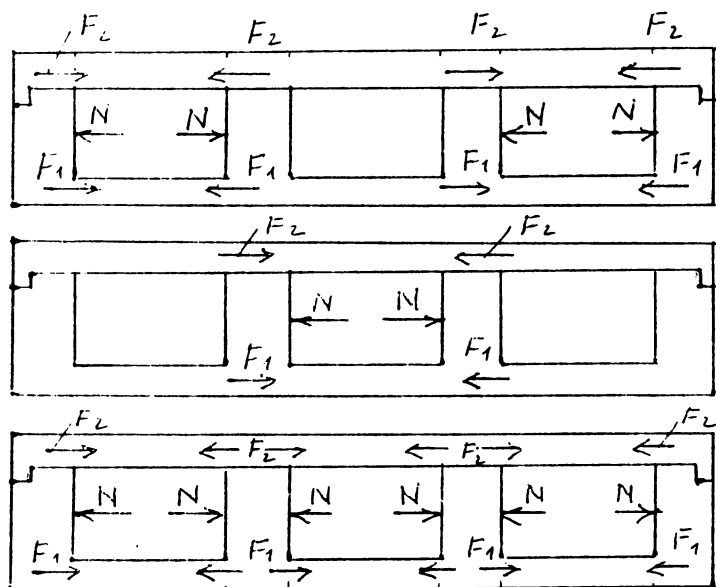


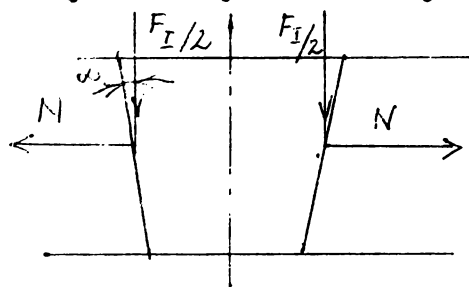
URČOVANIE NAPÄTOSTI U ŤAŽNÉHO VOZÍKA

Vozíky využívané k vyvodzovaniu ťažnej sily potrebnej ku kalibrácii tyčí majú tvar rámovej konštrukcie. Z výrobných dôvodov bolo vyrobené zariadenie delené, tým však je konštrukcia otvorená a pevnostne menej vhodná. Na druhej strane výrobné i montážne výhodnejšia.

Pri návrhu je vhodné vychádzať z celkového počtu tyčí, ktoré zoberieme za základ k určeniu zatažovacích cyklov. Keď zoberieme do úvahy, že zariadenia majú ekonomickú životnosť 5 rokov, potom je počet zatažných cyklov $n = 7,56 \cdot 10^6$ /pri produkcii 6300 kusov tyčí za deň/.



Zatažujúce sily čelustí určíme z kalibračnej sily. Pri zatažovaní jednou tyčou uvažujeme kalibračnú silu $F_I = 800 \text{ kN}$



$$N = \frac{F_I}{2 \cdot \text{tg } \alpha}$$

Obr. 2. Schéma určenia zatažujúcej sily N

Tab. 1

Zataženie	Kalibrač. sila [kN]	Záťažné sily [kN]	F_1 [kN]	F_2 [kN]
jednou tyčou	800	1730	1420	310
dvomi tyč.	400	870	540	330
tromi tyč.	267	580	227	353

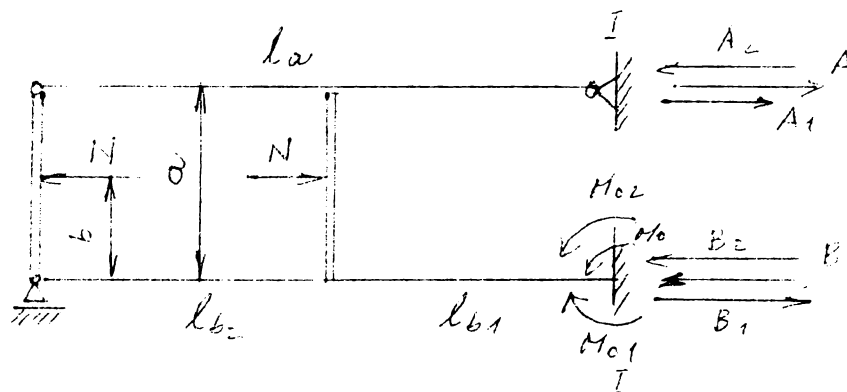
Zo zataženia vidno, že vložka vozíka je namáhaná kombinovane na ohyb a ťah. Prevládajúcou zložkou je namáhanie ťahové. Vložka bola vyrobená z materiálu 14140.9 a medza únavy podľa prof. Nemca je $\sqrt{\sigma} = 316$ MPa. Medza únavy pre skutočnú súčiastku $\sqrt{\sigma} = 140$ MPa a zo Smíthovho diagramu pre *majave* namáhanie je $\sqrt{\sigma} = 260$ MPa.

