

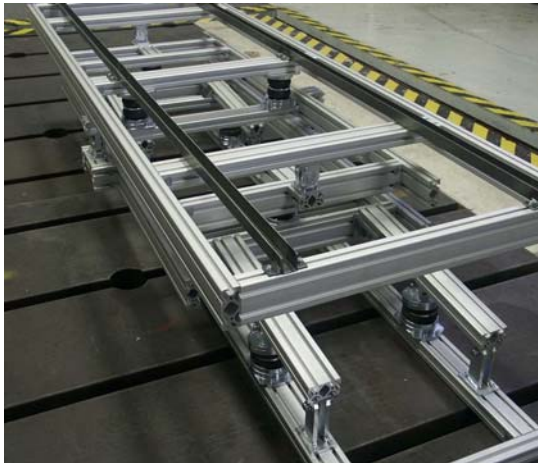
ADJUSTMENT OF THE EQUILIBRIUM POSITION OF THE SEMIACTIVELY CONTROLLED SUSPENSION OF THE AMBULANCE-COUCH

D.Alimov*, J.Petřík*,J.Šklíba*

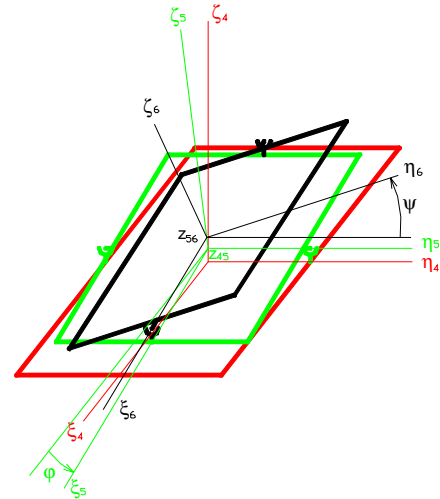
Summary: *The spring-suspension of ambulance-couch is realized by means of the controlled air-springs and of the locating 3D-mechanism with 3 degrees of freedom: The parallelogram for the vertical translation consists of the four springs and double Cardan's suspension, for the rotation around the both horizontal axes – each frame has two springs. If the internal frame is loaded with human body, the parallelogram is softly adjusted towards the equilibrium position at locked Cardan's suspension (the pressure in all the springs is equal). And then the both frames are statically balanced (in general case the pressure is different). All springs are controlled semiactively by the electropneumatic proportional valves. In the paper is described the algorithm which controls balancing of the suspension in the equilibrium state at a general position of the load.*

1.Úvod

Systém pružného uložení sanitního lehátka má tři stupně volnosti: 1. kruhový translační pohyb realizovaný paralelogramovým mechanismem, 2. rotaci kolem osy rovnoběžné s příčnou osou automobilu (první kardanův rám), 3. rotace kolem osy druhého kardanova rámu, kolmé na předcházející. Vzhledem k tomu, že těžiště lidského těla umístěného na lehátku leží nad osami tohoto závěsu, je systém nestabilní, pokud nejsou pneumatické pružiny aktivovány. Při ukládání pacienta na aretovaný závěs neznáme ani jeho hmotnost, ani souřadnice jeho středu hmotnosti – proto představuje dosažení rovnovážné polohy při aktivovaných pneumatických pružinách základní problém, který je nutno vyřešit.



obr.1.



obr.2.

2. Rovnovážná poloha

Potenciální energie, momenty tíhových a nekonzervativních sil jsou odvozeny v (Šklíba & Prokop 2003). Za použití stejného značení na základě rovnováhy sil tíhy a sil pneumatických pružin v bodě $\vartheta=0$, $\psi=0$, $\varphi=0$ obdržíme momentové podmínky rovnováhy:

Používáme následující souřadné systémy:

- $O_{0\xi_0\eta_0\zeta_0}$ poledník, rovnoběžka, vertikála
- $O_{\xi_1\eta_1\zeta_1}$ (otočený o úhel kurzu kolem osy o_ζ)
- $O_{\xi_2\eta_2\zeta_2}$ (posunutý vertikálně o $\xi(t)$)
- $O_{\xi_3\eta_3\zeta_3}$ (otočený o úhel α kolem $O_{1\xi_1} \equiv O_{2\xi_2}$)
- $O_{\xi_4\eta_4\zeta_4}$ (otočený o úhel β a pevně spojený s automobilem $O_{\xi_2} \equiv O_{\xi_3}$)

Označíme dále x_{s3} , y_{s3} , z_{s3} v této soustavě souřadnice bodu, kolem kterého se otáčí těžiště horní základny paralelogramu a x_{ci} , y_{ci} , z_{ci} souřadnice čepů, kolem kterých se otáčí jeho ramena.

