



2. VAJA

Analiza eno-lamelne sklopke osebnega vozila

Transmisije vozil

Pripravil: as. dr. Simon Oman, univ. dipl. inž.



Kazalo

1. Definicija naloge	3
2. Analiza delovanja sklopke	4
2.1 Laboratorijski del vaje	4
3. Analiza potisne vzmeti	5
3.1 Zahteve	5
3.2 Osnovne značilnosti krožnikastih vzmeti	5
3.3 Preračun krožnikastih vzmeti	6
3.4 Kontrola napetosti v krožnikastih vzmeteh	7
3.4.1 Statične obremenitve krožnikastih vzmeti	7
3.4.2 Dinamične obremenitve krožnikastih vzmeti	8
3.5 Vzmetna košarica - diafragma	8
4. Analiza eno-lamelne avtomobilske sklopke	12
4.1 Zahteve	12
4.2 Uvod	12
4.3 Torne razmere na lameli sklopke	12
4.3.1 Uvod	12
4.3.2 Predpostavka o enakomernem tlaku na torni oblogi	12
4.3.3 Predpostavka o enakomerni obrabi torne obloge	13
4.3.4 Primer preračuna tornih razmer na sklopki vozila CZ Yugo Skala 55 GTS	14
4.4 Delo trenja pri speljevanju	16
4.4.1 Vozni upori	18
4.4.2 Moment bremena na sklopki	18
4.5 Ocena temperature plašča sklopke po končanem zagonu	21
5. Uporabljena literatura	23
Priloga 1: Podatki in tabele za preračun krožnikastih vzmeti	24
Priloga 2: Podatki o vozilu Alfa Romeo 156, 1.6 Twin Spark 16V, leto izdelave 2000	29
Priloga 3: Podatki o sklopki	33



1. Definicija naloge

Za eno-lamelno sklopko osebnega vozila je potrebno izdelati analizo delovanja, analizo geometrijskih karakteristik (meritve) in osnovne konstrukcijske preračune. Osnove podatke o realni obremenitvi sklopke je potrebno poiskati iz karakteristik pogonskega motorja vozila ($P_M(n)$, $M_M(n)$), ki mu sklopka pripada. Računsko je potrebno določiti tudi največjo zmogljivost sklopke in to primerjati z dejanskimi razmerami pri realnem obratovanju.

Zahteve naloge:

- Analizirajte delovanje sklopke, ugotovite skrajne meje delovanja in izdelajte preprost model (skico), ki bo služil kot osnova za teoretične izračune.
- Analizirajte potisno vzmet (sila na potisno ploščo v odvisnosti od obrabe lamele, sila na potisni ležaj v odvisnosti od pomika, povezava med silama na potisno ploščo in silo na potisni ležaj, primerjava med teoretičnim izračunom in opravljenimi meritvami, osnovna trdnostna kontrola).
- Analizirajte torne razmere pri vklapljanju oz. izklapljanju sklopke ter ocenite največje zmogljivosti sklopke (generirana toplota, končna temperatura, največji možni moment, kritičen čas drsenja).



2. Analiza delovanja sklopke

Na vaji je potrebno razstaviti sklopko vozila Alfa Romeo 156 1.6 Twin Spark 16V in za funkcijo pomembnih elementov, ki se bodo kontrolirali, izmeriti osnovno geometrijo. Izmeriti je potrebno tudi silo na potisno ploščo in potisni ležaj v odvisnosti od položaja (hoda).

Izdelati je potrebno skico "matematičnega" modela na osnovi katerega bodo opravljeni kontrolni preračuni in skice sestavnih delov razstavljene sklopke na katerih se kotira vse pomembne dimenzije. Pri izdelavi matematičnega modela je potrebno natančno popisati mesto obremenitve membranske vzmeti ob izvedbi meritve in jo primerjati z mestom vnosa obremenitve pri teoretičnem izračunu. Glede na to primerjavo je izmerjene oziroma teoretične rezultate potrebno ustrezno korigirati.

2.1 Laboratorijski del vaje

Na laboratorijskem delu vaje je potrebno obravnavano sklopko natančno preučiti in izmeriti vso potrebno geometrijo in karakteristiko membranske vzmeti, ki je potrebna za izvedbo teoretičnih preračunov karakteristike sklopke. Tekom laboratorijske vaje je potrebno opraviti naslednje:

- analiza delovanja obravnavane sklopke ob njeni demontaži,
- natančen popis geometrije membranske vzmeti (premeri, debelina, število peres, premera žičnih kolobarjev),
- natančen popis geometrije lamele (premeri, debelina lamele, debelina oblog),
- meritev geometrije lamele za izračun maksimalne dovoljene obrabe,
- določitev mase potisnega obroča in vztrajnika oziroma vseh delov, ki med delovanjem sprejemajo generirano toploto (potrebno za preračun temperaturnih razmer med obratovanjem),
- meritev karakteristike krožnikaste vzmeti na potisni plošči v korakih po 0.3 mm,
- meritev karakteristike krožnikaste vzmeti na potisnem ležaju v korakih po 0.5 mm.



3. Analiza potisne vzmeti

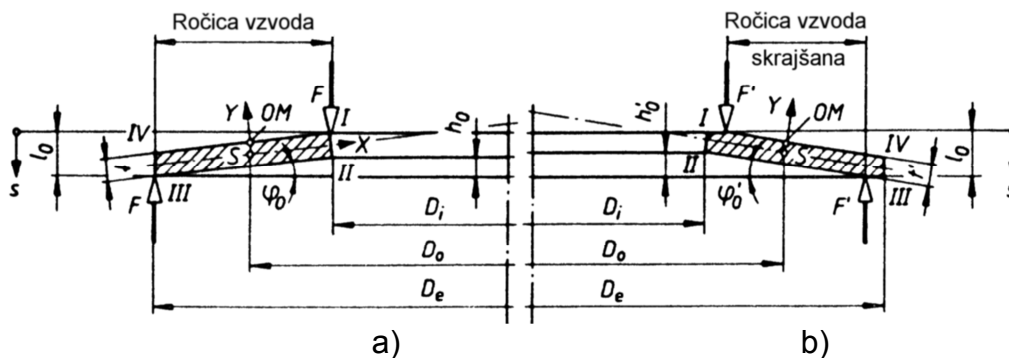
3.1 Zahteve

Za krožnikasto vzmet je potrebno ugotoviti karakteristiko "sila – povese" na potisni plošči in na potisnem ležaju (razlika zaradi vzvoda). Karakteristiki in njuno medsebojno zvezo se določi s teoretičnim izračunom in z meritvami ter izvede primerjava obeh rezultatov. Vzmet je potrebno tudi trdnostno kontrolirati.

3.2 Osnovne značilnosti krožnikastih vzmeti

Obliko krožnikaste vzmeti in pomen pripadajočih oznak prikazuje Sl. 1. Po DIN 2093 poznamo tri skupine krožnikastih vzmeti:

- skupina 1: $t < 1.25$ mm (hladno preoblikovane),
- skupina 2: $t = 1.25$ do 6 mm (hladno preoblikovane),
- skupina 3: $t > 6$ mm (toplo preoblikovane).

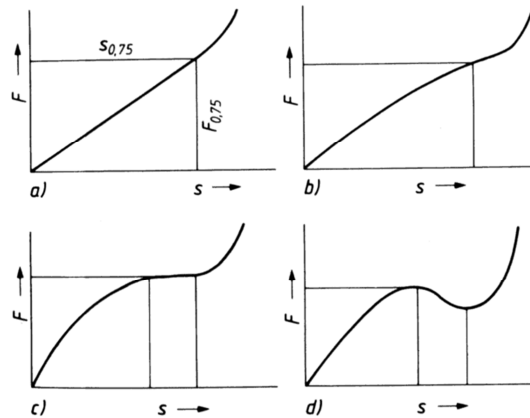


Sl. 1 Krožnikasta vzmet: a) skupini 1 in 2, b) skupina 3

Krožnikaste vzmeti se po DIN 2093 delijo še glede na vzmetno karakteristiko v tri skupine

- glej tudi Sl. 2:

- skupina A: $D_e/t \approx 18$, $h_o/t \approx 0.4$ (trde linearne vzmeti)
- skupina B: $D_e/t \approx 28$, $h_o/t \approx 0.75$ (mehke vzmeti)
- skupina C: $D_e/t \approx 40$, $h_o/t \approx 1.3$ (posebno mehke vzmeti)



Sl. 2: Vzmetne karakteristike: A) $h_o/t \leq 0.4$, B) $h_o/t \approx 0.75$, C) $h_o/t = 1.4$, D) $h_o/t > 1.4$

3.3 Preračun krožnikastih vzmeti

Silo vzmeti F v odvisnosti od pomika s podaja izraz (1), kar je približen izračun po Almen-Laszlo (Roloff/Matek [1]). Dimenzije vzmeti (D_e , h_o in t) podaja tabela TB 10-6 (Priloga 1). Kritično silo F_c , ki se pojavi v primeru izravnane vzmeti ($s = h_o$), podaja izraz (2). Togost vzmeti, ki se spreminja v odvisnosti od s , podaja izraz (3). V izrazih so podatki podani v N, mm in N/mm^2 .

$$F(s) = \frac{4E}{(1-\mu^2)} \frac{t^4}{K_1 D_e^2} K_4^2 \frac{s}{t} \left[K_4^2 \left(\frac{h_o}{t} - \frac{s}{t} \right) \left(\frac{h_o}{t} - \frac{s}{2t} \right) + 1 \right] \quad (1)$$

$$F_c = \frac{4E}{(1-\mu^2)} \frac{h_o t^3}{K_1 D_e^2} K_4^2 \quad (2)$$

$$R(s) = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{4E}{(1-\mu^2)} \frac{t^3}{K_1 D_e^2} K_4^2 \left(K_4^2 \left[\left(\frac{h_o}{t} \right)^2 - 3 \frac{h_o}{t} \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \left(\frac{s}{t} \right)^2 \right] + 1 \right) \quad (3)$$

$$\delta = \frac{D_e}{D_i} \quad (4)$$

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta} \right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1} - \frac{2}{\ln \delta}} \quad (5)$$

$$K_4 = \begin{cases} 1 & ; \text{skupini 1 in 2} \\ \sqrt{-0.5c_1 + \sqrt{(0.5c_1)^2 + c_2}} & ; \text{skupina 3} \end{cases} \quad (6)$$

$$c_1 = \frac{(t'/t)^2}{(0.25 l_0/t - t'/t + 0.75)(0.625 l_0/t - t'/t + 0.375)} \quad (7)$$

$$c_2 = \left[0.156 (l_0/t - 1)^2 + 1 \right] \frac{c_1}{(t'/t)^3} \quad (8)$$



Izrazi (9) do (13) predstavljajo način izračuna napetosti v točkah, označenih na Sl. 1, po Almen-Laszloju.

$$\sigma_{OM}(s) = -\frac{4E}{(1-\mu^2)} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4 \frac{s}{t} \frac{3}{\pi} \quad (9)$$

$$\sigma_I(s) = -\frac{4E}{(1-\mu^2)} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4 \frac{s}{t} \left[K_4 K_2 \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) + K_3 \right] \quad (10)$$

$$\sigma_{II}(s) = -\frac{4E}{(1-\mu^2)} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4 \frac{s}{t} \left[K_4 K_2 \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) - K_3 \right] \quad (11)$$

$$\sigma_{III}(s) = -\frac{4E}{(1-\mu^2)} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4 \frac{s}{t} \frac{1}{\delta} \left[K_4 (K_2 - 2K_3) \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) - K_3 \right] \quad (12)$$

$$\sigma_{IV}(s) = -\frac{4E}{(1-\mu^2)} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4 \frac{s}{t} \frac{1}{\delta} \left[K_4 (K_2 - 2K_3) \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) + K_3 \right] \quad (13)$$

$$K_2 = \frac{6}{\pi} \frac{\frac{\delta-1}{\ln \delta} - 1}{\ln \delta} \quad (14)$$

$$K_3 = \frac{3}{\pi} \frac{\delta-1}{\ln \delta} \quad (15)$$

3.4 Kontrola napetosti v krožnikastih vzmeteh

3.4.1 Statične obremenitve krožnikastih vzmeti

Standardne krožnikaste vzmeti (Tabela 10.6, Priloga 1) običajno obremenjujemo do 75% možnega hoda ($s \leq 0.75 h_0$). Za materiale po DIN 17221 in DIN 17222 (Rolof/Matek [1]) (Ck67, 50CrV4 (KISS-soft)) morajo biti napetosti v točki OM manjše od meje elastičnosti R_e (izraz (16)), kar za standardne vzmeti (Tabela 10.6 Priloga 1) tudi velja. Pri teh pogojih ravno tako ni potrebno preverjati napetosti v točki I (Sl. 1). V primeru, da gib povečamo, pa moramo paziti, da izračunane napetosti ne presežejo sledečih vrednosti:

$$\sigma_{OM} \leq R_e = 1400 - 1600 \text{ N/mm}^2 \quad (16)$$

- $\sigma_{Ic} = 2600 \text{ N/mm}^2$ za $\delta = 1.5$,
- $\sigma_{Ic} = 3400 \text{ N/mm}^2$ za $\delta = 2$,
- $\sigma_{Ic} = 3600 \text{ N/mm}^2$ za $\delta = 2.5$.



