

STUDII DE CAZ
EXAMEN LICENȚĂ AUTOVEHICULE RUTIERE

Sesiunea iunie – iulie 2010-2011

1. Sa se explice in care din situatile de mai jos se pierde mai multa caldura printr-o conducta neizolata ce are la exterior 20°C?

- a) cand afara sunt -20°C dar nu bate vantul,
- b) afara sunt 0°C si bate vantul

RĂSPUNS:

Densitatea fluxului de caldura este $q = \alpha \Delta t$, in cazul a) α este in jurul valorii de 10 W/m²K si $\Delta t = 40$ deci fluxul q este aproximativ 400 W/m², in cazul b) α este de 25-30 W/m²K si $\Delta t = 20$, deci q aproximativ 500-600 W/m². Raspuns corect b.

2. Cum trebuie sa fie o teava, cu diametru de 40 mm, prin care curge aer cald cu temperatura de 80 °C, daca teava travesteaza o hala in care temperatura aerul atmosferic este de 5...10 °C

- a) neizolata
- b) izolata cu polistiren expandat cu grosime cat mai mare

RĂSPUNS:

varianta a,

Conducta izolată, va transmite mai multă căldură decât conducta neizolată, aceasta numai în cazul țevilor cu diametru mic ($d < 50$ mm.), care se găsesc la temperaturi mai mici de 100°C în aerul atmosferic, în cazul convecției libere. Din această cauză țevile cu diametru mic, în majoritatea cazurilor nu se izolează

3. O conducta lunga de 1000 m transporta apa calda. La intrare in conducta se masoara suprapresiunea $\Delta P = 0.5$ bar si viteza $w = 0.5$ m/s. Cum vor fi aceste marimi la iesire?

- a) scade viteza si scade presiunea
- b) creste viteza si scade presiunea
- c) creste viteza si presiunea

RĂSPUNS:

b) Scade presiunea datorita frecarilor si creste viteza, conform cu ecuația lui Bernoulli, ce are forma :

$$p + \frac{w^2}{2} \rho = \text{ct.}$$

4. Să se calculeze viteza teoretică de deplasare a unui autovehicul echipat cu anvelope având caracteristicile geometrice 195/75 R 15 și care se rotește cu o viteză unghiulară $\omega = 450$ min⁻¹. Viteza va fi exprimată în km/h, iar pentru aproximații $\pi = 3,14$ și diametrul de rulare este identic cu diametrul nominal al roții.

RĂSPUNS:

Diametrul jenții: $15 \times 25,4 = 381$ mm

Înălțimea flancului: $195 \times 0,75 = 146,25$ mm

Diametrul nominal al roții: $381 + 2 \times 146,25 = 673,5$ mm

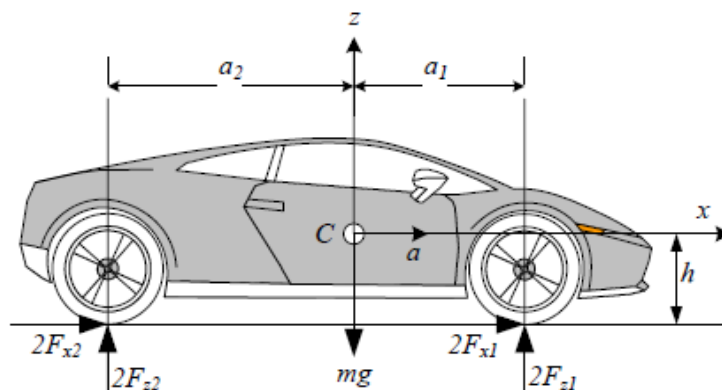
Raza roții: $673,5/2 = 336,75$ mm = 0,33675 m

