

Při konstrukci řetězového převodu a volbě řetězu je nutné přihlédnout k zásadám, uvedeným níže:

Řetěz, hřídele a ložiska převodu dostatečně dimenzovat. Je nutné dosáhnout souososti kol a zabránit kmitání řetězů.

Vyřešit při konstrukci převodu účinný mazací systém, pokud možno takový, který nevyžaduje stálou péči obsluhy. (řetěz v olejové lázni, nebo mazání olejovou mlhou)

Řetězová kola umístit co nejbližší k ložiskům hřídelí. Tím dojde k zmenšení tlaku v ložiskách a sníží se na minimum kmitání řetězových kol, zaviněné nepřesností ve výrobě.

Nejmenší počet zubů u malého řetězového kola má být 17 zubů. Při menších počtech zubů se podstatně zvyšuje ohyb řetězu a nepříznivě se projevuje vliv řetězového kola na životnost a hlučnost řetězu.

U velkého řetězového kola nepřekročit při běžných převodech 120 zubů.

Pokud je použito u převodu napínacího kola, je nutné použít takové, které má lichý počet zubů. Nejlépe se osvědčila napínací řetězová kola se 13 zuby.

Je nutné přesně dodržovat rozměry řetězových kol, zejména správné tvary zubů s minimálními výrobními úchytkami.

Tažnou větev řetězu je vhodné při konstrukci volit vždy nahoře, aby se zlepšila kinematika řetězu.

Úměrně s velikostí obvodové rychlosti řetězu volit rozteč použitého řetězu. Pro vysoké obvodové rychlosti je vhodný víceřadý řetěz s malou roztečí.

K dosažení rovnoměrného opotřebení řetězu, pokud to konstrukce dovoluje, používat malé řetězové kolo s lichým počtem zubů.

1. DRUH ZATÍŽENÍ

Při volbě řetězu je třeba vzít v úvahu i způsob namáhání v provozu a denní provozní dobu. V celé řadě zařízení nejsou řetězy vystaveny klidnému tahu, ale jsou namáhány rázy. Jako příklad je možno uvést dieselové motory, válcovací stolice, pístové pumpy, bagry, zdvihadla atd.. V tomto případě je třeba zvětšit sílu stanovenou z přenášeného výkonu koeficientem nárazu (1,1 až 1,4) podle druhu provozu a teprve tuto sílu pak uvažovat v dalších výpočtech řetězu. Rovněž nepřetržitý provoz zařízení tj. 24 hodin denně zvyšuje nároky na řetěz a dovolená namáhání je třeba dále snížit. Do výpočtu zavádíme tento vliv opět koeficientem (cca 1,2), kterým násobíme přenášenou sílu. Pro výpočet řetězu jsou oba koeficienty sloučeny a jsou uvedeny v tabulkách ve výpočtové části.

2. PŘEVODOVÝ POMĚR

Převodový poměr nemá být větší nežli 8 až 9 u řetězů s malou roztečí a ne větší nežli 6 až 7 u řetězů s větší roztečí. Ve zvláštních případech mohou být převody provedeny i s větším převodovým poměrem. Tyto převody vyvolávají však následkem častějšího záběhu řetězu s pastorkem snížení životnosti řetězu. Příznivé podmínky jsou u převodů s poměrem $i = cca 3$ a když počet zubů hnacího kola z_1 , je volen tak, aby velké hnané kolo mělo počet zubů $z_2 = 60$ až 70 .

V případě, že velké řetězové kolo má podstatně větší počet zubů nežli 60 – 70, je životnost řetězu menší, protože i méně vytažený (prodloužený) řetěz nemá dokonalý záběr s tak velkým počtem zubů (počet zubů v záběru odpovídá úhlu opásání), což má za následek rovněž neklidný chod řetězu. Takový řetěz musí být vyměněn, je však ještě použitelný v převodech s řetězovými koly o menším počtu zubů. Řetězové převody do rychla jsou nepříznivé. V těchto případech nesmí převodový poměr být příliš veliký a malé (hnané) kolo musí mít nejméně 25 zubů, po případě i více, zvláště u rychloběžných převodů.

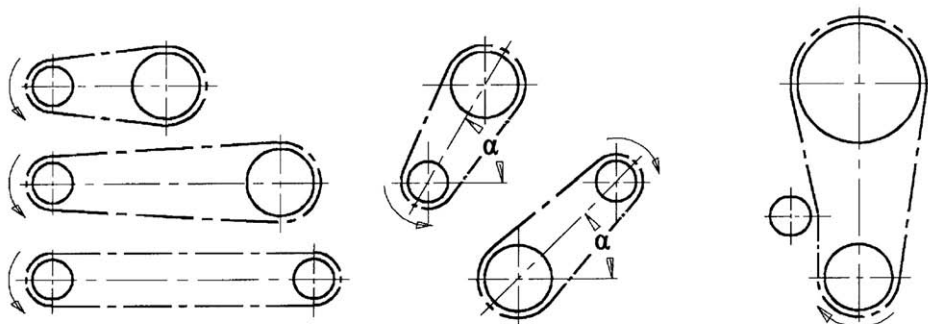
3. OSOVÁ VZDÁLENOST, DÉLKA ŘETĚZU A ŘEŠENÍ PŘEVODU

Při dané rozteči, daném počtu zubů řetězových kol musí být osová vzdálenost taková, aby délka řetězu představovala celý počet článků. K zamezení použití spojovacího článku se dále snažíme o to, aby řetěz měl sudý počet článků. Proto je účelné zjistit nejdříve počet článků řetězu a potom podle zaokrouhleného počtu vypočítat potřebnou osovou vzdálenost.

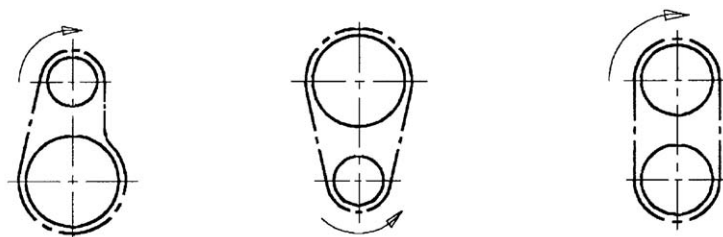
Pro normální provozní podmínky má být osová vzdálenost čtyřiceti násobkem rozteče řetězu. V krajním případě je možno osovou vzdálenost volit tak malou, že se řetězová kola svými zuby skoro dotýkají. To má samozřejmě podstatný vliv na životnost řetězu, jelikož řetěz je s řetězovým kolem v častějším záběru. Osová vzdálenost může být také větší než čtyřiceti násobek rozteče. V tomto případě musíme počítat s účinkem větší váhy řetězu na zatížení ložisek. Dále je nutné použít ozubených nosných kladek k váhovému odlehčení řetězu. Toto opatření je nutné, jakmile je volná větev řetězu delší než 1,5 m. Při krátkých řetězech, malém počtu zubů řetězových kol a velkých obvodových rychlostech může nastat značné zahřátí řetězu. V tomto případě musí být řetěz mazán vhodným mazadlem, jinak může nastat znehodnocení řetězu. Maximálně přípustná osová vzdálenost je stonásobek rozteče řetězu. K vyrovnání prodloužení řetězu při jeho záběru je nutné zajistit přestavitelnost hřídelí řetězových kol. Toto je rovněž nutné k snížení napětí již opotřebovaných řetězů. V případech, kdy z konstrukčních důvodů není možná přestavitelnost hřídelí, musí být do volné větve řetězu zabudována napínací kladka s rozsahem napínání minimálně dvě rozteče. Při tomto řešení je možno upustit od lomených článků, neboť jejich použitím se snižuje dovolené namáhání o cca 20% přípustného zatížení řetězu. Hřídele musí být tak dimenzovány, aby nedocházelo k jejich kmitání.