3.4.2 Dinamične obremenitve krožnikastih vzmeti

Pri dinamičnih obremenitvah postane kontrola napetosti, zaradi utrujanja materiala in posledičnega nastajanja razpok na mestih II in III bolj zapletena (Decker [5]). Delovno območje krožnikaste vzmeti predstavljajo hodi med dvema mejnima pomikoma $s_{min} = s_1$ in $s_{max} = s_2$. Pri določanju delovnega območja moramo paziti, da sprememba napetosti med skrajnimi pomiki $\sigma_{h(II \text{ in } III)}$ (izraz (17)) ne preseže dopustne napetosti σ_{hdop} (izraz (18)), ter da največja napetost $\sigma_{max(II \text{ in } III)}$ ne preseže maksimalne dopustne napetosti $\sigma_{max,dop}$ (izraz (19))

$$\sigma_{h(II \text{ in } III)} = \sigma_{max(II \text{ in } III)} - \sigma_{min(II \text{ in } III)} \quad (17)$$

$$\sigma_{hdop} = \frac{\sigma_H - \alpha \sigma_{min(II \text{ in } III)}}{S} \quad (18)$$

$$\sigma_{max,dop} = \frac{\sigma_T}{S} \quad (19)$$

Vrednosti potrebnih podatkov so sledeče:

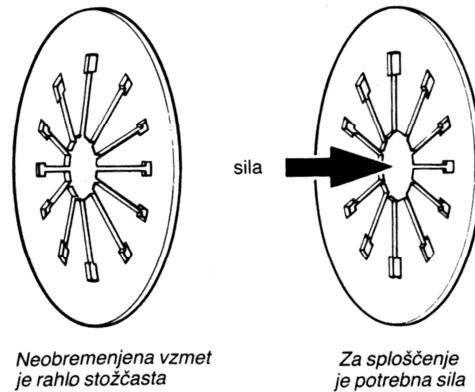
- $\sigma_H = 740 \text{ N/mm}^2$, $\alpha = 0.25$, $\sigma_T = 1300 \text{ N/mm}^2$ za krožnikaste vzmeti skupine 1,
- $\sigma_H = 710 \text{ N/mm}^2$, $\alpha = 0.33$, $\sigma_T = 1250 \text{ N/mm}^2$ za krožnikaste vzmeti skupine 2,
- $\sigma_H = 630 \text{ N/mm}^2$, $\alpha = 0.50$, $\sigma_T = 1200 \text{ N/mm}^2$ za krožnikaste vzmeti skupine 3.
- Vrednosti faktorja varnosti so $S = 1.3$ do 1.5 .

Bolj natančno kontrolo je mogoče izvesti z odčitavanjem dopustnih vrednosti iz diagramov (Tabela 10.10 Priloga 1) (Roloff/Matek [1]), kjer je potrebno paziti na spremembo oznak $\sigma_{max,dop} = \sigma_O$ in $\sigma_{min,dop} = \sigma_U$.

Dinamično obremenjene krožnikaste vzmeti je dobro pred vgradnjo površinsko mehansko utrditi z curkom jeklenih kroglic. Takšne vzmeti je potrebno nato vgrajevati z prednapetjem, ki daje minimalni pomik $s_{min} = 0.15$ do $0.2 h_0$, kar preprečuje nastajanje razpok na mestu I.

3.5 Vzmetna košarica - diafragma

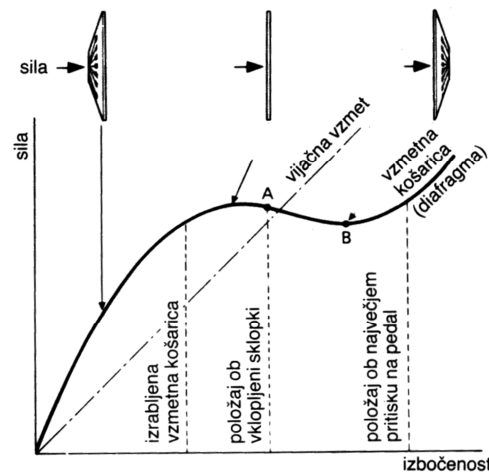
V sodobnih avtomobilskih sklopkah se za zagotavljanje potrebne potisne sile na pomično potisno ploščo že vrsto let uporablja vzmetna košarica ali diafragma. Vzmetna košarica je posebna izvedba krožnikastih vzmeti SI. 3.



Sl. 3: Oblika vzmetne košare - diafragme

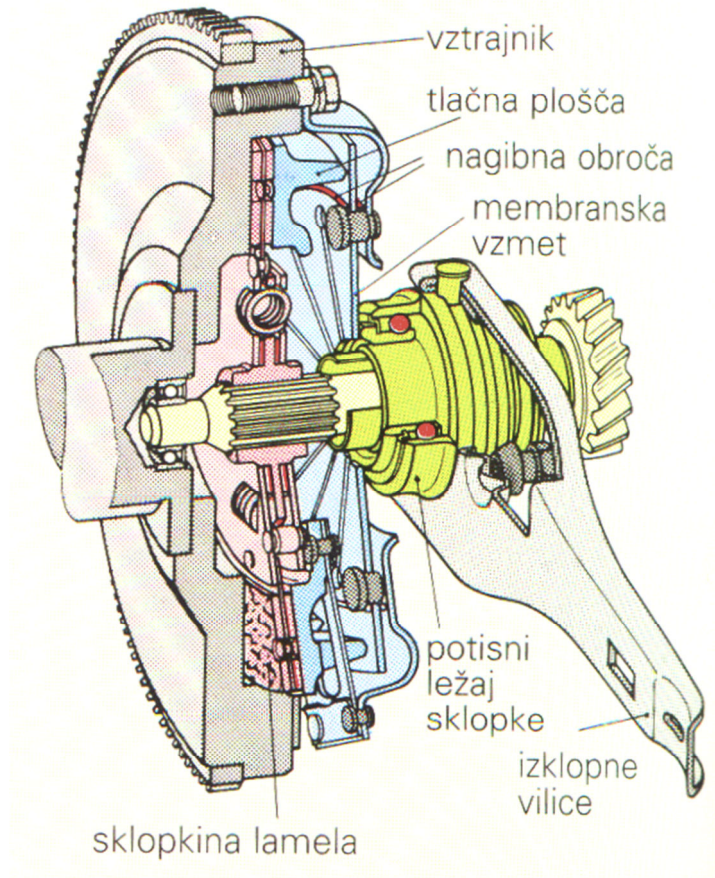
V primerjavi z vijačnimi vzmetmi ima uporaba vzmetne košare naslednje prednosti:

- kompaktna izvedba (majhno število uporabljenih elementov, saj nadomešča tudi mehanizem za odmik potisne plošče),
- primerna je za velike vrtilne hitrosti,
- na pedalu sklopke je potrebna majhna potisna sila, ki z pomikom ne narašča,
- ima zelo ugodno vzmetno karakteristiko, saj z obrabo tornih površin pritiska sila ne upada - glej Sl. 4.

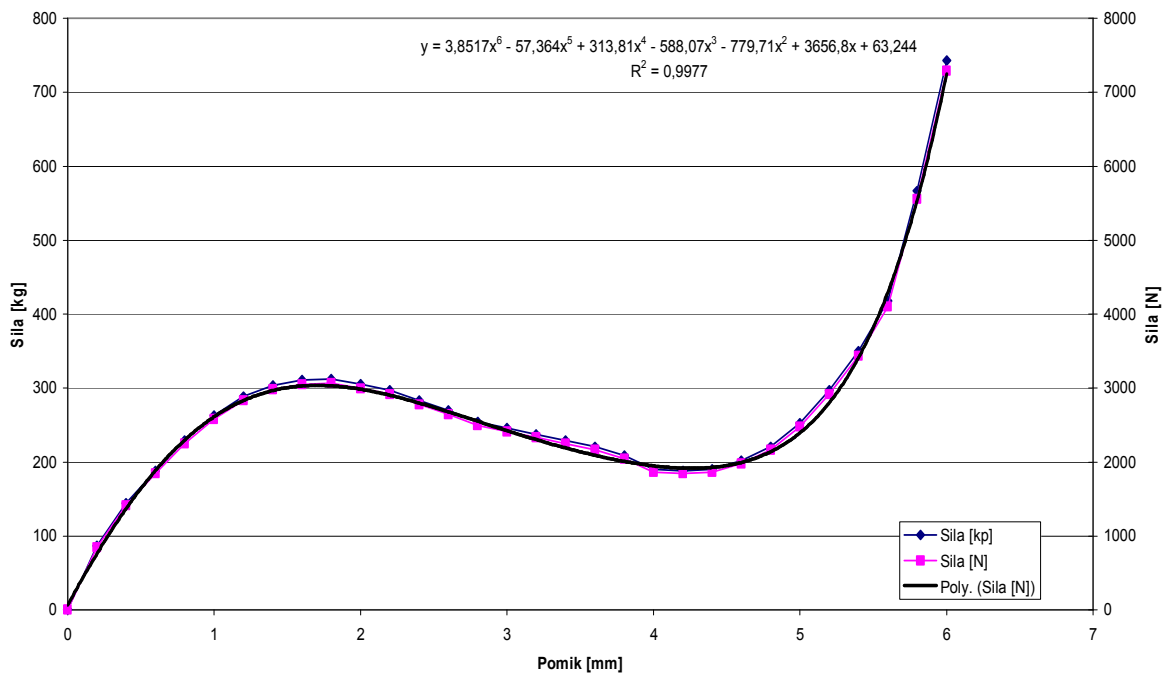


Sl. 4: Vzmetna karakteristika vzmetne košare - diafragme

Vpetje vzmetne košare prikazuje Sl. 5. Iz slike lahko vidimo, da je vzmet členkasto vpeta preko nagibnih obročev. V primeru, ko je pedal sklopke spuščen, je vzmet obremenjena samo s potisno ploščo, peresa pa so sproščena. V tem primeru lahko obravnavamo vzmet kot navadno krožnikasto vzmet, saj lahko peresa zanemarimo. Za ugotavljanje potrebne potisne sile na potisnem ležaju pa je potrebno karakteristiko vzmeti pretvoriti preko momentov, ki deformirajo krožnikasti del vzmeti. Pri tej karakteristiki na ta način zanemarimo upogibni prispevek peres, saj se le-ta obnašajo kot dokaj elastični konzolni nosilci. Ta prispevek bi bilo mogoče obdelati v nadaljnjih nalogah. Primera izmerjene karakteristike vzmetne košare na potisni plošči in potisnem ležaju sta prikazana na Sl. 6 in Sl. 7.



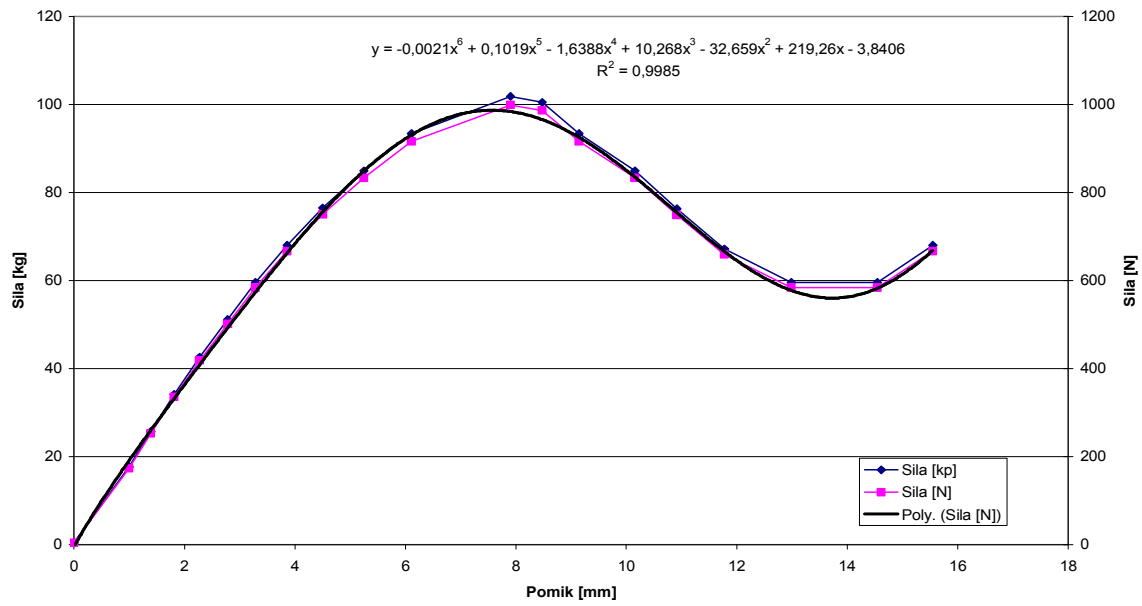
Sl. 5: Vpetje membranske vzmeti



Sl. 6 :Vzmetna karakteristika vzmetne košare na potisni plošči za vozilo Yugo45



2. Analiza eno-lamelne sklopke osebnega vozila



Sl. 7: Vzmetna karakteristika vzmetne košare na potisnem ležaju za vozilo Yugo45



4. Analiza eno-lamelne avtomobilske sklopke

4.1 Zahteve

Narediti je potrebno teoretični izračun srednjega nadomestnega radija, na katerem deluje torzna sila. Določiti je potrebno možni moment trenja glede na dejansko silo vzmeti pri mejnih koeficientih trenja. Za izbrano torzno oblogo je potrebno kontrolirati površinski tlak, drsne hitrosti, obrabo (doba trajanja obloge) in oceniti največjo možno normalno silo in s tem moment sklopke (brez drsenja in z drsenjem). Oceniti je potrebno tudi največji dovoljeni čas drsenja sklopke pri največji moči, da ne pride do segrevanja preko dopustne temperature.

