

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Prof. Ing. Oldřich KREJČÍŘ, CSc.

PNEUMATICKÁ VIBROIZOLACE

Doktorská disertační práce

Vědní obor: 23 - 01 - 9

Části strojů a mechanismů

Liberec 1986

Přehled označení	4
Úvod	8
a/ Přehled o současném stavu problematiky, která je předmětem disertace a odborné literatury, jež se zabývá zkoumanými otázkami	12
b/ Cíl disertace	16
c/ Zvolené metody zpracování	17
1.0. PNEUMATICKÉ VIBROIZOLAČNÍ SOUSTAVY	19
1.1. Struktura reálných soustav	19
1.2. Matematický model lineární pneumatiké vibroizolační soustavy	21
1.3. Matice koeficientů matematického modelu soustavy	25
1.4. Matematický model abstraktní zobecněné lineární dynamické soustavy	37
1.5. Lagrangeovy rovnice druhého druhu pro abstraktní soustavy	40
1.6. Model lineární dynamické soustavy s jedním stupněm volnosti	43
1.7. Výsledky experimentů s nelineární dynamickou soustavou	51
2.0. MĚCHOVÉ PNEUMATICKÉ PRUŽINY	54
2.1. Základní druhy a vlastnosti pružin	54
2.2. Stavebnicové řešení pružin	56
2.3. Zvláštní druhy pružin	61
2.4. Osové zatížení rotačně symetrických a obdélných pružin	62
2.5. Rovnovážný stav kordové armatury	65
2.6. Rovnovážný stav nesousose zatěžovaných pružin	73
2.7. Rovnovážný stav volných částí měchů	77
2.8. Rovnovážná konfigurace složených pneumatikých pružin	81
2.9. Osová deformace rotačně symetrických pneumatikých pružin	82
3.0. CHARAKTERISTIKY MĚCHOVÝCH PRUŽIN	90
3.1. Vliv pryžového měchu s kordovou armaturou	90
3.2. Zatěžovací, tlakové a geometrické charakteristiky	91
3.3. Tuhost pneumatikých pružin	94
3.4. Frekvenční charakteristiky	96
3.5. Polohovací charakteristiky	102
3.6. Aproximace charakteristik	107
3.7. Charakteristiky pružin s $G = G/p_p, w/$	121
3.8. Charakteristiky a pseudocharakteristiky	123
4.0. VIBROIZOLAČNÍ SOUSTAVY S KINEMATICKÝM BUZENÍM	127
4.1. Zvláštní vlastnosti a uspořádání soustav	127
4.2. Pneumatiké pérování automobilů	127
4.3. Uložení skříně na odpérováném podvozku automobilu Praga V3S	144
4.4. Stavebnicový systém uložení speciální techniky na vozidlech	147
4.5. Pneumatiké pérování sedadel pro řidiče	150
4.6. Stavebnicový vibroizolační laboratorní stůl	153
4.7. Přenosný měřicí vibroizolační stůl	157
4.8. Pružné pneumatiké uložení velínu třídirny uhlí	161
5.0. VIBROIZOLAČNÍ SOUSTAVY SE SILOVÝM BUZENÍM	165
5.1. Zvláštní vlastnosti a uspořádání soustav	165
5.2. Pružné uložení čelisťového drtiče skla	165
5.3. Pružné uložení válcového mlýnu na výrobu ocelových kuliček	172
5.4. Pružné uložení vibračního stolu	175
5.5. Pružné uložení hydropulsu INOVA	179
5.6. Pružné uložení průmyslové odstředivky	180
5.7. Pružné uložení tkacích strojů	184
5.8. Pružné uložení zápustkových kovacíh bucharů	193
Z Á V Ě R	206
a/ Výsledky disertace s uvedením nových poznatků	206
b/ Konkrétní závěry pro realizaci ve společenské praxi	208
c/ Konkrétní závěry pro další rozvoj vědy	209
L i t e r a t u r a	211

Přehled označení

- A_i - matice koeficientů;
 A - reálná část komplexního čísla;
 A_i - bod uchycení i -té pružiny;
 a - zrychlení; koeficient charakteristické rovnice; reálná část komplexního čísla;
souřadnice bodu dotyku; vzdálenost;
 a - vektor amplitud výchylek;
 a_i - koeficient polynomické funkce;
 a_μ - koeficient polynomické funkce;
 a_ν - koeficient polynomické funkce;
 B_j - matice koeficientů j -tého tlumiče;
 B - imaginární část komplexního čísla;
 B_j - bod uchycení j -tého tlumiče;
 b - imaginární část komplexního čísla; souřadnice bodu dotyku;
 b_i - koeficient polynomické funkce;
 C - konstantní vektor amplitud;
 C_k - matice koeficientů regulátoru s k -tým čidlem;
 c - konstanta; integrační konstanta;
 c_k - bod uchycení k -tého čidla tlumiče;
 c - integrační konstanta;
 D_k - matice transformace;
 d_k - jednotkový vektor určující směr osy regulátoru s k -tým čidlem;
 D - energie disipovaná v čase; deviační moment; největší střední průměr měchu;
střední průměr válcové části vaku; determinant;
 D_k - bod uchycení k -tého čidla regulátoru na táhle;
 d - dynamické ztvrdnutí; průměr;
 d_k - průměr konfekce;
 d_L - průměr lanka;
 d_t - průměr trnu;
 E - potenciální energie;
 E_b - energie rázu;
 e - Eulerovo číslo; excentricita rotujících hmot;
 F - vektor sil; vektor amplitud budících sil;
 F - síla; zatížení; funkce;
 F_t - síla vyvozená tlumičem;
 F_v - vratná síla pružiny;
 F_z - síla působící do základů;
 f - vektor budících účinků;
 f - budící síla; funkce; frekvence;
 G - matice regulace soustavy;
 G_o - nesymetrická matice regulace soustavy;
 G_k - matice regulace regulátoru s k -tým čidlem se šikmou osou;
 G - konstanta regulace; geometrická charakteristika;
 G_k - matice regulace regulátoru s k -tým čidlem;
 g - tíhové zrychlení;
 g_k - složka přenosu výchylky k -tého čidla regulátoru;
 h - výška; kořen charakteristické rovnice;
 h - vektor zobecněných vnějších sil;
 h - vzdálenost; časový krok; posloupnost celých nezáporných čísel;
 I - jednotková matice;
 I - funkcionál; index tuhosti;
 i - počet; posloupnost celých nezáporných čísel;
 J - moment setrvačnosti;
 j - počet; posloupnost celých nezáporných čísel; imaginární jednotka;
 K - matice tuhosti soustavy;
 K_i - matice tuhosti i -té pružiny se šikmou osou;
 k - konstanta tuhosti; jednotková tuhost pružiny; křivka;

- K_1 - jednotková provozně objemová tuhost pružiny;
- K_2 - jednotková plošná tuhost pružiny;
- K_S - jednotková plošná tuhost pružiny;
- K_V - jednotková objemová tuhost pružiny;
- k_i - matice tuhosti i-té pružiny;
- k - počet; posloupnost celých nezáporných čísel; počet jednoduchých pružin; tuhost pružiny;
- k_i - složka tuhosti i-té pružiny;
- k - tuhost ocelové pružiny;
- k_R - rotační tuhost zavěšení nápravy;
- k_s - rotační tuhost stabilizátoru;
- k^T - translační tuhost zavěšení nápravy;
- L_k - matice transformace;
- L - délka prizmatické části měchu obdélné pružiny; délka válcové části vakové pružiny; délka středního meridiánového vlákna; funkcionál;
- L_i - přídavná regulovaná energie i-té pružiny;
- L_k - jednotkový vektor určující směr osy regulátoru s k-tým čidlem;
- M - matice hmotnosti soustavy;
- M - hmotnost; moment;
- m - hmotnost; posloupnost celých nezáporných čísel; stupeň polynomu; statické změknutí;
- m_0 - hmotnost nevývažku;
- n - exponent změny stavu vzduchu; frekvence otáčení; koeficient zatížení; pořadí kroku; převýšení působíště síly; posloupnost celých nezáporných čísel; stupeň polynomu; počet kordových nití;
- n_a - počet abstraktních stupňů volnosti;
- n_i - počet pružin;
- n_j - počet tlumičů;
- n_k - počet regulátorů;
- n_{kr} - kritická frekvence otáčení;
- n_o - počet stupňů volnosti;
- O - nulová matice;
- O - počátek souřadného systému; osa otáčení; střed střední meridiánové kružnice;
- P - čtvercová matice;
- P - poměr absolutního tlaku a přetlaku vzduchu;
- p - absolutní tlak vzduchu; koeficient;
- p_a - atmosférický tlak vzduchu;
- p_p - přetlak vzduchu;
- p_{p0} - přetlak vzduchu ve zdroji;
- p_R - porovnávací tlak;
- p_s - statická složka tlaku na základ;
- p_z - dynamická složka tlaku na základ;
- Q - vektor zobecněných vnějších sil;
- q - zobecněná vnější síla;
- Q - vektor zobecněných výchylek;
- q - zobecněná výchylka; koeficient;
- R - matice tlumení soustavy;
- R_j - matice tlumení j-tého tlumiče se šikmou osou;
- R - konstanta tlumení; plynová konstanta; poloměr efektivní plochy;
- R_{bc} - přípustná hodnota dostředného tlaku;
- R_{bi} - přípustná hodnota tlaku za ohybu;
- r_j - matice tlumení j-tého tlumiče;
- r - poloměr střední meridiánové kružnice;
- r_j - složka tlumení j-tého tlumiče;
- r^* - vnější meridiánový poloměr volné části měchu;
- S - efektivní plocha; funkcionál; směrodatná odchylka; snížení efektivních hodnot zrychlení;

s	- výchylka; dráha; tloušťka stěny měchu;
T	- matice transformace;
T	- kinetická energie; absolutní teplota; bod dotyku; těžiště;
T ₁	- třída křivky;
t	- jednotkový vektor určující směr osy;
t	- čas; roztež kordových nití;
u	- ukazatel efektivní plochy;
U	- vektor výchylek podloží; vektor posuvů bodu uchacení;
u	- výchylka podloží; složka posuvu bodu uchycení;
v	- objem pružiny; vibroizolace;
v _d	- doplňkový objem pružiny;
v _r	- redukovaný objem pružiny;
v _v	- vlastní objem pružiny;
V	- vektor posuvu bodu uchycení;
V	- složka posuvu bodu uchycení; rychlost; vyosení zatěžovací síly;
w	- potenciální energie pružiny;
W	- vektor výchylek; vektor posuvů bodu uchycení;
w	- složka posuvu; deformace v obecném směru; změna tvaru měchu;
x	- souřadná osa;
X	- vektor amplitud výchylek;
x	- souřadnice ve směru osy X; deformace; poloměr obvodového řezu měchu;
Y	- souřadná osa; amplituda výchylky;
y	- souřadnice ve směru osy Y; deformace; vzdálenost pneumatických pružin;
y	- absolutní hodnota y;
y ₀	- vzdálenost ocelových pružin; spouhádne osy otáčení;
y _T	- souřadnice těžiště plochy;
Z	- souřadná osa; amplituda výchylky;
z	- souřadnice ve směru osy Z; deformace; komplexní číslo;
$\bar{z}$	- střední hodnota veličiny;
z	- absolutní hodnota komplexního čísla;
z ₀	- souřadnice osy otáčení;
α	- směrový úhel; souřadnice bodu dotyku; souřadnice uzlu báze; úhel sklonu doseda- cích ploch přírub;
β	- dekrement útlumu; reálná část komplexního čísla; souřadnice bodu dotyku; sou- řadnice uzlu báze; úhlová výchylka nápravy; úhel sklonu kordu;
ΔD^*	- poměrná změna vnějšího průměru měchu;
Δl_n	- elementární délka kordové nitě;
Δp_{pr}	- tlakový spád potřebný k překonání pasivních odporů při regulaci;
δ	- relativní chyba;
ϵ	- součinitel restituice;
ζ	- výchylka /posuv/ ve směru osy Z; osová deformace meridiánového profilu měchu;
η	- výchylka /posuv/ ve směru osy Y;
λ	- vlastní hodnota charakteristické rovnice;
μ	- posloupnost celých nezáporných čísel; řezná rovina; geometrický převod;
ν	- posloupnost celých nezáporných čísel;
ξ	- výchylka /posuv/ ve směru osy X;
ρ	- konstanta;
δ	- střední kvadratická odchylka;
Φ	- amplituda úhlové výchylky; kvadratická forma;
φ	- konstantní vektor fázového posuvu;
φ	- amplituda komplexního čísla; fázový posuv; natočení kolem osy; parametr;
Ω	- vlastní frekvence;
ω	- úhlová rychlost.

Indexy

- A - jednoduchá pružina;
a - abstraktní zobecněná soustava;
B - jednoduchá pružina;
b - beran;
d - dolní; deska;
e - vnější;
ef - efektivní;
f - při minimální vlastní frekvenci;
g - regulátor;
h - horní;
i - pořadové označení pružiny; vnitřní;
j - pořadové označení tlumiče;
k - pořadové označení regulátoru;
ki - přiřazení i-té pružiny regulátoru s k-tým čidlem;
m - směr meridiánu; střední hodnota;
max - maximální;
min - minimální;
n - normální směr; směr kordové nitě; nepružné uložení;
o - obvodový směr; počáteční hodnota; nezatížená pružina; objekt;
p - píst; podlaha; pružné uložení; panel;
r - rošt; redukovaný objem; tlumič;
s - stůl; smluvní; spojené pružiny;
u - základ;
v - nesouose zatěžovaná pružina; výrobní; neuzavřený vlnovec;
x - směr osy X;
y - směr osy Y;
z - směr osy Z;
 μ - posloupnost celých nezáporných čísel;
 ν - posloupnost celých nezáporných čísel.

Operace

- A^T - matice transponovaná k matici A;
 a^T - vektor transponovaný k vektoru a;
 A^{-1} - matice inverzní k matici A;
(a|b) - skalární součin vektorů a, b;
(a ⊗ b) - tenzorový součin vektorů a, b.

Zkratky institucí

- BSS - Brandýské strojírný a slévárny v Brandýse nad Labem;
ČZG - České závody gumárenské v Praze /Náchod/;
MFF UK - Matematicko-fyzikální fakulta University Karlovy;
MTI - Moskevský textilní institut;
LVZ - Liberecké vzduchotechnické závody;
PL - Polytechnika Lodžská;
PF - Pedagogická fakulta v Brně;
SVÚM - Státní výzkumný ústav materiálů v Praze;
UMMS - Ústav materiálu a mechaniky strojů SAV;
VŠV - Vysoká škola vojenská ve Vyškově;
VÚBP - Výzkumný ústav bezpečnosti práce v Praze;
VÚPCHT - Výzkumný ústav potravinářské a chladicí techniky v Hradci Králové;
VUSTE - Výzkumný ústav strojírenské technologie a ekonomiky v Praze;
VŠT - Vysoká škola strojní a textilní v Liberci;
VÚZS - Výzkumný ústav zemědělských strojů v Praze;
VVÚ ZVS - Výzkumný a vývojový ústav Závodů všeobecného strojírenství v Brně;
ZSNP - Závody Slovenského národního povstání v Banské Bystrici;
ZVÚ - Závody vítězného února v Hradci Králové;

Mýslenka využít stlačeného vzduchu jako pružícího média a vytvořit pneumatickou pružinu je dnes již stará více jak sto let. Prvenství v tomto směru náleží J. Lewisovi, kterému byl udělen první patent [1] na vynález pneumatické pružiny membránové, a to v roce 1847. V této a ještě ani v pozdější době ovšem nebyla výroba elastické, neprodyšné, dostatečně pevné a trvanlivé membrány umístěné mezi kovovým válcem a pístem reálná. Pro pneumatické pružiny také nebylo praktické využití.

Prvé pokusy o praktické využití pneumatických pružin spadají až do období po první světové válce a souvisejí s rozvojem automobilového průmyslu. Pro pérování automobilů byly zkoušeny pneumatické pružiny tvořené písty posuvnými ve válcích. Výsledky pokusů byly tehdy vesměs nepřiznivé. Písty těchto pružin se obtížně těsní, v kluzných plochách působí značné tření a válce se rychle opotřebovávají. U nás se zkoušely v letech 1927-29 pružiny pístové pro pérování nákladního automobilu fy TATRA [2]. V dnešní době se v zahraničí pro pérování některých osobních [3] a nákladních automobilů [4], těžkých zemních strojů a podvozků letadel používá jen pístových pružin hydropneumatických. Pro pérování mají stálou vysokotlakou náplň vzduchu nebo dusíku a k regulaci statické výšky, nosnosti a tuhosti i pro tlumení slouží proměnlivá náplň kapaliny. Výrobně jsou velmi náročné a jejich životnost většinou nepřesahuje 100 tis. km. U nás byly hydropneumatické pružiny pokusně použity pro pérování prototypu trolejbusu Škoda 9Tr P [5] po roce 1960. V sérii byly nahrazeny pneumatickými pružinami vlnovcovými. Dnes se u nás hydropneumatické pružiny vyrábějí a používají pro pérování podvozků letadel.

Četné patenty na konstrukční řešení pneumatických pružin a na konstrukční uspořádání pneumatického pérování vozidel byly postupně udělovány počínaje rokem 1906 [6]. Až v roce 1930 v Anglii u závodního automobilu Bluebird a v roce 1931 v Itálii u osobního automobilu Regotti ale byly poprvé zkoušeny pneumatické pružiny s vlnovcovými pryžovými elementy armovanými kordem. Jejich životnost však byla příliš malá, a proto byly zkoušky zastaveny. Teprve po mnohaletém úsilí se jako prvé podařilo americké firmě Firestone konstrukčně vyřešit a technologicky zvládnout [7, 8, 9] velmi náročnou výrobu vlnovcových pneumatických pružin. V letech 1953-55 byly použity firmou Greyhound pro pérování sériově vyráběných autobusů GM 4104. Výrazně zvyšovaly jízdní komfort a jejich životnost již přesahovala 1 mil. km.

Tento úspěch vzbudil ve světě o pneumatické pérování značný zájem. Od roku 1957 postupně začaly pneumatické pružiny vyvíjet a vyrábět také další světoznámé gumárny /Dunlop, Saga-Pirelli, Continental, Phoenix, Rubena, Taurus/ [10, 11, 12, 13]. Pneumatické pérování začínají postupně používat u autobusů, nákladních automobilů, návěsů a přívěsů nejen výrobci v dalších kapitalistických zemích /Anglie, NSR, Francie, Itálie, Švýcarsko, Dánsko, Kanada, Austrálie, Japonsko/, ale také výrobci ze socialistického společenství /ČSSR, Maďarsko, SSSR/. V některých zemích se již pneumatické pružiny začínají používat také pro pérování vozidel kolejových /NDR, NSR/.

V letech 1957-59 zkoušela většina amerických firem /nejprve Cadillac, pak také Ford, Oldsmobile, Rambler, Pontiac, Chevrolet, Buick, Edsel/ použít pneumatické pružiny také pro pérování osobních automobilů [14, 15, 16, 17]. Zde se ale pneumatické pérování neprosadilo. Především kvůli relativně vysokým počítacím nákladům a kvůli tehdy zvoleným příliš složitým regulačním systémům, které byly značně poruchové a budily nedůvěru zákazníků. Do sériové výroby se úspěšně prosadilo pouze u západoněmeckého osobního automobilu Daimler-Benz 300 SE [18] v roce 1961.

Postupně byly také vytvořeny nové a dokonalejší typy pneumatických pružin. Fa Firestone začala vyrábět vedle rotačně symetrických také vlnovcové pneumatické pružiny obdélné [19, 20, 21], které jsou určeny pro pérování náprav těžkých nákladních automobilů a speciálních vozidel. Podařilo se konstrukční zdokonalení i výrazně zvýšení životnosti /100 až 200 tis. km/ u pružin membránových [22, 23, 24, 25, 26]. Originálně řešené tzv. pneumatické pružiny kombinované /vlnovec-membrána/, které jsou montážně zaměnitelné s běžnými pružinami vlnovcovými [27, 28], uvedla na trh anglická fa Dunlop. Oba typy pružin mají dobře technologicky vyřešenou konstrukci a některé shodné díly včetně pryžového vlnovce. Jsou vhodné pro autobusy a užitková vozidla.

Nové, originální typy tzv. pneumatických pružin vakových vyvinula fa General Tire and

Rubber Comp. /s bandáží/ [29] a fa Goodyear Tire and Rubber Comp. /bez bandáže/ [30]. O jejich další zdokonalení se zasloužily nejen gumárny, ale také výrobci automobilů [31, 32, 33], kteří je považují za perspektivní a o jejich využívání mají stále větší zájem.

Dnes se ve světě pneumatické pružiny vyrábějí v poměrně širokém sortimentu, pokud jde o konstrukční uspořádání i rozměry. Vesměs mají již několikanásobně vyšší životnost než pružiny ocelové, pro srovnatelná zatížení mnohem menší hmotnost i vynikající, snadno a v širokých mezích regulovatelné pružné vlastnosti. V technické praxi nacházejí stále širší uplatnění.

Pneumatických pružin se používá také pro pérování sedadel pro řidiče [34, 35, 36] a pro pérování budek nákladních automobilů. Používají se pro pružné ukládání strojů s dynamickými a rázovými účinky [12] i pro vibroizolaci citlivých přístrojů a laboratorních zařízení [37, 38, 39]. Vlnovcové pneumatické pružiny našly uplatnění u pružných hřídelových spojů určených pro přenos velkých výkonů [12]. Používá se jich také k vývozování pítlatu mezi válci úpravárenských textilních strojů [40] a válcovacích stolic [22]. Vlnovcových a membránových pryžových elementů pneumatických pružin se hojně používá v konstrukcích pneumatických přístrojů, zejména pneumatických ovládacích válců [22, 41, 42]. Některé firmy vyrábějí také pneumatické vlnovcové zvedáky [11, 13, 43, 44], které usnadňují a urychlují manipulaci s vozidly v opravárnách.

ČSSR patří mezi průmyslově nejvyspělejší země s široce rozvinutým gumárenským i automobilovým průmyslem, který produkuje nejen osobní, ale také nákladní automobily, autobusy i speciální užitková vozidla. Má všechny předpoklady pro vysoce náročnou výrobu kvalitních pneumatických pružin a prvků regulačních systémů, pro využití pneumatického pérování k technickému zdokonalení vozidel a ke zvýšení jízdního komfortu i pro jiné výhodné technické a průmyslové aplikace pneumatických pružin v praxi.

Snaha udržet krok s předními světovými automobilkami vedla vedoucí, výzkumné a vývojové pracovníky i konstruktéry československých automobilových závodů již v roce 1956 k rozhodnutí využít pneumatické pružiny také pro pérování našich automobilů. V té době ovšem byly k dispozici jen velmi skromné informace, které měly charakter všeobecného popisu vlastností a předností pneumatických pružin a pneumatického pérování, popřípadě konstrukčního řešení. Zcela chyběly vzorové pneumatické pružiny zahraničních výrobců, nebyly k dispozici technologické podklady pro výrobu ani teoretické podklady pro konstrukci pneumatických pružin, regulačních prvků a pro konstrukční uspořádání pneumatického pérování vozidel [45].

V roce 1957 se problematikou pneumatického pérování vozidel začal zabývat ÚVMV v Praze. Zprvu to byli pracovníci B. Míra a A. Mareš, později též M. Fabián, J. Škop a někteří další.

První laboratorní zkoušky provedli s jednovlnovou vlnovcovou pružinou, kterou vytvořili z pneumatikového pláště Barum-Bantam 12x4. Tato pružina byla pokusně použita pro pérování zadní nápravy přívěsu A3 vyráběného tehdy v n.p. Karosa Vysoké Mýto [46]. Později byly z pláště Barum-Arro 350x135 provizorně sestaveny také pružiny dvouvltnové. Na vozidle měly pružiny přidavné vzduchojemy o obsahu 40 dm³ a jen ruční regulaci tlaku vzduchu [47]. V témže roce také byla na základě požadavku n.p. TATRA a ZSNP Bánská Bystrica vyrobena v ČZG Praha pokusná dvouvltnová vlnovcová pružina obdélná, která měla na vozidlech nahradit ocelové pružiny listové. S dobrým výsledkem byla zkoušena též pro pérování prototypu autobusu Karosa SB. Kvůli značným problémům výrobem a nákladnému technologickému zařízení byl ale její další vývoj již v roce 1957 zastaven.

V roce 1958 byla [48] v ÚVMV Praha navržena a laboratorně zkoušena rotačně symetrická dvouvltnová vlnovcová pružina /průměr 200 mm, statická výška 210 mm/ vyrobená v ČZG Praha, která nejprve měla uvnitř těsnící duši a plnila se přes dušový ventil. O rok později byla provozně zkoušena na nákladním automobilu Praga V3S. Pro tehdy připravovaný osobní automobil a vozítko byly navrženy a laboratorně zkoušeny malé pružiny membránové, vyrobené v ČZG v Náchodě /dnes n.p. Rubena/. V letech 1957-58 bylo v ÚVMV vyrobeno též jednoduché zařízení na měření charakteristik a zkoušky životnosti pneumatických pružin.

V roce 1959 byly v ÚVMV vyvinuty nové dvouvltnové vlnovcové pružiny tří velikostí s označením vlnovců PE 22x2, PE 25x2 a PE 32x2 [49]. Pružin s vlnovci PE 25x2 v pozdějších letech použil n.p. LIAZ Mnichovo Hradiště při stavbě dvou speciálních automobilů SAP 11 pro československou televizi.

Životnost prototypů prvních čsl. pneumatických pružin byla jen 1 tis. zdvihů a postupně se jí podařilo zvýšit až na 864 tis. zdvihů. U uvedených pružin se již podařilo docílit životnosti 3,3 mil. zdvihů do zničení při zkouškách provedených v ÚVMV.

Kvalitativní skok přinesly dvou, tří a čtyřvlňové vlnovcové pneumatické pružiny s vlnovci PE 34/2, PE 34/3 a PE 34/4 [50], které byly již za spoluúčasti autora disertace novci PE 34/2, PE 34/3 a PE 34/4 [50], které byly již za spoluúčasti autora disertace vyvinuty ve spolupráci n.p. Rubena Náchod, n.p. Autobrzdy Jablonec, n.p. Karosa Vysoké Mýto a Vysoké školy strojní a textilní v Liberci. Zde se již podařilo úspěšně zvládnout většinu technologických, materiálových, konstrukčních i aplikačních problémů. Pružiny mají vlastnosti srovnatelné se špičkovými zahraničními výrobky a dodnes se vyrábějí sériově v počtu asi 45 tis. ks ročně. Mají laboratorní životnost 5 mil. zdvihů /bez viditelných známek poškození/, v provozu na vozidlech mají životnost vyšší jak 500 tis. km.

Poprvé byly s úspěchem použity v roce 1961 pro pérování prototypu kloubového autobusu v n.p. Karosa, typu Škoda 706 RT0-K [51]. Od roku 1964 se používají u všech v ČSSR sériově vyráběných autobusů. Byly to autobusy Karosa ŠM, ŠL a ŠD 11 [52], ŠL 16,5 a členěný autobus /byly postaveny dva prototypy/ ŠM 16,5 [53], které od konce roku 1980 nahrazují nové typy autobusů řady C 730 [54]. Pneumatické pružiny výrazně zlepšují pohodlí jízdy, technické parametry i exportní schopnost našich autobusů, kterých již bylo vyrobeno víc jak 40 tis. kusů v celkové hodnotě přes 15 miliard Kčs. Na každém autobusu přinášejí pneumatické pružiny úsporu zhruba 200 kg kvalitní pružinové oceli.

Pneumatické pružiny s vlnovci PE 34/3 se používají rovněž pro pérování čsl. trolejbusů Škoda 9Tr. V menší míře také pro nákladní automobily LIAZ. Pokusně byly použity u některých speciálních návěsů BSS. Pro speciální automobily TATRA byly vyvinuty třívlnové vlnovcové pružiny s vlnovci PE 38/5 [55].

Pro autobusy Karosa ŠD 11 byly vyvinuty a zkoušeny také membránové pružiny AB 330x270 [56] a originálně řešené [57] vakové pružiny VV 240-30 [58], které jsou připraveny pro další modernizaci. Vakové pružiny VV 240-10 [59] se používají pro pérování předních náprav automobilů LIAZ. Pokusně byly s úspěchem použity také pro pérování zadní nápravy skříňového automobilu Avia A 20 [60]. Vakové pružiny VV 180-4 [61] jsou připraveny pro pružné uložení perspektivních budek pro řidiče automobilů TATRA a LIAZ.

V roce 1980 byla v n.p. Karosa zahájena sériová výroba sedadla pro řidiče [62] autobusů a nákladních automobilů. Pro pérování byly vyvinuty třívlnové vlnovcové pružiny VT 170-04 [63] a alternativně jsou připraveny také pružiny vakové. Sedadlo má špičkovou technickou úroveň. Ma automatickou regulaci ručně volitelné statické výšky [64] a nezávislou regulaci tuhosti pérování. Sedadlo se vyrábí v počtu asi 55 tis. kusů ročně a celková hodnota produkce v roce 1985 přesáhne již 300 mil. Kčs. Toto sedadlo se bude vyrábět až do roku 1990, kdy bude nahrazeno inovovaným sedadlem, rovněž s pneumatickým pérováním. Toto sedadlo bude s jistými konstrukčními úpravami rovněž vyrábět n.p. Agrozet Svratka pro použití na zemědělských strojích.

Autor práce se z podnětu Prof. Ing. Oldřicha Meduny, nositele Řádu práce, vedoucího katedry částí strojů VŠST Liberec v letech 1956-72, začal problematikou pneumatických pružin a pneumatického pérování vozidel systematicky zabývat v roce 1960. V letech 1960-70 se ve spolupráci s n.p. Rubena Náchod a s podniky Československých automobilových závodů /Autobrzdy Jablonec, ÚVMV Praha, Karosa Vysoké Mýto, Liaz Mnichovo Hradiště, BSS Brandýs n.L., Tatra Kopřivnice, Avia Praha/ rozhodující měrou s kolektivem pracovníků katedry podílel formou fakultních úkolů /VŠST LFS-95, VŠST LFS-124/ a formou úkolů VHČ na teoretickém, konstrukčním i technologickém řešení všech čsl. pneumatických pružin i na vývoji pneumatického pérování Československých automobilů a sedadel. Výsledky tohoto období obsahuje kandidátská disertační práce [65] z roku 1964 a habilitační práce [66] z roku 1968, zprávy výzkumné [67 až 91], publikace [92 až 100] a vynálezy [101 až 110].

V letech 1971-80 se kolektiv pracovníků katedry částí strojů a mechanismů VŠST Liberec pod vedením autora práce zaměřil na teoretický a technologický výzkum, konstrukci a vývoj vzájemně montážně zaměnitelných a stavebnicových systémů řešených pneumatických pružin. Podařilo se vytvořit a do sériové nebo alespoň kusové výroby v n.p. Rubena Náchod zavést víc jak 30 typů vlnovcových a vakových pneumatických pružin [111 až 117] pro jmenovité zatížení 3 až 50 kN /při jmenovitém přetlaku 500 kPa/. Jejich konstrukční i technologické řešení, pružné vlastnosti i životnost jsou na úrovni porovnávaných dostup-

ných špičkových zahraničních výrobků [154 až 156]. Originálním způsobem, diferenčním zapojením [118 až 123] a nesouosým zatěžováním [124, 125] autor vyřešil pneumatické pružiny vhodné pro extrémně malé zatěžovací síly.

Na katedře byla pod vedením autora práce postupně vybudována specializovaná laboratoř s unikátním zařízením pro komplexní výzkum pneumatických pružin, tlumičů kmitů a systémů regulace [126 až 134]. Zařízení umožňuje vyšetřovat charakteristiky osově, příčně i zvláštními způsoby zatěžovaných pružin, zkoušky tlakové pevnosti, těsnosti a životnosti, vyšetřovat dráhové a rychlostní charakteristiky tlumičů kmitů i provádět zkoušky regulace systémů pružného pneumatického uložení a zkoušky jednotlivých regulačních prvků.

V letech 1971-75 byla problematika řešena v rámci dílčího úkolu XXV-D 5 /Studie využitelnosti pružného regulovatelného uložení tlumičů pro ČSLA/ a dílčího úkolu XXV-D14 /Mobilní pružné regulovatelné uložení dvoubarvového tiskového stroje vyšší hmotnosti/ zvláštní části státního plánu rozvoje vědy a techniky. V letech 1976 až 80 v rámci dílčího oborového úkolu MNO ČSSR /VS 090/ VV-RZ-40-16 RVT 5 /Pružné regulovatelné systémy/ a od roku 1981 je řešena v rámci věcné etapy dílčího úkolu III-3-3/07-1 /Pružné ukládání hmot s použitím pneumatických pružin/ státního plánu základního výzkumu. V období 8. pětiletky navazuje věcná etapa III-4-5/02-2 /Optimalizace systémů pneumatické vibroizolace/.

V tomto období se autor práce s kolektivem spolupracovníků zabýval dalším zdokonalováním pneumatických pružin [135 až 145], systémů regulace [146 až 167], výzkumem vlastností hydraulických tlumičů kmitů [168 až 170], problematikou pneumatického pérování vozidel [171 až 177] a sedadel pro řidiče [178 až 186].

Hlavně se ale zabýval teoretickým a konstrukčním řešením a ve spolupráci s vývojovými dílnami VŠT Liberec také realizací regulovatelného pružného pneumatického uložení mobilních /na vozidlech/ a stabilních hmot s použitím pneumatických pružin a jejich dalšími technickými aplikacemi.

Pro potřeby čsl. armády a armády NDR bylo originálně vyřešeno a úspěšně realizováno regulovatelné pružné pneumatické uložení jedno a dvoubarvových archových ofsetových tiskových strojů ADASt Dominant D 714 /hmotnost 1,5 Mg/ a D 724 /hmotnost 2,4 Mg/ na vozidlech Praha V3S a na návěsech BSS s tahači Tatra T 138 [187 až 201]. S použitím diferenčních pneumatických pružin bylo vyřešeno mobilní pružné pneumatické uložení speciální techniky malé hmotnosti [202, 203]. Vyřešeny byly také některé univerzálně použitelné pneumatické izolátory vibrací [204].

Dále bylo vyřešeno a úspěšně realizováno pružné pneumatické uložení drtiče skleněných stěpů o hmotnosti 6 Mg /n.p. Crystalex Nový Bor/ [205], čtyř mlýnů na výrobu ocelových kuliček /n.p. Kovohutě Mníšek p. Brdy/ [206, 207], vibračních třídíček skleněných kuliček /n.p. Železnobrodské sklo Železný Brod/ [208], motorgenerátoru pro počítač /n.p. Elitex Chrástava a n.p. Textilna Liberec/ [209, 210], zkušebního zařízení hydropuls INOVA /Výzkumný ústav zemědělských strojů Praha/ [211, 212] a dřevoobráběcího stroje /Dřevozpracující podnik hl. města Prahy/ [213] a některých dalších [214 až 217]. Ve Spojeném ústavu jaderných výzkumů Dubna /SSSR/ autor úspěšně vyřešil a realizoval s použitím pneumatických pružin vibrační izolaci zařízení pro velmi nízké teploty pod 1 mK.

Na základě požadavků textilních závodů bylo vyřešeno a v prototypech realizováno pružné pneumatické uložení československých tkacích strojů P 105 až 165, JETTIS a OK-190-PS [218 až 228] a sovětských tkacích strojů řady STB [229 až 232] a ATPR [233 až 236]. Pružné pneumatické uložení tkacích strojů je provozně ověřováno na VŠT Liberec, v n.p. Slezan Frydek-Místek, formou družební spolupráce na Moskevském textilním institutu a formou dvoustranné vědeckotechnické spolupráce na Polytechnice Lodžské [237, 238].

Pro potřeby závodu kovárny n.p. Tatra v Kopřivnici bylo originálně vyřešeno [239 až 244] a realizováno pružné pneumatické uložení kovacích bucharů MAS 6500 /hmotnost 270 Mg/, B 3000 /hmotnost 90 Mg/ a MPM 12000 B /hmotnost 168 Mg/ [245 až 251].

Pro Elektrotechnický zkušební ústav v Praze, ZPA Praha, ZVS Meopta Bratislava a některé další instituce bylo originálně vyřešeno [252, 253] a realizováno pružné pneumatické uložení stroje ST 800 pro rázové zkoušky výrobků. Pro Liberecké vzduchotechnické závody a pro n.p. Meopta Přerov bylo vyřešeno a realizováno pružné pneumatické uložení vibračních stolic [254, 255]. Úspěšně se podařilo vyřešit také pružné pneumatické uložení průmyslových odstředivek, které již bylo realizováno v závodě Zásada n.p. Jabloněcké sklárny a postupně se realizuje také v řadě cukrovarů.

[293] JOHANSEN, P.: Der Luftfederbalg, ein lastregelbares Federelement. ATZ, 1957, č. 9, s. 246-250.

Zabývá se pružinami vlnovcovými. Upozorňuje na přednosti pneumatických pružin: možnost automatické regulace stálé statické výšky a nosnosti změnou přetlaku vzduchu, progresivitu charakteristik, možnost změny tuhosti doplňkovým objemem přídavného vzduchojemu, malou proměnlivost frekvence vlastních kmitů s tíhou pružně uložených hmot. Pro výpočet osového zatížení uvádí vztah $F = p_p S_p + Z \sin \alpha / p_p$ - přetlak vzduchu, S_p - plocha určená obrysem styku vlnovce s přírubou, Z - výsledná tahová meridiánová síla vyvozovaná vlnovcem po obvodu styku s přírubou, α - úhel sevřený silou Z a rovinou kolmou k ose pružiny. Vliv pružných vlastností vlnovce zanedbává, stlačený vzduch uvažuje jako ideální plyn a změnu stavu při pérování jako adiabatickou. Vztah pro výpočet tuhosti pružiny odvozuje derivováním vztahu pro zatížení podle osově deformace. Upozorňuje na možnost snížení tuhosti vlnovcových pružin zvětšením šířky vln. Pro ilustraci uvádí izobarické charakteristiky tří provedení dvouvlňových pružin,

[294] ALDIKACTI, H. - ANDERSON, E.W. - HARRISON, R.D.: Riding on Air. SAE Preprint, 1957, č. 36, s. 291.

Aldikacti popisuje membránové pneumatické pružiny a uzavřený systém regulace pérování osobního automobilu Pontiac a uvádí fotografie zařízení na zkoušky životnosti dvojic pružin. Uvádí vztah pro výpočet zatěžovacích charakteristik pneumatických pružin a pro výpočet tuhosti. Zatížení vyjadřuje jako součin přetlaku vzduchu a myšlené, tzv. efektivní plochy. Bez odvození uvádí, že její průměr určuje vzdálenost středů meridiánových kružnic vytvořených volnou částí pryžového elementu mezi kovovými součástmi pružiny. Pro výpočet kmitavého pohybu doporučuje uvažovat adiabatickou změnu stavu vzduchu, pro výpočet stability vozidla změnu izotermickou. Anderson popisuje uzavřený systém regulace pneumatického pérování osobního automobilu Cadillac. Zdůvodňuje použití tří automatických regulátorů stálé statické výšky a uvádí schéma zvedacího ventilu, který umožňuje statickou výšku pružin měnit. Harrison popisuje pneumatické pérování osobního automobilu Edsel, které tvoří vakové pneumatické pružiny s bandáží a uzavřený dvoustupňový systém pro automatickou regulaci stálé statické výšky.

[295] SLEMMONS, C.O.: Compressed Air Spring. SAE Preprint, 1957, č. S 31, 10 s.

Stručně popisuje historii vzniku pneumatických pružin a uvádí výsledky vývoje u firmy General Tire and Rubber Co.: vlnovcové rotačně symetrické i obdélné a vakové s bandáží jedno a dvoupístové /pro pérování autobusů, nákladních a osobních automobilů/. Pro pneumatické pružiny s pryžovými elementy armovanými kordem /dnes obecně měchové/ zavádí náhradní schémata v podobě pružin tvořených písty a válci proměnného průřezu.

[296] LaBELLE, D.J.: New commercial vehicle concepts possible with air suspension. SAE Preprint, 1957, č. 241, 11 s.

Uvádí grafické záznamy výsledků měření zrychlení karoserie tahače a návěsu s ocelovým a pneumatickým pérováním a prokazuje přednosti pérování pneumatického.

[297] BERRY, W.S.: The air coil spring a new factor in Rambler suspension. SAE Preprint, 1958, č. 9 B, 11 s.

[298] HANSEN, K.M. - BRETSCH, J.F. - DENZER, R.E.: 1958 Chevrolet Level air Suspension. SAE Preprint, 1958, č. 9 D, 10 s.

[299] O'SHEA, C.F.: The Ford approach to air suspension. SAE Preprint, 1958, č. 9 C, 15s.

V pracích jsou popsány pneumatické pružiny /vakové a membránové/ použité pro pérování osobních automobilů a jejich regulační systémy. Je popsáno zařízení na měření dynamických charakteristik a na zkoušky životnosti.

[300] HIRTHREITER, A.B.: Air springs from jounce to rebound. SAE Preprint, 1958, č. S 79, 11 s.

Porovnává vlastnosti pneumatických pružin vlnovcových /rotačně symetrických a obdélných/, membránových, vakových s bandáží a bez bandáže a pružin hydropneumatických. Uvádí přehled publikací o pneumatických pružinách a pneumatickém pérování automobilů.

[301] BITTEL, K.: Die Federkennlinie der Balg-Luftfeder. ATZ, 1959, č. 7, s. 199-202.

Popisuje přibližnou graficko-početní metodu výpočtu střední délky meridiánového vlákna na ose deformaci u vlnových pružin. Předpokládá konstantní délku středního mechy na ose deformaci u vlnových pružin. Jeho volnou část mezi opěrnými plochami považuje za dokonale ohnutou. Má účinek vnitřního přetlaku vzduchu stále tvar části kruhové oblouku, jeho střed se hledá zkusmo. Vzdálenost středu od osy pružiny udává poloměr R efektivní plochy S , jejíž velikost je dána vztahem $S = \pi R^2$. Metoda vyhovuje při výpočtu charakteristik navrhovaných pneumatických pružin vlnových, membránových, kombinovaných a vakových s bandáží. Pro pružiny vakové bez bandáže nevyhovuje, neboť zde nelze závislost střední délky meridiánového vlákna na přetlaku vzduchu zanedbat.

1302] NIEHUS, G.: Über die Entwicklung von Luftfederbälgen kleiner Abmessungen und großer
Veichheit. ATZ, 1959, S. 279-284.

Porovnává vlastnosti pružin membránových a vakových s vlnovcovými, uvádí vztahy pro výpočet zatížení a tuhosti při osové deformaci. Popisuje vakové a membránové pružiny vyvinuté firmou Continental, uvádí jejich charakteristiky.

[303] GORELIK, A.M.: Avtomatičeskoje regulirovanije položenija kuzova. Avtomobilnaja promyšlenost', 1959, č. 8, s. 34-43.

Popisuje automatické regulátory stálé statické výšky pneumatických pružin používané na vozidlech pracujících bez a se zpožděním. U některých typů regulátorů uvádí jejich regulační charakteristiky.

[304] BEHLES, F.: Zur Berechnung von Luftedern. ATZ, 1961, s. 311-314.

Uvádí postup výpočtu hlavních parametrů pneumatických a hydropneumatických pružin. Odlišuje účinnou plochu, kterou definuje jako poměr zatížení a přetlaku vzduchu a geometrickou plochu, kterou definuje jako derivaci objemu podle zdvihu. Z principu virtuálních prací lze ale dokázat, že v obou případech ale jde o stejnou charakteristiku, efektivní plochu. Derivaci plochy podle zdvihu označuje jako plošný ukazatel. Upozorňuje, že tuhost pneumatických pružin je dána algebraickým součtem vždy kladné tuhosti objemové a kladné, nulové nebo záporné tuhosti plošné. Při nevhodném konstrukčním řešení nebo velkých doplnkových objemech proto mohou mít pružiny membránové a vakové labilní zatěžovací charakteristiky. Upozorňuje na problém dynamického tvrdnutí pneumatických pružin. Plyne z toho, že pro přičnou stabilitu vozidel je směrodatná izotermická změna stavu vzduchu /exponent 1/, pro kmitavý pohyb a pohodlí jízdy změna polytropická /exponent 1,3/.

13051 PAUER, V.: Regulace pneumatického pružení. Automobil, 1962, č. 3, s. 66-70; č. 4, s. 108-122; č. 5, s. 137-140.

Uvádí teorii regulačních pochodů při automatickém udržování stálé statické výšky karoserie vozidel s pneumatickým převáním, popisuje používané konstrukční řešení regulačních zařízení pro osobní a nákladní automobily. Zabývá se pouze pružinami pístovými, které mají konstantní efektivní plochu.

1306] PEVZNER, J.M.: Osobennosti kombinirovanyh podvesok s pnevmatičeskimi i stalnymi elementami. Avtomobilnaja promyšlennost', s. 10-14.

Teoreticky se zabývá zvláštnostmi kombinovaného pérování s paralelně řazenými pneumatickými a ocelovými pružinami. Dokazuje, že se toto pérování chová jako čistě pneumatické, pokud je statická deformace ocelových pružin stejná jako smluvní statická deformace pružin pneumatických.

13071 KLANNER, R.: Die Radaufhängung der Nutzfahrzeuge für Straßen- und Geländeeinsatz.
ATZ, 1965, B. 11, S. 369-375.

Prokazuje, že vhodným konstrukčním řešením závěsů a zvětšením vzdálenosti pneumatických pružin lze úspěšně řešit problém příčné stability vozidel s pneumatickým pérováním, který vyvolává rozdíl mezi dynamickou a statickou tuhostí pneumatických pružin.

[308] Continental Gummi-Werke AG, JOHANNSEN, P.: Luftfedereung. 1978. [Prospekt]. 44 s.

Zabývá se základy výpočtu, vývojem, konstrukcí a použitím pneumatických pružin vlnovcových, membránových a vakových pro pérování vozidel. Uvádí vztahy pro výpočet mezného rovnovážného úhlu sklonu kordu u vakových pneumatických pružin podle Kimmicha /fa Good-year, USA/, který neuvažuje vliv pružnosti pryže. Dokazuje, že se u smíšeného pneumatického a ocelového pérování dynamické tvrdnutí snižuje. Smíšeným pérováním se zvyšuje přičina stabilita vozidel.

[309] PEVZNER, J.M. - GORELIK, A.M.: Pnevmatičeskije i gidropnevmatičeskije podveski avtomobilej. Moskva, 1963.

[310] AKOPJAN, R.A.: Pnevmatičeskoje podressorivanie avtotransportnyh sredstv. Lvov 1979-1980. 2 sv.

V celosvětovém měřítku dvě jediné knižní publikace, které popisují konstrukční řešení pneumatického a hydropneumatického pérování vozidel a regulačních systémů, jež se používají v zahraničí a v SSSR. Uvádějí používané metody výpočtu pneumatického pérování vozidel a jejich elementů s ohledem na tehdejší stav vědy a techniky. Podrobně se zabývají metodami hodnocení pneumatického pérování vozidel z hlediska pohodlí jízdy.

Teoretické práce, ani popisy konstrukčního řešení z oblasti pneumatického pérování sedadel, ani z oblasti pružného pneumatického ukládání mobilních a stabilních hmot prakticky nebyly v zahraničí publikovány. Jisté potřebné informace, případně vyobrazení poskytuje jen firemní, zvláště prospektová literatura, např. [311 až 319].

K rozvoji teorie a konstrukce pružného pneumatického uložení stabilních a mobilních hmot, pneumatických pružin i systémů regulace v posledních 25 letech přispěl také autor disertace svou kandidátskou a habilitační prací, výzkumnými zprávami, vynálezy, publikacemi i realizační činností. Přispěly rovněž kandidátské disertační práce, které vznikly buď pod vedením autora jako školitele vědeckých aspirantů [177, 185, 198, 225, 248, 273] nebo konzultanta řešených problémů [320, 321, 322]. Přispěly také výzkumné zprávy, vynálezy, publikace i realizační činnost kolektivu spolupracovníků katedry i výzkumné zprávy a publikace spolupracovníků z jiných pracovišť [269, 323, 324]. Většina je uvedena v připojeném seznamu literatury.

Přehled o výchozím stavu v dizertaci řešené problematice udávají následující práce:

[65] KREJČÍŘ, O.: Výpočet vzduchových pružin určených k odpérování automobilů. [Kandidátská disertace]. Liberec 1964.-VŠST. Fakulta strojní.

[66] KREJČÍŘ, O.: Vzduchové pružiny. [Habilitační práce]. Liberec 1965.-VŠST. Fakulta strojní.

Jsou vymezeny požadavky kladené na pneumatické a hydropneumatické pružiny určené pro pérování automobilů. Je předložena teorie automatické regulace stálé statické výšky, teorie charakteristik při osovém zatěžování odvozená s použitím principu virtuálních prací a z rovnováhy sil a teorie pneumatických pružin diferenčních. Je odvozen vztah pro výpočet tuhosti pružin a smluvní frekvence vlastních svislých kmitů odpérovávaných hmot. Jsou uvedeny výsledky vývoje československých pružin určených pro pérování autobusů ŠM 11, jejich charakteristiky i charakteristiky srovnatelných zahraničních výrobků.

[320] PUSÍKA, Z.: Rotačně symetrické pryžo-kordové pláště vzduchových pružin. [Kandidátská disertace]. Liberec 1968.-VŠST. Fakulta strojní.

Uvádí pevnostní výpočet pryžových elementů vlnovcových a membránových pneumatických pružin určených pro pérování autobusů ŠM 11, optimalizuje strukturu kordové armatury stěn s cílem snížit namáhání a zvýšit životnost.

[321] MEVALD, J.: Příspevek k teorii a výpočtům uložení stroje na vzduchových pružinách. [Kandidátská disertace]. Liberec 1980.-VŠST. Fakulta strojní.

Řeší lineární kmitání strojů /drtiče skla a tkacího stroje/ uložených na pneumatických pružinách při silovém deterministickém buzení. Výpočet a optimalizaci systémů provádí s použitím stolního kalkulátoru Hewlett-Packard.

[185] STRÁNSKÝ, Z.: Odpérované sedadlo pro řidiče vozidel. [Kandidátská disertace]. Liberec 1981.-VŠST. Fakulta strojní.

popisuje pneumatické pérování sedadla Karosa, které má ruční a automatickou regulaci statické výšky a nezávislou ruční regulaci tuhosti. Analyzuje stochasticky buzené kmity odpérovaných hmot a určuje optimální parametry pérování. Sedadlo uvažuje jako pasivní i aktivní vibroizolační soustavu s jedním stupněm volnosti.

[198] BORŮVKA, F.: Výpočet pneumatického uložení hmot s aplikací na podložky tiskových strojů. [Kandidátská disertace]. Liberec 1982.-VŠST. Fakulta strojní.

S použitím výpočetní techniky řeší maticovou metodou deterministicky i stochasticky buzené lineární kmitání pružně pneumaticky uložených hmot se šesti stupni volnosti. Optimalizuje parametry konstrukčního uspořádání pneumatických podložek tiskových strojů uložených na vozidlech.

[248] PEŠÍK, L.: Pružné pneumatické uložení kovacího bucharu. [Kandidátská disertace]. Liberec 1982.-VŠST. Fakulta strojní.

S použitím stolního kalkulátoru Hewlett-Packard řeší metodou Runge-Kutta nelineární kmitání kovacího bucharu jako soustavy s jedním stupněm volnosti buzené rázy. Provádí optimalizaci pružného pneumatického uložení. Popisuje uložení bucharu MAS 6500 a uvádí výsledky realizace.

[225] LEITMAN, M.: Pružné uložení tkacích strojů. [Kandidátská disertace]. Liberec 1983.-VŠST. Fakulta strojní.

Popisuje konstrukční řešení pružného pneumatického uložení tkacích strojů P 105 a JETTIS. Formou maticového zápisu uvádí pohybové rovnice popisující kmitavý pohyb stroje jako tělesa se šesti stupni volnosti, uvažuje vliv tlumení. Účinnost pneumatické vibroizolace hodnotí na základě frekvenční analýzy sil měřených na podloží.

[177] BUREŠ, M.: Pružné uložení skříní vozidla PRAGA V3S. [Kandidátská disertace]. Liberec 1984.-VŠST. Fakulta strojní.

Popisuje pružné pneumatické uložení skříně na odpérovaném podvozku vozidla a systém regulace. Řeší kmitavý pohyb skříně, kterou uvažuje jako lineární i nelineární soustavu s jedním stupněm volnosti se stochastickým buzením. Uvádí výsledky měření na realizovaném prototypu.

[273] PAVLŮ, M.: Pružné ukládání těles malých hmotností s využitím nesousose zatěžovaných pneumatických pružin. [Kandidátská disertace]. Liberec 1984.-VŠST. Fakulta strojní.

Uvádí výsledky měření a počítačového zpracování charakteristik nesousose zatěžované vlnovcové pneumatické pružiny. Předkládá metodiku hodnocení účinnosti pneumatické vibroizolace. Uvádí výsledky měření a hodnocení vibroizolační účinnosti pružného pneumatického uložení měřicího stolu a lehátka pro přepravu nemocných a raněných osob.

[322] GAJARSKÝ, M.: Analýza niektorých dynamických vlastností elektropneumatickej aktívnej vibroizolačnej sústavy. [Kandidátská disertace], Bratislava 1984-SAV.ÚMMS.

Provádí rozbor pneumaticky odpérovaného sedadla řidiče jako aktivního vibroizolačního systému s elektronickým regulátorem. Zvažuje nelineární dynamický model, popisuje jeho vlastnosti a uvádí výsledky modelování na analogovém počítači.

b/ Cíl disertace

Účinnou vibroizolací se zvyšuje životnost i funkční a provozní spolehlivost dopravních prostředků, strojů, přístrojů i pomocných zařízení, konstrukcí budov, inženýrských sítí a dopravních tras. Zvyšuje se využitelnost vyšších podlaží budov a snižují se stavební náklady. Zlepšuje se pracovní prostředí, snižuje únava i nemocnost pracujících a zvyšuje se pracovní výkon. Vysoce účinné, snadno regulovatelné a široce použitelné jsou zejména pneumatické vibroizolační soustavy, které přinášejí významné úspory kovových materiálů a stavebních nákladů.

Československo má vyspělé a rozvinuté nejen těžké a všeobecné strojírenství, automobilový a gumárenský průmysl, ale také další průmyslové odvětví. Plní náročné úkoly exportní a má významné postavení v mezinárodní dělbě práce zemí socialistického společenství. Na všech těchto úsecích se pneumatické vibroizolační soustavy dobře uplatní. Kusová ani sériová výroba součástí pneumatických vibroizolačních soustav již dnes u nás nečiní vážné potíže. Zkoumaná problematika pneumatické vibroizolace je proto z hlediska teoretického, aplikačního, konstrukčního i realizačního nejen zajímavá, ale také vysoce společensky aktuální a národohospodářsky významná.

Z průzkumu dostupné literatury lze soudit, že se výzkumem, vývojem, výrobou i aplikací pneumatických pružin pro pružné ukládání hmot i pro jiné účely zabývá řada zahraničních firem a institucí. Svědčí o tom hlavně rozsáhlá literatura patentová. Poznatky teoretické, technologické, konstrukční a aplikační se ale publikují pouze ve velmi omezené míře, a proto je problematika pneumatické vibroizolace širší technické veřejnosti jen málo známá.

U nás se výzkumem, vývojem a aplikacemi pneumatických vibroizolačních soustav ve spolupráci s výrobními podniky Rubena Náchod a Autobrzdy Jablonec zabývá pod vedením autora disertace katedra částí strojů a mechanismů Vysoké školy strojní a textilní v Liberci. Předložená práce ve stručné podobě shrnuje významné teoretické, aplikační, výrobní a realizační poznatky a přínos autora za období od roku 1960, kdy se začal problematikou pneumatické vibroizolace systematicky zabývat. Čerpá též z poznatků autorových spolupracovníků i z poznatků výrobních podniků a vymezuje jejich podíl.

Práce vychází z historického vývoje a ze současného stavu vědy a techniky zkoumané problematiky.

Cílem první kapitoly je popsat v obecné podobě strukturu reálných pneumatických vibroizolačních soustav, vytvořit matematický popis dynamického lineárního modelu soustavy se šesti stupni volnosti a provést jeho analýzu. Při kvalitativním posuzování zvláštních vlastností uvažované aktivní pneumatické vibroizolační soustavy je zkoumán dynamický model s jedním stupněm volnosti. Zvláštní vlastnosti jsou prokázány též výsledky experimentů.

Druhá kapitola stručně seznamuje se základními druhy a zvláštními vlastnostmi pneumatických pružin. Pozornost věnuje progresivnímu a perspektivnímu stavebnicovému řešení vlnovcových a vakových pružin československých, problémům technologickým, konstrukčním i aplikačním. Uvádí příklady autorem originálně řešených pružin a jejich soustav.

Kapitola třetí si klade za cíl podat ucelenou obecnou teorii, vytvořit matematický a grafický popis a uvést příklady charakteristik měchových pneumatických pružin, které jsou nutné pro řešení pneumatických vibroizolačních soustav. Úplný soubor československých a některých zahraničních pružin a jejich charakteristik obsahuje autorova práce [111].

Kapitola čtvrtá věnuje pozornost zvláštním vlastnostem a uspořádání pneumatických vibroizolačních soustav s kinematickým buzením. Uvádí vybrané realizované případy konstrukčního řešení, výsledky ověřovacích a provozních zkoušek i výsledky měření přenosu chvění a vibroizolační účinnosti.

Analogické síle má též kapitola pátá, která je věnována vybraným realizovaným pneumatickým vibroizolačním soustavám s deterministickým a stochastickým silovým buzením. Je uveden též příklad řešení a výsledek realizace nelineární soustavy s buzením rázovým.

Práce si neklade za cíl řešit matematické modely uvažovaných pneumatických vibroizolačních soustav a provádět analýzu a optimalizaci kmitavých pohybů. Jejím předmětem rovněž není metodika měření přenosu chvění a vibroizolační účinnosti ani podrobnější analýza výsledků. Práce neobsahuje programy pro výpočty na počítačích, které provedli autorovi aspiranti a spolupracovníci.

c/ Zvolené metody zpracování

V úvodu práce jsou stručně shrnuty poznatky o historii vzniku, vývoje a praktického uplatnění pneumatických vibroizolačních soustav a jejich součástí v zahraničí i u nás. Jsou uvedeny výsledky a společenské přínosy prací autora a je vymezen podíl jeho spolupracovníků. Je obsažen přehled o současném stavu vědeckých a technických poznatků a přehled odborné literatury, která se zabývá zkoumanými otázkami. Formulovány jsou také cíle

le předložené práce. Výsledky práce a nové poznatky teoretické, konstrukční a realizační jsou shrnuty do pěti kapitol. Stručně jsou shrnuty v závěru, který uvádí také ekonomický přínos práce autora a konkrétní závěry pro další realizaci ve společenské praxi i závěry a náměty pro další rozvoj vědy. V práci je uveden přehled označení a použitých zkratk.

K matematickému popisu a pro analýzu kvalitativních vlastností sledovaných složitých obecných lineárních aktivních pneumatických vibroizolačních soustav je použito metod matematického počtu. Tyto metody umožňují stručný a přehledný zápis a jsou výhodné z hlediska využití výpočetní techniky při řešení konkrétních soustav. Charakteristiky vybraných pneumatických pružin a tlumičů kmitů získané experimentálně jsou s použitím metod regresní analýzy a s použitím výpočetní techniky popsány polynomickými funkcemi a jejich průběhy jsou znázorněny graficky. Technická řešení pneumatických vibroizolačních soustav a jejich součástí znázorňují obrázky a schémata. Výsledky měření jsou uvedeny stručně, formou tabulek a grafů. Práce neobsahuje popis měřicího zařízení ani použitých metod kvůli stručnosti.

K sestavení nehomogenní lineární integrodiferenciální pohybové rovnice aktivní pneumatické vibroizolační soustavy a k výpočtu matic konstantních koeficientů bylo použito Lagrangeovy rovnice druhého druhu. Originálně zvolené zobecněné souřadnice umožnily převést reálnou soustavu do abstraktní podoby a vytvořit její matematický model jako nehomogenní lineární diferenciální rovnici druhého řádu, jejímž koeficientům byl přisouzen určitý fyzikální význam. To umožnilo kvalitativně posuzovat zvláštní vlastnosti zkoumaných soustav, které byly prokázány též experimenty.

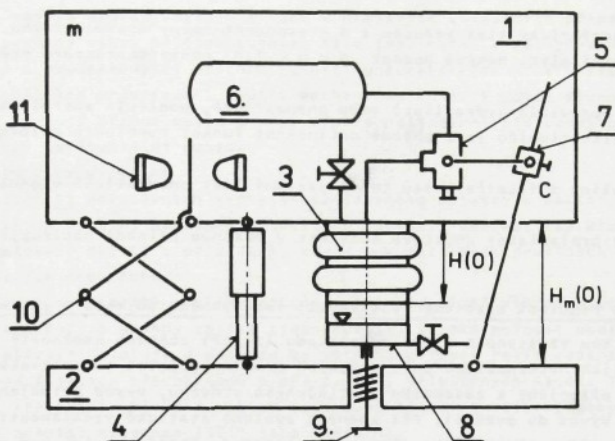
Stavebnicovou, ekonomicky výhodnou metodou byly konstrukčně řešeny československé vlnovcové a vakové pružiny. Optimální struktura kordové armatury stěn měchů byla řešena z podmínek rovnovážného stavu sil vyvolaných účinkem vnitřního přetlaku vzduchu. Při posuzování a řešení problémů statické rovnováhy soustav bylo využito principu virtuálních prací a metod variačního počtu. Při odhadech byly účelně použity také některé jednoduché přibližné graficko-početní metody. Originální je experimentální metoda vyšetřování dynamických charakteristik pneumatických pružin.

Konstrukční řešení vybraných realizovaných pneumatických vibroizolačních soustav je vyobrazeno a stručně popsáno s poukazem na zvláštnosti tak, aby byly poskytnuty potřebné informace realizačních praxí. Vlastnosti a účinnost realizovaných vibroizolačních soustav jsou posuzovány především podle celkových hladin efektivních hodnot zrychlení propouštěného chvění a z výsledků jeho frekvenčních analýz.

1.0. PNEUMATICKÉ VIBROIZOLAČNÍ SOUSTAVY

1.1. Struktura reálných soustav

Úplnou, v obecném případě aktivní vibroizolační soustavu /obr. 1.1/, tvoří mezi podepřeným, nebo vzácněji zavěšeným izolovaným objektem 1 a základem 2 pneumatické pružiny 3, tlumiče kmitů 4, regulační zařízení a pomocná zařízení.



Obr. 1.1. Aktivní pneumatická vibroizolační soustava: 1 - objekt, 2 - základ, 3 - pneumatická pružina, 4 - tlumič kmitů, 5 - automatický regulátor, 6 - zásobník stlačeného vzduchu, 7 - polohovací zařízení, 8 - předávací vzduchojem, 9 - stávicí šroub, 10 - vodící mechanismus, 11 - omezovač zdvihů

Pneumatikky izolovaný objekt může být stabilní /stroj, přístroj v hale/ nebo mobilní /nástavba vozidla, sedadlo, lehátko, stroj nebo přístroj na nástavbě vozidla/. Může mít podobu tuhého tělesa s jedním až šesti stupni volnosti, ale může také být pružné, přírodně torzně nebo ohybově poddajný, tj. s větším počtem stupňů volnosti. Jeho hmotnostní charakteristiky mohou být stálé, ale také s časem deterministicky nebo stochasticky proměnné. Je-li objekt zdrojem deterministicky nebo stochasticky buzených plynulých nebo rázových účinků, je zapotřebí izolovat základ.

Stabilní základ /podlaha haly/ nebo mobilní /podvozek vozidla, podlaha nástavby/ může rovněž mít podobu tuhého tělesa s jedním až šesti stupni volnosti. Může ale také být pružně poddajný s větším počtem stupňů volnosti. Může být nejen v klidu, ale také v deterministicky nebo stochasticky plynule nebo rázově buzeném pohybu. Při kinematickém buzení základu je zapotřebí izolovat objekt.

Požadovanou klidovou polohu izolovaného objektu a základu určenou vzdáleností $H_m/0/$, zajišťují pneumatické pružiny o statické výšce $H/0/$. Pneumatickou pružinu tvoří stlačený vzduch uzavřený v elastickém plášti z pryže armované kordy. Při statické výšce $H/0/$, tj. při nulové deformaci $w = 0$, má vzduch v pružině tlak $p_p/0/$ k vytvoření předpětí $F/0/$ a objem $V/0/$. Poměr $F/0/ : p_p/0/$, obecně poměr $F/w/ : p_p/w/$, smluvně určuje [294] zv. efektivní plochu $S/0/$, resp. $S/w/$ pružiny tak, že platí

$$F(0) = p_p(0) S(0) .$$

/1.1/

Tlak $p_p/0/$ vzduchu potřebný k dosažení požadované statické výšky $H/0/$ v pružině samozřejmě nastaví automatický regulátor.

Obecně nelineární zatěžovací charakteristiky $F = F/w/$ pružin s konstantní vzduchovou výškou, s efektivní plochou $s = S/w/$ a s objemem $V = V/w/$, lze popsat analogickým vztahem

$$F(w) = p_p(w) S(w) .$$

Pro výpočet přetlaku p_p/w vzduchu lze z rovnice změny stavu odvodit výraz

$$p_p(w) = [p_p(0) + p_a] \left[\frac{V(0)}{V(w)} \right]^n - p_a .$$

Zde značí p_a - atmosférický tlak vzduchu a n - exponent změny stavu vzduchu, který je uvažován jako ideální plyn. Nabývá hodnot $0 < n < 1,4$ podle charakteru provozních podmínek.

Tlumiče kmitů, zpravidla hydraulické nebo pneumatické, pohlcují energii kmitavého hybu. Charakteristiky tlumičů jsou obecně nelineární funkcí rychlosti deformace [168, 169, 170].

Pneumatické pružiny a tlumiče kmitů tvoří pasivní část pneumatické vibroizolační soustavy.

Pneumatická vibroizolační soustava může mít v obecném případě následující regulážní zařízení:

a/ Zařízení pro regulaci statické vzdálenosti izolovaného objektu a základu [303, 304]

Zvolenou statickou vzdálenost $H_m/0$ od základu lze při změnách hmotnosti izolovaného objektu a při menších netěsnostech pneumatických pružin udržovat automatickými reguláry 5. Mají přívod připojený k zásobníku ϕ stlačeného vzduchu, vývod připojený k pneumatickým pružinám a vývod do ovzduší. Při změnách zvolené statické vzdálenosti $H_m/0$ se táhlem vychyluje kyvná ovládací páka /čidlo regulátoru/, která otevírá buď okamžitě nebo s jistým zpožděním plnicí nebo výpustný ventil regulátoru. Stlačený vzduch proudí podle potřeby buď ze zásobníku do pružiny, nebo z pružiny do ovzduší.

Automatické regulátory stálé statické vzdálenosti reagující bez zpoždění představují spolu se zásobníkem stlačeného vzduchu aktivní část pneumatické vibroizolační soustavy [322]. Tyto regulátory v obecném případě pracují jako spojitě integrační, ve zvláštních případech jako nespojitě třípolohové [329].

Automaticky regulovanou stálou statickou vzdálenost $H_m/0$ lze ručně měnit tzv. polohovacím zařízením [146, 163, 166, 167, 175, 294]. Příkladem zařízením Z, které umožňuje měnit polohu závěsného bodu C páky automatického regulátoru na takhle.

V některých případech pro regulaci statické vzdálenosti $H_m/0$ vyhovují běžné ruční regulátory tlaku vzduchu, které umožňují plnit a vypouštět pružiny. Příkladem dušové ventily nebo dvoucestné ventily a kohouty [150].

Při změnách hmotnosti izolovaného objektu a při změnách statické vzdálenosti $H_m/0$ se současně mění tuhost pneumatických pružin.

b/ Zařízení pro nezávislou regulaci tuhosti pneumatických pružin

Nezávislou regulaci tuhosti lze provádět [2] změnou objemu $V/0$, který je dán součtem objemu $V_v/0$ vzduchu v pneumatické pružině a tzv. doplňkovým objemu V_d vzduchu:

$$V(0) = V_v(0) + V_d .$$

Doplňkový objem $V_d > 0$ lze realizovat přidáním vzduchojemem ϕ nebo klenutím uzavíracího víka vně pružiny. Klenutím víka dovnitř nebo částečným zaplněním pružiny kapalinou lze realizovat také $V_d < 0$. Kapalinou v zásobním vzduchojemu lze provádět také plynulou regulaci doplňkového objemu $V_d > 0$.

Objem $V_v/0$ vzduchu v pružině lze regulovat rovněž změnou statické výšky $H/0$, případně pomocí stavícího šroubu 2. V tomto případě se mění ještě některé další parametry pružin [136].

c/ Doplňková regulační zařízení

Může jít například o tzv. omezovací [79] nebo oddělovací ventily [10]. Zapojují se

mezi pneumatické pružiny připojené ke společnému regulátoru statické vzdálenosti $H_m/0$. umožňují plnit i vypouštět pneumatické pružiny a omezují nebo zabráňují proudění vzduchu mezi nimi při nestejných deformacích, kdy vzniká tlakový spád.

V některých případech má pneumatická vibroizolační soustava ještě následující pomocná zařízení:

a/ Vodící mechanismus

Vodící mechanismy 10 jsou nutné tam, kde je třeba zajistit požadovanou kinematickou vazbu izolovaného objektu a základu. Vodící mechanismy se používají například u sedadel [185], u závěsů náprav vozidel a také v některých zvláštních případech, kdy mají pneumatické pružiny malou příčnou tuhost. Dále jsou nutné k zachycování příčných suvných sil u soustav s nepostačující příčnou tuhostí pneumatických pružin [188] umístěných na podlahách mobilních prstředků. Vodící mechanismy snižují počet stupňů volnosti izolovaného objektu, zvyšují přenos chvění, mají obecně nelineární převodový poměr a často vyvolávají i přidavný horizontální pohyb.

b/ Omezovače výchylek

Omezovače 11 relativních výchylek izolovaného objektu a základu zabráňují poškození pneumatických pružin, popřípadě i dalších součástí pneumatické vibroizolační soustavy. Nesou izolovaný objekt v případech, kdy v pneumatických pružinách není stlačený vzduch. Bývají pružné nebo tuhé.

Obecně velmi složitá a silně nelineární pneumatická vibroizolační soustava se při praktických aplikacích mnohdy značně zjednodušuje. Široká možnost dodatečného naladění systému po realizaci dovoluje v provozu ve většině případů řešit reálné vibroizolační soustavy za zjednodušujících předpokladů a při použití přibližných metod. Tak například postačuje uvažovat izolovaný objekt i základ jako tuhá tělesa a kmitavý pohyb až na některé výjimky řešit známými metodami [326] jako lineární.

1.2. Matematický model lineární pneumatické vibroizolační soustavy

Při matematickém popisu dynamického lineárního modelu aktivní pneumatické vibroizolační soustavy je izolovaný objekt uvažován jako dokonale tuhé těleso stále hmotnosti m s $n_0 = 6$ stupni volnosti. Jako dokonale tuhý je uvažován také základ.

Osy X, Y, Z tvoří pravouhlý souřadný systém /obr. 1.2/, který má při statické rovnováze počátek 0 ve středisku T hmotnosti objektu. Rovnoběžný souřadný systém s osami X_u, Y_u, Z_u má počátek v bodě O_u základu. Při kinematickém buzení určuje pohyb základu sloupcový vektor $u(t)$ s časem t proměnných výchylek, tj. posuvů ξ_u, η_u, ζ_u ve směrech os X_u, Y_u, Z_u a natočení $\varphi_{ux}, \varphi_{uy}, \varphi_{uz}$ kolem těchto os:

$$u(t) = [\xi_u, \eta_u, \zeta_u, \varphi_{ux}, \varphi_{uy}, \varphi_{uz}]^T = u \quad (1.5/)$$

Zde symbol T značí operaci transponování.

Na objekt působí s časem t proměnné silové účinky určené sloupcovým vektorem $f(t)$ buďcích sil:

$$f(t) = [F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z]^T = f \quad (1.6/)$$

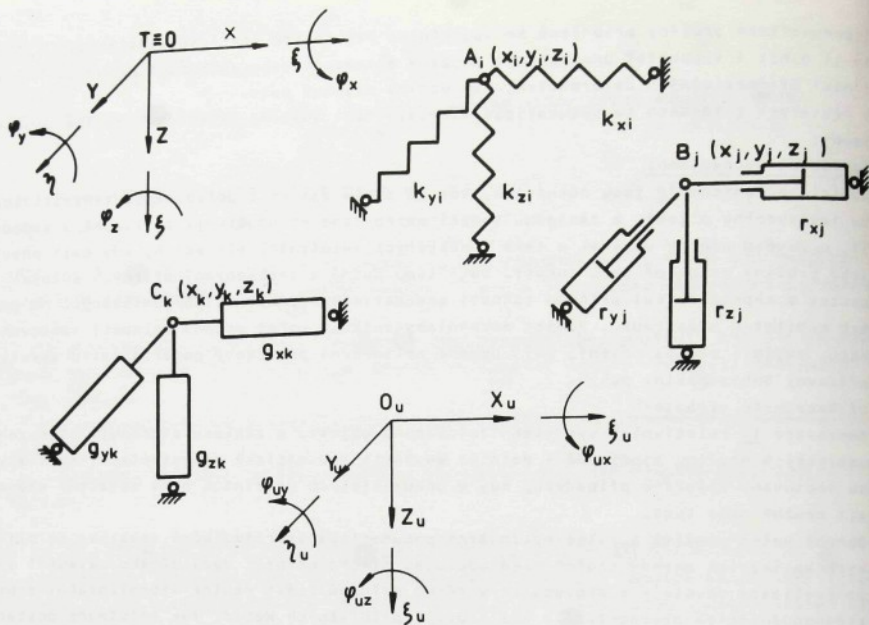
Zde F_x, F_y, F_z značí vnější síly působící ve směru os X, Y, Z a M_x, M_y, M_z vnější momenty působící kolem těchto os.

Lze předpokládat, že buzení vyvolává kmitavý pohyb objektu s velmi malými výchylkami kolem rovnovážné polohy. Relativní výchylky objektu vzhledem k základu vyjadřuje sloupcový vektor

$$q(t) = [\xi, \eta, \zeta, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z]^T = q \quad (1.7/)$$

Zde značí ξ, η, ζ posuvy ve směru os X, Y, Z a $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ natočení kolem těchto os.

V bodech A_i o souřadnicích x_i, y_i, z_i je kloubově uchycení $i = n_i$ pneumatických pružin o lineárních složkách k_{xi}, k_{yi}, k_{zi} / tuhosti, které jsou vzájemně nezávislé. Pružiny jsou uvažovány jako ideální pružné členy bez vnitřního tlumení. Složky vektorů W_i relativních posuvů bodů A_i lze popsat vztahy



Obr. 1.2. Dynamický lineární model aktivní pneumatické vibroizolační soustavy

$$w_{xi} = \xi + \varphi_y z_i - \varphi_z y_i \quad ,$$

$$w_{yi} = \eta + \varphi_z x_i - \varphi_x z_i \quad ,$$

$$w_{zi} = \zeta + \varphi_x y_i - \varphi_y x_i \quad ,$$

/1.8/

nebo maticovou formou vztahem

$$\mathbf{w}_i = \begin{bmatrix} w_{xi} \\ w_{yi} \\ w_{zi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_i - y_i \\ 0 & 1 & 0 & -z_i & 0 & x_i \\ 0 & 0 & 1 & y_i & -x_i & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ \eta \\ \zeta \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{bmatrix} \quad ,$$

/1.9/

popřípadě zkráceně vztahem

$$\mathbf{w}_i = \mathbf{A}_i \mathbf{q}(t) = \mathbf{A}_i \mathbf{q} \quad .$$

/1.10/

v bodě A_i působí pružina na objekt silou F_{ki} , jejíž vektor má hodnotu

$$\mathbf{F}_{ki} = \begin{bmatrix} F_{kxi} \\ F_{kyi} \\ F_{kzi} \end{bmatrix} = \mathbf{k}_i \mathbf{w}_i \quad ,$$

/1.11/

kde

$$\mathbf{k}_i = \begin{bmatrix} k_{xi} & 0 & 0 \\ 0 & k_{yi} & 0 \\ 0 & 0 & k_{zi} \end{bmatrix}$$

/1.12/

je matice tuhosti i -té pružiny.

V bodech B_j o souřadnicích x_j, y_j, z_j je kloubově uchycení $j = n_j$ viskozních tlumičů o lineárních vzájemně nezávislých složkách r_{xj}, r_{yj}, r_{zj} tlumení. Vektory $\dot{w}_j$ relativních rychlostí bodů B_j vyjadřuje vztah

$$\dot{w}_j = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} w_{xj} \\ w_{yj} \\ w_{zj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{w}_{xj} \\ \dot{w}_{yj} \\ \dot{w}_{zj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_j & -y_j \\ 0 & 1 & 0 & -z_j & 0 & x_j \\ 0 & 0 & 1 & y_j & -x_j & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\xi} \\ \dot{\eta} \\ \dot{\zeta} \\ \dot{\varphi}_x \\ \dot{\varphi}_y \\ \dot{\varphi}_z \end{bmatrix} = B_j \dot{q} \quad /1.13/$$

v bodě B_j působí tlumič na objekt silou F_{rj} , jejíž vektor má hodnotu

$$F_{rj} = \begin{bmatrix} F_{rxj} \\ F_{ryj} \\ F_{rzj} \end{bmatrix} = r_j \dot{w}_j \quad /1.14/$$

kde

$$r_j = \begin{bmatrix} r_{xj} & 0 & 0 \\ 0 & r_{yj} & 0 \\ 0 & 0 & r_{zj} \end{bmatrix} \quad /1.15/$$

je matice tlumení j -tého tlumiče.

V bodech C_k o souřadnicích x_k, y_k, z_k jsou kloubově uchycena čidla $k = n_k$ automatických regulátorů stálé statické polohy $H_m/0$ objektu. Jsou uvažovány regulátory bez zpoždění, které působí jako lineární integrační členy se vzájemně nezávislými lineárními složkami g_{xk}, g_{yk}, g_{zk} přenosu signálu výchylky. Vektory $\int w_k dt$ integrálů relativních výchylek bodů C_k vyjadřuje vztah

$$\int w_k dt = \int \begin{bmatrix} w_{xk} \\ w_{yk} \\ w_{zk} \end{bmatrix} dt = \begin{bmatrix} \int w_{xk} dt \\ \int w_{yk} dt \\ \int w_{zk} dt \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_k & -y_k \\ 0 & 1 & 0 & -z_k & 0 & x_k \\ 0 & 0 & 1 & y_k & -x_k & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \int \xi dt \\ \int \eta dt \\ \int \zeta dt \\ \int \varphi_x dt \\ \int \varphi_y dt \\ \int \varphi_z dt \end{bmatrix} = C_k \int q dt \quad /1.16/$$

Automatický regulátor stálé statické polohy $H_m/0$ řízený k -tým čidlem připojeným v bodě C_k vyvolává v i -té připojené pneumatické pružině přídatnou regulovanou sílu F_{gki} . Tato síla působí na objekt v bodě A_i a její sloupcový vektor má hodnotu

$$F_{gki} = \begin{bmatrix} F_{g xki} \\ F_{g yki} \\ F_{g zki} \end{bmatrix} = g_{ki} \int w_k dt \quad /1.17/$$

kde

$$g_{ki} = \begin{bmatrix} g_{xki} & 0 & 0 \\ 0 & g_{yki} & 0 \\ 0 & 0 & g_{zki} \end{bmatrix}$$

/1.18/

je matice regulace i -té pružiny řízené regulátorem s k -tým čidlem.

K sestavení pohybové rovnice uvažované soustavy lze užít Lagrangeovy rovnice druhého druhu ve tvaru

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}} + \frac{\partial E}{\partial q} = Q.$$

/1.19/

Zde značí

T - kinetickou energii soustavy,

D - energii soustavy disipovanou v čase,

E - potenciální energii soustavy,

Q - sloupcový vektor zobecněných souřadnic,

Q - sloupcový vektor zobecněných sil $Q = f - M\ddot{u} - F_g$, který tvoří

f - sloupcový vektor budících sil působících na objekt /při silovém buzení/,

$M\ddot{u}$ - sloupcový vektor sil působících na základ při kinematickém buzení sloupcovým vektorem výchylek u ,

F_g - sloupcový vektor přídatných regulačních sil.

Pro výpočet energie kinetické T , disipované D v čase a potenciální E platí vztahy

$$T = \frac{1}{2} \dot{q}^T M \dot{q},$$

/1.20/

$$D = \frac{1}{2} \dot{q}^T R \dot{q},$$

/1.21/

$$E = \frac{1}{2} q^T K q.$$

/1.22/

Zde M, R, K značí souměrné čtvercové matice hmotnosti, tlumení a tuhosti, jejichž dimenze $/n_0 \times n_0/$ odpovídá počtu stupňů volnosti soustavy.

Pro výpočet sloupcového vektoru přídatných regulovaných sil platí dále odvozený vztah

$$F_g = G_0 \int q dt,$$

/1.23/

v němž G_0 značí obecně nesouměrnou čtvercovou matici regulace, rovněž dimenze $/n_0 \times n_0/$.

Hodnoty T, D, E jsou kvadratické formy vzhledem ke $\dot{q}$, příp. q a jsou vždy kladné. To je možné, jen když jsou reálné matice M, R, K pozitivně definitní. S použitím pravidla pro derivování kvadratické formy podle vektoru q vychází po dosazení do /1.19/ pohybové rovnice uvažované soustavy ve tvaru

$$M\ddot{q} + R\dot{q} + Kq = f - M\ddot{u} - G_0 \int q dt,$$

/1.24/

který představuje matematický model uvažované lineární dynamické aktivní pneumatické vibroizolační soustavy s $n_0 = 6$ stupni volnosti.

* / Pro derivaci kvadratické formy $q^T A q$ / A je čtvercová regulární matice / podle vektoru q obecně platí, že

$$\frac{d}{dq} (q^T A q) = (A + A^T) q.$$

zde $(A + A^T) = 2B$ je souměrná matice. Je-li již matice A souměrná, pak $(A + A^T) = 2A$.

v dalším si práce neklade za cíl řešit kmitavý pohyb soustavy popsané rovnicí /1.24/. Bude se zabývat problémem výpočtu matic koeficientů jednotlivých členů této rovnice a zaměří se na rozbor zvláštních vlastností uvažované aktivní pneumatické vibroizolační soustavy.

1.3. Matice koeficientů matematického modelu soustavy

Matice hmotnosti objektu má známý tvar

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & | & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & | & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & | & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & | & J_x & -D_{xy} & -D_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & | & -D_{xy} & J_y & -D_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & | & -D_{xz} & -D_{yz} & J_z \end{bmatrix} \quad /1.25/$$

resp. tvar

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m\mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{J} \end{bmatrix} \quad /1.26/$$

Je symetrická, a protože těžiště leží v počátku souřadného systému, rozpadá se na dvě matice třetího řádu. Zde J_x, J_y, J_z značí momenty setrvačnosti a D_{xy}, D_{xz}, D_{yz} deviační momenty objektu v souřadném systému, $\mathbf{I}$ značí jednotkovou matici. Jsou-li X, Y, Z hlavními centrálními osami setrvačnosti objektu, je $D_{xy} = D_{xz} = D_{yz} = 0$ a v matici $\mathbf{M}$ vymizí všechny vazební nediagonální prvky.

Pro výpočet potenciální energie E soustavy platí vztah /1.22/ a podle [326] také vztah

$$E = \frac{1}{2} \sum \mathbf{w}_i^T \mathbf{k}_i \mathbf{w}_i = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \sum (\mathbf{A}_i^T \mathbf{k}_i \mathbf{A}_i) \mathbf{q}.$$

Porovnáním vychází, že matice $\mathbf{K}$ tuhosti soustavy je dána rovnicí

$$\mathbf{K} = \sum (\mathbf{A}_i^T \mathbf{k}_i \mathbf{A}_i) \quad /1.27/$$

Je symetrická a má tvar

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \sum k_{xi} & 0 & 0 & | & 0 & \sum k_{xi} z_i & -\sum k_{xi} y_i \\ 0 & \sum k_{yi} & 0 & | & -\sum k_{yi} z_i & 0 & \sum k_{yi} x_i \\ 0 & 0 & \sum k_{zi} & | & \sum k_{zi} y_i & -\sum k_{zi} x_i & 0 \\ \hline 0 & -\sum k_{yi} z_i & \sum k_{zi} y_i & | & \sum (k_{yi} z_i^2 + k_{zi} y_i^2) & -\sum k_{zi} x_i y_i & -\sum k_{yi} x_i z_i \\ \sum k_{xi} z_i & 0 & -\sum k_{zi} x_i & | & -\sum k_{zi} x_i y_i & \sum (k_{xi} z_i^2 + k_{zi} x_i^2) & -\sum k_{xi} y_i z_i \\ -\sum k_{xi} y_i & \sum k_{yi} x_i & 0 & | & -\sum k_{yi} x_i z_i & -\sum k_{xi} y_i z_i & \sum (k_{xi} y_i^2 + k_{yi} x_i^2) \end{bmatrix} \quad /1.28/$$

Ve zvláštních případech se matice $\mathbf{K}$ zjednodušuje. Je-li počátek 0 souřadného systému středem tuhosti, je

$$\begin{aligned}\sum k_{xi}y_i &= \sum k_{xi}z_i = 0 \\ \sum k_{yi}z_i &= \sum k_{yi}x_i = 0 \\ \sum k_{zi}x_i &= \sum k_{zi}y_i = 0\end{aligned}$$

/1.29/

Jsou-li osy x, y, z hlavními a centrálními osami tuhosti, je pak také

$$\sum k_{xi}y_i z_i = \sum k_{yi}z_i x_i = \sum k_{zi}x_i y_i = 0$$

Matice K je v takovém případě diagonální.

Pro výpočet energie D disipované v čase platí vztah /1.21/ a podle [326] také vztah

$$D = \frac{1}{2} \sum \dot{\mathbf{r}}_j^T \mathbf{r}_j \dot{\mathbf{r}}_j = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \sum (\mathbf{B}_j^T \mathbf{r}_j \mathbf{B}_j) \dot{\mathbf{q}}$$

Porovnáním vychází, že matice R tlumení soustavy je dána rovnicí

$$\mathbf{R} = \sum (\mathbf{B}_j^T \mathbf{r}_j \mathbf{B}_j)$$

/1.30/

Je rovněž symetrická. Snadno se získá také z matice K pouhou záměnou hodnot k_{xi}, k_{yj}, k_{zi} hodnotami r_{xj}, r_{yj}, r_{zj} a záměnou hodnot x_i, y_i, z_i hodnotami x_j, y_j, z_j .

Matice R tlumení se zjednodušuje, když je počátek 0 souřadného systému středem tlumení, neboť pak je

$$\begin{aligned}\sum r_{xj}y_j &= \sum r_{yj}z_j = 0 \\ \sum r_{yj}z_j &= \sum r_{zj}x_j = 0 \\ \sum r_{zj}x_j &= \sum r_{xj}y_j = 0\end{aligned}$$

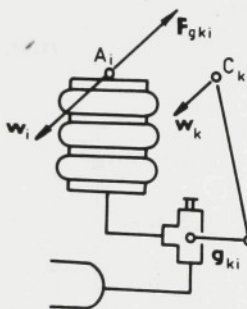
/1.31/

Jsou-li osy x, y, z hlavními osami tlumení, pak je také

$$\sum r_{xj}y_j z_j = \sum r_{yj}z_j x_j = \sum r_{zj}x_j y_j = 0$$

/1.32/

Matice R je v takovém případě diagonální.



Obr. 1.3. Přidavná regulovaná síla

Na obr. 1.3 je znázorněna i -tá pneumatická pružina uchycená v bodě A_i objektu. Je připojena k automatickému regulátoru stále statické polohy s k -tým čidlem uchyceným v bodě C_k objektu. Regulátor působí jako lineární integrační člen. Je-li w_k vektor výchylek bodu C_k , působí jeho účinkem pružina v bodě A_i na objekt přidavnou regulovanou silou, jejíž vektor podle /1.17/ je

$$\mathbf{F}_{gki} = \mathbf{g}_{ki} \int \mathbf{w}_k dt$$

Zde $\mathbf{g}_{ki}$ je matice regulace i -té pružiny řízené regulátorem s k -tým čidlem, daná vztahem /1.18/.

Protože má objekt v bodě A_i vektor výchylek w_i , lze přidavnou regulovanou energii L_i pružiny jakožto pozitivně definitní kvadratickou formu vyjádřit v podobě součtu dvou transponováním symetrizovaných bilineárních forem

$$L_i = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} (\mathbf{w}_i^T \mathbf{g}_{ki} \int \mathbf{w}_k dt) + \frac{1}{2} (\mathbf{w}_i^T \mathbf{g}_{ki} \int \mathbf{w}_k dt)^T \right) = \frac{1}{4} (\mathbf{w}_i^T \mathbf{g}_{ki} \int \mathbf{w}_k dt + \int \mathbf{w}_k^T dt \mathbf{g}_{ki}^T \mathbf{w}_i) \quad /1.33/$$

Pro celou soustavu n_i pružin připojených k n_k regulátorům lze s použitím substitucí /1.10, 1.16/ přidavnou regulovanou energii vyjádřit vztahem

$$L = -\frac{1}{4} \left(\sum \mathbf{w}_i^T \mathbf{g}_{ki} \int \mathbf{w}_k dt + \sum \int \mathbf{w}_k^T dt \mathbf{g}_{ki} \mathbf{w}_i \right) =$$

$$= -\frac{1}{4} \left(\mathbf{q}^T \sum (\mathbf{A}_i^T \mathbf{g}_{ki} \mathbf{C}_k) \int \mathbf{q} dt + \int \mathbf{q}^T dt \sum (\mathbf{C}_k^T \mathbf{g}_{ki} \mathbf{A}_i) \mathbf{q} = \right.$$

$$\left. -\frac{1}{4} (\mathbf{q}^T \mathbf{G}_0 \int \mathbf{q} dt + \int \mathbf{q}^T dt \mathbf{G}_0^T \mathbf{q}) \right).$$

/1.34/

z porovnání členů v rovnici /1.34/ plyne pro výpočet matice $\mathbf{G}_0$ vztah

$$\mathbf{G}_0 = -\sum \mathbf{A}_i^T \mathbf{g}_{ki} \mathbf{C}_k.$$

/1.35/

Je čtvercová a má tvar

$$\mathbf{G}_0 = \begin{bmatrix} \sum g_{xki} & 0 & 0 & | & 0 & \sum g_{xki} z_k & -\sum g_{xki} y_k \\ 0 & \sum g_{yki} & 0 & | & -\sum g_{yki} z_k & 0 & \sum g_{yki} x_k \\ 0 & 0 & \sum g_{zki} & | & \sum g_{zki} y_k & -\sum g_{zki} x_k & 0 \\ \hline 0 & -\sum g_{yki} z_i & \sum g_{zki} y_i & | & \sum (g_{yki} z_k z_i - \sum g_{zki} x_k y_i - \sum g_{yki} x_k z_i + g_{zki} y_k y_i) \\ \sum g_{xki} z_i & 0 & -\sum g_{zki} x_i & | & -\sum g_{zki} y_k x_i & \sum (g_{xki} z_k z_i - \sum g_{xki} y_k z_i + g_{zki} x_k x_i) \\ -\sum g_{xki} y_i & \sum g_{yki} x_i & 0 & | & -\sum g_{yki} z_k x_i & -\sum g_{xki} z_k y_i & \sum (g_{xki} y_k y_i + g_{yki} x_k x_i) \end{bmatrix} \quad /1.36/$$

Při výpočtu prvků matice $\mathbf{G}_0$ je třeba respektovat přiřazení /ki/ každé i-té pružiny /i = 1, 2, 3, ..., n_i/ příslušnému regulátoru s k-tým čidlem /k = 1, 1, 3, ..., n_k/. Obecně platí, že n_k < n_i.

Matice $\mathbf{G}_0$ je nesymetrická. Symetrická může být pouze ve zvláštním případě, je-li n_k = n_i a současně x_k = x_i, y_k = y_i, z_k = z_i, tj. když C_i ≡ A_i. To lze realizovat ve stavěním regulátoru do pneumatické pružiny.

Matice $\mathbf{G}_0$ se zjednodušuje, když je počátek 0 souřadného systému středem regulace. Pak je

$$\sum g_{xki} y_i = \sum g_{xki} z_i = 0,$$

$$\sum g_{yki} z_i = \sum g_{yki} x_i = 0,$$

$$\sum g_{zki} x_i = \sum g_{zki} y_i = 0$$

/1.37/

a současně také

$$\sum g_{kxi} y_k = \sum g_{xki} z_k = 0 ,$$

/1.38/

$$\sum g_{yki} z_k = \sum g_{yki} x_k = 0 ,$$

$$\sum g_{zki} x_k = \sum g_{zki} y_k = 0 .$$

Jsou-li osy x , y , z hlavními a centrálními osami regulace, je pak také

$$\sum g_{xki} y_k z_i = \sum g_{yki} z_k x_i = \sum g_{zki} x_k y_i = 0$$

/1.39/

a současně také

$$\sum g_{xki} z_k y_i = \sum g_{yki} x_k z_i = \sum g_{zki} y_k x_i = 0 .$$

/1.40/

Matice G_0 je v takovém případě diagonální.

Jestliže hlavní centrální osy setrvačnosti, tuhosti, tlumení a regulace splývají v jeden souřadný systém, tj. když jsou matice M, K, R, G_0 diagonální, jde o tzv. racionální montáž objektu [327]. V takovém případě jsou pohyby objektu popsány vektorem q zobecněných výchylek na sobě navzájem nezávislých.

Dosud byl uvažován případ, kdy mají osy pružin, tlumičů a regulátorů směr souřadných os. Koeficienty matic tuhosti k_i , tlumení r_j a regulace g_k jednotlivých prvků jsou proto vzájemně nezávislé.

Dále bude věnována pozornost koeficientům matematického modelu soustavy, v níž osy kloubově uchytených pružin, tlumičů a regulátorů mají ve zvoleném souřadném systému obecný směr. Koeficienty matic tuhosti K_i , tlumení R_j a regulace G_k jednotlivých prvků jsou proto vzájemně závislé.

Pružina s konstantou k_i tuhosti je kloubově /obr. 1.4/ uchytena * / v bodě A_i / x_i , y_i , z_i / objektu tak, že přenáší pouze osovou sílu. Má šikmo položenou osu, jejíž směr určuje jednotkový vektor

$$t_i = \begin{bmatrix} \cos \alpha_{xi} \\ \cos \alpha_{yi} \\ \cos \alpha_{zi} \end{bmatrix} .$$

/1.41/

Zde jsou α_{xi} , α_{yi} , α_{zi} směrové úhly, které splňují podmínku

$$\cos^2 \alpha_{xi} + \cos^2 \alpha_{yi} + \cos^2 \alpha_{zi} = 1 .$$

/1.42/

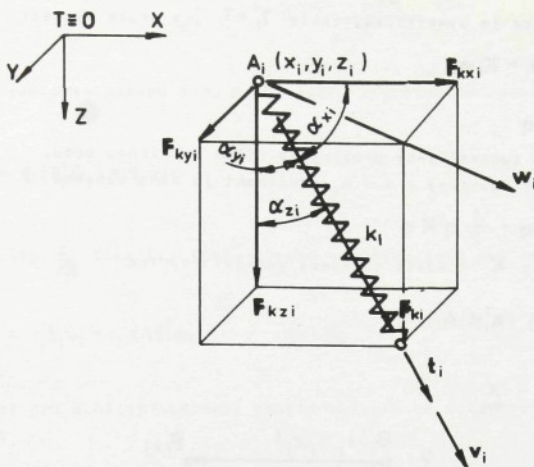
Vektor w_i posuvu bodu A_i je dán vztahem /1.9/, který má tvar

$$w_i = \begin{bmatrix} w_{xi} \\ w_{yi} \\ w_{zi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_i & -y_i \\ 0 & 1 & 0 & -z_i & 0 & x_i \\ 0 & 0 & 1 & y_i & -x_i & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ \eta \\ \zeta \\ p_x \\ p_y \\ p_z \end{bmatrix} .$$

resp. vztahem /1.10/

$$w_i = A_i q .$$

* / Týká se pružin vícevlňových vlnovcových a vakových, které mají zanedbatelnou příčnou tuhost.