V těžkém provozu nelze použít letmé uložení řetězových kol. Hřídele musí být montovány souose a nesmí být příčinou vzniku odstředivé síly. Nejlepší řešení řetězového převodu je takové, kde spojnice středů řetězových kol svírá s horizontální rovinou úhel 60° .

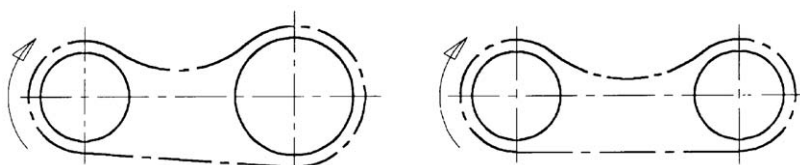
Správně řešené převody



Méně vhodné řešení převodů



Nevhodně řešené převody



4. SPRÁVNÁ MONTÁŽ ŘETĚZU

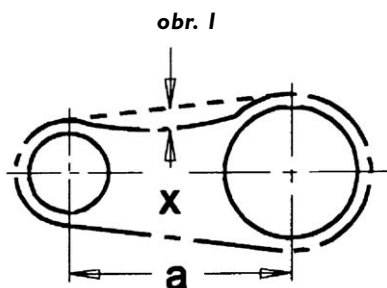
Kloubové řetězy jsou všeobecně spojovány pomocí spojovacích článků. Podle možnosti se používají větve řetězů s lichým počtem článků, čímž dochází k tomu, že jejich začátek a konec je ukončen vnitřním článkem. V tomto případě je možno tyto řetězy spojit přímým spojovacím článkem. Péro spojovacího článku musí být montováno ve směru pohybu řetězu (viz obr. 2). Řetěz se sudým počtem článků vyžaduje použití lomeného spojovacího článku.

Při konstrukci řetězového převodu je nutné, aby horní větev řetězu byla tažná a spodní větev volná. Řetěz nemá být nikdy příliš napjat, nýbrž musí mít malý průvės. Příliš napnuté řetězy se v provozu zahřívají a vyvolávají neklidný chod a vzniká možnost jejich spadnutí z řetězových kol.

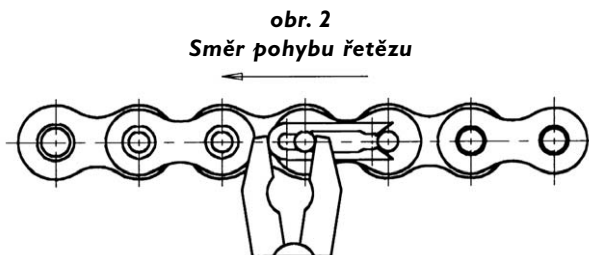
Správný průvės řetězu je zobrazen na obr.1. Rovněž je nutno zabránit tomu, aby se montoval nový řetěz na opotřebená řetězová kola. Při výměně opotřebených řetězových kol je nutné přezkoušet ozubení nových kol s novým řetězem, aby se zjistilo zda se řetěz lehce odvaluje ze zubů řetězových kol.

Po montáži nového řetězu se doporučuje několikadenní záběh řetězu. Po záběhu se stabilizuje délka řetězu. Maximální prodloužení řetězu je možné o 2%. Při rychloběžných řetězech jen 1%.

Správný průvės řetězu x (mm)



osová vzdálenost a (mm)	100	250	500	750	1 000	1 250	1 500	1 750	2 000	2 250	2 500
Průvės x	3	11	23	36	49	61	74	87	105	112	125



Nový řetěz

U nového řetězu před montáží do převodu sledujeme kontrolou délky přesnost jeho provedení.

Při měření dodržujeme tyto zásady :

- měříme v délce 50 článků suchého (odkonzervovaného) řetězu na rovné podložce
- řetěz napneme předepsaným zatížením. Hodnota napínacího zatížení se vypočte jako násobek druhé mocniny rozteče řetězu a koeficientu 0,8 u jednořadých, 1,5 u dvouřadých a 2,2 u třířadých řetězů. Hodnoty rozteče dosazujeme v mm a vypočítáme zatížení v N.

Dovolená úchylka měrné délky je + 0,15% 50násobku tabulkové hodnoty rozteče.

Řetěz v provozu

U řetězu v provozu měříme jeho protažení, které nesmí přesáhnout dovolenou mez (+2%), aby se zabránilo nadměrnému opotřebení řetězových kol a to následujícím způsobem:

- řetěz položíme na rovnou podložku a ocelovým pravítkem změříme jeho délku
- od naměřené hodnoty odečteme tabulkovou hodnotu téhož počtu roztečí
- rozdíl délek nesmí přesahovat 2% celkové délky téhož počtu článků nového řetězu.

Měření si usnadníme pokud měříme počet 50 nebo 100 článků. Zde může činit protažení u 50článekového úseku jednu rozteč, u 100 článekového úseku dvě rozteče (maximálně).

5. ÚDRŽBA VÁLEČKOVÝCH ŘETĚZŮ

K dosažení dlouhé životnosti je bezpodmínečně nutné řetěz pravidelně a náležitě udržovat. Tato zásada platí zvláště pro volně běžící řetězové převody, to znamená pro převody, které nejsou chráněny uzavřeným krytem proti vnějším vlivům jako je voda, prach atd.. Délku životnosti zabezpečuje dokonalé mazání a pravidelná údržba v závislosti počtu pracovních hodin zařízení a řetězového převodu. Způsob mazání během provozní doby je většinou dán konstrukcí řetězového převodu a platí pro něj následující zásady:

- a) při rychlosti až do 3 m/sec. je dostačující občasné ruční mazání olejničkou, kartáčkem nebo kapací maznicí cca 4 až 12 kapek za minutu
- b) při rychlosti až do 7 m/sec. mazání kapací maznicí cca 20 kapek za minutu nebo mazání s olejovou lázní
- c) při rychlosti do 12 m/sec. tlakové mazání tryskami na větve řetězu
- d) při rychlosti nad 12 m/sec. mazání olejovou mlhou

Nejlepší způsob mazání je v olejové lázni, neboť tento způsob dává jistotu provozní spolehlivosti. Použití tohoto způsobu mazání předpokládá však splnění některých podmínek :

- řetěz nemá být v lázni velmi ponořen, aby se zabránilo ohřívání řetězu a vyššímu odporu proti pohybu
- musíme používat řídký olej s velkou smáčivostí (viskozita 4-5°E), aby všechny díly a řetězová kola byly pokryty olejovým filmem. Tím dojde ke snížení opotřebení řetězu i řetězových kol.