K objektívnemu získaniu obrazu o napätíach v telese vozíka je vhodné previesť analýzu napätosti analytickou metódou a overenie výsledkov urobiť experimentálnou metódou.

Za analytickú metódu sme volili metódu superpozície a experimentálne overenie na geometrickom modeli tenzometricou metódou.

A. Namáhanie telesa vozíka pri zatažení krajných komôr

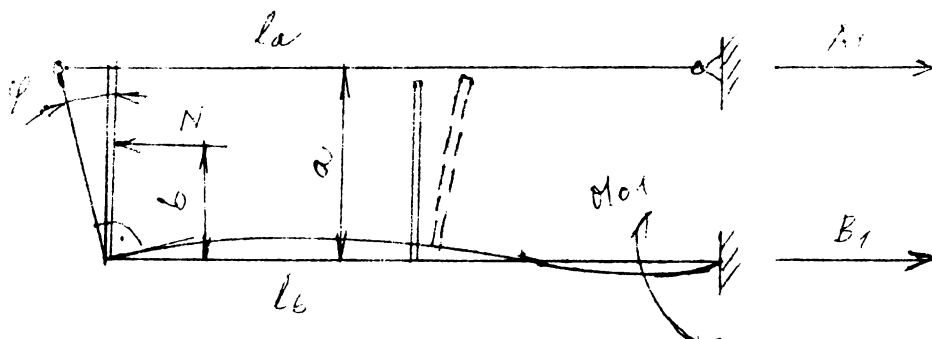
Zaveďme náhradné schéma pre namáhanie krajných komôr vozíka



Obr. 3. Celkový obraz pôsobiacich síl a momentov na obe čeluste v náhradnej schéme /prvej komory/.

Veľkosť jednotlivých síl a ohybových momentov určíme zo statických podmienok rovnováhy a deformačných podmienok.

Riešenie robíme superpozíciou jednotlivých zatažení na náhradnej schéme.



Obr. 4. Schéma pôsobenia záťažnej sily na ľavú čelust.

$$A_1 + B_1 - N = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$A_1 \cdot a - N \cdot b - M_{01} = 0 \dots\dots\dots (2)$$

$$\varphi = \frac{M_{01} \cdot l_b}{E_b J_b} \dots\dots\dots (3)$$

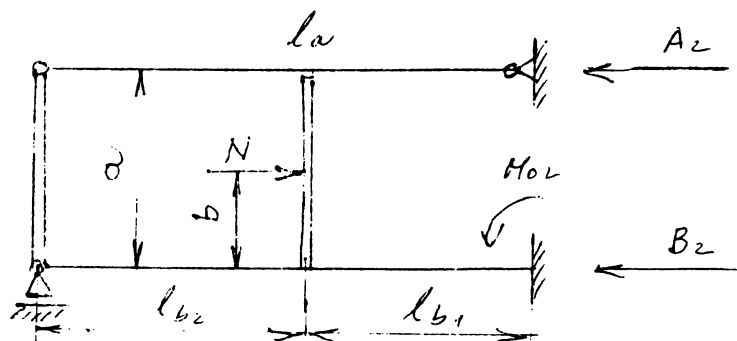
$$\text{tg } \varphi = \frac{\Delta l_a - \Delta l_b}{a} = \varphi \quad \text{/pre malé uhly/} \dots\dots\dots (4)$$

