

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI



Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy

Variátor s hydrostatickým ovládáním

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MALINA TOMÁŠ

2001-2002

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra strojů průmyslové dopravy

Obor 23 - 17 - 8

Konstrukce strojů a zařízení

zaměření

KOLOVÉ DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ STROJE

Variátor s hydrostatickým ovládáním

KSD - 423

Malina Tomáš

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.

Konzultant diplomové práce: Ing. Robert Voženílek

Rozsah práce:

Počet stran : 60

Počet obrázků : 36

Počet tabulek : 3

Počet příloh : 17

Počet výkresů : 3

Květen 2002



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy

Studijní rok: 2001/2002

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení **Tomáš Malina**
obor **Konstrukce strojů a zařízení**
zaměření **Kolové dopravní a manipulační stroje**

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

VARIÁTOR S HYDROSTATICKÝM OVLÁDÁNÍM

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Pro osobní vůz nižší střední třídy s pohonem předních kol navrhnete převodové ústrojí s variátorem. Pro ovládání variátoru navrhnete hydrostatický mechanismus.
2. Navrhnete hydraulický obvod, specifikujte prvky a způsob řízení.
3. Navrhnete zástavbu akčních členů pro ovládání variátoru a provedte kontrolu hlavních uzlů s ohledem na napětí a deformace (pro řešení pevnostních a deformačních problémů využijte metodu konečných prvků), vyberte vhodnou variantu uspořádání.
4. Zpracujte výkresovou dokumentaci navrženého řešení.

+ CD

KSD/KDMS

11.05/...

602.14...

ANOTACE

TÉMA

Variátor s hydrostatickým ovládáním

ANOTACE

Diplomová práce v první části shrnuje problematiku automobilových převodovek s plynulou změnou převodového poměru s ohledem na vývoj ovládání.

Druhá část obsahuje návrh konstrukce převodovky s plynule měnitelným převodovým poměrem pro automobil nižší střední třídy. Změna převodového poměru je zajištěna variátorovým převodem s elektrohydraulickým ovládáním.

Součástí diplomové práce je výkres sestavy převodovky a výrobní výkresy hřídele a kotouče hnané části variátoru. Dále obsahuje kontrolu napětí a deformací hnané části variátoru. Kontrola je provedena v programu Pro/MECHANICA. Poslední částí diplomové práce je sestavení hydraulického obvodu k ovládání převodovky a simulace jeho chování.

THEME

Variator with hydrostatic control

ANNOTATION

In the first part thesis summaries problems of automobile gearboxes with continuously variable transmission with reference to development of operating.

The second part contains constructional design of the gearbox with continuously variable gear ratio for automobile of the lower middle class. Change of gear ratio is reserved of variomatic transmission with elektro-hydraulic control.

An assembly drawng of gearbox and working drawing of shaft and driven gear of variomatic transmission ave parts of diploma work. Next it contains strain and deformation verification of driven gear of variomatic transmission. The verification is effected in Pro/MECHANICA program. Last part of diploma work is assembly hydraulic circuit to gearbox control and behavioral simulation analysis.



