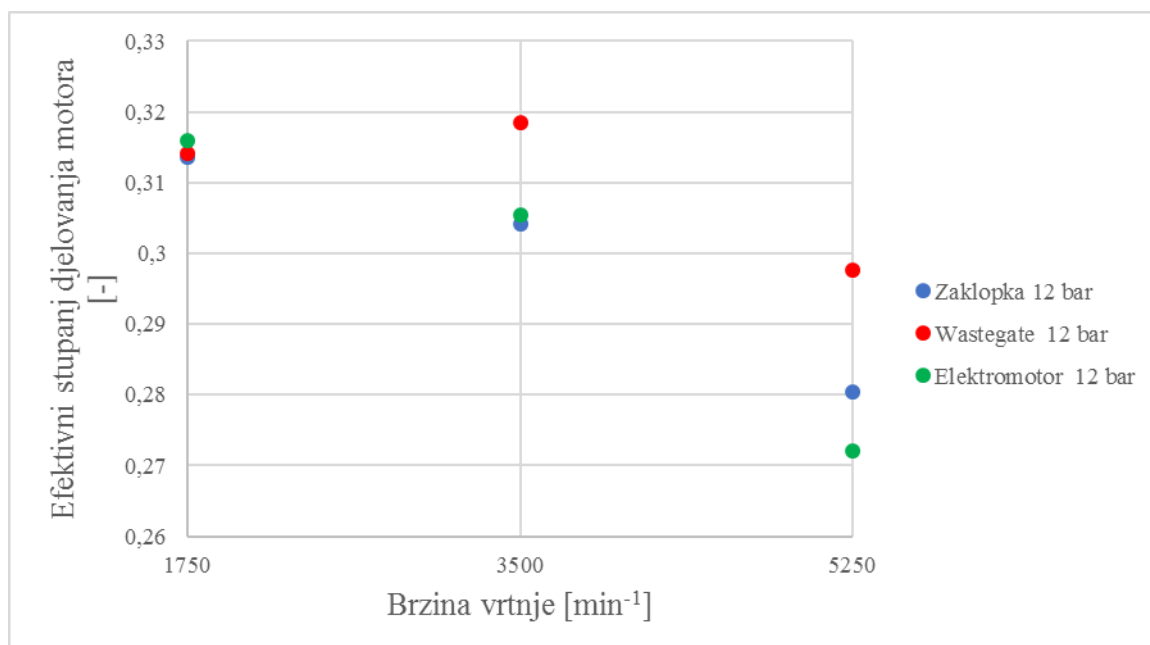
Slika 25. Udio masenog protoka kroz wastegate u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka

Razlog većem tlaku nabijanja pri 5250 min⁻¹ (Slika 24) za upravljanje elektromotorom nego zaklopkom, je na jednoj strani restrikcija snage elektromotora, a na drugoj otvaranje mehaničko-pneumatskog ventila uslijed zagušenja kompresora pri radu sa zaklopkom. Udio masenog protoka kroz wastegate ventil izračunat je kao omjer protoka kroz wastegate ventil i sveukupni protok na ispuhu. Slika 26 pokazuje upravljanje pomoću wastegate ventila te kako se pri upravljanju zaklopkom aktivirao mehaničko-pneumatski ventil pri brzinama vrtnje motora od 3500 min⁻¹, i 5250 min⁻¹ kad je ostvaren protok potreban za smanjenje tlaka nabijanja. Pri upravljanju s elektromagnetskim wastegate ventilom su vrijednosti puno više s maksimalnom vrijednošću pri brzini vrtnje motora od 3500 min⁻¹.

4.1.4. Stupnjevi djelovanja motora



Slika 26. Indicirani stupanj djelovanja motora u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka



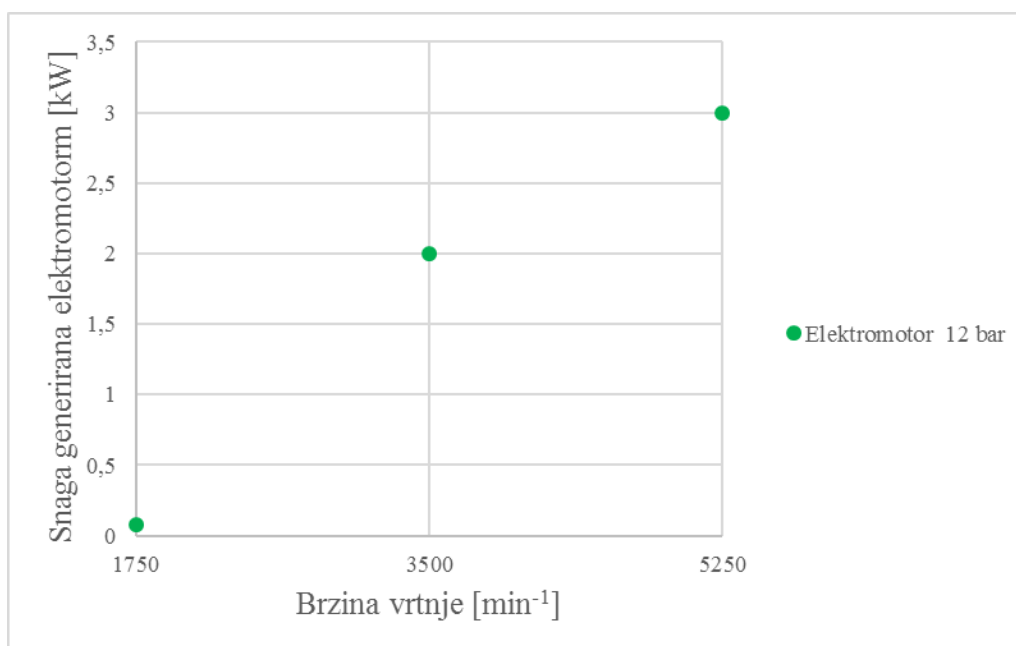
Slika 27. Efektivni stupanj djelovanja motora u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka

Indicirani stupanj djelovanja ovisan je jedino o srednjoj specifičnoj indiciranoj potrošnji prema izrazu (8). Specifična indicirana potrošnja pa tako i indicirani stupanj djelovanja, usko su povezani s učinkovitosti izmjene radne tvari pa tako i sa srednjim indiciranim tlakovima izmjene radne tvari i visokotlačne petlje (Slika 18 i Slika 19). Pri brzini vrtnje motora od 1750 min^{-1} vrijednosti indiciranog stupnja djelovanja su vrlo slične, a najviše vrijednosti ima upravljanje elektromotorom. Pri većim brzinama vrtnje upravljanje wastegate ventilom daje najbolje rezultate, a razlika dobivenih vrijednosti između upravljanja wastegate ventilom i drugih raste s porastom brzine vrtnje. Vrijednosti indiciranog stupnja djelovanja pri upravljanju elektromotorom i zaklopkom vrlo su slične, s tim da je pri brzini vrtnje motora od 3500 min^{-1} nešto viši stupanj djelovanja za upravljanje elektromotorom, a pri 5250 za upravljanje zaklopkom.

Isto kao i kod indiciranog stupnja djelovanja, efektivni stupanj djelovanja je funkcija srednje efektivne potrošnje što se vidi iz izraza (9). Pojedini međusobni odnosi između različitih načina upravljanja pri jednakoj brzini vrtnji jednaki su kao za indicirani stupanj djelovanja jer se radi o jednakom motoru s jednakim mehaničkim gubitcima.

