

NÁVRH OPATŘENÍ PRO SNÍŽENÍ
HLUČNOSTI SOUKOLÍ PÁTÉHO RYCHLOSTNÍHO
STUPNĚ U PŘEVODOVKY MQ100

Tento list nahradit originálem zadání

Prohlášení

Poděkování

V první řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Robertu Voženílkovi Ph.D. za odborné vedení a rady při zpracování.

Tato práce by nemohla vzniknout bez unikátního softwarového vybavení, které mi poskytla Katedra částí mechanismů strojů Vysoké školy báňské a touto cestou bych rád vyjádřil své poděkování.

Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu oddělení kvality mechanických převodovek a podvozku koncernu Volkswagen Milanu Litoborskému. Za poskytnutí podkladů a pravidelné konzultace a odborné rady bych tímto chtěl velice poděkovat oddělení vývoje převodovek Škoda Auto a.s. a dalším, kteří přispěli svými cennými radami a zkušenostmi ke vzniku této diplomové práce.

ANOTACE

Předložená práce se zabývá problematikou hlučnosti pátého rychlostního převodu u převodovky s označením MQ100, která je součástí agregátu vozu Škoda Citigo, VW Up a Seat Mii. Výsledkem práce je návrh nového ozubení s ohledem na součinitel trvání záběru pro pátý rychlostní stupeň, s cílem eliminace hluku. Výpočet je zaměřen na celočíselný součinitel délky trvání záběru na profilu, na šroubovici a jejich kombinaci. V této práci jsou též zhodnoceny jednotlivé technologie výroby ozubení a byla navržena optimální technologie, která dovoluje nastavení požadované geometrie.

Provedl jsem analýzu současného stavu již existujících pokusů o vyřešení této problematiky. Byla použita data ze zkušebních stavů, z jízdních zkoušek a především výkresových dokumentací současného ozubení. Posoudil jsem již dosažené výsledky a navrhl ozubení, při jehož konstrukci jsem vycházel ze zkušeností předních odborníků v tomto oboru.

KLÍČOVÁ SLOVA: hlučnost, pátý, rychlost, převod, ozubení, technologie, geometrie, záběr, převodovka, MQ100

ANNOTATION

The submitted work is concerned with loudness problems of the fifth gear in gearbox with specification MQ100, which is built in Škoda Citigo, VW Up and Seat Mii. The result of my work is a new concept of gearing regarding integer contact ratio for the fifth gear, with a view to loudness elimination. In this work, there is also an evaluation of the technologies of gearing production and the one, which allows the optimal setup for a new geometry was picked.

I made a research in history of attempts to solve the loudness issues. I used some data from the End of Line tests, data from the driving tests and especially the drawing data and measurements of current used gearings. I made a statement and then I designed a new gearing. During the designing I was cooperating with many reputable experts of this domain.

KEY WORDS: loudness, fifth gear, gearing, technology, geometry, contact ratio, gearbox, MQ100

OBSAH

POUŽITÉ ZNAČENÍ.....	8
POUŽITÉ ZKRATKY A CIZÍ SLOVA	10
ÚVOD	11
1. MECHANICKÉ OZUBENÉ PŘEVODY	13
1.1. Čelní soukolí se šikmými zuby.....	13
1.2. Záběrové poměry čelního soukolí se šikmými zuby	15
1.3. Silové poměry čelního soukolí se šikmými zuby	16
1.4. Chyby převodu	17
1.5. Dotyk zubů	18
1.6. Typy nesení.....	19
1.6.1. Plné nesení	19
1.6.2. Zrcátkové nesení	19
1.6.3. Nesení v hlavě a v patě	19
1.6.4. Rohové a kónické nesení	20
1.6.5. Přebíhající stopa.....	20
1.7. Boční vůle.....	21
1.8. Modifikace tvarů zubů.....	22
1.8.1. Výrobní úchytky	22
1.8.2. Deformační úchytky	24
1.8.3. Základní typy modifikací.....	24
1.8.3.1. Výškové modifikace	25
1.8.3.2. Podélné modifikace.....	25
1.9. Vliv modifikací ozubení na záběrové poměry.....	26
1.10. Měření ozubení	27
1.10.1. Analýza měrového protokolu.....	28
1.11. Hluk.....	32
1.12. Akustické zkoušky v sériové výrobě Škoda Auto a.s.	32

1.12.1.	Zkouška EOL.....	32
1.12.2.	Jízdní zkouška.....	33
2.	ANALÝZY SOUČASNÉHO STAVU.....	36
2.1.	Kinematické schéma převodovky MQ100	37
2.2.	HCR ozubení a celočíselné trvání záběru.....	37
2.3.	Sražení zubů	39
2.4.	Programy pro výpočet geometrie soukolí.....	40
2.5.	Základní parametry ozubení MQ100.....	44
2.6.	Vliv axiální vůle na $\varepsilon\alpha$	45
2.7.	Technologie výroby.....	47
3.	NÁVRH ŘEŠENÍ	49
3.1.	Návrh řešení č. 1	49
3.2.	Návrh řešení č. 2.....	53
3.2.1.	Komentář k variantě 1.....	54
3.2.2.	Komentář k variantě 2.....	55
3.3.	Návrh řešení č. 3	57
3.3.1.	Návrh v DMK	57
3.3.2.	Návrh v programu GEOMETRIE.....	61
	Profil navrženého soukolí.....	63
3.3.3.	Tabulka rozměrů vypočteného ozubení.....	64
4.	ZÁVĚR.....	65
	LITERATURA	67
	PŘÍLOHY	68

POUŽITÉ ZNAČENÍ

a	osová vzdálenost	[mm]
a_w	pracovní osová vzdálenost	[mm]
b	šířka ozubení	[mm]
b_p	provozní šířka	[mm]
b_w	šířka překrytí	[mm]
c^*	poměrná hlavová vůle	[1]
C_α	soudkovitost profilu	[μm]
C_β	soudkovitost šroubovice	[μm]
d_a	průměr hlavové kružnice	[mm]
d_{Na}	průměr kružnice konce záběru	[mm]
d_f	průměr patní kružnice	[mm]
d_{Ff}	průměr kružnice začátku evolventy	[mm]
F	síla	[N]
F_t	tečná síla	[N]
F_a	axiální síla	[N]
F_n	normálová síla	[N]
F_r	radiální síla	[N]
$f_{H\alpha}$	úchylka sklonu profilu	[μm]
f_α	celková úchylka profilu	[μm]
$f_{f\alpha}$	úchylka tvaru profilu	[μm]
f_{Ko}	Kopfrücknahme	[μm]
$f_{H\beta}$	úchylka sklonu šroubovice	[μm]
f_β	celková úchylka šroubovice	[μm]
$f_{f\beta}$	úchylka tvaru šroubovice	[μm]
f_{pt}	úchylka čelní rozteče	[μm]
h	výška zubu	[mm]
h_a	výška hlavy zubu	[mm]
h_a^*	poměrná výška hlavy zubu	[1]
h_f	výška paty zubu	[mm]
h_p	provozní výška	[mm]
h_w	výška překrytí	[mm]
h_{FfP01}^*	poměrná výška ke sražení pastorku	[1]

h_{FfP02}^*poměrná výška ke sražení kola	[1]
h_{aP01}^*poměrná výška hlavy pastorku	[1]
h_{aP02}^*poměrná výška hlavy kola	[1]
ipřevodový poměr	[1]
jboční vůle	[mm]
L_phladina akustického tlaku	[dB]
l_α, l_βvyhodnocovací délka při určování úchylek	[mm]
Mtočivý moment	[Nm]
m_nnormálový modul.....	[mm]
Pvýkon	[W]
pakustický tlak	[Pa]
p_0vztažný akustický tlak	[Pa]
p_tčelní rozteč.....	[mm]
R_zvýšky nerovností povrchu (drsnot povrchu)	[μm]
r_apoloměr hlavové kružnice	[mm]
r_bpoloměr základní kružnice.....	[mm]
s_{P01}šířka na roztečné kružnici pastorku	[mm]
s_{P02}šířka na roztečné kružnici kola	[mm]
vrychlost	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
zpočet zubů.....	[1]
αúhel profilu	[$^\circ$]
α_{P0}úhel profilu	[$^\circ$]
α_{KP01}úhel profilu srážecí hrany pastorku	[$^\circ$]
α_{KP02}úhel profilu srážecí hrany kola	[$^\circ$]
βúhel sklonu.....	[$^\circ$]
ε_αtrvání záběru v čelní rovině (od profilu).....	[1]
ε_βtrvání záběru v normálové rovině (od sklonu / na šroubovici).....	[1]
ε_γcelkový součinitel délky trvání záběru	[1]
ρ_f^*poměrný rádius paty zubu.....	[1]
ρ_{aP01}^*poměrný rádius zaoblení hlavy pastorku	[1]
ρ_{aP02}^*poměrný rádius zaoblení hlavy kola	[1]
δ_oohybové napětí.....	[Pa]
δ_ttahové/tlakové napětí	[Pa]
τsmykové napětí	[Pa]

ω úhlová rychlost [rad.s⁻¹]

POUŽITÉ ZKRATKY A CIZÍ SLOVA

low-costanglický ekvivalent pro nízkonákladový
zoompřiblížení, zvětšení
DINněmecká norma (Deutsches Institut für Normung)
ČSNčeská norma
VŠBVysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
TULTechnická univerzita v Liberci
DMKdiagram mezních korekcí
HCRHigh Contact Ratio (soukolí s prodlouženým trváním záběru)
EOLEnd of Line (zkušební stavy měřící hlučnost převodovek na konci výrobní linky)
Kopfrücknahmetyp modifikace na přechodu funkční evolventy do hlavového sražení zubu
Mdkmíra přes kuličky
Köpingsražení čel ozubení
Schränkungswinkelúhel vyklonění honovacího kroužku
Vollprofilrollenplnoprofilové orovnávače
Radiusformrollenrádiusové orovnávače pro cílené orovnávání

ÚVOD

Hospodářská soutěž a konkurence na trhu automobilů je čím dál větší a postupem času čím dál vyrovnanější. Automobilky se proto snaží zaujmout zákazníky ne jen designem, spolehlivostí, bezpečností, spotřebou, ale i co nejvyšší kvalitou a komfortem svých automobilů. Právě kvalita a komfort jsou často tím posledním a rozhodujícím vlivem, který zapříčiní úspěšný či neúspěšný prodej. Byly doby, kdy si lidé kupovali levná auta spíše pro užitek, nežli pro požitek z jízdy. Nebylo zvykem přísně hodnotit drobné nedostatky, se kterými se u low-costových aut počítalo, hlavně, že byla levná a sloužila. Naopak, pokud zákazníkovi záleželo více na komfortu, musel si připlatit za vyšší třídu.

Právě díky postupně větší vyrovnanosti konkurentů na trhu a díky poptávce po levných automobilech tento předsudek již neplatí. Automobilky musejí vyrábět co nejkvalitnější levná auta s co nejmenší spotřebou, líbivým designem, s nejvyšší bezpečností a spolehlivostí a se snahou poskytnutí co největšího jízdního komfortu pro zákazníka. Právě jízdní komfort je od stále náročnějšího spotřebitele požadován. S jízdním komfortem, jinak řečeno kvalitou jízdy, souvisí celá řada parametrů. Automobil s dobrým komfortem je dobře ovladatelný a zároveň pohodlný pro řidiče a posádku. Z pohledu převodovky se pojmem pohodlí rozumí minimum vibrací, hluku, ale také například přesné a snadné řazení.

Právě zmíněný parametr „hluk“ je element, který je velkým tématem při posuzování kvality. Hluk je definován jako zvuk periodického či neperiodického charakteru, škodlivý či nepříjemný svou nadměrnou intenzitou. Účinek hluku je subjektivní (obtěžující, rušící soustředění a psychickou pohodu) a objektivní (měřitelný). Zdrojů hluku může být plno, ať už se jedná o konkrétní zdroje hluku přímo na automobilu (ventilátor, kompresor, sání a výfuk) nebo se jedná o vznik hluku v důsledku pohybu a v závislosti na rychlosti (interakce kol s vozovkou, aerodynamika vozu, hluk převodového ústrojí atd.). Jiné zdroje hluku mohou pocházet například od vibrací vlivem nerovnoměrnosti chodu motoru, jeho nevyvážením, buzeným kmitáním od nerovného povrchu vozovky atd.

Eliminace hluku se dá provést mnoha způsoby. Základem je nalezení zdroje hluku. Nejlepší je pokusit se zdroje hluku eliminovat, pokud je to možné. V případě, že možnost eliminace zdroje hluku není reálná, zbývá pokusit se o snížení přenosu pomocí izolačních materiálů, případně přerušením tzv. akustických můstků. Nebo je dobré, snažit se o částečnou eliminaci pomocí vhodného konstrukčního řešení.

Tato diplomová práce pojednává o řešení hlučnosti převodového ústrojí s ozubenými soukolími. Hlučnost převodovky s ozubenými soukolími nelze logicky zcela eliminovat. Jde ji pouze snižovat vhodnými modifikacemi a konstrukčními opatřeními. Současné podmínky a

vysoké požadavky spotřebitele nutí výrobce neustále hledat způsoby zvyšování kvality za účelem snižování hlučnosti a vibrací převodovek. Při zvyšujícím se tlaku na snižování hmotnosti a ceny vozu se zvyšují požadavky na minimalizování akustického projevu převodovky precizní výrobou. U malých levných aut to platí o to více, protože je zde v porovnání s luxusními auty poměrně málo prostoru na odhlučňovací prvky.

Na celkové úrovni vibrací a hluku automobilových převodovek se výrazně podílí přesnost a kvalita výroby a uložení ozubených kol, hřídelů a valivých ložisek. Ozubení a valivá ložiska jsou nejvýraznějším budičem vibrací automobilových převodovek. Ve spektrech vibrací převodovky se projevují jednak zubové frekvence, které závisejí na obvodové rychlosti ozubení a na zatížení (přenosu výkonu) a jednak ložiskové frekvence, které závisejí na rozměrech ložiska, velikosti provozní radiální vůle atd.

Po třech letech ve výrobě a početných optimalizacích převodovky MQ100 se podařilo vibrace snížit zejména pomocí úprav mikrogeometrie, avšak za cenu mimořádných požadavků na přesnost a technologii výroby ozubení. Je zřejmé, že jde o problematiku velmi komplexní a zdrojů problémů může být jistě nespočet, z čehož řadu z nich není ani možno dobře postihnout a ovlivnit. Může jít o problematiku výhodnosti samotné dvouhřídelové koncepce, tuhosti skříňových obalů a uložení (ložiska), rozmístění žebrování po velkých plochách a eliminace šíření vibrací, poloha řadicích a pevných kol atd.

Cílem této diplomové práce je popsat problematiku vibrací převodovky MQ100 pokud možno z jiného pohledu, než tomu bylo doposud, a to pokusit se optimalizovat délku trvání záběru a zjistit její vazbu na konstrukční a výrobní možnosti ozubení.

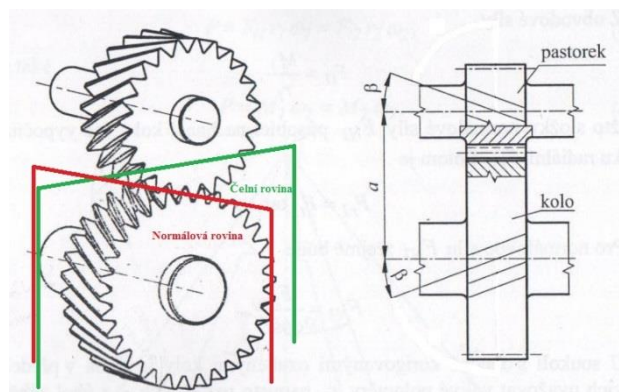
1. MECHANICKÉ OZUBENÉ PŘEVODY

Mechanické ozubené převody umožňují přenášení výkonu mezi motorem a pracovním ústrojím. Transformací se rozumí změna parametrů výkonu, kterými jsou obecně síla F a rychlost v při pohybu přímočarém a moment M a úhlová rychlost ω při pohybu rotačním. Většina ozubených převodů realizuje v praxi transformaci výkonu při rotačním pohybu na vstupu i na výstupu. Zpravidla se snižuje úhlová rychlost a zvyšuje moment, je tedy $\omega_1 > \omega_2$ a $M_1 < M_2$. Poměr úhlových rychlostí se nazývá převodový poměr s označením i . Je-li $i > 1$ jedná se o převod „do pomala“, je-li $i < 1$, mluvíme o převodu „do rychla“.

Ozubené převody neboli ozubená soukolí, vytvářejí tvarovou vazbu mezi hnacím a hnaným hřídelem a umožňují tak přenos a transformaci výkonu. Protože polohy os hřídelů mohou být rovnoběžné, různoběžné či mimoběžné, existují různé druhy soukolí, jako čelní, kuželová, šroubová, šneková. Ozubení může být přímé, šikmé, šípové, nebo zakřivené. Pomocí těchto typů ozubených převodů nebo jejich vzájemnou kombinací lze přenést ve stroji výkon z hnacího hřídele na hřídel hnaný. V převodovce jsou osy hřídelů vždy rovnoběžné, popřípadě totožné, umožňuje-li převodovka přímý záběr. V praxi se však vlivem zatížení poloha hřídelů v řádech tisícín až setin milimetrů mění. Hřídele se prohýbají a kříží, vznikají další deformace skříní a ozubení. Ozubení dopředných rychlostních převodů je zpravidla čelní šikmé (nejde-li o převodovku závodní, u té bývá ozubení všech převodů čelní přímé). Převod pro zpětný chod může být řešen různými konstrukčními způsoby, avšak nejčastěji se vyskytuje přesuvné vložené kolo s přímým čelním ozubením, či řazené kolo pomocí řadicí spojky se stálým záběrem, které má ozubení šikmé.

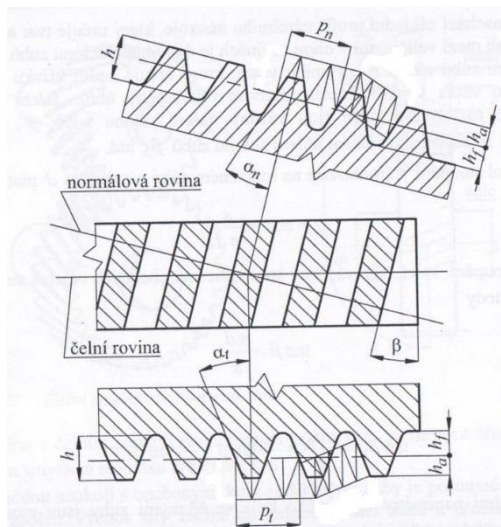
1.1. Čelní soukolí se šikmými zuby

Geometrické veličiny popisující ozubení se vztahují jednak k čelní rovině a jednak k rovině normálové, jejíž normála má směr zubu určený úhlem β . V této rovině se nachází základní profil výrobního nástroje, který určuje tvar a velikost zubů. Vztah mezi veličinami v obou rovinách je dán úhlem sklonu zubů. Výchozími parametry ozubeného kola se šikmými zuby jsou normálový modul m_n totožný



Obr. 1-1 Ozubená kola s čelním šikmým ozubením [4]

s modulem nástroje, počet zubů z a úhel sklonu zubů β . Pomocí těchto tří parametrů se určují ostatní geometrické veličiny soukolí, jako rozteč v čelní rovině p_t , čelní modul m_t , výška zubu h , výška hlavy h_a , výška paty h_f , úhel profilu α_t , osová vzdálenost a a další.

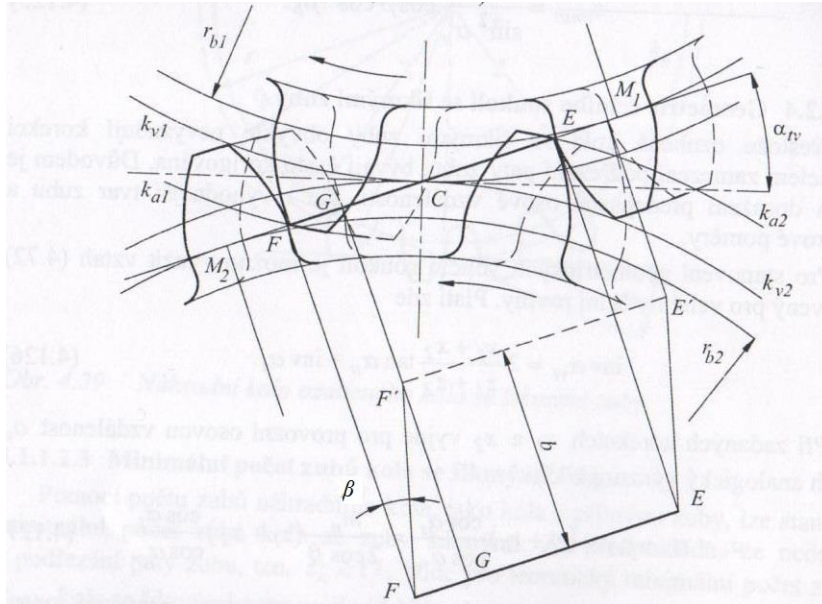


Obr. 1-2 Ozubená kola s čelním šikmým ozubením [4]

Výhodou soukolí s ozubenými koly s šikmými zuby je postupné zatěžování zubů v záběru. Přenos síly začíná na jednom konci zubu a přechází plynule k druhému. Tím se snižují silové rázy a vznik vibrací a zlepšují se dynamické poměry. Navenek se tato skutečnost projeví relativně nízkým hlukem. Větší součinitel trvání záběru v důsledku šroubovitého tvaru zubů vede k vyšší únosnosti a možnosti přenosu vyšších výkonů, než je tomu u kol se zuby přímými. Nevýhodou je vznik axiální síly v záběru, která musí být zachycena v uložení hřídele.

1.2. Záběrové poměry čelního soukolí se šikmými zuby

Záběr ozubených kol se šikmými zuby se vyznačuje větší plynulostí, než je tomu u kol s příkými zuby. V důsledku sklonu zubu u šikmého ozubení začne zub zabírat nejprve na svém konci, který je pootočen ve směru rotace vůči druhému, na kterém se záběr zubu ukončí.



Obr. 1-3 Záběrové poměry čelního soukolí se šikmými zuby [4]

Dva spoluzabírající zuby se přitom dotýkají v pomyslné úsečce, která je odkloněná od osy rotace o úhel β . V záběrové rovině je úsečka $|EF|$ v jedné krajní čelní rovině posunuta o délku $|FG|$ vůči záběrové úsečce $|E'F'|$ ve druhé krajní čelní rovině. Posunutí $|FG|$ je úměrné šířce kola b a úhlu sklonu zubů β a prodlužuje trvání záběru.

Pro popis záběrových poměrů se zavádí celkový součinitel trvání záběru ε_γ , který se skládá ze složky trvání záběru v čelní rovině (od profilu) ε_α a ze složky trvání záběru v normálové rovině (od sklonu / na šroubovici) ε_β . [4]

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (1)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \sin \alpha_t}{p_t} \quad (2)$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \tan \beta}{p_t} \quad (3)$$

r_a poloměr hlavové kružnice

r_b poloměr základní kružnice

a osová vzdálenost

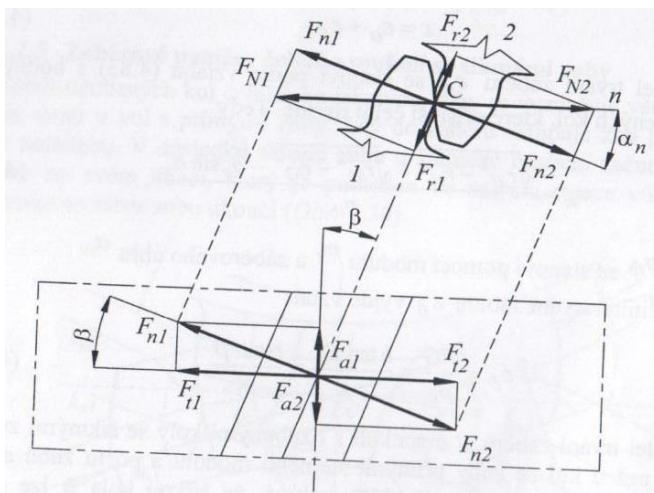
p_t čelní rozteč
 b šířka ozubení

Pro plynulost a nízkou hlučnost se doporučuje součinitel délky trvání záběru co nejvyšší, pokud možno celočíselný. Minimum je teoreticky 1, v praxi nesmí být pod 1,2. Ve Škoda Auto je většinou větší, než 1,5.

Nutno ještě zmínit, že u převodů s čelním ozubením jde při záběru vždy o kombinaci valení a skluzu. Valení probíhá vždy pouze na valivé kružnici v pólu pohybu, mimo nastává skluz, který se se vzdáleností od pólu zvyšuje a maxima dosahuje u hlav a pat zubů.

