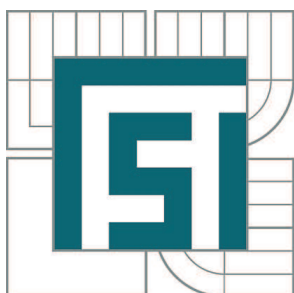


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VÝLOŽNÍK KOMBINOVANÉHO SKLÁDKOVÉHO STROJE

BUCKET-WHEEL BOOM OF STACKER/RECLAIMER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARTIN ŠTURSA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Štursa

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Výložník kombinovaného skládkového stroje

v anglickém jazyce:

Bucket-wheel boom of stacker/reclaimer

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte geometrii výložníku kombinovaného skládkového stroje včetně kola a návrhu pohonu tohoto kola. Kombinovaný skládkový stroj slouží k deponizaci a následné redeponizaci materiálu na skládce materiálu (například uhlí před elektrárnou).

Cíle diplomové práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující zejména:

- návrh geometrie výložníku a kola
- návrh pohonu kola
- řešení geometrického uspořádání špičky

Seznam odborné literatury:

Šimůnek: Části strojů pro povrchovou těžbu - Kolesová rýpadla. Vítkovice, Ostrava 1985
Polák, J.; Pavliška, J.; Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava 2001; VŠB
Klímecký, O.; a kol.: Manipulace s materiálem. Ostrava 1988; VŠB

Vedoucí diplomové práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 8.11.2012



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukcí částí kombinovaného skládkového stroje určeného pro obsluhu skládky hnědého uhlí u uhelné elektrárny. Nejprve jsou nadefinovány základní parametry stroje a silové účinky zatěžující stroj během provozu. Práce dále obsahuje návrh ocelové konstrukce kolesového výložníku, kola, koreček, pohonu kola, hřídele, ložisek a dalších částí kolesového výložníku. Tyto součásti jsou ověřeny analytickými nebo konečnoprvkovými výpočty.

KLÍČOVÁ SLOVA

kombinovaný skládkový stroj, kolesový nakladač, kolesový výložník, koleso, korečky, ocelová konstrukce, pevnostní výpočet

ABSTRACT

This master's thesis deals with the construction of parts of a bucket-wheel stacker/reclaimer designed to operate lignite stockyard at coal power plant. First the basic parameters of machine and loads applied in service are defined. The work also includes the design of steel structure of bucket-wheel boom, bucket-wheel, buckets, bucket-wheel drive, shaft, bearings and other parts of bucket-wheel boom. These parts are verified by analytical or finite element analysis.

KEYWORDS

stacker/reclaimer, bucket-wheel reclaimer, bucket-wheel boom, bucket-wheel, buckets, steel structure, stress analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠTURSA Martin. *Výložník kombinovaného skládkového stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 109 s. XI s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2013

Bc. Martin Štursa



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za cenné rady. Zvláštní poděkování patří Ing. Jakubu Krásovi, Ph.D. ze společnosti NOEN, a.s. za poskytnuté podklady a panu Karlu Polcovi za prohlídku skládkového stroje v Elektrárně Chvaletice, a. s. Dále bych rád poděkoval všem, kteří mě během studia podporovali. Děkuji.



OBSAH

Úvod.....	13
1 Cíle práce.....	15
2 Práce na skládce.....	17
2.1 Příčný odběr uhlí.....	17
2.2 Podélný odběr uhlí.....	19
2.3 Zakládání uhlí.....	20
3 Základní parametry skládkového stroje.....	21
3.1 Průměr kola.....	21
3.2 Rychlost otáčení kola.....	21
3.3 Rychlost řezných hran korečků.....	22
3.4 Počet korečků.....	22
3.5 Počet výsypů korečků.....	22
3.6 Objem třísky připadající na jeden koreček.....	22
3.7 Výpočtová teoretická výkonnost v nakypřené hornině.....	23
3.8 Parametry nabírání.....	23
3.9 Výkon motoru kola.....	24
4 Výpočet dle ČSN 27 7008.....	27
4.1 Dílčí Zatížení.....	27
4.1.1 Stálé.....	27
4.1.2 Materiál.....	27
4.1.3 Znečištění.....	28
4.1.4 Nabírací síly.....	29
4.1.5 Tahy v pásech dopravníku a tahy nosných lan výložníku.....	29
4.1.6 Dynamické účinky – provozní kmitání.....	29
4.1.7 Dynamické účinky – setrvačné síly.....	30
4.1.8 Vítr za provozu.....	30
4.1.9 Sníh a námraza.....	31
4.1.10 Vítr mimo provoz.....	31
4.1.11 Mimořádný materiál.....	31
4.1.12 Mimořádné nabírací síly.....	32
4.1.13 Podepření nabíracího orgánu.....	32



4.1.14	Boční náraz	32
4.2	Kombinace dílčích zatížení	33
4.3	Použité konstrukční materiály	34
5	Korečky	37
5.1	Výběr korečku	37
5.2	Geometrie korečku	38
5.3	Dimenzování bandáže	39
5.4	Čepy	42
5.4.1	Kontrola na stříh	44
5.4.2	Kontrola na otláčení oka korečku	44
5.4.3	Kontrola na otláčení ok kola	45
5.5	Klín	45
5.5.1	Kontrola na stříh	46
6	Koleso	47
6.1	Konstrukce kola	47
6.2	Výpočet	47
6.2.1	Model kola	47
6.2.2	Zatížení modelu kola	48
6.2.3	Pevnostní výpočet (structural analysis)	49
6.2.4	Kontrola vzpěrné pevnosti (buckling load analysis)	51
7	Vynášecí zařízení	53
7.1	Konstrukce	54
8	Pohon kola	55
8.1	Motor	56
8.2	Spojovací adaptér	57
8.3	Páka pro přenos reakčního momentu	58
9	Hřídel kola	61
9.1	Zatížení při otáčení otoče vlevo	62
9.1.1	Výsledné vnitřní účinky	64
9.2	Zatížení při otáčení otoče vpravo	66
9.2.1	Výsledné vnitřní účinky	67
9.3	Pevnostní kontrola hřídele	68



9.3.1	Napětí pod svěrným spojením motoru.....	68
9.3.2	Napětí pod ložiskem A.....	69
9.3.3	Kontrola na únavové porušení pod ložiskem A.....	69
9.3.4	Napětí pod kolesem	71
9.3.5	Kontrola na únavové porušení pod kolesem.....	72
9.3.6	Napětí u osazení vedle kola.....	72
9.3.7	Kontrola na únavové porušení u osazení vedle kola.....	73
9.3.8	Napětí ve vzdálenosti 160 mm od ložiska B	74
9.3.9	Kontrola na únavové porušení 160 mm od ložiska B.....	74
10	Rozpěrné kroužky.....	77
11	Ložiska.....	79
11.1	Ložisko A.....	79
11.1.1	Výpočtová životnost	79
11.1.2	Maximální axiální síla	81
11.1.3	Směr radiální síly	81
11.1.4	Kontrola šroubů.....	81
11.1.5	Výkonová ztráta.....	83
11.2	Ložisko B.....	83
11.2.1	Výpočtová životnost	84
11.2.2	Směr radiální síly	84
11.2.3	Kontrola šroubů.....	84
11.2.4	Výkonová ztráta.....	85
11.3	Kontrola naklápění ložisek	85
12	Kolesový výložník	87
12.1	Špička kolesového výložníku	87
12.1.1	Uspořádání špičky	87
12.1.2	Náklon kola.....	88
12.1.3	Volné obrysové úhly.....	89
12.2	Reverzovatelný pásový dopravník.....	89
12.3	Kabina obsluhy	90
12.4	Další vybavení kolesového výložníku.....	90
12.5	Ocelová konstrukce kolesového výložníku.....	91



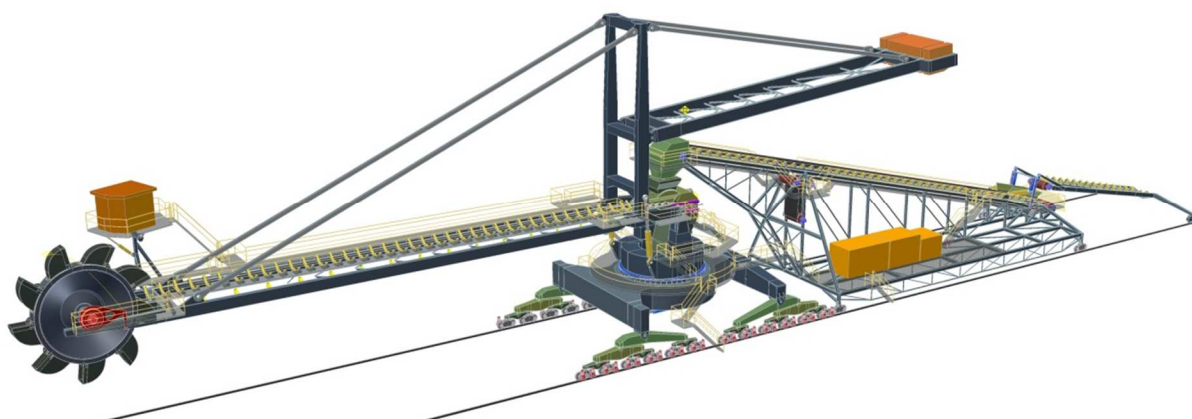
12.6	Výpočet.....	92
12.6.1	Model ocelové konstrukce kolesového výložníku.....	92
12.6.2	Zatížení modelu ocelové konstrukce kolesového výložníku.....	93
12.6.3	Pevnostní výpočet (structural analysis)	94
12.6.4	Kontrola vzpěrné pevnosti (buckling load analysis)	96
12.7	Hlavní čepy	97
12.7.1	Kontrola na střih	97
12.7.2	Kontrola na otláčení	97
12.8	Zdvihací čepy	98
12.8.1	Kontrola na střih	98
12.8.2	Kontrola na otláčení	98
	Závěr.....	99
	Seznam použitých zdrojů	101
	Seznam použitých symbolů a zkratk	105
	Seznam příloh	109



ÚVOD

Skládka sypaných materiálů slouží k vyrovnání rozdílů mezi dodávkou a odběrem skládkovaného materiálu, jeho homogenizaci i jako překladiště. Příkladem může být tepelná elektrárna, kde musí být zaručena dostatečná zásoba paliva, aby při zpoždění dodávky uhlí nedošlo k přerušování dodávky elektrické energie.

Kombinovaný skládkový stroj je určen k zakládání (deponizaci) a nakládání (redeponizaci) skládkovaného materiálu. Jeden stroj je tedy schopný nahradit práci zakladače a kolesového nakladače.



Obr. 1 Kombinovaný skládkový stroj [1]

Kombinovaný skládkový stroj bývá postaven na vahadlovém kolejovém podvozku, na kterém je umístěna spodní stavba, otočná střední stavba a hydraulicky zdviháný celek, skládající se z kolesového výložníku, střední věže a vyvažovacího výložníku s protizávažím. Na kolesovém výložníku se nachází reverzovatelný pásový dopravník a koleso vybavené korečkou. Skládkovaný materiál je na stroj dopraven pomocí spojovacího mostu a smyčkového vozu. [1]

Při zakládání putuje materiál přes smyčkový vůz a spojovací most do násypky na otočné střední stavbě, odkud je pásovým dopravníkem transportován na skládku, klapka u kola je otevřena.

Při nakládání je materiál nabírán korečkou a skrz koleso je vysypán na pásový dopravník, na jehož konci propadne otočnou střední a spodní stavbou na průběžný pásový dopravník umístěný v kolejišti.



1 CÍLE PRÁCE

Cílem této práce je navrhnout pohon kola, vyřešit geometrické uspořádání špičky a navrhnout geometrii kolesového výložníku a kola kombinovaného skládkového stroje, který bude provozován na hnědouhelné skládce.

Základní technické parametry stroje

teoretická výkonnost v nakypřené hornině	$Q_{th} = 4\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
délka výložníku	$L_k = 36 \text{ m}$

Základní parametry skládky

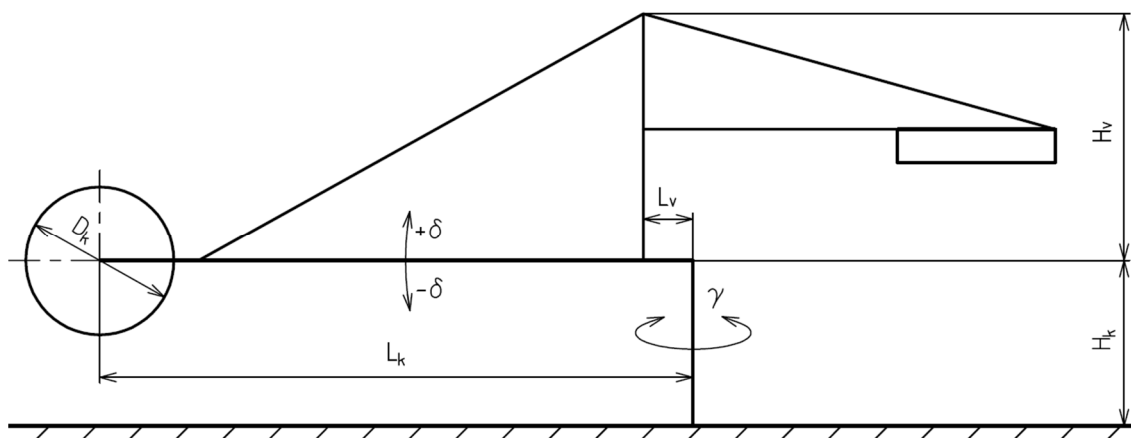
výška skládky	$H = 6 \text{ m}$
sypná hmotnost	$\rho = 750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
měrný rozpojovací odpor	$K_{MR} = 50 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$

V rámci návrhu geometrie kola a ocelové konstrukce kolesového výložníku provést pevnostní výpočet s příslušnými zátěžnými stavy dle ČSN 27 7008.



2 PRÁCE NA SKLÁDCE

Stroj bude používán k obsluze 6 m vysoké skládky hnědého uhlí se sypanou hmotností $\rho = 750 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ (v nakypřeném stavu) a měrným rozpojovacím odporem $K_{MR} = 50 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$. Pro zakládání i nakládání je požadována teoretická výkonnost $Q_{th} = 4\,000 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$. Délka výložníku¹ $L_k = 36 \text{ m}$.



Obr. 2 Schéma kombinovaného skládkového stroje s několika potřebnými rozměry

kde	D_k	[m]	průměr kola
	H_k	[m]	výška uložení věže
	H_v	[m]	výška věže
	L_v	[m]	délka spodní části věže
	γ	[°]	úhel otáčení stroje okolo svislé osy
	δ	[°]	úhel naklápění výložníku

Osa uložení střední věže protíná osu otáčení stroje ve výšce $H_k = 10 \text{ m}$ nad základem skládky. Okolo toho místa je naklápěn výložník. Délka spodní části věže $L_v = 3 \text{ m}$, výška věže $H_v = 15 \text{ m}$.

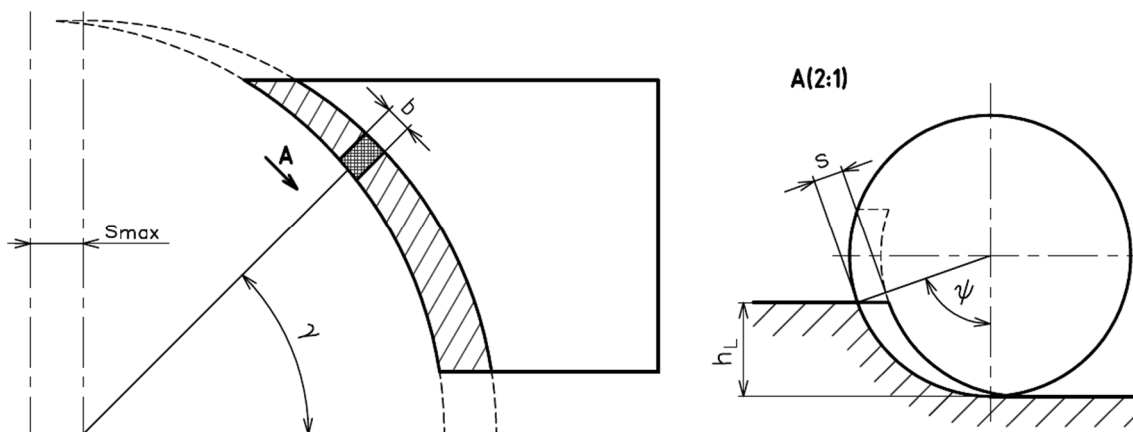
2.1 PŘÍČNÝ ODBĚR UHLÍ

Příčný odběr je realizován otáčením horní stavby stroje ($\gamma \neq \text{konst}$) při konstantním naklopení kolesového výložníku ($\delta = \text{konst}$). Do záběru pro odběr další třísky je stroj posunut pojezdem. Tento způsob odběru materiálu je v případě kolesových rypadel nazýván lávkováním, lze jej přirovnat k nesouslednému frézování.

¹ Délka výložníku je největší vzdálenost mezi osou kola a osou otáčení horní stavby stroje. [14]



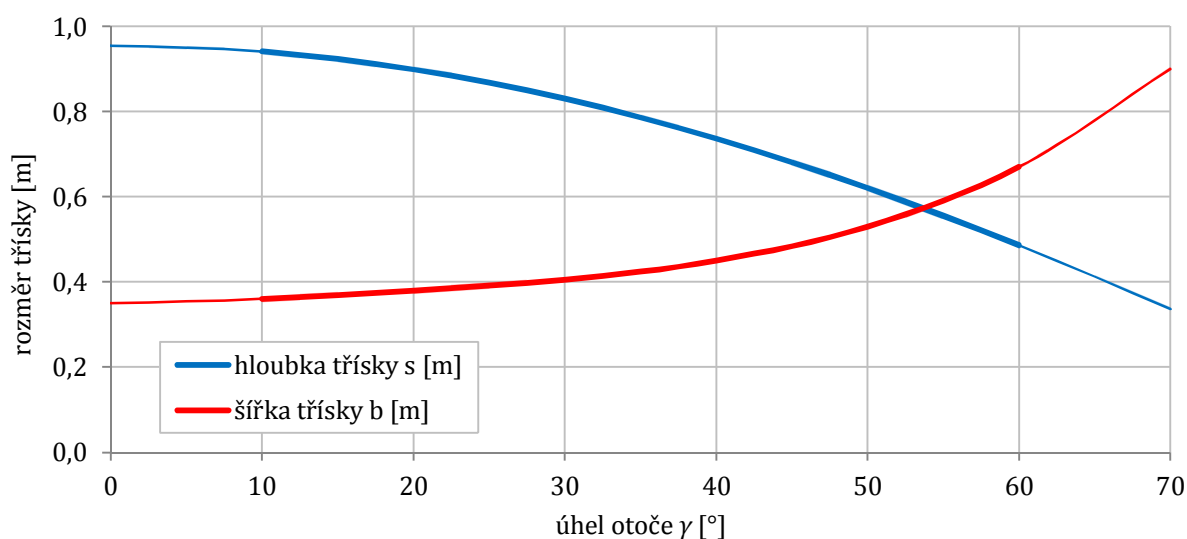
Vzhledem k průměru kola a výšce skládky nelze nabírat² uhlí pouze na jednu lávku (viz obr. 3 vpravo, čárkovaná část třísky). V závislosti na aktuálních podmínkách na skládce by hrozila tvorba klenby, zasypávání kola nebo sesouvání svahu. Z tohoto důvodu se jeví jako nejvýhodnější odběr uhlí ve dvou lávkách.



Obr. 3 Pohled shora na příčný doběr (vlevo), detail kola s třískou (vpravo)

kde	b	[m]	šířka třísky
	h_L	[m]	výška třísky (výška lávky)
	s	[m]	hloubka třísky (závislá na γ , ψ)
	s_{max}	[m]	posun do další třísky (vyjadřuje maximální třísku: $\gamma = 0^\circ$, $\psi = 90^\circ$)
	ψ	[°]	úhel rozpojování

Z obr. 3 také plyne, že hloubka třísky se mění s úhlem natočení horní stavby stroje i s úhlem rozpojování. Hloubka třísky nabývá největší hodnoty pro $\gamma = 0^\circ$, $\psi = 90^\circ$, v tom případě se hloubka třísky rovná pojezdu do další třísky.



Obr. 4 Závislost rozměrů třísky na úhlu otoče ($V_u = 1 \text{ m}^3$, $h_L = 3 \text{ m}$)

² Dle ČSN 27 7013 je nutno termíny rypadlo a rýpat změnit na nakladač a nabírat (včetně dalších gramatických tvarů), jedná-li se o kolesový nakladač.



V průběhu otáčení výložníku během jedné lávky je třeba odebírat pořád stejný objem uhlí do každého korečku. Zmenšuje-li se hloubka třísky, musí být zvětšena šířka třísky, viz obr. 4. Z toho také plyne potřeba měnit rychlost otáčení horní stavby nebo kola. Uvažuje-li se nekonstantní rychlost otáčení horní stavby, provádí se zvyšování rychlosti do úhlu otočení stroje $\gamma = 60^\circ$. [11] Pro další zvyšování rychlosti je třeba vysokého výkonu pohonu otoče a velký sklon boku korečků, aby nedocházelo k otírání korečků o uhlí.

2.2 PODÉLNÝ ODBĚR UHLÍ

Podélný odběr je realizován pojezdem stroje při konstantním naklonění kolesového výložníku ($\delta = \text{konst}$) a konstantním natočení stroje ($\gamma = \text{konst}$). Do záběru pro odběr další třísky je kolo zasunuto pootočením horní stavby stroje. I tento způsob odběru lze přirovnat k nesuslednému frézování.

Při podélném odběru je možné odebírat třísku s konstantním poměrem s/b . Je volen takový poměr, aby rozpojovací síla byla co nejmenší. Proto je tento způsob odběru uhlí vhodnější z hlediska spotřeby energie.

Optimální poměr třísky

$$\left(\frac{s}{b}\right)_{opt} = \frac{\psi}{\frac{3 \cdot \psi}{\pi} - 0,425} \quad [14] \quad (1)$$

$$\left(\frac{s}{b}\right)_{opt} = \frac{1,23}{\frac{3 \cdot 1,23}{\pi} - 0,425} = 1,64$$

kde ψ [rad] úhel rozpojování

Je-li objem třísky 1 m^3 a výška lávky 3 m , pak $s_{opt} \doteq 0,7 \text{ m}$ a $b_{opt} \doteq 0,4 \text{ m}$. Rozměry třísky jsou v tomto případě velmi závislé na aktuálních vlastnostech materiálu na skládce, neboť po předchozím odběru je hrana lávky „zubatá“ a navíc mohlo dojít k určitému sesypání.

Pro příčný i podélný odběr uhlí ze skládky platí, že výška, příp. hloubka pracovního řezu se musí volit podle momentálních vlastností paliva na skládce tak, aby nebyl ohrožen bezpečný provoz stroje. [1]



2.3 ZAKLÁDÁNÍ UHLÍ

Při zakládání přepadává uhlí z reverzního pásového dopravníku přes vratný buben na skládku. Je nutné volit způsob zakládání jednotlivých vrstev tak, aby na skládce nevznikaly svahy a velké nerovnosti, které by mohly ohrozit bezpečný provoz stroje při následném odběru. Uhlí může být po založení rozhrnováno a hutněno dozerem, aby nedocházelo k prohořívání skládky. [1]

Na obr. 5 se nachází ukázka kombinovaného skládkového stroje při zakládání uhlí na skládku v přístavu na západním pobřeží Austrálie. Za zmínku stojí i průběžný pásový dopravník umístěný mezi kolejemi, který ke skládkovému stroji přivádí zakládané uhlí a odvádí nabírané uhlí.



Obr. 5 Kombinovaný skládkový stroj při zakládání uhlí [35]



3 ZÁKLADNÍ PARAMETRY SKLÁDKOVÉHO STROJE

3.1 PRŮMĚR KOLESA

Průměr kola D_k výrazně ovlivňuje vlastnosti stroje při nabírání materiálu ze skládky. Koleso s velkým průměrem poskytuje více prostoru pro vynášecí zařízení, je však těžší. Koleso s malým průměrem vyžaduje pro práci vyšší otáčky a může se stát, že nebude docházet ke správnému vyprazdňování korečků. Je třeba zvolit optimální průměr kola. Na základě porovnání kolesových nakladačů s danou výkonností (ThyssenKrupp Robins, TAKRAF, Sandvik, FAM, Prodeco) a výběrem průměru z řady dle ČSN 27 7005 byl zvolen průměr kola 9 m.

3.2 RYCHLOST OTÁČENÍ KOLESA

Otáčky kola

Předpokládáme konstantní otáčky kola a regulovatelnou rychlost otoče. Na základě průměru kola byly zvoleny otáčky kola $n_k = 7,5 \text{ min}^{-1} = 0,125 \text{ s}^{-1}$.

Úhlová rychlost kola

$$\omega_k = 2 \cdot \pi \cdot n_k \quad (2)$$

$$\omega_k = 2 \cdot \pi \cdot 0,125 = 0,785 \text{ s}^{-1}$$

Dostředivé zrychlení

V místě nejvzdálenější řezné hrany korečku od osy

$$a_d = \omega_k^2 \cdot R_k \quad (3)$$

$$a_d = 0,785^2 \cdot 4,5 = 2,78 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

kde R_k [m] poloměr kola

Ověření, zda dochází ke gravitačnímu vysypání

Aby docházelo k bezproblémovému gravitačnímu vysypání, je třeba dodržet podmínku

$$\frac{a_d}{g} < 0,39 \quad [11] \quad (4)$$

$$\frac{2,78}{9,81} = 0,28 < 0,39$$

kde g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] tíhové zrychlení



Praxe ukázala, že ještě při snížení tíhové síly silou odstředivou o 39 %, tj. při poměru odstředivého zrychlení k tíhovému 0,39, lze zajistit přijatelné gravitační vyprazdňování korečků. [11] Z nerovnice uvedené nad tímto odstavcem vyplývá, že bude docházet k přijatelnému gravitačnímu vyprazdňování korečků.

3.3 RYCHLOST ŘEZNÝCH HRAN KOREČKŮ

$$v_k = R_k \cdot \omega_k \quad (5)$$

$$v_k = 4,5 \cdot 0,785 = 3,534 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.4 POČET KOREČKŮ

Se zvyšujícím se počtem korečků po obvodu kola roste délka řezných hran v záběru a tím i potřebný výkon pohonu kola. Na druhé straně je omezení z hlediska velikosti a dostatečné tuhosti jednotlivých korečků. Počet korečků byl zvolen $z_k = 9$.

3.5 POČET VÝSYPŮ KOREČKŮ

$$n_v = n_k \cdot z_k \quad [4] \quad (6)$$

$$n_v = 0,125 \cdot 9 = 1,125 \text{ s}^{-1}$$

3.6 OBJEM TRÍSKY PŘIPADAJÍCÍ NA JEDEN KOREČEK

$$V_u = k_n \cdot \frac{Q_{th}}{n_v} \quad [4] \quad (7)$$

$$V_u = 1,1 \cdot \frac{1,111}{1,125} = 1,086 \text{ m}^3$$

kde k_n [1] součinitel nakypření

Objem třísky připadající na jeden koreček V_u je roven součtu užitečného objemu korečku V_{uk} a polovině užitečného objemu mezikruží kola V_{um} . [4][16]

Z 3D modelu korečku a kola byly odměřeny příslušné objemy. Objem korečku $V_{uk} = 0,9 \text{ m}^3$ a užitečný objem mezikruží (náležící jednomu korečku) $V_{um} = 0,2 \text{ m}^3$. Z toho vyplývá, že objem třísky připadající na jeden koreček $V_u = 1 \text{ m}^3$.



3.7 VÝPOČTOVÁ TEORETICKÁ VÝKONNOST V NAKYPŘENÉ HORNINĚ

$$Q_{th} = (V_{uk} + 0,5 \cdot V_{um}) \cdot n_v \quad [16] \quad (8)$$

$$Q_{th} = (0,9 + 0,5 \cdot 0,2) \cdot 1,125 = 1,125 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 4\,050 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Dle ČSN 27 7005 se teoretická výkonnost shoduje s normovanou teoretickou výkonností $4\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \pm 5\%$. S výše zvolenými a spočtenými hodnotami lze pokračovat v dalším výpočtu.

Zde je třeba uvést, že ČSN 27 7022 uvádí několik druhů výkonností. Výše spočítaná výpočtová teoretická výkonnost v nakypřené hornině Q_{th} nebude v praxi dosažena, neboť nezahrnuje vliv pomocných technologických operací.

Efektivní výkonnost v rostlé hornině Q_e již uvažuje s časy potřebnými pro přechod na novou třísku a na novou lávku, též zahrnuje vliv obsluhy stroje.

Odstávky stroje z důvodu čištění, údržby, poruch atp. jsou zahrnuty v provozní výkonnosti v rostlé hornině Q_p .

3.8 PARAMETRY NABÍRÁNÍ

Úhel naklonění výložníku pro horní (první) lávku

$$\delta_1 = -\arcsin\left(\frac{H_k - (R_k + \sum h_L)}{L_k}\right) \quad (9)$$

$$\delta_1 = -\arcsin\left(\frac{10 - (4,5 + 3)}{36}\right) = -3,98^\circ$$

kde $\sum h_L$ [m] součet výšek lávek pod aktuálně odebíranou lávkou

Součet poloměru kola a sumy výšek lávek pod aktuálně odebíranou lávkou představuje aktuální vzdálenost hřídele kola od země.

Úhel naklonění výložníku pro dolní (druhou) lávku

$$\delta_2 = -\arcsin\left(\frac{10 - (4,5 + 0)}{36}\right) = -8,79^\circ$$

Úhel rozpojování

$$\psi = \arccos\left(\frac{R_k - h_L}{R_k}\right) \quad (10)$$

$$\psi = \arccos\left(\frac{4,5 - 3}{4,5}\right) = 70,53^\circ$$



Vodorovná vzdálenost od osy stroje k horní hraně lávky

$$l_r = R_k \cdot \sin(\psi) + L_k \cdot \cos(\delta) \quad (11)$$

$$l_{r1} = 4,5 \cdot \sin(70,53) + 36 \cdot \cos(-3,98) = 40,16 \text{ m} - \text{první lávka}$$

$$l_{r2} = 4,5 \cdot \sin(70,53) + 36 \cdot \cos(-8,79) = 39,82 \text{ m} - \text{druhá lávka}$$

Maximální hloubka třísky

pro $\psi = 70,53^\circ$, tedy 3 m vysokou lávku, uvažujeme pojezd o velikosti $s_{max} = 1$ m.

$$s_{max\psi} = R_k + s_{max} \cdot \sin(\psi) - \sqrt{R_k^2 - s_{max}^2 \cdot \cos^2(\psi)} \quad [3][6] \quad (12)$$

$$s_{max\psi} = 4,5 + 1 \cdot \sin(70,53) - \sqrt{4,5^2 - 1^2 \cdot \cos^2(70,53)} = 0,955 \text{ m}$$

Hloubka třísky

pro úhel rozpojování $\psi = 70,53^\circ$ a obecný úhel otočení stroje γ

$$s = l_{r1} + s_{max\psi} \cdot \cos(\gamma) - \sqrt{l_{r1}^2 - s_{max\psi}^2 \cdot \sin^2(\gamma)} \quad (13)$$

Analogicky lze získat i hloubku třísky pro druhou lávku. Rozdíly v hloubce třísky mezi horní a dolní lávkou jsou naprosto zanedbatelné. Šířka třísky byla získána pomocí 3D modelu třísky s konstantním objemem a odměřením příslušného rozměru. Hloubka a šířka třísky pro dané natočení horní stavby jsou zobrazeny na obr. 4.

Maximální rychlost otoče (příčný odběr)

$$v_{omax} = b_{max} \cdot n_v \quad [4] \quad (14)$$

$$v_{omax} = 0,67 \cdot 1,125 = 0,754 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.9 VÝKON MOTORU KOLESA

Jmenovitý výkon motoru kola P_{ck} se skládá z výkonu na rozpojení materiálu, výkonu na zdvih materiálu, výkonu na urychlení materiálu a výkonu na překonání tření na otěrovém štítu. Poslední dva jmenované výkony jsou v ČSN 27 7013 zanedbané. Z obr. 6 je patrné, že v případě kolesového nakladače tvoří výkon na urychlení uhlí a výkon na překonání tření na otěrovém štítu přibližně 5 % ze jmenovitého výkonu motoru kola. Jmenovitý výkon motoru kola je odvozen z délky řezných hran, nikoli plochy třísky, jako je tomu např. u rypadel určených pro zemní a výkopové práce.