4.1.5. Povrat električne energije

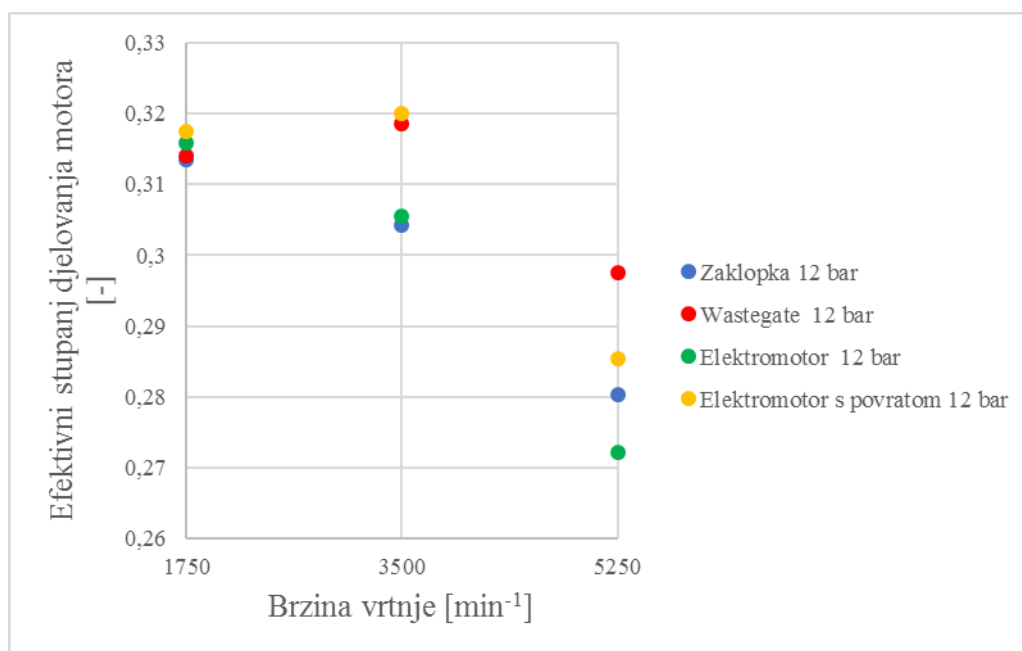
Kao što je već spomenuto, električnu energiju dobivenu generatorskim radom elektromotora moguće je koristiti za punjenje akumulatora ili umjesto alternatora, ali i kao mehaničku energiju za povrat na koljenasto vratilo. Razmatrat će se povrat na koljenasto vratilo. Zamišljen je pogon drugog električnog motora, električnog stupnja djelovanja od 90 %, spojenog direktno na koljenasto vratilo.



Slika 28. Specifična električna energija generirana elektromotorom u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka

Slika 28 prikazuje da je pri 1750 min^{-1} dobivena mala količina električne energije, dok su pri 3500 i 5250 min^{-1} iznosi značajniji.

S obzirom da su sve veličine koje se tiču koljenastog vratila izražene u tlakovima, ova energija bit će prikazana kao srednji tlak vanjskog potrošača. Valja imati na umu da je srednji tlak vanjskog potrošača negativan po definiciji što znači da ako je negativnog predznaka, zapravo se pribraja srednjem indiciranom tlaku. Također, u pretvorbu je uračunat i stupanj djelovanja drugog elektromotora.

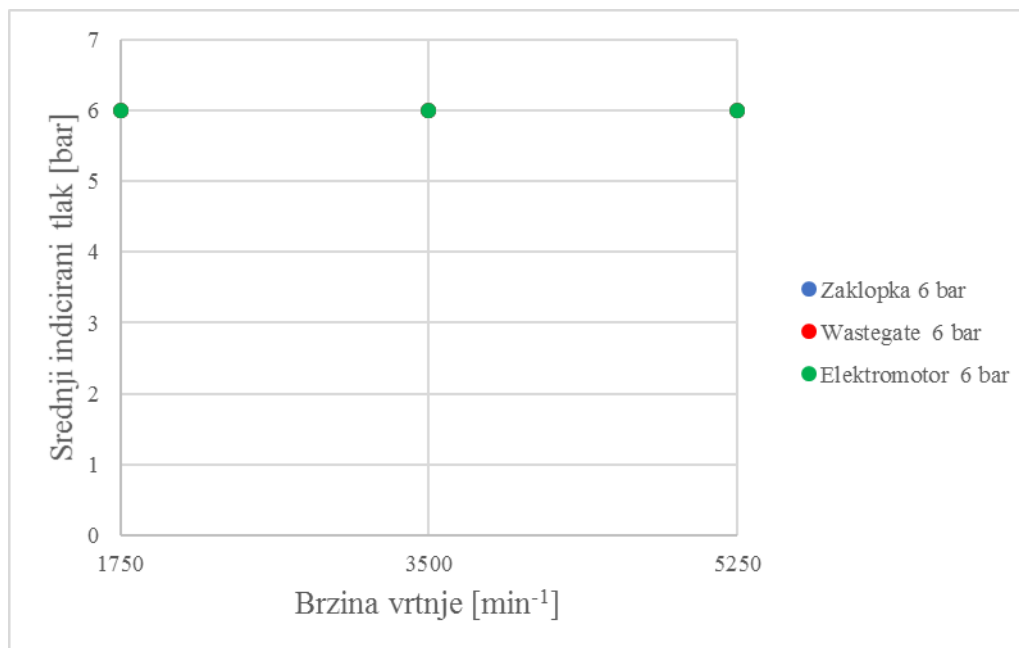


Slika 29. Efektivni stupanj djelovanja motora za slučaj upravljanja elektromotorom s povratom mehaničke energije u odnosu na brzinu vrtnje za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka

Pretvorbom električne energiju u mehaničku na koljenastom vratilu, raste srednji efektivni tlak. Specifična efektivna potrošnja definirana je izrazom (7), te je vidljivo da joj vrijednost pada povećanjem srednjeg efektivnog tlaka. Ako pada specifična efektivna potrošnja, iz izraza (9) vidljivo je da raste stupanj djelovanja. Elektromotor s povratom ostvaruje najviši stupanj djelovanja od svih upravljanja za brzine 1750 i 3500 min⁻¹, a pri 5250 min⁻¹ ostvaren je značajan napredak s obzirom na rad s elektromotorom bez povrata. Da snaga elektromotora nije bila ograničena na 3 kW, postignuti rezultati za brzinu vrtnje od 5250 min⁻¹ bili bi još bolji. Ipak, i ovako je povećanje stupnja djelovanja znatno, te u odnosu na upravljanje sa zaklopkom dobije se povećanje od 0,3 postotnih poena pri brzini vrtnje od 1750 min⁻¹, cca. 1,5 postotnih poena pri 3500 min⁻¹ te cca. 0,5 postotnih poena pri 5250 min⁻¹.

