

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Návrh pohonu housenicového podvozku“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Petra Kříbaly s použitím literatury, uvedené na konci diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 19. 6. 2015

David Piksa

Poděkování

Na prvním místě bych chtěl poděkovat svým rodičům, kteří mě psychicky i hmotně podporovali ve studiu na Fakultě strojní. Tato práce ať je alespoň malým vyjádřením díky, které patří právě jim. Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Petru Kříbalovi za jeho náměty, rady, připomínky a podporu při psaní diplomové práce. Díky patří také inženýrům z firmy Noen a.s., především Jiřímu Vonkovi a Leoši Kratochvílovi, za jejich cenné rady z oboru kolesových rýpadel.

V Praze 19. 6. 2015

David Piksa

Anotační list

Jméno autora: *David Píkša*

Název DP: *Návrh pohonu housenicového podvozku*

Anglický název: *Design of Crawler Drive Unit*

Rok: 2015

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí DP: Ing. Petr Kříbala

Bibliografické údaje: počet stran 143

počet obrázků 53

počet tabulek 3

počet příloh 5

Klíčová slova: *Housenicový podvozek, pohon, kolesové rýpadlo.*

Keywords: *Crawler track, drive unit, bucket wheel excavator.*

Anotace:

Diplomová práce se zaměřuje na návrh pohonu čtyřbodového dvouhousenicového podvozku. V práci jsou rozebrány jednotlivé odpory působící proti pohybu podvozku. Zvláště důkladně je vyšetřen odpor proti zatáčení stroje. Jsou porovnány metodiky výpočtu podle různých autorů. Teoretické vztahy jsou aplikovány na zadané parametry rýpadla.

Abstract:

Diploma work is focused on design of two-crawler drive unit. In this work are described travel resistances, especially curve resistance. Methods of various authors are compared. In last chapter is designed crawler drive unit for specific excavator.

Obsah

Úvod.....	1
1. Rešerše.....	2
1.1 Housenicový podvozek	2
1.2 Princip housenicového podvozku	3
1.3 Typy housenicových podvozků	5
1.3.1 Dvouhousenicové podvozky.....	6
1.4 Komponenty housenicového podvozku	8
1.4.1 Segmenty pásu.....	9
1.4.2 Řetěz	10
1.4.3 Pojezdové kladky.....	11
1.4.4 Vahadla.....	12
1.4.5 Nosič housenice	12
1.4.6 Hnací turas	13
1.4.7 Vratný turas	13
1.4.8 Napínací ústrojí.....	14
1.4.9 Pohon housenic.....	16
1.4.9.1 Pohon hydromotorem.....	16
1.4.9.2 Pohon elektromotorem	18
1.4.10 Horní kladky.....	19
1.5 Přenos sil	20
1.5.1 Jízda vzad.....	20
1.5.2 Jízda vpřed	22
1.6 Dýchání pásu	23
1.7 Součinitel tření mezi housenicí a zemí	24
2. Odpory působící proti pohybu stroje.....	25
2.1 Odpor při zatáčení	25
2.1.1 Otáčení samotné housenice bez působení hnacích a bočních sil	26
2.1.2 Otáčení samotné housenice za současného působení hnací síly	28
2.1.3 Otáčení samotné housenice za současného působení boční síly	31
2.1.4 Otáčení samotné housenice za současného působení hnací a boční síly	34
2.1.5 Zjednodušené vztahy pro výpočet součinitelů třecích sil a momentů dle Schmidta	39
2.2 Odpor jízdy.....	39
2.2.1 Pasivní odpor housenicového podvozku	40
2.3 Odpor svahu.....	42

2.4	Odpor větru	43
2.5	Excentricky zatížená housenice	44
3.	Čtyřbodový dvouhousenicový podvozek	48
3.1	Jízda do zatáčky bez působení přídatných vnějších sil	50
3.1.1	Rovnoměrně zatížené obě housenice	51
3.1.1.1	Výpočet dle <i>Hentschela</i>	51
3.1.1.2	Výpočet dle <i>Lindenaua</i>	53
3.1.1.3	Výpočet dle <i>Dursta</i>	53
3.1.2	Nerovnoměrně zatížené housenice	54
3.2	Jízda do zatáčky při působení přídatných vnějších sil	56
3.2.1	Působení vnější podélné síly	56
3.2.2	Působení vnější boční síly	58
3.3	Vliv šířky housenice	61
3.4	Způsoby zatáčení dvouhousenicového podvozku	63
3.4.1	Zatáčení protichodem housenic	63
3.4.2	Zatáčení předepsaným radiusem	65
3.4.3	Zatáčení kolem odpočívající housenice	66
3.4.4	Poznátky o způsobech zatáčení dvouhousenicových podvozků	67
3.5	Dimenzování pohonu	68
3.5.1	Tah v pásu při zatáčení	68
3.5.2	Tah v pásu při jízdě do nejstrmějšího svahu	68
3.5.3	Točivý moment hnacího turasu	69
3.5.4	Otáčky hnacího turasu	69
3.5.5	Parametry pohonu	69
4.	Počtení příklad návrhu pohonu	70
4.1	Jízda rovně	72
4.1.1	Najíždění kola do řezu	72
4.1.2	Jízda rovně do maximálního svahu	74
4.2	Zatáčení na rovině bez působení vnějších sil	75
4.2.1	Výpočet dle <i>Hentschela</i>	75
4.2.1.1	Excentricky zatížený podvozek se zohledněním šířky housenice $\beta = 0, 2$	76
4.2.1.2	Centricky zatížený podvozek $\kappa = 0$ se zohledněním šířky housenice $\beta = 0, 2$	76
4.2.2	Výpočet dle <i>Lindenaua</i>	77
4.2.3	Výpočet dle <i>Dursta</i>	78
4.2.4	Výpočet dle <i>Schmidt</i>	78
4.2.5	Zjednodušený výpočet dle <i>Lindenaua</i>	79
4.3	Zatáčení na svahu	79

4.3.1 Zatačení na svahu s těžištěm stroje položeným vpředu ve směru stoupání svahu	80
4.3.1.1 Zatačení protichodem housenic	80
4.3.1.2 Zatačení kolem odpočívající housenice	82
4.3.2 Zatačení na svahu s těžištěm stroje položeným vzadu ve směru stoupání svahu	84
4.3.3 Zatačení do svahu při jízdě stroje podél vrstevnice	87
4.3.4 Zatačení ze svahu při jízdě stroje podél vrstevnice.....	90
4.4 Nejnepříznivější případ zatačení stroje	93
4.5 Porovnání výsledků.....	95
4.6 Dimenzování pohonu	97
Závěr	99
Seznam použité literatury.....	100
Seznam obrázků	102
Seznam tabulek	104
Seznam příloh	105
Seznam zkratk a symbolů.....	106
Přílohy	109



Úvod

Uhlí a mnohé další suroviny se dnes těží výhradně v povrchových dolech. Většina rýpadel a jiných strojů pracujících v povrchových dolech je vybavena housenicovým podvozkem. Housenicový podvozek se stal populárním pro svou výbornou ovladatelnost a malý tlak na zeminu. Housenicovým podvozkem jsou vybavena korečková a kolesová rýpadla, mobilní bagry, pásové jeřáby a jiné stroje.

Diplomová práce s názvem *Návrh pohonu housenicového podvozku* si klade za cíl navrhnout pohon čtyřbodového dvouhousenicového podvozku pro zadané parametry kolesového rýpadla. Dimenzování pohonu je založené na znalosti odporů jízdy housenicového podvozku. Z poznatků předků [1] vyplývá, že klíčovou roli hraje odpor působící proti zatáčení podvozku, proto je v práci věnován velký prostor právě odporu zatáčení.

Cílem práce je rovněž srovnání různých metodik výpočtu několika německých autorů, neboť právě v Německu ve 20. století bylo napsáno množství vysokoškolských prací, odborných článků a knih na toto téma.

1. Rešerše

1.1 Housenicový podvozek

Housenicový podvozek slouží k pohybu rýpadla po povrchu dolu. V současné době housenicový podvozek představuje nejpoužívanější typ podvozku pro kolesová rýpadla (viz obr. 1). Oproti kráčivým a kolejovým podvozkům se v oblasti dolu dostane na libovolné místo, navíc v krátkém čase. [1, str. 127]

Název housenicový podvozek je odvozen na základě podobnosti pohybu housenky a podvozku. Anglicky: crawler undercarriage („plazivý podvozek“), německy: e Raupenfahrwerke (e Raupe = housenka).



obr. 1.: Pohled na kolesové rýpadlo s dvouhousenicovým podvozkem [2]

Existují dva základní typy kolesových výložníků z hlediska způsobu posuvu kola do třísky:

1. *Výsuvný kolesový výložník* je výhodný v tom, že během dobývání jedné lávky rýpadlo stojí na místě a na přesyp z rýpadla na důlní pásový dopravník se nepromítá žádný pohyb. Dále se do řezu posouvá jen asi 10 % hmoty rýpadla, a to ještě s malým odporem (po ocelové dráze). Na druhé straně je nutné kompenzovat změny klopného momentu, což komplikuje konstrukci stroje a hmotnost stroje se zvětší o 5 až 10 procent. Výsuv je nutný při použití kráčivého podvozku.

2. *Bezvýsuvový kolesový výložník* se vyznačuje tím, že do každé třísky musí přesně popojet celé rýpadlo. Pohybuje se 10x větší hmota než při výsuvu, což je energeticky náročnější. Neustálý pohyb rýpadla komplikuje funkci nakládacího zařízení, proto u kompaktních rýpadel je nutné korigovat polohu konzolového nakládacího výložníku. Konstrukční zjednodušení svršku je tak částečně znehodnoceno větší složitostí nakládacího zařízení. Velká četnost rozjezdů rozrývá povrch dolu, je to obzvláště nevhodné pro doly s bahnitým povrchem. Životnost podvozku je snížena právě častými rozjezdy. [3]

1.2 Princip housenicového podvozku

Rýpadlo je uváděno do pohybu tak, že hnací turas svým otáčením začne navíjet housenicový pás, který se začne odvalovat po kladkách. Hnací síla je přenášena z turasu na pás. Aby při tom pás neprokluzoval po zemi, musí být hnací síla menší než maximální možná třecí síla mezi pásem a podložím.

Lze jezdit přímo dopředu, reverzovat směr jízdy, zatáčet, jezdit do svahu, a také držet stroj v pracovní pozici.

Výhody housenicového podvozku oproti jiným typům podvozku:

- 1) Menší půdní tlak pod housenicemi než pod pražci kolejí nebo pod pneumatikami. Proto jsou housenicové podvozky vhodné i pro málo soudržné půdy.
- 2) Požadavku dovoleného půdního tlaku lze dobře vyhovět tím, že se upraví velikost stykové plochy housenic.
- 3) Dobrá průchodnost. Je možné jezdit po nezpevněných půdách i křehkých kamenitých půdách. Podvozky případně překonají i malé nerovnosti, pokud jsou vybaveny vahadly.
- 4) Velmi dobrá manévrovatelnost, zejména u dvouhousenicových podvozků, které mohou měnit směr jízdy na místě.
- 5) Menší radiusy zatáčení než kolejové podvozky.
- 6) Zdolávání poměrně příkrých svahů o stoupání až 70 %.
- 7) Odpadá pořízení a udržování kolejí.
- 8) Poloha horní stavby je nezávislá na směru jízdy.
- 9) Dobrá regulovatelnost tloušťky odebírané třísky.
- 10) Stojící stroj je udržován na místě díky tření housenicového pásu o povrch země. To vede k menším zajišťovacím silám při práci stroje v porovnání s kolejovými podvozky.
- 11) Dokáží pracovat v obtížných podmínkách, v prašném nebo blátivém prostředí.

Nevýhody oproti kolejovým podvozkům:

- 1) Vyšší jízdní odpor.
- 2) Vyšší hmotnost i cena. Housenicový podvozek tvoří značnou část váhy stroje, někdy až jednu třetinu.
- 3) Při hlubokém zaboření housenice je potřeba vyšších sil pro zatočení.
- 4) Znečištění podvozku znesnadňuje jeho mazání.
- 5) Větší opotřebení komponent podvozku.

Díky těmto schopnostem se housenicové podvozky staly nejpoužívanějšími podvozky v povrchových dolech. [1, str. 127], [4, str. 227-228]

1.3 Typy housenicových podvozků

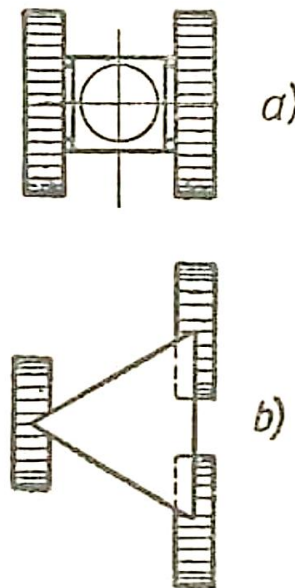
Rozlišují se dva základní typy housenicových podvozků:

a) neřiditelné podvozky

Neřiditelné podvozky jsou podvozky, u kterých nelze měnit směr jízdy natočením housenice. Směr jízdy je možné změnit pouze urychlením jedné housenice vůči housenici druhé. Představiteli této skupiny jsou dvouhousenicové (varianta *a*) na obr. 2) a některé čtyřhousenicové podvozky.

b) říditelné podvozky

Řiditelné podvozky jsou podvozky, u kterých lze měnit směr jízdy natočením alespoň jedné housenice. Typickými zástupci této kategorie jsou tříhousenicové podvozky (varianta *b*) na obr. 2).



obr. 2.: Typy housenicových podvozků [5, Obr. 2-1.]

1.3.1 Dvouhousenicové podvozky

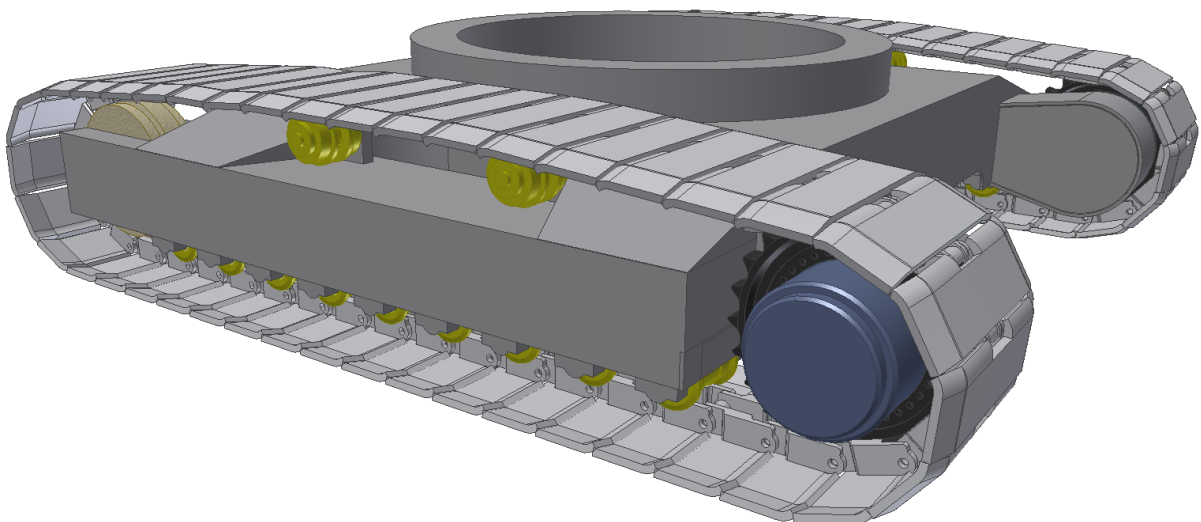
Výběr typu podvozku se řídí následujícími poznatky. Řiditelné podvozky potřebují podstatně menší výkon pro zatáčení než podvozky dvouhousenicové. Tato výhoda je však vykoupena nutností vybavit rýpadlo ústrojím, které bude natáčet jednotlivé housenice. Takové ústrojí zvýší náklady na stroj a jeho údržbu. Navíc není možné otočit stroj na místě. [6, str. 217]

Z hlediska hmotnosti stroje je možné použít dvouhousenicové podvozky i pro středně těžká rýpadla. *Lindenau* [6, str. 209] uvádí reálný příklad rýpadla o hmotnosti 600 tun, které je vybaveno jen dvěma housenicemi s půdním tlakem $1,15 \text{ kg/cm}^2$.

Typy dvouhousenicových podvozků:

1. Čtyřbodový dvouhousenicový podvozek

Obě housenice jsou pevně spojené se spodní stavbou stroje. [7, str. 29] Někdy se tento podvozek označuje jako *pevné H* (viz obr. 3).

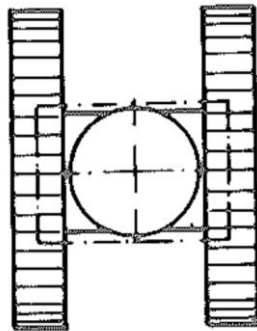


obr. 3.: Model dvouhousenicového podvozku

Podvozek se může opřít o čtyři body, jak je vykresleno čerchovanou čarou na obr. 4. Body tvoří dva hnací a dva vratné turasy v případě podvozku bez vahadel, jinak čtyři osy vahadel. Rozložení zatížení na jednotlivé komponenty není statisticky určité, neboť rovina je plně určena třemi body.

V oblasti ohraničené čerchovanou čarou se musí nacházet těžiště stroje, jinak by se stroj převrhl. Stabilitu stroje posuzuje tzv. faktor bezpečnosti proti klopení.

Nejnepříznivější případ z hlediska zatížení podvozku nastane tehdy, když je váha stroje přenášena přes dva body (např. když se stroj dotýká země pouze vratnými turasy), jeden bod pro každou housenicí. Ovlivní to dimenzování komponent, a také půdní tlak extrémně naroste pod těmito body.



obr. 4.: Čtyřbodový dvouhousenicový podvozek [1, Obr. 4.3]

Dle *Dursta* [1, str. 131] je tento typ podvozku vhodný pro malé stroje o celkové váze do 500 tun.

2. Tříbodový dvouhousenicový podvozek

Viz příloha A.1.

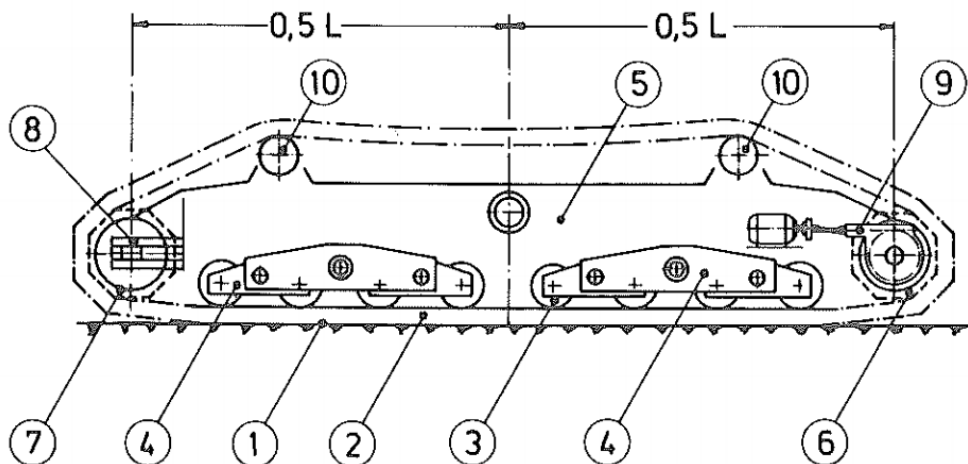
3. Dvouhousenicový podvozek s příčným vahadlem

Viz příloha A.2.



1.4 Komponenty housenicového podvozku

Housenicový podvozek se skládá z jednotlivých komponent, jak ukazuje obr. 5. V této kapitole je popsána funkce každé komponenty.



obr. 5.: Části housenicového podvozku [1, Obr. 4.12]

Komponenty podvozku:

1. *Segmenty pásu* musí být dostatečně velké, aby půdní tlak nepřekročil dovolené hranice.
2. *Řetěz*, který se odvaluje po pojezdových kladkách, je spojen s každým segmentem pásu.
3. *Pojezdové kladky* se při jízdě odvalují po řetězu. Zároveň přenáší váhu stroje přes pás do země.
4. *Vahadla* distribuují zatížení do jednotlivých pojezdových kladek.
5. *Nosič housenice* nese vahadla a pomáhá distribuovat zatížení do nich.
6. *Hnací turas* uvádí stroj do pohybu.
7. *Vratný turas* napíná řetěz.
8. *Napínací ústrojí*.
9. *Pohon housenice*.
10. *Horní kladky*.

1.4.1 Segmenty pásu

Segmenty pásu rozkládají tíhu rýpadla svou plochou na podloží tak, aby se rýpadlo nebořilo do země. Z toho důvodu musí být segmenty pásu tuhé, aby rozložily zatížení stejnoměrně po celé šířce housenice. Boční kraje plechu jsou opatřeny zkosením, pro případ, že podvozek zabořený do země začne zatáčet. Materiálem segmentů je speciální legovaná boritá ocel, tepelně zpracovaná pro zajištění pevnosti v ohybu a vysoké odolnosti proti opotřebení a odolnosti proti únavě. Segmenty jsou válcovány za tepla, kovány nebo odlévány. [8, str. 290] Mohou být doplněny navulkanizovanou gumou nebo polyuretanem. Segmenty jsou k řetězu přivařeny nebo přišroubovány speciálními šrouby (viz obr. 6).

Segmenty pásu mohou být vybaveny ostruhy, tím je možné zvýšit hnací sílu housenicového pásu (viz obr. 6).

Mezní hnací síla

Mezní hnací síla P_{mez} , kdy ještě nedochází k prokluzování pásu, je pro housenicové podvozky s hladkými segmenty pásu dána zatížením pásu Q a součinitelem tření mezi segmenty pásu a zeminou μ . Pro suchý podklad je součinitel tření maximálně $\mu = 0,4$.

$$P_{mez} = \mu \cdot Q \quad (1.1)$$

Pás, který je opatřen ostruhami, se nazývá *traktorový*. U *traktorového pásu* dochází k zaboření ostruh do terénu a na přenosu sil se podílí zemina svými kohezními třecími vlastnostmi. Mezní hnací síla P_{mez} pro traktorové pásy je definována rovnicí:

$$P_{mez} = B \cdot L \cdot c_{zem} + Q \cdot f_{zem} \quad (1.2)$$

Součinitel vnitřního tření zeminy f_{zem} je roven tangente sypného úhlu. Součinitel soudržnosti zeminy je značen jako c_{zem} .

Ostruhy s větší výškou zlepšují záběrové vlastnosti pásu, avšak na úkor vyššího odporu jízdy ve srovnání s hladkými pásy.

Přibližně i pro traktorové pásy platí rovnice (1.1) s úpravou součinitele tření na hodnotu $\mu = 0,8$ až $0,88$. [9, str. 34,36,38]



obr. 6.: Traktorový pás [10]

1.4.2 Řetěz

Při rotaci hnacího turasu je řetěz pokládán před stroj ve směru jízdy. Tím si před sebe pokládá vlastně kolej, po které se potom odvalují pojezdové kladky. Je nutné, aby byla taková kolejová dráha spojitá a rovná, čímž se minimalizují dynamické účinky jízdy (otřesy stroje).

Řetěz se vyrábí v několika druzích. Jako nemazaný, zapouzdřený s tukovou náplní nebo mazaný olejem pro vysoké výkony. [11]



obr. 7.: Řetěz [12]

1.4.3 Pojezdové kladky

Pojezdové kladky se při jízdě odvalují po povrchu řetězu, a aby řetěz nevybočil ze své dráhy při působení bočních sil, jsou kladky vybaveny okolkou. Dnes se kladky vyrábí jako bezúdržbové s náplní maziva na celou dobu životnosti a s dvojitým kuželovým těsněním. Plášť kladky je za tepla kovaný s následným kalením pro získání optimálního vnitřního uspořádání vláken materiálu a vysoké odolnosti proti opotřebení. [13]

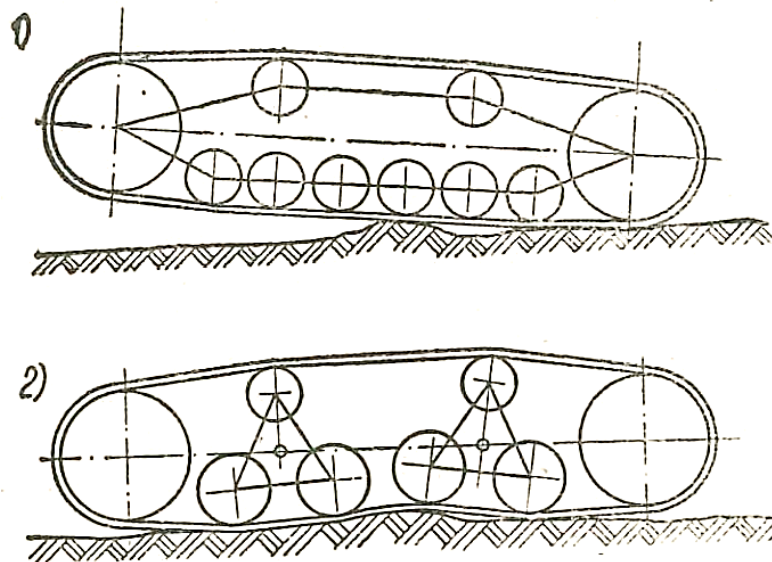


obr. 8.: Pojezdová kladka [14]



1.4.4 Vahadla

Podvozky se opatřují vahadly za účelem vytvořit pokud možno rovnoměrný tlak na zeminu i při překonávání nerovností. U dlouhých housenic jsou vahadla nezbytná, jinak by při najetí na nerovnost docházelo k velmi vysokým půdním tlakům a také váhu stroje by přenášely například jen dvě pojezdové kladky, které by se mohly zničit. Z obr. 9 je zřejmé, že podvozek s vahadly (2) se lépe přizpůsobí nerovnostem povrchu než podvozek pevný (1).



obr. 9.: Pevný a provahadlovaný podvozek [5, Obr. 2-4.]

1.4.5 Nosič housenice

Na nosič jsou připevněny pojezdové a horní kladky, vratný a hnací turas a pohon. Nosič je nutné dimenzovat, aby vydržel namáhání, které vzniká při zatáčení, kdy je nosník ohýbán momentem tření mezi pásem a zeminou a zároveň je kroucen. Hluběji se touto problematikou zabývá Cvekl [5, str. 49-50].

1.4.6 Hnací turas

Jedná se o přesně kované hnací kolo s kaleným povrchem zajišťujícím odolnost proti opotřebení a delší životnost. Pro velké rozměry se turas odlévá. Turas se nejčastěji šroubuje k převodovce (viz obr. 10) nebo se navařuje na unášecí desku. Navařovací turas se odlévá ze speciální ocelolity jako jeden celek nebo více segmentů. [15]



obr. 10.: Hnací turas [16]

1.4.7 Vratný turas

Pro správný záběr řetězu s hnacím turasem je nutné řetěz napínat přes vratný turas (viz obr. 11). Správným napnutím řetězu je také zabráněno sbíhání řetězu z kladek. Pás má být předepnut tak, aby horní větev pásu mezi horními kladkami měla nepatrný průvės. Přílišným napnutím pásu se však zvětší pasivní odpor podvozku, na druhé straně se zrovnoměří půdní tlak. Pás se postupem času vytahuje vlivem opotřebení čepů řetězu, proto je nutné pás dopínat.

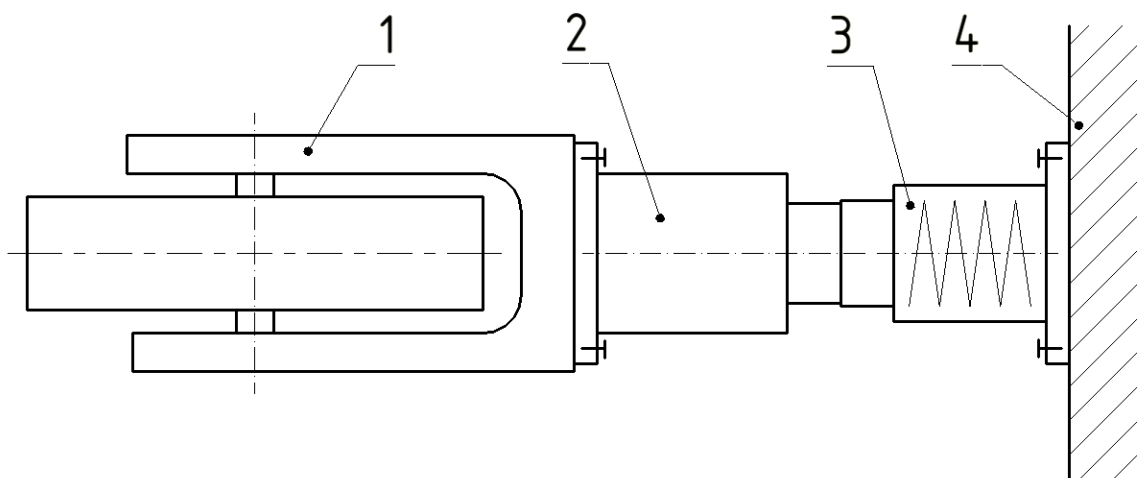
Pro případ, že by mezi řetěz a kladky vnikl kámen, je nutné vratný turas odpružit, aby nedošlo k nadměrnému tahu v řetězu, a tím pádem i ke zničení komponent podvozku. Pružina je náležitě předepnutá, aby nedocházelo k pohybu vratného turasu už při malém vzrůstu tahu v pásu. [9, str. 37-38]



obr. 11.: Vratný turas a napínací ústrojí [17]

1.4.8 Napínací ústrojí

Napínací ústrojí se skládá z vidlice (1), napínacího zařízení (2) a pružného členu (3) dle obr. 12. Napínací ústrojí je přišroubováno k rámu podvozku (4).



obr. 12.: Napínací ústrojí



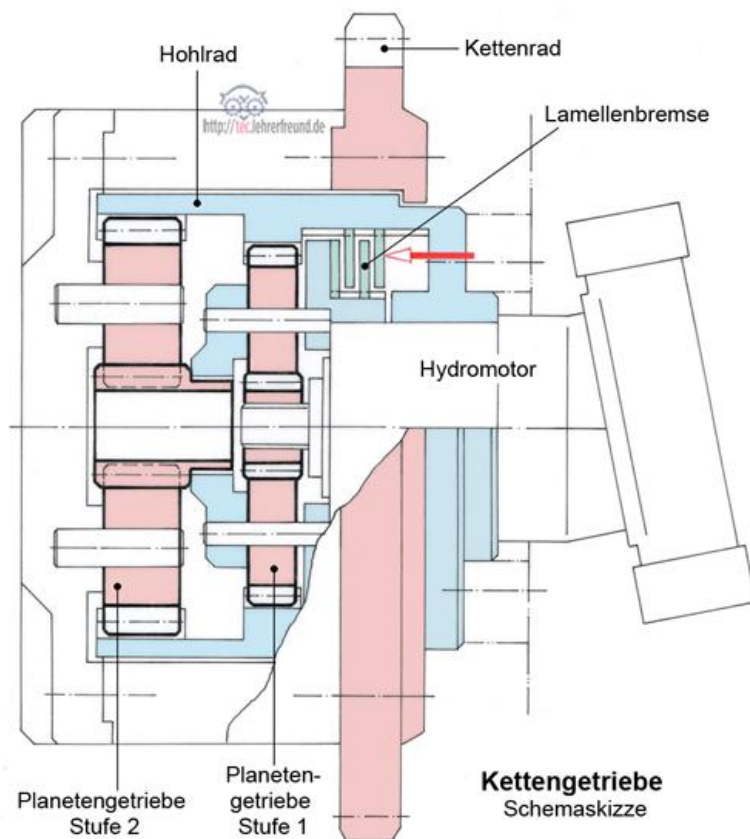
Napínání pásu se provádí nejčastěji napínacím válcem (2), který je tlakován plastickým mazivem, dokud není pás dostatečně napnut. Dříve se používalo také napínání stavitelným šroubem [4, str. 229].

Odpružení (3) je realizováno klasickou pružinou, olejem, dusíkovým médiem nebo elastomerovou jednotkou. [18] Pružina se předepíná tak, aby se při nadměrném tahu v pásu stlačila a vratný turas se vychýlil ze své pozice. Tímto způsobem odpružení chrání podvozek před přetížením a zničením.

1.4.9 Pohon housenic

1.4.9.1 Pohon hydromotorem

Jedná se o elegantní řešení výhodné zvláště pro svou kompaktnost. Hydromotor s převodovkou jsou zabudovány v rámu podvozku, tudíž svými obrysy většinou nepřesahují přes kraje pásů. S tímto řešením se lze setkat i u mobilních bagrů.



obr. 13.: Pohon hydromotorem [19]

Na obr. 13 je znázorněno schéma pohonu hydromotorem. Pokud řidič rýpadla nezadá požadavek na jízdu stroje, je stroj udržován v nehybné poloze díky parkovací brzdě (Lamellenbremse). Jestliže se řidič rozhodne se strojem pojíždět, pak se přivedením hydraulického tlaku deaktivuje funkce parkovací brzdy a hydraulický tlakový olej začne otáčet hřídelí hydromotoru. Hydromotor poté roztáčí hnací turas (Kettenrad) přes planetovou převodovku (Planetengetriebe).

Planetová převodovka

Planetová převodovka je na straně hydromotoru přišroubována k rámu podvozku, na straně druhé je k ní připevněn hnací turas. Používají se vícestupňové převodovky pro své vysoké převodové číslo $i = 150$ i více, neboť točivé momenty bývají extrémní, stovky kNm . Převodovky bývají plně zapouzdřené, protože rýpadla pracují v prašném prostředí.

Převodovka může být vybavena integrovanou vícekotoučovou brzdou, která plní funkci parkovací brzdy. Brzdná síla je vyvozena předpětím pružin. Samotné odbrzdění probíhá hydraulicky.

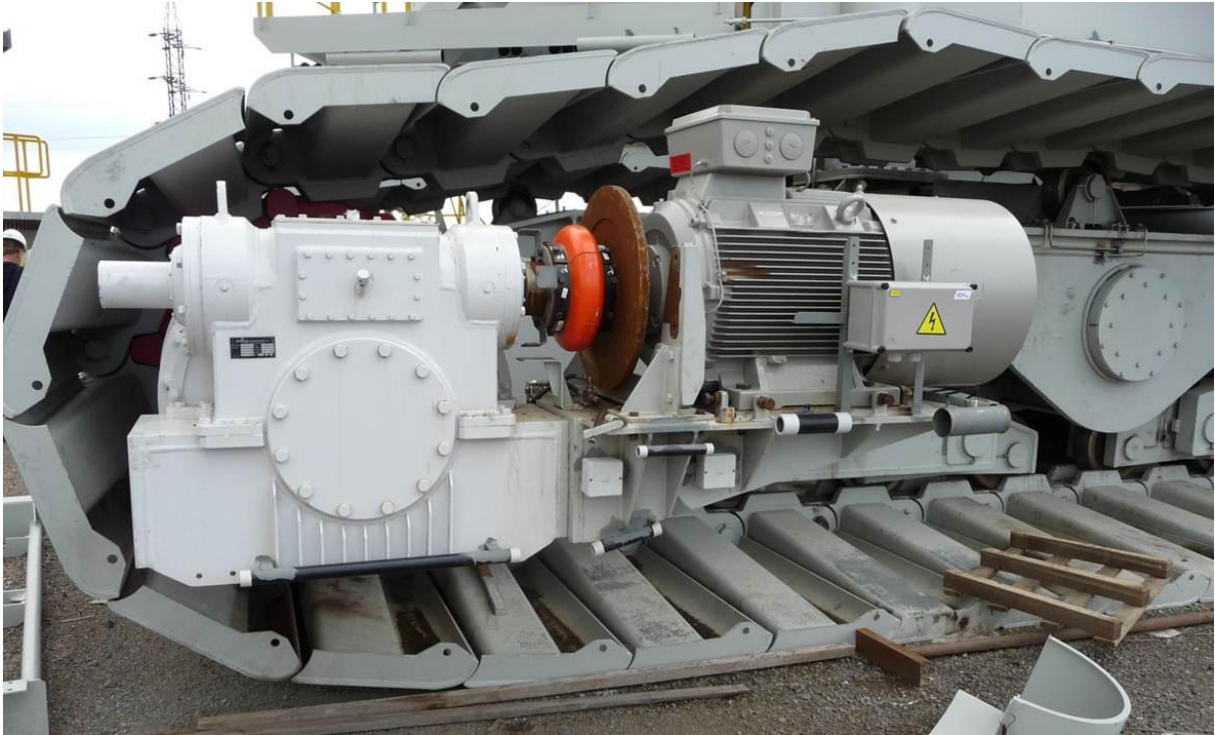
Hydromotor

Nejčastěji se používají axiální pístové hydromotory (viz obr. 14), které se připevňují přes přírubu k převodovce. Přenos výkonu se děje přes drážkovaný hřídel.



obr. 14.: Axiální pístový hydromotor [20]

1.4.9.2 Pohon elektromotorem



obr. 15.: Pohon elektromotorem [21]

Hnací turas je připojen k šnekoplanetové převodovce, kde se násobí točivý moment dodávaný elektromotorem (viz obr. 15). Brzda je zařazena mezi elektromotor a převodovku. Pohon elektromotorem bývá použit u větších rýpadel, např. kolesové rýpadlo KK 1300 pracující v dole Bílina.