Viteza teoretica a autovehiculului: $v = \omega \times r$; $\omega = \pi \times n/30$;

$$v = 3,14 \times 450/30 \times 0,33675 = 15,86 \text{ m/s}$$

$$v = 15,86 \times 3600/1000 = 57,1 \text{ km/h}$$

5. Să se stabilească valoarea forței de tracțiune disponibile pe asfalt, la roțile față ale unui autoturism, pentru care masa proprie a acestuia este $m_1 = 1020$ kg, iar sarcina (pasageri + bagaje) este $m_2 = 380$ kg. Poziția centrului de greutate are înălțimea $h = 250$ mm, iar distanța poziției centrului de greutate față de axa frontală este $a_1 = 100$ cm (vezi figura). Ampatamentul autoturismului este 2,50 m și ecartamentul punților este față/spate = 1,48/1,47 m. Mișcarea se face cu o accelerație constantă $a = 2$ m/s², iar valoarea coeficientului de aderență este $\varphi = 0,75$. Accelerația gravitațională se consideră $g = 10$ m/s². Se neglijează influența forțelor aerodinamice și de rezistență la înaintare.



RĂSPUNS:

Greutatea autoturismului: $G = m \times g = (m_1 + m_2) \times g = (1020 + 380) \times 10 = 14000$ N

Forța de inerție: $F_i = m \times a = 1400 \times 2 = 2800$ N

Distanța poziției centrului de greutate față de axa spate este $a_2 = 250 - 100 = 150$ cm = 1,5 m

Calculul reacțiunii normale la nivelul punții față:

Ecuatia de echilibru a forțelor și momentelor față de puntea spate:

$$2F_{z1} \times (a_1 + a_2) + F_i \times h - G \times a_2 = 0$$

$$F_{z1} = 0,5 \times ((G \times a_2 - F_i \times h) / (a_1 + a_2)) = 0,5 \times ((14000 \times 1,5 - 2800 \times 0,25) / 2,5) = 4060$$
 N

Forța axială/tangențială disponibilă la roată:

$$F_{x1} = \varphi \times F_{z1} = 0,75 \times 4060 = 3045$$
 N

6. Să se aprecieze dacă un vehicul cu două punți și patru roți, avînd masa totală de 2000 kg și a încărcăturii de 700 kg poate să se mențină, la limită și fără să mai accelereze, pe un carosabil plan avînd o traiectorie curbilinie, cu raza curbei de 0,500 km, dacă viteza sa de deplasare este de 108 km/h. Valoarea aderenței transversale pentru o roată este $F_y = 2500$ N. Accelerația gravitațională se consideră $g = 10$ m/s².

RĂSPUNS:

În aceste condiții de limită, întreaga forță de dezechilibru este dată de forța de inerție în mișcarea curbilinie, iar la roți, pentru stabilitate, aceasta este preluată de cele patru roți.

Practic:

$$F_i = 4 F_y$$

Dar $F_y = \varphi \times F_z$, unde φ este coeficientul de aderență.

Coeficientul de aderență este $\varphi = F_y / F_z = 2500 / ((2000 \times 10) / 4) = 0,5$

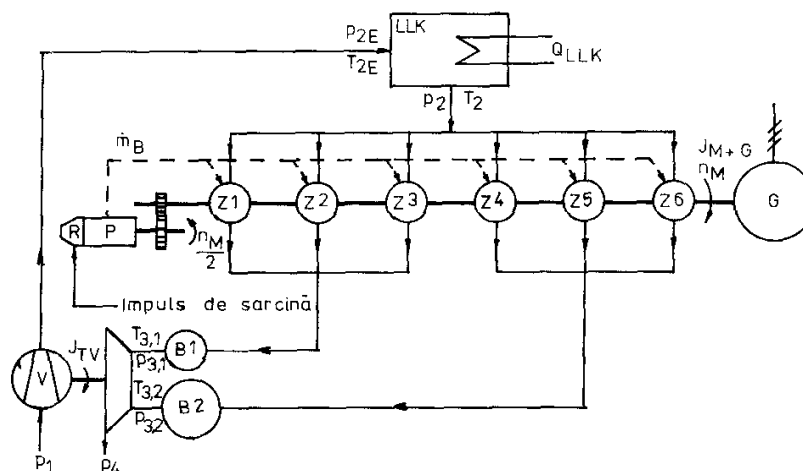
(Atenție, masa totală, deci cu sarcină cu tot este 2000 kg)

Viteza de stabilitate pe un drum plan este $v_s = (g \times R \times \varphi)^{0,5} = (10 \times 500 \times 0,5)^{0,5} = 50$ m/s

Viteza reală $v = 108$ km/h = $108 \times 1000 / 3600$ m/s = 30 m/s.

