

Technická mechanika

3. ročník

Ing. Peter Čerňanský

Považská Bystrica 2011

Názov: Technická mechanika 3. ročník

Autor: Ing. Peter Čerňanský

Odborný garant: Ing. Michal Vokoun

Vydavateľ: Stredná odborná škola strojnícka, Považská Bystrica

OBSAH

PREDHOVOR.....	7
I ÚVOD DO TECHNICKEJ MECHANIKY	8
1 VÝZNAM A ROZDELENIE MECHANIKY	8
2 FYZIKÁLNE VELIČINY POUŽÍVANÉ V MECHANIKE.....	8
3 ZÁKLADNÉ ZÁKONY MECHANIKY	9
II STATIKA TUHÝCH TELIES	9
1 ÚVOD DO STATIKY TUHÝCH TELIES.....	9
1.1 Úloha a význam statiky	9
1.2 Základné axiómy statiky.....	9
1.3 Sila. Určenie sily. Rozklad sily	10
1.3.1 Sila.....	10
1.3.2 Určenie sily	10
1.3.3 Rozklad sily	11
1.4.1 Moment sily.....	11
1.4.2 Moment sústavy síl	12
1.4.3 Dvojica síl.....	12
2 VÝSLEDNICA A ROVNOVÁHA ROVINNEJ SÚSTAVY SÍL	13
2.1 Sily pôsobiace na jednej priamke.....	13
2.2 Dve kolmé sily	14
2.3 Dve rôznobežné sily	15
2.4 Sily so spoločným pôsobiskom – matematické riešenie.....	16
2.5 Sily so spoločným pôsobiskom – grafické riešenie.....	17
2.6 Výslednica rovnobežných síl – matematické riešenie.....	17
2.7 Výslednica rovnobežných síl – grafické riešenie.....	18
2.8 Výslednica všeobecnej sústavy síl – grafické riešenie	19
2.9 Rovnováha otočne uložených telies	20
3 PRIESTOROVÁ SÚSTAVA SÍL	20
4 VÄZBY A VÄZBOVÉ SILY	21
4.1 Druhy a charakteristika väzieb.....	21
4.2 Výpočet väzbových síl	22
4.3 Väzbové sily pri nosníku na dvoch podperách - matematicky	23
4.4 Väzbové sily pri nosníku na dvoch podperách - graficky	24
4.5 Nosník zaťažený všeobecnou sústavou síl - matematicky.....	25
4.6 Nosník zaťažený všeobecnou sústavou síl – graficky	26
4.7 Určenie väzbových účinkov pri votknutých nosníkoch.....	27
5 ŤAŽISKO	29
5.1 Ťažisko základných rovinných geometrických útvarov	29
5.2 Ťažisko zloženej rovinnej čiary	30
5.3 Ťažisko zloženej rovinnej plochy.....	32
6 TRENIE A PASÍVNE ODPORY	34
6.1 Šmykové trenie	34
6.2 Trenie v čapoch.....	35
6.3 Odpor proti valeniu	36
7 MECHANICKÁ PRÁCA	37
III PRUŽNOSŤ A PEVNOSŤ.....	38
1 ÚVOD DO PRUŽNOSTI A PEVNOSTI.....	38
1.1 Úloha a význam pružnosti a pevnosti.....	38
1.2 Spôsoby zaťaženia častí strojov	38
1.3 Druhy namáhania a deformácií častí strojov	39
1.4 Vonkajšie sily. Vnútné sily. Napätia. Dovoľené napätia	40
1.5 Skúška ťahom – pracovný diagram ocele.....	42

1.6 Základný zákon pružnosti a pevnosti – Hookov zákon	44
2 NAMÁHANIE ŤAHOM (TLAKOM).....	45
2.1 Napätie v ťahu (tlaku)	45
2.2 Dimenzovanie častí strojov namáhaných ťahom (tlakom)	46
3 NAMÁHANIE ŠMYKOM.....	47
3.1 Napätie v šmyku	47
3.2 Dimenzovanie častí strojov namáhaných šmykom	49
3.3 Strihanie materiálu	50
3.4 Kontrola stykových plôch na otláčenie	50
4 NAMÁHANIE KRÚTENÍM.....	52
4.1 Napätie v krútení.....	52
4.2 Kvadratický moment prierezu a modul prierezu v krútení	53
4.3 Dimenzovanie hriadeľov namáhaných krútením	54
5 NAMÁHANIE OHÝBANÍM.....	54
5.1 Napätie v ohybe	55
5.2 Kvadratický moment prierezu a modul prierezu v ohybe.....	56
6 OSOBITNÉ DRUHY NAMÁHANIA.....	57
6.1 Namáhanie vzperom.....	58
6.2 Zložené namáhanie.....	59
6.3 Cyklické namáhanie	59
6.4 Výpočet zvarových spojov	60
IV HYDROMECHANIKA A HYDRAULICKÉ MECHANIZMY.....	61
1 ROZDELENIE MECHANIKY TEKUTÍN.....	61
1.1 ZÁKLADNÉ POJMY	61
1.2 VLASTNOSTI TEKUTÍN	61
2 HYDROSTATIKA	63
2.1 Tlak v kvapaline.....	63
2.2 Tlak v kvapaline vyvolaný vonkajšou silou	63
2.3 Tlak v kvapaline vyvolaný vlastnou tiažou kvapaliny	66
2.4 Spojené nádoby.....	67
2.5 Tlaková sila na vodorovnú stenu.....	67
2.6 Vztlková hydrostatická sila.....	68
3 HYDRODYNAMIKA.....	68
3.1 Základy prúdenia tekutín	69
3.2 Objemový a hmotnostný prietok.....	69
3.3 Bernoulliho rovnica pohybu ideálnych kvapalín	70
3.4 Pôsobenie prúdu kvapaliny na tuhé telesá	71
3.5 Výpočet svetlosti potrubia	72
3.6 Výpočet dilatácie potrubia	72
4 Hydraulické stroje.....	72
4.1 Rozdelenie hydraulických strojov – energetické premeny	72
4.2 Príkon, výkon a účinnosť hydraulických strojov	73
5 HYDROSTATICKÉ MECHANIZMY	74
5.1 Prvky hydrostatických mechanizmov.....	75
5.2 Hydrogenerátory	75
5.3 Rozdelenie hydrogenerátorov	75
5.4 Hydromotory	77
5.5 Akumulátory a multiplikátory	78
5.6 Riadiace prvky	78
5.7 Kvapaliny a prvky na vedenie, zhromažďovanie a úpravu kvapaliny.....	80
5.8 Základné štruktúry hydrostatických mechanizmov.....	81
5.9 Prevádzka, obsluha a údržba hydrostatických mechanizmov	81
6 HYDRODYNAMICKÉ MECHANIZMY.....	82
V TERMOMECHANIKA A PNEUMATICKÉ MECHANIZMY.....	83
1 ZÁKLADÉ POJMY	83

2 TEPLOTA	83
3 TEPLA A TEPELNÝ VÝKON	84
4 TERMODYNAMIKA PLYNOV.....	86
4.1 Základné zákony ideálneho plynu.....	86
4.2 Prvá termodynamická veta	87
4.3 Druhá termodynamická veta.....	88
4.4 Vratné zmeny ideálneho plynu	88
4.4.1 Izobarická zmena stavu plynu.....	88
4.4.2 Izotermická zmena stavu plynu	89
4.4.3 Izochorická zmena stavu plynu.....	90
4.4.4 Izoentropická zmena stavu plynu	90
4.4.5 Polytropická zmena stavu plynu	91
5 OBEHY TEPELNÝCH STROJOV.....	91
5.1 Piestové spaľovacie motory	91
5.2 Zážihové motory	91
5.3 Vznietové motory.....	92
5.4 Plynové turbíny.....	93
5.5 Prúdové – dýzové motory.....	93
5.6 Parné turbíny.....	94
5.7 Kompresory	94
5.8 Chladiace zariadenia	95
6 PNEUMATICKÉ MECHANIZMY	96
6.1 Základné fyzikálne pojmy	97
6.2 Princíp činnosti, názvoslovie a značky prvkov	98
6.3 Zdroje stlačeného vzduchu	98
6.4 Pneumatické motory.....	99
6.5 Riadiace prvky	100
6.6 Vedenie.....	102
6.7 Pomocné prvky	102
6.8 Základné štruktúry pneumatických mechanizmov.....	103
6.9 Prevádzka a údržba pneumatických mechanizmov.....	104
6.10 Signalizačné zariadenia	104

PREDHOVOR

Dostalo sa vám vydanie učebnice, korešpondujúce so vzdelávacím programom pre študijný odbor mechanik nastavovač - programátor CNC strojov. Učebné texty obsahujú štyri tematické celky – Základy statiky, Základy pružnosti - pevnosti, Hydraulické mechanizmy a Pneumatické mechanizmy. Učebná látka využíva teoretické poznatky z fyziky, matematiky, strojnictva a technológie.

Učivo sa začína časťou Základy statiky. Jej cieľom je oboznámiť žiakov s matematickými a grafickými metódami zisťovania síl, ktoré musia pôsobiť, aby teleso alebo sústava telies zostala v pokoji. Ide o určenie rovnovážnych síl, ktoré spôsobia, že telesá zaťažené vonkajšími silami zostanú nehybné. Získané vedomosti je možné využiť pri zisťovaní výslednice silovej sústavy pôsobiacej na upnutý rezný nástroj / sústružnícky nôž /. Pri určení týchto rovnovážnych síl sa nezaobídete bez rysovacích pomôcok, uhlomeru a kalkulačky. Odporúčame používať aj farebné ceruzky, čo vám umožní lepšiu orientáciu pri výpočtoch grafickými metódami.

V časti Základy pružnosti a pevnosti sa začína oboznámením základných pojmov, ktoré sa používajú pri určení napätia a deformácií v zaťažených strojových súčiastkach. Pružnosť a pevnosť umožňuje na základe známeho zaťaženia a druhu materiálu, navrhovať – dimenzovať optimálne rozmery a tvar konštrukčných prvkov s vopred zvolenou mierou bezpečnosti. Poznatky z pružnosti a pevnosti umožňujú predvídať nebezpečenstvo mechanického porušenia strojovej súčiastky, ktorá je namáhaná vonkajšími silami. Pri mechanickom obrábaní materiálu vzniká určitá deformácia súčiastky, ktorá spôsobuje rozmerovú nepresnosť. Výklad teoretických poznatkov dopĺňa ilustračný materiál a riešené príklady, kde sú súčiastky namáhané ťahom, tlakom, ohybom, šmykom - strihom a krútením. Pri matematických výpočtoch študenti budú využívať strojnícke tabuľky.

V časti Hydraulické mechanizmy a Pneumatické mechanizmy učebná látka využíva teoretické poznatky z hydromechaniky a termomechaniky. Hydraulické a pneumatické mechanizmy sú základné komponenty pri prevádzke a obsluhu CNC strojov. Učivo je zamerané na hydraulické a pneumatické okruhy, ich prvky, údržbu hydraulických a pneumatických zariadení. S pomocou využitia týchto zariadení sa dosahuje spoľahlivé upínanie obrobkov, ale aj samotná činnosť a správna funkcia obrábacích strojov. Tieto tematické celky sú doplnené o výpočty výkonu a účinnosti strojov, ktoré súvisia s učebnou látkou v predmete technológia obrábania.

I ÚVOD DO TECHNICKEJ MECHANIKY

1 VÝZNAM A ROZDELENIE MECHANIKY

Mechanika spolu s matematikou a astronómiou patrí k najstarším vedným odborom. Znalosť mechaniky umožňuje riešiť najrôznejšie úlohy a problémy techniky. Mechanika tvorí základ všetkých technických výpočtov a strojových zariadení. Preto sa právom považuje za základ súčasnej techniky.

Mechanika je veda, ktorá študuje všeobecné zákony mechanického pohybu a vzájomného mechanického pôsobenia hmotných telies.

Technickú mechaniku najčastejšie rozdeľujeme na štyri časti a to:

- mechanika tuhých telies,
- mechanika pružných (poddajných) telies,
- mechanika kvapalín,
- mechanika plynov.

Do mechaniky tuhých telies patrí statika, kinematika a dynamika. Mechanika pružných (poddajných) telies sa nazýva pružnosť a pevnosť. Mechanika kvapalín – hydromechanika sa delí na hydrostatiku a hydrodynamiku.

Mechanika plynov – aeromechanika sa delí na aerostatiku a aerodynamiku. Zahŕňa aj oblasť zaoberajúcu sa zmenami stavu látok pôsobením tepla – termomechanika.

2 FYZIKÁLNE VELIČINY POUŽÍVANÉ V MECHANIKE

Veľmi dôležitou oblasťou mechaniky je problematika veličín a ich jednotiek. Zo základných fyzikálnych veličín Medzinárodnej sústavy jednotiek SI sú pre mechaniku dôležité: dĺžka, hmotnosť, čas a termodynamická teplota. Všetky ďalšie veličiny pre mechaniku a ich jednotky sa odvodzujú od základných veličín.

Fyzikálne veličiny používané v mechanike

Názov veličiny	Názov a značka jednotky	Rozmer jednotky
Dĺžka	meter (m)	m
Hmotnosť	kilogram (kg)	kg
Čas	sekunda (s)	s
Termodynamická teplota	kelvin (K)	K
Plošný obsah	meter štvorcový (m ²)	m ²
Objem	meter kubický (m ³)	m ³
Rýchlosť	meter za sekundu (m . s ⁻¹)	m . s ⁻¹
Zrýchlenie	meter za sekundu na druhú (m . s ⁻²)	m . s ⁻²
Hustota	kilogram na meter kubický (kg . m ⁻³)	kg . m ⁻³
Špecifický objem	meter kubický na kilogram (m ³ . kg ⁻¹)	m ³ . kg ⁻¹
Sila	newton (N)	kg . m . s ⁻²
Tlak (napätie)	pascal (Pa)	kg . m ⁻¹ . s ⁻²
Moment sily	newton meter (N . m)	kg . m ² . s ⁻²
Energia (mechanická práca)	joule (J)	kg . m ² . s ⁻²
Výkon	watt (W)	kg . m ² . s ⁻³

Na uľahčenie zápisu príliš malých alebo príliš veľkých hodnôt fyzikálnych veličín sa používajú násobky alebo podiely jednotiek, ktoré určuje norma. Najčastejšie používané násobky alebo podiely majú nasledujúce prepony:

- mikro (μ) – hodnota miliónkrát menšia (10^{-6}),
- mili (m) – hodnota tisíckrát menšia (10^{-3}),
- kilo (k) – hodnota tisíckrát väčšia (10^3),
- mega (M) – hodnota miliónkrát väčšia (10^6).

3 ZÁKLADNÉ ZÁKONY MECHANIKY

Ako každá veda, tak aj mechanika je založená na platnosti niekoľkých zákonov a axiém. Za axiémy označujeme výroky, ktoré považujeme za pravdivé bez teoretického dokazovania a ich platnosť je experimentálne overená. Tu uvedieme iba tri základné zákony mechaniky tuhých telies, tzv. klasickej mechaniky, ktoré prvý presne sformuloval anglický fyzik ISSAC NEWTON.

- **Zákon zotrvačnosti**

Každé teleso zotrvačuje v pokoji alebo v rovnomernom priamočiari pohybe, ak nie je vonkajšími silami nútené tento stav zmeniť.

- **Zákon zrýchľujúcej sily**

Zrýchľujúca sila pôsobiaca na teleso sa rovná súčinu hmotnosti telesa a jeho zrýchlenia. Matematicky možno tento zákon vyjadriť vzťahom:

$$\mathbf{F} = m \cdot \mathbf{a} \quad (\text{N})$$

Kde F je zrýchľujúca sila (N),

m – hmotnosť telesa (kg),

a – zrýchlenie telesa ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)

K zrýchľujúcim silám patrí aj tiažová sila, ktorej veľkosť možno vypočítať z nasledujúceho vzťahu:

$$\mathbf{G} = m \cdot \mathbf{g} \quad (\text{N})$$

kde G je tiažová sila – tiaž telesa (N),

g – tiažové zrýchlenie; $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

m – hmotnosť telesa (kg),

- **Zákon akcie a reakcie**

Dva hmotné body na seba navzájom pôsobia rovnako veľkými silami opačného smeru. Jedna z týchto síl sa nazýva akcia a druhá reakcia. Z tohto zákona vyplýva, že voľná, samostatne pôsobiaca sila nemôže existovať.

II STATIKA TUHÝCH TELIES

1 ÚVOD DO STATIKY TUHÝCH TELIES

1.1 Úloha a význam statiky

Statika je tá časť mechaniky, ktorá skúma podmienky rovnováhy tuhých telies a celých mechanických sústav, na ktoré pôsobia sily.

1.2 Základné axiémy statiky

Okrem troch základných zákonov klasickej mechaniky sa pri riešení úloh a problémov statiky využíva platnosť nasledujúcich axiém.

- **Prvá axiéma**

Dve sily pôsobiace na teleso sú v rovnováhe iba vtedy, ak sú rovnako veľké, pôsobia na tej istej priamke a pôsobia opačným smerom.

- **Druhá axiéma**

Pohybový stav tuhého telesa sa nezmení, ak k nemu pridáme, alebo od neho odoberieme sústavu síl, ktorá je v rovnováhe. Z druhej axiémy vyplýva, že silu možno po jej priamke ľubovoľne posúvať, pričom sa jej účinok nezmení.

- **Tretia axioma**

Dve rôznobežné sily možno nahradiť jedinou silou, ktorá je daná uhlopriečkou rovnobežníka, zostrojeného z týchto síl. Z tretej axiomy vyplýva, že tri rôznobežné sily pôsobiace v jednej rovine môžu byť v rovnováhe iba vtedy, ak ich vektorové priamky prechádzajú jedným bodom.

1.3 Sila. Určenie sily. Rozklad sily

1.3.1 Sila

Sila je z hľadiska statiky mierou vzájomného mechanického pôsobenia hmotných telies. Sila je najdôležitejšia veličina statiky. Na jej úplné určenie treba poznať nielen jej veľkosť, ale aj smer pôsobenia a miesto jej pôsobenia – pôsobisko.

1.3.2 Určenie sily

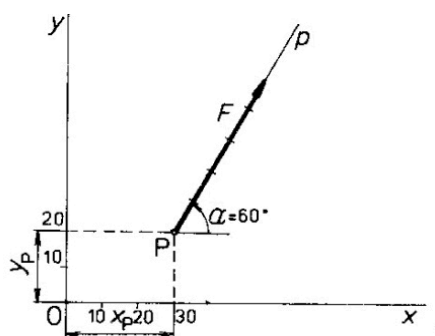
Silu ako znázorňujeme orientovanou úsečkou. Na úplné určenie sily v rovine je nevyhnutné určiť jej veľkosť, smer pôsobenia a pôsobisko. Na určenie sily používame pravouhlý súradnicový systém x-O-y.

- **Úloha II-1**

Zobrazte silu F do pravouhlého súradnicového systému x-O-y ($F = 500$ N, $\alpha = 60^\circ$, $x_p = 30$ mm, $y_p = 20$ mm, obr. 1.)

Postup riešenia:

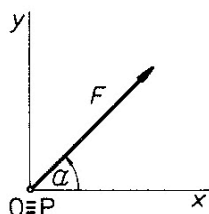
- Zostrojíme pravouhlý súradnicový systém x-O-y.
- Zvolíme mierku dĺžok (m_l) a vynesíme súradnice pôsobiska P.
- Pôsobiskom P vedieme pod uhlom α priamku p sily F .
- Zvolíme si mierku síl a od pôsobiska P vynesíme veľkosť sily F .



Obrázok č. 1 – Grafické riešenie

- **Úloha II-2**

Zobrazte silu F v pravouhlom súradnicovom systéme x-O-y ($F = 100$ N, $\alpha = 45^\circ$, $x_p = y_p = 0$). Riešenie je na obr. 2

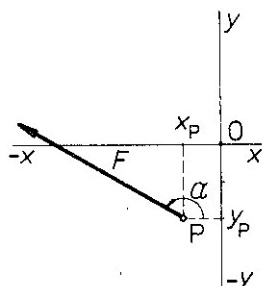


Obrázok č. 2 – Grafické riešenie

• **Úloha II-3**

Zobrazte silu F v pravouhlom súradnicovom systéme x - O - y ($F = 50 \text{ N}$, $\alpha = 160^\circ$, $x_p = -10 \text{ mm}$, $y_p = -20 \text{ mm}$.)

Riešenie je na obr. 3



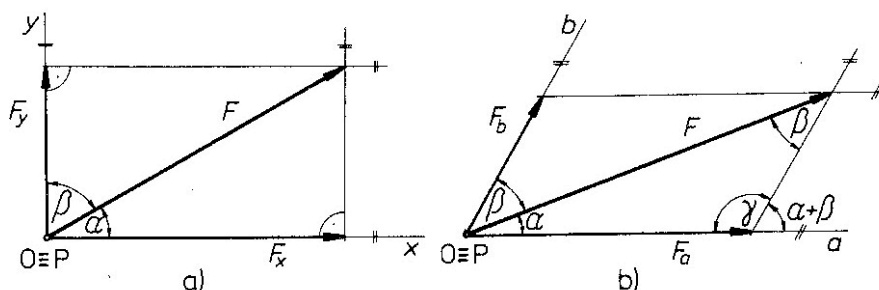
Obrázok č. 3 – Grafické riešenie úlohy

1.3.3 Rozklad sily

Každú silu možno rozložiť na dve zložky ľubovoľných smerov (obr. 4b). Najčastejšie rozkladáme silu na dve navzájom kolmé zložky F_x a F_y , ktoré pôsobia v smere súradnicových osí x , y (obr. 4a). Veľkosť týchto zložiek možno vypočítavať pomocou nasledovných vzťahov:

$$F_x = F \cdot \cos \alpha \quad (\text{N})$$

$$F_y = F \cdot \sin \alpha \quad (\text{N})$$



Obrázok č. 4 – Rozklad sily na zložky F_x a F_y , (F_a , F_b)

1.4 Moment sily. Moment sústavy síl. Dvojica síl

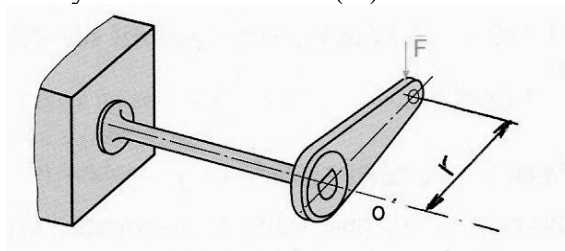
1.4.1 Moment sily

Každá sila F má v ľubovoľnom bode, ktorý neleží na jej priamke, určitý otáčavý účinok. Mierou tohto otáčavého účinku je *moment* M , ktorého veľkosť sa vypočíta ako súčin sily a kolmého ramena.

$$M = F \cdot r \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

Kde M je moment sily F vzhľadom na daný bod (N. m)

r - kolmá vzdialenosť sily F od daného bodu (m).



Obrázok č. 5 – Moment sily

Rovnako ako sila aj moment sily, má veľkosť, ale aj smer pôsobenia. Pri výpočte treba vždy rozhodnúť, ktorý smer pôsobenia budeme považovať za kladný. Pri riešených úlohách je kladný moment ak otáčavý účinok je proti smeru hodinových ručičiek. Záporný moment sa považuje ak otáčavý účinok je v smere otáčania hodinových ručičiek.

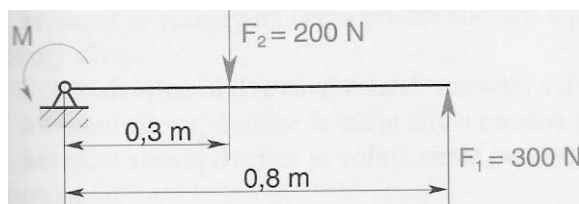
1.4.2 Moment sústavy síl

Výsledný moment M ľubovoľného počtu síl – sústavy síl vzhľadom na daný bod sa vypočíta ako algebrický súčet momentov od všetkých síl k tomuto bodu

$$\mathbf{M} = \sum \mathbf{F}_i \cdot \mathbf{r}_i$$

Kde F_i sú príslušné veľkosti jednotlivých síl (N),

r_i – príslušné kolmé vzdialenosti síl F_i od daného bodu (D).



Obrázok č. 6 – Moment sústavy síl

Výsledný moment M ľubovoľného počtu momentov M_i je daný algebrickým súčtom týchto momentov

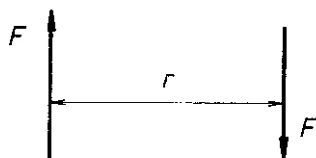
$$\mathbf{M} = \sum \mathbf{M}_i$$

$$M = -200 \text{ N} \cdot 0,3 \text{ m} + 300 \text{ N} \cdot 0,8 \text{ m}$$

$$M = 180 \text{ Nm}$$

1.4.3 Dvojica síl

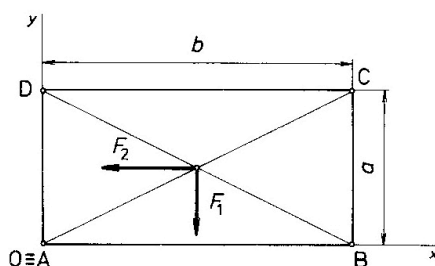
Dve rovnobežne pôsobiace sily rovnakej veľkosti s opačným smerom pôsobenia, ktoré neležia na spoločnej priamke, tvoria silovú dvojicu. Silová dvojica má vzhľadom na všetky body ležiace v jej rovine rovnako veľký otáčavý účinok a teda aj rovnako veľký moment. Veľkosť momentu silovej dvojice sa vypočíta ako súčin jednej sily a kolmého ramena – r . (obr. 7).



Obrázok č. 7 – Dvojica síl

• Úloha II-4

Vypočítajte výsledný celkový moment síl F_1 , F_2 k bodom A, B, C, D ($F_1 = 500 \text{ N}$, $F_2 = 1\,000 \text{ N}$, $a = 2 \text{ m}$, $b = 4 \text{ m}$.)



Obrázok č. 8

Postup riešenia:

Výsledný moment síl F_1 a F_2 k bodom A, B, C, D vypočítame postupne. Záporný moment sa považuje ak otáčavý účinok je v smere otáčania hodinových ručičiek.

Výsledný moment k bodu A

$$M_A = \sum F_i r_i = -F_1 \frac{b}{2} + F_2 \frac{a}{2} = -500 \cdot 2 + 1\,000 \cdot 1 = 0$$

Výsledný moment k bodu B

$$M_B = \sum F_i r_i = F_1 \frac{b}{2} + F_2 \frac{a}{2} = 500 \cdot 2 + 1\,000 \cdot 1 = 2\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výsledný moment k bodu C

$$M_C = \sum F_i r_i = F_1 \frac{b}{2} - F_2 \frac{a}{2} = 500 \cdot 2 - 1\,000 \cdot 1 = 0$$

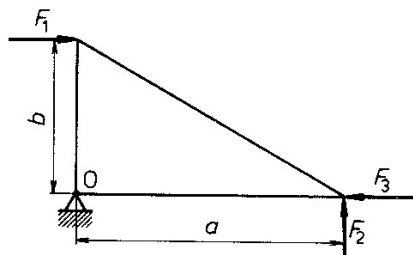
Výsledný moment k bodu D

$$M_D = \sum F_i r_i = -F_1 \frac{b}{2} - F_2 \frac{a}{2} = -500 \cdot 2 - 1\,000 \cdot 1 = -2\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$$

• Úloha II-5

Vypočítajte veľkosť výsledného momentu M troch síl F_1, F_2, F_3 k bodu O (obr. 9).

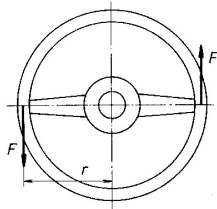
($F_1 = 5\,000 \text{ N}$, $F_2 = 3\,000 \text{ N}$, $F_3 = 3\,500 \text{ N}$, $a = 2 \text{ m}$, $b = 1,5 \text{ m}$.) Výsledok: $M = -1\,500 \text{ N} \cdot \text{m}$



Obrázok č. 9

• Úloha II-6

Určte moment dvojíc síl pôsobiaci na volant automobilu (obr. 10). ($F = 300 \text{ N}$, $r = 0,2 \text{ m}$)



Výsledok: $M = 120 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Obrázok č. 10

2 VÝSLEDNICA A ROVNOVÁHA ROVINNEJ SÚSTAVY SÍL

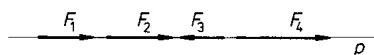
Určenie výslednice sústavy síl, čiže nahradenie danej sústavy síl jedinou silou, ktorá má rovnaký účinok ako daná sústava síl, je prvá základná úloha statiky tuhých telies. Druhá základná úloha je riešenie rovnováhy síl, čiže určenie a riešenie podmienok nevyhnutných na uvedenie danej sústavy síl do rovnovážneho stavu – *rovnováhy*.

2.1 Sily pôsobiace na jednej priamke

Výslednica R ľubovoľného počtu síl pôsobiacich na jednej priamke je daná algebrickým súčtom týchto síl.

$$R = \sum F_i$$

Výslednica R pôsobí na rovnakej priamke ako sily F_i .



Obrázok č. 11 – Sily pôsobiace na jednej priamke

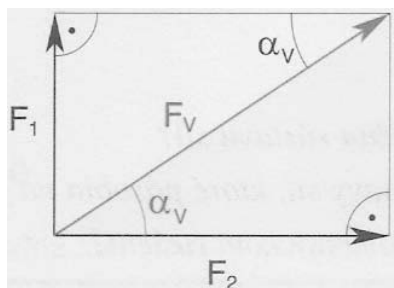
2.2 Dve kolmé sily

Výslednicu dvoch kolmých síl vypočítame použitím Pytagorovej vety:

$$F_v = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$$

Smerový uhol α zistíme použitím goniometrickej funkcie:

$$\operatorname{tg} \alpha = \left| \frac{F_1}{F_2} \right| \Rightarrow \alpha$$



Obrázok č. 12 – Výslednica dvoch kolmých síl- F_v

• Úloha II-7

Vypočítajte a graficky znázornite výslednú silu dvoch kolmých síl.

($F_1 = 2 \text{ N}$, $\alpha = 0^\circ$, $x_p = 20 \text{ mm}$, $y_p = 30 \text{ mm}$)

($F_2 = 3 \text{ N}$, $\alpha = 90^\circ$, $x_p = 20 \text{ mm}$, $y_p = 30 \text{ mm}$)

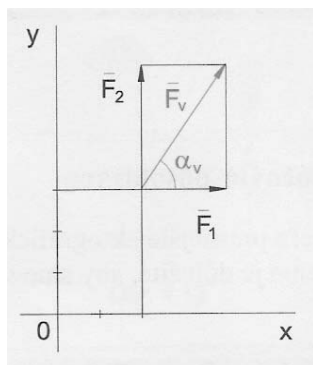
Postup riešenia:

$$F_v = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$$

$$F_v = \sqrt{2^2 + 3^2} = 3,6 \text{ N}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_v = \left| \frac{F_2}{F_1} \right|$$

$$\operatorname{tg} \alpha_v = 0,66 \rightarrow \alpha = 33,7^\circ$$



Obrázok č. 13 – Grafické znázornenie výslednice kolmých síl

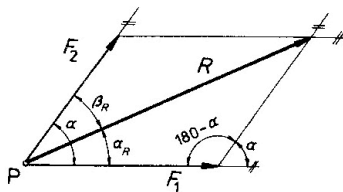
2.3 Dve rôznobežné sily

1. spôsob výpočtu:

Na základe platnosti tretej axiomy možno výslednicu dvoch rôznobežných síl určiť ako uhlopriečku rovnobežníka, zostrojeného z týchto síl – obr. 14. Použitím kosínusovej vety možno potom výslednicu vypočítať z nasledujúceho vzťahu:

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 F_2 \cos \alpha}$$

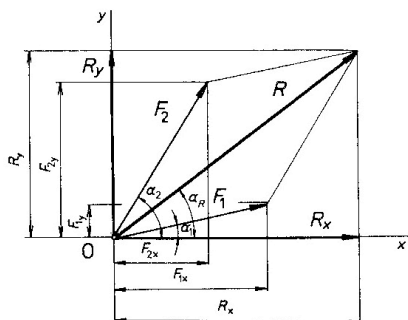
kde α je uhol, ktorý zvierajú sily F_1 , F_2



Obrázok č. 14 – Riešenie pomocou kosínusovej vety

2. spôsob výpočtu

Každú silu možno rozložiť na dve navzájom kolmé zložky F_x , F_y pôsobiace v smere súradnicových osí x , y . Ak teda obe sily F_1 , F_2 rozložíme na zložky F_{1x} , F_{1y} , F_{2x} , F_{2y} pomocou vzťahu (II- 9) môžeme zložky F_{1x} a F_{2x} a zložky F_{1y} a F_{2y} algebrický sčítať, keďže ide o sily pôsobiace na jednej vektorovej priamke. Dostaneme sily, ktoré označíme R_x , R_y (obr. 15). Takto sme nahradili sily F_1 , F_2 silami F_x , F_y pôsobiacimi v smere súradnicových osí x , y . Obe tieto sily možno na základe platnosti tretej axiomy zložiť na výslednicu R . Keďže ide o navzájom kolmé sily na výpočet výslednice použijeme Pytagorovu vetu.



Obrázok č. 15 – Riešenie pomocou kolmých zložiek F_x , F_y

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

$$\text{kde } R_x = F_{1x} + F_{2x} = F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2$$

$$R_y = F_{1y} + F_{2y} = F_1 \sin \alpha_1 + F_2 \sin \alpha_2$$

Smer výslednice určíme pomocou uhla, ktorý zvierá s kladným smerom osi x

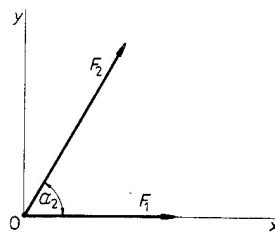
$$\operatorname{tg} \alpha = \left| \frac{R_y}{R_x} \right| \Rightarrow \alpha$$

• Úloha II-8

Určte výslednicu R dvoch rôznobežných síl F_1 , F_2 a veľkosti zložiek R_x , R_y (obr. 16).

($F_1 = 60 \text{ N}$, $F_2 = 80 \text{ N}$, $\alpha_2 = 60^\circ$.)

Výsledok: $R_x = 100 \text{ N}$, $R_y = 69,3 \text{ N}$, $R = 122 \text{ N}$, $\alpha_R = 34,7^\circ$.



Obrázok č. 16 – Zadanie k úlohe II-8

2.4 Sily so spoločným pôsobiskom – matematické riešenie

Všetky sily F_i najskôr rozložíme na dve zložky F_{ix} , F_{iy} pôsobiace v smere súradnicových osí x, y. Všetky tieto zložky algebricky sčítame, aby sme získali zložky R_x , R_y .

Veľkosť výslednice sústavy síl so spoločným pôsobiskom sa vypočíta zo vzťahu:

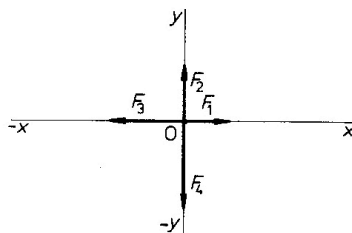
$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \quad \text{kde } R_x = \sum F_{ix}; \quad R_y = \sum F_{iy}$$

• Úloha II-9

Určte výslednicu R štyroch síl F_1 až F_4 , ktoré pôsobia v smere súradnicových osí (obr. 17).

($F_1 = 300 \text{ N}$, $F_2 = 400 \text{ N}$, $F_3 = 500 \text{ N}$, $F_4 = 600 \text{ N}$.)

Výsledok: $R_x = -200 \text{ N}$, $R_y = -200 \text{ N}$, $R = 283 \text{ N}$, $\alpha_R = 225^\circ$.



Obrázok č. 17 - Zadanie k úlohe II-9

2.5 Sily so spoločným pôsobiskom – grafické riešenie

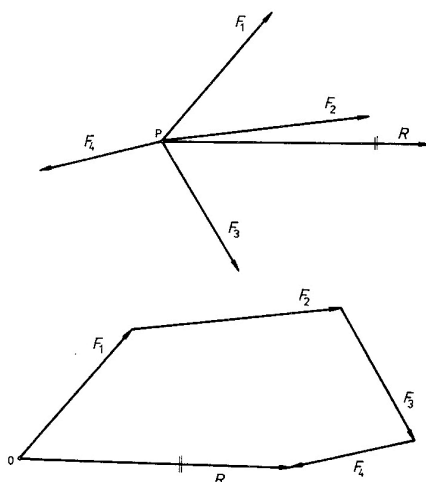
Pri grafickom riešení zistenia výslednice silovej sústavy so spoločným pôsobiskom postupujeme nasledovne:

- ✓ Sily nakreslíme presne a v mierke
- ✓ Zostrojíme silový obrazec
- ✓ R - výslednica silovej sústavy uzaviera silový obrazec a smeruje od začiatočného bodu prvej sily ku koncovému bodu poslednej sily

• Úloha II-10

Grafickou metódou určte výslednicu silovej sústavy so spoločným pôsobiskom (obr. 18).