1.4.10 Horní kladky

Horní kladky vedou horní větev pásu a brání pásu, aby se smýkal po rámu podvozku tím, že drží řetěz v dostatečné vzdálenosti od nosiče housenic. Kladky jsou povrchově kalené, jsou vybavené okolkou a vyrábí se jako bezúdržbové.



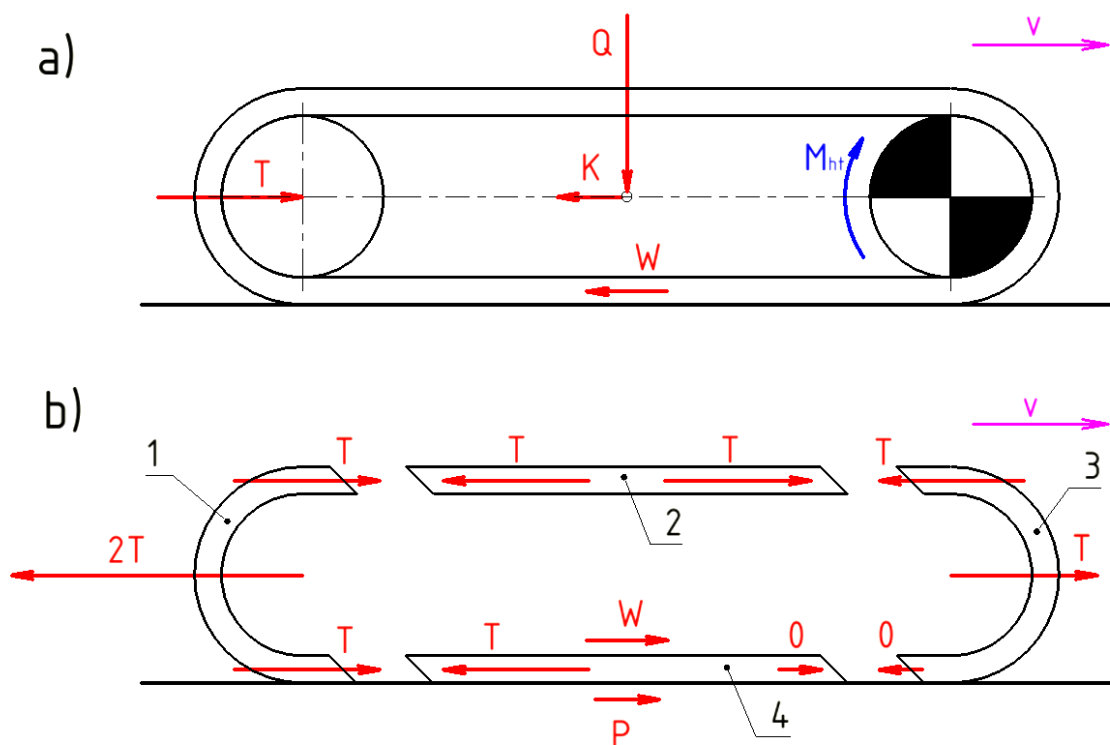
obr. 16.: Horní kladka [22]

1.5 Přenos sil

V této kapitole je pojednáno, jaký vliv má způsob jízdy na velikost tahových sil v pásech. Jsou rozebrány dva odlišné způsoby jízdy.

1.5.1 Jízda vzad

Jako jízda vzad se označuje jízda s hnacím turasem vpředu (ve směru jízdy) dle obr. 17.



obr. 17.: Jízda vzad

Aby se stroj pohyboval rychlostí v musí být na hnací turas přiveden točivý moment M_{ht} , který v pásu vytvoří tahovou sílu T . Tahová síla musí překonat odpor jízdy W a vytvořit užitečnou sílu K . Pod pojmem užitečná síla si lze představit odpor stoupání kopce nebo sílu potřebnou k zatočení stroje. [6, str. 205]

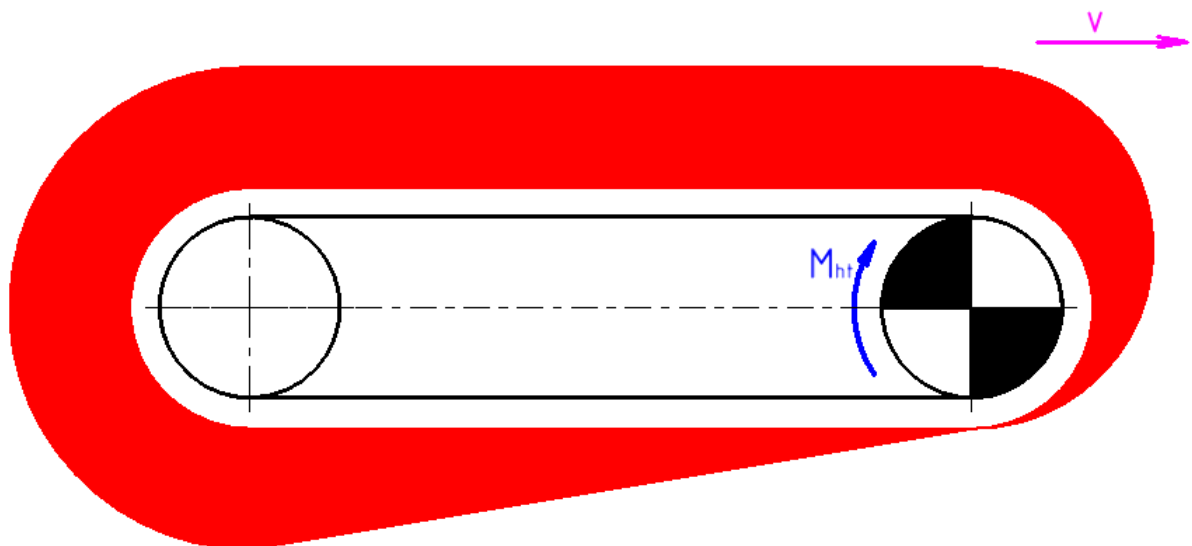
$$T = W + K \quad (1.3)$$

Na obr. 17b) je pás rozdělen na 4 části. Každá z těchto částí je v rovnováze. Na levé straně části 4 působí tahová síla T , která překonává odpor jízdy W a podélnou třecí sílu P mezi pásem a podložím.

$$T = W + P \quad (1.4)$$

Z předešlých dvou rovnic plyne, že užitečná síla překonává stejně velkou podélnou třecí sílu $K = P$.

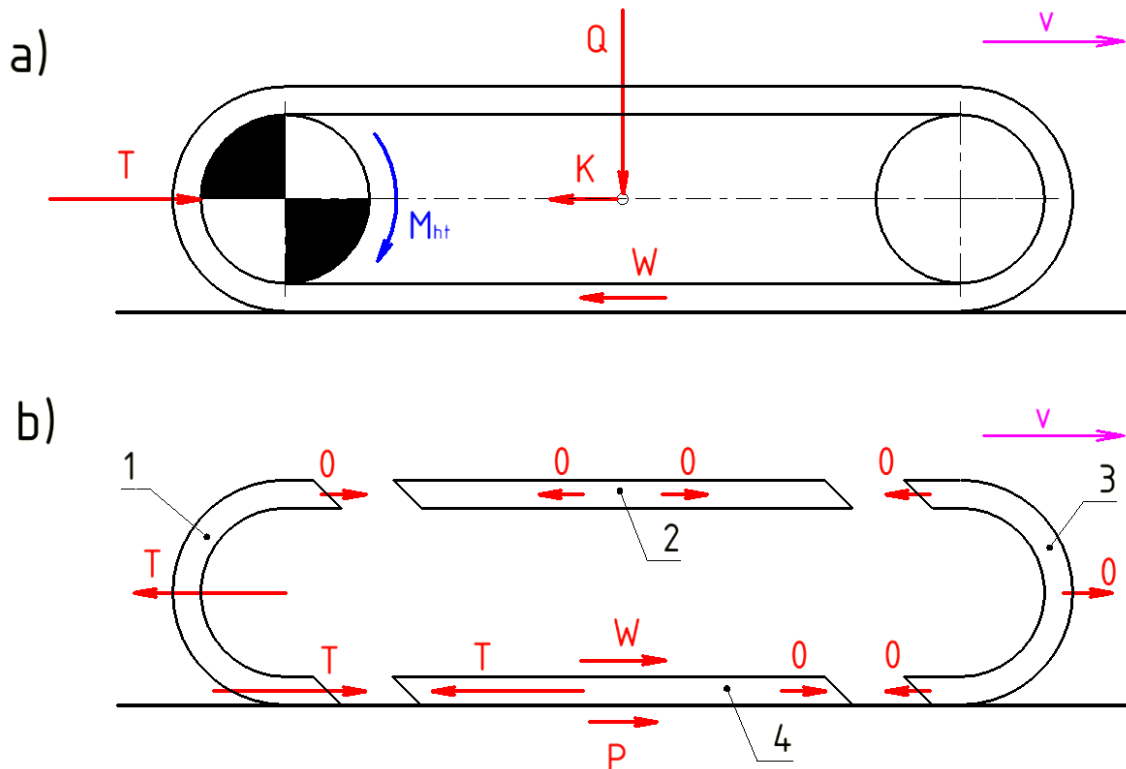
Průběh sil v páse je patrný z obr. 18, stroj je v podstatě hnacím turasem tažen.



obr. 18.: Síly v páse při jízdě vzad

1.5.2 Jízda vpřed

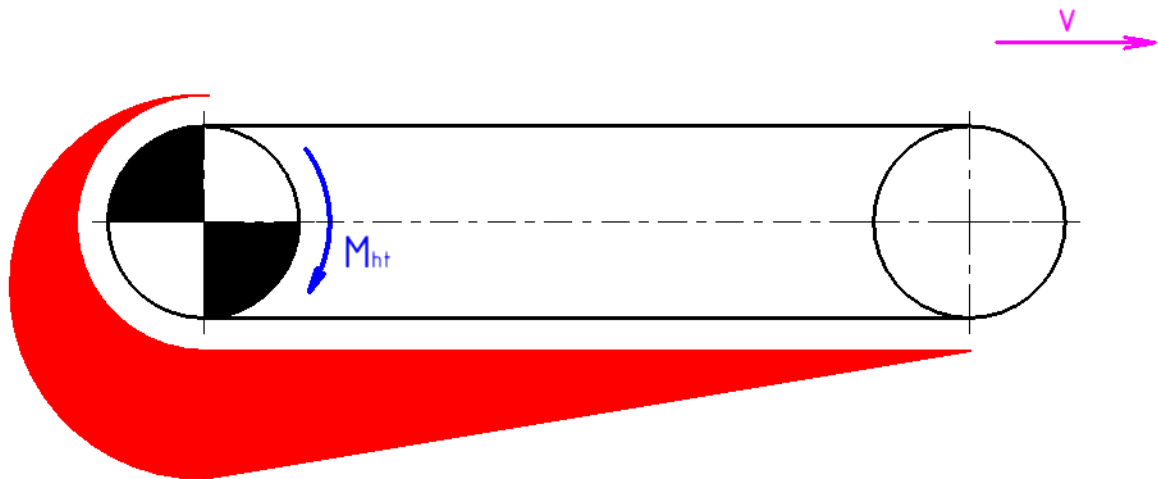
Jako jízda vpřed se označuje jízda s hnacím turasem vzadu (ve směru jízdy) dle obr. 19.



obr. 19.: Jízda vpřed

Tahová síla musí překonat odpor jízdy W a užitečnou sílu K dle rovnice (1.3). Rovnováhu čtvrté části pásu popisuje rovnice (1.4).

Průběh sil v páse je patrný z obr. 20, stroj je v podstatě hnacím turasem tlačěn.

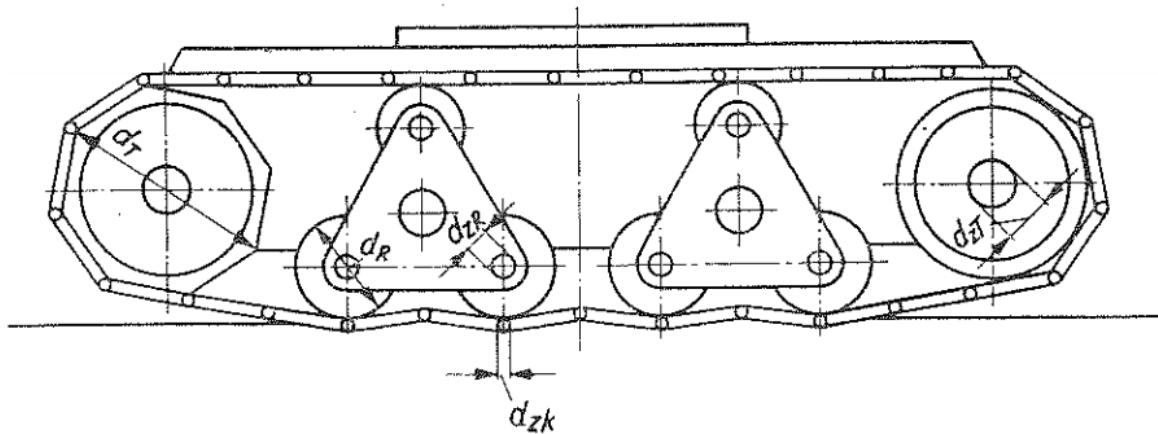


obr. 20.: Síly v pásu při jízdě vpřed

Z hlediska namáhání pásu a ostatních komponent podvozku je výhodnější pojíždět strojem, když je hnací turas vzadu ve směru jízdy. V opačném případě, při jízdě vzad je pás více namáhán a je nutné překonávat vyšší pasivní odpor housenicového podvozku, což vede k rychlejšímu opotřebení částí podvozku (ložiska kladek, turasů a čepy řetězů).

1.6 Dýchání pásu

Dýchání pásu je nepříznivý jev, který doprovází každý pohybující se housenicový podvozek. Při provozu nastává jednostranný pokles segmentů pásu, jakmile na ně najede pojezdová kladka, a jejich zvednutí po odvalení kladky. [5, str. 33] To způsobuje otřesy stroje.



obr. 21.: Dýchání pásu [4, Obr. 3.79]

Dýchání pásu je možné omezit vyšším počtem pojezdových kladek nebo vyšším napnutím pásu. Vyšší napnutí pásu je však nevýhodné, neboť zvýší pasivní odpor podvozku. [9, str. 23]

1.7 Součinitel tření mezi housenicí a zemí

Mezi zatáčející housenicí a zemí vznikají třecí síly. Velikost třecích sil mimo jiné velmi závisí na vlastnostech zeminy, po které stroj jezdí. Záleží na druhu zeminy, její vlhkosti i zhutnění. Díky tomu není v silách žádného konstruktéra přesně stanovit velikost součinitele tření, byť pro jeden konkrétní důl, neboť vlastnosti zeminy jsou různé v různých místech jednoho dolu. A také se vlastnosti zeminy mění s počasím (jednou stroj jezdí po suchém podkladu, jindy v blátě). Na základě toho je nutné počítat s velkou nejistotou při stanovení součinitele tření.

Pro hladký pás je dle *Dražana* [9, str. 34] pro suchý podklad součinitel tření maximálně $\mu = 0,4$. Při mokřím a mazlavém podkladě klesá na hodnotu 0,3 až 0,1.

Pro pás vybavený ostruhy se počítá s vyššími součiniteli tření $\mu = 0,8$ až 0,88 (viz kapitola 1.4.1).

Střihání zeminy při zatáčení zabořeného podvozku lze jednoduše zohlednit tím, že se pod součinitel tření zahrne i střížné odpor, jak uvádí *Hentschel* [7, str. 67].

2. Odpory působící proti pohybu stroje

2.1 Odpor při zatáčení

Teoretické základy výpočtu zatáčení housenicových podvozků sahají do roku 1938, kdy *Lindenau* publikoval svou dizertační práci *Beitrag zur Mechanik der Kurvenbewegung von Baggern und Abraumförderbrücken mit Raupenfahrwerken* [23]. Práce svou formou nebyla vhodná pro praktický výpočet pohonu podvozku. Proto od té doby začaly vznikat různé výpočetní přístupy, jež by vedly k méně pracnějšimu výpočtu, jak uvádí *Hentschel* [24, str. 297].

Při zatáčení rýpadla vznikají mezi housenicí a zemí třecí síly a momenty, které významně ovlivňují dimenzování pohonu podvozku. Během zatáčení se každá housenice současně posouvá v podélném a příčném směru. V této kapitole jsou podrobně rozebrány třecí účinky na samotnou housenici.

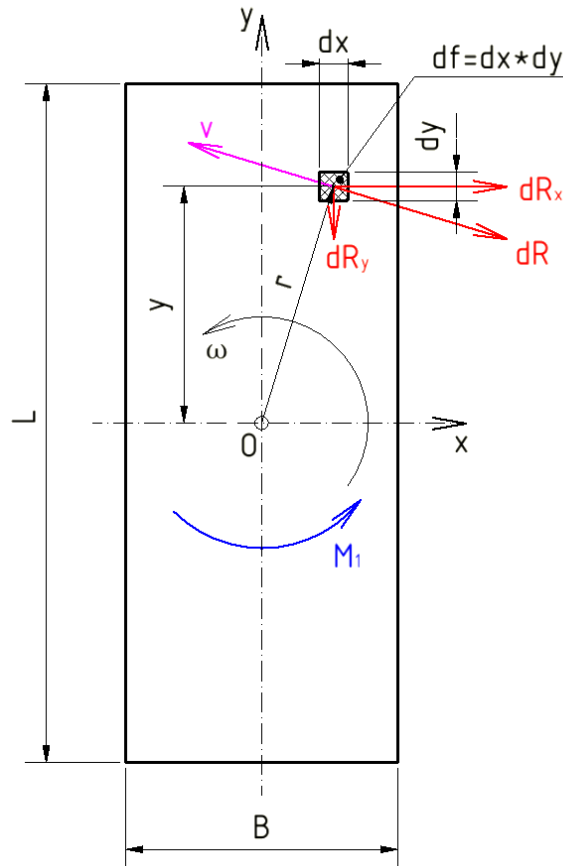
Předpoklady výpočtu:

- 1) Součinitel tření mezi housenicí a zeminou je konstantní: $\mu = konst.$
- 2) Housenice se dotýká země obdélníkovou plochou o rozměrech $L \cdot B$, kde L je délka styčné hrany housenice se zemí a B šířka styčné hrany. L je délka mezi krajními pojezdovými kladkami plus rozteč jednoho řetězového článku dle [1, str. 149].
- 3) Půdní tlak p pod housenicí zatíženou svislou silou Q je konstantní, pokud tato síla působí v geometrickém středu styčné plochy $L \cdot B$.

$$p = \frac{Q}{L \cdot B} = konst. \quad (2.1)$$

2.1.1 Otáčení samotné housenice bez působení hnacích a bočních sil

Situaci popisuje obr. 22.



obr. 22.: Otáčení samotné housenice bez působení hnacích a bočních sil

Pro rovnováhu v ose x platí, že $\int dR_x = 0$.

Pro rovnováhu v ose y platí, že $\int dR_y = 0$.

Z rovnic rovnováhy vyplývá, že se housenice otáčí kolem geometrického středu O dosedací plochy $L \cdot B$. Pro momentovou rovnováhu kolem bodu O platí, že vnější moment¹ M_1 působící na housenici musí být v rovnováze s momentem, který vzniká působením elementárních třecích sil dR , kdy se tře pás o zem.

¹ Dolní index 1 až 4 značí způsob zatížení housenice při jejím otáčení a odpovídá poslednímu číslu kapitoly 2.1.

Třecí moment M_1

$$M_1 = \int dM = \int dR \cdot r$$

$$dR = \mu \cdot p \cdot df = \mu \cdot p \cdot dx \cdot dy$$

$$M_1 = \mu \cdot p \iint \sqrt{x^2 + y^2} \cdot dx \cdot dy$$

Po dosažení mezí integrace pro jednu čtvrtinu housenice:

$$M_1 = 4\mu \cdot p \int_0^{L/2} \int_0^{B/2} \sqrt{x^2 + y^2} \cdot dx \cdot dy$$

$$M_1 = 4\mu \frac{Q}{L \cdot B} \int_0^{L/2} \int_0^{B/2} \sqrt{x^2 + y^2} \cdot dx \cdot dy$$

Řešení předloženého integrálu je poměrně složité a zdlouhavé, proto je zde vyobrazeno rovnou řešení, ke kterému dospěl *Lindenau* [23]. Po zavedení bezrozměrného čísla $\beta = \frac{B}{L}$, tzv. parametru šířky housenice, který vyjadřuje poměr šířky k délce styčné plochy housenice, je třecí moment roven:

$$M_1 = \mu \cdot Q \frac{L}{4} K_{M_1}(\beta) \quad (2.2)$$

Kde K_{M_1} je součinitel třecího momentu:

$$K_{M_1}(\beta) = \frac{2}{3} \left[\sqrt{1 + \beta^2} + \frac{1}{2\beta} \operatorname{arsinh} \beta + \frac{\beta^2}{2} \operatorname{arsinh} \frac{1}{\beta} \right] \quad (2.3)$$

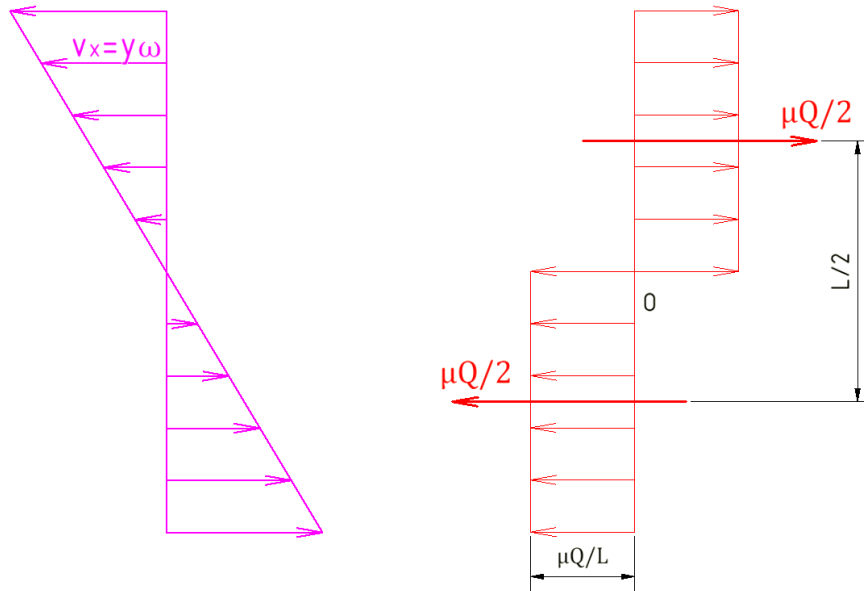
U reálných rýpadel leží hodnota β v intervalu od 0,16 do 0,33. [23, str. 12]

$$\beta = 0 \rightarrow K_{M_1} = 1$$

$$\beta = 0,33 \rightarrow K_{M_1} \sim 1,1$$

Na základě nepatrného vlivu parametru β na velikost třecího momentu M_1 (chyba maximálně 10 % pro reálné stroje) bude prozatím tento parametr v následujících kapitolách zanedbán. Zohledněn bude až v kapitole 3.3. To znamená, že dále bude uvažována nulová šířka pásu: $B = 0$. Potom všechny body dosedací

plochy budou vzdálené od středu dosedací plochy o hodnotu $r = y$ a vzorec pro třecí moment se zredukuje o součinitel K_{M1} . Třecí moment lze odvodit z obr. 23.



obr. 23.: Otáčení nezátížené housenice při zanedbání její šířky

$$M_1 = \mu \frac{Q L}{2} = \mu \cdot Q \frac{L}{4} \quad (2.4)$$

Rychlost otáčení libovolného bodu housenice:

$$v_x = y \cdot \omega. \quad (2.5)$$

Kapitola zpracována na základě práce *Lindenaua* [23, str. 8-13].

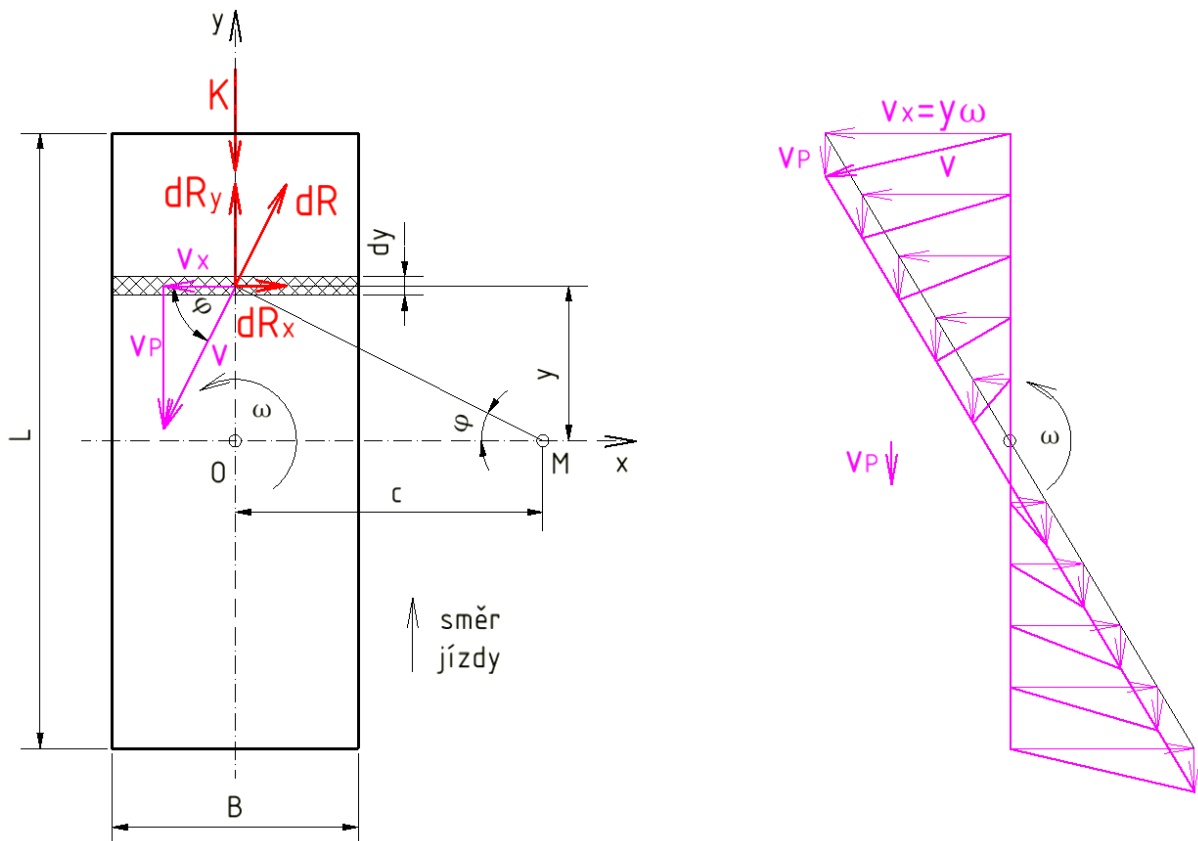
2.1.2 Otáčení samotné housenice za současného působení hnací síly

Hnací síla K působí na housenici, která se otáčí kolem bodu O dle obr. 24. V důsledku síly K se housenice začne otáčet kolem bodu M (viz obr. 24). Proti hnací síle K působí síla stejné velikosti, tzv. podélná třecí síla P . Síla P je totiž třecí síla, kterou vyvolala hnací síla K .

$$P = K \quad (2.6)$$

Pro zatáčející podvozek platí, že hnací síla K nezačne působit na podvozek, dokud nedojde k podélnému skluzu o rychlosti v_p . Podélný skluz působí proti směru jízdy. Na druhou stranu pro jízdu rovně není potřeba podélných skluzů, aby byla přenášena hnací síla K .

Podélný skluz způsobí, že se okamžitý bod otáčení housenice posune ve směru osy x o vzdálenost c .



obr. 24.: Otáčení samotné housenice za současného působení hnací síly

Třecí síly

$$dR = \mu \cdot p \cdot df = \mu \cdot p \cdot B \cdot dy$$

$$dR_y = dR \cdot \cos \varphi$$

$$P = \int dR_y$$

Kinematické vztahy

$$v_x = y \cdot \omega$$

$$v_p = \text{konst.}$$

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_p^2}$$
$$\sin \varphi = \frac{v_x}{\sqrt{v_x^2 + v_p^2}} = \frac{y}{\sqrt{y^2 + \left(\frac{v_p}{\omega}\right)^2}} = \frac{y}{\sqrt{y^2 + c^2}} \quad (2.7)$$

Z rovnice (2.7) vyplývá, že

$$c = \frac{v_p}{\omega} \quad (2.8)$$

Podrobné odvození třecího momentu a podélné třecí síly je provedeno v příloze B.1. Zde jsou uvedeny výsledné vzorce, které vzniknou po zavedení bezrozměrného čísla $\zeta = \frac{2c}{L}$, tzv. poměrného bočního posunutí, které vyjadřuje poměr posunutí bodu otáčení k délce styčné plochy housenice.

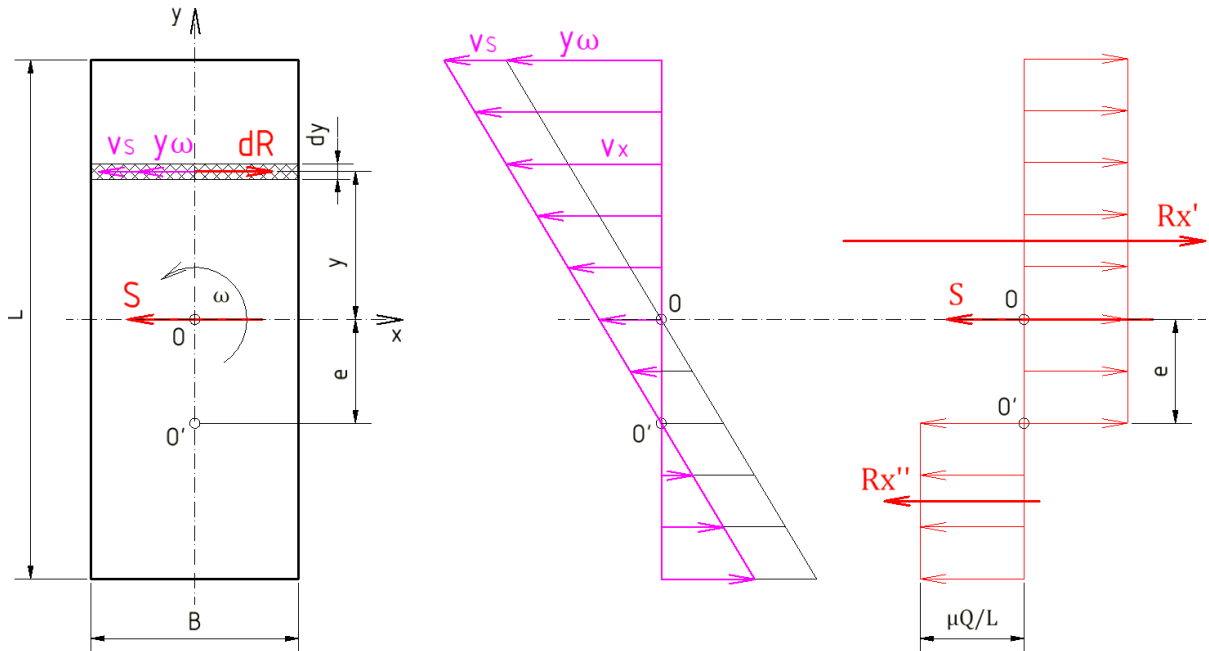
$$M_2 = \mu \cdot Q \frac{L}{4} \left[\sqrt{1 + \zeta^2} - \zeta^2 \cdot \operatorname{arsinh} \left(\frac{1}{\zeta} \right) \right] \quad (2.9)$$

Podélná třecí síla P vyjadřuje, jak velkou silou se pás odstrkává od zeminy. Nabývá hodnot od 0 do $P_{max} = \mu \cdot Q$, pak dojde k prokluzu pásu. Okamžitá hodnota síly P závisí na tom, jak velkou sílu K podvozek potřebuje. Velikost je jiná při zatáčení nebo jízdě do kopce.

$$P_2 = \mu \cdot Q \left[\zeta \cdot \operatorname{arsinh} \left(\frac{1}{\zeta} \right) \right] \quad (2.10)$$

Kapitola zpracována na základě práce *Lindenaua* [23, str. 13-15].

2.1.3 Otáčení samotné housenice za současného působení boční síly



obr. 25.: Otáčení samotné housenice za současného působení boční síly

Situaci popisuje obr. 25. Boční síla S naruší rovnováhu ve směru osy x , proto je nutné, aby proti boční síle působila třecí síla stejné velikosti, ale opačného smyslu. Třecí boční síla vzniká jako důsledek bočního skluzu ve směru osy x , rychlost bočního skluzu je značena jako v_s . Důsledkem bočního skluzu je posunutí e okamžitého bodu otáčení housenice ve směru osy y . Housenice se nyní otáčí kolem bodu O' . Nový průběh rychlosti otáčející se housenice je znázorněn fialovou barvou (viz obr. 25).

Pro bod O' platí:

$$v_x = e \cdot \omega - v_s = 0$$

Potom posunutí bodu otáčení housenice ve směru osy y :

$$e = \frac{v_s}{\omega} \tag{2.11}$$

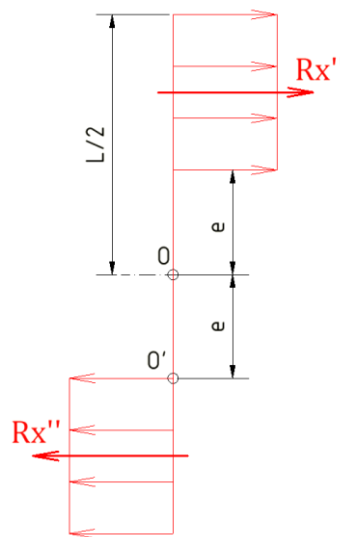
Třecí síly

$$R'_x = \mu \frac{Q}{L} \left(\frac{L}{2} + e \right)$$

$$R''_x = \mu \frac{Q}{L} \left(\frac{L}{2} - e \right)$$

$$S_3 = R'_x - R''_x = \mu \frac{Q}{L} 2e \quad (2.12)$$

Dle obr. 26 je možné určit třecí moment M_3 okolo středu O .



obr. 26.: Určení třecího momentu pro otáčející se housenici za současného působení boční síly

$$M_3 = 2R''_x \left(e + \frac{\frac{L}{2} - e}{2} \right) = R''_x \left(2e + \frac{L}{2} - e \right)$$

$$M_3 = \mu \frac{Q}{L} \left(\frac{L}{2} - e \right) \left(\frac{L}{2} + e \right) = \mu \frac{Q}{L} \left(\frac{L^2}{4} - e^2 \right)$$

$$M_3 = \mu Q \frac{L}{4} \left(1 - \frac{4e^2}{L^2} \right) \quad (2.13)$$

Pokud bude do rovnice (2.13) dosazeno bezrozměrné číslo $\varepsilon = \frac{2e}{L}$, tzv. poměrné podélné posunutí, které vyjadřuje poměr podélného posunutí bodu otáčení k délce housenice, bude výsledný třecí moment M_3 roven:

$$M_3 = \mu \cdot Q \frac{L}{4} (1 - \varepsilon^2) \quad (2.14)$$

Obdobně dosazením ε do rovnice (2.12) lze odvodit velikost boční síly S_3 :

$$S_3 = \mu \cdot Q \cdot \varepsilon \quad (2.15)$$

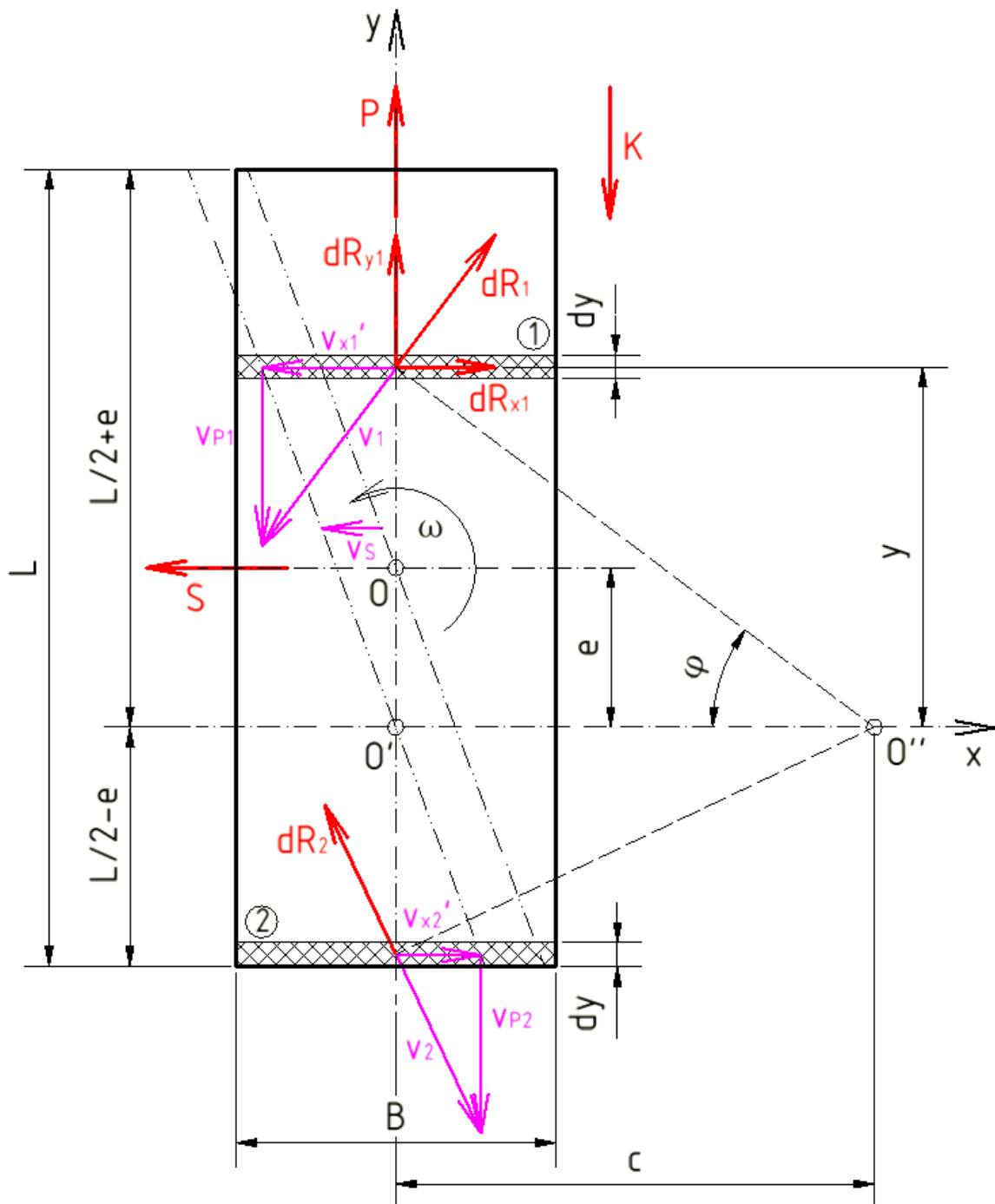
Rovnice (2.14) a (2.15) lze získat také způsobem uvedeným v příloze B.2.

