

**Vysoká škola technická a ekonomická v Českých
Budějovicích**

Bakalářská práce

Pavel Pinc

Duben 2018

Vysoká škola technická a ekonomická

Ústav technicko - technologický

**Řetězový převodový
mechanismus – konstrukce,
výpočty, technologie a
montáž**

Autor bakalářské práce: Pavel Pinc

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Ján Kmec, CSc.

České Budějovice, duben 2018

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem seminární práci vypracoval/a samostatně pouze s použitím uvedených zdrojů.

V Českých Budějovicích, 11. 4. 2018

.....
vlastnoruční podpis

Poděkování

Tímto chci poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jánů Kmecovi, CSc. za jeho odborné rady při navrhování konstrukčního řešení řetězového posunovače. Také chci poděkovat doc. Ing. Petru Hrubému, CSc. za jeho přednášky a cvičení, které mi z této problematiky a obecně strojírenské vše objasnili.

Abstrakt

Předmětem bakalářské práce je pojednání o řetězovém převodovém mechanismu. Na začátku teoretické části je obecně vysvětleno, co to vůbec převodový mechanismus je a jejich rozdělení. Dále je pozornost v teoretické části věnována řetězovým převodovým mechanismům. V této části se zaměřuje na rozdělení jednotlivých typů řetězů, obecně pevnostním výpočtům, technologii výroby společně s montáží a údržbou. V aplikační části je předveden praktický výpočet řetězového mechanismu, vycházející, ze získaných teoretických znalostí. Další část se věnuje kontrole pevnostního výpočtu a volbě ložisek ozubených kol. Nedílnou součástí práce je výkresová dokumentace zvoleného řetězového mechanismu společně s 3D modelem.

The subject of the bachelor thesis is a discussion about chain gear mechanism. At the beginning of the theoretical part, it is generally explained what the transfer mechanism is what are its divisions. Further attention is paid to the chain gear mechanics in the theoretical part. In this section, we focus on the division of individual chain types, in general on solidity calculations, production technology together with assembly and maintenance. In the application part there is presented a practical calculation of chain mechanism, based on acquired theoretical knowledge. The next part is to check the solidity calculation and the choice of gear bearings. An integral part of the work is the drawing documentation of the selected chain mechanism together with the 3D model.

Klíčová slova

řetěz, převod, mechanismus řetězový pohon, článek, řetězové kolo

Obsah

Úvod	1
Klíčová slova	5
1. Cíl práce	2
Poděkování	3
2. Teoretická část	3
2.1 Úvod do problému	3
2.1.1 Převodový poměr	4
2.1.2 Účinnost převodu	5
2.1.3 Základní rozdělení převodů	6
2.1 Převod řetězem	7
2.1.1 Typy řetězů	8
2.1.2 Výpočet řetězových převodů	13
2.1.3 Výpočtová kontrola zvoleného řetězu	16
2.1.4 Nerovnoměrnost chodu řetězového převodu	21
2.1.5 Životnost řetězu	21
2.1.6 Řetězová kola	22
2.1.7 Montáž a údržba	25
3. Aplikační část a diskuse výsledků	27
3.1 Příklad	27
3.1.1 Spočtení převodového poměru	27
3.1.2 Volba řetězových kol	27
3.1.3 Výpočtový výkon	27
3.1.4 Volba řetězu	28
3.1.5 Výpočet rozměrů řetězových kol	28

3.2	Kontrola.....	29
3.2.1	Kontrola správné volby počtu zubů	29
3.2.2	Kontrola řetězu na přetržení	30
3.2.3	Součinitele bezpečnosti	32
3.3	Volba ložisek ozubených kol.....	32
3.3.1	Výpočet sil působících na ložiska.....	32
3.3.2	Výpočet trvanlivosti ložiska	34
3.4	Diskuze výsledků a návrh na opatření.....	35
3.4.1	CAD náhled	36
4.	Závěr.....	37
	Seznam zdrojů	38
	Seznam použitých zkratk	Chyba! Záložka není definována.
	Seznam tabulek, popř. obrázků	39
	Přílohy	41

Úvod

Dnes si již nikdo nedokáže představit život bez převodových mechanismů, neboť dnes již každý i primitivní stroj má v sobě nějakou převodovku. Jejich funkce je tedy stejně důležitá jako funkce samotného motoru. Ať už se jedná o automobil, cirkulární pilu, hodinky nebo obyčejné kolo, každý z těchto strojů má v sobě ozubená kola, a tudíž nějaký převodový mechanismus.

Funkce převodových mechanismů je známý již spoustu let. Prvně se ozubená kola vyřezávali ze dřeva a používali se převážně k zvedání těžkých břemen nebo třeba staré mlýny na mletí obilí měli v sobě ozubený dřevěný převod. S pokrokem technologie výroby a nárokem na snížení ceny výroby, mohlo dojít k záměně materiálu kol. Dnes máme ozubená kola z různých kovových materiálů a vyráběny jsou převážně obráběním.

V posledních letech hraje nemalou roli při vývoji motorového vozidla jeho šetrnost k životního prostředí. Emisní normy určené legislativou Evropské Unie jsou velmi přísné, a proto se snaží výrobci najít vhodné řešení na jejich plnění.

Jedním z řešení je dosáhnout toho, aby motor během provozu pracoval v optimálním rozmezí točivého momentu, což zvyšuje efektivnost a následně i spotřebu paliva, v závislosti na jízdních podmínkách. Toto je možné dosáhnout pomocí zdokonalování převodovek, které v závislosti na jízdních podmínkách a zatížení mění převodový poměr tak, aby motor pracoval v optimálním rozmezí točivého momentu.

1. Cíl práce

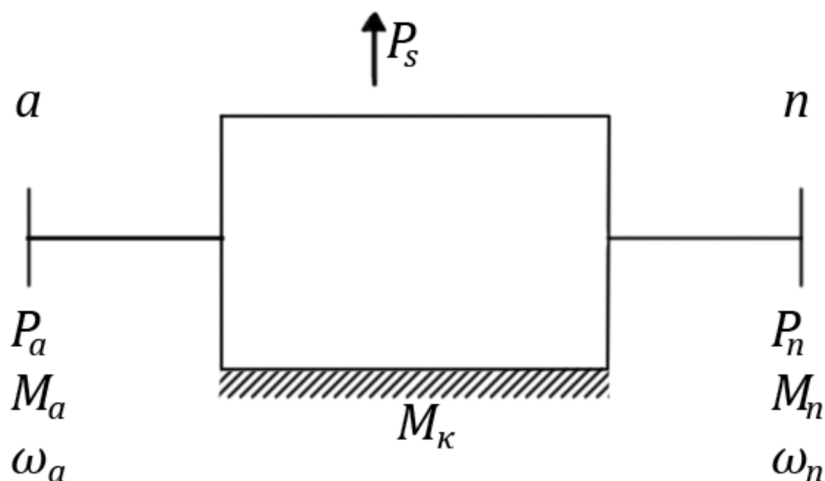
Analyzovat převodový mechanismus z hlediska účelu, vlastností. Posoudit silné a slabé stránky vybraného mechanismu. Navrhnout postupy na konstrukční řešení a výpočet vybraného řetězového mechanismu. Aplikovat navržené postupy na vybraný mechanismus.

Součástí práce bude výkresová dokumentace vybraného řetězového převodového mechanismu společně s 3D modelem, vytvořeným v CAD programu.

2. Teoretická část

2.1 Úvod do problému

Nejprve je vhodné seznámit se s tím, co je to vlastně převod a k čemu slouží. Převod je mechanismus, který slouží k přenosu výkonu z hnacího stroje na hnaný a při tomto přenosu může umožňovat změnu otáček a točivého momentu. Veličiny hnacího mechanismu jsou označené indexem a , veličiny hnaného mechanismu jsou označené indexem n . Výkon P_s je ztrátový výkon, moment M_k je reakční moment převodovky (přenáší ho Upevnění převodovky) Pokud má převod jeden vstupní hřídel a jeden výstupní hřídel, jedná se o jednoduchý převod. To znamená, že pro složený převod platí, že má více vstupních a více výstupních členů.



Obrázek 1 Obecný převodový mechanismus

Abychom mohli mechanismus nazývat převodem je třeba, aby měl 1 stupeň volnosti. Pokud by měl 2 stupně volnosti, tak by byl mechanismus diferenciálem. Počet stupňů volnosti zjistíme podle jednoduchého vztahu (Vávra, 1984):

$$i = 3 \cdot 2 (+) - ; \text{ kde}$$

i ... počet stupňů volnosti

n ... počet členů mechanismu

p ... počet posuvných členů

r... počet rotačních členů

o... počet obecných členů

Důležitými charakteristickými parametry převodů jsou převodový poměr a účinnost.

2.1.1 Převodový poměr

Převodový poměr vyjadřuje poměr mezi úhlovou rychlostí hřídele na vstupu a úhlovou rychlostí hřídele na výstupu (Vávra, 1984):

$$i = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{n_a}{n_b}$$

ω_a – úhlová rychlost na vstupu

ω_b – úhlová rychlost na výstupu

n_a – počet otáček za jednotku času na vstupu

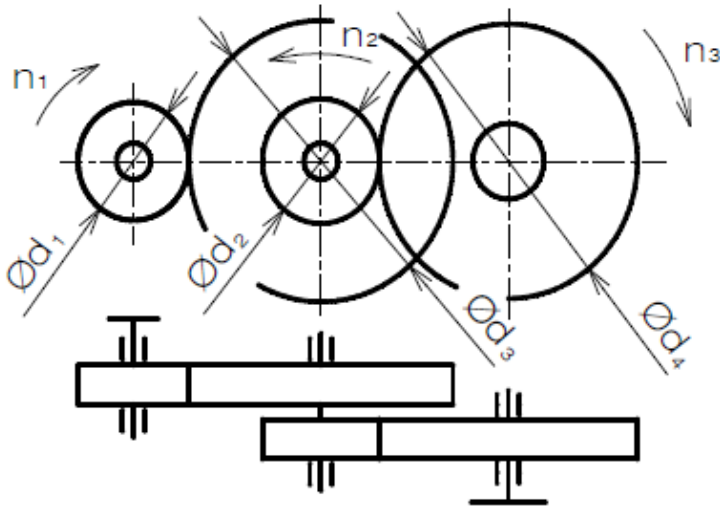
n_b – počet otáček za jednotku času na výstupu

i – převodový poměr

V závislosti na směru otáčení výstupního hřídele může být převodový poměr kladný nebo záporný. Při stejném smyslu otáčení obou hřídelí je převodový poměr kladný, při opačném smyslu otáčení je záporný. Pokud je hodnota převodového poměru větší než 1, tak jde o reduktor (výstupní otáčky jsou menší), pokud je hodnota převodového poměru menší než 1 tak se jedná o multiplikátor (výstupní otáčky jsou vyšší).

Pokud se mechanismus skládá z vícero členů, je možné převodový poměr mezi libovolnými dvěma členy takto odvodit jednoduše a to (Vávra, 1984):

$$i = i_1 \cdot i_2 = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} = \frac{n_1}{n_3}$$



Obrázek 2 Převodový mechanismus s více členy

2.1.2 Účinnost převodu

Jak jsem již zmiňoval, účinnost převodu je velmi důležitou veličinou. Je převážně ovlivněn nežádoucím třením.

Pro tvarový převod platí (ozubený, řetězový):

$$i = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{n_a}{n_b} = \frac{M_{kb}}{M_{ka} \cdot \eta}$$

kde M_k jsou momenty sil vstupu a výstupu a η je účinnost převodu.

Pro třecí převod platí:

$$i = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{n_a}{n_b} = \frac{d_b}{d_a \cdot \psi}$$

kde d jsou průměry kol a ψ je součinitel měrného skluzu.

Účinnost převodu je taktéž definován jako poměr vstupního a výstupního výkonu

$$i = \frac{P_{vstup}}{P_{výstup}} = 1 - \varepsilon$$

kde ε je součinitel ztrát v převodě.

Ideálním stavem by bylo, pokud by se hodnota účinnosti rovnala 1. To ale v reálných podmínkách nelze dosáhnout, protože v převodu se vyskytují ztráty, které představuje ztrátový výkon P_s (znázorněn na Obr. 1). Ztráty vznikají při přenosu energie (např. tření), je možné je omezit, ale ne zcela eliminovat.

