

Problémy automatického řízení polohy pracovních nástrojů u pohyblivých strojů lze rozdělit na dvě části:

- a) vytvoření vhodné stabilizované základny a způsob jejího snímání;
- b) řešení vlastního regulačního obvodu.

ad a) Jako stabilizované základny se používá napnutého drátu, laserového paprsku, konce okraje dříve položené nebo upravené rovinné vrstvy. Takto vytvořená stabilizovaná základna se užívá pro podélnou niveletu a pro řízení pohybu mobilního stavebního stroje. Pro řízení především příčné nivelety, tj. příčného sklonu pracovního orgánu kolmo na směr pohybu celého stroje, se používá buď fyzikální kyvadlo, gyroskop nebo umělý horizont.

ad b) Řešení regulačního obvodu je vlastně řešením tří skupin - snímače, ústředního členu a regulačního orgánu. Signál vedený ze snímače je zpracováván v ústředním členu a jeho prostřednictvím je dáván impuls regulačnímu orgánu. Regulační orgán tvoří většinou soustava přímočarách hydromotorů, které udržují pracovní orgán v konstantní poloze vzhledem k stabilizované základně. Volba počtu a způsobu umístění prvků regulačního obvodu je závislá na konstrukci a správné funkci stroje.

Např. u silničních finišerů je většinou použito dvou přímočarách hydromotorů umístěných po obou stranách stroje. Na nich jsou zavěšena ramena nesoucí stabilizační desku finišera. Každý z hydromotorů je ovládán elektromagneticky řízeným hydraulickým ventilem, který je na jedné straně řízen signálem z čidla podélného sklonu a na druhé straně signálem z čidla příčného sklonu (sklonometru). To platí pro případ umístění naváděcího drátu po jedné straně stroje. Pokud je stabilizovaná základna vytvořena po obou stranách stroje, lze použít snímače podélného sklonu i pro příčnou regulaci ustavení pracovního nástroje.

Bouřlivý rozvoj elektroniky se postupně odráží i v aplikacích elektronických prvků při automatizovaném řízení strojů. Elektronické řídící systémy se používají především pro řízení složitějších technologických procesů. Začínají se uplatňovat i při řízení nivelety. Podobně se rozšiřuje stále více použití mikroprocesorů pro řízení polohy pracovních orgánů zemních strojů. Mikroprocesory poskytují svými vlastnostmi i parametry perspektivu jejich stále širšího uplatňování v systémech ovládání a řízení mobilních strojů.

5.4.1 Stabilizovaná základna mimo konstrukci stroje

Tato stabilizovaná základna je součástí zemního díla. Tvoří ji nejčastěji napnutá ocelová struna, předem položená konstrukční vrstva vozovky, obrubník chodníku apod.

Naváděcí drát se umísťuje buď po jedné straně stroje, bez požadavku dodržení příčné nivelety, nebo je umístěn po obou stranách stroje. Při použití pouze jednoho naváděcího drátu se zařízení doplňuje čidlem pro snímání příčného sklonu. Vytyčování stabilizované základny tvořené ocelovou strunou, příp. nylonovým vláknem, je však zdlouhavé a náročné na přípravné práce spojené s vysokou pracností u technického a pomocného personálu. Pro každou pracovní operaci je nutné provést nové vytyčování vodicího drátu a systém umožňuje pouze malé pracovní rychlosti naváděných strojů. Vodící drát je sledován snímačem a signalizované odchylinky přímo regulují polohu pracovního orgánu.

5.4.2 Stabilizovaná základna jako součást konstrukce stroje

- a) Podélná niveleta

Snímání základny z napnutého drátu je jednak náročné na geometrické vytyčovací práce a jednak je zde jisté nebezpečí poškození základny nepozorností pracovníků. Nepříznivě se může projevit i tepelná dilatace vlastní napnuté ocelové struny. Proto se stále častěji uplatňuje stabilizovaná základna, která je součástí konstrukce stroje, tzv. "vlečná ližina".

Snímání hodnot z urovnalané pláně nebo okraje betonového pásu (vrstvy) se děje pomocí vlečné ližiny 2 až 20 m dlouhé. Vlastní ližinu tvoří trubka se zkosenými konci a konzolami pro uchycení napnuté struny, které se dotýkají snímač. V obou koncích této ližiny jsou pružné závesy pro upevnění ocelové struny,

které tlumí dynamické účinky od pohybu ližiny na konstrukce vozovky. Při pohybu stroje se vyrovnávají nerovnosti v rozmezí délky snímací ližiny. Je-li sousední pás proveden přesně, lze užít krátké snímací lišty. Lze používat ližiny na jednom nebo na obou koncích finišeru nebo pouze zadní či přední ližiny. Výhodou tohoto systému je vytvoření poměrně dlouhé stabilizované základny s omezením vlivu lokálních nerovností. Přední ližiny musí umožňovat najetí nákladního automobilu s obalovanou směsí k zásobníku finišeru. Nedostatkem uvedeného systému řízení je omezené použití v obloucích budované vozovky a to především pro menší poloměry zatáček.

b) Příčná niveleta

Pokud je stabilizovaná základna pro podélnou niveletu vytyčena z obou stran stroje, lze ji využít i pro příčnou niveletu tj. niveletu kolmo na směr pohybu stroje. V ostatních případech je nutné zabezpečit vlastní, tzv. vnitřní stabilizovanou základnu. Nejčastěji se používá buď fyzikální kyvadlo nebo gyroskop.

Nedostatkem systému řízení s fyzikálním kyvadlem je relativně nižší přesnost dodržení nivelety. Zařízení, které používá snímače s převodem odchylky na reostat, je schopno zabezpečit dodržení požadovaného sklonu terénu s přesností $\pm 30^\circ$.

Zatímco snímač využívající princip fyzikálního kyvadla je schopný hodnotit niveletu v jedné rovině (kolmě k rovině pohybu kyvadla), snímač využívající vlastnosti gyroskopu je schopný určovat polohu pracovního nástroje v podélném i příčném směru vzhledem k pohybu stroje. Z technického hlediska je to nejdokonalejší systém řízení pracovního stroje, a to jak v podélném, tak v příčném směru. Určitou nevýhodou je vyšší cena a vyšší nároky na zdroj energie gyroskopu.

5.4.3 Snímače polohy

Velkých změn během vývoje řízení nivelety u stavebních strojů dosáhl vlastní snímač odchylky od referenční linie. Tento snímač může být buď kontaktní nebo bezkontaktní.

Kontaktní snímač je v základním provedení řešen jako dvoupolohový s polohami zapnuto - vypnuto. K tomuto účelu je možno použít mikrospinačů. Plynulá regulace tímto druhem spinačů je nemožná. Odporový spinač má pohyblivý člen - raménko, které se pohybuje po stabilizované základně a při zaznamenání odchylky od této základny otáčí potenciometrem a tím dochází ke změně jeho odporu a zároveň rozvážení odporového můstku. Signál je dále zpracováván ve výkonovém zesilovači a jeho prostřednictvím jsou ovládány elektromagneticky řízené hydraulické ventily.

Vedle kontaktních snímačů používají současně nivelační automatiky bezkontaktní snímače. Ty mohou být buď indukční, kapacitní nebo optoelektrické. Předností těchto snímačů je vysoká citlivost a provozní spolehlivost a dlouhá životnost.

5.5 Řízení strojů pomocí laseru

Nevýhody stabilizované základny tvořené vodícím drátem se snaží odstranit nehmotná stabilizovaná základna, tj. použití světelného zdroje, především laseru. Laser - odvozeno z počátečních anglických slov "Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation", tj. zesílení světla s využitím stimulované emise - je zdrojem koherentního monochromatického světla pracujícího na principu vzájemného působení hmoty a elektromagnetického záření.

Myšlenka uplatnění laserů pro nivelační ústrojí stavebních strojů je založena na vytvoření aktivní světelné přímky nebo roviny v terénu. Tato přímka nebo rovina vytváří ideální vztažnou základnu, která však při delších trasách může podléhat řadě rušivých vlivů, jako je např. refrakce a teplotní vlnění atmosféry nad povrchem země, fluktuace atmosféry, mlha, dešť, sníh, vítr, prach apod. Tyto rušivé vlivy ovlivňují snímání laserového paprsku a snižují přesnost a využitelnost stavební laserové techniky. K vytvoření stabilizované základny se používá buď laserový paprsek (sledování pracovního orgánu po přímce) nebo laserová rovina (kontrola práce v rovině), přičemž může být toto řízení jednosměrové (jedna světelná rovina) nebo dvousměrové (dvě vzájemně na sebe kolmé světelné roviny).

Princip jednorozměrového řízení spočívá ve zvětšení průměru paprsku pomocí teleobjektivu na $d = (10 \text{ až } 20) \text{ mm}$ a rozložení tohoto paprsku válcovou čočkou do světelné roviny. Jednorozměrové řízení se využívá především pro řízení strojů provádějících práce plošného charakteru (skrejpy, grejdry). Světelná rovina, která může být vodorovná nebo skloněná souhlasně s projektovaným spádem upravované plochy, je snímána fotoelektrickým detektorem, jehož signály vedou k zesilovači. Signály řídícího okruhu pak automaticky ovládají polohu pracovního nástroje.

Jednorozměrové řízení lze rozšířit na dvourozuměrové pomocí přídavného zařízení, které rozděluje paprsek do dvou vzájemně kolmých světelných rovin. Světelný paprsek prochází polopropustným zrcadlem k válcové čočce, která jej rozmiňá do vodorovné roviny. Průsečnice těchto dvou světelných rovin určuje směr jízdy stroje.

5.5.1 Vizuální způsob kontroly polohy pracovního nástroje

Kvalita práce při vizuálním způsobu řízení je do jisté míry ovlivněna obsluhou stroje. Vizuální způsob kontroly se však používá pouze vyjímečně pro speciální případy nebo jako přechod k elektronickému způsobu sledování. Při tomto způsobu kontroly je na pracovním nástroji mobilního stroje umístěno stínítko tak, aby bylo pozorovatelné z místa obsluhy.

5.5.2 Fotoelektrický způsob kontroly polohy pracovního nástroje

Fotoelektrický způsob sledování polohy pracovního nástroje v přímce nebo v rovině může být v provedení s poloautomatickým nebo automatickým režimem řízení:

Poloautomaticky, kdy snímač na pracovním nástroji kontroluje odchylku od zadaného směru a signalizuje do kabiny řidiče odchylku větší než dovoluje tolerance. Nejčastěji se k danému účelu používá světelné signalizace. Aby fotobuňky přijímače nereagovaly také na "cizí" světlo, zesilují se laserové signály v zesilovačích, které pracují v úzkém spektrálním pásmu a jež jsou nastaveny na modulační frekvenci laserového světla. Ani přes modulaci laserového světla nelze vždy při plném slunečním záření zanedbat vliv rušivého světla. Před rádií se interferenční filtry, které propouštějí světlo jen v úzkém pásmu vlnových délek laserových paprsků, je tento vliv prakticky vyloučen.

V automatickém režimu je poloha pracovního nástroje vůči řídící laserové základně určována automaticky. Snímač umístěný na pracovním nástroji signalizuje velikost odchylky laserovým paprskem udávané polohy přímo v kvalitativní hodnotě (např. velikost elektrického napětí). Po zesílení tento signál přímo řídí elektrozaváděče hydraulických motorů ovládajících pracovní nástroj.

Příkladem automatického způsobu řízení jsou proporcionální automatické systémy, které lze rozdělit na proporcionální časové a proporcionální průběžné systémy, a to podle vysílaného signálu z přijímače do řídícího obvodu. U proporcionálního časového systému je signál přinášen sérií impulsů. Čas trvání impulsu se mění s velikostí odchylky od řídící roviny. Proud je při každém impulsu konstantní. Impulsem se otevře solenoidový ventil hydraulického obvodu pro korekci polohy pracovního nástroje. Po skončení impulsu při vyrovnání odchylky se ventil hydraulicky uzavře. Tento systém se používá u strojů, které se pohybují relativně pomalou rychlostí, jako např. rýhovače, drenážní stroje a stroje pro kladení kabelů. Odchylka od řídící roviny nastává pomaleji a rychlosť korekce nemusí být příliš velká.

Složitějším a náročnějším systémem je proporcionální průběžný systém s průběžně přenášeným signálem. Procházející proud je úměrný velikosti odchylky přijímače od řídící roviny. Hydraulický vyrovnávající systém je ovládaný regulačním ventilem, jehož otevření je úměrné velikosti odchylky. Řízení systému je obdobou ručního řízení. Při zjištění velké odchylky polohy pracovního nástroje se otevře co nejvíce řídící hydraulický ventil a v blízkosti správné polohy se ventil postupně přivírá. Proporcionální průběžné systémy lze s výhodou používat všude tam, kde pohyb stroje je rychlý a vyžaduje se přesnost dodržení roviny, jako je tomu při řízení shrnovačů, srovnavačů, motorových skrejprů a podobně.

5.5.3 Fotoelektrické snímače polohy

Pro poloautomatický nebo automatický režim řízení polohy pracovních orgánů pomocí laseru se používá fotoelektrický způsob sledování vztažné základny. Snímání odchylky z referenční linie tvořené laserem a převod této odchylky na elektrický impuls zabezpečují snímače-fotobuňky.

Současné bezkontaktní optoelektrické snímače polohy používají např. hradlové křemíkové fotonky, které jsou vyrobeny ze skla a jsou otřesuvzdorné. Po příjmu světelného paprsku vychází z fotonky nepatrné napětí a proudy (řádově desetiny voltu a desítky mikroampér), které je nutné zesílit. Hradlová křemíková fotodioda patří mezi aktivní fotoelektrické snímače, jejichž činnost je založena na fotoelektrickém jevu, který vzniká při osvětlení přechodu mezi polovodiči. Na výstupu snímače vzniká napětí, které je úměrné osvětlení.

Vedle aktivních fotoelektrických snímačů se používají také pasivní a to nejčastěji fotoresistory. Fotoresistory pracují na principu změny elektrického odporu vodiče působením světelného záření, kdy vlivem osvětlení se zmenšuje hodnota odporu.

5.6 Dálkové ovládání strojů

Potřebu tohoto způsobu ovládání mobilních zemních strojů vyvolává požadavek zvýšení bezpečnosti práce a výkonu v obtížných pracovních podmínkách a případně zlepšení kvality práce. Dálkové řízení musí být navrženo tak, aby ho bylo možno montovat na sériově vyráběný stroj, bez nutnosti provádět změny v ovládání vnitřních orgánů stroje. Zařízení proto musí simulovat pohyby, které koná řidič na řídících pákách a pedálech.

Principiálně je možno dálkové ovládání stroje řešit elektromagnetickými ventily, zabudovanými přímo v hydrostatických olejových okruzích stroje. Tato cesta však odpovídá požadavku, aby dálkové řízení bylo přímo montovatelné na běžné sériové stroje. Existují výhodnější způsoby, které jsou nezávislé na hydraulice stroje. Jde o princip, v němž k pohybu řídících pák stroje je použito pneumatických servoválců, ovládaných elektromagnetickými ventily rozvaděčů, které reagují na povely předané jim dálkově od řidiče mimo stroj pomocí vysílače a přijímače.

6. PODVOZKY STROJŮ PRO ZEMNÍ PRÁCE

6.1 Požadavky na podvozky a rozdělení podvozků

Stroje pro zemní práce se při práci pohybují většinou v terénu, musí překonávat příkrá stoupání, pohybují se často v terénu s velkým příčným sklonem, otáčeji se a manévrovají ve stěsnaných podmínkách (výkopech). Proces rozpojování zemin u radlicových strojů vyžaduje přenos značných sil ve styčných plochách aktivních částí podvozků a terénu. Podvozek musí zajistit strojům rovněž potřebnou stabilitu a průchodnost v terénu, takže je možno uvést, že význam jakéhokoli podvozku zemních strojů je následující:

- přenos hmotnosti a všech vnějších existujících sil na pojezdovou podložku,
- zabezpečení stability stroje při práci, pohybu a zabezpečení dovoleného měrného tlaku na podložku,
- přemístění stroje na jiný úsek.

Vlastní konstrukce musí potom zaručit optimální provoz při malé hmotnosti a nízké pracnosti výroby, dostatečné tažné síle a samozřejmě spolehlivosti za jakýchkoliv klimatických podmínek, nelze opomenout bezpečnou stabilitu a bezpečnost vůbec, podvozek musí být necitlivý na silné znečištění atd.

Rozmanitost požadavků na podvozky, z nichž mnohé, zvláště u univerzálních strojů, jsou někdy protichůdné, se projevuje v různosti konstrukce podvozků. Konstrukce podvozku je určována

- technologií pracovního procesu,
- druhem a stavem povrchu terénu v němž stroj pracuje,
- požadovanými jízdními vlastnostmi stroje.

Z uvedeného lze definovat následující požadavky obecně kladené na pojezdové ústrojí:

1. Zabezpečení stability stroje - čímž je určováno rozložení opěrných bodů, rozměry a hmotnost.
2. Zabezpečení dovolených měrných tlaků na podložku - tímto požadavkem je určována plocha styku s podložkou, hmotnost a rozměry pojezdových vahadel, složitost konstrukce.
3. Zabezpečení požadované manévrovatelnosti dané technologickým procesem - má vliv na výběr typu pojezdového ústrojí.
4. Zabezpečení požadované přesnosti přemístění zemního stroje - vstupuje do popředí hlavně u nevýsuvových kolesových rýpadel, poněvadž pojezdem je určována tloušťka třísky záběru.
5. Zabezpečení spolehlivého zabrzdění zemního stroje - ovlivňuje např. nutné množství house-nicových článků.
6. Zabezpečení potřebnou pracovní a transportní rychlostí pohybu ovlivňuje časové a výkonové využití.
7. Zabezpečení plynulého rozběhu a brzdění - ovlivňuje dimenzování - ocelové konstrukce stroje.

Stroje pro zemní práce mívají zpravidla některý z těchto druhů podvozků: pásový (housenicový), kolový, kráčivý, kolejový a kolejovo kráčivý.

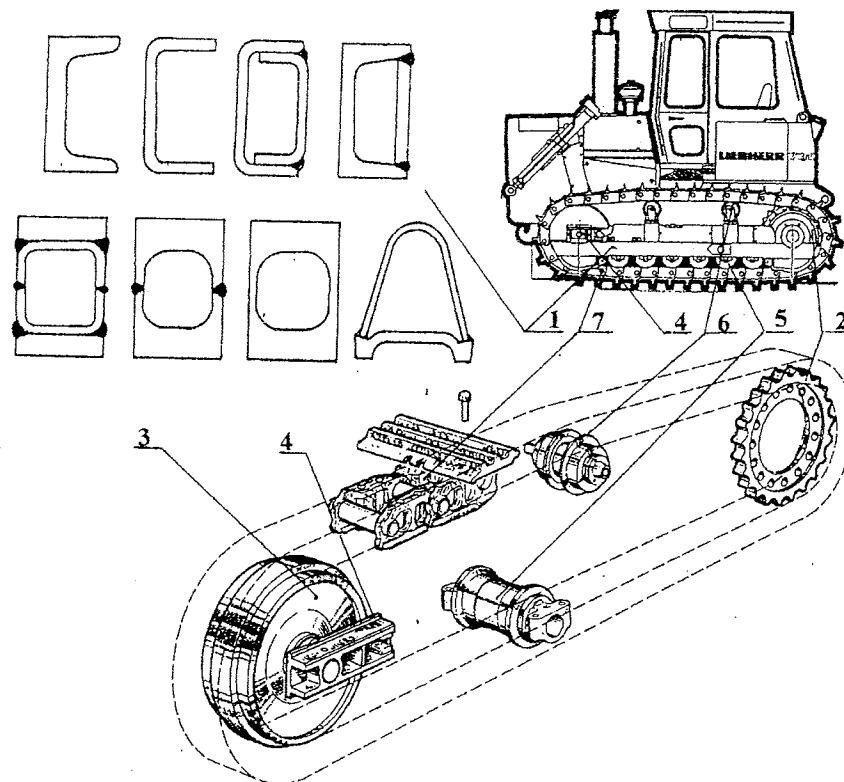
6.2 Pásové (housenicové) podvozky

Pásové podvozky se vyznačují malými hodnotami tlaků na stykové ploše pásu a podložky. Mají velký záběrový účinek, tzn., že mohou přenášet značné hnací a brzdné síly. Jejich nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady a náklady na údržbu a opravy, značná hmotnost.

6.2.1 Konstrukce a základní části pásových podvozků

Pásový podvozek tvoří pásové pojízděcí ústrojí podle obr.6.1, jejichž podélné nosníky (nosiče housenic) jsou pomocí příčníků připojeny k základnímu rámu stroje. Spojení podélných nosníků s příčníky i příčníků s rámem stroje je provedeno buď jako šroubované s vhodně uspořádanými přírubami nebo jako svařovaný spoj. U dozerů, traktorů a podobných strojů je jeden z příčníků (obvykle přední) kryvný. Lopatové nakladače a rýpadla mají s ohledem na požadovanou stabilitu stroje rámy tuhé. Pásový podvozek má tyto základní části (obr. 6.1):

1. podélný nosník (rám),
2. hnací řetězové kolo (hnací turas),
3. vodící kolo (vratný turas),
4. napínací ústrojí pásu,
5. pojazdové kladky,
6. podpěrné kladky,
7. článkový pás.



Obr. 6.1 - Základní části pásového podvozku

Podélný nosník

pásového podvozku musí být dostatečně tuhý, aby bezpečně a bez podstatnějších deformací přenesl, na něj připadající podíl, zatížení stroje. Nesmí vykazovat deformace při přejízdění terénních nerovností. Bývá vytvořen zpravidla ze dvou válcovaných, hraněných (ohýbaných), vytlačovaných nebo složených svařovaných nosníků, které jsou pro zvýšení tuhosti vzájemně spojeny stojinami a pásnicemi. Stojiny a pásnice musí být umístěny tak, aby umožnily nejen nerušenou funkci, ale i údržbu a případnou výměnu ostatních částí podvozku.

Hnací řetězové (turasové) kolo

Základním požadavkem je, aby profil zubů kola vyhovoval podmínkám správného záběru. Dříve se ozubení pečlivě obrábělo, aby tyto podmínky byly co nejlépe splněny. V provozních podmínkách, ve kterých stroje pracují, však nelze uchránit ozubení před znečištěním. Nečistoty ulpívající v zubových mezerách kol jsou pouzdry řetězu slisovány na tvrdost kamene a záběrové podmínky silně zhoršují. Proto dnes řada výrobců od pečlivého obrábění zubů upouští, dává-li technologie výroby ozubení záruky dostatečně přesného zhotovení profilu ozubení.

Dalším důvodem pro obrábění ozubení bylo, že při zaformování kol nebo venců, vyráběných většinou z ocelolitiny, vedla dělící rovina středem zubů. To, spolu s případným přesazením obou polovin formy, bylo příčinou geometrických vad zubního profilu, který proto vyžadoval dodatečné opracování. Moderní technologie lití - použití kovových modelů se stírači - umožňuje posunutí dělící roviny do čela ozubení při minimálních úkosech, takže postačí pouhé přebroušení funkčních ploch ozubení a zaoblení hran tam, kde zaoblené hrany nebylo možno vytvořit formou. Činné plochy ozubení jsou povrchově kaleny. Kola i samostatné vence se žíhají za účelem odstranění knutí.

stroje pro zemní práce

Použití věnců místo řetězových kol vcelku, kterých se dříve výhradně používalo, se velmi rozšířilo. Používá se věnců bud' celistvých nebo složených ze dvou i více segmentů. Věnce nebo segmenty se k tělesu kola připevňují pomocí lícovaných šroubů. Použití segmentů usnadňuje údržbu. Umožňuje výměnu opotřebovaného ozubení bez demontáže jiných částí podvozku. Segmenty se vyrábějí kováním v záplastkách. Po obrobení upínacích ploch obrábí se ozubení.

- Vodící kolo (vratný napínací turas)

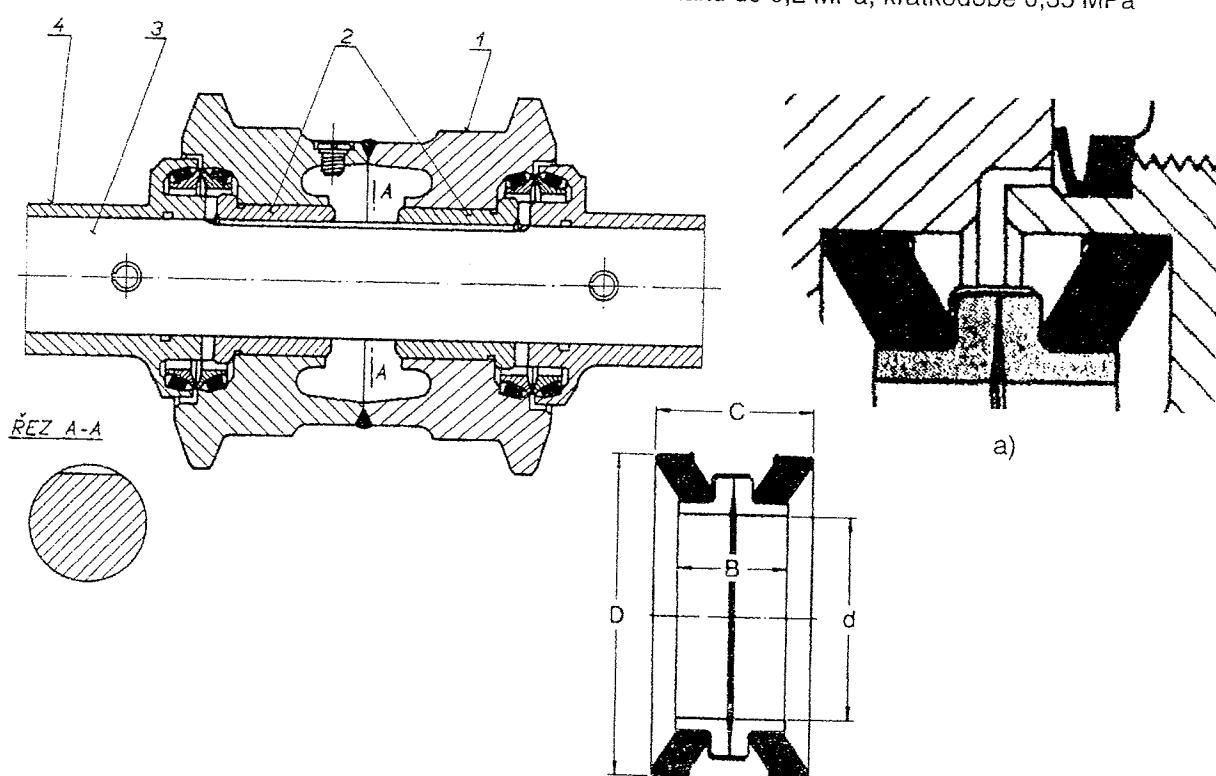
je bez ozubení. Opěrné plochy pro řetězy jsou odděleny nákrúžkem, který vede článkový řetěz. Protože ani zde není možno zajistit čistotu dosedacích ploch pro řetěz a navíc řetěz bývá v důsledku terénních nerovností jednostranně zatížen, upouští se i zde od obrábění pracovních ploch ocelolitinových odliteků. Plochy jsou povrchově kaleny. Vedle ocelolitinových kol se používá rovněž kol svařovaných.

- Pojezdové a podpěrné kladky

přenášejí vertikální a horizontální zatížení z pásů do podélného nosníku a vedou dolní větev pásu. Jsou uloženy pevně na podélném nosníku.

Na obr.6.2 je řez pojazdovou kladkou s kluzným uložením, kterého se ve stavbě pásových podvozků používá, neboť umožňuje malé rozměry kladek, což dovoluje jejich husté uspořádání. Těleso kladky 1 je vytvořeno svařením dvou výkovků. V tělese kladky jsou dvě kluzná pouzdra 2 a volný prostor v tělese kladky je vyplněn mazivem. Kladka je otočná kolem čepu 3, který je svými konci uložen v tělese 4, upevněném na podélném nosníku podvozku. Tvar čepu podle řezu A zajišťuje dobré mazání.