1.3. Silové poměry čelního soukolí se šikmými zuby

Při přenosu výkonu P při úhlové rychlosti ω_1 hnacího hřídele působí na pastorku točivý moment M_1 . Záběrem se přenáší síla F_N ve směru společné normály spoluzabírajících zubů. Síla hnacího kola F_{N1} (hnací kolo je označeno indexem 1) leží v normálové rovině na nositelce n , která je odkloněna od tečné roviny roztečných válců o úhel záběru α_n .



Obr. 1-4 Silové poměry čelního soukolí se šikmými zuby [4]

V této normálové rovině se rozkládá

do normálového směru a radiálního směru, tedy na F_{n1} a F_{r1} . V názorném statickém případě k nim přísluší dle Newtonova zákona stejně velké reakce opačného směru od hnaného kola (složky od reakcí hnaného kola jsou vždy označeny indexem 2).

Rozložíme-li F_{N1} v tečné rovině, dostaneme její tečnou složku F_{t1} do obvodového směru, která působí na poloměru r_1 roztečné kružnice a tvoří točivý moment, a dále axiální složku F_{a1} působící v ose kola.

Zub je tak prakticky namáhán na ohyb, stříh a otěr. Vlivem otěru může docházet k zadírání či tzv. pittingu.

K zadírání dochází zejména při vysokých otáčkách, násobí se rychlost skluzu se zatížením a dojde k porušení lokální vrstvy oleje mezi zuby a materiály se vzájemně vysoce zahřejí, vzniká otěr a ztrácí se korektnost záběru. Tyto změny se navenek projeví rostoucím hlukem s konečným silovým lomem zubu.

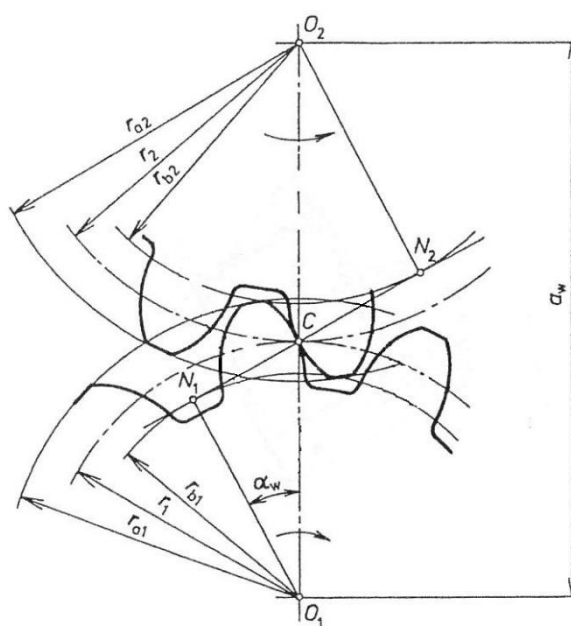
Pitting je tzv. dolíčkové opotřebení, které má za následek vydrolování materiálu. Příčinou je mimo jiné mívivé nebo cyklické namáhání. Vychází z toho, že každý materiál má v sobě trhlinky. Jejich velikosti, tvaru a směru lze předejít vhodným stylem obrábění. Pitting má únavovou charakteristiku, to znamená, že se časem zvětšuje. Při záběru je do dolíčku vtlačován olej, který způsobuje lokální zvýšení tlaku a únavu materiálu. Důležitými faktory pro předejití pittingu může být kvalita a odolnost povrchu, druh a kvalita oleje, či například odolnost vůči zatížení Hertzovým tlakem. Projevuje se zvyšujícím se hlukem a následným únavovým či silovým lomem.

1.4. Chyby převodu

Jedním z důvodů použití evolventního ozubení je, že oddálení/přiblížení středů kol nezpůsobí změnu převodu. Je třeba zmínit, že ozubené soukolí může mít chybu převodu, a to tehdy, pokud normála $|N_1N_2|$ k dotýkajícím se zubům neprotíná spojnicí středů kol $|O_1O_2|$ vždy ve stejném místě (tedy v bodě C).

Chyba převodu může následně vytvářet vibrace a způsobovat hluk. Chyba způsobující vibrace, může vzniknout z mnoha příčin. Vyberu alespoň některé.

1. Výrobní chyby – říká se, že kolo je nepřesnější na obráběcím stroji. Jakmile se sundá, vzniká chyba.
 - a. radiální házení – je dáno zejména upínacím přípravkem
 - b. chyba profilu – je dána nástrojem
 - c. chyba na šroubovici – je dána seřízením obráběcího stroje
2. Tepelné zpracování
 - a. je třeba správně definovat změny geometrie. Profil může růst, nebo se zmenšovat, šroubovice β se vždy narovnáva
 - b. chybný návrat k referenční ose
3. Deformace
 - a. zubů při zatížení
 - b. hřídelí
 - c. ložisek



Obr. 1-5 Chyba převodu

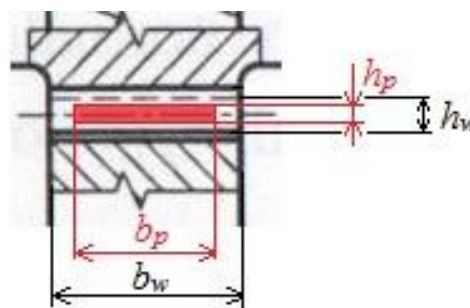
d. skříní

Nyní je třeba říci, že řadu vlivů není možné ovlivnit a ani postihnout. Je třeba se ale zaměřit na to, co ovlivnit lze. Co se týče deformací skříní, ložisek a hřídelů, provádí se testování těchto parametrů dynamickými testy (protáčení pod zatížením) na Vysoké škole báňské v Ostravě a ve vývoji Škoda Auto a.s.

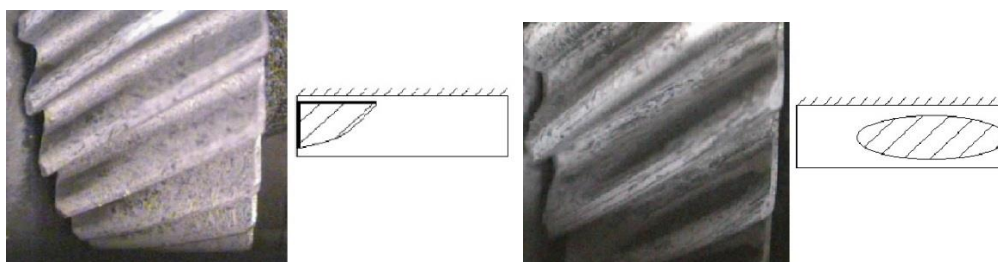
V průběhu této práce bych se rád zaměřil na návrh ozubení, kde mohu počítat s deformacemi vlastních zubů pod zatížením s ohledem na celočíselný koeficient trvání záběru.

1.5. Dotyk zubů

Oblast pro dotyk zubů se ohraničuje mezemi takzvané provozní šířky b_p a provozní výšky h_p zubu. Ty by teoreticky měly ležet mimo hrany těchto dílů s dostatečnou rezervou. V praxi se udává poměr této plochy vůči celému teoretickému vzájemnému překrytí b_w a h_w , jako $\frac{b_p \cdot h_p}{b_w \cdot h_w}$. Oblast dotyku neboli oblast nesení, se v praxi posuzuje pomocí tzv. zkoušky na barvu neboli zkoušky stop. Zkoušené soukolí se v převodovce natře barevným nátěrem. Převodovka se při protáčení zatíží stanoveným momentem. V místě dotyku spoluzabírajících ozubených kol je pak vidět záběrová stopa (obr. 1-7). Tento postup byl zaveden ve Škoda Auto a hojně se používá k zjišťování skutečného nesení během provozu pod různými zatíženími.



Obr. 1-6 Oblast pro dotyk zubů



Obr. 1-7 Příklady záběrových stop

1.6. Typy nesení

1.6.1. Plné nesení



Obr. 1-8 Plné nesení

Plné nesení se vytvoří zpravidla při vysokém zatížení. V provozu se projevuje nízkou hlučností.

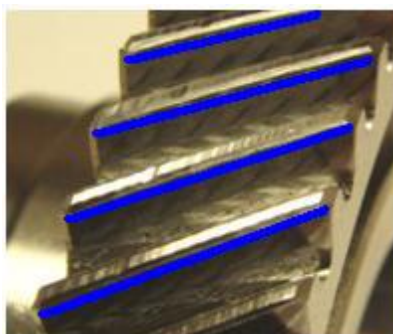
1.6.2. Zrcátkové nesení



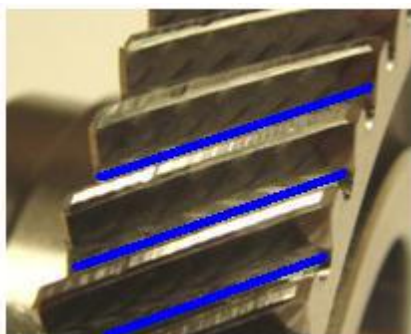
Obr. 1-9 Zrcátkové nesení

Zrcátkové nesení má na rozdíl od plného nesení menší nosný podíl s určitou rezervou pro modifikace. Vzniká při malém zatížení v běžném provozu. Důvodem je soudečkovitost (viz dále *Analýza měrového protokolu*). Ta vytváří vstupní vůli a zvyšuje odolnost zubů vůči deformacím. Poté přechází v plné nesení vlivem deformací pod zatížením.

1.6.3. Nesení v hlavě a v patě



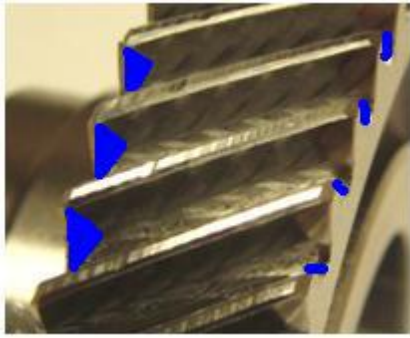
Obr. 1-10 Nesení v hlavě zubu



Obr. 1-11 Nesení v patě zubu

Hlavové a patní nesení je dáno nesprávným nastavením profilu nástroje. Řeší se modifikací profilu a z hlediska hlučnosti je nejhorší. Při tomto typu nesení hrozí po čase pitting.

1.6.4. Rohové a kónické nesení

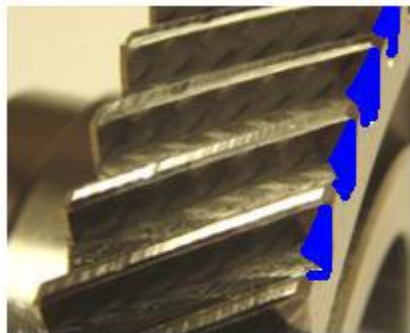


Obr. 1-12 Rohové nesení

deformací.

Nosný podíl je v rohu u čel ozubených kol. Tento druh nesení vede k neklidnému chodu vlivem malého nosného podílu, též hrozí pitting. Příčinou rohového nesení je nevhodný úhel sklonu β popř. z výrobního a provozního hlediska (při zatížení) špatné $fH\beta$ (úchylna sklonu šroubovice), vysvětleno v kapitole 1.8.1.

Kónické (kuželové) nesení vznikne zpravidla nesprávně ustaveným obrobkem, popřípadě provozní



Obr. 1-13 Kónické nesení

1.6.5. Přebíhající stopa



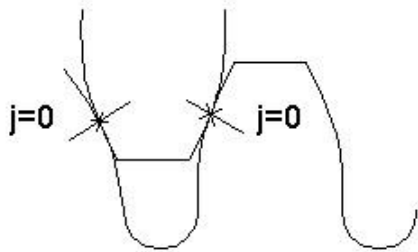
Obr. 1-14 Přebíhající stopa

Přebíhající stopa může být jak po profilu, tak i po šroubovici. Může k ní dojít vlivem velkého obvodového házení v radiálním směru, vlivem kalírenských deformací či vlivem axiálního házení čel vůči otvoru. Vzniká například při špatném upnutí obrobku. Projevuje se kolísavými vibracemi.

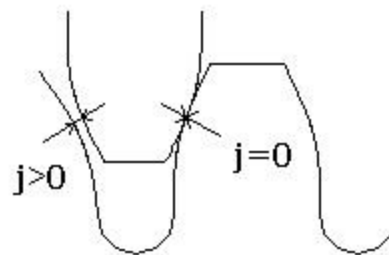
1.7. Boční vůle

Boční vůle je důležitá pro zajištění podmínky jednobokého odvalu. Nulová boční vůle $j = 0$ je v praxi nežádoucí. Pokud je boční vůle nulová či velmi malá, dochází k interferenci zubů, tím pádem k vibracím a hluku. Pokud je boční vůle příliš velká, je špatná převodová přesnost a při přechodu z tažné na zpětnou stranu vznikají vibrace.

Převodovka MQ100 má předepsanou boční vůli kolem 0,12 mm. Boční vůli ovlivňují i míra přes kuličky (dále Mdk), všechny formy házení a zejména pracovní osová vzdálenost a_w .



Obr. 1-15 Ozubení bez boční vůle



Obr. 1-16 Ozubení s boční vůlí

1.8. Modifikace tvarů zubů

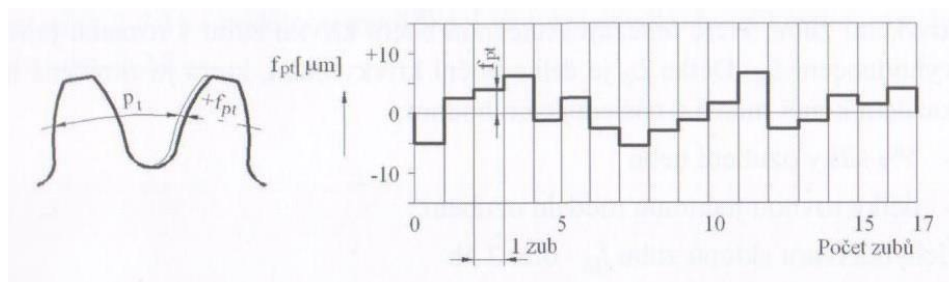
Z praxe víme, že teoretická poloha ozubených kol se od provozní polohy liší. Je to dáno odchylkami od teoretické polohy od teoretického tvaru kol. Tyto odchylky dělíme na:

- *výrobní odchylky* – vznikají nepřesností výroby (úchytky od teoretického tvaru kol a úchytky od rovnoběžnosti os otáčení)
- *provozní odchylky* – vznikají vlivem provozního zatížení (deformace zubů a tělesa kola, hřídelů, ložisek, skříně)

Výrobní a provozní odchylky jsou zdrojem vibrací a zároveň snižují únosnost ozubení. Výrobní i provozní odchylky lze do značné míry eliminovat záměrnou změnou teoretického tvaru boku zubu. Tyto změny nazýváme *modifikací ozubení* a máme tím na mysli záměrnou změnu tvaru evolventy (*tzv. výškové modifikace*) a změnu tvaru boční křivky (*tzv. podélné modifikace*).

1.8.1. Výrobní úchytky

- Úchytky čelní rozteče f_{pt}

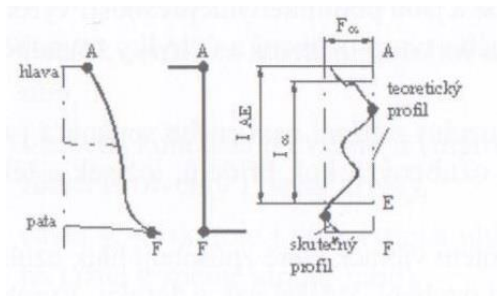


Obr. 1-17 Úchytky čelní rozteče [6]

Představuje rozdíl mezi teoretickou velikostí rozteče a skutečnou roztečí v čelní rovině. Tato rozteč je měřena na kružnici se středem na ose ozubeného kola, která prochází přibližně středem výšky zubu. Po obvodu ozubeného kola se úchytky kumulují, jak je vidět na obr. 1-17 (kolo má 17 zubů).

- Celková úchytky profilu f_α

Skutečný tvar evolventy boku zubu je nahrazen přímkovým, *tzv. evolventogramem*. Úchytky profilu je potom dána vzdáleností dvou ekvidistant teoretického profilu, mezi kterými je „pokřivený“ skutečný profil. Vyhodnocovací délka l_α je 92% činné délky l_{AE} . Činná délka začíná na hlavě zubu a končí v bodě dotyku spoluzabírajícího kola.



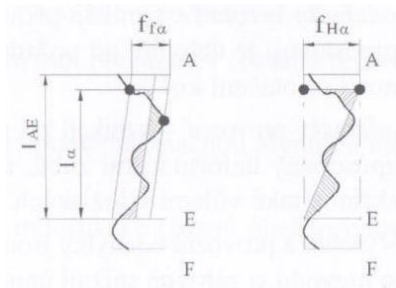
Obr. 1-18 Celková úchylka profilu [6]

- Úchylka tvaru profilu $f_{f\alpha}$

Hodnota této úchylky je vzdálenost mezi dvěma ekvidistantami, které zahrnují skutečný profil v rozsahu l_α

- Úchylka úhlu profilu $f_{H\alpha}$

Je to vzdálenost mezi ekvidistantami, které protínají střední skutečný profil v koncových bodech.



Obr. 1-19 Úchylka úhlu profilu [6]

- Celková úchylka sklonu zubů f_β

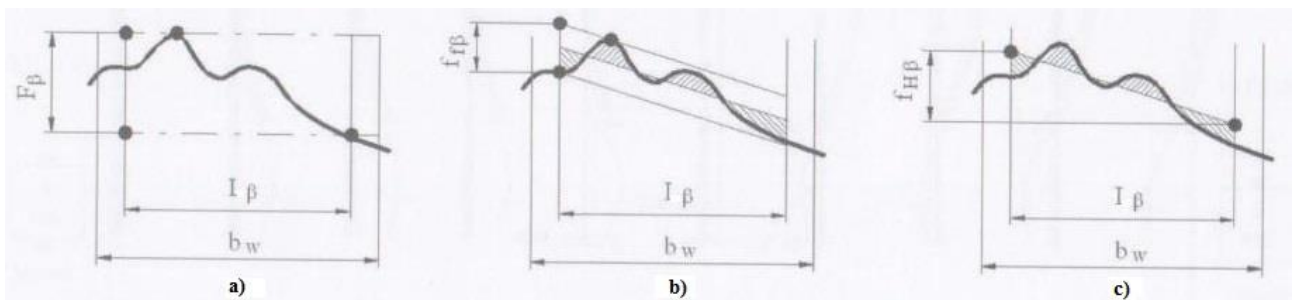
Je dána vzdáleností dvou ekvidistant, které obalují boční křivku v rozsahu vyhodnocení l_β . Vyhodnocovací délka l_β vznikla zkrácením boční křivky zubu na každém konci o $5\% b$, nebo o délku rovnou m_n .

- Úchylka tvaru sklonu zubů $f_{f\beta}$

Je to vzdálenost dvou ekvidistant, které zahrnují skutečný profil v rozsahu l_β .

- Úchylka úhlu sklonu zubů $f_{H\beta}$

Je to vzdálenost mezi ekvidistantami, které protínají střední boční křivku zubu v koncových bodech.



Obr. 1-20 a) Celková úchylka sklonu zubů b) Úchylka tvaru sklonu zubů c) Úchylka úhlu sklonu zubů [6]

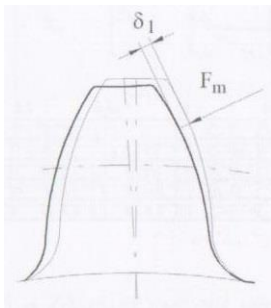
Úchylky čelní rozteče (f_{pt}) a úchylky profilu ($f_{\alpha}, f_{f\alpha}, f_{H\alpha}$) patří mezi zdroje vibrací a hluku, vytváří vnitřní dynamické síly v ozubení a zhoršují kvalitu rozložení zatížení mezi spoluzabírající zuby. Úchylky sklonu ($f_{\beta}, f_{f\beta}, f_{H\beta}$) potom způsobují spíše nerovnoměrné zatížení po šířce ozubení, což má poté velký vliv na únosnost ozubení [6].

1.8.2. Deformační úchylky

Jak již bylo výše naznačeno, během provozního zatížení dochází k celé řadě odchylek vlivem deformací. Úchylky, které díky provozním deformacím vzniknou, lze zařadit stručně do těchto kategorií úchylek:

- ozubení
- hřídele
- ložiska
- skříně

Zub se pod zatížením deformuje. Na obrázku je tenkou čarou znázorněn nezatížený zub a tlustou čarou zub po zatížení. Tato deformace o velikosti δ_1 vzniká sumou δ_o (ohybové napětí), δ_t (tlakové napětí) a τ (smykové napětí). Je výsledkem Hertzova tlaku, působícího v dotyku.



Obr. 1-21 Deformace zubu pod zatížením [6]

Největší deformace zubu je na hlavě, a to v momentě, kdy vstupuje do záběru. Deformace zubů vstupujících a vystupujících ze záběru je příčinou vibrací a je prokázáno, že čím je deformace menší, tím menší jsou i vibrace a hluk [6].

1.8.3. Základní typy modifikací

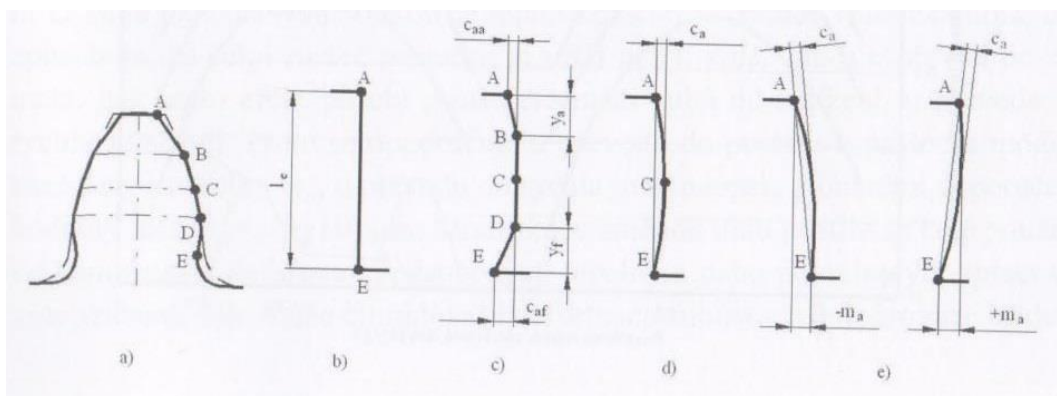
Modifikace jsou uměle vytvořené odchylky od teoretického tvaru ozubení a jsou prováděny za cílem kompenzace nepříznivých vlivů. Tyto vlivy mohou být:

- deformace zubů, hřídelů a uložení
- nepřesnosti výroby a montáže
- teplotní deformace při provozu
- kalírenské deformace

1.8.3.1. Výškové modifikace

Výškovou modifikací se rozumí modifikace profilu, tvaru evolventy v čelní rovině po výšce zubu. Účelem těchto modifikací je pokud možno kompenzace úchylek rozteče f_{pt} a úchylek profilu ($f_{f\alpha}, f_{H\alpha}$).

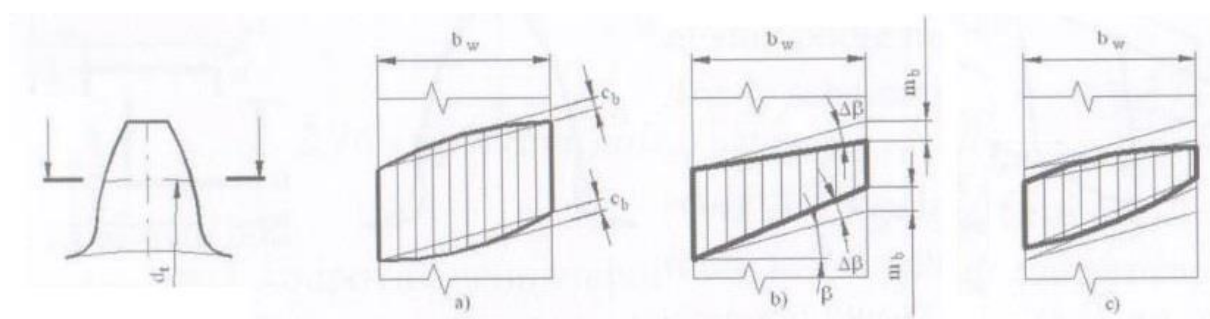
Na obr. 1-22 a) je uveden silnou čarou modifikovaný profil a přerušovanou teoretický tvar. Teoretický tvar zubu je zjednodušen na evolventogram (obr. 1-22 b)). Modifikace hlavy je v úseku $|AB|$ a modifikace paty je v úseku $|DE|$ (obr. 1-22 c)). Modifikace může být též po celém profilu a má tvar soudku o velikosti C_α (obr. 1-22 d)), v kombinaci s $f_{H\alpha}$ pak na obr. 1-22 e).