Obsah

1	Úvod	12
2	Problematika plynulé změny převodového poměru	13
2.1	Historie	13
2.2	Princip změny převodového poměru	15
2.2.1	Polotoroidní převodovky	15
2.2.2	Převodovky s variátorem	16
2.3	Pružný člen	17
2.4	Zpětný chod	18
2.5	Regulační systém	19
2.5.1	Mechanický regulační systém	19
2.5.2	Elektrohydraulický regulační systém	20
2.6	Rozjezdová spojka	20
3	Vlastní řešení Převodovky	21
3.1	Koncepce převodovky	21
3.2	Výpočet rozsahu převodů převodovky	22
3.2.1	Parametry vozidla	22
3.2.2	Návrh rozsahu převodů převodovky	22
3.2.3	Regulační rozsah variátoru	23
3.2.4	Stálý převod	23
3.2.5	Skutečný celkový rozsah převodových stupňů převodovky	24
3.2.6	Soukolí zpětného chodu	24
3.3	Výpočet silových poměrů na hnaném hřídeli variátoru	24
3.3.1	Síly působící na řemenici	25
3.3.2	Zatížení hřídele při chodu dopředu	26
3.3.3	Určení reakcí v místě uložení hřídele	26
3.4	Kontrola trvanlivosti ložisek	29
3.4.1	Požadovaná trvanlivost ložisek	30
3.4.2	Trvanlivost ložisek	31
3.5	Výpočet hřídele	33
3.5.1	Výpočet pomocí programu MechSoft-PROFI 6.3	33
3.5.2	Výpočet pomocí programu Pro/MECHANICA	34
3.6	Hydraulický obvod	35
3.6.1	Schéma hydraulického obvodu	35
3.6.2	Návrh velikosti hydrogenerátoru	36
3.6.3	Specifikace hydraulických prvků	38
3.6.3.1	Hydrogenerátor	38
3.6.3.2	Proporcionální rozvaděče	39
3.6.3.3	Tlakové ventily	40
3.6.3.4	Elektromagnetický ventil	41



3.6.3.5	Přímočaré hydromotory	42
3.6.3.6	Hydraulické vedení	42
3.7	Elektrohydraulické ovládání variátoru	43
3.7.1	Popis funkce řídicí jednotky převodovky	44
3.7.2	Popis principu řazení	45
3.7.2.1	Spouštění motoru	45
3.7.2.2	Jízda vpřed nebo vzad	45
3.7.2.3	Rozjezd automobilu	45
3.7.2.4	Automatické řazení	46
3.7.2.5	Přímé řazení	46
3.8	Simulace chování hydraulického obvodu	47
3.8.1	Simulace změny převodového poměru	47
3.8.1.1	Model hydrogenerátoru s tlakovým ventilem	48
3.8.1.2	Model jednočinného přímočarého hydromotoru	49
3.8.1.3	Model třicestného proporcionálního rozvaděče	50
3.8.1.4	Realizace simulačního modelu	52
3.8.2	Simulace změny směru chodu	53
3.8.2.1	Model dvojčinného přímočarého hydromotoru	54
3.8.2.2	Model čtyřcestného proporcionálního rozvaděče	55
3.8.2.3	Realizace simulačního modelu	56
4	Závěr	59
5	Literatura.....	60



42	Přímočaré hydromotory	3.6.3.5	
42	Hydraulické vedení	3.6.3.6	
43	Elektrohydraulické ovládání variátoru	3.7	
44	Popis funkce řídící jednotky převodovky	3.7.1	
45	Popis principu řazení	3.7.2	
45	Spouštění motoru	3.7.2.1	
45	Jízda vpřed nebo vzad	3.7.2.2	
45	Rozjezd automobilu	3.7.2.3	
46	Automatické řazení	3.7.2.4	
46	Přímé řazení	3.7.2.5	
47	Simulace chování hydraulického obvodu	3.8	
47	Simulace změny převodového poměru	3.8.1	
48	Model hydrogenerátoru s tlakovým ventilem	3.8.1.1	
49	Model jednočinného přímočarého hydromotoru	3.8.1.2	
50	Model třicestinného proporcionálního rozvaděče	3.8.1.3	
52	Realizace simulčního modelu	3.8.1.4	
53	Simulace změny směru chodu	3.8.2	
54	Model dvojitinného přímočarého hydromotoru	3.8.2.1	
55	Model čtyřcestinného proporcionálního rozvaděče	3.8.2.2	
56	Realizace simulčního modelu	3.8.2.3	
59	Závěr		4
60	Literatura		5