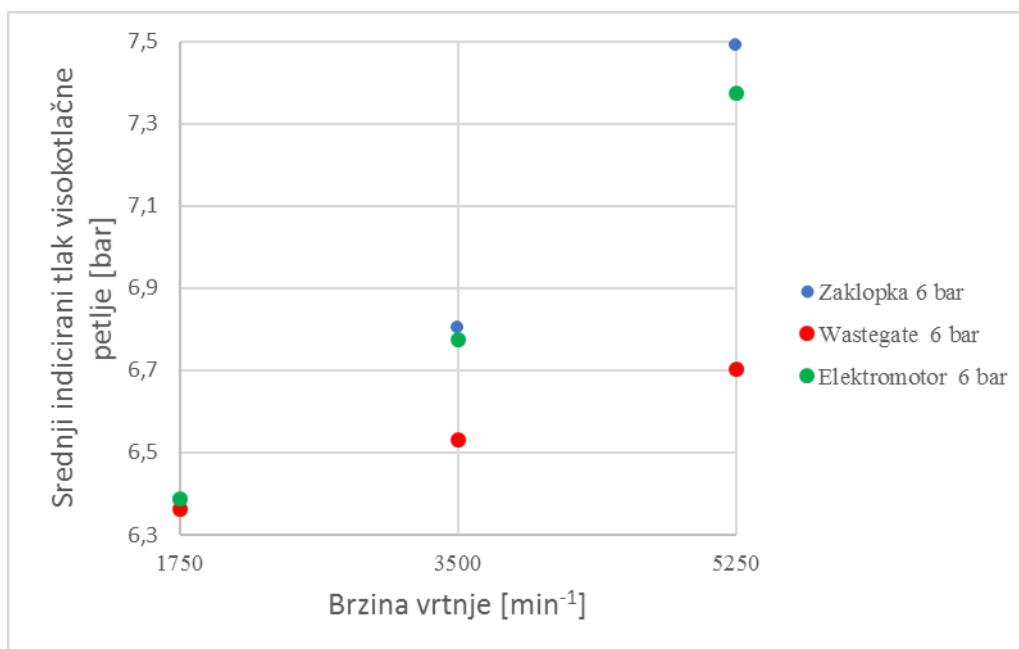
4.2. Rezultati za srednji indicirani tlak u iznosu od 6 bara

4.2.1. Srednji indicirani tlakovi

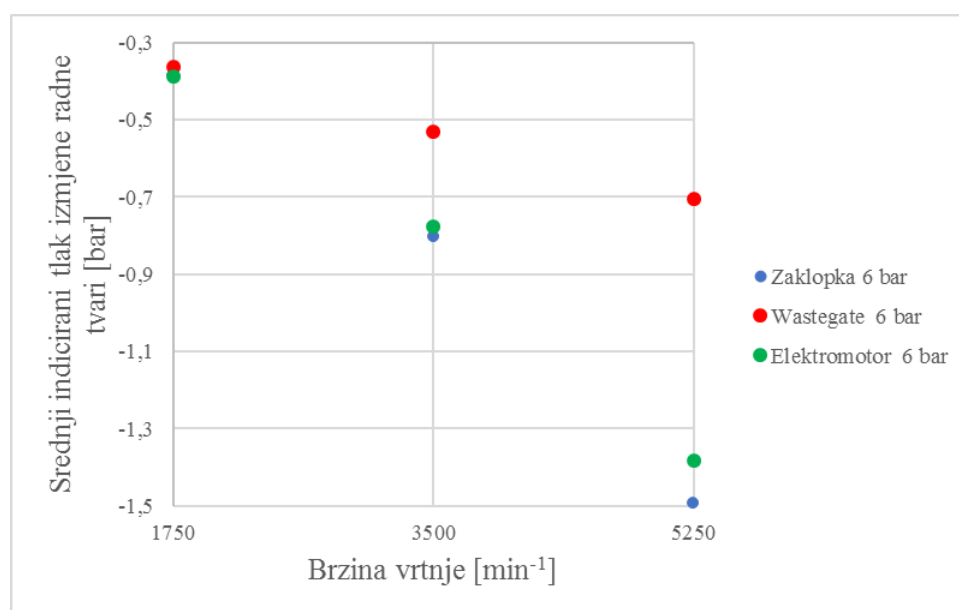


Slika 30. Postignuti srednji indicirani tlak u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka

Kao i za slučaj s opterećenjem od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka, provedene su simulacije za tri različita načina upravljanja turbopunjačem na tri različite brzine vrtnje za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka. Slika 30 pokazuje da su i sada uspješno postignute tražene vrijednosti srednjeg indiciranog tlaka u motoru za sve načine upravljanja i sve brzine vrtnje, a razlike između rezultata su u zanemarivoj trećoj decimali broja. Kao što je već rečeno, promjena indiciranog tlaka u ovisnosti o volumenu tvori indikatorski dijagram koji se sastoji od pozitivne desnokretne visokotlačne petlje te negativne lijevokretne petlje izmjene radnog medija.



Slika 31. Srednji indicirani tlak visokotlačne petlje u odnosu na brzinu vrtnje za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka

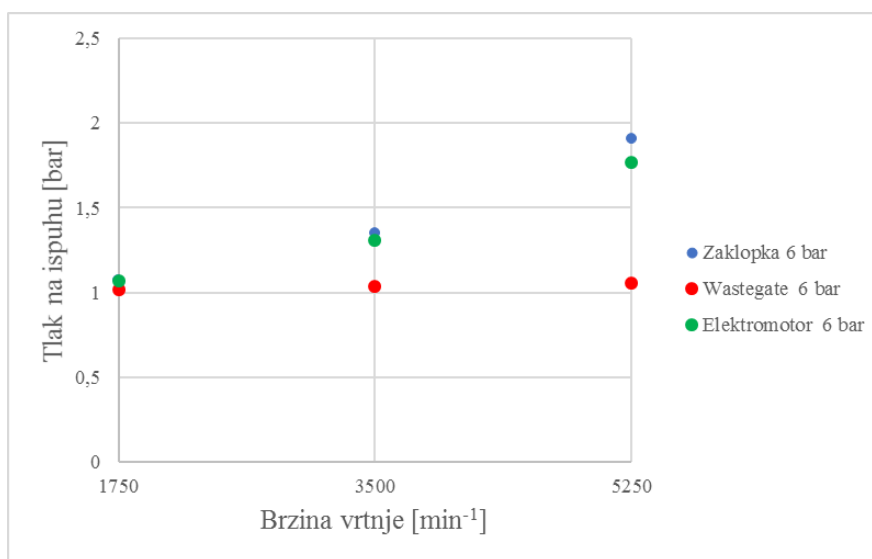


Slika 32. Srednji indicirani tlak izmjene radnog medija u odnosu na brzinu vrtnje za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka

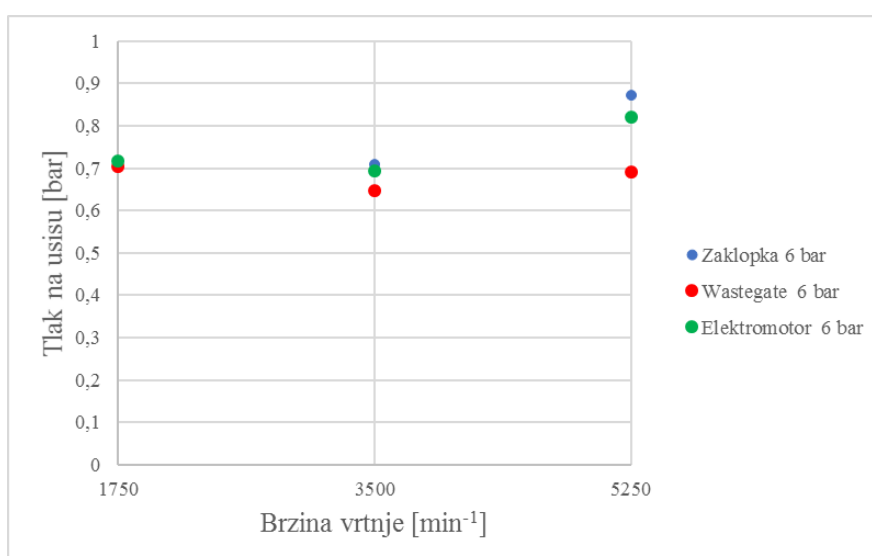
Srednji indicirani tlak visokotlačne petlje (Slika 31) raste za sve slučajeve s brzinom. Pri 1750 min^{-1} srednji indicirani tlak visokotlačne petlje je ponovno najniži za upravljanje wastegate ventilom dok je za upravljanje zaklopkom i elektromotorom vrlo slične, nešto veće vrijednosti kao i pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka (Slika 17) Pri brzini vrtnje od 3500 min^{-1} , opet je najniži vrijednost za upravljanje wastegate ventilom pa slijedi upravljanje

elektromotorom te naposljetku zaklopkom, a razlike između vrijednosti su veće nego pri 1750 min^{-1} jednako kao i kod opterećenja od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka. Pri 5250 min^{-1} , najznačajnije su razlike u vrijednostima između načina upravljanja motorom. Opet se najniža vrijednost postiže upotrebom wastegate ventila pa upravljanjem elektromotorom i zatim zaklopkom. Slika 32 prikazuje srednji indicirani tlak izmjene radnog medija koji se ponaša suprotno nego srednji indicirani tlak visokotlačne petlje.