K zabránění odšťikování oleje po pracovišti, vnikání cizích těles do řetězového převodu musí být každý převod opatřen vhodným krytem.

K největšímu opotřebení dochází na kluzných plochách řetězového článku tj. mezi čepy, pouzdry, válečky a na pracovních plochách ozubení řetězových kol. Jednotlivé díly řetězu jsou vyráběny z nejkvalitnějších materiálů. Díly po tepelném zpracování získají na povrchu tvrdou vrstvu, která je odolná proti opotřebení. Pracovní plochy jednotlivých dílů řetězu a řetězových kol se snažíme udržovat čisté a ošetřovat je mazáním. Jelikož kluzné plochy řetězu se nacházejí uvnitř jednotlivých článků, jejich čištění se může provádět pouze praním řetězu v lázni.

Při údržbě řetězu (kromě řetězů, které běží v lázni) dodržujeme následující postup:

- řetězy promýváme v petroleji, benzínu nebo trichlorethylenu a usazeniny na vnějších plochách řetězu čistíme tvrdým kartáčem. Totéž provádíme u řetězových kol.
- takto očištěný řetěz ponoříme na 24 hodin do petrolejové lázně, aby se tvrdé usazeniny rozpustily i uvnitř článků
- řetěz promýváme dále v benzínu, nebo trichlorethylenu tak, že pohybujeme řetězem v lázni, aby se vyplavily nečistoty z pouzder a válečků
- řetěz vyjmeme z lázně a zkontrolujeme jeho stav. Jakmile při pohybu řetězu slyšíme vrzání (v důsledku toho, že dochází k tření mezi nečistotami a vnitřními plochami pouzder a válečků) pokračujeme dále v promývání, až je řetěz naprosto čistý.
- po dokonalém očištění opět prohlédneme řetěz a díly, které jsou poškozeny vyměníme
- pro mazání řetězu si připravíme lázeň s rozpuštěným pevným mazadlem. Lázeň má mít teplotu 80°C. Roztavené mazadlo po ztuhnutí zaručuje přilnutí mazadla na třecích plochách řetězu. Rovněž nedochází k rozstříkávání mazadla tím, že se řetěz v provozu zahřeje.
- při mazání řetězu v lázni se musí s řetězem pohybovat, aby se vytlačil vzduch ze všech ploch a dutin, a tím se umožnilo vniknutí mazadla dovnitř článku. Mazání ukončíme až přestanou na povrchu lázně vznikat vzduchové bubliny.
- potom vyjmeme řetěz z lázně ven, aby mohl zchladnout
- na očištěná řetězová kola montujeme řetěz ve stejné délce, jaká byla před demontáží
- nový řetěz nikdy nemontujeme na opotřebovaná řetězová kola, protože se v tomto případě brzy opotřebí !!!

6. VÝPOČET ŘETĚZU S OHLEDEM NA JEHO ŽIVOTNOST

U řetězových převodů se jejich maximální přípustné provozní zatížení určuje s ohledem opotřebení řetězových článků a s tím spojené vytažení (prodloužení) řetězu. Toto prodloužení nemá při rovnoměrném opotřebení a průměrném počtu zubů přesáhnout 2% základní délky řetězu (rozteč x počet článků) za předpokladu, že existuje možnost stálého napnutí řetězu.

Následující výpočtové podklady pro volbu řetězu (s ohledem na jeho maximální životnost) budou platit jen tehdy, nebude-li na řetěz působit žádné dynamické namáhání. (např. chvění volné či tažné větve, chvění celého převodu ap.).

6.1. Stanovení přenášeného výkonu

- a) Volba vhodného řetězu pro řetězový převod musí odpovídat provozním poměrům. Výchozí bod pro výpočet je přenášený výkon "N" a rychlost řetězu "v".

$$\text{Potom je: } P = \frac{N \cdot 1000}{v} \text{ (N)}$$

N = přenášený výkon v kW
 v = obvodová rychlost řetězu v m/sec.

- b) Jakmile je známa tažná síla působící na řetěz "P" a obvodová rychlost řetězu "v", vypočteme hnací výkon "N" podle následujícího vzorce :

$$N = \frac{P \cdot v}{1000} \text{ (kW)}$$

P = tažná síla v N

6.2. Stanovení součinitele rázu „Y“

Z tabulky A₁ nebo A₂ stanovíme součinitel rázu "Y" pro zvolený způsob pohonu.

TABULKA A₁

Součinitel rázu	Druh provozu
1	Bez nárazový provoz
2	Lehké nárazy, středně míjivé zatížení
3	Střední nárazy, krajně míjivé zatížení
4	Těžké nárazy nebo střední přenášené zatížení

TABULKA A₂

Hnané stroje	Hnací stroje – Součinitel rázu "Y"										
	Elektromotory	Spalovací motory					Turbíny			Píst. parní stroje	Transmise
		pomaloběžné		rychloběžné			vodní		pamí		
		1 vál.	2 vál.	2 vál.	4 vál.	6 vál.	rychl.	poma.			
Soustruhy, vrtačky	1,4									3,5	
Frézy	1,5										
Hoblovky	2,3										
Obrážečky	2,0										
stroje	1,8										
Lisy hydraulické	1,8			2,8	2,5	2,2					
Lisy excentrické	2,5										
Lisy s lom. Pákou	2,0										
Stroje pro opracování dřeva	1,8	4,5	4,0	3,7	3,0	2,5	2,5	3,5			1,8
Tkalcovské stavy	2,0										2,0
Stávkové stroje otočné	1,5									3,5	
Stávkové stroje vratné	2,0										
Pístové kompresory 1 stup.	2,5		5,0	4,5	4,0	3,5					1,5
Pístové kompresory 2 stup.	2,0		4,5	4,0	3,5	3,0					
Odstředivé kompresory 1 stup.	1,6	4,0	3,2	3,0	2,5	2,0					
Odstředivé kompresory 2 stup.	1,3	3,0	2,7	2,5	2,0	1,6					
Dmychadla	1,5		3,0	2,7	2,5	2,0					
Ventilátory	2,5		3,7								2,5