Obr. 1-22 a) modifikovaný profil zubu b) evolventogram c) modifikace po částech evolventogramu d) modifikace ve tvaru soudku e) kombinace modifikací [6]

1.8.3.2. Podélné modifikace

U podélných modifikací se vhodně upravuje tvar boční křivky podél zubu. Pro plynulé odlehčení hran se používá opět modifikace ve tvaru soudku o velikosti C_β (obr. 1-23 a)). Změna šroubovice se provádí úhlovou modifikací (obr. 1-23 b)). Obě modifikace je samozřejmě možné kombinovat (obr. 1-23 c)) [6].



Obr. 1-23 a) podélná modifikace ve tvaru soudku b) úhlová modifikace c) kombinace podélných modifikací [6]

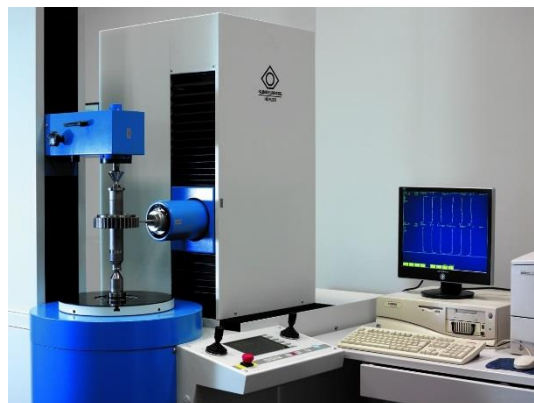
1.9. Vliv modifikací ozubení na záběrové poměry

Jak již bylo několikrát zmíněno, správné modifikace eliminují některé chyby výroby a montáže, vlivy deformací zubů, hřídelí a uložení. Zároveň je ale nutno zmínit, že mají negativní dopad na součinitele trvání záběru ε_α , ε_β a ε_γ , a to zejména při částečném zatížení. Vyšším zatížením se vlivem deformace ozubení záběrová pole (resp. dotyky či stopy) zvětšují a při správně navržené modifikaci by při vysokém zatížení měl nastat záběr v celém teoretickém záběrovém poli.

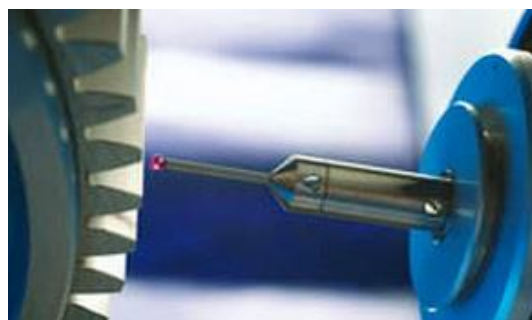
1.10. Měření ozubení

Pro dosažení optimálního nesení ozubených soukolí je nezbytné nalézt vyhovující geometrii. Abychom mohli geometrii vhodně nastavit, je třeba ji umět nejprve změřit. K tomu slouží speciální měřicí stanice od firmy Klingelberg.

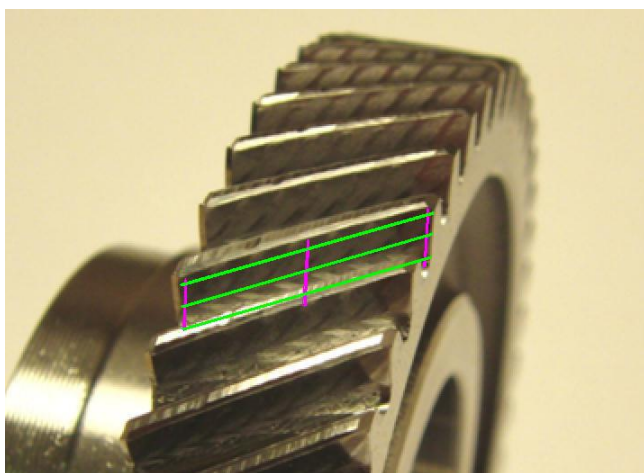
Při měření je ozubené kolo nasazeno na kužel a postupně se otáčí. Mikrogeometrie povrchu boku zubu je měřena pomocí speciálního doteku, který povrch snímá. Doteků je několik druhů a jsou měnitelné podle požadavků na měření. Každý zub je možno měřit v několika (nejčastěji ve třech) rovinách, a to jak na profilu, tak i na šroubovici (obr. 1-26) na tažné i zpětné (pravé i levé) straně zubu. Výsledek měření je vytištěn na měrový protokol, jehož analýza je stěžejní pro rozhodování o dalších modifikacích geometrie ozubení za účelem udržení kvality výroby ozubených kol a též optimálního nesení při co největším rozsahu zatížení.



Obr. 1-24 Měřicí stanice značky Klingelberg používaná ve Škoda Auto a.s.

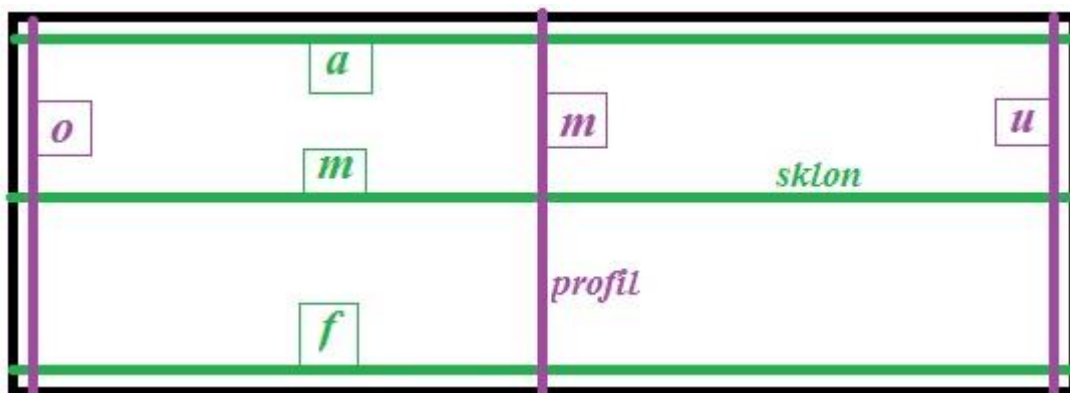


Obr. 1-25 Měřicí dotek na stroji Klingelberg



Obr. 1-26 Způsob měření ozubení ve třech rovinách po profilu a po šroubovici

Každý zub se standardně měří ve třech rovinách po profilu (znázorněno fialovými linkami o , m , u) a po sklonu (znázorněno zelenými linkami a , m , f). Dále se měří rozteče zubů, jako vzdálenost průsečíků $m \times m$. Z těchto naměřených hodnot poté přístroj vyhodnotí parametry, které vysvětlují níže při analýze měrového protokolu.

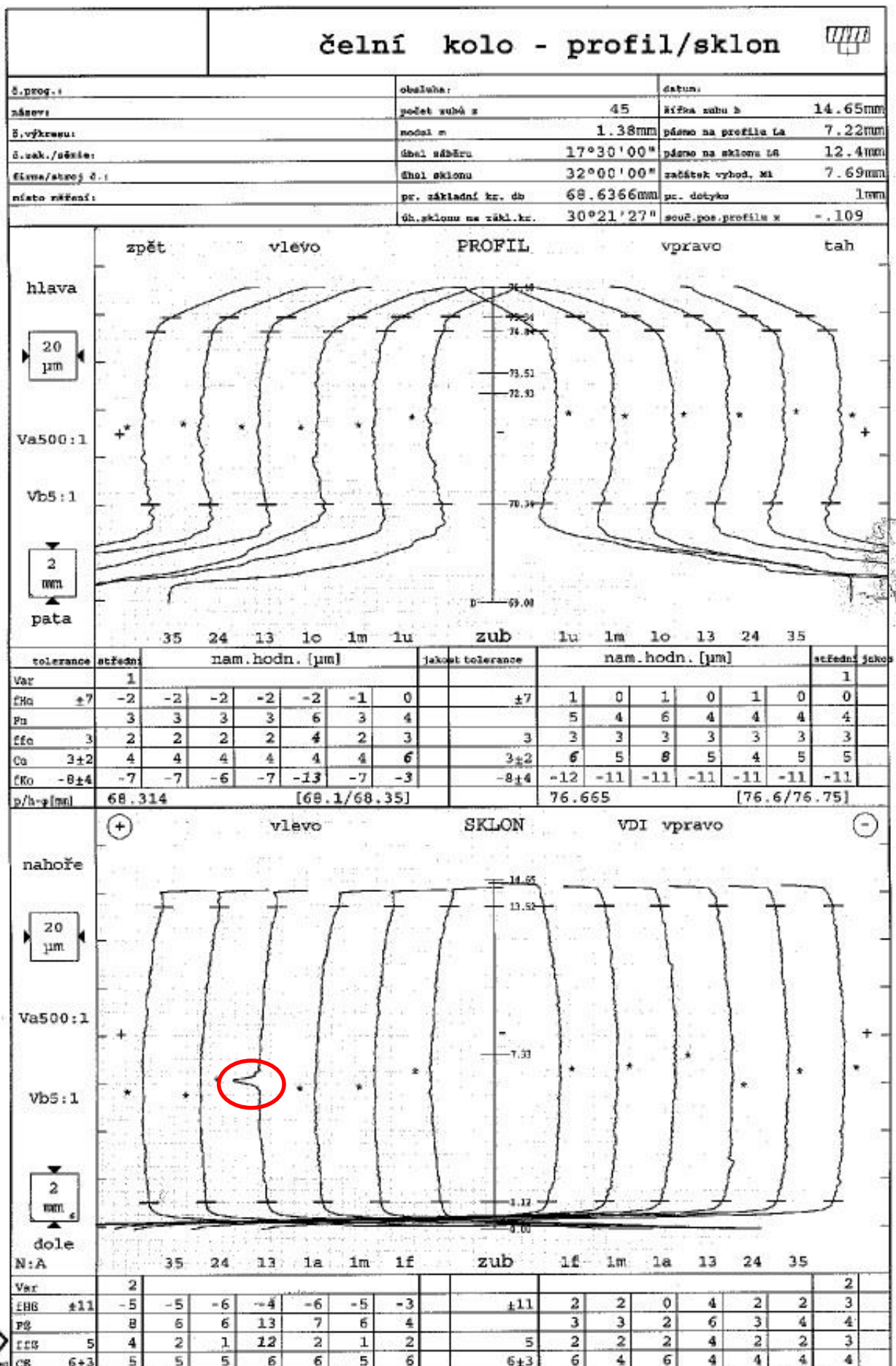


Obr. 1-27 Zvětšený obrázek boku zubu - vyznačené dráhy doteku při měření ozubení přístrojem Klingelberg

1.10.1. Analýza měrového protokolu

Většina měrových protokolů má dva listy (viz obr. 1-28 a obr. 1-30). Na prvním listu jsou výsledky měření mikrageometrie zubu. Horní polovina prvního listu se týká naměřených hodnot na profilu, dolní polovina se týká naměřených hodnot na sklonu (na šroubovici). První list protokolu se dělí ještě vertikálně na pravou a levou stranu zubu. Většinou se na měřicí stanici Klingelberg neměří všechny zuby, ale pouze čtyři, z nichž jsou vypočítány výsledky reprezentující celé ozubené kolo. Tvar mikropovrchu měřených zubů je v protokolu vykreslen tenkou čarou. První zub je vykreslen ve všech třech rovinách (na protokolu označeno 1o, 1m, 1u, nebo 1a, 1m, 1f), ostatní tři zuby jen souhrnně (na protokolu označeno 13, 24, 35). U vykresleného tvaru mikrageometrie je hvězdičkou vyznačen bod předpokládaného počátečního dotyku zubů při záběru.

Je velmi důležité vyhodnocovat i samotný tvar mikropovrchu, a ne jen kontrolovat hodnoty, zda jsou v toleranci. Na obrázku prvního listu protokolu jsem červeně zakroužkoval úchylku tvaru na sklonu zubu. Díky takovéto chybě se může dostat výrobek mimo toleranci. Je třeba však kvalifikovaně odhadnout, zda jde opravdu o chybu na zubu, nebo zda jde například o nečistotu, která ovlivnila měření, neboť přístroj je velmi citlivý. V tomto případě jde o nečistotu o velikosti necelé $2\mu\text{m}$. Součást je tedy nutno očistit a přeměřit znovu.



Copyright (c) Klingelnberg GmbH



Obr. 1-28 Měrový protokol (první strana)

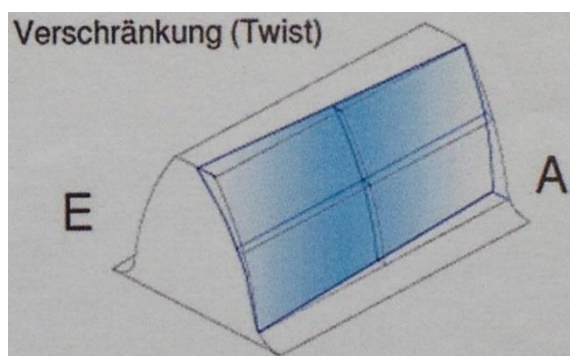
Pod vykresleným mikropovrchem profilu i sklonu jsou v protokolu tabulky s naměřenými hodnotami úchylek.

Na hlavě zuby přechází evolventa ve tři na sebe tangenciálně navazujících poloměry. Zakřivení se s každým poloměrem zvětšuje a dále navazuje na hlavové sražení. Délky zakřivení navazujících na hlavové sražení jsou však v řádu mikrometrů. Takto tvarované zakončení evolventy před sražením u hlavy zuby se nazývá *Kopfrücknahme* a na měrovém protokolu se jeho úchylka značí *fKo*. Důvodů použití je několik.

- Z důvodu deformací vysokých zubů dochází k ohybu zubů a tím k velkému přetížení paty zuby spoluzabírajícího kola. Tlak na patu zuby je proto snížen *Kopfrücknahme* protějščího zuby. To má však negativní důsledek ve zkrácení pracovní části evolventy a vede ke snížení součinitele trvání záběru profilu ε_α .
- Vlivem *Kopfrücknahme* dochází k rovnoměrnějšímu rozložení olejového filmu mezi zuby.

Soudeček určuje počátek kontaktu při malém zatížení, s cílem rovnoměrného zatížení zubů pod plným zatížením. Existuje studie, která říká, že dle Hertzovy teorie se dá vypočítat, že aby došlo při plném zatížení k využití celé šířky zuby, musí být maximální Hertzův tlak zhruba $2,5 \cdot HRC$ [Pa] zuby, což odpovídá maximální soudečkovitosti asi $0,02 \text{ mm}$.

Existuje ještě jeden důležitý parametr, který se dá z měrových protokolů vyčíst, a to tzv. zkřížení (*Verschränkung/Twist*). Tento parametr vzniká rozdílem úchylek profilu na hlavě a patě protilehlých stran (tedy na protokolu rozdílem hodnot $fH\alpha$ v řezu $1u$ a $1o$). Po délce zuby tak vzniká dlouhá diagonála.



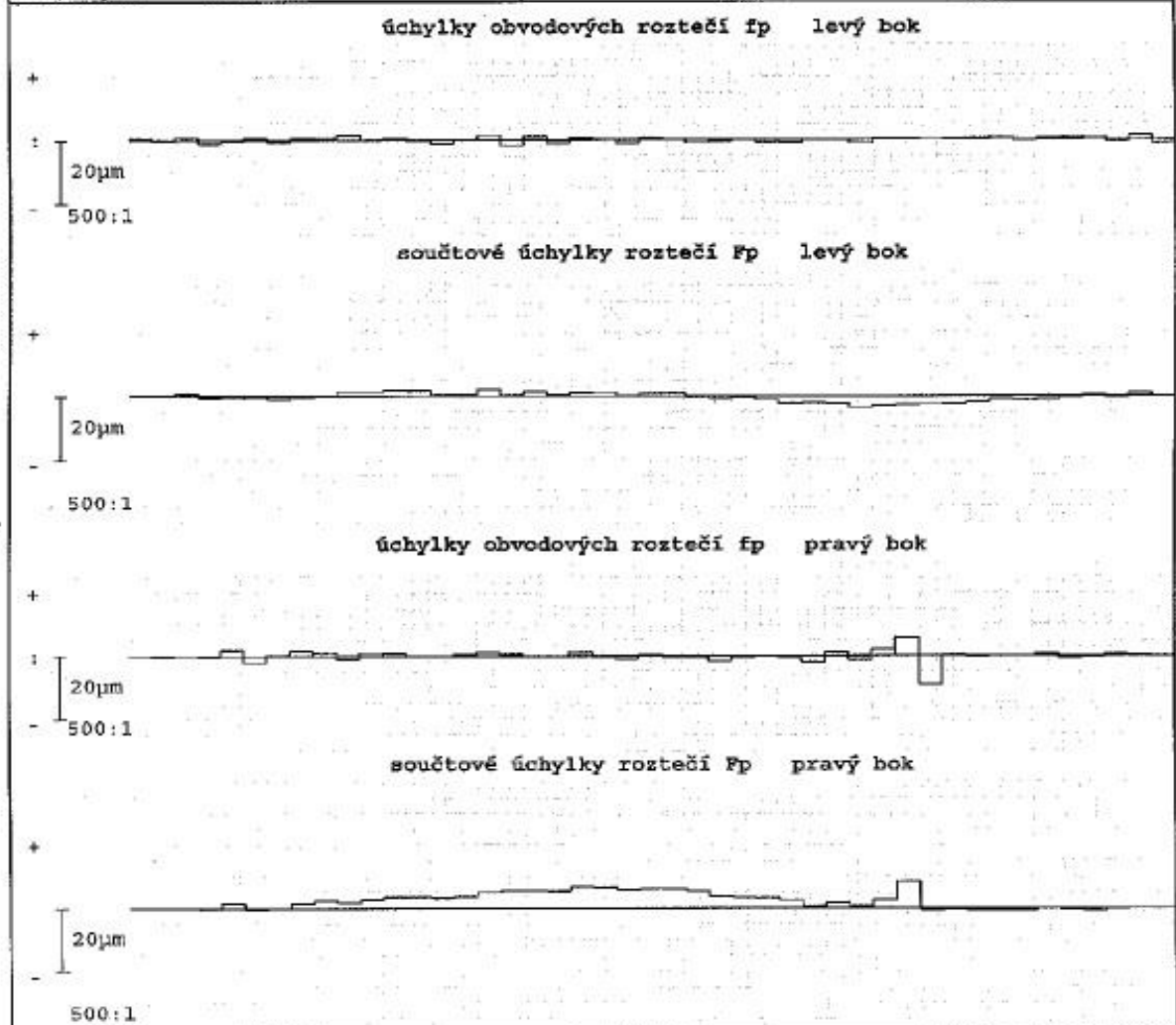
Obr. 1-29 Zkřížení zuby

Protokol má ještě druhý list výsledků, který obsahuje absolutní odchylky a součtové odchylky roztečí pravých a levých boků, radiální házení a *Mdk*, neboli míru přes kuličky, která se na přístroji Klingelnberg měří nepřímou, tedy hodnota se dopočítává.

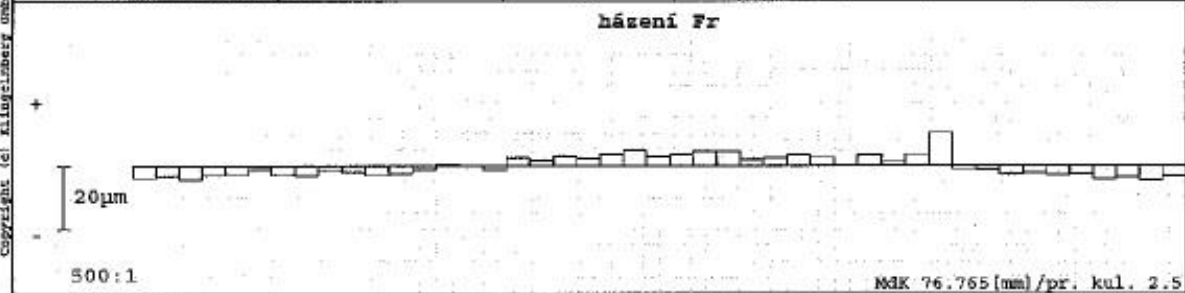
čelní kolo - rozteče



č. prog.:	obaluba:	datum:
název:	počet zubů z: 45	úhel záběru 17°30'00"
č. výrobce:	modul m 1.38mm	úhel sklonu 32°00'00"
č. zak./zářie:	místo měření:	
řada/stroj č.:	Zkouška	



	levý bok / zpět				pravý bok / tah			
	nan.hodn.	jako.	dov.hodn.	jako.	nan.hodn.	jako.	dov.hodn.	jako.
max. úch. obvod roztečí fp max	2		5		9	x	5	
max. úch. soused. roztečí fs max	3				15			
kolísání roztečí fp	3				15			
součtová úchytky roztečí Fp	6				9			
součtová úch. roztečí k zubů Fpa/H	3		16		8		16	



obvodové házení zubení Fr	15	22	dov.hodn.	76.765	76.68
kolísání tloušťky zubu ks	12	7	nan.	76.762	76.771 76.758



Copyright © KlugeLibery.uniba

Obr. 1-30 Měrový protokol (druhá strana)

1.11. Hluk

Pod pojmem hluk rozumíme každý nepříjemný zvuk způsobený vždy vibrací určitých součástí při určitých frekvencích, který je v pásmu slyšitelnosti pro lidské ucho, tedy mezi cca 20 Hz až 20kHz. Určit hluk obecně lze kvalitativně a kvantitativně. Kvalitativní hodnocení je subjektivní a každý vnímá hluk jinak. Kvantitativní hodnocení je pomocí měřidel. Odpovídající veličinou pro měření hlasitosti zvuku je hladina akustického tlaku L_p , jednotkou je decibel.

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0} [dB], \quad (4)$$

kde p je akustický tlak a p_0 je vztažný akustický tlak, neboli práh slyšení $2 \cdot 10^{-5} Pa$. Při sčítání hladin zvuků platí, že pokud se přidá druhý stejný zdroj akustického výkonu, zvýší se celková hladina akustického tlaku dvojnásobně, ale to je pouze o 3dB.

Snižování hluku lze dosáhnout v principu třemi způsoby. První cesta je, že se pokusíme pracovat na zdroji vibrací, aby energie nevznikala. Zvážíme použití materiálu, zkontrolujeme vyvážení, sousost, kvalitu výroby atd.

Druhou cestou může být pokus o izolaci zdroje pomocí pohltivých a neprůzvučných materiálů. Princip je takový, že se používají v kombinaci. Část energie se pohltí v pohltivém materiálu. To, co projde skrz, se odrazí zpět od neprůzvučného materiálu a znovu se pohlcuje. Pohltivé materiály jsou porézní se vzduchovými mezerami s co největší plochou, na které se hluk pohltí (skelná vata, netkané fólie, molitan).

Je třeba rozlišit nízké a vysoké frekvence. Nízké frekvence jsou mnohem nebezpečnější, protože mohou budít rezonance v karoserii a lze je daleko obtížněji tlumit protihlukovými materiály.

Třetí cestou je pak izolace samotného posluchače. V praxi se postupuje nejprve od prvního způsobu alokování a eliminace zdroje hluku, což je i předmětem této práce.

1.12. Akustické zkoušky v sériové výrobě Škoda Auto a.s.

1.12.1. Zkouška EOL

Pro stanovení hlučnosti převodovky se provádí několik zkoušek. Ihned po smontování každé nové převodovky na výrobní lince se provádí akustická zkouška kvality na EOL (End-Of-Line) stavu pomocí zařízení Discom (systém, který vibračním senzorem vyhodnocuje akustickou kvalitu převodovky). Každý převod je postupně zatížen na tažnou i zpětnou stranu. 5. a 4. převod je zatížen konstantním momentem 40Nm, ostatní převody pak momentem 30Nm. Převodovka MQ100 je vyřazena jako hlučná, pokud přesáhne 108dB, a to v měřeném rozsahu

1500 - 4000 1/min. Zatížení je tedy konstantní a v omezeném rozsahu otáček po dobu asi 3-4 minut, což odpovídá přibližně 1,5% zatížení v reálném provozu. Je tomu tak z důvodu časové náročnosti. Proto se pro potřebu podrobnější analýzy provádí jízdní zkouška v automobilu.