4.2 Uvod

Sklopka mora biti takšna, da je sposobna prenašati koristno obremenitev in v primernem času pospešiti translatorne in rotacijske vztrajnostne mase na želeno hitrost. Natančen preračun mora upoštevati tudi faktorje sunkov, ki nastajajo na pogonski in odgonski strani (tega v sklopu te naloge ne bomo upoštevali).

Pri tem je potrebno paziti, da sklopka ni predimenzionirana, t.j. da nima prevelikega imenskega momenta, ker lahko v tem primeru pri zagonu moment motorja prekorači kritični moment (zagonski čas prekratek). V praksi to predstavlja sunkovito speljevanje ali preobremenjevanje motorja (ugašanje). Drug problem je, če je sklopka "prešibka" in s tem zagonski čas predolg. To lahko pripelje do pregrevanja sklopke.

Pri izbiri oziroma izračunu praviloma izhajamo iz znanega koristnega oz. delovnega momenta T_d , iz vztrajnostnega momenta pospeševanih mas J_r , reduciranega na os sklopke, in iz znanih karakteristik motorja: P_M , n_M , J_M , $T_{M \max}/T_M$. Pri vozilih koristni moment praviloma ne more biti večji, kot z nekim varnostnim faktorjem pomnožen moment motorja (karakteristika motorja). Varnostni faktor ne sme biti prevelik, da ne dobimo "pretrde" sklopke.

Natančen preračun je lahko zelo obsežen in zahteven. Na vaji bo narejena analiza znane sklopke za znano vozilo (*Alfa Romeo 156 1.6 Twin Spark 16V*).

4.3 Torne razmere na lameli sklopke

4.3.1 Uvod

Moment trenja, ki ga sklopka lahko prenaša, izračunamo teoretično z različnimi predpostavkami. Običajno vedno predvidimo konstanten koeficient trenja in idealno geometrijo (vzporedne površine). Problem je s tlakom na torne površine. Pri novi sklopki je konstanten, pri obrabljeni pa ne. Iz tega sledi, da je moment trenja pri novi in obrabljeni sklopki lahko precej različen. Koeficient trenja se pri sodobnih tornih materialih giblje okrog 0.4.

4.3.2 Predpostavka o enakomernem tlaku na torni oblogi

Aksialna vzmet zagotavlja teoretično enakomeren tlak p na površini torne obloge (ukrepi pri oblikovanju sklopke) predvsem pri novi sklopki. Na diferencialni kolobar r širine dr deluje diferencial normalne sile:



$$dF = (2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr) \cdot p \quad (20)$$

Celotna sila na kolobar torne obloge je tako enaka:

$$F = \int_{r_{\min}}^{r_{\max}} 2 \cdot \pi \cdot r \cdot p \cdot dr = \pi \cdot p \cdot (r_{\max}^2 - r_{\min}^2) \quad (21)$$

Iz tega lahko izrazimo tlak na torni oblogi pri znani sili vzmeti:

$$p = \frac{F}{\pi \cdot (r_{\max}^2 - r_{\min}^2)} \quad (22)$$

F [N] aksialna sila na lamelo
 r_{\max} [m] zunanji radij torne obloge
 r_{\min} [m] notranji radij torne obloge

Diferencial momenta trenja, ki omogoča delovanje sklopke je enak:

$$dT = (2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr) \cdot p \cdot f \cdot r \quad (23)$$

Celoten moment trenja za eno torno površino je tako enak:

$$T = \int_{r_{\min}}^{r_{\max}} 2 \cdot \pi \cdot p \cdot f \cdot r^2 \cdot dr = 2 \cdot \pi \cdot p \cdot f \cdot \left(\frac{r_{\max}^3}{3} - \frac{r_{\min}^3}{3} \right) = \frac{2 \cdot f \cdot F \cdot \left(\frac{r_{\max}^3}{3} - \frac{r_{\min}^3}{3} \right)}{r_{\max}^2 - r_{\min}^2} \quad (24)$$

Z upoštevanjem števila drsnih površin z , ki je v našem primeru enako 2, dobimo moment trenja sklopke:

$$T = \frac{2 \cdot f \cdot F \cdot \left(\frac{r_{\max}^3}{3} - \frac{r_{\min}^3}{3} \right)}{r_{\max}^2 - r_{\min}^2} \cdot z \quad (25)$$

F [N]..... aksialna sila na lamelo
 r_{\max} [m] zunanji radij torne obloge
 r_{\min} [m] notranji radij torne obloge
 f [-] koeficient trenja
 z [-] število drsnih površin

4.3.3 Predpostavka o enakomerni obrabi torne obloge

Stopnja obrabe je v splošnem proporcionalna delu trenja - to je produktu sile trenja in drsne hitrosti. Če je koeficient trenja konstanten, je delo trenja proporcionalno produktu tlaka in drsne hitrosti. Ker je pri kolutni sklopki drsna hitrost odvisna od radija, iz tega sledi, da je obraba proporcionalna produktu tlaka in radija. Pri novi sklopki bo tako obraba največja na zunanjem robu, po vtekanju pa naj bi bila obraba enakomerna (paralelne površine, togi obroči). Iz tega sledi:



$$p \cdot r = C = p_{\max} \cdot r_{\min} \quad (26)$$

Največji tlak očitno nastopi na notranjem robu torne obloge (r_{\min}). Z upoštevanjem tega dejstva sledi:

$$F = \int_{r_{\min}}^{r_{\max}} 2 \cdot \pi \cdot p_{\max} \cdot r_{\min} \cdot dr = 2 \cdot \pi \cdot p_{\max} \cdot r_{\min} \cdot (r_{\max} - r_{\min}) \quad (27)$$

$$T_s = z \cdot \int_{r_{\min}}^{r_{\max}} 2 \cdot \pi \cdot p_{\max} \cdot r_{\min} \cdot f \cdot r \cdot dr = \pi \cdot p_{\max} \cdot r_{\min} \cdot f \cdot (r_{\max}^2 - r_{\min}^2) \cdot z \quad (28)$$

Od tod sledi:

$$p_{\max} = \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot r_{\min} \cdot (r_{\max} - r_{\min})} \quad (29)$$

in:

$$T_s = F \cdot f \cdot \frac{(r_{\max} + r_{\min})}{2} \cdot z \quad (30)$$

Sklopke se običajno računajo s predpostavko enakomerne obrabe, čeprav je resnica nekje vmes. Moment trenja se spreminja v odvisnosti razmerja radijev in ima nekje maksimum. Običajno uporabljeno razmerje je med $r_{\min} = (0.45 \div 0.8) \cdot r_{\max}$ optimalno pa je $r_{\min} = \sqrt{1/3} \cdot r_{\max} \approx 0.58 \cdot r_{\max}$.

Največji možni moment sklopke se določi pri največjem dopustnem tlaku na torni oblogi:

$$T_{\max} = \pi \cdot p_{\max} \cdot r_{\min} \cdot f \cdot (r_{\max}^2 - r_{\min}^2) \cdot z \quad (31)$$

Največja dopustna sila na lamelo je pri tem enaka:

$$F_{\max} = 2 \cdot \pi \cdot p_{\max} \cdot r_{\min} \cdot (r_{\max} - r_{\min}) \quad (32)$$

4.3.4 Primer preračuna tornih razmer na sklopki vozila CZ Yugo Skala 55 GTS

Za preračun tornih razmer na sklopki potrebujemo naslednje podatke (podatki za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS):

- zunanji radij torne obloge: $r_{\max} = 0.091 \text{ m}$
- notranji radij torne obloge: $r_{\min} = 0.063 \text{ m}$
- koeficient trenja: $f = 0.4$
- aksialna sila na lamelo: $F = 2500 \text{ N}$
- število drsnih površin: $z = 2$
- število vrtljajev pri maksimalnem momentu motorja: $n = 4000 \text{ min}^{-1}$.

Tlak na torno oblogo in moment trenja ob predpostavki enakomernega tlaka na torni oblogi sta enaka – glej izraza (22) in (25):

$$p = \frac{F}{\pi \cdot (r_{\max}^2 - r_{\min}^2)} = 184549 \text{ N/m}^2$$



$$T = \frac{2 \cdot f \cdot F \cdot \left(\frac{r_{\max}^3}{3} - \frac{r_{\min}^3}{3} \right)}{r_{\max}^2 - r_{\min}^2} \cdot z = 155.7 \text{ Nm}$$

Tlak na torno oblogo in moment trenja ob predpostavki enakomerne obrabe torne obloge sta enaka – glej izraza (29) in (30):

$$p_{\max} = \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot r_{\min} \cdot (r_{\max} - r_{\min})} = 225560 \text{ N/m}^2$$

$$T_s = F \cdot f \cdot \frac{(r_{\max} + r_{\min})}{2} \cdot z = 154 \text{ Nm}$$

Moment sklopke mora biti večji od momenta motorja pomnoženega z varnostnim faktorjem S_s , ki pa ne sme biti prevelik (Goljar [9]). Okvirne vrednosti faktorja S_s so:

- lahki avtomobili: $S_s = 1.2 \div 1.75$
- tovorni avtomobili brez priklopnika: $S_s = 1.6 \div 2.25$
- tovorni avtomobili s priklopnikom: $S_s = 2.0 \div 3.0$

Dopusten moment motorja za naše vozilo je torej enak:

$$T_m = \frac{T_s}{S_s} = 102.7 \text{ Nm} \quad (33)$$

Za torne obloge je pomemben tudi podatek o dopustnih drsni hitrostih. Poleg dopustnega tlaka je to namreč drugi kriterij za obrabo sklopke. Obodna hitrost na notranjem v_{\min} oziroma zunanem v_{\max} robu torne obloge je enaka:

$$v_{\min} = \frac{r_{\min} \cdot \pi \cdot n}{30} = 26.39 \text{ m/s} \quad (34)$$

$$v_{\max} = \frac{r_{\max} \cdot \pi \cdot n}{30} = 38.12 \text{ m/s} \quad (35)$$

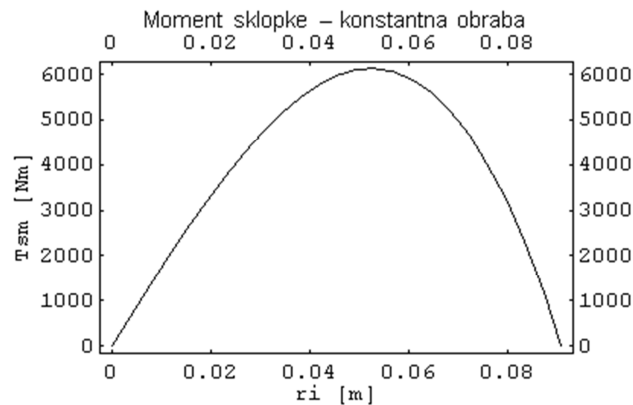
Če je koeficient trenja konstanten in zunanji radij določen, se največji moment sklopke določi pri največjem dopustnem tlaku na torni oblogi. Dopustni tlak za material SINTER SA-92 je enak:

$$p_{\text{dop}} = 84 \text{ MPa}$$

za drsne hitrosti: $v_{\text{drsna}} = 15 \text{ m/s}$ pri neprekinjenem delovanju in $v_{\text{drsna}} = 25 \text{ m/s}$ pri prekinjenem delovanju. Ker imamo mi višje drsne hitrosti, mora biti dopustni tlak p_{dop} nižji. Zato privzamemo, da je v našem primeru dopustni tlak enak:

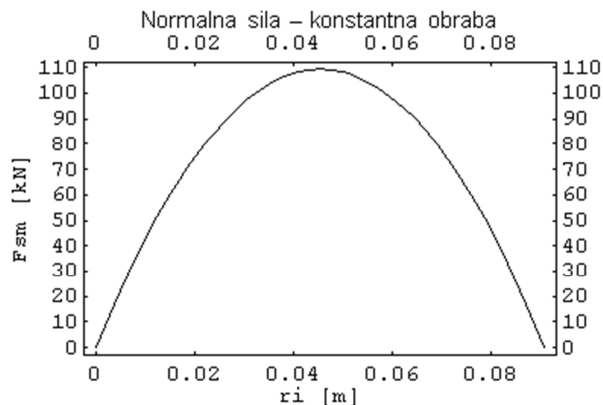
$$p_{\text{dop}} = 0.1 \cdot 84 \text{ MPa} = 8.4 \text{ MPa}$$

Ovisnost največjega možnega momenta sklopke $T_{\text{sm}} = T_{\text{max}}$ (ta moment je pogojen z dopustnim tlakom) od radija notranjega roba torne obloge $r_i = r_{\min}$ ob predpostavki konstantne obrabe je prikazana na Sl. 8 – glej tudi izraz (31).



