



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# POJEZDOVÝ MECHANISMUS JEŘÁBOVÉ KOČKY NOSNOSTI 25 T

CRANE CRAB TRAVERSE MECHANISM LOAD 25 T

## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Zicho

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2022



# Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Jan Zicho</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.</b>
Akademický rok:	2021/22

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 bakalářské práce:

## Pojzdový mechanismus jeřábové kočky nosnosti 25 t

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh pojezdového mechanismu jeřábové kočky mostového jeřábu. Základní technické parametry:

- nosnost kočky 25000 kg,
- pojezdová rychlost 25 m/min,
- klasifikace mechanismu M3 dle ČSN ISO 4301/1.

### Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných konstrukčních řešení pojezdových mechanismů jeřábových koček.  
Vlastní zdůvodněný návrh.  
Funkční a pevnostní výpočty.  
Celková sestava.  
Dílenské výkresy hlavních částí.

### Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.

KULKA Jozef, Martin MANTIČ a Michal PUŠKÁR. Žeriavy mostového typu. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-2908-6.

SHIGLEY Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem pojezdového mechanismu jeřábové kočky pro mostový jeřáb o jmenovité nosnosti 25 000 kg. V řešeršní části práce pojednává o používaných konstrukčních řešení pojezdových mechanismů jeřábových koček. Práce obsahuje konstrukční návrh jednotlivých komponent pojezdového mechanismu, mezi které patří pojezdová kola, hnací a převodové strojí, brzdy, hřídele, ložiska a rám. Následně tato práce obsahuje funkční a pevnostní výpočty zmíněných komponent pojezdového mechanismu a jejich kontrolu. Výstupem celé práce je technická dokumentace obsahující výkresy vybraných součástí a výkres sestavy.

## KLÍČOVÁ SLOVA

pojezdový mechanismus, mostový jeřáb, jeřábová kočka, pojezdové kolo, motor, převodovka, brzda, hřídel, ložisko, rám

## ABSTRACT

The bachelor's thesis deals with the construction concept of the crane crab travel mechanism for a bridge crane with a load capacity of 25 000 kg. The research section deals with construction solutions used on the travel mechanism of crane crab. The thesis contains a construction concept of individual components of the travel mechanism which include wheels, motor and transmission, brake, driveshafts, bearings, and frame. Subsequently, this thesis contains a calculation of these components and their check-up. The output of the thesis is a technical documentation containing the drawing of selected components and assembly drawing.

## KEYWORDS

travel mechanism, bridge crane, crane crab, wheel, motor, transmission, brake, shaft, bearing, frame

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZICHO, Jan. *Pojezdový mechanismus jeřábové kočky nosnosti 25 t*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139264>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Škopán.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Jan Zicho

## PODĚKOVÁNÍ

Především bych rád poděkoval doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za vstřícnost, čas a ochotu na konzultacích k bakalářské práci. Dále bych rád poděkoval své rodině a přátelům za podporu a pomoc při psaní práce. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své přítelkyni za podporu a vytrvalost.

# OBSAH

Úvod.....	11
Cíl práce .....	12
<b>1 Jeřáby mostového typu .....</b>	<b>13</b>
1.1 Hlavní pojmy .....	13
1.2 Mostový jeřáb .....	14
1.3 Kočky mostových jeřábů .....	16
1.3.1 Jeřábové kočky podvěsné .....	17
1.3.2 Jeřábové kočky podepřené.....	18
1.4 Pojezdový mechanismus jeřábové kočky .....	18
1.4.1 Pojezdová kola.....	19
1.4.2 Pohon.....	21
1.4.3 Převodovky.....	23
1.4.4 Brzdy .....	24
1.4.5 Kolejnice.....	26
<b>2 Koncepční návrh pojezdového mechanismu jeřábové kočky.....</b>	<b>27</b>
2.1 Klasifikace mechanismu .....	27
2.2 Varianta I .....	28
2.2.1 Pojezdová kola.....	28
2.2.2 Kolejnice.....	29
2.2.3 Průběžná hřídel .....	29
2.2.4 Brzda a spojka .....	29
2.2.5 Pohon.....	29
2.2.6 Převodovka .....	30
2.2.7 Rám.....	30
2.3 Varianta II .....	31
2.3.1 Kolejnice, převodovka a rám.....	31
2.3.2 Pohon.....	31
2.4 Volba výrobců komponent.....	32
2.5 Vyhodnocení výběru koncepční varianty .....	33
<b>3 Výpočtová část .....</b>	<b>34</b>
3.1 Návrh pojezdového kola a kolejnice .....	34
3.2 Zatížení pojezdových kol.....	34
3.3 Návrh pohonu pojezdového mechanismu .....	45
3.3.1 Návrhový výpočet výkonu elektromotoru .....	45
3.3.2 Návrhový výpočet převodovky .....	47
3.3.3 Kontrola elektromotoru .....	49
3.3.4 Návrh brzdy .....	53
3.4 Návrh a kontrola hnací hřídele.....	56
3.4.1 Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti .....	59
3.4.2 Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavového lomu .....	62
3.4.3 Vyhodnocení bezpečnosti hřídele vzhledem k MSP a MSÚ.....	66
3.5 Návrh ložisek .....	67
3.5.1 Kontrola ložisek.....	67

3.5.2	Vyhodnocení kontroly ložisek.....	70
3.6	Kontrola těsných per .....	71
<b>Závěr</b>	.....	<b>72</b>
<b>Použité informační zdroje</b>	.....	<b>73</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů</b>	.....	<b>75</b>
<b>Seznam příloh</b>	.....	<b>84</b>

## ÚVOD

Jeřáby jsou zařízení určená pro zdvihání a přemísťování břemen ve vymezeném prostoru, přičemž břemeno je zavěšené na háku nebo uchopeno jinými prostředky (např. elektromagnetem, drapákem, kleštěmi, traverzou apod.). Využívají se v mnoha odvětvích, převážně ve stavebnictví, hutnictví, v dílenských a montážních halách, ale také ve skladech nebo na skládkách. Základní rozdělení jeřábů vychází z jejich charakteristických znaků jako jsou celkový tvar jeřábu, místa použití a druhu práce. Jeřáby se rozdělují na jeřáby mostového typu, jeřáby výložníkového typu a jeřáby s nosnými lany.

Mostové jeřáby se řadí mezi nejrozšířenější zdvihací zařízení používaná ve vnitřních prostorech. Název vyplývá z charakteristické nosné ocelové konstrukce tvořící jeřábový most, který nejčastěji pojíždí po vyvýšené kolejnicové dráze u stropu budovy. Na konstrukci mostu nebo pod ní se v příčném směru pohybuje jeřábová kočka, která se používá pro zdvihání a přemísťování břemen.

Jeřábová kočka, je konstrukční soustava obsahující pojezdový a zdvihací mechanismus jeřábu. Pojezdový mechanismus umožňuje pohyb kočky podél jeřábového mostu. Zdvihací mechanismus zdvihá nebo spouští břemena ve svislém směru, při kterém se břemeno pohybuje mezi maximální a minimální polohou zdvihu.

Při navrhování jeřábu a jeho částí se zohledňuje především bezpečnost při práci s tímto zařízením. Samotný návrh a nezbytné předpisy pro bezpečnost jsou obsaženy v příslušných normách. Jeřáby musí vyhovovat řadě bezpečnostním předpisům, které musí být splněny za všech okolností. Po splnění všech bezpečnostních předpisů je možné se zaměřit na údržbu a další nezbytné celky.

## CÍL PRÁCE

Cílem bakalářské práce je vypracovat konstrukční návrh pojezdového mechanismu jeřábové kočky. Součástí konstrukčního návrhu je také návrh komponent, jejich pevnostní výpočty a zdůvodnění. Dalším cílem je vytvořit výkresovou dokumentaci jednotlivých vybraných celků pojezdového mechanismu a jeho celkovou sestavu. Mým hlavním cílem je vytvořit kvalitní podklad pro návrh a případnou výrobu pojezdového mechanismu jeřábové kočky do nosnosti 25 000 kg.

# 1 JEŘÁBY MOSTOVÉHO TYPU

Jeřáby jsou zařízení, která se využívají pro zdvihání a přemísťování břemen ve vymezeném prostoru. Hlavní částí jeřábu je nosná ocelová konstrukce, která zabezpečuje stabilitu a dodává vnější tvar. Dále se jeřáby skládají z mechanismů, které zajišťují pracovní pohyby jeřábu. [1] [2]

## 1.1 HLAVNÍ POJMY

Definice pojmů převzaty z normy ČSN 4306-1.

*Jmenovitá nosnost jeřábu* je dovolená hmotnost břemene, kterou lze jeřáb zatížit. Udává se v tunách nebo kilogramech a musí být viditelně označena na jeřábu.

*Zatížení kola* je maximální zatížení ve svislém směru, které je přenášeno jedním kolem na dráhu nebo zem.

*Výška zdvihu* je svislá vzdálenost mezi nejnižší a nejvyšší pracovní polohou prostředku pro uchopení (háku).

*Rychlost pojížděcí a zdvihací* udává se v  $m \cdot \text{min}^{-1}$ .

*Rozchod* je vodorovná vzdálenost mezi středy kolejnic nebo mezi středy pneumatik (u jeřábů výložníkového typu).

*Rozvor* je vzdálenost mezi osami pojíždějících kol ve směru jeřábové dráhy.

*Příčný pojezd* je pohyb kočky po mostě v podélném směru.

*Zdvihový mechanismu* je poháněný mechanismus pro zdvihání a spouštění břemen.

*Pojezdový mechanismus jeřábové kočky* je poháněcí jednotka pro pojezd jeřábové kočky.

*Most* je nosná konstrukce jeřábů mostového typu, která přenáší vnější zatížení.

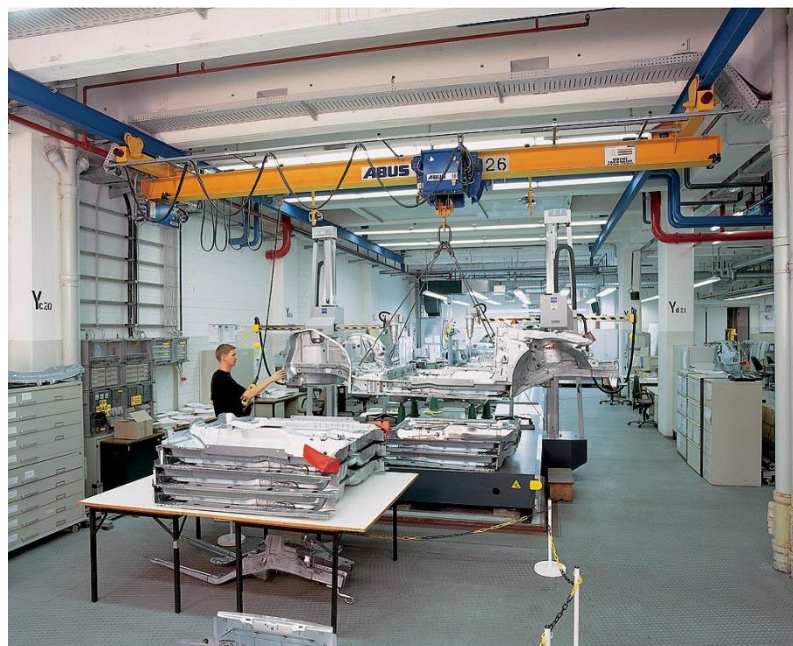
*Jeřábová kočka* je zařízení složené z mechanismů určené na zdvihání a pro příčný pohyb zavěšeného břemena. [11] [30]

## 1.2 MOSTOVÝ JEŘÁB

Jak již název napovídá, jedná se o skupinu jeřábů, jejichž charakteristickým znakem je nosník připomínající most. Jeřábový most je nosná ocelová konstrukce, která pojíždí po vyvýšené dráze u stropu haly. Rozeznáváme mostový jeřáb podepřený (mostová konstrukce pojíždí po kolejnicové dráze na výklencích u stropu haly viz *obr. 1*) a podvěsný (mostová konstrukce je zavěšená nejčastěji na profilech I pod stropem haly viz *obr. 2*). Jeřábová kočka zajišťující zdvihání a přemisťování břemen pojíždí nahoře po mostové konstrukci nebo je zavěšena pod konstrukcí mostu. [3]



*Obr. 1* Podepřený mostový jeřáb [24]



*Obr. 2* Podvěsný mostový jeřáb [28]

Dále se mostové jeřáby rozdělují podle tvaru nebo účelu na:

- normální s hákem,
- drapákové a magnetové,
- hutnické,
- zvláštní konstrukce.

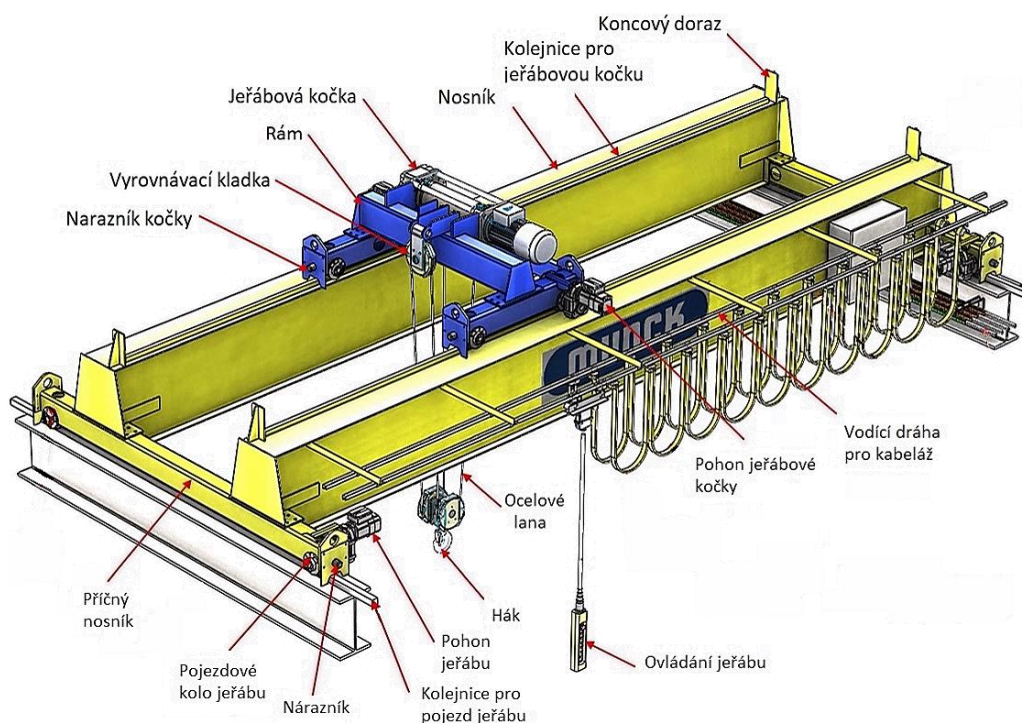
Podle místa provozování mohou být jeřáby:

- dílenské,
- montážní,
- hutní. [1]

Pro pohon mostových jeřábu a mechanismů spojenými s jeřáby se nejčastěji využívají asynchronní elektromotory s mechanickými nebo hydraulickými převody. Pro malé hmotnosti břemen se používají jeřáby s ručním pohonem. [3]

Mostový jeřáb se skládá z několika hlavních částí, kterými jsou:

- **jeřábový most** – ocelová nosná konstrukce, buďto s jedním nosníkem nebo více nosníky, dvounosíková konstrukce mostového jeřábu je zobrazena na *obr. 3*,
- **jeřábová kočka** – soustava mechanismu pojezdu a zdvihu na společném rámu,
- **pojezdový mechanismus jeřábu**,
- **ovládání jeřábu**, popřípadě koš (kabina) pro jeřábníka,
- **přívod elektrického proudu pro pohon jeřábu a kočky**. [4]



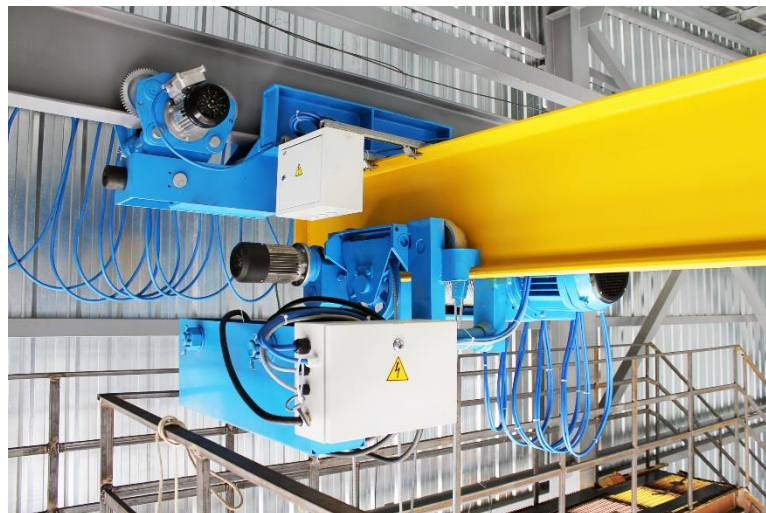
*Obr. 3* Mostový jeřáb a jeho části, převzato a upraveno [15]

### 1.3 KOČKY MOSTOVÝCH JEŘÁBŮ

Jeřábové kočky se používají pro zdvihání a přemísťování břemen v podélném směru mostové konstrukce. Pojíždí po kolejnicové dráze nahoře na nosné konstrukci (*obr. 5*) nebo je zavěšená (nejčastěji na profilu I, který jí svým tvarem poskytne dostačující kontaktní plochu mezi pojezdovým kolem a dráhou) pod konstrukcí (*obr. 4*). Mostové konstrukce mohou být jedonosníkové nebo více nosníkové (dvounosníkové), proto rozeznáváme kočky jednokolejnicové a dvoukolejnicové. Podle způsobu pohonu pojezdového mechanismu se rozdělují na kočky:

- s ručním pohonem,
- s elektrickým pohonem. [5]

Rám jeřábové kočky se vyrábí svařováním válcovaných profilů. Materiál válcovaných profilů je nejčastěji nelegovaná ocel např. S355J2 (11 503), která zaručuje dobrou svařitelnost jakýmkoli způsobem svařování. Nelegovaná ocel vykazuje dobré vlastnosti jak pro statické, tak i pro dynamické zatěžování, proto se používá pro rámy takto namáhaných zařízení. U větších nosností koček se používají rámy skříňové konstrukce, které zajišťují dostatečnou tuhost a stabilitu rámu kočky. [15]



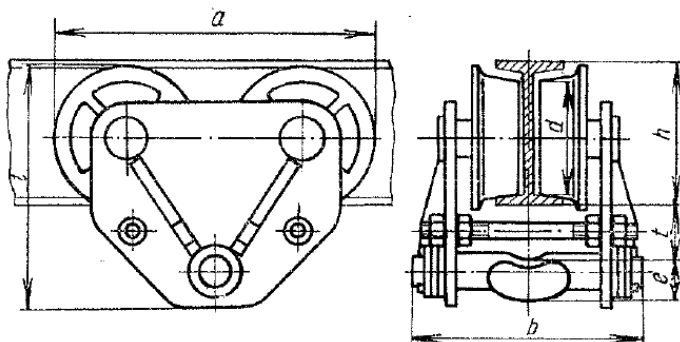
*Obr. 4* Podvěsná jeřábová kočka [27]



*Obr. 5* Podepřená jeřábová kočka [24]

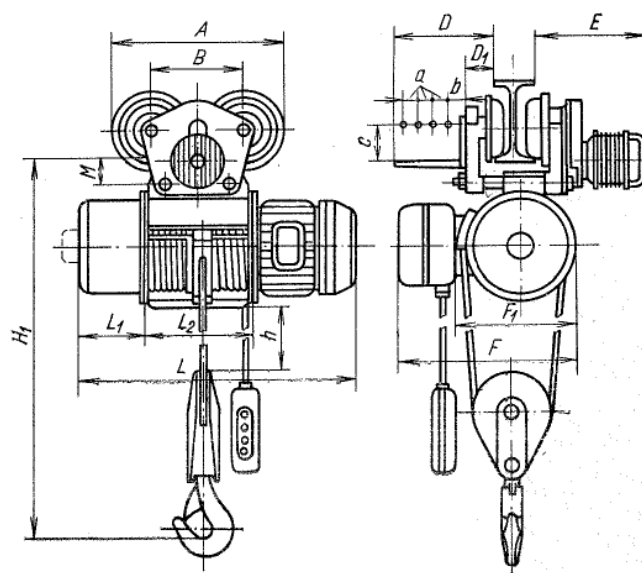
### 1.3.1 JEŘÁBOVÉ KOČKY PODVĚSNÉ

- a) **jeřábové kočky s ručním pohonem jednokolejnicové** (obr. 6) – kočky pojíždějí zavěšené nejčastěji na profilu I a jsou ovládané ručně řetězem, zdola ze země. Používají se v lehkém provozu pro malé nosnosti (od 0,5 t do 10 t). Jsou vhodné pro sériovou i hromadnou výrobu. [4] [5]



Obr. 6 Ruční jeřábová kočka jednokolejnicová [5]

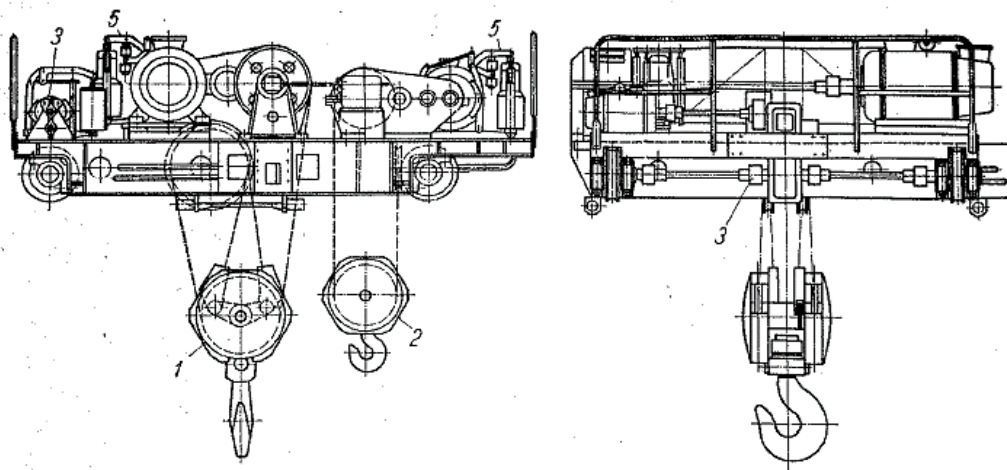
- b) **jeřábové kočky s elektrickým pohonem jednokolejnicové** (obr. 7) – u těchto koček je zdvihový a pojezdový mechanismus poháněn elektrickým pohonem, nejčastěji asynchronním elektromotorem s kotvou nakrátko nebo s kroužkovou kotvou. Vyrábí se pro nosnosti od 0,5 t do 25 t. Používají se pro rychlejší manipulaci s břemeny než kočky s ručním pohonem. [4] [5]



Obr. 7 Podvěsná jeřábová kočka jednokolejnicová s elektrickým pojezdem [5]

### 1.3.2 JEŘÁBOVÉ KOČKY PODEPŘENÉ

- a) **jeřábové kočky s ručním pohonem dvukolejnicové** – kočky tohoto typu pojíždějí po kolejnicové dráze umístěné nahoře na nosné konstrukci jeřábu. Využívají se tam, kde není k dispozici elektrický proud a jsou poháněny ručně řetězem nebo ocelovým lanem. Zdvihové ústrojí má většinou vestavěný šroubový nebo čelní převod, jelikož při použití čelních převodů je možné dosáhnout vyšší mechanické účinnosti při zdvihání. Jsou typizované pro nosnosti 5; 8; 10; 12,5; 16 a 20 t. Jedná se o zastaralý typ jeřábové kočky, proto je v dnešní době takřka nepoužívaný. [1] [4]
- b) **jeřábové kočky s elektrickým pohonem dvukolejnicové (obr. 8)** – nejpoužívanější typ jeřábových koček uplatňovaný zejména v montážních dílnách, skladech, skládkách a v hutnictví. Pojezdová souprava pojíždí po kolejnicové dráze na čtyřech pojezdových kolech, z nichž bývá vždy dvojice kol hnacích (v lehkém provozu s menším zatížením) nebo jsou poháněna všechna čtyři kola (v těžkém provozu s větším zatížením). Jsou typizované pro nosnosti 1; 2; 3,2; 5; 8 a 12,5 t. Pro kočky s rámy skříňové konstrukce bývá nosnost od 5 do 320 t. Pojezd kočky se volí od 12,5 do 50  $m \cdot min^{-1}$ . [1] [4]



Obr. 8 Podepřená jeřábová kočka dvukolejnicová s elektrickým pohonem [5]

### 1.4 POJEZDOVÝ MECHANISMUS JEŘÁBOVÉ KOČKY

Pojezdový mechanismus se skládá z několika částí, kterými jsou:

- pojezdová kola,
- pohon,
- převodovka,
- brzda,
- hnací a hnané hřídele.