Volba hnacího válečkového řetězu

Hnané stroje	Hnací stroje - Součinitel rázu "Y"											
	Elektromotory	Spalovací motory						Turbíny			Píst. parní stroje	Transmise
		pomaloběžné		rychloběžné				vodní		parní		
		1 vál.	2 vál.	2 vál.	4 vál.	6 vál.	rychl.	poma.				
Pístové pumpy 1 válec	2,0	5,0	4,0	3,5	3,0	2,6	2,5	3,5			2,5	
Pístové pumpy 2 válce	1,8	4,0	3,5	3,0	2,7	2,3	2,2	2,7				
Válcovací tratě převodované	2,5											
Válcovací tratě přímé	3,0											
Drtící válce	2,0										2,0	
Kulové mlýny	1,8										1,8	
Troubové mlýny	2,0										2,0	
Kladivové mlýny	2,5		5,0	4,5	4,0	3,5					2,5	
Hnací stroje převodované	2,5											
Hnací stroje přímé	3,0											
Brusky na celulózu	1,8						2,2	3,0		3,5	1,8	
Nátřasná síta	2,0		4,0	3,5	3,2	2,8				4,0	2,0	
Pěchovačky	2,0	5,0	4,0	3,5	3,2							
Mísící bubny	1,7	4,0	3,2	3,0	2,5	2,0						
Bagry	3,0			5,0	4,5	4,0				5,0		
Půdní frézy			5,0	4,5	4,0					5,0		
Mísiče	1,6										1,6	
Dopravníky pro sypký materiál	1,5	3,0	2,8	2,5	2,2	2,0				2,8	1,5	
Dopravníky pro kusový materiál	2,0	4,0	3,5	3,0	2,7	2,0						
Zdvihadla	2,5	5,0	4,0	3,5	3,0	2,6						
Vidlicové zdvihací vozíky	3,0			4,5	3,5							
Důlní rumpály	2,5											
Generátory - velké zatížení	1,5		2,0				1,2	1,5	1,0	1,8	1,0	
Generátory - malé zatížení	1,0		2,8				1,7	2,5	1,5	2,0	1,5	
Transmise poháněné	1,5				2,3	2,0	2,0	2,5	1,5	2,5	1,5	

6.3. Stanovení převodového poměru „i“

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

i = převodový poměr

z_1 = počet zubů hnacího kola

z_2 = počet zubů hnaného kola

n_1 = otáčky hnacího kola

n_2 = otáčky hnaného kola

Převodové poměry

Počet zubů hnacího kola z_1	Počet zubů hnaného kola z_2																		
	11	13	15	17	19	21	23	26	28	31	35	39	43	48	53	59	66	73	81
7	1,57	1,86	2,14	2,43	2,71	3,00	3,29	3,71	4,00	4,43	5,00	5,57	6,14	6,86	7,57	8,43	9,43	10,43	11,57
9	1,22	1,44	1,67	1,89	2,11	2,33	2,56	2,89	3,11	3,44	3,89	4,33	4,78	5,33	5,89	6,56	7,33	8,11	9,00
11	1,00	1,18	1,36	1,55	1,73	1,91	2,09	2,36	2,55	2,82	3,18	3,55	3,91	4,36	4,82	5,36	6,00	6,64	7,36
12	0,92	1,08	1,25	1,42	1,58	1,75	1,92	2,17	2,34	2,58	2,92	3,25	3,58	4,00	4,42	4,92	5,50	6,09	6,75
13	0,85	1,00	1,15	1,31	1,46	1,62	1,77	2,00	2,16	2,39	2,70	3,00	3,31	3,69	4,08	4,54	5,08	5,62	6,24
14	0,79	0,93	1,07	1,22	1,36	1,50	1,64	1,86	2,00	2,22	2,50	2,79	3,07	3,43	3,79	4,22	4,72	5,22	5,79
15	0,73	0,87	1,00	1,13	1,27	1,40	1,53	1,73	1,87	2,07	2,33	2,60	2,87	3,20	3,53	3,93	4,40	4,86	5,40
17	0,65	0,77	0,88	1,00	1,12	1,24	1,35	1,53	1,65	1,82	2,06	2,30	2,53	2,82	3,12	3,47	3,88	4,29	4,77
19	0,58	0,69	0,79	0,89	1,00	1,11	1,21	1,37	1,48	1,63	1,84	2,05	2,26	2,53	2,79	3,11	3,47	3,84	4,26
21	0,52	0,62	0,71	0,81	0,90	1,00	1,10	1,24	1,33	1,48	1,67	1,86	2,05	2,29	2,52	2,81	3,14	3,38	3,86
23	0,48	0,57	0,65	0,74	0,83	0,91	1,00	1,13	1,22	1,35	1,52	1,70	1,87	2,09	2,31	2,57	2,87	3,17	3,52
25	0,44	0,52	0,60	0,68	0,76	0,84	0,92	1,04	1,12	1,24	1,40	1,56	1,72	1,92	2,12	2,36	2,64	2,92	3,24
26	0,42	0,50	0,58	0,65	0,73	0,81	0,88	1,00	1,08	1,19	1,35	1,50	1,65	1,85	2,04	2,27	2,54	2,81	3,12
28	0,40	0,47	0,54	0,61	0,68	0,75	0,82	0,93	1,00	1,11	1,25	1,39	1,54	1,71	1,89	2,11	2,36	2,61	2,89
31	0,36	0,42	0,48	0,55	0,61	0,68	0,74	0,84	0,90	1,00	1,13	1,26	1,39	1,55	1,71	1,90	2,13	2,36	2,61
35	0,32	0,37	0,43	0,49	0,54	0,60	0,66	0,74	0,80	0,89	1,00	1,11	1,23	1,37	1,51	1,69	1,89	2,09	2,31
39	0,28	0,33	0,38	0,44	0,49	0,54	0,59	0,67	0,72	0,80	0,90	1,00	1,10	1,23	1,36	1,51	1,69	1,87	2,08
40	0,28	0,33	0,38	0,43	0,48	0,53	0,58	0,65	0,70	0,78	0,88	0,98	1,08	1,20	1,33	1,48	1,65	1,83	2,03

6.4. Stanovení součinitele výkonu „k“

Z tabulky B stanovíme součinitel výkonu “k” na základě již známého součinitele rázu “Y”, počtu zubů hnacího kola “z₁” a převodového poměru “i”.