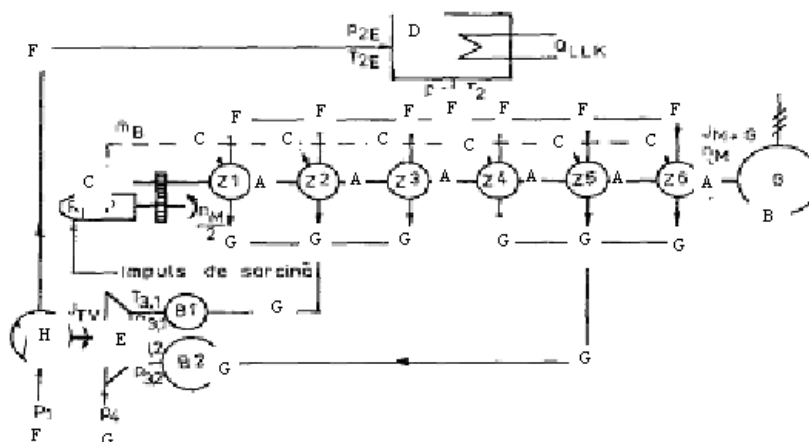
Deoarece $v_s > v$, rezultă că vehiculul este stabil la această viteză și se menține pe traiectoria impusă.

7. In figura se prezintă o schiță de ansamblu a unui sistem motor-consumator. Notam cu: A-ansamblul cilindrilor, B-consumatorul, C-sistemul de alimentare cu carburant, D-racitorul intermediar, E-turbina, F-traseul de admisiune, G-traseul de evacuare, H-compresorul



Poziționați pe schița literele alocate fiecărei componente evidențiate.

RĂSPUNS:



8. Automobilul A rulează timp de o oră, uniform, consumând 6 litri de benzină cu densitatea de 0.7 kg/dm^3 functionând cu un coeficient al excesului de aer unitar. Automobilul B consumă tot uniform, într-o oră, 4 litri de motorină cu densitatea de 0.8 kg/dm^3 dar cu un coeficient al excesului de aer egal cu 2. Deduceți care dintre cele doua autovehicule consumă mai mult aer din atmosferă.(admitem că raportul stoechiometric aer/carburant este de 15 pt. benzină si 14.5 pentru motorină).

RĂSPUNS:

Automobilele functioneaza uniform cu un coeficient al excesului de aer λ constant. Conform definitiei coeficientul excesului de aer λ este:

$$\lambda = \frac{m_a}{m_c} \frac{1}{\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}}$$

unde m_c este doza ciclica de carburant si m_a este doza ciclica de aer. Pe parcursul unei ore motorul efectueaza N cicluri, si consuma masa $M_c = N m_c$ de carburat si masa $M_a = N m_a$ de aer, astfel putem scrie:

$$\lambda = \frac{N m_a}{N m_c} \frac{1}{\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}} = \frac{M_a}{M_c} \frac{1}{\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}}$$

Daca V este volumul de carburant consumat de motorul automobilului intr-o ora (cunoscut) si ρ densitatea carburantului atunci masa M_c a carburantului consumat este:

$$M_c = \rho V$$

Rezulta astfel ca masa de aer consumata intr-o ora este:

$$M_a = \lambda (\rho V) \left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}$$

Aplicand acest rationament celor doua automobile obtinem (indicii A respectiv B ce apar la paranteze semnifica faptul ca marimile din paranteze se refera la automobilul A respectiv la automobilul B):

$$\frac{(M_a)_A}{(M_a)_B} = \frac{\left(\lambda (\rho V) \left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}\right)_A}{\left(\lambda (\rho V) \left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}\right)_B} = \frac{1 \times 0.7 \times 6 \times 15}{2 \times 0.8 \times 4 \times 14.5} = 0.6789$$

Deci motorul B consuma mai mult aer decat motorul A.