### 1.4.1 POJEZDOVÁ KOLA

Pojezdová kola se vyrábí odléváním nebo kováním v zápustkách. Nejpoužívanějším materiálem pro výrobu pojezdových kol odléváním je ocel na odlitky GE300. Pro pojezdová kola vyráběná kováním se používají oceli pro zušlechťování např. 25CrMo4, 42CrMo4. U koček s ručním pohonem (resp. malou nosností) je možné použít pojezdová kola vyráběná z šedé litiny. Kola jsou převážně namáhána na únavu materiálu, která se projevuje tvorbou prohlubín v místě dotyku (tzv. pittingem) a následným odlupování materiálu z povrchových vrstev. Pojezdová kola se rozdělují podle tvaru valivé plochy na kola:

- s **válcovým povrchem** (nejpoužívanější),
- s **kuželovým povrchem**. [4] [5]

Podle tvaru vnějšího obvodu pojezdového kola:

- a) **pojezdová kola bez nákolku** (*obr. 9*) – používají se v těžkém provozu pro velké zrychlení a klidný chod. Nejčastěji se využívají v kombinaci s vodicími kladkami. [4] [5]



*Obr. 9* Pojezdové kolo bez nákolku  
[18]

- b) **pojezdová kola s jedním nákolkem** (*obr. 10*) – používají se u podvěsných jeřábových koček, tam kde kočka pojíždí po spodní přírubě profilu I. [4] [5]



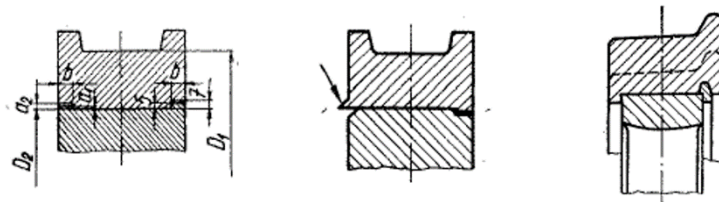
*Obr. 10* Pojezdové kolo s jedním nákolkem  
[19]

- c) **pojezdová kola se dvěma nákolky** (*obr. 11*) – nákolky se používají pro vedení kočky po kolejnici a pro zachycení bočních sil. Boční síly vznikající příčným nebo nestejným chodem pojezdu odírají nákolky pojezdového kola o boky kolejnice, proto je nutno ponechat přiměřenou vůli mezi nákolkem a kolejnicí viz *obr. 13*. [4] [5]

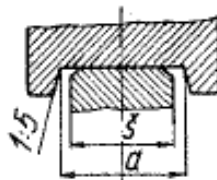


*Obr. 11* Pojezdové kolo s dvěma nákolky [20]

- d) **pojezdová kola bandážová** – tato skupina pojezdových kol se vztahuje k provedení b) a c). Používají se tam, kde se požaduje vyšší životnost kola a u vyšších nosností. Bandáže se lisují na věnec kola za tepla a pojišťují se proti posunutí viz *obr. 12*. Na výrobu bandáže se používá běžná konstrukční ocel ČSN 11 700. V dnešní době se již nevyužívají z důvodu existence lepších materiálů a dokonalejší technologie tepelného zpracování pojezdového kola. [1] [4] [14]



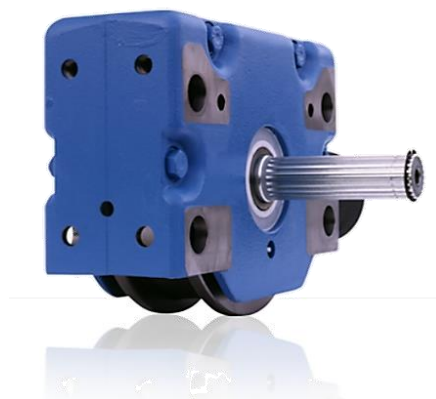
*Obr. 12* Možnosti pojištění bandáže [1]



*Obr. 13* Vůle mezi nákolkem a kolejnicí [1]

## BLOKY POJEZDOVÝCH KOL

Bloky kol se vyrábějí pro přímou a nenáročnou instalaci pojezdových kol na rám kočky a také pro rychlou výměnu kola v případě poruchy. Výhodou bloků kol může být variabilita připojení na rám kočky. Příklad kolového bloku je znázorněn na *obr. 14*. [27]

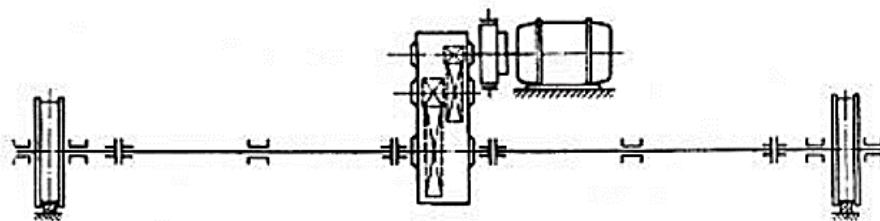


*Obr. 14* Kolový blok [20]

### 1.4.2 POHON

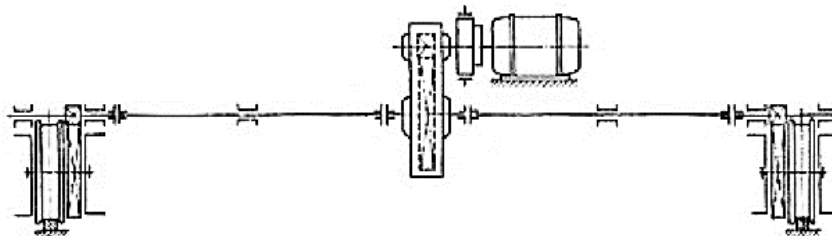
Pro pohon pojezdu jeřábových koček se nejčastěji používají asynchronní elektromotory s kotvou nakrátko nebo s kroužkovou kotvou. Ruční pohon se používá tam, kde není k dispozici elektrický proud anebo pokud malé zástavbové prostory neumožní použití elektrického pohonu. K řízení otáček elektromotoru se v dnešní době využívají výhradně frekvenční měniče, které zajišťují plynulý rozběh motoru. Počet poháněných kol závisí na podmínkách provozu nebo na rozměrech jeřábu. Nejčastěji se volí polovina poháněných kol z celého počtu kol v soupravě. Způsob pohonu hnacích kol je podle polohy elektromotoru rozdělen na:

- a) **centrální pohon s průběžným hřídelem pomaluběžným<sup>1</sup>** (*obr. 15*) – elektromotor s převodovkou bývá zpravidla uložen uprostřed nebo blízko jednoho z hnacích kol. Průběžná hřídel je pak přímo spojena s pojezdovými koly přes zubovou spojku. Na průběžnou hřídel působí velký kroučící moment, proto musí být dimenzovaná tak, aby byla schopna tento moment přenést. Výhodou tohoto způsobu pohonu může být nízká pořizovací cena a také zamezení přičení jeřábové kočky. Uspořádání tohoto typu je vhodné pouze u koček s menším rozpětím a nosností do 35 t. [4] [6]



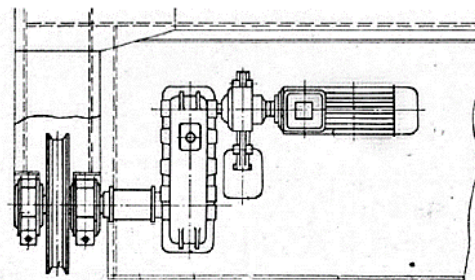
*Obr. 15* Centrální pohon s průběžným pomaluběžným<sup>1</sup> hřídelem<sup>1</sup> [5]

- b) **centrální pohon s průběžným hřídelem o středních otáčkách<sup>1</sup>** (obr. 16) – stejný způsob uložení motoru jako u pohonu s pomaluběžným hřídelem. Tento způsob je charakteristický nízkými otáčkami. Převod ozubených kol je rozdělen do jednostupňové převodovky a dalšího stupně na pojezdových kolech. V dnešní době se nevyužívá. [4] [6]

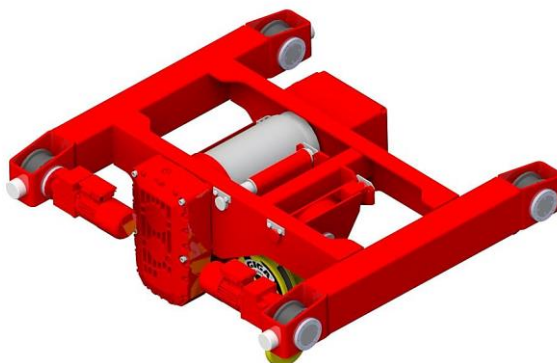


Obr. 16 Centrální pohon s průběžným hřídelem o středních otáčkách<sup>1</sup> [5]

- c) **rozdělený vícemotorový pohon<sup>1</sup>** (obr. 17) – každé hnací kolo je poháněno vlastním elektromotorem s převodovkou a brzdou. Výhodou tohoto typu pohonu je plynulý chod a rozběh pojezdu. Rám kočky musí být dostatečně tuhý, aby vyrovnal rozdíl mezi výkony při nestejně velkých odporech na obou stranách pojezdu. Toto řešení je vhodné pro kočky s větším rozpětím a větší nosností (od 35 t). Příklad řešení vícemotorového pohonu od společnosti GIGA s.r.o. je znázorněn na obr. 18. [4] [5]



Obr. 17 Rozdělený vícemotorový pohon<sup>1</sup> [5]



Obr. 18 Jeřábová kočka s vícemotorovým pohonem od společnosti GIGA s.r.o. [24]

<sup>1</sup>Týká se způsobů pohonů mostových jeřábů, avšak tyto způsoby jsou identické (plně zaměnitelné) pro řešení pohonů jeřábových koček.

### 1.4.3 PŘEVODOVKY

Převodovka umožňuje přeměnu vstupních otáček na požadované výstupní otáčky a přenos kroutícího momentu. Převodový poměr u převodovek pojezdového ustrojí se realizuje „do pomala“, kde vstupní hřídel je rychloběžný a výstupní hřídel je pomaluběžný. Rozlišujeme převodovky s čelním, kuželovým nebo šroubovým (šnekovým) soukolím. Podle stupně převodu je rozdělujeme na jednostupňové, dvoustupňové nebo vícestupňové. Pro pojezd jeřábových koček se nejčastěji používají ploché převodovky, a to díky kompaktním rozměrům a variabilitě převodových poměrů. Účinnosti převodovek různých druhů jsou zobrazeny v tab. 1. [4]

Tab. 1 Účinnosti převodovek pro různé druhy převodů [4]

Převodovka	Účinnost
s jedním čelným soukolím	0,98
s dvěma čelnými soukolími	0,96
s třemi čelnými soukolími	0,94
s jedním kuželovým soukolím	0,98
s jedním kuželovým a s jedním čelným soukolím	0,96
s jedním kuželovým a s dvěma čelnými soukolími	0,94

Převody jsou uloženy ve skříni převodovek. Skříň se vyrábí odléváním z šedé litiny nebo svařováním z ocelových plechů. Mazání se provádí broděním velkého kola v oleji nebo přívodem oleje přímo do záběru ozubených kol pomocí olejového čerpadla. Převodové skříně vyráběné odléváním jsou vždy vyrobeny ze dvou částí, které se spojují nejčastěji pomocí šroubů a matic. Rozeznáváme převodové skříně s vodorovnou dělicí rovinou (obr. 19) a skříně se svislou dělicí rovinou. Nevýhodou skříní se svislou dělicí rovinou je možný únik oleje z převodové skříně, způsobený tím, že dělicí rovina je pod úrovní hladiny oleje. [4] [5]



Obr. 19 Převodovka s čelním soukolím a vodorovnou dělicí rovinou [20]

#### 1.4.4 BRZDY

Využívají se pro zpomalení nebo úplné zastavení jeřábové kočky. Zajišťují klidovou polohu kočky v příčném směru jeřábového mostu. Zamezují pohyb v případě rozhoupání břemene. Brzdy se rozdělují na **stavěcí**, které jsou trvale v zabrzděné poloze a po zapnutí hnací síly se uvolní a brzdy **regulační**, které z počátku zpomalují a teprve po vypnutí hnací síly zastavují. Dále se dělí podle konstrukce na:

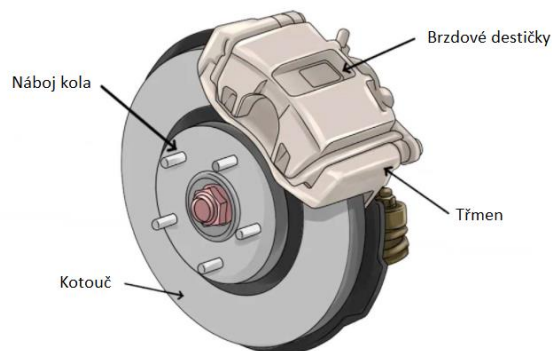
- a) **brzdy čelist'ové,**
- b) **brzdy kotoučové,**
- c) **brzdy pásové.** [5]

- a) **brzdy čelist'ové** (*obr. 20*) – nejpoužívanější typ brzd pro pojezdové mechanismy jeřábů nebo jeřábových koček. Podle počtu čelistí se dělí na jednočelist'ové nebo dvoučelist'ové. Jednočelist'ové brzdy se používají pro ruční pohon, dvoučelist'ové pro pohon elektromotorem. Výhodou těchto brzd může být plynulé zastavení. Hlavní nevýhodou je nerovnoměrné opotřebení obložení čelistí brzd. [4]



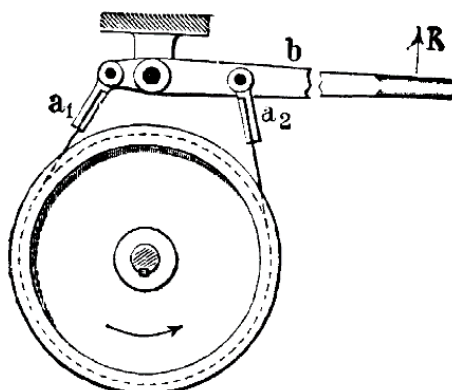
*Obr. 20* Dvoučelist'ová brzda s elektrohydraulickým odbrzd'ovačem [20]

- b) **brzdy kotoučové** (*obr. 21*) – tento typ brzd se skládá z kotouče a brzdových destiček, které jsou přitlačovány ke kotouči. Kotouč bývá děrovaný pro lepší odvod tepla a tím i vyšší životnost. Výhodou této varianty brzd je rovnoměrné opotřebení brzdových destiček a kotouče brzd. [4] [5]



*Obr. 21* Kotoučová brzda [22]

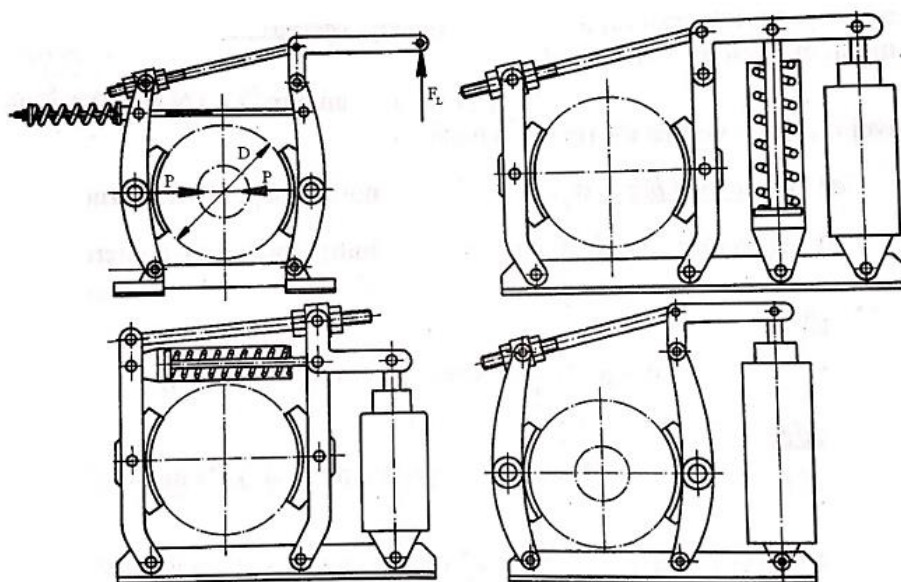
- c) **brzdy pásové** (*obr. 22*) – jsou mnohem účinnější než brzdy čelist'ové a kotoučové. Tento typ brzd je však málo používaný, a to z důvodu velkého namáhání hřídele na ohyb a také z důvodu využitelnosti brzdy pouze pro jeden směr otáčení hřídele. [4] [5]



*Obr. 22* Pásová brzda [21]

### ODBRZĎOVAČE

Pracují na principu automatického uvolňování brzd. V dnešní době se využívají výhradně elektrohydraulické odbrzďovače (tzv. ELHY) v kombinaci s dvoučelist'ovou brzdou viz *obr. 23*. Elektrohydraulické odbrzďovače se volí na základě brzdňého momentu, kde síla působící na páku odbrzďovače musí být stejná jako brzdňá síla působící na brzděný buben. [1]

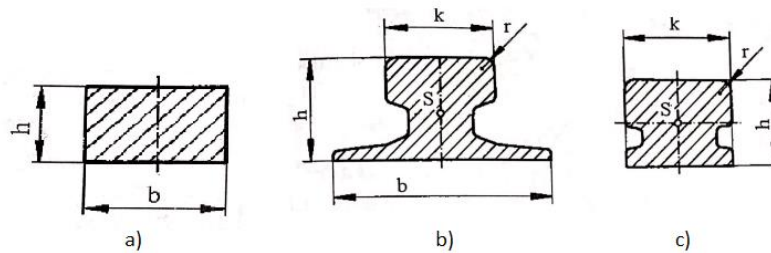


*Obr. 23* Schéma elektrohydraulického odbrzďovače [1]

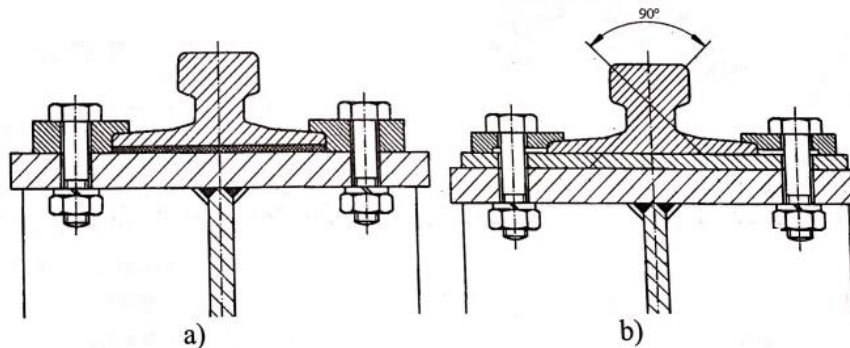
### 1.4.5 KOLEJNICE

Kolejnicová dráha je umístěna nahoře na nosnících mostového jeřábu. Kolejnice se připevňují k nosníku různými způsoby, buďto pomocí elastických podložek nebo pomocí plechových podložek. Tyto způsoby jsou znázorněny na *obr. 25*. Materiálem, ze kterého se vyrábějí kolejnice je převážně uhlíková ocel s minimální pevností v tahu 590 MPa. Podle tvaru rozeznáváme kolejnice:

- ploché – pro malé tlaky mezi kolejnicí a pojezdovým kolem,
- kolejnice tvaru A – pro střední a velké tlaky,
- kolejnice tvaru F – pro pojezdová kola bez nákoků viz *obr. 24*. [1]



*Obr. 24* Tvary kolejnic pro jeřábové dráhy: a) ploché kolejnice, b) kolejnice tvaru A, c) kolejnice tvaru F [1]



*Obr. 25* Pojištění kolejnic: a) pojištění pomocí elastické podložky, b) pojištění pomocí plechové podložky [1]

## 2 KONCEPČNÍ NÁVRH POJEZDOVÉHO MECHANISMU JEŘÁBOVÉ KOČKY

Koncepční návrh pojezdového mechanismu vychází z konstrukčních řešení zmíněných v rešeršní části této práce. Jednotlivé komponenty jsou zvoleny tak, aby splňovaly veškeré provozní podmínky určené pro správný chod zařízení.

V koncepci je pojednáváno o dvou možných variantách řešení pojezdového mechanismu, z toho jedno řešení bude vybráno jako nejlepší varianta pro pojezd jeřábové kočky.

### 2.1 KLASIFIKACE MECHANISMU

Dle zadání byl mechanismus zařazen do klasifikace M3, což odpovídá dílenskému jeřábu. Jeřáb bude pracovat uvnitř haly, tudíž není zapotřebí uvažovat vliv vnějších účinků (vlhkost a teplota okolí, proudění větru a další) působící na zařízení.

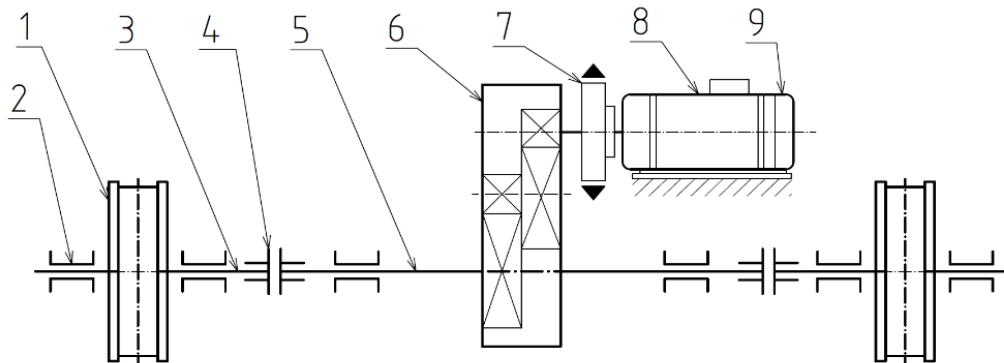
Zařazení mechanismu do příslušné klasifikační třídy udává norma 4301-1 [11], která obsahuje podrobnější informace o pracovních podmínkách jeřábu. Klasifikační třídy dále určují pravidelnost využívání a stav zatěžování jeřábů a mechanismů spjatých s jeřáby. Rozbor klasifikace M3 je uveden v *tab. 2* níže.

*Tab. 2* Klasifikace mechanismu pojezdu kočky [11]

Použití	Provozní podmínky	Skupinová klasifikace mechanismu jako celku		
		Zdvih	Pojezd kočky	Pojezd jeřábu
Dílenský jeřáb	Pravidelné přerušované používání	M4	<b>M3</b>	M4
Klasifikace pojezdu jeřábové kočky				
Stav zatěžování		Třída využívání		Doba využívání
L2 – Střední		$T_3$		1 600 h

## 2.2 VARIANTA I

Varianta I představuje koncepci s centrálním pohonem a průběžnou hřídelí. Schéma varianty I je zobrazeno na *obr. 26*. Tato koncepce je využívána především pro jeřábové kočky s menším rozchodem a nosností do 35 t. Celkové provedení koncepce s centrálním pohonem je znázorněno na *obr. 30*.



*Obr. 26* Blokové schéma varianty I – centrální pohon: 1) pojezdové kolo, 2) ložiskový domek, 3) hnací hřídel, 4) zubová spojka, 5) průběžná hřídel, 6) převodovka, 7) dvoučelist'ová brzda, 8) motor, 9) zabudovaná lamelová brzda

### 2.2.1 POJEZDOVÁ KOLA

Jeřábová kočka pojíždí po čtyřech kolech z toho dvě jsou hnací. Kola budou vyrobena běžným způsobem, a to odléváním z oceli na odlitky EN 1.0558 GE300 (ČSN 42 2660). Valivá plocha kol bude po obvodu opatřena dvěma nákolky pro zachycení bočních sil (*obr. 27*). Hnací hřídel bude uložena ve dvouřadých soudečkových ložiskách, která budou nalisována do ložiskových domků. Hnaná pojezdová kola budou realizována obdobným způsobem jako hnací, a to pomocí čepu nalisovaného do ložiskových domků. Pro spojení hnací hřídele s pojezdovým kolem bude využito těsné pero. Výhodou těsného pera je rychlá a snadná montáž.



*Obr. 27* Pojezdové kolo s ložiskovými domky [20]

### 2.2.2 KOLEJNICE

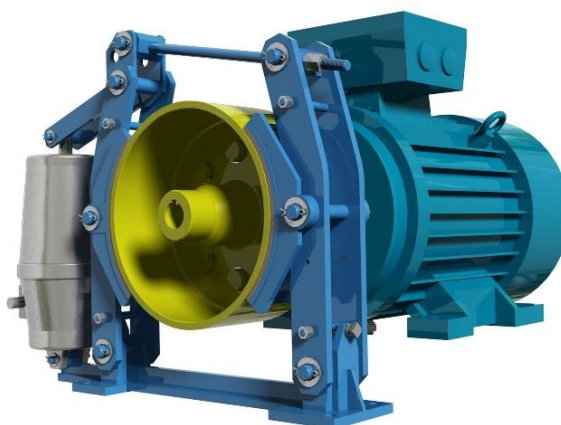
Kolejnice se volí dle normy ČSN 42 5678, která určuje typ kolejnice a normalizovanou šířku. Pro koncepční návrh byla zvolena kolejnice A 65 s plochou hlavou z materiálu S355. Označení dle ČSN: *Kolejnice A 65 ČSN 42 5678*.

### 2.2.3 PRŮBĚŽNÁ HŘÍDEL

Průběžná hřídel bude přímo spojena s hnací hřídelí zubovou spojkou na obou koncích viz *obr. 26*. Přenos kroutícího momentu z převodovky na předlohovou hřídel bude realizován pomocí těsného pera. Pro zajištění souososti a minimalizaci házení bude průběžná hřídel uložena ve dvou ložiskových domcích. Materiálem pro hnací i průběžnou hřídel bude konstrukční ocel E360 1.0070 (ČSN 11 700), která má dobré vlastnosti při statickém i dynamickém zatěžování.

### 2.2.4 BRZDA A SPOJKA

Spojení hřídele elektromotoru s převodovkou bude uskutečněno pomocí zubové spojky s brzdým bubnem, na kterou bude nasazena dvoučelist'ová brzda s odbrzd'ovačem viz *obr. 28*. Dvoučelist'ová brzda s elektrohydraulickým odbrzd'ovačem bude sloužit jako primární brzda pojezdového mechanismu. Využívá se pro plynulé zastavení pojezdu v zatíženém i nezatíženém stavu. Výhodou zubové spojky je malý moment setrvačnosti, možnost úhlové výchylky a snadná údržba.



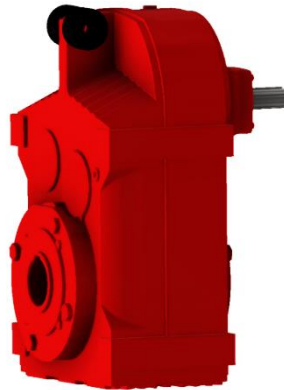
*Obr. 28* Dvoučelist'ová brzda se zubovou spojkou [20]

### 2.2.5 POHON

Pro pohon byl vybrán asynchronní elektromotor, jenž se nejčastěji používá k pohonu zařízení obdobného typu. Elektromotor bude vybaven integrovanou lamelovou brzdou, která bude sloužit jako sekundární brzda v pojezdovém mechanismu. K řízení elektromotoru se v dnešní době výhradně využívají frekvenční měniče, které zajišťují plynulou změnu otáček elektromotoru, a tím i plynulý chod pojezdového mechanismu.