2.1.3 Základní rozdělení převodů

Převody je možné rozdělit do tří tříd, a to podle jejich základních charakteristik (Bartoš 1963):

1. třída – s tuhou kinematickou vazbou (sem patří například ozubené převody, řetězové převody, převody se synchronními řemeny). Platí:

$$i \neq f(M, \omega)$$

$$m \neq f(M, \omega)$$

$$\omega_a \neq f(M_a)$$

$$\omega_n \neq f(M_n)$$

2. třída – se silovou vazbou (patří sem například třecí převody, CVT převodovky, hydrostatické převody) Platí:

$$i = f(M, \omega)$$

$$m = f(M, \omega)$$

$$\omega_a \neq f(M_a)$$

$$\omega_n \neq f(M_n)$$

3. třída – hydrodynamické, elektromagnetické, pneumatické převody Platí:

$$i = f(M, \omega)$$

$$m = f(M, \omega)$$

$$\omega_a = f(M_a)$$

$$\omega_n = f(M_n)$$

Tuhá kinematická vazba se označuje jako tvarová vazba. To znamená, že přenos výkonu je zajištěn pomocí styku určitých tvarových výstupků nebo jinak řešenými tvarovými úpravami (např. ozubení). Při převodech silovou vazbou se výkon přenáší třením mezi členy převodů (třecí, řemenové) nebo přeměnou mechanické energie na hydrostatickou energii tekutiny (hydrostatické převody) (Bartoš 1963).

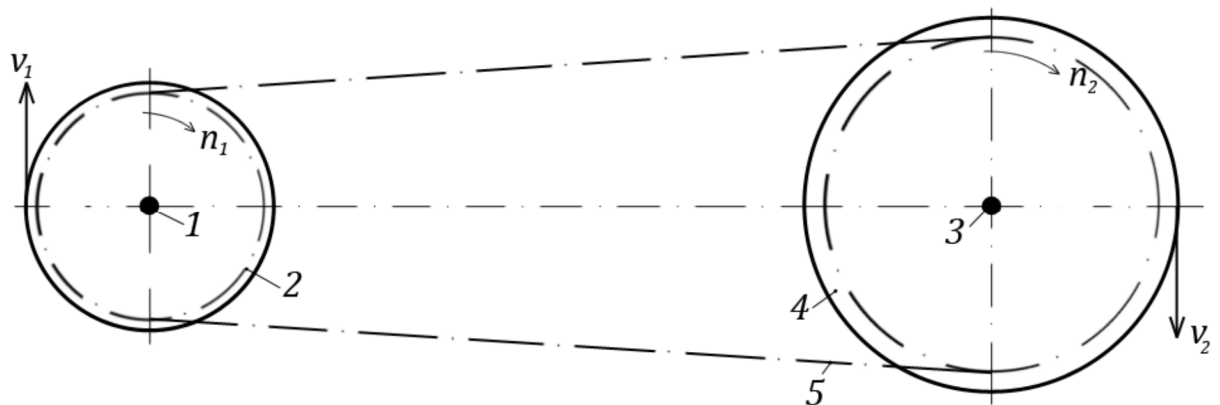
Dále je možné převody rozdělit podle toho, zda je přenos výkonu realizován bez mezičlenů nebo s mezičleny. Zatímco při převodech bez mezičlenů se výkon přenáší přímo z hnacího kola na hnané (třecí, ozubené), při převodech s mezičleny nejsou kola ve vzájemném přímém styku, ale jsou spojeny pomocí tzv. mezičleny (řemenové, řetězové převody) (Bartoš 1963).

2.1 Převod řetězem

Řetězové převody patří do 1. třídy převodů. To znamená, že obvodová síla se přenáší tvarovou vazbou z hnacího řetězového kola na tažný člen (řetěz) a z něj na hnané řetězové kolo. Pro řetězový převod platí (Kříž, 1979):

z_a – počet zubu na hnacím kole

z_b – počet zubu na hnaném kole



Obrázek 3 Schéma řetězového kola

- 1- Hnací hřídel
- 2- Hnací kolo (pastorek)
- 3- Hnaná hřídel
- 4- Hnané kolo (kolo)
- 5- Tažný člen (řetěz)

Řetězové převody slouží k přenosu výkonu mezi řetězovými koly prostřednictvím řetězy s tvarovým stykem, díky kterému nedochází ke skluzu, proto střední hodnota převodového poměru

je konstantní, jak u převodů ozubenými koly. Vyznačují se vysokou účinností (až kolem 98%), hřídele a ložiska jsou méně namáhány oproti řemenovým převodem díky menším požadavkům na předpětí. Mezi další výhody patří necitlivost vůči pracovnímu prostředí, vysoká životnost, snadná montáž a údržba. Řetězové převody jsou určeny pouze pro otevřené opásání na rovnoběžné hřídele, mají větší hlučnost a nerovnoměrný chod hlavně při použití řetězového kola s malým počtem zubů. V důsledku opotřebení dochází k prodlužování řetězu, proto je nutné zajistit nastavení osové vzdálenosti hřídelí případně použít napínací kladky (Kříž, 1978).

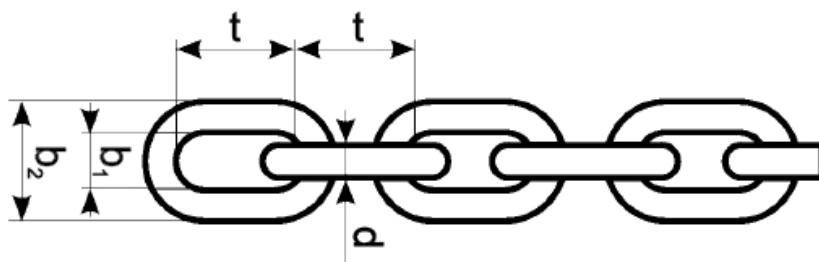
Používají se na rovnoměrný přenos kroutícího momentu na střední vzdálenosti. Jednořadým řetězem je možné přenášet výkon až 200kW při malých rychlostech. Pro přenos výkonů přesahujících 500kW se používají dvou – nebo třířadé řetězu (Kříž, 1978)..

Mezi nevýhody patří vyšší cena, hlučnější chod, požadavky na přesnou montáž, nevhodné na reverzní chod, náhle roztržení řetězu při přetížení nebo ukončení životnosti řetězu. Životnost řetězu je omezena jeho zatížením a nepříznivý vliv na životnost má nedostatečné mazání, nečistoty, rázové a kmitavé zatížení.

2.1.1 Typy řetězů

2.1.1.1 Svařované řetězy

Mají malou přesnost, nevhodné pro použití v pohonech, většinou se používají na jištění a vázání břemen. Dělí se na dlouho článkové ($p = 2,8d$; $b_2 = 3,3d$) a krátko článkové ($p = 3,5d$; $b_2 = 3,3d$). A podle přesnosti výroby je dělíme na kalibrované a nekalibrované. (czretezy.cz)

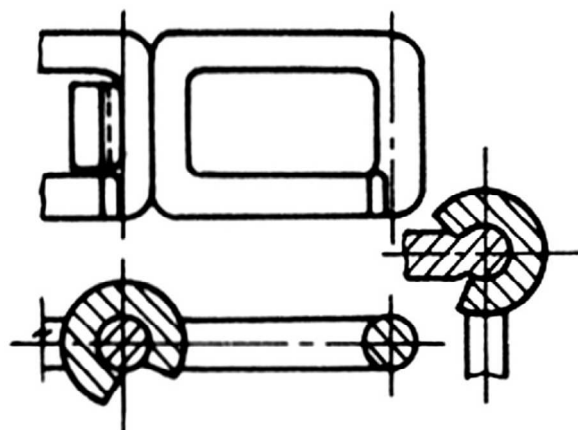


Obrázek 4 Článkový svařovaný řetěz (zdroj: <http://www.region-lana.cz/vazaci-prostredky/vazaci-retezy-vysokopevnostni-tr-10-winner/vysokopevnostni-vazaci-retez--oko--hak.html>)

2.1.1.2 Kloubové řetězy

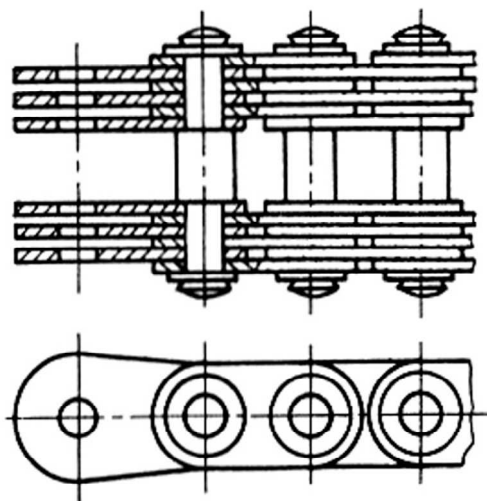
a) **Ewartové** – Ewartové řetězy jsou podobné čepovým řetězům, skládají se z uzavřených článků. Článek je na jedné straně ukončený válcovým čepem, na straně druhé otevřenou hákovitou objímkou, která umožňuje snadné spojování a rozpojování jednotlivých článků řetězu. Vhodné pro použití při nižších rychlostech do $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a vyšších silách, kvůli jeho hlučnosti a

nepřesnosti. Má články z temperované litiny. Je rozebíratelný při pootočení o 90° . (mch-retezy.cz)



Obrázek 5 Ewartův řetěz (zdroj: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2233)

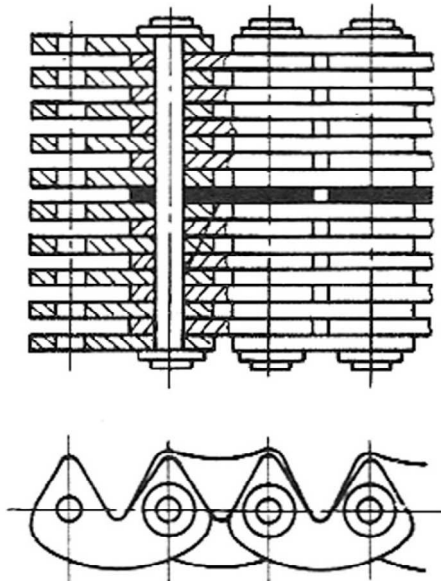
b) **Gallovy čepové** – Opět vhodné pro použití při nižších rychlostech do $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a vyšších silách. Gallovy řetězy jsou složeny z otevřených článků vyrobených z temperované litiny. Navzájem jsou pospojovány pomocí ocelových čepů, uloženými nepohyblivě v okách a otočně v uložení článku. Jsou vhodné pro práci v těžkých podmínkách. Proto se nejčastěji používají na kladkostrojích, nákladních výtazích apod. Má několik pásnic na čepech (2-10). (mch-retezy.cz)



Obrázek 6 Gallův řetěz (zdroj: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2233)

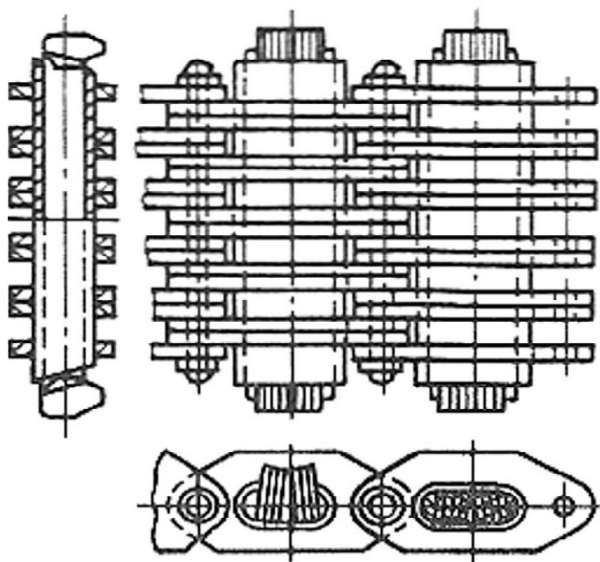
c) **Reynoldovy zubové** – Zubový článek řetězu se skládá z tvarových desek, navlečených na kalených čepů. Vyznačují se tichým chodem, poměrně vysokou hmotností a cenou. při vysokých rychlostech je třeba počítat s velkou odstředivou silou v důsledku vysoké hmotnosti.