Pro výpočet potenciální energie potřebujeme znát z-ové souřadnice jednotlivých hmotných středů pohyblivých členů mechanismu (v inerciální soustavě $O_{\xi_0\eta_0\zeta_0}$); pokud soustava není buzena, můžeme soustavu $O_{\xi_3\eta_3\zeta_3}$ považovat za inerciální; pak platí (viz odvození v (Šklíba & Prokop 2003)) pro hmotný střed horní základny paralelogramu

$$z_{4T} = z_{3T} + R \sin(\vartheta + \vartheta_0) \quad (1)$$

a pro těžiště jednoho ramena paralelogramu

$$z_{4ci} = z_{3ci} + \frac{R}{2} \sin(\vartheta + \vartheta_0) \quad i=1,2,3,4 \quad (2)$$

Kardanův závěs je „patrový“ – osy rámu jsou mimoběžné. Označíme (x_{45}, z_{45}) posunutí soustavy $O_{\xi_5\eta_5\zeta_5}$ vůči $O_{\xi_4\eta_4\zeta_4}$ a (x_{56}, z_{56}) posunutí $O_{\xi_6\eta_6\zeta_6}$ vůči $O_{\xi_5\eta_5\zeta_5}$, dále $[x_T, y_T, z_T]$ souřadnice těžiště (v soustavě $O_{\xi_6\eta_6\zeta_6}$) druhého rámu + zátěže. Pak platí pro potenciální energii tíhových sil:

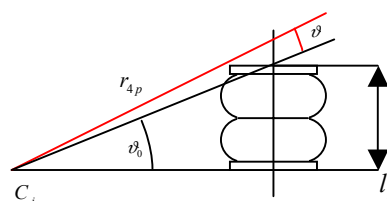
$$U = g \{ m_4 R \sin(\vartheta + \vartheta_0) + 2m_R R \sin(\vartheta + \vartheta_0) + (m_5 + m_6) R \sin(\vartheta + \vartheta_0) + m_5 (x_{45} \sin \varphi) + m_6 [-(x_{56} + x_{T6}) \sin \varphi + (y_{T6} \sin \psi + z_{T6} \cos \psi + z_{56}) \cos \varphi] \} \quad (3)$$

kde

- m_4 je hmotnost horní základny paralelogramu
- m_5 je hmotnost prvního rámu
- m_6 je hmotnost druhého rámu + zátěže
- m_R je hmotnost ramene

3. Odpružení paralelogramu

Označíme x_{4p}, y_{4p}, z_{4p} , souřadnice horních úchyťů pružin. Předpokládáme, že jsou připojeny k pákám na stejném rameni r_{3p} .



obr. 3

$$\overline{x_{3pi}} = x_{ci} + r_{4p} \cos(\vartheta + \vartheta_0), \quad x_{3pi} = x_{ci} + r_{4p} \cos \vartheta_0$$

$$\overline{z_{3pi}} = z_{ci} + r_{4p} \sin(\vartheta + \vartheta_0), \quad z_{3pi} = z_{ci} \quad (4)$$

pro délku pružiny platí v prvním přiblížení

$$l_{pi} = r_{4p} \sin(\vartheta + \vartheta_0) \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (5)$$