### 2.2.6 PŘEVODOVKA

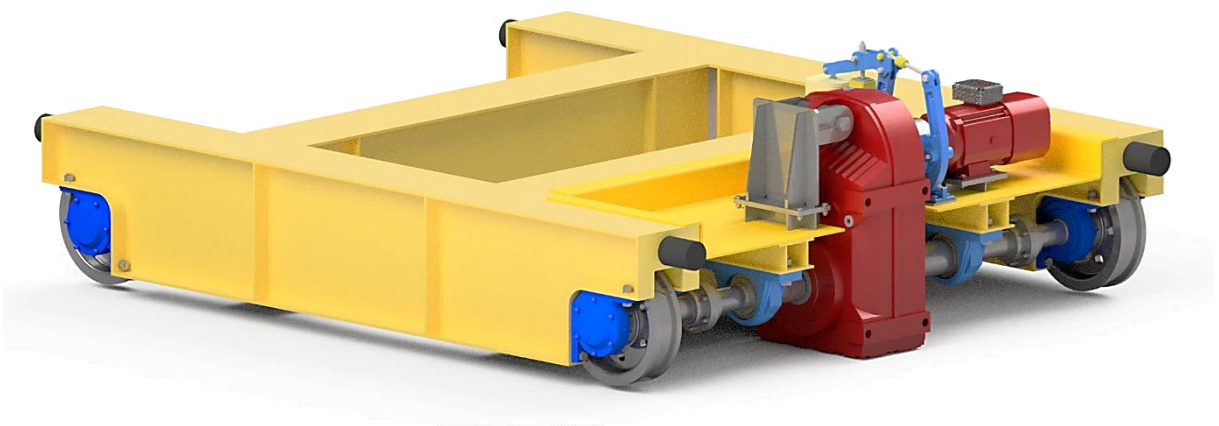
Pro tuto koncepční variantu byla zvolena dvoustupňová plochá převodovka s dutou výstupní hřídelí od společnosti SEW EURODRIVE, která je znázorněná na *obr. 29*.



*Obr. 29* Plochá převodovka od společnosti SEW EURODRIVE [28]

### 2.2.7 RÁM

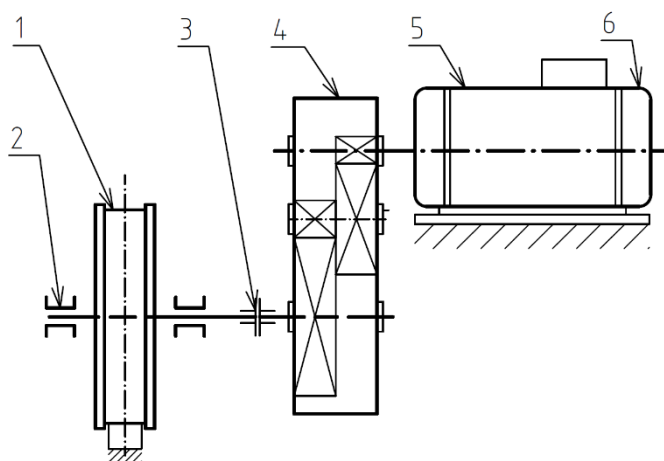
Rám bude svařený do skříňového provedení z široké oceli válcované za tepla z materiálu S355J2 (11 523). Skříňové provedení zajistí dostatečnou tuhost a pevnost konstrukce při pojezdu v zatíženém stavu. Rám bude opatřen antikoročním nátěrem, který jednak chrání rám proti korozi, a jednak zviditelňuje možné trhliny nebo deformace při revizi zařízení. Rám kočky je navržen pouze orientačně, tudíž nebude zahrnut ve funkčních ani pevnostních výpočtech. Předběžná koncepce rámu vychází z již existující koncepce navržené společností GIGA s.r.o. [24]



*Obr. 30* 3D model koncepční varianty s průběžnou hřídelí

## 2.3 VARIANTA II

Varianta II představuje koncepci vícemotorového pohonu. Schéma koncepce s vícemotorovým pohonem je zobrazena na *obr. 31* a celkové provedení koncepce lze zpozorovat na *obr. 32*.



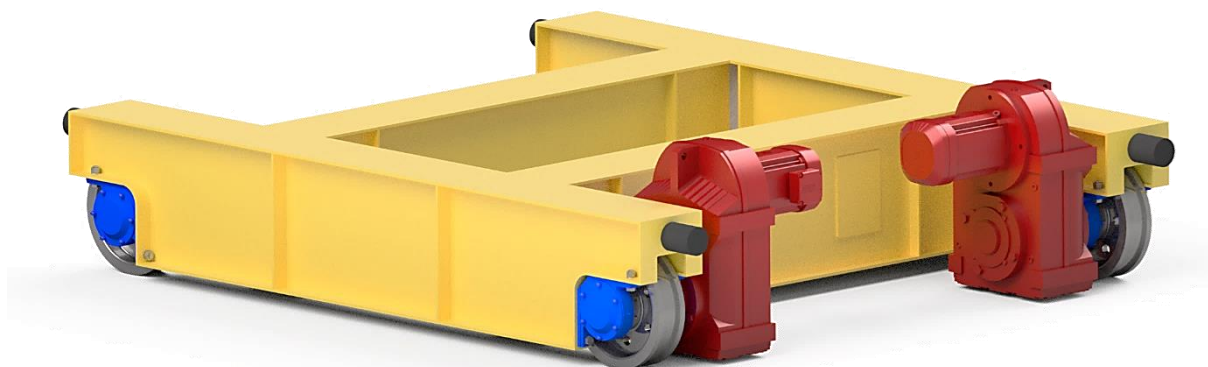
*Obr. 31* Blokové schéma varianty II – vícemotorový pohon: 1) pojezdové kolo, 2) ložiskový domek, 3) zubová spojka, 4) převodovka, 5) motor, 6) lamelová brzda

### 2.3.1 KOLEJNICE, PŘEVODOVKA A RÁM

Komponenty (pojezdová kola, kolejnice, převodovka a rám) byly zvoleny stejným způsobem jako u varianty I.

### 2.3.2 POHON

Pohon bude realizován pomocí dvou asynchronních elektromotorů, které budou pohánět dvojici protilehlých kol. Každý elektromotor bude spojen s dvoustupňovou plochou převodovkou, tudíž každé hnací kolo bude mít vlastní elektromotor a převodovku viz *obr. 32*. Motory budou řízeny pomocí frekvenčního měniče, který zajistí plynulý chod soupravy. Součástí výbavy motoru bude také integrovaná lamelová brzda, která bude sloužit jako primární brzda pojezdového mechanismu.



*Obr. 32* 3D model koncepční varianty s vícemotorovým pohonem

## 2.4 VOLBA VÝROBCŮ KOMPONENT

Komponenty byly zvoleny na základě výrobců jeřábové techniky vyskytující se na evropském trhu. Hlavním kritériem k výběru výrobců byla cena a kvalita požadovaných výrobků. Zdůvodnění volby jednotlivých výrobců je možné zpozorovat v *tab. 3* uvedené níže.















*Tab. 3* Volba výrobců jednotlivých komponent

Komponenta	Výrobce	Zdůvodnění
<b>Ložiska</b>	SKF	<ul style="list-style-type: none"> <li>- velký výběr, co se týče rozměrů a životnosti ložisek</li> <li>- možnost přibližného výpočtu trvanlivosti ložisek pomocí softwaru na stránkách výrobce</li> </ul>
<b>Elektromotor</b>	SEW EURODRIVE	<ul style="list-style-type: none"> <li>- široká nabídka elektromotorů s různými výkony</li> <li>- součástí elektromotoru je zabudovaná brzda</li> <li>- nabízí plochou dvoustupňovou převodovku s horizontální dělicí rovinou</li> <li>- variabilita převodových poměrů</li> </ul>
<b>Převodovka</b>		
<b>Brzda s odbrzdovačem<sup>1</sup></b>	KRÁLOVO POLE CRANES, a. s	<ul style="list-style-type: none"> <li>- různé varianty uchycení brzdy</li> <li>- návod pro montáž brzdy s odbrzdovačem v českém jazyce</li> </ul>
<b>Kolejnice</b>	Ferona	<ul style="list-style-type: none"> <li>- český velkoobchod hutního materiálu</li> <li>- poměrně nízká cena za 1 metr</li> </ul>
<b>Zubová spojka</b>	Jaure	<ul style="list-style-type: none"> <li>- nabízí spojku s vnějším brzdovým bubnem</li> <li>- zaručená kvalita a spolehlivost</li> </ul>
<b>Pojezdová kola</b>	Karl Georg	<ul style="list-style-type: none"> <li>- nabízí pojezdová kola společně s ložiskovými domky</li> <li>- poskytuje 3D modely nabízených produktů</li> </ul>
<sup>1</sup> Týká se pouze varianty I		

## 2.5 VYHODNOCENÍ VÝBĚRU KONCEPČNÍ VARIANTY

Pro koncepční řešení pojezdového mechanismu byla vybrána varianta I, která bude dále řešena a počítána v následujících kapitolách této práce. Vybraná varianta má dle mého názoru více výhod než nevýhod. Některé výhody lze vyčíst z *tab. 4* uvedené níže. Důležité je také podotknout, že za dané nosnosti jeřábové kočky (25 t) je vhodnější použít variantu I s centrálním pohonem a průběžnou hřídelí.

Tab. 4 Vyhodnocení koncepčních variant

Kritéria	Varianta I	Varianta II
Plynulé brzdění		
Možnost využití pouze jednoho řídicího prvku		
Cenová dostupnost		
Malé zástavbové prostory		
Plynulý rozběh		
Jednodušší elektroinstalace		
Možnost vzpříčení jeřábové kočky		

### 3 VÝPOČTOVÁ ČÁST

Kapitola zabývající se výpočty je rozdělena do několika částí. Tyto části obsahují výpočty jednotlivých segmentů pojezdového mechanismu. Kapitola je rozdělena následovně:

- návrh pojezdových kol a výpočet působícího zatížení,
- návrh a kontrola pohonu,
- návrh a kontrola hnací hřídele,
- kontrola ložisek,
- kontrola těsných per.

#### 3.1 NÁVRH POJEZDOVÉHO KOLA A KOLEJNICE

Pojezdová kola byla navržena z materiálu GE300 s oboustranným nákolkem a vnějším průměrem kola  $D = 400 \text{ mm}$ . Šířka kola  $b_c = 120 \text{ mm}$  byla zvolena v závislosti na vnějším průměru kola. [1] [14]

Kolejnice byla zvolena dle normy ČSN 42 5678 s označením *Kolejnice A 65 ČSN 42 5678*. Označení udává výrobní šířku kolejnice 65 mm. Je však zapotřebí myslet na to, že účinná šířka kolejnice není stejná jako výrobní šířka. Pro stanovení účinné šířky je potřeba odečíst z výrobní šířky radius  $r = 6 \text{ mm}$  z obou stran. Účinná šířka kolejnice je tedy  $b_K = 53 \text{ mm}$ . Materiál kolejnice je běžně používaná nelegovaná ocel S355. [1] [14]

#### 3.2 ZATÍŽENÍ POJEZDOVÝCH KOL

Zatížení pojezdových kol je způsobeno hmotností břemene a vlastní hmotností jeřábové kočky. Jmenovitá nosnost jeřábové kočky je stanovena na  $m_Q = 25\,000 \text{ kg}$ . Celková hmotnost jeřábové kočky byla zvolena na základě podobnosti jeřábových koček stejných parametrů  $m_k = 6\,000 \text{ kg}$ . Předpokládáme rovnoměrné rozložení hmotnosti konstrukce jeřábové kočky i břemene na všechna čtyři kola.

V provozu bude jeřábová kočka pracovat převážně s lehčími břemeny, než je zadaná nosnost kočky. Pojezdová kola tedy nejsou stále namáhána maximálním zatížením.

#### SÍLA OD HMOTNOSTI BŘEMENE

$$F_Q = m_Q g \text{ [N]} \tag{1}$$

$$F_Q = 25\,000 \cdot 9,81 = 245\,250 \text{ N}$$

$$F_Q = 245,25 \text{ kN}$$

kde:  $m_Q$  [kg] nosnost jeřábové kočky,

$g$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] tíhové zrychlení  $g = 9,81 \text{ m} \cdot s^{-2}$ .

**SÍLA OD HMOTNOSTI JEŘÁBOVÉ KOČKY**

$$F_k = m_k g \text{ [N]} \quad (2)$$

$$F_k = 6\,000 \cdot 9,81 = 58\,860 \text{ N}$$

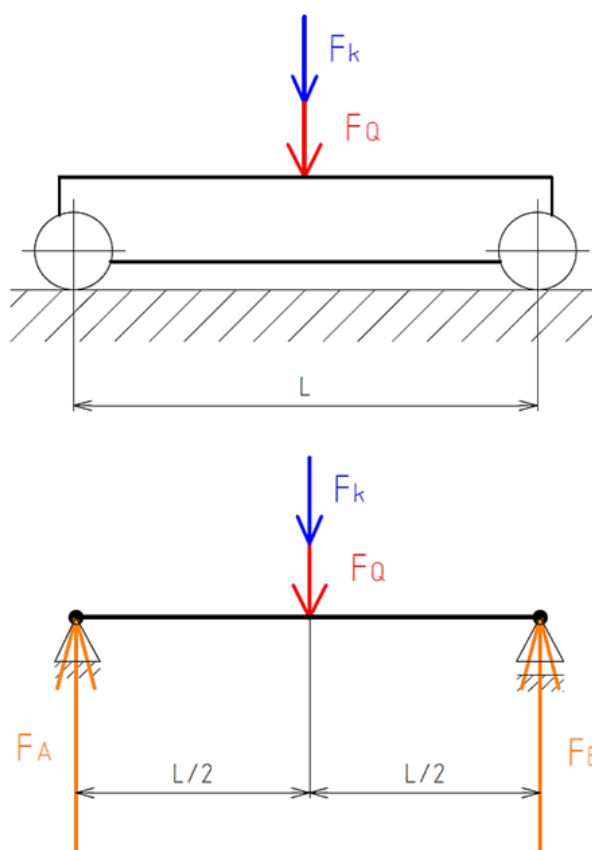
$$F_k = 58,86 \text{ kN}$$

kde:  $m_k$  [kg] hmotnost jeřábové kočky, zvoleno  $m_k = 6\,000$  kg.

**ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA POJEZDOVÁ KOLA**

Na kočku bude působit zatížení břemene a zatížení způsobené vlastní hmotností kočky. Předpokládá se, že obě zatížení budou působit v těžišti jeřábové kočky, a proto je pro výpočty použito zjednodušené schéma viz. obr. 33, které znázorňuje působení sil na jeřábovou kočku a reakce podložky (kolejnice) na osu hřídele pojezdového kola.

Rozměr  $L$  odpovídá velikosti rozvoru pojezdových kol, který je zadán jako  $L = B = 2\,400$  mm. Reakce sil  $F_A$  a  $F_B$  se vypočítají ze silové a momentové rovnováhy:



Obr. 33 Schéma působení zatížení a reakce od kolejnic (pohled z boku)

$$\sum F = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_o = 0 \quad (4)$$

$$\sum F = 0 : F_A - F_k - F_Q + F_B = 0$$

$$F_B = F_k + F_Q - F_A \text{ [N]}$$

$$\sum M_o = 0 : F_Q \frac{l}{2} + F_k \frac{l}{2} - F_A l = 0$$

$$F_A = \frac{F_Q \frac{l}{2} + F_k \frac{l}{2}}{l} \text{ [N]}$$

$$F_A = \frac{245\,250 \cdot \frac{2,4}{2} + 58\,860 \cdot \frac{2,4}{2}}{2,4} = 152\,055 \text{ N}$$

$$F_B = 58\,860 + 245\,250 - 152\,055 = 152\,055 \text{ N}$$

$$F_A = F_B = 152,10 \text{ kN}$$

kde:  $F_A$  [N] reakce na přední straně jeřábové kočky,

$F_B$  [N] reakce na zadní straně jeřábové kočky,

$l$  [m] rozvor, zadán  $l = B = 2\,400$  mm.

#### MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA JEDNO KOLO

$$F_{A \max} = \frac{F_A}{i_{k1}} \text{ [N]} \quad (5)$$

$$F_{A \max} = \frac{152\,055}{2} = 76\,027,5 \text{ N}$$

$$F_{A \max} = 76,03 \text{ kN}$$

kde:  $i_{k1}$  [-] počet pojezdových kol na jedné straně, zadáno  $i_{k1} = 2$ .

**URČENÍ PŘÍDAVNÝCH ZATÍŽENÍ**

Přídavná zatížení jsou kombinací několika dynamických koeficientů, které významně ovlivňují celkové zatížení a tím i životnost zařízení. Dynamické koeficienty se určují z normy ČSN EN 13001-2 [13] a popisují vlivy působící na břemeno nebo jeřábovou kočku. Při výpočtech prokazujících odolnost vůči poruše zařízení je velmi důležité tyto vlivy zohlednit. Zatížení způsobené klimatickými vlivy se v tomto případě neuvažuje, důvodem je používání zařízení ve vnitřních prostorech.

Kombinace zatížení dělíme podle četnosti výskytu na:

**a) pravidelné zatížení** – zatížení vyskytující se často při běžném provozu zařízení, mezi které patří následující koeficienty:

- koeficient určující působení gravitačních účinků na hmotnost jeřábové kočky:

$$\phi_1 = 1 + \delta \quad [-] \quad (6)$$

$$\phi_1 = 1 + 0,05$$

$$\phi_1 = 1,05$$

kde:  $\delta$   $[-]$  součinitel závislý na působení gravitačních účinků, zvoleno dle normy [13], str.13  $\delta = 0,05$ .

- koeficient určující působení zatížení při zdvihání volně ležícího břemene:

Pro výpočet je nejprve nutné přiřadit pohon zdvihu do příslušné třídy dle [13], str.13, a určit třídu tuhosti jeřábu dle stejné normy z tab.2. Pro pohon byla zvolena třída HD2 a pro tuhost jeřábu třída HC4.

$$\phi_2 = \phi_{2 \min} + \beta_2 v_h \quad [-] \quad (7)$$

$$\phi_2 = 1,2 + 0,68 \cdot 0,17 = 1,313$$

$$\phi_2 = 1,313$$

kde:  $\phi_{2 \min}$   $[-]$  minimální hodnota koeficientu  $\phi_2$  – zvoleno dle [13], str.13, tab.4 pro příslušnou kombinaci tříd HD2/HC4  $\phi_{2 \min} = 1,2$ ,

$\beta_2$   $[-]$  součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu – zvoleno dle [13], str.13, tab.2 pro třídu tuhosti HC4  $\beta_2 = 0,68$ ,

$v_h$   $[m \cdot s^{-1}]$  zdvihová rychlost břemene – zvoleno dle [13], str.13, tab. 3 pro příslušné kombinace zatížení A1 a třídu pohonu zdvihu HD2,  $v_{h,CS} = v_h = 0,166 m \cdot s^{-1}$ .

- koeficient setrvačných a gravitačních účinků při náhlém uvolnění části břemena:

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m_H}{m_H} (1 + \beta_3) [-] \quad (8)$$

Koeficient  $\phi_3$  není dále ve výpočtech použit, protože se nevztahuje k výpočtu pro prokázání způsobilosti na únavovou pevnost (viz. výpočty v následujících kapitolách) pro kombinaci zatížení A1 dle ČSN EN 13001-2 [13], str.43, tab.13, proto je uveden pouze vzorec.

- koeficient určující zatížení způsobené pojezdem po nerovném povrchu:

$$\phi_4 = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \frac{v^2}{gR_k} \xi_G [-] \quad (9)$$

$$\phi_4 = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{0,417^2}{9,81 \cdot 0,2} \cdot 3 = 1,66$$

$$\phi_4 = 1,66$$

kde:  $v$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] pojezdová rychlost, zadáno  $v = 25 m \cdot min^{-1} = 0,417 m \cdot s^{-1}$ ,  
 $R_k$  [ $m$ ] poloměr pojezdového kola, zvoleno  $R_k = 0,2 m$ ,  
 $\xi_G$  [-] součinitel určující nerovnosti na dráze jeřábové kočky – zvoleno dle [13], str. 19, obr. 5 pro přejezd přes mezeru  $\xi_G = 3$ .

Pro koeficient  $\phi_4$  platí stejné tvrzení jako pro koeficient  $\phi_3$ .

- koeficient určující zatížení způsobené zrychlením pohonu působící na hmotnost břemena:

Koeficient  $\phi_5 = 1,25$  zvolen dle [13], str.20 pro pohony bez rázů při zpětném chodu nebo pro případy, kde rázy při zpětném chodu nevyvolávají dynamické síly a kde jsou pozvolné změny sil. [13]

**b) výjimečná zatížení** – zatížení vyskytující se ve výjimečných případech. Pro tyto zatížení jsou stanoveny následující koeficienty:

- koeficient určený pro zkušební zatížení:

Koeficient zvolen na základě dynamické zkoušky, kde zkušební břemeno musí mít nejméně 110 % hmotnosti břemena jmenovité nosnosti dle [13], str. 33  $\phi_6 = \phi_2 = 1,316$ .

- koeficient určující působení sil na nárazníky:

Koeficient zvolen dle [13] str.34 pro použití nárazníků s lineární pružinou.  $\phi_7 = 1,25$ .

c) **občasná zatížení** – zatížení vyskytující se jen občas. Mezi tyto přídatné zatížení patří:

- zatížení způsobené větrem za provozu,
- zatížení způsobené sněhem a námrazou,
- zatížení způsobené změnami teploty,
- zatížení způsobené přičením.

Občasná zatížení jsou v tomto případě zanedbána, z důvodu provozu ve vnitřních prostorách haly.

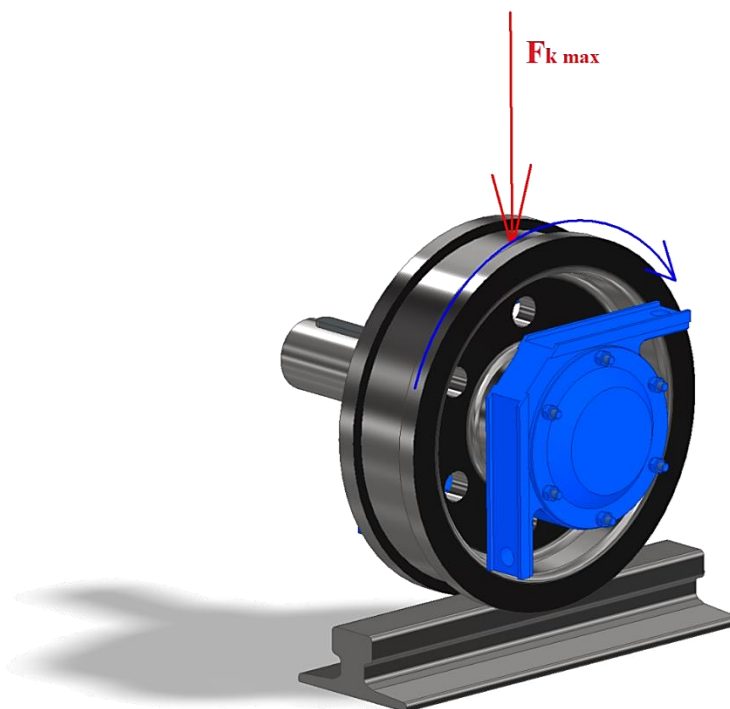
#### MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA JEDNO POJEZDOVÉ KOLO S UVÁŽENÍM KOMBINACE DÍLČÍCH DYNAMICKÝCH KOEFICIENTŮ

Při výpočtu se vychází ze silové a momentové rovnováhy uvedené v rovnicích (3, 4) vynásobené dynamickými koeficienty v různé kombinaci zatížení. V případě prokázání způsobilosti pro únavovou pevnost musí být použita kombinace zatížení A uvedená v ČSN EN 13001-2 [13]. Norma ČSN EN 13001-2 r.v.2021[13] uvádí kombinaci pro pravidelné zatěžování A1 na str.43, tab.13, která bude dále použita pro následující výpočet. Obr. 34 znázorňuje působení této maximální síly na pojezdové kolo.

$$F_{k \max} = \frac{F_Q \frac{l}{2} + F_k \frac{l}{2}}{l i_{k1}} \phi_1 \phi_2 \phi_5 \quad [N] \quad (10)$$

$$F_{k \max} = \frac{245\,250 \cdot \frac{2,4}{2} + 58\,860 \cdot \frac{2,4}{2}}{2,4 \cdot 2} \cdot 1,05 \cdot 1,316 \cdot 1,25 = 131\,007,167 \text{ N}$$

$$F_{k \max} = 131,007 \text{ kN}$$



Obr. 34 3D model znázorňující působení maximální síly na jedno kolo

**PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI**

Musí být prokázáno, že pro kombinaci zatížení A1, při zohlednění dynamických koeficientů platí podmínka:

$$F_{Sd,s} \leq F_{Rd,s} \quad (11)$$

kde:  $F_{Sd,s}$  [N] maximální návrhové zatížení jednoho kola, vypočteno  $F_{kmax}$ ,

$F_{Rd,s}$  [N] návrhová kontaktní síla únosnosti.

Statická únosnost se počítá jak pro pojezdové kolo, tak i pro kolejnici samostatně. Z výsledků se vybere ta menší hodnota, která následně musí splnit podmínku statické únosnosti. Podmínka vychází z normy ČSN EN 13001-3-3 [14].

**STATICKÁ NÁVRHOVÁ KONTAKTNÍ SÍLA ÚNOSNOSTI PRO POJEZDOVÉ KOLO**

$$F_{Rd,SP} = \frac{(7HB_p)^2 \pi D_K b_K (1 - v^2)}{\gamma_m E_p} f_1 f_2 \text{ [N]} \quad (12)$$

$$F_{Rd,SP} = \frac{(7 \cdot 155)^2}{1,1} \cdot \frac{\pi \cdot 400 \cdot 53 \cdot (1 - 0,3^2)}{210\,000} \cdot 0,85 \cdot 0,85 = 223\,158,007 \text{ N}$$

$$F_{Rd,SP} = 223,158 \text{ kN}$$

kde:  $HB_p$  [ $N \cdot mm^{-2}$ ] tvrdost materiálu pojezdového kola dle [14], str.18, tab. A.1 pro GE300  $HB_p = 155 N \cdot mm^{-2}$ ,

$\gamma_m$  [–] obecný součinitel spolehlivosti; zvoleno dle [14], str.12  $\gamma_m = 1,1$ ,

$D_K$  [mm] průměr pojezdového kola,

$b_K$  [mm] efektivní nosná šířka pojezdového kola,

$E_p$  [ $N \cdot mm^{-2}$ ] modul pružnosti pojezdového kola, pro ocel  $E = 210\,000 N \cdot mm^{-2}$ ,

$v$  [–] koeficient radiální deformace, zvoleno dle [14] str.12 pro ocel  $v = 0,3$ ,

$f_1$  [–] součinitel pro tlak na hraně, zvoleno dle [14], str.13, tab. č.3, pro přímkový kontakt  $f_1 = 0,85$ ,

$f_2$  [–] součinitel pro nerovnoměrné rozložení tlaku, zvoleno dle [14], str.13, tab. č.4 pro kola bez samostavitelného upevnění  $f_2 = 0,85$ .

