



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MEZNÍ MOŽNOSTI EVOLVENTNÍHO OZUBENÍ

POSSIBILITIES OF INVOLUTE GEAR SYSTEMS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MICHAL ŠAFÁŘ

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. JIŘÍ MALÁŠEK, PH.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Michal Šafář

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

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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:

Mezní možnosti převodů evolventních ozubení

v anglickém jazyce:

Possibilities of Involute Gear Systems

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Posoudit na vybraném příkladu mezní možnosti ozubení - orientovat se na získání maximální hodnoty převodového poměru patentovaného konstrukčního řešení převodovky EC BOX, výrobce Strojírna Kukleny, s.r.o. Provést porovnání včetně určení převodových poměrů jednotlivých konstrukčních řešení planetových převodovek a harmonických převodovek.

Cíle bakalářské práce:

Provést rozbor výpočtů evolventního ozubení, provést zhodnocení vůči cykloidnímu ozubení. Popsat důvody omezení maximálního převodového poměru převodovky EC BOX. Provést porovnání včetně určení převodových poměrů jednotlivých konstrukčních řešení planetových převodovek a harmonických převodovek.

Seznam odborné literatury:

1. Gere J.M. and Timoshenko: Mechanics of materials. Chapman and Hall. Third SI Edition, 1989, ISBN 55-503-79.
2. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004
3. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003
4. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 19.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Cílem této práce je porovnat evolventní a cykloidní ozubení, které se používá u různých druhů převodovek. Ze začátku je pouze uvažována dvojice ozubených kol a poté jsou uvedeny i další typy převodů jako planetový převod nebo harmonické převodovky.

Klíčová slova

Evolventa, evolventní ozubení, harmonické převodovky, cykloida, cykloidní ozubení, EC-BOX, planetové převodovky

Abstract

The point of this work is to compare the evolvent and the cycloid gearing. At first, there are considered of a gear set and then others type of transmissions also – planet gear set or harmonic drive unite.

Key words

Evolvent, evolvent gear set, harmonic drive unite, cycloide, cycloid gear set, EC-BOX, planet gear set.

Bibliografická citace

Šafář, Michal. Mezní možnosti evolventního ozubení. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011, 27 s., vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že tuto práci jsem napsal sám s použitím odborné literatury, která je součástí příloh, pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D.

V Brně dne 22. května 2011
příjmení bakaláře

..... Jméno a

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za trpělivost, cenné rady a ochotu při psaní mé bakalářské práce.

Obsah

Obsah

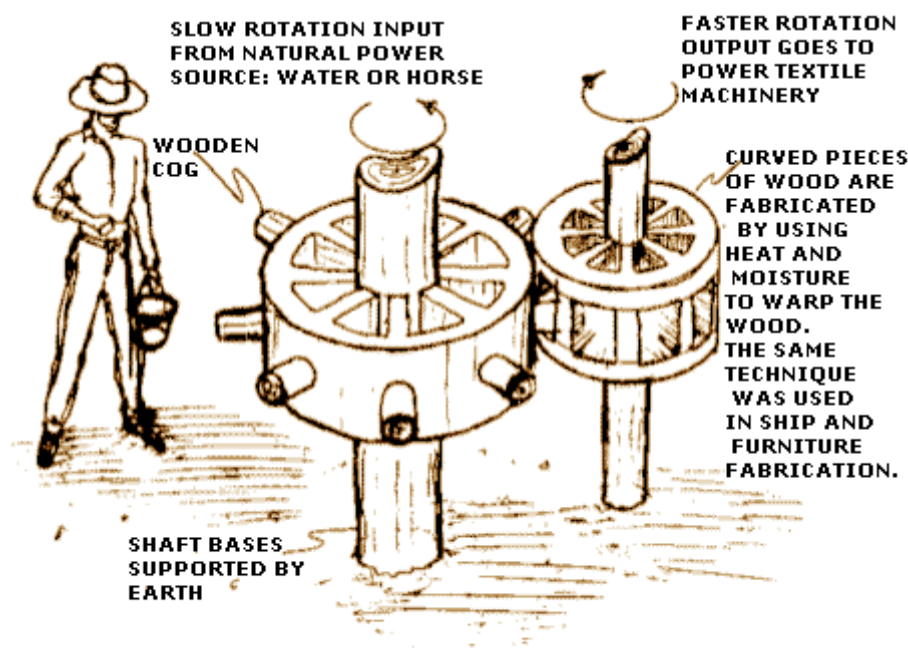
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING.....	1
Abstrakt.....	4
Klíčová slova.....	4
Abstract.....	4
Key words.....	4
Bibliografická citace.....	5
Prohlášení.....	6
Poděkování.....	7
Obsah.....	8
Úvod.....	10
1 Typy ozubení.....	12
1.1 Evolventa.....	12
1.2 Typy cykloid.....	13
1.2.1 Cykloida.....	13
1.2.2 Epicykloida.....	13
1.2.3 Hypocykloida.....	14
1.3 Podmínka správnosti profilu zubu.....	15
1.4 Porovnání evolventního a cykloidního ozubení.....	17
2 Výpočet ozubených kol.....	18
2.1 Důvody výpočtu.....	18
2.2 Silové a energetické poměry v ozubení.....	18
2.3 Podřezání.....	20
2.4 Interference.....	21
2.5 Mezní počet zubů a jednotkové posunutí profilu.....	23
2.6 Typy korekcí.....	25
2.7 Vnitřní ozubení.....	28
3 EC-BOX.....	31
3.1 Konstrukční řešení.....	31
3.2 Pracovní poloha a připevnění.....	32
3.3 Jednostupňové a dvoustupňové řady.....	32
3.4 Omezení maximálního převodového poměru.....	32
4 Porovnání převodovek.....	33
4.1 Planetové převodovky.....	34
4.2 Cykloidní převody.....	35

4.3 Porovnání převodovek.....	36
4.4 EC-BOX a maximální převodový poměr.....	38
ZÁVĚR.....	41
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	42
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	44
SEZNAM PŘÍLOH.....	46

Úvod

V historii se používaly třecí převody řemenem. Nutnost tohoto zařízení spočívá v síle potřebné k pohonu různých mechanismů jako např. mletí obilí, řezání dřeva a jiné. Po nějakou dobu tento převod vyhovoval, ale měl několik nevýhod: neustálé prodlužování řemene, jeho padání, velikou vzdálenost mezi koly. Neustálé prodlužování řemene bylo způsobeno samotným materiálem, který byl vyroben z kůže a ta nemá po celou dobu stálou délku, ale může se prodlužovat.

Z výše uvedeného důvodu byl tento mechanismus nevyhovující a v 18. století byl vynalezen „ozubený převod“, pokud se to jako převod dá nazvat. Celý byl vyroben ze dřeva a do kola byly vsazeny kolíky. Kolo bylo přiděláno na tyči. Druhé kolo bylo uděláno podobně, ale mělo díry tak, aby nedošlo ke zničení celého mechanismu. Na obrázku 0-1 je konstrukce převodu.



obr.:0-1 Převod ozubenými koly [9]

Zvláštní je, že mnoho lidí si myslí, že v 18. století byl vymyšlen ozubený převod, jak ho známe dnes. Opak je pravdou. V 18. století to nebyl nový objev, ale jen nalezení ztraceného systému. Jednou v roce 1901 zkoumali potápěči vrak obchodní loď blízko řeckého ostrova Antikythéra. Prozkoumáváním loď se zjistilo stáří – loď se potopila mezi lety 85 až 60 př. n. l. Vědci objevili záhadný předmět, který vypadal spíše jako nazelenalý kámen a těšil se jen pramalé pozornosti. V roce 2005 byl tento předmět podroben zkoumání na nejvyspělejší tomografu, který jim poskytl trojrozměrný obraz předmětu. „Nazelenalý kámen“ byl plný ozubených koleček, které uváděly do pohybu tři ciferníky. Byl to přístroj ke zjištění příštích astronomických jevů jako např. úplňk, postavení nebeských těles v různém čase apod. Toto

zařízení – Antikythérský mechanismus – popsal i Cicero v 1. století př. n. l. jako určitý typ planetária.[10]



obr.: 0-2 Antikythérský mechanismus - původní kus[11]



obr.: 0-3 Antikythérský mechanismus - kopie[11]

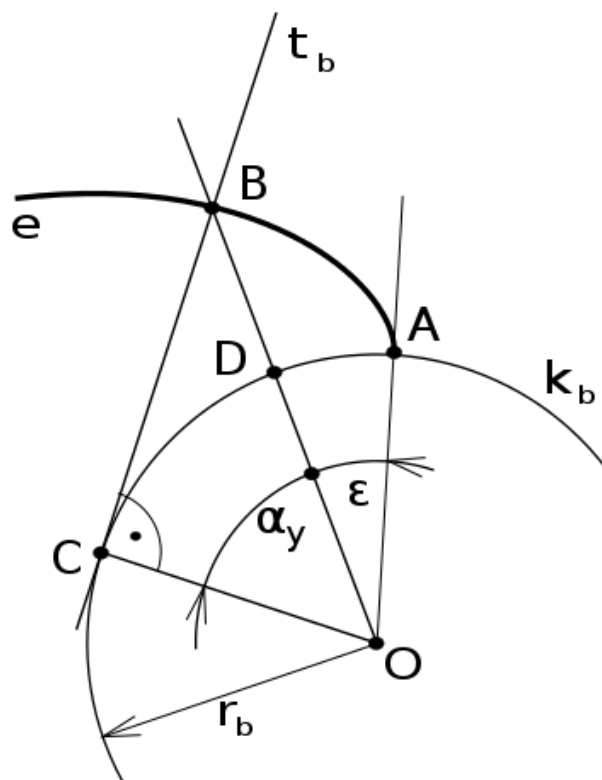
I když je ozubený převod znám asi 2000 let, přesto se používá dodnes a v mnoha oblastech to je velmi užitečný pomocník. Používá se například: v převodovkách automobilů, v hodinách, ve vrtačce, k pohonu pásového dopravníku apod.

1 Typy ozubení

1.1 Evolventa

Z geometrického hlediska je evolventa rovinná křivka, protínající kolmo všechny tečny kružnice. Kružnice je její evolutou, tj. množinou středů křivosti evolventy. Evolventa je jednoznačně určena jedním parametrem – poloměrem evoluty r_b – někdy označována jako základní kružnice.

Pro vytváření evolvent je několik způsobů, konstrukčně (nákresem) nebo analyticky. Nejdříve vytvoříme evolventu konstrukčně – obrázek 1.1-1.



obr. 1.1-1 Vytváření evolvent trichoidním způsobem

Evolventa se podle trichoidního způsobu tvoří valící se přímkou t_b po evolutě – obr. 1.1-1. Tato přímka je zároveň tečnou k evolutě a zároveň normálou evolventy n_e .

Druhou možností, jak vytvořit evolventu, je analytický způsob. Podle obrázku 1.1-1 musí platit:

$$\overline{AC} = \overline{AD} + \overline{CD} = \overline{BC} \quad (1a)$$

Tedy podle vzorce 1 je vzdálenost mezi body $\overline{AC}$ (po oblouku) stejný jako úsečka mezi body $\overline{BC}$.

$$\overline{BC} = r_b * \operatorname{tg} \alpha_y \quad \overline{AD} = r_b * \varepsilon \quad \overline{CD} = r_b * \alpha_y \text{ [mm]} \quad (1b)$$

Po dosazení 1b do 1a:

$$r_b * \operatorname{tg} \alpha = r_b * \varepsilon + r_b * \alpha \quad (1d)$$

Úpravou vzorce 1d získáme základní vzorec:

$$\varepsilon = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = \operatorname{inv} \alpha \quad (1e)$$

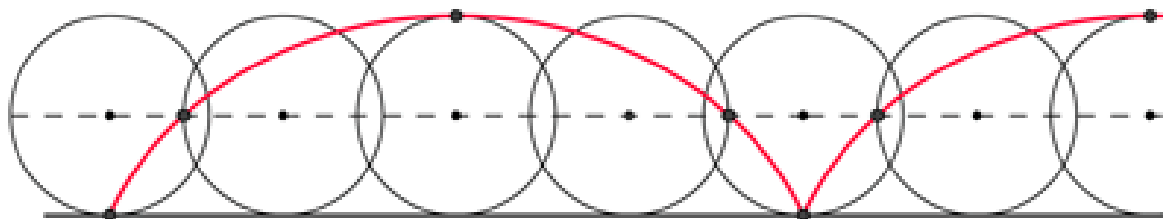
Vzorec 1e vyjadřuje funkci polárního úhlu ε libovolného bodu na evolventě a tlakového úhlu α , kterou označujeme jako $\operatorname{inv} \alpha$ (involuta α). Její pomocí lze spočítat šířku zubu na libovolném poloměru, míru přes zuby, osovou vzdálenost korigovaného ozubení. [3]

Jiný typ boku zubů ozubení je cykloida.

1.2 Typy cykloid

1.2.1 Cykloida

Cykloida je křivka, tvořená bodem valící se kružnice po rovinné ploše. Tento tvar ozubení se vyskytuje na ozubených hřebenech i na přímých ozubených součástech.



obr. 1.2-1 Vytvoření cykloidy [4]

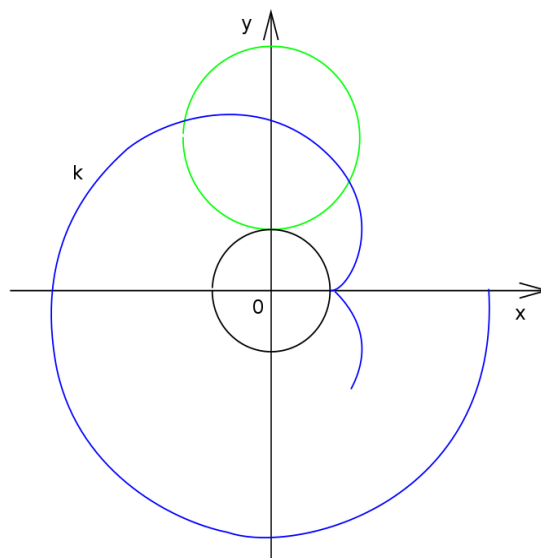
Cykloidní ozubení se nepoužívá na kružnice, válce nebo kola. Na cyklický převod s koly se používá buď epicykloida, nebo hypocykloida.

1.2.2 Epicykloida

Epicykloida je cyklická křivka (modrá barva na obr. 1.2-2), kterou vytváří bod pevně spojený s tvořící se kružnicí (zelená), která se valí po vnější straně jiné základní kružnice (černá

barva).

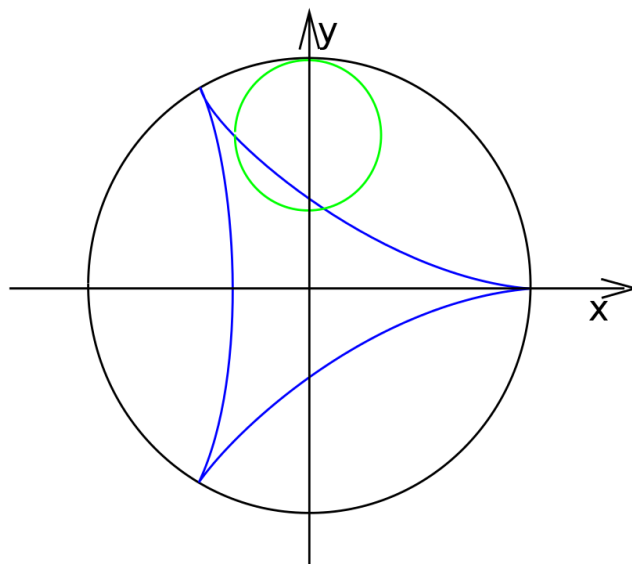
Epicykloidní ozubení se může používat na hodinovém strojku – čelní ozubený převod.



obr. 1.2-2 Epicykloida[7]

1.2.3 Hypocykloida

Hypocykloida je cyklická křivka (modrá barva na obr. 1.2-3), kterou vytváří bod pevně spojený s tvořící kružnicí (zelená), ale valí se po vnitřní straně základní kružnice (černá).



obr. 1.2-3 Hypocykloida

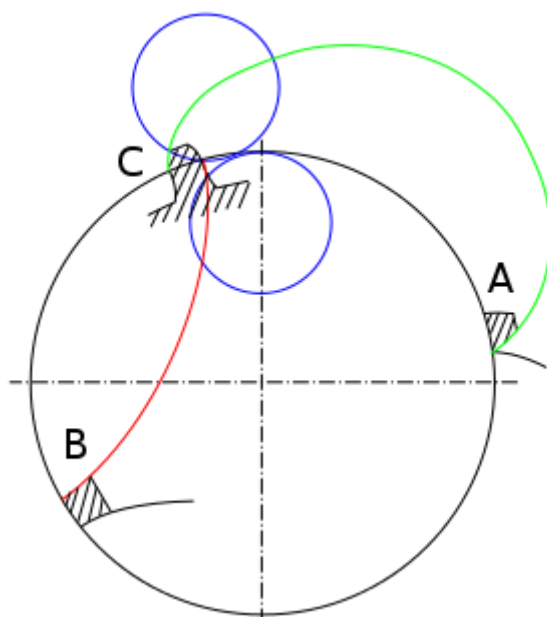
Cykloidy můžeme použít pro konstrukci ozubení, musí být však splněny následující body:

1. Hlava zubu je tvořena částí epicykloidy (na obr. 1.2-4 objekt A) a pata částí hypocykloidy (na obr. 1.2-4 objekt B).

2. Epicykloida nebo hypocykloida je vytvořena tvořící kružnicí odvalující se po základní kružnici. Tvar tohoto zubu závisí na poměru d_G/d_T , kde d_G je průměr základní kružnice a d je průměr tvořící kružnice. Je žádoucí vytvořit zub, pokud možno s co největším průměrem tvořící kružnice. Běžně je poměr:

$$d_G = 0,33 - 0,4 * d_T \text{ [mm]} \quad (2)$$

3. Pokud chceme vyhovět podmínce správnosti profilu (kapitola 1.3), musí být cykloidní zub vytvořen tvořící kružnicí o stejném průměru, tedy hlava zubu – epicykloida i pata – hypocykloida.



