

# Dizel-motor ili gasna turbina za pogon tenkova sa mehaničkom ili hidromehaničkom transmisijom

Dr Milorad Radetić, dipl.inž.<sup>1)</sup>

Analizirane su neke osnovne karakteristike dizel-motora i gasnih turbina, kao pogonskih motora za borbena gusenična vozila (tenkove). Analiziran je radni proces gasne turbine i mogućnosti poboljšanja njenih osnovnih karakteristika. Izvršena je analiza integracije pogonskih motora sa mehaničkim, odnosno hidromehaničkim transmisijama.

*Ključne reči:* Dizel-motor, gasna turbina, mehanička transmisija, hidromehanička transmisija.

## Uvod

**B**ORBENA gusenična vozila namenjena su, uglavnom, za kretanje van puteva po neravnom, ispresecanom, blatnjavom i močvarnom tlu, da savladaju razne prepreke uključujući vodene itd.

Zbog toga je pri projektovanju ovih vozila neophodno da se obezbedi takva motorno-transmisiona (pogonska) grupa, koja će u potpunosti zadovoljiti specifičnosti eksploatacije ovih vozila. To znači, da treba da obezbedi, u svakom trenutku, realizovanje takvih sila vuče na pogonskim točkovima, koje će omogućiti kretanje vozila u svim terenskim uslovima, a primenjena kinematika i konstrukciona rešenja transmisije visoke manevarske karakteristike.

U savremena borbena gusenična vozila ugrađuju se dva tipa pogonskih motora: dizel-motori i gasne turbine.

Dizel-motori su našli najširu primenu, dok se gasna turbina, kao pogonski motor borbenih guseničnih vozila ugrađuje samo u određeni broj vozila. Oba rešenja imaju prednosti i nedostataka.

S obzirom na svoju namenu, borbena gusenična vozila treba da poseduju visok nivo pokretljivosti i prohodnosti, što zahteva promenu obrtnog momenta u vrlo širokom dijapazonu (10 i više). Ovaliki moment ne može da obezbedi ni jedan ugrađeni motor. Zbog toga se, kao posrednik između motora i pogonskih točkova, ugrađuju transmisioni sklopovi za prenos snage.

Sve strožiji zahtevi u pogledu performansi ovih vozila postavljaju pred projektante pitanje usavršavanja performansi borbenih guseničnih vozila uz što manja materijalna ulaganja. Otuda dileme, koji motor ugrađivati u ova vozila, dizel-motor ili gasnu turbinu, koju transmisiju, mehaničku ili hidromehaničku, što se ne može rešavati pojedinačno, tj. da se posmatraju samo pogonski motor i transmisija, jer predstavljaju nerazdvojnu celinu.

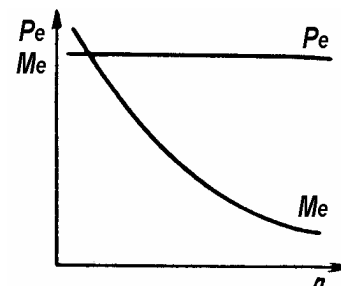
Ovim radom sačinjen je pokušaj da se dođe do odgovora na ova pitanja i da se izvrši analiza pojedinih konceptijskih rešenja motorsko-transmisiona grupe.

## Pogonski motori

Motori koji se ugrađuju u borbena gusenična vozila treba da obezbede:

- što manji ugradbeni prostor,
- što veću specifičnu snagu, odnosno zapreminsku snagu motora,
- siguran rad u svim terenskim, meteorološkim i klimatskim uslovima,
- lako puštanje u rad,
- dobro "prihvatanje gasa",
- dobro ubrzanje,
- smanjen nivo buke,
- efikasno kočenje motorom,
- ekonomičnu potrošnju goriva u eksploatacionim uslovima,
- što nižu cenu koštanja i
- smanjene troškova održavanja itd.

Da bi se ispunili zahtevi koji se odnose na dinamiku vozila, bilo bi poželjno da pogonski motor u slučaju smanjenja broja obrtaja kolenastog vratila zbog otežanih uslova kretanja vozila, ima mogućnost da automatski poveća obrtni moment. To bi značilo da motor razvija konstantnu ili malo izmenjenu snagu pri bilo kom broju obrtaja, što omogućuje potpuno iskorišćenje njegove snage, pri različitim uslovima kretanja vozila. Karakteristike snage i obrtnog momenta za takav motor date su na sl.1 [3].



Slika 1. Spoljašnje brzinske karakteristike parne klipne mašine

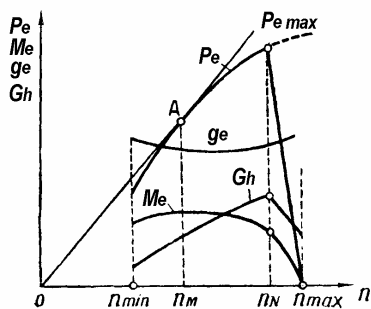
<sup>1)</sup> Vojnotehnički institut VJ, 11000 Beograd, Katanićeva 15

Promena obrtnog momenta u funkciji uslova kretanja omogućila bi značajno pojednostavljenje transmisije. Ovakvu promenu snage i obrtnog momenta ostvaruju parne klipne mašine, a sličnu karakteristiku promene snage mogu da ostvare i neki elektromotori.

Međutim, motori sa unutrašnjim sagorevanjem (motori SUS), koji su u proteklom periodu korišćeni kao osnovni motori za pogon borbenih guseničnih vozila, kao i gasna turbina, imaju karakteristike snage i obrtnog momenta koje se razlikuju od napred prikazanih.

#### Dizel-motori

Od šezdesetih godina u borbeno gusenična vozila uglavnom se ugrađuju dizel-motori. Spoljašnje brzinske karakteristike takvog motora prikazane su na sl.2.



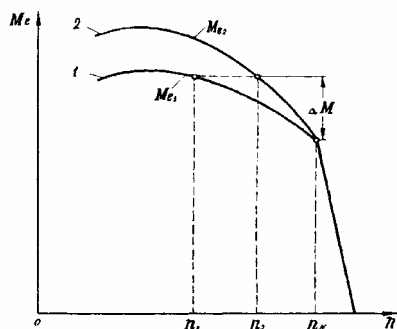
Slika 2. Spoljašnje brzinske karakteristike dizel-motora

Na dijagramu (sl.2) se vidi da kriva snage  $P_e = f(n)$  u dijazonu radnog broja obrtaja motora ne dostiže maksimum, već se maksimalna vrednost efektivne snage ( $P_{e\max}$ ) određuje uključivanjem regulatora, odnosno odgovara broju obrtaja  $n_N$ . Tačka u kojoj tangenta povučena iz koordinatnog početka dodiruje krivu snage određuje položaj maksimalnog momenta motora  $M_{e\max}$ . Ovom momentu odgovara broj obrtaja  $n_M$ . Minimalni broj obrtaja kolenastog vratila pri kome motor još stabilno radi pri punoj količini goriva (na punom gasu) obeležen je sa  $n_{\min}$ .

Koeficijent elastičnosti dizel-motora ( $K$ ), definisan je kao odnos maksimalnog obrtnog momenta motora i momenta na režimu nominalne snage ( $M_{eN}$ ):

$$K = \frac{M_{e\max}}{M_{eN}}$$

i kreće se u granicama  $1,1 \div 1,15$ , kod usisnih motora, i  $1,2 \div 1,25$ , kod prehranjivanih motora.



Slika 3. Uticaj elastičnosti motora na dinamiku vozila

Na sl.3 je prikazan uticaj koeficijenta elastičnosti na pokretljivost dva vozila. Prikazani su dijagrami promene momenta dva dizel-motora, koji imaju istu vrednost momenta pri maksimalnoj (efektivnoj) snazi, ali različiti koeficijent elastičnosti. Ako se pri radu motora na maksimalnoj snazi poveća moment otpora na kolenastom vratilu za vrednost  $\Delta M$ , broj obrtaja motora "1" će se smanjiti sa  $n_N$  na  $n_1$ , a motora "2" na  $n_2$ .

Motor sa većom elastičnošću ( $K_2$ ) manje je osetljiv na povećanje spoljašnjeg opterećenja, što omogućuje vozilu u koje je ugrađen postizanje većih prosečnih brzina kretanja. Promena brzinskog režima rada ovih motora se kreće u znatno širim granicama od koeficijenta elastičnosti. Tako se odnos broja obrtaja pri maksimalnoj snazi prema broju obrtaja pri maksimalnom momentu ( $n_N/n_M$ ) kreće u granicama  $1,4 \div 2,5$ , a odnos broja obrtaja pri nominalnoj snazi prema minimalnom broju obrtaja ( $n_N/n_{\min}$ ) od 3 do 6.