Riešenie:



Obrázok č. 18 - Výslednica silovej sústavy so spoločným pôsobiskom

2.6 Výslednica rovnobežných síl – matematické riešenie

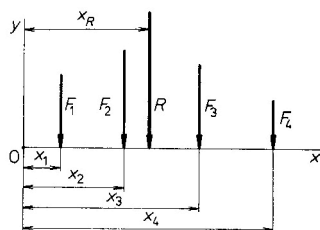
Na úplné určenie výslednice rovnobežných síl musíme poznať nielen jej veľkosť a smer pôsobenia, ale aj jej polohu určenú súradnicou x_R . Túto polohu meriame od začiatku súradnicového systému O . Keďže ide o sústavu rovnobežných síl, aj ich výslednica musí byť s nimi rovnobežná. Pre konkrétny prípad z obr. 19 platí:

$$R = \sum F_i = -F_1 - F_2 - F_3 - F_4$$

Ak sa výslednica R rovná nule, potom platí:

$$R = \sum F_i = 0$$

Daná sústava síl nemusí byť v rovnováhe, ale môže predstavovať silovú dvojicu. Pre silovú dvojicu platí, že $R = 0$, avšak táto dvojica má určitý otáčavý účinok s momentom M .



Obrázok č. 19

Záporný moment sa považuje ak otáčavý účinok je v smere otáčania hodinových ručičiek.

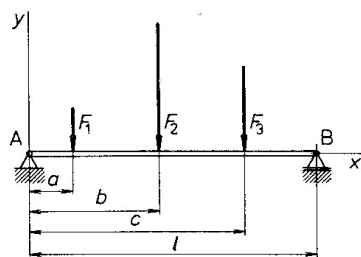
$$x_R = \frac{\sum F_i x_i}{R} = \frac{-F_1 x_1 - F_2 x_2 - F_3 x_3 - F_4 x_4}{R}$$

• Úloha II-11

Určte veľkosť, smer pôsobenia a polohu výslednice R troch rovnobežných síl (obr. 20).

($F_1 = 500 \text{ N}$, $F_2 = 1\,500 \text{ N}$, $F_3 = 1\,000 \text{ N}$, $a = 1 \text{ m}$, $b = 3 \text{ m}$, $c = 5 \text{ m}$.)

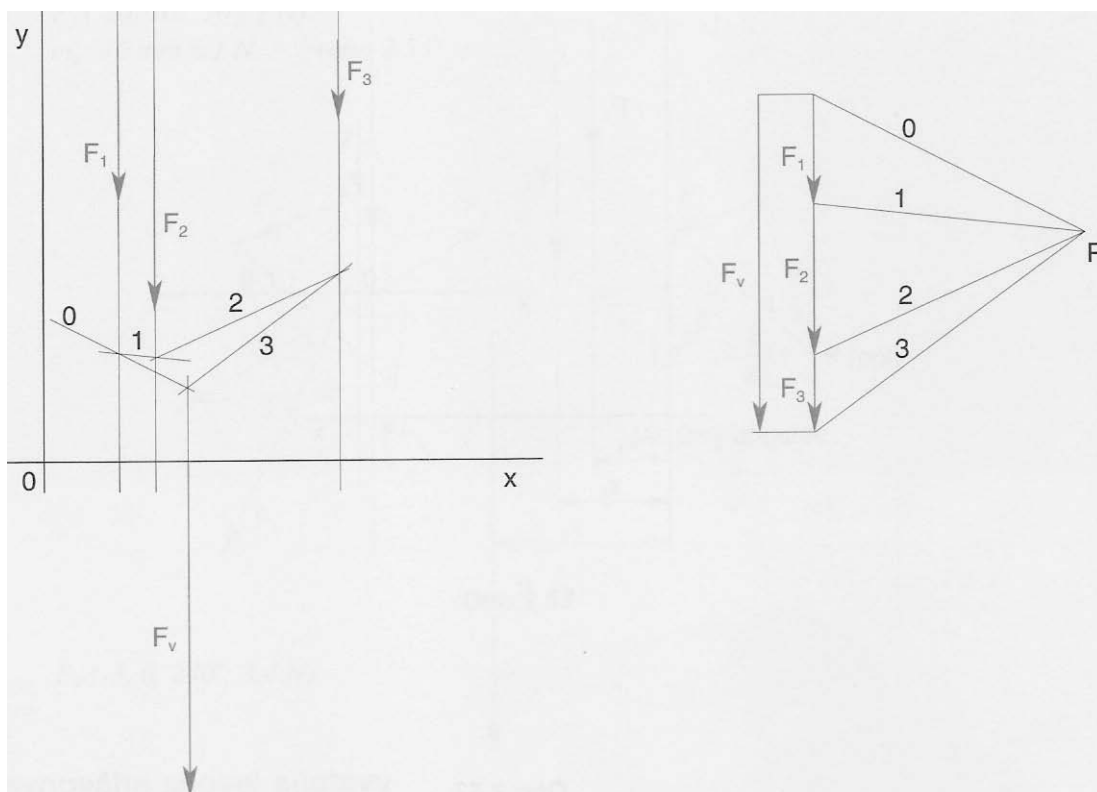
Výsledok: $R = -3\,000 \text{ N}$, $x_R = 3,33 \text{ m}$



Obrázok č. 20

2.7 Výslednica rovnobežných síl – grafické riešenie

Pri grafických úlohách zistenia výslednice silovej sústavy rovnobežných síl použijeme metódu vláknového obrazca.



Obrázok č. 21 - grafické riešenie zistenia výslednice silovej sústavy rovnobežných síl

• Úloha II-12

Grafickou metódou určte výslednicu R silovej sústavy rovnobežných síl - obrázok č. 21.

Postup riešenia:

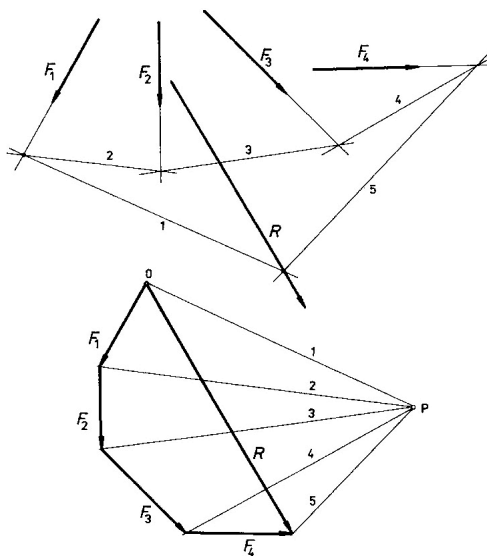
- Zostrojíme silový obrazec zo zadaných síl: F_1, F_2, F_3 a zvolíme si pól obrazca
- Nakreslíme vlákna 0 – 3 tak, aby vlákna ohraničovali začiatok a koniec každej sily
- Predĺžime nositeľky síl - priamky na silách F_1, F_2, F_3
- Rovnobežne prenesieme vlákna zo silového obrazca na predĺžené priamky
- Začneme na nositeľke sily F_1 tak, aby sa na nej pretínali vlákna 1, 2
- Pokračujeme rovnako na nositeľkách síl F_2, F_3
- Začiatkové a koncové vlákno z obrazca sa musí pretínať na nositeľke tej istej sily
- Výslednica R – zo silového obrazca je ohraničená vláknami 0 a 3. Preto aj poloha výslednej sily R je určená priesečníkom rovnobežiek od vlákien 0 a 3

2.8 Výslednica všeobecnej sústavy síl – grafické riešenie

Pri grafickom riešení využijeme metódu vláknového obrazca.

• Úloha II-13

Grafickou metódou určte výslednicu R všeobecnej silovej sústavy - obrázok č. 22.
 R - výslednica všeobecnej silovej sústavy.



Obrázok č. 22 - grafické riešenie zistenia výslednice všeobecnej silovej sústavy

Postup riešenia:

- Zostrojíme silový obrazec zo zadaných síl: F_1, F_2, F_3, F_4 a zvolíme si pól obrazca
- Nakreslíme vlákna 1 – 5 tak, aby vlákna ohraničovali začiatok a koniec každej sily
- Predĺžime nositeľky síl - priamky na silách F_1, F_2, F_3, F_4
- Rovnobežne prenesieme vlákna zo silového obrazca na predĺžené priamky
- Začneme na nositeľke sily F_1 tak, aby sa na nej pretínali vlákna 1, 2
- Pokračujeme rovnako na nositeľkách síl F_2, F_3, F_4
- Musí byť splnená podmienka, že začiatkové a koncové vlákno zo silového obrazca sa musí pretínať na nositeľke tej istej sily

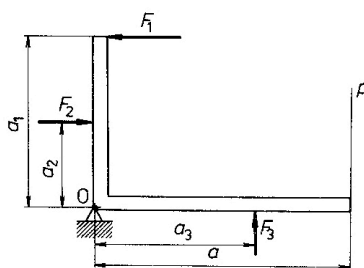
- Výslednica R – zo silového obrazca je ohraničená vláknami 1 a 5. Preto aj poloha výslednej sily R je určená priesečníkom rovnobežiek od vlákien 1 a 5

2.9 Rovnováha otočne uložených telies

Otočne uložené teleso, na ktoré pôsobia sily F_i a momenty M_i , možno uviesť do rovnovážneho stavu buď pôsobením sily F pôsobiacej na danej zvolenej priamke, alebo pôsobením momentu M . V obidvoch prípadoch musí byť pre rovnovážny stav otočne uloženého telesa splnená podmienka rovnováhy momentov k bodu otáčania.

• Úloha II-14

Určte veľkosť a smer pôsobenia sily F pôsobiacej na priamke p , aby otočne uložené teleso bolo v rovnováhe (obr. 23). $F_1 = 1\,500\text{ N}$, $F_2 = 2\,000\text{ N}$, $F_3 = 1\,000\text{ N}$, $a = 2\text{ m}$, $b = 3\text{ m}$, $c = 5\text{ m}$, $\alpha_1 = 2\text{ m}$, $\alpha_2 = 1\text{ m}$, $\alpha_3 = 2,5\text{ m}$, $\alpha = 3,5\text{ m}$



Obrázok č. 23

Postup riešenia:

Záporný moment sa považuje ak otáčavý účinok je v smere otáčania hodinových ručičiek.

$$F_1 \alpha_1 - F_2 \alpha_2 + F_3 \alpha_3 + F \alpha = 0$$

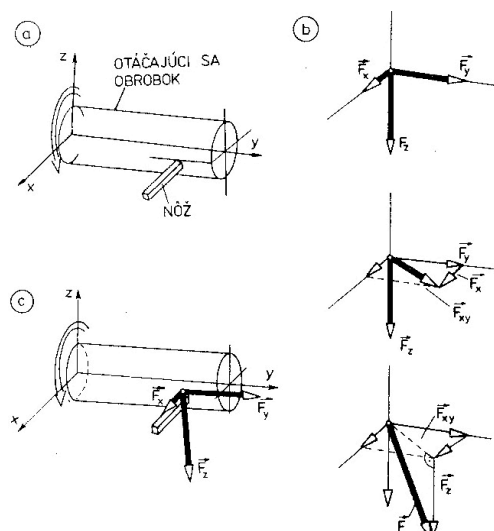
$$F = \frac{-F_1 \alpha_1 + F_2 \alpha_2 - F_3 \alpha_3}{\alpha}$$

$$F = \frac{-1\,500 \cdot 2 + 2\,000 \cdot 1 - 1\,000 \cdot 2,5}{3,5} = -1\,000\text{ N}$$

3 PRIESTOROVÁ SÚSTAVA SÍL

V praxi sa priestorová sústava síl vyskytuje oveľa častejšie ako rovinná sústava. Úlohy s priestorovou sústavou síl zjednodušujeme na úlohy rovinatej sústavy. Presnosť takéhoto riešenia je síce menšia, ale v praxi vo väčšine úplne stačí. Veľkosť výslednice ľubovoľného počtu priestorových síl F_i (obr. 24) vypočítame zo vzťahu:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2}$$



Obrázok č. 24 – Zložky síl pri sústružení

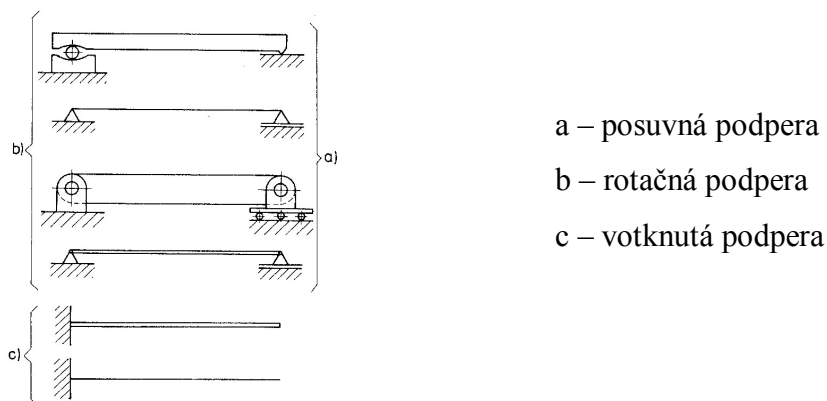
4 VÄZBY A VÄZBOVÉ SILY

V technickej praxi sa často stretávame s prípadmi, keď na teleso prichytené k rámu alebo k inému telesu pôsobia vonkajšie zaťažujúce sily. Prichytenie telesa sa realizuje pomocou **väzieb – podpier**. Existuje niekoľko druhov väzieb – podpier.

Podpery musia byť navrhnuté tak, aby bezpečne preniesli účinok vonkajšieho zaťaženia, ktoré na teleso pôsobí. Na to treba určiť veľkosť a smer pôsobenia síl, ktoré sa cez väzby prenášajú. Tieto sily nazývame **väzbové sily**.

4.1 Druhy a charakteristika väzieb

Každé teleso sa môže v rovine pohybovať dvojoma navzájom nezávislými smermi a otáčať sa okolo ľubovoľného bodu. Hovoríme, že teleso má v rovine tri stupne voľnosti. Účelom väzieb je tieto tri stupne voľnosti telesa odobrať a tým ho znehybniť. (obr. 25)

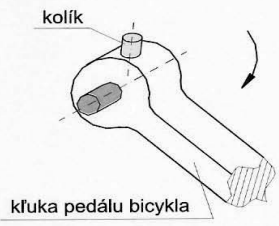
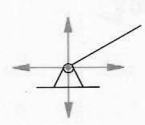
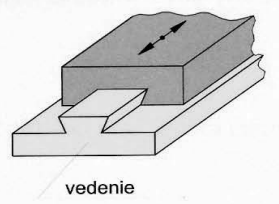
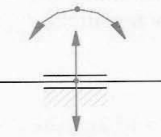
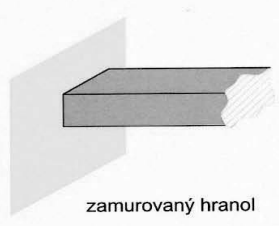
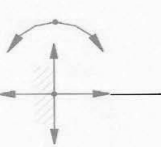


Obrázok č. 25 – Posuvná, rotačná a votknutá podpera

Posuvná podpera - znemožňuje telesu pohyb iba v jednom smere a to v smere kolmom na dotykovej plochy podpery. Posuvná podpera odoberá telesu jeden stupeň voľnosti.

Rotačná podpera - znemožňuje pohyb telesa ktorýmkoľvek smerom, okrem otáčania. Odoberá telesu dva stupne voľnosti a pri výpočtoch predstavuje dve neznáme.

Votknutá podpera - znemožňuje telesu nielen posuvný pohyb, ale aj otáčanie. Odoberá telesu všetky tri stupne voľnosti, čiže ho úplne znehybní.

	NÁZOV VÄZBY	VIAŽE SILY	ODOBERÁ VOENOSŤ (v stupňoch)	PONECHÁVA VOENOSŤ (v stupňoch)
	rotačná väzba okolo stálej osi	 v smere osí x, y	2	1
	posuvná väzba	 v smere osi y a otáčanie	2	1
	votknutá väzba	 v smere osí x, y a otáčanie	3	0

Obrázok č. 26 – Charakteristika väzieb

4.2 Výpočet väzbových síl

Väzbové sily prípadne väzbové účinky určujeme metódou uvoľňovania. Pri tejto metóde nahrádzame účinok väzieb účinkom väzbových síl a momentu votknutia. Po uvoľnení telesa, t. j. po myslenom odstránení väzieb a zavedení väzbových účinkov, riešime rovnováhu medzi zaťažujúcimi silami a väzbovými účinkami.

Pre rovnováhu rovinnej sústavy síl musia byť splnené tri podmienky:

- *Algebrický súčet všetkých síl, príp. ich zložiek pôsobiacich v smere osi x sa rovná nule,*
- *Algebrický súčet všetkých síl, príp. ich zložiek pôsobiacich v smere osi y sa rovná nule*
- *Algebrický súčet momentov všetkých síl k ľubovoľnému bodu sa rovná nule.*

Tieto tri podmienky sa nazývajú **statické podmienky rovnováhy**. Statické podmienky rovnováhy možno matematicky vyjadriť nasledovnými vzťahmi:

$$\sum F_{ix} = 0$$

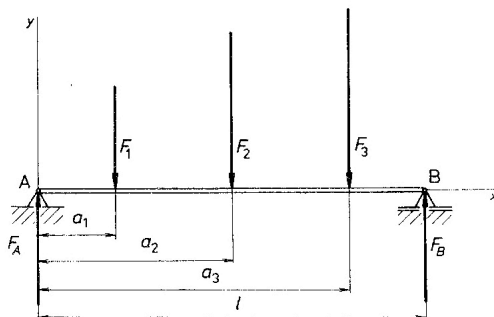
$$\sum F_{iy} = 0$$

$$\sum M_i = 0$$

Z toho vyplýva, že **zaťažujúce a väzbové sily budú v rovnováhe iba vtedy, ak budú splnené tri statické podmienky rovnováhy.**

4.3 Väzbové sily pri nosníku na dvoch podperách - matematicky

Najčastejšie sa stretávame s prípadom, keď zaťažujúce sily pôsobia kolmo na nosník. Súradnicový systém v tomto prípade volíme tak, aby os y bola rovnobežná so zaťažujúcimi silami. Nosník uvoľníme tak, že podpery A, B nahradíme väzbovými silami F_A , F_B .



Obrázok č. 27 – nosník zaťažovaný rovnobežnými silami

Pre prípad znázornený na obr. 27 budú mať statické podmienky rovnováhy tento tvar:

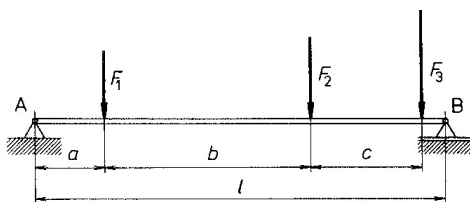
$$\sum F_{iy} = 0 \Rightarrow -F_1 - F_2 - F_3 + F_A + F_B = 0$$

$$\sum M_{iA} = 0 \Rightarrow -F_1 a_1 - F_2 a_2 - F_3 a_3 + F_B l = 0$$

Pri zostavovaní statickej podmienky rovnováhy momentov je vhodné zvoliť bod, ku ktorému momenty počítame - buď v podpere A alebo B. Záporný moment sa považuje ako otáčavý účinok je v smere otáčania hodinových ručičiek.

• Úloha II-15

Určte veľkosť a smer pôsobenia väzbových síl F_A , F_B pre nosník uložený na dvoch podperách zaťažovaný sústavou rovnobežných síl s rovnakým smerom pôsobenia (obr. 28) ($F_1 = 500$ N, $F_2 = 600$ N, $F_3 = 800$ N, $a = 0,5$ m, $b = 1,5$ m, $c = 0,8$ m, $l = 3$ m.)



Obrázok č. 28

Postup riešenia:

Nakreslíme grafickú schému, zvolíme súradnicový systém a zakreslíme väzbové sily F_A , F_B . Zostavíme dve statické podmienky rovnováhy:

$$\sum F_{iy} = 0 \Rightarrow F_A - F_1 - F_2 - F_3 + F_B = 0$$

$$\sum M_{iA} = 0 \Rightarrow -F_1 a_1 - F_2 (a + b) - F_3 (a + b + c) + F_B l = 0$$

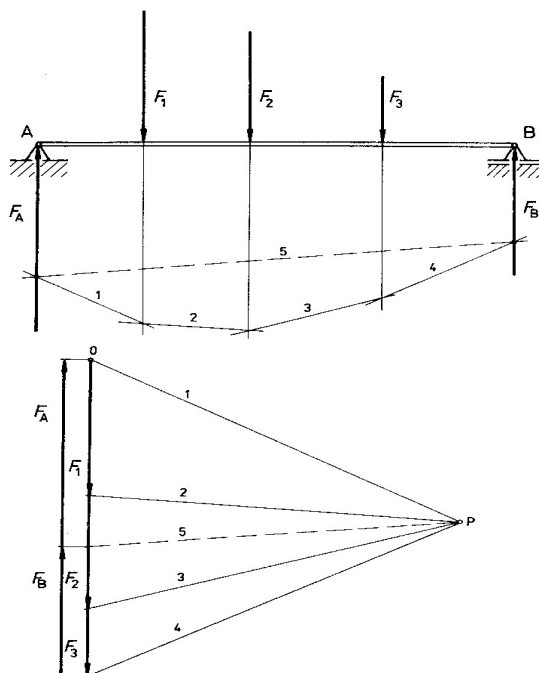
Výsledok: $F_A = 670$ N, $F_B = 1\,230$ N.

4.4 Väzbové sily pri nosníku na dvoch podperách - graficky

• Úloha II-16

Nosník na dvoch podperách je zaťažený troma rovnobežnými silami podľa zadania na obr. 29.

Grafickou metódou zistíte veľkosť a smer väzbových síl F_A , F_B u nosníka, na ktorý pôsobia tri rovnobežné sily. Pri grafickom riešení zistenia väzbových síl F_A , F_B použijeme metódu vláknového obrazca.



Obrázok č. 29 - grafické riešenie zistenia väzbových síl F_A , F_B

Postup riešenia:

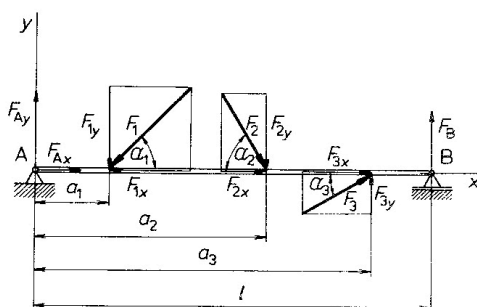
- Zostrojíme silový obrazec zo zadaných síl: F_1 , F_2 , F_3
- Zvolíme si pól vláknového obrazca
- Nakreslíme vlákna 1 – 4 tak, aby vlákna ohraničovali začiatok a koniec každej sily
- Predĺžime nositeľky síl - priamky na silách F_1 , F_2 , F_3 , ktoré pôsobia na nosník
- Rovnobežne prenesieme vlákna zo silového obrazca na predĺžené priamky síl F_1 , F_2 , F_3
- Začneme na nositeľke sily F_1 tak, aby sa na nej pretínali vlákna 1, 2
- Pokračujeme rovnako na nositeľkách síl F_2 , F_3
- Musí byť splnená podmienka, že začiatkové a koncové vlákno zo silového obrazca sa musí pretínať na nositeľke tej istej sily
- Nakreslíme vlákno 5 ktoré je určené priesečníkmi na predĺžených väzbových silách
- Vlákno 5 rovnobežne prenesieme do silového obrazca
- Veľkosť väzbovej sily F_A – zo silového obrazca je ohraničená vláknami 1 a 5
- Veľkosť väzbovej sily F_B – zo silového obrazca je ohraničená vláknami 4 a 5
- Smerová orientácia väzbových síl F_A , F_B musí byť taká, aby uviedla zaťažený nosník do stavu rovnováhy

4.5 Nosník zaťažený všeobecnou sústavou síl - matematicky

Väzbové sily nosníka zaťaženého všeobecnou sústavou síl predstavujú tri neznáme. Je to väzbová sila v posuvnej podpere a dve zložky väzbovej sily v rotačnej podpere. Pri výpočte väzbových síl nevyhnutne treba využiť všetky tri statické podmienky rovnováhy, určené vzťahmi. Pre nosník zaťažený všeobecnou sústavou síl podľa obr. 30 budú rozpísané statické podmienky rovnováhy do nasledovného tvaru:

$$\begin{aligned}\sum F_{ix} &= 0 & -F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{Ax} &= 0 \\ \sum F_{iy} &= 0 & -F_{1y} - F_{2y} + F_{3y} + F_{Ay} + F_B &= 0 \\ \sum M_{iA} &= 0 & +F_{1y} a_1 + F_{2y} a_2 - F_{3y} a_3 - F_B l &= 0\end{aligned}$$

Kladný moment sa považuje ak otáčavý účinok je v smere otáčania hodinových ručičiek.



Obrázok č. 30 – Nosník zaťažený všeobecnou sústavou síl

kde

$$\begin{aligned}F_{1x} &= F_1 \cos \alpha_1 & F_{1y} &= F_1 \sin \alpha_1 \\ F_{2x} &= F_2 \cos \alpha_2 & F_{2y} &= F_2 \sin \alpha_2 \\ F_{3x} &= F_3 \cos \alpha_3 & F_{3y} &= F_3 \sin \alpha_3\end{aligned}$$

Riešením uvedených statických podmienok rovnováhy určíme veľkosť a smer pôsobenia väzbovej sily v podpere B a zložiek väzbovej sily v podpere A, t.j. F_{Ax} , F_{Ay} .

Celkovú veľkosť väzbovej sily v rotačnej podpere A určíme pomocou Pytagorovej vety:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2}$$

Smer pôsobenia väzbovej sily F_A určíme zo vzťahu:

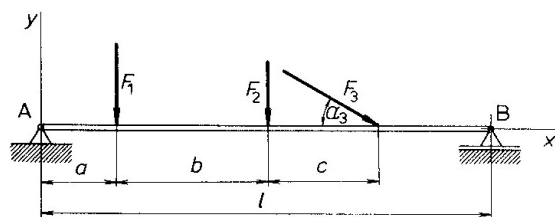
$$\operatorname{tg} \alpha = \left| \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} \right|$$

• Úloha II-17

Určte veľkosť a smer pôsobenia väzbových síl pre nosník uložený na dvoch podperách zaťažený všeobecnou sústavou síl (obr. 31).

($F_1 = 3\,000\text{ N}$, $F_2 = 2\,500\text{ N}$, $F_3 = 4\,500\text{ N}$, $a = 1\text{ m}$, $b = 2\text{ m}$, $c = 1,5\text{ m}$, $l = 6\text{ m}$, $\alpha_3 = 30^\circ$.)

Výsledok: $F_A = 5\,810\text{ N}$, $F_B = 3\,440\text{ N}$, $\alpha_A = 132^\circ$.

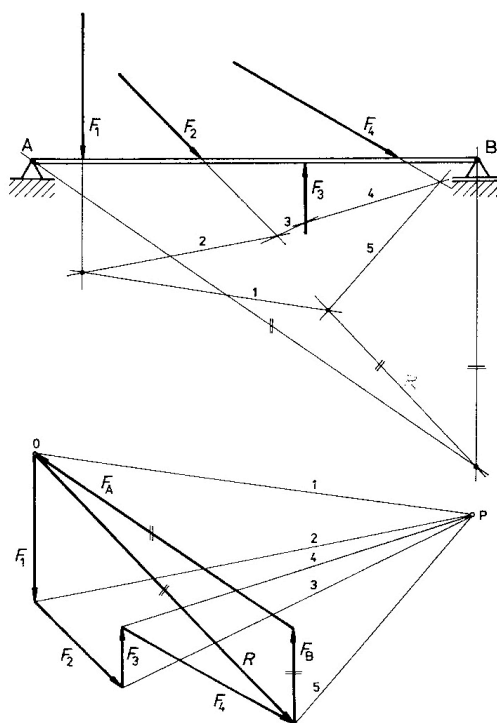


Obrázok č. 31

4.6 Nosník zat'azený všeobecnou sústavou síl – graficky

• Úloha II-18

Grafickou metódou zistíte veľkosť a smer väzbových síl F_A , F_B u nosníka na dvoch podperách, na ktorý pôsobí všeobecná silová sústava (obr. 32).



Obrázok č. 32 - grafické riešenie zistenia väzbových síl F_A , F_B nosníka na ktorý pôsobí všeobecná silová sústava

Postup riešenia:

- Zostrojíme silový obrazec zo zadaných síl: F_1 , F_2 , F_3 , F_4
- Zvolíme si pól vláknového obrazca
- Nakreslíme vlákna 1 – 5 tak, aby vlákna ohraničovali začiatok a koniec každej sily
- Predĺžime nositeľky síl - priamky na silách F_1 , F_2 , F_3 , F_4 ktoré pôsobia na nosník
- Rovnobežne prenesieme vlákna z obrazca na predĺžené priamky síl F_1 , F_2 , F_3 , F_4
- Začneme na nositeľke sily F_1 tak, aby sa na nej pretínali vlákna 1, 2
- Pokračujeme rovnako na nositeľkách síl F_2 , F_3 , F_4
- Musí byť splnená podmienka, že začiatkové a koncové vlákno zo silového obrazca sa musí pretínať na nositeľke tej istej sily

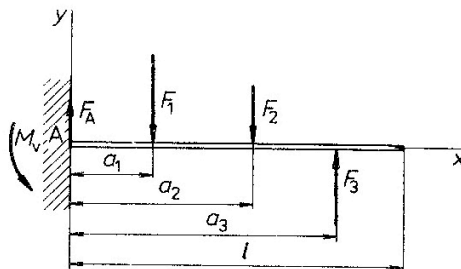
- Nakreslíme výslednú silu R , ktorá je ohraničená vláknami 1 a 5
- Zostrojíme rovnobežku so silou R tak, aby prechádzala priesečníkom vlákien 1 a 5
- Predĺžime nositeľku výslednej sily R tak, aby sa pretínala s nositeľkou väzbovej sily F_B
- Priesečníkom sily R a nositeľkou sily F_B musí prechádzať aj nositeľka sily F_A
- Do silového obrazca zostrojíme rovnobežky s nositeľkami väzbových síl F_A, F_B
- Využijeme pravidlo, že **silová sústava je v rovnováhe, ak jej silový obrazec uzavretý**. Týmto spôsobom zistíme veľkosť väzbových síl F_A, F_B
- Smerová orientácia väzbových síl F_A, F_B musí byť taká, aby silový obrazec bol uzavretý okruh

Pri grafickom riešení úlohy zistenia väzbových síl F_A, F_B sme využili skutočnosť, že posuvná podpera na ktorej pôsobí väzbová sila F_B môže zachytávať iba kolmú zložku. Tým že sme grafickým riešením zistili výslednicu všeobecnej silovej sústavy, zjednodušili sme celú úlohu na uvedenie troch síl (F_A, F_B, R) do rovnováhy. Veľkosť sily R poznáme a veľkosť väzbových síl F_A, F_B zistíme zo známeho pravidla: „**Tri sily sú v rovnováhe iba vtedy, ak ich silový obrazec je uzatvorený**“.

4.7 Určenie väzbových účinkov pri votknutých nosníkoch

Najčastejšie sa vyskytujú prípady, keď zaťažujúce sily pôsobia kolmo na nosník (obr. 33). Súradnicový systém zvolíme tak, aby os y bola rovnobežná so zaťažujúcimi silami a os x totožná s nosníkom.

Na zabezpečenie rovnovážneho stavu medzi zaťažujúcimi silami a väzbovými účinkami musí vo votknutí pôsobiť nielen väzbová sila F_A , ale aj moment votknutia M_v . Ak zaťažujúce sily pôsobia kolmo na nosník, tak aj väzbová sila F_A musí pôsobiť kolmo na nosník, t.j. v smere osi y .



Obrázok č. 33 – Votknutý nosník zaťažovaný rovnobežnými silami

Postup riešenia:

Nosník uvoľníme tak, že votknutie nahradíme väzbovou silou F_A pôsobiacou kladným smerom a momentom votknutia M_v . Keďže v smere osi x nepôsobí žiadna zaťažujúca sila ani jej zložka, máme pre riešenie iba dve statické podmienky rovnováhy. Statickú podmienku rovnováhy momentov je najvýhodnejšie zostaviť k bodu votknutia A.

Pre prípad na obr. 33 budú mať statické podmienky rovnováhy tento tvar:

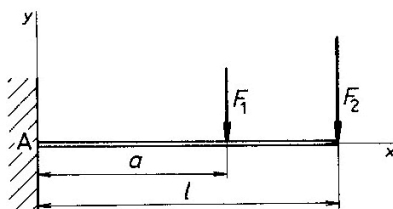
$$\sum F_{iy} = 0 \Rightarrow -F_1 - F_2 + F_3 + F_A = 0$$

$$\sum M_{iA} = 0 \Rightarrow -F_1 a_1 - F_2 a_2 + F_3 a_3 + M_v = 0$$

Z týchto dvoch rovníc vypočítame dve neznáme väzbové účinky, t. j. väzbovú silu F_A a moment votknutia M_v . Moment použitý pri statických podmienkach rovnováhy sa považuje ako záporný, ak otáčavý účinok je v smere otáčania hodinových ručičiek.

- **Úloha II-19**

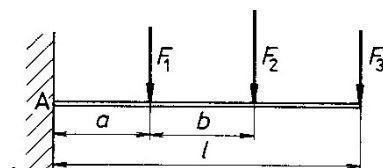
Určte veľkosť a smer pôsobenia väzbových účinkov votknutého nosníka podľa obr. 34.
 $(F_1 = 540 \text{ N}, F_2 = 380 \text{ N}, a = 0,41 \text{ m}, l = 0,67 \text{ m})$
 Výsledok: $F_A = 920 \text{ N}, M_v = 4,76 \cdot 10^2 \text{ N} \cdot \text{m}$.



Obrázok č. 34 – Zadanie k úlohe II-22

- **Úloha II-20**

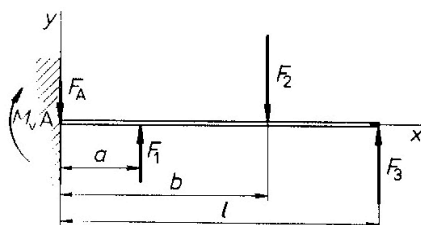
Určte veľkosť a smer pôsobenia väzbových účinkov votknutého nosníka zaťaženého podľa obr. 35.
 $(F_1 = 3\,000 \text{ N}, F_2 = 6\,000 \text{ N}, F_3 = 5\,000 \text{ N}, a = 2 \text{ m}, b = 1,5 \text{ m}, l = 5 \text{ m})$
 Výsledok: $F_A = 14\,000 \text{ N}, M_v = 5,2 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$.



Obrázok č. 35

- **Úloha II-21**

Určte veľkosť a smer pôsobenia väzbových účinkov votknutého nosníka podľa obr. 36.
 $(F_1 = 2\,000 \text{ N}, F_2 = 1\,000 \text{ N}, F_3 = 4\,000 \text{ N}, a = 0,5 \text{ m}, b = 2 \text{ m}, l = 4 \text{ m})$
 Výsledok: $F_A = -5\,000 \text{ N}, M_v = -1,5 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$.

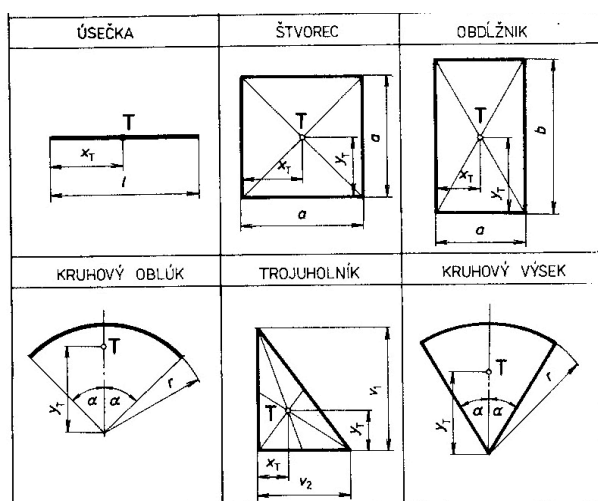


Obrázok č. 36

5 ŤAŽISKO

Každé teleso sa skladá z nekonečného počtu častíc, ktoré sú k Zemi priťahované silou rovnajúcou sa tiaži týchto častíc. Vzhľadom na to, že polomer zemegule je podstatne väčší ako rozmery konkrétnych telies možno smery jednotlivých tiažových síl považovať za rovnobežné. Výslednica všetkých tiažových síl leží na ťažnici telesa, ktorá prechádza jeho ťažiskom. Keďže ťažisko leží vždy v priesečníku ťažníc, pri rovinných útvaroch stačí určiť polohu dvoch ťažníc, čím je určená aj poloha ťažiska. Ťažisko je teda bod, v ktorom si môžeme predstaviť sústredenú celú tiaž telesa.

Určovanie polohy ťažiska sa preto mení na určenie polohy dvoch výsledných tiažových síl pôsobiacich vo dvoch na seba kolmých smeroch. Pri riešení polohy ťažiska rovinných útvarov si treba uvedomiť, že silu tiaže rovinatej čiary reprezentuje jej dĺžka a rovinatej plochy jej obsah. Poloha ťažísk základných geometrických útvarov je uvedená v tabuľke č.1.



Tabuľka č.1 – Ťažisko geometrických útvarov

5.1 Ťažisko základných rovinných geometrických útvarov

Každý zložený geometrický útvar možno rozložiť na základné geometrické útvary.