Obrázek 1.2-4: Cykloidní ozubení

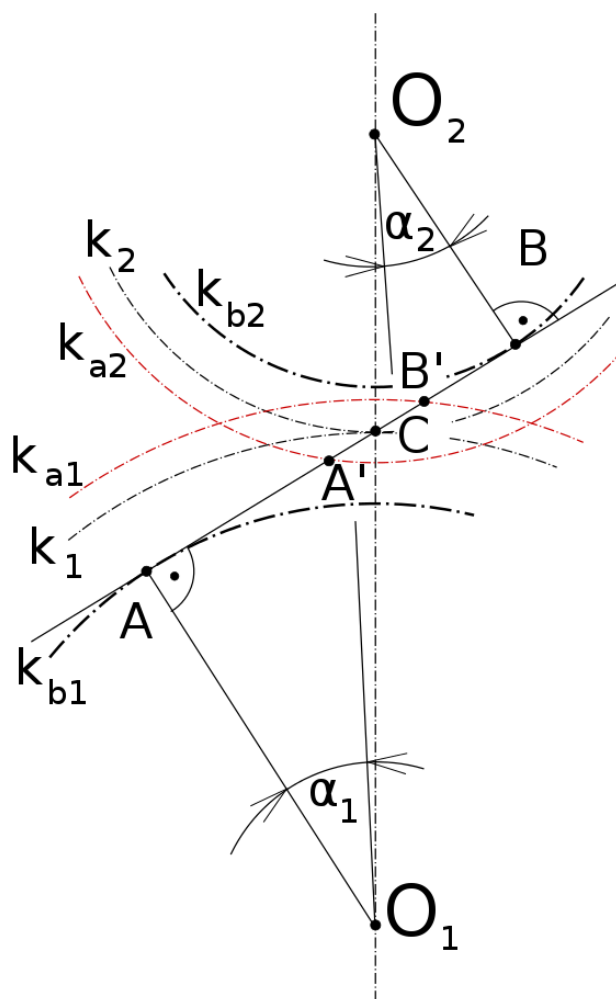
Na obrázku 1.2-4 je objekt A hlava zubu, objekt B pata zubu, objekt C je celý zub, zelená křivka je epicykloida, červená je hypocykloida a modrá je tvořící kružnice.

V kapitolách 1.1 a 1.2 jsme si popsali konstrukci evolventy a cykloidy. Další kapitolou navazující na tyto kapitoly je podmínka správnosti profilu zubu, která naváže na zhodnocení obou těchto typů.

1.3 Podmínka správnosti profilu zubu

Ozubené soukolí zabírá nejen v bodě styku roztečných kružnic k_1 a k_2 – bod C, ale i mimo něj. Teoreticky možný záběr kol je mezi body A a B, ale skutečně možný je omezen hlavovou kružnicí (k_{a1} a k_{a2}). Kružnice k_{a1} protíná úsečku AB a tím vznikne bod B' (obdobný postup je i s bodem A'). Úsečka A'B' určuje probíhající záběr ozubeného soukolí. Mimo tyto body (A'B') nemůže ke styku kol dojít.

Podmínka správnosti profilu zubu: Profil zubu musí být takový, aby se mezi body A'B' neměnil převodový poměr, označovaný písmenem i .



obr. 1.3-1 Záběr ozubených kol

Musí tedy platit:

$$\frac{\overline{O_1 A' \cos \alpha_1}}{\overline{O_2 A' \cos \alpha_2}} = \frac{\overline{O_1 B' \cos \alpha_1}}{\overline{O_2 B' \cos \alpha_2}} = i \quad (2)$$

Na obr. 1.3-1 je k_b základní kružnice (evoluta), O_1 a O_2 jsou středy otáčení kol a úhel α se pohybuje mezi přímkami $\overline{AO_1}$ a $\overline{A'O_1}$ nebo $\overline{BO_1}$ a $\overline{B'O_1}$. Podmínka správnosti profilu zubu platí i pro vnitřní ozubení. Vnější a vnitřní převody mají jiné korekce a těmi se budu zabývat o něco později. Nyní přichází důležitá část, a to porovnání cykloidního a evolventního ozubení.

1.4 Porovnání evolventního a cykloidního ozubení

Jak bylo v kapitole 1.3 řečeno, je důležité dodržet konstantní převodový poměr. Matematicky bylo zavedeno, že oba typy boků zubů, evolventa i cykloida, vyhovují tomuto zákonu kinematicky a mohou být zavedeny pro praktické aplikace. Prakticky však převažuje evolventa s výjimkou několika případů.

První forma ozubení, která vyhovovala podmínce správnosti profilu, byla cykloidní typ. Výhod evolventního ozubení je však příliš mnoho na rozdíl od cykloid, které mají specifickou charakteristiku a použití.

Každé druhy zubů musí splňovat:

- Rovnoměrné otáčení hnacího i hnaného kola – konstantní převodový poměr během jedné otáčky.
- Na převodový poměr nesmí mít vliv tolerované výrobní odchylky od teoreticky přesné vzdálenosti os (teoretická vzdálenost os = vzdálenost os bez výrobních odchylek).
- Výroba ozubení má být levná a jednoduchá.
- Ztráty třením a opotřebením zubů mají být co nejmenší.

Jedno z uvedených ozubení však nevyhovuje těmto požadavkům. Nejdříve si probereme výhody evolventního ozubení (porovnáním s cykloidním ozubením):

- Jelikož má hřeben pro výrobu ozubení rovné strany zubů, jeho výroba je levná a snadná, na rozdíl od hřebenu pro cykloidní ozubení, který není snadné vyrobit.
- Cykloidní ozubení má dvojité zakřivení, ale evolventní jen jedno, což umožňuje snadnou výrobu (viz kapitola 1.2.3 cykloidní ozubení bod 1).
- Pro získání konstantního poměru rychlostí, pro cykloidní ozubení, musíme dodržet jedinou teoreticky správnou osovou vzdálenost, kterou přes veškerou snahu nejsme schopni získat pro různé odchylky od teoreticky správných rozměrů. Evolventní ozubení tím netrpí a se změnou osové vzdálenosti se konstantní poměr rychlostí prakticky nemění.
- U evolventního ozubení je trajektorie záběru přímková a roztečný úhel zůstává konstantní (obr. 1.3-1 přímka $\overline{AB}$). U cykloidního ozubení se roztečný úhel stále mění a z toho vyplývá neustále se měnící zátěžová síla a kratší životnost ozubení.
- Počet výrobních nástrojů pro vyrobení kompletní sady zaměnitelných převodů pro různé body styku ozubených kol je malé množství a z toho plyne opět snadnější a levnější výroba.

Cykloidní ozubení má následující výhody:

- Cykloidní převody nemají problém s interferencí.
- Cykloidní zub je silnější při působení sil než evolventní. Je tomu tak proto, že cykloida má rozvinuté strany zubů, ale evolventa je má paprskovitě. Tedy cykloidní ozubení má u paty zubu více materiálu pro zatížení než evolventní.
- U cykloidních zubů dochází k menšímu skluzu a tedy k menšímu tření a opotřebení.
- Jelikož u cykloidního ozubení nedochází k interferenci, můžeme běžně použít šest až sedm zubů a v některých speciálních případech i tři nebo čtyři. To je důvod, proč se tento tvar zubů používá pro hodiny a podobná zařízení, protože je potřebný malý počet zubů s adekvátní pevností. Je možné mít malý počet zubů u evolventního ozubení, pak ale musíme použít veliké korekce, u kterých to může vést ke špičatosti nebo k velikému podřezání.

Po porovnání cykloidního a evolventního ozubení následuje nyní výpočet.

2 Výpočet ozubených kol

2.1 Důvody výpočtu

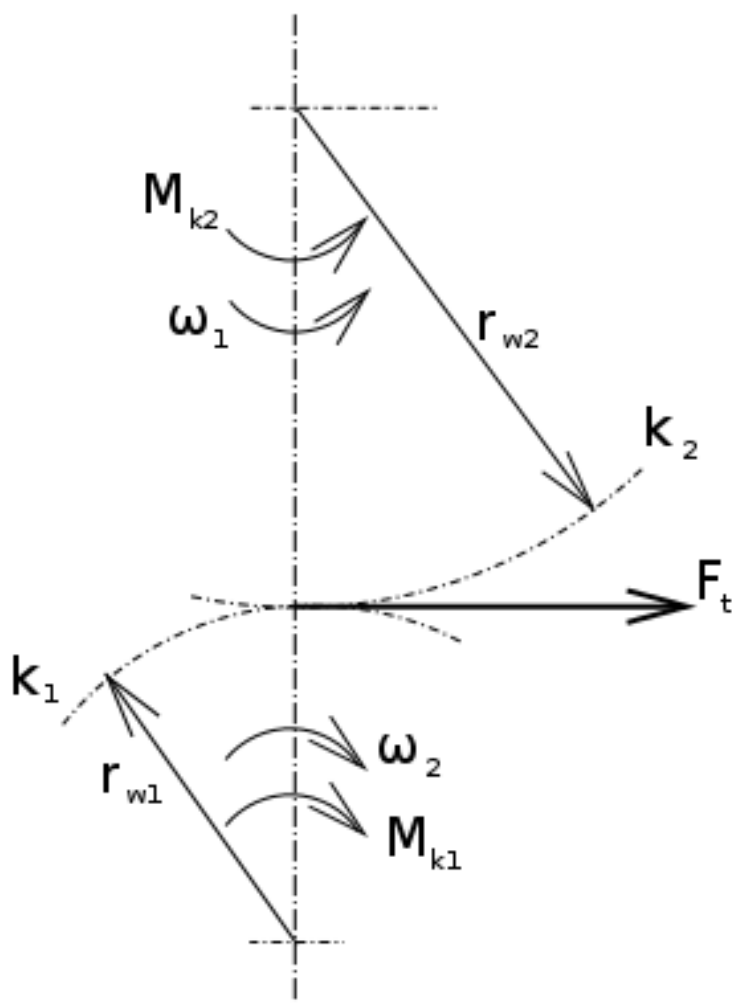
Důvod výpočtu ozubených kol je namáhání materiálu. Každý materiál má určitou maximální hodnotu napětí. Při překročení tohoto napětí v ohybu dojde k lomu zubu, a při překročení maximálního kontaktního napětí k pittingu.

Výpočet se provádí pro patu zubu a pro namáhání jeho boků. Dále můžeme počítat maximální únosnost při otěru nebo i pro zadírání zubů. Tento výpočet je značně složitý, protože vychází z podmínek mezního tření a zde je důležité znát maximální místní teplotu, měrný tlak a relativní rychlost.

Dalším důležitým hlediskem pro správný chod ozubení je vytvoření podmínek pro vznik olejového filmu, jinak může dojít k otěru nebo až k zadírání zubů.

2.2 Silové a energetické poměry v ozubení

I když se nebudeme zabývat rizikovým zadíráním zubů, tak si při výpočtu musíme uvědomit, že výpočtem samotným se můžeme ke skutečnému výsledku pouze přiblížit. Řadu vlivů totiž nemůžeme s dostatečnou přesností určit – skutečnou drsnost, rozměrové úchytky, tvarovou složitost zubu, polohu a velikost nebezpečného průřezu, rameno ohybu.



Obrázek 2.2-1: Silové poměry

Při výpočtu budeme vycházet z obr. 2.2-1. Na hřídel hnacího kola působí kroutící moment M_{k1} a na hřídel hnaného kola kroutící moment M_{k2} . Výkon motoru P (elektrického, spalovacího, a dalších) převedeme na kroutící moment vztahem:

$$P = M_{k1} * \omega_1 = M_{k2} * \omega_2 \text{ [W]} . \quad (3)$$

S převedením úhlových rychlostí budeme znát převodový poměr:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_{k2}}{M_{k1}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = i \text{ [-]} . \quad (4)$$

Vzorec pro převodový poměr jsme rozšířili o vztah mezi kroutícím momentem a tečnou silou k roztečné kružnici kola:

$$M_{k1} = F_t * r_{w1} \text{ [Nm}^{-1}\text{]} . \quad (5)$$

Krouticí moment můžeme použít pro výpočet modulu, počet zubů aj. [16]:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2000 * M_k}{\psi_m * z_1 * w_{ta}}} \quad [Nm^{-1}] \quad . \quad (6)$$

Dále platí vzorec pro modul zubů, počet zubů a roztečný průměr kola:

$$z_1 * m_n = d_1 \quad [mm] \quad . \quad (7)$$

Pro roztečnou vzdálenost, podle obr. 2.4-1, platí:

$$a_w = r_{w1} + (-r_{w2}) = \frac{m}{2} * (z_1 + (-z_2)) \quad [mm] \quad (8)$$

Toto je základní výpočet převodu, který neuvažuje o jiných aspektech nebo nebezpečí. Jedním z nich je podřezání.

2.3 Podřezání

Podřezání nastává při výrobě kola. Je to odebrání části jeho boku v oblasti paty tak, že se poruší jeho správný tvar a správný záběr, který má zajistit konstantní převodový poměr. Dále se zmenší tloušťka paty zubu, který se pevnostně oslabí. Může dojít k lomu zubu. Lehké podřezání zubů se toleruje, ale veliké podřezání je problém.

Podřezání se dá zjistit analyticky výpočtem nebo nakreslením zubů a jejich drah.

Obecně má slovo korekce význam – oprava, náprava, zlepšení [12]

Mezi funkční požadavky patří:

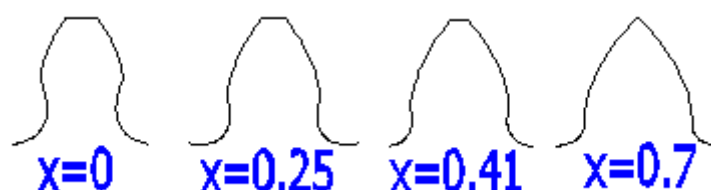
- Požadovaná osová vzdálenost (daný součet obou korekcí)
- Vyloučení podřezání zubů
- Vyloučení špičatosti zubů

Poté, co splníme funkční požadavky (viz kapitola 2.2), můžeme přistoupit ke korekcím. Korekce mohou být na vyrovnání měrných skluzů, minimalizaci měrných skluzů, vysokou únosnost v dotyku nebo vysoké odolnosti proti opotřebení.

Korigováním ozubení je možné [13]:

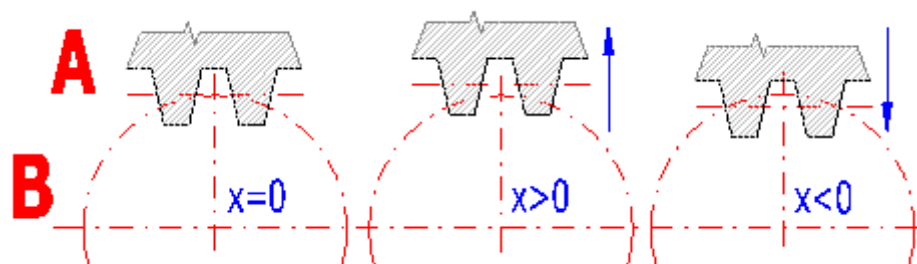
- Dosáhnout přesnou osovou vzdálenost.

- Zabránit podřezání zubu (u malého počtu zubů dochází k tzv. podřezání paty zubu, které především snižuje součinitel trvání záběru a snižuje únosnost zubu).
- Zabránit špičatosti zubů.
- Zabránit vzniku výrobních a provozních interferencí zubů.
- Snižit hlučnost a vibrace ozubení.
- Zlepšit účinnost.
- Zlepšit únosnost ozubení (dotyk, ohyb, zadírání, opotřebení).