Použití při vysokých otáčkách (až $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), proto se používají pro pohon ventilových rozvodů spalovacích motorů. Musí pracovat v olejové lázni, ale jeho chod je velmi tichý. (mch-retezy.cz)



Obrázek 7 Reynoldův zubový řetěz (zdroj: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2233)

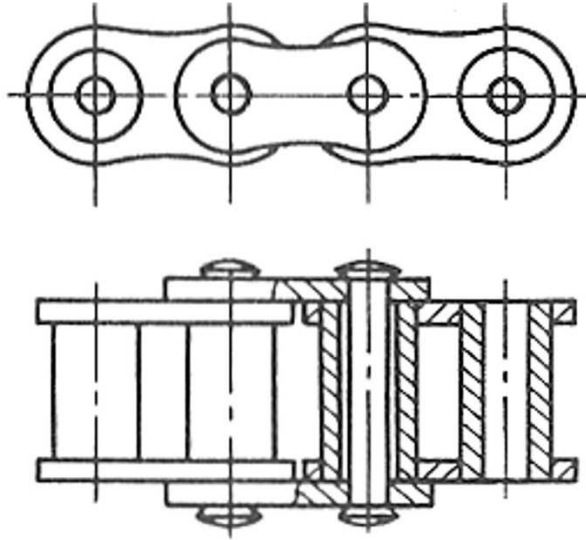
d) **Lamelové** – Skládají se z několika řad ocelových pásů navlečených na kalených čepech. Přes pásy prochází oválná pouzdra, v nichž jsou uloženy klínovité lamely. Lamely svými nosy zapadají do radiálních drážek kuželových kol, čímž přenášejí zatížení. Použití – variátory. (mch-retezy.cz)



Obrázek 8 Lamelový řetěz (zdroj: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2233)

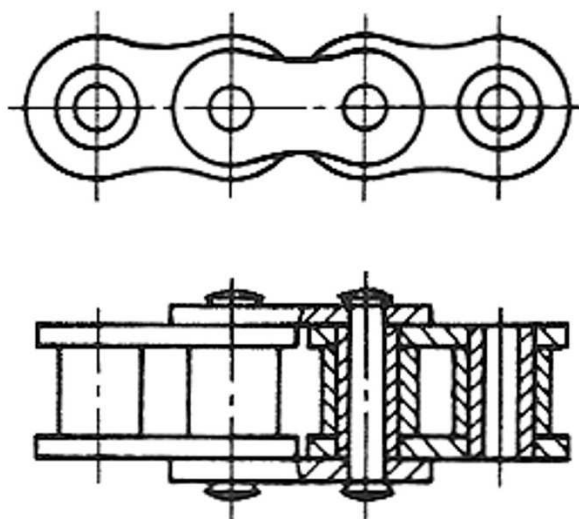
e) **Pouzdrové** – Pouzdrové řetězy jsou velmi podobné válečkovým řetězům. Chybí jim válečky pro snížení tření, proto jsou vhodnější spíše pro menší rychlosti. Nejčastěji se používají v

trvalém pracovním režimu v hrubých provozních podmínkách, kde nelze použít řemeny apod. Vyráběn ve dvou provedení jako rychloběžný (pro obvodové rychlosti nad $12 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) a pro přenos velkých sil jako pomaluběžný (pro obvodové rychlosti do $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) (mch-retezy.cz)



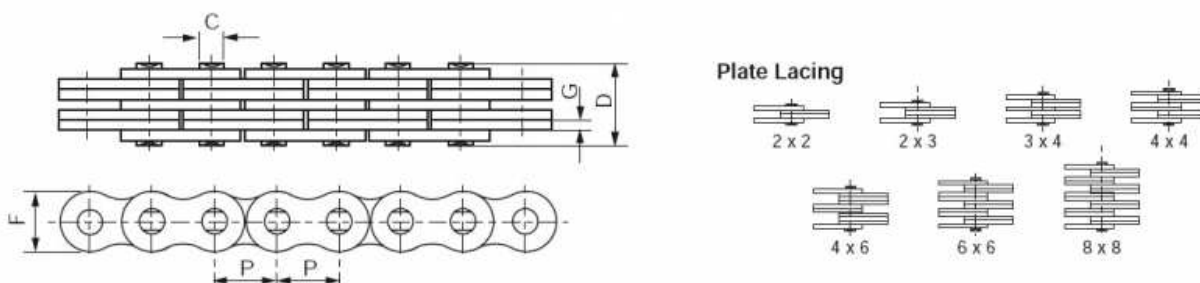
Obrázek 9 Pouzdrový řetěz (zdroj: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2233)

f) **Válečkové** –Válečkové řetězy se skládají z vnějších a vnitřních článků. Vnější články jsou tvořené vnějšími deskami, které jsou napevno spojeny pomocí čepu. U vnitřních článků jsou do vnitřních desek napevno nalisovaná pouzdra, které se volno otáčejí na čepch vnějších článků. Na pouzdra jsou navlečené duté válečky, které snižují tření při záběru zubů řetězového kola s řetězem. Podle provedení desek se dělí na řetězy se standardními a rovinnými deskami, podle rozestupu na řetězy s běžnou a prodlouženou roztečí. Vyrábějí se v evropských (typ B), nebo amerických (typ A a C) rozměrových řadách jako jednořadé, dvouřadé a třířadé. Vyrábí se se 2 rozteči (pro obvodové rychlosti nad $12 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a pro obvodové rychlosti do $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) Vhodný pro těžké stroje. (mch-retezy.cz)



Obrázek 10 Válečkový řetěz (zdroj: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2233)

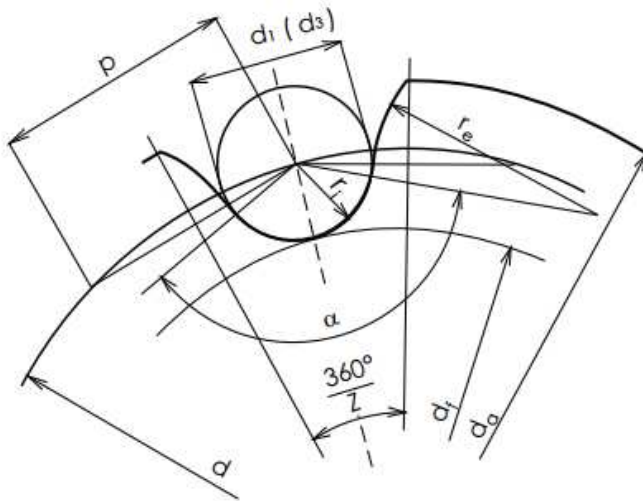
g) **Flyerovy** – Tento typ řetězu se také sestává z řad čepů jako Gallovi řetězy s tím rozdílem, že po celé délce čepu jsou střídavě nasunuty destičky sousedních článků v různých kombinacích. Vnější destičky jsou nalisovány a konce čepů roznyťované. Pro pevné uchycení konců se používají závěsné destičky. Používají se jako tažné nebo nosné řetězy všude tam, kde není možné použití ocelových lan. (mch-retezy.cz)



Obrázek 11 Flyerův řetěz (zdroj: <http://www.retezy.biz/retezy-flyer-flyer/flyeruv-retez-serie-lh-bl/>)

Řetězy můžeme rovněž rozlišit na rozebíratelné a nerozebíratelné. U rozebíratelné se řetěz spojuje tzv. vnějším spojovacím článkem při sudém počtu článků. Při lichém třeba použít doplňkový článek.

2.1.2 Výpočet řetězových převodů



Obrázek 12 Nákres řetězového kola (zdroj: czretezy.cz)

Návrh výpočtu řetězového převodu vychází z normy ČSN 01 4809.

Uvažovaná životnost 10 000 provozních hodin a přípustné prodloužení řetězu vlivem opotřebení 2 % ze základní délky řetězu. V praxi jsou provozní podmínky působící na řetěz velmi různé, proto je nutno provést přepočtení oproti ideálnímu stavu. Hodnotu přenášeného výkonu P upravíme na hodnotu: (czretezy.cz)

$$P_D = \frac{P}{\mu \cdot \varphi \cdot \kappa}$$

μ je činitel mazání (Tab. 3)

κ je činitel výkonu (Tab. 4)

Pro znalost činitele výkonu je třeba vědět Y (Činitel rázu; 1-4)

φ je činitel provedení 1- pro řetězy uvedené z diagramu 1 a 2 (Tab. 1)

0,8 - pro řetězy neuvedené z diagramu 1 a 2 (Tab. 1)

1,5 – pro řetězy s dlouhou roztečí

ρ je činitel vzdálenosti os

0,85 - pro $a = 20 \cdot p$

1,15 - pro $a = 80 \cdot p$

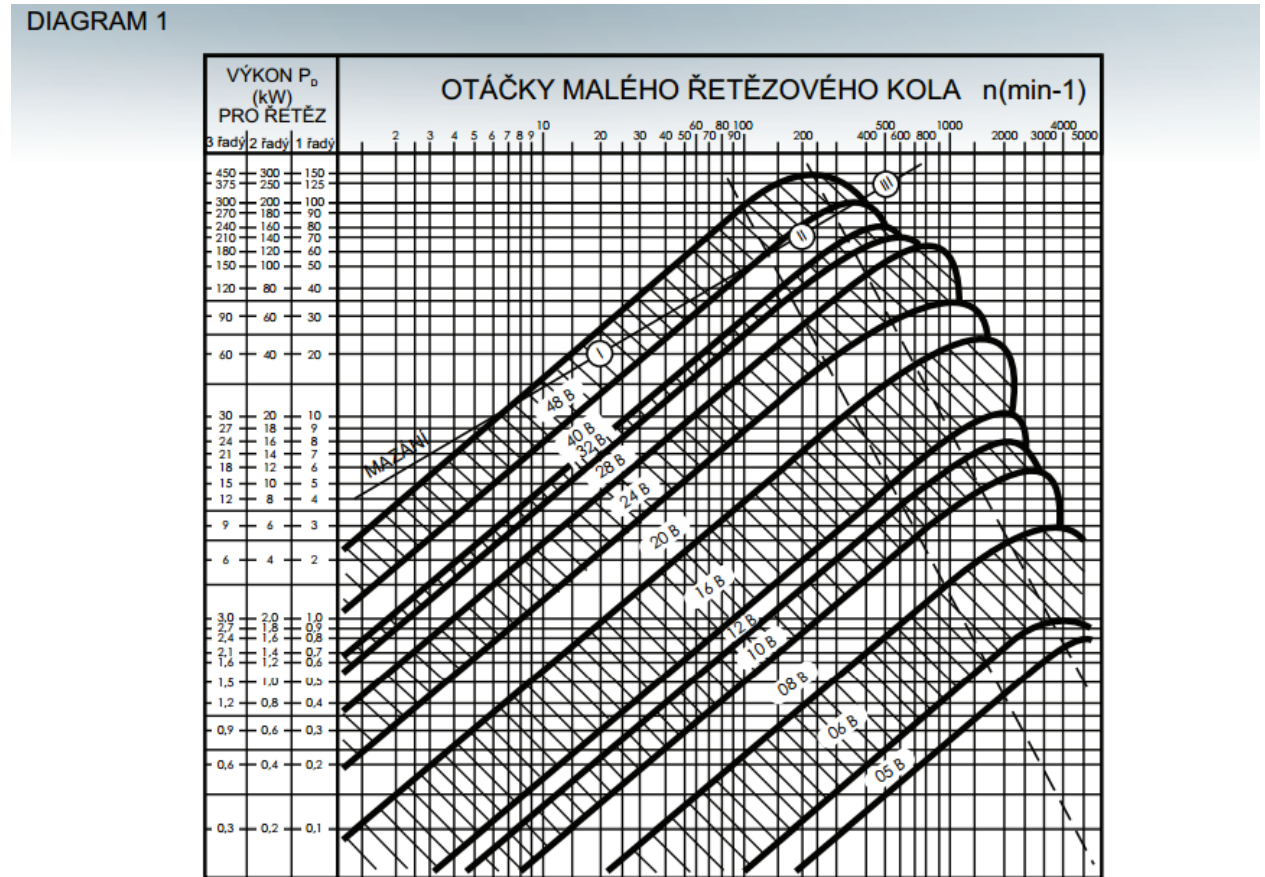
1 - pro $a = 40 \cdot p$

1,30 - pro $a = 160 \cdot p$

Při volbě řetězu se vychází z diagramu 1 a 2 (Tab. 1), kde křivky ohraničují rozmezí výkonu jednotlivých řetězů, a platí pouze pro řetězové převody, u kterých má hnací kolo $z_1 = 19$ zubů a hnané $z_2 = 57$ zubů.