Při aplikaci principu virtuální práce platí

$$dW_{\vartheta} = \sum_{i=1}^4 F_i dl_{pi} = 4Fr_{4p} \cos \vartheta_0 d\vartheta = M_p d\vartheta \quad (6)$$

kde pro aplikovanou vlnovcovou pružinu můžeme psát

$$F = S(l_4)p = \sum_{j=0}^k S_{0i} (l_4 - l_0)^j \quad (7)$$

kde efektivní plocha S je dána polynomem k -tého stupně (l_3 je okamžitá délka) (Taylorův rozvoj je proveden pro základní délku $l_0 = r_{3p} \sin \vartheta_0$) a p je přetlak v pružině. V prvním přiblížení tedy je

$$M_{p\vartheta} = p \left[S_{0i} + \sum_{j=1}^k S_{0i} r^{j+1} \vartheta^j \right] \quad (8)$$

Poznamenejme, že zásadní význam mají první dva členy – první, který představuje moment předepjaté pružiny v rovnovážné poloze a druhý, který představuje tuhost momentové charakteristiky.

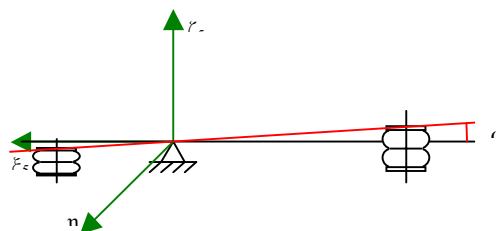
4. Odpružení prvního rámu

Z konstrukčních důvodů neppracují pružiny, realizující odpružení prvního rámu, na stejných ramenech a vzhledem k poloze zátěže nebude ani přetlak v nich stejný.

Analogicky můžeme psát:

$$l_{51} = r_{51} \sin \varphi + l_{50} \quad (9)$$

$$l_{52} = -r_{52} \sin \varphi + l_{50}$$



obr.4.

a při aplikaci principu virtuální práce

$$dW_\varphi = \sum_{i=1}^2 F_{5i} dl_{5i} = \sum_{i=1}^2 p_{5i} S_i r_{5i} (-1)^{i+1} d\varphi = M_{p\varphi} d\varphi \quad (10)$$

kde efektivní plochy jsou dány polynomiálními rozvoji v bodě základní délky l_{50} , kdy

$$S_{5i} = \sum_{j=0}^k S_{50ij} (l_{5i} - l_{50})^j \quad i = 1, 2 \quad (11)$$

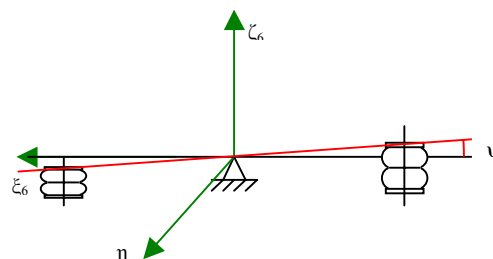
$$M_{p\varphi} = p_{51} (r_{51} S_{51} + \sum_{j=1}^k r_{51}^{j+1} S_{51} \varphi^j) + p_{52} (-r_{52} S_{52} + \sum_{j=1}^k (-r_{51})^{j+1} S_{51} \varphi^j) \quad (12)$$

5. Odpružení druhého rámu

Naproti tomu u druhého kardanova rámu pracují obě pružiny na stejných ramenech; platí analogicky předešlému

$$l_{61} = l_{60} + r_6 \sin \psi \quad (13)$$

$$l_{62} = l_{60} - r_6 \sin \psi$$



$$dW_\psi = \sum_{i=1}^2 F_{6i} dl_{6i} = \sum_{i=1}^2 p_{6i} S_i r_{6ip} (-1)^{i+1} d\psi = M_{p\psi} d\psi \quad (14) \quad \text{Obr.5.}$$

kde efektivní plochy jsou dány polynomiálními rozvoji v bodě základní délky l_{60} , tedy

$$S_{6i} = \sum_{j=0}^k S_{6i} (l_{6i} - l_{60})^j \quad i = 1, 2 \quad (15)$$

$$M_{p\psi} = p_{61} (r_6 S_{60} + \sum_{j=1}^k r_6^{j+1} S_{6j} \psi^j) + p_{62} (-r_6 S_{60} + \sum_{j=1}^k (-r_6)^{j+1} S_{6j} \psi^j) \quad (16)$$