TABULKA B - Součinitel výkonu „k“

Převodový poměr i z ₂ : z ₁	Koeficient nárazu Y = 1 Počet zubů z ₁ malého kola - viz. A				Koeficient nárazu Y = 2 Počet zubů z ₁ malého kola - viz. A				Koeficient nárazu Y = 3 Počet zubů z ₁ malého kola - viz. A				Koeficient nárazu Y = 3 Počet zubů z ₁ malého kola - viz. A			
	13	17	21	>=25	13	17	21	>=25	13	17	21	>=25	13	17	21	>=25
1 : 1	(0,39)	0,73	0,92	1,11	(0,28)	0,54	0,67	0,81	(0,24)	0,42	0,58	0,70	(0,22)	(0,34)	0,53	0,64
2 : 1	0,50	0,83	1,05	1,26	(0,36)	0,60	0,76	0,92	(0,27)	0,52	0,66	0,80	(0,25)	0,43	0,61	0,73
3 : 1	0,59	0,88	1,12	1,36	0,43	0,65	0,82	0,99	(0,33)	0,56	0,71	0,86	(0,27)	0,51	0,65	0,79
5 : 1	0,64	0,96	1,22	1,49	0,47	0,70	0,89	1,09	0,40	0,60	0,77	0,94	(0,33)	0,57	0,71	0,86
7 : 1	0,67	1,02	1,30	1,59	0,49	0,75	0,95	1,16	0,42	0,64	0,82	1,00	(0,35)	0,59	0,75	0,92

Hodnoty platí při vzdálenosti os a = 40 x p , při a = 80 x p zvyšuje se výkon na 115%, při a = 20 x p zmenšuje se výkon na 85%.

6.5. Stanovení obvodové rychlosti „v“

$$v = \frac{z_1 \cdot p \cdot n_1}{60000} = \frac{d_t \cdot \pi \cdot n_1}{60000} \quad (\text{m/s})$$

$$d_t = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \quad (\text{mm})$$

v = obvodová rychlost (m/s)

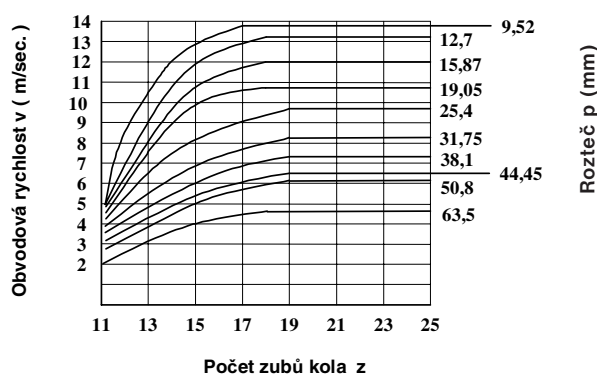
z₁ = počet zubů hnacího kola

n₁ = počet otáček hnacího kola

d_t = roztečná kružnice hnacího kola (mm)

p = rozteč (mm)

TABULKA C - Přípustné obvodové rychlosti



6.6. Stanovení součinitele mazání „I₂“

TABULKA D - Součinitel mazání I₂

Rozmezí výkonu viz. tab. C	Rychlost řetězu (m/s)	Mazání		Součinitel mazání I ₂			
		Vhodné	Přípustné	Vhodné Přípustné	Mazání		bez mazání
					dostatečné		
					bez znečištění	se	
I	do 4	Mazání kapkami 4 až 14 kapek/min	Tukové mazání Ruční mazání	1	0,6	0,3	0,15
II	do 7	Ponorné mazání v olejové lázni	Mazání kapkami asi 20 kapek/min	1	0,3	0,15	nepřípustné
III	do 12	Tlakové oběžné mazání	Olejová lázeň s rozstříkovacím kotoučem	1	Nepřípustné		
	přes 12	Mazání olejovou mlhou	Tlakové oběžné mazání	1			

Mazací oleje mají při provozní teplotě 20 - 40°C dobrou přilnavost. Při chodu v olejové lázni nemá být řetěz zcela ponořen.

6.7. Stanovení součinitele provedení „φ“

φ = 1,5 - pro řetězy dle ČSN 02 3315, DIN 8181, ISO 1275

φ = 1,0 - pro řetězy dle ČSN 02 3311, ČSN 02 3321, DIN 8187, DIN 8188, ISO R 606

φ = 0,8 - pro ostatní řetězy

6.8. Stanovení součinitele vzdálenosti os „σ“

Hodnoty součinitele vzdálenosti os „σ“ v závislosti na osové vzdálenosti „a“

a	20 x p	40 x p	80 x p	160 x p
σ	0,85	1,00	1,15	1,30

6.9. Stanovení diagramového výkonu „Nd“ - výběr vhodného typu řetězu

$$Nd = \frac{N}{k \cdot I_2 \cdot \varphi \cdot \sigma} \quad (\text{kW})$$

Nd = výkon diagramový (kW)

N = výkon přenášený (kW)

k = součinitel výkonu

I₂ = součinitel mazání

φ = součinitel provedení

σ = součinitel vzdálenosti

Volba hnacího válečkového řetězu

Z diagramu E odečteme pro zadané otáčky a hodnotu výkonu "Nd" rozteč "p" vhodného řetězu a způsob mazání, viz tab. D na diagramu označen pásy I – II – III.

TABULKA E - Diagram výkonu a otáček

Výkon "Nd" (kW), počet otáček „n₁“ malého řetězového kola za minutu.

Diagram výkonu a otáček pro válečkové řetězy DIN 8188 (Americké)

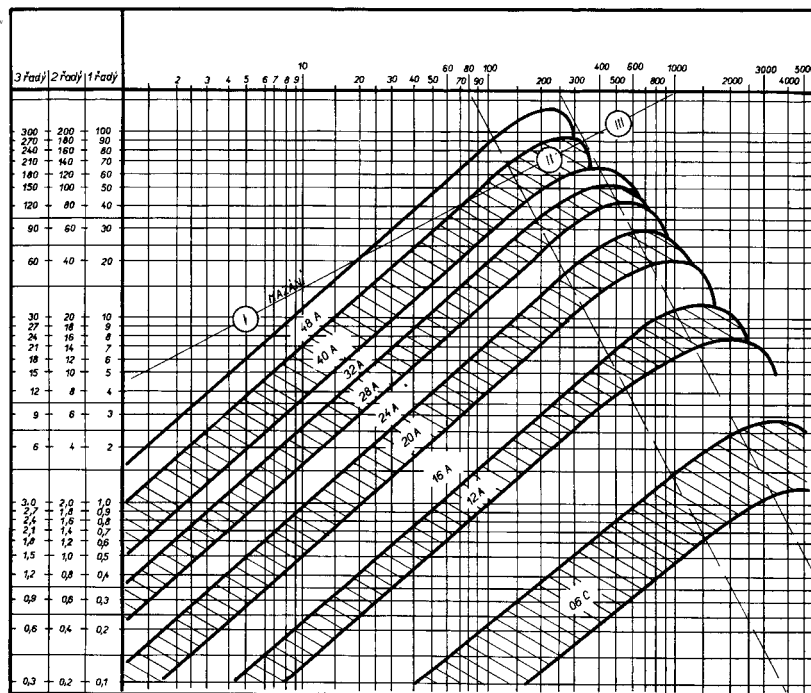
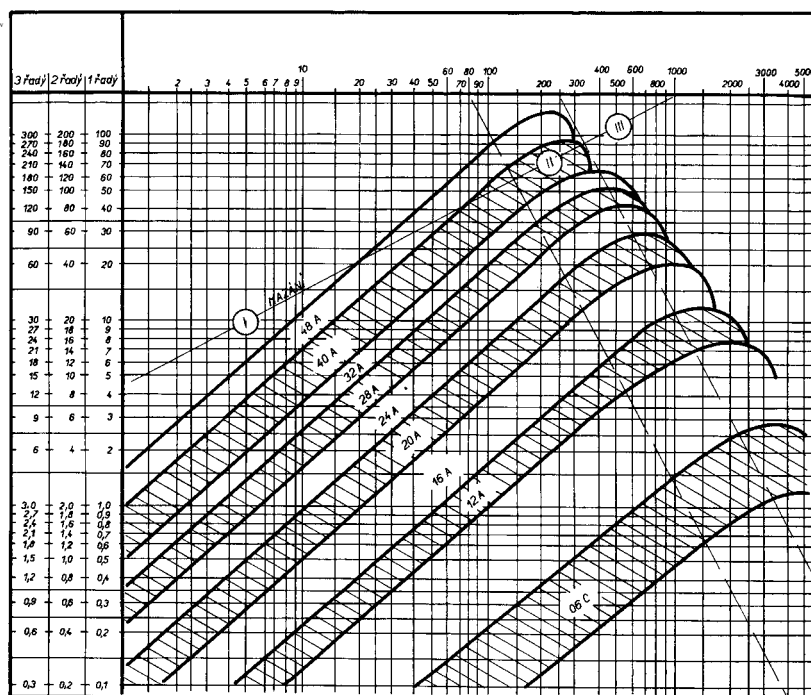