Výkon na zdvih materiálu

$$P_{zdv} = \frac{Q_{th} \cdot \rho \cdot h_z \cdot g}{3\,600} \quad [14] \quad (15)$$

$$P_{zdv} = \frac{4\,050 \cdot 0,75 \cdot 5,85 \cdot 9,81}{3\,600} = 48,4 \text{ kW}$$

kde Q_{th} [m³·h⁻¹] teoretická výkonnost v nakypřené hornině
 ρ [t·m⁻³] objemová hmotnost nakypřené horniny
 h_z [m] zdvihová výška kola
 g [m·s⁻²] tíhové zrychlení

Výkon na urychlení materiálu

$$P_a = \frac{Q_{th} \cdot \rho \cdot v_k^2}{3\,600} \quad [4] \quad (16)$$

$$P_a = \frac{4\,050 \cdot 0,75 \cdot 3,534^2}{3\,600} = 10,5 \text{ kW}$$

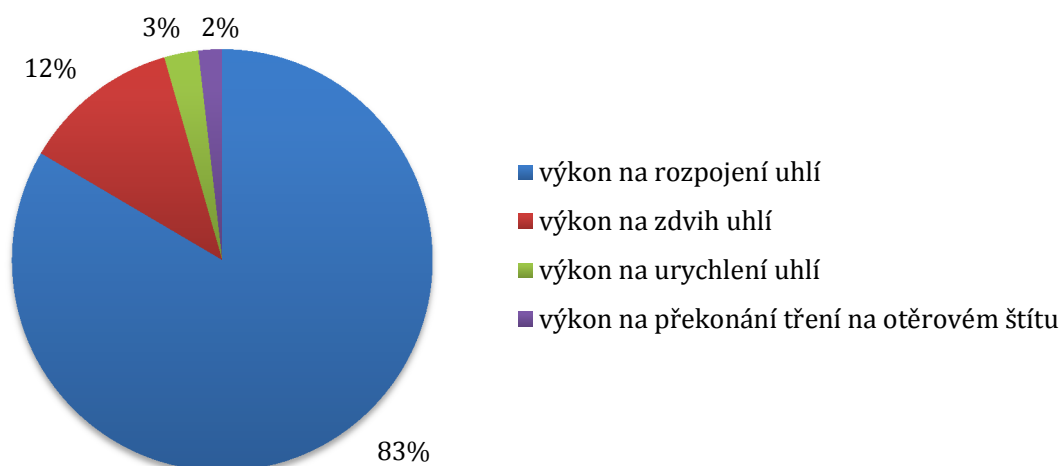
Výkon na překonání tření na otěrovém štítu

$$P_t = \frac{Q_{th} \cdot \rho \cdot g \cdot v_k \cdot f}{3\,600} \quad [4] \quad (17)$$

$$P_t = \frac{4\,050 \cdot 0,75 \cdot 9,81 \cdot 3,534 \cdot 0,25}{3\,600} = 7,3 \text{ kW}$$

kde f [1] součinitel smykového tření mezi uhlím a otěrovým štítem

Otěrový štít je v místě kontaktu s uhlím obložen otěruvzdorným materiálem TIVAR 88 s nízkým součinitelem smykového tření $f = 0,2-0,3$. [24]



Obr. 6 Rozdělení jmenovitého výkonu motoru kola na dílčí výkony



Rozpojovací síla

$$F_R = \frac{(P_{ck} - P_{zdv}) \cdot \eta_c}{v_k} \quad [14] \quad (18)$$

$$F_R = \frac{(400 - 48,4) \cdot 0,95}{3,534} = 94,52 \text{ kN}$$

kde P_{ck} [kW] jmenovitý výkon motoru pohonu kola
 η_c [1] celková účinnost pohonu kola (viz kapitola 8 Pohon kola)

Střední délka rozpojovacích hran

$$l_n = \frac{z_k}{2 \cdot \pi} \cdot \left[\psi \cdot b + (s + 0,7 \cdot r_n) \cdot \left(\frac{3 \cdot \psi}{\pi} - 0,425 \right) \right] \quad [14] \quad (19)$$

$$l_n = \frac{9}{2 \cdot \pi} \cdot \left[1,23 \cdot 0,67 + (0,49 + 0,7 \cdot 0,15) \cdot \left(\frac{3 \cdot 1,23}{\pi} - 0,425 \right) \right] = 1,82 \text{ m}$$

kde ψ [rad] úhel rozpojování
 r_n [m] poloměr zakřivení řezných hran korečku v rovině řezného obvodu

Hloubka i šířka třísky byly dosazeny pro úhel otoče 60 °, tak získáme největší střední délku rozpojovacích hran l_n , uvážíme-li, že se šířka třísky dále nezvětšuje.

Měrná rozpojovací síla

$$F_{MR} = \frac{F_R}{l_n} \quad [14] \quad (20)$$

$$F_{MR} = \frac{94,52}{1,82} = 51,9 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$$

Lze použít jmenovitý výkon motoru pohonu kola 400 kW, neboť dle ČSN 27 7005 se měrná rozpojovací síla shoduje s normovanou rozpojovací silou $50 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1} \pm 5 \%$. Takto navržený pohon umožní stroji odebírat hnědé uhlí ze skládky se jmenovitým měrným rozpojovacím odporem $K_{MR} = 50 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$.



4 VÝPOČET DLE ČSN 27 7008

4.1 DÍLČÍ ZATÍŽENÍ

4.1.1 STÁLÉ

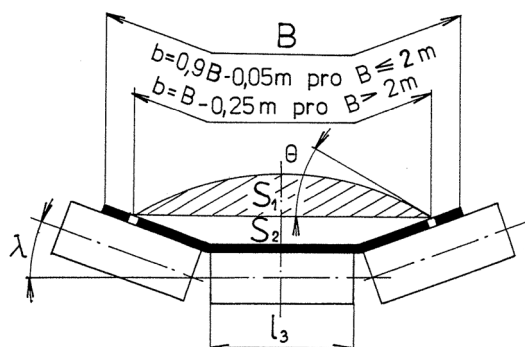
Stálá zatížení jsou vyvozována hmotností konstrukce a na ní uložených zařízení. Charakteristická hodnota se stanoví výpočtem z hmotností jednotlivých částí konstrukce a na ní uložených zařízení. [13]

Zvyšování jednotlivých hmotností na výložníku i kolese působí negativně na celou konstrukci a zároveň se jedná o hmotnosti spočtené, proto dílčí součinitel spolehlivosti $\gamma_G = 1,1$.

4.1.2 MATERIÁL

Zatížení materiálem se neuvažuje v kolese, neboť toto zatížení je již obsaženo v obvodové nabírací síle. [13]

Vzhledem k nepoužití omezovače přepravního výkonu se zatížení materiálem spočítá z maximálního profilu materiálu na pásu. [13]



Obr. 7 Průřez dopravovaným materiálem na tříválečkové stolici [19]

Ložná šířka pásu

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad [19] \quad (21)$$

$$b = 0,9 \cdot 2 - 0,05 = 1,75 \text{ m}$$

kde B [m] šířka dopravního pásu

Horní část plochy průřezu materiálu na pásu

$$S_1 = [l_3 + (b - l_3) \cdot \cos(\lambda)]^2 \cdot \frac{\text{tg}(\theta)}{6} \quad [19] \quad (22)$$

$$S_1 = [0,75 + (1,75 - 0,75) \cdot \cos(35)]^2 \cdot \frac{\text{tg}(22,5)}{6} = 0,170 \text{ m}^2$$



kde	l_3	[m]	délka středního válečku
	θ	[°]	dynamický sypný úhel [2]
	λ	[°]	úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic

Dolní část plochy průřezu materiálu na pásu

$$S_2 = \left(l_3 + \frac{b - l_3}{2} \cdot \cos(\lambda) \right) \cdot \left(\frac{b - l_3}{2} \cdot \sin(\lambda) \right) \quad [19] \quad (23)$$

$$S_2 = \left(0,75 + \frac{1,75 - 0,75}{2} \cdot \cos(35) \right) \cdot \left(\frac{1,75 - 0,75}{2} \cdot \sin(35) \right) = 0,333 \text{ m}^2$$

Celková plocha průřezu materiálu na pásu

$$S = S_1 + S_2 \quad [19] \quad (24)$$

$$S = 0,170 + 0,333 = 0,503 \text{ m}^2$$

Zatížení materiálem na 1 m délky dopravníku

$$q_{md} = S \cdot \rho \quad (25)$$

$$q_{md} = 0,503 \cdot 750 = 377 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QM} = 1,15$.

4.1.3 ZNEČISTĚNÍ

Zatížení znečistěním dopravníku a konstrukce pod dopravníkem se vypočítá jako 10 % charakteristického zatížení dopravníku dopravovaným materiálem. [13]

$$q_{zd} = 0,1 \cdot q_{md} \quad (26)$$

$$q_{zd} = 0,1 \cdot 377 = 37,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Zatížení znečistěním na kolese se spočte jako tíha kotouče tloušťky 50 mm o průměru řezných hran zubů korečků. [13]

$$m_{zk} = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} \cdot 0,05 \cdot \rho \quad (27)$$

$$m_{zk} = \frac{\pi \cdot 9^2}{4} \cdot 0,05 \cdot 750 = 2\,386 \text{ kg}$$

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QM} = 1,15$.



4.1.4 NABÍRACÍ SÍLY

Obvodová nabírací síla

Obvodová nabírací síla se uvažuje jako osamělá síla tečná ke kružnici řezných hran působící proti směru otáčení kola, její působíště je pro těžbu lávkováním ve $\frac{3}{4}$ řezné dráhy korečku od začátku záběru. Její velikost se stanoví z výkonu motorů pohonu kola. [13]

$$F_o = \frac{P_{ck}}{v_k} \quad (28)$$

$$F_o = \frac{400}{3,534} = 113,2 \text{ kN}$$

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QR} = 1,2$.

Boční nabírací síla

Boční nabírací síla působí tečně ke kružnici opisované jejím působíštěm při otáčení svršku nakladače směrem proti směru otáčení. Její působíště je ve stejném bodě jako působíště obvodové nabírací síly. Její velikost se určí s ohledem na účinnost převodu a tření v kulové dráze ze jmenovitého momentu motorů pohonu otoče svršku nakladače. [13]

$$F_b = 55 \text{ kN}$$

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QR} = 1,2$.

Radiální nabírací síla

Osamělá síla kolmá ke kružnici řezných hran působící směrem k ose kola. Její působíště je pro těžbu lávkováním na svislici spuštěné z osy kola. Pro kolesový nakladač se s touto silou neuvažuje. [13]

4.1.5 TAHY V PÁSECH DOPRAVNÍKU A TAHY NOSNÝCH LAN VÝLOŽNÍKU

Je nutné je uvažovat, působí-li na nosnou konstrukci stroje. Za předpokladu použití maximálních tahů v páslech a nosných lanech je součinitel spolehlivosti $\gamma_{QL} = 1,1$. [13]

Součet tahů v pásu dopravníku

$$F_p = 300 \text{ kN}$$

4.1.6 DYNAMICKÉ ÚČINKY – PROVOZNÍ KMITÁNÍ

Počítá se jako zatížení od vlastní tíhy konstrukce, strojního vybavení, materiálu a znečištění vynásobeného dynamickým součinitelem δ .



Tab. 1 Hodnoty dynamického součinitele δ , použitelné pro výpočet kolesového výložníku dle [13]

	Svisle	Vodorovně v podélné ose stroje	Vodorovně kolmo k podélné ose stroje
Kolesový výložník za první příčkou za kolesem	$\pm 0,1$	-	$\pm 0,02$
Kolesový výložník po první příčce za kolesem	$\pm 0,12$	-	$\pm 0,02$
Kabina řidiče na kolesovém výložníku nebo na samostatném výložníku	$\pm 0,5$	$\pm 0,5$	$\pm 0,5$

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QD} = 1$.

4.1.7 DYNAMICKÉ ÚČINKY – SETRVAČNÉ SÍLY

Zatížení od setrvačných a odstředivých sil z plánovaných pohybů mohou být zanedbány, pokud jsou vyvozovány zrychlením menším než $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Vypočítají se z charakteristických velikostí účinkujících hmot a jmenovitých zrychlení. [13]

Na kolese bude s tímto účinkem uvažováno, na ocelové konstrukci výložníku nikoliv.

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QD} = 1$.

4.1.8 VÍTR ZA PROVOZU

Charakteristické zatížení větrem za provozu se počítá z rychlosti větru $20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. [13]

Tlak větru za provozu

$$q_v = \frac{\rho_v \cdot v_v^2}{2} \quad [13] \quad (29)$$

$$q_v = \frac{1,225 \cdot 20^2}{2} = 245 \text{ Pa}$$

kde ρ_v [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$] měrná hmotnost vzduchu
 v_v [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] rychlost větru

Síla působící na koleso vyvolaná větrem za provozu

$$F_{kvp} = q_v \cdot A_k \cdot c \quad [13] \quad (30)$$

$$F_{kvp} = 245 \cdot 40 \cdot 1,4 = 13\,720 \text{ N}$$

kde A_k [m^2] boční plocha kola a korečků
 c [1] tvarový součinitel části konstrukce [13]

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QK} = 1,2$.



4.1.9 SNÍH A NÁMRAZA

Zatížení sněhem a námrazou se uvažuje jen pro odstavený stroj. Počítá se s charakteristickým zatížením $0,75 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-2}$ na střechách strojoven, na lávkách a plošinách a na pásech dopravníků. [13]

Zatížení kabiny obsluhy sněhem a námrazou

$$F_{snko} = S_{sn} \cdot q_{sn} \quad (31)$$

$$F_{snko} = 6 \cdot 0,75 = 4,5 \text{ kN}$$

kde S_{snko} [m^2] plocha střechy kabiny obsluhy
 q_{sn} [$\text{kN}\cdot\text{m}^{-2}$] zatížení sněhem a námrazou

Zatížení sněhem a námrazou na 1 m délky lávky

$$F_{sn} = b_{sn} \cdot q_{sn} \quad (32)$$

kde b_{sn} [m] šířka lávky nebo pásu dopravníku

$$F_{snl} = 1 \cdot 0,75 = 0,75 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$$

Zatížení sněhem a námrazou na 1 m délky dopravníku

$$F_{snd} = 2 \cdot 0,75 = 1,5 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$$

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QK} = 1,2$.

4.1.10 VÍTR MIMO PROVOZ

Zatížení mimořádným větrem se uvažuje pro stroj mimo provoz, je počítáno s rychlostí větru $42 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. [13]

Tlak větru mimo provoz

$$q_{vM} = \frac{1,225 \cdot 42^2}{2} = 1\,080 \text{ Pa}$$

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QK} = 1,2$.

4.1.11 MIMOŘÁDNÝ MATERIÁL

Uvažuje se zatížení materiálem dle podkapitoly 4.1.2 doplněné úplným zasypáním přesypového místa u kola. Úplným zasypáním se rozumí zaplnění celého objemu násypky včetně navršení pod sypným úhlem. [13]

Zatížení materiálem na 1 m délky pásu

$$q_{mpM} = 377 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$



Zatížení úplným zasypáním přesypového místa u kola

$$m_{mpmM} = V_{pm} \cdot \rho \quad (33)$$

$$m_{mpmM} = 3,5 \cdot 750 = 2\,625 \text{ kg}$$

kde V_{pm} [m³] objem přesypového místa včetně navršení pod sypným úhlem

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QM} = 1,15$.

4.1.12 MIMOŘÁDNÉ NABÍRACÍ SÍLY

Mimořádná obvodová nabírací síla

Mimořádná obvodová nabírací složka se stanoví z momentu pojistného zařízení. [13]

$$F_{oM} = \frac{M_{poj}}{R_k} \quad (34)$$

$$F_{oM} = \frac{662}{4,5} = 147,1 \text{ kN}$$

kde M_{poj} [kNm] pojistný moment, viz kapitola 8

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QR} = 1,2$.

Mimořádná boční nabírací síla

Mimořádná boční nabírací složka se stanoví z momentu pojistného zařízení. [13]

$$F_{bM} = 70 \text{ kN}$$

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QR} = 1,2$.

4.1.13 PODEPŘENÍ NABÍRACÍHO ORGÁNU

Není-li použito zařízení k omezení velikosti podepření, počítá se se svislou silou v ose kola, která způsobí úplné odlehčení ústrojí sloužícího ke zvedání kolesového výložníku. Počítá se s charakteristickým zatížením. Dynamické účinky se neuvažují. Je-li použito zařízení k omezení velikosti podepření, počítá se se svislou silou v ose kola, která odpovídá statickému působení omezovacího zařízení. [13]

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QP} = 1,1$.

4.1.14 BOČNÍ NÁRAZ

Uvažuje se náraz nabíracího orgánu do bočního svahu, nebo, je-li to možné, náraz vyvažovacího výložníku do bočního svahu. Příslušná síla bočního nárazu se stanoví tak, že se uvažuje rovnoměrné zastavení otáčení svršku stroje na dráze odpovídající



posunutí kola o 0,3 m. Přitom se uvažují momenty motorů nebo ochranných spojek, všechny rotující hmoty v charakteristické velikosti a pasivní odpory. [13]

Tento stav lze z hlediska uspořádání skládky zanedbat, stejně jako náraz na stroj na vedlejší skládce.

Součinitel spolehlivosti $\gamma_{QB} = 1,2$.

4.2 KOMBINACE DÍLČÍCH ZATÍŽENÍ

Dílčí zatížení jsou kombinována dle tab. 2, tím vzniknou dané zátěžné stavy.

Tab. 2 Zátěžné stavy použitelné pro výpočet kolesového výložníku dle ČSN 27 7008 [13]

		Návrhová situace				
		Provoz	Mimořádný provoz	Mimo provoz	Podpěření nabíracího orgánu	Únava
Součinitel kombinace dílčích zatížení Ψ		0,95	0,90	1	0,9	1
Druh zatížení	Součinitel spolehlivosti	Použité zatížení				
Stále	$\gamma_G = 1,1$	x	x	x	x	x
Materiál	$\gamma_{QM} = 1,15$	x			x	x
Znečištění	$\gamma_{QM} = 1,15$	x	x	x	x	x
Nabírací síly	Obvodová	$\gamma_{QR} = 1,2$	x			x
	Boční	$\gamma_{QR} = 1,2$	x			x
Tahy v pásech dopravníku a tahy nosných lan výložníku	$\gamma_{QL} = 1,1$	x	x	x	x	x
Dynamické účinky – provozní kmitání	$\gamma_{QD} = 1$	x	x		x	x
Dynamické účinky – setrvačné síly	$\gamma_{QD} = 1$	x	x		x	x
Vítr za provozu	$\gamma_{QK} = 1,2$	x	x		x	
Sníh a námraza	$\gamma_{QK} = 1,2$			x		
Vítr mimo provoz	$\gamma_{QK} = 1,2$			x		
Mimořádný materiál	$\gamma_{QM} = 1,15$		x			
Mimořádné nabírací síly	Obvodová	$\gamma_{QR} = 1,2$	x			
	Boční	$\gamma_{QR} = 1,2$	x			
Podpěření nabíracího orgánu	$\gamma_{QP} = 1,1$				x	
Pro únavový zátěžný stav nabývají všechny součinitele spolehlivosti hodnoty 1						



Součinitel spolehlivosti γ nabývá hodnot 0,9 až 2,2 dle daného dílčího zatížení, kterému náleží. Součinitel kombinace dílčích zatížení Ψ nabývá hodnot 0,9 až 1 a náleží všem hodnotám v daném zátěžném stavu.

Příklad zatížení mimořádnou nabírací obvodovou silou při mimořádném provozu

$$F'_{oM} = \gamma_{QR} \cdot \Psi \cdot F_{oM} \quad (35)$$

$$F'_{oM} = 1,2 \cdot 0,9 \cdot 147,1 = 158,9 \text{ kN}$$

Ve všech níže uvedených analytických pevnostních výpočtech bude počítáno s takto upravenými hodnotami zatížení, nadále již nebudou značeny čárkou. Při výpočtech pomocí MKP budou jednotlivé dílčí stavy sečteny v modulu Post Processing se započtením součinitelů spolehlivosti.

4.3 POUŽITÉ KONSTRUKČNÍ MATERIÁLY

Dovolené napětí

$$f_{yd} = \frac{f_y}{\gamma_M \cdot k} \quad [17] \quad (36)$$

$$f_{yd} = \frac{355}{1,20 \cdot 1,5} = 197,2 \text{ MPa}$$

kde f_y [MPa] mez kluzu
 γ_M [1] parciální součinitel materiálu [17]
 k [1] součinitel bezpečnosti

Ke srovnání s vypočtenou hodnotou napětí slouží dovolené napětí, příklad výpočtu je proveden pro ocel S355J2. Hodnoty dovolených napětí pro další oceli jsou uvedeny v tab. 3 a tab. 4.

Tab. 3 Hodnoty pro vybrané konstrukční oceli

	γ_M [1]	$t \leq 16 \text{ mm}$		$16 \text{ mm} < t \leq 40 \text{ mm}$		$40 \text{ mm} < t \leq 63 \text{ mm}$		max t [mm]
		f_y [MPa]	f_{yd} [MPa]	f_y [MPa]	f_{yd} [MPa]	f_y [MPa]	f_{yd} [MPa]	
S235J2	1,10	235	142	225	136	215	130	90
S275J2	1,15	275	159	265	154	255	148	85
S355J2	1,20	355	197	345	192	335	186	70

Parciální součinitel materiálu γ_M dle [17], pro průřezy oslabené dírami pro šrouby $\gamma_M = 1,25$ [17]
 Meze kluzu dle [18]
 Dovolené napětí f_{yd} pro součinitel bezpečnosti $k = 1,5$
 Max t představuje maximální přijatelnou tloušťku materiálu z hlediska křehkého lomu při -25 °C dle [13]



Tab. 4 Hodnoty pro další vybrané oceli

	$t = 20 \text{ mm}$		$100 \text{ mm} < t \leq 150 \text{ mm}$		$250 \text{ mm} < \varnothing d \leq 500 \text{ mm}$		max t [mm]
	f_y [MPa]	f_{yd} [MPa]	f_y [MPa]	f_{yd} [MPa]	f_y [MPa]	f_{yd} [MPa]	
C60E					350	194	
Hardox 400	1 000	556					
S355NL			295	164			120
Parciální součinitele materiálu γ_M uvažovány 1,2 Meze kluzu dle [18][23][30] Dovolené napětí f_{yd} pro součinitel bezpečnosti $k = 1,5$ Max t představuje maximální přijatelnou tloušťku materiálu z hlediska křehkého lomu při -25 °C dle [13]							

Mez únavy

$$\sigma_c = 0,504 \cdot f_u \quad [10] \quad (37)$$

$$\sigma_c = 0,504 \cdot 470 = 236,9 \text{ MPa}$$

kde f_u [MPa] mez pevnosti

Příklad výpočtu je proveden pro ocel S355J2. Hodnoty mezí únavy pro další oceli jsou uvedeny v tab. 5

Dle ČSN 27 7008 se posouzení únavy provede z historie zatížení, aby bylo možné určit kumulaci poškození za dobu plánované životnosti. [13] Vzhledem k nezadání těchto dat budou výsledky z únavového zátěžného stavu porovnány s mezí únavy.

Tab. 5 Hodnoty meze pevnosti a meze únavy pro vybrané konstrukční oceli

	$3 \text{ mm} < t \leq 100 \text{ mm}$	
	f_u [MPa]	σ_c [MPa]
S235J2	360–510	181–257
S275J2	410–560	207–282
S355J2	470–630	237–318
Meze pevnosti dle [18]		



5 KOREČKY

Korečky jsou umístěny po obvodu kola v počtu devíti kusů. Každý koreček je na své přední části uchycen dvěma povrchově kalenými čepy o $\varnothing 40$ mm, na každé straně bandáže jedním. Zadní část korečku je o koleso opřena a zajištěna klínem.

Koreček je svařenec skládající se z bandáže a korby. Na hnědouhelné skládce jsou nabírací odpory malé, proto postačuje jednoduchá bandáž z plechu. Takovýto koreček je levnější než koreček s odlévanou dutou bandáží, určený do povrchových dolů. Ze stejných důvodů lze koreček nevybavit zuby. Uhlí je rozrušováno přímo bandáží, která je vyrobena z otěruvzdorné oceli Hardox 400. Přesto však dochází k určitému otěru bandáže, pomocí návaru je třeba udržovat její původní rozměr. Oka korečků jsou opatřena kalenými pouzdry, aby nedocházelo k jejich vymačkávání.

5.1 VÝBĚR KOREČKU

Především při nabírání vlhkého materiálu může docházet k jeho nalepování na vnitřní strany korečků a následnému nevysypání.



Obr. 8 Koreček s řetězovým dnem (pryžový pás není zobrazen) ve srovnání s celoplechovým

Koreček s pružným pryžovým pásem a řetězovým dnem

Tuto situaci lze řešit korečky s pružným pryžovým pásem a řetězovým dnem. Řetězy nahrazují část korby, při vyprazdňování korečku umožní vysypání celého objemu nabraného materiálu tím, že dojde k jejich prověšení dovnitř korečku. Mezi řetězy a nabíraným materiálem je umístěn pružný pryžový pás, aby nabíraný materiál skrz řetězy nepropadával.

Koreček vyvložkovaný kluzným materiálem

Dalším řešením je vyvložkovat koreček materiálem s nízkým součinitelem tření. Takovýmto materiálem je například TIVAR 88. Jedná se o polyethylen s velmi vysokou molekulovou hmotností (ultra-high molecular weight polyethylene, UHMWPE) s nízkým



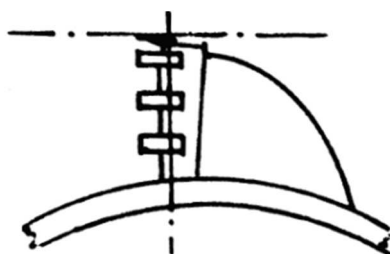
součinitelem tření a vysokou odolností proti otěru. Součinitel tření mezi tímto materiálem a uhlím je 0,2 až 0,3. Součinitel tření mezi ocelí a uhlím nabývá dvojnásobných hodnot, tj. 0,5 až 0,6. [4][24]

Vzhledem k požadavkům na stroj a vlastnostem hnědého uhlí se jeví jako výhodnější použití vložek z kluzného materiálu uvnitř korečků. Toto řešení by mělo zajistit bezproblémové vysypání korečku za všech okolností.

5.2 GEOMETRIE KOREČKU

Sklon boční řezné hrany korečku

Vzhledem k nízkému měrnému rozpojovacímu odporu na uhelné skládce byl zvolen koreček s boční řeznou hranou kolmou na tečnu ke kolesu.



Obr. 9 Sklon boční řezné hrany korečku [11]

Maximální úhel trajektorie pro příčný odběr uhlí

$$\varepsilon = \operatorname{arctg} \left(\frac{v_{omax}}{v_k} \right) \quad (38)$$

$$\varepsilon = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,754}{3,534} \right) = 12,0^\circ$$

Úhel trajektorie se v průběhu jedné lávky mění od $6,5^\circ$ při úhlu otočení stroje okolo svislé osy $\gamma = 10^\circ$ do $12,0^\circ$ při $\gamma = 60^\circ$.

Na bočních stranách korečku je bandáž skloněna o 20° . Boční sklon bandáže je dostatečný k zajištění kladného úhlu odlehčení. Při dojíždění lávky může docházet k otírání hrany korby korečku, neboť boční stěna korečku má menší sklon než bandáž. Sklon boků korečku (od řezné hrany k zaoblení korečku) od roviny symetrie korečku je 11° . Jde o kompromis mezi dostatečným objemem korečku a alespoň malým úhlem odlehčení.

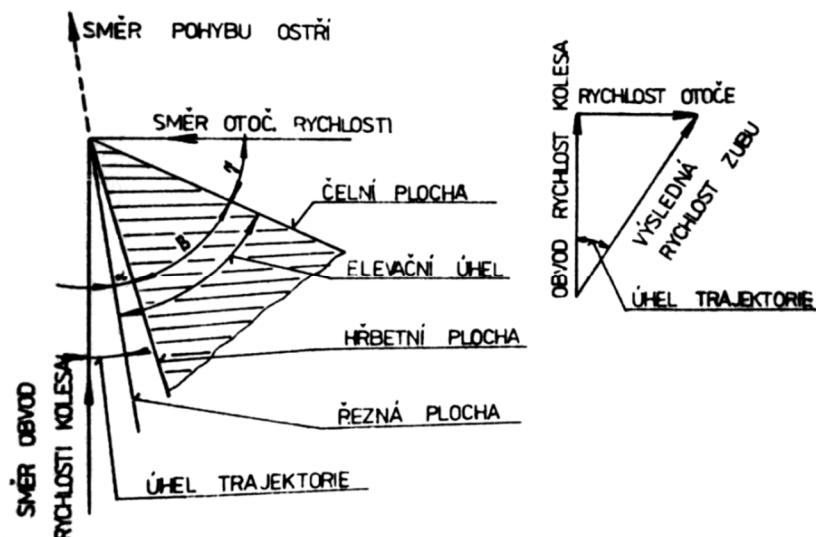
Na čelní straně korečku je bandáž skloněna o 12° , to poskytuje dostatečný prostor pro kladný úhel odlehčení a navíc zvyšuje tuhost bandáže, viz dále.

Je třeba zmínit, že uhlí na skládce se po průchodu korečku může sesypat a k otírání o koreček bude stejně docházet. Někteří výrobci kolesových nakladačů (Prodeco, Famak,



Sandvik, ...) používají u některých strojů korečky s velmi malým sklonem bočních stěn. Výsledkem je větší objem korečků při stejné délce řezných hran, nevýhodou je vyšší boční nabírací síla a zvýšený otěr korečků.

Při výrobě je vhodné řeznou hranu bandáže alespoň trochu srazit. Během nabírání však stejně dojde k zaoblení řezné hrany vlivem otírání.



Obr. 10 Geometrie řezné hrany korečku a rychlostní trojúhelník [4]

kde	α	[°]	úhel hřbetu, také nazýván úhel odlehčení [4]
	β	[°]	úhel břitu
	γ	[°]	úhel čela

Poloměr zakřivení řezných hran korečku v rovině řezného obvodu

Poloměr zakřivení řezných hran korečku v rovině řezného obvodu r_n byl zvolen 150 mm, jde o kompromisní řešení mezi krátkou řeznou hranou a požadavkem na nezalepování korečku nabíraným materiálem.

V rohu bez zaoblení se může usazovat nabíraný materiál a na něj se lepí další, vlivem toho dochází ke snížení objemu korečku. Na druhou stranu, zvětšující se poloměr zaoblení korečku negativně ovlivňuje délku řezné hrany a tím i výkon potřebný k nabírání. V tomto ohledu jsou zajímavé korečky na některých strojích německé firmy FAM, jejichž řezná hrana má půlkruhový tvar.

5.3 DIMENZOVÁNÍ BANDÁŽE

Bandáž je nosná část korečku, počítá se na ohyb od boční síly. Korečky určené pro rypadla jsou dále kontrolovány na ohyb čelní části bandáže od radiální síly a krut čelní části bandáže od radiální síly působící na zub. [11]



Zatížení bandáže bude největší ve chvíli, kdy roh korečku narazí na netěžitelný objekt. Na bandáž korečku pak budou působit mimořádné nabírací síly právě v rohu bandáže. Běžně je však koreček zatížen liniovými silami na řezné hraně bandáže. Délka hrany, kde působí nabírací síly, je dána rozměrem třísky.

Mimořádná boční nabírací síla na jeden koreček

$$F_{biM} = \frac{F_{bM}}{2} \quad (39)$$

$$F_{biM} = \frac{75\,600}{2} = 37\,800 \text{ N}$$

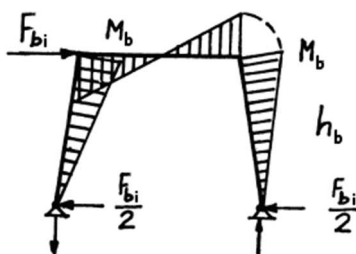
V záběru jsou vždy dva korečky, proto boční nabírací síla na jeden koreček je poloviční ve srovnání s celkovou boční nabírací silou.

Moment vyvolaný mimořádnou boční nabírací silou v rozích bandáže

$$M_b = \frac{F_{biM} \cdot h_b}{2} \quad [4][11] \quad (40)$$

$$M_b = \frac{37\,800 \cdot 970}{2} = 18\,330\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde h_b [mm] vzdálenost čelní řezné hrany korečku od čepu



Obr. 11 Ohyb bandáže od boční síly [11]

Čelní část bandáže netřeba kontrolovat na ohyb od radiální síly, neboť u kolesových nakladačů je tato síla zanedbána.

Kvadratické momenty obdélníkového průřezu

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (41)$$

$$I_x = \frac{35 \cdot 300^3}{12} = 78\,750\,000 \text{ mm}^4$$

$$I_y = \frac{b^3 \cdot h}{12} \quad (42)$$



$$I_y = \frac{35^3 \cdot 300}{12} = 1\,071\,875 \text{ mm}^4$$

kde b [mm] šířka průřezu bandáže
 h [mm] výška průřezu bandáže

Kvadratický moment obdélníkového průřezu, který je natočen vůči hlavním osám

$$I_{y'} = I_x \cdot \sin^2(\alpha) + I_y \cdot \cos^2(\alpha) - D_{xy} \cdot \sin(2\alpha) \quad [5] \quad (43)$$

$$I_{y'} = 78\,750\,000 \cdot \sin^2(12) + 1\,071\,875 \cdot \cos^2(12) = 4\,429\,688 \text{ mm}^4$$

kde D_{xy} [mm⁴] deviační moment nenatočeného průřezu (symetrický profil, $D_{xy} = 0$)
 α [°] úhel natočení bandáže od hlavního SS, (12 ° a 20 °, vybrán menší)

Vzdálenost krajního vlákna od osy

$$e = \frac{b \cdot \cos(\alpha) + h \cdot \sin(\alpha)}{2} \quad (44)$$

$$e = \frac{35 \cdot \cos(12) + 300 \cdot \sin(12)}{2} = 48,3 \text{ mm}$$

Průřezový modul bandáže v ohybu

$$W_y = \frac{I_{y'}}{e} \quad (45)$$

$$W_y = \frac{4\,429\,688}{48,3} = 91\,712 \text{ mm}^3$$

Ohybové napětí v rohu bandáže vyvolané působením mimořádné boční síly

$$\sigma_o = \frac{M_b}{W_y} \quad (46)$$

$$\sigma_o = \frac{18\,330\,000}{91\,712} = 200 \text{ MPa}$$

Analogicky lze vypočítat ohybové napětí v rohu bandáže při boční nabírací síle, tj. $\sigma_o = 157 \text{ MPa}$.

Obě tyto hodnoty jsou výrazně pod dovoleným napětím oceli Hardox 400, ze které je bandáž vyrobena.



5.4 ČEPY

Zatížení čepů bude největší ve chvíli, kdy roh korečku narazí na netěžitelný objekt. Na bandáž korečku pak budou působit mimořádné nabírací síly.