9. Pentru motorul A având cilindrarea egală cu un dm^3 s-a determinat presiunea medie efectivă de 3 bar la turația de 1500 rot/min iar pentru motorul B cu cilindrarea de 2dm^3 la turația de 1000 rot/min s-a determinat o presiune medie efectivă de 2 bar. Determinați care este raportul dintre puterile celor două motoare știind că ambele sunt în patru timpi.

RĂSPUNS:

Presiunea medie efectiva p_e este definita ca raportul dintre lucrul mecanic efectiv L_e si cilindrarea V_s , adica:

$$p_e = \frac{L_e}{V_s}$$

Puterea efectiva a motorului este conform definitiei:

$$P_e = \frac{L_e}{t_c} = \frac{V_s p_e}{t_c}$$

unde t_c este durata ciclului in secunde fiind invers proportionala cu turatia n a motorului. Adica (regula de trei simpla) notand cu i numarul de rotatii pe ciclu avem (pentru n in rot/min):

$$t_c = \frac{60i}{n} \quad [s]$$

Astfel obtinem pentru raportul dintre cele doua puteri (indicii parantezelor A si B arata ca marimile din acestea se refera la motorul A respectiv la motorul B):

$$\frac{(P_e)_A}{(P_e)_B} = \frac{(V_s p_e n)_A}{(V_s p_e n)_B} = \frac{1 \times 3 \times 1500}{2 \times 2 \times 1000} = 1.125$$

10. Presiunea în camera de ardere unui m.a.i. în faza de destindere este de 65 bar, iar în carter este de 1 bar. Să se calculeze forța ce acționează asupra grupului piston datorită presiunii gazelor știind că suprafața pistonului este de 0.03 m^2 .

RĂSPUNS:

$$F_p = S \cdot (p_g - p_c)$$

Unde p_g presiunea gazelor din camera de ardere iar p_c presiunea gazelor din carter

$$F_p = 192000 \text{ N}$$

11. Se consideră un motor care are lungimea bielei de 30cm iar raza manivelei de 0.01m. Să se calculeze viteza pistonului în punctele moarte.

RĂSPUNS:

$$v = 0 \text{ m/s}$$

12. Să se calculeze forța din bielă (m.a.i.), știind că forța totală care acționează asupra grupului piston este de 1.5MN iar unghiul dintre axa bielei și axa pistonului este de 60 grade.

RĂSPUNS:

$$F_b = \frac{F_{tp}}{\cos(\beta)}$$

Unde F_b forța din bielă, F_{tp} forța totală ce acționează asupra grupului piston, iar β unghiul dintre axa bielei și cea a pistonului

13. Care este momentul la cupla unui monocilindru, neglijând pierderile, dacă forța tangențială ce acționează asupra fusului maneton este de 5kN iar raza manivelei este de 10cm?

RĂSPUNS:

$$M = F \cdot r; M = 50 \text{ Nm}$$

14. Cât este momentul rezistent (datorită frecărilor interne) în cazul unui monocilindru care funcționează în gol dacă forța tangențială ce acționează asupra fusului maneton este de 50N iar raza manivelei este de 10cm?

RĂSPUNS:

La mers în gol momentul la cupla motorului este zero ca urmare momentul rezistent este egal cu momentul generat de motor adică $M = F \cdot r$; $M = 0,5 \text{ Nm}$.

15. Considerăm o punte Wheastone alimentată la o tensiune de 12V, 3 din cele 4 rezistente ale punții sunt de 50 ohmi iar cea de a treia este de 70 ohmi. Cât este tensiunea de ieșire?

RĂSPUNS:

$$U_i = U_a \cdot \left(\frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_3}{R_3 + R_4} \right); U_i = 1 \text{ V}$$

16. Dacă tensiunea la bornele unui senzor rezistiv este de 0.4mV, iar curentul prin acesta este de $2 \mu\text{A}$, cât este rezistența electrică a senzorului

RĂSPUNS: 0.2kΩ

17. Consideram un senzor capacitiv, care in pozitia initiala are o capacitate de 5pF, distanta dintre armaturi de 1mm, iar suprafata comuna a armaturilor are o arie de 1cm². Care va fi capacitatea electrica a senzorului daca distanta dintre armaturi creste cu 1mm mediul dielectric dintre armaturi si suprafata comuna a acestora ramainind neschimbate.