1.12.2. Jízdní zkouška

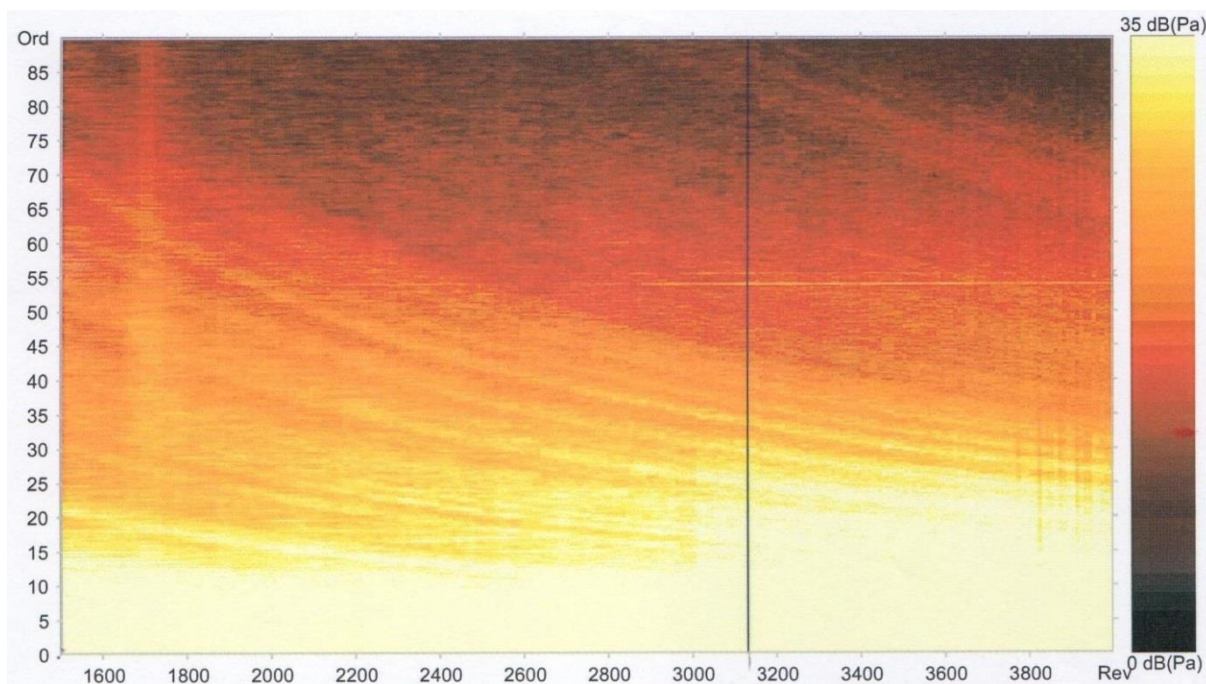
Dalším způsobem posouzení kvality akustickou zkouškou je jízdní zkouška. Po namontování převodovky do vozu přizpůsobí technik převodovku konkrétnímu vozu, nahraje aktuální software, provede základní nastavení pomocí diagnostického přístroje VAS 6160, nebo obdobných přístrojů typu VAS a poté provede adaptační jízdu, aby se všechny potřebné parametry uložily do paměti řídicí jednotky. Do vozu je instalována měřicí technika (systém DISCOM), 4 mikrofony do interiéru vozu a vibrační čidlo na skříň převodovky. Průběh jízdní zkoušky je proveden ve všech jízdních režimech. Technik poté provede hodnocení akustiky subjektivně na všechny rychlostní stupně v tahu (Zug – zrychlování pod plynem) i nazpět (Schub – zpomalování brzděním motoru) v celém rozsahu otáček pro jednotlivé stupně pohledem náročného zákazníka. Toto subjektivní ohodnocení zapíše do protokolu dle stupnice 1 až 10 (1 - nejhorší, 10 – nejlepší). Pro pozdější analýzu podloží své výsledky naměřenými akustickými daty, pomocí kterých poté určí přesně soukolí, které je původce hluku (viz dále Campbellův diagram).

KLÍČ K VYHODNOCOVÁNÍ ZÁVAD										
Závažnost závady	Odmítnutí				Mezní případ		Přijetí			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Vyhodnocování závady	Bezp. riziko neprodejný	Nepříjemné vede s jistotou k zákaznické reklamaci			Rušivé zákaznické reklamace očekávány		Zlepšení potřebné lze očekávat reklamace od kritických zákazníků	Dobré až velmi dobré i od kritických zákazníků lze očekávat reklamaci		Vynikající žádné nedostatky
Pomocná kritéria k vyhodnocování závad										
Výskyt reklamací	stálý	jednoznačně reprodukovatelný			vyskytuje se často		ojedinělý, ne v každém případě reprodukovatelný	vyskytuje se zřídka není reprodukovatelný		nevyskytuje se
Zjistitelné od:	všech zákazníků	průměrných zákazníků			kritických zákazníků		vyškolených pozorovatelů	žádného zákazníka		

Tab. 1-1 Klíč k vyhodnocování závad z jízdních zkoušek

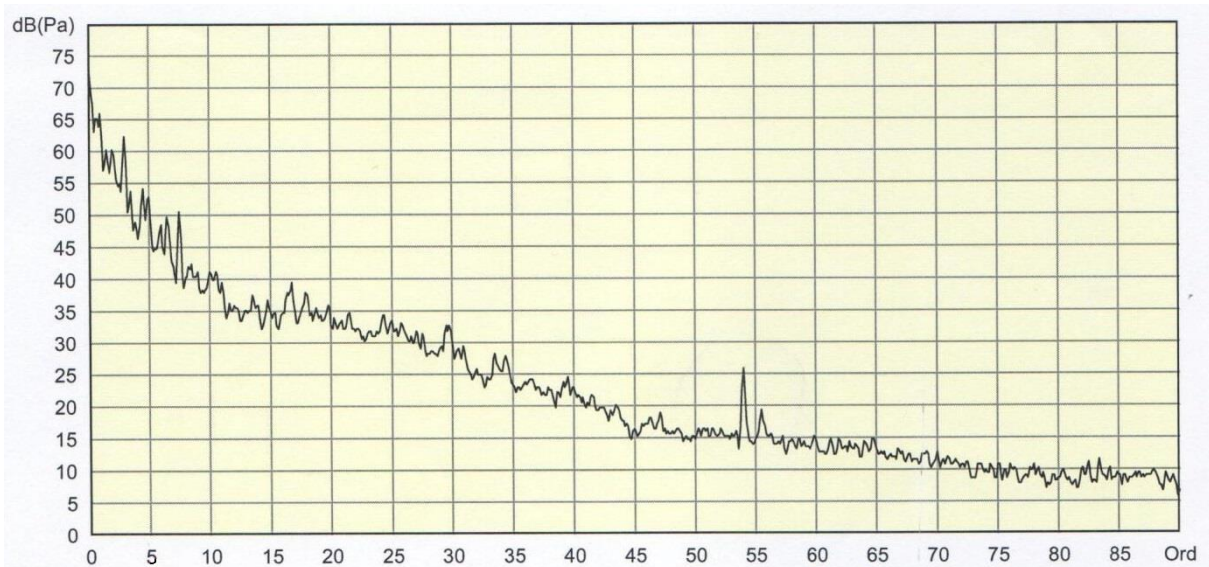
Výsledky jízdní zkoušky dále popisuje tzv. *Campbellův diagram*. Je to ternární diagram, který je promítnutý do roviny XY. Osa X značí otáčky motoru, na ose Y jsou vyneseny řády (vysvětleno dále v textu). Osa Z je kolmo k rovině papíru a znázorňuje hladinu naměřeného akustického tlaku, která je rozložena do barevného spektra.

Vybuzené složky spektra vibrací jsou přesnými násobky frekvence otáčení. Pro účely diagnostiky nebo kontroly kvality je třeba tyto složky sledovat metodami, které se nazývají řádová analýza. Řád (order) v tomto smyslu je vybuzená frekvenční složka signálu, jejíž frekvence je určitým fixním násobkem základní frekvence stroje, kterou je například frekvence otáček nebo opakování vratných pohybů. V našem případě je řád roven počtu zubů ozubeného kola. Uvedme příklad. Počet zubů hnacího kola 5. rychlosti u MQ100 je $z_5 = 54$. Na Campbellově diagramu, je-li převodovka při zařazené páté rychlosti hlučná, uvidíme v určitém rozsahu otáček na úrovni 54. řádu tenkou světlou linií, znázorňující peak.



Obr. 1-31 Campbellův diagram

Lze provést vertikální řez diagramem. Získáme tak závislost hladiny hluku na řádu při konstantních otáčkách (obr. 1-32).



Obr. 1-32 Vertikální řez Campbellovým diagramem

Opět vidíme peak v místě 54. řádu, který převyšuje všechny ostatní o přibližně 22dB.

Jak víme, tok výkonu u MQ100 prochází přes dvě soukolí. Tím druhým je soukolí stálého převodu, jehož řád je dán počtem zubů výstupního hřídele. U převodovky MQ100 je ti 16, 18 či 19. Peak na úrovni tohoto řádu znamená hlučnost stálého převodu. Na obr. 1-32 žádný takový peak není, tudíž je stálý převod v pořádku.

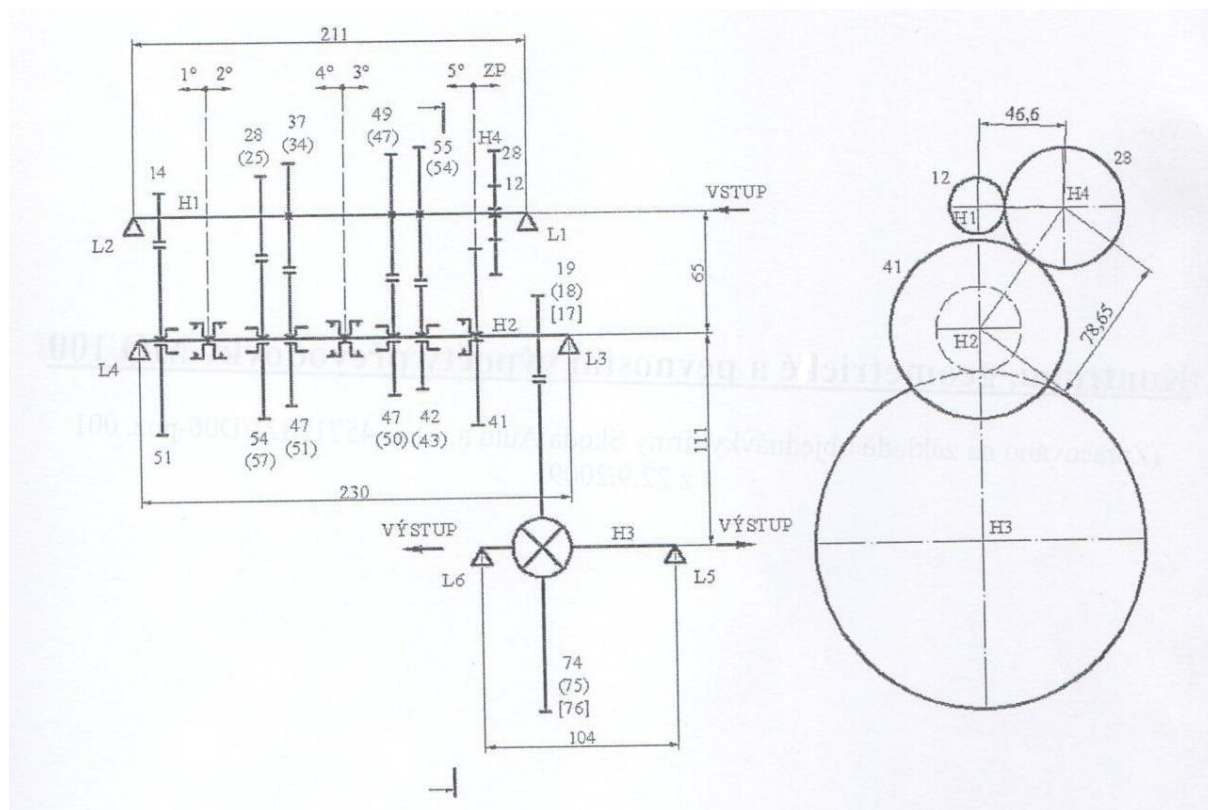
2. ANALÝZY SOUČASNÉHO STAVU

V průzkumu současného stavu bych se nyní zaměřil na analýzu 5. převodu MQ100 v takovém stavu, jak se v současné době nachází. Budou zde vyzdvihnuty určité body, které ovlivňují délku trvání záběru či vibrace. Též bude pojednáno o důležitosti celočíselných koeficientů trvání záběru.

Převodovka MQ100 byla konstruována a vyvíjena s cílem dosažení minimální hmotnosti a olejové náplně. Dalším kritériem byla ekonomická otázka, která mimo jiné vedla konstruktéry k zavedení jednotných kuželíkových ložisek na uložení hnacího hřídele a pastorku. Další významná veličina, která byla ovlivněna snahou dosažení minimální hmotnosti, je hodnota délky trvání záběru.

Uložení hnacího hřídele je obvyklé ve dvou kuličkových ložiskách, z nichž jedno je dvouřadé. Další možností je kombinace kuličkového a válečkového ložiska. Tento způsob nejlépe eliminuje teplotní dilatace obalu převodovky z hliníkové slitiny bez následného zvětšení axiální vůle uložení hřídelů. U kuželíkových ložisek vzniká zásadní vliv na funkci uložení hřídele. Pro vlastní ozubení je výhodná montáž kuželíkových ložisek s předpětím. V tom případě jsou deformace ložisek nejmenší. Bohužel vliv záporných teplot na díly převodovky má za následek větší smrštění hliníkového obalu, než je smrštění ocelových hřídelí. Tím se předpětí ještě zvětší a s tím i pasivní odpory. To má za následek narušení správné funkce synchronizace, jejíž účinnost není vlivem zvětšení pasivních odporů rotujícího hnacího hřídele dostatečná. Proto musí být kuželíková ložiska na hnacím hřídeli montována s axiální vůlí minimálně $0,110 \pm 0,195$ mm. Tato skutečnost s sebou nese celou řadu negativ. Následkem je změna rovnoběžnosti os hnacího hřídele a pastorku již při minimálním zatížení kol, které se přirozeně vytlačují za záběru. Tento fenomén krystalizuje ve změnu teoretického pásma nesení zubů, tedy i na změnu součinitele délky trvání záběru. Je logické, že změna polohy pásma nesení se dále se stejnou tendencí zvětšuje vlivem zatížení. S tímto trendem je třeba při návrhu ozubení a jeho modifikacích počítat.

2.1. Kinematické schéma převodovky MQ100



Obr. 2-1 Kinematické schéma převodovky MQ100 [8]

Převodovka MQ100 je konstruována pro maximální zatížení 100Nm. Má dva hřídele ve dvou osách. Na vstupním hřídeli jsou pevná kola, výstupní hřídel obsahuje řadící kola a stálý převod. Kolo diferenciálu je čelní s šikmým ozubením, převodovka je umístěna spolu s motorem napříč. Pastorek a vložené kolo zpátečky (na obr. 2-1 pod označením H1 a H4) jsou v trvalém záběru, řazení probíhá hnaným kolem. Vstupní i výstupní hřídel jsou uloženy ve skříni kuželíkovými ložisky. Vstupní hřídel je uložen s vůlí, výstupní hřídel s předpětím. Převod páté rychlosti se vyrábí ve variantě $i_{5I} = 43/54$ a $i_{5II} = 42/55$ pro obě výkonové specifikace 44kW a 55kW.

2.2. HCR ozubení a celočíselné trvání záběru

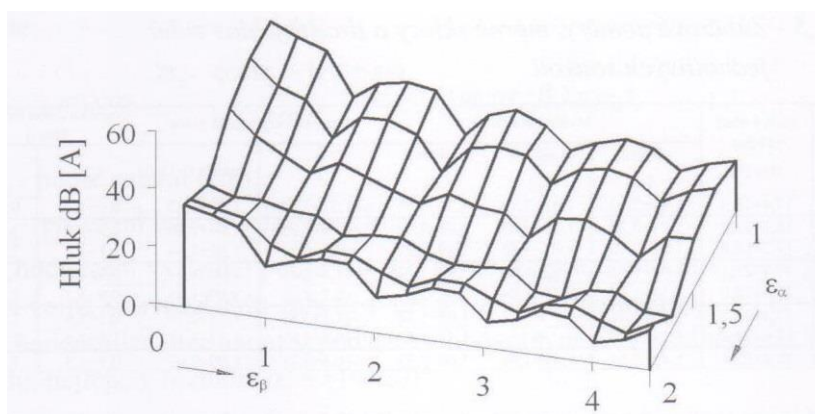
V posledních letech se v praxi začala využívat soukolí s prodlouženým trváním záběru. Toto soukolí, nazývané HCR (High Contact Ratio), s sebou nese řadu výhod. Při srovnatelných zástavbových rozměrech má výrazně vyšší únosnost, minimálně o 25%, a prokazatelně způsobuje nižší buzení vibrací, resp. hluku [6]. Proto se v hojném počtu začalo využívat u převodovek osobních automobilů, a to hlavně u malých a středních s uložením agregátu napříč. K realizaci HCR ozubení je nutné použít nestandardní základní profil (nástroj). Z toho plyne,

že jeho využití je vhodné pro sériovou, nikoliv kusovou výrobu nebo tam, kde jsou vysoké požadavky na snížení hluku.

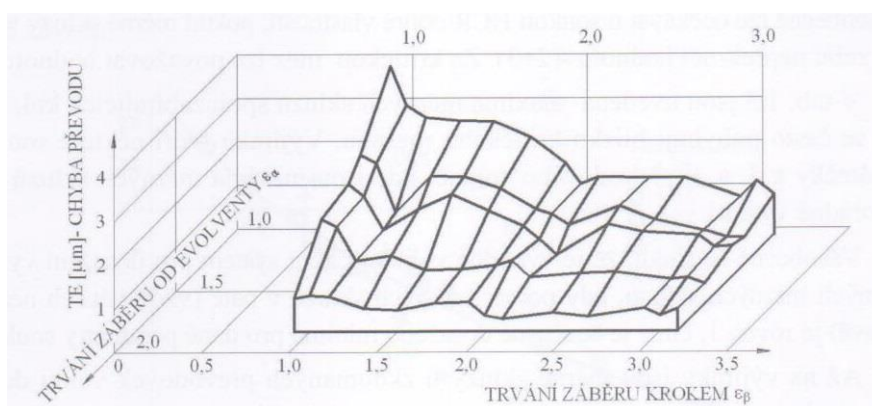
Soukolí HCR je charakterizováno především součinitelem trvání záběru profilu $\varepsilon_\alpha \geq 2$ a zároveň $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \geq 2,5 \div 3$. Tyto vlastnosti mají dnes běžně soukolí 3. až 5. stupně.

Je to především trvání záběru, které ovlivňuje kvalitu záběru soukolí a rozložení zatížení na více zubů. Mimořádný význam má trvání záběru na buzení hluku a vibrací.

Proč je tedy výhodné volit součinitele trvání záběru celočíselné? Odpověď najdeme na obr. 2-2 a obr. 2-3 převzatém z práce prof. Moravce [6], který zcela původně pochází z práce R.Müllera *Schwingungs und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben*. Je zde definována závislost ε_α a ε_β na buzení hluku a též na změně převodu. Chyba převodu totiž s buzením hluku úzce souvisí.



Obr. 2-2 Graf závislosti hluku na součinitelích ε_α a ε_β [6]

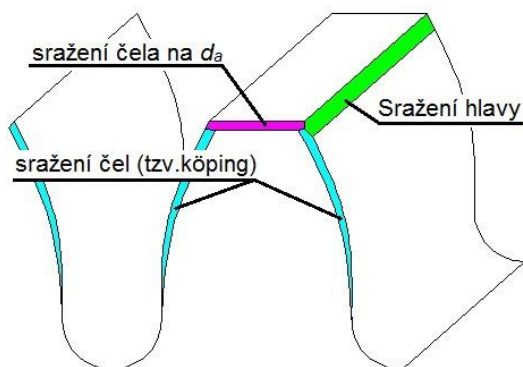


Obr. 2-3 Graf závislosti chyby převodu na součinitelích ε_α a ε_β [6]

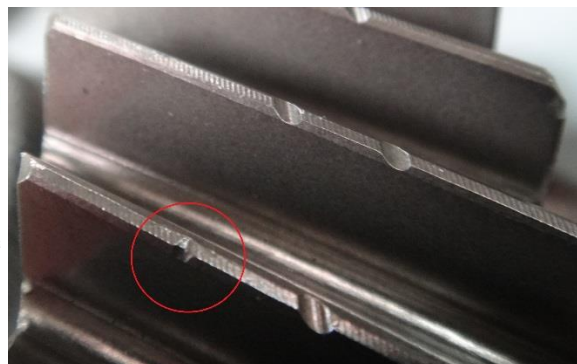
Průběhy obou grafů jsou velmi podobné. Minima hluku jsou vždy při celočíselných hodnotách ε_α a ε_β . Pokud z určitých nelze volit jednotlivé koeficienty celočíselné, měl by být celočíselný alespoň jejich součet, tedy $\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = \varepsilon_\gamma = N$, kde N je z množiny přirozených čísel (1, 2, 3...).

2.3. Sražení zubů

Existují tři druhy sražení, které se provádí na ozubení pro MQ100.



Obr. 2-4 a) Druhy sražení na ozubení



b) poškozený zub vlivem nesprávné manipulace při výrobě

První je sražení čela na hlavovém průměru d_a , druhé je sražení hlavy a třetí je sražení čel, takzvaný Köping. Sražení čel na d_a provádí soustružnický nůž ještě před vytvořením ozubení. Z hlediska součinitelů trvání záběru jsou důležitá následující dvě sražení. Sražení hlavy vytváří pata frézy. Sražení čel (dále jen Köping) provádějí tzv. köpingovací kola či nože. Účelem je sražení otřepů a ostrých výběžků materiálu po frézování. Sražení hlavy má zejména ochrannou funkci. Kdyby se stalo, že ševingovací či köpingovací kola by najela špatně při obrábění ke kolu, dojde ke kolizi – nástroj narazí do hlavy ozubeného kola (případně též ochrana proti nešetrné manipulaci obsluhy). Materiál se vyvalí do boku, ale v případě, že má kolo hlavové sražení, není vyvalený materiál ve funkční evolventě a kolo není zničeno.

Výhody sražení:

- odstranění možných otřepů po předchozích operacích
- brání se poškození na hranách (při výrobě i manipulaci) a jejich zásahu do činné části zubu (obr. 2-4 b))
- slouží jako určitá modifikace náběhových a výběhových hran při zatížení a deformacích

Nevýhody sražení:

- sražení hlavy zkracuje funkční evolventu a tím i délku trvání záběru profilu ε_α
- Köping ve své podstatě zkracuje funkční šířku ozubení a tím i délku trvání záběru kroku ε_β

HCR zub pro MQ100 s hlavovým sražením proto vypadá jako na obr. 2-5 (pro porovnání je čárkovaně uveden zub bez hlavového sražení). Funkční evolventa končí průměrem d_{Na} . Poté následuje hlavové sražení. Mezi průměry d_{Na} .a d_{Ca} .je kopfrücknahme, který rovněž při nízkém zatížení zkracuje ε_α . Při vysokém zatížení by kopfrücknahme vlivem deformace

zubu již trvání záběru neměl ovlivnit. I tento fakt je tedy třeba brát při výpočtu ε_α v potaz. Tento druh modifikace se však netýká 5. rychlosti. Kopfrücknahme je použit pouze u nižších převodových stupňů.



Obr. 2-5 Zub s hlavovým sražením a Kopfrücknahme

2.4. Programy pro výpočet geometrie soukolí

V průběhu tvorby této práce jsem se snažil využít materiálů, které mi poskytla VŠB-Technická univerzita v Ostravě. Na Katedře částí mechanismů strojů, která je špičkovým pracovištěm v oblasti ozubení pro automobilový průmysl s obrovským know-how, byl vyvinut grafický programový nástroj DMK (Diagram mezních korekcí). Tento program umožňuje optimální návrh geometrických a záběrových parametrů libovolného čelního ozubení. V době svého vzniku to byl první takový systém v oboru na světě.

Podstatou geometrického návrhu je volba takových úseků evolventy pro tvorbu funkčních boků zubů pastorku a kola, které optimálně vyhovují požadavkům provozu soukolí. Tyto úseky jsou definovány příslušnými jednotkovými korekcemi x_1 a x_2 . Tyto korekce však nelze volit libovolně, protože jsou bohužel limitovány celou řadou omezení [6] [7].

Existuje velké množství funkčních závislostí, které lze rozdělit zhruba do dvou omezujících skupin a jedné skupiny optimalizační.