4.2.2. Tlakovi na ispuhu i usisu za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka



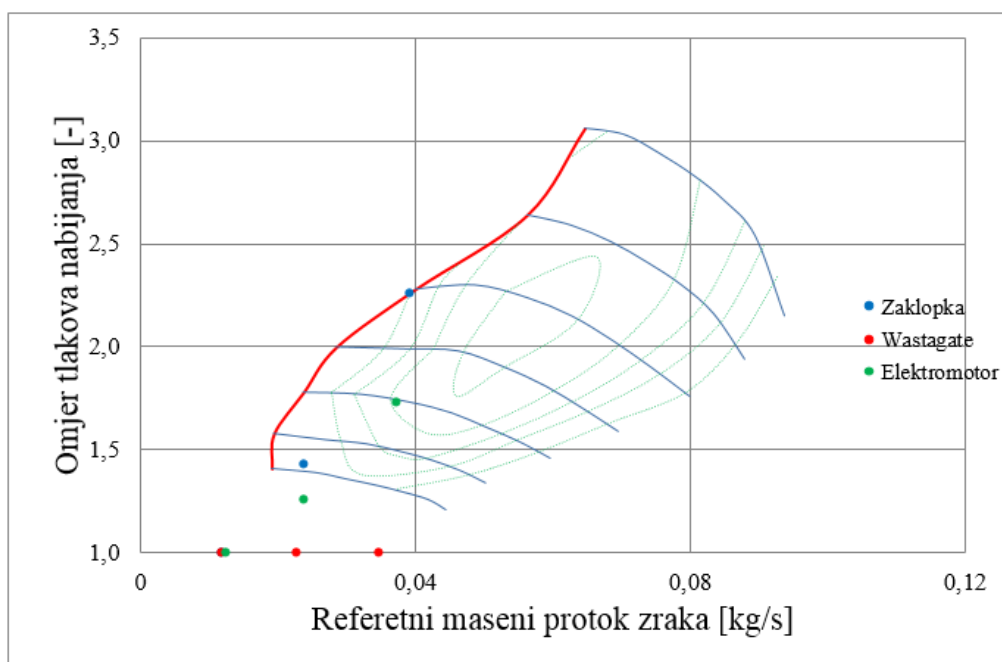
Slika 33. Iznos tlaka na ispuhu u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka



Slika 34. Iznos tlaka na usisu u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka

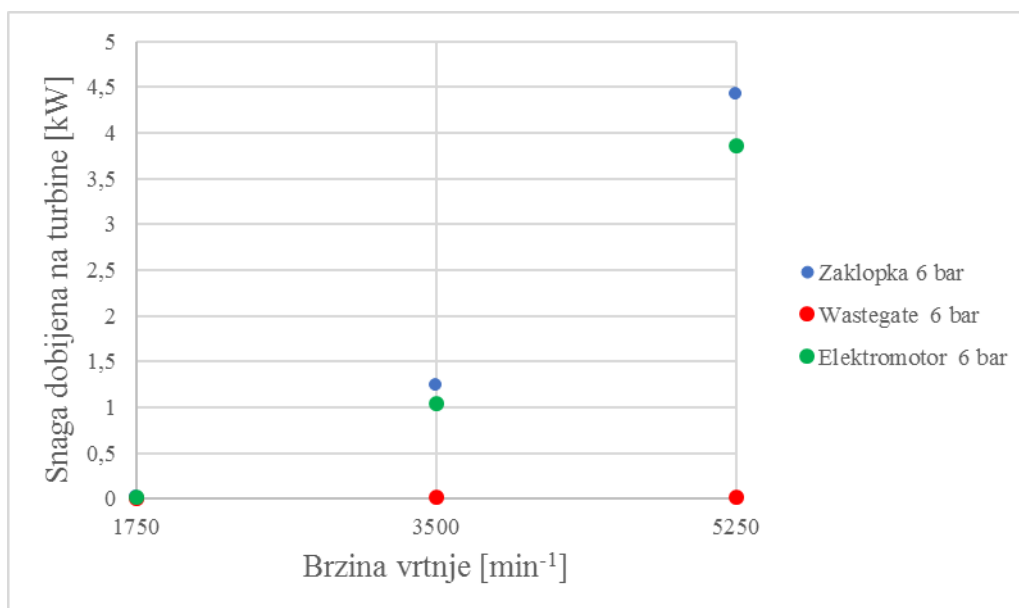
Kao i pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka (Slika 19) povećanjem brzine vrtnje značajno rastu i tlakovi na ispuhu za slučajeve upravljanja elektromotorom i zaklopkom, za razliku od upravljanja wastegate ventilom kad su vrijednosti skoro konstantne te iznose nešto više nego okolišni tlak (Slika 33). Vrijednosti tlaka na usisu, također kao pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka, variraju puno manje nego one na ispuhu. S obzirom na to da je riječ o niskom opterećenju, vrijednosti tlaka u cilindru niže su nego okolišni tlak, a vrijednost stupnja punjenja manja je od 1. Smanjenje razlike između tlakova na ispuhu i usisu u pozitivnoj je korelaciji s iznosom srednjim indiciranim tlakom izmjene radnog medija te je to razlog zašto pri upravljanju wastegate ventilom jesu dobiveni najmanji iznos srednjeg indiciranog tlaka izmjene radne tvari.

4.2.3. Veličine povezane s turbopunjačem za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka



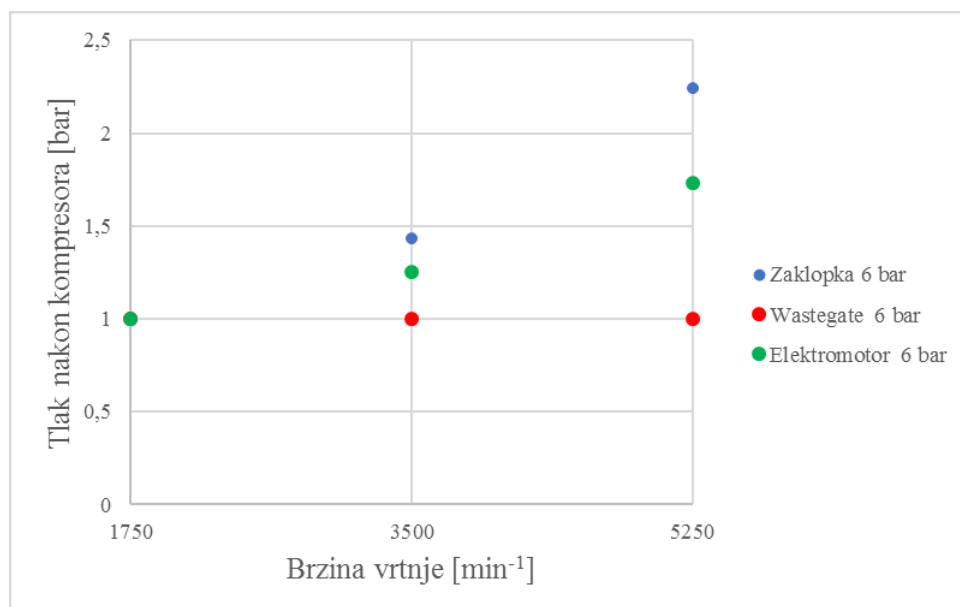
Slika 35. Kompresorska mapa za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka

S obzirom na to da je opterećenje manje, manji je i referentni maseni protok kroz kompresor nego pri opterećenju 12 bara srednjeg indiciranog tlaka (Slika 21). Pri brzini vrtnje motora od 1750 min^{-1} , sva tri upravljanja imaju skoro identičnu točku.