Je důležité si uvědomit, že housenice, která se otáčí, se zároveň smýká v bočním směru, jestliže na ni působí boční síla S . Jinými slovy, příčný skluz následkem bočních sil nastává jen u pásu, jenž se otáčí proti půdě. [5, str. 47] Naproti tomu housenice, jež jede rovně, přenáší boční síly, aniž by docházelo k bočním skluzům, pokud nepřekročí mez adheze, tj. $S \leq \mu \cdot Q$. [6]

Kapitola zpracována na základě práce *Lindenaua* [23, str. 15-16].

2.1.4 Otáčení samotné housenice za současného působení hnací a boční síly

V této kapitole je popsán všeobecný případ otáčející se housenice, na kterou současně působí hnací i boční síla (viz obr. 27). Po prozkoumání tohoto případu, je možné vyjádřit velikosti sil a momentů pro kapitoly 2.1.2 a 2.1.3.



obr. 27.: Otáčení samotné housenice za současného působení hnací a boční síly

Pro obr. 27 platí, že:

$$dR_1 = dR_2 = dR = \mu \cdot p \cdot df = \mu \cdot p \cdot B \cdot dy$$

$$\sin \varphi = \frac{y}{\sqrt{y^2 + c^2}}$$

Boční síla S_4 ve směru osy x

$$dR_x = dR \cdot \sin \varphi = \mu \cdot p \cdot B \cdot \frac{y \cdot dy}{\sqrt{y^2 + c^2}}$$

$$S_4 = \int dR_x = \mu \cdot p \cdot B \int_{-\frac{L}{2}+e}^{\frac{L}{2}+e} \frac{y \cdot dy}{\sqrt{y^2 + c^2}} = \frac{\mu \cdot Q}{L} \int_{-\frac{L}{2}+e}^{\frac{L}{2}+e} \frac{y \cdot dy}{\sqrt{y^2 + c^2}}$$

Integraci provedl *Lindenau* [23], který také zavedl následující bezrozměrné veličiny:

ζ poměrné boční posunutí bodu otáčení

$$\zeta = \frac{2c}{L} \quad (2.16)$$

ν poměr podélného k bočnímu posunutí bodu otáčení housenice

$$\nu = \frac{e}{c} \quad (2.17)$$

Potom je boční síla S_4 rovna

$$S_4 = \mu \cdot Q \cdot K_{S_4}(\zeta, \nu) \quad (2.18)$$

K_{S_4} je součinitel boční síly, jenž vyjadřuje poměr boční síly k maximální třecí síle

$S_{max} = \mu \cdot Q$. [24, str. 298]

$$K_{S_4}(\zeta, \nu) = \frac{1}{2} \left[\sqrt{(1 + \nu \cdot \zeta)^2 + \zeta^2} + \sqrt{(1 - \nu \cdot \zeta)^2 + \zeta^2} \right] \quad (2.19)$$

Podélná třecí síla P_4 ve směru osy y

$$dR_y = dR \cdot \cos \varphi = \mu \cdot p \cdot B \cdot \frac{c \cdot dy}{\sqrt{y^2 + c^2}}$$

$$P_4 = \int dR_y = \mu \cdot p \cdot B \cdot c \int_{-\frac{L}{2}+e}^{\frac{L}{2}+e} \frac{dy}{\sqrt{y^2 + c^2}} = \frac{\mu \cdot Q \cdot c}{L} \int_{-\frac{L}{2}+e}^{\frac{L}{2}+e} \frac{dy}{\sqrt{y^2 + c^2}}$$

Po integraci, kterou provedl *Lindenau* [23], vychází, že podélná třecí síla P_4 se rovná:

$$P_4 = \mu \cdot Q \cdot K_{P_4}(\zeta, \nu) \quad (2.20)$$

K_{P_4} je součinitel podélné třecí síly, jenž vyjadřuje poměr podélné třecí síly k maximální třecí síle $P_{max} = \mu \cdot Q$. [24, str. 298]

$$K_{P_4}(\zeta, \nu) = \frac{\zeta}{2} \left[\operatorname{arsinh} \left(\frac{1}{\zeta} + \nu \right) + \operatorname{arsinh} \left(\frac{1}{\zeta} - \nu \right) \right] \quad (2.21)$$

Síly dR_x tvoří třecí moment M'_4 okolo bodu O'

$$dM' = dR_x \cdot y = \mu \cdot p \cdot B \cdot \frac{y^2 \cdot dy}{\sqrt{y^2 + c^2}}$$

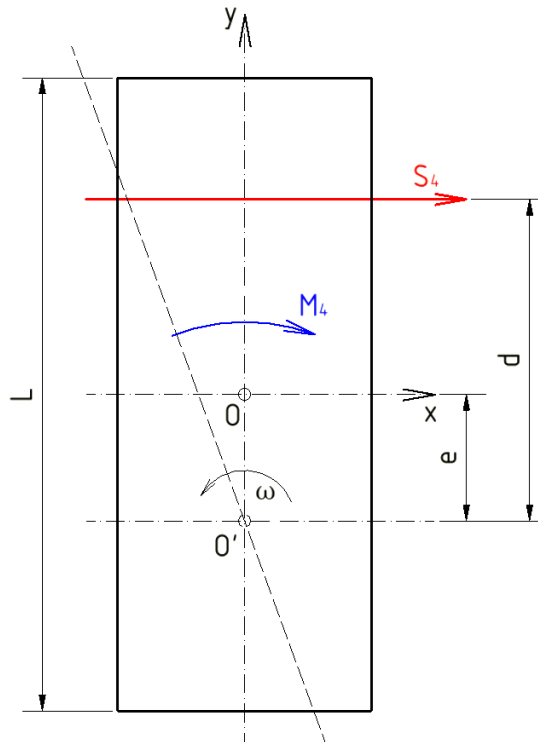
$$M'_4 = \mu \cdot p \cdot B \int_{-\frac{L}{2}+e}^{\frac{L}{2}+e} \frac{y^2 \cdot dy}{\sqrt{y^2 + c^2}} = \frac{\mu \cdot Q}{L} \int_{-\frac{L}{2}+e}^{\frac{L}{2}+e} \frac{y^2 \cdot dy}{\sqrt{y^2 + c^2}}$$

Po integraci, kterou provedl *Lindenau* [23], lze vyjádřit třecí moment M'_4 okolo bodu O' vztahem:

$$M'_4 = \mu \cdot Q \cdot \frac{L}{4} K_{M'_4}(\zeta, \nu)$$

$$K_{M'_4}(\zeta, \nu) = \frac{1}{2} \left[(1 + \nu \cdot \zeta) \sqrt{(1 + \nu \cdot \zeta)^2 + \zeta^2} + (1 - \nu \cdot \zeta) \sqrt{(1 - \nu \cdot \zeta)^2 + \zeta^2} - \zeta^2 \cdot \operatorname{arsinh} \left(\frac{1}{\zeta} + \nu \right) - \zeta^2 \cdot \operatorname{arsinh} \left(\frac{1}{\zeta} - \nu \right) \right]$$

Třecí moment M_4 okolo bodu O



obr. 28.: Určení momentu M_4

Třecí moment k bodu O' je definován jako $M_4' = S_4 \cdot d$. Potom lze třecí moment M_4 na základě obr. 28 vyjádřit:

$$M_4 = S_4 \cdot (d - e) = M_4' - S_4 \cdot e$$

$$M_4 = \mu \cdot Q \frac{L}{4} K_{M'4} - e \cdot \mu \cdot Q \cdot K_{S4} = \mu \cdot Q \frac{L}{4} \left[K_{M'4} - 2 \frac{2e}{L} K_{S4} \right] \quad (2.22)$$

Do rovnice (2.22) je dosazeno bezrozměrné číslo ε , jež je definováno jako:

$$\varepsilon = \frac{2e}{L} = \zeta \cdot \nu \quad (2.23)$$

$$M_4 = \mu \cdot Q \frac{L}{4} [K_{M'4} - 2\zeta \cdot \nu \cdot K_{S4}]$$

Třecí moment M_4 je roven:

$$M_4 = \mu \cdot Q \frac{L}{4} K_{M4}(\zeta, \nu) \quad (2.24)$$

Kde K_{M4} je součinitel třecího momentu, jenž vyjadřuje poměr třecího momentu housenice s posunutým středem otáčení k třecímu momentu housenice otáčející se kolem svého geometrického středu. [24, str. 298]

$$K_{M4}(\zeta, \nu) = \frac{1}{2} \left[(1 - \nu \cdot \zeta) \sqrt{(1 + \nu \cdot \zeta)^2 + \zeta^2} + (1 + \nu \cdot \zeta) \sqrt{(1 - \nu \cdot \zeta)^2 + \zeta^2} - \zeta^2 \cdot \operatorname{arsinh} \left(\frac{1}{\zeta} + \nu \right) - \zeta^2 \cdot \operatorname{arsinh} \left(\frac{1}{\zeta} - \nu \right) \right] \quad (2.25)$$

Výsledné vztahy

$$M_4 = \mu \cdot Q \frac{L}{4} \left\{ \frac{1}{2} \left[(1 - \nu \cdot \zeta) \sqrt{(1 + \nu \cdot \zeta)^2 + \zeta^2} + (1 + \nu \cdot \zeta) \sqrt{(1 - \nu \cdot \zeta)^2 + \zeta^2} - \zeta^2 \cdot \operatorname{arsinh} \left(\frac{1}{\zeta} + \nu \right) - \zeta^2 \cdot \operatorname{arsinh} \left(\frac{1}{\zeta} - \nu \right) \right] \right\} \quad (2.26)$$

$$P_4 = \mu \cdot Q \left\{ \frac{\zeta}{2} \left[\operatorname{arsinh} \left(\frac{1}{\zeta} + \nu \right) + \operatorname{arsinh} \left(\frac{1}{\zeta} - \nu \right) \right] \right\} \quad (2.27)$$

$$S_4 = \mu \cdot Q \left\{ \frac{1}{2} \left[\sqrt{(1 + \nu \cdot \zeta)^2 + \zeta^2} + \sqrt{(1 - \nu \cdot \zeta)^2 + \zeta^2} \right] \right\} \quad (2.28)$$

Velikosti sil a momentů pro kapitoly 2.1.2 a 2.1.3 je možné dostat po zavedení omezujících podmínek (viz příloha B.1 a B.2).

Kapitola zpracována na základě práce *Lindenaua* [23, str. 16-24].

Poznámka:

Vzorce pro jednotlivé součinitele lze rozvést v řadu. To provedl *Lindenau* ve své práci [23], když předpokládal, že ζ je malé. Avšak tento předpoklad je platný pouze u podvozků s říditelnými housenicemi, na které působí relativně malé podélné třecí síly P , a proto je možné zanedbat vliv ζ , jak uvádí *Pajer* [8, str. 85]. Kvůli tomu *Pajer* [8, str. 87] varuje, že u neřiditelných podvozků, jako jsou čtyř- a dvouhousenicové podvozky, neplatí tato zjednodušení. Neboť na tyto podvozky působí podstatně větší podélné odporové síly P .

Také *Hentschel* [7, str. 11] uvádí, že mnohými výpočty bylo dokázáno, že zjednodušené vztahy, které uvádí *Lindenau*, jsou vhodné pouze pro výpočet tříhousenicových podvozků.

2.1.5 Zjednodušené vztahy pro výpočet součinitelů třecích sil a momentů dle Schmidta

V příloze B.3 jsou uvedeny zjednodušené vztahy pro výpočet součinitelů třecích sil a momentů, které odvodil *Schmidt* [25].

2.2 Odpor jízdy

Kromě odporů při zatáčení působí na stroj tzv. odpor jízdy. Odpor jízdy je složen z pasivního odporu podvozku a odporu zeminy, po které stroj pojíždí.

Odpor jízdy W je definován rovnicí (2.29):

$$W = \rho \cdot Q \quad (2.29)$$

Součinitel jízdního odporu ρ zohledňuje:

- odpor pojezdových kladek (valivé i čepové tření)
- odpor ohýbání pásu (nabíhání a sbíhání z turasů, ohýbání na pojezdových kladkách vlivem „dýchání“ pásu, ohýbání na horních kladkách)
- čepové tření článků pásu
- deformaci zeminy vlivem zaboření housenic
- odpor nerovností jízdní dráhy vlivem *dýchání* pásu (působí otřesy stroje)
- odpor způsobený *polygonovým efektem* (působí nerovnoměrné zrychlení hmoty stroje)

Jako střední hodnota se volí $\rho = 0,1$, když nejsou známy přesné rozměry komponent podvozku. Pro silně zabořené housenice vyroste hodnota až na $\rho = 0,4$. Velikost součinitele ρ závisí na druhu zeminy, po které stroj jezdí, viz diagram v příloze B.4.

Kapitola zpracována na základě literatury [4, str. 236-237].

2.2.1 Pasivní odpor housenicového podvozku

Součinitel odporu jízdy ρ se volí při předběžném návrhu podvozku, kdy ještě nejsou stanoveny parametry podvozku. Pokud jsou známy rozměry a zatížení housenicového podvozku, pak je možné poměrně přesně určit velikost pasivních odporů a tím i zpřesnit hodnotu součinitele odporu jízdy ρ .

Pasivní odpor samotné housenice pro jízdu vzad (viz obr. 18) je dle Cvekla [5, str. 134-136] složen z dílčích odporů:

1. Odpor v ložiskách pojezdových kladek O_{p1}

$$O_{p1} = \frac{(Q - g_p) \mu_{loz} \cdot d_{pk}}{D_{pk}} \approx 1,8\% Q$$

2. Odpor v ložiskách hnacího turasu O_{p2}

$$O_{p2} = \frac{R_{ht} \cdot \mu_{loz} \cdot d_{ht}}{D_{ht}} \approx 1,22\% Q$$

3. Odpor v ložiskách vratného turasu O_{p3}

$$O_{p3} = \frac{2T \cdot \mu_{loz} \cdot d_{vt}}{D_{vt}} \approx 1,62\% Q$$

Poznámka: Pro jízdu vpřed dle obr. 20 se dosazuje do vzorce maximálně $0,3T$, neboť se předpokládá, že při jízdě vpřed činí síla v odvíjející se větvi z hnacího turasu 3 až 15 % celkového tahu, který je ve větvi navíjející se. [9, str. 32]

4. Valivý odpor pojezdových kladek O_{p4}

$$O_{p4} = \frac{2(Q - g_p) f_k}{D_{pk}} \approx 0,5\% Q$$

5. Odpor pásu při ohýbání na hnacím turasu O_{p5}

$$O_{p5} = \frac{T \cdot \mu_{kloub} \cdot d_{kloub}}{D_{ht}} \approx 1,28\% Q$$

Poznámka: Pro jízdu vpřed nutné dosadit do vzorce $1,15 T$.

6. Odpor pásu při ohýbání na vratném turasu O_{p6}

$$O_{p6} = \frac{2T \cdot \mu_{kloub} \cdot d_{kloub}}{D_{vt}} \approx 1,57\% Q$$

Poznámka: Pro jízdu vpřed se dosazuje do vzorce $0,3 T$.

7. Odpor horní části pásu při pohybu na horních kladkách O_{p7} , zahrnuje odpor v ložiskách a odpor valení

$$O_{p7} = \frac{g_p}{D_{hk}} (\mu_{loz} \cdot d_{hk} + 2f_k)$$

Výsledný pasivní odpor samotné housenice O_p je roven součtu uvedených dílčích odporů.

$$O_p = a_p \sum_{i=1}^7 O_{pi}$$

Kde a_p je součinitel zahrnující dodatečný odpor tření způsobený vnějšími silami. Pro přímou jízdu $a_p = 1$, při jízdě do oblouku $a_p = 1,2$ až $1,4$.

Význam veličin

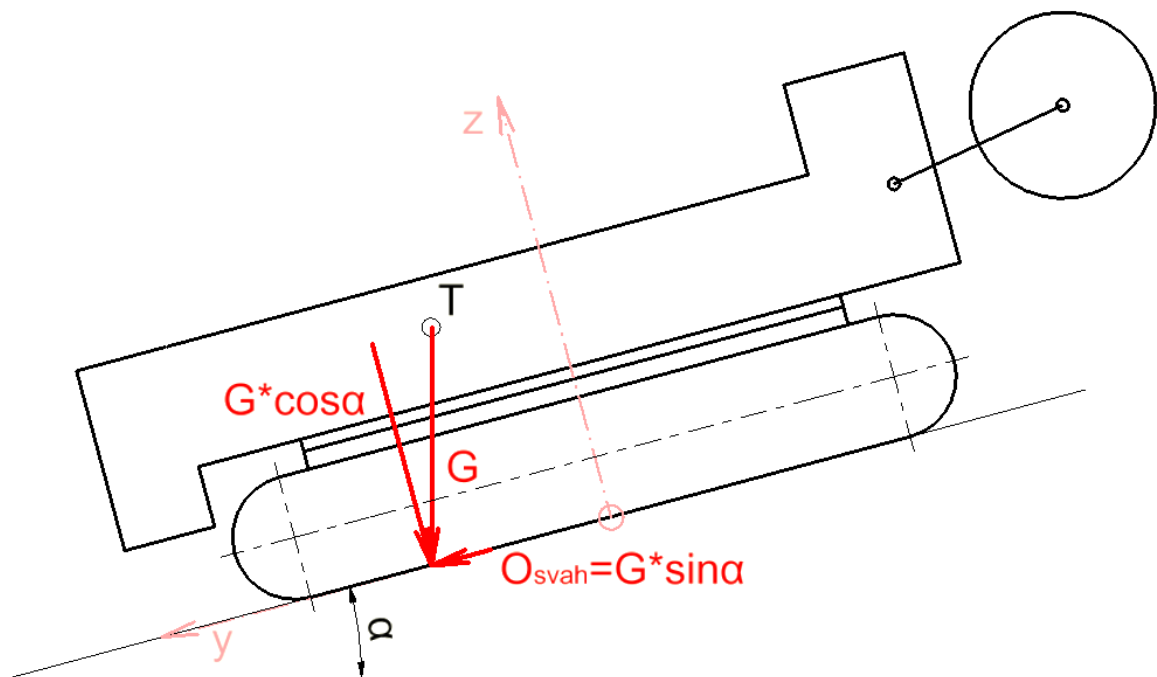
g_p	tíha článků ležících na zemi [kN]
μ_{loz}	součinitel tření v ložiskách ($\mu_{loz} = 0,08$ až $0,1$)
d_{pk}	průměr čepů pojezdových kladek [mm]
D_{pk}	průměr pojezdových kladek [mm]
R_{ht}	reakce ložiska hnacího turasu [kN]
d_{ht}	průměr hřídele hnacího turasu [mm]
D_{ht}	průměr hnacího turasu [mm]
d_{vt}	průměr hřídele vratného turasu [mm]
D_{vt}	průměr vratného turasu [mm]
f_k	rameno valivého odporu kladek ($f_k = 1$ až $15 mm$)
μ_{kloub}	součinitel tření v kloubech pásových článků ($\mu_{kloub} = 0,25$ až $0,4$)
d_{kloub}	průměr čepů v kloubech pásu [mm]

d_{hk} průměr čepů horních kladek [mm]

D_{hk} průměr horních kladek [mm]

Dle *Dombrowského* [26, str. 136] dosahuje pasivní odpor samotné housenice průměrně 6 až 10% Q .

2.3 Odpor svahu



obr. 29.: Odpor svahu

Odporová síla svahu O_{svah} na obr. 29 působí na stroj jako vnější podélná síla P_V (viz kapitola 3.2.1).

$$O_{svah} = G \cdot \sin \alpha \quad (2.30)$$

2.4 Odpor větru

Výpočet vychází z metodiky *Dursta* [1, str. 143].

$$O_v = A_{obrys} \cdot w \quad (2.31)$$

Odporová síla větru O_v [N] je určena obrysovou plochou stroje A_{obrys} [m²] a dynamickým tlakem větru w [Pa].

$$w = \frac{v_v^2}{1,6} \quad (2.32)$$

Dynamický tlak větru kvadraticky roste s rychlostí větru v_v [m/s].

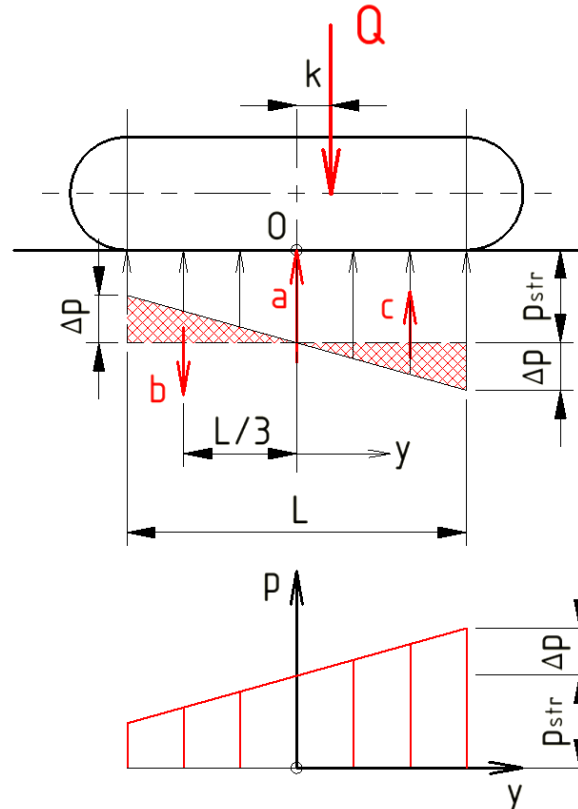
Pro většinu případů se počítá s:

$$w = 250 \text{ Pa dle [1, str. 143].}$$

Maximálně $w = 490 \text{ Pa}$, obvykle se však pracovní činnost rýpadel zastavuje při tlaku 300 až 400 Pa. [5, str. 134]

2.5 Excentricky zatížená housenice

V této kapitole je pojednáno o rozložení půdního tlaku pod housenicí, která není zatížená ve svém geometrickém středu, nýbrž zatěžující síla je posunuta v podélném směru housenice o vzdálenost k , tzv. podélná excentricita zatěžující síly (viz obr. 30).



obr. 30.: Excentricky zatížená housenice pro $k \leq \frac{1}{6}L$

Průběh půdního tlaku p pod housenicí je dán lineárním vztahem (2.33):

$$p(y) = p_{str} + \frac{\Delta p}{L/2} y \quad (2.33)$$

$$a = p \cdot L \cdot B$$

$$b = c = \frac{1}{2} \Delta p \frac{L}{2} B = \frac{\Delta p}{4} L \cdot B$$

Momentová rovnice okolo bodu O :

$$Q \cdot k = b \frac{L}{3} + c \frac{L}{3}$$

$$p_{str} \cdot k = \Delta p \frac{L}{6}$$

$$\Delta p = p_{str} \frac{6k}{L}$$

Na tomto místě je vhodné zavést bezrozměrné číslo, tzv. součinitel excentrického zatížení κ , který vyjadřuje poměr podélné excentricity zatěžující síly k polovině opěrné délky housenice.

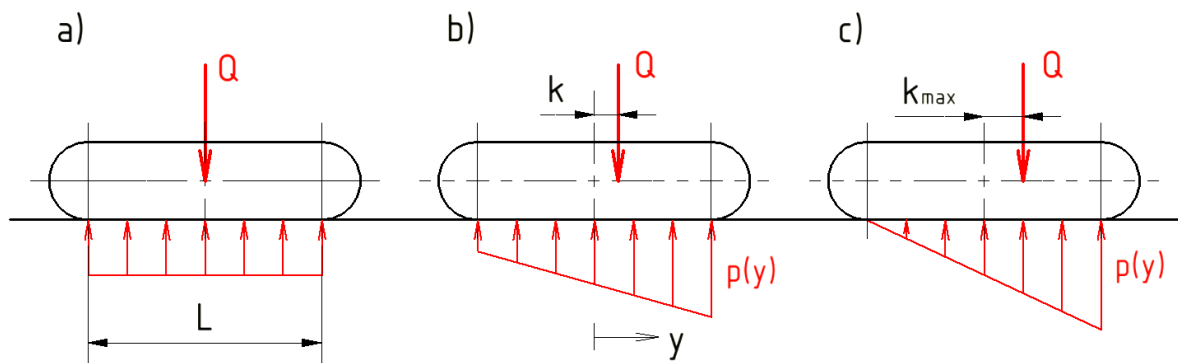
$$\kappa = \frac{2k}{L} \quad (2.34)$$

$$\Delta p = p_{str} \cdot 3\kappa \quad (2.35)$$

Dosazením součinitele excentrického zatížení κ a vztahu (2.35) do rovnice (2.33) lze získat popis tlaku pod housenicí:

$$p(y) = p_{str} \left(1 + 6\kappa \frac{y}{L} \right) \quad (2.36)$$

Průběh půdního tlaku je znázorněný na obr. 31.

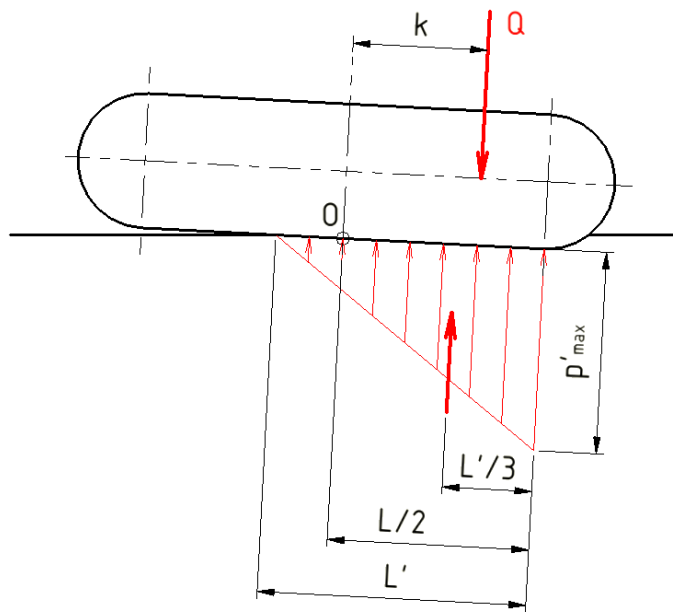


obr. 31.: Půdní tlak pod excentricky zatíženou housenicí

Mezní stav, kdy ještě celá opěrná délka housenice přenáší zatížení, nastane tehdy, když $\Delta p = p_{str}$. Rozložení půdního tlaku bude mít trojúhelníkový průběh, jestliže $k = \frac{1}{6}L$, tj. $\kappa = \frac{1}{3}$. Rovnice (2.36) pro $p(y)$ platí v oblasti $-\frac{1}{3} \leq \kappa \leq \frac{1}{3}$.

Zkrácení opěrné délky housenice

V případě, že by součinitel excentrického zatížení κ ležel mimo definovanou oblast $-\frac{1}{3} \leq \kappa \leq \frac{1}{3}$, působil by na část opěrné plochy záporný tlak $p(y)$, což není reálně možné. Místo toho dojde k nadzvednutí této plochy od země a tlak $p(y)$ je poté na ploše nulový. Následuje tedy zkrácení opěrné délky housenice na délku L' (viz obr. 32).



obr. 32.: Zkrácení opěrné délky housenice

$$M_O: Q \cdot k = \frac{1}{2} p'_{\max} \cdot L' \cdot B \left(\frac{L}{2} - \frac{L'}{3} \right)$$

$$y: Q = \frac{1}{2} p'_{\max} \cdot L' \cdot B$$

Zkrácená opěrná délka housenice:

$$L' = \frac{3}{2}L - 3k \quad (2.37)$$

Po zavedení součinitele zkrácení opěrné délky housenice λ , který je poměrem mezi zkrácenou opěrnou délkou housenice a původní opěrnou délkou housenice, vznikne rovnice:

$$\lambda = \frac{L'}{L} = \frac{3}{2}(1 - |\kappa|) \quad (2.38)$$

Dojde přitom ke zvýšení maximálního půdního tlaku pod housenicí na hodnotu p'_{max} :

$$p'_{max} = \frac{2p_{str}}{\lambda} \quad (2.39)$$

Maximální půdní tlak p'_{max} musí být kontrolován vůči dovolenému přípustnému tlaku pro konkrétní typ zeminy, například podle tab. 1.

tab. 1.: Součinitel měrného tlaku [5, str. 129]

Druh a stav zeminy	p_0 [kg/cm^2]	p_d [kg/cm^2]
Bláto	0,1 - 0,15	0,8 - 1,0
Rozbahněná půda, drobný vlhký písek	0,18 - 0,25	2,0 - 3,0
Málo únosná mokrá hlína, mokrý písek, oranice	0,25 - 0,35	3,0 - 5,0
Hrubozrnný slehlý písek a vlhká hlína	0,35 - 0,6	6,0 - 8,0
Pevná hlína	1,0 - 1,25	8,0 - 12,0
Slín	1,30 - 1,80	10,0 - 15,0

p_0 je měrný tlak zeminy při hloubce zaboření 1 cm.

p_d je dovolený měrný tlak, který je zemina schopna přenést při zaboření 10 až 15 cm. (informativní hodnota)

Zkrácením opěrné délky housenic se zmenší třecí momenty, neboť jejich velikost lineárně závisí na opěrné délce housenice dle rovnice (3.5). Tohoto poznatku využívá obsluha bagru pro jednodušší otočení stroje. Lžíci se vzepře o zem, tím postaví bagr na „zadní“, což vede k odlehčení housenic (část váhy stroje se přenáší přes lžíci do půdy) a zkrácení opěrné délky housenic. Poté protichodem roztočí pásy a podvozek se snadno otočí.

Odstavec zpracován na základě literatury [7, str. 7].

3. Čtyřbodový dvouhousenicový podvozek

Cílem této kapitoly je stanovit tahovou sílu v pásu T , již musí vyvodit hnací turas, aby překonal veškeré odpory působící proti pohybu stroje. Obzvláště důležitou roli při dimenzování pohonu má podélná třecí síla P . V této kapitole je věnován velký prostor jejímu určení. Kromě toho je pro dimenzování ocelové konstrukce důležité určit také boční síly S_i a třecí momenty M_i působící na podvozek. [24, str. 300]

Stanovení sil P_i a S_i a momentů M_i je provedeno na základě metodiky *Hentschela* [7]. *Hentschel* ve své dizertační práci vycházel z poznatků *Lindenaua*. *Lindenau* však zanedbal některé veličiny, které dle *Hentschela* zásadně ovlivňují návrh dvouhousenicového podvozku. Mezi tyto veličiny patří:

- a) šířka housenice
- b) excentrické zatížení housenic
- c) zatížení vnějšími silami.

Pro dvouhousenicové podvozky *Hentschel* dospěl k následujícím závěrům:

- a) Při zanedbání šířky housenice se člověk může dopustit chyby až -11 %.
- b) Excentricita zatížení housenic nemá být zanedbána.
- c) Působení vnějších sil také nemá být zanedbáno.

Závěry *b)* a *c)* silně ovlivňuje velikost a rozložení sil třecích, proto by neměly být zanedbány.

Níže jsou uvedeny rovnice, z nichž se bude vycházet při návrhu dvouhousenicového podvozku. Jedná se o rovnice, které odvodil *Hentschel* [7, str. 23-25] pro excentricky zatíženou housenici, bez uvažování její šířky. Šířka housenice bude zohledněna dodatečně v kapitole 3.3.

Boční síla:

$$\mathbf{S} = \boldsymbol{\mu} \cdot \mathbf{Q} \cdot \mathbf{K}_S(\boldsymbol{\kappa}) \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} K_S(\boldsymbol{\kappa}) = & \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{(1+\varepsilon)^2 + \zeta^2} - \sqrt{(1-\varepsilon)^2 + \zeta^2} \right. \\ & - \frac{3}{2} \boldsymbol{\kappa} \left[(1+\varepsilon) \sqrt{(1-\varepsilon)^2 + \zeta^2} + (1-\varepsilon) \sqrt{(1+\varepsilon)^2 + \zeta^2} \right. \\ & \left. \left. - \zeta^2 \left(\operatorname{arsinh} \frac{1-\varepsilon}{|\zeta|} + \operatorname{arsinh} \frac{1+\varepsilon}{|\zeta|} \right) \right] \right\} \end{aligned} \quad (3.2)$$

Podélná třecí síla:

$$\mathbf{P} = \boldsymbol{\mu} \cdot \mathbf{Q} \cdot \mathbf{K}_P(\boldsymbol{\kappa}) \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} K_P(\boldsymbol{\kappa}) = & \frac{\zeta}{2} \left\{ (1+3\varepsilon \cdot \boldsymbol{\kappa}) \left(\operatorname{arsinh} \frac{1-\varepsilon}{|\zeta|} + \operatorname{arsinh} \frac{1+\varepsilon}{|\zeta|} \right) \right. \\ & \left. + 3\boldsymbol{\kappa} \left[\sqrt{(1-\varepsilon)^2 + \zeta^2} - \sqrt{(1+\varepsilon)^2 + \zeta^2} \right] \right\} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Třecí moment:

$$\mathbf{M} = \boldsymbol{\mu} \cdot \mathbf{Q} \frac{L}{4} \mathbf{K}_M(\boldsymbol{\kappa}) \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} K_M(\boldsymbol{\kappa}) = & \left\{ \frac{1-\boldsymbol{\kappa} \cdot \varepsilon}{2} \left[(1+\varepsilon) \sqrt{(1-\varepsilon)^2 + \zeta^2} + (1-\varepsilon) \sqrt{(1+\varepsilon)^2 + \zeta^2} \right. \right. \\ & \left. \left. - \zeta^2 \left(\operatorname{arsinh} \frac{1+\varepsilon}{|\zeta|} + \operatorname{arsinh} \frac{1-\varepsilon}{|\zeta|} \right) \right] \right. \\ & + (\varepsilon + 2\zeta^2 \cdot \boldsymbol{\kappa} - \boldsymbol{\kappa}) \left[\sqrt{(1+\varepsilon)^2 + \zeta^2} - \sqrt{(1-\varepsilon)^2 + \zeta^2} \right] \\ & \left. - 2\varepsilon \cdot \boldsymbol{\kappa} \cdot \zeta^2 \left(\operatorname{arsinh} \frac{1+\varepsilon}{|\zeta|} + \operatorname{arsinh} \frac{1-\varepsilon}{|\zeta|} \right) \right\} - 2\varepsilon \cdot K_S(\boldsymbol{\kappa}) \end{aligned} \quad (3.6)$$

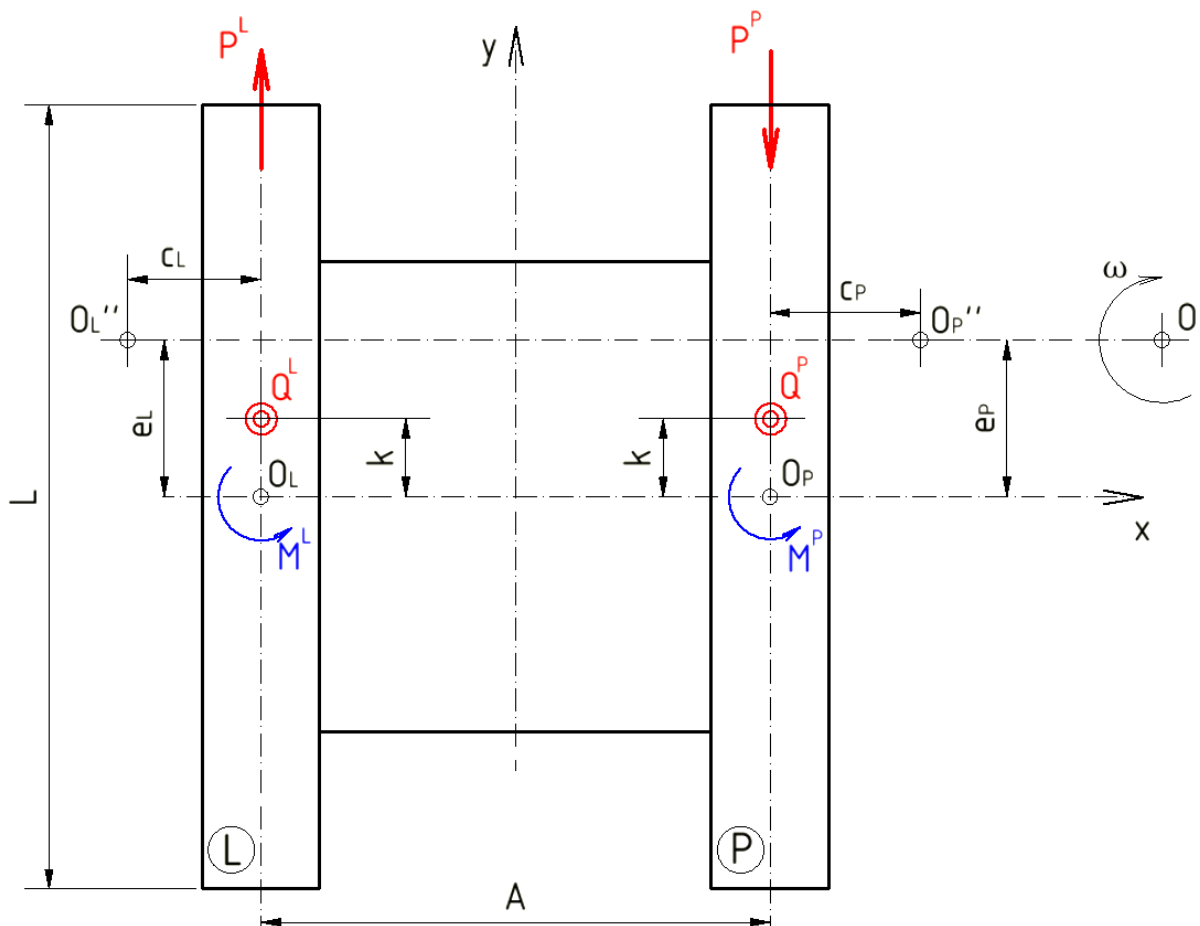
Je patrné, že tři součinitele K_S, K_P, K_M jsou funkcí tří veličin: posunutí bodu otáčení pásu ζ, ε a excentricity zatížení $\boldsymbol{\kappa}$. Vztahy mezi nimi vyjadřuje *Hentschelův* diagram 3.3 (viz příloha C.1) pro excentricky zatíženou housenici $\boldsymbol{\kappa} = \frac{1}{3}$, bez uvažování její šířky $\beta = 0$.

