



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

VÝPOČTY ŽIVOTNOSTI KONSTRUKČNÍCH UZLŮ V OBRÁBĚCÍCH STROJÍCH

SERVICE LIFE CALCULATIONS IN MACHINE TOOLS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

LUKÁŠ NOVOTNÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing., Dipl.-Ing MICHAL HOLUB, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Lukáš Novotný

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

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:

Výpočty životnosti konstrukčních uzlů v obráběcích strojích

v anglickém jazyce:

Service life calculations in machine tools

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem bakalářské práce je provést výpočty základních konstrukčních uzlů (kuličkový šroub, valivé vedení, ložiska) dle jednotlivých výrobců a provést jejich srovnání.

Cíle bakalářské práce:

- podrobná rešerše výpočtů životnosti jednotlivých konstrukčních uzlů obráběcích strojů
- pro vybrané výrobce provést srovnání výpočtů a jejich zhodnocení

Seznam odborné literatury:

- Marek, Jiří, MM Průmyslové spektrum: Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2006. Speciální vydání. Dostupný z WWW: <www.mmspektrum.com>. ISSN 1212-2572.
- BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. 1. vyd. [s.l.] : [s.n.], 1986. 145 s. ISBN 55-600-86.
- www.infozdroje.cz

Vedoucí bakalářské práce: Ing., Dipl.-Ing Michal Holub, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 24.11.2014

L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

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



Abstrakt

Cílem této bakalářské práce je porovnat výpočty životností konstrukčních uzlů v obráběcích strojích dle jednotlivých výrobců. První část práce se zabývá popisem třech důležitých částí obráběcího stroje a to valivými vedeními, ložisky a kuličkovými šrouby. Hlavní částí práce je samotná rešerše výpočtů životnosti dle různých firem a jejich následné srovnání.

Klíčová slova

Kuličkový šroub, lineární valivá vedení, ložiska pro kuličkové šrouby, životnost

Abstract

The aim of this Bachelor's Thesis is comparison of service life time calculations of machine-tool construction parts according to different producers. The first part of thesis describes three important parts of machine-tools as linear guides, ball screw bearings and ball screws. Main part of thesis refers about search of service life time calculations itself according to various manufacturers and their comparison.

Key words

Ball screw, linear guides, bearings for ball screws, service life



Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVOTNÝ, L. Výpočty životnosti konstrukčních uzlů v obráběcích strojích. Brno, 2015. 67 s. Bakalářská práce. Vysoké Učení Technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing., Dipl.-Ing Michal Holub, Ph.D.



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci na téma „Výpočty životnosti konstrukčních uzlů v obráběcích strojích“ vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce Ing., Dipl.-Ing. Michala Holuba, Ph.D. a s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který je součástí této práce.

V Brně dne 29.5.2015

.....



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce panu Ing., Dipl.-Ing Michalu Holubovi, Ph.D. za ochotu, cenné rady a připomínky k práci. Dále bych chtěl poděkovat mé přítelkyni Markétě Čumíčkové za soužití a podporu, mé rodině a to hlavně za podporu při studiu. Bez nich by tato práce nemohla vzniknout.



OBSAH

ÚVOD.....	10
1 KULIČKOVÝ ŠROUB	11
1.1 Princip kuličkového šroubu	11
1.2 Zhotovení závitu	12
1.3 Vymezení vůle mezi maticí a šroubem – předeptnutí.....	13
1.3.1 Předeptnutí vymežovací podložkou („d“ předeptnutí)	14
1.3.2 Předeptnutí pružinou („j“ předeptnutí)	14
1.3.3 Předeptnutí diferencí ve stoupaní („z“ předeptnutí)	14
1.3.4 Předeptnutí pomocí větších rozměrů kuliček („p“ předeptnutí)	15
1.4 Maximální a kritické otáčky šroubu	15
1.5 Maximální a kritické axiální zatížení vzhledem ke vzpěru šroubu.....	16
1.6 Maximální tahové/tlakové zatížení.....	17
1.7 Maximální hodnota otáčkového faktoru DN	17
2 LOŽISKA PRO KULIČKOVÉ ŠROUBY	19
2.1 Typy uložení šroubu	19
2.2 Kombinace ložisek s kosoháhlým stykem.....	20
3 VALIVÁ LINEÁRNÍ VEDENÍ	21
3.1 Vedení s omezenou délkou zdvihu	21
3.2 Vedení s neomezenou délkou zdvihu	22
3.3 Volba předpětí.....	22
3.4 Třecí odpor a koeficient tření.....	23
4 ŽIVOTNOST.....	24
4.1 Únavové opotřebení - pitting	25
4.2 Weibullovo rozdělení.....	25
4.3 Závislost zatížení a životnosti.....	26
4.4 Statický bezpečnostní faktor f_s	27
4.5 Faktory ovlivňující životnost	27
4.5.1 Koeficient spolehlivosti a_1	27
4.5.2 Zátěžový koeficient f_w	28
4.5.3 Teplotní faktor f_T	29
4.5.4 Koeficient tvrdosti vodící dráhy f_H	29



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

5	VÝPOČET ŽIVOTNOSTI KULIČKOVÉHO ŠROUBU.....	30
5.1	Základní statická únosnost C_0	30
5.2	Základní dynamická únosnost C	30
5.3	Výpočet středního zatížení F_m	30
5.4	Nominální životnost kuličkového šroubu L_{10}	34
5.5	Modifikovaná životnost kuličkového šroubu.....	35
6	VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽISEK.....	36
6.1	Základní statická únosnost C_0	36
6.2	Základní dynamická únosnost C	36
6.3	Dynamické ekvivalentní radiální zatížení P_r	36
6.4	Statické ekvivalentní zatížení P_0	38
6.5	Výpočet středního zatížení P_m	39
6.6	Nominální životnost ložisek.....	40
6.7	Životnost sady ložisek.....	40
6.8	Modifikovaná životnost ložisek (podle SKF, ISO, NSK).....	41
6.9	Modifikovaná životnost ložisek (podle firmy Timken).....	45
7	VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LINEÁRNÍHO VALIVÉHO VEDENÍ.....	50
7.1	Základní statická únosnost C_0	50
7.2	Přípustný statický moment M_0	50
7.3	Základní dynamická únosnost C	50
7.4	Dynamické ekvivalentní zatížení P_e	50
7.5	Výpočet středního zatížení P_m	54
7.6	Nominální životnost lineárního vedení.....	56
7.7	Modifikovaná životnost vedení.....	56
	ZÁVĚR.....	60
	SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A GRAFŮ.....	62
	SEZNAM TABULEK.....	64
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	65



ÚVOD

Velký rozvoj automatizace obráběcích strojů ve 21. století vede ke stále náročnějším požadavkům zákazníka. Jedny z nejdůležitějších částí stroje, na které jsou kladeny největší nároky na přesnost, jsou konstrukční uzly zaručující lineární, popř. rotační pohyb jak stolu, tak vřeteníku. Myslí se tím kuličkové šrouby, jejich uložení v ložiscích a lineární valivé vedení. Díky nim lze tedy jak nástroj, tak obrobek polohovat v pracovním prostoru stroje. Tento pohyb je založen na valení určitých elementů v ložiscích, ve vedení a mezi kuličkovým šroubem a maticí.

Je tedy potřeba, aby tyto části stroje nebyly pouze přesné, ale také, aby byly schopné plnit svou funkci po určitou dobu, a tedy, aby byla zaručena jejich požadovaná životnost. Životnost závisí na mnoha činitelích, jako jsou zatížení, správná montáž, mazání, spolehlivost či teplota, a proto je nutné tyto vlivy do výpočtu životnosti zahrnout.

Výpočty životnosti uvádí většina výrobců na svých webových stránkách resp. ve firemních katalozích. Velké množství společností má na webu také k dispozici online kalkulačky životnosti. Některé je nutné ohledně těchto výpočtů kontaktovat. Ovšem výpočty jednotlivých firem nejsou úplně totožné. Liší se hlavně určitými koeficienty, které zahrnují různorodé vlivy na hodnotu životnosti a můžou tuto hodnotu značně zvyšovat, nebo naopak redukovat.

Mezi největší výrobce kuličkových šroubů, ložisek a lineárního vedení na světě patří japonská firma NSK a švédská SKF. Dalším velkým výrobcem (obzvláště kuličkových šroubů a vedení) je japonská společnost THK. Mezi největší výrobce kuličkových šroubů v České Republice patří KŠK Kuřim. Hlavním producentem ložisek v Česku je označován koncern ZKL.



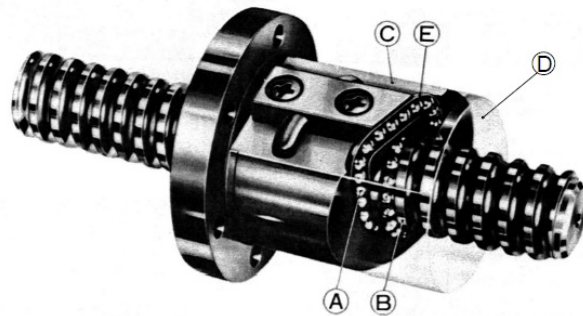
Obr. 1 Lineární osa – kuličkový šroub, lineární vedení a ložiska [33]



1 KULIČKOVÝ ŠROUB

Kuličkový šroub je strojní součástka převádějící rotační pohyb na přímočarý a je jednou z nejdůležitějších součástí obráběcích strojů. Soustava kuličkového šroubu se skládá ze samotného šroubu, matice a kuliček (Obr. 2). Tento pohyb je realizován právě prostřednictvím pohybu těchto valivých elementů – kuliček – v drážce mezi šroubem a maticí. Díky těmto kuličkám se oproti kluznému šroubu rapidně snížil součinitel tření a zvýšila účinnost přeměny točivého momentu motoru na axiální posouvající sílu. Kuličkový šroub je nejčastěji používaná součástka u posuvových mechanismů, a to z důvodu jeho užitečnosti ve strojírenství (tvářecí a obráběcí stroje, vstřikovací lisys, manipulační technika aj). Tato velká použitelnost je dána jak vysokou přesností a tuhostí, tak i nízkou cenou ve srovnání s ostatními typy převodů, jako jsou hřeben se dvěma pastorky či šnekový převod. Pro ještě vyšší přesnost polohování (u obráběcích strojů) se užívají šrouby s předepnutou maticí. [28]

kde: A ... Ocelová kulička
B ... Hřídel šroubu
C ... Matice
D ... Těsnění
E ... Recirkulační část



Obr. 2 Části sestavy kuličkového šroubu [11]

1.1 PRINCIP KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Jak už bylo řečeno, převod pohybu je zajištěn valením kuliček v profilu závitů matice a šroubu. Při otáčení kuličkovým šroubem se kuličky odvalují pohybem po šroubovici a posouvají s maticí. Poté, co kuličky dorazí ke konci určité části matice, tak se vracejí recirkulačním systémem zpět, čímž je umožněn jejich oběh. Tyto recirkulační systémy (Obr. 3) lze realizovat více způsoby:

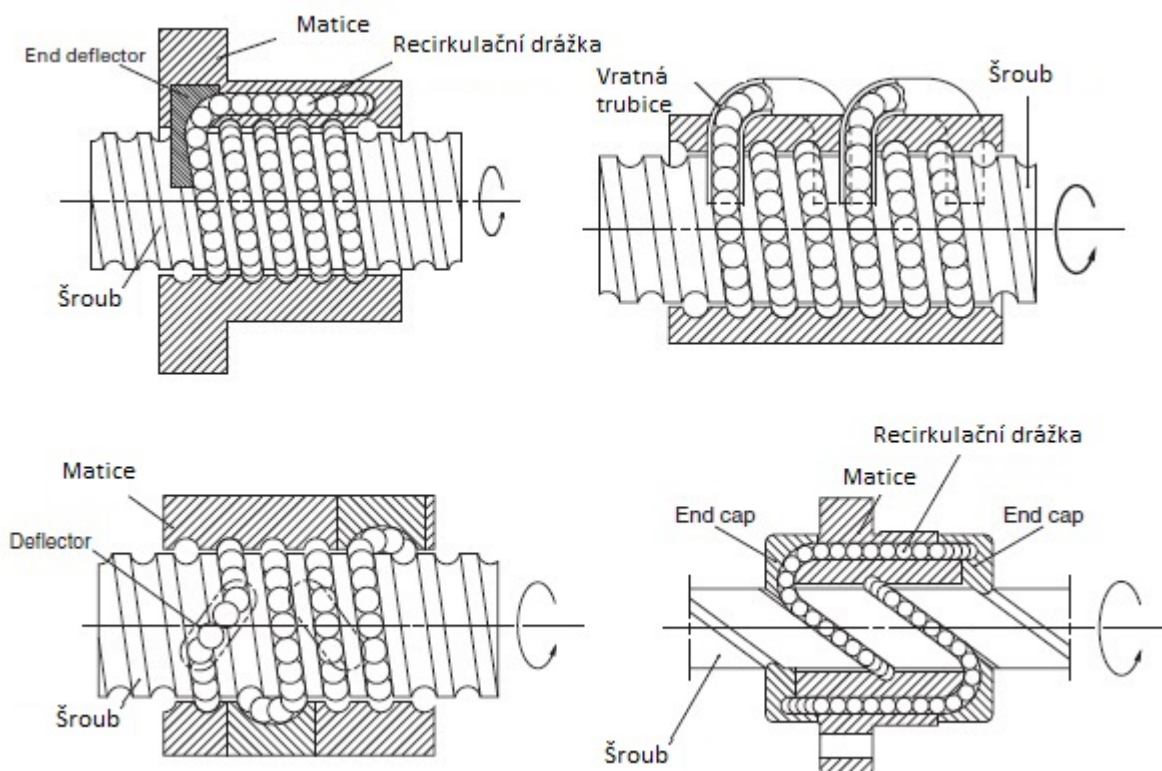
- „End cap“
- Deflektor
- Vratná trubice
- „End“ deflektor
- „Middle“ deflektor

Vrácení kuliček pomocí „End Cap“ je založeno na cirkulaci kuliček skrz díru v matici a je vhodné pro větší šrouby a tam, kde následující způsoby nejsou možné. Dalším způsobem je návrat pomocí deflektoru. Deflektor tvarovaný do podkovy přemostňuje kuličky mezi přílehlými závitů. Je vhodný pro jemná stoupání závitů. Vratná trubice je narozdíl od deflektoru univerzální a vhodná pro velké množství kombinací hřídelů a vedení. Předposlední způsob je „End“ deflektor, kdy jsou kuličky vráceny tangenciálním směrem na konci matice, kterou jsou



také vráceny na začátek. Pokud kuličky opouštějí šroub uprostřed matice, nazýváme tento způsob „Middle“ deflektor.

Pro správnou funkci šroubu a zajištění určité životnosti je třeba prostor mezi maticí a šroubem chránit před přítomností cizích částic, a tedy zabránit kontaminaci a úniku maziva. Proto se užívá různých způsobů těsnění.



Obr. 3 Recirkulační systémy – End deflektor (vlevo nahoře), vratná trubice (vpravo nahoře), deflektor (vlevo dole), End cap (vpravo dole) [11]

1.2 ZHOTOVENÍ ZÁVITU

Kvalita funkce šroubu je dána hlavně provedením valivých drah jednotlivých komponentů, které jsou proto kaleny, popřípadě následně broušeny s cílem zajištění bodového styku kuliček. Kuličkový šroub se může vyrábět čtyřmi různými způsoby, kterými jsou válcování závitů, broušení závitů, rotační okružování a soustružení. Firma KŠK Kuřim vyrábí hřídele z ocelí třídy 14 (14 260 – šrouby, 14 109, 14 209 – matice), 42CrMo4, CF53. Matice a závitová část bývají zakaleny na tvrdost 58-60 HRC, jádro a nekalené části mají minimální pevnost 650 MPa. [25]

Válcování

Válcováním získáme závit (Obr. 4), který má odlišné stoupání od požadovaného z důvodu korekce pro následné kalení. Válcováním se dosáhne třídy přesnosti IT5-IT7, ale také velkého vnitřního pnutí projevujícího se nepřesností spojenou s deformací vlastní osy hřídele a zvýšenou hluchostí při odvalování kuliček v profilu závitu. Jsou vhodné pro hromadnou výrobu. [25]



Okružování

Okružování (Obr. 4) je obrábění zakaleného povrchu pomocí nástroje ve tvaru profilu. Výsledkem je přesnost profilu IT3-IT5 a stoupání šroubu. Vzhledem k hloubce zakalené vrstvy je vhodné spíše pro kuličky menších rozměrů. Technologie je vhodná pro sériovou i kusovou výrobu. [25]

Broušení

Závít se zhotovuje broušením (Obr. 4) do předem zakaleného polotovaru s cílem přesného profilu a stoupání. Přesnost je ovlivněna kvalitou brousících nástrojů a přesností stroje. Dosáhne se vysoké přesnosti IT1-IT3. Tyto závity mají nejlepší rozložení tvaru zakalené vrstvy kolem závitu, vysokou geometrickou přesnost a hlavně vysokou životnost. Vhodné pro sériovou i kusovou výrobu vzhledem k tomu, že tato technologie je výrobně nejnáročnější. [25]

Soustružení

Tato metoda se užívá pro nevytvrzené hřídele. Po obrobení je nutné šroub zakalit a následně opět obrobit.



Obr. 4 Broušený závít (vlevo), okružovaný závít (uprostřed), válcovaný závít (vpravo) [25]

1.3 VYMEZENÍ VŮLE MEZI MATICÍ A ŠROUBEM – PŘEDPĚTÍ

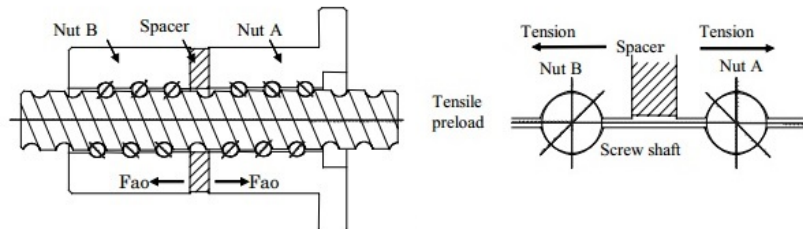
Mezi maticí a šroubem je obvykle nežádoucí vůle, která se projeví chybou polohy při změně směru zatížení. Aby se vůle odstranila, je zavedeno do šroubu předpětí. Výrobci kuličkových šroubů dokáží zvýšit jejich tuhost pomocí předpětí, které snižuje osovou vůli mezi maticí šroubu a hřídelí. Předpětí navíc zvyšuje přesnost při polohování i jeho opakovatelnost. Vymezení vůle může být realizováno 4 různými způsoby. Jednou z nejčastějších možností, jak dosáhnout menšího předpětí, je použití nadměrně velkých ložiskových kuliček. Větších předpětí lze docílit použitím dvojité matice či vložením talířové pružiny. Výrobci také někdy používají mírné znerovnoměření rozmístění drážek na hřídeli. [23]



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

1.3.1 PŘEDEPNUTÍ VYMEZOVACÍ PODLOŽKOU („D“ PŘEDEPNUTÍ)

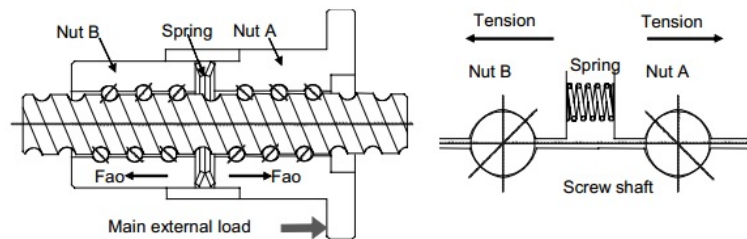
Mezi dvě matice A a B je vložen distanční kroužek. Tento systém je vhodný pro možnost velkého předpětí a pro delší matice s výbornou tuhostí. Nachází využití právě u kuličkových šroubů obráběcích strojů.