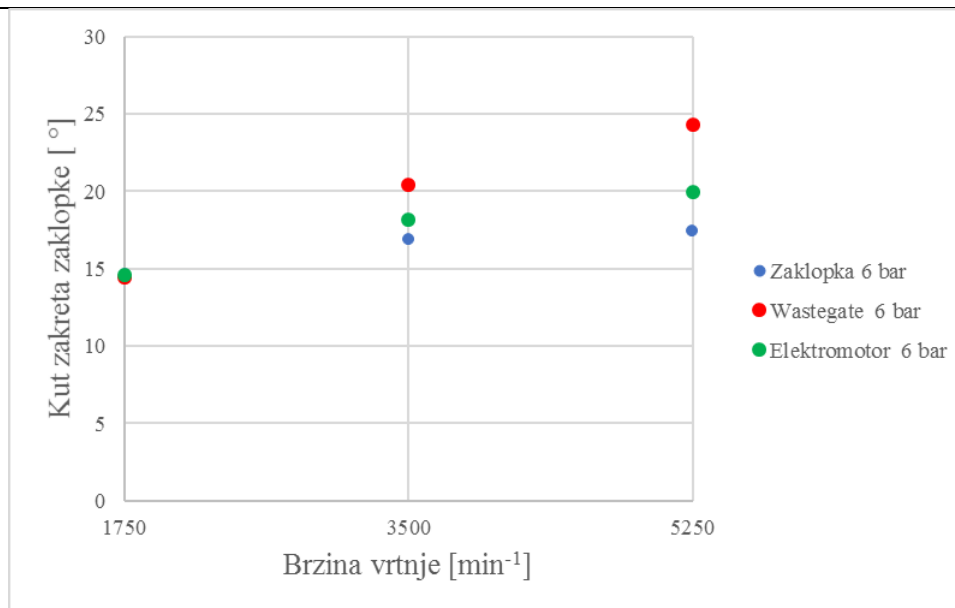


Slika 36. Dobivena snaga na turbini u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka

Najmanja snaga na turbini, skoro jednaka 0, dobivena je upravljanjem wastegate ventilom za sve brzine vrtnje, što je poželjno jer nema potrebe za tlakom nabijanja na kompresoru kad je na usisu potreban podtlak (Slika 34), dok je snaga ostvarena za upravljanje zaklopkom najveći. Rad, pa i snaga, dobiveni upravljanjem elektromotorom i zaklopkom raste s brzinom vrtnje motora, a raste i razlika u vrijednostima za iste brzine vrtnje motora.

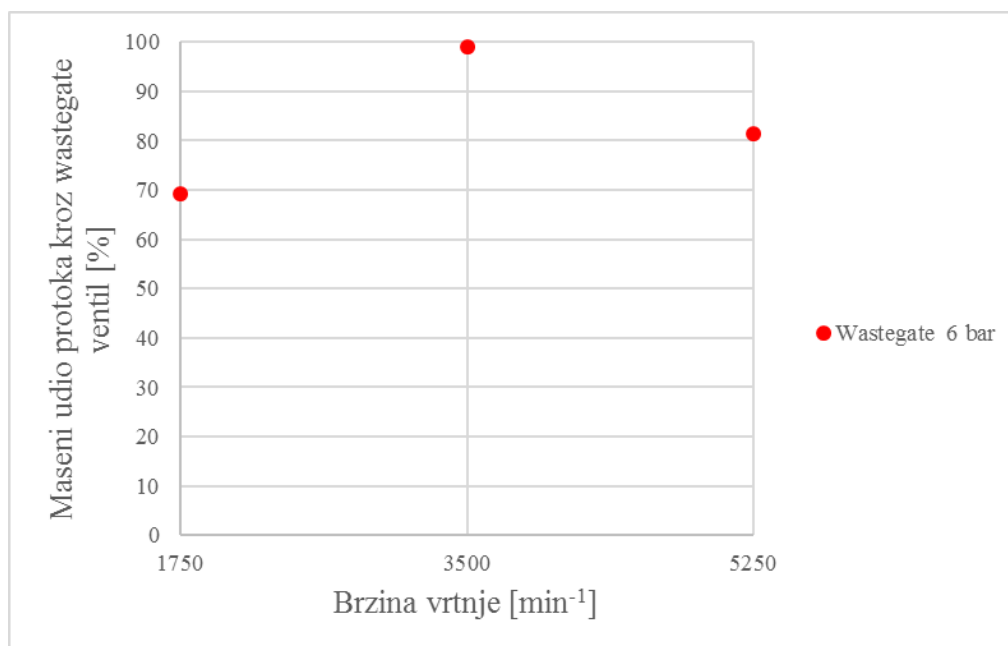


Slika 37. Tlak nakon kompresora u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka



Slika 38. Kut zakreta zaklopke u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka

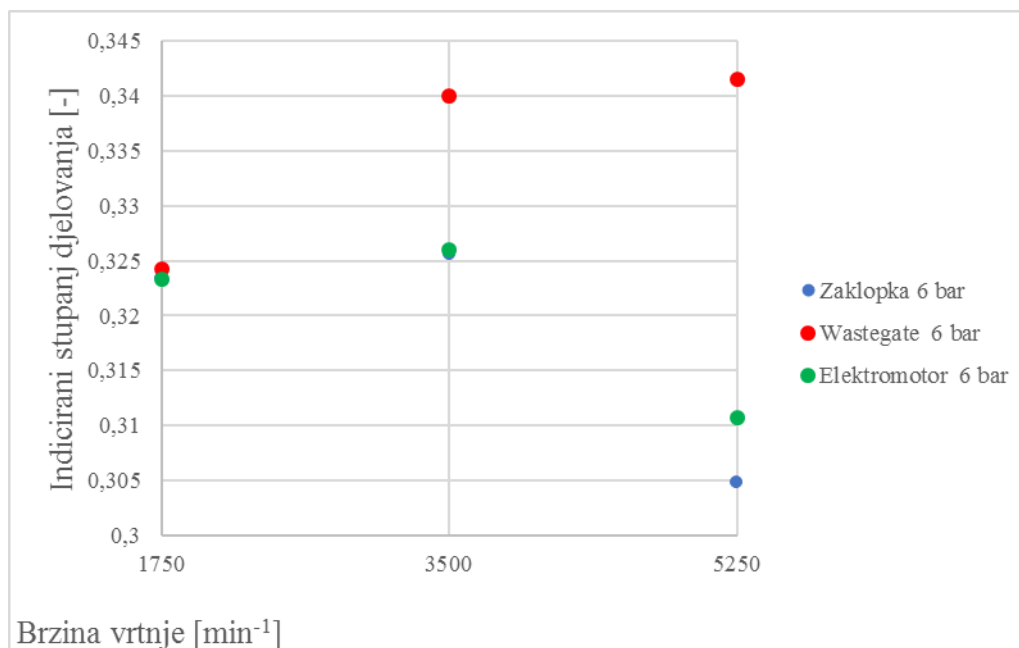
Slika 37 prikazuje iznose tlakova nakon kompresora koji su konstantni pri svim brzinama vrtnje za upravljanje wastegate ventilom te nije postignuto nabijanje, dok za upravljanje zaklopkom i elektromotorom rastu s brzinom vrtnje te se pri 3500 i 5250 min⁻¹ postiže nepoželjno nabijanje. Elektromotorom nije bilo moguće daljnje smanjenje tlaka nabijanja zbog nestabilnog rada pri većim generiranim strujama. Daljnje smanjenje tlaka vrši se zaklopkom pa su, logično, najveći kutovi za upravljanje wastegateom jer je potrebno najmanje daljnje smanjenje tlaka do vrijednosti na usisu (Slika 38). Pri 1750 min⁻¹ su kutevi vrlo slični jer turbina gotovo uopće ne pokreće kompresor za sve slučajeve rada. Pri brzini vrtnje motora od 3500 i 5250 min⁻¹ potrebno je jače prigušiti protok za upravljanje sa zaklopkom nego elektromotorom. U odnosu na opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka, potrebno je znatno prigušiti protok kroz zaklopku za sve slučajeve i brzine vrtnje motora.