6. Momentová a silová rovnováha v základní poloze

Statická rovnováha představuje momentovou rovnováhu sil tíhy, pneumatických pružin a pasivních odporů; pomíneme-li v těchto úvahách pásma necitlivosti, vytvářená pasivními odpory – budeme vyvažovat momenty tíhy momenty sil předepjatých pneumatických pružin

v základní poloze ($\vartheta = \vartheta_0$, $\psi = 0$, $\varphi = 0$):

$$\frac{\partial U}{\partial \vartheta} = M_{pr\vartheta}, \quad \frac{\partial U}{\partial \psi} = M_{pr\psi}, \quad \frac{\partial U}{\partial \varphi} = M_{pr\varphi}. \quad (17)$$

Po dosazení vztahů (8), (12), (16) do vztahu (17) pro ($\vartheta = \vartheta_0$, $\psi = \varphi = 0$)

$$(m_4 + m_5 + m_6 + 2m_R) g R \sin \vartheta_0 = p_4 r_4 S_{40} \quad (18)$$

$$[m_5 x_{45} - m_6 (x_{56} + x_{T6})] g = p_{51} r_{51} S_{50} - p_{52} r_{52} S_{50} \quad (19)$$

$$m_6 y_{T6} g = r_6 S_{60} (p_{61} - p_{62}) \quad (20)$$

Před aktivováním pružin je celý pružící mechanismus zaaretován. Po uvolnění paralelogramu se dosáhne rovnováhy dosažením patřičné hodnoty p_4 ; tím je zároveň určena hodnota m_6 (rám + zátěž).

Po uvolnění prvního rámu určíme tlaky p_{51} , p_{52} následujícím způsobem:

V ideálním případě $x_{T6}=0$ určíme tlaky p_{51} , p_{52} z rovnic:

$$p_{51}S_{50} + p_{52}S_{50} = m_5g + m_6g \quad (21)$$

$$(p_{51}r_{51} - p_{52}r_{52})S_{50} = [m_5x_{45} - m_6(x_{56} + x_{T6})]g \quad (22)$$

Pokud nedosáhneme rovnováhy $\varphi=0$, je $x_{T6} \neq 0$ a je nutné tlaky p_{51} a p_{52} upravit o hodnotu Δp_5

$$[(p_{51} + \Delta p)r_{51} - (p_{52} - \Delta p)r_{52}]S_{60} = [m_5x_{45} - m_6(x_{56} + x_{T6})]g \quad (23)$$

$$\Delta p(r_{61} + r_{62})S_{60} = -m_6x_{T6}g \quad (24)$$

Na druhém rámu dosáhneme rovnováhy analogicky

$$S_{60}(p_{61} + p_{62}) = m_6g \quad (25)$$

$$m_6y_{T6}g = r_6S_{60}(p_{61} - p_{62}) \quad (26)$$

Při $y_{T6}=0$ budou zřejmě oba tlaky stejné $p_6=p_{61}=p_{62}$; pokud nedosáhneme rovnováhy $\gamma=0$, bude $y_{T6} \neq 0$ a $p_{61}=p_6+\Delta p_6$, $p_{62}=p_6-\Delta p_6$