**STATICKÁ NÁVRHOVÁ KONTAKTNÍ SÍLA ÚNOSNOSTI PRO KOLEJNICI**

$$F_{Rd,sK} = \frac{(7HB_K)^2 \pi D_K b_K (1 - \nu^2)}{\gamma_m E_K} f_1 f_2 [N] \quad (13)$$

$$F_{Rd,sK} = \frac{(7 \cdot 175)^2}{1,1} \cdot \frac{\pi \cdot 400 \cdot 53 \cdot (1 - 0,3^2)}{210\,000} \cdot 0,85 \cdot 0,85 = 284\,462,600 \text{ N}$$

$$F_{Rd,sK} = 284,462 \text{ kN}$$

kde:  $HB_K$  [ $N \cdot mm^{-2}$ ] tvrdost materiálu kolejničky dle [14], str.18, tab. A.1 pro S355  
 $HB_K = 175 \text{ N} \cdot mm^{-2}$ ,

$E_K$  [ $N \cdot mm^{-2}$ ] modul pružnosti kolejničky, pro ocel  $E = 210\,000 \text{ N} \cdot mm^{-2}$ .

**VYHODNOCENÍ PODMÍNKY STATICKÉ ÚNOSNOSTI**

Z výsledků vyplývá, že statická návrhová kontaktní síla kolejničky je vyšší než návrhová síla pojezdového kola. Z podmínky statické únosnosti platí porovnání menší hodnoty statické síly s maximální silou působící na jedno pojezdové kolo. Pro maximální sílu na jedno kolo je zapotřebí uvážit zatěžovací kombinace A1 dle vzorce (10).

$$F_{Sd,s} \leq F_{Rd,s}$$

$$131,007 \text{ kN} \leq 223,158 \text{ kN}$$

Podmínka statické únosnosti pro kolo a kolejničky je splněna.

**PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI**

Podmínka únavové pevnosti zahrnuje bezpečnost vůči únavě při kontaktu odvalováním pojezdového kola po kolejničky, tzv. povrchovému poškození (pittingem kol). Při prokázání únavové pevnosti kola a kolejničky musí být splněna podmínka:

$$F_{Sd,f} \leq F_{Rd,f} \quad (14)$$

kde:  $F_{Sd,f}$  [ $N$ ] maximální návrhová kontaktní síla pro únavu, vypočteno  $F_{k \max}$ ,

$F_{Rd,f}$  [ $N$ ] návrhová kontaktní síla únosnosti pro únavu.

Návrhová kontaktní síla vůči únavě se musí počítat zvlášť pro kolejničky a zvlášť pro pojezdové kolo. Vychází ze vzorce pro referenční kontaktní sílu a několik dalších součinitelů. Referenční kontaktní síla představuje únavovou pevnost při  $6,4 \cdot 10^6$  kontaktů odvalování při působení konstantní kontaktní síly.

**REFERENČNÍ KONTAKTNÍ SÍLA PRO POJEZDOVÉ KOLO**

$$F_{u,P} = (3,0HB_P)^2 \frac{\pi D_K b_K (1 - \nu^2)}{E_P} [N] \quad (15)$$

$$F_{u,P} = (3,0 \cdot 155)^2 \cdot \frac{\pi \cdot 400 \cdot 53 \cdot (1 - 0,3^2)}{210\,000} = 62\,404,188 \text{ N}$$

$$F_{u,P} = 62,404 \text{ kN}$$

**REFERENČNÍ KONTAKTNÍ SÍLA PRO KOLEJNICI**

$$F_{u,K} = (3,0HB_K)^2 \frac{\pi D_K b_K (1 - \nu^2)}{E_K} [N] \quad (16)$$

$$F_{u,K} = (3,0 \cdot 175)^2 \cdot \frac{\pi \cdot 400 \cdot 53 \cdot (1 - 0,3^2)}{210\,000} = 79\,547,482 \text{ N}$$

$$F_{u,K} = 79,547 \text{ kN}$$

**NÁVRHOVÁ KONTAKTNÍ SÍLA ÚNOSNOSTI PRO POJEZDOVÉ KOLO**

$$F_{Rd,FP} = \frac{F_{u,P}}{\gamma_{cf} \sqrt[m]{S_c}} f_f [N] \quad (17)$$

$$F_{Rd,FP} = \frac{62\,404,188}{1,1 \cdot \sqrt[10/3]{0,032}} \cdot 1 = 159\,322,113 \text{ N}$$

$$F_{Rd,FP} = 159,322 \text{ kN}$$

kde:  $F_{u,P}$  [N] referenční kontaktní síla pro pojezdové kolo,

$\gamma_{cf}$  [–] součinitel kontaktní únosnosti při únavě, dle [14], str.14  $\gamma_{cf} = 1,1$ ,

$m$  [–] exponent při kontaktu kolo/kolejnice, dle [14], str.14  $m = \frac{10}{3} = 3,33$ ,

$S_c$  [–] parametr historie kontaktní síly, zvolen dle normy [14], str. 16, tab. 6  $S_c = 0,032$ ,

$f_f$  [–] součinitel dalších vlivů, zvoleno dle [14], str.17  $f_f = 1$ .

**NÁVRHOVÁ KONTAKTNÍ SÍLA ÚNOSNOSTI PRO KOLEJNICI**

$$F_{Rd,fK} = \frac{F_{u,K}}{\gamma_{cf} \sqrt[m]{S_c}} f_f [N] \quad (18)$$

$$F_{Rd,fK} = \frac{79\,547,482}{1,1 \cdot \sqrt[10]{0,032}} \cdot 1 = 203\,090,103 \text{ N}$$

$$F_{Rd,fK} = 203,090 \text{ kN}$$

kde:  $F_{u,K}$  [N] referenční kontaktní síla pro kolejnici.

**VYHODNOCENÍ PODMÍNKY ÚNAVOVÉ PEVNOSTI**

Z výsledků vyplývá, že návrhová kontaktní síla pro kolo je menší, než návrhová kontaktní síla pro kolejnici. Vyhodnocení spočívá v porovnání menší hodnoty návrhové kontaktní síly vůči únavě s maximální silou působící na jedno kolo. Pro maximální sílu na jedno kolo je zapotřebí uvážit zatěžovací kombinace A1 dle vzorce (10).

$$F_{Sd,f} \leq F_{Rd,f} \quad (19)$$

$$131,007 \text{ kN} \leq 159,322 \text{ kN}$$

Podmínka únavové pevnosti pro pojezdová kola a kolejnici je splněna.

**TLOUŠŤKA MAXIMÁLNÍHO SMYKU**

Při tepelném zpracování pojezdového kola musí být zajištěno, že požadovaná tvrdost zasahuje do větší hloubky materiálu, než je tloušťka maximálního smyku. Musí být zajištěno, že tloušťka prokaleného materiálu je nejméně dvojnásobkem tloušťky maximálního smyku. Tloušťka maximálního smyku se v případě přímkového styku vypočítá dle normy ČSN EN 13001-3-3, str.11 [14], pomocí vzorce:

$$z_{ml} = 0,5 \sqrt{F_{Sd0,s} \frac{\pi D_K (1 - \nu^2)}{b_K E}} [mm] \quad (20)$$

$$z_{ml} = 0,5 \cdot \sqrt{76\,027,5 \cdot \frac{\pi \cdot 400 \cdot (1 - 0,3^2)}{53 \cdot 210\,000}} = 1,397 \text{ mm}$$

$$z_{ml} = 1,4 \text{ mm}$$

kde:  $F_{Sd0,s}$  [N] maximální návrhová kontaktní síla nevnásobená dynamickými koeficienty,  
 $E$  [N · mm<sup>-2</sup>] modul pružnosti pro ocel  $E = 210\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

Z výsledků vyplývá, že minimální tloušťka prokalené vrstvy materiálu musí být větší než dvojnásobek 1,4 mm, čehož u materiálu 1.0558 GE300 lze snadno dosáhnout povrchoým kalením nebo jiným tepelným zpracováním.

**KONTROLA KONTAKTNÍHO TLAKU MEZI POJEZDOVÝM KOLEM A KOLEJNICÍ**

Kontrola vychází z výpočtu maximálního kontaktního tlaku podle Hertzovy teorie (obr. 35). Vyhodnocení spočívá v porovnání maximálního kontaktního tlaku s dovoleným kontaktním tlakem mezi pojezdovým kolem a kolejnicí. Maximální kontaktní tlak mezi kolem a kolejnicí pro přímkový dotyk se vypočítá podle vzorce:

$$p_{max} = 0,192 \sqrt{\frac{F_{A\ max}}{b_K R_K}} \text{ [MPa]} \quad (21)$$

$$p_{max} = 0,192 \cdot \sqrt{\frac{76\ 027,5}{0,053 \cdot 0,2}} = 514,202 \text{ MPa}$$

$$p_{max} = 514 \text{ MPa}$$

kde:  $F_{A\ max}$  [N]                      maximální radiální zatížení působící na jedno kolo.

**DOVOLENÝ KONTAKTNÍ TLAK MEZI POJEZDOVÝM KOLEM A KOLEJNICÍ**

$$p_D = 0,31HB \text{ [MPa]} \quad (22)$$

$$p_D = 0,31 \cdot 1800 = 558 \text{ MPa}$$

$$p_D = 558 \text{ MPa}$$

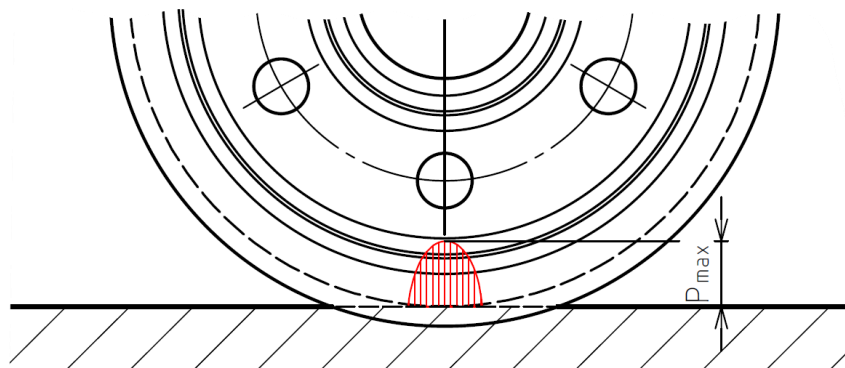
kde:  $HB$  [-]                      tvrdost materiálu pojezdového kola, dle [1], str. 105 pro litou ocel  $HB = 1800 \text{ MPa}$ .

**VYHODNOCENÍ KONTROLY KONTAKTNÍHO TLAKU**

$$p_{max} \leq p_D \quad (23)$$

$$514 \text{ MPa} \leq 558 \text{ MPa}$$

Podmínka kontaktního tlaku mezi pojezdovým kolem a kolejnicí vyhovuje, zvolený průměr pojezdového kola je vyhovující.



Obr. 35 Znárodnění průběhu maximálního (Hertzova) tlaku

### 3.3 NÁVRH POHONU POJEZDOVÉHO MECHANISMU

Pro pohon pojezdu jeřábové kočky bude sloužit asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko, jak již bylo zmíněno v kapitole koncepčního návrhu. Elektromotor musí být navržen tak, aby měl dostatečný krouticí moment pro překonání pasivních odporů a pro urychlení všech setrvačných hmot při rozjezdu kočky.

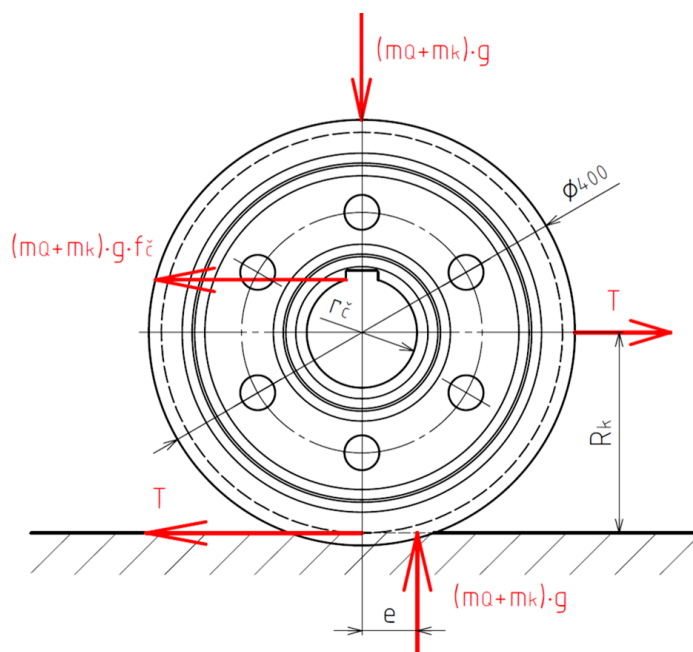
Důležitou součástí návrhu pohonu je také výpočet brzdného momentu, který je potřeba k zastavení jeřábové kočky.

#### 3.3.1 NÁVRHOVÝ VÝPOČET VÝKONU ELEKTROMOTORU

K výpočtu výkonu motoru je zapotřebí určit tažnou sílu. Tato síla zahrnuje pasivní odpory, které musí motor překonat k dosažení požadované rychlosti pohybu. Z této síly se vypočítá výkon a následně se zvolí vhodný motor. Poté je zapotřebí motor zkontrolovat, zda splňuje požadavky na potřebný výkon a krouticí moment.

#### VÝPOČET TAŽNÉ SÍLY

Síla zahrnující účinky pasivních odporů, která musí být překonána k uvedení kočky do pohybu. Při výpočtu tažné síly uvažujeme působení valivého tření, čepového tření a tření nákolku kola o kolejnici viz. *obr. 36*.



*Obr. 36* Znárodnění působení pasivních odporů na kolo, převzato a upraveno [6]

$$T = \frac{(m_Q + m_k)g}{R_K} (e + f_{\xi}r_{\xi})\kappa_n [N] \quad (24)$$

$$T = \frac{(25\,000 + 6000) \cdot 9,81}{200} \cdot (0,6 + 0,015 \cdot 110) \cdot 2,15 = 7\,355,661\,N$$

$$T = 7,356\,kN$$

kde:  $e$  [mm] rameno valivého odporu  $e = 0,6 \div 0,8\,mm$ , zvoleno dle [1], str.139, tab. 2.18  $e = 0,6\,mm$ ,

$f_{\xi}$  [–] součinitel čepového tření  $f_{\xi} = 0,015 \div 0,03$ , zvoleno dle [4], str. 255 pro valivá ložiska  $f_{\xi} = 0,015$ ,

$r_{\xi}$  [mm] poloměr čepu pojezdového kola, předběžně zvolen  $r_{\xi} = 110\,mm$ ,

$\kappa_n$  [–] součinitel tření nákolku kola o kolejnici  $\kappa = 2,0 \div 2,3$  pro pojezd jeřábové kočky zvoleno dle [4], str. 256, tab. IV.5  $\kappa_n = 2,15$ .

#### POTŘEBNÝ VÝKON ELEKTROMOTORU

$$P = \frac{Tv}{1000\eta_c} [W] \quad (25)$$

$$P = \frac{5230,692 \cdot 0,417}{1000 \cdot 0,98} = 3\,129,909\,W$$

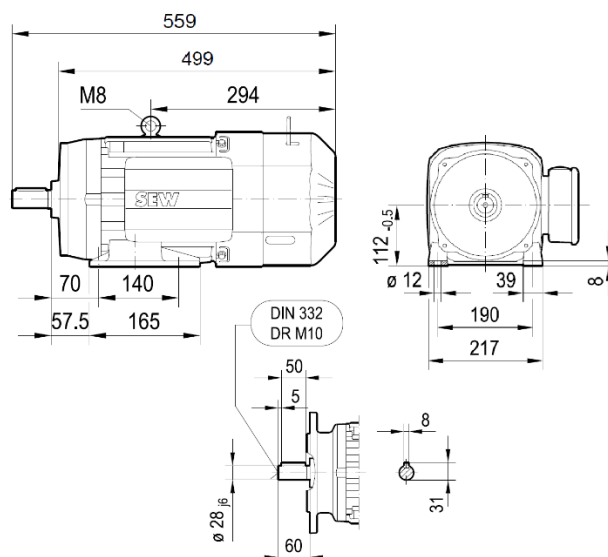
$$P = 3,130\,kW$$

kde:  $\eta_c$  [–] celková mechanická účinnost  $\eta_c = 94 \div 98\%$ , zvoleno dle [6]  $\eta_c = 98\%$ .

Dle návrhového výpočtu výkonu a za pomoci konfigurátoru na stránkách společnosti SEW EURODRIVE byl zvolen motor s označením DRN112M4/BE5/FI. Specifikace a základní rozměry motoru jsou uvedené v tab. 5 a na obr. 37.

Tab. 5 Specifikace elektromotoru DRN112M4/BE5/FI od společnosti SEW EURODRIVE [29]

Označení	<i>DRN112M4/BE5/FI</i>	
Třída účinnosti	IE3	
Výkon motoru - $P_s$	4	$kW$
Krouticí moment na hřídeli motoru - $M_{k,m}$	26,01	$N \cdot m$
Jmenovité otáčky motoru - $n_m$	1464	$min^{-1}$
Brzdňý moment - $M_B$	55	$N \cdot m$
Moment setrvačnosti motoru - $I$	$182 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$
Hmotnost motoru - $m_m$	51,80	$kg$



Obr. 37 Základní rozměry elektromotoru [29]

### 3.3.2 NÁVRHOVÝ VÝPOČET PŘEVODOVKY

Pro výběr převodovky je zapotřebí vypočítat výstupní otáčky z převodovky. Ty se vypočítají ze zadané pojzdové rychlosti a zvoleného průměru kola. Následně se stanoví převodový poměr z výstupních otáček převodovky a hřídele elektromotoru. K výběru vhodné převodovky bude opět použit konfigurátor na stránkách SEW EURODRIVE.

#### OTÁČKY POJEZDOVÉHO KOLA

$$n = \frac{v}{\pi D_k} [min^{-1}] \quad (26)$$

$$n = \frac{25}{\pi \cdot 0,4} = 19,894 min^{-1}$$

$$n = 19,894 min^{-1}$$

## NÁVRHOVÝ VÝPOČET CELKOVÉHO PŘEVODOVÉHO POMĚRU

$$i_n = \frac{n_m}{n} [-] \quad (27)$$

$$i_n = \frac{1464}{19,894} = 73,589$$

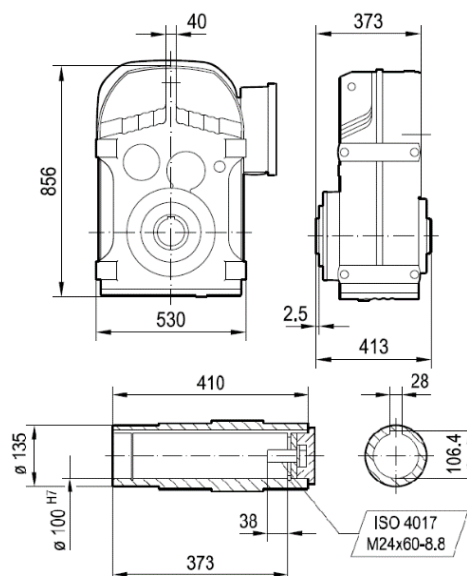
$$i_n = 73,589$$

kde:  $n_m$  [ $\text{min}^{-1}$ ] výstupní otáčky elektromotoru, dle *tab. 5*  $n_m = 1464 \text{ min}^{-1}$ .

Dle návrhového výpočtu otáček a převodového poměru byla zvolena dvoustupňová převodovka od společnosti SEW EURODRIVE, jejíž specifikace jsou uvedeny v *tab. 6*. Základní rozměry převodovky jsou zobrazeny na *obr. 38*.

Tab. 6 Specifikace převodovky FA127/GAD4 od společnosti SEW EURODRIVE [29]

Označení	FA127/GAD4	
Výstupní otáčky převodovky- $n_s$	20	$\text{min}^{-1}$
Celkový převodový poměr - $i$	70,07	-
Výstupní krouticí moment - $M_{k,s}$	1910	$N \cdot m$
Průměr náboje - $d_p$	100	$mm$



Obr. 38 Základní rozměry převodovky [29]

**SKUTEČNÁ POJEZDOVÁ RYCHLOST**

$$v_s = \pi D_k n_s [m \cdot \text{min}^{-1}] \quad (28)$$

$$v_s = \pi \cdot 0,4 \cdot 20 = 25,133 m \cdot \text{min}^{-1}$$

$$v_s = 25 m \cdot \text{min}^{-1}$$

kde:  $n_s$   $[\text{min}^{-1}]$  výstupní otáčky převodovky, dle tab. 6  $n_s = 0,333 s^{-1} = 20 \text{ min}^{-1}$ .

**3.3.3 KONTROLA ELEKTROMOTORU**

Kontrola motoru spočívá v porovnání kroutícího momentu zvoleného elektromotoru s vypočteným rozběhovým momentem. Motor při rozběhu musí překonat řadu odporů, mezi které patří např. moment pasivních odporů, moment setrvačných sil a moment síly hmotnosti jeřábu na nakloněné rovině. Rovnice pro výpočet rozběhového momentu je uvedena níže. [1]

$$M_{roz b} = (M_T + M_v)\delta + M_m + M_{zP} + M_{zR} [N \cdot m] \quad (29)$$

Nejprve je však zapotřebí vypočítat jednotlivé členy z rovnice (29). Výpočty jednotlivých členů jsou zobrazeny v následujících podkapitolách:

**MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ**

$$M_T = T \frac{R_k}{i \eta_c} [N \cdot m] \quad (30)$$

$$M_T = 7\,355,661 \cdot \frac{0,2}{70,07 \cdot 0,98} = 21,424 N \cdot m$$

$$M_T = 21,424 N \cdot m$$

kde:  $i$   $[-]$  celkový převodový poměr,

$T$   $[N]$  tažná síla.

**MOMENT SÍLY OD VĚTRU**

$$M_v = 0 N \cdot m \quad (31)$$

Účinky větru jsou v tomto případě zanedbány z důvodu používání jeřábové kočky ve vnitřních prostorech.

**MOMENT SÍLY OD HMOTNOSTI JEŘÁBU NA NAKLONĚNÉ ROVINĚ**

$$M_m = 0 N \cdot m \quad (32)$$

Předpokládá se pohyb jeřábové kočky po rovinné dráze, a proto je tento moment zanedbán.

### MOMENT SETRVAČNÝCH SIL PŘÍMOČAŘE SE POHYBUJÍCÍCH HMOT

Pro výpočet momentu setrvačných sil je zapotřebí vypočítat sílu připadající setrvačným hmotám pohybujících se přímočarým pohybem. Tato síla se vypočítá dle následujícího vztahu [1]:

$$F_{zP} = \frac{(m_Q + m_k)v_s}{t_a} [N] \quad (33)$$

$$F_{zP} = \frac{(25\,000 + 6\,000) \cdot 0,419}{2,629} = 4\,939,235 \text{ N}$$

$$F_{zP} = 4,939 \text{ kN}$$

kde:  $v_s$  [ $m \cdot \text{min}^{-1}$ ] skutečná pojezdová rychlost, vypočteno  $v_s = 25 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,419 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,

$t_a$  [s] doba rozběhu motoru, zvoleno podle [1], str. 140; tab.2.20 pomocí lineární interpolace přibližně  $t_a = 2,629 \text{ s}$ .

Poté se vypočítá moment setrvačných sil přímočaře se pohybujících hmot podle vzorce [1]:

$$M_{zP} = F_{zP} \frac{R_k}{i \eta_c} [N \cdot m] \quad (34)$$

$$M_{zP} = 4\,939,235 \cdot \frac{0,2}{68,4 \cdot 0,98} = 14,386 \text{ N} \cdot m$$

$$M_{zP} = 14,386 \text{ N} \cdot m$$

### REDUKOVANÝ MOMENT SETRVAČNOSTI

K určení momentu setrvačných sil rotujících částí je zapotřebí vypočítat redukováný moment setrvačnosti. Redukovaný moment zahrnuje moment setrvačnosti hřídele motoru, a také moment setrvačnosti dalších rotujících částí. Výpočet je proveden dle následujícího vztahu [1]:

$$I_{red} = \alpha I [kg \cdot m^2] \quad (35)$$

$$I_{red} = 1,1 \cdot 182 \cdot 10^{-4} = 200,2 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot m^2$$

$$I_{red} = 200,2 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot m^2$$

kde:  $\alpha$  [–] součinitel zahrnující další rotující hmotnosti, zvoleno dle [1], str.140, v případě centrálního průběžného pomaluběžného hřídele  $\alpha = 1,1$ ,

$I$  [ $kg \cdot m^2$ ] hmotný moment setrvačnosti rotoru motoru.

Nyní se vypočítá moment setrvačných sil rotujících částí podle vzorce [1]:

$$M_{zR} = I_{red} \frac{2 \pi n_s}{t_a} [N \cdot m] \quad (36)$$

$$M_{zR} = 200,2 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,33}{2,629} = 0,016 N \cdot m$$

$$M_{zR} = 0,016 N \cdot m$$

### ROZBĚHOVÝ KROUTÍCÍ MOMENT

Po výpočtu jednotlivých odporů proti pohybu je možné dosazení do rovnice (29) pro rozběhový moment motoru:

$$M_{rozb} = (M_T + M_v) \delta_o + M_m + M_{zP} + M_{zR} [N \cdot m]$$

$$M_{rozb} = (21,424 + 0) \cdot 1 + 0 + 14,386 + 0,016 = 35,825 Nm$$

$$M_{rozb} = 35,825 N \cdot m$$

kde:  $\delta_o$  [–] součinitel kombinace pasivních odporů s tlakem větru, v případě používání kočky uvnitř haly  $\delta_o = 1$ .

### KONTROLA KROUTÍCÍHO MOMENTU

Kontrola spočívá v porovnání kroučícího momentu na hřídeli motoru s vypočteným rozběhovým momentem. Bude-li se předpokládat stav přetížení motoru, je potřeba uvažovat zatěžovatel  $\varepsilon = 40 \%$ . Při použití zatěžovatele  $\varepsilon = 40 \%$  je nutné vynásobit kroučící moment na hřídeli se součinitelem přetížitelnosti  $\kappa$ , který je v tomto případě  $\kappa = 1,8$ . [1] [4]

$$M_{rozb} \leq M_{k,m} \kappa \quad (37)$$

$$35,825 \leq 26,010 \cdot 1,8$$

$$35,825 N \cdot m \leq 46,818 N \cdot m$$

kde:  $\kappa$  [–] součinitel přetížitelnosti motoru, zvolen dle [4], str. 253  $\varepsilon = 40 \%$   $\rightarrow \kappa = 1,8$ .