$$\Delta l_a = \frac{A_1 \cdot l_a}{E_a \cdot S_a} ;$$

$$\Delta l_b = \frac{B_1 \cdot l_b}{E_b \cdot S_b} ;$$

Vyjadríme M_{01} ; A_1 ; B_1

Obr. 5. Náhradné schéma zataženia pravej čeluste prvej komory



Vychádzame opäť zo statických podmienok rovnováhy a deformačnej podmienky

$$A_2 + B_2 - N = 0 \dots\dots\dots (5)$$

$$\Delta l_A = \Delta l_{A\varphi} + \Delta l_{Aa} + \Delta l_{Ab} \quad (6)$$

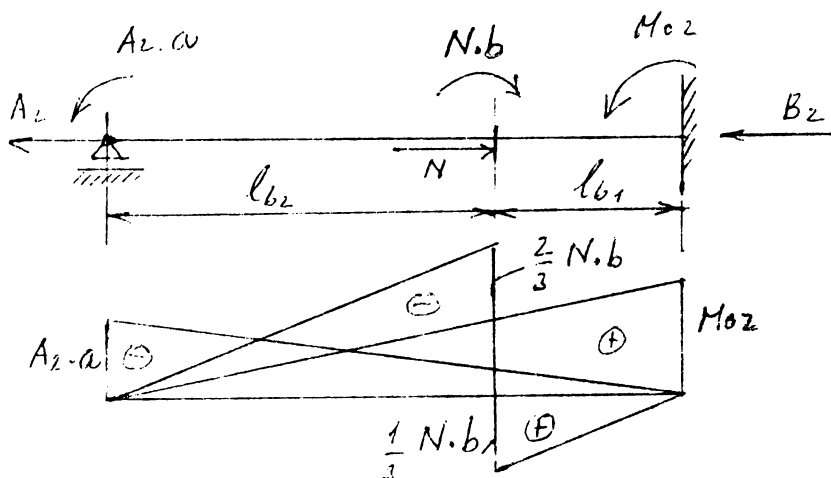
Celkové predĺženie je dané súčtom parciálnych predĺžení /rovn. 6/

$$\Delta l_B = \frac{B_2 \cdot l_{b1}}{E_b \cdot S_b} \quad \text{- predĺženie na dĺžke } l_{b1}$$

$$\Delta l_{Aa} = \frac{A_2 \cdot l_a}{E_a \cdot S_a} \quad \text{- predĺženie na dĺžke } l_a$$

$$\Delta l_{Ab} = \frac{A_2 \cdot l_{b2}}{E_b \cdot S_b} \quad \text{- predĺženie na dĺžke } l_{b2}$$

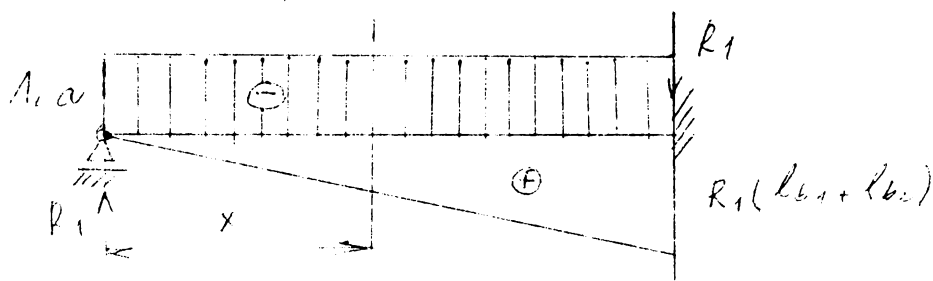
Náhradnú sústavu môžeme upraviť do tvaru



Obr. 6. Schéma pôsobenia síl a momentov

E podmienky rovnováhy statických momentov momentových plôch $\sum M_i \cdot x_i = 0$ a deformačnej rovnice /6/ môžeme určiť chybový moment M_{o2} .