V první omezující skupině jsou funkce, které jsou pro existenci soukolí zásadní. Jednoznačně ohraničují plochu v DMK, ve které může soukolí existovat. Patří sem:

- mezní úhel záběru (α_{tw}), který nemůže být menší než 0
- interference (více druhů)
- špičatost (resp. tloušťka hlavy $s_{a1,2}$), která nemůže být menší než 0
- mez podřezání zkracující délku záběru pastorku nebo kola
- součinitel trvání záběru ε_γ musí být minimálně 1

Ve druhé omezující skupině jsou funkce, které z hlediska existence soukolí nejsou kritické, ale mohou pomoci při hledání požadovaných záběrových charakteristik nebo soukolí nějak omezují z hlediska pevnosti či funkčnosti. Patří sem:

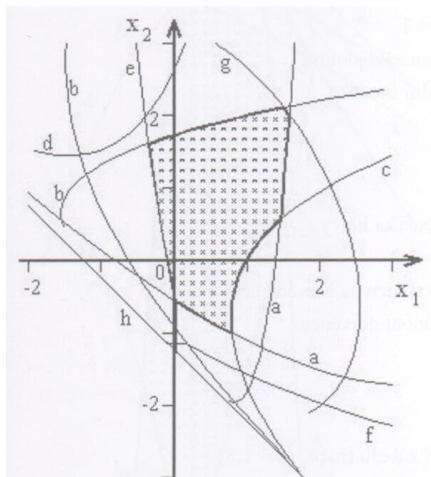
- mez podřezání pastorku nebo kola

- minimální technologická tloušťka hlavy $s_{a1,2}$
- součinitel záběru $\varepsilon_\gamma > 1,2$
- přípustné hodnoty měrného skluzu na hlavách nebo patách

Ve skupině optimalizačních funkcí se nacházejí ty, které nalézají hledané konfigurace hodnot korekcí x_1 a x_2 , splňující požadovaná kritéria geometrie a záběru. Patří sem:

- vyrovnané měrné skluzu
- požadovaný součinitel trvání záběru (např. $\varepsilon_\alpha = 2$)
- požadovaná pracovní osová vzdálenost a_w
- požadovaný hlavový průměr $d_{a1,2}$.

Všechny mezní křivky funkcí první skupiny jsou shrnuty do závěrečného grafu na obr. 2-6 Vyšrafovaná část grafu znázorňuje možnost existence soukolí.



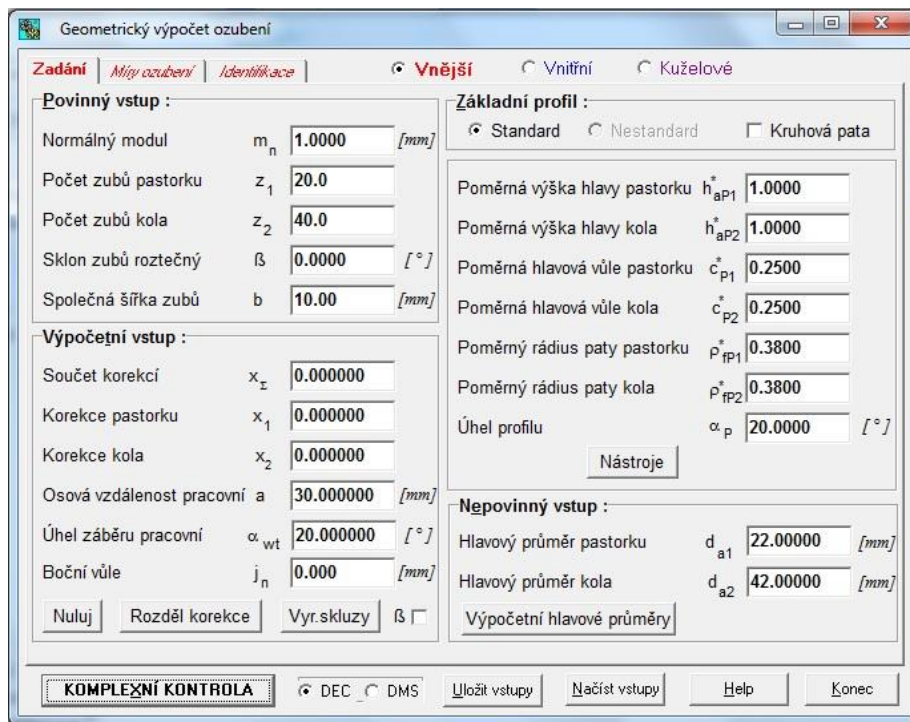
- a** – interference na patě zubu
- b** – interference na patě kola
- c** - $s_{a1} = 0$
- d** - $s_{a2} = 0$
- e** – přípustné podřezání pastorku
- f** – přípustné podřezání kola
- g** - $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha = 1$
- h** - $\alpha_{tw} = 0^\circ$

Obr. 2-6 Diagram mezních korekcí

Máme-li pomocí diagramu mezních korekcí stanovenou oblast existence soukolí, je možné vybrat optimální korekce pro námi stanovenou úlohu, tedy například určitý požadavek trvání záběru profilu. Konkrétní užití DMK je zobrazeno v kapitole 3.3.

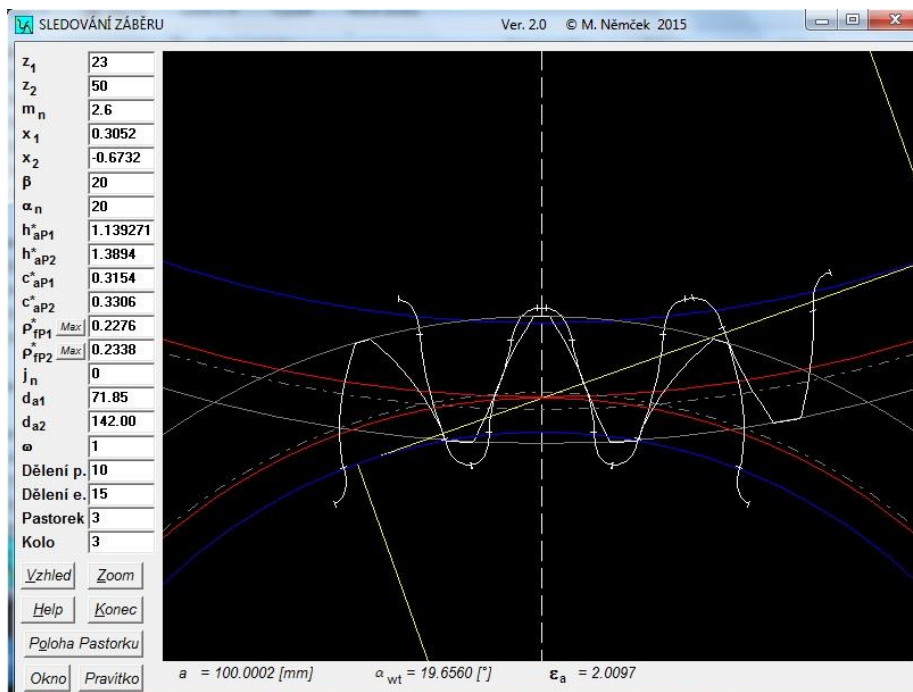
Pro návrh geometrie ozubení s nestandardním základním profilem HCR jsem využil další výpočtový program, vyvinutý též na Technické univerzitě v Ostravě.

Základní geometrický výpočet lze provádět buď zadáním samotného teoretického základního profilu zubu, nebo lze základní profil zubu určit nepřímo zadáním parametrů výrobního nástroje. Na obr. 2-7 je ukázka základního okna programu GEOMETRIE pro výpočet soukolí.



Obr. 2-7 Ukázka programu GEOMETRIE

Programem PROFIL lze zobrazit soukolí v čelní rovině a pozorovat například záběrové poměry profilu, jako na obr. 2-8, kde je vyobrazeno na ukázkou soukolí HCR.



Obr. 2-8 Ukázka programu PROFIL

S tímto programovým vybavením budu dále v pracovat ve své diplomové práci, a to jak při analýze současného stavu, tak i v řešení při modifikacích současného ozubení 5. rychlosti pro MQ100.

2.5. Základní parametry ozubení MQ100

Na základě podkladů získaných ve Škoda Auto jsem vytvořil následující tabulku, ve které uvádím některé důležité parametry převodovky MQ100 a výše zmíněné programové vybavení mi umožnilo řadu z těchto parametrů dopočítat.

Zadané a vypočtené hodnoty				soukolí		5. převodový stupeň		5. převodový stupeň	
				kolo	hnací $z_2=54$	hnané $z_1=43$	hnací $z_2=55$	hnané $z_1=42$	
osová vzdálenost [mm]				a_w	65				
šířkové překrytí zubů [mm]			max	b_w				12,11	
			min					10,83	
min. patní vůle [mm]				c_f	0,750	0,750	0,775	0,775	
max. sražení hrany [mm]				h_k	0,560	0,360	0,565	0,360	
trvání záběru profilu	bez boční vůle	bez hlavového sražení		vliv axiální vůle	ϵ_{α}^*	2,130		2,124	
					ϵ_{α}^{**}	2,120		2,114	
	s boční vůlí	sražené hrany na hlavě			ϵ_{α}^{***}	1,537		1,517	
					ϵ_{α}^{****}	1,518		1,509	
trvání záběru krokem	bez Köpingu			max b_w	ϵ_{β}^{*max}	1,858		1,858	
				min b_w	ϵ_{β}^{*min}	1,661		1,661	
	s Köpingem			max b_w	ϵ_{β}^{max}	1,735		1,735	
				min b_w	ϵ_{β}^{min}	1,538		1,538	
				stř b_w	$\epsilon_{\beta}^{stř}$	1,637		1,637	
celkové trvání záběru	s boční vůlí	sražené hrany na hlavě	s Köpingem	vliv axiální vůle	ϵ_{γ}^{***}	3,174		3,154	
					ϵ_{γ}^{****}	3,155		3,146	
měrné skluzu ***				na hlavě	v_a	0,50	0,51	0,50	0,50
				na patě	v_f	-1,03	-0,99	-0,98	-1,01
tloušťka zubu na hlavě [mm]				bez sražení	s_a	0,84 (0,86)	0,81 (0,84)	0,84 (0,86)	0,81 (0,85)
				cca se sražením	s_{ak}^x	<0,3	<0,4	<0,3	<0,4
boční vůle [mm]				j	0,107 (0,058)		0,120 (0,071)		
velikost korekci [mm]***				x	-0,225 (-0,190)	-0,257 (-0,208)	-0,223 (-0,191)	-0,282 (-0,230)	
míra přes kuličky [mm] ***				Mdk	75,331 (75,403)	62,518 (62,602)	75,449 (75,525)	57,816 (57,941)	
průměr kuličky [mm]				ϕ_{dk}	2,000	2,500	1,750	1,750	
Pozn.:		* bez sražení hlav a bez boční vůle ** bez sražení hlav a s boční vůlí *** se sražením hlav a s boční vůlí **** se sražením hlav, s boční vůlí a s vlivem axiální vůle působícím negativně ϵ_{α} *výpočet neproveden, pouze odhad							

Tab. 2-1 Základní parametry ozubení (současný stav)

V tab. 2-1 jsou uvedeny některé základní parametry ozubení pro obě převodové specifikace 43:54 i 42:55. Všechny vypočtené parametry jsou počítány přes jmenovitou hodnotu osové vzdálenosti 65 mm. Průhyby hřídelů pod zatížením nebyly do výpočtů zahrnuty.

Minimální patní vůle jsou počítány bez vlivu házení a průhybů hřídele.

Ozubení v MQ100 je vyrobeno s poměrně velkým hlavovým sražením. To má příznivý vliv na velikost měrných skluzů. Tato konstrukční úprava má však negativní vliv na součinitel trvání záběru profilu ε_α . Porovnáme-li trvání záběru soukolí s hlavovým sražením a bez hlavového sražení, které není na MQ100, ale jehož výpočet jsem čistě teoreticky pro porovnání provedl, je z tab. 2-1 vidět, že ε_α u kol s hlavovým sražením je přibližně o 0,6 kratší. Je to proto, že hlavové sražení výrazně zkracuje funkční evolventu. Další vliv na ε_α je vliv axiální vůle hnacího hřídele. Tento vliv bude vysvětlen odděleně v následující kapitole 2.6. Výpočty různých ε_α jsou pro dokreslení doplněny o teoreticky nulové boční vůle. U nenulových bočních vůlí nejsou uvažovány modifikace ozubení (mikrokorekce), které mohou v praxi tuto vůli ještě zmenšit.

Tloušťka zubů na hlavě se jako minimální pevnostně bezpečná uvádí 0,2 mm, což by soukolí mělo splňovat i se sražením hlav. Nebyl však v tomto ohledu proveden žádný výpočet skutečné tloušťky.

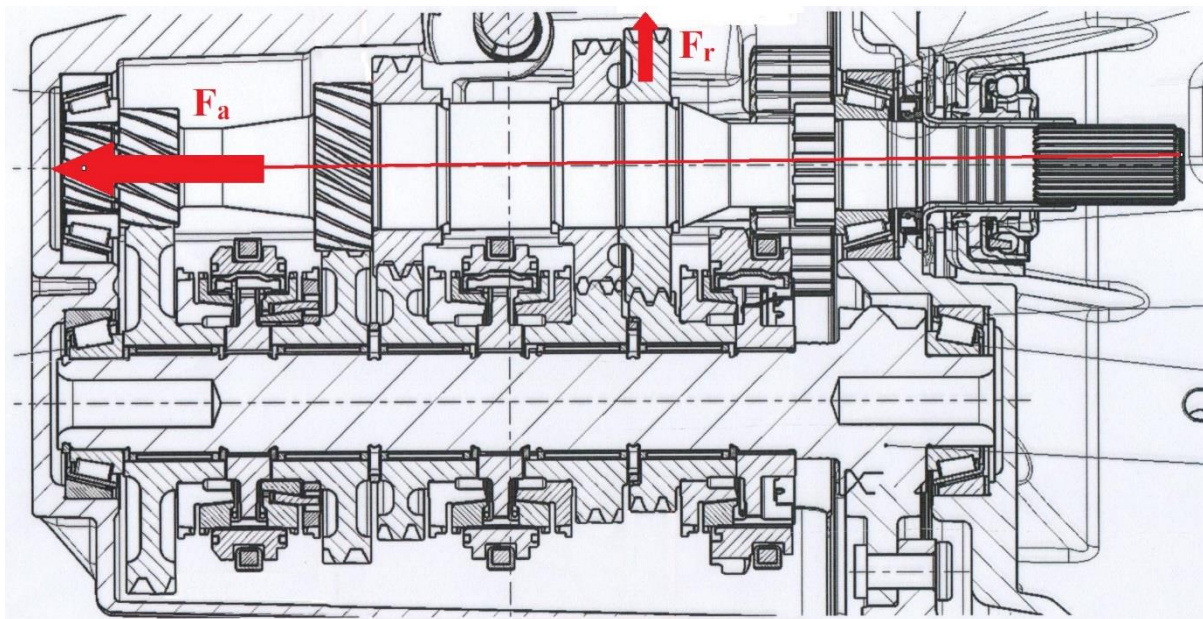
Součinitel trvání záběru kroku ε_β je ovlivněn zejména dvěma základními parametry. Jako pracovní šířku ozubení b_w je třeba brát vzájemný překryv kol. Díky zástavbovým možnostem převodovky jsou kola vůči sobě přesazena pouze částí. Jejich poloha je samozřejmě tolerována. V úvahu byly brány tolerance míst zápichů určující polohu kola 5. rychlosti na hnacím hřídeli a tolerance šířky ozubení. Z toho byly spočítány maximální a minimální překrytí zubů v záběry v axiálním směru. Druhým parametrem ovlivňujícím ε_β je Köping, neboli sražení čel zubu. Köping zkracuje funkční šířku zubu z každé strany cca o 0,2÷0,6 mm. Do výpočtů bylo bráno toto sražení v úvahu o velikosti 0,4 mm z každé strany.

Podrobnější parametry soukolí již nelze uvádět, neboť podléhají utajení.

2.6. Vliv axiální vůle na ε_α

V tab. 2-1 vypočtených parametrů ozubení je jako jeden z faktorů ovlivňujících součinitel trvání záběru profilu ε_α axiální vůle hnacího hřídele. Při záběru šikmého čelního ozubení jak známo vzniká radiální a axiální síla (viz kapitola 1.3). Vlivem axiální síly je hnací hřídel natlačen do ložiska skříně převodovky a radiální silou je naklopen (obr. 2-9). Tímto klopením hnacího hřídele se oddálí hnací kolo, osová vzdálenost spoluzabírajících kol 5. rychlosti se zvětší přibližně o 0,018÷0,032 mm (podle velikosti axiální vůle) a o tuto hodnotu se vlastně zkrátí funkční evolventa a celé pásmo nesení, jak je znázorněno na obr. 2-10 varianta

a) bez radiálního posunu, b) s radiálním posunem. Výsledkem je opět menší ε_α . Do výpočtu byla uvažována střední hodnota oddálení kol 0,025 mm.



Obr. 2-9 Vliv axiální vůle na naklopení hnacího hřídele



Obr. 2-10 Schématické znázornění pásma nesení a) bez radiálního posuvu kol b) s radiálním posunem kol

2.7. Technologie výroby

V současné době jsou obě ozubená kola páte rychlosti převodovky MQ100 vyráběna různou technologií obrábění. Vstupní hnací kolo, které je nalisováno na vstupním hřídeli, je vyráběno technologií brusného honování. Výstupní řazené kolo je vyráběno technologií ševingování. K obrábění ozubených kol se využívá i technologie broušení. Ta se ale v současné době na soukolí páte rychlosti nepoužívá, protože je nejdražší a převodovka MQ100 byla původně konstruována s cílem snížení nákladů. Obě používané technologie – honování a ševingování - mají své přednosti a nedostatky, které je zde nutno vysvětlit k lepšímu pochopení jejich použití.

Zásadní rozdíl mezi těmito technologiemi spočívá v tom, že honování se provádí za tvrda po kalení (pozn. chemicko-tepelném zpracování), na rozdíl od ševingování, které se provádí za měkka, tedy ještě před kalením. Technologické postupy při použití těchto způsobů obrábění jsou:

- a) frézování → kalení → **honování**
- b) frézování → **ševingování** → kalení

Po frézování jsou díly téměř identické (v rámci tolerance dané frézováním). Po kalení ale dochází k relativně velkému rozptylu úchylek na ozubení, protože materiál lehce nabyde a zuby se vlivem tepla, zchlazení a dalších faktorů různě zdeformují. Vznikají mikroúchylky na $f_{H\alpha}$, $f_{H\beta}$, C_α , C_β atd.

Šířka pásma rozptylu po ševingování a kalení je u některých úchylek přibližně $\pm 8\mu\text{m}$. Znamená to, že ševingování vyžaduje nejvyšší úroveň technologického sledování a komunikace výroby a schopnost včasné reakce na vývoj úchylek ozubení během produkce.

Trend v automobilovém průmyslu jde směrem k obrábění za tvrda, tedy k honování či broušení. Důvodem je větší stabilita úchylek ozubení ve výrobě. Pokud se zuby po kalení deformují, lze tyto úchylky následnou operací korigovat. Výroba je tak prakticky schopna držet produkci přibližně ve $3\mu\text{m}$.

Lepší stabilita úchylek ozubení velmi ovlivňuje pevnost ozubení a hlučnost. Při výpočtu pevnosti ozubení vstupuje do vzorců třída přesnosti ozubení. Dle německé normy DIN 3962 (*Deutsches Institut für Normung*) kterou používá Škoda Auto a podle které se budeme v této diplomové práci orientovat, je třída přesnosti po samotném ševingování 9, po kalení přibližně 12. Po honování je třída přesnosti 6. (Přesnost ozubení dle českých předpisů upravuje norma ČSN 01 4682. Po ševingování je třída přesnosti 5, po zakalení pak 7, pro honování je dle ČSN třída přesnosti 3). Čím je třída přesnosti nižší, tím je ozubení přesnější a tím vyjde únosnost a pevnost ozubení vyšší. Tím je tedy vysvětleno, proč je v současnosti honování a broušení výhodnější z hlediska technologického, než ševingování.

Také finanční stránka se musí při výrobě zohledňovat. Řazené kolo na výstupním hřídeli má na sobě věnec synchronního ozubení. V současnosti se ševinguje samotně ozubení za měkka a následně ze za měkka věnec se synchronním ozubením laserově přivaří. Je to kvůli tomu, že věnec synchronního ozubení by při obrábění vadil. Poté se teprve kompletní kolo zakalí.

Kdybychom chtěli honovat, muselo by se zvlášť zakalit ozubené kolo a zvlášť věnec se synchronním ozubením. Následně by se ozubení ohonovalo a věnec se synchronním ozubením by se musel přivařit za tvrda. Tato technologie se ve Škoda Auto u některých ozubených kol běžně používá, ale má svá úskalí. Svařování zakaleného kusu za tvrda je ale problematické, protože zakalená vrstva má vysoký obsah uhlíku. Tato vrstva se musí osoustružit, poté se ozubené kolo musí předežhřát, aby ve svaru nedošlo k trhlinám a pak je teprve možné součásti svařit. To je však neekonomické, pracnější i časově náročnější. Proto se i přes určité nedostatky používá pro řazené kolo páté rychlosti ševingování, tato technologie je z pohledu nákladů výhodnější.

Co se týče chemicko-tepelného zpracování, používá se v současnosti cementace s mírným přídavkem dusíku a zakalení heliem či do oleje (u pátého převodu pouze heliem) a popouštění. Nemůžeme však mluvit o nitrocementaci, neboť přídavek dusíku je velmi malý. Nitrocementace je daleko rychlejší proces, než samotná cementace, protože difúze dusíku podporuje difúzi uhlíku. Proces probíhá přibližně při 650°C a vrstva je velmi tenká, maximálně 0,2 mm. Zatímco cementace se provádí při teplotě kolem 950°C v oblasti austenitu a může být do hloubky až 1,5 mm (v případě ozubení páté rychlosti je to cca 0,5mm). Nitrocementovaná vrstva má nepochybně velmi příznivé kluzné vlastnosti a tím, že se provádí za nižších teplot, jsou i deformace ozubení menší. Musela by se ale použít ocel s vyšším obsahem uhlíku, než je tomu při samotné cementaci, aby se dosáhlo vyšší pevnosti jádra a tvrdá povrchová vrstva se měla o co opřít.

Stávající materiál ozubených kol je vyjádřen interní normou TL 4227 koncernu Volkswagen, která specifikuje materiálové složení. Existuje určitý překryv s normou ČSN, ale tyto normy mají mnoho dalších specifik odlišných, takže nelze přesně přirovnat, o jakou ocel se v ČSN jedná. S jistotou můžeme pouze říci, že dle ČSN jde o chromovou ocel třídy 14.

V minulosti se na čelní ozubená kola vyráběná ve Škoda Auto používala standardně ocel pro ševingování a nitrocementování ČSN 14 140 (1% legur Cr, Mn, 0,4% uhlíku), na kuželové ozubení se pak používala niklová ocel ČSN 16 220 se sníženým obsahem uhlíku (2% legur Ni, Mo, C 0,11÷0,16%).

3. NÁVRH ŘEŠENÍ

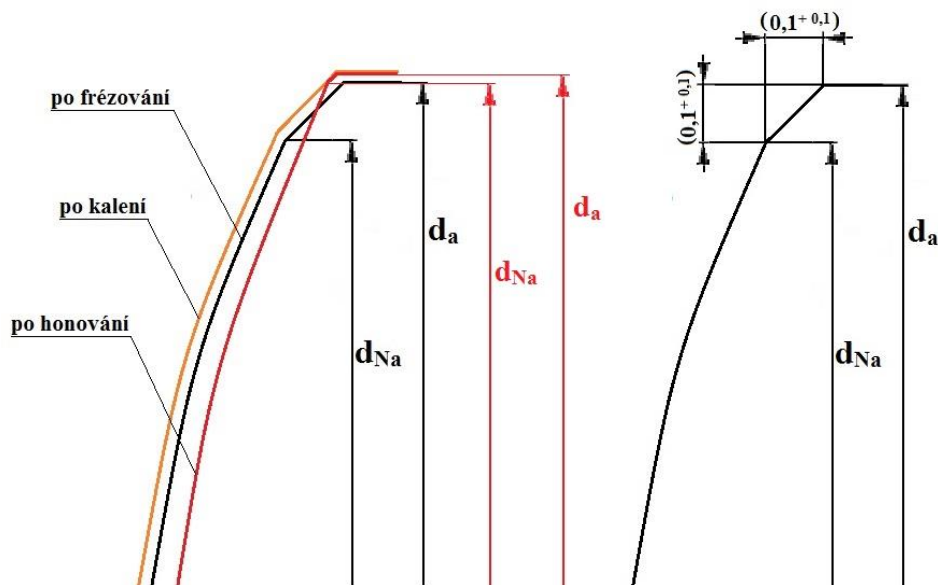
3.1. Návrh řešení č. 1

Z rešeršní části vyplývá, že největší vliv na zkracování součinitele trvání záběru ε_α má hlavové sražení. V současnosti se ε_α díky poměrně velkému hlavovému sražení pohybuje okolo 1,5.

Základní myšlenkou návrhu č. 1 bylo docílit výroby ozubení se stávajícím nástrojem používaným v sériové výrobě, ale ozubení vyrobit pokud možno s minimálním hlavovým sražením a docílit tak celočíselné $\varepsilon_\alpha = 2$.