Obr. 1.4. Pružina se šikmou osou

Posuv v_i bodu A_i ve směru osy pružiny je dán skalárním součinem

$$v_i = (\mathbf{t}_i^T \mathbf{w}_i) \quad /1.43/$$

a jeho vektor $\mathbf{v}_i$ vztahem

$$\mathbf{v}_i = \begin{bmatrix} v_{xi} \\ v_{yi} \\ v_{zi} \end{bmatrix} = \mathbf{t}_i (\mathbf{t}_i^T \mathbf{w}_i) = \mathbf{t}_i v_i \quad /1.44/$$

vektor vratné síly $\mathbf{F}_{ki}$ pružiny, která působí ve směru osy na objekt, má tvar

$$\mathbf{F}_{ki} = \begin{bmatrix} F_{kxi} \\ F_{kyi} \\ F_{kzi} \end{bmatrix} = k_i \mathbf{t}_i v_i = k_i \mathbf{t}_i (\mathbf{t}_i^T \mathbf{w}_i) \quad /1.45/$$

Podle pravidel pro dvojité skalární součiny vektorů ve vztahu k tenzorovému součinu vektorů lze psát, že

$$\mathbf{F}_{ki} = k_i \mathbf{t}_i (\mathbf{t}_i | \mathbf{w}_i) = k_i (\mathbf{t}_i \otimes \mathbf{t}_i | \mathbf{w}_i), \quad /1.46/$$

neboť

$$(\mathbf{t}_i^T \mathbf{w}_i) = (\mathbf{t}_i | \mathbf{w}_i) \quad /1.47/$$

Jestliže se podle definice tenzorového součinu dvou vektorů položí

$$\mathbf{T}_i = \mathbf{t}_i \otimes \mathbf{t}_i = [\mathbf{t}_{im} \mathbf{t}_{in}]_{\substack{m \leq 3 \\ n \leq 3}} \quad /1.48/$$

plyne z toho, že $\mathbf{T}_i = \mathbf{t}_i \mathbf{t}_i^T$, takže

$$\mathbf{T}_i = \begin{bmatrix} \cos^2 \alpha_{xi} & \cos \alpha_{zi} \cos \alpha_{yi} & \cos \alpha_{xi} \cos \alpha_{zi} \\ \cos \alpha_{yi} \cos \alpha_{xi} & \cos^2 \alpha_{yi} & \cos \alpha_{yi} \cos \alpha_{zi} \\ \cos \alpha_{zi} \cos \alpha_{xi} & \cos \alpha_{zi} \cos \alpha_{yi} & \cos^2 \alpha_{zi} \end{bmatrix} \quad /1.49/$$

Matice T_i transformace je symetrická, takže $T_i^T = T_i$; a proto vychází

/1.50/

$$F_{ki} = k_i T_i^T w_i = k_i T_i w_i = K_i w_i,$$

nebo také

/1.51/

$$F_{ki} = k_i T_i A_i q = K_i A_i q,$$

kde $K_i = k_i T_i$ je matice tuhosti i -té pružiny se šikmo položenou osou. Potenciální energie E soustavy s $i = n_i$ pružinami je dána vztahem

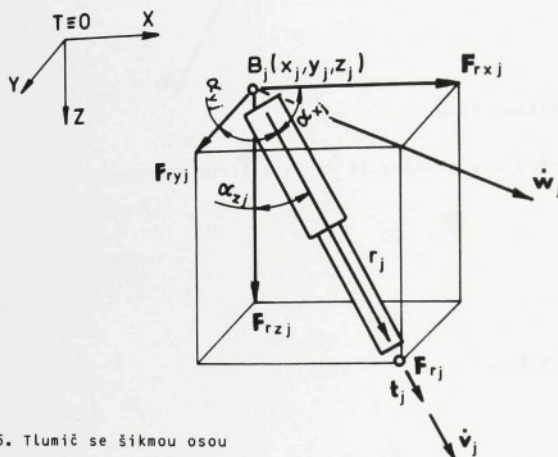
/1.52/

$$E = \frac{1}{2} q^T \sum (A_i^T K_i A_i) q = \frac{1}{2} q^T K q,$$

takže pro výpočet matice K tuhosti soustavy vychází rovnice

/1.53/

$$K = \sum (k_i A_i^T T_i A_i) = \sum (A_i^T K_i A_i).$$



Obr. 1.5. Tlumič se šikmou osou

Tlumič s konstantou r_j tlumení je kloubově /obr. 1.5/ uchycen v bodě $B_j(x_j, y_j, z_j)$ objektu, takže přenáší pouze osovou sílu. Má šikmo položenou osu, jejíž směr určuje jednotkový vektor

$$t_j = \begin{bmatrix} \cos \alpha_{xj} \\ \cos \alpha_{yj} \\ \cos \alpha_{zj} \end{bmatrix}.$$

/1.54/

zde jsou $\alpha_{xj}, \alpha_{yj}, \alpha_{zj}$ směrové úhly, které splňují podmínku

$$\cos^2 \alpha_{xj} + \cos^2 \alpha_{yj} + \cos^2 \alpha_{zj} = 1.$$

/1.55/

Vektor $\dot{w}_j$ rychlosti posuvu bodu B_j je dán vztahem

$$\dot{w}_j = \begin{bmatrix} \dot{w}_{xj} \\ \dot{w}_{yj} \\ \dot{w}_{zj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_j & -y_j \\ 0 & 1 & 0 & -z_j & 0 & x_j \\ 0 & 0 & 1 & y_j & -x_j & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\varphi}_x \\ \dot{\varphi}_y \\ \dot{\varphi}_z \end{bmatrix}.$$

resp. vztahem

$$\dot{\mathbf{w}}_j = \mathbf{B}_j \dot{\mathbf{q}}.$$

pro vektor $\mathbf{v}_i$ rychlosti posuvu bodu B_j ve směru osy tlumiče vychází, že

$$\dot{\mathbf{w}}_j = \begin{bmatrix} \dot{v}_{xj} \\ \dot{v}_{yj} \\ \dot{v}_{zj} \end{bmatrix} = \mathbf{t}_j (\mathbf{t}_j^T \dot{\mathbf{w}}_j) = \mathbf{t}_j \dot{v}_j. \quad /1.56/$$

vektor tlumicí síly $\mathbf{F}_{rj}$ tlumiče, která působí ve směru jeho osy na objekt má tvar

$$\mathbf{F}_{rj} = \begin{bmatrix} F_{rxj} \\ F_{ryj} \\ F_{rzj} \end{bmatrix} = r_j \mathbf{t}_j \dot{v}_j = r_j \mathbf{t}_j (\mathbf{t}_j^T \dot{\mathbf{w}}_j). \quad /1.57/$$

Podle pravidel pro dvojitý skalární součin vektorů ve vztahu k tenzorovému součinu vektorů lze psát

$$\mathbf{F}_{rj} = r_j \mathbf{t}_j (\mathbf{t}_j | \dot{\mathbf{w}}_j) = r_j (\mathbf{t}_j \otimes \mathbf{t}_j | \dot{\mathbf{w}}_j), \quad /1.58/$$

neboť

$$(\mathbf{t}_j | \dot{\mathbf{w}}_j) = (\mathbf{t}_j | \dot{\mathbf{w}}_j). \quad /1.59/$$

Podle definice tenzorového součinu dvou vektorů lze položit

$$\mathbf{T}_j = \mathbf{t}_j \otimes \mathbf{t}_j = [\mathbf{t}_{jm} \mathbf{t}_{jn}] \begin{matrix} m \neq 3 \\ n \neq 3 \end{matrix} \quad /1.60/$$

Odsud plyne, že $\mathbf{T}_j = \mathbf{t}_j \mathbf{t}_j^T$, a proto

$$\mathbf{T}_j = \begin{bmatrix} \cos^2 \alpha_{xj} & \cos \alpha_{zj} \cos \alpha_{yj} & \cos \alpha_{xj} \cos \alpha_{zj} \\ \cos \alpha_{yj} \cos \alpha_{xj} & \cos^2 \alpha_{yj} & \cos \alpha_{yj} \cos \alpha_{zj} \\ \cos \alpha_{zj} \cos \alpha_{xj} & \cos \alpha_{zj} \cos \alpha_{yj} & \cos^2 \alpha_{zj} \end{bmatrix}. \quad /1.61/$$

Matice $\mathbf{T}_j$ transformace je symetrická, takže $\mathbf{T}_j^T = \mathbf{T}_j$, a proto vychází

$$\mathbf{F}_{rj} = r_j \mathbf{T}_j^T \dot{\mathbf{w}}_j = r_j \mathbf{T}_j \dot{\mathbf{w}}_j = \mathbf{R}_j \dot{\mathbf{w}}_j, \quad /1.62/$$

nebo také

$$\mathbf{F}_{rj} = r_j \mathbf{T}_j \mathbf{B}_j \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{R}_j \mathbf{B}_j \dot{\mathbf{q}}, \quad /1.63/$$

kde $\mathbf{R}_j = r_j \mathbf{T}_j$ je matice tlumení j -tého tlumiče se šikmo položenou osou.

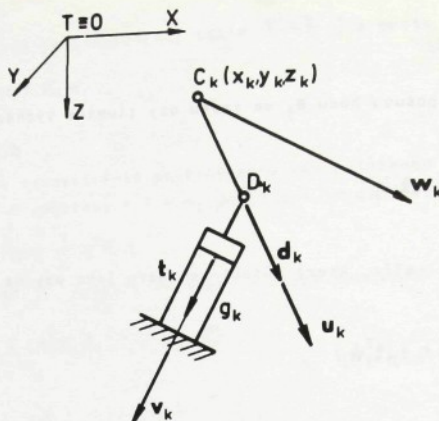
Disipační funkce soustavy s $j = n_j$ tlumiči je dána vztahem

$$D = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \sum (\mathbf{B}_j^T \mathbf{R}_j \mathbf{B}_j) \dot{\mathbf{q}} = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{R} \dot{\mathbf{q}}, \quad /1.64/$$

takže pro výpočet matice $\mathbf{R}$ tlumení soustavy vychází rovnice

$$\mathbf{R} = \sum (r_j \mathbf{B}_j^T \mathbf{T}_j \mathbf{B}_j) = \sum (\mathbf{B}_j^T \mathbf{R}_j \mathbf{B}_j). \quad /1.65/$$

Kvůli obecnosti je dále uvažován regulátor s tělesem upevněným na základu, který má konstantu g_k přenosu signálu výchylky osově posuvného čidla spojeného v bodě D_k s objektem v bodě C_k / x_k , y_k , z_k / táhlem s dvojitým prostorovým kloubem /obr. 1.6/.



Obr. 1.6. Regulátor s posuvným čidlem,
se šikmou osou a s táhlem

Směr šikmé osy táhla určuje jednotkový vektor

$$\mathbf{d}_k = \begin{bmatrix} \cos \delta_{zk} \\ \cos \delta_{yk} \\ \cos \delta_{xk} \end{bmatrix}.$$

/1.66/

Zde značí $\delta_{xk}, \delta_{yk}, \delta_{zk}$ směrové úhly, které splňují podmínku

$$\cos^2 \delta_{xk} + \cos^2 \delta_{yk} + \cos^2 \delta_{zk} = 1.$$

/1.67/

Směr šikmé osy regulátoru určuje jednotkový vektor

$$\mathbf{t}_k = \begin{bmatrix} \cos \alpha_{xk} \\ \cos \alpha_{yk} \\ \cos \alpha_{zk} \end{bmatrix},$$

/1.68/

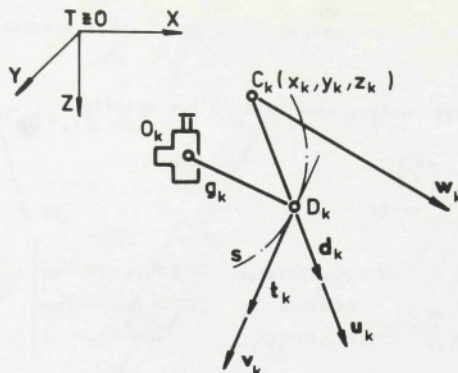
Směrové úhly $\alpha_{xk}, \alpha_{yk}, \alpha_{zk}$ splňují podmínku

$$\cos^2 \alpha_{xk} + \cos^2 \alpha_{yk} + \cos^2 \alpha_{zk} = 1.$$

/1.69/

Stejným způsobem lze řešit také regulátor /obr. 1.7/, který má čidlo v podobě kyvné ovládací páky spojené v bodě D_k s objektem v bodě $C_k /x_k, y_k, z_k/$ táhlem s dvojitým prostorovým kloubem. Zde jednotkový vektor $\mathbf{d}_k$ určuje polohu šikmé osy táhla. Jednotkový vektor $\mathbf{t}_k$ určuje polohu kyvné ovládací páky. Je k ní kolmý a leží v rovině kruhové dráhy s pohybu bodu D_k čidla. Udává polohu smluvní osy regulátoru. Vektor $\mathbf{w}_k$ posuvu bodu C_k je podle /1.9/ dán vztahem

$$\mathbf{w}_k = \begin{bmatrix} w_{xk} \\ w_{yk} \\ w_{zk} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_k & -y_k \\ 0 & 1 & 0 & -z_k & 0 & x_k \\ 0 & 0 & 1 & y_k & -x_k & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ \eta \\ \zeta \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{bmatrix},$$



Obr. 1.7. Regulátor s čidlem na kyvné páce a se šikmou osou

resp. vztahem

$$w_k = C_k q$$

Pro vektor u_k posuvu bodu C_k ve směru osy táhla platí, že

$$u_k = \begin{bmatrix} u_{xk} \\ u_{yk} \\ u_{zk} \end{bmatrix} = d_k (d_k^T w_k) - d_k u_k \quad /1.70/$$

Podle pravidel pro dvojitý skalární součin vektorů ve vztahu k tenzorovému součinu vektorů lze psát, že

$$u_k = d_k (d_k | w_k) = (d_k \otimes d_k | w_k) \quad /1.71/$$

neboť

$$(d_k^T w_k) = (d_k | w_k) \quad /1.72/$$

Podle definice tenzorového součinu dvou vektorů lze položit

$$D_k = d_k \otimes d_k = [d_{km} d_{kn}]_{\substack{m=3 \\ n=3}} \quad /1.73/$$

Z toho plyne, že $D_k = d_k d_k^T$, takže

$$D_k = \begin{bmatrix} \cos^2 \delta_{xk} & \cos \delta_{zk} \cos \delta_{yk} & \cos \delta_{xk} \cos \delta_{zk} \\ \cos \delta_{yk} \cos \delta_{xk} & \cos^2 \delta_{yk} & \cos \delta_{yk} \cos \delta_{zk} \\ \cos \delta_{zk} \cos \delta_{xk} & \cos \delta_{zk} \cos \delta_{yk} & \cos^2 \delta_{zk} \end{bmatrix} \quad /1.74/$$

Matice D_k je symetrická, takže $D_k^T = D_k$, a proto je

$$u_k = D_k^T w_k = D_k w_k \quad /1.75/$$

Pro vektor v_k posuvu bodu D_k ve směru osy regulátoru platí, že

$$v_k = t_k (t_k^T u_k) \quad /1.76/$$

Dále lze psát podle předchozího, že

$$v_k = t_k (t_k | u_k) = (t_k \otimes t_k | u_k) \quad /1.77/$$

neboť

$$(t_k^T u_k) = (t_k | u_k) \quad .$$

/1.78/

Podle definice tenzorového součinu dvou vektorů lze položit

$$T_k = t_k \otimes t_k = [t_{km} t_{kn}]_{n \leq 3}^{m \leq 3}$$

/1.79/

a z toho vychází $T_k = t_k t_k^T$, takže

$$T_k = \begin{bmatrix} \cos^2 \alpha_{xk} & \cos \alpha_{zk} \cos \alpha_{yk} & \cos \alpha_{xk} \cos \alpha_{zk} \\ \cos \alpha_{yk} \cos \alpha_{xk} & \cos^2 \alpha_{yk} & \cos \alpha_{yk} \cos \alpha_{zk} \\ \cos \alpha_{zk} \cos \alpha_{xk} & \cos \alpha_{zk} \cos \alpha_{yk} & \cos^2 \alpha_{zk} \end{bmatrix} \quad .$$

/1.80/

Matice T_k transformace je opět symetrická, takže $T_k^T = T_k$, a proto je

$$v_k = T_k^T D_k w_k = T_k D_k C_k q \quad .$$

/1.81/

Automatický regulátor s k-tým čidlem připojeným táhlem v bodě C_k objektu vyvolává v i-té pružině přídavnou osovou sílu F_{gki} , která působí na objekt v bodě A_i kloubového uchycení i-té pružiny. Její sloupcový vektor má hodnotu

$$F_{gki} = \begin{bmatrix} F_{gxki} \\ F_{gyki} \\ F_{gzki} \end{bmatrix} = g_{ki} \int v_k dt \quad .$$

/1.82/

Zde index ki značí přiřazení i-té pružiny regulátoru s k-tým čidlem. Po dosazení vychází

$$F_{gki} = g_{ki} T_k D_k C_k \int q dt \quad ,$$

/1.83/

nebo také

$$F_{gki} = G_{ki} D_k C_k \int q dt \quad .$$

/1.84/

Zde $G_{ki} = g_{ki} T_k$ je matice regulace i-té pružiny připojené k regulátoru s k-tým čidlem.

Přídavná regulovaná energie L soustavy s $i = n_i$ pružinami připojenými ke $k = n_k$ regulátorům je dána vztahem

$$L = \frac{1}{4} (q^T \sum (g_{ki} A_{ki}^T T_k D_k C_k) \int q dt + \int q^T dt \sum (C_k^T D_k^T T_k^T A_{ki} g_{ki}) q) = \\ = \frac{1}{4} (q^T G_0 \int q dt + \int q^T dt G_0^T q) \quad ,$$

/1.85/

takže pro výpočet matice G_0 regulace soustavy vychází rovnice

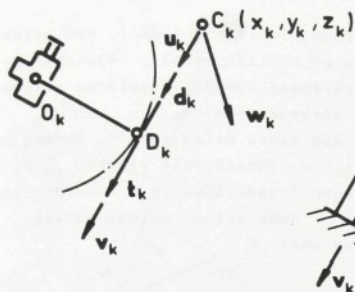
$$G_0 = \sum (g_{ki} A_{ki}^T T_k D_k C_k) = \sum (A_{ki}^T G_{ki} D_k C_k) \quad .$$

/1.86/

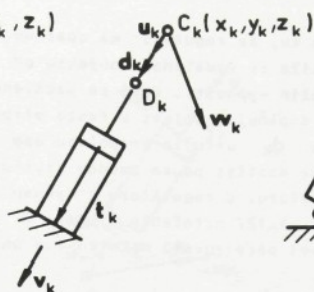
Ve zvláštních případech je

- a/ osa táhla kolmá k ose kyvné ovládací páky /obr. 1.8/ a leží v rovině kruhové dráhy pohybu bodu D_k čidla /osa táhla splývá se smluvní osou regulátoru/, tj. $t_k \equiv d_k$;
- b/ osa táhla /obr. 1.9/ splývá s osou posuvné dráhy čidla v bodě D_k regulátoru, tj. $t_k \equiv d_k$;

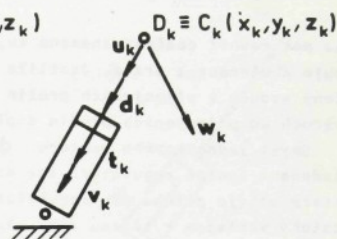
c/ regulátor uchyten kloubově /obr. 1.10/ mezi objektem /bod C_k / a základem, tj. $t_k = d_k$.



Obr. 1.8. Osa táhla kolmá k ose kyvné ovládací páky regulátoru



Obr. 1.9. Osa táhla splývá s posuvnou osou regulátoru



Obr. 1.10. Regulátor uchytený kloubově mezi objektem a základem

v těchto případech zřejmě platí, že $v_k = u_k$. Tato podmínka je splněna, když

$$v_k = (t_k t_k^T) u_k = T_k^T u_k = T_k u_k = I u_k, \quad /1.87/$$

kde I je jednotková matice, která určuje orientaci osy regulátoru.

Přídavná regulovaná síla působící ve směru osy i -té pružiny připojené k regulátoru s k -tým čidlem bude

$$F_{gki} = g_{ki} I D_k C_k \int q dt = G_{ki} D_k C_k \int q dt, \quad /1.88/$$

kde $G_{ki} = g_{ki} I$ je matice regulace i -té pružiny regulátorem s k -tým čidlem.

Matice regulace soustavy bude

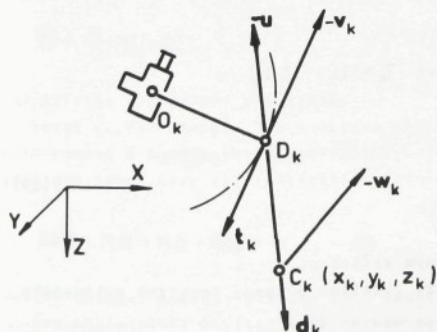
$$G_0 = \sum (g_{ki} A_{ki}^T I D_k C_k) = \sum (A_{ki}^T G_{ki} D_k C_k). \quad /1.89/$$

Je-li naopak těleso regulátoru uchyteno inverzně na objektu /obr. 1.11/ a čidlo v bodě D_k je spojeno se základem v bodě C_k táhlem s dvojitým prostorovým kloubem, uvažuje se ve zvoleném souřadném systému pohyb závěsného bodu C_k táhla na základu.

Za předpokladu, že se ve zvoleném souřadném systému nemění orientace jednotkových vektorů d_k, t_k , nemění se ani hodnota matic T_k, D_k , resp. matic G_{ki}, D_k . Při reciprokém pohybu je ale vektor posuvu bodu C_k opačný. Má hodnotu

$$-w_k = C_k(-q) = (-C_k)q. \quad /1.90/$$

Přídavná regulovaná síla v každé i -té připojené pneumatické pružině, která je dána vztahem

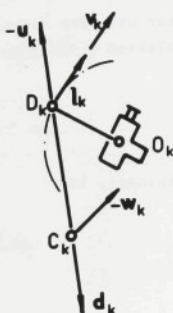


Obr. 1.11. Inverzní uchytení regulátoru

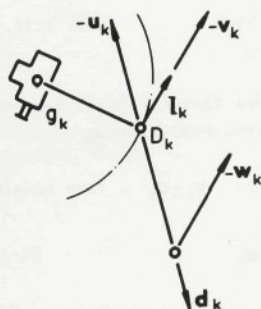
$$F_{gki} = -G_{ki} D_k C_k \int q dt ,$$

je pak rovněž opačná. Znamená to, že regulátor má opačnou /inverzní/ funkci, což potvrzuje zkušenost z praxe. Jestliže se vzdálenost objektu od základu zmenší, regulátor stlačí vzduch z připojených pružin vypouští. Když se vzdálenost zvětší, regulátor stlačí vzduch do připojených pružin doplňuje. Objekt v tomto případě nekmitá.

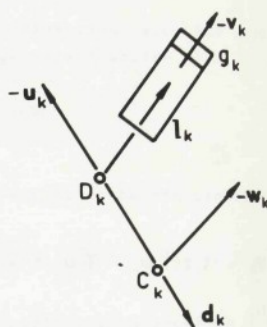
vzdruhu do připojených pružin doplňuje. Objekt v tomto případě nekmitá. Smysl jednotkového vektoru d_k určujícího polohu osy táhla nelze změnit. Obnovy požadované funkce regulátoru lze docílit pouze změnou smyslu jednotkového vektoru l_k , který určuje polohu osy regulátoru. U regulátoru s kyvnou ovládací pákou buď změnou její polohy vzhledem k tělesu /obr. 1.12/ natočením o úhel π nebo změnou polohy tělesa /obr. 1.13/ vzhledem k ovládací páce rovněž natočením o úhel π .



Obr. 1.12. Změna polohy kyvné ovládací páky inverzně uchyceného regulátoru



Obr. 1.13. Změna polohy tělesa inverzně uchyceného regulátoru



Obr. 1.14. Změna směru osy regulátoru s posuvným čidlem

U regulátoru s posuvným čidlem je nutno bod D_k jeho uchycení přemístit na opačný konec tělesa regulátoru /obr. 1.14/, tj. směr osy regulátoru otočit o úhel π .

Polohu osy regulátoru určuje v těchto případech /obr. 1.12, 1.13, 1.14/ jednotkový vektor

$$l_k = \begin{bmatrix} \cos(\pi - \alpha_{xk}) \\ \cos(\pi - \alpha_{yk}) \\ \cos(\pi - \alpha_{zk}) \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \cos \alpha_{xk} \\ \cos \alpha_{yk} \\ \cos \alpha_{zk} \end{bmatrix} .$$

/1.92/

Zřejmě platí, že $l_k = -l_k$, a proto bude také $T_k = -L_k = -(l_k l_k^T)$. Přidavná regulovaná síla bude mít hodnotu

$$F_{gki} = -G_{ki} L_k D_k C_k \int q dt = G_{ki} D_k C_k \int q dt ,$$

/1.93/

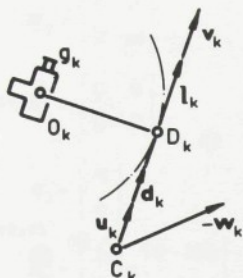
kteřá je již kladná. Regulátor pracuje požadovaným způsobem. Analogické závěry platí rovněž pro následující zvláštní případy inverzně ovládaného regulátoru, tj. když

a/ je osa táhla kolmá k ose kyvné ovládací páky a leží v rovině kruhové dráhy pohybu

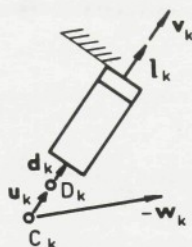
bodů D_k čidla /obr.1.15/;

b/ osa táhla splývá s osou posuvné dráhy čidla v bodě D_k regulátoru /obr. 1.16/;

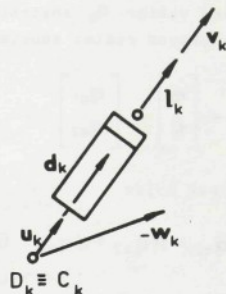
c/ je regulátor uchyten kloubově mezi objektem a základem /obr. 1.17/.



Obr. 1.15. Osa táhla kolmá k ose kyvné ovládací páky inverzně uchyteného regulátoru



Obr. 1.16. Osa táhla splývá s osou posuvného čidla inverzně uchyteného regulátoru



Obr. 1.17. Inverzně kloubově uchytený regulátor s posuvným čidlem

Za předpokladu, že polohu skutečné nebo smluvní osy regulátoru opět určuje jednotkový vektor l_k , bude zřejmě $L_k = -I$ a po dosazení do /1.93/ vyjde přídavná regulovaná síla

$$F_{gki} = (-g_{ki})(-I) D_k C_k \int q dt = G_k D_k C_k \int q dt \quad /1.94/$$

která je již opět kladná. Znamená to, že regulátor reaguje požadovaným způsobem.

1.4. Matematický model abstraktní zobecněné lineární dynamické soustavy

Pro kvalitativní rozbor vlastností uvažované soustavy je účelné přepsat rovnici /1.24/ na tvar

$$M\ddot{q} + R\dot{q} + Kq + G \int q dt = h \quad /1.95/$$

kde $h = f - M\ddot{u}$ je sloupcový vektor nově definovaných zobecněných vnějších sil, z nichž byl formálním převedením na levou stranu rovnice vektor $G \int q dt$ vyčleněn. Nesymetrická matice G_0 regulace byla zaměněna maticí G symetrizovanou pomocí vztahu

$$G = \frac{1}{2} (G_0 + G_0^T) \quad /1.96/$$

což přináší výhody při výpočtech.

Vztah /1.95/ představuje soustavu nehomogenních lineárních integrálních diferenciálních rovnic s konstantními koeficienty. Tento speciální tvar lze derivováním převést na soustavu lineárních diferenciálních rovnic třetího řádu s konstantními koeficienty tvaru

$$M\ddot{q} + R\dot{q} + Kq + Gq = \tilde{h} \quad /1.97/$$

Obecně známými postupy již lze tuto soustavu převést na soustavu řádu nižšího.

Pro následující kvalitativní rozbor je účelné převést tuto soustavu na soustavu druhého řádu. Vznikne tak jakási abstraktní zobecněná soustava s $n_a = 12$ abstraktními stup-

ni volnosti. výhodou je, že koeficientům matematického modelu takové soustavy lze přímo přisoudit určitý fyzikální význam. Koeficienty pak tvoří matice M_a jakési abstraktní hmotnosti, matice R_a abstraktního tlumení a matice K_a abstraktní tuhosti. Přitom je nutno zavést 12-ti dimenzionální vektor h_a abstraktních zobecněných sil a 12-ti dimenzionální vektor q_a abstraktních zobecněných souřadnic.

Pro převod reálné soustavy /1.97/ do abstraktní se položí

$$q_a = \begin{bmatrix} q \\ \dot{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_{a1} \\ q_{a2} \end{bmatrix}, \quad /1.98/$$

takže pak vyjde

$$M\ddot{q}_{a2} + R\dot{q}_{a2} + Kq_{a2} + Gq_{a1} = \dot{h}. \quad /1.99/$$

ze vztahu /1.98/ plyne, že

$$\dot{q}_{a1} = q_{a2}, \quad /1.100/$$

$$\ddot{q}_{a1} = \dot{q}_{a2}, \quad /1.101/$$

resp., že

$$\dot{q}_a = \begin{bmatrix} \dot{q} \\ \ddot{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{q}_{a1} \\ \dot{q}_{a2} \end{bmatrix} \quad /1.102/$$

$$\ddot{q}_a = \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \dddot{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{q}_{a1} \\ \ddot{q}_{a2} \end{bmatrix} \quad /1.103/$$

S použitím těchto substitucí lze soustavu /1.99/ převést na dvě následující soustavy:

$$O\ddot{q}_{a1} + M\ddot{q}_{a2} + K\dot{q}_{a1} + R\dot{q}_{a2} + Gq_{a1} + Oq_{a2} = \dot{h}, \quad /1.104/$$

$$M\ddot{q}_{a1} + O\ddot{q}_{a2} + R\dot{q}_{a1} - M\dot{q}_{a2} + Oq_{a1} - Rq_{a2} = 0,$$

v nichž O značí nulovou matici.

Je totiž zřejmé, že $M\ddot{q}_{a1} = M\dot{q}_{a2}$, a podobně že $R\dot{q}_{a1} = Rq_{a2}$.

Podle pravidel blokové maticové algebry lze tyto soustavy přepsat podle [328] do tvaru

$$\begin{bmatrix} O & M \\ M & O \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_{a1} \\ \ddot{q}_{a2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K & R \\ R & -M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_{a1} \\ \dot{q}_{a2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} G & O \\ O & -R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{a1} \\ q_{a2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{h} \\ 0 \end{bmatrix} \quad /1.105/$$

nebo do formálně zjednodušeného tvaru

$$M_a\ddot{q}_a + R_a\dot{q}_a + K_aq_a = h_a, \quad /1.106/$$

který již zcela připomíná soustavu rovnic modelujících vynucené tlumené kmity soustavy druhého řádu se 12-ti stupni volnosti. Přitom je

$$M_0 = \begin{bmatrix} 0 & M \\ M & 0 \end{bmatrix}$$

- matice abstraktní hmotnosti soustavy,

$$R_0 = \begin{bmatrix} K & R \\ R & -M \end{bmatrix}$$

- matice abstraktního tlumení soustavy,

$$K_0 = \begin{bmatrix} G & 0 \\ 0 & -R \end{bmatrix}$$

- matice abstraktní tuhosti soustavy,

$$q_0 = \begin{bmatrix} q \\ \dot{q} \end{bmatrix}$$

- vektor abstraktních zobecněných souřadnic,

$$h_0 = \begin{bmatrix} \dot{h} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{f} - M\ddot{u} \\ 0 \end{bmatrix}$$

- vektor abstraktních zobecněných nepotenciálních sil.

Zvláštností této soustavy je, že abstraktní zobecněné souřadnice obsahují také derivace Langrangeových zobecněných souřadnic a abstraktní zobecněné síly obsahují také derivace Langrangeových zobecněných sil.

Matice M_0, R_0, K_0 jsou čtvercové a zřejmě také regulární, jsou-li matice M, R, K, G čtvercové a regulární, tj. když determinanty matic M, R, K, G jsou různé od nuly. Jsou symetrické a mají dimenzi $/12 \times 12/$.

K převodu rovnice $/1.97/$ do nové abstraktní soustavy zdánlivě stačí podmínka $/1.100/$, tj. $\dot{q}_{01} = \dot{q}_{02}$. V takovém případě by ale matice M_0, R_0, K_0 nové abstraktní soustavy $/1.106/$ byly neregulární. Proto je nutná také podmínka $/1.101/$, tj. $\ddot{q}_{01} = \ddot{q}_{02}$, která vznikne derivací podmínky $/1.100/$.

V uvažované soustavě se předpokládá, že koeficienty submatice R tlumení jsou vesměs kladné. V matematickém modelu $/1.106/$ soustavy obsahuje matice K_0 abstraktní tuhosti současně submatice $G, -R$. To matematicky potvrzuje z praxe známou zkušenost, že regulace má analogický vliv jako záporné tlumení. Za určitých podmínek může způsobovat nestabilitu kmitavý pohyb. Předností je, že matice M_0, R_0, K_0 koeficientů matematického modelu $/1.106/$ jsou souměrné. Nevýhodou je, že matice R_0 abstraktního tlumení obsahuje vedle submatice R tlumení také submatice $K, -M$, což zkresluje fyzikální představu. V tomto směru je také nevýhodné, že matice K_0 abstraktní tuhosti submatici K neobsahuje.

S použitím substitucí $/1.100, 1.101/$ lze soustavu rovnic $/1.97/$ převést také na jiné dvě soustavy, příkladně ve tvaru

$$0\ddot{q}_{01} + M\ddot{q}_{02} + 0\dot{q}_{01} + R\dot{q}_{02} + Gq_{01} + Kq_{02} = \dot{h},$$

$/1.107/$

$$I\ddot{q}_{01} + 0\ddot{q}_{02} + I\dot{q}_{01} - I\dot{q}_{02} + 0q_{01} - Iq_{02} = 0.$$

Zde I značí jednotkovou matici. Podle pravidel blokové maticové algebry $[328]$ lze tyto soustavy psát ve tvaru

$$\begin{bmatrix} 0 & M \\ I & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_{01} \\ \ddot{q}_{02} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & R \\ I & -I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_{01} \\ \dot{q}_{02} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} G & K \\ 0 & -I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{01} \\ q_{02} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{h} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$/1.108/$

nebo rovněž ve formálně zjednodušeném tvaru $/1.106/$ jako při předchozím převodu soustavy, tj. v podobě

$$M_{00}\ddot{q}_0 + R_{00}\dot{q}_0 + K_{00}q_0 = h_0,$$

$/1.109/$

V tomto případě půjde opět o soustavu rovnic modelujících vynucené tlumené kmity abstraktní dynamické soustavy druhého řádu se 12-ti abstraktními stupni volnosti. Tato rovnice

má ovšem odlišné hodnoty koeficientů. Zde je

$$M_{00} = \begin{bmatrix} 0 & M \\ I & 0 \end{bmatrix} \quad - \text{matice abstraktní hmotnosti soustavy,}$$

$$R_{00} = \begin{bmatrix} 0 & R \\ I & -I \end{bmatrix} \quad - \text{matice abstraktního tkumení soustavy,}$$

$$K_{00} = \begin{bmatrix} G & K \\ 0 & -I \end{bmatrix} \quad - \text{matice abstraktní tuhostí soustavy.}$$

Také v tomto případě jsou matice M_{00}, R_{00}, K_{00} čtvercové a regulární, když čtvercové a regulární matice M, R, K, G , tj. když determinanty matic M, R, K, G jsou různé od nuly. Matice M_{00}, R_{00}, K_{00} mají dimenzi 12×12 a jsou nesouměrné.

Matematický model /1.109/ pomáhá upřesňovat fyzikální představu o vlastnostech soustavy a o vlivu regulace. Zde v matici K_{00} abstraktní tuhostí jsou společně obsaženy jako prvky submatice K tuhostí i submatice G regulace uvažované aktivní vibroizolační soustavy. To ukazuje, že vektor F_g přídavných regulovaných sil má charakter vektoru sil potenciálních. Z toho logicky vyplývá, že s vektorem q relativních výchylek objektu a s časem t se mění celková potenciální energie soustavy.

1.5. Langrangeovy rovnice druhého druhu pro abstraktní soustavu

Pro uvažovanou abstraktní lineární dynamickou soustavu mohou být Langrangeovy pohybové rovnice druhého druhu zapsány ve tvaru

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_a} \right) + \frac{\partial D_0}{\partial \dot{q}_a} + \frac{\partial E_0}{\partial q_a} = h_a \quad /1.110/$$

V tomto případě má funkce

$$T_0 = \frac{1}{2} \dot{q}_a^T M_0 \dot{q}_a \quad /1.111/$$

fyzikální charakter kinetické energie abstraktní soustavy. Funkce

$$D_0 = \frac{1}{2} \dot{q}_a^T R_0 \dot{q}_a \quad /1.112/$$

má fyzikální charakter energie disipované v čase a funkce

$$E_0 = \frac{1}{2} q_a^T K_0 q_a \quad /1.113/$$

má fyzikální charakter potenciální energie abstraktní soustavy.

Energie uvažované abstraktní soustavy lze psát jako kvadratické formy abstraktních zobecněných souřadnic a jejich derivací. Musí být vždy kladné pro libovolné nenulové souřadnice q_a , resp. $\dot{q}_a$. To je možné, jen když jsou kvadratické formy /1.111, 1.112, 1.113/ přiřazeny k maticím M_0, R_0, K_0 , které jsou pozitivně definitní. Pro dosazení do Langrangeovy rovnice /1.110/ je nutno kvadratickou formu derivovat podle vektoru q_a , resp. $\dot{q}_a$ [326].

Poznámka: Obecně pro nesouměrnou reálnou matici P_0 platí, že kvadratická forma vyjadřující energii/ vzhledem k vektoru η je vždy kladná, když je vyjádřena ve tvaru

$$\phi = \frac{1}{2} \eta^T P \eta,$$

v němž je matice $P = 1/2(P_0 + P_0^T)$ souměrná. Je-li již matice P_0 souměrná, pak stačí položit $P = P_0$.

Pro výpočet kvadratické formy ϕ vzhledem k vektoru $\eta = [\eta_1, \eta_2]^T$, přiřazené matici

$$P = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{bmatrix}, \quad /1.115/$$

v níž $P_{21} = P_{12}$, lze postupně odvodit vztah

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{1}{2} \eta^T P \eta = \frac{1}{2} [\eta_1^T, \eta_2^T] \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{2} [\eta_1^T, \eta_2^T] \begin{bmatrix} P_{11}\eta_1 + P_{12}\eta_2 \\ P_{21}\eta_1 + P_{22}\eta_2 \end{bmatrix} = \\ &= \frac{1}{2} (\eta_1^T P_{11} \eta_1 + \eta_1^T P_{12} \eta_2 + \eta_2^T P_{21} \eta_1 + \eta_2^T P_{22} \eta_2). \end{aligned} \quad /1.116/$$

Podle pravidel pro derivaci kvadratické formy ϕ podle vektoru η zřejmě platí, že

$$\frac{D}{D\eta} \phi = \begin{bmatrix} \frac{D}{D\eta_1} \phi \\ \frac{D}{D\eta_2} \phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{11}\eta_1 + P_{12}\eta_2 \\ P_{21}\eta_1 + P_{22}\eta_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \end{bmatrix}, \quad /1.117/$$

takže

$$\frac{D}{D\eta} \phi = P \eta. \quad /1.118/$$

V abstraktní soustavě popsané rovnicí /1.106/ jsou reálné matice M_a, R_a, K_a souměrné. Pro výpočet kvadratických forem T_a, D_a, E_a podle uvedeného postupu vychází

$$T_a = \frac{1}{2} [\dot{q}_{a1}^T, \dot{q}_{a2}^T] \begin{bmatrix} 0 & M \\ M & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_{a1} \\ \dot{q}_{a2} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} (\dot{q}_{a1}^T M \dot{q}_{a2} + \dot{q}_{a2}^T M \dot{q}_{a1}) = \frac{1}{2} (\dot{q}^T M \dot{q} + \dot{q}^T M \dot{q}), \quad /1.119/$$

$$\begin{aligned} D_a &= \frac{1}{2} [\dot{q}_{a1}^T, \dot{q}_{a2}^T] \begin{bmatrix} K & R \\ R & -M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_{a1} \\ \dot{q}_{a2} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} (\dot{q}_{a1}^T K \dot{q}_{a1} + \dot{q}_{a1}^T R \dot{q}_{a2} + \\ &+ \dot{q}_{a2}^T R \dot{q}_{a1} - \dot{q}_{a2}^T M \dot{q}_{a2}) = \frac{1}{2} (\dot{q}^T K \dot{q} + \dot{q}^T R \dot{q} + \dot{q}^T R \dot{q} - \dot{q}^T M \dot{q}), \end{aligned} \quad /1.120/$$

$$\begin{aligned} E_a &= \frac{1}{2} [\dot{q}_{a1}^T, \dot{q}_{a2}^T] \begin{bmatrix} G & 0 \\ 0 & -R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{a1} \\ q_{a2} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} (\dot{q}_{a1}^T G q_{a1} - \dot{q}_{a2}^T R q_{a2}) = \\ &= \frac{1}{2} (\dot{q}^T G q - \dot{q}^T R q). \end{aligned} \quad /1.121/$$

Vzhledem k tomu, že $D_a, E_a > 0$, jsou vždy splněny nerovnosti

$$\dot{q}^T K \dot{q} + \dot{q}^T R \dot{q} + \dot{q}^T R \dot{q} > \dot{q}^T M \dot{q},$$

$$\dot{q}^T G q > \dot{q}^T R q$$

plynouce z rovnic /1.120, 1.121/. Jinak by vznikl rozpor.

Pro derivaci těchto kvadratických forem T_a , D_a , E_a podle vektoru $\dot{q}_a$, resp. vektoru q_a vyjde

$$\frac{\partial T_a}{\partial \dot{q}_a} = \begin{bmatrix} 0 & M \\ M & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_{a1} \\ \dot{q}_{a2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M\dot{q}_{a2} \\ M\dot{q}_{a1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M\ddot{q} \\ M\dot{q} \end{bmatrix} \quad /1.122/$$

$$\frac{\partial D_a}{\partial \dot{q}_a} = \begin{bmatrix} K & R \\ R & -M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_{a1} \\ \dot{q}_{a2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K\dot{q}_{a1} + R\dot{q}_{a2} \\ R\dot{q}_{a1} - M\dot{q}_{a2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M\dot{q} + R\ddot{q} \\ R\dot{q} - M\ddot{q} \end{bmatrix} \quad /1.123/$$

$$\frac{\partial E_a}{\partial q_a} = \begin{bmatrix} G & 0 \\ 0 & -R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{a1} \\ q_{a2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Gq_{a1} \\ -Rq_{a2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Gq \\ -R\dot{q} \end{bmatrix} \quad /1.124/$$

V abstraktní soustavě popsané rovnicí /1.109/ jsou reálné matice M_{ao} , R_{ao} , K_{ao} nesouměrné. Uvedeným postupem lze kvadratické formy vytvořit ve tvaru

$$\begin{aligned} T_a &= \frac{1}{4} \dot{q}_a^T (M_{ao} + M_{ao}^T) \dot{q}_a = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} \dot{q}_{a1}^T & \dot{q}_{a2}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & I + M \\ I + M & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_{a1} \\ \dot{q}_{a2} \end{bmatrix} = \\ &= \frac{1}{4} (\dot{q}_{a1}^T \dot{q}_{a2} + \dot{q}_{a1}^T M \dot{q}_{a2} + \dot{q}_{a2}^T \dot{q}_{a1} + \dot{q}_{a2}^T M \dot{q}_{a1}) = \\ &= \frac{1}{4} (\dot{q}^T \dot{q} + \dot{q}^T M \dot{q} + \dot{q}^T \dot{q} + \dot{q}^T M \dot{q}) , \end{aligned} \quad /1.125/$$

$$\begin{aligned} D_a &= \frac{1}{4} \dot{q}_a^T (R_{ao} + R_{ao}^T) \dot{q}_a = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} \dot{q}_{a1}^T & \dot{q}_{a2}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & I + R \\ I + R & -I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_{a1} \\ \dot{q}_{a2} \end{bmatrix} = \\ &= \frac{1}{4} (\dot{q}_{a1}^T \dot{q}_{a2} + \dot{q}_{a1}^T R \dot{q}_{a2} + \dot{q}_{a2}^T \dot{q}_{a1} + \dot{q}_{a2}^T R \dot{q}_{a1} - \dot{q}_{a2}^T \dot{q}_{a2}) = \\ &= \frac{1}{4} (\dot{q}^T \dot{q} + \dot{q}^T R \dot{q} + \dot{q}^T \dot{q} + \dot{q}^T R \dot{q} - \dot{q}^T \dot{q}) , \end{aligned} \quad /1.126/$$

$$\begin{aligned} E_a &= \frac{1}{4} q_a^T (K_{ao} + K_{ao}^T) q_a = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} q_{a1}^T & q_{a2}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2G & K \\ K & -2I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{a1} \\ q_{a2} \end{bmatrix} = \\ &= \frac{1}{4} (2q_{a1}^T G q_{a1} + q_{a1}^T K q_{a2} + q_{a2}^T K q_{a1} - 2q_{a2}^T q_{a2}) = \\ &= \frac{1}{4} (2q^T G q + q^T K \dot{q} + \dot{q}^T K q - 2\dot{q}^T \dot{q}) . \end{aligned} \quad /1.127/$$

pro derivaci těchto kvadratických forem T_a , D_a , E_a podle vektoru $\dot{q}_a$, resp. vektoru q_a vyjde

$$\frac{\partial T_a}{\partial \dot{q}_a} = \frac{1}{2} (M_{aa} + M_{aa}^T) \dot{q}_a = M_{aa} \dot{q}_a = \begin{bmatrix} 0 & I+M \\ I+M & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_{a1} \\ \dot{q}_{a2} \end{bmatrix}, \quad /1.128/$$

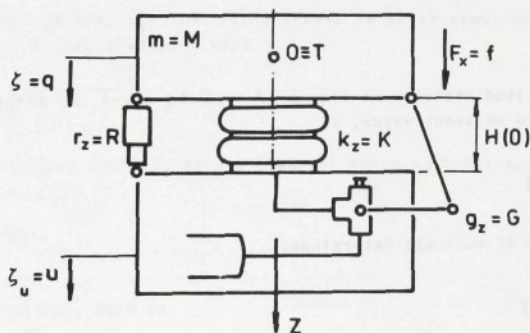
$$\frac{\partial D_a}{\partial \dot{q}_a} = \frac{1}{2} (R_{aa} + R_{aa}^T) \dot{q}_a = R_{aa} \dot{q}_a = \begin{bmatrix} 0 & I+R \\ I+R & -I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_{a1} \\ \dot{q}_{a2} \end{bmatrix}, \quad /1.129/$$

$$\frac{\partial E_a}{\partial q_a} = \frac{1}{2} (K_{aa} + K_{aa}^T) q_a = K_{aa} q_a = \begin{bmatrix} 2\theta & K \\ K & -2I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{a1} \\ q_{a2} \end{bmatrix}. \quad /1.130/$$

dosazením příslušných derivací funkcí T_a , D_a , K_a do Lagrangeových rovnic druhého druhu vznikají sice odlišné diferenciální rovnice, avšak všechny popisují stejnou aktivní pneumatickou vibroizolační soustavu a jejich řešení vede proto ke stejným výsledkům.

1.6. Model lineární dynamické soustavy s jedním stupněm volnosti

Pro další kvalitativní posouzení zvláštních vlastností popisované aktivní pneumatické vibroizolační soustavy stačí uvažovat lineární dynamický model s jedním stupněm volnosti /obr. 1.18/.



Obr. 1.18. Lineární dynamický model soustavy s jedním stupněm volnosti

Tato soustava je tvořena izolovaným objektem hmotnosti $m = M$ s dynamickým buzením časově proměnlivou silou $F_x = f$, který je uložen na základu s kinematickým buzením charakterizovaným časově proměnlivou výchylkou $\zeta_u = u$ na pneumatické pružině s konstantou tuhostí $k_z = K$. Soustava obsahuje viskozni tlumič s konstantou tlumení $r_z = R$ a automatický regulátor stále statické výšky $H(0)$ s konstantou regulace $g_z = G$. Je zavedena zobecněná souřadnice q časově proměnlivé velmi malé výchylky $\zeta = q$ objektu ve směru osy Z , která má počátek $O = T$ v jeho těžišti.

V tomto případě lze položit $M = M$, $R = R$, $K = K$, $G = G$, $q = q$, $u = u$, $h = h$, kde $h = f - M \ddot{u}$.

Maticová forma popisu matematického modelu abstraktní soustavy se 2 $n_0/n_0=1$ abstraktními stupni volnosti má i v tomto případě tvar /1.109/, tj.

$$M_{00}\ddot{q}_a + R_{00}\dot{q}_a + K_{00}q_a = h_a$$

/1.131/

Zde je ale

$$M_{00} = \begin{bmatrix} 0 & M \\ 1 & 0 \end{bmatrix}$$

- matice abstraktní hmotnosti soustavy,

$$R_{00} = \begin{bmatrix} 0 & R \\ 1 & -1 \end{bmatrix}$$

- matice abstraktního tlumení soustavy,

$$K_{00} = \begin{bmatrix} G & K \\ 0 & -1 \end{bmatrix}$$

- matice abstraktní tuhosti soustavy,

$$h_a = \begin{bmatrix} \bar{h} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{f} - M\ddot{u} \\ 0 \end{bmatrix}$$

- vektor abstraktních zobecněných sil,

$$q_a = \begin{bmatrix} q \\ \dot{q} \end{bmatrix}$$

- vektor abstraktních zobecněných souřadnic.

Při dalších úvahách se předpokládá, že všechny veličiny obsažené v rovnici /1.131/ jsou známým postupem normalizovány, takže je třeba se na ně dívat jako na veličiny bezrozměrné.

Vlastní kmity této abstraktní soustavy /1.131/ popisuje rovnice

$$M_{00}\ddot{q}_a + R_{00}\dot{q}_a + K_{00}q_a = 0$$

/1.132/

Řešení této rovnice lze psát ve tvaru

$$q_a = x_a e^{\lambda t}$$

/1.133/

v němž prvky vektoru x_a amplitud nezávisí na čase a $\lambda = j\Omega$ ($j = \sqrt{-1}$), přičemž Ω je vlastní frekvence kmitů. Po dosazení vyjde, že

$$(M_{00}\lambda^2 + R_{00}\lambda + K_{00})x_a = 0$$

/1.134/

Pro netriviální řešení / $x_a \neq 0$ / musí být determinant

$$|M_{00}\lambda^2 + R_{00}\lambda + K_{00}| = 0$$

/1.135/

Představuje charakteristickou rovnici pro vlastní hodnoty λ . Po dosazení do /1.135/ postupně vyjde

$$\left| \begin{bmatrix} 0 & M \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \lambda^2 + \begin{bmatrix} 0 & R \\ 1 & -1 \end{bmatrix} \lambda + \begin{bmatrix} G & K \\ 0 & -1 \end{bmatrix} \right| = 0$$

/1.136/

$$\left| \begin{bmatrix} G & M\lambda^2 + R\lambda + K \\ \lambda^2 + \lambda & -\lambda - 1 \end{bmatrix} \right| = 0$$

/1.137/

$$-G(\lambda + 1) - (M\lambda^2 + R\lambda + K)(\lambda^2 + \lambda) = 0$$

/1.138/

$$M\lambda^4 + (M+R)\lambda^3 + (R+K)\lambda^2 + (K+G)\lambda + G = 0 \quad . \quad /1.139/$$

Má-li být pohyb sledované dynamické soustavy stabilní, musí být reálné části všech kořenů charakteristické rovnice /1.139/ záporné. Jestliže má alespoň jeden kořen kladnou reálnou část, je pohyb soustavy nestabilní. V tomto případě jde o algebraickou rovnici čtvrtého řádu, kterou lze přepsat do tvaru

$$(\lambda + 1) (M\lambda^3 + R\lambda^2 + K\lambda + G) = 0 \quad , \quad /1.140/$$

v němž výraz $\lambda + 1$ představuje jeden z kořenových činitelů. Kořen $\lambda = -1$ je vždy reálný a záporný. Další tři kořeny rovnice /1.140/ by bylo možno nalézt řešením zbývajících částí této rovnice ve tvaru

$$M\lambda^3 + R\lambda^2 + K\lambda + G = 0 \quad . \quad /1.141/$$

Jednodušší a pro provádění kvalitativní rozbor postačující je problém stability v dalším posuzovat Routhovou-Hurwitzovou metodou [330] podle koeficientů rovnice /1.141/ přepsané do tvaru

$$\lambda^3 + \frac{R}{M}\lambda^2 + \frac{K}{M}\lambda + \frac{G}{M} = 0 \quad /1.142/$$

nebo do tvaru

$$\lambda^3 + a_1\lambda^2 + a_2\lambda + a_3 = 0 \quad . \quad /1.143/$$

Zde je $a_1 = R/M$, $a_2 = K/M$, $a_3 = G/M$. Podle Routha je pohyb stabilní, jestliže jsou všechny koeficienty a_1 , a_2 , a_3 kladné, a když

$$a_1 a_2 > a_3 \quad . \quad /1.144/$$

Po dosazení a úpravě vychází, že pro stabilní pohyb musí být splněna podmínka

$$\frac{RK}{M} > G \quad .$$

Pohyb je nestabilní, když je

$$\frac{RK}{M} < G \quad .$$

V následující části budou

- uvedeny výsledky experimentů se sledovanou pneumatickou vibroizolační soustavou s jedním stupněm volnosti,
- kvalitativně posouzeny vlastnosti sledované pneumatické vibroizolační soustavy s jedním stupněm volnosti bez regulace,
- kvalitativně posouzeny vlastnosti sledované pneumatické vibroizolační soustavy s jedním stupněm volnosti bez tlumení, avšak s regulací.

Při experimentech prováděných se zkoumanou soustavou s jedním nebo i více stupni volnosti se tyto závěry plně potvrdily. Experimenty ukázaly, že pneumatické pružiny mají

jen nepatrný vlastní útlum. Prokazuje to nejen relativně dlouho trvající volný kmitavý pohyb, ale také malá hysterese zatěžovacích charakteristik. Volný kmitavý pohyb je vždy stabilní a s časem vymizí u netlumených soustav /bez přidavného tlumiče/ s pneumatickou pružinou bez automatické regulace stálé statické výšky. Stabilní je také u soustav s automaticky regulovanou stálou statickou výškou pneumatické pružiny regulátorem bez zpoždění, jestliže je objem $V/0$ pružiny relativně velký a vliv regulace zanedbatelný. Nestabilní volný kmitavý pohyb v podobě narůstajících kmitů vzniká u netlumených soustav /bez přidavných tlumičů/ s automatickou regulací pneumatické pružiny, jejíž objem je relativně malý a vliv regulace podstatný.

Případy stabilního volného kmitavého pohybu soustavy bez regulace nebo se zanedbatelným vlivem regulace lze popsat rovnicí

$$M\ddot{q} + R\dot{q} + Kq = 0, \quad /1.145/$$

kteřá respektuje vliv tlumení. Pro řešení $q = x e^{\lambda t}$ vychází charakteristická rovnice

$$M\lambda^2 + R\lambda + K = 0, \quad /1.146/$$

kteřá má komplexně sdružené kořeny

$$\lambda_{1,2} = -\frac{R}{2M} \pm j \sqrt{\frac{K}{M} - \left(\frac{R}{2M}\right)^2} = -\beta \pm j\Omega. \quad /1.147/$$

V uvažované soustavě je vždy $K/M > 0$, takže kmitavý pohyb je periodický a Ω reálné, pokud bude

$$\frac{K}{M} > \left(\frac{R}{2M}\right)^2. \quad /1.148/$$

Pak lze obecné řešení rovnice /1.145/ jako lineární kombinaci dvou reálných partikulárních řešení psát ve tvaru

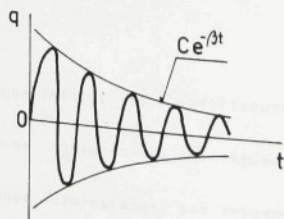
$$q = (C_1 e^{j\Omega t} + C_2 e^{-j\Omega t}) e^{-\beta t}, \quad /1.149/$$

nebo s použitím Eulerových rovnic ve tvaru

$$q = C e^{-\beta t} \sin(\Omega t + \varphi). \quad /1.150/$$

Zde jsou C_1 , C_2 a také C , φ integrační konstanty, které lze určit z počátečních podmínek. Rovnice /1.150/ popisuje volný tlumený kmitavý pohyb, jehož amplituda se zmenšuje s časem podle vztahu $C e^{-\beta t}$ /obr. 1.19/. Má vlastní frekvenci

$$\Omega = \sqrt{\frac{K}{M} - \left(\frac{R}{2M}\right)^2} \quad /1.151/$$



Obr. 1.19. Tlumené vlastní kmity při frekvenci Ω /pro $\varphi = 0$ /

a fázový posuv φ . Dekrement útlumu je

$$\beta = \frac{R}{2M} \quad /1.152/$$

U soustavy, která nemá zvláštní tlumič, lze vlastní útlum zanedbat, tj. předpokládat $R \approx 0$. Kmitavý netlumený pohyb popisuje rovnice

$$M\ddot{q} + Kq = 0 \quad /1.153/$$

jejíž řešení má tvar

$$q = C \sin(\Omega t + \varphi) \quad /1.154/$$

Amplituda C je konstantní a vlastní frekvence má hodnotu

$$\Omega = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad /1.155/$$

Případ nestabilního volného kmitavého pohybu uvažované abstraktní soustavy lze popsat rovnici

$$M_{00}\ddot{q}_0 + K_{00}q_0 = 0 \quad /1.156/$$

která respektuje vliv regulace a neuvažuje tlumení. Popisuje pohyb soustavy bez tlumiče a s pružinou, jejíž vlastní útlum je zanedbatelný. Její řešení lze psát ve tvaru

$$q_0 = x_0 e^{j\Omega t} \quad /1.157/$$

Zde je q_0 vektor abstraktních výchylek soustavy, x_0 vektor amplitud nezávislý na čase t , Ω vlastní frekvence kmitů $j = \sqrt{-1}$. Pro $\Omega^2 = \lambda$ lze rovnici /1.156/ přepsat do tvaru

$$(K_0 - M_0 \lambda) x_0 = 0 \quad /1.158/$$

Dále lze psát

$$M_0^{-1} (K_0 - M_0 \lambda) x_0 = 0$$

$$(M_0^{-1} K_0 - M_0^{-1} M_0 \lambda) x_0 = 0,$$

Protože $M_0^{-1} M_0 = I$, kde I je jednotková matice, bude

$$(M_0^{-1} K_0 - I \lambda) x_0 = 0 \quad /1.159/$$

Pro netriviální řešení $x_0 \neq 0$ musí být determinant

$$|M_0^{-1} K_0 - I \lambda| = 0 \quad /1.160/$$

Představuje charakteristickou rovnici pro vlastní hodnoty λ .

Prvky inverzní matice M_0^{-1} lze nalézt řešením rovnice

$$M_0^{-1} M_0 = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & M \\ 1 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad /1.161/$$

vychází, že $a_{12} = 1$, $a_{11} M = 0$, $a_{22} = 0$, $a_{21} M = 1$, a proto

$$M_0^{-1} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{1}{M} & 0 \end{bmatrix} ,$$

$$M_0^{-1} K_0 = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{1}{M} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G & K \\ 0 & -1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ \frac{G}{M} & \frac{K}{M} \end{bmatrix} .$$

/1.162/

Po dosazení do charakteristické rovnice postupně vychází

$$\left| \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ \frac{G}{M} & \frac{K}{M} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \lambda \right| = 0 ,$$

$$\begin{vmatrix} -\lambda & -1 \\ \frac{G}{M} & \frac{K}{M} - \lambda \end{vmatrix} = 0 ,$$

$$-\lambda \left(\frac{K}{M} - \lambda \right) + \frac{G}{M} = 0 ,$$

$$\lambda^2 - \frac{K}{M} \lambda + \frac{G}{M} = 0 .$$

/1.163/

Kořeny $\lambda_{1,2}$ charakteristické rovnice /1.163/ mají hodnotu

$$\lambda_{1,2} = \frac{K}{2M} \left(1 \pm \sqrt{1 - 4 \frac{GM}{K^2}} \right)$$

/1.164/

Protože $\lambda = \Omega^2$, vyjdou celkem čtyři hodnoty Ω , a sice

$$\Omega_{11,12} = \pm \sqrt{\lambda_1} = \pm \sqrt{\frac{K}{2M} \left(1 + \sqrt{1 - 4 \frac{GM}{K^2}} \right)}$$

/1.165/

$$\Omega_{21,22} = \pm \sqrt{\lambda_2} = \pm \sqrt{\frac{K}{2M} \left(1 - \sqrt{1 - 4 \frac{GM}{K^2}} \right)}$$

/1.166/

Při kvalitativním posuzování problému lze předpokládat, že v praxi je v soustavě s nestabilními kmity

$$4 \frac{MG}{K^2} \gg 1 , \text{ tj. } G \gg \frac{K^2}{4M} .$$

/1.167/

To odpovídá výsledkům experimentů, při nichž nestabilní kmity vznikaly v soustavě, byla-li k automatickému regulátoru stále statické výšky připojena pneumatická pružina s relativně malým objemem v/0/ stlačeného vzduchu, tj. s relativně velkým vlivem regulace. Za tohoto předpokladu zřejmě

$$\sqrt{1 - 4 \frac{GM}{K^2}} \approx j \sqrt{4 \frac{GM}{K^2}} \quad /1.168/$$

kde $j = \sqrt{-1}$. Kvůli formálnímu zjednodušení lze položit

$$\sqrt{\frac{K}{2M}} = A \quad , \quad \sqrt{4 \frac{GM}{K^2}} = B \quad /1.169/$$

Po dosazení a po úpravě pak vyjdou vztahy

$$\Omega_{11,12} = \pm A \sqrt{1 + jB} \quad , \quad /1.170/$$

$$\Omega_{21,22} = \pm A \sqrt{1 - jB} \quad . \quad /1.171/$$

Pro výpočet odmocniny komplexního čísla $z = a \pm jb$ obecně platí vztah

$$\sqrt{z} = \sqrt{\|z\|} e^{j\varphi} = \sqrt{\|z\|} e^{\frac{\varphi}{2}} \quad , \quad /1.172/$$

kde

$$\|z\| = \sqrt{a^2 + b^2} \quad , \quad \varphi = \arctg(\pm \frac{b}{a}) \quad , \quad a \neq 0 \quad . \quad /1.173/$$

Podle Moivreovy věty dále platí, že

$$e^{j\frac{\varphi}{2}} = \cos \frac{\varphi}{2} + j \sin \frac{\varphi}{2} \quad /1.174/$$

Proto je

$$\sqrt{1 \pm jB} = \sqrt{1+B^2} e^{\frac{1}{2} j \arctg(\pm B)} = \sqrt{1+B^2} (\cos(\frac{1}{2} \arctg(\pm B)) + j \sin(\frac{1}{2} \arctg(\pm B))) \quad /1.175/$$

Podle předpokladů /1.167, 1.169/ je $B \gg 1$, takže $\sqrt{1+B^2} \approx \sqrt{B^2}$ a současně je $\arctg \pm B \approx \pm \pi/2$. Proto vychází, že

$$\cos(\frac{1}{2} \arctg(\pm B)) \approx \cos(\pm \frac{\pi}{4}) = \frac{\sqrt{2}}{2} \quad , \quad /1.176/$$

$$\sin(\frac{1}{2} \arctg(\pm B)) \approx \sin(\pm \frac{\pi}{4}) = \pm \frac{\sqrt{2}}{2} \quad /1.177/$$

Naznačenou úpravou pak pak vyjdou pro výpočet hodnot Ω vztahy

$$\Omega_{11,12} = \pm AB \frac{\sqrt{2}}{2} (1+j) = \pm H(1+j) \quad , \quad /1.178/$$

$$\Omega_{21,22} = \pm AB \frac{\sqrt{2}}{2} (1-j) = \pm H(1-j) \quad , \quad /1.179/$$

V nichž je

$$H = AB \frac{\sqrt{2}}{2} = \sqrt{\frac{K}{2M}} \sqrt{4 \frac{GM}{K^2} \frac{\sqrt{2}}{2}} = \sqrt{\frac{G}{K}} > 0 .$$

/1.180/

vzhledem k tomu, že je

$$jQ_{11,22} = -H \pm jH ,$$

/1.181/

$$jQ_{12,21} = H \mp jH ,$$

/1.182/

Lze obecné řešení q_a rovnice /1.156/ jako lineární kombinaci všech čtyř vzájemně rozdílných řešení partikulárních psát ve tvaru

/1.183/

$$q_a = C_{a11} e^{-Ht} e^{jHt} + C_{a12} e^{Ht} e^{-jHt} + C_{a21} e^{Ht} e^{jHt} + C_{a22} e^{-Ht} e^{-jHt} .$$

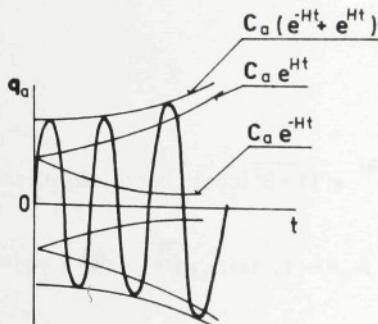
Zde C_{a11} , C_{a12} , C_{a21} , C_{a22} jsou konstantní vektory. S použitím Eulerova vztahu lze výraz /1.183/ přepsat do podoby

/1.184/

$$q_a = C_{a1} e^{Ht} \sin(Ht + \varphi_{a1}) + C_{a2} e^{Ht} \sin(Ht + \varphi_{a2}) ,$$

kde C_{a1} , C_{a2} jsou rovněž konstantní vektory, φ_{a1} , φ_{a2} značí fázové posuvy. Jde o narůstající vlastní kmity soustavy /1.156/, jejichž vlastní frekvence je $H = \sqrt{G/K}$. Na obr. 1.20 jsou znázorněny pro zvláštní případ $C_{a1} = C_{a2} = C_a$, $\varphi_{a1} = \varphi_{a2} = \varphi_a$, kdy je

$$q_a = C_a (e^{-Ht} + e^{Ht}) \sin(Ht + \varphi_a) .$$



Obr. 1.20. Narůstající vlastní kmity abstraktní soustavy při frekvenci H /pro $\varphi_a = 0$ /

Vektor amplitudy těchto kmitů se zvětšuje podle vztahu $C_a / e^{-Ht} + e^{Ht} /$. Jejich vlastní frekvence je $H = \sqrt{G/K}$.

V lineárním systému amplitudy těchto volných kmitů rostou nade všechny meze. V nelineárním systému s členem typu saturace mají amplitudy těchto kmitů hodnoty konečné.

Pro inženýrskou praxi je důležité umět tento nežádoucí jev v uvažované aktivně vibroizolační soustavě odstranit. *

Lze toho snadno docílit dvěma způsoby:

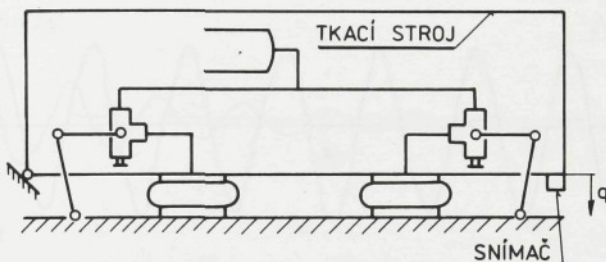
a/ Nestabilní kmity se odstraní připojením vhodných tlumičů. Volí se tak, aby byla splněna podmínka /1.142/, tj. aby $R > G$ M/K. Nevýhodou je, že tlumiče přenášejí chvění a snižují účinnost vibroizolace.

* Nebylo by ovšem bez zajímavosti tento jev podrobně prozkoumat a technicky využít, například u vibračních dopravníků.

b/ U soustav bez tlumičů lze nestabilní kmity odstranit seškrcením vývodů automatických regulátorů do pneumatických pružin. Seškrcením vývodů se splní podmínka /1.142/, tj. dosáhne se, že $R > G M/K$, kde R značí vlastní útlum pružin.

1.7. Výsledky experimentů s nelineární dynamickou soustavou

Experimenty byly prováděny s pružně pneumaticky uloženým tkacím strojem P 105 /obr. 1.21/. Stroj byl v rozích podepřen čtyřmi jednovlnovými vlnovcovými pružinami VJ 80-07 [219], které mají při statické výšce $H/0 = 80$ mm efektivní plochu $S/0 \approx 150$ cm² a objem $V/0 = 960$ cm³. Každá pružina měla vlastní automatický regulátor [333] stále statické výšky připojený ke zdroji stlačeného vzduchu s přetlakem regulovaným v mezích 400 - 600 kPa. V pružinách pod přední částí stroje byl stlačený vzduch o přetlaku $p_p/0 = 240$ kPa, v pružinách pod zadní částí stroje měl přetlak $p_p/0 = 180$ kPa. To odpovídá 1 368 kg celkové hmotnosti stroje s osnovou a zbožím.



Obr. 1.21. Schéma uspořádání aktivní pneumatické vibroizolační soustavy s jedním stupněm volnosti

Soustava s jedním stupněm volnosti byla vytvořena tím, že byl stroj ve dvou místech zadní části kloubově uchycen. Stroj nesly pneumatické pružiny, takže pasivní odpory kloubového uchycení byly sníženy na minimum.

Při experimentech byl snímán a graficky zaznamenáván časový průběh zrychlení $\ddot{q}$, integraci elektrickou cestou byl získán časový průběh rychlosti $\dot{q}$ a výchylek q kmitavého pohybu stroje.

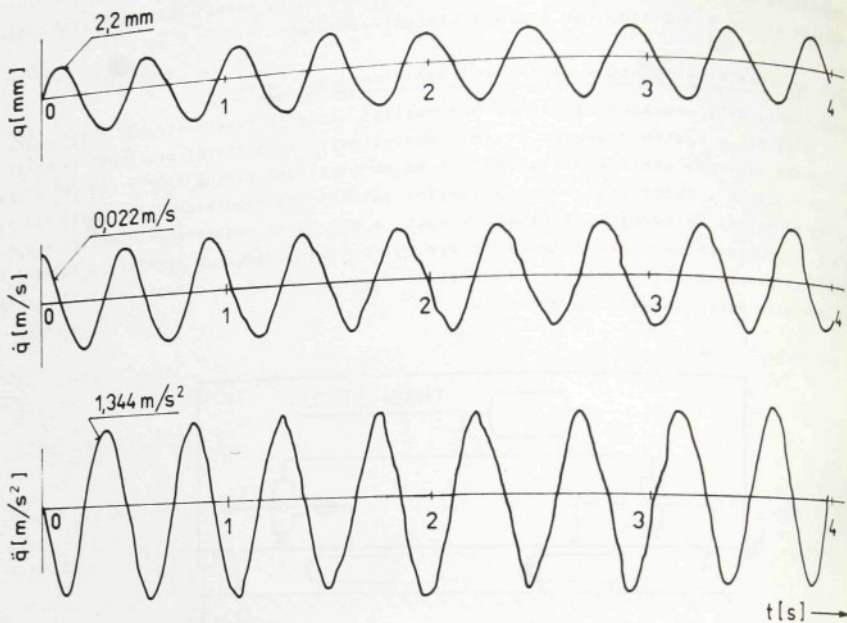
Na obr. 1.22 je grafický záznam ustálených samobuzených kmitů, které byly iniciovány vychylením stroje z rovnovážné polohy. Tyto kmity způsobují přídavně regulované síly. V pružinách vznikají v důsledku periodického přídavného doplňování a vypouštění stlačeného vzduchu při kmitavém pohybu. Vlivem nelinearity charakteristik pneumatických pružin mají amplitudy výchylek konečnou hodnotu. V tomto případě byly použity sériové vyráběné regulátory [233] s vývodem $\varnothing 2$ mm do pneumatických pružin.

Při dalším experimentu byl vývod do pneumatických pružin seškrčen tryskou $\varnothing 0,5$ mm. Tím byly zmenšeny přídavně regulované síly a omezen vliv regulace natolik, že samobuzené kmity již nevznikaly. Po vychýlení z rovnovážné polohy vykonával stroj volně tluměné kmity. Postupně uklidnění stroje je způsobeno vlastním tlumením pneumatických pružin a dalšími pasivními odpory /obr. 1.23/.

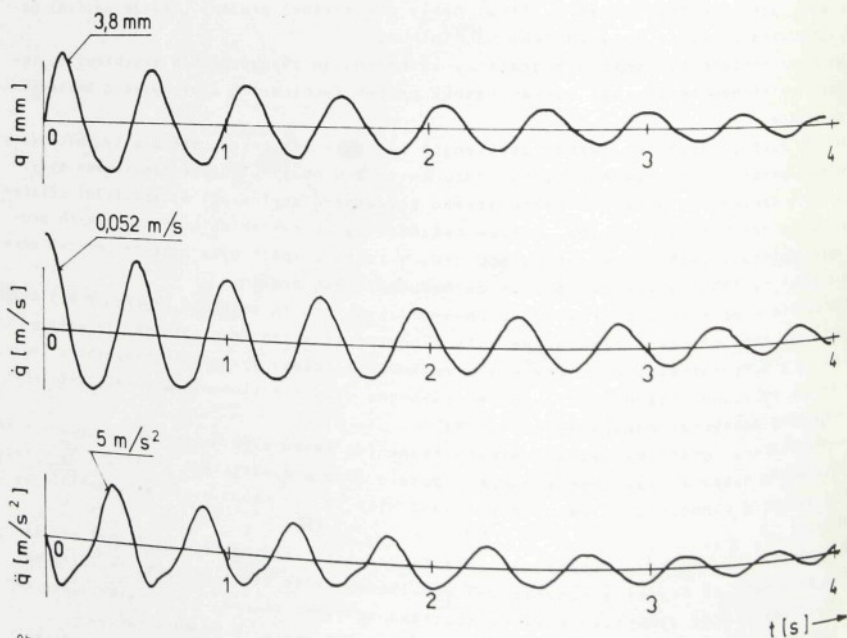
Na obr. 1.24 je grafický záznam volných tlumených kmitů této nelineární soustavy s jedním stupněm volnosti s uzavřeným vývodem regulátorů do pneumatických pružin. Tedy s regulací vyřazenou z činnosti. Přídavná regulovaná síla se již neprojevuje a tlumení je účinnější.

Po uvolnění kloubového uchycení zadní části se tkací stroj podepřený čtyřmi pneumatickými pružinami se čtyřmi automatickými regulátory stále statické výšky choval jako aktivní vibroizolační dynamická rovinná soustava se dvěma stupni volnosti. Grafický záznam samobuzených kmitů přední části stroje ve svislém směru je na obr. 1.25.

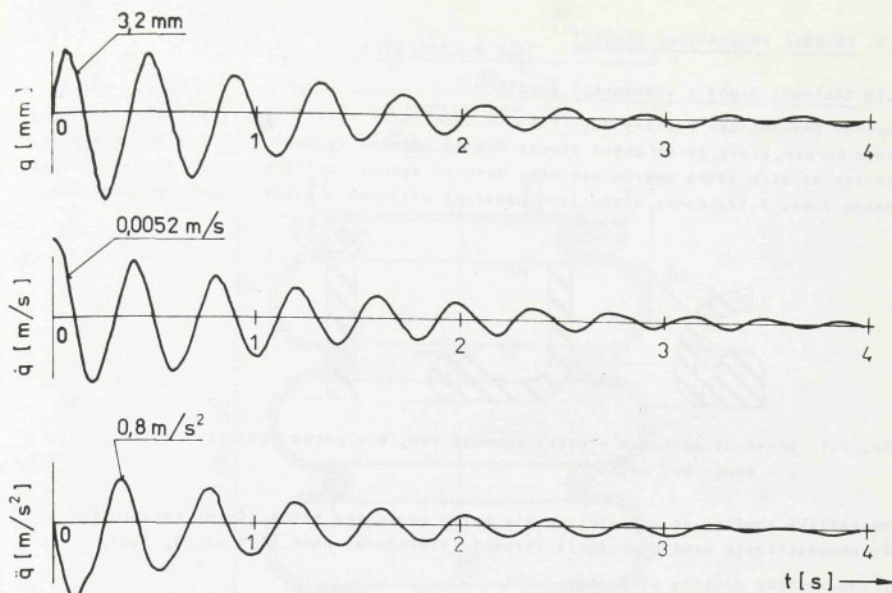
Další podrobnější rozbor problému samobuzených kmitů uvažované aktivní pneumatické vibroizolační soustavy již svým obsahem i rozsahem přesahuje vytčené cíle a zaměření této práce.



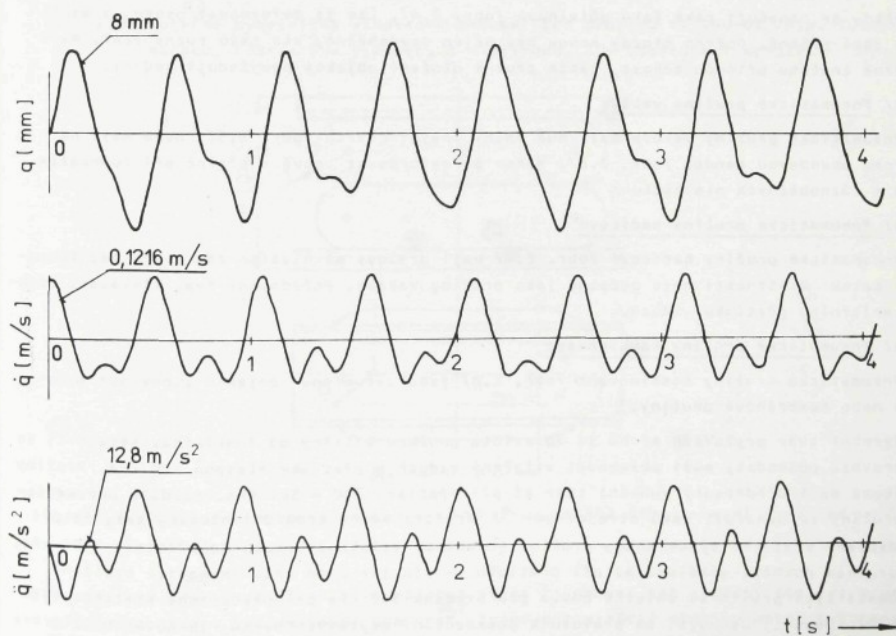
Obr. 1.22. Grafický záznam ustálených samobuzených kmitů nelineární soustavy s jedním stupněm volnosti



Obr. 1.23. Grafický záznam volných tlumených kmitů nelineární soustavy s jedním stupněm volnosti se seškrácenými vývody regulátorů do pružin



Obr. 1.24. Grafický záznam volných tlumených kmitů nelineární soustavy s jedním stupněm volnosti bez regulátorů

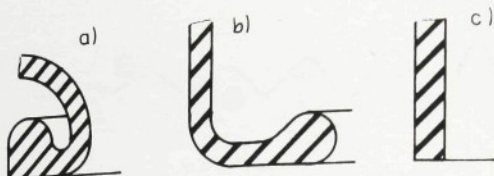


Obr. 1.25 Grafický záznam ustálených samobuzených kmitů nelineární soustavy se dvěma stupni volnosti

2.0. MĚCHOVÉ PNEUMATICKÉ PRUŽINY

2.1. Základní druhy a vlastnosti pružin

Soudobé pneumatické pružiny mají rotačně symetrický elastický pryžový měch armovaný kříženým kordem, který je ve stěně tlusté 2-4 mm položen ve dvou nebo čtyřech vrstvách. Na koncích má měch [340] směrem ven nebo dovnitř vyhnuté zesílené patky a může být také bez patek /obr. 2.1/. Konce měchu jsou uzavřeny přírubou s víkem, válcem nebo pístem.



Obr. 2.1. Ukončení měchu: a - patka vyhnutá ven, b - patka vyhnutá dovnitř, c - konec bez patky

Pneumatické pružiny se rozlišují podle tvaru pryžového měchu. Četné konstrukční varianty pneumatických pružin obsahuje firemní literatura, např. [10 až 13, 340].

a/ Pneumatické pružiny vlnovcové

Bývají jedno až čtyřvlnové /obr. 2.2/, a to nejen rotačně symetrické, ale také obdélné /obr. 2.3/. Tyto pružiny lze deformovat v osovém i příčném směru, dosedací plochy přírub mohou být různoběžné. Dvou a vícevlnové pružiny mají malou příčnou tuhost, a proto musejí být pružně uložené objekty vedeny.

b/ Pneumatické pružiny membránové

Někdy se označují také jako půlvlnové /obr. 2.4/. Lze je deformovat osově, v menší míře také příčně. Opěrné plochy mohou být nejen rovnoběžné, ale také různoběžné. Mají poměrně značnou příčnou tuhost, takže pružně uložené objekty nevyžadují vedení.

c/ Pneumatické pružiny vakové

Pneumatické pružiny vakové mají buď volný vnější povrch /obr. 2.5/, nebo mají na povrchu obvodovou bandáž /obr. 2.6/. Mohou se deformovat osově i příčně při rovnoběžných i různoběžných plochách.

d/ Pneumatické pružiny hadicové

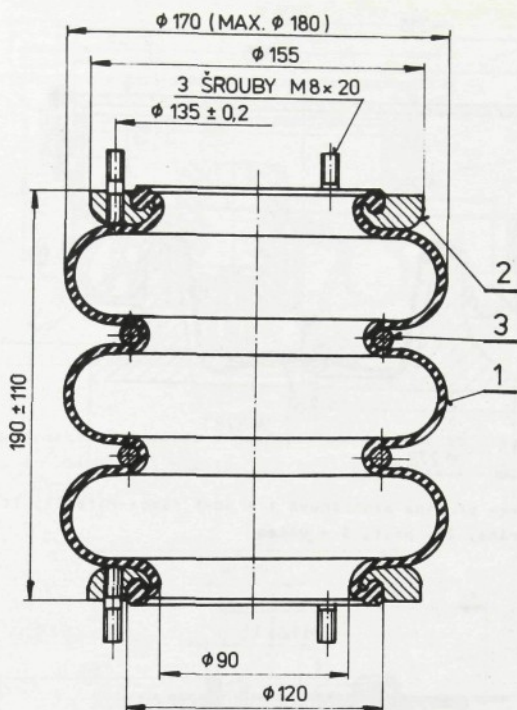
Pneumatické pružiny hadicové /obr. 2.7/ mají pryžový měch válcového tvaru bez koncových patek. Vlastnosti mají podobné jako pružiny vakové. Požadovaný tvar získávají účinkem vnitřního tlaku vzduchu.

e/ Pneumatické pružiny kombinované

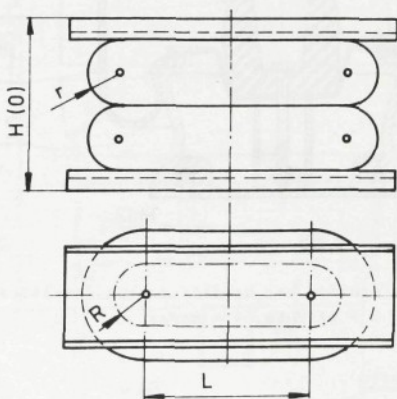
Pneumatické pružiny kombinované /obr. 2.8/ jsou vytvořeny spojením vlnovcové a vakové nebo membránové pružiny.

Výrobní tvar pryžových měchů je zpravidla poněkud odlišný od funkčního. Nemají-li se za provozu poškodit, musí obsahovat stlačený vzduch o tlaku alespoň 100 kPa. Pružiny hadicové mají předepsaný funkční tvar až při tlaku 200 - 300 kPa. Soudobé pneumatické pružiny se označují jako středotlaké.*/ Pryžové měchy jsou dimenzovány tak, že při předepsané statické výšce mohou pružiny obsahovat stlačený vzduch do tlaku 1000 kPa. K poruchám dochází většinou až při tlaku vyšším jak 2500 kPa. Jmenovitě zatížení pneumatických pružin se smluvně udává pro tlak 500 kPa při předepsané statické výšce H/0/. Nemá-li docházet za provozu k poškození pryžových měchů, je nutno omezit jejich zdvih. Jako omezovače zdvihu se většinou používají pryžové dorazy.

*/ Pružiny určené pro tlaky nad 1000 kPa se označují jako vysokotlaké. Dosud nebyly nikde ve světě uvedeny na trh. V současné době se autor podílí na jejich vývoji u nás.

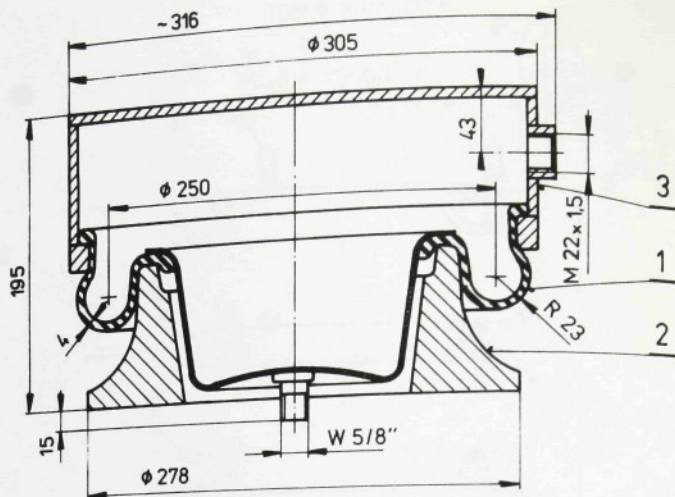


Obr. 2.2. Rotačně symetrická vlncová pneumatická pružina VT 190-07 /n.p. Rubena Náchod, ČSSR/: 1 - vlnovec, 2 - příruba, 3 - oddělovací kroužek

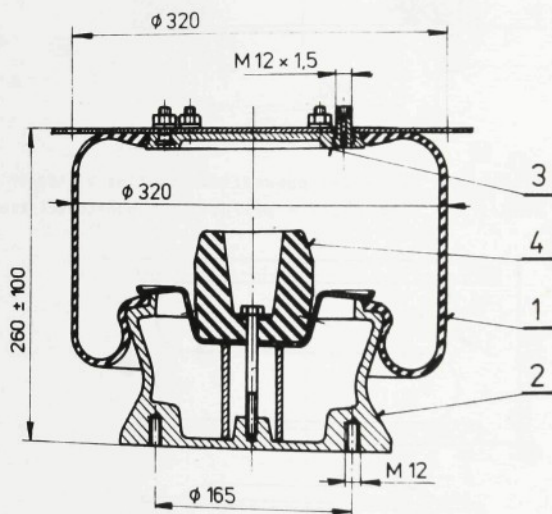


Obr. 2.3. Obdélná vlncová pneumatická pružina DK 502 /The General Tyre and Rubber Co., USA/

Pneumatické pružiny mají několikanásobně vyšší životnost než pružiny ocelové a pro srovnatelná zatížení mnohem menší hmotnost. Známé pneumatické pružiny mohou být osově zatěžovány jen tlakovými silami. Z technologických důvodů nelze pryžové měchy vyrobit libovolně malé, a proto nemohou být pneumatické pružiny použity pro extrémně nízká zatížení [22].



Obr. 2.4. Pneumatická pružina membránová 1 X 60-1 /Saga-Pirelli, Itálie/;
1 - membrána, 2 - píst, 3 - válec



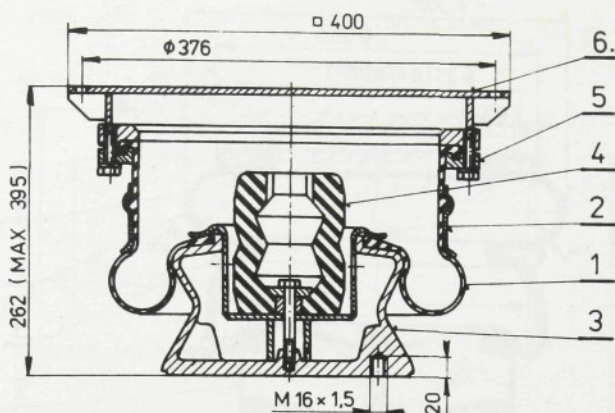
Obr. 2.5. Vaková pneumatická pružina bez bandáže Taurus 260x340 /Taurus, MLR/;
1 - vak, 2 - píst, 3 - příruba, 4 - doraz

2.2. Stavebníkové řešení pružin

Mnohaletý a náročný technologický a konstrukční vývoj československých pneumatických pružin se za spoluúčasti autora práce uskutečnil v n.p. Rubena Náchod, v n.p. Autobremy Jablonec a na vysoké škole strojní a textilní v Liberci bez předběžných znalostí výrobních postupů používaných v zahraničí, neboť jsou utajovány.

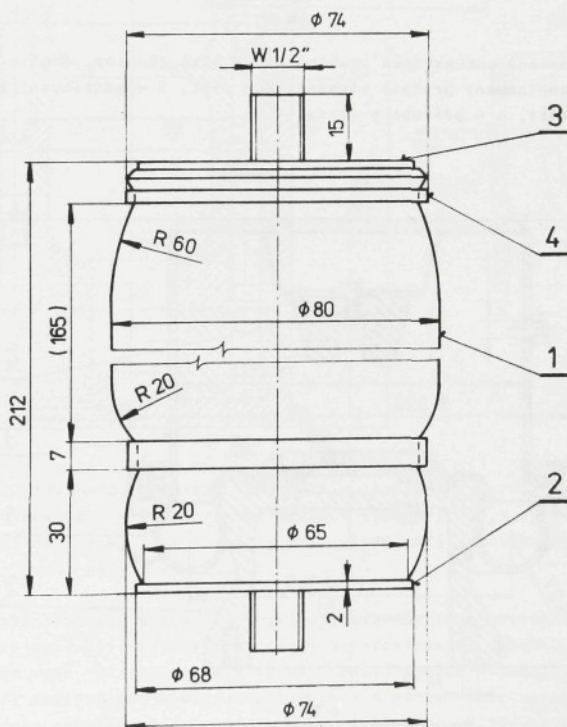
S výjimkou dvou typů pružin membránových 1681 pro jmenovité zatížení 25 kN /obr. 2.9/ a 30 kN byla dosavadní pozornost věnována pružinám vlnovcovým a autorem originálně řešeným pružinám vakovým 157 až 51, 1171. Membránové pružiny byly použity pro pérování dálkových autobusů Karosa ŠD 11.

Konfekce /polotovary/ pro výrobu pryžových měchů se zhotovuje na válcovém trnu /obr. 2.10/. Na trn se nejprve navine vrstva gumy, potom se křížem položí dvě nebo čtyři vrst-



Obr. 2.6. Vaková pneumatická pružina s bandáží Taurus 260x285 /Taurus, MLR/:

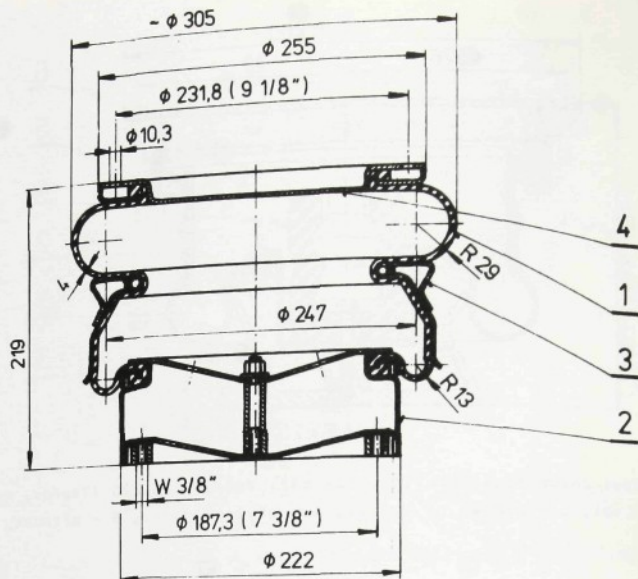
1 - vak, 2 - bandáž, 3 - píst, 4 - pryžový doraz, 5 - příruba, 6 - válec



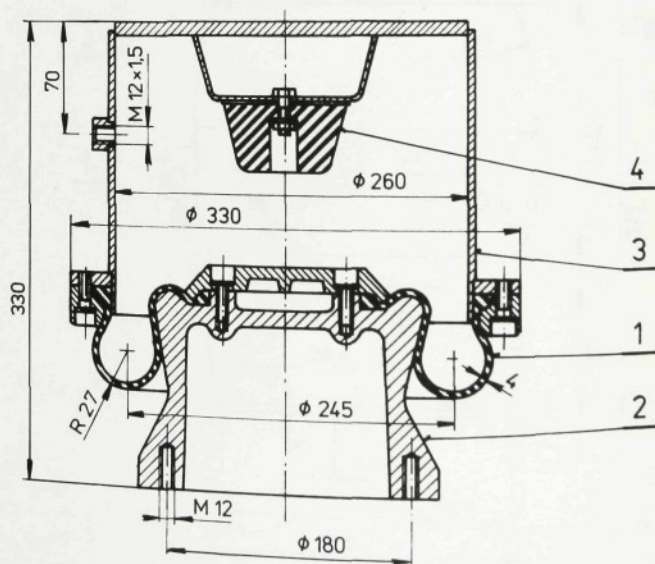
Obr. 2.7. Pneumatická pružina hadicová 1 S4 /Good-year, USA/:

1 - hadice, 2 - píst, 3 - uzavírací víko, 4 - zděř

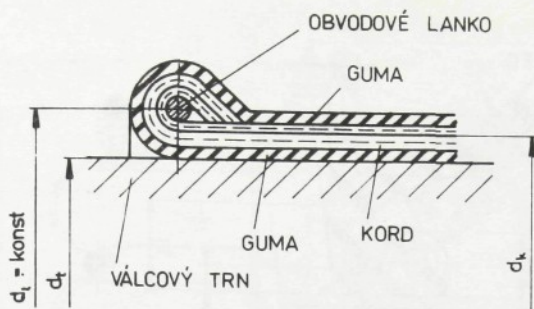
Vy pogumovaných kordových nití, které se na koncích přehnou přes ocelová nebo kordová lanka a nakonec se na povrch navine opět gumová vrstva. Takto připravená konfekce se před vložením do vulkanizační formy předtvaruje na tzv. bombirovacím zařízení. Problematikou stavby kordové armatury stěn vlnovců a vaků se podrobně zabývají práce [279,341].



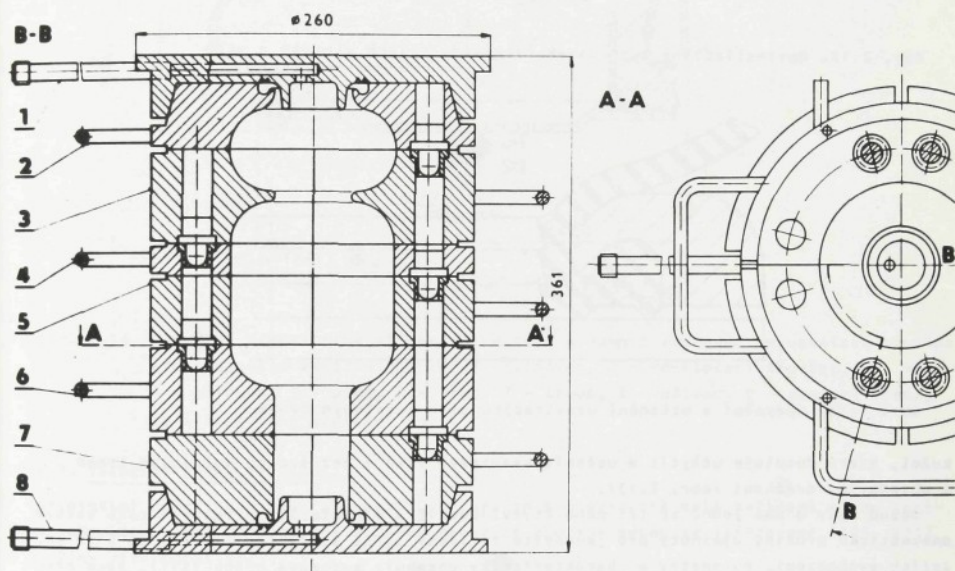
Obr. 2.8. Kombinovaná pneumatická pružina DILOW 12x2 /Dunlop, Anglie/:
 1 - kombinovaný pryžový element, 2 - píst, 3 - oddělovací kroužek
 s bandáží, 4 - příruba s víkem



Obr. 2.9. Membránová pneumatická pružina AB 330x330 /Autobrzdy Jablonec, ČSSR/:
 1 - membrána, 2 - píst, 3 - válec, 4 - pryžový doraz



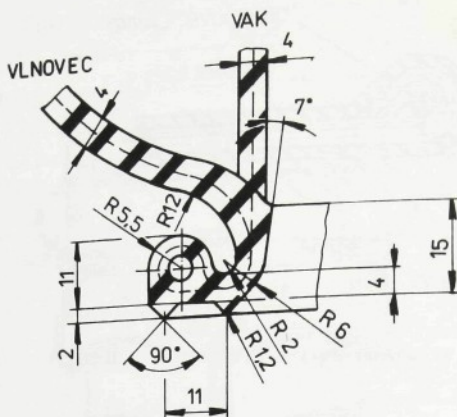
Obr. 2.10. Konfekce pro výrobu pryžových měchů



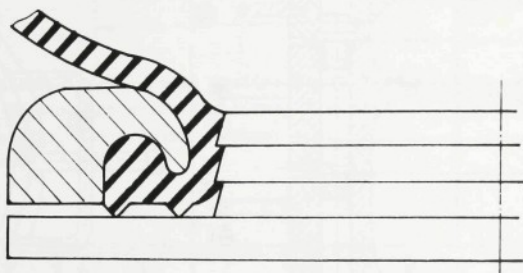
Obr. 2.11. Řez stavebnicově řešenou skládací vulkanizační formou: 1 - přívod páry s víkem; 2,3 - díly pro vulkanizaci vlnovců; 2,4,5,6,7 - díly pro vulkanizaci vaků, 2 až 7 - díly pro vulkanizaci kombinovaných elementů, 8 - vývod páry s víkem

Pro vulkanizaci pryžových měchů byly vyvinuty stavebnicově řešené skládací formy /obr. 2.11/, které umožňují nejen výrobu jedno a vícevlnových vlnovců, ale také výrobu průměrově stejných vaků různých délek i výrobu kombinovaných elementů. Toto řešení přináší značné úspory nákladů při vývoji i při kusové a malosériové výrobě. Vlnovce i vaky mají tvarově shodné, směrem ven vyhnuté koncové patky /obr. 2.12/, a proto nemusí mít forma uvnitř tzv. topnou duši. Tím se výroba zjednodušuje a zlevňuje. Vlnovce i vaky stejných vnějších průměrů mají také stejné průměry patek. Tím se zmenšuje sortiment potřebných kovových dílů a zvyšuje sériovost výroby. Dotvarování i vulkanizace měchů se provádí parou. Na vnějším povrchu měchů je síť jemných podélných a obvodových drážek, kterými se při vulkanizaci z formy odvádí vzduch. Zlepšuje se také kompaktnost i povrchový vzhled stěny měchu.

Na čelech patek jsou dva obvodové těsnící bříty. Toto řešení umožnilo výrazně snížit [139] počet šroubů potřebných k upevnění uzavíracích vík. V zúžení měchu je vytvořen



Obr. 2.12. Optimalizovaný tvar patek československých vlnovců a vaků

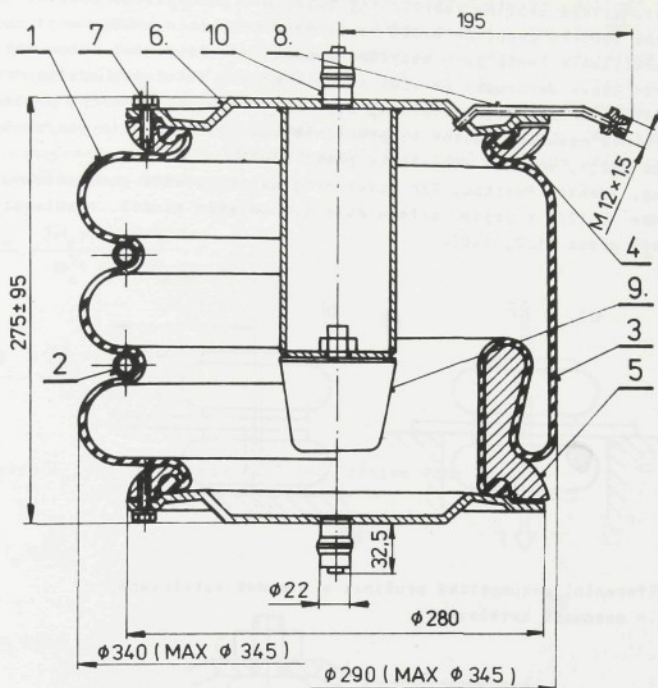


Obr. 2.13. Upevnění a utěsnění uzavíracího víka kuželovým trnem

kužel, který dovoluje uchytit a utěsnit uzavírací víko i bez šroubů kuželovým trnem s obvodovými drážkami /obr. 2.13/.