Diagram výkonu a otáček pro válečkové řetězy DIN 8187 (Evropské)



6.10. Stanovení počtu článků a délky řetězu „X“

Při dané rozteči řetězu a počtu zubů řetězových kol musí být osová vzdálenost řetězových kol bezpodmínečně taková, aby celková délka řetězu vycházela na celý počet řetězových článků. Abychom zabránili použití lomeného spojovacího článku je nutné, aby řetěz měl sudý počet článků. Proto je účelné nejdřív stanovit počet článků řetězu a po jeho zaokrouhlení na sudé číslo vypočítat odpovídající osovou vzdálenost řetězových kol.

Počet článků řetězu vypočteme z následujícího vzorce:

$$X = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{C \cdot p}{a}$$

X = počet článků

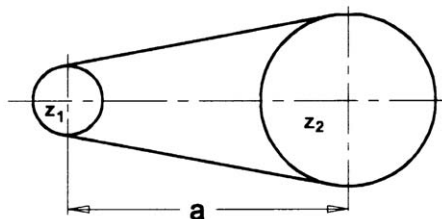
a = osová vzdálenost (mm)

p = rozteč řetězu

z_1 = počet zubů malého kola

z_2 = počet zubů velkého kola

$$C = \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \text{ viz. tabulka F součinitel „C“}$$



Lomeného spojovacího článku pro dosažení lichého počtu článků užíváme v nejkrajnějším případě, neboť snižuje pevnost řetězu až o 30%.

Příklad výpočtu:

známé údaje: $a = 1500$ mm; $p = 31,75$ mm; $z_1 = 23$; $z_2 = 76$

dosadíme do vzorce:

$$C = \left(\frac{76 - 23}{2\pi} \right)^2 = 71,19 \text{ viz. tabulka F, součinitel „C“}$$

dosadíme do vzorce:

$$X = 2 \cdot \frac{1500}{31,75} + \frac{23+76}{2} + \frac{71,19 \cdot 31,75}{1500} = 145,495 = 146 \text{ článků}$$

Volíme řetěz o 146 článcích a upravíme osovou vzdálenost.

TABULKA F - Součinitel „C“ pro výpočet délky řetězu

$z_2 - z_1$	C	$z_2 - z_1$	C	$z_2 - z_1$	C	$z_2 - z_1$	C	$z_2 - z_1$	C	$z_2 - z_1$	C	$z_2 - z_1$	C
1	0,03	21	11,18	41	42,60	61	94,31	81	166,29	101	258,54	121	370,86
2	0,10	22	12,27	42	44,71	62	97,42	82	170,42	102	263,69	122	377,02
3	0,23	23	13,41	43	46,86	63	100,59	83	174,60	103	268,88	123	383,22
4	0,41	24	14,60	44	49,07	64	103,81	84	178,83	104	274,13	124	389,48
5	0,63	25	15,84	45	51,32	65	107,08	85	183,12	105	279,42	125	395,89
6	0,91	26	17,13	46	53,63	66	110,40	86	187,45	106	284,77	126	402,14
7	1,24	27	18,48	47	55,91	67	113,77	87	191,83	107	290,17	127	408,55
8	1,62	28	19,87	48	58,39	68	117,19	88	196,27	108	295,62	128	415,01
9	2,05	29	21,31	49	60,85	69	120,67	89	200,75	109	301,12	129	421,52
10	2,53	30	22,81	50	63,36	70	124,19	90	205,29	110	306,67	130	428,08
11	3,07	31	24,36	51	65,92	71	127,76	91	209,88	111	312,27	131	434,69
12	3,65	32	25,95	52	68,53	72	131,39	92	214,52	112	317,92	132	441,36
13	4,28	33	27,60	53	71,19	73	135,06	93	219,21	113	323,63	133	448,07
14	4,97	34	29,28	54	73,91	74	138,79	94	223,95	114	329,38	134	454,83
15	5,70	35	31,05	55	76,67	75	142,56	95	228,74	115	335,18	135	461,64
16	6,19	36	32,85	56	79,48	76	146,39	96	233,58	116	341,04	136	468,51
17	7,32	37	34,70	57	82,34	77	150,27	97	238,47	117	346,94	137	475,42
18	8,21	38	36,60	58	85,26	78	154,20	98	243,41	118	352,90	138	482,39
19	9,15	39	38,55	59	88,22	79	158,18	99	248,40	119	358,90	139	489,41
20	10,14	40	40,55	60	91,24	80	162,21	100	253,45	120	364,96	140	496,47

6.11. Stanovení vzdálenosti os řetězových kol „a“

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

X = počet článků

a = vzdálenost os řetězových kol (mm)

p = rozteč řetězu

z_1 = počet zubů malého kola

z_2 = počet zubů velkého kola

F = koeficient - viz. tabulka G

Největší přípustná osová vzdálenost smí být ve zvláštních případech až 6m.

Běžná osová vzdálenost u řetězových převodů je:

$$a = 30 \text{ až } 60 \cdot p$$

Jelikož dochází v provozu nevyhnutelnému prodlužování řetězu, musí být možnost změny osové vzdálenosti řetězových kol, nebo musí být použity napínací ozubené kladky, které udržují potřebné napnutí řetězu.