Obrázek 2.3-1: Podřezání zubů [13]

Podle obr. 2.3-1 může dojít ke dvěma situacím. Pro $x=0$ to může být podřezání, podle $x=0,7$ špičatost. Špičatost je nebezpečná, protože síla působící na zub může způsobit lom zubu v horní části (překročí mez pevnosti). Na obr. 2.3-2 je vidět, kdy je posunutí x kladné a kdy záporné. Objekt A, na obr. 2.3-2, je hřeben pro výrobu ozubení a objekt B je roztečný průměr.



Obrázek 2.3-2: Posunutí profilu [13]

Dalším aspektem nebezpečí, který navazuje na podřezání a je jeho součástí, je interference.

2.4 Interference

Obecně se interferencí rozumí jev, kdy při zkoumání teoretického záběru je část prostoru zabrána současně dvěma spolupůsobícími zuby [3]. Jako hlavní nevýhodu můžeme brát interferenci (střetávání materiálu).

Druhy [6]:

- *Interference s přechodovou křivkou* nastává, když se hlava jednoho zubu zarývá do spojitě přechodové křivky druhého zubu (tato křivka je vlastně bok zubu bez

podřezání).

- *Interference hlavová* je střetávání hlav zubů obou ozubených kol, jak je to vidět na obr. 2.7-1 – bod A.
- *Interference provozní* má za následek nežádoucí jevy. Hlavy kol nemohou opisovat trajektorie, které jim přísluší při odvalování s konstantním převodovým poměrem, ale sledují přechodovou křivku spoluzabírajícího kola. Interferující kola dávají jiný převodový poměr než teoretický a dochází k rázům a přidavným dynamickým namáháním. To se projevuje hlukem a opotřebením nebo zadíráním profilů v místech interference.
- *Výrobní interference* je seříznutí hlav vyráběného kola přechodovou křivkou nástroje. Běžné výrobní nástroje jsou vyrobeny tak, aby výrobní interference nenastala. Může nastat, pokud je vyráběno ozubení s větší nestandardní výškou hlav. Interferenční seříznutí není pro funkci soukolí nebezpečné, ale jen snižuje účinnou výšku hlavy.
- U *montážní interference* nelze zasunout kolo 1 do kola 2 radiálně. Pokud je možno namontovat pastorek axiálně, můžeme tuto interferenci připustit.

Pokud k interferenci dochází, můžeme ji odstranit korekcí. Podle interference s přechodovou křivkou se pata zubu věnce zmenší a tím zlepšujeme běhové vlastnosti ozubení. Korekce se většinou provádí na koruně zmenšením zubu (snížením jeho výšky).

Kola s vnitřním ozubením jsou označována s minus, tak jak to zavedlo ČSN 01 4686.

Podle podmínky záběru dvojice ozubených kol by měly být nejzazší body záběru mezi body N_1 a N_2 , kolmic k normále zubu v záběru procházející osami otáčení ozubených kol. Jak vidíme z obr. 3.4-1, u vnitřního ozubení tomu tak není a body záběru dvou ozubených kol (body A a E) jsou na normále zubu posunuty výše. Bod C znázorňuje místo záběru profilu.

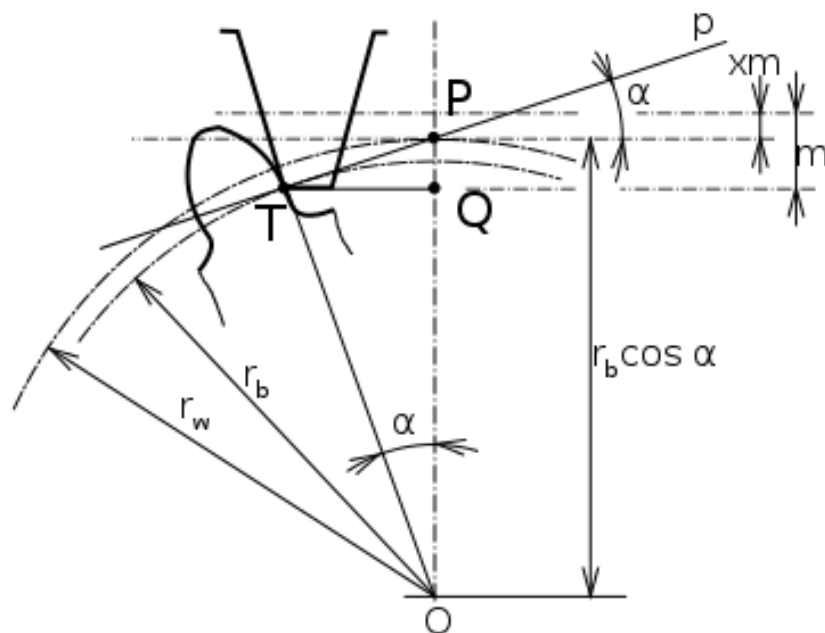
Na obr. 2.4-1 je $-r'_{a2}$ původní poloměr hlavové kružnice a $-r_{a2}$ je poloměr hlavové kružnice po korekci.

V této kapitole jsme se zabývali interferencí a jejími druhy. V další kapitole si uvedeme, jaký je minimální počet zubů, abychom se vyhnuli jak interferenci, tak velikému podřezání.



Při funkci dvojice ozubených kol mohou nastat dvě možnosti. První je provoz bez interference a ten druhý je s ní. Musí tedy existovat hranice mezi těmito možnostmi a tedy i výpočet.

$$\sin \alpha = \frac{\overline{PQ}}{\overline{PT}} = \frac{m - xm}{r_w \sin \alpha} = \frac{2m(1 - x)}{mz \sin \alpha} \quad (9a)$$
$$\sin^2 \alpha \frac{z}{2} = 1 - x \quad . \quad (9b)$$



Obrázek 2.5-1: Mezní počet zubů [14]

Pro $z_{\min}$ (kdy $x=0$) získáme:

$$z_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \quad (10)$$

Ze vzorce 10 lehce získáme počet zubů pro jakékoliv α , ale bez podřezání. Tedy když dáme úhel $\alpha=20^\circ$, tak $z=17,0973$ zubů.

Dosazením vzorce 10 do 9b máme závislost minimálního počtu zubů a potřebné korekce pro běžné ozubení.

$$1 - x = \frac{z}{z_{\min}} \Rightarrow x = \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}} \quad [mm] \quad (11a)$$

A pro malé podřezání:

$$x' = \frac{z'_{\min} - z}{z_{\min}} \quad [mm] \quad [3] \quad (11b)$$

Ze vzorce 11a můžeme vypočítat korekci, kterou korigujeme ozubení, podřezání nebo i interferenci. Při konstrukci se připouští malé podřezání, které podstatně neovlivní vlastnosti záběru a pro získání minimálního počtu zubů s přípustným podřezáním se používá vzorec:

$$z'_{min} = \frac{5}{6} z_{min} \text{ [mm]} \quad [14] \quad (12)$$

Jestliže se vrátíme ke vzorci 10 a dosadíme hodnotu $\alpha = 30^\circ$, vyjde nám hodnota $z_{min} = 8$ zubů. Podřezání se můžeme vyhnout, pokud máme malý počet zubů, zvyšováním úhlu α , který má limitu 32° , $z_{min} = 8$ zubů nebo $z'_{min} = 7$ zubů (z'_{min} – mírné podřezání). Omezení je dáno tzv. špičatostí zubu, ke které dochází, pokud se levá a pravá strana zubu setká na hlavové kružnici nebo pod ní, čímž se snižuje výška zubu.

Při jednotkové korekci je nutné zvětšit poloměr hlavové i patní kružnice o tutéž hodnotu, aby výška zubu zůstala normální.

Při korekci posunutím nástroje dochází ke změně výšky hlavy zubu, výšky paty zubu, průměru hlavové kružnice, průměru patní kružnice, tloušťky zubu, šířky zubní mezery. Nemění se průměr roztečné kružnice, průměr základní kružnice, roztečný úhel.

Jednotkové posunutí profilu je vlastně korekce pro jedno kolo. Nyní následují typy korekcí pro obě ozubená kola.

2.6 Typy korekcí

Pro obě korekce platí podmínka minimálního počtu zubů:

$$z_1 + z_2 \geq 2z_{min} \quad (13)$$

Pokud není vyhověno uvedené podmínce, dojde při výrobě k podřezání některého z kol.

VN korekce – korekce bez změny vzdálenosti os V anglicky psané literatuře se nazývá tato korekce S_0 -gearing. V této korekci dostanou obě ozubená kola převodu numericky stejnou korekci, ale s opačnými znaménky. Neboli: $x_1 + x_2 = 0 \Rightarrow x_2 = -x_1$

(14)

Jelikož jsou u VN korekce modifikace stejné, ale opačného znaménka, výsledek je nulový a neovlivňuje osovou vzdálenost, ale ovlivní do určité míry pracovní dráhu ozubení (Obrázek 2.5-1 přímka p) a bod P se posune. Ovlivněna je přímka, na které se stýkají roztečné poloměry (přímka je kolmá na osovou vzdálenost). Je odsunuta pryč o numerickou hodnotu x^*m [mm].

VN korekce se používá tam, kde je veliký převodový stupeň. Zuby na hnacím kole jsou užší a zuby na hnaném kole nejsou významně slabší. VN korekce by se neměla používat u malých

převodových stupňů, kde by mohlo dojít k přílišnému oslabení zubů na hnaném kole.

V korekce – korekce se změnou vzdáleností os V anglicky psané literatuře se nazývá S-gearing. U tohoto převodu není součet obou korekcí roven nule. Může být tedy jak kladný, tak i záporný. Většinou jsou korekce rozděleny tak, aby hnací kolo mělo větší korekci než menší. Někdy se může stát, že hnací korigované kolo zabírá s nekorigovaným hnaným kolem.

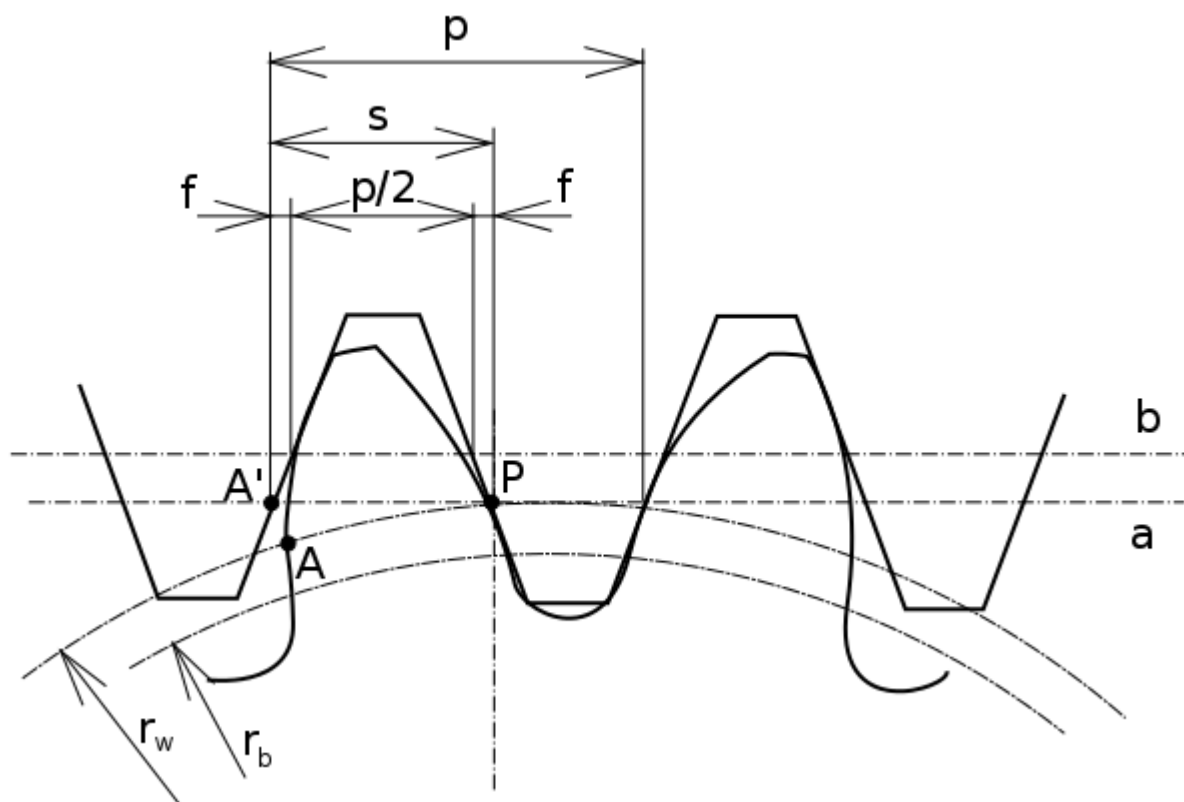
U této korekce dochází ke změně výšky hlavy zubu, výšky paty zubu, průměru hlavové kružnice, průměru patní kružnice, tloušťky zubu, šířky zubní mezery. Nemění se průměr roztečné kružnice, průměr základní kružnice.

Pro šířku zubu – pozitivní posunutí – oddálení výrobního nástroje platí:

$$s_1 = \frac{\pi m_n}{2} + 2m_n x_1 \tan \alpha \quad [mm] \quad (15a)$$

A negativní posunutí – přisunutí výrobního nástroje:

$$s_1 = \frac{\pi m_n}{2} - 2m_n x_1 \tan \alpha \quad [mm] \quad (15b)$$



Obrázek 2.6-1: V korekce [14]

U zubní mezery jsou znaménka opačně.

Obr. 2.6-1: **s** je šířka zubní mezery, **a** je roztečná přímka ozubeného hřebenu, **b** je aktuální roztečná přímka hřebenu, **p** je rozteč a pro **f** platí (viz [14] strana 91 konec kapitoly 2.13):

$$f = x * m_n \tan \alpha \quad [mm] \quad (16)$$

U V korekce dochází taky ke změně vzdálenosti os. Pokud je dvojice kol nekorigovaná, vzdálenost os je **a** (viz vzorec 8). Po korekci (např. kladné) se vzdálenost os zvětší na **a_K**.

$$a_K = a + m_n * (x_1 + x_2) \quad [mm] \quad (17)$$

Mezi zuby je nyní nežádoucí mezera, protože i když šířky zubů hřebenu pro výrobu ozubení mohou mít stejnou šířku zubu jako ozubené kolo, tento rozměr je na kružnici (ozubené kolo), ne na přímce (hřeben). Pro správnou funkci musí být tato mezera eliminována a dvojice kol se k sobě „přirazí“. Nyní je vzdálenost os **a_w**. Problém je, že nevíme, jaké jsou aktuální roztečné osy. Dají se spočítat podle vztahu:

$$d_b = d_{w1} * \cos \alpha = d_1 * \cos \alpha_w \quad [mm] \quad (18)$$

Ve vzorci 18 je α_w valivý úhel a **d₁** je aktuální roztečný průměr.

Podle [14] platí:

$$x_1 + x_2 = \frac{(z_1 + z_2) * (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)}{2 \tan \alpha} \Rightarrow \operatorname{inv} \alpha_w = \frac{2 \tan \alpha (x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha \quad (19)$$

Vzorec 19 ukazuje, jak velkou celkovou korekci je třeba provést a jak veliký úhel máme při provedené korekci. Taky ho můžeme upravit i následovně, když použijeme vzorec 8 a 18:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{\cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} (d_{w1} + d_{w2}) \quad [mm]$$

neboli

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{m_n * (z_1 + z_2)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad [mm] \quad (20)$$

Vzorcem 20 dokážeme přímo spočítat závislost mezi osovou vzdáleností před korekcí a po ní. Ve vzorci 20 je **a_w** valivý úhel záběru (nový úhel po korekci).

Jak bylo v kapitole 1.3 ukázáno, pokud je správný profil zubu, musí být dodržen převodový poměr. Tedy pokud se průměr roztečné kružnice změní na nový, musí zůstat oba poměry roztečných kružnic, staré – před korekcí a nové – po korekci, konstantní a shodné. Vzorec 18 toto dokazuje, protože poloměr základní kružnice zůstal nezměněn (použití vzorce 18):

$$i = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_2}{d_1} [mm]$$

Kapitola 2.6 probrala korekce pro vnější ozubení a následující kapitola bude o vnitřním ozubení a jeho interferencích.

2.7 Vnitřní ozubení

Ozubené kolo s vnitřním ozubením se běžně vyrábí o něco větší, než je standardní výpočet. Jestliže máme dvě ozubená kola s vnějším ozubením, každé ozubené kolo má jinou evolventu zubu. Když máme jedno kolo s vnitřním a jedno kolo s vnějším ozubením, tak evolventa zubů věnce je podobná, ale ne stejná (rozdílný poloměr kol) jako evolventa ozubeného kola s vnějším ozubením. Stejná by byla, pokud budou mít obě kola stejný rozměr a stejný roztečný úhel.