Mimořádná obvodová nabírací síla na jeden koreček

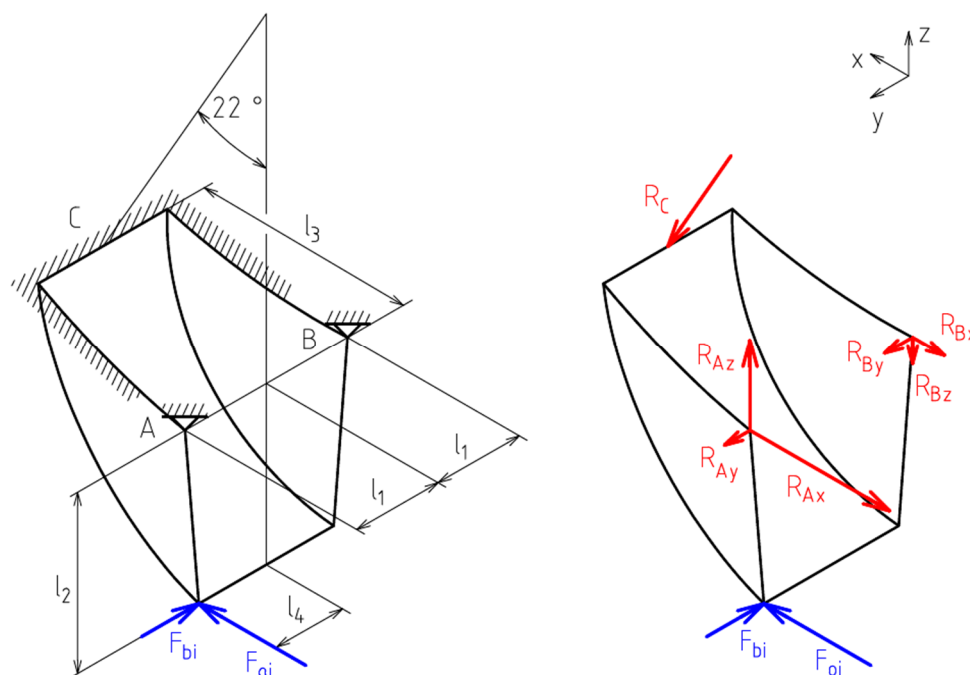
$$F_{oiM} = \frac{F_{oM}}{2} \quad (47)$$

$$F_{oiM} = \frac{158\,868}{2} = 79\,434 \text{ N}$$

V záběru jsou vždy dva korečky, proto obvodová nabírací síla na jeden koreček je poloviční ve srovnání s celkovou obvodovou nabírací silou.

Silová a momentová rovnováha na korečku

Koreček je na kolese uložen staticky neurčitě. Vzhledem k neznámé tuhosti korečku bude s tímto dále počítáno jako se staticky určitě uloženým. Použité čepy a klín budou následně předdimenzovány.



Obr. 12 Zatížení korečku při nabírání

kde	l_1	[mm]	poloviční vzdálenost předních čepů
	l_2	[mm]	radiální vzdálenost mezi předním čepem a rohem korečku
	l_3	[mm]	vzdálenost čepů od zadní dosedací plochy (kolmá k R_C)
	l_4	[mm]	poloviční vzdálenost rohů korečku



$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & \sin(22) \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & -\cos(22) \\ 0 & 0 & l_1 & 0 & 0 & -l_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_3 \\ l_1 & 0 & 0 & -l_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{Ax} \\ R_{Ay} \\ R_{Az} \\ R_{Bx} \\ R_{By} \\ R_{Bz} \\ R_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_{oiM} \\ F_{biM} \\ 0 \\ F_{biM} \cdot l_2 \\ F_{oiM} \cdot l_2 \\ F_{oiM} \cdot l_4 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (48)$$

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & \sin(22) \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & -\cos(22) \\ 0 & 0 & 575 & 0 & 0 & 575 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1\,320 \\ 575 & 0 & 0 & -575 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{Ax} \\ R_{Ay} \\ R_{Az} \\ R_{Bx} \\ R_{By} \\ R_{Bz} \\ R_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -79\,434 \\ 37\,800 \\ 0 \\ 37\,800 \cdot 980 \\ 79\,434 \cdot 980 \\ 79\,434 \cdot 500 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$R_{Ax} = 85\,317 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 20\,412 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 62\,134 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 16\,230 \text{ N}$$

$$R_{By} = 20\,412 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = -7\,444 \text{ N}$$

$$R_C = 58\,986 \text{ N}$$

Momentové rovnice jsou počítány k bodu ležícímu uprostřed mezi předními čepy.

Reakční síla R_C představuje náhradu za kontakt korečku s kolem, jenž má liniový charakter, u kterého není znám průběh zatížení. Dále předpokládáme, že boční nabírací síla se rovnoměrně rozloží na obě oka. Tíhová síla je zahrnuta v obvodové nabírací síle, odstředivá síla je zanedbatelná.

Síla na čep

Čep na straně korečku, kde působí nabírací síly, je zatížen více. Tento je dále počítán.

$$F_{\check{c}} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2} \quad (49)$$

$$F_{\check{c}} = \sqrt{85\,317^2 + 62\,134^2} = 105\,545 \text{ N}$$

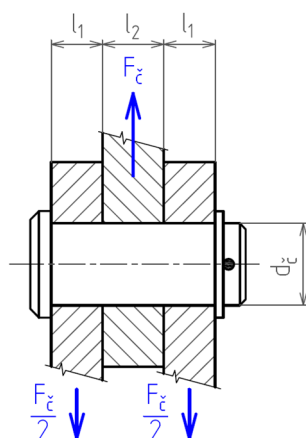


5.4.1 KONTROLA NA STŘIH

Tečné napětí

$$\tau_s = \frac{\frac{F_\zeta}{2}}{\frac{\pi \cdot d_\zeta^2}{4}} \quad (50)$$

$$\tau_s = \frac{\frac{105\,545}{2}}{\frac{\pi \cdot 40^2}{4}} = 42,0 \text{ MPa}$$



Obr. 13 Rozložení sil na čepu

kde	d_ζ	[mm]	průměr čepu
	l_1	[mm]	šířka krajních ok
	l_2	[mm]	šířka prostředního oka

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{3} \cdot \tau \quad (51)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3} \cdot 42,0 = 72,7 \text{ MPa} < 192 \text{ MPa}$$

Redukované napětí je menší než dovolené napětí pro ocel S355. Na čepu nenastane mezní stav pružnosti, nedojde k ustříhnutí čepu.

5.4.2 KONTROLA NA OTLAČENÍ OKA KOREČKU

$$p = \frac{F_\zeta}{d_\zeta \cdot l_2} \quad (52)$$

$$p = \frac{105\,545}{40 \cdot 40} = 66,0 \text{ MPa} < 192 \text{ MPa}$$

Vypočtený tlak je menší než dovolené napětí pro ocel S355. Mezi čepem a okem korečku nedojde k otláčení.



5.4.3 KONTROLA NA OTLAČENÍ OK KOLESA

$$p = \frac{F_{\zeta}}{d_{\zeta} \cdot 2 \cdot l_1} \quad (53)$$

$$p = \frac{105\,545}{40 \cdot 2 \cdot 25} = 52,8 \text{ MPa} < 192 \text{ MPa}$$

Vypočtený tlak je menší než dovolené napětí pro ocel S355. Mezi čepem a oky kola nedojde k otlačení.

5.5 KLÍN

Klín na zadní části korečku je zatížen ve chvíli, kdy se koreček nachází na spodní polovině kola a zároveň není zatížen nabíracími silami, které zadní část korečku přitlačují ke kolesu. Nejnepríznivější stav nastane, nachází-li se plný koreček (ucpaný nebo zalepený těžším materiálem) přímo pod osou kola, při otáčejícím se kolese.

Mimořádná síla působící na koreček

Na soustavu koreček-uhlí působí vlastní tíha korečku (stálé zatížení), vlastní tíha uhlí (materiál) a odstředivá síla korečku a uhlí (dynamické účinky – setrvačné síly).

$$F = \Psi \cdot [(\gamma_G \cdot m_k + \gamma_{QM} \cdot V_u \cdot \rho) \cdot g + \gamma_{QD} \cdot (m_k + V_u \cdot \rho) \cdot a_d] \quad (54)$$

$$F = 0,90 \cdot [(1,1 \cdot 440 + 1,15 \cdot 1 \cdot 750) \cdot 9,81 + 1 \cdot (440 + 1 \cdot 750) \cdot 2,78] = 14\,861 \text{ N}$$

kde m_k [kg] hmotnost korečku

Silová a momentová rovnováha na korečku

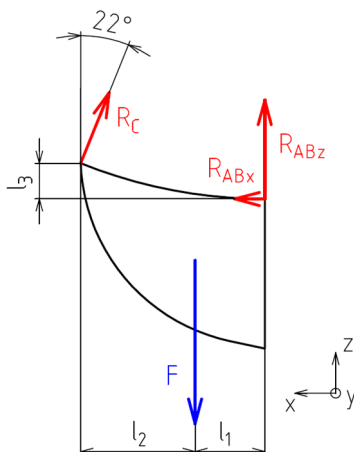
$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin(22) \\ 0 & 1 & \cos(22) \\ -l_3 & l_1 + l_2 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{ABx} \\ R_{ABz} \\ R_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F \\ F \cdot l_2 \end{bmatrix} \quad (55)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin(22) \\ 0 & 1 & \cos(22) \\ -360 & 530 + 840 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{ABx} \\ R_{ABz} \\ R_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 14\,861 \\ 14\,861 \cdot 840 \end{bmatrix}$$

$$R_{ABx} = 2\,100 \text{ N}$$

$$R_{ABz} = 9\,664 \text{ N}$$

$$R_C = 5\,606 \text{ N}$$



Obr. 14 Zatížení korečku tíhovou a odstředivou silou

kde	l_1	[mm]	horizontální vzdálenost čepů od těžiště korečku s uhlím
	l_2	[mm]	horizontální vzdálenost klínu od těžiště korečku s uhlím
	l_3	[mm]	vertikální vzdálenost klínu od čepů

Vzdálenosti od těžiště odměřeny na 3D modelu korečku s uhlím.

5.5.1 KONTROLA NA STRÍH

Tečné napětí

$$\tau_s = \frac{\frac{R_c}{2}}{a \cdot b} \quad (56)$$

$$\tau_s = \frac{5\,606}{10 \cdot 60} = 4,7 \text{ MPa}$$

kde	a	[mm]	výška klínu
	b	[mm]	šířka klínu

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{3} \cdot \tau \quad (57)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3} \cdot 4,7 = 8,1 \text{ MPa} < 192 \text{ MPa}$$

Redukované napětí je menší než dovolené napětí pro ocel S355. Na klínu nenastane mezní stav pružnosti, nedojde k ustříhnutí klínu. Vzhledem k velikosti výše spočteného napětí a s uvážením velikosti klínu netřeba kontroly na otláčení klínu a tah v oku pro klín. Klín je dimenzován s dostatečnou bezpečností.



6 KOLESO

6.1 KONSTRUKCE KOLESA

Je použito svařované bezkomorové koleso³ s nosným kuželem, jenž částečně slouží jako vynášecí zařízení. Koleso je složeno z náboje, nosného kuželu a obvodu kolesa.

Samotné koleso váží 9 800 kg, hmotnost kolesa s korečky, oteruvzdornou vložkou a spojovacím materiálem činí 14 000 kg.

Náboj

Náboj kolesa je tlustostěnné válcové těleso v ose kolesa umožňující přenést pomocí rozpěrných kroužků axiální sílu a točivý moment mezi kolesem a hřídelem. Vzhledem k použití rozpěrných kroužků ke spojení hřídele a kolesa je třeba, aby byl náboj kolesa dostatečně dimenzován především na tlak vyvolaný rozpěrnými kroužky na vnitřní straně náboje. Na základě doporučení výrobce rozpěrných kroužků byla na výrobu náboje kolesa zvolena ocel S355NL, tomu odpovídá tloušťka stěny náboje 130 mm.

Nosný kužel

Nosný kužel kolesa spojuje náboj s obvodem kolesa a tvoří nosný prvek kolesa. Tento kužel slouží jako část vynášecího zařízení. Aby nedocházelo k otírání nosného plechu kolesa přepravovaným uhlím, jsou na nosný plech kuželu přišroubovány desky z materiálu s vysokou odolností proti otěru (TIVAR 88).

Obvod kolesa

Obvod kolesa je tvořen plechovým svařencem, který lze přirovnat ke skříňovému nosníku navinutému na koleso. V obvodu kolesa je devět otvorů, jimiž propadává z korečků na vynášecí zařízení nabírané uhlí. Tyto otvory vytvářejí pod každým korečkem tzv. užitečný objem mezikruží. Na obvodu kolesa jsou přivařeny otvory pro klíny a oka pro čepy. Oka jsou vybavena kalenými pouzdry, aby nedocházelo k jejich vymačkávání.

6.2 VÝPOČET

6.2.1 MODEL KOLESA

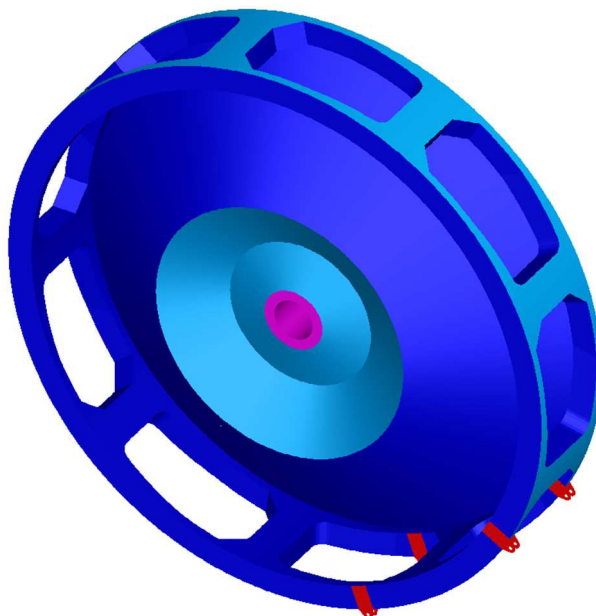
Pevnostní výpočet kolesa byl proveden v programu I-deas NX pomocí metody konečných prvků (MKP) neboli finite element method (FEM). Výpočtový model kolesa byl vytvořen z čtyřuzlových plošných prvků (thin shell), jejichž hlavní vlastností je tloušťka (thickness), viz obr. 15. Použití těchto prvků předpokládá tloušťku výrazně

³ Bezkomorové koleso je méně tuhé než komorové, je však lehčí a čištění lze mechanizovat. [3][4][11]



menší než ostatní rozměry. Z tohoto důvodu byly na náboji kola použity osmiuzlové prostorové prvky (solid).

Na modelu kola bylo použito 134 512 prvků typu thin shell a 4 048 prvků typu solid. Běžná délka hrany prvku se pohybovala okolo 50 mm, v místech špičkových napětí byla síť následně zjemněna a délka hrany prvku zde dosahovala hodnot okolo 2 mm.



Obr. 15 Tloušťky plechů na kolese – thin shell thickness 12 mm, 15 mm, 25 mm, solid

Z důvodu úspory prvků byla vymodelována pouze oka pro dva korečky, které jsou v záběru, zde lze očekávat špičková napětí. Každý koreček je nahrazen a reprezentován prvkem hmotnosti (lumped mass) s hmotností 440 kg. Připevnění k modelu je provedeno pomocí prvků typu constraint. Čepy jsou nahrazeny dokonale tuhými prvky (rigid element).

Náhrada uložení na rozpěrných kroužcích je provedena takto: Dva uzly ležící v ose kola jsou omezeny nulovými posuvy a natočeními. Tyto jsou pomocí prvků typu constraint spojeny s uzly na vnitřní straně náboje, kde lze předpokládat kontakt s rozpěrnými kroužky. Toto spojení má formu master-slave, neboť řídicí uzly zamezují v pohybu řízeným uzlům. Tlak vyvolaný rozpěrnými kroužky není v tomto modelu uvažován.

6.2.2 ZATÍŽENÍ MODELU KOLESA

Koleso je zatíženo dle tab. 6, v dílčích zatíženích nejsou zahrnuty dílčí součinitele spolehlivosti, ty budou do výpočtu přidány později. Zatížení kola materiálem je dle ČSN 27 7008 zahrnuto v nabíracích silách. Zatížení kola znečištěním bylo v tomto modelu zanedbáno z důvodu obtížné aplikovatelnosti normou definovaného zatížení.



Tab. 6 Zatížení modelu kola

Dílčí zatížení	Zkratka	Realizace zatížení
Stálé zatížení	<i>SZ</i>	proti směru osy z aplikováno zrychlení $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
Nabírací síly	<i>NS</i>	R_C rozložena na spodní hranu otvoru v kolese pro koreček, viz reakční síly na korečku
Nabírací síly (otáčení otoče vlevo)	<i>NSL</i>	R_A a R_B , upevněny na odpovídající čepy, viz reakční síly na korečku
Nabírací síly (otáčení otoče vpravo)	<i>NSP</i>	R_A a R_B , upevněny na odpovídající čepy, viz reakční síly na korečku
Dynamické účinky setrvačných sil	<i>DUSS</i>	okolo osy y aplikována rotace $n_k = 7,5 \text{ min}^{-1}$
Vítr za provozu zleva	<i>VZPL</i>	ve směru osy y rozložena $F_{kvp} = 13\,720 \text{ N}$ na uzly ležící na větrem zatížených plochách
Vítr za provozu zprava	<i>VZPP</i>	obdobně jako VZPL, jen obrácený směr
Vítr mimo provoz zleva	<i>VMPL</i>	ve směru osy y rozložena $F_{kvm} = 60\,505 \text{ N}$ na uzly ležící na větrem zatížených plochách
Vítr mimo provoz zprava	<i>VMPP</i>	obdobně jako VMPL, jen obrácený směr
Mimořádné nabírací síly	<i>MNS</i>	R_C rozložena na spodní hranu otvoru v kolese pro koreček, viz reakční síly na korečku
Mimořádné nabírací síly (otáčení otoče vlevo)	<i>MNSL</i>	R_A a R_B , upevněny na odpovídající čepy, viz reakční síly na korečku
Mimořádné nabírací síly (otáčení otoče vpravo)	<i>MNSP</i>	R_A a R_B , upevněny na odpovídající čepy, viz reakční síly na korečku

6.2.3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET (STRUCTURAL ANALYSIS)

Každému dílčímu zatížení je přidělen jeden Load Set, ty jsou samostatně spočítány ve společném Boundary Condition Setu. Dílčí zatížení jsou následně v modulu Post Processing sečtena se započtením dílčích součinitelů spolehlivosti a součinitele kombinace dílčích zatížení. K tomuto je využita funkce Combine results.

Provoz

$$\Psi \cdot (\gamma_G \cdot SZ + \gamma_{QR} \cdot NS + \gamma_{QR} \cdot NSL + \gamma_{QD} \cdot DUSS + \gamma_{QK} \cdot VZPL) \quad (58)$$

$$0,95 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1,2 \cdot NS + 1,2 \cdot NSL + 1 \cdot DUSS + 1,2 \cdot VZPL) - \text{otáčení vlevo}$$

$$0,95 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1,2 \cdot NS + 1,2 \cdot NSP + 1 \cdot DUSS + 1,2 \cdot VZPP) - \text{otáčení vpravo}$$

Vždy je uvažován horší stav, např. otáčení otoče vlevo a zároveň vítr zleva.

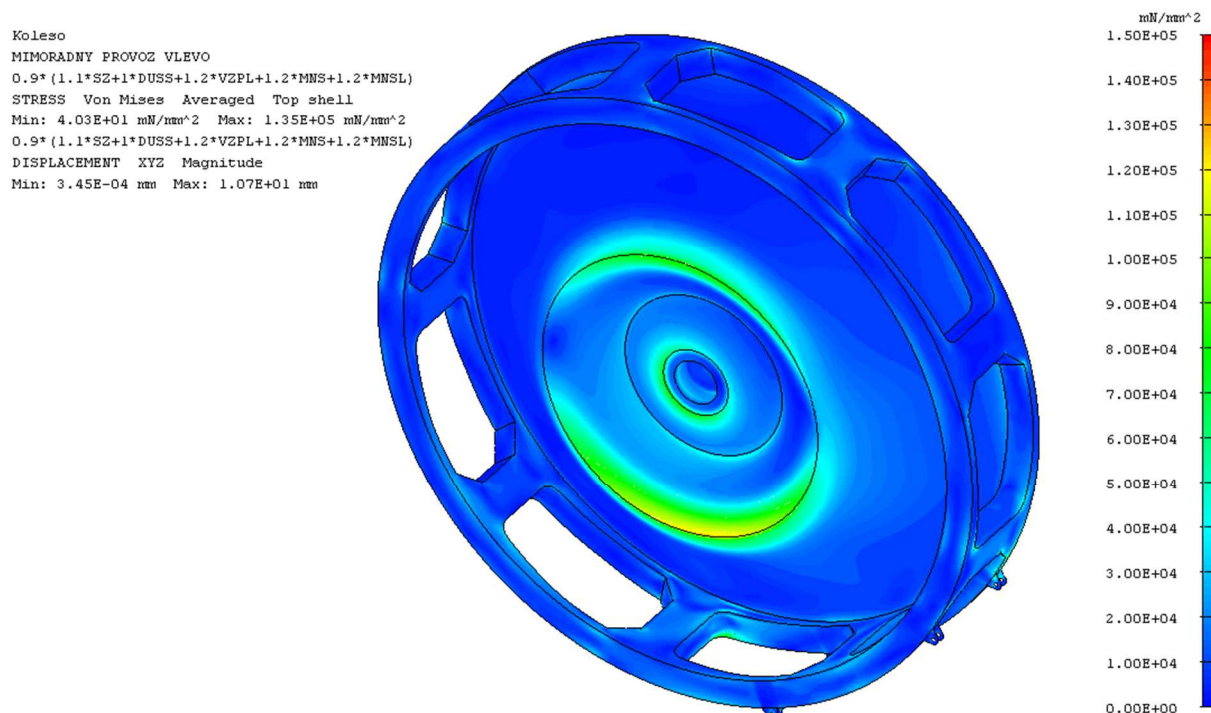
Mimořádný provoz

$$\Psi \cdot (\gamma_G \cdot SZ + \gamma_{QD} \cdot DUSS + \gamma_{QK} \cdot VZPL + \gamma_{QR} \cdot MNS + \gamma_{QR} \cdot MNSL) \quad (59)$$



$0,9 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1 \cdot DUSS + 1,2 \cdot VZPL + 1,2 \cdot MNS + 1,2 \cdot MNSL)$ – otáčení vlevo

$0,9 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1 \cdot DUSS + 1,2 \cdot VZPP + 1,2 \cdot MNS + 1,2 \cdot MNSP)$ – otáčení vpravo



Obr. 16 Napětí na kolese při mimořádném provozu vlevo

Únava

$$\Psi \cdot (\gamma_G \cdot SZ + \gamma_{QR} \cdot NS + \gamma_{QR} \cdot NSL + \gamma_{QD} \cdot DUSS) \quad (60)$$

$1 \cdot (1 \cdot SZ + 1 \cdot NS + 1 \cdot NSL + 1 \cdot DUSS)$ – otáčení vlevo

$1 \cdot (1 \cdot SZ + 1 \cdot NS + 1 \cdot NSP + 1 \cdot DUSS)$ – otáčení vpravo

Mimo provoz

$$\Psi \cdot (\gamma_G \cdot SZ + \gamma_{QK} \cdot VMPL) \quad (61)$$

$1 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1,2 \cdot VMPL)$ – vítr zleva

$1 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1,2 \cdot VMPP)$ – vítr zprava

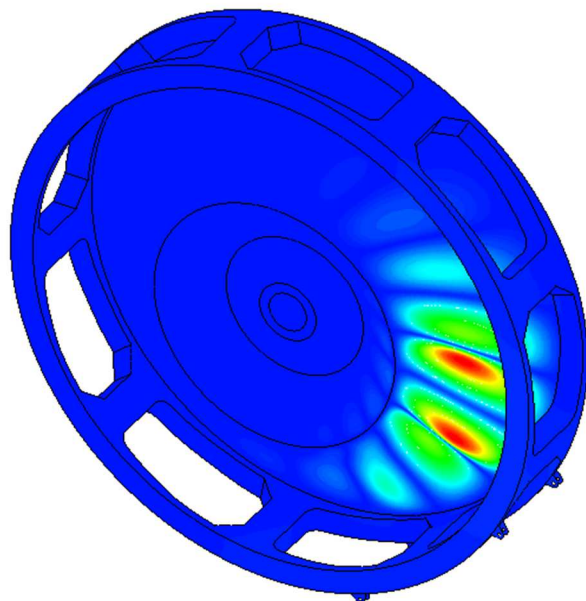
Na obr. 16 je zobrazeno napětí na kolese dle teorie měrné energie napjatosti (HMH, Von Mises stress) při mimořádném provozu vlevo. Nejvyšší spočítané napětí 135 MPa je menší než dovolené napětí použité oceli S355. Při mimořádném provozu nenastane na kolese mezní stav pružnosti. Další zátěžné stavy jsou uvedeny v příloze, tyto však nejsou tak nebezpečné jako mimořádný provoz.



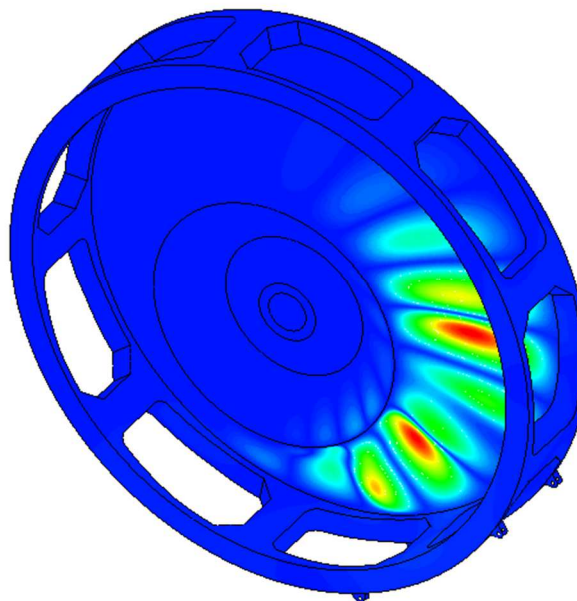
6.2.4 KONTROLA VZPĚRNÉ PEVNOSTI (BUCKLING LOAD ANALYSIS)

Jak již bylo zjištěno, koleso je nejvíce namáháno při mimořádném provozu, pro tento případ je počítána kontrola na boulení. V programu I-deas NX je třeba pro tento typ výpočtu provést kombinaci zatížení ještě před samotným výpočtem, neboť při výpočtu vzpěrné pevnosti lze počítat pouze jeden Load Set v Boundary Condition Setu. Zde však není možné zahrnout dílčí součinitele spolehlivosti.

Koleso
Buckling Load Factor: 2.63E+01



Koleso
Buckling Load Factor: 3.14E+01



Obr. 17 Tvar boulení na kolese při mimořádném provozu vlevo

Na obr. 17 jsou zobrazeny první a třetí mód boulení plechů na kolese při mimořádném provozu vlevo. První a druhý mód mají stejný bucking load factor⁴ a to 26,3, třetí mód nastává při bucking load factoru 31,4. Z toho vyplývá, že mezní stav boulení na kolese nenastane. Zde je zajímavý tvar boulení, který reflektuje směr obvodové nabírací síly.

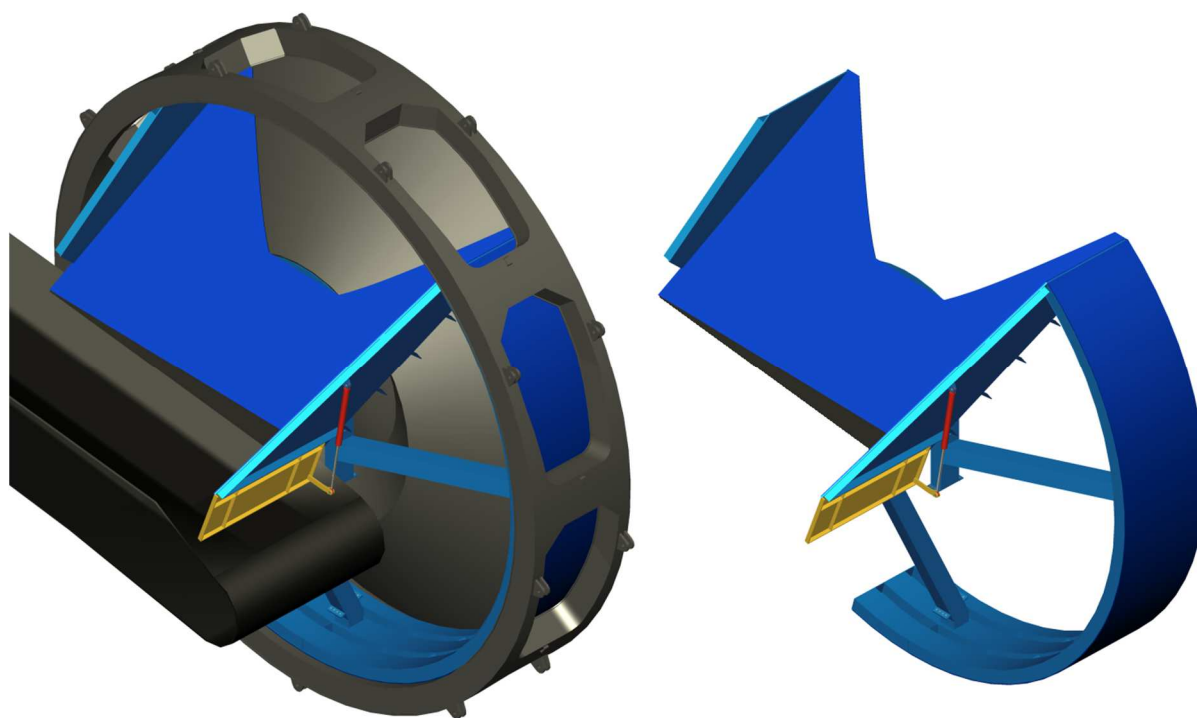
⁴ Bucking load factor představuje součinitel bezpečnosti k meznímu stavu ztráty vzpěrné stability stěny.



7 VYNÁŠECÍ ZAŘÍZENÍ

Vynášecí zařízení umožňuje materiálu propadávajícímu otvory pod korečky na obvodu kola projít kolem a sklouznout na pásový dopravník. U komorových kol slouží jako vynášecí zařízení komory umístěné pod každým korečkem. U bezkomorových kol bylo v průběhu let zkoušeno mnoho druhů vynášecích zařízení, např. pevný skluz, vynášecí talíř, vynášecí buben, válečkový rošt, vynášecí pás atp. Naprostá většina z nich není dnes používána z důvodu zbytečné složitosti a zvýšené míry zanášení přepravovaným materiálem. V současné době jsou nejčastěji používanými vynášecími zařízeními pevný skluz a kombinace pevného skluzu a rotujícího kuželu kola. Pevný skluz je ve své podstatě nejjednodušší použitelné vynášecí zařízení. Kombinace pevného skluzu a rotujícího kuželu kola má výhodu částečného samočistění a úspory hmotnosti. [3][11]

Vynášecí zařízení bývá velmi často spojeno v jeden celek s otěrovým štítem. Otěrový štít slouží k udržení nabraného uhlí v korečkách a v užitečném objemu mezikruží kola. Děje se tak od nabrání uhlí pod kolem do jeho vysypání v určitém místě nad vynášecím zařízením.



Obr. 18 Vynášecí zařízení zobrazené s kolem a pásem dopravníku a samostatně



7.1 KONSTRUKCE

Z možných konstrukčních řešení uvedených na začátku této kapitoly bylo zvoleno vynášecí zařízení ve formě kombinace pevného skluzu a rotujícího kuželu kola. Vynášecí zařízení je spojeno s otěrovým štítem a částí násypky, která zahrnuje hydraulicky ovládanou klapku pro zakládání uhlí na skládku. Jednotlivé komponenty jsou z důvodu rozebíratelnosti sešroubovány do jednoho celku, ten je přišroubován na ocelovou konstrukci kolesového výložníku na nosník mezi kolesem a pásovým dopravníkem. Hmotnost tohoto celku je 4 000 kg

Vynášecí zařízení

Pevný skluz je nakloněn pod úhlem 45 °. V horní části pevného skluzu je vytvořeno vybrání pro nosný kužel kola, který je též součástí vynášecího zařízení. Pevný skluz i kužel kola jsou v místě kontaktu s uhlím pokryty vrstvou otěruvzdorného materiálu TIVAR 88.

Otěrový štít

Otěrový štít se táhne po vnitřní straně obvodu kola v úhlu 150 °. Plocha otěrového štítu, která je ve styku s nabíraným uhlím, je pokryta materiálem s nízkým součinitelem tření a vysokou odolností proti otěru. V souvislosti s použitím tohoto materiálu na otěrovém štítu dochází ke snížení výkonu potřebného na překonání tření na otěrovém štítu přibližně na polovinu, tedy cca 7,5 kW.