3.1 Jízda do zatáčky bez působení přídatných vnějších sil

Pro obě housenice pevně spojené s podvozkem platí kinematická podmínka [7, str. 30]:

$$e_L = e_P \rightarrow \varepsilon_L = \varepsilon_P \quad (3.7)$$

Podmínka (3.7) vyjadřuje, že přímka spojující okamžité středy otáčení obou housenic O_L'' a O_P'' musí procházet bodem otáčení celého stroje O (viz obr. 33).



obr. 33.: Zatáčení dvouhousenicového podvozku bez působení přídatných vnějších sil

3.1.1 Rovnoměrně zatížené obě housenice

3.1.1.1 Výpočet dle *Hentschela*

Výpočet se vychází z dvou publikací Hentschela [7, str. 30-33], [24, str. 304-307] a obr. 33.

Platí, že:

$$Q^L = Q^P = Q$$

$$\kappa_L = \kappa_P = \kappa$$

$$\varepsilon_L = \varepsilon_P = \varepsilon \text{ (kinematická podmínka (3.7)).}$$

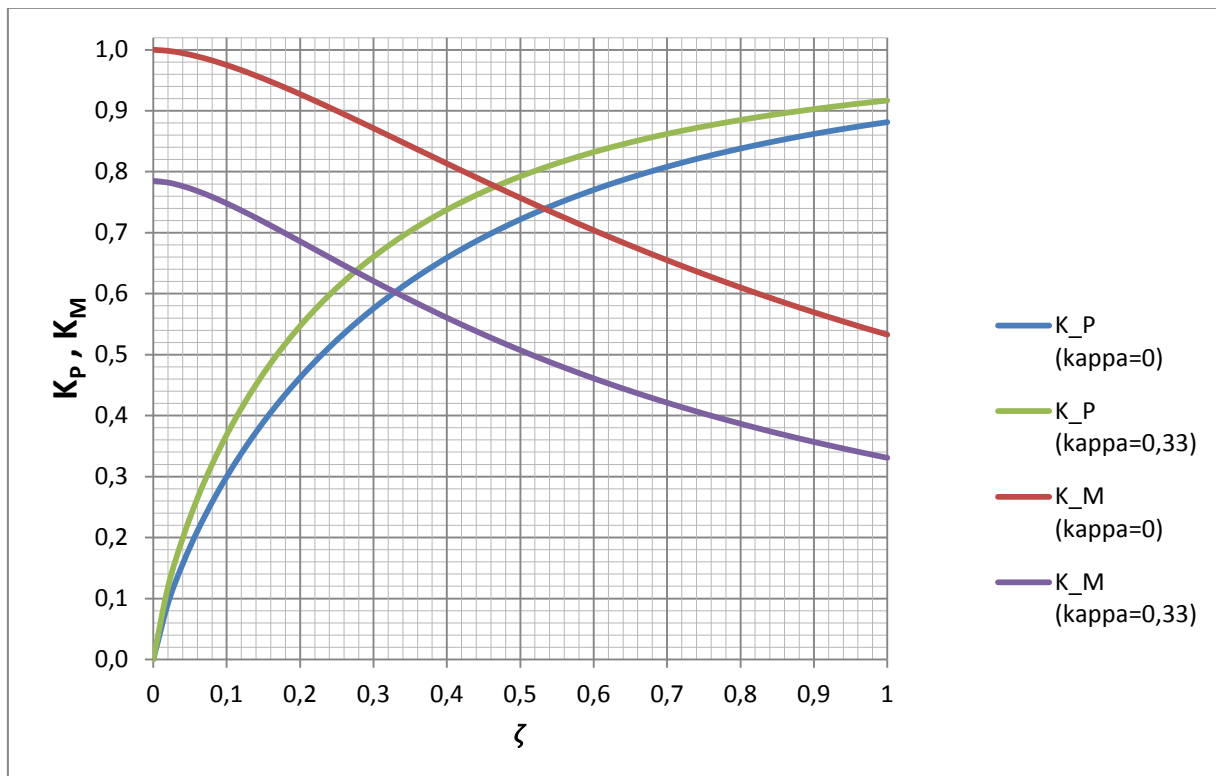
Jelikož na podvozek nepůsobí žádné vnější síly, tedy ani boční síly, musí být boční síly rovny nule. Z *Hentschelova* diagramu 3.3 (viz příloha C.1) je patrné, že pro excentricky zatíženou housenici, na níž nepůsobí boční síla (tj. pohyb po abscise), připadá nenulové podélné posunutí ε pólu otáčení, které silně závisí na excentricitě zatížení κ . [7, str. 31] Pro centricky zatíženou housenici, na níž nepůsobí boční síla, je $\varepsilon = 0$.

Z *Hentschelova* diagramu 3.3 (viz příloha C.1) si lze povšimnout, že poměrné boční posunutí ζ velmi málo ovlivňuje hodnotu ε , proto je možné zanedbat vliv ζ při určování ε . Dosazením do rovnice (3.1) a (3.2) $S = 0$ a $\zeta = 0$ vznikne vztah:

$$\varepsilon \approx \frac{\sqrt{1 + 9\kappa^2} - 1}{3\kappa} \quad (3.8)$$

Chyba, které vznikla tímto zjednodušením, je nanejvýše -3 % pro $\kappa = 1/3$ a zmenšuje se s klesajícím κ až na hodnotu nula pro $\kappa = 0$. [24, str. 307]

Dosazením ε do rovnic (3.4) a (3.6) je možné získat diagram, který vyjadřuje funkce $K_P = f(\zeta, \kappa)$ a $K_M = f(\zeta, \kappa)$. Na obr. 34 je znázorněn diagram pro mezní hodnoty excentrického zatížení $\kappa = 0$ a $\kappa = \frac{1}{3}$.



obr. 34.: Podélná síla a moment pro libovolně zatíženou housenicí, bez působení vnější boční síly, se zanedbáním šířky housenice

Detailněji zpracovaný diagram dle *Hentschela* je v příloze C.2.

$$M(\chi) = \mu \cdot Q \frac{L}{4} K_M(\chi) \quad (3.9)$$

$$P(\chi) = \mu \cdot Q \cdot K_P(\chi) \quad (3.10)$$

Rovnice rovnováhy pro obr. 33

Osa y : $P^L = P^P = P$

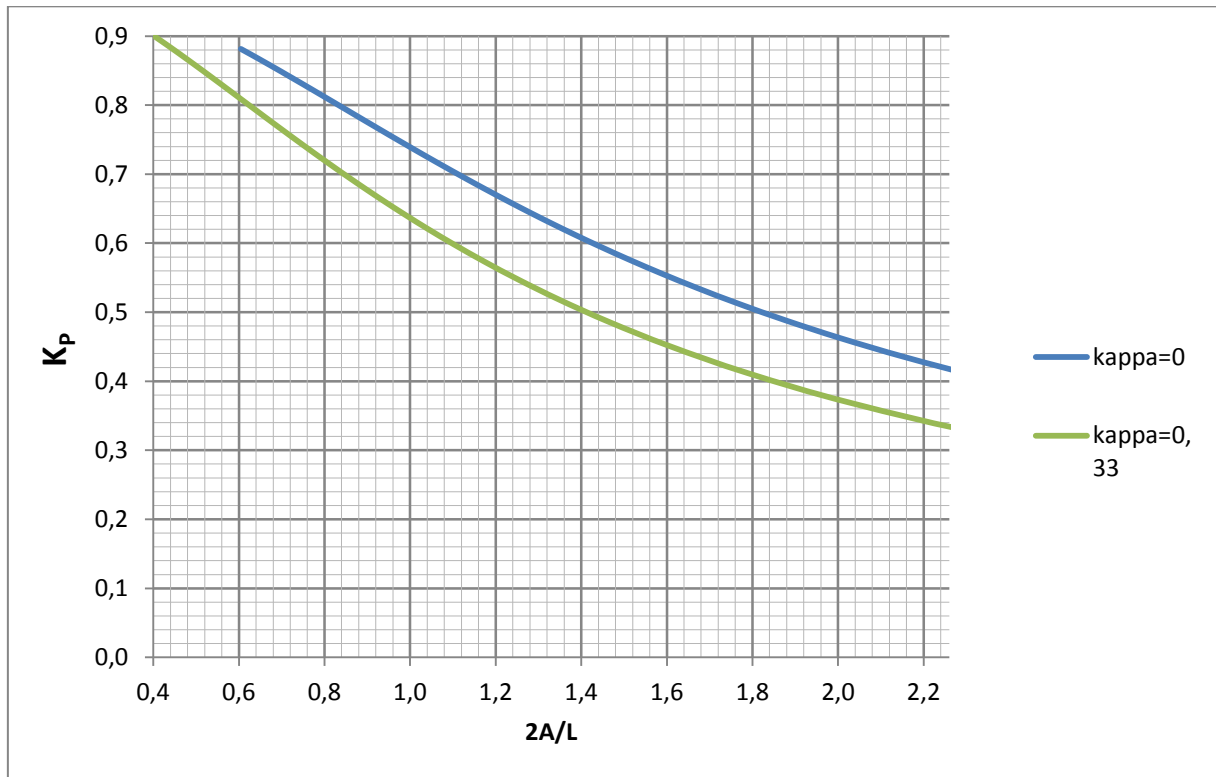
Moment okolo bodu O_P : $M^L + M^P = P \cdot A$

Protože jsou obě housenice stejně zatížené, budou také třecí momenty obou housenic sobě rovné $M^L = M^P = M$. Potom:

$$2\mu \cdot Q \frac{L}{4} K_M(\chi) = A \cdot \mu \cdot Q \cdot K_P(\chi)$$

$$\frac{2A}{L} = \frac{K_M(\chi)}{K_P(\chi)} \quad (3.11)$$

Závislost (3.11) je vyjádřena grafem (viz obr. 35).



obr. 35.: Závislost podélné síly na geometrii podvozku pro libovolně zatíženou housenici, bez působení vnější boční a podélné síly, se zanedbáním šířky housenice

3.1.1.2 Výpočet dle *Lindenaua*

Metodika výpočtu je uvedena v příloze C.3.

3.1.1.3 Výpočet dle *Dursta*

V této kapitole je uvedena metodika výpočtu dle *Dursta* [1, str. 140-141]. Výpočet zatáčení protichodem housenic se zakládá na obr. 33.

Vychází se z rovnice momentové rovnováhy okolo bodu O_P :

$$M^L + M^P = P^L \cdot A$$

a silové rovnováhy v ose y :

$$P^P = P^L.$$

Velikost třecího momentu jedné housenice je dle *Dursta*:

$$M = \mu \cdot Q \frac{L}{4} K_{Mbwe} \quad (3.12)$$

Durstův součinitel třecího momentu K_{Mbwe} bere v úvahu šířku housenice stejně jako *Lindenau* (viz rovnice (2.3)). Avšak *Durstův* vztah je mnohem jednodušší a pro praktické účely návrhu pohonu dostačující. Vztah (3.13) platí v oblasti $\beta < 0,5$.

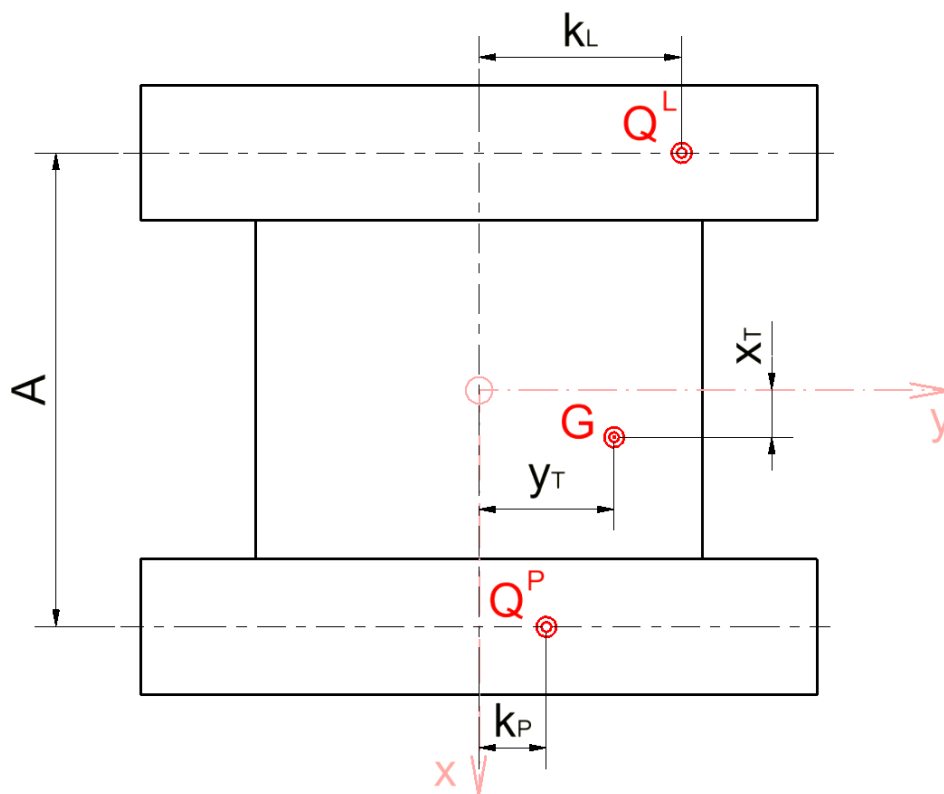
$$K_{Mbwe} = 1 + 0,4\beta \quad (3.13)$$

Sloučením uvedených rovnic vzniká výraz pro P^L :

$$P^L = \frac{\mu \cdot L}{4A} K_{Mbwe} (Q^L + Q^P) \quad (3.14)$$

3.1.2 Nerovnoměrně zatížené housenice

Situaci zatáčení nerovnoměrně zatíženého podvozku znázorňuje obr. 36.



obr. 36.: Nerovnoměrně zatížený podvozek

V příčném směru je těžiště stroje posunuto o vzdálenost x_T , což přitěžuje pravou housenici. Poměr svislého zatížení levé a pravé housenice q vychází z momentové rovnice pro těžiště ve směru osy x a je definován rovnicí (3.15).

$$q = \frac{Q^L}{Q^P} = \frac{\frac{A}{2} - x_T}{\frac{A}{2} + x_T} \quad (3.15)$$

Ve směru podélném je těžiště stroje posunuto o vzdálenost y_T . Z momentové rovnice pro těžiště ve směru osy y vyplývá, že

$$q = \frac{Q^L}{Q^P} = \frac{y_T - k_P}{k_L - y_T} \quad (3.16)$$

Ze silové rovnováhy ve směru osy z lze vyjádřit svislé zatížení housenic jako:

$$Q^L = \frac{G \cdot q}{1 + q} \quad (3.17)$$

$$Q^P = \frac{G}{1 + q}. \quad (3.18)$$

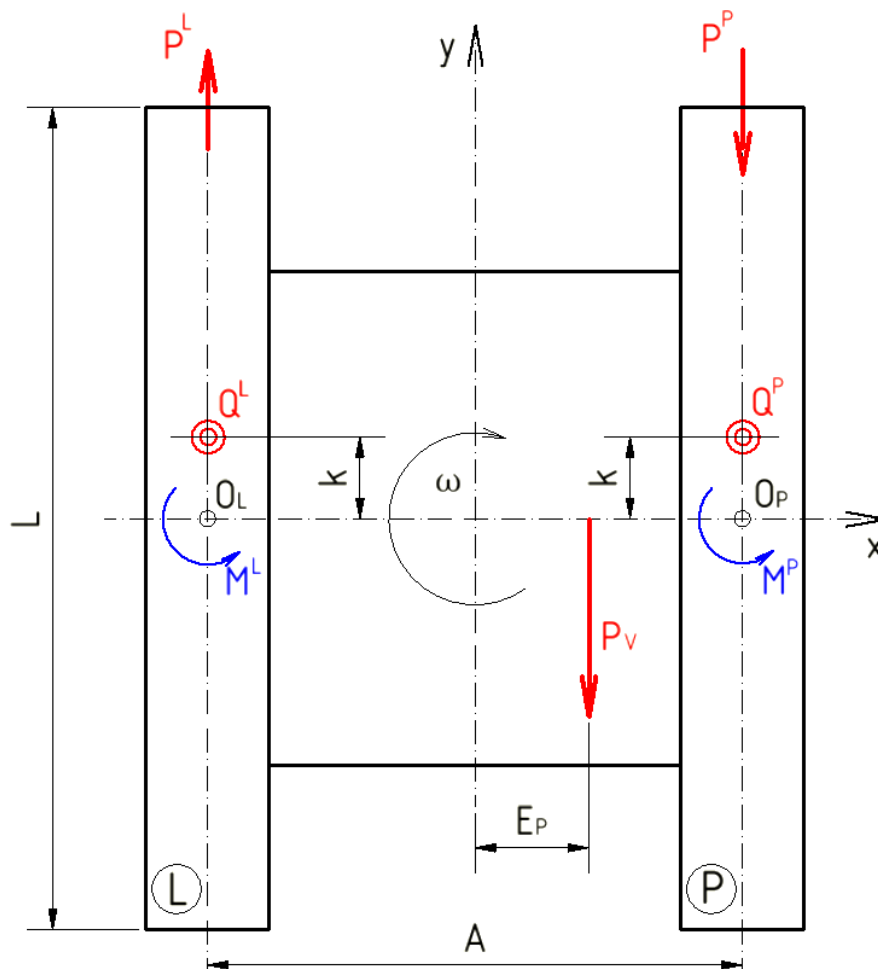
Vlivem rozdílného svislého zatížení housenic je z obr. 36 zřejmé, že $\kappa_L \neq \kappa_P$. *Hentschel* však zjistil, že rozdílné zatížení housenic neovlivní podélné posunutí bodu okamžitého otáčení. Proto je možné předpokládat, že se podvozek chová stejně, jako by byl rovnoměrně zatížen. Excentricita zatížení je potom stejná pro levou i pravou housenici: $\kappa_L = \kappa_P$. Pro poměr svislého zatížení housenic $\frac{Q^L}{Q^P} = 1,5$ vznikne pro κ_i chyba okolo 0,5 % [7, str. 32]. Lze tedy vliv nerovnoměrného zatížení housenic při určování κ_i zanedbat.

3.2 Jízda do zatáčky při působení přídavných vnějších sil

V této kapitole je prozkoumán vliv vnějších sil, které působí na podvozek v rovině rovnoběžné s podloží. Zdroj vnější síly může být řezná síla, síla větru apod.

3.2.1 Působení vnější podélné síly

Výpočet vychází z literatury [7, str. 33]. Na podvozek z obr. 37 působí vnější podélná síla P_V , jež je vzdálená od osy symetrie stroje o hodnotu E_P , tzv. boční excentricita vnějšího zatížení.



obr. 37.: Zatáčení dvouhousenicového podvozku s působením vnější podélné síly

Rovnice rovnováhy pro obr. 37

Osa y :

$$P^L = P^P + P_V \quad (3.19)$$

Boční síly nepůsobí na podvozek, tudíž $S^L = S^P = 0$

Moment okolo bodu O_P : $P^L \cdot A = M^L + M^P + P_V \left(\frac{A}{2} - E_P \right)$

$$P^L = \frac{M^L + M^P + P_V \left(\frac{A}{2} - E_P \right)}{A} \quad (3.20)$$

Pro další řešení je účelné využít diagram z obr. 34 nebo *Hentschelův* diagram 4.2a (viz příloha C.2) a rovnice (3.3) a (3.5) pro rozepsání podélných třecích sil a momentů. Důsledný postup je uveden v další kapitole 4. *Počtení příklad návrhu pohonu.*

Sloučením rovnic (3.20), (3.3) a (3.5) vznikne výraz:

$$\mu \cdot Q^L \cdot K_P^L(x) = \frac{\mu \cdot Q^L \cdot L \cdot K_M^L(x)}{4A} + \frac{\mu \cdot Q^P \cdot L \cdot K_M^P(x)}{4A} + \frac{P_V \left(\frac{A}{2} - E_P \right)}{A}$$

Úpravou výrazu lze vyjádřit součinitel podélné třecí síly pro levou housenici:

$$K_P^L(x) = \frac{L}{4A} \left[K_M^L(x) + \frac{Q^P}{Q^L} K_M^P(x) \right] + \frac{P_V \left(\frac{A}{2} - E_P \right)}{Q^L \cdot A \cdot \mu} \quad (3.21)$$

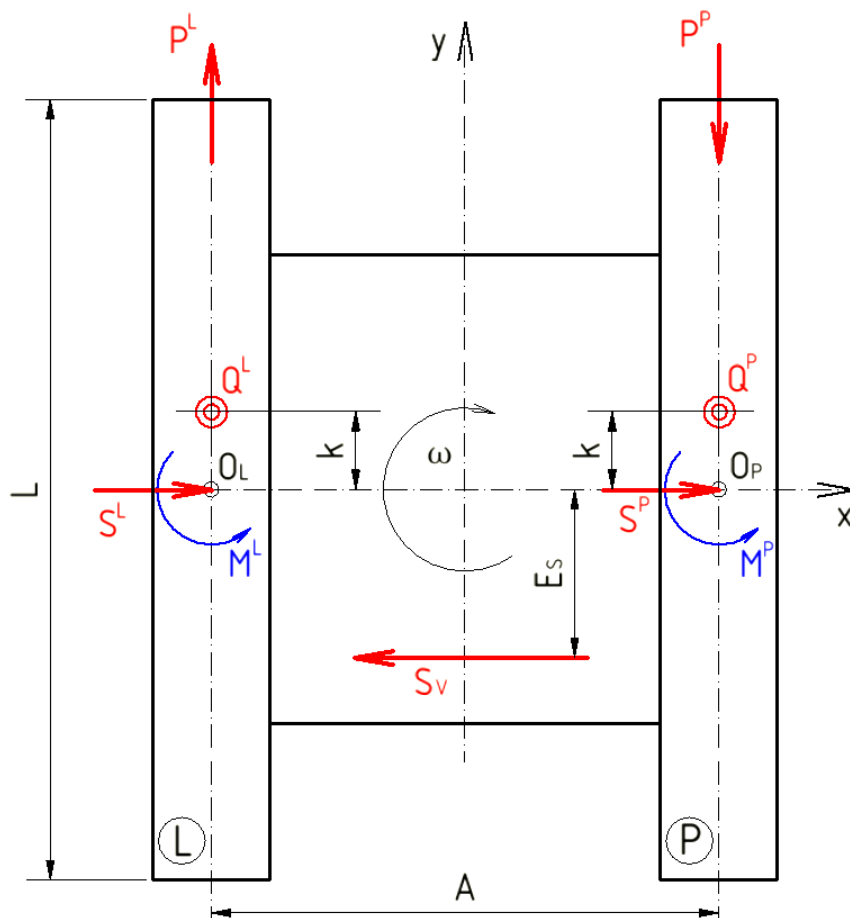
Výraz pro součinitel podélné třecí síly pro pravou housenici je možné získat dosazením rovnice (3.3) do rovnice (3.19):

$$K_P^P(x) = \frac{Q^L}{Q^P} K_P^L(x) - \frac{P_V}{\mu \cdot Q^P} \quad (3.22)$$

Poznámka: Pro tuto kapitolu neplatí diagram z obr. 35, neboť byl odvozen pro podvozek, na který nepůsobí žádné vnější síly. Ale platí zde diagram z obr. 34, u něhož se předpokládala pouze nulová vnější boční síla, a kde bylo provedeno zjednodušení pro ζ .

3.2.2 Působení vnější boční síly

Výpočet vychází z literatury [7, str. 33-35]. Na podvozek z obr. 38 působí vnější boční síla S_V , která je vzdálená od středu stroje o hodnotu E_S , tzv. podélná excentricita vnějšího zatížení.



obr. 38.: Zatáčení dvouhousenicového podvozku s působením vnější boční síly

Poměrné podélné posunutí ε vlivem působení vnější boční síly bude označováno jako ε_V .

Rovnice rovnováhy v ose x pro obr. 38

$$S_V = S^L + S^P$$

Nejprve je vyjádřen poměr bočních sil pomocí rovnic (3.1) a (3.2), kde je možné zanedbat vliv ζ , neboť velikost boční síly na ζ téměř nezávisí [7, str. 33].

$$\frac{S^L}{S^P} = \frac{\mu \cdot Q^L \cdot K_S^L(\kappa)}{\mu \cdot Q^P \cdot K_S^P(\kappa)} = \frac{\mu \cdot Q^L \left(\varepsilon_V - \frac{3}{2}\kappa + \frac{3}{2}\kappa \cdot \varepsilon_V^2 \right)}{\mu \cdot Q^P \left(\varepsilon_V - \frac{3}{2}\kappa + \frac{3}{2}\kappa \cdot \varepsilon_V^2 \right)} = \frac{Q^L}{Q^P}$$

Sloučením obou rovnic vznikne:

$$S^L = S_V \frac{Q^L}{Q^L + Q^P} = \mu \cdot Q^L \left(\varepsilon_V - \frac{3}{2}\kappa + \frac{3}{2}\kappa \cdot \varepsilon_V^2 \right) \quad (3.23)$$

Jeden z kořenů kvadratické rovnice (3.23):

$$\varepsilon_V \approx \frac{\sqrt{1 + 9\kappa^2 + 6 \frac{\kappa \cdot S_V}{\mu(Q^L + Q^P)}} - 1}{3\kappa} \quad (3.24)$$

Rovnice rovnováhy v ose y pro obr. 38

$$P^L - P^P = 0$$

Spojením této rovnice s rovnicí (3.3) a (3.15) vzniká:

$$K_p^P = q \cdot K_p^L \quad (3.25)$$

Jelikož velikost podélné třecí síly málo závisí na poměrném podélném posunutí ε (viz *Hentschelův* diagram 3.3 v příloze C.1), je možné ji určit z diagramu na obr. 34 nebo z *Hentschelova* diagramu 4.2a v příloze C.2. Aby bylo možné ze stejného diagramu také odečítat hodnotu součinitele třecího momentu pro housenici, na kterou působí vnější boční síla $K_{MV}(\kappa, \varepsilon_V, \zeta)$, je nutné zavést korekční faktor vnějšího zatížení ϑ .

$$K_{MV}(\kappa, \varepsilon_V, \zeta) = K_M(\kappa, \varepsilon, \zeta) \cdot \vartheta \quad (3.26)$$

Hentschel si dovolil zjednodušení, kdy za hodnotu ζ dosadil nulu $\zeta = 0$, oproti její skutečné hodnotě [7, str. 34].

$$\vartheta \approx \frac{K_{MV}(\kappa, \varepsilon_V, \zeta = 0)}{K_M(\kappa, \varepsilon, \zeta = 0)} \quad (3.27)$$

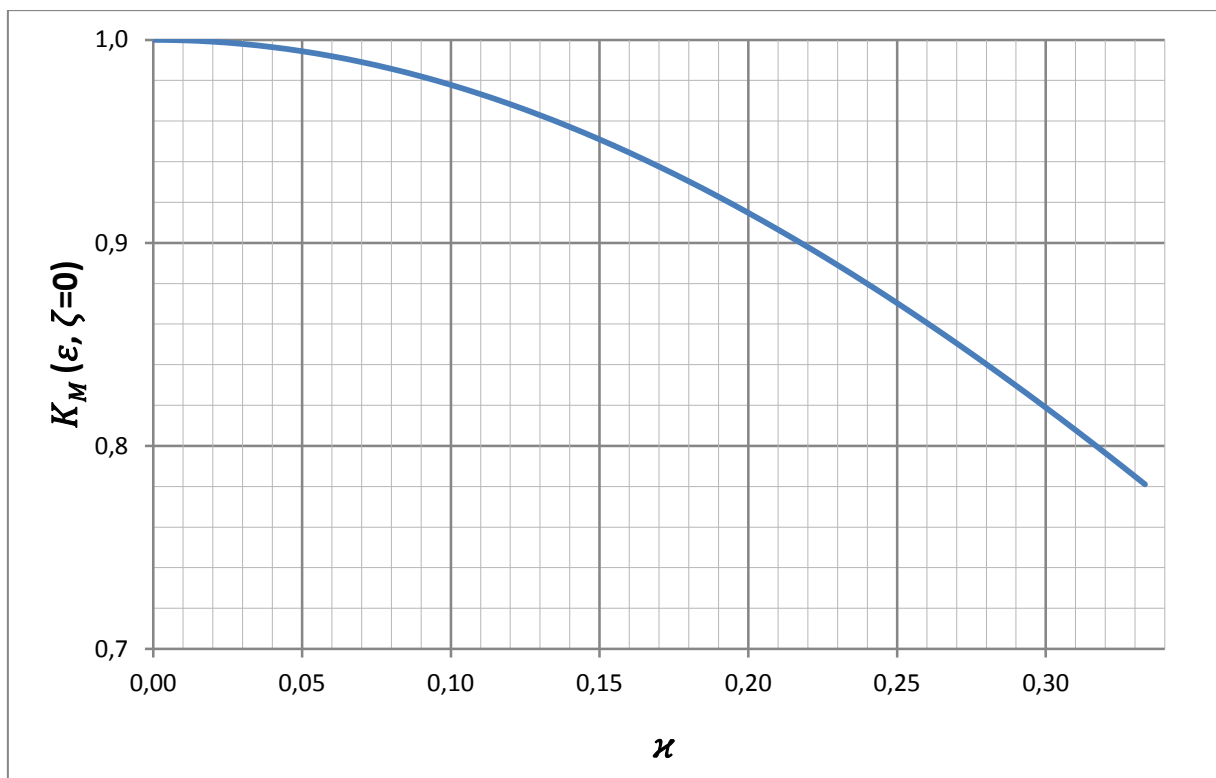
„Chyba vzniklá zavedením této zjednodušující podmínky pro korekční faktor ϑ leží mezi -19 % a +12 %. Tato chyba se částečně kompenzuje díky předchozím výpočetním metodám a zjednodušením. Měřením byly zjištěny odchylky mezi -8 % a +3 %. Podle doposud užívaných výpočetních postupů mohla vzniknout chyba až 260 %. Tudíž dosažená přesnost je uspokojivá. Další zpřesnění výpočtu by podstatně zvýšilo výpočetní úsilí.“ [7, str. 35] S podmínkou, že vnější boční síla leží v určité oblasti hodnot, aby se zamezilo velkým nepřesnostem ve výpočtu:

$$-0,5 \leq \frac{S_V}{\mu(Q^L + Q^P)} \leq 0,5$$

Z rovnice (3.6) vyplývá, že

$$K_{MV}(\kappa, \varepsilon_V, \zeta = 0) = 1 - \varepsilon_V^2 - 2\varepsilon_V^3 \cdot \kappa \quad (3.28)$$

Z diagramu na obr. 39 lze odečíst hodnotu $K_M(\kappa, \varepsilon, \zeta = 0)$. Diagram vznikl přenesením hodnot z obr. 34 pro $\zeta = 0$.



obr. 39.: Závislost součinitele momentu na excentricitě zatížení bez působení vnější boční síly při $\zeta = 0$

Momentová rovnováha okolo bodu O_P pro obr. 38

$$P^L \cdot A = M^L + M^L - S_V \cdot E_S$$

Dosazením do této rovnice vzniká:

$$\mu \cdot Q^L \cdot K_P^L(\chi) = \frac{\vartheta \cdot \mu \cdot L}{4} [Q^L \cdot K_M^L(\chi) + Q^P \cdot K_M^P(\chi)] - S_V \cdot E_S \quad (3.29)$$

Odtud je možné vyjádřit součinitel $K_P^L(\chi)$ jako:

$$K_P^L(\chi) = \frac{\vartheta \cdot L}{4A} \left[K_M^L(\chi) + \frac{1}{q} K_M^P(\chi) \right] - \frac{S_V \cdot E_S}{\mu \cdot A \cdot Q^L} \quad (3.30)$$

Hodnoty součinitelů $K_M^L(\chi)$ a $K_M^P(\chi)$ lze odečíst z diagramu na obr. 34. Důsledný postup výpočtu je uveden v kapitole 4. *Počtení příklad návrhu pohonu.*

3.3 Vliv šířky housenice

V této kapitole jsou porovnány výsledky, vypočtené při zanedbání nebo zohlednění šířky housenice. Šířka housenice je popsána parametrem šířky housenice $\beta = \frac{B}{L}$. V tab. 2 jsou uvedeny odchylky mezi nekonečně úzkou housenicí a housenicí s parametrem šířky housenice $\beta = 0,25$. [7, str. 20]

tab. 2.: Vliv šířky housenice na součinitele třecího momentu a boční síly

ϵ	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
K_M ($\beta=0$)	1	0,960	0,840	0,640	0,360	0
K_M ($\beta=0,25$)	1,061	1,021	0,903	0,707	0,442	0,157
K_M ($\beta=0$) - K_M ($\beta=0,25$)	-0,061	-0,061	-0,063	-0,067	-0,082	-0,157
Odchylka [%]	-6,1	-6,4	-7,5	-10,5	-22,8	X
K_S ($\beta=0$)	0	0,200	0,400	0,600	0,800	1
K_S ($\beta=0,25$)	0	0,198	0,395	0,591	0,781	0,94
K_S ($\beta=0$) - K_S ($\beta=0,25$)	0	0,002	0,005	0,009	0,019	0,06
Odchylka [%]	0,0	1,0	1,3	1,5	2,4	6

„Odchyly pro součinitel třecího momentu K_M jsou obzvlášť vysoké. *Lindenau* zkoumal vliv šířky housenice pouze pro stav $\varepsilon = 0$. Tabulka 2 ukazuje, že chyba s ε roste. Během návrhu pohonu se chyby pro boční sílu a třecí moment vzájemně kompenzují. Při zanedbání šířky housenice se člověk může dopustit chyby až -5 % pro tříhousenicový podvozek, zatímco pro podvozek s dvěma housenicemi chyby až -11 %.“ [7, str. 20]

Proto *Hentschel* vytvořil diagramy, které mají na zřeteli šířku housenice o parametru $\beta = 0,2$ (viz příloha C.4 a C.5). Pro lopatová rýpadla je obvyklá hodnota $\beta = 0,2$. [7, str. 36]

Při zanedbání šířky housenice se člověk dopustí chyby -10 % až -12 %, což vyplývá ze srovnání *Hentschelových* diagramů 4.3a a 4.3b (viz příloha C.4 a C.5). [7]

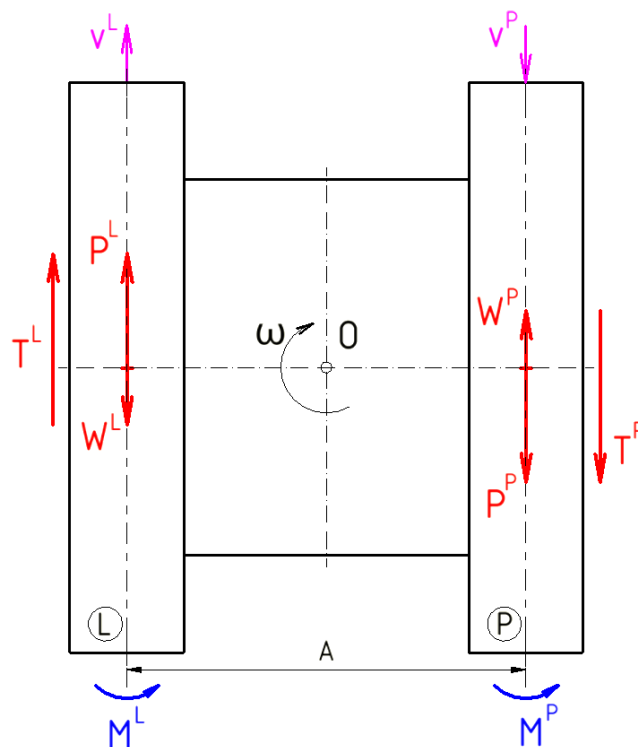
Dražan porovnává dva pásy o stejné dosedací ploše, ale jiným poměrem $\frac{B}{L}$. Uvádí, že „z hlediska trakčních vlastností je výhodnější pás užší a delší, který pracuje s menším prokluzem, a tedy i s vyšší tažnou silou.“ Naopak širší a kratší pás dosahuje lepší průchodivosti v neúnosném terénu. [9, str. 35-36]

3.4 Způsoby zatáčení dvouhousenicového podvozku

Stroj s dvouhousenicovým podvozkem může zatáčet pouze změnou rychlostí jednotlivých housenic. Rozlišují se tři způsoby zatáčení, o kterých je pojednáno v této kapitole. Pro jednoduchost bude těžiště ležet ve středu stroje. Obě housenice jsou zatíženy stejnou silou $Q = Q^L = Q^P$. Poté i momenty $M = M^L = M^P$.