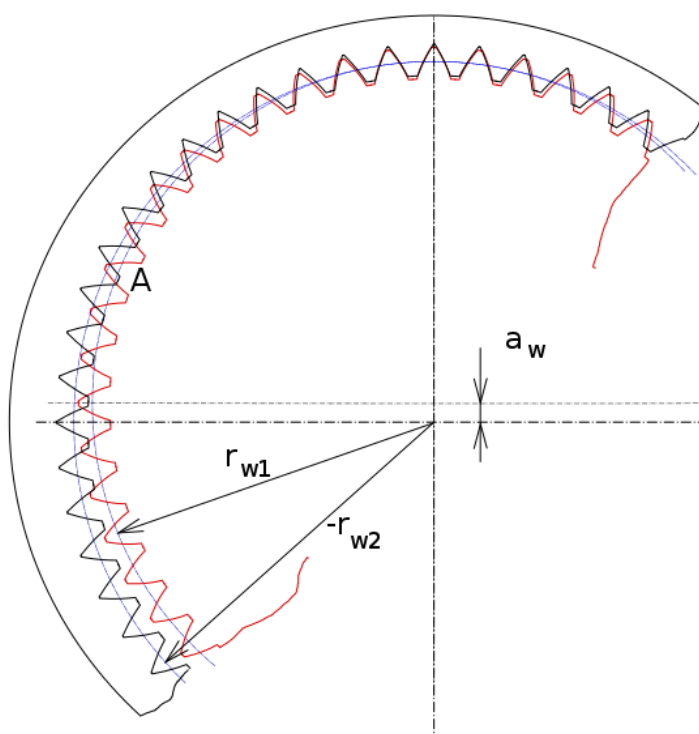
Charakteristika vnitřního ozubení:

- 1) Protože je osová vzdálenost malá, ozubené soukolí je kompaktní na rozměry, pro jakýkoliv převodový poměr.
- 2) Tvar zubů vnitřního ozubení má větší únosnost než odpovídající vnější ozubení.
- 3) Chod zubů je mnohem rovnoměrnější než u běžného vnějšího ozubení.
- 4) Smysl pohybu zubů je stejný pro oba členy a stýkají se vydutá plocha s vypuklou. To má za následek menší skluz zubů, opotřebení a vyšší účinnost.
- 5) Profil zubů vnitřního ozubení se více či méně shoduje s vnějším ozubením. Má to několik pozitiv jako například: míra kontaktu je větší, přenášení výkonu z jednoho kola na druhé je pozvolné, tišší chod a nejvíce důležité je, že aktuální styková plocha je větší, protože se jedna zakřivená plocha „obaluje“ po druhé. Tím máme vyšší přenositelné zatížení při stejném kontaktním tlaku (při porovnání k vnějšímu ozubení) a delší životnost.
- 6) Protože je přímka zatížení delší, více zubů je v kontaktu. Následkem toho je zatížení na jeden zub menší a životnost převodu je delší.
- 7) Jako důsledek sníženého zatížení na jeden zub je zatěžující síla působící na hlavu zubu snížena s výsledkem tiššího chodu.
- 8) Poněvadž je tvar vnitřního ozubení jakousi přirozenou ochranou pro spoluzabírající

zuby, je to výhoda pro některá zařízení.

Ve vnitřním ozubení můžou nastat dva druhy interferencí. První je stejné jako u vnějšího ozubení, zařezávání se části evolventy zubu jednoho kola do druhého. Na výkrese nebo v konstrukčním programu by se zuby překrývaly.

Druhý možný typ interference, který se vyskytuje pouze u vnitřního ozubení, je tzv. „fouling“. Jak je vidět na obr. 2.7-1, typický „fouling“ se objevuje mezi kříženími hlavových kružnic. Rozdíl v počtu zubů z_1 a z_2 je zásadní okolnost ovlivňující tuto interferenci. Bez dostatečných korekcí, při malém rozdílu v počtu zubů, se „fouling“ objeví a má zničující následek pro ozubení.



Obrázek 2.7-1: Typický „fouling“ [3] [14]

Profil zubů vnitřního ozubení je konkávní místo konvexní, jako tomu je u vnějšího ozubení. Kvůli tomuto tvaru se interference typu fouling objevuje u neaktivních zubů, které jdou do záběru nebo z něj.

Foulingu se můžeme vyhnout, pokud dodržíme minimální rozdíl v počtu zubů. Je to 12 pro $14,5^\circ$ a 10 pro 20° . Obecné pravidlo je, že kolo s vnějším ozubením by nemělo být větší než přibližně $2/3$ průměru kola s vnitřním ozubením.

V každém případě může být nutné ozubení zkorigovat. Pokud jsou takové modifikace nežádoucí, musí být rozdíl v počtu zubů větší. Jiná metoda pro vyhnutí se foulingu je výroba

vnitřního ozubení odvalovacím obrážením s ozubeným kotoučem, který má o dva zuby méně než běžně používaný ozubený kotouč pro daný průměr. Tohle automaticky odstraní vrchol zubu vnitřního ozubeného kola a odstraní fouling.

Pro vnitřní ozubení se běžně používá roztečný úhel 20° . Konstrukční technika je vlastně stejná jako pro vnější ozubení. Rozdíl je jen v tom, že musíme brát v potaz míry ozubení, abychom zajistili správnou funkci a vyhnuli se tak různým interferencím.

Dostupné procesy pro výrobu vnitřního ozubení jsou omezené, např. odvalovací obrázení ozubeným kotoučem, kotoučová fréza, stopková fréza, obrážecí nůž ve tvaru zubové mezery [15]. Nemůžeme použít odvalovací frézu nebo odvalovací obrázení nožem ve tvaru základního profilu (hřeben). Pro malé průměry můžeme použít protlačování nebo protahování.

Abychom zajistili hladký a snadný chod ozubení pro přicházející a odcházející zuby do záběru, existují dvě metody, jak se vyhnout interferenci. První metoda spočívá ve zvětšení průměru hlavové kružnice kola vnitřního ozubení stejně jako kola s vnějším ozubením. Můžeme použít tyto vzorce:

$$d_{a2} = m_n * z_2 - 1,2 m \quad [mm] \quad (21a)$$

$$d_{a1} = m_n * z_1 + 2,5 m \quad [mm] \quad (21b)$$

Můžeme si všimnout, že hlavové kružnice dány vzorci 21a a 21b [14] jsou poněkud větší než běžné hodnoty:

$$d_{a2} = d_2 - 2m_n = m_n * z_2 - 2m_n \quad [mm] \quad (21c)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = m_n * z_1 + 2m_n \quad [mm] \quad (21d)$$

Druhá metoda spočívá ve zmenšení hlavové kružnice vnitřního ozubení. Jak již bylo řečeno před chvílí, rozdíl v počtu zubů pro 20° systém je alespoň deset zubů. Běžně se při tomto rozdílu zubů dělá „topping“ (seříznutí hran na hlavě zubů), aby si byl konstruktér jist bezpečným chodem ozubení (viz tabulka 1).

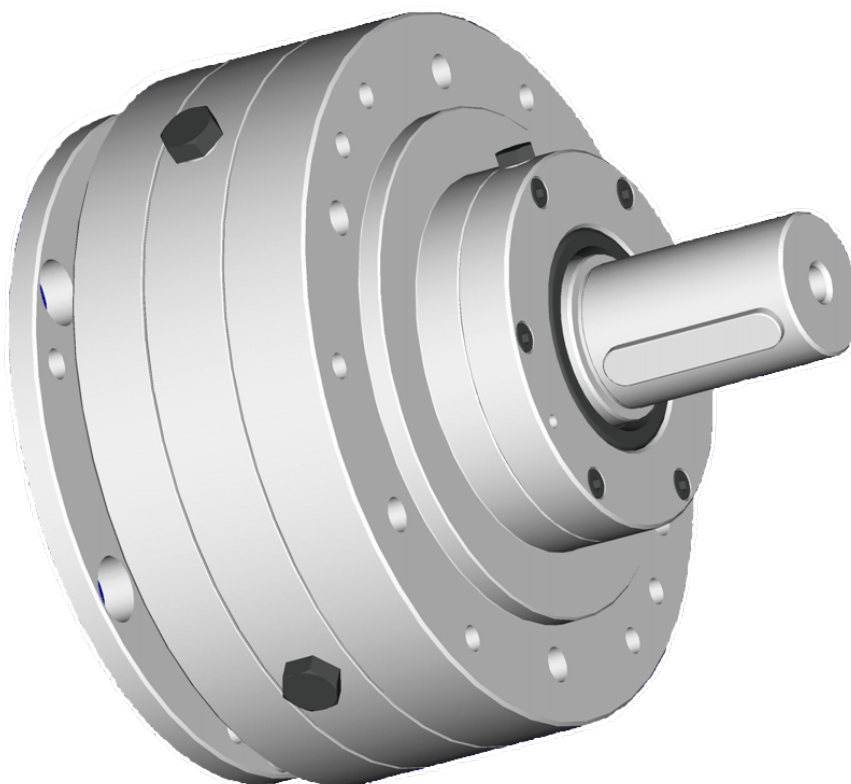
z_2	20-22	23-26	27-31	32-39	40-51	52-74	75-130	Přes 130
h_a	0,6 m	0,65 m	0,70 m	0,75 m	0,8 m	0,85 m	0,9 m	0,95 m

Tabulka 1: Výšky hlav vnitřního ozubení

Pokud je rozdíl menší než 10 zubů, pak musí být zuby vnitřního ozubení ještě menší. Rozdílem více jak 10 zubů interference běžně nevzniká a „topping“ není nutný.

Částí kapitoly 2.7, která většinou pojednávala o interferencích vnitřního ozubení, končí kapitola 2 – Výpočet.

Další kapitola je o kompaktním reduktoru EC-BOX firmy Strojírna Kukleny, spol. s.r.o., která používá vnitřní ozubení a určitě se při jeho konstrukci setkali s problémem interferencí, jak bude ukázáno dále.



obr. 3.1-1 Vzhled EC-BOXu

3 EC-BOX

3.1 Konstrukční řešení

EC-BOX je kompaktní reduktor, která se vyznačuje vysokými převodovými poměry, malými rozměry, malým počtem součástí a malým množstvím mazací náplně. Jedná se o speciální typ diferenciálního planetového převodu s relativním pohybem satelitu na excentrickém vstupním hřídeli převodovky.

3.2 Pracovní poloha a připevnění

Pracovní poloha této převodovky je vodorovná. U jednostupňové převodovky jsou upevňovacími místem závitové otvory s centráží na čelech tělesa skříně. Pro dvoustupňové aplikace platí totéž, ale otvory pro připevnění jsou na koncovém stupni. Doobjednatelnou položkou je přírubový nádstavec.

3.3 Jednostupňové a dvoustupňové řady

Jednostupňové převodovky mohou být s válcovým výstupním hřídelem, s drážkovým výstupním nábojem, s drážkovým výstupním hřídelem, s válcovým hřídelem na vstupu a na výstupu. Dvoustupňové převodovky jsou kombinací předchozích variací.

Kromě jednostupňového provedení je možné objednávat i dvoustupňové provedení ve standardních kombinacích, uvedených v rozměrovém plánu. Speciálně můžeme mít i třístupňové, tedy EC 0/EC III/EC VII nebo EC VIII s maximálním teoretickým převodovým poměrem $10^6 : 1$. Je možné použít i patkové připojení, patkový nástavec a je možné připevnit na těleso skříně. Tyto reduktory našly uplatnění i v řízených pohonech. Velmi efektivní je i uplatnění dvoustupňových kombinací excentrických reduktorů. Převodovky se vyznačují tichým klidným chodem, malými vůlemi převodu, nízkými setrvačnými hmotami a velmi malou náplní oleje. Našly mnohostranné uplatnění nejen v průmyslových pohonech nejrůznějšího určení, ale i v pohonech trakčních, kde se prosazují svou variabilitou, malými stavebními rozměry a dobrou účinností a energetickou úsporností.

3.4 Omezení maximálního převodového poměru

Nejvyšší převodový poměr u jednoho stupně může být i větší než 110. Záleží pouze na velikosti součástí, jejich maximálnímu namáhání a maximálnímu možnému namáhání ložisek.

Jeden stupeň má nejmenší rozdíl o jeden zub. Reduktor EC-BOX má evolventní zuby. Tedy jsou nutné značné negativní korekce, případně zmenšování pat zubů. To je použitelné v případě, pokud je valivý úhel malý, jestliže ne, pak je zisk místa nepatrný.

Nejpravděpodobnější se jeví použití buď jednotkové posunutí profilu, nebo V korekce, tedy korekce bez posunutí osově vzdálenosti, protože při VN korekci dochází k posuvu os. Při tak malém rozdílu v počtu zubů prakticky nesmí dojít k posuvu os.

Nejmenší modul zubu je 1. Při příliš malém modulu může dojít k nadměrnému zatěžování zubu na ohyb a jeho případné zlomení. Pak dochází k přetěžování okolních dvojic zubů, nevyrovnanému chodu. Při rozdílu o jeden zub, můžou teoreticky převzít funkci ulomeného

zuby ostatní dvojice, protože při vnitřním ozubení jsou ostatní zuby blízko k záběru, ale přetěžování zůstane, což nevyhnutelně vede k destrukci celého zařízení, pokud obsluha nezjistí závadu.

Ložiska a funkční díly převodovek jsou navrženy na provozní dobu deseti tisíc provozních hodin při provozním součiniteli 1.

Pro excentrické reduktory se i nadále připouštějí standardní provozní otáčky do 1 500 ot./min. na vstupu. Za předpokladu, že se nebude zvyšovat vstupní výkon, je dovoleno - s ohledem na frekvenčně řízené pohony - vstupní otáčky přechodně zvyšovat až o 20%, t.j. na hodnotu 1 750 ot./min. V zásadě se však pro tyto reduktory i nadále počítá s používáním čtyřpolových a vícepolových elektromotorů. Standardní hodnoty převodů v jednom stupni jsou 13, 17, 21, 25, 32, 41, 53, 67, 83, a 97; na zvláštní požadavek je možné dodat po projednání převodovku i s jiným převodem v rozsahu 10 - 110 v jednom stupni v rozmezí dodávaných výkonů. Rozměrově jsou převodovky uváděné řady rozděleny do devíti tříd, označených číslicemi 0 - VIII s přiřazením k odpovídajícím velikostem elektromotorů. Dvoustupňové kombinace jsou možné u řad EC III – EC VIII, kde první stupeň tvoří převodovka o tři řady nižší velikosti – tedy pokud chceme dvoustupňovou kombinaci, můžeme použít například: EC III/EC VII nebo EC III/EC VIII. Pro zvláštní provedení lze dosahovat až 12000 převodů.

V příloze jsou obrázky pro převodovku EX-BOX.

Výpočet maximálního převodového poměru je výrobním tajemstvím firmy Strojírna Kukleny, spol. s r.o. která jej nesdílí ani neposkytuje k nahlédnutí nebo k opisu.

Výpočet převodového poměru a konstrukce je uvedena v poslední části poslední kapitoly. Nyní si uvedeme porovnání EC-BOXu s dalšími typy převodovek.

4 Porovnání převodovek

Při porovnání převodovek jsem vycházel z dostupných materiálů na webových stránkách výrobců. Pro toto porovnání je dobré něco o převodovkách vědět, a proto uvádím nejdříve pár informací o jejich konstrukci a vzhledu.