úsečka	$x_T = \frac{l}{2}$
štvorec	$x_T = y_T = \frac{a}{2}$
obdĺžnik	$x_T = \frac{a}{2} ; y_T = \frac{b}{2}$
trojuholník	$x_T = \frac{v_2}{3} ; y_T = \frac{v_1}{3}$

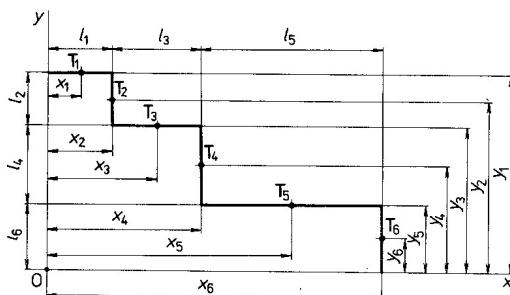
Tabuľka č. 2 - súradnice ťažiska

5.2 Ťažisko zloženej rovinnej čiary

Budeme uvažovať takú zloženú rovinnú čiaru, ktorú možno rozložiť na určitý počet základných geometrických útvarov, t.j. úsečiek a kruhových oblúkov. Do ťažísk týchto priamkových, príp. kruhových výsekov vložíme v dvoch na seba kolmých smeroch sily, reprezentujúce ich dĺžky. Súradnice ťažiska x_T , y_T potom vypočítame pomocou vzťahov v ktorých silu nahradzame dĺžkou príslušnej úsečky alebo kruhového oblúka.

$$x_T = \frac{\sum l_i x_i}{l}$$

$$y_T = \frac{\sum l_i y_i}{l}$$

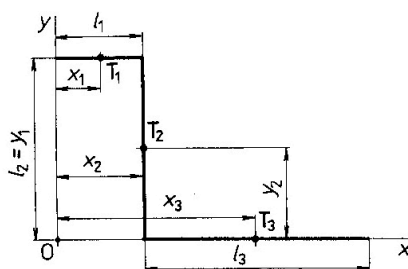


Obrázok č. 37 – Ťažisko zloženej čiary

kde x_i , y_i sú súradnice ťažísk jednotlivých priamkových alebo kruhových úsekov (m, mm),
 l_i – dĺžky jednotlivých priamkových alebo kruhových úsekov (m, mm),
 $l = \sum l_i$ – celková dĺžka zloženej rovinnej čiary (m, mm).

• Úloha II- 22

Určite polohu ťažiska rovinnej čiary, zloženej z troch priamkových úsekov podľa obr. 38. ($l_1 = 1$ m, $l_2 = 2$ m, $l_3 = 3$ m)



Obrázok č. 38

Postup riešenia:

- Zloženú čiaru umiestnime do súradnicového systému x-O-y v prvom kvadrante
- Určíme či čiara je, alebo nie je súmerná. Pretože v našej úlohe zložená čiara nemá ani jednu os súmernosti, musíme určiť obe súradnice jej ťažiska
- Zloženú čiaru rozložíme na tri priamkové úseky s dĺžkami l_1 , l_2 , l_3

- Vypočítame celkovú dĺžku čiary $l = \sum l_i = l_1 + l_2 + l_3 = 1 + 2 + 3 = 6 \text{ m}$
- Určíme súradnice ťažísk všetkých troch úsekov

$$x_1 = \frac{l_1}{2} = 0,5 \text{ m}, \quad x_2 = l_1 = 1 \text{ m}, \quad x_3 = l_1 + \frac{l_3}{2} = 2,5 \text{ m}$$

$$y_1 = l_2 = 2 \text{ m}, \quad y_2 = \frac{l_2}{2} = 1 \text{ m}, \quad y_3 = 0$$

- Súradnice ťažiska celej zloženej čiary vypočítame zo známych vzťahov :

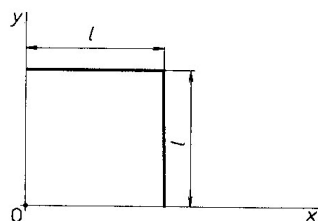
$$x_T = \frac{\sum l_i x_i}{l} = \frac{l_1 x_1 + l_2 x_2 + l_3 x_3}{l} = \frac{1 \cdot 0,5 + 2 \cdot 1 + 3 \cdot 2,5}{6} = 1,67 \text{ m},$$

$$y_T = \frac{\sum l_i y_i}{l} = \frac{l_1 y_1 + l_2 y_2 + l_3 y_3}{l} = \frac{1 \cdot 2 + 2 \cdot 1 + 0}{6} = 0,667 \text{ m}.$$

• Úloha II- 23

Určte polohu ťažiska zloženej čiary uvedenej na obr. 39. ($l = 300 \text{ mm}$.)

Výsledok: $x_T = y_T = 225 \text{ mm}$.

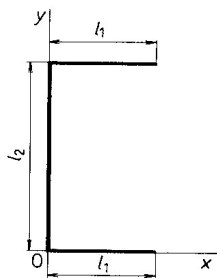


Obrázok č. 39

• Úloha II- 24

Určte polohu ťažiska zloženej čiary podľa obr. 40. ($l_1 = 100 \text{ mm}$, $l_2 = 200 \text{ mm}$)

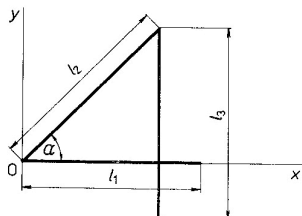
Výsledok: $x_T = 25 \text{ mm}$, $y_T = 100 \text{ mm}$.



Obrázok č. 40

• **Úloha II- 25**

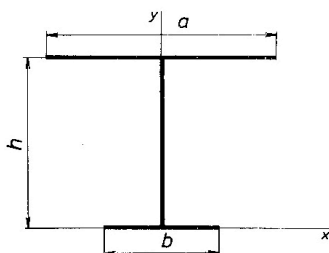
Určte polohu ťažiska zloženej rovinnej čiary podľa obr. 41. ($l_1 = 19 \text{ mm}$, $l_2 = 21 \text{ mm}$, $l_3 = 20 \text{ mm}$, $\alpha = 45^\circ$) Výsledok: $x_T = 10,6 \text{ mm}$, $y_T = 4,2 \text{ mm}$.



Obrázok č. 41

• **Úloha II- 26**

Určte polohu ťažiska rovinnej čiary podľa obr. 42. ($a = 100 \text{ mm}$, $b = 50 \text{ mm}$, $h = 200 \text{ mm}$) Výsledok: $x_T = 0$, $y_T = 114 \text{ mm}$.



Obrázok č. 42

5.3 Ťažisko zloženej rovinnej plochy

Riešiť budeme len takú zloženú rovinnú plochu, ktorú možno rozložiť na určitý počet základných čiastkových plôch, ako sú obdĺžniky, štvorce, trojuholníky a kruhové výseky. Polohu ťažiska základných geometrických útvarov zistíme z tab. č. 1, č. 2.

Súradnice ťažiska zloženej rovinnej plochy x_T , y_T vypočítame z matematických vzťahov podobne ako súradnice ťažiska zloženej rovinnej čiary. V nich nahradíme dĺžku l , príp. l_i plošným obsahom S prípadne S_i pričom budeme používať nasledovné vzťahy:

$$x_T = \frac{\sum S_i x_i}{S}$$

$$y_T = \frac{\sum S_i y_i}{S}$$

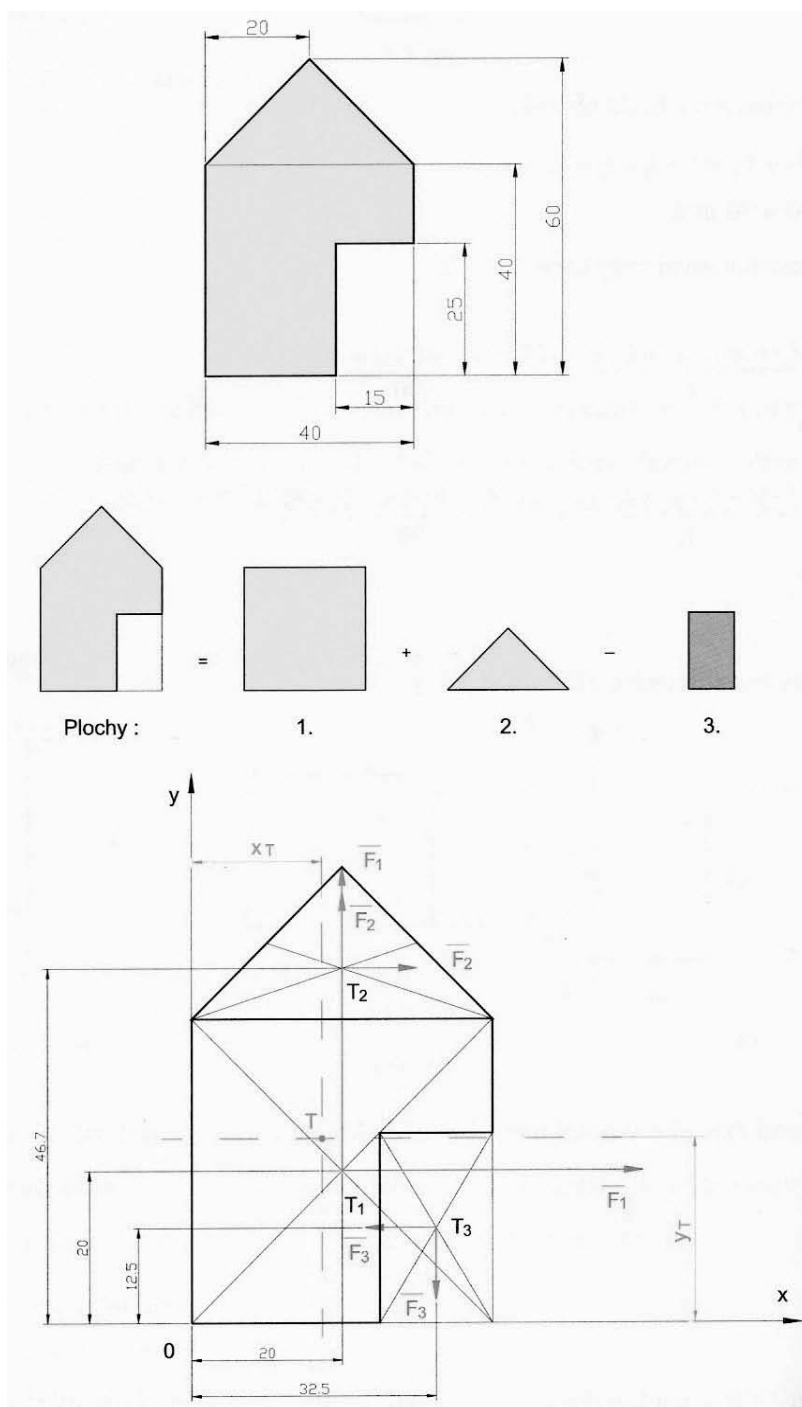
kde x_i , y_i sú súradnice ťažísk jednotlivých čiastkových plôch, na ktoré je daná plocha rozložená (m, mm).

S_i – plošné obsahy jednotlivých čiastkových plôch (m^2 , mm^2)

$S = \sum S_i$ – plošný obsah celej zloženej plochy (m^2 , mm^2)

• **Úloha II- 27**

Určte súradnice ťažiska zloženej rovinnej plochy podľa obr. 43.



Obrázok č. 43

Postup riešenia:

Plocha 1: $S_1 = 40 \cdot 40 = 1\,600 = F_1 = F_{1x} = F_{1y}$

Plocha 2: $S_2 = \frac{40 \cdot 20}{2} = 400 = F_2 = F_{2x} = F_{2y}$

Plocha 3: $S_3 = 15 \cdot 25 = 375 = F_3 = F_{3x} = F_{3y}$

Celá plocha: $S = S_1 + S_2 - S_3 = 1\,625 \text{ mm}^2$

$$x_T = \frac{\sum S_i \cdot x_i}{S} = \frac{S_1 \cdot 20 + S_2 \cdot 20 - S_3 \cdot 32,5}{S} = \frac{1\,600 \cdot 20 + 400 \cdot 20 - 375 \cdot 32,5}{1\,625}$$

$$x_T = 17,11 \text{ mm}$$

$$y_T = \frac{\sum S_i \cdot y_i}{S} = \frac{S_1 \cdot 20 + S_2 \cdot 46,7 - S_3 \cdot 12,5}{S} = \frac{1\,600 \cdot 20 + 400 \cdot 46,7 - 375 \cdot 12,5}{1\,625}$$

$$y_T = 28,3 \text{ mm}$$

Súradnice hľadaného ťažiska sú T (17,11 mm, 28,3 mm).

6 TRENIE A PASÍVNE ODPORY

Trenie je odpor pôsobiaci na dotykových plochách telies, ktoré sa voči sebe pohybujú. Navonok sa trenie prejavuje trecími silami, čo vedie k vzniku pasívnych odporov. Pasívne odpory predstavujú straty, ktoré znižujú účinnosť strojov a celých zariadení. Preto sa snažíme tieto straty znížiť na minimum.

V technickej praxi existujú prípady, keď sa účinok trenia využíva, napr. pri brzdení vozidiel a iných strojov sa používajú trecie brzdy.

Podľa mechanizmu pôsobenia brzdných síl rozlišujeme šmykové, čapové, vláknové trenie a odpor proti valeniu. Všetky úlohy s pasívnymi odpormi riešia podmienky rovnováhy medzi vonkajšími silami (zaťažujúcimi) a silami, ktoré pôsobia na dotykových (trecích) plochách telies.

6.1 Šmykové trenie

Ak sa pôsobením sily F pohybuje teleso s tiažou G po vodorovnej podložke (obr. 44), potom na dotykových – trecích plochách vzniká určitá väzbová sila, ktorá bráni telesu v pohybe. Zložka kolmá na dotykovú plochu sa nazýva **normálová sila N** , zložka rovnobežná s dotykovou plochou je vlastná **trecia sila T** .

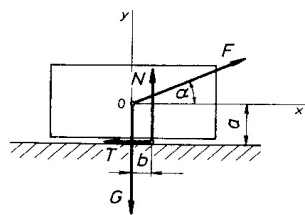
Medzi silami N a T platí experimentálne zistený vzťah

$$T = N \cdot f$$

kde f je súčiniteľ šmykového trenia, ktorého veľkosť závisí od druhu materiálu telies, akosti obrobenia povrchov a spôsobu mastenia trecích plôch (tab. č. 3).

Materiál trecích plôch	Plocha suchá	Plocha mastená
Oceľ na oceli	0,10 až 0,20	0,03 až 0,09
Oceľ na liatine	0,17 až 0,18	0,05 až 0,10
Oceľ na bronz	0,10 až 0,15	0,005 až 0,008
Liatina na liatine	0,15	0,07 až 0,12
Liatina na bronz	0,15 až 0,20	0,07 až 0,15
Bronz na bronz	0,20	0,06 až 0,12
Guma na asfalte	0,60 až 0,80	0,10 až 0,15
PVC na oceli	0,60	-----
Teflón na oceli	0,04	-----

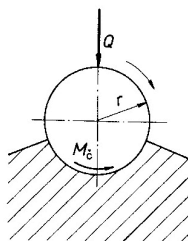
Tabuľka č.3 - Súčiniteľ šmykového trenia f



Obrázok č. 44 – Šmykové trenie na vodorovnej ploche

6.2 Trenie v čapoch

Pri otáčaní čapu v ložisku (obr. 45) na dotykovej ploche medzi čapom a ložiskom vznikajú trecie sily. Veľkosť týchto trecích síl, a teda aj veľkosť pasívnych odporov, závisí od veľkosti zaťaženia Q a veľkosti súčiniteľa trenia, ktorý v tomto prípade označujeme f_{ξ} . Ide o šmykové trenie, ktoré pôsobí na valcovej ploche. Jeho dôsledkom je **moment čapového trenia** M_{ξ} , ktorý treba prekonať dodatočným prívodom energie.



Obrázok č. 45 – Čapové trenie

Moment čapového trenia sa vypočíta zo vzťahu:

$$M_{\xi} = Q \cdot f_{\xi} \cdot r$$

kde f_{ξ} je súčiniteľ čapového trenia a jeho hodnota závisí od materiálu - tabuľka č. 4,
 r – polomer čapu (mm).

Q – veľkosť zaťaženia

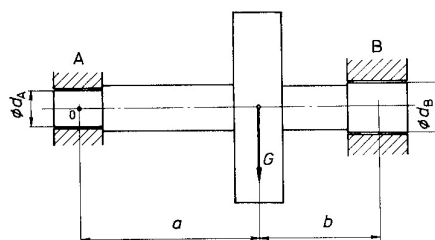
Materiál trecích plôch (mastených)	f_{ξ}
Oceľ na liatine	0,040 až 0,050
Kalená oceľ na bronz	0,003 až 0,005
Liatina na bronz	0,045 až 0,050
Oceľ na kompozícii	0,010 až 0,015

Tabuľka č.4 - Súčiniteľ čapového trenia f_{ξ}

• Úloha II- 28

Vypočítame veľkosť momentu čapového trenia ložísk generátora, ktorého grafická schéma je na obr. 46.

($G = 24\,000\text{ N}$, $d_A = 300\text{ mm}$, $d_B = 400\text{ mm}$, $f_{\xi} = 0,03$, $a = 600\text{ mm}$, $b = 400\text{ mm}$.)



Obrázok č. 46

Najskôr musíme zistiť veľkosť zaťaženia oboch ložísk, t.j. veľkosť väzbových síl F_A , F_B , riešením dvoch statických podmienok rovnováhy:

$$\sum F_{iy} = 0 = F_A - G + F_B = 0$$

$$\sum M_{iO} = 0 = F_B \cdot (a + b) - G \cdot a = 0$$

Riešením týchto rovníc dostaneme: $F_A = 9\,600\text{ N}$, $F_B = 14\,400\text{ N}$

Veľkosť momentov čapového trenia v oboch ložiskách zistíme pomocou vzťahu:

Veľkosť momentov čapového trenia v oboch ložiskách zistíme pomocou vzťahu:

$$M_{cA} = F_A f_c \frac{d_A}{2} = 9\,600 \cdot 0,03 \cdot 150 = 43\,200\text{ N} \cdot \text{mm} = 43,2\text{ N} \cdot \text{m}$$

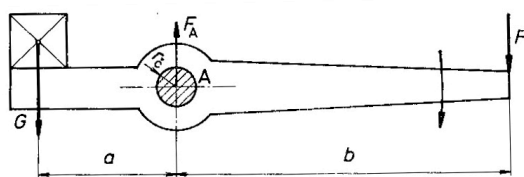
$$M_{cB} = F_B f_c \frac{d_B}{2} = 14\,400 \cdot 0,03 \cdot 200 = 86\,400\text{ N} \cdot \text{mm} = 86,4\text{ N} \cdot \text{m}$$

• Úloha II- 29

Vypočítame veľkosť sily F potrebnú na rovnomerný pohyb páky v smere šípky, so zreteľom na čapové tenie (obr. 47)

($G = 1\,000\text{ N}$, $a = 1\text{ m}$, $b = 2\text{ m}$, $r_c = 10\text{ mm}$, $f_c = 0,1$.)

Výsledok: $F = 501\text{ N}$.



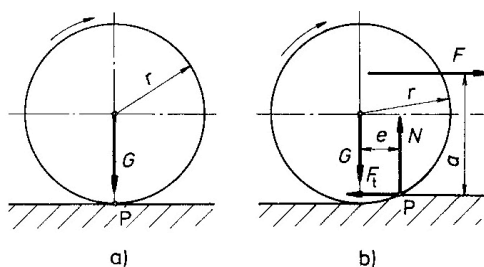
Obrázok č. 47

6.3 Odpor proti valeniu

Pri valení valca po podložke ide o rotačný pohyb telesa okolo okamžitého pólu otáčania P. Ak je valec aj podložka dokonale tuhá, tak okamžitý pól otáčania leží presne na kolmici, spustenej zo stredu valca na podložku (pozri obr. 48 a). V takomto ideálnom prípade nepôsobí proti pohybu žiadny odpor.

V praxi však ani valce ani podložka nie sú dokonalé tuhé. Valec sa vtlačí do podložky, pritom sa súčasne deformuje. Okamžitý pól otáčania sa posunie o istú vzdialenosť v smere pohybu valca – obr. 48 b. V okamžitom póle otáčania pôsobí podložka na valce určitou väzbovou silou (reakcia podložky), pri ktorej nepoznáme ani veľkosť ani smer pôsobenia.

Táto sila pri výpočte predstavuje dve neznáme, zvyčajne dve zložky N a F_t , ktoré pôsobia vo dvoch na seba kolmých smeroch. Preto po uvoľnení pôsobí na valce normálová sila N a dotyčnicová sila F_t .



Obrázok č. 48 - Odpor proti valeniu

Potrebnú veľkosť sily F na rovnomerné valenie valca po podložke vypočítame zo statických podmienok rovnováhy:

$$\sum F_{ix} = 0 \Rightarrow F - F_t = 0$$

$$\sum F_{iy} = 0 \Rightarrow N - G = 0$$

$$\sum M_{iP} = 0 \Rightarrow F \cdot a - G \cdot e = 0$$

Riešením troch statických podmienok rovnováhy dostaneme veľkosť sily potrebnej na valenie valca:

$$F = G \frac{e}{a}$$

Zvyčajne pôsobí sila F v strede valca, takže $a = r$. Pre tento prípad platí:

$$F = G \frac{e}{r}$$

Kde G je tiaž valca (N),

e – rameno valivého odporu, ktorého veľkosť závisí od druhu materiálu a kvalít obrobenia dotykových plôch valca a podložky.

r - polomer valca

a - vzdialenosť pôsobiacej sily F od podložky

7 MECHANICKÁ PRÁCA

Pri premiestňovaní bremien je nevyhnutné vynaložiť určitú prácu. Z hľadiska mechaniky hovoríme o práci iba vtedy, ak pôsobí sila alebo jej zložka v smere pohybu telesa. **Veľkosť mechanickej práce W je daná súčinom dráhy telesa a priemetu sily do tejto dráhy** (pozri obr. 49).

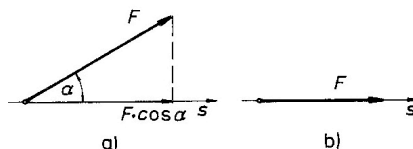
Ak sila pôsobí v smere dráhy s , potom uhol α sa rovná nule (obr. 49 b) a veľkosť mechanickej práce A sa vypočíta zo vzťahu:

$$W = s \cdot F \quad (J)$$

Kde W je mechanická práca (J),

F - sila konajúca prácu (N),

s - dráha, na ktorej sa práca koná (m),



Obrázok č. 49 – Podstata mechanickej práce

V prípade, že na teleso pôsobí sila pod uhlom, potom koná prácu iba tá zložka sily F , ktorá tvorí kolmý priemet do dráhy s (obr. 46 a). Veľkosť tejto kolmej zložky sily F vypočítame pomocou goniometrickej funkcie. Vzťah pre výpočet mechanickej práce bude nasledovný:

$$W = s \cdot F \cdot \cos \alpha \quad (\text{J})$$

V prípade, že na teleso pôsobí viac síl, vypočíta sa veľkosť mechanickej práce zo vzťahu:

$$W = s \cdot \sum F_i \cdot \cos \alpha_i \quad (\text{J})$$

Kde W je mechanická práca (J)

F, F_i – sila, príp. sily konajúce prácu (N)

s - dráha, na ktorej sa práca koná (m)

α, α_i – uhol, prípadne uhly, ktoré zvierajú sila F , príp. sily F_i so smerom dráhy s

III PRUŽNOSŤ A PEVNOSŤ

1 ÚVOD DO PRUŽNOSTI A PEVNOSTI

1.1 Úloha a význam pružnosti a pevnosti

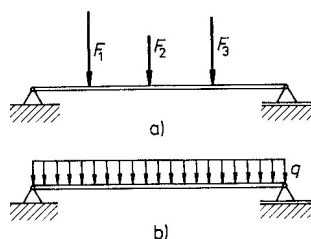
Pružnosť a pevnosť patrí do mechaniky pružných (poddajných) telies. Táto časť mechaniky sa zaoberá deformáciami a napätiami, ktoré vznikajú v zaťažených konštrukčných prvkoch strojov, zariadení a konštrukcií. Pružnosť a pevnosť umožňuje, na základe známeho zaťaženia vlastností materiálu, zisťovať veľkosť a druh deformácií a napätí a navrhovať (dimenzovať) optimálne rozmery a tvar konštrukčných prvkov pri vopred zvolenej miere bezpečnosti. Znalosti pružnosti a pevnosti sú potrebné na funkčne a ekonomicky správne navrhovanie strojov a zariadení a umožňujú pochopiť, že rozmery a tvar častí strojov a súčiastok nemožno navrhovať odhadom, ale treba ich presne určiť výpočtom.

V pružnosti a pevnosti riešime tri základné úlohy:

- Dimenzovanie (určovanie rozmerov a tvaru) častí strojov pri známom zaťažení a materiáli
- Určenie napätí a deformácií zaťaženej časti stroja, ak poznáme zaťaženie, rozmery (tvar) a materiál uvažovanej súčiastky
- Určenie veľkosti maximálneho (dovoleného) zaťaženia časti stroja, ak poznáme jej rozmery (tvar) a materiál.

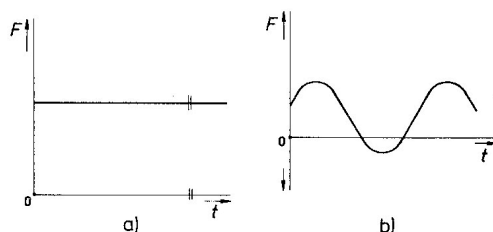
1.2 Spôsoby zaťaženia častí strojov

Časti strojov (konštrukčné prvky) môžu byť zaťažené buď *osamelo pôsobiacimi silami* (obr. 50 a), alebo *spojite rozloženými silami* – *spojitým zaťažením* (obr. 50 b) vyvolaným napr. vlastnou tiažou materiálu, tiažou snehu a pod.



Obrázok č. 50 Spôsoby zaťaženia častí strojov

Podľa charakteru časového priebehu zaťaženia rozoznávame statické zaťaženie (obr. 51 a) ktoré nemení svoju veľkosť ani smer pôsobenia v priebehu času a dynamické zaťaženie (obr. 51 b), ktoré mení svoju veľkosť, prípadne aj smer pôsobenia v priebehu času.



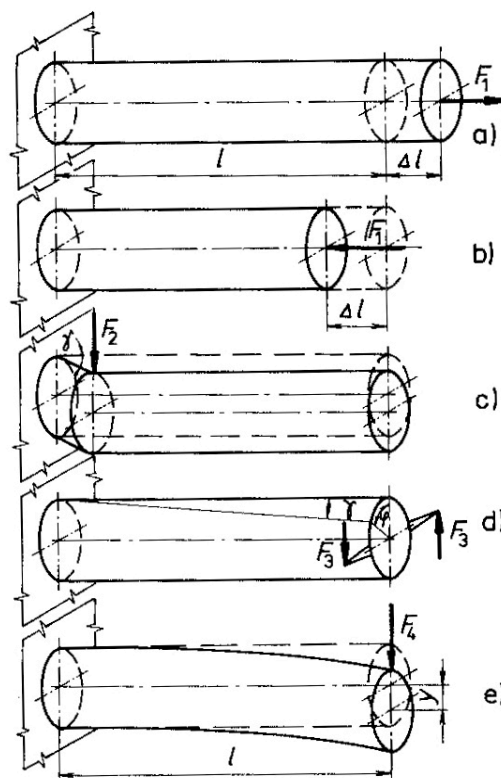
Obrázok č. 51 Statické a dynamické zaťaženie

1.3 Druhy namáhania a deformácií častí strojov

Vonkajšie zaťaženie spôsobuje deformáciu a s ňou spojené namáhanie častí strojov. Rôzne pôsobiace vonkajšie zaťaženia vyvolávajú v častiach strojov rôzne namáhania. Možno povedať, že akákoľvek strojová súčiastka môže byť namáhaná akýmkoľvek druhom namáhania, a to v závislosti od vonkajšieho zaťaženia a spôsobu uchytenia súčiastky.

Medzi základné druhy namáhania patrí:

- Namáhanie ťahom
- Namáhanie tlakom
- Namáhanie šmykom
- Namáhanie krútením
- Namáhanie ohýbaním



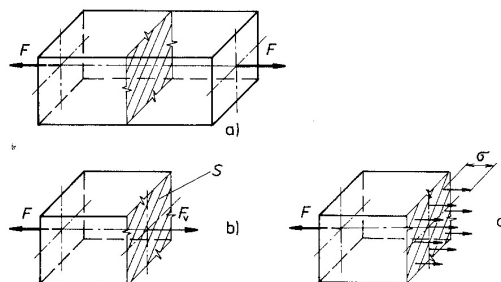
Obrázok č. 52 Namáhanie ťahom, tlakom, šmykom, krútením, ohybom

1.4 Vonkajšie sily. Vnútorne sily. Napätia. Dovolené napätia

Na časti strojov pôsobia jednak zaťažujúce, ale aj väzbové sily. Väzbové sily sa prenášajú na danú časť z rámu alebo z iných častí stroja prostredníctvom väzby. Oba tieto druhy síl sú z hľadiska pružnosti a pevnosti vonkajšími silami.

Vonkajšie sily vyvolávajú v materiáli časti stroja vnútorné sily, ktorými sa materiál bráni proti porušeniu. Veľkosť a smer pôsobenia vnútorných síl závisí od veľkosti, smeru a spôsobu pôsobenia vonkajších síl a od spôsobu uchytenia súčiastky, t. j. od druhu namáhania. Pôsobenie vnútorných síl si vysvetlíme na prípade namáhania ťahom.

Ak pôsobí na os súčiastky sila F (obr. 53 a), tak každý jej prierez, kolmý na smer zaťažujúcej sily, je namáhaný ťahom. Ak myslenným rezom oddelíme napr. pravú stranu súčiastky, musíme jej účinok nahradiť vnútornou silou F_v , ktorej veľkosť sa určí zo statickej podmienky rovnováhy s prihliadnutím na zákon akcie a reakcie (obr. 53 b,c).



Obrázok č. 53 vonkajšie a vnútorné sily - F , F_v , napätie - σ

Tento výsledok možno zovšeobecniť a povedať, že účinok vonkajších síl vždy musí byť v rovnováhe s účinkom vnútorných síl.

Napätie vznikajúce v namáhaných častiach strojov môže v podstate pôsobiť buď kolmo na namáhaný prierez, alebo v smere dotýčnice k namáhanému prierezu. Napätie pôsobiace kolmo na prierez sa nazýva **normálové** a označuje sa gréckym písmenom σ , napätie, ktoré pôsobiace v smere dotýčnice sa nazýva **dotýčnicové - tangenciálne** a označuje sa gréckym písmenom τ . Druh napätia, ktorý vzniká v namáhaných prierezoch závisí od vonkajšieho zaťaženia a spôsobu uchytenia častí strojov, teda od druhu namáhania. Normálové napätie σ je vyvolané namáhaním ťahom (tlakom) a ohybom, dotýčnicové napätie τ spôsobuje namáhanie šmykom a krútením.

Časti strojov sa musia dimenzovať s určitou rezervou – bezpečnosťou. Veľkosť bezpečnosti je daná funkčnou dôležitosťou súčiastky (stroja). STN určujú aké maximálne napätie môže v určitom druhu materiálu vzniknúť pri danom spôsobe zaťaženia a namáhania. Toto napätie sa nazýva **dovolené napätie**. Rozmery a tvar súčiastok sa preto určujú tak, aby skutočné napätie vznikajúce v zaťažovaných súčiastkach neprekročilo dovolené napätie. Dovolené napätie označujeme σ_D , τ_D .

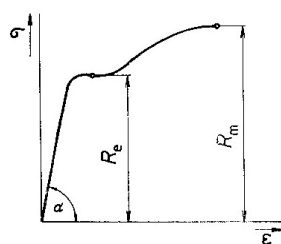
Podmienku bezpečnej pevnosti môžeme určiť zo vzťahu

$$\sigma \leq \sigma_D \quad \text{prípadne} \quad \tau \leq \tau_D$$

Veľkosť dovoleného napätia závisí najmä od mechanických vlastností materiálu. Určuje sa z hodnôt získaných pri ťahovej skúške. Pri tejto skúške sa na skúšobnom stroji zaťažuje skúšobná tyč, ktorá má normalizovanú veľkosť a tvar.

Pomerná hodnota je zaťaženie, ktoré sa vzťahuje na jednotku plochy prierezu skúšobnej tyče, t. j. napätie σ ($\sigma = F/S$) a predĺženie vzťahujúce sa na jednotku dĺžky skúšobnej tyče, t. j. relatívne predĺženie ε ($\varepsilon = \Delta l / l$) (obr. 54). Z tohto diagramu, ktorý má pre každý druh materiálu iný tvar, možno určiť dve charakteristické hodnoty:

- Výraznú medzu klzu R_e ,
- Výrazná medza pevnosti v ťahu R_m .



Obrázok č. 54 Diagram napätie – relatívne predĺženie pre húževnaté materiály, mäkké ocele

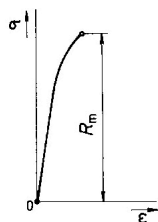
Až do určitého bodu diagramu je závislosť napätia od predĺženia priamková – lineárna. Ak v tejto oblasti skúšku prerušíme, čiže skúšobnú tyč odľahčíme, deformácia sa stratí a tyč sa vráti do pôvodnej polohy. To znamená, že v tejto oblasti vznikajú iba pružné deformácie. Po prekročení oblasti pružných deformácií (lineárna závislosť) dochádza v určitom mieste diagramu k zaujímavému javu. Napriek tomu, že sa zaťaženie nezväčšuje, tyč sa ďalej predlžuje. Toto miesto nazývame **výrazná medza klzu – R_e** . Po prekročení tejto medze je závislosť zaťaženia od deformácie veľmi nelineárna a v určitom bode dôjde k pretrhnutiu skúšobnej tyče. Maximálna hodnota napätia zodpovedá **výraznej medze pevnosti v ťahu – R_m** .

Pri krehkých (tvrdých) materiáloch sa výrazná medza klzu neprejaví a jediným charakteristickým bodom je len pevnosť v ťahu – R_m (obr.55).

Dovolené napätie pri húževnatých materiáloch preto vzťahujeme k výraznej medze klzu – R_e a pri krehkých materiáloch k pevnosti v ťahu R_m

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} \quad \text{prip.} \quad \sigma_D = \frac{R_m}{k}$$

kde k, k' je miera bezpečnosti (bezpečnosť), ktorá závisí od dôležitosti funkcie danej súčiastky.



Obrázok č. 55 Diagram napätie – relatívne predĺženie pre krehké, kalené ocele

Veľkosť bezpečnosti k, k' sa určuje tak, aby sa hodnota dovoleného napätia nachádzala v lineárnej časti diagramu napätie – relatívne predĺženie. Tým je zaručené, že súčiastky budú pracovať výhradne v oblasti pružných deformácií takže nebudú trvale deformované a tým nedôjde k nebezpečenstvu poškodenia.

Pre výpočty pri väčšine ocelí možno použiť empirický vzťah: $\tau_D = 0,65 \sigma_D$

Hodnoty dovoleného napätia σ_D a τ_D sú pre niektoré druhy konštrukčných ocelí a pre základné druhy namáhania uvedené v tabuľke 5.

Hodnoty pevnosti, klzu, únavy a dovolených napätí (MPa)

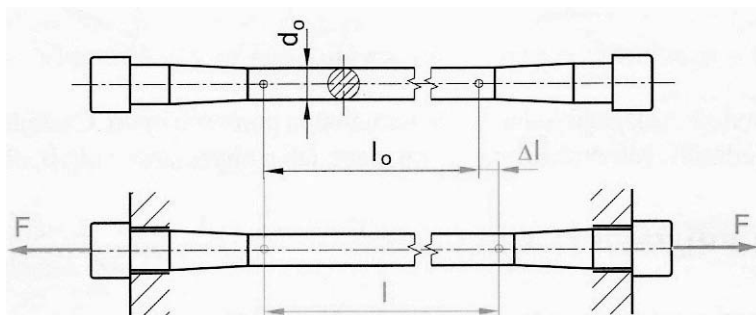
Konštrukčné ocele				11 370	11 423	11 500	11 600	12 020
Pevnosť v ťahu				370 až 450	420 až 520	500 až 620	600 až 720	400 až 750
Výrazná medza klzu				200 až 240	230 až 260	260 až 290	300 až 340	230 až 250
Medza únavy v ohybe				130 až 155	145 až 180	175 až 215	210 až 250	140 až 260
Medza únavy v krútení				90 až 110	105 až 130	125 až 155	150 až 180	100 až 185
Dovolené napätie	Ťah (tlak)	Spôsob zaťaženia	I. statický	100 až 140	115 až 170	140 až 210	150 až 230	115 až 135
			II. miznúci	85 až 120	75 až 105	90 až 135	110 až 165	95 až 115
			III. striedavý	65 až 90	55 až 80	65 až 95	75 až 115	75 až 85
	Ohyb		I. statický	110 až 155	120 až 175	150 až 220	170 až 250	125 až 150
			II. miznúci	95 až 120	80 až 125	100 až 150	125 až 180	105 až 125
			III. striedavý	70 až 100	60 až 85	70 až 105	85 až 115	80 až 95
	Krútenie (šmyk)		I. statický	65 až 90	70 až 105	85 až 125	105 až 145	70 až 85
			II. miznúci	55 až 75	45 až 70	55 až 85	65 až 105	45 až 55
			III. striedavý	40 až 60	35 až 50	40 až 60	50 až 70	35 až 40
Tlak v stykových plochách				30 až 110	80 až 200	35 až 200	40 až 180	

Tabuľka č. 5

1.5 Skúška ťahom – pracovný diagram ocele

Základné vlastnosti materiálu sa zisťujú statickou skúškou na trhacom stroji. Na tento

účel sa zo skúšaného materiálu vyrobí skúšobná tyčka, ktorú postupne, pomaly zaťažujeme. Pri skúške zisťujeme grafickú závislosť medzi zaťažením F a celkovým predĺžením Δl skúšobnej tyčky.