Jako těsnícího prvku se u moderních strojů používá mechanické axiální těsnění. Na obr. 6.2a je mechanické axiální těsnění typu HDDF, vyráběné firmou CR (**Cicago Rawhige**), člen skupiny SKF. Mechanické těsnění se skládá ze dvou shodných kovových kroužků a dvou pryžových talířových pružin. Kovové kroužky jsou vyrobeny ze speciální slitiny, odolné proti korozi a opotřebení. Dotykové plochy jsou zalapovány, to zaručuje utěsnění i pro řídké oleje, jako např. typ SAE 10W40. Dostatečný přísun maziva do třecích ploch je zajištěn kuželovitostí čelní plochy kroužků. Talířové pružiny z nitrilové pryže vyvozují přítlačnou sílu na kovové kroužky, slouží k přenosu třecího momentu mezi kroužky a dále utěsňují vnější průměry. Vnější spáru je možno ještě chránit přídavným těsněním. Na obr. 6.2a V-kroužek CR. Mechanická těsnění CR se dodávají jako k montáži připravená jednotka. Oba kovové kroužky drží pohromadě speciální pásku, kterou není nutné po namontování těsnění odstranit. Další informace viz [107]. Povolené pracovní podmínky těsnění HDDF jsou: teplota -50 až 100°C, krátkodobě 120°C obvodová rychlosť do 1,75 m/s, krátkodobě 4 m/s rozdíl tlaku do 0,2 MPa, krátkodobě 0,35 MPa

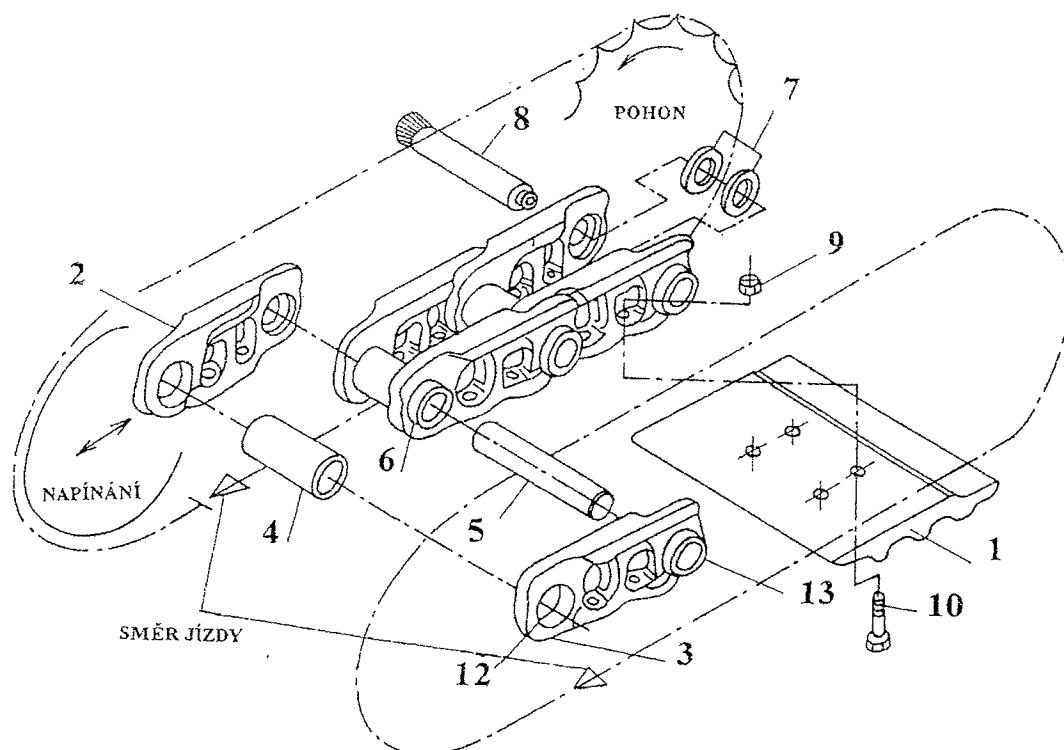


Obr.6.2 - Pojezdová kladka, a) detail těsnění

Článkový pás

Moderní stroje pro zemní práce jsou vybaveny často tzv. pásy traktorového typu (obr.6.3). Jejich desky se vyrábějí z přesně válcovaných profilů řezáním na potřebnou délku, která se rovná požadované šířce pásů. Desky mívají jednu, dvě nebo tři tzv. ostruhy. Ostruhy přispívají ke zvýšení chybové tuhosti desek a zlepšují záběrové vlastnosti pásu.

Řetěz je kloubový, pouzdrový - speciální konstrukce. Jeho spony jsou přizpůsobeny pro upevnění desek. Vedle toho jsou ve vnitřních sponách otvory pro nalisování pouzder a ve vnějších sponách otvory pro nalisování čepů a pro těsnící elementy. Spony se vyrábějí se záplastkovým kováním z oceli 40 Mn 4. Plochy, po kterých se pojízdící kladky odvalují, jsou povrchově kaleny do hloubky 5,3 mm (CATERPILLAR). Po zušlechtění je v jádru pevnost 900 až 1050 MPa, mez průtažnosti $R_e = 600$ MPa, tažnost 14 %.



Obr.6.3 - Článkový pás

1 - opěrná deska, 2, 3 - článek řetězu pravý, levý, 4 - závěrné pouzdro, 5 - čep, 6 - pouzdro, 7 - kroužky těsnění, 8 - závěrný spojovací čep, 9 - matice, 10 - šroub desky

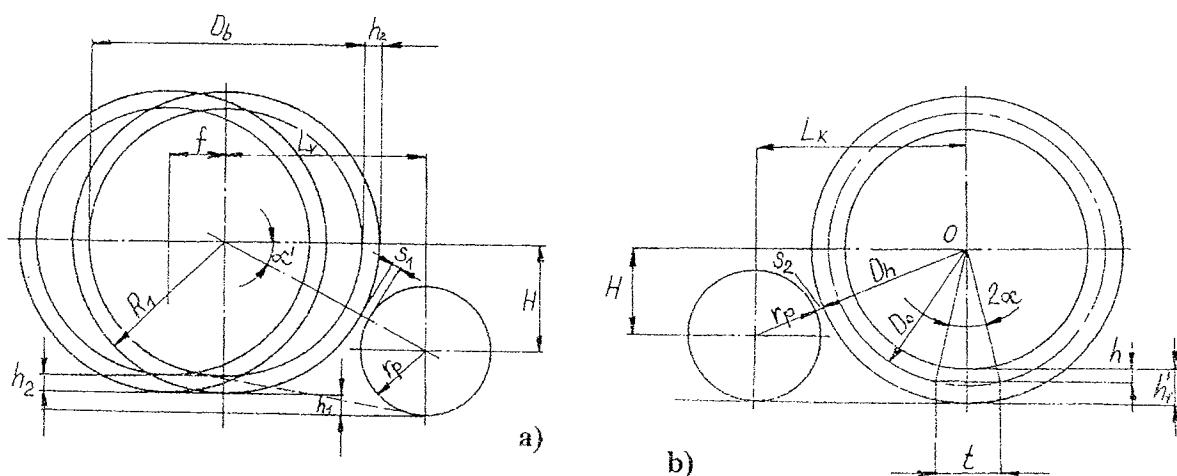
Konstrukci pásového podvozku je nutno věnovat náležitou pozornost. Má-li být zajištěna dostatečná životnost podvozku a tím bezporuchový chod i ve ztížených podmínkách, musí být v souladu zejména:

- rozteč opěrných kladek a rozteč řetězu,
- předpětí pásů s hmotností stroje,
- zdvih napínacího ústrojí pásů s ozubením hnacího řetězového kola.

Pro správné nabíhání a sbíhání řetězu pásu je žádoucí, aby vzdálenosti mezi hnacím řetězovým kolem, resp. vodící kladkou a sousedními pojízdícími kladkami byly minimální. Vzhledem k velkému rozdílu v průměru hnacích kol či vodících kladek a kladek pojízdících vycházejí úseky mezi nimi, tj. úseky, ve kterých pás není veden, relativně veliké. Při zatáčení stroje je pak pás v těchto místech vystaven enormnímu zatížení, které se navíc superponuje se zatížením od tahových sil v pásu.

Z hlediska průběhu kontaktních tlaků pod pásem a jízdních odporů je vhodné, aby podepření pásu bylo co nejhustší.

Průměr opěrné plochy běhounu vodící kladky (hladké - viz obr.6.4) je, za předpokladu stejných roztečných průměrů u vodící kladky a hnacího řetězového kola



Obr.6.4 - a) Vzdálenost vodicí kladky od krajní kladky pojazdové
b) Vzdálenost hnacího řetěz, kola od krajní pojazdové kladky

$$D_c = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} - 2h \quad [m] \quad (6.1)$$

kde h je výška středu čepů řetězu nad opěrnou plochou řetězu,
 z počet zubů řetězového kola a t je rozteč článkového řetězu.

Jak je určitě zřejmé, musí napínací ústrojí umožňovat takové propružení, aby mohlo dojít k přeskočení řetězu přes vrcholy zubů hnacího kola. Tomu odpovídající zdvih napínání je

$$l_n = \frac{\pi}{4} \cdot (D_h - D_o + d) \quad [m] \quad (6.2)$$

V rovnici značí:

D_h - průměr hlavové kružnice řetězového kola [m],
 D_o - roztečný průměr řetězového kola [m],
 d - vnější průměr kloubu řetězu [m].

Aby článkový pás mohl sbíhat z vodicí kladky na terén ve směru tečny, je nutné, aby běhou řetěz ležel o výšku h_1 nad rovinou běhou řetězového kola. Nadvýšení h_1 závisí na průměru vodicí kladky a na rozteči článkového řetězu a bývá v praxi 15 až 20 mm. Zabrání se tím nadmernému vnikání pásu do terénu při jízdě po měkkém podkladě nebo rozkmitání stroje ve frekvenci změny rozteče.

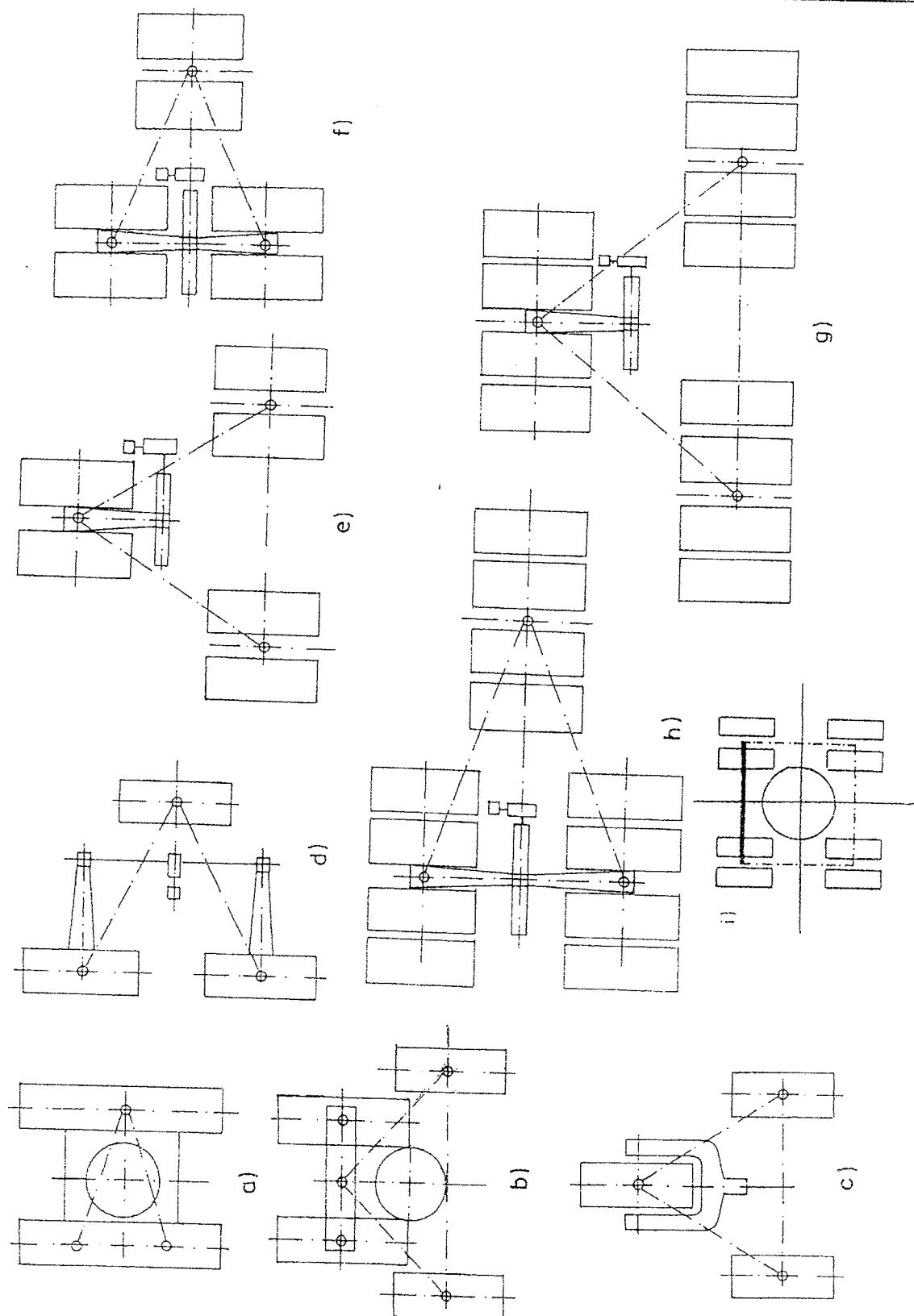
Horizontální vzdálenost krajní pojízdící kladky od vodicí kladky stanovíme s pomocí obr.6.4a. Z obrázku je zřejmé, že

$$R_1 = \frac{D_b}{2} + h_2 \quad [m] \quad (6.3)$$

kde R_1 je poloměr vodicího nákrúžku vodicí kladky [m],
 h_2 radialní výška nákrúžku [m].

Ani při maximálním stlačení pružiny napínacího ústrojí nesmí dojít ke styku nákrúžku vodicí kladky s kladkou pojízdící. Označíme-li minimální mezeru mezi těmito kladkami s_1 (v praxi $s_1 = 10$ mm minimálně), pak vodorovná vzdálenost jejich os bude

$$l_v = \left(\frac{D_b}{2} + h_2 + s_1 + r_p \right) \cos \alpha \quad [m] \quad (6.4)$$



Obr.6.5 - Systémy pásových (housenicových) podvozků včetně schéma řízení
 a) dvouhousenicový, b) čtyřhousenicový, c) trojhousenicový symetrický, d) trojhousenicový nesymetrický, e) symetrické uspořádání s třemi páry housenic, f) nesymetrické uspořádání s třemi páry housenic, g) symetrické uspořádání se zdvojenými páry housenic, h) nesymetrické uspořádání se zdvojenými páry housenic, i) čtyřhousenicový s páry housenic

Stroje pro zemní práce

a s přihlédnutím ke zdvihu pérovaní vodící kladky l_n .

$$l = l_v + l_n = \left(\frac{t}{2 \cdot \sin \frac{180^\circ}{z}} - 2h + h_2 + s_1 + r_p \right) \cos \alpha' + \frac{\pi}{4} (D_h - D + d) \quad [m] \quad (6.5)$$

Pro uložení podélných nosníků v zadní části stroje se ukázalo jako velmi vhodné tzv. centrické uložení nosičů housenic. Při tomto uložení zadní osa pásových podvozků je totožná s osami hnacích řetězových kol. Tento případ je znázorněn na obr. 64b. Z obrázku je patrné, že

$$H + r_p = \frac{D_0}{2} \cos \left(\frac{180^\circ}{z} \right) - h + h_1 \quad [m] \quad (6.6)$$

Požadujeme-li bezpečnou vzdálenost mezi řetězovým kolem a pojížděcí kladkou s_2 (15 mm), je vodorovná vzdálenost os kola a kladky

$$l_k = \sqrt{(D_h + r_p + s_2^2) - H^2} \quad [m] \quad (6.7)$$

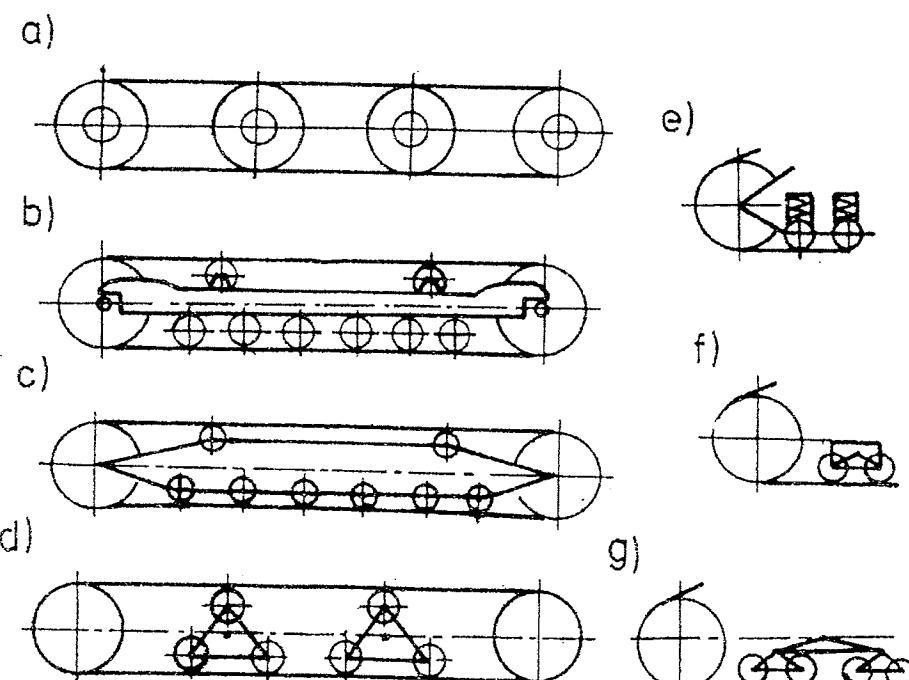
$$l_k = \sqrt{(D_h + r_p + s_2^2) - \left[\frac{D_0}{2} \cos \left(\frac{180^\circ}{z} \right) - h + h_1 - r_p \right]^2} \quad [m] \quad (6.8)$$

Ze stejných důvodů jako u vodících kladek provádí se i u hnacích řetězových kol jejich nadvýšení. Toto však bývá poněkud větší než u vodících kladek.

Dvoupásový podvozek je použitelný pro stroje o maximální hmotnosti do cca 300 tun. Pro větší stroje se používá podvozků s více pásy tak, aby bylo dosaženo požadovaných hodnot tlaků mezi pásy a půdou. Různé systémy ukazuje obr. 6.5.

Z obr. 6.5 by mělo být patrné, že systémem housenkového podvozku rozumíme obecné schéma uspořádání pásového podvozku, určeného počtem housenkových pásků.

Typem pásového podvozku pak rozumíme konstrukční uspořádání, tzv. tvar, počet a sestavení opěrných a pojazdových kladek, nosiče housenic, napínání apod., takže základní typy housenkových podvozků najdeme na obr. 6.6.



Obr. 6.6 - Základní typy housenkových podvozků

- a) málokladkový, b,c) mnohokladkový-traktorový, d,e,f) mnohokladkový-vahadlový jednostupňový,
- g) mnohokladkový-vahadlový dvoustupňový

6. Podvozky strojů pro zemní práce

Účelem konstrukce vahadlových housenicových podvozků, které se používají především u velkostrojů, je kopírování terénu, aby veškeré opěrné body byly vždy doopravdy opěrné, což vede i ke konstrukci vícestupňových vahadlových podvozků (až třístupňové), které právě u velkostrojů jsou limitujícím elementem jejich velikosti.

6.2.2 Napínání pásů

Článkové pásy strojů pro zemní práce je nutno náležitě vypnout pomocí mechanického nebo hydraulického ústrojí, aby byl zajištěn správný záběr článkového řetězu s hnacími koly a nedocházelo k případnému spadávání pásů, nebo k jejich nadměrnému vytahování vlivem příliš velkého předpětí. Napínání umožňuje vymezení výlil, které v kloubech řetězu vznikají v důsledku opotřebení pouzder a čepů.

Je účelné, provádět se napínání pásů pružinou. Odpružením vodící kladky se předchází případnému přetížení řetězu článkového pásu. K přetížení řetězu může dojít, dostane-li se mezi řetěz a kladky nebo řetězové kolo kámen, nebo dojde-li k usazení a zatvrdení zeminy v zubních mezerách a řetězovém kola. Není-li v takovýchto případech vodící kladka odpružena nebo pás dostatečně volný, stoupne tah v řetězu nepřípustně vysoko. Příliš volný článkový pás pak při větším vztahu síly v páse za jízdy vpřed i vzad má tendenci vybíhat ze záběru se zuby hnacího kola. Při jízdě vzad je dále nebezpečí, že v místě minimálního tahu v páse dojde k jeho vypříčení mezi vodící a pojízdnou kladkou. Odpružením vodící kladky se těmto nebezpečím čelí. Nemá-li však docházet k neustálému pohybu vodící kladky v důsledku kolísání tahu v páse, je nutné, aby pružina napínacího ústrojí měla náležité předpětí.

Napínací síla je rovna součtu sil v horní a dolní větvi pásu na napínací (vodící) kladce. Maximum této síly nastává při couvání (jízdě hnacím řetězovým kolem vpředu) stroje do stoupání. Je zřejmé, že maximální silový účinek pásu na vodící kladku je přímo úměrný celkovému maximálnímu zatížení stroje a největší hnací síle (přenosu sil mezi pásem a půdou).

Vyšetření napínací síly provádíme pro případy zrychlených (zpožděných) pohybů stroje na rovině, jakož i rovnoměrných a zrychlených (zpožděných) pohybů stroje na svahu, přičemž extrémní síly v napínacím ústrojí nastávají při ztrátě stability nebo při prokluzu pásů.

Hledisko stability

Jízda po rovině - viz obr. 6.7a
Z podmínky rovnováhy momentů k bodu O

$$P_z \cdot y - G_c \cdot x_1 = 0 \quad (6.9)$$

$$\frac{Q_c}{g} \cdot a \cdot y - G_c \cdot x_1 = 0 \quad (6.10)$$

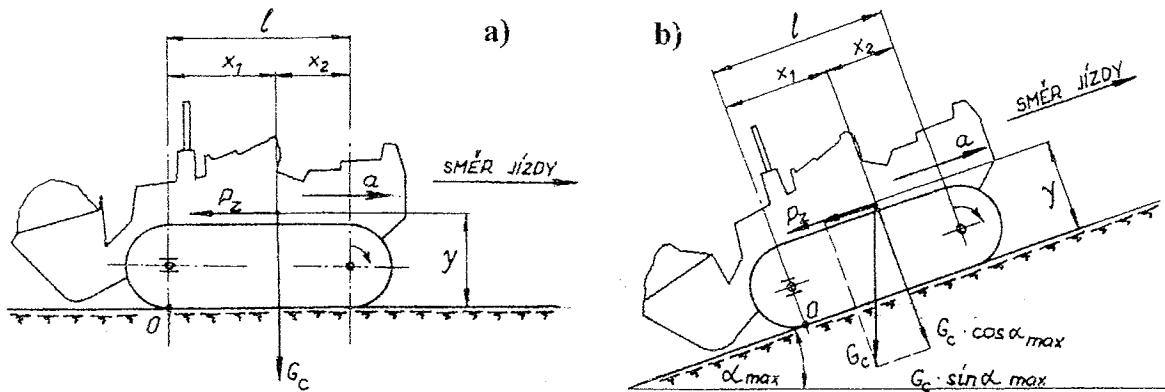
Plynou maximální možné zrychlení (zpoždění) z hlediska stability

$$a = \frac{x_1}{y} \cdot g \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (6.11)$$

Podmínka rovnováhy sil ve směru vodorovném je (pro jeden pás)

$$P_z - \frac{1}{2} \frac{G_c}{g} \cdot a = 0 \quad (6.12)$$

Stejný tah bude ve spodní větvi pásu v místě jeho nabíhání na vodící kladku. Potřebná napínací síla pro tento případ bude



Obr.6.7 a) - k výpočtu napínací síly pásu při jízdě na rovině
b) - k výpočtu napínací síly pásu při jízdě ve svahu.

$$F_1 = G_c \cdot \frac{a}{g} \quad [N] \quad (6.13)$$

Jízda do svahu - obr. 6.7b

Podobně jako v předešlém případě plyne z momentové výminky rovnováhy k bodu O -

$$G_c \cdot y \cdot \sin\alpha_{max} + G_c \cdot \frac{a}{g} \cdot y - G_c \cdot \cos\alpha_{max} \cdot x_1 = 0 \quad (6.14)$$

maximální možné zrychlení (zpoždění) z hlediska stability při jízdě do svahu

$$a = g \cdot \left(\frac{x_1}{y} \cdot \cos\alpha_{max} - \sin\alpha_{max} \right) \quad [ms^{-2}] \quad (6.15)$$

Podmínka rovnováhy sil na jedné housenici ve směru jízdy

$$\frac{1}{2} \left(\frac{G_c}{g} \cdot a + G_c \cdot \sin\alpha_{max} \right) - Z_2 = 0 \quad (6.16)$$

Tah v dolní větvi pásu bude

$$Z_2 = \frac{G_c}{2} \left(\frac{a}{g} + \sin\alpha_{max} \right) \quad [N] \quad (6.17)$$

a potřebná napínací síla

$$F = G_c \left(\frac{a}{g} + \sin\alpha_{max} \right) \quad [N] \quad (6.18)$$

Požadované stlačení pružiny napínacího ústrojí stanovíme z podmínky, že toto stlačení musí umožňovat přeběhnutí řetězu článkového pásu přes hlavovou kružnicí hnacího řetězového kola v extrémním případě úplného zanešení zubních mezer kola zeminou. V tom případě je stlačení pružiny

$$p_s = \frac{F}{D_h \cdot T} \quad [Pa] \quad (6.19)$$

kde D_h je průměr hlavové kružnice hnacího řetězového kola [m],

D_o - jeho roztečný průměr [m],

d - průměr pouzdra řetězu [m].

Pro odpružení vodících kladek se nejčastěji používají válcové pružiny, řidčeji pružiny talířové. Na pružiny se kladou vysoké nároky, zvláště se požadují malé rozměry. Poměr středního průměru pružiny k průměru drátu bývá až 2,9 (někdy, u rýpadel, až 2,15).

Na výrobu pružin se používá materiálů s mezí průtažnosti $R_e = 1100$ až 1350 MPa, mezí pevnosti 1300 až 1700 MPa.

6.2.3 Styk pásu s podložkou, průběh tlaků ve stykové ploše pásu s podložkou

Otázka vzájemného styku pásů a půdy je velmi složitá.

Složitost problému tkví v tom, že se:

- zemní stroj pohybuje se velmi rozdílných půdních podmírkách,
- zatížení pásů je proměnné co do velikosti a času,
- dynamické zatížení mění vlastnosti půdy,
- napnutí pásů bývá různé.

Jako srovnávací hodnota se vžil střední kontaktní tlak mezi pásem a terénem, definovaný podle (obr. 6.8a) vztahem

$$p_s = \frac{F}{b \cdot l} \quad [\text{Pa}] \quad (6.20)$$

Tento střední měrný tlak představuje zidealizovaný, rovnoramenně po délce l i šířce b pásu rozložený kontaktní tlak, vyvolaný zatěžující silou pásu F_0 [N], působící uprostřed pásu. Vychází se přitom z předpokladu, že pojízdící ústrojí tvoří tuhý nosník. Střední měrný tlak nepřihlází k žádnému z výše uvedených bodů, prosadil se však pro svou jednoduchost a proto, že takto zidealizovaný průběh je v přijatelné míře přiléhavý pro některé půdy (měkké) a některé typy podvozků, konkrétně pro podvozky s práce. Dojde-li k posunutí zatěžující síly pásu F mimo osu pásu, bude průběh kontaktního tlaku mít charakter podle obr. 6.8b. V daném případě bude

$$p_{\max} = p_s + \Delta p \quad [\text{Pa}] \quad (6.21)$$

z momentové výjimky k bodu O

$$F_0 \cdot e - 2\Delta p \cdot \frac{1}{2} \frac{1}{6} \cdot b = 0 \quad (6.22)$$

$$\Delta p = \frac{6 \cdot F_0 \cdot e}{l^2 \cdot b} = \frac{6 \cdot p_s \cdot e}{l} \quad [\text{Pa}] \quad (6.23)$$

$$p_{\max} = p_s \left(1 + 6 \frac{e}{l}\right) \quad [\text{Pa}] \quad (6.24)$$

a

$$p_{\min} = p_s \left(1 - 6 \frac{e}{l}\right) \quad [\text{Pa}] \quad (6.25)$$

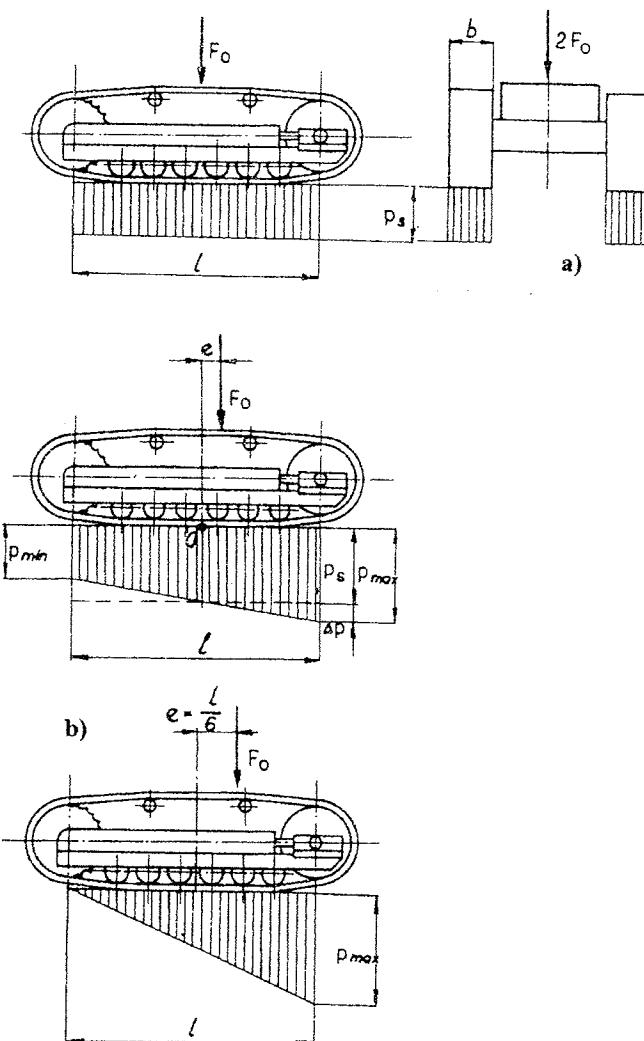
Pro $e = l/6$ bude $p_{\min} = 0$, $p_{\max} = 2p_s$ a teoretický průběh kontaktního tlaku bude trojúhelníkový. Při dalším posuvu zatěžující síly F_0 od středu pásů zůstává již charakter průběhu trojúhelníkový, poroste jen hodnota p_{\max} , která pak bude

$$p_{\max} > 2p_s \quad (6.26)$$

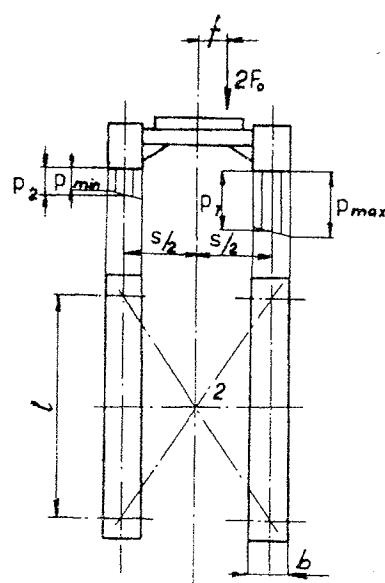
Podobně nebude-li v příčném řezu ležet $2F_0$ v ose podvozku, nastane nerovnoměrné rozložení tlaků podle obr. 6.9. Pak přibližně platí

$$p_{\max} > p_1 = \frac{2F_0}{b \cdot l} \frac{s + 2f}{2s} = p_s \frac{s + 2f}{2s} \quad [\text{Pa}] \quad (6.27)$$

Maximální špičky kontaktního tlaku mohou nabývat hodnot až 2,5 krát než střední tlak. Pro dimenzování součástí podvozku jsou směrodatné maximální hodnoty q . Ke snížení velikosti špiček přispívá větší počet opěrných kladek. Stejně tak větší napnutí pásů má za následek snížení špiček kontaktního tlaku. Přílišným napnutím pásů však narůstají jejich vnitřní odpory.