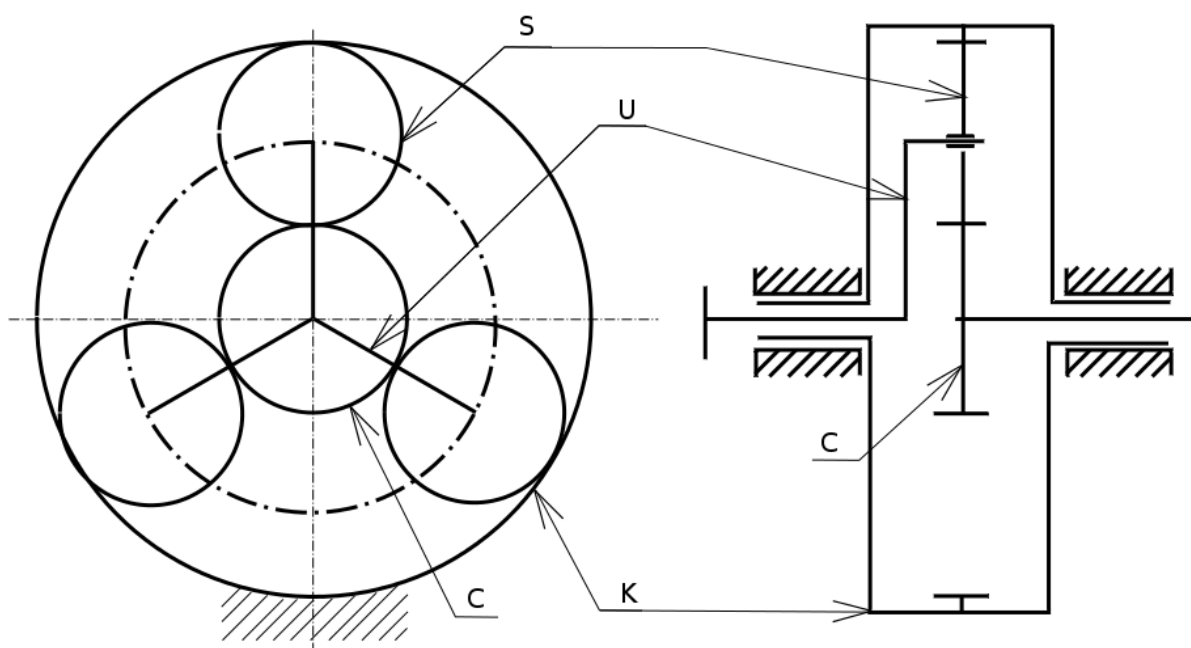
4.1 Planetové převodovky

Planetová převodovka se skládá z korunového kola K, centrálního kola C, satelitů S a unašečů U – viz obr 4.1-1 Planetový převod. Satelity a centrální kolo má vnější ozubení a koruna má vnitřní ozubení. Pohyb satelitů připomíná pohyb planet – konají totiž současně dva pohyby. Otáčejí se kolem čepů a na unašeči kolem základní osy.

Planetové převodovky mají několik výhod, např. můžeme vytvořit několik převodových stupňů s velkým převodem s poměrně malými zuby. Vhodnou konstrukcí můžeme mít vstupní i výstupní hřídel v jedné přímce, a to je druhá výhoda.

Hlavní nevýhody:

- vyšší požadavky na přesnost výroby,
- složitější konstrukční řešení,
- vyšší výrobní náklady.



obr. 4.1-1 Planetový převod

Jedna z hlavních předností planetových převodovek je velký počet kinematických variací. Převodovku můžete použít jako reduktor nebo multiplikátor. Dají se použít jako rychlostní skříně, kdy se převodový poměr mění podle toho, kterou část zastavíte. Čepy jsou málo zatížené kvůli stálému silovému působení na zuby. Dosahují větších převodových poměrů na jeden stupeň než klasická dvojice ozubených kol.

Převodový poměr se podle [3] počítá:

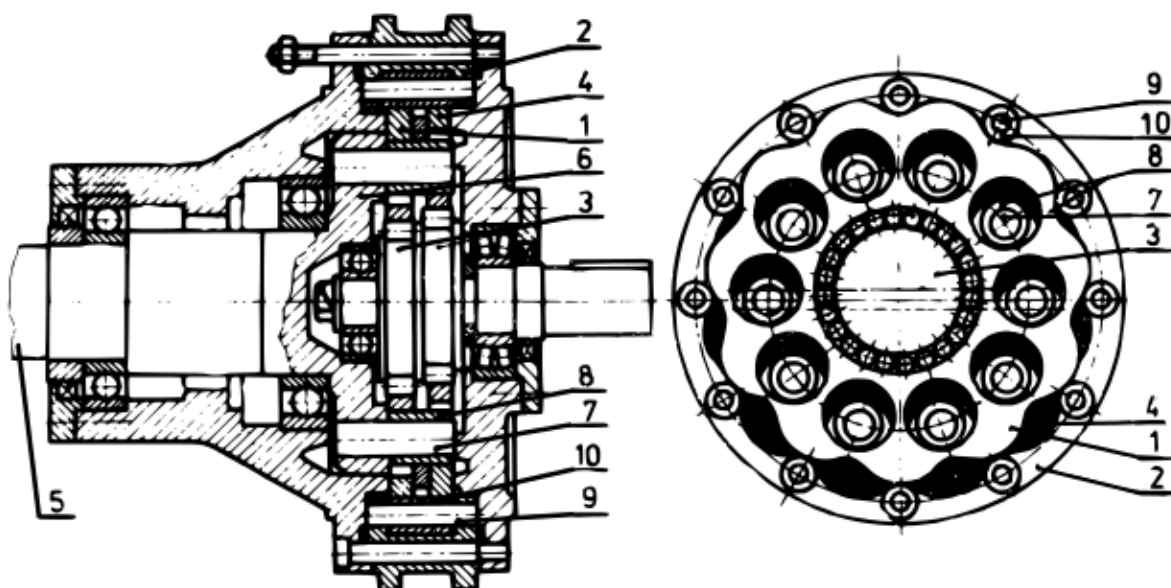
$$i = - \frac{z_S}{z_C} = \frac{n_C - n_U}{n_S - n_U} \quad [-] \quad (22)$$

Harmonické převodovky jsou prakticky upravené planetové převodovky bez satelitů s centrálním kolem, ale osa vstupního hřídele a výstupního hřídele není ve stejné ose. Harmonické převodovky se dají specifikovat jako cykloidní převodovka, ale s evolventními zuby.

Nyní pár informací o cykloidních převodovkách, které navazují na planetové převodovky a jsou její součástí.

4.2 Cykloidní převody

Cykloidní (trochoidní) převody jsou zvláštním typem planetových převodů. Hnací kola jsou přesazena o 180° a tím řeší nevýhodu nevyváženosti systému. Dochází zde k záběru na dvou protilehlých místech.



obr. 4.2-1 Cykloidní převod

Tuto konstrukci můžeme vidět na obrázku 4.2-1. Kola 1 a 4 jsou menší a mají také menší počet zubů než kolo 2. Kotouče 3 tvoří s hnací hřídelí jeden celek. Tyto kotouče jsou přesazeny o 180° a na ně jsou vložena valivá ložiska. Když dojde k pohybu, tak se kola 1 a 4 odvalují po stojícím kole 2. Ozubení kola 2 je prakticky vytvořeno válečky 10 na čepech 9.

Při porovnání planetových a cykloidních převodů, obr. 4.1-1 a 4.2-1, mají cykloidní menší prostorovou zástavbu a lepší účinnost (viz kapitola 1.4).

Hnaný hřídel 5 je pevně spojen s přírubou 6, do které jsou pevně zalisovány čepe 7, na

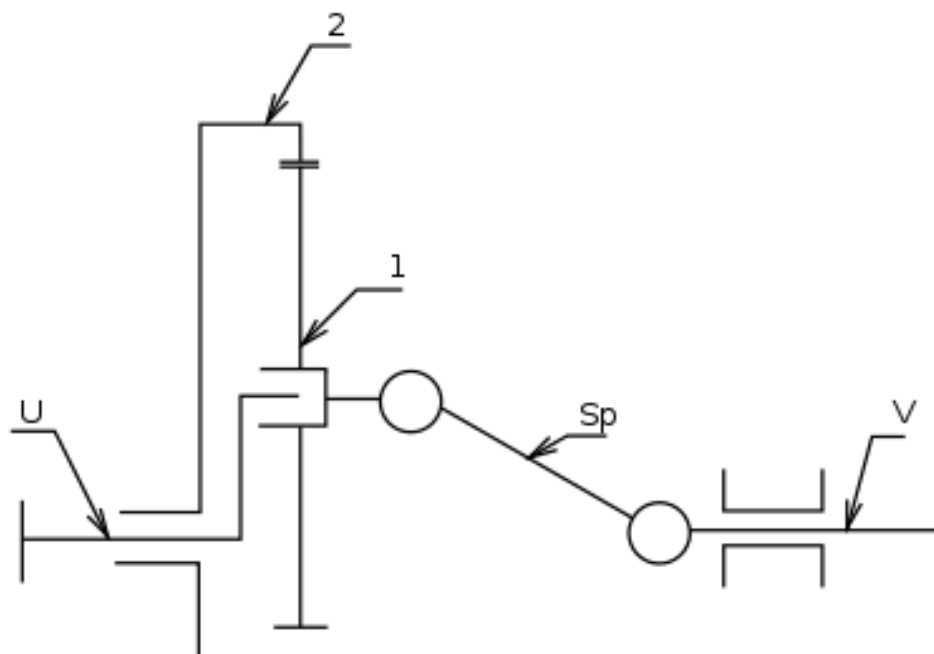
kterých jsou válečky 8 z důvodu snížení tření. Při pohybu se odvalují v kruhových otvorech kol 1 a 4.

Na obrázku 4.2-2 je průměr unašeče U:

$$d_u = d_2 - d_1 \text{ [mm]} \quad (23)$$

S předpokladem uvedení kola 2 do relativního klidu bude směr otáčení generátoru a kola opačný (proto minus) a převodový poměr bude (obr. 4.2-2) s použitím vzorce 23:

$$i = \frac{-n_u}{n_1} = \frac{-d_1}{d_u} = \frac{-d_1}{d_2 - d_1} = \frac{-z_1}{z_2 - z_1} \quad (24)$$



obr. 4.2-2 Analogie s planetovým převodem

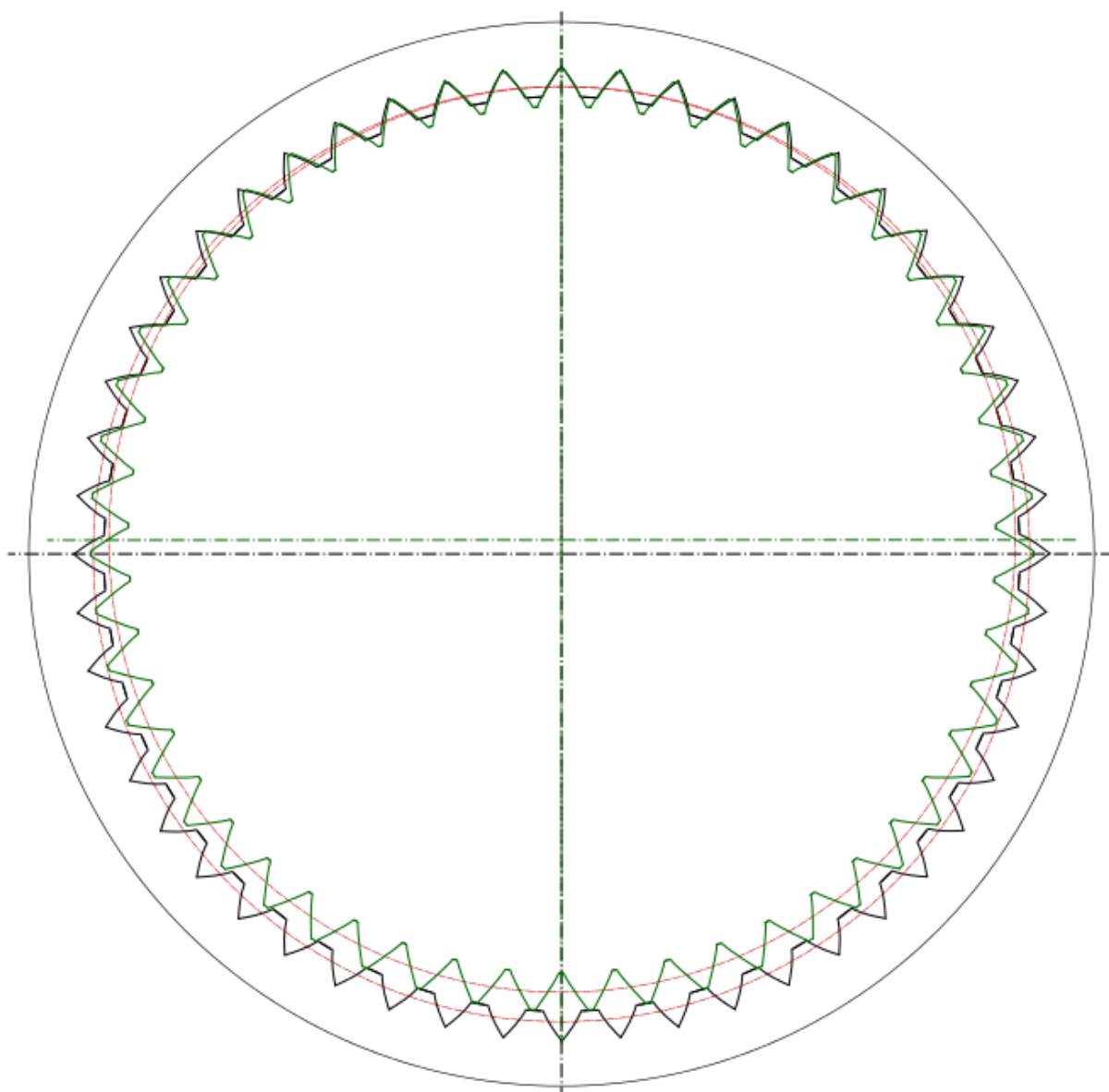
4.3 Porovnání převodovek

Pro tabulku 2 platí: C – cykloidní převod, P – planetový převod, Z – běžné dvojice ozubených kol, H – harmonická převodovka (vlnovcová převodovka s evolventními zuby).

Firma	EC-BOX	Twin-spin	Maxon motor	Trans-tecno	RR Slovakia
Min. převod	13	33	5	3,66	51
Max. převod	110 (12000*)	191	221	378,64	276
Typ převodu	P+C	C	P	Z	H
Název produktu	EC-BOX	T-serie	Maxon gear	CMG	HP
Stránka	[5]	[17]	[18]	[19]	[20]

Tabulka 2: Porovnání převodovek

* - platí pro dvoustupňové aplikace



Obrázek 4.4-1: Konstrukce harmonické části EC-BOX

4.4 EC-BOX a maximální převodový poměr

V této části kapitoly se zaměřím na získání maximálního převodového poměru. Budu vycházet ze vzorců uvedených v této práci. Jelikož nebyl prostor pro výpočty napětí na patách zubů nebo mezi zuby, bude získaný převodový poměr bez uvedení maximálního přenositelného výkonu.

Na obrázku 4.4-1 je vidět konstrukce harmonické části převodovky EC-BOX. Tato část je konstruována nestandardně, to znamená, že nejsou použity běžně používané vzorce. Zeleně je nakresleno ozubené kolo s vnějším ozubením a černě kolo s vnitřním ozubením.

Vzorce, které budu používat (indexy 1 značí vstupní kolo, s vnějším ozubením; index 2 korunu, kolo s vnitřním ozubením):

$$z_1 * m_n = d_1 \text{ [mm]} \quad (7)$$

$$d_b = d_{w1} * \cos \alpha = d_1 \cos \alpha_w \text{ [mm]} \quad (18)$$

$$d_{a2} = m_n * z_2 - 1,2 m_n \text{ [mm]} \quad (21a)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = m_n * z_1 + 2m_n \text{ [mm]} \quad (21d)$$

$$i = \frac{-n_u}{n_1} = \frac{-d_1}{d_u} = \frac{-d_1}{d_2 - d_1} = \frac{-z_1}{z_2 - z_1} \text{ [-]} \quad (24)$$

Pro patu kružnice se používá vzorec:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m_n = m_n * z_1 - 2,5 m_n \text{ [mm]} \quad (25a)$$

$$d_{f2} = d_1 + 2,5 m_n = m_n * z_1 + 2,5 m_n \text{ [mm]} \quad (25b)$$

Základní parametry:

$$m_n = 3, \quad z_2 - z_1 = 1$$

Pro kolo 2:

$$d_2 = 52 * 3 = \underline{156 \text{ mm}}$$

$$d_{b2} = 156 * \cos 32^\circ = \underline{132,3 \text{ mm}}$$

$$d_{a2} = 156 - 1,2 * 3 = 156 - 3,6 = \underline{152,4 \text{ mm}}$$

$$d_{f2} = 156 + 2,5 * 3 = 156 + 7,5 = \underline{163,5 mm}$$

U kola 1 je použito jednotkové posunutí profilu:

$$z_1 = z_2 - 1 = 52 - 1 = \underline{51}$$

$$d_1 = z_1 * m_n = 51 * 3 = \underline{153 mm}$$

$$d_{1pp} = d_1 - x * m_n = 153 - 2 = \underline{151 mm} \quad - \text{jednotková korekce}$$

$$d_{b1} = 153 * \cos 32^\circ = \underline{129,75 mm}$$

$$d_{a1} = 151 + 2 * 3 = \underline{157 mm}$$

$$d_{f1} = 151 - 2,5 * 3 = \underline{143,5 mm}$$

A nyní převodový poměr (minus označuje změnu směru otáčení, index H – harmonická část převodovky):

$$i_H = \frac{-51}{52-51} = \underline{-51}$$

EC-BOX je vlastně tvořen dvěma převodovkami, harmonickou a planetovou. Harmonickou jsme si již vypočítali a nyní planetovou. Z konstrukce vyplývá (viz přílohy), že planetová převodovka má téměř stejné rozměry jako harmonická. Roztečná kružnice obrazné koruny má téměř stejný rozměr jako roztečná kružnice harmonické převodovky. Koruna u převodovky EC-BOX není, proto je koruna nazvána obrazná.