Jedan od važnijih pokazatelja pokretljivosti vozila je specifična snaga vozila (odnos snage pogonskog motora i mase vozila). Da bi se dobila što veća specifična snaga vozila, mora se povećati snaga pogonskog motora pri istoj masi vozila.

Proces povećanja snage dizel-motora odvija se etapno, što zavisi od stepena razvoja tehnologije i proizvodnih mogućnosti.

Primenom prehranjivanja motora (nadpunjenja) najviše se postiglo na planu povećanja snage motora. Kao parametar za ocenu efikasnosti prehranjivanja uzima se stepen prehranjivanja motora  $\pi$  (odnos pritiska vazduha na izlazu i ulazu u kompresor). Zavisno od stepena prehranjivanja razlikuju se: nisko prehranjivani ( $\pi = 1,2 \div 1,3$ ), srednje prehranjivani ( $\pi = 2,5$ ), visoko prehranjivani ( $\pi = 3 \div 4$ ) i vrlo visoko prehranjivani motori ( $\pi = 5 \div 7$ ).

Uz prehranjivanje, značajan doprinos povećanju snage ima uvođenje hlađenja usisnog vazduha.

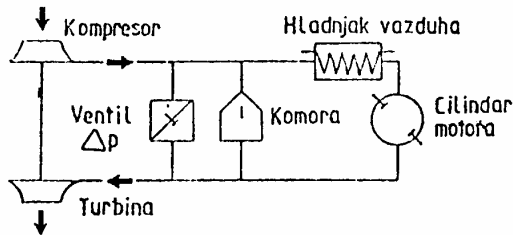
Najnovija poboljšanja povećanja snage i osnovnih karakteristika dizel-motora, realizovana su na motorima koji su predviđeni za ugradnju ili su ugrađeni u tenkove poslednje generacije.

Tako je američka firma *TELEDYNE CONTINENTAL* u svom motoru *AVCR-1360*, predviđenom za ugradnju u tenk *M1-ABRAMS*, primenila dvostepeno prehranjivanje i klip posebne konstrukcije koji omogućuje promenu stepena kompresije.

Nemačka firma *MTU*, koja je razvila motor za tenk *LEOPARD 2*, želeći da poboljša karakteristike serije motora mb 870, razvila je seriju mb 880, čija je masa smanjena za 40%. Motor dobro "prihvata gas" i kada snaga dostigne maksimalnu vrednost. Da bi se rešilo pitanje dobrog ubrzanja, ova firma je radila na rešenju specijalnog sistema dogorevanja čiji je zadatak da skрати kašnjenje nadpunjenja kao i da se poboljšaju neke izlazne karakteristike.

Posebnu novinu u razvoju dizel-motora predstavlja primenjeni sistem prehranjivanja na motoru *POYAND V-8X-1500* tzv. *HYPERBAR* postupak, čija je šema procesa prehranjivanja prikazana na sl. 4. Primenom ovog sistema Francuzi su za svoj tenk *LECLERC* razvili motor od 1100 kW, čiju osnovu predstavlja usisna varijanta V8 520 S3 od 331 kW. Motor V-8X-1500 ima zapreminsku snagu 63 kW/l, koja je znatno veća od bilo kog do sada realizovanog motora. Visoka zapreminska snaga obezbeđena je,

primenom vrlo visokog prehranjivanja, u čemu posebnu ulogu ima turbokompresor specijalne konstrukcije, koji je za ovaj motor razvila firma SNECMA, poznati proizvođač avionskih motora.



Slika 4 - Šema HYPERBAR postupka prehranjivanja

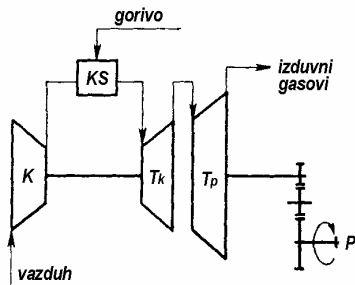
Primenjeni postupak prehranjivanja omogućuje dobijanje velikog obrtnog momenta pri nižem režimu rada motora, zahvaljujući automatskom podešavanju turbokompresora. Puštanje motora u rad olakšano je upotrebom pomoćne komore za sagorevanje.

Povećanjem stepena prehranjivanja raste potrošnja goriva dizel-motora na praznom hodu. Uvođenjem turbokompresora sa promenljivom efektivnom površinom poprečnog preseka ostvarena je značajna ušteda goriva.

Jedna grupa motora koji se ugrađuju u tenkove su američkih proizvođača, koji su u pogledu snage forsirani, a nemaju kompaktnu konstrukciju. U drugoj grupi su dizel-motori zapadnih proizvođača koji u pogledu snage nisu forsirani, izuzev najnovijeg francuskog motora, ali imaju kompaktnu konstrukciju. Treća grupa su motori istočnog porekla, proizvedeni u zemljama koje su bile u sastavu Istočnog bloka, koji su u pogledu snage jako forsirani, a imaju kompaktnu konstrukciju.

### Gasne turbine

Da bi se poboljšale karakteristike pogonskih motora, proizvođači borbenih guseničnih vozila, u prvom redu tenkova, pokušali su ugradnju gasne turbine kao pogonskog motora što nije dalo očekivane rezultate. Gasne turbine kao pogonski motori za gusenična borbena vozila su relativno nove, tako da u dostupnoj literaturi nisu obrađene u obimu kao dizel-motori ili gasne turbine koje služe za pogon letelica, brodova i stacionarnih uređaja. Zbog toga će radni ciklus i karakteristike gasne turbine biti nešto šire opisani.



Slika 5. Princip rada gasne turbine bez razmenjivača toplote

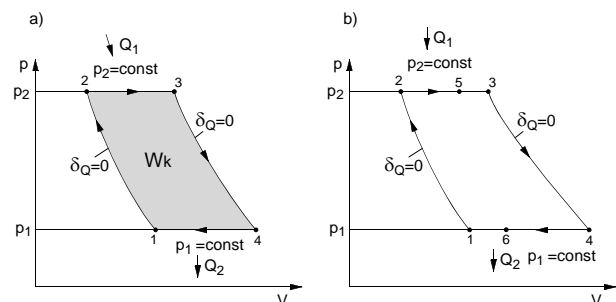
U vozila se ugrađuju gasne turbine bez regeneratora i sa regeneratom. Kod gasne turbine bez regeneratora (sl.5), usled potpritiska koji se stvara u kompresoru (K), vazduh iz atmosfere ulazi u kompresor, sabija se do određenog pritiska i dolazi u komoru za sagorevanje (KS), u koju se istovremeno sa vazduhom ubrizgava gorivo. U komori za sagorevanje se vrši sagorevanje pod konstantnim pritiskom

( $p = \text{const.}$ ). Produkti sagorevanja dolaze u turbinu kompresora ( $T_k$ ), gde se deo njihove energije pretvara u mehaničku, koja služi za pogon kompresora, a ostatak energije u mehanički rad na radnom kolu pogonske turbine ( $T_p$ ), koja je preko prenosioca (P) vezana sa prenosnicima snage. U turbini kompresora i pogonskoj turbini dolazi do širenja gasova sa padom pritiska, od pritiska pri sagorevanju ( $p_2$ ) do atmosferskog ( $p_1$ ).

Da bi se obezbedile niže temperature, u komoru za sagorevanje se dovodi znatno veća količina vazduha od potrebne za sagorevanje. Zbog toga je kompresor veliki potrošač snage, koja je približno dva puta veća od korisne snage, koja se odvodi sa vratila pogonske turbine.

Po načinu ostvarivanja radnog procesa razlikuju se gasne turbine koje rade po ciklusu sagorevanja pri  $p = \text{const.}$  i pri  $v = \text{const.}$  Za vozila su interesantne gasne turbine čiji se radni proces odvija pri  $p = \text{const.}$

Radni ciklus gasne turbine sa sagorevanjem pri  $p = \text{const.}$ , kao idealan proces, prikazan je u koordinatama  $p-V$  na sl. 6a. Sastoji se od dve adijabate (1-2 i 3-4) i dve izobare (2-3 i 4-1). Od stanja 1 do 2 se vrši adijabatsko sabijanje usisnog vazduha u kompresoru, od stanja 2 do 3 se dovodi toplota  $Q_1$  (ubrizgava gorivo) i vrši sagorevanje, od stanja 3 do 4 se vrši adijabatska ekspanzija, dok se od stanja 4 do 1 vrši odvođenje toplote  $Q_2$  u okolinu, pri konstantnom atmosferskom pritisku.