Kontrola kroučícího momentu elektromotoru je splněna. Elektromotor má dostatečný kroučící moment k překonání pasivních odporů.

**KONTROLA VÝKONU MOTORU PŘI ROZBĚHU**

Výkon motoru je kontrolován na konci rozběhu. I v tomto případě je zapotřebí uvažovat s přetížením motoru  $\varepsilon = 40 \%$ .

$$P_s \kappa \geq M_{roz b} \frac{2 \pi n_s}{1000} \quad (38)$$

$$4 \cdot 1,8 \geq 35,825 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 20}{1000}$$

$$7,2 \text{ kW} \geq 4,5 \text{ kW}$$

kde:  $P_s$  [kW] skutečný výkon elektromotoru, dle tab. 5  $P_s = 4 \text{ kW}$ ,

$M_{roz b}$  [Nm] rozběhový kroutící moment.

Kontrola výkonu motoru je splněna. Elektromotor je zvolen správně.

**KONTROLA ADHEZNÍ TÍHY JEŘÁBOVÉ KOČKY**

Při kontrole adhezní tíhy je zapotřebí redukovat tažnou sílu na obvod hnacích kol. Tato síla nesmí být větší než třecí síla mezi hnanými koly a kolejnicí. Jeřábová kočka nesmí tzv. prokluzovat. Podmínka prokluzu je dle [1] dána vztahem:

$$\sum K_{adh} f \geq T + F_v + F_{zP} + F_{zR} [N] \quad (39)$$

Prvně je zapotřebí vypočítat jednotlivé členy nerovnice, které se dosadí do (39) a následně se zkontroluje podmínka prokluzu pojezdových kol kočky.

**SOUČET TLAKOVÝCH SIL PŮSOBÍCÍ NA POJEZDOVÁ KOLA**

$$\sum K_{adh} = \frac{(m_Q + m_k)g}{i_{k1}} [N] \quad (40)$$

$$\sum K_{adh} = \frac{(25\,000 + 6\,000) \cdot 9,81}{2} = 152\,055 \text{ N}$$

$$\sum K_{adh} = 152,055 \text{ kN}$$

**SETRVAČNÁ SÍLA ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ**

$$F_{zR} = \alpha I \frac{2 \pi n_s i \eta_c}{t_a R_k} [N] \quad (41)$$

$$F_{zR} = 1,1 \cdot 182 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 20 \cdot 70,07 \cdot 0,98}{2,629 \cdot 0,2} = 328,558 \text{ N}$$

$$F_{zR} = 328,558 \text{ N}$$

Dosazení do rovnice (39):

$$\sum K_{adh} f \geq T + F_v + F_{zP} + F_{zR}$$

$$152\,055 \cdot 0,15 \geq 7\,355,661 + 0 + 4\,939,235 + 328,558$$

$$22,808 \text{ kN} \geq 12,623 \text{ kN}$$

kde:  $f$  [-] součinitel tření pro jeřábové kočky v budovách  $f = 0,15$ , dle [1], str. 140,

$F_v$  [N] síla větru, v tomto případě zanedbána  $F_v = 0 \text{ N}$ ,

$F_{zP}$  [N] síla setrvačných přímočarých se pohybujících hmot.

Podmínka adhezní tíhy jeřábové kočky je splněna. Pojezdová kola neproklouznou.

### 3.3.4 NÁVRH BRZDY

Brzda je využívána ke zpomalení nebo úplnému zastavení pojezdu kočky. Pro úplné zastavení je zapotřebí dostatečně velký kroučící moment, který musí překonat moment setrvačných sil. Společně s brzdícím momentem se zde vyskytuje i složka momentu pasivních odporů, která působí s brzdícím momentem proti pohybu kočky. [1]

Tab. 7 Specifikace čelistové brzdy typu AKO-P od společnosti KPC [20]

Průměr bubnu	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	E [mm]	F [mm]	G [mm]	Brzdící moment ( $\mu=0,4$ )	ELHY	Celková hmotnost	Obj. kód
D200	175	/	50	14	163	650	505	0=83 Nm	20/50	32 kg	4-VN-025175

Pro výpočet brzdícího momentu je nutné nejprve vypočítat sílu pasivních odporů připadající na nebrzděná (hnaná) kola. Poté se zvolí skutečná doba brzdění, která se nachází mezi hodnotami maximální doby brzdění (doba, za kterou by kočka zastavila bez brzdění) a minimální doby brzdění. Je zapotřebí dbát na to, aby zvolená doba brzdění nebyla moc krátká nebo moc dlouhá. Důvodem je možné rozhoupání břemene způsobené příliš rychlým zabrzděním. Minimální doba zabrzdění bez uvažování tlaku větru se stanoví z rovnováhy třecí síly pod brzděnými koly. Postup dosazení jednotlivých členů do rovnice rovnováhy je zobrazen v následujících podkapitolách. [1]

**SÍLA PASIVNÍCH ODPORŮ PŘIPADAJÍCÍ NA NEBRZDĚNÁ KOLA**

$$T' = T \left( 1 - \frac{1}{i_{k,n}} \right) [N] \quad (42)$$

$$T' = 7\,355,661 \cdot \left( 1 - \frac{1}{2} \right) = 3\,677,830 \text{ N}$$

$$T' = 3\,677,830 \text{ N}$$

kde:  $i_{k,n}$  [-] počet nebrzděných (hnaných) kol  $i_{k,n} = 2$ .

**MINIMÁLNÍ DOBA BRZDĚNÍ**

Vztah rovnováhy třecí síly pod brzděnými koly:

$$\sum K_{adh} f + T' = \alpha' F_{zP} \quad (43)$$

Do vztahu (43) se dosadí vzorec pro výpočet setrvačné síly posuvných hmot  $F_{zP}$ , a následně se vyjádří minimální doba brzdění  $t_{b,min}$ .

$$F_{zP} = \frac{(m_Q + m_k) v_s}{t_{b,min}} [N]$$

$$\sum K_{adh} f + T' = \alpha' \frac{(m_Q + m_k) v_s}{t_{b,min}} \rightarrow t_{b,min} = \alpha' \frac{(m_Q + m_k) v_s}{\sum K_{adh} f + T'} [s]$$

$$t_{b,min} = 1,2 \cdot \frac{(25\,000 + 6\,000) \cdot 0,417}{152\,055 \cdot 0,2 + 3\,677,830} = 0,457 \text{ s}$$

$$t_{b,min} = 0,457 \text{ s}$$

kde:  $f$  [-] součinitel kluzného tření, zvoleno dle [1], str. 141  $f = 0,2$ ,

$\alpha'$  [-] součinitel vyjadřující vliv rotujících hmot, zvoleno dle [1], str. 141  $\alpha' = 1,2$ ,

$K_{adh}$  [N] součet tlakových síly působící na pojezdová kola.

**MAXIMÁLNÍ DOBA BRZDĚNÍ**

Při výpočtu maximální doby brzdění se vychází z předpokladu, že práce zrychlující síly se vyčerpá prací pasivních odporů. [1]

$$t_{b,max} = \alpha' \frac{(\sum m) v_s}{T} = \alpha' \frac{(m_Q + m_k) v_s}{T} [s] \quad (44)$$

$$t_{b,max} = 1,2 \cdot \frac{(25\,000 + 6\,000) \cdot 0,417}{7\,355,661} = 2,118 \text{ s}$$

$$t_{b,max} = 2,118 \text{ s}$$

**BRZDNÝ MOMENT**

Brzdný moment, který musí brzda ubrzdít k zastavení pohybu kočky viz *obr. 39*, se skládá z momentu setrvačných sil a dalších momentů působící proti nebo ve směru pohybu kočky. Jednotlivé členy momentů jsou vyjádřeny v rovnici (29). Za sílu  $F_{zP}$  se dosazuje rovnice (33).

$$M_b = M_{zP} \pm M_v - M_T + M_{zR} [N \cdot m] \quad (45)$$

$$M_b = (F_{zP} \pm F_v - T) \frac{R_k \eta_c}{i} + \alpha I \frac{2 \pi n_m}{t_b}$$

$$M_b = \left( \frac{(m_Q + m_k) v_s}{t_b} \pm F_v - T \right) \frac{R_k \eta_c}{i} + \alpha I \frac{2 \pi n_m}{t_b}$$

$$M_b = (10\,763,889 - 7\,355,661) \cdot \frac{0,2 \cdot 0,98}{70,07} + 1,1 \cdot 182 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 24,4}{1,2}$$

$$M_b = 12,251 N \cdot m$$

kde:  $t_b$  [s] skutečná doba brzdění, zvoleno  $t_b \in (0,457 \div 2,118 s)$ ,  $t_b = 1,2 s$ .

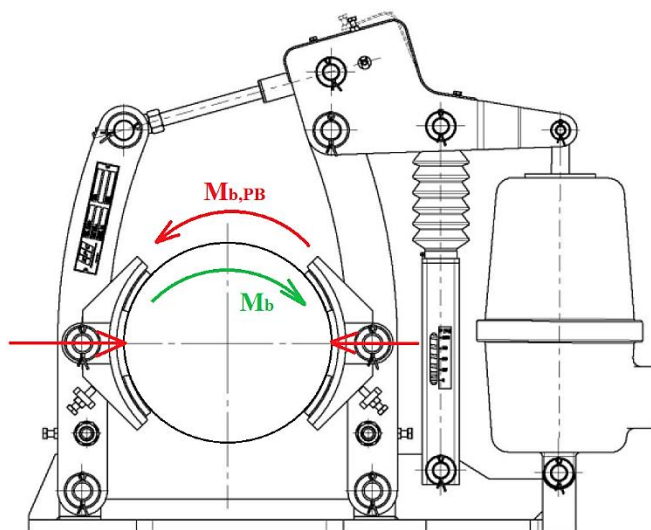
**KONTROLA BRZDY**

Kontrola spočívá v porovnání brzdného momentu navržené brzdy, který je uveden v *tab. 7*, s vypočteným brzdícím momentem. Podmínka bude splněna pouze tehdy, pokud brzdící moment brzdy bude větší než vypočtený brzdící moment.

$$M_{b,PB} \geq M_b \quad (46)$$

$$(0 \div 83) N \cdot m \geq 12,251 N \cdot m$$

Kontrola je splněna. Navržená brzda splňuje potřebný brzdící moment.



*Obr. 39* Zjednodušené znázornění působení momentu na buben spojky, převzato a upraveno [21]

### 3.4 NÁVRH A KONTROLA HNACÍ HŘÍDELE

Materiál hřídele byl zvolen E360 1.0070 (ČSN 11 700), jehož mechanické vlastnosti jsou uvedeny v *tab. 8*.

Hřídel je namáhána kombinovaným cyklickým namáháním. Kontrola hřídele bude provedena jen v místech, kde dochází k největší koncentraci napětí, nebo v místech maximálního normálového, resp. smykového napětí. Kontrola bude zahrnovat jak statické, tak i dynamické zatěžování hřídele.

Pro určení míst s maximální koncentrací napětí tzv. „nebezpečných míst“ bude využit přístup výsledných vnitřních účinků, dále jen VVU, působící na hřídel viz *obr. 41*. Po určení nebezpečných míst, je nutno tyto místa zkontrolovat k jejich mezním stavům, a to meznímu stavu pružnosti a meznímu stavu únavovému lomu.

Kontrola hnané hřídel bude zanedbána z důvodu působení pouze ohybového, a nikoliv kombinovaného namáhání. Proto je kontrola hnané hřídele vůči hnací irelevantní.

*Tab. 8* Mechanické vlastnosti oceli E360 1.0070 [24]

<b>E360 1.0070</b>			
	Značení	Hodnota	Jednotka
<b>Mez pevnosti v tahu</b>	$R_m$	<b>670</b>	[MPa]
<b>Mez kluzu</b>	$R_e$	<b>335</b>	[MPa]
<b>Mez únavy v ohybu</b>	$\sigma_c$	<b>240</b>	[MPa]
<b>Mez únavy při únavové zkoušce ohybu za rotace</b>	$\sigma_{co}$	<b>337</b>	[MPa]
<b>Mez únavy v krutu</b>	$\tau_{ck}$	<b>185</b>	[MPa]

**URČENÍ MINIMÁLNÍ BEZPEČNOSTI POJEZDOVÉHO MECHANISMU**

Všechny strojní součásti použité pro pojezdový mechanismus jeřábové kočky musí mít vyšší hodnotu bezpečnosti než minimální bezpečnost celého mechanismu, která je dána vztahem:

$$k_{c,min} = k_1 k_2 k_3 [-] \quad (47)$$

$$k_{c,min} = 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,3 = 1,7$$

$$k_{c,min} = 1,7$$

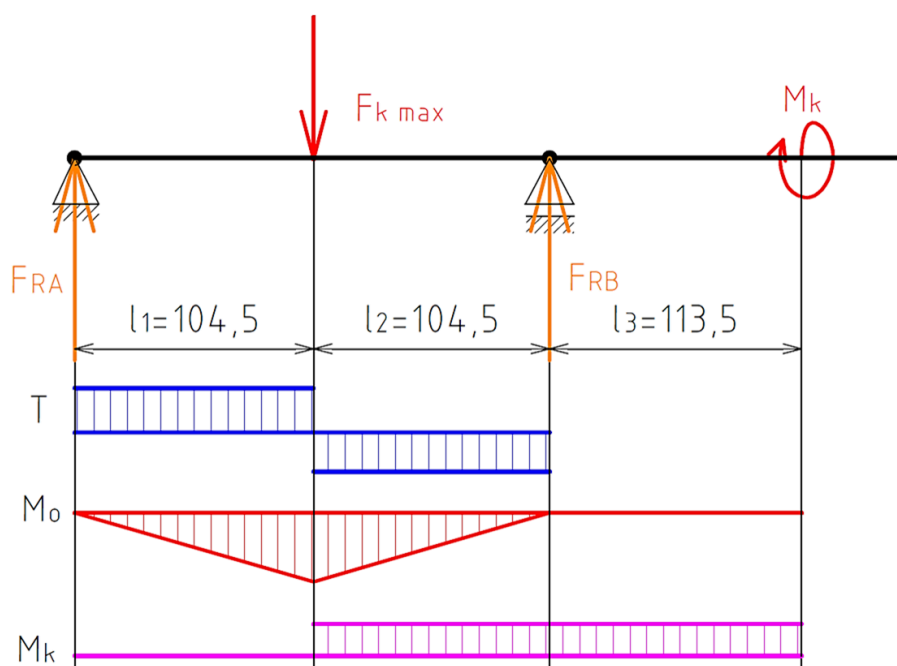
kde:  $k_1$  [-] součinitel pracovních podmínek, zvoleno dle [4] str. 40, tab. II-6  
 $k_1 = 1,2$ ,

$k_2$  [-] součinitel druhu provozu, zvoleno dle [4], str. 40, tab. II-7  $k_2 = 1,1$ ,

$k_3$  [-] součinitel spolehlivosti materiálu, zvoleno dle [4], str. 40  $k_3 = 1,3$ .

**ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA HNACÍ HŘÍDEL**

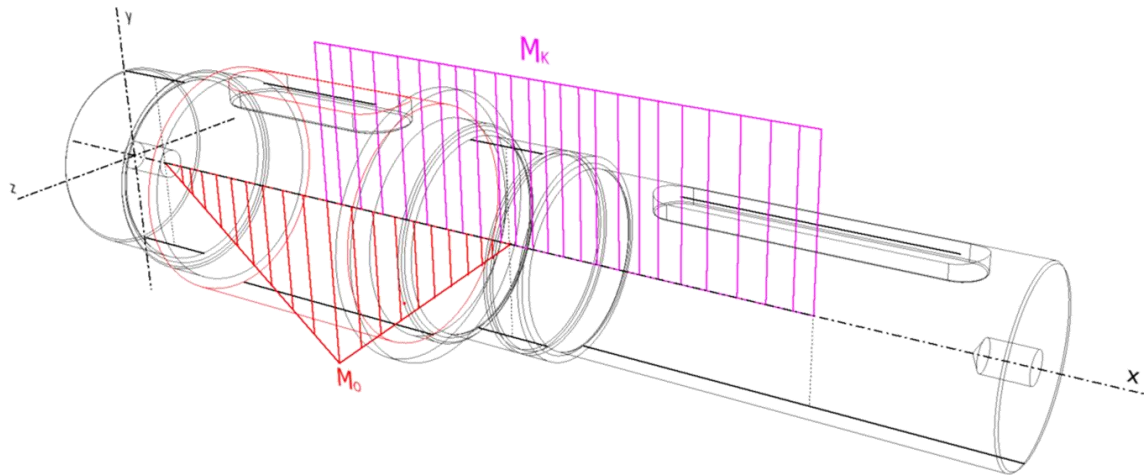
Na hnací hřídel působí maximální zatížení jednoho pojezdového kola, reakce uložení hřídele a točivý moment převodovky. Vzdálenosti působišť jednotlivých zatížení jsou určeny na základě rozměrů hřídele a funkčních prvků na hřídeli. Působišť maximální radiální síly kola je pro zjednodušení zvoleno uprostřed, mezi pravým a levým ložiskovým domkem hnací hřídele. Výpočet reakčních sil vychází ze silové a momentové rovnováhy, přičemž grafické znázornění je na *obr. 40*. Schéma je pouze zjednodušeným předpokladem působení sil.



*Obr. 40* Schéma působení zatížení na hnací hřídel a průběhy VVU

### ZNÁZORNĚNÍ VVÚ NA 3D MODELU HNACÍ HŘÍDELE

Na obr. 41 je znázorněn průběh vnitřních účinků působící na hnací hřídel. Z obrázku je patrné, že na hřídel působí konstantní krouticí moment ( $M_k$ ). Krouticí moment je přenášen přes drážky na hřídeli. Lze také vyčíst průběh ohybového momentu, který dosahuje nejvyšší (špičkové) hodnoty uprostřed uložení ložisek.



Obr. 41 Zobrazení průběhu VVÚ

### REAKČNÍ SLOŽKY PŮSOBÍCÍHO ZATÍŽENÍ

$$\sum F = 0: F_{RA} - F_{Kmax} + F_{RB} = 0 \rightarrow F_{RB} = F_{Kmax} - F_{RA} [N] \quad (48)$$

$$\sum M_{oB} = 0: -F_{RA}(l_1 + l_2) + F_{Kmax}l_2 = 0 \rightarrow F_{RA} = \frac{F_{Kmax}l_2}{(l_1 + l_2)} \quad (49)$$

$$F_{RA} = \frac{131\,007,167 \cdot 0,1045}{(0,1045 + 0,1045)} = 65\,503,583 \text{ N}$$

$$F_{RB} = 131\,007,167 - 65\,503,580 = 65\,503,583 \text{ N}$$

$$F_{RA} = F_{RB} = 65,504 \text{ kN}$$

### MAXIMÁLNÍ KROUTÍCÍ MOMENT

$$M_k = M_{rozbi} i [N \cdot m] \quad (50)$$

$$M_k = 35,825 \cdot 70,07 = 2\,510,280 \text{ N} \cdot m$$

$$M_k = 2\,510,280 \text{ N} \cdot m$$

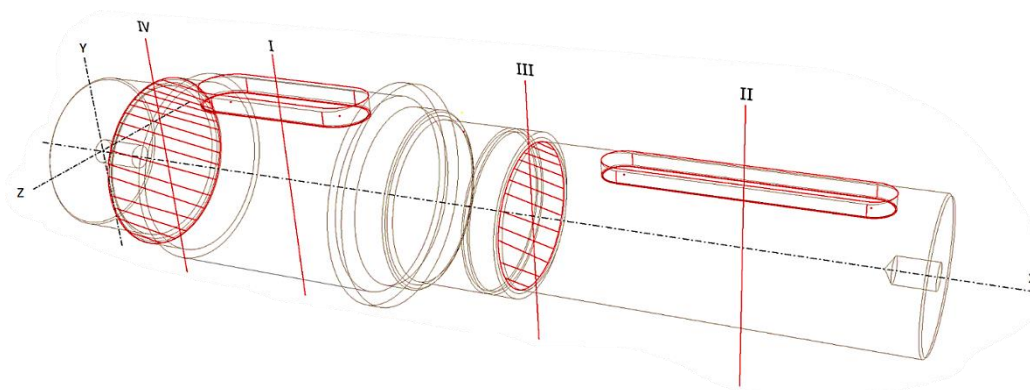
### 3.4.1 BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Při dosažení mezního stavu pružnosti (dále jen MSP), vznikají v součásti plastické deformace. Tyto deformace mohou vést k porušení funkčnosti součásti, nebo také k samotnému vyřazení dané součásti z provozu.

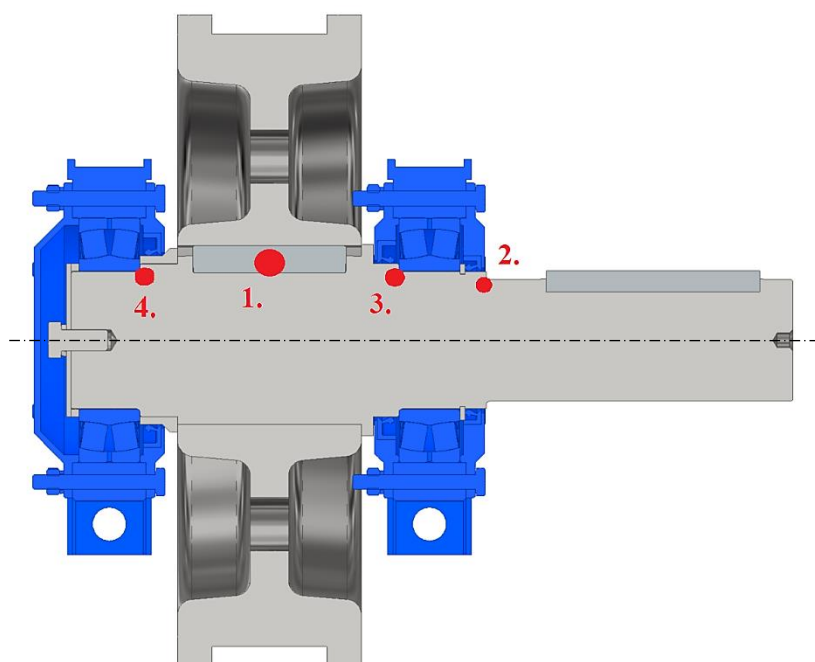
V každém nebezpečném místě je zapotřebí vypočítat maximální ohybový, resp. kroučící moment, ze kterého se následně stanoví maximální napětí působící v místě průřezu hřídele a tím i bezpečnost vůči MSP.

#### URČENÍ NEBEZPEČNÝCH MÍST NA HŘÍDELI

Nebezpečná místa byla zvolena na základě geometrie hnací hřídele a největšího zatížení vyskytujícího se na hřídeli. Popis jednotlivých nebezpečných míst je uveden v následujících podkapitolách.



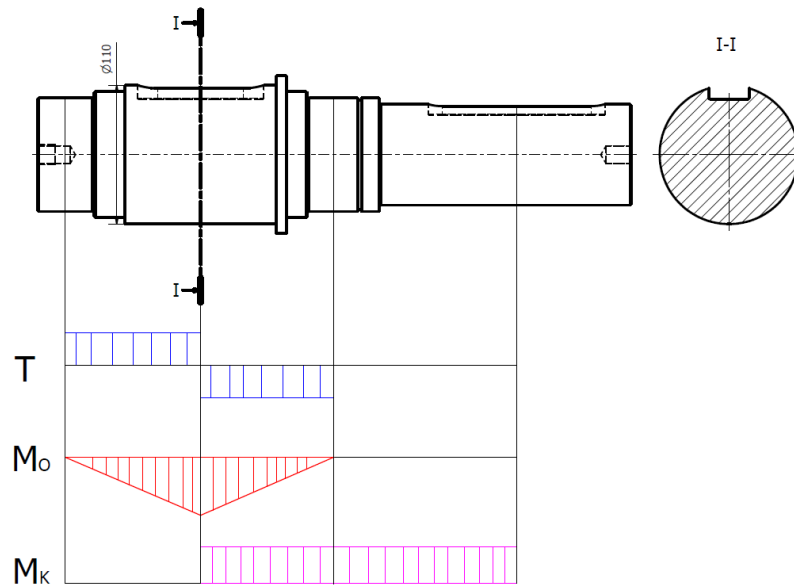
Obr. 42 Nebezpečná místa na hnací hřídeli



Obr. 43 Znázornění nebezpečných míst na řezu 3D modelem kolového bloku

**PRŮŘEZ I**

V místě I se nachází největší ohybový moment a vrub ve formě drážky pro pero viz obr. 42,43 a obr. 44. Také se v tomto místě nachází konstantní hodnota kroučícího momentu.



Obr. 44 Nebezpečné místo I

**VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO A KROUTÍCÍHO MOMENTU**

$$M_{oI,max} = F_{RA}l_1 \quad [N \cdot m] \quad (51)$$

$$M_{oI,max} = 65\,503,583 \cdot 0,1045 = 6\,845,125 \text{ N} \cdot m$$

$$M_{oI,max} = 6\,845,125 \text{ N} \cdot m$$

kde:  $F_{RA}$  [N] reakční síla od uložení hřídele,

$l_1$  [m] vzdálenost od jednoho konce uložení k působišti síly  $F_{max}$ .

Na hřídeli působí konstantní kroučící moment, výpočet dle vzorce (50).

$$M_{kI,max} = 2\,510,280 \text{ N} \cdot m$$

**MAXIMÁLNÍ NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ OD OHYBU**

$$\sigma_{oI,nom} = \frac{M_o}{W_{oI}} = \frac{32M_{oI,max}}{\pi d_I^3} \quad [MPa] \quad (52)$$

$$\sigma_{oI,nom} = \frac{32 \cdot 6\,845,125}{\pi \cdot 0,110^3} = 52,385 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oI,nom} = 52,385 \text{ MPa}$$

kde:  $d_I$  [m] průměr hřídele v místě I, zvoleno  $d_I = 110 \text{ mm}$ .

$$\sigma_{ol,max} = \sigma_{ol,nom} \alpha_{\sigma I} \text{ [MPa]} \quad (53)$$

$$\sigma_{ol,max} = 52,385 \cdot 1,70 = 89,054 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ol,max} = 89,054 \text{ MPa}$$

kde:  $\alpha_{\sigma I}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání ohybem v místě I, zvoleno dle [8], str. 489, graf 5.1  $\alpha_{\sigma I} = 1,70$ .