Pokud budeme vycházet z harmonické převodovky, je patnáti kružnice 163,5 mm. Nejmenší kolo může mít u úhlu $\alpha = 20^\circ \Rightarrow z = 17$. Pokud bude modul $m_n = 1$, pak má vstupní centrální kolo $d_C = 17 mm$. Rozměry obou satelitů i centrálního kola by se měly rovnat 163,5 mm:

$$d_K = 2 * d_S + d_C = 163,5 mm = 2 * d_S + 17 \Rightarrow \underline{d_S = 73 mm}$$

Při $m_n = 1$ bude $z_S = 73$ zubů.

A převodový poměr (index P – planetová část převodovky):

$$i = - \frac{z_S}{z_C} = \frac{n_C - n_U}{n_S - n_U} \quad [-] \tag{22}$$

$$i_P = - \frac{z_S}{z_C} = - \frac{73}{17} = -4,294 \quad [-]$$

Celkový převodový poměr převodovky EC-BOX bude:

$$i_C = i_H * i_P = (-51) * (-4,294) = 219 \quad [-]$$

Tento převodový poměr je značně větší, než má převodovka EC-BOX firmy Strojírna Kukleny spo. s.r.o. Nejspíše to je dáno tím, že jsem neuvažoval o maximálním přenositelném výkonu. Strojírna Kukleny sama přiznala, že by se převodový poměr dal ještě i zvýšit, ale kvůli bezpečnosti to nedělají.

ZÁVĚR

Tato bakalářská práce je zaměřena na mezní hodnoty evolventního ozubení s porovnáním k cykloidnímu ozubení. Nejdříve vysvětluji, co je evolventní a cykloidní ozubení s porovnáním jejich vlastností. U evolventního ozubení je uveden výpočet evolventy.

Výpočet je zaměřen na získání základních parametrů převodu, pak jsem se soustředil na úskalí evolventního ozubení jako podřezání a interference. Obojí poslední jmenované jsou problémy, které se u cykloidního převodu nevyskytují. Další podkapitolou výpočtu jsou typy korekcí, která popisuje vnější ozubení. Poslední podkapitolou výpočtů je vnitřní ozubení a jejich interference a popis.

V předposlední kapitola se zaměřuji na převodovku EC-BOX. Vysvětluji, jaké ozubení používá, jaké jsou nejpravděpodobnější korekce a proč.

Poslední kapitola je orientována na porovnání různých převodovek a výpočet převodového poměru EC-BOXu. Nejdříve uvádím informace o funkci a obrázky o planetových a cykloidních převodovkách s výpočtem převodových poměrů. V poslední podkapitole se zaměřuji na výpočet převodového poměru převodovky EC-BOX.

V příloze jsou většinou obrázky pro převodovku EC-BOX.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. Základy konstruování – Pavel Svoboda, Jan Brandejs, Jiří Dvořáček. CERM 2008
2. <http://www.tribology.co.uk> [cit. 2011-02-13] Pitting ozubeného kola. Dostupné z: <http://www.tribology.co.uk/services/investigate/g08-0.htm>
3. Části a mechanismy strojů 3 – převody – Prof. Ing. František Boháček, DrSc. VUT v Brně 1982
4. <http://www.techmania.cz> [cit. 2011-02-13] Cykloidní ozubení. Dostupné z: http://www.techmania.cz/edutorium/art_exponaty.phpxkat=fyzika&xs=4d656368616e696b61h&key=181
5. <http://www.strojirna.cz> [cit. 2011-02-13] Převodovky EC-BOX. Dostupné z: <http://www.strojirna.cz/index.php/cs/strojirenska-vyroba/pomalubne-excentricke-reduktory-ec-box>
6. Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením – doc. Ing. Čestmír Šalamoun, Csc.; Ing. Miloš Suchý, Csc.
7. <http://cs.wikipedia.org> [cit. 2011-04-03] Epicykloida. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Epicykloida/>
8. <http://cs.wikipedia.org> [cit. 2011-04-03] Hypocykloida. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Hypocykloida>
9. <http://www.efunda.com> [cit. 2011-03-10] Ozubený převod – historie. Dostupné z: http://www.efunda.com/designstandards/gears/gears_history.cfm
10. Probud'te se – březen 2009, strany 24 – 26 Velká vědecká záhada rozluštěna. Vydáno společností: Watch Tower Bible and Tract Society of Pennsylvania, tisk: Wachttum Bibel- und Traktat-Gesellschaft der Zeugen Jehovas
11. <http://www.dylonwhyte.com> [cit. 2011-03-17] Antikythérský mechanismus. Dostupné z: http://www.dylonwhyte.com/2006/11/mystery_of_the_antikythera_mec_1.html
12. <http://slovník-cizich-slov.abz.cz> [cit. 2011-04-22] Slovo korekce. Dostupné z: <http://slovník-cizich-slov.abz.cz/web.php/slovo/korekce>

13. <http://www.mitcalc.com> [cit. 2011-04-22] Důsledky korekce. Dostupné z:
<http://www.mitcalc.com/doc/gear1/help/cz/gear1.htm>
14. Handbook of Gear Design second edition – Gitin M. Maitra. Vydáno: Tata McDraw-Hill Publishing Company Limited 1994
15. <http://cs.wikipedia.org> – [cit. 2011-04-25] Výroba ozubených kol. Dostupné z:
http://cs.wikipedia.org/wiki/V%C3%BDroba_ozuben%C3%BDch_kol
16. Konstruování strojů – převody (6KT-K) rok 2010/2011. Podklady ke studiu a přednášky.
17. <http://www.spinea.sk> [cit. 2011-04-28] Twinspin T-serie – porovnání převodovek. Dostupné z:
<http://www.spinea.sk/download.php>
18. <http://shop.maxonmotor.com> [cit. 2011-04-28] Maxon motor – porovnání převodovek.
Dostupné z: <http://shop.maxonmotor.com/ishop/gear.xml>
19. <http://www.transtecno.com> [cit. 2011-04-28] Transtecno – porovnání převodovek. Dostupné z:
<http://www.transtecno.com/en/products/ac/stock/>
20. <http://rrslovakia.sk> [cit. 2011-04-28] RR Slovakia – porovnání převodovek Dostupné z:
<http://rrslovakia.sk/sk/clanky/63/Harmonicke-prevody-typu-HP>

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

Zkratka/symbol	jednotka	popis
$\overline{AB}$		přímka AB
a_K	[mm]	osová vzdálenost po korekci
a_w	[mm]	osová vzdálenost
d	[mm]	průměr roztečné kružnice
d_b	[mm]	průměr základní kružnice
d_G	[mm]	průměr základní kružnice cykloidy
d_T	[mm]	průměr tvořící kružnice cykloidy
d_U	[mm]	průměr unašeče
F_t	[N]	tečná síla na kružnici
h	[mm]	výška zubů
i	[-]	převodový poměr
M_k	[Nm ⁻¹]	krouticí moment
m_n	[mm]	modul
n	[-]	počet otáček
P	[W]	výkon pohonu
p_t	[mm]	součet šířky a mezery mezi zuby
r_b	[mm]	poloměr základní kružnice
r_w	[mm]	poloměr roztečné kružnice
s	[mm]	šířka zubů na roztečné kružnici
w_{ta}	[Mpa]	pevnostní konstanta
x	[-]	korekce
z	[-]	počet zubů
z'_{min}	[-]	minimální počet zubů s dovoleným podřezáním
z_{min}	[-]	minimální počet zubů bez podřezáním
α	[°]	roztečný úhel
α_w	[°]	valivý úhel

α_y	[°]	tlakový úhel
ε	[°]	polární úhel
π	[-]	pí – 3,14159
Ψ	[-]	součinitel poměrné šířky ozubení
ω	[ms-1]	úhlová rychlost

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Silové poměry

Příloha 2 Konstrukce harmonické části EC-BOXu

Příloha 3 Vzhled EC-BOXu

Příloha 4 Zakrytí EC-BOXu

Příloha 5 Čelní pohled na výstupní převod

Příloha 6 Boční pohled na vnitřní konstrukci – první obrázek bez průhlednosti a druhý s průhledností

Příloha 7 Vnitřní konstrukce EC-BOXu

Příloha 8 Průhledná sestava EC-BOXu

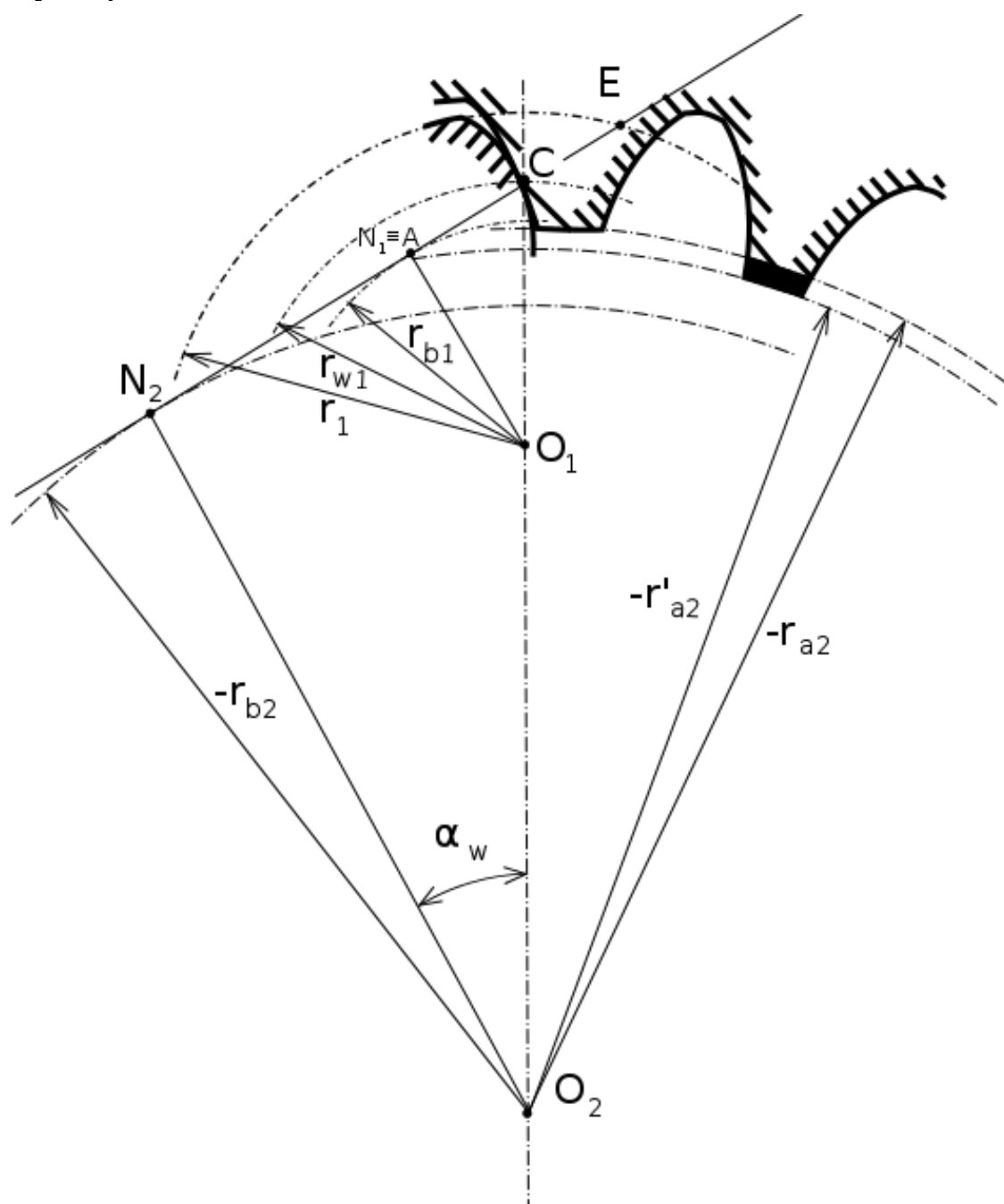
Příloha 9 Sestava EC-BOXu, vzhled EC-BOXu