Slika 6. Termodinamički ciklus gasne turbine

Polazeći od osnovnog izraza za termički stepen korisnosti idealnog ciklusa:

$$\eta_t = (Q_1 - Q_2) \frac{1}{Q_1}$$

gde su:  $Q_1$  - dovedena količina toplote,  $Q_2$  - odvedena količina toplote i korišćenjem veza između veličina pojedinih stanja:

- za adijabatske promene 1-2 i 3-4

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^k; \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1}; \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$p_3 = p_2; \quad p_4 = p_1$$

- za izobarske promene 2-3 i 4-1

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2}; \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{v_4}{v_1}$$

i jednačine stanja idealnog gasa:

$$pv = GRT$$

određenim transformacijama dobija se izraz za termički stepen korisnosti idealnog procesa za gasnu turbinu:

$$\eta_p = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (1)$$

gde su:

$p_1, p_2, p_3, p_4$  - pritisci koji odgovaraju stanjima od 1 do 4,

$T_1, T_2, T_3, T_4$  - temperature koje odgovaraju stanjima od 1 do 4,

$v_1, v_2, v_3, v_4$  - specifične zapremine koje odgovaraju stanjima od 1 do 4 i

$k$  - stepen adijabate.

Iz (1) se vidi da termički stepen korisnosti idealnog ciklusa zavisi od povećanja pritiska u kompresoru i stepena adijabate.

Idealna snaga pogonske turbine ( $P_{pi}$ ) određuje se prema sledećem izrazu [1]:

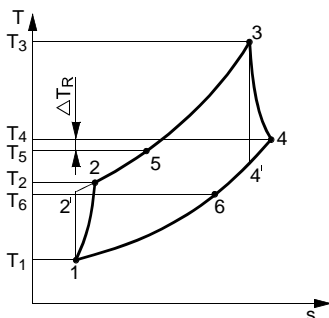
$$P_{pi} = \left[ 1 - \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right] P_{ti} \quad (2)$$

gde su:  $P_{ti}$  - idealna snaga gasne turbine,  $T_1, T_3$  - apsolutna minimalna, odnosno maksimalna temperatura.

Iz izraza (2) se vidi da se povećanje idealne pogonske snage, pri određenoj vrednosti  $p_2/p_1$ , može postići povećanjem maksimalne temperature ciklusa  $T_3$ .

Kako produkti sagorevanja na izlazu iz gasne turbine imaju visoku temperaturu, da bi se povećala njena ekonomičnost, uveden je dodatni proces nazvan "regeneracija toplote", ili prethodno dogrevanje vazduha pre ulaska u kompresor. To je prikazano stanjem 2-5 (sl. 6b), koje predstavlja izobarsko predgrevanje vazduha u regeneratoru. Stanje 4-6 predstavlja izobarsko hlađenje produkata sagorevanja u regeneratoru.

Stvarni ciklus gasne turbine sa regeneratorom i sagorevanjem pri stalnom pritisku, u T-s dijagramu prikazan je na sl.7. Zbog hidrauličnih gubitaka u turbini i kompresoru, koje u gasnoj turbini karakteriše unutrašnji stepen korisnosti  $\eta_T$ , a u kompresoru stepen korisnosti adijabate  $\eta_k^{ad}$ , proces sabijanja se ne odvija po liniji 1-2', već po liniji 1-2. Toplota se dovodi od stanja 2-3, širenje gasova se odvija od 3-4, a ne od 3-4', i ciklus se zatvara linijom 4-1.

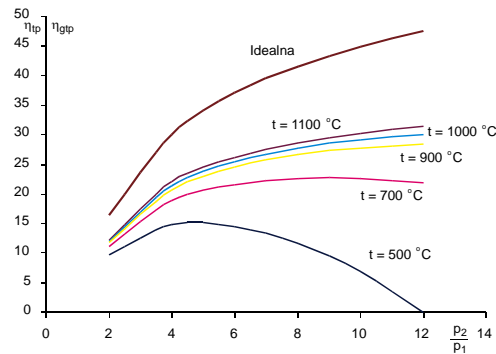


Slika 7. Stvarni ciklus gasne turbine sa sagorevanjem pri  $p = \text{const.}$  i sa regeneratorom

Ako se zanemare gubici pritiska u komori za sagorevanje i pri ispuštanju produkata sagorevanja, izraz za stepen korisnosti stvarnog ciklusa sa sagorevanjem pri  $p = \text{const.}$  ima sledeći oblik [1,2]:

$$\eta_{gtp} = \frac{\left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \left[ \frac{T_3}{T_1} \eta_T \eta_k^{ad} \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} - 1 \right]}{\left(\frac{T_3}{T_1} - 1\right) \eta_k^{ad} - \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (3)$$

Iz (3) se vidi da je ekonomičnost gasne turbine funkcija temperatura pri kojima se vrši ciklus, stepena povećanja pritiska u kompresoru i savršenosti procesa koji se odvija u turbini i kompresoru. Na sl. 8 je prikazan dijagram zavisnosti stepena korisnosti idealnog ( $\eta_p$ ) i stvarnog ciklusa ( $\eta_{gtp}$ ), pri sagorevanju pri  $p = \text{const.}$ , od promene  $p_2/p_1$  i temperatura ciklusa, pri:  $\eta_T = \eta_k^{ad} = 0.85$ ;  $t_1 = 20^\circ \text{C}$  i  $k = 1.35$ .



Slika 8. Zavisnost stepena korisnosti od porasta pritiska

Stepen korisnosti idealnog procesa stalno raste sa povećanjem stepena sabijanja kompresora, dok kod idealnog procesa za određenu temperaturu, zavisno od stepena sabijanja, dostiže maksimalnu vrednost, a zatim opada.

Proces pri kojem se sva raspoloživa toplota izduvnih gasova iskoristi za zagrevanje vazduha naziva se "potpuna regeneracija". Uvođenjem regeneracije toplote značajno je povećan stepen korisnosti pogonske turbine.

Stepen korisnosti stvarnog ciklusa gasne turbine sa sagorevanjem pri  $p = \text{const.}$  i sa regeneracijom toplote, dat je izrazom [1]:

$$\eta_{gtp} = 1 - \frac{\frac{1}{\eta_k^{ad}} \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{\Delta T_R}{T_3}}{\eta_T \left[ \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \right] \frac{T_3 + \frac{\Delta T_R}{T_1}}{T_1}} \quad (4)$$

gde je:

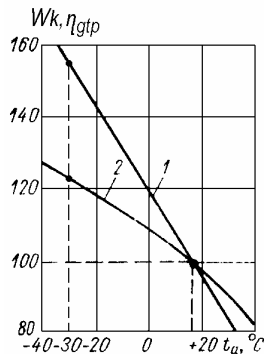
$$\frac{\Delta T_R}{T_1} = (1 + \sigma) \left\{ \frac{T_3}{T_1} \left[ 1 - \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \right] - \left[ 1 + \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} + 1}{\eta_k^{ad}} \right] \right\} \quad (5)$$

$$\sigma = \frac{(T_5 - T_2)}{(T_4 - T_2)}$$

Na osnovu izraza (4 i 5) može se uočiti uticaj stepena regeneracije ( $\sigma$ ) na stepen korisnosti stvarnog ciklusa pri sagorevanju sa  $p = \text{const}$ . Povećanjem stepena regeneracije povećava se stepen korisnosti ciklusa uz smanjenje apsolutne vrednosti odnosa  $p_2/p_1$ . Ovo omogućuje da se za istu snagu realizuje gasna turbina manje mase i zapremine.

Povećanjem stepena regeneracije se povećavaju masa i površina razmenjivača toplote, što se nepovoljno odražava na smeštajni prostor.

Na dijagramu sl.9 prikazan je uticaj temperature vazduha na ulazu u kompresor na vrednost korisnog rada ( $W_k$ ) i stepen korisnosti stvarnog ciklusa za:  $t_1 = 17^\circ\text{C}$ ,  $\eta_T = \eta_k^{ad} = 0.85$ ,  $t = 600^\circ\text{C}$ ,  $p_2/p_1 = 6$  i  $k = 1.4$ .