Původní předpoklad byl, že pokud bude tímto návrhem možno dosáhnout $\varepsilon_\alpha = 2$, bylo by možné soukolí současným nástrojem vyrobit a vibrace následně ověřit na funkčním vzorku. Proto jsem při tomto řešení zohledňoval částečně i technologický rozměr zadání, aby nebyl výpočet čistě teoretický. Způsob obrábění jsem pro toto řešení zvolil pro pastorek i kolo stejné, a to brusné honování, hlavně z důvodu dosahované třídy přesnosti a s tím související pevnosti. Výhody a nevýhody této technologie uvádím v kapitole 2.7 a v příloze této diplomové práce. Výrobní operace jsou v pořadí frézování → kalení → brusné honování. V návrhu geometrie jsem postupoval dle pořadí výrobních těchto operací a navrhl jsem zvlášť rozměry pro frézovaný obrobek a zvlášť hodnoty pro hotový kus po honování. Bylo tedy třeba počítat i s technologickými přídávky.

Myšlenkou řešení bylo, navrhnout pomocí vhodných jednotkových posunutí takový frézovaný kus, u nějž by byla velikost hlavového sražení na každé straně zubu co možná nejmenší. Při kalení materiál mírně nabyde. Na bocích je to zhruba o 0,005 mm, na hlavovém průměru nabyde zhruba o 0,1 ÷ 0,2 mm (to záleží na výrobní dávce, typu kalení, velikosti kusu a na mnoha dalších parametrech). Při honování by pak došlo ke zbroušení boků zubů zhruba o 0,06 mm, takže by na zubu téměř žádné sražení nezbylo. Docílilo by se tak co nejdelší funkční evolventy (obr. 3-1).



Obr. 3-1 Návrh řešení č. 1

Obr. 3-2 Velikost hlavového sražení po frézování

Při návrhu jsem využíval programové vybavení z Katedry částí mechanismů strojů VŠB. V programu GEOMETRIE jsem zadal současné parametry frézy, která vyrábí kola s hlavovým sražením a program vypočítal parametry tohoto vyfrézovaného ozubení. Postupnou změnou korekcí a hlavových průměrů jsem iteračním postupem dospěl přibližně na hodnoty, kdy velikost hlavového sražení je na každé straně zubu přibližně 0,1 až 0,2 mm (obr. 3-2). Velikost hlavového sražení se vypočítá podle vzorce (5).

$$h_k = \frac{d_a - d_{Na}}{2} \quad (5)$$

Takové hlavové sražení je možné z velké části brusně ohonovat, a docílit tak v podstatě zuby se zcela minimálním hlavovým sražením.

V následujících tabulkách lze vidět vypočítané hodnoty.

		současnost		návrh			
		po honování		po frézování		po honování	
		hnací z ₂ =54	hnané z ₁ =43	hnací z ₂ =54	hnané z ₁ =43	hnací z ₂ =54	hnané z ₁ =43
hlavové sražení [mm]	h _k	0,560	0,360	0,210	0,110	0,150	0,050
min. patní vůle [mm]	c _f	0,750	0,750	1,293	1,127	1,100	0,920
měrné skluzy	na hlavě v _a	0,500	0,510			0,570	0,530
	na patě v _f	-1,03	-0,99			-1,130	-1,320
tloušťka zubu na roztečné kružnici [mm]	s	1,639	1,619	1,744	1,624	1,682	1,561
tloušťka zubu na hlavě [mm]	s _a	<0,3	<0,4	1,020	0,690	1,021	0,947
boční vůle [mm]	j	0,107				0,120	
velikost korekcí [mm]	x	-0,255	-0,257	-0,050	-0,250	-0,050	-0,250
součinitel trvání záběru profilu	ε _α	1,518				1,733	

Tab. 3-1 Vypočítané parametry soukolí pro návrh řešení č. 1 (převodová specifikace 43/54)

			současnost		návrh			
			po honování		po frézování		po honování	
			hnací $z_2=55$	hnané $z_1=42$	hnací $z_2=55$	hnané $z_1=42$	hnací $z_2=55$	hnané $z_1=42$
hlavové sražení [mm]	h_k		0,565	0,360	0,090	0,210	0,030	0,150
min. patní vůle [mm]	c_f		0,775	0,775	1,323	1,097	1,123	0,897
měrné skluzy	na hlavě	v_a	0,50	0,50			0,585	0,520
	na patě	v_f	-0,98	-1,01			-1,083	-1,412
tloušťka zubu na roztečné kružnici [mm]	s		1,640	1,604	1,775	1,594	1,712	1,531
tloušťka zubu na hlavě [mm]	s_a		<0,3	<0,4	1,199	0,997	1,135	0,932
boční vůle [mm]	j		0,120				0,120	
velikost korekcí [mm]	x		-0,223	-0,282			0,000	0,299
součinitel trvání záběru profilu	ϵ_α		1,509				1,726	

Tab. 3-2 Vypočítané parametry soukolí pro návrh řešení č. 1 (převodová specifikace 42/55)

Z návrhu vyplývá, že tímto způsobem eliminace hlavového sražení při použití stávající frézy nelze dosáhnout většího součinitele trvání záběru profilu, než 1,733, resp. 1,726. Hodnoty $\epsilon_\alpha = 2$ tedy se současným nástrojem není možné dosáhnout.

Co se týče součinitele trvání záběru kroku ϵ_β , zde bohužel celočíselného součinitele $\epsilon_\beta = 2$ též nelze se stávajícím nástrojem dosáhnout. Zvyšování stávajícího ϵ_β naráží na hned na několik omezení. Těmi hlavními je nutná přítomnost Kőpingu, omezené šířkové překrytí a velikost šroubovice. Snaha tedy byla, vytvořit ϵ_β co největší. Pro maximalizaci ϵ_β jsem použil následující hodnoty.

			současné tolerance	návrh
Kőping* [mm]		min	0,2	0,2
		max	0,6	
šířkové překrytí [mm]	b_w	min	10,83	12,11
		max	12,11	
úhel sklonu**	β			35°
souč. trvání záběru kroku	ϵ_β	min	1,538	1,940
		max	1,735	
*na každé straně zubu				
**současná hodnota úhlu sklonu podléhá utajení				

Tab. 3-3 Vypočítané parametry soukolí pro návrh řešení č. 1 (návrh pro součinitel ϵ_β)

Kőping je v praxi nutné zachovat pro očištění otřepů po frézování. Proto jsem ho volil alespoň na spodní úrovni tolerance (0,2 mm na každé straně zubu), protože jinak příliš zmenšuje pracovní šířku zubu a tím i ϵ_β . Pro šířkové překrytí zubů jsem volil horní toleranci. V praxi to

znamená, udržovat výrobu na horní toleranci šířky ozubení. Navrhnout širší ozubení nelze díky omezeným zástavbovým možnostem převodovky. Úhel sklonu jsem zvýšil na 35° , to je na maximální používanou hodnotu pro ozubená kola do automobilových převodovek. Toto zvětšení úhlu β má za následek vzrůst axiálních sil, které budou způsobovat větší namáhání zubů, ložisek, hřídelů i skříně. Oproti stávajícímu stavu by axiální síly vzrostly přibližně o 8%.

Více prostoru pro zvýšení ε_β se stávajícím nástrojem není. I při tomto návrhu vyšla hodnota $\varepsilon_\beta = 1,940$. Z toho vyplývá, že se stávajícím nástrojem nelze dosáhnout celočíselné hodnoty součinitele trvání záběru kroku $\varepsilon_\beta = 2$.

3.2. Návrh řešení č. 2

Druhý návrh soukolí je pouze pro finální geometrii ozubených kol. Rozhodl jsem se vypočítat soukolí, které by se vyrábělo s podobným nástrojem, jako v návrhu č. 1. Zůstane především identický modul m_n a úhel záběru α . Tento návrh se poté rozdělil na dvě varianty.

První variantou je vytvoření soukolí bez hlavového sražení. To není z minulosti nijak neobvyklé a ustupuje se od něj hlavně díky určitým „bezpečnostním“ výhodám, které sražení poskytuje a které uvádím v kapitole 2.3. Odstraněním hlavového sražení a upravením dalších parametrů, jako například hlavové vůle, se podařilo prodloužit součinitele trvání záběru přibližně na 2,8. Aby vzniknul součinitel trvání záběru ε_α celočíselný 2, bylo nutné zmenšovat hlavové průměry obou kol. V tab. 3-4 a 3-5, vyhotovených pro oba převodové poměry, je tento návrh označen jako „návrh č. 2 (varianta 1)“.

Druhou variantou je vytvořit na kolech hlavové sražení, ale ne tak velké, jako je tomu v současnosti. V tab. 3-4 a 3-5 je tento návrh označen jako „návrh č. 2 (varianta 2)“.

Cílem návrhu je zaměřit se pouze na ε_α . Použití tohoto upraveného nástroje však nijak nevylepší situaci se součinitelem trvání záběru kroku ε_β , o kterém píší v předchozím návrhu č. 1 v tab. 3-3.

		současnost		návrh č. 2 (varianta 1)		návrh č. 2 (varianta 2)	
		hnací $z_2=54$	hnané $z_1=43$	hnací $z_2=54$	hnané $z_1=43$	hnací $z_2=54$	hnané $z_1=43$
hlavové sražení [mm]	h_k	0,560	0,360	0,000	0,000	0,200	0,200
min. patní vůle [mm]	c_f	0,750	0,750	1,128	0,999	0,779	0,697
měrné skluzy	na hlavě v_a	0,500	0,510	0,588	0,659	0,606	0,634
	na patě v_f	-1,03	-0,99	-1,934	-1,427	-1,737	-1,537
tloušťka zubu na roztečné kružnici [mm]	s	1,639	1,619	1,624	1,621	1,568	1,749
tloušťka zubu na začátku evolventy [mm]	s_{Ff}	2,180	2,045	2,167	2,047	2,140	2,169
tloušťka zubu na hlavě [mm]	s_a	<0,3	<0,4	0,860	0,850	0,516	0,405
boční vůle [mm]	j	0,107		0,120		0,050	
velikost korekcí [mm]	x	-0,255	-0,257	-0,250	-0,254	-0,299	0,000
součinitel trvání záběru profilu	ε_α	1,518		2,068		2,073	

Tab. 3-4 Vypočítané parametry soukolí pro návrh řešení č. 2 (převodová specifikace 43/54)

		současnost		návrh č. 2 (varianta 1)		návrh č. 2 (varianta 2)	
		hnací $z_2=55$	hnané $z_1=42$	hnací $z_2=55$	hnané $z_1=42$	hnací $z_2=55$	hnané $z_1=42$
hlavové sražení [mm]	h_k	0,565	0,360	0,000	0,000	0,199	0,195
min. patní vůle [mm]	c_f	0,775	0,775	1,018	1,110	0,785	0,695
měrné skluzu	na hlavě v_a	0,50	0,50	0,662	0,589	0,614	0,630
	na patě v_f	-0,98	-1,01	-1,438	-1,955	-1,702	-1,593
tloušťka zubu na roztečné kružnici [mm]	s	1,640	1,604	1,621	1,624	1,568	1,749
tloušťka zubu na začátku evolventy [mm]	s_{Ff}	2,192	2,019	2,174	2,038	2,124	2,159
tloušťka zubu na hlavě [mm]	s_a	<0,3	<0,4	0,875	0,833	0,515	0,413
boční vůle [mm]	j	0,120		0,120		0,050	
velikost korekcí [mm]	x	-0,223	-0,282	-0,255	-0,250	-0,299	0,000
součinitel trvání záběru profilu	ε_α	1,509		2,066		2,070	

Tab. 3-5 Vypočítané parametry soukolí pro návrh řešení č. 2 (převodová specifikace 42/55)

V první variantě návrhu č. 2 vidíme, že hlavové sražení se rovná nule. V druhé variantě je hlavové sražení nenulové.

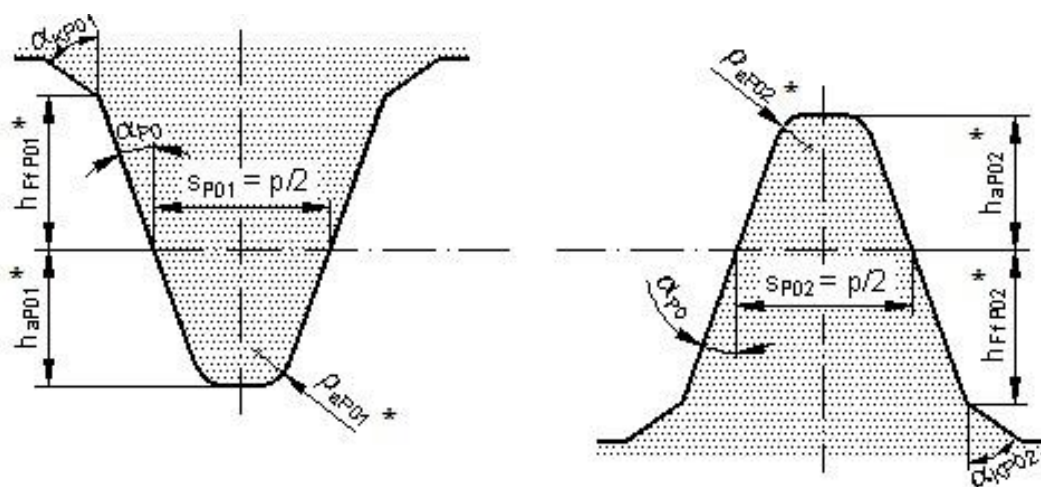
3.2.1. Komentář k variantě 1

Odstraněním hlavového sražení v první variantě a následným zmenšováním hlavových průměrů obou kol bylo dosaženo celočíselného součinitele trvání záběru profilu $\varepsilon_\alpha = 2,068$, resp. $\varepsilon_\alpha = 2,066$. V praxi je stanovuje ε_α o 0,06 až 0,07 větší, než celočíselný. Je to z důvodu, že bereme v potaz deformace zubů v záběru (případně i vliv axiální vůle). Pod zatížením bude tedy součinitel celočíselný a s jistotou pod tuto hodnotu neklesne. Ze zmenšování hlavových průměrů v první variantě vyplývají větší patní vůle c_f .

Měrné skluzu vyjadřují, jak se po sobě profily navzájem otírají. Je tedy určitým kritériem opotřebení povrchu zubu. V obou navrhovaných variantách jsou měrné skluzu menší než 2, tedy vyhovující. Důležitým parametrem, hlavně z hlediska pevnostního, jsou tloušťky zubu, a to zejména co nejbliže u paty zubu. Tento rozměr je zde představen v podobě tloušťky zubu na začátku evolventy s_{Ff} .

3.2.2. Komentář k variantě 2

Druhá varianta návrhu č. 2 tedy vznikla z předpokladu, že odstraněním hlavového sražení z původního nástroje vznikl na soukolí součinitel trvání záběru profilu o hodně vyšší než 2 (konkrétně 2,8), což nám tedy poskytlo poměrně velký prostor pro jeho snižování na tuto hodnotu. Toto snižování, tedy zkrácení funkční evolventy, bylo provedeno aplikací malého hlavového sražení na obou ozubených kolech. Takové řešení vyžaduje úpravu rozměrů výrobní frézy, kdy bylo nutno na obou nástrojích zvětšit poměrnou výšku ke sražení h_{Ff}^* (viz obr. 3-3). Toto řešení zahrnuje určité výhody, které hlavové sražení poskytuje.



Obr. 3-3 Základní rozměry nástroje (frézy) pro pastorek a kolo

Základní rozměry výrobní frézy uvedené na obr. 3-3 jsou:

h_{FfP01}^* poměrná výška ke sražení pastorku

h_{FfP02}^* poměrná výška ke sražení kola

h_{aP01}^* poměrná výška hlavy pastorku

h_{aP02}^* poměrná výška hlavy kola

ρ_{aP01}^* poměrný rádius zaoblení hlavy pastorku

ρ_{aP02}^* poměrný rádius zaoblení hlavy kola

α_{P0} úhel profilu

α_{KP01}^* úhel profilu srážecí hrany pastorku

α_{KP02}^* úhel profilu srážecí hrany kola

s_{P01} šířka na roztečné kružnici pastorku

s_{P02} šířka na roztečné kružnici kola

Úpravou nástroje bylo dosaženo rozměrů vyobrazených v tab. 3-4 a tab. 3-5 ve sloupci návrh č. 2 (varianta 2). Oběma variantami upraveného nástroje v návrhu č. 2 bylo dosaženo celočíselného koeficientu součinitele trvání záběru ε_α .

3.3. Návrh řešení č. 3

Pro třetí návrh jsem se rozhodl spočítat nové soukolí se zcela změněnými parametry výrobního nástroje a pomocí vhodných korekcí docílit co možná neoptimálnějších podmínek záběru. Takovéto soukolí ještě nikdy nebylo ve Škoda Auto a.s. zkonstruováno, z tohoto důvodu provedu popis výpočtu krok po kroku a jednotlivé výsledky podrobněji popíšu, což v předchozích dvou návrzích nebylo zcela možné.

Cílem návrhu je docílit celočíselné součinitele ε_α , ε_β , a tedy i ε_γ a přitom zachovat malé hlavové sražení na obou ozubených kolech.

Aby toto bylo možné, byl zmenšen modul. Proto bylo nutno zvýšit počty zubů pastorku i kola při zachování převodového poměru. Dovolena odchylka oproti současným převodovým poměrům je $\pm 5\%$.

	současnost				návrh č. 3	
	1. specifikace		2. specifikace		hnací z_2	hnané z_1
	hnací z_2	hnané z_1	hnací z_2	hnané z_1		
počet zubů	54	43	55	42	56	44
převodový poměr i	0,796		0,764		0,785	
				odchylka	$\pm 2\%$	

Tab. 3-6 převodové poměry

Bylo tedy zvoleno soukolí 44/56, které splňuje odchylku od původních převodových poměrů.

3.3.1. Návrh v DMK

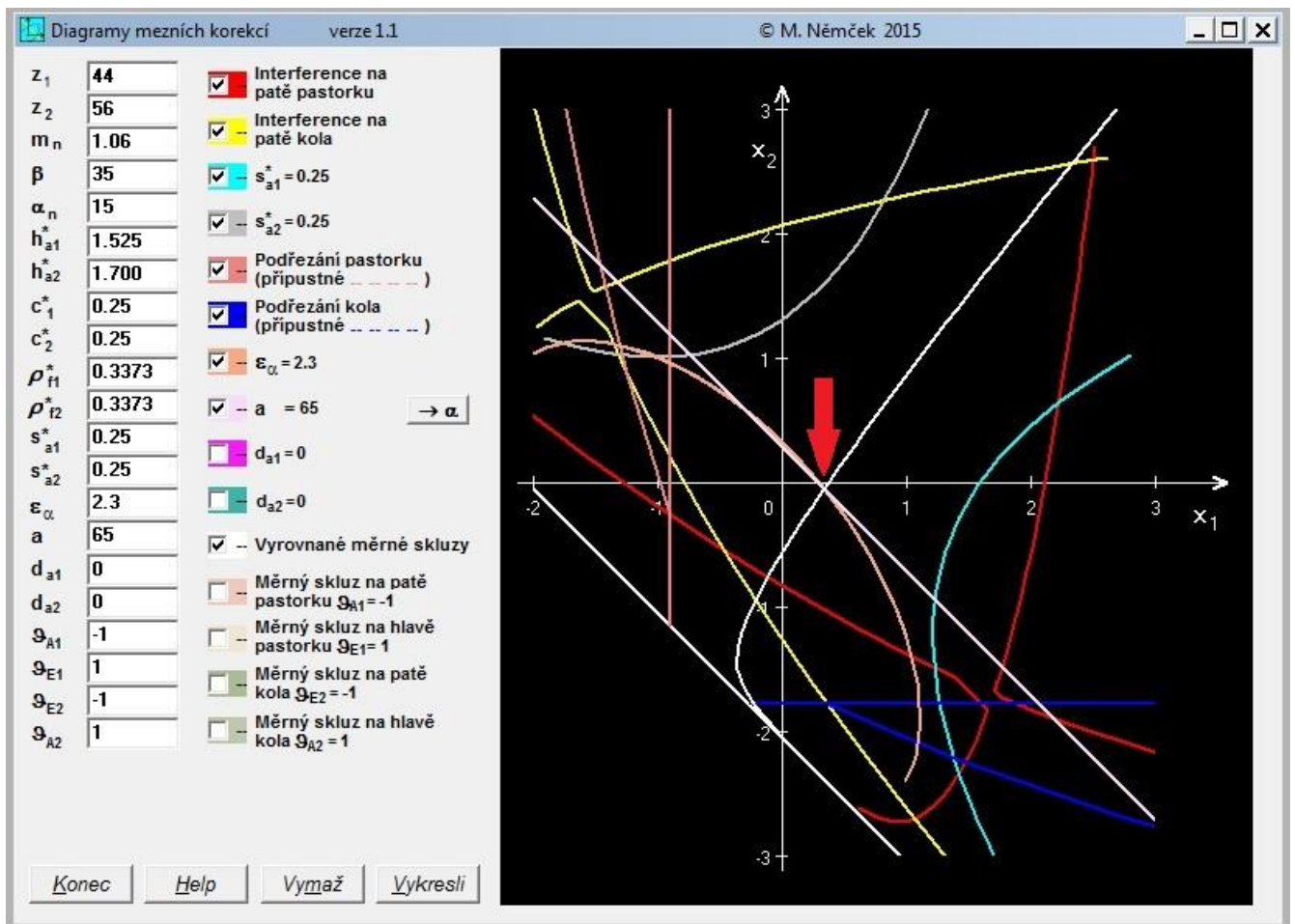
Další průběh návrhu probíhal v diagramu mezních korekcí (DMK) (viz obr. 3-4 a 3-5). Zde byly zadány následující parametry:

- z_1 počet zubů pastorku
- z_2 počet zubů kola
- m_n normálový modul
- β úhel sklonu zubů
- α_n úhel záběru
- h_{a1}^* poměrná výška hlavy pastorku
- h_{a2}^* poměrná výška hlavy kola
- c_1^* poměrná hlavová vůle pastorku
- c_2^* poměrná hlavová vůle kola
- ρ_{f1}^* poměrný rádius paty pastorku

- ρ_{f2}^* poměrný rádius paty kola
- s_{a1}^* poměrná tloušťka pastorku na hlavovém průměru
- s_{a2}^* poměrná tloušťka kola na hlavovém průměru
- ε_α součinitel trvání záběru profilu
- a osová vzdálenost

Jednotlivé barevné křivky v DMK na obr. 3-4 ohraničují pole možné existence soukolí. Osa X znamená korekce x_1 , osa Y znamená korekce x_2 . Žlutě je shora a zleva ohraničeno pole interferencí na patě kola. Červeně je ohraničeno pole zdola a zprava interferencí na patě pastorku. Další křivky s_{a1}^* a s_{a2}^* (šedá a tyrkysová) znamenají nebezpečně nízké hodnoty poměrných tloušťek zubů na hlavovém průměru. Tyto hodnoty by neměly klesnout pod 0,25. Jsou zde ještě další křivky, které však nejsou pro tento návrh nijak zásadně omezující a nezmenšují pole možné existence soukolí. Světle růžová lineárně klesající přímka vyznačuje osovou vzdálenost.

Úkolem návrhu je, vytvořit vhodnou úpravou všech vstupních parametrů průsečík přímky osové vzdálenosti a oranžové křivky značící součinitel trvání záběru profilu ε_α . Tento průsečík musí ležet uvnitř pole možné existence soukolí (průsečík je na obr. 3-4 vyznačen červenou šipkou). V nejlepším případě tímto průsečíkem zároveň prochází ještě bílá křivka vyrovnaných měrných skluzů. To se v našem případě podařilo docílit a návrh je z tohoto pohledu ideální.