Obr.6.8 a) - Střední kontaktní tlak mezi pásem a terénem
 b) - Průběh kontaktního tlaku po délce pásu při mimoštředním zatížení



Obr.6.9 - Průběh kontaktního tlaku napříč pásovým podvozkem

6.2.4 Jízdní odpory pásového podvozku

U strojů pro zemní práce na pásovém podvozku, podobně jako u strojů na podvozku kolovém, lze rozdělit jízdní odpor na dvě složky:

$$F_j = F_p + F_t \quad [N] \quad (6.28)$$

První složka - vnitřní odpor F_p - je důsledkem pasivních odporů ve vlastním podvozku a je ovlivněna hlavně jeho konstrukcí a technologickým provedením

Druhá složka - vnější odpor - je způsoben vytvářením stopy v terénu. Vnější odpor F_t je závislý na hloubce stopy, podobně jako tomu je u kola. Složku vnějšího jízdního odporu můžeme stanovit pomocí součinitele jízdního odporu f_t (obr. 6.10). S tímto součinitelem je

$$F_t = f_t \cdot F_0 \quad [N] \quad (6.29)$$

Jinak jízdní odpor je dán součtem řady dílčích složek:

$$W = W_{va} + W_{ot} + W_s + W_i + W_v + W_{vn} \quad [N] \quad (6.30)$$

kde W_{va} - je valivý odpor při přímé jízdě,

W_{ot} - odpor při jízdě do oboukou,

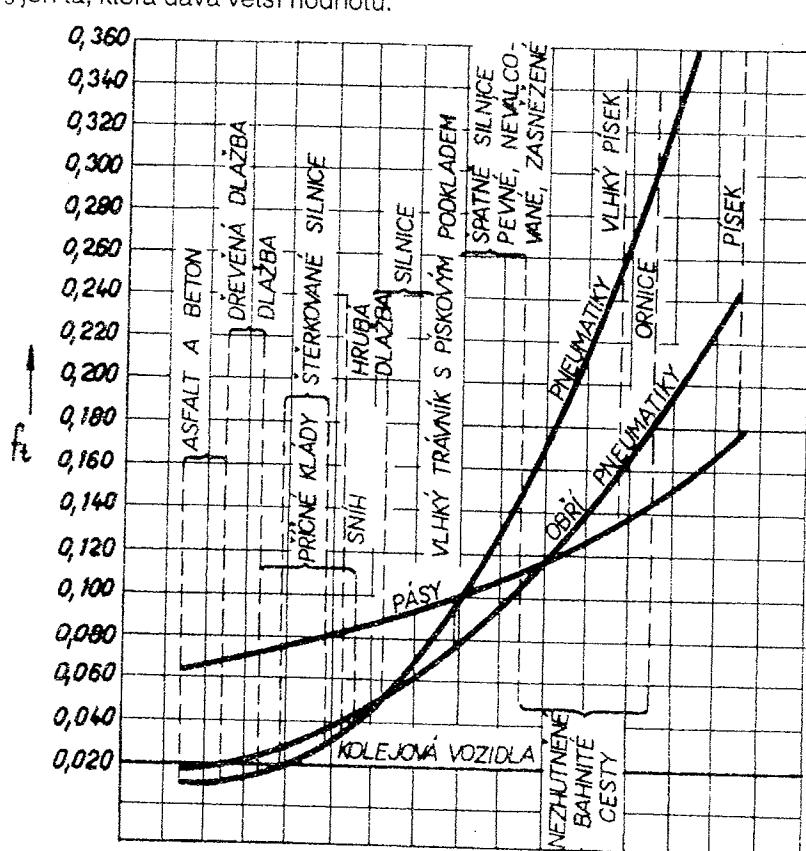
W_s - složka tříhové síly ve směru jízdy do svahu,

W_i - setrvačný odpor při rozjezdu (inerční),

W_v - odpor větru,

W_{vn} - vnitřní pasivní odpor pojížděcího ústrojí.

Poznámka: U kolových podvozků se W_{ot} zanedbává. U pásových podvozků se při výpočtu uvažuje z veličin W_{ot} a W_s jen ta, která dává větší hodnotu.



Obr. 6.10 - Diagram hodnot součinitele jízdního odporu f_t podle Dombrovského

Stroje pro zemní práce

Jednotlivé dílčí odopy:

1. **Valivý odpor při přímé jízdě** - W_{va} (obr.6.11)

Podmínka rovnováhy sil ve směru osy y

$$Q = \int_0^{\alpha} dN \cdot \cos\varphi = 0$$

$$dN \cdot \cos\varphi = p \cdot b \cdot dx$$

$$Q = \int_0^a p \cdot b \cdot dx \quad (6.31)$$

kde Q je svislé zatížení turasu [N],

p - kontaktní tlak na zeminu [Pa],

b - šířka pásu [m].

Předpokládejme, že kontaktní tlak na zeminu je přímo úměrný hloubce zaboření podle vztahu

$$p = p_0 \cdot y \quad (6.32)$$

konstanta přímé úměrnosti p_0 ($\text{Pa} \cdot \text{cm}^{-1}$) = $\tan \beta$ (také nazýváno koeficientem stlačitelnosti) je měrný tlak odpovídající zaboření do hloubky 1 cm a závisí na druhu a stavu zeminy (p_d - dovolené stlačení do hloubky 10 - 15 cm). Hodnoty tlaků pro některé druhy půd jsou uvedeny v tab.6.1.

Tab. 6.1 - Hodnoty p_0 a p_d zemin

Druh a stav zeminy	p_0 [MPa]			p_d [MPa]		
bláto	0,01	až	0,015	0,08	až	0,1
bahnitá půda, vlhký písek	0,02	až	0,025	0,2	až	0,3
oranice	0,025	až	0,035	0,35	až	0,5
pevná hlína	0,1	až	0,125	0,8	až	0,2

Vztah (6.32) bývá často užíván v původním tvaru

$$p = p_0 \cdot h^n$$

kde h - hloubka zaboření

n - koeficient druhu zeminy

Po dosazení (6.32) do (6.31) můžeme psát

$$Q = \int_0^a p_0 \cdot b \cdot y \cdot dx \quad (6.33)$$

Úpravami a integrací získáme vztah

$$Q = \frac{2}{3} p_0 \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{D \cdot h} \quad [\text{N}] \quad (6.34)$$

Z obr.6.12 je patrná rovnováha sil ve vodorovném směru

$$F_1 = \int_0^{\alpha} dN \cdot \sin\varphi = 0 \quad (6.35)$$

přičemž

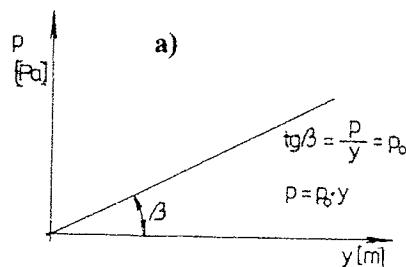
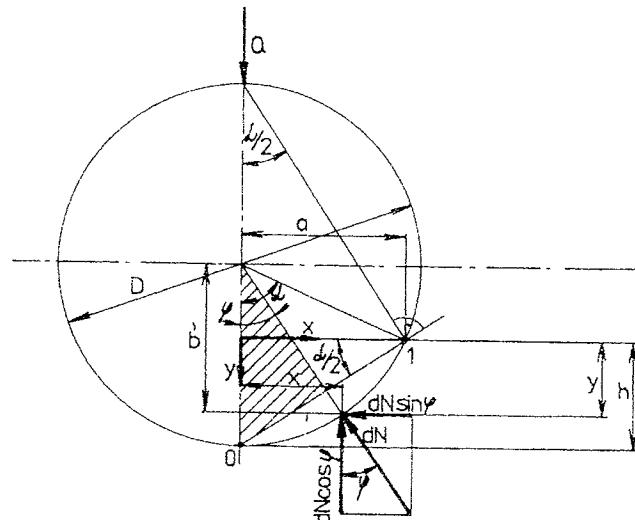
$$\int_0^{\alpha} dN \cdot \sin\varphi = W_{vz} \quad (6.36)$$

6. Podvozky strojů pro zemní práce

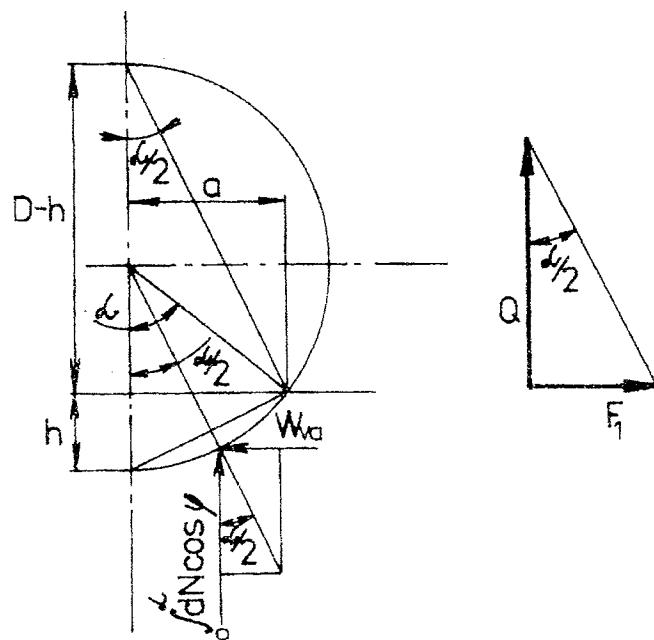
Z obrázku je dále zřejmé, že

$$F_1 = Q \cdot \tan \frac{\alpha}{2} \text{ [N]} \quad (6.37)$$

$$W_{vz} = Q \cdot \tan \frac{\alpha}{2} \text{ [N]} \quad (6.38)$$



Obr. 6.11 - Silové poměry na turasu



Obr. 6.12 - Silové účinky na pásový podvozek při přímé jízdě

Po úpravě

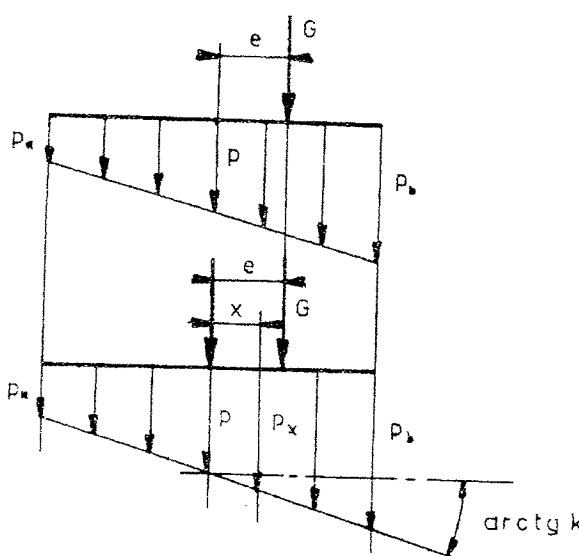
$$W_{va} = \frac{2}{3} \cdot p_0 \cdot b \cdot h^2 \cdot \sqrt{D} \cdot \frac{1}{\sqrt{D}-h} [N] \quad (6.39)$$

Rovnice (6.39) se doplňuje korekčním součinitelem ψ , závislým na typu podvozku. $\psi = 1$ až 2 (pro pásy s velkým počtem pojazdových kladek) a = 3,5 ž 5,0 (pro pásy s malým počtem pojazdových kladek). Hloubku zaboření h můžeme nahradit poměrem p/p_0 . Rovnice (6.39) byla odvozena jen pro jeden páš. Při počtu pášů n bude valivý odpor n -násobný, takže

$$W_{va} = \frac{2}{3} \cdot b \cdot \psi \cdot n \cdot \frac{p^2}{p_0} \cdot \sqrt{\frac{D}{D-h}} [N] \quad (6.40)$$

Výpočet W_{va} u housenicových podvozků a mimoštředného zatížení silou G se provádí také tak, že mimoštředné zatížení silou G se nahradí centricky působící silou G a momentem $M = G \cdot e$ (obr. 6.13), pak tlak ve vzdálenosti x má hodnotu

$$p_x = p + p \cdot k \cdot x \quad (6.41)$$



Síla působící na elementární plochu dS při $p = \text{konst}$

$$dF = p_x \cdot dS = p \cdot k \cdot x \cdot dS$$

a o součtu elementárních momentů dM k ose je roven

$$\begin{aligned} M &= \int_a^b x \cdot dF = \int_a^b p \cdot k \cdot x^2 \cdot dS = \\ &= p \cdot k \int_a^b dl = p \cdot k \cdot l \quad [\text{Nm}] \end{aligned} \quad (6.42)$$

kde l je moment setrvačnosti plochy housenice. Ze vztahu (6.42)

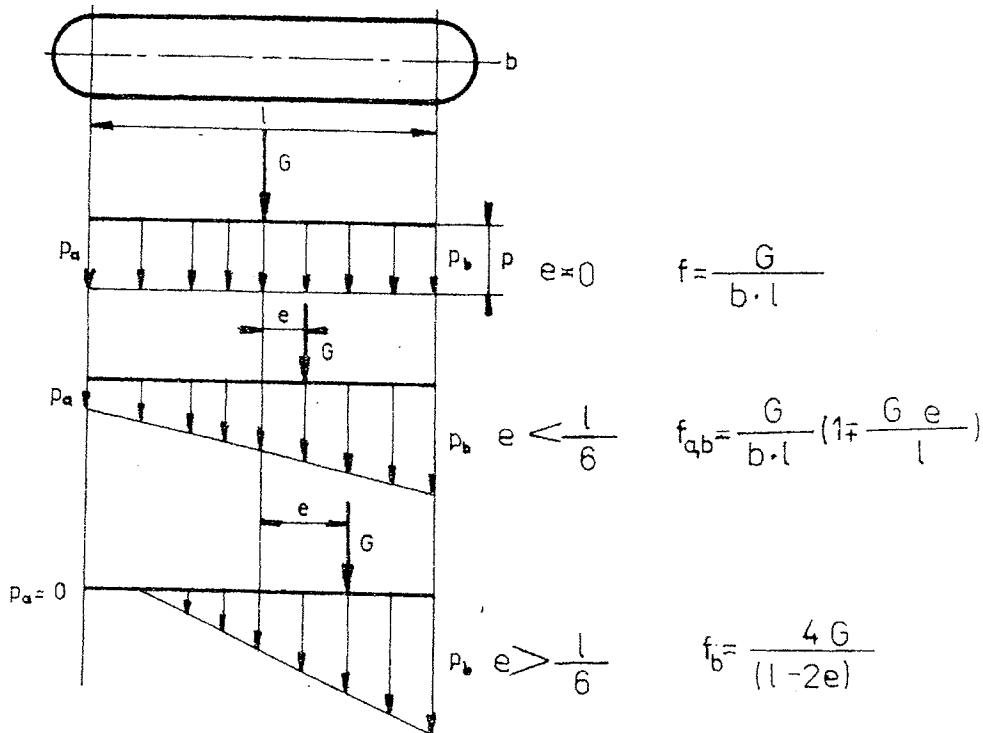
Obr. 6.13 - Mimoštředné zatížení plochy housenicového podvozku

$$k = \frac{M}{p \cdot l}$$

a dosazením do vztahu (6.41) dostaneme tlak v místě x za předpokladu, že $p = \frac{G}{S}$ (vztah 6.20)

$$p_x = \frac{G}{S} + \frac{M}{l} \cdot x \quad [\text{Pa}] \quad (6.43)$$

Ze vztahu (6.43) pak lze vypočít hodnoty krajních tlaků p_a a p_b (obr. 6.14), což je vlastně návaznost a rozšíření obr. 6.8.



Obr. 6.14 - Druhy zatížení obdélníkové plochy

Vlastní odpor W_{va} je potom dán výpočtem potřebné práce na stlačení materiálu pod plochou housenice. Tzn., že jednotková práce je dána vztahem

$$A = \int_a^h p \cdot dh$$

a celková práce je dána vztahem

$$A_c = n \cdot A \cdot S$$

kde n - počet housenic

S - celková plocha housenic

a při platnosti dalších všeobecně platných vztahů pro výkon a práci

$$P = \frac{A_c}{t} = W_{va} \cdot v_p, \text{ kde } v_p \text{ je pojazdová rychlosť.}$$

Pro předběžné výpočty se většinou používá empirických vztahů, vycházejících z celkové hmotnosti stroje (0,08 - 0,35) G - dvouhousenicový podvozek

□ 2. Odpor při jízdě do oblouku - W_{ot}

Plynulá jízda podvozku v oblouku je umožněna různou rychlostí vnějšího a vnitřního pásu u dvouhousenicových podvozků, které převládají u většiny zemních strojů. Rozdílu se docílí rozdílnými otáčkami poháněcích motorů podvozků, popřípadě vypnutím pohonu vnitřního pásu, jeho přibrzdováním. Přitom leží střed opisovaného oblouku mimo opěrnou plochu pásu.

Častěji se používá způsobu, který spočívá v tom, že se každá jízdní dráha, která není přímá, skládá střídavě z dráhy přímé a z otočného pohybu kolem jednoho pásu. Tím jízdní dráha vnitřního pásu tvoří lomenou čáru, sestávající jen z přímých úseků a z kruhových oblouků. Tohoto způsobu se docílí zablokováním vnitřního pásu. V tomto druhém případě je odpor při rejdě složen jednak z odporu vznikajícího třením opěrné části pásu o půdu M_T a jednak z odporu usmyknutí a odhrnutí zeminy při zaboření M_U .

Určení momentu tření M_T

Pás se při změně směru jízdy otáčí úhlovou rychlostí a to kolem středu opěrné plochy pásu (obr. 6.15). Libovolný plošný element dS má rychlosť kolom k podélné ose pásu o velikosti $v = \omega \cdot y$, takže rozdělení rychlosť podél pásu vyznačuje obr. 6.15a).

Předpokládáme-li rovnoramenné rozložení zatížení podvozku a rovnoramenný přenos tohoto zatížení z pásu na terén, pak třecí síla (která nezávisí na rychlosť smyku) bude rozložena podél pásu, jak ukazuje obr. 6.15b). Protože každá polovina pásu nese poloviční zatížení F_0 , bude třecí síla

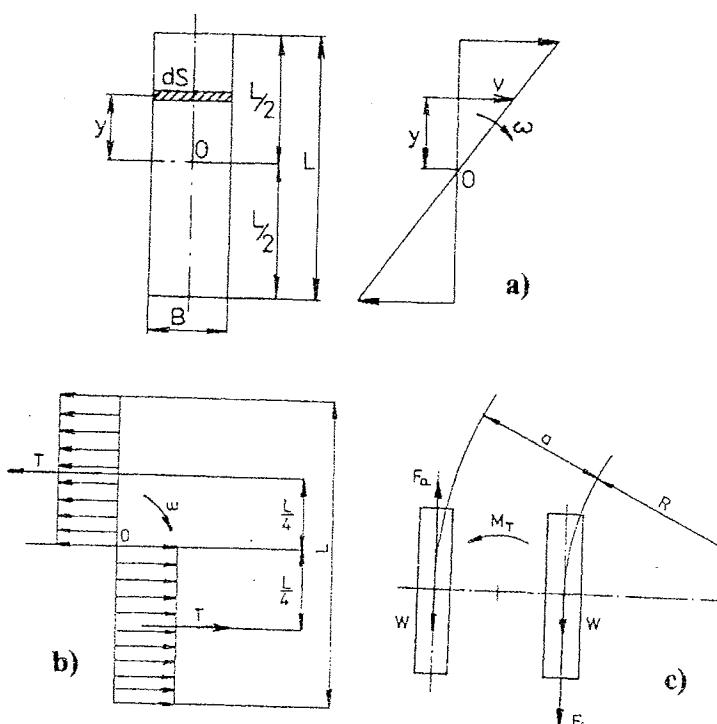
$$T = \mu \cdot F_0 \quad [N] \quad (6.44)$$

kde μ je součinitel smykového tření.

Třecí síly T tvoří silovou dvojici s ramenem $2 \times l/4 = l/2$, jejíž účinek

$$M_T = \mu \cdot F_0 \cdot \frac{l}{2} \quad [Nm] \quad (6.45)$$

je třecím momentem pásu, který při otáčení musí být překonáván.



Obr. 6.15 - Zatáčení pásového podvozku,
a) otáčení pásu, b) rozložení smykových sil podél pásu, c) jízda pásového podvozku v oblouku

U dvouhousenicového podvozku je výsledný třecí moment dán součtem momentů na jednotlivých pásech. Tedy

$$M_T = 2 \cdot M_T = \mu \cdot F_0 \cdot l \quad [Nm] \quad (6.46)$$

Pro zatížení jednoho pásu rovné polovině provozní tíhy stroje $F_0 = G/2$ bude

$$M_T = \mu \cdot \frac{G}{2} = \mu \cdot \frac{F_0 \cdot l}{4} \quad [Nm] \quad (6.47)$$

6. Podvozky strojů pro zemní práce

Označíme-li odpor jednoho pásu při přímé jízdě W , pak při jízdě do oblouku musíme na vnějším pásu vyvodit určitou hnací sílu F_a a vnitřní pás je nutné přibrzdovat silou F_b (viz obr. 6.15c).

Z rovnováhy sil vyplývá

$$F_a - W = W + F_b \quad [N] \quad (6.48)$$

Síly $F_a - W$ a $W + F_b$ tvoří silovou dvojici s ramenem a (rozteč pásů), která je v rovnováze s třetím momentem M_T . Tedy

$$(F_a - W) a - M_T = 0 \Rightarrow F_a = \frac{M_T}{a} + W \quad [N] \quad (6.49)$$

Z toho plyne, že velikost tažné síly nezávisí na poloměru oblouku. Z rovnice (6.48) vyplývá, že

$$F_b = F_a - 2 \cdot W = \frac{M_T}{a} - W \quad [N] \quad (6.50)$$

Vnějšímu pásu je třeba dodat výkon

$$P_a = \left(\frac{M_T}{a} + W \right) \cdot \frac{v_n}{\eta} \quad [W] \quad (6.51)$$

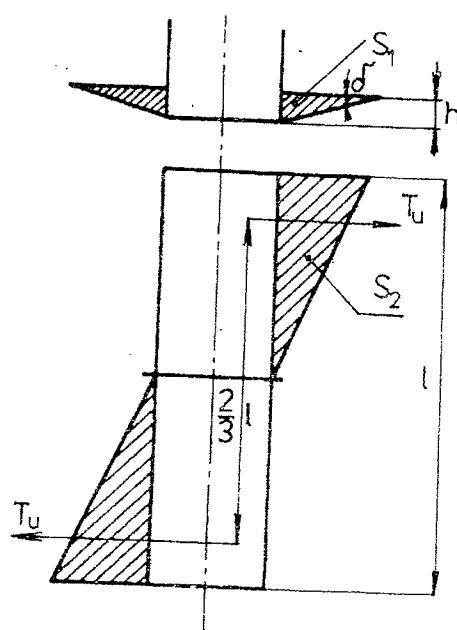
a na vnitřním pásu je nutné brzdit výkon

$$P_b = \left(\frac{M_T}{a} - W \right) \cdot \frac{R}{R+a} \cdot v_n \quad [W] \quad (6.52)$$

kde v_n je obvodová rychlosť vnějšího pásu.

Určení momentu nutného k usmyknutí zeminy M_u

Jestliže usmykávanou a hrnutou plochu předpokládáme složenou za dvou trojúhelníků po každé straně pásu, pak celková usmykávaná plocha u jednoho pásu je (viz obr. 6.16)



Obr. 6.16. - Usmykávání zeminy při zatáčení pásu

$$S = 2(S_1 + S_2) = 2 \left(\frac{h}{\operatorname{tg}\delta} \frac{h}{2} + \frac{h}{\sin\delta} \frac{l}{2.2} \right) = \frac{h^2}{\operatorname{tg}\delta} + h \cdot \frac{l}{2 \cdot \sin\delta} \quad (6.53)$$

kde h je hloubka zaboření,

δ - úhel roviny, ve které dochází k usmykávání (pro normální podmínky je možné uvažovat $\delta = 35^\circ$).

Protože první člen v rovnici (6.53) má velmi malou hodnotu, můžeme jej v dalším zanedbat a smyková síla bude

$$T_u = (S_1 + S_2) \tau \quad (6.54)$$

kde τ je pevnost zeminy ve smyku a bývá v rozmezí $\tau = (0,025 \text{ až } 0,25) \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$.

Zanedbáme-li hodnotu S_1 , pak

$$T_u = S_2 \cdot \tau = \frac{h \cdot l}{2 \cdot \sin\delta} \tau \quad [\text{N}] \quad (6.55)$$

Moment na usmyknutí zeminy u jednoho pásu

$$M_u = T_u \cdot \frac{2}{3} \cdot l = \frac{h \cdot l^2 \cdot \pi}{3 \cdot \sin\delta} \quad [\text{Nm}] \quad (6.56)$$

Pro dvoupásový podvozek

$$M_u = 2 \cdot M_u = \frac{2 \cdot h \cdot l^2 \cdot \tau}{3 \cdot \sin\delta} \quad [\text{Nm}] \quad (6.57)$$

Celkový odpor při jízdě do oblouku bude

$$W_{ot} = \frac{M_T + M_u}{a} \quad [\text{N}] \quad (6.58)$$

Z provedených úvah by mělo být zřejmé, že byla provedena řada zjednodušení (např. moment M_T by měl být počítán pomocí dvojného integrálu apod.). Tato skutečnost je v praxi řešena pomocí opravného koeficientu α (je určován velikostí poměru b/l), kterým se vynásobí velikost celkového potřebného momentu $M = M_T + M_V$.

Do odporu přímé jízdy musíme také zahrnout odpory vzniklé z tzv. dýchání housenicových plátů (u velkých housenicových podvozků velkostrojů), které vznikají při pojízdění pojezdových kol (kladek) po housenicových plátech (deskách), tzn., jedná se v podstatě o lokální přiborevání pojízděného plátu.

Výpočtem tohoto problému se zabýval prof. Bahr. Průběh tohoto procesu ovlivňuje poměr roztečí pojezdových kol a roztečí housenicových plátů (blíže viz [82]). Rovněž počet projetí má vliv na hloubku zaboření.

□ 3. Složka těhové síly ve směru jízdy - W_s

Je-li m hmotnost, $m \cdot g$ těha stroje a β úhel svahu, bude složka těhové síly ve směru svahu působící proti pohybu stroje

$$W_s = m \cdot g \cdot \sin \beta \quad [\text{N}] \quad (6.59)$$

6. Podvozky strojů pro zemní práce

□ 4. Setrvačný odpor při rozjezdu (inerční) - W_i

Za předpokladu, že po dobu rozjezdu je konstantní zrychlení, platí

$$W_i = m \cdot \frac{v}{t_r} \quad [N] \quad (6.60)$$

kde m - je provozní hmotnost stroje [kg]

v - pojížděcí rychlosť [m . s⁻¹]

t_r - doba rozběhu [s]

□ 5. Odpor vyvolaný účinkem větru - W_v bude:

$$W_v = S' \cdot p_v \cdot c \quad [N] \quad (6.61)$$

kde S' - je obrysová plocha stroje [m²]

p_v - měrný tlak větru [Pa]

c - součinitel obtékání

Pro předběžný výpočet je možné uvažovat s hodnotou $p_v = 500$ [Pa].

□ 6. Vnitřní pasivní odpory mechanismu pojazdového ústrojí - W_{vn}

Tyto odpory pozůstávají jednak z odporu mechanismů pojížděcího ústrojí, dále z odporů, které kladou elementy housenicových pásů. Počet převodů ozubenými koly u podvozků s centrálním pohonem pojezdu bývá 5 až 7. Při účinnosti jednoho převodu cca 0,94 klesá celková účinnost takového pohonu až na 0,6 až 0,75.