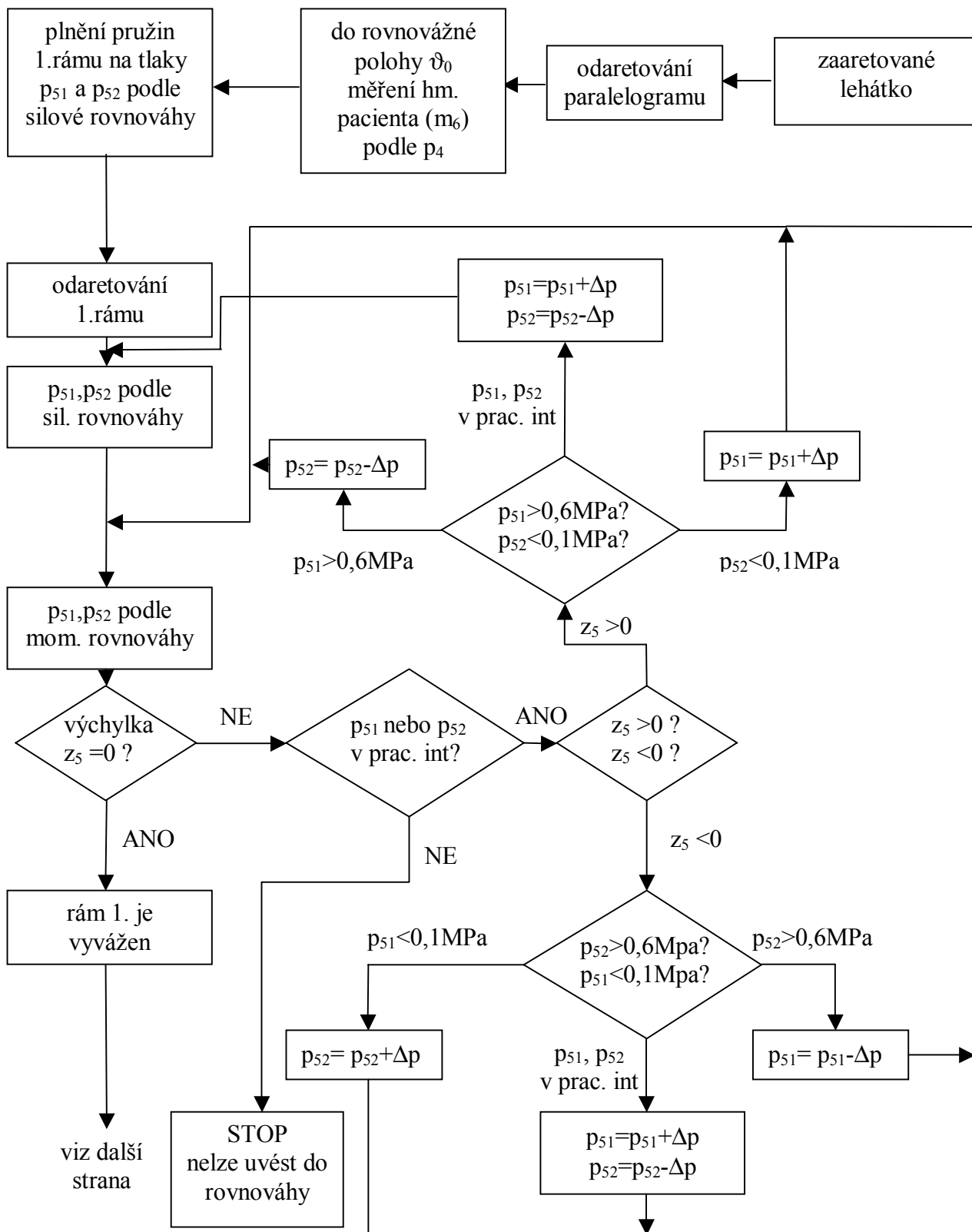
$$m_6y_{56}g = r_6S_{60}2\Delta p_6 \quad (27)$$