#### MAXIMÁLNÍ SMYKOVÉ NAPĚTÍ OD KRUTU

$$\tau_{kl,nom} = \frac{M_k}{W_{kl}} = \frac{16M_{kl,max}}{\pi d_I^3} \text{ [MPa]} \quad (54)$$

$$\tau_{kl,nom} = \frac{16 \cdot 2\,510,280}{\pi \cdot 0,110^3} = 9,605 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kl,nom} = 9,605 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kl,max} = \tau_{kl,nom} \alpha_{\tau I} \text{ [MPa]} \quad (55)$$

$$\tau_{kl,max} = 9,605 \cdot 2,38 = 22,861 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kl,max} = 22,861 \text{ MPa}$$

kde:  $\alpha_{\tau I}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě I, zvoleno dle [8], str. 490, graf 5.2  $\alpha_{\tau I} = 2,38$ .

#### REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PODLE TEORIE MĚRNÉ ENERGIE NAPJATOSTI ZMĚNY TVARU HMM

$$\sigma_{red,I} = \sqrt{\sigma_{ol,max}^2 + 3\tau_{kl,max}^2} \text{ [MPa]} \quad (56)$$

$$\sigma_{red,I} = \sqrt{89,054^2 + 3 \cdot 22,861^2} = 97,460 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red,I} = 97,460 \text{ MPa}$$

**BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI V MÍSTĚ I**

$$k_{k,I} = \frac{R_e}{\sigma_{red,I}} \quad [-] \quad (57)$$

$$k_{k,I} = \frac{335}{97,460} = 3,437$$

$$k_{k,I} = 3,437$$

$$k_{k,I} \geq k_{c,min}$$

$$3,437 \geq 1,7$$

Bezpečnost v místě I je větší než minimální bezpečnost, proto nedojde k dosažení MSP.

Výpočty ostatních nebezpečných míst jsou uvedeny v příloze I. z důvodu použití stejného výpočtového postupu.

**3.4.2 BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉHO LOMU**

Mezní stav vzhledem k únavovému lomu vzniká při nižším napětí, než je mez kluzu, při kterém se trhлина v materiálu šíří nestabilně. Lom vzniká nejčastěji ve vrubu součásti, ale může nastat i kvůli vadě materiálu.

Pro výpočet bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavového lomu (dále jen MSÚ) je zapotřebí nejprve určit korigovanou mez únavy, která se stanoví z Marinovy rovnice. K dosažení do Marinovy rovnice je nutné stanovit jednotlivé součinitele popisující jakost povrchu součásti, velikost součásti, způsob zatěžování a další vlivy. Poté se přepočtem stanoví součinitele vrubu pro všechna nebezpečná místa. Následně se provede kontrola vzhledem k MSÚ dle Soderbergova kritéria za použití redukovaného napětí dle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru HMM.

**MARINOVA ROVNICE**

$$\sigma'_{co} = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma_{co} \quad [MPa] \quad (58)$$

Stanovení jednotlivých součinitelů rovnice (58) je uvedeno v dalších podkapitolách.

**SOUČINITEL VLIVU JAKOSTI POVRCHU**

$$k_a = a R_m^b \quad [-] \quad (59)$$

$$k_a = 4,51 \cdot 670^{-0,265} = 0,804$$

$$k_a = 0,804$$

kde:  $a$  [-] součinitel způsobu úpravy povrchu, zvoleno dle [7], str. 346, tab. 7-4, pro obráběný povrch  $a = 4,51$ ,

$b$  [-] exponent, zvoleno dle [7], str. 346, tab. 7-4  $b = -0,265$ .

#### **SOUČINITEL VLIVU VELIKOSTI TĚLESA**

$$k_b = 1,51d_l^{-0,157} \quad [-] \quad (60)$$

$$k_b = 1,51 \cdot 110^{-0,157} = 0,722$$

$$k_b = 0,722$$

Volba dle [7], str. 346 pro rozsah:  $51 < d \leq 254 \text{ mm}$ .

#### **SOUČINITEL VLIVU ZPŮSOBU ZATĚŽOVÁNÍ**

$$k_c = 1$$

Volba dle [7], str. 348 pro zatěžování ohybem.

#### **SOUČINITEL VLIVU TEPLoty**

$$k_d = 1$$

Volba dle [7], str. 349, tab. 7-6 pro teplotu  $20^\circ$ .

#### **SOUČINITEL SPOLEHLIVOSTI**

$$k_e = 0,868$$

Volba dle [7], str. 351, tab. 7-7 pro spolehlivost 95%.

#### **SOUČINITEL Zahrnující DALŠÍ VLIVY**

$$k_f = 1$$

Další vlivy nejsou do výpočtu zahrnuty, a proto volím součinitel  $k_f = 1$ .

#### **KORIGOVANÁ MEZ ÚNAVY HŘÍDELE**

$$\sigma'_{co} = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma_{co}$$

$$\sigma'_{co} = 0,804 \cdot 0,722 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot 1 \cdot 337 = 170,122 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{co} = 170,122 \text{ MPa}$$

**PRŮŘEZ I****SOUČINITEL VRUBU PRO NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ**

$$\beta_{\sigma I} = \frac{\alpha_{\sigma I}}{1 + \frac{2(\alpha_{\sigma I} - 1)\sqrt{a_I}}{\alpha_{\sigma I}\sqrt{r_I}}} \quad [-] \quad (61)$$

$$\beta_{\sigma I} = \frac{1,70}{1 + \frac{2 \cdot (1,70 - 1) \cdot 0,155}{1,70 \cdot \sqrt{1}}} = 1,507$$

$$\beta_{\sigma I} = 1,507$$

kde:  $a_I$  [-] součinitel tvaru vrubu v místě I, zvoleno dle [7], str. 354, tab. 7-8  
pro pero drážku  $\sqrt{a_I} = \frac{104}{Rm} = \frac{104}{670} = 0,155$ ,

$r_I$  [mm] poloměr u dna drážky pro pero v místě I  $r_I = 1 \text{ mm}$ .

**SOUČINITEL VRUBU PRO NAPĚTÍ V KRUTU**

$$\beta_{\tau I} = \frac{\alpha_{\tau I}}{1 + \frac{2(\alpha_{\tau I} - 1)\sqrt{a_I}}{\alpha_{\tau I}\sqrt{r_I}}} \quad [-] \quad (62)$$

$$\beta_{\tau I} = \frac{2,38}{1 + \frac{2 \cdot (2,38 - 1) \cdot 0,155}{2,38 \cdot \sqrt{1}}} = 2,017$$

$$\beta_{\tau I} = 2,017$$

**AMPLITUDA A STŘEDNÍ NAPĚTÍ**

$$\sigma_{aI} = \sigma_{oI,nom} \beta_{\sigma I} \quad [MPa] \quad (63)$$

$$\sigma_{aI} = 52,385 \cdot 1,507 = 78,960 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aI} = 78,960 \text{ MPa}$$

$$\tau_{aI} = 0 \text{ MPa}$$

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

$$\tau_{mI} = \tau_{kl,nom} \beta_{\tau I} \quad [MPa] \quad (64)$$

$$\tau_{mI} = 9,605 \cdot 2,017 = 19,373 \text{ MPa}$$

$$\tau_{mI} = 19,373 \text{ MPa}$$

**REDUKOVANÉ NAPĚTÍ AMPLITUDY DLE TEORIE MĚRNÉ ENERGIE NAPJATOSTI ZMĚNY TVARU HMH**

$$\sigma_{al,red} = \sqrt{\sigma_{al}^2 + 3\tau_{al}^2} \text{ [MPa]} \quad (65)$$

$$\sigma_{al,red} = \sqrt{78,960^2 + 3 \cdot 0^2} = 78,960 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{al,red} = 78,960 \text{ MPa}$$

**REDUKOVANÉ STŘEDNÍ NAPĚTÍ DLE TEORIE MĚRNÉ ENERGIE NAPJATOSTI ZMĚNY TVARU HMH**

$$\sigma_{ml,red} = \sqrt{\sigma_{ml}^2 + 3\tau_{ml}^2} \text{ [MPa]} \quad (66)$$

$$\sigma_{ml,red} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 19,373^2} = 33,556 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ml,red} = 33,556 \text{ MPa}$$

**PRŮSEČÍK SE SODERBERGOVOU PŘÍMKOU**

$$\frac{\sigma_{Al}}{\sigma_{co}} + \frac{\sigma_{MI}}{R_e} = 1 = \frac{\sigma_{Al}}{\sigma_{co}} + \frac{\sigma_{Al}}{R_e r_{SI}} = 1 \rightarrow \sigma_{Al} = \frac{R_e r_{SI} \sigma_{co}}{R_e r_{SI} + \sigma_{co}} \text{ [MPa]} \quad (67)$$

$$r_{SI} = \frac{\sigma_{Al}}{\sigma_{MI}} = \frac{\sigma_{al,red}}{\sigma_{ml,red}} = \frac{78,960}{33,556} = 2,353$$

$$r_{SI} = 2,353$$

$$\sigma_{Al} = \frac{355 \cdot 2,353 \cdot 170,122}{355 \cdot 2,353 + 170,122} = 139,924 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Al} = 139,924 \text{ MPa}$$

kde:  $r_{SI}$  [–] směrnicí zatěžovací přímky pro místo I.

**BEZPEČNOST VZHEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉMU LOMU V MÍSTĚ I**

$$k_{u,I} = \frac{\sigma_{AI}}{\sigma_{al,red}} \quad [-] \quad (68)$$

$$k_{u,I} = \frac{139,924}{78,960} = 1,772$$

$$k_{u,I} = 1,772$$

$$k_{u,I} \geq k_{c,min}$$

$$1,772 \geq 1,7$$

Bezpečnost v místě I je větší než minimální bezpečnost, proto nedojde k dosažení MSÚ.

Výpočty ostatních nebezpečných míst jsou uvedeny v příloze I. z důvodu použití stejného výpočtového postupu.

**3.4.3 VYHODNOCENÍ BEZPEČNOSTI HŘÍDELE VZHEDEM K MSP A MSÚ**

Výsledky bezpečnosti hnací hřídele vůči mezním stavům jsou uvedeny v *tab. 9*.

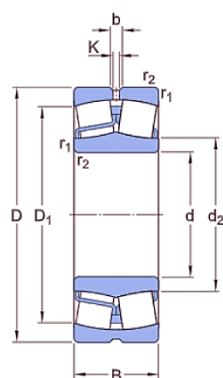
*Tab. 9* Bezpečnosti jednotlivých průřezu na hnací hřídeli

Nebezpečné místo Mezní stav	Průřez I	Průřez II	Průřez III	Průřez IV	Minimální bezpečnost
<b>MSP<sup>1</sup></b>	3,437	2,991	4,723	8,757	1,7
<b>MSÚ<sup>2</sup></b>	1,772	1,892	2,673	5,127	
MSP <sup>1</sup> – mezní stav pružnosti MSÚ <sup>2</sup> – mezní stav únavového lomu					

Z výsledků je patrné, že nejvíce namáhaný průřez je průřez I, na kterém je nasazeno pojezdové kolo. Bezpečnost ve všech nebezpečných místech je vyšší než minimální bezpečnost, tudíž nedojde k dosažení žádného mezního stavu a můžeme prohlásit, že navržený hřídel je vyhovující.

### 3.5 NÁVRH LOŽISEK

Pro uložení hnací i předlohové hřídele byla zvolena dvouřadá soudečková ložiska, která jsou uvedena v kapitole koncepčních variant. Pojištění bude provedeno pomocí nalisování ložisek do ložiskových domků a následným zajištěním pojistnými kroužky. Ložiskové domky budou připevněny pomocí šroubů a matic k rámu kočky. Soudečková ložiska byla zvolena na základě rozměrů a jejich vlastností (např.: odolnost vůči velkému radiálnímu zatížení, dobrá životnost a poměrně nízká cena). Parametry zvoleného ložiska s katalogovým označením 22218 E od firmy SKF jsou uvedeny na *obr. 45A* a *obr. 45B*. [25]



#### DIMENSIONS

d	90 mm	Bore diameter
D	160 mm	Outside diameter
B	40 mm	Width
$d_2$	$\approx 106$ mm	Shoulder diameter of inner ring
$D_1$	$\approx 141$ mm	Shoulder/recess diameter of outer ring
b	6 mm	Width of lubrication groove
K	3 mm	Diameter of lubrication hole
$r_{1,2}$	min. 2 mm	Chamfer dimension

*Obr. 45A* Rozměry ložiska s označením 22218 E [25]

#### 3.5.1 KONTROLA LOŽISEK

Kontrola spočívá v porovnání základní a modifikované trvanlivosti ložisek se stanovenou minimální životností ložisek. Základní a modifikovaná trvanlivost se vypočítá dle [7] a poté překontroluje v kalkulátoru na stránkách výrobce SKF. Minimální životnost je stanovena na základě klasifikace mechanismu a druhu provozu zařízení dle [11].

Zatížení působící na ložiska je schematicky zobrazeno na *obr. 40*, ze kterého vyplývá, že obě ložiska budou namáhány stejným způsobem. Stačí tedy zkontrolovat ložisko jen na jedné straně hřídele.

#### CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	331 kN
Basic static load rating	$C_0$	375 kN
Fatigue load limit	$P_u$	39 kN
Reference speed		3 800 r/min
Limiting speed		5 300 r/min
Limiting value	e	0.24
Axial load factor	$Y_1$	2.8
Axial load factor	$Y_2$	4.2
Axial load factor	$Y_0$	2.8

*Obr. 45B* Parametry ložiska s označením 22218 E [25]

Pro výpočet trvanlivosti ložisek je zapotřebí nejprve analyzovat zatížení působící na ložiska a vypočítat ekvivalentní tlak na pojezdové kolo, ze kterého se stanoví axiální zatížení. Ekvivalentní tlak se vypočítá dle [1], str. 108 ze vzorce:

#### EKVIVALENTNÍ TLAK NA POJEZDOVÉ KOLO

$$K_e = \gamma k_x F_{RA} \quad [N] \quad (69)$$

$$K_e = 0,8 \cdot 1,2 \cdot 65\,503,583 = 62\,883,440 \text{ N}$$

$$K_e = 62,883 \text{ kN}$$

kde:  $\gamma$  [–] součinitel závislý na proměnlivosti zatížení, zvoleno dle [1], str. 108, tab. 2.11  $\gamma = 0,80$ ,

$k_x$  [–] součinitel druhu provozu, zvoleno dle [1], str. 180, tab. 2.10 pro střední provoz  $k_x = 1,2$ ,

$F_{RA}$  [N] reakční síla od uložení hřídele.

#### RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Radiální síla se vypočítá ze statické rovnováhy na hnací hřídeli dle vzorce (49).

$$F_{RA} = F_r = 65,504 \text{ kN}$$

#### AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

$$F_a = K_e 0,1 \quad [N] \quad (70)$$

$$F_a = 62\,883,440 \cdot 0,1 = 6\,288,344 \text{ N}$$

$$F_a = 6,288 \text{ kN}$$

#### KOMBINOVANÉ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Je nutné zjistit podíl axiální složky na zatížení ložiska a rozhodnout, zda je axiální složka síly významná a je potřeba ji zahrnout do výpočtu, či nikoli.

$$\frac{F_a}{F_r} \geq e \quad (71)$$

$$0,096 < 0,22$$

kde:  $e$  [–] mezní hodnota poměru dle [7].

Podíl axiální složky je zanedbatelný, proto se do výpočtu trvanlivosti nebude zahrnovat.

**ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA**

Výpočet základní (výpočtové) trvanlivosti je stanoven výrobcem ložiska (SKF). Vzorec pro výpočet základní trvanlivosti v provozních hodinách je ve tvaru [7]:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{a_e} \frac{10^6}{60 n_s} [\text{hod}] \quad (72)$$

$$L_{10} = \left(\frac{331\,000}{65\,503,583}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 20} = 184\,513,666 \text{ hod}$$

$$L_{10} = 184\,513,666 \text{ hod}$$

kde:  $C$  [N] základní dynamická únosnost ložiska, zvoleno dle obr. ,  
 $P$  [N] radiální zatížení ložiska  $P = F_r$ ,  
 $a_e$  [-] exponent druhu dotyku tělíska v ložisku, zvoleno dle [7] pro čárový dotyk  $a_e = \frac{10}{3}$ .

**MODIFIKOVANÁ TRVANLIVOST LOŽISKA**

$$L_{1m} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} [\text{hod}] \quad (73)$$

$$L_{1m} = 0,25 \cdot 1 \cdot 184\,513,666 = 46\,128,417 \text{ hod}$$

$$L_{1m} = 46\,128,417 \text{ hod}$$

kde:  $a_1$  [-] součinitel spolehlivosti, zvoleno dle [7], str. 631, tab. 11-6 pro spolehlivost 99 %  $a_1 = 0,25$ ,

$a_{ISO}$  [-] součinitel modifikované trvanlivosti, zvoleno dle ISO281:2007,  $a_{ISO} = 1$ .

**TRVANLIVOST VYPOČÍTANÁ POMOCÍ KALKULÁTORU VÝROBCE SKF**

Výsledek výpočtu trvanlivosti dle kalkulátoru na stránkách výrobce SKF je uveden v tab. 10. Výsledky jsou uvedeny v provozních hodinách ložiska.

Tab. 10 Výsledky výpočtu trvanlivosti podle kalkulátoru na stránkách SKF [25]

Designation	Bearing rating life	
	Basic	SKF
	$L_{10n}$ (h)	$L_{10mn}$ (h)
☆ ■ 22218 E	66700	6910

### 3.5.2 VYHODNOCENÍ KONTROLY LOŽISEK

Vyhodnocení spočívá v porovnání vypočtených hodnot trvanlivostí s minimální životností ložiska danou příslušnou třídou mechanismu. Porovnání výpočtů je uvedeno v *tab. 11*.

*Tab. 11* Vyhodnocení kontroly trvanlivosti ložisek

Trvanlivost	Porovnání		Vyhodnocení
Základní	$L_{10} \geq L_h$	184 513,666 hod $\geq$ 1 600 hod	Ložisko vyhovuje z hlediska trvanlivosti.
Modifikovaná	$L_{1m} \geq L_h$	46 128,417 hod $\geq$ 1 600 hod	Ložisko vyhovuje z hlediska trvanlivosti.
SKF	$L_{10h} \geq L_h$	66 700 hod $\geq$ 1 600 hod	Ložisko vyhovuje z hlediska trvanlivosti.

kde:  $L_h$  [hod] minimální trvanlivost ložisek, zvoleno dle [11], str. 6; tab. 4 pro třídu využívání  $T_3$   $L_h = 1\,600$  hod.

Z výsledků je patrné, že trvanlivost použitých ložisek byla mnohonásobně překonána v porovnání s minimální trvanlivostí stanovenou dle klasifikace mechanismu. Je nutné podotknout, že v tomto případě nelze ložiska nahradit za jiná z důvodu velkého radiálního zatížení působícího na ložiska.

### 3.6 KONTROLA TĚSNÝCH PER

Pro přenos kroutícího momentu z převodovky na hnací hřídel a následně na kola je využito spojení pomocí těsného pera. Kontrola spočívá v porovnání tlaku na boku drážky s dovoleným tlakem na bocích drážky v náboji tak, aby nedošlo k otačení. Výpočet je proveden dle [7] pomocí následujícího vztahu:

$$p_{Dd} \geq \frac{2M_{roz} i}{d_I t_{1I}(l_I - b_I)} \quad [MPa] \quad (74)$$

$$p_{Dd} = 0,6p_0 \quad (75)$$

$$150 \cdot 0,6 \geq \frac{2 \cdot 35,825 \cdot 70,07}{110 \cdot 6,9 \cdot (110 - 32)}$$

$$90 \text{ MPa} \geq 84,804 \text{ MPa}$$

kde:  $t_{1I}$  [mm] hloubka drážky pro pero v náboji pro místo I, zvoleno dle normy ČSN 02 2562, [9], str. 467  $t_{1I} = 6,9 \text{ mm}$ ,

$l_I$  [mm] délka drážky pro pero, zvoleno dle normy ČSN 02 2562, [9], str. 467  $l_I = 110 \text{ mm}$ ,

$b_I$  [mm] šířka drážky pro pero, zvoleno dle normy ČSN 02 2562, [9], str. 467  $b_I = 32 \text{ mm}$ ,

$p_0$  [MPa] základní hodnota tlaku, zvoleno dle [7], str. 1081, tab. 18.8 pro ocel  $p_0 = 150 \text{ MPa}$ .

Kontrola na otačení pera v místě I je splněna, pero je navrženo správně.

Kontrolní výpočty ostatních těsných per jsou uvedeny v příloze I. z důvodu použití stejného výpočtového postupu. Výsledky těchto výpočtů jsou zobrazeny v tab. 12.

Tab. 12 Výsledky kontrolních výpočtů těsných per

Nebezpečné místo Tlak	Místo I	Místo II	Místo V
<b>Tlak na boku drážky</b> [MPa]	84,80	82,68	47,85
<b>Dovolený tlak na boku drážky</b> [MPa]	90		

## ZÁVĚR

Na základě zadaných vstupních parametrů byl proveden konstrukční návrh pojezdového mechanismu jeřábové kočky podle zvoleného způsobu pohonu. Způsob provedení pojezdového mechanismu byl vybrán na základě kritické rešerše používaných zařízení a následného vlastního zhodnocení konstrukce mechanismu.

Volba komponent pojezdového mechanismu byla provedena na základě běžně dostupných produktů výrobců jeřábové techniky. Jednotlivé komponenty pojezdu byly funkčními a pevnostními výpočty zkontrolovány a bylo ověřeno, zda je pojezdový mechanismus provozuschopný. Z těchto výpočtů vyplývá, že za zjednodušených předpokladů byly všechny komponenty navrženy správně. Zjednodušené předpoklady byly aplikovány z důvodu nedostatku informací o provozních podmínkách nebo průběhu zatěžování jeřábové kočky. Pro přesnější výpočty by bylo zapotřebí znát skutečné provozní podmínky a průběh zatěžovacích cyklů v reálném pracovním prostředí jeřábové kočky.

Přiložená výkresová dokumentace může být využita jako podklad pro výrobu jednotlivých komponent pojezdového mechanismu. Ve výkresové dokumentaci se nachází také svarek rámu jeřábové kočky. Je zapotřebí myslet na to, že konstrukce rámu byla navržena pouze orientačně, jelikož návrh rámu nespadá do cílů této bakalářské práce. Nebyly proto provedeny žádné pevnostní ani kontrolní výpočty zabývající se únosností rámu. V další části práce by bylo zapotřebí ověřit, zda rám jeřábové kočky vyhovuje z hlediska pevnosti, a dále jej zoptimalizovat tak, aby dosahoval požadovaných provozních podmínek.

Celková cena všech komponent byla odhadnuta z dat poskytnutých výrobcí na 800 000 korun. Je však nutno zdůraznit, že se jedná pouze o orientační cenu, a proto se výsledná cena komponent může lišit.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012, 356 s.: il. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [2] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem: vysokošk. učebnice*. Praha: SNTL, 1979, 454 s.
- [3] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení: pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně*. Brno. Skripta. FSI VUT v Brně.
- [4] REMTA, František, František DRAŽAN, Ladislav KUPKA, Oldřich JURÁŠEK, Zdeněk LEDR a Otakar ZDEBSKI. *Jeřáby. I. díl*. Druhé, přepracované a doplněné vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1974, 645 stran: ilustrace, tabulky.
- [5] DRAŽAN, František a Ladislav KUPKA. *Jeřáby*. Praha: SNTL, 1968, 661 s.
- [6] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s.: il.; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] PILKEY, Walter D, Deborah F PILKEY a Rudolph Earl PETERSON. *Peterson's stress concentration factors*. 3rd ed. Hoboken: John Wiley, 2007, xxxvi, 522 s. : il. ISBN 978-0-470-04824-5.
- [9] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Čtvrté doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 stran: ilustrace. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [10] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem: pro konstrukční cvičení*. Vydání šesté, přepracované a doplněné. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019, 236 stran: ilustrace (černobílé). ISBN 978-80-7623-010-1.
- [11] ČSN ISO 4306-1. *Jeřáby – Slovník – Část 1: Všeobecně*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010. Třídící znak 27 0000.
- [12] ČSN EN 13001-1. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 1: Základní principy a požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 32 s. Třídící znak 27 0105.
- [13] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby – Návrh obecně – Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2021, Třídící znak 27 0105.
- [14] ČSN EN 13001-3-3. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 3-3: Mezní stavy a prokázání způsobilosti kontaktů kolo/kolejnice*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 24 s. Třídící znak 27 0105.

- [15] MUNCK CRANES INC. *Munckcranes* [online]. [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://www.munckcranes.com/crane-component-guide>.
- [16] T-PROM s.r.o. *Tprom* [online]. Pardubice [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>.
- [17] Feron. *Feron.online* [online]. Praha [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/39641/kolejnice-jerabova-a-65-din-536-1>.
- [18] Kola PIRKL: *Litinová kola C80*. *Kolapirk.cz* [online]. [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://www.kolapirk.cz/litnova-c80>.
- [19] Blickle: *Kola a kladky s nákolkem*. *Blickle* [online]. Brno [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://www.blickle.cz/v%C3%BDrobek/SPK-250G-8607>.
- [20] KARL GEORG: *Crane wheel sets, wheel blocks*. *Karl-georg* [online]. [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://www.karl-georg.de/en>.
- [21] KRALOVO POLE CRANES, a.s.: *komponenty pojezdu*. *Kpc.cz* [online]. Brno [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://www.kpc.cz/produkty/komponenty-pojezdu-jerabu/>.
- [22] Wikiwand: *Band brake*. *Wikiwand.com* [online]. [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: [https://www.wikiwand.com/en/Band\\_brake](https://www.wikiwand.com/en/Band_brake).
- [23] Innovation Discoveries: *Automotive* [online]. [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://innovationdiscoveries.space/whats-the-difference-between-brake-shoes-and-brake-pads/>.
- [24] GIGA, spol. s.r.o.: *lanové kladkostroje dvoukolejnicové*. *Gigasro.cz* [online]. [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://www.gigasro.cz/lanove-kladkostroje-dvoukolejnicove.html>.
- [25] MakeItFrom: *EN 1.0070 (E360) Non-Alloy Steel*. *Makeitfrom.com* [online]. [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-1.0070-E360-Non-Alloy-Steel>.
- [26] SKF: *Spherical roller bearings*. *Skf.com* [online]. [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings>.
- [27] Konecranes and Demag s.r.o.: *Procesní jeřáby*. *Demagcranes.com* [online]. [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://www.demagcranes.com/cs/produkty/jeraby/procesni-jeraby>.
- [28] ITECO ABUS: *Jeřáby, zdvihací technika*. *Iteco.cz* [online]. Gummersbach [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://www.iteco.cz/mostove-jeraby/>.
- [29] SEW EURODRIVE: *Převodové motory*. *Sew-eurodrive.cz* [online]. [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz/domu.html>.
- [30] PTÁČNÍK, M. *Pojezdový mechanismus mostového jeřábu 60 t s vahadlovým uspořádáním*. Brno, 2021. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 68 s. Vedoucí práce Miroslav Škopán.