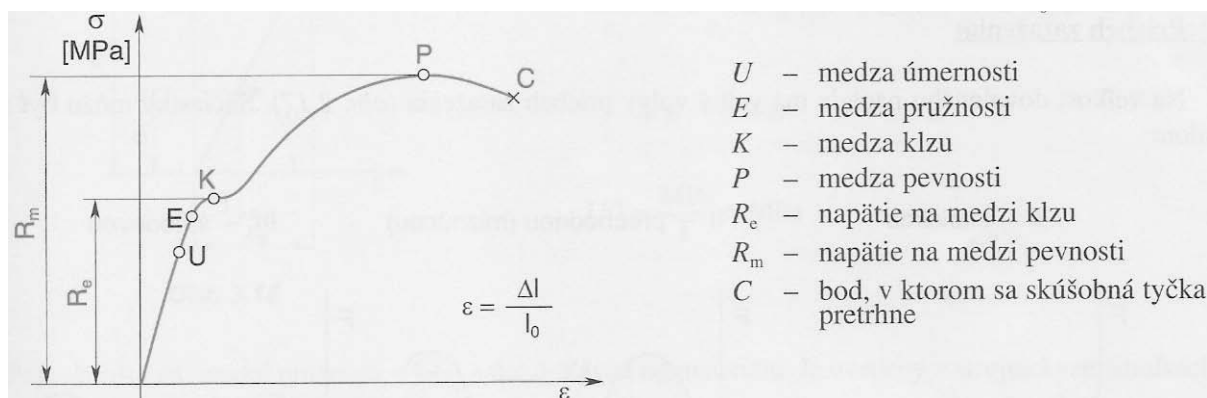


Obrázok č. 56 Skúška ťahom

Skúšobná tyčka má presne normalizované rozmery. Aby sme mohli hodnoty získané meraním porovnávať, kreslíme diagram tak, že miesto zaťažujúcej sily vynesieme zmluvné napätie vypočítané ako podiel zaťažujúcej sily a pôvodného prierezu a na miesto celkového predĺženia pomerné predĺženie ε .

$$\sigma = \frac{F}{S}$$

Závislosť medzi napätím a predĺžením prebieha priamočiario z bodu O až do bodu U. V tejto oblasti platí Hookov zákon a napätie dané bodom U nazývame **napätím na medzi úmernosti** σ_U .



Obrázok č. 57 Pracovný diagram nekalenej – mäkkej ocele

Na krivke pracovného diagramu materiálu sú markantné niektoré body:

1. U – medza úmernosti σ_U . Až do tohto bodu je pomerná deformácia úmerná napätiu σ .
2. E – medza pružnosti σ_E . Ak materiál zaťažíme po medzu pružnosti a potom ho odľahčíme, zachová si pružnú deformáciu.
3. K – medza klzu σ_K . Pri dosiahnutí medze klzu nastanú vnútorné zmeny v materiáli a po odľahčení zostáva plastická (trvalá) deformácia - ε_P . Pružná časť deformácie sa vráti - je to elastická deformácia ε_E .

4. P – medza pevnosti v ťahu σ_p . Je to maximálne zmluvné napätie, ktoré sa pri zaťažovaní tyčky dosiahne. Za týmto bodom rýchlo rastie deformácia aj pri poklese napätia.
5. C – bod mechanického porušenia – tyčka sa zúži a pretrhne.
6. Meraním zistené hodnoty napätia na medzi pevnosti materiálu označujeme R_m a napätie na medzi klzu označujeme R_e .

1.6 Základný zákon pružnosti a pevnosti – Hookov zákon

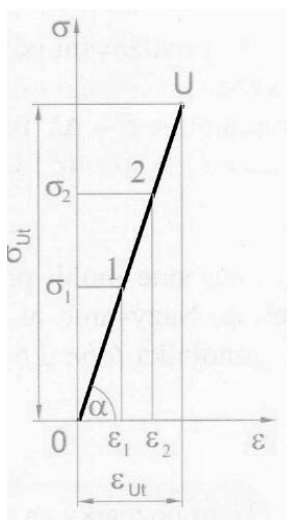
Ako sme sa už dozvedeli, z dôvodov bezpečnosti je nevyhnutné, aby skutočné napätie σ vznikajúce v zaťažovaných častiach strojov neprekročilo priamkovú oblasť diagramu napätie – predĺženie (obr. 54), aby časti strojov pracovali iba v oblasti pružných deformácií. Pre oblasť pružných deformácií charakterizovanú priamkovou závislosťou napätia od predĺženia platí:

$$\operatorname{tg} a = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

Z tohto vzťahu vyplýva, že v oblasti pružných deformácií je pomer napätia a relatívneho predĺženia stále rovnaký (konštantný) a je daný tangentou príslušného smerového uhla a . Tento pomer sa označuje písmenom E a nazýva sa **modul pružnosti materiálu v ťahu**. Vyjadruje sa v rovnakých jednotkách ako napätie.

Uvedený vzťah možno teda prepísať do tvaru:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad \text{príp.} \quad \sigma = E \varepsilon$$



Obrázok č. 58 Hookov zákon platí v priamkovej oblasti ťahového diagramu

Vzťah predstavuje rovnicu priamkovej časti diagramu napätie – predĺženie. Táto rovnica je rovnicou priamky so smernicou E , v súradniciach σ - ε . Tento vzťah, vyjadrený rovnicou sa nazýva **Hookov zákon**. Určuje závislosť napätia a predĺženia (skrátene) pri namáhaní ťahom (tlakom) v oblasti pružných deformácií materiálu. Tento zákon je **základným zákonom pružnosti a pevnosti**.

2 NAMÁHANIE ŤAHOM (TLAKOM)

Namáhanie ťahom a tlakom má rovnaký charakter, riadi sa rovnakými závislosťami a pri jeho výpočte sa používajú rovnaké vzťahy. Ťah označujeme indexom t (σ_t), tlak indexom d (σ_d).

2.1 Napätie v ťahu (tlaku)

Typickým príkladom namáhania ťahom je namáhanie prizmatickej tyče (obr. 59 a). Ak zaťažíme túto tyč dvoma silami F , pôsobiacimi v osi tyče (obr. 59b), vyvolá toto zaťaženie pozdĺžnu deformáciu (predĺženie) tyče a súčasne vznik vnútorných síl príp. napätí, ktorými sa materiál tyče bráni porušeniu. Ak oddelíme mysleným rezom napr. pravú časť tyče, tak jej účinok musíme nahradiť účinkom vnútorných síl (obr. 59c). Aby vôbec mohla nastať medzi zaťažujúcimi a vnútornými silami rovnováha, musí vnútorná sila F_v , príp. napätie pôsobiť v opačnom smere ako zaťažujúca sila F a kolmo na namáhaný prierez tyče. Pri namáhaní ťahom vzniká teda *normálové napätie*, ktoré označujeme σ_t (obr. 59d). Pritom predpokladáme, že toto napätie je rozložené rovnomerne pozdĺž prierezu.

Zo statickej podmienky rovnováhy síl pôsobiacich v smere osi tyče dostaneme

$$- F + F_v = 0$$

Pre namáhanie ťahom teda platí:

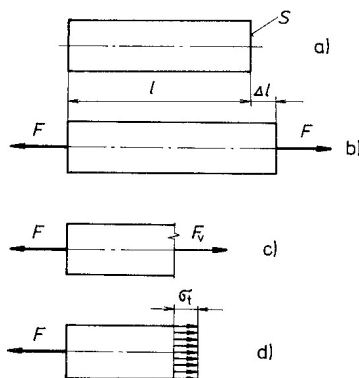
$$\sigma_t = \frac{F_v}{S} \quad \text{pričom využijeme vzťah:} \quad F_v = F$$

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \quad (\text{MPa})$$

kde F je zaťažujúca sila (N)

S – plošný obsah prierezu, kolmého na smer zaťažujúcej sily (mm^2)

Napätie v ťahu sa vypočíta tak, že veľkosť zaťažujúcej sily pôsobiacej kolmo na namáhaný prierez vydáme plošným obsahom tohto prierezu.

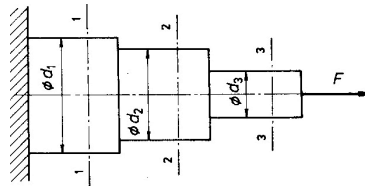


Obrázok č. 59 Napätie v ťahu

- Úloha III-1

Vypočítajte veľkosť napätia v prierezoch 1-1, 2-2, 3-3 valcovej tyče zaťaženej v osi silou F (obr. 60).

($F = 10^5 \text{ N}$, $d_1 = 100 \text{ mm}$, $d_2 = 60 \text{ mm}$, $d_3 = 30 \text{ mm}$)



Obrázok č. 60

2.2 Dimenzovanie častí strojov namáhaných ťahom (tlakom)

Pri dimenzovaní častí strojov sa vychádza z podmienky, že skutočné napätie vznikajúce v zaťažených častiach strojov nesmie byť väčšie ako dovolené napätie, zodpovedajúce materiálu, z ktorého je súčiastka vyrobená a spôsobu zaťaženia.

Pevnostná rovnica má tvar:

$$\frac{F}{S} \leq \sigma_{Dt}$$

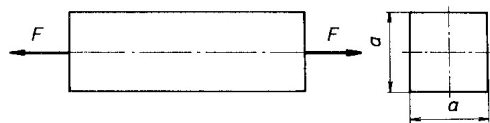
Kde σ_{Dt} dovolené napätie v ťahu (MPa)

Vzťah sa nazýva kritérium pre dimenzovanie - **pevnostná rovnica**. Toto kritérium používame pri výpočte rozmerov častí strojov namáhaných ťahom (tlakom). Zo vzťahu vypočítame potrebnú veľkosť namáhaného prierezu S . Ak sú rozmery častí stroja známe, možno z tohto vzťahu vypočítať maximálnu veľkosť zaťažujúcej sily F , ktorou môže byť táto časť stroja daného prierezu bezpečne zaťažená.

- Úloha III-2

Určte rozmery štvorcového prierezu tyče, zaťaženej v osi silou F (obr. 61)

($F = 10^5 \text{ N}$, $\sigma_{Dt} = 150 \text{ MPa}$.)



Obrázok č. 61

Riešenie:

Vypočítame veľkosť plochy prierezu tyče:

$$S = \frac{F}{\sigma_{Dt}} = \frac{10^5}{150} = 666 \text{ mm}^2$$

Pre štvorcový prierez platí:

$$S = a^2 \rightarrow a = \sqrt{S} = \sqrt{666} = 25,8 \text{ mm}$$

Rozmer strany tyče volíme $a = 26 \text{ mm}$.

- Úloha III-3

Vypočítajte priemer d svorníka, ktorý je namáhaný ťahom silou F

($F = 1\,000\text{ N}$, $\sigma_{Dt} = 160\text{ MPa}$.)

Výsledok: $d = 2,8\text{ mm}$.

2.3 Deformácia častí strojov namáhaných ťahom (tlakom)

Vznik napätí v zaťažených častiach strojov sprevádzajú deformácie. Aby sme mohli zistiť veľkosť deformácie konkrétnej časti pri skutočnom zaťažení, musíme poznať závislosť tejto deformácie od vonkajšieho zaťaženia. Túto závislosť určuje deformačná rovnica. Pri namáhaní ťahom (tlakom) predstavuje túto deformačnú rovnicu priamo Hookov zákon, daný vzťahom:

$$\sigma_t = E \varepsilon$$

Relatívne predĺženie ε je pomer skutočného predĺženia Δl a dĺžky tyče pred zaťažením l :

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$$

Deformačná rovnica pri namáhaní ťahom má tvar:

$$\sigma_t = E \frac{\Delta l}{l} \rightarrow \Delta l = \frac{\sigma_t \cdot l}{E}$$

Úpravou rovnice, dostaneme vzťah:

$$\Delta l = \frac{F \cdot l}{S \cdot E}$$

Hodnoty modulov pružnosti v ťahu a v šmyku (MPa)

Materiál	E	G
Ťahaná oceľ	$(1,90 \text{ až } 2,15) \cdot 10^5$	$(8,0 \text{ až } 8,5) \cdot 10^4$
Oceľ na odliatky	$(1,95 \text{ až } 2,00) \cdot 10^5$	$(8,0 \text{ až } 8,1) \cdot 10^4$
Žihaná oceľ	$(1,70 \text{ až } 1,80) \cdot 10^5$	$(7,5 \text{ až } 7,6) \cdot 10^4$
Liatina	$(0,80 \text{ až } 1,25) \cdot 10^5$	$(3,0 \text{ až } 5,5) \cdot 10^4$
Kalená oceľ	$(1,80 \text{ až } 1,85) \cdot 10^5$	$(7,0 \text{ až } 8,5) \cdot 10^4$
Bronz	$(0,85 \text{ až } 1,20) \cdot 10^5$	$(4,0 \text{ až } 4,1) \cdot 10^4$
Mosadz	$(0,90 \text{ až } 1,00) \cdot 10^5$	$(3,0 \text{ až } 4,5) \cdot 10^4$
Hliník	$(0,60 \text{ až } 0,75) \cdot 10^5$	$(2,3 \text{ až } 2,7) \cdot 10^4$
Olovo	$(0,40 \text{ až } 0,53) \cdot 10^5$	$1,7 \cdot 10^4$
Cín	$(0,41 \text{ až } 0,47) \cdot 10^5$	—
Drevo	$(0,09 \text{ až } 0,20) \cdot 10^5$	$(0,003 \text{ až } 0,007) \cdot 10^4$

Tabuľka 6

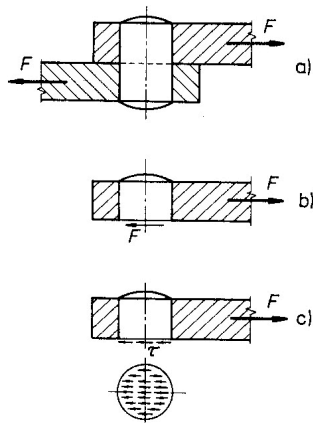
3 NAMÁHANIE ŠMYKOM

3.1 Napätie v šmyku

Typickou súčiastkou namáhanou šmykom je kolík alebo čap. Ak pôsobí vonkajšia zaťažujúca sila F kolmo na os kolíka (obr. 62 a), vyvolá v nebezpečnom priereze vnútorné sily príp. napätie, ktorými sa materiál bráni proti porušeniu. Ak zaťažujúca sila prekročí určitú hodnotu, dôjde v najviac namáhanom priereze k posunu – šmyku materiálu.

Aby sme mohli zistiť druh a veľkosť napätia, ktoré v nebezpečnom priereze kolíka vzniká, oddelíme myslenným rezom jednu časť (obr. 62 b).

Napätie pri namáhaní šmykom musí teda pôsobiť v smere dotýčnice k namáhanému prierezu. Ide preto o **dotýčnicové napätie**, ktoré označujeme τ_s . Predpokladáme pritom, že toto napätie je v celom priereze rozložené rovnomerne (obr. 62 c).



Obrázok č. 62 Napätie v šmyku

Zo statickej podmienky rovnováhy síl vyplýva:

$$- F_v + F = 0 \quad \text{príp.} \quad - \tau_s S + F = 0$$

Napätie v šmyku je teda dané vzťahom

$$\tau_s = \frac{F}{S}$$

- kde F je zaťažujúca sila pôsobiaca rovnobežne s namáhaným prierezom (N),
- S je plošný obsah namáhané prierezu (mm^2).

Napätie v šmyku je teda dané vzťahom $\tau_s = -$

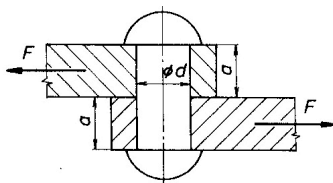
kde F je zaťažujúca sila pôsobiaca rovnobežne s namáhaným prierezom (N),

S – plošný obsah namáhané prierezu (mm^2).

Napätie v šmyku sa vypočíta tak, že zaťažujúcu silu, pôsobiacu v smere namáhaného prierezu vydáme plošným obsahom tohto prierezu.

• Úloha III- 4

Určte napätie v šmyku, ktoré vznikne v namáhanom nite, ktorý je zaťažovaný silou F. ($F = 1,5 \cdot 10^4 \text{ N}$, $d = 10 \text{ mm}$.)



Obrázok č. 63 Nit namáhaný šmykom

Riešenie:

Najprv vypočítame plošný obsah namáhaného prierezu

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 78,5 \text{ mm}^2$$

Veľkosť napätie v šmyku vypočítame zo vzťahu:

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{1,5 \cdot 10^4}{78,5} = 191 \text{ MPa}$$

3.2 Dimenzovanie častí strojov namáhaných šmykom

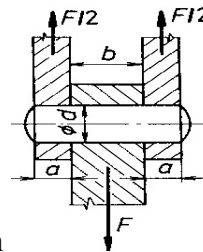
Kritérium na dimenzovanie je **pevnostná rovnica**.

$$\frac{F}{S} \leq \tau_{Ds}$$

Kde τ_{Ds} je dovolené napätie v šmyku (MPa). Pre ocel' $\tau_{Ds} = 0,6 \sigma_{Dt}$, liatiny $\tau_{Ds} = \sigma_{Dt}$. Toto kritérium sa používa pri výpočte rozmerov častí strojov namáhaných šmykom. Zvyčajne z neho vypočítame potrebnú veľkosť namáhaného prierezu S.

• Úloha III – 5

Vypočítajte priemer d kolíka, ktorý je namáhaný šmykom podľa obr. 64. ($F = 10^5 \text{ N}$, $\tau_{Ds} = 100 \text{ MPa}$.)



Obrázok č. 64 Kolík namáhaný šmykom

Riešenie: Z nasledovného vzťahu vyplýva:

$$\frac{F}{S} \leq \tau_{Ds} \rightarrow S = \frac{F}{\tau_{Ds}} = \frac{10^5}{100} = 1\,000 \text{ mm}^2$$

Sila sa prenáša cez dva prierezy priemeru d, preto platí:

$$S = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{2S}{\pi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1000}{\pi}} = 25,2 \text{ mm}$$

3.3 Strihanie materiálu

Pri strihaní materiálu musí šmykové napätie v mieste strihu prekročiť pevnosť materiálu v strihu R_{ms} . Zvyčajne sa zisťuje potrebná veľkosť strižnej sily F_s , z podmienky: $\tau_s > R_{ms}$. Za τ_s dosadíme:

$$\frac{F_s}{S} \geq R_{ms} \rightarrow F_s \geq R_{ms} S$$

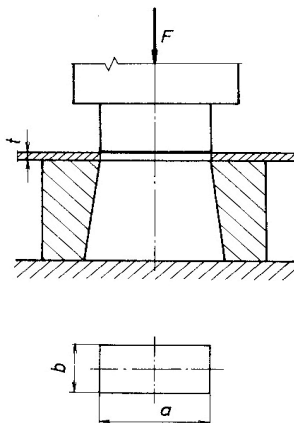
Kde R_{ms} je pevnosť strihaného materiálu v strihu (MPa),
 S - plošný obsah plochy strihu (mm^2).

Vzťah je odvodený za predpokladu, že k strihu dôjde v celej ploche naraz. Ak tento predpoklad neplatí, tak strižná sila bude menšia.

- Úloha III – 6

Vypočítajte potrebnú veľkosť strižnej sily F_s , na strihanie podložiek obdĺžnikového tvaru z plechu hrúbky t (obr. 65)

($a = 100 \text{ mm}$, $b = 50 \text{ mm}$, $R_{ms} = 280 \text{ MPa}$, $t = 3 \text{ mm}$)



Obrázok č. 65

Riešenie

Potrebnú strižnú silu vypočítame zo vzťahu:

$$F_s = R_{ms} S = R_{ms} (a + b) \cdot 2t = 280 \cdot 150 \cdot 2 \cdot 3 = 252\,000 \text{ N}$$

3.4 Kontrola stykových plôch na otláčenie

Porušenie funkcie skrutkových, kolíkových, nitových, perových a iných spojov môže nastať aj vtedy, ak napätie neprekročí pevnosť materiálu. Vplyvom dynamického zaťaženia a chvenia dochádza pri častiach strojov a súčiastok **k otláčaniu ich stykových plôch**, tým k uvoľneniu spojenia, strate tuhosti a nakoniec k ich porušeniu. Aby sme sa týmto následkom vyhli, musíme pri častiach strojov kontrolovať, či tlak na stykových plochách neprekročí dovolenú hodnotu. *Tlak na stykových plochách* označujeme písmenom p a jeho veľkosť vypočítame zo vzťahu:

$$p = \frac{F}{S_p}$$

Podmienka bezpečnosti (kritérium dimenzovania) má tvar:

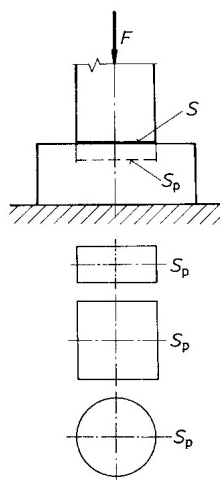
$$\frac{F}{S_p} \leq p_D$$

Kde F je vonkajšia zaťažujúca sila (N),

S_p – priemet opornej stykovej plochy do roviny kolmej na smer pôsobenia zaťažujúcej sily (mm^2)

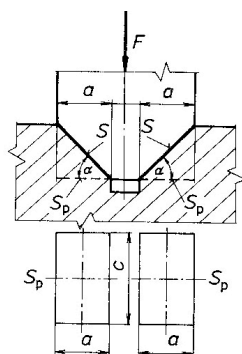
p_D – dovolená hodnota tlaku na stykových plochách (MPa) – pozri tab. 5

Pre tieto základné tvary stykových plôch (rovinnú, klinovú a valcovú) je spôsob určenia priemetu stykovej plochy uvedený na obr. 66, 67, 68.

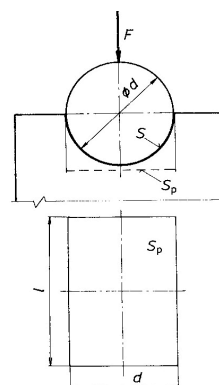


Obrázok č. 65 Priemet rovinnej stykovej plochy

Výpočet tlaku na stykových plochách má zväčša kontrolný charakter. To značí, že rozmery súčiastky sa určia z kritéria na dimenzovanie podľa druhu namáhania, a pri kontrole na otláčenie sa iba zisťuje, či navrhnuté rozmery vyhovujú podmienke bezpečnosti. Pri týchto kontrolných výpočtoch je najdôležitejšie správne určiť *priemet opornej stykovej plochy do roviny kolmej na smer pôsobenia zaťažujúcej sily*. Tento problém nám pomôže objasniť aj obr. 66, 67.



Obr. 66 Priemet klinovej stykovej plochy



Obr. č. 67 Priemet valcovej stykovej plochy

- Úloha III - 7

Zistite veľkosť tlaku na stykových plochách pri dvojstrižne namáhanom kolíku na obr. 64. ($F = 30\,000\text{ N}$, $a = 30\text{ mm}$, $b = 50\text{ mm}$, $d = 40\text{ mm}$)

Riešenie

Veľkosť priemetu stykovej plochy, cez ktorú sa prenáša sila F

$$S_p = d \cdot b = 40 \cdot 50 = 2\,000\text{ mm}^2$$

Veľkosť tlaku na tejto stykovej ploche

$$p = \frac{F}{S_p} = \frac{30\,000}{2\,000} = 15\text{ MPa}$$

Veľkosť priemetu stykovej plochy prenášajúcej silu $F/2$

$$S_p = d \cdot a = 40 \cdot 30 = 1\,200\text{ mm}^2$$

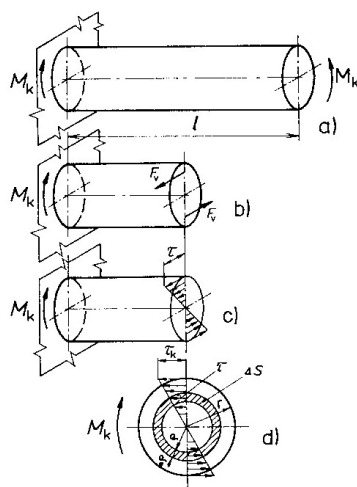
Veľkosť tlaku na tejto stykovej ploche

$$p = \frac{F/2}{S_p} = \frac{15\,000}{1\,200} = 12,5\text{ MPa}$$

4 NAMÁHANIE KRÚTENÍM

4.1 Napätie v krútení

Typickým príkladom namáhania krútením je namáhanie hriadeľov. Pri určovaní druhu a veľkosti napätia, ktoré pri namáhaní krútením vzniká, berieme do úvahy hriadeľ kruhového prierezu (obr. 68a), zaťažný vonkajším krútiacim momentom M_k , ktorý pôsobí v rovine kolmej na os hriadeľa. Je zrejmé, že týmto momentom bude namáhaný každý prierez hriadeľa rovnako. Ak oddelíme myslenným rezom jednu časť hriadeľa, potom jej účinok musíme nahradiť účinkom vnútorných síl. Aby vôbec mohla nastať rovnováha medzi vonkajším krútiacim momentom a vnútornými silami, musí mať účinok vnútorných síl tiež charakter momentu. To značí, že vnútorné sily F_v musia tvoriť silovú dvojicu, a tiež pôsobiť v rovine rovnobežnej s rovinou, v ktorej pôsobí vonkajší krútiaci moment. Vnútorné sily musia teda pôsobiť na dotyčnici k namáhanému prierezu podľa obr. 68 b.



Obrázok č. 68 Napätie v krútení

Ak pôsobí dvojica vnútorných síl na dotyčnici k namáhanému prierezu, rovnakým smerom pôsobí aj napätie. To potom znamená, že napätie v krútení má charakter dotyčnicového napätia a označuje sa τ_k .

Napätie v krútení vypočítame tak, že zaťažujúci krútiaci moment, pôsobiaci v rovine kolmej na os hriadeľa, vydelíme modulom prierezu v krútení.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (\text{MPa})$$

kde W_k je modul prierezu v krútení (mm^3)

Modul prierezu v krútení - W_k je zložitá veličina, ktorá závisí od veľkosti plochy namáhaného prierezu, ale tiež od jeho tvaru a rozloženia vzhľadom na osi prierezu.

$$W_k = J_p / r$$

kde J_p je kvadratický moment prierezu v krútení (mm^4).

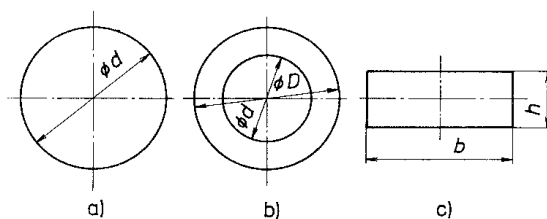
Hodnoty W_k a J_p zistíme z tabuliek podľa tvaru a rozloženia namáhaného prierezu, vzhľadom na osi x, y.

4.2 Kvadratický moment prierezu a modul prierezu v krútení

Vzťahy pre výpočet oboch prierezových charakteristík J_p a W_k sú odvodené pomocou vyššej matematiky, čo presahuje rámec tejto učebnice. Uvedieme iba výsledné vzťahy na výpočet oboch charakteristík pre najčastejšie sa vyskytujúce tvary prierezov.

Kruhový prierez (obr. 69 a) :

$$J_p = \frac{\pi}{32} d^4 = 0,1 d^4$$



Obrázok č. 69 Základné druhy prierezov

$$W_k = \frac{\pi}{16} d^3 = 0,2 d^3$$

Medzikruhový prierez (obr. 69 b) :

$$J_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) = 0,1 (D^4 - d^4)$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} = 0,2 \frac{D^4 - d^4}{D}$$

Obdĺžnikový a štvorcový prierez (obr. 69 c) :

$$J_p = c_1 b h^3$$

$$W_k = c_2 b h^2$$

kde c_1, c_2 sú konštanty uvedené v tab. č.7

Hodnoty súčiniteľov c_1, c_2 na výpočet J_p a W_k obdĺžnikových prierezov:

$b : h$	1	1,5	1,75	2	2,5	3	4	6	8	10	∞
c_1	0,141	0,196	0,214	0,229	0,249	0,263	0,281	0,299	0,307	0,313	0,333
c_2	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,299	0,307	0,313	0,333

Tabuľka č. 7

4.3 Dimenzovanie hriadeľov namáhaných krútením

Kritérium dimenzovania – pevnostná rovnica má tvar:

$$\frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad \text{Kde } \tau_{Dk} \text{ je dovolené napätie v krútení (MPa) – pozri tab. 5}$$

Ak sú už rozmery súčiastky dané, možno z kritéria dimenzovania v krútení vypočítať maximálnu veľkosť zaťažujúceho krútiaceho momentu M_k , ktorým môžeme hriadeľ daného prierezu bezpečne zaťažiť.

• Úloha III - 8

Vypočítajte priemer d hriadeľa prevodovky, ktorý prenáša krútiaci moment M_k

$$(M_k = 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}, \tau_{Dk} = 100 \text{ MPa})$$

Riešenie:

Zo vzťahu pre pevnostnú rovnicu vyplýva:

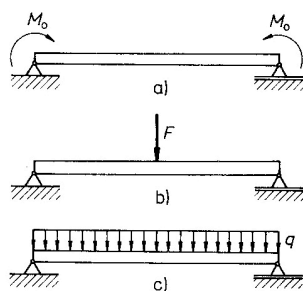
$$W_k = \frac{M_k}{\tau_{Dk}} = \frac{10^8}{100} = 10^6 \text{ mm}^3$$

Pre kruhový prierez platí vzťah:

$$W_k = 0,2d^3 \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2}} = 171 \text{ mm}$$

5 NAMÁHANIE OHÝBANÍM

Typickým príkladom namáhania ohýbaním je namáhanie nosníkov uložených na podperách alebo votknutých nosníkov, zaťažených ohybovými momentmi, osamelo pôsobiacimi silami alebo spojitým zaťažením (obr. 70).

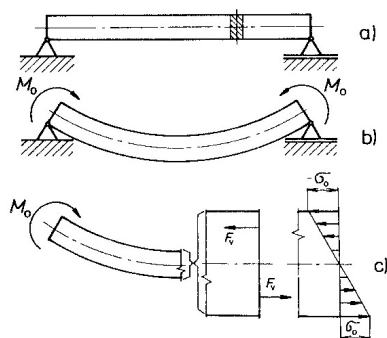


Obrázok č. 70 Spôsoby zaťaženia nosníka na dvoch podperách

5.1 Napätie v ohybe

Na určenie druhu a veľkosti napätia, ktoré pri namáhaní ohýbaním vzniká, budeme analyzovať nosník obdĺžnikového prierezu, uložený na dvoch podperách (obr. 71 a). Ak nosník zaťažíme vonkajším ohybovým momentom M_o (obr. 71 b), dôjde k jeho deformácii (prehnutiu) a súčasne k vzniku vnútorných síl (napätí), ktorými sa nosník bráni proti porušeniu. Je zrejmé, že ohybovým momentom M_o je v tomto prípade namáhaný každý prierez nosníka. Z obrázka je ďalej zrejmé, že horné vlákna nosníka sú stláčané a dolné vlákna predlžované. Horné vlákna sú takto namáhané na tlak a dolné na ťah. Ak myslenným rezom oddelíme jednu časť nosníka (napríklad pravú), musíme jej účinok nahradiť účinkom vnútorných síl F_v . Aby vôbec mohla nastať rovnováha medzi vonkajším ohybovým momentom a vnútornými silami, musia mať vnútorné sily tiež charakter momentu (obr. 71 c).

Vieme, že horné vlákna nosníka sú namáhané tlakom a dolné vlákna ťahom. Z toho vyplýva, že napätie vyvolané ohýbaním má charakter normálového napätia, t. j. pôsobí kolmo na namáhaný prierez a označuje sa σ_o . Ak účinok vnútorných síl má charakter momentu, musí mať charakter momentu aj účinok napätia. Napätie v ohybe preto nemôže byť v priereze rozložené rovnomerne, ale tak ako je to naznačené na obr. 71 c.



Obrázok č. 71 Napätie v ohybe

Napätie v ohybe potom vypočítame zo vzťahu:
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

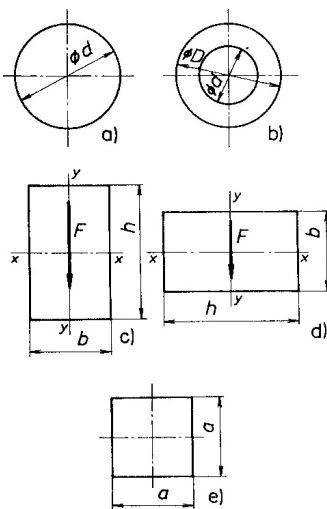
Napätie v ohybe vypočítame tak, že ohybový moment pôsobiaci v namáhanom priereze vydáme modulom prierezu v ohybe.

Je zrejmé, že tak, ako pri namáhaní krútením, závisí od veľkosti napätia σ_o nielen od veľkosti plochy prierezu, ale aj od jeho tvaru a rozloženia s ohľadom na hlavné osi. Pri namáhaní ohýbaním nie je teda prierezovou charakteristikou plošný obsah S , ako je to pri

namáhaní ťahom (tlakom), ale zložitejšia veličina – modul prierezu v ohybe W_o , príp. kvadratický moment prierezu v ohybe J .

5.2 Kvadratický moment prierezu a modul prierezu v ohybe

Vzťahy na výpočet obdivoch prierezových charakteristík sa dajú odvodiť pomocou výpočtov vyššej matematiky (integrálneho počtu), podobne ako pri prierezových charakteristikách pri namáhaní krútením. Uvedieme preto iba výsledné vzťahy obdivoch charakteristík (bez odvodu), pre najčastejšie sa vyskytujúce tvary prierezov vzťahujúce sa k hlavným osiam prierezu. V prípade stredovo súmerných prierezov (kruhových, medzikruhových) je každá os prechádzajúca ťažiskom hlavnou osou. Pri osovo súmerných prierezoch (napr. obdĺžnikových) sú hlavné osi totožné s osami súmernosti (obr. 72). Hlavné osi prierezu sú vždy na seba kolmé. Napríklad pri obdĺžnikových prierezoch sú hlavné osi súmernosti x-x, y-y (obr. 72 c, d).



Obrázok č. 72 Druhy prierezov namáhaných ohýbaním

Kruhový prierez (obr. 72 a)

$$J = \frac{\pi}{64} d^4$$

$$W_o = \frac{J}{d/2} = \frac{\pi}{32} d^3 = 0,1 d^3$$

Medzikruhový prierez (obr. 72 b)

$$J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$

$$W_o = \frac{J}{D/2} = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D} = 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D}$$

Pre prípad na obr. 72 c platí

$$J_x = \frac{\pi}{64} b h^3$$

$$W_{ox} = \frac{J_x}{h/2} = \frac{1}{6} bh^2$$

Pre prípad na obr. 72 d bude platiť

$$J_y = \frac{1}{12} b^3 h$$

$$W_{ox} = \frac{J_y}{b/2} = \frac{1}{6} b^2 h$$

Pre štvorcový prierez (obr. 70 e) sú prierezové charakteristiky k ľubovoľnej osi prechádzajúce ťažiskom dané vzťahmi

$$J = \frac{1}{12} a^4$$

$$W_o = \frac{J}{a/2} = \frac{1}{6} a^3$$

5.3 Dimenzovanie nosníkov namáhaných ohýbaním

Kritérium dimenzovania je **pevnostná rovnica**, ktorá má tvar:

$$\frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do}$$

- kde σ_{Do} je dovolené napätie v ohybe (MPa) pozri tab. 5.

Do vzťahu dosadzujeme *maximálny ohybový moment* M_o a jeho pomocou vypočítame zvyčajne veľkosť modulu prierezu v ohybe W_o a následne rozmery prierezu nosníka. Ak rozmery prierezu už poznáme možno z kritéria dimenzovania vypočítať maximálnu veľkosť zaťažujúceho ohybového momentu M_o , ktorým môžeme nosník daného prierezu bezpečne zaťažiť.

6 OSOBITNÉ DRUHY NAMÁHANIA

Vo všetkých predchádzajúcich kapitolách sme sa zaoberali základnými druhmi namáhania, t. j. ťahom (tlakom), šmykom, krútením a ohýbaním. Výpočet napätia, dimenzovania ako aj výpočet deformácie sme robili za predpokladu, že súčiastka je namáhaná iba ťahom (tlakom) alebo šmykom alebo krútením či ohýbaním a teda v namáhanom priereze pôsobí len jeden druh základného napätia, t. j. σ_t , σ_d , τ_s , τ_k , σ_o .