Obr. 5 Předepnutí dvojicí maticí vymežovací podložkou [11]

1.3.2 PŘEDEPNUTÍ PRUŽINOU („J“ PŘEDEPNUTÍ)

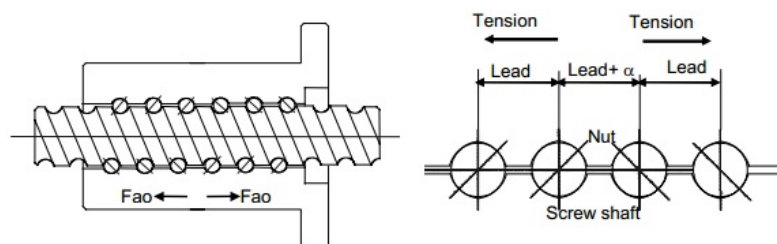
Distanční kroužek je nahrazen talířovou pružinou. Vhodné pro delší matice s menší tuhostí a malá zatížení.



Obr. 6 Předepnutí pružinou [11]

1.3.3 PŘEDEPNUTÍ DIFERENCÍ VE STOUPÁNÍ („Z“ PŘEDEPNUTÍ)

Předepnutí je provedeno pomocí nabroušení rozdílného stoupání uprostřed obou cirkulačních systémů.

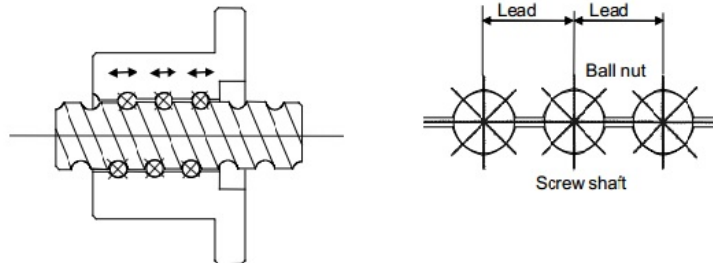


Obr. 7 Předepnutí diferencí ve stoupání [11]



1.3.4 PŘEDEPNUTÍ POMOCÍ VĚTŠÍCH ROZMĚRŮ KULIČEK („P“ PŘEDEPNUTÍ)

Předepnutí lze dosáhnout užitím kuliček větších, než je drážka pro valivé elementy. Narozdíl od předešlých možností předpětí, zde vzniká čtyřbodový kontakt. Užívá se pro krátké matice s menší tuhostí. Nedosáhne se velkého předpětí.



Obr. 8 Předepnutí pomocí většího rozměru kuliček [11]

1.4 MAXIMÁLNÍ A KRITICKÉ OTÁČKY ŠROUBU

Při volbě šroubu je nutné dbát na to, jaké má kritické otáčky. Jsou-li otáčky menší než 100 za minutu, pak kritické otáčky řešit nemusíme. Pokud šroub při provozu dosáhne těchto otáček, dosáhne tím vlastní frekvence a může dojít k jeho rezonanci, což je nežádoucí. Tyto kritické otáčky záleží na materiálových vlastnostech hřídele, jeho uložení, délce, jmenovitém průměru, vzdálenosti mezi uloženími, mazání a konstrukci kuličkového převodu. Maximální možné provozní otáčky n_{max} by neměly překročit 0.8 násobek otáček teoretických kritických n_{kr} . Viz následující vzorce (1) a (2):

$$n_{kr} = \frac{f_n \times d_r \times 10^7}{l_a^2} \quad (1)$$

$$n_{max} = 0.8 \times n_{kr} \quad (\text{pro KŠK, STEINMEYER}) \quad (2)$$

kde: f_n [-] ... koeficient uložení šroubu
 d_r [mm] ... minimální průměr šroubu
 L_a [mm] ... vzdálenost mezi ložisky resp. volná délka

Pozn. Firma KŠK užívá namísto minimálního průměru šroubu jmenovitý průměr d_0 , který je průměrem válce, který obsahuje středy kuliček dotýkajících se v teoretických bodech v závitové drážce na hřídeli a v závitové drážce v tělese kuličkové matice.

Koeficient uložení f_n a f_v (viz Tabulka 1 a Tabulka 2) závisí na uložení šroubu (kapitola 2.1).

Tabulka 1 Koeficienty uložení f_n [25] [37] [32][38]

Typ uložení	$f_n(\text{THK,NSK})$	$f_n(\text{KŠK})$	$f_n(\text{STEINMEYER})$
Levý konec vetknutý. Pravý volný	3.4	3.5	3.9
Oba konce podepřeny	9.7	10	11.5
Levý vetknutý, pravý podepřený	15.1	15	17.7
Oba konce vetknuty	21.9	22	25.5



1.5 MAXIMÁLNÍ A KRITICKÉ AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ VZHLEDEM KE VZPĚRU ŠROUBU

Při výběru kuličkového šroubu je důležité, aby nedošlo ke vzpěru při působení největší axiální síly. Hranicí vzpěru je tzv. kritická síla F_{kr1} , kterou lze spočítat dle následujících vzorců.

Dle firmy STEINMEYER, NSK a THK:

$$F_{kr1} = \frac{f_v \times d_r^4 \times 10^4}{L_a^2} \quad (3)$$

$$F_{max1} = 0.5 \times F_{kr1} \quad (\text{pro STEINMEYER}) \quad (4)$$

Dle firmy KŠK Kuřim:

$$F_{kr1} = \frac{\pi^3 \times 500 \times d_0^4}{L_a^2 \times f_v} \quad (5)$$

$$F_{max1} = 0.33 \times F_{kr1} \quad (6)$$

Dle firmy SKF:

$$F_{kr1} = \frac{34 \times 3 \times 10^3 \times f_v \times d_r^4}{L_a^2} \quad (7)$$

$$F_{max1} = 0.33 \times F_{kr1} \quad (8)$$

Všechny (kromě KŠK) tyto vzorce vychází ze společného vzorce pro kritickou sílu (9):

$$F_{kr1} = \frac{\alpha \times \pi^2 \times E \times J}{L_a^2} \quad (9)$$

kde: α [-] ... základní koeficient uložení stejný jako f_v (SKF) (Tabulka 2)
 E [MPa] ... modul pružnosti oceli
 J [mm⁴] ... kvadratický moment setrvačnosti

Tabulka 2 Koeficienty uložení f_v [25] [36] [32] [40] [38]

Typ uložení	f_v (STEINMEYER)	f_v (KŠK)	f_v (NSK)	f_v (THK)	f_v (SKF)
Levý konec vetknutý. Pravý volný	1.4	4	1.2	1,3	0.25
Oba konce podepřeny	5.6	1	5	-	1
Levý vetknutý, pravý podepřený	11.2	0.5	10	10	2
Oba konce vetknuty	22.4	0.25	19.9	20	4

Pro dané firmy byl proveden výpočet kritického maximálního zatížení. Výsledky jsou shrnuty v následující tabulce (Tabulka 3).



Pro zvolené hodnoty:

$$L_a = 1000 \text{ mm}$$

$$d_r = 28,3 \text{ mm (pro SKF 27,8 mm)}$$

$$d_0 = 32 \text{ mm (pro KŠK)}$$

Levý konec je vetknutý, pravý podepřený.

Tabulka 3 Výsledné hodnoty kritického a maximálního zatížení pro názorný příklad

Firma	Kritická síla F_{kr1} [N]	Maximální síla F_{max1} [N]
STEINMEYER	71 839	35 919
SKF	121 845	40 615
NSK	64 142	64 142
KŠK	32 512	10 837
THK	64 142	64 142

Zhodnocení: Jak lze vidět z předešlé tabulky, hodnoty jak kritických, tak maximálních (dovolených) sil se velmi liší. Může to být způsobeno tím, že v některých vzorcích pro kritickou sílu už má daná firma započítanou bezpečnost. Např. ve vzorci (3) mají firmy NSK a THK už zahrnutou bezpečnost 2. Ve vzorci (4) pro výpočet maximální dovolené síly je opět zahrnuta bezpečnost. Potom maximální síla dle těchto firem je vypočtena s celkovou bezpečností 4. Nejbezpečnější výpočet je dle vzorce (5) a (6) firmy KŠK KUŘIM.

Lze tedy říci, že kritická vzpěrná síla má hodnotu okolo 120 000 N jako firma SKF, která užívá vzorec (7), v kterém bezpečnost zahrnuta není a vychází přímo ze vzorce (9). SKF zahrnuje bezpečnost 3 až ve výpočtu maximální dovolené síly. Síly se také mohou lišit z důvodu užití rozdílných hodnot modulu pružnosti oceli E.

1.6 MAXIMÁLNÍ TAHOVÉ/TLAKOVÉ ZATÍŽENÍ

Při volbě KŠ se nekontroluje pouze vzpěrná kritická síla, ale také kritická tahová/tlaková síla. [38]

$$F_{kr2} = \sigma \times \frac{\pi}{4} \times d_r^2 = 116 \times d_r^2 \quad (10)$$

kde: σ ... prahové napětí (147 MPa)

1.7 MAXIMÁLNÍ HODNOTA OTÁČKOVÉHO FAKTORU DN

Vysoká rychlost kuliček mezi šroubem a maticí způsobí jejich poškození kvůli nárazům kuliček do recirkulačních částí matice. Proto jsou maximální otáčky limitovány otáčkovým faktorem DN, viz rovnice (10). Je třeba dávat pozor na maximální dovolené otáčky zmíněné v kapitole 1.4. Tento součin nesmí překročit určitou hodnotu, kterou lze nalézt v katalogích výrobců. Hodnota je v podstatě měřítkem kvality recirkulačního systému. Výpočet této hodnoty není přesný, jelikož nezahrnuje hmotnost kuliček. Pro malé šrouby není tato metoda pro zjištění maximálních dovolených otáček vhodná. [35] Příklady hodnot lze najít v následujících



tabulkách (Tabulka 4 a Tabulka 5). Každá firma uvádí tento otáčkový faktor jinak, a proto je opět nutné při návrhu kontaktovat i výrobce.

$$DN = n_{max} \times d_0 \quad (11)$$

kde: d_0 ... průměr (vzdálenost) mezi středy protilehlých kuliček

Tabulka 4 Otáčkový faktor dle firmy HIWIN [34]

Typ kuličkového šroubu	Maximální otáčkový faktor
Válcovaný	70 000
Válcovaný s vymezenou vůlí	90 000
Okružovaný a broušený	90 000

Tabulka 5 Otáčkový faktor dle firmy NSK [32]

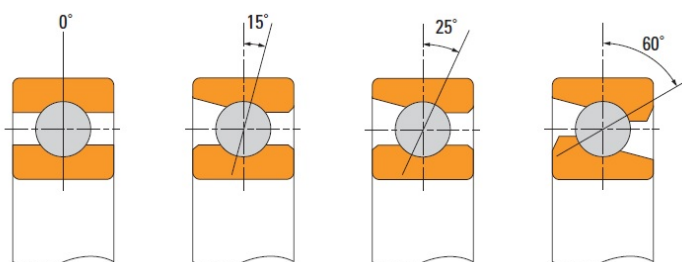
Recirkulační systém šroubu	Maximální otáčkový faktor		Maximální dovolené otáčky
	Standardní šrouby	Vysokorychlostní šrouby	
End deflektor	180 000	-	5000
Vratná trubice	70 000	100 000	3000
Deflektor	84 000	100 000	3000
End cap	80 000	100 000	3000

Lze vidět, že firma HIWIN rozlišuje otáčkový faktor dle způsobu výroby šroubu, narozdíl od NSK, která bere v potaz typ recirkulace kuliček.



2 LOŽISKA PRO KULIČKOVÉ ŠROUBY

Kuličkové šrouby jsou na jedné nebo obou stranách uloženy většinou v kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem (Obr. 9), čímž přenášejí jak radiální tak axiální zatížení šroubu do rámu stroje. Možností, jakým způsobem je možné toto uložení realizovat, je několik.

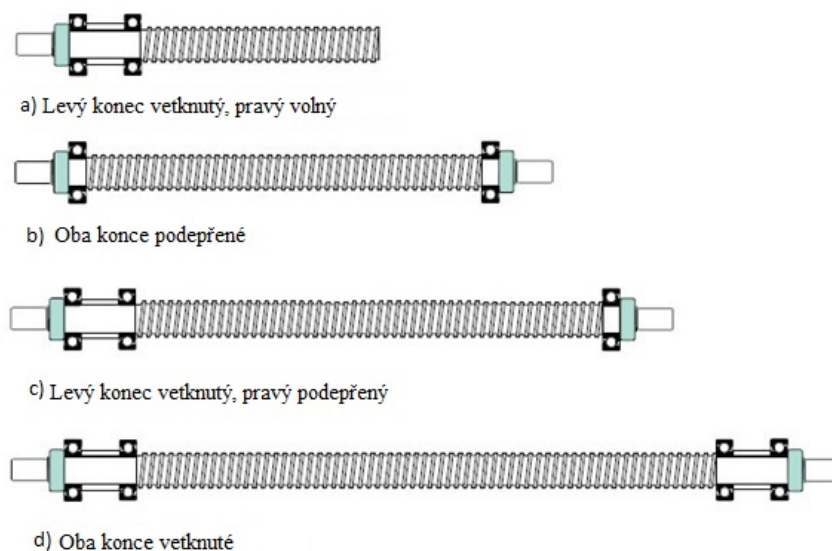


Obr. 9 Nejčastější kontaktní úhly ložisek pro obráběcí stroje [18]

2.1 TYPY ULOŽENÍ ŠROUBU

Výhody kuličkového šroubu, jako jsou menší spotřeba energie, dlouhotrvající předpětí, přesnost a životnost, mohou špatnou volbou uložení konců šroubu zaniknout. V podstatě existují 4 způsoby uložení podle volnosti ložisek, jak lze vidět na dalším obrázku (Obr. 10).

Každé toto uložení má svá pozitiva. Výhodami šroubu s vetknutým koncem jsou velká vzpěrná stabilita, větší tuhost a vyšší kritické otáčky. Oproti tomu uložení s podepřenými konci je levnější, kompaktnější a jednodušší na montáž. [24]



Obr. 10 Možnosti uložení kuličkového šroubu [24]

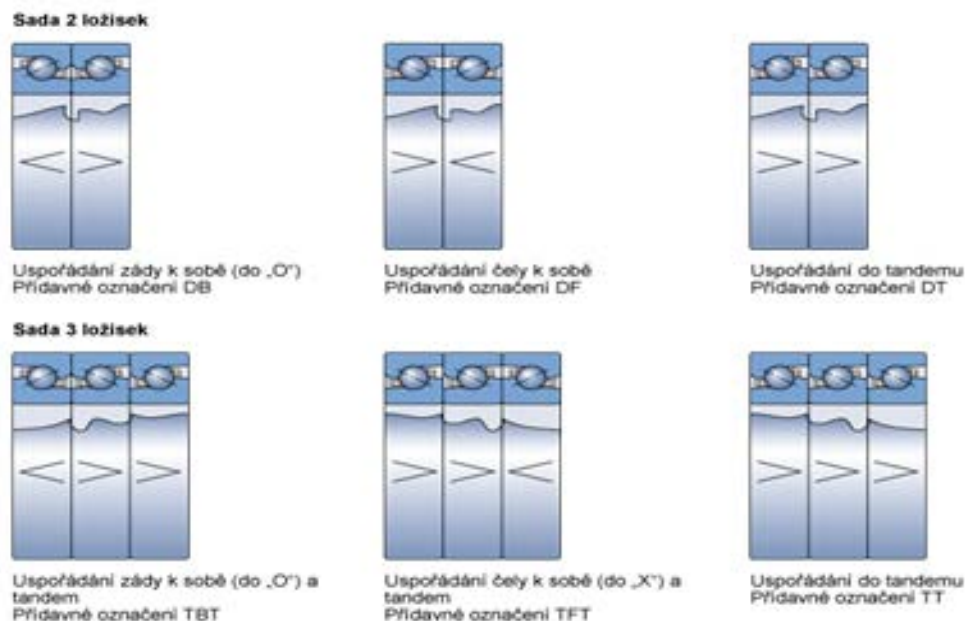


2.2 KOMBINACE LOŽISEK S KOSOÚHLÝM STYKEM

Jednořadá kuličková ložiska mají dobrou radiální tuhost, avšak v axiálním směru nejsou dostatečná. Aby se docílilo zvýšení tuhosti či únosnosti v obou směrech, musí se užít kombinace ložisek s kosoúhlým stykem. Kombinací je myšlena sestava alespoň dvou vedle sebe namontovaných ložisek tak, že pracují jako jeden celek. Každá kombinace se vykazuje určitými rysy a vlastnostmi. Nejčastějším uspořádáním jsou párovaná ložiska, dále pak uspořádání složené ze tří nebo čtyř ložisek.

Sestava do X (čely k sobě - DF) se vyznačuje schopností přenést axiální zatížení v obou směrech, ale vždy pouze jedním ložiskem. Je také méně náchylná na nesouosost ložisek. *Sestava do O (zády k sobě - DB)* zajišťuje velkou tuhost a díky velké vzdálenosti mezi středy zatížení může také zachytit i momentové zatížení narozdíl od sestavy do X. Třetí možností párovaných ložisek je *uspořádání do tandemu (DT)*. Toto uspořádání poskytuje zvýšenou radiální i axiální únosnost ve srovnání se samostatným ložiskem. Může však přenést pouze axiální zatížení v jednom směru. Jestliže axiální zatížení působí v obou směrech nebo působí kombinované zatížení, musí být sada ložisek v tandemu montována proti dalším ložiskům.

Kombinace uspořádání ložisek do tandemu s uspořádáním zády k sobě (do "O") nebo čely k sobě (do "X") je obvykle zvolena v případě, že uložení má v určitém směru splňovat vysoké nároky na tuhost nebo únosnost. Toto uspořádání ložisek se používá např. pro uložení



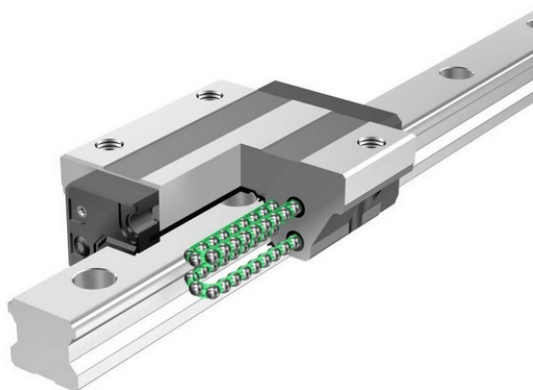
Obr. 11 Kombinace ložisek pro kuličkové šrouby [13]



3 VALIVÁ LINEÁRNÍ VEDENÍ

K přenosu radiálních sil od zrychlení, gravitace či řezných sil při obrábění slouží lineární valivá vedení. Jejich pohyb je založen na pohybu valivých elementů v drážce mezi vedením a drážkou kolejnice (neomezený zdvih) či na pohybu stolu po pevně uchycených elementech (omezený zdvih).