Dosud byly u nás jedno až tři nebo čtyřvlnovcové a v některých případech také vakové pneumatické pružiny vyvinuty pro jmenovité zatížení 3,75; 4; 7; 10; 20; 30; 40 a 50 kN. Jejich vyobrazení, parametry a charakteristiky obsahuje autorova práce [111]. Jako příklad je na obr. 2.14 společně znázorněna montážně zaměnitelná vlnovcová a vaková pneumatická pružina pro jmenovité zatížení 30 kN [58], která je určena pro pérování autobusů Karosa [52, 54].

Sériová výroba pryžových měchů československých pneumatických pružin byla zavedena v n.p. Rubena Náchod již v r. 1964. V současné době se ročně vyrábí zhruba 45 tis. kusů vlnovců PE 34/3 pro pružiny VT 240-30 a vlnovců PE 38/3 pro pružiny VT 240-40, které se používají pro pérování autobusů Karosa a nákladních automobilů Liaz a Tatra. Dále se ročně vyrábí asi 2000 kusů vaků PE 170-400 pro pružiny VV 240-10, které se používají pro pérování nákladních automobilů Liaz. Rovněž se ročně vyrábí zhruba 55 tis. kusů vlnovců PE 13/3 pro pružiny VT 170-04, které slouží pro pérování sedadel pro řidiče. Roční hodnota produkce měchů činí zhruba 16 mil. Kčs. Výrobu kovových součástí a montáž těchto 27,2 mil. Kčs ročně. Kusovou a malosériovou výrobu dalších víc jak 30-ti dosud vyvinutých typů vlnovcových a vakových pružin i vývoj dalších požadovaných typů pružin zajišťuje v případě potřeby VŠST Liberec ve spolupráci s n.p. Rubena Náchod. Technické parametry československých pneumatických pružin jsou na úrovni pružin vyráběných předními firmami v zahraničí. Životnost našich vlnovcových pružin převyšuje 10 mil. zdvihů /500 tis. km/. Životnost našich vakových pružin je prozatím nižší a dosti nerovnoměrná. Podstatně se dosáhnout životnosti přes 5 mil. zdvihů a na vozidlech přes 100 tis. km.

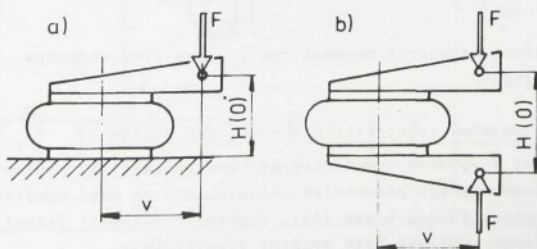


Obr. 2.14. Montážně zaměnitelná vlnovcová /vlevo/ a vaková /vpravo/ pneumatická pružina pro jmenovité zatížení 30 kN: 1 - vlnovec, 2 - oddělovací kroužek, 3 - vak, 4 - příruba, 5 - píst, 6 - víko, 7 - šroub, 8 - přívod, 9 - pryžový doraz, 20 - centrální montážní kolík

2.3. Zvláštní druhy pružin

Originální řešení problému pneumatických pružin pro extrémně malá zatížení a pro zatížení tahovými silami představují autorem navržené pružiny nesouose zatěžované [125, 273] a pružiny diferenční [123].

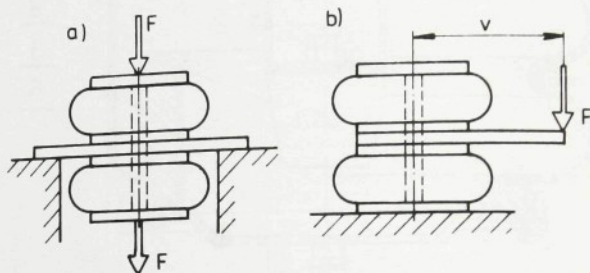
Pro nesouosé zatěžování lze použít jednovlnové vlnovcové nebo membránové pružiny, příkladně způsobem patrným z obr. 2.15. Vyosením v působišti zatěžující síly F se zvyšuje deformace pružiny působením přídavného ohybového momentu. Při stále statické výšce $H/0$ a při stálém vnitřním tlaku vzduchu se s rostoucím vyosením zmenšuje zatěžovací síla. Problematiku těchto pružin autor řešil v práci [125]. Dále ji rozpracoval autorův aspirant v práci [273].



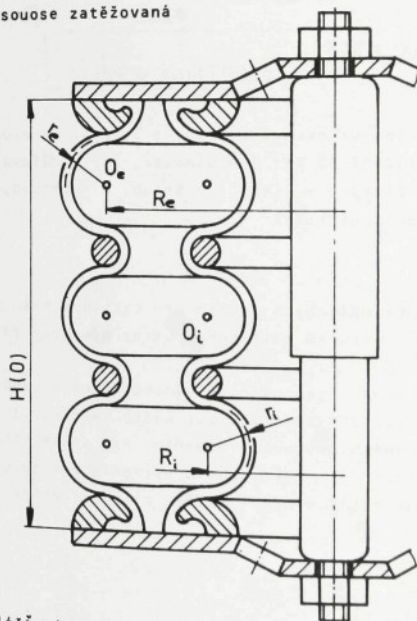
Obr. 2.15. Příklady nesouose zatěžovaných pneumatických pružin: a - s jedním kyvným ramenem, b - se dvěma kyvnými rameny

Diferenční pneumatické pružiny /obr. 2.16/ tvoří dvě pneumatické pružiny se společným obsahem stlačeného vzduchu zapojené proti sobě. Přilehlé konce pružin mají společnou opěrnou desku, protilehlé konce jsou vzájemně spojeny. Pryžový měch mohou mít obě pružiny společný. Při osové deformaci se vždy jedna z pružin stlačuje, kdežto druhá roztahuje. Zatěžovací síla může být nejen tlaková, ale také tahová. Diferenční pružiny mohou být zatěžovány rovněž nesouose. Autor se problematikou těchto pružin podrobněji zabývá příkladně v práci [123], autorův aspirant v práci [203].

Společně s Ing. Zdeňkem Pustkou, CSC autor originálně vyřešil pneumatickou pružinu dvouplášťovou /obr. 2.17/. V jejím středu může být umístěn tlumič. Problematickou těchto pružin se zabývají práce [137, 140].



Obr. 2.16. Diferenční pneumatická pružina: a - osově zatěžovaná, b - nesouose zatěžovaná



Obr. 2.17. Dvouplášťová vlnovcová pneumatická pružina /řez vlnovcem není šrafován/

2.4. Osové zatížení rotačně symetrických a obdélných pružin

Vnější osové zatížení F rotačně symetrické měchové pneumatické pružiny lze stanovit z podmínky statické rovnováhy sil působících ve směru osy na část oddělenou myšleným řezem, který je veden rovinou kolmou k ose [65]. Z důvodu obecnosti řešení je na obr. 2.18 znázorněna obvodovým řezem oddělená část pružiny dvouplášťové.

Tloušťka stěn měchů je velmi malá, a proto lze předpokládat, že tlak p_p vzduchu působí na mezikruhovou plochu řezu o středních poloměrech x_e , x_i . Účinek oddělené části

pružiny je nahrazen silami F_{me} , F_{mi} , které působí na jednotkových délkách obvodových řezů měchy ve směru meridiánů. Lze předpokládat, že oddělené volné části pryžových měchů pružiny mají působením vnitřního přetlaku při rovnovážném stavu v meridiánovém řezu kruhový tvar o středních poloměrech r_e , r_i se středy v bodech O_e , O_i , jejichž vzdálenosti od osy pružiny udávají poloměry R_e , R_i . Na jednotkové délce obvodových řezů, které jsou vedeny pod úhly φ_e , φ_i anuloidovými plochami zatíženými vnitřním přetlakem p_p působí podle bezmomentové teorie skořepin [331] ve směru meridiánu normální síly F_{me} , F_{mi} , jejichž velikosti lze stanovit z rovníc

$$F_{me} = \frac{p_p r_e}{2} \frac{2R_e + r_e \sin \varphi_e}{R_e + r_e \sin \varphi_e}, \quad (2.1)$$

$$F_{mi} = \frac{p_p r_i}{2} \frac{2R_i - r_i \sin \varphi_i}{R_i - r_i \sin \varphi_i}. \quad (2.2)$$

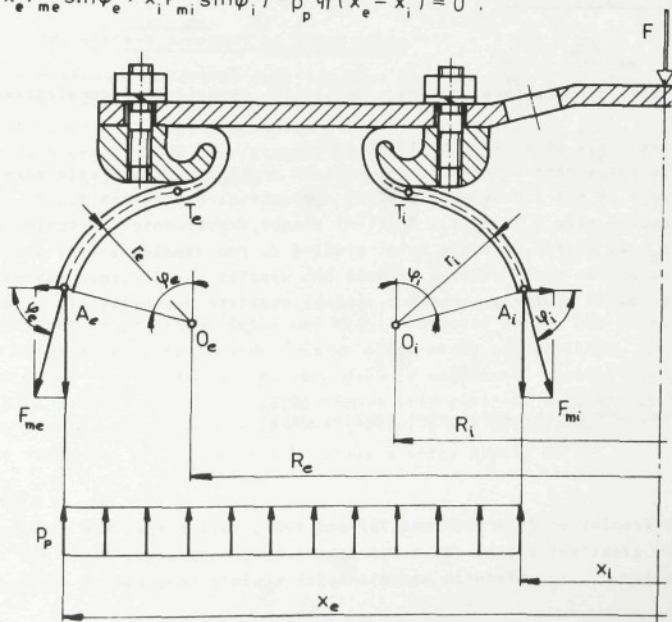
střední poloměry x_e , x_i obvodových řezů jsou zřejmě dány výrazy

$$x_e = R_e + r_e \sin \varphi_e, \quad (2.3)$$

$$x_i = R_i - r_i \sin \varphi_i. \quad (2.4)$$

Výminka statické rovnováhy sil působících na oddělenou část pružiny ve směru osy zní

$$F + 2\pi(x_e F_{me} \sin \varphi_e + x_i F_{mi} \sin \varphi_i) - p_p \pi(x_e^2 - x_i^2) = 0. \quad (2.5)$$



Obr. 2.18. Rovnováha sil působících na oddělenou část dvouplášťové měchové rotačně symetrické pružiny

Po dosazení a formální úpravě vychází pro výpočet vnějšího osového zatížení rotačně symetrických dvouplášťových pružin jednoduchý vztah

$$F = p_p \pi (R_e^2 - R_i^2) \quad /2.6/$$

Efektivní plocha S pružiny byla definována poměrem $S = F/p_p$, a proto pro její výpočet vychází vztah

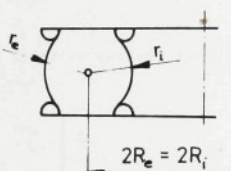
$$S = S_e - S_i = \pi R_e^2 - \pi R_i^2 \quad /2.7/$$

v němž S_e , S_i značí efektivní plochu vnějšího a vnitřního měchu. Ve zvláštním případě nezátížené dvouplášťové pružiny musí být $S = S_e - S_i = 0$, tj. $S_e = S_i$ a $R_e = R_i$ /obr. 2.19/. Obecně může být $r_e \neq r_i$. Pro jednoplášťovou pružinu, která má jen vnější měch, lze položit $R_i = 0$, $R_e = R$. Pak pro výpočet efektivní plochy $S = S_e$ platí vztah

$$S = \pi R^2 \quad /2.8/$$

Nezátížená jednoplášťová pružina /obr. 2.20/ má $S = 0$, tj. také $R = 0$. Pro výpočet efektivní plochy jednoplášťové měchové pružiny obdélné podle obr. 2.3 lze snadno odvodit vztah

$$S = \pi R^2 + 2RL \quad /2.9/$$



Obr. 2.19. Nezátížená dvouplášťová pružina Obr. 2.20. Nezátížená jednoplášťová pružina

v němž l značí délku její střední prizmatické části.

Na obr. 2.21 je znázorněna diferenční pneumatická pružina naplněná stlačeným vzduchem o tlaku p_p . Tvoří ji dvě jednovlnové pružiny o efektivních plochách S_1 , S_2 . Horní pružina 1 vyvozuje osovou sílu $F_1 = p_p S_1$. Proti ní působí prostřednictvím spojovací tyče osová síla $F_2 = p_p S_2$, kterou vyvozuje dolní pružina 2. Pro výpočet vnější osové tlakové síly F působící na uzávěr horní pružiny, a také pro výpočet vnější osové tahové síly F působící na uzávěr dolní pružiny, vychází z výminky statické rovnováhy sil vztah

$$F = F_1 - F_2 \quad /2.10/$$

a pro výpočet efektivní plochy diferenční pružiny vztah

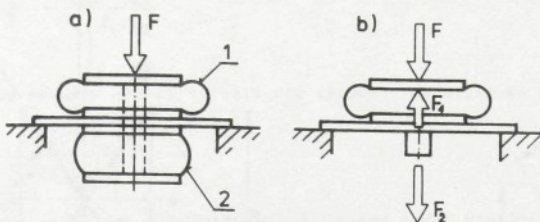
$$S = S_1 - S_2 \quad /2.11/$$

Jestliže není diferenční pružina zatížena /případ $F=0$ /, mají zřejmě obě pružiny řazené proti sobě stejné efektivní plochy $S_1 = S_2$ a také stejné poloměry $R_1 = R_2$ /efektivních ploch. Poloměry r_1 , r_2 středních meridiánových kružnic jsou obecně různé /obr. 2.22/.

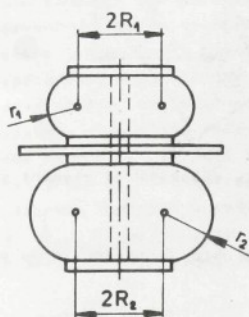
Také diferenční pružina může být vytvořena jako dvouplášťová /obr. 2.23/. Z předchozího vyplývá, že její osové zatížení F může být rovněž vyjádřeno vztahem $F = p_p S$, v němž efektivní plocha S je dána výrazem

$$S = (S_{10} - S_{11}) - (S_{20} - S_{21}) .$$

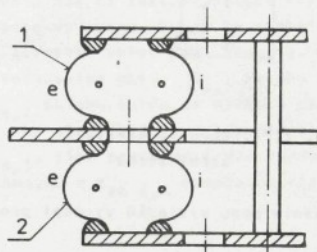
/2.12/



Obr. 2.21. Diferenční pružina: a - osové zatížení, b - sily působící na oddělenou část



Obr. 2.22. Diferenční pružina bez vnějšího zatížení /R₁ = R₂/



Obr. 2.23. Dvouplášťová diferenční pneumatická pružina: 1,2 - označení pružin

5. Rovnovážný stav kordové armatury ve stěně měchu

V pryžové stěně měchu o relativně malé tloušťce jsou položeny s normálnou roztečí t_n kordové nitě ve dvou vzájemně překřížených soustavách /2.24/. Při namáhání vnitřním přetlakem p vzduchu mají nitě obou soustav ve zvažovaném místě opačný sklon pod stejným hlem β vzhledem k ose rotačně symetrického měchu. Pro výpočet meridiánové t_m a obvodové t_o rozteče nití zřejmě platí vztahy

$$t_m = t_n / \sin \beta ,$$

$$t_o = t_n / \cos \beta .$$

/2.13/

Modul pružnosti pryže je mnohem menší než modul pružnosti kordu. Lze proto provést zjednodušení a předpokládat, že veškeré síly ve stěně měchu zachycují jen kordové nitě, zatímco pryž má pouze funkci těsnicí. Na obr. 2.25 je znázorněn element stěny měchu rozměrech $t_m \times t_o$. Symboly F_m , F_o , F_n značí tahové síly působící ve směru meridiánu m , ve směru obvodu o a ve směru nití n na jednotku délky k nim kolmého řezu.

Při statické rovnováze sil působících na element stěny platí, že

$$F_n t_n \sin \beta = F_o t_m ,$$

$$F_n t_n \cos \beta = F_m t_o .$$

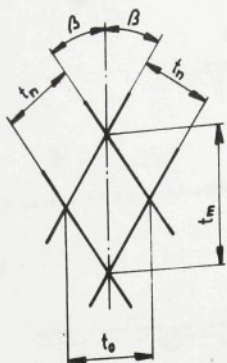
/2.14/

dtud po dosazení /2.13/ vychází

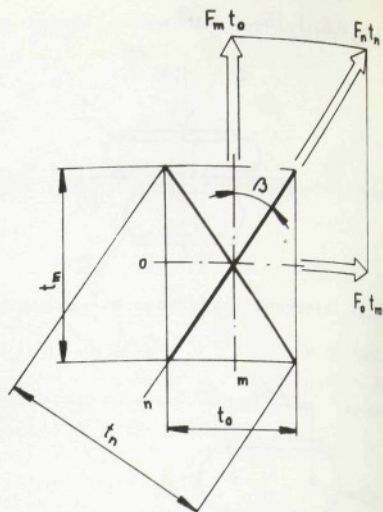
$$F_n = F_o / \sin^2 \beta ,$$

$$F_n = F_m / \cos^2 \beta .$$

/2.15/



Obr. 2.24. Kordová armatura stěny měchu

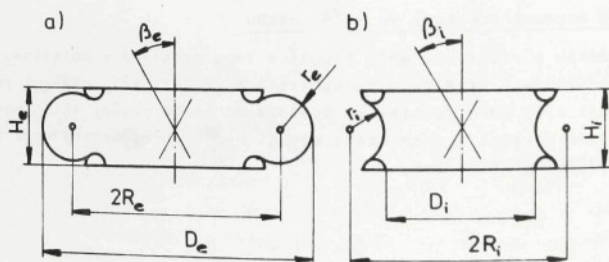


Obr. 2.25. Síly působící na element stěny měchu

Porovnáním obou výsledků vychází pro výpočet rovnovážného úhlu β sklonu kordu vztah

$$\operatorname{tg} \beta = \pm \sqrt{\frac{F_o}{F_m}}$$

/2.16/



Obr. 2.26. Charakteristické rozměry měchů osově zatížené vlnovcové pružiny při rovnovážném stavu: a - vnější měch, b - vnitřní měch

Pomocí vztahu /2.16/ lze stanovit rovnovážný úhel β sklonu kordu na maximálním i minimálním volném obvodu měchu u všech druhů pneumatických pružin.

U osově zatížených jedno a dvouplášťových vlnovcových pružin mají vnější i vnitřní měchy mezi koncovými součástmi /přírubami a oddělovacími kroužky/ při rovnovážném stavu podobu částí anuloidových ploch /obr. 2.26/. Podle bezmomentové teorie skořepin /331/ působí v obvodovém směru anuloidové skořepiny namáhané vnitřním přetlakem p_p jednotnou obvodová síla

$$F_{o.ej} = p_p \frac{r_{e.i}}{2}$$

/2.17/

a v meridiánovém směru na obvodu největšího průměru D_e a nejmenšího průměru D_i jednotnou meridiánová síla

$$F_{m e, i} = p_p \frac{r_{e, i}}{2} \frac{2R_{e, i} \pm r_{e, i}}{R_{e, i} \pm r_{e, i}}.$$

/2.18/

po dosazení do rovnice /2.16/ vychází pro výpočet rovnovážného úhlu sklonu kordu vztah

$$\operatorname{tg} \beta_{e, i} \approx \pm \sqrt{\frac{R_{e, i} \pm r_{e, i}}{2R_{e, i} \pm r_{e, i}}}.$$

/2.19/

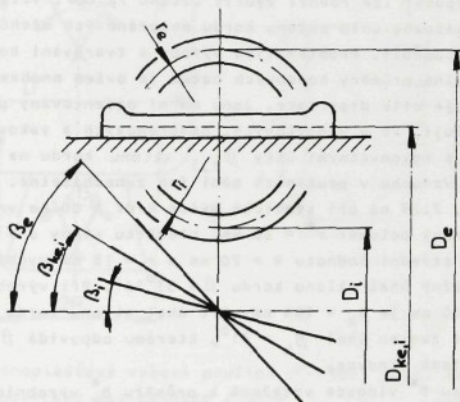
Kladná znaménka platí pro výpočet úhlu β_e sklonu kordu vnějšího vlnovce, záporná znaménka pro výpočet úhlu β_i sklonu vnitřního vlnovce. Zvláštní případ představuje nezatižená jednoplášťová vlnovcová pružina /obr. 2.20/, kdy $R = 0$ a měch má podobu části kulové plochy o středním poloměru r . Pro výpočet rovnovážného úhlu β sklonu kordu na rovníku po dosazení do /2.19/ vychází $\operatorname{tg} \beta = 1$, tj. $\beta = 45^\circ$.

S cílem dosáhnout co nejvyšší životnosti se dnes u nás na základě teoretických rozborů, experimentů a provozních zkoušek vyrábějí vlnovce ve tvaru, který je prakticky shodný s rovnovážným tvarem přináležejícím předepsané statické výšce $H/0$ pružiny. Mají-li mít vyrobené vlnovce na středních průměrech $D_{e, i}$ rovnovážné úhly $\beta_{e, i}$ sklonu kordu, je třeba stanovit, jak mají být voleny úhly $\beta_{k e, i}$ sklonu kordu na výchozí válcové konfekci /obr. 2.27/ o středních průměrech $D_{k e, i}$. Na obr. 2.28 je znázorněn element stěny válcové konfekce o rozměrech $t_{k m e, i} \times t_{k o e, i}$, jímž procházejí dvě kordové nitě s úhly $\beta_{k e, i}$ sklonu. Zde $t_{k m e, i}$ značí meridiánovou a $t_{k o e, i}$ obvodovou rozeť kordových nití. Přitom platí, že

$$t_{k o e, i} = \pi D_{k e, i} / n,$$

/2.20/

kde n je počet nití kordu v jedné vrstvě.



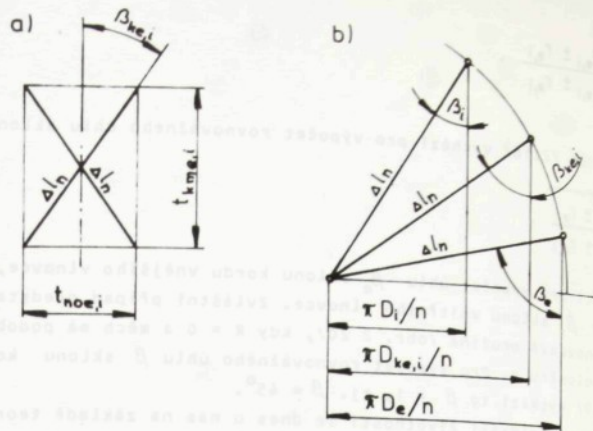
Obr. 2.27. Geometrické poměry na válcové konfekci a na vnějším a vnitřním vlnovci po přetvarování

Elementární délka Δl_n kordové nitě v elementu stěny konfekce je dána vztahem

$$\Delta l_n = \pi D_{k e, i} / n \sin \beta_{k e, i}$$

/2.21/

Přetvořením konfekce na vnější vlnovec o průměru D_e nebo na vnitřní vlnovec o průměru D_i se elementární délka Δl_n kordové nitě prakticky nezmění. Změní se ale rozeťe i úhel sklonu kordu. Změny lze určit z analogického vztahu



Obr. 2.28. a - element stěny válcové konfekce, b - změny při přetvarování

$$\Delta l_n = \pi D_{e,i} / n \sin \beta_{e,i}$$

Porovnáním obou vztahů /2.21, 2.22/ vychází pro výpočet úhlů $\beta_{k e, i}$ sklonu konfekce v

raz

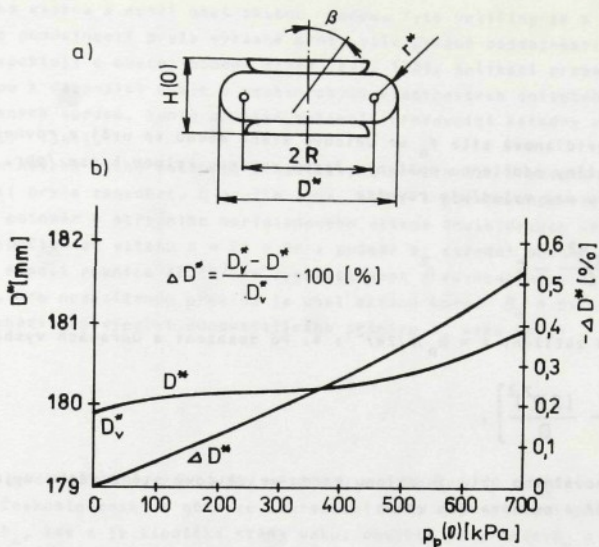
$$\sin \beta_{k e, i} = \sin \beta_{e, i} \frac{D_{k e, i}}{D_{e, i}}$$

Podél meridiánu vlnovců nebo i jinak tvarovaných měchů se zřejmě s průměrem úhel sklonu kordu mění. Pro jeho výpočet lze rovněž využít vztahu /2.23/. Vztahu /2.19/ lze použít také pro výpočet rovnovážného úhlu sklonu kordu membránových měchů a volných částí vakových měchů s povrchovou bandáží. Problematika výroby a tvarování konfekce membránových měchů, které mají rozdílné průměry koncových patek je ovšem mnohem složitější. Jeho rozsahem a zaměřením přesahuje cíle disertace. Jsou na ni orientovány práce [111, 339].

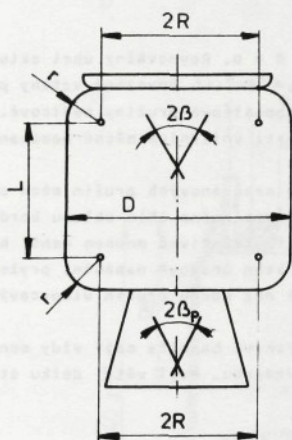
Výsledky experimentů ukazují, že u vlnovcových, membránových a vakových měchů s povrchovou bandáží vyrobených s rovnovážnými úhly $\beta_{e, i}$ sklonu kordu na průměrech $D_{e, i}$ se tyto průměry s přetlakem vzduchu v pružinách mění jen zanedbatelně. Tak například vlnovcová pružina podle obr. 2.29 má při statické výšce $H/0/ = 80$ mm vnější průměr $D^* = 180$ mm, vnější meridiánový poloměr $r^* = 20$ mm, tloušťku stěny $s = 4$ mm a výšku prutu 20 mm. Pro odpovídající střední hodnotu $R = 70$ mm a $r = 18$ mm vychází efektivní plocha $S = 153,86 \text{ cm}^2$ a rovnovážný úhel sklonu kordu $\beta = 53^\circ 16'$. Při výrobě konfekce na válcovém trnu o průměru $\emptyset 100$ mm je $D_k = 104$ mm. Pro úhel sklonu kordu konfekce vychází $\beta_k = 20^\circ 41'$. Při výrobě byl zvolen úhel $\beta_k = 21^\circ$, kterému odpovídá $\beta \pm 37^\circ$. Tuto hodnotu potvrdil rentgenový snímek vlnovce.

Poměrná změna ΔD^* průměru D^* vlnovce vztažená k průměru D_v^* výrobnímu nepřesahuje $0,6 \%$, a proto je v praxi zanedbatelná. Z poměru změněného zatížení $F/0/ = 7,6$ k přetlaku $p_p/0/ = 500$ kPa byla určena skutečná efektivní plocha $S = 152 \text{ cm}^2$. Experimenty rovněž ukazují, že při postupné osové deformaci se u takovýchto měchů jen relativně málo mění délka středních meridiánových vláken. Tento poznatek zjednodušuje konstrukční řešení těchto pružin i výpočty charakteristik.

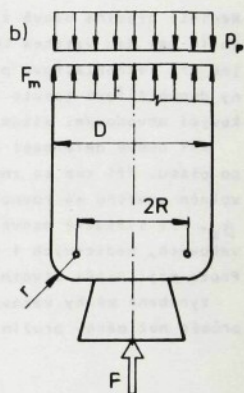
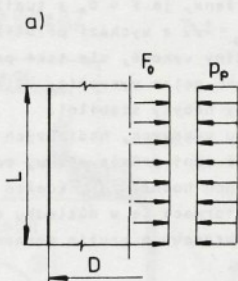
Měch osově zatížená jednoplašťově vakové pružiny /obr. 2.30/ bez povrchové bandáže má ve střední volné části o délce L podobu válcové plochy o středním průměru D . Volné konce měchu přecházejí u příruby a pistu v části anuloidových ploch. Mají poloměry r středních meridiánových vláken. Jejich středy O jsou ve vzdálenosti R od osy pružiny. Problém konstrukčního řešení vaku spočívá ve vytvoření stabilní válcové části stěny, která je schopna směnnými úhly β sklonu kordu měnit svůj průměr a odvalovat se při osové deformaci pružiny po pistu.



Obr. 2.29. Vlnovcová pružina: a - rozměrové schéma, b - změna průměru vlnovce v závislosti na přetlaku vzduchu



Obr. 2.30. Jednoplášťová vaková pružina s povrchem bez bandáže / β_p - úhel sklonu kordu měchu při odvalování po pístu



Obr. 2.31. Rovnováha sil působících na válcovou část měchu: a - v rovině kolmé k osovému řezu, b - ve směru osy

Válcová část stěny měchu o délce L představuje tenkostěnnou nádobu namáhanou vnitřním přetlakem p_p vzduchu. Jednotková obvodová síla F_0 ve válcové stěně měchu se určí z rovnováhy sil působících na část oddělenou myšleným řezem osovou rovinou (obr. 2.31, a). Pro směr kolmý k rovině řezu platí, že

$$2LF_0 = p_p DL$$

12.241

odtud vychází

$$F_0 = \frac{p_p}{2} D$$

12.25/

Jednotková meridiánová síla F_m ve válcové stěně měchu se určí z rovnováhy sil působících na část pružiny oddělenou myšleným řezem rovinou kolmou k ose /obr. 2.31, b/. Rovnováhu sil ve směru osy vyjadřuje rovnice

$$\pi D F_m = p_p \frac{\pi D^2}{4} - F,$$

12.26/

kde vnější osové zatížení $F = p_p \pi (2R)^2 / 4$. Po dosazení a úpravách vychází, že

$$F_m = \frac{p_p}{4} \left[D - \frac{(2R)^2}{D} \right].$$

12.27

Pro výpočet rovnovážného úhlu β sklonu kordu ve válcové stěně měchu vyjde po dosazení do rovnice 12.16/ a po úpravách vztah

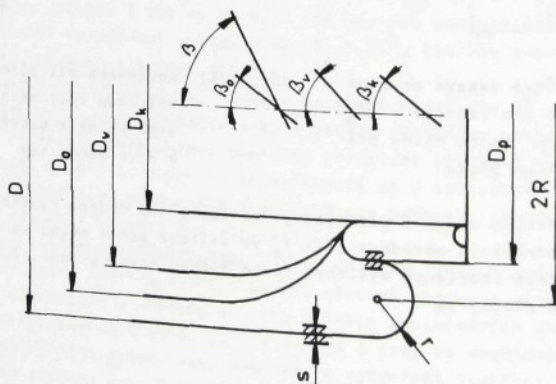
$$\tan \beta = \pm \sqrt{\frac{2}{\frac{D^2 - (2R)^2}{D^2}}}.$$

12.28/

Není-li pružina osově zatížena, je $F = 0$, a tudíž také $R = 0$. Rovnovážený úhel sklonu kordu je pak dán vztahem $\tan \beta_0 = \pm \sqrt{2}$ a vychází přibližně $\beta_0 = \pm 54^\circ 44'$. Odvozené vztahy platí nejen pro jednoplášťové pružiny vakové, ale také pro jednoplášťové pružiny hadicové. Pružiny dvouplášťové tohoto druhu nelze vytvořit. Válcové části vnitřních měchů namáhané tlakovými obvodovými silami by nebyly stabilní.

Při osové deformaci se u vakových, hadicových a také membránových pružin měch odvaluje po pístu. Při tom se značně mění průměr měchu, což umožňuje změna úhlu sklonu kordu. Na volném povrchu má rovnovážnou hodnotu β , kdežto na pístu relativně mnohem menší hodnotu β_p . Při střídavé osové deformaci je v důsledku těchto změn únavové namáhání pryže měchů vakových, hadicových i membránových pružin mnohem větší než měchů pružin vlnovcových. Proto mají nižší životnost.

Vyrobené měchy vakových a hadicových pružin bez povrchové bandáže mají vždy menší průměr než měchy pružin namáhaných vnitřním přetlakem vzduchu. Mají větší délku střed-



Obr. 2.32. Schéma pro řešení měchů vakových a hadicových pružin

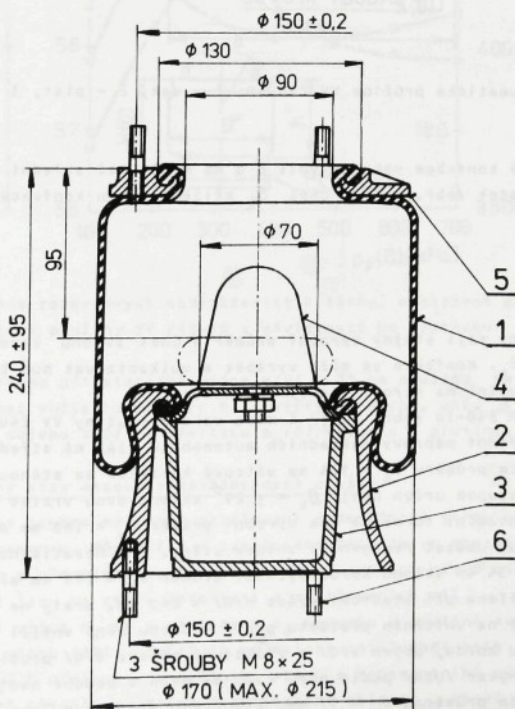
ního meridiánového vlákna a menší úhel sklonu kordu. Tyto veličiny se s přetlakem vzduchu vlivem pružné poddajnosti pryže výrazně mění. Vliv pružné poddajnosti pryže při výpočtech měchů respektují v obecně podobě práce [279, 320]. Aplikací prozatím brání skutečnost, že nejsou k dispozici údaje o mechanických vlastnostech anizotropních pryžových stěn měchů armovaných kordem. Tento problém začínají pracovníci katedry v současné době podrobněji zkoumat [341].

Při koncepčním návrhu měchů vakových a hadicových pružin lze v prvním přiblížení vliv pružné poddajnosti pryže zanedbat. U pružin /obr. 2.32/ s požadovanou efektivní plochou $S = \pi R^2$ se zvolí poloměr r středního meridiánového vlákna anuloidových částí měchu. Průměr D měchu se vypočítá ze vztahu $D = 2R + 2r$ a průměr D_p střední obálky pistu ze vztahu $D_p = 2R - 2r$. Pomocí rovnice /2.28/ se vypočítá úhel β rovnovážného sklonu kordu válcové části měchu. Pro nezatiženou pružinu je úhel sklonu kordu $\beta_0 = 54^\circ 44'$. Aplikací výrazu /2.23/ vychází pro výpočet odpovídajícího průměru D_0 vaku vztah

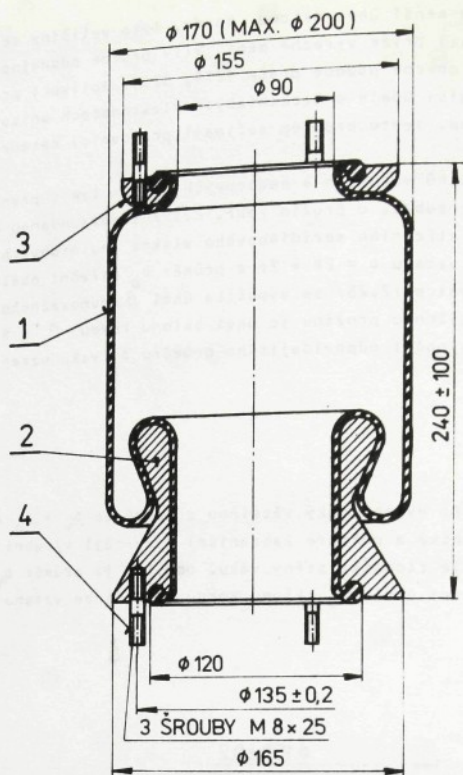
$$D_0 = D \frac{\sin \beta_0}{\sin \beta} \quad /2.29/$$

v zahraničí se podle [308] vyrábí vaky většinou s průměrem $D_v = D_0$ a s úhlem sklonu kordu $\beta_v = \beta_0$. Československé a některé zahraniční vaky mají výrobní průměr v mezích $D_p + 2s < D_v < D_0$, kde s je tloušťka stěny vaku. Obvykle je průměr D_v o 5 - 10 % menší než průměr D_0 . Odpovídající úhel β_v sklonu kordu se určí ze vztahu

$$\sin \beta_v = \sin \beta \frac{D_v}{D} \quad /2.30/$$



Obr. 2.33. Vaková pneumatická pružina VP 240-10: 1 - vak, 2 - píst, 3 - dno pístu, 4 - pryžový doraz, 5 - příruba, 6 - šroub



Obr. 2.34. Vaková pneumatická pružina VV 240-10: 1 - vak, 2 - píst, 3 - příruba, 4 - šroub

Střední průměr D_k válcové konfekce vaku se volí o 8 mm menší než střední průměr tvarové a rozměrově jednotných patek /obr. 2.12/. Úhel β_k křížení kordu konfekce se určí pomocí vztahu

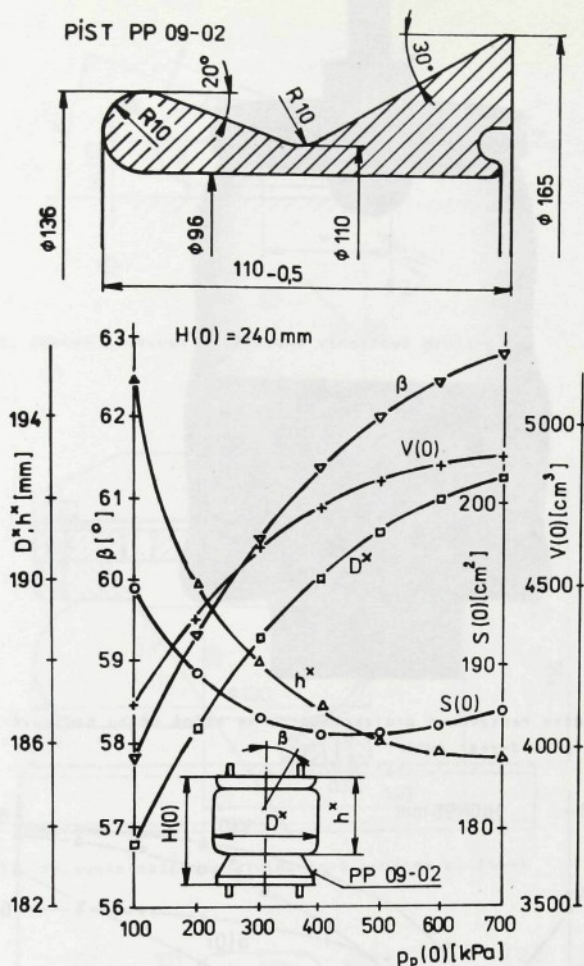
$$\sin \beta_k = \sin \beta \frac{D_k}{D}$$

/2.31/

Měchy pro hadicové pružiny mají stejný výrobní průměr a úhel sklonu kordu jako konfekce, tj. $D_v = D_k$, $\beta_v = \beta_k$. Konfekce se může vyrábět a vulkanizovat buď kusově na konfekčním trnu nebo kontinuálně na stroji pro výrobu hadic.

Měch vakové pružiny VP 240-10 /obr. 2.33/ i měch vakové pružiny VV 240-10 /obr. 2.34/ používané pro pérování přední nápravy nákladních automobilů LIAZ má střední průměr patek $\Phi 112$ mm. Při středním průměru $D_k = 104$ mm válcové konfekce se stěnou o tloušťce $s = 4$ mm byl uvedeným postupem určen úhel $\beta_k = \pm 29^\circ$ sklonu dvou vrstev kordu konfekce. Po přetvarování ve vulkanizační formě má vak výrobní průměr $D_v = 166$ mm a kord úhel $\beta_v = \pm 51^\circ 30'$ sklonu, což ukázal rentgenový snímek stěny. Pro nezatíženou pružinu při rovnovážném úhlu $\beta_0 = \pm 54^\circ 44'$ sklonu kordu vychází průměr $D_0 \approx 273$ mm měchu. Pružina s pístem PP 09-02 byla měřena při statické výšce $H/0/ = 240$ mm. Grafy na obr. 2.35 ukazují, jak se v závislosti na vnitřním tlaku $p/0/$ vzduchu mění vnější průměr D^* a výška h^* vaku, úhel β sklonu kordu, objem $V/0/$ a efektivní plocha $S/0/$ pružiny VV 240-10.

Pružina 1 s 4 ty Good-year /USA/ podle obr. 2.7 má měch v podobě hadice vyrobené ve válcovém tvaru se středním průměrem $D_k = 77$ mm, tloušťkou stěny $s = 3$ mm a s úhlem $\beta_k = \pm 45^\circ$ sklonu dvou vrstev kordu, který byl zjištěn rentgenovou projekcí /obr. 2.36/. Pro zatížené pružiny, $\beta_0 = 54^\circ 44'$ sklonu kordu vychází střední průměr $D_0 = 88,9$ mm měchu ner-



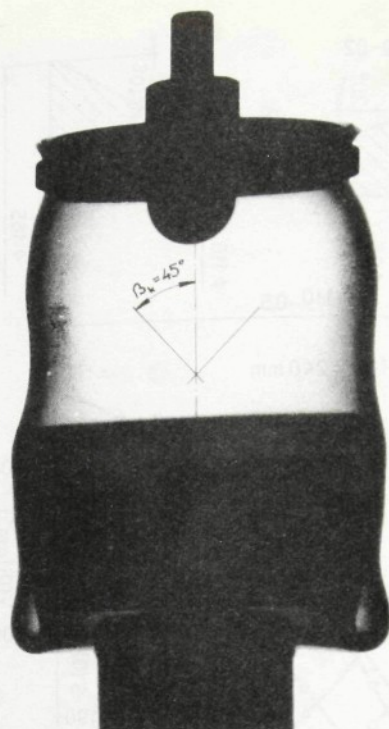
Obr. 2.35. Změna rozměrových charakteristik měchu, efektivní plochy a objemu vakové pružiny VV 240-10 v závislosti na přetlaku

Měření bylo provedeno při statické výšce $H(0) = 95$ mm pružiny. Na obr. 2.37 jsou grafy udávající závislost vnějšího průměru D^* a výšky h^* měchu, úhlu β sklonu kordu, efektivní plochy $S(0)$ a objemu $V(0)$ na přetlaku $p_p(0)$ vzduchu v pružině.

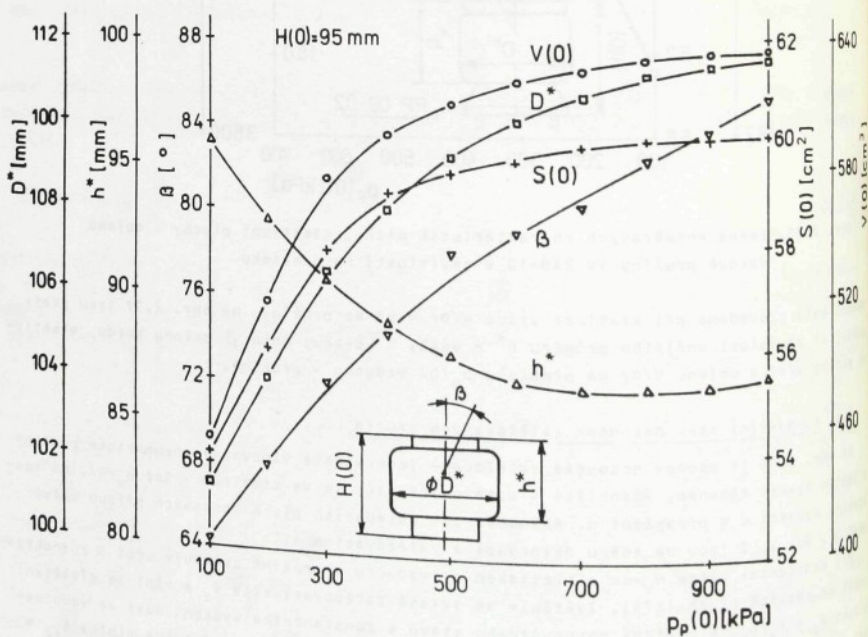
2.6. Rovnovážný stav nesouose zatěžovaných pružin

Na obr. 2.38 je schéma nesouose zatěžované jednovlnové vlnovcové pneumatické pružiny s jedním kyvným ramenem. Působíště A zatěžovací síly je ve statické výšce $H_v(0)$. Má konstantní vyosení v a převýšení n . Různoběžnost dosedacích ploch koncových přírub udává úhel α . Osy X , Z jsou ve směru deformací a zatěžovacích sil.

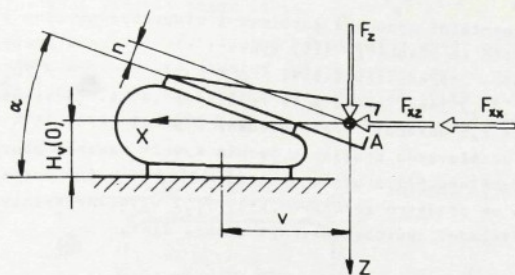
Při konstantní výšce H_v se s přetlakem p_p vzduchu v pružině zvětšuje úhel α různoběžností dosedacích ploch [273]. Zvětšuje se svislá zatěžovací síla F_z a mění se efektivní plocha $S_z = F_z/p_p$. K udržení rovnovážného stavu a konstantního vyosení musí ve vodorovném směru současně působit přídavná stabilizační síla F_{xz} , které odpovídá složka $S_{xz} = F_{xz}/p_p$ efektivní plochy. Vodorovná síla $F_{xx} \leq 0$, které odpovídá složka $S_{xx} \leq 0$ efektivní plochy způsobuje vodorovnou deformaci $x \leq 0$. Celkové vodorovné síle $F_x = F_{xz} + F_{xx}$



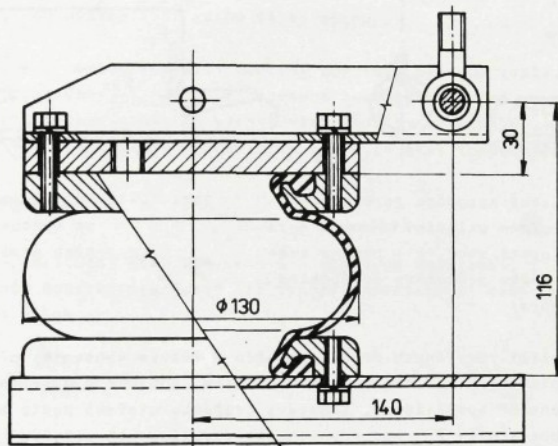
obr. 2.36. Fotografie rentgenové projekce kordu ve stěně měchu hadicové pružiny 1 S 4 fy Good-year /USA/



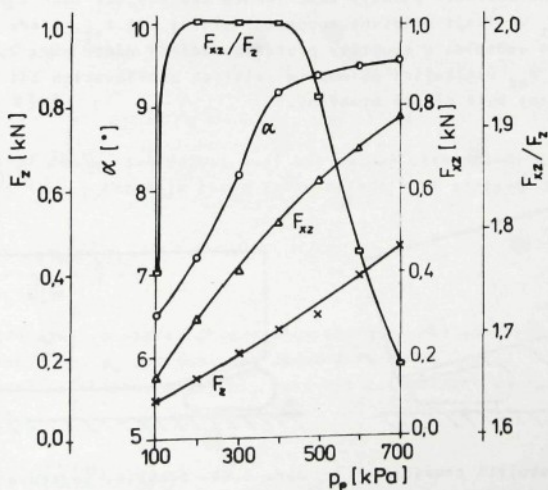
obr. 2.37. Změna rozměrových charakteristik měchu, efektivní plochy a objemu hadicové pružiny 1 S 4 /obr. 2.7/ fy Good-year



Obr. 2.38. Schéma nesouose zatěžované vlnovcové pružiny



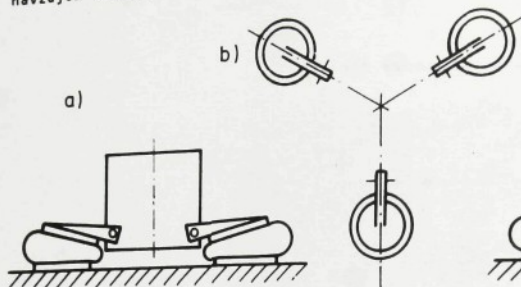
Obr. 2.39. Nesouose zatěžovaná vlnovcová pružina VJ 75-04



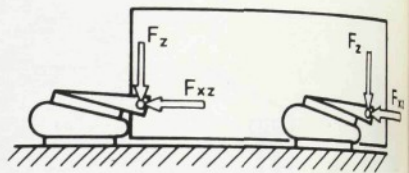
Obr. 2.40. Geometrické a silové poměry u nesouose zatěžované pružiny VJ 80-04 v závislosti na přetlaku vzduchu

odpovídá efektivní plocha $S_x = F_x/p$.
 Na obr. 2.39 je experimentální nesouose zatěžovaná vlnovcová pružina VJ 80-04 [111].
 Pro případ výšky $H_v/0 = 116$ mm působí síla, vyosení $v = 150$ mm a převýšení $n = 30$ mm.
 Jsou na obr. 2.40 znázorněny změřené závislosti $\alpha = \alpha/p$, $F_z = F_z/p$, $F_{xz} = F_{xz}/p$.
 Znázorněn je též poměr F_{xz}/F_z , jehož hodnota je relativně velká. Závislost α , F_z , F_{xz}
 na přetlaku p a deformaci x , z obsahují grafy uvedené v práci [273].

Působí-li na nesouose zatěžovanou pružinu s jedním kyvným ramenem pouze svislá zatěžovací síla, není příčně stabilní. Při pružném ukládání těles je proto nutné umísťovat kyvná ramena pružin tak, aby se přídavné vodorovné síly F_{xz} , vyvolané svislými silami F_z , navzájem kompenzovaly, příkladně způsobem patrným z obr. 2.41.

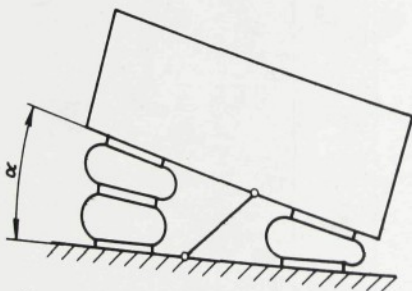


Obr. 2.41. Příklady umístění nesouose zatěžovaných pružin při pružném ukládání těles: a - ramena směřují proti sobě, b - ramena směřují do společného průsečíku os /pohled na pružiny shora/

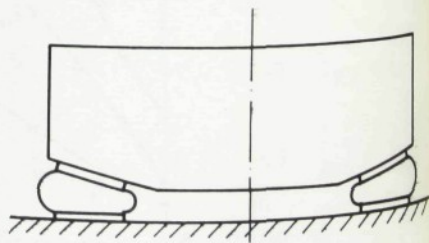


Obr. 2.42. Příčně labilní soustava nesouose zatěžovaných pružin

Je zřejmé, že při použití rozdílných pružin, pružin s různým vyosením, převýšením, nebo s různým vnitřním přetlakem vzduchu se mohou problémy spojené s vyšetřováním rovnovážného stavu soustavy značně komplikovat. Soustava pružného uložení podle obr. 2.42 by byla příčně labilní, neboť složky F_{xz} vodorovných sil vyvolávaných svislými silami F_z se vzájemně nekompensují. Přídavné příčné síly nevznikají u nesouose zatěžovaných pružin diferenčních, ani u nesouose zatěžovaných pružin se dvěma kyvnými rameny /provedení podle obr. 2.15, 2.16, b/. Soustava pružného uložení podle obr. 2.43 obsahuje pružiny, které mají rovněž různoběžné dosedací plochy. Experimenty ukázaly, že také zde účinkem svislých zatěžovacích sil F_z vznikají přídavné vodorovné složky sil F_{xz} , které je nutno kompenzovat nebo zachycovat vedením. U soustavy pružného uložení podle obr. 2.44 se přídavné vodorovné složky sil F_{xz} vznikající působením svislých zatěžovacích sil F_z mohou vzájemně kompenzovat tak, aby byla příčně stabilní.



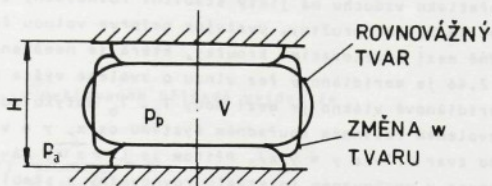
Obr. 2.43. Soustava obsahující pružiny s různoběžnými dosedacími plochami a vodící mechanismus



Obr. 2.44. Stabilní soustava obsahující pružiny s různoběžnými dosedacími plochami

2.7. Rovnovážný tvar volných částí měchů

Je uvažován stlačený vzduch konstantní hmotnosti M uzavřený v elastickém, kordy armovaném pryžovém měchu pneumatické pružiny umístěné mezi dvěma podložkami a obklopené prostředím o atmosférickém tlaku p_a /obr. 2.45/. Měch má jistý rovnovážný tvar, při němž má stlačený vzduch pětletak p_p a objem V .



obr. 2.45. Rovnovážný tvar volné části měchu

Pryžový měch i kovové součásti pružiny dovolují přestup tepla. Při vyšetřování podání nek statické rovnováhy se čas jako proměnná nevyskytuje. Lze proto předpokládat, že při změnách w tvaru měchu dochází k vyrovnávání teploty vzduchové náplně a okolního prostředí, takže stav vzduchu jakožto ideálního plynu se mění izotermicky, podle vztahu

$$p[V(w)] V(w) = MRT. \quad /2.32/$$

Zde značí p - absolutní tlak vzduchu, R - plynovou konstantu, T - absolutní teplotu, která je rovněž konstantní. Odsud pro výpočet pětletaku p_p vzduchu při změnách w tvaru měchu vychází vztah

$$p_p[V(w)] = \frac{MRT}{V(w)} - p_a. \quad /2.33/$$

Zanedbá-li se energie napjatosti měchu, je potenciální energie E soustavy vzhledem k okolnímu prostředí dána vztahem

$$E = p_p[V(w)] V(w), \quad /2.34/$$

odkud po dosazení z /2.33/ vychází, že

$$E = MRT - p_a V(w). \quad /2.35/$$

Má-li být tvar měchu rovnovážný, musí být nulová elementární práce vykonaná při virtuální změně dw tvaru, která je rovna změně potenciální energie. Musí být splněna podmínka

$$\frac{dE}{dw} = p_a \left(- \frac{dV(w)}{d(w)} \right) = 0. \quad /2.36/$$

To je nejen podmínka pro extrém potenciální energie, ale současně také podmínka pro extrém objemu, neboť při $p_a > 0$ musí být $dV(w)/dw = 0$.

Má-li být rovnovážný stav stabilní, musí být potenciální energie soustavy minimální. Musí platit, že

$$\frac{d^2E}{dw^2} = p_a \left(- \frac{d^2V(w)}{dw^2} \right) > 0. \quad /2.37/$$

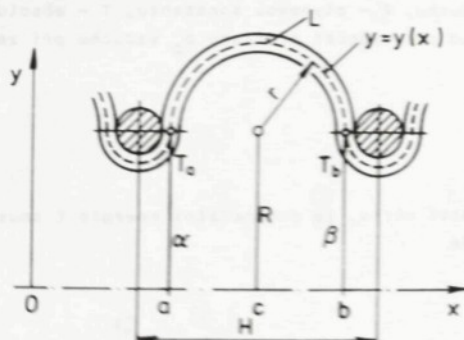
Tato nerovnost je splněna, když $d^2V/dw^2 < 0$. Znamená to, že objem musí být maximální. Rovnovážný tvar je labilní, když $d^2E/dw^2 < 0$, $d^2V/dw^2 > 0$. V tomto případě je potenciální energie maximální, objem minimální. Rovnovážný tvar je indiferentní, když $d^2E/dw^2 = 0$, $d^2V/dw^2 = 0$. V tomto případě je potenciální energie i objem při zátěžích tvaru konstantní. U měchových pneumatických pružin se vyskytují všechny tři druhy statické rovnováhy.

Působením vnitřního přetlaku vzduchu má jistý stabilní rovnovážný tvar každá volná část měchu mezi koncovými součástmi pružiny. Uvažujme nejprve volnou část rotačně symetrického vlnovce, příkladně mezi oddělovacími kroužky, která je namáhána vnitřním přetlakem p_0 vzduchu. Na obr. 2.46 je meridiánový řez vlnou o zvolené výšce H . Lze předpokládat [301], že střední meridiánové vlákno je mezi body T_a , T_b dotyku dokonale ohebné a má konstantní délku L . Ve zvoleném rovinném souřadném systému os x , y a v uvažovaném intervalu $\langle a, b \rangle$ popisuje jeho tvar křivka $y = y(x)$. Přitom je $L > \overline{ab}$. Má-li být tvar části rotačně symetrického vlnovce v uvažovaném intervalu rovnovážný a stabilní, musí mít křivka $y = y(x)$ takový tvar, aby byl objem V uvažované části vlnovce maximální. Podle Gulišnova pravidla může být objem vyjádřen vztahem

$$V = 2\pi y_T S,$$

(2.38)

v němž značí S - plochu mezi křivkou $y = y(x)$ a úsečkou $\overline{ab}$, y_T - souřadnici těžiště plochy S . S plochou S se v tomto případě zvětšuje také součin $y_T S$. Stačí proto hledat křivku K délky L , pro kterou nabývá maxima plocha S .



Obr. 2.46. Meridiánový řez volnou částí vlnovce mezi oddělovacími kroužky

Řešení tohoto problému spadá do tzv. kategorie izoperimetrických úloh [332] varičního počtu. Uvažujme funkce $F = |y|$, $\Phi = \sqrt{1 + y'^2}$, které mají spojitě parciální deriváty druhého řádu podle svých argumentů. Úkolem je mezi všemi křivkami s popisem $y = y(x)$ pro $x \in \langle a, b \rangle$, které jsou třídy T_1 v $\langle a, b \rangle$ mají zde spojitě derivace y' a pro které nabývá funkcionál

$$L(y) = \int_a^b \Phi \, dx = \int_a^b \sqrt{1 + y'^2} \, dx$$

(2.39)

též předepsané hodnoty L , určit křivku K vedoucí k extrému funkcionálu

$$S(y) = \int_a^b F \, dx = \int_a^b |y| \, dx$$

(2.40)

V tomto případě není křivka K extrémem funkcionálu $L(y)$. Dává však extrém funkcionálu $S(y)$ vzhledem ke všem křivkám, které splňují podmínky $y(a) = \alpha$, $y(b) = \beta$, $L(y) = L$, kde α, β, L jsou konstanty. Proto existuje takové číslo r , že křivka K je extrémem funkcionálu

$$I(y) = \int_a^b (F + r\phi) dx,$$

/2.41/

a tudíž stačí hledat extrém tohoto integrálu. Extrémály tohoto variačního problému tedy vyhovují Eulerově diferenciální rovnici pro extrém funkcionálu /2.41/, jejíž první integrál má v tomto speciálním případě tvar

$$I - y' I_{y'} = \rho$$

/2.42/

kde ρ je konstanta. V uvažovaném případě vyjde, že

$$|y| + r \sqrt{1+y'^2} - y' r \frac{y'}{\sqrt{1+y'^2}} = \rho.$$

/2.43/

po úpravě bude

$$|y| \sqrt{1+y'^2} + r = \rho \sqrt{1+y'^2},$$

/2.44/

odkud

$$|y| = \rho - \frac{r}{\sqrt{1+y'^2}}.$$

/2.45/

Po substituci $y' = \tan \varphi$ vyjde, že

$$|y| = \rho - r |\cos \varphi|$$

/2.46/

a derivováním podle x , že

$$y' \operatorname{sign} y = r \sin \varphi (\operatorname{sign} \cos \varphi) \frac{d\varphi}{dx} \quad *1$$

/2.47/

To po substituci $y' = \tan \varphi$ vede k diferenciální rovnici

$$dx = (\operatorname{sign} y) (\operatorname{sign} \cos \varphi) r \cos \varphi d\varphi,$$

/2.48/

jejíž řešení má tvar

$$x = (\operatorname{sign} y) (\operatorname{sign} \cos \varphi) r \sin \varphi + c,$$

/2.49/

kde c je integrační konstanta. Vyloučením parametru φ z rovnic /2.46, 2.49/ vyjde rovnice

$$(x - c)^2 + (|y| - \rho)^2 = r^2$$

/2.50/

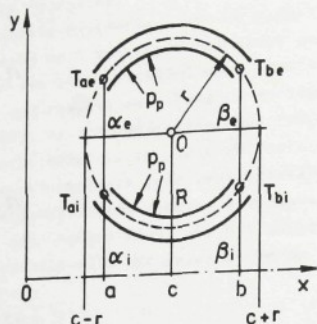
* pro $R = \rho \operatorname{sign} y$ rovnice

$$(x - c)^2 + (y - R)^2 = r^2,$$

/2.51/

*1 Obecně je speciální funkce $\operatorname{sign} z$ pro $z \in (-\infty, \infty)$ definována vztahem $\operatorname{sign} z = z/|z|$.

kteřá popisuje v intervalu $c - r < x < c + r$ kružnici o poloměru r se středem O o souřadnicích (c, R) . V intervalu $a < x < b$, kde $a > c - r$, $b < c + r$ popisuje /obr. 2.47/ dvě kruhové oblouky $^{**}/ e - \text{vnější, } i - \text{vnitřní}/$, jejichž polohu určuje směr působícího tlaku p_p vzduchu. Hodnoty c, R, r lze určit z uvedených okrajových podmínek úlohy.

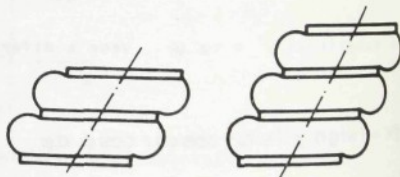


Obr. 2.47. Střední meridiánové vlákno volné části vnějšího a vnitřního vlnovce ve tvaru kruhového oblouku

vakových pružin s bandáží a pístem nebo s koncovou přírubou. Zvláštní případ představují vakové a hadicové pružiny bez bandáže. Má-li jejich měch na největším průměru rovnovážný úhel sklonu kordu daný vztahem /2.28/, má jistá část mezi koncovými uzávěry /písty, příruby/ válcovitý tvar. Mezi touto válcovitou částí a stykem s koncovými uzávěry má vak podobu části anuloidových ploch. Délka středního meridiánového vlákna měchu těchto pružin se při osové deformaci a s tlakem vzduchu nezanedbatelně mění. Bližší zkoumání tohoto zajímavého problému již rovněž přesahuje cíle a zaměření této práce.



Obr. 2.48. Rovnovážný tvar pružiny s různoběžnými dosedacími plochami



Obr. 2.49. Nestabilní rovnovážný tvar více vlnových vlnovcových pružin



Obr. 2.50. Stabilní rovnovážný tvar více vlnových vlnovcových pružin

$^{**}/$ Jestliže má volná část středního meridiánového vlákna mezi body dotyku tvar kruhového oblouku, pak má měch na extrémním průměru rovnovážný úhel sklonu kordu daný vztahem /2.19/.

$^{**}/$ U čtyř a vícevlnových pružin vzniká problém příčné stability, neboť jsou při osové zatěžování namáhány na vzpěr. Zkoumání tohoto zajímavého problému již ale přesahuje cíle práce. Tento problém zřejmě rovněž umožňuje řešit princip virtuálních prací.

2.8. Rovnovážná konfigurace složených pneumatických pružin

Každá pneumatická pružina má koncové uzávěry. Nejčastěji jsou v podobě přírub s plochými nebo klenutými víky a v podobě pístů. Mezi koncovými uzávěry může mít ještě různé oddělovací elementy. Mezi ně patří například oddělovací kroužky, obvodové povrchové bandáže vaků a lze mezi ně zařadit také volné válcové části vaků. Volné části měchu mezi stykem s těmito součástmi mají tvar části anuloidové plochy. Každou z těchto částí měchu lze považovat za jednoduchou pneumatickou pružinu /jednovlnovou vlnovcovou nebo membránovou/. Soustavy v sérii spojených takto definovaných pružin jednoduchých vytvářejí pružiny složené /vícevltnové vlnovcové, vakové, hadicové, kombinované/. Není přitom podstatné, zda mají všechny jednoduché pružiny se společným obsahem vzduchu o stejném přetlaku také společný měch.

Uvažujeme pneumatickou pružinu složenou z i -pružin jednoduchých, například třívltnovou vlnovcovou podle obr. 2.51. Mezi podložkami má jistou výšku H . Při rovnovážné konfiguraci obsahu je stlačený vzduch o přetlaku p_p a objemu V . Odpovídající část měchu každé i -té jednoduché pružiny má rovnovážný anuloidový tvar, výšku H_i , poloměr R_i efektivní plochy a poloměr r_i střední meridiánové kružnice.

Z principu akce a reakce plyne, že konfigurace uvažované pružiny je rovnovážná, jestliže síla

$$F = p_p S = p_p \pi R_i^2, \quad (2.52)$$

kterou působí na podložky, je vyvozovaná také všemi i jednoduchými pružinami, tj. když

$$F = F_i = p_p S_i = p_p \pi R_i^2. \quad (2.53)$$

Z toho plyne, že efektivní plochy S_i a také jejich poloměry R_i musí mít všechny jednoduché pružiny stejné. Při rovnovážné konfiguraci musí být splněna podmínka $S_i = S$, resp. $R_i = R$. Poloměry r_i středních meridiánových kružnic a výšky H_i jednoduchých pružin mohou být obecně roz-

Obr. 2.51. Rovnovážná konfigurace složené pneumatické pružiny

dílné. Rovnováha konfigurace složených pružin může být nejen stabilní, ale také labilní nebo indiferentní [93, 173].

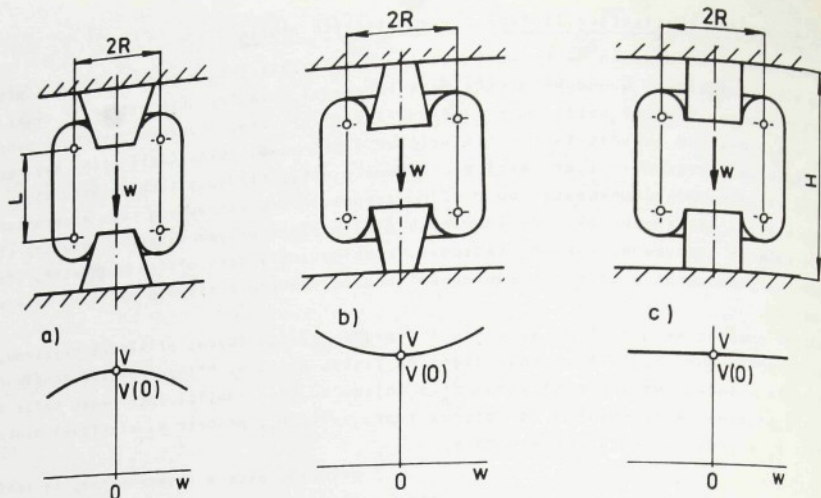
Uvažujeme pneumatickou pružinu, například dvoupístovou vakovou podle obr. 2.52, o jisté výšce H , se třemi tvarově odlišnými dvojicemi /a, b, c/ pístů. Při rovnovážné konfiguraci mají vždy obě dvojice jednoduchých pružin stejné poloměry R efektivní plochy a pružiny extrémní objem.

Pro každou pružinu je znázorněna závislost objemu V na posuvu w střední válcové části vaku o délce L . Ve všech případech je splněna podmínka pro extrém, tj. $dV/dw = 0$ pro $w = 0$. V případě tvaru pístu podle obr. 2.50

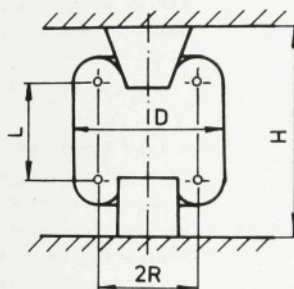
- a/ je objem maximální, neboť $d^2V/dw^2 < 0$, a proto je rovnovážná konfigurace stabilní;
- b/ je objem minimální, neboť $d^2V/dw^2 > 0$, a proto je rovnovážná konfigurace labilní;
- c/ je objem konstantní, neboť $d^2V/dw^2 = 0$, a proto je rovnovážná konfigurace indiferentní.

U pružiny se stabilní rovnovážnou konfigurací se při změnách výšky H odvaluje měch po obou pístech. U pružiny s labilní rovnovážnou konfigurací se za provozu rovnovážný stav poruší a měch se opře o jednu z podložek. Při změnách výšky H se pružina chová jako jednopístová. Podobně se za provozu chová také pružina s indiferentní rovnovážnou konfigurací, třebaže zde může být poloha měchu vzhledem k pístům v zásadě libovolná.

Všimněme si ještě analogické vakové pružiny se zajímavou kombinací pístu dvou tvarů podle obr. 2.53. Lze dokázat [93], že její rovnovážná konfigurace je rovněž stabilní. V tomto případě se při změnách výšky H odvaluje vak jen po válcovém pístu. Pokud se nemění průměr D válcové části vaku, nemění se ani poloměr R efektivní plochy. Pak je vzá-



obr. 2.52. Rovnovážná konfigurace složené pružiny: a - stabilní, b - labilní, c - indiferentní



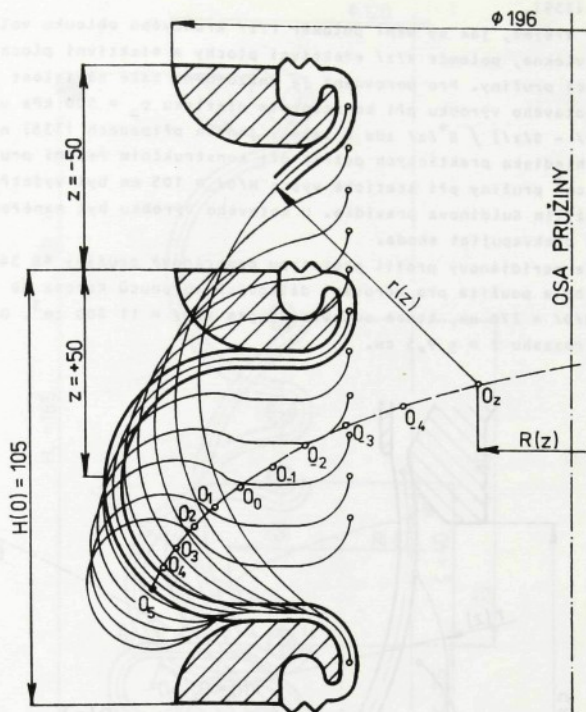
obr. 2.53. Stabilní rovnovážná konfigurace pružiny s kuželovým a válcovým pístem

jemná poloha kuželového pístu a vaku stálá. Problém rovnovážné konfigurace vystupuje nejen u pružin složených, ale také u pružin diferenčních. Autor se jím podrobněji zabývá též v práci [123].

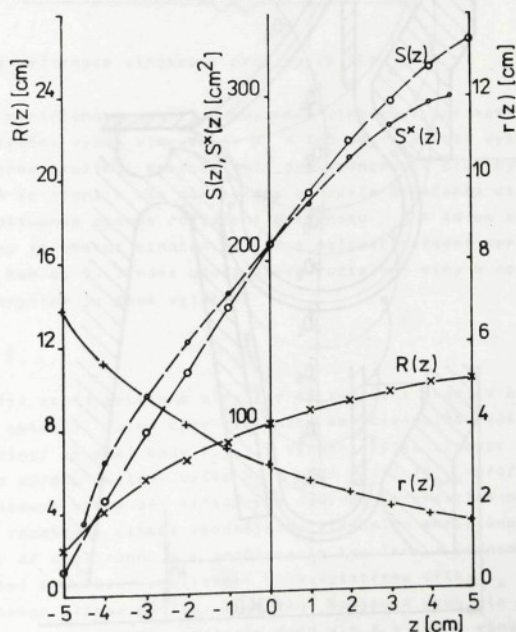
2.9. Osová deformace rotačně symetrických pneumatických pružin

Na obr. 2.54 je meridiánový profil jednovlnové vlnovcové pružiny VJ 105-10 [138], jejíž statická výška $H/0 = 105$ mm. Je zde vidět, jak se mění tvar středního meridiánového vlákna při postupné osově deformaci pružiny v rozsahu $z = \pm 5$ cm. Střed O_z (index z udává osovou deformaci pružiny v cm/ poloměru r/z kruhových oblouků volných částí středního meridiánového vlákna mezi body styku s koncovými přírubami byly nalezeny zkusem. Jejich vzdálenost od osy pružiny udává poloměr R/z efektivní plochy. Při zkusem hledání středů O_z se předpokládá, že celková délka středního meridiánového vlákna se při osové deformaci pružiny nemění [301]. Tento předpoklad ovšem není exaktně splněn. Při deformaci pružiny se totiž mění rovnovážný úhel sklonu kordu, a tím také střední délka meri-

* Numerickými metodami s použitím počítače EC 1033 je tato úloha řešena pro vlnovcové pružiny v práci [1338]. Tímto postupem se urychluje optimalizace konstrukčního řešení.



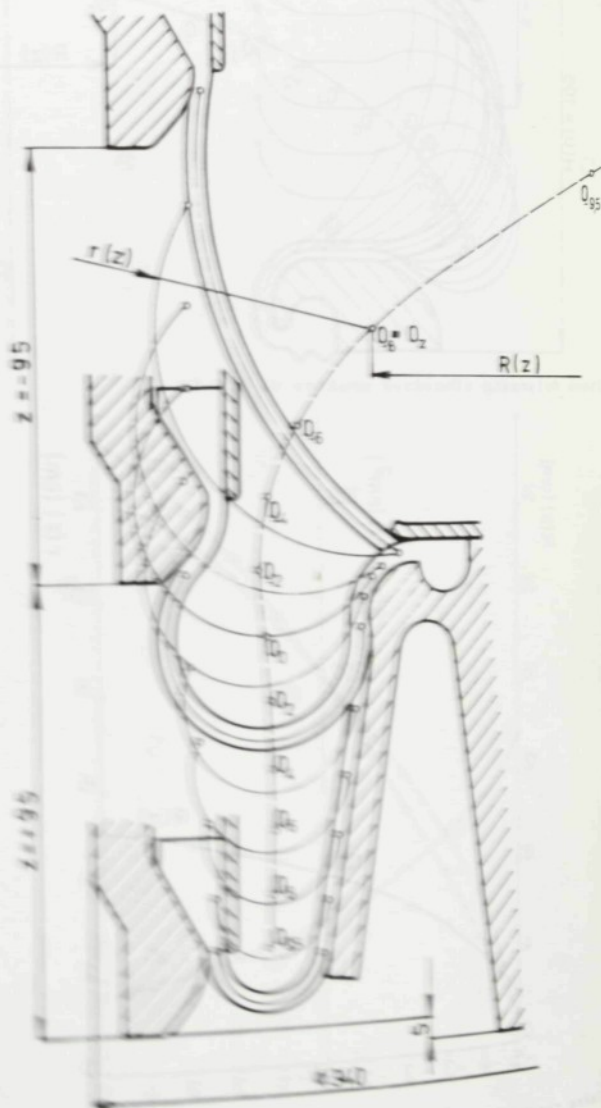
Obr. 2.54. Osová deformace vlnovcové pružiny VJ 105-10

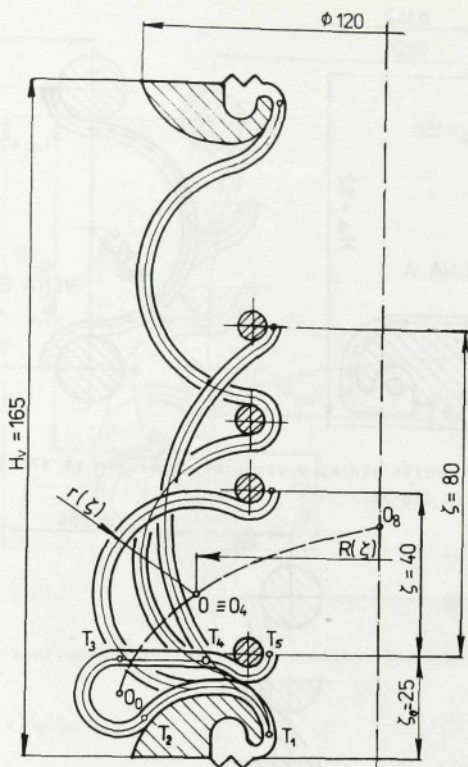


Obr. 2.55. Změna rozměrů vlnovce pružiny VJ 105-10 a efektivní plochy při osové deformaci: S/z - závislost získaná graficko-početně, S^*/z - závislost získaná měřením

Z obr. 2.55 je zřejmé, jak se mění poloměr r/z kruhového oblouku volné části stěho ho meridiánového vlákna, poloměr R/z efektivní plochy a efektivní plocha $s/z = \pi r^2/z$ při osové deformaci pružiny. Pro porovnání je znázorněna také závislost s^*/z , která byla získána měřením hotového výrobku při konstantním tlaku $p_p = 500$ kPa vzduchu. Relativní chyba $\delta_s = [s^*/z - s/z] / s^*/z$ zde a také v jiných případech [338] nepřekračuje hodnotu 10 %, což z hlediska praktických potřeb při konstrukčním řešení pružin vyhovuje. Objem $V/0 = 2\,200$ cm³ pružiny při statické výšce $H/0 = 105$ mm řešení pružin vyhovuje. Ko-početně, s použitím Guldinova pravidla. U hotového výrobku byl vyšetřen rovněž objem $V^*/0 = 2\,160$ cm³, což je překvapující shoda.

Na obr. 2.56 je meridiánový profil prototypu membránové pružiny AB 340x270 [56, 85, 111, 116], která byla použita pro pěrování dálkových autobusů Karosa ŠD 11. Pružina má statickou výšku $H/0 = 270$ mm, které odpovídá objem $V/0 = 11\,800$ cm³. Osová deformace byla vyšetřena v rozsahu $z = \pm 9,5$ cm.





Obr. 2.57. Osová deformace vlnovcové pružiny VD 120-3,75

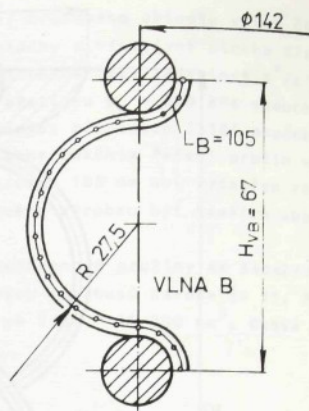
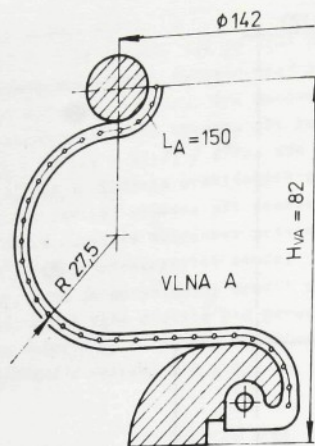
Na obr. 2.57 je meridiánový profil dvouvlnové vlnovcové pneumatické pružiny VD 120-3,75 [111, 192]. Výrobní výška vlnovce je $H_v = 165$ mm, statická výška pružiny $H/O = 120$ mm. Jde o složenou pružinu, kterou tvoří dvě jednoduché pružiny /vlny/ stejného tvaru. V tomto případě je jedna z vln nakreslena ve zcela stlačeném stavu při výšce $\zeta_0 = 25$ mm a dále při postupném osovém roztahení o hodnotu $\zeta = 40$ mm a $\zeta = 80$ mm. Poloměr efektivní plochy je obecně označen R/ζ a poloměr střední meridiánové kružnice r/ζ . Má střed v bodech O_i /index udává osových deformací vlny v cm/. Je zřejmé, že celková výška H/ζ /pružiny je dána vztahem

$$H(\zeta) = 2(\zeta_0 + \zeta).$$

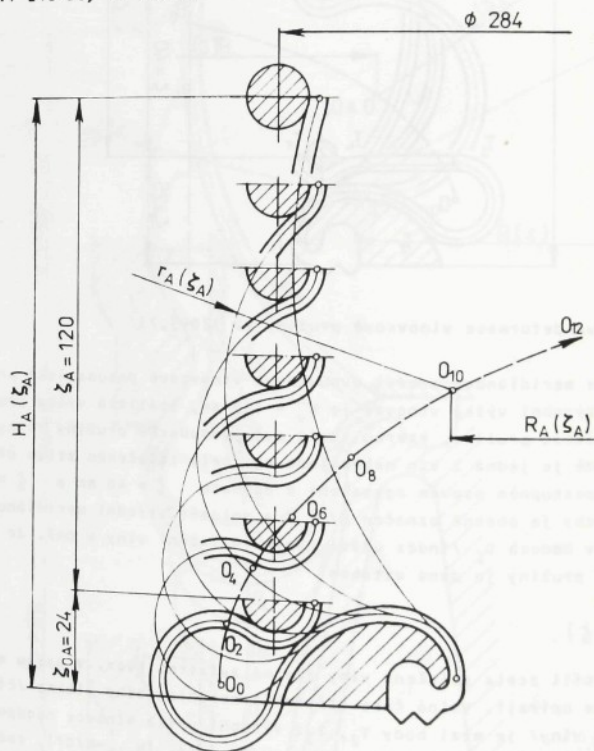
12.54/

Meridiánový profil zcela stlačené vlny zde má zvláštní tvar. V úseku mezi body T_3, T_4 se obě vlny o sebe opírají. Volná část středního meridiánového vlákna /činná část meridiánového profilu vlny/ je mezi body T_2, T_3 . Výrobní výška vlnovce neodpovídá výšce statické. Zde byla pro výrobu zvolena výška $H_v = H/O + 1/2 [H_{\max} - H/O]$, což s ohledem na namáhání kordem armované stěny při střídavých osových deformacích není příliš výhodné.

Na obr. 2.58 je rozměrové schéma vhodnějšího výrobního meridiánového profilu jednoduché pružiny /vlny A/ s přírubou a s oddělovacím kroužkem a jednoduché pružiny /vlny B/ se dvěma oddělovacími kroužky. Rektifikací byly vyšetřeny délky $L_A = 150$ mm, $L_B = 105$ mm středního meridiánového vlákna profilu obou vln. Spojením dvou vln A byla vytvořena složená dvouvlnová pružina VD 170-30, spojením dvou vln A a jedné vlny B třívlnová pružina VT 240-30 a spojením dvou vln A a dvou vln B čtyřvlnová pružina VC 310-30 [150, 111]. Tyto pružiny byly s úspěchem použity pro pérování autobusů Karosa [51 až 54] a pro pokusné pneumatické zvedáky [77, 94]. Na obr. 2.59 je znázorněna změna konfigurace meridiánového



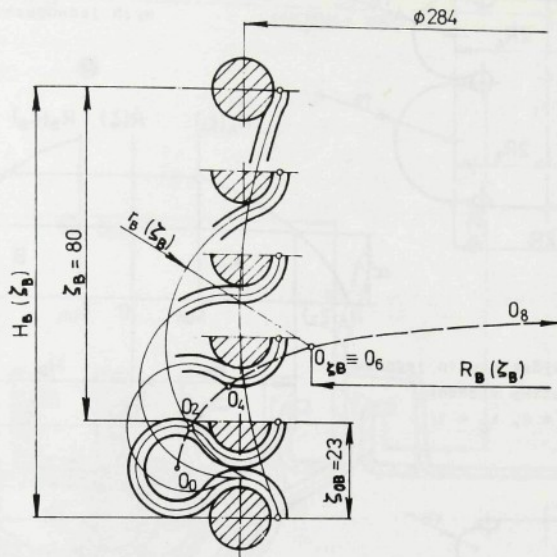
obr. 2.58. Meridiánový profil vln A, B vlnovcových pružin VD 170-30, VT 240-30, VC 310-30



obr. 2.59. Změna konfigurace meridiánového profilu vlny A při osovém roztahování

profilu vlny A při postupném roztahování ξ_A od 0 do 12 cm z minimální výšky ξ_{0A} . Na obr. 2.60 je znázorněna změna konfigurace meridiánového profilu vlny B při postupném roztahování ξ_B od 0 do 8 cm z minimální výšky ξ_{0B} .

Při konstrukci a výpočtu charakteristik složených pružin je nutno vyšetřovat výšky a konfigurace všech pružin jednoduchých. Při každé výšce H/ξ složene pružiny s počtem k_B jednoduchých pružin B o výškách H_B/ξ_B musí platit, že



obr. 2.60. Změna konfigurace meridiánového profilu vlny B při osovém roztahování

$$H(\zeta) = k_A H_A(\zeta_A) + k_B H_B(\zeta_B),$$

/2.55/

kde je

$$H_A(\zeta_A) = \zeta_{0A} + \zeta_A,$$

/2.56/

$$H_B(\zeta_B) = \zeta_{0B} + \zeta_B.$$

Z předchozích úvah je zřejmé, že při každé výšce H/ζ složené pružiny musí mít všechny pružiny jednoduché stejnou efektivní plochu $s/\zeta = s_A/\zeta_A = s_B/\zeta_B$, a tudíž také stejný poloměr $R/\zeta = R_A/\zeta_A = R_B/\zeta_B$ efektivní plochy. Tato podmínka umožňuje určit jejich výšky H_A/ζ_A , H_B/ζ_B . Poloměry r_A/ζ_A , r_B/ζ_B středních meridiánových kružnic jsou přitom obecně rozdílné.

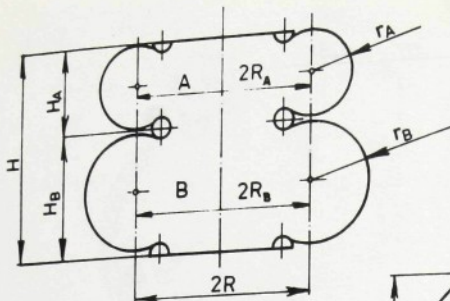
Uvažujme nejprve pružinu skloženou ze dvou různých jednoduchých pružin A, B, příkladně podle obr. 2.61.

Závislost poloměrů efektivních ploch na výškách obou jednoduchých pružin je v grafech na obr. 2.62. Pro každou zvolenou hodnotu poloměru R efektivní plochy složené pružiny grafy umožňují znázorněným způsobem určit jejich výšku H i výšky H_A , H_B obou pružin jednoduchých. Jsou-li obě jednoduché pružiny zcela stlačené, roztahuje se nejprve jen pružina B. Teprve při $R < R_1$ se začne roztahovat také pružina A.

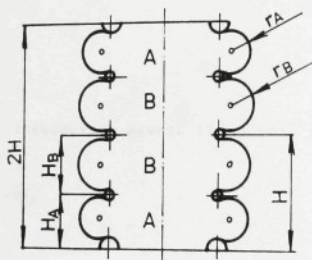
Na obr. 2.63 je pružina složená ze dvou jednoduchých pružin A a ze dvou jednoduchých pružin B. Také v tomto případě je možno vyšetřovat výšky pružin uvedeným grafickým postupem. Zde ovšem H značí výšku jedné z obou symetrických polovin složené pružiny.

Je-li o pružinu /obr. 2.64/ vytvořenou dvěma jednoduchými pružinami A a jednou pružinou B, která je symetrická vzhledem k rovině η , lze rovněž vyšetřovat výšky způsobem znázorněným na obr. 2.62. Pak ovšem H značí výšku poloviny pružiny složené a H_B polovinu výšky jednoduché pružiny B.

Zajímavý případ představují pružiny složené ze dvou jednoduchých pružin A, B, z nichž jedna /B/ má při roztahování, příkladně z minimální výšky, v určitém rozsahu konstantní efektivní plochu a její poloměr /obr. 2.65/. Je-li složená pružina zcela stlačena, roz-

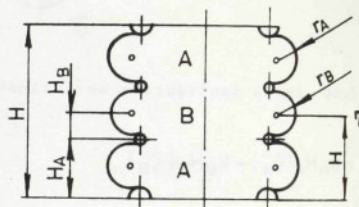
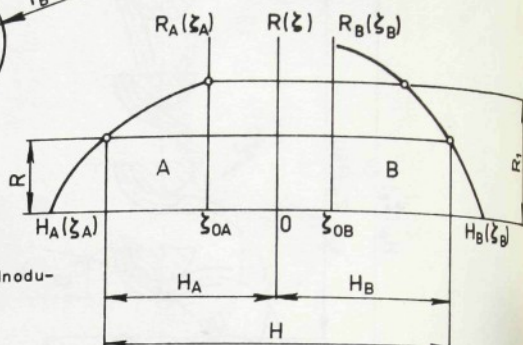


obr. 2.62. Stanovení výšek pružin jednoduchých a pružiny složené
/případ $k_A = 1$, $k_B = 1/$

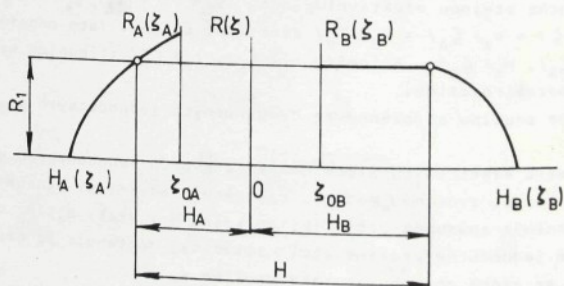


Obř. 2.63. Pružina složená ze dvou dvojic různých jednoduchých pružin

obr. 2.61. Pružina složená ze dvou různých jednoduchých pružin A, B

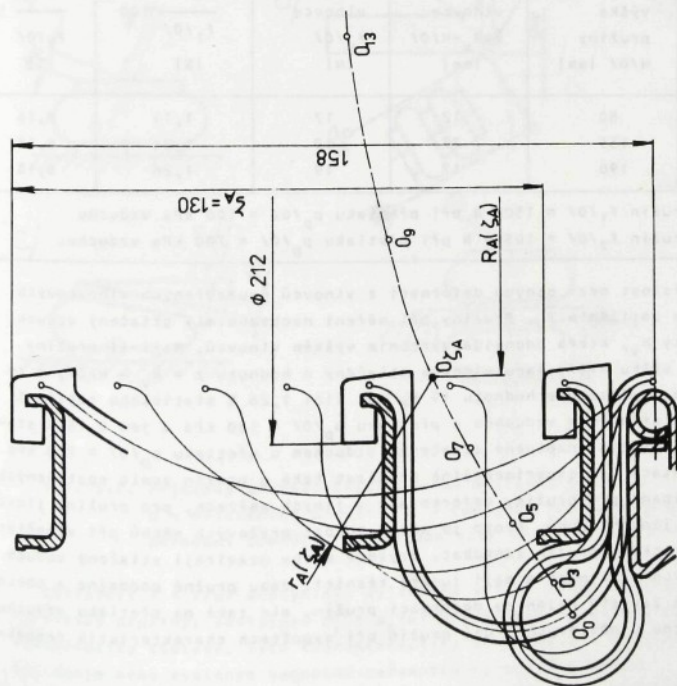


Obř. 2.64. Pružina složená ze tří jednoduchých pružin

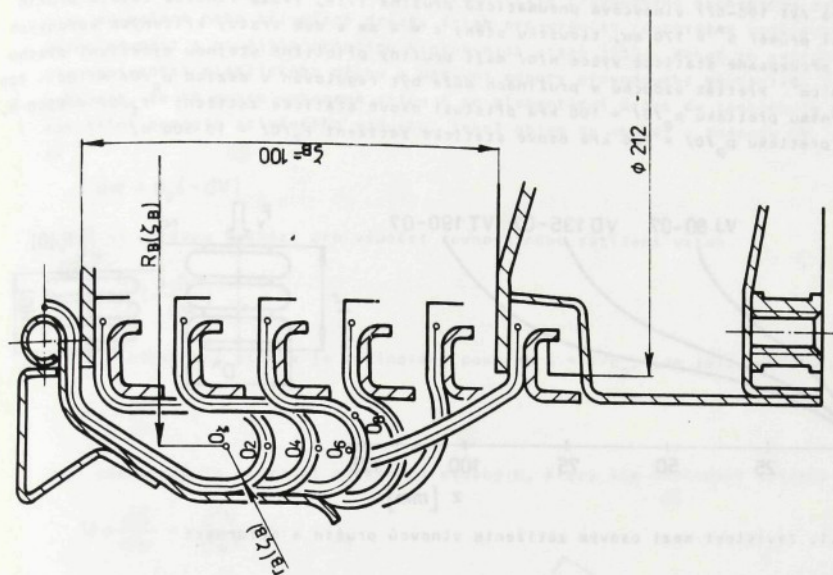


Obř. 2.65. Zvláštní případ pružiny složené ze dvou pružin jednoduchých

tahuje se nejprve jednoduchá pružina A. Když její výška dosáhne hodnoty H_A a efektivní plocha poloměru R_1 , zůstávají obě veličiny konstantní a roztahuje se pouze pružina B. Teprve až její výška dosáhne hodnoty H_B , začne se znovu roztahovat také pružina A. Tímto zajímavým způsobem jsou řešeny kombinované pružiny DILLON /obr. 2.8/ anglické firmy Dunlop [10], které mají měch v podobě dvouvlnového vlnovce. Pro ilustraci je na obr. 2.66 znázorněna postupná osová deformace meridiánového profilu vlnovcové a na obr. 2.67 membránové části pružiny DILLON 12x2.



2.66. Osová deformace vlnovcové části kombinované pružiny DILLON 12x2

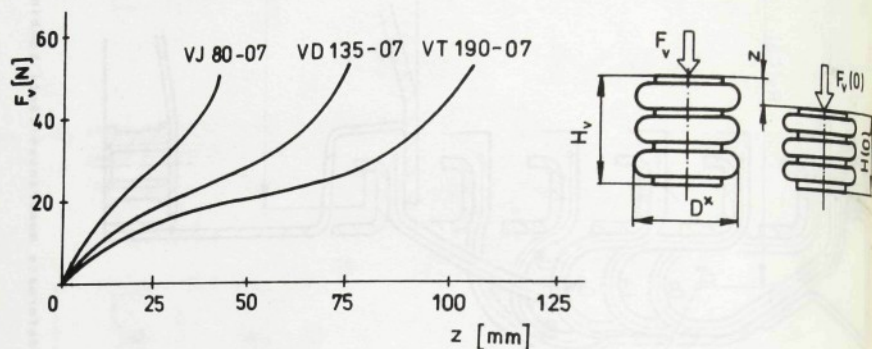


Obr. 2.67. Osová deformace membránové části kombinované pružiny DILLON 12x2

3.0. CHARAKTERISTIKY MĚCHOVÝCH PRŮŽIN

3.1. Vliv pryžového měchu s kordovou armaturou

K orientačnímu posouzení byla zvolena jednovlnová /VJ 80-07/, dvouvltnová /VD 135-07/ a třívltnová /VT 190-07/ vlnovcová pneumatická pružina [114, 193]. Vlnovce těchto pružin mají vnější průměr $D^* = 170$ mm, tloušťku stěny $s = 4$ mm a dvě vrstvy křížených kordových nití. Při předepsané statické výšce $H/0$ mají pružiny přibližně stejnou efektivní plochu $S/0 \approx 150$ cm². Přetlak vzduchu v pružinách může být regulován v mezích $p_p/0 = 100 - 700$ kPa. Vnitřnímu přetlaku $p_p/0 = 100$ kPa přísluší osové statické zatížení $F_1/0 = 1500$ N, vnitřnímu přetlaku $p_p/0 = 700$ kPa osové statické zatížení $F_7/0 = 10\,500$ N.



Obr. 3.1. Závislost mezi osovým zatížením vlnovců pružin a deformací

Tab. 3.1. Přehled hodnot deformovaných vlnovců

Pružina	Výrobní výška vlnovce H_v [mm]	Statická výška pružiny $H/0$ [mm]	Deformace vlnovce $z = H_v - H/0$ [mm]	Zatížení vlnovce $F_v/0$ [N]	$\frac{F_v/0}{F_1/0} \cdot 100$ [%]	$\frac{F_v/0}{F_7/0} \cdot 100$ [%]
VJ 80-07	92	80	12	17	1,11	0,16
VD 135-07	162	135	27	19	1,26	0,18
VT 190-07	232	190	47	19	1,26	0,18

- Statické zatížení pružin $F_1/0 = 1500$ N při přetlaku $p_p/0 = 100$ kPa vzduchu
 - Statické zatížení pružin $F_7/0 = 10500$ N při přetlaku $p_p/0 = 700$ kPa vzduchu.

Na obr. 3.1 je závislost mezi osovou deformací z vlnovců neuzavřených vlnovcových pružin a jejich osovým zatížením F_v . Pružiny při měření neobsahovaly stlačený vzduch. Byly stlačovány z výšky H_v , která odpovídá výrobním výškám vlnovců. Mají-li pružiny předepsanou statickou výšku $H/0$, jsou vlnovce stlačeny o hodnotu $z = H_v - H/0$, a to silou $F_v/0$. Tato síla nepřesahuje hodnotu 19 N, což činí 1,26 % statického zatížení $F_1/0$ pružiny naplněné stlačeným vzduchem o přetlaku $p_p/0 = 100$ kPa a jen 0,18 % statického zatížení $F_7/0$ pružiny naplněné stlačeným vzduchem o přetlaku $p_p/0 = 700$ kPa /tab. 3.1/. Podobné relace lze experimentálně prokázat také u pružin zcela roztlačených nebo stlačených, popřípadě pro pružiny deformované v jiných směrech, pro pružiny jiných rozměrů i pro pružiny jiných druhů. Proto je možné tuhost pryžových měchů při výpočtech charakteristik pneumatických pružin zanedbat. Pryžové měchy uzavírají stlačený vzduch obsažený v pneumatických pružinách a mají funkci těsníci. Jsou pružně poddajné a obecně je jejich tvar i objem závislý nejen na deformaci pružin, ale také na přetlaku vzduchu. Tyto závislosti je nutno u některých druhů pružin při výpočtech charakteristik respektovat.