V technickej praxi sa však často vyskytujú prípady zložitejšieho namáhania častí strojov, pri ktorých už nevystačíme so vzťahmi odvodenými pre základné druhy namáhania. Riešenie tejto problematiky však vybočuje z rámca tejto učebnice. Napriek tomu si však niektoré, najčastejšie sa vyskytujúce, osobitné druhy namáhania aspoň stručne objasníme a uvedieme (bez odvodu) výsledné výpočtové vzťahy. Môžeme však povedať, že aj pri zložitejšom namáhaní častí strojov sa ich rozmery najprv orientačne vypočítajú na základe vzťahov, platiacich pre hlavný, prevažujúci druh základného namáhania a takto zistené

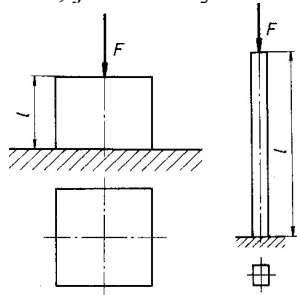
rozмеры sa dodatočne kontrolujú, či vyhovujú aj v konkrétnych podmienkach zložitejšieho namáhania.

Medzi osobitné druhy namáhania budeme počítať **namáhanie vzperom, zložené namáhania, cyklické namáhanie a tvarovú pevnosť**.

6.1 Namáhanie vzperom

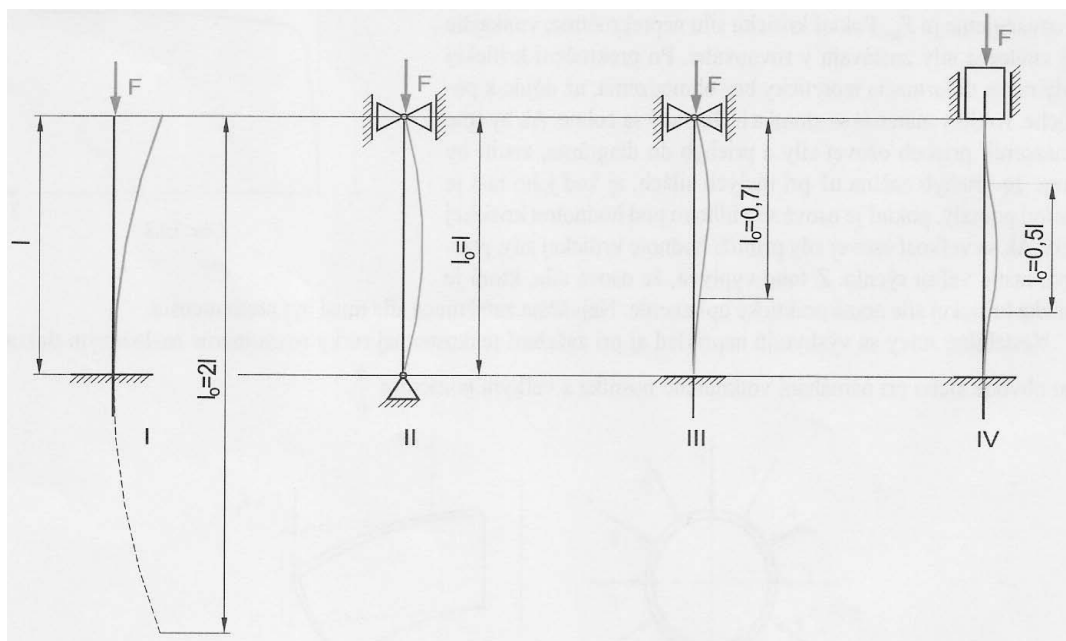
Pri častiach strojov zaťažených tlakovou silou môžu nastať dva možné prípady namáhania. Pokiaľ je dĺžka súčiastky porovnateľná s rozmermi prierezu (obr. 73 a), je súčiastka namáhaná tlakom. Ak je však dĺžka súčiastky oveľa väčšia ako rozmery prierezu (obr. 73 b), je súčiastka namáhaná vzperom.

Tento spôsob namáhania nastáva v prípade dlhých (štíhlych) prútov priehradových konštrukcií, vysokých podporných stĺpov, ojníc spaľovacích motorov a pod. Osobitosťou tohto druhu namáhania je skutočnosť, že prút sa pri určitej veľkosti zaťažujúcej sily vychýli (prehne sa) z pôvodnej priamej polohy na jednu stranu (v smere najmenšieho odporu), a tým stratí svoju stabilitu. Tejto sile hovoríme **kritická sila F_{kr}** . Pre správnu funkciu je táto skutočnosť rovnako nebezpečná ako samotné porušenie súčiastky. Pri namáhaní vzperom je teda súčiastka namáhaná jednak tlakom, jednak ohýbaním.



Obrázok č. 73 – Namáhanie tlakom a vzperom

Ide teda v podstate o kombinované namáhanie. Súčiastka sa prehne v tom smere, v ktorom je jej kvadratický moment prierezu v ohybe najmenší ($J_{min.}$). Veľkosť kritickej sily je závislá od spôsobu uloženia koncov prútov. Existujú štyri spôsoby uloženia koncov prútov tak, ako je to znázornené na obr. 74.



Obrázok č. 74– Spôsoby uloženia koncov prúta

6.2 Zložené namáhanie

Časti stojov bývajú veľmi často zaťažené tak, že v pozorovanom priereze pôsobí súčasne viac druhov namáhania. Býva to napr. ťah (tlak) v kombinácii s ohybom alebo krútenie v kombinácii s ohybom a pod. Pokiaľ ide o napätie rovnakého druhu – rovnaké napätie, ako je to pri kombinácii ťahu (tlaku) a ohýbania (obidve napätia sú normálové) je výsledné napätie dané ich algebrických súčtom. Výsledné napätie potom porovnáme s dovoleným napätím.

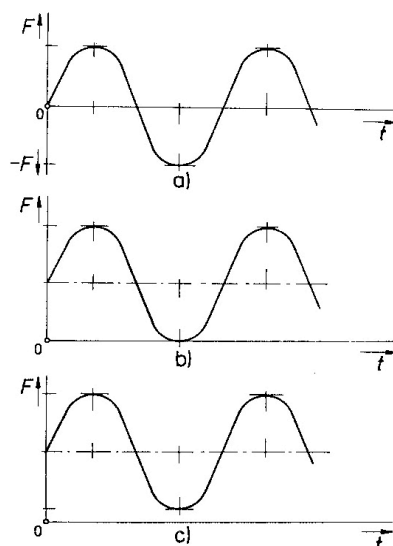
6.3 Cyklické namáhanie

Praktické skúšky ukázali, že pri cyklickom namáhaní sa materiál chová inak ako pri statickom namáhaní. K porušeniu takto namáhaných súčiastok zvyčajne dochádza v dôsledku únavy materiálu a ich životnosť sa znižuje. Preto je veľmi dôležité vedieť, ako sa materiál chová v podmienkach cyklického namáhania. Iba na základe týchto poznatkov ho môžeme správne dimenzovať.

Vlastnosti materiálu pri cyklickom namáhaní sa zisťujú únavovými skúškami. Cieľom týchto skúšok je zistiť závislosť medzi veľkosťou cyklicky meniaceho napätia a počtom cyklov, po ktorom dochádza k porušeniu materiálu.

Tieto základné druhy sú (obr. 75):

- a) striedavý,
- b) miznúci,
- c) pulzujúci.



Obrázok č. 75 Druhy záťažových cyklov

6.4 Výpočet zvarových spojov

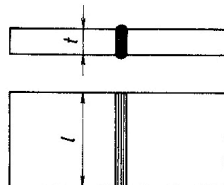
Zvarové spoje sú najrozšírenejšie nerozoberateľné spoje, ktoré patria do skupiny spojov so stykom materiálov. Ich časté využívanie je dané ich vysokou efektívnosťou na rozdiel od nitových spojov.

Spôsob výpočtu zvarových spojov závisí od spôsobu zaťaženia, príp. od druhu namáhania zvaru. Najčastejšie sa používa tupý a kútový zvar namáhaný ťahom, tlakom, šmykom, krútením a ohýbaním. Pri výpočtoch používame vzťahy platné pre konkrétny druh základného namáhania. Zásadne treba určiť správnu hodnotu *dovoleného napätia a veľkosť nebezpečného prierezu*.

Dovolené napätie σ'_{Dt} , príp. τ'_{D} pre pevnostný výpočet zvarových spojov sa určuje z dovoleného napätia v ťahu σ_{Dt} základného materiálu, t. j. materiálu spájaných častí.

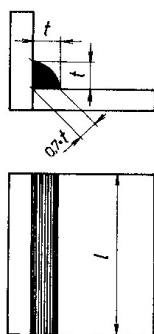
$$\begin{aligned}\sigma'_{Dt} &= 0,85 \sigma_{Dt} \\ \sigma'_{Dd} &= \sigma_{Dt} \\ \tau'_{Ds} &= 0,7 \sigma_{Dt} \\ \tau'_{Dk} &= 0,65 \sigma_{Dt} \\ \sigma'_{Do} &= 0,85 \sigma_{Dt}\end{aligned}$$

Veľkosť nebezpečného prierezu závisí od druhu zvaru. Pre tupé zvary platí: $S = t \cdot l$



Obrázok č. 76 Spoj tupým zvarom

Pre kútové zvary platí: $S = 0,7 t \cdot l$



Obrázok č. 77 Spoj kútovým zvarom

IV HYDROMECHANIKA A HYDRAULICKÉ MECHANIZMY

1 ROZDELENIE MECHANIKY TEKUTÍN

Náuka o rovnováhe a pohybe tekutých látok sa nazýva **mechanika tekutín**.
Mechanika tekutín sa rozdeľuje na odbory:

- **Statika tekutín** – náuka o rovnováhe tekutín a telies v nich ponorených
- **Dynamika tekutín** – náuka o pohybe tekutín

Tekutosť pozorujeme pri látkach kvapalných a plyných. Preto kvapaliny a plyny označujeme spoločným názvom **tekutiny**.

- **Hydrostatika** – vysvetľuje podmienky rovnováhy kvapalín a ich účinky na tuhé telesá v pokoji.
- **Hydrodynamika** – zaoberá sa pohybom kvapalín a ich pôsobením na telesá pri ich vzájomnom relatívnom pohybe.

1.1 ZÁKLADNÉ POJMY

Tekutina – spojitá látka s rovnakými vlastnosťami vo všetkých smeroch, vytvorená z veľmi malých čiastočiek, ktoré spojito vyplňajú priestor. Nemá vlastný tvar a prispôsobuje sa priestoru, v ktorom sa nachádza.

Kvapalina – veľmi málo stlačiteľná tekutina, zaberajúca určitý objem, ktorý sa mení len nepatrne so zmenou tlaku a teploty. Ľahko mení svoj tvar a prispôsobuje ho tvaru nádoby – vytvára voľnú hladinu.

- Ideálna tekutina – absolútne tekutá látka bez vnútorného trenia
- Ideálna kvapalina – absolútne tekutá a nestlačiteľná tekutina bez vnútorného trenia
- Ideálny plyn – absolútne tekutá, stlačiteľná tekutina bez vnútorného trenia.

1.2 VLASTNOSTI TEKUTÍN

Skutočné tekutiny sa svojimi vlastnosťami líšia od vlastností ideálnej tekutiny:

- Hustotou (mernou hmotnosťou)
- Objemovou stlačiteľnosťou
- Objemovou rozťažnosťou
- Vnútorným trením – viskozitou
- Absorpciou

Hustota – merná hmotnosť

V mechanike tekutín predpokladáme, že hmota tekutiny je v priestore rozložená kontinuálne – spojitou. Hustotu definujeme ako podiel hmotnosti m a ňou zaujatého objemu V .

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$$

Hustota tekutín je funkciou teploty a tlaku. S rastúcou teplotou hustota klesá, lebo sa zväčšuje objem kvapaliny. Hodnoty hustoty vybraných tekutín sú zapísané v tabuľke č. 8

TEKUTINA	TEPLOTA (°C)	HUSTOTA (kg · m ⁻³)
Voda destilovaná	4	1000
Voda morská	5	1020 až 1030
Ortuť	0	13595
Etylalkohol	15 až 18	790
Metylalkohol	15	810
Glycerín	15	1270
Benzín	15	680 až 740
Petrolej	15	790 až 820
Nafta	15	700 až 900
Minerálny olej	15	890 až 960
Liatina tekutá	1200	7000

Tabuľka č. 8 Hodnoty hustoty vybraných tekutín

Objemová stlačiteľnosť

Kvapaliny majú vo všeobecnosti malú objemovú stlačiteľnosť. Pri bežných hydraulických procesoch sú zmeny tlaku malé, takže nie je nutné brať do úvahy objemovú zmenu a môžeme kvapalinu považovať za nestlačiteľnú. Napriek tomu niekedy, napríklad v hydraulických lisoch alebo v dlhých potrubiach, musíme stlačiteľnosť vziať do úvahy, aby sme dospeli k výsledkom, ktoré sú porovnateľné so skutočnosťou.

Objemová rozťažnosť

Objem kvapaliny s hmotnosťou m sa za stáleho tlaku mení pri meniacej sa teplote. Väčšina kvapalín s rasou teplotou svoj objem zväčšuje. Len niektoré sa v určitom teplotnom rozmedzí správajú neobvykle. Objemová rozťažnosť je pri kvapalinách pomerne malá. Jej vplyv sa vo väčšine hydraulických aplikácií neprejavuje. Len tam, kde sa uzatvorený objem kvapaliny zahrieva, ako pri hydraulických lisoch, sa prejaví vplyv rozťažnosti zvýšením tlaku.

Viskozita tekutín

Viskozita tekutín sa prejavuje pri ich pohybe ako odpor proti vzájomnému pohybu jednotlivých častíc tekutiny. Sily trenia v tekutine sú oveľa menšie, ako pri tuhých telesách, preto ich často môžeme zanedbať.

Absorpcia

Je schopnosť kvapalín pohlcovať plyny. Objem pohlteneho plynu v kvapaline závisí od druhu kvapaliny, druhu plynu, od tlaku plynu nad kvapalinou a od teploty kvapaliny a plynu. Praktickú aplikáciu absorpcie vidieť v absorpčnom chladiení, ďalej v uvoľňovaní plynu z kvapaliny pri nízkom tlaku, pri prietoku kvapalín potrubím. Napríklad plyn vylúčený z vody má korózný účinok na steny potrubia.

2 HYDROSTATIKA

Hydrostatika je náuka, ktorá sa zaoberá podmienkami rovnováhy kvapalín a silovým pôsobením kvapalín na tuhé telesá v pokoji. Kvapalina je v pokoji vtedy, keď sa nepohybuje oproti stenám nádoby, ktorá sa nachádza v inerciálnom priestore.

Inerciálny priestor môže byť:

1. Priestor nepohyblivý voči povrchu Zeme
2. Priestor pohybujúci sa voči povrchu Zeme rovnomerným priamočiarym pohybom.

2.1 Tlak v kvapaline

V kvapaline môže byť tlak spôsobený:

- Vonkajšou silou pôsobiaceou na povrch kvapaliny
- Vlastnou tiažou kvapaliny

2.2 Tlak v kvapaline vyvolaný vonkajšou silou

Vo všeobecnosti sa tlak vyjadruje ako plošný účinok sily F a je určený silou pôsobiaceou kolmo na jednotku plochy.

$$p = \frac{F}{S} \quad (\text{Pa})$$

Hlavnou jednotkou tlaku je pascal:

$$1 \text{ pascal} = 1 \text{ Pa} = 1 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{m}^{-2}$$

Násobky a diely používane v technickej praxi:

$$1 \text{ kPa} = \text{kilopascal} = 10^3 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ MPa} = \text{megapascal} = 10^6 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ mPa} = \text{milipascal} = 10^{-3} \text{ Pa}$$

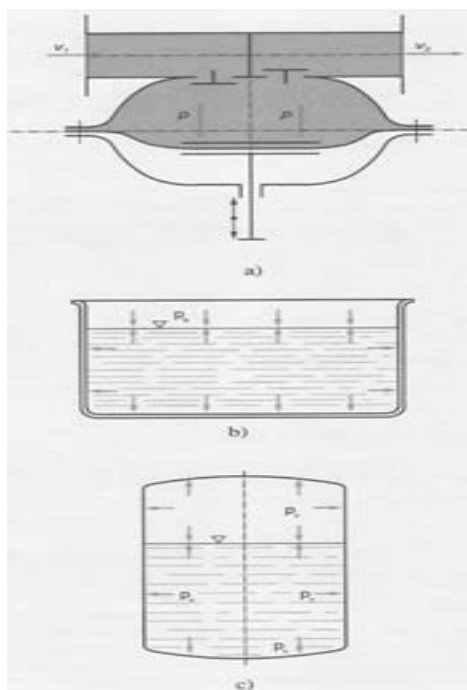
Menej používané jednotky tlaku:

$$1 \text{ atm (atmosféra)} = 1 \text{ kp} \cdot \text{cm}^{-2} = 10^5 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ atm (atmosféra)} = 0,1 \text{ MPa}$$

Vonkajšie sily pôsobia na kvapalinu prostredníctvom:

- telies - piesty, membrány... (obr. 78 a)
- tlakom vzdušného obalu Zeme – atmosférickým tlakom (obr. 78 b)
- tlakom stlačeného plynu (obr. 78 c)



Obrázok č. 78 Možnosti vyvolania tlaku v kvapaline vonkajšou silou

Účinok vonkajšieho tlaku z povrchu kvapaliny smerom dovnútra sa prenáša vzájomným pôsobením častíc kvapaliny. Ak pokladáme kvapalinu za nestlačiteľnú, nemenia častice svoj objem a pôsobenie vnútorných síl sa prejaví vzájomným tlakom medzi časticami. Tento tlak sa šíri rovnomerne všetkými smermi.

Ak neberieme do úvahy pôsobenie tiažového poľa Zeme, platí **Pascalov zákon**: *Tlak v celom objeme kvapaliny je rovnaký a rovná sa tlaku na povrchu kvapaliny. Šíri sa všetkými smermi rovnako. Na steny nádoby a ponorených telies pôsobí kolmo.*

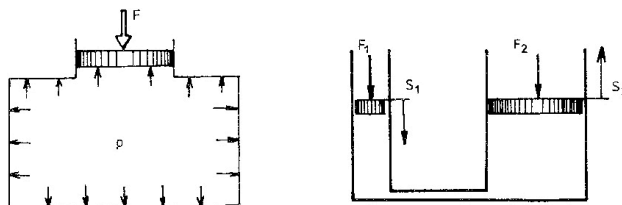
Výsledný silový účinok kvapaliny na plochu sa nazýva **tlaková sila**. $F_p = p \cdot S \quad (\text{N})$

Podľa Pascalovho zákona je tlak v celom objeme kvapaliny rovnaký a tlaková energia kvapaliny je súčinom objemu kvapaliny V a vonkajšieho tlaku p_v .

Výpočet tlakovej energie:

$$E_p = V \cdot p_v = \frac{m}{\rho} \cdot p_v$$

Pascalov zákon má veľký technický význam v strojárstve – tvorí teoretický základ hydraulických i pneumatických strojov a prevodov. Jeho uplatnením sa dosiahnu v praxi veľké sily, ktoré využívajú hydraulické lisy, zdviháky a pod.



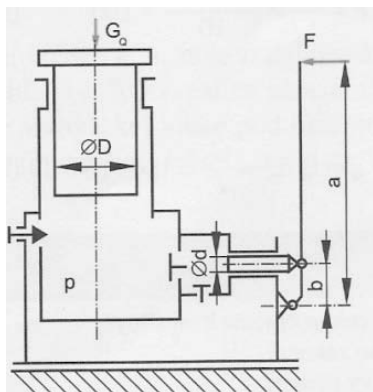
Obrázok č. 79 Podstata hydraulického zariadenia

• **Úloha IV - 1**

Hydraulický zdvihák na obr. 80 má zdvihnúť bremeno s maximálnou tiažou 100 kN. Veľký piest má priemer 200 mm, malý piest má priemer 20 mm. Pákový mechanický prevod i_m má hodnotu 10.

Vypočítajte:

- tlak v kvapaline
- hydraulický prevodový pomer
- silu pôsobiacu na malý piest
- silu na páke
- celkový prevodový pomer



Obrázok č. 80 Hydraulický zdvihák

Dané hodnoty: $G_0 = 100 \text{ kN} = 100\,000 \text{ N}$, $D = 200 \text{ mm} = 0,2$

$d = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$, $i_m = a / b = 10$

Riešenie:

Zo vzťahu pre výpočet tlakových síl vyplýva:

$$G_0 = S_1 \cdot p_1 \rightarrow p_1 = \frac{G_0}{S_1}$$

$$F_1 = S_2 \cdot p_2 \rightarrow p_2 = \frac{F_1}{S_2}$$

Kde: - F_1 je sila na malom pieste

- p_1 je tlak pod malým piestom

- p_2 je tlak pod veľkým piestom

Podľa Pascalovho zákona je tlak v kvapaline všade rovnaký, t. j. $p_1 = p_2 = p$

a) Tlak v kvapaline:

$$p_1 = p_2 = p = \frac{G_0}{S_1} = \frac{F_1}{S_2} = \frac{G_0}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{100\,000}{\frac{\pi \cdot (0,2 \text{ m})^2}{4}} = 3,18 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 3,18 \text{ MPa}$$

b) Hydraulický prevodový pomer:

$$i_H = \frac{G_0}{F_1} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D^2}{d^2} = \frac{(200 \text{ mm})^2}{(20 \text{ mm})^2} = 100$$

c) Sila na malom pieste:

$$F_1 = \frac{G_0}{i_H} = \frac{100\,000\text{ N}}{100} = 1\,000\text{ N}$$

d) Sila na páke:

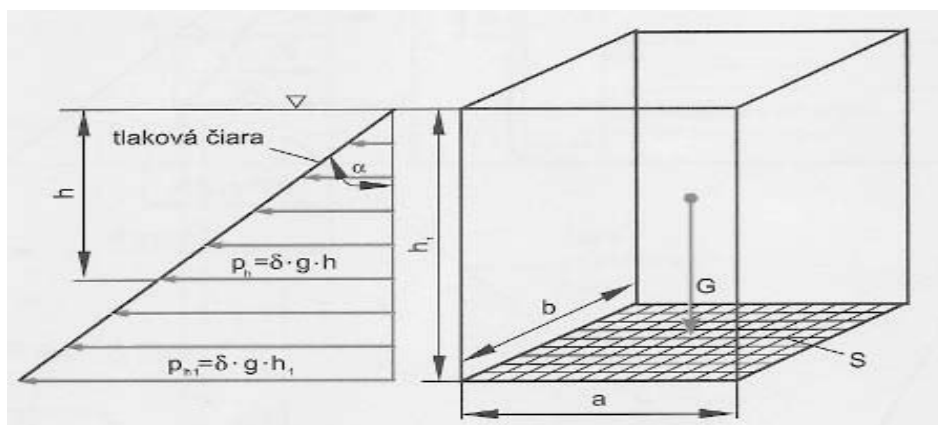
$$F = \frac{F_1}{i_m} = \frac{1\,000\text{ N}}{10} = 100\text{ N}$$

e) Celkový prevodový pomer

$$i_c = i_h \cdot i_m = \frac{G_0}{F} = 100 \cdot 10 = 1\,000$$

2.3 Tlak v kvapaline vyvolaný vlastnou tiažou kvapaliny

Ak je kvapalina v pokoji, v jej vnútri vzniká v dôsledku vlastnej tiaže tlak, ktorý nazývame hydrostatický. Z kvapaliny vyberme v hĺbke h kváder s plochou základne S , obr. 81



Obrázok č. 81 Priebeh nárastu hydrostatického tlaku

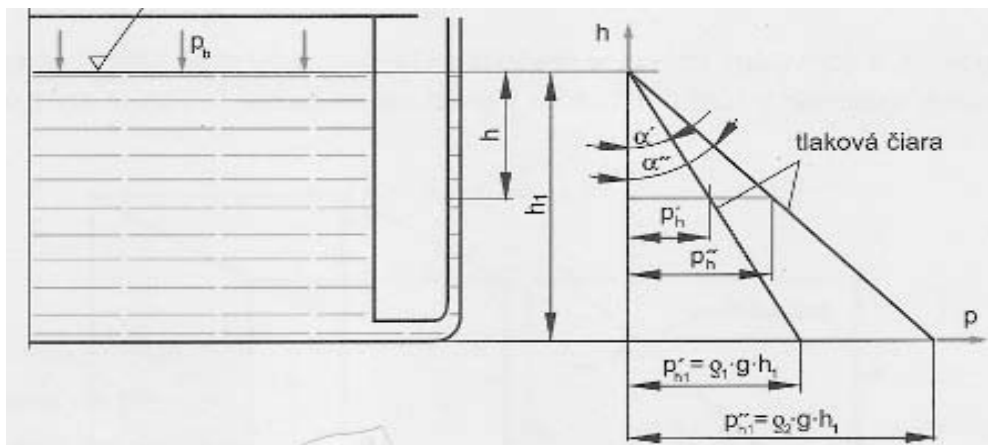
Objem kvádra: $V = s \cdot h \quad (\text{m}^3)$

Tiaž kvapaliny objemu hranola: $G = m \cdot g = V \cdot \rho \cdot g = S \cdot h \cdot \rho \cdot g \quad (\text{N})$

Hydrostatický tlak kvapaliny na dne nádoby:

$$p_h = \frac{G}{S} = \frac{S \cdot h \cdot \rho \cdot g}{S} = \rho \cdot g \cdot h \quad (\text{Pa})$$

Hydrostatický tlak p_h je priamo úmerný hĺbke h , hustote ρ a tiažovému zrýchleniu g . Hydrostatický tlak je účinok tiaže G kvapaliny na plochu S v hĺbke h . V kvapaline narastá tlak rovnomerne s hĺbkou pod hladinou priamočiara a v rovnorodnej kvapaline je v rovnakej hĺbke pod hladinou konštantný. Sklon tlakovej čiary na obr. 82, daný uhlom α , je úmerný hustote kvapaliny, lebo $\text{tg } \alpha = \rho \cdot g$. Uhol sklonu α tlakovej čiary odpovedá hustote kvapaliny.



Obrázok č. 82 Pribeh tlakovej čiary

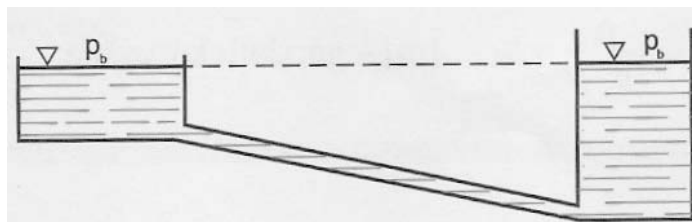
Hydrostatický tlak sa dá vyjadriť podľa obr. 82 aj pomocou výšky kvapalinového stĺpca:

$$h = \frac{p_b}{\rho \cdot g} \quad (\text{m})$$

Uvedený vzťah je možné použiť analogicky i na určenie atmosférického tlaku.

2.4 Spojené nádoby

Ak sú nádoby otvorené a kvapalina je v pokoji (obr. 83), musia byť hladiny rovnako vysoko, lebo nad hladinami je rovnako veľký – atmosférický tlak p_b , resp. nulový pretlak. Spojitými nádobami je aj hadicová vodováha, používaná pri prenášaní výšok (hladín) v stavebníctve.



Obrázok č. 83 Spojité nádoby

2.5 Tlaková sila na vodorovnú stenu

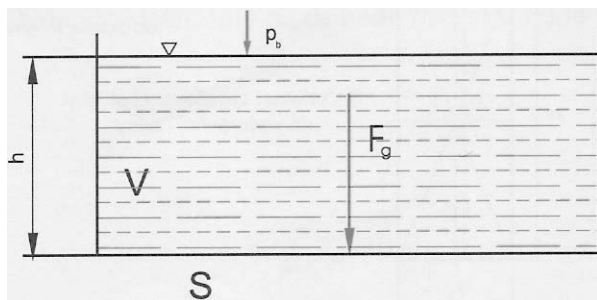
Výpočet síl pôsobiacich na ponorené konštrukcie sú najčastejšou úlohou pri návrhu hydraulických zariadení. Pri výpočte tlakovej sily predpokladáme, že steny sú ponorené pod voľnou hladinou, na ktorú pôsobí atmosférický tlak. Namáhanie stien a telies je spôsobené pretlakom, ktorý sa rovná hydrostatickému tlaku kvapaliny v nádobách.

Najjednoduchší výpočet tlakovej sily je na vodorovnú rovinu znázornenú na obr. 84. Tlak v každom bode vodorovného dna nádoby je rovnaký $p_h = \rho \cdot g \cdot h$, pretože dno je tlakovou hladinou. Tlak je rovnomerne rozložený po celej ploche a výsledná tlaková sila je:

$$F_p = p_h \cdot S = \rho \cdot g \cdot h \cdot S \quad (\text{N})$$

Tlaková sila F pôsobí kolmo na vodorovnú plochu, t. j. vo zvislom smere. Súčin $h \cdot S$ v poslednej rovnici predstavuje objem kvapaliny v nádobe. Pretože $h \perp S$, možno písať rovnicou:

$$F_p = \rho \cdot g \cdot V = F_g \quad (\text{N})$$



Obrázok č. 84 Nádoba s vodorovným dnom

Výraz $\rho \cdot g \cdot V$ predstavuje tiaž objemu V naplneného kvapalinou s hustotou ρ . Plochu S nádoby zaťažuje tiažová sila:

$$F_g = \rho \cdot g \cdot V \quad (\text{N})$$

2.6 Vztlaková hydrostatická sila

Ponoríme do kvapaliny hranol. Tlaky na boky hranola sa rušia, pretože sú rovnako veľké, opačne orientované. Zhora pôsobí sila F_1 o veľkosti: $F_1 = S \cdot p_1 = S \cdot g \cdot \rho \cdot h_1$

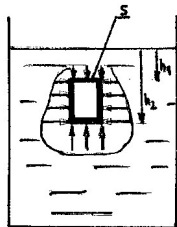
Zdola pôsobí sila F_2 o veľkosti:

$$F_2 = S \cdot p_2 = S \cdot g \cdot \rho \cdot h_2$$

Potom je hranol nadľahčovaný silou F_{vz} veľkosti:

$$F_{vz} = F_2 - F_1 = S \cdot g \cdot \rho (h_2 - h_1) = (S \Delta h) \cdot g \cdot \rho$$

$$F_{vz} = V \cdot g \cdot \rho$$



Obrázok č. 85 Hranol ponorený do kvapaliny

Archimedov zákon : „Telo ponorené do kvapaliny je nadľahčované vztlakovou silou, ktorá sa rovná tiaži kvapaliny telesom vytlačenej.“

3 HYDRODYNAMIKA

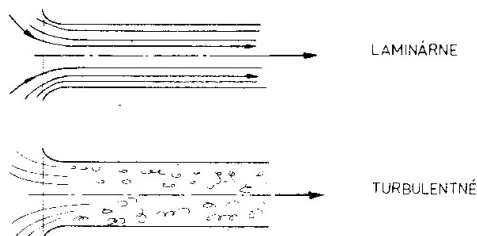
Hydrodynamika je tá časť mechaniky tekutín, ktorá sa zaoberá javmi spojenými s prúdením kvapalín a silovým pôsobením kvapalín a tuhých telies.

Hydrodynamika sa delí na:

- Kinematiku kvapalín (neskúma príčiny pohybu)
- Dynamiku kvapalín

3.1 Základy prúdenia tekutín

Pri malých rýchlostiach kvapalina v rúrke tečie tak, že jej častice sledujú plynulé krivky – prúdnice. Takéto prúdenie nazývame laminárnym. Pri zvýšení rýchlosti prúdenia a najmä v miestach, kde sa náhle mení smer prúdenia, vzniká vírivé – turbulentné prúdenie.



Obrázok č. 86 Druhy prúdenia

3.2 Objemový a hmotnostný prietok

Plošný obsah rovinného rezu ktorý je kolmý na prúdnice sa nazýva prietokový prierez S . Prietokovým prierezom S pretečie prietokovou rýchlosťou v objem kvapaliny, nazývaný objemový prietok Q_v :

$$Q_v = S \cdot v \quad (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

Hmotnosť kvapaliny, ktorá pretečie prietokovým prierezom S , prierezovou rýchlosťou v , nazývame hmotnostný prietok Q_m :

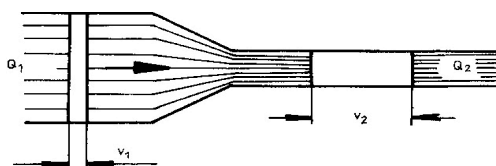
$$Q_m = Q_v \cdot \rho = S \cdot v \cdot \rho \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

Pre ustálené prúdenie ideálnych kvapalín platia dva zákony:

1. *Zákon o zachovaní hmoty* – vyjadrený rovnicou kontinuity – spojitosti toku
2. *Zákon o zachovaní energie* – vyjadrený pohybovou – Bernoulliho rovnicou

3.2.1 Rovnica spojitosti prietoku – rovnica kontinuity

Predpokladajme, že steny rúrky znázornenej na obr. 87 sú nepriepustné a celý hmotnostný tok kvapaliny, ktorý do rúrky vteká prierezom S_1 vytečie prierezom S_2 .



Obrázok č. 87 Potrubie so zmenou prierezu

Pri rôznych veľkostiach prierezu potrubia platí, že za jednotku času pretečie v každom priereze rovnaké množstvo kvapaliny: $Q_1 = Q_2$

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = S_i \cdot v_i = \text{konšt.}$$

Kde S - prietoková plocha trubice (m^2)
 v - prietoková rýchlosť kvapaliny ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

Pre kruhový prietokový prierez bude rovnica spojitosti prietoku v tvare:

$$\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} v_1 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} v_2 = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} v_i = \text{konšt.}$$

Ďalšou úpravou dostaneme: $d_1^2 \cdot v_1 = d_2^2 \cdot v_2$

• **Úloha IV - 2**

Rúrkou so štyrmi rôznymi prierezmi pretečie za 37 minút $5,6 \text{ m}^3$ kvapaliny s hustotou $\rho = 1\,000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Veľkosti prietokových prierezov sú: $S = 2\,000 \text{ mm}^2$, $S_1 = 2\,000 \text{ mm}^2$, $S_2 = 1\,900 \text{ mm}^2$, $S_3 = 1\,700 \text{ mm}^2$, $S = 2\,800 \text{ mm}^2$. **Vypočítajte:**

- objemový prietok kvapaliny v ľubovoľnom priereze rúrky
- hmotnostný prietok kvapaliny v ľubovoľnom priereze rúrky
- prierezové rýchlosti kvapaliny za predpokladu, že pri prúde nevznikajú žiadne straty.

3.3 Bernoulliho rovnica pohybu ideálnych kvapalín

Rovnica pohybu ideálnych kvapalín je odvodená zo zákona o zachovaní energie. Pri prietoku kvapaliny sa mení jedna forma mechanickej energie na inú formu. Celková mechanická energia prúdiacej kvapaliny je daná súčtom potenciálnej a kinetickej energie:

$$E_m = E_{pt} + E_k \quad (\text{J})$$

Potenciálna energia – vyjadruje schopnosť kvapaliny konať prácu. Má dve zložky:

- polohovú (ťažovú) energiu:

$$E_g = m \cdot g \cdot h \quad (\text{J})$$

- tlakovú energiu:

$$E_p = p \cdot V = m \cdot \frac{p}{\rho} \quad (\text{J})$$

Kde V je objem kvapaliny (m^3),

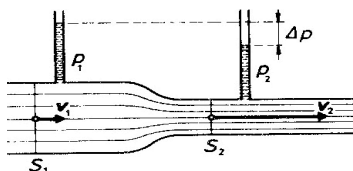
p – tlak kvapaliny (Pa), ρ – hustota kvapaliny ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

Kinetická energia - E_k

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (\text{J})$$

Kde m – hmotnosť kvapaliny (kg), v – rýchlosť prúdiacej kvapaliny ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

Pozorujeme ustálený prietok ideálnej kvapaliny prúdovou trubicou s premenlivým prierezom.



Obrázok č. 88 Trubica s premenlivým prierezom

Do prierezu S_1 vstupuje kvapalina vo výške h_1 od vzťažnej roviny, má hustotu ρ , rýchlosť v_1 a tlak p_1 . Celková mechanická energia kvapaliny v trubici – E_c , je súčtom ťažovej, tlakovej a kinetickej energie:

$$E_{c1} = E_{g1} + E_{p1} + E_{k1} = m \cdot g \cdot h_1 + m \cdot \frac{p_1}{\rho} + m \cdot \frac{v_1^2}{2} \quad (\text{J})$$

Kvapalina vystupuje z trubice prierezom S_2 vo výške h_2 , rýchlosťou v_2 . Mechanická energia vytekajúcej kvapaliny:

$$E_{c2} = E_{g2} + E_{p2} + E_{k2} = m \cdot g \cdot h_2 + m \cdot \frac{p_2}{\rho} + m \cdot \frac{v_2^2}{2} \quad (\text{J})$$

Ak je v zmysle zákona o zachovaní energie v každom priereze prúdovej trubice mechanická energia rovnaká, tak úpravou dvoch predchádzajúcich rovníc dostaneme pohybovú Bernoulliho rovnicu pre prietok ideálnej kvapaliny s hmotnosťou m :

$$m \cdot g \cdot h_1 + m \frac{p_1}{\rho} + m \frac{v_1^2}{2} = m \cdot g \cdot h_2 + m \frac{p_2}{\rho} + m \frac{v_2^2}{2}$$

Táto rovnica vyjadruje zákon o zachovaní a premene mechanickej energie. Na technické účely je výhodné používať pohybovú Bernoulliho rovnicu pre prietok 1 kg kvapaliny:

$$g \cdot h_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = g \cdot h_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} \quad (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$$

Úpravou predchádzajúcich rovníc dostaneme **Bernoulliho rovnicu** v tvare tlakov:

$$p_c = p_h + p_v + p_d \quad (\text{Pa})$$

kde p_v - je vonkajší tlak (Pa)

p_h - hydrostatický tlak (Pa)

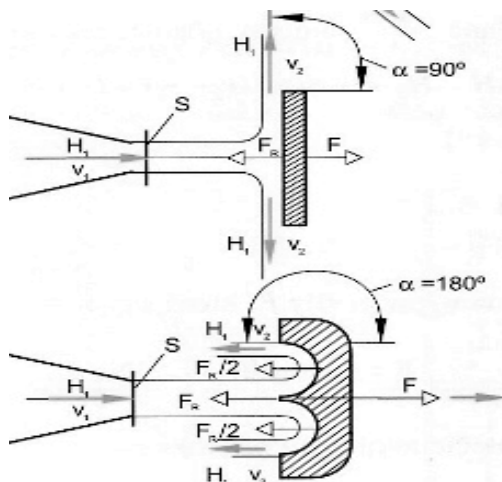
p_d - dynamický tlak (Pa)

p_c - celkový tlak (Pa)

Pri prietoku 1 m³ ideálnej – nestlačiteľnej kvapaliny zostáva tlak kvapaliny nemenný a je v každom priereze rovnaký.