Valivá vedení mají stejné výhody oproti kluznému vedení, jako má kuličkový šroub oproti šroubu kluznému. Tím se myslí menší součinitel smykového tření a malý rozdíl mezi součinitelem tření za klidu a pohybu. Tímto rozdílem jsou redukovány trhavé pohyby. S tím souvisí i minimální opotřebení a tudíž větší životnost vedení. Valivá vedení jsou hlavně mnohem přesnější než vedení kluzná. Nevýhodami vedení mohou být malá schopnost tlumit chvění, velké rozměry, náročnost výroby a tedy i vysoká cena. Valivými elementy mohou být kuličky, válečky nebo jehličky a speciálním typem jsou rolničky. Válečkové vedení má dobrou tuhost a přesnost, oproti tomu kuličková mají menší únosnost a je nutné obložit plochy vedení kalenými plechy. Jehlová vedení se užívají pro vedení prizmatická. Rolničková vedení mají největší uplatnění v manipulačních systémech díky lehké konstrukci. Tato vedení lze rozdělit dle konstrukce na vedení s omezenou a neomezenou délkou zdvihu. [1]



Obr. 12 Lineární vedení firmy THK [26]

3.1 VEDENÍ S OMEZENOU DÉLKOU ZDVIHU

Zdvih pracovního stolu je omezen z důvodu pohybu jak stolu, tak i klece s valivými elementy. Tento zdvih je roven polovině pracovního zdvihu. Tato vedení se konstruuje buď jako otevřená, která mohou zachytit pouze axiální síly, nebo uzavřená. Uzavřená vedení mají omezenou schopnost přenášet libovolné vnější zatížení, axiální síly jsou většinou zachyceny kuličkovým šroubem. [1]

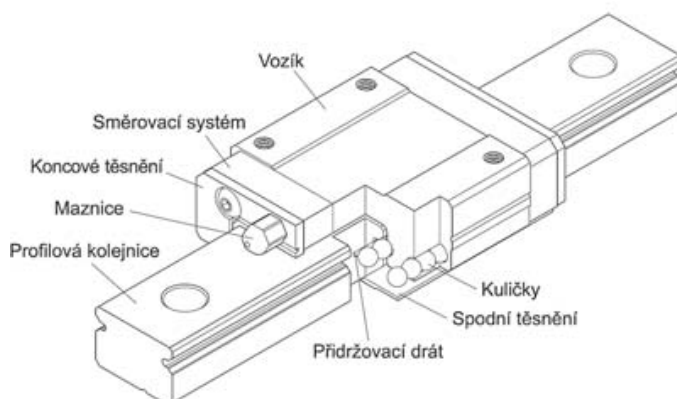


Obr. 13 Lineární vedení s omezenou délkou zdvihu firmy SCHNEEBERGER [27]



3.2 VEDENÍ S NEOMEZENOU DÉLKOU ZDVIHU

Narozdíl od vedení s omezenou délkou zdvihu se u vedení s neomezenou délkou zdvihu pohybuje stůl po celé loži. Základním elementem je valivé hnízdo, ve kterém určitý počet válečků obíhá po určité dráze. V dnešní době se používají valivá vedení profilová, která mají značné množství výhod, jako jsou bezvúlový chod, přesnost polohování, lehká instalace a údržba, vysoké posuvové rychlosti a vysoká tuhost. Nevýhodami u velkých strojů jsou užití většího počtu vozíků a kolejnic, větší rozměry než kluzné vedení a nároky na vysokou přesnost výroby. [1] Principem je obíhání valivých elementů - nejčastěji kuliček a válečků - po kolejnici. Stejně jako u kuličkového šroubu lze užit gotický či kruhový profil a také lze elementy uspořádat jako ložiska do „O“ či do „X“.



Obr. 14: Vedení s neomezenou délkou zdvihu [19]

3.3 VOLBA PŘEDPĚTÍ

Stejně jako v případě kuličkového šroubu či ložisek, je nutné pro obráběcí stroje užívat předepnutá vedení. Předpětí se vyvine pomocí klínové podložky, talířové pružiny či dolícovací podložky. Následující tabulka (Tabulka 6) ukazuje vhodnost určitého stupně předpětí pro danou aplikaci v průmyslu. Lze vidět, že pro obráběcí stroje se užívá dvou největších předpětí typu F1 a F2.

Tabulka 6 Typy předpětí pro lineární vedení [16]

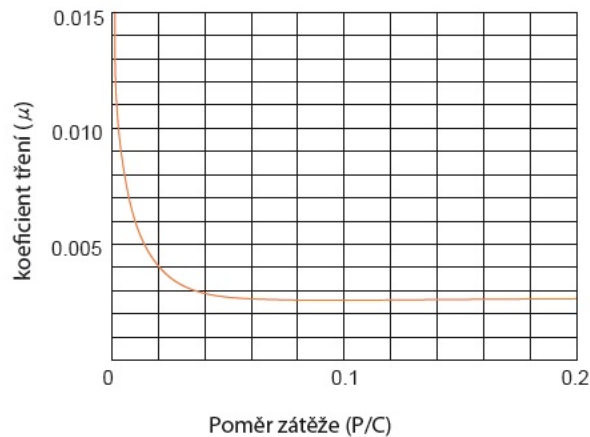
Předpětí	Provozní podmínky	Hlavní aplikace
Lehké předpětí (FC)	<ul style="list-style-type: none"> Směr zatížení je pevný, vibrace a rázy jsou lehké a dvě osy jsou aplikovány paralelně. Není vyžadována vysoká přesnost a je potřeba nízký třecí odpor. 	Svařovací stroj, vázací stroj, automatická balička, XY osy běžného průmyslového stroje, zařízení pro manipulaci s materiálem.
Střední předpětí (FO)	<ul style="list-style-type: none"> Přečnivající aplikace s momentovou zátěží. Aplikováno v jednoosové konfiguraci. Potřeba lehkého předpětí a vysoké přesnosti. 	Z osy průmyslových strojů, EDM, přesné XY stoly, vrtačka pro PC desky, průmyslový robot, NC soustruh, měřicí technika, bruska, automatická balička.
Vysoké předpětí (F1)	<ul style="list-style-type: none"> Stroj je vystaven vibracím a rázům a je požadována vysoká tuhost. Aplikace těžké zátěže nebo hlubokého řezání. 	Obráběcí centrum, NC soustruh, bruska, frézka, Z osy vrtacích strojů a obráběcích strojů.
Ultra vysoké předpětí (F2)	<ul style="list-style-type: none"> Stroj je vystaven vibracím a rázům a je požadována vysoká tuhost. Aplikace těžké zátěže nebo hlubokého řezání. 	Obráběcí centrum, NC soustruh, bruska, frézka, Z osy vrtacích strojů a obráběcích strojů.

*Tabulka 7 Hodnoty předpětí pro požadovaný typ předpětí [16]*

Předpětí	Hodnota
FC	0.02C
F0	0.05C
F1	0.08C
F2	0.13C

3.4 TŘECÍ ODPOR A KOEFICIENT TŘENÍ

Při každém pohybu může být třecí odpor lineárního vedení snížen na 1/20 až 1/40 hodnoty koeficientu tření v kluzném vedení. Rozdíl mezi statickým a dynamickým třením je velmi malý, takže nedochází ke klouzání. Třecí odpor systému vedení se může měnit s velikostí zatížení a předpětí, viskozitou maziva a vlivem dalších faktorů. Koeficient tření se bude lišit od série k sérii, většinou u kuličkového typu je roven 0,002 – 0,003 a u válečkového typu 0,001 – 0,002. [16]

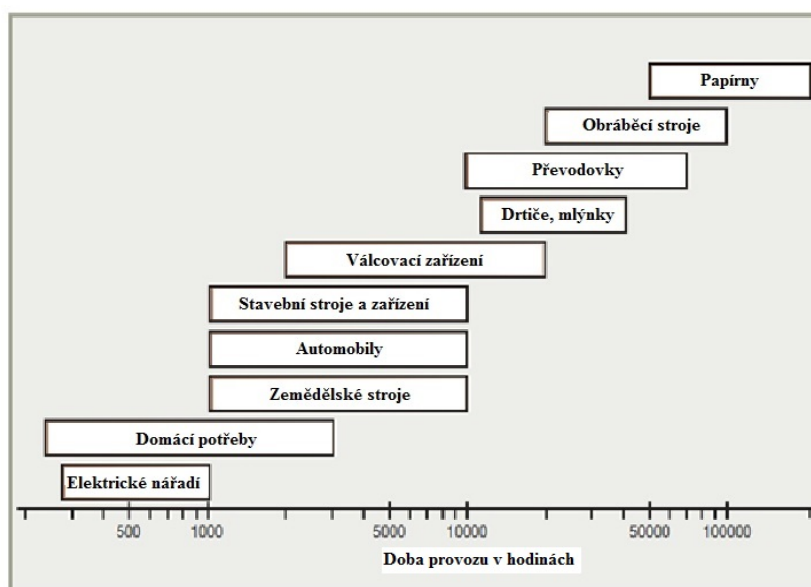
*Obr. 15 Určení koeficientu tření [16]*



4 ŽIVOTNOST

Životnost je definována jako vzdálenost, počet otáček či hodin, kterých dosáhne kuličkový šroub, valivé vedení nebo ložiska při provozu, než se objeví první známky kontaktní únavy.

Výpočet životnosti vychází z experimentálně zjištěných a následně statisticky zpracovaných dat a má tedy stochastický charakter. Je nezbytné, aby životnost nebyla příliš vysoká, jelikož by to vedlo k užití větších rozměrů součástí a z hlediska financí by to bylo značně nevýhodné. Je tedy důležité vybrat správnou velikost součástí založenou na určitých výpočtech. Následující obrázek (Obr. 16) slouží jako vodítko a ukazuje vhodný počet hodin provozu pro určité aplikace. Lze vidět, že pro obráběcí stroje je požadovaná životnost minimálně okolo 20 000 hodin provozu.



Obr. 16 Příklady vhodných životností pro různé aplikace [10]

Při zkoušce životnosti většího počtu stejných součástí při stejně stanovených provozních podmínkách (zatížení, otáčky) se vyskytne velký rozptyl životností mezi jednotlivými součástmi. Pro každou takovou skupinu součástí lze vytvořit křivky rozptylu životností, které určí závislost mezi životností a množstvím součástí, která se vyřadí po určité době zkoušky. Tento velký rozptyl je důsledkem nehomogenity materiálu. Žádný materiál není zcela homogenní a tedy má slabá místa. Pokud jsou tato místa namáhána menším zatížením, je životnost součásti vyšší a naopak. Ze získaných dat ze zkoušky životností se zjistilo, že 90% součástí ze stejné skupiny vykazovalo životnost větší než životnost vypočtenou (počet otáček resp. počet ujetých kilometrů pro valivá vedení). Této životnosti se říká základní (nominální) životnost se spolehlivostí 90%. Pravděpodobnost, s jakou ostatní ložiska překročila tuto životnost, určuje tzv. Weibullovo rozdělení (viz kapitola 4.2).

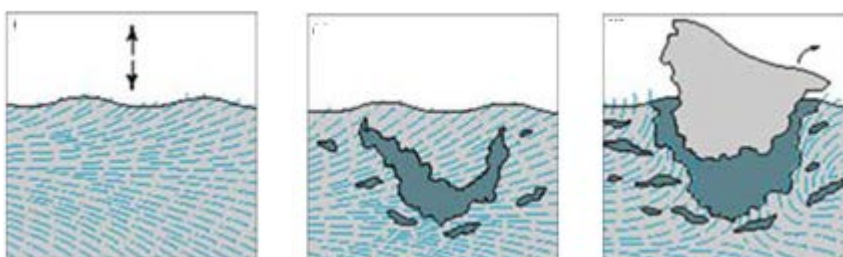


4.1 ÚNAVOVÉ OPOTŘEBENÍ - PITTING

Kontaktní únava se projevuje odlupováním materiálu (tzv. pittingem) na zatížených místech. Tento typ opotřebení může být urychlen důsledkem dalších mnoha faktorů: [5]

- Nadměrné zatížení
- Špatná montáž (vychýlení os) => vznik přidavných momentů
- Přítomnost cizích vměstků (prach)
- Špatná účinnost mazání resp. volba nesprávného lubrikantu
- Kontaminace maziva
- Malá tvrdost oběžných drah a těles
- Nepřesnost uložení
- Špatná kvalita materiálu

Aby poškození pittingem bylo minimalizováno, a tedy, aby životnost byla vyšší, je nutné tyto negativa eliminovat. Prvotním příznakem pittingu je vznik mikrotrhlin pod povrchem cyklicky namáhaného materiálu. Tyto trhliny se dále větví, povrch se začíná odlupovat a vzniká pittingové opotřebení, viz následující obrázek (Obr. 17). Materiál odpadávající z místa vzniku opotřebení se dostává mezi valivé plochy a dále poškozují součást. Tímto vzniká další stádium pittingu a tím je flaking. [41]



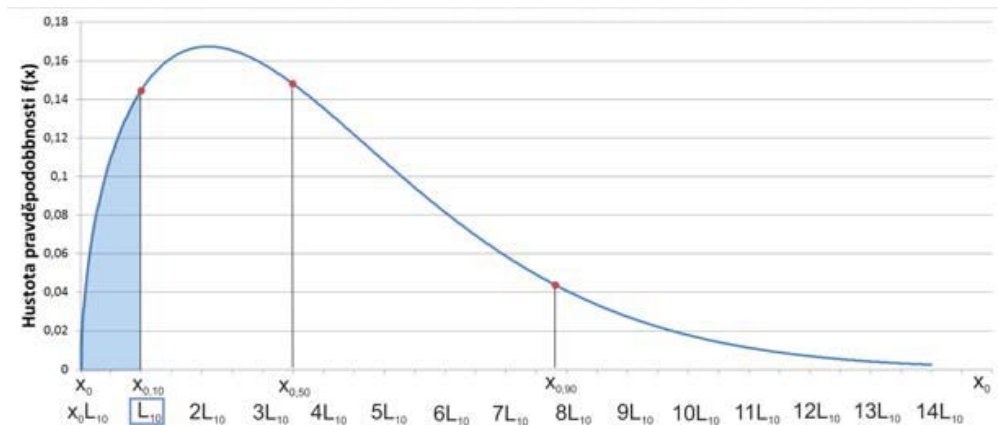
Obr. 17 Fáze pittingu [30]



Obr. 18 Součástky opotřebené pittingem a flakingem – vlevo vedení, uprostřed kulička, vpravo vnější kroužek ložiska [6] [7] [5]

4.2 WEIBULLOVO ROZDĚLENÍ

Pro výpočty bezporuchovosti strojních součástí, u kterých se projevují mechanické opotřebení nebo únava materiálu, se používá tzv. Weibullovo rozdělení pravděpodobnosti (Obr. 19).



Obr. 19 Weibullovo rozdělení [30]

Z grafu lze vidět, že 90% testovaných součástí překročilo základní výpočtovou životnost resp. modrá plocha pod křivkou funkce hustoty pravděpodobnosti vyjadřuje pravděpodobnost, že životnost 10% součástí bude menší než hodnota životnosti L_{10} .

4.3 ZÁVISLOST ZATÍŽENÍ A ŽIVOTNOSTI

Závislost mezi zatížením a životností je v logaritmických souřadnicích lineárně aproximována (Obr. 20) a popsána vztahem:

$$F \times L^{\left(\frac{1}{a}\right)} = konst. \quad (12)$$

$a = 3$ pro valivé elementy kuličky

$a = 10/3$ pro valivé elementy s čarovým stykem (válečky)



Obr. 20 Závislost zatížení na životnosti [2]

Pro zatížení $F = C$ je základní životnost $L_{10} = 10^6$ otáček pro kuličkový šroub a ložiska respektive 50 (100) km pro valivá vedení. Základní rovnice životnosti jsou potom:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F}\right)^a \times 10^6 [ot] \quad (13)$$



$$L_{10} = \left(\frac{C}{F}\right)^a \times 50 [km] \quad (14)$$

4.4 STATICKÝ BEZPEČNOSTNÍ FAKTOR f_s

Kvůli účinku provozních zatížení se musí brát v potaz statický bezpečnostní faktor. Může se totiž stát, že důsledkem vibrací a rázů se může součást střetnout s neočekávanou externí silou. Statický bezpečnostní faktor je poměr základní statické únosnosti C_0 k vypočtené pracovní zátěži P . Proto je potřeba toto kontrolovat. [16]

$$f_s = \frac{C_0}{P} \quad \text{nebo} \quad f_s = \frac{M_0}{M} \quad (15)$$

Tabulka 8 Standardní hodnota bezpečnostního faktoru f_s [16]

Typ stroje	Stav zatížení	f_s (spodní limit)
Běžný průmyslový stroj	Normální stav zatížení	1.0-1.3
	S rázy a vibracemi	2.0-3.0
Strojní nářadí	Normální stav zatížení	1.0-1.5
	S rázy a vibracemi	2.5-7.0

4.5 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ ŽIVOTNOST

Do výpočtů životnosti vstupuje mnoho faktorů, kterými jsou spolehlivost, provozní teplota, vibrace a rázy, typ a čistota maziva, tvrdost vodících drah a v první řadě velikost zatížení. Většina těchto faktorů je popsána pomocí určitých koeficientů a dále rozebrána.

Pozn. V této kapitole jsou popsány pouze koeficienty, které jsou společné pro všechny konstrukční prvky uvedené v bakalářské práci. Další koeficienty jsou rozebrány v dalších kapitolách u jednotlivých součástí.

4.5.1 KOEFICIENT SPOLEHLIVOSTI a_1

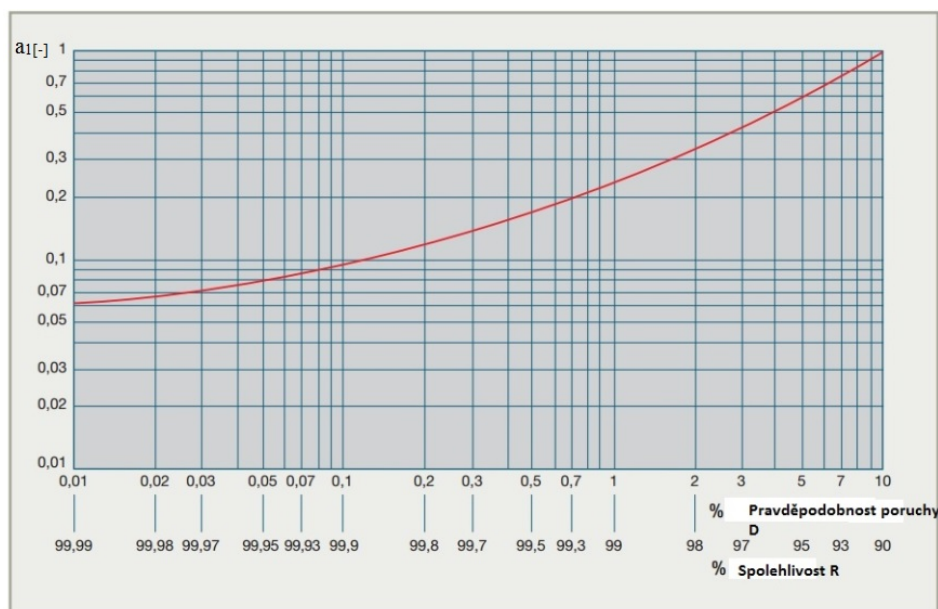
Spolehlivost znamená pravděpodobnost bezporuchového stavu. Pokud je potřeba dosáhnout milionu otáček s větší spolehlivostí, je nutné výslednou životnost vynásobit koeficientem spolehlivosti a_1 dle tabulky (Tabulka 9).

Tabulka 9 Hodnoty spolehlivostního koeficientu a_1 dle různých výrobců [39][29][8]

Spolehlivost [%]	Označení životnosti L_{nm}	Koeficient a_1 dle		
		NSK	SKF (ISO)	STEINMEYER
90	L_{10}	1	1	1
95	L_5	0,62	0,64	0,62
96	L_4	0,53	0,55	0,53
97	L_3	0,44	0,47	0,44
98	L_2	0,33	0,37	0,33
99	L_1	0,21	0,25	0,21



Firma NSK udává výpočet s větší spolehlivostí o malou hodnotu a_1 přísnější. Na grafu dle normy ISO lze vidět, jak rapidně ovlivní spolehlivostní koeficient celkovou životnost. Už při 96% spolehlivosti je životnost redukována skoro na polovinu.