3.2. Zatěžovací, tlakové a geometrické charakteristiky

pneumatická pružina /obr. 3.2/ obsahuje určitý objem V stlačeného vzduchu. Má přetlak p_p a je uzavřen elastickým měchem, v obecném případě zcela libovolného tvaru. Na pružinu působí ve směru w buď přímo nebo prostřednictvím převodového mechanismu zatěžovací síla F po přímočaré nebo křivočaré dráze. Vztah pro výpočet rovnovážné zatěžovací síly F je možno odvodit s použitím principu virtuálních prací [335]. Pokud se zanedbá změna energie napjatosti elastického měchu a pasivní odpory převodového mechanismu, je možno předpokládat, že se práce vykonaná silou F po elementární dráze dw spotřebuje na zvýšení potenciální energie stlačeného vzduchu, jehož objem se zmenší o hodnotu dV . Zřejmě platí,

$$F dw = p_p (-dV) \quad /3.1/$$

formální úpravou vychází pro výpočet rovnovážného zatížení vztah

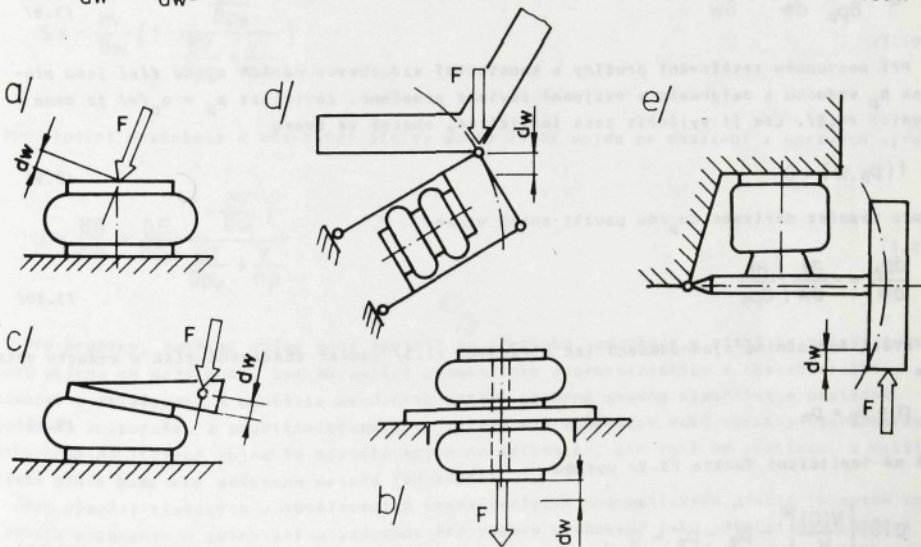
$$F = p_p \left(-\frac{dV}{dw} \right) \quad /3.2/$$

protože efektivní plocha je definována poměrem $S = F/p_p$, lze její hodnotu určit z výrazu

$$S = -\frac{dV}{dw} \quad /3.3/$$

Její změnu určuje ukazatel efektivní plochy U , který lze definovat vztahem

$$U = \frac{dS}{dw} = -\frac{d^2V}{dw^2} \quad /3.4/$$



Obr. 3.2. Příklady pneumatických pružin a jejich zatížení: a - vlnovcová pružina, b - diferenční pružina, c - nesousose zatížená pružina, d - pneumatické pérování sedadla, e - pneumatické pérování vozidla

Závislost $F = F/w$ analyticky vyjádřená vztahy /3.2, 1.2/ popisuje zatěžovací charakteristiky pružiny. Závislost $p_p = p_p/w$ analyticky vyjádřená vztahem /1.3/ popisuje charakteristiky tlakové. Tyto charakteristiky se přiřazují konkrétním provozním poměrům, tj. daným nebo zvoleným hodnotám parametrů n , $p_p/0$ a $V/0$.

Závislosti $v = v/w$, $s = s/w$ a $u = u/w$ se označují jako charakteristiky geometrické [50, 65, 66]. V obecném případě jsou geometrické charakteristiky funkcemi dvou nezá-

visle proměnných, a to deformace w a přetlaku p_p vzduchu, tj. $V = V(p_p, w)$ a $S = S(p_p, w)$,
 $U = U(p_p, w)$. Závislost na přetlaku je třeba respektovat u pružin vakových a hadicových
bez povrchové bandáže i u všech druhů pružin nesouose zatěžovaných [273]. U ostatních
druhů pružin je závislost na přetlaku vzduchu zanedbatelná. Zřejmě stačí uvažovat jen
závislosti $V = V(w)$, $S = S(w)$ a $U = U(w)$, mezi nimiž platí relace dané vztahy /3.3/
3.4/.

Je-li objem V funkcí dvou proměnných, je možno vypočítat přírůstek dV této funkce
ze vztahu

$$dV = \frac{\partial V}{\partial p_p} dp_p + \frac{\partial V}{\partial w} dw, \quad /3.5/$$

takže pro výpočet efektivní plochy $S = S(p_p, w)$, w vychází po dosazení do /3.3/ výraz

$$S = -\frac{\partial V}{\partial p_p} \frac{dp_p}{dw} - \frac{\partial V}{\partial w}. \quad /3.6/$$

Rovněž efektivní plocha S je funkcí dvou proměnných, a proto pro výpočet přírůstku
 dS platí vztah

$$dS = \frac{\partial S}{\partial p_p} dp_p + \frac{\partial S}{\partial w} dw \quad /3.7/$$

a pro ukazatel $U = U(p_p, w)$, w po dosazení do /3.4/ vztah

$$U = \frac{\partial S}{\partial p_p} \frac{dp_p}{dw} + \frac{\partial S}{\partial w}. \quad /3.8/$$

Při postupném zatěžování pružiny s konstantní vzduchovou náplní silou F/w jsou pře-
tlak p_p vzduchu a deformace w vzájemně závisle proměnné. Závislost $p_p = p_p(w)$ je dána
rovnici /1.3/. Lze ji vyjádřit také implicitně, obecně ve tvaru

$$f(p_p, w) = 0 \quad /3.9/$$

a pro výpočet derivace dp_p/dw použít známý vzorec

$$\frac{dp_p}{dw} = -\frac{\partial f / \partial w}{\partial f / \partial p_p}. \quad /3.10/$$

Kvůli formálnímu zjednodušení lze v rovnici /1.3/ zavést absolutní tlak p vzduchu vztá-
hem

$$p = p_p + p_a. \quad /3.11/$$

Pak má implicitní funkce /3.9/ podobu

$$p(0) \left[\frac{V(0)}{V} \right]^n - p_a - p_p = 0. \quad /3.12/$$

Pro parciální derivace vycházejí vztahy

$$\frac{\partial f}{\partial w} = -n p(0) V^n(0) V^{n-1} \frac{\partial V}{\partial w}, \quad /3.13/$$

$$\frac{\partial f}{\partial p_p} = -n p(0) V^n(0) V^{n-1} \frac{\partial V}{\partial p_p} - 1. \quad /3.14/$$

z rovnice /3.12/ plyne, že

$$p(0) \left[\frac{V(0)}{V} \right]^n = p \quad /3.15/$$

a proto je

$$\frac{\partial f}{\partial w} = - \frac{np}{V} \frac{\partial V}{\partial w} \quad /3.16/$$

$$\frac{\partial f}{\partial p_p} = - \frac{np}{V} \frac{\partial V}{\partial p_p} - 1 \quad /3.17/$$

Po dosazení do vzorce /3.10/ vychází, že

$$\frac{dp_p}{dw} = \frac{(-\frac{\partial V}{\partial w})}{\frac{\partial V}{\partial p_p} + \frac{V}{np}} \quad /3.18/$$

Pro výpočet efektivní plochy S podle /3.6/ vyjde po dosazení a po úpravách vztah

$$S = - \frac{\partial V}{\partial w} \left(1 - \frac{\frac{\partial V}{\partial p_p}}{\frac{\partial V}{\partial p_p} + \frac{V}{np}} \right) \quad /3.19/$$

Pro výpočet ukazatele U efektivní plochy podle /3.8/ vyjde po dosazení a úpravách výraz

$$U = \frac{\partial S}{\partial w} + \frac{\partial S}{\partial p_p} \frac{(-\frac{\partial V}{\partial w})}{\frac{\partial V}{\partial p_p} + \frac{V}{np}} \quad /3.20/$$

Pro pružiny, jejichž objem není závislý na přetlaku vzduchu a u nichž je známa závislost objemu na deformaci, lze zbývající geometrické charakteristiky i charakteristiky tlakové a zatěžovací s použitím uvedených vztahů poměrně snadno vypočítat a následně graficky znázornit. S použitím odvozených vztahů lze vypočítat také všechny charakteristiky pružin, jejichž objem je závislý nejen na deformaci, ale také na přetlaku. V další části práce bude ale odvozena metoda jednodušší.

Pro výpočet tlakových a zatěžovacích charakteristik pneumatických pružin je nutné znát hodnotu exponentu n změny stavu vzduchu. Pro vzduch uvažovaný jako ideální plyn nabývá podle provozních podmínek pružin hodnot v mezích $0 \leq n \leq 1,4$. V průběhu deformačního cyklu může být exponent proměnlivý. Při výpočtech charakteristik se předpokládá jeho stálost. Charakteristiky se obvykle počítají a graficky znázorňují pro změnu izobarickou / $n = 0$ /, izotermickou / $n = 1$ /, polytropickou /při $n = 1,3$ / a adiabatickou / $n = 1,4$ /.

Při výpočtu přerovávání automobilů se příkladně předpokládá [20, 22], že deformace pneumatických pružin při kmitavém pohybu odpérováných hmot se uskutečňuje při polytropické změně / $n = 1,3$ / stavu vzduchu, zatímco při kmitavém pohybu neodpérováných hmot se uskutečňuje přibližně při změně adiabatické / $n = 1,4$ /.

Při výpočtech příčné stability vozidla, kdy se uvažuje stacionární jízda zatáčkou, se předpokládá deformace izotermická / $n = 1$ /, nejsou-li pružiny umístěné na rozdílných bočních stranách vozidla na téže nápravě vzájemně propojeny. Při deformaci pružin vzájemně propojených se někdy zjednodušeně předpokládá

změna izobarická / $n = 0$ / [172], třebaže v tomto případě je situace poněkud složitější [173]. Při výpočtech kmitavého pohybu pružně pneumaticky uložených stabilních a mobilních objektů lze v běžných případech uvažovat změnu polytropickou / $n = 1,3$ /.

Dnes se pneumatické pružiny používají také jako ovládací válce a zvedáky břemen [77, 94]. Je-li obecně $F = F/w$ síla vyvozovaná ovládacím válcem v němž je při deformaci vzduchová náplň proměnlivá, mění se přetlak $p_p = p_p/w$ vzduchu podle vztahu

$$p_p = \frac{F}{S}$$

/3.21/

u pružin s efektivní plochou závislou na deformaci w i na přetlaku p_p vzduchu je třeba rovněž určit závislost $S = S(p_p/w, w)$. V principu je možno použít analogického postupu jako u pružin s konstantní vzduchovou náplní. V tomto případě ale má funkce /3.21/ implicitní tvar $f(p_p, w) = 0$ v podobě

$$p_p S - F = 0.$$

/3.22/

Parciální derivace mají hodnotu

$$\frac{\partial f}{\partial w} = p_p \frac{\partial S}{\partial w} - \frac{\partial F}{\partial w},$$

/3.23/

$$\frac{\partial f}{\partial p_p} = S + p_p \frac{\partial S}{\partial p_p}.$$

/3.24/

Pro výpočet derivace dp_p/dw vychází vztah

$$\frac{dp_p}{dw} = - \frac{p_p \frac{\partial S}{\partial w} - \frac{\partial F}{\partial w}}{S + p_p \frac{\partial S}{\partial p_p}}.$$

/3.25/

Přitom je zřejmé

$$\frac{\partial F}{\partial w} = \frac{dF}{dw}.$$

/3.26/

Jde-li o zvedák břemen konstantní hmotnosti a tíhy F , vychází, že

$$\frac{dp_p}{dw} = - \frac{\frac{\partial S}{\partial w}}{\frac{\partial S}{\partial p_p} - \frac{S}{p_p}}.$$

/3.27/

Dosažením do rovnice /3.6/ by ovšem vznikl příliš složitý vztah, a proto tento postup pro určení závislosti $S = S(p_p/w, w)$ není příliš výhodný.

3.3. Tuhost pneumatických pružin

s deformací w obecně proměnlivou tuhost $k = k/w$ pneumatické pružiny s konstantní vzduchovou náplní při provozních parametrech n , $V/0$, $p_p/0$ lze analyticky určit jako derivaci zatížení $F = p_p S$ podle deformace w , tj. pomocí vztahu

$$k(w) = \frac{dF}{dw}.$$

/3.28/

Podle pravidla o derivaci součinu dvou funkcí platí, že

$$k(w) = \frac{dp_p}{dw} S + \frac{dS}{dw} p_p.$$

/3.29/

Obě funkce jsou složené, a proto po dosažení z rovnic /3.18, 3.4/ vychází, že

$$k(w) = \frac{(-\frac{\partial V}{\partial w}) S}{\frac{\partial V}{\partial p_p} + \frac{V}{np}} + U p_p \quad /3.30/$$

Protože $F = p_p S$, lze tento výraz přepsat do tvaru

$$k(w) = F \left(\frac{1}{p_p} \frac{(-\frac{\partial V}{\partial w})}{\frac{\partial V}{\partial p_p} + \frac{V}{np}} + \frac{U}{S} \right) \quad /3.31/$$

v případech, kdy je objem pružiny závislý pouze na deformaci, se vztahy /3.30, 3.31/ značně zjednodušují a mají podobu

$$k(w) = np \frac{S^2}{V} + U p_p \quad /3.32/$$

$$k(w) = F \left(n \frac{p}{p_p} \frac{S}{V} + \frac{U}{S} \right) \quad /3.33/$$

Statické výšce $H/0$, deformaci w pružiny a přetlaku $p_p/0 = p/0 - p_a$ vzduchu přísluší tuhost $k/0$.

Tuhost $k/0$ je směrnici tečny zatěžovací charakteristiky v bodě, který odpovídá statické výšce $H/0$ pružiny. Je směrodatná pro výpočty lineárních kmitů při velmi malých výchylkách pružně pneumaticky uložených hmot.

Tuhost vyjádřenou vztahy /3.31, 3.33/ lze psát ve formálně zjednodušeném tvaru

$$k(0) = F(0) K(0) \quad /3.34/$$

Zde je vyjádřena součinem statického zatížení $F/0$ a jednotkové tuhosti $K/0$, kterou lze psát v podobě algebraického součtu dvou dílčích jednotkových tuhostí:

$$K(0) = K_1(0) + K_2(0) \quad /3.35/$$

První dílčí jednotkovou tuhost $K_1/0$ lze označit jako jednotkovou provozně objemovou tuhost. Je závislá na provozních parametrech a na relativní změně objemu pružiny.

U pružin s objemem závislým na deformaci i na přetlaku vzduchu má podle /3.31/ hodnotu

$$K_1(0) = \left[\frac{1}{p_p} \frac{(-\frac{\partial V}{\partial w})}{\frac{\partial V}{\partial p_p} + \frac{V}{np}} \right]_{\substack{p_p = p_p(0) \\ w = 0}} \quad /3.36/$$

U pružin s objemem závislým pouze na deformaci má podle /3.33/ hodnotu

$$K_1(0) = \left[n \frac{p}{p_p} \frac{S}{V} \right]_{\substack{p_p = p_p(0) \\ w = 0}} \quad /3.37/$$

V tomto případě lze psát, že

$$K_1(0) = n P(0) K_v(0) \quad /3.38/$$

kde $P/0 = p/0 : p_p/0$ značí poměr absolutního tlaku a přetlaku vzduchu při $w = 0$.
Výraz

$$K_v(0) = \left[\frac{S}{V} \right]_{w=0} \quad /3.39/$$

Lze označit jako jednotkovou tuhost objemovou. Je způsobována tím, že se při deformaci mění objem pružiny. Obecně může být jednotková objemová tuhost $K_V/0/ \gtrless 0$, a proto může být také jednotková provozní objemová tuhost $K_1/0/ \gtrless 0$. V případě izobarické změny stavu vzduchu $/n = 0/$ má každá pneumatická pružina $K_1/0/ = 0$.
Druhá dílčí jednotková tuhost $K_2/0/$ může být označena jako jednotková tuhost plošná též symbolem $K_S/0/$. Podle /3.31, 3.33/ je pro případ $V = V|p_p/w|, w|$ i pro případ $V = V/w|$ dána vztahem

$$K_2(0) = K_S(0) = \left[\frac{U}{S} \right]_{p_p = p_p(0)} \quad /3.40/$$

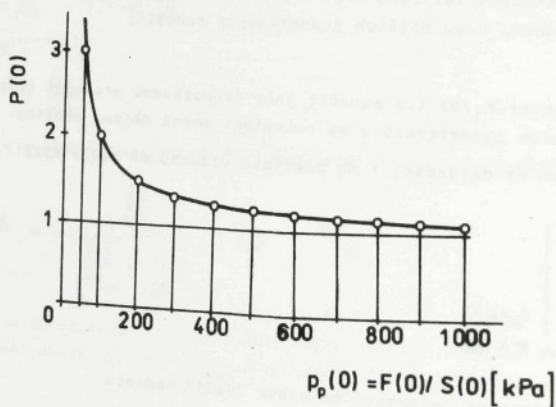
Je vyvolána relativní změnou efektivní plochy při deformaci. Protože ukazatel efektivní plochy může podle druhu a konstrukčního uspořádání pružiny nabývat hodnot $U/0/ \gtrless 0$ může také plošná tuhost nabývat hodnot $K_S/0/ \gtrless 0$.

Vzhledem k tomu, že se obě dílčí jednotkové tuhosti $K_1/0/$, $K_2/0/$ algebraicky sčítají, lze poměrně snadno vhodnou kombinací provozních parametrů $p_p/0/$, $V/0/$ a vhodnou volbou druhu a konstrukčního uspořádání pružiny vytvořit pružný pneumatický element požadované tuhosti. Charakteristiky pneumatických pružin mohou být v okolí statické polohy nejen stabilní, ale také labilní nebo indiferentní.

Hodnota výrazu

$$P(0) = \frac{p(0)}{p_p(0)} = \frac{p_p(0) + p_0}{p_p(0)} \quad /3.41/$$

je dána poměrem absolutního tlaku $p/0/$ a přetlaku $p_p/0/$ vzduchu v pružině. Pro vyšší přetlaky se limitně blíží k jedné /obr. 3.3/.



Obr. 3.3. Změna poměru absolutního tlaku a přetlaku vzduchu v závislosti na přetlaku

Požaduje-li se malá kladná provozní objemová tuhost, je třeba pro pružné pneumatické uložení volit pružiny s malou efektivní plochou $S/0/$, aby byl provozní přetlak $p_p/0/$ vzduchu v pružinách co nejvyšší. Je dán vztahem $p_p/0/ = F/0/ / S/0/$. Při volbě pružiny musí být splněna podmínka

$$p_p(0) \leq p_{p0min} - \Delta p_{pr}.$$

Zde je $\Delta p_{pr} \gtrless 100$ kPa tlakový spád nutný k překonání pasivních odporů při regulaci, p_{p0min} je minimální přetlak vzduchu ve zdroji. U většiny soudobých stabilních zdrojů /např. centrálních rozvodů vzduchu na závodech/ kolísá přetlak vzduchu v mezích $p_{p0} = 400 - 600$ kPa. Zde je nutno počítat s hodnotou $p_{p0min} = 400$ kPa. U mobilních zdrojů /např. na automobilech a traktorech/ je přetlak vzduchu p_{p0} udržován s relativně vět-

ši přesnosti, zhruba ± 30 kPa. U starších vozidel je možno počítat s hodnotou $p_{0\min} = 1600 \pm 30$ kPa, u novějších vozidel s hodnotou $p_{0\min} = 1800 \pm 30$ kPa.

Většina vozidel má za provozu proměnlivou hmotnost odpíraných částí, a tedy také proměnlivé statické zatížení pružin. Při regulaci stále statické výšky $H/0$ se mění provozní přetlak $p_p/0$ vzduchu v pružinách, a tudíž také jednotková provozně objemová tuhost, frekvence vlastních kmitů i pohodlí jízdy. Tyto změny jsou ale relativně mnohem menší než u vozidel s klasickými ocelovými pružinami, jejichž tuhost je většinou stálá.

Soudobé pneumatické pružiny jsou konstruovány tak, že mohou pracovat s přetlaky regulovanými v mezích $p_p/0 = 100 - 700$ kPa. V současné době se u nás řeší vlnovcové pružiny pro provozní přetlaky do 1250 kPa. Tyto pružiny se připravují pro autobusy Karosa a nákladní automobily Tatra. Přinesou úsporu prostoru na vozidlech i další úsporu materiálu. Při regulaci přetlaku $p_p/0$ podle statického zatížení $F/0$ bude změna poměru $P/0$ již téměř zanedbatelná, a proto bude pohodlí jízdy prázdným i plně zatíženým vozidlem prakticky stejné [135].

Jednotkovou objemovou tuhost $K_v/0$ podle [3.38, 3.39] lze v širokých mezích regulovat doplňkovým objemem V_d pružin. Teoreticky je možno doplňkový objem volit v mezích

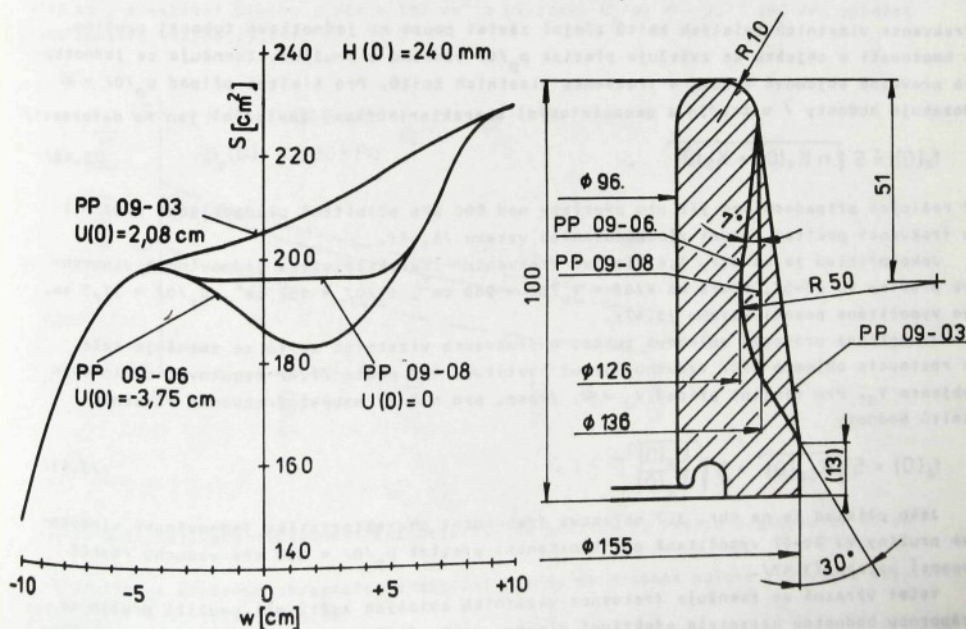
$$-V_v(0) < V_d < \infty \quad , \quad /3.43/$$

přičemž $V_v/0$ značí vlastní objem pružiny a $V/0 = V_v/0 + V_d$ objem celkový. Příklad $V_d = \infty$ odpovídá izobarické změně. Pro $n = 0$ podle [3.36, 3.37] vychází, že $K_v/0 = 0$, tj

$$k(0) = F(0) K_s(0) \quad . \quad /3.44/$$

Menší hodnoty tuhosti již nemůže být u pružiny dosaženo.

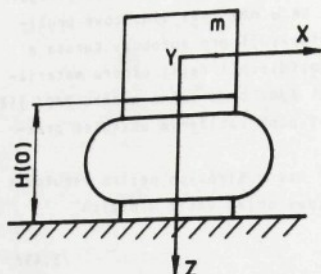
U pružin vlnovcových jsou ukazatel $U/0$ efektivní plochy, a tedy také plošná tuhost $K_s/0$ podle [3.40] vždy kladné. U zbývajících druhů pružin jsou hodnoty těchto veličin závislé na tvaru pístu. Mohou být nejen kladné, ale také nulové nebo záporné. Vliv tvaru pístu na průběh efektivní plochy $S = S/w$ při osové deformaci vakové pneumatické pružiny VV 240-10 a na hodnotu ukazatele $U/0$ efektivní plochy je patrný z obr. 3.4. Efektivní plochy byly vyšetřovány při konstantním přetlaku $p_p = 500$ kPa vzduchu.



Obr. 3.4. Vliv tvaru pístu vakové pneumatické pružiny VV 240-10

3.4. Frekvenční charakteristiky

Zavedený pravoúhlý souřadný systém má osy X , Y , Z procházející střediskem hmotnosti pružně pneumaticky uloženého objektu. Kvůli rozlišení budou deformace pružin ve směrech těchto os dále zjednodušeně označovány jen písmeny x , y , z .^{*} Indexy x , y , z budou označovány také veličiny charakterizující vlastnosti pružin ve směru těchto os.



Obr. 3.5. Objekt podepřený pneumatickou pružinou

Na obr. 3.5 je objekt hmotnosti m podepřený pneumatickou pružinou, která má statickou výšku $H(0)$ a obsahuje objem $V(0)$ stlačeného vzduchu o přetlaku $p_p(0)$. Při velmi malých amplitudách výchylek lze vlastní svislé /ve směru osy Z / i vodorovné /ve směru osy X nebo Y / kmity kolem rovnovážné polohy uvažovat jako lineární. Pro výpočet frekvence $f_z(0)$ vlastních svislých kmitů objektu kolem rovnovážné polohy platí známá rovnice

$$f_z(0) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_z(0)}{m}} \quad /3.45/$$

Do ní lze dosadit podle /3.35/ tuhost $k_z(0) = F_z(0) / K_z(0)$ pružiny. Objekt hmotnosti m zatěžuje pružinu ve svislém směru statickou silou $F_z(0) = mg$ - tíhové zrychlení.

Po dosazení vyjde, že

$$f_z(0) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g k_z(0)}{F_z(0)}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{g K_z(0)} \quad /3.46/$$

Pro $g = 981 \text{ cm/s}^2$, $K_z(0) [1/\text{cm}]$ a $f_z(0) [\text{Hz}]$ se vztah formálně zjednoduší a má tvar

$$f_z(0) \approx 5 \sqrt{K_z(0)} \quad /3.47/$$

Frekvence vlastních svislých kmitů zřejmě závisí pouze na jednotkové tuhosti pružiny. S hmotností m objektu se zvětšuje přetlak $p_p(0)$ vzduchu v pružině. Zmenšuje se jednotková provozně objemová tuhost a frekvence vlastních kmitů. Pro limitní případ $p_p(0) = \infty$ dosahuje hodnoty / u pružin s geometrickými charakteristikami závislými jen na deformaci/

$$f_z(0) \approx 5 \sqrt{n K_v(0) + K_s(0)} \quad /3.48/$$

V reálných případech lze již pro přetlaky nad 800 kPa přibližně předpokládat $p(0) = 1$ a frekvenci počítat pomocí zjednodušeného vztahu /3.48/.

Jako příklad je na obr. 3.6 tlaková frekvenční charakteristika jednovlnové vlnovcové pružiny VJ 80-07, která má $V(0) = V_v(0) = 960 \text{ cm}^3$, $S_z(0) \approx 152 \text{ cm}^2$, $U_z(0) = 31,5 \text{ cm}$. Je vypočítána pomocí vztahu /3.47/.

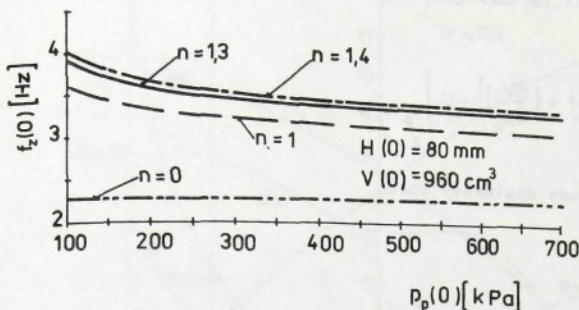
Jednotková provozně objemová tuhost a frekvence vlastních kmitů se zmenšuje také s rostoucím objemem $V(0)$ vzduchu, jehož velikost lze podle /1.4/ regulovat doplňkovým objemem V_d . Pro limitní případ $V_d = \infty$ /resp. pro $n = 0$ / nabývá frekvence vlastních kmitů hodnoty

$$f_z(0) = 5 \sqrt{K_{S_z}(0)} = 5 \sqrt{\frac{U_z(0)}{S_z(0)}} \quad /3.49/$$

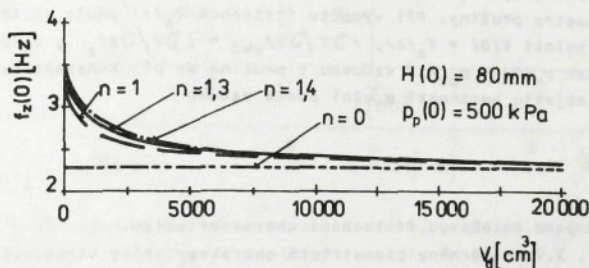
Jako příklad je na obr. 3.7 objemová frekvenční charakteristika jednovlnové vlnovcové pružiny VJ 80-07 vypočítána pro konstantní přetlak $p_p(0) = 500 \text{ kPa}$ vzduchu rovněž pomocí vztahu /3.47/.

Velmi výrazně se zmenšuje frekvence vlastních svislých kmitů při použití pružin se zápornou hodnotou ukazatele efektivní plochy. Jako příklad je na obr. 3.8 uvedena obje-

^{*} V kap. 1.0 jsou značeny w_x , w_y , w_z .

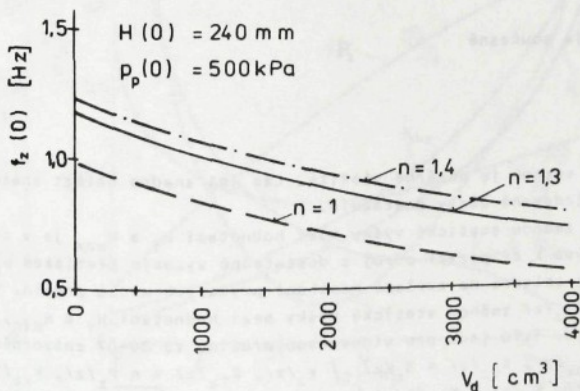


obr. 3.6. Tlaková frekvenční charakteristika pružiny VJ 80-07



obr. 3.7. Objemová frekvenční charakteristika pružiny VJ 80-07

mová frekvenční charakteristika vakové pružiny VV 240-10 s pístem PP 09-06 /podle obr. 3.4/ pro konstantní přetlak $p_p/0/ = 500$ kPa vzduchu. Pružina má vlastní objem $V_v/0/ = 4165$ cm^3 , efektivní plochu $S_z/0/ = 187$ cm^2 a ukazatel $U_z/0/ = -3,75$ cm. Pro výpočet bylo použito vztahu /3.47/.



obr. 3.8. Objemová frekvenční charakteristika pružiny VV 240-10 s pístem PP 09-06

U pružin se záporným ukazatelem efektivní plochy se dosáhne nulové frekvence vlastních kmitů $f_z/0/ = 0$, jestliže bude

$$K_{1z}(0) + K_{2z}(0) = 0$$

/3.50/

Takový případ nastane podle /3.36, 3.37, 3.40/, když u pružin s $v = v|_{p_p/z, z}|$ bude doplňkový objem

$$V_d = \left[-np \left(\frac{1}{p_p} \frac{S}{U} \left(-\frac{\partial v}{\partial w} \right) + \left(\frac{\partial v}{\partial p_p} \right) \right) - v_v \right]_{p_p=p_p(0)}^{z=0} \quad /3.51/$$

a když u pružin s $v = v/z$ bude doplňkový objem

$$V_d = \left[-n \frac{p}{p_p} \frac{S^2}{U} - v_v \right]_{z=0} \quad /3.52/$$

V případě vakové pružiny VV 240-10 s pístem PP 09-06 se frekvence $f_z/0 = 0$ dosáhne při doplňkovém objemu $V_d = 10\,382\text{ cm}^3$ a při parametrech $n = 1,3$, $p_p/0 = 500\text{ kPa}$.

Při konstantní hmotnosti m lze regulovat frekvenci vlastních svislých kmitů objektu také změnou statické výšky pružiny, a to v mezích $H/z = H/0 - 1/z$. V tomto případě se obecně mění všechny parametry pružiny. Při výpočtu frekvence f_z/z podle /3.47/ se ve vztazích /3.36 až 3.40/ položí $v/0 = v_z/z$, $\partial v / \partial z|_{z=0} = \partial v / \partial z|_z$, $S_z/0 = S_z/z$, $U_z/0 = U_z/z$. Přetlak $p_p/0 = p_{pz}/z$ vzduchu v pružině se při konstantním zatížení $F_z/0$ vyvozeným tíhou objektu hmotnosti m mění podle vztahu

$$p_{pz}(z) = \frac{F_z(0)}{S_z(z)} = \frac{gm}{S_z(z)} \quad /3.53/$$

Závislost f_z/z lze označit jako polohovou frekvenční charakteristiku.

Jako příklad jsou na obr. 3.9 znázorněny geometrické charakteristiky vlnovcové pružiny VJ 80-07, závislost p_{pz}/z a polohová frekvenční charakteristika f_z/z , která přísluší stálému statickému zatížení $F_z/0 = 7,6\text{ kN}$ a exponentu polytropické změny stavu vzduchu $\gamma = 1,3$. Minimální frekvence f_z min vlastních kmitů je přibližně při statické výšce $H_f = 90\text{ mm}$. Výška H_f , resp. deformace z_f , při níž je frekvence f_z min vlastních kmitů minimální se zjišťuje z podmínky pro lokální extrém funkce f_z/z , která zní

$$\frac{df_z(z)}{dz} = 0 \quad /3.54/$$

Lokální minimum je tam, kde je současně

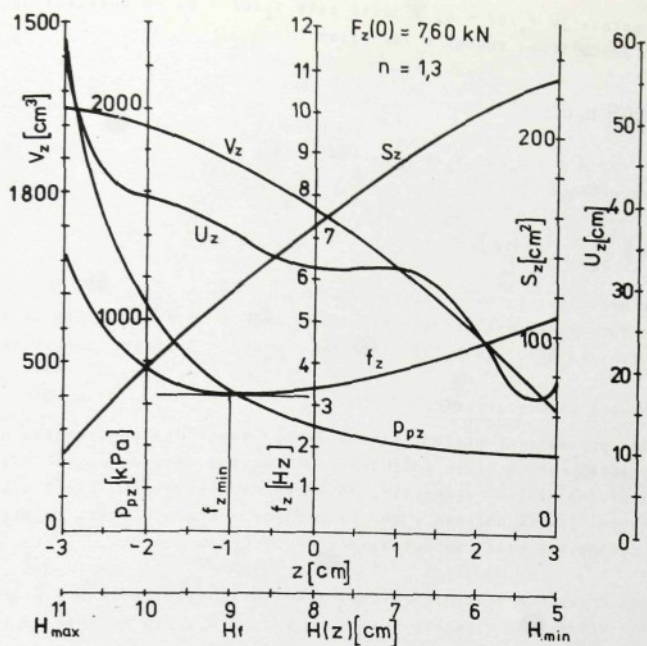
$$\frac{d^2 f_z(z)}{dz^2} > 0 \quad /3.55/$$

Hledat extrém analytickou cestou je poměrně složité. Lze jej snadno nalézt znázorněným způsobem graficky, což pro sledované účely postačuje.

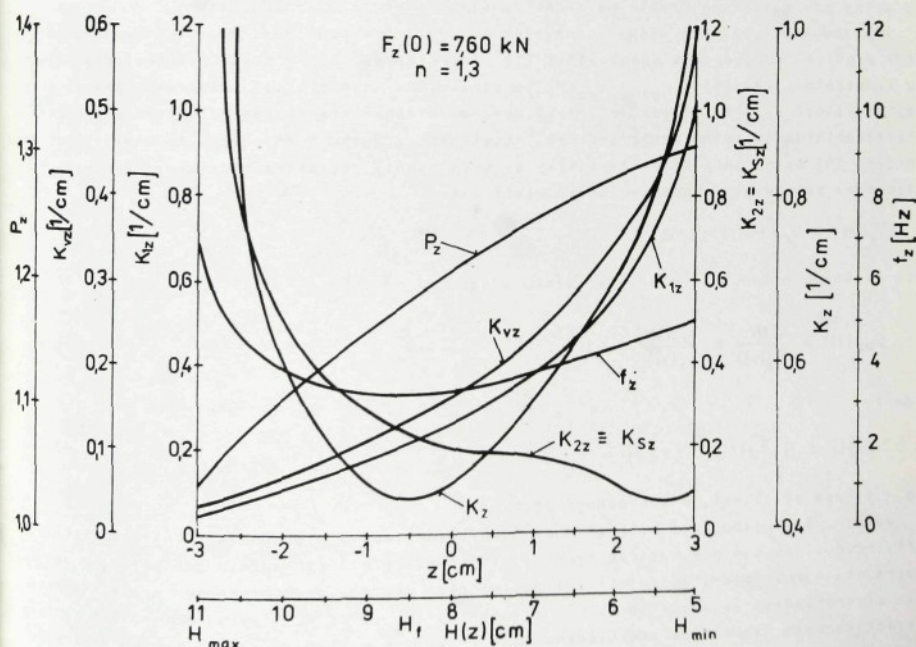
Regulovat frekvenci f_z/z změnou statické výšky mezi hodnotami H_f a $H_{\max}$ je v praxi obtížné. Jednak většinou nebývá k dispozici zdroj s dostatečně vysokým přetlakem p_{pz}/z stlačeného vzduchu a jednak s ohledem na zvýšené namáhání pryžových měchů pružin. Výhodnější je regulovat frekvenci f_z/z změnou statické výšky mezi hodnotami H_f a $H_{\min}$, kde tyto problémy odpadají. Na obr. 3.10 jsou pro vlnovcovou pružinu VJ 80-07 znázorněny závislosti $p_z/z = p_z/z / p_{pz}/z$, $K_{Vz}/z = S_z/z / v_z/z$, $K_{1z}/z = n p_z/z$, K_{Vz}/z , $K_{2z}/z = K_{S2}/z = U_z/z / S_z/z$, $K_z/z = K_{1z}/z + K_{2z}/z$, $f_z/z = \sqrt{5 K_z/z}$; rovněž pro případ stálého statického zatížení $F_z/0 = 7,6\text{ kN}$ a pro $n = 1,3$.

Pro výpočet frekvence $f_x/0$ vlastních vodorovných /příčných/ kmitů objektu podle obr. 3.5 platí obecně rovnice

$$f_x(0) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_x(0)}{m}} \quad /3.56/$$



obr. 3.9. Polohová frekvenční charakteristika, geometrické charakteristiky a závislost p_{pz}/z vlnovcové pružiny VJ 80-07



obr. 3.10. Polohová frekvenční charakteristika a komponenty tuhosti vlnovcové pružiny VJ 80-07

v rovnovážné poloze je $F_x/0 = 0$, a tudíž také $S_x/0 = 0$. Po dosažení do [3.31, 3.33] vychází proto pro příčnou tuhost $k_x/0$ vztah

$$k_x(0) = U_x(0) p_p(0) \quad /3.57/$$

Protože $m = F_z/0 / g = p_p/0 \cdot S_z/0 / g$, bude pro $g = 981 \text{ cm/s}^2$, $S_z/0 [cm^2]$ a $U_x/0 [cm]$ frekvence dána vztahem

$$f_x(0) \approx 5 \sqrt{\frac{U_x(0)}{S_z(0)}} \text{ [Hz]} \quad /3.58/$$

Je zřejmé, že není závislá na přetlaku vzduchu, a tedy ani na tize pružně uloženého objektu. Také tuto frekvenci lze ale regulovat změnou statické výšky pružiny. Uvažovaná vlnovcová pružina VJ 80-07 má $S_z/0 = 152 \text{ cm}^2$, $U_x/0 = 42,8 \text{ cm}$. Zde vychází $f_x/0 = 2,4 \text{ Hz}$.

3.5. Polohovací charakteristiky

Je-li pružně pneumatické uložení mimo provoz, neobsahují pneumatické pružiny stlačený vzduch. Jsou osově, nebo i jiným způsobem zdeformovány tak, že mají minimální výšku $H_{\min}$. Do provozu se pružně uložení uvádí tím, že se každá pneumatická pružina buď ručně nebo automaticky naplní jistým objemem V_z/H vzduchu o přetlaku p_{pz}/H . Objekt hmotnosti m se zvedne do požadované statické polohy určené zvolenou statickou výškou $H = H/0$ pružiny.

Při regulaci frekvence vlastních svislých kmitů soustavy může být statická výška volena v mezích $H = H/0 \pm \Delta z$. V těchto mezích se statická výška může měnit také u pružin použitých ve funkci pneumatických zvedáků břemen. Jako zvedáky se někdy používají také pružiny pneumatického perování na vozidlech [175]. Umožňují zvětšit světlou výšku vozidla a zlepšit průjezdnost terénem s překážkami, nebo naopak zmenšit výšku nástavby a zlepšit průjezdnost podjezdy. Např. u vozidel Tatra 814 Agro usnadňuje ruční regulace statické výšky pneumatických pružin na zadní zdvojené nápravě výměnu nástavby.

Pro regulaci statické výšky pneumatických pružin se používá termín polohování. Při řešení problémů spojených s polohováním lze předpokládat, že hmotnost polohovaného objektu je konstantní. Závislost $p_{pz} = p_{pz}/H$ je označována jako tlaková polohovací charakteristika, závislost $V_z = V_z/H$ jako objemová polohovací charakteristika [171]. Pomocí těchto charakteristik je možno určit spotřebu stlačeného vzduchu a požadavky na dimenzování jeho zdroje. Obě polohovací charakteristiky se určí pomocí charakteristik geometrických. Pro objemovou polohovací charakteristiku platí vztah

$$V_z(H) = V_z[H(0) - (\pm z)] \quad /3.59/$$

Pro tlakovou polohovací charakteristiku vztah

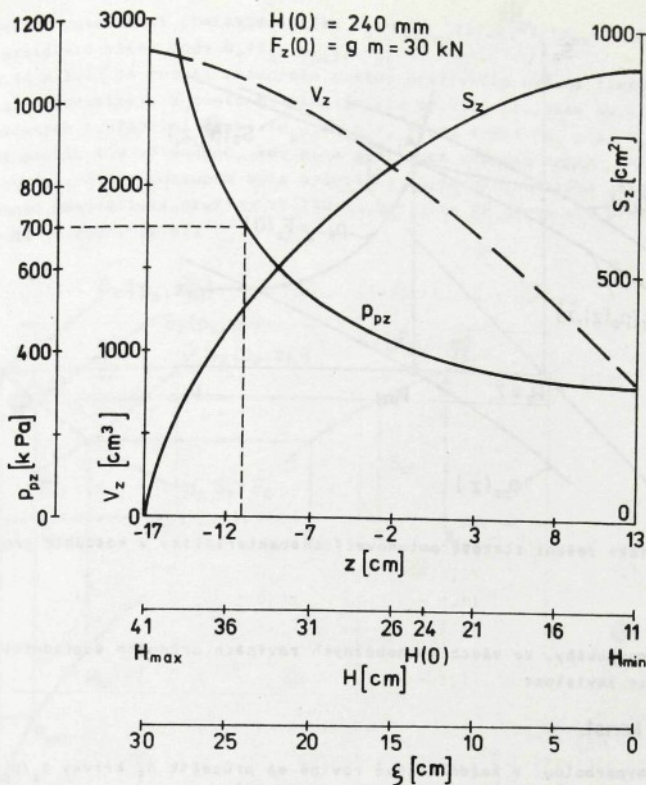
$$p_{pz}(H) = \frac{gm}{S_z(H)} = \frac{F_z(0)}{S_z(H)} \quad /3.60/$$

kde je

$$S_z(H) = S_z[H(0) - (\pm z)] \quad /3.61/$$

/g - tíhové zrychlení, m - hmotnost břemena/.

Na obr. 3.11 jsou jako příklad znázorněny geometrické a polohovací charakteristiky třívlňové vlnovcové pneumatické pružiny VT 240-40, která se používá pro pérovaní vozidel Tatra 814 Agro. Objem, ani efektivní plocha této pružiny se s přetlakem prakticky nemění. Lze předpokládat, že závisí pouze na deformaci, tj. výšce H . Tlaková polohovací charakteristika byla vypočítána pro břemeno tíhy $F_z/0 = gm = 30 \text{ kN}$. Je-li k dispozici zdroj s přetlakem vzduchu $p_{po} = 800 \text{ kPa}$, lze při tlakovém spádu $\Delta p_{pr} = 100 \text{ kPa}$ potřebném k překonání pasivních odporů při regulaci dosáhnout statické výšky $H = 360 \text{ mm}$ pružiny. V průřezu je vzduch o objemu $V_z = 26 \text{ 500 cm}^3$ a přetlaku $p_{pz} = 700 \text{ kPa}$. Na vozidle Tatra 814 Agro mají pružiny provozní statickou výšku $H/0 = 240 \text{ mm}$. Je-li každá zatížena silou



Obr. 3.11. Polohovací a geometrické charakteristiky třívlňové vlnovcové pneumatické pružiny VT 240-40

$F_z/0 = 30 \text{ kN}$, může se statická výška zvětšit přibližně o 12 cm a zvednout nástavbu. V případě potřeby je možno pružiny vypustit, jejich statickou výšku zmenšit o 13 cm a výšku nástavby snížit. Použije-li se pružina VT 240-30 jako pneumatický zvedák, může břemeno tíhy 30 kN za stejných podmínek zvednout přibližně o hodnotu $\xi = 25 \text{ cm}$.

U některých pneumatických pružin jsou geometrické charakteristiky funkcemi dvou nezávisle proměnných; nejen deformace z , ale také přetlaku p_p vzduchu. Pro výpočet polohovacích charakteristik lze využít jak grafické, tak i analytické vyjádření závislosti

$V_z = V_z/p_p, z$, $S_z = S_z/p_p, z$. V tomto případě je tlaková polohovací charakteristika popsána obecně vztahem

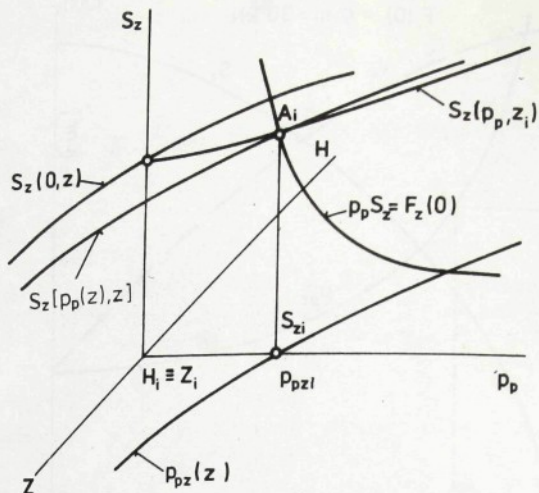
$$p_{pz} = \frac{F_z(0)}{S_z[p_{pz}(H), H]} \quad /3.62/$$

a objemová polohovací charakteristika je obecně popsána vztahem

$$V_z = V_z[p_{pz}(H), H]. \quad /3.63/$$

Velikosti p_{pz} a H jsou vzájemně závislé podle vztahu /3.60/.

Na obr. 3.12 je v kosohlé projekci znázorněn pravouhlý souřadný systém os $/z, p_p, S_z/$ resp. os $/H, p_p, S_z/$. V tomto souřadném systému se funkce $S_z = S_z/p_p, z/$ zobrazuje jako plocha, která je zde znázorněna křivkou $S_z/0, z/$ a soustavou křivek $S_z/p_p, z_i/$, kde $z_i = 0, 1, 2, \dots$. Má-li pružina při polohování výšku $H_i = H/0 - z_i$, je v ní vzduch přetlaku p_{pz} a má efektivní plochu S_{zi} . Protože tíha $F/0$ břemena je konstantní, vyjadřuje vztah



Obr. 3.12. Grafické řešení tlakové polohovací charakteristiky v kosoúhlé projekci

$$F_z(0) = p_{pzi} S_{zi}$$

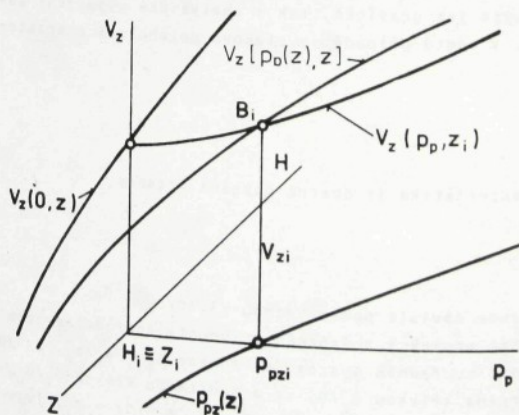
(3.64)

podmínku statické rovnováhy. Ve všech rovnoběžných rovinách určených souřadnicí $z = z_i$ a osami p_p , S_z lze závislost

$$F_z(0) = p_p S_z = \text{konst.}$$

znázornit shodnou hyperbolou. V každé takové rovině má průsečík A_i křivky $S_z/p_p, z_i/$ a křivky $F_z/0 = p_p S_z$ souřadnice $p_{pzi}, S_{zi}/$, které splňují podmínku (3.64) rovnováhy. Křivka proložená průsečíky A_i znázorňuje závislost $S_z = S_z/p_{pz}/z/z_i = S_z/p_{pz}/H/H_i$, křivku $p_{pz} = p_{pz}/z/ \equiv p_{pz}/H/$ proložená body $p_{pzi}, z_i/$ znázorňuje tlakovou polohovací charakteristiku podle (3.62).

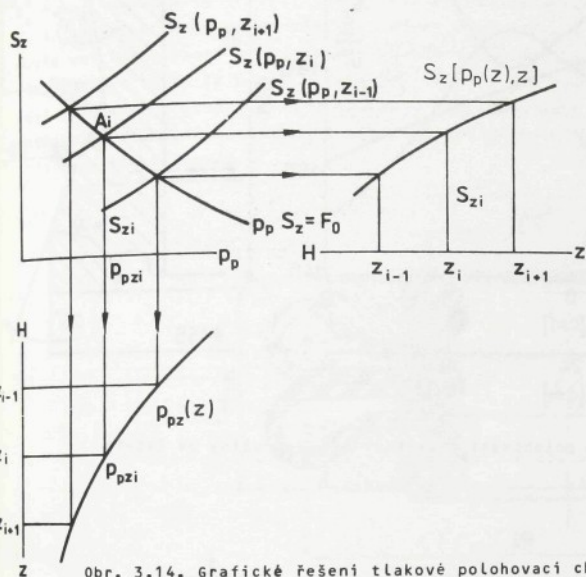
Na obr. 3.13 je v kosoúhlé projekci znázorněn pravoúhlý souřadný systém os $z/p_p, z_i/$ resp. os $H, p_p, V_z/$. V tomto souřadném systému se také funkce $V_z = V_z/p_p, z/$ zobrazuje jako plocha, kterou lze znázornit křivkou $V_z/0, z/$ a soustavou křivek $V_z/p_p, z_i/$. Na-li pružina při polohování výšku $H_i = H/0 - z_i$, obsahuje vzduch o pletlaku p_{pzi} a objemu V_{zi} . Je zde znázorněna tlaková polohovací charakteristika $p_{pz} = p_{pz}/z/ \equiv p_{pz}/H/$ a osou



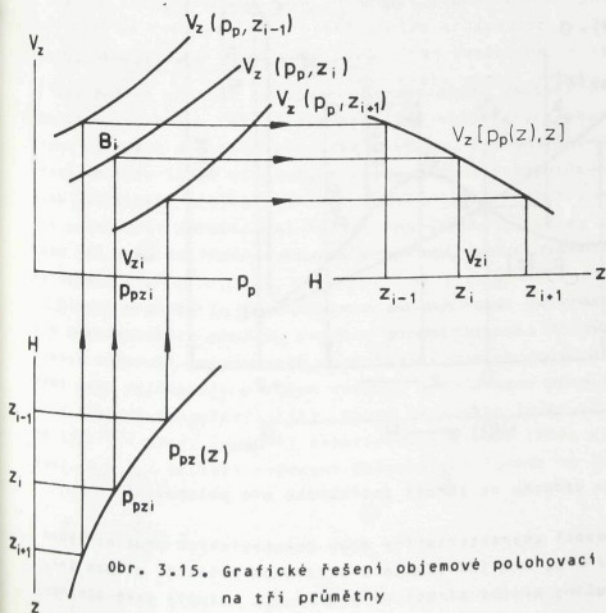
Obr. 3.13. Grafické řešení objemové polohovací charakteristiky v kosoúhlé projekci

dávající objemová polohovací charakteristika $V_z = V_z(p_{pz}/z, z) \equiv V_z(p_{pz}/H, H)$, kterou určuje křivka proložená všemi body $B_i/z_i, p_{pzi}, V_{zi}/$.

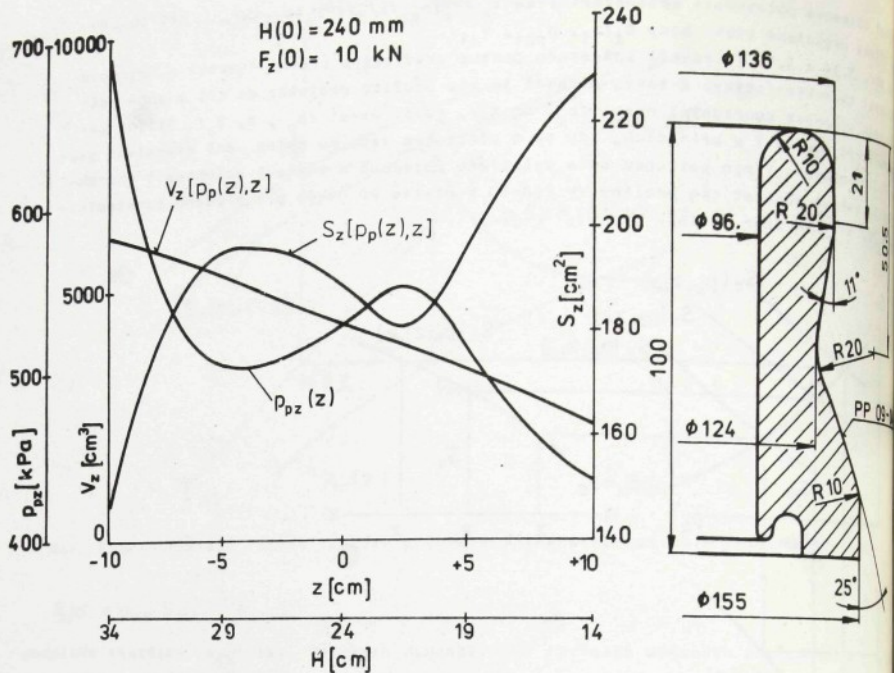
Na obr. 3.14 a 3.15 je rovněž znázorněn postup grafického určení tlakové a objemové polohovací charakteristiky. V tomto případě je ale použito projekce do tří k sobě kolmých rovin určených souřadnými osami $/p_p, z, S_z/$, resp. osami $/p_p, z, V_z/$. Stejný postup může být použit i v případech, kdy se s přetlakem vzduchu objem ani efektivní plocha pružiny nemění. Tímto postupem byla vyšetřena objemová a tlaková polohovací charakteristika vakové pneumatické pružiny VV 240-10 s pístem PP 09-04 pro břemeno konstantní $F_z/0 = 10 \text{ kN}$ /obr. 3.16/.



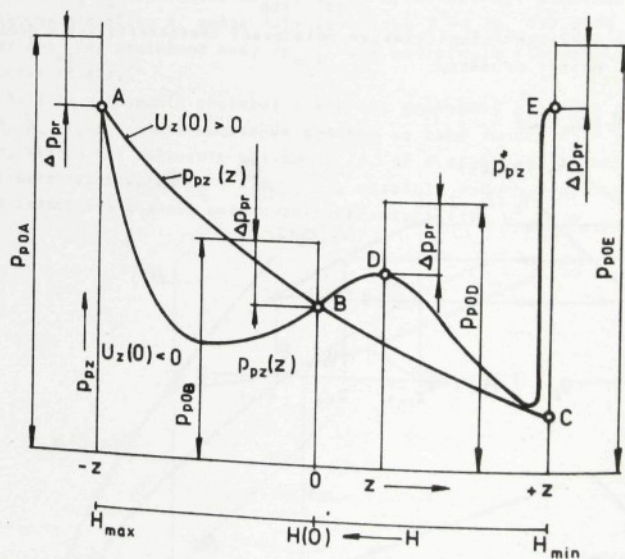
Obr. 3.14. Grafické řešení tlakové polohovací charakteristiky v projekci na tři průmětny



Obr. 3.15. Grafické řešení objemové polohovací charakteristiky v projekci na tři průmětny



Obr. 3.16. Tlaková a objemová polohovací charakteristika pružiny VV 240-10 s pístem PP 09-04

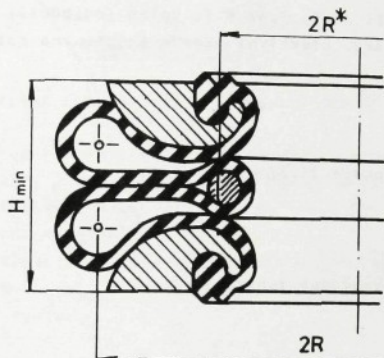


Obr. 3.17. Stanovení pletlaku vzduchu ve zdroji potřebného pro polohování

Na obr. 3.17 jsou tlakové polohovací charakteristiky dvou pneumatických pružin: jedna z nich má $U_z(0) > 0$, druhá $U_z(0) < 0$. Pro jednoduchost je zvolen zvláštní případ tak, že v bodech A, B, C mají obě pružiny stejné efektivní plochy S_z , a tudíž také stejné

hodnoty p_{pz} pro polohování břemena stejné tíhy F_Z/0/. Je-li Δp_{pr} tlakový spád potřebný k překonání pasivních odporů při regulaci, musí být v obou případech pro zvednutí břemena do výšky H_{max} ve zdroji p_{poA} vzduchu. Pro zvednutí břemena do statické výšky H/0/ pružinou s U_Z/0/ > 0 stačí ve zdroji p_{poB} vzduchu. V případě pružiny s U_Z/0/ < 0 je ale nutný p_{poD}.

Zvláštní situace nastává, když při výšce H_{min} na sebe uvnitř pružiny vzduchotěsně dosedají části pryžových měchů /obr. 3.18/. Pružina má pak značně menší průměr 2R* efektivní plochy S_Z*. K nadzvednutí břemena tíhy F_Z/0/ do výšky, při níž pružina téměř skokem nabývá průměr 2R efektivní plochy je obvykle potřeba značně vysoký p_{poE} = F_Z/0/ : S_Z* + Δp_{pr} vzduchu ze zdroji. Tak příkladně vaková pneumatická pružina VV 240-10 /obr. 2.34/ s pístem PP 09-04 má při H_{min} efektivní plochu S_Z* = 230 cm². Vzduchotěsným dosednutím vnitřních částí měchu se ale zmenší na hodnotu S_Z* = 88 cm². K nadzvednutí břemena tíhy F_Z/0/ = 10 kN je nutný p_{pz}* = 1130 kPa vzduchu v pružině. Problém odpadá, když jsou mezi pružně uloženou hmotou a základnou tuhé nebo pružné dorazy, které zabraňují vnitřnímu vzduchotěsnému dosedání části pryžových měchů. Tyto dorazy se často umísťují dovnitř pružin.



Obr. 3.18. Dosedání vnitřních částí pryžového měchu pružiny VD 120-3,75

$$/S_Z = 125 \text{ cm}^2, S_Z^* = 34 \text{ cm}^2/$$

3.6. Aproximace charakteristik

Pro řešení soustav pružného pneumatického uložení i pro matematický popis a znázorňování vypočtených nebo experimentálně vyšetřených závislostí je výhodné použít samostatné počítače a jejich grafické výstupy. Při použití počítače je účelné metodou regresní analýzy [332] eliminovat chyby měření a experimentálně zjištěnými body vyšetřovaných závislostí proložit vhodné spojitě aproximální funkce. Někdy je také účelné nahradit jednodušší aproximální funkci analyticky popsanou funkcí složitějšího tvaru [336]. Dnes již jsou počítače vybaveny programy, které výpočty koeficientů aproximálních funkcí usnadňují.

Hlavní problém je aproximace a znázorňování experimentálně vyšetřovaných charakteristik pneumatických pružin, zejména geometrických. Pro matematický popis těchto charakteristik vyhovují polynomicke aproximální funkce jedné a dvou nezávisle proměnných, kterými jsou nejčastěji p_{po} a deformace pružiny.

V případě charakteristiky, která je funkcí jedné nezávisle proměnné, obecně příkladně typu $y = y(x)$, se /n+1/ experimentálně nebo jinak vyšetřenými body $/x_0, y_0/, /x_1, y_1/, \dots, /x_n, y_n/$ proloží regresní polynomicke funkce ve tvaru

$$f(x) = \sum_{i=0}^m a_i x^i$$

/3.65/

kde $i = 0, 1, \dots, m$. Hodnoty reálných koeficientů a_i se vypočítají metodou nejmenších čtverců pomocí m+1 normalních rovnic, jejichž maticový zápis má tvar

$$\begin{bmatrix} n+1 & \sum_{i=0}^n x_i & \sum_{i=0}^n x_i^2 & \dots & \sum_{i=0}^n x_i^m \\ \sum_{i=0}^n x_i & \sum_{i=0}^n x_i^2 & \sum_{i=0}^n x_i^3 & \dots & \sum_{i=0}^n x_i^{m+1} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum_{i=0}^n x_i^m & \sum_{i=0}^n x_i^{m+1} & \sum_{i=0}^n x_i^{m+2} & \dots & \sum_{i=0}^n x_i^{2m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=0}^n y_i \\ \sum_{i=0}^n x_i y_i \\ \vdots \\ \sum_{i=0}^n x_i^m y_i \end{bmatrix} \quad /3.66/$$

stupeň m polynomu se volí tak, aby byl $m \leq n$ a přihlíží se k charakteru průběhu aproximované charakteristiky.

Tímto způsobem je v práci aproximována většina experimentálně nebo výpočtem po bodech vyšetřených závislostí, které jsou funkcí jedné proměnné. Při výpočtu koeficientů regresních polynomů $v = V/w$, $s = S/w$, $u = U/w$ geometrických charakteristik je využito vzájemných diferenciálních závislostí /3.3, 3.4/ a je volen jednodušší postup [116], který dává relativně nej přesnější výsledky. Efektivní plocha je popsána polynomicou funkcí

$$S(w) = \sum_{i=0}^m a_i w^i \quad /3.67/$$

Protože pro výpočet objemu platí podle /3.3/ vztah

$$V(w) = V(w_j) - \int S(w) dw \quad /3.68/$$

vychází pro matematický popis polynomická funkce

$$V(w) = V(w_j) - \sum_{i=0}^m \frac{a_i}{i+1} w^{i+1} \quad /3.69/$$

o jeden stupeň vyšší. Pro výpočet ukazatele efektivní plochy platí podle /3.4/ vztah

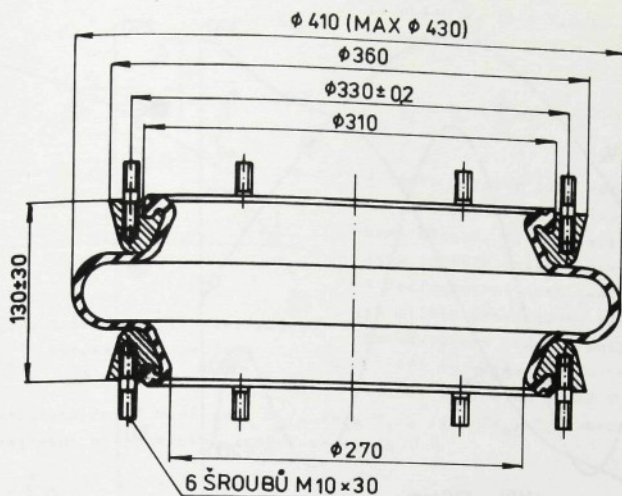
$$U(w) = \frac{dS(w)}{dw} \quad /3.70/$$

takže pro matematický popis vychází polynomická funkce

$$U(w) = \sum_{i=0}^m i a_i w^{i-1} \quad /3.71/$$

o jeden stupeň nižší. V tomto případě mají polynomické funkce všech tří charakteristik stejné hodnoty koeficientů a_i . Významně se tak zmenšuje počet údajů potřebných pro aproximaci. Při tomto postupu stačí vyšetřit souřadnice $/w_j, S_j/$ potřebného počtu $n \gg m$ bodů efektivní plochy a objem V/w_j pružiny při zvolené deformaci $w = w_j$, příkladně $V/0$ při $w = 0$, který představuje integrační konstantu ve vztahu /3.69/. Experimentálně se tyto hodnoty vyšetřují při konstantním smluvním přetlaku $p_p = 500$ kPa tekutiny /obvykle vzduchu, resp. vody/ v pružině.

Při experimentech lze poměrně velmi přesně měřit zatěžovací sílu F a udržovat konstantní přetlak p_p tekutiny v pružině při postupné deformaci w . Efektivní plocha se počítá pomocí vztahu $s = F/p_p$. Objem V/w_j se určí jako objem kapaliny obsažené v pružině. Tímto postupem a s využitím stolního kalkulátoru Hewlett-Packard a jeho grafického výstupu byly příkladně získány geometrické charakteristiky vlnovcové pružiny VJ 130-50 /obr. 3.19/. Experimentálně získanými hodnotami efektivních ploch jsou proloženy regresní po-



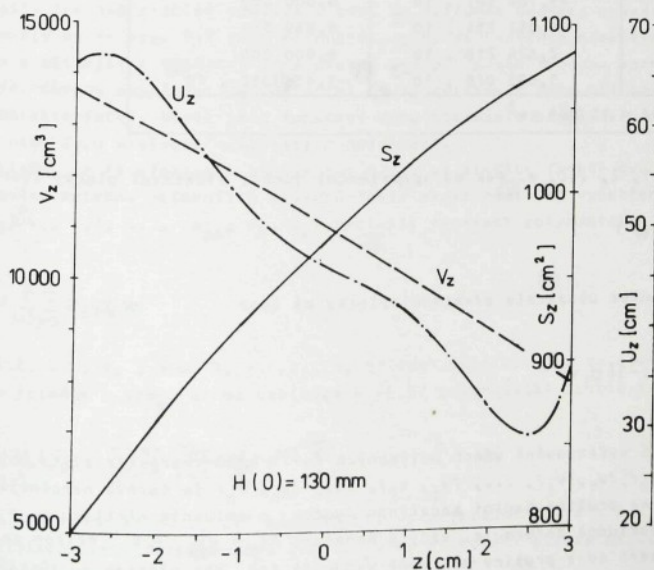
obr. 3.19. Vlnovcová pneumatická pružina VJ 130-50

lynomické funkce stupně $m = 7$. Na obr. 3.20 jsou charakteristiky osově deformované pružiny /směr z / . Na obr. 3.21 jsou charakteristiky pružiny deformované příčně /směr x / při konstantní statické výšce $H(0) = 130$ mm. Tab. 3.1 obsahuje koeficienty regresních polynomů a integrační konstantu.

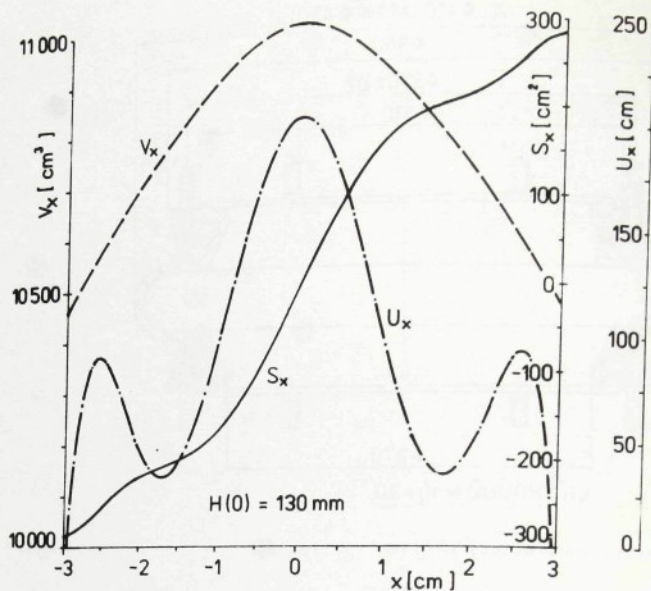
Při aproximaci geometrických charakteristik je možno vycházet také z experimentálně vyšetřených $n+1$ bodů $/w_0, v_0/, /w_1, v_1/, \dots, /w_n, v_n/$ objemu a zvolit regresní polynomickou funkci ve tvaru

$$V(w) = \sum_{i=0}^m a_i w^i$$

/3.72/



obr. 3.20. Geometrické charakteristiky osově deformované vlnovcové pružiny VJ 130-50



obr. 3.21. Geometrické charakteristiky příčně deformované vlnovcové pružiny VJ 130-50

Tab. 3.1. Koeficienty aproximačních polynomů geometrických charakteristik a integrační konstanta pružiny VJ 130-50

i	a_{zi}	a_{xi}
0	$9,730\ 287 \cdot 10^2$	0,000 000
1	$4,599\ 648 \cdot 10$	$2,051\ 492 \cdot 10^2$
2	$-2,077\ 699$	0,000 000
3	$3,966\ 777 \cdot 10^{-1}$	$-4,608\ 784 \cdot 10$
4	$-3,788\ 561 \cdot 10^{-1}$	0,000 000
5	$-6,082\ 754 \cdot 10^{-2}$	$6,869\ 341$
6	$2,624\ 218 \cdot 10^{-2}$	0,000 000
7	$3,693\ 020 \cdot 10^{-3}$	$-3,456\ 882 \cdot 10^{-1}$
$V(0) = 11\ 000\ \text{cm}^3$		

kde opět $i = 0, 1, 2, \dots, m$. Pak má aproximační funkce efektivní plochy tvar

$$S(w) = \sum_{i=0}^m a_i w_i^{-1}$$

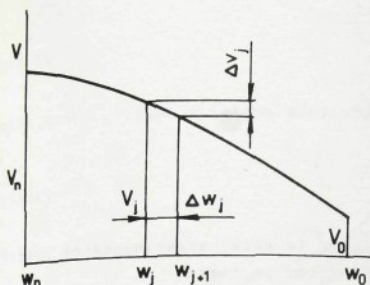
13.73/

a aproximační funkce ukazatele efektivní plochy má tvar

$$U(w) = \sum_{i=0}^m i(i-1) a_i w_i^{-2}$$

13.74/

Experimentální vyšetřování všech potřebných $(n+1)$ bodů charakteristiky objemu o souřadnicích $(w_0, v_0, w_1, v_1, \dots, w_n, v_n)$ je časově náročnější a méně přesné. Nejprve se pružina naplní kapalinou (vodou) o smluvním tlaku $p_p = 500\ \text{kPa}$. Pak se pružina postupně deformuje, vždy o hodnotu $\Delta w_j = w_{j-1} - w_j$. Přitom se měří úbytek Δv_j kapaliny, která se z pružiny postupně vypouští tak, aby tlak p_p zůstal konstantní. Nakonec se změní objem v_0 zbytku kapaliny v pružině (obr. 3.22). Pro souřadnice w_j



Obr. 3.22. Schéma pro výpočet objemu
pneumatické pružiny

se objem V_j / $j = 1, 2, \dots, n$ / pružiny vypočítá pomocí vztahu

$$V_j = V_0 + \sum_{j=1}^n \Delta V_j \quad /3.75/$$

V tomto případě jsou aproximace S/w , U/w získané postupným derivováním aproximace V/w méně přesné. Zejména výsledky druhé derivace jsou obvykle značně zkresleny chybami měření i nepřesnostmi aproximace objemu. Kromě toho je průběh aproximované závislosti značně ovlivněn zvoleným stupněm polynomu.

Při aproximaci geometrických charakteristik by také bylo možné vycházet z experimentálně

ověřených $(n+1)$ bodů (w_0, U_0) , (w_1, U_1) , ..., (w_n, U_n) ukazatele efektivní plochy a zvolit regresní polynommickou funkci ve tvaru

$$U(w) = \sum_{i=0}^m a_i w^i \quad /3.76/$$

kde je opět $i = 0, 1, 2, \dots, m$. Protože $dS = U dw$, měla by pak aproximační funkce efektivní plochy po integraci tvar

$$S(w) = S(w_j) + \sum_{i=0}^m \frac{a_i}{i+1} w^{i+1} \quad /3.77/$$

a aproximační funkce objemu by vzhledem k diferenciální závislosti $dV = -S dw$ měla po další integraci tvar

$$V(w) = V(w_j) - S(w_j) w - \sum_{i=0}^m \frac{a_i}{(i+1)(i+2)} w^{i+2} \quad /3.78/$$

Zde S/w_j , V/w_j jsou integrační konstanty rovné efektivní ploše a objemu při zvolené deformaci $w = w_j$, které lze snadno určit. Aproximace získané postupnou integrací by měly být nejvěrnější. Zde ale problém spočívá v tom, že potřebné hodnoty ukazatele nelze přímo změřit. Musely by se vyšetřit jako přírůstek, tedy derivováním efektivní plochy. Pak by byl postup složitější a výsledky méně přesné než při prvním způsobu aproximace, který lze z uvedených důvodů považovat za optimální. Bude aplikován také při aproximaci geometrických charakteristik, které jsou funkcemi dvou nezávisle proměnných. Buď přetlaku a deformace, nebo dvou vzájemně nezávislých deformací.

Za předpokladu, že je efektivní plocha $S = S/p_p, w$ hladkou funkcí dvou nezávisle proměnných, je možno metodou nejmenších čtverců $(k+1)$ experimentálně vyšetřenými body (p_{p0}, w_0, S_0) , (p_{p1}, w_1, S_1) , ..., (p_{pk}, w_k, S_k) proložit regresní polynommickou funkci ve tvaru

$$S(p_p, w) = \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n a_{ij} p_p^i w^j \quad /3.79/$$

kde $i = 0, 1, 2, \dots, m$, $j = 0, 1, 2, \dots, n$, přičemž musí být $k \geq mn$ a $(m+n)$ je stupeň polynomu. Pro objem $V = V/p_p, w$ má vzhledem k /3.3/ polynommická funkce tvar

$$V(p_p, w) = V_w(p_p) - \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n \frac{a_{ij}}{j+1} p_p^i w^{j+1} \quad /3.80/$$

kde V_w/p_p je funkce proměnné p_p při konstantním w , příkladně při $w = 0$. Tuto závislost lze určit experimentálně. Pro ukazatel $U = U/p_p, w$ efektivní plochy má vzhledem k /3.4/ polynommická funkce tvar

$$U(p_p, w) = \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n a_{ij} p_p^i w^{j-1} \quad /3.81/$$

Experimentálně zjištěnými body efektivní plochy lze také proložit funkcí, která může podle [336] mít tvar

$$S(p_p, w) = \sum_{i=0}^m a_i f_i(p_p, w) \quad /3.82/$$

kde $i = 0, 1, 2, \dots, m$. Přitom musí být $m \leq k$, kde $k+1$ je počet experimentálně vyšetřených bodů. Zde f_i tvoří bázi funkcí, kterou je účelné volit ve tvaru

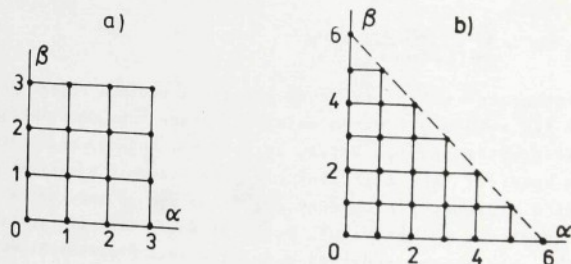
$$f_i(p_p, w) = p_p^\alpha w^\beta \quad /3.83/$$

kde pro zvolený stupeň m polynomu a zvolenou bázi exponentů α, β musí být splněny podmínky, že $\alpha > 0$, $\beta > 0$, $\alpha + \beta \leq m$, přičemž α, β jsou celá čísla. V tomto případě tedy vztah

$$S(p_p, w) = \sum_{i=0}^m a_i p_p^\alpha w^\beta \quad /3.84/$$

pouze formálně jiným způsobem vyjadřuje vztah /3.79/.

Součástí programového vybavení počítače EC 1033 je knihovna programů IBM, která umožňuje výpočet koeficientů a_i aproximačního polynomu. Ke zpracování naměřených hodnot $S_j = S_j/p_{pj}, w_j$, kde $j = 0, 1, 2, \dots, k$, se použije programu STERP pro stupňovitou mnoho-násobnou regresní analýzu metodou nejmenších čtverců. Program začne nejvýznamnějším uzlem α, β /zadané báze zvoleného stupně m polynomu. Pak postupně přibírá jen uzly, které vedou k nejpřesnější aproximaci. Skončí, když se dosáhne požadované přesnosti. Bázi exponentů α, β lze volit příkladně tak, jak je znázorněno na obr. 3.23. Zde jsou příklady zvolených bází pro polynom šestého stupně.



obr. 3.23. Příklady volby bází exponentů pro polynom šestého stupně:
a - čtvercová, b - trojúhelníková

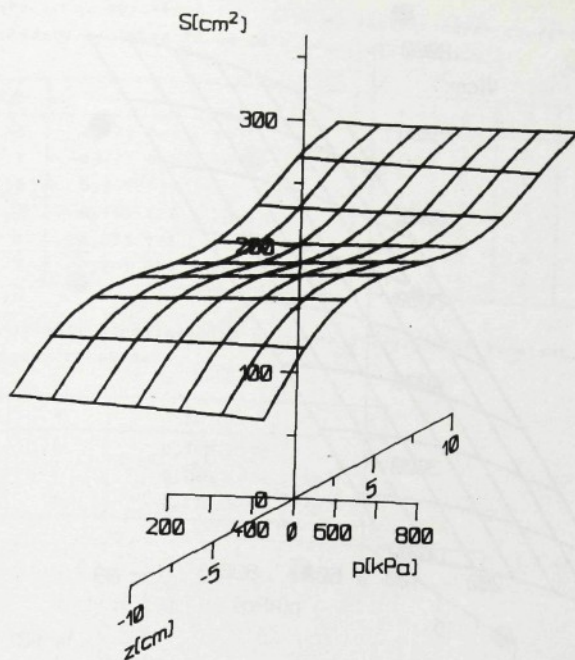
Z rovnice /3.84/ vychází pro výpočet objemu vztah

$$V(p_p, w) = V_w(p_p) = \sum_{i=0}^m \frac{a_i}{\beta+1} p_p^\alpha w^{\beta+1} \quad /3.85/$$

v němž lze funkci V_w/p_p popsat polynomm

$$V_w(p_p) = \sum_{v=0}^n a_v p_p^v \quad /3.86/$$

Zde je n zvolený stupeň polynomu $v = 0, 1, 2, \dots, n$. Koeficienty a_v se určí již dříve uvedeným postupem z experimentálně zjištěných $(h+1)$ bodů (p_{pj}, v_j) objemu pružiny při konstantní deformaci w , příkladně při $w = 0$. Opět je $h \geq n$, $j = 0, 1, 2, \dots, h$.



Obr. 3.24. Efektivní plocha pružiny VV 240-10 s pístem PP 09-06
 /zde je $S \equiv S_z$, $p \equiv p_p$ /

Pro výpočet ukazatele efektivní plochy vychází z rovnice /3.84/ vztah

$$U(p_p, w) = \sum_{i=0}^m \beta_i a_i p_p^{\alpha_i} w^{\beta_i-1}$$

/3.87/

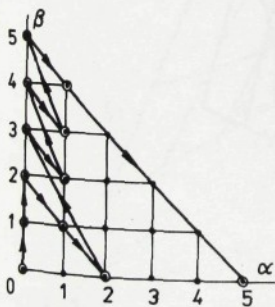
S použitím počítače EC 1033 ve spojení s automatickým kreslicím zařízením DIGIGRAF byly tímto způsobem z experimentálně zjištěných hodnot vyšetřeny a vyobrazeny /obr. 3.24/, 3.26, 3.27/ geometrické charakteristiky vakové pružiny VV 240-10 se sériově vyráběným pístem PP 09-06 při deformaci ve směru

osy z. V této podobě již byly uvedeny v práci [117].

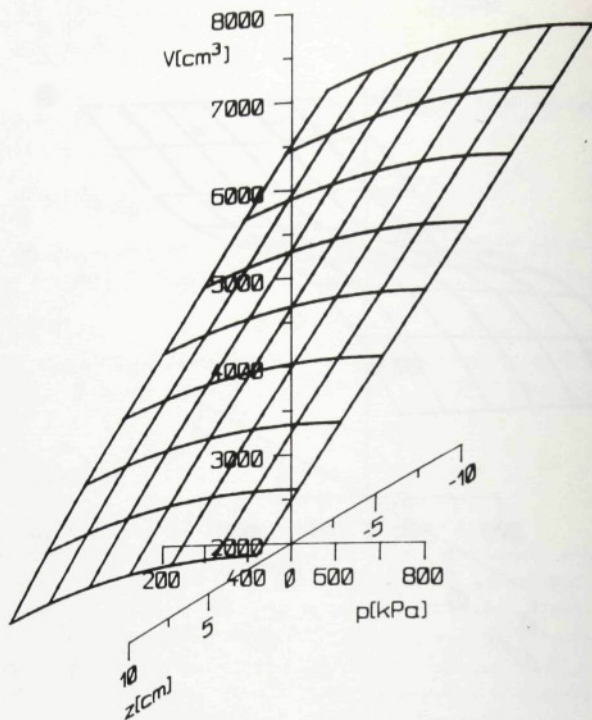
Tab. 3.2 obsahuje hodnoty koeficientů a_i polynomů pro S_z [m²] při p_p [MPa], z [m] a jim odpovídající, počítačem vybrané uzly α, β ze zvolené trojúhelníkové báze. Báze má celkem 21 uzlů, z nichž počítač vybral pouze 12, a to ve znázorněném pořadí /obr. 3.25/. Hodnoty koeficientů a_i polynomu /3.86/ integračních konstant obsahuje tab. 3.3.

Stejným postupem lze z experimentálně zjištěných bodů vyšetřit a zobrazit polynomicke funkce aproximující geometrické charakteristiky pružin, které jsou deformovány nezávisle v příčném směru x a v osovém směru z a nemění se s přetlakem. Takové charakteristiky jsou příkladně potřebné při optimalizačních výpočtech pružného pneumatického uložení

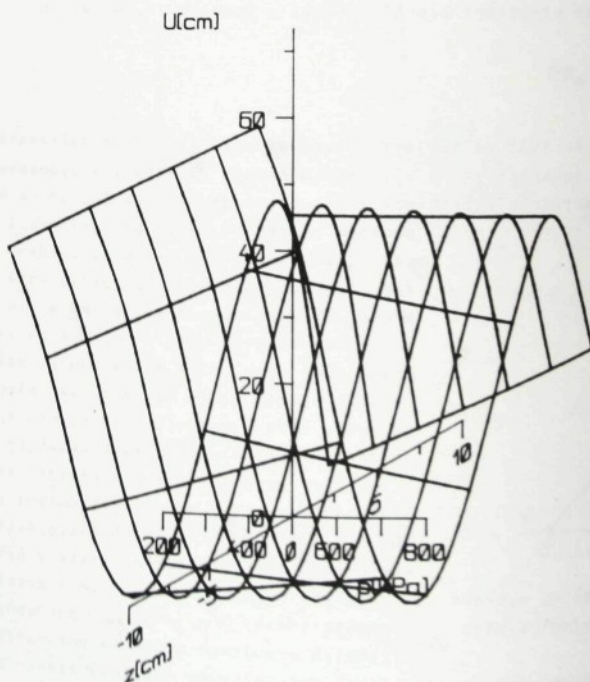
řešeného s použitím vlnovcových pružin, jehož parametry se regulují změnou statické výšky $H = H_0 / (1 \pm z/l)$. V tomto případě popisují geometrické charakteristiky analogické aproximační polynomy



Obr. 3.25. Zvolená báze, vybrané uzly a pořadí výběru



Obr. 3.26. Objem pružiny VV 240-10 s pistem PP 09-06 /zde je $V \equiv V_z$, $p \equiv p_p$ /



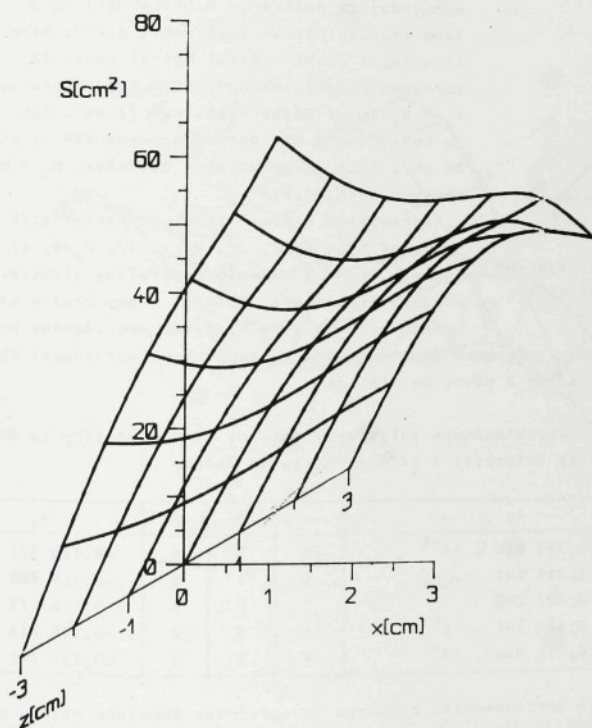
Obr. 3.27. Ukazatel efektivní plochy pružiny VV 240-10 s pistem PP 09-06 /zde je $U \equiv U_z$, $p \equiv p_p$ /

Tab. 3.2. Koeficienty aproximačních polynomů geometrických charakteristik pružiny VV 240-10 s pístem PP 09-06 a odpovídající uzly

i	α	β	a_i	i	α	β	a_i
0	0	0	$0,179\ 765 \cdot 10^{-1}$	6	1	2	$-0,535\ 008$
1	0	1	$-0,171\ 092 \cdot 10^{-1}$	7	0	4	$-0,494\ 585 \cdot 10^2$
2	0	2	$0,011\ 139$	8	1	3	$0,301\ 964 \cdot 10$
3	1	1	$-0,153\ 127 \cdot 10^{-1}$	9	0	5	$-0,490\ 062 \cdot 10^3$
4	2	0	$0,233\ 921 \cdot 10^{-2}$	10	1	4	$0,002\ 573 \cdot 10^4$
5	0	3	$0,101\ 911 \cdot 10^2$	11	5	0	$-0,109\ 175 \cdot 10^{-2}$

Tab. 3.3. Koeficienty aproximačního polynomu integračních konstant pružiny VV 240-10 s pístem PP 09-06

ν	a_ν
0	$0,367\ 7378$
1	$0,285\ 1985 \cdot 10^{-2}$
2	$-0,177\ 8492 \cdot 10^{-2}$



Obr. 3.28. Efektivní plocha pružiny VJ 80-07 při nezávislé deformaci v příčném a osovém směru /zde je $S \equiv S_x/$

$$S_x(x, z) = \sum_{i=0}^m a_i x^\alpha z^\beta$$

/3.88/

$$V_x(x, z) = V_x(z) - \sum_{i=0}^m \frac{a_i}{\alpha+1} x^{\alpha+1} z^\beta$$

/3.89/

$$U_x(x, z) = \sum_{i=0}^m a_i x^{\alpha-1} z^\beta$$

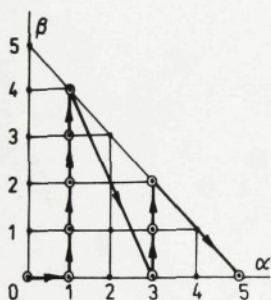
/3.90/

neboť $dv_x/x, z/ = -S_x/x, z/dx$ a $U_x/x, z/ = dS_x/x, z/ dx$. Funkce $V_x/z/$ může být opět aproximována polynomem ve tvaru

$$V_x(z) = \sum_{v=0}^n a_v z^v$$

/3.91/

Její koeficienty a_v se opět určí metodou nejmenších čtverců z experimentálně zjištěných $/h+1/$ bodů $/z_j/$, $V_j/$ objemu pružiny při konstantní deformaci x , příkladně při $x = 0$. Zde je $j = 0, 1, 2, \dots, h, n \leq h$.



Obr. 3.29. Zvolená báze, vybrané uzly a pořadí výběru

Jako příklad je na obr. 3.28 zobrazena efektivní plocha $S_x/x, z/$ vlnovcové pružiny VJ 80-07 popsaná polynomem pátého stupně [337]. V tab. 3.4 jsou uvedeny koeficienty a_i polynomu pro S_x / m^2 při $x, z / m$ a jin odpovídající počítačem vybrané uzly $[\alpha, \beta]$ ze zvolené trojúhelníkové báze /obr. 3.29/. Báze má celkem 21 uzlů, z nichž počítač vybral pouze 10, a to ve zobrazeném pořadí. Na obr. 3.30 je znázorněna závislost $V_x = V_x/x, z/$ popsaná vztahem /3.84/. Tab. 3.5 obsahuje koeficienty a_v polynomu popsaného vztahem /3.91/. Na obr. 3.31 je znázorněna závislost $U_x = U_x/x, z/$ podle vztahu /3.85/.

obr

Aproximace geometrických charakteristik popsaných funkcemi typu $S_x/x, z/$, $V_x/x, z/$, $U_x/x, z/$ má význam jen pro jedno a dvouvlňové pružiny vlnovcové a pro pružiny membránové. Ostatní druhy pružin mají zanedbatelnou příčnou tuhost, takže pro všechny body $/x, z/$

je $S_x = 0$. Z tohoto důvodu také nemá praktický význam zabývat se aproximací charakteristik závislých na dvou deformacích a navíc na přetlaku.

Tab. 3.4. Koeficienty aproximačního polynomu efektivní plochy pružiny VJ 80-07 při nezávislé deformaci v příčném a osovém směru

i	α	β	a_i	i	α	β	a_i
0	0	0	$-0,367\ 020 \cdot 10^{-8}$	5	1	4	$-0,185\ 571 \cdot 10^5$
1	1	0	$0,249\ 497$	6	3	0	$-0,169\ 882 \cdot 10^3$
2	1	1	$0,277\ 292$	7	3	1	$0,120\ 073 \cdot 10^4$
3	1	2	$0,684\ 312 \cdot 10^2$	8	3	2	$-0,498\ 216 \cdot 10^5$
4	1	3	$0,112\ 848 \cdot 10^4$	9	5	0	$0,101\ 763 \cdot 10^6$

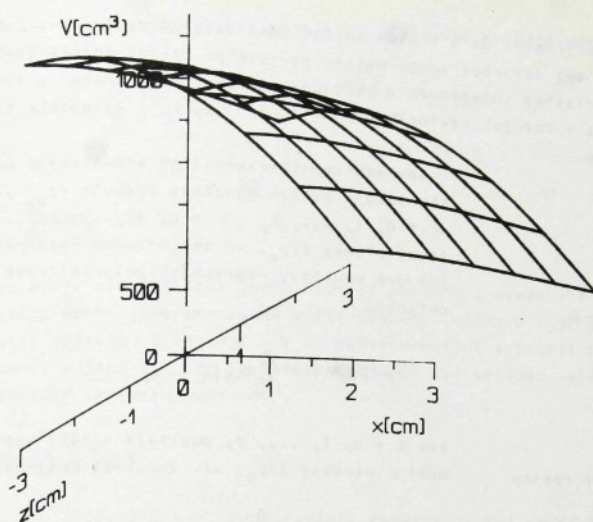
Tab. 3.5. Koeficienty aproximačního polynomu integračních konstant objemu pružiny VJ 80-07 při nezávislé deformaci v příčném a osovém směru

v	a_v
0	$15,039\ 22 \cdot 10^{-3}$
1	$32,747\ 44 \cdot 10^{-2}$
2	$-6,772\ 42 \cdot 10^{-1}$
3	$-5,176\ 41 \cdot 10^0$
4	$-1,445\ 66 \cdot 10^3$

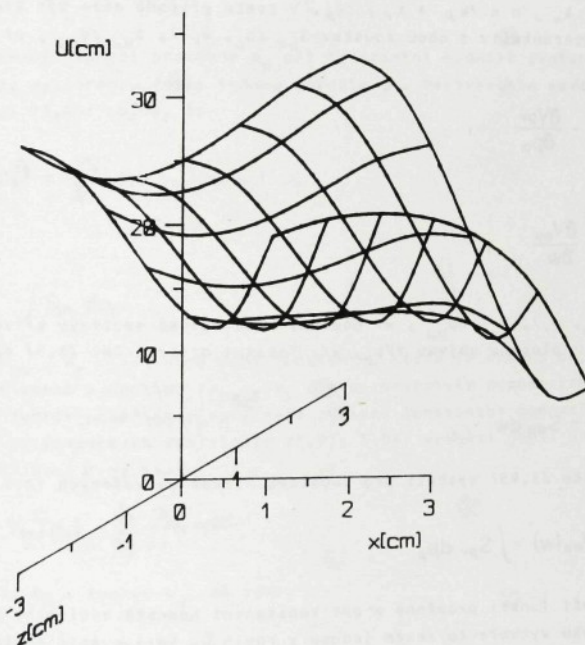
Obr.

s oh
spojite
druhého

$\frac{\partial}{\partial w}$



Obr. 3.30 Objem pružiny VJ 80-07 při nezávislé deformaci v příčném a osovém směru
/zde je $V \equiv V_x$ /



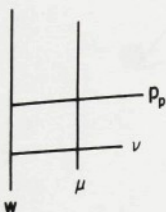
Obr. 3.31. Ukazatel efektivní plochy pružiny VJ 80-07 při nezávislé deformaci
v příčném a osovém směru /zde je $U \equiv U_x$ /

S ohledem na hladkost funkce V/p_p , w jsou obě parciální derivace $\partial V / \partial p_p$, $\partial V / \partial w$ spojité ve všech bodech uvažované oblasti, a proto jsou obě smíšené parciální derivace druhého řádu záměnné. Platí, že

$$\frac{\partial}{\partial w} \left(\frac{\partial V}{\partial p_p} \right) = \frac{\partial}{\partial p_p} \left(\frac{\partial V}{\partial w} \right)$$

/3.92/

To potvrzuje, že přírůstek $dV = -S dw$ objemu daný vztahem /3.5/ je totální diferenciál. Hodnoty integrálů ani derivací proto nejsou závislé na cestě. Z toho důvodu je možné geometrické charakteristiky integrovat a derivovat v řezných rovinách $\mu / \mu = 0, 1, \dots, k_\mu$ kolmých k ose p_p a v řezných rovinách $\nu / \nu = 0, 1, \dots, k_\nu$ kolmých k ose w /obr. 3.32/ navzájem nezávisle.



obr. 3.32 Řezné roviny

Souřadnice experimentálně vyšetřených bodů efektivní plochy jsou v dalším označeny symboly $/p_{p\mu}, w_\nu, S_{\mu\nu} /$, kde $\mu = 0, 1, \dots, k_\mu, \nu = 0, 1, \dots, k_\nu$. Těmito body efektivní plochy $S/p_p, w /$ lze metodou nejmenších čtverců přiblížit dvě soustavy regresních polynomických funkcí. Soustavu polynomů

$$S_{p\nu}(p_p, w_\nu) = \sum_{i=0}^m \alpha_{\nu i} p_p^i \quad /3.93/$$

kde $i = 0, 1, \dots, m$, popisuje křivky vytvořené řeznými rovinami ν plochou $S/p_p, w /$. Soustava polynomů

$$S_{w\mu}(p_{p\mu}, w) = \sum_{j=0}^n \alpha_{\mu j} w^j \quad /3.94/$$

kde $j = 0, 1, \dots, n$, popisuje křivky vytvořené řeznými rovinami μ . Zřejmě musí být $m < /k_\mu + k_\nu / : k_\nu, n < /k_\mu + k_\nu / : k_\mu$. V tomto případě může být efektivní plocha $S/p_p, w /$ popsána kteroukoliv z obou soustav $S_{p\nu} / p_p, w_\nu /$, $S_{w\mu} / p_{p\mu}, w /$ křivek. Zde je

$$S_{p\nu} = - \frac{\partial V}{\partial p_p} = - \frac{\partial V_{p\nu}}{\partial p_p} \quad /3.95/$$

$$S_{w\mu} = - \frac{\partial V}{\partial w} = - \frac{\partial V_{w\mu}}{\partial w} \quad /3.96/$$

kde funkce $V_{p\nu} / p_p, w_\nu /$, $V_{w\mu} / p_{p\mu}, w /$ popisují analogické soustavy křivek vytvořených řeznými rovinami μ, ν plochou objemu $V/p_p, w /$. Totální diferenciál /3.5/ má v tomto případě podobu

$$dV = -S_{p\nu} dp_p - S_{w\mu} dw \quad /3.97/$$

Integrováním rovnice /3.95/ vychází pro soustavu křivek vytvořených řeznými rovinami ν vztah

$$V_{p\nu}(p_p, w_\nu) = V_{w\mu}(w) - \int S_{p\nu} dp_p \quad /3.98/$$

v němž $V_{w\mu} / w /$ značí funkci proměnné w při konstantní hodnotě zvoleného přetlaku $p_{p\mu}$. Popisuje tedy křivku vytvořenou řezem jednou z rovin μ . Derivováním podle w a porovnáním výsledku s rovnicí /3.96/ vyjde, že

$$\frac{\partial V_{p\nu}}{\partial w} = V'_{w\mu}(w) = \frac{\partial V}{\partial w} = -S_{w\mu}(p_{p\mu}, w) \quad /3.99/$$

Proto je

$$V_{w\mu}(w) = V_{\mu\nu} - \int S_{w\mu} dw \quad /3.100/$$

kde $V_{\mu\nu} = V_{p\nu} / p_{p\mu}, w_\nu /$ je integrační konstanta, která je určena objemem $V_{\mu\nu}$ pružiny při libovolně zvolených hodnotách $/p_{p\mu}, w_\nu /$ obou nezávisle proměnných, zatímco $S_{w\mu} = S_{w\mu} / p_{p\mu}, w /$ je funkci proměnné w při téže zvolené konstantní hodnotě $p_{p\mu}$. Při

aplikaci aproximačních polynomičských závislostí /3.93, 3.94/ vychází popis soustavy křivek vytvořených řez rovinami ν ve tvaru

$$V_{p\nu}(p_p, w_\nu) = V_{w\mu}(w) - \sum_{i=0}^m \frac{a_{\nu i}}{i+1} p_p^{i+1} \quad /3.101/$$

kde $\nu = 0, 1, \dots, k_\nu$. Funkce $V_{w\mu}$ má tvar

$$V_{w\mu}(w) = V_{\mu\nu} - \sum_{j=0}^n \frac{a_{\mu j}}{j+1} w^{j+1} \quad /3.102/$$

Zde se za μ, ν dosazuje vždy již jen jedna hodnota zvolená z uvedených definičních oborů. Při tomto postupu stačí experimentálně určit jedinou hodnotu $V_{\mu\nu}$ objemu pružiny. Také je možno zvolit některou z rovin μ a v ní experimentálně vyšetřit pro $\nu = 0, 1, \dots, k_\nu$ příslušné hodnoty objemů $V_{w\mu} / w_\nu$. Těmito body pak lze metodou nejmenších čtverců proložit funkci /3.100/ ve tvaru polynomu

$$V_{w\mu}(w) = V_{w\mu}(w_\nu) = \sum_{j=0}^n b_{\mu j} w^j \quad /3.103/$$

kde $j = 0, 1, \dots, n$, přičemž $n \leq k$. Integrováním rovnice /3.96/ vychází pro soustavu křivek vytvořených řez rovinami μ vztah

$$V_{w\mu}(p_p, w) = V_{p\nu}(p_p) - \int S_{w\mu} dw \quad /3.104/$$

v němž $V_{p\nu} / p_p$ značí funkci proměnné p_p při konstantní hodnotě zvolené deformace w . Popisuje tedy křivku vytvořenou řezem jednou z rovin ν . Derivováním podle p_p a porovnáním výsledku s rovnicí /3.95/ vyjde, že

$$\frac{\partial V_{w\mu}}{\partial p_p} = V'_{p\nu}(p_p) = \frac{\partial V}{\partial p_p} = -S_{p\nu}(p_p, w_\nu) \quad /3.105/$$

Proto je

$$V_{p\nu}(p_p) = V_{\mu\nu} - \int S_{p\nu} dp_p \quad /3.106/$$

kde $V_{\mu\nu} = V_{\mu\nu} / p_{p\mu}, w_\nu /$ je integrační konstanta, která je určena objemem $V_{\mu\nu}$ pružiny při libovolně zvolených hodnotách $p_{p\mu}, w_\nu /$ obou nezávisle proměnných, zatímco $S_{p\nu} = S_{p\nu} / p_p, w_\nu /$ je funkcí proměnné p_p při téže zvolené konstantní hodnotě w_ν . Při aplikaci aproximačních polynomičských závislostí /3.93, 3.94/ vychází popis soustavy křivek vytvořených řez rovinami μ ve tvaru

$$V_{w\mu}(p_p, w) = V_{p\nu}(p_p) - \sum_{j=0}^n \frac{a_{\mu j}}{j+1} w^{j+1} \quad /3.107/$$

kde $\mu = 0, 1, \dots, k_\mu$. Funkce $V_{p\nu}$ má tvar

$$V_{p\nu}(p_p) = V_{\mu\nu} - \sum_{i=0}^m \frac{a_{\nu i}}{i+1} p_p^{i+1} \quad /3.108/$$

Zde se za μ, ν dosazuje vždy již jen jedna hodnota zvolená z uvedených definičních oborů. Také v tomto případě stačí experimentálně určit jedinou hodnotu $V_{\mu\nu}$ objemu pružiny. Rovněž při této metodě je možno zvolit některou z rovin ν a v ní experimentálně vyšetřit pro $\mu = 0, 1, \dots, k_\mu$ příslušné hodnoty objemů $V_{p\nu} / p_{p\mu}$. Těmito body pak lze metodou nejmenších čtverců proložit funkci /3.106/ ve tvaru polynomu

/3.109/

$$V_{p\nu}(p_p) = V_{p\nu}(p_{p\mu}) = \sum_{i=0}^m b_{\nu i} p_p^i$$

kde $i = 0, 1, \dots, m$, přičemž $m \leq k_\mu$.
 Přírůstek dS efektivní plochy S/p_p , w/ podle /3.7/ je rovněž totálním diferenciálem,
 s přihlédnutím ke vztahům /3.95, 3.96/ může být psán ve tvaru

$$dS = \frac{\partial S_{pv}}{\partial p_p} dp_p + \frac{\partial S_{w\mu}}{\partial w} dw$$

v němž lze položit

$$\frac{\partial S_{pv}}{\partial p_p} = U_{pv}$$

$$\frac{\partial S_{w\mu}}{\partial w} = U_{w\mu}$$

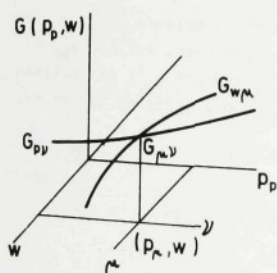
Ukazatel efektivní plochy U/p_p , w/ definovaný vztahem /3.2/ proto může být určen buď
 soustavou křivek U_{pv}/p_p , w_v / vytvořených řezy rovinami V nebo soustavou křivek $U_{w\mu}/p_{\mu}$,
 w/ vytvořených řezy rovinami μ .