3.4 Pôsobenie prúdu kvapaliny na tuhé telesá

Pri konštrukcii hydraulických motorov je dôležité čo najväčšie využitie energie kvapaliny prúdiacej na piesty, resp. lopatky motora. Na obr. 89 je vyznačené silové pôsobenie prúdu kvapaliny na nepohyblivé tuhé telesá rôzneho tvaru.



Obrázok č. 89 Pôsobenie prúdu kvapaliny

Prierez prúdu kvapaliny je S . Prúd kvapaliny sa na telese rozdelí a vytvorí vírivú oblasť.

Hýbnostný tok kvapaliny vytekajúci z dýzy:

$$H = \rho \cdot S \cdot v_1^2 = \rho \cdot S \cdot v_1 \cdot v_1 = Q_m \cdot v_1$$

Hýbnostné toky prúdiacej kvapaliny sú rovnaké, hmotnostné toky majú rovnakú rýchlosť v_2 .

Potom: $H = \frac{1}{2} \rho \cdot S \cdot v_1 \cdot v_2$

3.5 Výpočet svetlosti potrubia

Rozmer potrubia, ktorým tekutina preteká, závisí od faktorov:

- fyzikálne vlastnosti dopravovanej látky
- tvar prierezu potrubia a jeho drsnosť
- množstvo dopravovanej látky

Vnútorňý priemer potrubia (svetlosť) sa vypočíta z rovnice spojitosti prúdenia.

$$Q_v = S \cdot v = \frac{\pi d^2}{4} \cdot v$$

Matematickou úpravou získame vzťah pre výpočet priemeru potrubia:

$$d = \sqrt{\frac{4 Q_v}{\pi \cdot v}}$$

kde je: d – vnútorňý priemer potrubia (m)

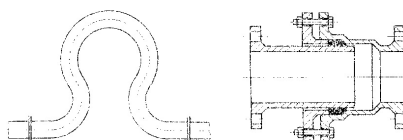
Q_v – objemový prietok ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)

v - stredná rýchlosť prúdenia v potrubí (m s^{-1})

3.6 Výpočet dilatácie potrubia

Na potrubie pôsobí teplo zo strany dopravovanej látky, ale aj z okolia. Zmeny teploty spôsobujú zmeny dĺžky potrubia. S touto skutočnosťou sa musí počítať pri montáži potrubia.

Potrubie musí mať možnosť vyrovnat' (vykompenzovať) dĺžkové zmeny. Preto je nevyhnutné používať vhodné typy kompenzátorov, ktoré umožnia voľnú deformáciu potrubia a tým zabránia mechanickému namáhaniu potrubia.



Obr. č. 90 Lýrový a upchávkový kompenzátor

Veľkosť zmeny dĺžky potrubia spôsobené zmenou teploty sa vypočíta zo vzťahu:

$$\Delta l = \alpha \Delta t l_0$$

α - teplotný súčiniteľ dĺžkovej rozťažnosti

Δt - rozdiel teplôt ($^{\circ}\text{C}$)

l_0 - pôvodná dĺžka potrubia (mm)

Kompenzátor musí umožniť predĺženie, alebo skrátenie potrubia o dĺžku Δl .

4 Hydraulické stroje

- sú zariadenia, v ktorých dochádza k prenosu a k premene energií za účelom vykonávania užitočnej práce. Pracovným médiom je kvapalina.

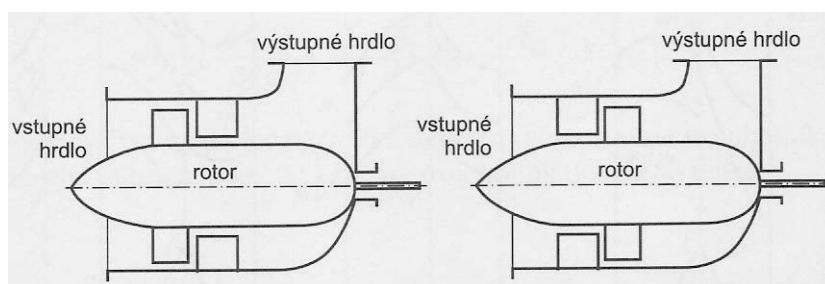
4.1 Rozdelenie hydraulických strojov – energetické premeny

Na základe rozboru vstupnej a výstupnej energie rozdeľujeme hydraulické stroje na:

1. Hnacie stroje – motory, v ktorých sa energia kvapaliny mení na mechanickú energiu (krútiaci moment, resp. silu). Patria sem vodné turbíny a hydraulické motory.
2. Hnané stroje – pracovné stroje, v ktorých sa mechanická energia mení na potenciálnu a kinetickú energiu kvapaliny, napr. čerpadlá.
3. Hydraulické spojky – a meniče, v ktorých sa mechanická energia z hnacieho na hnaný hriadeľ prenáša kvapalinou.

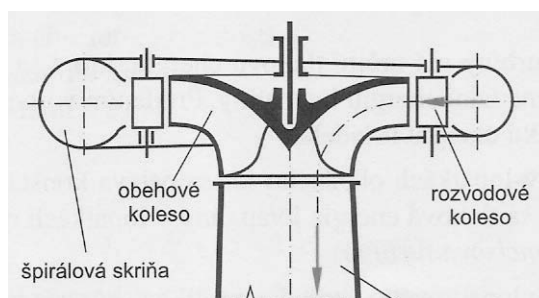
Energetické premeny prebiehajú priamo iba v hydrostatických strojoch. Stroje, v ktorých dochádza k nepriamej premene energie pomocou kinetickej energie kvapaliny sa nazývajú hydrodynamické (lopatkové) stroje.

Podľa smeru prúdenia kvapaliny vzhľadom na os otáčania rotora poznáme:



1. Axiálne stroje

Obrázok č. 91 Axiálne čerpadlo, axiálna turbína



2. Radiálne stroje

Obrázok č. 92 Vertikálny radiálny lopatkový motor

4.2 Príkon, výkon a účinnosť hydraulických strojov

V hydraulických strojoch prebieha prenos a premena energií. Podľa zákona o zachovaní energie platí, že celková energia vstupujúca do stroja (E_{vstup}) sa musí rovnať celkovej energii, ktorá zo stroja vystupuje ($E_{\text{výstup}}$). Zo stroja získame užitočnú energiu ($E_{\text{už}}$), ktorá je vždy menšia ako energia dodaná do stroja. Časť energie sa odvedie zo stroja vo forme stratovej energie (E_{st}).

$$E_{\text{vstup}} \rightarrow \text{STROJ} \rightarrow E_{\text{výstup}} \quad \begin{array}{l} E_{\text{už}} \\ E_{\text{st}} \end{array} \quad E_{\text{vstup}} = E_{\text{výstup}} = E_{\text{už}} + E_{\text{st}}$$

V hydraulických lopatkových strojoch vznikajú straty nielen v obežnom kolese, ale i v ostatných konštrukčných prvkoch stroja a v pracovných rovniciach sú zahrnuté v celkovej účinnosti stroja:

Účinnosť čerpadiel:

$$\eta = \frac{E_{\text{už}}}{E_{\text{vstup}}}$$

1. Objemová účinnosť – je vyjadrená pomerom objemového prietoku vystupujúceho z čerpadla Q_{v2} a objemového prietoku vstupujúceho do čerpadla Q_{v1} :

$$\eta_v = \frac{Q_{v2}}{Q_{v1}}$$

2. Hydraulická účinnosť – je vyjadrená pomerom špecifických energií na vstupe a výstupe čerpadla:

$$\eta_h = \frac{e_2}{e_1}$$

Jej hodnota závisí od veľkosti stratovej energie e_{st} .

3. Mechanická účinnosť – je dôsledkom strát spôsobených trením pohybujúcich sa tuhých prvkov čerpadla (hriadel, ložíská...): $\eta_m = 0,97$ až $0,98$

Celková účinnosť čerpadla:

$$\eta_c = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m = 0,9 \text{ až } 0,95$$

Príkon čerpadla:

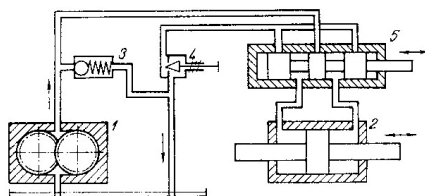
$$P_p = \frac{P}{\eta_c} = \frac{Q_m \cdot h \cdot g}{\eta_c} = \frac{Q_v \cdot \rho \cdot h \cdot g}{\eta_c} \quad (W)$$

Príkon hydraulického motora:

$$P_p = \frac{P}{\eta_c} = \frac{Q_v \cdot \rho \cdot h \cdot g}{\eta_c} = \frac{Q_v \cdot p}{\eta_c} \quad (W)$$

5 HYDROSTATICKÉ MECHANIZMY

Sú to zariadenia využívajúce tekutiny na prenos energie medzi vstupným a výstupným členom. Vo vstupnom člene sa prevádza mechanická energia na energiu tekutiny a vo výstupnom člene nastáva premena energie na mechanickú energiu. Riadiacimi prvkami umiestnenými v oblasti prenosu energie (medzi vstupným a výstupným členom) môžeme pomerne ľahko riadiť prietok a tlak tekutiny. Tento princíp umožňuje riadiť aj pohyb a silové pôsobenie tekutinového mechanizmu. Okrem prenosu energie musí hydrostatický mechanizmus zabezpečiť aj požadovaný priebeh vstupných parametrov. Umiestnenie riadiacich prvkov je na obr. 93. Aby sme mohli posúdiť vhodnosť použitých prvkov, identifikovať poruchy a voliť aj vhodné opatrenia, musíme poznať funkciu hydraulických prvkov, musíme mať aj dostatočné praktické skúsenosti.



Obrázok č. 93 Funkčná schéma hydrostatického mechanizmu

1- vstupný člen, 2- výstupný člen, 3- prvok na riadenie tlaku, 4,5 - prvky na riadenie prietoku

- Úloha:

Pokúste sa určiť všetky funkcie, ktoré môže zabezpečiť mechanizmus na obr. 92.

5.1 Prvky hydrostatických mechanizmov

Základné prvky hydrostatických mechanizmov sú: hydrogenerátory, hydromotory, akumulátory, multiplikátory, riadiace prvky, kvapaliny, prvky na vedenie a úpravu kvapaliny, kontrolné prvky, nádrže.

5.2 Hydrogenerátory

Hydrogenerátor je hydrostatický prevodník určený na prevod energie z pevných častí na stĺpec kvapaliny. Väčšina hydrogenerátorov sa konštruuje na rotačný vstupný pohyb, čo umožňujú pohon bežnými elektromotormi. Rotačný hydrogenerátor je charakterizovaný geometrickým objemom, t. j. objemom kvapaliny, ktorý za ideálnych podmienok prejde vstupným hrdlom počas jednej otáčky. Teoretický prietok hydrogenerátora sa vypočíta zo vzťahu:

$$Q_t = V_g \cdot n$$

V_g – geometrický objem hydrogenerátora
 n – otáčky hydrogenerátora

Hydrogenerátor je zdrojom prietoku. Jeho vstupný tlak (pretlak) je reakciou na zaťaženie, ktoré vyvodzujú prvky v tlakovej vetve. Preto treba zabezpečiť, aby tlak neprekročil hodnotu určenú v technických podmienkach použitého hydrogenerátora. Pri výbere hydrogenerátora z katalógu typizovaných hydraulických prvkov vychádzame z predpokladaných prevádzkových podmienok a volíme hydrogenerátor s prietokom, ktorý sa rovná, alebo je vyšší ako prietok potrebný na zabezpečenie funkcií všetkých predpokladaných spotrebičov. Po spresnení prevádzkových podmienok a po zistení účinnosti z prospektov určíme:

- prietok $Q = V_g \cdot n \cdot \eta$
- výkon $P = Q \cdot p$
- príkon $P_p = M \cdot \omega$ (ω - uhlová rýchlosť)

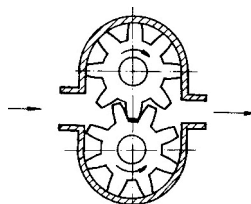
5.3 Rozdelenie hydrogenerátorov

Podľa prvkov, ktoré vytvárajú pracovný priestor, delíme hydrogenerátory na zubové, skrutkové, lamelové a piestové. Informatívne údaje o parametroch týchto hydrogenerátorov sú v technických katalógoch.

Zubové hydrogenerátory

Základné vyhotovenie (obr. 94) tvorí pár spoluzaberajúcich ozubených kolies, uložených s malými vôľami v telese. Pri ich otáčaní vchádzajú vo vstupnom priestore zuby zo záberu a dochádza k zaplňaniu zubových medzier kvapalinou. V zubovej medzere sa kvapalina dopravuje do výstupného priestoru a v okamihu opätovného záberu zubov je vytláčaná výstupným hrdlom.

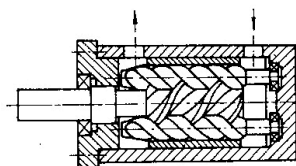
Vplyvom konštantných vôlí medzi kolesami a telesom rastie s tlakom aj zvodový prietok a dochádza k poklesu prietokovej účinnosti. Podstatne menší pokles prietokovej účinnosti pri rastúcom tlaku majú hydrogenerátory s vymedzením vôlí.



Obrázok č. 94 Zubový hydrogenerátor

Skrutkové hydrogenerátory

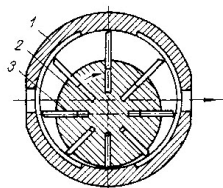
Skutkový hydrogenerátor tvoria spoluzaberajúce skrutkové vretená, ktoré sú s malými vôľami uložené v telese (obr. 95). Pri otáčaní vretien dochádza k posuvu kvapaliny, ktorá je medzi závitmi, a k jej premiestňovaniu zo vstupného do výstupného priestoru. Skrutkové hydrogenerátory pracujú spravidla bez plnenia a sú neregulačné. Vyznačujú sa rovnomerným prietokom a tichým chodom, čo sú žiadané vlastnosti. Ich širšiemu použitiu bráni náročnosť výroby skrutkových vretien.



Obrázok č. 95 Skrutkový hydrogenerátor

Lamelové hydrogenerátory

Najčastejšie sa stretávame s hydrogenerátormi s lamelami v rotore. Rotor (obr. 96) je voči statoru umiestnený výstredne. Lamely sledujú dráhu statora, čo je zabezpečené ich vedením alebo častejšie prítlakom, a rozdeľujú pracovný priestor hydrogenerátora na niekoľko komôr. Pri otáčaní sa objem komôr mení a vybratie spája oblasť, v ktorej dochádza k zväčšovaniu objemu so vstupným priestorom, a oblasť, v ktorej dochádza k zmenšovaniu objemu s výstupným priestorom. Zmeny objemov komôr, a teda aj prietok, sú úmerné výstrednosti, ktorej veľkosť možno pri regulačnom type meniť.



Obrázok č. 96 Lamelový regulačný hydrogenerátor, 1 – stator, 2 – rotor, 3 – lamela

Piestové hydrogenerátory

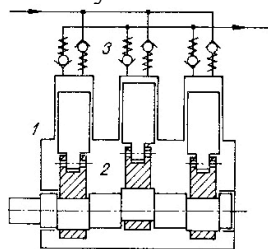
Pre piestové hydrogenerátory je charakteristický vratný pohyb piestov vo valcoch, ktorých pracovné priestory sú rozvodom striedavo prepojované so vstupným alebo výstupným priestorom. Rovnomernosť prietoku zabezpečuje väčší počet (nepárny) piestov. Podľa usporiadania piestov sa piestové hydrogenerátory delia na:

Radové - piesty sú usporiadané v rade alebo niekoľkých radoch

Radiálne - piesty sú kolmé na os otáčania alebo sú naklonené o uhol väčší ako 45°

Axiálne - piesty sú rovnobežné s osou otáčania alebo sú naklonené o uhol menší ako 45°

Radové piestové hydrogenerátory - tieto hydrogeneráty sa spravidla konštruujú ako neregulačné so samočinným ventilovým rozvodom (obr. 97).

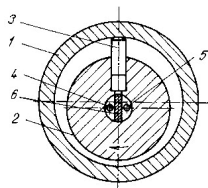


Obrázok č. 97 Lamelový regulačný hydrogenerátor
1 – blok s valcami, 2 – kľukový mechanizmus, 3 – samočinný rozvod

• Úloha:

Určte geometrický objem trojpiestového radového hydrogenerátora, ak je daný: priemer piesta $d = 20 \text{ mm}$, zdvih piesta $z = 10 \text{ mm}$. ($9,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$)

Radiálne piestové hydrogeneráty - majú vratný pohyb piesta pri rotácii daný výstredným (excentrickým) uložením rotora voči statoru. Rozvod kvapaliny je nútený vybratím a vŕtaním pevného čapu. Pri zabezpečení stáleho styku piesta s dráhou statora pružinami, odstredivou silou alebo mechanickým vedením, môže hydrogenerátor pracovať bez plnenia. Pri hydrogenerátoroch s plnením môže byť styk piestov s dráhou statora zabezpečený silou, ktorú vyvodzuje tlak privádzanej kvapaliny.



Obrázok č. 98 Radiálny piestový hydrogenerátor
1 – stator, 2 – rotor, 3 – piest, 4 – vstupný priestor, 5 - výstupný priestor, 6 – pevný čap

5.4 Hydromotory

Hydromotory sú hydrostatické prevodníky určené na prevod energie kvapalinového stĺpca na pevné časti. Rotačné hydromotory sa rozdeľujú podľa prvkov, ktoré vytvárajú pracovný priestor, na zubové, lamelové, skutkové a piestové. Jednotlivé vyhotovenia sú odvodené od vhodných rotačných hydrogenerátorov s núteným rozvodom a majú aj blízke základné parametre. Požiadavky na širšie pásmo prevádzkových otáčok, spoľahlivý rozbeh a možnosť reverzácie otáčania zabezpečuje rad konštrukčných úprav.

Zubové hydromotory - konštrukčné úpravy smerujú k zabezpečeniu spoľahlivého rozbehu (zníženie odporov) a k vymedzeniu axiálnych vôlí pri oboch smeroch otáčania.

Lamelové hydromotory - ak sa má hydromotor po zavedení kvapaliny do vstupného priestoru rozbehnúť, potrebný je neustály styk lamiel so statorovou dráhou. Preto sa zvykne začiatočný prítlak lamiel vyvodzovať pružinami.

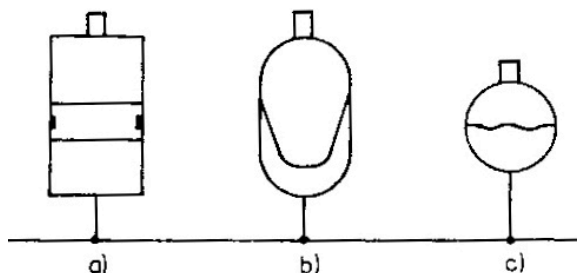
Skrutkové hydromotory - pre vysokú výrobnú náročnosť nie sú veľmi rozšírené, používajú sa iba tam, kde sa kladú špeciálne nároky na tichý a pokojný chod.

5.5 Akumulátory a multiplikátory

Hlavným dôvodom na zaradenie akumulátorov a multiplikátorov bývajú požiadavky na optimálne využitie hydrogenerátorov alebo na rozšírenie ich možností a snaha zlepšiť energetickú bilanciu mechanizmov. Za určitých podmienok môže hydrogenerátor v kombinácii s uvedenými prvkami zabezpečiť pracovné cykly strojov, ktorých nároky prekračujú možnosti samotného hydrogenerátora.

Akumulátory môžu zadržať určitý objem tlakovej kvapaliny a v prípade potreby ju rýchlo uvoľniť. Slúžia na zmiernenie rázov v systéme pri zmene zaťaženia. Takto možno krátkodobo zabezpečiť špičkový prietok.

V moderných hydrostatických mechanizmoch sa najčastejšie používajú plynové akumulátory, pri ktorých je energia dočasne akumulovaná v stlačenom plyne. Pri odoberaní kvapaliny z naplneného akumulátora musíme počítať s poklesom tlaku.

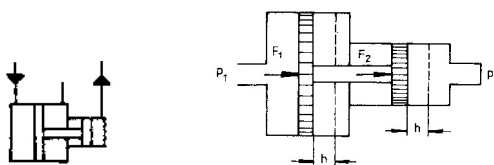


Obrázok č. 99 Typy plynových akumulátorov: a – piestový, b – vakový, c - membránový

Multiplikátory sú určené na zmenu parametrov pri stálom výkone. To znamená, že pri vstupných parametroch Q_1 a p_1 môžeme na výstupe dostať tlak p_2 a prietok Q_2 . Ak zanedbáme straty, platí

$$Q_1 \cdot p_1 = Q_2 \cdot p_2$$

Multiplikátory spravidla využívame na zvýšenie (násobenie) tlaku. Pomer $p_2 : p_1$ sa v ideálnom prípade rovná pomeru $S_1 : S_2$, ktorým je daná násobnosť multiplikátora. Multiplikátor (obr. 99) dodá pri pracovnom cykle kvapalinu s vyšším tlakom. Plynulú dodávku zabezpečia dva vhodné zaradené multiplikátory alebo kombinovaný multiplikátor.



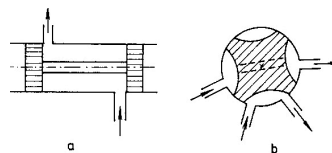
Obrázok č. 100 Multiplikátor – grafická značka a schéma

5.6 Riadiace prvky

Hydraulické obvody sa riadia:

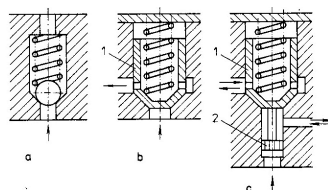
- zmenou smeru prúdiacej kvapaliny (rozvádzače, spätné ventily)
- zmenou tlaku kvapaliny (poistný, prepúšťací, redukčný ventil)
- zmenou dopravovaného množstva kvapaliny (škrtiaci ventil)

Rozvádzače - smer prúdiacej kvapaliny sa najčastejšie mení v rozvádzačoch. Každý rozvádzač obsahuje posúvač. Existujú rozvádzače s priamočiarym posuvným pohybom posúvača (obr. 101 a) a s otáčavým pohybom posúvača (obr. 101 b).



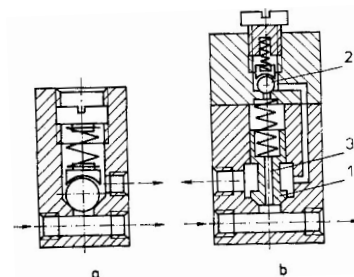
Obrázok č. 101 Posúvač rozvádzača

Spätné ventily – aj tieto prvky umožňujú riadiť smer toku. Tieto ventily dovoľujú prietok kvapaliny v jednom smere, v opačnom prietok zabraňujú. Pre malé objemové prietoky sa používa guľkový spätný ventil (obr.102 a). Pre veľké prietoky sa používa spätný ventil s kuželíkom (obr.102 b). Hydraulický riadený spätný ventil (obr.102 c) umožňuje prietok v oboch smeroch, a to pri opačnom smere prietoku vpustením kvapaliny pod riadiaci piest.



Obrázok č. 102 Spätné ventily, a- guľkový, b- kuželíkový, c- kuželíkový riadený

Poistný ventil – chráni hydraulický obvod pred poškodením. Takáto situácia môže nastať ak sa preťaží hydromotor, alebo sa zastaví. Poistný ventil môže byť guľkový, alebo kuželíkový.



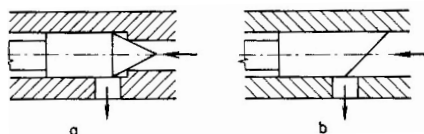
Obrázok č. 103 Poistný ventil

a- guľkový, b- nepriamo riadený, 1- kuželík, 2- guľkový ventil, 3- dýza

Prepúšťacie ventily – pracujú na rovnakom princípe ako poistné ventily. Rozdiel je v tom, že sú konštruované na stály prietok kvapaliny.

Redukčné ventily – v hydraulických obvodoch znižujú pracovný tlak kvapaliny z hlavného okruhu pre použitie v ovládacom okruhu, na ovládanie hydraulicky riadeného rozvádzača.

Škrtiace ventily – používajú sa na zmenu premenlivého množstva kvapaliny v obvodoch. Princíp riadenia množstva kvapaliny je v zmene prierezu, ktorým kvapalina preteká. V škrtiacich ventiloch s premenlivým objemovým prietokom sa prietok kvapaliny riadi ihlou alebo posúvačom.



Obrázok č. 104 Škrtiace ventily, a- s ihlou, b- s posúvačom

5.7 Kvapaliny a prvky na vedenie, zhromažďovanie a úpravu kvapaliny

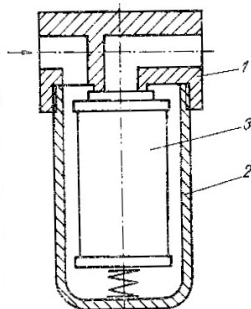
Kvapaliny - v hydrostatických mechanizmoch sa ako pracovná kvapalina najčastejšie používa minerálny olej. Mastí súčiastky mechanizmu, chráni ich proti korózii, nenarušuje bežné gumové tesnenie atď. jeho nevýhodou je horľavosť. Vhodný druh minerálneho oleja volí projektant vzhľadom na prevádzkové podmienky mechanizmu a odporúčania výrobcu hydraulických prvkov.

Vedenie - vedením rozumieme všetky prvky, ktoré sa podieľajú na rozvoze kvapaliny. Zahŕňa teda potrubie, hadice, nákrutky, rýchlospojky, prepojovacie platne, teleskopické a kĺbové spoje atď. Tlakové straty vo vedení majú byť čo najmenšie, čomu treba prispôbovať aj veľkosť jeho prierezu. Pri návrhu prierezu vedenia sa spravidla vychádza z odporúčaných hodnôt rýchlosti prúdenia kvapaliny, ktoré sú:

$0,5 \text{ až } 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	pre nasávacie vedenie,
$3 \text{ až } 7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	pre hlavné vedenie,
$1,3 \text{ až } 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	pre spätné vedenie.

Pri nižšom prevádzkovom tlaku a dlhom vedení sa volia hodnoty nižšie, pri vyššom prevádzkovom tlaku a krátkom vedení sa volia hodnoty vyššie.

Čističe - slúžia na znižovanie obsahu nečistôt v kvapaline, ktoré sa zachytávajú priepustnou vložkou. Vhodný typ čističa a jeho veľkosť volíme podľa požadovaných parametrov, ku ktorým patrí maximálny tlak, maximálny prietok, jemnosť čistenia a prípustný tlakový spád. Nesmieme zabudnúť, že tlakový spád na vložke čističa sa mení aj pri konštantnom prietoku, a to so zmenou viskozity (teploty) kvapaliny a so zanesením vložky. Ak hrozí pri prekročení tlakového spádu na vložke čističa nebezpečenstvo jej pretrhnutia a vyplavenia nečistôt, musí sa vložka chrániť obtokovým ventilom. Pri nadmernom tlakovom spáde sa ventil otvorí a kvapalina prechádza bez čistenia. Keď toto riešenie je prijateľné, treba voliť čistič s vyšším menovitým prietokom, vybavený ukazovateľom znečistenia, zabezpečiť viskozitu v prijateľnom rozsahu a čističu venovať zvýšenú pozornosť. Požadovaným nárokom na čistotu kvapaliny možno vyhovieť iba pri správnom umiestnení čističov.



Obrázok č. 105 Čistič kvapaliny 1 – veko, 2 – teleso, 3 – čistiaca vložka

Kontrolné prvky – v hydrostatických mechanizmoch sa okrem prvkov, ktoré sa priamo podieľajú na prenose energie, bežne stretávame s tlakomermi, tlakovými spínačmi, teplomermi, termostatmi, hladinomermi atď., ktoré slúžia na sledovanie veličín.

Nádrže - sú určené na zhromažďovanie, kvapaliny. Musia sa konštruovať tak, aby nedošlo:

- k priamej cirkulácii medzi vstupným a výstupným vedením,
- k prisávaniu vzduchu a k peneniu kvapaliny,
- k víreniu a prudkým pohybom hladiny,
- k vnikaniu vonkajších nečistôt do nádrže.

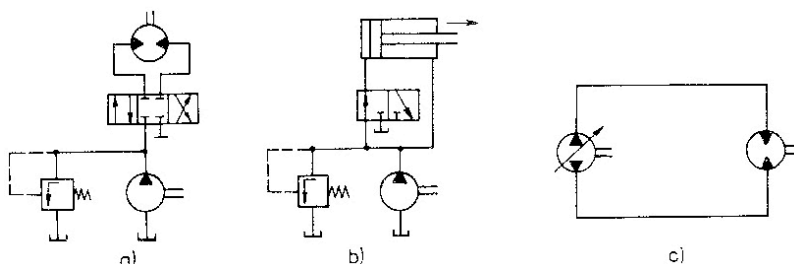
Ďalej musí ich konštrukcia umožniť rýchle vypúšťanie kvapaliny na odstránenie nečistôt. Nádrž musí mať stavoznak a označenie maximálnej a minimálnej výšky hladiny, čistič v nalievacom otvore a vzduchový čistič v odvodušňovacom otvore.

5.8 Základné štruktúry hydrostatických mechanizmov

Za základné budeme pokladať také štruktúry, ktoré umožnia realizáciu nasledovných funkcií:

- riadenie zmyslu pohybu,
- riadenie rýchlosti pohybu,
- riadenie silového pôsobenia.

Zmysel pohybu možno riadiť pomerne ľahko zmenou zmyslu prietoku. Bežné je riadenie vhodným rozvádzačom (obr. 106 a, b) trojpolohovým štvorcestným rozvádzačom, zapojeným podľa obr. 106 a, možno zabezpečiť pohyb hydromotora v oboch zmysloch aj jeho blokovanie. Pri riadení zmyslu pohybu dvojpolohovým trojcestným rozvádzačom (obr. 106 b) využívame diferenciu plôch piestov jednostranného priamočiareho hydromotora. Pohyb v smere šípky je daný rozdielom síl, ktorý vyplýva z diferencie plôch piestu. Pohyb proti šípke, po prestavení rozvádzača, zabezpečuje stála tlaková sila pôsobiaca na menšiu plochu.



Obrázok č. 106 Riadenie zmyslu pohybu

a - štvorcestným rozvádzačom, b – trojcestným rozvádzačom, c – hydrogenerátorom s reverzáciou prietoku

5.9 Prevádzka, obsluha a údržba hydrostatických mechanizmov

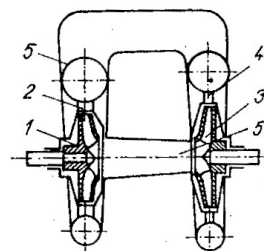
Prvým predpokladom bezporuchovej prevádzky hydrostatických mechanizmov je bezchybná znalosť prevádzkových podmienok a spôsobu montáže jednotlivých prvkov.

Montáž hydrostatických mechanizmov

Pri príprave prvkov na montáž treba zachovávať maximálnu čistotu a dodržiavať odporúčania výrobcov. Osobitnú pozornosť treba venovať čistote nádrže a vedenia, aby sa z nich neuvolňovali nečistoty, ktoré by mohli ohroziť činnosť mechanizmu. Montáž treba robiť predpísaným spôsobom, aby nedošlo k poškodeniu prvkov. Hydrogenerátory a rotačné hydromotory musia byť namontované tak, aby prípadná nesúosovosť bola v povolenej tolerancii a na hriadele nepôsobili väčšie sily, ako je prípustné. Prídavnému namáhaniu ostatných prvkov možno zabrániť ich vhodným upevnením.

6 HYDRODYNAMICKÉ MECHANIZMY

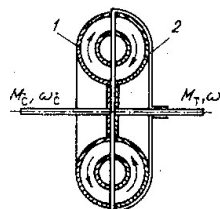
Klasické usporiadanie hydrodynamického mechanizmu je na obr. 107, kde možno sledovať aj princíp jeho činnosti. Mechanická energia privedená na obežné koleso čerpadla sa zmení na kinetickú energiu kvapaliny. Z kolesa čerpadla kvapalina prúdi potrubím do rozvádzacích lopatiek a ďalej na lopatky obežného kolesa turbíny. Mechanická energia sa odoberá na hriadeľ turbínového kolesa. Hydrodynamické mechanizmy použité v pohonoch strojov umožňujú automatické prispôsobovanie otáčok záťaži, tlmia rázy, poistujú proti preťaženiu, majú plynulý záber a tichý chod.



Obrázok č. 107 Hydrodynamický mechanizmus

1-koleso čerpadla, 2-prevádzacie lopatky, 3-koleso turbíny, 4-rozvádzacie lopatky, 5-potrubie

Hydrodynamická spojka s radiálnymi priamymi lopatkami prenáša energiu z kolesa čerpadla na koleso turbíny. Hydrodynamické spojky sa navrhujú tak, aby hodnota sklzu bola 2 až 3%. Riadeným plnením a vyprázdňovaním spojky možno v obmedzenom rozsahu regulovať otáčky, riadiť rozbeh mechanizmu alebo jeho zastavenie. Pretože spojka nemá reakčný člen, nemôže zvyšovať moment hnacieho motora a jej účinnosť je nepriamo úmerná sklzu. Pri 40% sklze sa preniesie iba 60% výkonu a zvyšok sa premení na teplo, ktoré je potrebné odvieť zo spojky ochladzovaním jej povrchu.

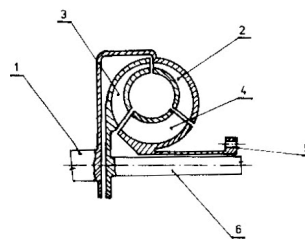


Obrázok č. 108 Hydrodynamická spojka

1 - koleso čerpadla, 2 - koleso turbíny

Hydrodynamický menič má nielen vlastnosti spojky, ale umožňuje zvýšiť prenášaný Moment motora. Preto má ešte tretí reakčný člen ako vidieť na obr. 109. Týmto členom usmerňuje prúd kvapaliny z turbíny do lopatiek čerpadla alebo naopak. Moment na výstupnom hriadeľi sa rovná momentu hnacieho motora a momentu reakčného kolesa. Lopatky vo všetkých kolesách už nie sú radiálne, ale vhodne zakrivené. Čím väčšie je zakrivenie lopatiek – najmä u reakčného kolesa, tým väčšie znásobenie momentu sa dosiahne. Dosahuje sa znásobenie momentu 2 až 3 násobne.

Na zlepšenie účinnosti meniča pri prevodoch pomere 1:1 sa reakčné koleso ukladá na voľnobežku, ktorá sa pri prevodoch pomere 1:1 uvoľní, reakčné koleso je unášané kvapalinou a menič sa premení na spojku. Tým sa zlepší jeho účinnosť.



Obrázok č. 109 Hydrodynamický menič

1-pohon motora, 2-čerpadlo, 3-turbína, 4-regulačný člen, 5-vol'nobežka, 6-výstupný hriadeľ

Uvedenie mechanizmu do prevádzky

Pred uvedením do prevádzky treba mechanizmus naplniť predpísanou kvapalinou. Naplniť sa musí nie len nádrž, ale aj priestory prvkov, pri ktorých sa to vyžaduje. Bežne dodávaná kvapalina môže obsahovať veľké nečistoty, preto ju čistíme cez vhodný čistič.

Pri uvádzaní do prevádzky treba hydrostatický mechanizmus neustále sledovať a pri akomkoľvek náznaku poruchy, prejavujúcej sa spravidla hlukom, zvýšenou teplotou alebo unikaním kvapaliny, treba pohon okamžite vypnúť a príčinu odstrániť. Keď je mechanizmus odvzdušnený, možno nastaviť riadiace prvky na menovité parametre a začať prevádzku.

Obsluha a údržba hydrostatických mechanizmov

Predpísané prevádzkové podmienky jednotlivých prvkov aj celého mechanizmu treba zabezpečovať správnou obsluhou a pravidelnou údržbou. V predpísaných termínoch sa musia vymieňať vložky čističov, kvapalina, tesnenie a podľa potreby aj ďalšie prvky a súčiastky. Tieto úkony môže zabezpečovať vyškolený pracovník údržby, ktorý súčasne vedie záznamy o prevádzke mechanizmu, o uskutočnenej údržbe, o výmene kvapaliny, o opravách atď. Záznamy sa pravidelne vyhodnocujú a slúžia ako podklad pre plánovanie údržby a opráv mechanizmu.