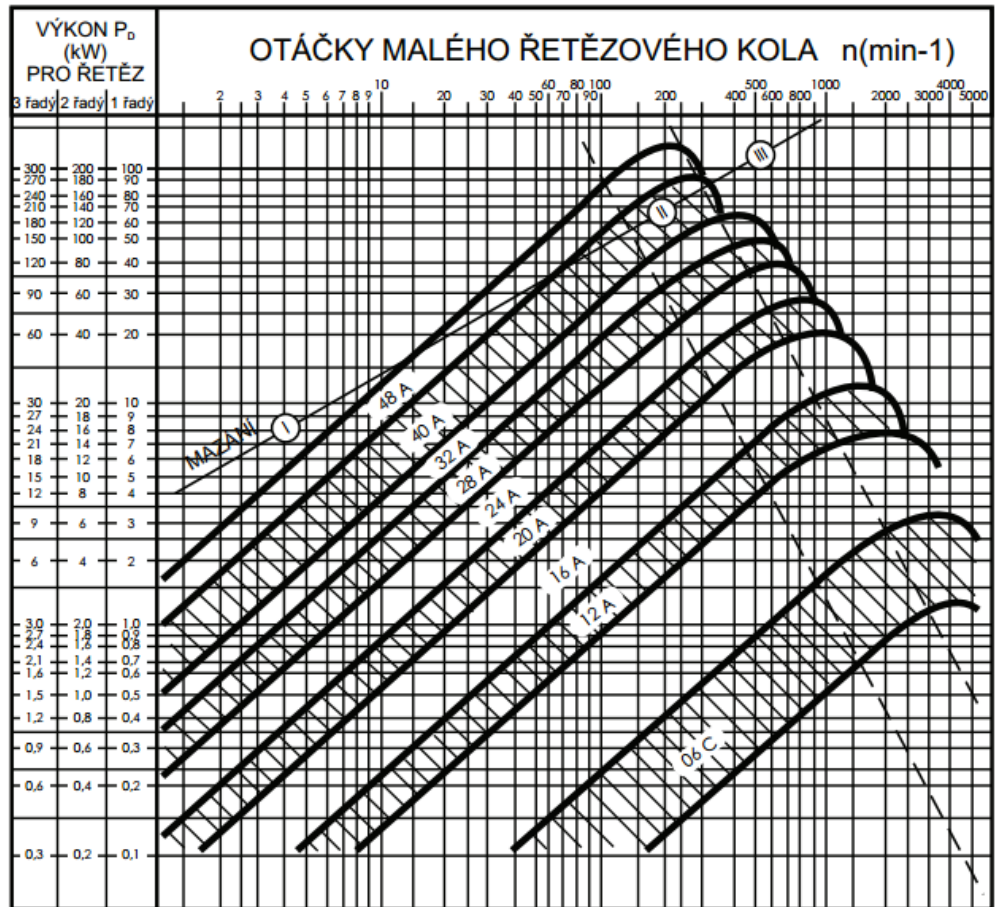
Další podmínkou je vzdálenost os $a = 40 * p$, $\rho = 1$, $\varphi = 1$ a $\mu = 1$

1 Diagram



2 Diagram

DIAGRAM 2



Tabulka 3 Hodnoty činitele mazání μ (zdroj: czretezy.cz)

Rozmezí výkonu	Rychlost řetězu v ms^{-1}	Činitelé mazání μ pro			Druhy mazání		
		bez-vadné mazání	nedostatečné mazání bez se-znečištění(m)	bez mazání	vhodné	přípustné	
I	do 4	1	0,6	0,3	0,15	Lehké mazání kapkami, 4 až 14 kapek za min.	Tukové mazání. Ruční mazání.
II	do 7		0,3	0,15	nepří-pustné	Ponorné mazání máčením v olejové lázni.	Mazání kapkami, asi 20 kapek za min.
III	do 12		nepřípustné			Tlakové oběžné mazání	Olejevá lázeň s odstříkovacím kotoučem.
	přes 12			Mazání olejovou mlhou. Tlakové, oběžné mazání s tryskou pro tvoření nejmenších kapiček. Olejové chlazení je-li žádoucí, upravit!	Tlakové oběžné mazání.		

Tabulka 4 Hodnoty činitele výkonu κ (zdroj: czretezy.cz)

Převodový poměr i	Činitel rázů $Y = 1$ Počet zubů z_1 malého kola					Činitel rázů $Y = 2$ Počet zubů z_1 malého kola					Činitel rázů $Y = 3$ Počet zubů z_1 malého kola					Činitel rázů $Y = 4$ Počet zubů z_1 malého kola				
	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25
1	(0,39)	0,73	0,83	0,93	1,11	(0,28)	0,53	0,60	0,67	0,81	(0,24)	0,42	0,52	0,58	0,70	(0,21)	0,34	0,43	0,53	0,64
2	0,50	0,82	0,93	1,04	1,26	(0,36)	0,60	0,68	0,76	0,92	(0,30)	0,50	0,59	0,66	0,80	(0,26)	0,44	0,52	0,61	0,73
3	0,57	0,88	1,00	1,12	1,36	0,42	0,65	0,73	0,82	0,99	(0,35)	0,55	0,63	0,71	0,86	(0,29)	0,51	0,58	0,65	0,79
5	0,64	0,96	1,09	1,22	1,49	0,47	0,71	0,80	0,89	1,09	0,40	0,61	0,69	0,77	0,94	(0,33)	0,57	0,63	0,71	0,86
≥ 7	0,67	1,02	1,15	1,30	1,59	0,49	0,75	0,85	0,95	1,16	0,42	0,64	0,73	0,82	1,00	(0,35)	0,59	0,67	0,75	0,92

2.1.3 Výpočtová kontrola zvoleného řetězu

Po zvolení řetězu by měl konstruktér provést kontrolu a provést tak výpočet skutečných poměrů a zjištěné hodnoty porovnat s hodnotami dovolenými. Při nesplnění podmínek se musí zvolit řetěz jiný.

2.1.3.1 Obvodová rychlost řetězu

$$v = \frac{d_1 \cdot n_1}{19100} [ms^{-1}]$$

n_1 = otáčky hnacího kola [m^{-1}]

d_1 = průměr roztečné kružnice hnacího kola

$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} [mm]$$

2.1.3.2 Volba z_1 podle obvodové rychlosti

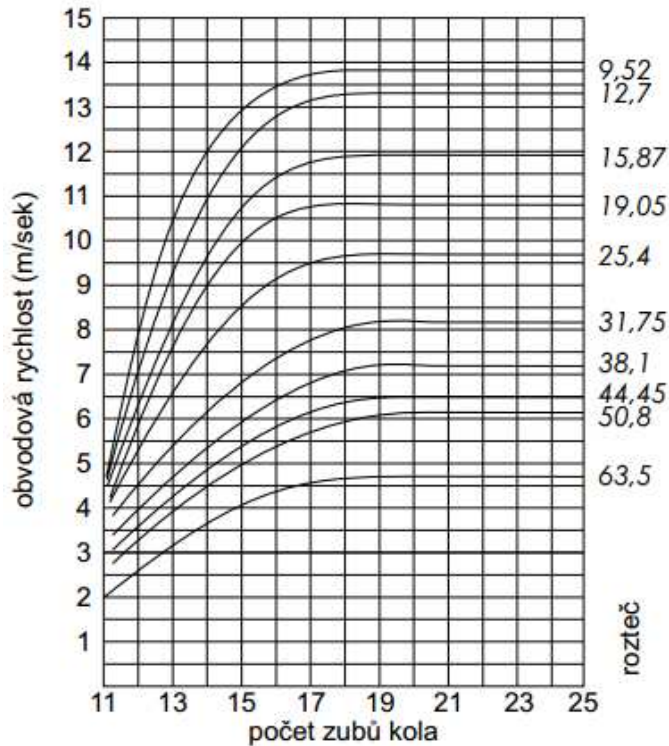
$$v \leq 4 \quad z_{\min} = 17$$

$$v \leq 8 \quad z_{\min} = 19$$

$$v \leq 10 \quad z_{\min} = 21$$

$$v \leq 12 \quad z_{\min} = 23$$

$$v \leq 15 \quad z_{\min} = 25$$



Obrázek 13 Přípustné obvodové rychlosti

2.1.3.3 Obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného výkonu

$$F_o = \frac{P}{v} = \frac{2 \cdot M_1}{d_1} [N]$$

P = přenášený výkon [W]

v = obvodová rychlost [$m \cdot s^{-1}$]

M_1 ; d_1 = kroutící moment a průměr menšího řetězového kola

2.1.3.4 Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly

$$F_{oc} = q \cdot v^2 [N]$$

q = hmotnosti 1 m řetězu [$kg \cdot m^{-1}$] (z výrobních tabulek řetězů)

2.1.3.5 Tah od volné části prověšeného řetězu

$$F_m = \frac{m \cdot a^2 \cdot g}{8 \cdot h} [N]$$

h = průvěs dolní části (1%-3% z a)

2.1.3.6 Celková tahová síla v tažené části řetězu

$$F_t = F_O + F_{OC} + F_m [N]$$

2.1.3.7 Výpočtový tlak v kloubu řezu

$$p_p = \frac{F_t}{S} [MPa]$$

S = plocha kloubu řetězu

$$S = d_2 \cdot b_2 [mm^2]$$

d_2 = průměr čepu [mm]

(z výrobních tabulek řetězů)

b_2 = vnější šířka vnitřního článku [mm]

(z výrobních tabulek řetězů)

2.1.3.8 Dovolенý tlak v kloubu řetězu

$$p_d = p_1 \cdot \lambda [MPa]; p_p < p_d!$$

p_1 = směrný tlak v kloubu řetězu (viz. Tab. 5)

λ = součinitel tření (vit. Tab. 6)

Tabulka 5 Směrný tlak v kloubu řetězu (zdroj: czretezy.cz)

Rychlost řetězu v m s ⁻¹	Tlak v kloubu řetězu p_v [N cm ⁻²] při počtu zubů malého kola															
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	≥ 25	
0,1	3129	3129	3129	3139	3139	3149	3178	3198	3198	3208	3247	3247	3247	3247	3286	
0,2	2796	2923	3002	3012	3021	3021	3041	3041	3041	3071	3100	3119	3149	3169	3189	
0,4	2590	2708	2757	2825	2845	2865	2894	2914	2933	2943	2963	2972	2992	3021	3051	
0,6	2413	2511	2609	2678	2708	2737	2776	2786	2815	2835	2845	2865	2904	2943	2972	
0,8	2246	2384	2453	2531	2570	2619	2659	2678	2708	2727	2757	2776	2796	2835	2855	
1,0	2129	2266	2335	2413	2472	2541	2560	2590	2639	2668	2678	2708	2746	2766	2796	
1,5	1864	2001	2119	2207	2276	2335	2403	2433	2462	2492	2521	2551	2580	2600	2619	
2,0	1668	1805	1933	2029	2109	2178	2217	2276	2325	2364	2394	2423	2453	2482	2511	
2,5	1511	1658	1795	1893	1982	2050	2090	2148	2188	2227	2266	2305	2345	2347	2413	
3,0	1364	1521	1648	1756	1854	1942	2001	2050	2090	2129	2168	2207	2237	2276	2305	
4,0	1138	1305	1442	1560	1667	1746	1815	1873	1913	1962	2001	2040	2070	2109	2132	
5,0	932	1109	1275	1393	1491	1589	1668	1736	1785	1834	1877	1903	1942	1972	2011	
6,0		952	1108	1256	1364	1472	1550	1619	1658	1697	1746	1785	1725	1864	1893	
7,0			961	1099	1236	1354	1432	1501	1560	1599	1648	1687	1727	1766	1805	
8,0				981	1118	1226	1334	1403	1472	1521	1560	1609	1648	1687	1717	
10,0					912	1050	1148	1236	1305	1364	1403	1442	1491	1530	1560	
12,0						883	991	1099	1167	1236	1285	1334	1373	1403	1442	
15,0							785	912	999	1059	1118	1167	1216	1256	1295	
18,0								736	814	893	952	1010	1069	1118	1158	
21,0									667	755	814	883	942	991	1030	
24,0										500	588	667	730	804	863	912

Tabulka 6 Součinitel tření λ (zdroj: czretezy.cz)

Činitel rázů γ	Řetězy podle ČSN	Činitel tření λ																			
		$a = 20 \cdot p$					$a = 40 \cdot p$					$a = 80 \cdot p$					$a = 160 \cdot p$				
		i					i					i					i				
		1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7
1	02 3311, 02 3321	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57
	02 3315	0,55	0,64	0,70	0,78	0,82	0,66	0,74	0,80	0,87	0,92	0,80	0,90	0,95	1,02	1,06	0,99	1,10	1,16	1,22	1,26
2	02 3311, 02 3321	0,50	0,58	0,64	0,72	0,76	0,60	0,68	0,73	0,79	0,84	0,73	0,82	0,87	0,93	0,97	0,91	1,01	1,06	1,12	1,15
	02 3315	0,40	0,46	0,51	0,58	0,61	0,48	0,55	0,58	0,63	0,67	0,58	0,66	0,70	0,75	0,78	0,73	0,81	0,85	0,90	0,92
3	02 3311, 02 3321	0,44	0,50	0,55	0,62	0,66	0,52	0,59	0,63	0,69	0,73	0,63	0,71	0,75	0,80	0,83	0,78	0,87	0,92	0,96	0,99
	02 3315	0,35	0,40	0,44	0,49	0,52	0,42	0,47	0,50	0,55	0,57	0,50	0,56	0,60	0,64	0,66	0,62	0,69	0,73	0,77	0,79
4	02 3311, 02 3321	0,40	0,46	0,51	0,57	0,61	0,48	0,54	0,58	0,63	0,67	0,58	0,65	0,69	0,74	0,77	0,72	0,80	0,84	0,89	0,91
	02 3315	0,32	0,37	0,40	0,45	0,48	0,38	0,43	0,45	0,50	0,53	0,46	0,52	0,55	0,59	0,61	0,58	0,64	0,67	0,71	0,73

2.1.3.9 Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení

$$k_a = \frac{F_B}{F_t} \geq 7$$

F_B = pevnost řetězu při přetržení [N] (z výrobních tabulek řetězu)

2.1.3.10 Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení

$$k_d = \frac{F_B}{F_t \cdot Y} \geq 5$$

Jakmile navržený řetěz nevyhovuje některé z uvedených podmínek je třeba ho zaměnit za řetěz s vyšší pevností, popř. delší roztečí.