Obr. 21 Závislost koeficientu a_1 na hodnotě spolehlivosti, respektive pravděpodobnosti poruchy [10]

Pro přesnější výpočet lze užít vzorec dle ISO:

$$a_1 = 4,26 \times \left(\ln \frac{100}{R} \right)^{\frac{2}{3}} + 0,05 \quad (16)$$

kde: R [%] ... požadovaná spolehlivost

4.5.2 ZÁTĚŽOVÝ KOEFICIENT f_w

Dle provozních podmínek, jako jsou vibrace nebo rázy při určité rychlosti, je třeba do nominální životnosti zahrnout jejich vliv a to pomocí zátěžového koeficientu f_w dle následující tabulky (Tabulka 10). Tímto koeficientem se poté dělí dynamická únosnost C. Lze vidět, že při větších rychlostech obrábění (např. hliníku) může dynamická únosnost klesnout až na polovinu své hodnoty, a životnost tedy může být redukována (pro $f_w = 2$) až 8krát, jelikož životnost klesá s třetí mocninou zatížení).

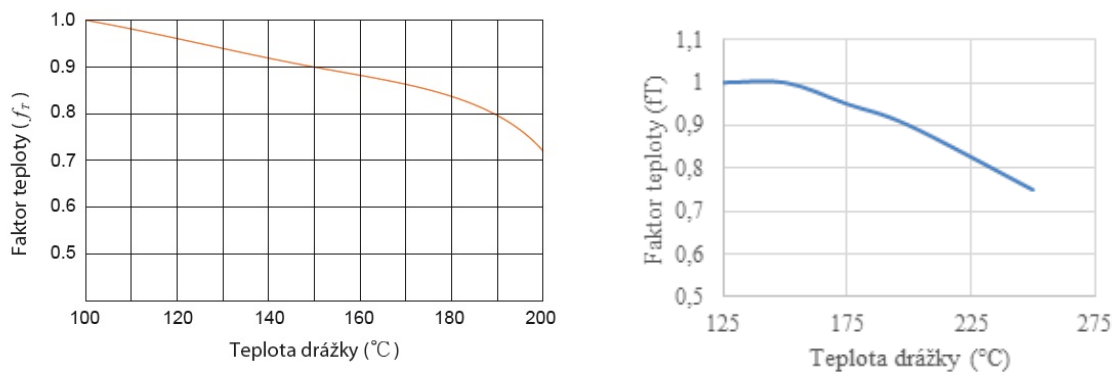
Tabulka 10 Hodnoty zátěžového koeficientu [16]

Stav pohybu	Provozní rychlost	f_w
Žádné rázy a vibrace	do 15 m/min	1.0-1.2
Slabé rázy a vibrace	15-60 m/min	1.2-1.5
Mírné rázy a vibrace	60-120 m/min	1.5-2.0
Silné rázy a vibrace	nad 120 m/min	2.0-3.5



4.5.3 TEPLOTNÍ FAKTOR f_T

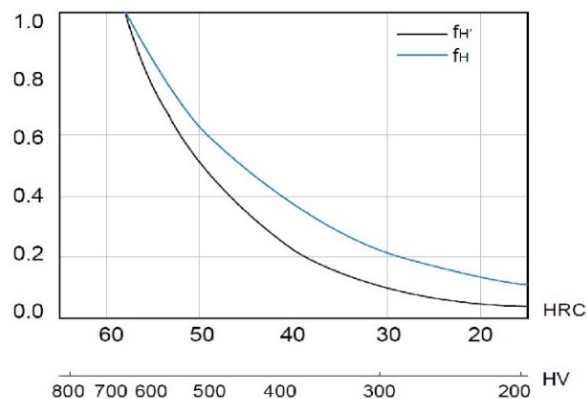
Kuličkový šroub, valivé vedení či ložiska pracují ve většině případů mezi teplotami 20-100 °C. Pokud pracují při teplotách vyšších než 100°C, základní dynamická resp. statická únosnost se násobí teplotním faktorem f_T dle grafu (Obr. 22). Firma NSK udává kritickou teplotu okolo 130°C. Graf dle NSK se mírně liší od grafu firmy THK.



Obr. 22 Závislost teplotního faktoru na teplotě vodící drážky dle firmy PMI, respektive THK (vlevo) a dle firmy NSK (vpravo) [16]

4.5.4 KOEFICIENT TVRDOSTI VODÍCÍ DRÁHY f_H

Pokud má vodící dráha tvrdost menší než 58 HRC, je nutné dynamickou resp. statickou únosnost vynásobit koeficientem tvrdosti vodící dráhy f_H resp. f_H' dle následujícího grafu (Obr. 23).



Obr. 23 Závislost koeficientu tvrdosti na tvrdosti vodící dráhy [17]



5 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Životnost kuličkového šroubu je definována jako počet otáček resp. hodin, kterých dosáhne šroub při provozu, než se objeví první známky kontaktní únavy šroubu.

5.1 ZÁKLADNÍ STATICKÁ ÚNOSNOST C_0

Základní statická únosnost je hodnota axiálního resp. radiálního zatížení, při kterém součet deformace kuliček, šroubu a matice činí 0,01 % průměru kuličky. Většinou statická únosnost není u kuličkového šroubu příliš užitečná. Se statickou únosností počítáme pouze v případě, že se šroub nepohybuje, osciluje či rychlost šroubu činí méně než 10 otáček za minutu. Hodnotu udává výrobce v tabulkách.

5.2 ZÁKLADNÍ DYNAMICKÁ ÚNOSNOST C

Základní statická únosnost je hodnota axiálního resp. radiálního zatížení vztažena na skupinu kuličkových šroubů, při níž 90% z této skupiny překročí základní životnost 10^6 otáček. To znamená, že pokud budeme mít 100 šroubů, tak 90 z nich vykáže životnost minimálně milion otáček. Hodnotu lze taktéž najít v tabulkách výrobce.

5.3 VÝPOČET STŘEDNÍHO ZATÍŽENÍ F_m

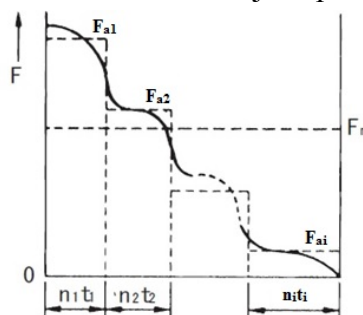
a) Zatížení a rychlost otáčení jsou proměnné skokově (Obr. 24)

Tabulka 11 Značení pro výpočet středního zatížení

i-tá operace [-]	Axiální zatížení F_{ai} [N]	Otáčky n_i [ot/min]	Čas i-té operace t_i [%]
1	F_{a1}	n_1	t_1
2	F_{a2}	n_2	t_2
⋮	⋮	⋮	⋮
i	F_{ai}	n_i	t_i

Výpočet středního zatížení pro nepředepnutou matici

Nepředepnutá matice se v podstatě u obráběcích strojů nepoužívá. Je vhodná spíše pro dopravní zařízení.



Obr. 24 Skokové zatížení [32]



Nechť indexy (1) a (2) značí směr zatížení. Střední zatížení F_m je potom dle vzorce (15):

$$F_{m(1),(2)} = \sqrt[3]{\frac{F_{a1(1),(2)}^3 \times n_1 \times t_1 + F_{a2(1),(2)}^3 \times n_2 \times t_2 + \dots + F_{ai(1),(2)}^3 \times n_i \times t_i}{n_1 \times t_1 + n_2 \times t_2 + \dots + n_i \times t_i}} \quad (17)$$

nebo:

$$F_{m(1),(2)} = \sqrt[3]{\frac{F_{a1(1),(2)}^3 \times l_1 + F_{a2(1),(2)}^3 \times l_2 + \dots + F_{ai(1),(2)}^3 \times l_i}{l_1 + l_2 + \dots + l_i}} \quad (18)$$

kde: F_{ai} ... axiální zatížení při i-té operaci
 n_i ... otáčky při i-té operaci v min^{-1}
 t_i ... relativní doba i-té operace v %
 l_i ... ujetá vzdálenost při i-té operaci

Pozn. Pro jednostranné zatížení neuvažujeme výpočet $F_{m(2)}$.

Průměrné otáčky n_m :

$$n_m = \frac{n_1 \times t_1 + n_2 \times t_2 + \dots + n_i \times t_i}{t} \quad (19)$$

kde: t ... celkový čas jednoho cyklu

Výpočet středního efektivního zatížení pro předepnutou matici

Hlavním požadavkem obráběcí stroje je jeho vysoká přesnost. Ta je zajištěna při dostatečně velkém předepnutí, jak už bylo řečeno. Platí, že čím vyšší předepnutí, tím vyšší lze docílit přesnosti polohování kuličkového šroubu. Je nutné dávat pozor na to, že předepnutí zkracuje životnost. Proto je doporučeno předepnutí maximálně na hodnotu 10% dynamické únosnosti C .

Pro dosažení vysoké tuhosti a zajištění vymezení axiálních vůlí se tedy do převodu vnáší předepnutí F_p tak, aby poměr největší zatěžující axiální síly F_a , při které ještě nemá docházet ke vzniku vůle v převodu, a předepnutí F_p odpovídal následující podmínce: [22]

$$\frac{F_a}{F_p} = 2.83 \quad (20)$$

Pokud $F_{ai} > 2.83 \times F_p$ pak efektivní axiální zatížení F_{aeffi} je:

$$F_{aeffi(1),(2)} = |F_{ai(1),(2)}| \quad (21)$$



Pokud $F_{ai} \leq 2.83 \times F_p$ pak efektivní axiální zatížení je:

$$F_{aeffi(1),(2)} = \left(\frac{|F_{ai(1),(2)}|}{2.83 \times F_p} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \times F_p \quad (22)$$

Střední efektivní zatížení pro předepjatou matici oboustranně zatíženou $F_{meff(1,2)}$ je poté:

$$F_{meff(1,2)} = \sqrt[3]{\frac{F_{aeff1(1),(2)}^3 \times n_1 \times t_1 + \dots + F_{aeffi(1),(2)}^3 \times n_i \times t_i}{n_1 \times t_1 + n_2 \times t_2 + \dots + n_i \times t_i}} \quad (23)$$

Výpočet středního efektivního zatížení v případě dvou matic

Pokud $F_{ai} \leq 2.83 \times F_p$ pak efektivní axiální zatížení matice A a B je: dle firmy SKF a NSK

$$F_{aeffi(A)} = \left(\frac{|F_{ai}|}{2.83 \times F_p} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \times F_p \quad (24)$$

$$F_{aeffi(B)} = F_{aeffi(A)} - F_{ai} \quad (25)$$

Pokud $F_{ai} > 2.83 \times F_p$ pak efektivní axiální zatížení je:

$$F_{aeffi(A)} = |F_{ai}| \quad (26)$$

$$F_{aeffi(B)} = 0 \quad (27)$$

$$F_{meff(A),(B)} = \sqrt[3]{\frac{F_{aeff1(A),(B)}^3 \times n_1 \times t_1 + \dots + F_{aeffi(A),(B)}^3 \times n_i \times t_i}{n_1 \times t_1 + n_2 \times t_2 + \dots + n_i \times t_i}} \quad (28)$$

Dále pak firma STEINMEYER udává [31] pro dvoubodově předepnuté matice při uvažování vlivu předpětí (tedy pokud $F_{ai} \leq 2.83 \times F_p$) tento vzorec pro výpočet efektivního axiálního zatížení:

$$F_{aeffi(A)} = F_p + 0.5 \times F_{ai} \quad (29)$$

$$F_{aeffi(B)} = F_p - 0.5 \times F_{ai} \quad (30)$$

Lze nalézt i tyto rovnice: [28]

$$F_{aeffi(A)} = F_p + 0.65 \times F_{ai} \quad (31)$$

$$F_{aeffi(B)} = F_p - 0.35 \times F_{ai} \quad (32)$$

Pozn. Při uvažování jedné matice pak $F_{aeffi(B)} = 0$ a se silou se nepočítá.



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

U matic se čtyřbodovým stykem se projevy únavy dostaví dříve než u matic se dvoubodovým kontaktem. Při užití matice se čtyřbodovým kontaktem (matice předepnutá pomocí větších rozměrů kuliček), firma STEINMEYER užívá tento vzorec (33):

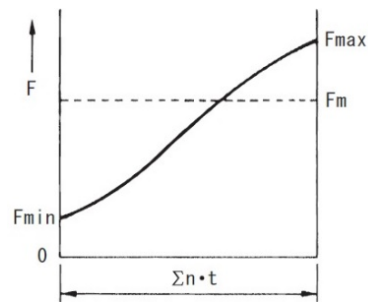
$$F_{aeffi(A)} = \frac{5}{4} \times F_p + 0.5 \times F_{ai} \quad (33)$$

Firmy SKF a NSK užívají pro tento typ matice stejný vzorec jako pro dvě matice (24).

b) Zatížení se mění lineárně a rychlost otáčení je konstantní (Obr. 25)

$$F_m = \frac{1}{3} \times (F_{min} + 2F_{max}) \quad (34)$$

kde: F_{min} [N] ... maximální zatížení
 F_{max} [N] ... minimální zatížení

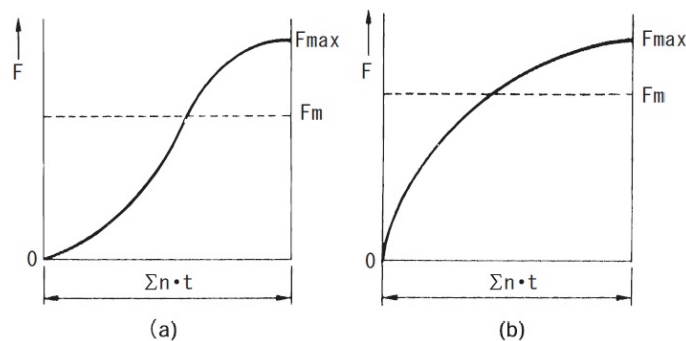


Obr. 25 Lineární zatížení [32]

c) Zatížení má sinusový průběh a rychlost otáčení je konstantní (Obr. 26)

a) $F_m = 0.65 \times F_{max}$ (35)

b) $F_m = 0.75 \times F_{max}$ (36)



Obr. 26 Sinusové zatížení [32]



5.4 NOMINÁLNÍ ŽIVOTNOST KULIČKOVÉHO ŠROUBU L_{10}

Nominální životnost šroubu je definována většinou jako celkový počet otáček, kterých může dosáhnout 90% šroubů ze skupiny stejných šroubů funkci, aniž by byla jejich funkce ovlivněna prvním únavovým opotřebením. Životnost lze někdy uvádět i v hodinách či uražené vzdálenosti matice.

Životnost pro případ jednosměrného zatížení 1:

$$L_{10(1)} = \left(\frac{C \times f_H \times f_T}{f_w \times F_{meff(1)}} \right)^3 \times 10^6 \quad (37)$$

Životnost pro případ obousměrného zatížení 1,2:

$$L_{10(1),(2)} = \left(\frac{C \times f_H \times f_T}{f_w \times F_{meff(1),(2)}} \right)^3 \times 10^6 \quad (38)$$

Životnost předepnuté dvojité matice A a B:

$$L_{10(A),(B)} = \left(\frac{C \times f_H \times f_T}{f_w \times F_{meff(A),(B)}} \right)^3 \times 10^6 \quad (39)$$

Životnost kuličkového šroubu pro případ dvou matic či oboustranného zatížení:

$$L_{10} = \left(L_{10(1),(A)}^{-\frac{10}{9}} + L_{10(2),(B)}^{-\frac{10}{9}} \right)^{-\frac{9}{10}} \quad (40)$$

Nominální životnost v hodinách L_{10h} :

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60 \times n_m} = \frac{L_{10} \times p_h}{2 \times 60 \times n \times l_s} \quad (41)$$

kde: n_m [m/min] ... průměrné otáčky

p_h [mm] ... stoupání šroubu

l_s [mm] ... délka zdvihu

Nominální životnost v kilometrech L_{10s} :

$$L_{10s} = \frac{L_{10} \times p_h}{10^6} \quad (42)$$

Pro srovnání byl proveden výpočet dle firem NSK a STEINMEYER.

Potřebné hodnoty:

$F_a = 2000$ N... axiální zatížení

$C = 46\,300$ N... dynamická únosnost

$F_p = 0,07 \times C = 3241$ N... předpětí pro dvojitou matici

$l = 10$ mm... stoupání závitu



$v = 20 \text{ m/min}$... rychlost posuvu

$n = 2000/\text{min}$... rychlost otáčení

$f_h, f_t, f_w = 1$... koeficienty

Matice se dvoubodovým stykem (dvojitá matice) ... případ (1)

Matice se čtyřbodovým stykem ... případ (2)

Tabulka 12 Výpočet životnosti šroubu

Vypočtená hodnota	NSK (1)	NSK (2)	STEINMEYER (1)	STEINMEYER (2)
$F_{aeffi(A)} \text{ [N]}$	4 357	4 357	4 241	5051
$F_{aeffi(B)} \text{ [N]}$	2 357	0	2 241	0
$L_{10h} \text{ [hod]}$	8965	10 000	9797	6418

Z ilustračního příkladu lze vidět, že firma NSK zaručuje menší životnost dvojitě matice a tedy má přísnější kritérium ve výpočtu efektivního axiálního zatížení. Pro tento příklad firma STEINMEYER udává životnost o zhruba 9% větší. V případě užití matice se čtyřbodovým stykem je tomu naopak a přísnější kritérium užívá STEINMEYER. Tento rozdíl činí zhruba 36%.

5.5 MODIFIKOVANÁ ŽIVOTNOST KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Pro požadavek jiné spolehlivosti je nutné životnost modifikovat korekčním faktorem spolehlivosti a_1 dle tabulky (Tabulka 9 - kapitola 4.5.1).

$$L_{nm} = a_1 \times L_{10} \quad (43)$$



6 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽISEK

6.1 ZÁKLADNÍ STATICKÁ ÚNOSNOST C_0

Základní statická únosnost je zatížení, které odpovídá vypočítaným stykovým napětím v nejméně zatíženém pásmu styku valivého tělesa a oběžné dráhy tělesa. Tato napětí činí pro různá ložiska:

- Dvouřadá naklápěcí ložiska: 4600 MPa
- Kuličková ložiska: 4200 MPa
- Válečková ložiska: 4000 MPa

Součet deformace kuličky a vodící dráhy při tomto zatížení činí podobně jako u kuličkového šroubu 0,0001 násobek průměru valivého elementu. [12]

6.2 ZÁKLADNÍ DYNAMICKÁ ÚNOSNOST C

Definice základní dynamické únosnosti ložisek je v podstatě stejná jako v případě kuličkového šroubu a je tedy definována jako zatížení stejného směru a velikosti, při kterém životnost ložiska dosáhne s 90% spolehlivostí základní životnosti právě jednoho milionu otáček.

Při kombinaci více ložisek je nutné základní statickou i dynamickou únosnost jednotlivých ložisek vynásobit vzhledem k základní únosnosti samostatného ložiska dle následující tabulky (Tabulka 13) resp. dle vzorců (44) a (45).