Seznam použitých symbolů

b	konstanta tlumení	$[N.s.m^{-1}]$
C	základní dynamická únosnost	$[N]$
C_d	hydraulická kapacita	$[N^{-1}.m^5]$
C_D	hydraulická kapacita	$[N^{-1}.m^5]$
C_I	hydraulická kapacita pracovního objemu	$[N^{-1}.m^5]$
d	průměr válcové části hřídele	$[mm]$
D	vnitřní průměr válce hydromotoru	$[mm]$
d_{2max}	max. průměr hnaného kotouče	$[mm]$
d_{v1max}	maximální průměr hnací řemenice variátoru	$[mm]$
d_{v1min}	minimální průměr hnací řemenice variátoru	$[mm]$
d_{v2max}	maximální průměr hnané řemenice variátoru	$[mm]$
d_{v2min}	minimální průměr hnané řemenice variátoru	$[mm]$
F	síla zatěžující pístní tyč	$[N]$
f	součinitel tření	$[-]$
F_{1a}	axiální síla od řemenice	$[N]$
F_{1r}	radiální síla od řemenice	$[N]$
F_{2a}	axiální síla od ozubeného kola	$[N]$
F_{2r}	radiální síla od ozubeného kola	$[N]$
F_n	normálová síla	$[N]$
F_N	síla od hydraulického tlaku	$[N]$
F_{sa}	střední axiální zatížení	$[N]$
F_{sr}	střední radiální zatížení ložiska	$[N]$
F_t	třecí síla	$[N]$
g	gravitační zrychlení	$[m.s^{-2}]$
G_G	svodová propustnost	$[m^5.N^{-1}.s^{-1}]$
G_{poj}	hydraulická vodivost tlakového ventilu	$[m^5.N^{-1}.s^{-1}]$
G_s	svodová propustnost hydrogenerátoru	$[m^5.N^{-1}.s^{-1}]$
h	posun kotouče při změně o jeden převodový stupeň	$[mm]$
C_H	hydraulická kapacita obvodu	$[N^{-1}.m^5]$
i	převodový poměr ozubeného soukolí	$[-]$
i_G	převod mezi motorem a generátorem	$[-]$
i_{pmax}	maximální převodový poměr	$[-]$
i_{pmin}	minimální převodový poměr	$[-]$
i_{ps}	celkový stálý převod převodovky	$[-]$
i_{vmax}	maximální převod variátoru	$[-]$
i_{vmin}	minimální převod variátoru	$[-]$
k	konstanta tuhosti	$[N.m]$
K	modul objemové stlačitelnosti kapaliny	$[N.m^{-2}]$
L	délka válcové části hřídele	$[mm]$
L_h	trvanlivost ložiska	$[hod]$
L_p	požadovaná životnost převodovky	$[km]$
m	redukováná setrvačná hmota	$[kg]$
m_{cv}	celková hmotnost vozidla	$[kg]$
M_{max}	max.moment působící na hnaném hřídeli	$[N.m]$
M_m^M	maximální točivý moment motoru	$[N.m]$
n_{Gmax}	maximální otáčky hydrogenerátoru	$[min^{-1}]$
n_{Gmin}	minimální otáčky hydrogenerátoru	$[min^{-1}]$