V TERMOMECHANIKA A PNEUMATICKÉ MECHANIZMY

1 ZÁKLADÉ POJMY

Pojmy systém, sústava a teleso predstavujú v termomechanike určité množstvo látky. Okolím systému môže byť všetko, čo sa nachádza mimo systému. Akákoľvek zmena systému predstavuje termodynamický dej alebo zmenu stavu systému. Termomechanika narába so základnými a odvodenými fyzikálnymi veličinami, napríklad: teplota, teplo, tepelná kapacita, tepelný výkon, tepelný tok a podobne.

2 TEPLOTA

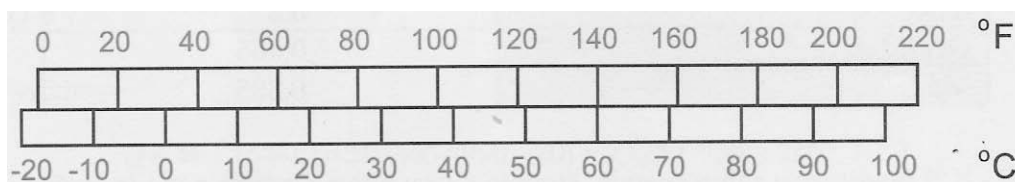
Patrí medzi základné fyzikálne veličiny. Je stavovou veličinou, ktorej veľkosť meriame tak, že jednotlivým tepelným stavom telies prisudzujeme číselné údaje, čím získame určitú stupnicu. Švédsky fyzik ANDERS CELSIUS (1701 - 1794) navrhol stupnicu merania teploty tak, že nulový bod určil ako teplotu tuhnutia vody a to stupňov jeho škály zodpovedalo bodu varu vody. Kvôli presnosti sa určili aj iné podmienky, hlavne atmosférický tlak. Teplotná stupnica podľa Celzia sa u nás v praxi používa najčastejšie.

Značkou tejto jednotky je °C (Celziov stupeň). Okrem *Celziovej* (*t*) stupnice používame *Kelvinovu* termodynamickú stupnicu (*T*), ktorej jednotku označujeme K (kelvin).

Vzťah teploty v Celziovej stupnici (*t*) a v Kelvinovej stupnici (*T*) vyjadruje rovnica:

$$T = T_0 + t \quad \text{kde } T_0 = 273,16 \text{ K}$$

V Anglicku i Amerike sa používa Farenheitova teplotná stupnica. Táto stupnica má jednotku °F (Farenheitov stupeň). Farenheitova stupnica sa od Kelvinovej a Celziovej líši. Pozri tabuľku č. 9, (0 °C = 32 °F a 100 °C = 212 °F).



Tabuľka č. 9

3 TEPLA A TEPELNÝ VÝKON

Teploto je jedna z foriem energie. Množstvo tepla označujeme písmenom Q. Energia je schopnosť systému vykonávať prácu. Ako fyzikálna veličina charakterizuje stav systému, ktorej prírastok sa rovná mechanickej práci alebo teplu prijatého systémom. Ekvivalent tepla vzhľadom na mechanicnú prácu sa rovná jednej, teda z určitého množstva mechanickej práce vzniká rovnaké množstvo tepla a naopak. Na vyjadrenie množstva tepla sa používala kedysi jednotka kalória, resp. kilokalória. Dnes používame jednotku joule (džaul), resp. kilojoule. Vzťah medzi kilokalóriou a joulom je:

$$1 \text{ kcal} = 4186,4 \text{ J} \text{ čo je približne } 4,2 \text{ kJ}, \quad 1 \text{ J} \text{ teda zodpovedá } 1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

JAMES PRESCOTT JOULE (1818 - 1889), anglický fyzik, sa v polovici 19. storočia zaoberal elektromagnetizmom, náukou o teple a stavbou hmoty. Experimentálne dokázal, že teplo môže vzniknúť z mechanickej práce a zaviedol pojem mechanický ekvivalent tepla. Podľa neho bola pomenovaná jednotka práce v medzinárodnej sústave jednotiek SI. 1 joule je práca, ktorú vykoná sila 1 newton na dráhe jeden meter.

Každý systém má svoju tepelnú kapacitu C. Vyjadrená je vzťahom:

$$C = \frac{Q}{t_2 - t_1} = \frac{Q}{\Delta t}$$

Rovnica predstavuje podiel množstva tepla Q a rozdielu teplôt ΔT . Množstvo tepla, ktoré teleso prijme závisí od jeho *hmotnosti*. Tepelnú kapacitu jedného kilogramu látky nazývame *špecifická tepelná kapacita*. Jej veľkosť v tomto prípade závisí len od druhu látky – ide teda o fyzikálnu vlastnosť látky. Špecifickú tepelnú kapacitu uvádzame aj pod názvom *merné teplo*. Označujeme ju premenou c a jej veľkosť vyjadríme vzťahom:

$$C = \frac{C}{m} = \frac{Q}{m \cdot (t_2 - t_1)} \quad (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$$

Presnými meraniami sa zistilo, že merné teploty látok sú závislé aj od teploty a v prípade plynov i od tlaku. Pri technických výpočtoch používame často strednú *špecifickú tepelnú kapacitu* c. Hodnoty bežných látok sú uvedené v tabuľke č. 10.

Entropia S (J · K⁻¹) predstavuje súhrn energie, ktorá je v uzavretom systéme a nie je možné ju premeniť na mechanicnú prácu (premeniteľnosť). Špecifická entropia s (J · kg⁻¹ · K⁻¹) zodpovedá mernému teplu látky c.

Slovo entropia začal presadzovať v roku 1868 nemecký fyzik RUDOLF CLAUSIUS. Podľa neho je to fyzikálna stavová veličina, ktorá udáva stupeň nevratnosti fyzikálnych procesov. Týka sa to najmä premeny energie. Túto myšlienku však vyslovil už v dvadsiatych rokoch minulého storočia mladý Francúz SADI CARNOT. Usiloval sa pochopiť, prečo

funguje parný stroj. Dospel k záveru, že preto, lebo na jednom mieste je horúci a na inom studený. Tepelný stroj poháňa práve prúd tepelnej energie z horúceho miesta na studené do oblasti s menším množstvom energie – práve tak ako voda tečúca ponad priehradu môže otáčať vodné koleso. Pohyb energie prebieha výhradne jedným smerom – od vyššej teploty k nižšej. Keď necháme stáť šálku s kávou na stole, postupne vychladne, teplo z nej sa vytratí do okolitého vzduchu, pričom ho trošku zohreje. Napokon je káva rovnako studená ako vzduch a viac už neexistuje rozdiel energií, aby sa mohlo čokoľvek udiť. V takomto rovnovážnom stave je entropia maximálna.

MATERIÁL	STREDNÁ ŠPECIFICKÁ TEPELNÁ KAPACITA $\bar{c}$ (kJ . Kg ⁻¹ . K ⁻¹)
Voda	4,2
Minerálne oleje	2
Guma	1,5
Vzduch	1
Hliník	0,904
Pálená hlinená tehla	0,84
Sklo	0,83
Oceľ, železo	0,465
Meď	0,385

Tabuľka č. 10

Teplo Q, ktoré prijme teleso má kladnú hodnotu a vyjadríme ho vzťahom :

$$Q = m \cdot c (t_2 - t_1) = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (\text{J})$$

Ak teleso odovzdáva teplo, označujeme ho záporným znamienkom. Ak dodáme telesu teplo, jeho množstvo je priamo úmerné hmotnosti telesa, špecifickej tepelnej kapacity a zmene teploty.

Tepelný výkon - je množstvo tepla, ktoré pripadá na určitý čas. Označujeme ho premennou Φ . Platí vzťah:

$$\Phi = \frac{Q}{\tau} \quad (\text{J} \cdot \text{s}^{-1})$$

Premenná τ predstavuje čas (na rozdiel od označenia t v iných častiach mechaniky). Tepelné výmenníky, chladiče a ohrievacie telesá pracujú priebežne tak, že cez ne preteká teplotonosné médium. Ich tepelný výkon môžeme vyjadriť takto:

$$\Phi = \frac{Q}{\tau} = \frac{m}{\tau} \cdot c (t_2 - t_1) \quad (\text{J} \cdot \text{s}^{-1})$$

Zlomok $\frac{m}{\tau}$ v predchádzajúcom vzťahu predstavuje hmotnostný prietok média, označujeme ho premennou Q_m . Jednotka ($\text{J} \cdot \text{s}^{-1}$) zodpovedá jednotke watt.

$$1 \text{ W} = 1 \text{ J} \cdot \text{s}^{-1} = 1 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

• Úloha V - 1

Koľko tepla potrebujeme dodať ocelovému zvarku s hmotnosťou 50 kg, ak ho chceme zohriať z teploty 20 °C na 950 °C.

Riešenie:

Dané sú nasledujúce veličiny: $m = 50 \text{ kg}$, $t_1 = 20 \text{ °C}$, $t_2 = 950 \text{ °C}$.

Stredná špecifická tepelná kapacita ocele podľa *tabuľky č. 10* je: $c = 0,465 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Jej hodnotu premeníme na základné jednotky: $0,465 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 465 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Neznáma: $Q = ?$

Použijeme vzťah: $Q = m \cdot c \cdot (t_2 - t_1) = 50 \cdot 465 \cdot (950 - 20) = 23\,250 \cdot 930 = 21,62 \cdot 10^6 \text{ J}$
Na ohrev zvarku spotrebujeme teplo $21,62 \cdot 10^6 \text{ J}$.

4 TERMODYNAMIKA PLYNOV

Plyn je vzdušnina, ktorú za normálneho tlaku a teploty neskvapalníme. Pre zjednodušenie výpočtov sa zaviedol pojem ideálny plyn. Ideálny plyn nemá vnútorné trenie, má stálu špecifickú tepelnú kapacitu a v neobmedzenom rozsahu tlakov a teplôt zostáva v plynnom skupenstve. Termodynamický stav plynu určujeme tlakom a teplotou.

Pri danom tlaku p a teplote T má systém, ktorý je tvorený m kilogramami plynu konkrétnu hodnotu celkového objemu V . Novou veličinou je merný (špecifický) objem systému $v = (\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1})$. Základné stavové veličiny plynu sú teda tlak p (Pa), teplota T (K) a merný objem v ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$). Zmenu stavu plynu dosiahneme (zmena tlaku a teploty) odovzdaním alebo dodaním tepla z okolia. Termodynamické deje plynov sú v skutočnosti zložité. Predpokladáme, že plyn je v priebehu zmeny stavu vždy v rovnovážnom stave – v termodynamickej rovnováhe. Znamená to, že v danom momente je v priestore celého systému rovnaký tlak i teplota. Idealizované deje, pri ktorých by systém prechádzal len rovnovážnymi stavmi, nazývame v termodynamike *vratné*. Skutočné deje sú *nevratné*.

4.1 Základné zákony ideálneho plynu

Dva rôzne stavy ideálneho plynu sa navzájom líšia hodnotami svojich stavových veličín. Platí rovnica:

$$\frac{p_1 \cdot v_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot v_2}{T_2} = r$$

Hodnota r závisí len od druhu plynu a nazývame ju *špecifická plynová konštanta*. Predchádzajúcu rovnicu môžeme upraviť na tvar $p \cdot v = r \cdot T$ a nazývame ju **stavová rovnica ideálneho plynu**. Platí pre ideálny plyn, ale pri technických výpočtoch ju používame aj pre skutočné plyny, pričom platí pre jeden kilogram plynu. Pre m kilogramov plynu, po vynásobení premennou m dostaneme:

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T$$

Zmeny stavu v plynnom zobrazujeme v diagramoch so súradnicami p , V (nazývame ich $p - V$ diagramy), z ktorých získame názornú predstavu o veľkosti práce, ktorú vykoná plyn, alebo ktorá sa na plyne koná. Pre technické výpočty je veľmi dôležitý $T - s$ diagram, z ktorého získame predstavu o privádzanom a odvádzanom teple pri termodynamických dejoch (hlavne tepelné obehov strojov). Veličiny a ich jednotky v diagramoch sú:

p	– tlak, (Pa), (MPa)
V	– objem (m^3)
T	– teplota (K)
s	– merná entropia ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

Entropiu sme spomínali už v súvislosti s tepelnou kapacitou látky. Označujeme ju premennou S ($\text{J} \cdot \text{K}^{-1}$) a jej zmenu môžeme presne vyjadriť len v tých prípadoch, keď sa prestupom tepla teplota látky nemení. Toto platí pri izotermickej kompresii alebo expanzii plynu. Dodávaním tepla látky sa jej entropia zvyšuje. Entropia je veličina, ktorá okrem množstva tepla zohľadňuje aj teplotu, pri ktorej je teplo systémom prijímané. V T - s diagramoch je znázornená merná (špecifická) entropia – entropia jedného kilogramu látky – s . ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).

4.2 Prvá termodynamická veta

Každé teleso má vnútornú energiu U , ktorá je dôsledkom pohybu základných častíc hmoty. Stúpaním teploty sa zvyšuje rýchlosť pohybu častíc a zároveň aj vnútorná energia telesa, ktorá závisí od termodynamického stavu systému (tlak, teplota). Ak dodáme teplo a prácu, ovplyvníme nárast vnútornej energie sústavy, pričom platí rovnica:

$$\Delta U = Q + W$$

Táto rovnica vyjadruje **prvú termodynamickú vetu**:

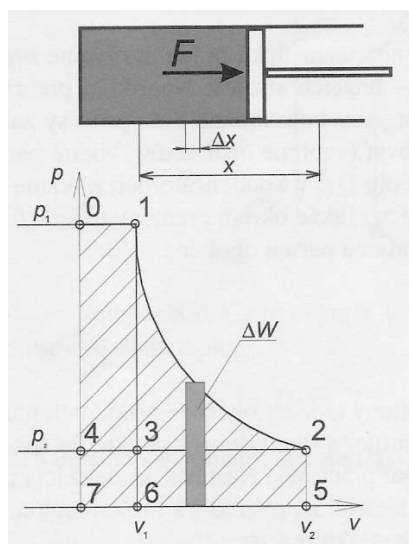
Prírastok vnútornej energie telesa sa rovná množstvu tepla privedeného do telesa a množstvu mechanickej práce, ktorú teleso prijalo.

Ak plyn s tlakom p vo valci pôsobí na piest v polohe 1 silou, jej účinkom sa piest začne pohybovať do polohy 2, pozri obr. 110. Zväčšuje sa jeho objem a zároveň znižuje tlak. Na veľmi krátkej dráhe pohybu piesta Δx považujeme zmenu objemu plynu za zanedbateľnú. Vtedy sila F pôsobiaca na piest vykoná prácu:

$$\Delta A = p S \Delta x = p \Delta W \quad (\text{J})$$

Veličina S je plocha piestu. Pri expanzii plynu z polohy 1 do polohy 2 vykoná plyn absolútnu prácu, ktorú predstavuje súčet všetkých čiastkových prác ΔW . Vzťah zmení tvar:

$$W = \sum F \Delta x = \sum p \Delta V \quad (\text{J})$$



Obrázok č.110

Absolútna práca plynu je zobrazená na obr. 110 pomocou diagramu p - v . Tlak plynu sa zmení z hodnoty p_1 na hodnotu p_2 . Objem plynu sa zväčší z hodnoty V_1 na hodnotu V_2 . Plocha ohraničená bodmi 01257 je absolútna práca plynu. Technická práca je v praxi využiteľná a jej veľkosť zodpovedá ploche, ktorá je na diagrame ohraničená bodmi 0124. Označujeme ju

premennou W_t . Zvyšok ohraničený bodmi 2475 predstavuje spotrebovanú prácu (návrat piesta a kompresia plynu).

4.3 Druhá termodynamická veta

Teplo vykazuje v porovnaní s inými druhmi energie zvláštne vlastnosti. O nich hovorí druhá termodynamická veta. Poznáme niekoľko interpretácií **druhej termodynamickej vety**. Venovať sa budeme nasledujúcim dvom.

- ***Nie je možné zostrojiť periodicky a trvale pracujúci tepelný stroj, ktorý by nespôsobil iné zmeny okrem produkovania práce odoberaním ekvivalentného množstva tepla zo zdroja konštantnej teploty (Thomson - Planck).***

Obeh, pri ktorom z tepla získavame mechanickú prácu nazývame priamy obeh. Priamy obeh je princípom všetkých typov tepelných motorov – hnacích strojov. Napríklad prehriata vodná para v turbíne expanduje, pričom získavame mechanickú prácu. Aby bolo možné tieto procesy zabezpečiť, musíme vodnú paru vyrobiť a na výstupe z turbíny paru skondenzovať (vznikne opäť voda). Vodnú paru vyrábame v parných kotloch (generátor pary) tak, že systému dodáme teplo Q_A . V kondenzátoroch získame vodu z pary odobratím tepla Q_B . Rozdiel $Q_A - Q_B$ predstavuje užitočnú prácu. Takže okrem premeny tepla v turbíne na mechanickú prácu je potrebné zabezpečiť skupenské premeny vody na paru a obrátene.

- ***Teplo nemôže samo o sebe prechádzať z prostredia s nižšou teplotou do prostredia s vyššou teplotou (Carnot - Clausius).***

4.4 Vratné zmeny ideálneho plynu

Vratné zmeny stavu plynu sú idealizované termodynamické deje. Poznáme štyri základné vratné zmeny stavu plynu. Vratná zmena stavu plynu pri konštantnom **tlaku** je **izobarická zmena**, pri konštantnej **teplote** je to **izotermická zmena**, pri konštantnom objeme – **izochorická zmena**. Ak pri zmene stavu plynu zabezpečíme dokonalú tepelnú izoláciu, dosiahneme **izoentropickú (adiabatickú) zmenu stavu**. V tomto prípade zostáva konštantná **entropia plynu**. Kombináciou všetkých typov zmien stavu plynu je všeobecná – **polytropická zmena stavu plynu**.

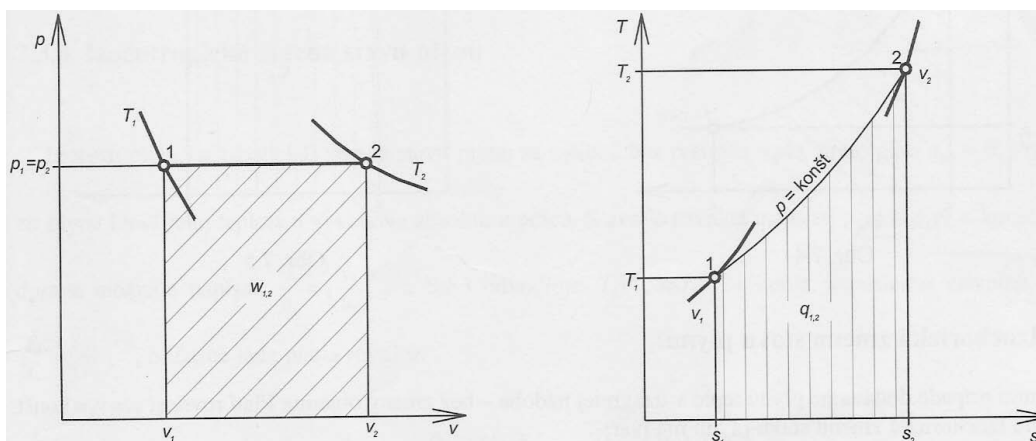
4.4.1 Izobarická zmena stavu plynu

Plyn pri teplote T_1 so špecifickým objemom V_1 zohrievame. Plyn sa rozpína – expanduje pri konštantnom tlaku p . Pre izobarickú zmenu stavu ideálneho plynu platia stavové rovnice $p \cdot v_1 = R \cdot T_1$; $p \cdot v_2 = R \cdot T_2$. Rovnica plynu pre izobarickú zmenu má tvar:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{Gayov-Lussacov zákon})$$

Na obr. 111 sú diagramy závislosti $p - v$ a $T - s$ pri izobarickom deji. Šrafovaná plocha v diagrame $p - v$, predstavuje znázornenú prácu, ktorú vykoná plyn počas izobarickej expanzie. V ďalšom diagrame $T - s$, vyjadruje šrafovaná plocha množstvo tepla dodaného jednému kilogramu plynu. Pri ochladzovaní plynu sa spotrebuje vonkajšia práca na zmenšenie špecifického objemu plynu. Jednému kilogramu plynu sa pri zohrievaní dodá teplo:

$$q_{1,2} = c_p (T_2 - T_1) \quad (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$$



Obrázok č. 111 - Izobarická zmena stavu plynu

Premenná c_p ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) je špecifická tepelná kapacita pri stálom tlaku. Pri expanzii vykoná plyn absolútnu prácu:

$$w_{1,2} = p(v_2 - v_1) = r(T_2 - T_1) \quad (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$$

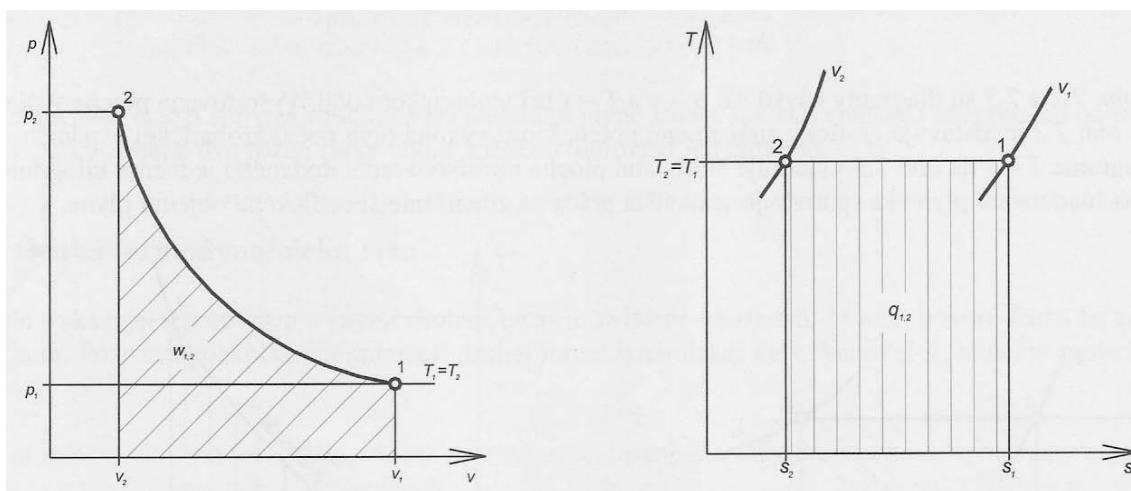
Pri sledovaní zmeny objemu systému v závislosti od teploty, hovoríme o teplotnej rozťažnosti plynu.

4.4.2 Izotermická zmena stavu plynu

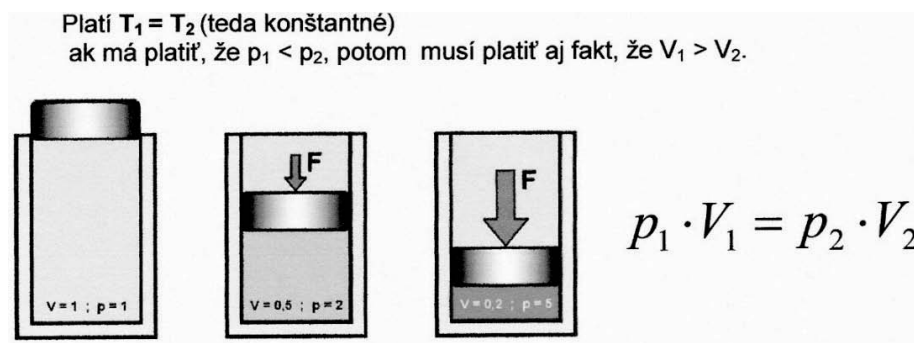
Pri izotermickej expanzii plynu teplo dodávame, pri kompresii ho odoberáme v takom množstve, aby jeho teplota zostala konštantná. Stavová rovnica pri tomto deji má tvar:

$$p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2 = r \cdot T \quad (\text{Boylev - Mariottov zákon})$$

V praxi sa pri kompresii plynu teplota zvyšuje a pri expanzii znižuje. Izotermická zmena stavu plynu je teoretickou – idealizovanou zmenou. Priblížiť sa k nej môžeme odoberaním tepla pri kompresii a pridávaním tepla pri expanzii plynu. V diagrame $p - v$ na obr. 112 predstavuje vyšrafovaná plocha absolútnu prácu $w_{1,2}$. Jej veľkosť sa rovná vyšrafovej ploche v $T - s$ diagrame na obr. 112, ktorá predstavuje množstvo tepla dodaného jednému kilogramu plynu pri expanzii.



Obrázok č. 112 - Izotermická zmena stavu plynu

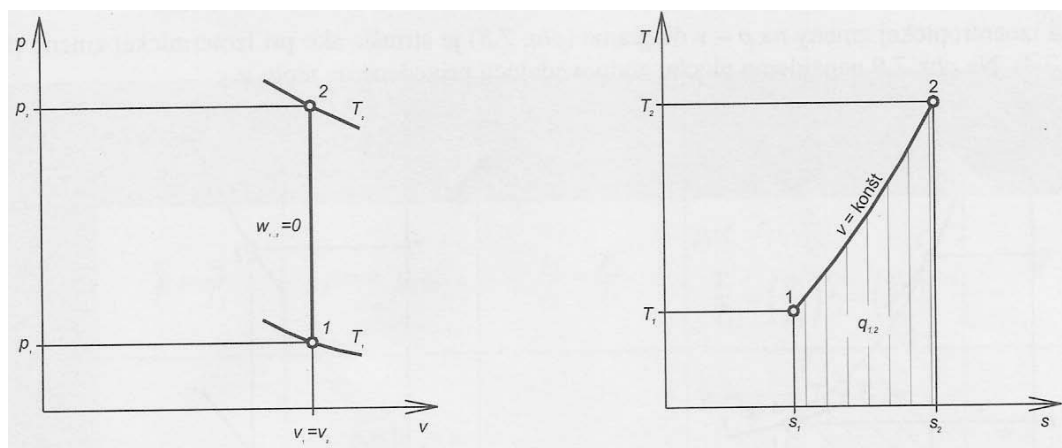


4.4.3 Izochorická zmena stavu plynu

V tomto prípade dodávame plynu teplo v uzavretej nádobe – bez zmeny objemu. Platí rovnosť $v_2 = v_1 = \text{konšt.}$ Vzťah pre izochorickú zmenu stavu plynu má tvar:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

Na obr. 113 sú príslušné diagramy $p - v$; $T - s$. množstvo dodaného tepla predstavuje vyšrafovaná plocha na diagrame $T - s$. Diagram $p - v$ demonštruje len zmenu tlaku plynu.



Obrázok č. 113 - Izochorická zmena stavu plynu

4.4.4 Izoentropická zmena stavu plynu

Izoentropická (adiabatická) zmena stavu plynu sa vykoná bez prísunu tepla, preto platí $q_{1,2} = 0$. Pri expanzii plynu klesá jeho teplota a vykonáva absolútnu prácu. Stavová rovnica má tvar:

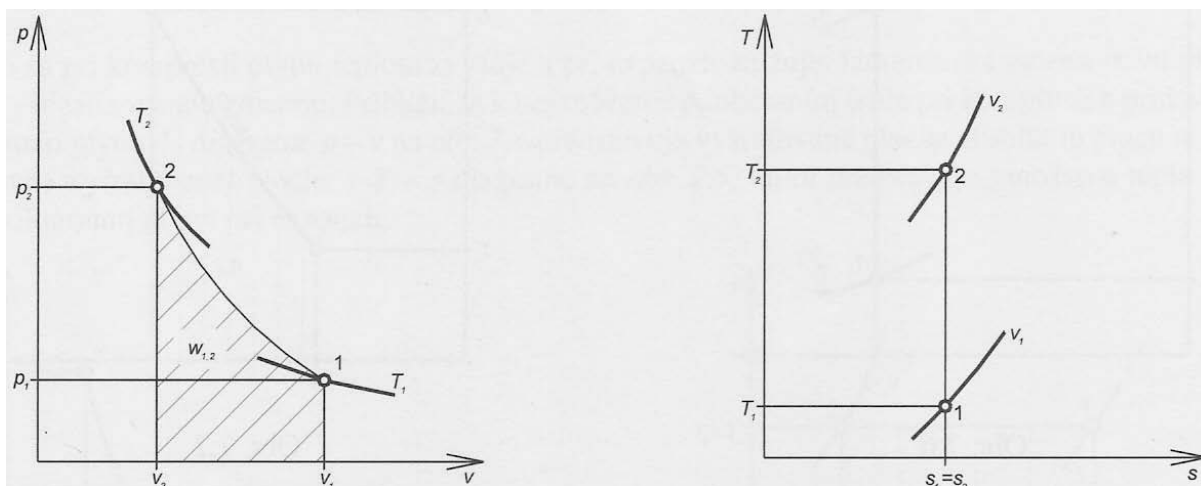
$$p_2 \cdot v_2^k = p_1 \cdot v_1^k = \text{konštanta}$$

Po úprave môžeme napísať:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k$$

k – je izoentropický (adiabatický) koeficient

Ak sa plyn izoentropický (adiabatický) stláča, príma prácu od kompresora, jeho teplota sa zvýši, jeho objem sa zmenší a pritom sa mu neodoberá teplo.



Obrázok č. 114 - Izoentropická zmena stavu plynu

4.4.5 Polytropická zmena stavu plynu

Ide o všeobecnú zmenu stavu plynu. Predchádzajúce typy zmien stavu ideálneho plynu sú v podstate špeciálnymi prípadmi polytropickej zmeny stavu. Uvažujme na rozdiel od adiabatickej zmeny, že sa pri stláčaní alebo rozpínaní plynu môže dodávať alebo odoberať teplo. Stavová rovnica je podobná ako pri adiabatickej zmene – avšak zmení sa exponent.

$$p_2 \cdot v_2^n = p_1 \cdot v_1^n$$

n – je polytropický exponent, pričom platia vzťahy:

$n > k$ - teplo sa zo systému odvádza

$n < k$ - teplo sa zo systému privádza

$n = k$ - teplo sa neprivádza, ani neodvádza

5 OBEHY TEPELNÝCH STROJOV

Tepelné stroje rozdeľujeme na dve základné skupiny, hnacie a hnané stroje. Hnacie stroje – motory menia tepelnú energiu paliva alebo pary na mechanickú prácu. Patria sem spaľovacie motory, plynové turbíny, prúdové motory a parné stroje. Hnané stroje využívajú mechanickú energiu motorov na vykonávanie práce. Medzi hnané stroje zaraďujeme kompresory, kompresorové chladiace zariadenia. Poznáme otvorené a uzavreté obehové stroje.

5.1 Piestové spaľovacie motory

Spaľovací motor mení tepelnú energiu paliva ktorá sa jeho horením uvoľňuje na mechanickú energiu – prácu. Spaľovacie motory rozdeľujeme podľa druhu paliva na:

- motory na kvapalné palivá
- motory na plyné palivá

Podľa spôsobu práce rozlišujeme spaľovacie motory:

- piestové s posuvným alebo rotačným pohybom piesta
- lopatkové
- raketové

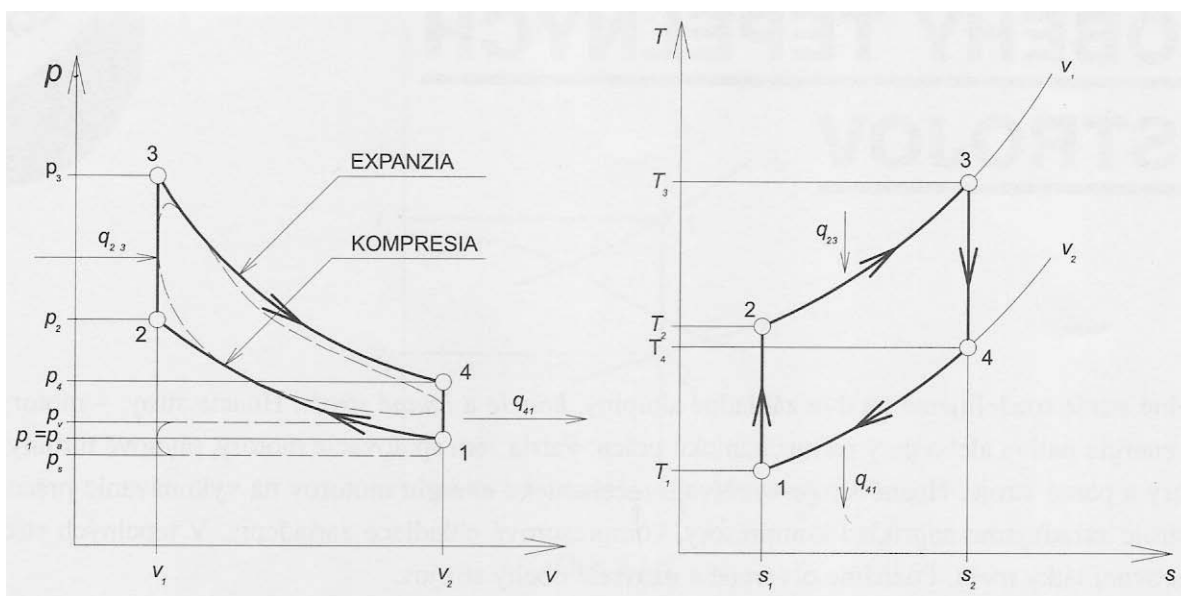
5.2 Zážihové motory

Skutočný pracovný obchod zážihového motora je znázornený na obr. 115 v diagramoch $p-v$, $T-s$. Tepelný obchod zážihového motora sa nazýva Ottov cyklus (Ottov motor).

Nikolas Augustus Otto sa narodil 14. júna 1 832 v nemeckom meste Holzhausen. Rozhodol sa skonštruovať prvý fungujúci štvortaktný motor. V tom čase sa zoznámil s inžinierom Eugenom Langenom, fyzikom z Polytechniky v Karlsruhe. Tento pochopil dosah Ottovho vynálezu a založili spolu továreň na plynové motory. Obaja prihlásili svoj motor na veľkú Svetovú výstavu v Paríži roku 1 867. Ottov motor bol vyznamenaný zlatou medailou vzhľadom na svoju hospodárnosť i spoľahlivosť. O takmer dvadsať rokov sa preháňali po nemeckých cestách prvé automobily od Benza a Daimlera s Ottovým motorom.

Pre zjednodušenie predpokladáme, že sa pracovná látka vo valci nevymieňa a teplo ($g_{2,3}$, $g_{4,1}$) je privádzané a odvádzané pri izochorickom priebehu. Predpokladáme izoentropickú (adiabatickú) expanziu a kompresiu. Tepelná účinnosť obehu je mierou premeny privedeného špecifického tepla na špecifickú prácu. Vypočítame ju zo vzťahu:

$$\eta_t = \frac{g_{2,3} - g_{4,1}}{g_{2,3}}$$



Obrázok č. 115 Pracovný obeh zážihového motora v diagramoch p - v , T - s

Účinnosť závisí od pomeru tlakov p_1 / p_2 . Preto motory s vyšším kompresným pomerom majú vyššiu účinnosť. Kompresný pomer nie je možné zvyšovať neobmedzene. Z praktických dôvodov má svoje hranice. Časť energie sa spotrebuje na prekonávanie odporov, preto má mechanická účinnosť hodnotu $\eta_m = 0,75 - 0,92$. Celková účinnosť sa pohybuje v intervale: $\eta_c = 0,25 - 0,4$.

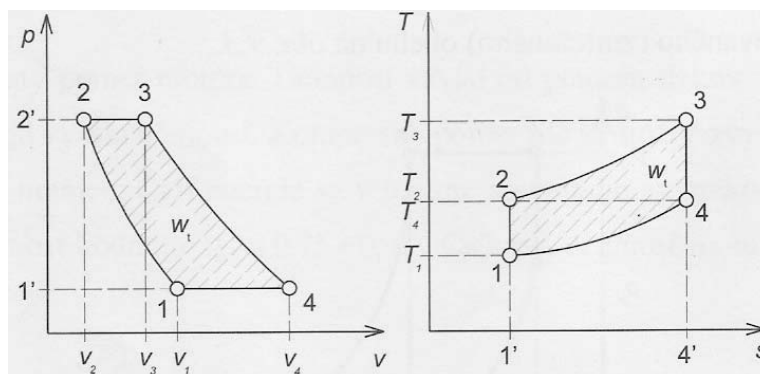
5.3 Vznětové motory

Vznětové motory pracujú na podobnom princípe ako zážihové, ale palivo je do pracovného priestoru vstrekané vysokotlakovým čerpadlom a vznieti sa vplyvom vysokej teploty vzduchu po kompresii vo valci. Tepelný obeh vznětového motora sa nazýva *Diesellov cyklus*. Kompresný pomer býva pri vznětových motoroch väčší ako pri zážihových. Účinnosť tepelného procesu sa zvyšuje zvyšovaním kompresného pomeru.

5.4 Plynové turbíny

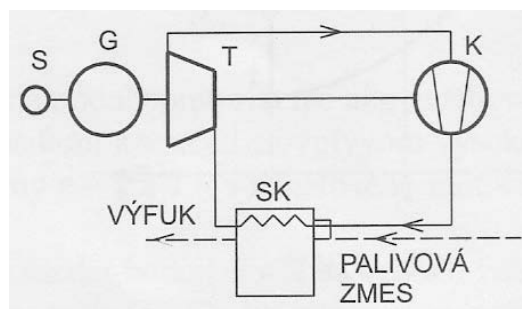
Plynové turbíny sú lopatkové motory. Podľa pôsobenia plynu medzi lopatkami rotora rozoznávame rovnotlakové a pretlakové turbíny. Používajú sa v letectve a na výrobu elektrickej energie. Tepelný obeh rovnotlakovej spaľovacej turbíny je na obr. 116.