3.4.1 Zatáčení protichodem housenic

Stroj je možné otočit na místě, pokud je housenicím udělena stejná rychlost opačného směru $v^L = v^P$, jak ukazuje obr. 40.



obr. 40.: Zatáčení protichodem housenic

Síly P^L a P^P překonávají třecí momenty obou housenic M^L a M^P . Velikost obou sil je stejná $P^L = P^P = P$.

$$P \cdot A = 2M \quad (3.31)$$



Na levý pás musí být přivedena síla, jež překoná odpor jízdy housenice W^L a vyvodí užitečnou sílu P^L :

$$T^L = P^L + W^L \quad (3.32)$$

Tahová síla v pravém pásu je stejná jako v levém pásu:

$$T^P = P^P + W^P = T^L \quad (3.33)$$

Zbývá určit výkon motoru, který je přes převodovku přiváděn na hnací turas. Výkon motoru levé housenice V^L je stejný jako pravé housenice V^P :

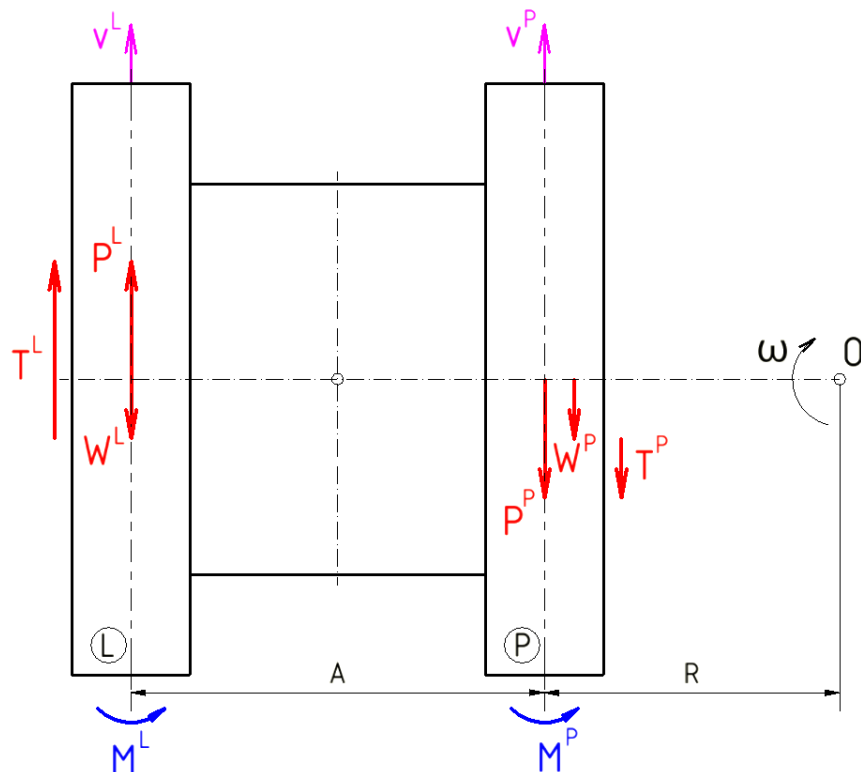
$$V^L = \frac{T^L \cdot v^L}{60 \cdot \eta_{přev}} = V^P \quad (3.34)$$

$\eta_{přev}$ [1] značí účinnost převodovky mezi motorem a hnacím turasem.

v^L [m/min] značí pojížděcí rychlost levé housenice.

3.4.2 Zatáčení předepsaným radiusem

Jestliže je levé housenici udělena větší rychlost než pravé, začne stroj respektive vnitřní housenice opisovat kružnici o poloměru R (viz obr. 41). Pohyb stroje je složen ze současné jízdy rovně a otáčení podvozku kolem svého středu.



obr. 41.: Zatáčení předepsaným radiusem

Na levý pás musí být přivedena síla T^L :

$$T^L = P^L + W^L \quad (3.35)$$

Na pravý pás je nutné přivést sílu T^P :

$$T^P = P^P - W^P \quad (3.36)$$

Výkon motoru levé housenice V^L :

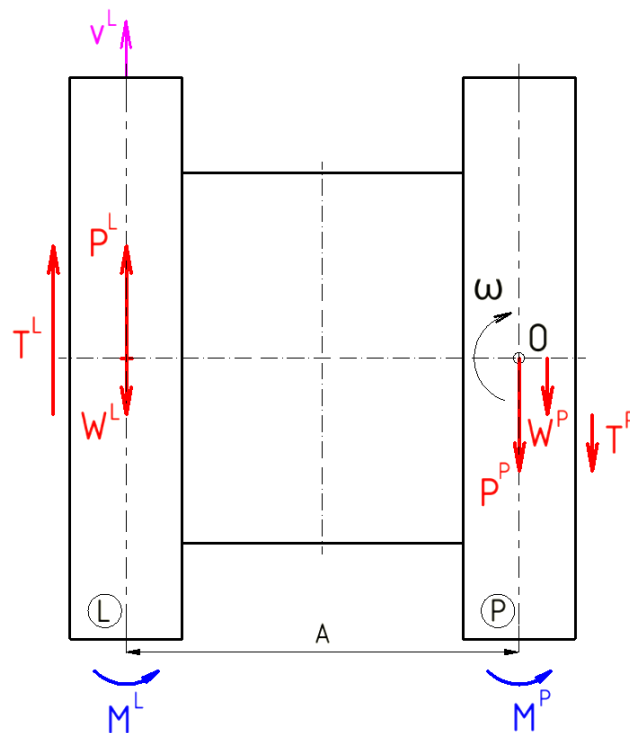
$$V^L = \frac{T^L \cdot v^L}{60 \cdot \eta_{přev}} \quad (3.37)$$

Výkon motoru pravé housenice V^P :

$$V^P = \frac{T^P \cdot v^P}{60} \eta_{přev} = \frac{T^P \cdot v^L}{60} \frac{R}{R + A} \eta_{přev} \quad (3.38)$$

3.4.3 Zatáčení kolem odpočívající housenice

Jedná se o speciální případ zatáčení s předepsaným radiusem, kdy $R = 0$. Způsob zatáčení je patrný z obr. 42. Pravý pás je zabrzděný a otáčí se pouze levý pás.



obr. 42.: Zatáčení kolem odpočívající housenice

Na levý pás musí být přivedena síla T^L :

$$T^L = P^L + W^L \quad (3.39)$$

Pravý pás je nutné zabrzdit silou T^P :

$$T^P = P^P - W^P \quad (3.40)$$

Výkon motoru levé housenice V^L :

$$V^L = \frac{T^L \cdot v^L}{60 \cdot \eta_{přev}} \quad (3.41)$$

Výkon motoru pravé housenice $V^P = 0$, neboť pravá housenice se nepohybuje.

3.4.4 Poznatky o způsobech zatáčení dvouhousenicových podvozků

- a) Velikost tahové síly ve vnějším pásu nezávisí na radiusu ani způsobu zatáčení. Tah je stejný, jak při zatáčení protichodem, tak při zatáčení s jednou odpočívající housenicí.
- b) Výkon motoru vnější housenice nezávisí na poloměru oblouku ani způsobu zatáčení.
- c) Výkon motoru vnitřní housenice závisí na poloměru oblouku.

Výše zmíněné poznatky souhlasí s jinými autory, kupříkladu s *Lindenauem*, který také provedl ověřovací měření [6, str. 210].

3.5 Dimenzování pohonu

Pohon je dimenzován pro takový způsob jízdy, jenž vyžaduje největší tahovou sílu v pásech. Pro dvouhousenicové podvozky je to jednoznačně zatáčení stroje, který je zatížen vnějšími silami (odpor svahu, větru). Případně může jízda do nejstrmějšího svahu vyvolat maximální tah v pásech.

3.5.1 Tah v pásu při zatáčení

Velikost tahové síly v pásu lze určit z následující podmínky. Na housenici působí podélná třecí síla P a odpor jízdy $W = \rho \cdot Q$. Aby byly tyto síly překonány a podvozek zatočil, musí být na obvod hnacího turasu přivedena tahová síla T (viz obr. 17). [24, str. 301]

Rozepsáním rovnice (1.4):

$$T = P + \rho \cdot Q \quad (3.42)$$

3.5.2 Tah v pásu při jízdě do nejstrmějšího svahu

Obě housenice musí společně překonat odpor svahu O_{svah} . Navíc musí každá housenice překonat odpor jízdy W . Tahovou sílu v jednom pásu pro stroj s těžištěm ve svém středu vyjadřuje rovnice (3.43):

$$T = \frac{O_{svah}}{2} + W \quad (3.43)$$

Úhel nejstrmějšího svahu α_m vychází z podmínky:

$$tg \alpha_m = \mu \quad (3.44)$$

3.5.3 Točivý moment hnacího turasu

Točivý moment hnacího turasu M_{ht} vyvolává na obvodu turasu tahovou sílu T .

$$M_{ht} = T \frac{D_{ht}}{2} \quad (3.45)$$

3.5.4 Otáčky hnacího turasu

Při návrhu otáček hnacího turasu je vstupní veličinou pojížděcí rychlost stroje v [m/min] a průměr hnacího turasu D_{ht} [m]. Velikost hnacího turasu závisí na rozteči čepů řetězu a počtu zubů turasu. Rozteč čepů řetězu má vliv na *dýchání pásu* (viz kapitola 1.6). Počet zubů turasu se volí takový, aby nedocházelo k přílišným nerovnoměrným zrychlením hmoty stroje vlivem *polygonového efektu*. Otáčky hnacího turasu n_{ht} [ot/min] se určí z rovnice:

$$n_{ht} = \frac{v}{\pi \cdot D_{ht}} \quad (3.46)$$

3.5.5 Parametry pohonu

Důležitým parametrem pohonu je výkon motoru V jedné housenice:

$$V = \frac{T \cdot v}{60 \cdot \eta_{přev}} \quad (3.47)$$

Z točivého momentu motoru M_m je možné určit převodové číslo převodovky $i_{přev}$:

$$i_{přev} = \frac{M_{ht}}{M_m \cdot \eta_{přev}} \quad (3.48)$$

Velikost otáček motoru n_m [ot/min]:

$$n_m = n_{ht} \cdot i_{přev} \quad (3.49)$$

4. Početní příklad návrhu pohonu

V této kapitole je detailně popsán návrh pohonu čtyřbodového dvouhousenicového podvozku pro zadané parametry rýpadla. Jsou rozebrány různé situace, které mohou nastat při provozu rýpadla. Pro každou situaci je proveden výpočet hnacích sil. V tab. 3 jsou vypsány parametry rýpadla, pro které je proveden výpočet.

tab. 3.: Parametry rýpadla

Váha stroje	m	74 000	kg
Délka housenice	L	3,04	m
Šířka housenice	B	0,58	m
Rozchod housenic	A	3,2	m
Příčné posunutí těžiště stroje (osa x)	x_T	-0,1	m
Podélné posunutí těžiště stroje (osa y)	y_T	0,5	m
Výška těžiště stroje (osa z)	z_T	1,6	m
Součinitel tření housenice - zemina	μ	0,8	
Součinitel jízdního odporu	ρ	0,1	
Účinnost převodovky mezi motorem a hnacím turasem	$\eta_{přev}$	0,9	
Gravitační zrychlení	g	9,81	$m \cdot s^{-2}$
Rychlost jízdy rovně		6	$m \cdot min^{-1}$
Rychlost zatáčení		4	$m \cdot min^{-1}$
Maximální stoupání svahu		1:5	
Průměr hnacího turasu	D_{ht}	0,8	m

Na základě zadaných hodnot je nutné počítat s excentrickým zatížením v podélném směru, které je způsobeno posunutím těžiště stroje o vzdálenost y_T . Ve směru příčném je těžiště stroje posunuto o vzdálenost x_T , což přitěžuje levou housenici.



Tíha stroje:

$$G = m \cdot g = 725,94 \text{ kN}$$

Z rovnice (3.15) vyplývá:

$$q = \frac{Q^L}{Q^P} = 1,1$$

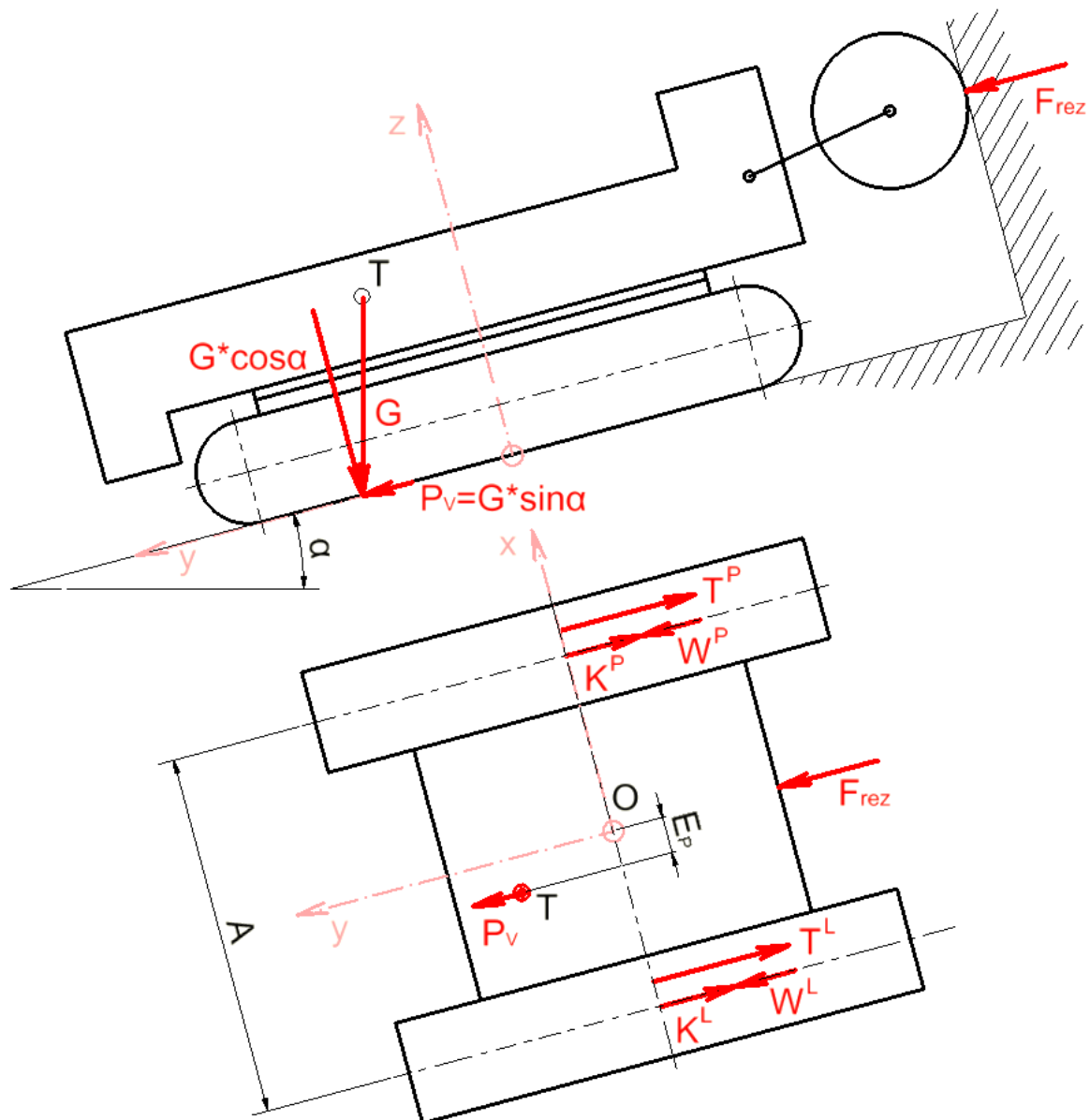
Na základě kapitoly 3.1.2 je možné předpokládat, že:

$$\kappa_L = \kappa_P = \kappa, \text{ a tedy i } k_L = k_P = k.$$

4.1 Jízda rovně

4.1.1 Najíždění kola do řezu

V případě, že obsluha bagru chce začít těžít horninu, je nutné strojem popojet tak blízko k těžnému svahu, aby se koleso zařízlo do svahu. Přitom stroj musí překonat řezný odpor horniny $F_{rez} = 80 \text{ kN}$ v podélném směru. Stroj bude navíc najíždět do řezu ve svahu o 10% stoupání, jak ukazuje obr. 43.



obr. 43.: Najíždění kola do řezu

Výpočet je založen na poznacích z kapitoly 3.2.1. To mimo jiné znamená, že kladnou orientaci síly P_V a excentricity E_p udává obr. 37.

Úhel svahu α pro 10% stoupání:

$$\alpha = 5,71^\circ$$

$$E_p = x_T = -0,1 \text{ m}$$

Složka $G \cdot \cos \alpha$ svisle zatěžuje obě housenice. Jednotlivá zatížení housenic lze vypočítat z rovnic (3.17) a (3.18), do kterých se místo G dosazuje $G \cdot \cos \alpha$:

$$Q^L = 383,74 \text{ kN}$$

$$Q^P = 338,60 \text{ kN}$$

Vnější podélná síla P_V :

$$P_V = G \cdot \sin \alpha = -72,23 \text{ kN}$$

Z momentové a silové rovnováhy pro obr. 43 je možné určit velikost užitečné síly K pro obě housenice.

$$K^P = \frac{F_{rez} - P_V \left(1 + \frac{2E_p}{A}\right)}{2} \quad (4.1)$$

$$K^L = K^P + P_V \frac{2E_p}{A} \quad (4.2)$$

$$K^P = 73,86 \text{ kN}$$

$$K^L = 78,37 \text{ kN}$$

Tahová síla v levém a pravém pásu na základě rovnice (1.3):

$$T^L = K^L + \rho \cdot Q^L = 116,75 \text{ kN}$$

$$T^P = K^P + \rho \cdot Q^P = 107,72 \text{ kN}$$

4.1.2 Jízda rovně do maximálního svahu

V této kapitole je proveden výpočet tahových sil a výkonů housenic pro přímou jízdu do maximálního stoupání svahu. Přitom nesmí docházet k prokluzování housenic stroje. Situaci přibližuje obr. 43, ovšem bez účinku síly F_{rez} .

Mezní úhel svahu α_m z hlediska prokluzování housenic vyjadřuje rovnice (3.44):

$$\alpha_m = 38,6^\circ$$

Od stroje se požaduje, aby bez prokluzování vyjel svah s maximálním stoupáním 1:5 rychlostí $v = 6 \text{ m/min}$.

$$\alpha = 11,31^\circ < \alpha_m$$

Jednotlivá zatížení housenic se určí obdobně jako v předchozí kapitole 4.1.1.

$$Q^L = 378,17 \text{ kN}$$

$$Q^P = 333,68 \text{ kN}$$

Vnější podélná síla P_V a boční excentricita vnějšího zatížení E_p :

$$P_V = G \cdot \sin \alpha = -142,37 \text{ kN}$$

$$E_p = x_T = -0,1 \text{ m}$$

Velikost užitečné síly K pro obě housenice vychází z rovnic (4.1) a (4.2), do kterých se dosazuje $F_{rez} = 0$.

$$K^P = 75,63 \text{ kN}$$

$$K^L = 66,74 \text{ kN}$$

Tahová síla v levém a pravém pásu na základě rovnice (1.3):

$$T^L = K^L + \rho \cdot Q^L = 113,45 \text{ kN}$$

$$T^P = K^P + \rho \cdot Q^P = 100,10 \text{ kN}$$

Výkony motorů housenic při rychlosti obou housenic $v^L = v^P = 6 \text{ m/min}$:

$$V^L = \frac{T^L \cdot v^L}{60 \cdot \eta_{přev}} = 12,61 \text{ kW}$$

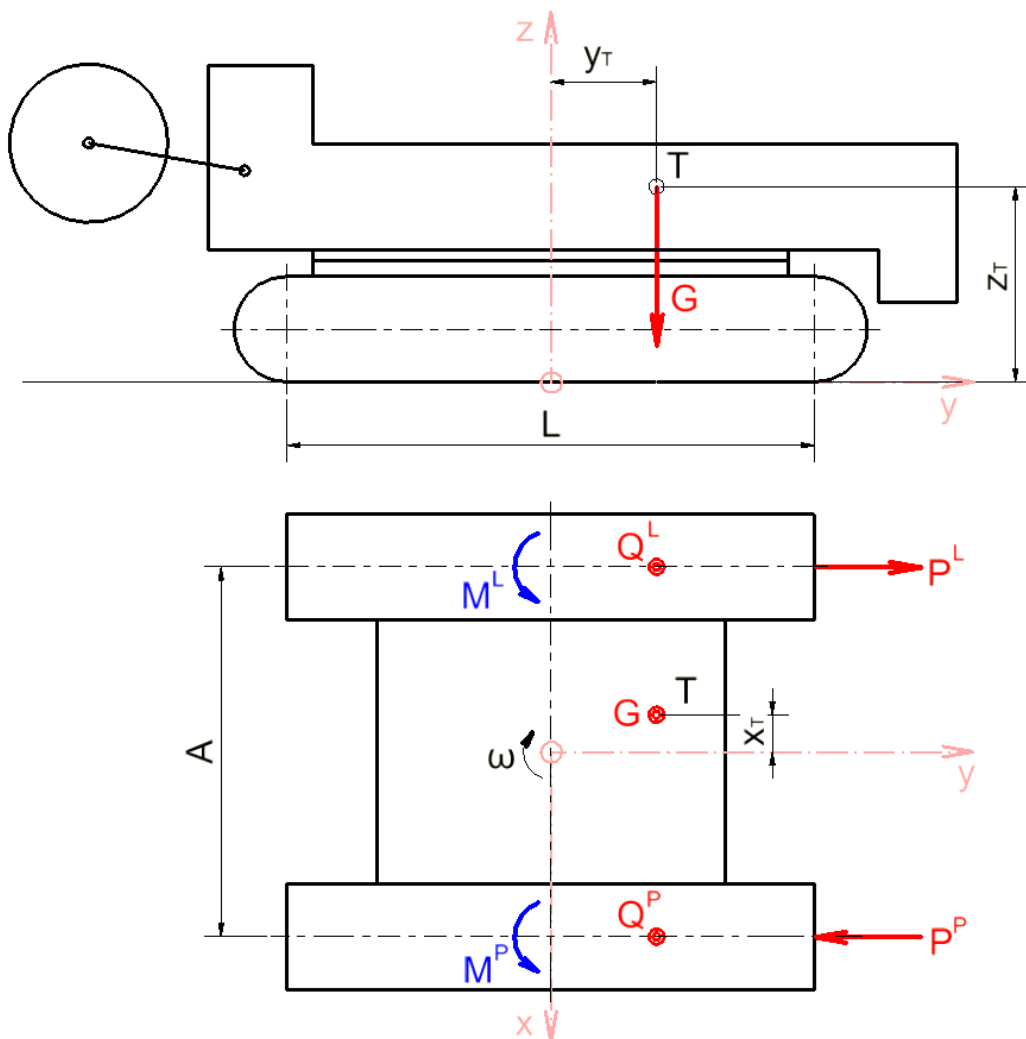
$$V^P = \frac{T^P \cdot v^P}{60 \cdot \eta_{přev}} = 11,12 \text{ kW}$$

4.2 Zatáčení na rovině bez působení vnějších sil

Pro dimenzování pohonu bude výpočet proveden výhradně pro zatáčení protichodem housenic (viz obr. 44).

4.2.1 Výpočet dle *Hentschela*

Výpočet vychází z metodiky kapitoly 3.1.1.1 se zohledněním šířky housenice dle *Hentschela* [7, str. 37]. Parametr šířky housenice je pro zadané hodnoty $\beta = \frac{B}{L} = 0,191$, protože jsou k dispozici pouze diagramy pro $\beta = 0,2$, je v následujících výpočtech použita hodnota $\beta = 0,2$. Zatáčení podvozku znázorňuje obr. 44.



obr. 44.: Zatáčení podvozku na rovině

Svislé zatížení housenic vychází z rovnic (3.17) a (3.18):

$$Q^L = 385,66 \text{ kN}$$

$$Q^P = 340,28 \text{ kN}$$

4.2.1.1 Excentricky zatížený podvozek se zohledněním šířky housenice $\beta = 0,2$

Podélná excentricita zatěžující síly:

$$k = y_T = 0,5 \text{ m}$$

$$\kappa = \frac{2k}{L} = 0,33$$

Součinitel podélné síly pro levou i pravou housenici byl odečten z *Hentschelova* diagramu 4.3b (viz příloha C.5):

$$K_p^L = K_p^P = 0,366$$

Potom podélná síla pro levou i pravou housenici z rovnice (3.3) je rovna:

$$P^L = \mu \cdot Q^L \cdot K_p^L = 112,92 \text{ kN}$$

$$P^P = \mu \cdot Q^P \cdot K_p^P = 99,64 \text{ kN}$$

Tahová síla v levém a pravém pásu na základě rovnice (3.42):

$$T^L = P^L + \rho \cdot Q^L = 151,49 \text{ kN}$$

$$T^P = P^P + \rho \cdot Q^P = 133,66 \text{ kN}$$

4.2.1.2 Centricky zatížený podvozek $\kappa = 0$ se zohledněním šířky housenice $\beta = 0,2$

Součinitel podélné síly pro levou i pravou housenici byl odečten z *Hentschelova* diagramu 4.3b (viz příloha C.5):

$$K_p^L = K_p^P = 0,453$$

Potom podélná síla pro levou i pravou housenici z rovnice (3.3) je rovna:

$$P^L = \mu \cdot Q^L \cdot K_p^L = 139,76 \text{ kN}$$

$$P^P = \mu \cdot Q^P \cdot K_p^P = 123,32 \text{ kN}$$



Tahová síla v levém a pravém pásu na základě rovnice (3.42):

$$T^L = P^L + \rho \cdot Q^L = 178,33 \text{ kN}$$

$$T^P = P^P + \rho \cdot Q^P = 157,35 \text{ kN}$$

Ze srovnání výsledků kapitoly 4.2.1.1 a 4.2.1.2 vyplývá, že pro excentricky zatížený podvozek jsou potřebné menší tahové síly v páslech, než je tomu u stejného podvozku zatíženého centricky.

4.2.2 Výpočet dle *Lindenaua*

Výpočet je založen na metodice kapitoly 3.1.1.2 pro zatáčení protichodem housenic [23, str. 37]. *Lindenau* nezohlednil excentrické zatížení podvozku v podélném směru ani šířku housenice.

Nejdříve byl odečten z obr. 5 z přílohy C.3 součinitel K_{P2} pro zadané rozměry podvozku.

$$\frac{2A}{L} = 2,105$$

$$K_{P2} = K_{P2}^L = K_{P2}^P = 0,44$$

Podélná síla pro levou i pravou housenici z rovnice (3.3) je rovna:

$$P_2^L = \mu \cdot Q^L \cdot K_{P2}^L = 135,75 \text{ kN}$$

$$P_2^P = \mu \cdot Q^P \cdot K_{P2}^P = 119,78 \text{ kN}$$

Tahová síla v levém a pravém pásu na základě rovnice (3.42):

$$T^L = P_2^L + \rho \cdot Q^L = 174,32 \text{ kN}$$

$$T^P = P_2^P + \rho \cdot Q^P = 153,81 \text{ kN}$$

Ze srovnání výsledků této kapitoly s kapitolou 4.2.1.2 vyplývá, že při zanedbání šířky housenice vyvolají menší tahové síly zatáčení stroje, než při výpočtu s ohledem na šířku housenice. Toto tvrzení souhlasí s kapitolou 3.3.

4.2.3 Výpočet dle *Dursta*

Výpočet je založen na metodice kapitoly 3.1.1.3 pro zatáčení protichodem housenic [1, str. 140-141]. *Durst* nezohlednil excentrické zatížení podvozku v podélném směru. Zohlednil alespoň šířku housenice.

Durstův součinitel třecího momentu:

$$K_{Mbwe} = 1,08$$

Podélná třecí síla pro pravou i levou housenici je stejná:

$$P^L = P^P = 148,45 \text{ kN}$$

Tahová síla v levém a pravém pásu na základě rovnice (3.42):

$$T^L = P^L + \rho \cdot Q^L = 187,02 \text{ kN}$$

$$T^P = P^P + \rho \cdot Q^P = 182,48 \text{ kN}$$

Při respektování šířky housenice jsou výsledky tahových sil v pásech větší než při zanedbání šířky housenice (např. kapitola 4.2.2).

4.2.4 Výpočet dle *Schmidt*

V této kapitole je proveden výpočet centricky zatíženého podvozku (viz obr. 3 z přílohy C.3) dle literatury [25, str. 328-329]. Pro tuto představu platí rovnice (4) z přílohy B.3 a rovnice (1) z přílohy C.3. Spojením těchto rovnic vznikne *Schmidtův* vztah (4.3) pro podélnou třecí sílu. *Schmidt* však nezohlednil šířku housenice.

$$P_2 = \frac{\mu \cdot G}{2 * \sqrt{1 + \left(\frac{2A}{L}\right)^2}} \quad (4.3)$$

Dosazením do rovnice (4.3) pro zadané hodnoty je podélná třecí síla rovna:

$$P_2 = P_2^L = P_2^P = 124,59 \text{ kN}$$

Tahová síla v levém a pravém pásu na základě rovnice (3.42):

$$T^L = T^P = P_2^L + \rho \cdot Q^L = 160,88 \text{ kN}$$

4.2.5 Zjednodušený výpočet dle *Lindenaua*

V této kapitole je proveden zjednodušený výpočet centricky zatíženého podvozku dle literatury [6, str. 209-210]. Zjednodušení nezahrnuje vliv součinitele třecího momentu ani šířku housenice. Vychází se proto ze dvou základních rovnic (2.4) a (1) z přílohy C.3. Spojením těchto rovnic vznikne vztah (4.4) pro podélnou třecí sílu:

$$P_2 = \frac{\mu \cdot Q \cdot L}{2A} \quad (4.4)$$

Dosazením do rovnice (4.4) pro zadané hodnoty je podélná třecí síla rovna:

$$P_2 = P_2^L = P_2^P = 137,93 \text{ kN}$$

Tahová síla v levém a pravém pásu na základě rovnice (3.42):

$$T^L = T^P = P_2^L + \rho \cdot Q^L = 174,23 \text{ kN}$$

4.3 Zatáčení na svahu

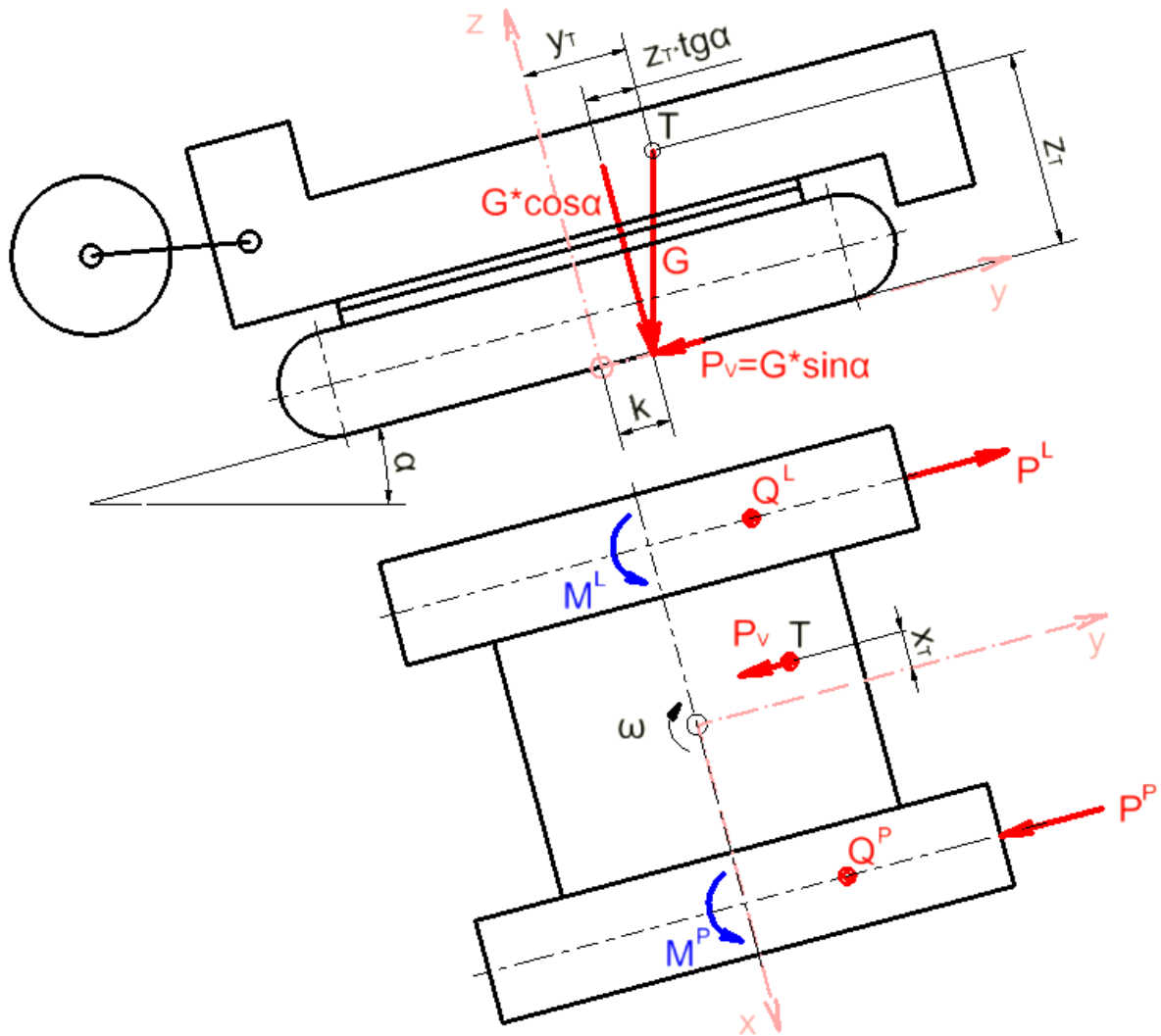
V této kapitole je prozkoumán průběh tahových sil v pásu při otáčení stroje na svahu o stoupání 10%. V podstatě se jedná o zatáčení s působením přídatných vnějších sil dle kapitoly 3.2. V této kapitole jsou přídatné vnější síly způsobeny odporem svahu.

Výpočet je zásadně proveden pro zatáčení protichodem, v jednom případě i pro zatáčení kolem odpočívající housenice. Výsledky jednotlivých způsobů zatáčení jsou nakonec porovnány.

4.3.1 Zatáčení na svahu s těžištěm stroje položeným vpředu ve směru stoupání svahu

4.3.1.1 Zatáčení protichodem housenic

Způsob zatáčení je patrný z obr. 45. Stroj se otáčí v kladném směru, tj. proti směru, který ukazují prsty pravé ruky pro souřadnicovou soustavu stroje. V tomto případě bude tlačít stroj do kopce více zatížená levá housenice. Výpočet vychází z disertační práce *Hentschela* [7, str. 37-38].



obr. 45.: Protichodé zatáčení ve svahu, způsob 1



Postup je obdobný jako v kapitole 4.1.1 *Najíždění kola do řezu*. Úhel svahu α pro 10% stoupání:

$$\alpha = 5,71^\circ$$

$$E_p = x_T = -0,1 \text{ m}$$

Jednotlivá zatížení housenic:

$$Q^L = 383,74 \text{ kN}$$

$$Q^P = 338,60 \text{ kN}$$

Vnější podélná síla P_V :

$$P_V = G \cdot \sin \alpha = +72,23 \text{ kN}$$

Excentricita zatížení:

$$k = y_T - z_T \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,34 \text{ m}$$

$$\kappa = \frac{2k}{L} = 0,224$$

Dále je nutné určit součinitele K_p^L a K_p^P . Jelikož jsou k dispozici dvě rovnice (3.21) a (3.22) o 4 neznámých, je nutné provést iterační výpočet s pomocí *Hentschelova* diagramu 4.2b (viz příloha C.4).