Vnitřní pasivní odpor je dán součtem jednotlivých dílčích pasivních odporů

$$W_{vn} = (F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 + F_7) \quad [N] \quad (6.62)$$

kde F_1 až F_7 jsou odpory:

F_1 - odpor v čepech opěrných kladek,

$$F_1 = \frac{(G - G_p) \cdot \mu_1 \cdot d_1}{D_1} \quad [N] \quad (6.63)$$

F_2 - odpor valení opěrných kladek,

$$F_2 = \frac{2 \cdot (G - G_p) \cdot e}{D_1} \quad [N] \quad (6.64)$$

F_3 - odpor v ložiskách hnacích kol

$$F_3 = \frac{1,3 \cdot F \mu_2 \cdot d_2}{D_2} \quad [N] \quad (6.65)$$

F_4 - odpor v ložiskách vodících kladek,

$$F_4 = \frac{0,3 \cdot F \mu_3 \cdot d_3}{D_3} \quad [N] \quad (6.66)$$

pro jízdu s hnacími turasy vpředu (tažený housenicový podvozek),

$$F_4 = \frac{2,3 \cdot F \mu_3 \cdot d_3}{D_3} \quad [N] \quad (6.67)$$

Stroje pro zemní práce

pro jízdu s hnacími turasy vzadu (tlačený housenicový podvozek),

F_5 - odpor pásů při ohybu na turasu

$$F_5 = \frac{0,5 \cdot F \mu_4 \cdot d_4}{D_2} \quad [N] \quad (6.68)$$

pro jízdu vzad,

$$F_5 = \frac{F \cdot \mu_4 \cdot d_4}{D_2} \quad [N] \quad (6.69)$$

pro jízdu vpřed,

F_6 - pásů při ohybu na vodících kladkách,

$$F_6 = \frac{0,5 \cdot F \mu_4 \cdot d_4}{D_3} \quad [N] \quad (6.70)$$

pro jízdu vzad,

$$F_6 = \frac{1,3 \cdot F \mu_4 \cdot d_4}{D_3} \quad [N] \quad (6.71)$$

pro jízdu vpřed,

F_7 - odpor horní části pásu po vedení nebo kladkách.

$$F_7 = G_p \cdot \mu_v \quad [N] \quad (6.72)$$

pro vedení, resp.

$$F_7 = \frac{G_p}{D_1} (\mu \cdot d_1 + 2 \cdot e) \quad [N] \quad (6.73)$$

pro kladky.

Ve výrazech značí:

G - tíhu stroje [N]

G_p - tíhu větve pásu mezi turasem a vodící kladkou [N]

d - průměr čepu, index 1 - opěrné kladky, 2 - hnacího turasu, 3 - vodící kladky, 4 - pásu, [m]

D - průměr kladky - význam indexů stejný, [m]

e - rameno valivého tření opěrné kladky a pásu [m]

μ - součinitel čepového tření - význam indexů je stejný jako u d ,

F - tažná síla v pásu [N]

Je třeba upozornit, že u dvouhousenicových podvozků se nejčastěji pro výpočet uvedených pasivních vnitřních odporů používá empirických vztahů v procentech celkové hmotnosti (např. $F_3 = 1,26 \% G$ apod.).

6.3 Kolové podvozky

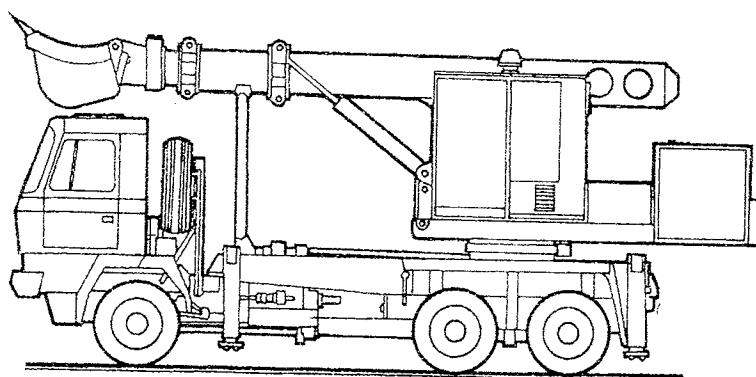
6.3.1 Rozdělení, konstrukce a základní části kolových podvozků

Provoz strojů pro zemní práce klade vysoké nároky na podvozkovou část. Podvozek musí spolehlivě přenášet zatížení vyvolaná činností pracovního nástroje, pohybem stroje v těžkém terénu v různých klimatických podmínkách aj. Podvozek dává stroji rovněž manévrovací schopnosti, které bud'

6. Podvozky strojů pro zemní práce

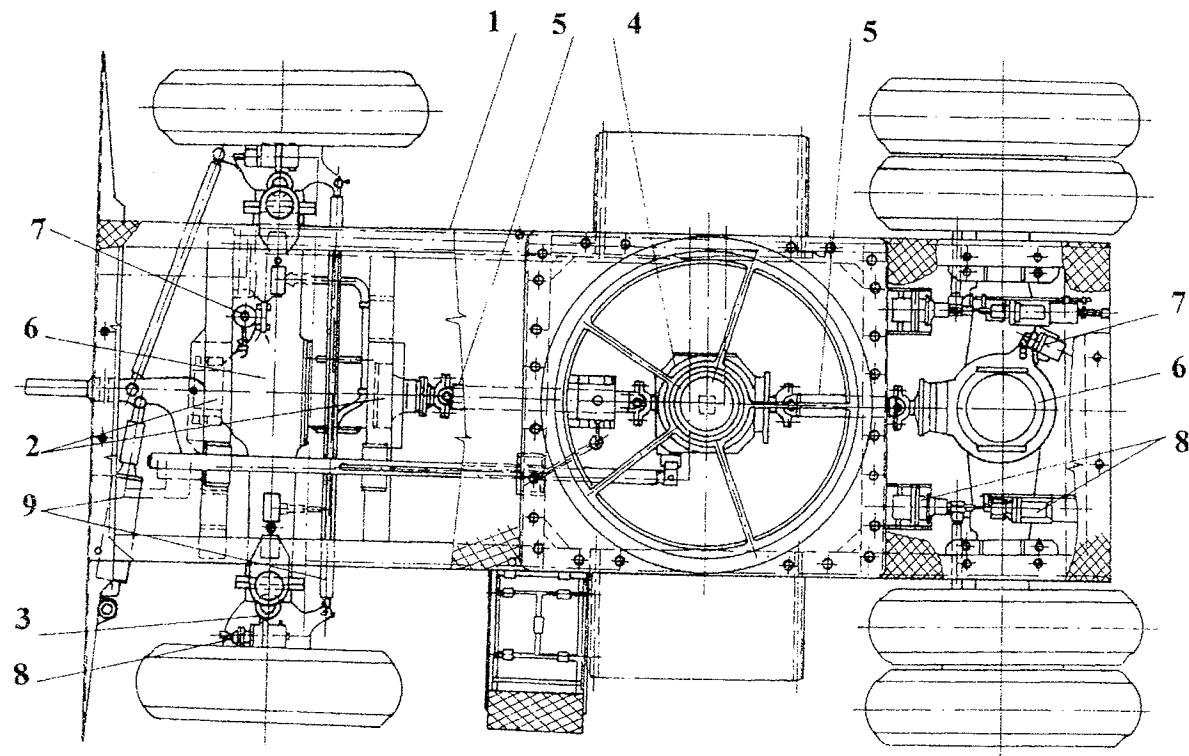
přímo nebo nepřímo ovlivňují provozní výkonnost stroje. V případech, kdy požadujeme vysokou pohyblivost a časté přemísťování stroje, je vhodné použít kolového podvozku.

Funkce podvozkové části stroje může plnit buď podvozek nákladního automobilu, určený pro práce v terénu a disponující odpovídající nosností - např. podvozek TATRA 815 v případě univerzálního dokončovacího stroje UDS 114a, který je na obr.6.17, nebo speciální samohybný podvozek konstruovaný pro daný účel.

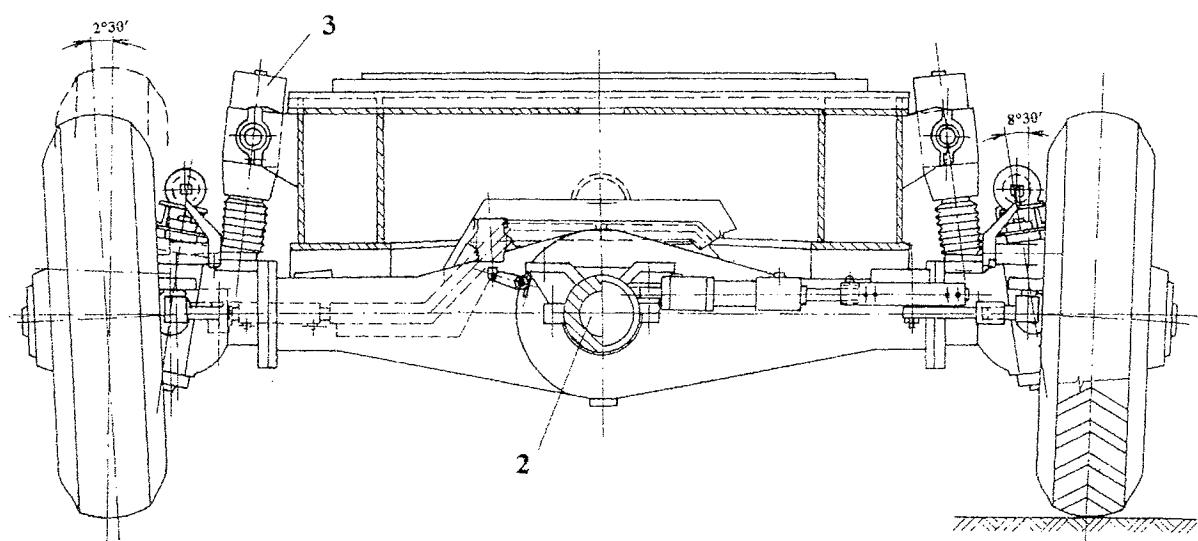


Obr. 6.17 - Univerzální dokončovací zemní stroj UDS 114 a na automobilovém podvozku TATRA 815

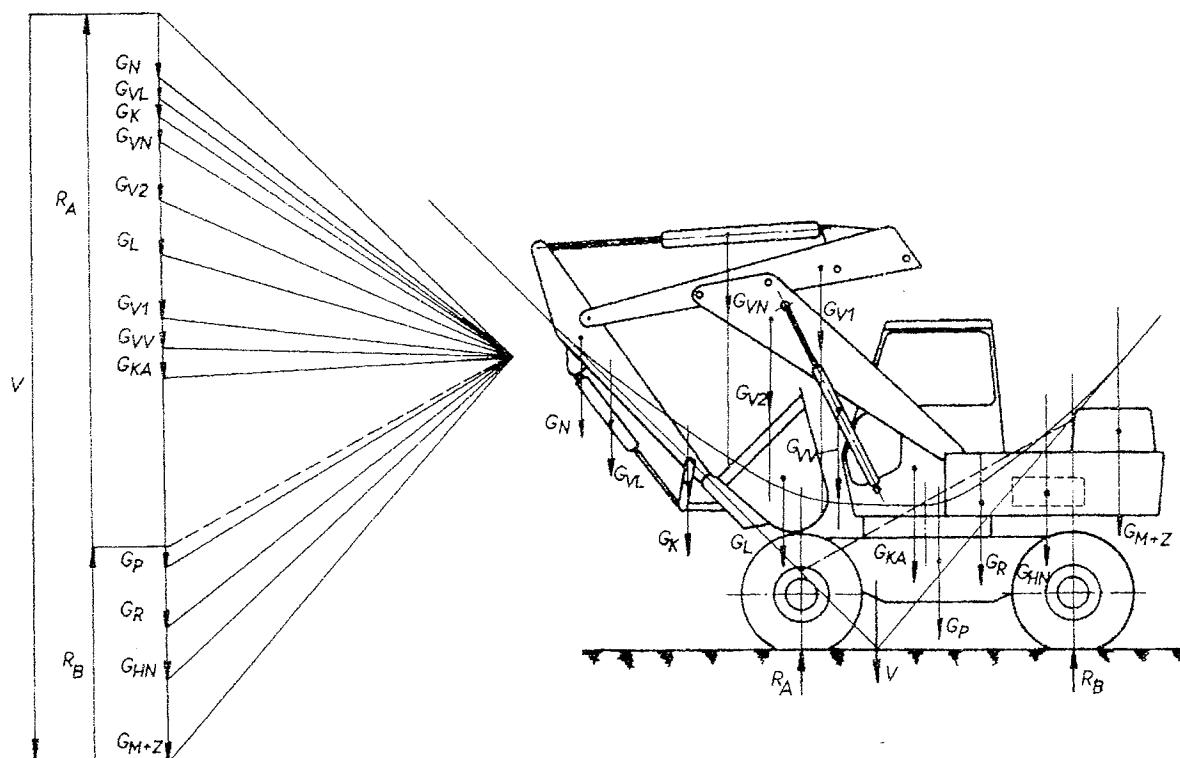
Na obr.6.18 je znázorněn kolový podvozek rýpadla. Hlavní a základní částí podvozku je rám 1, který je zpravidla svařované konstrukce. Jeho konstrukce může být jednoduchá, může to však být i velmi složitý svařenec. K rámu je v přední části připojena výkyvně kolem čepů 2 přední náprava s řiditelnými koly. Detailně je přední náprava zobrazena na obr.6.19. Přední kola mají jednoduchou montáž. Zadní přední výkyvnou nápravou a rámem aretační hydraulické válce 3. Zobrazený stroj má pohon všech kol. Točivý moment se přivádí na nápravy z centrální rozvodovky čtyřmi kloubovými hřídeli 5. V rozvodovkách náprav 6 jsou diferenciály s uzávěrkami. Uzávěrky diferenciálů jsou ovládány pneumatickými válci 8. Ovládání řízení kol usnadňuje servořízení. Mechanismus řízení 9 umožňuje přepravu stroje ve vleku.



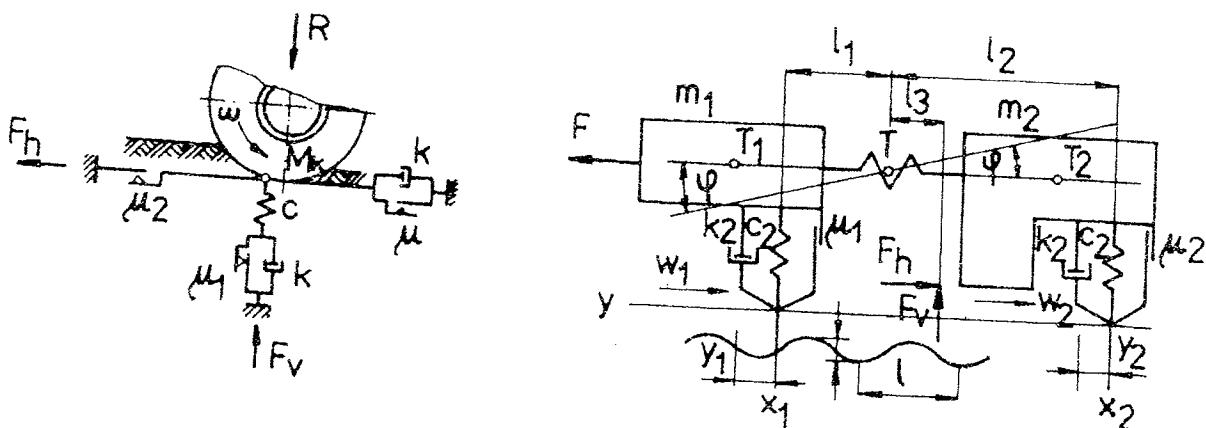
Obr.6.18 - Kolový samohybný podvozek



Obr.6.19 - Přední řízená náprava



Obr.6.20 - Vyšetření tlaků na nápravy hydraulického lopatového rýpadla



Obr.6.21 - Modely zemních strojů pro určení zatížení náprav

Kolový podvozek dává strojům pro zemní práce značnou pohyblivost. Pojízděcí rychlosť strojů na kolovém podvozku bývá až 20 km.h^{-1} i více, ve vleku až 40 km.h^{-1} . Použití kolových podvozků je však omezeno na menší a střední stroje z hlediska únosnosti pneumatik, kontaktního tlaku a přenosu sil mezi kolem a půdou. Při konstruování podvozku jsou směrodatným požadavkem dobré jízdní vlastnosti v terénu. Normální tlaky stanovíme za podmínek, kdy stroj nepracuje, stojí na rovině a pracovní zařízení je v přepravní poloze. Při jízdě do svahu a při práci dochází ke značnému zvýšení tlaku na některou z náprav, resp. na některá kola. Je proto nutné i tyto případy vyšetřit. Dynamické účinky vznikající při provozu uvažujeme tím, že normální tlak na nápravu vynásobíme dynamickým součinitelem, závislým na druhu obručí. Směrné hodnoty tohoto součinitele jsou v následující tab.6.2.

 Tab. 6.2 - Hodnoty dynamického součinítela ψ

Druh obručí	Ocelový ráfek	Plná pryz	Normální pneu	Nízkotlaké pneu
ψ	1,8	1,5	1,35	1,2

Na obr.6.20 jsou vyšetřeny normální tlaky na nápravy hydraulického lopatového rýpadla. Vyšetření tlaků v ostatních případech (při práci, ve stoupání) je obdobné.

Uvedený způsob postačí pro přibližný, orientační výpočet. Pro podrobnější a přesnější stanovení silových účinků na nápravy a kola je nutno použít modelu vystihujícího dokonaleji vlastnosti stroje jako systému a jeho okolí (zejména rozložení hmot, elastické a viskoelastické vlastnosti podvozku i půdy apod.). Příklady modelů jsou na obr.6.21.

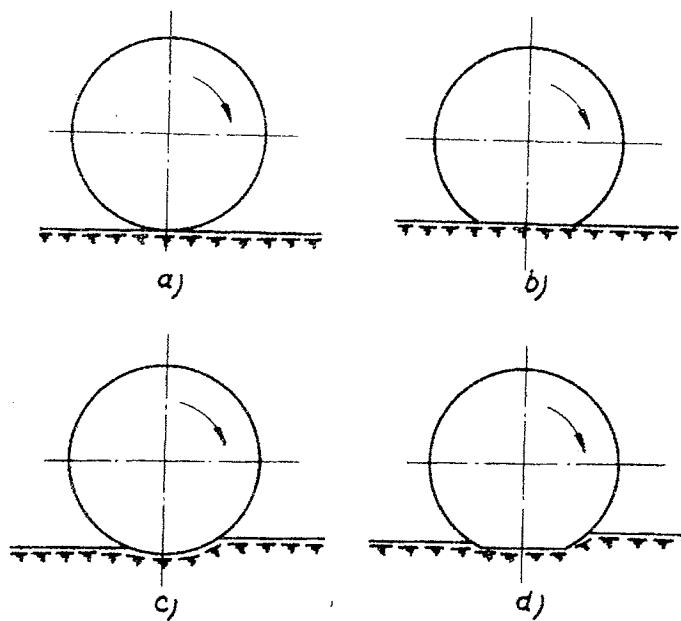
6.3.2 Styk kola s podložkou a přenos sil mezi kolem a terénem

Otázka vzájemných účinků -interakcí- pojízděcího ústrojí a terénu je značně složitá a je předmětem studia vědního oboru terramechanika.

Při zkoumání problematiky styku kola s půdou je nutné rozlišovat následující čtyři případy (obr.6.22):

a) *Tuhé kolo na tuhé podložce* - obr.6.22a).

V ideálním případě nedochází ani k deformaci podložky, ani k deformaci kola. Prakticky jisté deformace existují, jsou však velmi malé. Tento případ je reprezentován např. dvojicí - ocelové pojízděcí kolo a kolejnice.



Obr.6.22 - Základní druhy kol a terénu

b) *Poddajné kolo (pneumatika) na tuhé podložce.*

V tomto případě je deformace podložky nulová nebo téměř nulová a deformace kola (pneumatiky) větší - je dána tuhostí kola, tj. tuhostí pláště (jeho kostry) a tlakem huštění. Případ je schematicky znázorněn na obr.6.22b). V praxi je tento případ reprezentován zemním strojem na pneumatikách pohybujícím se na pevné vozovce (beton, asfalt).

c) *Pevné (nepoddajné kolo v měkkém terénu - obr.6.22c).*

Kolo nevykazuje žádnou deformaci, silně se však deformauje půda pod kolem. Tento stav nastává např. u hydraulického lopatového rýpadla BROYT X2B, vybaveného ocelovými pojízděcími válci.

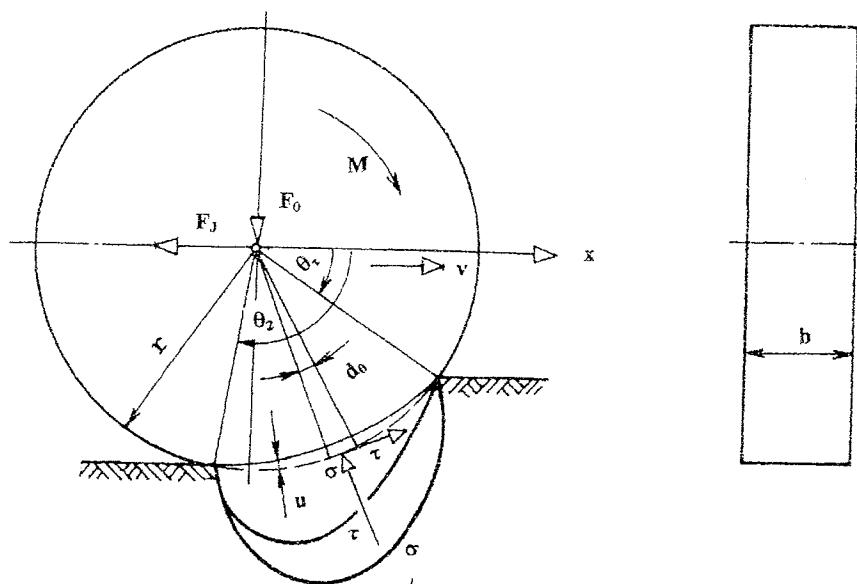
d) *Poddajné kolo (pneumatika) na poddajném podkladě.*

Tento případ je pro rýpadla na kolovém podvozku typický. Dochází jak k deformaci pneumatiky, tak k deformaci podložky (terénu). Při řešení styku kola s půdou je nutné tento stav respektovat. Tento obecný případ je znázorněn na obr. 6.22d).

Poddajné pojízděcí kolo se stýká s půdou v obecné prostorové ploše, které říkáme plocha dosedací, resp. styková. Délka dosedací plochy ve směru pohybu je délka záběru. Plochou otisku rozumíme pronik plochy dosedací s rovinou jízdní dráhy (plocha otisku je tedy určena obrysem vtlačení na povrchu roviny pojezdu). Na tvrdém podkladě zaboří se kolo jen málo a vytvoří otisk dezénu (vzorku) pneumatiky.

Veličiny popisující systém kolo - půda jsou zřejmé z obr. 6.23. Na obrázku značí:

- F_j - jízdní odpor [N]
- F_o - svislé zatížení kola [N]
- M - hnací moment [Nm]
- F_v - valivý odpor [N]
- i - prokluz kola
- x - souřadnice ve směru jízdy [m]
- α_1 - úhel určující počátek záběru kola s půdou [rad]
- α_2 - úhel určující konec záběru kola s půdou [rad]
- α - úhel kontaktu $O = \alpha_2 - \alpha_1$ [rad]
- σ - normální napětí [Pa]
- τ - tečné napětí [Pa]
- u - deformace pneumatiky [m]
- b - šířka kola [m]



Obr.6.23 - Pružné kolo na poddajném podkladě

Mezi veličinami platí vztahy

$$F_j = b \cdot \int_{\Theta_1}^{\Theta_2} r \cdot (\tau \cdot \sin \Theta - \sigma \cdot \cos \Theta) \cdot d\Theta \quad [N] \quad (6.74)$$

$$F_0 = b \cdot \int_{\Theta_1}^{\Theta_2} r \cdot (\tau \cdot \sin \Theta + \sigma \cdot \cos \Theta) \cdot d\Theta \quad [N] \quad (6.75)$$

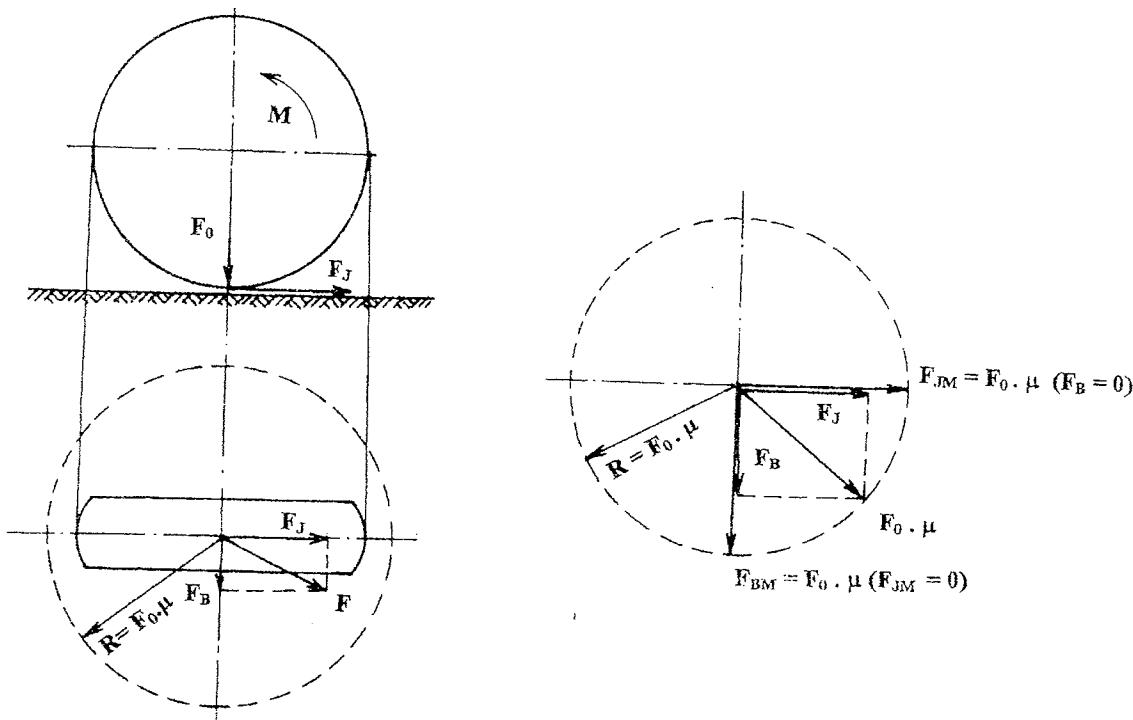
$$M = b \cdot \int_{\Theta_1}^{\Theta_2} r_2 \cdot \tau \cdot d\Theta \quad [Nm] \quad (6.76)$$

$$F_v = \frac{M}{r} - F_j \quad [N] \quad (6.77)$$

$$i = \frac{r \cdot \Theta - x}{r \cdot \Theta} \quad [1] \quad (6.78)$$

Kdyby byl znám průběh normálního a tečného napětí, bylo by možné provést pro dané zatížení kola, za určitých dalších zjednodušujících předpokladů, výpočet jednotlivých veličin. Podklady pro stanovení těchto napětí uvádí KRICK [20].

Prostorový problém styku pojížděcího kola s půdou se obvykle zjednoduší na roviný. Dosedací plocha je pak zobrazena rovinnou křivkou (obr.6.24). Dosedací plocha má tedy dvě oblasti. V první hloubka zaboření narůstá, v druhé zůstává přibližně konstantní, narůstá zde však deformace pneumatiky. V dosedací ploše vznikne napětí, tzv. kontaktní tlak p .



Obr. 6.24 - Styk pojížděcího kola s půdou

Pro jeho výpočet uvádí různí autoři řadu vzorců. Nejjednodušší výraz uvádí GORJAČKIN. Podle něho je kontaktní tlak v oblasti dosedací plochy funkcií vertikální deformace půdy, tj. hloubky zaboření z :

$$p_1 = k_1 \cdot z^{n_1} = k_1 \cdot \left(z_0 - \frac{x^2}{D} \right)^{n_1} \quad [\text{Pa}] \quad (6.79)$$

V oblasti druhé je kontaktní tlak funkcí deformace pneumatiky

$$p_2 = k_2 \cdot u^{n_2} = k_2 \cdot \left(u_0 - \frac{x^2}{D} \right)^{n_2} \quad [\text{Pa}] \quad (6.80)$$

Součinitelé k a exponenty n jsou charakteristické veličiny zeminy, které je nutné pro danou zeminu při určitém jejím stavu zjistit experimentálně.

Orientační hodnoty součinitele k jsou v tab. 6.3.

Tab. 6.3 - Hodnoty součinitele k při vlhkosti w'

Zemina	Suchá $w' = 0,5$	Plasticá tekutá	
		$w' = 0,5 = 1,0$	$w' = 1,0$
písek	1,5 - 1,5	-	-
hlinitý písek	10 - 15	2 - 6	0,5 - 1,0
písčitá hlína	10 - 20	1 - 5	0,5 - 1,0

Exponent n závisí na stupni plasticity zeminy, tj. v podstatě na její vlhkosti.

- Hodnota $n = 1$ přísluší plasticé zemině,
 $n = 0$ přísluší kašovitému stavu zeminy.

6. Podvozky strojů pro zemní práce

V bodě pro $x = 0$, musí platit

$$p_1 = p_2 = p_{\max} = k_1 \cdot z_0^{n_1} = k_2 \cdot u_0^{n_2} \quad [\text{Pa}] \quad (6.81)$$

Integrací elementárních sil v obou oblastech získáme sílu, která je v rovnováze s radiálním zatížením kola

$$F_0 = b \cdot \int_0^{l_1} p_1 \cdot dx + b \cdot \int_0^{l_2} p_2 \cdot dx \quad [\text{N}] \quad (6.82)$$

a po integraci

$$F_0 = b \cdot k \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D \cdot \frac{1}{2} \cdot (z_0 + \sqrt{z_0 \cdot u_0}) \quad [\text{N}] \quad (6.83)$$

Tak můžeme stanovit, jak velké zatížení kola můžeme připustit, aniž bychom překročili předem určené nebo přípustné záboření kola.