Je-li efektivní plocha aproximována dvěma soustavami polynomů /3.93, 3.94/, pak ukaza-
 tel efektivní plochy U/p_p , w/ aproximují soustavy polynomů

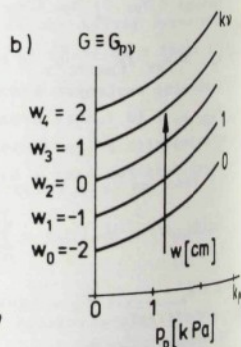
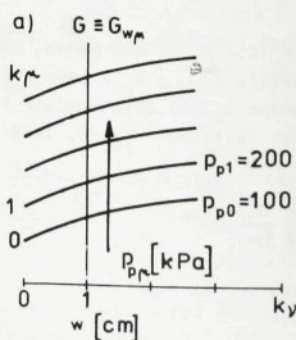
$$U_{pv}(p_p, w_v) = \sum_{i=0}^m i a_{vi} p_p^{i-1}$$

$$U_{w\mu}(p_{\mu}, w) = \sum_{j=0}^n j a_{\mu j} w^{j-1}$$

V každém bodu $/p_{\mu}, w_v, G_{\mu v}/$ kterékoli geometrické charakteristiky zde obecně ozna-
 čeně $G = G/p_p$, w/ se protíná křivka G_{pv} jedné a křivka $G_{w\mu}$ druhé soustavy /obr. 3.33/.
 K jednoznačnému popisu každé charakteristiky stačí vždy jedna z obou soustav polynomů.



Obr. 3.33. Křivky kolmých rovinných řezů
 plochou geometrické charakte-
 ristiky



Obr. 3.34. Průměty křivek rovnoběžných
 rovinných řezů plochou geome-
 trické charakteristiky

Při grafickém popisu těchto charakteristik je možno všechny křivky téže soustavy zoi-
 zornit ve společné průmětně, obecně způsoby patrnými z obr. 3.34. Analogicky lze postu-
 povat také při matematickém a grafickém popisu geometrických charakteristik typu $G_x =$
 $G_x/x, z/$, které jsou funkcemi dvou vzájemně nezávislých deformací.

3.7. Charakteristiky pružin s $G = G/p_p, w/$

V obecném případě jsou geometrické charakteristiky pneumatických pružin funkcemi dvou nezávisle proměnných, přetlaku p_p a deformace w , typu $G = G/p_p, w/$. Při zatěžování těchto pružin s konstantní vzduchovou náplní silou $F = F/w/$ jsou přetlak p_p vzduchu a deformace w ale vzájemně závislé. Závislost $p_p = p_p/w/$ je dána vztahem /1.3/. Geometrické charakteristiky pružiny v tomto případě popisují vztahy

$$V = V[p_p(w), w] \quad /3.115/$$

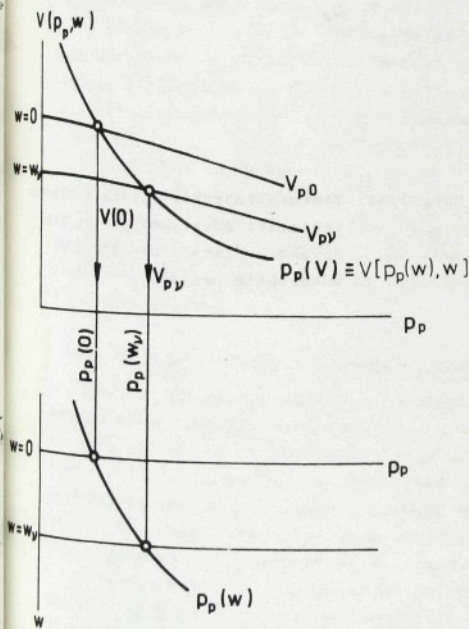
$$S = S[p_p(w), w] \quad /3.116/$$

$$U = U[p_p(w), w] \quad /3.117/$$

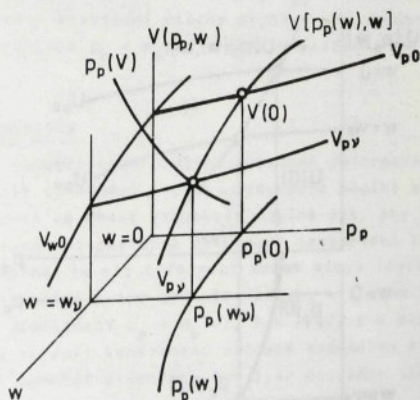
zatěžovací charakteristiku $F = F/w/$ vztah

$$F = p_p(w) S[p_p(w), w] \quad /3.118/$$

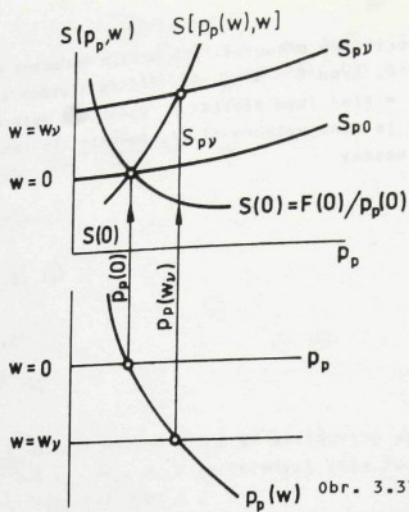
v němž $p_p = p_p/w/$ je charakteristika tlaková podle vztahu /1.3/. Při matematickém a grafickém popisu těchto charakteristik je nutno vycházet ze závislosti $V = V/p_p, w/$, $S = S/p_p, w/$ a $U = U/p_p, w/$. Pro zvolený provozní přetlak $p_p/w=0/ = p_p/0/$ je možno pomocí závislosti $V = V/p_p, w/$ vyšetřit tlakovou charakteristiku $p_p = p_p/w/$ a objemovou charakteristiku $V = V/p_p, w/$ buď analyticky nebo graficky postupem znázorněným na obr. 3.35. Při promítání na dvě průmětny se závislost $V/p_p, w/$ znázorní v nárysném pohledu soustavou křivek $V_{p_v} = V/p_p, w_v/$, kde $V = 0, 1, \dots, k_v$. V půdorysném pohledu se znázorní soustava přímek w_v . Pro zvolenou hodnotu provozního přetlaku $p_p/0/$ vzduchu lze na křivce $V_{p_v}/p_p, w=0/$ odečíst odpovídající hodnoty objemu $V/0/$ a v nárysném pohledu znázornit



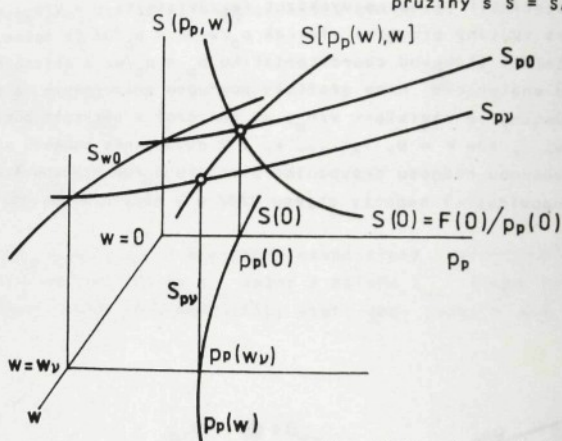
Obr. 3.35. Grafické vyšetřování tlakové a objemové charakteristiky zatěžované pneumatické pružiny s $V = V/p_p, w/$



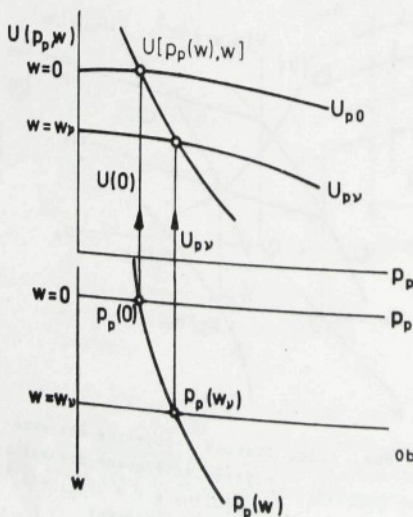
Obr. 3.36. Tlaková a objemová charakteristika zatěžované pneumatické pružiny s $V = V/p_p, w/$ v kosohlé projekci



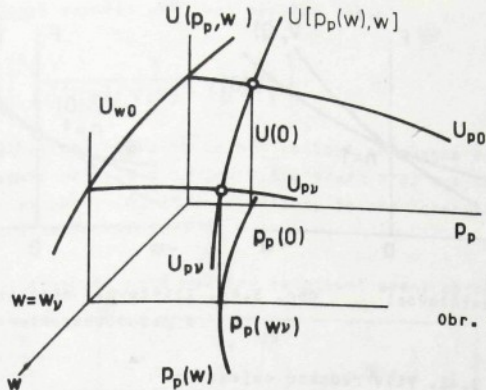
Obr. 3.37. Tlaková charakteristika a charakteristika efektivní plochy zatěžované pružiny s $s = S/p_p, w/$



Obr. 3.38. Tlaková charakteristika a charakteristika efektivní plochy zatěžované pružiny s $s = S/p_p, w/$ v kosohlé projekci



Obr. 3.39. Tlaková charakteristika a charakteristika ukazatele efektivní plochy zatěžované pružiny s $U = U/p_p, w/$



Obr. 3.40. Tlaková charakteristika a charakteristika ukazatele efektivní plochy zatěžované pružiny s $U = U/p_p$, w v kosoúhlé projekci

křivkou $p_p = p_p/V$ závislost /1.3/, která má tvar

$$p_p = [p_p(0) + p_a] \left[\frac{V(0)}{V} \right]^n - p_a$$

pro nezávisle proměnnou V . Průměty průsečíků s křivkami V_{pv} na půdorysné průměty odpovídajících přímek w_v prochází tlaková charakteristika, tedy křivka $p_p = p_p/w$. Z nárysného pohledu lze odečíst souřadnice w_v , V_{pv} průsečíků, které určují průběh závislosti $V = V/p_p/w, w$ /obr. 3.36/. Při kosoúhlé projekci se musí křivka $p_p = p_p/V$ podle /1.3/ znázornit v každé rovině w_v .

Závislost $S/p_p, w$ se při promítání na dvě průmětny /obr. 3.37/ v nárysném pohledu zobrazí soustavou křivek $S_{pv}/p_p, w_v$. V půdorysném pohledu se znázorní soustava přímek w_v a křivka $p_p = p_p/w$. Průměty průsečíků na křivky S_{pv} prochází křivka $S = S/p_p/w, w$, tedy charakteristika efektivní plochy pružiny při zatěžování silou $F = F/w$. V nárysném pohledu prochází bodem $(p_p(0), S(0))$ hyperbola $S(0) = F(0) : p_p(0)$, kde $F(0)$ je zatížení pružiny při deformaci $w = 0$ a zvoleném provozním přetlaku $p_p(0)$. Na obr. 3.38 je charakteristika $p_p = p_p/w$ a charakteristika $S = S/p_p/w, w$ v kosoúhlé projekci.

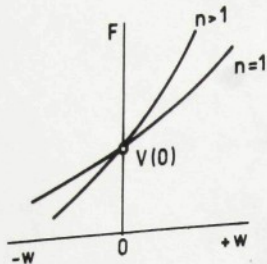
Podobně také závislost $U/p_p, w$ se při promítání na dvě průmětny /obr. 3.39/ v nárysném pohledu zobrazí soustavou křivek $U_{pv}/p_p, w_v$. V půdorysném pohledu se znázorní soustava přímek w_v a křivka $p_p = p_p/w$. Průměty průsečíků na křivky U_{pv} prochází křivka $U = U/p_p/w, w$, tedy charakteristika ukazatele efektivní plochy pružiny při zatěžování silou $F = F/w$. Na obr. 3.40 je charakteristika $p_p = p_p/w$ a charakteristika $U = U/p_p/w, w$ v kosoúhlé projekci.

3.8. Charakteristiky a pseudocharakteristiky

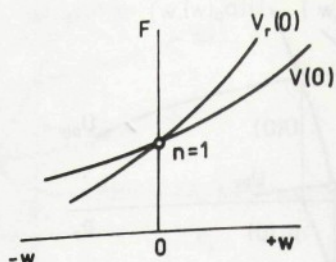
Pomocí zatěžovacího zařízení je možno pneumatickou pružinu postupně deformovat a při každé zvolené hodnotě deformace vždy vyčkat vyrovnání teploty vzduchové náplně s konstantní teplotou laboratorního okolí. Reguluje-li se obsah vzduchové náplně tak, aby byl přetlak vzduchu konstantní, je změna jeho stavu při postupné deformaci izobarická / $n = 0$. Jestliže je konstantní obsah vzduchové náplně, je při deformaci změna stavu izotermická / $n = 1$. Takto získanými body změřených veličin lze proložit křivky a získat poměrně snadno požadované charakteristiky, např. závislosti $p_p = p_p/w$, $F = F/w$, $S = S/p_p/w, w$.

Charakteristiky při změně polytropické /při konstantní hodnotě exponentu $n = 1,3$ / ani při změně adiabatické /při konstantní hodnotě exponentu $n = 1,4$ / podobnou laboratorní metodou vyšetřovat nelze.

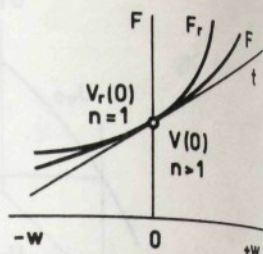
Zatěžovací charakteristika $F = F/w$ pružiny s objemem $V(0)$ při deformaci $w=0$ je pro $n > 1$ strmější než charakteristika pro $n = 1$ /obr. 3.41/. Při $n = 1$ je charakteristika /obr. 3.42/ s objemem redukovaným na hodnotu $V_r(0)$ rovněž strmější než charakteristika s původním objemem $V(0)$. Vzniká proto možnost vyšetřovat polytropické a adiabatické cha-



Obr. 3.41. Vliv exponentu n na zatěžovací charakteristiku



Obr. 3.42. Vliv redukce objemu na zatěžovací charakteristiku



Obr. 3.43. Zatěžovací charakteristika a pseudocharakteristika

Charakteristiku přibližnou experimentální metodou. Pružině se redukuje objem /částečně se naplní kapalinou, např. vodou/ a deformuje se při izotermické změně stavu vzduchu, tj. při $n = 1$. Tímto způsobem získané závislosti lze označit jako pseudocharakteristiku /veličiny mají index r /.

Redukovaný objem $V_r/0$ lze určit z podmínky stejných sklonů tečen t k zatěžovacím charakteristikám při deformaci $w = 0$ /obr. 3.43/. V obou případech musí tedy mít pružina stejnou tuhost, tj. $k_r/0_{n=1} = k/0_{n>1}$. Po dosazení vychází ze vztahu /3.30/, že musí být splněna podmínka

$$\left[\frac{\left(-\frac{\partial V}{\partial w} \right) S}{\frac{\partial V}{\partial p} + \frac{V_r}{p}} + U p_p \right]_{p_p = p_p(0)}^{w=0} = \left[\frac{\left(-\frac{\partial V}{\partial w} \right) S}{\frac{\partial V}{\partial p} + \frac{V}{np}} + U p_p \right]_{p_p = p_p(0)}^{w=0} \quad /3.119/$$

z níž pro výpočet redukovaného objemu vychází vztah

$$\left[V_r \right]_{p_p = p_p(0)}^{w=0} = \left[\frac{V}{n} \right]_{p_p = p_p(0)}^{w=0}, \quad /3.120/$$

který lze formálně zjednodušit do tvaru

$$V_r(0) = \frac{V(0)}{n}. \quad /3.121/$$

U pružin s objemem závislým na přetlaku $p_p/0$ se s tímto přetlakem mění také objem redukovaný.

Chybu této metody ovlivňuje především rozdílný průběh přetlaku vzduchu, který je podle /1.3/ závislý na n -té mocnině relativní změny objemu. Je-li

$$\Delta V = V(0) - V_r(0) = \frac{n-1}{n} V(0), \quad /3.122/$$

pak bude

$$V_r(w) = V(w) - \Delta V \quad /3.123/$$

a relativní chybu δ_V n -té mocniny relativní změny objemu podle /1.3/ lze vyjádřit rovnici

$$\delta_V = \frac{\left[\frac{V(0)}{V(w)} \right]^n - \left[\frac{V_r(0)}{V_r(w)} \right]}{\left[\frac{V(0)}{V(w)} \right]^n}. \quad /3.124/$$

po dosažení a úpravách vychází pro její výpočet vztah

$$\delta_v = 1 - \left[\frac{V(w)}{V(0)} \right]^n \left[\frac{1}{n V(w)/V(0) - (n-1)} \right]$$

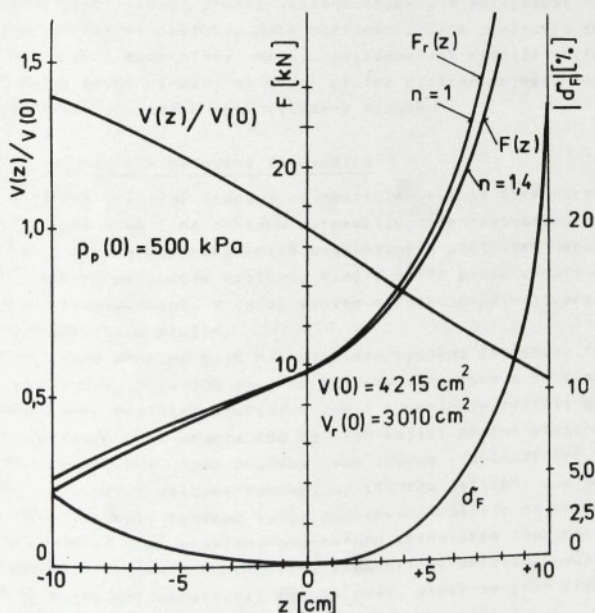
/3.125/

U měchových pneumatických pružin se při celkové přípustné deformaci /100 %/ pohybuje relativní změna objemu nejvýše v mezích $0,5 < V(w)/V(0) < 1,5$. Pro tyto meze jsou v tab. 3.6 uvedeny vypočtené chyby δ_v [%]. Je zřejmé, že pro interval $< 0,7; 1,5 >$ lze v praxi chybu zanedbat, neboť nepřekračuje 5 %.

Tab. 3.6. Relativní chyba n-té mocniny relativní změny objemu

$\frac{V(w)}{V(0)}$	δ_v [%]	
	$n = 1,3$	$n = 1,4$
0,5	-16,02	-26,30
0,6	-7,23	-11,15
0,7	-3,11	-4,63
0,8	-1,08	-1,66
0,9	-0,21	-0,23
1,0	0,00	0,00
1,1	-0,17	-0,23
1,2	-0,58	-0,83
1,3	-1,18	-1,67
1,4	-1,88	-2,67
1,5	-2,66	-3,77

Na obr. 3.44 je pro ilustraci znázorněna zatěžovací charakteristika $F = F/z$ a pseudocharakteristika $F_r = F_r/z$ osově ve směru z deformované vakové pneumatické pružiny VV 240-10 s pistem PP 09-06 podle obr. 3.4 podle obr. 3.4 pro $n = 1,4$ při objemu



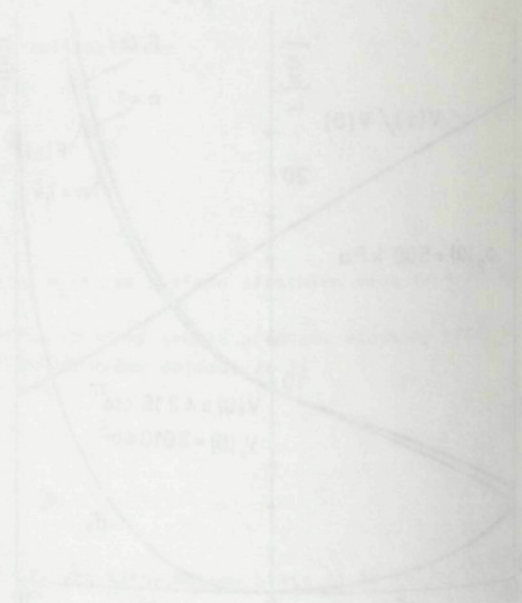
Obr. 3.44. Zatěžovací charakteristika a pseudocharakteristika vakové pružiny VV 240-10 s pistem PP 09-06

$v/0/ = 4\,215\text{ cm}^3$ a při přetlaku $p_p/0/ = 500\text{ kPa}$. Je zde též křivka znázorňující relativní změnu objemu a relativní chybu δ_F zatěžovací síly, která byla vypočítána ze vzta-

$$\delta_F[\%] = \frac{F - F_r}{F} 100 \quad .$$

Na obr. 3.44 je její absolutní hodnota. Pro $z \in [-7, +5]\text{ cm}$ chyba nepřesahuje 2,5 %.

Pružné pneumatiky uložené objekty většinou kmitají s malými výchylkami kolem rovnovážné polohy, které zpravidla nepřekračují 20 % přípustné deformace pneumatických proužků. Pro takovéto případy uvedená přibližná metoda vyšetřování charakteristik zřejmě postačuje. Charakteristiky všech československých a některých dostupných zahraničních pneumatických pružin obsahuje autorova práce [111].



4.0. VIBROIZOLAČNÍ SOUSTAVY S KINEMATICKÝM BUZENÍM

4.1. Zvláštní vlastnosti a uspořádání soustav

Rušivý pohyb podloží v podobě rázů, otřesů a vibrací bývá nejčastěji vyvoláván jízdou vozidel po nerovnostech nebo dynamickými účinky strojů a zařízení. Škodí lidskému zdraví a má negativní vliv na přesnost, funkční spolehlivost a životnost měřicích přístrojů, citlivě vypočetní, speciální vojenské a transportní techniky i přesných výrobních strojů. Pružným pneumatickým uložením lze negativní vliv rušivého pohybu podloží účinně omezit. Zde jsou uvedeny vybrané realizované případy a na nich je poukázáno na některé zvláštnosti tohoto způsobu uložení.

Pneumatické pružiny používané u mobilních soustav musí umožňovat relativně velký pohyb vzájemně odpérovaných částí. Takové pružiny mají jen velmi malou příčnou tuhost. Podélné a příčné svislé setrvačné síly, které působí mezi vzájemně odpérovanými částmi při rozjezdu a brzdění, při jízdě zatáčkou a při jízdě svahelem musí zachycovat vodící mechanismy. Četné příklady konstrukčního uspořádání vodících mechanismů pneumatických závěsů náprav vozidel jsou uvedeny v pracích [309, 310].

V běžných provozních podmínkách nepřesahuje odstředivé zrychlení na vozidlech hodnotu $1 - 2 \text{ m/s}^2$. V závislosti na příčné stabilitě nástavby a na adhezích podmínkách může v extrémních případech nabývat hodnoty $6 - 8 \text{ m/s}^2$. Při rozjezdu obvykle nastává zrychlení, které nepřevyšuje hodnotu $0,5 \text{ m/s}^2$. V extrémních případech dosahuje hodnoty 2 m/s^2 . Při běžném způsobu brzdění vzniká zpomalení $1 - 2 \text{ m/s}^2$. Při prudkém brzdění je možno počítat s hodnotou $6 - 8 \text{ m/s}^2$.

Pneumatické pružiny mají malé vlastní tlumení. Mobilní soustavy proto musí mít účinné tlumiče kmitů. Musí mít také pružné omezovače zdvihů v podobě pryžových dorazů. Zabránují poškození pružin a tlumičů při extrémních pohybech vzájemně odpérovaných částí a umožňují nouzový dojezd vozidel při poškození pružin nebo pneumatické regulační soustavy.

U stabilních soustav má rušivý pohyb podloží jen malé amplitudy výchylek a na pružně uložené objekty obecně nepůsobí vodorovné svislé síly. Pro uložení je možno použít pneumatické pružiny s malými zdvihy, které mají relativně velkou příčnou tuhost. Jsou schopny příčně stabilizovat pružně uložené objekty a zachycovat náhodné vodorovné svislé síly vyvozené příkladně obsluhou nebo náklonem pružně uloženého tělesa. V soustavě proto nemusí být vodící mechanismy. Nejsou potřebné ani tlumiče kmitů a horní omezovače zdvihů. Stačí dolní pevné dorazy, na které pružně uložené objekty dosedají v případech, kdy v pneumatických pružinách není stlačený vzduch.

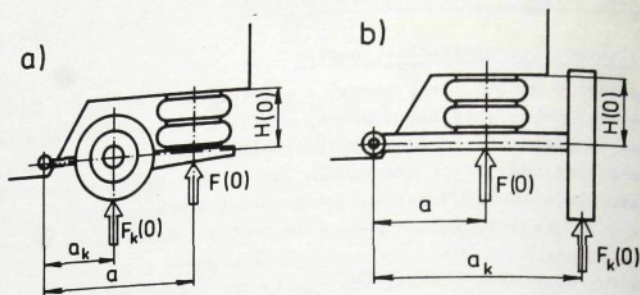
4.2 Pneumatické pérování automobilů

S rozvojem silniční dopravy se neustále zvyšují také nároky kladené na pohodlí a bezpečnost jízdy osob i na ochranu automobilů, přepravovaného nákladu a povrchu vozovek před kmity a před následky kmitů vyvolávaných přejezdem nerovností. Účinně ochrany lze docílit dobrým pérováním vozidel. Konstrukteři proto věnují trvalou pozornost jeho neustálému zdokonalování. V celosvětovém měřítku používají pro pérování vozidel stále častěji pneumatických pružin.

Pneumatické pružiny mají na vozidlech vysokou životnost /až 200 tis. km pružiny vakové a membránové, přes 500 tis. km pružiny vlnovcové a kombinované/ a malou hmotnost, což přináší úsporu kvalitní pružinové oceli a umožňuje zvětšit užitečný náklad. U vozidla Tatra příkladně činí úspora 200 kg. Vynikající pružné vlastnosti umožňují snížit vlastní hmotnost konstrukci. Tyto pružiny jsou snadno regulovatelné, a proto se dobře uplatňují hlavně u vozidel s velkými změnami užitečného zatížení a u vozidel, u nichž je třeba měnit výšku nástavby. Poněkud vyšší pořizovací náklady na pneumatické pérování /činí 2 - 5 % ceny vozidla/ jsou vyváženy podstatným technickým zdokonalením vozidel, nižšími náklady provozními i vyšší prodejností. Pneumatické pérování ovšem má některé zvláštnosti, které je nutno při konstrukci respektovat. Jinak se jeho přednosti na vozidlech neuplatní.

a) Pneumatické pružiny pro pérování vozidel

Geometrický převod zavěšení náprav má vliv na statické zatížení pružin a na frekvenci vlastních svislých kmitů odpérovaných částí, která se dnes u vozidel s pneumatickým



Obr. 4.1. Příklady zavěšení náprav vozidel s pneumatickým přerováním: a - podélně kyvná vlečená náprava nebo polonáprava, b - příčně kyvná polonáprava

pérováním pohybuje okolo 1,2 Hz.

Dva typické příklady zavěšení jednoduchých náprav vozidel jsou na obr. 4.1. Jde o podélně kyvnou vlečenou nápravu nebo polonápravu a o příčně kyvnou polonápravu. Je-li $F_k(0)$ statické zatížení kola vzdáleného o hodnotu a_k od závěsu, platí v uvažovaných případech, že

$$aF(0) = a_k F_k(0) . \quad (4.1)$$

Odsud pro výpočet statického zatížení $F(0)$ pružiny vzdálené o hodnotu a od závěsu vychází vztah

$$F(0) = \frac{a_k}{a} F_k(0) = \mu F_k(0) , \quad (4.2)$$

v němž $\mu = a_k/a$ značí geometrický převod.

Se zatížením vozidla se mění zatížení kol i pružin. Při nezatíženém vozidle má hodnotu $F_d(0)$, při plně zatíženém vozidle má hodnotu $F_h(0)$. Je-li $p_{p0 \min}$ minimální přetlak vzduchu ve zdroji a $\Delta p_{pr} = 100$ kPa tlakový spád nutný pro překonání pasivních odporů při pneumatické regulaci stálé statické výšky $H(0)$, lze efektivní plochu pneumatické pružiny vypočítat ze vztahu

$$S(0) = \frac{F_h(0)}{p_{ph}(0)} , \quad (4.3)$$

kde $p_{ph}(0) = p_{p0 \min} - \Delta p_{pr}$. Pro zatížení $F_d(0)$ pružiny vychází přetlak

$$p_{pd}(0) = \frac{F_d(0)}{S(0)} . \quad (4.4)$$

Má-li mít pružina za provozu předepsaný tvar, musí být $p_{pd}(0) \geq 100$ kPa.

Je-li $\pm z_k$ předepsaný zdvih kol, lze požadovaný zdvih $\pm z$ z pružiny určit ze vztahu

$$\pm z = \frac{1}{\mu} (\pm z_k) . \quad (4.5)$$

Pro výpočet frekvence vlastních svislých kmitů odpérovaných částí vozidla vychází s použitím vztahů /3.46, 4.2/ rovnice

$$f(0) \approx \frac{5}{\sqrt{\mu}} \sqrt{K(0)} \quad [\text{Hz}] , \quad (4.6)$$

v níž $K(0)$ [1/cm] značí jednotkovou tuhost zvolené pneumatické pružiny definovanou vztahem /3.35/. Z rovnice /3.31/ plyne, že pro pružiny, jejichž geometrické charakteristiky jsou závislé na přetlaku a na deformaci, platí pro její výpočet vztah

$$K(0) = \left[\frac{1}{p_p} \frac{\left(-\frac{\partial V}{\partial w} \right)}{\frac{\partial V}{\partial p_p} + \frac{V}{np}} + \frac{U}{S} \right]_{\substack{p_p = p_p(0) \\ z = 0}} \quad /4.7/$$

u pružin, jejichž geometrické charakteristiky jsou závislé jen na deformaci, je podle /3.34/

$$K(0) = \left[n \frac{p}{p_p} \frac{S}{V} + \frac{U}{S} \right]_{\substack{p_p = p_p(0) \\ z = 0}} \quad /4.8/$$

Jestliže frekvence $f/0/$ vlastních kmitů odpérovaných částí se zvolenou pneumatickou pružinou není stejná jako frekvence $f^*/0/$ požadovaná, je nutno provést korekci: buď zvolit jinou pružinu, popř. i jiný geometrický převod, nebo upravit objem pružiny některým z dříve uvedených způsobů. Přehled všech československých pneumatických pružin obsahuje autorova práce [111].

Pro výpočet celkového objemu zvolené pružiny $V/0/$ vychází s použitím rovnic /4.6, 4.7/ podle /55/ vztah

$$V(0) = \left[np \left(\frac{\left(-\frac{\partial V}{\partial w} \right)}{p_p \left(\frac{p^2 \mu}{25} - \frac{U}{S} \right)} - \frac{\partial V}{\partial p_p} \right) \right]_{\substack{p_p = p_p(0) \\ z = 0}} \quad /4.9/$$

Vlastní objem $V_v/0/$ pružiny se koriguje kladným nebo záporným doplňkovým objemem V_d tak, aby byl celkový objem $V/0/ = V_v/0/ + V_d$. Předpokládá se polytropická změna stavu vzduchu s hodnotou exponentu $n = 1,3$. Dosazuje se poměr $p/p_p/h$ absolutního tlaku a přetlaku vzduchu, který odpovídá plně zatíženému vozidlu.

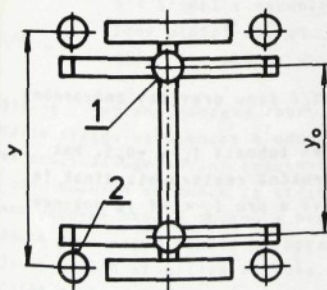
b/ Náhrada ocelových pružin pneumatickými

Pro jednoduchost je uvažována tuhá náprava /obr. 4.2/ zavěšená na dvou podélných ocelových listových pružinách, které jsou ve vzdálenosti $2y_0$. Jejich tuhost k_0 nezávisí na rychlosti deformace, ani na jiných provozních podmínkách. Pro výpočet translační tuhosti zavěšení nápravy platí vztah

$$k_0^T = 2k_0 \quad /4.10/$$

a pro výpočet rotační tuhosti podle /342/ vztah

$$k_0^R = 2k_0 y_0^2 \quad /4.11/$$



Obr. 4.2. Náhrada ocelových pružin pneumatickými

Náhrada je provedena nejprve dvojicí stejně vzdálených pneumatických pružin 1. Voleny jsou tak, aby mělo pneumatické pérování stejnou translační tuhost $k^T/0/_{n=1,3}$ při polytropické změně stavu vzduchu jako pérování s ocelovými pružinami, tedy tak, aby byla splněna podmínka

$$k^T(0)_{n=1,3} = 2k(0)_{n=1,3} = 2k_0 = k_0^T \quad /4.12/$$

Frekvence vlastních svislých kmitů odpérovaných částí nad příslušnou nápravou je pak v obou případech stejná. Tuhost pneumatických pružin, která odpovídá tomuto režimu jízdy lze označit jako dynamickou.

Příčná stabilita nastavy vozidla se posuzuje při stacionárním průjezdu zatáčkou. Při tomto režimu jízdy lze považovat změnu stavu vzduchu v pneumatických pružinách za izotermickou. Jejich tuhost $k/O/n=1$ může být označena jako statická. Je menší než tuhost dynamická. Poměr

$$m = \frac{k(O)_{n=1}}{k(O)_{n=1,3}} \quad /4.13/$$

Lze označit jako statické změknutí pneumatických pružin. Nejsou-li pneumatické pružiny na protilehlých bočních stranách vozidla při jízdě zatáčkou vzájemně propojeny, je rotační tuhost $k^R/O/n=1$ zavěšení nápravy dána vztahem

$$k^R(O)_{n=1} = 2mk(O)_{n=1,3}y_0^2 \quad /4.14/$$

Úbytek rotační tuhost je možno kompenzovat příčným stabilizátorem, který musí zavěšení dodávat rotační tuhost

$$k_s^R = 2(1-m)k(O)_{n=1,3}y_0^2 \quad /4.15/$$

Toto řešení je obvykle nutné u rejdových, tedy většinou předních náprav. V některých případech je možno zvýšení rotační tuhosti dosáhnout zvětšenou příčnou vzdáleností y pneumatických pružin, pro jejíž výpočet vychází z použitím rovnice /4.14/ vztah

$$y = \frac{y_0}{\sqrt{m}} = y_0\sqrt{d} \quad /4.16/$$

kde $d = 1/m$ je podle Behlese [304] dynamické ztvrdnutí. Tento způsob řešení je možný, když nejde o pružiny mezi koly, ale před nebo za koly. Příkladně u autobusů Karosa [52, 53, 54] je pro pérování zadní nápravy použito dvou dvojic pneumatických pružin 2/obr. 4.2/.

Pro dosažení do rovnice /4.13/ vychází pro výpočet statického změknutí m , resp. dynamického ztvrdnutí d pružin, jejichž geometrické charakteristiky nejsou závislé na přetlaku vzduchu vztah

$$m = \frac{1 + I_k}{n + I_k} = \frac{1}{d} \quad /4.17/$$

v němž podle /3.38, 3.39, 3.40/ je poměr

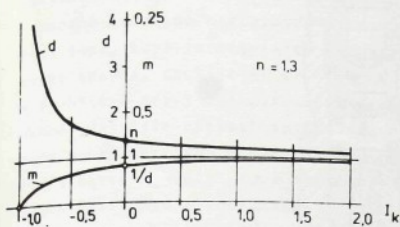
$$I_k = \frac{K_s(O)}{P(O)K_v(O)} = \left[\frac{VU}{\frac{P}{P_p} S^2} \right]_{P_p=P_p(O)}^{P_p=P_p(O)} \quad /4.18/$$

který nazveme indexem tuhosti. Závislosti $m = m/I_k$, $d = d/I_k$ jsou graficky znázorněny na obr. 4.3.

Pro pérování vozidel je účelné volit pružiny, jejichž index tuhosti $I_k > -0,5$. Pak vychází, že $y > 1,26 y_0$. Takový případ je ještě možno konstrukčně realizovat. Jinak je rotační tuhost zavěšení příliš malá. Pro $I_k = -1$ je již nulová a pro $I_k < -1$ je dokonce záporná.

c/ Počet a umístění regulátorů

Na obr. 4.4 a 4.5 jsou znázorněny automatické regulátory stálé statické výšky pneumatických pružin, které se dnes u nás vyrábějí a používají pro pneumatické pérování vozidel a jsou použitelné i pro jiné případy pružného pneumatického uložení hmot. Každý regulátor /obr. 4.6/ udržuje v místě uchycení

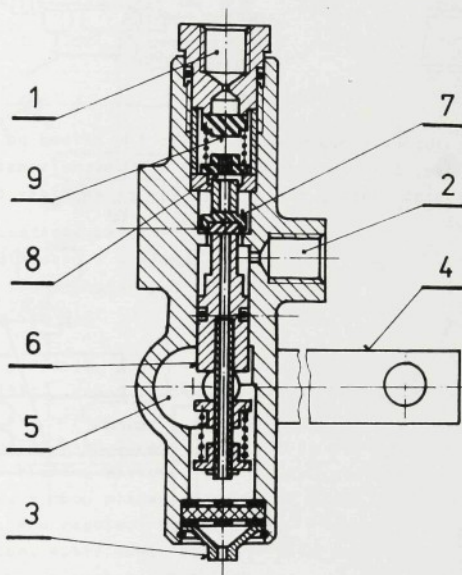


Obr. 4.3. Statické změknutí a dynamické ztvrdnutí pneumatických pružin

uspořádáním zvolenou a při montáži seřízenou vzdálenost h neodpěrovaných částí tím, že přizpůsobuje přetlak vzduchu, který je stejný ve všech připojených pneumatických pružinách, jejich statickému zatížení.

Vzájemná poloha odpěrovaných a neodpěrovaných částí vozidla je jednoznačně určena vzdáleností h tří dvojic bodů O, A , které neleží na stejné přímce, ani ve stejné rovině. Pro regulaci jsou proto obecně potřebné tři regulátory. Obvykle bývají dva regulátory u pružin více zatížené zadní nápravy. Zde vyrovnávají případné rozdíly zatížení obou bočních stran vozidla, které vznikají při-

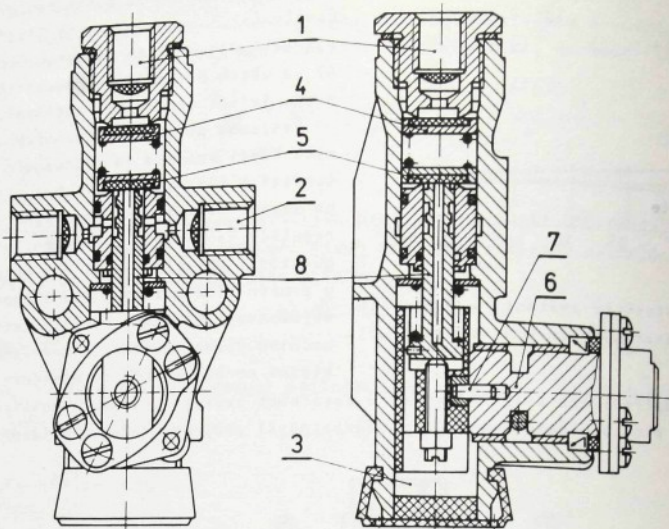
kladně nerovnoměrným rozmístěním nákladu nebo působením odstředivých sil. Při jízdě v zatáčkách zvyšují příčnou stabilitu a zmenšují sklon vozidla, čímž umožňují rychlejší a bezpečnější průjezd. Jeden regulátor bývá u méně



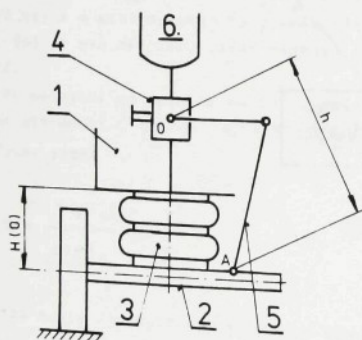
Obr. 4.4. Regulátor s dvoustupňovým doplňováním [333]: 1 - přívod od zdroje, 2 - vývod do pružiny, 3 - vývod do ovzduší, 4 - kyvná ovládací páka, 5 - hřídel s excentrickým čepem, 6 - posuvná ovládací tyč, 7 - sdružený plnicí /1. stupně/ a výpustný ventil, 8 - plnicí ventil /2. stupně/, 9 - zpětný ventil

zatížené přední nápravy /obr. 4.7/ a jsou k němu připojeny pružiny obou bočních stran. Udrží stálou vzdálenost h odpěrovaných a neodpěrovaných částí. V připojených pneumatických pružinách je stejný regulovaný přetlak vzduchu, ať již jejich statická výška H/O na obou bočních stranách je stejná nebo rozdílná. Rozdílná je, když vozidlo stojí na nerovném vozovce nebo v terénu a náprava se nakloní. Při jízdě zatáčkou proudí vzduch sporněji z pružin na straně přitěžované do pružin na straně odlehčované. Tím se snižuje příčná stabilita vozidla. U vozidel s torzní tuhou nástavbou může být regulátor umístěn také na boční straně přední nápravy /obr. 4.8/.

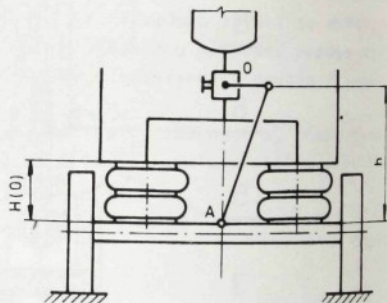
Je-li nástavba torzně poddajná, toto řešení nevyhovuje. Při rozdílném zatížení bočních stran vozidla je přetlak vzduchu v obou pružinách na přední nápravě stejný, a proto je



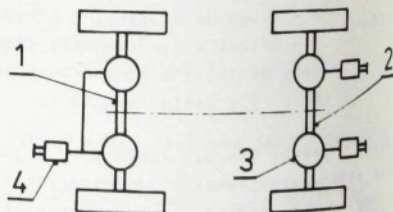
Obr. 4.5. Regulátor s jednostupňovým doplňováním [334]: 1 - přívod od zdroje, 2 - vývod do pružiny, 3 - vývod do ovzduší, 4 - zpětný ventil, 5 - sdružený plnicí a výpustná ventil, 6 - hřídel, 7 - excentrický čep, 8 - posuvná ovládací tyč



Obr. 4.6. Automatická regulace stálé statické vzdálenosti odpérovovaných a neodpérovovaných částí: 1 - odpérovované části, 2 - neodpérovované části, 3 - pružina, 4 - regulátor, 5 - táhlo, 6 - zdroj stlačeného vzduchu, 0 - osa hřídele regulátoru, A - osa závěsu táhla

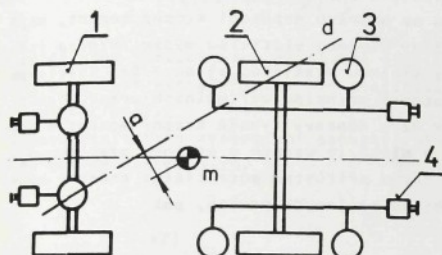


Obr. 4.7. Náprava s jedním regulátorem uprostřed

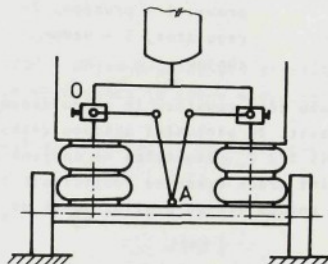


Obr. 4.8. Asymetrické umístění regulátoru: 1 - přední náprava, 2 - zadní náprava, 3 - pružina, 4 - regulátor

nástavba na straně bez regulátoru v jiné výšce než na straně s regulátorem. K nakrucování torzně poddajné nastavby při rozdílném zatížení bočních stran ovšem v menší míře dochází také, když je regulátor uprostřed nápravy. Problém nakrucování torzně poddajné nastavby odpadá, použije-li se čtyř regulátorů /obr. 4.9/. Tímto řešením se také zvýší příčná stabilita při jízdě zatáčkou. Při montáži a seřizování regulátorů musí stát vozidlo na rovině. Jestliže zastaví za provozu na nerovné vozovce, dojde vlivem nedokonalé torzní poddajnosti nastavby k relativnímu poklesu jednoho z kol, například pravého předního. Za této situace vypustí pravý regulátor připojenou pneumatickou pružinu. Celou tíhu odpěrování částí nad přední nápravou musí převzít levá pružina. Zvětší se také zatížení pružin na pravé straně zadní nápravy. Pružiny na levé straně zadní nápravy vyrovnávají jen moment $M = gma$ tíhy odpěrování částí vzhledem k diagonále d , která prochází těžištěm efektivních ploch zde umístěných pružin. Prokázaly to nejen laboratorní zkoušky, ale také provozní zkušenosti s autobusy Karosa, pro jejichž pérování byly původně použity čtyři regulátory [54]. Jejich nastavba je ovšem relativně značně torzně tuhá.



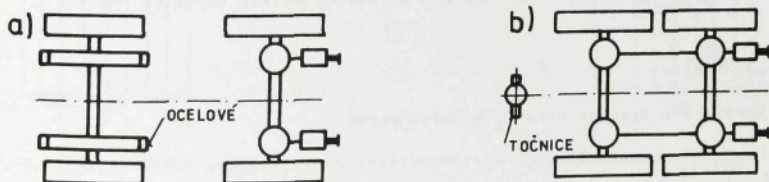
Obr. 4.9. Pneumatické pérování se čtyřmi regulátory: 1 - přední náprava, 2 - zadní náprava, 3 - pružina, 4 - regulátor



Obr. 4.10. Uchycení táhel regulátoru na společné ose

Uvedené problémy odpadají, použije-li se na jedné z náprav se dvěma regulátory autorem navržené řešení [157], jehož princip je patrný z obr. 4.10. V tomto případě regulátory na naklání nápravy nereagují.

U nákladních automobilů bývá pneumatické pérování často jen na zadní nápravě. Na přední nápravě bývají pružiny ocelové. Návěsy mají jen nápravy zadní. Přední části spočívají na točnicích tačce. V obou případech je proto poloha přední části nastavby a neodpěrování částí již určena. Pro regulaci pneumatických pružin na zadním konci nastavby jsou nutné dva regulátory /obr. 4.11/ má-li být její poloha určena jednoznačně.

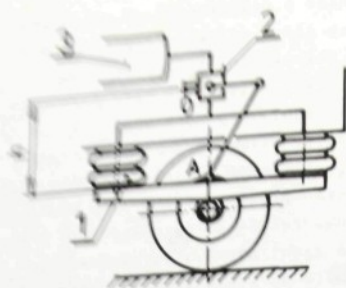


Obr. 4.11. Příklady použití dvou regulátorů: a - nákladní automobil, b - návěs

Zásady platné pro regulaci pneumatického pérování vozidel je třeba respektovat také v jiných případech pružného pneumatického uložení hmot.

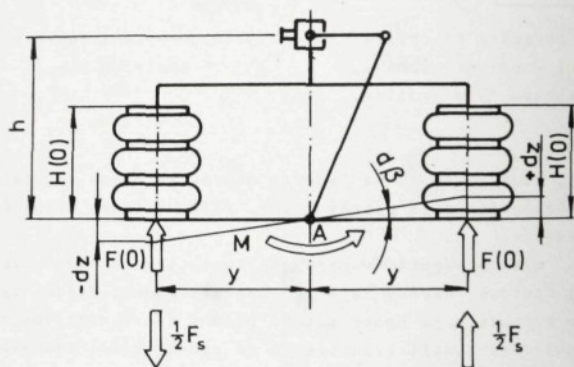
d) Účinek spojení pneumatických pružin

Vliv vzájemného spojení pneumatických pružin se společným regulátorem /obr. 4.7/ se projevuje při statických náklonech nápravy [173]. Dochází k nim při jízdě zatáčkou, při bočním větru nebo při jízdě terénem s příčným sklonem. Vzniklý rozdíl zatížení a deformací pružin obou bočních stran vozidla způsobí tlakový spád, který se prouděním vzduchu do jisté doby vyrovná. Z praxe je známo, že se tím na nápravě s jedním regulátorem vý-



Obr. 4.12. Spojené pružiny se společným regulátorem na stejné straně nápravy: 1 - pružina, 2 - regulátor, 3 - vzduch

rovnováhu této soustavy je možno zkoumat opět pomocí principu virtuálních prací. Lze si představit, že virtuální úhlovou výchylku $d\beta = dz/y$ nápravy vyvolá klopný moment M dvojice sil $1/2 F_s$ působících na spojené pružiny, v nichž je vzduch o stejném tlaku p . Virtuální práce vykonaná dvojicí sil $1/2 F_s$ je rovna přírůstku potenciální energie spojených pneumatických pružin. Je-li dV_s změna objemu spojených pružin, pak



Obr. 4.13. Geometrické a silové poměry při virtuální úhlové výchylce nápravy

$$F_s dz = p_p (-dV_s) .$$

Po formální úpravě pro výpočet síly F_s vychází vztah

$$F_s = p_p \left(- \frac{dV_s}{dz} \right) = p_p S_s ,$$

v němž

$$S_s = - \frac{dV_s}{dz}$$

značí efektivní plochu spojených pneumatických pružin. Vztah

$$U_s = \frac{dS_s}{dz}$$

razně snižuje rotační tuhost pneumatického převodu i příčná stabilita nastavby. Vzájemným spojením společně regulovaných pružin se také snižuje podélná rotační tuhost pneumatického převodu na nápravách, kde je uspořádáno způsobem podle obr. 4.12. Účinkem momentů působících při rozjezdu a brzdění může docházet k nadměrnému klonění náprav. V některých případech proto musí být stabilizovány zvláštním vedením.

Na obr. 4.13 jsou znázorněny dvě stejné, vzájemně spojené pružiny, umístěné ve vzdálenosti $2y$. Mají společný regulátor, jehož kyvná ovládací páka je táhlem spojena se středem nápravy v bodě A. Na její úhlové výchylky kolem tohoto bodu zřejmě regulátor nereaguje.

Pokud na nápravu nepůsobí klopný moment, mají obě pružiny stejnou statickou výšku $H(0)$ a jsou zatíženy stejnou statickou silou $F(0)$. Statickou

definuje jejich ukazatel. Pro výpočet geometrických charakteristik /kvůli stručnosti zde není uvažován vliv přetlaku vzduchu na geometrické charakteristiky, viz kap. 3.2/ spojených pružin v závislosti na deformaci zřejmě platí vztahy

$$V_s(z) = V(+z) + V(-z) , \quad /4.23/$$

$$S_s(z) = S(+z) - S(-z) , \quad /4.24/$$

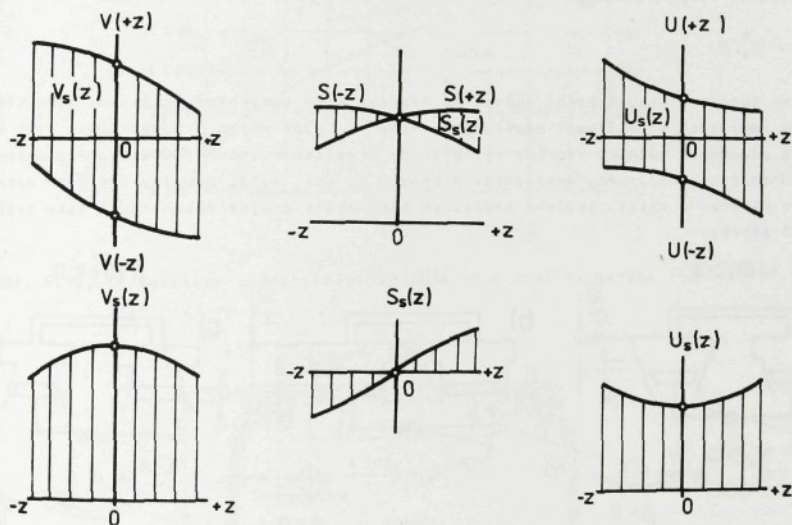
$$U_s(z) = U(+z) + U(-z) \quad /4.25/$$

a pro výpočet přetlaku vzduchu vztah

$$p_p(z) = p(0) \left[\frac{2V(0)}{V(+z) + V(-z)} \right]^n - p_a . \quad /4.26/$$

zde značí $p(0)$ - regulovaný absolutní tlak vzduchu, $V(0)$ - objem pružiny při statické výšce, p_a - tlak atmosférický. Při statických úhlových výchylkách je změna stavu vzduchu izotermická $/n=1/$.

Způsob grafického sestrojení geometrických charakteristik spojených pneumatických pružin je patrný z obr. 4.14.



Obr. 4.14. Sestrojení geometrických charakteristik spojených pneumatických pružin

Má-li být stav uvažované soustavy /obr. 4.13/ rovnovážný, musí mít její potenciální energie a celkový objem extrémní hodnotu. S použitím vztahu /4.19/ stačí podmínku extrému vyjádřit rovnicí

$$F_s = p_p \left(- \frac{dV_s}{dz} \right) = p_p S_s = 0 .$$

Podmínka je zřejmě splněna při nulové úhlové výchylce nápravy, kdy jsou při $p_p > 0$, $z = 0$ efektivní plochy obou pružin stejné a mají hodnotu $S(0)$. Druh statické rovnováhy lze posoudit podle hodnoty derivace

$$\frac{dF_s}{dz} = \frac{dp_p}{dz} S_s + \frac{dS_s}{dz} p_p = np \frac{S_s^2}{V_s} + p_p U_s = k_s^T, \quad (4.21)$$

kteřá udává translační tuhost obou pružin v soustavě při úhlových výchylkách nápravy. Pro rovnovážný stav $z = 0$ se vztah zjednodušuje a má tvar

$$\left(\frac{dF_s}{dz}\right)_{z=0} = p_p(0) U_s(0) = 2F(0) \frac{U(0)}{S(0)} = k_s^T(0). \quad (4.22)$$

Zde

$$k_s(0) = F(0) \frac{U(0)}{S(0)}$$

(4.23)

je translační tuhost každé z pružin. Pneumatické pružiny mohou mít $U(0) \gtrless 0$, a proto může být rovnovážný stav uvažované soustavy stabilní /pro $U > 0$ /; indiferentní /pro $U = 0$ / nebo labilní /pro $U < 0$ /.

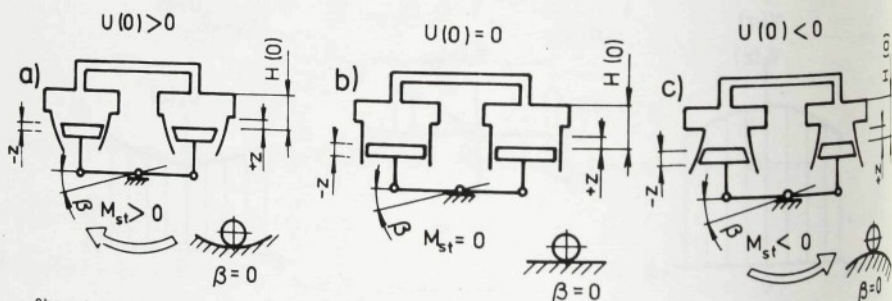
Rotační tuhost k_s^R uvažované soustavy se vypočítá ze vztahu

$$k_s^R = k_s^T y^2$$

a stabilizační /vratný/ moment M_{st} při úhlové výchylce β ze vztahu

$$M_{st} = k_s^R \beta.$$

Rotační tuhost i stabilizační moment na nápravách se spojenými pružinami jsou vždy menší než na nápravách s pružinami oddělenými. Mohou nabývat nejen kladných, ale také nulových nebo záporných hodnot. Všechny tři případy statické rovnováhy uvažované soustavy jsou zjednodušeně znázorněny náhradními schématy na obr. 4.15. Pružiny zde jsou nakresleny jako pístové s válci, jejichž průřez se mění podle stejné zákonitosti jako jejich efektivní plochy.

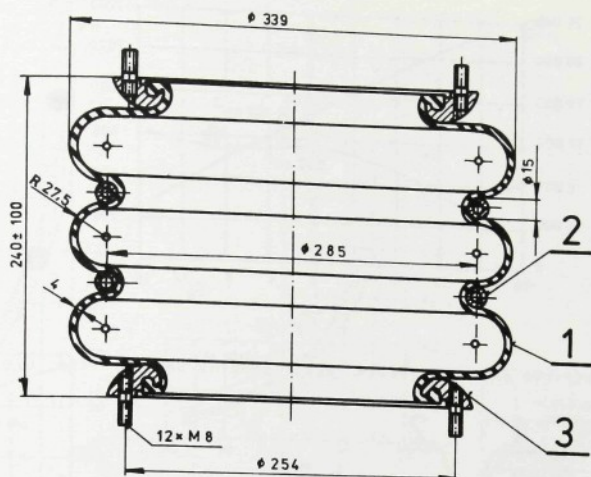


Obr. 4.15. Náhradní schéma tří druhů rovnovážných soustav: a - stabilní, b - indiferentní, c - labilní

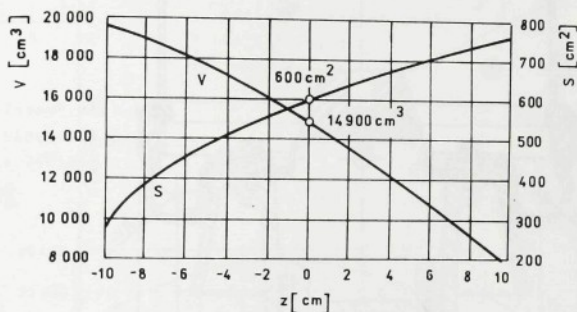
e/ Charakteristiky oddělených a spojených pneumatických pružin

Pro pérování autobusů a užitkových vozidel se dnes nejvíce používají tyto tři základní typy pneumatických pružin: pružiny vlnovcové /dvou až čtyřvlnové/, pružiny vakové a pružiny membránové. Dále vyobrazené a popsané pružiny, které tyto tři typy reprezentují, byly vybrány tak, že mají srovnatelné rozměry a únosnost. Při předepsané statické výšce nápravy byl tlak vzduchu regulován v rozsahu 100 - 700 kPa. Znázorněné geometrické a zatížovací charakteristiky byly vyšetřeny při tlaku 500 kPa.

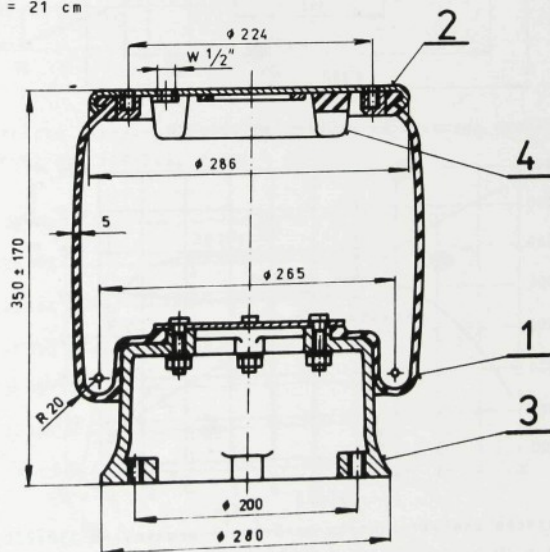
Vlnovcová pneumatická pružina Karosa 340x240 /obr. 4.16/ má třívlnový vlnovec 1, mezi vlnami jsou dva oddělovací kroužky 2 svařené z ocelové trubky. Na obou koncích jsou tvarové



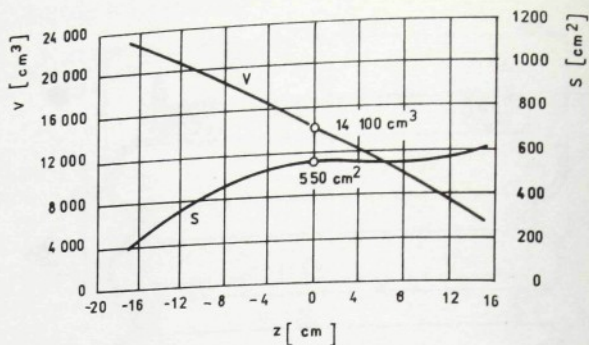
Obr. 4.16. Třívlnová vlnovcová pneumatická pružina Karosa 340x240 /VT 240-30/



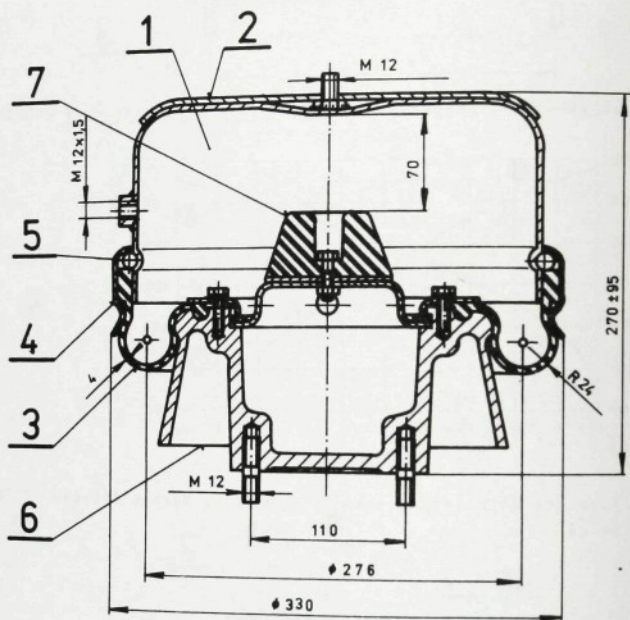
Obr. 4.17. Geometrické charakteristiky vlnovcové pružiny Karosa 340x240 /VT 240-30/,
U/O/ = 21 cm



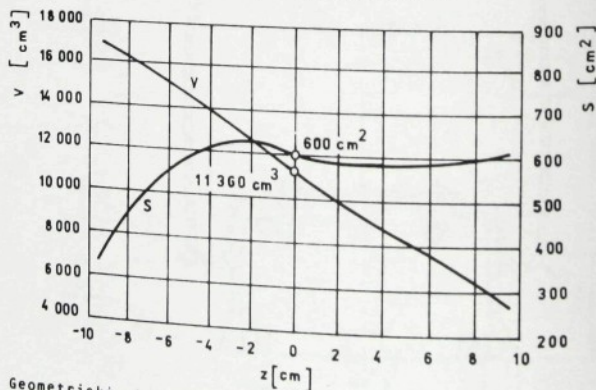
Obr. 4.18. Vaková pneumatická pružina Saga-Pirelli



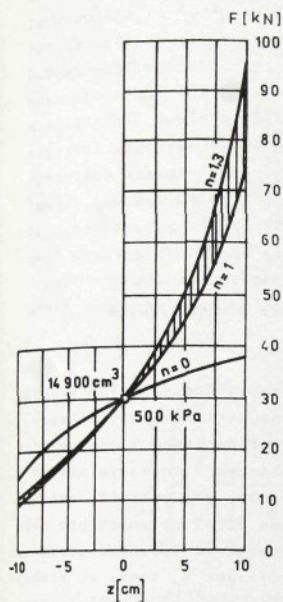
obr. 4.19. Geometrické charakteristiky vakové pružiny Saga-Pirelli, $U/0 = 0$



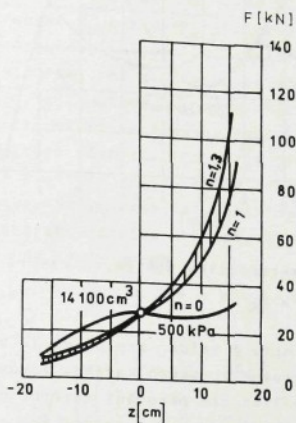
obr. 4.20. Membránová pneumatická pružina AB 330x270



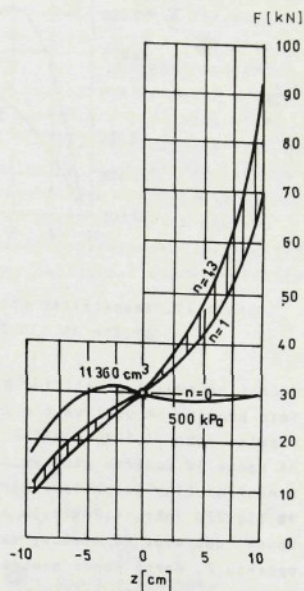
obr. 4.21. Geometrické charakteristiky membránové pružiny AB 330x270, $U/0 = -20,5$ cm



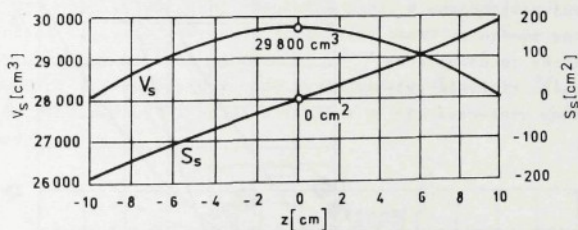
Obr. 4.22. Zatěžovací charakteristiky vlnovcové pružiny Karosa 340x240 /VT 240-30/



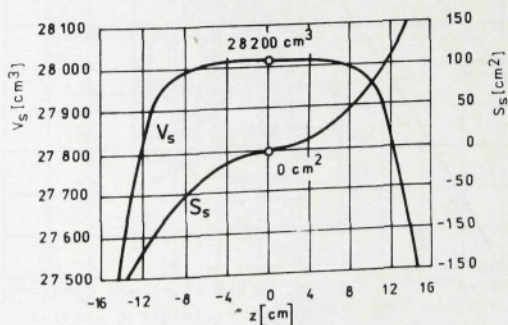
Obr. 4.23. Zatěžovací charakteristiky vakové pružiny Saga-Pirelli



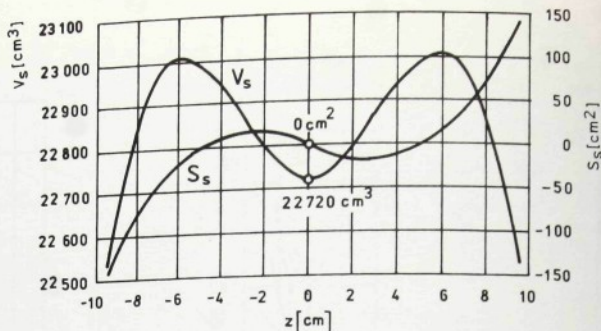
Obr. 4.24. Zatěžovací charakteristiky membránové pružiny AB 330x270



Obr. 4.25. Geometrické charakteristiky spojených vlnovcových pneumatických pružin Karosa 340x240, $U_s/0/ = 42$ cm



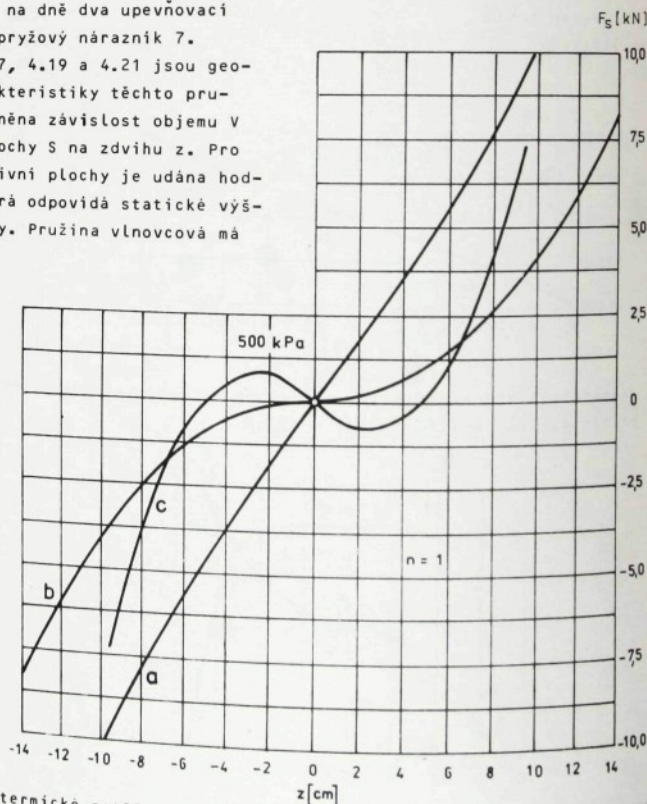
Obr. 4.26. Geometrické charakteristiky spojených vakových pneumatických pružin Saga-Pirelli, $U_s/0/ = 0$



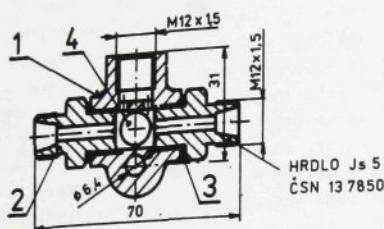
Obr. 4.27. Geometrické charakteristiky spojených membránových pneumatických pružin AB 330x270, $U_s/0/ = -41$ cm

rované příruby 3 ze slitiny hliníku a každá z nich má 12 závrtných upevňovacích šroubů. Tato pružina se používá pro pérování autobusů Karosa. Vaková pneumatická pružina Sapi-Pirelli /obr. 4.18/ se běžně používá pro pérování návěsů. Je tvořena vakem 1, jehož horní konec je uzavřen plochým plechovým dnem 2 a spodní konec válcovým hliníkovým pístem 3. Uvnitř pružiny je pryžový nárazník 4 prstencového tvaru. Membránová pneumatická pružina AB 330x270 /obr. 4.20/ byla použita pro pérování autobusů Karosa ŠD 11 určených pro dálkovou dopravu. Má ocelový válec 1, jehož dno s upevňovacím šroubem je zpevněno plechovou opěrkou 2. Horní konec membrány 3 je k válci uchycen dělenou objímkou 4, která se stabilizuje šroubem a je proti axiálnímu posuvu pojištěna kroužkem 5 zhotoveným z drátu. Dolní konec membrány je uchycen k hliníkovému pístu 6, který má na dně dva upevňovací šrouby a nese pryžový nárazník 7.

Na obr. 4.17, 4.19 a 4.21 jsou geometrické charakteristiky těchto pružin. Je znázorněna závislost objemu V a efektivní plochy S na zdvihu z . Pro ukazatel efektivní plochy je udána hodnota $U/0$, která odpovídá statické výšce $H/0$ pružiny. Pružina vlnovcová má



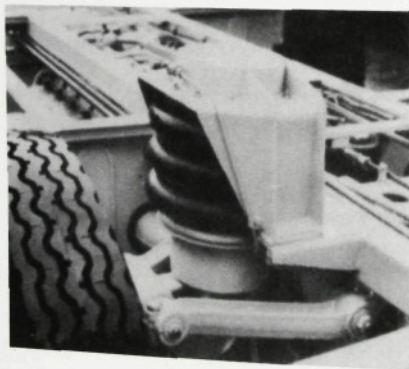
Obr. 4.28. Izotermické zatěžovací charakteristiky dvojic spojených pneumatických pružin: a - pružiny vlnovcové, b - pružiny vakové, c - pružiny membránové



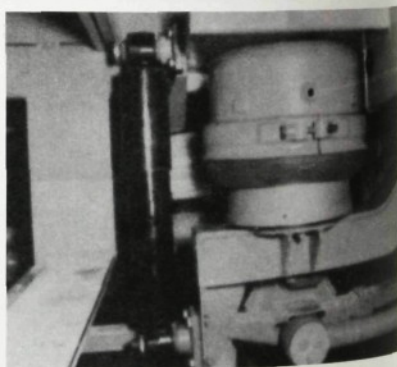
Obr. 4.31. Omezovací ventil 179:
1 - těleso, 2 - přívod se
dvěma otvory, 3 - vývod se
sedlem s obvodovými vrypy,
4 - kulička

g/ Pneumatické pérování našich automobilů

Po předchozích úspěšných zkouškách pneumatického pérování na členěném autobusu Škoda RT0-K [51] byla v roce 1964 zahájena sériová výroba autobusů Karosa ŠM, ŠL a ŠD-11 pro městskou a dálkovou dopravu [52]. Autobusy městské měly pružiny vlnovcové [obr. 4.16], dálkové měly pružiny membránové [obr. 4.20]. Z nich byly odvozeny také sériově vyráběné trolejbusy ŠKODA 9 TrP. V roce 1980 byly nahrazeny modernizovanými typy řady C 730 [54] s vlnovcovými pružinami [50]. Dosud se u nás vyrobilo víc jak 40 tis. autobusů s pneumatickým pérováním v celkové hodnotě přes 15 mld. Kčs. V roce 1967 byly postaveny také dva prototypy členěných autobusů Karosa ŠM [53], které ale nebyly zavedeny do sériové výroby. Dnes se pro sériovou výrobu připravují nové členěné autobusy Karosa odvozené z autobusů řady C 730. Budou mít vysokotlaké vlnovcové pružiny. Pro inovaci pérování autobusů jsou také připraveny pružiny vakové [57, 58].



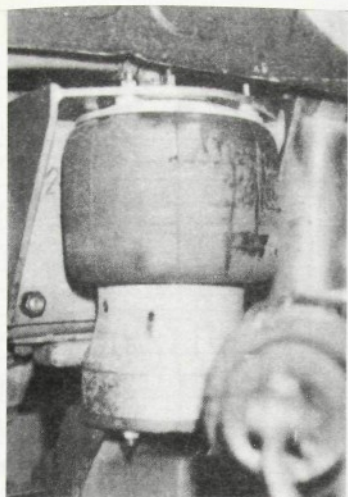
Obr. 4.32. Vlnovcová pružina na přední
nápravě autobusu Karosa



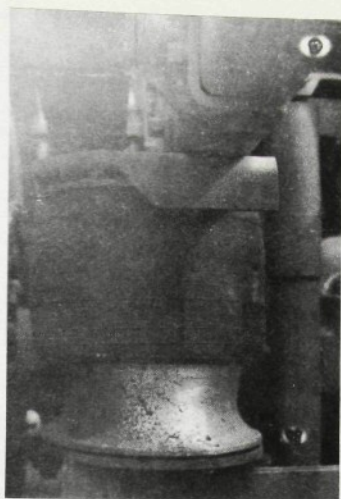
Obr. 4.33. Membránová pružina na zadní
nápravě autobusu Karosa

Vlnovcové [50] a alternativně vakové [57, 58] pružiny byly použity pro pérování chladírenských návěsů a návěskových podvozků Nk /Brandýské strojírny a slévárny/ pro kontejnery [98]. Spolu s ocelovými se jako přidavné používají vakové pružiny [57, 59] na přední nápravě [obr. 4.34] nákladních automobilů LIAZ. Na zadní nápravu [obr. 4.35] byly původně montovány rovněž vakové pružiny [58], později byly nahrazeny pružinami vlnovcovými [50]. Sériově se vlnovcové pružiny [55] používají pro pérování zadní nápravy speciálních automobilů TATRA T 815 AGRO. Pro pérování dalších typů nákladních automobilů Tatra

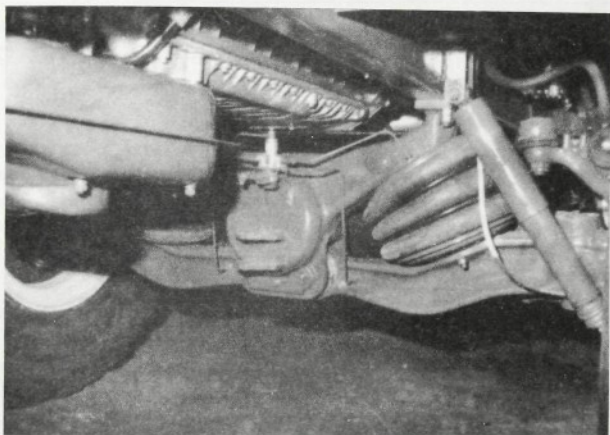
Na obr. 4.31 je autorem navržený kuličkový omezovací ventil [79, 104]. Při regulaci proudí vzduch mezi regulátorem a pružinami dvěma otvory přívodu a udržuje kuličku prostřed mezi sedly vývodů. Jestliže se po ukončení regulace vytvoří úhlovou výchylkou nápravy tlakový spád na pružině, dosedne kulička na sedlo. Sedla mají na obvodu mělké vrypy, které seškrcejí příčkový průřez asi na 1 mm². Účinek tohoto seškrčení je prakticky stejný, jako kdyby byly pružiny vzájemně odděleny. U omezovacího ventilu ovlivňují funkci setrvačné síly působící na kuličku. Je proto účelné volit správně polohu osy ventilu a zapojit jeho vývody tak, aby setrvačné síly kuličku na sedla přitlačovaly [100, 104].



Obr. 4.34. Přední náprava automobilu LIAZ



Obr. 4.35. Zadní náprava automobilu LIAZ



Obr. 4.36. Zadní náprava automobilu TATRA

se začínají zkoušet vlnovcové pružiny vysokotlaké [135]. Fotografie zadní nápravy s vlnovcovými pružinami je na obr. 4.36. S vlnovcovými pružinami se počítá také pro pérování zadní nápravy perspektivního středního nákladního automobilu BAZ, jehož výroba má být zahájena v roce 1990 v Bratislavských automobilových závodech.

Náročný požadavek pohodlné jízdy dnes poměrně dobře splňují nákladní automobily Avia A 20. Pro pérování obou náprav se sériově používají šroubovitě ocelové pružiny. Přesto i zde přineslo použití vakových pružin [59] na zadní nápravě významné zlepšení. Tab. 4.1. obsahuje výsledky porovnávacích měření svislého kmitání podlahy skříně nad zadní nápravou při jízdě předepsanými rychlostmi po standardních zkušebních vozovkách národního podniku Tatra v Kopřivnici [60].

Vlnovcové pružiny [181] autor práce s úspěchem zkoušel také pro přidavné pérování zadní nápravy osobních automobilů Lada, Dacia a Cortina. Vakové pružiny [61] použil Státní statek Kladruby pro pérování obou náprav dvou závodních kočárů.

Tab. 4.1. Svislé kmitání podlahy skříně automobilu Avia A20 nad zadní nápravou s ocelovými a pneumatickými pružinami

Zkušební vozovka / rychlost /	Pružiny	a_{ef}	a_v	f_p	v_{ef}	a_0	s_0
		$[ms^{-2}]$	$[ms^{-2}]$	$[Hz]$	$[ms^{-1}]$	$[ms^{-2}]$	$[mm]$
PAVE bulžínky /15 km/h/	prázdný	ocel	4,5	28,8	2,0	118	2,1
		pneu	3,1	16,8	1,4	127	1,6
	plný	ocel	3,4	26,6	1,2	219	2,7
		pneu	2,8	10,4	1,6	144	2,0
	prázdný	ocel	4,0	26,3	8,0	14,2	1,0
		pneu	2,7	12,4	7,2	6,5	0,4
	plný	ocel	2,3	10,1	1,4	54,4	0,7
		pneu	2,4	28,8	1,2	62,6	0,7
belgická mostovka 5 km/h	prázdný	ocel	4,2	28,9	2,2	123	2,4
		pneu	2,9	14,5	1,6	155	2,2
	plný	ocel	3,6	12,7	1,4	278	3,5
		pneu	2,4	10,1	1,4	159	2,0
							13,3
							26,4
							35,3
							20,3
							0,3
							0,3
							8,3
							11,3
							12,3
							21,3
							44,3
							25,3

Poznámky:

prázdný - bez zatížení, plný - se zatížením 2 000 kg, ocel - ocelové pružiny na zadní nápravě, pneu - pneumatické pružiny na zadní nápravě, a_{ef} - efektivní hodnota zrychlení v pásmu 0,2 - 80 Hz, a_v - max. hodnota zrychlení v pásmu 0,2 - 80 Hz, f_p - převládající/dominantní/ harmonické složky kmitočtového spektra, v_{ef} - efektivní hodnota rychlosti na kmitočtu f_p , a_0 - amplituda zrychlení na kmitočtu f_p , s_0 - amplituda výchylky na kmitočtu f_p .

4.3. Uložení skříně na odpérovacím podvozku automobilu PRAGA V3S

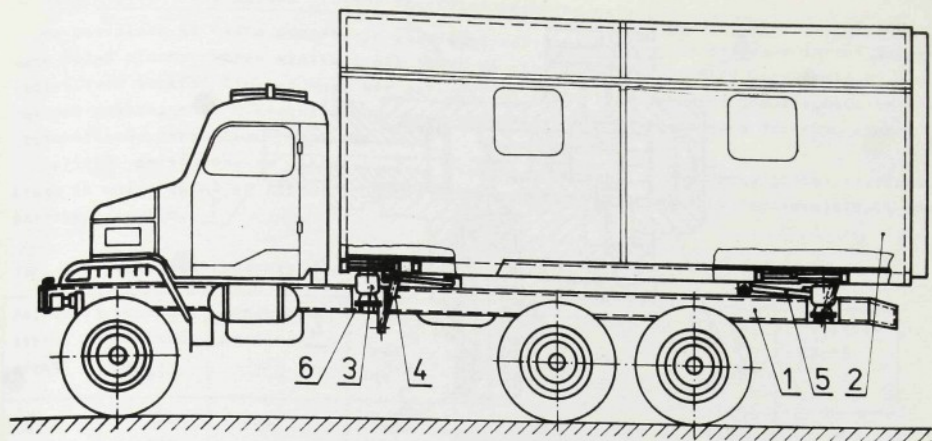
Provozně spolehlivý střední nákladní automobil Praga V3S má velmi nekalitní převodní klasickými ocelovými listovými pružinami. Jízda tímto automobilem je pro řidiče i spolucestujícího namáhavá a únavná. Rovněž osoby a náklad přepravované ve skříně trpí otřesy, které vyvolává jízda po silničních nebo terénních nerovnostech. Vozidlo proto není vhodné pro přepravu nemocných nebo raněných osob ani pro přepravu na otřesy citlivého nákladu, například přístrojové, měřicí a výpočetní techniky.

Zvláštní norma pro přepravu raněných osob požaduje, aby střední kvadratická hodnota vertikálního zrychlení v pásmu 1 až 100 Hz nepřesahovala $0,25 g = 2,45 ms^{-2}$ a ojedinelé maximální hodnoty byly menší jak $0,75 g = 7,36 ms^{-2}$ při jízdě po rozrušené vozovce rychlostí 30 km/h na hranici ovladatelnosti vozidla. Požadavek normy se podařilo splnit originálně řešeným pneumatickým uložením skříně na odpérovacím podvozku vozidla PRAGA V3S. Systém automatické regulace stále statické výšky byl doplněn jednoduchým pneumatickým havacím zařízením [164, 175], které umožňuje vypouštět pneumatické pružiny a snižovat výšku nástavby při podjezdu pod překážkami nebo při přepravě vozidla po železnici nebo na lodi.

a/ Konstrukční uspořádání pneumatického uložení

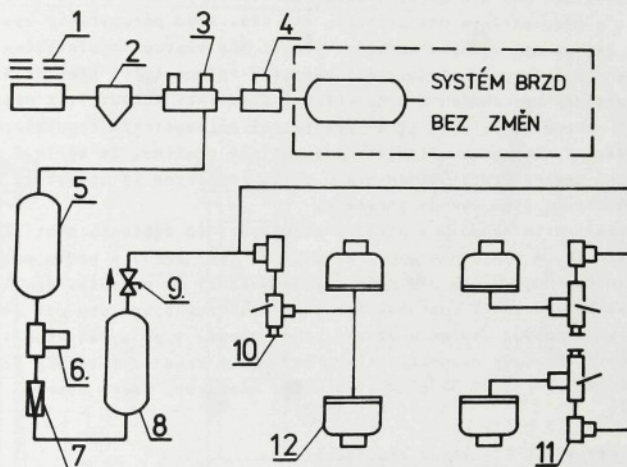
Skříně velkokapacitního sanitního vozidla Praga V3S (obr. 4.37) má hmotnost 1 840 kg, hmotnost 2 000 kg má přepravovaný náklad/osoby, lehátka, sedadla, sanitní zařízení/.

Pro pružné pneumatické uložení skříně byly zvoleny čtyři vakové pneumatické pružiny VV 240-10 s pístem PP 09-06 [117, 117]. Pružiny se opírají v rozích skříně o vystupující podlahu a jsou nesené svařovanými konzolami, které jsou příčně uchyceny na bocích blat-



Obr. 4.37. Pružné pneumaticky uložená skříň automobilu PRAGA V3S:

- 1 - rám podvozku, 2 - skříň, 3 - pneumatická pružina, 4 - tlumič, 5 - stabilizátor, 6 - příčná konzola

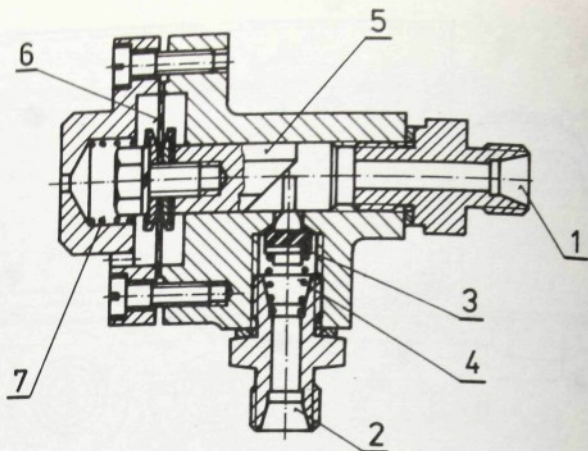


Obr. 4.38. Rozvod stlačeného vzduchu a systém regulace: 1 - kompresor, 2 - plnič pneu, 3 - dvoukomorový vyrovnávač tlaku, 4 - redukční ventil, 5 - zásobní vzduchojem, 6 - přepouštěcí ventil, 7 - zpětný ventil, 8 - pomocný vzduchojem, 9 - dvoucestný uzavírací kohout, 10 - regulátor, 11 - speciální zpětný ventil, 12 - pneumatická pružina

ních podélných nosníků rámu podvozku. Ke každé pružině je paralelně připojena dvojice sériově vyráběných hydraulických tlumičů kmitů PA 26x180 /n.p. Autobrzdy Jablonec/. Svislý pohyb skříň je vymezen ocelovými lanky a pryžovými nárazníky na horní ploše rámu, které umožňují nouzovou jízdu vozidla při poruše rozvodu stlačeného vzduchu. Mezi skříň a rámem podvozku jsou dva příčné stabilizátory z přední nápravy automobilu LIAZ, jejichž podélná ramena vytvářejí vodící paralelogram.

b/ Úpravy rozvodu stlačeného vzduchu a systém regulace

Schéma úprav rozvodu stlačeného vzduchu na vozidle a regulace pneumatických pružin



Obr. 4.39. Speciální zpětný ventil: 1 - přívod, 2 - vývod, 3 - zpětná kuželka, 4 - pružina, 5 - posuvná tyč, 6 - membrána, 7 - pružina

je na obr. 4.38. Za kompresor 1 a plnič pneu 2 byl místo jednodukového vyrovnáče tlaku s výfukem při přetlaku 600 kPa zařazen dvoukomorový vyrovnáče tlaku 3 s výfukem při přetlaku 800 kPa a s přepouštěním při přetlaku 450 kPa. Před pneumatický systém brzd, který zůstal beze změny, byl zařazen redukční ventil 4 s výstupním přetlakem 600 kPa. Za zásobní vzduchojem 5 byl umístěn přepouštěcí ventil 6 /přepouštěcí přetlak 450 kPa/, dále zpětný ventil 7, pomocný vzduchojem 8 a dvoucestný uzavírací kohout 9. K němu jsou připojeny tři speciální zpětné ventily 11 [164] předřazené automatickým regulátorům 10 [334] stále statické výšky, k nimž jsou připojeny pneumatické pružiny. Ze sériově vyráběných regulátorů byl běžný zpětný ventil demontován. Jeden regulátor je uprostřed přední části skříně, na zadní části jsou dva po stranách.

Při otevřeném uzavíracím kohoutu 9 udržují regulátory 10 zvolenou statickou výšku pneumatických pružin 12, a tím i nastavby. Reagují na její změny a podle potřeby stlačený vzduch do pružin doplňují ze zdroje nebo jej vypouštějí do ovzduší. Speciální zpětné ventily 11 /obr. 4.39/ zabráňují opačnému proudění stlačeného vzduchu při pérování, kdy se mění směr tlakového spádu. Zavřením uzavíracího kohoutu 9 se vyřadí speciální zpětné ventily 11 z činnosti. Reagují na pokles tlaku vzduchu v komoře. Stlačený vzduch unikne z pružin přes uzavírací kohout 9 do ovzduší a výška nastavby, která dosedne na pryžové nárazníky, se sníží.

c/ Výsledky měření při ověřovacích zkouškách

Při ověřovacích zkouškách bylo provedeno měření a vyhodnocení svislého zrychlení na podlaže přední části skříně /600 mm od přední stěny/ a zadní části skříně /1 000 mm od zadní stěny/ za jízdy rychlostí 30 km/h po vozovce rozeušené tak, že vozidlo bylo na hranici ovladatelnosti. S nákladem 500, 1 500, a 2 000 kg bylo zrychlení registrováno měřicím magnetofonem vždy na stejném úseku vozovky po dobu 40 s. Skříně byla při měření alternativně uložena jednak na pneumatických pružinách a jednak na pryžových náraznících, ověřit způsob uložení odpovídá sériovému řešení. Vyhodnocení magnetofonových záznamů bylo provedeno počítačem Hewlett-Packard 9825. Výsledkem vyhodnocení /tab. 4.2/ jsou maximální hodnoty $a_{\max}$ zrychlení a směrodatné odchylky S zrychlení vypočítané podle ČSN 01 0230, neboť zvláštní norma způsob výpočtu střední kvadratické hodnoty blíže nestanoví. Je zřejmé, že při uložení skříně na pneumatických pružinách jsou požadavky normy pro přepravu raněných splněny. Dlouhodobé zkoušky prokázaly také bezporuchový provoz systému i dobrou ovladatelnost vozidla. Problematiku uložení skříně vozidla Praga V3S na vakových a také na vlnkových pružinách teoreticky řešil autorův aspirant v práci [177].

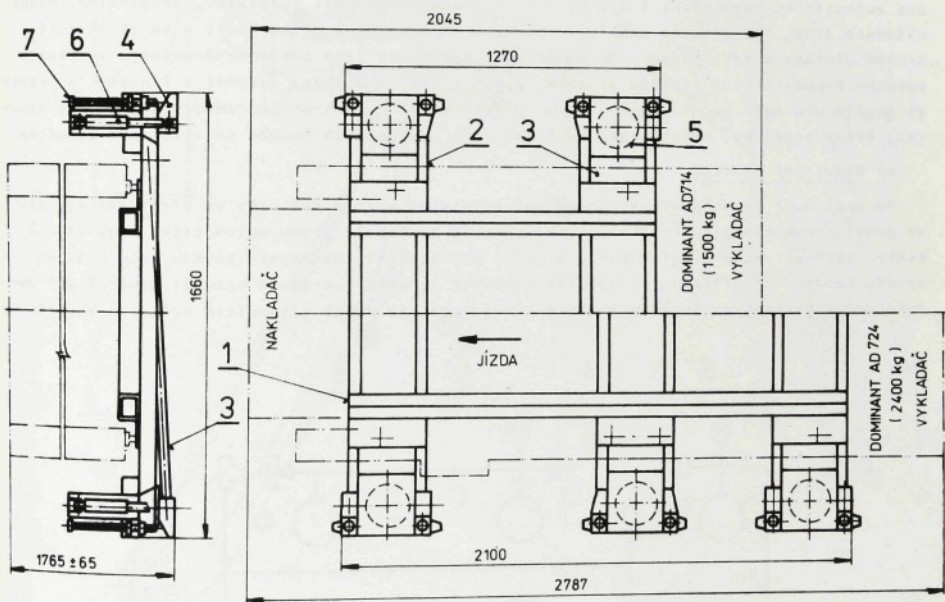
4.4. Stavebníkový systém uložení speciální techniky na vozidlech

Na vozidlech se často přepravuje speciální zařízení citlivé na otřesy a torzní deformace ložné plochy, které vznikají při jízdě po silničních a terénních nerovnostech. Pro spolehlivou funkci činnost musí být zařízení na stanovišti ustaveno a zafixováno ve vhodných polohách, a to v krátké době a s co nejmenšími nároky na počet a fyzickou námahu obsluhujícího personálu.

Zařízení umístěvaná na vozidlech jsou tvarově, rozměrově i hmotností značně rozdílná. Proto je univerzálnější řešení pružného uložení možné jen s použitím regulovatelných pneumatických pružin.

Tab. 4.2. Maximální hodnoty a směrodatné odchylky zrychlení

Pořadové číslo měření	Hmotnost nákladu [kg]	Pneumatické pružiny	Přední část skříně		Zadní část skříně		Vyhovuje normě
			$a_{\max}$ [ms ⁻²]	S [ms ⁻²]	$a_{\max}$ [ms ⁻²]	S [ms ⁻²]	
1	500	ano	6,1	1,99	5,9	2,38	ano
2	500	ne	9,0	4,95	13,5	4,88	ne
3	1 500	ano	9,1	1,10	4,3	1,45	ano
4	1 500	ne	10,7	3,58	14,1	4,50	ne
5	2 000	ano	3,9	0,95	4,3	1,22	ano
6	2 000	ne	7,4	3,72	11,7	3,47	ne



Obr. 4.40. Schéma univerzální pneumatické podložky v úpravě pro tiskový stroj AD 714 a AD 724: 1 - nosný rám, 2 - příčný závěs, 3 - vodící rameno, 4 - podstavec, 5 - pružina, 6 - tlumič, 7 - blokovací mechanismus

a/ Konstrukční uspořádání pneumatické pružiny

Pro pružné ukládání speciální techniky na vozidlech byla navržena originální, stavebnicovým způsobem řešená univerzální regulovatelná pneumatická podložka [187]. Pro připevňovaný objekt /obr. 4.40/ má rozměrově přizpůsobený svařovaný nosný rám, který je na ložné ploše umístěn v podélné ose vozidla. Rám spočívá na příčných pneumatických závěsech, které mají převislé konce podepřeny automatickými pružinami uchycenými na podstavcích. Závěsy mají torzní i ohybové pružné poddajná kyvná vodící ramena, která zachycují podélné a příčné vodorovné svislé síly. Délka příčných pneumatických závěsů se přizpůsobuje šířce pružné uloženého objektu a nosného rámu. Délka převislých konců závěsů a vodících ramen zůstává stejná. Počet a umístění závěsů se volí podle hmotnosti a polohy těžiště neseného objektu.

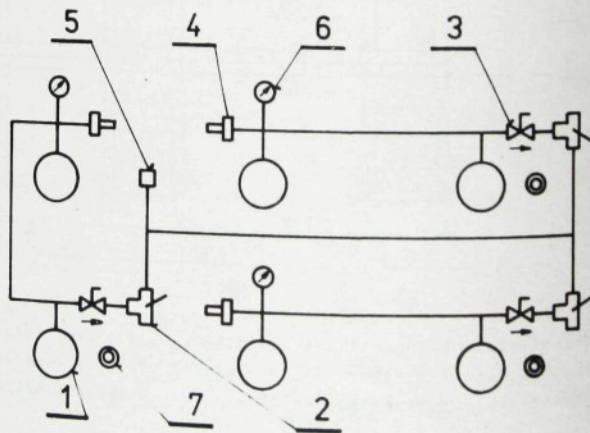
Na závěsech mohou být použity montážně zaměnitelné jednovlnové /VJ 80-07/, dvouvláknové /VD 135-07/, třívláknové /VT 190-07/ pružiny [194] s efektivní plochou $S_z/0 \approx 150 \text{ cm}^2$ nebo vakové pružiny VV 240-10 [61, 113, 117] s efektivní plochou $S_z/0 \approx 200 \text{ cm}^2$. Přetlak vzduchu lze regulovat s mezích 100 až 700 kPa. To znamená, že každý závěs může být zatížen objektem hmotnosti 300 až 2 000 kg. Pneumatická podložka byla řešena pro objekty hmotnosti 0,6 až 6 Mg. Problematikou optimalizačních výpočtů konstrukčního uspořádání podložky se podrobně zabýval autorův aspirant v práci [198].