Příloha 10 Nepovedená konstrukce 1

Příloha 11 Nepovedená konstrukce 2

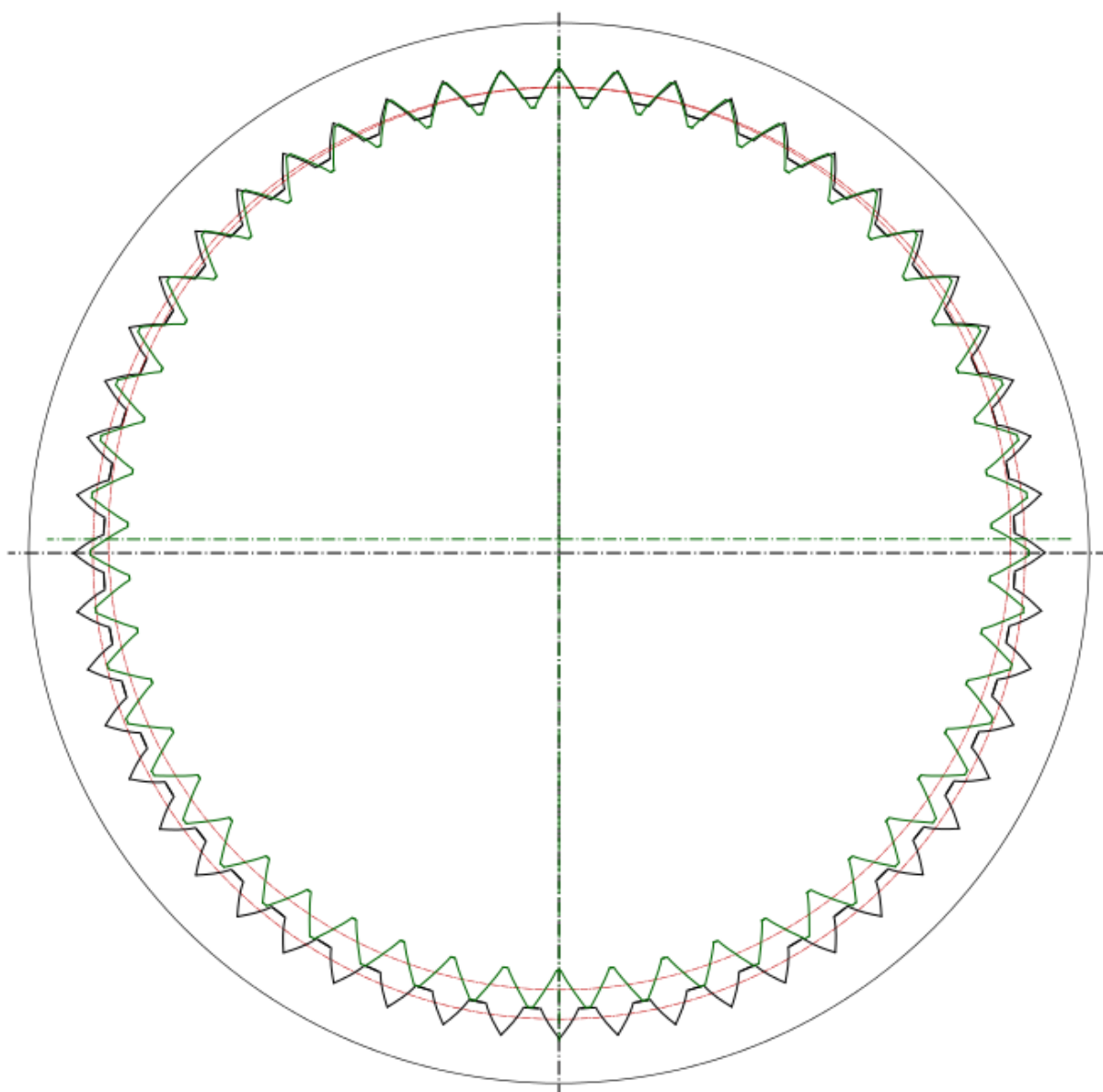
Příloha 1

Silové poměry



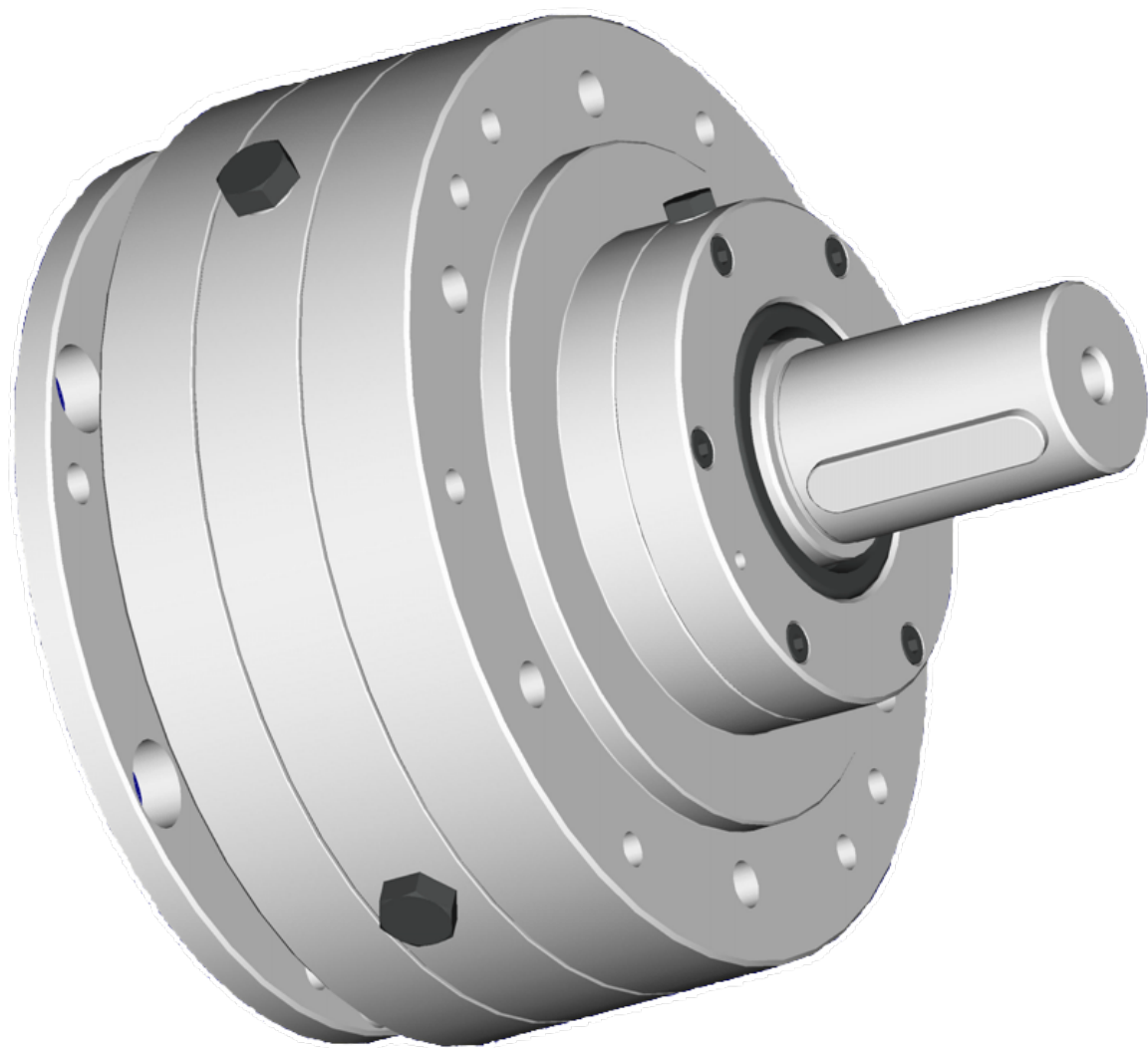
Příloha 2

Konstrukce harmonické části EC-BOXu



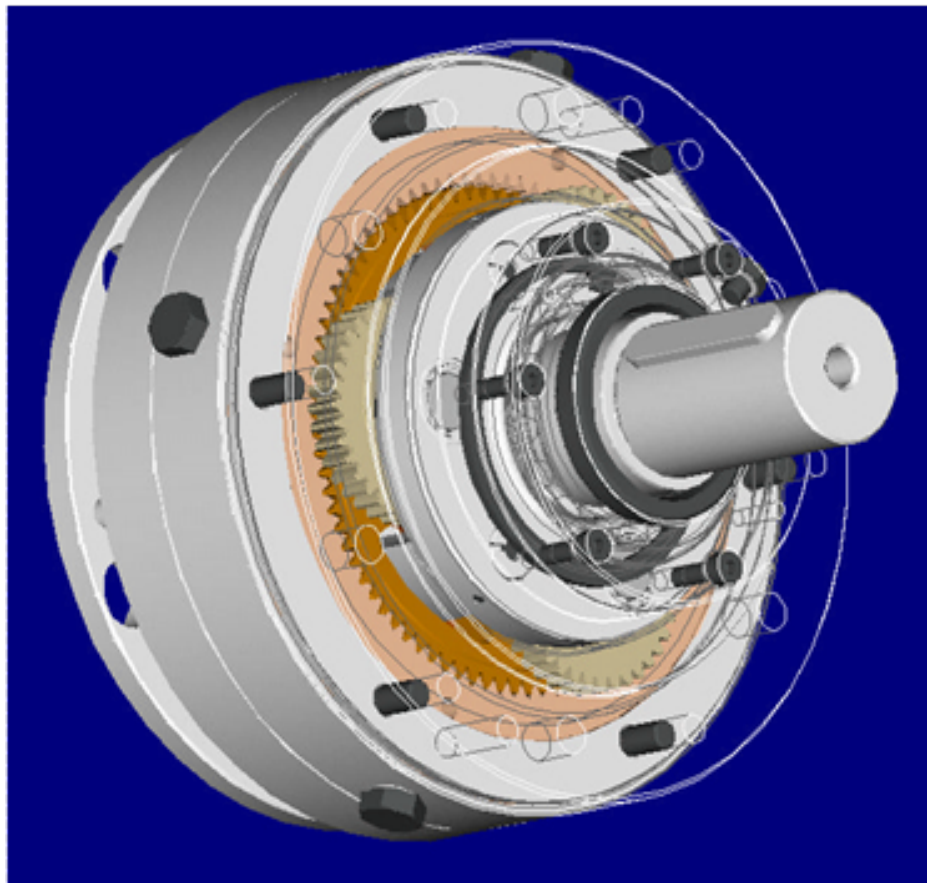
Příloha 3

Vzhled EC-BOXu



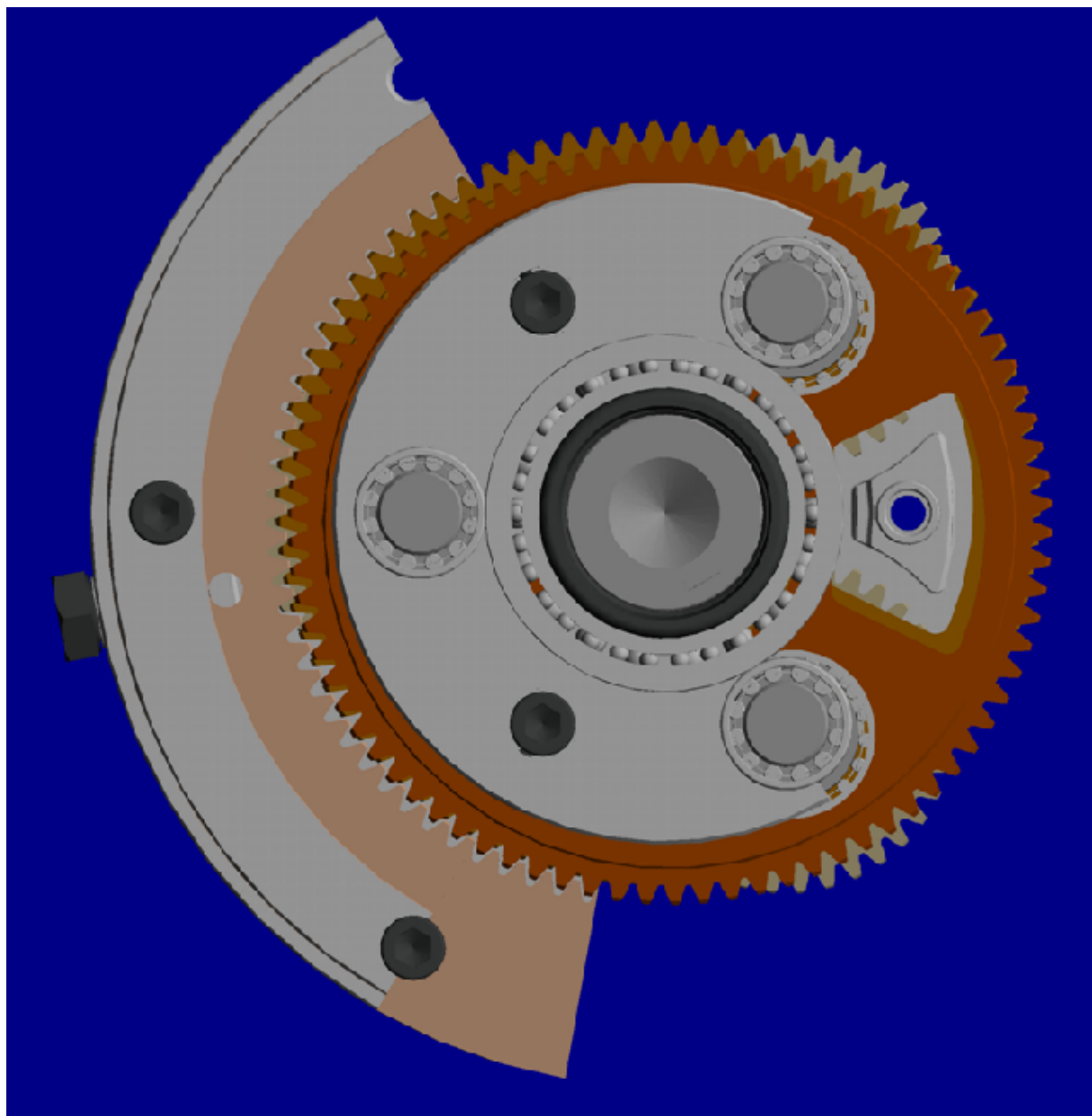
Příloha 4

Zakrytí EC-BOXu



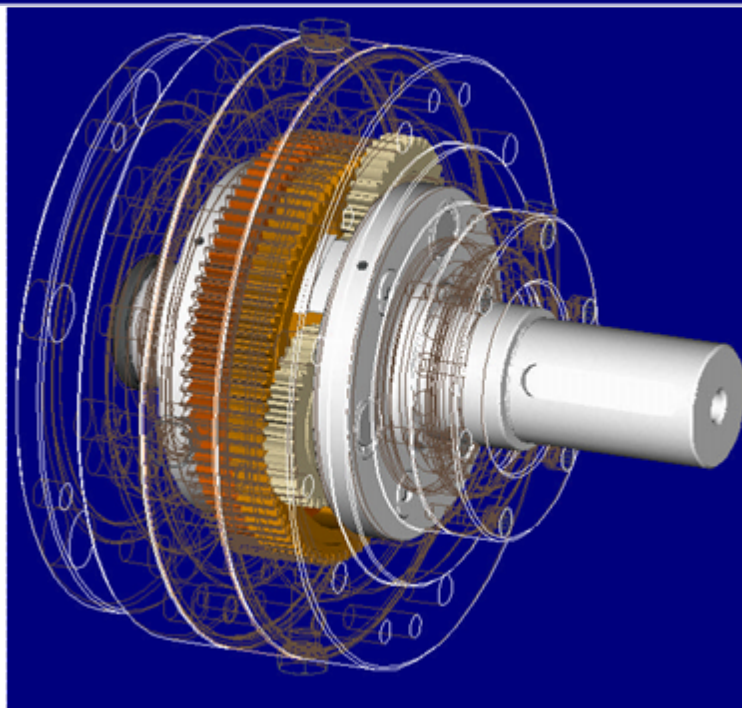
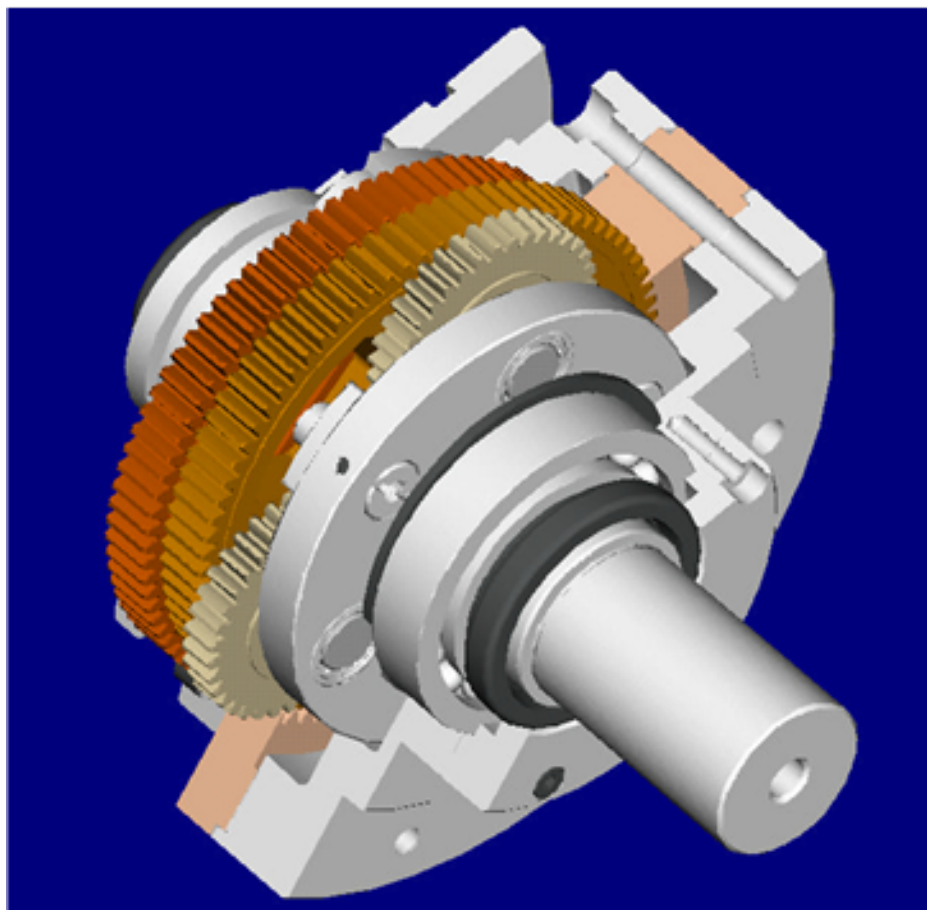
Příloha 5

Čelní pohled na výstupní převod



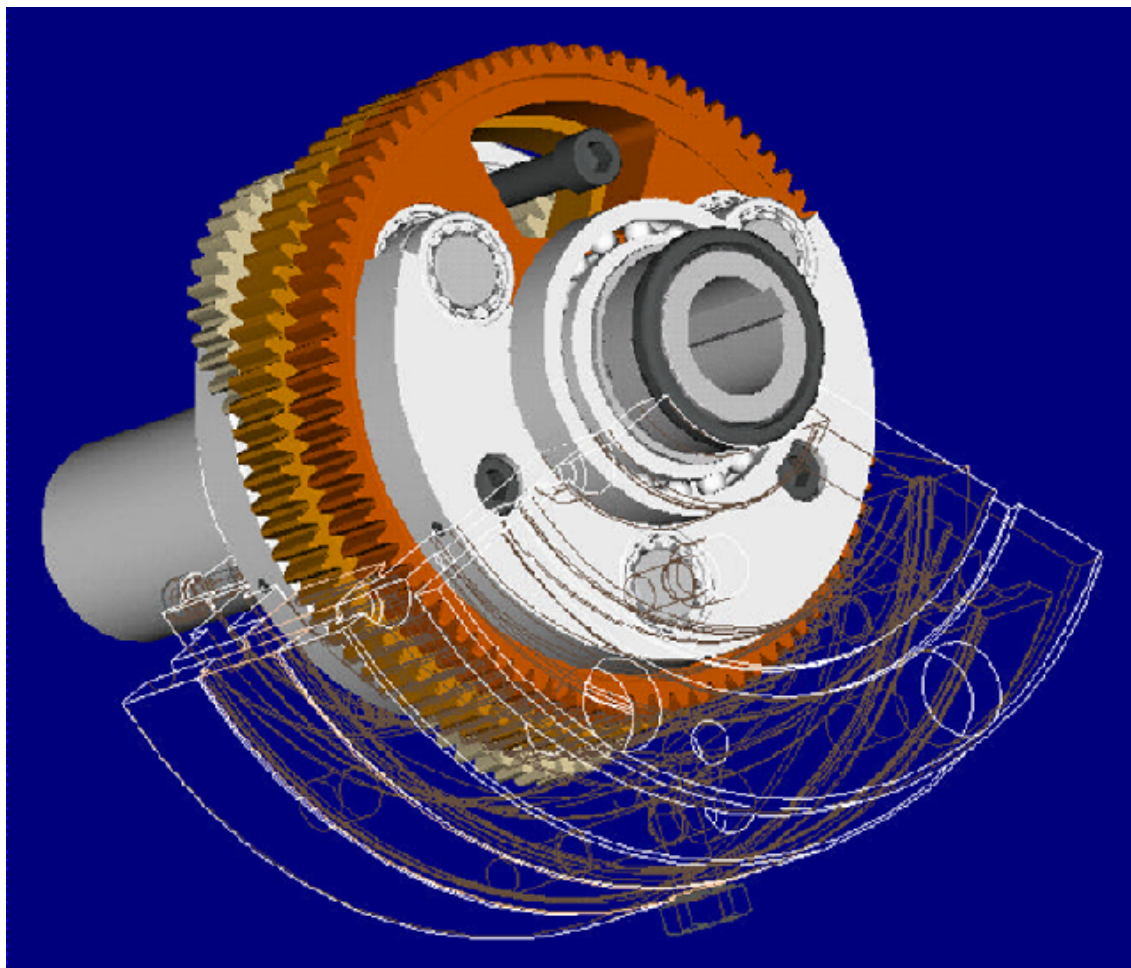
Příloha 6

Boční pohled na vnitřní konstrukci – první obrázek bez průhlednosti a druhý s průhledností