Odpornost valení kola - pneumatiky

Tento odpor je závislý na ztrátech způsobených deformací pneumatiky, na ztrátech způsobených třením v dosedací ploše a na deformacní práci při vytváření stopy. OMELJANOV uvádí pro výpočet jízdního odporu vzorec

$$F_v = c_1 \cdot F_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{p}{\epsilon \cdot D}} + c_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_0^4}{p \cdot D^2}} \quad [\text{N}] \quad (6.84)$$

kde F_0 je svislé zatížení kola [N]

p - tlak huštění pneumatik [Pa]

D - průměr kola [m],

c_1 - konstanta, $c_1 = 0,35 - 0,50$,

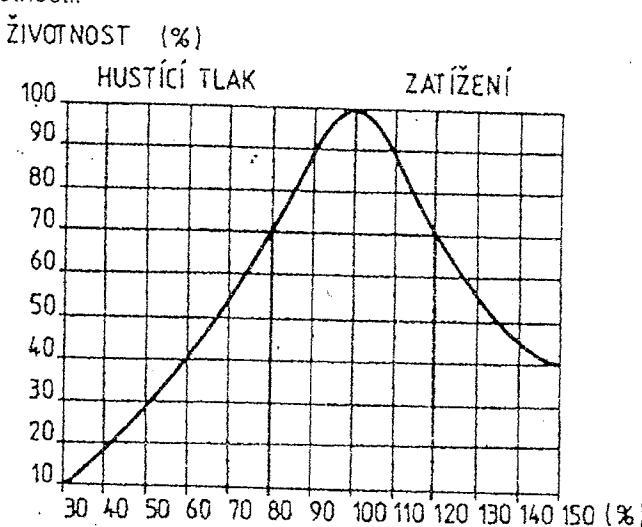
c_2 - konstanta, $c_2 = 0,065$,

ϵ - součinitel objemového přetvoření zeminy [$\text{N} \cdot \text{m}^3$] - tab.6.4

Tab. 6.4 - Hodnoty součinitele ϵ [$\text{N} \cdot \text{m}^3$] pro výpočet jízdního odporu

Terén	Oranice	Louka	Polní cesta	Tvrz povrch
ϵ [$\text{N} \cdot \text{m}^3$]	$0,2-0,4 \cdot 10^7$	$1,0-2,5 \cdot 10^7$	$10-20 \cdot 10^7$	$\rightarrow \infty$

Z rovnice (6.84) plyne důležitý závěr, že při jízdě po tvrdé podložce lze odpor valení snížit zvýšením tlaku huštění, při jízdě po měkkém podkladě naopak snížením tlaku huštění, což také dokazuje obr. 6.25 z pohledu životnosti.



Obr.6.25 - Vliv zatížení a huštění na životnost pneumatiky

Stroje pro zemní práce

Dále je zřejmé, že funkce $F_v = f(p)$ (rovnice 6.84) bude mít extrém a to minimum, neboť pro tlaky huštění pneumatiky blížící se nule nebo nekonečně velkým hodnotám, roste F_v nade všechny meze. Optimální hodnota huštění pneumatiky, při které bude valivý odpor minimální je

$$P_{opt} = \sqrt{\left(\frac{c_2}{c_1}\right)^3 \cdot \frac{F_0}{D \cdot \varepsilon}} \quad [\text{Pa}] \quad (6.85)$$

Záběrový účinek kol pneumatikového podvozku

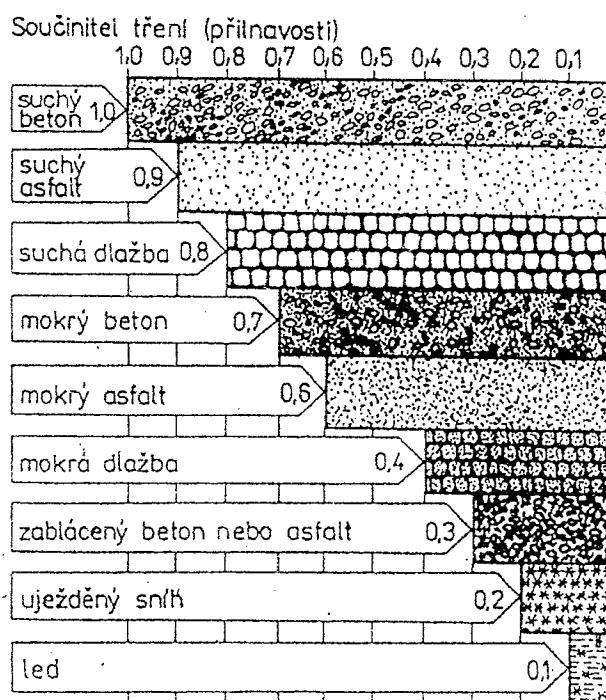
Hnací síla kola s pneumatikou bude ovlivněna druhem, kvalitou a stavem podkladu. Na tvrdém podkladě bude největší možná hnací síla F_{jm} při zatížení kola F_0 dána součinitelem adheze (lpění):

$$F_{jm} = F_0 \cdot \mu \quad [\text{N}] \quad (6.86)$$

Hodnoty součinitelů adheze jsou v tab.6.5, který je také znám v podobě na obr. 6.26.

Tab. 6.5 - Hodnoty součinitelů adheze μ

Povrch, druh		μ	
asfalt	suchý	až	0,9
	vlhký	až	0,7
beton	suchý	0,8	až
	vlhký	0,5	až
makadam	suchý	0,8	
polní cesta	hlinitá	0,8	
	písčitá	0,7	
oranice	čerstvá	0,4	až
	uhelná	0,5	až
pole	rozbahněné	0,1	
louka		0,1	
drn		0,8	až
písek	suchý	0,3	až
	vlhký	0,4	až
		0,5	



Obr.6.26 - Velikost součinitelů přilnavosti podle druhu pojízděné podložky

6. Podvozky strojů pro zemní práce

Na obr.6.24 jsou naznačeny silové poměry na hnacím kole. Vedle hnací síly F_j přenáší se z kola na vozovku také boční síla F_b (od tlaku větru, odstředivá síla v zatáčce apod.). Hnací síla F_j se skládá s touto boční silou F_b ve výslednici F , která musí být menší než součin $F_0 \cdot \mu$, jinak by došlo k prokluzu kol.

V případě, že je adheze plně využito pro přenos hnací síly $F_{jm} = F_0 \cdot \mu$, není již možné, aby kolo kolem přenášet sílu hnací.

Na poddajném podkladě je přenos hnací síly umožňován třecími a kohezními vlastnostmi zeminy. Velikost maximální hnací síly lze odvodit z Coulombovy rovnice

$$\tau = c + \sigma \cdot \tan \rho \quad [\text{Pa}] \quad (6.87)$$

při podmínce, že $\tau_s = F_{jm} / S_0$ a $q_s = F_0 / S_0$ (usmykávaná plocha je přibližně rovna ploše otisku)

$$F_{jm} = F_0 \cdot \tan \rho + s_0 \cdot c \quad [\text{N}] \quad (6.88)$$

kde F_0 je zatížení kola [N]

S_0 - velikost plochy otisku [m^2]

$$S_0 = (0,90 \div 0,85) \cdot b \cdot l \quad [\text{m}^2] \quad (6.89)$$

b je šířka otisku [m]

l - délka otisku [m]

Hodnoty úhlu vnitřního tření a soudržnosti c jsou v následujících tabulkách 6.6 a 6.7.

Tab. 6.6 - Průměrné hodnoty úhlů vnitřního tření zemin ρ [°]

Druh a stav zeminy	ρ		
vlhký jíl	1	až	10
vlhká jílovitá zemina	13	až	15
hlína	15	až	17
písčitá hlína	17	až	22
práškovitý písek	20	až	25
střední písek	25	až	33
hrubý štěrk	22	až	38
suchý jíl	38	až	40

Tab. 6.7 - Hodnoty soudržnosti c [MPa] zemin při různých stavech

Zemina	jíl	hlína	hlinitopísčitá	písek
tvrdá	0,15	0,1	0,06	0,02
polotvrdá	0,09	0,06	0,04	0,015
tuhá zemina	0,05	0,04	0,025	0,01
měkká mazlavá	0,03	0,02	0,015	0,005

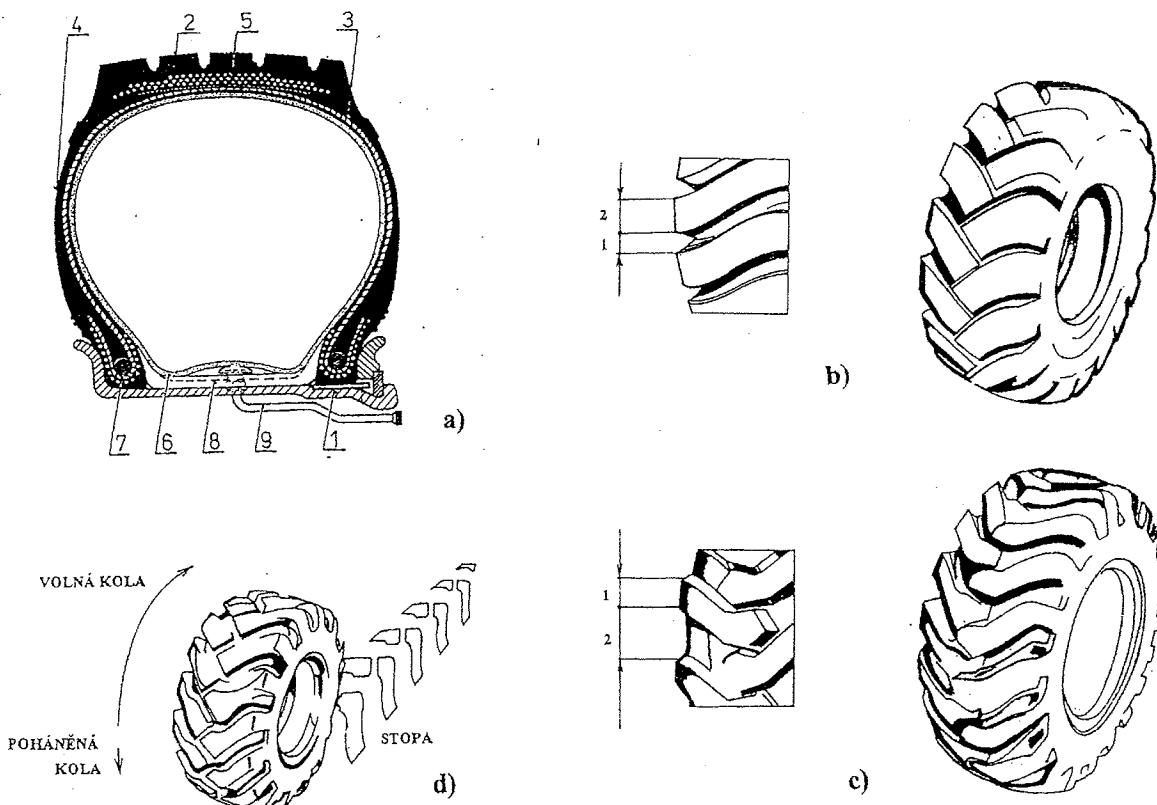
6.3.3 Pneumatiky

Kolový podvozek stroje pro zemní práce plní několik důležitých funkcí:

1. jeho kola předvádějí rotační pohyb odvozený od hnacího agregátu na translační pohyb stroje;
2. podvozek přenáší tíhu stroje i ostatní zatěžující síly (rypná síla, trhací síla) prostřednictvím kol na terén;
3. natáčením kol podvozku je možno měnit směr pohybu stroje;
4. podvozek zajišťuje odpružení celého stroje. Pružícím elementem jsou pneumatiky.

Z uvedeného je zřejmé, že výkonnost zemního stroje na kolovém podvozku bude ve značné míře záviset na použitém druhu pneumatik a protože se používá vzdušnicových pneumatik, tedy na druhu pláštů.

Vlastnosti pláště jsou ve značné míře určeny jeho kostrou (obr. 6.27a). Konstrukce kostry pláště může být diagonální (normální pláště) nebo s radiálními kordy.



Obr.6.27 - Pneumatiky pro zemní stroje

- a) řez pláště - přehled nejdůležitějších částí:

- 1 - ráfek,
- 2 - běhoun,
- 3 - kostra,
- 4 - bočnice,
- 5 - nárazníkový pás,
- 6 - duše,
- 7 - patní lano,
- 8 - vložka,
- 9 - ventil;

- b) pneumatika pro práci v lomech,

- c) pneumatika pro práci v měkkém terénu,

- d) správná montáž pneumatik

6. Podvozky strojů pro zemní práce

Diagonální (normální) plášť se vyznačuje tím, že vlákna kostry jsou orientována šikmo - po diagonálách - a to tak, že se vlákna jednotlivých vrstev kostry vzájemně v různých rovinách kříží. Pod běhoum jsou nárazníkové vrstvy, které zmírňují rázy při přejízdění překážek. U různých speciálních pláštů (např. Continental - EM - Special - STZ) je tato vrstva z ocelového kordu a chrání kostru před proražením ostrými předměty.

Pneumatiky s radiálními kordy se vyznačují nulovým úhlem vláken kordu v kostře (tj. pravým úhlem těchto vláken vzhledem k obvodu pneumatiky) a tuhou nárazníkovou vrstvou, která probíhá ve formě pásu po obvodě pláště. To dává těmto pláštům specifické vlastnosti, které s přihlédnutím k použití u zemních strojů přinášejí jak výhody, tak nevýhody.

Výhody:

- větší životnost než u normálních pláštů,
- lepší jízdní vlastnosti v terénu,
- menší odpor valení,
- částečně lepší pružení.

Nevýhody:

- menší boční stabilita,
- menší tlumení.

Pro tyto nevýhody je používání pláštů s radiálními kordy u strojů pro zemní práce sporné. Ovlivňují nepříznivě jak podélnou tak příčnou stabilitu stroje, zvláště za jízdy.

Běhoun pláště a jeho profil

Profil musí splňovat dva základní požadavky:

1. být odolný proti opotřebení a vykazovat vysokou životnost,
2. mít dobré záběrové a jízdní vlastnosti,

Běhoun a jeho profil chrání rovněž kostru pláště před poškozením. Požadavek vysoké odolnosti proti opotřebení a poškození pneumatik stojí v popředí zvláště u strojů nasazených v lomech. Pro pracovní podmínky tohoto druhu jsou vhodné pneumatiky se zavřeným profilem (obr.6.27b).

Zvláště vysoké nároky na profil pláštů kladou, z hlediska přenosu sil mezi kolem a půdou, měkké a mazlavé zeminy. Dobré záběrové vlastnosti v takovémto terénu mají pneumatiky s vysokým a otevřeným profilem (obr.6.27c).

Z důvodů samočištění a dobrého vedení kola je profil běhounu skloněn vzhledem k obvodu kola. Aby bylo dosaženo správného záběru kola, je nutno plášť správně namontovat - viz obr.6.27d).

6.4 Kolejové podvozky

Tento druh podvozku se používal v minulosti u celé řady zemních strojů, dnes jej nacházíme pouze u strojů pro velké zemní práce - korečková rýpadla ve spojení se skryvkovými mosty, kolejové zakladače a některé druhy skládkových a homogenizačních strojů.

6.4.1 Systém uložení rámu spodní stavby kolejových podvozků

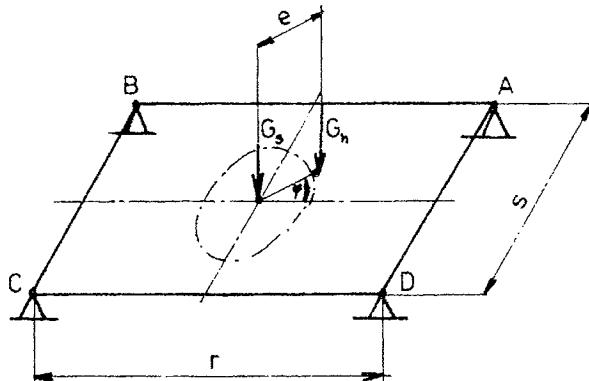
Vlastní kolejový podvozek tzv. velkostrojů je řešen vahadlovým systémem, opírajícím se o rám spodní stavby ve třech, nebo čtyřech bodech (staticky určitý, nebo neurčitý) s tím, že výslednice sil působící z horní stavby, neleží ve středu, nýbrž se pohybuje po kružnici s excentricitou - e . Staticky neurčitý je použitelný pouze u menších stavebních strojů. Staticky určitý je nutno použít u velkostrojů, což ve spojení s vahadly zaručí rovnoměrný přenos a rozdělení všech sil ze stroje až do kolejnice.

Potom rozeznáváme:

1. čtyřbodové uložení

Pro řešení určení reakcí ve čtyřech podpěrných bodech existuje několik známých postupů řešení:

a) základní způsob řešení - obr. 6.28



Obr.6.28 - Čtyřbodové uložení rámu spodní stavby rýpadla

Pro podmínu rovnováhy sil platí

$$A + B + C + D = G_S + G_H \quad (6.90)$$

kde - A,B,C,D - reakce v podpěrách

G_S - hmotnost spodní stavby rýpadla

G_H - hmotnost horní stavby rýpadla

dále vytvoříme momentové výjimky k hraně CD a hraně AD

$$(A + B) \cdot s = G_S \cdot \frac{s}{2} + G_H \left(\frac{s}{2} + e \cdot \sin \varphi \right) \quad (6.91)$$

$$(B + C) \cdot r = G_S \cdot \frac{r}{2} + G_H \left(\frac{r}{2} + e \cdot \cos \varphi \right)$$

čtvrtou nutnou rovnici odvodíme z deformační podmínky, že deformace v bodech A,B,C,D je úměrná velikosti dané reakce za předpokladu tuhosti a rovinnosti rámu spodní stavby a dalších zjednodušení dostaneme

$$y_A = C \cdot A; y_B = C \cdot B; y_C = C \cdot C; y_D = C \cdot D \quad (6.92)$$

a vzhledem k již uvedené rovinnosti musí platit

$$y_A - y_B = y_D - y_C \quad (6.93)$$

$$A + C = B + D,$$

čímž dostáváme čtvrtou nutnou rovnici k řešení. I přes určité zjednodušení dostaneme dostatečně spolehlivé hodnoty.

b) Andréův způsob řešení

Princip řešení je postaven na rozdelení rámu stroje fiktivními nosníky v místě G_H , jak svislým, tak vodorovným směrem, čímž vlastně převedeme celou úlohu na řešení úloh jednotlivých nosníků od síly G_H s předpokladem, že síla G_S se rozloží rovnoměrně do všech podpěrných bodů $\left(\frac{G_S}{4}\right)$

c) Montagnonův způsob řešení

Podstata je dána v přesunutí excentricky působící síly G_h do středu (působiště G_s) a tím nutným doplněním na rovnovážný stav momentem $M = G_h \cdot e$. Velikost podpěrné reakce je potom dána vztahem

$$A = \frac{G_s + G_h}{4} + A' + A'' \quad (6.94)$$

kde A' , resp. A'' představuje doplňkové reakce způsobené momentovými složkami (do vodorovného a svislého směru) M' , resp. M'' .

2. Tříbodové uložení

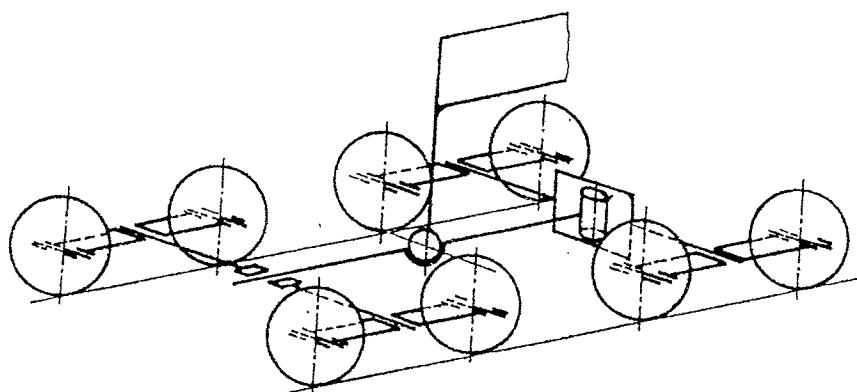
Nejčastější způsob uložení (trojúhelník). Výpočet je postaven na vytvoření rovnice rovnováhy sil a dvou rovnic momentových.

Silové působení dalších vlivů na kolejový podvozek (řezné síly, účinek větru, sklon apod.) je dán obecně působící silou, která se pro výpočtářské účely rozkládá do složek ortogonální soustavy. Potom se můžeme setkat např. s řešením:

- síly působící kolmo na směr kolejí,
- síly působící ve směru kolejí,
- atd. atd.

6.4.2 Konstrukce kolejových podvozků

Základem konstrukce kolejových podvozků vahadlových systémů je osmikolový, resp. šesti-kolový podvozek - obr. 6.29.

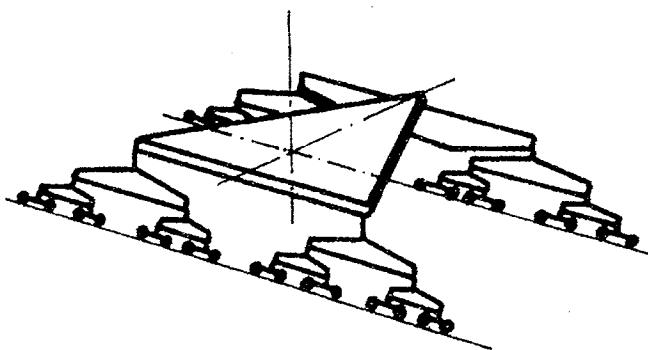


Obr.6.29 - Osmikolový kolejový podvozek

Jeho konstrukce je řešena tak, aby i značné nerovnosti kolejisti (horizontální či vertikální) překonal jako staticky určitý celek. Základním znakem těcto podvozků je nepoužívání typického železničního elementu kolejových vozidel-soukolí.

Vlastní vahadlový podvozek je na straně dvoubodové (pevné) podpory (obr. 6.30) konstruován tak, aby byl možný v každém vahadlovém kloubu relativní pohyb vahadel kolem svislé osy a osy kolmé na směr kolejí a směr natočení kolem osy rovnoběžné s kolejemi je blokován.

Na straně jednobodové (kulový opěrný čep) podpory je vahadlo konstruováno obdobně jako u podpory dvoubodové, pouze spojení tvoří již zmíněný kulový čep s možností pohybu podvozku všemi směry. Oba podvozky tvoří tzv. portál (obr. 6.30), jehož široké rozpětí je nutné především z důvodu stability a také pro umístění dopravního systému (korečková rýpadla). Určitě je zřejmé z obr. 6.30, že z důvodu zjednodušení je na každé straně podvozku kreslena pouze jedna řada pojezdových kol (ve skutečnosti je druhá vzdálena o rozchod 1435 mm). Dané uspořádání pak umožní zvládnout i tzv. křížové díry v kolejisti.

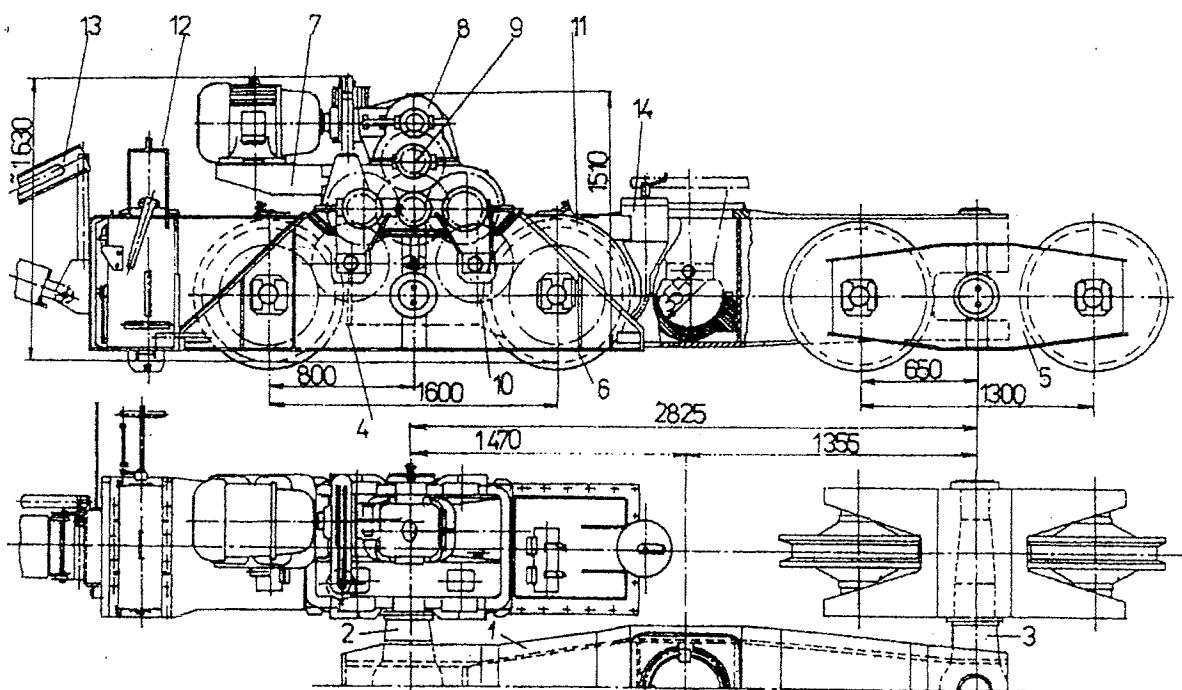


Obr.6.30 - Schéma 32 kolového kolejového podvozku

Pro zvýšení obraznosti je na obr. 6.31 nakresleno schéma 40-ti kolového kolejového podvozku jak na straně pevné (dvoubodové), tak pohyblivé (jednobodové).

U velmi těžkých velkostrojů (hmotnost přes 3000 t) by konstrukce vahadlových kolejových podvozků vycházela neúměrně dlouhá a vysoká, proto se staví tzv. vícekolejové podvozky (4-kolejové na jedné straně), kde základem je už zmíněný osmikolový podvozek a čtyři takové podvozky jsou spojeny pomocí trojbokých vahadel do 32 kolové základní podvozkové skupiny, které jsou vahadlovým systémem spojovány dálé. Pro spojení osmikolových podvozků může být také použito šikmých spojovacích vahadel.

Pohon kolejového podvozku je řešen tak, že jedna část osmikolového podvozku je hnací a druhá část je hnaná - obr. 6.31. Kinematicky je pohon řešen ve své podstatě dvěma známými způsoby - Vítkovice (ČR) a fa Krupp (SRN) - obr. 6.31. Převodová skříň pohonné jednotky musí, vzhledem k jízdě do oblouku, obsahovat diferenciál.



Obr.6.31 - Osmikolový kolejový podvozek fy Krupp

- 1 - vahadlo osmikolového podvozku s uložením na kulový čep, 2 - příčné vahadlo čtyřkolového podvozku s kulovým čepem, 3 - příčné vahadlo se svislým čepem, 4 - boční vahadlo hnacího čtyřkolového podvozku, 5 - boční vahadlo hnaného čtyřkolového podvozku, 6 - pojezdové kolo, 7 - konzola motoru, 8 - převodovka, 9 - diferenciál, 10 - mezikolo, 11 - ochranný kryt, 12 - kolejové kleště, 13 - pojistný vozík, 14 - pískovač

6.4.3 Jízdní odpory, zatížení a výkon pohonu kolejových podvozků

Maximální síla, kterou může přenést jedno kolo kolejového podvozku kolmo na směr kolejí, je dána tzv. stabilitou kolejnice, tzn., jedná se vlastně o sílu, při níž ještě nedojde k překlopení kolejnice bez uvážení vlivu upevněadel. Vlastní styk zatíženého kola vertikální silou je posuzován jako kontaktní tlak (Hertzův) mezi kolem a pojízděnou podložkou (kolejnicí).

Při přímé jízdě potom vznikají následující základní pasivní jízdní odpory, způsobené:

- valivým třením mezi koly podvozku s hlavou kolejnice,
- smykovým nebo valivým třením čepů pojazdových kol v ložiscích,
- třením nákolku o kolejnici,
- odporem vzduchu atd.

1. *Valivé tření* mezi kolem a kolejnicí - vzniká pružnými deformacemi kol a kolejnice v závislosti na rychlosti jízdy podvozku, tzn., že specifický odpor valení závisí na již zmíněné rychlosti jízdy podvozku, materiálu kola a kolejnice, stavu styčných ploch (suché, vlhké) a stavu vodící dráhy (herovnosti). Potom moment valivého tření je dán běžně používaným a známým vztahem

$$M_1 = F_v \cdot \xi' \quad [Nm] \quad (6.95)$$

kde F_v - vertikální zatížení kola [N]

ξ' - koeficient valivého tření [m]

2. *Tření v ložiscích* - otáčením čepů v ložiscích dochází buď ke kluznému nebo valivému tření.

Velikost součinitele tření závisí na konstrukci a druhu ložiska, jeho záběru, mazacím prostředku a druhu mazání, zatížení, rychlosti otáčení apod. Vlastní moment čepového tření pro průměr čepu - d a pro koeficient tření (kluzné nebo valivé - μ), potom bývá pro zatížení silou F_v

$$M_2 = F_v \cdot \mu_L \cdot \frac{d}{2} \quad [Nm] \quad (6.96)$$

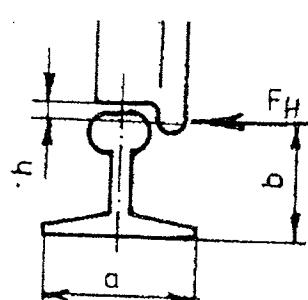
a pro zatížení F_H

$$M_3 = F_H \cdot \mu_L \cdot \frac{d_L}{2} \quad [Nm] \quad (6.97)$$

kde d_L - průměr náboje, na který se ložisky přenáší síla F_H

3. *Tření nákolku o kolejnici* - obr. 6.32.