Tabulka 13 Modifikace C a C_0 sady ložisek [8]

	2 ložiska	3 ložiska	4 ložiska
C_{0sady}	$2 \times C_0$	$3 \times C_0$	$4 \times C_0$
C_{sady}	$1,62 \times C$	$2,12 \times C$	$2,64 \times C$

$$C_{sady} = C \times i^{0,7} \quad (44)$$

$$C_{0sady} = C_0 \times i \quad (45)$$

6.3 DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ P_r

Většina ložisek je namáhána kombinací jak radiálního, tak axiálního zatížení. Vzhledem k tomu, že z těchto zatížení nelze životnost přímo spočítat, bylo zavedeno hypotetické zatížení nazvané dynamické ekvivalentní radiální zatížení.

$$P_r = X \times F_r + Y \times F_a \quad (46)$$

kde: X ... radiální zátěžový faktor

Y ... axiální zátěžový faktor



Tento vzorec (46) obecně platí pouze pro samostatná ložiska. Faktory X a Y udávají vliv radiálního a axiálního zatížení na celkové ekvivalentní zatížení a závisejí na kontaktním úhlu α . Lze je určit podle tabulky (Tabulka 14). Pro kuličkové šrouby v obráběcích strojích se používají nejčastěji ložiska s kosoúhlým stykem s úhlem 60° .

Tabulka 14 Hodnoty koeficientů X a Y v závislosti na kontaktním úhlu a uspořádání ložisek [8]

Normal Contact Angle	$i f_0 F_a^* / C_{0r}$	e	Single, DT				DB or DF			
			$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$		$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
15	0.178	0.38				1.47		1.65		2.39
	0.357	0.40				1.40		1.57		2.28
	0.714	0.43				1.30		1.46		2.11
	1.070	0.46				1.23		1.38		2.00
	1.430	0.47	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.72	1.93
	2.140	0.50				1.12		1.26		1.82
	3.570	0.55				1.02		1.14		1.66
	5.350	0.56				1.00		1.12		1.63
18	–	0.57	1	0	0.43	1.00	1	1.09	0.70	1.63
25	–	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41
30	–	0.80	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24
40	–	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93
50	–	1.49	–	–	0.73	1	1.37	0.57	0.73	1
55	–	1.79	–	–	0.81	1	1.60	0.56	0.81	1
60	–	2.17	–	–	0.92	1	1.90	0.55	0.92	1

V posuvových mechanismech se nejčastěji užívají ložiska v kombinacích. Zatížení se zde rozloží do více ložisek, poté je možné spočítat ekvivalentní dynamické zatížení dle rovnice (47):

$$P_r = X \times F_{rE} + Y \times F_{aE} \quad (47)$$

kde: F_{rE} ... ekvivalentní radiální zatížení
 F_{aE} ... ekvivalentní axiální zatížení

Ekvivalentní radiální zatížení lze vypočítat dle počtu ložisek v dané kombinaci dle vzorce (48):

$$F_{rE} = \frac{F_r}{i^{0,7}} \quad (48)$$

kde: i ... počet ložisek v kombinaci

Ekvivalentní axiální zatížení závisí na uspořádání ložisek A, B (jejich směru), směru zatížení a vlivu předpětí F_v . Následující tabulka (Tabulka 15) ukazuje většinu možných kombinací. F_{ae} odpovídá externímu axiálnímu zatížení, F_v odpovídá síle předpětí.



Tabulka 15 Výpočet ekvivalentního axiálního zatížení F_{ae} dle firmy IBC [9].

Směr zatížení	Uspořádání ložisek		Směr zatížení	Koeficient	F_{ae}			
					$F_{ae} < X \cdot F_v$		$F_{ae} > X \cdot F_v$	
					A	B	A	B
Fae -->	<	>		2.83	$F_v + 0.67 F_{ae}$	$F_v - 0.33 F_{ae}$	Fae	0
Fae -->	<<	>		5.66	$0.84 F_v + 0.47 F_{ae}$	$1.36 F_v - 0.24 F_{ae}$	$0.617 F_{ae}$	0
	<<	>	<-- Fae	2.83	$0.84 F_v - 0.30 F_{ae}$	$1.36 F_v + 0.52 F_{ae}$	0	Fae
Fae -->	<<<	>		8.49	$0.73 F_v + 0.38 F_{ae}$	$1.57 F_v - 0.18 F_{ae}$	$0.463 F_{ae}$	0
	<<<	>	<-- Fae	2.83	$0.73 F_v - 0.26 F_{ae}$	$1.57 F_v + 0.45 F_{ae}$	0	Fae
Fae -->	<<<<	>		11.30	$0.65 F_v + 0.32 F_{ae}$	$1.71 F_v - 0.15 F_{ae}$	$0.379 F_{ae}$	0
	<<<<	>	<-- Fae	2.83	$0.65 F_v - 0.23 F_{ae}$	$1.71 F_v + 0.45 F_{ae}$	0	Fae
Fae -->	<<	>>		5.66	$0.84 F_v + 0.40 F_{ae}$	$0.84 F_v - 0.22 F_{ae}$	$0.617 F_{ae}$	0
Fae -->	<<<	>>		8.49	$1.12 F_v + 0.33 F_{ae}$	$1.49 F_v - 0.18 F_{ae}$	$0.463 F_{ae}$	0
	<<<	>>	<-- Fae	5.66	$1.12 F_v - 0.20 F_{ae}$	$1.49 F_v + 0.35 F_{ae}$	0	$0.617 F_{ae}$
Fae -->	<<<<	>>		11.30	$1.03 F_v + 0.29 F_{ae}$	$1.68 F_v - 0.15 F_{ae}$	$0.379 F_{ae}$	0
	<<<<	>>	<-- Fae	5.66	$1.03 F_v - 0.18 F_{ae}$	$1.68 F_v + 0.33 F_{ae}$	0	$0.617 F_{ae}$

6.4 STATICKÉ EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ P_0

Statické ekvivalentní zatížení je opět smyšlené zatížení pro případ, kdy ložisko nerotuje nebo pokud rotuje velmi malou rychlostí či osciluje. Výpočet P_0 je shodný s výpočtem P , rozdíl je pouze v indexech.

$$P_0 = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a \quad (49)$$

kde: X_0 ... faktor statického radiálního zatížení
 Y_0 ... faktor statického axiálního zatížení

Opět tyto faktory nalezneme v tabulkách výrobců (Tabulka 16).

Tabulka 16 Hodnoty X_0 a Y_0 firmy NSK [8]

Contact Angle	Single DT		DB or DF	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
15	0.5	0.46	1	0.92
18	0.5	0.42	1	0.84
25	0.5	0.38	1	0.76
30	0.5	0.33	1	0.66
40	0.5	0.26	1	0.52

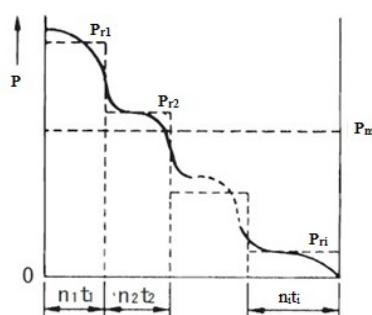


6.5 VÝPOČET STŘEDNÍHO ZATÍŽENÍ P_m

a) Zatížení a rychlost otáčení se mění skokově (Obr. 27)

Dynamické střední ekvivalentní zatížení pro skokově se měnící zatížení a rychlost otáčení lze vypočítat dle rovnice (50):

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_{r1}^3 \times n_1 \times t_1 + P_{r2}^3 \times n_2 \times t_2 + \dots + P_{ri}^3 \times n_i \times t_i}{n_1 \times t_1 + n_2 \times t_2 + \dots + n_i \times t_i}} \quad (50)$$



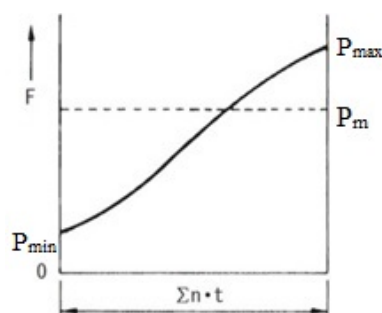
Obr. 27 Skokové zatížení [32]

b) Zatížení se mění lineárně a rychlost otáčení je konstantní (Obr. 28)

Dynamické střední ekvivalentní zatížení pro lineárně se měnící zatížení a konstantní otáčky lze vypočítat dle rovnice (51):

$$P_m = \frac{1}{3}(P_{min} + P_{max}) \quad (51)$$

kde: P_{min} ... maximální zatížení
 P_{max} ... minimální zatížení



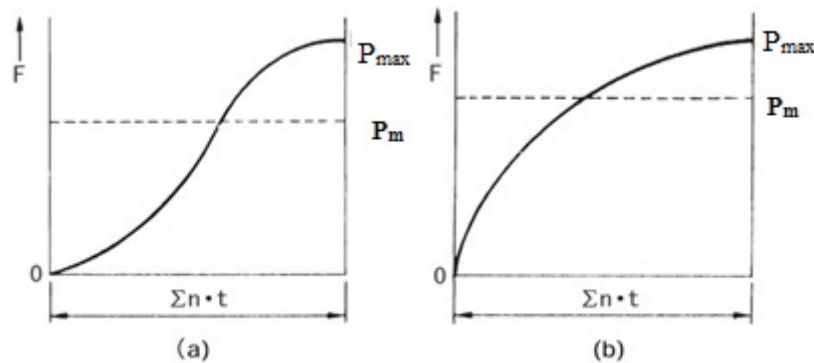
Obr. 28 Lineární zatížení [32]

**c) Zatížení má sinusový průběh a rychlost otáčení je konstantní (Obr. 29)**

Dynamické střední ekvivalentní zatížení pro lineárně se měnící zatížení a konstantní otáčky lze vypočítat dle rovnice (52) a (53):

$$\text{a) } P_m = 0.65 \times P_{max} \quad (52)$$

$$\text{b) } P_m = 0.75 \times P_{max} \quad (53)$$



Obr. 29 Sinusové zatížení [32]

6.6 NOMINÁLNÍ ŽIVOTNOST LOŽISEK

Nominální životnost ložisek L_{10} je definována stejně jako u kuličkového šroubu a to jako počet otáček resp. hodin do dosažení mezního stavu únavy u 10% ložisek z jedné skupiny.

Nominální životnost v otáčkách L_{10} dle vzorce (54):

$$L_{10} = \left(\frac{C \times f_H \times f_T}{P_m \times f_w} \right)^a \times 10^6 \quad (54)$$

$a = 3$ pro kuličková ložiska

$a = 10/3$ pro válečková ložiska

Nominální životnost v hodinách L_{10h} dle vzorce (55):

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60 \times n_m} \quad (55)$$

6.7 ŽIVOTNOST SADY LOŽISEK

Pokud není známo, jak jsou zatížení rozdělena na jednotlivá ložiska, nelze přesně určit životnost jednoho určitého ložiska z dané kombinace ložisek. Proto se životnost počítá pro sadu více ložisek. Z hlediska pravděpodobnosti životnost skupiny ložisek je menší než nejmenší životnost jednotlivého ložiska skupiny, a proto je tento způsob konzervativnější. Životnost skupiny ložisek lze vypočítat dle rovnice (56):



$$L_{10} = \frac{1}{\left(\frac{i_A}{L_{10(A)}^e} + \frac{i_B}{L_{10(B)}^e}\right)^{\frac{1}{e}}} \quad (56)$$

- kde: i_A ... počet ložisek v jednom směru – uspořádání A
 i_B ... počet ložisek v opačném směru – uspořádání B
 $L_{10(A)}$... životnost ložiska v uspořádání A
 $L_{10(B)}$... životnost ložiska v uspořádání B
 e ... pro kuličková i válečková ložiska činí hodnota 1.1

6.8 MODIFIKOVANÁ ŽIVOTNOST LOŽISEK (PODLE SKF, ISO, NSK).

Životnost ložisek závisí hlavně na parametrech, jako jsou viskozita maziva či jeho čistota. Pro jejich zahrnutí do výpočtu používají různé firmy různé korekční koeficienty. Např. firma SKF používá koeficient a_{SKF} , jiné se řídí dle norem ISO a užívají koeficient a_{ISO} . Pro výpočet s jinou spolehlivostí se opět užívá spolehlivostní koeficient a_1 . Modifikovaná životnost ložiska je poté:

$$L_{nm} = a_1 \times a_{SKF} \times L_{10} \quad (57)$$

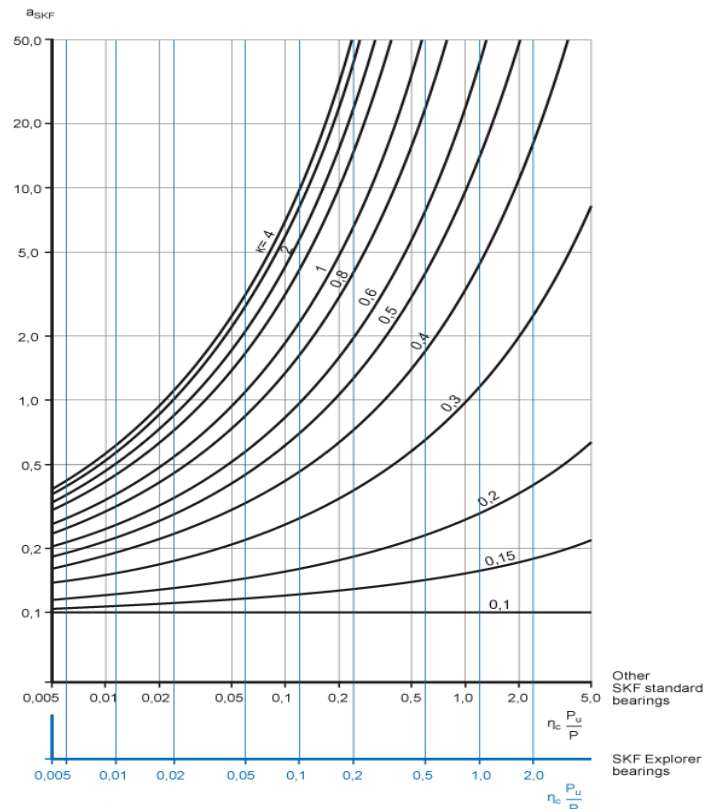
$$L_{nm} = a_1 \times a_{ISO} \times L_{10} \quad (58)$$

$$L_{nm} = a_1 \times a_{NSK} \times L_{10} \quad (59)$$

Koeficienty a_{SKF} , a_{NSK} či a_{ISO} jsou funkcí faktoru znečištění η_c , viskozity a limitního zátěžového poměru

$$\frac{P_u}{P_m}$$

Jak lze vidět z grafu (Obr. 30), pro výpočet korekčního koeficientu je nutné znát, stupeň znečištění η_c , součinitel kinematické viskozity κ a mezní únavové zatížení P_u . Výpočet a_{ISO} je stejný jako výpočet a_{SKF} či a_{NSK} s tím rozdílem, že hodnoty v grafech se liší o malou hodnotu. Volba těchto koeficientů může určit, zda ložisko vyhovuje nebo naopak ne. Proto je vhodné používat grafy a vzorce daného výrobce.



Obr. 30 Určení koeficientu a_{SKF} [29]

a) Součinitel kinematické viskozity maziva κ

Efektivita lubrikantu je primárně dána stupněm separace povrchů. K vytvoření dostatečně únosného filmu je zapotřebí, aby mělo mazivo za provozní teploty určitou minimální viskozitu. Stav utváření mazacího filmu určuje právě součinitel kinematické viskozity maziva. Minimální součinitel kinematické viskozity κ k vytvoření hydrodynamického filmu mezi povrchy je 1. Pro $\kappa = 4$ je vytvořen plnohodnotný mazací film. [2]

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \quad (60)$$

kde: ν ... provozní viskozita
 ν_1 ... vztažná kinematická viskozita, která zajistí správné mazání

b) Mezní únavové zatížení P_u

Mezní únavové zatížení P_u je zatížení, při kterém vznikne v oběžných drahách ložiska napětí rovnající se meznímu únavovému napětí materiálu oběžných drah ložiska. Pod touto mezí nedochází k únavě materiálu, a tedy lze teoreticky říci, že životnost vzhledem k únavě je nekonečně velká. [2]



Pro kuličková ložiska platí:

$$P_u = \frac{C_0}{22} \text{ pro } d_w \leq 100\text{mm} \quad (61)$$

$$P_u = \frac{C_0}{22} \times \left(\frac{100}{d_w}\right)^{0,5} \text{ pro } d_w > 100\text{mm} \quad (62)$$

Pro ložiska s čarovým stykem platí:

$$P_u = \frac{C_0}{8,2} \text{ pro } d_w \leq 100\text{mm} \quad (63)$$

$$P_u = \frac{C_0}{8,2} \times \left(\frac{100}{d_w}\right)^{0,3} \text{ pro } d_w > 100\text{mm} \quad (64)$$

$$d_w = \frac{D + d}{2} \quad (65)$$

kde: D ... velký průměr ložiska
 d ... malý průměr ložiska
 d_w ... střední průměr ložiska

c) Faktor znečištění η_c

Pokud je mazivo znečištěno pevnými částicemi, dochází na oběžných drahách kroužku ke tvorbě vtisků, které působí jako lokální koncentrátoři napětí a vedou tedy ke snížení životnosti ložiska. Toto snížení životnosti vyjadřuje součinitel znečištění η_c . K jeho určení lze použít tabulku (Tabulka 17). [2]

Tabulka 17 Hodnoty faktoru znečištění pro různé typy znečištění [12]

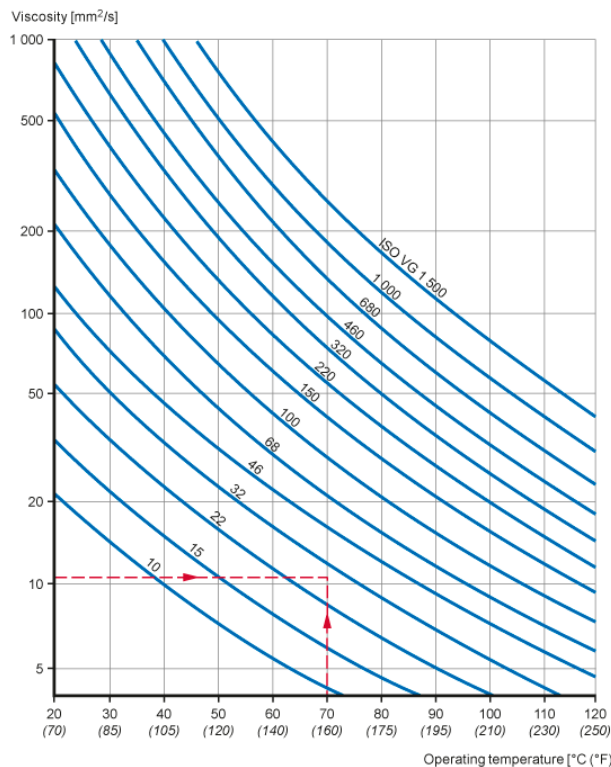
Stupeň znečištění	η_c	
	$d_w < 100 \text{ mm}$	$d_w > 100 \text{ mm}$
Extrémní čistota	1	1
Velikost částic v řádu tloušťky filmu. Laboratorní podmínky		
Vysoká čistota	0,8-0,6	0,9-0,8
Olej filtrovaný přes extrémně jemný filtr, typické pro ložisko s plastovým krytem a celoživotní mazivovou náplní		
Normální čistota	0,6-0,5	0,8-0,6
Olej filtrovaný přes jemný filtr, typické pro ložisko s plechovým krytem a s celoživotní náplní maziva		



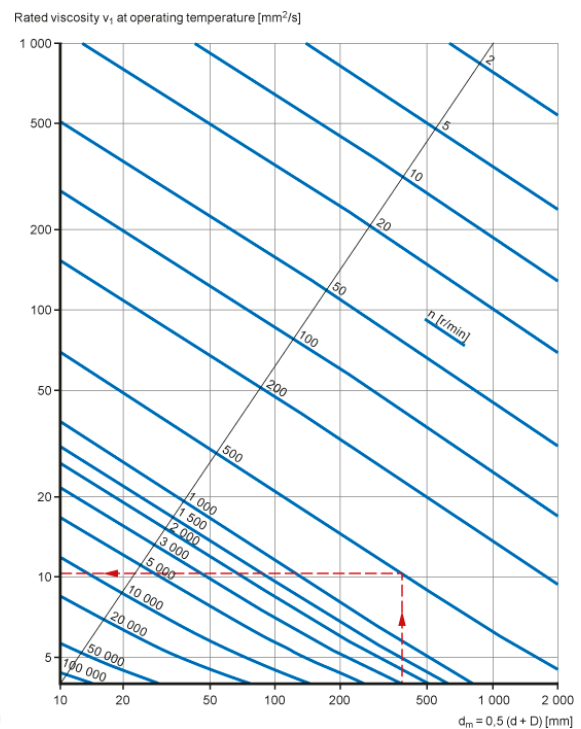
BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Mírné znečištění	0,5-0,3	0,6-0,4
Mírné znečištění v mazivu		
Typické znečištění	0,3-0,1	0,4-0,2
Typické pro ložiska bez integrovaných těsnění, částice způsobující otěr vstupují do ložiska z okolí		
Silné znečištění	0,1-0	0,1-0
Prostředí ložiska silně znečištěno, uložení s nedostatečným těsněním		
Velmi silné znečištění	0	0

K určení provozní viskozity a vztažné kinematické viskozity slouží grafy výrobce. Pro určení vztažné viskozity z grafu (Obr. 32) je třeba znát provozní otáčky ložiska a střední průměr ložiska d_w . Pro určení provozní viskozity je nutné znát provozní teplotu a viskozitu při referenční teplotě 40°C, která je v grafu (Obr. 31) znázorněna modrými čarami. Poté se vypočítá číslo $\eta_c \times \frac{P_u}{P_m}$. Nyní lze určit součinitel a_{SKF} z grafu (Obr. 30).