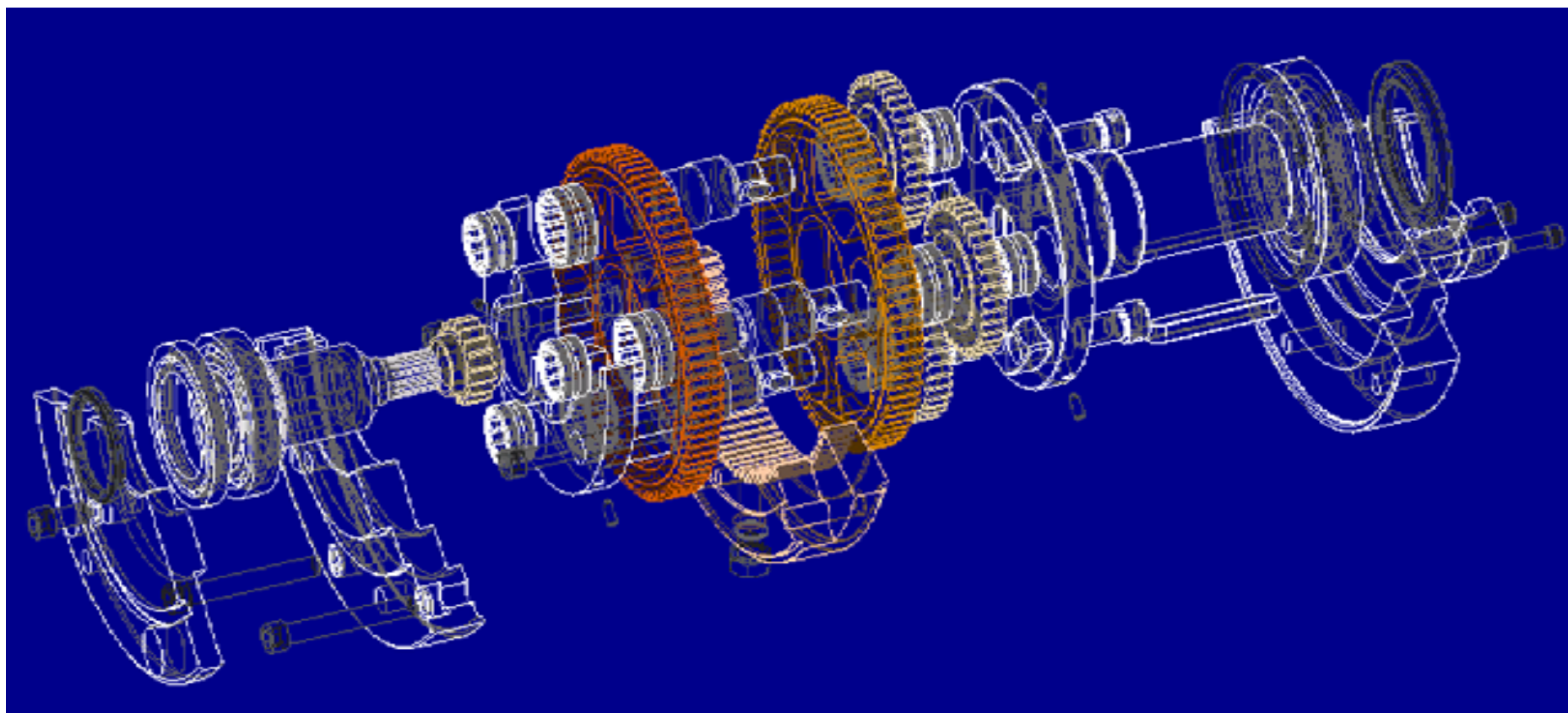
Příloha 7

Vnitřní konstrukce EC-BOXu



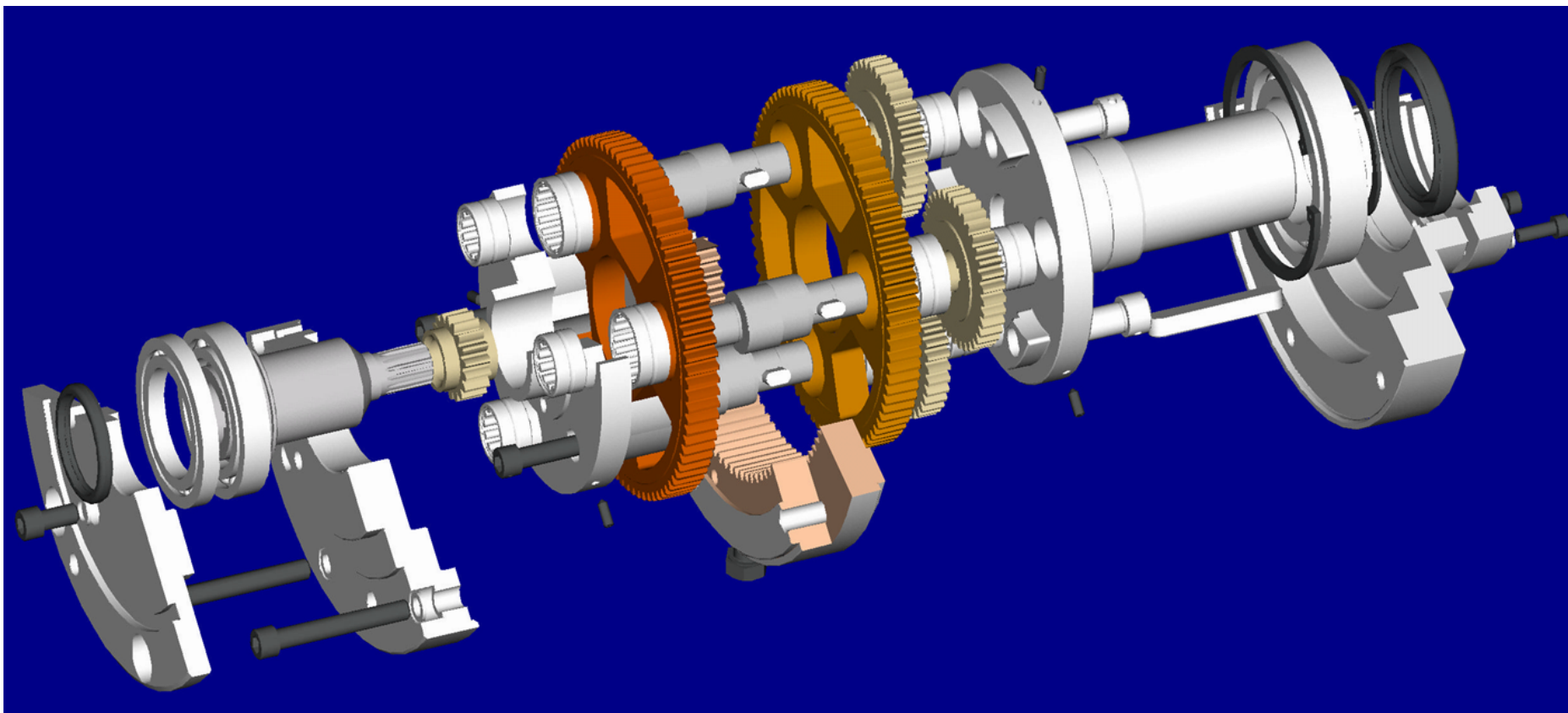
Příloha 8

Průhledná sestava EC-BOXu



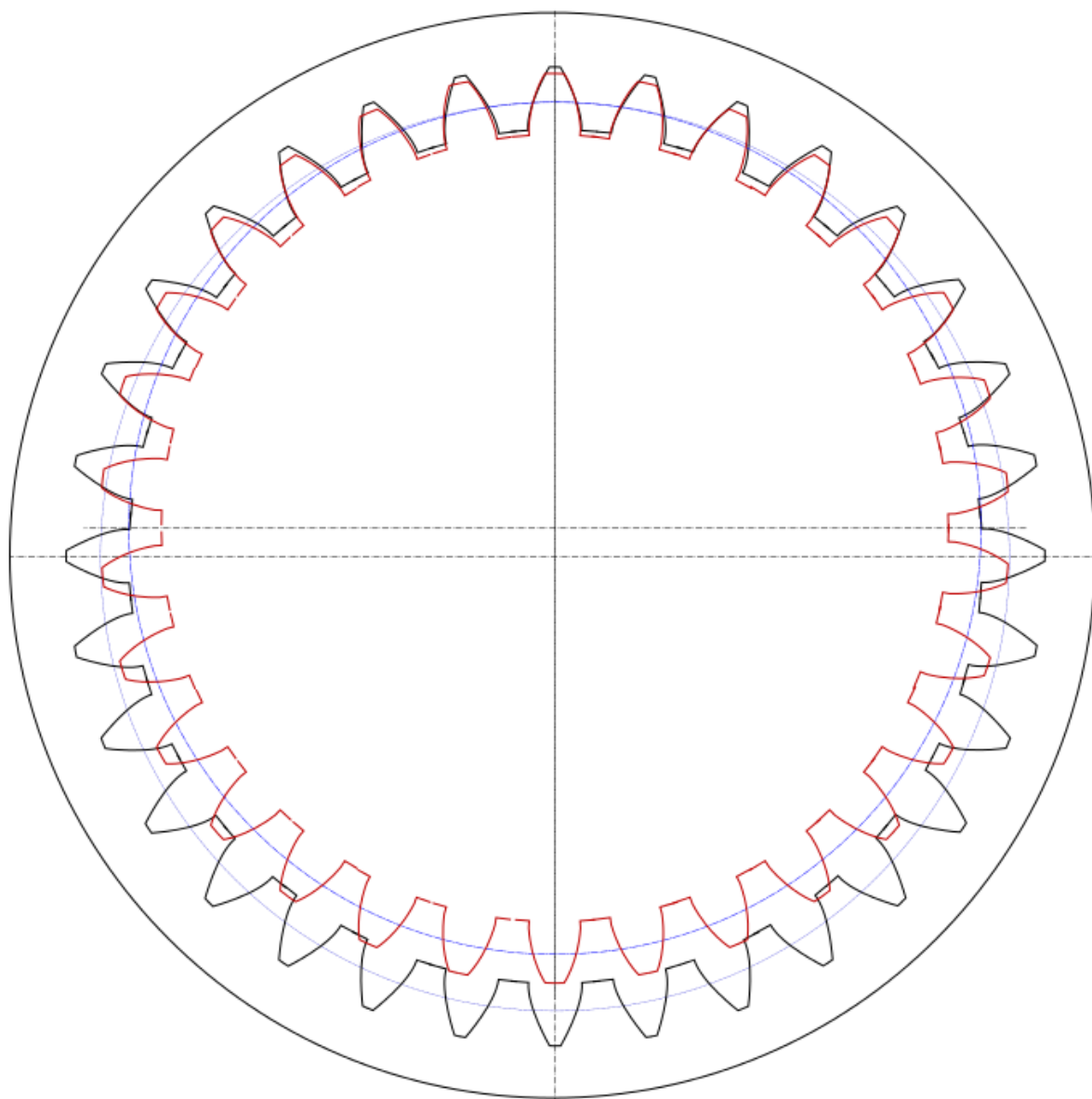
Příloha 9

Sestava EC-BOXu



Příloha 10

Nepovedená konstrukce 1



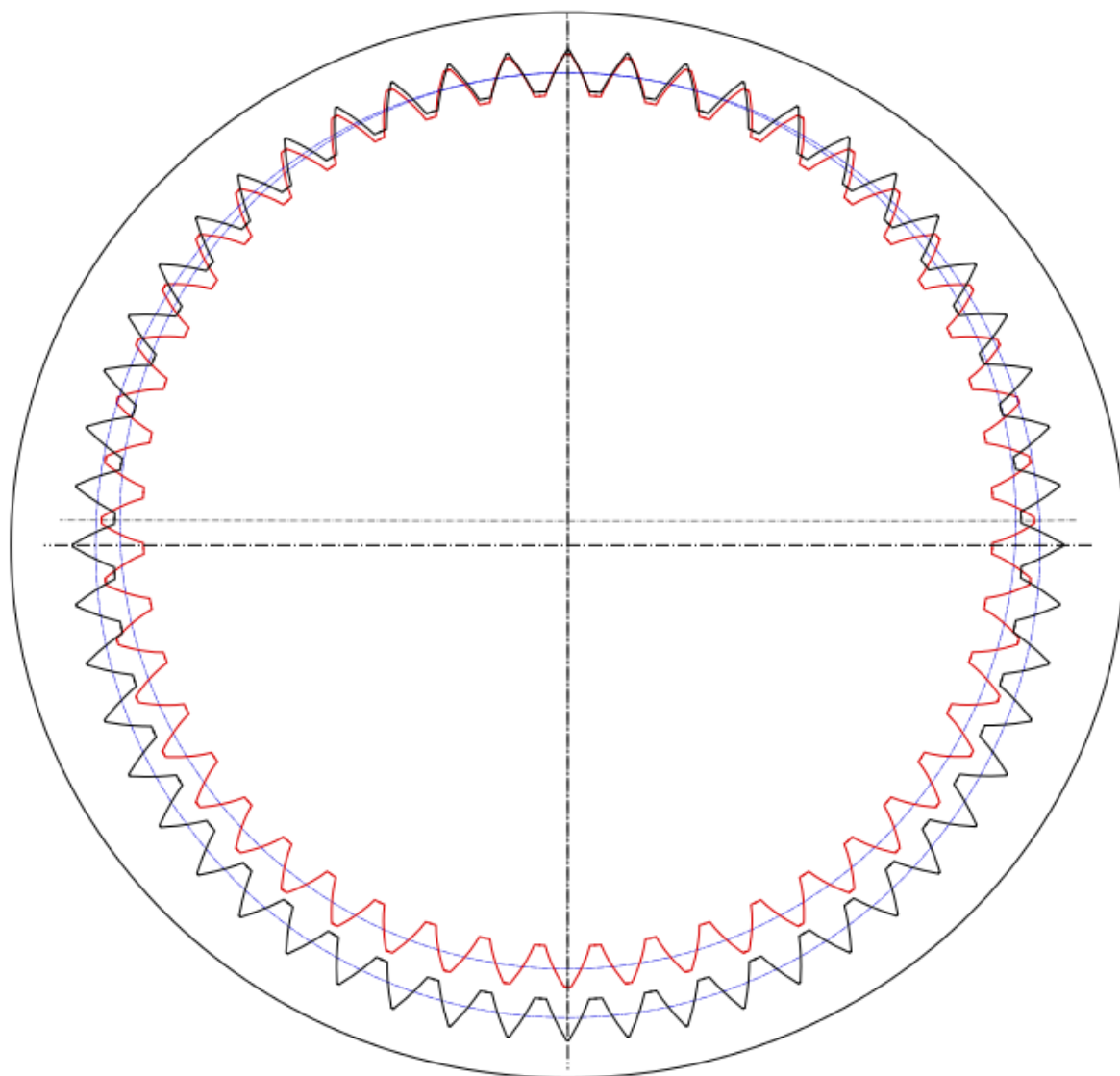
$$m_n = 5, s = 7,854 \text{ mm}, \alpha = 20^\circ$$

$$d_{a1} = 160 \text{ mm}, d_1 = 150 \text{ mm}, d_{f1} = 138,5 \text{ mm}, z_1 = 30, d_{b1} = 140,95 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 150 \text{ mm}, d_2 = 160 \text{ mm}, d_{f2} = 172,5 \text{ mm}, z_2 = 32, d_{b2} = 150,35 \text{ mm}$$

Příloha 11

Nepovedená konstrukce 2



$$m_n = 3, s = 4,712 \text{ mm}, \alpha = 28^\circ$$

$$d_{a1} = 154 \text{ mm}, d_1 = 148 \text{ mm}, d_{f1} = 140,5 \text{ mm}, z_1 = 48, d_{b1} = 130,66 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 150 \text{ mm}, d_2 = 156 \text{ mm}, d_{f2} = 163,5 \text{ mm}, z_2 = 52, d_{b2} = 137,74 \text{ mm}$$