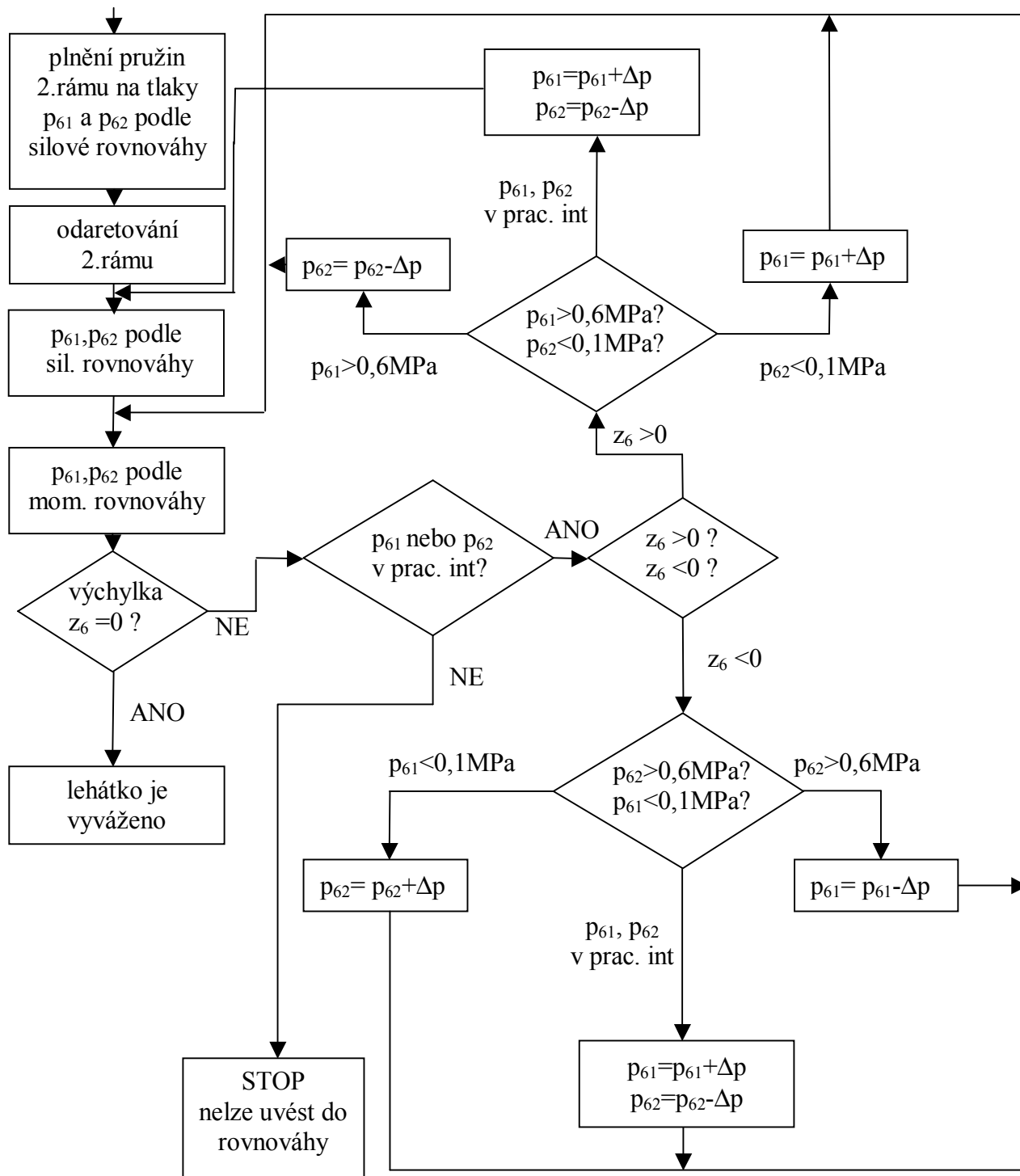
Jelikož se doporučuje, aby byl minimální přetlak ve vlnovcové pružině 0,1MPa a maximální 0,6 MPa (vzhledem k tlaku v zásobníku 0,7 MPa) musí být přetlak v každé pružině v tomto intervalu

V praktickém případě to znamená, že pokud by měl tlak v některé pružině překročit tyto hranice, musí být její plnění resp. odpouštění zastaveno a momentová rovnováha musí být dosažena změnou tlaku v druhé pružině a to i za cenu porušení silové rovnováhy.

7. Algoritmus dosažení základní polohy

Řídící algoritmus uvedený na následujícím diagramu umožní identifikaci hmotnosti zátěže. Současně vyrovnává moment tíhových sil. V algoritmu je zahrnuté ovládání aretace jednotlivých členů vodícího mechanismu, dále kontroluje velikost tlaků v jednotlivých pružinách v povoleném rozsahu.





8. Závěr

Navržený algoritmus umožňuje realizovat rovnovážnou polohu vodícího mechanismu pružného uložení sanitního lehátka. V budoucnu jej hodláme rozšířit o nastavení stacionárně řízených tlumičů aplikovaných v tomto dynamickém systému a to tak, aby bylo dosaženo optimální vibroizolace.

9. Literatura

Šklíba, J.& Prokop, J. (2003) Kinematický a dynamický rozbor pružně uloženého sanitního lehátka. Dílčí výzkumná zpráva VZ1453/2003/21. Liberec

Poděkování

Práce vznikla za podpory výzkumného záměru MŠMT 242100001 „Interakce vibroizolačního systému s okolním prostředím“.