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$a_1$	[-]	Součinitel spolehlivosti
$a_I$	[-]	Součinitel tvaru vrubu v místě I
$a_{II}$	[-]	Součinitel tvaru vrubu v místě II
$a_{III}$	[-]	Součinitel tvaru vrubu v místě III
$a_{ISO}$	[-]	Součinitel modifikované trvanlivosti dle ISO 281:2007
$a_{IV}$	[-]	Součinitel tvaru vrubu v místě IV
$a_e$	[-]	Exponent druhu dotyku tělíska v ložisku
$a$	[-]	Součinitel způsobu úpravy povrchu
$b_I$	[m]	Šířka drážky pro pero v místě I
$b_{II}$	[m]	Šířka drážky pro pero v místě II
$b_V$	[m]	Šířka drážky pro pero v místě V
$b_K$	[m]	Efektivní nosná šířka pojezdového kola
$b$	[-]	Exponent
$C$	[N]	Základní dynamická únosnost ložiska
$C_0$	[N]	Základní statická únosnost ložiska
$d_I$	[m]	Průměr hřídele v místě I
$d_{II}$	[m]	Průměr hřídele v místě II
$d_{III}$	[m]	Průměr hřídele v místě III
$d_{IV}$	[m]	Průměr hřídele v místě IV
$d_V$	[m]	Průměr hřídele v místě V
$d_p$	[m]	Průměr náboje výstupu z převodovky
$D_K$	[m]	Průměr pojezdového kola
$e$	[m]	Rameno valivého odporu
$E$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Modul pružnosti oceli
$E_K$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Modul pružnosti kolejnice
$E_P$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Modul pružnosti pojezdového kola
$f$	[-]	Součinitel tření
$f_1$	[-]	Součinitel pro tlak na hraně
$f_2$	[-]	Zmenšující součinitel nerovnoměrného rozložení tlaku
$f_{\check{c}}$	[-]	Součinitel čepového tření
$f_f$	[-]	Součinitel dalších vlivů
$F_A$	[N]	Reakce působící na přední straně jeřábové kočky

$F_{Amax}$	[N]	Maximální zatížení působící na jedno pojezdové kolo
$F_B$	[N]	Reakce působící na zadní straně jeřábové kočky
$F_Q$	[N]	Síla od hmotnosti břemena
$F_{RA}$	[N]	Reakční síla v místě A
$F_{RB}$	[N]	Reakční síla v místě B
$F_{Rd,f}$	[N]	Návrhová kontaktní síla únosnosti pro únavu
$F_{Rd,fK}$	[N]	Návrhová kontaktní síla únosnosti pro kolejnici
$F_{Rd,fP}$	[N]	Návrhová kontaktní síla únosnosti pro pojezdové kolo
$F_{Rd,s}$	[N]	Návrhová kontaktní síla únosnosti
$F_{Rd,sK}$	[N]	Statická návrhová kontaktní síla únosnosti pro kolejnici
$F_{Rd,sP}$	[N]	Statická návrhová kontaktní síla únosnosti pro pojezdové kolo
$F_{Sd,f}$	[N]	Maximální návrhová kontaktní síla pro únavu
$F_{Sd,s}$	[N]	Návrhová kontaktní síla
$F_{Sd0,s}$	[N]	Maximální návrhová kontaktní síla nevnásobená dynamickými koeficienty
$F_a$	[N]	Axiální zatížení ložiska
$F_k max$	[N]	Maximální zatížení působící na jedno pojezdové kolo s uvažováním všech dynamických koeficientů
$F_k$	[N]	Síla od hmotnosti jeřábové kočky
$F_r$	[N]	Radiální zatížení ložiska
$F_{u,K}$	[N]	Referenční kontaktní síla pro kolejnici
$F_{u,P}$	[N]	Referenční kontaktní síla pro pojezdové kolo
$F_v$	[N]	Síla větru
$F_{zP}$	[N]	Síla setrvačných sil přímočaře se pohybujících hmot
$F_{zR}$	[N]	Setrvačná síla rotujících částí
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
$HB_K$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Tvrдость materiálu kolejnice
$HB_P$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Tvrдость materiálu pojezdového kola
$i$	[-]	Celkový převodový poměr
$i_{k,n}$	[-]	Počet nebrzděných (hnaných) pojezdových kol
$i_{k1}$	[-]	Počet pojezdových kol na jedné straně
$i_n$	[-]	Celkový návrhový převodový poměr
$I$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti motoru
$I_{red}$	$[kg \cdot m^2]$	Redukovaný moment setrvačnosti

$k_1$	[-]	Součinitel pracovních podmínek
$k_2$	[-]	Součinitel druhu provozu
$k_3$	[-]	Součinitel spolehlivosti materiálu
$k_a$	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu
$k_b$	[-]	Součinitel vlivu velikosti tělesa
$k_{c,min}$	[-]	Celková bezpečnost pojezdového mechanismu
$k_c$	[-]	Součinitel vlivu způsobu zatěžování
$k_d$	[-]	Součinitel vlivu teploty
$k_e$	[-]	Součinitel spolehlivosti
$k_f$	[-]	Součinitel zahrnující další vlivy
$k_{k,I}$	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v místě I
$k_{k,II}$	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v místě II
$k_{k,III}$	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v místě III
$k_{k,IV}$	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v místě IV
$k_{u,I}$	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavového lomu v místě I
$k_{u,II}$	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavového lomu v místě II
$k_{u,III}$	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavového lomu v místě III
$k_{u,IV}$	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavového lomu v místě IV
$k_x$	[-]	Součinitel druhu provozu
$K_{adh}$	[N]	Tlakové síly působící na pojezdová kola
$K_e$	[N]	Ekvivalentní tlak na pojezdové kolo
$l_1$	[m]	Vzdálenost působíště síly $F_{max}$ do místa A
$l_2$	[m]	Vzdálenost působíště kroutícího momentu do místa B
$l_2$	[m]	Vzdálenost působíště síly $F_{max}$ do místa B
$l_I$	[m]	Délka drážky pro pero v místě I
$l_{II}$	[m]	Délka drážky pro pero v místě II
$l_V$	[m]	Délka drážky pro pero v místě V
$L_{10}$	[hod]	Základní trvanlivost ložiska
$L_{1m}$	[hod]	Modifikovaná trvanlivost ložiska
$L_h$	[hod]	Minimální životnost ložisek
$m_H$	[kg]	Celková hmotnost břemena

$m_Q$	[kg]	Nosnost jeřábu
$m_k$	[kg]	Hmotnost jeřábové kočky
$m_m$	[kg]	Hmotnost motoru
$\Delta m_H$	[kg]	Hmotnost uvolněné části břemena
$m$	[–]	Exponent při kontaktu kolo/kolejnice
$M_B$	[N · m]	Brzdňý moment sekundární brzdy
$M_T$	[N · m]	Moment pasivních odporů
$M_{b,PB}$	[N · m]	Brzdňý moment navržené brzdy
$M_b$	[N · m]	Brzdňý moment
$M_{k,m}$	[N · m]	Krouticí moment na hřídeli elektromotoru
$M_{k,s}$	[N · m]	Výstupní krouticí moment převodovky
$M_k$	[N · m]	Skutečný krouticí moment
$M_{kI,max}$	[N · m]	Maximální krouticí moment v místě I
$M_{kII,max}$	[N · m]	Maximální krouticí moment v místě II
$M_{kIII,max}$	[N · m]	Maximální krouticí moment v místě III
$M_{kIV,max}$	[N · m]	Maximální krouticí moment v místě IV
$M_m$	[N · m]	Moment síly od hmotnosti zatíženého jeřábu na nakloněné rovině
$M_{oI,max}$	[N · m]	Maximální ohybový moment v místě I
$M_{oII,max}$	[N · m]	Maximální ohybový moment v místě II
$M_{oIII,max}$	[N · m]	Maximální ohybový moment v místě III
$M_{oIV,max}$	[N · m]	Maximální ohybový moment v místě IV
$M_{roz b}$	[N · m]	Rozběhový krouticí moment
$M_v$	[N · m]	Moment od síly větru
$M_{zP}$	[N · m]	Moment setrvačných sil přímočaře se pohybujících částí
$M_{zR}$	[N · m]	Moment setrvačných sil rotujících částí
$n_m$	[min <sup>-1</sup> ]	Jmenovité otáčky motoru
$n_s$	[min <sup>-1</sup> ]	Výstupní otáčky převodovky
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky pojezdového kola
$p_0$	[MPa]	Základní hodnota tlaku pro náboj
$p_D$	[MPa]	Dovolený kontaktní tlak mezi pojezdovým kolem a kolejnici
$p_{Dd}$	[MPa]	Dovolený tlak na bocích drážky v náboji
$p_{max}$	[MPa]	Maximální kontaktní tlak mezi pojezdovým kolem a kolejnici
$P$	[W]	Potřebný výkon motoru

$P_s$	[W]	Výkon motoru
$r_I$	[m]	Poloměr vrubu v místě I
$r_{SI}$	[–]	Směrnice zatěžovací přímky v místě I
$r_{II}$	[m]	Poloměr vrubu v místě II
$r_{SII}$	[–]	Směrnice zatěžovací přímky v místě II
$r_{III}$	[m]	Poloměr vrubu v místě III
$r_{SIII}$	[–]	Směrnice zatěžovací přímky v místě III
$r_{IV}$	[m]	Poloměr vrubu v místě IV
$r_{SIV}$	[–]	Směrnice zatěžovací přímky v místě IV
$r_k$	[m]	Poloměr pojezdového kola
$r$	[m]	Poloměr čepu pojezdového kola
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
$S_c$	[–]	Parametr historie kontaktní síly
$t_{1A}$	[m]	Hloubka drážky pro pero v náboji pro místo A
$t_{1B}$	[m]	Hloubka drážky pro pero v náboji pro místo B
$t_{1C}$	[m]	Hloubka drážky pro pero v náboji pro místo C
$t_a$	[s]	Doba rozběhu motoru
$t_{b,max}$	[s]	Maximální doba brzdění
$t_{b,min}$	[s]	Minimální doba brzdění
$t_b$	[s]	Skutečná doba brzdění
$T$	[N]	Tažná síla
$T'$	[N]	Síla pasivních odporů připadající na nebrzděná kola
$v_h$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Rychlost zdvihání
$v_s$	[m · min <sup>-1</sup> ]	Skutečná pojezdová rychlost
$v$	[–]	Koeficient radiální deformace
$v$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Pojezdová rychlost
$W_{oI}$	[m <sup>3</sup> ]	Kvadratický moment průřezu v místě I
$W_{oII}$	[m <sup>3</sup> ]	Kvadratický moment průřezu v místě II
$W_{oIII}$	[m <sup>3</sup> ]	Kvadratický moment průřezu v místě III
$W_{oIV}$	[m <sup>3</sup> ]	Kvadratický moment průřezu v místě IV
$z_{ml}$	[m]	Tloušťka maximálního smyku
$\alpha$	[–]	Součinitel zahrnující další rotující hmotnosti

$\alpha'$	[-]	Součinitel vyjadřující vliv rotujících hmot
$\alpha_{\sigma I}$	[-]	Součinitel tvaru pro namáhání ohybem v místě I
$\alpha_{\sigma II}$	[-]	Součinitel tvaru pro namáhání ohybem v místě II
$\alpha_{\sigma III}$	[-]	Součinitel tvaru pro namáhání ohybem v místě III
$\alpha_{\sigma IV}$	[-]	Součinitel tvaru pro namáhání ohybem v místě IV
$\alpha_{\tau I}$	[-]	Součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě I
$\alpha_{\tau II}$	[-]	Součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě II
$\alpha_{\tau III}$	[-]	Součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě III
$\alpha_{\tau IV}$	[-]	Součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě IV
$\alpha_{\tau I}$	[-]	Součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě I
$\alpha_{\tau II}$	[-]	Součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě II
$\alpha_{\tau III}$	[-]	Součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě III
$\alpha_{\tau IV}$	[-]	Součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě IV
$\beta_2$	[-]	Součinitel závislý na tuhosti jeřábu
$\beta_3$	[-]	Součinitel určující druh uchopujícího prostředku břemena
$\beta_{\sigma I}$	[-]	Součinitel vrubu pro ohybové napětí v místě I
$\beta_{\sigma I}$	[-]	Součinitel vrubu pro ohybové napětí v místě II
$\beta_{\sigma I}$	[-]	Součinitel vrubu pro ohybové napětí v místě III
$\beta_{\sigma I}$	[-]	Součinitel vrubu pro ohybové napětí v místě IV
$\beta_{\tau I}$	[-]	Součinitel vrubu pro napětí v krutu v místě I
$\beta_{\tau I}$	[-]	Součinitel vrubu pro napětí v krutu v místě II
$\beta_{\tau I}$	[-]	Součinitel vrubu pro napětí v krutu v místě III
$\beta_{\tau I}$	[-]	Součinitel vrubu pro napětí v krutu v místě IV
$\gamma$	[-]	Součinitel závislý na proměnlivosti zatížení
$\gamma_{cf}$	[-]	Součinitel kontaktní únosnosti při únavě
$\gamma_m$	[-]	Obecný součinitel spolehlivosti
$\eta_c$	[-]	Celková mechanická účinnost
$\delta_o$	[-]	Součinitel kombinace pasivních odporů a tlaku větru
$\delta$	[-]	Součinitel závislý na působení gravitačních účinků
$\sigma'_{co}$	[MPa]	Korigovaná mez únavy
$\sigma_{AI}$	[MPa]	Mezní amplituda napětí v místě I
$\sigma_{AII}$	[MPa]	Mezní amplituda napětí v místě II
$\sigma_{AIII}$	[MPa]	Mezní amplituda napětí v místě III

$\sigma_{AIV}$	[MPa]	Mezní amplituda napětí v místě IV
$\sigma_{MI}$	[MPa]	Mezní střední napětí v místě I
$\sigma_{MII}$	[MPa]	Mezní střední napětí v místě II
$\sigma_{MIII}$	[MPa]	Mezní střední napětí v místě III
$\sigma_{MIV}$	[MPa]	Mezní střední napětí v místě IV
$\sigma_{al,red}$	[MPa]	Redukované napětí amplitudy dle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru HMH v místě I
$\sigma_{al,red}$	[MPa]	Redukované napětí amplitudy dle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru HMH v místě II
$\sigma_{al,red}$	[MPa]	Redukované napětí amplitudy dle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru HMH v místě III
$\sigma_{al,red}$	[MPa]	Redukované napětí amplitudy dle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru HMH v místě IV
$\sigma_{al}$	[MPa]	Amplituda normálového napětí v místě I
$\sigma_{alI}$	[MPa]	Amplituda normálového napětí v místě II
$\sigma_{alII}$	[MPa]	Amplituda normálového napětí v místě III
$\sigma_{alIV}$	[MPa]	Amplituda normálového napětí v místě IV
$\sigma_c$	[MPa]	Mez únavy v ohybu
$\sigma_{co}$	[MPa]	Mez únavy při únavové zkoušce ohybu za rotace
$\sigma_{ml,red}$	[MPa]	Redukované střední napětí dle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru HMH v místě I
$\sigma_{ml,red}$	[MPa]	Redukované střední napětí dle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru HMH v místě II
$\sigma_{ml,red}$	[MPa]	Redukované střední napětí dle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru HMH v místě III
$\sigma_{ml,red}$	[MPa]	Redukované střední napětí dle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru HMH v místě IV
$\sigma_{ml}$	[MPa]	Střední normálové napětí v místě I
$\sigma_{mlI}$	[MPa]	Střední normálové napětí v místě II
$\sigma_{mlII}$	[MPa]	Střední normálové napětí v místě III
$\sigma_{mlIV}$	[MPa]	Střední normálové napětí v místě IV
$\sigma_{oI,max}$	[MPa]	Maximální normálové napětí v místě I
$\sigma_{oI,nom}$	[MPa]	Nominální normálové napětí v místě I
$\sigma_{oII,max}$	[MPa]	Maximální normálové napětí v místě II
$\sigma_{oII,nom}$	[MPa]	Nominální normálové napětí v místě II
$\sigma_{oIII,max}$	[MPa]	Maximální normálové napětí v místě III
$\sigma_{oIII,nom}$	[MPa]	Nominální normálové napětí v místě III
$\sigma_{oIV,max}$	[MPa]	Maximální normálové napětí v místě IV

$\sigma_{oIV,nom}$	[MPa]	Nominální normálové napětí v místě IV
$\sigma_{red,I}$	[MPa]	Redukované napětí podle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru HMH v místě I
$\sigma_{red,II}$	[MPa]	Redukované napětí podle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru HMH v místě II
$\sigma_{red,III}$	[MPa]	Redukované napětí podle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru HMH v místě III
$\sigma_{red,IV}$	[MPa]	Redukované napětí podle teorie měrné energie napjatosti změny tvaru HMH v místě IV
$\tau_{aI}$	[MPa]	Amplituda smykového napětí v místě I
$\tau_{aII}$	[MPa]	Amplituda smykového napětí v místě II
$\tau_{aIII}$	[MPa]	Amplituda smykového napětí v místě III
$\tau_{aIV}$	[MPa]	Amplituda smykového napětí v místě IV
$\tau_{ck}$	[MPa]	Mez únavy v krutu
$\tau_{kI,max}$	[MPa]	Maximální smykové napětí v místě I
$\tau_{kI,nom}$	[MPa]	Nominální smykové napětí v místě I
$\tau_{kII,max}$	[MPa]	Maximální smykové napětí v místě II
$\tau_{kII,nom}$	[MPa]	Nominální smykové napětí v místě II
$\tau_{kIII,max}$	[MPa]	Maximální smykové napětí v místě III
$\tau_{kIII,nom}$	[MPa]	Nominální smykové napětí v místě III
$\tau_{kIV,max}$	[MPa]	Maximální smykové napětí v místě IV
$\tau_{kIV,nom}$	[MPa]	Nominální smykové napětí v místě IV
$\tau_{mI}$	[MPa]	Střední smykové napětí v místě I
$\tau_{mII}$	[MPa]	Střední smykové napětí v místě II
$\tau_{mIII}$	[MPa]	Střední smykové napětí v místě III
$\tau_{mIV}$	[MPa]	Střední smykové napětí v místě IV
$\varphi_I$	[°]	Úhel zatěžovací přímky v místě I
$\varphi_{II}$	[°]	Úhel zatěžovací přímky v místě II
$\varphi_{III}$	[°]	Úhel zatěžovací přímky v místě III
$\varphi_{IV}$	[°]	Úhel zatěžovací přímky v místě IV
$\phi_1$	[–]	Koeficient určující působení gravitačních účinků na hmotnost jeřábové kočky
$\phi_{2 min}$	[–]	Minimální hodnota koeficientu $\phi_2$
$\phi_2$	[–]	Koeficient určující působení zatížení při zdvihání volně ležícího břemene
$\phi_3$	[–]	Koeficient setrvačných a gravitačních účinků při náhlém uvolnění části břemena

$\phi_4$	[–]	Koeficient určující zatížení způsobené pojezdem po nerovném povrchu
$\phi_5$	[–]	Koeficient určující zatížení způsobené zrychlením pohonu působící na hmotnost břemena
$\phi_6$	[–]	Koeficient určený pro zkušební zatížení
$\phi_7$	[–]	Koeficient určující působení sil na nárazníky
$\kappa$	[–]	Součinitel přetížitelnosti motoru
$\kappa_n$	[–]	Součinitel tření nákolku pojezdového kola o kolejnici
$\xi_G$	[–]	Součinitel určující nerovnosti na dráze jeřábové kočky

MSP	Mezní stav pružnosti
MSÚ	Mezní stav únavového lomu
VVÚ	Výsledné vnitřní účinky

## SEZNAM PŘÍLOH

P.1 Pevnostní výpočty hnací hřídele, str. 85 až 98.

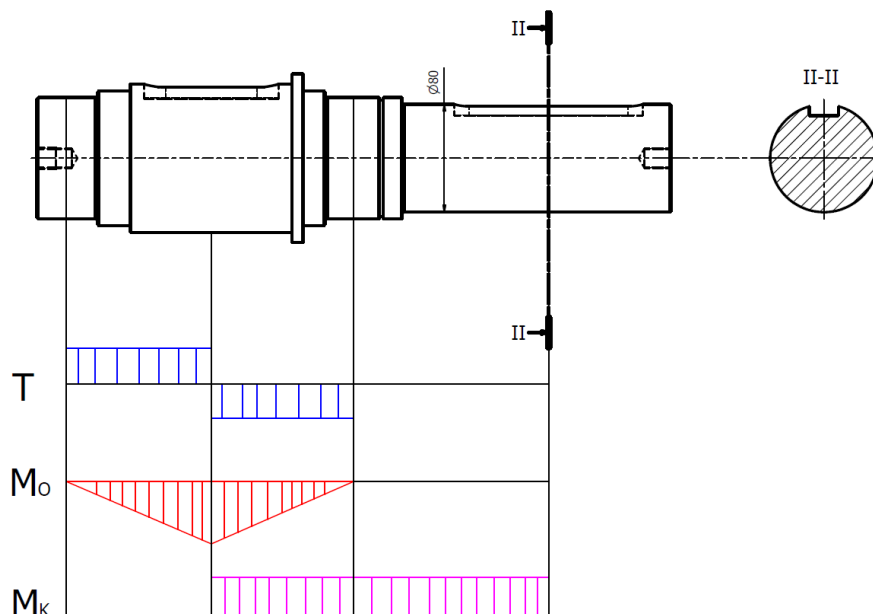
### SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

Pojzdový mechanismus jeřábové kočky	Výkres sestavení	22100_A0
Průběžná hřídel	Výkres součásti	22101_A3
Hnací hřídel	Výkres součásti	22120_A3

## P1.1 BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

### P1.1.1 PRŮŘEZ II

V místě II se nachází nejmenší průměr hřídele a vrub ve formě drážky pro pero viz *obr. p1*. Také se zde vyskytuje konstantní hodnota kroutícího momentu.



Obr. P1.1 Nebezpečné místo II

#### VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO A KROUTÍCÍHO MOMENTU

$$M_{oII,max} = F_{RA}l \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (\text{P1.1})$$

$$M_{oII,max} = 65\,503,583 \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oII,max} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kII,max} = 2\,510,280 \text{ Nm}$$

#### MAXIMÁLNÍ NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ OD OHYBU

$$\sigma_{oII,nom} = \frac{M_o}{W_{oII}} = \frac{32M_{oII,max}}{\pi d_{II}^3} \text{ [MPa]} \quad (\text{P1.2})$$

$$\sigma_{oII,nom} = \frac{32 \cdot 0}{\pi \cdot 0^3} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oII,nom} = 0 \text{ MPa}$$

kde:  $d_{II}$  [m] průměr hřídele v místě II, zvoleno  $d_{II} = 80 \text{ mm}$ .

$$\sigma_{oII,max} = \sigma_{oII,nom} \alpha_{\sigma II} [MPa] \quad (P1.3)$$

$$\sigma_{oII,max} = 0 \cdot 1,80 = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oII,max} = 0 \text{ MPa}$$

kde:  $\alpha_{\sigma II}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání ohybem v místě II, zvoleno dle [8], str. 489, graf 5.1  $\alpha_{\sigma II} = 1,80$ .

#### MAXIMÁLNÍ SMYKOVÉ NAPĚTÍ OD KRUTU

$$\tau_{kII,nom} = \frac{M_k}{W_{kII}} = \frac{16M_{kII,max}}{\pi d_{II}^3} [MPa] \quad (P1.4)$$

$$\tau_{kII,nom} = \frac{16 \cdot 2\,510,280}{\pi \cdot 0,080^3} = 24,970 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kII,nom} = 24,970 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kII,max} = \tau_{kII,nom} \alpha_{\tau II} [MPa] \quad (P1.5)$$

$$\tau_{kII,max} = 24,970 \cdot 2,59 = 64,673 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kII,max} = 64,673 \text{ MPa}$$

kde:  $\alpha_{\tau II}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě II, zvoleno dle [8], str. 490, graf 5.2  $\alpha_{\tau II} = 2,59$ .

#### REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PODLE TEORIE MĚRNÉ ENERGIE NAPJATOSTI ZMĚNY TVARU HMH

$$\sigma_{red,II} = \sqrt{\sigma_{oII,max}^2 + 3\tau_{kII,max}^2} [MPa] \quad (P1.6)$$

$$\sigma_{red,II} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 64,673^2} = 112,017 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red,II} = 112,017 \text{ MPa}$$

#### BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI V MÍSTĚ II

$$k_{k,II} = \frac{R_e}{\sigma_{red,II}} [-] \quad (P1.7)$$

$$k_{k,II} = \frac{335}{112,017} = 2,991$$

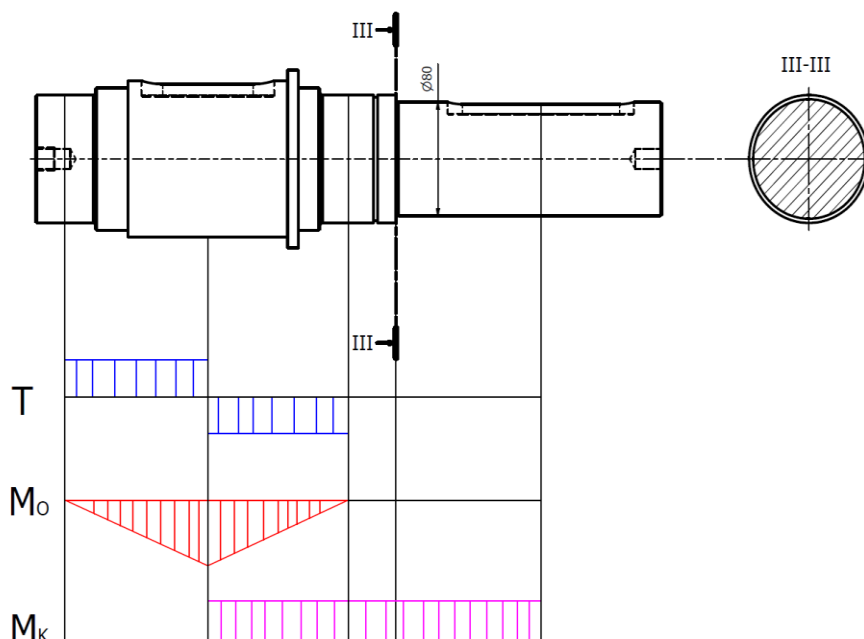
$$k_{k,II} = 2,991$$

$$k_{k,II} \geq k_{c,min}$$

$$2,991 \geq 1,7$$

### P1.1.2 PRŮŘEZ III

V místě III se nachází maximální kroutící moment a vrub ve formě osazení viz *obr. p1.2*.