2.1.3.11 Výpočet počtu článků řetězu ze zvolené osové vzdálenosti

$$x = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a}$$

Z vypočteného počtu článku volíme nejbližší sudý počet článků (použije se vnější spojovací článek). Při zvolení lichého počtu dojde ke spojení řetězu křiveným spojovacím článkem, který snižuje hodnotu pevnosti.

2.1.3.12 Výpočet osové vzdálenosti ze zvoleného počtu článků řetězu

Po zvolení počtu článků můžeme přepočítat osovou vzdálenost takto:

$$a = \frac{p}{8} [2x - z_1 - z_2 + \sqrt{(2x - z_1 - z_2)^2 - F(z_2 - z_1)^2}]$$

Tabulka 7 Součinitel F

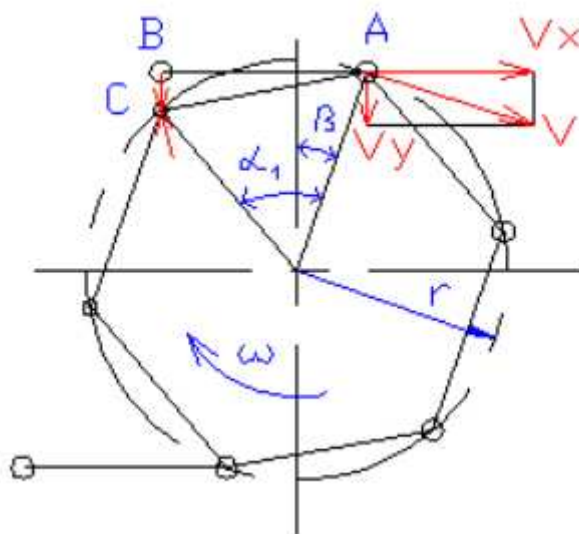
$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F
12,00	0,8106	2,90	0,8116	1,37	0,8215	1,19	0,8310
11,00	0,8106	2,80	0,8118	1,36	0,8219	1,18	0,8318
10,00	0,8107	2,70	0,8119	1,35	0,8222	1,17	0,8326
9,00	0,8107	2,60	0,8121	1,34	0,8226	1,16	0,8336
8,00	0,8107	2,50	0,8123	1,33	0,8230	1,15	0,8346
7,00	0,8108	2,40	0,8125	1,32	0,8234	1,14	0,8358
6,00	0,8108	2,30	0,8127	1,31	0,8238	1,13	0,8372
5,00	0,8109	2,20	0,8130	1,30	0,8243	1,12	0,8387
4,80	0,8109	2,10	0,8134	1,29	0,8248	1,11	0,8405
4,60	0,8109	2,00	0,8138	1,28	0,8253	1,10	0,8425
4,40	0,8110	1,90	0,8143	1,27	0,8258	1,09	0,8448
4,20	0,8110	1,80	0,8150	1,26	0,8264	1,08	0,8474
4,00	0,8110	1,70	0,8158	1,25	0,8270	1,07	0,8503
3,80	0,8111	1,60	0,8170	1,24	0,8276	1,06	0,8537
3,60	0,8112	1,50	0,8185	1,23	0,8282	1,058	0,8544
3,40	0,8113	1,40	0,8207	1,22	0,8289	1,056	0,8551
3,20	0,8114	1,39	0,8209	1,21	0,8295	1,054	0,8559
3,00	0,8115	1,38	0,8212	1,20	0,8302	1,052	0,8567

Nebo takto:

$$a = \frac{p}{4} \left[x - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(x - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

2.1.4 Nerovnoměrnost chodu řetězového převodu

U řetězových převodů je průběh rychlosti řetězu nerovnoměrný. Při záběru řetězového kola s válečky řetězu dochází ke změně jeho tvaru, články řetězu se lomí a vytvářejí takzvaný mnohoúhelníkový efekt. Počet stran mnohoúhelníku se rovná počtu zubů řetězového kola, přičemž délka jeho strany je rovná rozteči řetězu. Velikost rychlosti je závislá na úhlu natočení řetězového kola. Maximální rychlost řetězu nastává při úhlu $\beta = 0$ natočení, minimální při $\beta = + - \frac{\alpha_1}{2}$, kde je α_1 roztečný úhel. Míra nerovnoměrnosti chodu závisí na počtu zubů řetězového kola, čím více zubů tím je nerovnoměrnost chodu menší. V konečném důsledku má negativní vliv na celkovou životnost a hlučnost daného řetězového převodu. (Mráz, 2008)



Obrázek 14 Schéma mnohoúhelníkového efektu chodu řetězu (zdroj: http://www.kks.zcu.cz/pro-studenty-KKS/Studijni_podklady/PRIRUCKA/CADIS2/MDOC/F/F14/F14_2/frame3.htm)

2.1.5 Životnost řetězu

„Jelikož řetěz je strojní součást sestávající se z mnoha dílů, má též svou technickou životnost. Životnost řetězu se určuje dovoleným prodloužením v provozu. Velikost prodloužení je dána normou a je určena tak, aby řetězový převod zaručoval kvalitní přenos síly, dostatečnou pro bezpečnost provozu“. (czretezy.cz)

Prodloužení řetězu ΔL je vyjádřeno rozdílem délky opotřebovaného řetězu L a základní délky řetězu L_z .

$$\Delta L = L - L_z$$

Základní délka řetězu L_z se vypočte:

$$L_z = x \cdot p$$

x = počet článků

p = rozteč řetězu

Velikost dovoleného prodloužení $\Delta L[\text{max}]$ není u všech řetězů stejná:

- a) řetězy válečkové a pouzdrové pro všeobecné použití $\Delta L[\text{max}] = 2 \% L_z$ (dle ČSN), $\Delta L[\text{max}] = 3 \% L_z$ (dle DIN)
- b) řetězy rychloběžné – převážně používané v automobilovém průmyslu (rozvodové, vyvažovací...) se doporučuje $\Delta L[\text{max}] = 1 \% L_z$
- c) řetězy Flyerovy - $\Delta L[\text{max}] = 3 \% L_z$
- d) řetězy pro sportovní určení (motocyklové, cyklistické) mají dovolené prodloužení specifické dle užití a zvyklostí zákazníka.

Dovolená prodloužení řetězu uvedená v procentech se vztahují na celkovou délku řetězu. U řetězů nepoužitých je dovolená maximální výrobní tolerance od základního rozměru:

+ 0,15 % z celkové délky řetězu – válečkový, (dle ČSN)

+ 0,10 % z celkové délky řetězu – pouzdrový, rychloběžný (dle ČSN) (czretezy.cz)

2.1.6 Řetězová kola

Rozměry a tvary řetězových kol závisí na druhu a rozměru řetězu. Řetězy i řetězová kola musí být odolné proti opotřeбенí a snášet proměnlivé zatížení. Řetězová kola pro menší rychlosti se vyrábějí z šedé litiny s vyšší pevností, většinou se používají uhlíkové a legované oceli, které se zušlechťuje a kalí. Při použití cementačních ocelí se kalí na tvrdost 55-60 HRC. Při výkonech větších než 5 kW a obvodových rychlostech větších než 6 m / s se začínají používat ozubená kola z plastů (sklolamináty, polyamidy) (Bartoš 1963)

2.1.6.1 Výpočet rozměrů kol pro válečkové a pouzdrové řetězy

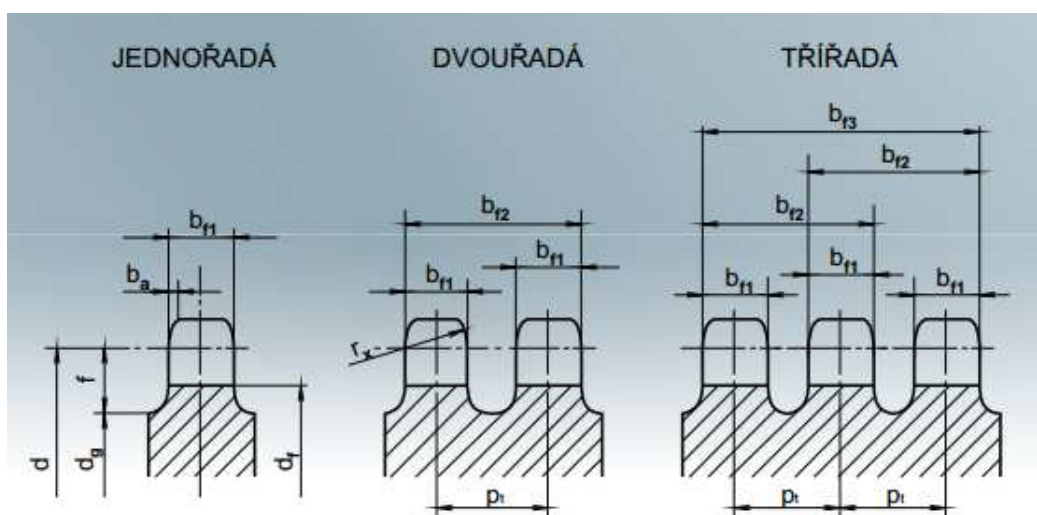
Tabulka 8 Vzorce pro výpočet ř. kol (zdroj: czretezy.cz)

Název parametru	Značení	Vzorec pro výpočet
Průměr roztečné kružnice	d	$d = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}}$
Průměr patní kružnice	d_f	$d_f = d - 2r_i$
Pro mezeru s nejmenší šířkou 1. Poloměr dna zubní mezery 2. Poloměr boku zubů 3. Úhel otevření	$r_{i \min}$ $r_{e \min}$ α_{\max}	$r_{i \min} = 0,505 \cdot d_1(d_3)$ $r_{e \min} = 0,12 \cdot d_1(d_3) \cdot (z + 2)$ $\alpha_{\max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z}$
Pro mezeru s největší šířkou 1. Poloměr dna zubní mezery 2. Poloměr boku zubů 3. Úhel otevření	$r_{i \max}$ $r_{e \max}$ α_{\min}	$r_{i \max} = 0,505 \cdot d_1(d_3) + 0,069 \cdot \sqrt[3]{d_1(d_3)}$ $r_{e \max} = 0,008 \cdot d_1(d_3) \cdot (z^3 + 180)$ $\alpha_{\min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z}$
Průměr válečku	d_1	
Průměr pouzdra	d_3	
Průměr hlavové kružnice	d_a	$d_{a \min} = d + 0,5 \cdot d_1(d_3)$ $d_{a \max} = d + 1,25p \cdot d_1(d_3)$

Tabulka 9 Vzorce pro výpočet ř. kol (zdroj: czretezy.cz)

Název parametru	Značení	Vzorec pro výpočet
Největší průměr věnce	d_g	$d_g = d - 2f$
Rozdíl poloměru roztečné kružnice a věnce	f	$f = 0,7p$ pro řetězy s normální roztečí $f = 0,4p$ pro řetězy s dlouhou roztečí
Vzdálenost mezi řadami u víceřadého řetězu	p_t	Podle údajů z tabulek katalogu
Poloměr zaoblení zubu	r_x	$r_x = 1,5 \cdot d_1(d_3)$
Hodnota zaoblení zubu	b_a	$b_a = \left(\frac{0,1}{0,15} \right) \cdot d_1(d_3)$
Vnější šířka řetězu	b_1	Podle údajů z tabulek katalogu
Šířka zubu řetězového kola		Dle rozteče řetězu $p \leq 12,7$ $p > 12,7$

Jednořadého	b_{f1}	$0,93 b_1$	$0,95 b_1$
Dvouřadého		$0,91 b_1$	$0,93 b_1$
Třířadého		$0,88 b_1$	$0,93 b_1$
Šířka věnce řetězového kola			
Dvouřadého	b_{f2}	$0,91 b_1 + p_t$	$0,93 b_1 + p_t$
Třířadého	b_{f3}	$0,91 b_1 + 2p_t$	$0,93 b_1 + 2p_t$



Obrázek 15 Kotování víceřadých řetězových kol (zdroj: czretezy.cz)

2.1.6.2 Konstrukce řetězových kol

Maximální doporučená drsnost povrchu je udává Ra 3,2 - 6,3. Maximální radiální házení spočteme takto:

$$0,0007 d_f + 0,076 \text{ mm (maximálně 0,76mm)}$$

Maximální axiální házení spočteme takto:

$$0,0009 d_f + 0,076 \text{ mm (maximálně 1,14mm)}$$

Tyto hodnoty platí pro všeobecné použití řetězových kol, na které nejsou nárokovány speciální požadavky. Neplatí pro řetězová kola jízdních kol, pro ty platí jiná norma.