RĂSPUNS: $C = \varepsilon \cdot \frac{A}{h}, C_2 = C_1 \cdot \frac{h_1}{h_2}, C_2 = 2.5 pF$

18. Având un autoturism de clasă medie echipat cu un sistem de injecție de tip MOTRONIC să se prezinte următoarele aspecte:

- descrierea generală a echipamentului de injecție , principalele componente
- să se prezinte un studiu privind alegerea coeficientului excesului de aer λ cunoscând următoarele valori P_e [KW]=55,1 KW, Ch [=15,5 Kg/KWh], Ca =229,4 [Kg/KWh]

RĂSPUNS:

a). SCHEMA GENERALĂ A SISTEMULUI DE INJECȚIE A BENZINEI

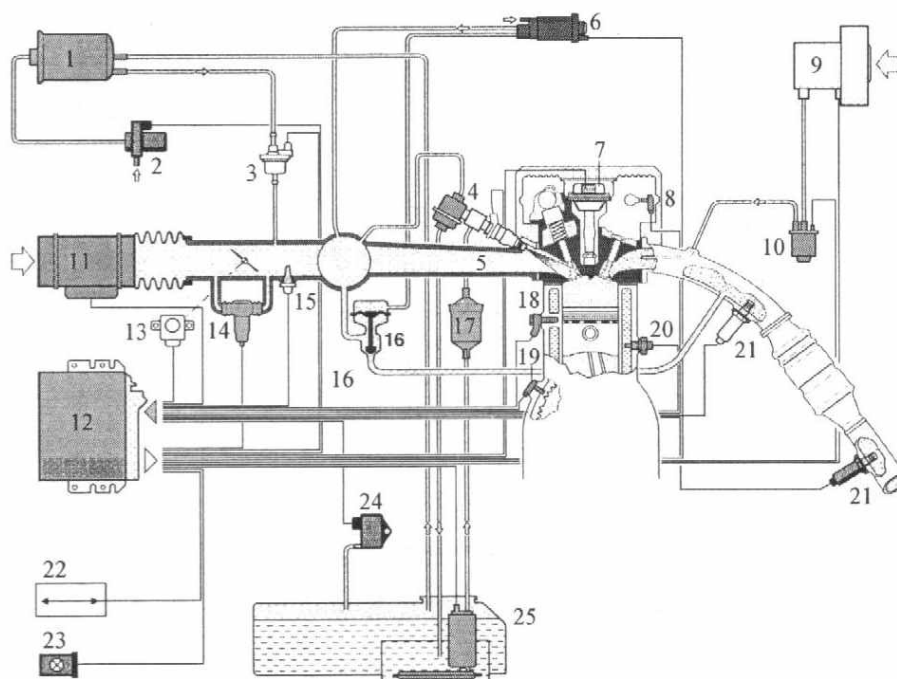


Fig. 1.1. Schema funcțională a sistemului de injecție MOTRONIC: 1 - rezervor de recuperare a vapo rilor de combustibil; 2, 3- supapă; 4 - regulator de presiune; 5 - injector; 6 - actuator; 7 – bobină de inducție; 8, 13, 19, 20, 21, 24 - senzori; 9 - pompă de vacuum; 10 - supapă de vacuum; 11 - senzor de debit aer; 12 - bloc electronic de control; 14 - senzor de turație constantă; 16 - actuator pentru controlul emisiei de gaze arse; 17 -filtru de combustibil; 22 - interfață de diagnoză; 23 - lampă indicatoare; 25 - pompă electrică de alimentare.

b.)STUDIUL PENTRU ALEGEREA COEFICIENTULUI DE EXCES DE AER

Odată cu modificarea coeficientului de exces de aer λ se modifică în mod continuu cantitatea de carburant injectat în așa fel încât este posibilă o ardere aproape completă a amestecului carburant. Acest amestec este caracterizat prin coeficientul de exces de aer λ , el fiind definit ca raportul dintre cantitatea de aer necesară arderii a un Kg de combustibil și cantitatea teoretică de aer necesară arderii a un Kg de combustibil.