Obr. 31 Určení provozní viskozity v [29]



Obr. 32 Určení vztažné viskozity v_1 [29]



6.9 MODIFIKOVANÁ ŽIVOTNOST LOŽISEK (PODLE FIRMY TIMKEN)

Firma Timken uvádí rovnici (66) nominální životnosti takto (bez koeficientů; jsou zahrnuty až v modifikované životnosti):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_m}\right)^a \times 10^6 \quad (66)$$

Modifikovanou životnost poté uvádí Timken o něco rozdílně:

$$L_{nm} = a_1 \times a_2 \times a_{3d} \times a_{3h} \times a_{3k} \times a_{3l} \times a_{3m} \times a_{3p} \times L_{10} \quad (67)$$

- kde:
- a_1 ... součinitel spolehlivosti
 - a_2 ... součinitel materiálu
 - a_{3d} ... součinitel znečištění
 - a_{3h} ... součinitel tvrdosti povrchu oběžných drah
 - a_{3k} ... součinitel zatížené oblasti
 - a_{3l} ... součinitel mazání
 - a_{3m} ... součinitel naklopitelnosti
 - a_{3p} ... součinitel malých zatížení

a) součinitel materiálu a_2

Pro standardní ložiska firmy Timken vyrobená z běžné ložiskové oceli je součinitel roven 1. Při užití ušlechtilé oceli, která obsahuje méně vměstků a nečistot má při dobrém mazání pozitivní vliv na únavu, a tedy i na životnost a součinitel bude proto větší než 1. [2]

b) součinitel znečištění a_{3d}

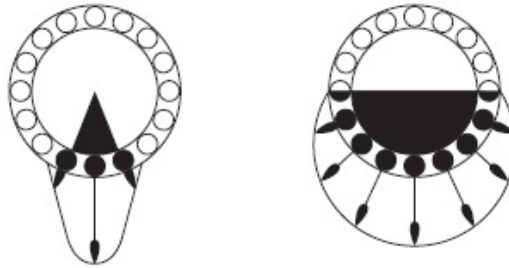
Je-li mazivo znečištěno pevnými částicemi (prach, částice vzniklé opotřebením apod.), dochází na oběžných drahách kroužků ke tvorbě vtisků, které působí jako lokální koncentrátoři a vedou ke snížení životnosti ložiska. Hodnota se určuje na základě analýzy znečištění maziva dle kódů ISO nebo dle snímků narušených oběžných drah. [2]

c) součinitel tvrdosti povrchu oběžných drah a_{3h}

Má stejný význam jako koeficient tvrdosti f_h . Hodnoty dynamické a statické únosnosti má výrobce v katalogích uvedeny pro minimální tvrdost drah 58 HRC a součinitel je roven jedné. V případě, že tvrdost drah je nižší, životnost je upravena násobením součinitelem tvrdosti oběžných drah. S klesající tvrdostí se tedy součinitel snižuje. [2]

d) součinitel zatížené oblasti a_{3k}

Součinitel zatížené oblasti závisí na počtu zatížených valivých těles resp. na velikosti zatíženého pásma v ložisku. Lze ji vyjádřit úhlem. Při zatížení všech těles by byl tento úhel 360°. Vliv velikosti této zatížené oblasti má vliv na velikost kontaktních tlaků na povrchu valivých těles a oběžných drah a tím i na životnost ložiska. [2]



Obr. 33 Zatížené oblasti v ložisku [18]

e) součinitel mazání a_{3l}

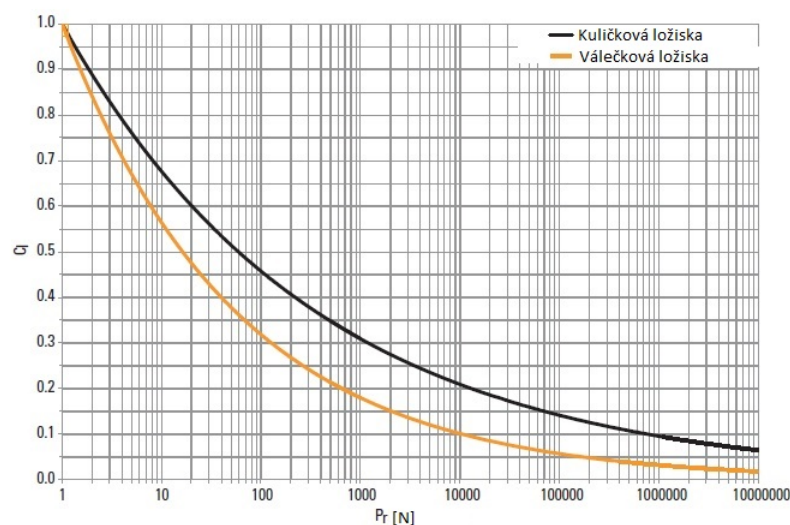
Součinitel mazání je dán součinem několik dalších činitelů, vyjadřujících různé vlivy na mazání. Těmito součiniteli jsou součinitel geometrie, materiálu, zatížení, velikosti zatížené oblasti, druhu a viskozity maziva a frekvence otáčení vnitřního kroužku vzhledem k otáčení kroužku vnějšího. Maximální hodnota pro všechna ložiska činí 2.88, minimální 0.126. Vypočítá se dle rovnice (68). [2]

$$a_{3l} = C_g \times C_i \times C_j \times C_s \times C_v \times C_{gr} \quad (68)$$

- kde:
- C_g ... faktor geometrie
 - C_i ... faktor zatížení
 - C_j ... faktor zatížené oblasti
 - C_s ... faktor rychlosti
 - C_v ... faktor viskozity
 - C_{gr} ... faktor lubrikace

Faktor zatížení C_i

Faktor zatížení se určí z následujícího grafu (Obr. 34).



Obr. 34 Závislost faktoru zatížení na ekvivalentním radiálním zatížení P_r [18]

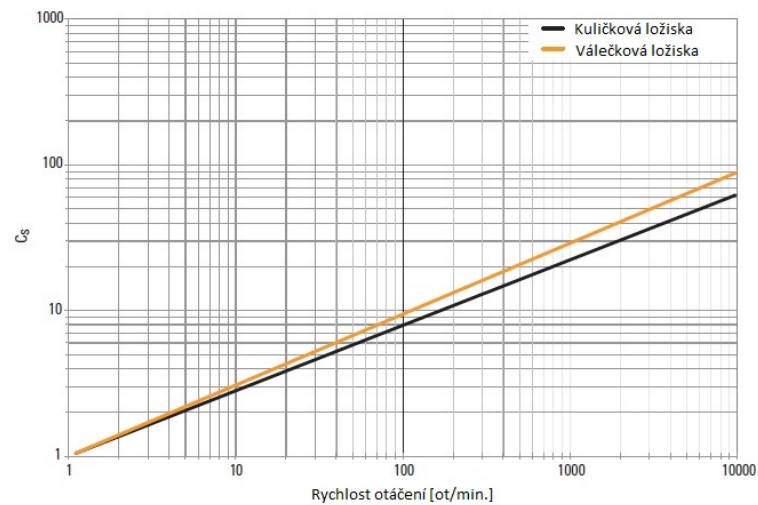


Faktor geometrie C_g

Faktor C_g bývá u většiny ložisek od firmy Timken uveden v příloze. Zahrnuje vliv materiálu a zatížené oblasti. Primární efekt zatížené oblasti je v distribuci zatížení a kontaktního napětí ložiska. Pro více informací je nutné kontaktovat firmu Timken. [18]

Faktor rychlosti C_s

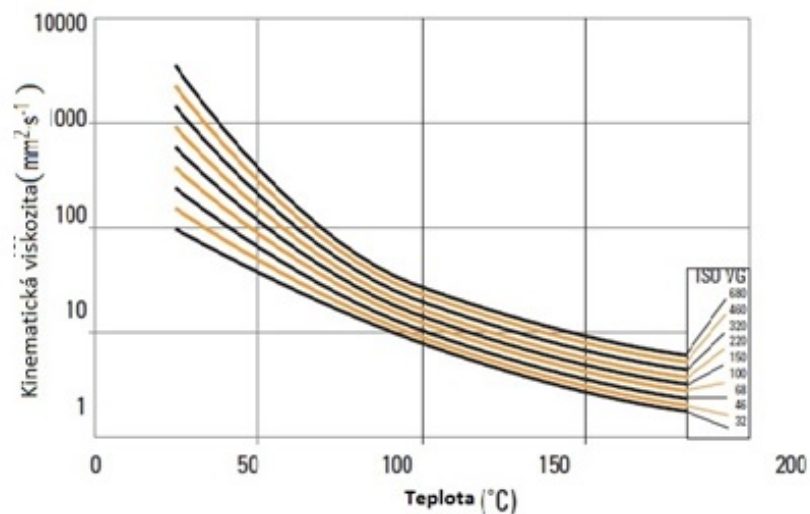
C_s se určí z grafu (Obr. 35), kde rychlostí otáčení jsou myšleny otáčky vnitřního kroužku ložiska. [18]



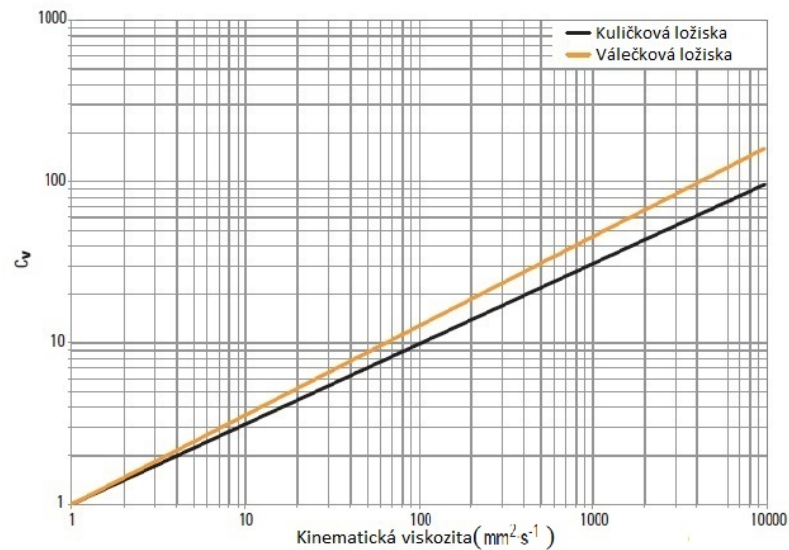
Obr. 35 Závislost faktoru rychlosti na rychlosti vnitřního kroužku [18]

Faktor viskozity C_v

Faktor viskozity se určí z následujících dvou grafů. V grafu (Obr. 36) se odečte kinematičká viskozita a v následujícím grafu (Obr. 37) lze pomocí této viskozity určit faktor viskozity C_v . [18]



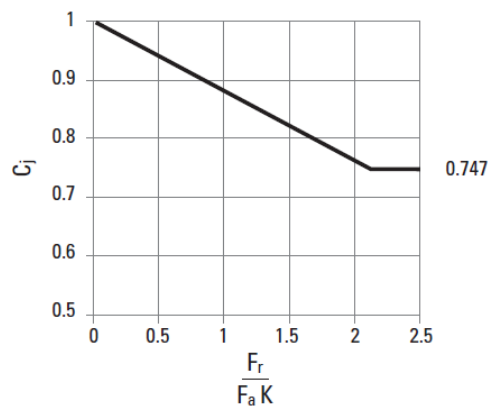
Obr. 36 Závislost kinematičké viskozity na teplotě [18]



Obr. 37 Závislost faktoru viskozity na kinematické viskozitě [18]

Faktor zatížené oblasti C_j

Faktor zatížené oblasti pro všechna ložiska s výjimkou kuželíkových je roven jedné. Při užití kuželíkových ložisek se užije následujícího grafu. [18]



Obr. 38 Faktor zatížené oblasti C_j [18]

Faktor lubrikace tukem C_{gr}

Při mazání tukem se elastohydrodynamický film v průběhu času ztenčuje. Proto byl zaveden redukční faktor C_{gr} jehož hodnota je 0,79. [18]

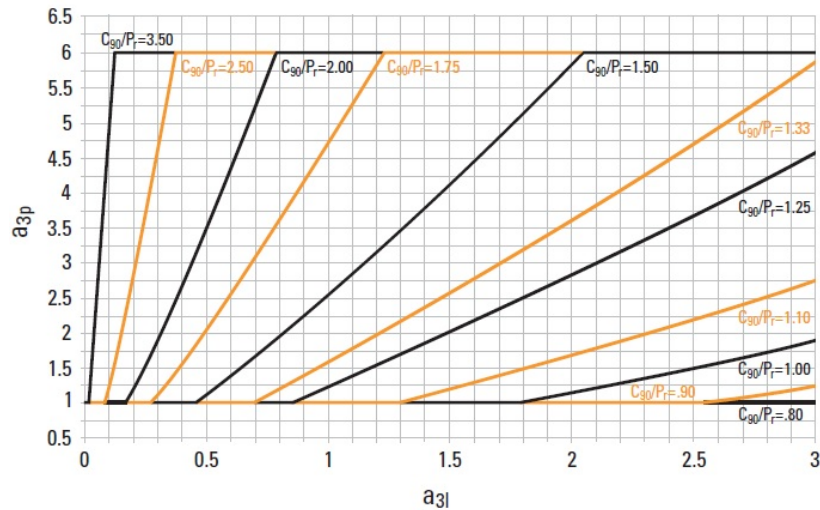
f) součinitel naklopitelnosti a_{3m}

Naklopitelnost, respektive nesouosost ložisek po montáži musí být v určitých mezích, jejichž překročení vede ke snížení jejich životnosti. Maximální nesouosost, pro kterou je definovaná rovnice životnosti (66), činí 0,0005 radiánů. [2]



g) součinitel malých zatížení a_{3p}

Pokud je mazání dostatečné a třecí povrchy dostatečně daleko od sebe odděleny, pak při malých zatíženích jsou kontaktní tlaky nižší, a tedy životnost ložiska se několikanásobně zvýší. Tento součinitel je funkcí součinitele mazání a_{31} a podílu základní dynamické únosnosti C a ekvivalentního dynamického zatížení P . Tento součinitel lze určit na základě grafu (Obr. 39). [2]



Obr. 39 Závislost součinitele malých zatížení na zatížení a součiniteli mazání [18]



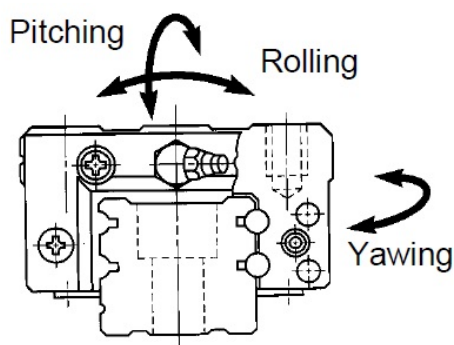
7 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LINEÁRNÍHO VALIVÉHO VEDENÍ

7.1 ZÁKLADNÍ STATICKÁ ÚNOSNOST C_0

Základní statická únosnost valivého vedení odpovídá, podobně jako u předchozích součástí, statické zátěži o určitém směru a velikosti působící na kontaktní plochu pod největším tlakem, přičemž součet deformace oběžné dráhy a valivých elementů činí 0.0001 násobek průměru valivého tělesa. [16]

7.2 PŘÍPUSTNÝ STATICKÝ MOMENT M_0

Pokud je lineární vedení zatíženo momentem, působí největší tlak na valivá tělesa na obou koncích. Přípustný statický moment M_0 je statický moment určitého směru a velikosti, aplikovaný na kontaktní plochu pod největším tlakem, kde vzniká suma trvalé deformace valivých elementů a dráhy o hodnotě 0,0001 násobku průměru valivého elementu. Tento moment je definován třemi směry a to M_p (pitching), M_y (yawing) a M_r (rolling). [16]



Obr. 40 Směry momentů u lineárního vedení [19]

7.3 ZÁKLADNÍ DYNAMICKÁ ÚNOSNOST C

Stejně jako v případě kuličkového šroubu či ložisek, je základní dynamickou únosností myšleno zatížení, při kterém vykáže 90% valivých lineárních vedení ze skupiny určitou životnost při stejných podmínkách provozu. Tato životnost se neudává jako počet otáček, ale jako uražená vzdálenost vozíku či počet hodin. Vzdálenost činí pro kuličkové valivé elementy 50 km a pro válečky 100 km. [16] Tyto hodnoty se poté užívají ve vzorcích pro nominální životnost (90) a (91).

7.4 DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ P_e

System lineárního vedení může přenášet síly a momenty ve všech směrech, což jsou radiální, reversně radiální, boční a ve všech směrech současně. Pokud na vedení působí více než jedno zatížení současně, lze zatížení převést na ekvivalentní zatížení P_e .



Při užití 4 lineárních vedení (2 vozíky na dvou kolejnicích) je dynamické ekvivalentní zatížení dle firmy SKF:

$$P_e = |F_r| + |F_s| \quad (69)$$

kde: F_r ... radiální nebo reverzně-radiální zatížení

F_s ... boční zatížení

Při užití jiného lineárního vedení se uvažuje účinek momentu (viz Obr. 41), a proto dynamické ekvivalentní zatížení je dle firmy SKF:

$$P_e = |F_r| + |F_s| + C \times \left(\frac{|M_r|}{M_{Cr}} + \frac{|M_p|}{M_{Cp}} + \frac{|M_y|}{M_{Cy}} \right) \quad (70)$$

kde: $M_{r,p,y}$... vypočtený moment

M_{Cr}, M_{Cp}, M_{Cy} ... přípustný dynamický moment

Firma NSK udává výpočet dynamického ekvivalentního zatížení P_e mírně odlišný a to dle největší síly.