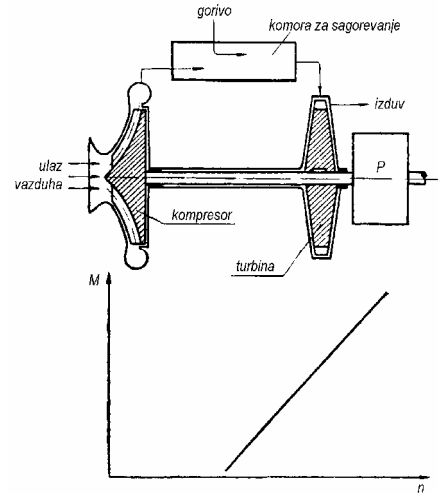


Slika 9. Uticaj temperature vazduha koji ulazi u kompresor na koristan rad (1) i stepen korisnosti stvarnog ciklusa (2) pogonske turbine

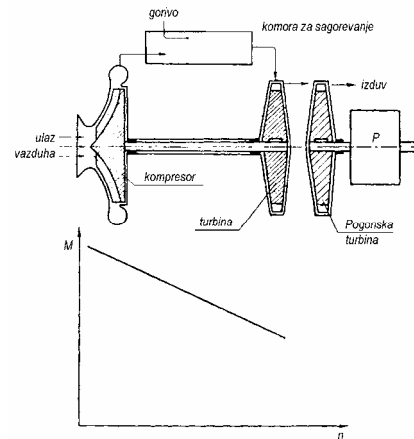
Povećanjem temperature usisnog vazduha na ulazu u kompresor dolazi do značajnog smanjenja korisnog rada i ekonomičnosti ciklusa, a smanjenjem temperature sa  $t_1 = 17^\circ\text{C}$  do  $-30^\circ\text{C}$  dolazi do značajnog povećanja korisnog rada i snage ( $\approx 50\%$ ), dok se ekonomičnost pogonskog agregata povećava približno 22,5%.

Vozila sa gasnom turbinom kao pogonskim motorom, su pogodna za područja čije su srednje godišnje temperature veoma niske.

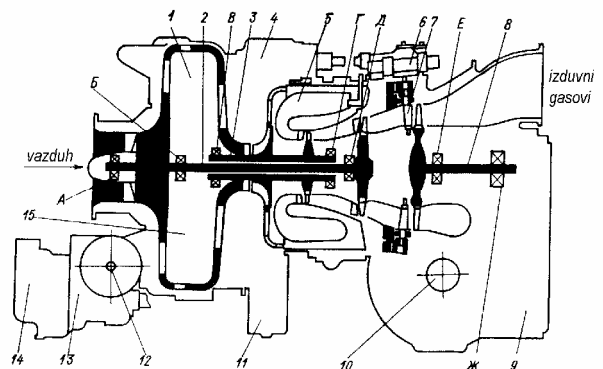
Gasne turbine se konstrukciono izvode sa jednim (sl.10), dva (sl.11) i sa tri vratila (sl.12).



Slika 10. Šema gasne turbine sa jednim vratilom i dijagram promene momenta



Slika 11. Šema gasne turbine sa dva vratila i dijagram promene momenta



Slika 12. Gasna turbina GTD-1T sa tri vratila

Gasne turbine sa jednim vratilom ne mogu da se upotrebe za pogon vozila zbog nepovoljne krive momenta, jer padom broja obrtaja opada i momenat.

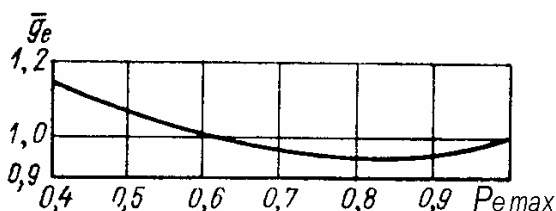
Kod gasne turbine sa dva i tri vratila (sl. 11 i sl. 12) između kompresora sa turbinom i pogonske turbine koja je u kinematskoj vezi sa pogonskim točkovima vozila, ne postoji kruta veza već gasodinamička, što omogućuje da se maksimalni moment može ostvariti pri nepokretnom izlaznom vratilu pogonske turbine i isključuje mogućnost gašenja turbine usled otpora na pogonskim točkovima.

Zbog specifičnosti eksploatacije borbenih guseničnih vozila, kao i ostali pogonski motori, koji se ugrađuju u ova

vozila, tako i gasna turbina mora da zadovolji neke specifične zahteve.

Jedan od tih zahteva je ekonomičnost potrošnje goriva. To podrazumeva da potrošnja goriva ne sme da bude velika samo na nominalnom proračunskom režimu, već i na parcijalnim režimima.

Na sl. 13 je dat dijagram specifične potrošnje gasne turbine AGT 1500 (1200 kW), tenka *MI ABRAMS* [4,5]. Potrošnja goriva je minimalna na režimu  $(0,6 \div 0,9) P_{e_{max}}$ .



Slika 13. Specifična potrošnja goriva gasne turbine AGT 1500

Optimalna vrednost stepena sabijanja  $(p_2/p_1)$  i stepena korisnosti gasne turbine AGT 1500 ostvaruje se na režimu  $\sim (0,75 \div 0,58) P_{e_{max}}$ , što je dobro, jer eksploatacioni podaci potvrđuju da se opterećenje motora borbenih guseničnih vozila kreće u granicama  $\sim (0,6 \div 0,8) P_{e_{max}}$ . U području od  $(0,5 \div 1,0) P_{e_{max}}$  gasna turbina AGT 1500 radi sa relativno niskom potrošnjom goriva. Ta potrošnja je značajna i kada turbina radi na parcijalnim režimima i na režimima ispod  $0,5 P_{e_{max}}$ , što se odnosi i na rad u mestu.

Druga važna karakteristika je kočenje motorom. Kod gasnih turbina ovo se postiže ugradnjom specijalnih uređaja ili spojnice. U tu svrhu najčešće se koristi posebno usmeravajuće kolo. Ako se koristi spojnica, njena uloga je da u datom trenutku spoji rotor pogonske turbine sa rotorom turbine kompresora.

Sa usmeravajućim kolom, kočiona snaga, koja se razvija kod gasne turbine, čija temperatura radnog ciklusa ne prelazi  $970^\circ\text{C}$ , iznosi do 50% od maksimalne efektivne snage, koja se razvija na vratilu pogonske turbine.

Gasna turbina koristi tri do pet puta veću količinu vazduha od motora SUS, što zahteva ugradnju prečistača vazduha velikih gabarita.

Jedna od osnovnih specifičnosti eksploatacije borbenih guseničnih vozila je veliki procenat rada u uslovima visoke zagađenosti vazduha, koja na ulazu u prečistač iznosi  $2 \div 2,5 \text{ g/m}^3$ , a nekada i više.

Utvrđeno je, da je za zaštitu od habanja (zbog prašine), lopatica kompresora, turbine i difuzora, potreban prečistač sa stepenom prečišćavanja 97%, za turbine sa centrifugalnim kompresorom i 98,5% za turbine sa aksijalnim i aksijalno centrifugalnim kompresorom. Eksperimenti pokazuju da se čestice prašine talože na lopaticama usmeravajućeg kola, turbine kompresora itd., prekrivajući međulopatične kanale i narušavaju normalan rad turbine.

Pogonski motor borbenih guseničnih vozila radi u često promenjenom režimu rada, što je u funkciji terenskih uslova. Pri kretanju vozila po ispresecanom terenu vozač menja režim rada motora u proseku svakih  $12 \div 15 \text{ s}$ , dejstvujući na sverežimski regulator za dizel-motor, odnosno na pedal gasa i usmeravajuće kolo kod gasne turbine. Na osnovu obavljenih ispitivanja [1] u tabeli 1 su dati podaci koji se odnose na broj promena režima rada gasne turbine ugrađene u gusenično vozilo u funkciji od

terenskih uslova, pri prosečnim uslovima eksploatacije.

Tabela 1.

Karakteristike puta i terena	Broj uključivanja elemenata za upravljanje gasnom turbinom za 1 čas kretanja vozila	
	Pedala za gas	Poluga za upravljanje usmeravajućim kolom
Suv zemljani put	6	3
Vlažan zemljani put	16	83
Suv ispresecan teren	240	102
Vlažan ispresecan teren	330	232

U slučaju još težih uslova vožnje, broj uključivanja upravljačkih elemenata bio bi veći.

U teškim uslovima eksploatacije, režimi rada turbine moraju brzo da se menjaju. Tako vreme prelaska turbine iz vučnog režima u kočioni treba da iznosi  $0,2 \div 0,3 \text{ s}$ , što je utvrđeno iz uslova postizanja što većih prosečnih brzina kretanja po ispresecanom terenu.

Motori borbenih guseničnih vozila treba dobro da "prihvataju gas", tj. da za kratko vreme od režima "malog gasa" pređu na "maksimalni gas". Kada se radi o gasnoj turbini to znači, da se sa minimalnog broja obrtaja kompresora pređe na maksimalni. Kod realizovanih gasnih turbina, za vozila to vreme je  $4 \div 6 \text{ s}$ . Vreme prelaska sa jednog režima na drugi odražava se na brzinske karakteristike. Produženjem vremena smanjuje se prosečna brzina kretanja.

Kako se borbena gusenična vozila eksploatišu u različitim klimatskim uslovima, poseban značaj za ova vozila ima mogućnost startovanja gasne turbine na niskim temperaturama. Priprema gasne turbine za startovanje na temperaturi od  $-40^\circ\text{C}$  iznosi  $\sim 3 \div 5 \text{ min}$  što se objašnjava mogućnošću primene ulja malog viskoziteta i odsustvom kliznih površina.