n_M	otáčky motoru	$[min^{-1}]$
n_m^P	otáčky motoru při maximálním výkonu	$[min^{-1}]$
n_s	střední otáčky hnaného hřídele variátoru	$[min^{-1}]$
P	ekvivalentní dynamické zatížení	$[N]$
p	tlak v hydraulickém obvodu	$[MPa]$
p_A	tlak za rozvaděčem	$[MPa]$
p_d	tlak za rozvaděčem	$[MPa]$
p_D	tlak za rozvaděčem	$[MPa]$
P_G	maximální příkon hydrogenerátoru	$[W]$
$p_I^{\circ M}$	součinitel max. měrné hnací síly odpovídající max. toč. momentu	$[-]$
p_j	jmenovitý tlak	$[MPa]$
p_T	tlak v odpadové větvi	$[MPa]$
Q_A	průtok rozvaděčem	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$
Q_d	průtok rozvaděčem	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$
Q_D	průtok rozvaděčem	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$
Q_G	objemový průtok hydrogenerátorem	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$
Q_{Gmax}	maximální průtok hydrogenerátorem	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$
Q_j	jmenovitý průtok rozvaděčem	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$
Q_V	objemový průtok tlakovým ventilem	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$
Q_z	ztrátový objemový průtok	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$
Q_{ze}	ztrátový objemový průtok	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$
Q_{zi}	ztrátový objemový průtok	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$
R	regulační rozsah variátoru	$[-]$
r	výpočtový poloměr kola	$[mm]$
R_A	celková reakce v místě A	$[N]$
R_{Ax}	reakce v ose x v místě uložení A	$[N]$
R_{Az}	reakce v ose z v místě uložení A	$[N]$
R_B	celková reakce v místě B	$[N]$
R_{Bx}	reakce v ose x v místě uložení B	$[N]$
R_{By}	reakce v ose y v místě uložení B	$[N]$
R_{Bz}	reakce v ose z v místě uložení B	$[N]$
S_d	plocha pístu hydromotoru	$[mm^2]$
S_D	plocha pístu hydromotoru	$[mm^2]$
S_I	plocha pístu hnacího kotouče variátoru	$[mm^2]$
S_{II}	plocha pístu hnaného kotouče variátoru	$[mm^2]$
t	čas změny převodového stupně	$[s]$
t_i	časové využití převodového stupně	$[\%]$
T_v	časová konstanta	$[s]$
u_v	řídící napětí ventilu	$[\%]$
V	součinitel rotace	$[-]$
V_{0G}	geometrický objem hydrogenerátoru	$[cm^3]$
V_{Ist}	objem potřebný ke změně o jeden převodový stupeň	$[m^3]$
v_i	rychlost vozidla na jednotlivé převodové stupně	$[m \cdot s^{-1}]$
V_{Ld}	objem v hydraulickém vedení	$[m^3]$
V_{LD}	objem v hydraulickém vedení	$[m^3]$
V_{LI}	objem hydraulického vedení	$[m^3]$
v_{max}	maximální rychlost vozidla	$[m \cdot s^{-1}]$
X	koefficient radiálního dynamického zatížení	$[-]$
x_v	relativní poloha šoupátka	$[mm]$



x_{v0}	krytí šoupátka	[mm]
Y	koeficient axiálního dynamického zatížení	[-]
z	počet zubů ozubeného kola	[-]
α	úhel sklonu kotouče variátoru	[°]
α_p	úhel sklonu záběrové přímky	[°]
β	úhel sklonu zubu	[°]
η_c	celková účinnost převodů	[-]
η_{CG}	celková účinnost hydrogenerátoru	[-]
ω_m^P	max. úhlová rychlost při max. výkonu motoru	[rad.s ⁻¹]
ξ_v	poměrný útlum rozvaděče	[-]

INDEXY

d	označení strany s menší plochou pístu hydromotoru
D	označení strany s větší plochou pístu hydromotoru
$1, 2, 3, \dots$	číslování průměrů hřídele
I, II, III	označení rozdělení rozsahu převodů variátoru

1 Úvod

Důvodem pro zavádění samočinných převodovek je nejen ulehčení práce řidiče, ale i zlepšování jeho pohody při řízení, a ovšem také bezpečnější jízda bez starostí s ovládáním spojkového pedálu. Stále intenzivněji se usiluje o snížení nedostatků samočinných převodovek, k nimž patří zvýšení spotřeby paliva, ztráty výkonu motoru nebo nevhodné chování v některých situacích, protože jen řidič může znát a předvídat situaci před vozidlem.

Samostatnou kapitolou samočinných převodovek jsou plynulé převodovky. Hlavní nevýhodou jak manuálních tak i automatických převodovek, je to že i přes rozdílné konstrukční řešení jsou všechny tyto převodovky stupňové a neumožňují proto udržovat optimální provozní režim motoru v celém rozsahu rychlostí a zatížení. Toho lze dosáhnout pouze plynulou změnou převodového poměru mezi motorem a hnacími koly. V tom spočívá hlavní výhoda plynulých převodovek. Plynulá změna převodového poměru bez přerušení přenosu hnací síly na kola, přičemž v každém okamžiku je k dispozici ten ideální z nekonečného počtu převodů, který nejlépe odpovídá nárokům řidiče (poloze plynového pedálu), okamžitým jízdním odporům (stoupání, zrychlení), a ovšem také možnostem motoru.