Puterea, consumul, compoziția gazelor arse ale unui motor depind foarte mult de acest coeficient.

Pentru a oglindii dependența acestora se determină consumul orar de combustibil, consumul de aer, puterea indicată, coeficientul de umplere, presiunea medie indicată, a consumului specific indicat și a randamentului indicat în funcție de variația lui λ între 0,9 și 1.

Se exprimă consumul specific indicat de combustibil:

$$c_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_i} \quad [\text{Kg/KWh}]$$

unde: η_i - randamentul indicat

Q_i - puterea calorică inferioară a combustibilului

Se exprimă randamentul indicat:

$$\eta_i = \frac{3600}{c_i \cdot Q_i} \quad [\%]$$

Se exprimă consumul orar de combustibil:

$$C_h = c_i \cdot P_i \quad [\text{Kg/h}]$$

unde: P_i este puterea indicată

c_i este consumul specific indicat

Se exprimă consumul orar de aer:

$$C_a = C_h \cdot \lambda \cdot L_0 \quad [\text{Kg/h}]$$

unde: λ - coeficient exces aer

L_0 - cantitate teoretică de aer necesară arderii unui Kg de combustibil

C_h - consumul orar de combustibil

Se exprimă coeficientul de umplere:

$$\eta_u = \frac{C_a}{C_{a0}} \quad [\%]$$

unde: C_a - consumul orar de aer

C_{a0} - aerul admis pe cilindrul unitar

Se exprimă presiunea medie indicată

$$p_i = \frac{Q_i}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\lambda} \cdot \eta_u \cdot \rho_0 \quad [\text{N/m}^2]$$

unde: Q_i – puterea calorică a combustibilului

L_0 - cantitatea teoretică de aer

η_i - randament indicat

λ - coeficient exces de aer

η_u - coeficient de umplere

ρ - densitatea aerului

Se exprimă puterea indicată:

$$P_i = \frac{p_i \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30000 \cdot \tau} \quad [\text{KW}]$$

unde: p_i - presiunea medie indicată

V_s - cilindrarea unitară

n - turația

i - număr cilindri

ρ - densitatea aerului

τ - numărul timpi motor

În urma calculelor efectuate rezultă:

	$\lambda=0,9$	$\lambda=1,01$
P_e [KW]	55,1	53,2
C_h [Kg/KWh]	15,5	13,25
C_a [Kg/KWh]	229,4	198,06

În urma calculelor efectuate rezultă că compoziția amestecului $\lambda=1,01$, se numește compoziția amestecului de economicitate maximă, iar $\lambda=0,9$ amestec de putere maximă dar cu economicitate scăzută.

La amestecuri cu $\lambda=0,85 - 0,9$ arderea este incompletă apar pierderi de până la 20%, emisiile de oxid de carbon depășesc normele impuse de Euro 2.

La amestecuri cu $\lambda=1,1$ scade consumul, scade puterea dar crește valoarea oxizilor de azot în gazele de evacuare, și depășesc normele Euro 2.

Aparatura electronică de injecție este foarte sensibilă la variația coeficientului λ , el este conceput să funcționeze cu dozaj stoechiometric $\lambda \approx 1$ sau cu variații foarte sensibile $\lambda=0,99 - 1,01$, cu un traductor lambda și catalizator cu trei căi.

19. Având un motor diesel în patru timpi cu $P_e = 100 \text{ kW}$, patru cilindri, $n_{\max} = 4000 \text{ ro/min}$, consumul specific efectiv $c_e = 0,200 \text{ kg/Kwh}$, temperatura aerului la sfârșitul comprimării $T_c = 760 \text{ K}$, presiunea maximă la sfârșitul compresiei $p_c = 24,5 \text{ bar}$ cu sistem de injecție de combustibil de tip rampă comună cu următoarele date să se analizeze următoarele aspecte:

- componența echipamentului de injecție
- consumul orar de combustibil
- numărul orar de injecții
- cantitatea teoretică de combustibil necesară unei injecții

RĂSPUNS:

a) Sistemul de injecție din conducta comună de foarte înaltă presiune consacrat sub denumirea de „*common rail*” folosește o conductă comună pentru toate injectoarele în care combustibilul trimis de pompa de injecție .De multe ori pompa rotativă funcționând la presiuni între 1300 și 2000 bar determină ajungerea în cilindru a combustibilului fin pulverizat. Acesta fiind trimis de injectoare în momentul injecției și în doza de combustibil (uneori fragmentată chiar și în 2,3 sau 4 pulsuri pe ciclu) sunt fenomene controlate electronic.