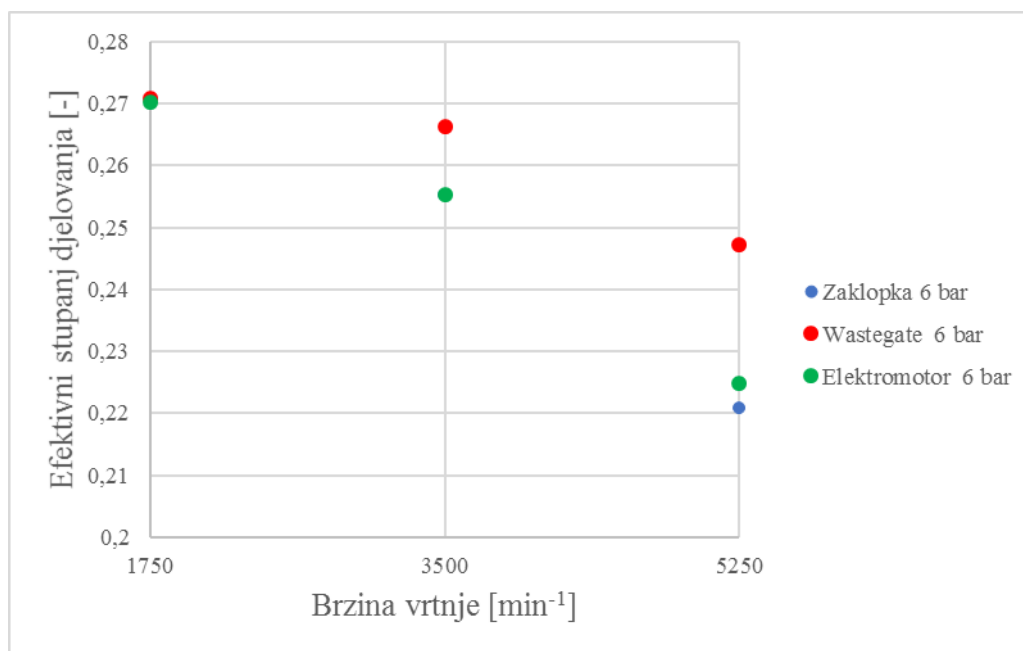
Slika 39. Udio masenog protoka kroz wastegate u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka

Slika 39 prikazuje udio masenog protoka kroz wastegate ventil koji iznosi znatno više nego pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka (Slika 25).

4.2.4. Stupnjevi djelovanja motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka



Slika 40. Srednji indicirani stupanj djelovanja motora u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka

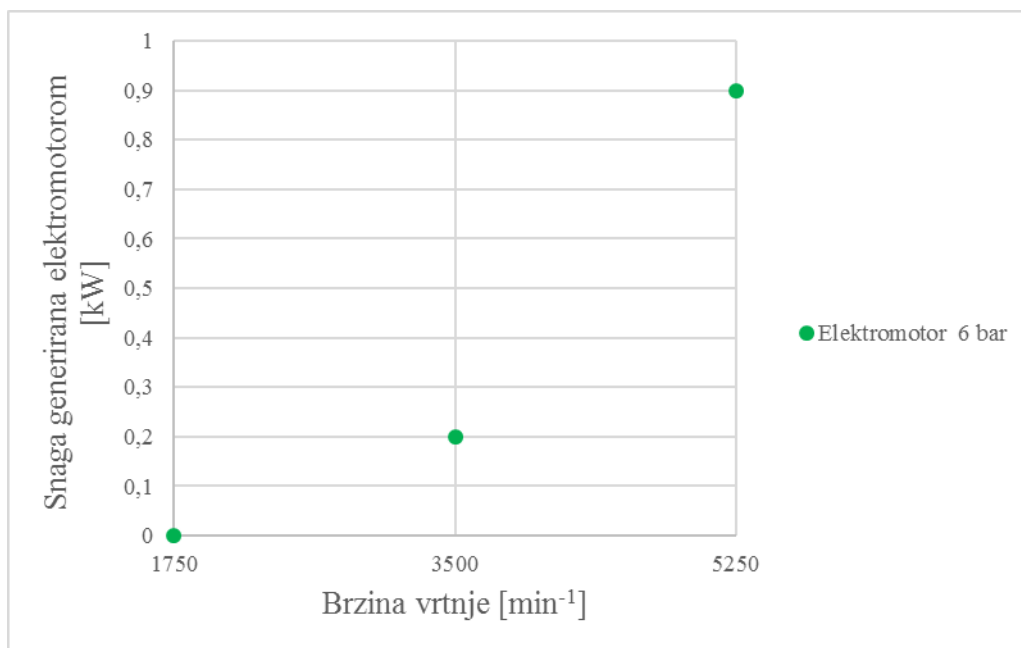


Slika 41. Srednji indicirani stupanj djelovanja motora u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka

Kao i pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka (Slika 26 i Slika 27), vrijednosti indiciranog (Slika 40) i efektivnog (Slika 41) stupnja djelovanja podjednake su pri 1750 min⁻¹, s time da je sada najviša vrijednost za upravljanje elektromotorom. Povećanjem brzine vrtnje, indicirani stupanj djelovanja za upravljanje wastegate ventilom raste, a efektivni blago pada. Pri 3500 min⁻¹ srednji indicirani stupnjevi djelovanja nešto su viši nego pri 1750 min⁻¹ za upravljanje zaklopkom i elektromotorom, dok su pri 5250 min⁻¹ znatno niži. Efektivni stupanj djelovanja je nešto manji pri brzinama 3500 i 5250 min⁻¹ nego pri 1750 za sva upravljanja zbog povećanja mehaničkih gubitaka. Efektivni stupanj djelovanja iznosi oko 27 % pri 1750 min⁻¹, a maksimalna razlika između upravljanja wastegate ventilom i zaklopkom iznosi preko 2,7 postotnih poena pri brzini vrtnje od 5250 min⁻¹.