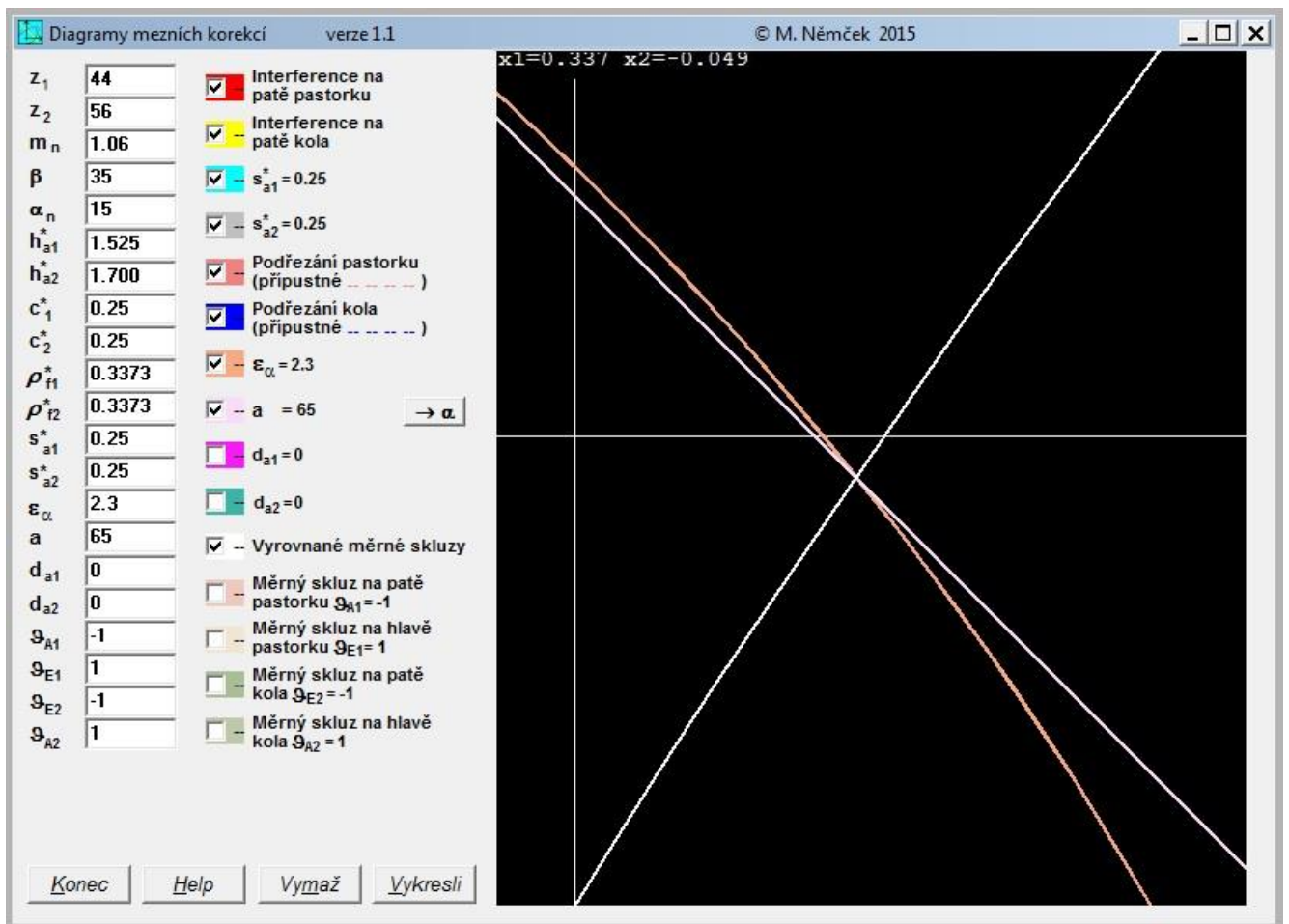


Obr. 3-4 Program DMK (červenou šipkou vyznačen hledaný průsečík)

Byl použit nový modul $m_n = 1,06$. Ten je sice o něco menší, než který používá v současnosti Škoda Auto pro převodovku MQ100, avšak jedná se o změnu v řádu jednotek procent.

Poměrné zaoblení paty pastorku i kola ρ_{f1}^* a ρ_{f2}^* je z pevnostního hlediska výhodné volit maximální možné, v tomto případě tedy 0,3373.

Návrh v DMK je počítán nejprve pro soukolí bez hlavového sražení. Proto je hodnota ε_α pro začátek návrhu stanovena o něco vyšší, než na 2, konkrétně na 2,3. Vlivem hlavového sražení, které se provede pozdějším postupu výpočtu, se bude ε_α zmenšovat. V tomto programu je nejdůležitější optimalizovat poměrné výšky hlav obou kol (h_{a1}^* , h_{a2}^*), které poté slouží jako vstupní hodnoty do dalších výpočtů.



Obr. 3-5 Program DMK (zoom průsečíku)

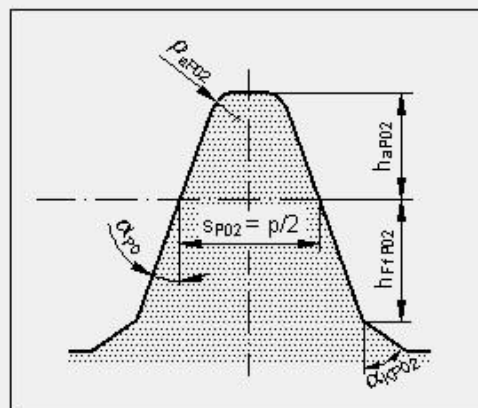
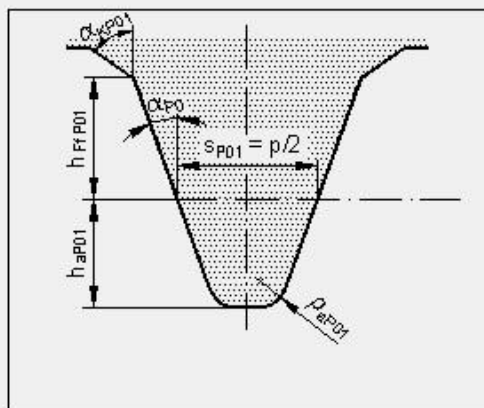
Na přibližném obrázku průsečíku (obr. 3-5) odečteme z DMK velikost jednotkových korekcí x_1 a x_2 . Tyto korekce spolu s optimalizovanými poměrnými výškami hlav a dalšími parametry soukolí přeneseme do programu GEOMETRIE (obr. 3-6).

3.3.2. Návrh v programu GEOMETRIE

Zadáni		Míry ozubení		Identifikace		<input checked="" type="radio"/> Vnější <input type="radio"/> Vnitřní <input type="radio"/> Kuželové	
Povinný vstup :				Základní profil :			
Normální modul	m_n	1.0600	[mm]	<input type="radio"/> Standard <input checked="" type="radio"/> Nestandard <input type="checkbox"/> Kruhová pata			
Počet zubů pastorku	z_1	44.0		Poměrná výška hlavy pastorku	h_{aP1}^*	1.5250	
Počet zubů kola	z_2	56.0		Poměrná výška hlavy kola	h_{aP2}^*	1.7000	
Sklon zubů roztečný	β	35.0000	[°]	Poměrná hlavová vůle pastorku	c_{P1}^*	0.2500	
Společná šířka zubů	b	11.71	[mm]	Poměrná hlavová vůle kola	c_{P2}^*	0.2500	
Výpočetní vstup :				<input type="checkbox"/> Standard <input checked="" type="checkbox"/> Nestandard <input type="checkbox"/> Kruhová pata			
Součet korekcí	x_Σ	0.288002		Poměrný rádius paty pastorku	ρ_{fP1}^*	0.3373	
Korekce pastorku	x_1	0.337300		Poměrný rádius paty kola	ρ_{fP2}^*	0.3373	
Korekce kola	x_2	-0.049297		Úhel profilu	α_p	15.0000	[°]
Osová vzdálenost pracovní	a	65.00000	[mm]	Nástroje			
Úhel záběru pracovní	α_{wt}	18.9022	[°]	Nepovinný vstup :			
Boční vůle	j_n	0.050	[mm]	Hlavový průměr pastorku	d_{a1}	60.87000	[mm]
<input type="button" value="Nuluj"/> <input type="button" value="Rozděl korekce"/> <input type="button" value="Vyr.skluzu"/> <input type="checkbox"/> β				Hlavový průměr kola	d_{a2}	75.75000	[mm]
				Výpočetní hlavové průměry			
KOMPLEXNÍ KONTROLA		<input checked="" type="radio"/> DEC <input type="radio"/> DMS		<input type="button" value="Uložit vstupy"/> <input type="button" value="Načíst vstupy"/>		<input type="button" value="Help"/> <input type="button" value="Konec"/>	

Obr. 3-6 Návrh řešení č. 3 v programu GEOMETRIE

Na základě vložených hodnot počtu zubů, modulu a korekcí byly vypočítány hlavové průměry kol. Díky programu DMK byly určeny hodnoty teoretického základního profilu zubů. Z těchto hodnot můžeme odvodit rozměry výrobního nástroje, tedy frézy, jak je vidět na obr. 3-7.



Nuluj

Help

OK

Nástroj pro pastorek

Poměrná výška hlavy	h_{aP01}^*	<input type="text" value="1.9500"/>
Poměrný rádius zaoblení hlavy	ρ_{aP01}^*	<input type="text" value="0.3373"/>
Poměrná výška ke sražení	h_{FF01}^*	<input type="text" value="1.2910"/>
Úhel profilu srážecí hrany	α_{KP01}	<input type="text" value="45.0000"/> [°]
Úhel profilu protuberance	α_{prP01}	[°]
Poměrná výška k protuberanci	h_{FaP01}^*	
Velikost protuberance	pr_{P01}	[mm]
<input checked="" type="checkbox"/> Sražení hlavy pastorku		
<input type="checkbox"/> Protuberance pastorku		

Nástroj pro kolo

Poměrná výška hlavy	h_{aP02}^*	<input type="text" value="1.7750"/>
Poměrný rádius zaoblení hlavy	ρ_{aP02}^*	<input type="text" value="0.3373"/>
Poměrná výška ke sražení	h_{FF02}^*	<input type="text" value="1.3950"/>
Úhel profilu srážecí hrany	α_{KP02}	<input type="text" value="45.0000"/> [°]
Úhel profilu protuberance	α_{prP02}	[°]
Poměrná výška k protuberanci	h_{FaP02}^*	
Velikost protuberance	pr_{P02}	[mm]
<input checked="" type="checkbox"/> Sražení hlavy kola		
<input type="checkbox"/> Protuberance kola		

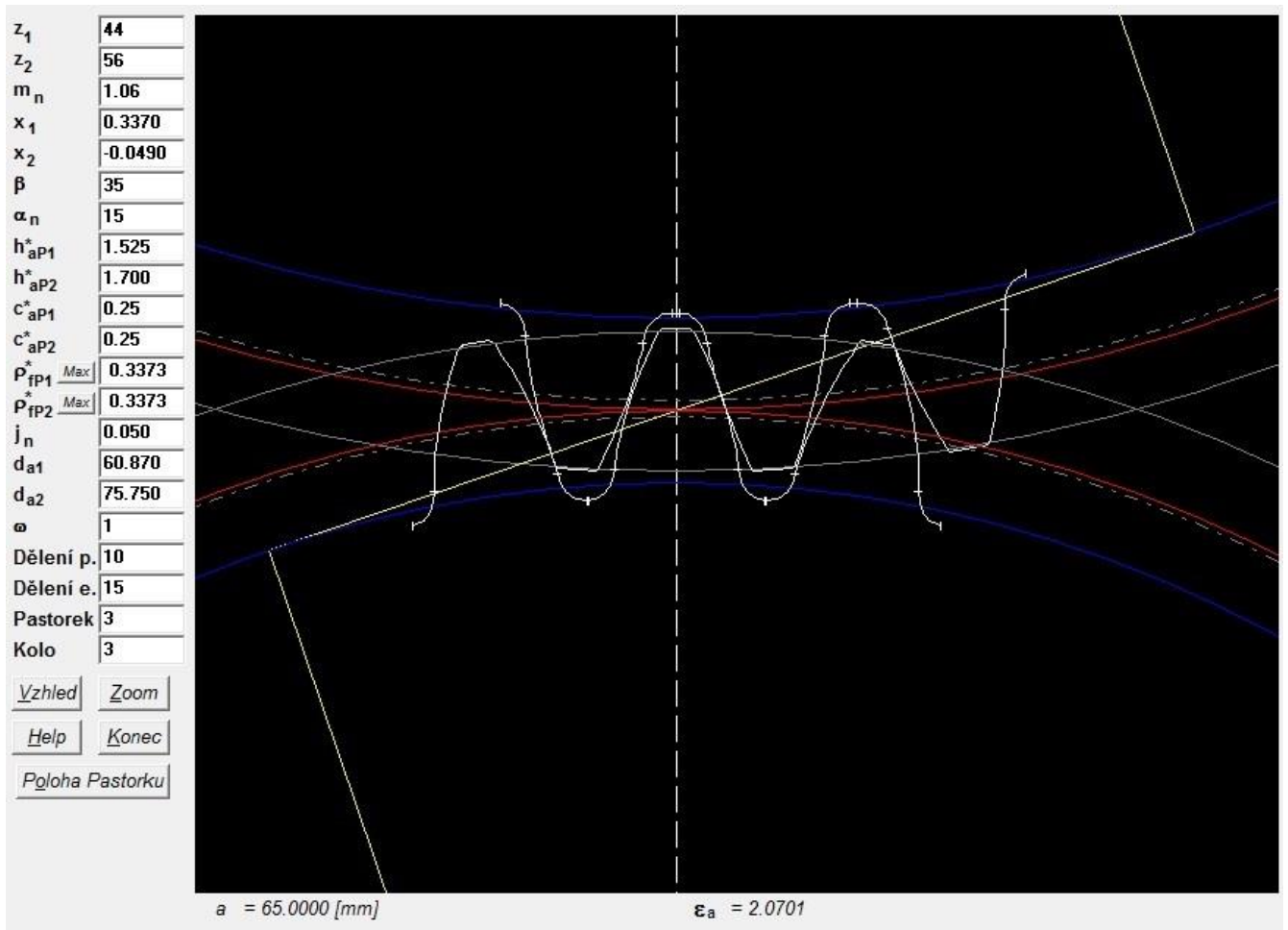
Obr. 3-7 Rozměry výrobního nástroje (frézy)

Obě frézy (pro pastorek i kolo) obsahují sražení hlavy pod úhlem 45°. Poměrná výška ke sražení je však nastavena dostatečně velká, takže při stávajících jednotkových korekcích vytváří pouze malá hlavová sražení. Velikost hlavového sražení se spočítá podle vzorce (5) v kapitole 3.1. Vlivem hlavového sražení se nyní bude ε_α zmenšovat, a to z 2,3 na 2,06 ÷ 2,07. Při zohlednění výsledku experimentů prováděných na VŠB ve spolupráci s vývojem Škoda Auto předpokládáme, že pak bude reálné ε_α skutečně celé číslo 2 a pod tuto hodnotu neklesne.

Profil navrženého soukolí

Program PROFIL slouží především jako kontrola záběru. Na obr. 3-8 jsou vidět čerchovaně roztečné kružnice, modrou barvou základní kružnice, červenou barvou valivé kružnice a šedou barvou kružnice o průměru d_{Na} , které označují konec funkční evolventy. Nad tímto průměrem je už pouze velmi malá nefunkční část zubu s hlavovým sražením, které nevstupuje do záběru. Z obrázku lze určit, že patní vůle obou kol je dostatečná a lze také rozeznat malou boční vůli 0,050 mm. Jedná se o HCR ozubení, jehož výhody uvádím v kapitole 2.2.

Na obr. 3-8 lze též vidět záběrovou přímku, která je tečnou k základním kružnicím obou kol. Průsečík záběrové přímky a kružnic o průměru d_{Na} je záběrová úsečka. Součinitel trvání záběru profilu ε_α znamená počet promýtnutých záběrových roztečí $\left(\frac{p_t}{\cos \beta}\right)$ do této úsečky.



Obr. 3-8 Ukázka navrženého ozubení v programu PROFIL

3.3.3. Tabulka rozměrů vypočteného ozubení

Program GEOMETRIE následně zkontroluje všechny zadané hodnoty, a provede výpočet a kontrolu zbývajících parametrů ozubení, které můžeme vidět v tab. 3-7. Kontrola parametrů se týká především interferencí, kontrolují se dostatečné velikosti hlavových tloušťek, které by neměly být menší, než $0,2 \div 0,25 \cdot m_n$ a velikost měrných skluzů, které by v ideálním případě neměly přesáhnout 2, do hodnoty 3 jsou ještě v pořádku. V tomto návrhu se podařilo stanovit měrné skluzy vyrovnané, což je z hlediska opotřebení zubů a třecích ztrát nejvýhodnější možná varianta.

Tímto návrhem bylo dosaženo součinitele trvání záběru profilu $\varepsilon_\alpha = 2,070$. Součinitel trvání záběru kroku vyšel též celočíselný, zaokrouhleně $\varepsilon_\beta = 2,017$. Tedy jejich součtem je $\varepsilon_\gamma = 4,087$.

V praxi je třeba uvažovat technologické přídavky, které v tomto výpočtu nebyly zohledněny. Jedná se o finální geometrii kola.

Zmenšením modulu došlo ke změně pevnosti soukolí. Proto bych jako další postup doporučoval provedení pevnostního výpočtu soukolí a životnostní zkoušky pro tyto vypočtené parametry.

Tab. 3-7 Tabulka navrženého ozubení

Tabulka_ rozměrů.dat	Rozměr	PASTOREK	KOLO
Typ ozubení		Vnější	Vnější
Norm.boční vůle zeslab.obou kol j_n	[mm]		0.0500
Počet zubů	[-]	44	56
Počet zubů náhradního kola z_n	[-]	77.504	98.642
Normální modul	[mm]		1.060
Čelní modul	[mm]		1.294
Úhel sklonu zubu roztečný β	[°]		35.00000
Úhel sklonu zubu základní β_b	[°]		33.64409
Úhel záběru čelní α_t	[°]		18.11321
Úhel záběru pracovní α_{wt}	[°]		18.90222
Osová vzdálenost pracovní a	[mm]		65.00000
Osová vzdálenost roztečná a_d	[mm]		64.70105
Osová vzdálenost bezvúlová a_{jn}	[mm]		65.00000
Jednotková korekce bezvúlová x_{jn}	[-]	0.33730	$\Sigma = 0.28800$
Jednotková korekce x	[-]	0.33730	$\Sigma = 0.28800$
Hodnota posunutí profilu $x \cdot m_n$	[mm]	0.35754	-0.05226
Jednotková změna výšky hlavy k^*	[-]		0.00598
Průměr patní kružnice d_f	[mm]	53.51800	68.59767
základní kružnice d_b	[mm]	54.11537	68.87410
kr.začátku evolventy d_{ff}	[mm]	54.76483	69.87660
kružnice začátku záběru d_{ff}	[mm]	55.28582	70.44603
valivé kružnice d_w	[mm]	57.20000	72.80000
roztečné kružnice d	[mm]	56.93693	72.46518
kružnice konce záběru d_{na}	[mm]	60.61849	75.44646
kružnice srážecí hrany d_{fa}	[mm]	60.61849	75.44646
hlavové kružnice d_a	[mm]	60.87000	75.75000
Tvarový přesah c_f	[mm]	0.26049	0.28471
Tloušťka zubu na patní kružnici s_f	[mm]	---	---
základní kružnici s_b	[mm]	2.26261	2.18528
začátku evolventy s_{ff}	[mm]	2.22532	2.11191
valivé kružnici s_w	[mm]	1.76422	1.52424
roztečné kružnici s	[mm]	1.83077	1.61116
začátku sražení s_{fa}	[mm]	0.62750	0.69753
hlavové kružnici s_a	[mm]	0.35590	0.37839
Výška paty	[mm]		
hlavy h_a	[mm]	1.70946	1.93376
zubu h	[mm]	1.96654	1.64241
Společná šířka kol b	[mm]		11.710
Délka evolventy ev	[mm]	3.12025	2.93807
Délka funkční evolventy ev	[mm]	2.85538	2.64804
Měrný skluz na patě	[-]	-1.13846	-1.34920
Měrný skluz na hlavě	[-]	0.57432	0.53237
Měrný skluz na hlavě	[-]	0.57432	0.53237
Poměr b/d	[-]	0.206	0.162
Poměr b/m _n	[-]		11.047
Součinitel trvání záběru profilu ε_α	[-]		2.07042
Součinitel trvání záběru krokem ε_β	[-]		2.01694
Součinitel trvání záběru celkový ε_γ	[-]		4.08736
Délka dotyku 1 páru zubů L_{pmax}	[mm]		14.06615
Celková délka dotyku minim. L_{smin}	[mm]		29.11449
Celková délka dotyku maxim. L_{smax}	[mm]		29.23262
Čelní rozteč p_t	[mm]		4.06529
Čelní rozteč základní p_{tb}	[mm]		3.86383
KONTROLNÍ ROZMĚRY			
Kontrolní rozměr přes zuby W	[mm]	21.56232	27.91822
Měřeno na průměru dW	[mm]	57.01486	72.68991
Počet měřených zubů z_w	[-]	7	9
Minimální šířka kola pro měření b_{min}	[mm]	12.368	16.013
Měřená konstant. tloušťka zubu s_c	[mm]	1.70813	1.50323
Měřeno v konst. výšce (od hlavy) h_c	[mm]	1.73769	1.44102
Kontrolní rozměr přes kuličky M	[mm]	59.76417	74.55425
Průměr kuličky d_t	[mm]	1.75000	1.75000
Průměr kontaktu kuliček dM	[mm]	57.50517	72.34519
ZÁKLADNÍ PROFIL			
Poměrná výška hlavy profilu h_{ap}^*	[-]	1.52500	1.70000
Poměrná hlavová vůle profilu c_{p}^*	[-]	0.25000	0.25000
Poměrný rádius paty profilu p_{fp}^*	[-]	0.33730	0.33730
Úhel profilu α_p	[°]		15.00000
HŘEBENOVÝ NÁSTROJ			
Poměrná výška hlavy h_{ap0}^*	[-]	1.95000	1.77500
Poměrný rádius zaoblení hlavy p_{ap0}^*	[-]	0.33730	0.33730
Poměrná výška ke sražení h_{ffp0}^*	[-]	1.29100	1.39500
Úhel profilu srážecí hrany α_{kp0}	[°]	45.00000	45.00000
Úhel profilu protuberance α_{prp0}	[°]	---	---
Poměrná výška k protuberanci h_{fap0}^*	[-]	---	---
Velikost protuberance $prp0$	[mm]	---	---

4. ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo, zaměřit se na možnost snížení vibrací a hluku pátého rychlostního stupně převodovky MQ100, a tím zvýšit komfort posádky ve vozidle, s využitím celočíselných součinitelů trvání záběru profilu ε_α i kroku ε_β .

Během celého řešení probíhala intenzivní spolupráce se Škoda Auto a.s., a to jak s vývojovým oddělením, tak i s výrobou. Pro řešení diplomové práce byly poskytnuty výpočetní programy Katedrou částí mechanismů strojů VŠB.

Byly vysvětleny důvody výhodnosti celočíselných součinitelů záběru profilu i kroku a též užití HCR ozubení.

Následně byl proveden průzkum a analýza současného stavu. Byly uvedeny a vypočítány současné parametry ozubení páté rychlosti převodovky MQ100 a tyto hodnoty byly podrobně rozebírány. Hlavní pozornost byla při analýze zaměřena na součinitele trvání záběru a na faktory, které jej ovlivňují. Bylo zjištěno, že největší vliv na snížení hodnoty součinitele trvání záběru profilu ε_α má velikost hlavového sražení.

Zhodnocena byla současná technologie výroby brusného honování a ševingování, případně též odvalového broušení, a bylo zdůvodněno jejich použití. Též byly zdůrazněny výhody a nevýhody těchto technologií jak po technologické, tak i částečně po finanční stránce. Jednotlivé technologie s jejich podrobnějším popisem byly zařazeny do přílohy této práce.

V návrhu řešení č. 1 bylo snahou docílit celočíselného součinitele trvání záběru profilu ε_α s použitím současného sériového nástroje, a to zejména pro případné možnosti výroby a následnému ověření na funkčním vzorku. Cílem bylo vypočítat, zdali je možné s tímto nástrojem celočíselných součinitelů záběru docílit. Snahou bylo pojmout i částečně technologický rozměr tohoto návrhu. S využitím znalosti a zhodnocení současné technologie výroby, bylo pro výrobu obou ozubených kol zvoleno brusné honování. Byly vypočteny rozměry kol pro frézování s technologickými přídávky, dále byly brány v úvahu změny rozměrů po chemicko-tepelném zpracování a na závěr byl předepsán úběr materiálu pro brusné honování, a to s cílem odbroušení co největší části hlavového sražení a docílení co nejdelší funkční evolventy, potažmo co největší prodloužení součinitele trvání záběru profilu ε_α . Pro zvětšení součinitele trvání záběru kroku ε_β byly zhodnoceny příčiny jeho omezení a dále byly doporučeny rozměry ozubení pro jeho maximalizaci.

I přes tyto snahy se nepodařilo zajistit celočíselné součinitele záběru ani na profilu, ani na sklonu. Bylo tedy zkonstatováno, že za použití současného sériového výrobního nástroje nelze dosáhnout celočíselných součinitelů ε_α a ε_β .

V návrhu řešení č. 2 byl použit podobný nástroj, jako sériový. Cílem bylo prokázat, jak velký vliv má hlavové sražení na součinitel ε_α . Řešení bylo rozděleno na dvě varianty. První varianta byla pro ozubení bez hlavového sražení, tedy že nástroj hlavové sražení vůbec nevytváří. Ve druhé variantě bylo vypočteno ozubení vyrobené pomocí nástroje s malým hlavovým sražením, a to výrazně menším, než je v současnosti.

U obou variant návrhu řešení č. 2 se podařilo docílit celočíselných koeficientů trvání záběru profilu ε_α . Tento návrh však nijak nezjistil vylepšení situace s ε_β .

Proto byl proveden návrh řešení č. 3. Pro toto řešení byl zvolen nový modul ozubení, který měl zajistit možnost navržení celočíselných součinitelů ε_α i ε_β . Celý postup od počátečního návrhu v DMK po finální tabulku rozměrů a vypočtených hodnot byl podrobně vysvětlen a okomentován. V návrhu se podařilo dosáhnout obou celočíselných součinitelů záběru. Navíc bylo dosaženo i vyrovnaných měrných skluzů, což je pro ozubené soukolí optimální.