TABULKA G - Koeficient "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	1,190	0,8310
11,00	0,8106	2,80	0,8118	1,36	0,8219	1,180	0,8318
10,00	0,8107	2,70	0,8119	1,35	0,8222	1,170	0,8326
9,00	0,8107	2,60	0,8121	1,34	0,8226	1,160	0,8336
8,00	0,8107	2,50	0,8123	1,33	0,8230	1,150	0,8346
7,00	0,8108	2,40	0,8125	1,32	0,8234	1,140	0,8358
6,00	0,8108	2,30	0,8127	1,31	0,8238	1,130	0,8372
5,00	0,8109	2,20	0,8130	1,30	0,8243	1,120	0,8387
4,80	0,8109	2,10	0,8134	1,29	0,8248	1,110	0,8405
4,60	0,8109	2,00	0,8138	1,28	0,8253	1,100	0,8425
4,40	0,8110	1,90	0,8143	1,27	0,8258	1,090	0,8448
4,20	0,8110	1,80	0,8150	1,26	0,8264	1,080	0,8474
4,00	0,8110	1,70	0,8158	1,25	0,8270	1,070	0,8503
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

6.12. Stanovení průměru roztečných kružnic řetězových kol „ d_{t1} , d_{t2} “

$$d_{t1} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \text{ (mm)}$$

$$d_{t2} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} \text{ (mm)}$$

d_{t1} = roztečná kružnice malého kola (mm)

d_{t2} = roztečná kružnice velkého kola (mm)

p = rozteč řetězu

z_1 = počet zubů malého kola

z_2 = počet zubů velkého kola

6.13. Stanovení tažné síly „P“ na řetězovém kole

$$P = \frac{1000 \cdot N}{v} \quad (\text{N})$$

P = tažná síla (N)

N = přenášený výkon (kW)

v = obvodová rychlost (m/sec.)

6.14. Stanovení odstředivé síly „G“ na řetězovém kole

Odstředivá síla, která působí v člancích řetězu je závislá na zrychlení hmoty řetězu.

Hodnota této odstředivé síly se vypočte následovně:

$$G = Q \cdot v^2 \quad (\text{N})$$

G = odstředivá síla řetězu (N)

Q = hmotnost 1m řetězu (kg/m)

v = obvodová rychlost řetězu (m/sec.)

S působením odstředivé síly počítáme jen v případě, kdy obvodová rychlost řetězu „v“ je vyšší než 4 m/sec..

6.15. Stanovení celkového zatížení řetězu „Pc“

Pro výpočet celkového zatížení řetězu musíme vzít v úvahu jeho zatížení tažnou silou „P“ a zatížení v důsledku působení odstředivé síly „P“. Potom:

$$P_c = P + G \quad (\text{N})$$

P_c = celkové zatížení působící na řetěz (N)

P = tažná síla (N)

G = odstředivá síla (N)

Z takto vypočteného celkového zatížení řetězu vycházíme při volbě druhu a velikosti použitého řetězu.

6.16. Stanovení statického bezpečnostního koeficientu „ γ_{stat} “

K zajištění dostatečné bezpečnosti jednotlivých elementů řetězového převodu násobíme vypočtené celkové zatížení řetězu tzv. bezpečnostním koeficientem, který vyplývá z následujícího vztahu:

$$\gamma_{stat} = \frac{F_B}{P_c} \geq 7$$

γ_{stat} = statický bezpečnostní koeficient

F_B = zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu (N) - z tabulky katalogu řetězů

P_c = celkové zatížení působící na řetěz (N)

Doporučené koeficienty bezpečnosti pro válečkové řetězy jsou uvedeny v následující tabulce:

Obvodová rychlost	Rozteč $p < 25,4$ mm	Rozteč $p > 25,4$ mm
do 4 m/sec.	20 – 30	10 – 15
do 10 m/sec.	30 – 40	15 – 25
nad 10 m/sec.	40 a více	–

6.17. Stanovení dynamického bezpečnostního koeficientu „ γ_{dyn} “

$$\gamma_{dyn} = \frac{F_B}{P_c \cdot Y} \geq 5$$

γ_{dyn} = dynamický bezpečnostní koeficient

F_B = zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu (N) - z tabulky katalogu řetězů

P_c = celkové zatížení působící na řetěz (N)

Y = součinitel rázu (viz. tab. A_1 nebo A_2)

6.18. Stanovení měrného tlaku v kloubech řetězu „ p_i “

TABULKA H - Měrný tlak v kloubech řetězu „ p_i “

Obvodová Rychlost m/sec.	Měrný tlak v kloubu řetězu p_i (MPa) při počtu zubů malého kola							
	11	13	15	17	19	21	23	25
0,1	31,29	31,29	31,29	31,78	31,98	32,47	32,47	32,86
0,2	27,96	30,02	30,21	30,41	30,41	31,00	31,49	31,89
0,4	25,9	27,57	28,45	28,94	29,33	29,63	29,92	30,51
0,6	24,13	26,09	27,08	27,76	28,15	28,45	29,04	29,72
0,8	22,46	24,53	25,70	26,59	27,08	27,57	27,96	28,55
1,0	21,29	23,35	24,72	25,60	26,39	26,78	27,46	27,96
1,5	18,64	21,19	22,76	24,03	24,62	25,21	25,80	26,19
2,0	16,68	19,33	21,09	22,17	23,35	23,94	24,53	25,11
2,5	15,11	17,95	19,82	20,90	21,88	22,66	23,45	24,13
3,0	(13,64)	16,48	18,54	20,01	20,90	21,68	22,37	23,05
4,0	(11,38)	14,42	16,67	18,15	19,13	20,01	20,70	21,32
5,0	(9,32)	(12,75)	14,91	16,68	17,85	18,77	19,42	20,11
6,0		(11,08)	13,64	15,50	16,58	17,46	18,25	18,93
7,0		(9,61)	(12,35)	14,32	15,60	16,48	17,27	18,05
8,0			(11,18)	(13,34)	14,72	15,60	16,48	17,17
10,0			(9,12)	(11,48)	(13,05)	14,03	14,91	15,60
12,0				(9,91)	(11,67)	(12,85)	13,73	14,42
15,0				(7,85)	(9,99)	(11,18)	(12,16)	12,95

Provozní podmínky odpovídající údajům v závorkách se nedoporučují.