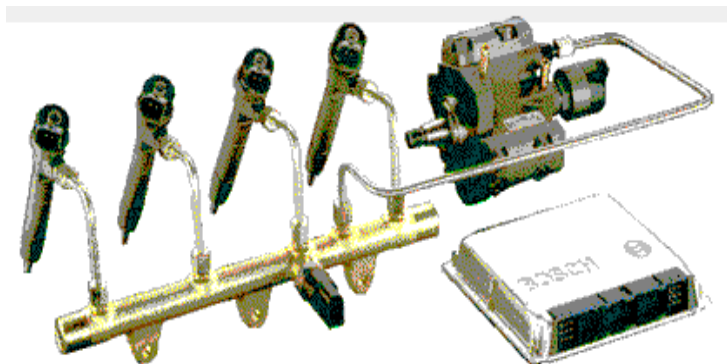


Fig. Sistemul “common rail”-ansamblul general

Schema în care se detaliază sistemul “common rail” este redată în figura 5, semnificația notațiilor fiind următoarea:

- 1 rezervor carburant
- 2 pompa de alimentare de joasa presiune
- 3 conducta tur
- 4 pompa de înalta presiune
- 5 rampa comuna (common-rail)
- 6 senzor presiune
- 7 regulator de presiune
- 8 injector
- 9 unitate electronica de control

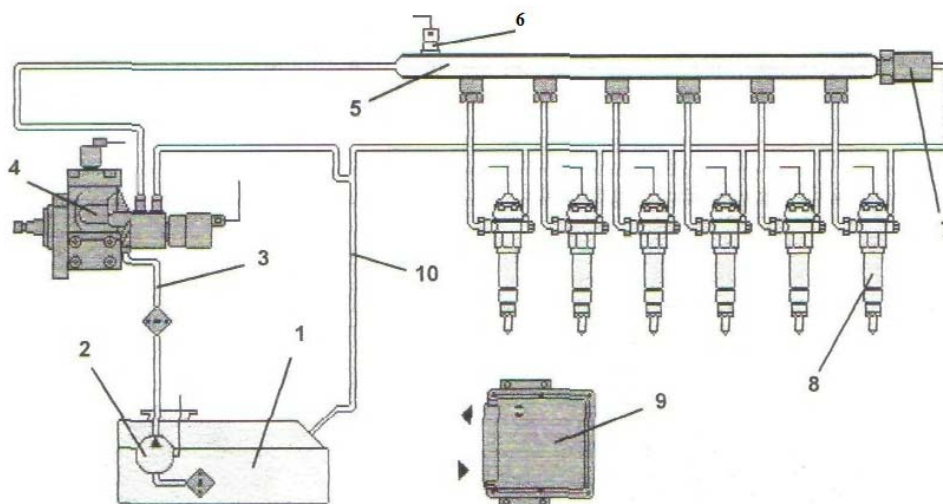


Fig. Schema bloc a sistemului de injectie tip rampa comuna

UEC, care are memorată printr-o matrice, după date de stand, funcționarea optimă în comun a automobilului, motorului și a sistemului de injecție, cu posibilități de a efectua interpolări între punctele memorate controlează presiunea de injecție precum și momentul, respectiv doza injectată.

Informațiile primite de la traductoarele nominalizate în figura de mai sus, permițând efectuarea comenzilor necesare de către UEC prin compararea datelor oferite de senzori cu cele stocate în unitatea electronică de calcul. Aplicația “common rail” este proprie motoarelor diesel cu injecție directă.

În figura se prezintă schema bloc a UEC cu traductoarele și comenzile specifice unui motor diesel cu gestiune electronică, inclusiv pentru sistemul de injecție.