Na konci každého závěsu je pryžový nárazník, který umožňuje nouzovou jízdu při poruše pneumatického rozvodu a dvě ocelová lanka pro omezení zdvihů. Dále zde mohou být dva tlumiče kmitů /typ P 26x175/ a dva originálně řešené blokovací mechanismy [190], které na stanovišti umožňují vyřadit pružné uložení z činnosti a nesený objekt pevně podepřít a zafixovat.

Pro regulaci pneumatických pružin je na předním závěsu jeden a na zadním závěsu jsou dva automatické regulátory [333] stálé statické výšky. Mají speciální, originálně řešené ovladače [188, 189], které umožňují regulovanou statickou výšku měnit a na stanovišti pružné uložený objekt ustavit do vodorovné, popřípadě jiné předepsané polohy. V případě poruchy pneumatického rozvodu je možno automatické regulátory vyřadit z činnosti a regulaci pružin provádět ručně pomocí tří dušových ventilů a náhradního zdroje stlačeného vzduchu, který tvoří buď vysokotlaká hustilka nebo vysokotlaká nádoba se stlačeným vzduchem.

b/ Regulační systém

Na obr. 4.41 je schématicky znázorněn regulační systém podložky se třemi závěsy, tj. se šesti pneumatickými pružinami 1. Na předním závěsu je jeden automatický regulátor 2 stálé statické výšky s ovladačem pro ruční nastavování, na zadním závěsu jsou dva. Na vývodu každého regulátoru je dvoucestný kohout 3, který umožňuje uzavřít pružiny při poruše pneumatického rozvodu na vozidle a regulovat je ručně s použitím dušových ventilů 4.

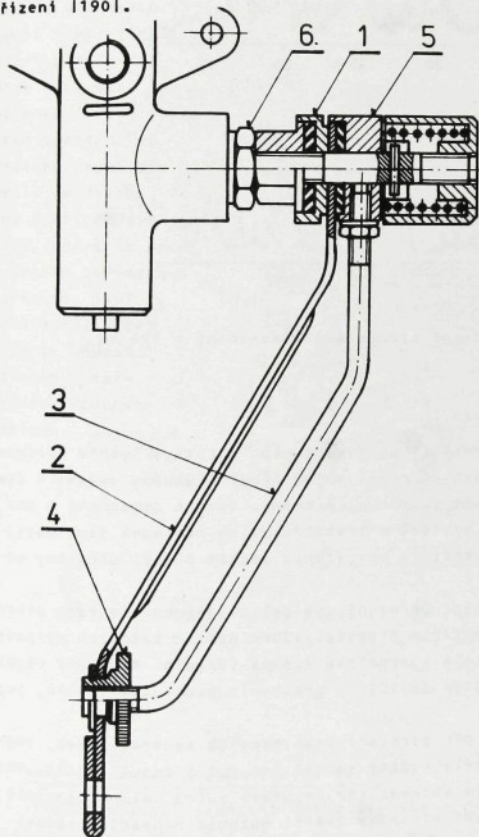


Obr. 4.41. Schéma regulačního systému podložky se třemi příčnými závěsy:
1 - pružina, 2 - regulátor s ovladačem, 3 - uzavírací kohout,
4 - dušový ventil, 5 - přípojka, 6 - manometr, 7 - vodovádě

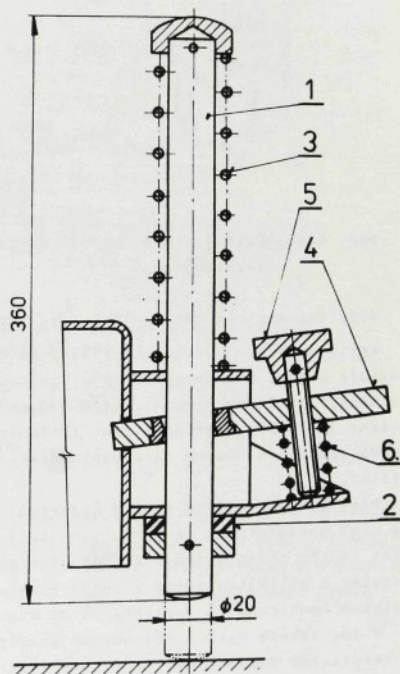
přívody regulátorů mají společnou přípojku 5 ke zdroji stlačeného vzduchu. Systém obsahuje kontrolní manometry 6 a je doplněn kontrolními přístrojovými vodovými 7. Ovladač /obr. 4.42/ pro ruční nastavování automaticky regulované statické výšky se montuje na regulátor místo běžné kyvné ovládací páky. Obsahuje třecí spojku 1, má páku 2 pro automatickou regulaci stále statické výšky a páku 3 pro ruční nastavování statické výšky. Při automatické regulaci za jízdy je její konec zašroubován v pojistné matici 4. Na stanovišti se uvolní a při ruční regulaci se natáhne kolem hřídele 5 ovládače spojeného s hřídelem 6 regulátoru. Při ruční regulaci vodorovné polohy objektu na stanovišti je zpravidla nutné využít všech tří ovladačů. Pro regulaci, která není namáhavá, stačí jedna osoba.

/ Zařízení pro blokování polohy

Pro fixování vodorovné polohy objektu na stanovišti jsou na koncích závěsů blokovací mechanismy /obr. 4.43/ řešené na principu Saladinova závěsu. Mají posuvnou tyč 1 vedenou v otvorech držáku na rámu závěsu, která má pryžový nárazník 2 a vratnou pružinu 3. Tyž prochází otvorem závěsné páky 4, která má pojistný odtlačovací šroub 5 a odtlačovací pružinu 6. Je-li odtlačovací šroub povel, je možno tyč ručně posunout k podloží tak, aby podírala nesený objekt po vypuštění pružiny. Do výchozí polohy se po naplnění pneumatických pružin stlačeným vzduchem vrací po stisknutí konce závěsné páky. Utažený odtlačovací šroub zabráňuje nežádoucímu posuvu tyče účinkem chvění, které působí při funkci činnosti zařízení [190].



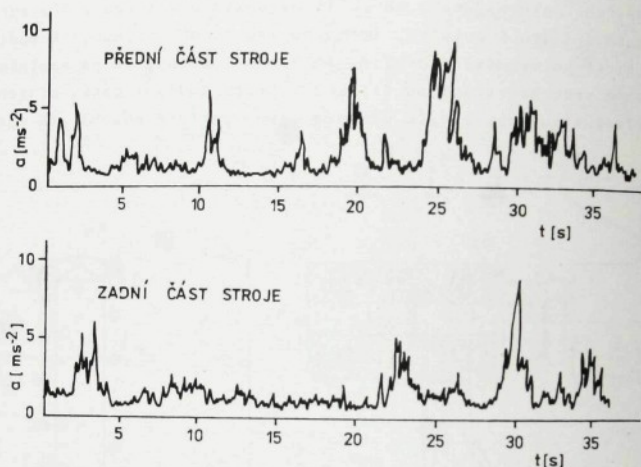
Obr. 4.42. Regulátor s ovladačem: 1 - třecí spojka, 2 - páka pro automatickou regulaci, 3 - páka pro ruční regulaci, 4 - pojistná matice, 5 - hřídel ovládače, 6 - hřídel regulátoru



Obr. 4.43. Blokovací mechanismus: 1 - posuvná tyč, 2 - pryžový nárazník, 3 - vratná pružina, 4 - závěsná páka, 5 - odtlačovací šroub, 6 - odtlačovací pružina

d/ výsledky ověřovacích zkoušek

Pneumatické podložky byly řešeny pro potřeby armád ČSSR a NDR [201]. Byly funkčně ověřeny a použity pro uložení tiskových strojů ADAST Dominant D 714 o hmotnosti 1 500 kg na vozidlech Praga V3S [188, 189, 199] a pro uložení tiskových strojů ADAST Dominant D 724 o hmotnosti 2 400 kg na návěsových soupravách tvořených tahači Tatra T 138 a návěsy BSS typu Nt 6x6 [200]. Při dlouhodobých zkouškách byla prokázána požadovaná funkční schopnost i provozní spolehlivost. Na obr. 4.44 je časový záznam svislého zrychlení přední a zadní části stroje D 714 při jízdě rychlostí 30 km/h po vozovce rozrušené tak, že vozidlo Praga V3S bylo na hranici ovladatelnosti. O vysoké vibroizolační účinnosti podložek svědčí skutečnost, že dvoubarvové tiskové stroje D 724 pro požadovanou přesnost sádky 0,02 mm není nutně na stanovišti seřizovat. Dříve byly tiskové stroje ukládány přímo na ložnou plochu vozidel. Po jízdě dlouhé několik set km byly stroje již natolik poškozené, že je bylo nutno nahradit novými.



Obr. 4.44. Časový průběh svislého zrychlení stroje ADAST Dominant D 714 na vozidle Praga V3S

4.5. Pneumatické pérování sedadel pro řidiče

Kmity a otřesy vyvolávané jízdou po nerovných vozovkách nebo polním a lesním terénem zvyšují únavu. Při intenzivním a dlouhodobém působení vážně škodí lidskému zdraví a často bývají příčinou nemoci, které řidiče nutí změnit zaměstnání. Vysoká nemocnost z povolání u řidičů silničních nebo terénních vozidel a traktorů má za následek fluktuaci, která způsobuje značné národohospodářské ztráty a postiženým osobám působí problémy sociální.

Před kmity a otřesy řidiče částečně chrání pérování vozidel. Většinou ale tato ochrana není dostatečná a na mnoha vozidlech prozatím pérování vůbec není. V takových případech může řidiče chránit jen kvalitně odpérované a anatomicky řešené sedadlo. Musí být regulovatelné a přizpůsobitelné jízdním vlastnostem vozidla i pracovním podmínkám řidičů, jejich tělesné konstrukci i fyziologickému stavu.

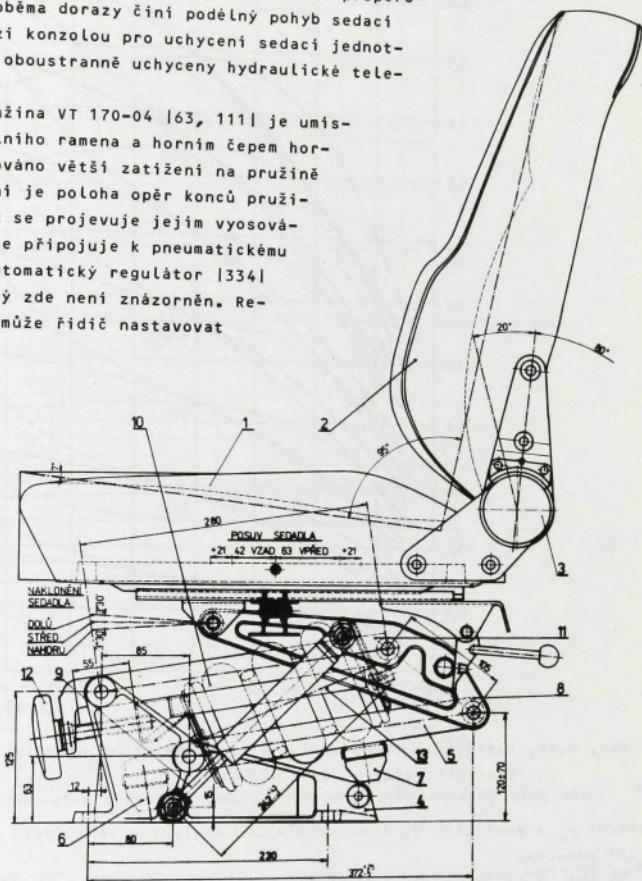
V 60. letech bylo u nás poprvé použito pro pérování traktorových sedadel VOS-1, VOS-2 a Aerolastic pneumatických pružin, které měly dušový ventil pro ruční regulaci [188, 190]. Autor práce pro tato sedadla vyřešil systém automatické regulace ručně volené ocelové výšky [164, 191]. V letech 1970–1972 s dobrými výsledky ověřil možnost nahradit ocelové pružiny pneumatickými /VJ 80–3,75 a VD 120–3,75/ u sedadel Karosa pro řidiče autobusů a nákladních automobilů. V letech 1973–76 se podílel na vývoji pneumatického pérování [178 až 183] nových sedadel Karosa 162, 1861, jejichž sériová výroba byla zahájena v roce 1979. Dnes činí roční produkce těchto sedadel zhruba 60 tis. ks v hodnotě přes 63 mil. Kčs. Hodnota produkce pružin [163] pro tato sedadla přesahuje částku 1,5 mil. Kčs ročně.

a/ Konstrukční uspořádání sedadla Karosa

sedadlo (obr. 4.45) má anatomicky řešenou sedací jednotku a může mít také loketní opěrky i opěrku hlavy. Sedací jednotku je možno podélně posouvat a vzájemně nezávisle měnit sklon sedáku i opěradla. Pro automobily LIAZ má sedadlo nízký podstavec, pro autobusy a automobily Tatra se sedadlo zvyšuje podstavcem přidavným.

Vodící mechanismus má podobu paralelogramu. Na dolním ramenu je uchycen horní a dolní pryžový doraz. Při celkovém reálném propérování sedadla 140 mm mezi oběma dorazy činí podélný pohyb sedací jednotky celkem 22 mm. Mezi konzolou pro uchycení sedací jednotky a podstavcem mohou být oboustranně uchyceny hydraulické teleskopické tlumiče kmitů.

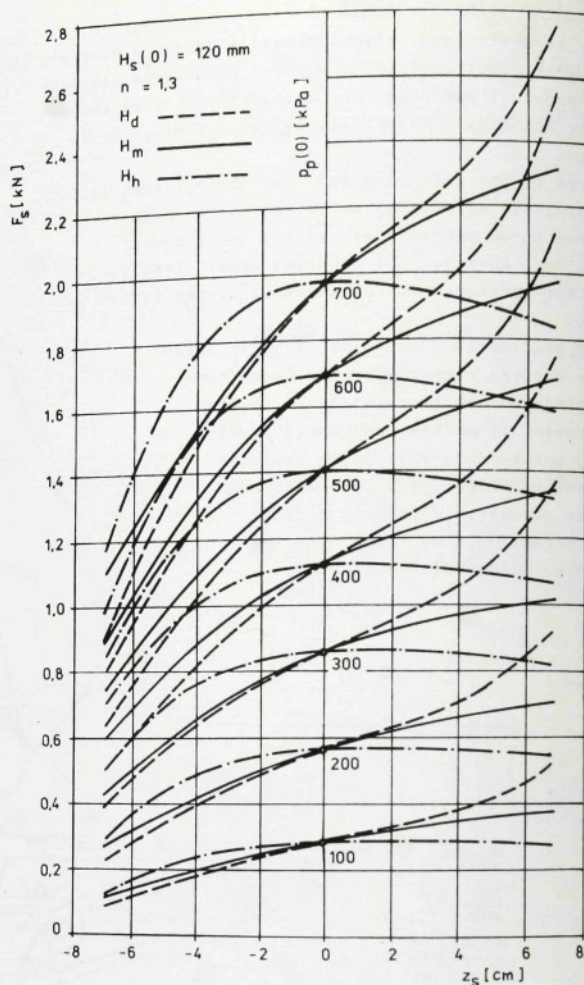
Třívlnová vlnovcová pružina VT 170-04 [63, 111] je umístěna mezi dolním čepem dolního ramena a horním čepem horního ramena. Tím je vyvozováno větší zatížení na pružině než na sedáku. Při pérování je poloha opěr konců pružiny vůči ramenům stálá, což se projevuje jejím vysováním. Pneumatická pružina se připojuje k pneumatickému rozvodu automobilu přes automatický regulátor [334] stálé statické výšky, který zde není znázorněn. Regulovanou statickou výšku může řidič nastavovat otáčením konce táhla ovládací páky u regulátoru, čímž mění jeho účinnou délku. Pneumatické pérování má nezávislou regulaci tuhosti. Je řešena změnou statické výšky pružiny, která se provádí čelním seřizovacím šroubem, jímž se posouvá horní opěra pružiny ve vedení vytvořeném v horním ramenu vodícího mechanismu.



Obr. 4.45. Rozměrové schéma sedadla Karosa: 1 - sedák, 2 - opěradlo, 3 - klopový mechanismus, 4 - podstavec, 5 - dolní rameno, 6 - horní doraz, 7 - dolní doraz, 8 - konzola, 9 - tlumič, 10 - pružina, 11 - horní rameno, 12 - seřizovací šroub, 13 - vedení

b/ Charakteristiky pneumatického pérování

Při střední smluvní statické výšce sedadla $H_s/0/ = 120$ mm je svislý pohyb sedací jednotky možný v mezích $z_s = \pm 70$ mm ohraničených dorazy. V těchto mezích je také možné ruční regulaci smluvní statickou výšku plynule nastavovat. Pneumatická pružina má přitom střední statickou výšku $H_m = 170$ mm a seřizovacím šroubem ji lze nezávisle plynule měnit v mezích $z = \pm 26$ mm. Na obr. 4.46 jsou polytropické $1/n = 1,3/$ zatěžovací charakteristiky $F_s = F_s/z_s/$ pérování sedadla při smluvní statické výšce $H_s = 120$ mm pro minimální H_d .



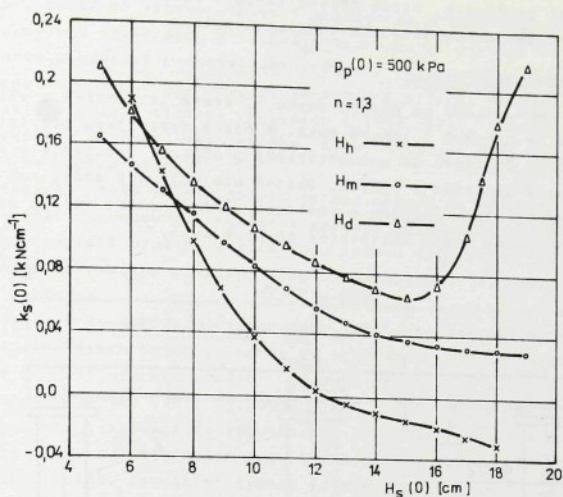
Obr. 4.46. Zatěžovací charakteristiky pneumatického převování sedadla při střední statické výšce $H_s/0 = 120$ mm

střední H_m a maximální H_h statickou výšku pružiny v závislosti na regulovaném přetlaku $p_p/0$ vzduchu.

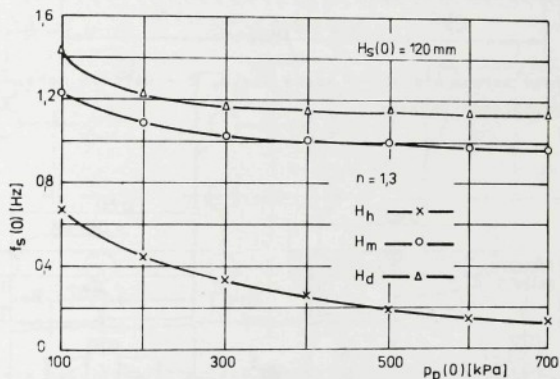
Na obr. 4.47 je vidět, jak se při regulovaném přetlaku $p_p/0 = 500$ kPa a při polytropické změně stavu vzduchu $\gamma = 1,3$ mění tuhost $k_s/0$ pneumatického převování při ruční regulaci smluvní statické výšky $H_s/0$ sedadla, má-li pružina minimální H_d , střední H_m a maximální H_h statickou výšku, která byla seřizovacím šroubem nastavena při střední smluvní statické výšce sedadla $H_s/0 = 120$ mm. Na obr. 4.48 je závislost frekvence $f_{s/0}$ vlastních svislých kmitů sedadla na regulovaném přetlaku $p_p/0$ vzduchu při polytropické změně stavu vzduchu $\gamma = 1,3$. Platí pro sedadlo se střední smluvní statickou výškou $H_s/0 = 120$ mm a pro pružinu s minimální H_d , střední H_m , a maximální H_h výškou.

c/ Poznámky z provozu sedadel

Nové sedadlo Karosa s regulovatelným pneumatickým převáním přineslo řidičům autobusů a nákladních automobilů výrazné zlepšení pohodlí jízdy. To potvrzují subjektivní pověsti řidičů i výsledky měření provedených automobilovými závody. Charakteristikami pneumatického převání sedadla a hodnocením pohodlí jízdy se podrobně zabývá práce [185] autorova aspiranta. Sedadlo ovšem má i některé nedostatky, které bude nutno při dalším vývoji postupně odstranit. Zkušenosti z provozu ukazují, že pružina má malou příčnou tuhost. Mě-



Obr. 4.47. Závislost tuhosti pneumatického pérování sedadla na statické výšce sedadla



Obr. 4.48. Závislost frekvence vlastních kmitů sedadla na regulovaném přetlaku vzduchu

kdy trvale vybočí a poškodí se třením o součásti vodicího mechanismu. Perspektivně se počítá s pružinou hadicovou a s vodicím mechanismem nůžkovým. Regulace statické výšky sedadla se zjednoduší a bude jen ruční [159, 167]. Vypuštěn bude také šroub pro seřizování výšky pružiny. Systém nezávislé regulace tuhosti je pro řidiče příliš náročný na obsluhu, a proto jej prakticky nevyužívají. Optimalizovat bude nutno také tlumiče kmitů. Sériová výroba inovovaného sedadla má být zahájena v roce 1989-90.

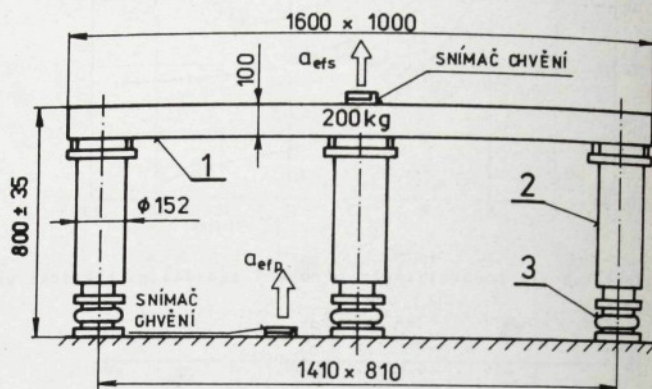
4.6. Stavebnicový vibroizolační laboratorní stůl

Funkční činnost citlivé měřicí a laboratorní techniky, a tím také výsledky měření nebo experimentů mnohdy velmi nepříznivě ovlivňuje náhodné chvění nosné desky laboratorního stolu, které se na přenáší z podloží. Problém je závažný zvláště v laboratorních umístěných v blízkosti výrobních strojů a frekventovaných komunikací. V takových případech bývá nutné přístroje před účinky chvění chránit a ukládat je pružně. Pro pružné ukládání citlivé měřicí a laboratorní techniky větší hmotnosti byl vyvinut speciální, stavebnicově řešený vibroizolační laboratorní stůl [257 až 260]. Nohy stolu [250] spočítá-

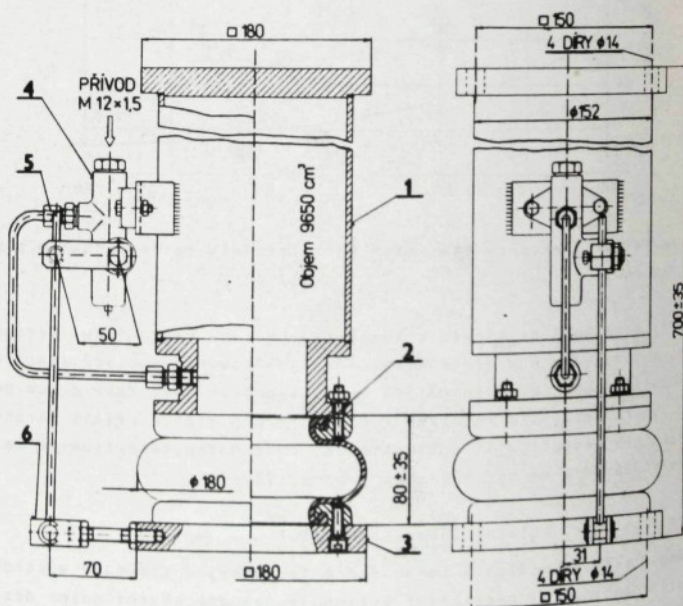
vají na pneumatických pružinách, které účinně izolují chvění podloží. Jejich automatické regulátory stále udržují nosnou desku ve vodorovné poloze.

a/ Konstrukční uspořádání stolu

Laboratorní stůl /obr. 4.49/ má nosnou desku 1, která je svařena z válcovaných ocelových profilů tak, že je ohybově i torzně tuhá. K nosné desce jsou stavicími šrouby kolmo přichyceny válcové nohy 2, které se pneumatickými pružinami 3 opírají o podloží. Prototyp stolu má čtyři nohy umístěné v rozích. Obecně ale může být počet noh větší. Řídí se především celkovým zatížením a rozměry nosné desky. Větší počet noh je účelné volit také v případech, kdy není nosná deska dostatečně ohybově tuhá.



Obr. 4.49. Rozměrové schéma stolu: 1 - nosná deska, 2 - válcová noha, 3 - pneumatická pružina

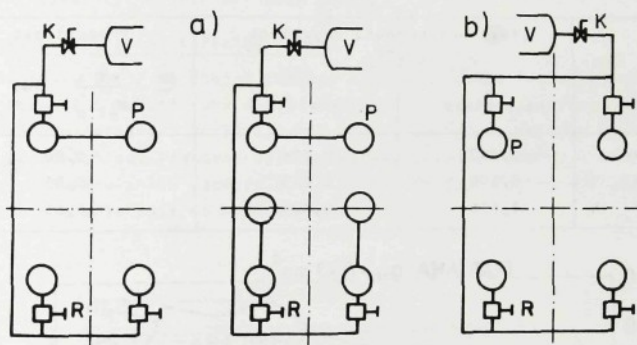


Obr. 4.50. Rozměrové schéma nohy stolu: 1 - válcová část, 2 - pružina, 3 - opěrná příruba, 4 - tlakový regulátor, 5 - táhlo, 6 - čep

Noha stolu /obr. 4.50/ má válcovou část 1 zhotovenou z tlustostěnné válcové trubky, která je nahoře uzavřena čtvercovou přírubou s pevnovacími otvory. Dole má přírubu pro uchycení jednovlnové vlnovcové pneumatické pružiny 2 /VJ 80-07/, která je na sponím konci uzavřena čtvercovou opěrnou přírubou 3. Ve střední přírubě je přívod stlačeného vzduchu, který automaticky dodává tlakový regulátor 4 [333, 334], jehož přívod se připojuje k zásobnímu vzduchojemu plněnému kompresorem. Kynná ovládací páka regulátoru je táhlem 5 spojena s čepem 6 na opěrné přírubě.

Výška nosné desky je stálá a její poloha je bez ohledu na velikost zatížení a jeho umístění na stole stále vodorovná. Regulátor reaguje automaticky na změnu nastavené výšky $H/0 = 80$ mm pneumatické pružiny vyvolávanou změnou statického zatížení tak, že podle potřeby buď doplňuje do pružiny stlačený vzduch ze zásobního vzduchojemu nebo jej z pružiny vypouští do ovzduší.

Pro ohybové a torzně tuhou nosnou desku /obr. 4.51/ se bez ohledu na celkový počet noh stolu použijí tři regulátory polohy, neboť má vzhledem k podloží tři stupně volnosti. V takovém případě se musí některé pružiny vzájemně propojit a připojit ke společnému regulátoru. Každý stupeň volnosti navíc vyžaduje další regulátor, a proto musí mít stůl s torzně poddajnou nosnou deskou čtyři regulátory. Jestliže se zatížení nosné desky a jeho poloha nemění, lze místo automatických regulátorů použít dušové ventilký a provádět regulaci tlaku vzduchu ručně. Regulační systém se zjednoduší a zvýší se vibroizolační schopnost stolu tím, že se chvění nepřenáší táhlem.

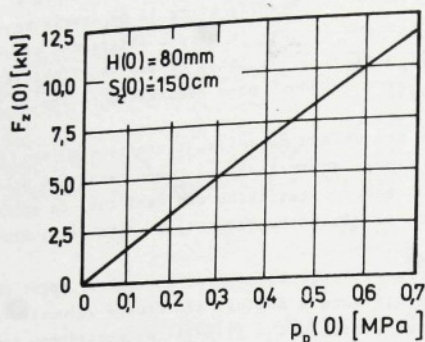


Obr. 4.51. Schéma uspořádání regulace polohy stolu s nosnou deskou: a/ Ohybové a torzně tuhou, b/ torzně poddajnou, /V - vzduchojem, K - uzavírací kohout, R - regulátor, P - pružina/

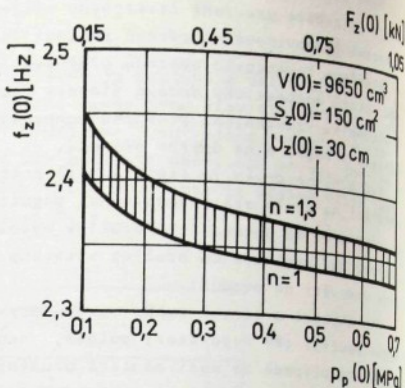
V pneumatických pružinách může být přetlak vzduchu regulován v mezích $p_p/0 = 100 - 700$ kPa. Nastavená statická výška pružin $H/0 = 80$ mm je přitom regulátory udržována s přesností $\pm 0,5$ mm [344]. Přípustné zatížení $F_s/0$ stolu lze vypočítat ze vztahu $F_s/0 = m \cdot g = i \cdot p_p/0 \cdot S_z/0$, kde značí m - hmotnost zátěže, g - tíhové zrychlení, i - počet noh, $S_z/0 = 150 \text{ cm}^2$ - efektivní plochu pružiny. Pro jednu nohu se může pohybovat v mezích $F_z/0 = 0,15 - 1,05$ kN /obr. 4.52/. Na obr. 4.53 je znázorněna závislost frekvence $f_z/0$ vlastních svislých kmitů na přetlaku vzduchu vztažená k zatížení $F_z/0$ jedné nohy a vypočítaná s použitím vztahu [3.47].

b/ Výsledky měření přenosu chvění

Laboratorní stůl byl volně postaven na betonové podlaze vytvořené na rostlé půdě a byl zatížen hmotností 1 Mg. Chvění podlahy bylo buzeno elektromotorem /1 kW, 3 000 ot/min/, který byl položen na podlaze uprostřed pod stolem a měl osu rotoru rovnoběžnou s příčnou osou stolu. Přenos chvění /propustnost/ byl hodnocen podle celkových hladin s příčnou osou stolu. Přenos chvění /propustnost/ byl hodnocen podle celkových hladin efektivních hodnot zrychlení a_e chvění měřených ve směrech tří hlavních os uprostřed nosné desky stolu a na podlaze pod stolem uprostřed. Výsledky /tab. 4.3/ ukazují,



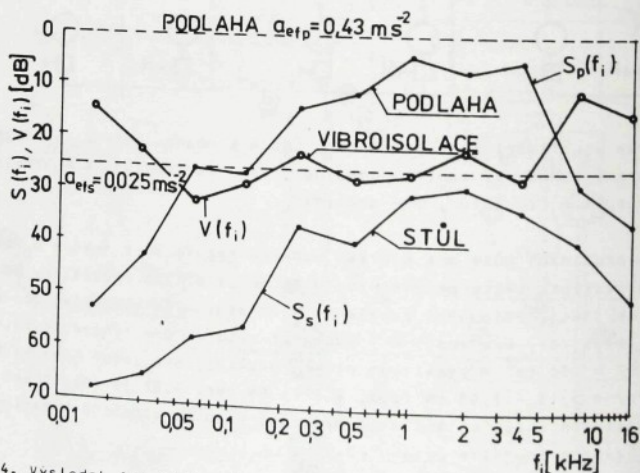
Obr. 4.52. Regulační charakteristika nohy stolu /pružiny/



Obr. 4.53. Frekvenční charakteristika nohy stolu /pružiny s doplňkovým objemem /

Tab. 4.3. Celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení chvění a propustnost pružného uložení

Směr	Efektivní hodnota zrychlení $a_{ef} \text{ [m s}^{-2}\text{]}$		Propustnost $\left \frac{a_{ef s}}{a_{ef p}} \right \cdot 100$
	na podlaze	na stole	
podélný	0,500	0,034	6,80
příčný	0,600	0,035	5,85
svislý	0,430	0,025	5,81



Obr. 4.54. Výsledek 1/1 oktávové frekvenční analýzy efektivních hodnot svislého zrychlení

že se na nosnou desku stolu přenáší méně jak 7 % z celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení chvění podlahy. Na obr. 4.54 jsou výsledky 1/1 oktávové frekvenční analýzy efektivních hodnot zrychlení svislého chvění v pásmu 0,01 až 16 kHz. Jako vztázná byla zvolena celková hladina efektivních hodnot zrychlení $a_{ef p}$ na podlaze a snížení s/f_i

bylo určeno pomocí vztahu

$$S(f_i) = 20 \log_{10} \frac{a_{efm}(f_i)}{a_{efp}} [dB] ,$$

/4.30/

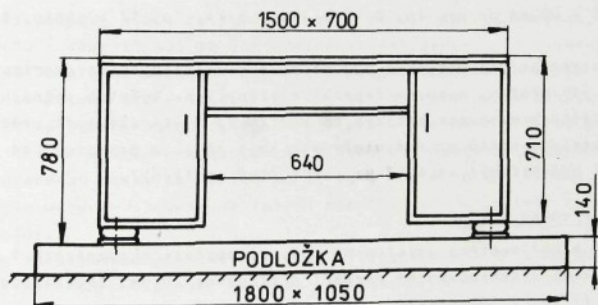
v němž značí a_{efm} porovnávanou efektivní hodnotu zrychlení na frekvenci f_i . Vibroizolační schopnost /vibroizolace/ V/f_i na frekvenci f_i je udána jako rozdíl snížení efektivních hodnot zrychlení stolu a podlahy na frekvenci f_i vyjádřený v dB. Vzhledem k celkové hladině efektivních hodnot zrychlení podlahy se celková hladina efektivní hodnoty zrychlení desky stolu snížila o 25,5 dB. Vlastnosti stolu podrobně zhodnotil autorův aspirant v práci [261]. Popsaný laboratorní stůl je s dobrými výsledky využíván na VŠT v Liberci, MFF UK Praha, VŠV Vyškov, VUSTE Praha a v některých dalších institucích.

4.7. Přenosný měřicí vibroizolační stůl

V laboratořích, dílnách a provozech se také používají citlivé měřicí přístroje malých hmotností. Buď se jen volně pokládají přímo na pracovní desky lehkých a snadno přenosných stůlů, nebo se ještě podkládají vibroizolačními podložkami z plsti, polystyrenu nebo z leštěné pryže. Toto uložení ale často nebývá dostatečně účinné. Pro vibroizolační uložení citlivých přístrojů malé hmotnosti autor navrhl lehký přenosný měřicí stůl [264]. Je uložený na čtyřech nesousose zatížených pneumatických pružinách [124, 125] umístěných proti sobě v rozích. Má tři automatické regulátory [234] stále statické výšky a originálně řešený způsob uchycení táhla kyvné ovládací páky [160].

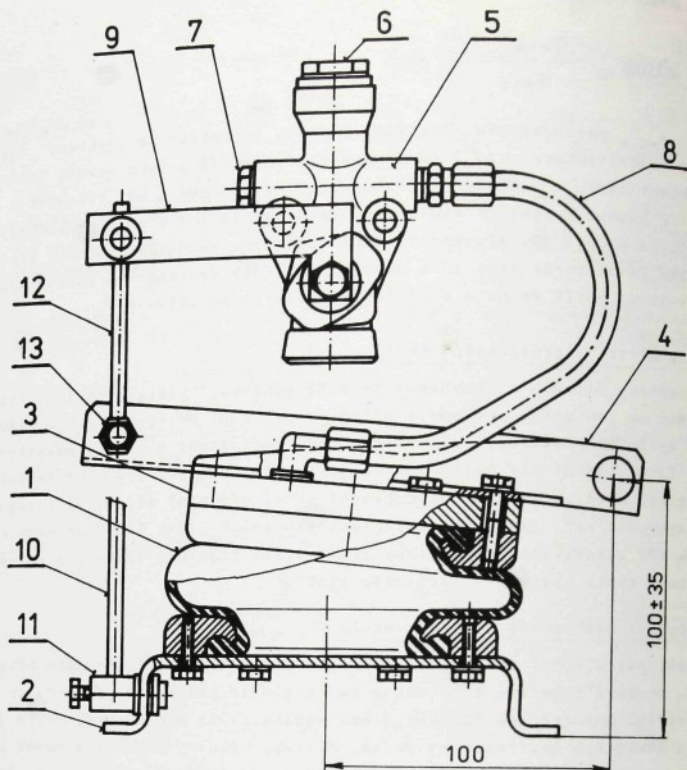
a/ Konstrukční uspořádání měřicího stolu

Měřicí stůl /obr. 4.55/ má stejné rozměry a je analogicky řešen jako běžný psací stůl kancelářský. Ohybově i torzně tuhý nosný rám stolu je svařen ze čtvercových ocelových jaklových profilů o rozměrech 30x30x1,5 mm. Vodicí lišty pro zásuvky kryté dvířky jsou z profilů L 20x20x1,5 mm. Pracovní deska, dvířka, zásuvky i boční a zadní krycí výplně jsou zhotoveny z laminovaného pazdeří o tl. 20 mm. Celková hmotnost stolu je 90 kg a stůl může být použit pro přístroje do hmotnosti 150 kg.



Obr. 4.55. Rozměrové schéma měřicího vibroizolačního stolu a pomocné podlahy pro zkoušky

V rozích pod stolem jsou pomocí čepů k držákům ramen kyvně uchyceny čtyři automaticky regulované pružné pneumatické podpory. Podporu /obr. 4.56/ tvoří nesousose zatěžovaná pneumatická pružina VJ 80-04 [111] s regulátorem tlaku vzduchu [234], který automaticky udržuje stálou statickou výšku a vodorovnou polohu pracovní desky stolu bez ohledu na hmotnost uložených přístrojů a jejich rozmístění. Na stole jsou celkem tři regulátory tlaku vzduchu pro čtyři pneumatické pružiny. Jejich přívody jsou vzájemně propojeny měděnou trubicí Js 4 a společnou hadicí se připojují ke zdroji stlačeného vzduchu, spočívá měřicí regulovaný v mezích 400 až 600 kPa. Není-li v pružinách stlačený vzduch, spočívá měřicí stůl na čtyřech pryžových nárazníkových pružinách 60 čSN 63 5820. Táhla ovládacích pák



Obr. 4.56. Pružná pneumatická podpora stolu: 1 - pneumatická pružina, 2 - dolní víko, 3 - horní víko, 4 - kyvné rameno, 5 - regulátor, 6 - přívod, 7 - uzavírací šroub, 8 - vývod do pružin, 9 - ovládací páka, 10, 12 - táhlo, 11, 13 - čep

regulátorů mohou být alternativně uchycena buď na čepích umístěných na prodloužených kyvných ramenech horních vík pružin, nebo na čepích umístěných na bočních stěnách dolních vík.

Charakteristiky použitých nesousose zatížených pružin VJ 80-04 obsahují práce [111, 125]. Frekvence vlastních svislých kmitů pružně uložených hmot stolu s přístroji se pohybuje v mezích 1,92 Hz /stůl nezatížený/ až 1,87 Hz /stůl plně zatížený/.

b/ Výsledky měření přenosu chvění

Měřicí stůl byl při experimentech umístěn na pomocné podlaze o rozměrech 1 800 x 1 050 x 140 mm, která je zhotovena z laminovaného pazdří o tloušťce 20 mm. Chvění podlahy bylo buzeno elektromotorem /1 kW, 2 500 ot/min/ volně postaveným pod stolem uprostřed pomocné podlahy. Elektromotor měl osu rovnoběžnou s podélnou osou stolu.

Nejprve byly měřeny celkové hladiny efektivních hodnot a_{ef} zrychlení chvění uprostřed pomocné podlahy /index p/ a uprostřed pracovní desky stolu /index s/. Pracovní deska byla jednak bez zatížení a jednak se symetricky umístěným zatížením o hmotnosti 50, 100 a 150 kg. Zátěž tvořily litinové kotouče hmotnosti 50 kg. Měření bylo provedeno při obou uvedených způsobech uchycení táhel ovládacích pák regulátorů. Výsledky měření jsou uvedeny v tab. 4.4 a 4.5. Je patrné, že při uchycení táhla na kyvném rameni je propustnost chvění asi o 2 % nižší než při uchycení táhla na dolním víku. Propustnost táhel činí zhruba 15 % celkové propustnosti uložení. S rostoucím zatížením stolu se propustnost uložení mírně zvyšuje. Dále byla provedena 1/1 oktávová frekvenční analýza efektivních hodnot zrychlení svisleho chvění v pásnu 8 až 16 kHz /obr. 4.57, 4.58/. Jako vztažné byly zvoleny celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení na podlaze a snížení S/f_1 /efektivních hodnot zrych-

Tab. 4.4. Celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení chvění a propustnost pružného uložení /táhla uchycena na dolních víkách pružin/

Zatížení stolu [kg]	Efektivní hodnota zrychlení $a_{ef} \text{ [ms}^{-2}\text{]}$		Propustnost $\frac{a_{ef s}}{a_{ef p}} 100 \text{ [\%]}$
	podlaha [p]	stůl [s]	
0	2,72	0,30	11,03
50	2,88	0,40	13,89
100	2,40	0,58	24,17
150	2,56	0,35	13,67

Tab. 4.5. Celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení chvění a propustnost pružného uložení /táhla uchycena na kyvných ramenech/

Zatížení stolu [kg]	Efektivní hodnota zrychlení $a_{ef} \text{ [ms}^{-2}\text{]}$		Propustnost $\frac{a_{ef s}}{a_{ef p}} 100 \text{ [\%]}$
	podlaha [p]	stůl [s]	
0	3,136	0,288	9,18
50	2,466	0,288	11,54
100	2,368	0,288	12,16
150	2,560	0,288	11,25

lení na frekvenci f_i bylo určeno pomocí vztahu /4.30/. Vibroizolační schopnosti /vibroizolace/ V/f_i na frekvenci f_i je opět udána jako rozdíl snížení efektivních hodnot zrychlení stolu a podlahy vyjádřený v dB.

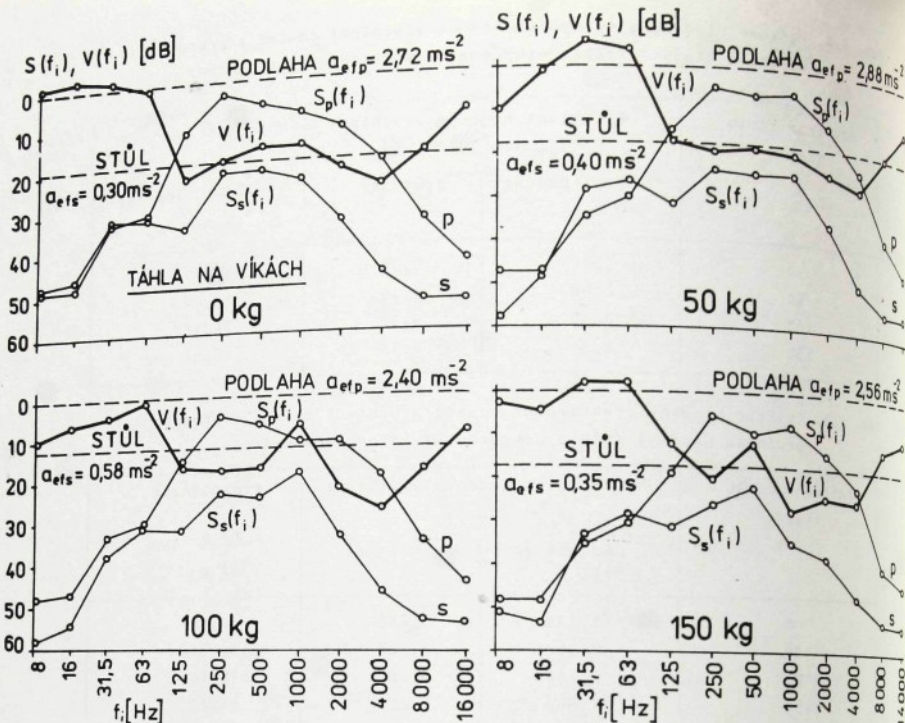
a/ Výsledky měření přesnosti regulace

Pneumatické podpory stolu byly připojeny k zásobnímu vzduchovému, v němž byl regulován tlak vzduchu v rozmezí 455 až 555 kPa. Pracovní deska byla ustavena do předepsané výšky 780 mm a do vodorovné polohy. Poté byl z podpor vypuštěn a znovu do nich napuštěn vzduch. Když se poloha stolu ustálila, byly na indikátorových úchytkoměrech umístěných v blízkosti tří podpor s automatickými regulátory odečteny výškové souřadnice od zvolené základny, což se v každém sledovaném případě opakovalo třicetkrát. Symetricky umístěné zatížení pracovní desky se měnilo po 25 kg v mezích 0 až 150 kg. Táhlo ovládací páky regulátoru bylo uchyceno jednak na ramenu horního vika a jednak na boční stěně dolního vika /obr. 4.56/.

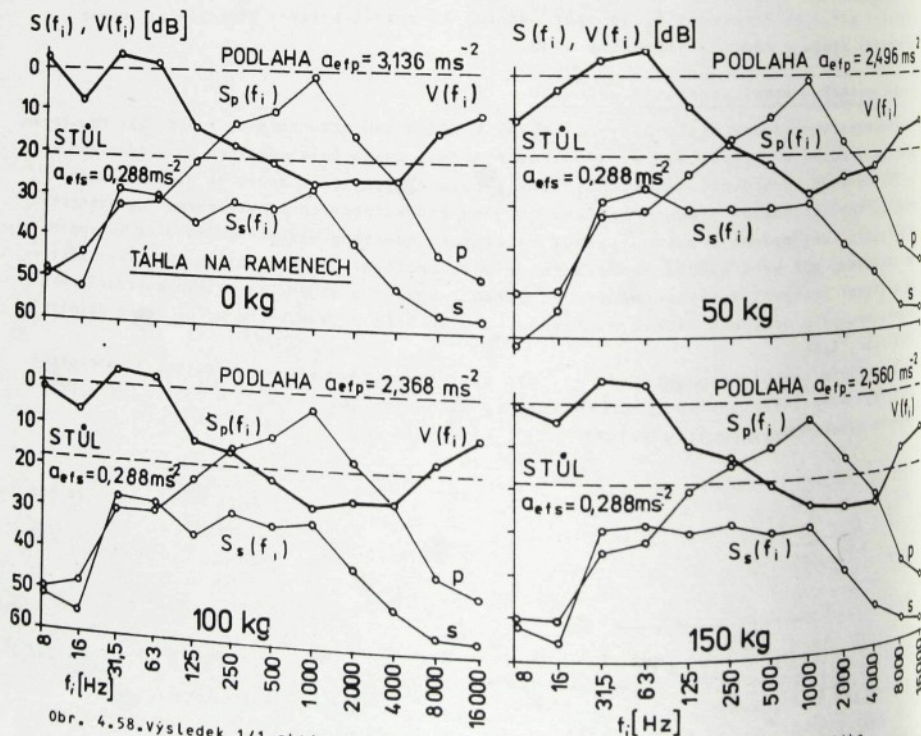
S použitím samočinného počítače EC 1033 byly stanoveny střední hodnoty $\bar{z}$ a směrodatné odchylky $\sigma(z)$ změřených souborů statisticky náhodných veličin z_i $i = 1, \dots, 30$, pro jejichž výpočet byly použity vztahy

$$\bar{z} = \frac{1}{30} \sum_{i=1}^{30} z_i \quad /4.31/$$

$$\sigma(z) = \sqrt{\frac{1}{30} \sum_{i=1}^{30} (z_i - \bar{z})^2} \quad /4.32/$$



Obr. 4.57. Výsledek 1/1 oktavové frekvenční analýzy efektivních hodnot svíslého zrychlení /táhla na dolních víkách/



Obr. 4.58. Výsledek 1/1 oktavové frekvenční analýzy efektivních hodnot svíslého zrychlení /táhla na kyvných ramenech/

výs
Je vid
ká výš
reálné
sahují
přesno
počítán
vzhled
tu ± 20
menší
nejsou
važovat
regulac

Tab.

Zatížení	kg
0	0
50	50
100	100
150	150

Tab.

Zatížení	kg
0	0
50	50
100	100
150	150

Tab.

Zatížení	kg
0	0
50	50
100	100
150	150

4.8.

Na Do
třídír
5,7x5,6
Hmotnost
po kole
velinu i
matické

a/ Ko

Budka
z válcov
tických
na vj 10
hu budk

výsledky takto zpracovaných souborů měření výškových souřadnic obsahují tab. 4.6, 4.7. Je vidět, že se zatížením se mění střední hodnoty měřených souřadnic, a tedy také statická výšková poloha pracovní desky. Tyto změny ale nejsou z hlediska obsluhy podstatné. Při reálném zatížení do 25 kg nepřesahují 1 mm. Směrodatné odchylky v takovém případě nepřesahují hodnotu $\pm 0,9$ mm a jsou menší při uchycení táhla na dolním víku. Pro hodnocení přesnosti automatické regulace vodorovné polohy pracovní desky byl z výsledků měření vypočítán také maximální podélný úhel $\pm \alpha$ a maximální příčný úhel $\pm \beta$ sklonu /tab. 4.8/ vzhledem k výchozí vodorovné poloze. Pro zatížení do 50 kg nepřesahuje úhel sklonu hodnotu $\pm 20^\circ$. Je menší v příčném než v podélném směru /vzhledem k sedící osobě/. Je rovněž menší při uchycení táhla na spodním víku. Rozdíly při obou způsobech uchycení táhla ale nejsou z hlediska praktického podstatné. S ohledem na nižší přenos chvění lze proto považovat uchycení táhla na ramenu horního víka za výhodnější. Podrobné hodnocení přesnosti regulace obsahuje práce [343].

Tab. 4.6. Výsledky měření výškových souřadnic při uchycení táhla na ramenu

Zatížení [kg]	Podpora 1 $\bar{z} \pm \sigma/z$ [mm]	Podpora 2 $\bar{z} \pm \sigma/z$ [mm]	Podpora 3 $\bar{z} \pm \sigma/z$ [mm]
0	9,18 $\pm$ 0,50	14,38 $\pm$ 0,46	11,88 $\pm$ 0,63
50	8,57 $\pm$ 0,71	12,93 $\pm$ 0,71	10,08 $\pm$ 0,39
100	15,61 $\pm$ 1,49	19,06 $\pm$ 1,22	15,67 $\pm$ 1,29
150	20,39 $\pm$ 1,47	23,53 $\pm$ 0,45	20,46 $\pm$ 1,48

Tab. 4.7. Výsledky měření výškových souřadnic při uchycení táhla na dolním víku

Zatížení [kg]	Podpora 1 $\bar{z} \pm \sigma/z$ [mm]	Podpora 2 $\bar{z} \pm \sigma/z$ [mm]	Podpora 3 $\bar{z} \pm \sigma/z$ [mm]
0	6,81 $\pm$ 0,63	7,97 $\pm$ 0,54	9,74 $\pm$ 1,66
50	4,88 $\pm$ 0,50	6,38 $\pm$ 0,58	9,68 $\pm$ 0,64
100	12,02 $\pm$ 0,87	10,38 $\pm$ 0,87	13,91 $\pm$ 0,34
150	20,04 $\pm$ 0,84	12,98 $\pm$ 0,50	18,43 $\pm$ 1,50

Tab. 4.8. Maximální podélné a příčné úhly sklonu pracovní desky stolu

Zatížení [kg]	Uchycení na rameni		Uchycení na víku	
	$\pm \alpha$	$\pm \beta$	$\pm \alpha$	$\pm \beta$
0	16°02"	14°56"	13°45"	10°52"
50	16°02"	10°52"	18°20"	9°30"
100	27°30"	12°13"	34°23"	19°01"
150	20°37"	16°18"	27°30"	13°35"

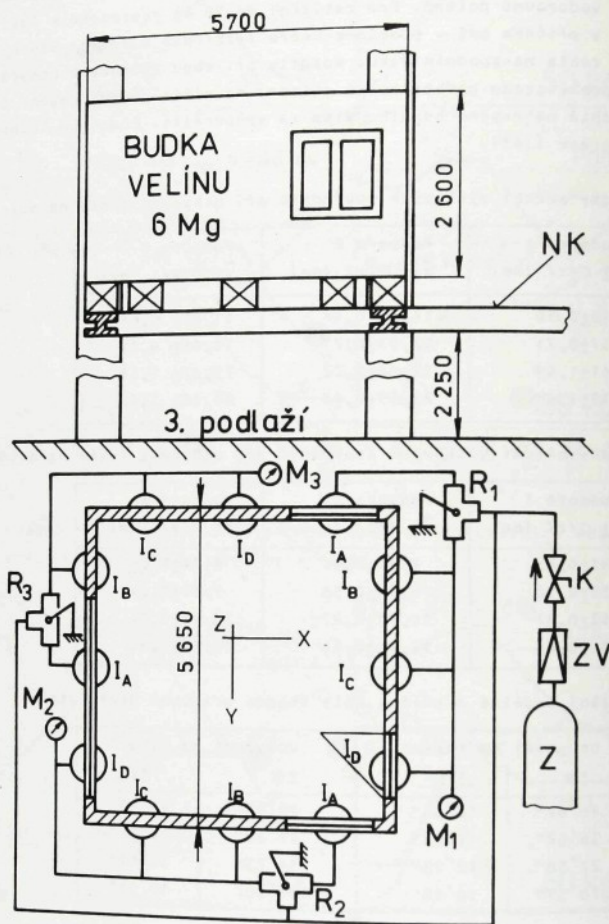
4.8. Pružné pneumatically uložení velínu třídírný uhlí

Na Dole Rudý Říjen v Ostravě-Heřmanicích je ve 3. podlaží hlavní budovy umístěna třídírna uhlí. Proces třídění uhlí je řízen velínem, který je v budce o rozměrech 5,7x5,65x2,6 m, jejíž nosná konstrukce je ve výšce 2,25 m nad úrovní podlahy třídírný. Hmotnost budky s velínem a obsluhou je 6 Mg. Při třídění uhlí a při přeježdění vozíků po kolejkách a výhybkách vznikají otřesy a vibrace, které negativně ovlivňovaly činnost velínu i pracovní prostředí v budce. V roce 1982 bylo navrženo a realizováno pružné pneumatically uložení [267], které se plně osvědčilo.

a/ Konstrukční řešení pružného uložení

Budka velínu třídírný uhlí /obr. 4.59/ je umístěna na nosné konstrukci NK svařené z válcovaných ocelových profilů. Pro pružné pneumatically uložení bylo použito 12 pneumatikých izolátorů chvění I, jejichž podstatou součástí je jednovlnová vlnovcová pružinová VJ 105-10 [111]. Stálou statickou výšku pneumatikých pružin a stálou statickou polohu budky udržují tři automatické regulátory R_{1,2,3} [334], které jsou připojeny přes zpět-

ný ventil ZV a uzavírací kohout K k zásobnímu vzduchojemu Z plněnému automobilovým kompresorem. Automatické regulátory jsou součástí izolátorů I_B /obr. 4.60/. Ke každému regulátoru jsou připojeny pneumatické pružiny čtyř izolátorů $I_{A,B,C,D}$. Izolátory $I_{A,C,D}$ nenesou regulátory a vzájemně se liší jen uspořádáním přívodu vzduchu. Ke každé skupině čtyř pneumatických pružin, které obsahují stlačený vzduch o stejném tlaku je připojen kontrolní manometr $M_{1,2,3}$

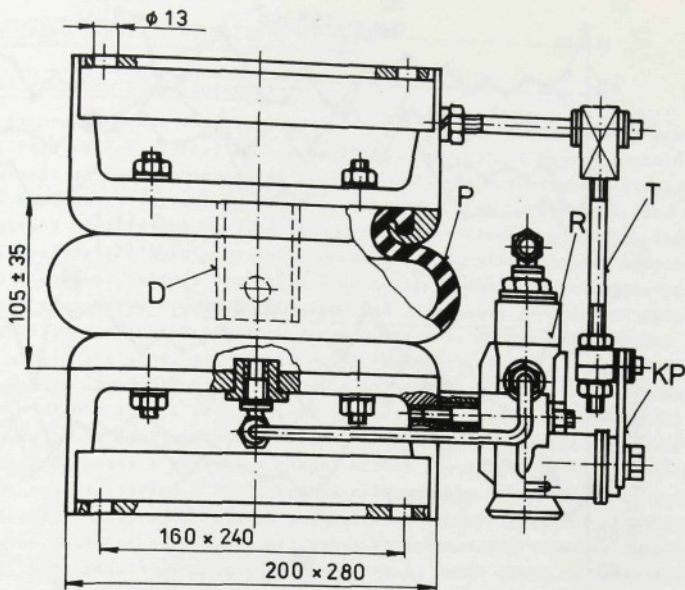


Obr. 4.59. Schéma pružného pneumatického uložení budky velínu třídírny uhlí: NK - nosná konstrukce, $I_{A,B,C,D}$ - izolátory chvění, $R_{1,2,3}$ - automatické regulátory, $M_{1,2,3}$ - kontrolní manometry, K - uzavírací kohout, ZV - zpětný ventil, Z - zásobní vzduchojem

b/ Výsledky měření přenosu chvění

Výsledky měření celkových hladin efektivních hodnot a_{ef} zrychlení chvění na nosné konstrukci /index k/ a na podlaze budky /index p/ v podélném X, v příčném Y a svislém Z směru spolu s hodnotami propustnosti chvění obsahuje tab. 4.9. Je zřejmé, že nejvyšší hladiny efektivních hodnot chvění jsou ve svislém směru, zatímco nejvyšší propustnost je ve směru podélném. Relativně vysoké hodnoty propustnosti jsou způsobeny tím, že se chvění na budku přenáší akustickou cestou.

Na obr. 4.61 jsou výsledky frekvenční analýzy efektivních hodnot zrychlení v pásnu 6,3 Hz až 5 kHz ve směrech X, Y, Z. Snížení S/f_i efektivních hodnot zrychlení na frek-

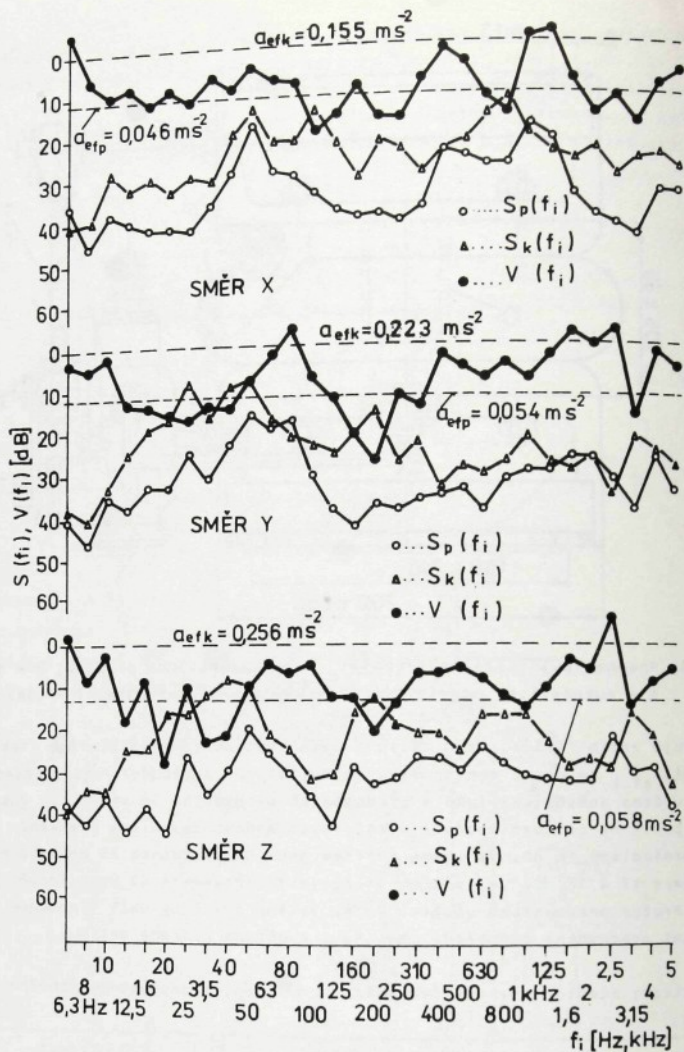


Obr. 4.60. Pneumatický izolátor chvění I_B : P - pneumatická pružina, D - doraz, R - automatický regulátor, KP - kyvná ovládací páka, T - táhlo

venčí f_i určuje vztah /4.30/. Jako vztažná byla zvolena celková hladina efektivních hodnot zrychlení $a_{ef k}$ na nosné konstrukci. Vibroizolační schopnost /vibroizolace/ V/f_i /dB/ byla rovněž určena analogicky jako v předchozích případech. Je vidět, že v podélném směru má největší podíl na celkové hladině efektivních hodnot zrychlení frekvence 800 Hz, při které je vibroizolace 16 dB. Ve směru příčném jsou to frekvence 25 Hz a 50 Hz, při nichž je vibroizolace 17 a 18 dB. Ve svislém směru je to frekvence 40 Hz a je při ní vibroizolace 21 dB. Pružné pneumatické uložení budky velinu třídiřny uhlí významnou měrou přispělo ke zlepšení pracovního prostředí obsluhy i k účinné ochraně velinu.

Tab. 4.9. Celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení a propustnost chvění

Směr	Efektivní hodnota zrychlení a_{ef} ms^{-2}		Propustnost $\frac{a_{ef p}}{a_{ef k}} 100 [\%]$
	konstrukce /k/	podlaha /p/	
podélný	0,155	0,046	29,48
příčný	0,223	0,054	26,59
svislý	0,256	0,058	22,46



obr. 4.61. Výsledek 1/1 oktávové frekvenční analýzy efektivních hodnot zrychlení

5.0. V
5.1. Z
při fu
ly, které
sobuje hl
dů anohdy
do okolí
sítě i pr
ha konstr
účinků, p
vaní se a
a možné ú
výrazně
řešeným p
žení na z
vyšších po
no omezit
vybrané re
řešení. Pr
liny membr
kální, ale
vodící me
v době pra
a regulačn
stroje tak

5.2. Pr
Ve sklá
vitosti ve
na prášek,
velmi praš
dových rám
chvění ško
a životnos
drtič skla
Stroj byl
na zvláštn
jej udržuj
Pohyby ome

a/ Kons
Pro čel
U-profilů
šrouby 4.
boku rámu
uchyceny j
o podstavc
uchyceny č
jích spodn
pružného u
je použito
ke každému
lovány dvě
na největš

5.0. VIBROIZOLAČNÍ SOUSTAVY SE SILOVÝM BUZENÍM

5.1. Zvláštní vlastnosti a uspořádání soustav

Při funkční činnosti strojů a některých dalších technologických zařízení vznikají síly, které vyvolávají chvění, otřesy a rázy součástí, což zvyšuje jejich namáhání a způsobuje hluk. Zvyšuje se spotřeba energie, která se máví při rozkmitávání strojů a základů mnohdy velké hmotnosti, jejichž budování je nákladné. Chvění, otřesy a rázy se šíří do okolí a negativně působí také na jiná technologická zařízení, na budovy, inženýrské sítě i pracovní prostředí. Zvyšuje se únava pracujících a snižuje jejich výkonnost. Snaha konstruktérů a výrobců směřuje především k odstranění nebo zmenšení rušivých silových účinků, příkladně dynamickým vyvažováním mechanismů a součástí strojů. Ani náročnými úpravami se ale nedaří zdroje rušivých účinků zcela odstranit. Přitom jsou všechny potřebné a možné úpravy příliš nákladné, a proto se běžně provádějí jen úpravy částečné.

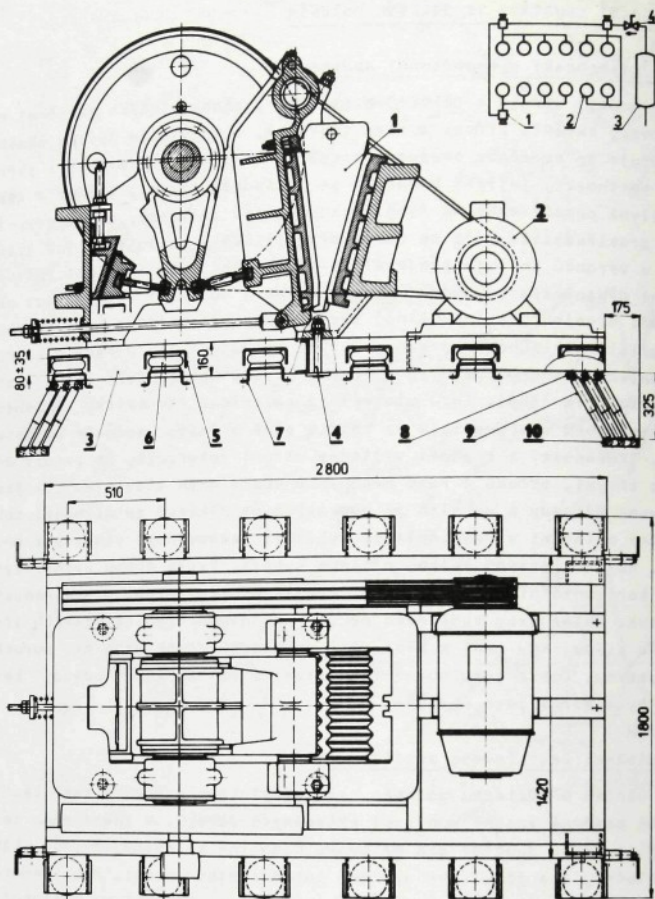
Výrazného zmenšení přenosu rušivých silových účinků do podlaží lze dosáhnout vhodně řešeným pružným uložením [344]. Toto uložení je zpravidla ekonomicky výhodnější než uložení na základovém bloku spočívajícím na rostlé půdě a často umožňuje umísťovat stroje do vyšších podlaží. Zkušenosti z praxe i výsledky měření potvrzují, že zvlášť účinné je možno omezit přenos chvění, otřesů a rázů pružným pneumatickým uložením. Zde jsou uvedeny vybrané realizované případy a na nich je poukázáno na některé zvláštnosti tohoto způsobu řešení. Pro pružné ukládání strojů nejlépe vyhovují jednovlnové vlnovcové pružiny a pružiny membránové. Mají relativně velkou příčnou tuhost, takže mohou zachycovat nejen vertikální, ale také horizontální silové účinky. Pružné uložení strojů proto nemusí mít pomocný vodící mechanismus. Nutné jsou tuhé nebo pružné spodní dorazy, na kterých stroj spočine v době pracovního klidu, kdy není k dispozici stlačený vzduch nebo při poruchách pružin a regulačního systému. Často jsou nutné také tlumiče kmitů, které omezují kmitavý pohyb stroje tak, aby byla možná jeho obsluha.

5.2. Pružné uložení čelistového drtiče skla

Ve sklárnách vzniká v důsledku nutného technologického odpadu a také částečnou zmetkovitostí ve výrobě poměrně značné množství skleněných stěpů. V kmenárnách se stěpy drtí na prášek, který se znovu používá pro přípravu hodnotné skloviny. Drtiče skla jsou nejen velmi prašné a hlučné, ale jsou také zdrojem intenzivního chvění. Prostřednictvím základových rámových konstrukcí se chvění přenáší z drtiče do budov i na obsluhující personál. Chvění škodí lidskému zdraví, porušuje stroje, snižuje spolehlivost měřících přístrojů a životnost budov. S cílem omezit nežádoucí přenos chvění bylo v roce 1977 pro čelistový drtič skla V5-2N o hmotnosti 6 Mg v k.p. Crystalex Nový Bor vyřešeno pružné uložení [205]. Stroj byl spolu s elektromotorem typu C 7204 o výkonu 40 kW a hmotnosti 0,6 Mg umístěn na zvláštní nosný rám. V předepsané poloze mezi násypkou stěpů a základovou konstrukcí jej udržují automaticky regulované pneumatické pružiny, na nichž může za provozu kmitat. Pohyby omezují hydraulické teleskopické tlumiče kmitů.

a/ Konstrukční uspořádání

Pro čelistový drtič skla 1 /obr. 5.1/ s elektromotorem 2 byl z válcovaných ocelových U-profilů svařen tuhý nosný rám 3. Drtič s elektromotorem je k němu uchycen kotevními šrouby 4. Rám má podobu roštu. Uprostřed je otvor pro spad rozdrčené skloviny. Na každém boku rámu je přivačeno šest konzol 5 ohnutých z ocelového plechu. K němu jsou zespodu uchyceny jednovlnové vlnovcové pružiny 6 /typ VJ 80-07/, které se spodním koncem opírají o podstavce 7 ohnuté rovněž z ocelového plechu. V rozích rámu jsou držáky 9, k nimž jsou uchyceny čtyři trojice hydraulických teleskopických tlumičů kmitů 9 /typ P26x200/. Jejich spodní konce mají držáky 10 na základové konstrukci. Součástí celkové dispozice pružného uložení je schéma znázorňující rozvod vzduchu a systém regulace. Pro regulaci je použito celkem tří regulátorů 1 [333], které jsou umístěny na rámu u rohových pružin. Ke každému regulátoru jsou připojeny čtyři pneumatické pružiny 2. Nezávisle jsou regulovány dvě čtveřice pružin umístěných na bočních stranách pod drtičem, kde je soustředěna největší hmotnost. Dvě dvojice pružin pod elektromotorem mají společný regulátor.



Obr. 5.1. Pružné uložení čelistového drtiče skla V5-2N s elektromotorem C 7204:
1 - drtič, 2 - elektromotor, 3 - rám, 4 - kotvící šroub, 5 - konzola,
6 - pružina, 7 - podstavec, 8 - držák, 9 - tlumič, 10 - držák;
schema regulace: 1 - regulátor, 2 - pružina, 3 - vzduchojem, 4 - uzavírací kohout

Přívody všech tří regulátorů jsou vzájemně propojeny a připojeny ke vzduchojemu 3 se stlačeným vzduchem, který dodává kompresor o výtlačku v regulovaných mezích 400 až 600 kPa. Mezi vzduchojemem a regulátory je zařazen uzavírací kohout 4.

Obr. 5.2 ukazuje pohled na jednu z pneumatických podpor s regulátorem a s tlumiči kmitů. Je doplněn příčným řezem. Zde je pneumatická pružina 1 spojená s regulátorem 2, který je uchycen k rámu. Kynnou ovládací páku 3 má spojenou táhlem 4 s podstavcem 5 prostřednictvím čepu 6. Přívod 7 regulátoru je připojen k rozvodu stlačeného vzduchu. Trubka 8 spojuje jeho vývod s pneumatickou pružinou. Regulátor má vývod 9 do ovzduší. K držáku 10 jsou připevněny tlumiče kmitů 11. Nad regulátory a součástmi rozvodu jsou plechové kryty 12.

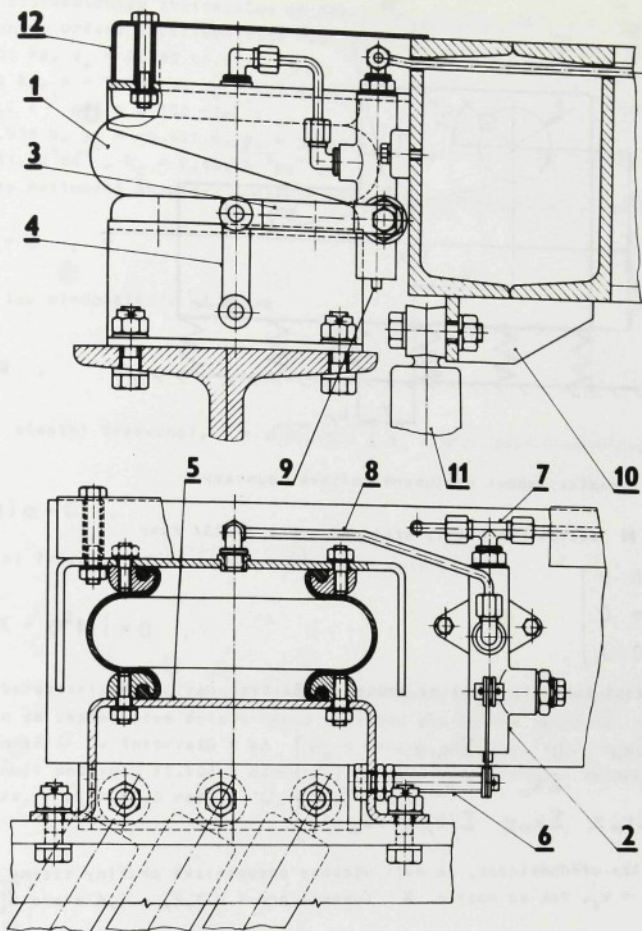
b/ Analýza netlumené kmitavé soustavy

Na obr. 5.3 je zjednodušené schéma pružné uložení drtiče skla s elektromotorem a s rámem, které zde tvoří jediné těleso o celkové hmotnosti m s hlavním centrálním momentem setrvačnosti J_x kolem příčné osy x . Schematicky je uvažována jako souměrná vzhle-

Obr. 5.

den k podé
střediska
Vodorovná
dvojice pr
2k₂₁ Dále
nevyvážené
frekvenci
je označen
dísku T hm
Matemat
váže polo
Hit rovníc

M_q +



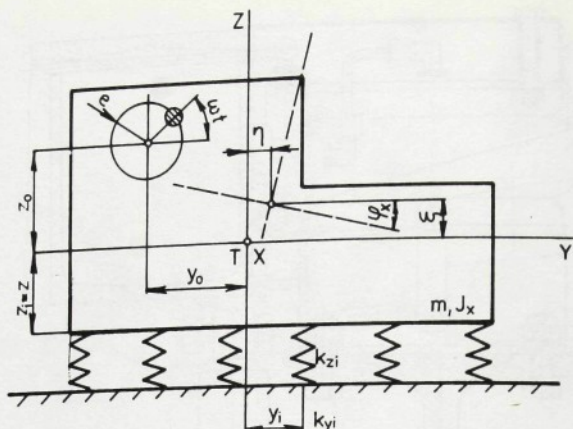
Obr. 5.2. Pneumatická podpora s regulátorem a tlumiči kmitů: 1 - pružina, 2 - regulátor, 3 - kyvná páka, 4 - táhlo, 5 - podstavec, 6 - čep, 7 - přívod, 8 - trubka vývodu, 9 - vývod do ovzduší, 10 - držák, 11 - tlumič, 12 - kryt

dem k podélné rovině. Má tři stupně volnosti. Dva stupně představují posuvy η , ζ střediska T hmotnosti ve směrech os Y, Z, zbývající natočení φ_x a kolem příčné osy X. Vodorovná odlehlost i-té dvojice pružin $i = 1, 2, \dots, 6$ je značena symboly y_i , tuhost dvojice pružin ve vodorovném směru je značena symboly $2k_{yi}$, ve svislém směru symboly $2k_{zi}$. Dále se předpokládá, že pružně uložený drtič s elektromotorem a rámem rozkmitávají nevyvážené části hmotnosti m_0 rotující úhlovou rychlostí $\omega_0 = 2\pi n$. Zde n značí frekvenci otáčení klikového hřídele drtiče. Excentricita nevyvážených rotujících částí je označena e, symboly y_0, z_0 označují souřadnice osy klikového hřídele vzhledem ke středisku T hmotnosti pružně uloženého objektu.

Matematický model dynamické soustavy lze pro velmi malé harmonické kmity kolem rovnovážné polohy v uvažované rovině při zanedbání vlivu regulace podle vztahu /1.24/ vyjádřit rovnicí

$$M\ddot{q} + Kq = f$$

/5.1/



obr. 5.3. Dynamický model netlumené kmitavé soustavy

zde značí $\mathbf{M}$ matici hmotnosti, která má podle /1.25/ tvar

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & J_x \end{bmatrix}$$

/5.2/

a $\mathbf{K}$ značí matici tuhosti, která má podle /1.28/ tvar

$$\mathbf{K} = 2 \begin{bmatrix} \sum k_{yi} & 0 & -\sum k_{yi} z_i \\ 0 & \sum k_{zi} & \sum k_{zi} y_i \\ -\sum k_{yi} z_i & \sum k_{zi} y_i & \sum (k_{yi} z_i^2 + k_{zi} y_i^2) \end{bmatrix}$$

/5.3/

Zjednodušeně lze předpokládat, že mají všechny pneumatické pružiny stejné vlastnosti, tj. $k_{yi} = k_y$, $k_{zi} = k_z$. Pak má matice $\mathbf{K}$ tuhosti pro $i = 1, 2, \dots, 6$ a pro $z_i = z$ tvar

$$\mathbf{K} = 2 \begin{bmatrix} 6k_y & 0 & -6k_y z \\ 0 & 6k_z & k_z \sum y_i \\ -6k_y z & k_z \sum y_i & 6k_y z^2 + k_z \sum y_i^2 \end{bmatrix}$$

/5.4/

Zobecněný vektor $\mathbf{q}$ výchylek podle /1.7/ a zobecněný vektor $\mathbf{f}$ budících sil podle /1.6/ mají v uvažovaném případě tvar

$$\mathbf{q} = [\eta, \zeta, \varphi_x]^T$$

/5.5/

$$\mathbf{f} = \begin{bmatrix} F_y \\ F_z \\ M_x \end{bmatrix} = m_0 e^{\omega^2} \begin{bmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \\ y_0 \sin \omega t + z_0 \cos \omega t \end{bmatrix}$$

/5.6/

Pro analýzu kmitavého pohybu uvažované soustavy byl použit kalkulátor Hewlett-Packard

HP 9830 A se souřadnicovým zapisovačem HP 9862. Při výpočtu [205, 321] byly uvažovány následující hodnoty určené experimentálně nebo výpočtem:

$$- m = 6\,600 \text{ kg}, J_x = 2\,700 \text{ kg}\cdot\text{m}^2;$$

$$- m_0 = 200 \text{ kg}, e = 0,018 \text{ m}, y_0 = 0,3 \text{ m}, z_0 = 0,2 \text{ m};$$

$$- \omega_0 = 36,7 \text{ s}^{-1} \text{ při } n = 350 \text{ min}^{-1};$$

$$- y_1 = -0,950 \text{ m}, y_2 = -0,435 \text{ m}, y_3 = 0,085 \text{ m}, y_4 = 0,600 \text{ m}, y_5 = 1,115 \text{ m}, y_6 = 1,630 \text{ m};$$

$$- k_y = 0,83 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-1}, k_z = 2,48 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-1}.$$

Volné kmity netlumené soustavy popisuje homogenní diferenciální rovnice

$$M\ddot{q} + Kq = 0,$$

/5.7/

jejíž řešení lze předpokládat ve tvaru

$$q = e^{j\Omega t} a,$$

/5.8/

kde značí Ω vlastní frekvenci, $j = \sqrt{-1}$, $a = [x, y, \phi]^T$ vektor amplitud. Po dosazení vyjde, že

$$(K - \Omega^2 M) a = 0.$$

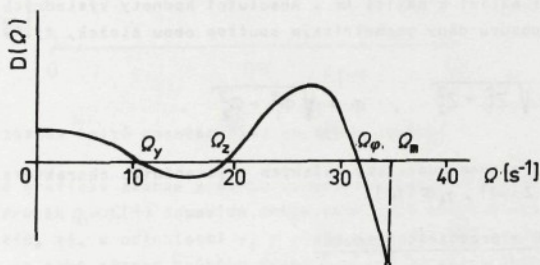
/5.9/

Pro netriviální řešení $a \neq 0$ je nutné, aby byl determinant

$$D(\Omega) = |K - \Omega^2 M| = 0.$$

/5.10/

Představuje charakteristickou rovnici pro vlastní hodnoty Ω . Při řešení podmínky /5.10/ na kalkulátoru se zapisovačem byla v cyklu počítána a kreslena závislost $D = D/\Omega$ při krokované hodnotě Ω v intervalu 0 až Ω_m s krokem $\Delta\Omega$ /obr. 5.4/. Průsečíky křivky s osou Ω splňují podmínku /5.10/ a odpovídají vlastním frekvencím. Jejich hodnoty jsou $\Omega_y = 11 \text{ rad/s}$, $\Omega_z = 18,5 \text{ rad/s}$, $\Omega_\phi = 33,5 \text{ rad/s}$.



Obr. 5.4. Grafický záznam výpočtu vlastních frekvencí kmitání soustavy

Ustálené vynucené kmity soustavy popsané rovnicí /5.1/ je možno řešit principem superpozice. Lze předpokládat, že se skládají ze dvou kmitavých pohybů buzených synchronně jednak složkou úměrnou $\sin \omega t$ /index 1/ a jednak složkou úměrnou $\cos \omega t$ /index 2/, které jsou fázově posunuty o $\pi/2$. Pak kmitavý pohyb soustavy popisuje soustava rovnic

$$M\ddot{q}_{1,2} + Kq_{1,2} = f_{1,2},$$

/5.11/

v nichž složky $f_{1,2}$ vektorů budících sil mají hodnoty

$$f_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ m_0 e \omega^2 \\ y_0 m_0 e \omega^2 \end{bmatrix} \sin \omega t = F_1 \sin \omega t \quad , \quad /5.12/$$

$$f_2 = \begin{bmatrix} m_0 e \omega^2 \\ 0 \\ z_0 m_0 e \omega^2 \end{bmatrix} \cos \omega t = F_2 \cos \omega t \quad . \quad /5.13/$$

Řešení $q_{1,2}$ rovnic /5.11/ lze předpokládat ve tvaru

$$q_1 = \begin{bmatrix} Y_1 \\ Z_1 \\ \Phi_1 \end{bmatrix} \sin \omega t = a_1 \sin \omega t \quad , \quad /5.14/$$

$$q_2 = \begin{bmatrix} Y_2 \\ Z_2 \\ \Phi_2 \end{bmatrix} \cos \omega t = a_2 \cos \omega t \quad . \quad /5.15/$$

Je-li determinant matice $G - K - \omega^2 M$ různý od nuly, lze po dosazení hodnot /5.14, 5.15/ sloupcových vektorů výchylek do vztahu /5.11/ vypočítat amplitudy ustálených kmitů obou dílčích řešení ze vztahu

$$a_{1,2} = G^{-1} f_{1,2} \quad /5.16/$$

v němž G^{-1} značí inverzní matici k matici G . Absolutní hodnoty výsledných amplitud jsou vzhledem k fázovému posuvu dány geometrickým součtem obou složek, tj. vztahy

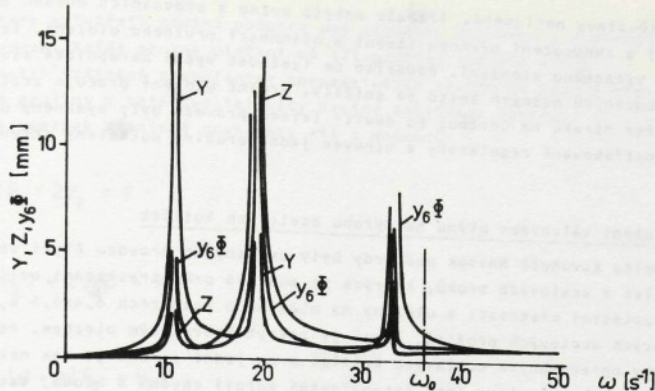
$$Y = \sqrt{Y_1^2 + Y_2^2} \quad , \quad Z = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} \quad , \quad \Phi = \sqrt{\Phi_1^2 + \Phi_2^2} \quad . \quad /5.17/$$

Na obr. 5.5 je grafický záznam numericky řešených rezonančních charakteristik soustavy, a sice závislosti $Y(\omega)$, $Z(\omega)$, $y_k \Phi(\omega)$.

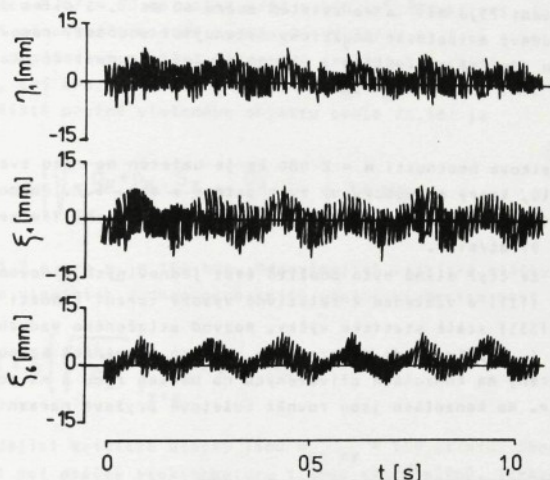
c/ Výsledky experimentů a provozních zkoušek

Analýza provedená za zjednodušených předpokladů pro netlumenou soustavu ukázala, že při rozběhu i doběhu stroje je nutno překonávat troje kritické otáčky. Dále ukázala, že provozní otáčky stroje $n = 350 \text{ min}^{-1}$ při chodu naprázdno, kterým odpovídá budící frekvence $\omega_0 = 36,7 \text{ s}^{-1}$, jsou jen o 9,3 % vyšší než nejvyšší otáčky kritické $n_{kr} = 320 \text{ min}^{-1}$. Výsledky analýzy potvrdily experimenty a provozní zkoušky.

Soustava za provozu kmitá hlavně v podélném směru, ve svislém směru a houpá se kolem příčné osy. Ostatní kmitavé pohyby jsou zanedbatelné. Rozběh stroje trvá asi půl minuty, takže přechod přes trojí kritické otáčky do nadrezonační oblasti je relativně velmi pomalý. V oblastech rezonance dosahují amplitudy výchylek netlumené soustavy již mezních hodnot. Hrozí při nich nebezpečí rázového styku čelistí drtiče s násypkou stěpů a možnost jejího poškození. Při drčení větších stěpů se provozní otáčky snižují pasivními podpory natolik, že mnohdy dosahují hodnoty kritické. Kvůli omezení amplitud výchylek v rezonančních oblastech bylo nutné mezi nosný rám a rámovou konstrukci dodatečně umístit celkem dvanáct tlumičů kmitů. Jsou po třech v rozích šikmo v podélném směru.



Obr. 5.5. Rezonanční charakteristiky soustavy



Obr. 5.6. Záznam kmitů nosného rámu pružného uložení

Na obr. 5.6 je grafický záznam průběhu vynucených kmitů tlumené soustavy snímaných na nosném rámu. Průběh $\eta_1 = \eta_1(t)$ odpovídá dráze podélných kmitů v místě první dvojice pneumatických pružin, tj. v odlehlosti $y_1 = -0,95$ m od těžiště pružně uloženého objektu. Z téhož místa je také záznam průběhu dráhy $\zeta_1 = \zeta_1(t)$ svislých kmitů. Podobně byl v místě šesté dvojice pružin, tj. na odlehlosti $y_6 = 1,63$ m získán průběh dráhy $\zeta_6 = \zeta_6(t)$ svislých kmitů. Ze záznamů je zřejmé, že na základní synchronní kmitu o frekvenci $\omega = 36$ s⁻¹ je superponováno chvění o vyšších harmonických složkách, které je buzeno náhodným průběhem sil vznikajících při drčení stěpů. Na základovou rámovou konstrukci, ani do budovy se toto chvění při pružném uložení již nepřenáší.

Za záznamu průběhu kmitů při relativně dlouhém doběhu stroje bylo možno při oceňování časové základny hodnotami okamžitých otáček ověřit teoreticky vypočtené hodnoty kritických otáček, resp. kritických budících frekvencí. Zvětšené amplitudy kmitů odpovídaly přibližně polohám vypočítaných rezonančních vrcholů /obr. 5.5/. V oblastech rezonancí se u pružně uložené soustavy projevovalo poměrně silné tlumení, a proto byly rezonanční vrcholy při doběhu stroje málo výrazné. Výchyly stroje se v oblastech rezonancí zmenšily tak, že již nehrozilo nebezpečí rázových styků čelisti drtiče s násypkou stěpů. Silovým působením tlumičů kmitů se přenášející kmitu stroje do základové konstrukce a do budovy ve

pružiny, které vytvářejí pružné podpory pro situaci, kdy není v pneumatických pružinách stlačený vzduch. Každé pružné uložení má tři pružiny GUMOKOV 2420.

Ve dvojicích vzájemně propojených pneumatických pružin je stejný přetlak vzduchu. Proto jsou obě pružiny v těže dvojici vždy stejně zatíženy. Zatížení $F_{1,2,3}$ se stanoví z následujících výmerek statické rovnováhy sil a momentů:

$$2F_1 + 2F_2 + 2F_3 = F \quad , \quad /5.18/$$

$$a(F_1 + F_2) + 2F_3b = x_m F \quad , \quad /5.19/$$

$$2cF_2 + (d + e)F_3 = y_m F \quad . \quad /5.20/$$

Zde je $F = gm/g$ - tíhové zrychlení/ celková tíha pružně uložených hmot. Statické zatížení pružin vychází $F_{1,2,3} = 3\ 734, 3\ 336, 3\ 073$ N. Použité pneumatické pružiny mají při statické výšce $H/0/ = 80$ mm objem $V/0/ = 960$ cm³, efektivní plochu $S_z/0/ \approx 152$ cm², ukazatel efektivní plochy při osové zatěžování $U_z/0/ = 31,5$ cm a při příčném zatěžování $U_{xy}/0/ = 42,8$ cm. Regulovaný přetlak vzduchu v pružinách vychází $p_{p\ 1,2,3}/0/ = F_{1,2,3} : S_z/0/ = 245, 222, 205$ kPa. Jeho střední hodnota je $p_p/0/ = 224$ kPa. Frekvence vlastních svislých kmitů těžiště pružně uloženého objektu podle /3.48/ je

$$f_z(0) = 5 \left[\sqrt{n \frac{p_p + p_a}{p_p} \frac{S_z}{V} + \frac{U_z}{S_z}} \right]_{z=0} \approx 2,4 \text{ Hz} \quad /5.21/$$

pro $n = 1,3$ a pro $p_a = 100$ kPa. Odpovídající kritické otáčky jsou $n_{kr\ z} = 144$ ot/min. Frekvence vlastních vodorovných kmitů pružně uložených hmot podle /3.58/ je

$$f_{xy}(0) = 5 \left[\sqrt{\frac{U_{xy}}{S_z}} \right]_{x,y=0} \approx 2,65 \text{ Hz} \quad /5.22/$$

a odpovídající kritické otáčky jsou $n_{kr\ xy} = 159$ ot/min. Obojí kritické otáčky jsou mnohem vyšší než otáčky elektromotoru i okou válců mlýnů. Frekvence vlastních kmitů při houpání kolem příčné osy ani při kolébání kolem osy podélné nebyla vyšetřována.

b/ Výsledky provozních zkoušek a měření přenosu chvění

Všechny čtyři válcové mlýny jsou umístěny vedle sebe tak, že zabírají polovinu plochy plošiny. Pružně uložený mlýn s pohonem má šest stupňů volnosti a je za provozu zdrojem chvění, které se projevuje jen velmi malým kmitavým pohybem kolem rovnovážné polohy. Kmitavý pohyb se výrazněji nezvětšuje ani při rozběhu ani při doběhu stroje, což svědčí o tom, že stroj pracuje v podkritické oblasti. Funkční činnost automatických regulátorů nevyvolává samobuzené kmity. Z těchto důvodů nemusí mít pružné uložení žádné tlumiče kmitů.

Při hodnocení pružného pneumatického uložení byly měřeny celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení a_{ef} v širokém frekvenčním pásmu 16 Hz až 12,5 kHz v podélném směru Y a ve svislém směru Z, a to na tělese mlýnu /index m/, na roštu plošiny pod mlýnem při mlýnu uloženém nepružně /index n/ na ocelových podložkách a na roštu plošiny při pružném pneumaticky uloženém mlýnu /index p/. Výsledky měření obsahuje tab. 5.1 a tab. 5.2. Celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení chvění tělesa mlýnu jsou větší v podélném směru než ve směru svislém. Tyto hodnoty odpovídají případu, kdy je mlýn uložen přímo na roštové konstrukci plošiny. K výraznému poklesu dochází nejen v případě, kdy je mlýn s pohonem uložen na pneumatických pružinách /pružně/. Dochází k němu také, když je mlýn uložen na ocelových podložkách /nepružně/, neboť se změnil způsob styku tělesa mlýnu s rámovou konstrukcí a charakter jejího chvění.

Tab. 5.1. Celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení

Místo měření /způsob uložení mlýnu/	Celková hladina efektivních hodnot zrychlení a_{ef} m s^{-2}	
	směr podélný γ	směr svislý z
těleso mlýnu m	73,60	60,00
rošt n /ocelové podložky	7,10	13,44
rošt p /pneumatické pružiny/	3,20	0,88

Tab. 5.2. Poměr celkových hladin efektivních hodnot zrychlení

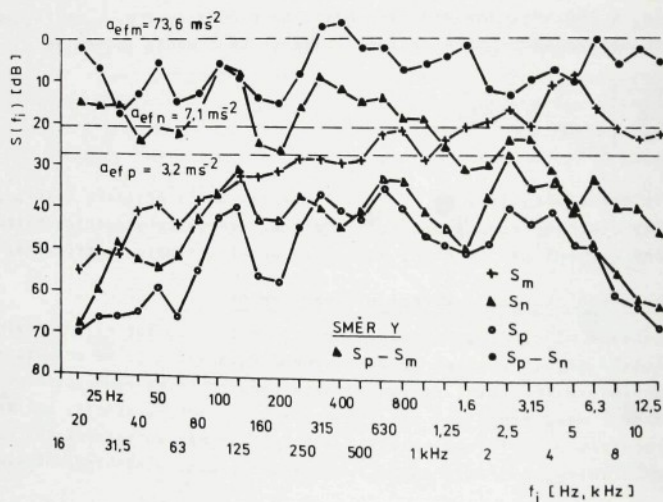
	Poměr hladin [%]	
	směr podélný γ	směr příčný z
$a_{ef n} / a_{ef m} / 100$	9,65	22,45
$a_{ef p} / a_{ef m} / 100$	4,34	1,46
$a_{ef p} / a_{ef n} / 100$	45,04	6,54

Obr. 5.9

roizolace 2:
podobný průt
uvažovaného
pružného pne

5.4. Pruž

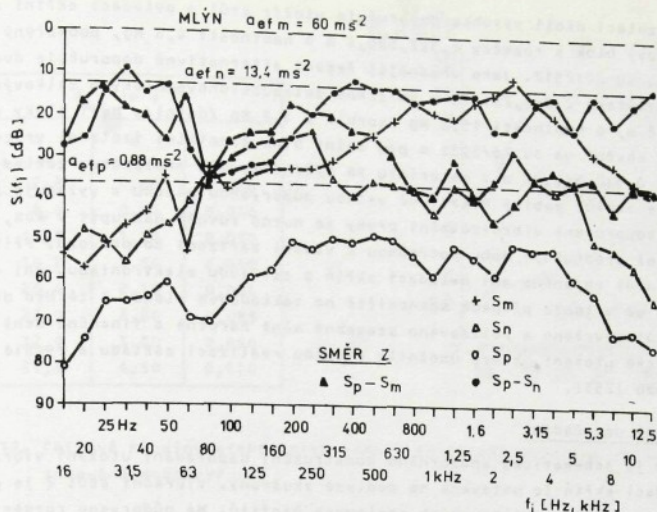
Pro zkuš
v NDR zakoup
"Fritz Hecke
a umožňuje z
zrychlení až
frekvenci vi
ce a intenzi
klinové řeme



Obr. 5.8. Výsledek třetinooktávové frekvenční analýzy efektivních hodnot zrychlení podélného chvění

Dále byla v uvedeném frekvenčním pásmu provedena třetinooktávová frekvenční analýza efektivních hodnot zrychlení chvění. Mělo se snížení S/f_i efektivních hodnot zrychlení na frekvencích f_i vzhledem k celkové hladině efektivních hodnot zrychlení chvění mlýnu definované vztahem $/4.30/$ a to opět v podélném i svislém směru. Vibroizolační schopnost /vibroizolace/ uložení je vyjádřena rozdílem snížení. Výsledky frekvenční analýzy jsou na obr. 5.8 a 5.9. Z frekvenční analýzy vyplývá, že největší podíl na celkové hladině efektivních hodnot zrychlení má ve směru podélném frekvence 5 kHz, při níž je vib-

Obr. 5.10

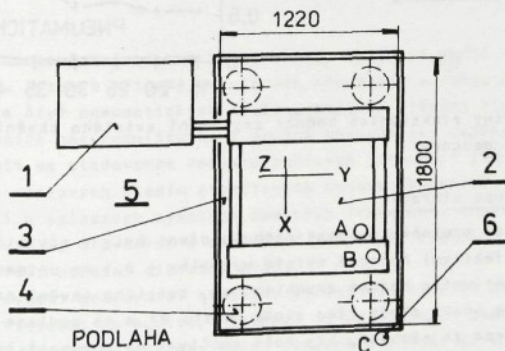


Obr. 5.9. Výsledek třetinooktávové frekvenční analýzy efektivních hodnot zrychlení svislého chvění

roizolace 23 dB. Frekvenční charakteristiky chvění mají v podélném i ve svislém směru podobný průběh. Rozdílové vibroizolační čáry umožňují hodnotit vibroizolační schopnost uvažovaného uložení. Výsledky měření a analýzy prokázaly vysokou vibroizolační účinnost pružného pneumatického uložení, které je bez údržby a oprav v provozu již od roku 1980.

5.4. Pružné uložení vibračního stolu

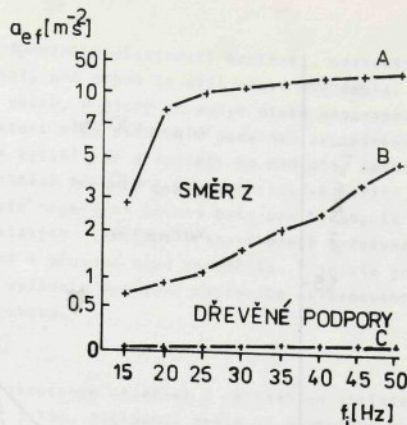
Pro zkušebnu mechanické odolnosti výrobků Libereckých vzduchotechnických závodů byl v NDR zakoupen vibrační stůl ST-80/3, jehož výrobcem je VEB Werkzeugmaschinenkombinat "Fritz Heckert" Karl-Marx-Stadt, závod v Ruenstein. Vibrační stůl má hmotnost 450 kg a umožňuje zkoušet výrobky do hmotnosti 500 kg. Nezátížená upínací deska může dosáhnout zrychlení až 20 g při výchylce ± 15 mm, zatížená upínací deska dosahuje zrychlení 5 g. Frekvenci vibrací je možno plynule regulovat v mezích 3 až 80 Hz. Pro regulaci frekvence a intenzity vibrací slouží ovládací skříň hmotnosti 250 kg. Mezi skříní a stolem jsou klínové řemeny pohonu.