Postup iteračního výpočtu:

- 1) Počáteční odhad $\left[K_M^L(\kappa) + \frac{Q^P}{Q^L} K_M^P(\kappa) \right] = 1,55$.
- 2) Z rovnic (3.21) a (3.22) se dopočítají součinitele podélných třecích sil K_p^L a K_p^P .
- 3) Pro získané hodnoty K_p^L a K_p^P se odečtou z *Hentschelova* diagramu 4.2b (viz příloha C.4) velikosti K_M^L a K_M^P .
- 4) Získané součinitele třecích momentů K_M^L a K_M^P se dosadí do výrazu $\left[K_M^L(\kappa) + \frac{Q^P}{Q^L} K_M^P(\kappa) \right]$ a výpočet se opakuje, dokud hodnoty K_p^L a K_p^P dostatečně nezkonvergují.

Iterační výpočet je uveden v příloze D.1. Výsledek iteračního výpočtu:

$$K_p^L = 0,5$$

$$K_p^P = 0,3$$

Potom podélná síla pro levou i pravou housenici z rovnice (3.3) je rovna:

$$P^L = \mu \cdot Q^L \cdot K_p^L = 153,44 \text{ kN}$$

$$P^P = \mu \cdot Q^P \cdot K_p^P = 81,21 \text{ kN}$$

Tahová síla v levém a pravém pásu na základě rovnice (3.42):

$$T^L = P^L + \rho \cdot Q^L = 191,81 \text{ kN}$$

$$T^P = P^P + \rho \cdot Q^P = 115,07 \text{ kN}$$

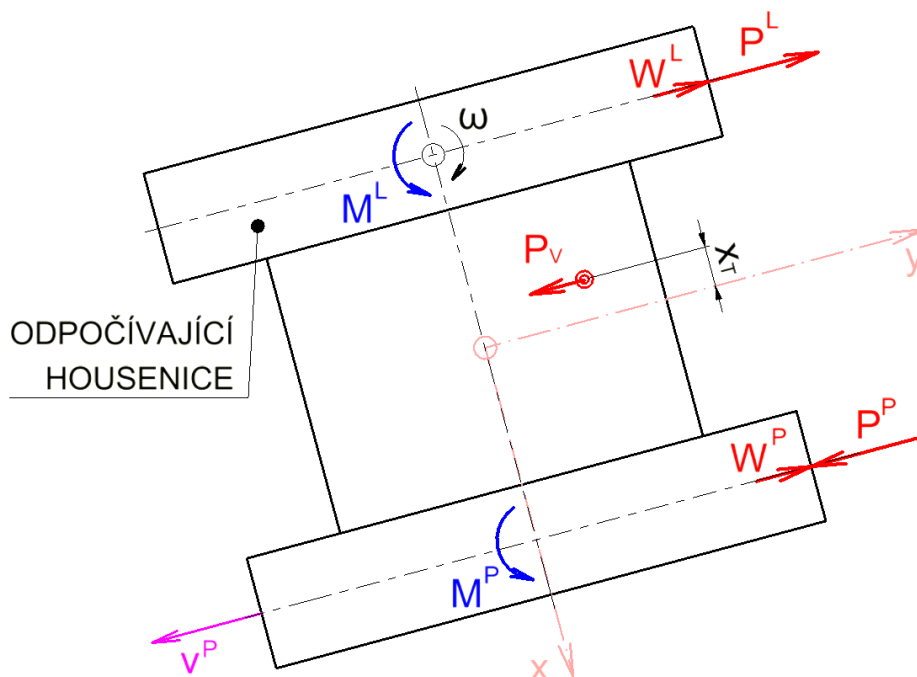
Výkony motorů housenic při rychlosti obou housenic $v^L = v^P = 4 \text{ m/min}$:

$$V^L = \frac{T^L \cdot v^L}{60 \cdot \eta_{přev}} = 14,21 \text{ kW}$$

$$V^P = \frac{T^P \cdot v^P}{60 \cdot \eta_{přev}} = 8,52 \text{ kW}$$

4.3.1.2 Zatáčení kolem odpočívající housenice

Stroj se otáčí v kladném směru dle obr. 46.



obr. 46.: Zatáčení ve svahu kolem odpočívající housenice, způsob 1

Výpočet podélných třecích sil P^L a P^P je úplně shodný jako při zatáčení protichodem housenic, viz kapitola 3.4 *Způsoby zatáčení dvouhousenicového podvozku*.

$$P^L = 153,44 \text{ kN}$$

$$P^P = 81,21 \text{ kN}$$

Tahová sílu v levém a pravém pásu se určí obdobně jako v kapitole 3.4.3 *Zatáčení kolem odpočívající housenice*.

$$T^L = P^L - \rho \cdot Q^L = 115,07 \text{ kN}$$

$$T^P = P^P + \rho \cdot Q^P = 115,07 \text{ kN}$$

Levá housenice je zabrzděna silou 115,07 kN. Naopak pravá housenice táhne stroj stejnou silou jako při protichodém zatáčení.

Výkon motoru levé housenice je roven nule, neboť housenice je zabrzděná.

$$V^L = 0 \text{ kW}$$

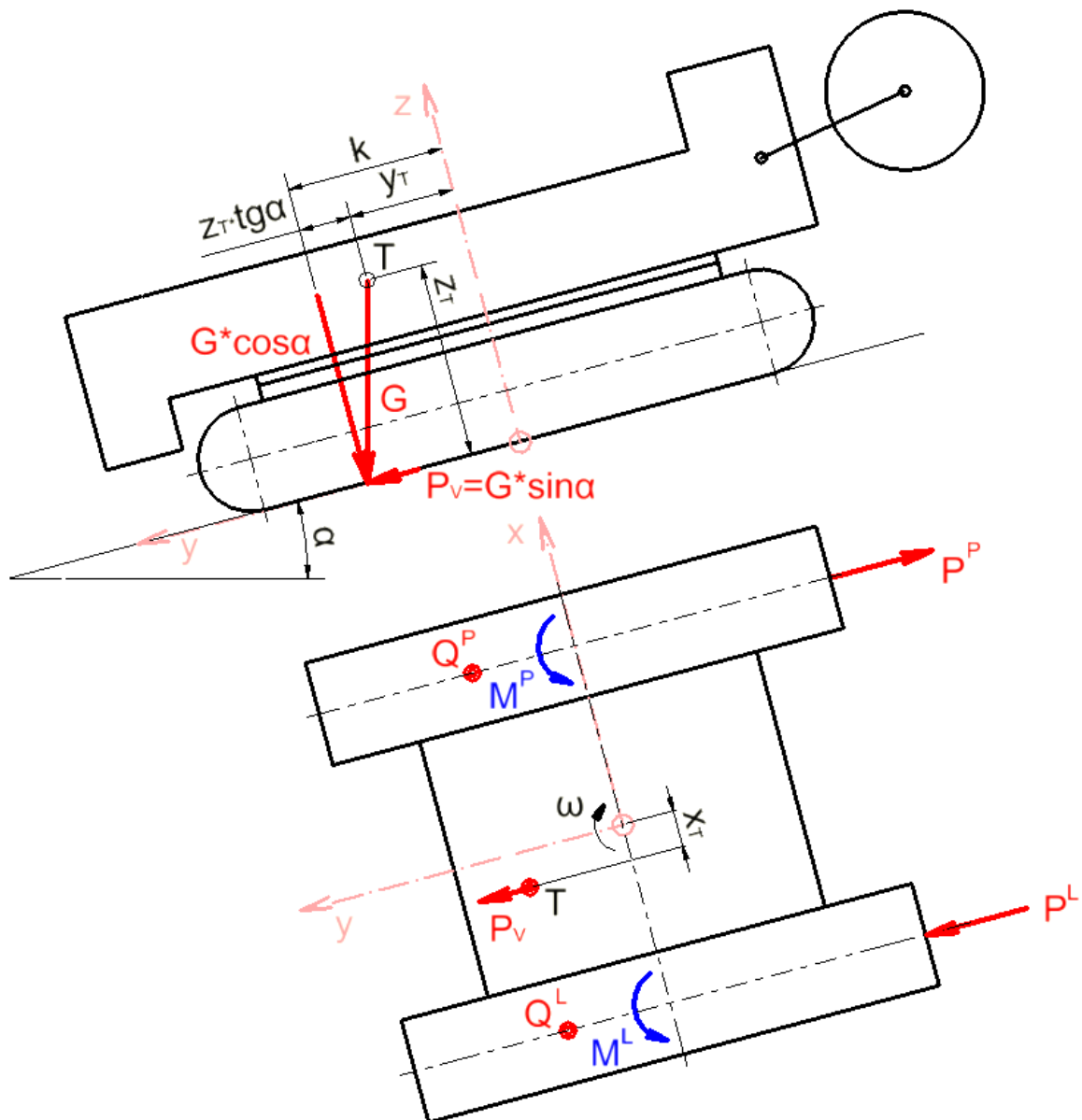
Výkon motoru pravé housenice při rychlosti $v^P = 4 \text{ m/min}$ je roven:

$$V^P = \frac{T^P \cdot v^P}{60 \cdot \eta_{přev}} = 8,52 \text{ kW}$$

Při otáčení stroje směrem ze svahu kolem odpočívající housenice není nutné dodávat motorům tak vysokou energii jako při otáčení protichodem housenic. Proto je ve svahu nejúspornější zatáčet kolem zabrzděné housenice.

4.3.2 Zatáčení na svahu s těžištěm stroje položeným vzadu ve směru stoupání svahu

Způsob zatáčení je patrný z obr. 47. Stroj se otáčí v kladném směru. V tomto případě bude méně zatížená pravá housenice tlačít stroj do kopce. Výpočet vychází z disertační práce *Hentschela* [7, str. 38-39].



obr. 47.: Protichodé zatáčení ve svahu, způsob 2



Metoda výpočtu je totožná s kapitolou 4.3.1.1 až na jednu výjimku. Tou je zkrácení opěrné délky housenice, protože těžiště stroje leží vzadu, jak bude záhy ukázáno.

Svislá zatížení housenic jsou stejná jako v kapitole 4.3.1.1:

$$Q^L = 383,74 \text{ kN}$$

$$Q^P = 338,60 \text{ kN}$$

Vnější podélná síla P_V je opačně orientovaná vůči jejímu definovanému směru dle obr. 37:

$$P_V = G \cdot \sin \alpha = -72,23 \text{ kN}$$

Excentricita zatížení:

$$k = y_T + z_T \cdot \tan \alpha = 0,66 \text{ m}$$

$$\kappa = \frac{2k}{L} = 0,434 > \frac{1}{3}$$

Jelikož je κ větší než $\frac{1}{3}$, potom musí dojít ke zkrácení opěrné délky housenice.

Součinitel zkrácení opěrné délky housenice λ je definován rovnicí (2.38):

$$\lambda = \frac{3}{2}(1 - |\kappa|) = 0,85$$

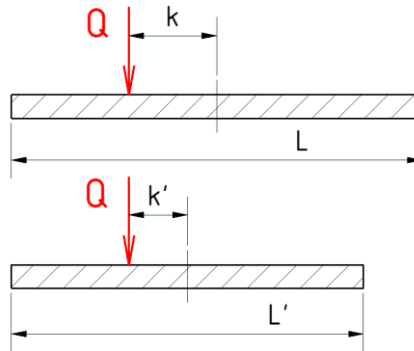
Zkrácená opěrná délka housenice L' :

$$L' = \lambda \cdot L = 2,58 \text{ m}$$

Délka L' musí být dosazena do všech vzorců místo L . Rovnice (3.21) se tedy změní v rovnici (4.5).

$$K_P^L(\kappa) = \frac{L'}{4A} \left[K_M^L(\kappa) + \frac{Q^P}{Q^L} K_M^P(\kappa) \right] + \frac{P_V \left(\frac{A}{2} - E_P \right)}{Q^L \cdot A \cdot \mu} \quad (4.5)$$

Pro zkrácenou opěrnou délku housenice je možné z obr. 48 určit její excentricitu zatížení.



obr. 48.: Excentricita zatížení pro zkrácenou délku housenice

$$k' = k + \frac{L'}{2} - \frac{L}{2} = 0,43 \text{ m}$$

$$\kappa' = \frac{2k'}{L'} = \frac{1}{3}$$

Dále je nutné určit součinitele K_p^L a K_p^P . Jelikož jsou k dispozici dvě rovnice (4.5) a (3.22) o 4 neznámých, je nutné provést iterační výpočet s pomocí *Hentschelova* diagramu 4.2b (viz příloha C.4). Postup iteračního výpočtu je uveden v příloze D.2. Výsledek iteračního výpočtu:

$$K_p^L = 0,171$$

$$K_p^P = 0,466$$

Potom podélná síla pro levou i pravou housenici z rovnice (3.3) je rovna:

$$P^L = \mu \cdot Q^L \cdot K_p^L = 52,34 \text{ kN}$$

$$P^P = \mu \cdot Q^P \cdot K_p^P = 124,58 \text{ kN}$$

Tahová síla v levém a pravém pásu na základě rovnice (3.42):

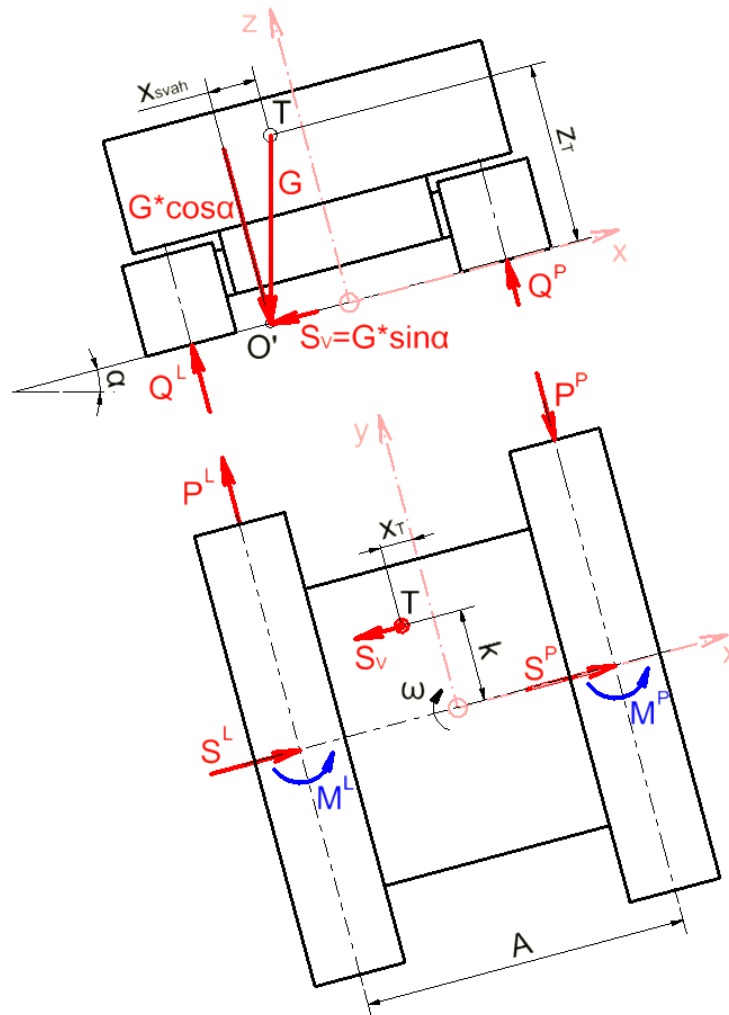
$$T^L = P^L + \rho \cdot Q^L = 90,72 \text{ kN}$$

$$T^P = P^P + \rho \cdot Q^P = 158,44 \text{ kN}$$

Porovnáním výsledků této kapitoly a kapitoly 4.3.1.1 vyplývá, že při zatáčení v kopci s těžištěm stroje položeným vzadu musí levý turas vyvodit menší tahové síly než stroj s těžištěm vpředu. Pravý turas naopak musí zvětšit tahovou sílu v pásu.

4.3.3 Zatáčení do svahu při jízdě stroje podél vrstevnice

Způsob zatáčení je patrný z obr. 49. Výpočet vychází z disertační práce Hentschela [7, str. 39-40].



obr. 49.: Protichodé zatáčení ve svahu, způsob 3

Svislé zatížení housenic vychází ze vztahů (3.17) a (3.18), do kterých se místo G dosazuje $G \cdot \cos \alpha$ a za q se dosazuje q_{svah} dle rovnice (4.6), jež je modifikací rovnice (3.15).

$$q_{svah} = \frac{Q^L}{Q^P} = \frac{\frac{A}{2} - x_T - x_{svah}}{\frac{A}{2} + x_T + x_{svah}} \quad (4.6)$$



Souřadnice x_T a x_{svah} v rovnici (4.6) mají stejnou orientaci jako osa x .

$$x_{svah} = z_T \cdot \operatorname{tg} \alpha = -0,16 \text{ m}$$

$$q_{svah} = 1,39$$

Svislá zatížení housenic:

$$Q^L = 419,86 \text{ kN}$$

$$Q^P = 302,48 \text{ kN}$$

Vnější boční síla S_V je orientována stejně jako na obr. 38, tudíž má kladné znaménko:

$$S_V = G \cdot \sin \alpha = 72,23 \text{ kN}$$

Excentricita podélného zatížení:

$$k = y_T = 0,5 \text{ m}$$

$$\kappa = \frac{2k}{L} = 0,329$$

Podélná excentricita vnějšího zatížení z obr. 49 je orientovaná opačně než na obr. 38, proto má záporné znaménko:

$$E_S = -0,5 \text{ m}$$

Dosazení do rovnice (3.24), (3.28):

$$\varepsilon_V = 0,497$$

$$K_{MV}(\kappa, \varepsilon_V, \zeta = 0) = 0,673$$

Z diagramu na obr. 39 byla odečtena hodnota:

$$K_M(\kappa, \varepsilon, \zeta = 0) = 0,786$$

Potom je korekční faktor vnějšího zatížení dle rovnice (3.27):

$$\vartheta = 0,856$$



Dále je nutné určit součinitele K_p^L a K_p^P . Jelikož jsou k dispozici dvě rovnice (3.30) a (3.25) o 4 neznámých, je nutné provést iterační výpočet s pomocí *Hentschelova* diagramu 4.2b (viz příloha C.4). Postup iteračního výpočtu je uveden v příloze D.3. Výsledek iteračního výpočtu:

$$K_p^L = 0,304$$

$$K_p^P = 0,422$$

Potom podélná síla pro levou i pravou housenici z rovnice (3.3) je rovna:

$$P^L = \mu \cdot Q^L \cdot K_p^L = 102,19 \text{ kN}$$

$$P^P = \mu \cdot Q^P \cdot K_p^P = 102,19 \text{ kN}$$

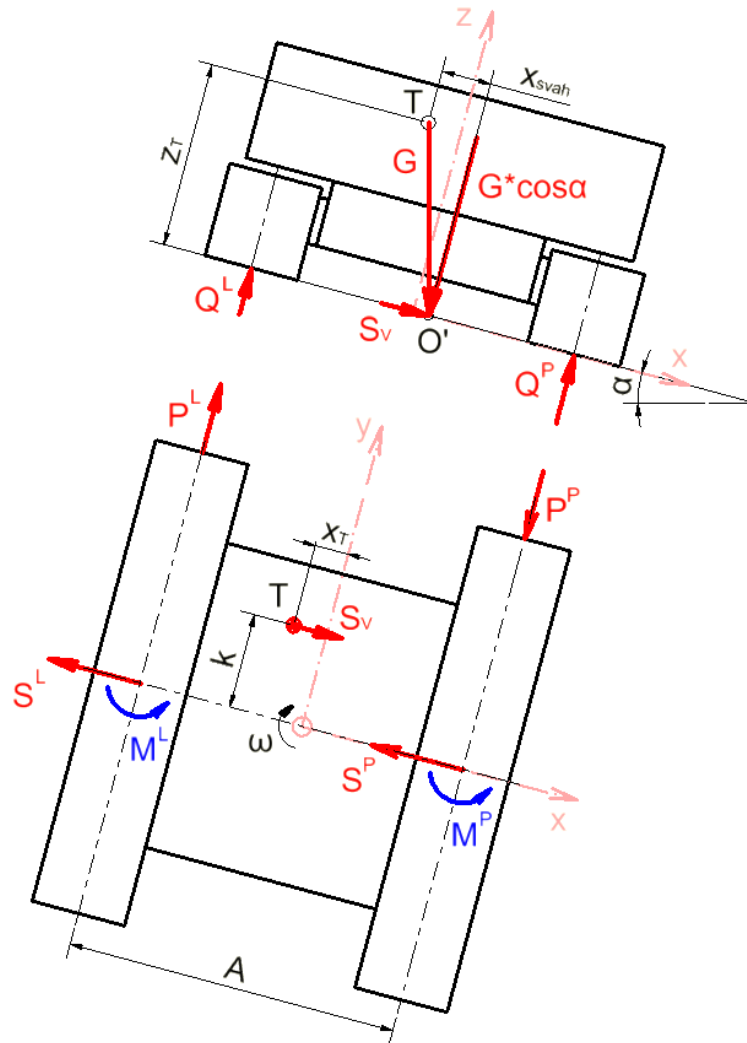
Tahová síla v levém a pravém pásu na základě rovnice (3.42):

$$T^L = P^L + \rho \cdot Q^L = 144,18 \text{ kN}$$

$$T^P = P^P + \rho \cdot Q^P = 132,44 \text{ kN}$$

4.3.4 Zatáčení ze svahu při jízdě stroje podél vrstevnice

Způsob zatáčení je patrný z obr. 50. Výpočet vychází z disertační práce Hentschela [7, str. 40-41].



obr. 50.: Protichodé zatáčení ve svahu, způsob 4

Svislé zatížení housenic vychází ze vztahů (3.17) a (3.18), do kterých se místo G dosazuje $G \cdot \cos \alpha$ a za q se dosazuje q_{svah} dle rovnice (4.6), jež je modifikací rovnice (3.15).

$$q_{svah} = \frac{Q^L}{Q^P} = \frac{\frac{A}{2} - x_T - x_{svah}}{\frac{A}{2} + x_T + x_{svah}} \quad (4.7)$$

Souřadnice x_T a x_{svah} v rovnici (4.7) mají stejnou orientaci jako osa x .

$$x_{svah} = 0,16 \text{ m}$$

$$q_{svah} = 0,93$$

Svislá zatížení housenic:

$$Q^L = 347,62 \text{ kN}$$

$$Q^P = 374,71 \text{ kN}$$

Vnější boční síla S_V je orientována v opačně než síla na obr. 38, proto má záporné znaménko:

$$S_V = G \cdot \sin \alpha = -72,23 \text{ kN}$$

Excentricita podélného zatížení:

$$k = y_T = 0,5 \text{ m}$$

$$\kappa = \frac{2k}{L} = 0,329$$

Podélná excentricita vnějšího zatížení z obr. 21 je orientovaná opačně než na obr. 38, proto má záporné znaménko:

$$E_S = -0,5 \text{ m}$$

Dosazením do rovnice (3.24), (3.28):

$$\varepsilon_V = 0,318$$

$$K_{MV}(\kappa, \varepsilon_V, \zeta = 0) = 0,877$$

Z diagramu na obr. 39 lze odečíst:

$$K_M(\kappa, \varepsilon, \zeta = 0) = 0,786$$

Potom bude korekční faktor vnějšího zatížení dle rovnice (3.27):

$$\vartheta = 1,116$$



Dále je nutné určit součinitele K_p^L a K_p^P . Jelikož jsou k dispozici dvě rovnice (3.30) a (3.25) o 4 neznámých, je nutné provést iterační výpočet s pomocí *Hentschelova* diagramu 4.2b (viz příloha C.4). Postup iteračního výpočtu je uveden v příloze D.4. Výsledek iteračního výpočtu:

$$K_p^L = 0,384$$

$$K_p^P = 0,356$$

Potom podélná síla pro levou i pravou housenici z rovnice (3.3) je rovna:

$$P^L = \mu \cdot Q^L \cdot K_p^L = 106,85 \text{ kN}$$

$$P^P = \mu \cdot Q^P \cdot K_p^P = 106,85 \text{ kN}$$

Tahová síla v levém a pravém pásu na základě rovnice (3.42):

$$T^L = P^L + \rho \cdot Q^L = 141,62 \text{ kN}$$

$$T^P = P^P + \rho \cdot Q^P = 144,33 \text{ kN}$$

4.4 Nejnepříznivější případ zatáčení stroje

Z kapitoly 4.3 je patrné, že největší tahovou silou je nutné dodat stroji, který na svahu zatáčí protichodem, kdy je těžiště stroje položeno vpředu ve směru stoupání svahu, viz kapitola 4.3.1.1. Z toho vyplývá, že nejnepříznivější stav vzniká při malé excentricitě zatížení stroje κ .

Také Pajer na obr. 51 uvádí jako nejnepříznivější stav zatáčení stroje v kopci s úhlem natočení stroje $\varphi = 75^\circ$. Křivka a) znázorňuje vnější housenici, křivka c) potom housenici vnitřní. Dle Pajera [4, str. 241] lze pro návrhové výpočty jako nejnepříznivější stav uvažovat úhel natočení stroje $\varphi = 90^\circ$, tahová síla je nepatrně menší ve srovnání s $\varphi = 75^\circ$.

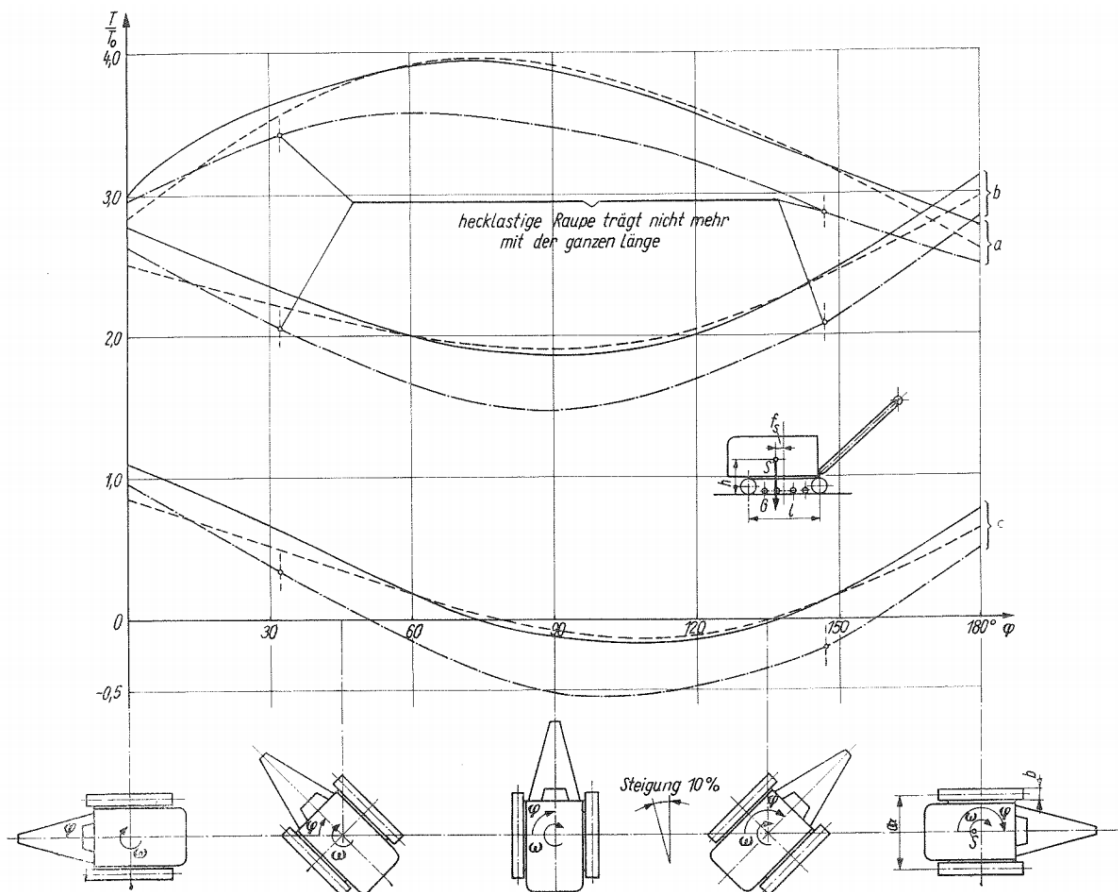


Bild 3.89. Verhältnis des Kettenzugs bei der Kurvenfahrt an einem Hang zur Geradeausfahrt auf horizontalem Planum

a) kurvenäußere; b) gegenläufig angetriebene Raupe; c) kurveninnere Raupe;
 ————— Schwerpunkt liegt senkrecht über der Mitte der Abstützfläche $f_s = 0$;
 - - - - - Schwerpunkt ist um die Länge f_s in Fahrtrichtung verschoben, frontlastig;
 ········· Schwerpunkt ist um die Länge f_s gegen die Fahrtrichtung verschoben, hecklastig;
 Abmessungen: $a/l = 0,9$; $b/l = 0,2$; $h/l = 0,75$; $f_s/l = 0,125$; $\mu = 0,4$; $w = 0,1$; Hangneigung 10%

16 Kurth, Fördertechnik

obr. 51.: Zatáčení stroje na svahu [4, Obr. 3.89]

Největší tahová síla vznikne při zatáčení stroje na svahu dle kapitoly 4.3.1.1 s působením větru podle kapitoly 2.4.

Pro rychlost větru $v_v = 20 \text{ m/s}$ a obrysovou plochu stroje $A_{obrys} = 9 \text{ m}^2$ je odpor větru dle rovnic (2.31) a (2.32):

$$O_v = 2,25 \text{ kN}$$

Odpor větru působí na stroj ve formě vnější podélné síly, proto je výsledná vnější podélná síla:

$$P_v = 74,48 \text{ kN}$$

Po iteračním výpočtu je podélná síla pro levou i pravou housenici rovna:

$$P^L = \mu \cdot Q^L \cdot K_p^L = 154,64 \text{ kN}$$

$$P^P = \mu \cdot Q^P \cdot K_p^P = 80,15 \text{ kN}$$

Tahová síla v levém a pravém pásu na základě rovnice (3.42):

$$T^L = P^L + \rho \cdot Q^L = 193,00 \text{ kN}$$

$$T^P = P^P + \rho \cdot Q^P = 114,01 \text{ kN}$$

Výkony motorů jsou při rychlosti obou housenic $v^L = v^P = 4 \text{ m/min}$:

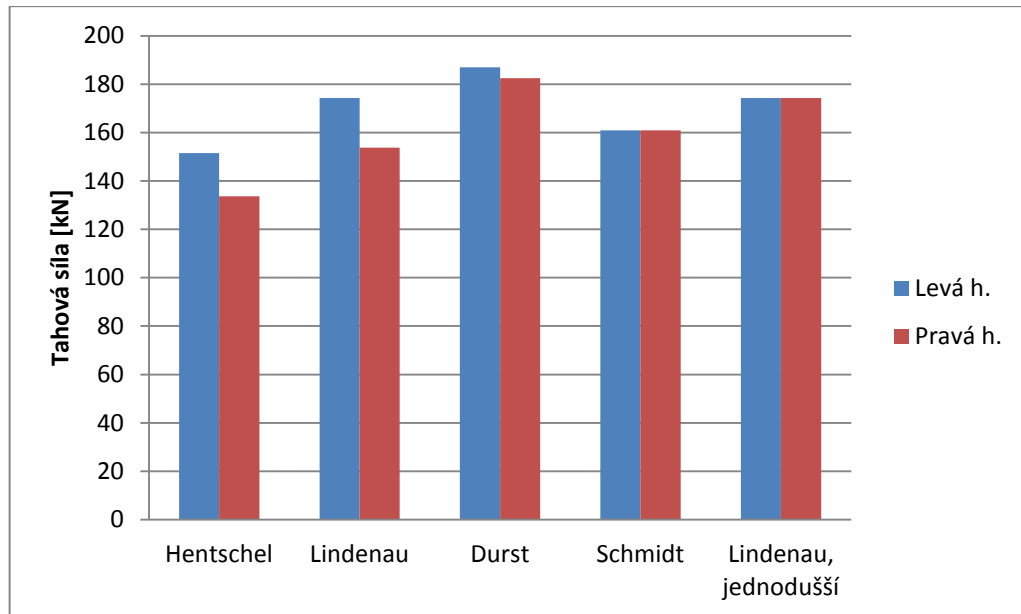
$$V^L = \frac{T^L \cdot v^L}{60 \cdot \eta_{přev}} = 14,30 \text{ kW}$$

$$V^P = \frac{T^P \cdot v^P}{60 \cdot \eta_{přev}} = 8,45 \text{ kW}$$

Ze srovnání výsledků kapitoly 4.3.1.1 a této kapitoly vyplývá, že protivítr poměrně málo ovlivňuje dimenzování pohonu.

4.5 Porovnání výsledků

V rámci této kapitoly jsou porovnány výsledky provedené dle metodik různých autorů.



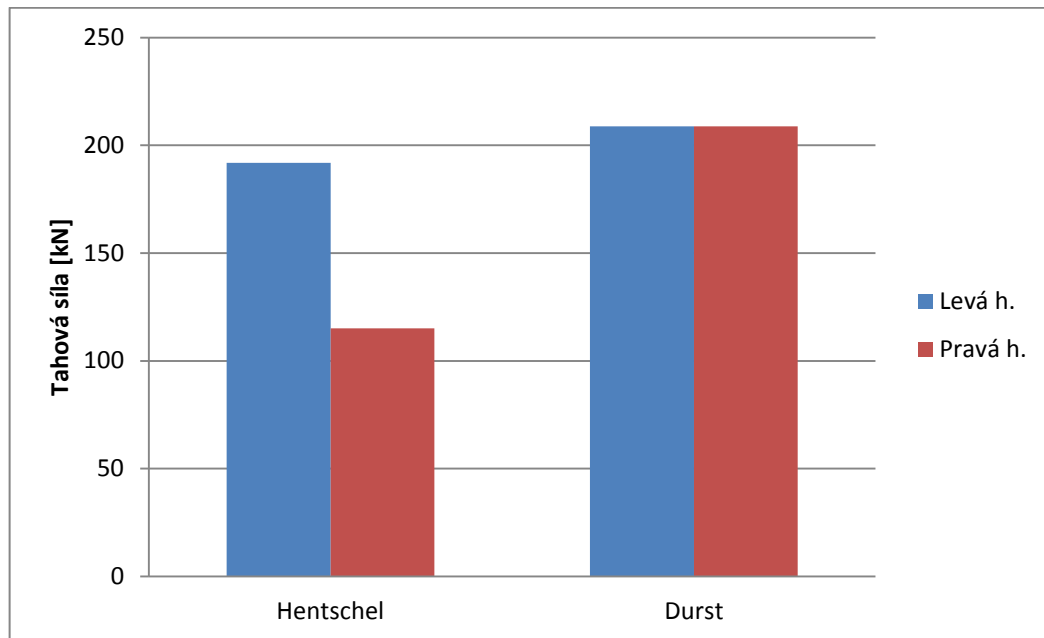
obr. 52.: Srovnání výsledků zatáčení stroje na rovině

Na obr. 52 jsou vyneseny tahové síly v pásech při zatáčení stroje na rovině, které byly vypočtené dle metodik různých autorů. Největší rozdíl je mezi výsledky *Hentschela* a *Dursta*. Pro levou housenici je tahová síla dle *Dursta* o 24 % vyšší než dle *Hentschela*. U pravé housenice je tahová síla dle *Dursta* až o 37 % vyšší než dle *Hentschela*.

Durst [1, str. 141] uvádí, že jeho metodika výpočtu je pouze přibližná, nicméně poskytuje dostatečně přesné výsledky pro návrh pohonu rýpadla ve světle nepřesnosti součinitele μ .

Přesto se *Durst* dopustil hrubého zjednodušení při výpočtu zatáčení na svahu, kdy sčítá odpor zatáčení s odporem svahu. Obrázek 53 srovnává tahové síly vypočtené dle *Hentschela* a *Dursta* pro zatáčení stroje v 10% svahu. *Durst* uvažuje stroj s centricky umístěným těžištěm stroje, zatímco *Hentschel* počítá s excentricitou těžiště stroje. Pro levou housenici je tahová síla dle *Dursta* o 9 % vyšší než dle

Hentschela. U pravé housenice je tahová síla dle *Dursta* až o 82 % vyšší než dle *Hentschela*. Přesto pro dimenzování pohonu bude podstatná síla v levém páse, která se liší pouze o 9 %.



obr. 53.: Srovnání výsledků zatáčení stroje v 10% svahu

Ze srovnání výsledků se dá usuzovat, že skutečně pro prvotní návrh pohonu housenicového podvozku dostačuje výpočet dle zjednodušených metodik, např. dle *Dursta*. Pro přesnější určení tahových sil v jednotlivých pásech je nutné použít *Hentschelův* výpočet, jenž je ovšem několikanásobně pracnější. Nicméně na straně druhé jsou výsledky tahových sil nižší, což může vést k volbě slabšího a levnějšího pohonu.

Zůstává otázkou, jak přesně konstruktér dokáže odhadnout velikost dvou zásadních součinitelů, součinitele tření mezi housenicí a zeminou μ a součinitel jízdniho odporu ρ . Je zřejmé, že mají obrovský vliv na velikost potřebného tahu v pásech. Navíc hodnota součinitele tření mezi housenicí a zeminou se znatelně mění i v oblasti jednoho dolu. Proto je dobré vycházet ze zkušeností předků, kteří podvozky navrhovali a vědí jaké hodnoty volit.

Za nejpropracovanější výpočetní přístup je možné považovat přístup *Hentschela* [7], jenž zohlednil šířku housenice, excentrické zatížení stroje i působení vnějších sil. Proto velká část této práce vycházela z jeho metodiky. I přes veškerou složitost jeho metodiky, však zanedbal stříhání zeminy při zatáčení. U podvozků, které se boří do podloží (např. bahnité prostředí), je nutné zkoumat stříhání zeminy nebo zvolit vyšší součinitel tření mezi housenicí a zeminou μ , viz kapitola 1.7.