Materiál řetězových kol se volí tak, aby menší kolo bylo tvrdší než kolo velké, protože při provozu přichází do záběru častěji. Pro více namáhaná řetězová kola se volí oceli tepelně nebo chemicky – tepelně zpracované (např. cementační oceli 14220, 12020), kola méně namáhaná lze vyrábět z ocelí nižších pevností (např. 11600) i z nekovových materiálů pro dětské hračky apod. (dřevo, plast, zinkové slitiny) (czretezy.cz)

2.1.7 Montáž a údržba

2.1.7.1 Spojení řetězu

Pokud je počet článků sudý, použije se spojovací článek vnější. Ten se zacvakne mezi čepy kleštěmi. Tento spoj je považovaný jako pevnější. Pokud je počet článků lichý, použije se křivěný redukční článek ke spojení.



Obrázek 16 Konstrukce válečkového řetězu (zdroj: http://www.contra.cz/cz/retezovy_prevod/konstrukce_valeckoveho_retezu.html)

2.1.7.2 Zásady pro dobrou funkci řetězového převodu

Řetěz by měl být dobře napnutý, ale ne příliš. Je třeba aby dolní větev byla lehce prověšená a horní větev, aby sloužila jako tažná. Po montáži nového řetězu je doporučeno ho ihned zaběhnout na více hodin, aby se zabránilo jeho dalšímu vytahování a aby se ustálila jeho délka.

Nikdy nemontovat použitá řetězová kola na použitý řetěz. Dojde k rychlejšímu opotřebení.

Důležité je, aby konstruktér dobře dimenzovat hřídele a ložiska, tím se zabrání zbytečným torzním kmitům. Řetězová kola je nutné montovat osově rovnoběžné (do jedné roviny), jinak kromě tažné síly bude na řetěz působit i přídavná ohybová síla. Navíc vlivem tření bočních destiček řetězu může dojít k přetržení řetězu.

Řetězová kola je doporučeno umístit co nejbližší ložiskům – sníží se tak tlak na ložiska, dojde k omezení přídavného ohybu, kmitání a krutu.

Literatura udává že nejmenší velikost pastorku by měla být menší než 17 zubů, zatímco největší počet zubů kola by neměl přesahovat 120 zubů. Pro dosažení rovnoměrného opotřebení řetězu se

doporučuje mít pastorek s lichým počtem zubů. Stonásobek rozteče řetězu se bere jako maximální přípustná vzdálenost os řetězových kol. Pro vyrovnání prodloužení řetězu a zajištění stále funkce během lehkého opotřebení je doporučeno do řetězové linky umístit napínací kolečko. (czretezy.cz)

Kvalita mazání je jedním z rozhodujících vlivů na účinnost, životnost a opotřebení řetězových převodů. Při volbě systému mazání je obvykle rozhodujícím kritériem obvodová rychlost. Při kapání nebo tryskovém mazání je třeba olej přivádět do mezer mezi jednotlivé elementy kloubů. Přivádění oleje do středu válečků je málo účinné. Velmi zatížené a rychloběžné řetězové převody bývají uzavřeny ve skříni a mají speciální napínací a mazací zařízení. Přitom neúčinnější je cirkulační mazání pomocí čerpadla. (czretezy.cz)

Vyrábějí se také speciální řetězové převody, kde jsou třecí povrchy pokryty samomaznými materiály s dobrými třecími a pevnostními vlastnostmi. Takovéto převody mohou pracovat bez maziva.

Hlavní ztráty v řetězových převodech vznikají třením v kloubech a mezi pásy, menší v ložiscích kol. Dobře mazané řetězové převody s hřídelemi uloženými ve valivých ložiskách mívají účinnost 96%, rychloběžná přesné převody s cirkulačním mazáním mají účinnost až 98%, při přerušovaném periodickém mazání se dosahují účinnosti kolem 94% - 95%. Nižší účinnost bývá při malém zatížení a větších osových vzdálenostech. (Kříž, 1970)

3. Aplikační část a diskuse výsledků

3.1 Příklad

Obrázek je poháněn elektromotorem s převodovkou pomocí řetězového převodu. Příkon na hnacím kole je 2 kW a otáčky 90 min⁻¹. Otáčky hnaného hřídele napojeného na smykadlo požadujeme 45 min⁻¹. Osová vzdálenost kol nebyla určena ani požadovaný průhyb dolní části větve. Mazání řetězu je požadováno v olejové lázni.

$$P_1 = 2000 \text{ W}$$

$$n_1 = 90 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = 45 \text{ min}^{-1}$$

$$a = ?$$

$$p = ?$$

3.1.1 Spočtení převodového poměru

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{90}{45} = 2$$

Jedná se tedy o reduktor, neboť převodový poměr vyšel vyšší jak 1.

3.1.2 Volba řetězových kol

Jelikož hnací kolo je kolo menší (pastorek), jako z_1 volím 19z. Je to číslo liché, tudíž dojde k rovnoměrnému opotřebení, pro spojení budu moci použít vnější článek a budu moci vycházet z tabulek výše uvedených.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

z toho:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 19 \cdot 2 = 38 \text{ zubů}$$

3.1.3 Výpočtový výkon

$$P_D = \frac{P_1}{\mu \cdot \varphi \cdot \kappa}$$

$$P_1 = 2000 \text{ W}$$

$\mu = 1$ pro mazání v olejové lázni (Tab. 3)

$\varphi = 1$, jelikož vyberu nějaký klasický řetěz, který odpovídá Diagramu 1 a 2

Pro zjištění činitele výkonu κ je třeba znát činitel rázů Y . Pro obrážku poháněnou elektromotorem jsem našel hodnotu 2 (zdroj: czretezy.cz). Ted se podívám na Tab. 4 a pomocí hodnoty Y a z_1 zjistím hodnotu činitele výkonu.

$\kappa = 0,68$ (pro $Y=2$; $z_1 = 19z$)

z toho:

$$P_D = \frac{P_1}{\mu \cdot \varphi \cdot \kappa} = \frac{2000}{1 \cdot 1 \cdot 0,68} = 2941 \text{ W}$$

Z tohoto zjištění tedy vím, že řetěz sice přenáší reálný výkon 2 kW, ale pro vhodné zvolení řetězu je třeba počítat s výkonem téměř 1,5x větším!

3.1.4 Volba řetězu

Myslím, že je rozumné si práci nijak nekomplikovat. Vzhledem k tomu, že zákazník nepožaduje určitý rozměr pro osovou vzdálenost kol, volím $a = 40 \cdot p$

Nyní se podívám do Diagramu 1 a 2. Pro výkon 3 kW a otáčky pastorku $n_1 90 \text{ min}^{-1}$ volím jednořadý válečkový řetěz typu 16B.

Jako konkrétní řetěz volím řetěz 16 B-1 ČSN 02 3311. Jedná se o řetěz z nerezové oceli vyráběný českou firmou podle CZ norem. Stránku z katalogu jsem uvedl v přílohách.

3.1.5 Výpočet rozměrů řetězových kol

Z rozměrové tabulky:

rozteč $p = 25,4 \text{ mm}$

plocha kloubu $S = 206,17 \text{ mm}^2$

síla při přetržení $F_t = 41\,000 \text{ N}$

hmotnost $q = 2,62 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}$$

$$d_1 = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{19}} = 154,32 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}$$

$$d_2 = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{38}} = 307,58 \text{ mm}$$

Tímto jsem spočetl velikosti roztečný kružnic řetězových kol. Z Tab. 8 a 9 můžu dopočítat další rozměrové hodnoty.

3.2 Kontrola

3.2.1 Kontrola správné volby počtu zubů

$$v = \frac{d_1 \cdot n_1}{19100} [\text{ms}^{-1}]; \text{ pro } d_1 [\text{mm}] \text{ a } n_1 [\text{min}^{-1}]$$

nebo

$$v = d_1 \cdot n_1 \cdot \pi; \text{ pro dosazení v základních jednotkách}$$

$$v = \frac{d_1 \cdot n_1}{19100} = \frac{154,32 \cdot 90}{19100} = 0,727 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro rychlosti menší než $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je doporučeno použít pastorek se 17 zuby. Já volil s 19zuby, proto provedu přepočet.

$$z_1 = 17z$$

$$z_2 = z_1 \cdot i = 17 \cdot 2 = 34 \text{ zubů}$$

$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{17}} = 138,23 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{34}} = 275,28 \text{ mm}$$

$$v = \frac{d_1 \cdot n_1}{19100} = \frac{138,23 \cdot 90}{19100} = 0,651 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.2.2 Kontrola řetězu na přetržení

Výpočtový tlak v kloubu musí být menší než tlak dovolený.

$$p_p < p_d$$

$$p_p = \frac{F_t}{S}$$

Pro spočtení výpočtového tlaku musím nejprve spočíst tahovou sílu v tažné větvi řetězu.

$$F_t = F_O + F_{OC} + F_m$$

$$F_O = \frac{P}{v} = \frac{2000}{0,651} = 3072 \text{ N}$$

$$F_{OC} = q \cdot v^2 = 2,62 \cdot 0,651^2 = 1,1 \text{ N}$$

Průhyb h volím 0,02 a

$$F_m = \frac{m \cdot a^2 \cdot g}{8 \cdot h}$$

m je celková hmotnost řetězu, kterou spočtu ze vztahu:

$$m = q \cdot L$$

L_z je celková délka řetězu v metrech, tu spočtu takto:

$$L_z = x \cdot p$$

x je počet článků

$$x = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a}$$

$$x = 2 \cdot \frac{40 \cdot p}{p} + \frac{17 + 34}{2} + \left(\frac{34 - 17}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{40 \cdot p}$$

$$x = 105,68$$

Z vypočteného počtu článku volím nejbližší sudý počet článků (použije se vnější spojovací článek a nedojde tak ke snížení pevnosti). $\Rightarrow x = 106$

Po zvolení počtu článků přepočítám osovou vzdálenost takto:

$$a = \frac{p}{4} \left[x - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(x - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$a = \frac{0,0254}{4} \left[106 - \frac{17 + 34}{2} + \sqrt{\left(106 - \frac{17 + 34}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{34 - 17}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$\mathbf{a = 1,020 m}$$

A teď zpětně dosazují:

$$L_z = x \cdot p = 106 \cdot 0,0254 = 2,69 \text{ m}$$

$$m = q \cdot L = 2,62 \cdot 2,69 = 7 \text{ kg}$$

$$F_m = \frac{m \cdot a^2 \cdot g}{8 \cdot h} = \frac{m \cdot a^2 \cdot g}{8 \cdot 0,02 \cdot a} = \frac{m \cdot a \cdot g}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_m = \frac{7 \cdot 1,02 \cdot 10}{8 \cdot 0,02} = 446,25 \text{ N}$$

Dosazení do vzorce tahové síly

$$F_t = F_O + F_{OC} + F_m$$

$$F_t = 3072 + 1,1 + 446,25$$

$$F_t = 3519,35 \text{ N}$$

Výpočtový tlak:

$$p_p = \frac{F_t}{S} = \frac{3519,35}{206,17} = 17 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak:

$$p_d = p_1 \cdot \lambda$$

Součinitel tření λ mi z Tabulky 6 (pro $Y=2$, $i=2$, ČSN 02 3311) vychází 0,68 a směrný tlak p_1 27,76 N·m⁻¹

$$p_d = p_1 \cdot \lambda = 27,76 \cdot 0,68 = 18,87 \text{ MPa}$$

$$p_p < p_d$$

3.2.3 Součinitele bezpečnosti

3.2.3.1 Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení

$$k_a = \frac{F_B}{F_t} = \frac{41000}{3519,35} = 11,65 \geq 7$$

Splněna

3.2.3.2 Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení

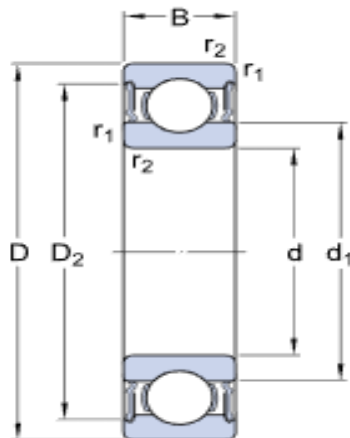
$$k_d = \frac{F_B}{F_t \cdot Y} = \frac{41000}{3519,35 \cdot 2} = 5,8 \geq 5$$

Splněna

3.3 Volba ložisek ozubených kol

3.3.1 Výpočet sil působících na ložiska

Je volené ložisko od firmy SKF Ložiska, a.s. s katalogovým označením 61911-2RS1. Jedná se o jednořadé kuličkové ložisko s vnějším těsněním z obou stran.