Sl. 8: Odvisnost največjega možnega momenta sklopke od radija notranjega roba torne obloge

Odvisnost največje dopustne normalne sile $F_{sm}=F_{max}$ (ta sila je pogojena z dopustnim tlakom) od radija notranjega roba torne obloge $r_i=r_{min}$ ob predpostavki konstantne obrabe je prikazana na Sl. 9 – glej tudi izraz (32).



Sl. 9: Odvisnost največje dopustne normalne sile od radija notranjega roba torne obloge

V sklopu vaje študenti ponovijo ta preračun za vozilo *Alfa Romeo 156 1.6 Twin Spark 16V*. Podatke za izračun dobijo študentje z meritvijo sklopke v laboratoriju. Manjkajoče podatke pridobijo iz priložene dokumentacije o vozilu *Alfa Romeo*.

4.4 Delo trenja pri speljevanju

Za izračun dela trenja pri speljevanju moramo poznati podatke o dotičnem vozilu. Prikazan bo primer preračuna s podatki o vozilu *CZ Yugo Skala 55 GTS*. V sklopu vaje študenti ponovijo ta preračun za vozilo *Alfa Romeo 156 1.6 Twin Spark 16V*. Podatki o vozilu *CZ Yugo Skala 55 GTS* so naslednji:

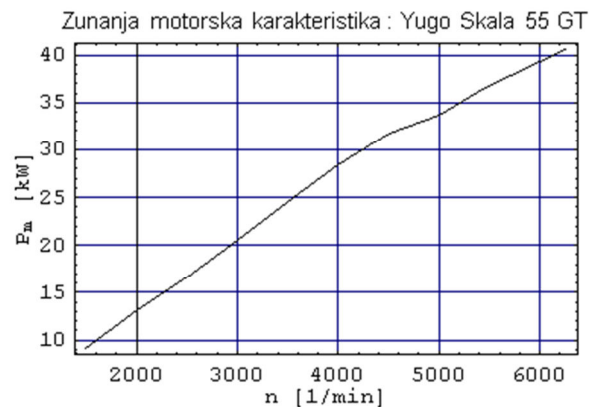
- število prestav menjalnika: $n_{im}= 4$
- prestave menjalnika: $i_{men,1}= 3.583$, $i_{men,2}= 2.235$, $i_{men,3}= 1.454$, $i_{men,4}= 1.042$,
- prestava kotnega gonila v diferencialu: $i_0= 4.077$
- masa praznega vozila: $m_0= 830$ kg
- največja dovoljena skupna masa vozila: $m_m= 1235$ kg
- masa za izračun karakteristik: $m_v= m_m+100$ kg= 1335 kg



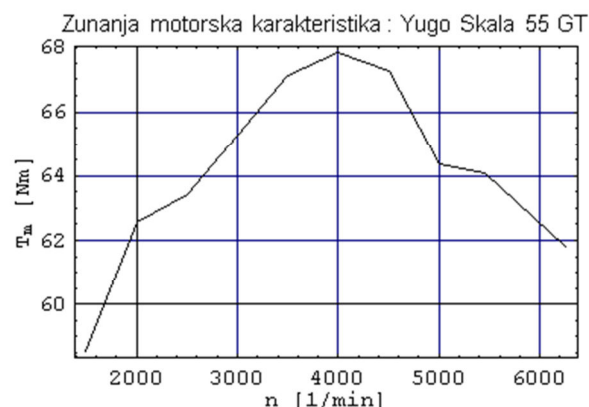
- čelna površina vozila: $A_{\text{prof}} = 1.75 \text{ m}^2$
- koeficient zračnega upora: $c_x = 0.36$
- mehanski izkoristek transmisije: $\eta = 0.9$
- imenski faktor kotalnega upora glede na vozišče: $f_0 = 0.0125$
- dinamični (kotalni) radij pogonskih pnevmatik: $r_d = 0.279 \text{ m}$
- gravitacijski pospešek: $g = 9.81 \text{ m/s}^2$
- gostota zraka pri temperaturi $20 \text{ }^\circ\text{C}$ in tlaku 1013 mBar : $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$

Podatke za izračun dobijo študentje z meritvijo sklopke vozila *Alfa romeo 156 1.6 Twin Spark 16V* v laboratoriju. Manjkajoče podatke pridobijo iz priložene dokumentacije o vozilu *Alfa romeo*.

Zunanja karakteristika moči motorja za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS je prikazana na Sl. 10, zunanja karakteristika momenta motorja za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS pa na Sl. 11.



Sl. 10: Zunanja karakteristika moči motorja za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS



Sl. 11: Zunanja karakteristika momenta motorja za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS

Iz zgornjih dveh diagramov lahko določimo točki največje moči in največjega momenta motorja:

- točka največje moči motorja: $P_{M\text{max}} = 40.5 \text{ kW}$ pri $n = 6256 \text{ min}^{-1}$
- točka največjega momenta motorja: $T_{M\text{max}} = 67.05 \text{ Nm}$ pri $n = 4000 \text{ min}^{-1}$
- Tovarniško podana največja hitrost vozila je enaka $v_{\text{max}} = 135 \text{ km/h}$.



4.4.1 Vozni upori

Enačbe za izračun voznih uporov povzemite po predlogi za vajo Dinamična karakteristika vozila.

4.4.2 Moment bremena na sklopki

Vsoto voznih uporov lahko pretvorimo v moment bremena na sklopki, ki je odvisen predvsem od strmine in hitrosti:

$$T_b(n, \alpha) = \frac{R_{vsota}(v(n), \alpha) \cdot r_d}{\eta \cdot i_t} \quad (36)$$

T_b	[Nm].....	moment bremena na sklopki
R_{vsota}	[N].....	vsota voznih uporov
v	[km/h]....	hitrost vozila
n	[min ⁻¹] ..	število obratov motorja
α	[°].....	naklon strmine vozne površine
r_d	[m]	dinamični (kotalni) radij pogonskih pnevmatik
η	[-]	mehanski izkoristek transmisije
i_t	[-]	celotna prestava transmisije vozila, če je menjalnik v 1. prestavi

Hitrost vozila je odvisna od števila vrtljajev motorja, dinamičnega radija pogonskih pnevmatik in celotne prestave transmisije vozila:

$$v(n) = \frac{3.6 \cdot \pi \cdot n \cdot r_d}{30 \cdot i_t} \quad (37)$$

Celotna prestava transmisije vozila, če je menjalnik v 1. prestavi, je enaka:

$$i_t = i_0 \cdot i_{men,1} = 14.6079 \quad (38)$$

i_0	[-]	prestava kotnega gonila v diferencialu
$i_{men,1}$	[-]	1. prestava menjalnika

Moment bremena na sklopki pri speljevanju v strmino z naklonom $\alpha = 12^\circ$ je enak:

$$T_{b,spelj}(n_z, \alpha = 12^\circ) = 61.37 Nm \quad (39)$$

n_z [min⁻¹] ... število vrtljajev zagona

Pri tem smo upoštevali, da je število vrtljajev zagona enako:

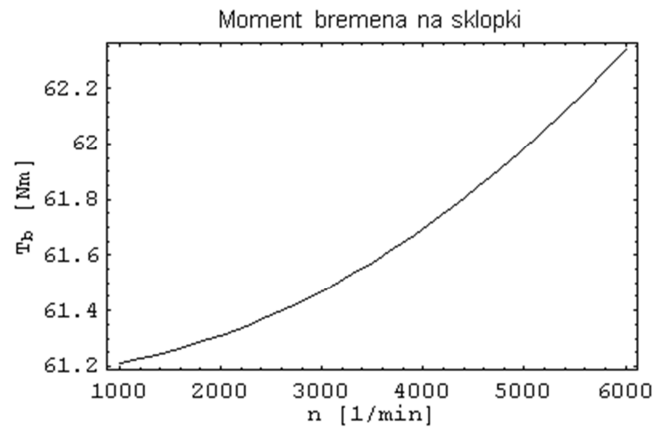
$$n_z = 0.6 \cdot n_{m \max} = 2400 \text{ min}^{-1} \quad (40)$$

$N_{M\max}$ [min⁻¹] ... število vrtljajev motorja pri maksimalnem momentu

saj za bencinske motorje velja, da je število vrtljajev zagona enako približno $n_z = (0.5 \div 0.6) \cdot n_{m \max}$.

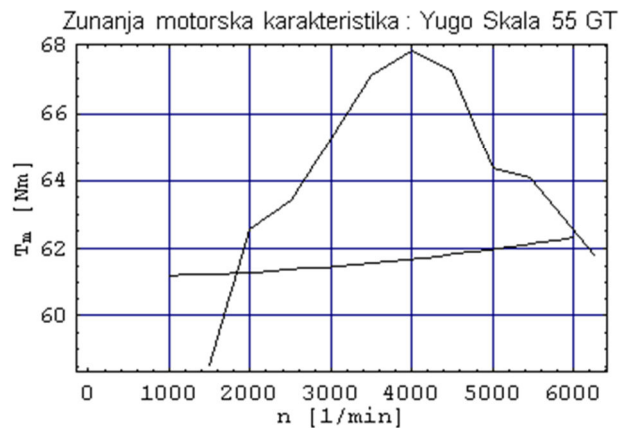


Odvisnost momenta bremena na sklopki od števila vrtljajev motorja za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS je prikazana na Sl. 12.



Sl. 12: Odvisnost momenta bremena na sklopki od števila vrtljajev motorja za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS

Vožnja z vozilom je mogoča le, če je moment bremena na sklopki manjši od momenta motorja. Na Sl. 13 je prikazana primerjava diagramov momenta motorja in momenta bremena sklopke v odvisnosti števila vrtljajev motorja. Če se krivulji sekata, z nižjimi vrtljaji speljevanje sploh ni mogoče. Najmanj do vrtljajev presečišča obeh krivulj sklopka drsi.



Sl. 13: Primerjava diagramov momenta motorja in momenta bremena sklopke za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS

Dejanska obremenitev sklopke pri speljevanju je odvisna od koristnega bremena in od zelenega pospeška vztrajnostnih mas. Za pospeševanje je na voljo razlika momenta motorja in momenta bremena.

Translatorne in rotacijske vztrajnostne mase, ki jih moramo pospešiti, je potrebno reducirati na os sklopke. Pri tem je računsko potrebno določiti mejo, do katere sklopka drsi (čas zagona) in mejo, do katere vozilo pospešuje (čas pospeševanja), kar pa ni preprosto. Zato za osnovne preračune običajno uporabimo preproste izkustvene enačbe, s katerimi ocenimo delo trenja, ki se porabi pri speljevanju. Od tod lahko ocenimo temperaturo, do katere se segrejejo deli sklopke.