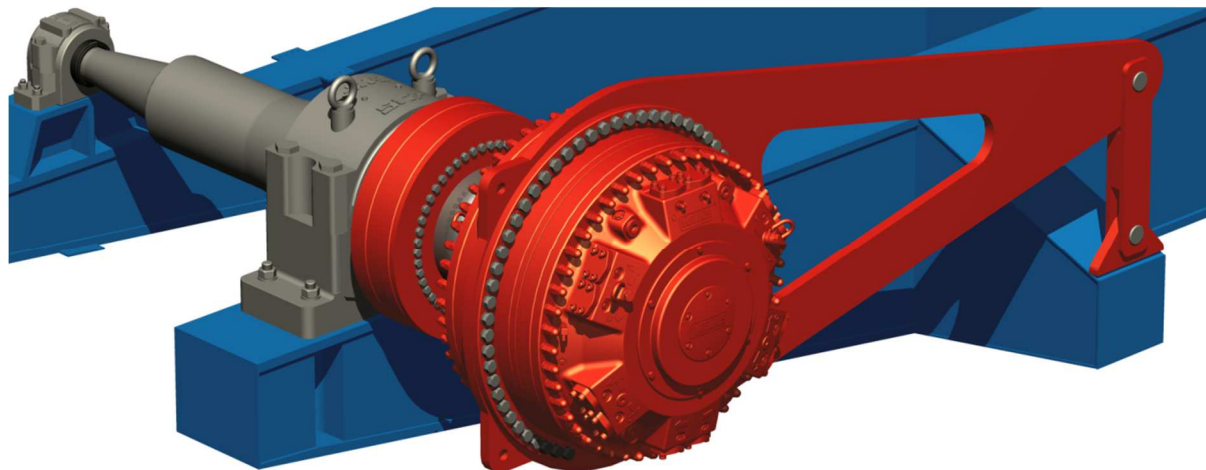
Násypka

Násypku tvoří pevný skluz s předním a zadním plechem, tyto jsou ke skluzu přivařeny a na zadní straně vyztuženy žebry. Přední plech je opatřen otvorem pro hydraulicky ovládanou klapku. Naproti pevnému skluzu je na pásovém dopravníku umístěno zvýšené boční vedení v místě urychlování materiálu, aby nedocházelo k přepadávání materiálu z pásového dopravníku. I když lze toto boční vedení považovat za součást násypky, jedná se o prvek pásového dopravníku. Na spodní části násypky a bočního vedení je připevněn pryžový pás, který doléhá na pásový dopravník a zamezuje tak propadávání uhlí mimo dopravník.



8 POHON KOLESA

Koleso je dle požadavku zadavatele poháněno hydromotorem, který je umístěn přímo na hřídeli kola. Oproti elektromotoru odpadá použití sestupné převodovky. Špička výložníku je pak lehčí, což se pozitivně projeví na snížení hmotnosti celého stroje. Vyžaduje však instalaci hydrogenerátoru.



Obr. 19 Hydromotor Bosch Rexroth Hägglunds CBM 4000

Při použití jednoho nebo více elektromotorů a sestupných převodovek je třeba umístit mezi převodovku a koleso pojistný prvek, aby při tzv. zakopnutí⁵ nedošlo vlivem kinetické energie uložené v rotujících setrvačných hmotách rotorů motorů, hřídelí a ozubených kol převodovek k ukroucení hřídele kola. U hydromotoru uloženého přímo na hřídeli kola tato ochrana proti přetížení odpadá, neboť otáčky motoru jsou ve srovnání s elektromotorem téměř zanedbatelné a převodovky nejsou instalovány. Na druhou stranu výše uvedené rotující setrvačné hmoty umožňují urýpnout materiál, na který by výkon samotného motoru nestačil. Proto je třeba při použití hydromotoru přímo na hřídeli kola počítat s přetížitelností trochu jinak než při použití elektromotoru.

Při použití elektromotoru a převodovky

Pojistný moment M_{poj} je takový, při němž dojde k aktivaci pojistného zařízení. Nominální moment M_{nom} je spočten z výkonu elektromotoru.

Při použití hydromotoru

Pojistný moment M_{poj} je takový, při němž dojde k aktivaci pojistného zařízení v hydraulickém okruhu. Motor však musí být schopen tento moment vyvinout. Nominální moment M_{nom} je spočten ze jmenovitého výkonu motoru pohonu kola P_{ck} .

⁵ Zakopnutí je situace, kdy alespoň jeden koreček narazí do netěžitelného objektu a dojde k téměř okamžitému zastavení kola. V případě nakladače uhlí je nejčastějším netěžitelným objektem vrstva zmrzlého uhlí.



8.1 MOTOR

Nominální moment

$$M_{nom} = \frac{P_{ck}}{2 \cdot \pi \cdot n_k} \quad (62)$$

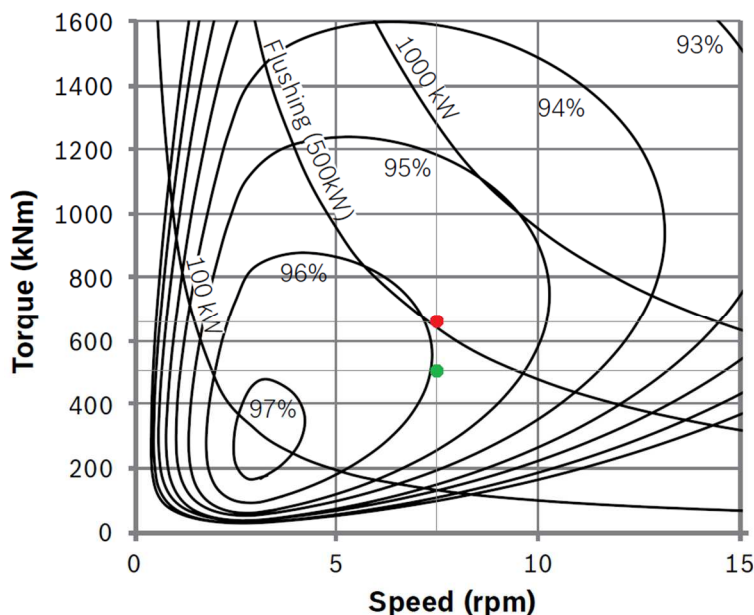
$$M_{nom} = \frac{400\,000}{2 \cdot \pi \cdot 0,125} = 509\,296 \text{ Nm}$$

Součinitel přetížitelnosti

$$k_p = \frac{M_{poj}}{M_{nom}} \quad [11] \quad (63)$$

$$M_{poj} = k_p \cdot M_{nom} = 1,3 \cdot 509\,296 = 662\,085 \text{ Nm}$$

Součinitel přetížitelnosti byl zvolen $k_p = 1,3$, tato hodnota by měla zajistit, že nebude docházet k přerušování odběru uhlí při drobném zhoršení podmínek na skládce. Při zakopnutí však nedojde k ukroucení hřídele. Součinitel přetížitelnosti by též mohl být zvolen větší, to by však vedlo k instalaci výkonnějšího a též těžšího motoru a také by vzrostla hmotnost kola, hřídele, ložisek, atp.



Obr. 20 Charakteristika hydromotoru CBM 4000, M_{poj} červený bod, M_{nom} zelený bod [21]

Dle výpočtu nominálního a pojistného točivého momentu byl vybrán motor Bosch Rexroth Hägglunds CBM 4000, konkrétně specifikace CBM 4000 4000 SA0N0A. Jedná se o radiální pístový hydromotor s několika křivkovými oběžnými dráhami, s písty vedenými v rotoru. Hmotnost motoru je 5 800 kg, vnější průměr 1 460 mm, délka 1 108 mm. Vývod točivého momentu z motoru je realizován nábojem s evolventním drážkováním.



Požadovaný tlak hydraulické kapaliny na vstupu do motoru

$$p = \frac{M_{nom}}{M_s} + \Delta p + p_c \quad [21] \quad (64)$$

$$p = \frac{509\,296}{4\,000} + 2 + 3 = 132 \text{ bar}$$

kde M_s [Nm·bar⁻¹] specifický točivý moment [21]
 Δp [bar] tlaková ztráta [21]
 p_c [bar] protitlak ve větvi vystupující z motoru [21]

Analogicky lze získat i pojistný tlak, který je 171 bar. Hydrogenerátor musí být schopen vyvolat v hydraulickém okruhu nejenom nominální, ale i pojistný tlak. Podle podmínek na skládce se bude tlak na vstupu do motoru pohybovat okolo hodnoty 132 bar, při tlaku 171 bar dojde k aktivaci sekundárního pojistného ventilu před motorem.

Požadovaný průtok hydraulické kapaliny motorem

$$q = \frac{n_k \cdot V_i}{1000} + q_l \quad [21] \quad (65)$$

$$q = \frac{7,5 \cdot 253\,464}{1\,000} + 8 = 1\,909 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde V_i [cm³·ot⁻¹] geometrický objem motoru [21]
 q_l [l·min⁻¹] svodový průtok [21]

Motor vyžaduje přívod 1 909 litrů hydraulické kapaliny za minutu, z toho pouze 8 litrů je svodový průtok a jde do přepadu. Hydraulická kapalina je u této specifikace motoru přiváděna čtyřmi vstupy.

8.2 SPOJOVACÍ ADAPTÉR

Spojovací adaptér je složen ze svěrného kroužku a vloženého hřídele, který je na jednom konci drážkovaný a na druhém konci dutý. Vložený hřídel je dutým koncem nasunut na hřídel kola a svěrným kroužkem pomocí 48 šroubů M20x180 připevněn. Na drážkovaný konec vloženého hřídele je nasunut motor.

Využití adaptéru posune motor o 444 mm dále od hřídele kola. Hmotnost adaptéru pro tento motor je 1 650 kg [21], to představuje významné navýšení hmotnosti.

Pro jednosměrně se otáčející hřídel bez použití spojovacího adaptéru je doporučen materiál s mezí kluzu $f_y = 450$ MPa, při použití adaptéru postačí materiál s $f_y = 300$ MPa. [21]



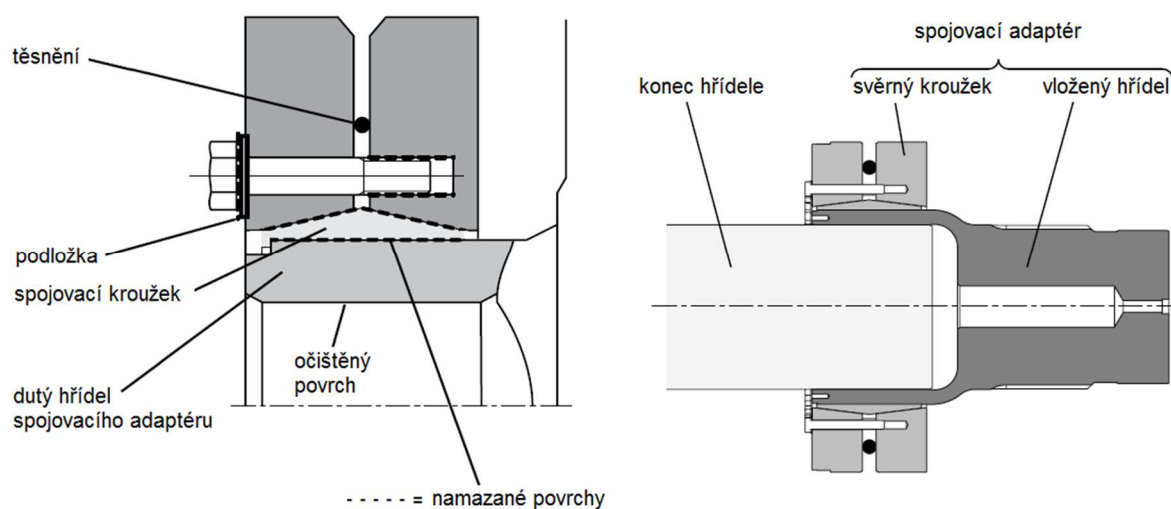
Vzhledem k těmto faktům se jeví jako výhodnější připojení motoru na hřídel kola pomocí svěrného spojení, a výroby hřídele kola z méně kvalitní oceli. Navíc z hlediska únavových vlastností hřídele není drážkované spojení příliš vhodné.

Maximální točivý moment

$$M_{max} > M_{poj} \quad (66)$$

$$1\,400\,000 \text{ N} \cdot \text{m} > 662\,085 \text{ N} \cdot \text{m}$$

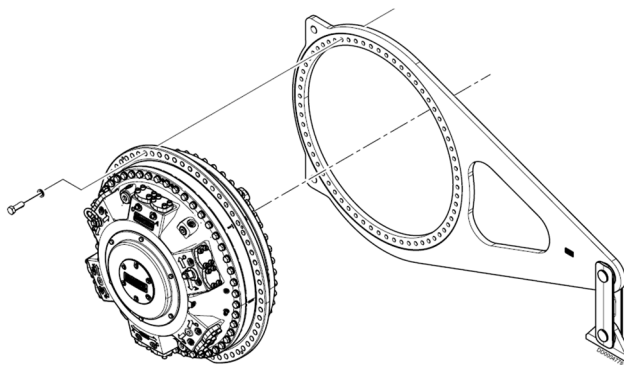
Maximální točivý moment přenositelný svěrným spojením spojovacího adaptéru dle [21] je významně větší než pojistný moment. Lze použít toto svěrné spojení.



Obr. 21 Detail svěrného spojení (vlevo), spojovací adaptér (vpravo) [20]

8.3 PÁKA PRO PŘENOS REAKČNÍHO MOMENTU

Motor je proti otáčení vůči stroji zajištěn 3 m dlouhou pákou, ta přenáší reakční sílu do ocelové konstrukce kolesového výložníku. Tloušťka páky je 50 mm, hmotnost 875 kg. Motor je k této páce s označením TCA 400 přišroubován 57 šrouby M30x80. Hmotnost šroubů činí 40 kg.



Obr. 22 Hydromotor řady CBM s pákou zachytávající reakční moment [20]

**Reakční síla na konci páky motoru**

$$F_{pm} = \frac{M_{poj}}{l_{pm}} \quad (67)$$

$$F_{pm} = \frac{662\,085}{3} = 220\,695 \text{ N}$$

kde l_{pm} [m] délka páky motoru

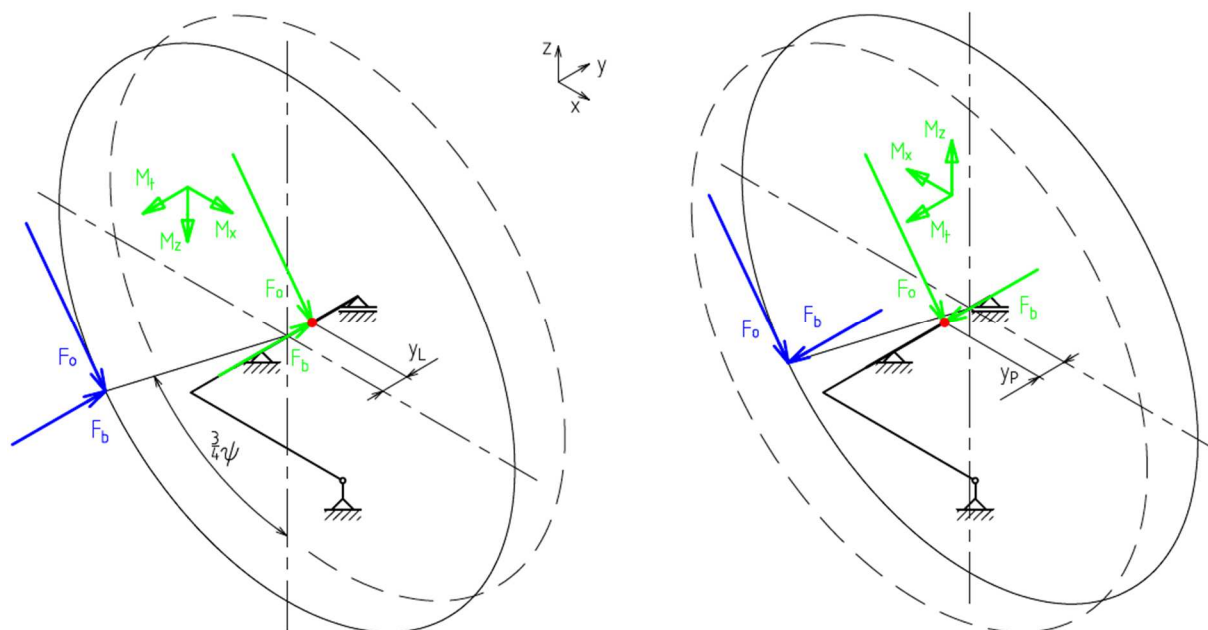
Síla na konci páky motoru při mimořádném provozu nabývá velikosti 220 kN, za provozu jen 170 kN. Tato síla působí na kolesový výložník.



9 HŘÍDEL KOLESA

Hřídel je vyroben z oceli C60E volným kováním, dále je hrubován a zušlechťen. Dosedací plochy jsou následně soustruženy na čisto. Délka hřídele je 2 600 mm, hmotnost 2 426 kg. Hřídel není dutý, neboť vlivem relativně malého průměru a tlaku 160 MPa od svěrných spojení by došlo k výraznému překročení dovoleného napětí na vnitřní straně hřídele.

Hřídel kola je zatížen hmotností kola se znečistěním, hmotností motoru a svěrného spojení, silou od páky zachytávající točivý moment, tlakem od svěrných spojení a obvodovou a boční nabírací silou na obvodu kola. Umístění sil odpovídá ČSN 27 7008 pro lávkování, tedy na obvodu kola ve $\frac{3}{4}$ řezné dráhy od začátku záběru. Pro další výpočet budou nabírací síly z rohu korečku (modře) přeneseny na hřídel a doplněny momenty M_x a M_z (zeleně) dle principu ekvivalence, viz obr. 23. Vlevo na tomto obrázku je schematicky zobrazen hřídel zatížený nabíracími silami při otáčení otoče vlevo, v pravé části při otáčení otoče vpravo. Čárkovaná čára představuje trajektorii nezatíženého rohu korečku. Kolo je na hřídel upevněno dvěma rozpěrnými kroužky, ty jsou od sebe vzdáleny o méně než polovinu průměru hřídele, bude tedy uvažováno s uložení v jednom (červeném) bodě.

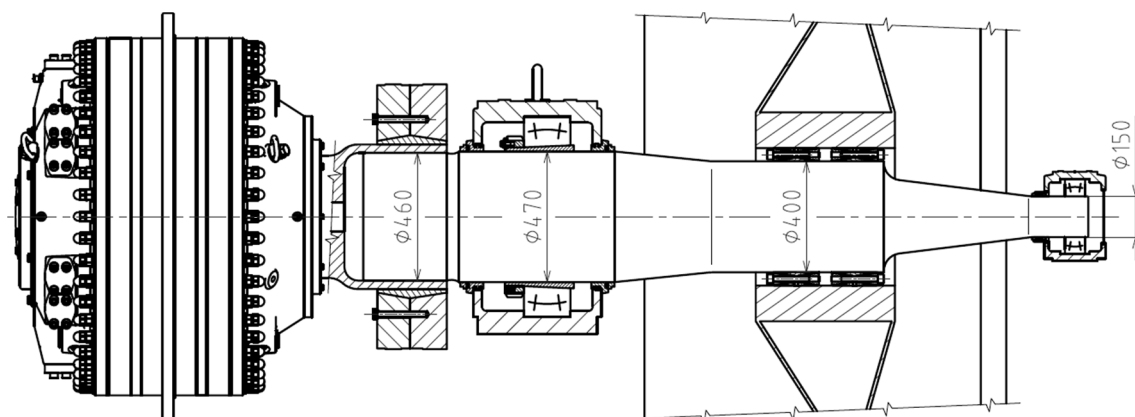


Obr. 23 Náhrada sil na obvodu kola silami a momenty na hřídeli

Předpokládáme působení větru ve stejném směru jako působení boční nabírací síly, tj. horší stav. Vlastní tíha hřídele je zanedbána, neboť takto vyvolané napětí je řádově menší než napětí výsledné. Ze stejného důvodu je dále zanedbáno tlakové a tahové napětí v hřídeli.



Kontrola na mezní stav pružnosti bude dále počítána pro mimořádný provozní stav, další zátěžné stavy lze spočítat analogicky, tyto výsledky jsou uvedeny na konci kapitoly v tabulce. Bezpečnost k meznímu stavu únavy je počítána pouze z únavového zátěžného stavu.



Obr. 24 Uložení hřídele kola

9.1 ZATÍŽENÍ PŘI OTÁČENÍ OTOČE VLEVO

Točivý moment

$$M_t = -F_{oM} \cdot R_k \quad (68)$$

$$M_t = -158\,868 \cdot 4\,500 = -714\,906\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Momenty M_x a M_z

$$M_x = F_{bM} \cdot R_k \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) + F_{oM} \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) \cdot y_L \quad (69)$$

$$M_x = 75\,600 \cdot 4\,500 \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) + 158\,868 \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) \cdot 500$$

$$M_x = 268\,580\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_z = -F_{bM} \cdot R_k \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) + F_{oM} \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) \cdot y_L \quad (70)$$

$$M_z = -75\,600 \cdot 4\,500 \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) + 158\,868 \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) \cdot 500$$

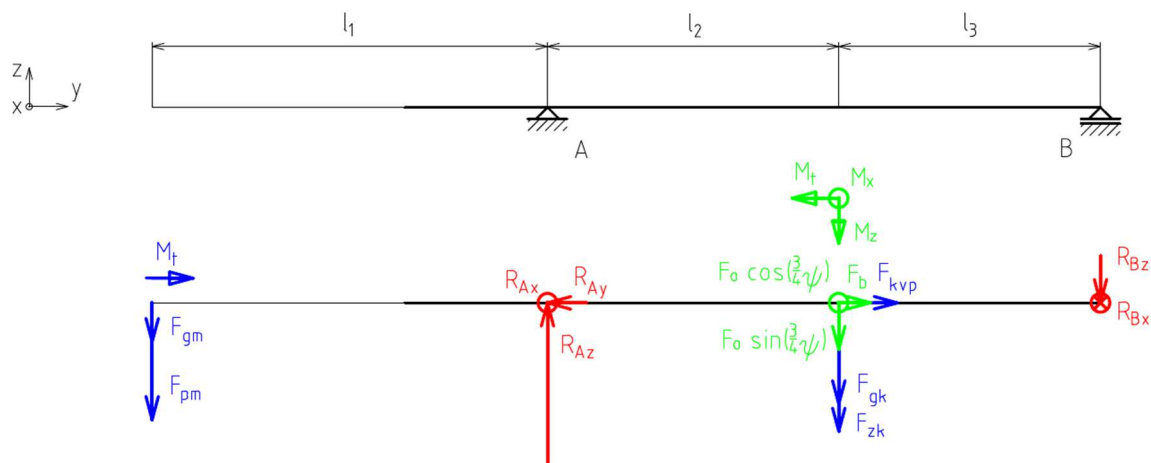
$$M_z = -223\,406\,819 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde y_L [mm] osová vzdálenost levého rohu korečku od středu kola

Záporný moment představuje moment působící proti směru osy, na obr. 25 jsou ekvivalentní momenty zobrazeny ve výsledném směru (tj. i s mínusem).



Silová a momentová rovnováha na hřídeli kola



Obr. 25 Síly působící při otáčení otoče vlevo na hřídel kola

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & l_2 + l_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & l_2 + l_3 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{Ax} \\ R_{Ay} \\ R_{Az} \\ R_{Bx} \\ R_{Bz} \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} -F_{oM} \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) \\ -F_{bM} - F_{kv} \\ F_{gm} + F_{pm} + F_{gk} + F_{zk} + F_{oM} \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) \\ -(F_{gm} + F_{pm}) \cdot l_1 - M_x + [F_{gk} + F_{zk} + F_{oM} \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right)] \cdot l_2 \\ F_{oM} \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) \cdot l_2 - M_z \end{bmatrix} \quad (71)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1000 + 900 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1000 + 900 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{Ax} \\ R_{Ay} \\ R_{Az} \\ R_{Bx} \\ R_{Bz} \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} -158\,868 \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) \\ -75\,600 - 14\,818 \\ 80\,852 + 238\,302 + 135\,967 + 2\,470 + 158\,868 \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) \\ -(80\,852 + 238\,302) \cdot 1\,330 - 268\,580\,000 + [135\,967 + 2\,470 + 158\,868 \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right)] \cdot 1\,000 \\ 158\,868 \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) \cdot 1\,000 - (-223\,406\,819) \end{bmatrix}$$



$$R_{Ax} = 72\,186 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = -90\,418 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 819\,818 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = -168\,024 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = -213\,767 \text{ N}$$

Na obr. 24 lze vidět, že motor je díky vloženému hřídeli spojovacího adaptéru umístěn poněkud vedle hřídele kola. Délka l_1 na obr. 25 představuje vzdálenost mezi ložiskem A a motorem, zahrnuje tedy i vložený hřídel. Tento bude dále v obrázcích značen tenkou čarou.

9.1.1 VÝLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Ohybový moment pod ložiskem A

$$M_{oA} = (F_{pm} + F_{gm}) \cdot l_1 \quad (72)$$

$$M_{oA} = (238\,302 + 80\,852) \cdot 1\,330 = 424\,474\,820 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment okolo osy x, pod kolesem zleva

$$M_{oxKl} = (F_{pm} + F_{gm}) \cdot (l_1 + l_2) - R_{Az} \cdot l_2 \quad (73)$$

$$M_{oxKl} = (238\,302 + 80\,852) \cdot (1\,330 + 1\,000) - 819\,818 \cdot 1\,000 = -76\,189\,180 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment okolo osy z, pod kolesem zleva

$$M_{ozKl} = R_{Ax} \cdot l_2 \quad (74)$$

$$M_{ozKl} = 72\,186 \cdot 1\,000 = 72\,186\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment pod kolesem zleva

$$M_{oKl} = \sqrt{M_{oxKl}^2 + M_{ozKl}^2} \quad (75)$$

$$M_{oKl} = \sqrt{(-76\,189\,180)^2 + 72\,186\,000^2} = 104\,955\,275 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment okolo osy x, pod kolesem zprava

$$M_{oxKp} = -R_{Bz} \cdot l_3 \quad (76)$$

$$M_{oxKp} = -(-213\,767) \cdot 900 = 192\,390\,300 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment okolo osy z, pod kolesem zprava

$$M_{ozKp} = R_{Bx} \cdot l_3 \quad (77)$$

$$M_{ozKp} = -168\,024 \cdot 900 = -151\,221\,600 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Ohybový moment pod kolesem zprava

$$M_{oKp} = \sqrt{M_{oxKp}^2 + M_{ozKp}^2} \quad (78)$$

$$M_{oKp} = \sqrt{192\,390\,300^2 + (-151\,221\,600)^2} = 244\,707\,989 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment okolo osy x, 160 mm od ložiska B

$$M_{oxB} = -R_{Bz} \cdot 160 \quad (79)$$

$$M_{oxB} = -(-213\,767) \cdot 160 = 34\,202\,720 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment okolo osy z, 160 mm od ložiska B

$$M_{ozB} = R_{Bx} \cdot 160 \quad (80)$$

$$M_{ozB} = -168\,024 \cdot 160 = -26\,883\,840 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment 160 mm od ložiska B

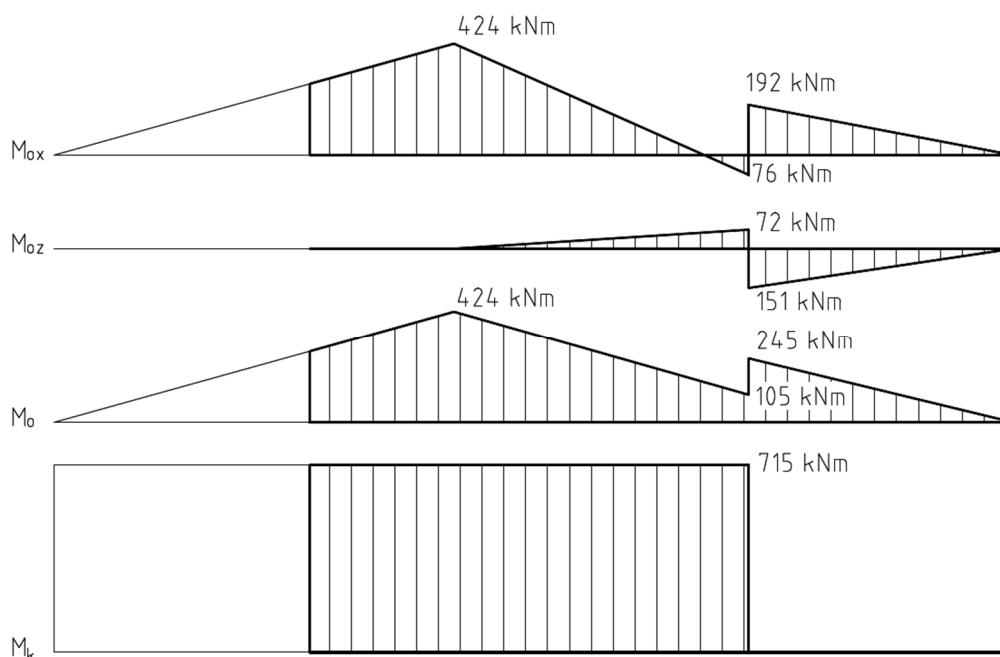
$$M_{oB} = \sqrt{M_{oxB}^2 + M_{ozB}^2} \quad (81)$$

$$M_{oB} = \sqrt{34\,202\,720^2 + (-26\,883\,840)^2} = 43\,503\,642 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Krouticí moment

$$M_k = M_t \quad (82)$$

$$M_k = 714\,906\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Obr. 26 VVÚ hřídele kola při otáčení otoče vlevo (mimořádný provoz)



9.2 ZATÍŽENÍ PŘI OTÁČENÍ OTOČE VPRAVO

Momenty M_x a M_z

$$M_x = -F_{bM} \cdot R_k \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) - F_{oM} \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) \cdot y_P \quad (83)$$

$$M_x = -75\,600 \cdot 4\,500 \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) - 158\,868 \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) \cdot 500$$

$$M_x = -268\,580\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

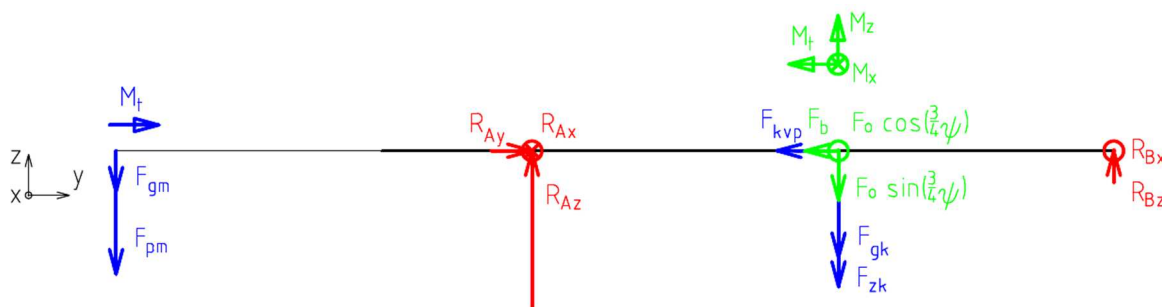
$$M_z = F_{bM} \cdot R_k \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) - F_{oM} \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) \cdot y_P \quad (84)$$

$$M_z = 75\,600 \cdot 4\,500 \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) - 158\,868 \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) \cdot 500$$

$$M_z = 223\,406\,819 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde y_P [mm] osová vzdálenost pravého rohu korečku od středu kola

Silová a momentová rovnováha na hřídeli kola



Obr. 27 Síly působící na hřídel kola při otáčení otoče vpravo

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & l_2 + l_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & l_2 + l_3 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{Ax} \\ R_{Ay} \\ R_{Az} \\ R_{Bx} \\ R_{Bz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_{oM} \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) \\ F_{bM} + F_{kvp} \\ F_{gm} + F_{pm} + F_{gk} + F_{zk} + F_{oM} \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) \\ -(F_{gm} + F_{pm}) \cdot l_1 - M_x + \left[F_{gk} + F_{zk} + F_{oM} \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right)\right] \cdot l_2 \\ F_{oM} \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot \psi\right) \cdot l_2 - M_z \end{bmatrix} \quad (85)$$



$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1\,000 + 900 \\ 0 & 0 & 0 & 1\,000 + 900 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{Ax} \\ R_{Ay} \\ R_{Az} \\ R_{Bx} \\ R_{Bz} \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} -158\,868 \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) \\ 75\,600 + 14\,818 \\ 80\,852 + 238\,302 + 135\,967 + 2\,470 + 158\,868 \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) \\ -(80\,852 + 238\,302) \cdot 1\,330 - (-268\,580\,000) + \left[135\,967 + 2\,470 + 158\,868 \cdot \sin\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right)\right] \cdot 1\,000 \\ 158\,868 \cdot \cos\left(\frac{3}{4} \cdot 70,53\right) \cdot 1\,000 - 223\,406\,819 \end{bmatrix}$$

$$R_{Ax} = -162\,979 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 90\,418 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 537\,102 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 67\,142 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 68\,949 \text{ N}$$

9.2.1 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Ohybový moment okolo osy x, pod kolesem zleva

$$M_{oxKl} = (238\,302 + 80\,852) \cdot (1\,330 + 1\,000) - 537\,102 \cdot 1\,000 = 206\,526\,820 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment okolo osy z, pod kolesem zleva

$$M_{ozKl} = -162\,979 \cdot 1\,000 = -162\,979\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment pod kolesem zleva

$$M_{oKl} = \sqrt{206\,526\,820^2 + (-162\,979\,000)^2} = 263\,088\,354 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment okolo osy x, pod kolesem zprava

$$M_{oxKp} = -68\,949 \cdot 900 = -62\,054\,100 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment okolo osy z, pod kolesem zprava

$$M_{ozKp} = 67\,142 \cdot 900 = 60\,427\,800 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment pod kolesem zprava

$$M_{oKp} = \sqrt{(-62\,054\,100)^2 + 60\,427\,800^2} = 86\,615\,416 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment okolo osy x, 160 mm od ložiska B

$$M_{oxB} = -68\,949 \cdot 160 = -11\,031\,840 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

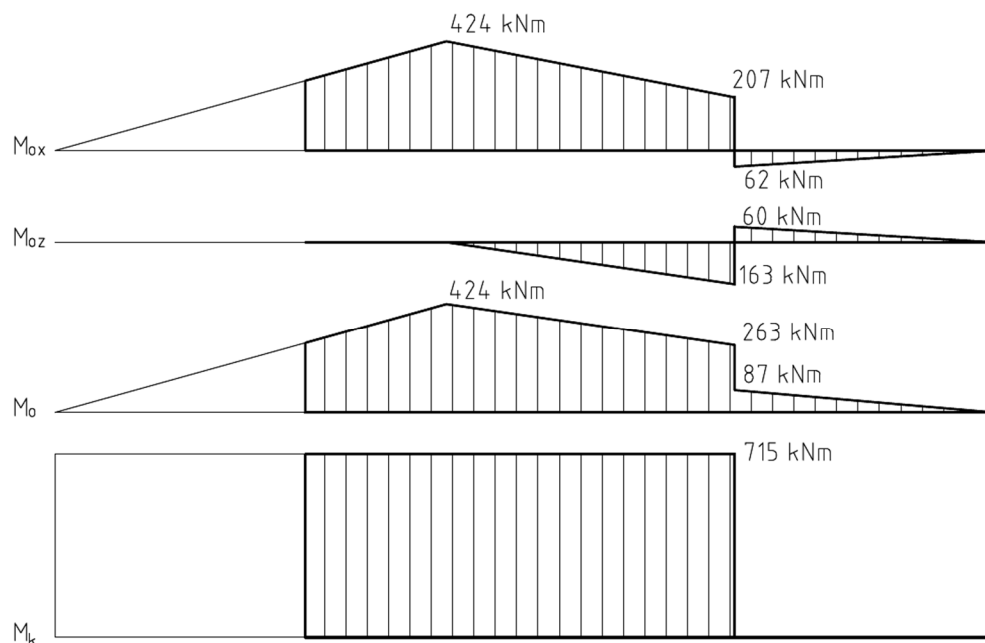


Ohybový moment okolo osy z, 160 mm od ložiska B

$$M_{ozB} = 67\,142 \cdot 160 = 10\,742\,720 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment 160 mm od ložiska B

$$M_{oB} = \sqrt{(-11\,031\,840)^2 + 10\,742\,720^2} = 15\,398\,296 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Obr. 28 VVÚ hřídele kola při otáčení otoče vpravo (mimořádný provoz)

9.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELE

Z obr. 26 a obr. 28 je zřejmé, že část hřídele mezi motorem a kolesem je nejvíce namáhána při otáčení otoče vpravo a část hřídele mezi kolesem a ložiskem B je nejvíce namáhána při otáčení vlevo. S tímto bude dále počítáno.