Obr. 5.10. Schéma uspořádání pružného uložení vibračního stolu:
1 - ovládací skříň, 2 - vibrační stůl, 3 - rošt, 4 - pružina,
5 - místo obsluhy, 6 - snímač, A, B, C - umístění snímačů

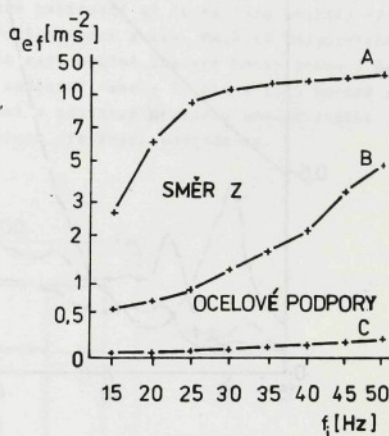
f_i [Hz]	a_{ef} [m s ⁻²]		
	A	B	C
15	2,8	0,68	0,020
20	8,6	0,91	0,040
25	11,5	1,10	0,050
30	16,2	1,80	0,050
35	20,4	2,10	0,080
40	28,0	2,20	0,085
45	32,0	3,80	0,090
50	39,6	4,30	0,110

Obr. 5.12. Celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení svislého chvění /dřevěné podpory/



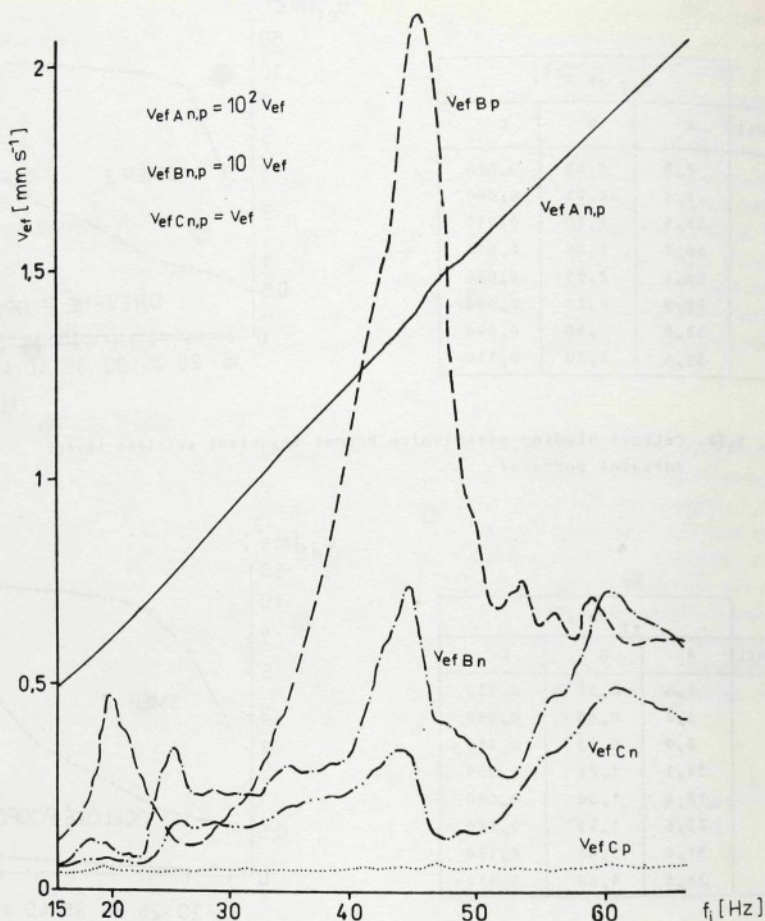
f_i [Hz]	a_{ef} [m s ⁻²]		
	A	B	C
15	2,6	0,59	0,030
20	6,2	0,68	0,040
25	8,9	0,93	0,060
30	14,1	1,26	0,050
35	18,4	1,60	0,090
40	25,6	1,95	0,120
45	31,0	3,40	0,120
50	36,5	4,60	0,130

Obr. 5.13. Celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení svislého chvění /ocelové podpory/



podporách, které současně účinně brání okolí, ovládací skříně i obsluhující personál před vibracemi. V tomto případě se vibrace přenáší z roštu do podlahy zkušební pouze prostřednictvím čtyř pneumatických pružin, zejména stěnami vlnovců a z části také táhly kyvných ovládacích pák regulátorů. Z pružně pneumaticky uloženého roštu se na podlahu zkušební přenáší ve sledovaném rozsahu budících frekvencí jen 0,8 - 3,7 % vibrací posuzovaných podle celkových hladin efektivních hodnot zrychlení. Účinnost vibroizolace je relativně vyšší v oblastech vysokých budících frekvencí. Z výsledků měření za situace, kdy rošt spočíval na dřevěných a ocelových podporách vyplývá, že na tlumení vibrací se rovněž podílí rošt nesoucí vibrační stůl.

Následně provedli pracovníci zkušební měření efektivních hodnot rychlosti v_{ef} svislého chvění v závislosti na budící frekvenci f_i za stejných podmínek. Rošt stroje byl v tomto případě jednak na pneumatických podporách /index p/ a jednak na bukových spalí-
kách /index n/. Výsledky měření jsou v tab. 5.3. Plynulý grafická záznam závislosti v rozsahu otáček $n = 800 - 4\,105 \text{ min}^{-1}$, tj. frekvencí $f_i = 13,3 - 68,4 \text{ Hz}$ je na obr. 5.14. Při uložení roštu na pneumatických pružinách byla hodnota $v_{ef} = 0,1 - 0,2 \text{ mm s}^{-1}$



Obr. 5.14. Grafický záznam efektivních hodnot rychlosti svislého chvění

na podlaze zkušebny velmi malá. Ležela na hranici citlivosti přístroje. Odpovídající křivku lze v podstatě označit jako šum výstupu měřicího přístroje. Také toto měření prokázalo vysokou vibroizolační účinnost pružného pneumatického uložení. Vzhledem k nepatrným amplitudám výchylek chvění nebylo nutné použití tlumičů kmitů.

Tab. 5.3. Efektivní hodnoty rychlosti svislého chvění

Uložení		$v_{ef} \text{ [mm s}^{-1}\text{]}$					
		nepružné			pružné		
$n \text{ [min}^{-1}\text{]}$	$f_i \text{ [Hz]}$	A	B	C	A	B	C
800	13,3	43	0,44	0,01	43	1,0	0,01
1 840	31	93	1,8	0,1	92	1,9	0,01
2 650	44,2	134	6,8	0,24	134	1,9	0,02
4 105	68,4	200	6,2	0,32	190	4,7	0,01

5.5. Pru
při zkou
a strojů se
střednictvím
zen počítač
vozu. Rázy,
budovu a zho
níky umístě
umístěny ve
alizováno pr
úsporu stave
ku a umožnil

a/ Konstr

Zatěžovac
desce 3 ze š
vakovými pne
které mohou
třivlnovými
statické pol
gulátory 133
žiny mají je
mechanismus.
ná v podéln
ní stlačený

Obr. 5.15.

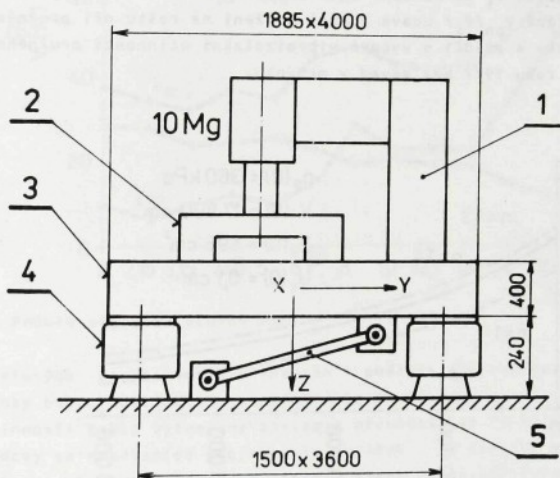
b/ Výsledek
Pružné ulo
volnosti. Moh
tolem podélné
ticky zanedba
obsahuje tab.

5.5. Pružné uložení hydropulsu INOVA

Při zkouškách životnosti, spolehlivosti a funkčních vlastností součástí, mechanismů a strojů se dnes ve zkušebnách používá zařízení, pro které se vžil název hydropuls. Pro střednictvím jednoho nebo více hydraulických válců, v nichž je pohyb pístu programově řízen počítačem, vyvozuje hydropuls namáhání, které může simulovat podmínky skutečného provozu. Rázy, otřesy a vibrace, které hydropuls vytváří, se přenášejí do podloží, poškozují budovu a zhoršují pracovní prostředí ve zkušebnách i funkční činnost citlivé měřicí techniky umístěné v jeho okolí. S cílem omezit tyto negativní účinky bylo pro hydropuls INOVA umístěn ve zkušebně Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově vyřešeno a realizováno pružné pneumatické uložení, které se v provozu plně osvědčilo. Přineslo značnou úsporu stavebních nákladů, které by si jinak vyžádalo budování masivního základového bloku a umožnilo rychlé uvedení hydropulsu do provozu.

a/ Konstrukční uspořádání

Zatěžovací válec hydropulsu 1 je spolu se zkoušeným objektem 2 umístěn na základové desce 3 ze šedé litiny o hmotnosti 6 Mg /obr. 5.15/. Základová deska je podepřena čtyřmi vakovými pneumatickými pružinami 4 typu VV 240-30 /obr. 2.14/ [111] umístěnými v rozích, které mohou být v případě potřeby nahrazeny montážně zaměnitelnými a sériově vyráběnými třívlnovými vlnovcovými pružinami typu VT 240-30 [58]. Pro automatickou regulaci stále statické polohy pružně uložených objektů celkové hmotnosti až 10 Mg jsou použity tři regulátory [333], které jsou rovněž umístěny v rozích nosné desky. Použité pneumatické pružiny mají jen nepatrnou příčnou tuhost, a proto mají pružně uložené hmoty pomocný vodící mechanismus. Je tvořen dvěma příčnými kyvnými vodícími rameny 5, která jsou torzně poddajná a v podélném směru X ohybově tuhá. Pokud není v soustavě pružného pneumatického uložení stlačený vzduch, spočívá nosná deska na čtyřech dřevěných podložkách.



Obr. 5.15. Schéma pružného uložení hydropulsu: 1 - hydropuls, 2 - zatěžovaný objekt, 3 - nosná deska, 4 - pružina, 5 - kyvné vodící rameno

b/ Výsledky ověřovacích zkoušek a měření

Pružně uložené hmoty základové desky hydropulsu a zkoušeného objektu mají tři stupně volnosti. Mohou svisle kmitat ve směru osy Z, houpat se kolem příčné osy Y a kolébat kolem podélné osy X. Přídavný příčný kmitavý pohyb v podobě bočení ve směru osy Y je prakticky zanedbatelný. Výsledky experimentálně zjištěných frekvencí vlastních kmitů soustavy obsahuje tab. 5.4.

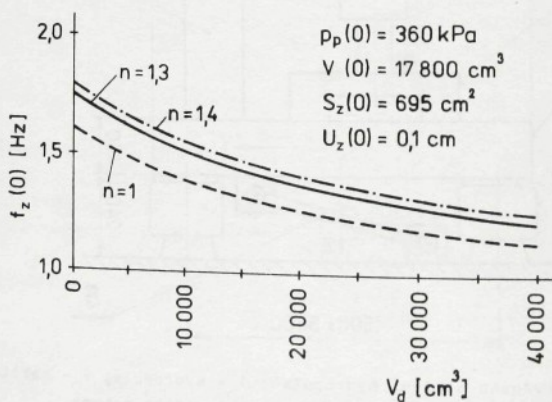
Tab. 5.4. Frekvence vlastních kmitů soustavy

Frekvence vlastních kmitů [Hz]		
nadnášení /směr osy Z/	houpání /kolem osy Y/	kolébání /kolem osy X/
1,74	1,58	2,53

Hydropuls INOVA je určen pro nízkofrekvenční zatěžovací zkoušky v oblasti 0,1 až 10 Hz a lze dosáhnout frekvence až 100 Hz. Ve VÚZS Praha-Chodov se používá pro zatěžování při budících frekvencích nad 3 Hz. Při rozběhu i doběhu zařízení je přechod přes kritické frekvence velmi rychlý, takže se pružně uložené hmoty nestačí vodorovně rozkmitat. Tlumiče kmitů zde nejsou nutné. V případě potřeby je možno snížit vlastní frekvence kmitů míče kmitů zde nejsou nutné. V případě potřeby je možno snížit vlastní frekvence kmitů připojením přidavných vzduchojemů k pružinám, nebo pružinami s jiným tvarem pístu /se zápornou hodnotou ukazatele efektivní plochy/. Vliv doplňkového objemu V_d na vlastní frekvenci $f_z/0/$ svislých kmitů soustavy vypočítaný podle vztahu /3.48/ je patrný z obr. 5.16. Při nesené hmotnosti 10 Mg je střední přetlak vzduchu v pružinách 360 kPa.

Hodnocení vibroizolační schopnosti pružného pneumatického uložení provedli autorovi aspiranti. Podrobné výsledky hodnocení obsahují práce [212, 345]. Při měření byly zatěžovací válce hydropulsu buzeny svislé harmonické kmity základové desky proměnnou frekvencí $f_i = 2$ až 40 Hz. Celková hladina efektivních hodnot zrychlení byla udržována na úrovni $a_{ef d} = 3 \text{ m s}^{-2}$, která byla zvolena jako vztážná. Na každé nastavené frekvenci f_i pak byla změněna v třetinooktávovém pásmu na frekvenci f_i odpovídající hladina efektivních hodnot zrychlení na základové desce /index d/ a na roštu /index r/ podloží a s použitím závislosti /4.30/ stanoveno snížení $S /f_i/$. Základová deska byla uložena pružně /index p/ na pružinách a také nepružně /index n/ na ocelových podporách. Výsledky měření jsou na obr. 5.17. Rozdíly v hodnotách naměřených na nepružné a pružné uložení základové desce jsou zřejmě důsledkem rozdílných zpětných vazeb. Vibroizolační schopnost /vibroizolace/ na frekvencích f_i je na obr. 5.18 znázorněna čarami $V/f_i/$, které udávají rozdíly snížení $S/f_i/$. Čára $V_{pn}/f_i/$ udává rozdíl snížení na roštu při pružném a nepružném uložení základové desky a svědčí o vysoké vibroizolační účinnosti pružného pneumatického uložení, které je od roku 1977 bez závad v provozu.

obr. 5.17



obr. 5.18

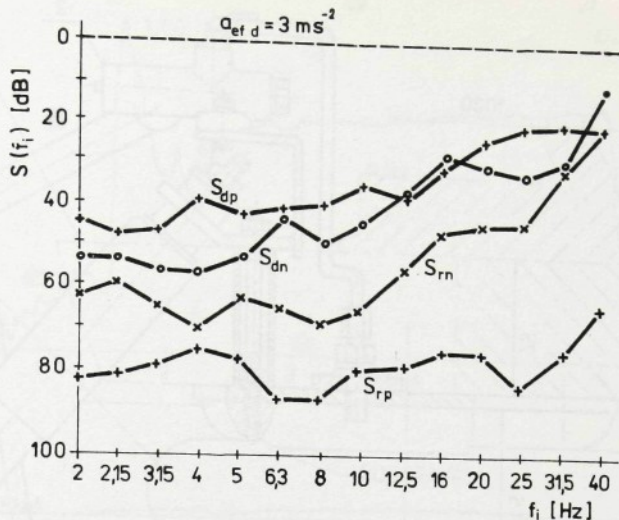
obr. 5.16. Vliv doplňkového objemu na vlastní frekvenci svislých kmitů

5.6. Pružné uložení průmyslové odstředivky

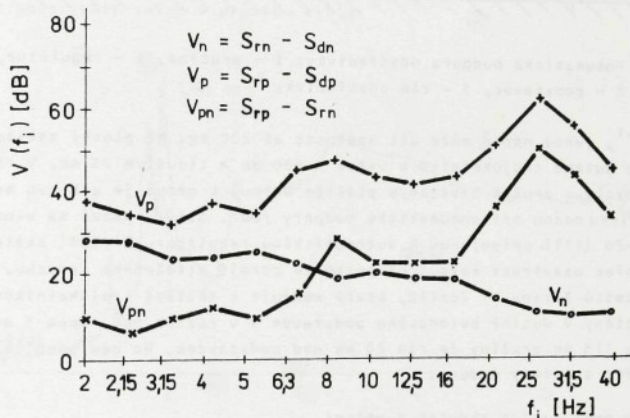
U lakovací linky rokažlu v závodě Zásada koncernového podniku Jablonecké sklárny byla instalována odstředivka RLVS 1200-E/0, výrobek Závodů Vítězného února Hradec Králové. Rám odstředivky byl umístěn na betonový podstavec, který má uvnitř svařovaný rám z vál-

covaných o
dynamické úč
při funkční
konstrukce b
divkou. Chvě
kého tlaku v
činnosti ods
covnice si s
ptylovala po
nos chvění d
nálně vyřeše
270 až 272 l.

a/ Konstr
Průmyslov



Obr. 5.17. Snížení přenosu chvění při nepružně a pružně uložené základové desce

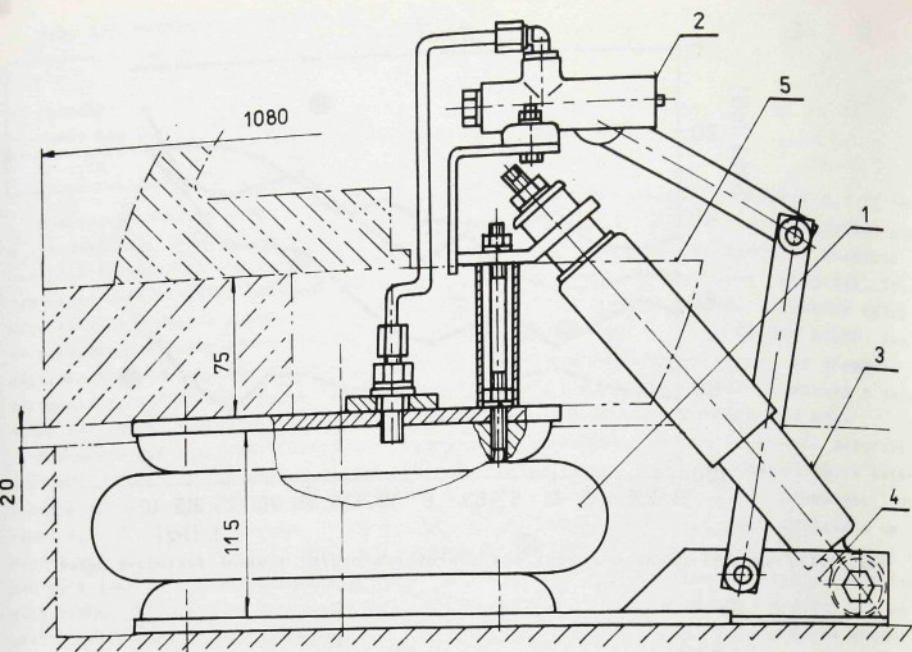


Obr. 5.18. Průběh vibroizolačních čar

covaných ocelových profilů a je připevněn k podlaze v prvním poschodí tovární budovy. Dynamické účinky bubnu odstředivky s nedokonalé vyváženou náplní rozcailu rozechvívaly při funkční činnosti takto vytvořený základ a přenášely se do konstrukce budovy. Chvění konstrukce budovy se nepříznivě projevovalo zvláště v přízemních místnostech pod odstředivkou. Chvěním se vyvozovaly zvukové efekty, které nadměrně zvyšovaly hladinu akustického tlaku vzduchu. To mělo negativní vliv na pracovní prostředí. Při některých režimech činnosti odstředivky se chvěly okenní rámy v přízemních prostorách. Zde zaměstnané pracovníce si stěžovali na vysokou hlučnost, která působila velmi nepříznivě psychicky, rozptylovala pozornost, zvyšovala únavu a snižovala pracovní výkonnost. S cílem snížit přenos chvění do konstrukce budovy, snížit hlučnost a zlepšit pracovní prostředí bylo originálně vyřešeno a úspěšně realizováno pružné pneumatické uložení této odstředivky [268, 270 až 272].

a/ Konstrukční uspořádání

Průmyslová odstředivka RLVS 1200-E/0 má hmotnost 2 150 kg a provozní frekvenci otáčení



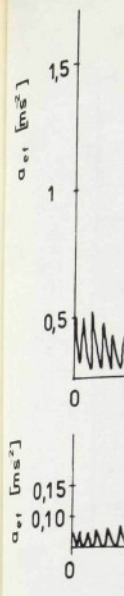
Obr. 5.19. Pneumatická podpora odstředivky: 1 - pružina, 2 - regulátor, 3 - tlumič, 4 - podstavec, 5 - rám odstředivky

bubnu 960 min^{-1} , jehož náplň může mít hmotnost až 200 kg . Má plochý základový rám s půdorysem ve tvaru dutého trojúhelníka o výšce 1080 mm a tloušťce 75 mm . V rozích rámu jsou tři svislé konzoly s pružně zavěšeným pláštěm bubnu, k němuž je uchyten hnací elektromotor. Odstředivku nesou tři pneumatické podpory /obr. 5.19/. Každá má vlnovcovou pružinu 1 typu VJ 115-20 [111] připojenou k automatickému regulátoru 2 [333] stále statické výšky, který je přes uzavírací kohout připojen ke zdroji stlačeného vzduchu. Dále má hydraulický tlumič kmitů 3 typu PT 26x110, který směřuje k těžišti trojúhelníkové základny. Podpory jsou umístěny v dutině betonového podstavce 4 v rozích pod rámem 5 odstředivky. Při statické výšce 115 mm pružiny je rám 20 mm nad podstavcem. Na něm spočívá za situace, kdy není k dispozici stlačený vzduch.

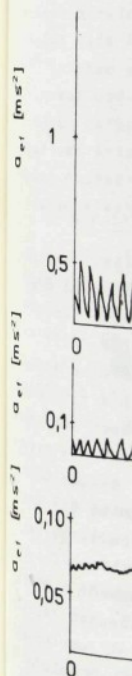
b/ Výsledky ověřovacích zkoušek a měření

V době ověřovacích zkoušek byl buben odstředivky plněn rokažlem hmotnosti 68 kg za klidu. Obsluha pootáčela bubnem a snažila se ručně rozhrnout náplň tak, aby byla pokud možno po obvodu rozmístěna rovnoměrně. Za těchto podmínek nebylo možno nevyváženost bubnu stanovit. Naprogramovaný cyklus odstředování /rozběh, ustálený běh, doběh/ trval přibližně 6 min . Při ustáleném běhu bubnu frekvenci 960 ot/min byly měřeny ve vodorovném a svislém směru jednak na rámu /index r/ a jednak na podstavci /index p/ maximální celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení a_{ef} chvění /tab. 5.5/.

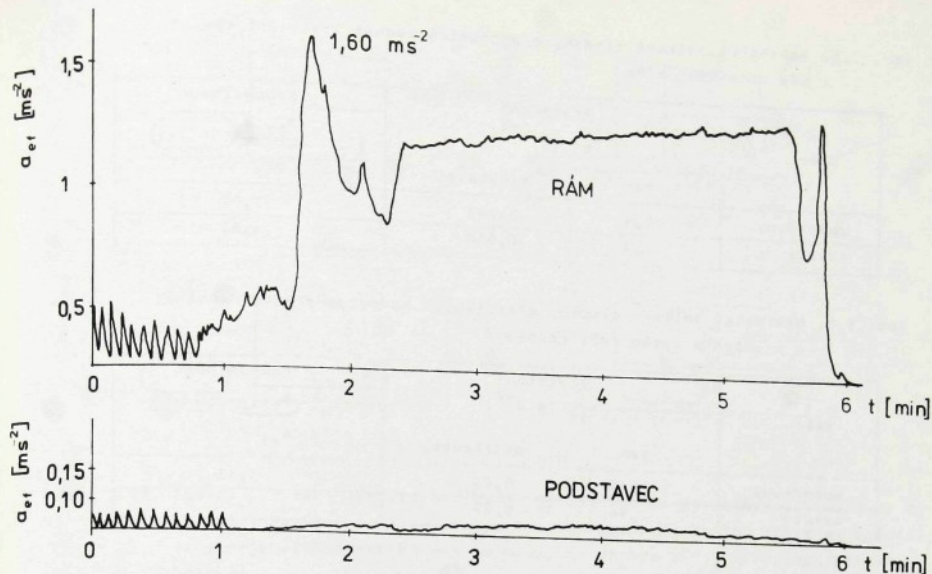
Dále byl pořízen grafický záznam průběhu celkových hladin efektivních hodnot zrychlení a_{ef} chvění ve vodorovném a svislém směru na rámu a na podstavci během celého pracovního cyklu /obr. 5.20, 5.21/. V oblasti rozběhu i doběhu jsou patrné špičky zrychlení, které vznikají při přechodu přes rezonanční oblasti. V tab. 5.6 jsou uvedeny maximální hodnoty celkových hladin efektivních hodnot zrychlení a_{ef} v pracovním cyklu, které vznikají při rozběhu. Na obr. 5.21 je také záznam průběhu celkových hladin efektivních hodnot zrychlení svislého chvění stropu v prostorách pod odstředivkou. Má charakter šumu vyvolaného činností jiného technologického zařízení. Chvění na podstavci odstředivky je výrazně nižší a chvění stropu prakticky neovlivňuje. Pružné uložení je v provozu od roku 1984 a významně přispělo ke zlepšení pracovního prostředí. Zvukové efekty se již neobjevovaly.



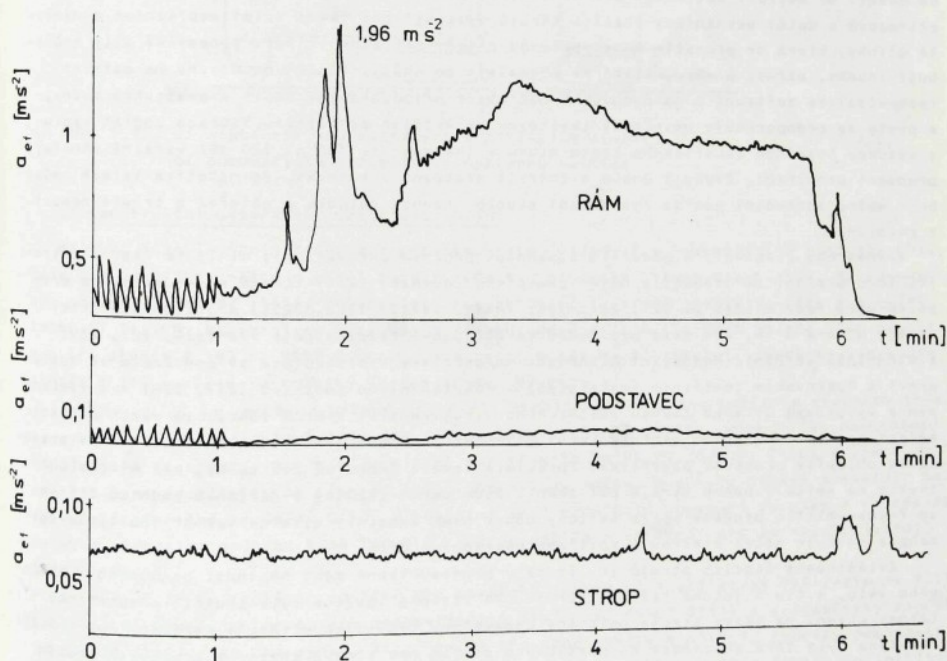
Obr. 5.20.



Obr. 5.21.



obr. 5.20. Grafický záznam celkových hladin efektivních hodnot zrychlení chvění ve vodorovném směru v průběhu cyklu



obr. 5.21. Grafický záznam celkových hladin efektivních hodnot zrychlení chvění ve svislém směru v průběhu cyklu

Tab. 5.5. Maximální celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení chvění při ustáleném běhu

Směr	Zrychlení $a_{ef} \text{ m s}^{-2}$		Propustnost $\frac{a_{ef} p}{a_{ef} r} 100 \text{ \%}$
	rám	podstavec	
vodorovný	1,4	0,043	3,07
svislý	1,3	0,060	4,61

Tab. 5.6. Maximální celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení chvění v pracovním cyklu /při rozběhu/

Směr	Zrychlení $a_{ef} \text{ m s}^{-2}$		Propustnost $\frac{a_{ef} p}{a_{ef} r} 100 \text{ \%}$
	rám	podstavec	
vodorovný	1,60	0,05	3,13
svislý	1,96	0,07	3,57

5.7. Pružné uložení tkacích strojů

V tkalcovnách bývá několik desítek a někdy i stovek tkacích strojů, jejichž skupiny po deseti až dvaceti obsluhují převážně ženy. Hnací elektromotory, prošlapní, prohozní, přirazové a další mechanismy tkacích strojů vyvolávají při tkání velmi nepříznivé dynamické účinky, které se prozatím konstruktérům nedaří potřebně snížit. Dynamické síly způsobují chvění, otřesy a rázy, které se přenášejí do okolí. Působí negativně na ostatní technologická zařízení a na budovy. V některých případech již došlo k destrukci budov, a proto se nedoporučuje umísťovat tkalcovny ve vyšších podlažích. Vibrace podlah spolu s vysokou hladinou akustického tlaku hluku v tkalcovnách /85 až 120 dB/ výrazně zhoršují pracovní prostředí. Zvyšují únavu a snižují pracovní výkonnost. Po několika letech způsobují vážné zdravotní potíže /poškození sluchu, nemoci žaludku a páteře/ a trvalé nemoci z povolání.

Významného zlepšení se podařilo dosáhnout pružným pneumatickým uložením tkacích strojů. Toto uložení se osvědčilo nejen pro československé tkací stroje s pneumatickým prohozem útku řady P [128 až 221, 225, 226, 228] a JETTIS [222, 225], pro člunkové tkací stroje UTAS a K 58, ale také pro sovětské skřípcové tkací stroje STB [224, 225, 229] a ATRP [233 až 236]. Hodnocení účinnosti pneumatické vibroizolace se provádělo ve spolupráci s Moskevským textilním institutem, s Polytechnikou Lodžskou [237, 238] a s Výzkumným a vývojovým ústavem Závodů všeobecného strojírenství v Brně [346]. Ve všech případech měření prokázalo vysokou vibroizolační účinnost pružného pneumatického uložení. V provozu se objevily problémy psychologické. Zpravidla trvalo jednu až dvě směny, než si obsluha zvykla na kmitavý pohyb stroje při tkání. Dlouhodobé zkoušky v národním podniku Slezan ve Frýdku-Místku prokázaly, že kmitavý pohyb nemá škodlivý vliv na jakost zboží, že se naopak snižuje počet přetrhů i spotřeba náhradních dílů.

Zvláštností tkacích strojů je, že se v procesu tkání mění hmotnost osnovního i zbožívého válu, a tím i poloha těžiště stroje. Ve všech případech byly použity pneumatické izolátory chvění na tkací stroje umístěny dodatečně, tedy jako přídavná zařízení /obr. 5.22/. Zkoušena byla také kombinace pneumatických pružin /na straně zboží/ a pryžových pružin /na straně osnovy/ podle obr. 5.23. Při montáži v sériové výrobě tkacích strojů by bylo možno izolátory umísťovat vhodněji, například do výklenků vytvořených v bočnicích. Tkací stroje jsou vesměs torzně poddajné, a proto jsou nutné čtyři regulátory statické výšky. U tkacích strojů řady P převažují svislé kmity a jsou nutné tlumiče. U tkacích strojů JETTIS, STB a ATRP převažují kmity svislé a příčné ve směru útku, tlumiče zde nejsou nutné.

obr. 5.22

obr. 5.23

a/ Konstrukce

Na obr. 5.

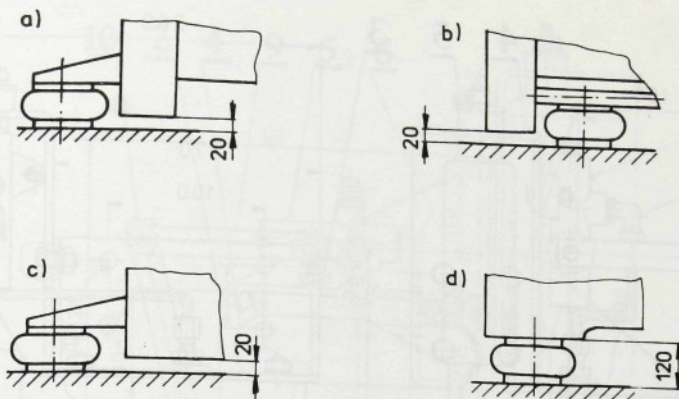
Může být použit
kou pružinu V
kmitů PT 26x
pro tři stroje
stroje P 165

Na obr. 5

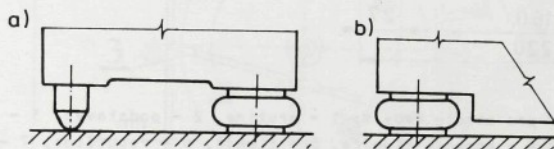
který se upe
[333] stále
VVÚ ZVS Brno
ty svislé a
kytnice náro
JETTIS 190/8

Na obr. 5

Liberec. Má
tor [333] st
že zde tlumi
tu byly pou
zkoušena kom
ly pod patka
Na obr. 5
kevském text



Obr. 5.22. Způsob uchycení izolátoru chvěni na tkacích strojích: a/ stroje řady P /po stranách bočnic/, b/ stroje řady P /pod spojovacími trubkami bočnic/, c/ stroje JETTIS /na čelech bočnic/, d/ stroje STB a ATPR /pod patkami bočnic/



Obr. 5.23. a/ Kombinace pneumatických a pryžových pružin, b/ pneumatický izolátor ve výklenku bočnice

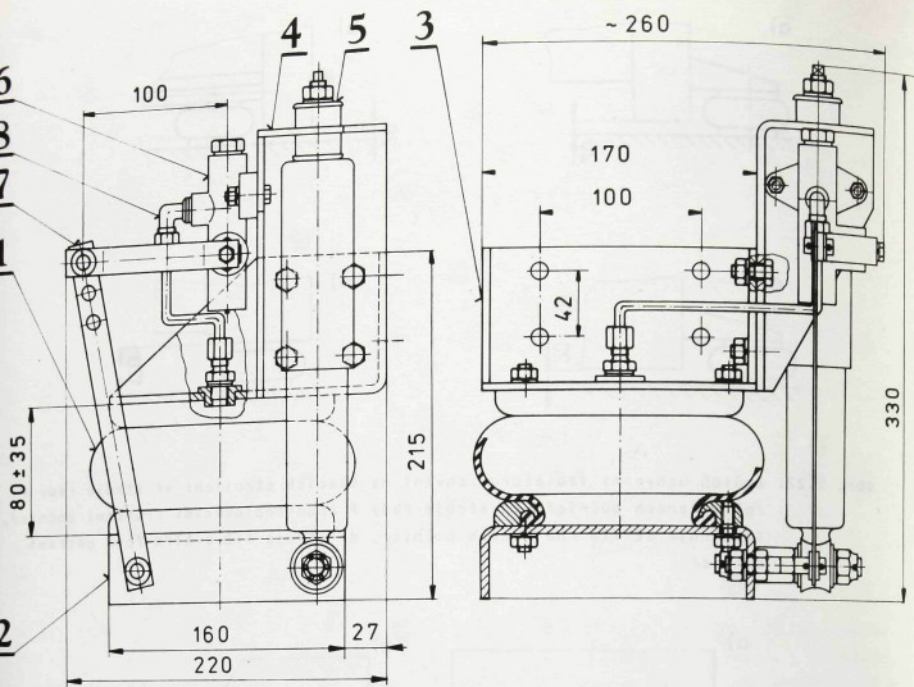
a/ Konstrukční uspořádání izolátorů chvěni

Na obr. 5.24 je izolátor určený pro tkací stroje řady P s pneumatickým prohozem útku. Může být použit rovněž pro tkací stroje řady H s prohozem útku hydraulickým. Má pneumatickou pružinu VJ 80-07 [111], automatický regulátor [333] stále statické výšky a tlumiče kmitů PT 26x110. Na stroj se upevňuje v rozích, na vnějších stranách bočnic. Byl použit pro tři stroje P 105 na VŠST Liberec, pro stroj P 125 na Polytechnice Lodžské a pro dva stroje P 165 v národním podniku Slezan Frýdek-Místek.

Na obr. 5.25 je izolátor určený pro tkací stroje JETTIS s pneumatickým prohozem útku, který se upevňuje na čela bočnic. Má dvě pružiny VJ 80-07 [111], automatický regulátor [333] stále statické výšky a může mít až dva tlumiče kmitů PT 26x110. U strojů JETTIS převažují kmity VVÚ ZVS Brno prokázaly, že tlumiče kmitů zde nejsou nutné. V současné době probíhají provozní zkoušky v závodě Rokytnice národního podniku SEBA Tanvald, kde se počítá s aplikací pro 54 tkacích strojů JETTIS 190/80.

Na obr. 5.26 je izolátor použitý pro sovětský skřípcový tkací stroj STB 2-216 na VŠST Liberec. Má dvojici vlnovcových pneumatických pružin VJ 80-07 [111] a automatický regulátor [333] stále statické výšky. Stroj kmitá převážně svisle a příčně. Zkoušky prokázaly, že zde tlumiče nejsou nutné. V n.p. Textilana Liberec a na Moskevském textilním institutu byly použity izolátory s jedinou vlnovcovou pružinou VJ 105-10 [111]. Zde také byla zkoušena kombinace pneumatických izolátorů s pryžovými pružinami GUMOKOV 2420, které byly pod patkami na straně osnova.

Na obr. 5.27 je izolátor použitý pro sovětský skřípcový tkací stroj ATPR-120 na Moskevském textilním institutu. Má rovněž pneumatickou pružinu VJ 80-07 [111], automatický



Obr. 5.24. Izolátor pro stroje řady P: 1 - pružina, 2 - podstavec, 3 - upevňovací konzola, 4 - konzola tlumiče, 5 - tlumič, 6 - regulátor, 7 - ovládací páka s táhlem, 8 - vývod

regulátor [333] stále statické výšky a je bez tlumiče kmitů. U tohoto stroje převažují kmity příčné a svislé.

b/ Vybrané výsledky ověřovacích zkoušek a měření

Tkáci stroj P 105 zkoušený na VŠST Liberec má vlastní hmotnost 1100 kg, s oběma náviny celková hmotnost 1 400 kg. Frekvence provozních otáček je 340 min^{-1} . Stroj je umístěn ve třetí nadlažce textilních vývojových dílen. Alternativně lze volit pružné uložení na izolátorech nebo nepružné na podlaze pouhým vypuštěním pružin. U stroje na izolátorech se uplatní při tkání tři stupně volnosti. Stroj kmitá ve směru podélné osy X a svislé osy Z a houpá se kolem příčné osy Y.

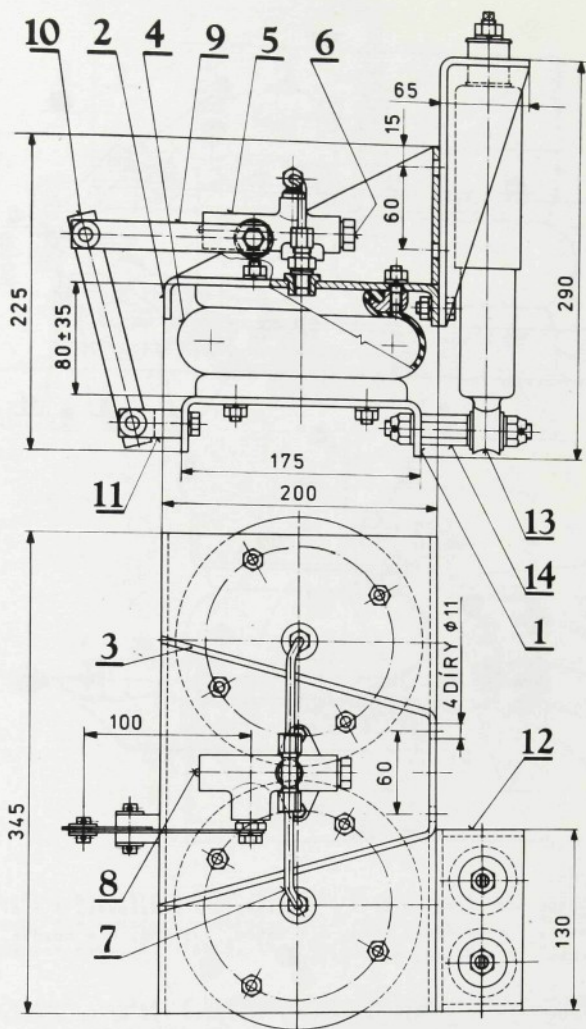
Nejprve byly měřeny celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení ve směru všech tří os na izolátorech. Měření bylo provedeno na přední levé části bočnice stroje /index 1 a na podlaze /index p/ v místě obsluhy. Výsledky měření obsahuje tab. 5.7, v níž jsou uvedeny hodnoty propustnosti a snížení chvění podle vztahu /4.30/.

Obr. 5.25.

Tab. 5.7. Celkové hladiny efektivních hodnot zrychlení chvění, propustnost a snížení chvění

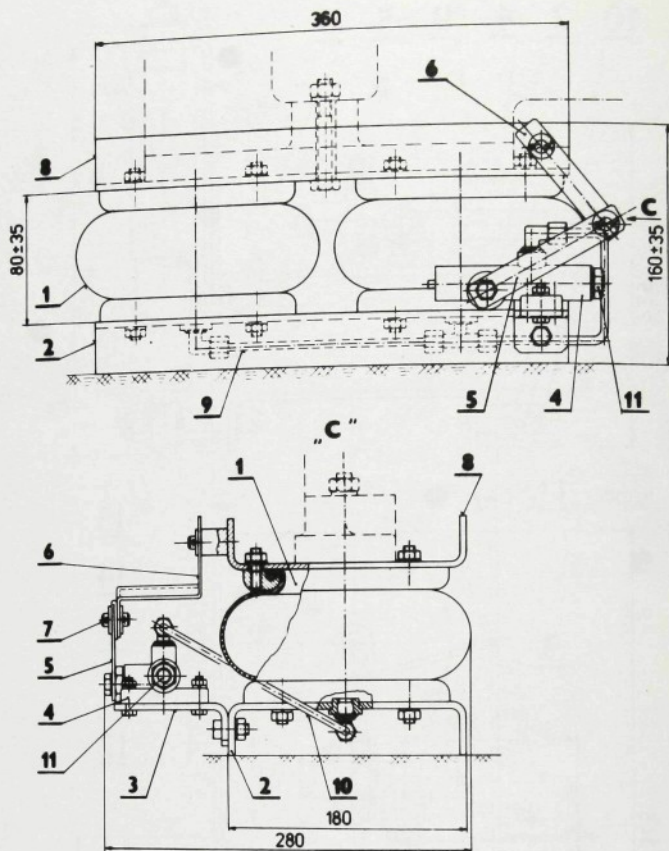
Směr	Efektivní hodnota zrychlení $a_{ef} \text{ [ms}^{-2}\text{]}$		Propustnost $\frac{a_{ef p}}{a_{ef s}} \cdot 100 \text{ [\%]}$	Snížení $s \text{ [dB]}$
	stroj	podlaha		
X	10,0	0,0736	0,736	42,7
Y	6,2	0,0960	1,548	36,2
Z	7,8	0,1120	1,436	36,8

Dále byla p
svislého chvě
běhy snížení S
dina efektivní
je dána rozdíl
lace. Izolátor
hlavních směre
pocituje obslu
pneumatické pr



Obr. 5.25. Izolátor pro stroje JETTIS: 1 - podstavec, 2 - opěrná deska, 3 - držák, 4 - pružina, 5 - regulátor, 6 - přívod, 7 - vývod, 8 - vývod do vzduší, 9 - ovládací páka, 10 - táhlo, 11 - držák táhla, 12 - konzola, 13 - tlumič, 14 - čep

Dále byla provedena třetinooktávová frekvenční analýza efektivních hodnot zrychlení svislého chvění v pásmu 4 Hz až 31,5 kHz na stroji a na podlaze. Na obr. 5.28 jsou průběhy snížení S/f_i definovaného vztahem /4.30/. Jako vztažná byla zvolena celková hladina efektivních hodnot zrychlení na stroji. Vibroizolační schopnost /vibroizolace/ V/f_i je dána rozdílem snížení. Měřením a analýzou se prokázala účinnost pneumatické vibroizolace. Izolátory snížily přenos celkových hladin efektivních hodnot zrychlení ve všech hlavních směrech na 0,7 - 1,5 %, tj. o 36 - 42 dB. Pokud tkácí stroj spočívá na podlaze, pociťuje obsluha nepříjemné a intenzivní chvění podlahy. Stroj pružně uložený izolují pneumatické pružiny od podlahy natolik, že obsluha chvění podlahy již vůbec nevnímá.



Obr. 5.26, Izolátor pro stroje STB: 1 - pružina, 2 - podstavec, 3 - držák, 4 - regulátor, 5 - ovládací páka, 6 - táhlo, 7 - čep, 8 - nosník, 9 - spojovací potrubí, 10 - vývod, 11 - přívod

Obr. 5.27.

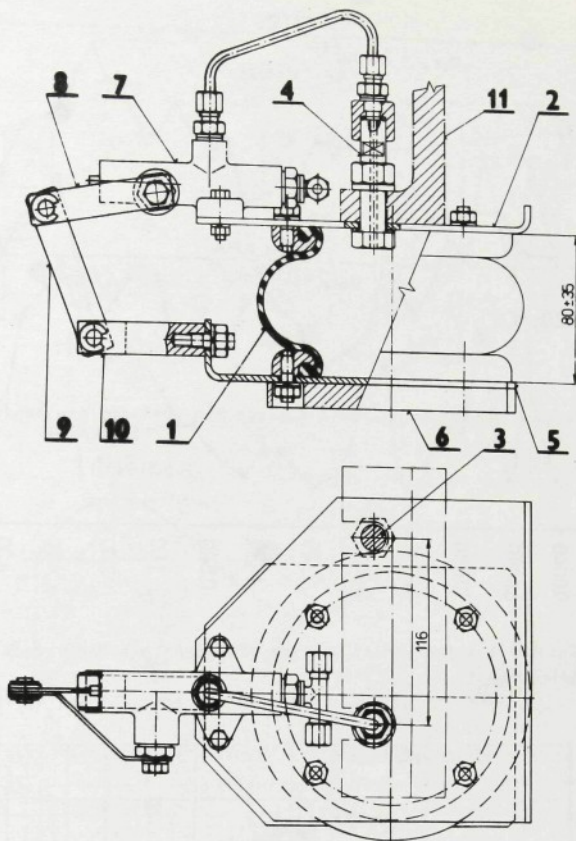
V místě obsluhy /1 m od stroje uprostřed, ve výšce 1,5 m/ byla naměřena nejvyšší hloučnosť, a sice 78 dB. Pásmová 1/1 oktávová analýza hladiny akustického tlaku hluku rozsahu frekvenci 20 Hz až 20 kHz ukázala, že se pružným uložením hladina snížila nejvýrazněji v rozsahu frekvenci 20 až 30 Hz, a sice o 14 dB. V dalších frekvenčních oblastech se projevilo snížení o 1 až 3 dB /obr. 5.29/. Snížení si lze vysvětlit tím, že pružným uložením byly izolovány akusticky rezonující části podlahy, neboť tkací stroj jako zdroj vyzařující hluk a chvění nebyl nijak upravován. Hloučnosť se podařilo snížit v oblasti nízkých frekvenci, v nichž sice ucho zvuky nevnímá, avšak lidskému zdraví škodí. Z hlediska toho, že problém vysoké hloučnosti pracovního prostředí tkalcoven je dnes jedním z nejzákladnějších, je toto snížení významným přínosem.

U tkacího stroje JETTIS 190/79 bylo ve VVÚ ZVS Brno provedeno měření a hodnocení přenosu svislých složek dynamických sil do podlahy metodikou DIZAS [346]. Stroj byl položen na torzně poddajném rámu /obr. 5.30/ tvořeném dvěma příčnými spojovacími tyčemi. Rozích pod rámem byly umístěny snímače sil položené na nepodsklepené betonové podlaže. Pracovní frekvence stroje byla 470,4 ot/min, tj. 7,84 Hz, celková hmotnost s osnovním zbožovým válem byla 3,2 Mg. Jako kritérium pro porovnání dynamických účinků nepružně pružně uloženého stroje na izolátorech bez tlumičů /IZ=0/ a s tlumiči /IZ=T/ byl zvolen

součet největších účinků uvedené soustavy DIZAS účinky do podlahy

Tab. 5.8. P

Uložení
nepružně
pružně IZ=0
pružně IZ=T

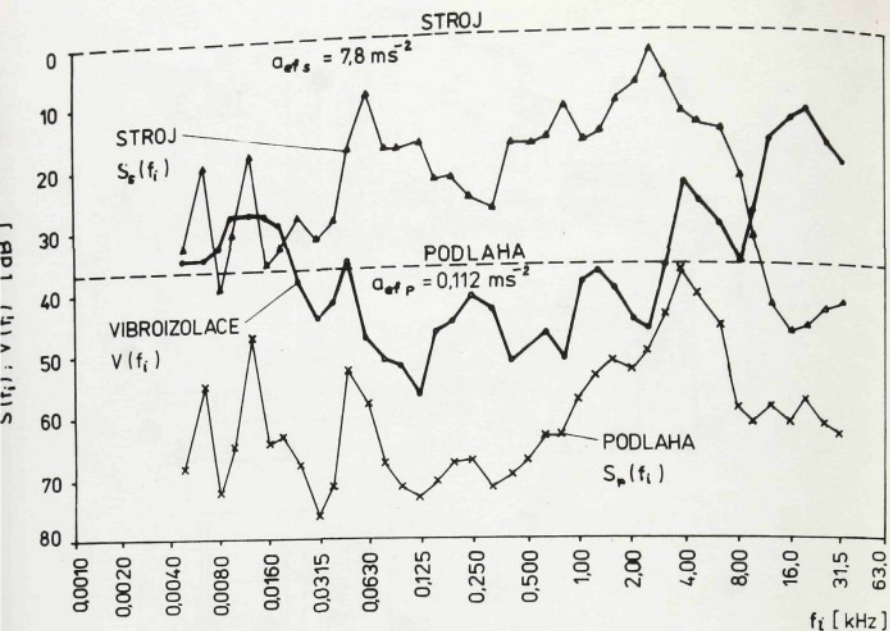


Obr. 5.27. Izolátor pro stroje ATPR: 1 - pružina, 2 - horní víko, 3 - upevňovací šroub, 4 - vývod, 5 - dolní víko, 6 - podložka, 7 - regulátor, 8 - ovládací páka, 9 - táhlo, 10 - držák, 11 - patka stroje

součet největší kladné a záporné hodnoty z časového průběhu dynamického zatížení. V tab. 5.8 jsou uvedeny jednak absolutní hodnoty v [N] a jednak relativní hodnoty v [%] získané systémem DIZAS. Je zřejmé, že pružné uložení s tlumiči dává menší svislé dynamické účinky do podložky.

Tab. 5.8. Porovnání dynamických účinků pružné a neupružné uloženého tkacího stroje JETTIS 190/79

Uložení		Dynamický účinek patky			
		A	B	C	D
nepružné	[N]	4 256	3 742	4 060	2 887
	[%]	100	100	100	100
pružné IZ-0	[N]	376	420	248	500
	[%]	8,83	11,22	6,10	17,31
pružné IZ-T	[N]	277	269	397	255
	[%]	6,50	7,18	9,77	8,83

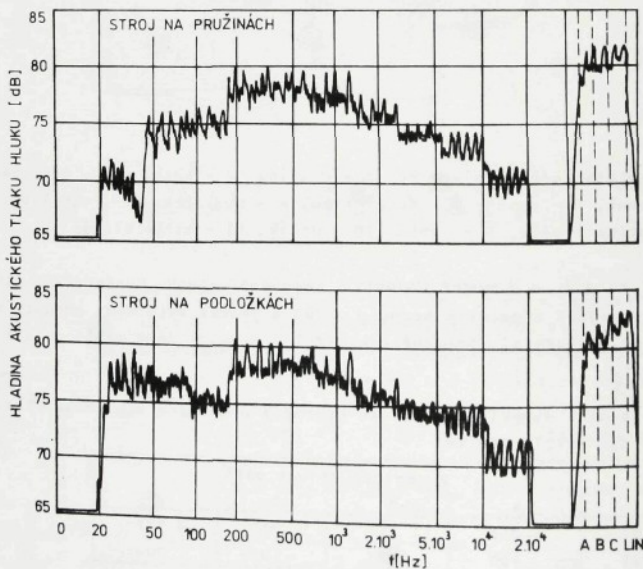


obr. 5.30.

obr. 5.28. Třetinooktávová frekvenční analýza efektivních hodnot zrychlení svislého chvění

obr. 5.31.

Tab. 5.9. v ý

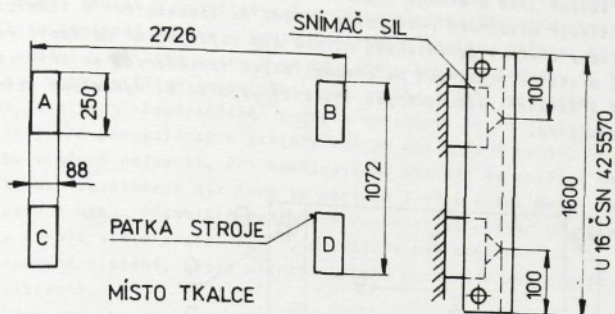


obr. 5.29. Pásmová 1/1 oktávová analýza hladiny akustického tlaku hluku u stroje P 105

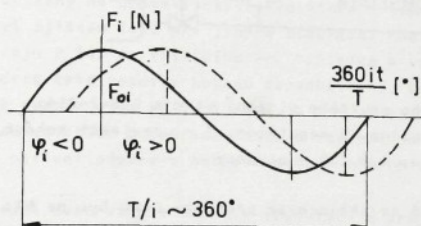
i	
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	
13	
14	
15	
16	

Dále byla pro
amplitudy F_{0i} [N]
všechny posuvy

$$F = \sum_{i=1}^n F_{0i} \cos$$



obr. 5.30. Schéma pro označení při analýze dynamických účinků - uspořádání měření



obr. 5.31. Schéma pro označení při analýze dynamických účinků

Tab. 5.9. Výsledky harmonické analýzy časového průběhu dynamického zatížení podloží

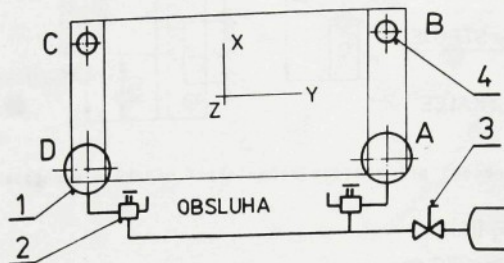
i	Nep pružné uložení		P ružné uložení	
	F_{oi} [N]	φ_i [°]	F_{oi} [N]	φ_i [°]
1	338,445 138	-130	41,203 541	-68
2	2102,429 528	- 60	21,151 743	-18
3	203,285 080	- 92	4,747 703	-25
4	59,073 252	45	5,699 729	-115
5	183,538 909	-63	4,787 790	-110
6	242,542 646	- 4	4,679 367	- 44
7	225,545 388	27	6,688 928	- 15
8	63,106 441	-13	0,756 659	85
9	114,028 608	111	5,066 409	143
10	45,145 733	136	7,417 809	- 61
11	10,508 684	- 77	1,854 057	- 86
12	22,947 376	44	1,063 393	-102
13	40,588 957	75	1,369 851	- 98
14	17,110 426	141	0,818 947	- 65
15	9,306 215	160	1,048 521	-173
16	13,848 238	179	1.152 704	- 84

Dále byla provedena analýza časového průběhu dynamického zatížení F podloží. Byly určeny amplitudy F_{oi} [N] šestnácti harmonických složek $i = 1, \dots, 16$ spolu s příslušnými fázovými posuvy φ_i [°] v intervalu $(-180^\circ, 180^\circ)$ funkce /obr. 5.31/

$$F = \sum_{i=1}^{16} F_{oi} \cos \left(\frac{360 it}{T} - \varphi_i \right)$$

/5.23/

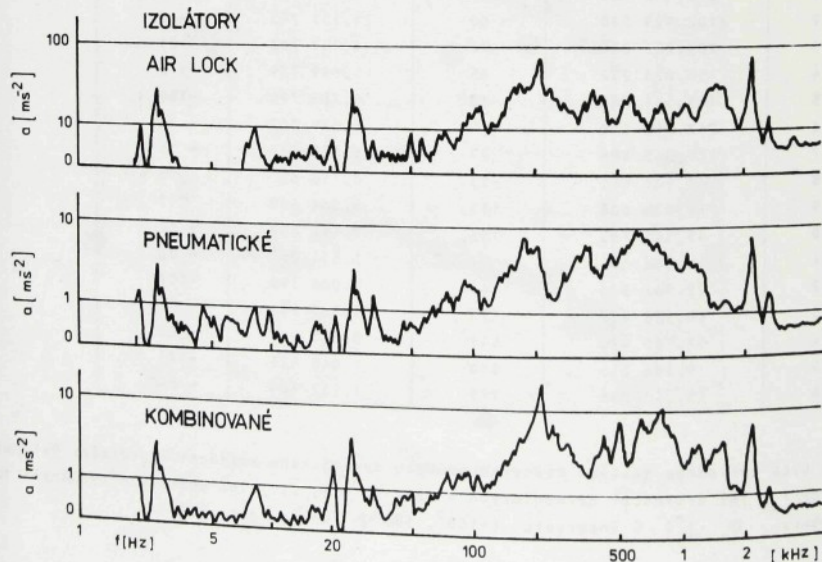
je značí t - čas, T - periodu. Úhel natočení hlavního hřídele stroje je 0° . Frekvence hlavní harmonické je stejná jako pracovní frekvence stroje. Tab. 5.9 obsahuje výsledky analýzy pro patku A stroje uloženého nepružně a pružně na izolátorech s tlumiči. Analýzy jsou také výsledky analýzy dynamických účinků pod zbývajících patkami. Dominují dvě harmonické. U stroje uloženého na pneumatikách izolátorech se snížila přídavná síla asi o 10 % a namáhání exponovaných součástí až o 30 %. Dynamické účinky v podstatě se snížily na desetinu.



Obr. 5.32. Schéma kombinovaného pružného uložení stroje STB-2-216:

- 1 - pneumatiká pružina, 2 regulátor, 3 - uzavírací kohout, 4 - pryžová pružina; A, B, C, D - podpory

Sovětský tkací stroj STB-2-216 se skřípčovým prohozem útku byl na MTI Moskva uložen na pneumatikách izolátorech. Každý z nich měl jednu pružinu VJ 105-10 [111]. Dále byla použita kombinace dvou pneumatikých pružin pod předními patkami a dvou pryžových pružin pod zadními patkami (obr. 5.32). Kvůli srovnání bylo také hodnoceno uložení na známých relovatelných izolátorech "Air Lock", které jsou vytvořeny z ocelových pružin. Stroj nebyl zatčen, měl však všechny mechanismy v činnosti. Hmotnost stroje byla 2 300 kg, frekvence otáčení hlavního hřídele 260 ot/min. Stroj byl umístěn na nepodsklepené betonové dlažbě.



Obr. 5.33. Plynulá frekvenční analýza střední kvadratické hodnoty zrychlení příčného chvění podlahy u pryžové podpory C

při uvedení
index s/ a n
hodnoty zrych
Na obr. 5.33
zrychlení a c
směrech X, Y
bech uložení
stejná. U str
tento způsobu
o 10 až 15 %
měny ve smě
prohozu je u s
hovuje kombin
proto méně ná
U sovětských
hodnocen vliv
otáčení hlavní
kW, kdežto str
tj. asi 6,5 %
také u tkacích
v textilních z
nastává vzhled
ech. Stroj na
deformační síly

Tab. 5.10. S

Podpora	Izolát
A	Air Lo pneuma kombin
B	Air Lo pneuma kombin
C	Air Lo pneuma kombin
D	Air Lo pneuma kombin

5.8. Pružné u

v provozech s
způsobují vysoko
na ostatní techn
se často šíří do
obsahuje celkové
efektivní hodnot
sluha přitom ruč
du buchar. Hluk
tech mají vážné

při uvedených způsobech uložení byly ve všech hlavních směrech os X, Y, Z na stroji /index s/ a na podloží /index p/ v místě všech čtyř patek změřeny střední kvadratické hodnoty zrychlení chvění a vypočítána jeho propustnost. Výsledky obsahuje tab. 5.10. Na obr. 5.33 je grafický záznam plynulé frekvenční analýzy střední kvadratické hodnoty zrychlení a chvění v příčném směru Y na podlaze u pryžové podpory C. Výsledky analýzy ve směrech X, Y a u zbývajících podpor jsou analogické [349]. Při všech uvažovaných způsobech uložení je střední kvadratická hodnota zrychlení na bočnicích stroje prakticky stejná. U stroje na pneumatických izolátorech je asi o 10 % vyšší. Na podlaze je při tomto způsobu uložení nejmenší. Při kombinovaném uložení se zvyšuje nepodstatně, asi o 10 až 15 %. Na izolátorech Air Lock se zvyšuje 3 až 6 krát. Největší hodnoty byly naměřeny ve směru Y útku. Působíště podélných dynamických účinků od přirazů a příčných od prohožů je u stroje STB v přední části, prakticky nad podporami A, D. Proto zřejmě vyhovuje kombinované uložení, které přináší úsporu pneumatických pružin i regulátorů a je proto méně nákladná.

U sovětského tkacího stroje ATPR 120-2 vlastní hmotnosti 1 580 kg byl na MTI Moskva hodnocen vliv způsobu uložení na spotřebu elektrické energie při tkání. Při frekvenci otáčení hlavního hřídele rychlosti 283 ot/min měl stroj uložený na podlaze příkon 2,62 kW, kdežto stroj uložený na pneumatických izolátorech jen 2,45 kW. Rozdíl činí 0,17 kW, tj. asi 6,5 % a byl zjištěn také při jiných otáčkách. Analogické poměry byly zjištěny také u tkacích strojů P 105 na VŠST Liberec. Vzhledem k velkému počtu tkacích strojů v textilních závodech tyto rozdíly nejsou zanedbatelné. U stroje uloženého na podlaze nastává vzhledem k nerovnostem křížení rámu, a tím se zvyšují pasivní odpory v mechanismech. Stroj na pneumatických podporách kmitá a rám přitom zaujímá polohu, při níž jsou deformáční síly a pasivní odpory v mechanismech minimální.

Tab. 5.10. Střední kvadratické hodnoty zrychlení a propustnost chvění

Podpora	Izolátory	Zrychlení $s [ms^{-2}]$						Propustnost, směr		
		stroj, směr			podlaha, směr			$\frac{a_p}{a_s} 100 [\%]$		
		X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
A	Air Lock	1,7	2,3	3,0	0,60	1,10	0,64	35,8	47,8	21,3
	pneumatické	1,5	3,4	2,6	0,09	0,16	0,14	6,0	4,7	5,3
	kombinované	1,6	3,7	3,0	0,14	0,44	0,22	8,8	11,8	7,3
B	Air Lock	2,0	2,1	2,6	0,65	2,05	1,20	32,5	97,6	46,2
	pneumatické	1,6	3,0	1,6	0,16	0,32	0,28	10,0	10,6	17,5
	kombinované	2,1	4,7	1,3	0,22	0,45	0,20	10,4	9,5	15,3
C	Air Lock	2,3	3,2	8,5	0,50	1,90	1,90	21,7	59,3	22,3
	pneumatické	2,2	4,2	7,5	0,18	0,38	0,24	8,8	9,0	3,2
	kombinované	3,2	6,5	4,1	0,18	0,39	0,28	5,6	6,0	6,8
D	Air Lock	2,4	2,4	6,0	0,80	1,40	0,95	33,3	58,3	15,8
	pneumatické	2,4	2,8	5,5	0,18	0,29	0,21	7,5	10,3	3,8
	kombinované	2,7	3,3	7,1	0,21	0,30	0,20	7,7	9,0	2,8

5.8. Pružné uložení zápustkových kovacích bucharů

V provezech s kovacími buchary jsou velmi obtížné pracovní podmínky. Rázy při kování způsobují vysokou hlučnost a otřesy základů, které se přenášejí na obsluhující personál, na ostatní technologická zařízení, na konstrukci budov a na inženýrské sítě. Podloží se často šíří do velké vzdálenosti a obtěžují okolní obyvatelstvo. Akustický tlak hluku dosahuje celkové hladiny až 130 dB a je o to škodlivější, že má rázový charakter třesku. Efektivní hodnota rázového zrychlení podlahy pod obsluhou často přesahuje $300 ms^{-2}$. Obsluha přitom ručně manipuluje polotovarem a stojí jen na jedné noze, neboť druhou ovláslu buchar. Hluk a otřesy zvyšují únavu a snižují pracovní výkon kovářů. Po několika letech mají vážné zdravotní potíže a nemoci z povolání, které je většinou již ve věku 35

40 let nutí změnit zaměstnání. Vznikají problémy s jejich novým pracovním zařízením. Kovárnách je vysoká fluktuace, trvalý nedostatek pracovních sil a mezi mládeží nezájem.

toto fyzicky i profesně náročné povolání.

Jedním z našich největších a nejvýkonnějších je parní zápusťkový kovací buchar MAS 100 v závodě kováren oborového podniku Tatra v Kopřivnici s roční hodnotou produkce 2 mil. Kčs výkonnosti až do hmotnosti 250 kg. Má základy o rozměrech 2 x 4 m, celkovou výšku 12 m, celkovou hmotnost 270 Mg, hmotnost beranu 10 Mg a při dopadové rychlosti 1 ms⁻¹ dosažitelnou energii rázu 0,25 MJ.

Při uvedení do provozu v roce 1958 byl buchar uložen na dubových trámech na železobetonovém bloku o rozměrech 8 x 8,5 x 9 m a hmotnosti 1 715 Mg, který byl obsypán pískem. Železobetonové vaně hluboké 12 m. Účinkem rázů se blok již po čtyřech letech rozpadl. Bylo jej nutno s rizikem poškození kovárenské haly odstěhovat a obnovit. O intenzitě rázů, kterých může být až 10 tis. za směnu, svědčí 127 dB hladina akustického tlaku hluku. Účinkem rázů jsou slyšitelné ve vzdálenosti až 8 km. Účinkem rázů se po pěti letech noční době jsou rázy slyšitelné ve vzdálenosti až 8 km. Účinkem rázů se po pěti letech rozpadne také šabota stroje a musí být obnovena. Rázuvzdorné měděné desky o tloušťce 4 mm uložené mezi díly šaboty se beze zbytku vytlučou za šest měsíců a spojovací šrouby M 120 podložkami praskají po dvou až třech týdnech provozu. Při tomto způsobu uložení se rázy a otřesy přenášely podloží a spodními vodami až do vzdálenosti 3 km a poškozovaly i lehlé budovy. Efektivní hodnota svislého zrychlení na šabotě přesahuje v okamžiku rázu 3 400 ms⁻².

S cílem zabránit škodlivým účinkům rázů a omezit jejich přenos byly v sedmdesátých letech s velkými finančními a materiálovými náklady i s velkými náklady společenské práce realizovány a bez úspěchu zkoušeny všechny u nás i ve světě známé a technicky proveditelné způsoby uložení bucharu MAS 6500. Nejprve byly zkoušeny podložky z rázuvzdorných a vibroizolačních materiálů /dřevo, plst, pryž, měď/. Tyto podložky měly malou účinnost a nízkou životnost. Zjistilo se, že rázům dobře odolává Sadurit, a proto se dnes používá ve spojích kovových a betonových součástí základů bucharů. Dále byl pro uložení vytvořen železobetonový vaně základový blok hmotnosti 320 Mg o rozměrech 5,4 x 5,7 x 5,4 m, který byl ve výšce 2,8 m od základny na bocích podepřen 184 dvojicemi soustředných ocelových sroubovitých pružin. Podle pat. ČSSR 118 642 měly vnější pružiny nestatické zatížení, namákové zatížení obě společně. Pružiny ale měly nízkou životnost, vydržely jen 2 - 3 měsíce. Výměna vyžadující nadzvedávání základového bloku se strojem byla obtížná, časově náročná a nákladná. V následující etapě bylo pružné uložení vytvořeno v základové jámě hluboké 3 m. Na dno byla položena a Saduritem zalita 60 mm tlustá ocelová deska a na analogickou desku byl také postaven buchar. Mezi obě desky bylo po obvodu umístěno 40 izolátorů. Každý obsahoval 5 dvojic prstencových pružin. Další čtyři izolátory umístěné v průměru v rozích zabraňovaly nadskočení stroje. Prstencové pružiny měly nízkou životnost často se zadíraly, takže pak buchar spočíval na základu natvrdo. Výměna pružin byla obtížná.

Nový prvek pro pružné ukládání bucharů představují frikční izolátory Eladisor [347]. Jsou vytvořeny dvěma dvojicemi protilehlých klků, jejichž vrcholy směřují do středu bucharu. Přičná dvojice je kluzně spojena vodící tyčí a předepjatou tlačnou sroubovitou ocelovou pružinou. Svislá dvojice nese pružné uložení tělesa. Izolátory mají předem i dostatečnou laditelnou nosnost a tlumení. V kovárně Vagonky Studénka byly použity pro uložení bucharu MPM 16 000 B celkové hmotnosti 160 Mg. Pro uložení bucharu MAS 6500 zkoušeny byly.

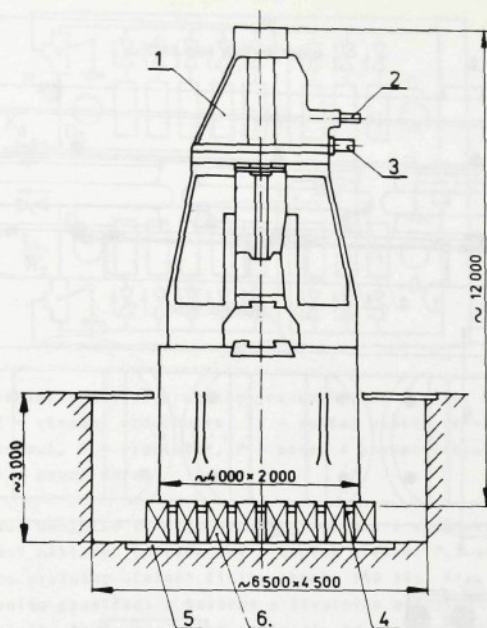
V letech 1982-1983 autor práce navrhl a pomohl realizovat pro buchar MAS 6500 originální stavebnicový způsob řešení a poměrně univerzálně použitelné pružné pneumatikové uložení [239], které se v provozu osvědčilo [245 až 251]. V dalších letech bylo dále zdokonaleno [240 až 244] a použito také pro buchar MPM 16 000 B hmotnosti 170 Mg a pro buchar B 3000 hmotnosti 90 Mg v téže kovárně.

a/ Stavebnicové konstrukční uspořádání uložení

Pružné pneumatikové uložení bucharu MAS 6500 je umístěn v jámě o půdorysných rozměrech 5 x 4,5 m a hloubce 3 m. Pod jeho základnou je na dně jámy Saduritem zalitá ocelová deska o tloušťce 100 mm. Na analogické ocelové desce je volně položen také buchar. Pro-

Obr. 5.34.

ti bočnímu pos
na deskami /obi
šestnácti shod
K horní záklád
lačnímu systé
táž panelů je p
jeden náhradní
Na rozích do
Na nich spočívá
Při výměně pane
Každý panel
lů. Horní rám j
vlnovcové pruži
hož konci je př
ceno pět tlumič
užito celkem 48
Pro automati
ty tři regulát
ovládací páky m
základové desce
zabývajících jsou
ze zásobního vzt
Na je stlačený
K pravému regul
ke každému levé
tín a stabilita



Obr. 5.34. Schéma pružného pneumatického uložení bucharu MAS 6500:

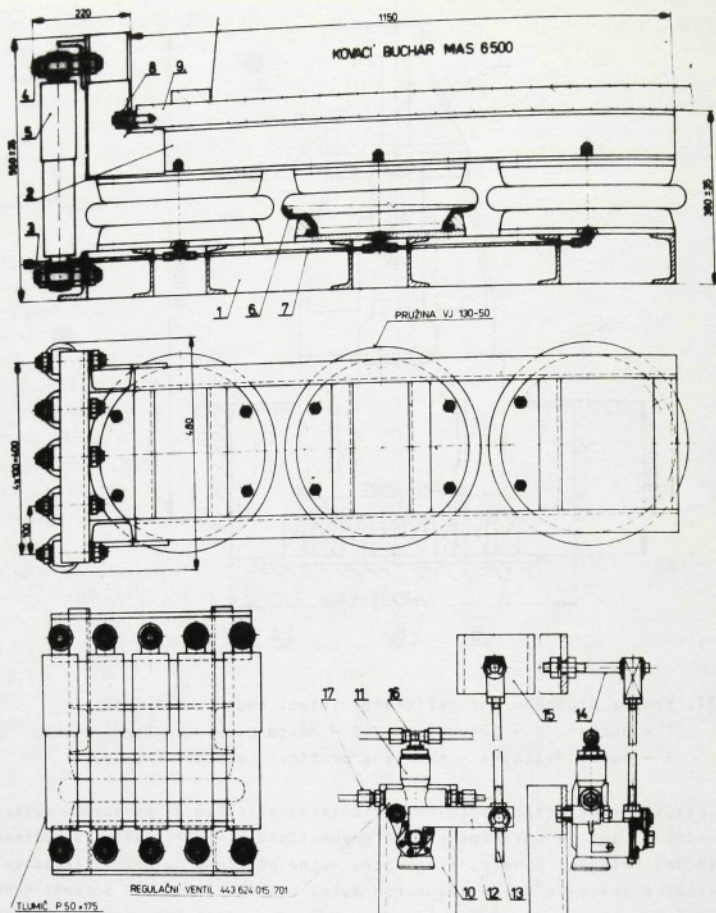
- 1 - buchar, 2 - přívod páry, 3 - odvod páry, 4 - horní deska,
5 - dolní deska, 6 - panely s pružinami a tlumiči kmitů

ti bočnimu posuvu je pojištěn ocelovými příložkami přivařenými po obvodu desky. Mezi oběma deskami /obr. 5.34/ je umístěno pružné pneumatické uložení [239]. Je tvořeno celkem šestnácti shodně řešenými panely, které jsou volně položeny na dolní základové desce. K horní základové desce je každý připevněn dvěma čelními šrouby. K pneumatickému regulačnímu systému je panel připojen potrubím s koncovou převlečnou maticí. Montáž a demontáž panelů je proto poměrně snadná a rychlá. Pro případ poruch je pro výměnu k dispozici jeden náhradní panel. Toto řešení umožňuje zkrátit dobu oprav na minimum.

Na rozích dolní základové desky jsou přivařeny čtyři pevné ocelové dorazy $\varnothing 180-325\text{mm}$. Na nich spočívá horní základová deska s bucharem, když není v soustavě stlačený vzduch. Při výměně panelů proto není třeba bucharu mechanicky zvedat.

Každý panel /obr. 5.35/ je tvořen dvěma rámy svařenými z válcovaných ocelových profilů. Horní rám je v rozích zpevněn úhelníkovými příložkami. Mezi rámy jsou tři jednovlnové vlnovcové pružiny VJ 130-50 /obr. 3.19/, které jsou navzájem propojeny potrubím, na jehož konci je připojovací převlečná matice. Na čelních příčkách rámu je na čepích uchyceno pět tlumičů kmitů typu P 50x175. Pro pružné uložení bylo na šestnácti panelech použito celkem 48 pneumatických pružin a 80 tlumičů kmitů.

Pro automatickou regulaci stálé statické výšky a vodorovné polohy bucharu byly použity tři regulátory [334]. Jsou uchyceny na držácích přivařených k základové desce. Kyvné ovládací páky mají prostřednictvím táhla a čepu spojeny s držákem přivařeným k horní základové desce. Jeden regulátor je umístěn uprostřed pravé boční strany bucharu, dva zbývající jsou v rozích na levé boční straně. Schéma systému regulace je na obr. 5.36. Ze zásobního vzduchojemného plněného kompresorem s výtlačkem regulovaným v mezích 0,8 - 1,0 MPa je stlačený vzduch veden přes zpětný ventil a uzavírací kohout k regulátorům. K pravému regulátoru jsou uzavřeným okruhem připojeny pneumatické pružiny šesti panelů, k levému regulátoru jsou uzavřeným okruhem připojeny pneumatické pružiny pěti panelů. Tak je zajištěno poměrně rovnoměrné plnění pružin a stabilita bucharu při uvádění do provozu i v procesu kování.



obr. 5.36.

kozeného základu
a snížit stavební
lizaci vlastních
zlepšení pracov
nu budov a osta
bylo toto ulože
12 panelů [241]
to u bucharu M
ni VJ 130-50 a
ká zlepšení [14
zů a ke zvýšení
ničů a pružin,
roku, což je z
ré jsou na trhu

b/ Návrh pru

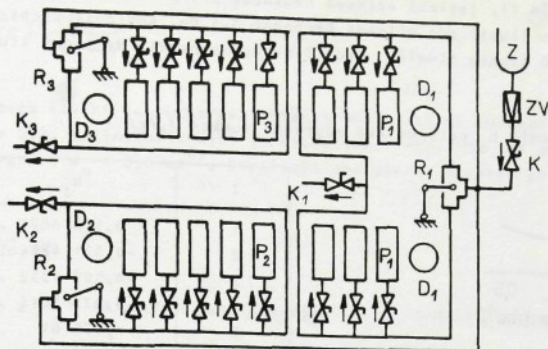
Zápuskové k
průsečníci Leži
sily. Proto lze
Kovací buchar M
 $\rho_r = 1 \text{ Mg}$ má re
dovou desku roz
každý z nich má
 $\rho_{uh} = 1,9 \text{ Mg / p}$
vypočítá jmenov

$$p_p(0) = \frac{m}{n_i S}$$

ide g je tíhové
Isou-li tři pane
střední tlak vz
bulovaným v me
Typ a počet r
ché úvahy. U bu
činný tlumič s v
vání. Zvolen byl

obr. 5.35. Panel s regulátorem pro buchar MAS 6500: 1 - dolní rám, 2 - horní rám, 3 - dolní čep, 4 - horní čep, 5 - tlumič, 6 - pružina, 7 - spojovací potrubí s přívodem, 8 - upevňovací šroub, 9 - horní základová deska, 10 - dolní držák, 11 - regulátor, 12 - ovládací páka, 13 - táhlo, 14 - čep táhla, 15 - horní držák, 16 - přívod, 17 - vývod

Uzavírací kohouty umístěné na přívodech umožňují v případě poruch jednotlivé panely od
t. Pružné uložení je dimenzováno tak, že v každé větvi může být jeden panel mimo pro
Ve zbývajících se automaticky zvýší tlak vzduchu, a tím převezmou jeho zatížení.
panu poškozeného panelu je možno provést v době pracovního klidu a snížit tím výrobní
ty. Uzavírací kohouty v uzavřených větvích slouží pro připojení kontrolních manomet
Spolu s kohouty na přívodech panelů umožňují vypustit stlačený vzduch z části nebo
šech pružin příslušné větve. Tento systém snižuje spotřebu stlačeného vzduchu. Za pro
obsahují všechny pružiny celkem $0,11 \text{ m}^3 \times 48 = 5,28 \text{ m}^3$ vzduchu o jmenovitém tlaku
60 kPa. Jejich plnění trvá přibližně 15 minut. Ztráty stlačeného vzduchu způsobované
ční činností regulátorů při kmitání bucharu jsou malé, činí asi $0,3 \text{ m}^3/\text{h}$.
Pružné pneumatické uložení bylo realizováno při nutné generální opravě bucharu a po



Obr. 5.36. Schéma regulace pružného pneumatického uložení bucharu MAS 6500:
Z - zásobní vzduchojem, ZV - zpětný ventil, K - dvoucestný uzavírací
kohout, R - regulátor, P - panel s pneumatickými pružinami,
D - pevný doraz

kozeného základu. Umožnilo zkrátit generální opravu a výpadek ve výrobě o 3 měsíce a snížit stavební náklady. Společenský prospěch přesáhl 7,5 mil. Kčs, náklady na realizaci vlastního pružného uložení činily zhruba 180 tis. Kčs. Významný je přínos pro zlepšení pracovního prostředí v kovárně a životního prostředí v jejím okolí i pro ochranu budov a ostatního technologického zařízení. Na základě úspěšných výsledků v provozu bylo toto uložení realizováno také u bucharu B 3000 o hmotnosti 90 Mg. Zde bylo použito 12 panelů [241] s 36 pružinami VJ 130-50 a 48 tlumiči kmitů PA 40x150. Dále bylo použito u bucharu MPM 16 000 B o hmotnosti 170 Mg, kde bylo použito 14 panelů se 42 pružinami VJ 130-50 a se 70 tlumiči P 40 x 150. Zde byla provedena některá originální technická zlepšení [142 až 144, 161, 240 až 244], která přispěla k dalšímu snížení přenosu rázů a ke zvýšení životnosti exponovaných součástí uložení. Životnost rázy namáhaných tlumičů a pružin, na které v provozu stéká z bucharu olej a nafta, je jeden až jeden a půl roku, což je z hlediska provozu vyhovující. Výměna těchto poměrně levných součástí, které jsou na trhu dostupné, je snadná.

b/ Návrh pružného pneumatického uložení

Zápustkové kovací buchary mají dvě svislé, vzájemně kolmé roviny symetrie, v jejichž průsečnici leží těžiště, kterým jen s malými odchylkami prochází svislá nositelka rázové síly. Proto lze pružné uložení buchar uvažovat jako soustavu s jedním stupněm volnosti. Kovací buchar MAS 6500 o hmotnosti $m_s = 270$ Mg s nesenou částí parního rozvodu hmotnosti $m_p = 1$ Mg má relativně malé půdorysné rozměry 2×4 m, které umožnily pod horní základovou desku rozměrů $2,5 \times 4,5 \times 0,1$ m o hmotnosti $m_h = 8,8$ Mg umístit jen $n_p = 16$ panelů. Každý z nich má hmotnost $m_p = 0,236$ Mg. Horní část uložení nesená pružinami má hmotnost $m_{uh} = 1,9$ Mg /polovina celkové hmotnosti panelů/. Při celkové hmotnosti $m = 281,7$ Mg se vypočítá jmenovitý průměrný přetlak vzduchu v n_i pružinách ze vztahu

$$p_p(0) = \frac{mg}{n_i S(0)}$$

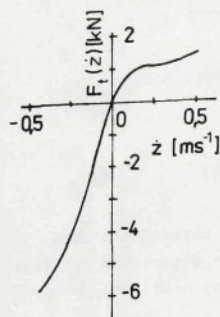
15.24/

kde g je tíhové zrychlení. Při efektivní ploše $S(0) = 973 \text{ cm}^2$ vychází $p_p(0) = 592 \text{ kPa}$. Jsou-li tři panely vyřazeny z funkce činnosti, nese objekt 39 pružin, v nichž se průměrný přetlak zvýší na 728 kPa . Pro uložení byl proto zvolen kompresor s výtlačkem regulovaným v mezích $0,8 - 1 \text{ MPa}$.

Typ a počet n_i tlumičů byl při předběžném návrhu uložení zvolen na základě jednoduché úvahy. U bucharů se analogicky jako u motorových vozidel požaduje v podstatě jednoduše účinný tlumič s velkým odporem při roztahování a s relativně malým odporem při stlačování. Zvolen byl tlumič P 50 x 175, který je v počtu 6 kusů používán jako součást pero-

ni autobusů Karosa ŠM 11, jejichž celková hmotnost při přetížení v městském provozu dosahuje 20 Mg. Na jeden tlumič zde připadá hmotnost 3,3 Mg. Analogií vychází pro pružně upevněný buchar $n_j = 80$ těchto tlumičů, tedy 5 na každý panel. Na jeden tlumič připadá hmotnost 3,52 Mg.

Tab. 5.11. Koeficienty b_j polynommické regresní funkce F_t/z



j	b_j
1	$0,128\ 6825 \cdot 10^5$
2	$-0,371\ 4284 \cdot 10^5$
3	$-0,509\ 1352 \cdot 10^5$
4	$0,271\ 1813 \cdot 10^6$
5	$0,175\ 01 \cdot 10^6$
6	$-0,907\ 8648 \cdot 10^6$
7	$-0,214\ 5958 \cdot 10^6$
8	$0,106\ 7493 \cdot 10^7$
$F_t \text{ [N]}, \quad z \text{ [m/s]}$	

5.37. Rychlostní charakteristika tlumiče P 50 x 175

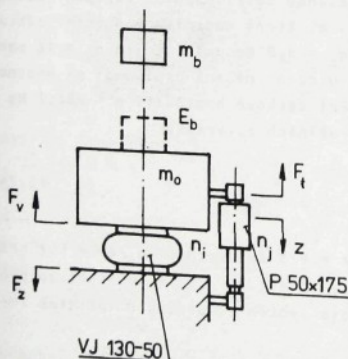
Rychlostní charakteristika tlumiče byla vyšetřena experimentálně. Pak byly vypočítány měrné hodnoty síly F_t/z vyvozované při roztahování a při stlačování. Takto zjištěné body byla proložena polynommická lineární regresní funkce ve tvaru

$$F_t(z) = \sum_{i=1}^8 b_j z^j$$

15.25/

Rychlost získaná grafickým výstupem stolního kalkulátoru Hewlett-Packard je na obr. 5.37. Koeficienty b_j polynommické funkce jsou v tab. 5.11.

Pneumatické pružiny VJ 130-50 mají přípustnou osovou deformaci $z_{\max} = \pm 3,5$ cm. Amplitudy výchylek buchar rozkmitávaného rázu nesmějí tuto hodnotu překročit. To se týká především amplitudy z_1 první výchylky z klidové rovnovážné polohy po rázu, kdy se pružiny začnou stlačovat. Stlačují se také tlumiče, ale jejich odpor při stlačování je relativně malý. Může být při odhadu amplitudy první výchylky z rovnovážné polohy v prvním přiblížení zanedbán. Zjednodušeně lze předpokládat, že se veškerá kinetická energie dodaná pružně upevněnému bucharu rázem beranu spotřebuje na zvýšení potenciální energie výchylkou zdemčovaných pružin.



5.38. Dynamický model kovacího bucharu
 $m_o = 271,7$ Mg, $m_b = 10$ Mg,
 $E_b = 0,25$ MJ

Buchar MAS 6500, jehož dynamický model je na obr. 5.38, má při hmotnosti $m_b = 10$ Mg dosažitelnou energii rázu $E_b = 250$ kJ, která je rovna jeho kinetické energii těsně před rázem. Jeho dopadová rychlost v_b se vypočítá podle [344] z rovnice

$$v_b = \sqrt{\frac{2 E_b}{m_b}}$$

15.26/

a hude $7,07$ ms⁻¹. Hmotnost m_o pružně uloženého objektu /bez beranu/ je mnohem větší, než hmotnost beranu. Lze proto zjednodušeně předpokládat, že jeho buzení je během rozběhu beranu nulové a že objekt má těsně před rázem nulovou výchylku i rychlost. Rychlost v_o objektu těsně po centrickém rázu se vypočítá ze vztahu

$$v_o = v_b (1$$

při záпуст
restitute
tento případ
z rovnice

$$E_o = \frac{1}{2} m$$

je 34 kJ. Kaž

$$E_1 = \frac{E_o}{n_1}$$

která činí 0,
Vratná síl
rovnici

$$F_v(z) = F(z)$$

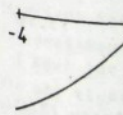
v níž je $F/z/$
1,3/ a $F/0/ =$
 $n = 1,3$ je zá
regresní funk
Potenciáln

$$W = \int_0^z F_v(z)$$

která nemožn
ně pružiny odp
metoda. Na obr
interval < -
Je tedy splněn
žin, příkladn

$$\begin{bmatrix} z \\ x \end{bmatrix}$$

$$u^>$$



Obr. 5.39. Vra

$$p_p$$

$$v_0 = v_b (1 + \epsilon) \frac{m_b}{m_0 + m_b}$$

/5.27/

Při zápusťkovém kování na bucharech velkých hmotností se obvykle uvažuje součinitel restituace $\epsilon = 0,8$. Nejintenzivnější je kalibrovací ráz, kdy lze uvažovat $\epsilon \approx 1$. Pro tento případ vychází $v_0 = 0,5 \text{ ms}^{-1}$. Kinetická energie E_0 objektu po rázu vypočítaná z rovnice

$$E_0 = \frac{1}{2} m_0 v_0^2$$

/5.28/

je 34 kJ. Každá z $n_1 = 48$ pružin musí při stlačení o hodnotu z_1 absorbovat energii

$$E_1 = \frac{E_0}{n_1}$$

/5.29/

kteřá činí 0,71 kJ.

Vratná síla F_v/z pružiny působící na objekt vychýlený z rovnovážné polohy je dána rovnici

$$F_v(z) = F(z) - F(0)$$

/5.30/

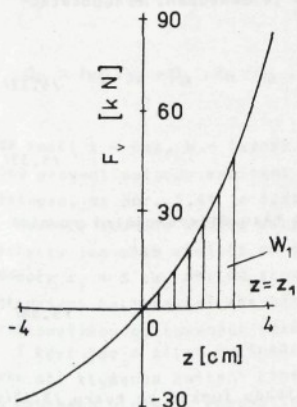
v níž je $F/z = p_p/z$ S/z zatížení pružiny závislé na deformaci z podle vztahů /1.2, 1.3/ a $F/0 = m_0 g/n_1 = 55,53 \text{ kN}$ je její zatížení statické. Pro $p_p/0 = 592 \text{ kPa}$, $n = 1,3$ je závislost F_v/z na obr. 5.39. V tab. 3.1 jsou koeficienty a_i polynommické regresní funkce S/z dané vztahem /3.67/ a integrační konstanta $V/0$ pro vztah /3.69/.

Potenciální energie W pružiny při deformaci z se vypočítá z rovnice

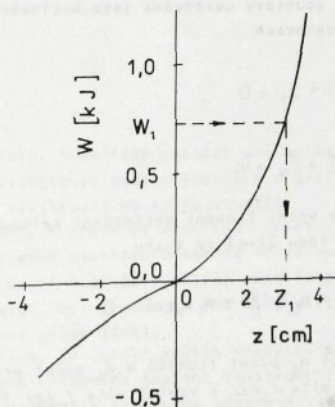
$$W = \int_0^z F_v(z) dz$$

/5.31/

kteřá neumožňuje analyticky stanovit ze známé potenciální energie $W = W_1 = E_1$ deformované pružiny odpovídající deformaci $z = z_1$. Pro odhad stačí jednoduchá graficko-početní metoda. Na obr. 5.40 je znázorněna funkční závislost $W = W/z$ podle vztahu /5.31/ pro interval $-z_{\max} < z_{\max}$ přípustných deformací. Pro $W_1 = 0,71 \text{ kJ}$ vychází $z_1 \approx 3 \text{ cm}$. Je tedy splněna podmínka $z_1 < z_{\max}$. V opačném případě by bylo nutno zvětšit tuhost pružin, příkladně zmenšením objemu $V/0$ nebo změnou jejich statické výšky.



Obr. 5.39. Vratná síla pružiny pro $p_p/0 = 592 \text{ kPa}$, $n = 1,3$



Obr. 5.40. Potenciální energie pružiny v závislosti na deformaci

Amplituda z_2 následující záporné výchylky při roztahování by měla být menší. Z grafu vidět, že pro $z_2 = z_1 = 3$ cm pružina absorbuje jen energii $W_2 = 0,3$ kJ. Rozdíl $= W_1 - W_2 = 0,41$ kJ musí absorbovat tlumiče.

Všechny pružiny navrhované pro uložení jsou stejné a mají stejné vlastnosti. Snadno je dokázat, že jednotková tuhost celé soustavy paralelně řazených pružin. Vlastní frekvence je stejná jako jednotková tuhost každé pružiny definovaná vztahem /3.35/.

Pro svislých netlumených kmitů bucharu proto lze vypočítat pomocí rovnice /3.47/. Pro $f_0 = 592$ kPa, $V_0 = 11\,000$ cm³, $S_0 = 973$ cm², $U_0 = 45,8$ cm, $n = 1,3$ vychází $f_0 = 2,12$ Hz a perioda kmitů $T = 1:f_0 = 0,47$ s.

Buchar má hmotnost $m_s = 270$ Mg, nesená část parního rozvodu $m_r = 1,1$ Mg, horní základová deska $m_h = 8,8$ Mg a všechny panely $m_u = 3,8$ Mg. Dolní základová ocelová deska má rozměry $3,0 \times 5,0 \times 0,1$ m, plochu $S = 12$ m² a hmotnost $m_d = 11,7$ Mg. Celé zařízení má celkovou hmotnost $m_z = 295,3$ Mg a tíhu $F_s = g m_z = 2,9$ MN, která představuje statickou složku zatížení betonového podloží. Dynamická složka zatížení působí na podloží při kmitavém pohybu bucharu vyvolaném rázem. Při výpočtu podloží podle ČSN 73 1201 se bere v úvahu statické zatížení $p_s = F_s/S$ od statického zatížení a porovnávací namáhání p_R se počítá z rovnice $p_R = n p_s$. Hodnota koeficientu zatížení n je podle ČSN 73 0035 dána uspořádáním a charakterem práce stroje. Rázovými účinky bucharu dochází k velmi rychlému narůstání síly působící do podloží /během 0,01 s/, a proto je zvažován koeficient zatížení $n = 10$.

Případě bucharu MAS 6500 vychází statický tlak $p_s = 0,2$ MPa a porovnávací tlak $p_R = 2$ MPa, který je mnohem menší než přípustná hodnota dostředného tlaku R_{bc} udaná v tab. 12.

Tab. 5.12. Přípustné hodnoty namáhání betonu podle ČSN 73 0035

Třída betonu	0	I	II	III
Tlak za ohybu R_{bi} [MPa]	4,2	6	8	11,5
Dostředný tlak R_{bc} [MPa]	3,36	$R_{bc} = 0,8 R_{bi}$		9,2

c/ Výpočet kmitavého pohybu bucharu

Tuhost betonového podloží vytvořeného na rostlé půdě, je mnohem větší než tuhost užitého uložení, a proto stačí při výpočtu volného tlumeného kmitavého pohybu vyvolaného rázem beranu uvažovat jednoduchý dynamický model bucharu podle obr. 5.38. Vzhledem k charakteru vratných F_v/z a tlumících $f_t/\dot{z}$ sil a velikosti výchylek z/t bucharu po dobu je soustava uvažována jako nelineární, vliv regulátorů je zanedbán. Při počátečních podmínkách

$$z(0) = z_0 = 0 \quad , \quad /5.32/$$

$$\dot{z}(0) = \dot{z}_0 = v_0 \quad /5.33/$$

píše volný tlumený nelineární kmitavý pohyb soustavy po rázu diferenciální rovnice druhého řádu [246] ve tvaru

$$m_0 \ddot{z} + n_j F_t(\dot{z}) + n_i F_v(z) = 0 \quad /5.34/$$

značí n_j počet tlumičů a n_i počet pružin v uložení.

Tlumičí síla $F_t/\dot{z}$ a vratná síla F_v/z je vyjádřena polynommickou funkcí ve tvaru /3.65/.

Přechodem k substituce $\ddot{z} = \ddot{y}$ vznikne soustava dvou diferenciálních rovnic prvního řádu ve tvaru

$$\dot{y} = -\frac{1}{m_0}$$

$$\dot{z} = y = g(y)$$

Pro numerické řešení soustavy rovnic se používá metoda Runge-Kutta.

$$y_{n+1} = y_n +$$

$$z_{n+1} = z_n +$$

v těchto vztazích

$$p_1 = h f(y_n)$$

$$p_2 = h f(y_n)$$

$$p_3 = h f(y_n)$$

$$p_4 = h f(y_n)$$

$$q_1 = h g(y_n)$$

$$q_2 = h g(y_n)$$

$$q_3 = h g(y_n)$$

$$q_4 = h g(y_n)$$

Ide značí $t = 0$ čas okamžiku, kdy buchar provedl svůj první výstup. Na obou stranách bucharu jsou použity tlumiče. Použité tlumiče jsou jen málo, a proto je nutné zvolit hodnoty $z_1 = 3$ cm. Intenzivní kalibrace je provedena. Problematikou opakování je, že i když jde o kmitavý pohyb, jako při tlumeném pohybu, tak při tlumeném pohybu je tlumič hlavně v

$$\dot{y} = -\frac{1}{m_0} [n_1 F_t(\dot{z}) + n_1 F_v(z)] = f(y, z, t) \quad , \quad 15.35/$$

$$\dot{z} = y = g(y, z, t) \quad . \quad 15.36/$$

Pro numerické řešení lze použít čtyřbodovou metodu Runger-Kuttovu. Řešení diferenciálních rovnic se hledá postupnými kroky a vychází se přitom ze známých počátečních podmínek. Řešení lze popsat vztahy

$$y_{n+1} = y_n + \frac{1}{6} (p_1 + 2p_2 + 2p_3 + p_4) \quad 15.37/$$

$$z_{n+1} = z_n + \frac{1}{6} (q_1 + 2q_2 + 2q_3 + q_4) \quad . \quad 15.38/$$

v těchto vztazích značí

$$p_1 = h f(y_n, z_n, t_n) \quad , \quad 15.39/$$

$$p_2 = h f(y_n + \frac{p_1}{2}, z_n + \frac{q_1}{2}, t_n + \frac{h}{2}) \quad , \quad 15.40/$$

$$p_3 = h f(y_n + \frac{p_2}{2}, z_n + \frac{q_2}{2}, t_n + \frac{h}{2}) \quad , \quad 15.41/$$

$$p_4 = h f(y_n + p_3, z_n + q_3, t_n + h) \quad . \quad 15.42/$$

$$q_1 = h g(y_n, z_n, t_n) \quad , \quad 15.43/$$

$$q_2 = h g(y_n + \frac{p_1}{2}, z_n + \frac{q_1}{2}, t_n + \frac{h}{2}) \quad , \quad 15.44/$$

$$q_3 = h g(y_n + \frac{p_2}{2}, z_n + \frac{q_2}{2}, t_n + \frac{h}{2}) \quad , \quad 15.45/$$

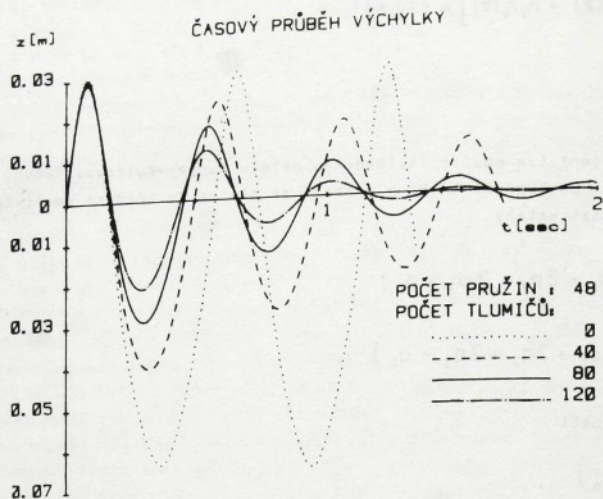
$$q_4 = h g(y_n + p_3, z_n + q_3, t_n + h) \quad . \quad 15.46/$$

Zde značí t - čas, h - časový krok, n - pořadí kroku. Numerický výpočet pro buchar MAS 6500 provedl autorův aspirant [248] na stolním kalkulátoru Hewlett-Packard s grafickým výstupem. Na obr. 5.41 je časový průběh výchylky závislosti na počtu tlumičů.