- toto tření je nutno uvážit zvlášť u velkostrojů, neboť zatížení zde dosahuje značných hodnot. (boční horizontální sílu tvoří i složka rypných odporů)



Obr.6.32 - Tření nákolku o kolejnici

Třecí moment pak působí proti smyslu otáčení a má velikost

$$M_4 = \mu \cdot F_H \cdot h \quad [Nm] \quad (6.98)$$

Stroje pro zemní práce

Potom pro jízdní odpor přímé jízdy wj musí platit vztah

$$w_j \cdot \frac{d_K}{2} = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 \quad (6.99)$$

kde d_K - průměr pojezdového kola

4. Odpor jízdy kolejového podvozku při jízdě do oblouku - velmi vysoká radiální zatížení při jízdě do oblouku vyvolávají značné opotřebení nákolků, okolků kolejnic, zvyšují nebezpečí vykolejení apod. Daným problémem se zabýval prof. Heunnemann (někdy nazýváme Heunnemannova úloha), který vycházel z následující úvahy "K jízdě do oblouku je přinucen dvousý čtyřkolový podvozek silou F , která způsobí, že k přímému pohybu podvozku přistoupí ještě jeho otáčení kolem okamžitého pólu otáčení, tzn., že jednotlivá kola musí na kolejnicích proklouznout (důvod nutnosti diferenciálu)". Vzhledem ke složitosti výpočtu se nejčastěji používá grafické řešení a v provozní praxi se daný výpočet řeší použitím empirických vztahů, používaných v železniční dopravě (blíže viz [82]).
5. Vliv setrvačních hmot a výkon pohonu kolejových podvozků - prozatímní úvahy jsme oprostili od vlivu setrvačních hmot při rozjezdu a brzdění. Při výpočtu musíme uvažovat momenty setrvačnosti rotujících hmot jednotlivých předloh ($J_1, J_2, J_3 \dots$) redukované na hřídel první předlohy (J_r) a momenty přímočáre se pohybujících hmot (J_p), které redukujeme na osu první předlohy z rovnosti kinetických energií. Potom celkový moment setrvačnosti je dán vztahem

$$J = J_r + J_p \quad (6.100)$$

a pro rozběh platí

$$M_a = J \cdot \epsilon = (J_r + J_p) \cdot \frac{\pi \mu}{30} \cdot t \quad (6.101)$$

a výkon při rozjezdu je dán známým vztahem

$$P_a = \frac{M_a \cdot \omega}{\eta} \quad (6.102)$$

kde η - účinnost převodů
 ω - úhlová rychlosť

Vlastní rozběh nedává velké výkony, neboť jízdní rychlosti a zrychlení jsou velmi malé. Vážnější problém nastává při brzdění, neboť musíme spotřebovat pohybovou energii stroje, tlak větru, polohovou energii apod., tzn., jediným faktorem napomáhajícím brzdění jsou pasivní odpory. Pro brzdění by měla platit následující rovnice

$$\frac{G \cdot v^2}{2 \cdot g} \cdot \eta + \frac{J \cdot w^2}{2} + F_{vt} \cdot s \cdot \eta + G \cdot s \cdot \sin \alpha \cdot \eta = M_b \cdot \varphi + G \cdot w_j \cdot s \cdot \eta \quad (6.103)$$

kde α - úhel sklonu svahu

φ - úhel celkového natočení hřídele hnacího motoru při brzdění

s - dráha brzdění

F_{vt} - síla větru

M_b - brzdicí moment

6. Podvozky strojů pro zemní práce

Výpočtem potřebného momentu pro rozjezd, resp. brzdění, podělením momentem, který je schopen přenášet jeden poháněný podvozek do doby než dojde k prokluzu kol, dostaneme nutný počet poháněných podvozků.

Předchozí výpočet výkonu je nutno porovnat s následujícím výpočtem celkového výkonu (uvažujeme, jako by existoval centrální pohon celého podvozku)

$$P_c = [G(w_j + w_o + w_s) + F_{vt} + F_o] \cdot \frac{v}{\eta} \quad [W] \quad (6.104)$$

kde w_j , w_o , w_s - odpory jízdní, z oblouku, ze stoupání

F_{vt} - síla větru

F_o - příslušná složka rypných odporů

G - těhová síla stroje

Zvolíme počet kol tak, aby vertikální zatížení jednoho kola (G_j) bylo 10 - 15 kN a vypočteme výkon (do prokluzu) pro jedno kolo, při předpokladu, že $T = \mu \cdot G$, takže pro jeden čtyřkolový podvozek platí

$$P_1 = 4 \cdot T \cdot \frac{v}{\eta} \quad [W] \quad (6.105)$$

potom počet hnacích podvozků je logicky dán vztahem

$$p = \frac{P}{P_1} \quad (6.106)$$

který porovnáme s počtem vypočteným z brzdění, upravíme rozložení podvozků v podvozkovém vahadlovém systému (obr. 6.31 - obě strany mají stejný počet pojezdových kol z důvodu mechanického a elektrického rovnoramenného rozložení). V praxi pro dvoukolejové podvozky bývá P_1 (6.105) 10 kW a čtyřkolejové podvozky 20 kW.

6.5 Kráčivé podvozky

Jedná se o podvozky, které našly své uplatnění, i když některé typy jen ve své době, jak na obřích lopatových rýpadlech, rýpadlech s vlečným korečkem, zakladačích, ale i na dobývacích velkostrojích, a to především z následujících důvodů:

- Možnost použití tam, kde se požaduje nízký měrný tlak na podložku, resp., kde hmotnosti strojů dosahují vysokých hodnot, neboť konstrukce všech typů kráčivých podvozků má dosti značnou plochu dosedací části. Měrný tlak bývá 40 - 70 kPa.
- Konstrukce umožňuje nízkou stavební výšku a tím je výrazně ovlivněna celková stabilita stroje.
- Přímočarý pohyb stroje je vlastně dán úhlem natočení otočné části rýpadla, řečeno jednoduše, kam se stroj natočí, tím směrem může odkráčet, tedy dobrá manévrovatelnost. (uchycení lyžin kráčení na horní stavbě).

Mezi nevýhody kráčivých podvozků je nutné především případit:

- nižší rychlosť pohybu (0,25 - 0,3 km/hod při délce kroku 1,5 - 2 m),
- při transportu na větší vzdálenosti se výrazně zvyšuje teplota tlakového média, nutnost přestávek,
- systém kráčení přináší zvýšené namáhání rámu stroje, dynamiku namáhání,
- nelze v podstatě regulovat délku kroku.

Otázkou tedy zůstává, zda výhody předví nevýhody, či naopak, což vlastně rozhoduje o volbě druhu podvozku. Nejšířší uplatnění nachází v současné době u zakladačů na výsypkách hnědouhelných povrchových dolů.

Stroje pro zemní práce

Vlastní rozdelení spočívá především z hlediska konstrukčního provedení:

- mechanické systémy
- hydraulické systémy

Dalším hlediskem rozdelení je způsob kráčení, který může být:

- plíživý, kdy je překonáván třecí účinek mezi podložkou a střední opěrnou deskou ve směru pohybu (všechny mechanické systémy a z hydraulických pouze systém s válcem hlavním a pomocným),
- kráčivý (kyvně suvný), s možností odlehčení střední opěrné desky (všechny zbývající hydraulické systémy).

6.5.1 Mechanické kráčivé systémy

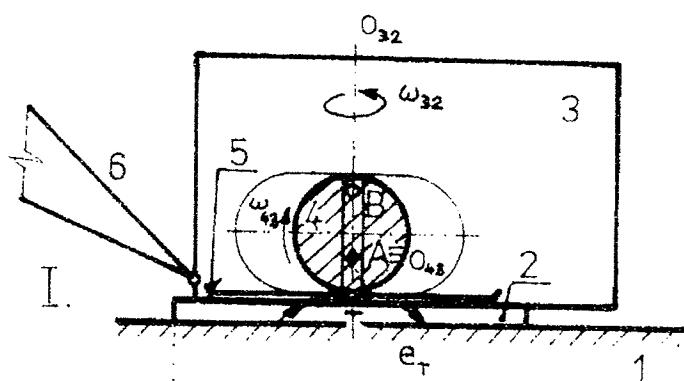
Uplatnění našly a nacházejí u tzv. obřích lopatových rýpadel (USA) a rýpadel s vlečným korečkem dragline (Rusko).

6.5.1.1 Kráčivé zařízení s výstředníky

Na obr. 6.33 je schematicky znázorněna činnost kráčivého zařízení s výstředníky (excentry) ve čtyřech po sobě jdoucích fázích, tzn., při otočení hřídele výstředníků vždy o 90° . Strojovna 3, ke které je připojen výložník 6, se otáčí kolem osy O₃₂ a je spojena s opěrnou kruhovou deskou 2, spočívající na podložce 1. Otáčením kolem osy O₃₂ řídíme směr kráčení. Z uvedeného obrázku a dalšího bližšího popisu je naprostě zřejmé, že při tomto systému kráčení, (plíživý), se rýpadlo pohybuje vždy vzad, tzn. opačným směrem než je výložník. Na hřídeli ve strojovně je oboustranně naklínován výstředník 4 s osou v bodě A, kde je také pohon výstředníku. Pomocí čepu B zabírá poháněný výstředník do svislého vedení v lyžině 5 a zároveň se jí dotýká svým povrchem ve vodorovných vedeních.

Takže pohyb rýpadla lze popsat následovně:

- plocha I** - rýpadlo spočívá na střední opěrné desce a tou na podložce, tzn., může se otáčet kolem své osy O₃₂. Chceme-li je přemístit, musíme je otočit výložníkem proti směru pohybu (dozadu) a začít otáčet výstředníkem ve smyslu a₃₄ tak, aby bod B se pohyboval ve směru kráčení,
- poloha II** - unášená lyžina dosedne na podložku, bod T opisuje při tomto posuvném pohybu elipsu e_T. Lyžina se nemůže vůči terénu dále pohybovat, ale pohon výstředníku v bodě A nadále pracuje,



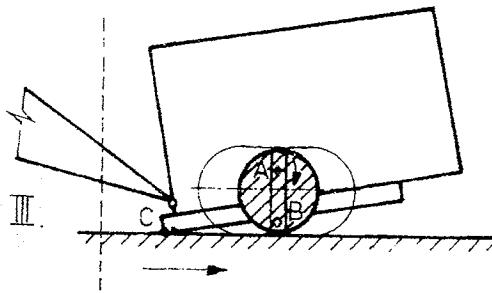
Obr. 6.33a - Schéma kráčení s výstředníky - poloha I,II

6. Podvozky strojů pro zemní práce

poloha III - nastává pohyb strojovny vůči lyžině a rýpadlo se sune ve směru pohybu tak, že strojovna se částečně nadzvedne a tře se zadním koncem střední opěrné desky o podložku v bodě C.

Tento pohyb je vlastně dán druhou bodu A, tj. elipsou eA.

poloha IV - střední opěrná deska se opět uloží celou svou plochou na podložce a lyžina se začne zvedat, tím jsme vlastně opět v poloze I.



Obr. 6.33b - Schéma kráčení s výstředníky - poloha III, IV

Silový rozbor daného kráčivého zařízení najdete na obr. 6.34, kde V - výslednice statických sil působících na horní stavbu rýpadla. Uvažujeme pouze větší síly, tj. hmotnosti velkých konstrukčních uzelů, jako např.: G_V - hmotnost výložníku, G_L - hmotnost lopaty, G_S - hmotnost strojovny, W_{rs} - účinek větru na strojovnu, W_{rv} - účinek větru na výložník

a pro míru stability platí

$$\varphi_s = \frac{\text{momenty stabilizující}}{\text{momenty klopné}} = 1,1 - 1,5 \quad (6.107)$$

Uvedené schéma na obr. 6.34 platí za ideálních podmínek, tj. bez uvažování tření mezi jednotlivými členy. Všechny síly působící na strojovnu a výložník reprezentuje výslednice V a má-li lyžina 5 pevně spočívat na podložce 1 bez skluzu, musí platit $1 = 5$, tzn. člen 5 se stává nedílným celkem s rámem 1.

$$\bar{V} = \bar{G}_S + \bar{G}_V + \bar{G}_Z + \bar{W}_{RS} + \bar{W}_{RV}$$

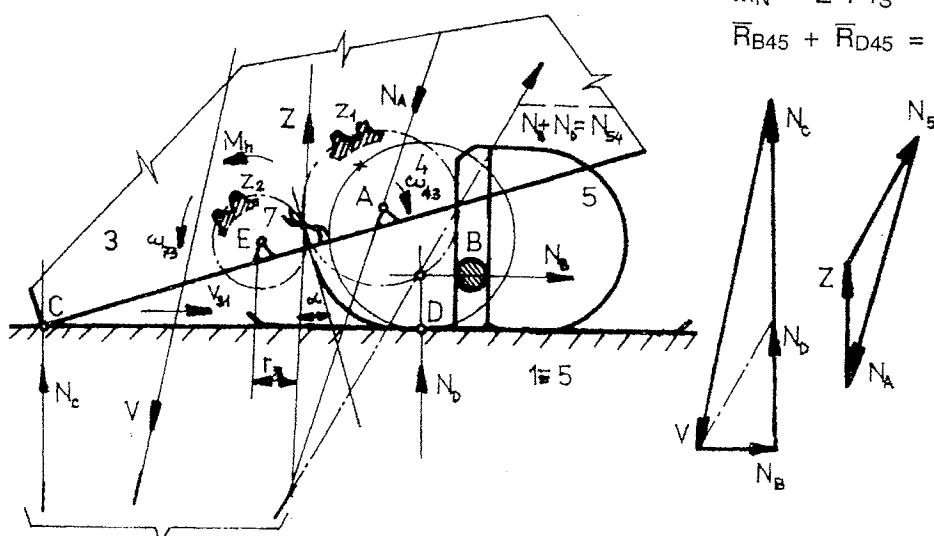
$$\bar{V} + \bar{N}_C + \bar{N}_B + \bar{N}_D = 0$$

$$\bar{N}_B + \bar{N}_D = \bar{N}_{54}$$

$$\bar{N}_{54} + \bar{N}_A + \bar{Z} = 0$$

$$M_N = \bar{Z} \cdot r_s$$

$$\bar{R}_{B45} + \bar{R}_{D45} = \bar{R}_{Lx} + \bar{R}_{Ly}$$



Obr.6.34 - Schéma kráčivého zařízení s výstředníky - silový rozbor

1 - podložka (pro schéma základní rám), 2,3 - střední opěrná deska se strojovnou, 4 - ozubené kolo hřídele s výstředníky, 5 - lyžiny s vedením pro výstředník a čepy výstředníků, 7 - ozubené kolo hnací předlohy.

Rýpadlo je jako těleso opřeno o rám v těchto bodech:

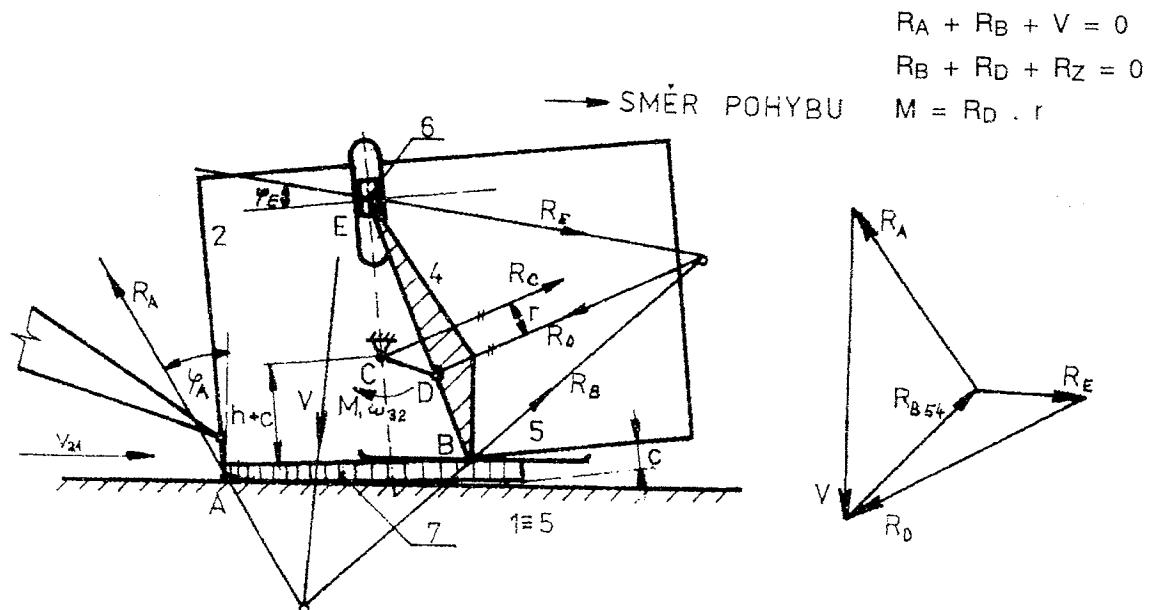
- C - střední opěrná deska je na podložce
- D - výstředník je opřen o lyžinu
- B - čep výstředníku je veden v drážce,

což je zřetelné za pomocí částečné výslednice N54 (obr. 6.34). Rovnice pro grafický způsob řešení najdete také na obr. 6.34, což by mělo plně objasnit postup silového rozboru.

6.5.1.2 Kráčivé zařízení s klikovým mechanismem

Jedná se o klasický klikový mechanismus - obr. 6.35, který tvoří klika 3, poháněná ozubeným převodem ze strojovny 2, objímka 6, tvořící křížák, je vedena ve smykadle upevněném ve strojovně, která vlastně tvoří základní rám, na prodloužené ojnici 4 je připevněna točně lyžina 5. Rotací kliky v naznačeném směru se dá mechanismus do pohybu a lyžina dosedne na podložku 1 při stojící strojovně. Klika se otáčí dále, lyžina a tím tedy i ojnice se opírá o podložku, čímž se začne strojovna pohybovat vůči podložce, tzn. rýpadlo se sune ve směru pohybu.

Vlastní statické řešení (silové poměry jsou pro tento mechanismus graficky vyřešeny na již uvedeném obr. 6.35) pro skutečné poměry, tj. za uvážení pasivních odporů mezi objímkou a vedením na rámu strojovny. Rovněž je vzata do úvahy velikost tření mezi střední opěrnou deskou 7 a podložkou. Velikost výslednice V určíme jako v předešlé kapitole 6.5.1.1 a za stejných předpokladů, že lyžina pevně spočívá na podložce, tzn. 1 = 5 může napsat rovnovážné rovnice celého rýpadla.

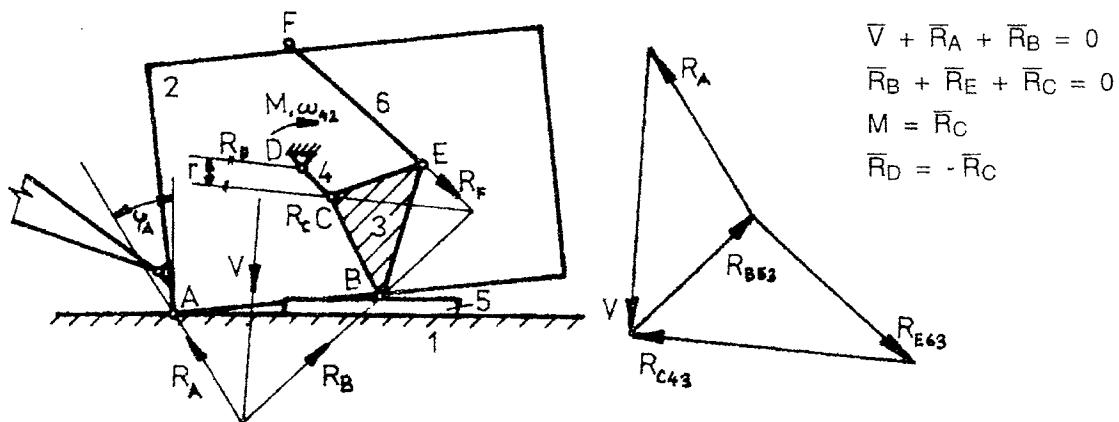


Obr.6.35 - Schéma kráčivého zařízení s klikovým mechanismem

6.5.1.3 Vahadlové kráčivé zařízení

Tento typ mechanismu kráčení používá především fa Marion pro svá obří lopatová rýpadla.

Jeho funkce je znázorněna na obr. 6.36 ve svých čtyřech fázích, sestává z kliky 4, která rotuje kolem čepu D, uloženého ve strojovně 2, vahadla 6, znázorněného úsečkou EF a těhlice 3 trojúhelníkového tvaru. V bodě B je na těhlici točně uchycena lyžina 5, v bodě C je spojena s hnací klikou a v bodě E s vahadlem. Rotací kliky ve směru ω_{42} přechází lyžina ze zdvižené polohy I do styku s podložkou (poloha II), o kterou se pevně opírá a další rotací kliky nastane pohyb strojovny (poloha III), která se sune po podložce hranou střední opěrné desky v bodě A a potom pohyb ustane (poloha IV), když střední opěrná deska dosedne a lyžiny se začnou zvedat. Možno tedy říci, že způsob kráčení je stejný jako v předešlých případech, rozdíl je pouze v pohonu mechanismu.



Obr.6.36 - Statické řešení vahadlového systému

Statické řešení opět vychází z určení velikosti a polohy výslednice sil V působících na rýpadlo, další postup je naznačen graficky na obr. 6.36. Vzhledem k předešlým kapitolám je možno bez komentáře napsat vztahy uvedené na daném obrázku.

6.5.1.4 Kráčivý systém Ransomes & Rapier

Anglická firma pro výrobu ložisek jej použila u kráčivého mechanismu. Tento způsob kráčení je založen na stejném principu jako vahadlový systém. Mechanismus je poháněn kruhovým výstředníkem, uloženým ve strojovně na hřídeli v urč. bodě. Na něm je otočně uložena na řadě válečků páka, která je v tomto bodě připojena na vahadlo a nese na protilehlém čepu lyžinu.

6.5.2 Hydraulické kráčivé systémy

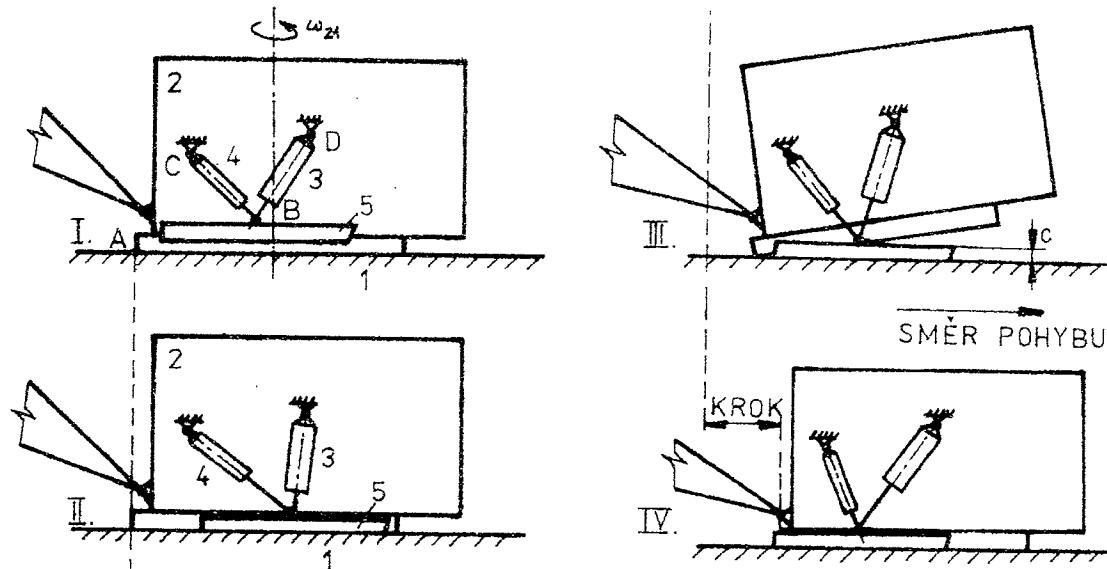
Na rozdíl od mechanických systémů je nacházíme na řadě dobývacích a zakládacích strojů (ČR, Rusko).

6.5.2.1 S hydraulickým válcem hlavním a pomocným

Prvně byl použit u ruského lopatového rýpadla a dodnes se zde používá i pro obří dragline - obr. 6.37.

Čtyři hydraulické válce jsou namontovány ve dvou párech po stranách strojovny 2. Jeden z válců je tzv. hlavní 3 a jeden vedlejší 4 - menšího průměru. Válce jsou uchyceny v kloubech C,D a společném čepu B na lyžinách 5. Tlakový olej dosahuje cca 20 MPa a každou stranu zásobuje samostatná jednotka (rychlosť kráčení max. 100 m/hod).

V poloze I je lyžina zdvižena nad podložku a oba válce mají minimální délku. Po natočení strojovny kolem osy ω_{21} , resp. do směru kráčení, se počne vysouvat pomocný válec a hlavní zůstává zatažen, tzn. pohyb bodu B po kružnici s poloměrem BD až do dosednutí lyžiny na podložku (poloha II). Po dosednutí přestává vysouvat pomocný válec a začíná válec hlavní, čímž nadzdvihne strojovnu, která se sune v naznačeném směru pohybu, za současného zkracování pomocného válce (poloha III). Pohyb se zastaví při max. vysunutí hlavního válce (poloha IV) a stlačení pomocného na min. délku BC (odpovídající poloze I). Přesunutí lyžiny se v zájmu zrychlení provádí současným působením obou válců.

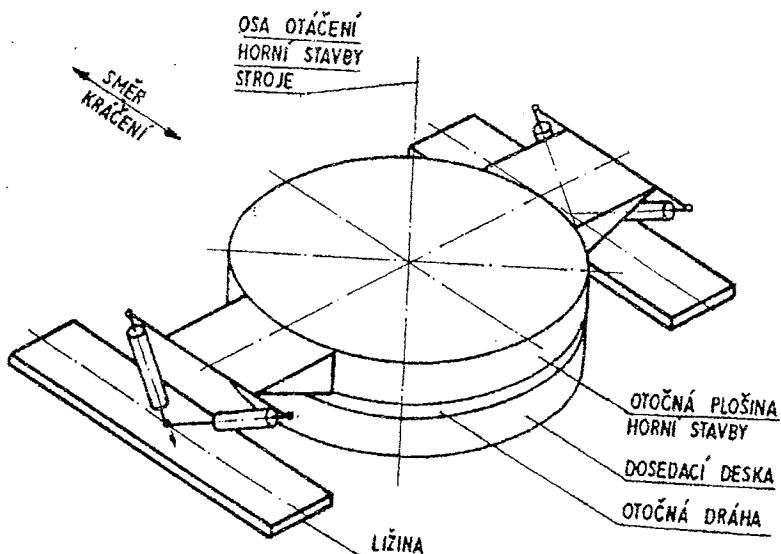


Obr.6.37 - Hydraulické kráčivé zařízení s válcem hlavním a pomocným

6.5.2.2 S dvěma hydraulickými válci do tvaru V

Uvedený systém je používán na pásových zakladačích české výroby ZP 6 600, které nachází v současné době nejširší uplatnění.

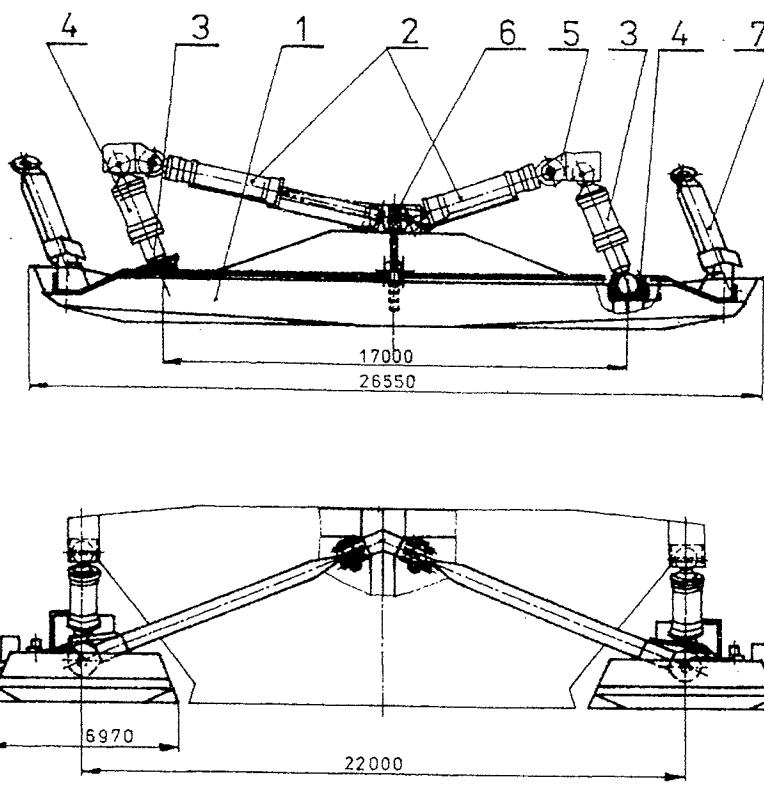
Princip činnosti byl vlastně podrobně popsán v předchozí kapitole 6.5.2.1, jen si je třeba uvědomit, že zde není rozdělení na válec hlavní a pomocný. Tzn., že každá lyžina je ovládána dvěma hydraulickými válci, postavenými do tvaru V a plnícími funkci zdvihového i výsuvného válce (obr. 6.38). Hydraulické válce jsou na lyžině uloženy na společném čepu a kloubově uchyceny na stavbě zakladače. Vodorovná plocha lyžin je udržována pomocí vrátku závěsu lyžin. Zdvih lyžin je omezen na pouhé nadlehčení stroje, aby byl umožněn pohyb stroje bez výkyvů výložníku. Při práci zakladač spočívá na centrální opěrné desce a samozřejmě se zvednutými lyžinami. Kulová dráha umožňuje vše směrné kráčení zakladače.