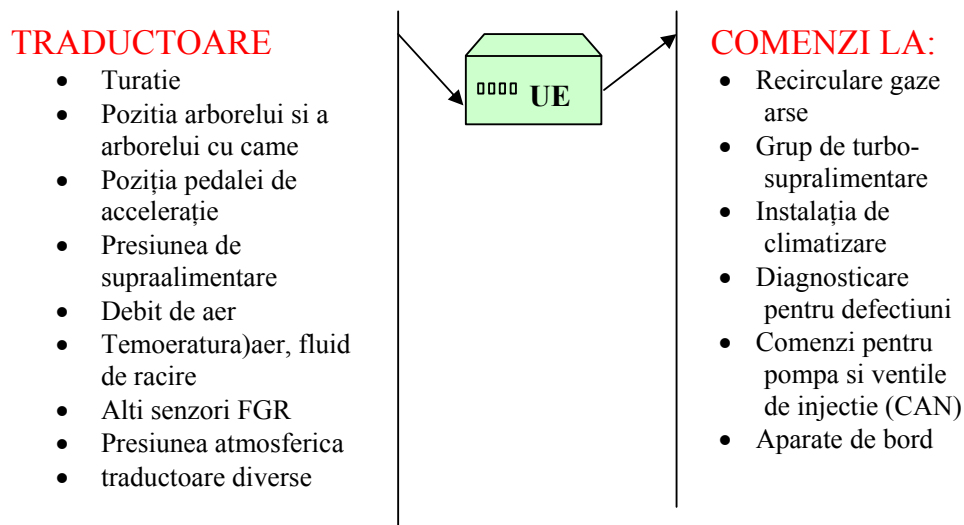


Fig. Schema de ansamblu a UEC și funcțiile sale

Unitatea electronică de calcul funcționează după cele expuse în paragraful precedent.

În raport cu regimul de funcționare al motorului subansamblele din schema de mai sus asigură avansul la injecție și doza de combustibil injectată pe ciclu, optime.

b) consumul orar de combustibil $c_h = c_e P_e = 0,200 \times 100 = 20 \text{ kg/h}$

c) numărul orar de injecții: $N = (60 n / 4) / 2 = 48000 \text{ inj/h}$

d) cantitatea teoretică necesară unei injecții pentru un singur cilindru
 $d_e = (c_h / 10^3) / N = 0,42 \text{ g/inj.}$

20. Având un motor cu ardere internă cu 4 cilindri în linie utilizat la tracțiunea rutieră, la care se determină presiunea maximă de compresie se obțin următoarele valori pentru fiecare din cilindri analizați:

$p_{c11} = 17 \text{ bar}$; $p_{c12} = 8 \text{ bar}$; $p_{c13} = 14 \text{ bar}$; $p_{c14} = 12 \text{ bar}$

Să se analizeze următoarele aspecte:

- Tipul motorului m.a.s. sau m.a.c.;
- Starea generală a motorului;
- Posibile simptome la funcționarea motorului la turația de mers în gol $n = 950 \text{ rot/min}$ respectiv la sarcină maximă.

RĂSPUNS:

- a) Deoarece presiunea maximă pe un cilindru este în peste valoarea de 15 bar motorul este un motor u aprinde prin comprimare, acestui tip de motor îi este specific un raport de comprimare ridicat și deci și o presiune maximă în cilindrii mai ridicată
- b) Valoarea minimă acceptată este $p_{cil}=0,8$ pct
Sau $\Delta p = [(p_{cilmax} - p_{cilmin}) / p_{cilmax}] 100 \text{ [%]}$
Rezultă $\Delta p = [(17 - 8) / 17] 100 = 53\%$
Deci peste maximul de 10% ceea ce conduce la concluzia că motorul are o stare avansată de uzură ce necesită operațiuni de mentenanță și reparații.
- c) la turația de mers în gol motorul va funcționa neregulat cu tendințe de oprire, la turații mai ridicate pierderile prin neetanșeități sunt puțin mai diminuate dar odată cu creșterea temperaturilor de funcționare acestea cresc .
Simptomele în funcționarea acestui motor pot fi: scăderea puterii , creșterea consumului de combustibil, fum excesiv , , posibile zgomote în zona cilindrilor,