4.2.5. *Mogući povrat električne energije*

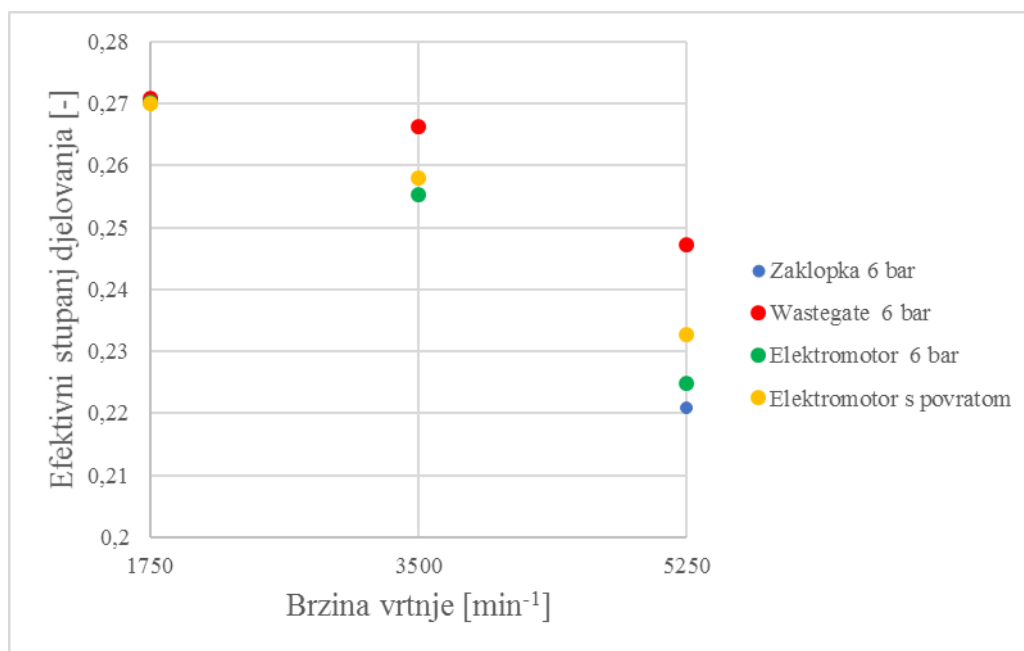
Kao i kod opterećenja od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka, i ovdje je razmatrana pretvorba električne energije generirane elektromotorom u mehaničku na koljenastom vratilu.



Slika 42. Snaga generirana elektromotorom u odnosu na brzinu vrtnje motora za opterećenje od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka

Pri 1750 min^{-1} , ostvaren je vrlo mali rad na turbini (Slika 32) pa nije bilo moguće generiranje snage, dok je pri 3500 i 5250 min^{-1} iznos veći pa je moguće.

S obzirom na to da su sve veličine koje se tiču koljenastog vratila izražene u tlakovima, ova snaga bit će prikazana kao srednji tlak vanjskog potrošača, a u pretvorbu je uračunat i stupanj djelovanja drugog elektromotora (90 %).



Slika 43. Srednji efektivni stupanj djelovanja elektromotora s povratom mehaničke energije u odnosu na brzinu vrtnje za opterećenje od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka

Pretvorbom električne energiju u mehaničku, raste srednji efektivni tlak. Specifična efektivna potrošnja definirana je izrazom (7), te je vidljivo da joj vrijednost pada povećanjem srednjeg efektivnog tlaka, što znači da će efektivni stupanj djelovanja rasti prema izrazu (9). Pri upravljanju s elektromotorom koji ima povrat mehaničke energije, pri 3500 i 5250 min⁻¹ dobije se ušteda od cca. 0,3 odnosno 0,7 postotnih poena u odnosu na rad elektromotorom bez povrata. Ipak, upravljanje elektromotorom s povratom nema toliko izraženo povećanje stupnja djelovanja kao pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka (Slika 29).

5. ZAKLJUČAK

Iz rezultata dobivenih simulacijom rada prednabijenog Ottovog motora s djelomičnim opterećenjima od 12 i 6 bara srednjeg indiciranog tlaka (srednji indicirani tlak), vidljivo je da aktivnim upravljenjem stupnjem punjenja motora turbopunjačem, odnosno upravljanjem elektromagnetskim wastegate ventilom i upravljanjem elektromotorom kombiniranog nabijanja turbopunjačem i elektromotorom, možemo postići bolje performanse motora nego upravljanjem stupnjem punjenja isključivo preko zaklopke.

Porastom tlaka na usisu, raste dobiveni rad na turbini koji se prenosi na kompresor gdje se podiže vrijednost tlaka nabijanja. S obzirom da je riječ o djelomičnim opterećenjima gdje je potrebni niži stupanj punjenja motora i tlak na usisu, puni energetski potencijal turbine ne mora biti ispunjen. Vrijednosti rada dobivenog na turbini i predanog na kompresoru najmanji su za upravljanje wastegate ventilom za oba opterećenja i sve brzine vrtnje, što znači da je rad kompresora najbolje optimiziran s obzirom na potrebni tlak na usisu te da je potrebno najmanje dodatno prigušenje zaklopkom. Pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka ostvaren je veći rad na turbini za slučaj upravljanja elektromotorom nego za upravljanje zaklopkom pri svim brzinama vrtnjama motora, ali je postignut povoljniji odnos između tlaka nabijanja i tlaka na usisu zbog generiranja električne energije osim pri brzini vrtnje motora od 5250 min^{-1} . Pri opterećenju od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka je ostvaren manji rad na turbini za upravljanje elektromotorom nego za upravljanje zaklopkom.

Razlika tlakova na ispuhu i usisu povezana je s učinkovitosti izmjene radnog medija. Razlika je najmanja za sve slučajeve za upravljanje s wastegate ventilom, a povećanjem brzine vrtnje motora je sve izraženija razlika naspram upravljanja elektromotorom i zaklopkom. Upravljanje elektromotorom daje manje razlike tlakova nego upravljanje zaklopkom osim pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka i brzini vrtnje od 5250 min^{-1} . Najuspješnija izmjena radnog medija znači i najmanji srednji indicirani tlak izmjene radnog medija pa je tako zbog najmanje razlike tlakova na ispuhu i usisu najbolja za upravljanje wastegate ventilom.

Učinkovitost izmjene radnog medija povezana je s indiciranim stupnjem djelovanja preko specifične indicirane potrošnje. Indicirani stupanj djelovanja najviši je pri upravljanju s wastegate ventilom za sve slučajeve osim pri opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka i brzini vrtnje od 1750 min^{-1} kad je nešto bolja za upravljanje elektromotorom. Oba

aktivna načina upravljanja turbopunjačem, osim slučaja upravljanja elektromotorom kod opterećenja od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka i brzini vrtnje od 5250 min^{-1} , povećala su indiciranu stupanj djelovanja u odnosu na upravljanje zaklopkom s maksimalnom iznosom od 2,7 % za upravljanje wastegate ventilom kod opterećenja od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka pri brzini vrtnje motora od 5250 min^{-1} . S obzirom da je riječ o istom motoru s jednakim mehaničkim gubitcima, efektivni stupnjevi djelovanja zadržavaju jednake međusobne odnose za različita upravljanja pri jednakim brzinama vrtnje motora kao i indicirani stupnjevi djelovanja.