Obr.6.38 - Schéma hydraulického systému kráčení s válci do tvaru V

6.5.2.3 Se čtyřmi hydraulickými válcí

Uvedený systém je používán v ČR na kolesovém rýpadle KU 800 a chráněný čs. patentem.



Obr.6.39 - Hydraulický systém kráčení se čtyřmi hydr. válci

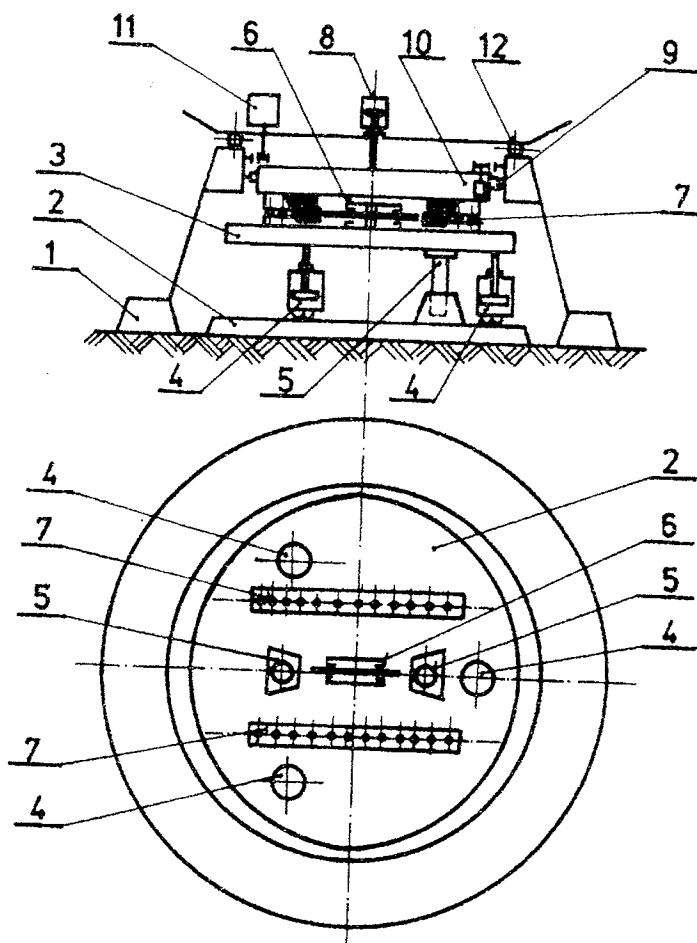
1 - lyžiny (chodidla), 2 - přesuvné hydraulické válce, 3 - zdvihové hydraulické válce, 4 - klouby uchycení zdvih. hydr. válců v uchycení s lyžinami, 5 - uchycení hydr. válců na spodní stavbu, 6 - uchycení přesuvných hydr. válců na lyžiny, 7 - vzpěry

Kráčivý podvozek sestává z obdélníkové centrální opěrné desky a dvou obdélníkových lyžin (chodidel), které jsou ovládány pomocí hydraulických válců zdvihových a přesuvných a spojeny se spodní stavbou rýpadla pomocí kloubových a čepových uchycení. Vedení lyžin vůči spodní stavbě je zajištěno soustavou kloubově uspořádaných vzpěr. Při práci rýpadlo může spočívat na všech opěrných plochách, tzn. na centrální opěrné čtvercové desce a lyžinách, čímž se měrný tlak na podložku značně zmenší.

Změna směru pojezdu rýpadla se uskutečňuje natočením celého stroje do požadovaného směru protisměrným kráčením lyžin. Vzhledem k doposud už probraným kráčivým podvozkům je zřejmé, že rýpadlo při kráčení spočívá střídavě na lyžinách nebo na opěrné desce spodní stavby. Jedná se tedy o kráčivý systém dle úvodního rozdělení s tím, že i z názvu vždy odpovídajícího páru hydraulických válců je zřejmá jeho funkce, zdvih, přesunutí a tím i celý princip kráčení těchto druhů kráčivých podvozků.

6.5.2.4 Mezikruhový hydraulický systém kráčení

V ČR je patentem také chráněný další hydraulický systém kráčení, používaný na zakladacích typu ZP 2500, ZP 10 000, ZPD 13 000 a korečkových velkostrojích RK 400 a RK 5 000. Jedná se o tzv. mezikruhový hydraulický systém kráčení, typický svým zvonovým (konusovým) tvarem podvozku - obr. 6.40.



Obr.6.40 - Mezikruhový hydraulický systém kráčení

1 - vnější opěra, 2 - spodní část vnitřní opěry, 3 - horní část vnitřní opěry, 4 - válce zdvihu, 5 - vodící válce, 6 - válec posuvu, 7 - přímé kulové dráhy, 8 - odlehčovací válec, 9 - kluzné uložení točnice směrování, 10 - točnice směrování vnitřní opěry, 11 - hydraulický pohon otoče horní stavby, 12 - kulová dráha otoče horní stavby

Po natočení vnitřních opěr do žádaného směru pomocí točnice směrování, je možné tlakem v hydraulických válcích zdvihu nadzvednout vnější opěru do nutné výšky a potom následuje přesunutí pomocí hydr. válce po přímých kulových drahách o krok, který je dán vůlí mezi ledvinovým tvarem vnitřní opěry a vnější opěry.

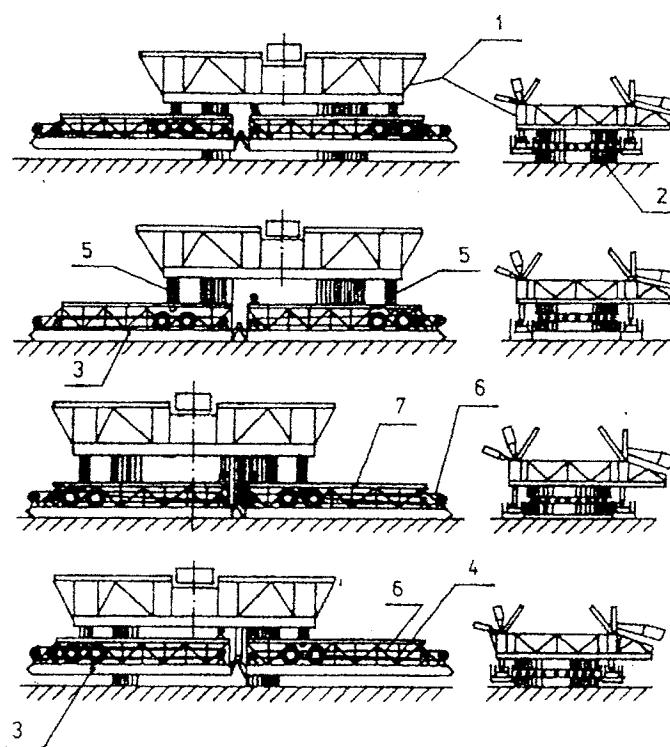
K výhodám uvedeného systému kráčení je nutno přičíst úplné zakrytí veškerých kráčivých mechanismů v konuse vnější opěry.

6.5.2.5 Hydraulický systém kráčení s vnějšími prstenci

Tento systém kráčení je použit v ČR na rýpadle K 10 000. Jedná se o shodný princip kráčení jako v kap. 6.5.2.4, jen s tím rozdílem, že vnitřní opěry ledvinového tvaru je zde nahrazena lyžinami ve tvaru vnějšího prstence. Délka kroku je v tomto případě dána vůlí mezi uložením vnějšího prstence a kruhovou opěrnou (dosedací) deskou.

6.5.3 Kolejovo-kráčivé podvozky

Můžeme říci, že kombinací hydraulických kráčivých systémů a mechanického přesunu po kolejích vzniká určitý atypický systém podvozku, zvaný kolejovo-kráčivý. Používá se výhradně v Rusku u rýpadel s vlečným korečkem a u kolesových rýpadel - obr. 6.41.



Obr.6.41 - Schéma a princip práce kolejovo-kráčivého podvozku

Základem tohoto systému je tak jako u všech známých rýpadel otočná deska stavby rýpadla, spočívající na kulové dráze, a opěrné kruhové desky, která je součástí spodní stavby, a pomocí níž se uskutečňuje styk s podložkou v pracovní poloze. Vzhledem k velkému průměru opěrné kruhové desky a kloubovému spojení lyžin podvozků, je velmi dobré rozložení tlaků na podložku.

Vlastní kráčivý mechanismus se skládá z podpěrných desek připevněných na lyžiny a zavěšených na pístnicích hydraulických válců, které jsou zakotveny do otočné desky. Zdvih hydraulických válců je možný v rozmezí vrchní a spodní kolejnice, umístěné na podpěrné desce. K přemístění se používá lanového kladkostroje, resp. hydraulických válců (rýpadla s vlečným korečkem).

Při práci má rýpadlo lyžiny zavěšeny na pístnicích hydraul. válců, které se otáčejí spolu s otočnou deskou stavby rýpadla - poloha I. Při vlastním kráčení se rýpadlo natočí do směru kráčení, lyžiny se spustí na podložku - poloha II. Další činností hydr. válců zvedneme rýpadlo do výšky cca 0,2 - 0,4 m - poloha III. Následuje zapnutí vrátků lanového kladkostroje a rýpadlo se přemístí na vzdálenost délky kroku - poloha IV. Po přemístění hydr. válce spustí rýpadlo na podložku opěrnou kruhovou deskou, zvedou se lyžiny, tzn. jsme v poloze I a můžeme celý cyklus opakovat.

7. OTÁČIVÉ ÚSTROJÍ

7.1 Druhy, konstrukce a dimenzování opěrných systémů

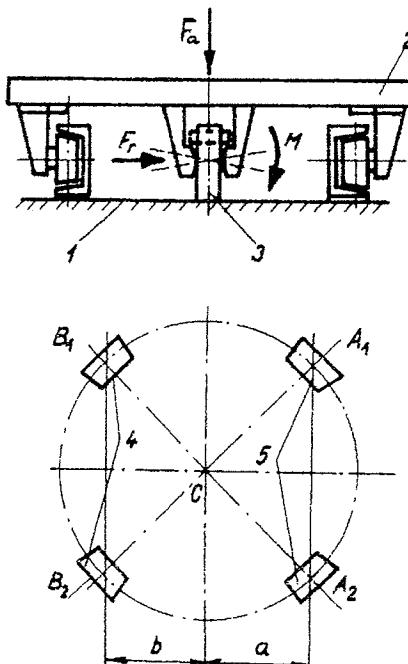
Spojení mezi horní stavbou, podvozkem a spodní stavbou musí umožňovat otáčení horní stavby na stojícím podvozku a musí zaručit spolehlivý přenos sil a momentů mezi horní stavbou a podvozkem. Odpory proti otáčení mají být přitom co nejmenší.

Ve stavbě strojů pro zemní práce jsou používány následující způsoby uložení horní stavby na podvozku, resp. konstrukčně je známé provedení otočného prvku:

1. kladkový opěrný systém
 - a) málokladkový (u velkostrojů je používán název "otoč s kruhovou kolejnicí a otočovými pojazdovými vahadly"),
 - b) mnohokladkový (u lopatových rýpadel tzv. "kladkový věnec"),
2. hydraulicky podepřená otočová pojazdová vahadla,
3. velkoprůměrová valivá ložiska,
4. kulová dráha.

1.a) Málokladkový opěrný systém

Tento systém, používaný pro stavební zemní stroje, je schematicky znázorněn na obr.7.1. Horní otočná stavba stroje 2 je středěna na rámu podvozku 1 svislým, tzv. královským čepem 3, který zachycuje radiální sílu F_r . Vertikální sílu F_a a klopný moment M zachycuje soustava kuželových nebo soudečkových kladek 4 a 5, umístěných v bodech B_1, B_2, A_1 a A_2 rámu horní stavby. Tyto opěrné kladky jsou většinou zdvojené, uložené ve vahadlech. Zatížení opěrných kladek stanovíme z momentových rovnic rovnováhy



Obr.7.1 - Málokladkový opěrný systém

$$R_A = \frac{F_a \cdot b + M}{a + b} \quad [N] \quad (7.1)$$

a při stejném zatížení kladek

$$R_{A1} = R_{A2} = \frac{1}{2} \cdot R_A \quad [N]$$

resp.

$$R_B = \frac{F_a \cdot a - M}{a + b} \quad [N] \quad (7.2)$$

$$R_{B1} = R_{B2} = \frac{1}{2} \cdot R_B \quad [N]$$

Pro dimenzování opěrných kladek je určující velikost kontaktního napětí, které v případě přímkového styku kladky s dráhou (tj. u kuželových kladek) je

$$p_0 = 0,192 \sqrt{\frac{f_0}{\frac{d}{2} \cdot l}} \quad [\text{MPa}] \quad (7.3)$$

a u kladek soudečkových (bodový styk) bude

$$p_0 = 8,6 \sqrt[3]{F_0 \cdot \left(\frac{2}{d} - \frac{1}{r} \right)^2} \quad [\text{MPa}] \quad (7.4)$$

V rovnici značí:

- F_0 - radiální zatížení kladek [N],
- d - střední, resp. valivý průměr kladky [mm],
- l - šířka kladky (mm), poměr d/l bývá 1 až 2,
- r - poloměr zaoblení stykové plochy kladky [mm].

Hodnoty kontaktního napětí p_0 musí být menší nebo nejvýše rovny přípustným hodnotám kontaktního napětí p_p

$$p_0 \leq p_p \quad (7.5)$$

Přípustná velikost kontaktního napětí závisí na tvrdosti dotykových ploch HB a je

$$\begin{aligned} p_0 &= 0,31 \text{ HB pro přímkový dotyk [MPa]}, \\ p_p &= 0,525 \text{ HB pro bodový dotyk [MPa]} \end{aligned}$$

vypadáme-li tvrdost podle Brinella v MPa. Větší hodnota pro bodový dotyk je odůvodněna příznivější napjatostí v okolí místa dotyku.

Podobné konstrukční provedení se používá u velkostrojů (starší typy) - obr. 7.2, z kterého je na první pohled patrné, že pro rozložení hmotnosti se používá výcestupňových (dvoustupňových) otočových pojezdových vahadel.

Středění v tomto případě je pomocí odlakových excentrických kladek, umístěných na obvodu zkroužené kolejové dráhy.

Chceme-li provést výpočet průměru zkroužené kolejnice, pak při výpočtu musíme vycházet ze dvou následujících podmínek:

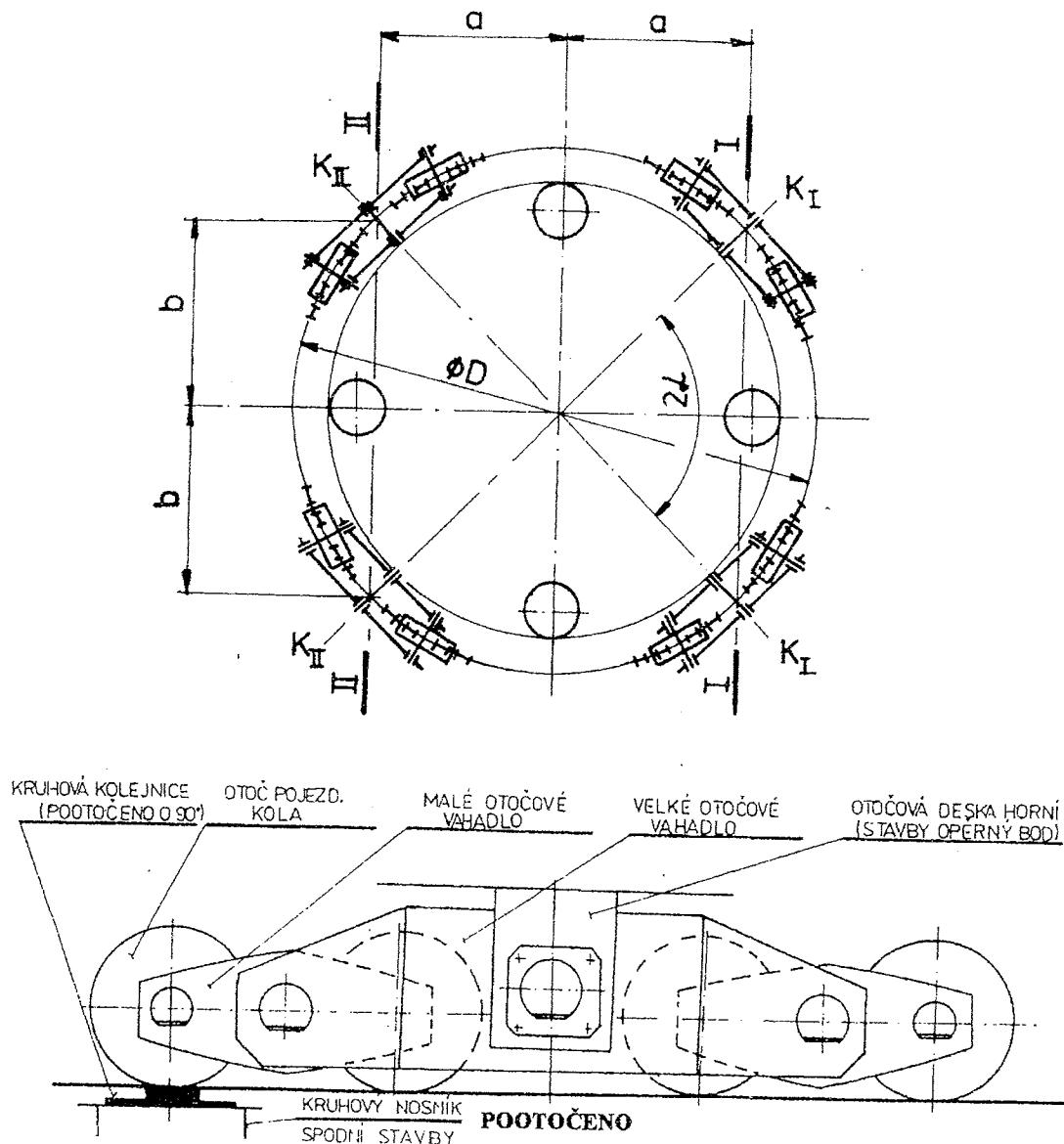
- 1) z důvodu stability rýpadla musí být těžiště horní otočné stavby rýpadla v zatíženém a nezatíženém stavu uvnitř obdélníka, tvořeného středy čtyř otočových pojezdových vahadel. Tato stabilita musí být minimálně 1,5x násobná, tzn., při 50% přetížení bude moment vpravo od hrany klopení l -l stejný, jako moment vlevo - obr. 7.3.

$$1,5 \cdot Q (R - a) = G (g + a) \quad (7.6)$$

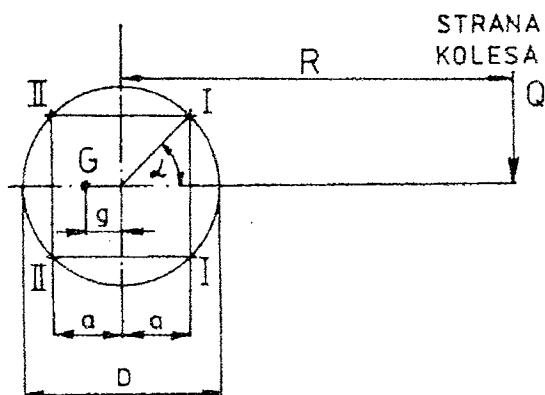
kde Q - klopné síly stroje

R - vzdálenost polohy výslednice klopních sil

a - vzdálenost - střed otočového pojezdového vahadla - střed otočné horní stavby



Obr.7.2 - Systém otoče horní stavby s kruhovou kolejnicí a otočovými pojezdovými vahadly



Obr.7.3 - Schéma k výpočtu průměru zkroužené kolejnice

7. Otáčivé ústrojí

- 2) tlaky předních kol k_I při zatížení mají být přibližně stejné, jako tlaky zadních kol k_{II} při nezatížení; tlaky předních kol při zatížení k_I určíme z momentu k hraně II - II

$$2 k_I = Q (R + a) + G (a - g) \cdot \frac{1}{2a} \quad (7.7)$$

a tlak zadních kol při nezatížení k_{II} z momentu k hraně I - I

$$2 k_{II} = G (a + g) \cdot \frac{1}{2a} \quad (7.8)$$

z podmínky 2) tedy platí:

$$2 k_I = 2 k_{II} \quad (7.9)$$

Z obr. 7.3 je zřejmé, že pro vzdálenost a platí také

$$a = \frac{D}{2} \cdot \cos \alpha \quad (7.10)$$

srovnáním výrazů (7.6) a (7.10) dostaneme pro průměr zkroužené kolejnice

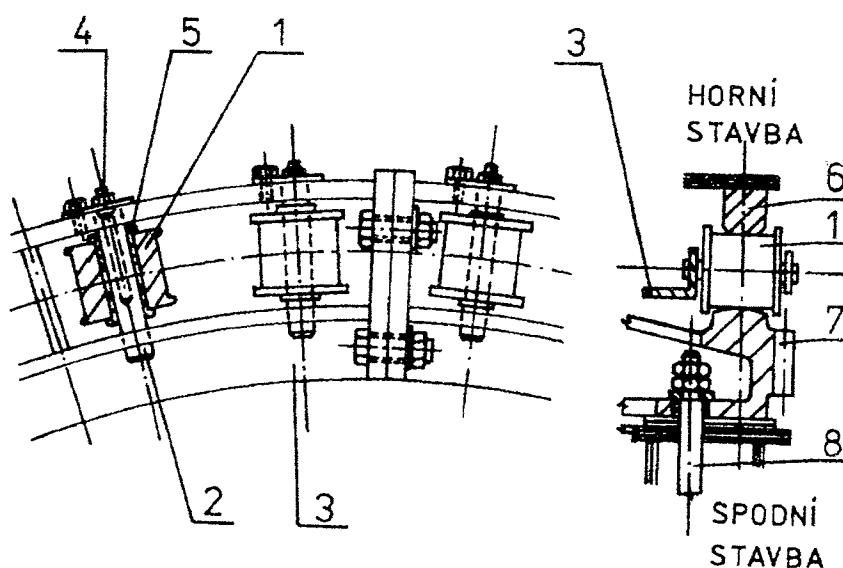
$$D = \frac{2Q \cdot R}{\cos \alpha (2Q + G)} \quad [m] \quad (7.11)$$

Se změnou polohy kolesového výložníku se mění poloha pohyblivého protizávaží a tím i poloha výslednice stabilizujících sil z g na g_1 , takže se mění i odpovídající vztahy. Z toho vyplývá, že výpočet je nutno provést pro nejnepříznivější výpočtovou polohu.

Podmínka 1) nám ukazuje, že zatížení není centrické (tj. ve středu otočné horní stavby), tzn., že ani reakce v jednotlivých bodech nemohou být stejné. Pro přibližné výpočty je sice možno použít rozdělení na čtyři stejné reakce, ale pro přesnější výpočet je možno použít některé z metod uvedených v kap. 6.4.1, pouze od Gh pro čtyřdobové uložení, nebo se také používá dalších způsobů, blíže viz [84].

1.b) Mnohokladkový systém

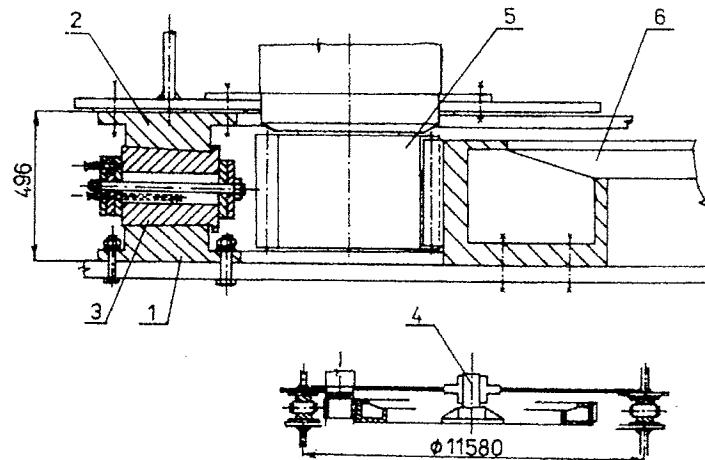
Daný typ konstrukčního provedení otoče se používá u lopatových rýpadel a rýpadel s vlečným korečkem (dragline). Vlastní konstrukční provedení pro čs. lopatové rýpadlo typu E 301 je na obr. 7.4 a pro dragline fy Marion na obr. 7.5.



Obr.7.4 - Kladkový věnec lopatového rýpadla E 301

1 - kladka, 2 - čep kladky, 3 - rám kladky (věnce), 4 - maznice, 5 - kluzné pouzdro, 6 - kolejnice,
7 - ozub. věnec otoče, 8 - šroub

Z daných obrázků, především 7.5, je patrno, že vertikální síly přenáší kladky kladkového věnce a horizontální síly jsou přenášeny hlavním čepem (královská hřídel), takže se jedná o konstrukci s centrálním čepem. Pro výpočet zatížení jedné kladky se používá vztahů, uvedených v lit. [55].



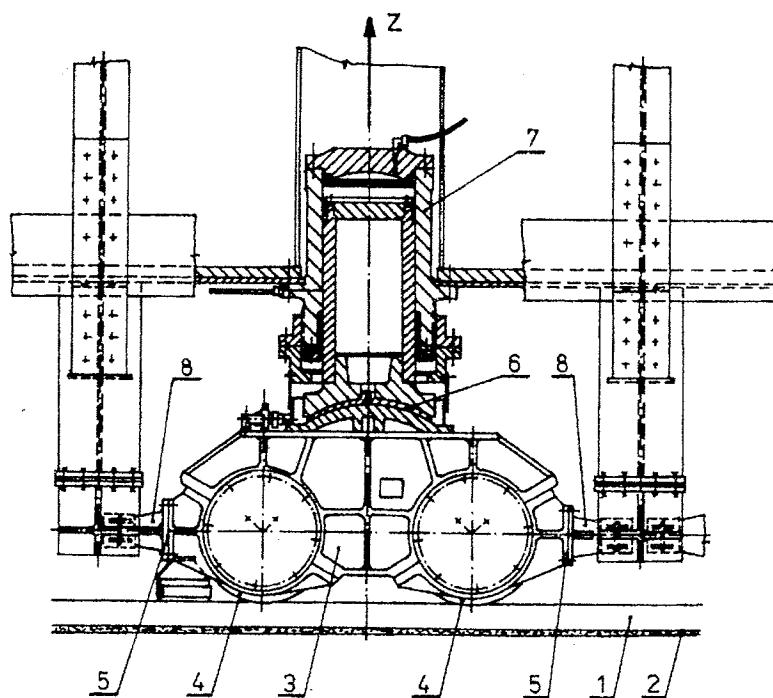
Obr.7.5 - Kladkový věnec

1 - spodní kolejnice otočové dráhy, 2 - horní kolejnice otočové dráhy, 3 - konusová kladka, 4 - hlavní čep, 5 - pastorek, 6 - ozubený věnec otoče

2. Hydraulicky podepřená otočová pojezdová vahadla

Pomocí hydraulicky podepřených otočových pojezdových vahadel, sdružených většinou do čtyř skupin na obvodu otoče, dosahujeme vyrovávání svislého zatížení, působícího z otočné horní stavby, pomocí tlakového média, přiváděně do hydraulických válců vahadel.

Na obr. 7.6 je hydraulicky podepřené vahadlo, u kterého otočové pojezdové vahadlo je upevněno na otočné horní stavbě a pojezdová kolejnice na spodní stavbě. Je možné i opačné řešení, kdy pojezdová kolejnice je upevněna na otočné horní stavbě, resp. na její otočové desce, a otočová pojezdová vahadla jsou upevněna na spodní stavbě.