Mada borbena gusenična vozila (za sada) ne podležu posebnim uslovima koje treba da ispune u pogledu toksičnosti izduvnih gasova (koji su veoma strogi kada su u pitanju komercijalna i putnička vozila) to može da ima veliki uticaj na okolinu pošto ova vozila troše velike količine goriva. Zbog toga što gasna turbina koristi pri sagorevanju veliku količinu vazduha, u odnosu na druge pogonske motore, njeni izduvni gasovi su manje toksični.

Koeficijent elastičnosti gasne turbine, kao jedan od najvažnijih parametara koji karakterišu vučna svojstva pogonskog motora, se kreće u granicama:

- za područje radnog broja obrtaja pogonske turbine od  $n_{max}$  do  $0,5 n_{max}$ :

$$K = 1.8 \div 2$$

- za područje radnog broja obrtaja za ceo dijapazon od  $n_{max}$  do  $n_{min} = 0$ :

$$K = 2.4 \div 3$$

Na osnovu ovih podataka se može zaključiti da je koeficijent elastičnosti gasne turbine vrlo visok, što smanjuje broj promena broja obrtaja vratila pogonske turbine usled povećanja otpora kretanju na pogonskim točkovima.

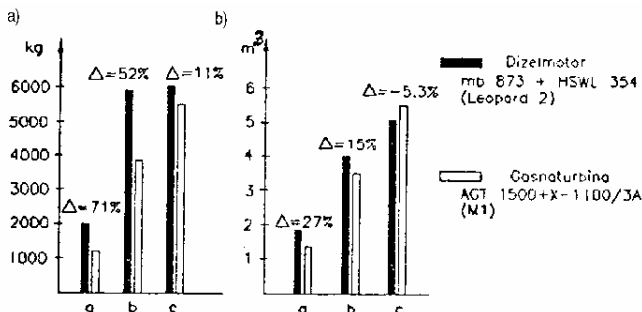
*Upoređenje osnovnih karakteristika dizel-motora i gasne turbine*

Upoređiće se one karakteristike koje imaju bitnog uticaja na koncepciju, dinamiku i eksploataciju vozila.

Dizel-motor i gasna turbina predstavljaju dve različite koncepcije i upoređivanje je moguće vršiti ako se posmatraju dizel-motor i gasna turbina pogonskih motora

iste snage i iz istog vremenskog perioda.

Pogonski motor i sistem za prenos snage imaju veoma veliki uticaja na masu i gabarite vozila s obzirom da prostor potreban za njihov smeštaj i masa nisu mali u odnosu na gabarite i ukupnu masu vozila. Masa i gabariti imaju uticaja na siluetu, specifičnu snagu, vučno dinamičke karakteristike vozila i dr.



Slika 14. Upoređenje mase i zapremine dizel-motora mb 873 i gasne turbine AGT 1500 sa pripadajućim transmisijama

Na sl.14a prikazane su razlike u masi između dizel-motora mb 873 i gasne turbine AGT 1500 sa pripadajućim transmisijama za slučajeve kada su motor i turbina bez pomoćnih uređaja (a) sa uređajima (b) i sa uređajima i potrebnom količinom goriva za pređenih 450 km (c). Za iste slučajeve na sl. 14b izvršeno je upoređenje potrebnog prostora za njihovu ugradnju. Na histogramu se vidi da su u pogledu smeštajnog prostora prednosti na strani gasne turbine, osim u slučaju "c". Iako dizel-motor ima potrebu za sistemom za hlađenje većeg kapaciteta, nego gasna turbina, pa je samim tim njegov sistem znatno veće zapremine, ipak je u slučaju "c" prevagnula velika potrošnja gasne turbine i zahtev za smeštajnim prostorom za gorivo.

Mada su i dizel-motor mb 873 i gasna turbina AGT 1500 kada su razvijeni predstavljali krajnji domet razvoja, ipak se oni danas ne mogu uzeti kao reperi za razmatranje.

Tako je firma MTU, koja je razvila motor mb 873, razvila motor iz familije mb 880 iste snage, čija masa iznosi 60% mase mb 873. Firma CUMMINS ušla je u razvoj motora za tenk MI ABRAMS sa zahtevima da motor sa uređajima i transmisijom ne zauzima prostor veći od 4,8 m<sup>3</sup> i da razvija snagu od 1080 kW pri  $n = 2600 \text{ min}^{-1}$  [10].

Primena keramike kod termički najopterećenijih elemenata dizel-motora, omogućila bi značajno smanjenje kapaciteta uređaja za hlađenje. Ovaj problemu je u svetu aktuelan i radi se na njegovom rešavanju.

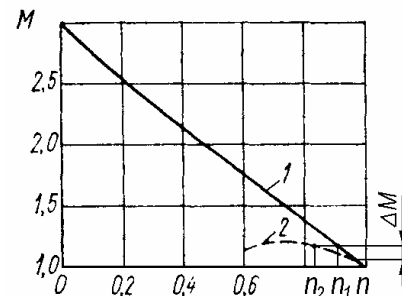
Da bi se nešto određenije moglo govoriti o rezultatima, postignutim nakon razvoja gasne turbine AGT 1500, navešće se podaci za gasne turbine koje je razvila firma GARET GT 601 i GT 1801, koje pripadaju istoj familiji, ali su različite snage. Mada gasna turbina GT 601 razvija snagu od 450 kW, na osnovu publikovanih podataka, gasna turbina GT 1801 (od 1705 kW prema uslovima ISA) nije značajno većih gabarita i zauzima ugradbeni prostor od 1,47 m<sup>3</sup>. Na osnovu posebne studije o izboru pogona za novi tenk, došlo se do podatka da ova gasna turbina može da se ugradi u isti prostor kao dizel-motor, čija je snaga manja približno 20%.

Isto tako firma GENERAL ELECTRIC radi na razvoju gasne turbine LV 100 za tenk MI ABRAMS, koja bi trebala da predstavlja značajan napredak u pogledu smanjenja mase i ugradbenog prostora. Poseban uticaj ima to što bi gasna turbina bila smeštena poprečno u odnosu na osu vozila, tako da bi i to doprinelo značajnom smanjenju ugradbenog

prostora [10].

Međutim, pošto se svi ovi poduhvati nalaze u završnoj fazi razvoja ili uvođenja u seriju, o njima nema detaljnih podataka tako da se ne može izvršiti njihovo upoređenje, pa sve podatke koji se publikuju treba uzimati sa rezervom.

Jedan od važnijih parametara, koji karakteriše vučna dinamička svojstva vozila je koeficijent elastičnosti pogonskog motora. Ako ovaj koeficijent ima veću vrednost, pogonski motor je manje osetljiv na povećanje spoljašnjeg opterećenja, što omogućuje vozilu postizanje većih prosečnih brzina kretanja. Na sl. 15 su prikazane krive momenta za gasnu turbinu "1" i dizel-motor "2".



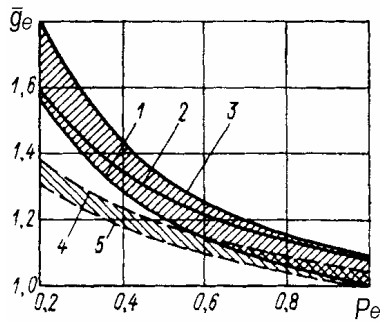
Slika 15. Krive momenta dizel-motora i gasne turbine

Na dijagramu se vidi da, ako se moment otpora na pogonskim vratilima poveća za  $\Delta M$  da će se gasna turbina obrtati brojem obrtaja  $n_1$ , a dizel-motor sa  $n_2$ . To znači da ako su oba motora povezana sa istom transmisijom, vozilo sa gasnom turbinom će se kretati većom brzinom.

Dijagram pokazuje da koeficijent elastičnosti gasne turbine za područje radnog broja obrtaja dizel-motora ( $n = 0.47 n_{\max} - n_{\max}$ ) iznosi  $K_T = 2$ , dok dizel-motora iznosi  $K_{DM} \# 1.25$ . Gasna turbina može da se koristi u celom području broja obrtaja ( $n = 0$  do  $n = n_{\max}$ ), pa je njen koeficijent elastičnosti za celo područje rada  $K_T = 2.4 \div 3$ . Ovako veliki koeficijent elastičnosti omogućuje korišćenje istog stepena prenosa i šire područje broja obrtaja, što obezbeđuje postizanje većih prosečnih brzina kretanja.

Potrošnja goriva je problem primene gasne turbine za pogon guseničnih vozila. Ona je značajna s aspekta ekonomičnosti, autonomije kretanja, smeštajnog prostora, mase vozila itd. Velika potrošnja goriva benzinskih motora bila je jedan od osnovnih razloga što su dizel-motori od šezdesetih godina preuzeli primat kao pogonski motori za borbena gusenična vozila.