Natoženie $\Delta l \text{ A } \psi$



Obr. 7. Priebeh zatažovacích momentov

Moment vo vzdialenosti x :

$$M_0 = A_2 \cdot a - R_1 \cdot x$$

$$A_2 \cdot a - R_1(l_{b1} + l_{b2}) = 0$$

$$R_1 = \frac{A_2 \cdot a}{l_{b1} + l_{b2}}$$

$$M_{(x)} = A_2 \cdot a - \frac{A_2 \cdot a}{l_{b1} + l_{b2}} \cdot x \dots \dots \dots (7)$$

Priehybová čiara nosníka je daná rovnicou

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = - \frac{M(x)}{E \cdot J} \dots \dots \dots (8)$$

Ke dosadení do rovnice(8) z rovnice(7) za $M_{(x)}$ a integrácii

$$\frac{dy}{dx} = \frac{A_2 \cdot a \cdot x}{E_b \cdot J_b} - \frac{A_2 \cdot a \cdot x^2}{2 E_b \cdot J_b (l_{b1} + l_{b2})} + c_1$$

pre $x = (l_{b1} + l_{b2})$ je $\frac{d^2 y}{dx^2} = 0$

Potom $c_1 = - \frac{A_2 \cdot a (l_{b1} + l_{b2})}{2 E_b \cdot J_b}$

Z podmienky $\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg} \varphi = \varphi$ /pre malé uhly/

Potom $\Delta l_A \varphi = \varphi \cdot a$

$$\Delta l_A \varphi = \frac{A_2 \cdot a^2 (l_{b1} + l_{b2})}{2 E_b \cdot J_b} \dots\dots (9)$$

Môžeme z rovnice (6/a)(9) vyjadriť

$$\Delta l_A = A_2 \left[\frac{a^2 (l_{b1} + l_{b2})}{2 E_b \cdot J_b} + \frac{l_a}{E_a \cdot S_a} + \frac{l_{b2}}{E_b \cdot S_b} \right] \dots\dots (10)$$

Z rovnosti $\Delta l_A = \Delta l_B$ môžeme písať

$$\frac{B_2 \cdot l_{b1}}{E_b \cdot S_b} = A_2 \left[\frac{a^2 (l_{b1} + l_{b2})}{2 E_b \cdot J_b} + \frac{l_a}{E_a \cdot S_a} + \frac{l_b}{E_b \cdot S_b} \right] \dots\dots (11)$$

Riešením sústavy rovníc (5), (10), (11) dostaneme rovnice pre určenie A_2 , M_{02} a B_2 ;

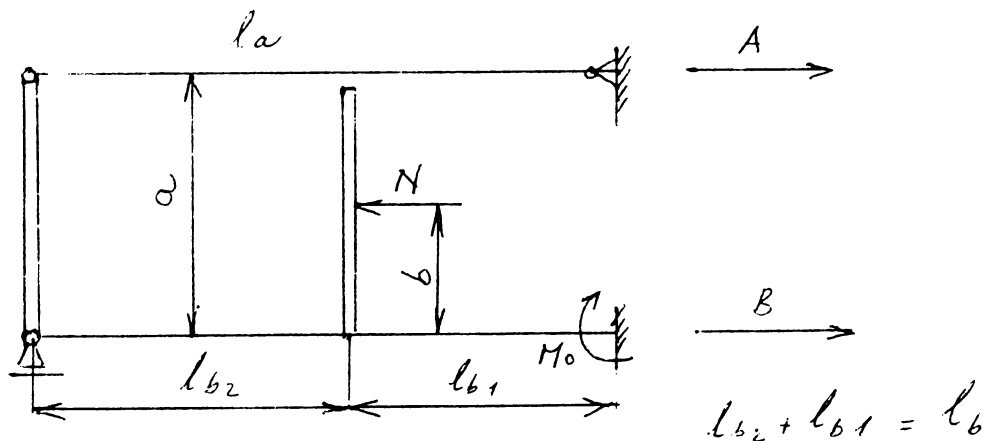
Z obr. 3 vidno, že

$$A = A_2 - A_1$$

$$B = B_2 - B_1$$

$$M_0 = M_{02} - M_{01}$$

B. Namáhanie telesa vozíka pri zatažovaní strednej komory. Prípado je analogický s prípadom na obr. 5, líši sa iba orientáciou zataženia