4.6 Dimenzování pohonu

Pohon housenice je dimenzován pro energeticky nejnáročnější způsob zatáčení, protichodé zatáčení na svahu dle kapitoly 4.3.1.1, kdy je nutné vytvořit v pásu maximální tahovou sílu 193 kN.

Na hnací turas je zapotřebí přivést maximální točivý moment dle rovnice (3.45):

$$M_{ht} = T \frac{D_{ht}}{2} = 193 \cdot 0,4 = 77,2 \text{ kNm}$$

S ohledem na nejisté určení součinitele tření mezi housenicí a zeminou μ a stříhání zeminy je volena bezpečnost pro maximální točivý moment převodovky $k_{mom} = 1,6$.

$$M_{přev} = M_{ht} \cdot k_{mom} = 77,2 \cdot 1,6 = 123,52 \text{ kNm}$$

Z katalogu výrobce převodovek (viz příloha D.5) byla vybrána planetová převodovka určená pro pohon housenicových podvozků.

Vícestupňová planetová převodovka Bonfiglioli 717 C3 H:

$$M_{přev} = 130 \text{ kNm}$$

$$i_{přev} = 211$$

Točivý moment motoru nesmí překročit hodnotu M_m , jinak by mohlo dojít ke zničení planetové převodovky.

$$M_m = \frac{M_{přev}}{i_{přev} \cdot \eta_{přev}} = \frac{130}{211 \cdot 0,9} = 0,685 \text{ kNm}$$

Na základě doporučení výrobce převodovky (viz příloha D.5) byl zvolen pohon axiálním hydromotorem s přírubou dle katalogu Bosch (viz příloha D.6).

Hydromotor Bosch A2FE 107 61 W:

$$M_m = 0,679 \text{ kNm pro } \Delta p = 400 \text{ bar}$$

Při tlakovém spádu 400 bar je točivý moment hnacího turasu:

$$M_{ht} = M_m \cdot i_{přev} \cdot \eta_{přev} = 0,679 \cdot 211 \cdot 0,9 = 128,94 \text{ kNm}$$

Otáčky hnacího turasu n_{ht} z rovnice (3.46):

a) pro jízdu rovně rychlostí $v = 6 \text{ m/min}$

$$n_{ht} = 2,39 \text{ ot/min}$$

b) při zatáčení rychlostí $v = 4 \text{ m/min}$

$$n_{ht} = 1,59 \text{ ot/min}$$

Otáčky motoru n_m z rovnice (3.49):

a) pro jízdu rovně

$$n_m = 503,7 \text{ ot/min}$$

b) při zatáčení

$$n_m = 335,8 \text{ ot/min}$$

Pohon dvouhousenicového podvozku se skládá ze dvou hydromotorů *Bosch A2FE 107 61 W* s točivým momentem 0,679 kNm při tlakovém spádu 400 bar. Každý hydromotor je spojen s planetovou převodovkou *Bonfiglioli 717 C3 H* o maximálním točivém momentu 130 kNm a převodovém čísle 211. Na převodovku je pak přišroubován hnací turas. Otáčky hydromotoru je nutné regulovat v mezích od 0 do 504 ot/min.

Závěr

V této práci jsem navrhl postup při výpočtu pohonu čtyřbodového dvouhousenicového podvozku. Vycházel jsem z několika disertačních prací, odborných článků a knih od různých autorů. Přístupy autorů jsem porovnal, zanalyzoval a naznačil jsem, jakých zjednodušení se dopustili. Za nejpropracovanější přístup k problematice zatáčení housenicových podvozků považuji disertační práci doktora *Hentschela*, který se snažil postihnout vliv šířky housenice, excentricitu těžiště stroje a působení vnějších sil na stroj.

Při výpočtu podvozku pro zadané parametry rýpadla jsem proto vycházel z *Hentschelovy* metodiky. Stanovil jsem potřebné tahové síly v pásu a výkony motorů při jízdě do maximálního svahu, při zatáčení na rovině i na 10% svahu.

Srovnám-li tahové síly při zatáčení na 10% svahu vypočtené dle propracovaného návodu *Hentschela* se zjednodušeným výpočtem *Dursta*, potom se maximální velikost tahových sil liší pouze o 9 %. S ohledem na nepřesnost určení součinitele tření mezi housenicí a zemínou, je možné pro předběžný návrh pohonu použít výpočet dle *Dursta*. Pro přesnější určení tahových sil je nutné použít *Hentschelův* výpočet, který je ovšem několikanásobně pracnější.

Pohon housenic jsem dimenzoval pro případ, kdy stroj zatáčí protichodem na 10% svahu při současném foukání větru. Pro tento případ je maximální tah v pásu 193 kN pro rýpadlo vážící 74 tun. Pohon podvozku se sestává ze dvou hydromotorů *Bosch A2FE 107 61 W* s točivým momentem 0,679 kNm. Každý hydromotor pohání hnací turas přes planetovou převodovku *Bonfiglioli 717 C3 H* o maximálním točivém momentu 130 kNm s převodovým číslem 211. Na každou převodovku je potom přišroubován hnací turas. Otáčky hydromotorů je nutné vzájemně nezávisle regulovat v mezích od 0 do 504 ot/min. Maximální točivý moment hnacího turasu je o 60 % vyšší než vypočtený moment pro protichodé zatáčení na 10% svahu. Momentovou rezervu pohonu jsem volil z důvodu nejisté hodnoty součinitele tření mezi housenicí a zemínou.

Na závěr jsem vytvořil model navrženého dvouhousenicového podvozku (viz obr. 3) a sestavný výkres pohonu (viz výkres 01-00).

Seznam použité literatury

- [1] DURST, W. *Bucket Wheel Excavator*. Trans Tech Publications, 1988.
- [2] Flash screen [online]. [cit. 2014-11-1]. Dostupné na World Wide Web: <<http://de.flash-screen.com/free-wallpaper/bagger-288-tapete/bagger-288-tapete,1920x1200,55068.jpg>>.
- [3] FRIES, Jiří. *Vybraná problematika z provozu kolesových rýpadel*. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní. Ostrava 2010, str. 161.
- [4] SCHEFFLER, M.; PAJER, G. *Grundlagen der Fördertechnik*. Berlin: VEB Verlag Technik, 1968.
- [5] CVEKL, Z.; KOLÁŘ, J. *Univerzální rýpadla*. SNTL Praha, 1963.
- [6] LINDENAU, G. *Die Kurvenbewegung und Lenkung neuzeitlicher Tagebaugeräte mit Raupenfahrwerken*. Braunkohle, Wärme und Energie 40, 1941. H. 18.
- [7] HENTSCHEL, R. *Beitrag zur Theorie der Kurvenfahrt von Raupenfahrwerken*. Dissertation an der TH "Otto von Guericke" Magdeburg, 1964.
- [8] PAJER, G. *Tagebaugroßgeräte und Universalbagger*. Berlin: VEB Verlag Technik, 1971.
- [9] DRAŽAN, F. *Zemní stroje*. ČVUT Praha, 1981.
- [10] Wikimedia [online]. [cit. 2014-11-2]. Dostupné na World Wide Web: <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/f/f5/Caterpillar_track_shingle.JPG/1280px-Caterpillar_track_shingle.JPG>.
- [11] Titan Intertractor [online]. [cit. 2014-11-2]. Dostupné na World Wide Web: <<http://www.titan-intertractor.com/products/default.aspx?id=26>>.
- [12] Italtractor [online]. [cit. 2014-11-2]. Dostupné na World Wide Web: <<http://www.group-itm.com/img/Images/products/catena.jpg>>.
- [13] Titan Intertractor [online]. [cit. 2014-11-2]. Dostupné na World Wide Web: <<http://www.titan-intertractor.com/products/default.aspx?id=27>>.
- [14] JCI Heavy Equipment [online]. [cit. 2014-11-2]. Dostupné na World Wide Web: <http://www.heavyequipmentsupplier.com/uploads/images/201306/07/excavator_track_roller_0652.jpg>.
- [15] Renomag [online]. [cit. 2014-11-1]. Dostupné na World Wide Web: <http://www.renomag.cz/katalog/prospekt-podvozky.pdf/_showFile.php>, str.5.

- [16] Renomag [online]. [cit. 2014-11-1]. Dostupné na World Wide Web: <<http://www.renomag.cz/produkty/podvozkove-dily/podvozky-ocelove/podvozkove-dily/>>.
- [17] ITS Trac Ltd [online]. [cit. 2014-11-2]. Dostupné na World Wide Web: <http://www.itstrac.co.uk/images/header_bg_track.jpg>.
- [18] Titan Intertractor [online]. [cit. 2014-11-2]. Dostupné na World Wide Web: <<http://www.titan-intertractor.com/products/default.aspx?id=30>>.
- [19] Der Lehrerfreund [online]. [cit. 2015-5-30]. Dostupné na World Wide Web: <<http://www.lehrerfreund.de/technik/1s/planetengetriebe-1/3205>>.
- [20] Bosch [online]. [cit. 2015-6-9]. Dostupné na World Wide Web: <http://dc-corp.resource.bosch.com/media/general_use/products/product_groups/mobile_hydraulics_1/motors_2/axial_piston_motors/fixed_1/A2FE_header_w734.jpg>.
- [21] Prezentace [online]. [cit. 2014-11-1]. Dostupné na World Wide Web: <http://www.hspo.cz/wp-content/uploads/2013/04/2.P%C5%99edn%C3%A1%C5%A1ka_pro_hornicko_u_spole%C4%8Dnost_podkru%C5%A1nohorsk%C3%A9_oblasti.ppt>, slide číslo 15.
- [22] CCCME [online]. [cit. 2014-11-2]. Dostupné na World Wide Web: <http://image.cccme.org.cn/buo_En_Supply/2012/8/20/Carrier%20roller_111947408.jpg>.
- [23] LINDENAU, G. *Beitrag zur Mechanik der Kurvenbewegung von Baggern und Abraumförderbrücken mit Raupenfahrwerken*. Dissertation TH Berlin, 1938.
- [24] HENTSCHEL, R. *Die Kurvenfahrt von Raupenfahrwerken*. Wiss. Zeitschrift der TH "Otto von Guericke" Magdeburg 6, 1962. H. 3.
- [25] SCHMIDT, H. J. *Berechnung der Kettenzugkraft bei der Kurvenfahrt von Raupenfahrwerken*. Hebezeuge und Fördermittel 5, 1965. H. 11.
- [26] DOMBROWSKI, N. G. *Baumaschinen*. Bd. I. Berlin: VEB Verlag Technik, 1952.
- [27] Bonfiglioli [online]. [cit. 2015-6-9]. Dostupné na World Wide Web: <http://www.bonfiglioli.com/media/products/attachments/TR_CAT_RAMOB_S TD_ENG_R01_0_1.pdf>.
- [28] Katalog Bosch Rexroth A2FE Series 6. RE 91008/06.2012. 01. 06. 2012. str. 7.

Seznam obrázků

- obr. 1.: Pohled na kolesové rýpadlo s dvouhousenicovým podvozkem [2]
obr. 2.: Typy housenicových podvozků [5, Obr. 2-1.]
obr. 3.: Model dvouhousenicového podvozku
obr. 4.: Čtyřbodový dvouhousenicový podvozek [1, Obr. 4.3]
obr. 5.: Části housenicového podvozku [1, Obr. 4.12]
obr. 6.: Traktorový pás [10]
obr. 7.: Řetěz [12]
obr. 8.: Pojezdová kladka [14]
obr. 9.: Pevný a provahadlovaný podvozek [5, Obr. 2-4.]
obr. 10.: Hnací turas [16]
obr. 11.: Vratný turas a napínací ústrojí [17]
obr. 12.: Napínací ústrojí
obr. 13.: Pohon hydromotorem [19]
obr. 14.: Axiální pístový hydromotor [20]
obr. 15.: Pohon elektromotorem [21]
obr. 16.: Horní kladka [22]
obr. 17.: Jízda vzad
obr. 18.: Síly v pásu při jízdě vzad
obr. 19.: Jízda vpřed
obr. 20.: Síly v pásu při jízdě vpřed
obr. 21.: Dýchání pásu [4, Obr. 3.79]
obr. 22.: Otáčení samotné housenice bez působení hnacích a bočních sil
obr. 23.: Otáčení nezatížené housenice při zanedbání její šířky
obr. 24.: Otáčení samotné housenice za současného působení hnací síly
obr. 25.: Otáčení samotné housenice za současného působení boční síly
obr. 26.: Určení třetího momentu pro otáčející se housenici za současného působení boční síly
obr. 27.: Otáčení samotné housenice za současného působení hnací a boční síly
obr. 28.: Určení momentu M_4
obr. 29.: Odpor svahu
obr. 30.: Excentricky zatížená housenice pro $k \leq 1/6L$
obr. 31.: Půdní tlak pod excentricky zatíženou housenicí
obr. 32.: Zkrácení opěrné délky housenice

- obr. 33.: Zatáčení dvouhousenicového podvozku bez působení přídavných vnějších sil
- obr. 34.: Podélná síla a moment pro libovolně zatíženou housenici, bez působení vnější boční síly, se zanedbáním šířky housenice
- obr. 35.: Závislost podélné síly na geometrii podvozku pro libovolně zatíženou housenici, bez působení vnější boční a podélné síly, se zanedbáním šířky housenice
- obr. 36.: Nerovnoměrně zatížený podvozek
- obr. 37.: Zatáčení dvouhousenicového podvozku s působením vnější podélné síly
- obr. 38.: Zatáčení dvouhousenicového podvozku s působením vnější boční síly
- obr. 39.: Závislost součinitele momentu na excentricitě zatížení bez působení vnější boční síly při $\zeta = 0$
- obr. 40.: Zatáčení protichodem housenic
- obr. 41.: Zatáčení předepsaným radiusem
- obr. 42.: Zatáčení kolem odpočívající housenice
- obr. 43.: Najíždění kola do řezu
- obr. 44.: Zatáčení podvozku na rovině
- obr. 45.: Protichodé zatáčení ve svahu, způsob 1
- obr. 46.: Zatáčení ve svahu kolem odpočívající housenice, způsob 1
- obr. 47.: Protichodé zatáčení ve svahu, způsob 2
- obr. 48.: Excentricita zatížení pro zkrácenou délku housenice
- obr. 49.: Protichodé zatáčení ve svahu, způsob 3
- obr. 50.: Protichodé zatáčení ve svahu, způsob 4
- obr. 51.: Zatáčení stroje na svahu [4, Obr. 3.89]
- obr. 52.: Srovnání výsledků zatáčení stroje na rovině
- obr. 53.: Srovnání výsledků zatáčení stroje v 10% svahu



Seznam tabulek

tab. 1.: Součinitel měrného tlaku [5, str. 129]

tab. 2.: Vliv šířky housenice na součinitele třecího momentu a boční síly

tab. 3.: Parametry rýpadla

Seznam příloh

Příloha A

A.1 Tříbodový dvouhousenicový podvozek

A.2 Dvouhousenicový podvozek s příčným vahadlem

Příloha B

B.1 Odvození vztahů pro kapitolu 2.1.2

B.2 Odvození vztahů pro kapitolu 2.1.3

B.3 Zjednodušené vztahy pro výpočet součinitelů třecích sil a momentů dle Schmidta

B.4 Diagram závislosti součinitele jízdního odporu na druhu podloží

Příloha C

C.1 Hentschelův diagram 3.3

C.2 Hentschelův diagram 4.2a

C.3 Výpočet zatáčení dle Lindenaua

C.4 Hentschelův diagram 4.2b

C.5 Hentschelův diagram 4.3b

Příloha D

D.1 Iterační výpočet pro kapitolu 4.3.1.1

D.2 Iterační výpočet pro kapitolu 4.3.2

D.3 Iterační výpočet pro kapitolu 4.3.3

D.4 Iterační výpočet pro kapitolu 4.3.4

D.5 Katalog Bonfiglioli

D.6 Katalog Bosch

Sestavný výkres 01-00

Kusovník 01-K

CD s 3D modelem dvouhousenicového podvozku a výkresy

Seznam zkratk a symbolů

α_m	úhel nejstrmějšího svahu [°]
a_p	součinitel zahrnující dodatečný odpor tření způsobený vnějšími silami [1]
A	rozchod housenic [m]
A_{obrys}	obrysová plocha stroje [m ²]
β	parametr šířky housenice [1]
B	šířka styčné hrany housenice se zemí (zkráceně: šířka housenice) [m]
c	posunutí bodu otáčení housenice ve směru osy x [m]
c_{zem}	součinitel soudržnosti zeminy [MPa]
d_{hk}	průměr čepů horních kladek [mm]
d_{ht}	průměr hřídele hnacího turasu [mm]
d_{kloub}	průměr čepů v kloubech pásu [mm]
d_{pk}	průměr čepů pojezdových kladek [mm]
d_{vt}	průměr hřídele vratného turasu [mm]
D_{hk}	průměr horních kladek [mm]
D_{ht}	průměr hnacího turasu [mm]
D_{pk}	průměr pojezdových kladek [mm]
D_{vt}	průměr vratného turasu [mm]
ε	poměrné podélné posunutí [1]
ε_V	poměrné podélné posunutí vlivem působení vnější boční síly [1]
e	posunutí bodu otáčení housenice ve směru osy y [m]
E_P	boční excentricita vnějšího zatížení ve směru osy x [m]
E_S	podélná excentricita vnějšího zatížení ve směru osy y [m]
ζ	poměrné boční posunutí [1]
$\eta_{přev}$	účinnost převodovky mezi motorem a hnacím turasem [1]
ϑ	korekční faktor vnějšího zatížení [1]
f_k	rameno valivého odporu kladek [mm]
f_{zem}	součinitel vnitřního tření zeminy [1]
g	gravitační zrychlení [m/s ²]
g_p	tíha článků ležících na zemi [kN]
G	tíha stroje [kN]
$i_{přev}$	převodové číslo převodovky [1]
κ	součinitel excentrického zatížení [1]
k	podélná excentricita zatěžující síly [m]
k_{mom}	bezpečnost pro točivý moment hnacího turasu [1]
k_M	<i>Pajerův</i> korekční faktor [1]
K^j	užitečná síla [kN]
K_{Mi}^j	součinitel třecího momentu [1]
K_{Mbwe}	<i>Durstův</i> součinitel třecího momentu [1]

K_{MV}	součinitel třecího momentu pro housenici, na kterou působí vnější boční síla [1]
K_{Pi}^j	součinitel podélné třecí síly [1]
K_{Si}	součinitel boční síly [1]
λ	součinitel zkrácení opěrné délky housenice [1]
l_{Sch}	<i>Schmidtovo</i> číslo [1]
L	délka styčné hrany housenice se zemí (zkráceně: délka housenice) [m]
L'	zkrácená opěrná délka housenice [m]
μ	součinitel tření mezi housenicí a zeminou [1]
μ_{kloub}	součinitel tření v kloubech pásových článků [1]
μ_{loz}	součinitel tření v ložiskách [1]
m	váha stroje [kg]
M_{ht}	točivý moment hnacího turasu [kNm]
M_i^j	třecí moment [kNm]
M_m	točivý moment motoru [kNm]
$M_{přev}$	točivý moment převodovky [kNm]
v	poměr podélného k bočnímu posunutí bodu otáčení housenice [1]
n_{ht}	otáčky hnacího turasu [ot/min]
n_m	otáčky motoru [ot/min]
O_p	pasivní odpor samotné housenice [kN]
O_{p1}	odpor v ložiskách pojezdových kladek [kN]
O_{p2}	odpor v ložiskách hnacího turasu [kN]
O_{p3}	odpor v ložiskách vratného turasu [kN]
O_{p4}	valivý odpor pojezdových kladek [kN]
O_{p5}	odpor pásu při ohýbání na hnacím turasu [kN]
O_{p6}	odpor pásu při ohýbání na vratném turasu [kN]
O_{p7}	odpor horní části pásu při pohybu na horních kladkách [kN]
O_{svah}	odporová síla svahu [kN]
O_v	odporová síla větru [N]
Δp	tlakový spád [bar]
p	půdní tlak [kg/cm ²]
p'_{max}	maximální půdní tlak při zkrácené opěrné délce housenice [kg/cm ²]
P^j	podélná třecí síla [kN]
P_{mez}	mezní hnací síla [kN]
P_V	vnější podélná síla [kN]
q	poměr svislého zatížení levé a pravé housenice [1]
q_{svah}	poměr svislého zatížení levé a pravé housenice vlivem svahu [1]
Q^j	svislé zatížení housenice [kN]
ρ	součinitel odporu jízdy [1]
R	poloměr oblouku zatáčení [m]



R_{ht}	reakce ložiska hnacího turasu [kN]
S	boční síla [kN]
S_V	vnější boční síla [kN]
T	tahová síla v pásu [kN]
v^j	pojízďecí rychlost housenice [m/min]
v_P	rychlost podélného skluzu [m/min]
v_S	rychlost bočního skluzu [m/min]
v_v	rychlost větru [m/s]
V^j	výkon motoru housenice [kW]
w	dynamický tlak větru [Pa]
W	odpor jízdy [kN]
x_T	příčné posunutí těžiště stroje (osa x) [m]
y_T	podélné posunutí těžiště stroje (osa y) [m]
z_T	výška těžiště stroje (osa z) [m]

Dolní index i od 1 do 4 vyjadřuje způsob zatížení housenice (viz kapitola 2.1).
Horní index j označuje levou (L) nebo pravou (P) housenici.

Přílohy

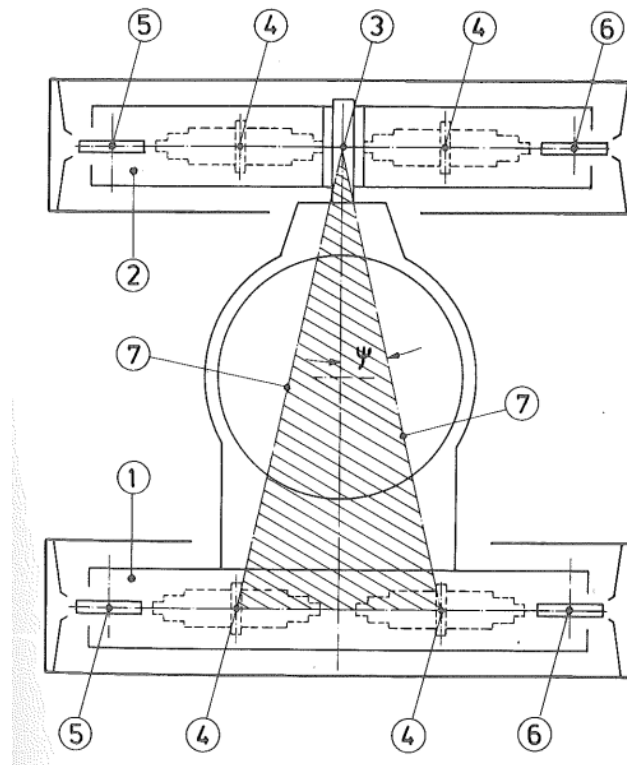


Příloha A



A.1 Tříbodový dvouhousenicový podvozek

Tříbodový podvozek je tvořen jednou pevnou housenicí a jednou kyvnou housenicí (viz obr. 1).



obr. 1.: Tříbodový dvouhousenicový podvozek [1, Obr. 4.4a]

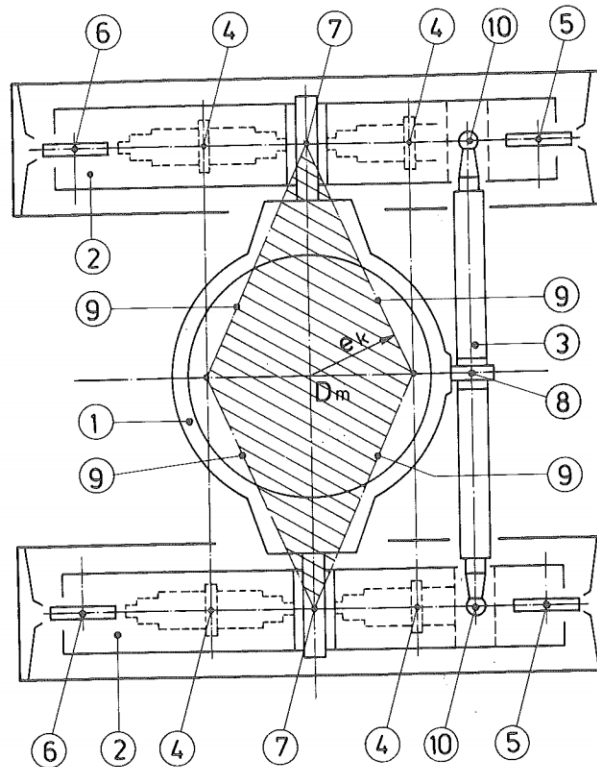
Klopná hrana je blízko osy otoče. Proto pohyb těžiště rýpadla musí být omezen, aby splňoval dostatečnou bezpečnost proti klopení.

Je také nepříznivé, že se stroj musí naklonit stejně jako pevná housenice, která se naklonila vlivem nerovnosti povrchu. Vede to k relativně velkým posuvům těžiště, a tím i k zmenšení faktoru bezpečnosti proti klopení.

Výhoda tohoto podvozku spočívá ve staticky určitém rozdělení zatížení na jednotlivé komponenty podvozku. A také v jednoduchém návrhu s několika málo mechanickými komponentami. [1, str. 131-132]

A.2 Dvouhousenicový podvozek s příčným vahadlem

Podvozek má obě housenice uloženy otočně, vzájemně jsou propojeny příčným vahadlem (viz obr. 2).



obr.2.: Dvouhousenicový podvozek s příčným vahadlem [1, Obr. 4.4b]

Příčné vahadlo upevněné na spodní stavbu má možnost otáčet se kolem osy x (směr podélné osy housenice) a pohybovat ve směru osy x . Vahadlo je s oběma housenicemi svázáno sférickou vazbou. Rámy housenic se mohou pohybovat ve směru osy y (směr kolmý na podélnou osu housenice) a kolem ní také rotovat.

Díky tomu jsou klopné hrany dále od osy otoče a těžiště rýpadla má větší možnost pohybu než u třibodového podvozku. Navíc při překonávání nerovností terénu se rýpadlo nakloní o poloviční úhel než housenice, což vede k menším posuvům těžiště stroje.

Nevýhodou podvozku je komplikovaná konstrukce s velkým množstvím pohybujících se komponent, které vyžadují kontrolu. Celková limitní váha stroje je kolem 1000 tun. [1, str. 133]

Příloha B

B.1 Odvození vztahů pro kapitolu 2.1.2

Pro způsob otáčení popsaném v kapitole 2.1.2 je omezující podmínkou:

$$v_s = 0$$

Dosazením vztahů (2.8) a (2.11) do rovnice (2.17) vznikne:

$$v = \frac{e}{c} = \frac{v_s}{v_p} \rightarrow v = 0$$

Dosazením $v = 0$ do rovnice (2.25) lze získat součinitel třecího momentu K_{M_2} :

$$K_{M_2}(\zeta) = \sqrt{1 + \zeta^2} - \zeta^2 \cdot \operatorname{arsinh}\left(\frac{1}{\zeta}\right)$$

$$M_2 = \mu \cdot Q \frac{L}{4} K_{M_2}(\zeta)$$

Obě rovnice se shodují s rovnicí (2.9).

Obdobně pro K_{P_2} a K_{S_2}

$$K_{P_2}(\zeta) = \zeta \cdot \operatorname{arsinh}\left(\frac{1}{\zeta}\right)$$

$$P_2 = \mu \cdot Q \cdot K_{P_2}(\zeta)$$

Obě rovnice se shodují s rovnicí (2.10).

$$K_{S_2} = 0$$

$$S_2 = 0$$



B.2 Odvození vztahů pro kapitolu 2.1.3

Pro způsob otáčení popsaném v kapitole 2.1.3 je omezující podmínkou:

$$v_P = 0$$

Dosazením omezující podmínky do rovnice (2.8) a (2.16) bude

$$c = 0 \rightarrow \zeta = 0$$

Avšak ε není rovno nule, neboť e ani L nejsou nuly: $\varepsilon = v \cdot \zeta = \frac{2e}{L} \neq 0$

Dosazením těchto podmínek do rovnice (2.25) lze získat K_{M3} :

$$K_{M3}(\varepsilon) = 1 - \varepsilon^2$$

$$M_3 = \mu \cdot Q \cdot \frac{L}{4} K_{M3}(\varepsilon)$$

Obě rovnice se shodují s rovnicí (2.14).

Obdobně pro K_{P3} a K_{S3}

$$K_{P3} = 0$$

$$P_3 = 0$$

$$K_{S3}(\varepsilon) = \varepsilon$$

$$S_3 = \mu \cdot Q \cdot K_{S3}(\varepsilon)$$

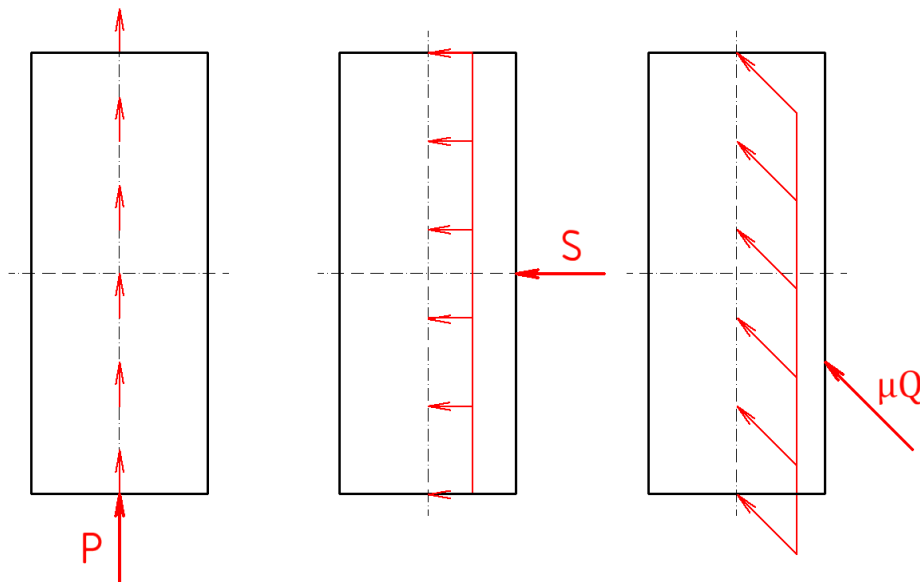
Obě poslední rovnice se shodují s rovnicí (2.15).

B.3 Zjednodušené vztahy pro výpočet součinitelů třecích sil a momentů dle Schmidta

Schmidt [25] odvodil vzorce pro otáčení samotné housenice za současného působení hnací a boční síly. Sloučil výsledky získané v kapitole 2.1.3 s výsledky pro housenici, na niž současně působí hnací a boční síla.

a) Housenice, na kterou současně působí hnací a boční síla

Na obrázku 1 je provedena superpozice hnací a boční síly, výsledkem superpozice je třecí síla.



obr. 1.: Housenice, na kterou současně působí hnací a boční síla

Výsledná třecí síla je definována jako vektorový součet síly podélné a boční:

$$\mu^2 \cdot Q^2 = S^2 + P^2$$

Po zavedení bezrozměrného čísla l_{sch} , které bude v této práci nazváno jako Schmidtovo číslo, udávající poměr podélné třecí síly k výsledné třecí síle housenice:

$$l_{sch} = \frac{P}{\mu \cdot Q} \quad (1)$$

$$S^2 = \mu^2 \cdot Q^2 - \mu^2 \cdot Q^2 \cdot l_{Sch}^2$$

$$S = \mu \cdot Q \sqrt{1 - l_{Sch}^2} \quad (2)$$

Člen rovnice $\sqrt{1 - l_{Sch}^2}$ udává, kolik podélné síly se spotřebovalo na tření z celkové třecí síly. Jestliže se zvyšuje podélná síla, pak na úkor toho musí klesat boční síla. Jejich vektorový součet vždy odpovídá celkové třecí síle.

b) Otáčení samotné housenice za současného působení hnací a boční síly

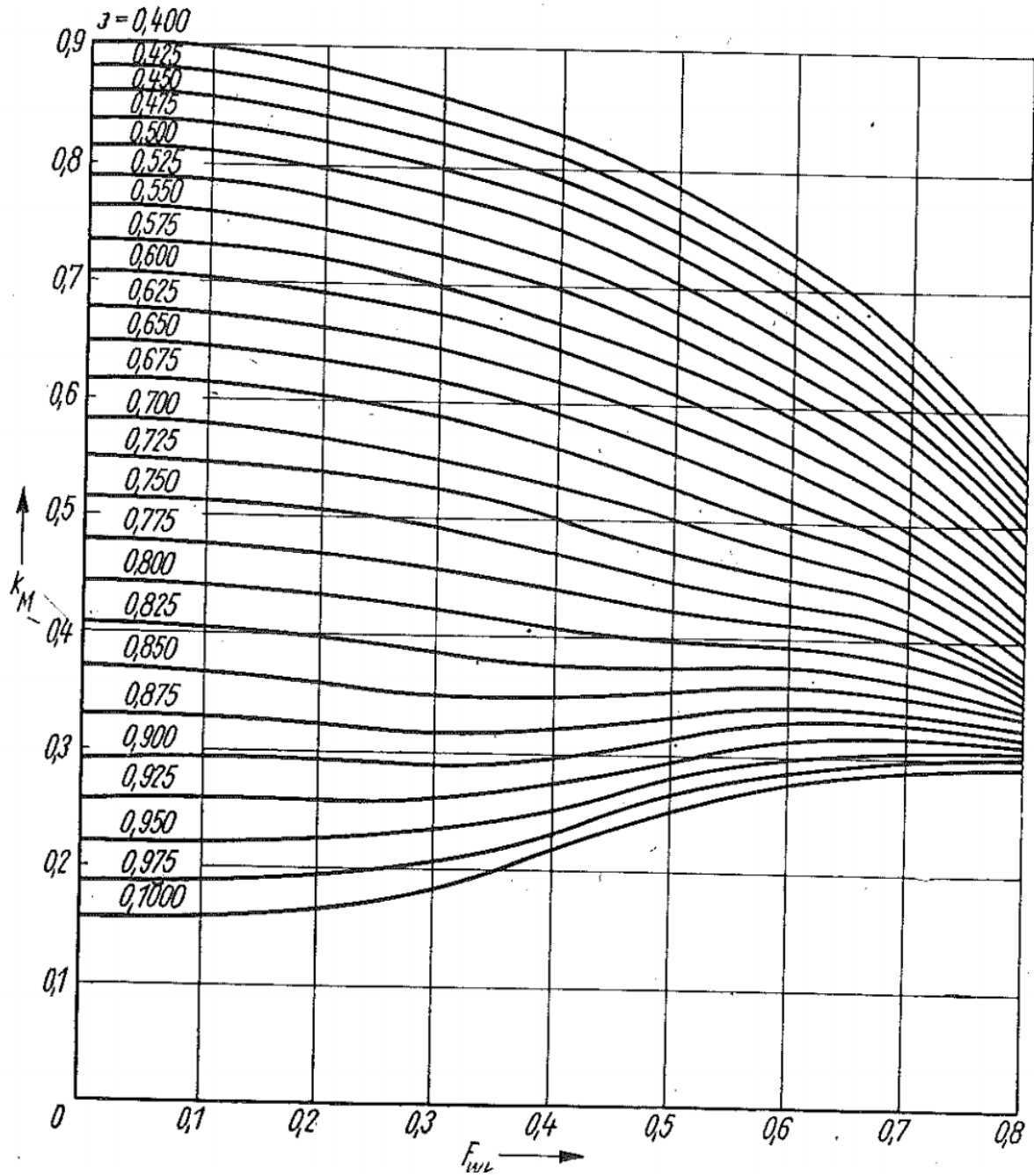
Schmidt [25] popsal tento stav způsobem, že výsledky z kapitoly 2.1.3 vynásobil získaným členem $\sqrt{1 - l_{Sch}^2}$.

$$S_4 = \mu \cdot Q \cdot \varepsilon \sqrt{1 - l_{Sch}^2} \quad (3)$$

$$M_4 = \mu \cdot Q \frac{L}{4} (1 - \varepsilon^2) \sqrt{1 - l_{Sch}^2} \quad (4)$$