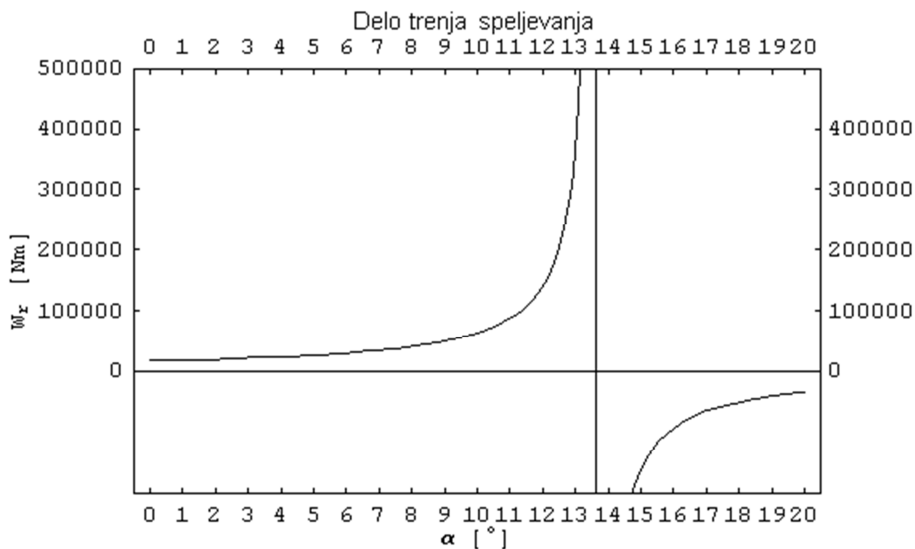


Delo trenja pri enkratnem speljevanju v strmino z naklonom $\alpha = 12^\circ$ po Binderju in Goljarju [9] za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS je tako enako:

$$W_{tr}(\alpha) = \frac{5.6 \cdot m_v \cdot g \cdot T_{M \max} \cdot r_d^2 \cdot \left(\frac{n_z}{100}\right)^2}{i_t \cdot (0.95 \cdot i_t \cdot T_{M \max} - (f_0 + \tan \alpha) \cdot m_v \cdot g \cdot r_d)} = 139550 J \quad (41)$$

- W_{tr} [J]..... delo trenja
- T_{mmax} [Nm]..... maksimalni moment motorja
- m_v [kg]..... masa vozila za izračun karakteristik
- n_z [min^{-1}] ... število vrtljajev zagona
- g [m/s^2] gravitacijski pospešek
- α [$^\circ$]..... naklon strmine vozne površine
- r_d [m] dinamični (kotalni) radij pogonskih pnevmatik
- i_t [-] celotna prestava transmisije vozila, če je menjalnik v 1. prestavi
- f_0 [-] imenski faktor kotalnega upora glede na vozišče

Odvisnost dela trenja pri speljevanju od naklona strmine vozne površine za vozilo CZ Yugo Skala GTS je prikazano na Sl. 14.



Sl. 14: Odvisnost dela trenja pri speljevanju od naklona strmine vozne površine za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS

Če je delo negativno ali neskončno to pomeni, da speljevanje ni mogoče. Temperaturo sestavnih elementov ocenimo iz dela trenja.



4.5 Ocena temperature plašča sklopke po končanem zagonu

Pri zagonu motorja se delo trenja pri drsenju v sklopki pretvarja v toploto, ki se akumulira predvsem v plašču sklopke (poenostavitev) in se tudi takoj prične odvajati v okolico ter v druge dele sklopke in motorja. Če želimo oceniti temperaturo plašča sklopke moramo najprej poznati njegovo maso, ki jo predstavlja masa potisne plošče. Če je gostota Cr-Ni jekla, iz katerega je narejen plašč sklopke, enaka $\rho_e = 7250 \text{ kg/m}^3$, tedaj iz geometrije sklopke za vozilo CZ Yugo Skala GTS sledi, da je masa potisne plošče sklopke enaka:

$$m_{pl} = \frac{0.182^2 - 0.126^2}{4} \cdot \pi \cdot 0.0125 \cdot 7250 = 1.23 \text{ kg} \quad (42)$$

m_{pl} [kg]..... masa plašča sklopke

ρ_e [kg/m³] .. gostota Cr-Ni jekla, iz katerega je narejen plašč sklopke

Če predpostavimo enakomerno razporeditev toplote po plašču sklopke in da pri zagonu še ni odvoda toplote, tedaj poenostavljena ocena temperature plašča sklopke izhaja iz naslednjega izraza:

$$Q_z = W_{tr}(\alpha) \cdot \psi = m_{pl} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{max} - \vartheta_{ok}) \quad (43)$$

Q_z [J]..... toplota, akumulirana v sklopki pri zagonu

W_{tr} [J]..... delo trenja pri zagonu

α [°]..... naklon strmine vozne površine

c_p [J/kg/K] . specifična toplota materiala plašča sklopke ($c_p = 477.0 \text{ J/kg/K}$ za Cr-Ni jeklo)

ϑ_{max} [°C] največja temperatura sklopke po zagonu

ϑ_{ok} [°C] temperatura okolice ($\vartheta_{ok} = 40 \text{ °C}$)

ψ [-] koeficient segrevanja za potisno ploščo pri enolamelni sklopki ($\psi = 0.5$)

Ker je delo trenja pri speljevanju odvisno od naklona strmine vozne površine, iz izraza (41) sledi, da je tudi največja temperatura sklopke po zagonu odvisna od naklona strmine vozne površine:

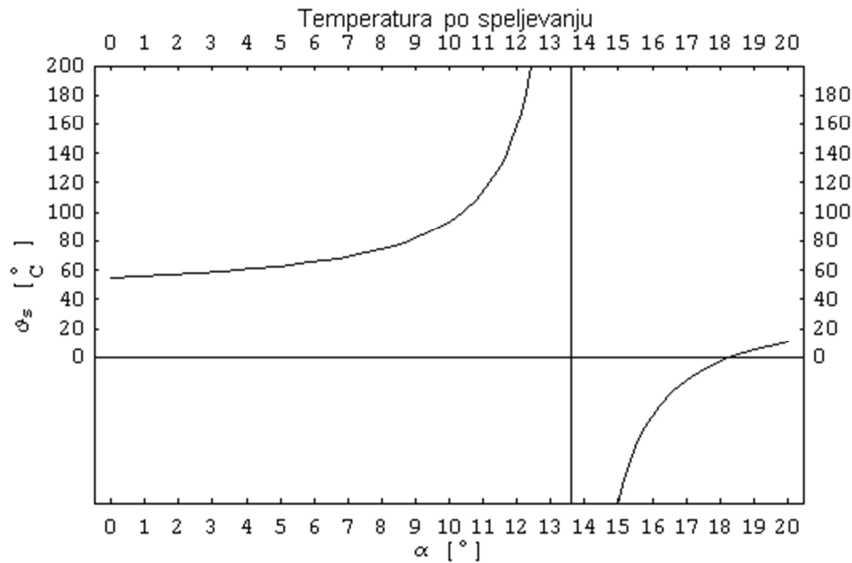
$$\vartheta_{max}(\alpha) = \vartheta_0 + \frac{W_{tr}(\alpha) \cdot \psi}{m_{pl} \cdot c_p} \quad (44)$$

ϑ_0 [°C] začetna temperatura sklopke ($\vartheta_0 = 40 \text{ °C}$)

Temperatura sklopke po enkratnem speljevanju v strmino z naklonom $\alpha = 12^\circ$ za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS je tako enaka:

$$\vartheta_{max}(\alpha = 12^\circ) = 159.2 \text{ °C}$$

Odvisnost temperature sklopke po enkratnem speljevanju od naklona strmine vozne površine za vozilo CZ Yugo Skala GTS je prikazano na Sl. 14.



Sl. 15: Odvisnost temperature sklopke po enkratnem speljevanju od naklona strmine vozne površine za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS

Če poznamo največjo dovoljeno temperaturo obloge sklopke in predpostavimo, da pri speljevanju ni ohlajanja, potem lahko izračunamo največje dopustno delo trenja:

$$W_{tr,dop} = (\vartheta_{dop} - \vartheta_0) \cdot \frac{m_{pl} \cdot c_p}{\psi} \quad (45)$$

$W_{tr,dop}$ [J]..... največje dopustno delo trenja pri zagonu

ϑ_{dop} [°C] največja dovoljena temperatura sklopke po zagonu ($\vartheta_{dop} = 350$ °C)

Največje dopustno delo trenja pri enkratnem speljevanju za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS je tako enako:

$$W_{tr,dop} = 363067 J$$

Če poskušamo speljati z največjo močjo motorja (za katero predpostavimo, da je konstantna) na strmini, kjer se avto sploh ne premika, ali pa se premika le zelo počasi, potem lahko sklopka drsi le omejen čas t_{dop} preden se pregreje:

$$t_{dop} = \frac{W_{tr,dop}}{1000 \cdot P_{m \max}} \quad (46)$$

t_{dop} [s]..... dovoljen čas drsenja sklopke – 100% slip pri maksimalni moči motorja

$P_{M\max}$ [kW] maksimalna moč motorja

Dovoljen čas drsenja sklopke pri 100% slipu in maksimalni moči motorja ob enkratnem speljevanju za vozilo CZ Yugo Skala 55 GTS je tako enak:

$$t_{dop} = 8.96 s$$



5. Uporabljena literatura

- [1] Matek, W.; Muhs, D.; Wittel, H.; Becker, M.: Rollof/Matek Maschinenelemente, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 1994.
- [2] Niemann G.: Maschinenelemente, Band 1., Springer Verlag Berlin, 1981.
- [3] Niemann G.: Maschinenelemente, Band 2., Springer Verlag Berlin, 1983.
- [4] Niemann G.: Maschinenelemente, Band 3., Springer Verlag Berlin, 1985.
- [5] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga, Zagreb, 1987.
- [6] Hillier, V. A. W.: Delovanje motornega vozila, Tehniška založba Slovenije, Ljubljana, 1994.
- [7] Simić, D.: Motorna vozila, Naučna knjiga, Beograd, 1988.
- [8] Bohner, M.; Et al: Motorno vozilo, Tehniška založna Slovenije, Ljubljana, 1999.
- [9] Goljar M.: Motorna vozila, UL, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana, 1977.
- [10] Juvinall R. C., Marshek K. M.: Fundamentals of machine Component Desig, John Wiley & Sons, 1991



Priloga 1: Podatki in tabele za preračun krožnikastih vzmeti

10 Elastische Federn

TB 10-1 Festigkeitsrichtwerte von Federwerkstoffen in N/mm^2 (Auswahl)

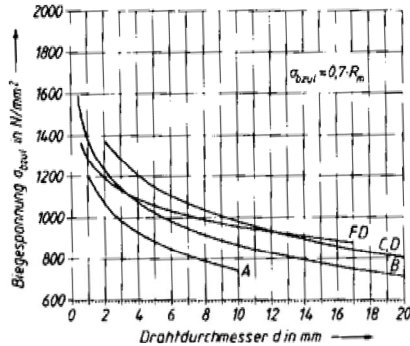
Federart	Werkstoff und Behandlungszustand	E-Modul G-Modul	statische Festigkeitswerte	dynamische Festigkeitswerte
Blattfedern	Federstahl, DIN 17 221 vergütet 60CrSi7 50CrV4	E = 200 000 G = 80 000	R_m 1320 ... 1570 $R_{p0.2}$ 1130 1370 ... 1670 1180	$\sigma_{bD} = \sigma_m \pm \sigma_A$
	Stahlbänder DIN 17 222 kaltgewalzt (H + A) ¹⁾ 71Si7 50CrV4 Walzhaut Walzhaut entfernt, vergütet geschliffen	E = 206 000 G = 78 000	1500 ... 2200 1400 ... 2000	$\sigma_{bD} = 500 \pm 120 \dots 200$ $\sigma_{bD} = 500 \pm 300$ $\sigma_{bD} = 500 \pm 400$
			$\sigma_{bzul} = 0,7 \cdot R_m$	$\sigma_{bzul} = \sigma_m + 0,75 \cdot \sigma_A$
Drehfedern	Federstahldraht DIN 17 223 T1 Drahtsorten A, B, C, D	E = 206 000 G = 81 500	abhängig von d σ_{zul} s. TB 10-3	σ_H nach TB 10-5
	DIN 17 224 nichtrostend X12CrNi177 K	E = 185 000 G = 70 000		
Spiralfedern	Stahlbänder DIN 17 222 C67, Ck67, 67SiCr5, 50CrV4	E = 206 000 G = 78 000	Banddicke bis 1 mm $\sigma_{zul} = 1100$ 1 ... 3 mm ≈ 950 > 3 mm ≈ 800	nach Herstellereangaben
Tellerfedern	DIN 17 221, 17 222 Ck67, 50CrV4	E = 206 000 G = 78 000	bei $s_c = h_0$ $\sigma_{Tc} = -3400$ bei $R_e = 1400 \dots 1600$; σ_{OM} nach TB 10-6	$\sigma_O = f(\sigma_u)$ nach TB 10-10
Drehstabfedern	Warmgewalzte Stähle DIN 17 221 vergütet 55Cr3, meist 50CrV4 Oberfläche geschliffen und kugelgestrahlt	E = 200 000 G = 80 000	Rundstäbe nicht vorgesetzt $\tau_{tzul} = 700$ vorgesetzt $\tau_{tzul} = 1020$ für $R_m = 1600 \dots 1800$	$\tau_m \pm \tau_A$ gesetzt $\tau_m = 600$ nach TB 10-11b
zylindrische Schraubenfedern (Druck- und Zugfedern aus rundem Federdraht)	runder Federstahldraht patentiert-gezogen DIN 17 223 T1 z.B. Draht A, B, C, D	E = 206 000 G = 81 500	$\tau_{tzul} \approx 0,5 \cdot R_m$ nach TB 10-12 bzw. $\tau_{tzul} \approx 0,45 \cdot R_m$ nach TB 10-20 entsprechend für $R_m = 1370 \dots 1670$	s. TB 10-14 bis TB 10-17
	vergütet DIN 17 223 T2 z.B. Draht FD, VD	E = 206 000 G = 81 500	für $d = 0,2 \dots 6$ mm	
	warmgewalzt DIN 17 221 z.B. 55Cr3, 50CrV4	E = 200 000 G = 80 000		
	nicht rostend DIN 17 224 X7CrNiAl 17 7	E = 195 000 G = 73 000	$R_m = 2250 \dots 1300$ ($d \leq 0,2 \dots 6$ mm)	nach Herstellereangaben
	X5CrNiMo1810 K	E = 180 000 G = 68 000	$R_m = 1900 \dots 1050$ ($d \leq 0,2 \dots 8$ mm)	
	aus Cu-Knetlegierung DIN 17 682, kaltverfestigt, angelassen z.B. CuZn36F70 (CuSn6F95)	E = 110 000 (115 000) G = 39 000 (42 000)	für $d \leq 3$ mm $R_m \approx 930 \dots 700$ ($\approx 900 \dots 1180$)	
aushärtbar (ausgehärtet) z.B. CuBe2 F95 (CuBe2 F145)	E = 120 000 (135 000) G = 47 000 (47 000)	für $d \leq 3$ mm $R_m \approx 950 \dots 1150$ ($\approx 1400 \dots 1550$)		
Gummifedern	Weichgummi Shore-Härte 40 ... 70	E = 2 ... 8 G = 0,4 ... 1,4	$\sigma_{zul} = 1 \dots 2$ $\sigma_d \text{ zul} = 3 \dots 5$ $\tau_{zul} = 1 \dots 2$	$\sigma_{zul} = 0,5 \dots 1$ $\sigma_d \text{ zul} = 1 \dots 1,5$ $\tau_{zul} = 0,3 \dots 0,8$