Použité tlumiče kladou malý odpor při stlačování, a proto je amplituda první kladné výchylky jen málo závislá na jejich počtu. U netlumené soustavy dosahuje dříve vypočtené hodnoty $z_1 = 3$ cm. Při 80 tlumičích je amplituda první a druhé výchylky přibližně stejná, Intenzivní kalibrovací ráz následuje vždy za situace, kdy je buchar MAS 6500 v klidu.

Problematikou opakovaných rázů se podrobněji zabývá práce [249].

I když jde o silně nelineární dynamickou soustavu, je časový průběh výchylky podobný jako při tlumeném kmitání lineárním. Je to důsledek výhodného spojení konstrukčních prvků pružného uložení. Pneumatické pružiny omezují především amplitudy kladných výchylek, tlumiče hlavně výchylek záporných.



Obr. 5.41. Kmitavý pohyb bucharu

Dynamická složka F_z síly působící na betonový základ, je dána vztahem

$$F_z(z, \dot{z}, t) = n_1 F(\dot{z}, t) + n_2 F_z(z, t) \quad (5.47)$$

Časový průběh /obr. 5.42/ se získá tak, že se do vztahu /5.47/ dosadí výsledek řešení diferenciální rovnice /5.34/. Je vidět, že se s počtem tlumičů zmenšuje dynamická složka úložení základu. Dynamická složka tlaku na základ $p_z = F_z/S$ má při první výchylce po rázu amplitudu $p_{z1} = 0,15$ MPa, která přísluší amplitudě síly $F_{z1} = 2,2$ MN, při druhé výchylce amplitudu $p_{z2} = -0,08$ MPa, která přísluší amplitudě síly $F_{z2} = -1,1$ MN. Poměr největší dynamické složky tlaku a tlaku statického je $p_{z1}/p_s = 0,75$, což svědčí o vysoké vibroizolační účinnosti pružného pneumatického uložení.

d/ Příčná stabilita pružně uloženého bucharu

S ohledem na bezpečnost obsluhy a značné škody, které by vznikly pádem bucharu, byla k pozornosti věnována jeho příčné stabilitě.

Výpočty i ověřovací zkoušky jednoznačně prokázaly, že pružně pneumaticky uložený buchar MAS 6500, který nemá svislé vodící tyče, je při všech režimech funkční činnosti dostatečně příčně stabilní. Jeho stabilitu zajišťují pneumatické pružiny, jejichž stálá tícká výška 130 mm je automaticky regulována s přesností $\pm 0,5$ mm. Kdyby při náhodné ušle regulačního systému zůstala jedna z delších stran základové desky opřena o pevné základy vysoká 325 mm a protilehlá strana se pružinami zvedla o nejvýše dosažitelných 130 mm, vyklonil by se vrchol bucharu ve výšce 12 mm nejvýše o 420 mm. Jeho svislá osa by přitom vychýlila jen asi o tři stupně. Příčná stabilita bucharu, který má těžiště jen o nad třetinu celkové výšky, je spolehlivě zabezpečena, což prokázaly také experimenty.

e/ Výsledek měření přenosu otřesů a chvění

Jako určující celičina otřesů a chvění vyvolaných rázy při kování v zápustkách byla zvolena efektivní hodnota zrychlení a_{ef} [ms^{-2}]. Měření bylo provedeno na šabotě bucharu dex b/ ve vodorovném podélném směru a na plošině pro obsluhu /index o/ ve svislém směru. Hodnoty svislého zrychlení na šabotě bucharu totiž vysoce přesahovaly měřicí rozsah dostupných snímačů a přístrojů. Měření provedli pracovníci Výzkumného ústavu bezpečnosti práce v Praze [348].

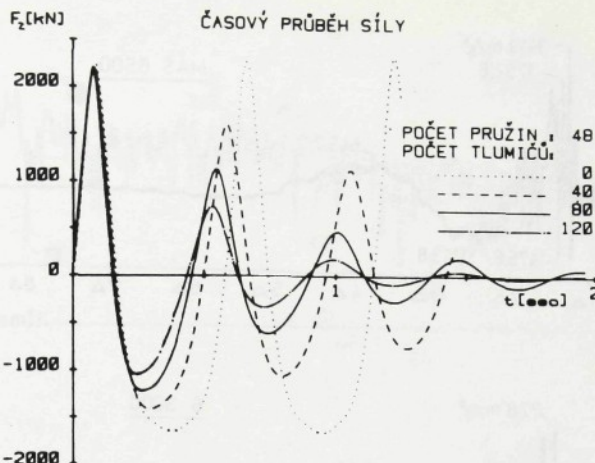
Obr. 5.42.

Měření bylo také u kovacích buchar byl nepřesnosti 6500, přibližně bylo využito nového měření pec. Celkové vlivy měření v místě obsluhy. Výsledky časového průběhu chvění vyvolaného rázy obr. 5.43 až 5.47.

Tab. 5.13. Po

Buchar
Celková hmotnost
Hmotnost bera
Energie rázu
Zrychlení na
Zrychlení na

Doba trvání sledování $T = 400$ ms graficky byl časový průběh transformace příslušného rozsahu rychlostí kmitočtových pružného pneumatického uložení, které vyplývají z tohoto uložení pro chvění obsahují p



Obr. 5.42. Dynamická složka síly působící na základ

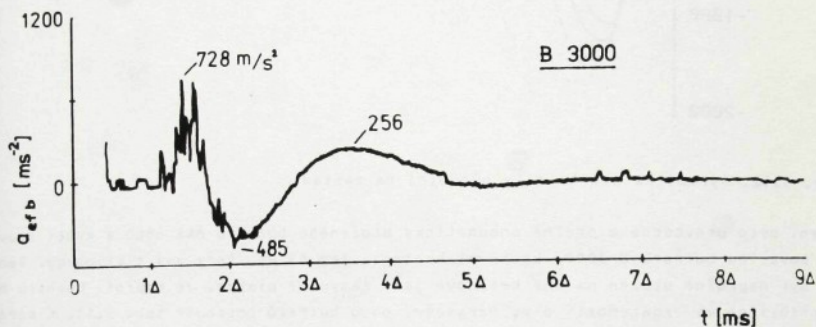
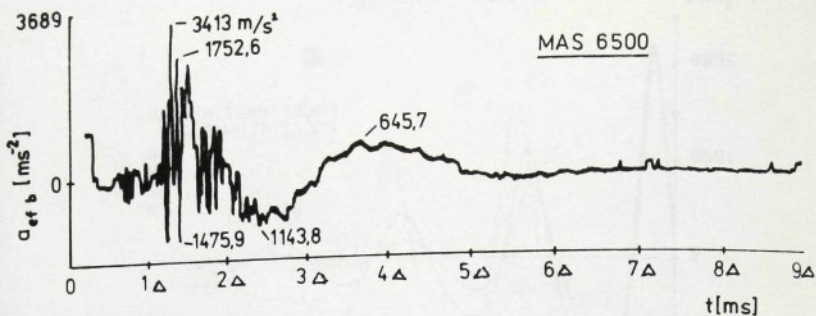
Měření bylo provedeno u pružně pneumaticky uloženého bucharu MAS 6500 a kvůli srovnání také u kovaciho bucharu B 3000, který má hmotnost jen 83 Mg, tedy asi třetinovou. Tento buchar byl nepružně uložen na dně betonové jámy zasypané pískem. Je naproti bucharu MAS 6500, přibližně ve vzdálenosti 6 m. Parametry obou bucharů obsahuje tab. 5.13. K měření bylo využito noční směny, kdy ostatní buchary v hale nepracovaly. V provozu byla jen ohřívací pec. Celková hladina efektivních hodnot zrychlení pozadí vyvolávaná provozem pece v místě obsluhy bucharu MAS 6500 činila $0,78 \text{ ms}^{-2}$, u bucharu B 3000 činila $0,44 \text{ ms}^{-2}$.

Výsledky časové a frekvenční analýzy magnetofonových záznamů efektivních hodnot zrychlení chvění vyvolaného kalibrovacím úderem beranu při rázovém dosedání zápustek jsou na obr. 5.43 až 5.46. Na buharech šlo o rozdílné výkvyky, měly však zhruba stejnou hmotnost.

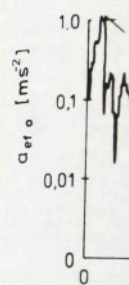
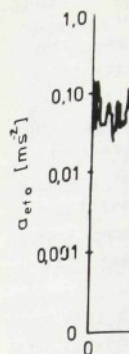
Tab. 5.13. Porovnání parametrů bucharů a efektivních hodnot zrychlení chvění.

Buchar	MAS 6500	B 3000
Celková hmotnost [Mg]	270	83
Hmotnost beranu [Mg]	10	3
Energie rázu [MJ]	0,25	0,07
Zrychlení na šabotě [ms^{-2}]	3413	728
Zrychlení na plošině [ms^{-2}]	7,16	116,67

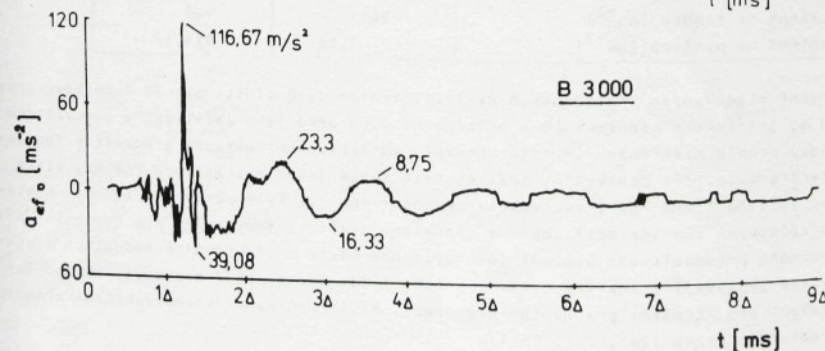
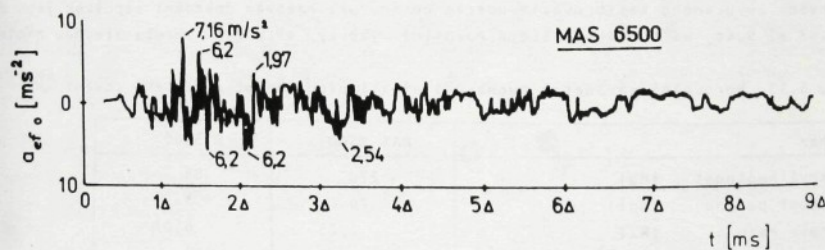
Doba trvání sledovaných krátkodobých nestacionárních dějů činila asi 90 % celkové doby $T = 400 \text{ ms}$ grafického záznamu; 10 % připadá na dobu před jeho začátkem. V analyzátoru byl časový průběh naměřených veličin převeden do frekvenční oblasti s použitím Fourierovy transformace. Při frekvenční analýze byla šifka pásma analyzátoru 2,5 Hz, která přísluší rozsahu 1 000 Hz. Z výsledků frekvenční analýzy byly porovnány hodnoty některých kmitočtových spekter mezi sebou a vyznačeny graficky i počítaně. Pro hodnocení přínosu pružného pneumatického uložení jsou význačné údaje o efektivních hodnotách zrychlení, které vyplývají z analýzy, uvedeny v tab. 5.13. Jednoznačně prokazují přínos tohoto uložení pro zlepšení pracovního prostředí. Další průkazné výsledky měření přenosu chvění obsahují práce [247, 248, 251].



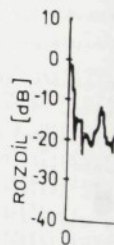
obr. 5.43. časová analýza /šabota bucharu, vodorovný směr / $\Delta = 0,47\ ms$



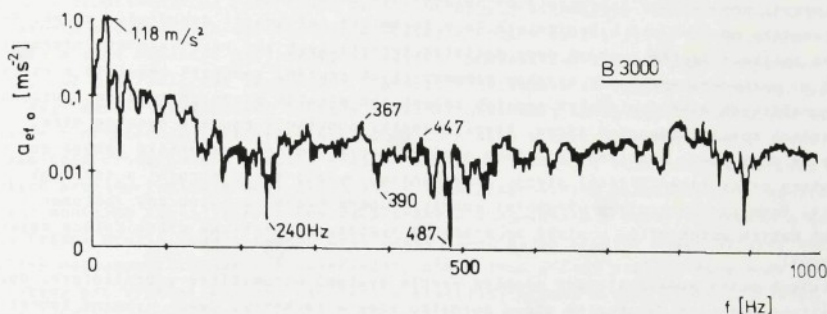
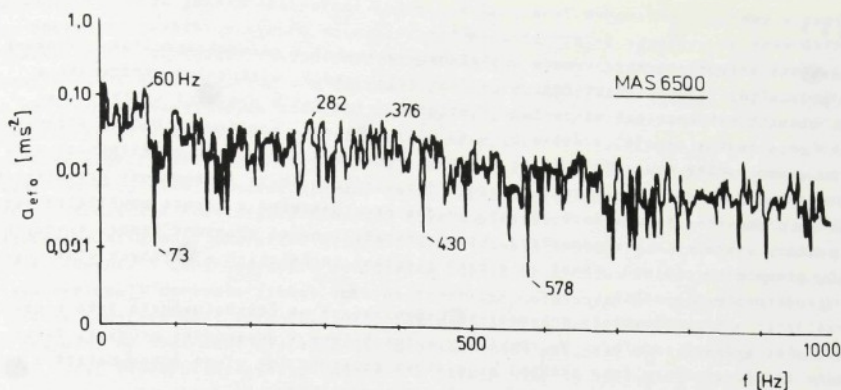
obr. 5.45. F



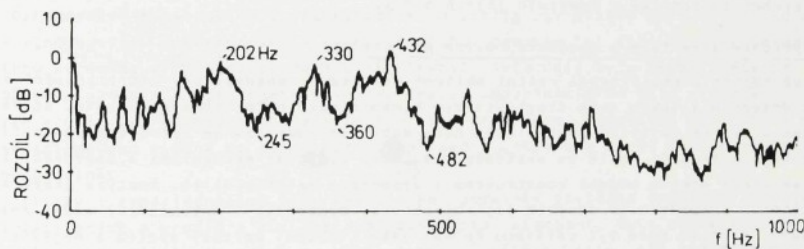
obr. 5.44. časová analýza /plošina pro obsluhu, svislý směr / $\Delta = 0,47\ ms$



obr. 5.46. Fr
pl
sv



Obr. 5.45. Frekvenční analýza /plošina pro obsluhu, svislý směr



Obr. 5.46. Frekvenční analýza efektivních hodnot zrychlení /rozdíl na plošinách pro obsluhu bucharu MAS 6500 a bucharu B 3000, svislý směr/

problematika vibroizolace je vysoce společensky aktuální a národohospodářsky významná. Proto právem již několik desetiletí v popředí zájmu vědců, výzkumných pracovníků a inženýrů. Účinnou vibroizolací se zvyšuje životnost i funkční a provozní spolehlivost strojů, přístrojů, pomocných zařízení, konstrukcí budov, inženýrských sítí a dopravních tras. Snižují se stavební náklady a zvyšuje se využitelnost výškových budov. Zlepšuje se pracovní prostředí, snižuje únava i nemocnost pracujících. Využívá se pracovní výkon. Vysoce účinné, snadno regulovatelné a široce použitelné jsou pneumatické systémy vibroizolace, které přinášejí nejen významné úspory kovových materiálů, stavebních nákladů a hmot, ale také zlepšení technických a užitných vlastností strojních výrobků.

Pro realizaci a široké využití pneumatické vibroizolace má Československo jako průmyslově vyspělý stát veškeré podmínky. Má rozvinutý automobilový i gumárenský průmysl, těžké strojírenství a také ostatní průmyslová odvětví. Zde všude mohou nalézt a již nacházejí pneumatické vibroizolační systémy své uplatnění.

Problematika pneumatické vibroizolace je v technické veřejnosti dosud málo známá. Pro praktické aplikace těchto systémů nemá dostatek teoretických ani realizačních informací. Většinou se výzkumem, vývojem a výrobou pneumatických pružin, součástí regulace a realizací pneumatických vibroizolačních soustav zabývá jen několik předních gumáren, automobilových a dalších specializovaných firem, které poznatky publikují pouze v omezené míře.

Nás se dnes touto problematikou jako jediné specializované pracoviště zabývá pod vedením autora práce katedra částí strojů a mechanismů Vysoké školy strojní a textilní v Praze. Úzce spolupracuje s výrobními podniky Rubena Náchod a Autobrzdý Jablonec i s výrobci našich automobilů, u nichž se prozatím systémy pneumatické vibroizolace nejvíce uplatňují.

Předložená práce podává stručný přehled vývoje systémů pneumatické vibroizolace. Obsahuje kritické hodnocení výchozího stavu poznatků vědy a techniky. Uvádí vybrané teoretické, technologické, aplikační i realizační poznatky a výsledky práce autora i přínos pro národní hospodářství za období od roku 1960, kdy se problematikou pneumatické vibroizolace začal systematicky zabývat. Shrnuje a zobecňuje též některé poznatky spolupracovníků a výrobních podniků a vymezuje jejich podíl.

1/ Výsledky disertace s uvedením nových poznatků

V první kapitole analyzovaná reální aktivní nelineární pneumatická vibroizolační soustava s deterministickým nebo stochastickým kinematickým nebo silovým buzením, která měřítelem uloženým objektem a stabilním nebo mobilním podložím je vytvořena pneumatickými pružinami a tlumiči kmitů se systémem regulace, vodicími mechanismy a omezovači zdvihu je ve zcela obecné podobě konstruktivně i výpočtově velmi složitá. Analýza ukázala, že v konkrétních případech se obvykle její struktura, dynamický i matematický model značně zjednoduší, a proto může být většinou řešena jako lineární kmitavý systém s nejvýše šestistupňovou volností.

Pro sestavení maticového zápisu pohybové rovnice uvažované lineární dynamické soustavy bylo použito Lagrangeovy rovnice druhého druhu. Automatické regulátory stálé statické výšky byly uvažovány jako lineární integrační členy, které vyvozuji v připojených pneumatických pružinách přídavné regulované síly. Matice konstantních koeficientů hmotnosti a konstantních vzájemně nezávislých i závislých koeficientů matic tuhosti, tlumení a regulace soustavy byly odvozeny pro obecnou i zvláštní polohu těžiště, středů a hlavních os setrvačnosti, pružnosti, tlumení a regulace. Byly odvozeny podmínky pro racionální montáž objektu, kdy jsou jeho kmitavé pohyby na sobě navzájem nezávislé. Zvláštní pozornost byla věnována matematickému popisu a funkci různě uspořádaných a umístěných regulátorů. Bylo prokázáno, že nesprávné umístění a orientovaný regulátor má inverzní účinky, a že matice regulace je obecně nesouměrná. Odvozenou integrální diferenciální rovnici lze řešit obecně známými a literárně popsány metodami a postupy, které také umožňují optimalizovat kmitavý pohyb všech uvažovaných aktivních lineárních pneumatických vibroizolačních soustav.

Pro kvalitativní posouzení zvláštních vlastností byl originálním způsobem vytvořen matematický model jakési abstraktní zobecněné lineární dynamické soustavy s dvojnásobným počtem abstraktních stupňů volnosti. Při převodu reálné soustavy do abstraktní byl zaveden vektor abstraktních zobecněných souřadnic, který obsahuje také derivace Lagrangeových zobecněných souřadnic a vektor abstraktních zobecněných sil, který obsahuje také derivace Lagrangeových zobecněných sil. Byly vytvořeny dvě soustavy lineárních nehomogenních diferenciálních rovnic druhého řádu, které byly s použitím pravidel blokové maticové algebry převedeny do formálně zjednodušeného tvaru, který připomíná soustavu rovnic modelujících vynucené tlumené kmity soustav druhého řádu. Tento postup umožňuje přisoudit maticím koeficientů soustavy rovnic fyzikální význam a prokázat, že přidávě regulované síly mají charakter sil potenciálních a projevují se stejným účinkem jako záporné tlumení. V Lagrangeových pohybových rovnicích druhého druhu pro abstraktní soustavu vystupují derivace jakési smluvní kinetické, disipační a potenciální energie. V reálné soustavě mají tyto smluvní energie fyzikálně charakter výkonů.

Bez újmy na obecnosti výsledků byl pro podrobnou kvalitativní analýzu zvolen jednoduchý model lineární dynamické soustavy s jedním stupněm volnosti. Teoreticky bylo prokázáno a experimentálně potvrzeno, že při náhodných výchylkách objektu mohou účinkem přidavných regulovaných sil vznikat narůstající volné kmity. Je-li objem pružin relativně malý a vliv regulace podstatný, je aktivní pneumatická vibroizolační soustava nestabilní, což potvrzují též zkušenosti z praxe. V nelineárních systémech s členy typu saturace mají amplitudy výchylek hodnoty konečné. Nežádoucí narůstající samobuzené kmity lze odstranit přiměřeným seškrcením přívodu pružin nebo vhodně dimenzovanými tlumiči kmitů.

Kapitola druhá podává stručný přehled základních druhů a vlastností měchových pneumatických pružin. Popisuje optimalizovaný systém originálního stavebnicového konstrukčního řešení montážně zaměnitelných československých vlnovcových a vakových pružin a konstrukčního řešení pružin membránových. Originálně jsou řešeny pružiny dvouplášťové. Dále také pružiny nesousose zatěžované a diferenční, které jsou určeny pro extrémně malá zatížení.

Vztahy pro výpočet osového zatížení a efektivní plochy dvou a jednoplášťových rotačně symetrických a obdelných měchových pneumatických pružin jsou odvozeny z výminky statické rovnováhy sil působících na část pružiny oddělenou myšleným řezem. Vztahy jsou odvozeny též pro pružiny diferenční.

S využitím bezmomentové teorie skořepin a výminky rovnováhy sil působících na element stěny byl odvozen konstrukčně i technologicky důležitý rovnovážný úhel sklonu kordové armatury vlnovcových, membránových a vakových měchů. Odvozen byl též vztah pro výpočet úhlu sklonu kordu na výrobní polotovaru /konfekci/. Tyto úhly byly předtím hledány zkusmo, což prodlužovalo a zdražovalo vývojové práce. Experimentálně bylo prokázáno, že u vakových pružin bez obvodové bandáže se s přetlakem vzduchu podstatně mění délka středního meridiánového vlákna ve stěně měchu, zatímco u ostatních druhů pružin je tato změna zanedbatelná.

Teoreticky i experimentálně byly vyšetřovány podmínky statické rovnováhy pružin nesousose zatížených a pružin s různoběžnými dosedacími plochami. Bylo prokázáno, že k dosažení příčné stability je nutno vyvodit přidavnou příčnou sílu, což lze dosáhnout popsáním konstrukčním uspořádáním soustav těchto pružin.

S použitím principu virtuálních prací a věty o minimu potenciální energie stabilní soustavy byl vyšetřován rovnovážný tvar a podmínky tvarové stability volných částí měchů. Metodou variačního počtu bylo prokázáno, že střední meridiánové vlákno volné části měchu má kruhový tvar. Podrobně byly zkoumány a odvozeny také podmínky rovnovážné konfigurace jednoduchých i složených pneumatických pružin konstrukčně a technologicky realizovatelných typů.

Dále byl na příkladech popsán postup a přibližná graficko-početní metoda vyšetřování osových deformací jednoduchých a složených pneumatických pružin. Je uplatňován při konstrukčním řešení pružin a při předběžné optimalizaci geometrických charakteristik.

Kapitola třetí je věnována problematice charakteristik pneumatických pružin. Experimentálně ke prokázání zanedbatelný vliv elastického pryžového měchu s kordovou armaturou na únosnost pružin. Pomocí principu virtuálních prací jsou odvozeny a uvedeny vztahy pro popis nelineárních zatěžovacích, tlakových a geometrických charakteristik /objem, efektivní plocha a její ukazatel/. Je respektována jejich závislost nejen na

rací v obecném i zvláštním směru, ale také na přetlaku vzduchu. Tyto závislosti
uvažovány také při odvození vztahů potřebných pro výpočet tuhosti pružin a frekven-
lastních svislých a příčných kmitů soustav. Podrobně je analyzován vliv provozních
parametrů. Jsou zkoumány a hodnoceny reálné způsoby regulace tuhosti pru-
a frekvence vlastních kmitů soustav. Z analýzy reálných pružin vyplývá, že regulace
ou statické výšky pružiny je relativně málo účinná.
sou definovány a analyticky i graficky popsány polohovací charakteristiky pružin.
kázána jejich závislost na statické výšce pružin a na přetlaku vzduchu. Je uvedena
ledná metoda jejich grafického vyšetřování, z níž vyplývá též metoda vyšetřování
ytického. Jsou analyzovány a řešeny též některé praktické problémy, které se vysky-
při polohování břemen.

načná pozornost byla věnována matematickému a grafickému popisu i optimálnímu způ-
vyšetřování geometrických charakteristik pružin, které jsou funkcemi jedné nebo
nezávisle proměnných. Metodou regresní analýzy jsou eliminovány chyby měření nebo
čtu a zjištěnými body charakteristik jsou proloženy polynomičké funkce. Navržený
up a předložené analytické a grafické metody při použití počítačové techniky značně
důňují a urychlují práce spojené s vyšetřováním a znázorňováním geometrických a dal-
charakteristik pružin. Jsou uvedeny příklady aproximovaných geometrických charakte-
ik vybraných pneumatických pružin.

e navržena přibližná experimentální metoda vyšetřování dynamických /polytropických
iabatických/ charakteristik redukci objemu pružin. K jejich odlišení je použito ná-
pseudocharakteristiky.

e čtvrté kapitole jsou analyzovány zvláštní vlastnosti a uspořádání reálných pneu-
ckých vibroizolačních soustav s kinematickým buzením. Jsou uvedeny vybrané realizova-
řiklady autorem konstrukčně řešených soustav, stručně popsáno jejich uspořádání
edeny vztahy potřebné pro návrhový výpočet i nové realizační poznatky. Pozornost je
vána pneumatickému pérování vozidel a sedadel pro řidiče s nezávislou regulací polo-
tuhosti. Jsou odvozeny vztahy pro výpočet charakteristik spojených pneumatických
in, u nichž je prokázáno snížení stabilizačních účinků. Je uveden příklad originál-
konstrukčního řešení uložení skříně vozidla Praga V3S a stavebnicového systému ulo-
speciální mobilní techniky, laboratorních vibroizolačních stolů a velinu třídnírný

páté kapitole jsou analyzovány zvláštní vlastnosti a uspořádání reálných pneumatic-
vibroizolačních soustav s deterministickým i stochastickým silovým buzením. Jsou
ž uvedeny vybrané realizované příklady autorem konstrukčně řešených soustav. Struč-
e popsáno jejich uspořádání a jsou uvedeny vztahy potřebné pro návrhový výpočet
vé realizační poznatky. Je popsáno originální konstrukční řešení uložení čelisťo-
drtiče skleněných střepů, válcových mlýnů na výrobu ocelových kuliček, vibračního
u, hydropulsu INOVA, průmyslové odstředivky a tkacích strojů.

vlastní pozornost je věnována originálnímu stavebnicovému řešení pružného pneumatic-
uložení zápusťkových kovacích bucharů. Na konkrétním příkladu kovacího bucharu MAS
o celkové hmotnosti 270 Mg je uveden postup řešení a optimalizace pružného pneuma-
ého uložení. Pružně uložený buchar je v tomto případě uvažován jako nelineární sou-
a s jedním stupněm volnosti a s rázovým buzením. Pro numerické řešení a optimaliza-
mitavého pohybu bylo využito čtyřbodové metody Runge-Kuttovy.

e všech případech jsou stručně uvedeny realizační poznatky i poznatky z ověřovacích
ovozních zkoušek uložení.

tabulkách a grafech uvedené výsledky měření přenosu chvění zcela jednoznačně proka-
vysokou vibroizolační účinnost pružného pneumatického uložení.

6. Konkrétní závěry pro realizaci ve společenské praxi

období od roku 1960 jsou výsledky práce a nové poznatky autora v oblasti pneuma-
é vibroizolace průběžně uplatňovány ve společenské praxi. Jsou využívány ve výrobních
dech, zařazovány do výuky odborných konstrukčních předmětů a jsou také průběžně pub-
vávány. Národnímu hospodářství již přinesly značný společenský prospěch. Jsou využívá-
ří sériové výrobě československých pneumatických pružin v národním podniku Rubena

Náhod a Auto-
tobusů Karosa
němu technick
slo značné ús
izolace přine
ných zařízení
roizolaci při

ones se ji
pružin. Ruben
pružiny vozid
Autobrzdy Jabi
ce zde činí 27

natickým pérov
robeno víc jak
pružinové ocel
v celkové hodn
pružného pneum
středí a úspor
se projevila p
nový refrigerá
výzkumů v Dubni

Po roce 1990
inovovaných aut
mědělských a st
vou výrobu je n
ně nenáročně pr
obdelným, kte
zastavu na voz
pružné ukládání
třebné informac
tě a konstrukčn

7. Konkrétní

Výzkum a vývo
vat za ukončený.
strukčních probl
kace v dosud neř
nětů přináší těž
Pozornost se
rodušení nových
dicové, obdelné
ny Membranové. B
naturu stěn mých
směru jsou zřejm
perspektivně nah
Pro systémy pi
telné tlumiče km
taky jako součást
ale také na pneum
Pozornost je t
ních systémů i vý
lohy a zvýšit jej
velké možnosti v
sou technikou.
v teoretické o
vibroizolace s de
ty problémy optim

Náchod a Autobrzdy Jablonec i při kusové výrobě na VŠT Liberec. Pneumatické pérování autobusů Karosa, nákladních automobilů LIAZ a TATRA i sedadel pro řidiče přispělo k významnému technickému zdokonalení těchto výrobků i ke zvýšení prodejnosti v zahraničí a přineslo značné úspory kvalitní pružinové oceli. Další realizované systémy pneumatické vibroizolace přinesly úsporu stavebních nákladů a urychlily uvedení pružné pneumaticky uložených zařízení do provozu. Přinesly významné zlepšení pracovního prostředí i účinnou vibroizolaci přístrojové a speciální techniky i konstrukci budov.

Dnes se již výrobě realizuje víc jak třicet typů vlnovcových a vakových pneumatických pružin. Rubena Náchod v současné době vyrábí ročně 47 tis. ks pryžových elementů pro pružiny vozidel a 55 tis. ks pro pružiny sedadel v celkové roční hodnotě 16 mil. Kčs. Autobrzdy Jablonec ročně kompletují 102 tis. ks těchto pružin a roční hodnota produkce zde činí 27,2 mil. Kčs. Karosa Vysoké Mýto ročně vyrábí 3,2 tis. ks autobusů s pneumatickým pérováním v hodnotě 1 152 mil. Kčs. Na každém autobusu, kterých dosud bylo vyrobeno víc jak 40 tis. ks, přináší pneumatické pérování úsporu zhruba 200 kg kvalitní pružinové oceli. Karosa Vysoké Mýto rovněž vyrábí ročně 55 tis. ks sedadel pro řidiče v celkové hodnotě 63 mil. Kčs. V národním podniku Tatra Kopřivnice přinesla realizace pružného pneumatického uložení tří kovacích bucharů významné zlepšení pracovního prostředí a úspory přes 12 mil. Kčs stavebních nákladů a ztrát ve výrobě. Jako velmi účinná se projevila pneumatická vibroizolace použitá pro uložení základového bloku pro dvoustupňový refrigerátor v oblasti extrémně nízkých teplot pod 1 mK ve Spojeném ústavu jaderných výzkumů v Dubně u Moskvy.

Po roce 1990 se u nás počítá s výrobou nových středních nákladních automobilů BAZ, inovovaných automobilů TATRA a inovovaných sedadel pro řidiče automobilů, traktorů, zemědělských a stavebních strojů. Také zde se pneumatické pérování dobře uplatní. Sériovou výrobu je nutno orientovat nejen na pružiny vlnovcové a vakové, ale také na výrobně nenáročné pružiny hadicové. Pozornost je třeba věnovat rovněž pružinám vysokotlakým a obdélným, které přinesou další úsporu hmotnosti i prostoru, což také usnadní jejich zástavbu na vozidlech, zejména na předních nápravách a zvýší jejich využitelnost pro pružné ukládání tkacích strojů. Projektantům a konstruktérům bude třeba poskytnout potřebné informace o vyráběných pneumatických pružinách a regulačních prvcích i teoretické a konstrukční podklady pro řešení pneumatických vibroizolačních soustav.

c/ Konkrétní závěry pro další rozvoj vědy

Výzkum a vývoj systémů pneumatické vibroizolace a jejich součástí není možno považovat za ukončený. Dosud existuje řada nevyřešených teoretických, technologických i konstrukčních problémů. Stále se též objevují kvalitativně nové náměty na praktické aplikace v dosud neřešených podmínkách, které vyžadují další rozvoj teorie. Řadu nových námětů přináší též předložená práce.

Pozornost se musí zaměřit na výzkum a vývoj, konstrukční zdokonalení a výrobní zjednodušení nových a perspektivních druhů pneumatických pružin. Půjde zejména o pružiny hadicové, obdélné a vysokotlaké. Pro kolejová vozidla jsou potřebné velkorozměrové pružiny Membránové. Bude nutno hledat optimální struktury i nové materiály pro kordovou armaturu stěn měchů, dále zvýšit jejich pevnost, životnost i korozivní odolnost. V tomto směru jsou zřejmě perspektivní skleněná a uhlíková vlákna. Kovové materiály bude účelně perspektivně nahradit stálými a mrazu odolnými plastickými hmotami.

Pro systémy pneumatické vibroizolace s proměnlivou hmotností budou potřebné regulovatelné tlumiče kmitů. Tlumiče kmitů bude nutno řešit jednak jako samostatné elementy, ale také jako součásti pneumatických pružin. Výzkum je třeba orientovat nejen na hydraulické, ale také na pneumatické tlumiče.

Pozornost je třeba věnovat teoretickým problémům regulace pneumatických vibroizolačních systémů i vývoji nových regulačních prvků. Je třeba dále zdokonalit regulátory polohy a zvýšit jejich přesnost a životnost. Nutné budou nové systémy regulace tuhosti. Velké možnosti v tomto směru skýtají regulátory elektronické se spojení s mikropočítačovou technikou.

V teoretické oblasti bude nutno výzkum zaměřit také na nelineární systémy pneumatické vibroizolace s deterministickými i stochastickými vstupy. Nutné bude také řešit teoreticky problémy optimální konfigurace a ruční i automatické regulace soustav. V tomto směru

elké možnosti skýtá výpočetní technika.

Na katedře části strojů a mechanismů Vysoké školy strojní a textilní v Liberci bude období let 1986-90 výzkum pod vedením autora práce pokračovat ve spolupráci s výrob-
ními podniky řešením etapy III-4-5/02-2 dílčího úkolu státního plánu základního výzkumu
od názvem "Optimalizace systémů pneumatické vibroizolace". Řešení některých dílčích
problémů bude obsahem kandidátských disertací, diplomových prací a studentských vědeckých
odborných prací.

L
[1] Pa
[2] MI
[3] Su
[4] DO
s.
[5] PA
bi
[6] AI
s.
[7] Pa
to
[8] Pa
Su
[9] Pa
si
[10] DU
[11] CO
[12] PH
[13] TA
[14] O'
[15] Mc
Pa
[16] Mc
Pa
[17] BL
[18] WE
AT
[19] Th
[20] GO
my
[21] KR
DK
[22] GI
s.
[23] Pat
DE
[24] Pat
de
[25] TO
nij
č.
[26] VI
pne
s.
[27] Pat
Spr
[28] Pat
[29] Pat
Sir
[30] Pat
lob
[31] Pat
aut
[32] New
[In

L i t e r a t u r a

- [1] Pat. USA 4 965. LEWIS, J.: Air Spring.
- [2] MIMRA, B.: Pneumatické vypružení automobilu. Automobil 1953, č. 5, s. 198.
- [3] Suspension and Steering. Automobil Engineer, 1966, 20 May, s. 238 - 247.
- [4] DOMINA, T. D.: Die Federung des Lastwagens. Das Nutzfahrzeug, 1966, č. 2, s. 74 - 78.
- [5] PAUER, V. - JÍLEK, Z.: Hydropneumatické odpružení trolejbusu Škoda 9TrP. Automobil, 1963, č. 3, s. 69 - 72.
- [6] Air suspension will affect tyre design. The Commercial Motor, 1967, č. 2746, s. 58 - 59.
- [7] Pat. GB 473 971. Firestone Tyre and Rubber Comp. Ltd.: Improvements in or relating to a Pneumatic Shock-absorbing and Suspension Device.
- [8] Pat. USA 2 208 537. Firestone Tyre and Rubber Comp. BROWN, R. W.: Art of Vehicle Suspension.
- [9] Pat. USA 2 208 540. Firestone Tyre and Rubber Comp. BROWN, R. W.: Vehicle Suspension.
- [10] DUNLOP: Luftfederung [Katalog].
- [11] CONTINENTAL: Luftfederbälge [Katalog].
- [12] PHOENIX: Luftfederbälge [Katalog].
- [13] TAURUS: Országos Gumiipari Vállalat Cordatic Gumigyár [Katalog].
- [14] O'SHEA, C. F. aj.: Air Suspension. SAE Journal, 1958, č. 2, s. 50 - 62.
- [15] McFARLAND, F. aj.: New Design and Construction of Air Springs for Passenger Cars. Part I. Automototive Industries, 1958, February 15, s. 50 - 56.
- [16] McFARLAND, F. aj.: New Design and Construction of Air Springs for Passenger Cars. Part II. Automototive Industries, 1958, April 1, s. 49 - 52.
- [17] BLUME, N. L.: The new Edsel. SAE Journal, č. 12, s. 69 - 71.
- [18] WEILER, H. - NEUSCHAEFER, W.: Die Daimler - Benz - Luftfederung im Typ 300 SE. ATZ, 1963, č. 2, s. 34 - 42.
- [19] The Hendrickson air spring suspension. SAE Journal, 1966, č. 1, s. 48 [Inzerát].
- [20] GORELIK, A. M.: Uprugije elementy pnevmatičeskich podvesok. Avtomobilnaja promyšlennost', 1959, č. 7, s. 40 - 45.
- [21] KREJČÍŘ, O. - PUSTKA, Z. - FENCL, D.: Obdélná dvouvltnová pneumatická pružina DK - 501. [Výzkumná zpráva, AB - 513 - 16]. Liberec, VŠST 1968.
- [22] GIECK, J. E.: Design with air springs. Product Engineering, 1962, č. 24, s. 63 - 74.
- [23] Pat. Fr 1 200 709. General Motors Corporation. SCHILLING, R. - BOWSER, P. C. - DENZER, R. E. - HANSEN, K. M.: Suspension perfectionné pour véhicule.
- [24] Pat. Fr 1 198 795. Firestone Tyre and Rubber Comp. BANK, T. A.: Suspension de véhicules.
- [25] TOŽEV, L. - CENKOV, P. - ALEXEJEV, J.: Osobnosti na charakteristikite na okačvanija ot tipa pnevmatično, chidropnevmatično u chidrolastik. Mašinostrojenje, 1975, č. 9, s. 384 - 387.
- [26] VITAŠEVSKIJ, J. P.: Rezinokordnyje uprugije elementy dlja sistem avtonomnogo pnevmatičeskogo podvešivania. Avtomobilnaja promyšlennost', 1975, č. 11, s. 28 - 29.
- [27] Pat. GB 935 831. Dunlop Rubber Comp. Ltd. SELMON, A. A.: Improvements in Fluid Springs.
- [28] Pat. Fr 1 218 300. Dunlop Rubber Comp. Ltd. Ressort à fluid sous pression.
- [29] Pat. USA 3 033 558. General Tyre and Rubber Comp. SLEMMONS, CH. O. - WELCH, J. A.: Single piston air spring with floating band.
- [30] Pat. USA 3 043 582. Goodyear Tyre and Rubber Comp. HIRTREITER, A. B.: Rolling lobe type air spring and method of manufacture.
- [31] Pat. Fr 1 198 431. Ford. WISNIEWSKI, M. V.: Suspension pneumatique pour véhicule automobile.
- [32] Neway Air - Ride Suspension for truck and trailer use. SAE Journal, 1966, č. 1 [Inzerát].

- [33] HENRY, O. L.: Design, Application and Comparative Tests of Trailer Air Suspension Systems. SAE Paper No. 660 141.
- [34] Bostrom seats to smooth out rough rides. SAE Journal, 1967, č. 9, s. 96 [Inzerát].
- [35] Cush - N - Aire truck seats - Models 75 and 76. SAE Journal, 1964, č. 1, s. 129 [Inzerát].
- [36] Levelair suspension seat. SAE Journal [Inzerát].
- [37] Klinger scientific Corp.: Vibration isolators [Katalog].
- [38] Das PI System. Vibration Isolator. Physik Instrumente [Prospekt].
- [39] Das PI System. Schwingungs - isolatoren. Physik Instrumente [Prospekt].
- [40] VEB Reifenwerk Heidenau: Luft federung im Maschinenbau [Prospekt].
- [41] Carl Freudenberg, Weinheim, Simeritwerk: Mitteilungen des Simeritwerkes. Nr. 713, Bellofram Rollmembranen [Prospekt].
- [42] LOMAKIN, J. A.: Membrannyye pnevmoprivody. Strojitel'nyye i dorožnyye mašiny, 1976, č. 5, s. 21 - 23.
- [43] Wagenheben mit Druckluft. Krafthand, 1963, č. 6, s. 216.
- [44] Sales Pty. Ltd., Sydney: Selson Hustler [Prospekt].
- [45] MAREŠ, A.: Vývoj pryžových dílů pneumatického pružení pro naše vozidla. Automobil, 1958, s. 290 - 296.
- [46] NIMRA, B. - MAREŠ, A.: Pneumatické pružení motorových vozidel, I. část. [Výzkumná zpráva, Z - 0025 - 57]. Praha, ÚVMV 1957.
- [47] NIMRA, B. - MAREŠ, A.: Pneumatické pružení motorových vozidel, II. část. [Výzkumná zpráva, Z - 0082 - 57]. Praha, ÚVMV 1957.
- [48] NIMRA, B.: Pneumatické pružení motorových vozidel, III. část. [Výzkumná zpráva, Z - 0070 - 58]. Praha, ÚVMV 1958.
- [49] NIMRA, B. - FABIÁN, M. - FUKSA, K.: Pneumatické pružení motorových vozidel, IV. část. [Výzkumná zpráva, Z - 0043 - 59]. Praha, ÚVMV 1959.
- [50] KREJČÍŘ, O.: Vlnovcové pružiny pro autobusy a užitková vozidla. Automobil, 12, 1968, č. 6, příloha "Stavba automobilů", č. I, s. 8.
- [51] KLEJCH, J.: Členěný autobus Škoda 706 RT0-K. Automobil, 1963, č. 2, s. 36.
- [52] POSEJPAL, M. - MERVART, I.: Autobus ŠM 11. Automobil, 1966, č. 9, s. 30.
- [53] Kloubové autobusy ŠM. Automobil, 1968, č. 4, s. 12.
- [54] Nová typová řada autobusů Karosa C 730. Automobil, 1981, č. 5, s. 16.
- [55] KREJČÍŘ, O.: Třívlnová vlnovcová pneumatická pružina pro jmenovité zatížení 4 Mp. In: Sborník vědeckých prací VŠST v Liberci, 1972, s. 171.
- [56] KREJČÍŘ, O. - HRYNKIV, J. - JÓN, V.: Vzduchové pérování membránové. [Výzkumná zpráva]. Jablonec nad Nisou, n.p. Autobrzdý 1961.
- [57] Pat. ČSSR 146 656. KREJČÍŘ, O.: Vzduchová pružina.
- Pat. Francie 2 046 981. KREJČÍŘ, O.: Ressort pneumatique.
- Pat. Italie 894 503. KREJČÍŘ, O.: Sospensione elastica di tipo pneumatico particolarmente per autoveicoli.
- Pat. NSR 2 030 342. KREJČÍŘ, O.: Rollbalg-Luftfeder.
- Pat. USA 3 682 464. KREJČÍŘ, O.: Pneumatic spring.
- Pat. GB 1 286 752. KREJČÍŘ, O.: Pneumatic spring.
- [58] KREJČÍŘ, O.: Montážně zaměnitelné vlnovcové a vakové pneumatické pružiny. In: Sborník referátů XXI. konference kateder části strojů. SVŠT Bratislava 1980.
- [59] KREJČÍŘ, O.: Nová vaková pneumatická pružina. Strojirenství, 1974, č. 6, s. 371.
- [60] TICHÁČEK, Z. a kol.: Porovnávací zkoušky pérování vozidla Avia A 20. [Výzkumná zpráva]. Praha, Avia 1981.
- [61] KREJČÍŘ, O.: Charakteristiky vakové pneumatické pružiny VV 180 - 4. [Výzkumná zpráva]. Liberec, KST VŠST 1981.
- [62] Vzduchem odpružené sedadlo Karosa. Automobil, 1979, č. 12, s. 34.
- [63] PUSTKA, Z.: Vlnovcová pneumatická pružina pro sedačku řidičů. [Výzkumná zpráva, KST 78 - 01]. Liberec, VŠST 1978.
- [64] Pat. ČSSR 139 433. KREJČÍŘ, O.: Regulátor polohy.
- [65] KREJČÍŘ, O.: Výpočet vzduchových pružin určených k odpérování automobilů. [Kandidátská disertace]. Liberec 1964 - VŠST. Fakulta strojní.

- 166] KREJČÍŘ, O.: Vzduchové pružiny. [Habilitační práce]. Liberec 1968. - VŠST. Fakulta strojní.
- ✓ 167] KREJČÍŘ, O.: Zkušební stav pro vyšetřování statických charakteristik vzduchových pružin. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1961.
- ✓ 168] KREJČÍŘ, O.: Vzduchová pružina membránová AB 310/250 a AB 330/250. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1963.
- ✓ 169] KREJČÍŘ, O. - MASTNÍK, K. - PULCHART, J.: Snímač polohy P 250. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1963.
- ✓ 170] KREJČÍŘ, O. - PUSTKA, Z.: Vzduchová pružina membránová pro osobní automobily T 603. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1963.
- ✓ 171] KREJČÍŘ, O.: Charakteristiky třívlňové vzduchové pružiny vlnovcové PE 230/230. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1964.
- ✓ 172] KREJČÍŘ, O.: Charakteristiky vzduchové pružiny membránové Saga - Pirelli 1X60-1. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1964.
- ✓ 173] KREJČÍŘ, O.: Porovnávání měření charakteristik a tuhost vzduchových pružin. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1965.
- ✓ 174] KREJČÍŘ, O. - HRYNKIV, J. - JŮN, V.: Studie pérování zadní nápravy osobního automobilu Škoda 1200/1500. [Výzkumná zpráva]. Jablonec nad Nisou, n.p. Autobrzdý Jablonec 1966.
- ✓ 175] KREJČÍŘ, O.: Výpočet charakteristik vzduchové pružiny membránové 3000 kp. [Výzkumná zpráva]. Jablonec nad Nisou, n.p. Autobrzdý Jablonec 1966.
- ✓ 176] KREJČÍŘ, O.: Vlnovcové pérování s pružinami řady PE pro autobusy a užitková vozidla. [Výzkumná zpráva]. Jablonec nad Nisou, n.p. Autobrzdý Jablonec 1967.
- ✓ 177] KREJČÍŘ, O.: Studie vlastností pneumatických vlnovcových zvedáků. [Výzkumná zpráva]. Jablonec nad Nisou, n.p. Autobrzdý Jablonec 1967.
- ✓ 178] KREJČÍŘ, O. - RYDVAL, M.: Charakteristiky membránové pružiny nosnosti 3000 kp s pístem tvaru A. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1967.
- ✓ 179] KREJČÍŘ, O.: Jednokuličkový omezovací ventil. [Výzkumná zpráva]. Jablonec nad Nisou, n.p. Autobrzdý 1968.
- ✓ 180] KREJČÍŘ, O. - PUSTKA, Z.: Pneumatická dvouvlnová vlnovcová pružina PE 230/160. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1968.
- ✓ 181] KREJČÍŘ, O. - PUSTKA, Z.: Pneumatická čtyřvlňová vlnovcová pružina PE 230/300. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1968.
- ✓ 182] KREJČÍŘ, O. - RYDVAL, M.: Dvouvlnová vlnovcová pneumatická pružina PE 25 x 2. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1968.
- ✓ 183] KREJČÍŘ, O. - PRAŠIL, L.: Membránová pneumatická pružina AB 270 x 330. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1968.
- ✓ 184] KREJČÍŘ, O. - PUSTKA, Z.: Obdélná dvouvlnová vlnovcová pneumatická pružina DK - 502. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1968.
- ✓ 185] KREJČÍŘ, O. - PRAŠIL, L.: Membránová pneumatická pružina AB 270 x 330 s pístem tvaru G. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1968.
- ✓ 186] KREJČÍŘ, O. - RYDVAL, M.: Maďarská vaková pneumatická pružina ø 285. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1968.
- ✓ 187] KREJČÍŘ, O. - PRAŠIL, L. - RYDVAL, M.: Třívlňová vlnovcová pneumatická pružina pro tahače TATRA. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1965.
- ✓ 188] KREJČÍŘ, O. - BUREŠ, M.: Zkoušky traktorové sedačky PP-1 na padacím stativu. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1969.
- ✓ 189] KREJČÍŘ, O. - BUREŠ, M.: Zkoušky tlumicích vlastností pokusné traktorové sedačky s pryžovým pérováním. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1969.
- ✓ 190] KREJČÍŘ, O. - BUREŠ, M.: Zkoušky tlumicích vlastností traktorové sedačky VOS - 2. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1969.
- ✓ 191] KREJČÍŘ, O. - BUREŠ, M.: Zkoušky traktorové sedačky VOS - 2 s regulátorem polohy. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1969.
- 192] KREJČÍŘ, O.: Přibližný výpočet charakteristiky vzduchové pružiny. In: VI. celostátní konference kateder částí strojů. Bratislava, SVŠT 1965.
- 193] KREJČÍŘ, O.: Tvarová stabilita vzduchových pružin kombinovaných. In: VII. celostátní konference kateder částí strojů. Praha, ČVUT 1966.

- [94] KREJČÍŘ, O.: Pneumatické vlnovcové zvedáky. Automobil, 1968, č. 9, příloha "Stavba automobilů", č. III, s. 9. 122
123
- [95] KREJČÍŘ, O.: Návrh pružného uložení stroje při použití vzduchových pružin. In: VII. celostátní vědecká konference kateder částí strojů. Ostrava, VŠB 1967. 124
125
- [96] KREJČÍŘ, O.: Pneumatické pérování užitkových vozidel. In: Celostátní konference ČAZ o pérování vozidel. Kroměříž, PAL 1967.
- [97] KREJČÍŘ, O.: K problematice pneumatického pérování užitkových vozidel. In: Porada konstrukterů ČAZ o vzduchovém pérování. Brandýs n/L, BSS 1968. 126
127
- [98] KREJČÍŘ, O.: Vzduchové pérování návěsových souprav. In: Soustředění konstrukterů ČAZ k řešení optimální soupravy o celkové hmotnosti 38 - 44 t. Záměstí u Jičina, ČAZ 1970. 128
- [99] KREJČÍŘ, O.: Třipolohová regulace výšky nástavby užitkových vozidel s pneumatickým pérováním. In: Sborník konference o bezpečnosti a nové technice v silniční dopravě. Praha, ČAZ 1970, s. 132. 129
- [100] KREJČÍŘ, O.: Nový omezovací ventil pro regulaci pneumatického pérování vozidel. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec, 1970, s. 181. 130
- [101] Pat. ČSSR 131 175. KREJČÍŘ, O.: Uspořádání pneumatické regulace konstantní světlé výšky vozidel s pneumatickým pérováním pomocí tří polohových regulačních ventilů. 131
132
- [102] Pat. ČSSR 138 903. KREJČÍŘ, O.: Pneumatická regulace konstantní světlé výšky jízdních souprav motorových vozidel s pneumatickým pérováním. 133
- Pat. Jugoslávie Br. 29 210. KREJČÍŘ, O.: Uredjaj za pneumatsku regulaciju konstantne prohodnosti motornih vozila za pneumatskom regulacijom. 134
- [103] Pat. ČSSR 142 456. KREJČÍŘ, O.: Uspořádání pneumatické regulace konstantní světlé výšky jízdních souprav motorových vozidel. 135
- [104] Pat. ČSSR 137 050. KREJČÍŘ, O.: Dvoucestný škrtkový ventil. 136
- [105] Pat. ČSSR 140 563. KREJČÍŘ, O.: Oddělovací ventil pro vzduchotlakové soupravy. 137
- [106] Pat. ČSSR 141 515. KREJČÍŘ, O.: Zapojení omezovacího ventilu v soupravách vzduchového pérování motorových vozidel. 138
- [107] Pat. ČSSR 139 948. KREJČÍŘ, O.: Zařízení pro plnění vzduchových pružin vozidel s pneumatickým nebo smíšeným pérováním. 139
- [108] Pat. ČSSR 144 693. KREJČÍŘ, O.: Ventil s klopnou záklolkou. 140
- [109] Pat. ČSSR 139 433. KREJČÍŘ, O.: Regulátor polohy. 141
- [110] Pat. ČSSR 148 815. KREJČÍŘ, O.: Upevnění patek vzduchových pružin. 142
- [111] KREJČÍŘ, O. a kol.: Teorie, konstrukce, zkoušení a charakteristiky pneumatických pružin. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1983. 143
144
145
- [112] KREJČÍŘ, O. a kol.: Pneumatické pružiny pro soupravy zemních strojů s jednoosými tahacími. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1971. 146
- [113] KREJČÍŘ, O. a kol.: Vaková pneumatická pružina VB 240 - 1,2 a VB 240 - 1,2 D. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1973. 147
- [114] KREJČÍŘ, O. - PUSTKA, Z.: Vlnovcové pneumatické pružiny pro pneumatické podložky. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1975. 148
- [115] KREJČÍŘ, O. a kol.: Dvouvlnová vlnovcová pneumatická pružina VD 160 - 20. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1978. 149
150
- [116] KREJČÍŘ, O. - VÁCLAVÍK, M. - PLAČEK, B.: Řasčet charakteristik pnevmatičeskich resor pri ispolzovaniji metodov regressionogo analiza i nastolnogo kalkuljatora Chjulit - Pakard. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec, 1980, s. 189. 151
- [117] KREJČÍŘ, O. - MILITKY, V. - ŠEVČÍK, L.: Vaková pružina pro pneumatické pérování vozidel. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec, 1981, s. 271. 152
- [118] PUSTKA, Z.: Vaková pneumatická pružina Taurus 30 kN. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1975. 153
- [119] KREJČÍŘ, O. a kol.: Posouzení pneumatických pružin CEAT 1100 - 7 BD, Saga 1T 19 E-1, Taurus 260 - 340. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1976. 154
- [120] PUSTKA, Z. - BUREŠ, M.: Posouzení pneumatických pružin Taurus 180 - 240, Taurus 260 - 340. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1977. 155
- [121] AO ČSSR 199 850. KREJČÍŘ, O.: Diferenční pneumatická pružicí jednotka. 156

- Pat 1122] AO ČSSR 208 035. KREJČÍŘ, O.: Měchová pneumatická pružina.
- 1123] KREJČÍŘ, O.: Pneumatická pružina pro tahové a tlakové zatížení. In: Konference k 35. výročí založení strojní fakulty SVŠT Bratislava.
- Pat 1124] AO ČSSR 221 776. KREJČÍŘ, O.: Pneumatická pružina s elastickým měchem.
- 1125] KREJČÍŘ, O.: Charakteristiky osově a nesouose zatěžované jednovlnové vlnovcové pneumatické pružiny. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec, 1981, s. 147.
- V 1126] KREJČÍŘ, O. - PUSTKA, Z.: Pulzátor 4 Mp. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1973.
- V 1127] KREJČÍŘ, O. - FENCL, D.: Sada prstencových deformačních siloměrů. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1972.
- V 1128] KREJČÍŘ, O. - STEHLÍK, J. - DRNOVSKÁ, J.: Zařízení na laboratorní zkoušky pérování sedadel. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1974.
- V 1129] KREJČÍŘ, O. - FENCL, D.: Sada prstencových deformačních siloměrů. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1977.
- V 1130] KREJČÍŘ, O. - BUREŠ, M.: Stav na zkoušení pneumatických pružin. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1977.
- V 1131] KREJČÍŘ, O. - PUSTKA, Z.: Zkušební stav na tlumiče. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1977.
- V 1132] KREJČÍŘ, O. a kol.: Charakteristiky osově a příčně zatěžovaných pneumatických pružin. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1976.
- Pat 1133] AO ČSSR 236 120. KREJČÍŘ, O.: Deformační tělísko tenzometrického snímače vertikální a horizontální složky síly.
- Pat 1134] AO ČSSR 236 122. KREJČÍŘ, O.: Deformační tělísko tenzometrického snímače horizontální složky síly.
- V 1135] KREJČÍŘ, O. - PUSTKA, Z.: Perspektivní vlnovcové pneumatické pružiny. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1976.
- V 1136] KREJČÍŘ, O. - STEHLÍK, J.: Vliv přetlaku a statické výšky pružin na frekvenci volných kmitů. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1977.
- V 1137] KREJČÍŘ, O. - PUSTKA, Z.: Dvouplášťová vlnovcová pneumatická pružina. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1980.
- V 1138] KREJČÍŘ, O. - PUSTKA, Z.: Sada vlnovcových pneumatických pružin pro jmenovité zatížení hmotou 1 Mg. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1978.
- 1139] KREJČÍŘ, O.: Optimální počet šroubů na přírubách pneumatických pružin. In: Sborník XIV. celostátní konference kateder částí strojů. Liberec, VŠST 1973, s. 28.
- 1140] KREJČÍŘ, O.: Charakteristiky jedno a dvouplášťových měchových pneumatických pružin při osovém zatěžování. In: Sborník referátů XXI. konference kateder částí strojů. Bratislava, SVŠT 1980, s. 193.
- 1141] KREJČÍŘ, O.: Charakteristiky jednovlnových vlnovcových pružin určených pro pružné ukládání stabilních hmot. In: Sborník referátů XXII. konference kateder částí strojů. Brno, VAAZ 1981, s. 153.
- 1142] AO ČSSR 228 628. KREJČÍŘ, O. - SILBER, O.: Zařízení pro upevnění, utěsnění, montáž a demontáž pneumatických pružin.
- 1143] AO ČSSR Z 32 239. KREJČÍŘ, O.: Ochranný obvodový kryt pro měch.
- Pat 1144] AO ČSSR 232 247. KREJČÍŘ, O.: Uložení ochranného obvodového krytu měchu.
- 1145] AO ČSSR 236 600. KREJČÍŘ, O. - PEŠÍK, L.: Pneumatická opora s regulovatelnou tuhostí pro pružné uložení hmot.
- V 1146] KREJČÍŘ, O.: Ovládací ventil Graubremse pro plynulou ruční regulaci statické výšky vozidel s pneumatickým pérováním. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1972.
- V 1147] KREJČÍŘ, O. - BANDOUC, M.: Pokusný automatický regulátor polohy se zpožděním. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1975.
- V 1148] KREJČÍŘ, O. - DANČA, J. - ZIMA, J.: Pokusný pneumatický uzavírací ventil. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1977.
- V 1149] KREJČÍŘ, O. - DANČA, J. - ZIMA, J.: Univerzální pneumatický ventil. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1977.
- V 1150] KREJČÍŘ, O. a kol.: Ruční regulátor tlaku vzduchu pro pneumatické podložky. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1977.

- [151] KREJČÍŘ, O. - DANČA, J.: Ruční regulátor tlaku vzduchu v pneumatických pružinách. In: Sborník vědeckých prací XVIII. celostátní konference kateder částí strojů. Praha, VŠZ 1977, s. 161.
- [152] KREJČÍŘ, O.: Regulace statické polohy hmot uložených na pneumatických pružinách. In: Sborník vědeckých prací XVIII. celostátní konference kateder částí strojů. Praha, VŠZ 1977, s. 153.
- [153] KREJČÍŘ, O. - DANČA, J.: Síly k ovládání klopných ventilů. In: Sborník XIX. celostátní konference kateder částí strojů. Žilina, VŠD 1978, s. 221.
- [154] KREJČÍŘ, O. - DANČA, J.: Některé vlastnosti regulátorov davlenija vzducha v pnevmatičeskich resorach. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1980, s. 199.
- [155] KREJČÍŘ, O. a kol.: Statistické hodnocení čtyřbodové regulace pneumatické vibroizolace tkacího stroje ATPR. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1981, s. 345.
- [156] KREJČÍŘ, O. - BUREŠ, M.: Přenos chvění táhlem ovládací páky regulátorů stálé statické výšky nesousoze zatěžovaných pneumatických pružin. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1981, s. 159.
- [157] AO ČSSR 176 522. KREJČÍŘ, O.: Uspořádání regulace pérování vozidel se čtyřmi regulátory automatického plnění pneumatických pružin stlačeným vzduchem.
- [158] AO ČSSR 188 392. KREJČÍŘ, O. - SVITÁK, J.: Regulační zařízení pro pneumatický zvedák.
- [159] AO ČSSR 173 047. KREJČÍŘ, O. - DANČA, J.: Ruční regulátor tlaku vzduchu v nádobách.
- [160] AO ČSSR 219 050. KREJČÍŘ, O.: Uchycení táhla kyvné ovládací páky regulátorů statické výšky.
- [161] AO ČSSR 228 628. KREJČÍŘ, O. - SILBER, O.: Zařízení pro uchycení automatických regulátorů stálé statické výšky.
- [162] AO ČSSR 236 600. KREJČÍŘ, O.: Zařízení pro uchycení regulátoru.
- [163] KREJČÍŘ, O. - HÁJEK, P. - LUFINKA, A.: Elektrické polohovací zařízení pro pružné pneumatické uložení nástavby vozidel. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1984, s. 151.
- [164] AO ČSSR 239 058. KREJČÍŘ, O.: Zpětný ventil.
- [165] AO ČSSR 240 200. Zařízení pro vypouštění pneumatických pružin.
- [166] ZN 51/84 B, n.p. Tatra. KREJČÍŘ, O.: Náhrada polohovacího ventilu z dovozu.
- [167] Přihl. vyn. ČSSR PV 5885 - 84. KREJČÍŘ, O.: Zařízení pro regulaci tlaku vzduchu v pneumatických pružinách.
- [168] RYDVAL, M. - KUČERA, A.: Hydraulický tlumič T 26 x 110. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1971.
- [169] RYDVAL, M. - KUČERA, A.: Hydraulický tlumič vozů Avia-Saviem. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1971.
- [170] RYDVAL, M. - KUČERA, A.: Charakteristiky hydraulických tlumičů. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1970.
- [171] KREJČÍŘ, O.: Teorie pneumatického pérování vozidel. In: Sborník referátů na celostátní konferenci o odpružení motorových vozidel v Železném Brodu. Mnichovo Hradiště, LIAZ, n.p. 1977.
- [172] KREJČÍŘ, O.: Elastische Konstanten pneumatischer Fahrzengfederung. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1979, s. 325.
- [173] KREJČÍŘ, O.: Besonderheiten pneumatischer Federung auf den Fahrzengachsen mit verbundenen Luftbalgfedern. In: Sborník XX. vědecké konference kateder částí strojů. Liberec, VŠST 1979, s. 237.
- [174] AO ČSSR 236 281. KREJČÍŘ, O. - BUREŠ, M.: Pružné pneumatické uložení nástavby na odpruženém rámu vozidla.
- [175] KREJČÍŘ, O. - BUREŠ, M.: Pružné pneumatické uložení skříně vozidla Praga V3S [K problému polohování nástavby]. In: Sborník IV. konferenc o teorii strojů a mechanismů. Liberec, VŠST 1984, s. 1/22.
- [176] ZN 1050, VÚ 010 Slavičín. KREJČÍŘ, O. - BUREŠ, M.: Vibroizolační zařízení pro mobilní verzi automatizovaného měřicího systému.

- [177] BUREŠ, M.: Pružné uložení skříně vozidla Praga V3S. [Kandidátská disertace]. Liberec 1984. - VŠST. Fakulta strojní.
- V [178] KREJČÍŘ, O. - STEHLÍK, J. - FENCL, D.: Hodnocení pérování sedadel. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1974.
- V [179] KREJČÍŘ, O. - FENCL, D.: Hodnocení pérování sedadel Karosa a Viking. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1974.
- V [180] KREJČÍŘ, O. - STRÁNSKÝ, L. - ZAMASTIL, L.: Expertiza sedadla řidiče GI - 500/2 Derby. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1977.
- V [181] KREJČÍŘ, O. a kol.: Sedadlo řidiče s pneumatickým pérováním, varianty E, F, G. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1978.
- V [182] Sedadlo řidiče s pneumatickým pérováním. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1976.
- V [183] KREJČÍŘ, O. a kol.: Rekonstrukce pérování sedadel Karosa. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1975.
- [184] STRÁNSKÝ, Z.: Psychofyzilogické faktory jako teoretický základ metodiky návrhu a vyhodnocení pérování sedadla. [Aspirantské minimum]. Liberec 1979. - VŠST. Fakulta strojní.
- [185] STRÁNSKÝ, Z.: Odpérované sedadlo pro řidiče vozidel. [Kandidátská disertace]. Liberec 1981. - VŠST. Fakulta strojní.
- [186] KREJČÍŘ, O. - STRÁNSKÝ, Z.: Sedadlo pro řidiče s regulovatelným pneumatickým pérováním. In: Sborník III. konference o teorii strojů a mechanismů. Liberec, VŠST 1980.
- Part { [187] AO ČSSR 185 812. KREJČÍŘ, O. - BUREŠ, M. - JEŘÁBEK, A.: Regulovatelná pneumatická podložka.
- Pat. Švédsko 7 504 384 - 4. Pneumatiskt underlag för lagring av enetryckmaskin pa ett fordon.
- Pat. USA 4 014 533. Resilient load-bearing support for a vehicle.
- Pat. NSR 2 518 061. Tragrahmen.
- Pat. Itálie 1 037 560. Base pneumatica.
- Osvědčení o užitnosti Francie 75/15227. Senelle d'assise pneumatique pour la fixation, notamment d'une machine à imprimer, sur un véhicule.
- [188] KREJČÍŘ, O.: Mobilní pružné regulovatelné uložení tiskových strojů. In: Sborník II. konference o teorii strojů a mechanismů. Liberec, VŠST 1976, s. 249.
- [189] KREJČÍŘ, O.: Pneumatická podložka pro tiskový stroj. Sborník I. konference o nových poznatcích v konstrukci tiskových strojů. Liberec, VŠST 1974, s. 92.
- [190] KREJČÍŘ, O.: Blokirující mechanizmus treníja. In: Sborník mezinárodního symposia "Tribologija u efektivnost na proizvodstvoto" ve Varně. Sofie 1977, s. 141.
- [191] KREJČÍŘ, O.: Stavebníkový systém pružného pneumatického uložení techniky na vozidlech. Přednáška pro MNO VÚ 010 ve VS 090 Praha, 1980.
- V [192] KREJČÍŘ, O. - BUREŠ, M. - JEŘÁBEK, A.: Odpružená podložka pro uložení tiskového stroje D 714 na vozidle Praga V3S. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1974.
- V [193] KREJČÍŘ, O. a kol.: Prototyp pneumatické podložky pro dvoubarvový tiskový stroj AD 724. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1975.
- V [194] KREJČÍŘ, O. a kol.: Univerzální pneumatický závěs. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1975.
- V [195] KREJČÍŘ, O. a kol.: Pneumatický podstavec. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1975.
- V [196] KREJČÍŘ, O. a kol.: Stavitelná samosvorná třecí podpěra. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1976.
- V [197] KREJČÍŘ, O. a kol.: Regulovatelné tlumiče kmitů pro pneumatické podložky. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1978.
- [198] BORŮVKA, F.: Výpočet pneumatického uložení hmot s aplikací na podložky tiskových strojů. [Kandidátská disertace]. Liberec 1982. - VŠST. Fakulta strojní.
- [199] KREJČÍŘ, O.: Návod pro obsluhu, údržbu, ošetřování a využívání pneumatické podložky tiskového stroje D 714 IV. Praha, VS 090 1973.
- [200] KREJČÍŘ, O.: Pneumatischeunterlage für die Zweifarben-Druckmaschine Adast Dominant D 724. NLA NDR 1975.
- [201] ČISAŘ, J.: Regulovatelná pneumatická podložka. Atom, 1982, č. 11, s. 16.

- [202] KREJČÍŘ, O. - BUREŠ, M.: Diferenční pneumatická podložka. [Výzkumná zpráva]. Li-
berec, VŠST 1976. 1228
- [203] BUREŠ, M.: Vibroizolační schopnosti diferenční pneumatické podložky. [Aspirantské
minimum]. Liberec 1981. - VŠST. Fakulta strojní. 1229
- [204] KREJČÍŘ, O. a kol.: Pneumatické izolátory kmitů. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST
1978. 1230
- [205] KREJČÍŘ, O. - MEVALD, J. - BUREŠ, M.: Pružné uložení čelistového drtiče skla. In:
Sborník XX. vědecké konference kateder částí strojů. Liberec, VŠST 1979, s. 281. 1230
- [206] KREJČÍŘ, O. - PAVLŮ, M.: Pružné pneumatické uložení válcového mlýnu na výrobu ku-
líček. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1983, s. 259. 1231
- [207] PAVLŮ, M.: Metodika hodnocení vibroizolačních schopností pružných pneumatických
uložení. [Aspirantské minimum]. Liberec 1983. - VŠST. Fakulta strojní. 1232
- [208] KREJČÍŘ, O. - PAVLŮ, M.: Pružné pneumatické uložení vibrační třídičky skleněných
kuliček. [V tiskul]. 1232
- [209] PEŠÍK, L.: Pružné uložení motor-generátoru. [Aspirantské minimum]. Liberec 1981.
- VŠST. Fakulta strojní. 1233
- [210] PEŠÍK, L.: Pružné uložení motor-generátoru. In: Sborník XX. vědecké konference ka-
teder částí strojů. Brno, VAAZ 1981, s. 228. 1234
- [211] STRNÁDEK, J.: Statistické hodnocení přesnosti regulace stálé statické polohy
pružně pneumaticky uloženého základu hydropulsu. In: Sborník vědeckých prací VŠST
Liberec. Liberec, VŠST 1981, s. 165. 1235
- [212] PAVLŮ, M. - STRNÁDEK, J.: Útlum dynamických účinků hydropulsu. In: Sborník vědec-
kých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1983, s. 235. 1236
- [213] ZN 560 VŠST Liberec. KREJČÍŘ, O.: Snížení přenosu vibrací a hluku truhlářských
strojů. 1236
- [214] AO ČSSR 224 054. KREJČÍŘ, O. - LEITMAN, M.: Uložení roštu vpichovacího stroje.
1237
- [215] ZN 631/41/1183, n.p. Bytex, Liberec. KREJČÍŘ, O. - PAVLŮ, M. - JEŘÁBEK, A.: Pneu-
matické podložky pod okraje uvolňovacích linek. 1237
- [216] ZN n.p. ZDA, Partizánské. KREJČÍŘ, O.: Pružné pneumatické uložení strojů karto-
nážních linek. 1238
- [217] ZN 102/06/84, k.p. Elitex Kdyně. KREJČÍŘ, O.: Odstranění nežádoucích vibrací způ-
sobených klimatizačním zařízením Tesla. 1239
- [218] KREJČÍŘ, O.: Uložení tkacích strojů na vzduchových pružinách. In: Sborník referá-
tů semináře "Zvyšování produktivity práce v tkalcovnách". Liberec, Dům techniky
ČSVTS 1978, s. 93. 1239
- [219] KREJČÍŘ, O. - MORAVEC, V.: Pružné regulovatelné uložení pneumatického tkacího
stroje. Textil, 1978, č. 9, s. 243. 1240
- [220] ZN 550, VŠST Liberec. KREJČÍŘ, O. - MORAVEC, V. - JEŘÁBEK, A.: Izolace chvění
pneumatických tkacích strojů. 1241
- [221] KREJČÍŘ, O.: Pneumatický izolátor mechanického chvění. In: Sborník vědeckých pra-
cí VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1978, s. 161. 1242
- [222] KREJČÍŘ, O. - LEITMAN, M.: Snížení přenosu chvění pružným uložením pneumatického
tkacího stroje. In: Sborník III. konference o teorii strojů a mechanismů. Liberec
VŠST 1980, díl C, s. 71. 1243
- [223] KREJČÍŘ, O. - LEITMAN, M.: Snížení přenosu dynamických sil do podloží pružným
uložením tkacího stroje s pneumatickým provozem. In: I. sborník vědecko-výzkumných
prací VŠST - MTI. Liberec 1981, Moskva 1981, s. 331. 1245
- [224] KREJČÍŘ, O.: Pnevmatičeskaja vibroizolacija tkacích stankov. Přednáška na MTI
Moskva. 1981. 1246
- [225] LEITMAN, M.: Pružné pneumatické uložení tkacích strojů. [Kandidátská disertace].
Liberec 1983. - VŠST. Fakulta strojní. 1247
- [226] KREJČÍŘ, O. - LEITMAN, M.: Statistické hodnocení automatické regulace stálé sta-
tické výšky tkacího stroje P 105. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1980. 1248
- [227] KREJČÍŘ, O. - ŠVORCOVÁ, I.: Statistické hodnocení automatické regulace stálé sta-
tické výšky tkacího stroje UTAS. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1980. 1249

- [228] KREJČÍŘ, O. - ŠEVČÍK, L.: Dynamické účinky pružné pneumaticky uloženého tkacího stroje P 105. In: II. sborník vědeckovýzkumných prací VŠST - MTI. Liberec 1983, Moskva 1983, s. 283.
- [229] KREJČÍŘ, O.: Pnevmatičeskaja podveska dlja tkackich stankov tipa STB. In: Meždunarodnyj sbornik naučno-issledovatel'skich rabot, posvjaščennyj 60 - letiju Moskovskogo tekstil'nogo instituta. Moskva, MTI 1979, s. 171.
- [230] ZN 179/83, n.p. Textilana Liberec. KREJČÍŘ, O.: Pružné pneumatické uložení tkacích strojů STB.
- [231] MARTYNOV, I. A. - KREJČÍŘ, O. a kol.: Issledovanie pnevmatičeskich amortizatorov dlja vibroizoljacii tkackich stankov STB i jich ekonomičeskaja effektivnost'. In: III. sbornik naučnoissledovatel'skich rabot MTI - VŠST - PL - TH. Liberec, Moskva, Lodž, K.-M.-Stadt, 1985, s. 423.
- [232] RINDT, E. - KREJČÍŘ, O. a kol.: Akustické poměry tkacího stroje STB 2-216 usazeného na pneumatické pružiny. In: III. sborník vědeckovýzkumných prací MTI - VŠST - PI - TH. Liberec, Moskva, Lodž, K.-M.-Stadt, 1985, s. 433.
- [233] KREJČÍŘ, O. a kol.: Pneumatická vibroizolace tkacího stroje ATPR. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1981, s. 329.
- [234] KREJČÍŘ, O. a kol.: Statistické hodnocení čtyřbodové regulace pneumatické vibroizolace tkacího stroje ATPR. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec, Liberec, VŠST 1981, s. 345.
- [235] KREJČÍŘ, O. a kol.: Vlivání pnevmatičeskich vibroizoljatorov na nekotoryje mehaničeskije charakteristiki raboty tkackich stankov ATPR. In: II. sborník vědeckovýzkumných prací VŠST - MTI. Liberec, Moskva, VŠST, MTI, 1983, s. 275.
- [236] MARTYNOV, I. A. - KREJČÍŘ, O. - KORNEV, B. I.: Issledovanie pnevmatičeskich amortizatorov dlja vibroizoljacii tkackich stankov ATPR. In: Sborník projevů a statí k 30. výročí založení VŠST Liberec a k 20. výročí družební spolupráce s MTI Moskva. Liberec, VŠST 1984, s. 159.
- [237] GOLĄŃSKI, J. - PRZYTUŁSKI, R. - ZIŁKOWSKI, J.: Badania porównawcze wibroizolatorów zastosowanych w krośnie P 125 A, CZ. I. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1982, s. 401.
- [238] GOLĄŃSKI, J. - PRZYTUŁSKI, R. - ZIŁKOWSKI, J.: Badania porównawcze wibroizolatorów zastosowanych w krośnie P 125 A, CZ. II. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1983, s. 393.
- [239] AO ČSSR 218 922. KREJČÍŘ, O.: Pružné pneumatické uložení strojů velkých hmotností s rázovými účinky.
- [240] AO ČSSR 225 745. KREJČÍŘ, O. - SILBER, O.: Umístění zařízení pro ovládání automatických regulátorů stálé statické výšky.
- [241] AO ČSSR 233 610. KREJČÍŘ, O. a kol.: Pneumatický pružicí panel.
- [242] AO ČSSR 228 811. KRČMA, R. - KREJČÍŘ, O. - SILBER, R. - TOBIÁŠ, R.: Vlákenný útvar pro omezení přenosu chvění a vibrací.
- [243] AO ČSSR 228 693. KREJČÍŘ, O.: Základový blok pro pružné pneumatické uložení strojů s rázovými účinky.
- [244] Přihl. vyn. ČSSR PV 5751 - 83. KRČMA, R. - KREJČÍŘ, O.: Vlákenná vrstva k tlumení rázů, otřesů a vibrací.
- [245] KREJČÍŘ, O. - PEŠÍK, L.: Pružné pneumatické uložení kovacího bucharu MAS 6500. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1982, s. 141.
- [246] KREJČÍŘ, O. - PEŠÍK, L.: Výpočet kmitání pružné pneumaticky uloženého kovacího bucharu MAS 6500. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1982, s. 155.
- [247] KREJČÍŘ, O.: Účinnost pružného pneumatického uložení kovacího bucharu MAS 6500. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1982, s. 165.
- [248] PEŠÍK, L.: Pružné pneumatické uložení kovacího bucharu. [Kandidátská disertace]. Liberec 1982. - VŠST Liberec. Fakulta strojní.
- [249] KREJČÍŘ, O. - PEŠÍK, L.: Kmitavý pohyb pružné pneumaticky uloženého kovacího bucharu při opakovaných rázech. In: Sborník referátů XXIV. konference kateder částí strojů. Košice, VŠT 1982, s. 98.

- [250] KREJČÍŘ, O. - PEŠÍK, L.: Elastische pneumatische Lagerung von Schmiedepressen. Přednáška na vědeckém symposiu TU Dresden - VŠST Liberec. Dresden, TU 1983.
- [251] KREJČÍŘ, O. - PEŠÍK, L.: Výsledky měření přenosu chvění vyvolaného rázy nepružně a pružně uložených kovacích bucharů. In: Sborník vědeckých prací VŠST. Liberec, VŠST 1982, s. 259.
- [252] ZN 2184, EZU Praha. KREJČÍŘ, O.: Pružné pneumatické uložení stroje Sto3průfstand ST 800.
- [253] ZN 96/84/C, ZPA Praha - Košice. KREJČÍŘ, O.: Pružné pneumatické uložení základového bloku stroje ST 800.
- [254] ZN 35/84, LVZ Liberec. KREJČÍŘ, O.: Pružné uložení vibrační stolice.
- [255] KREJČÍŘ, O. - ŠEVČÍK, L.: Účinnost pneumatické izolace vibračního stolu. In: Sborník XXV. vědecké konference kateder částí strojů. Podolánky, VŠB 1984, s. 111.
- [256] AO ČSSR 204108. KREJČÍŘ, O.: Pružná pneumatická podpora.
- [257] KREJČÍŘ, O. - BORŮVKA, F.: Pneumatická kmitová izolace měřicího stolu. In: Sborník XX. vědecké konference kateder částí strojů. Liberec, VŠST 1979, s. 267.
- [258] KREJČÍŘ, O. - DANČA, J.: Vibroizolační schopnosti autonivelizačního stolu. In: Sborník referátů III. konference o teorii strojů a mechanismů. Liberec, VŠST 1980, díl A, s. 187.
- [259] KREJČÍŘ, O. - DANČA, J.: Pasivní kmitová izolace citlivé měřicí a laboratorní techniky. In: Symposium VŠST Liberec - TU Dresden "Racionalizace konstrukce a technologie. Liberec, VŠST 1980.
- [260] KREJČÍŘ, O.: Autonivelizační stůl. [Prospekt pro Invex 1980], Liberec, VŠST 1980.
- [261] DANČA, J.: Vibroizolační stůl. [Aspirantské minimum]. Liberec 1981. - VŠST. Fakulta strojní.
- [262] BORŮVKA, F. - OLEHOVÁ, M. - PAVLŮ, M.: Statistické hodnocení vlastností automatických regulátorů statické výšky pneumatických pružin autonivelizačního stolu. In: Sborník XXII. celostátní konference kateder částí strojů. Brno, VAAZ 1981, s. 31.
- [263] BUREŠ, M.: Pneumatická vibroizolace optických stolů. In: Sborník referátů XXIV. konference kateder částí strojů a mechanismů. Košice, VŠT 1983, s. 12.
- [264] KREJČÍŘ, O.: Pružné pneumaticky uložený měřicí stůl. In: Sborník konference "Hluk a vibrace v teorii a technické praxi". Bratislava, ZP ČSVTS při ÚMMS SAV 1981.
- [265] PAVLŮ, M.: Statistické hodnocení přesnosti automatické regulace vodorovné polohy a stálé statické výšky pracovní desky vibroizolačního stolu. In: Sborník referátů XXIII. konference kateder částí strojů. Zvolen, VŠLD 1982, s. 155.
- [266] PAVLŮ, M.: Vibroizolační vlastnosti pružného pneumatického uložení metalografického přístroje NEOPHOT II. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1982, s. 199.
- [267] KREJČÍŘ, O. - PAVLŮ, M.: Vibroizolační účinnost pneumatického uložení velinu třídního uhlí. In: Sborník referátů XXIV. konference kateder částí strojů a mechanismů. Košice, VŠT 1985, s. 106.
- [268] Přihl. vyn. ČSSR PV 4375 - 83. ZAJÍC, B. - ŠAROUN, P. - KREJČÍŘ, O.: Uložení rotoru odstředivky.
- [269] ZAJÍC, B. - ŠAROUN, P. - ŠTĚPÁN, L.: Optimalizace dynamických vlastností odstředivky. [Výzkumná zpráva EZ 647 - 84 - 431]. Hradec Králové, VÚPCHT 1984.
- [270] ZN 45/84, n.p. Jablonecké sklárny, závod Zásada. KREJČÍŘ, O.: Pružné pneumatické uložení odstředivky RLVS 1200 - E10 u lakovací linky Rohajlu.
- [271] Přihl. vyn. ČSSR PV 2612 - 84. KREJČÍŘ, O. - ZAJÍC, B. - ŠAROUN, P.: Pružné pneumatické uložení odstředivky.
- [272] KREJČÍŘ, O. - ŠEVČÍK, L.: Pružné pneumatické uložení odstředivky. In: Sborník IV. konference o teorii strojů a mechanismů. Liberec, VŠST 1984, s. 1/20.
- [273] PAVLŮ, M.: Pružné ukládání těles malých hmotností s využitím nesouso zatěžovacích pneumatických pružin. [Kandidátská disertace]. Liberec 1984.
- [274] PAVLŮ, M.: Výpočet veličin potřebných pro vibroizolační analýzu pružných pneumatických uložení. In: II. sborník vědeckovýzkumných prací VŠST - MTI. Liberec, VŠST 1983, s. 265.
- [275] KREJČÍŘ, O. - LUBOJACKÝ, O.: Pokusné pneumatické vlnovcové zvedáky. [Výzkumná zpráva]. Liberec, VŠST 1978.

- [276] Pat. AO ČSSR 10 37 50. PUSTKA, Z. - KREJČÍŘ, O.: Univerzální pneumatický vlnovcový zvedák.
- Pat. Itálie 1037 560. Dispositivo sollevamento universale pneumatico asoiffictti.
- Pat. přihl. MLR 2120/80. Univerzálnis pneumatikus emelőberendezés.
- Pat. přihl. NSR P 3032 638. Universaler pneumatischer Faltenbalg Heber.
- Pat. přihl. GB 8027 990. A pneumatic jack.
- Pat. Austrálie 534 380. Universal pneumatic bellow jack lifter.
- [277] VŠST Liberec. Vlnovcový pneumatický zvedák, typ 50/140 a 30/200. [Prospekt]. 1981.
- [278] Pat. AO ČSSR 219 090. KREJČÍŘ, O. - PUSTKA, Z.: Tlaková nádoba.
- [279] PUSTKA, Z.: Příspěvek k pevnostní kontrole pryžokordového vlnovcového pláště tlakové nádoby. In: Sborník XXV. konference kateder části a mechanismů strojů. Ostrava, VŠB 1984, s. 164.
- [280] Přihl. vyn. ČSSR PV 6073 - 83. KREJČÍŘ, O. - PUSTKA, Z.: Prostředek pro kompenzaci tepelných dilatací potrubí provozních teplotních médií.
- [281] Přihl. vyn. ČSSR PV 6545 - 83. PUSTKA, Z. - KREJČÍŘ, O.: Kompenzátor tepelných dilatací potrubí určených pro rozvod teplotních médií.
- [282] Pat. Fr 1 424 313. Societa Applicazioni Gomma Antivibranti Saga. FISCHETTI, P.: Ressorts pneumatique à soufflet comprenant des plateaux percés comme éléments séparateurs entre les relès.
- [283] Pat. USA 2 984 300. Continental Gummi - Werke Aktiengesellschaft. JOHANNSEN, P.: Spring arrangement for Vehicles.
- [284] Pat. Švýcarsko 374 557. General Tyre and Rubber Comp. FALLS, C. - SLEMMONS, CH. O.: Pneumatische Abfederungseinrichtung an Sattelschlepperanhängern mit Zwei Radachsen.
- [285] Pat. Fr 1 239 306. Manufacture française des pneumatiques Michelin. Suspension mixte à ressorts à lames et pneumatique.
- [286] Pat. USA 3 028 174. Rover Comp. Ltd. GAWRONSKI, L.: Vehicle pneumatic suspension system.
- [287] Pat. USA 2 945 701. General Motors Corp. DIETRICH, E. R. - PUCKHAM, E. G.: Pneumatic vehicle suspension system.
- [288] Pat. NSR 1229 399. Knorr - Bremse G. m. b. H. RAPPERT, K.: Höhenregelventil für eine Luftfederung, insbesondere für Kraftfahrzeuge.
- [289] Pat. Fr 1 239 734. Dunlop Rubber Comp. Ltd. Soupape de nivellement pour véhicules munis de suspension pneumatiques ou hydrauliques.
- [290] AO SSSR 120 134. AKOPJAN, R. A.: Уравнительный клапан пневматической подвески колёс автомобиля.
- [291] Pat. NSR 1 047 640. Westighouse Bremsen - Gesellschaft m. b. H. PEKRUL, E.: Einrichtung zum Regeln der Luftfedern von Fahrzeugen.
- [292] Pat. GB 854 308. BOSCH, R.: Improvements in Filling Regulators for Pneumatic Suspension Members in Mechanically - Propelled Vehicles.
- [293] JOHANNSEN, P.: Der Luftfederbalg ein lastregelbares Federelement. ATZ, 1957, č. 9, s. 246 - 250.
- [294] ALDIKACTI, H. - ANDERSON, E. W. - HARRISON, R. D.: Riding on Air. SAE Preprint, 1957, č. 536, s. 29.
- [295] SLEMMONS, C. O.: Compressed Air Spring. SAE Preprint, 1957, č. S 31, 10 s.
- [296] LA BELLE, D. J.: New commercial vehicle concepts possible with air suspension. SAE Preprint, 1957, č. 241, 11 s.
- [297] BERRY, W. S.: The air coil spring a new factor in Rambler suspension. SAE Preprint, 1958, č. 98, 11 s.
- [298] HANSEN, K. M. - BRETSCH, Y. F. - DENZER, R. E.: 1958 Chevrolet levelair suspension. SAE Preprint, 1958, č. 90, 10 s.
- [299] O'SHEA, C. F.: The Ford Approach to air suspension. SAE Preprint, 1958, č. 90, 15 s.
- [300] HIRTHREITER, A. B.: Air springs from jounce to rebound. SAE Preprint, 1958, č. S 79, 11 s.
- [301] BITTEL, K.: Die Federkennlinie der Balg - Luftfeder. ATZ, 1959, č. 7, s. 199 - 202.
- [302] NIEHUS, A.: Über die Entwicklung von Luftfederbälgen kleiner Abmessungen und gro-
ßer Weichheit. ATZ, 1959, č. 9, s. 279 - 284.

- [303] GORELIK, A. M.: Avtomatičeskoje regulirovanie položenija kuzova. Avtomobilnaja promyšlennost', 1959, č. 8, s. 34 - 43.
- [304] BEHLES, F.: Zur Berechnung von Luftfedern. ATZ, 1961, s. 311 - 314.
- [305] PAUER, V.: Regulace pneumatického pružení. Automobil 1962. Část I - Teorie regulačních pochodů, č. 3, s. 66 - 70. Část II - Konstrukce regulačního zařízení pro osobní vozy, č. 4, s. 108 - 122. Část III - Konstrukce pro nákladní automobily, č. 5, s. 137 - 140.
- [306] PEVZNER, J. M.: Osobnosti kombinovaných podvesok s pnevmatičeskimi i stalnymi elementami. Avtomobilnaja promyšlennost', 1963, s. 10 - 14.
- [307] KLANNER, R.: Die Radaufhängung der Nutzfahrzeuge für Straßen - und Geländeinsatz. ATZ, 1965, č. 11, s. 369 - 375.
- [308] Continental Gummi - Werke AG. JOHANNSEN, P.: Luftfederung. 1978, 44 s.
- [309] PEVZNER, J. M. - GORELIK, A. M.: Pnevmatičeskije i gidropnevmatičeskije podveski avtomobilej. Moskva, Mašgiz 1963.
- [310] AKOPJAN, R. A.: Pnevmatičeskoje podressorivanie avtotransportnyh sredstv. Lvov 1979 - 1980. 2 sv.
- [311] Carl Freudenberg, Simrit - Werk, Weinheim, Rak.: Bellofram Rollmenbranen. [Prospekt Nr. 713, Mitteilungen des Simrit - Werkes].
- [312] Martonair Druckluftstmerungen GmbH, Alpen: Bar [Zeitschrift für angewandte Pneumatik], 1979, č. 1, s. 7.
- [314] Mecman GmbH, Hamburg: Anleitung zur Vibrations isolierung [Nr. 3, in Mecmans Haubuchserie].
- [315] Mecman GmbH, Hamburg: Balgzyylinder Serie 1900 für Pneumatik. [Prospekt C 1900 - 74].
- [316] Mecman GmbH, Hamburg: Serie 1900 Balgzyylinder.
- [317] Instron Envirometal Ltd.: Elektromagnetische Schwingerreger. [Prospekt].
- [318] Derritron Electronics Ltd.: VP30 Elektromagnetic vibrator. [Prospekt].
- [319] Derritron Electronics Ltd.: Vibration Test Equipment. [Katalog].
- [320] PUSTKA, Z.: Rotačně symetrické pryžokordové pláště vzduchových pružin. [Kandidátská disertace]. Liberec 1968. - VŠST. Fakulta strojni.
- [321] MEVALD, J.: Příspěvek k teorii a výpočtům uložení stroje na vzduchových pružinách. [Kandidátská disertace]. Liberec 1980. - VŠST. Fakulta strojni.
- [322] GAJARSKÝ, M.: Analýza niektorých dynamických vlastností elektropneumatickej aktívnej vibroizolačnej sústavy. [Kandidátská disertace]. Bratislava 1984. - SAV ÚHMS.
- [323] SKÁLA, J. - KREJČÍŘ, O.: K metodice výpočtu odevzy lineárních stacionárních dynamických soustav. In: Sborník III. konference o teorii strojů a mechanismů, díl A. Liberec, VŠST 1980, s. 165 - 178.
- [324] SKÁLA, J.: Dynamické systémy se stochastickými vstupy. In: Sborník III. konference o teorii mechanismů a strojů, díl A. Liberec, VŠST 1980, s. 141 - 164.
- [325] AO ČSSR 242 830. KREJČÍŘ, O.: Zařízení pro regulování obsahu vzduchu v pneumatických pružinách.
- [326] KOŽEŠNÍK, J.: Kmitání mechanických soustav. Praha 1979.
- [327] KOŽEŠNÍK, J.: Základy teorie přístrojů. Praha 1965.
- [328] FRAZER, R. A. - DUNCAN, W. J. - COLLAR, A. R.: Základy maticového počtu, jeho aplikace v dynamice a v diferenciálních rovnicích. Praha 1958.
- [329] HANUŠ, B. - BALDA, M.: Základy technické kybernetiky. Část I, II. Brno, VUT 1981.
- [330] GONDA, J.: Dynamika pre inženierov, Bratislava 1972.
- [331] TIMOŠENKO, S. - VOJNOVSKIJ - KRIGER, S.: Plastinki i oboločki. Moskva 1963.
- [332] REKTORYS, K. a kol.: Přehled užité matematiky. Praha, SNTL 1963.
- [333] Autobrzdý Jablonec, n.p.: Regulační ventil pro vzduchové pérovaní motorových vozidel. [Prospekt].
- [334] Autobrzdý Jablonec, n.p.: Regulační ventil. [Prospekt].
- [335] ŠREJTR, J. - BRŮHA, O.: Technická mechanika. Statika. Praha, SNTL 1970.
- [336] PROSKURJAKOV, S. A. - OLEHLA, M. - TIŠER, J.: Základy numerických metod a programování. Liberec, Moskva, VŠST 1982.

- [337] BORŮVKA, F. - DANČA, J.: Vyjádření efektivní plochy příčně zatěžených pneumatických pružin aproximačním polynomem. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1982, s. 133.
- [338] PRÁŠIL, L. - KRACÍK, V. - ZIKEŠOVÁ, D.: K problému vyšetřování osových deformací vlnovcových pneumatických pružin. [Výzkumná zpráva, KST 85 - 13]. Liberec, VŠST 1985.
- [339] KREJČÍŘ, O. a kol.: K teorii tvarování kordem armovaných pryžových elementů pneumatických pružin. [Výzkumná zpráva KST 85 - 10]. Liberec, VŠST 1985.
- [340] The Goodyear Tyre and Rubber Company, Akron, Ohio.: Good-year Super Cushion Air Springs. [Prospekt].
- [341] PUSTKA, Z.: Energie napjatosti v pryžokordovém vaku vakové pneumatické pružiny. [Výzkumná zpráva, KST 82 - 19]. Liberec, VŠST 1982.
- [342] ROTENBERG, R. V.: Podveska automobilja i jeho kolebanija. Moskva 1980.
- [343] BORŮVKA, F. - OLEHLOVÁ, M. - PAVLŮ, M.: Statistické hodnocení vlastností automatických regulátorů statické výšky pneumatických pružin autonivelizačního stolu. In: Sborník referátů XXII. konference kateder části strojů. Brno, VAAZ 1981, s. 31.
- [344] PŮST, L. - LADA, M.: Pružné ukládání strojů. Praha 1965.
- [345] STRNÁDEK, J.: Pružné pneumatické uložení základu hydropulsu INOVA. [Pisemná práce k aspirantskému minimu]. Liberec 1984 - VŠST. Fakulta strojní.
- [346] JANDA, J. - FERDRES, S. - TRNKA, V.: Protokol o měření dynamických zátěží stroje Jettis 190/79 na různých podložkách. Brno, VVÚ ZVS 1980.
- [347] JEŘÁBEK, J.: Dynamika soustavy - stroj - základ - podzáklad. [Výzkumná zpráva]. Žilina, VŠB 1960.
- [348] ŠIŠKA, J. - VOTÝPKA, B.: Zpráva o měření otřesů a zhodnocení pružného pneumatického uložení bucharu MAS 6500. [Technická zpráva]. Praha, VŮB 1982.
- [349] ŠEVČÍK, L. - LJAPIN, M. E.: Analiz kinematičeskich parametrov vibracii tkackogo stanka STB - 2 - 216 dlja različnych vidov ustanovki. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1985. [V tisku].

- [337] BORŮVKA, F. - DANČA, J.: Vyjádření efektivní plochy příčně zatěžovaných pneumatických pružin aproximačním polynomm. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1982, s. 133.
- [338] PRÁŠIL, L. - KRACÍK, V. - ZIKEŠOVÁ, D.: K problému vyšetřování osových deformací vlnovcových pneumatických pružin. [Výzkumná zpráva, KST 85 - 13]. Liberec, VŠST 1985.
- [339] KREJČÍŘ, O. a kol.: K teorii tvarování kordem armovaných pryžových elementů pneumatických pružin. [Výzkumná zpráva KST 85 - 10]. Liberec, VŠST 1985.
- [340] The Goodyear Tyre and Rubber Company, Akron, Ohio.: Good-year Super Cushion Air Springs. [Prospekt].
- [341] PUSTKA, Z.: Energie napjatosti v pryžokordovém vaku vakové pneumatické pružiny. [Výzkumná zpráva, KST 82 - 19]. Liberec, VŠST 1982.
- [342] ROTENBERG, R. V.: Podveska automobilja i jeho kolebanija. Moskva 1980.
- [343] BORŮVKA, F. - OLEHLOVÁ, M. - PAVLŮ, M.: Statistické hodnocení vlastností automatických regulátorů statické výšky pneumatických pružin autonivelizačního stolu. In: Sborník referátů XXII. konference kateder částí strojů. Brno, VAAZ 1981, s. 31.
- [344] PŮST, L. - LADA, M.: Pružné ukládání strojů. Praha 1965.
- [345] STRNÁDEK, J.: Pružné pneumatické uložení základu hydropulsu INOVA. [Pisemná práce k aspirantskému minimu]. Liberec 1984 - VŠST. Fakulta strojní.
- [346] JANDA, J. - FERDRES, S. - TRNKA, V.: Protokol o měření dynamických zátěží stroje Jettis 190/79 na různých podložkách. Brno, VVÚ ZVS 1980.
- [347] JEŘÁBEK, J.: Dynamika soustavy - stroj - základ - podzáklad. [Výzkumná zpráva]. Žilina, VŠD 1960.
- [348] ŠIŠKA, J. - VOTÝPKA, B.: Zpráva o měření otřesů a zhodnocení pružného pneumatického uložení bucharu MAS 6500. [Technická zpráva]. Praha, VÚB 1982.
- [349] ŠEVČÍK, L. - LJAPIN, M. E.: Analiz kinematičeskich parametrov vibracii tkackogo stanka STB - 2 - 216 dlja različnyh vidov ustanovki. In: Sborník vědeckých prací VŠST Liberec. Liberec, VŠST 1985. [V tisku].