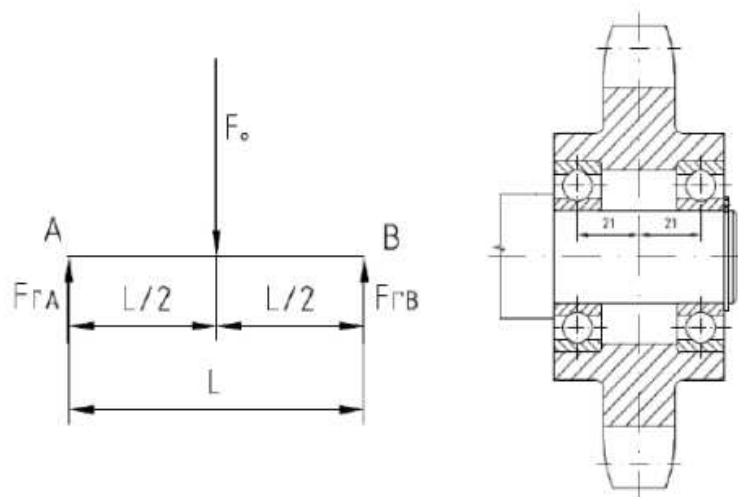
Obrázek 17 Zvolené ložisko (zdroj: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=61911-2RS1>)

Tabulka 10 Rozměry zvoleného ložiska

d		55	mm
---	--	----	----

D		80	mm
B		13	mm
d ₁	≈	63	mm
D ₂	≈	74.2	mm
r _{1,2}	min.	1	mm
C		16,5	kN

Reakce v ložiskách od obvodové síly, určíme pomocí silové a momentové rovnováhy podle (skf.com):



Obrázek 18 Silové působení na ložiska

Momentová rovnováha k bodu A

$$\sum M_{iA} = 0 \rightarrow F \cdot \frac{l}{2} - F_{rB} \cdot l = 0 \rightarrow F_{rB} = \frac{F \cdot \frac{l}{2}}{l}$$

$$F_{rB} = \frac{F}{2}$$

$$F_{rB} = \frac{3520}{2} = 1760 \text{ N}$$

Silová rovnováha

$$\sum F_i = 0 \rightarrow F_{rB} + F_{rA} - F = 0$$

$$F_{rB} = \frac{F \cdot \frac{l}{2}}{l}$$

$$F_{rA} = F - F_{rB}$$

$$F_{rA} = 3520 - 1760 = 1760 \text{ N}$$

kde,

F_{rB} (N) je reakce v ložisku B od síly řetězu

F_{rA} (N) je reakce v ložisku A od síly řetězu

F (N) je namáhající síla řetězu

l (mm) je osová vzdálenost ložisek

3.3.2 Výpočet trvanlivosti ložiska

Obě ložiska jsou zatěžovány stejnou radiální silou, proto není nutné počítat každé zvlášť, postačí nám výpočet pro ložisko B. Axiální složka síly působící na ložisko je nulová, proto ekvivalentní dynamická zátěž ložiska je rovna radiální síle. Výpočet je převeden podle (skf.com).

$$P_L = F_{rB}$$

$$P_L = 1760 \text{ N}$$

P_L (N) je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

Pro vstupní hřídel:

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{P_L}\right)^a \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n_1}$$

$$L_h = \left(\frac{16500}{1760}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot 1,5}$$

$$L_h = 152588 \text{ hod}$$

Pro výstupní hřídel:

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{P_L}\right)^a \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n_2}$$

$$L_h = \left(\frac{16500}{1760}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot 0,75}$$

$$L_h = 305175 \text{ hod}$$

L_h (h) je základní trvanlivost ložisek

C_{dyn} (N) je dynamická únosnost ložisek

a (N) je součinitel pro ložiska s bodovým stykem

n_1 (s^{-1}) jsou otáčky na vstupním hřídeli

n_2 (s^{-1}) jsou otáčky na výstupním hřídeli

3.4 Diskuze výsledků a návrh na opatření

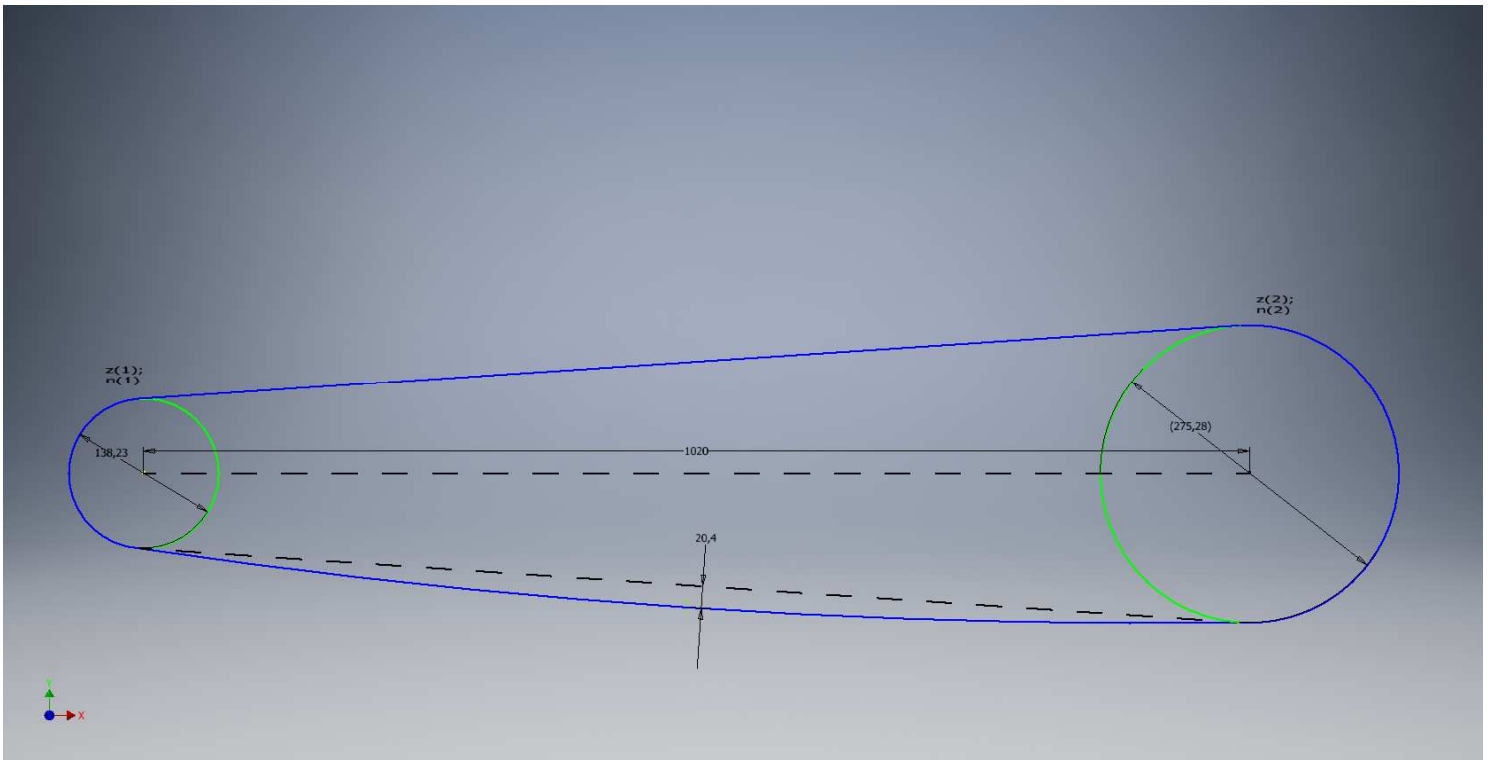
Zvolený řetěz 16 B-1 ČSN 02 3311 vyhověl podmínce proti přetržení. Stejně tak vyhověl kontrole na bezpečnost při dynamickém a statickém zatížení. Při výběru řetězu jsem vycházel z Diagramu 1 a 2.

Pevnostní hodnoty mi vyšli na straně bezpečnosti, ovšem né moc. Tudíž můžu tvrdit, že řetězy vybírané z Diagramů 1 a 2 jsou odpovídající realitě. Z hlediska pevnosti vyhovují a nejsou předimenzované.

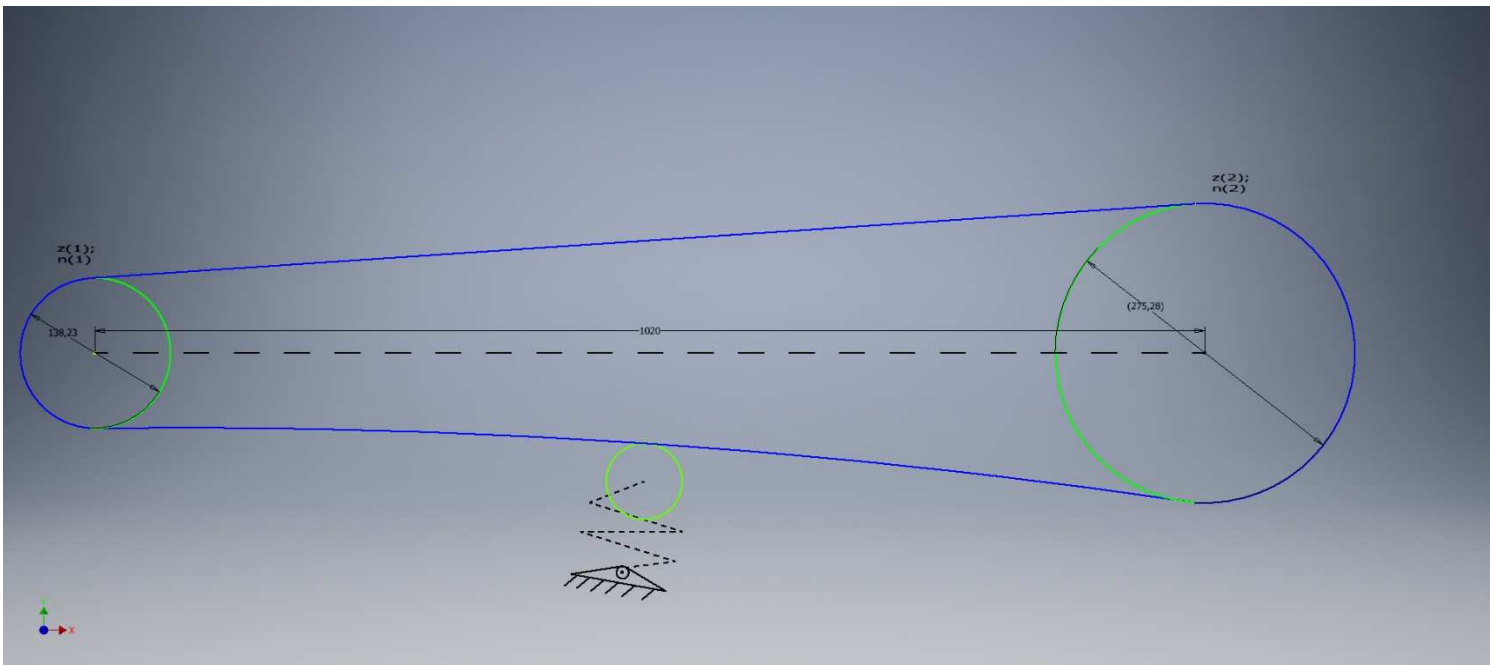
Co mě osobně zaráží, je hodnota součinitele bezpečnosti při dynamickém zatížení ($5,8 \geq 5$). Myslím, že by mohla nastat situace, kdy by zákazník požadoval vyšší bezpečnost z důvodů zvýšených rázů (okolní připojené stroje, neopatrnost zaměstnanců atd.) Pro takový případ bych navrhoval použít napínací kladku v dolní větvi řetězu. Tím by se zabránilo prověšení řetězu a eliminoval by se tah od dolní větve ($F_m = 446,25 N$).