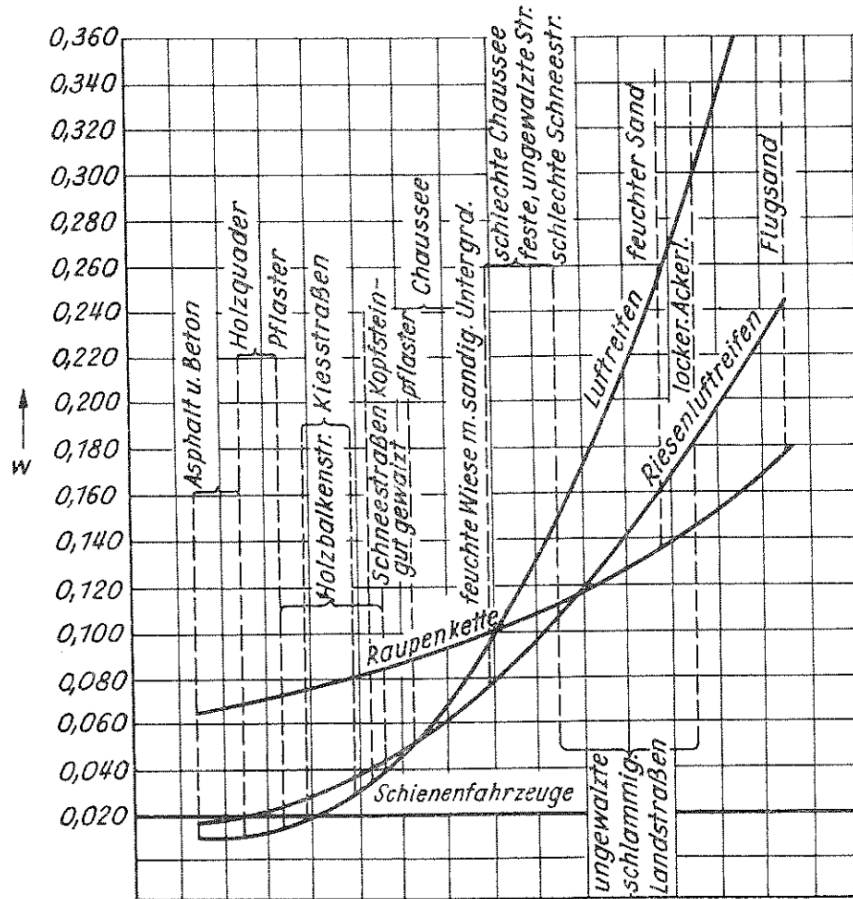
Pajer [8, str. 87] uvádí, že vztah (3) pro výpočet boční síly S_4 je použitelný. Avšak vzorec (4) pro výpočet M_4 vykazuje velké odchylky od zatím nejpropracovanějšího řešení, které provedl *Hentschel* ve své disertační práci [7]. Proto *Pajer* zavádí korekční faktor k_M , který závisí jak na Schmidově čísle l_{Sch} , tak i na poměrném podélném posunutí ε (viz diagram na obr. 2). Na vodorovné ose jsou vyneseny hodnoty Schmidova čísla l_{Sch} (čtenář musí nahradit F_{Wk} veličinou l_{Sch}), na svislé ose jsou vyneseny hodnoty poměrného podélného posunutí ε (čtenář musí nahradit 3 veličinou ε). *Pajerův* vztah pro výpočet třecího momentu housenice, na kterou působí hnací a boční síla, je vyjádřen rovnicí (5).

$$M_4 = \mu \cdot Q \frac{L}{4} k_M \quad (5)$$



obr. 2.: Pajerův diagram 3.23 [8, diagram 3.23]

B.4 Diagram závislosti součinitele jízdního odporu na druhu podloží



obr. 3.: Diagram závislosti součinitele jízdního odporu na druhu podloží [4, Obr. 3.78]



Příloha C

C.1 Hentschelův diagram 3.3



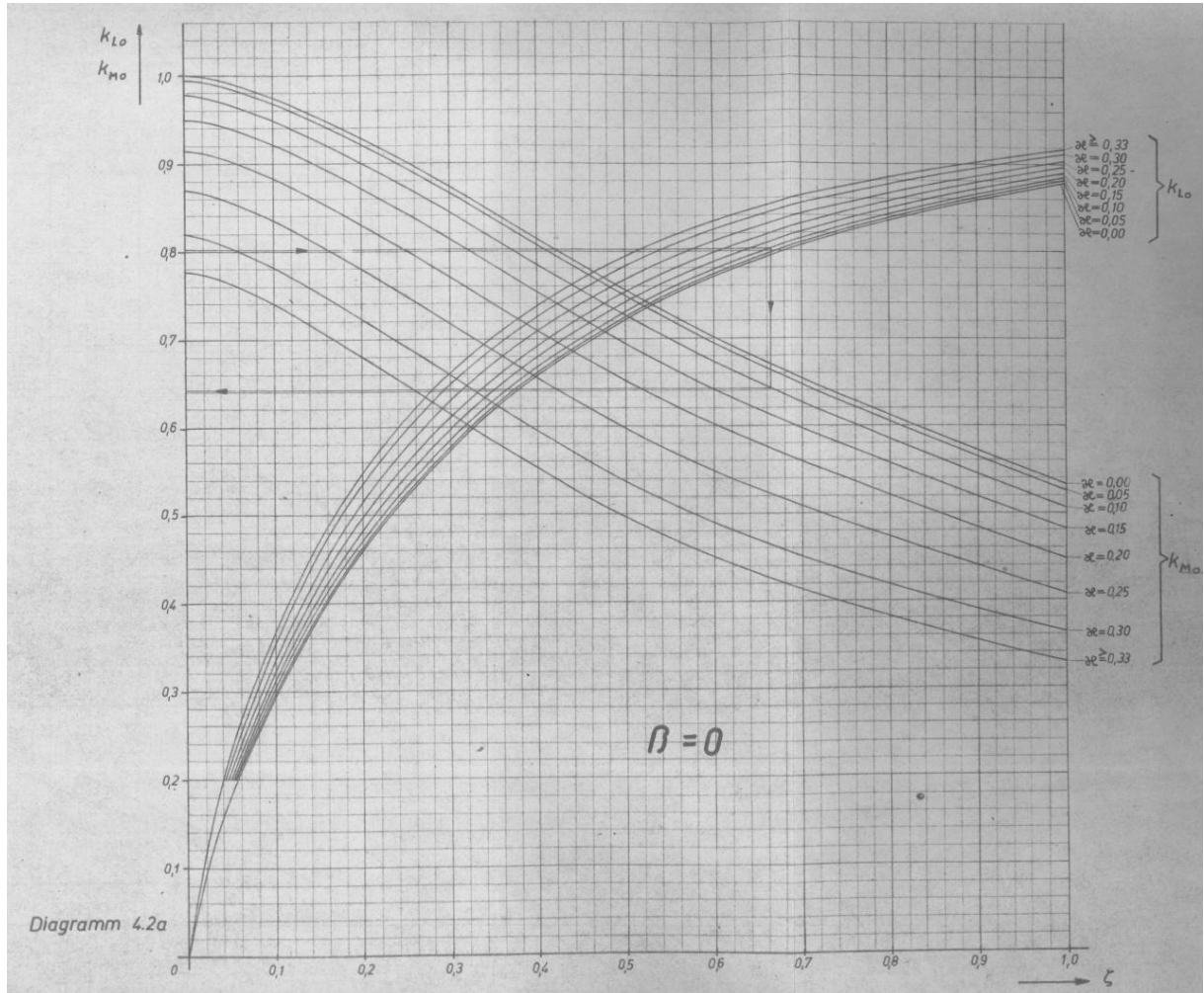
obr. 1.: Hentschelův diagram 3.3 [7, diagram 3.3]

Způsob odečítání z diagramu je následovný:

- 1) Určit průsečík čar ζ a ϵ .
- 2) Průsečíkem prochází křivka pro $K_M = konst$, což je hodnota součinitele K_M .
- 3) Hodnotu K_p odečíst z abscisy, K_S z ordináty.



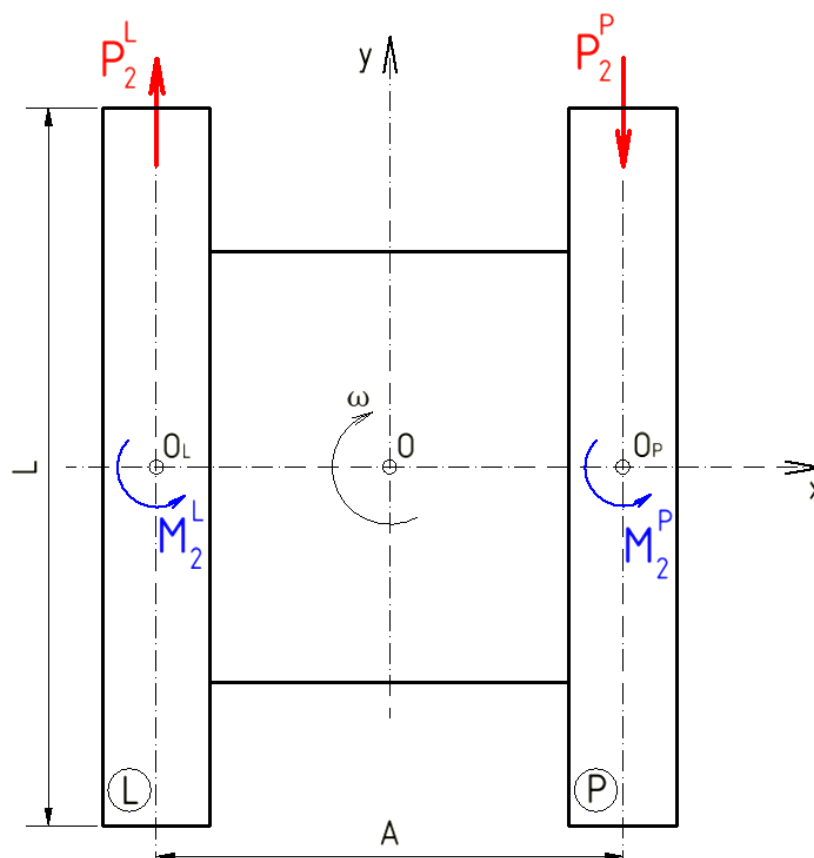
C.2 Hentschelův diagram 4.2a



obr. 2.: Hentschelův diagram 4.2a [7, diagram 4.2a]

C.3 Výpočet zatáčení dle *Lindenaua*

Výpočet je proveden na základě literatury [23, str. 29-34] pro zatáčení protichodem housenic. Nebude brán zřetel na excentrické zatížení podvozku. To znamená, že na oba trasy bude přiveden stejný točivý moment. Situaci popisuje obr. 3. Na otáčející se podvozek působí pouze hnací síla, proto bude u veličin uveden dolní index „2“.



obr. 3.: Zatáčení protichodem dle *Lindenaua*

K dispozici jsou tyto rovnice:

- a) Rovnice (1.4) pro tahovou sílu v pásu $T = W + P$. Tahová síla T v levém a pravém pásu je stejná, neboť se zatáčí protichodem. Odpor jízdy W pro levý a pravý pás je také stejný. Proto i podélná třecí síla v levém a pravém pásu je stejná $P_2^L = P_2^P = P_2$, stejně jako třecí momenty $M_2^L = M_2^P = M_2$.

b) Momentová rovnice pro obr. 3, z které vyplývá, že:

$$M_2 = \frac{P_2 \cdot A}{2} \quad (1)$$

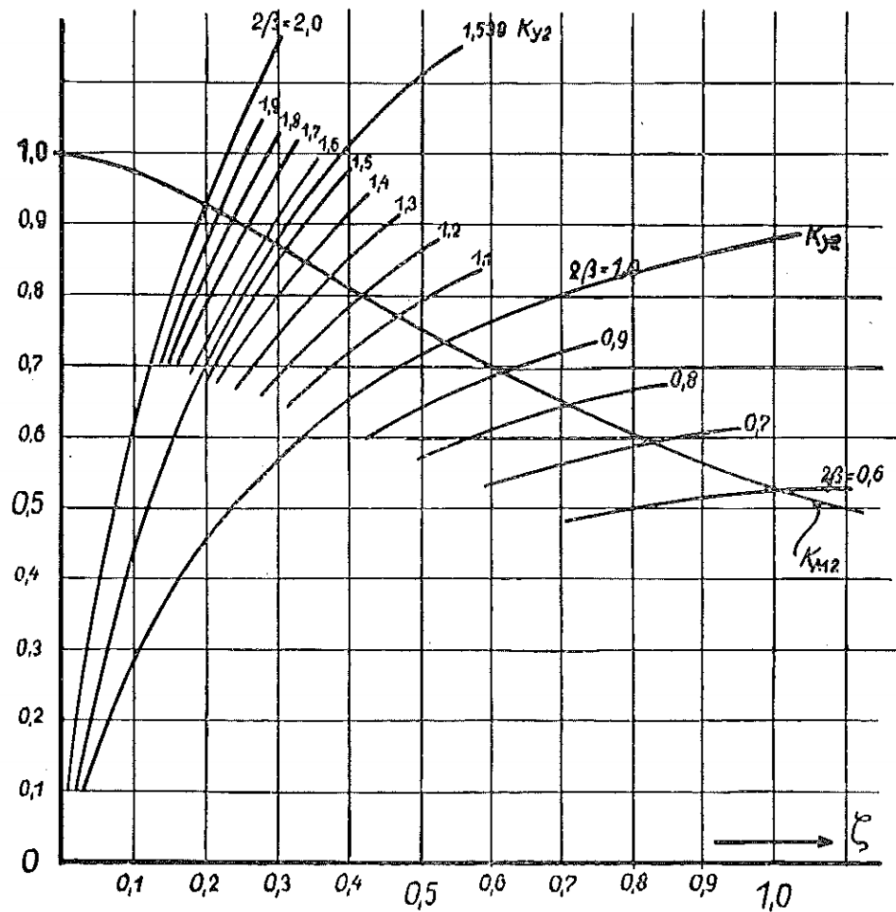
c) Rovnice (2.9).

d) Rovnice (2.10).

Dosazením rovnic (2.9) a (2.10) do rovnice (1) vznikne výraz:

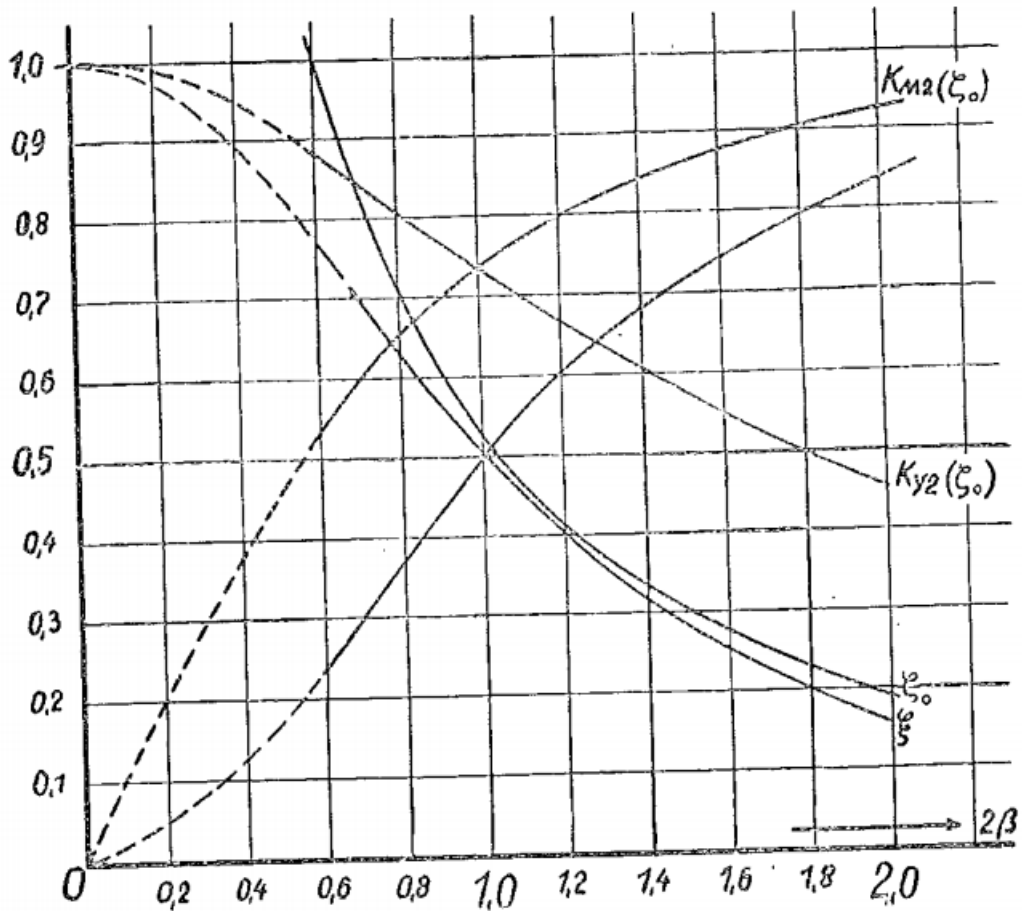
$$K_{M_2}(\zeta) = \frac{2A}{L} K_{P_2}(\zeta). \quad (2)$$

Rovnice (2) graficky vyjadřuje průsečík křivky $K_{M_2}(\zeta)$ s křivkou $\frac{2A}{L} K_{P_2}(\zeta)$. Průsečík je možné určit z diagramu (viz obr. 4). Pro získaný průsečík se odečte hodnota poměrného bočního posunutí ζ na vodorovné ose. Na svislé ose jsou vyneseny hodnoty $K_{M_2}(\zeta)$ a $\frac{2A}{L} K_{P_2}(\zeta)$. Čtenář musí nahradit K_{y_2} veličinou K_{P_2} ; 2β nahradit $\frac{2A}{L}$.



obr. 4.: Diagram [23, Obr. 22] pro grafické řešení rovnice (2)

Pro snadnější odečet hodnot K_{M2} a K_{P2} byl diagram z obr. 4 zjednodušen v diagram z obr. 5. Čtenář musí opět nahradit K_{y2} veličinou K_{P2} ; 2β nahradit $\frac{2A}{L}$; ζ_0 nahradit ζ . Pro čtení v diagramu je nutné znát pouze rozměry podvozku, rozchod a délku housenic, tj. hodnotu $\frac{2A}{L}$. Vybrané hodnoty jsou uvedeny v tabulce 1.

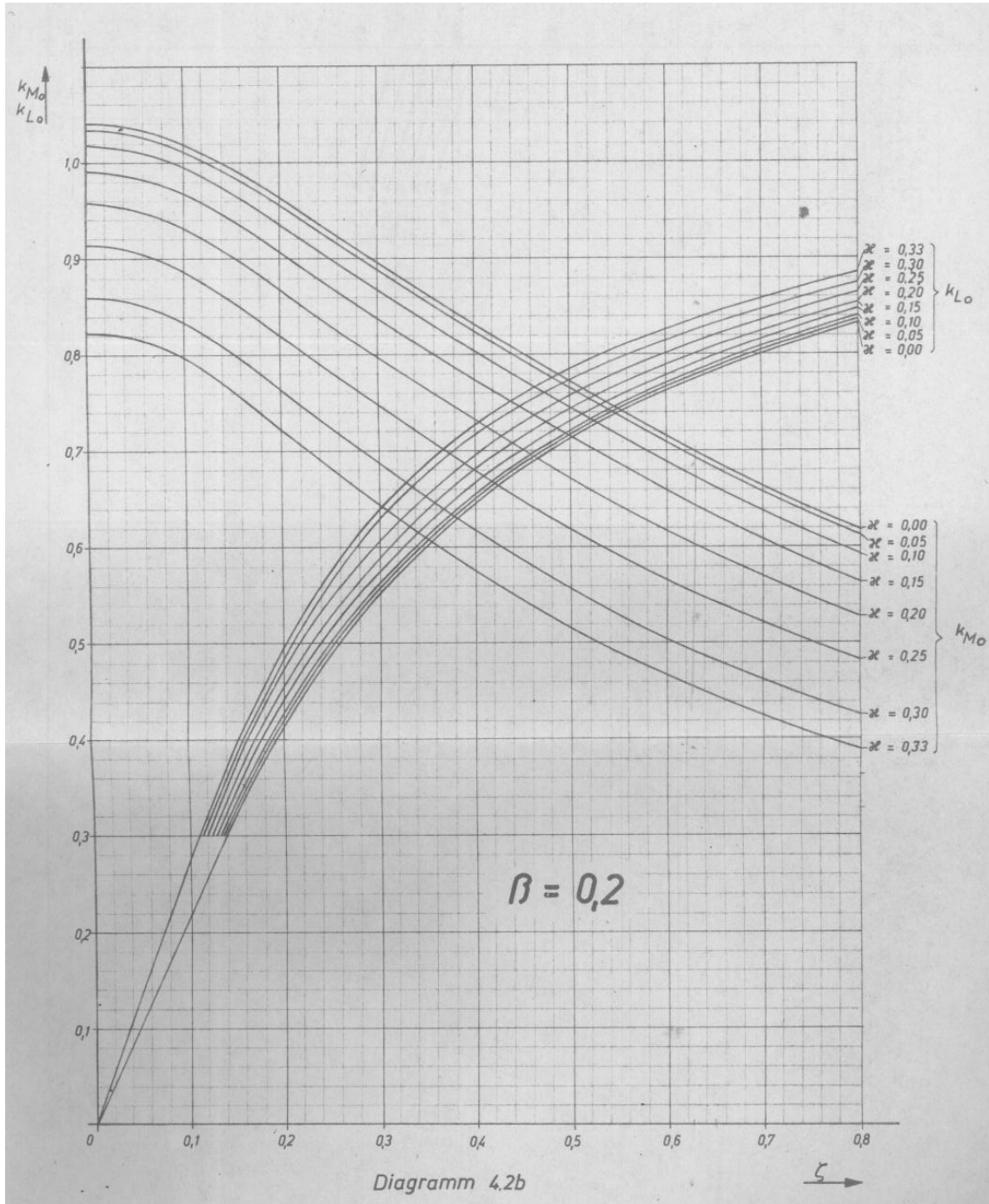


obr. 5.: Diagram závislosti K_{M2} a K_{P2} na geometrii podvozku [23, Obr. 23]

tab. 1.: Vybrané hodnoty z diagramu na obr. 5 [23, tab. 5]

$2A/L$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
ζ	1,0	0,825	0,706	0,615	0,530	0,465	0,415	0,380	0,335	0,310	0,283	0,255	0,235	0,215	0,195
K_{M2}	0,533	0,595	0,650	0,695	0,740	0,775	0,805	0,825	0,850	0,870	0,885	0,900	0,910	0,920	0,930
K_{P2}	0,881	0,845	0,810	0,775	0,740	0,705	0,670	0,650	0,610	0,585	0,555	0,525	0,500	0,480	0,460

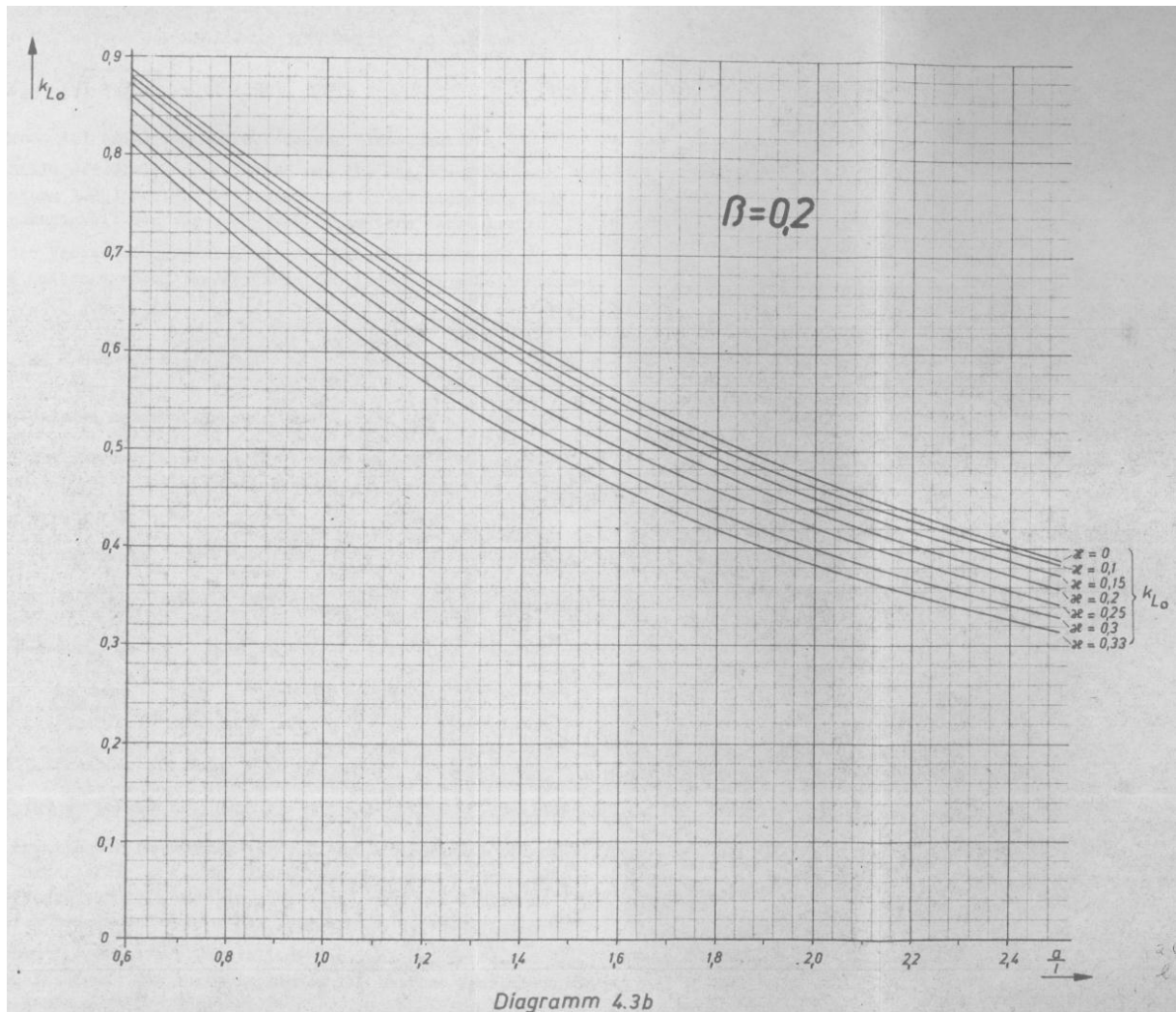
C.4 Hentschelův diagram 4.2b



obr. 6.: Hentschelův diagram 4.2b [7, diagram 4.2b]



C.5 Hentschelův diagram 4.3b



obr. 7.: Hentschelův diagram 4.3b [7, diagram 4.3b]



Příloha D

D.1 Iterační výpočet pro kapitolu 4.3.1.1

Iterace pro 4.3.1

a_PL	0,238	b_PP	1,133
b_PL	0,882	c_PP	0,267
c_PL	0,125		

$$\left[K_M^L(x) + \frac{Q^P}{Q^L} K_M^P(x) \right]_{b_PL} = \frac{L}{4A} \left[K_M^L(x) + \frac{Q^P}{Q^L} K_M^P(x) \right]_{a_PL} + \frac{P_V \left(\frac{A}{2} - E_P \right)}{Q^L + A + \mu} c_PL$$

$$K_P^P(x) = \frac{Q^L}{Q^P} K_P^L(x) - \frac{P_V}{\mu * Q^P}$$

	[1]	[2]	[3]	[4]	[5]	[6]
	$K_{ML+(Q_P/Q_L)*K_{MP}}$	$(L/4A)*[K_{ML+(Q_P/Q_L)*K_{MP}}$	$(L/4A)*[K_{ML+(Q_P/Q_L)*K_{MP}}+(P_V*(A/2-E_P)/Q_L*A*\mu)$	$(Q_L/Q_P)*K_{PL}-(P_V/\mu*Q_P)$	Odečíst z diagramu 4.2b pro $\kappa = 0,224$	Odečíst z diagramu 4.2b pro $\kappa = 0,224$
Krok	[5]+b_PL*[6]	a_PL*[1]	[2]+c_PL	b_PP*[3]-c_PP	(dzeta pro K_ML)	(dzeta pro K_MP)
0	1,55	0,368	0,493	0,292	0,211	0,113
1	1,586	0,377	0,502	0,302	0,22	0,121
2	1,578	0,375	0,500	0,300	0,219	0,12
Výsledek			0,500	0,300	0,808	0,875

obr. 1.: Iterační výpočet pro kapitolu 4.3.1.1

D.2 Iterační výpočet pro kapitolu 4.3.2

Postup iteračního výpočtu:

- Počáteční odhad $\left[K_M^L(\chi) + \frac{Q^P}{Q^L} K_M^P(\chi) \right] = 1,4$.
- Z rovnic (4.5) a (3.22) se dopočítají součinitele podélných třecích sil K_P^L a K_P^P .
- Pro získané hodnoty K_P^L a K_P^P se odečtou z *Hentschelova* diagramu 4.2b (viz příloha C.4) velikosti K_M^L a K_M^P .
- Získané součinitele třecích momentů K_M^L a K_M^P se dosadí do výrazu $\left[K_M^L(\chi) + \frac{Q^P}{Q^L} K_M^P(\chi) \right]$ a výpočet se opakuje, dokud hodnoty K_P^L a K_P^P dostatečně nezkonvergují.

Iterace pro 4.3.2							
a_PL	0,202	b_PP				1,133	
b_PL	0,882	c_PP				-0,267	
c_PL	-0,125						
	$\left[K_M^L(\chi) + \frac{Q^P}{Q^L} K_M^P(\chi) \right]$	$= \frac{L'}{4A} \left[K_M^L(\chi) + \frac{Q^P}{Q^L} K_M^P(\chi) \right]$	$K_P^L(\chi) = \frac{L'}{4A} \left[K_M^L(\chi) + \frac{Q^P}{Q^L} K_M^P(\chi) \right] + \frac{P_V \left(\frac{A}{2} - E_P \right)}{Q^L \cdot A \cdot \mu} K_P^P(\chi)$	$= \frac{Q^L}{Q^P} K_P^L(\chi) - \frac{P_V}{\mu \cdot Q^P}$			
	b_PL	a_PL	b_PL	c_PL	b_PP	c_PP	
[1]	[2]	[3]	[4]	[5]	[6]		
$K_{ML} + (Q_P/Q_L) \cdot K_{MP}$	$(L'/4A) \cdot [K_{ML} + (Q_P/Q_L) \cdot K_{MP}]$	$(L'/4A) \cdot [K_{ML} + (Q_P/Q_L) \cdot K_{MP}] + (P_V \cdot (A/2 - E_P) / (Q_L \cdot A \cdot \mu))$	$(Q_L/Q_P) \cdot K_{PL} - (P_V / (\mu \cdot Q^P))$	Odečíst z diagramu 4.2b pro $\kappa = 0,333$	Odečíst z diagramu 4.2b pro $\kappa = 0,333$		
[5]+b_PL*[6]	a_PL*[1]	[2]+c_PL	b_PP*[3]-c_PP	ζ pro K_{ML}	ζ pro K_{MP}		
Krok		K_PL	K_PP				
0	1,4	0,282	0,157	0,445	0,058	0,816	0,176
1	1,469	0,296	0,171	0,461	0,063	0,813	0,18
2	1,464	0,295	0,170	0,459	0,062	0,814	0,178
3	1,466	0,296	0,171	0,460			
Výsledek			0,171	0,460		0,814	0,739

obr. 2.: Iterační výpočet pro kapitolu 4.3.2

D.3 Iterační výpočet pro kapitolu 4.3.3

Postup iteračního výpočtu:

- 1) Počáteční odhad $\left[K_M^L(\mathcal{K}) + \frac{1}{q} K_M^P(\mathcal{K}) \right] = 1,3$.
- 2) Z rovnic (3.30) a (3.25) se dopočítají součinitele podélných třecích sil K_P^L a K_P^P .
- 3) Pro získané hodnoty K_P^L a K_P^P se odečtou z *Hentschelova* diagramu 4.2b velikosti K_M^L a K_M^P .
- 4) Získané součinitele třecích momentů K_M^L a K_M^P se dosadí do výrazu $\left[K_M^L(\mathcal{K}) + \frac{1}{q} K_M^P(\mathcal{K}) \right]$ a výpočet se opakuje, dokud hodnoty K_P^L a K_P^P dostatečně nezkonvergují.

Iterace pro 4.3.3							
d_PL	0,203						
e_PL	-0,034						
$K_P^L(\mathcal{K}) = \frac{\partial L}{4A} \left[K_M^L + \frac{1}{q} K_M^P \right] - \frac{S_V \cdot E_S}{\mu A \cdot Q^L}$ <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 5px;"> d_{PL} e_{PL} </div> $K_P^P = q \cdot K_P^L$							
	[1]	[2]	[3]		[4]		[5]
	$K_{ML} + (1/q) \cdot K_{MP}$				Odečíst z diagramu 4.2b pro		Odečíst z diagramu 4.2b pro
	$[4] + (1/q) \cdot [5]$	$d_{PL} \cdot [1] - e_{PL}$	$q \cdot [2]$		kappa = 0,329		kappa = 0,329
Krok		K_{PL}	K_{PP}	(dzeta pro K_{ML})	K_{ML}	(dzeta pro K_{MP})	K_{MP}
0	1,3	0,298	0,413	0,11	0,79	0,16	0,757
1	1,335	0,305	0,423	0,115	0,788	0,163	0,752
2	1,330	0,304	0,422	0,114	0,789	0,162	0,753
3	1,331	0,304	0,422				
Výsledek		0,304	0,422		0,789		0,753

obr. 3.: Iterační výpočet pro kapitolu 4.3.3

D.4 Iterační výpočet pro kapitolu 4.3.4

Postup iteračního výpočtu:

- Počáteční odhad $\left[K_M^L(\mathcal{N}) + \frac{1}{q} K_M^P(\mathcal{N}) \right] = 1,5$.
- Z rovnic (3.30) a (3.25) se dopočítají součinitele podélných třecích sil K_P^L a K_P^P .
- Pro získané hodnoty K_P^L a K_P^P se odečtou z *Hentschelova* diagramu 4.2b velikosti K_M^L a K_M^P .
- Získané součinitele třecích momentů K_M^L a K_M^P se dosadí do výrazu $\left[K_M^L(\mathcal{N}) + \frac{1}{q} K_M^P(\mathcal{N}) \right]$ a výpočet se opakuje, dokud hodnoty K_P^L a K_P^P dostatečně nezkonvergují.

Iterace pro 4.3.4							
d_PL	0,265						
e_PL	0,041						
$K_P^L(\mathcal{N}) = \frac{\vartheta L}{4A} \left[K_M^L + \frac{1}{q} K_M^P \right] - \frac{S_V \cdot E_S}{\mu A \cdot Q^L}$ <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 5px;"> d_{PL} e_{PL} </div> $K_P^P = q \cdot K_P^L$							
	[1]	[2]	[3]		[4]		[5]
	$K_{ML} + (1/q) \cdot K_{MP}$				Odečíst z diagramu 4.2b pro		Odečíst z diagramu 4.2b pro
	$[4] + (1/q) \cdot [5]$	$d_{PL} \cdot [1] - e_{PL}$	$q \cdot [2]$		kappa = 0,329		kappa = 0,329
Krok		K_{PL}	K_{PP}	(dzeta pro K_{ML})	K_{ML}	(dzeta pro K_{MP})	K_{MP}
0	1,5	0,357	0,331	0,138	0,775	0,125	0,78
1	1,616	0,388	0,360	0,15	0,765	0,135	0,776
2	1,601	0,384	0,356	0,143	0,767	0,135	0,775
3	1,602	0,384	0,356				
Výsledek		0,384	0,356		0,767		0,775

obr. 4.: Iterační výpočet pro kapitolu 4.3.4

D.5 Katalog Bonfiglioli

Type	Torque [Nm]
700 C1 H	1000
701 C1	2200
703 C2 H	4000
705 C2 H	10000
706 C3 B	18000
707 C3 B	26000
709 C3 B	30000
710 C3 B	36000
711 C3 B	45000
713 C3 B	60000
715 C3 B	85000
716 C3 B	100000
717 C3 H	130000
718 C3 H	180000
720 C3 H	220000
722 C3 H	330000
724 C4 H	450000
726 C4 H	625000

obr. 5.: Katalog Bonfiglioli [27, str. 18]

Type	Range of ratios	Max. input speed	Hydraulic motor drive	Braking torque	Min. opening pressure	Weight
	1:	min -1	(1)	Nm	bar	Kg
700 C1 H	5.25	1000	LS	140 - 250	15 - 25	20
701 C1	6.2	1000	LS	250 - 350	20 - 30	25
703 C2 H	19-40	3500	HS	210	18	42
705 C2 H	22-53	3500	HS	220 - 310	10 - 20	60
706 C3 B	68-173	3500	HS	250 - 500	10 - 20	95
707 C3 B	55-120	3500	HS	250 - 500	10 - 20	135
709 C3 B	55-147	3500	HS	250 - 600	10 - 20	180
710 C3 B	55-166	3500	HS	250 - 600	10 - 20	200
711 C3 B	71-163	3500	HS	400 - 800	10 - 20	270
713 C3 B	56-147	3000	HS	400 - 800	10 - 20	310
715 C3 B	62-156	3000	HS	600 - 1000	10 - 20	350
716 C3 B	83-174	3000	HS	800 - 1200	10 - 20	400
717 C3 H	92-211	3000	HS	800 - 1200	10 - 20	630
718 C3 H	87-263	3000	HS	800 - 1400	10 - 20	750
720 C3 H	175-287	3000	HS	800 - 1700	10 - 20	820
722 C3 H	296-492	3000	HS	1500 - 2500	15 - 30	1300
724 C4 H	350 - 428	3000	HS	1500 - 2500	15 - 30	1300
726 C4 H	248-282-330	3000	HS	2 x 1200	27	2800

obr. 6.: Katalog Bonfiglioli [27, str. 19]

D.6 Katalog Bosch

Size	NG		90	107
Displacement geometric, per revolution	V_g	cm ³	90	106.7
Speed maximum ¹⁾	n_{nom}	rpm	4500	4000
	$n_{max}^{2)}$	rpm	5000	4400
Input flow ³⁾				
at n_{nom} and V_g	q_v	L/min	405	427
Torque ⁴⁾				
at V_g and $\Delta p = 350$ bar	T	Nm	501	594
at V_g and $\Delta p = 400$ bar	T	Nm	573	679
Rotary stiffness	c	kNm/ rad	9.14	11.2
Moment of inertia for rotary group	J_{GR}	kgm ²	0.0072	0.0116
Maximum angular acceleration	α	rad/s ²	6000	4500
Case volume	V	L	0.55	0.8
Mass (approx.)	m	kg	25	34

obr. 7.: Katalog Bosch [28]