Obr. 8. Schéma zataženia strednej komory

Obdobne ako v predchádzajúcom prípade obr. 5 môžeme napísať rovnice rovnováhy a deformačnú podmienku

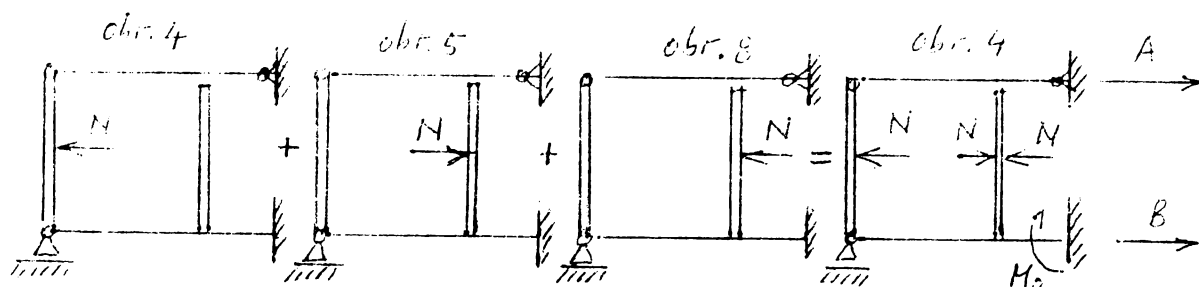
$$A + B - N = 0$$

$$\frac{B \cdot l_{b1}}{E_b \cdot S_b} = A \left[\frac{a^2 (l_{b1} + l_{b2})}{2 E_b \cdot J_b} + \frac{l_a}{E_a \cdot S_a} + \frac{l_b}{E_b \cdot S_b} \right]$$

$$\frac{A \cdot a (l_{b2} + l_{b1})^2}{6} + N \cdot b \left(\frac{2 l_{b2}^2}{9} - \frac{l_{b1} (l_{b2} + \frac{1}{3} l_{b1})}{6} \right) = \frac{M_0 (l_{b1} + l_{b2})^2}{3}$$

Riešením rovníc dostaneme rovnice pre A, B, M.

C. Namáhanie telesa vozíka pri zatažení všetkých komôr.



obr. 4.

Prípady obr. 5 a 8 sa pri superpozícii zrušia a zostane iba prípad odpovedajúci obr. 4.

Zaveďme pôsobiace sily a momenty a môžeme napísať statické podmienky rovnováhy a deformačnú podmienku.

$$A + B - N = 0$$

$$A \cdot a - N \cdot b - M_0 = 0$$

$$\frac{A \cdot l_a}{E_a \cdot S_a \cdot a} - \frac{B \cdot l_b}{E_b \cdot S_b \cdot a} - \frac{M_0 \cdot l_b}{E_b \cdot J_b} = 0$$