Parametry oceli C60E [23]

dovolené napětí $f_{yd} = 194 \text{ MPa}$

mez kluzu $f_y = 350 \text{ MPa}$

mez pevnosti $f_u = 670 \text{ MPa}$

9.3.1 NAPĚTÍ POD SVĚRNÝM SPOJENÍM MOTORU

Zakončení hřídele pro připojení k motoru je definováno v [21], stejně tak je doporučena mez kluzu použitého materiálu $f_y \geq 300 \text{ MPa}$ pro jednostranně se otáčející hřídel. Navíc maximální točivý moment motoru (téměř 1 000 kNm) není zdaleka využit. Lze předpokládat, že u svěrného spojení motoru nenastane mezní stav pružnosti ani nedojde k únavovému porušení hřídele.



9.3.2 NAPĚTÍ POD LOŽISKEM A

Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (86)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 470^3}{32} = 10\,192\,799 \text{ mm}^3$$

Průřezový modul v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (87)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 470^3}{16} = 20\,385\,598 \text{ mm}^3$$

Napětí vyvolané ohybem

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (88)$$

$$\sigma_o = \frac{424\,474\,820}{10\,192\,799} = 41,6 \text{ MPa}$$

Napětí vyvolané krutem

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (89)$$

$$\tau_k = \frac{714\,906\,000}{20\,385\,598} = 35,1 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (90)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{41,6^2 + 3 \cdot 35,1^2} = 73,7 \text{ MPa} < 194 \text{ MPa}$$

Redukované napětí je menší než dovolené napětí. Pod ložiskem A proto nenastane mezní stav pružnosti.

9.3.3 KONTROLA NA ÚNAVOVÉ PORUŠENÍ POD LOŽISKEM A

Mez únavy

$$\sigma_c = 0,504 \cdot f_u \quad [10] \quad (91)$$

$$\sigma_c = 0,504 \cdot 670 = 337,7 \text{ MPa}$$



Korigovaná mez únavy

$$\sigma'_c = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_c \quad [10] \quad (92)$$

$$\sigma'_c = 0,8 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 337,7 = 162,1 \text{ MPa}$$

kde	k_a	[1]	součinitel vlivu jakosti povrchu
	k_b	[1]	součinitel vlivu velikosti tělesa
	k_c	[1]	součinitel vlivu způsobu zatěžování
	k_d	[1]	součinitel vlivu teploty
	k_e	[1]	součinitel spolehlivosti
	k_f	[1]	součinitel zahrnující další faktory

Součinitel vlivu jakosti povrchu závisí na mezi pevnosti materiálu a kvalitě povrchu, ta je dána dokončovací operací. Tento hřídel je na požadovaný průměr dosoustružen, proto součinitel $a = 4,51 \text{ MPa}$ a exponent $b = -0,265$. [10]

$$k_a = a \cdot f_u^b \quad [10] \quad (93)$$

$$k_a = 4,51 \cdot 670^{-0,265} = 0,80$$

Součinitel vlivu velikosti tělesa bere v úvahu množství případných vad v materiálu, které je závislé na velikosti tělesa.

$$k_b = 1,51 \cdot d^{-0,157} \text{ pro } 51 \text{ mm} < d < 254 \text{ mm} \quad [10] \quad (94)$$

Pro větší průměry je uvažováno $k_b = 0,6$.

Součinitel vlivu způsobu zatěžování pro ohyb za rotace $k_c = 1$.

Součinitel vlivu teploty $k_d = 1$ pro $20 \text{ }^\circ\text{C}$, neboť hřídel není vystaven extrémně vysokým teplotám v řádu stovek $^\circ\text{C}$.

Součinitel spolehlivosti $k_e = 1$, neboť požadovaná spolehlivost nebyla blíže specifikována.

Součinitel zahrnující další faktory $k_f = 1$, neboť další faktory nebyly blíže specifikovány.

Amplituda redukovaného napětí

$$\sigma_{ared} = \sigma_o = 32,8 \text{ MPa}$$

Střední hodnota redukovaného napětí

$$\sigma_{mred} = \sqrt{3} \cdot \tau_k = \sqrt{3} \cdot 25,0 = 43,3 \text{ MPa}$$



Součinitel bezpečnosti dle Goodmana

$$k_G = \frac{1}{\frac{\sigma_{ared}}{\sigma'_c} + \frac{\sigma_{mred}}{f_u}} \quad [10] \quad (95)$$

$$k_G = \frac{1}{\frac{32,8}{162,1} + \frac{43,3}{670}} = 3,75$$

Pod ložiskem A nedojde ke vzniku únavového porušení.

9.3.4 NAPĚTÍ POD KOLESEM

Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot 400^3}{32} = 6\,283\,185 \text{ mm}^3$$

Průřezový modul v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot 400^3}{16} = 12\,566\,371 \text{ mm}^3$$

Napětí vyvolané ohybem

$$\sigma_o = \frac{263\,088\,354}{6\,283\,185} = 41,9 \text{ MPa}$$

Napětí vyvolané krutem

$$\tau_k = \frac{714\,906\,000}{12\,566\,371} = 56,9 \text{ MPa}$$

Napětí vyvolané svěrným spojením

Hřídel představuje válcové těleso sevřené tlakem rozpěrných kroužků $p_w = 160 \text{ MPa}$ [25]. Osově napětí $\sigma_z = 0 \text{ MPa}$, neboť posuv v ose hřídele není omezen. Hřídel není dutá, proto lze dle [9] zapsat:

Radiální napětí

$$\sigma_r = -p_w = -160 \text{ MPa}$$

Obvodové napětí

$$\sigma_t = -p_w = -160 \text{ MPa}$$



Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_o - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_o)^2 + 6 \cdot \tau_k^2]} \quad [9] \quad (96)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(41,9 + 160)^2 + (-160 + 160)^2 + (-160 - 41,9)^2 + 6 \cdot 56,9^2]} = 224,6 \text{ MPa}$$

Redukované napětí je větší než dovolené napětí, avšak 1,6x menší než mez kluzu. Pod kolesem proto nenastane mezní stav pružnosti.

9.3.5 KONTROLA NA ÚNAVOVÉ PORUŠENÍ POD KOLESEM

Korigovaná mez únavy

$$\sigma'_c = 0,8 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 337,7 = 162,1 \text{ MPa}$$

Amplituda redukovaného napětí

$$\sigma_{ared} = 29,4 \text{ MPa}$$

Střední hodnota redukovaného napětí

$$\sigma_{mred} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(0 - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - 0)^2 + 6 \cdot \tau_k^2]}$$

$$\sigma_{mred} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(0 + 160)^2 + (-160 + 160)^2 + (-160 - 0)^2 + 6 \cdot 40,5^2]} = 174,7 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti dle Goodmana

$$k_G = \frac{1}{\frac{29,4}{162,1} + \frac{174,7}{670}} = 2,26$$

Pod svěrnými kroužky kola nedojde ke vzniku únavového porušení. Kdyby zde z nějakého důvodu nastala iniciace únavových trhlin, vlivem tlakového napětí svěrných kroužků by došlo k zastavení jejich šíření.

9.3.6 NAPĚTÍ U OSAZENÍ VEDLE KOLESA

Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot 290^3}{32} = 2\,394\,384 \text{ mm}^3$$



Napětí vyvolané ohybem

$$\sigma_o = \frac{244\,707\,596}{2\,394\,384} = 102,2 \text{ MPa}$$

Součinitel koncentrace napětí v ohybu

$\alpha = 1,3$ – odečten z diagramu v [10] pro následující hodnoty

$$r/d = \frac{80}{290} = 0,28$$

$$D/d = \frac{400}{290} = 1,38$$

kde d [mm] průměr hřídele
 D [mm] průměr osazení hřídele
 r [mm] poloměr zaoblení

Menší průměr se nachází na kuželové části hřídele, proto takto zjištěný součinitel koncentrace napětí je mírně nepříznivější než skutečnost.

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \alpha \cdot \sigma_o = 1,3 \cdot 102,2 = 132,9 \text{ MPa} < 194 \text{ MPa}$$

Redukované napětí je menší než dovolené napětí. U osazení vedle kola proto nenastane mezní stav pružnosti.

9.3.7 KONTROLA NA ÚNAVOVÉ PORUŠENÍ U OSAZENÍ VEDLE KOLESA

Korigovaná mez únavy

$$\sigma'_c = 0,8 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 337,7 = 162,1 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu v ohybu

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha \cdot \sqrt{r}}} \quad [10] \tag{97}$$

$$\beta = \frac{1,3}{1 + \frac{2 \cdot (1,3 - 1) \cdot \frac{139}{670}}{1,3 \cdot \sqrt{80}}} = 1,29$$

kde \sqrt{a} [$\sqrt{\text{mm}}$] Heywoodův parametr (pro osazení 139/ f_u) [10]

Amplituda redukovaného napětí

$$\sigma_{ared} = 1,29 \cdot 71,6 = 92,4 \text{ MPa}$$



Střední hodnota redukováného napětí

$$\sigma_{mred} = 0 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti dle Goodmana

$$k_G = \frac{1}{\frac{92,4}{162,1} + \frac{0}{670}} = 1,75$$

U osazení vedle kola nedojde ke vzniku únavového porušení.

9.3.8 NAPĚTÍ VE VZDÁLENOSTI 160 mm OD LOŽISKA B

Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot 150^3}{32} = 331\,340 \text{ mm}^3$$

Napětí vyvolané ohybem

$$\sigma_o = \frac{43\,503\,642}{331\,340} = 131,3 \text{ MPa} < 194 \text{ MPa}$$

Napětí vyvolané ohybem je menší než dovolené napětí. Ve vzdálenosti 160 mm od ložiska B proto nenastane mezní stav pružnosti.

9.3.9 KONTROLA NA ÚNAVOVÉ PORUŠENÍ 160 mm OD LOŽISKA B

Korigovaná mez únavy

$$\sigma'_o = 0,8 \cdot 0,69 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 337,7 = 183,7 \text{ MPa}$$

Amplituda redukováného napětí

$$\sigma_{ared} = 92,0 \text{ MPa}$$

Střední hodnota redukováného napětí

$$\sigma_{mred} = 0 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti dle Goodmana

$$k_G = \frac{1}{\frac{92,0}{183,7} + \frac{0}{670}} = 2,00$$

Na přechodu kuželové části hřídele do válcové (160 mm od ložiska B) nedojde ke vzniku únavového porušení.



Tab. 7 Napětí na hřídeli pro různé zatěžovací stavy

	provoz	mimořádný provoz	mimo provoz
σ_{red} pod ložiskem A [MPa]	61,3	73,7	11,7
σ_{red} pod kolesem [MPa]	209,6	224,7	164,4
σ_{red} u osazení vedle kolese [MPa]	106,9	132,9	15,1
σ_{red} 160 mm od ložiska B [MPa]	105,5	131,3	14,9



10 ROZPĚRNÉ KROUŽKY

Spojení mezi hřídelem a kolesem je realizováno pomocí dvou rozpěrných kroužků Ringfeder RfN 7015.0 400x495. Každý kroužek je vybaven 25 šrouby M22x130 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Těmito šrouby je vyvozen svěrný tlak na hřídeli (die Welle) $p_W = 160$ MPa a na náboji kola (die Nabe) $p_N = 140$ MPa. [25]



Obr. 29 Rozpěrný kroužek Ringfeder RfN 7015.0 130x180 [32]

Maximální točivý moment

$$2 \cdot M_{max} > M_{poj} \quad (98)$$

$$2 \cdot 535\,000 = 1\,070\,000 \text{ N} \cdot \text{m} > 662\,085 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální točivý moment přenositelný dvěma rozpěrnými kroužky dle [25] je větší než pojistný moment. Lze použít tyto rozpěrné kroužky.

Maximální axiální síla

$$2 \cdot F_{amax} > R_{Ay} \quad (99)$$

$$2 \cdot 2\,670\,000 = 5\,340\,000 \text{ N} > 90\,418 \text{ N}$$

Maximální axiální síla přenositelná dvěma rozpěrnými kroužky dle [25] je významně větší než axiální síla vzniklá vlivem boční nabírací síly a síly větru na koleso. Lze použít tyto rozpěrné kroužky.

Minimální volná šířka potřebná pro jeden rozpěrný kroužek

$$B \geq L + 2 \cdot (L_1 - L) \quad [25] \quad (100)$$

$$B \geq 165 + 2 \cdot (187 - 165) = 209 \text{ mm}$$

kde L [mm] šířka rozpěrného kroužku bez šroubů [25]

L_1 [mm] šířka rozpěrného kroužku se šrouby [25]

Šířka náboje kola je 500 mm, tato hodnota je dostatečná pro instalaci dvou kroužků.



11 LOŽISKA

Na hřídeli kola jsou použita dvě dvouřadá soudečková ložiska SKF umístěná v dělených domcích. Tato ložiska jsou naklápěcí, snášejí tedy průhyb hřídele, do jisté míry i ohýbání a kroucení přední části kolesového výložníku. Základní výpočtová životnost ložisek bude počítána z únavového zatěžovacího stavu, neboť má dlouhodobý charakter. Obě ložiska jsou více zatížena při otáčení otoče vlevo, pro tento případ budou kontrolována.

Reakční síly nezahrnují hmotnost hřídele, neboť tato byla při výpočtu hřídele zanedbána. Reakční síly vyvolané tíhou hřídele v ložiskách jsou:

$$R_A = \Psi \cdot \gamma_G \cdot m_h \cdot g \cdot \frac{l_2}{l_1 + l_2} \quad (101)$$

$$R_A = 1 \cdot 1 \cdot 2\,426 \cdot 9,81 \cdot \frac{1\,580}{320 + 1\,580} = 19\,791 \text{ N}$$

$$R_B = \Psi \cdot \gamma_G \cdot m_h \cdot g \cdot \frac{l_1}{l_1 + l_2} \quad (102)$$

$$R_B = 1 \cdot 1 \cdot 2\,426 \cdot 9,81 \cdot \frac{320}{320 + 1\,580} = 4\,008 \text{ N}$$

kde m_h [kg] hmotnost hřídele
 l_1 [mm] vzdálenost těžiště hřídele od ložiska A
 l_2 [mm] vzdálenost těžiště hřídele od ložiska B

11.1 LOŽISKO A

Dvouřadá soudečkové ložisko SKF 230/500 CAK/W33 je uloženo na kuželovém upínacím pouzdře SKF OH 30/500 H a usazeno v děleném domku SKF SNL 30/500 F. Ložiskový domek je k ocelové konstrukci přišroubován čtyřmi šrouby M42x280. Vnitřní průměr upínacího pouzdra je 470 mm, hmotnost celku je 1 400 kg. Kuželové upínací pouzdro usnadňuje montáž takto velkého ložiska a umožňuje přenášet axiální sílu v obou směrech bez nutnosti osazení hřídele. Domek je proti vnikání nečistot opatřen dvěma takonitovými těsněními, která jsou určena mimo jiné pro prašný provoz. K vytvoření mazací vrstvy slouží vazelína SKF LGWM 2.

11.1.1 VÝPOČTOVÁ ŽIVOTNOST

Radiální síla

$$F_r = \sqrt{R_{Ax}^2 + (R_{Az} + R_A)^2} \quad (103)$$



$$F_r = \sqrt{53\,584^2 + (648\,672 + 19\,791)^2} = 670\,607 \text{ N}$$

Axiální síla

$$F_a = R_{Ay} = 55\,000 \text{ N}$$

Porovnáním poměru axiální a radiální síly působící na ložisko s výpočtovým faktorem e provedeme výběr jednoho ze dvou vzorců pro výpočet dynamického radiálního ekvivalentního zatížení P .

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad [29] \quad (104)$$

$$\frac{55\,000}{670\,607} = 0,08 < 0,21$$

Dynamické radiální ekvivalentní zatížení

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad [29] \quad (105)$$

$$P = 670\,607 + 3,2 \cdot 55\,000 = 846\,607 \text{ N}$$

kde Y_1 [1] součinitel axiálního zatížení [29]

Základní výpočtová životnost

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_k} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^a \quad [29] \quad (106)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 7,5} \cdot \left(\frac{4\,150\,000}{846\,607}\right)^{\frac{10}{3}} = 444\,640 \text{ h}$$

kde a [1] exponent – bodový styk $a = 3$, čárový styk $a = 10/3$ [10]

C [N] základní dynamická únosnost [29]

n_k [min⁻¹] otáčky kola

Modifikovaná výpočtová životnost dle SKF

$$L_{10mh} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h} \quad [29] \quad (107)$$

$$L_{10mh} = 1 \cdot 10,1 \cdot 444\,640 > 1\,000\,000 \text{ h}$$

kde a_1 [1] faktor životnosti

a_{SKF} [1] faktor životnosti SKF

Faktor životnosti $a_1 = 1$ pro 90 % pravděpodobnost bezporuchového provozu [29].



Faktor životnosti SKF $a_{SKF} = 10,1$ [27]. Velikost tohoto faktoru závisí na viskózním poměru κ a faktoru kontaminace η_c . Tato data byla do kalkulátoru ložisek SKF zadána ve formě údajů o těsnění domku, viskozitě maziva při 40 °C ($\nu = 80 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) a 100 °C ($\nu = 8,6 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) [28] a průměrné teplotě během provozu (dlouhodobý normál teploty vzduchu v ČR 7,5 °C) [22].

S pravděpodobností 90 % nedojde k poruše ložiska po dobu více než 1 000 000 hodin.

11.1.2 MAXIMÁLNÍ AXIÁLNÍ SÍLA

$$F_{amax} = 3 \cdot B \cdot d \quad [26] \quad (108)$$

$$F_{amax} = 3 \cdot 167 \cdot 500 = 250\,500 \text{ N}$$

kde B [mm] šířka ložiska [29]
 d [mm] vnitřní průměr ložiska [29]

$$F_{amax} > R_{Ay} \quad (109)$$

$$250\,500 \text{ N} > 90\,418 \text{ N}$$

Kuželové upínací pouzdro je schopné přenést axiální sílu vzniklou vlivem boční nabírací síly a síly větru na koleso, neboť tyto jsou několikanásobně menší než maximální axiální síla.

11.1.3 SMĚR RADIÁLNÍ SÍLY

$$\varphi = \text{arctg} \frac{R_{Ax}}{R_{Az} + R_A} \quad (110)$$

$$\varphi = \text{arctg} \frac{53\,584}{648\,672 + 19\,791} = 4,6^\circ$$

Radiální síla v ložisku A při otáčení otoče vlevo působí ve směru o (4,6 – 4,9) ° odkloněném od směru $-z$ (dolů), při otáčení vpravo o (14,3 – 16,3) °. Lze použít dělený ložiskový domek SKF SNL 30/500 F, neboť v daných směrech umožňuje zatížení radiální silou až 8 000 kN.

11.1.4 KONTROLA ŠROUBŮ

Ložiskový domek je dle katalogu výrobce schopen přenést požadované radiální síly vzniklé během provozu. V případě podepření kola nastane situace, kdy táhla kolesového výložníku budou odlehčena a ložiskové domky ponesou část váhy kolesového výložníku. Tato síla způsobí tahové namáhání šroubů, které upevňují domek na ocelovou konstrukci výložníku. Velikost síly působící na ložisko A při podepření kola byla stanovena na základě MKP modelu a odečtena z programu I-deas NX.



Síla působící na jeden šroub

$$F = \frac{F_p}{n} \quad (111)$$

$$F = \frac{200\,000}{4} = 50\,000 \text{ N}$$

kde F_p [N] síla působící na ložisko při podepření kola
 n [1] počet šroubů

Předpínací síla

$$F_i = 0,75 \cdot A_s \cdot S_p \quad [10] \quad (112)$$

$$F_i = 0,75 \cdot 1\,120 \cdot 650 = 546\,000 \text{ N}$$

kde A_s [mm²] výpočtový průřez šroubu M42
 S_p [MPa] zkušební napětí šroubu pevnostní třídy 9.8

Tuhost šroubu

$$k_s = \frac{S_d \cdot A_s \cdot E}{S_d \cdot l_b + A_s \cdot l_g} \quad [10] \quad (113)$$

$$k_s = \frac{1\,385,4 \cdot 1\,120 \cdot 210 \cdot 10^3}{1\,385,4 \cdot 96 + 1\,120 \cdot 95} = 1\,361\,104 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

kde E [MPa] modul pružnosti oceli
 l_b [mm] délka části dřívku se závitem nacházejícím se v sevření
 l_g [mm] délka válcové části dřívku
 S_d [mm²] průřez válcové části dřívku

Tuhost spojovaných součástí

$$k_p = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{2 \cdot \ln \left(5 \cdot \frac{0,577 \cdot l_s + 0,5 \cdot d}{0,577 \cdot l_s + 2,5 \cdot d} \right)} \quad [10] \quad (114)$$

$$k_p = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 42}{2 \cdot \ln \left(5 \cdot \frac{0,577 \cdot 191 + 0,5 \cdot 42}{0,577 \cdot 191 + 2,5 \cdot 42} \right)} = 7\,171\,993 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

kde d [mm] jmenovitý průměr šroubu
 l_s [mm] svěrná délka

Výše uvedený způsob výpočtu tuhosti spojovaných součástí předpokládá nahrazení spojovaných součástí dutým komolým kuželem, polovina vrcholového úhlu kužele má



hodnotu 30 °. Zároveň je uvažován průměr podložek s hodnotou 150 % jmenovitého průměru závitu.

Tuhostní konstanta spoje

$$C = \frac{k_s}{k_s + k_p} \quad [10] \quad (115)$$

$$C = \frac{1\,361\,104}{1\,361\,104 + 7\,171\,993} = 0,160$$

Součinitel bezpečnosti vůči zkušebnímu napětí

$$k = \frac{S_p \cdot A_s - F_i}{C \cdot F} \quad [10] \quad (116)$$

$$k = \frac{650 \cdot 1\,120 - 546\,000}{0,160 \cdot 50\,000} = 23,0$$

Součinitel bezpečnosti vůči zkušebnímu napětí je dostatečný, nenastane mezní stav pružnosti.

Součinitel bezpečnosti vůči zániku sevření

$$k_0 = \frac{F_i}{F \cdot (1 - C)} \quad [10] \quad (117)$$

$$k_0 = \frac{546\,000}{50\,000 \cdot (1 - 0,160)} = 13,0$$

Součinitel bezpečnosti vůči zániku sevření je dostatečný, nedojde k zániku sevření.

11.1.5 VÝKONOVÁ ZTRÁTA

Na ložisku A nastane vlivem valení soudečků a jejich tření o klec a kroužky výkonová ztráta 135 W [27], to představuje zanedbatelnou hodnotu ve srovnání s instalovaným výkonem pohonu kola.

11.2 LOŽISKO B

Dvouřadé soudečkové ložisko SKF 22230 CC/W33 je usazeno v děleném domku SKF FSNL 230. Ložiskový domek je k ocelové konstrukci přišroubován čtyřmi šrouby M24x160. Vnitřní průměr ložiska je 150 mm, hmotnost celku je 105 kg. Proti vnikání nečistot je domek opatřen takonitovým těsněním, na druhé straně je zakrytován. K vytvoření mazací vrstvy slouží vazelína SKF LGWM 2. Toto ložisko nepřenáší axiální síly.



11.2.1 VÝPOČTOVÁ ŽIVOTNOST

Radiální síla

$$F_r = \sqrt{(-121\,858)^2 + (-146\,228 + 4\,008)^2} = 187\,286 \text{ N}$$

Axiální síla

$$F_a = 0 \text{ N}$$

Dynamické radiální ekvivalentní zatížení

$$P = 187\,286 \text{ N}$$

Základní výpočtová životnost

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 7,5} \cdot \left(\frac{850\,000}{187\,286} \right)^{\frac{10}{3}} = 343\,953 \text{ h}$$

Modifikovaná výpočtová životnost dle SKF

$$L_{10mh} = 1 \cdot 3,6 \cdot 343\,953 > 1\,000\,000 \text{ h}$$

S pravděpodobností 90 % nedojde k poruše ložiska po dobu více než 1 000 000 hodin.

11.2.2 SMĚR RADIÁLNÍ SÍLY

$$\varphi = \arctg \frac{-121\,858}{-146\,228 + 4\,008} = 40,6^\circ$$

Radiální síla v ložisku B při otáčení otoče vlevo působí ve směru o $(38,7 - 40,6)^\circ$ odkloněném od směru $-z$ (dolů), při otáčení vpravo o $(38,7 - 42,6)^\circ$. Lze použít dělený ložiskový domek SKF FSNL 230, neboť v daných směrech umožňuje zatížení radiální silou až 1 100 kN.

11.2.3 KONTROLA ŠROUBŮ

Velikost síly působící na ložisko B při podepření kola byla stanovena na základě MKP modelu a odečtena z programu I-deas NX.

Síla působící na jeden šroub

$$F = \frac{300\,000}{4} = 75\,000 \text{ N}$$

Předpínací síla

$$F_i = 0,75 \cdot 353 \cdot 650 = 172\,088 \text{ N}$$



Tuhost šroubu

$$k_s = \frac{452,4 \cdot 353 \cdot 210 \cdot 10^3}{452,4 \cdot 55 + 353 \cdot 40} = 859\,864 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Tuhost spojovaných součástí

$$k_p = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 24}{2 \cdot \ln\left(5 \cdot \frac{0,577 \cdot 95 + 0,5 \cdot 24}{0,577 \cdot 95 + 2,5 \cdot 24}\right)} = 4\,276\,981 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Tuhostní konstanta spoje

$$C = \frac{859\,864}{859\,864 + 4\,276\,981} = 0,167$$

Součinitel bezpečnosti vůči zkušebnímu napětí

$$k = \frac{650 \cdot 353 - 172\,088}{0,167 \cdot 75\,000} = 4,6$$

Součinitel bezpečnosti vůči zkušebnímu napětí je dostatečný, nenastane mezní stav pružnosti.

Součinitel bezpečnosti vůči zániku sevření

$$k_0 = \frac{172\,088}{75\,000 \cdot (1 - 0,167)} = 2,8$$

Součinitel bezpečnosti vůči zániku sevření je dostatečný, nedojde k zániku sevření.

11.2.4 VÝKONOVÁ ZTRÁTA

Na ložisku B nastane vlivem valení soudeček a jejich tření o klec a kroužky výkonová ztráta 18 W [27], to představuje zanedbatelnou hodnotu ve srovnání s instalovaným výkonem pohonu kola.

11.3 KONTROLA NAKLÁPĚNÍ LOŽISEK

Výše zmíněná ložiska jsou naklápěcí a mohou trvale pracovat při naklopení vnitřního kroužku až o 0,5°. Pro kontrolu naklopení ložisek byl vybrán stav mimořádného provozu, neboť při tomto zatížení je levý a pravý nosník kola nejvíce nestejně ohýbán ve směru osy z.

Pro lepší přehlednost byly v barevné škále zobrazeny pouze posuvy od 100 mm do 160 mm. Na modelu ocelové konstrukce kolesového výložníku jsou posuvy dány účinky zatížení a také protažením táhel. Pro ložiska umístěná na hřídeli kola je směrodatný rozdíl mezi posuvy v ose z na levém a pravém nosníku kola.

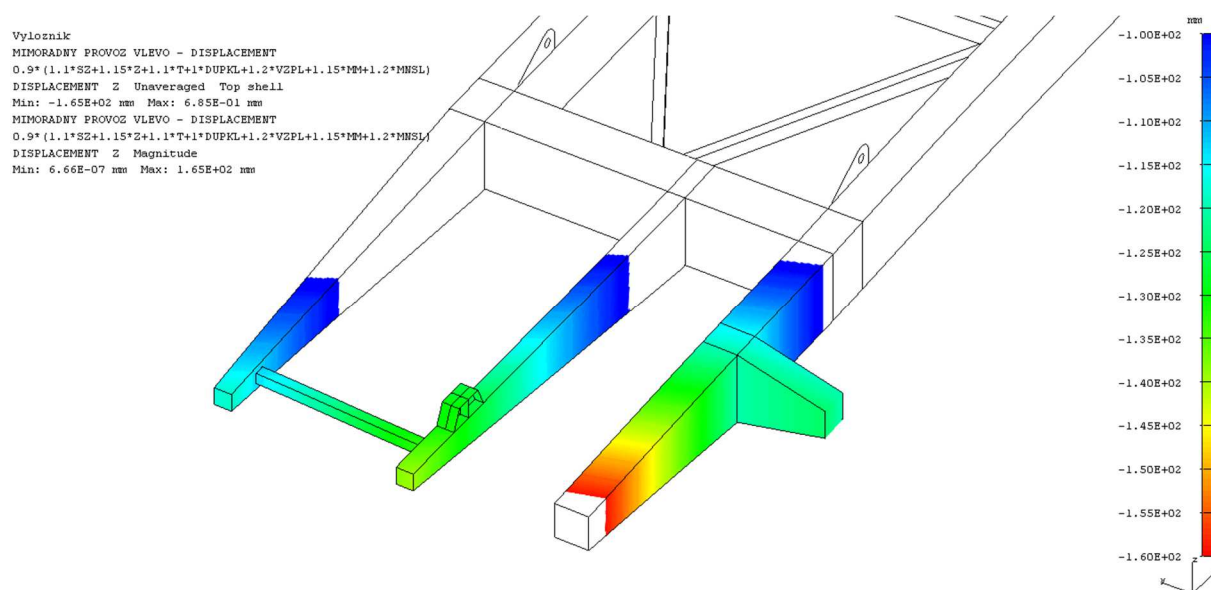


Úhel naklonění ložisek při otáčení vlevo

$$\psi = \arctg\left(\frac{\Delta}{l}\right) \quad (118)$$

$$\psi = \arctg\left(\frac{150 - 135}{1\,900}\right) = 0,45^\circ < 0,5^\circ$$

kde l [mm] vzdálenost ložisek na hřídeli kola
 Δ [mm] rozdíl posunutí nosníků kola



Obr. 30 Posunutí na špičce výlozňáku při mimořádném provozu při otáčení vlevo

Úhel naklonění ložisek při otáčení vpravo

$$\psi = \arctg\left(\frac{\Delta}{l}\right) \quad (119)$$

$$\psi = \arctg\left(\frac{130 - 140}{1\,900}\right) = -0,30^\circ < 0,5^\circ$$

Průhyb hřídele byl při tomto výpočtu zanedbán, neboť nedosahuje takových velikostí jako průhyb nosníků kola. Z výsledků je patrné, že ani při mimořádném provozu nebudou ložiska pracovat s nakloněním větším, než je dovoleno. Provozní zatížení namáhá ložiska ještě méně.



12 KOLESOVÝ VÝLOŽNÍK

Nosnou částí kolesového výložníku je ocelová konstrukce. Na ní jsou dále umístěny další komponenty jako koleso, pohon kola, otěrový štít, násypka, pásový dopravník, kabina obsluhy, lávky, vedení hydraulické kapaliny, elektroinstalace, bezpečnostní koncové vypínače a další.

12.1 ŠPIČKA KOLESOVÉHO VÝLOŽNÍKU

Pod pojmem špička kolesového výložníku si lze představit koleso včetně pohonu kola a dalších součástí umístěných v jeho blízkosti. [3]

12.1.1 USPOŘÁDÁNÍ ŠPIČKY

Existuje několik způsobů uspořádání komponent na špičce kolesového výložníku. Přední výrobci kombinovaných skládkových strojů používají nejčastěji řešení s kolesem uloženým mezi ložisky a letmo uloženým pohonem kola. Toto uspořádání má dvě možnosti umístění motoru. Častější je umístění motoru na straně kola dále od pásového dopravníku (použito u strojů TAKRAF Ks-S 3500/3500.47, FAM STR4000/3400.46, Prodeco KSS 4000/3500, Famak LZKS 630.40). Méně časté je uložení motoru na straně kola blíže pásovému dopravníku (např. Prodeco ZNKK 13/8/32). V případě umístění motoru u pásového dopravníku je třeba, aby hřídel spojující motor s kolesem procházel nad, mezi nebo pod pásy dopravníku.