Pokud největší síla je:

$$F_r, \text{ pak } P_e = |F_r| + 0,5 \times |F_{se}| + 0,5 \times |F_{re}| + 0,5 \times |F_{pe}| + 0,5 \times |F_{ye}| \quad (71)$$

$$F_{se}, \text{ pak } P_e = 0,5 \times |F_r| + |F_{se}| + 0,5 \times |F_{re}| + 0,5 \times |F_{pe}| + 0,5 \times |F_{ye}| \quad (72)$$

$$F_{re}, \text{ pak } P_e = 0,5 \times |F_r| + 0,5 \times |F_{se}| + |F_{re}| + 0,5 \times |F_{pe}| + 0,5 \times |F_{ye}| \quad (73)$$

$$F_{pe}, \text{ pak } P_e = 0,5 \times |F_r| + 0,5 \times |F_{se}| + 0,5 \times |F_{re}| + |F_{pe}| + 0,5 \times |F_{ye}| \quad (74)$$

$$F_{ye}, \text{ pak } P_e = 0,5 \times |F_r| + 0,5 \times |F_{se}| + 0,5 \times |F_{re}| + 0,5 \times |F_{pe}| + |F_{ye}| \quad (75)$$

kde: F_s ... boční zatížení

F_{re} ... ekvivalentní zatížení od rollingu

F_{pe} ... ekvivalentní zatížení od pitchingu

F_{ye} ... ekvivalentní zatížení od yawingu

Pro upřesnění je uvedena tabulka (Obr. 41), ukazující typy zatížení, které jsou na daný typ vedení aplikovány.



Pattern	Arrangement of linear guide	Loads necessary to calculate dynamic equivalent load					Dynamic equivalent load
		Load		Moment load			
		Up/down (vertical)	Right/left (lateral)	Rolling	Pitching	Yawing	
1		F_r	F_s	M_r	M_p	M_y	$F_r = F_r$ $F_{se} = F_s \tan \alpha$
2		F_r	F_s	M_r			$F_{re} = \varepsilon_r M_r$ $F_{pe} = \varepsilon_p M_p$ $F_{ye} = \varepsilon_y M_y$
3		F_r	F_s		M_p	M_y	α : Contact angle ($=45^\circ$) Dynamic equivalent coefficient
4		F_r	F_s				ε_r : Rolling direction ε_p : Pitching direction ε_y : Yawing direction

Obr. 41 Typy zatížení na různé typy vedení [32]

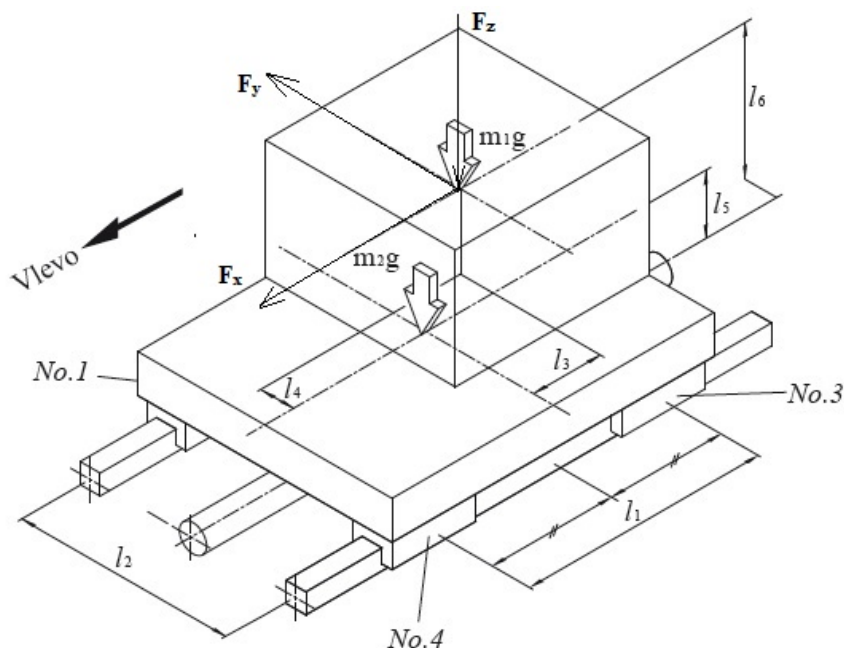
kde: M_r ... rolling moment
 M_p ... pitching moment
 M_y ... yawing moment
 $\varepsilon_{r,p,y}$... dynamický ekvivalentní koeficient (lze nalézt v katalogu výrobce)

Ze srovnání výpočtů ekvivalentního zatížení P_e dle firem NSK (71-75) a SKF (69-70) lze vyčíst, že dle NSK má na hodnotu ekvivalentního zatížení největší vliv to zatížení, které je největší, přičemž ostatní zatížení mají poloviční váhu. SKF má výpočet mnohem přísnější, kdy dává všem zatížením stejnou váhu, a tudíž ekvivalentní zatížení P_e je rozdílně větší. Toto se může projevit hlavně při aplikaci většího zatížení (v řádech tisíců Newtonů). Životnost podle SKF je poté mnohem menší než dle NSK.

Jako názorný příklad byl proveden výpočet P_e pro $F_r = 1400N$ a $F_s = 3400N$. Dle NSK je potom $P_e = 4100N$ a dle SKF $P_e = 4800N$. Nominální životnost L_{10} je poté dle NSK až 1,6krát větší než dle SKF, což není zrovna zanedbatelná hodnota. Potom už záleží na volbě konstruktéra, který výpočet zvolí, resp. které zvolí vedení.



Příklad výpočtu radiálního zatížení F_R a bočního zatížení F_S (horizontální aplikace – posuv stolu s obrobkem)



Obr. 42 Podmínky obrábění [17]

Radiální zatížení na jednotlivé vozíky:

$$F_{r1} = \frac{m_1 \times g}{4} + \frac{m_2 \times g}{4} + \frac{F_z}{4} + \frac{m_1 \times g \times l_4}{2 \times l_2} - \frac{m_1 \times g \times l_3}{2 \times l_1} + \frac{F_z \times l_4}{2 \times l_2} - \frac{F_z \times l_3}{2 \times l_1} + \frac{F_y \times l_6}{2 \times l_2} + \frac{F_x \times l_6}{2 \times l_1} \quad (76)$$

$$F_{r2} = \frac{m_1 \times g}{4} + \frac{m_2 \times g}{4} + \frac{F_z}{4} - \frac{m_1 \times g \times l_4}{2 \times l_2} - \frac{m_1 \times g \times l_3}{2 \times l_1} - \frac{F_z \times l_4}{2 \times l_2} - \frac{F_z \times l_3}{2 \times l_1} - \frac{F_y \times l_6}{2 \times l_2} + \frac{F_x \times l_6}{2 \times l_1} \quad (77)$$

$$F_{r3} = \frac{m_1 \times g}{4} + \frac{m_2 \times g}{4} + \frac{F_z}{4} - \frac{m_1 \times g \times l_4}{2 \times l_2} + \frac{m_1 \times g \times l_3}{2 \times l_1} - \frac{F_z \times l_4}{2 \times l_2} + \frac{F_z \times l_3}{2 \times l_1} - \frac{F_y \times l_6}{2 \times l_2} - \frac{F_x \times l_6}{2 \times l_1} \quad (78)$$

$$F_{r4} = \frac{m_1 \times g}{4} + \frac{m_2 \times g}{4} + \frac{F_z}{4} + \frac{m_1 \times g \times l_4}{2 \times l_2} + \frac{m_1 \times g \times l_3}{2 \times l_1} + \frac{F_z \times l_4}{2 \times l_2} + \frac{F_z \times l_3}{2 \times l_1} + \frac{F_y \times l_6}{2 \times l_2} - \frac{F_x \times l_6}{2 \times l_1} \quad (79)$$



Boční zatížení na jednotlivé vozíky:

$$F_{s1} = F_{s4} = \frac{F_y}{4} - \frac{F_y \times l_3}{2 \times l_1} + \frac{F_x \times l_4}{2 \times l_1} \quad (80)$$

$$F_{s2} = F_{s3} = \frac{F_y}{4} + \frac{F_y \times l_3}{2 \times l_1} + \frac{F_x \times l_4}{2 \times l_1} \quad (81)$$

Výpočet efektivního ekvivalentního zatížení pro předepnuté vedení

Výpočet se podobá výpočtu předepnutého kuličkového šroubu. Efektivní ekvivalentní zatížení dle většiny firem (NSK, SKF) je pro:

Kuličkové vedení:

Pokud $P_{ei} \leq 2.83 \times F_p$, pak efektivní ekvivalentní zatížení je:

$$P_{effi} = \left(\frac{|P_{ei}|}{2.83 \times F_p} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \times F_p \quad (82)$$

Válečkové vedení:

Pokud $P_{ei} \leq 2.16 \times F_p$, pak efektivní ekvivalentní zatížení je:

$$P_{effi} = \left(\frac{|P_{ei}|}{2.16 \times F_p} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \times F_p \quad (83)$$

Pro všechna vedení platí, že pokud $P_{ei} > 2.83 \times F_p$ resp. $P_{ei} > 2.16 \times F_p$, pak efektivní ekvivalentní zatížení je:

$$P_{effi} = |P_{ei}| \quad (84)$$

7.5 VÝPOČET STŘEDNÍHO ZATÍŽENÍ P_m

Výpočet průměrného zatížení P_m (resp. efektivního středního zatížení P_{meff}) je podobný jako u kuličkového šroubu. Rozdíl je hlavně ve značení.

a) Zatížení a rychlost se mění skokově (Obr. 43)

Střední ekvivalentní efektivní dynamické zatížení bez předepnutého vedení:

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_{e1}^3 \times l_1 + P_{e2}^3 \times l_2 + \dots + P_{ei}^3 \times l_i}{l_1 + l_2 + \dots + l_i}} \quad (85)$$



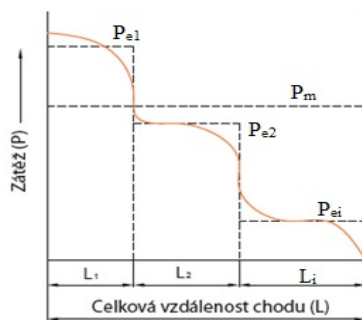
Střední ekvivalentní efektivní dynamické zatížení s předepnutým vedením:

$$P_{m\text{eff}} = \sqrt[3]{\frac{P_{\text{eff}1}^3 \times l_1 + P_{\text{eff}2}^3 \times l_2 + \dots + P_{\text{eff}i}^3 \times l_i}{l_1 + l_2 + \dots + l_i}} \quad (86)$$

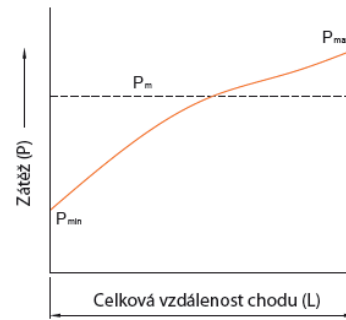
b) Zatížení se mění lineárně a rychlost je konstantní (Obr. 44)

$$P_m = \frac{1}{3}(P_{\text{min}} + P_{\text{max}}) \quad (87)$$

kde: P_{min} ... maximální zatížení
 P_{max} ... minimální zatížení



Obr. 43 Skokové zatížení [16]

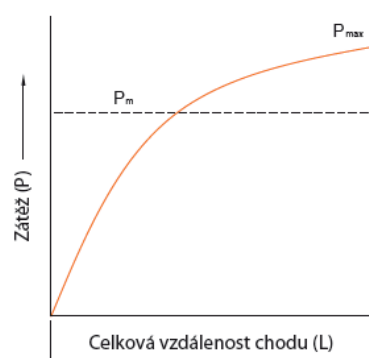
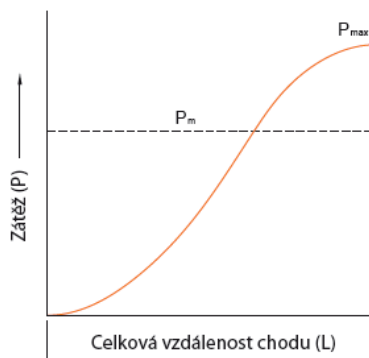


Obr. 44 Lineární zatížení [16]

c) Zatížení má sinusový průběh a rychlost je konstantní (Obr. 45)

a) $P_m = 0.65 \times P_{\text{max}}$ (88)

b) $P_m = 0.75 \times P_{\text{max}}$ (89)



Obr. 45 Sinusové zatížení [16]



7.6 NOMINÁLNÍ ŽIVOTNOST LINEÁRNÍHO VEDENÍ

Nominální životnost valivého lineárního vedení je definována jako celková vzdálenost chodu, kterou 90% lineárních vedení ze stejné skupiny, pracujících ve stejných pracovních podmínkách, mohou urazit bez prvních únavových trhlin. [20] V případě použití dvou a více vozíků je životnost systému dána životností nejvíce namáhaného vozíku.

pro kuličkové vedení:

$$L_{10} = \left(\frac{C \times f_H \times f_T \times f_c}{P_{meff} \times f_w} \right)^3 \times 50 \quad (90)$$

pro válečkové vedení:

$$L_{10} = \left(\frac{C \times f_H \times f_T \times f_c}{P_{meff} \times f_w} \right)^{\frac{10}{3}} \times 100 \quad (91)$$

Životnost v hodinách:

$$L_{10h} = \frac{L_{10} \times 10^3}{v_m \times 60} \quad (92)$$

kde: v_m [m/min] ... průměrná rychlost vedení

7.7 MODIFIKOVANÁ ŽIVOTNOST VEDENÍ

Většina firem upravuje nominální životnost, stejně jako u kuličkového šroubu či ložisek, pouze pokud je požadována jiná spolehlivost než 90% dle vztahu (93):

$$L_{nm} = a_1 \times L_{10} \quad (93)$$

Firma SKF uvádí mírně odlišný výpočet modifikované životnosti vedení, kdy zahrnuje do výpočtu vliv počtu vozíků a jejich vzdálenost, zátěžné podmínky a délku zdvihu: [21]

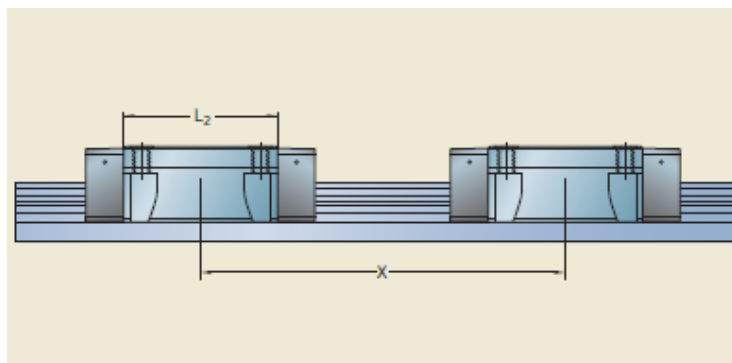
$$L_{nm} = L_{10} \times a_1 \times c_2 \times f_s \quad (94)$$

kde: c_2 ... koeficient operačních (mazacích) podmínek
 f_s ... faktor délky zdvihu

Lze vidět, že firma SKF počítá navíc s hodnotami koeficientů c_2 a f_s . Tím, že firma zahrnuje faktor délky zdvihu f_s , životnost vykazuje menší hodnotu než u ostatních firem a výpočet je tedy přísnější. Zahrnutí vlivu operačních podmínek (mazání) je rozebráno dále.,

**a) Kontaktní koeficient f_c**

Pokud se užije více vozíků, které jsou v těsném kontaktu, pak je obtížné dosáhnout rovnoměrného zatížení kvůli momentovému zatížení a přesnosti montáže povrchů [15]. Proto při této aplikaci je nutné základní dynamickou i statickou únosnost násobit koeficientem f_c dle tabulky (Tabulka 18). Naprostá většina firem používá hodnoty uvedené v této tabulce. Vozíky jsou v těsném kontaktu, pokud je splněna podmínka $X < 1,5 \times L_2$ dle obrázku (Obr. 46).



Obr. 46 Těsný kontakt dvou vozíků [21]

Tabulka 18 Kontaktní koeficient [21] [4]

Počet vozíků v těsném kontaktu	f_c (SKF, THK)	f_c (NOOK)
2	0,81	0,86
3	0,72	0,74
4	0,66	0,66
5	0,61	-
6 a více	0,6	-
Normální užití	1	1

Z předchozí tabulky vyplývá, že např. v případě zahrnutí hodnoty kontaktního koeficientu dle firmy SKF pro 2 vozíky v těsné blízkosti je výpočet životnosti vedení (kuličkové elementy) o 15% přísnější, než v případě firmy NOOK.

b) Faktor délky zdvihu f_s

Zdvihy l_s , které jsou kratší než ocelová část vozíku L_2 , mají negativní dopad na životnost. Tento faktor se určí pomocí podílu l_s a L_2 dle následující tabulky (Tabulka 19) [21].

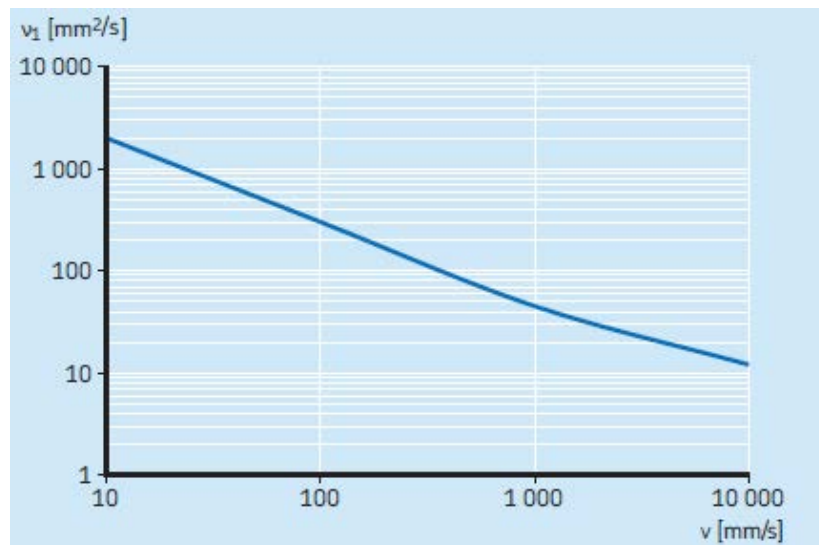
**Tabulka 19** Koeficient f_s [21]

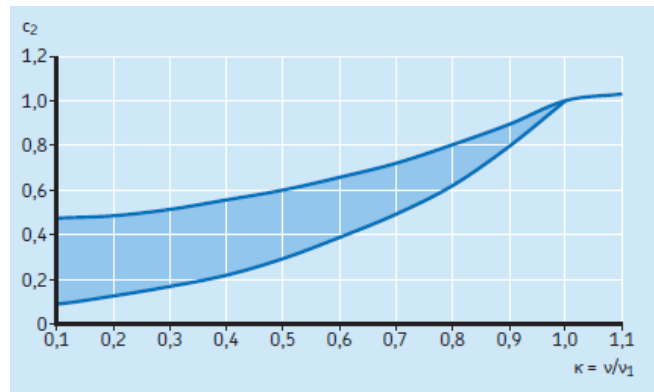
l_s/L_2	f_s
>1	1
0.9	0.91
0.8	0.82
0.7	0.73
0.6	0.63
0.5	0.54
0.4	0.44
0.3	0.34
0.2	0.23

c) Koeficient operačních podmínek c_2

Efektivita lubrikace silně závisí na stupni separace povrchů valivých elementů a vodící dráhy. K vytvoření mazacího filmu za daných teplotních podmínek je nutná minimální viskozita maziva ν_1 . Koeficient c_2 závisí (podobně jako u ložisek koeficient a_{ISO}) na viskozitním poměru κ .

Postup určení koeficientu: Pomocí grafu (Obr. 47) zjistit z průměrné rychlosti vedení minimální požadovanou viskozitu ν_1 . Pak lze určit poměr κ a z následujícího grafu (Obr. 48) koeficient c_2 .