Tab. 2

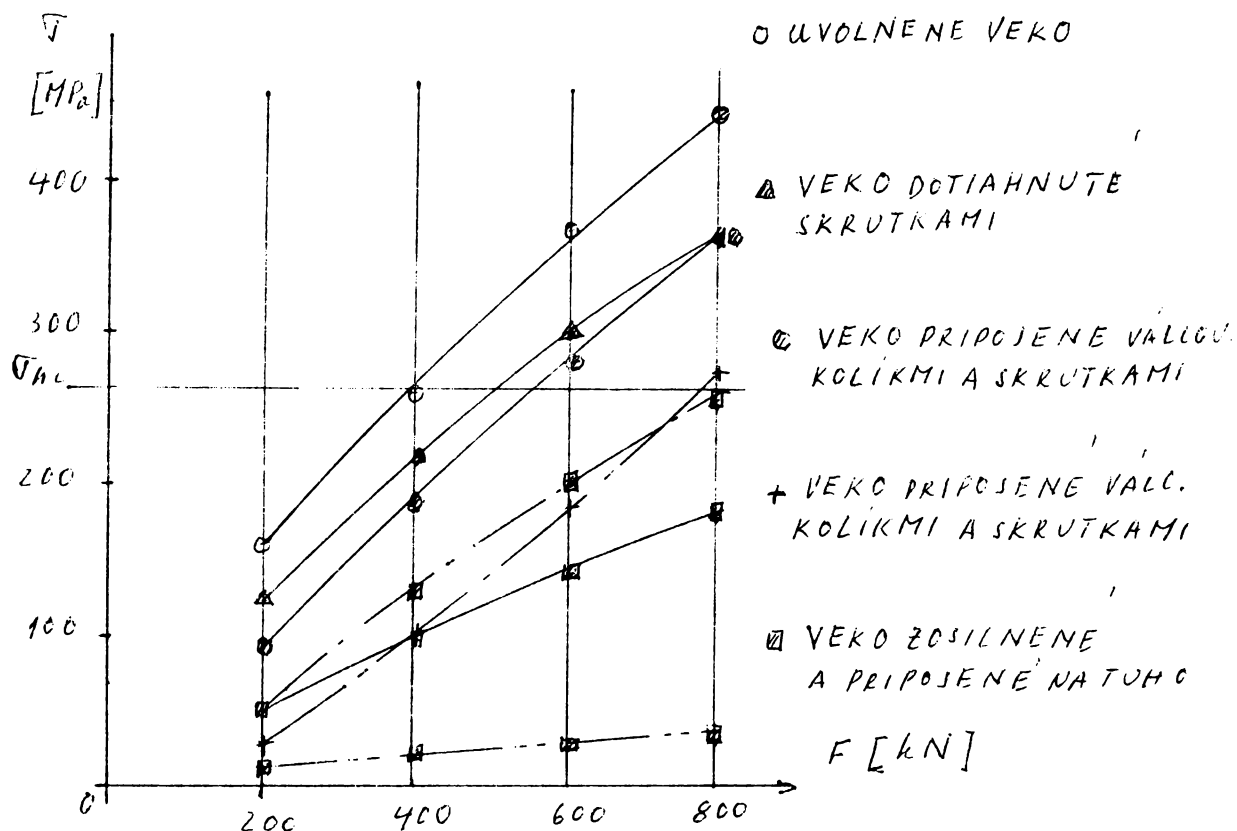
Zataž. tyčič	A [kN]	B [kN]	M ₀ [kNm]	σ _{tl} [MPa]	σ _s [MPa]	σ _{výsl.} [MPa]	T _{výsl./T_{tl}}
1	82,0	1647	35,4	123	340	463	1,25
2	805,4	842	34,7	61	334	395	1,57
3	888	842	0,630	63	6,05	69,05	1,38

$$\sigma_{tl} = \frac{B}{S_b}; \quad \sigma_0 = \frac{M_0}{W_0}; \quad \sigma_{výsl.} = \sigma_{tl} + \sigma_0$$

Keď porovnávame hodnoty namerané a vypočítané je vidno, že hodnoty vypočítané sú väčšie, ako namerané. Táto nepresnosť je daná tým, že pri výpočte sa neuvažoval vplyv pripojenia veža u jednotlivých komôr, natočenie vplyvom ohybu a posunutie pôsobiska sily N.

Zoznam literatúry :/1/ HAJEK E. a kol. - Pružnosť a pevnosť

SMZ/ALFA, Praha 1988. /2/ NEMEC J. - PUCHNER O. Tvarová pevnost kovových telies /3/ JAKUBÍK V. a kol. - Meranie ťažného vozíka, SMZ Dubnica 1971 /4/ JAKUBÍK V. - Smernica na voľbu únavovej pevnosti pre konštrukčné materiály, SMZ Dubnica.



ZAŤAŽENIE STREDNEJ ČELUSTI —————

ZAŤAŽENIE KRAJN. ČELUSTI' ————

ZAŤAŽENIE VŠET. ČELUSTI' ————

Obr. 10. ZAŤAŽENIE ČELUSTI'

Doc. Ing. Viktor Jakubík, CSc. - Detašované pracovisko StF SVŠT, 018 41 Dubnica nad Váhom