Obr. 31 Kombinovaný skládkový stroj Prodeco KSS 4000/3500 s kolesem uloženým mezi ložisky [36]

Dalším často používaným řešením je letmo uložené koleso (FAM STR2630/3000.26, Sandvik PD200-2200/62), zde je koleso posunuto na kraj výložníku.



Obr. 32 Kolesový nakladač FAM RE2500.25 s letmo uloženým kolem [33]

Z výše uvedených konstrukčních uspořádání špičky bylo zvoleno řešení s kolem uloženým mezi ložisky a letmo uloženým pohonem kola na straně kola dál od pásového dopravníku. Toto řešení umožňuje uložit kolo blíže k ose výložníku při zachování dostatečně velkých volných obrysových úhlů. Motor navíc nezasahuje do zástavbového prostoru pásového dopravníku.

12.1.2 NÁKLON KOLESA

U starších strojů býval hřídel kola rovnoběžný s hlavními čepy kolesového výložníku. Nyní je používáno naklonění kola v horizontální nebo příčné vertikální rovině. Lze použít kombinaci obou naklonění. [4]

Z důvodu lepšího výsypu nabíraného materiálu z kola na pásový dopravník byl zvolen náklon kola v horizontální rovině o $1,5^\circ$ tak, aby kolo bylo uloženo rovnoběžně s pásovým dopravníkem. Tento je umístěn šikmo, neboť na otočnou střední stavbu musí nabíraný materiál vstupovat středem kolesového výložníku. Zároveň je třeba na špičce výložníku umístit komponenty tak, aby se kolo s pohonem nacházelo blízko středu výložníku. Pásový dopravník je pak na špičce výložníku umístěn více ke kraji.

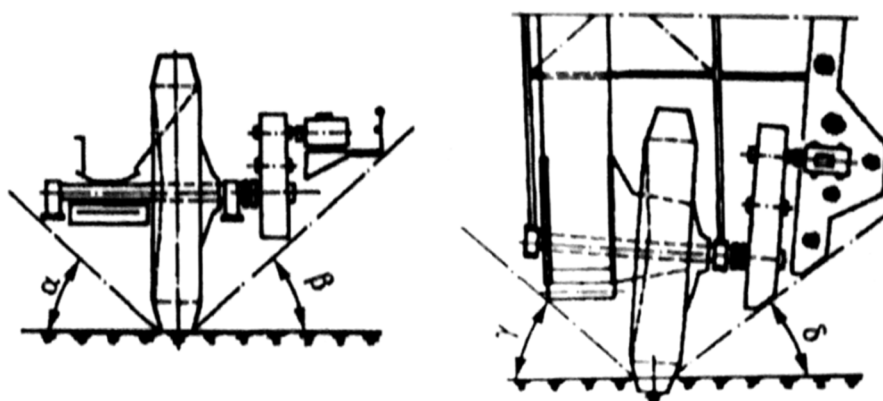
S náklonem kola v horizontální rovině je spojeno jedno negativum. Při otáčení svršku doprava se dostává do záběru celá přední řezná hrana korečku, tím je zvětšena délka řezných hran v záběru a klesá nabírací schopnost nakladače, viz [11]. Vzhledem k malému úhlu náklonu kola se však nejedná o nijak zásadní pokles nabíracích schopností, proto není nutné použití nesymetrického korečku.



12.1.3 VOLNÉ OBRYSOVÉ ÚHLY

Volné obrysové úhly jsou důležité především pro stroje s bezvýsuvovým kolesovým výložníkem. Zde je boční svah při lávkování vytvářen nedotočením otočného svršku na spodních lávkách. Čím větší jsou volné obrysové úhly, tím může být boční svah méně strmý. [11]

Vzhledem k odběru uhlí pouze ve dvou lávkách jsou v případě tohoto kombinovaného skládkového stroje a dané skládky volné obrysové úhly důležité zejména při podélném odběru uhlí při malém natočení otočného svršku od směru pojezdu stroje. V žádném případě nesmí dojít k hrnutí uhlí na skládce motorem pohánějícím koleso, lávkami nebo nosnou ocelovou konstrukcí výložníku.



Obr. 33 Volné obrysové úhly – vlevo ve vertikální rovině, vpravo v horizontální rovině [3]

Volné obrysové úhly pro tento stroj dle obr. 33 jsou: $\alpha = 43^\circ$, $\beta = 48^\circ$, $\gamma = 35^\circ$, $\delta = 49^\circ$. Tyto hodnoty jsou velmi dobré. Pozitivní je také fakt, že úhly na jedné i druhé straně výložníku mají podobnou velikost. S takto koncipovanou špičkou kolesového výložníku lze odebírat uhlí ze skládky bez omezení na některé ze stran kola.

12.2 REVERZOVATELNÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

Pásový dopravník umístěný na kolesovém výložníku je vybaven vlastním nosným rámem, který je uložen na ocelové konstrukci výložníku. Pohon pásového dopravníku i napínání pásu jsou uloženy na otočné střední stavbě stroje. Vratný buben umístěný u kola je uložen v ložiskových domcích přímo na ocelové konstrukci výložníku, tažné síly v pásu jsou tak přenášeny přímo na ocelovou konstrukci kolesového výložníku.

Pás použitý na tomto dopravníku má šířku 2 m. Na horní větvi dopravníku jsou použity pevné tříválečkové stolice, dopravník má korýtkový profil. Boční vedení je umístěno jen v místech urychlování materiálu. Vratný buben je posunut 1,5 m před osu kola. Hmotnost pásového dopravníku je uvažována $650 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$, hmotnost uhlí na pásu až $377 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$.



12.3 KABINA OBSLUHY

Kabina obsluhy je na kolesovém výložníku umístěna na vlastní ocelové konstrukci. Tato konstrukce musí být schopna udržovat podlahu kabiny ve vodorovné poloze i při naklopení výložníku [15]. Uložení kabiny by též mělo bránit přenosu vibrací na kabinu samotnou. Celková hmotnost kabiny s nosnou ocelovou konstrukcí, na které je umístěna, činí 7 000 kg.



Obr. 34 Kabina obsluhy od firmy Brieda cabins, model BRD STK2425 [31]

Na kabinu jsou dále kladeny nároky především v oblasti bezpečnosti, hygieny a ergonomie. Příklad kabiny obsluhy vhodné pro kombinovaný skládkový stroj je uveden na obr. 34. Kabina je hlukově a tepelně izolována od okolí, navíc je vybavena klimatizací. Dvě ergonomicky tvarovaná nastavitelná sedadla umožňují pohodlnou práci i zaškolení obsluhy. Velké čelní okno a monitorovací systém dávají obsluze přehled o důležitých informacích souvisejících s prací stroje.

12.4 DALŠÍ VYBAVENÍ KOLESOVÉHO VÝLOŽNÍKU

Lávky

Obsluze musí být umožněn snadný a bezpečný přístup k místům, kde je prováděna častá údržba. [15] Kolesový výložník je proto vybaven dvěma lávkami, na každé straně pásového dopravníku jednou. Pravá lávka umožňuje přístup do kabiny obsluhy a kontrolu špičky výložníku ze strany pásového dopravníku. Levá lávka umožňuje přístup k pohonu kola. Rozměry lávek, schodišť a žebříků jsou navrhovány dle normy ČSN 27 7015 s odkazem na ČSN EN ISO 2867.

Průměrná hmotnost lávkování (pororošt, okopové plechy, zábradlí, nosná konstrukce lávek) je uvažována $100 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$.



Koncové vypínače

Dle ČSN 27 7015 je nutno vybavit stroj koncovými vypínači na špičce výložníku a kabině obsluhy. Při nárazu koncového vypínače na skládku dojde k zastavení pohonu otoče. Při použití koncových vypínačů by mělo být zamezeno nárazu výložníku nebo kabiny do skládky.

Vedení

Pro pohon kola je třeba zajistit dodávku hydraulické kapaliny až na špičku výložníku. Hydraulické vedení je umístěno na levé části kolesového výložníku.

Na ocelové konstrukci kolesového výložníku je dále umístěna elektroinstalace. Většina kabelových svazků je vedena po pravé části výložníku ke kabině obsluhy.

12.5 OCELOVÁ KONSTRUKCE KOLESOVÉHO VÝLOŽNÍKU

Přední světoví výrobci používají na kombinovaných skládkových strojích nejčastěji dva druhy ocelových konstrukcí kolesového výložníku. Pro stroje s velkým vyložením (okolo 60 m a více) je používána příhradová konstrukce. Příkladem může být kombinovaný skládkový stroj FAM STR6000/8000.60 na obr. 35. Vyložení tohoto stroje je 60 m, výkonnost $10\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$. [34] Na menších strojích bývá ocelová konstrukce kolesového výložníku tvořena dvěma podélnými skříňovými nosníky s příčným a diagonálním ztužením. Příkladem mohou být stroje zobrazené na obr. 31 a obr. 32.



Obr. 35 Kombinovaný skládkový stroj FAM STR6000/8000.60 [34]

Vzhledem k vyložení 36 m a teoretické výkonnosti $4\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ byla zvolena ocelová konstrukce tvořená dvěma podélnými skříňovými nosníky s příčným a diagonálním ztužením. Tato ocelová konstrukce je svařena převážně z plechů o tloušťkách od 10 mm do 60 mm, příčné i diagonální ztužení je tvořeno z jáklů. Převládajícím materiálem je ocel S355J2. Ocelová konstrukce kolesového výložníku je uložena na střední věži na



dvou hlavních čepch o $\varnothing 150$ mm a zavěšena na dvou táhlech⁶, připevněných k výložníku dvěma zdvihacími čepy o $\varnothing 140$ mm. Čepy jsou povrchově kaleny, oka jsou opatřena kalenými pouzdry, aby nedocházelo k vymačkávání ok.

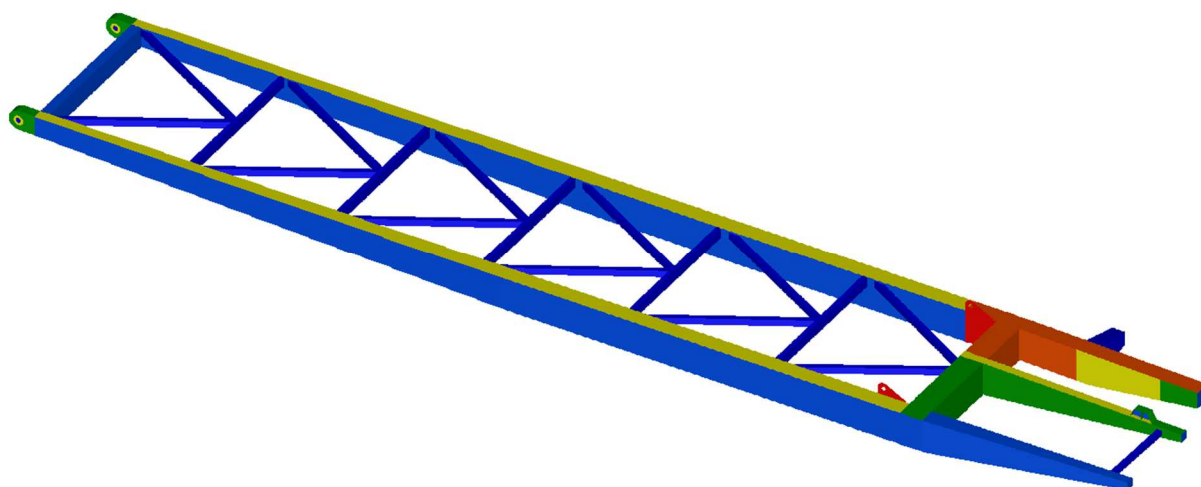
Hmotnost ocelové konstrukce kolesového výložníku činí 48 300 kg, z toho přibližně 600 kg svary a 75 kg barva.

12.6 VÝPOČET

12.6.1 MODEL OCELOVÉ KONSTRUKCE KOLESOVÉHO VÝLOŽNÍKU

Pevnostní výpočet ocelové konstrukce kolesového výložníku byl proveden v prostředí programu I-deas NX pomocí metody konečných prvků. Výpočtový model kola byl vytvořen z čtyřuzlových plošných prvků (thin shell), jejichž hlavní vlastností je tloušťka (thickness), viz obr. 36.

Na modelu ocelové konstrukce kolesového výložníku bylo použito 80 190 prvků typu thin shell. Běžná délka hrany prvku se pohybovala okolo 60 mm, v místech špičkových napětí byla síť následně zjemněna a délka hrany prvku zde dosahovala hodnot okolo 5 mm.



Obr. 36 Tloušťky plechů na ocelové konstrukci kolesového výložníku – thin shell thickness
10 mm, 15 mm, 30 mm, 40 mm, 50 mm, 60 mm

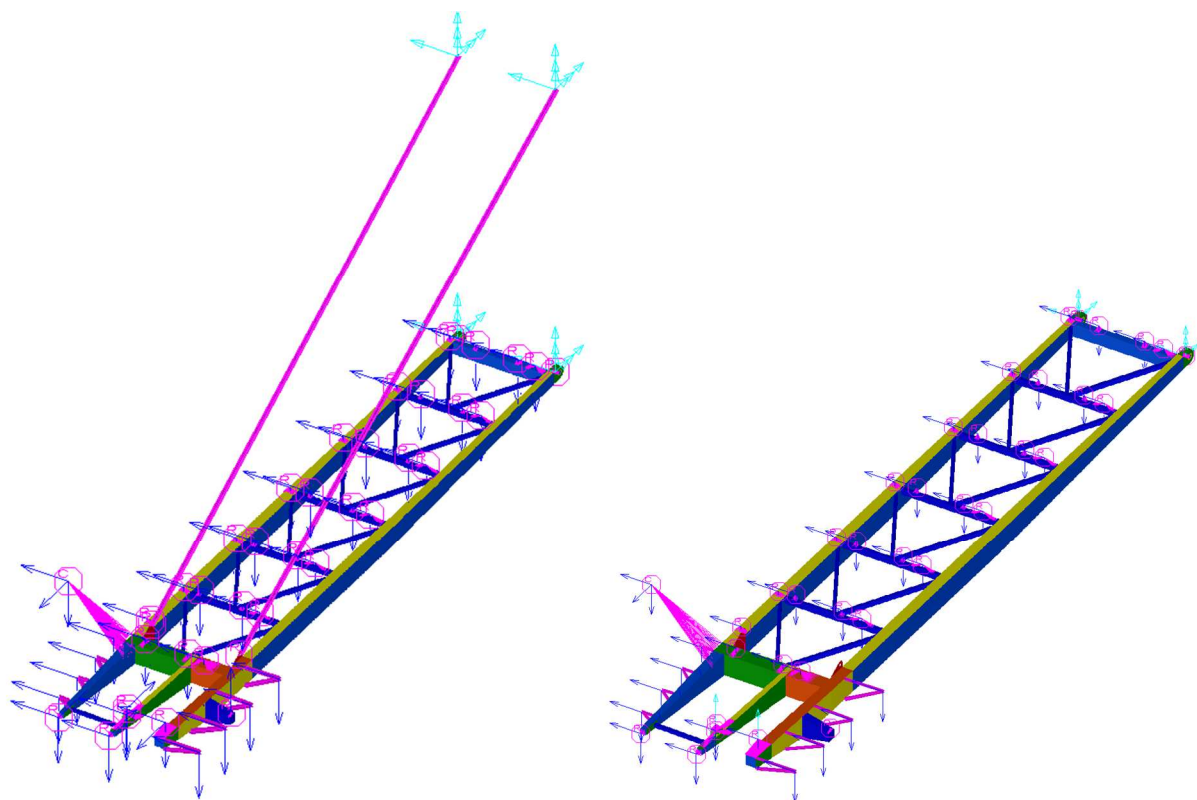
Na modelu jsou použity dva různé Restraint Sety, jeden určený pro zátěžný stav podepření nabíracího orgánu a druhý pro ostatní zátěžné stavy.

Náhrada hlavních čepů je provedena pomocí prvků typu rigid element (master-slave), které spojují uzly pouzdra čepu s centrálním uzlem, kterému je umožněno pouze otáčení okolo podélné osy těchto čepů. Zavěšení ocelové konstrukce výložníku na táhlech je

⁶ Táhla se ve srovnání s lany nekrotí, nevyžadují kontrolu prasklých drátků a navíc umožňují tenzometrické měření napětí.



provedeno pomocí dvou prvků typu rod, které jsou na jedné straně uchyceny k nepohyblivým uzlům umístěných 15 m nad hlavními čepy. K výložníku jsou prvky typu rod připevněny na uzel, který je připojen k ocelové konstrukci výložníku prvky typu rigid element (master-slave), nahrazujícími zdvihací čepy. Podepření kola je realizováno zamezením posuvu směrem dolů/nahoru v místě ložisek kola.



Obr. 37 Uložení a zatížení ocelové konstrukce výložníku, provoz (vlevo), podepření (vpravo)

Světle modré šipky na obr. 37 znázorňují vazby. Jednoduchá šipka představuje zamezení posuvu v daném směru, dvojitá šipka představuje zamezení otáčení okolo dané osy.

Pásový dopravník je nahrazen silami v místech, kde je uložen na ocelovou konstrukci. Síla je umístěna v uzlu, ze kterého je přenesena na ocelovou konstrukci prvkem typu constraint. Na větší části výložníku jsou lávky přidělané podobně. V přední části výložníku jsou však lávky uloženy na pomocném rámu, ten je v modelu nahrazen vždy dvěma prvky typu rigid bar spojených do jednoho uzlu, kde působí příslušná síla.

12.6.2 ZATÍŽENÍ MODELU OCELOVÉ KONSTRUKCE KOLESOVÉHO VÝLOŽNÍKU

Ocelová konstrukce kolesového výložníku je zatížena dle tab. 8, v dílčích zatíženích nejsou zahrnuty dílčí součinitele spolehlivosti, ty budou do výpočtu přidány později.



Tab. 8 Zatížení modelu ocelové konstrukce kolesového výložníku

Dílčí zatížení	Zkratka	Realizace zatížení
Stálé zatížení	<i>SZ</i>	proti směru osy z aplikováno zrychlení $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, koleso, kabina, dopravník a lávky nahrazeny silami
Materiál	<i>M</i>	odpovídající síly na příslušných místech
Znečištění	<i>Z</i>	10 % z hodnot materiálu na shodných místech
Nabírací síly (otáčení otoče vlevo)	<i>NSL</i>	převzato z výpočtu hřídele, aplikováno do ložisek
Nabírací síly (otáčení otoče vpravo)	<i>NSP</i>	převzato z výpočtu hřídele, aplikováno do ložisek
Tahy v pásech dopravníku a tahy nosných lan výložníku	<i>T</i>	v místě vratného bubnu aplikována síla $F_p = 300 \text{ kN}$
Dynamické účinky – provozní kmitání (účinek zleva)	<i>DUPKL</i>	odpovídající síly na příslušných místech směr dolů, vpravo
Dynamické účinky – provozní kmitání (účinek zprava)	<i>DUPKP</i>	odpovídající síly na příslušných místech směr dolů, vlevo
Vítr za provozu zleva	<i>VZPL</i>	ve směru osy y $F_{kvp} = 13\,720 \text{ N}$ na ložisko A, tlak 245 Pa na levou stranu hlavních nosníků
Vítr za provozu zprava	<i>VZPP</i>	obdobně jako VZPL, jen obrácený směr
Sníh a námraza	<i>SN</i>	zatížení lávek, pásu a střechy kabiny $q_{sn} = 0,75 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-2}$
Vítr mimo provoz zleva	<i>VMPL</i>	ve směru osy y $F_{kvp} = 60\,505 \text{ N}$ na ložisko A, tlak $1\,080 \text{ Pa}$ na levou stranu hlavních nosníků
Vítr mimo provoz zprava	<i>VMPP</i>	obdobně jako VMPL, jen obrácený směr
Mimořádný materiál	<i>MM</i>	obdobně jako M, přidáno zasypání násypky u kola
Mimořádné nabírací síly (otáčení otoče vlevo)	<i>MNSL</i>	převzato z výpočtu hřídele, aplikováno do ložisek
Mimořádné nabírací síly (otáčení otoče vpravo)	<i>MNSP</i>	převzato z výpočtu hřídele, aplikováno do ložisek

12.6.3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET (STRUCTURAL ANALYSIS)

Každému dílčímu zatížení je přidělen jeden Load Set, ty jsou samostatně spočítány ve společném Boundary Condition Setu. Výjimku tvoří zátěžný stav podepření, který má vlastní Boundary Condition Set z důvodu jiného Restraint Setu. Dílčí zatížení jsou následně v modulu Post Processing sečtena se započtením dílčích součinitelů spolehlivosti a součinitele kombinace dílčích zatížení. K tomuto je využita funkce Combine results.

Provoz

$$\Psi \cdot (\gamma_G \cdot SZ + \gamma_{QM} \cdot M + \gamma_{QM} \cdot Z + \gamma_{QR} \cdot NSL + \gamma_{QL} \cdot T + \gamma_{QD} \cdot DUPKL + \gamma_{QK} \cdot VZPL) \quad (120)$$

$0,95 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1,15 \cdot M + 1,15 \cdot Z + 1,2 \cdot NSL + 1,1 \cdot T + 1 \cdot DUPKL + 1,2 \cdot VZPL)$ – otáčení vlevo

$0,95 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1,15 \cdot M + 1,15 \cdot Z + 1,2 \cdot NSP + 1,1 \cdot T + 1 \cdot DUPKP + 1,2 \cdot VZPP)$ – otáčení vpravo



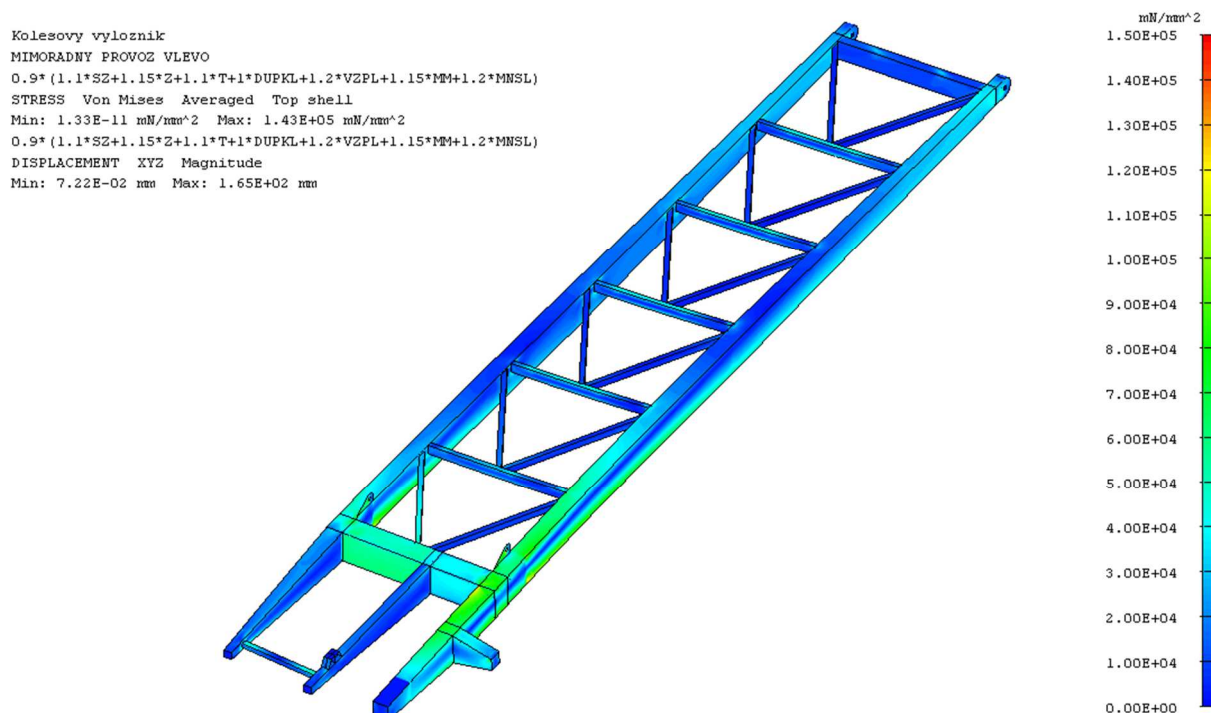
Vždy je uvažován horší stav, např. otáčení otoče vlevo, dynamické účinky provozního kmitání vlevo a zároveň vítr zleva.

Mimořádný provoz

$$\Psi \cdot (\gamma_G \cdot SZ + \gamma_{QM} \cdot Z + \gamma_{QL} \cdot T + \gamma_{QD} \cdot DUPKL + \gamma_{QK} \cdot VZPL + \gamma_{QM} \cdot MM + \gamma_{QR} \cdot MNSL) \quad (121)$$

$$0,9 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1,15 \cdot Z + 1,1 \cdot T + 1 \cdot DUPKL + 1,2 \cdot VZPL + 1,15 \cdot MM + 1,2 \cdot MNSL) \text{ – otáčení vlevo}$$

$$0,9 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1,15 \cdot Z + 1,1 \cdot T + 1 \cdot DUPKP + 1,2 \cdot VZPP + 1,15 \cdot MM + 1,2 \cdot MNSP) \text{ – otáčení vpravo}$$



Obr. 38 Napětí na ocelové konstrukci kolesového výložníku při mimořádném provozu vlevo

Únava

$$\Psi \cdot (\gamma_G \cdot SZ + \gamma_{QM} \cdot M + \gamma_{QM} \cdot Z + \gamma_{QR} \cdot NSL + \gamma_{QL} \cdot T + \gamma_{QD} \cdot DUPKL) \quad (122)$$

$$1 \cdot (1 \cdot SZ + 1 \cdot M + 1 \cdot Z + 1 \cdot NSL + 1 \cdot T + 1 \cdot DUPKL) \text{ – otáčení vlevo}$$

$$1 \cdot (1 \cdot SZ + 1 \cdot M + 1 \cdot Z + 1 \cdot NSP + 1 \cdot T + 1 \cdot DUPKP) \text{ – otáčení vpravo}$$

Mimo provoz

$$\Psi \cdot (\gamma_G \cdot SZ + \gamma_{QM} \cdot Z + \gamma_{QL} \cdot T + \gamma_{QK} \cdot SN + \gamma_{QK} \cdot VMPL) \quad (123)$$

$$1 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1,15 \cdot Z + 1,1 \cdot T + 1,2 \cdot SN + 1,2 \cdot VMPL) \text{ – vítr zleva}$$

$$1 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1,15 \cdot Z + 1,1 \cdot T + 1,2 \cdot SN + 1,2 \cdot VMPP) \text{ – vítr zprava}$$



Podepření

$$\Psi \cdot (\gamma_G \cdot SZ + \gamma_{QM} \cdot M + \gamma_{QM} \cdot Z + \gamma_{QL} \cdot T + \gamma_{QD} \cdot DUPKL + \gamma_{QK} \cdot VZPL) \quad (124)$$

$0,9 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1,15 \cdot M + 1,15 \cdot Z + 1,1 \cdot T + 1 \cdot DUPKL + 1,2 \cdot VZPL)$ – vítr zleva

$0,9 \cdot (1,1 \cdot SZ + 1,15 \cdot M + 1,15 \cdot Z + 1,1 \cdot T + 1 \cdot DUPKP + 1,2 \cdot VZPP)$ – vítr zprava

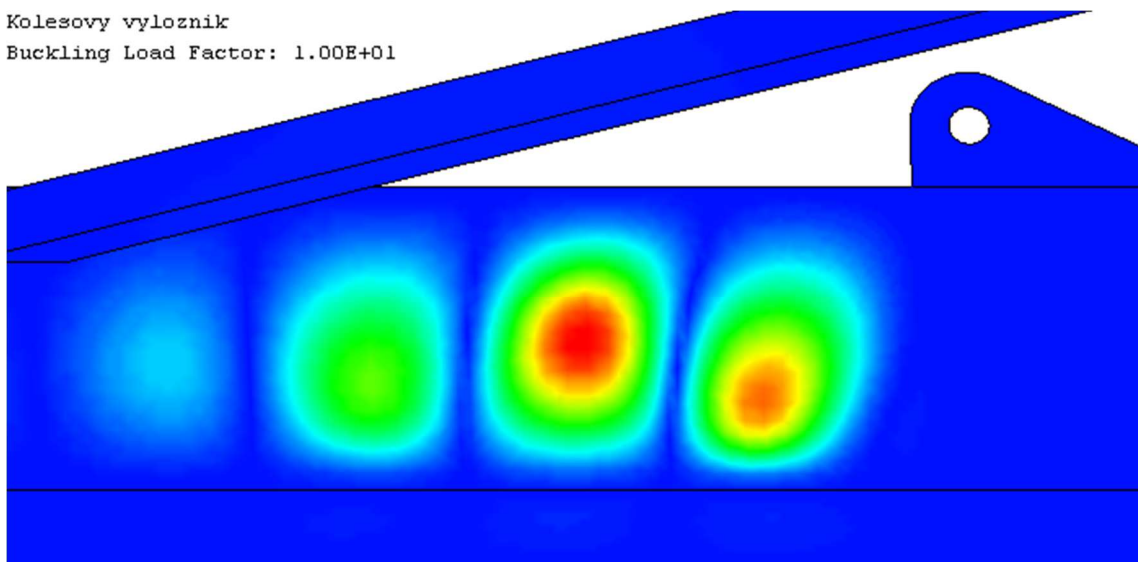
Pouze pro tento zátěžný stav je použit Restraint Set podepření.

Na obr. 38 je zobrazeno napětí na ocelové konstrukci kolesového výložníku dle teorie měrné energie napjatosti (HMH, Von Mises stress) při mimořádném provozu vlevo. Nejvyšší vypočtené napětí 143 MPa je menší než dovolené napětí použité oceli S355. Při mimořádném provozu nenastane na ocelové konstrukci kolesového výložníku mezní stav pružnosti. Další zátěžné stavy jsou uvedeny v příloze.

12.6.4 KONTROLA VZPĚRNÉ PEVNOSTI (BUCKLING LOAD ANALYSIS)

Ocelová konstrukce kolesového výložníku je nejvíce namáhána při mimořádném provozu. Kontrola na boulení bude počítána pro tento stav. V programu I-deas NX je třeba pro tento typ výpočtu provést kombinaci zatížení ještě před samotným výpočtem, neboť při výpočtu vzpěrné pevnosti lze počítat pouze jeden Load Set v Boundary Condition Setu. Zde však není možné zahrnout dílčí součinitele spolehlivosti.

Kolesovy vyloznik
Buckling Load Factor: 1.00E+01



Obr. 39 Tvar boulení na ocelové konstrukci kolesového výložníku při mimořádném provozu vpravo

Na obr. 39 je zobrazen první mód boulení plechů na ocelové konstrukci kolesového výložníku při mimořádném provozu vpravo. Ten nastává při bucking load factoru 10,0. Z toho vyplývá, že mezní stav boulení na ocelové konstrukci kolesového výložníku nenastane. Umístění nebezpečných míst prvních deseti módů boulení se nachází na hlavních skříňových nosnících, převážně v blízkosti zdvihacích ok.



12.7 HLAVNÍ ČEPY

Velikosti sil působících na hlavní čepy kolesového výložníku byly stanoveny na základě MKP modelu a odečteny z programu I-deas NX pro nejhorší stav, tj. mimořádné zatížení.

12.7.1 KONTROLA NA STŘIH

Tečné napětí

$$\tau_s = \frac{\frac{F_{\check{c}}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} \quad (125)$$

$$\tau_s = \frac{\frac{2 \cdot 10^6}{2}}{\frac{\pi \cdot 150^2}{4}} = 56,6 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{3} \cdot \tau \quad (126)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3} \cdot 56,6 = 98,0 \text{ MPa} < 164 \text{ MPa}$$

Redukované napětí je menší než dovolené napětí pro ocel S355. Na čepu nenastane mezní stav pružnosti, nedojde k ustříhnutí čepu.

12.7.2 KONTROLA NA OTLAČENÍ

$$p = \frac{F_{\check{c}}}{d_{\check{c}} \cdot l_2} \quad (127)$$

$$p = \frac{2 \cdot 10^6}{150 \cdot 300} = 44,4 \text{ MPa} < 164 \text{ MPa}$$

Vypočtený tlak je menší než dovolené napětí pro ocel S355. Mezi hlavním čepem výložníku a okem výložníku nedojde k otláčení.



12.8 ZDVIHACÍ ČEPY

Velikosti sil působících na zdvihací čepy kolesového výložníku byly stanoveny na základě MKP modelu a odečteny z programu I-deas NX pro nejhorší stav, tj. mimořádné zatížení.

12.8.1 KONTROLA NA STŘIH

Tečné napětí

$$\tau_s = \frac{1,6 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot 140^2}{4}} = 52,0 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{3} \cdot 52,0 = 90,0 \text{ MPa} < 164 \text{ MPa}$$

Redukované napětí je menší než dovolené napětí pro ocel S355. Na čepu nenastane mezní stav pružnosti, nedojde k ustříhnutí čepu.

12.8.2 KONTROLA NA OTLAČENÍ

$$p = \frac{1,6 \cdot 10^6}{140 \cdot 80} = 142,9 \text{ MPa} < 164 \text{ MPa}$$

Vypočtený tlak je menší než dovolené napětí pro ocel S355. Mezi zdvihacím čepem výložníku a okem výložníku nedojde k otláčení.