Další důležitá témata, kterými by bylo nutné se zabývat před uvedením navrženého soukolí do sériové výroby, jsou pevnostní kontrola, zkouška životnosti a optimální nastavení mikrogeometrie zubů. Modifikace ozubení mají často významný vliv na pásmo nesení a jeho polohu při zatížení a tím i na hlučnost ozubených převodů.

LITERATURA

- [1] <http://cs.wikipedia.org/wiki/Hluk>
- [2] Plánka J.: *Jízdní komfort*, Fakulta strojního inženýrství, Brno 2014
- [3] Tomeh E.: *Hodnocení hlučnosti automobilových převodovek Škoda měřením vibrací*, FS TUL, Liberec
- [4] Pešík L.: *Části strojů 2. díl*, FS TUL, Liberec 2010
- [5] Tůma J.: *Řádová analýza signálů z točivých strojů s proměnlivými nebo neustálenými otáčkami*, VŠB, Ostrava 2011
- [6] Moravec V., Dejl Z., Němček M., Folta Z., Havlík J.: *Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů*, VŠB, Ostrava 2009
- [7] Němček M.: *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*, Montanex, Ostrava 2003
- [8] Moravec V., Němček M., Hurlíková Š.: *Kontrolní, geometrické a pevnostní výpočty převodovky MQ100*, VŠB, Ostrava 2009
- [9] Vejrek T., *Analýza moderních technologií výroby čelního ozubení*, VUT Brno, Brno 2008

PŘÍLOHY

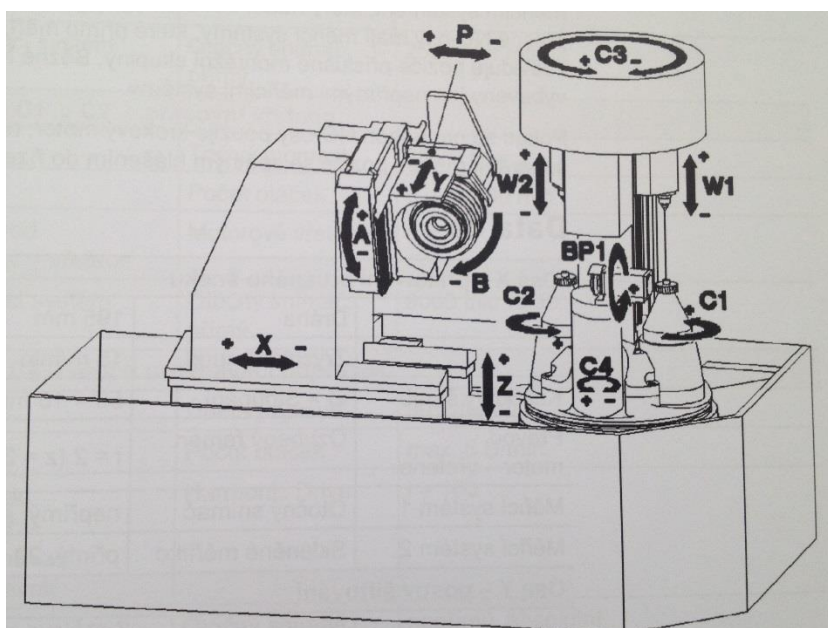
1. Broušení	69
2. Brusné honování.....	73
3. Ševingování	75
4. Porovnání technologií z hlediska povrchu boku zubu	75

Příloha 1. Broušení



Obr. 0-1 CNC bruska Reishauer

Reishauer je CNC bruska s principem odvalového broušení. Brusný kotouč je ve tvaru šnekového kola, které při broušení spoluzabírá s obrobkem. Podle počtu zubů obráběného kola se volí počet závitů šneku pro obrábění. Při obrábění ze všeho nejdříve probíhá synchronizace otáček obrobku s brusným šnekem pomocí laserového snímače namířeného na rotující obrobek. Poté se začne přisouvat k rotujícímu obrobku rotující šnek. Broušení má dvě fáze – hrubování a broušení na čisto. Technologický přídavek na boku zubu obrobku bývá okolo 0,07 mm. Při hrubování je úběr materiálu přibližně 0,05 mm. Rotující brusný šnek kromě toho, že spoluzabírá s obrobkem, vykonává vůči němu relativní pohyb vzhůru v ose Z (viz obr. 1-2) rychlostí 0,4 mm/ot. V horní úvrati se nástroj posune o jeden závit šneku tak, aby nebrousil na čisto znovu stejnými drážkami. Při druhé fázi na čisto je úběr jen 0,02 mm a dobroušení na požadované Mdk (míra přes kuličky). Nástroj přitom vykonává relativní pohyb v ose Z dolů. Doba cyklu závisí na velikosti obrobku, avšak běžně je takt stroje přibližně 35 sekund.



Obr. 0-2 Schéma pracovních os stroje

Pokud je nutné ještě před broušením kalibrovat, lze to provést v zásadě dvěma způsoby. Bruska Reishauer má již v sobě zvukový senzor, pomocí něhož dokáže vyhodnotit moment prvního kontaktu brusného kotouče s bokem obrobku, dá se však kalibrovat i manuálně pohledem na jiskry.

Materiál brusného šneku je růžový korund (zrnka, kuličky), případně tzv. korund s přesně tvarovaným zrnem, které je obsaženo v abrazivu asi z 30%. Druhý jmenovaný materiál šneku má větší úběr materiálu, zároveň však i větší životnost a skýtá menší riziko spálení. Jeho cena je ale oproti šneku z růžového korundu téměř dvojnásobná.

Šnek je již od dodavatele orovnáán do potřebné geometrie dle výrobního výkresu, je tedy „předtvarován“ modul a úhel záběru, či Kopfrücknahme.

Přibližně po každých devadesáti kusech se šnek opět orovná orovnávačem. Jde o na zakázku vyrobený nástroj, jehož výroba trvá po zadání dodavateli několik týdnů a jeho cena se pohybuje okolo 150 000 Kč. Každé ozubení má svůj orovnávač. Při orovnávání je úběr brusného materiálu ze šneku cca 0,3 mm.

Orovnávače v zásadě dělíme do dvou skupin – plnoprofilové a složené. Složené (tzv. Satzprofilrollen) se skládají ze dvou samostatných orovnávacích kotoučů, na něž je nanesen elektrolýzou diamant. Při výrobě plnoprofilových (tzv. Vollprofilrollen) orovnávačů se vyrobí nejprve hliníková forma, do které se nanese diamant a poté se vylije ocelí.



Obr. 0-3 Složený orovnávač



Obr. 0-4 Plnoprofilový orovnávač

Zvláštní skupinou orovnávačů, které se však v sériové výrobě nepoužívají, jsou orovnávače pro vývojové účely, pro tzv. cílené orovnávaní (Radiusformrollen). Používají se pouze pro vývojové účely. Dá se jimi orovnat každý bok šneku zvlášť pomocí tzv. řádkového orovnávaní. Používají se pro účely zlepšení geometrie ozubení a pozitivního ovlivnění akustických zkoušek převodovek na zkušebních stavech, či při jízdě v automobilu.



Obr. 0-5 Rádiusový orovnávač pro tzv. cílené orovnávaní

R_z vyráběného ozubení ovlivňuje tvrdost šneku. Čím tvrdší je šnek, tím hladší je povrch boku zubu, ale tím větší je riziko spálení. Záleží i na způsobu orovnávaní. Čím pomalejší, tím bude šnek pórovitější, tím horší bude výsledná drsnost povrchu, ale tím lepší je naopak odvod tepla při opracovávání a menší riziko spálení. Čím rychlejší orovnávaní, tím více se povrch

šneku uhladí, ale na druhou stranu samotné obrábění poté trvá déle, je horší odvod tepla a vyšší riziko spálení.

Nevýhodou broušení je, že u menších řadících kol, kde by při broušení vadilo synchronní ozubení, musí být toto synchronní ozubení přivařeno až následně, a to laserově za tvrda, jinak by docházelo ke kolizi synchronního ozubení s brusným šnekem. Svařování za tvrda je však poměrně problematické, a to díky velké koncentraci uhlíku v povrchové vrstvě.

U broušení se standardně v sériové výrobě používá plnoprofilový orovnávač. Jeho profil je pevně stanoven. Při obrábění vykonává šnek přidavné pohyby, pomocí nichž tvoří geometrii $fH\beta$, $C\beta$. Natočením orovnávače vůči obrobku o úhel β a vytvořením soudku lze měnit kontrolovaně sklon zubu. Bohužel nelze kontrolovat natočení $fH\alpha$ a $C\alpha$. Respektive při použití velkého $C\alpha$ vzniká na profilu i na sklonu velké zkřížení. Při obrábění broušením je zkřížení přirozeným přidavným jevem. Je to dáno jednak tím, že brusným šnekem jsou obráběny vždy dva protilehlé boky zubů najednou, a jednak tím, že nástrojem je právě šnek, který je ve šroubovici. Technologií broušení se dá zkřížení zcela eliminovat pouze za předpokladu, že bychom brousili každý bok zubu zvlášť. To je však v sériové výrobě nemožné.

Výhodou broušení je, že umí z velké části eliminovat například chybu radiálního házení. To u jiných technologií, jako například u honování není možné.

Příloha 2. Brusné honování

Při brusném honování probíhá několik základních pracovních pohybů. Točí se honovací kruh (nástroj) i ozubené kolo (obrobek). Dalším pohybem je oscilační pohyb honovacího kroužku v axiálním směru.

Honovací kruh je orovnáván orovnávačem, jehož geometrie je shodná s požadovanou geometrií obrobku. Výroba orovnávače je časově náročná a jeho cena se pohybuje okolo 130 000 Kč. Při orovnávání musí orovnávač vyjíždět až přes hranu kroužku, aby na něm nevznikla hrana. Existují dva základní typy orovnávačů, tzv. univerzální orovnávač a orovnávač typu VarioDresser. Hlavní rozdíl mezi těmito orovnávači je v tom, jak moc se jimi dá ovlivnit a modifikovat geometrie brusného kotouče, potažmo výsledná geometrie obrobku.

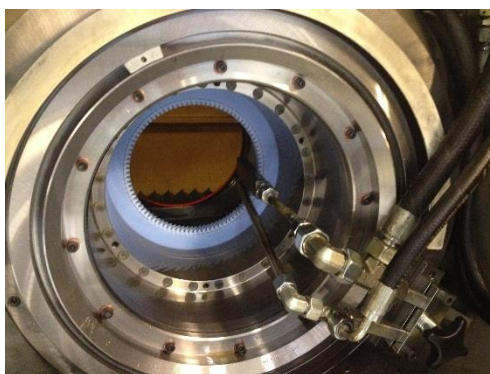


Obr. 0-6 Univerzální orovnávač



Obr. 0-7 Orovnávač VarioDresser

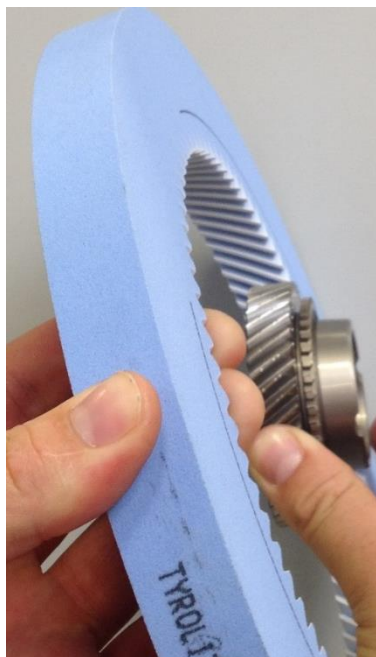
Honovací olej má velký vliv na životnost kroužků. Jeden proud trysky vyplachuje a dopravuje olej k obrobku, druhý proud vyplachuje kroužek.



Obr. 0-8 Honovací stanice

Pokud je hlavový průměr synchronního ozubení menší, než patní průměr ozubeného kola, lze honovací kroužek více vyklonit o úhel tzv. *Schränkungswinkel*, což umožňuje delší dráhu oscilace při honování a napomáhá to odvodu nečistot. V opačném případě, vyčnívá-li

synchronní ozubení přes patní průměr ozubeného kola, nelze honovací kroužek příliš vyklonit, protože by došlo k jeho kolizi se synchronním ozubením. Již při konstrukci ozubení musí dojít ke vzájemnému kompromisu konstruktéra a technologa. Konstruktor by chtěl synchronní ozubení co nejbližě u kola, aby zbytečně neprodlužoval převodovku. Technolog však musí zajistit vyrobiteľnosť. Problém je vždy u kol, kde synchronní ozubení přesahuje patní průměr kola. Vždy musím být prostor pro úhel vyklonění honovacího kroužku a musí být možná oscilace kroužku v axiálním směru.



Obr. 0-9 Synchronizační ozubení nepřesahuje patní průměr ozubeného kola – možný větší úhel vyklonění (Schränkungswinkel) honovacího kroužku



Obr. 0-10 Synchronizační ozubení přesahuje patní průměr ozubeného kola - možný jen malý úhel vyklonění (Schränkungswinkel) honovacího kroužku

Honování na rozdíl od broušení umožňuje obrábět libovolně velká kola, protože nehrozí kolize se synchronním ozubením. Lze též cíleně ovlivňovat velikost zkřížení, případně jej zcela eliminovat. Nevýhodou je neschopnost eliminace radiálního házení.

Příloha 3. Ševingování

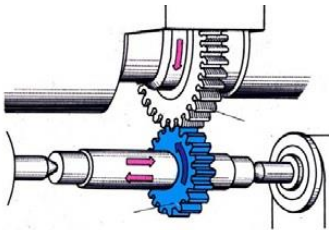
Ševingování je operace, která je prováděna za měkka, před kalením. Předchází mu operace frézování, kde je přídavek na ševing přibližně 0,035mm na bok zubu.

Protože po ševingování následuje operace kalení, je třeba při tomto obrábění počítat s kalírenskými deformacemi, protože kalírna mění výrazně parametry ozubení, a to až v desítkách mikrometrů.

Orovnávání nástroje se provádí jednobokým broušením.

Tato technologie je poměrně zastaralá a má celou řadu nevýhod, např.:

- Operace probíhá před kalením, které způsobuje změnu geometrie ozubení
- Orovnávání nástroje jednobokým broušením je v sérii neefektivní
- Kvalita povrchu obrobku zdaleka nedosahuje úrovně kvality jako broušení či honování



Obr. 0-11 Obrábění ševingováním [9]



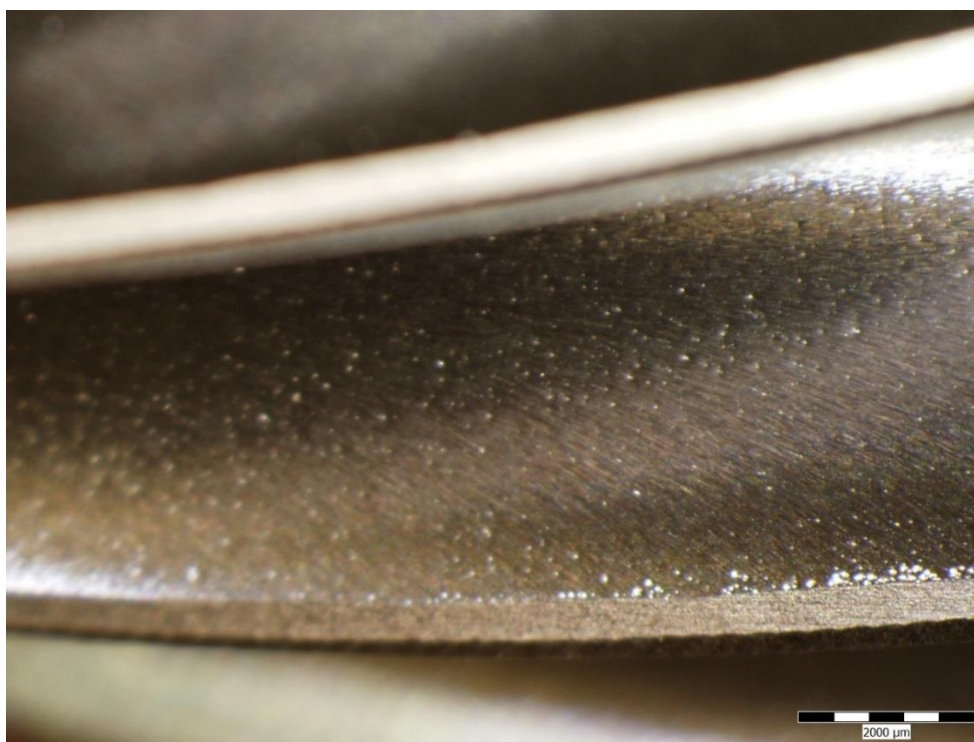
Obr. 0-12 Ševingovací nástroj [9]

Příloha 3. Porovnání technologií z hlediska povrchu boku zubu

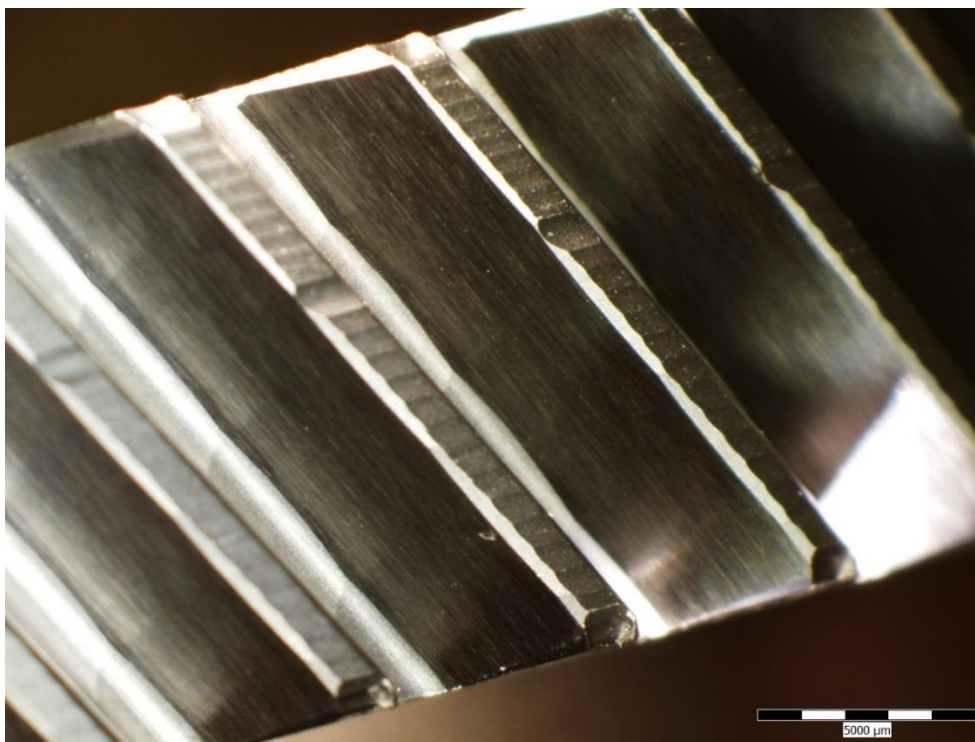
dosažitelná drsnost boků zubů Rz [μm]	
ševingování	5÷7
brusné honování	3
broušení	3



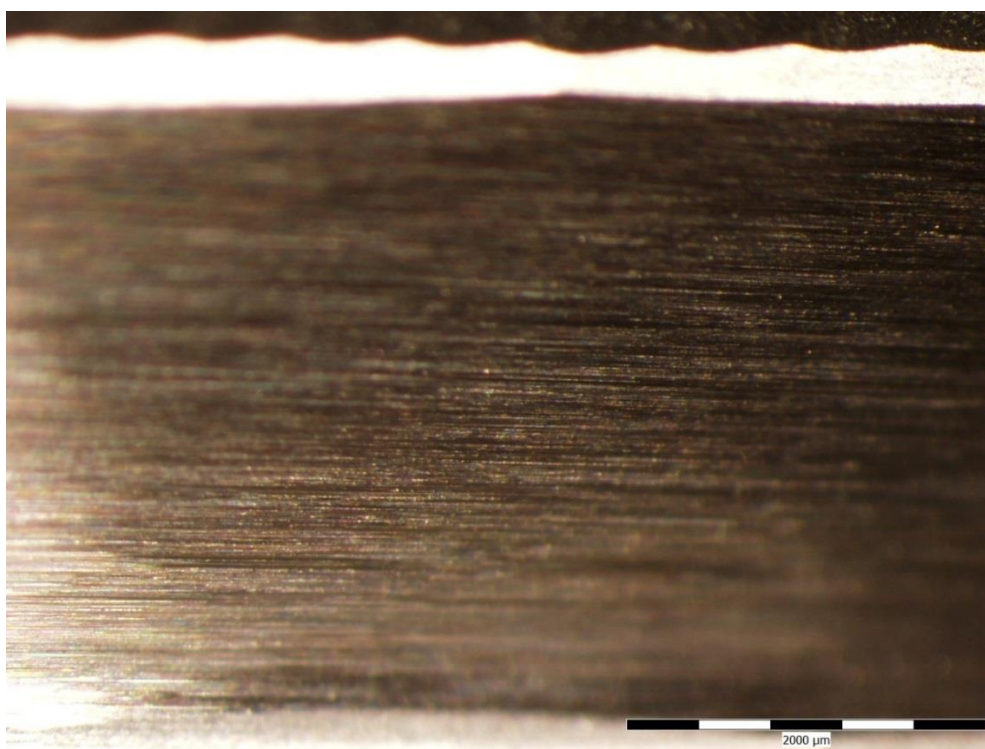
Obr. 0-13 Povrch honovaného boku zubu pod mikroskopem (zvětšení 1:0,0001)



Obr. 0-14 Povrch honovaného boku zubu pod mikroskopem (zvětšení 1:0,0005)



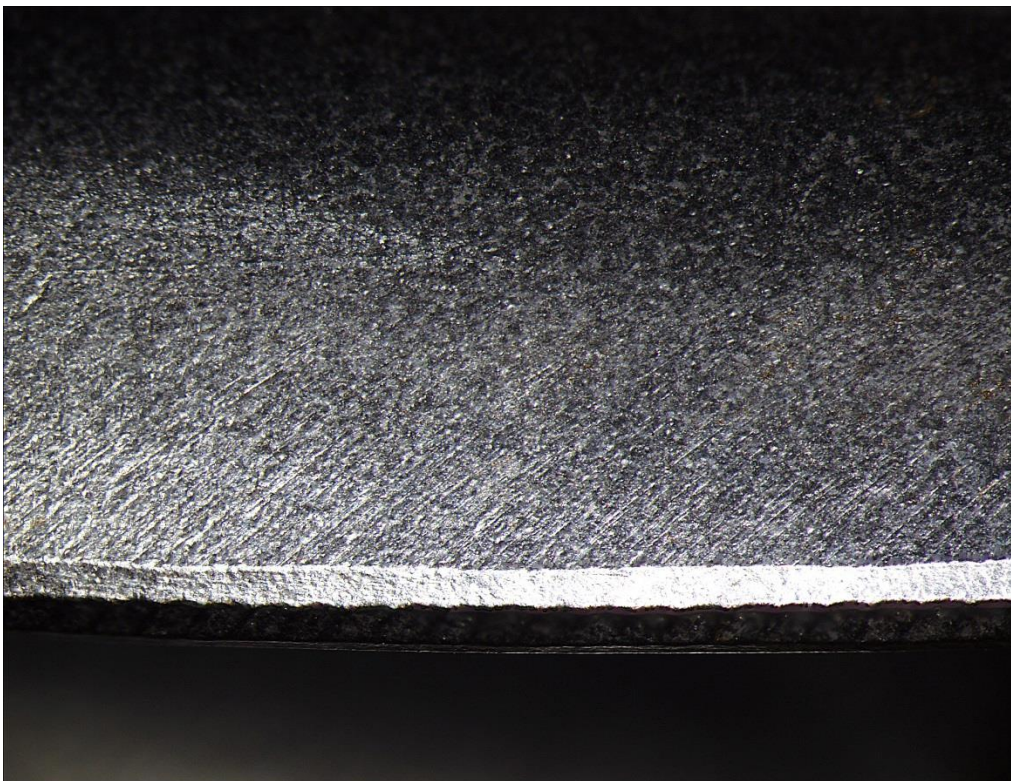
Obr. 0-15 Povrch broušeného boku zubu pod mikroskopem (zvětšení 1:0,0002)



Obr. 0-16 Povrch broušeného boku zubu pod mikroskopem (zvětšení 1:0,0005)



Obr. 0-17 Povrch ševingovaého boku zubu pod mikroskopem (zvětšení 1:0,0001)



Obr. 0-18 Povrch ševingovaného boku zubu pod mikroskopem (zvětšení 1:0,0005)