**Obr. 47** Graf pro zjištění požadované minimální viskozity ν_1 [21]



Obr. 48 Graf pro určení koeficientu c_2 [21]

Lze usoudit, že pro případ, kdy je vytvořen dostatečný mazací film (tedy pokud je $\kappa > 1$), vychází životnost dle SKF větší. Pro opačný případ, kdy mazací film není dostatečný, je výpočet životnosti opět přísnější.



ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo provést podrobnou rešerši výpočtů životnosti jednotlivých konstrukčních uzlů v obráběcích strojích, jako jsou kuličkové šrouby, ložiska a valivá vedení. Následně bylo provedeno srovnání výpočtů od různých výrobců vybraných konstrukčních prvků.

V prvních třech kapitolách bakalářské práce se zabývám základním popisem jednotlivých konstrukčních uzlů, jako jsou kuličkové šrouby, ložiska pro uložení kuličkových šroubů a dále pak lineární valivá vedení. Do větších detailů popisujících tyto součásti jsem nezacházel z důvodu velkého rozsahu práce. V hlavní části práce jsou podrobně popsány výpočty životnosti těchto prvků obráběcích strojů, přičemž je provedeno porovnání výpočtů jednotlivých firem.

Čtvrtou kapitolu jsem krátce věnoval základnímu popisu životnosti, únavovému opotřebení neboli pittingu, a také základním faktorům, které mohou ovlivnit hodnotu životnosti. Jak už bylo řečeno, výpočty firem se mohou lišit v mnoha ohledech. Prvním důvodem, proč se výpočty liší, je užití různých hodnot určitých koeficientů zahrnující např. vnější vlivy, provozní teplotu, tvrdost vodících drah či míru spolehlivosti hodnoty životnosti. Hodnota životnosti tedy může být ovlivněna rázy při vysokých rychlostech obrábění některých materiálů a může klesnout až na 1/40 původní hodnoty. Tyto rázy jsou v dnešní době redukovány pomocí různých tlumících prvků, a tedy životnost k takovým nízkým hodnotám neklesá. Dále může být hodnota ovlivněna tvrdostí vodící drážky. Tvrdosti drážek vodících drah v obráběcích strojích by se měly pohybovat v rozmezí minimálně 58-64 HRC a je tedy nutné, aby konstruktér dával pozor na výběr těchto konstrukčních uzlů s vodícími drahami. Dynamická únosnost se poté opět může zmenšit na několikanásobek své tabulkové hodnoty. Další diference by mohly vzniknout, pokud by se v úvahu bral teplotní faktor. Různá hodnota tohoto faktoru pro různé firmy, může být podle mě dána jiným materiálem či různým způsobem, jakým firma tento koeficient určila. Tyto koeficienty ale nejsou jedinými činiteli, kvůli kterým se výpočty liší. Rozdíly mohou nastat také ve způsobu výpočtu efektivního zatížení součástí. Dále jsem zjistil, že ve výpočtech většiny firem není zahrnut jeden důležitý vliv, a tím je nepřesnost montáže (např. nesouosost kroužků ložisek), která může značně ovlivnit životnost tím, že v součástech vznikají přídavné momenty.

V páté kapitole popisují základní výpočty životnosti kuličkového šroubu. Různé hodnoty nominální životnosti dle jednotlivých výrobců v případě šroubu se dvěma maticemi jsou ovlivněny hlavně rozdílným způsobem rozdělení působících sil na obě matice, a tedy jiným výpočtem efektivního zatížení. Rozdíly firem NSK (resp. SKF) a STEINMEYER se v případě dvojité matice nelišily o velkou hodnotu, avšak v případě matice se čtyřbodovým kontaktem byl rozdíl značný (až 36 %).

V další kapitole píše o způsobu výpočtu životnosti dalších důležitých součástí stroje, kterými jsou ložiska s kosouhlým stykem. Uvedl jsem zde pouze jeden způsob výpočtu axiálního zatížení (viz Tabulka 15). Vzorce, dle kterých počítá firma NSK, jsem zde vzhledem k jejich obtížnosti a z důvodu obsáhlosti tohoto tématu neuváděl. K výpočtu modifikované životnosti užívá většina firem korekční koeficient. Jak už bylo zmíněno, tento koeficient zahrnuje vlivy čistoty maziva, viskozity či rychlosti otáčení. Jeden z nejpřesnějších výpočtů používá firma TIMKEN, která započítává do modifikované životnosti 8 koeficientů, z nichž



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

některé závisí na dalších koeficientech. Těchto 8 koeficientů zahrnuje např. vlivy znečištění, mazání, tvrdosti drah, malá zatížení či nesouosost ložisek po montáži. Výpočet uvedený nemám, vzhledem k tomu, že firma neuvádí číselné hodnoty všech koeficientů. Ve svém katalogu výrobce uvádí, že je nutné, aby je konstruktéři kontaktovali.

V poslední kapitole bakalářské práce se zabývám životností lineárního valivého vedení. Životnost zde závisí opět, stejně jako u kuličkového šroubu a ložisek, na tvrdosti a teplotě vodící drážky a na zátěžovém koeficientu. Provedl jsem výpočet dle firem NSK a SKF. Tentokrát se firmy lišily ve způsobu výpočtu ekvivalentního zatížení P_e , kdy bylo zjištěno, že dle SKF je ekvivalentní zatížení větší než v případě NSK a životnost je tedy menší a výpočet opět přísnější. Dále lze vidět, že některé firmy, jako je SKF, modifikují životnost pomocí dalších koeficientů, jako jsou kontaktní koeficient a koeficient vlivu operačních podmínek. SKF tedy svým způsobem výpočtu ukazuje, že zákazník by měl vědět, při jakých operačních (mazacích) podmínkách jeho vedení pracuje nebo má pracovat, aby mělo dostatečnou požadovanou životnost. Nominální životnost se totiž může dobrými podmínkami mazání výrazně zvýšit. Potom je možné, že zákazník bude od výrobce odebírat vedení, která jsou zbytečně finančně nákladnější, než je potřeba. Toto neplatí jen pro vedení, ale i pro další prvky strojů.

Jak bylo řečeno výše, životnost jednotlivých komponent závisí na mnoha činitelích a její způsob výpočtu se může od firmy k firmě lišit. Často jsou určovány na základě experimentů v dané firmě. Proto si myslím, že je důležité, aby konstruktér věděl, jaké další vlivy daná hodnota životnosti zahrnuje. Pokud tedy chce, aby určitá součást plnila správnou funkci po určitou dobu provozu, měl by brát tyto hodnoty s nadhledem, či konzultovat tyto výpočty s danými výrobci. Je totiž možné, že pokud by se zákazník obrátil na firmu, která určité koeficienty neuvažuje, mohla by se životnost tvářit jako vysoká (nízká), ale ve skutečnosti by mohla být i mnohem menší (větší), než výrobce zaručoval.



SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1 Lineární osa – kuličkový šroub, lineární vedení a ložiska [33].....	10
Obr. 2 Části sestavy kuličkového šroubu [11].....	11
Obr. 3 Recirkulační systémy – End deflektor (vlevo nahoře), vratná trubice (vpravo nahoře), deflektor (vlevo dole), End cap (vpravo dole) [11].....	12
Obr. 4 Broušený závit (vlevo), okružovaný závit (uprostřed), válcovaný závit (vpravo) [25].....	13
Obr. 5 Předepnutí dvojitou maticí vymezovací podložkou [11].....	14
Obr. 6 Předepnutí pružinou [11].....	14
Obr. 7 Předepnutí diferencí ve stoupání [11].....	14
Obr. 8 Předepnutí pomocí většího rozměru kuliček [11].....	15
Obr. 9 Nejčastější kontaktní úhly ložisek pro obráběcí stroje [18].....	19
Obr. 10 Možnosti uložení kuličkového šroubu [24].....	19
Obr. 11 Kombinace ložisek pro kuličkové šrouby [13].....	20
Obr. 12 Lineární vedení firmy THK [26].....	21
Obr. 13 Lineární vedení s omezenou délkou zdvihu firmy SCHNEEBERGER [27].....	21
Obr. 14: Vedení s neomezenou délkou zdvihu [19].....	22
Obr. 15 Určení koeficientu tření [16].....	23
Obr. 16 Příklady vhodných životností pro různé aplikace [10].....	24
Obr. 17 Fáze pittingu [30].....	25
Obr. 18 Součástky opotřeбенé pittingem a flakingem – vlevo vedení, uprostřed kulička, vpravo vnější kroužek ložiska [6] [7] [5].....	25
Obr. 19 Weibullovo rozdělení [30].....	26
Obr. 20 Závislost zatížení na životnosti [2].....	26
Obr. 21 Závislost koeficientu a_1 na hodnotě spolehlivosti, respektive pravděpodobnosti poruchy [10].....	28
Obr. 22 Závislost teplotního faktoru na teplotě vodící drážky dle firmy PMI, respektive THK (vlevo) a dle firmy NSK (vpravo) [16].....	29
Obr. 23 Závislost koeficientu tvrdosti na tvrdosti vodící dráhy [17].....	29
Obr. 24 Skokové zatížení [32].....	30
Obr. 25 Lineární zatížení [32].....	33
Obr. 26 Sinusové zatížení [32].....	33
Obr. 27 Skokové zatížení [32].....	39
Obr. 28 Lineární zatížení [32].....	39
Obr. 29 Sinusové zatížení [32].....	40
Obr. 30 Určení koeficientu a_{SKF} [29].....	42
Obr. 31 Určení provozní viskozity v [29].....	44
Obr. 32 Určení vztažné viskozity v_1 [29].....	44
Obr. 33 Zatížené oblasti v ložisku [18].....	46
Obr. 34 Závislost faktoru zatížení na ekvivalentním radiálním zatížení P_r [18].....	46
Obr. 35 Závislost faktoru rychlosti na rychlosti vnitřního kroužku [18].....	47
Obr. 36 Závislost kinematické viskozity na teplotě [18].....	47
Obr. 37 Závislost faktoru viskozity na kinematické viskozitě [18].....	48
Obr. 38 Faktor zatížené oblasti C_j [18].....	48
Obr. 39 Závislost součinitele malých zatížení na zatížení a součiniteli mazání [18].....	49
Obr. 40 Směry momentů u lineárního vedení [19].....	50



Obr. 41 Typy zatížení na různé typy vedení [32]	52
Obr. 42 Podmínky obrábění [17]	53
Obr. 43 Skokové zatížení [16]	55
Obr. 44 Lineární zatížení [16]	55
Obr. 45 Sinusové zatížení [16]	55
Obr. 46 Těsný kontakt dvou vozíků [21]	57
Obr. 47 Graf pro zjištění požadované minimální viskozity ν_1 [21]	58
Obr. 48 Graf pro určení koeficientu c_2 [21]	59



SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Koeficienty uložení f_n [25] [37] [32][38]	15
Tabulka 2 Koeficienty uložení f_v [25] [36] [32] [40] [38]	16
Tabulka 3 Výsledné hodnoty kritického a maximálního zatížení pro názorný příklad	17
Tabulka 4 Otáčkový faktor dle firmy HIWIN [34]	18
Tabulka 5 Otáčkový faktor dle firmy NSK [32]	18
Tabulka 6 Typy předpětí pro lineární vedení [16]	22
Tabulka 7 Hodnoty předpětí pro požadovaný typ předpětí [16]	23
Tabulka 8 Standardní hodnota bezpečnostního faktoru f_s [16]	27
Tabulka 9 Hodnoty spolehlivostního koeficientu a_1 dle různých výrobců [39][29][8]	27
Tabulka 10 Hodnoty zátěžového koeficientu [16]	28
Tabulka 11 Značení pro výpočet středního zatížení	30
Tabulka 12 Výpočet životnosti šroubu	35
Tabulka 13 Modifikace C a C_0 sady ložisek [8]	36
Tabulka 14 Hodnoty koeficientů X a Y v závislosti na kontaktním úhlu a uspořádání ložisek [8]	37
Tabulka 15 Výpočet ekvivalentního axiálního zatížení F_{aE} dle firmy IBC [9].	38
Tabulka 16 Hodnoty X_0 a Y_0 firmy NSK [8]	38
Tabulka 17 Hodnoty faktoru znečištění pro různé typy znečištění [12]	43
Tabulka 18 Kontaktní koeficient [21] [4]	57
Tabulka 19 Koeficient f_s [21]	58



SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
 - [2] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010, s. 630-636. ISBN 978-80-214-2629-0.
 - [3] KURODA Precision Industries Ltd. [online]. ©2005 [cit. 2015-01-23]. Dostupné z:http://www.kuroda-precision.com/products/ball_screws/QandA/BS_QandA_004.htm
 - [4] Linear guidance. *Nook Industries* [online]. 2015 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z:<http://www.nookindustries.com/Content/media/NOOK-Linear-Guidance-Catalog.pdf>
 - [5] Flaking. *NTN* [online]. [cit. 2015-02-02]. Dostupné z:<http://www.ntn.co.jp/english/products/care/damage/rah-rahking.html>
 - [6] Flaking-linear guides. *NSK Europe* [online]. 2012 [cit. 2015-02-02]. Dostupné z:http://www.nskeurope.com/cps/rde/xchg/eu_en/hs.xsl/flaking-linear-guides.html
 - [7] Pitting. *NSK Americas* [online]. [cit. 2015-02-02]. Dostupné z:http://www.nskamericas.com/cps/rde/xchg/na_en/hs.xsl/pitting.html
 - [8] Super precision bearing. *NSK* [online]. 2003 [cit. 2015-04-19]. Dostupné z:http://www.brg-catalogues.com/Catalogue_store/NSK/e1254f%20Super%20Precision%20Brgs.pdf
 - [9] Ball screw support bearings. *IBC* [online]. ©2009 [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: http://www.ibc-waelzlager.eu/dmdocuments/en2009/IBC_Ball_Screw_Support_Bearings.pdf
 - [10] Coroll. *Bearing life* [online]. 2013 [cit. 2015-02-02]. Dostupné z:http://www.coroll.sk/Coroll_loziska/SNR_katalogy_files/03-Bearing_life.pdf
 - [11] Ball screw tutorial. *NSK Americas* [online]. [cit. 2015-02-12]. Dostupné z:http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/na_en/Ball_Screw_Tutorial.pdf
 - [12] Určení velikosti ložiska. *ZKL* [online]. 2012 [cit. 2015-02-02]. Dostupné z:<http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/5-urceni-velikosti-loziska#57>
 - [13] Uspořádání ložisek. *SKF* [online]. [cit. 2015-02-02]. Dostupné z:http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-thrust-ball-bearings-for-screw-drives/bearingarrangementdesign/bearing_arrangements/index.html
-



- [14] Selecting a ball screw. *TPA* [online]. [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: <http://www.tpa-us.com/pdf/SBC-ball-screw-catalog.pdf>
- [15] THK. *Tech Con* [online]. 2009 [cit. 2015-02-10]. Dostupné z: <http://www.tech-con.cz/Download/153SRGSRNCZ.pdf>
- [16] PMI Lineární vedení. *PMI-Elo* [online]. [cit. 2015-02-10]. Dostupné z: http://www.loziska.com/store/lin_vedeni_pmi.pdf
- [17] General catalog. *PMI* [online]. 2009 [cit. 2015-02-12]. Dostupné z: http://www.pmi-amt.com/data/Catolog/BallScrews/General%20Catalog_E_BS.pdf
- [18] Timken engineering manual. *Timken* [online]. 2011 [cit. 2015-02-12]. Dostupné z: <http://www.timken.com/en-us/products/Documents/Timken-Engineering-Manual.pdf>
- [19] Linear guide tutorial. *NSK Americas* [online]. [cit. 2015-02-12]. Dostupné z: http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/na_en/Linear_Guide_Tutorial.pdf
- [20] Lineární vedení. *Hiwin* [online]. [cit. 2015-02-12]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/media/files/01_linearni_vedeni_v2.pdf
- [21] Profile rail guides. *SKF* [online]. 2013 [cit. 2015-02-12]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/21-69216/12942-EN_LLT-catalog_2013.pdf
- [22] Technické aspekty aplikace kuličkových šroubů. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2001 [cit. 2015-02-21]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/technicke-aspekty-aplikace-kulickovych-sroubu.html>
- [23] Jak vybrat vhodný kuličkový šroub. *E-konstruktor* [online]. 2013 [cit. 2015-02-21]. Dostupné z: <http://e-konstruktor.cz/novinka/jak-vybrat-vhodny-kulickovy-sroub>
- [24] The importance of ballscrew end fixity. *Machine design* [online]. 2000 [cit. 2015-02-21]. Dostupné z: <http://machinedesign.com/linear-motion/importance-ballscrew-end-fixity>
- [25] Technické informace. *Kuličkové šrouby Kuřim* [online]. © 1996-2015 [cit. 2015-01-21]. Dostupné z: <http://www.ks-kurim.cz/kulickove-srouby/technologie-zhotoveni/>
- [26] Caged Ball LM Guide. *THK* [online]. [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/234E_SNR_SNS.pdf
- [27] Linearführungen Typ N/O mit Nadellager. *SCHNEEBERGER* [online]. Poslední aktualizace 2015 [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: <https://www.schneeberger.com/de/produkt/linear-und-profilschienenfuehrungen/linearfuehrungen/linearfuehrungen-typ-no-mit-nadellager>
-



- [28] Řešený příklad 4 - Návrh kuličkového šroubu s předepnutou maticí jako finální člen. [online]. Poslední aktualizace 14. 12. 2006 [cit. 2015-01-20]. Dostupné z: http://home.zcu.cz/~zhudec/ZSVS/posuvovy_mech-pr4.htm
- [29] SKF rating life. *SKF* [online]. 2007 [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: <http://www.skf.com/my/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/selecting-bearing-size/using-life-equations/skf-rating-life/index.html>
- [30] HARTL, M. *Valivá ložiska*. (přednáška) Brno: VUT, 20. 11. 2014.
- [31] Accounting for Preload in the Life Calculation. *STEINMEYER* [online]. 2015 [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: http://www2.steinmeyer.com/content/cnt_cnt/docid_959/iso_en
- [32] PRECISION MACHINE COMPONENTS. *NSK* [online]. 2013 [cit. 2015-05-09]. Dostupné z: http://www.nskeurope.de/cps/rde/dtr/eu_de/literature_precision/EN-Precision-Machine-Component-E3162.pdf
- [33] Lineární moduly. *T.E.A. Technik* [online]. 2013 [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/linearni-osa-kulickovym-sroubem-h-w-rc/>
- [34] Kuličkové šrouby. *Hiwin* [online]. [cit. 2015-02-12]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/media/files/02_Kulickove_srouby.pdf
- [35] DN Value. *STEINMEYER* [online]. 2015 [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: http://www2.steinmeyer.com/content/cnt_cnt/docid_966/iso_en
- [36] Buckling. *STEINMEYER* [online]. 2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www2.steinmeyer.com/content/cnt_cnt/docid_964/iso_en
- [37] Critical Speed. *STEINMEYER* [online]. 2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www2.steinmeyer.com/content/cnt_cnt/docid_961/iso_en
- [38] General catalog THK. *Acorn* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: https://www.acorn-ind.co.uk/_assets/documents/Linear-resources/thk-general-catalogue.pdf
- [39] Fatigue Life. *STEINMEYER* [online]. 2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www2.steinmeyer.com/content/cnt_cnt/docid_958/iso_en
- [40] Precision rolled ball screws. *SKF* [online]. 2013 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/21-149715/Precision-rolled-ball-screws---6971_1-EN.pdf
- [41] Přehled testovaných ložisek, detekce a charakter poškození. *Ústav konstruování - FSI VUT* [online]. 2009 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: <http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/OPVK2009-Hort/Prehled-testovanych-lozisek.pdf>
-