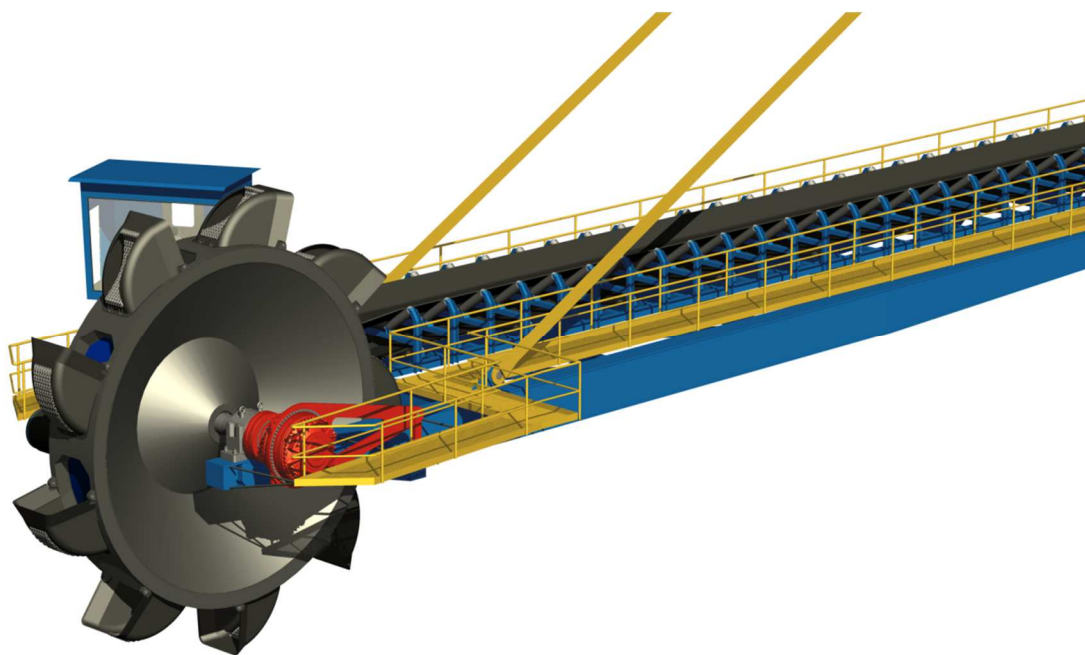


ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout pohon kola, vyřešit geometrické uspořádání špičky a navrhnout geometrii kolesového výložníku a kola.

Na základě požadavků kladených na stroj byl pro pohon kola zvolen hydromotor Hägglunds CBM 4000. Tento typ motoru disponuje dostatkem výkonu i pro případné přetížení stroje. Vzhledem k parametrům motoru odpadlo použití převodovky, motor je na hřídel kola připojen spojovacím adaptérem.

V souvislosti s geometrickým uspořádáním špičky kolesového výložníku byly vyřešeny volné obrysové úhly, naklopení kola, tvar korečků, vynášecí zařízení a otěrový štít. Dále byly na základě výpočtů vybrány rozpěrné kroužky a ložiska. Hřídel kola byl spočítán analyticky. Všechny potřebné součásti byly vymodelovány v programu Autodesk Inventor. Modely motoru, rozpěrných kroužků a ložisek s domky byly získány od výrobců těchto komponent.



Obr. 40 Kolesový výložník kombinovaného skládkového stroje

Koleso a ocelová konstrukce kolesového výložníku byly vymodelovány, nasítovány, zatíženy a spočítány v programu I-deas NX jako skořepinový model. Byly provedeny pevnostní výpočty a výpočty vzpěrné stability. Následně byly měněny parametry geometrie součástí tak, aby napětí a průhyby odpovídaly příslušným požadavkům. Výsledná napětí pro dané zátěžné stavy jsou zobrazena v přílohách. V souvislosti s průhyby na špičce kolesového výložníku bylo vyřešeno i naklápění ložisek kola.



SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] firemní literatura
- [2] GAJDŮŠEK Jaroslav, ŠKOPÁN Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: VUT v Brně, Fakulta strojní, 1988, 277 s.
- [3] HELEBRANT František, JURMAN Josef, FRIES Jiří. *Kolesová rypadla a provozní spolehlivost*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007, 192 s. ISBN 978-80-248-1669-2.
- [4] HOJDAR Josef, HELEBRANT František, GONDEK Horst. *Povrchové dobývací stroje I*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 1991, 460 s. ISBN 80-7078-125-4.
- [5] JANÍČEK Přemysl, ONDRÁČEK Emanuel, VRBKA Jan. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. Brno: VUT v Brně, 1992, 287 s. ISBN 80-214-0468-X.
- [6] JUCHELKA Jiří. *Vliv geometrie třísky kolesového rypadla na spotřebu energie a zatížení kolesa: Autoreferát disertační práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007, 37 s. ISBN 978-80-248-1583-1.
- [7] LEINVEBER Jan, VÁVRA Pavel. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2008, XIV s. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [8] MAREK Jan. *Dynamické problémy kolesových rýpadel v konstrukční praxi: Kandidátská disertační práce*. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 1987, 86 s.
- [9] ONDRÁČEK Emanuel, VRBKA Jan, JANÍČEK Přemysl, BURŠA Jiří. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost II*, Brno, VUT v Brně, 2006, 262 s. ISBN 80-214-3260-8.
- [10] SHIGLEY Joseph, MISCHKE Charles, BUDYNAS Richard. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] ŠIMŮNEK Jiří. *Části strojů pro povrchovou těžbu – Kolesová rypadla*. Ostrava: VHJ Vítkovice, 1985, 113 s.
- [12] ČSN 27 7005. *Stroje pro povrchovou těžbu – Kolesová rypadla a zakládače – Základní parametry*. Praha: Český normalizační institut, 1996, 4 s.
- [13] ČSN 27 7008. *Navrhování ocelových konstrukcí rýpadel, nakladačů a zakládačů*. Praha: Český normalizační institut, 2007, 84 s.
- [14] ČSN 27 7013. *Kolesová rypadla a nakládače: Termíny a definice*. Praha: Český normalizační institut, 1992, 20 s.



- [15] ČSN 27 7015. *Stroje pro povrchové dobývání – Technické požadavky*. Praha: Český normalizační institut, 2007, 30 s.
- [16] ČSN 27 7022. *Stroje pro povrchovou těžbu – Kolesová rýpadla – Metody výpočtu výkonnosti*. Praha: Český normalizační institut, 1996, 4 s.
- [17] ČSN 73 1401. *Navrhování ocelových konstrukcí*. Praha: Český normalizační institut, 1994, 136 s.
- [18] ČSN EN 10025-2. *Výrobky válcované za tepla z konstrukčních ocelí - Část 2: Technické dodací podmínky pro nelegované konstrukční oceli*. Praha: Český normalizační institut, 2005, 36 s.
- [19] ČSN ISO 5048: *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky: Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994, 15 s.
- [20] BOSCH REXROTH. *Häggglunds CBM: Installation and maintenance manual*. Mellansel, Sweden, 2012, 36 s.
- [21] BOSCH REXROTH. *Radial piston hydraulic motor: Type Häggglunds CBM*. Mellansel, Sweden, 2012, 28 s.
- [22] ČESKÝ HYDROMETEOROLOGICKÝ ÚSTAV. *Územní teploty* [online]. [cit. 2013-03-25]. Dostupné z: <http://www.chmi.cz>
- [23] GRUPPO LUCEFIN. *Technical card: C60E*. Esine, Italy
- [24] QUADRANT ENGINEERING PLASTIC PRODUCTS. *TIVAR 88 High Performance Lining Solutions Engineering Case Book*. Reading, USA, 70 s.
- [25] RINGFEDER. *Spannsätze · Locking Assemblies*. Groß-Umstadt, Germany
- [26] SKF. *Axial load carrying ability of bearings mounted on an adapter sleeve* [online]. [cit. 2013-03-25]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/axial-load-carrying-ability/index.html>
- [27] SKF. *SKF Bearing Calculator* [online]. [cit. 2013-03-25]. Dostupné z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action>
- [28] SKF. *SKF Maintenance and Lubrication Products*. Netherlands, 2010, 168 s.
- [29] SKF. *SKF spherical roller bearings: Setting the standard for performance and reliability*. Sweden, 2007, 69 s.



- [30] SSAB. *Techsupport #63: Properties and processing*. Oxelösund, Sweden, 2010
- [31] BRIEDA CABINS. *Brieda Cabins Brochure 2012*. Porcia. Italy, 2012, 49 s.
- [32] DIPOSTEL. *Elément de serrage* [online]. [cit. 2013-01-20]. Dostupné z:
<http://www.dipostel.fr/fr/industrie-serrage/element-de-serrage>
- [33] FAM. *Bucket wheel reclaimers* [online]. [cit. 2013-04-09]. Dostupné z:
<http://fam.de/english/Products/Stockyard%2520systems/Bucket%2520wheel%2520reclaimers/index.html>
- [34] FAM. *Stacker-reclaimers* [online]. [cit. 2013-04-18]. Dostupné z:
<http://fam.de/english/Products/Stockyard%2520systems/Stacker-reclaimers/index.html>
- [35] HATCH. *Innovation on a Global Scale* [online]. [cit. 2013-04-20]. Dostupné z:
http://www.hatch.ca/AR2011/innovation/innovation_on_a_global_scale.html
- [36] PRODECO. *Skládkové stroje: KSS 4000/3500* [online]. [cit. 2013-04-09]. Dostupné z:
<http://www.prodeco.cz/cs/vyrobni-program/skladkove-stroje/kss3500-4000>



SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

a_d	[m·s ⁻²]	dostředivé zrychlení
A_k	[m ²]	boční plocha kola a korečků vystavená působení větru
A_s	[mm ²]	výpočtový průřez šroubu
a_{SKF}	[1]	faktor životnosti SKF
a_1	[1]	faktor životnosti
b	[m]	šířka třísky
b	[m]	ložná šířka pásu
B	[m]	šířka dopravního pásu
c	[1]	tvarový součinitel části konstrukce
C	[1]	tuhostní konstanta spoje
C	[N]	základní dynamická únosnost
d	[mm]	jmenovitý průměr šroubu
$d_{\check{z}}$	[mm]	průměr čepu
D_k	[m]	průměr kola
D_{xy}	[mm ⁴]	deviační moment průřezu
e	[1]	výpočtový faktor
e	[mm]	vzdálenost krajního vlákna od osy průřezu
E	[MPa]	modul pružnosti
F	[N]	síla
F_a	[N]	axiální síla
F_b	[N]	boční nabírací síla
F_i	[N]	předpínací síla
F_{MR}	[N·m ⁻¹]	měrná rozpojovací síla
F_o	[N]	obvodová nabírací síla
F_p	[N]	součet tahů v pásu dopravníku
F_r	[N]	radiální síla
F_R	[N]	rozpojovací síla
f	[1]	součinitel smykového tření
f_u	[MPa]	mez pevnosti
f_y	[MPa]	mez kluzu
f_{yd}	[MPa]	dovolené napětí
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
H_k	[m]	výška uložení věže
h_L	[m]	výška třísky (výška lávky)
h_z	[m]	zdvihová výška kola
I	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu
K_{MR}	[N·m ⁻¹]	měrný rozpojovací odpor
k	[1]	součinitel bezpečnosti
k	[1]	součinitel bezpečnosti vůči zkušebnímu napětí
k_a	[1]	součinitel vlivu jakosti povrchu



k_b	[1]	součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[1]	součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[1]	součinitel vlivu teploty
k_e	[1]	součinitel spolehlivosti
k_f	[1]	součinitel zahrnující další faktory
k_n	[1]	součinitel nakypření
k_p	[N·mm ⁻¹]	tuhost spojovaných součástí
k_p	[1]	součinitel přetížitelnosti
k_s	[N·mm ⁻¹]	tuhost šroubu
k_0	[1]	součinitel bezpečnosti vůči zániku sevření
l	[m]	délka
l_b	[mm]	délka části dřívku se závitem nacházejícím se v sevření
l_g	[mm]	délka válcové části dřívku
L_k	[m]	délka výložníku
l_n	[m]	střední délka rozpojovacích hran
l_{pm}	[m]	délka páky motoru
l_r	[m]	vodorovná vzdálenost od osy stroje k horní hraně lávky
l_s	[mm]	svěrná délka
L_v	[m]	délka spodní části věže
l_3	[m]	délka středního válečku
L_{10h}	[h]	základní výpočtová životnost
L_{10mh}	[h]	modifikovaná výpočtová životnost
M_k	[N·mm]	kroucí moment
M_{nom}	[N·m]	nominální moment motoru
M_o	[N·mm]	ohybový moment
M_{poj}	[N·m]	pojistný moment motoru
M_s	[Nm·bar ⁻¹]	specifický točivý moment
M_t	[N·m]	točivý moment
m	[kg]	hmotnost
n_k	[s ⁻¹]	otáčky kola
n_v	[s ⁻¹]	počet výsypů korečků
p	[MPa]	tlak
P	[N]	dynamické radiální ekvivalentní zatížení
P_a	[kW]	výkon na urychlení materiálu
p_c	[bar]	protitlak ve větvi vystupující z motoru
P_{ck}	[kW]	jmenovitý výkon motoru pohonu kola
P_t	[kW]	výkon na překonání tření na otěrovém štítu
P_{zdv}	[kW]	výkon na zdvih materiálu
q	[l·min ⁻¹]	průtok hydraulické kapaliny
q_l	[l·min ⁻¹]	svodový průtok
q_{md}	[kg·m ⁻¹]	zatížení materiálem na 1 m délky dopravníku
q_{sn}	[N·m ⁻²]	zatížení sněhem a námrazou



Q_{th}	[m ³ ·s ⁻¹]	teoretická výkonnost v nakypřené hornině
q_v	[Pa]	tlak větru
q_{zd}	[kg·m ⁻¹]	zatížení znečistěním na 1 m délky dopravníku
R	[N]	rekční síla
R_k	[m]	poloměr kola
r_n	[m]	poloměr zakřivení řezných hran korečku v rovině řezného obvodu
s	[m]	hloubka třísky
S	[m ²]	celková plocha průřezu materiálu na pásu
S_d	[mm ²]	průřez válcové části dřívku
s_{max}	[m]	posun do další třísky
S_p	[MPa]	zkušební napětí šroubu
S_1	[m ²]	horní část plochy průřezu materiálu na pásu
S_2	[m ²]	dolní část plochy průřezu materiálu na pásu
t	[mm]	tloušťka plechu
V_i	[cm ³ ·ot ⁻¹]	geometrický objem motoru
v_k	[m·s ⁻¹]	rychlost řezných hran korečků
v_o	[m·s ⁻¹]	rychlost otáčení horní stavby (na hraně nejbližší korečku)
V_{pm}	[m ³]	objem přesypového místa včetně navršení pod sypným úhlem
V_u	[m ³]	užitečný objem připadající na jeden koreček
V_{uk}	[m ³]	užitečný objem korečku
V_{um}	[m ³]	užitečný objem mezikruží
W_k	[mm ³]	průřezový modul v krutu
W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
Y_1	[1]	součinitel axiálního zatížení
z_k	[1]	počet korečků
α	[°]	úhel natočení průřezu od hlavního SS
α	[1]	součinitel koncentrace napětí
α	[°]	úhel hřbetu, úhel odlehčení
β	[1]	součinitel vrubu
β	[°]	úhel břitu
γ	[°]	úhel čela
γ	[°]	úhel otáčení stroje okolo svislé osy
γ	[1]	parciální součinitel spolehlivosti
δ	[°]	úhel naklápění výložníku
δ	[1]	dynamický součinitel
Δ	[mm]	rozdíl posunutí nosníků kola
Δp	[bar]	tlaková ztráta
ε	[°]	úhel trajektorie
η_c	[1]	celková účinnost pohonu kola
θ	[°]	dynamický sypný úhel
λ	[°]	úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic
ν	[mm ² ·s ⁻¹]	kinematická viskozita



ρ	[kg·m ⁻³]	sytná hmotnost
σ_{ared}	[MPa]	amplituda redukované napětí
σ_c	[MPa]	mez únavy
σ_c'	[MPa]	korigovaná mez únavy
σ_{mred}	[MPa]	střední hodnota redukované napětí
σ_o	[MPa]	ohybové napětí
σ_r	[MPa]	radiální napětí
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
σ_t	[MPa]	obvodové napětí
τ_k	[MPa]	tečné napětí – krut
τ_s	[MPa]	tečné napětí – stříh
ψ	[°, rad]	úhel rozpojování
Ψ	[1]	součinitel kombinace dílčích zatížení
ω_k	[s ⁻¹]	úhlová rychlost kola
\sqrt{a}	[√mm]	Heywoodův parametr

a. s.	akciová společnost
atp.	a tak podobně
cca	cirka, přibližně
FEA	finite element analysis
FEM	finite element method
HMH	teorie měrné energie napjatosti (Huber, von Mises, Hencky)
konst	konstanta
MKP	metoda konečných prvků
např.	například
obr.	obrázek
OK	ocelová konstrukce
příp.	případně
SS	souřadný systém
tab.	tabulka
tj.	to je
tzv.	takzvaný
VVÚ	výsledné vnitřní účinky



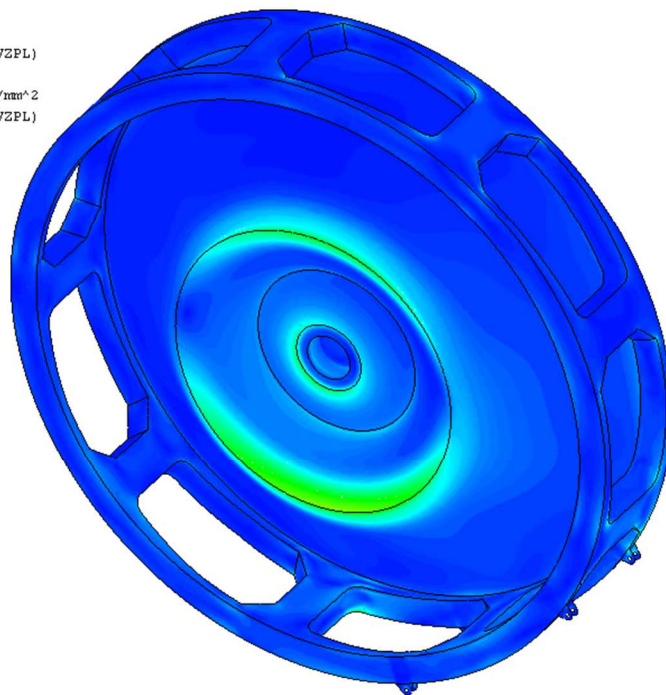
SEZNAM PŘÍLOH

Koleso – provoz.....	I
Koleso – mimořádný provoz.....	II
Koleso – mimo provoz.....	III
Koleso – únava.....	III
Koleso – boulení stěn – mimořádný provoz vlevo	IV
Koleso – boulení stěn – mimořádný provoz vpravo.....	V
Kolesový výložník – provoz.....	VI
Kolesový výložník – mimořádný provoz.....	VII
Kolesový výložník – mimo provoz	VIII
Kolesový výložník – podepření kola.....	VIII
Kolesový výložník – únava.....	IX
Kolesový výložník – boulení stěn – mimořádný provoz.....	X
Kolesový výložník – boulení stěn – podepření kola.....	XI
Výkres ocelové konstrukce kolesového výložníku	0-033-21/01/00

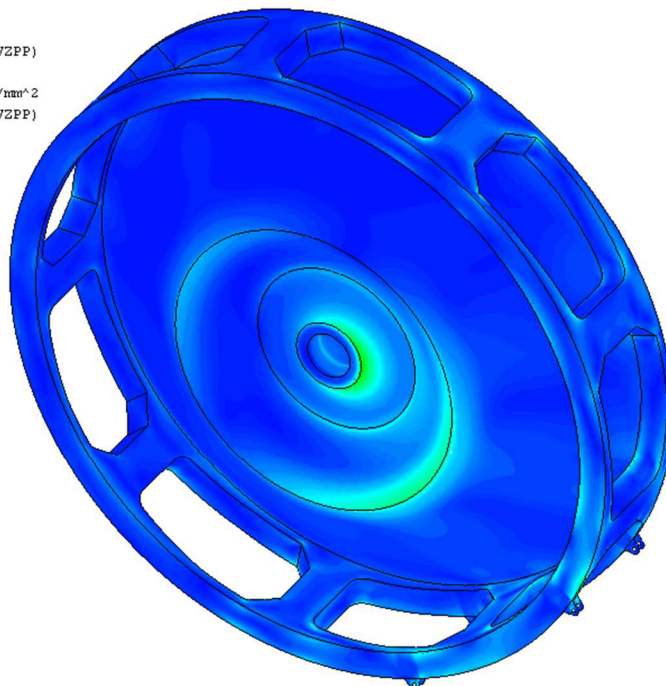


KOLESO – PROVOZ

Koleso
 PROVOZ VLEVO
 0.95*(1.1*SZ+1.2*NS+1.2*NSL+1*DUSS+1.2*VZPL)
 STRESS Von Mises Averaged Top shell
 Min: 4.43E+01 mN/mm² Max: 1.05E+05 mN/mm²
 0.95*(1.1*SZ+1.2*NS+1.2*NSL+1*DUSS+1.2*VZPL)
 DISPLACEMENT XYZ Magnitude
 Min: 2.58E-04 mm Max: 8.34E+00 mm



Koleso
 PROVOZ VPRAVO
 0.95*(1.1*SZ+1.2*NS+1.2*NSP+1*DUSS+1.2*VZPP)
 STRESS Von Mises Averaged Top shell
 Min: 3.28E+01 mN/mm² Max: 1.31E+05 mN/mm²
 0.95*(1.1*SZ+1.2*NS+1.2*NSP+1*DUSS+1.2*VZPP)
 DISPLACEMENT XYZ Magnitude
 Min: 3.71E-04 mm Max: 6.58E+00 mm

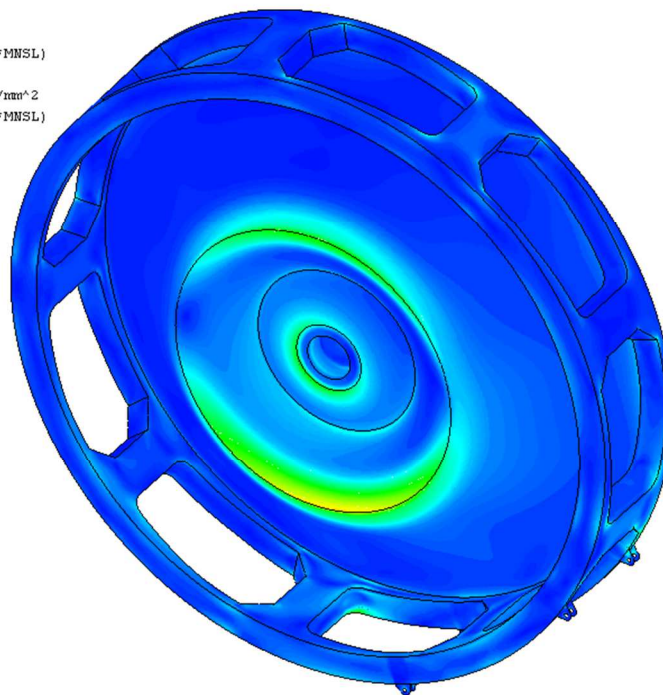


Nejvyšší spočítané napětí 131 MPa je menší než dovolené napětí použité oceli S355. Při provozu nenastane na kolese mezní stav pružnosti.

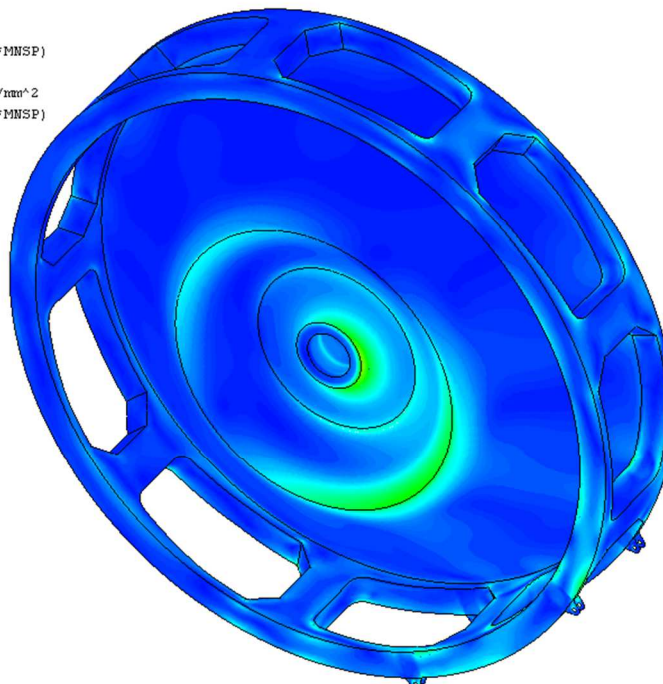


KOLESO – MIMOŘÁDNÝ PROVOZ

Koleso
 MIMOŘÁDNÝ PROVOZ VLEVO
 0.9*(1.1*SZ+1*DUSS+1.2*VZPL+1.2*MNS+1.2*MNSL)
 STRESS Von Mises Averaged Top shell
 Min: 4.03E+01 mN/mm² Max: 1.35E+05 mN/mm²
 0.9*(1.1*SZ+1*DUSS+1.2*VZPL+1.2*MNS+1.2*MNSL)
 DISPLACEMENT XYZ Magnitude
 Min: 3.45E-04 mm Max: 1.07E+01 mm



Koleso
 MIMOŘÁDNÝ PROVOZ VPRAVO
 0.9*(1.1*SZ+1*DUSS+1.2*VZPP+1.2*MNS+1.2*MNSP)
 STRESS Von Mises Averaged Top shell
 Min: 5.71E+01 mN/mm² Max: 1.66E+05 mN/mm²
 0.9*(1.1*SZ+1*DUSS+1.2*VZPP+1.2*MNS+1.2*MNSP)
 DISPLACEMENT XYZ Magnitude
 Min: 5.50E-04 mm Max: 8.95E+00 mm

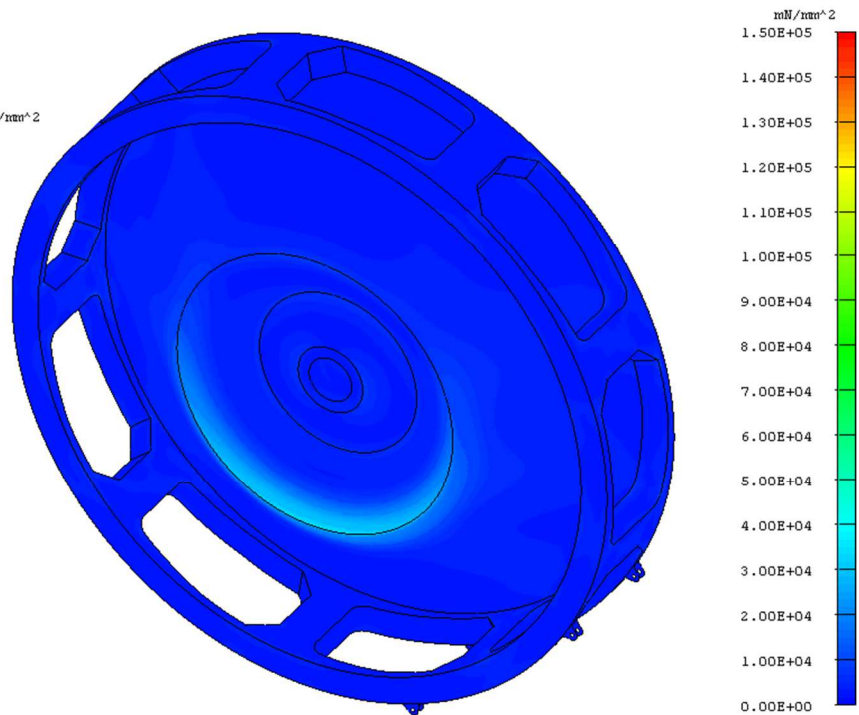


Nejvyšší spočítané napětí 166 MPa je menší než dovolené napětí použité oceli S355. Při mimořádném provozu nenastane na kolese mezní stav pružnosti.



KOLESO – MIMO PROVOZ

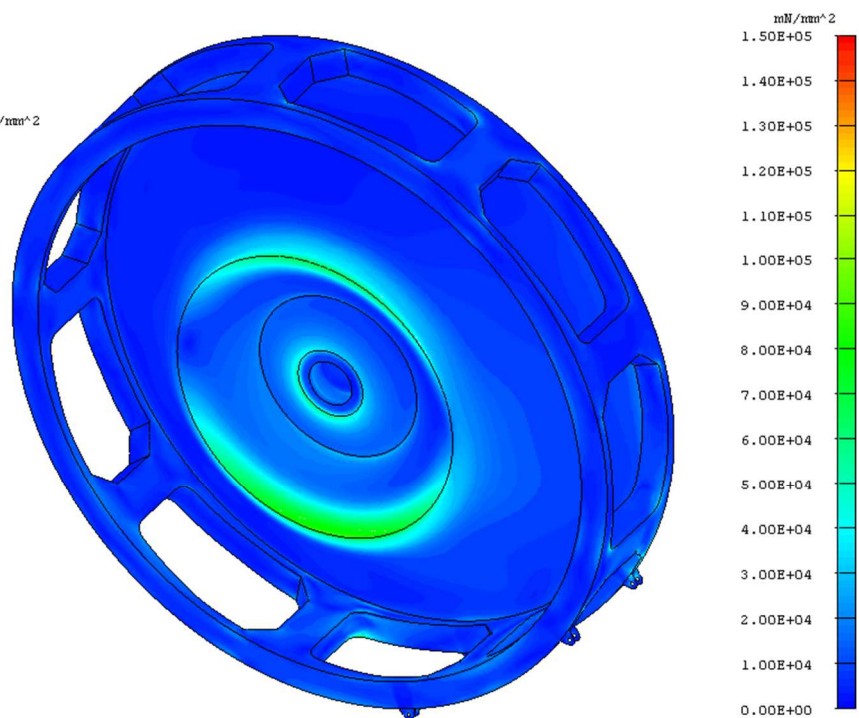
Koleso
 MIMO PROVOZ VITR ZLEVA
 1* (1.1*SZ+1.2*VMPL)
 STRESS Von Mises Averaged Top shell
 Min: 5.41E+00 mN/mm² Max: 3.38E+04 mN/mm²
 1* (1.1*SZ+1.2*VMPL)
 DISPLACEMENT XYZ Magnitude
 Min: 3.65E-05 mm Max: 1.29E+00 mm



Nejvyšší spočítané napětí 34 MPa je výrazně menší než dovolené napětí použité oceli S355. Mimo provoz nenastane na kolese mezní stav pružnosti.

KOLESO – ÚNAVA

Koleso
 UNAVA VLEVO
 SZ+NS+NSL+DUSS
 STRESS Von Mises Averaged Top shell
 Min: 6.55E+01 mN/mm² Max: 9.23E+04 mN/mm²
 SZ+NS+NSL+DUSS
 DISPLACEMENT XYZ Magnitude
 Min: 2.41E-04 mm Max: 7.30E+00 mm

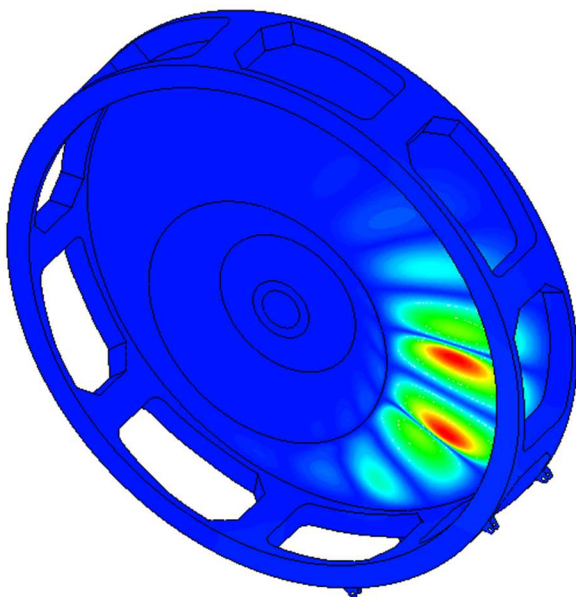


Nejvyšší spočítané napětí 92 MPa je menší než mez únavy použité oceli S355. Během technického života kola nenastane mezní stav únavy.