Ide o uzavretý obeh, v ktorom sa vzduch nasáva viacstupňovým kompresorom na tlak p_2 . Do stlačeného vzduchu sa vstrekuje palivo, ktoré sa spaľuje v bodoch 2 – 3. Plyn (spaliny) zväčší svoj objem i teplotu a izoentropicky expanduje v turbíne – body 3 – 4.



Obrázok č. 116 – tepelný obeh rovnotlakovej spaľovacej turbíny

V turbíne rozvádzačie lopatky usmernia a menia prúdiaci plyn na mechanickú energiu v lopatkách rotora. Na uvedenie turbíny do chodu sa musí použiť štartovací motor, ktorý poháňa kompresor. Na stlačenie jedného kilogramu vzduchu spotrebuje kompresor špecifickú technickú prácu, ktorej veľkosť zodpovedá vyšrafovannej ploche 1, 2, 2', 1' v diagrame $p-v$. V spaľovacej komore sa do obehu privádza špecifické teplo, ktoré znázorňuje v diagrame $T-s$ vyšrafovaná plocha 1', 2, 3, 4'. V turbíne nastáva expanzia plynu v bodoch 3 – 4, počas ktorej sa získa absolútna špecifická práca turbíny, vyjadrená v $p-v$ diagrame plochou 3, 4, 1', 2'. Teplo odvedené výfukom z turbíny je dané plochou 4, 1, 1', 4' v $T-s$ diagrame.



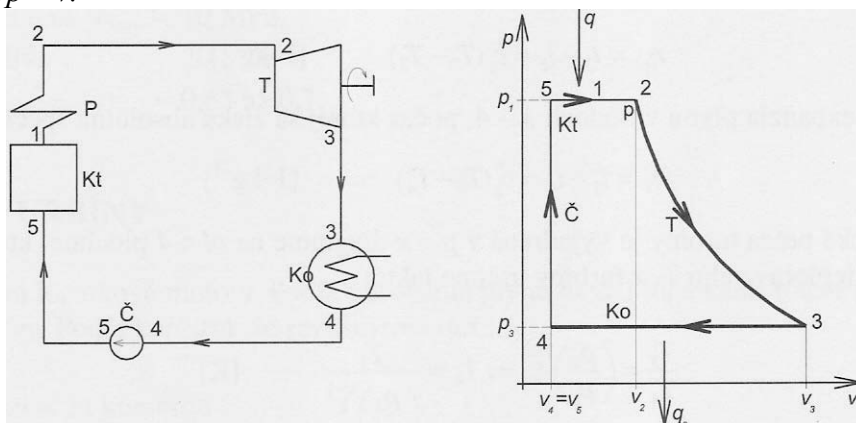
Obrázok č. 117, S – spúšťač, G – generátor, T – turbína, K – kompresor, SK – spaľovacia komora

5.5 Prúdové – dýzové motory

V prúdovom motore je plynová turbína s otvoreným obehom. Ťah motora vzniká tým, že sa hmota vstupujúceho vzduchu spolu s hmotou paliva zrýchlene „odhodí“ dozadu.

5.6 Parné turbíny

Parná turbína je tepelný motor – hnací tepelný stroj. Skutočný obeh parnej turbíny môže byť otvorený s odberom pary, alebo uzavretý, v ktorom sa kondenzuje para a vracia sa späť do obehu. V parnej turbíne sa mení tepelná a tlaková energia pary na kinetickú energiu. Na obr. č. 118 sa nachádza znázornenie obehu tepelného stroja s parnou turbínou a diagramom $p - v$.

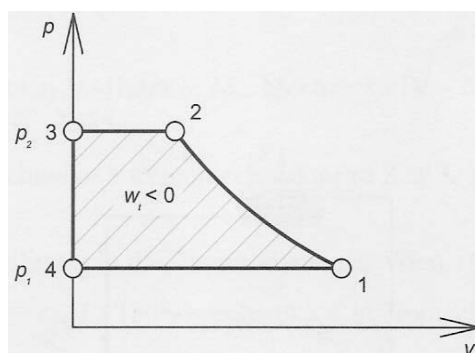


Obrázok č. 118, Kt – kotol, P – prehrievač pary, T – turbína, Ko – kondenzátor, Č – čerpadlo

V parnom kotle sa para vyrába teploty T_1 s tlakom p_1 . Prehrievač pary zvýši jej teplotu na hodnotu T_2 kvôli zvýšeniu entalpie. V parnej turbíne dochádza k izoentropickej expanzii pary, kde má tlak p_3 a teplotu T_3 . Počas expanzie sa tepelná a tlaková energia pary mení na pohybovú – kinetickú energiu. Technická práca je daná rozdielom entalpií $i_1 - i_2$. V kondenzátore dochádza k skvapalneniu pary pri konštantnom tlaku p_3 . Čerpadlo dopraví kondenzát do generátora pary (do kotla). Parné turbíny sa používajú na pohon generátorov elektrickej energie, turbokompresorov i čerpadiel.

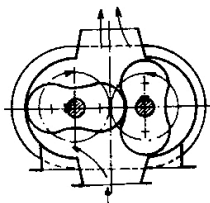
5.7 Kompresory

Kompresor je pracovný stroj na stláčanie plynov a pár. Podľa konštrukcie sa kompresory rozdeľujú na piestové, rotačné a membránové. Kompresor mení tlak plynu zo začiatkovej hodnoty p_1 na hodnotu p_2 – výstupný tlak z kompresora. Teplota plynov sa mení z hodnoty T_1 na T_2 . Aby sme plyn s tlakom p_2 z počiatočnej hodnoty p_1 , musíme vynaložiť špecifickú prácu w_t , ktorá je v $p - v$ diagrame na obr. 119 ohraničená bodmi 1, 2, 3, 4.



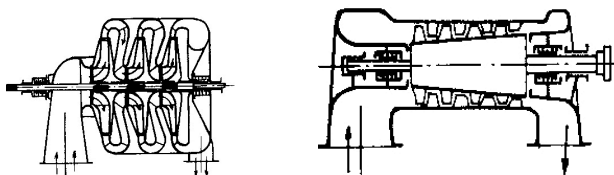
Obrázok č. 119

Ako zdroj tlakového vzduchu sa používajú kompresory objemové a rýchlostné. Pri objemových kompresoroch sa dosahuje zvýšenie tlaku zmenšovaním objemu pracovného priestoru. Rýchlostné kompresory dosahujú zvýšenie tlaku zrýchľovaním prúdenia vzduchu a premenou kinetickej energie na tlakovú energiu. Medzi objemové kompresory patria piestové, lamelové dvojrotorové a skrutkové.



Obrázok č. 120 Dvojrotorový kompresor

Rýchlostné kompresory – turbokompresory delíme na radiálne a axiálne. V radiálnych vzduch prúdi medzi lopatkami otočného kola radiálnym smerom. Na stlačenie sa využíva zmena hybnosti a odstredivá sila. Axiálne kompresory sú vhodné na väčšie výkony a menšie kompresné tlaky. Stláčaný vzduch prúdi v smere osi rotácie a stláčanie vzduchu vzniká ako dôsledok zmeny kinetickej energie.

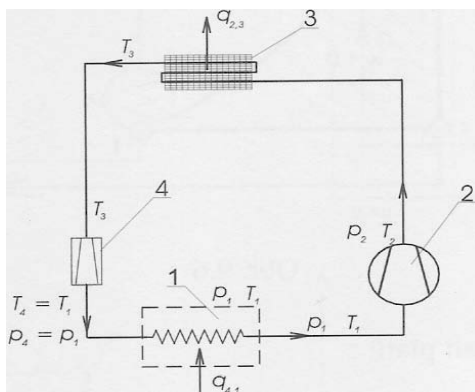


Obrázok č. 121 Radiálny a axiálny kompresor

5.8 Chladiace zariadenia

Slúžia na umelé chladenie priestoru. Pracujú na princípe druhej vety termodynamikkej vety, podľa ktorej môže teplo prechádzať len z látky s vyššou teplotou na látku s nižšou teplotou. Chladiace zariadenia používajú chladiace médium, ktoré má nižšiu teplotu vyparovania ako teplota chladeného okolia. Na obrázku 122 sa nachádza schéma chladiaceho zariadenia. Jeho prvky sú:

- 1 – výparník (chladiaci priestor)
- 2 – kompresor
- 3 – chladič (kondenzátor)
- 4 – škrtiaci ventil



Obrázok č. 122

6 PNEUMATICKÉ MECHANIZMY

Podobne ako hydraulickými mechanizmami môžeme aj pneumatickými mechanizmami zabezpečovať priamočiare, rotačné alebo kývavé pohyby. Použitie vzduchu na prenos energie síce obmedzuje možnosti pneumatických mechanizmov, ale umožňujú ich prevádzku v podmienkach, kde je použitie hydraulických, elektrických mechanizmov z bezpečnostných, hygienických a ďalších dôvodov vylúčené. Pomerne často sa s pneumatickými mechanizmami stretávame v baniach, hutách, v potravinárskom priemysle a pod.

- Úloha: Uvedte prevádzky, kde ste sa stretli s pneumatickými mechanizmami.

Základná charakteristika:

- pneumatické mechanizmy využívajú pre svoju činnosť stlačený vzduch
- pneumatika ako technológia zohráva v oblasti práce už dlhší čas dôležitú úlohu, pretože sa využíva pri vývoji riešení v oblasti automatizácie
- technický pokrok zlepšil kvalitu a rozmanitosť pneumatických konštrukčných prvkov, a tým prispel k ich nárastu použitia v automatizačnej technike

Funkcie pneumatiky:

- zisťovanie stavov pomocou vstupných prvkov - *senzorov*
- spínanie pracovných prvkov pomocou ovládacích prvkov
- vykonávanie práce pomocou pracovných prvkov - *pohonov*
- spracovanie informácií pomocou spracovateľských prvkov - *procesorov*

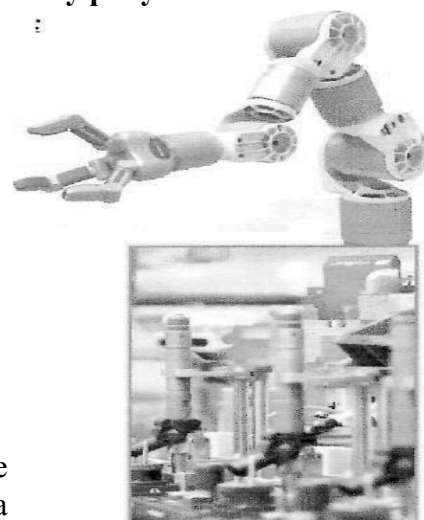
Na riadenie strojov a zariadení je treba zostaviť komplexné logické prepojenie akčných členov - agregátov a prevádzkových podmienok.

Pomocou pneumatických prvkov možno realizovať tieto druhy pohybov:

- *priamočiary (lineárny)*
- *kyvný*
- *otáčavý (rotačný)*

Aplikácia v manipulačnej technike (vo všeobecnosti)

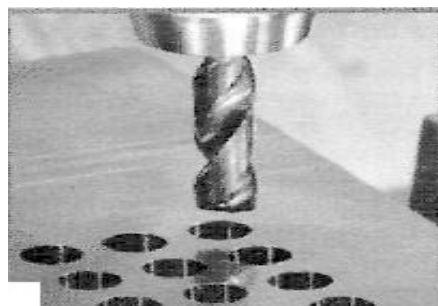
- upínanie obrábacích predmetov
- posúvanie obrábacích predmetov
- polohovanie obrábacích predmetov
- orientovanie obrábacích predmetov
- vetvenie materiálového toku



Využitie v rozličných špecializovaných oblastiach: balenie výrobkov, plnenie fliaš, dávkovanie hmoty, manipulácia obrobkov a tovaru, otváranie a zatváranie dverí, otáčanie obrábaných predmetov, ukladanie obrábaných predmetov, razenie a lisovanie

Aplikácia pneumatiky pri rôznych druhoch obrábania materiálov:

- frézovanie
- sústruženie
- vŕtanie
- brúsenie
- manipulácia s materiálom
- rezanie
- jemné obrábanie (dokončovacie práce)
- tvarovanie



Výhody pneumatiky - dosiahnuteľnosť veľkých pracovných rýchlostí, ľahká dostupnosť, malá skladovateľnosť, nevzniká riziko explózie, jednoduchá regulácia, malá údržba, rýchla a bezpečná manipulácia, čistota, šetrnosť k životnému prostrediu, odolnosť voči magnetickému poľu, odolnosť voči chladu a kolísaniu teploty, možnosť prepravy potrubím aj na väčšie vzdialenosti, zvýšená bezpečnosť práce - pneumatické prístroje sú zabezpečené proti preťaženiu.



Nevýhody pneumatiky

- pneumatický vzduch (vzduch musí byť upravený)
- pri expanzii vytvára hluk
- úprava vzduchu (musia sa odstrániť všetky nečistoty,)
- nedá sa vytvárať konštantná rýchlosť
- investície na zhotovenie kompresorovej stanice a rozvodov pre stlačený vzduch

6.1 Základné fyzikálne pojmy

Vzduch je zmes nasledovných plynov:

- 78% dusík
- 21% kyslík
- zvyšok tvorí: kyslíčník uhličitý, hélium, krypton, xenón, argón, vodík, neón

1m³ vzduchu obsahuje až 180 mil. prachových častíc, až 50 g vody (pri 50°C), až 0,03 mg oleja, rôzne chemikálie ako olovo, kadmium atď.

Vákuum - je stav plynu, ktorý má hustotu menšiu ako je hustota atmosféry na zemskom povrchu; teda je to stav plynu, ktorého tlak je menší ako je tlak atmosférický.

Atmosférický tlak – je tlak, ktorý sa vytvára na zemskom povrchu [0,1MPa]. Oblasť nad týmto tlakom sa nazýva *pretlak*, oblasť pod týmto tlakom sa nazýva *podtlak*. Atmosférický tlak nie je konštantný. Jeho hodnota sa mení v závislosti od geografickej polohy a počasia. Vzduch je stlačiteľný (*hovoríme o kompresii*), ale aj rozpínavý (*hovoríme o expanzii*).

Atmosférický tlak je tlak pôsobiaci na zemský povrch vytvorený hmotnosťou vzduchového stĺpca nad ním. Ak je meraný na hladine mora, je jeho hodnota 1 atmosféra, 101 325 Pa, alebo 0,1 MPa. Keďže sa tento tlak nachádza všade, nemá vplyv na hýbajúce sa systémy a nepočítame s ním.



Absolútny tlak: Je to tlak vzťahnutý k absolútnej 0, tj. vrátane atmosférického tlaku.

Nulová nadmorská výška má tlak 1atm. 101 325 Pa = 0,1 MPa

Pretlak - nazývame každý nameraný tlak, ktorý je väčší ako je atmosférický tlak

0,6 MPa - Pracovný tlak pre obrábacie stroje a zariadenia

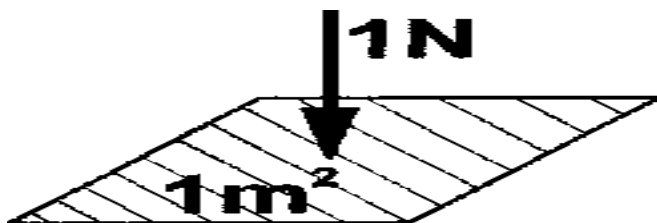
0,4 MPa - Riadiaci tlak (Signálny tlak)

Tlak 1 Pa zodpovedá tlaku, ktorý sa vytvorí zvislo pôsobiacou silou o veľkosti 1 N na plochu 1 m^2 .

$$1 \text{ Pa} = \text{N} / \text{m}^2$$

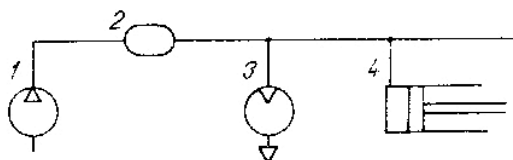
$$1 \text{ bar} = 100\,000 \text{ Pa} = 100 \text{ kPa} = 0,1$$

$$\text{MPa} = 10^6 \text{ Pa} \quad \text{N} / \text{mm}^2$$



6.2 Princíp činnosti, názvoslovie a značky prvkov

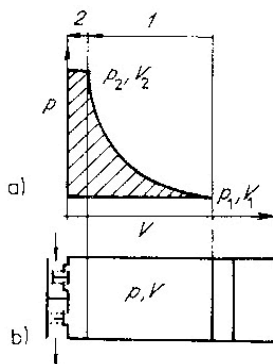
Použitie vzduchu ako pracovnej tekutiny v pneumatických mechanizmoch (*obr. 123*) je podmienené jeho stlačením. Stlačením vzduchu a jeho vytlačenie do vzdušníka zabezpečuje kompresor, na vstup do ktorého sa privádza mechanická energia. Zo vzdušníka, kde sa vhodnou reguláciou udržiava stály tlak, spravidla 0,5 MPa, sa stlačený vzduch privádza k pneumatickému motorom. Tam dochádza k premene energie stlačeného vzduchu na energiu mechanickú pri požadovaných výstupných parametroch.



Obrázok č. 123, 1 – kompresor, 2 – vzdušník, 3 – rotačný motor, 4 – priamočiary motor

6.3 Zdroje stlačeného vzduchu

Stlačený vzduch môžeme odoberať zo samostatného kompresora alebo z rozvodu stlačeného vzduchu napájaného z centrálnej kompresorovej stanice. Využitie rozvodu je výhodné a aj veľmi časté a budeme ho predpokladať aj pri skladbe pneumatických mechanizmov. Preto sa v tejto kapitole obmedzíme iba na funkčnú schému piestového kompresora a na jeho idealizovaný obeh (*obr. 124*). Obeh je podmienený prívodom mechanickej energie, ktorej množstvo zodpovedá veľkosti vyšrafovej plochy.



Obrázok č. 124 - Piestový kompresor,
a – idealizovaný obeh (1- kompresia, 2- vytlačanie), b – funkčná schéma

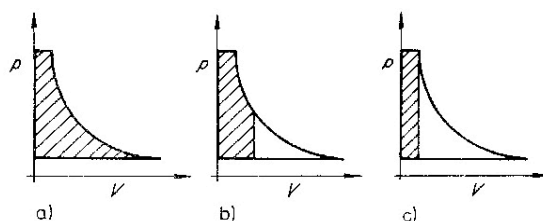
6.4 Pneumatické motory

Pneumatické motory menia energiu vzduchu na energiu mechanickú. Podľa pohybu výstupného člena rozlišujeme:

- Pneumatické motory s rotačným pohybom (rotačné)
- Pneumatické motory s priamočiarym pohybom (priamočiare)
- Pneumatické motory s kývavým pohybom

Podľa využitia privedenej energie:

- Pneumatické motory s úplnou expanziou (obr. 125a),
- Pneumatické motory s čiastočnou expanziou (obr. 125b),
- Pneumatické motory bez expanzie (obr. 125c).
-



Obrázok č. 125 – idealizované obehý pneumatických motorov

Z pracovných obehov pneumatických motorov (obr. 124) si môžeme urobiť predstavu o využití privedenej energie. Motory s úplnou expanziou využijú všetku privedenú energiu a motory s čiastočnou expanziou alebo bez expanzie iba časť.

Rotačné pneumatické motory - podľa konštrukcie tieto motory delíme na zubové, lamelové, skrutkové, piestové a turbínové. Princíp činnosti pneumatických motorov bez expanzie je zhodný s princípom činnosti podobných hydrostatických motorov. Podobné sú aj vzťahy pre výpočet výstupných veličín motorov.

- Uhlová rýchlosť:

$$\omega = \frac{2\pi * Q}{V_g} * \eta_Q$$

- Krútiaci moment:

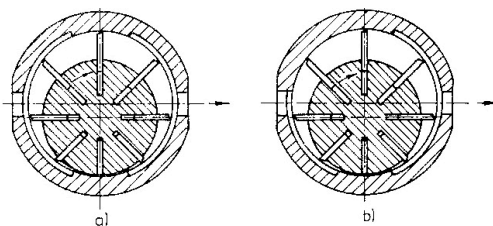
$$M = \frac{V_g (p_1 - p_2)}{2\pi} * \eta_p$$

- Výkon:

$$P = M \cdot \omega$$

Pneumatické motory bez expanzie sa vyznačujú malými rozmermi a vysokou spoľahlivosťou. Z privedenej energie využívajú však iba časť, čo nepriaznivo vplýva na energetickú bilanciu. Pomer medzi využitou a nevyužitou energiou sa znižuje s rastúcim prevádzkovým tlakom.

O niečo lepšiu energetickú bilanciu vykazujú pneumatické motory s čiastočnou expanziou. Ich odlišnosť od motorov bez expanzie je zrejmá z obr. 126. Komory vytvorené lamelami sú pri motoroch bez expanzie prepojené so vstupným alebo výstupným priestorom a vyvozený moment je úmerný rozdielu vstupného a výstupného tlaku. Pri motoroch s čiastočnou expanziou dochádza k prepojeniu komôr s vstupným priestorom iba na začiatku oblasti, v ktorej vzduch odovzdáva energiu. Ďalej vzduch v komorách expanduje až dovtedy, kým sa neprepoja komory so vstupným priestorom.



Obrázok č. 126 Lamelový pneumatický motor, a – bez expanzie, b – s čiastočnou expanziou

Priamočiare pneumatické motory - tieto motory majú rozsiahle použitie. Stretávame sa s nimi priemyselných robotoch a manipulátoroch, v mechanizačných a automatizačných zariadeniach. Priamočiary pneumatický motor bez expanzie má tieto výstupné parametre:

- rýchlosť

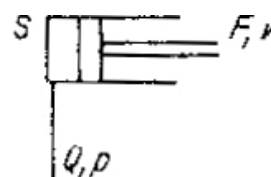
$$v = \frac{Q}{S} * \eta_Q$$

- sila na piest

$$F = p * S * \eta_p$$

- výkon

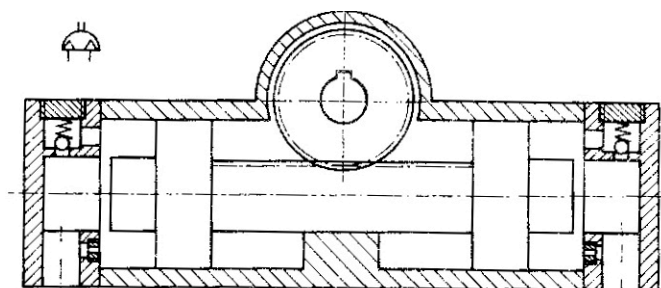
$$P = F * v$$



Obrázok č. 127 Značka priamočiareho pneumatického motora

Pneumatické motory s kývavým pohybom

Na zabezpečenie kývavého pohybu sa v pneumatických mechanizmoch využívajú priamočiare motory kombinované s dvojicou pastorok – hrebeň (obr. 128). Z obrázka je zrejмый aj princíp tlmenia pohybu pred koncovými polohami.



Obrázok č. 128 – Princíp kyvného pohybu s využitím stlačeného vzduchu

6.5 Riadiace prvky

Podobne ako pri hydrostatických mechanizmoch riadime aj pri pneumatických mechanizmoch riadiacimi prvkami tlak a prietok, a tým aj silové pôsobenie a rýchlosť výstupných členov – pneumatických motorov. Z riadiacich prvkov sa v pneumatických

mechanizmoch najčastejšie používajú redukčné ventily, jednosmerné ventily, rozvádzače a škrtiace ventily, ktorých princíp je zhodný s hydraulickými prvkami.

- Úloha:

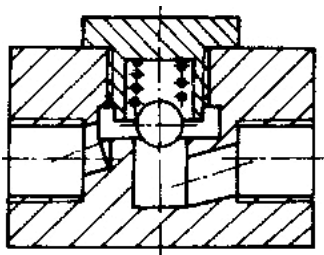
Pripomeňte si princípy činnosti hydraulických riadiacich prvkov.

Redukčné ventily - s redukčnými ventilmi sa v pneumatických mechanizmoch stretávame veľmi často, pretože nimi môžeme zabezpečiť optimálnu a stálu veľkosť tlaku v obvodoch pneumatických motorov alebo v obvodoch ďalších riadiacich prvkov. Zaradenie redukčných ventilov pred prvky, ktoré nevyžadujú plný prevádzkový tlak, sa prejaví nižšou spotrebou stlačeného vzduchu a lepšou energetickou bilanciou pneumatického mechanizmu.

- Úloha:

V akom pomere budú vstupné a výstupné objemové prietoky redukčného ventilu pri vstupnom pretlaku $p_1 = 0,5 \text{ MPa}$ a výstupnom pretlaku $p_2 = 0,2 \text{ MPa}$

Bežné vyhotovenie redukčného ventilu je na obr. 129. Veľkosť redukovaného tlaku (pretlaku) je úmerná sile pružiny, ktorej predpätie meníme otáčaním regulačnej skrutky.



Obrázok č. 129 – Redukčný ventil s predpätou pružinou

Pneumatické rozvádzače - majú rovnakú funkciu ako rozvádzače hydraulické a podobné je aj ich členenie na ventilové, priamočiare posúvačové a rotačné posúvačové.

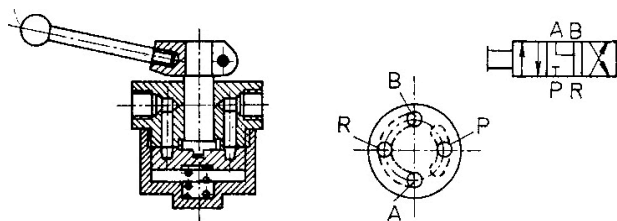
Ventilové rozvádzače - s ventilovými rozvádzačmi sa v pneumatických mechanizmoch stretávame častejšie ako v mechanizmoch hydraulických. Ich použitie je spravidla vynútené nárokmi na tesnosť a umožnené je nižším tlakom, a teda aj ovládacou silou. Potom možno ventilové rozvádzače ovládať aj ručne alebo elektromagneticky.

Priamočiare posúvačové rozvádzače - konštrukčné riešenie priamočiarych posúvačových rozvádzačov môže byť zhodné s konštrukčným riešením hydraulických rozvádzačov alebo sa od nich môže líšiť spôsobom tesnenia posúvača. Rozvádzač s utesnením posúvača gumovými manžetami je výrobne jednoduchší a má menšie úniky, ale vyžaduje väčšie prestavovacie sily a má obmedzené možnosti použitia. Rozvádzače sa spravidla ovládajú pneumaticky. Na ovládanie elektrickým signálom sa vytvára kombinácia zložená z rozvádzača a z jedného alebo dvoch ventilových rozvádzačov s elektromagnetickým ovládaním.

- Úloha

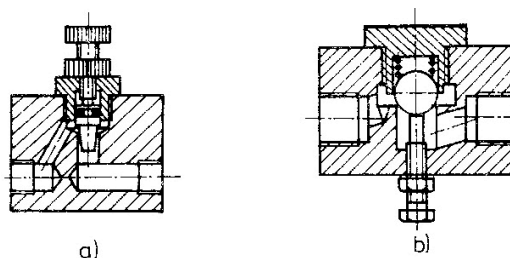
Aké sily treba prekonať, aby došlo k prestaveniu a) ventilového rozvádzača, b) posúvačového rozvádzača?

Rotačné posúvačové rozvádzače - tieto rozvádzače sa spravidla konštruujú pre ručné alebo mechanické ovládanie a stretávame sa s nimi v pneumatických obvodoch jednoduchých mechanizačných zariadení.



Obrázok č. 130 Rotačný posúvačový rozvádzač s ručným ovládaním

Škrtiace ventily - škrtiacimi ventilmi riadime prietok vzduchu, ku ktorého zmene dochádza zmenou prietokového prierezu. Príklad škrtiaceho ventilu je na *obr. 131 a*. Na reguláciu prietoku iba v jednom smere možno použiť upravený jednosmerný ventil (*obr. 131 b*). Gulôčka ventilu nedosadá do sedla, ale na driel reguláčnej skrutky, ktorej poloha určuje prietokový prierez, a teda aj prietok. Pri prietoku v opačnom smere sa gulôčka zdvíha a ventil kladie prietoku minimálny odpor.



Obrázok č. 131 Škrtiace ventily

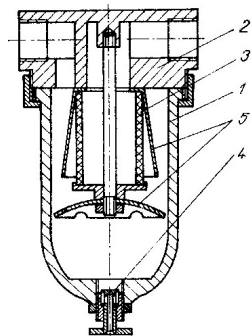
6.6 Vedenie

Vedením rozumieme všetky prvky, ktoré sa podieľajú na rozvode vzduchu. Sú to potrubia, hadice, nákrutky.

6.7 Pomocné prvky

Pomocné prvky sa na funkciu mechanizmu priamo nepodieľajú, ale ju zabezpečujú. Prevažná väčšina z nich je určená na úpravu vzduchu, ktorý je síce bežne k dispozícii, ale obsahuje nečistoty, vlhkosť, a nemá potrebné mastiace vlastnosti.

Čističe - obvyklé vyhotovenie čističa je na *obr. 132*. Pri vstupe do čističa je vzduch nútený náhle zmeniť smer prietoku, čím dôjde k oddeľovaniu hrubších nečistôt a kvapôčok. K ďalšiemu zachyteniu nečistôt dochádza na vložke čističa. Správna funkcia čističa vyžaduje pravidelné vypúšťanie usadenín a včasnú výmenu alebo regeneráciu vložky.

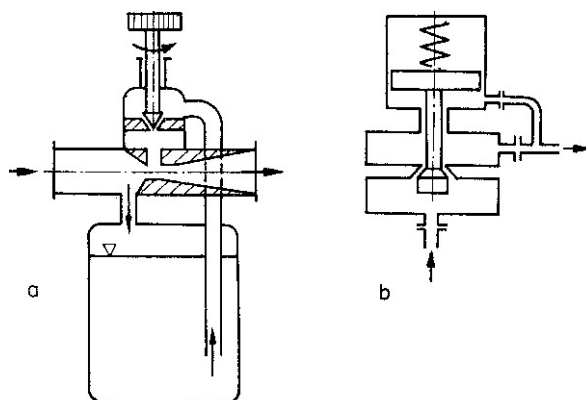


Obrázok č. 132 Čistič a odlučovač

1 – nádoba, 2 – hlava, 3 – vložka, 4 –vypúšťací ventil, 5 – priehradky

Prvky na znižovanie vlhkosti - vlhkosť vzduchu treba znížiť na takú hodnotu, aby nemohlo dôjsť ku kondenzácii vodných pár v miestach, kde je to nežiaduce. Obsah vodných pár vo vzduchu sa znižuje pri ich kondenzácii, absorpcii alebo adsorpcii, čo sa využíva aj v prvkoch na znižovanie vlhkosti. Vodné pary kondenzujú aj vo vedení. Na zhromažďovanie kondenzátu slúžia kondenzačné nádoby umiestnené v najnižších miestach vedenia, ktoré treba pravidelne vyprázdňovať.

Mastenice - ak vyžaduje pneumatický motor alebo ďalšie prvky maslenie pracovnou tekutinou, treba zabezpečiť mastiace vlastnosti vzduchu jeho zmiešaním s olejovou hmlou. Mastením sa zníži trenie medzi piestom a valcom a zároveň sa kovové časti chránia pred koróziou. Toto sa deje v tlakovej mastenici (obr. 133 a). Stlačený vzduch tlačí na hladinu oleja v nádobe. Regulačný ventil reguluje množstvo vytlačeného oleja, ktorý je strhávaný prúdiacim stlačeným vzduchom v zúženej časti potrubia.



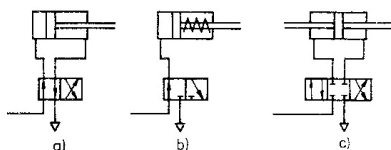
Obrázok č. 133, a – mastenica, b – regulačný ventil

Regulátor tlaku - udržiava tlak vzduchu na požadovanej hodnote (obr. 133 b). Montuje sa v zvislej polohe. Proti pohybu regulačného ventilu pôsobí pružina. Ak tlak vzduchu je väčší ako je zodpovedajúci tlak pružiny, posúva sa piest regulačného valca hore a zatvára regulačný ventil. Tým klesá tlak výtokovej časti regulátora. Naopak, ak poklesne tlak vo výtokovej časti regulátora, poklesne aj tlak pod piestom, pružina posunie piest smerom dolu a regulačný ventil sa otvára. Tým tlak vo výtokovej časti regulátora opäť stúpa.

Úloha - Štúdiom dostupnej dokumentácie získajte prehľad o tuzemských výrobcach pneumatických prvkov na všeobecné určenie a o ich výrobnom programe.

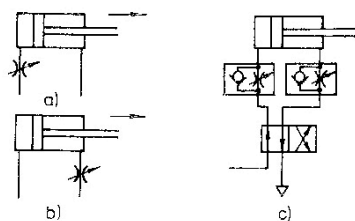
6.8 Základné štruktúry pneumatických mechanizmov

Zmysel výstupného pohybu možno riadiť rozvádzačmi (obr. 134). Pokojové polohy pneumatického motora sú spravidla dané vonkajšími dorazmi alebo pri priamočiarych motoroch jeho krajnými polohami.



Obrázok č. 134 Riadenie zmyslu pohybu pneumatického motora

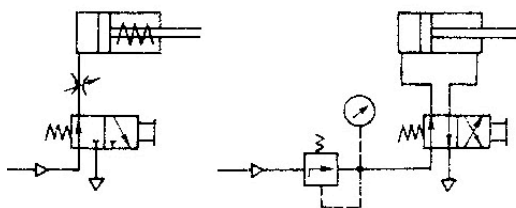
Riadenie rýchlosti pneumatického motora dosahujeme riadením jeho prietoku škrtiacimi ventilmi. Tieto môžu byť umiestnené na vstupe motora (*obr. 135a*), alebo lepšie na jeho výstupe (*obr. 135b*). Ak sa kladú rovnaké nároky na pohyb v oboch smeroch, volí sa usporiadanie podľa *obr. 135c*.



Obrázok č. 135 Riadenie rýchlosti pohybu pneumatického motora

Silové pôsobenie mechanizmu obmedzujeme vhodne umiestnenými a vhodne nastavenými redukčnými ventilmi.

Pohony s priamočiarými pneumatickými motormi - najčastejšie sa s nimi stretávame v mechanizačných a automatizačných zariadeniach, v priemyselných robotoch a manipulátoroch, v úderných strojoch a pod. Jednoduché pohony používané v prípravkoch a v mechanizačných zariadeniach sú na *obr. 136*.



Obrázok č. 136 Pneumatické pohony

6.9 Prevádzka a údržba pneumatických mechanizmov

Prevádzka vhodne navrhnutého a zostaveného pneumatického mechanizmu nekladie osobitné nároky na obsluhu, vyžaduje však pravidelnú údržbu. Najväčšiu pozornosť treba venovať prvkom na úpravu vzduchu. Musí sa vypúšťať kondenzát z odlučovačov, čističov a kondenzačných nádob a ďalej sledovať náplň masteníc. V pravidelných intervaloch treba vymieňať alebo regenerovať vložky čističov. Pracovník údržby musí poznať funkciu jednotlivých prvkov a podmienky ich prevádzky. Tieto poznatky sú predpokladom dobrej obsluhy a údržby a sú nevyhnutné pri odstraňovaní porúch.

6.10 Signalizačné zariadenia

Signalizácia vizuálne ukazuje prevádzkový stav pneumatického systému a pomáha pri zisťovaní chýb. Rôzne farby optických signalizačných zariadení majú vždy svoj určitý význam pre prevádzkový stav riadenia - tabuľka č. 11.

Medzi signalizačné zariadenia patria nasledujúce prístroje:

- počítadlo počtu cyklov
- merače tlaku, zobrazujú hodnoty tlaku
- časovacie jednotky, s vizuálnym zobrazením časového oneskorenia
- optické signalizačné zariadenia

Farba	Význam	Poznámka
červená	stoj, koniec	Stav stroja alebo zariadenia vyžadujúci si okamžité opatrenia
žltá	zákrok	Zmena alebo bezprostredne blížiaci sa zmena podmienok
zelená	štart, začiatok	Normálna prevádzka, bezpečný stav, voľný vstup
modrá	rôzny význam	Rôzny význam, ktorý nemôže byť vyjadrený farbou červenou, žltou alebo zelenou
biela alebo bezfarebná	nemá žiaden špeciálny význam	Bez zvláštneho významu, môže byť použité v prípadoch keď nie je možné zobraziť červenú, žltú alebo modrú.

Tabuľka č. 11

POUŽITÁ LITERATÚRA

R. Binder: Technická mechanika. ALFA Bratislava 1990

K. Michalíková: Mechnika – Statika, Slovenské pedagogické nakladateľstvo, 2001

K. Mičkal: Technická mechanika – Alfa 1991

Turek, Skala, Haluška: Zbierka úloh z mechaniky, SNTL, vyd. ALFA, 1979

A. Daniš – Pružnosť a pevnosť, Slovenské pedagogické nakladateľstvo, 2000

Š. Mišák, R. Karaffa, Hydromechanika, Slovenské pedagogické nakladateľstvo, 2002

Š. Mišák, R. Karaffa, Termomechanika, Slovenské pedagogické nakladateľstvo, 2002