Kada su u pitanju dizel-motori i gasna turbina, uočava se prednost dizel-motora, u pogledu ekonomičnosti potrošnje goriva, što je posebno izraženo pri radu na praznom hodu. Na sl.16 je prikazana specifična potrošnja goriva gasne turbine (puna linija) i dizel-motora (isprekidana linija), u funkciji snage na izlaznom vratilu [1].



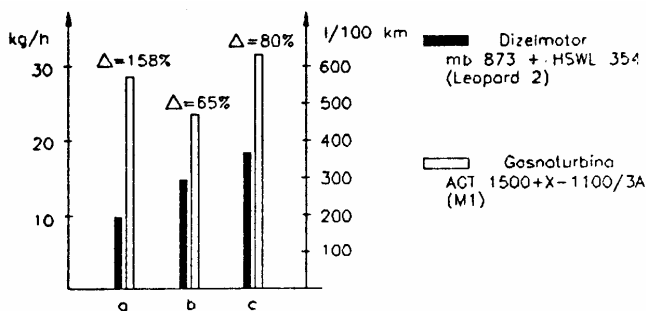
Slika 16. Specifična potrošnja goriva zavisno od snage na izlaznom vratilu pogonskog motora

Kriva "1" odnosi se na potrošnju goriva pri optimalnom broju obrtaja vratila gasne turbine  $n = 0.75 - 0.85 n_{max}$ , kriva "2" potrošnju goriva za slučaj kada se vratilo pogonske turbine obrće sa  $n = 0.5 n_{max}$ , a kriva "3" kada se pogonsko vratilo obrće sa  $n = n_{max}$ . Kriva "4" odgovara potrošnji dizel-motora pri radu na režimu  $n = n_{max}$ , a kriva "5" na režimu  $n = 0.6 n_{max}$ .

Potrošnja goriva gasne turbine značajno se povećava pri broju obrtaja  $n < 0.5 n_{max}$ , što se objašnjava naglim smanjenjem stepena korisnosti.

Na sl.17 uporedno je prikazana potrošnja goriva dizel-motora mb 873 sa hidromehaničkom transmisijom *HSWL-354 (LEOPARD 2)* i gasne turbine AGT 1500 sa hidromehaničkom transmisijom X-1100/3A (*MI ABRAMS*) na praznom hodu (a), pri kretanju tenkova brzinom 40km/h (b) i pri kretanju van puteva brzinom od 25 km/h (c).

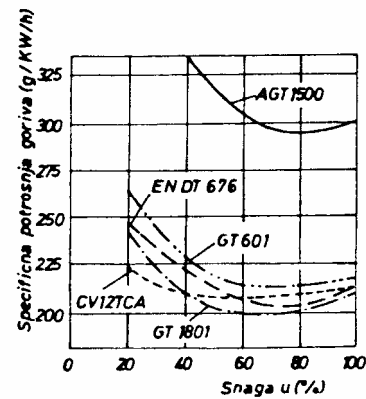
Na osnovu prikazanog histograma se može zaključiti da je potrošnja tenka *MI ABRAMS*, sa gasnom turbinom AGT 1500, u odnosu na tenk *LEOPARD 2*, sa dizel-motorom mb 873 veća za 60 – 70%.



Slika 17. Časovna potrošnja goriva kod dizel-motora mb 873 i gasne turbine AGT 1500 sa pripadajućim transmisijama

Da bi se smanjila potrošnja gasne turbine, potrebno je ostvariti više temperature vazduha na ulazu u turbinu. Ovako visoke temperature (na ulazu u AGT 1500  $t = 1193^{\circ}\text{C}$ ) zahtevaju primenu specijalnih materijala otpornih na visoke temperature za izradu lopatica radnih kola, što bi značajno povećalo cenu, koja nije mala, i sada je za istu snagu veća približno dva puta u odnosu na dizel-motor. Ostvarivanje znatno viših temperatura vazduha na ulasku u radna kola turbine omogućila bi primena metalokeramike na čemu se u svetu radi.

Da je značajno smanjena potrošnja goriva kod gasnih turbina razvijenih posle AGT 1500 pokazuje sl.18 na kojoj su date krive potrošnje za gasne turbine AGT 1500, GT 601 i GT 1801 i dizel-motore CVI2TC i ENDT 676 [9].



Slika 18. Specifična potrošnja goriva

Sa sl. 18 se vidi da je sa gasnom turbinom GT 1801 ostvarena specifična potrošnja goriva niža nego kod dizel-motora ENDT 676, dok je na režimima opterećenja ispod 40% pogonske snage veća nego kod dizel-motora CVI2TC. Ovo se može objasniti činjenicom da gasna turbina GT 1801 u odnosu na ovaj motor razvija snagu veću za 50%. Ovako veliko smanjenje specifične potrošnje goriva gasne turbine GT 1801 postignuto je povećanjem stepena sabijanja usisnog vazduha u kompresoru, povećanjem temperature gasova na ulazu u turbinu i primenom regeneratore toplote.

Ako bi se uradila detaljna analiza rada pogonskog motora tenka za vreme jednog dana borbenih dejstava, došlo bi se do podataka da će motor, najverovatnije, najviše raditi na režimima opterećenja od 40 do 70 % njegove nominalne snage. U ovom području specifična potrošnja goriva gasne turbine GT 1801 bila bi niža u odnosu na dizel-motor CVI2TC za oko 7 %. Potrošnja ove gasne turbine, u odnosu na AGT 1500, smanjena je za 40 %.

Potrebno je istaći da i proizvođači dizel-motora nastoje da smanje specifičnu potrošnju goriva koja sada iznosi kod nekih savremenih motora oko 234 g/kWh. Primenom metalokeramike očekuje se da će se smanjiti specifična potrošnja goriva ispod 172 g/kWh [7].

Mogućnost brzog startovanja pogonskog motora borbenih guseničnih vozila jedan je od značajnijih parametara, koji karakteriše njihovu efikasnost. Vrlo je značajno da se sa vozilom može brzo dejstvovati u svim klimatskim i meteorološkim uslovima i da to ne zahteva posebnu pripremu motora.

Startovanje borbenih guseničnih vozila sa benzinskim i dizel-motorima, hlađenim tečnošću u zimskim uslovima je otežano i vezano za niz aktivnosti koje treba sprovesti. Savremena borbeno gusenična vozila sa ugrađenim dizel-motorom poseduju predgrejač za zagrevanje ulja motora i transmisije. Priprema motora za startovanje na temperaturama nižim od  $-40^{\circ}\text{C}$  iznosi 40 – 45 min, što se objašnjava neophodnošću zagrevanja motora pre startovanja, da bi se smanjilo trenje u ležajima i kliznim elementima.

Za startovanje gasne turbine na temperaturi okoline  $-40^{\circ}\text{C}$  vreme pripreme iznosi 3–5 min. To se objašnjava mogućnošću primene ulja niskog viskoziteta i nepostojanjem trenja klizanja između elemenata motornog mehanizma, kao što je slučaj kod dizel-motora.

Međutim, treba naglasiti da je sam proces startovanja gasne turbine, kada su sve potrebne pripreme aktivnosti obavljene, nešto duži i iznose 25 – 60 s, a kod dizel-motora 3 s.



Što se tiče nivoa toksičnosti izduvnih gasova, zbog veće količine vazduha koju troši, gasovi su kod gasne turbine manje toksični nego kod dizel-motora. Zbog toga što je količina usisnog vazduha kod gasne turbine znatno veća nego kod dizel-motora, kada se tenk sa gasnom turbinom kreće u uslovima velike zagađenosti vazduha, javlja se potreba za češćim čišćenjem prečistača za vazduh.

Gasna turbina i dizel-motori, koji se ugrađuju u tenkove, su višegorivi motori, ali je gasna turbina manje osetljiva na kvalitet goriva. Gasna turbina je i manji potrošač ulja za podmazivanje.

Kada je u pitanju nivo buke koju stvara pogonski motor, onda je prednost na strani gasne turbine, ali se zato kod nje javlja specifičan zvuk usled usisavanja velike količine vazduha.

Iz izloženog se vidi da i gasna turbina, i dizel-motor imaju određenih prednosti, čak da je u prednosti gasna turbina. Međutim, izgleda da su se određeni nedostaci gasne turbine pokazali toliko značajni da gasna turbina ipak nije šire prihvaćena kao pogonski motor za borbena gusenična vozila.