¹⁾ kaltgewalzt + gehärtet + angelassen

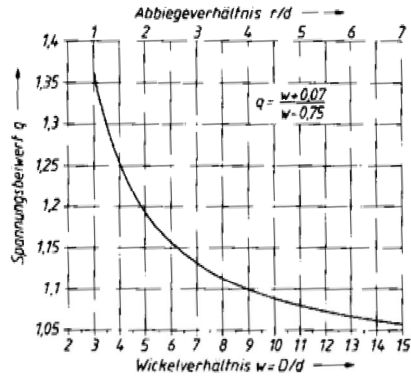


2. Analiza eno-lamelne sklopke osebnega vozila

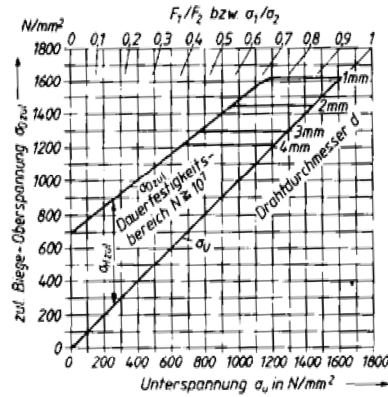
TB 10-3 Zulässige Biegespannung für kaltgeformte Drehfedern aus Federdraht A, B, C, D, FD



TB 10-4 Spannungsbeiwert q für Drehfedern



TB 10-5 Dauerfestigkeits-Schaubild für zylindrische Drehfedern aus patentiert-gezogenem Federdraht C (Grenzlastspielzahl $N = 10^7$)
Durch Kugelstrahlen der fertigen Federn ist eine Steigerung der Dauerhubfestigkeit σ_{II} bis etwa 30 % möglich (Herstellerauftrag)



TB 10-6 Tellerfedern nach DIN 2093 (Auszug)

Beachte: Für Federn der Reihe A kann eine angenähert gerade Kennlinie angenommen werden; für die Reihen B, C ergibt sich ein degressiver Kennlinienverlauf, der sich mit $F_{0,25}, F_{0,5}, F_{0,75}$ bzw. $\sigma_{0,25}, \sigma_{0,5}, \sigma_{0,75}$ bei $s_{0,25}, s_{0,5}, s_{0,75}$ genügend genau darstellen läßt. Die Tabellenwerte sind teilweise gerundet. Werte der rechnerischen Zugspannungen mit * entsprechen $\sigma_{II} = \sigma_{0,75}$ (Stelle II), ohne * entsprechen $\sigma_{III} = \sigma_{0,75}$ (Stelle III). Rechnerische Druckspannung σ_{0M} am oberen Mantelpunkt des Einzeltellers (s. Lehrbuch Bild 10-10).

a) Tellerfedern der Reihe A mit $D_e/t = 18, h_0/t \approx 0,4$

Gruppe	D_e h12 mm	D_1 H12 mm	t bzw. (r) $h_0 = t + h_0$ mm	h_0 mm	$F_{0,75}$ N	σ_{0M} bei $s_{0,75} = 0,75 h_0$ N/mm ²	$\sigma_{II}, \sigma_{III}$ N/mm ²
1	8	4,2	0,4	0,2	210	-1200	1220*
	10	5,2	0,5	0,25	329	-1210	1240*
	12,5	6,2	0,7	0,3	673	-1280	1420*
	14	7,2	0,8	0,3	813	-1190	1340*
	16	8,2	0,9	0,35	1000	-1160	1290*
	18	9,2	1	0,4	1250	-1170	1300*
	20	10,2	1,1	0,45	1530	-1180	1300*
2	22,5	11,2	1,25	0,5	1950	-1170	1320*
	25	12,2	1,5	0,55	2910	-1210	1410*
	28	14,2	1,5	0,65	2850	-1180	1280*
	31,5	16,3	1,75	0,7	3900	-1190	1310*
	35,5	18,3	2	0,8	5190	-1210	1330*
	40	20,4	2,25	0,9	6540	-1210	1340*
	45	22,4	2,5	1	7720	-1150	1300*
	50	25,4	3	1,1	12000	-1250	1430*
	56	28,5	3	1,3	11400	-1180	1280*
	63	31	3,5	1,4	15000	-1140	1300*
	71	36	4	1,6	20500	-1200	1330*
	80	41	5	1,7	33700	-1260	1460*
	90	46	5	2	31400	-1170	1300*
100	51	6	2,2	48000	-1250	1420*	
112	57	6	2,5	43800	-1130	1240*	
3	125	64	8 (7,5)	2,6	85900	-1280	1330*
	140	72	8 (7,5)	3,2	85300	-1260	1280*
	160	82	10 (9,4)	3,5	139000	-1320	1340*
	180	92	10 (9,4)	4	125000	-1180	1200
	200	102	12 (11,25)	4,2	183000	-1210	1230*
	225	112	12 (11,25)	5	171000	-1120	1140
250	127	14 (13,1)	5,6	249000	-1200	1220	



TB 10-6 Fortsetzung

b) Tellerfedern der Reihe B mit $D_e/t \approx 28$, $h_0/t \approx 0,75$

Gruppe	D_e h12 mm	D_i H12 mm	t bzw. (t') $h_0 = t + h_0$ mm	h_0 mm	$F_{0,75}$ bei $s_{0,75} = 0,75 \cdot h_0$			$F_{0,5}$ bei $s_{0,5} = 0,5 \cdot h_0$		$F_{0,25}$ bei $s_{0,25} = 0,25 \cdot h_0$	
					N	σ_{OM} N/mm ²	$\sigma_{II, III}$ N/mm ²	N	$\sigma_{0,5}$ N/mm ²	N	$\sigma_{0,25}$ N/mm ²
1	8	4,2	0,3	0,25	119	-1140	1330	89	945	52	505
	10	5,2	0,4	0,3	213	-1170	1300	155	919	88	489
	12,5	6,2	0,5	0,35	291	-1000	1110	215	798	120	423
	14	7,2	0,5	0,4	279	-970	1100	210	792	120	423
	16	8,2	0,6	0,45	412	-1010	1120	304	796	172	423
	18	9,2	0,7	0,5	572	-1040	1130	417	798	233	424
	20	10,2	0,8	0,55	745	-1030	1110	547	799	304	424
	22,5	11,2	0,8	0,65	710	-962	1080	533	778	306	415
	25	12,2	0,9	0,7	868	-938	1030	644	736	367	392
	28	14,2	1	0,8	1110	-961	1090	832	781	476	417
	2	31,5	16,3	1,25	0,9	1920	-1090	1190	1410	850	791
35,5		18,3	1,25	1	1700	-944	1070	1280	772	731	412
40		20,4	1,5	1,15	2620	-1020	1130	1950	816	1110	435
45		22,4	1,75	1,3	3660	-1050	1150	2700	821	1520	437
50		25,4	2	1,4	4760	-1060	1140	3490	816	1950	433
56		28,5	2	1,6	4440	-963	1090	3340	784	1910	418
63		31	2,5	1,75	7180	-1020	1090	5270	779	2940	414
71		36	2,5	2	6730	-934	1060	5050	759	2890	405
80		41	3	2,3	10500	-1030	1140	7840	820	4450	437
90		46	3,5	2,5	14200	-1030	1120	10400	798	5840	424
100		51	3,5	2,8	13100	-926	1050	9820	901	5620	402
112		57	4	3,2	17800	-963	1090	13300	784	7640	418
125		64	5	3,5	30000	-1060	1150	21900	823	12200	437
140		72	5	4	27900	-970	1110	21000	792	12000	423
160		82	6	4,5	41100	-1000	1110	30400	828	17200	445
180		92	6	5,1	37500	-895	1040	28600	776	16600	419
3	200	102	8(7,5)	5,6	76400	-1060	1250	58000	892	33400	475
	225	112	8(7,5)	6,5	70800	-951	1180	55400	842	32900	450
	250	127	10(9,4)	7	119000	-1050	1240	90200	886	52000	470

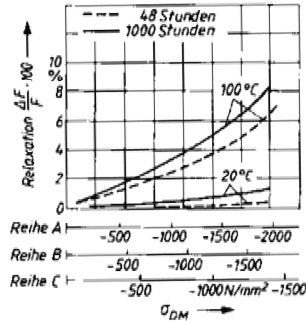
c) Tellerfedern der Reihe C mit $D_e/t \approx 40$, $h_0/t \approx 1,3$

Gruppe	D_e h12 mm	D_i H12 mm	t bzw. (t') $h_0 = t + h_0$ mm	h_0 mm	$F_{0,75}$ bei $s_{0,75} = 0,75 \cdot h_0$			$F_{0,5}$ bei $s_{0,5} = 0,5 \cdot h_0$		$F_{0,25}$ bei $s_{0,25} = 0,25 \cdot h_0$	
					N	σ_{OM} N/mm ²	$\sigma_{II, III}$ N/mm ²	N	$\sigma_{0,5}$ N/mm ²	N	$\sigma_{0,25}$ N/mm ²
1	8	4,2	0,2	0,25	39	-762	1040	33	759	21	411
	10	5,2	0,25	0,3	58	-734	980	48	706	30	383
	12,5	6,2	0,35	0,45	152	-944	1280	130	940	84	511
	14	7,2	0,35	0,45	123	-769	1060	106	775	68	421
	16	8,2	0,4	0,5	155	-751	1020	131	740	84	402
	18	9,2	0,45	0,6	214	-789	1110	186	815	121	443
	20	10,2	0,5	0,65	254	-772	1070	219	782	141	425
	22,5	11,2	0,6	0,8	425	-883	1230	370	904	240	492
	25	12,2	0,7	0,9	601	-936	1270	515	926	331	503
	28	14,2	0,8	1	801	-961	1300	681	957	435	519
	31,5	16,3	0,8	1,05	687	-810	1130	594	831	384	451
35,5	18,3	0,9	1,15	831	-779	1080	712	792	548	430	
40	20,4	1	1,3	1020	-772	1070	876	782	565	425	
2	45	22,4	1,25	1,6	1890	-920	1250	1620	922	1040	501
	50	25,4	1,25	1,6	1550	-754	1040	1330	761	854	413
	56	28,5	1,5	1,95	2620	-879	1220	2260	896	1460	487
	63	31	1,8	2,35	4240	-985	1350	3660	995	2360	541
	71	36	2	2,6	5140	-971	1340	4430	987	2860	537
	80	41	2,25	2,95	6610	-982	1370	5720	1010	3700	548
	90	46	2,5	3,2	7680	-935	1290	6580	945	4230	513
	100	51	2,7	3,5	8610	-895	1240	7410	908	4780	493
	112	57	3	3,9	10500	-882	1220	9040	896	5830	487
	125	64	3,5	4,5	15400	-956	1320	13200	968	8510	526
	140	72	3,8	4,9	17200	-904	1250	14800	918	9510	499
160	82	4,3	5,6	21800	-892	1240	18800	911	12200	495	
180	92	4,8	6,2	26400	-869	1200	22700	883	14600	480	
200	102	5,5	7	36100	-910	1250	30980	916	19800	498	
3	225	112	6,5(6,2)	7,1	44600	-840	1140	36300	816	22300	443
	250	127	7(6,7)	7,8	50500	-814	1120	41300	805	25600	437



2. Analiza eno-lamelne sklopke osebnega vozila

TB 10-7 Zulässige Relaxation für Tellerfedern aus Edelmetallen nach DIN 17 221 und DIN 17 222 (nach DIN 2093)