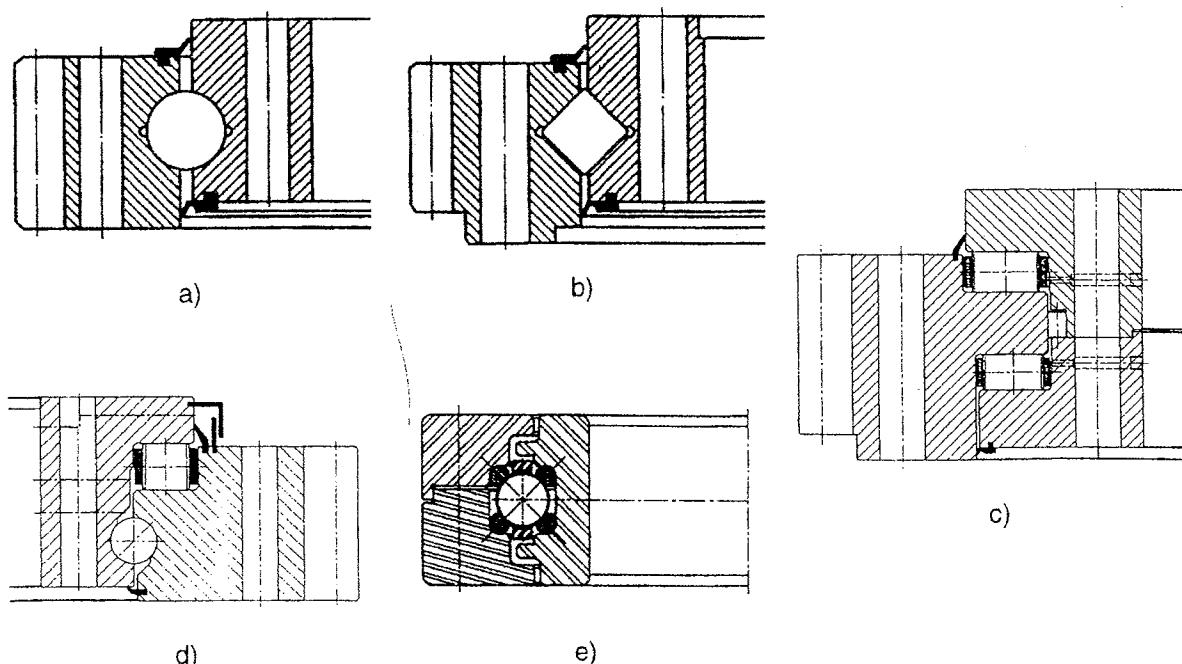
Obr.7.6 - Hydraulicky podepřené otočové pojezdové vahadlo

1 - pojezdová kolejnice na spodní stavbě, 2 - mezivozložka, 3 - dvojvahadlo, 4 - pojezdové kolo, 5 - kluznice, 6 - opěrné kulové uložení, 7 - hydraulický válec, 8 - konstrukce k zachycení sil ve směru otáčení

3. Velkoprůměrová valivá ložiska

Tato ložiska jsou použita u převážné většiny strojů pro zemní práce, zejména hydraulických lopatových rypadel, jako spojovací otočový prvek mezi horní otočovou stavbou a podvozkem nebo spodní stavbou. Tato ložiska jsou často kombinována s věncem uzubení na vnitřním nebo vnějším kroužku ložiska, což snižuje počet dílů stroje a zmenšuje zástavbové rozměry. Dle aplikace, se zřetelem na velikost zatěžujících sil v axiálním a radiálním směru a velikost klopného momentu jsou navrhována otočová ložiska různých konstrukcí

Na obr.7.7a) je čtyřbodové kuličkové ložisko, dle zkušeností fy SKF vhodné pro otoče lehčích strojů s nižší tuhostí podvozku, zde v provedení s vnějším ozubením. Větší axiální síly a klopné momenty je schopné přenášet ložisko se zkříženými válečky dle obr. 7.7b) s vnitřním ozubením. U otočí korečkových rypadel a zakladačů je možno mnohdy nahradit rozumně kulové dráhy menšími, stejně únosnými ložisky s třemi řadami válečků, viz obr.7.7c) nebo, pokud je horní stavba dostatečně vyvážena a na ložisko působí převážně axiální síly, ložiskem tvořené dle obr.7.7d) jednou řadou válečků přenášející axiální zatížení s malými klopními momenty a jednou řadou kuliček sloužící k zachycení radiálních sil.

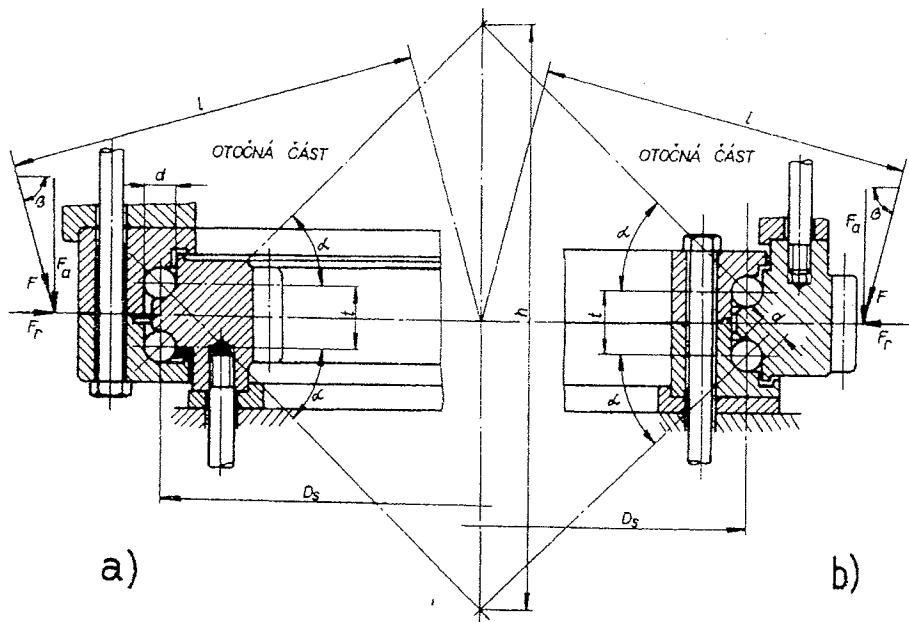


Obr.7.7 - Různé typy otočových ložisek ze sortimentu SKF

Zajímavým řešením otoče je drátové ložisko, obr. 7.7e). U ložiska tohoto typu je oběžná dráha vytvořena ze čtyř drátkových kroužků, které jsou uloženy do drážek věnce ložiska, kterým mohou být díly podvozku nebo nástavby.

Při konstrukci otočí je možno využít technické podpory fy SKF, která na základě zástavbových parametrů a zatěžujících sil provede návrh uložení s pevnostní kontrolou ložiska, ozubení i upínacích šroubů [108]

Na obr.7.8 je znázorněno dvouřadé ložisko s kosoúhlým stykem. Průměry kuliček v horní a dolní řadě jsou stejné. Oběžné dráhy ložiska jsou vytvořeny tak, aby spojnice stykových bodů kuliček protínaly osu ložiska ve vzdálenosti h , což umožňuje vedle přenosu axiálních a radiálních sil též zachycení klopních momentů. Rozdělení tlaku na jednotlivé kuličky není rovnoměrné. Průběh tlaku v ložisku závisí na stykovém úhlu kuliček α , na úhlu β , pod kterým působí výslednice všech sil na horní otočnou stavbu, na poměru l/h , na výšce v ložisku, na tvrdosti stykových ploch a na tuhosti oběžných drah.



Obr.7.8 - Ložisko otoče se zatíženým vnitřním kroužkem
a) s vnitřním ozubením, b) s vnějším ozubením

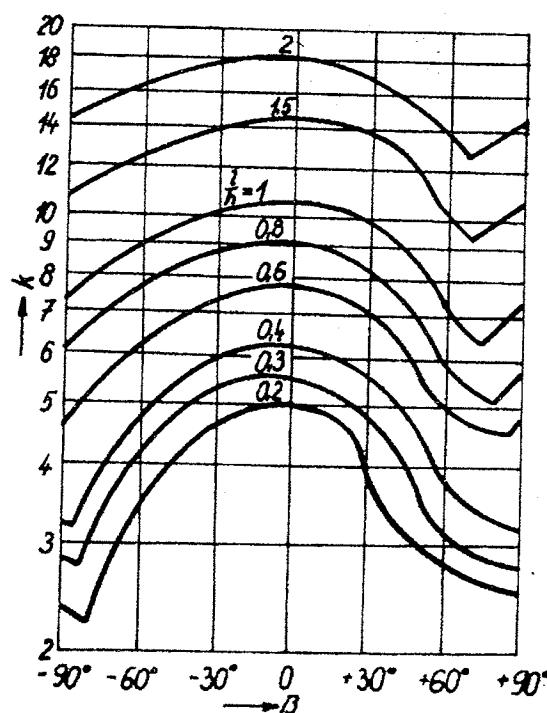
U ložisek se stykovým úhlem 45° (nejčastěji používaných) je největší zatížení jedné kuličky (radiální zatížení F_0)

$$F_0 = \frac{k \cdot F}{z} \quad [N] \quad (7.12)$$

kde z je počet kuliček v jedné řadě,

F - výsledná síla působící na ložisko [N],

k - součinitel nerovnoměrného zatížení kuliček podle obr. 7.9.



Obr.7.9 - Diagram pro volbu součinitele k

Součinitel k závisí na poměru l/h a na úhlu α . Úhel je kladný, je-li zatížen vnitřní kroužek ložiska, a záporný, je-li zatížen kroužek vnější. Statické měrné zatížení kuliček, jejichž průměr je d (mm), je pak známý také ve tvaru

$$k_0 = \frac{F_0}{D^2}, \quad k_0 = p_0 \quad (7.13)$$

přičemž musí být splněna podmínka

$$p_p \geq p_0 \quad (7.14)$$

Přípustný kontaktní tlak p_p je závislý na tvrdosti oběžných drah. Pro tvrdost podle Vickerse HV je

$$(p_p)_{HV} = (p_p)_{7500} \cdot \left(\frac{HV}{7500} \right)^2 \quad [\text{MPa}] \quad (7.15)$$

kde $(p_p)_{7500}$ je přípustný kontaktní tlak pro oběžné dráhy o tvrdosti HV = 7500 MPa, který je možno volit v rozmezí 5000 až 6000 MPa.

Pro konvenční ložiska určili Eschmann, Hasbargen a Weigand, že velikost přípustných měrných kontaktních tlaků a deformací je dána vztahem

$$p_{p,Dov} = f(y/d, c_p) \quad (7.16)$$

kde c_p - konstanta měrného tlaku, blíže viz [26].

□ 4. Kulová dráha

Kulová dráha na první pohled připomíná valivá axiální ložiska, proto hned v úvodu uvedeme podstatné odlišnosti:

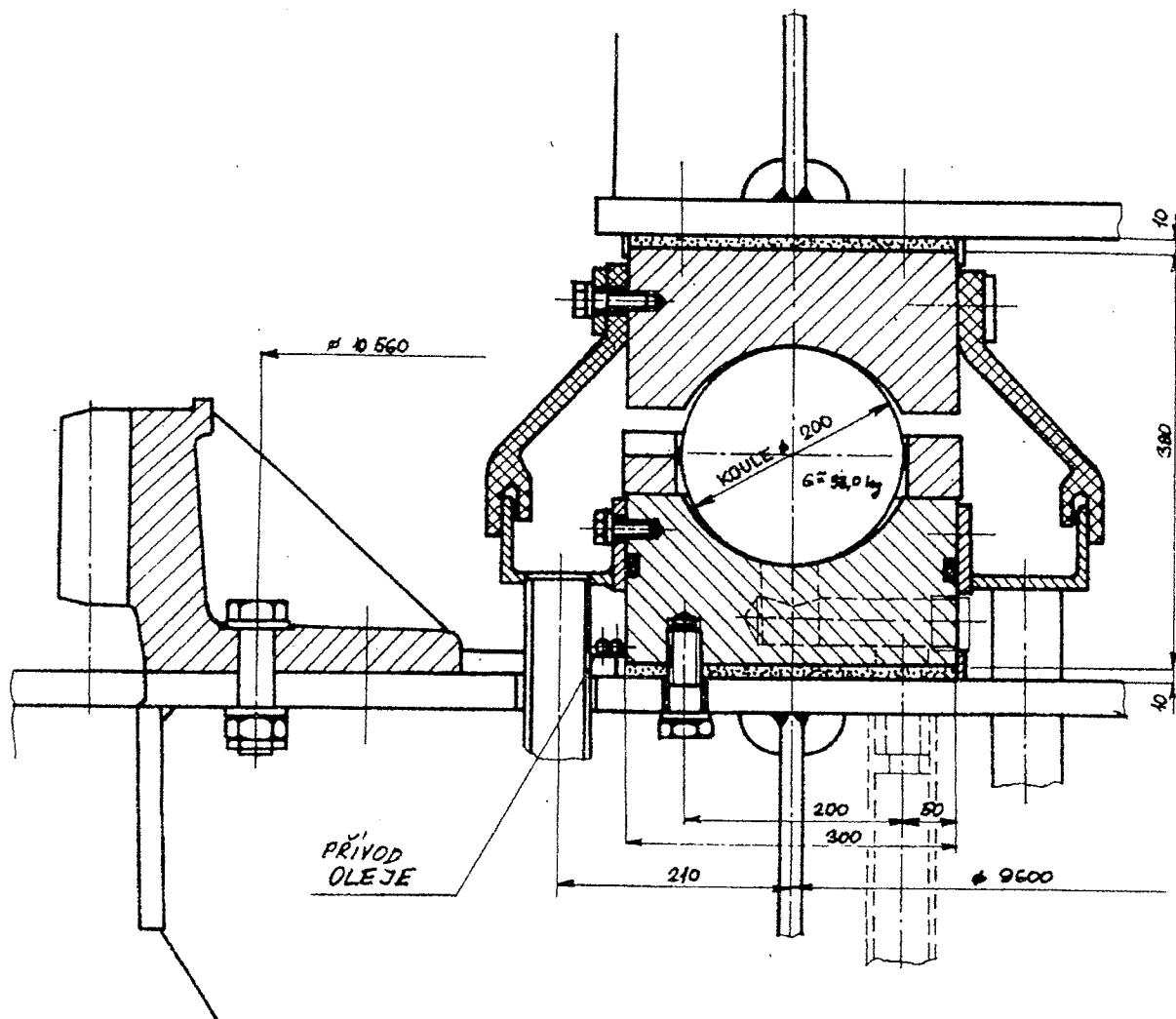
- Neexistuje geometrická podobnost. Poměr D/d = 50 - 250 u kulové dráhy, oproti 10 - 30 u konvenčního ložiska.
- Kroužky kulových drah jsou vždy dělené.
- Materiál, tepelné zpracování a jakost povrchu jsou odlišné.
- Otáčky jsou nízké ($0,2 - 1,0 \text{ min}^{-1}$).
- Kulová dráha se při práci stroje vlastně jen pootáčí o určitý úhel ($120 - 270^\circ$), tedy menší než 360° .
- Musí zabezpečit stabilitu horní stavby proti převrácení.
- Velké rozměry připouští větší tolerance a tím také použití zvláštních měřicích metod.
- Uložení kulové dráhy je méně příznivé než tuhé uložení valivých ložisek, navíc je rozdílné pro spodní a horní stavbu.
- Vznikají problémy s utěsněním proti vlivu prostředí.
- Dosud nejsou známy hodnoty statické a dynamické únosnosti (C_o a C).
- Požadovaná doba životnosti je $10 - 15$ let a s minimální, resp. bez údržby.
- Velký počet valivých těles.
- I při extrémních zatíženích je nutno zabezpečit, aby nedošlo u krajně namáhaných koulí k jejich rozdrcení, vytváření pittingů apod.

Použití kulové dráhy je ve své podstatě pouze u strojů pro velké zemní práce - velkostroje pro lomovou těžbu a zakládání.

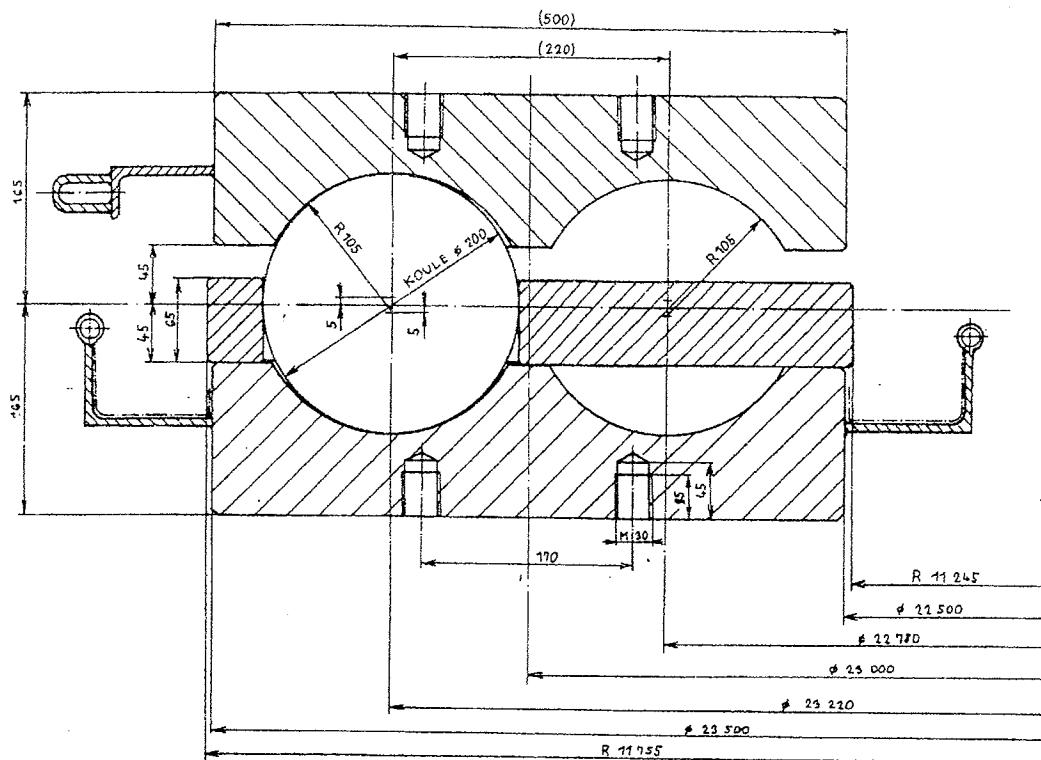
I přes celou řadu již uvedených požadavků na otoč, má kulová dráha některé přednosti v porovnání s již uvedenými konstrukčními provedeními:

- dovoluje vytvořit pevnou konstrukční skupinu uzavřeného tvaru,
- vylučuje chyby ve střední při montáži,
- nízká stavební výška,
- výhodnější rozložení zatížení.

Kulové dráhy se vyrábí pro velké rozměry 8000 - 29000 mm a velmi značná zatížení 3000 - 4000 t, průměr koulí 150 - 250 mm a v celé řadě konstrukčních provedení. Vlastní provedení bývá jedno (obr. 7.10) nebo dvouřadé (obr. 7.11). Ozubený věnec je ve vnitřním nebo vnějším provedení a někdy bývá součástí jednoho z kroužků kulové dráhy. Nejnovější konstrukce však tyto ozubené elementy oddělují z výrobně technologických důvodů a z důvodů řešení opravitelnosti. Pro dobrou funkci kulové dráhy je nutná rovinnost ploch ocelové konstrukce, na niž dosedají kroužky kulové dráhy. Nejnověji se tato podmínka zajišťuje pomocí tzv. podlévané kulové dráhy (u nás ZPD 13000). Podlévaná vrstva se vytváří z umělé hmoty na bázi pryskyřice při montáži. Vlastní kroužky kulové dráhy jsou vytvořeny ze segmentů z legované oceli (SRN 42 Cr Mo4, u nás 15 260). Samostatným problémem je mazání kulových drah. Dnes se používají k mazání plastická maziva s vysokou viskozitou základní olejové složky, obsahující MoS nebo grafit, (např. LGEV 2 z produkce fy SKF) [109]. Počud to zástavbové poměry dovolí, používá se i kapalné mazivo a oběhové dlouhodobé mazání.

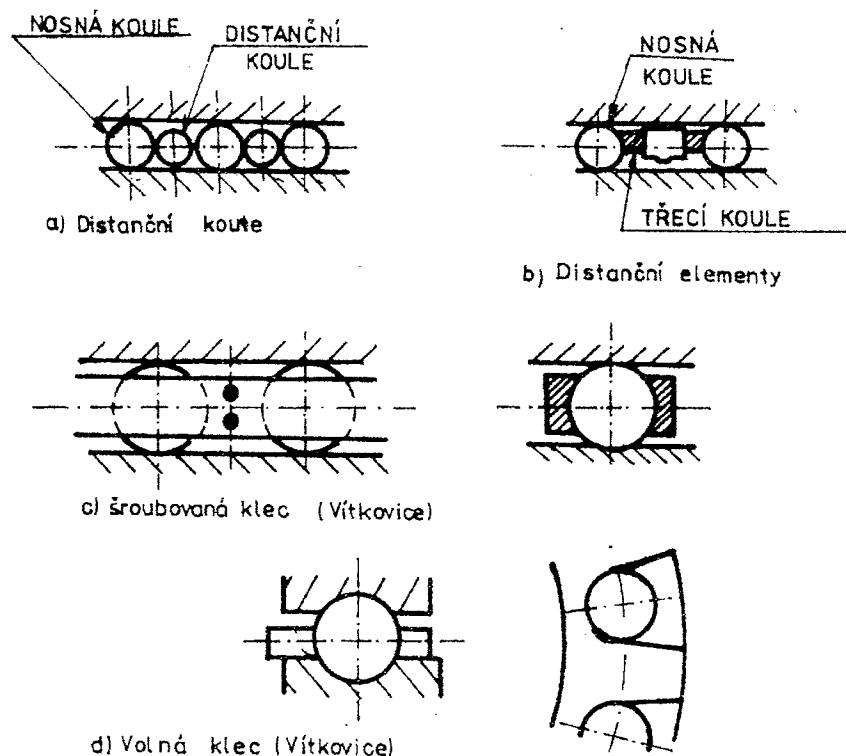


Obr.7.10 - Konstrukční provedení jednořadé kulové dráhy s vnějším ozubeným věncem



Obr.7.11 - Konstrukční provedení dvouřadé kulové dráhy fy NORDSTAHL

Pro dobrou činnost kulové dráhy je nutné také řešit otázky udržovatelnosti. Některé kulové dráhy mají výjimkovou vložku ke kontrole a výměně koulí. Rovněž je nutné dodržení stálé rozteče mezi koulemi. Daná podmínka je zabezpečována vkládáním distančních elementů nebo konstrukcí klece - obr. 7.12.



Obr.7.12 - Schéma řešení roztečí koulí

Stroje pro zemní práce

Na kulovou dráhu působí z otočné horní stavby celá řada již zmíněných sil: hmotnostní síly, boční rypné odpory, výtr, odstředivé a tečné dynamické síly od pohonu a pohybujících se hmot atd. Jejich účinek je nahrazován výsledným silovým vektorem F a momentem M . Z hlediska velikosti a významu převažuje svislá složka na kouli F_0 , která leží v normále k tečné rovině v bodě dotyku. Je nutno také podotknout, že zatížení koulí je velmi nerovnoměrné. Určení F_0 je předmětem několika teorií, jejichž rozdíl je především v přesnosti výpočtu, resp. approximaci známých vztahů, vycházejících z Hertzovy teorie kontaktních tlaků.

Kontaktní tlaky jsou tlaky v místě styku valivých těles s oběžnými drahami. Zároveň s otázkou tlaků je nutno posoudit velikost deformace, která musí zákonitě vznikat pod vlivem tlaků a vzniká zploštění dotýkajících se těles. Rozhodující je nerovnoměrná tuhost uložení kulové dráhy v ocelové konstrukci stroje.

Dle zkušeností firmy SKF a UNEX Uničov, jsou-li kontaktní tlaky dle Hertze v rozmezí 1200 - 1700 MPa, je životnost kulových drah přijatelná.

Výpočet pro stav těžiště ve středu kulové dráhy a rovnoměrné zatížení všech koulí (tzn. tuhé nosníky a přesně vyrobená dráha). Kontaktní tlaky jsou pak dány vztahem

$$p_0 = \frac{1900}{v_1 \cdot v_2} \sqrt[3]{F_0 \left(\frac{2}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^2} \quad [\text{MPa}] \quad (7.17)$$

kde F_0 - svislé zatížení koule [kN]

r_1 - poloměr koule [cm]

r_2 - poloměr žlábku [cm]

v_1, v_2 - pomocná funkce ($v = f(r_2/r_1)$)

Poslední dobou se např. v SRN používá vztahu

$$\frac{F_0}{d^2} = \text{konst.} \quad [\text{MPa}] \quad (7.18)$$

což je vlastně obdoba vztahu (7.13).

Jiné vzorce pro výpočet rozlišují zatížení koule podle působiště zatěžující síly:

- *centrické zatížení* ($e=0$). Za předpokladu absolutní tuhosti horního a spodního kroužku kulové dráhy bude měrné zatížení q_0 dáno vztahem

$$q_0 = \frac{Q}{\pi D} = \frac{Q}{N \cdot S} \quad [\text{kN.m}^{-1}] \quad (7.19)$$

$$Q = \frac{1}{t} \cdot D \cdot \pi \cdot k_0 \cdot d \quad [\text{kN}] \quad (7.20)$$

$$S = d \cdot t \quad [\text{m}]$$

kde Q - celková únosnost kulové dráhy [kN]

N - počet koulí

D - střední průměr kulové dráhy [m]

S - rozteč koulí [m]

d - průměr koule [m]

t - součinitel provedení rozteče koulí (1,4 - klece, 2,0 - segmenty a rozdružovací koule)

k_0 - vztah (7.13) a (7.18)

takže pro zatížení koule platí vztah

$$F_0 = q \cdot S = \frac{Q}{N} \quad [\text{kN}] \quad (7.21)$$

- *excentrické zatížení* (e není rovno 0), za předpokladu absolutní tuhosti podle Bernouli-Navierovy hypotézy platí

pro $e \leq D/4$

$$q = q_0 \left(1 + \frac{4e}{D} \cdot \cos \varphi\right) \quad [\text{kN.m}^{-1}] \quad (7.22)$$

pro $e = D/4$ a $\varphi = 0^\circ$ je max. měrné zatížení kulové dráhy

$$q_{\max} = 2q_0 \quad [\text{kN.m}^{-1}] \quad (7.23)$$

a max. zatížení koule

$$F_{\max} = \frac{2 \cdot Q}{N} \quad [\text{kN.m}^{-1}] \quad (7.24)$$

pro $e > D/4$ a $\varphi = 0^\circ$

$$q'_{\max} = m \cdot \frac{Q}{D} \quad [\text{kN.m}^{-1}] \quad (7.25)$$

kde φ - úhel polohy kde počítáme
 m - součinitel $m = f(e/D)$

a pro max. zatížení koule platí

$$F_{\max} = m \cdot \pi \cdot \frac{Q}{N} \quad [\text{kN}] \quad (7.26)$$

Další známé výpočty neprovádí výpočet pro celou kulovou dráhu, ale pouze pro čtyři segmenty o středovém úhlu β a vychází se ze zjednodušujících předpokladů:

- zatížení jednotlivými koulemi nahradíme spojitým zatížením,
- uložení kulových drah je absolutně tuhé,
- deformace probíhají podle Hookova zákona v oblasti pružných deformací,
- uvažuje se malá excentricita zatížení, tzn. zatížení všech segmentů kulové dráhy je stejné (vlastní řešení úlohy je řešením nosníku na pružném podkladě).

Odvalováním koulí, resp. valivých těles, jsou tyto koule vystaveny střídavému namáhání, tzn. únavě materiálu, která se projevuje postupným rozrušováním povrchu valivých těles na ploše styku, což je výchozím bodem Hertzovy teorie. Vzhledem k tomu, že jako valivých těles se používá koulí a válečků, tak dotyk těles bude:

- bodový (valení koulí),
- přímkový (valení válečků).

Hertzova teorie je odvozena ze stavu napjatosti v pružných poloprostorech. Její podrobný výklad je možno nalézt buď v původní práci nebo klasické literatuře o pružnosti a pevnosti od Timošenka a ve stručném popisu v aplikaci na kulové dráhy [26].

Integrací diferenciálních rovnic, popisujících napětí a deformace, v pružném poloprostoru za podmínek:

- izotropnosti obou těles,
- dotyková ploška je velmi malá oproti velikosti povrchu valících se těles,
- na dotykovou plošku smí působit jen síly na ni kolmé,
- nesmí se překročit mez úměrnosti,

se dospěje k témtu výsledkům u bodového dotyku:

1. Obrys dotykové plochy valících se těles je elipsa (bodový dotyk - koule).
2. Koncové body dotykových napětí v dotykové ploše vyplňují elipsoid (max. napětí ve středu elipsy).
3. Poloosy elipsy a a b , maximální hodnotu po dotykového tlaku, zploštění dotykové plochy y je možno vypočítat, známe-li moduly pružnosti obou těles (E_1, E_2), přitlačující sílu F_0 a tvar těles v okolí bodu dotyku.
4. Tvar těles v blízkosti bodu dotyku je určen poloměry křivosti v obou hlavních oskulačních rovinách.

Hertz potom definoval pomocné veličiny a funkce $\cos \tau$, $\Sigma \rho$, μ , v , μv a $2K/\pi\mu$, které se odečítají z grafů.

Potom výsledné vztahy pro maximální měrný kontaktní tlak jsou:

$$\rho_{\text{bodový}} = \frac{8,75}{\mu \cdot v} \sqrt[3]{(\Sigma \rho)^2 \cdot 3\sqrt{F_0}} \quad [\text{MPa}] \quad (7.27)$$

$$\rho_{\text{přímkový}} = 2,72 \cdot 10^{-1} \sqrt{\frac{\Sigma \rho \cdot F_0}{2 \cdot l}} \quad [\text{MPa}] \quad (7.28)$$

a pro zploštění dotykové plošky

$$y_{\text{bodový}} = 2,75 \cdot 10^{-8} \frac{2K}{\pi \cdot \mu} \sqrt[3]{\Sigma \rho} \cdot \sqrt[3]{F_0^2} \quad [\text{m}] \quad (7.29)$$

$$y_{\text{přímkový}} = 4,62 \cdot 10^{-12} \frac{F_0}{3\sqrt{dv \cdot l}} \quad [\text{m}] \quad (7.30)$$

kde dv - průměr válečku [m]

l - délka dotykové plošky válečku [m]

Teorie, která se používá pro výpočet čs. kulových drah, byla vytvořena prof. ing. Z. Cveklem, CSc.. Hertz ve své teorii vyjádřil kolmou vzdálenost valících se povrchů (obr. 7.13) jako kvadratickou funkci

$$z_1 - z_2 = z(x,y) = A x^2 + B y^2 \quad (7.31)$$

kterou lze pokládat za Taylorův rozvoj obecné funkce

$$z(x,y) = A x^2 + B y^2 + A' x^4 + B' x^2 y^2 + C' y^4 + \dots$$