6.19. Stanovení součinitele tření „ I_1 “

TABULKA I - Součinitel tření „ I_1 “

Součinitel rázu Y	Součinitel tření I_1														
	$a = 20 \cdot p$					$a = 40 \cdot p$					$a = 80 \cdot p$				
	$Z_2 : Z_1$					$Z_2 : Z_1$					$Z_2 : Z_1$				
	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1
1	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
2	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
3	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
4	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

6.20. Stanovení dovoleného tlaku „ p_{dov} “ v kloubech řetězu

$$p_{dov} = p_i \cdot I_1 \cdot I_2 \text{ (MPa)}$$

p_{dov} = dovolený tlak v kloubech řetězu

p_i = měrný tlak při ideálních podmínkách tab. H (MPa)

I_1 = součinitel tření tab. I

I_2 = součinitel mazání tab. D

6.21. Stanovení výpočtového tlaku „ p_v “

Během provozu řetězu vznikají v kloubech řetězu tlaky od celkového zatížení řetězu “ P_c ”, které působí na styčné plochy jednotlivých částí kloubu. Velikost tohoto tlaku na jednotku plochy je dána velikostí styčných ploch “ f ”. Tento „měrný tlak“ vypočteme následovně:

$$p_v = \frac{P_c}{f} \quad (\text{MPa}) \quad \text{kde } f = d_1 \times b_2 \text{ (mm}^2\text{)}$$

p_v = měrný tlak v kloubu řetězu (MPa)

P_c = celkové zatížení řetězu (N)

f = plocha kloubu řetězu (mm²)

d_1 = průměr čepu řetězu (mm)

b_2 = vnější šířka vnitřního článku řetězu (mm)

$$p_v < p_{dov}$$

6.22. Příklad výpočtu

Zadáno:

Přenášený výkon	$N = 3,5 \text{ kW}$
Počet otáček hnacího kola	$n_1 = 2760/\text{min.}$
Počet otáček hnaného kola	$n_2 = 920/\text{min.}$
Počet zubů malého kola	$z_1 = 21$
Počet zubů velkého kola	$z_2 = 63$
Pracovní prostředí	převodová skříň s olejovou náplní
Hnací stroj	elektromotor
Hnaný stroj	dvoustupňový pístový kompresor
Osová vzdálenost	$a = 500 \text{ mm}$ (možnost napnutí řetězu)

- a) Stanovení přenášeného výkonu “ N ”
- přenášený výkon je zadán $N = 3,5 \text{ kW}$

- b) Stanovení součinitele rázu “ Y ”
- stanovíme z tab. A_1 nebo A_2
- odečtená hodnota $Y = 2$

- c) Stanovení převodového poměru “ i ”
- stanovíme ze vztahu

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2760}{920} = 3$$

- d) Stanovení součinitele výkonu “ k ”
- stanovíme z tabulky B pro hodnoty $Y = 2$; $z_1 = 21$; $i = 3$
- odečtená hodnota $k = 0,82$

- e) Stanovení součinitele mazání “ l_2 ”
- stanovíme z tab. D s přihlédnutím k zadanému způsobu mazání
- $l_2 = 1$

f) Stanovení součinitele provedení “ φ ”

- pro tento případ volíme provedení řetězu B dle ČSN 02 3311
- $\varphi = 1$

g) Stanovení součinitele vzdálenosti os “ σ ”

- pro zadanou předběžnou osovou vzdálenost $a = 500$ mm a odhadovanou rozteč řetězu $p = 12,7$ mm ($a = 40 \times p$)
- $\sigma = 1$

h) Stanovení obvodové rychlosti řetězu “ v ”

$$v = \frac{d_{t1} \cdot \pi \cdot n_1}{60000} = \frac{85,12 \cdot \pi \cdot 2760}{60000} = 12,3 \text{ m/s}$$

$$d_t = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{21}} = 85,12 \text{ mm}$$

i) Stanovení diagramového výkonu „Nd“

$$Nd = \frac{N}{k \cdot l_2 \cdot \varphi \cdot \sigma} = \frac{3,5}{0,82 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1} = 4,27 \text{ kW}$$

- z tabulky E odečteme pro otáčky $n_1 = 2760/\text{min}$. a výkon $Nd = 4,27$ kW
- řetěz **08B = 12,7 x 7,75 jednořadý**

j) Stanovení počtu článků řetězu „X“

$$X = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{C \cdot p}{a} = 2 \cdot \frac{500}{12,7} + \frac{21+63}{2} + \frac{44,71 \cdot 12,7}{500} = 121,98 \dots 122 \text{ článků}$$

pozn.: hodnota „C“ z tab. F

k) Stanovení přesnější vzdálenosti os řetězových kol „a“

- Není třeba stanovit vzhledem ke konstrukci převodu umožňující napínání řetězu.

l) Stanovení průměru roztečných kružnic řetězových kol “ d_{t1} , d_{t2} “

$$d_{t1} = 85,12 \text{ mm}$$

$$d_{t2} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{63}} = 254,78 \text{ mm}$$

m) Stanovení tažné síly “P” na řetězovém kole

$$P = \frac{1000 \cdot N}{v} = \frac{1000 \cdot 3,5}{12,3} = 290 \text{ N}$$

n) Stanovení odstředivé síly “G” na tažném kole

$$G = Q \cdot v^2 = 0,7 \cdot 12,32 = 105,903 \text{ N} \dots 106 \text{ N}$$

- pozn. $Q = 0,7$ kg/m z tabulky katalogu dle ČSN 02 3311 (DIN 8187)

Volba hnacího válečkového řetězu

o) Stanovení celkového zatížení řetězu „Pc“

$$P_c = P + G = 290 + 106 = \mathbf{396 \text{ N}}$$

p) Stanovení statického bezpečnostního součinitele „ γ_{stat} “

$$\gamma_{stat} = \frac{F_B}{P_c} \geq 7 \quad \gamma_{stat} = \frac{18000}{396} = \mathbf{45,46 \geq 7}$$

- pozn. $F_B = 18000 \text{ N}$ z tabulky katalogu dle ČSN 02 3311 (DIN 8187)

q) Stanovení dynamického bezpečnostního součinitele „ γ_{dyn} “

$$\gamma_{dyn} = \frac{F_B}{Y \cdot P_c} \geq 5 \quad \gamma_{dyn} = \frac{18000}{2 \cdot 396} = \mathbf{22,73 \geq 5}$$

- pozn. $Y = 2$ z tabulky A_2 dle zadaných parametrů hnacího a hnaného stroje

r) Stanovení měrného tlaku v kloubech řetězu

- Stanovíme z tab. H - odečtená hodnota $p_i = \mathbf{12,85 \text{ MPa}}$

s) Stanovení součinitele tření “ l_1 ”

- Stanovíme z tab. I - odečtená hodnota $l_1 = \mathbf{0,73}$

t) Stanovení dovoleného tlaku “ p_{dov} ” v kloubech řetězu

$$p_{dov} = p_i \cdot l_1 \cdot l_2 = \mathbf{12,85 \cdot 0,73 \cdot 1 = 9,38 \text{ MPa}}$$

pozn. $l_2 = 1$ - z tab. D dle zadaných parametrů pracovního prostředí

u) Stanovení výpočtového tlaku “ p_v ”

$$p_v = \frac{P_c}{f} = \frac{396}{50} = \mathbf{7,92 \text{ MPa}}$$

pozn. $f = 500 \text{ mm}^2$ z tabulky katalogu dle ČSN 02 3311 (DIN 8187)

$$\mathbf{p_v < p_{dov}}$$

$$\mathbf{7,92 < 9,38}$$

Řetěz 08B jednořadý dle ČSN 02 3311 (DIN 8187) vyhovuje.