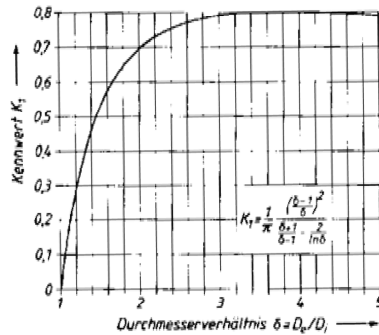


TB 10-8 Reibungsfaktoren w_M (w_R) zur Abschätzung der Paketfederkräfte (Randreibung) in $1 \cdot 10^{-3}$

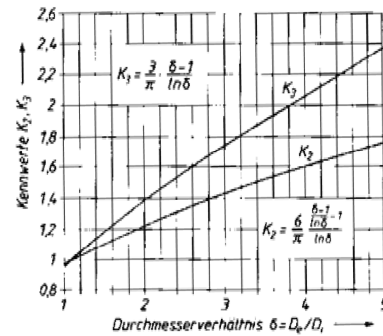
Schmierung	Öl	Fett	Molykote + Öl (1:1)
Reihe A	15 ... 32 (27 ... 40)	12 ... 27 (24 ... 37)	5 ... 22 (27 ... 33)
Reihe B	10 ... 22 (17 ... 26)	8 ... 19 (16 ... 24)	3 ... 15 (17 ... 21)
Reihe C	8 ... 17 (12 ... 18)	7 ... 15 (11 ... 17)	3 ... 12 (12 ... 15)

TB 10-9 Tellerfedern; Kennwerte und Bezugsgrößen

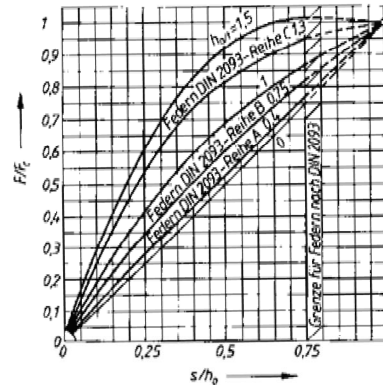
a) Kennwert K_1



b) Kennwerte K_2 und K_3

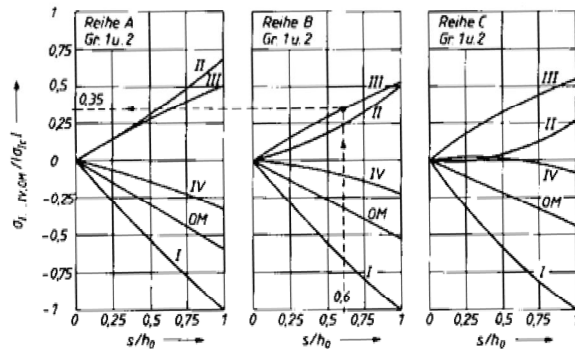


c) Bezogener rechnerischer Kennlinienverlauf des Einzelteilers bei unterschiedlichem h_0/t bzw. h'_0/t' , für F/F_c und Federwegverhältnis s/h_0 bzw. s/h'_0



d) Bezogene rechnerische Spannungen an den Querschnittsecken I ... IV und OM für Federn der Gruppen 1 und 2 (nach Mubea)

Beispiel: Für eine Feder der Reihe B wird bei einem Federweg $s = 0,6 \cdot h_0$ die bezogene Spannung an der Querschnittsecke III $\sigma_{III}/\sigma_c = 0,35$ abgelesen. Mit der nach Gl. (10.29) mit $s = h_0$ ermittelten Spannung σ_c (Planlage) wird bei dem o.a. Federweg s die Spannung $\sigma_{III} = 0,35 \cdot \sigma_c$ ermittelt.

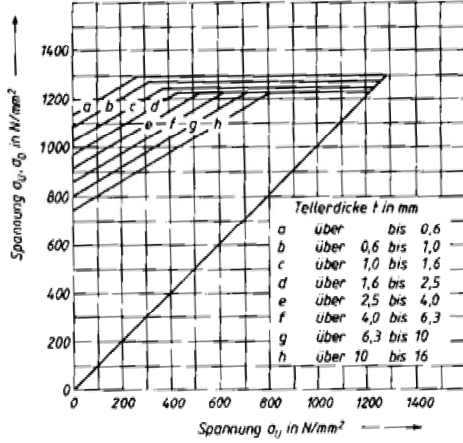




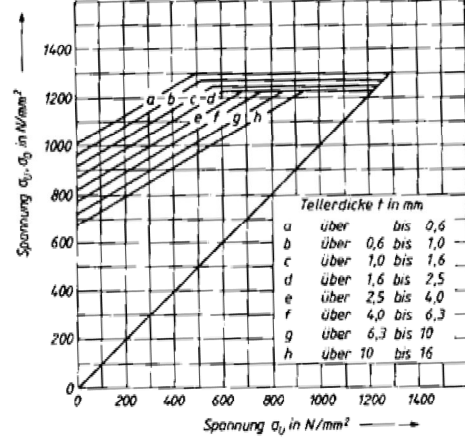
2. Analiza eno-lamelne sklopke osebnega vozila

TB 10-10 Dauer- und Zeitfestigkeitsschaubilder für Tellerfedern am 50CrV4 (nach Mubea)

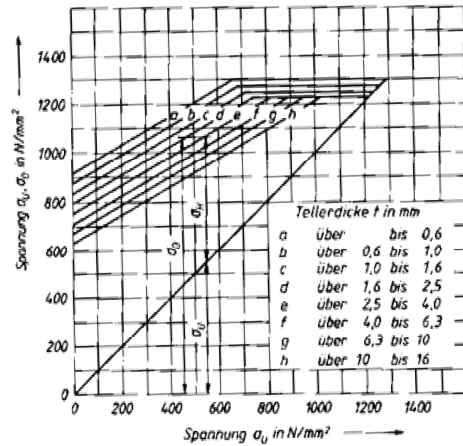
a) für $N = 10^5$ Lastspiele



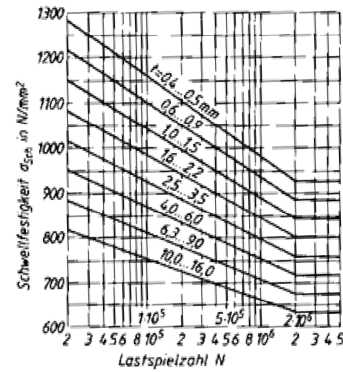
b) für $N = 5 \cdot 10^5$ Lastspiele



c) für $N = 2 \cdot 10^6$ Lastspiele

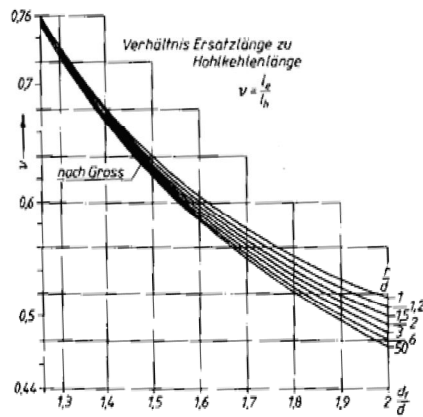


d) Wöhlerlinien für $N < 2 \cdot 10^6$ Lastspiele bei $\sigma_{Sch} = \sigma_0 - 0,57 \cdot \sigma_U$, womit N bestimmt wird

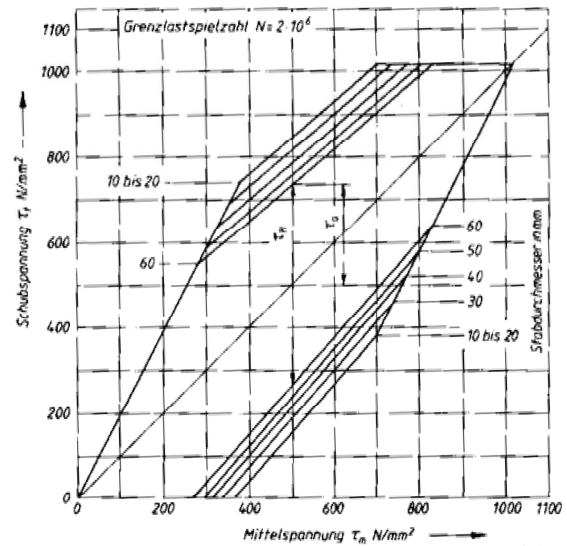


TB 10-11 Drehstabfedern mit Kreisquerschnitt

a) Kurven zur Ermittlung der Ersatzlänge l_e



b) Dauerfestigkeitsschaubild für Drehstabfedern aus warmgewalztem Stahl nach DIN 17 221 mit geschliffener und kugelgestrahlter Oberfläche (Vorsetzgrad 2 %)





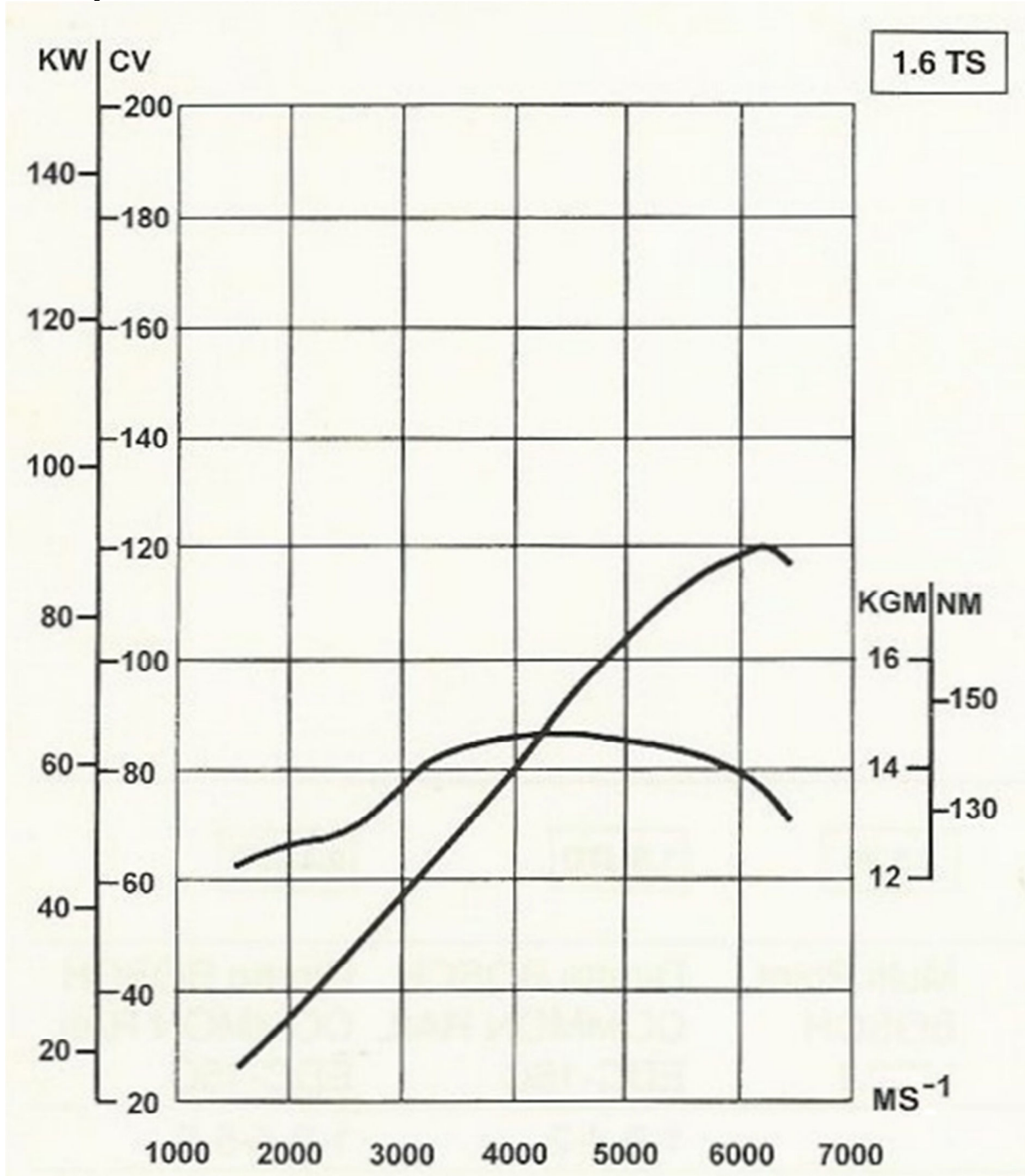
Priloga 2: Podatki o vozilu Alfa Romeo 156, 1.6 Twin Spark 16V, leto izdelave 2000

Osnovni podatki:

Oznaka	Vrednost	Opis
i_0	3.714	prestava kotnega gonila v diferencialu
n_{im}	5	število prestav menjalnika
$i_{men,1}$	3.909	prva prestava menjalnika
$i_{men,2}$	2.238	druga prestava menjalnika
$i_{men,3}$	1.520	tretja prestava menjalnika
$i_{men,4}$	1.156	četrt prestava menjalnika
$i_{men,5}$	0.971	peta prestava menjalnika
m_0	1230 kg	masa praznega vozila
m_m	1750 kg	največja dovoljena skupna masa vozila
m_v	$m_m + 100$ kg	masa za izračun karakteristik
A_{prof}	1.95 m ²	čelna površina vozila
c_x	0.31	koeficient zračnega upora
η	0.96	mehanski izkoristek transmisije
f_0	0.012	imenski faktor kotalnega upora glede na vozišče
r_d	0.31 m	dinamični (kotalni) radij pogonskih pnevmatik
v_{max}	200 km/h	tovarniško podana največja hitrost vozila
P_{mmax}	88 kW pri $n=6300$ min ⁻¹	točka največje moči motorja
M_{mmax}	144 Nm pri $n=4500$ min ⁻¹	točka največjega momenta motorja



Zunanja motorna karakteristika:

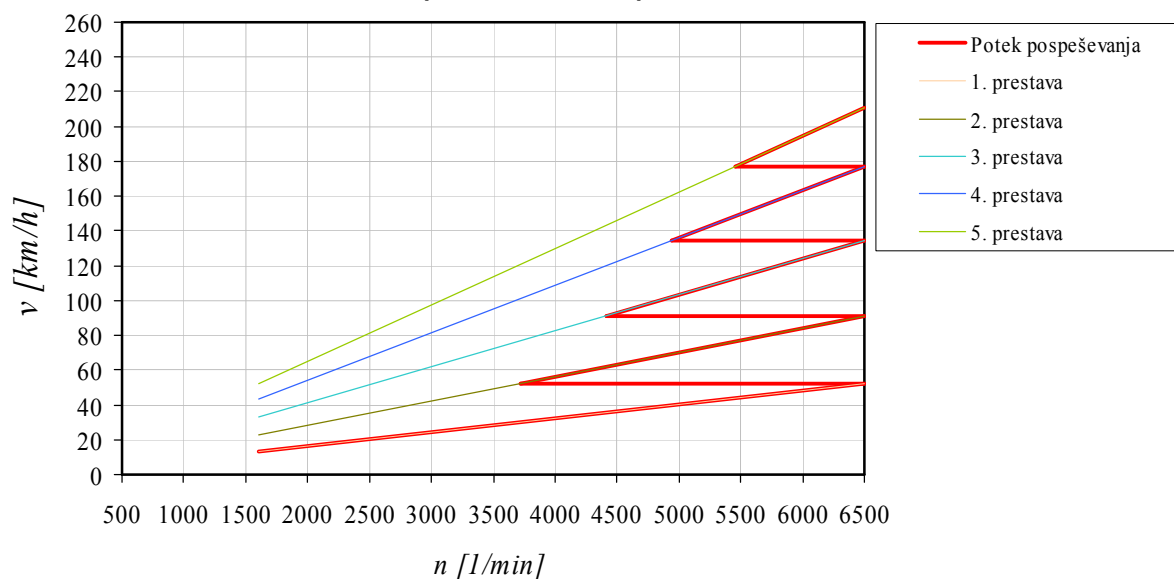




Moč in navor v odvisnosti od vrtljajev motorja

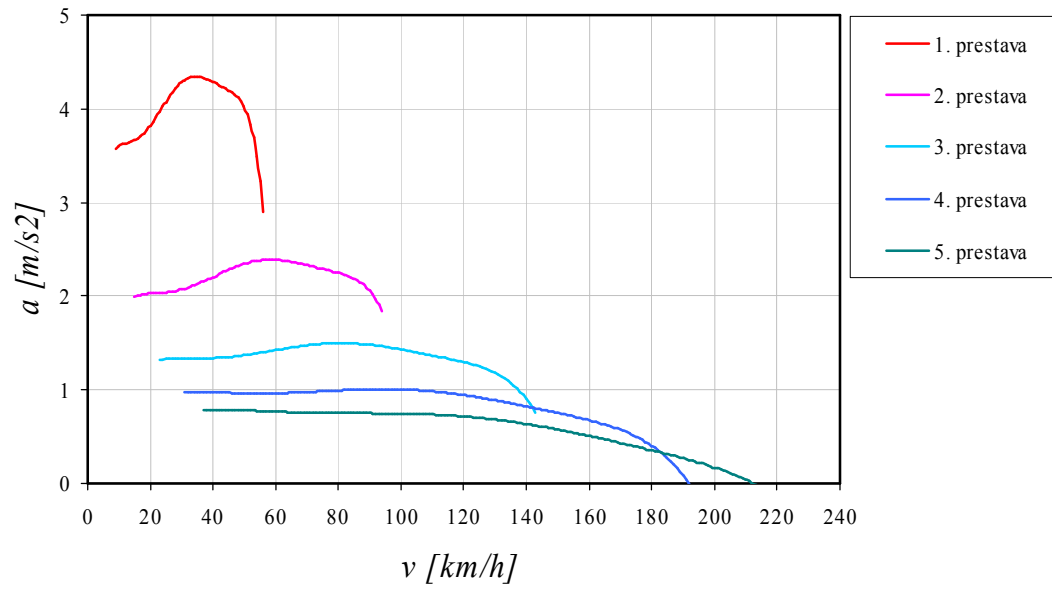
n [min ⁻¹]	P [kW]	M [Nm]
1600	18.3	120.4
1800	21.2	122.2
2000	24.1	123.4
2200	27.3	124.4
2400	30.6	125.2
2600	33.9	127.1
2800	37.2	130.1
3000	40.6	134.0
3200	44.1	138.0
3400	47.3	140.3
3600	50.7	141.7
3800	54.1	142.6
4000	57.7	143.3
4200	61.6	143.7
4400	65.7	143.9
4600	69.3	144.0
4800	72.6	143.4
5000	75.5	142.8
5200	78.5	142.2
5400	81.1	141.4
5600	83.6	140.4
5800	85.6	139.0
6000	86.9	137.2
6200	88.0	134.8
6400	87.0	130.5
6516	85.4	127.5

Teoretična hitrost vozila v posameznih prestavah





Teoretični pospeški vozila v posameznih prestavah





Priloga 3: Podatki o sklopki

Podatki o tornem materialu



> material: **G95** friction material

> DOC: 020 > RBLE: I. SANCHEZ
> REVISION:08 > DATE: 25/05/05

Description

G95 is the standard formulation of Frenos Sauleda and is principally intended for automotive clutch applications.

Under normal operating conditions, G95 is a very reliable, hard wearing and economic material.

The glass fibre reinforcement yarn is spiral woven with fine copper core to produce a strong material with good heat transfer properties. G95 facings combine high resistance to burst, with smooth engagement.

Applications

- Clutch facings for cars and light commercial vehicles.
- Brake blocks for presses.

Adhesives

The use of any well known thermosetting adhesive is recommended.

Rubbing surfaces

Good quality, fine grained pearlitic cast iron with Brinell hardness of 150-200 is recommended.

Physical properties

Density g/cm ³	1.80 - 1.90
Hardness (SHORE-D)	70-80
Acetone extraction	< 1.5%
Ignition loss	38-44%

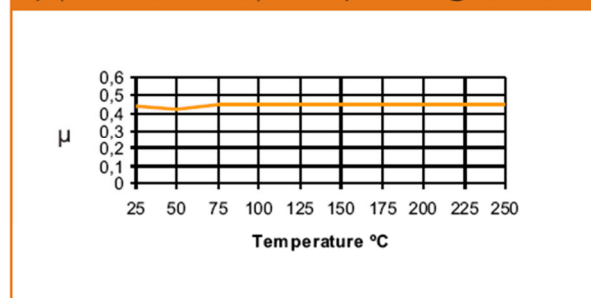
Mechanical properties

Burst resistance (200X137X 3.5)@200°C	> 10.500 rpm
--	--------------

Friction properties

Friction coefficient (dynamic) μ (See graph)	0.45 \pm 0.05
Wear rate (@ 79N, 7m/s) F.A.S.T	50 - 80mm ³ /Kwh
FAST test conditions (max temperature) The FAST is a 90 minute test at constant pressure and velocity, which reports response of friction coefficient vs temperature. These are maximum temperatures resistance before material lost coefficient.	
F=79N v=7m/s t=90min	<250°C
F=100N v=7m/s t=45min	<268°C
F=100N v=11m/s t=25min	<250°C
Recommended operating temperatures (max):	
Continuous operation	250 °C
Intermittent operation	350 °C

μ (friction coefficient) vs temperature @79N/7m/s





Frenos Sauleda s.a.



> material: **G-98** friction material

> DOC: 180
> REVISION: 6

> RBLE: I. SANCHEZ
> DATE: 25/05/05

Description

Is a develop of existing G95. Increasing the hardness and stiffness we obtain a smooth engagement. Very good rate price/quality.

Applications

- Light vehicles.

Adhesives

The use of any well known thermosetting adhesive is recommended.

Rubbing surfaces

Good quality, fine grained pearlitic cast iron with Brinell hardness of 150-200 is recommended.

Physical properties

• Density g/cm ³	1.85 - 1.95
• Hardness (SHORE-D)	75-85
• Acetone extraction	< 1.2%
• Ignition loss	38-43%

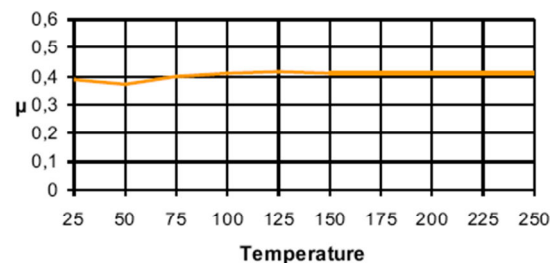
Mechanical properties

• Burst resistance (200X137X 3,5) @200°C	> 10.500rpm
---	-------------

Friction properties

• Friction coefficient (dynamic) μ (See graph)	0.40 \pm 0.05
• Wear rate (@ 79N, 7m/s) F.A.S.T	50 - 80mm ³ /Kwh
• F.A.S.T. test conditions (max temperature) F=79N v=7m/s t=90min F=100N v=7m/s t= F=100N v=11m/s t=30min	<250 °C <260°C
• Recommended operating temperatures (max): Continuous operation Intermittent operation	250 °C 350 °C

μ (friction coefficient) vs temperature @79N/7m/s





Cesta v Mestni log 75
SI-1000 LJUBLJANA

TECHNICAL DATA SHEET
FRICION MATERIAL S-149
CODE: 31-149-00

MATERIAL DESCRIPTION

Non asbestos friction material with phenolic resin binder system reinforced with synthetic fibres and metals.

RECOMMENDED USAGE

Clutch blocks for industrial – production – machines.

PHYSICAL PROPERTIES

	Value	Unit
Density (20°C)	2.0	g/cm ³
Thermal Conductivity	1.4	W/mK
Allowed shear force in rubbing direction (20°C)	>25	N/mm ²
Operating friction coefficient (acc. to ECE R90-01, Annex 4)	0.36	-

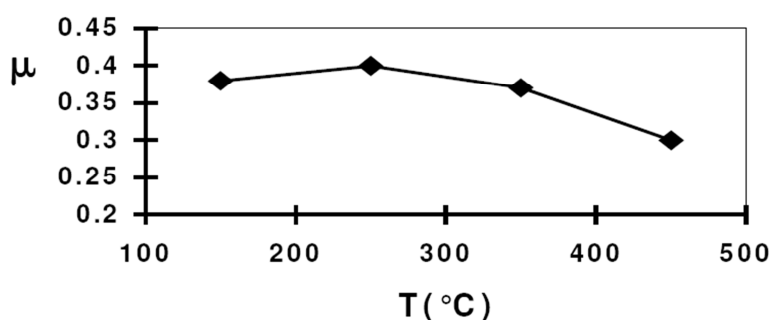
Specific wear (100 braking, acc. to ECE R90-01, Annex 4, $p=1.44 \text{ N/mm}^2$, $v=8.85 \text{ m/s}$)

T=100 - 300°C	0.133	g/MJ
	66.5	mm ³ /MJ
T=300 - 400°C	0.319	g/MJ
	159.5	mm ³ /MJ

RECOMMENDED OPERATING LEVELS

Temperature		
short period, max.	400	°C
continuously, max.	350	°C
Maximum pressure	1.5	N/mm ²
Maximum rubbing speed	12	m/s

FRICION COEFFICIENT VS TEMPERATURE



Date of last revision: 22.04.2002

Za torņa materiala G95 in G-98 je pri neprekinjenem delovanju dopustna drsna hitrost $v_{drsna}=11 \text{ m/s}$ in pri prekinjenem delovanju $v_{drsna}=20 \text{ m/s}$. Za torņa material S-149 pa sta omenjeni hitrosti $v_{drsna}=15 \text{ m/s}$ oz. $v_{drsna}=25 \text{ m/s}$. Dopustni tlak za torņa material G95 znaša $p_{dop} = 1.8 \text{ N/mm}^2$ za torņa material G-98 pa 2.0 N/mm^2 .