Gasna turbina kao pogonski motor koristi se i za pogon tenkova *T-80* i njegovih modifikacija. U ove tenkove ugrađuju se gasne turbine od 735, 809 i 919 kW [6]. Tvrdi se da su pomoćni agregati i uređaji gasne turbine efikasni i da joj omogućuju rad u različitim uslovima eksploatacije, da su otklonjeni svi nedostaci, koji se javljaju kod gasne turbine tenka *M1 ABRAMS*, posebno stepen prečišćavanja (98,5 %), što omogućuje efikasan rad gasne turbine i u pustinjskim uslovima.

### Mehanička ili hidromehanička transmisija

U radu će se razmatrati konceptijska i konstrukciona rešenja transmisija koja su pogodnija da se integrišu sa dizel-motorom, odnosno sa gasnom turbinom.

Uloga transmisije je: da obezbedi brzu i laku promenu stepena prenosa uz promenu prenosnog odnosa pri pravolinijskom kretanju u vrlo širokom dijapazonu, sigurno upravljanje vozilom, što duži rad motora u području ekonomske potrošnje goriva i dr. Transmisija treba da ostvari četiri osnovna zahteva: vuču, upravljanje, kočenje i pogon pomoćnih uređaja.

Izbor i projektovanje transmisije ne može se vršiti odvojeno od pogonskog motora. Pri integrisanju pogonskog motora sa transmisijom treba uzeti u obzir sve specifičnosti pogonskog motora, da bi se na osnovu kompleksne analize, koja bi obuhvatila i predviđene uslove eksploatacije vozila, mogla odabrati odgovarajuća transmisija.

Koeficijenti elastičnosti gasne turbine i dizel-motora nisu isti, što omogućuje da se proporcionalno povećanju koeficijenta elastičnosti smanjuje potreban dijapazon promene prenosnih odnosa, odnosno broja stepeni prenosa u transmisiji; nejednak je odziv na promenu količine ubrizganog goriva, što se odražava na sinhronizaciju pri promeni stepena prenosa; postoji mogućnost kočenja motorom itd.

Kada je reč o odzivu dizel-motora na promenu količine goriva, poznato je da se sinhronizacija broja obrtaja rotirajućih elemenata, vezanih za motor i menjač, koji se spajaju, ostvaruje na račun promene režima rada motora, odnosno regulacijom ubrizgane količine goriva. Pri prelasku iz nižeg u viši stepen prenosa, oduzima se gas i motor dolazi u kočioni režim, obezbeđujući na taj način usporavanje rotirajućih delova, dok se pri prelasku iz višeg u niži stepen prenosa i sinhronizacija broja obrtaja ostvaruje zahvaljujući povećanju količine goriva (međugasu), što

dovodi do povećanja broja obrtaja i uključenja nižeg stepena prenosa.

Ovaj postupak ne može da se koristi kod transmisije integrisane sa gasnom turbinom, jer je gasna turbina manje osetljiva na promenu količine goriva, tako da se pri sinhronizaciji broja obrtaja moraju aktivirati posebni uređaji kao i usmeravajuće kolo.

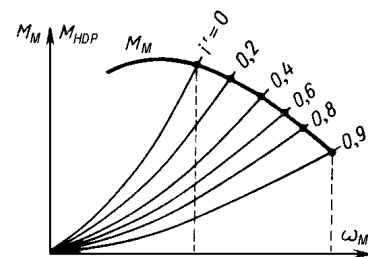
Od šezdesetih godina pa do danas dizel-motori su bili osnovni motori za pogon tenkova i za druga borbena gusenična vozila, i sa njima su integrisani svi tipovi transmisija koji su do sada razvijeni. Koji se tip transmisije integrisane sa dizel-motorom najbolje pokazao ne može se decidno zaključiti, jer ni jedna do sada realizovana transmisija nije ispunila sve postavljene zahteve.

Pri ispitivanju karakteristika pokretljivosti vozila, najbolje rezultate su pokazale hidromehaničke transmisije, koje sa hidrauličkim komponentama obezbeđuju kontinualnu promenu prenosnog odnosa i kontinualnu promenu poluprečnika zaokreta. Primenom hidrodinamičkog prenosnika, kod ovih transmisija, kao komponente za promenu prenosnog odnosa, nadoknađen je nedostatak dizel-motora u pogledu elastičnosti. Hidrauličke komponente za zaokret ovih transmisija, bilo da se radi o hidrodinamičkim ili hidrostatičkim prenosnicima, obezbeđuju kontinualnu promenu poluprečnika zaokreta.

Međutim, nezavisno od toga sa kojim su motorom integrisane, ostaju i dalje kao osnovni nedostaci ovih transmisija: nizak stepen korisnosti, složenost konstrukcije, veliki gabariti, visoka cena itd.

Mehaničke transmisije integrisane sa dizel-motorom, bilo da se radi o transmisiji u bloku ili bočnim menjačima, pružaju sve prednosti ovih transmisija, kao što su visok stepen korisnosti, pouzdanost, lako održavanje, kompaktnost, mali gabariti, niža cena itd. Isto tako ostaju i njihovi nedostaci, kao što su stepenasta promena prenosnog odnosa, ograničeni broj poluprečnika zaokreta, veći broj stepeni prenosa, u odnosu na hidromehaničke itd.

Pri integrisanju dizel-motora i hidromehaničke transmisije sa hidrodinamičkim prenosnikom koji se nalazi u rednoj ili u paralelnoj vezi, a služi za ostvarivanje prenosnog odnosa pri pravolinijskom kretanju, posebnu pažnju treba obratiti na dijagram zajedničkog rada pogonskog motora i hidrodinamičkog prenosnika (sl.19). Kao što se sa dijagrama zajedničkog rada motora (kriva momenta motora  $M_m$ ) i hidrodinamičkog prenosnika (krive opterećenja  $i' = 0$  do  $i' = 0.9$ ) vidi, krive opterećenja hidrodinamičkog prenosnika treba da pokrivaju područje nešto iza maksimalnog momenta i nešto ispred tačke koja odgovara nominalnoj snazi motora.



Slika 19. Dijagram zajedničkog rada dizel-motora i hidrodinamičkog prenosnika

Kada se ostvaruje funkcija kočenja pomoću ugrađene hidromehaničke transmisije, treba voditi računa da između motora i transmisije postoji hidrodinamička veza, koja nije čvrsta, kao što je slučaj sa mehaničkom transmisijom. Zbog

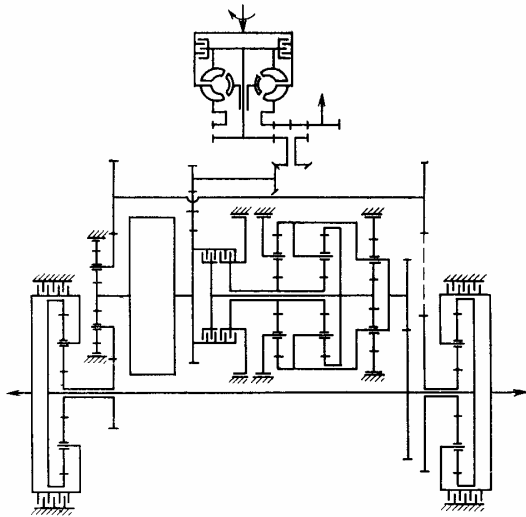
toga hidrodinamički prenosnik treba da ima element koji će u slučaju kočenja motorom ostvariti čvrstu vezu, a to je najčešće spojnica za premošćenje.

Nizak stepen korisnosti hidrodinamičkog prenosnika ( $\eta_{HDP} \approx 0.92$ ) odražava se i na povećanu potrošnju goriva, što za određenu autonomiju kretanja tenka, zahteva dodatni prostor za smeštaj goriva.

Za turbinu, kao pogonski motor, može se reći da se ne poseduje veće iskustvo o njenom integrisanju sa transmisijom.

Kako je gasna turbina kao pogonski motor za tenkove, ugrađena samo u tenkove *MI ABRAMS* i *T 80*, ne računajući i švedski tenk *STRV*, u koji je ugrađena kao pomoćni pogonski motor, može se zaključiti da su sa gasnom turbinom korišćena dva tipa transmisija. Međutim, ni jedna od ovih transmisija nije projektovana za gasnu turbinu, kao pogonski motor.

Prva je hidromehanička transmisija u bloku X-1100 (sl.20), kod koje hidrodinamički prenosnik služi kao komponenta za pravolinijsko kretanje, a hidrostatički prenosnici za pravolinijsko kretanje i zaokret.



Slika 20. Hidromehanička transmisija X-1100

Druga transmisija je sa bočnim menjačima planetarnog tipa.

Kao primer, da se integrisanju gasne turbine sa hidromehaničkom transmisijom tenka *MI ABRAMS*, nije prišlo analitički, uvažavajući pri tome sve specifičnosti jednog i drugog sklopa, pokazuju rezultati ostvareni ovom integracijom, za koju se može konstatovati da predstavlja neuspelu kombinaciju.