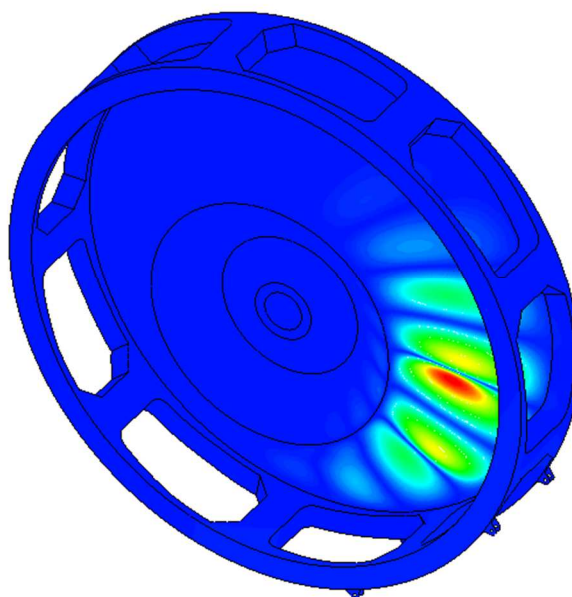


KOLESO – BOULENÍ STĚN – MIMOŘÁDNÝ PROVOZ VLEVO

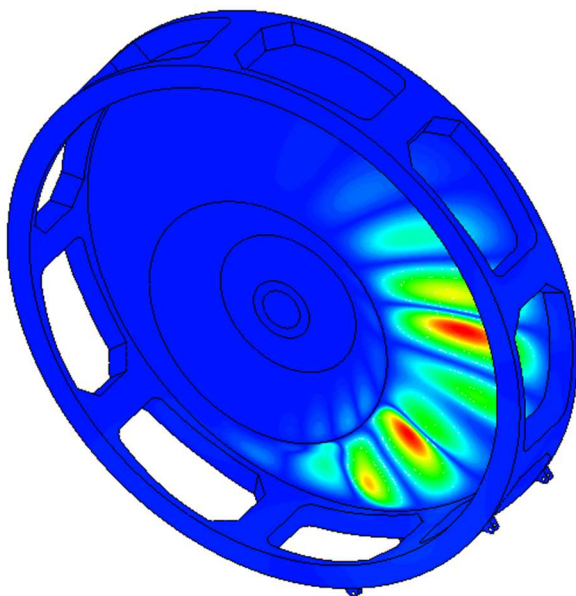
Koleso
Buckling Load Factor: 2.63E+01



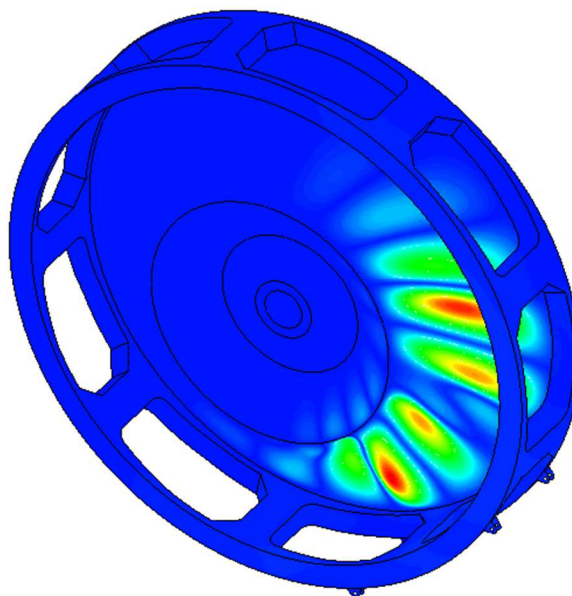
Koleso
Buckling Load Factor: 2.63E+01



Koleso
Buckling Load Factor: 3.14E+01



Koleso
Buckling Load Factor: 3.14E+01

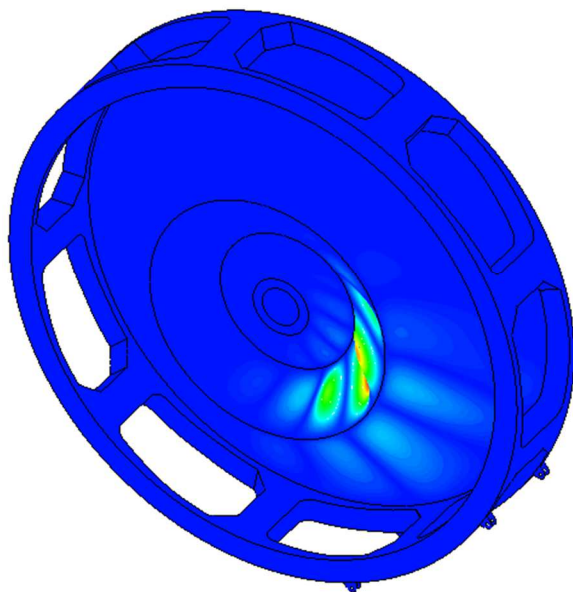


Jsou zobrazeny první čtyři módy boulení plechů na kolese při mimořádném provozu vlevo. Nejnižší buckling load factor nabývá hodnoty 26,3. Z toho vyplývá, že mezní stav boulení na kolese nenastane.

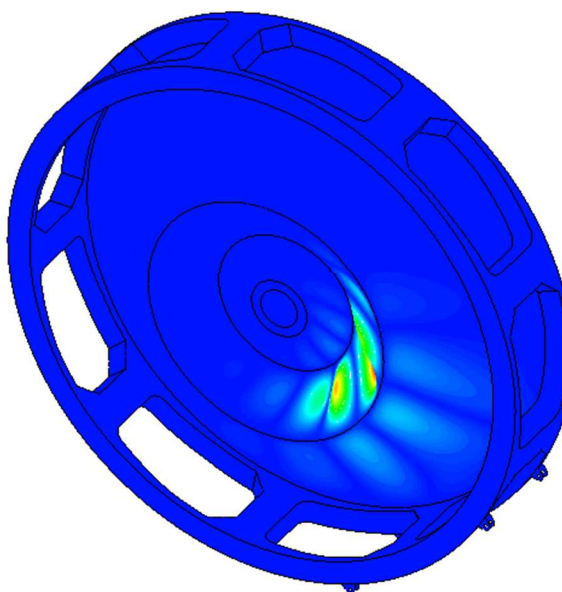


KOLESO – BOULENÍ STĚN – MIMOŘÁDNÝ PROVOZ VPRAVO

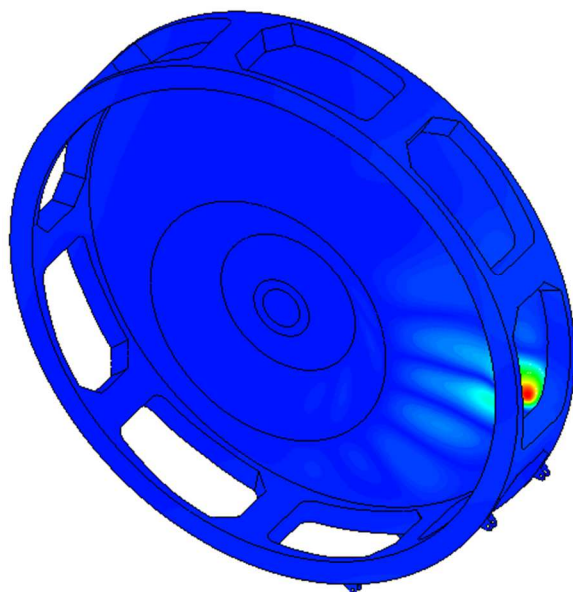
Koleso
Buckling Load Factor: 3.59E+01



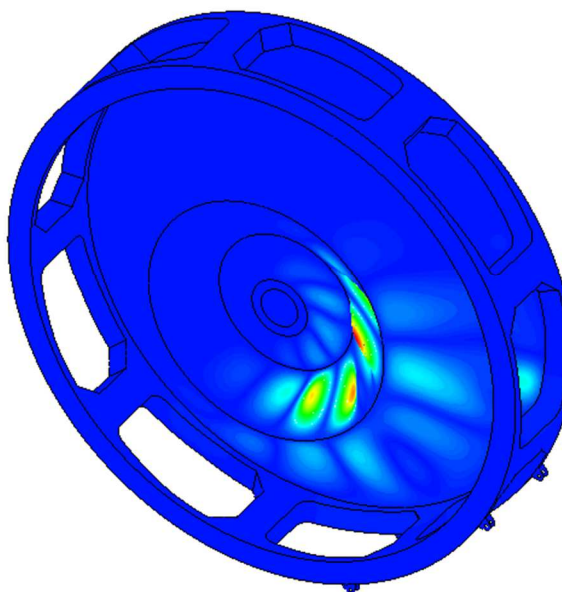
Koleso
Buckling Load Factor: 3.59E+01



Koleso
Buckling Load Factor: 4.22E+01



Koleso
Buckling Load Factor: 4.39E+01



Jsou zobrazeny první čtyři módy boulení plechů na kolese při mimořádném provozu vpravo. Nejnižší buckling load factor nabývá hodnoty 35,9. Z toho vyplývá, že mezní stav boulení na kolese nenastane.



KOLESOVÝ VÝLOŽNÍK – PROVOZ

Kolesovy vyložník

PROVOZ VLEVO

0.95*(1.1*SZ+1.15*M+1.15*Z+1.2*NSL+1.1*T+1*DUPKL+1.2*VZPL)

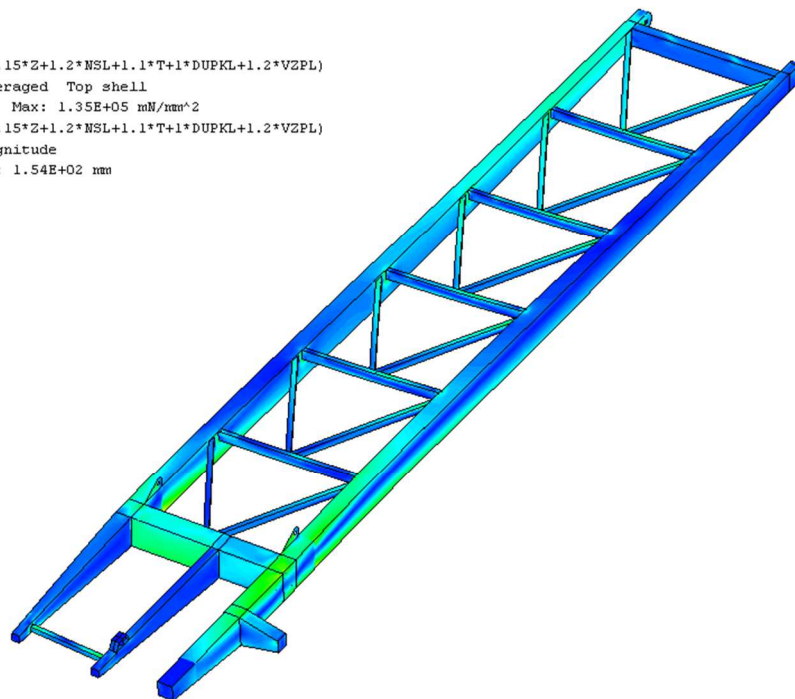
STRESS Von Mises Averaged Top shell

Min: 9.88E-12 mN/mm² Max: 1.35E+05 mN/mm²

0.95*(1.1*SZ+1.15*M+1.15*Z+1.2*NSL+1.1*T+1*DUPKL+1.2*VZPL)

DISPLACEMENT XYZ Magnitude

Min: 7.64E-02 mm Max: 1.54E+02 mm



Kolesovy vyložník

PROVOZ VPRAVO

0.95*(1.1*SZ+1.15*M+1.15*Z+1.2*NSP+1.1*T+1*DUPKP+1.2*VZPP)

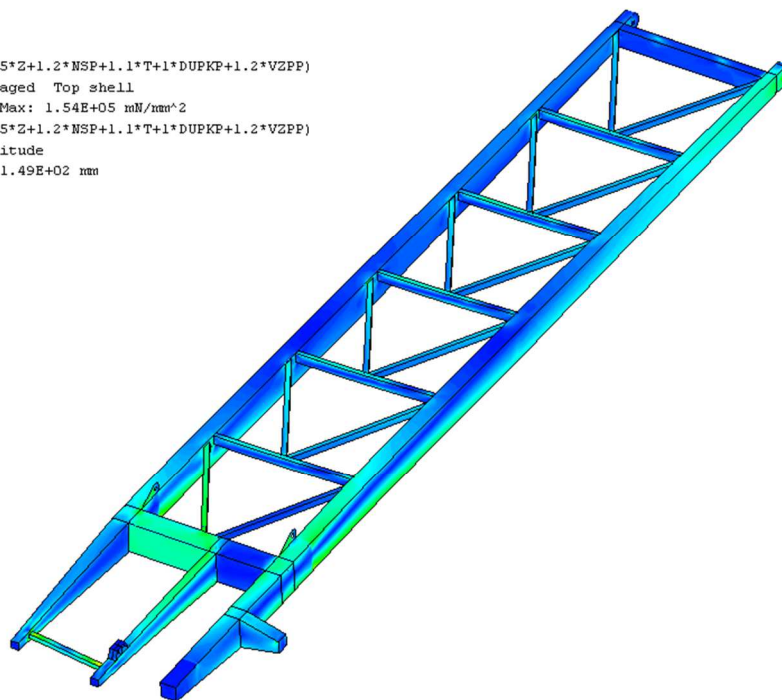
STRESS Von Mises Averaged Top shell

Min: 1.97E-11 mN/mm² Max: 1.54E+05 mN/mm²

0.95*(1.1*SZ+1.15*M+1.15*Z+1.2*NSP+1.1*T+1*DUPKP+1.2*VZPP)

DISPLACEMENT XYZ Magnitude

Min: 1.15E-01 mm Max: 1.49E+02 mm



Nejvyšší spočítané napětí 154 MPa je menší než dovolené napětí použité oceli S355. Při provozu nenastane na OK kolesového výložníku mezní stav pružnosti.



KOLESOVÝ VÝLOŽNÍK – MIMOŘÁDNÝ PROVOZ

Kolesovy vyložník

MIMORADNY PROVOZ VLEVO

0.9*(1.1*SZ+1.15*Z+1.1*T+1*DUPKL+1.2*VZPL+1.15*MM+1.2*MNSL)

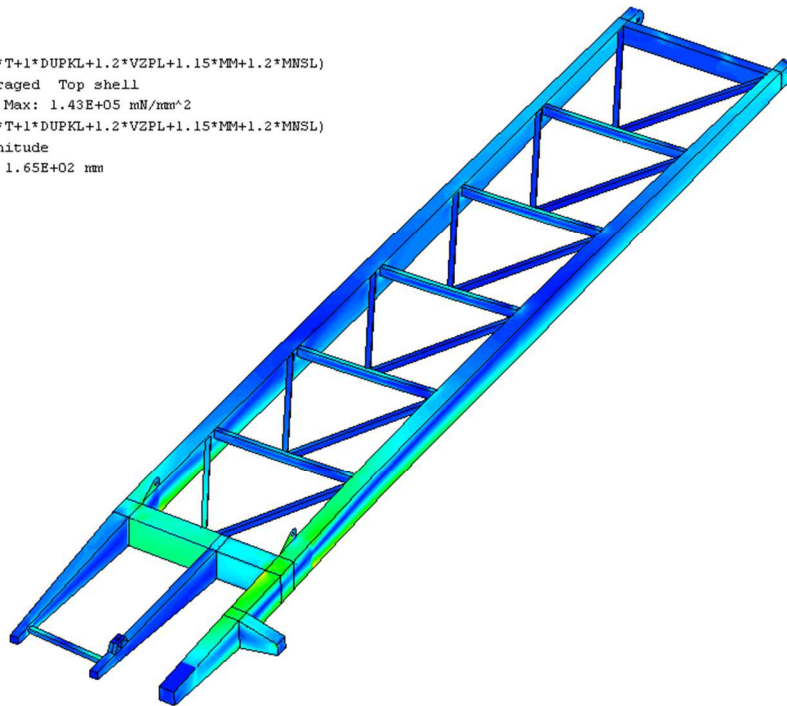
STRESS Von Mises Averaged Top shell

Min: 1.33E-11 mN/mm² Max: 1.43E+05 mN/mm²

0.9*(1.1*SZ+1.15*Z+1.1*T+1*DUPKL+1.2*VZPL+1.15*MM+1.2*MNSL)

DISPLACEMENT XYZ Magnitude

Min: 7.22E-02 mm Max: 1.65E+02 mm



mN/mm²

1.50E+05

1.40E+05

1.30E+05

1.20E+05

1.10E+05

1.00E+05

9.00E+04

8.00E+04

7.00E+04

6.00E+04

5.00E+04

4.00E+04

3.00E+04

2.00E+04

1.00E+04

0.00E+00

Kolesovy vyložník

MIMORADNY PROVOZ VPRAVO

0.9*(1.1*SZ+1.15*Z+1.1*T+1*DUPKP+1.2*VZPP+1.15*MM+1.2*MNSP)

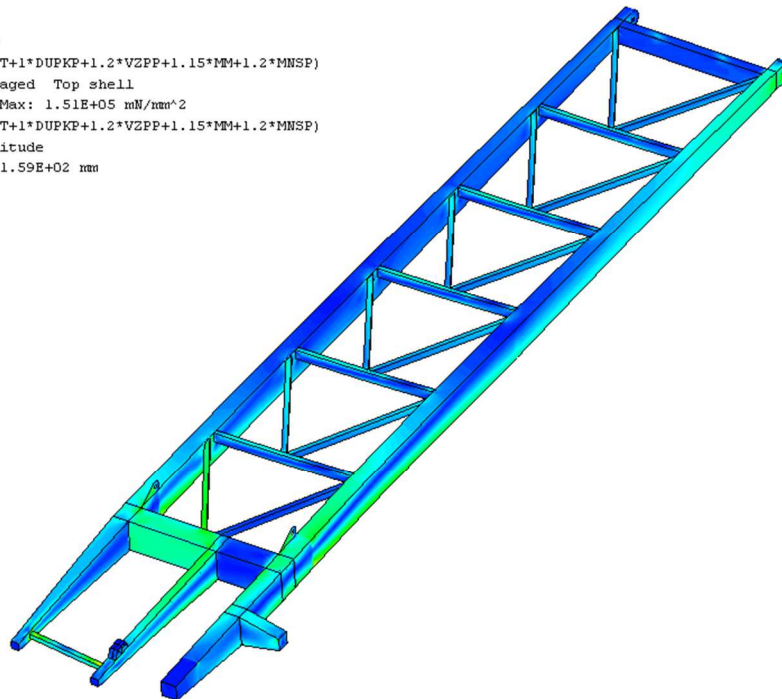
STRESS Von Mises Averaged Top shell

Min: 1.34E-11 mN/mm² Max: 1.51E+05 mN/mm²

0.9*(1.1*SZ+1.15*Z+1.1*T+1*DUPKP+1.2*VZPP+1.15*MM+1.2*MNSP)

DISPLACEMENT XYZ Magnitude

Min: 7.62E-02 mm Max: 1.59E+02 mm



mN/mm²

1.50E+05

1.40E+05

1.30E+05

1.20E+05

1.10E+05

1.00E+05

9.00E+04

8.00E+04

7.00E+04

6.00E+04

5.00E+04

4.00E+04

3.00E+04

2.00E+04

1.00E+04

0.00E+00

Nejvyšší spočítané napětí 151 MPa je menší než dovolené napětí použité oceli S355. Při mimořádném provozu nenastane na OK kolesového výložníku mezní stav pružnosti.



KOLESOVÝ VÝLOŽNÍK – MIMO PROVOZ

Kolesovy vyložník

MIMO PROVOZ VITR ZLEVA

1* (1.1*SZ+1.15*Z+1.1*T+1.2*SN+1.2*VMPL)

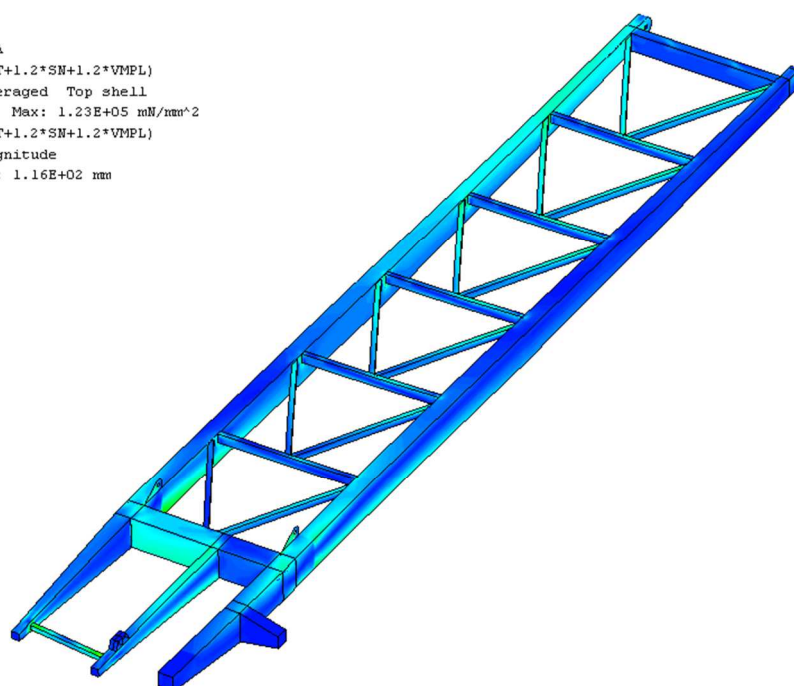
STRESS Von Mises Averaged Top shell

Min: 1.14E-11 mN/mm² Max: 1.23E+05 mN/mm²

1* (1.1*SZ+1.15*Z+1.1*T+1.2*SN+1.2*VMPL)

DISPLACEMENT XYZ Magnitude

Min: 1.13E-01 mm Max: 1.16E+02 mm



Nejvyšší spočítané napětí 123 MPa je menší než dovolené napětí použité oceli S355. Mimo provoz nenastane na OK kolesového výložníku mezní stav pružnosti.

KOLESOVÝ VÝLOŽNÍK – PODEPŘENÍ KOLESA

Kolesovy vyložník

PODEPŘENÍ VITR ZLEVA

0.9* (1.1*SZ+1.15*M+1.15*Z+1.1*T+1*DUKPL+1.2*VZPL)

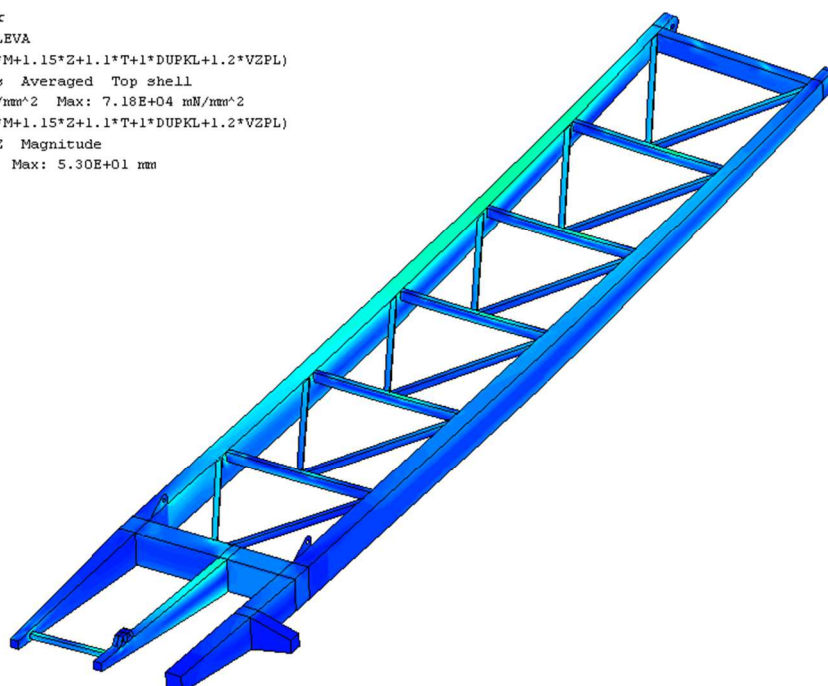
STRESS Von Mises Averaged Top shell

Min: 6.55E-11 mN/mm² Max: 7.18E+04 mN/mm²

0.9* (1.1*SZ+1.15*M+1.15*Z+1.1*T+1*DUKPL+1.2*VZPL)

DISPLACEMENT XYZ Magnitude

Min: 2.74E-01 mm Max: 5.30E+01 mm

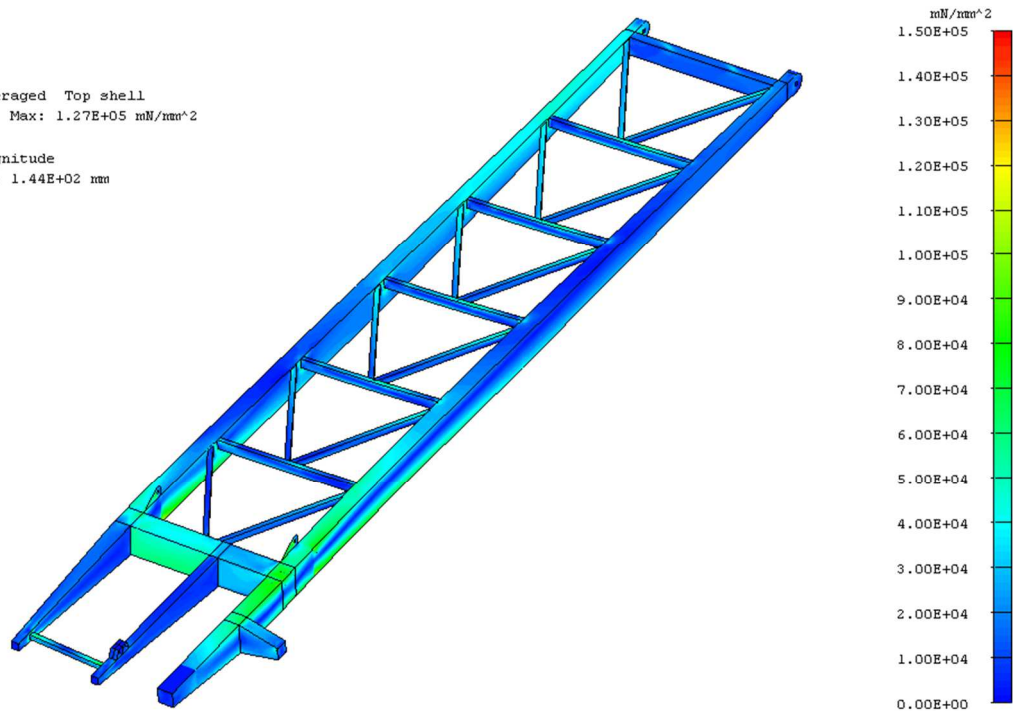


Nejvyšší spočítané napětí 72 MPa je menší než dovolené napětí použité oceli S355. Při podepření kola nenastane na OK kolesového výložníku mezní stav pružnosti.



KOLESOVÝ VÝLOŽNÍK – ÚNAVA

Kolesovy vyložník
UNAVA VLEVO
S2+M+Z+NSL+T+DUPKL
STRESS Von Mises Averaged Top shell
Min: 1.86E-11 mN/mm² Max: 1.27E+05 mN/mm²
S2+M+Z+NSL+T+DUPKL
DISPLACEMENT XYZ Magnitude
Min: 7.99E-02 mm Max: 1.44E+02 mm

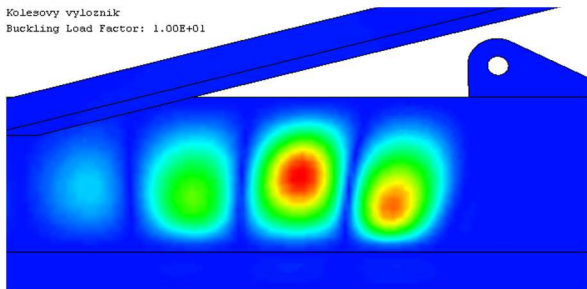


Nejvyšší spočítané napětí 127 MPa je menší než mez únavy použité oceli S355. Během technického života OK kolesového výložníku nenastane mezní stav únavy.

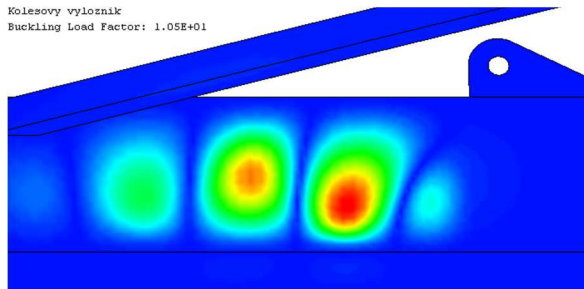


KOLESOVÝ VÝLOŽNÍK – BOULENÍ STĚN – MIMOŘÁDNÝ PROVOZ

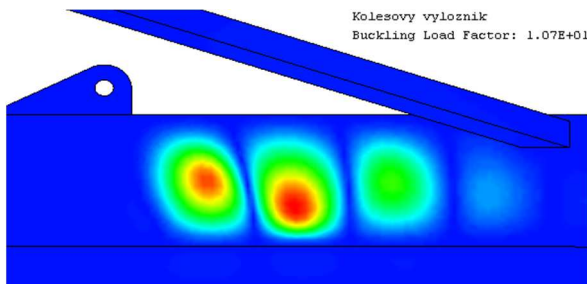
Kolesovy vyložník
Buckling Load Factor: 1.00E+01



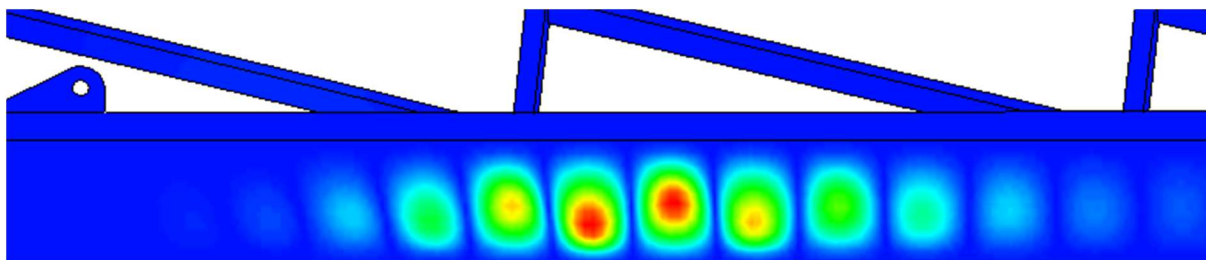
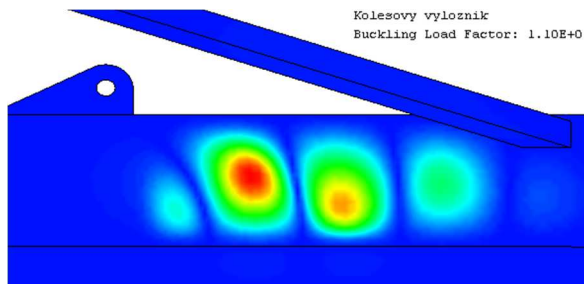
Kolesovy vyložník
Buckling Load Factor: 1.05E+01



Kolesovy vyložník
Buckling Load Factor: 1.07E+01



Kolesovy vyložník
Buckling Load Factor: 1.10E+01

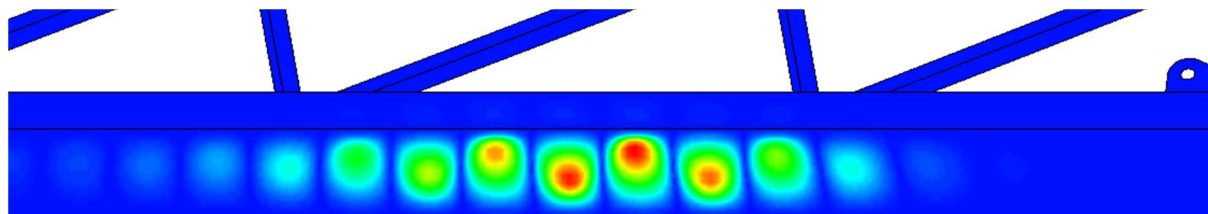


Kolesovy vyložník
Buckling Load Factor: 1.12E+01

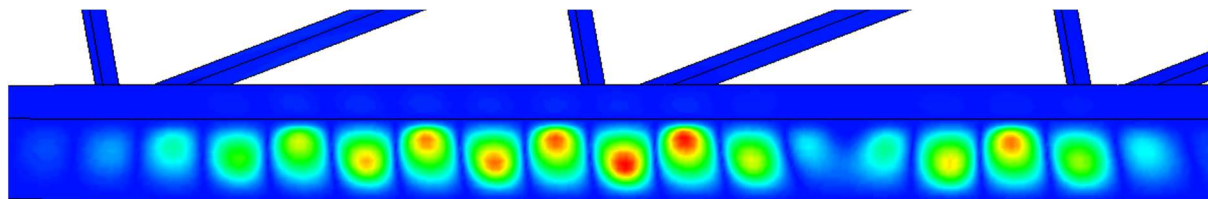
Je zobrazeno prvních pět módů boulení plechů na ocelové konstrukci kolesového výložníku při mimořádném provozu vpravo. Nejnižší buckling load factor nabývá hodnoty 10,0. Z toho vyplývá, že mezní stav boulení na ocelové konstrukci kolesového výložníku nenastane.



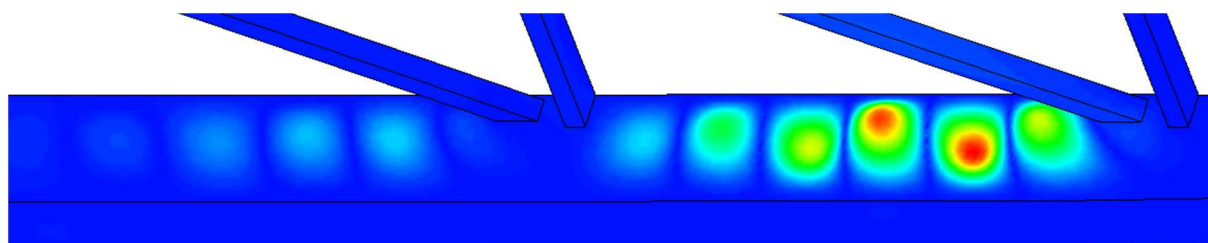
KOLESOVÝ VÝLOŽNÍK – BOULENÍ STĚN – PODEPŘENÍ KOLESA



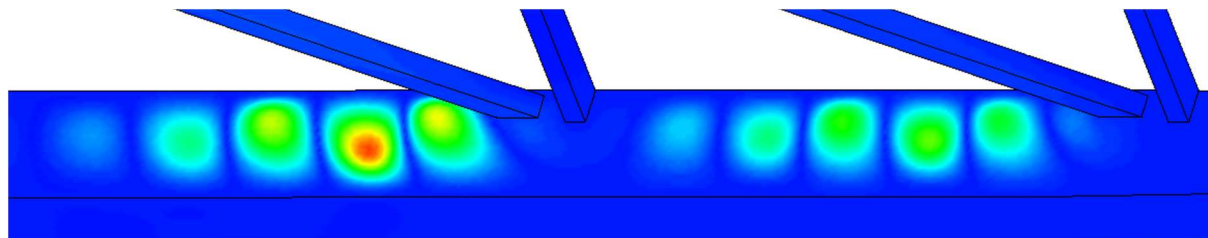
Kolesovy vyloznik
Buckling Load Factor: 2.78E+01



Kolesovy vyloznik
Buckling Load Factor: 2.85E+01



Kolesovy vyloznik
Buckling Load Factor: 2.88E+01



Kolesovy vyloznik
Buckling Load Factor: 2.88E+01

Jsou zobrazeny první čtyři módy boulení plechů na ocelové konstrukci kolesového výložníku při podepření kola. Nejnižší buckling load factor nabývá hodnoty 27,8. Z toho vyplývá, že mezní stav boulení na ocelové konstrukci kolesového výložníku nenastane.