Ložiska jsou až zbytečně předimenzovaná. Při nepřetržitém provozu 24 hodin denně by měli vydržet na vstupu 17 let a na výstupu 34 let.

3.4.1 CAD náhled



Navržená úprava:



4. Závěr

Úlohou mojí seminární práce bylo popsat konstrukci, technologii výroby a montáž řetězových převodů. Dané téma jsem si vybral, protože jako cyklistovi je mi blízko. Přeci jen kolo prošlo od doby svého vzniku velkými změnami. A i když jsou normy na výrobu u řetězových kol jiné a místo převodovek obsahují měniče převodů, princip je stejný.

30 let dozadu si při změně stoupání museli cyklisti na Tour de France měnit celé zadní kolo, aby změnili převodový poměr. Až v roce 1937 byla použita první přehazovačka a 5-ti rychlostní systém bez nutnosti výměny kola pro změnu převodového poměru.

U volby řetězu u cyklistických kol se vychází, podle počtu pastorků na hnaném kole. Výrobci mají v katalogu více druhů řetězů pro určitý převodový systém, lišící se barvou ale hlavně pevností.

U montáže řetězu na kolo se používá taktéž vnější spojovací článek nebo spojovací montážní nýt. Délka řetězu bývá okolo 100 článků a o jeho délce rozhoduje velikost napínací kladky (raménko přehazovačky) a velikost řetězových kol. Natažení řetězu se měří kalibrem nebo měrkou řetězu. Ten se při natažení nad 0,7 mm mění.

V dnešní době vidím velkou výhodu v použití ozubených řemenů. Jsou daleko méně hlučné proti řetězům, díky ozubení mohou přenášet velké výkony bez skluzu.

Seznam zdrojů



- VÁVRA, P. a kol. 1984. Strojnické tabulky: pro SPŠ strojnické. 2. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1984.
- BARTOŠ, J.; GAJDOŠ, P.; NOVÁK, V. Strojní součásti. Praha: SNTL 1963
- KŘÍŽ, R.; WEIGNER, K.; SVOBODA, J. Stavba a provoz strojů II. Převody. Praha: SNTL 1979
- ČSN 01 4809 - Kloubové řetězy. Výpočet řetězových převodů. ČNI, Praha, 1970
- ČSN 02 3311 - Kloubové řetězy. Válečkové řetězy – rozměry. ČNI, Praha, 1973
- ČSN 02 3321 - Kloubové řetězy. Pouzdrové řetězy rychloběžné – rozměry. ČNI, Praha 1960
- KŘÍŽ, Rudolf a kol. Stavba a provoz strojů II: Převody. Praha: SNTL, 1978. L13-C2-V-33f/25560.
- MRÁZ, Libor. Stavba a provoz strojů II: Pracovní sešit pro III. ročník. Interní vydání pro SPŠ ZLÍN 2008
- CZRETEZY: [online]. 2018 [cit. 2018-03- 30]. Dostupné z: <https://www.czretezy.cz/>
- ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. Válečkové řetězy [online]. 2009 [cit. 2018-03- 30]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/valeckove-retezy/retezyjednorade-evropska-rada-b/>
- ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. Pouzdrové řetězy [online]. 2009 [cit. 2018-03- 30]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/pouzdrove-retezy/>
- ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. Gallovy řetězy [online]. 2009 [cit. 2018-03- 30]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/gallovvy-retezy/>
- ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. Fleyerovy řetězy [online]. 2009 [cit. 2018-03- 30]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/fleyerovy-retezy/>
- ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. Fleyerovy řetězy standardní rada LL [online]. 2009 [cit. 2018-03- 30]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/fleyerovyretezy/retezy-standardni-rada-ll-25/>
- SKF Ložiska a.s.. Kuličková ložiska [online]. 2012 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515051.pdf> [7] SEW-EURODRIVE. Support: Dokumentation & Software [online]. 2013 [cit. 2018-03- 30].

Seznam tabulek, popř. obrázků

Obrázek 1	Obecný převodový mechanismus.....	3
Obrázek 2	Převodový mechanismus s více členy	5
Obrázek 3	Schéma řetězového kola	7
Obrázek 4	Článekový svařovaný řetěz (zdroj: http://www.region-lana.cz/vazaci-prostredky/vazaci-retezy-vysokopevnostni-tr-10-winner/vysokopevnostni-vazaci-retez---oko---hak.html).....	8
Obrázek 5	Ewartův řetěz (zdroj: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2233)	9
Obrázek 6	Gallův řetěz (zdroj: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2233)	9
Obrázek 7	Reynoldův zubový řetěz (zdroj: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2233).....	10
Obrázek 8	Lamelový řetěz (zdroj: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2233)	10
Obrázek 9	Pouzdrový řetěz (zdroj: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2233)	11
Obrázek 10	Válečkový řetěz (zdroj: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2233)	12
Obrázek 11	Flyerův řetěz (zdroj: http://www.retezy.biz/retezy-fleyer-flyer/fleyeruv-retez-serie-lh-bl/)	12
Obrázek 12	Nákres řetězového kola (zdroj: czretezy.cz)	13
Obrázek 13	Přípustné obvodové rychlosti.....	17
Obrázek 14	Schéma mnohoúhelníkového efektu chodu řetězu (zdroj: http://www.kks.zcu.cz/prostudenty-KKS/Studijni_podklady/PRIRUCKA/CADIS2/MDOC/F/F14/F14_2/frame3.htm)	21
Obrázek 15	Kotování víceřadých řetězových kol (zdroj: czretezy.cz)	24
Obrázek 16	Konstrukce válečkového řetězu (zdroj: http://www.contra.cz/cz/retezovy_prevod/konstrukce_valeckoveho_retezu.html)	25
Obrázek 17	Zvolené ložisko (zdroj: http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=61911-2RS1).....	32
Obrázek 18	Silové působení na ložiska.....	33
1	Diagram	14
2	Diagram	15
Tabulka 3	Hodnoty činitele mazání μ (zdroj: czretezy.cz)	15
Tabulka 4	Hodnoty činitele výkonu κ (zdroj: czretezy.cz)	16
Tabulka 5	Směrný tlak v kloubu řetězu (zdroj: czretezy.cz)	19
Tabulka 6	Součinitel tření λ (zdroj: czretezy.cz)	19
Tabulka 7	Součinitel F.....	20
Tabulka 8	Vzorce pro výpočet ř. kol (zdroj: czretezy.cz)	23
Tabulka 9	Vzorce pro výpočet ř. kol (zdroj: czretezy.cz)	23
Tabulka 10	Rozměry zvoleného ložiska.....	32

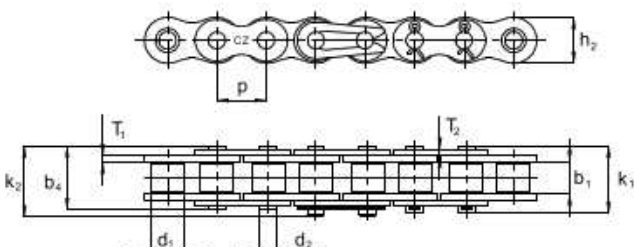
Přílohy

Příloha 1: Zvolený řetěz (zdroj: czretezy.cz)

SIMPLEX STAINLESS STEEL ROLLER CHAINS







CZ Standard



ISO OR CEN	PITCH	ROLLER DIAMETER		PIN DIAMETER		CONNECT. PIN LENGTH		INNER PLATE WIDTH		INNER PLATE THICKNESS		BEARING AREA	WEIGHT	BREAKING LOAD	CONNECTING ELEMENTS						
		b1 min.	d1 max.	d2 max.	b4 max.	k1 max.	k2 max.	h2 max.	T1	T2	S				q	FB min.	B	A	E	S	L
	p	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm ²	kg/m	N							
06B-1*	9,525	5,72	6,35	3,28	3,28	12,40		14,00	8,20	1,20	1,00	28,00	0,40	5 350	-	+	-	-	-	-	
08B-1	12,7	7,75	8,51	4,45	4,45	16,40	19,40	18,25	11,80	1,60	1,40	50,30	0,70	12 000	-	+	-	-	+	+	-
10B-1	15,875	9,65	10,16	5,08	5,08	18,70		20,35	14,50	1,60	1,60	67,30	0,90	14 200	-	+	-	-	-	-	-
12B-1**	19,05	11,68	12,07	5,72	5,72	22,90	24,50	24,00	16,10	1,80	1,80	89,35	1,22	18 000	-	+	-	-	-	-	-
16B-1**	25,4	17,02	15,88	8,28	8,28	35,30	38,20	37,00	21,00	3,50	3,00	206,17	2,67	41 000	-	+	-	-	-	-	-

* ONLY WITH STRAIGHT PLATES
 ** ALSO WITH STRAIGHT PLATES (THE WIDTH OF OUTER PLATE CORRESPONDS WITH THE WIDTH OF INNER PLATE - h2)

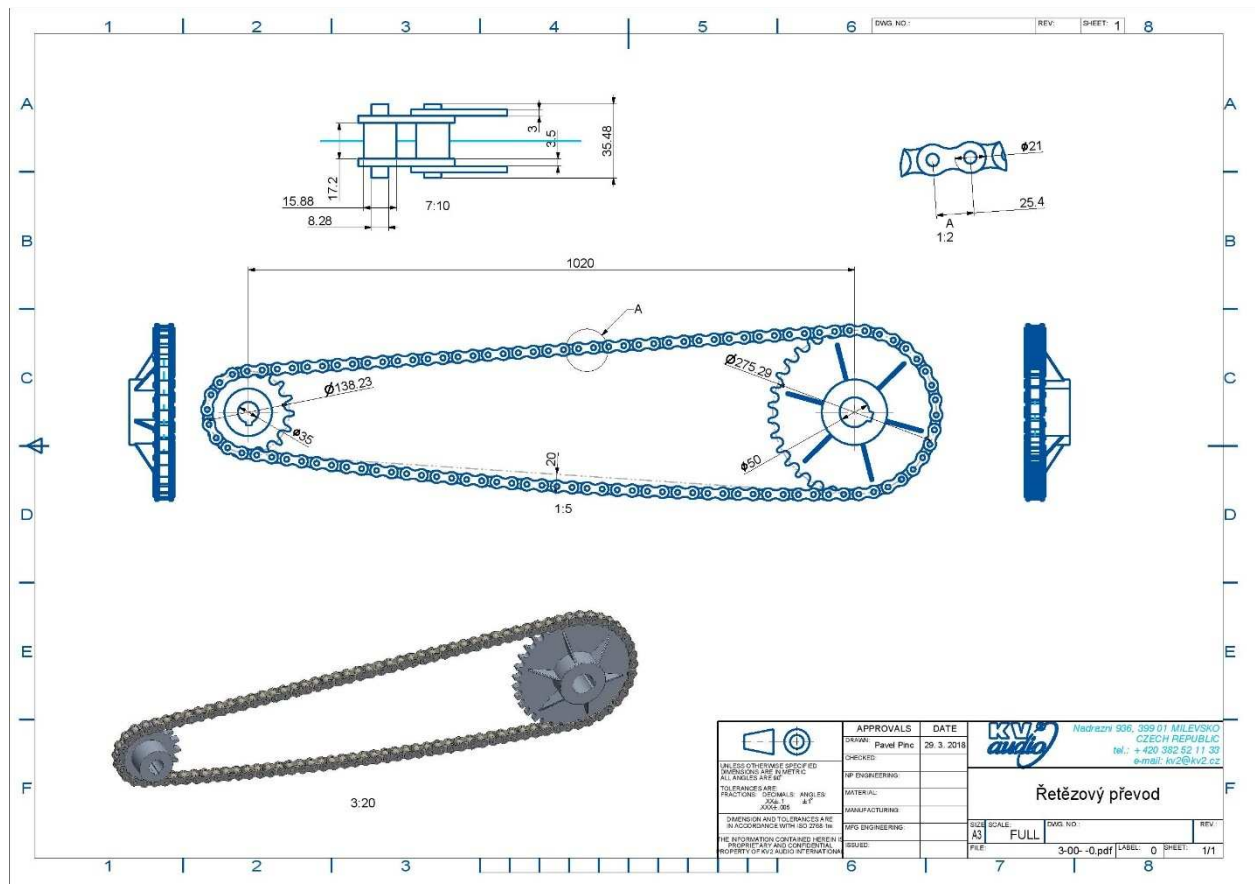
CONNECTING ELEMENTS

B
A
E
S
L
C

16

Příloha 2: Výkresová dokumentace (zdroj: vlastní)



Příloha 3: 3D model vybraného mechanismu (zdroj: vlastní)