Potvrdio se poznati stav projekatana, kada je u pitanju pogon i prenos snage borbenih guseničnih vozila, da ugradnja sklopova sa optimalnim rešenjima ne garantuje optimalno rešenje sistema koji čine ti sklopovi.

Bez sveobuhvatne analize ne može da se uzme sa jednog prototipa tenka transmisija projektovana za dizel-motor, a sa drugog prototipa tenka gasna turbina kao pogonski motor i tako integrisati da bi se dobilo uspešno rešenje pogonsko-transmisionog grupe za tenk. Ovakav prilaz ovom problemu dovodi do polovičnih rešenja ili promašaja. Racionalnim korišćenjem spoljne brzinske karakteristike gasne turbine, odnosno koeficijenta elastičnosti, može se smanjiti dijapazon prenosnih odnosa transmisije, odnosno broj stepeni prenosa.

Polazeći od dijapazona obrtnog momenta ( $d$ ), od pogonskog motora do pogonskih točkova:

$$d = d_T K_{gt}$$

gde je:  $d_T$  - dijapazon prenosnog odnosa transmisije:

$$d_T = \frac{i_{m1}}{i_{mn}}$$

$i_{m1}, i_{mn}$  - prenosni odnos u najnižem, odnosno najvišem stepenu prenosa,  $K_{gt}$  - koeficijent elastičnosti gasne turbine, koji za tenkove sa dizel-motorom, pri pravolinijskom kretanju, iznosi 8÷10, a sa ugrađenom gasnom turbinom 4÷6, lako je zaključiti da je dijapazon prenosnih odnosa u drugom slučaju manji zbog veće elastičnosti gasne turbine, koja je u odnosu na dizel-motor veća za dva puta i više.

Ako se uzme da je kod hidromehaničke transmisije, sa hidrodinamičkim prenosnikom na ulazu, dijapazon prenosnih odnosa:

$$d_t = K_{HDP} d_m$$

gde su:

$K_{HDP}$  - koeficijent transformacije obrtnog momenta. Za razvijene hidrodinamičke prenosnike za tenkove:

$$K_{HDP} = 2.5 \div 3$$

$d_m$  - dijapazon prenosnih odnosa u menjaču,

dolazi se do podatka da bi za  $K_{HDP} = 2.5 \div 3$  i više, dijapazon prenosnog odnosa u menjaču iznosio:

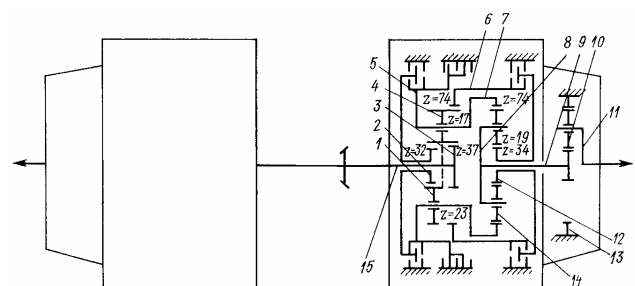
$$d_m = 1.6 \div 2.4$$

Ovaj podatak pokazuje da je u ovoj kombinaciji hidrodinamički prenosnik suvišan. To znači da transmisija tenka *MI ABRAMS* radi sa blokiranim hidrodinamičkim prenosnikom, što je posledica nedovoljno proučene integracije ove transmisije i gasne turbine.

Kada je u pitanju integracija gasne turbine sa hidromehaničkom transmisijom, umesto transmisije sa hidrodinamičkim prenosnikom, racionalnije rešenje bi predstavljala hidromehanička transmisija kod koje bi se za pravolinijsko kretanje koristile samo mehaničke komponente, uglavnom planetarni prenosnici, bez hidrodinamičkog prenosnika, a za zaokret hidrauličke komponente, koje bi obezbeđivale kontinualnu promenu poluprečnika zaokreta.

Da postojeća transmisija na tenku *MI ABRAMS* nije dobro rešenje, potvrđuje činjenica da se u SAD za nove modifikacije ovog tenka radi na novoj motorno-transmisionoj grupi.

Rusi su na svom tenku *T 80*, primenili sa gasnom turbinom mehaničku transmisiju (sl. 21) sa bočnim menjačima planetarnog tipa, koja je nastala od transmisije projektovane za dizel-motor.

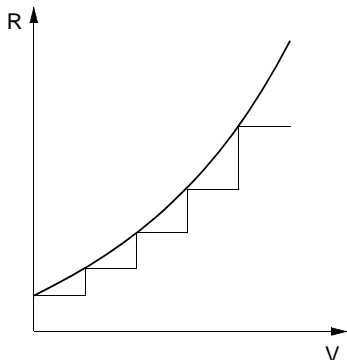


Slika 21. Mehanička transmisija sa bočnim menjačima

Primenom ovog tipa transmisije, relativno visokog stepena korisnosti, zbog odsustva hidrauličkih komponenata pri eksploatacionim režimima rada, smanjena je potrošnja goriva za najmanje 8 %. Međutim, ostvarena je stepenasta promena prenosnog odnosa, što ne predstavlja značajan nedostatak, jer se kod gasne turbine može koristiti vrlo široko područje broja obrtaja.

Osnovni nedostatak, ovako integrisane grupe, može se smatrati ograničeni broj poluprečnika zaokreta, po jedan u svakom stepenu prenosa, a kod konkretnog slučaja, vrlo uzak dijapazon vrednosti poluprečnika zaokreta. Veličine poluprečnika zaokreta se ne povećavaju proporcionalno brzinama kretanja vozila, tako da se u pojedinim stepenima prenosa, pri kretanju maksimalnim brzinama, ne može vršiti potpuni zaokret vozila, pa se u tim slučajevima vrši samo korekcija pravca kretanja.

Ako se mehanička transmisija u bloku integriše sa gasnom turbinom, potrebno je takvo rešenje transmisije koje u svakom stepenu prenosa daje dva ili više poluprečnika zaokreta, čija se veličina povećava proporcionalno povećanju brzine kretanja vozila (sl. 22).



Slika 22. Promena poluprečnika zaokreta zavisno od brzine

Pošto je, zbog prenosnog odnosa pri pravolinijskom kretanju, teško prilagoditi da i poluprečnici zaokreta rastu po nekoj progresiji, treba nastojati da razlika dva poluprečnika zaokreta susednih stepena prenosa ne bude mala, već što približnija odnosu prosečnih brzina kretanja u tim stepenima prenosa.

## Zaključak

Činjenice idu u prilog mišljenjima da gasna turbina ima perspektivu kao pogonski motor za borbena gusenična vozila, međutim, da bi mogla da bude konkurentna dizel-motoru treba na gasnoj turbini da se otkloni niz nedostataka. Za sada nisu postigle očekivane rezultate, pa su za ova vozila preduzete istraživačke aktivnosti razvoja pogonsko-transmisionne grupe sa dizel-motorom.

Publikovane rezultate o gasnim turbinama, koje se nalaze u fazi razvoja ili ispitivanja, treba uzimati sa rezervom, jer su samo rezultati eksploatacionih ispitivanja valjani.

Pri izboru transmisije treba posebno voditi računa o karakteristikama pogonskog motora sa kojim se integriše i zahtevima eksploatacionih karakteristika vozila.

Odabir hidromehaničke ili mehaničke transmisije sa određenim pogonskim motorom, zavisi od toga kojim se parametrima vozila i pogonske grupe pridaje veći značaj.

## Literatura

- [1] POPOV,S.N., *Transportnie mašini sa gazoturbinim dvigateljem*. Mašinstroenie, Lenjingrad 1980
- [2] ANICIFEROV,S.M., *Spravočnik mašinstroitelja*. Mašinstroenie, Moskva, 1960
- [3] ZABAVNIKOV,A.N., *Osnovi teorij transportnih guseničnih mašin*. Mašinstroenie, Moskva, 1976
- [4] MASON,J., Turbines a gaz et propulsion des chars. *Revue internationale de defanse*, 1978, no.9.
- [5] OGORKIEWICZ,M., Propulsion des chars (diseles ou turbines a gaz?). *Revue internationale de defanse*, 1978, no.6,
- [6] ELISCEV,V, ŠANCEV,P, *Rosijskij osnovnoj tank T 80M*, Voennyj parad, sept.- 1994
- [7] NURNBERGER,W., Kampfpanzer LEOPARD 2. *Soldat und Technik*, 1980, no 9.
- [8] FOSS,F, *First of Russia's T - 90*. Delivered to the Army Jane's Defence Weekly, 1994, no 5.
- [9] RADETIĆ,V.M., *Gasne turbine za pogon oklopnih guseničnih vozila*, int.dok. VTI, 1980, no 12.
- [10] MILER,W., KIRK,J., US Army armour programes. *Military Technology*, 1989, no.10.