No, ako se uzme u obzir mogući povrat generirane električne energije u obliku mehaničkog rada na radilici motora, efektivni stupanj djelovanja značajno raste za upravljanje s elektromotorom te je pri većem opterećenju od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka, kad je moguće generirati više energije, pri brzinama vrtnje od 1750 i 3500 min^{-1} veći nego za slučaj upravljanja wastegate ventilom, dok bi vrijednost pri 5250 min^{-1} vjerojatno bila veća da nije snaga elektromotora ograničena na 3 kW. Pri opterećenju od 6 bara srednjeg indiciranog tlaka, poboljšanja su nešto manja zbog manje generirane električne energije pa upravljanje wastegate ventilom i dalje daje najbolje rezultate.

Rad dokazuje da se primjenom upravljanja motora turbopunjačem postižu velike uštede u djelomičnim opterećenjima motora. Pri srednjim opterećenjima, pri nižim i srednjim brzinama vrtnje motora upravljanje elektromotorom s povratom najviše je poboljšalo performanse, a uz primjenu još veće snage elektromotora, bilo bi moguće to postići i pri višim brzinama vrtnje i pri visokim opterećenjima. S druge strane, pri niskim opterećenjima, upravljanje wastegate ventilom pokazalo je skoro jednake performanse pri nižim brzinama vrtnje kao upravljanje elektromotorom, dok je pri srednjim i većim brzinama vrtnje motora donijelo daleko najveće uštede u potrošnji i porast stupnja djelovanja motora.

6. ZAHVALA

Zahvaljujem se svojem mentoru, prof.dr.sc. Darku Kozarcu, na stručnom vodstvu, ukazivanju na pogreške, ali i pomoći u traženje rješenja.

Posebno se zahvaljujem i asistentu Ivanu Taritašu, dipl. ing. strojarstva, koji je u svakom trenutku bio ovdje za mene, pomagao mi je kad ne bih znao kako krenuti dalje ili interpretirati rezultate.

Ovom bih se prilikom zahvalio i Centru za vozila Hrvatske koji mi je financijskom pomoći u obliku stipendije omogućio bezbrižniji i lagodniji studentski život.

Na kraju, zahvaljujem se i svojoj obitelji i najbližim prijateljima koji su bili za mene u dobrim, ali i lošim trenucima kroz moj studij.

Matej Buntić

7. LITERATURA

- [1] Mahalec, Lulić, Kozarac: „*Motori s unutarnjim izgaranjem*“; Sveučilište u Zagrebu, 2013.
- [2] *Regulation (EC) No 715/2007 of The European Parliament and of the Council of 20 June 2007 on typeapproval of motor of with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance informatio;*, Official Journal of European Union, L 171/1, 2007.
- [3] John B. Heywood: „*Internal Combustion Engines Fundamentals*“; McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, 1988.
- [4] J.K. Miller: „*Real World High-Performance Turbocharger Systems* “; Cartech, SAE ISBN-13 978-1-61325-017-4, 2008.
- [5] M. S. Janota, N. Watson: „*Turbocharging the Internal Combustion Engine*“; The Macmillan Press LTD, 1982.
- [6] Ž. Tuković: „*Predavanja iz kolegija Turbostrojevi*“, Sveučilište u Zagrebu, 2013.
- [7] *Tehnika motornih vozila*, Centar za vozila Hrvatske, Hrvatska obrtnička komora, Pučko otvoreno učilište Zagreb, 2015.
- [8] Fredrik Westin: „*Simulation of turbocharged SI-engines- with focus on turbines*“; KTH School of Industrial Engineering and Management, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2005.
- [9] T. Noguchi, Y. Takata, Y. Yamashita, Y. Komatsu, S. Ibaraki: „*220,000-r/min, 2-kW PM Motor Drive for Turbocharger*“; Nagaoka University of Technology, Japan 2 Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Nagasaki R&D Center, Japan 3 Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., General Machinery and Special Vehicle Headquarters, Japan, 2007.
- [10] T. Kattwinkel, R. Weiss J.P. Boeschlin: „*Mechatronic Solution for Electronic Turbocharger*“; SAE: 2003-01-0712, 2003.
- [11] Steve Arnold, Craig Balis, Pierre Barthelet, Etienne Poix, Tariq Samad, Greg Hampson, S.M. Shahed: „*Garrett Electric Boosting Systems (EBS) Program*“; Federal Grant DE-FC05-00OR22809, Honeywell Turbo Technologies, 2005.
- [12] *10th International Conference on Turbocharges and Turbocharging*, Woodhead Publishing Limited, London 2012.

- [13] N. Terdich, R. Martinez-Botas: “*Experimental Efficiency Characterization of an Electrically Assisted Turbocharger*” ; SAE 2013-24-0122, Imperial College London
- [14] Kozarac, Sjerić, Šagi: „*Računalne simulacije u razvoju motora i vozila*“; Sveučilište u Zagrebu
- [15] “*Boost theory*”; AVL, 2013
- [16] “*Boost users guide*”; AVL, 2013.

8. SAŽETAK

Kako bi pratili sve strože ekološke norme, proizvođači su primorani tražiti nova rješenja za smanjenje potrošnje goriva i emisije štetnih plinova. U zadnje vrijeme puno se pažnje posvećuje optimizaciji rada motora, pomoćnih uređaja i vozila kao cjeline. Pomnim odabirom veličine i karakteristike rada turbopunjača već se sad uspješno ispunjavaju uvjeti tržišta za što nižom potrošnjom i većom snagom. No, nakon ugradnje turbopunjača ima mjesta za napredak performansi upravljanjem istoga. U ovom radu uspoređeni su utjecaji različitih strategija upravljanja turbopunjačem na performanse motora u djelomičnom opterećenju, s naglaskom na indiciranom i efektivnom stupnju djelovanja motora. Za potrebe analize provedene su simulacije u programskom paketu AVL Boost na četverotaktnom Ottovom motoru s četiri cilindra. Razmatrano je upravljanje turbopunjačem mehaničko-pneumatskim „wastegate“ ventilom koje pretpostavlja regulaciju snage zaklopkom u usisnoj cijevi, upravljanje elektronički-upravljanim elektro-magnetskim „wastegate“ ventilom te upravljanje elektromotorom pri kombiniranom nabijanju turbopunjačem s elektromotorom. Simulacije su izvršene za dva različita opterećenja motora, višeg u iznosu od 12 bara srednjeg indiciranog tlaka te nižeg u iznosu od 6 bara pri brzinama vrtnje motora od 1750, 3500 i 5250 min⁻¹.

Ključne riječi: AVL Boost, prednabijanje, stupanj djelovanja motora, djelomično opterećenje, optimizacija

9. SUMMARY

In order to meet stringent emission standards, manufacturers need to find new solutions to decrease fuel consumption and emissions. Therefore, in recent times, a greater focus is on the optimisation of engine operation, auxiliary devices and vehicle as a whole. If the operating characteristics and size of the turbocharger are chosen carefully, the market conditions referring to lower fuel consumption and higher power output are already met. Still, even after the turbocharger has been successfully installed there is room for improvement of the engine performance simply by controlling the turbocharger. In this paper, the effect of different means of controlling turbochargers on the performance of engine under partial load condition is compared with special reference to indicated and brake effective thermal efficiency. A four-cycle turbocharged spark ignition engine with four cylinders has been simulated using the AVL Boost software. The control using the pneumatic cylinder wastegate piston which represents the conventional power control carried out by using the throttle, the control using the electronically regulated electromagnetic wastegate piston and the control using the electrically assisted turbocharger have been investigated. Calculations were done for two different partial load conditions, the greater indicated mean effective pressure being 12 bar and the lower being 6 bar for engine speeds of 1,750, 3,500 and 5,250 rpm.

Key words: AVL Boost, engine charging, thermal efficiency, partial load, optimisation