Obr. P1.2 Nebezpečné místo III

#### VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO A KROUTÍCÍHO MOMENTU

$$M_{oIII,max} = F_{RA}l \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (\text{P1.8})$$

$$M_{oIII,max} = 65\,503,583 \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oIII,max} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kIII,max} = 2\,510,280 \text{ N} \cdot \text{m}$$

#### MAXIMÁLNÍ NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ OD OHYBU

$$\sigma_{oIII,nom} = \frac{M_o}{W_{oIII}} = \frac{32M_{oIII,max}}{\pi d_{III}^3} \text{ [MPa]} \quad (\text{P1.9})$$

$$\sigma_{oIII,nom} = \frac{32 \cdot 0}{\pi \cdot 0,08^3} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oIII,nom} = 0 \text{ MPa}$$

kde:  $d_{III}$  [m] průměr hřídele v místě III, zvoleno  $d_{III} = 80 \text{ mm}$ .

$$\sigma_{oIII,max} = \sigma_{oIII,nom} \alpha_{\sigma III} [MPa] \quad (P1.10)$$

$$\sigma_{oIII,max} = 0 \cdot 2,00 = 0 MPa$$

$$\sigma_{oIII,max} = 0 MPa$$

kde:  $\alpha_{\sigma III}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání ohybem v místě III, zvoleno dle [8], str. 489, graf 5.1  $\alpha_{\sigma III} = 2,00$ .

#### MAXIMÁLNÍ SMYKOVÉ NAPĚTÍ OD KRUTU

$$\tau_{kIII,nom} = \frac{M_k}{W_{kIII}} = \frac{16M_{kIII,max}}{\pi d_{III}^3} [MPa] \quad (P1.11)$$

$$\tau_{kIII,nom} = \frac{16 \cdot 2\,510,280}{\pi \cdot 0,08^3} = 24,970 MPa$$

$$\tau_{kIII,nom} = 24,970 MPa$$

$$\tau_{kIII,max} = \tau_{kIII,nom} \alpha_{\tau III} [MPa] \quad (P1.12)$$

$$\tau_{kIII,max} = 24,970 \cdot 1,64 = 40,951 MPa$$

$$\tau_{kIII,max} = 40,951 MPa$$

kde:  $\alpha_{\tau III}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě III, zvoleno dle [8], str. 490, graf 5.2  $\alpha_{\tau III} = 1,64$ .

#### REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PODLE TEORIE MĚRNÉ ENERGIE NAPJATOSTI ZMĚNY TVARU HMH

$$\sigma_{red,III} = \sqrt{\sigma_{oIII,max}^2 + 3\tau_{kIII,max}^2} [MPa] \quad (P1.13)$$

$$\sigma_{red,III} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 40,951^2} = 70,930 MPa$$

$$\sigma_{red,III} = 70,930 MPa$$

#### BEZPEČNOST VZHEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI V MÍSTĚ III

$$k_{k,III} = \frac{R_e}{\sigma_{red,III}} [-] \quad (P1.14)$$

$$k_{k,III} = \frac{335}{70,930} = 4,723$$

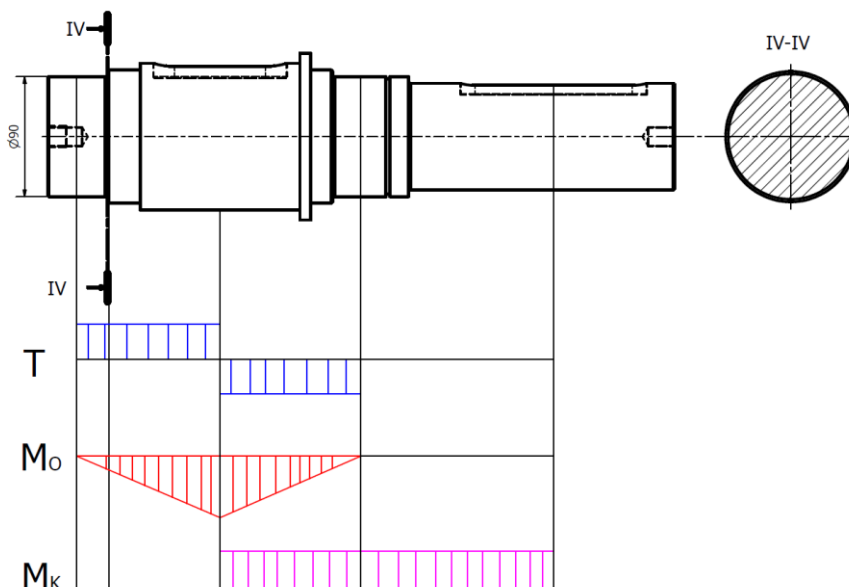
$$k_{k,III} = 4,723$$

$$k_{k,III} \geq k_{c,min}$$

$$4,723 \geq 1,7$$

### P1.1.3 PRŮŘEZ IV

V místě IV se nachází druhý nejmenší průměr hřídele a také vrub ve formě osazení viz *obr. p1.3*.



Obr. P1.3 Nebezpečné místo IV

#### VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO A KROUTÍCÍHO MOMENTU

$$M_{oIV,max} = F_{RA} l_4 [N \cdot m] \quad (P1.15)$$

$$M_{oIV,max} = 65\,503,583 \cdot 0,020 = 1310,072 \text{ N} \cdot m$$

$$M_{oIV,max} = 1310,072 \text{ N} \cdot m$$

kde:  $l_4$  [m] vzdálenost od středu ložiska k osazení.

$$M_{kIV,max} = 0 \text{ N} \cdot m$$

#### MAXIMÁLNÍ NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ OD OHYBU

$$\sigma_{oIV,nom} = \frac{M_o}{W_{oIV}} = \frac{32 M_{oIV,max}}{\pi d_{IV}^3} [MPa] \quad (P1.16)$$

$$\sigma_{oIV,nom} = \frac{32 \cdot 1310,072}{\pi \cdot 0,09^3} = 18,305 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oIV,nom} = 18,305 \text{ MPa}$$

kde:  $d_{IV}$  [m] průměr hřídele v místě IV, zvoleno  $d_{IV} = 90 \text{ mm}$ .

$$\sigma_{oIV,max} = \sigma_{oIV,nom} \alpha_{\sigma IV} [MPa] \quad (P1.17)$$

$$\sigma_{oIV,max} = 18,305 \cdot 2,09 = 38,257 MPa$$

$$\sigma_{oIV,max} = 38,257 MPa$$

kde:  $\alpha_{\sigma IV}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání ohybem v místě IV, zvoleno dle [8], str. 489, graf 5.1  $\alpha_{\sigma IV} = 2,09$ .

#### MAXIMÁLNÍ SMYKOVÉ NAPĚTÍ OD KRUTU

$$\tau_{kIV,nom} = \frac{M_k}{W_{kIV}} = \frac{16M_{kIV,max}}{\pi d_{IV}^3} [MPa] \quad (P1.18)$$

$$\tau_{kIV,nom} = \frac{16 \cdot 0}{\pi \cdot 0,090^3} = 0 MPa$$

$$\tau_{kIV,nom} = 0 MPa$$

$$\tau_{kIV,max} = \tau_{kIV,nom} \alpha_{\tau IV} [MPa] \quad (P1.19)$$

$$\tau_{kIV,max} = 0 \cdot 1,56 = 0 MPa$$

$$\tau_{kIV,max} = 0 MPa$$

kde:  $\alpha_{\tau IV}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě IV, zvoleno dle [8], str. 490, graf 5.2  $\alpha_{\tau IV} = 1,56$ .

#### REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PODLE TEORIE MĚRNÉ ENERGIE NAPJATOSTI ZMĚNY TVARU HMH

$$\sigma_{red,IV} = \sqrt{\sigma_{oIV,max}^2 + 3\tau_{kIV,max}^2} [MPa] \quad (P1.20)$$

$$\sigma_{red,IV} = \sqrt{38,257^2 + 3 \cdot 0^2} = 38,257 MPa$$

$$\sigma_{red,IV} = 38,257 MPa$$

#### BEZPEČNOST VZHEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI V MÍSTĚ IV

$$k_{k,IV} = \frac{R_e}{\sigma_{red,IV}} [-] \quad (P1.21)$$

$$k_{k,IV} = \frac{335}{38,257} = 8,757$$

$$k_{k,IV} = 8,757$$

$$k_{k,IV} \geq k_{c,min}$$

$$8,757 \geq 1,7$$

**P1.2 BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉMU LOMU****P1.2.1 PRŮŘEZ II****SOUČINITEL VRUBU PRO OHYBOVÉ NAPĚTÍ**

$$\beta_{\sigma II} = \frac{\alpha_{\sigma II}}{1 + \frac{2(\alpha_{\sigma II} - 1)\sqrt{a_{II}}}{\alpha_{\sigma II}\sqrt{r_{II}}}} \quad [-] \quad (\text{P1.22})$$

$$\beta_{\sigma II} = \frac{1,80}{1 + \frac{2 \cdot (1,80 - 1) \cdot 0,155}{1,80 \cdot \sqrt{0,6}}} = 1,528$$

$$\beta_{\sigma II} = 1,528$$

kde:  $a_{II}$  [-] součinitel tvaru vrubu v místě I, zvoleno dle [7], str. 354, tab. 7-8  
pro drážku pro pero  $\sqrt{a_{II}} = \frac{104}{R_m} = \frac{104}{670} = 0,155$ ,

$r_{II}$  [mm] poloměr u dna drážky pro pero v místě II  $r_{II} = 0,6$  mm.

**SOUČINITEL VRUBU PRO NAPĚTÍ V KRUTU**

$$\beta_{\tau II} = \frac{\alpha_{\tau II}}{1 + \frac{2(\alpha_{\tau II} - 1)\sqrt{a_{II}}}{\alpha_{\tau II}\sqrt{r_{II}}}} \quad [-] \quad (\text{P1.23})$$

$$\beta_{\tau II} = \frac{2,59}{1 + \frac{2 \cdot (2,59 - 1) \cdot 0,155}{2,59 \cdot \sqrt{0,6}}} = 2,079$$

$$\beta_{\tau II} = 2,079$$

**AMPLITUDA A STŘEDNÍ NAPĚTÍ**

$$\sigma_{aII} = \sigma_{oII,nom} \beta_{\sigma II} \quad [MPa] \quad (\text{P1.24})$$

$$\sigma_{aII} = 0 \cdot 1,528 = 0 \text{ MPa}$$

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

$$\tau_{aII} = 0 \text{ MPa}$$

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

$$\tau_{mII} = \tau_{kII,nom} \beta_{\tau II} \quad [MPa] \quad (\text{P1.25})$$

$$\tau_{mII} = 24,970 \cdot 2,079 = 51,903 \text{ MPa}$$

$$\tau_{mII} = 51,903 \text{ MPa}$$

### REDUKOVANÉ NAPĚTÍ AMPLITUDY DLE TEORIE MĚRNÉ ENERGIE NAPJATOSTI ZMĚNY TVARU HMH

$$\sigma_{all,red} = \sqrt{\sigma_{all}^2 + 3\tau_{all}^2} \text{ [MPa]} \quad (\text{P1.26})$$

$$\sigma_{all,red} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 0^2} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{all,red} = 0 \text{ MPa}$$

### REDUKOVANÉ STŘEDNÍ NAPĚTÍ DLE TEORIE MĚRNÉ ENERGIE NAPJATOSTI ZMĚNY TVARU HMH

$$\sigma_{mII,red} = \sqrt{\sigma_{mII}^2 + 3\tau_{mII}^2} \text{ [MPa]} \quad (\text{P1.27})$$

$$\sigma_{mII,red} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 51,903^2} = 89,898 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mII,red} = 89,898 \text{ MPa}$$

### PRŮSEČÍK SE SODERBERGOVOU PŘÍMKOU

$$\frac{\sigma_{AII}}{\sigma_{co}} + \frac{\sigma_{MII}}{R_e} = 1 = \frac{\sigma_{AII}}{\sigma_{co}} + \frac{\sigma_{AII}}{R_e r_{SII}} = 1 \rightarrow \sigma_{AII} = \frac{R_e r_{SII} \sigma_{co}}{R_e r_{SII} + \sigma_{co}} \text{ [MPa]} \quad (\text{P1.28})$$

$$r_{SII} = \frac{\sigma_{AII}}{\sigma_{MII}} = \frac{\sigma_{all,red}}{\sigma_{mII,red}} = \frac{0}{89,898} = 0 \quad (\text{P1.29})$$

$$r_{SII} = 0$$

$$\sigma_{AII} = \frac{355 \cdot 0 \cdot 170,122}{355 \cdot 0 + 170,122} = 0 \text{ MPa}$$

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

kde:  $r_{SII}$  [-] směrnice zatěžovací přímky v místě II.

**BEZPEČNOST VZHEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉMU LOMU V MÍSTĚ II**

$$k_{u,II} = \frac{\sigma'_{co}}{\sigma_{mII,red}} [-] \quad (P1.30)$$

$$k_{u,II} = \frac{170,122}{89,898} = 1,892$$

$$k_{u,II} = 1,892$$

$$k_{u,II} \geq k_{c,min}$$

$$1,892 \geq 1,7$$

Hodnota amplitudy napětí je nulová, proto je nutné výpočet bezpečnosti vztahovat na korigovanou mez únavy v ohybu.

Bezpečnost v místě II je větší než minimální bezpečnost, a proto nedojde k dosažení MSÚ.

**P1.2.2 PRŮŘEZ III****SOUČINITEL VRUBU PRO OHYBOVÉ NAPĚTÍ**

$$\beta_{\sigma III} = \frac{\alpha_{\sigma III}}{1 + \frac{2(\alpha_{\sigma III} - 1) \sqrt{a_{III}}}{\alpha_{\sigma III} \sqrt{r_{III}}}} [-] \quad (P1.31)$$

$$\beta_{\sigma III} = \frac{2,00}{1 + \frac{2 \cdot (2,00 - 1) \cdot 0,207}{2,00 \cdot \sqrt{2}}} = 1,744$$

$$\beta_{\sigma III} = 1,744$$

kde:  $a_{III}$  [-] součinitel tvaru vrubu v místě III, zvoleno dle [7], str. 354, tab. 7-8  
pro drážku pro pero  $\sqrt{a_{III}} = \frac{139}{Rm} = \frac{139}{670} = 0,207$ ,

$r_{III}$  [mm] poloměr u dna drážky pro pero v místě III  $r_{III} = 1 \text{ mm}$ .

**SOUČINITEL VRUBU PRO NAPĚTÍ V KRUTU**

$$\beta_{\tau III} = \frac{\alpha_{\tau III}}{1 + \frac{2(\alpha_{\tau III} - 1) \sqrt{a_{III}}}{\alpha_{\tau III} \sqrt{r_{III}}}} [-] \quad (P1.32)$$

$$\beta_{\tau III} = \frac{1,64}{1 + \frac{2 \cdot (1,64 - 1) \cdot 0,207}{1,64 \cdot \sqrt{2}}} = 1,472$$

$$\beta_{\tau III} = 1,472$$

**AMPLITUDA A STŘEDNÍ NAPĚTÍ**

$$\sigma_{aIII} = \sigma_{oIII,nom} \beta_{\sigma III} [MPa] \quad (P1.33)$$

$$\sigma_{aIII} = 0 \cdot 1,744 = 0 \text{ MPa}$$

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

$$\tau_{aIII} = 0 \text{ MPa}$$

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

$$\tau_{mIII} = \tau_{kIII,nom} \beta_{\tau III} [MPa] \quad (P1.34)$$

$$\tau_{mIII} = 24,970 \cdot 1,472 = 36,744 \text{ MPa}$$

$$\tau_{mIII} = 36,744 \text{ MPa}$$

**REDUKOVANÉ NAPĚTÍ AMPLITUDY DLE TEORIE MĚRNÉ ENERGIE NAPJATOSTI ZMĚNY TVARU HMH**

$$\sigma_{aIII,red} = \sqrt{\sigma_{aIII}^2 + 3\tau_{aIII}^2} [MPa] \quad (P1.35)$$

$$\sigma_{aIII,red} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 0^2} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aIII,red} = 0 \text{ MPa}$$

**REDUKOVANÉ STŘEDNÍ NAPĚTÍ DLE TEORIE MĚRNÉ ENERGIE NAPJATOSTI ZMĚNY TVARU HMH**

$$\sigma_{mIII,red} = \sqrt{\sigma_{mIII}^2 + 3\tau_{mIII}^2} [MPa] \quad (P1.36)$$

$$\sigma_{mIII,red} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 36,744^2} = 63,643 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mIII,red} = 63,643 \text{ MPa}$$

**PRŮSEČÍK SE SODERBERGOVOU PŘÍMKOU**

$$\frac{\sigma_{AIII}}{\sigma'_{co}} + \frac{\sigma_{MIII}}{R_e} = 1 = \frac{\sigma_{AIII}}{\sigma'_{co}} + \frac{\sigma_{AIII}}{R_e r_{SIII}} = 1 \rightarrow \sigma_{AIII} = \frac{R_e r_{SIII} \sigma'_{co}}{R_e r_{SIII} + \sigma'_{co}} \quad [MPa] \quad (P1.37)$$

$$r_{SIII} = \frac{\sigma_{AIII}}{\sigma_{MIII}} = \frac{\sigma_{aIII,red}}{\sigma_{mIII,red}} = \frac{0}{63,643} = 0 \quad (P1.38)$$

$$r_{SIII} = 0$$

$$\sigma_{AIII} = \frac{355 \cdot 0 \cdot 170,122}{355 \cdot 0 + 170,122} = 0 \text{ MPa}$$

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

kde:  $r_{SIII}$  [-] směrnice zatěžovací přímky v místě III.

**BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉMU LOMU V MÍSTĚ III**

$$k_{u,III} = \frac{\sigma'_{co}}{\sigma_{mIII,red}} \quad [-] \quad (P1.39)$$

$$k_{u,III} = \frac{170,122}{63,643} = 2,673$$

$$k_{u,III} = 2,673$$

$$k_{u,III} \geq k_{c,min}$$

$$2,673 \geq 1,7$$

Hodnota amplitudy napětí je nulová, proto je nutné výpočet bezpečnosti vztahovat na korigovanou mez únavy v ohybu.

Bezpečnost v místě III je větší než minimální bezpečnost, a proto nedojde k dosažení MSÚ.

**P1.2.3 PRŮŘEZ IV****SOUČINITEL VRUBU PRO OHYBOVÉ NAPĚTÍ**

$$\beta_{\sigma IV} = \frac{\alpha_{\sigma IV}}{1 + \frac{2(\alpha_{\sigma IV} - 1)\sqrt{a_{IV}}}{\alpha_{\sigma IV}\sqrt{r_{IV}}}} [-] \quad (\text{P1.40})$$

$$\beta_{\sigma IV} = \frac{2,09}{1 + \frac{2 \cdot (2,09 - 1) \cdot 0,207}{2,09 \cdot \sqrt{2}}} = 1,813$$

$$\beta_{\sigma IV} = 1,813$$

kde:  $a_{IV}$  [-] součinitel tvaru vrubu v místě IV, zvoleno dle [7], str. 354, tab. 7-8  
pro drážku pro pero  $\sqrt{a_{IV}} = \frac{139}{R_m} = \frac{139}{670} = 0,207$ ,

$r_{IV}$  [mm] poloměr u dna drážky pro pero v místě IV  $r_{IV} = 2 \text{ mm}$ .

**SOUČINITEL VRUBU PRO NAPĚTÍ V KRUTU**

$$\beta_{\tau IV} = \frac{\alpha_{\tau IV}}{1 + \frac{2(\alpha_{\tau IV} - 1)\sqrt{a_{IV}}}{\alpha_{\tau IV}\sqrt{r_{IV}}}} [-] \quad (\text{P1.41})$$

$$\beta_{\tau IV} = \frac{1,56}{1 + \frac{2 \cdot (1,56 - 1) \cdot 0,207}{1,56 \cdot \sqrt{2}}} = 1,411$$

$$\beta_{\tau IV} = 1,411$$

**AMPLITUDA A STŘEDNÍ NAPĚTÍ**

$$\sigma_{aIV} = \sigma_{oIV,nom} \beta_{\sigma IV} [\text{MPa}] \quad (\text{P1.42})$$

$$\sigma_{aIV} = 18,305 \cdot 1,813 = 33,180 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aIV} = 33,180 \text{ MPa}$$

$$\tau_{aIV} = 0 \text{ MPa}$$

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

$$\tau_{mIV} = \tau_{kIV,nom} \beta_{\tau IV} [\text{MPa}] \quad (\text{P1.43})$$

$$\tau_{mIV} = 0 \cdot 1,411 = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{mIV} = 0 \text{ MPa}$$

**REDUKOVANÉ NAPĚTÍ AMPLITUDY DLE TEORIE MĚRNÉ ENERGIE NAPJATOSTI ZMĚNY TVARU HMH**

$$\sigma_{aIV,red} = \sqrt{\sigma_{aIV}^2 + 3\tau_{aIV}^2} [MPa] \quad (P1.44)$$

$$\sigma_{aIV,red} = \sqrt{33,180^2 + 3 \cdot 0^2} = 33,180 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aIV,red} = 33,180 \text{ MPa}$$

**REDUKOVANÉ STŘEDNÍ NAPĚTÍ DLE TEORIE MĚRNÉ ENERGIE NAPJATOSTI ZMĚNY TVARU HMH**

$$\sigma_{mIV,red} = \sqrt{\sigma_{mIV}^2 + 3\tau_{mIV}^2} [MPa] \quad (P1.45)$$

$$\sigma_{mIV,red} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 0^2} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mIV,red} = 0 \text{ MPa}$$

**PRŮSEČÍK SE SODERBERGOVOU PŘÍMKOU**

$$\frac{\sigma_{AIV}}{\sigma_{co}} + \frac{\sigma_{MIV}}{R_e} = 1 = \frac{\sigma_{AIV}}{\sigma_{co}} + \frac{\sigma_{AIV}}{R_e r_{SIV}} = 1 \rightarrow \sigma_{AIV} = \frac{R_e r_{SIV} \sigma_{co}}{R_e r_{SIV} + \sigma_{co}} [MPa] \quad (P1.46)$$

$$r_{SIV} = \frac{\sigma_{AIV}}{\sigma_{MIV}} = \frac{\sigma_{aIV,red}}{\sigma_{mIV,red}} = \frac{33,180}{0} = 0 \quad (P1.47)$$

$$r_{SIV} = 0$$

$$\sigma_{AIV} = \frac{355 \cdot 0 \cdot 170,122}{355 \cdot 0 + 170,122} = 0 \text{ MPa}$$

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

kde:  $r_{SIV}$  [-] směrnice zatěžovací přímky v místě IV.

**BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉMU LOMU V MÍSTĚ IV**

$$k_{u,IV} = \frac{\sigma_{co}}{\sigma_{aIV,red}} [-] \quad (P1.48)$$

$$k_{u,IV} = \frac{170,122}{33,180} = 5,127$$

$$k_{u,IV} \geq k_{c,min}$$

$$5,127 \geq 1,7$$

Hodnota amplitudy napětí je nulová, proto je nutné výpočet bezpečnosti vztahovat na korigovanou mez únavy v ohybu.

Bezpečnost v místě IV je větší než minimální bezpečnost, a proto nedojde k dosažení MSÚ.

### P1.3 KONTROLA TĚSNÝCH PER

#### P1.3.1 KONTROLA TĚSNÉHO PERA V MÍSTĚ II

Přenos kroutícího momentu z průběžné hřídele na hnací hřídel.

$$p_D \geq \frac{2M_{rozbi}}{d_{II} t_{1II}(l_{II} - b_{II})} [MPa] \quad (P1.49)$$

$$p_D = 0,6p_0 \quad (P1.50)$$

$$150 \cdot 0,6 \geq \frac{2 \cdot 35,825 \cdot 70,07}{80 \cdot 5,5 \cdot (160 - 22)}$$

$$90 \text{ MPa} \geq 82,684 \text{ MPa}$$

kde:  $t_{1II}$  [mm] hloubka drážky pro pero v náboji pro místo II, zvoleno dle [9], str. 467  $t_{1II} = 5,5 \text{ mm}$ ,

$l_{II}$  [mm] délka drážky pro pero, zvoleno dle [9], str. 467  $l_{II} = 160 \text{ mm}$ ,

$b_{II}$  [mm] šířka drážky pro pero, zvoleno dle [9], str. 467  $b_{II} = 22 \text{ mm}$ .

Kontrola na otláčení pera v místě II je splněna, pero je navrženo správně.

#### P1.3.2 KONTROLA TĚSNÉHO PERA V MÍSTĚ V

Nebezpečné místo V se nachází na průběžné hřídeli, při přenosu kroutícího momentu z převodovky.

$$p_D \geq \frac{2M_{rozbi}}{d_V t_{1V}(l_V - b_V)} [MPa] \quad (P1.51)$$

$$p_D = 0,6p_0$$

$$150 \cdot 0,6 \geq \frac{2 \cdot 35,825 \cdot 70,07}{100 \cdot 6,1 \cdot (200 - 28)}$$

$$90 \text{ MPa} \geq 47,851 \text{ MPa}$$

kde:  $t_{1V}$  [mm] hloubka drážky pro pero v náboji pro místo V, zvoleno dle [9], str. 467  $t_{1V} = 6,1 \text{ mm}$ ,

$l_V$  [mm] délka drážky pro pero, zvoleno dle [9], str. 467  $l_V = 200 \text{ mm}$ ,

$b_V$  [mm] šířka drážky pro pero, zvoleno dle [9], str. 467  $b_V = 28 \text{ mm}$ .

Kontrola na otláčení pera v místě V je splněna, pero je navrženo správně.