Myšlenka plynulé změny převodového poměru je již velmi stará. Avšak ještě donedávna bránilo jejich sestrojení mnoho technických problémů. Až příchod nových materiálů, technologií a hlavně vyspělé řídicí techniky umožnil vyřešení těchto problémů a pomohl plynulým převodovkám k jejich většímu rozšíření.

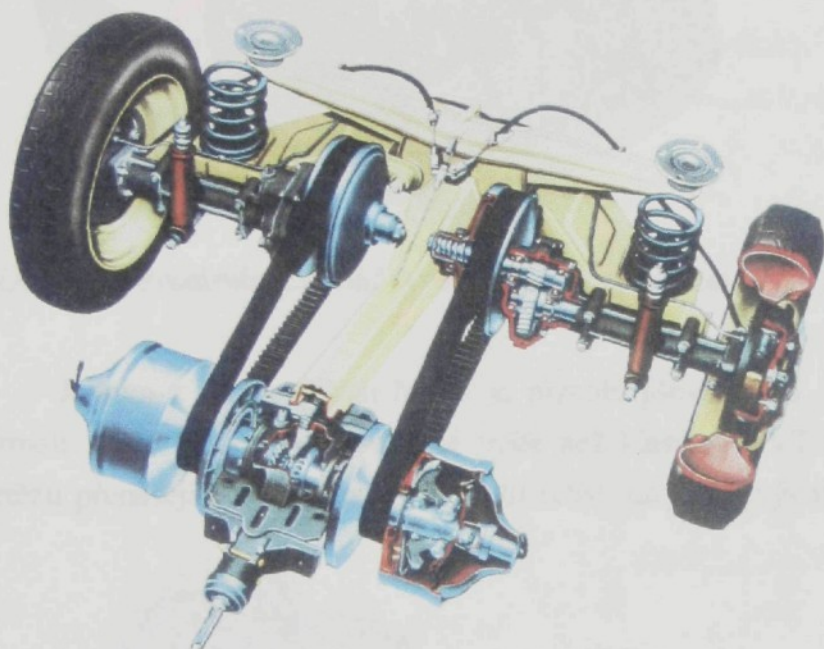
V současné době se problematice plynulých převodovek věnuje mnoho renomovaných automobilových firem a díky tomu se stále zlepšují systémy ovládání změny převodového poměru a odstraňují se nedostatky jako např. jejich nižší účinnost, vyšší nároky na velikost přitlačné síly nutné k přenosu točivého momentu třením. Ale i přesto výhody plynulých převodovek je předurčují jako ideální řešení dvoupedálového ovládání osobních automobilů.

Hlavní část mé diplomové práce je věnována návrhu plynulé převodovky jejímž principem je změna převodového poměru pomocí variátoru. Tato převodovka má sloužit k pohonu osobního automobilu nižší střední třídy s výkonem motoru 85 kW. Detailněji je rozebráno hydrostatické ovládání změny převodového poměru.

2 Problematika plynulé změny převodového poměru

2.1 Historie

V roce 1958 byl holandskými bratry Van Doorne vyvinut pro automobil DAF Daffdil jednoduchý systém Variomatic. Základ tohoto systému tvořily dva pryžové řemeny pohánějící každý jedno kolo zadní nápravy. Změnu převodu zajišťovaly dvojice kuželových



Obr. 1 Variomatic pro automobily DAF Daffdil.

řemenic, kde jejich vzdalováním nebo přibližováním se docílilo změny převodového poměru. Ostatně tento princip zůstal u většiny dnešních plynulých převodovek stejný, změnilo se pouze provedení. Tento systém měl jednu zajímavost. Jelikož každé poháněné kolo mělo „svoji převodovku“ automobil nepotřeboval diferenciál.

Plynulé převodovky se dalšího rozvoje dočkaly v roce 1969 kdy se do vývoje CVT (Continuously Variable Transmission) pustil Ford a o sedm let později spojil své síly s Fiatem a



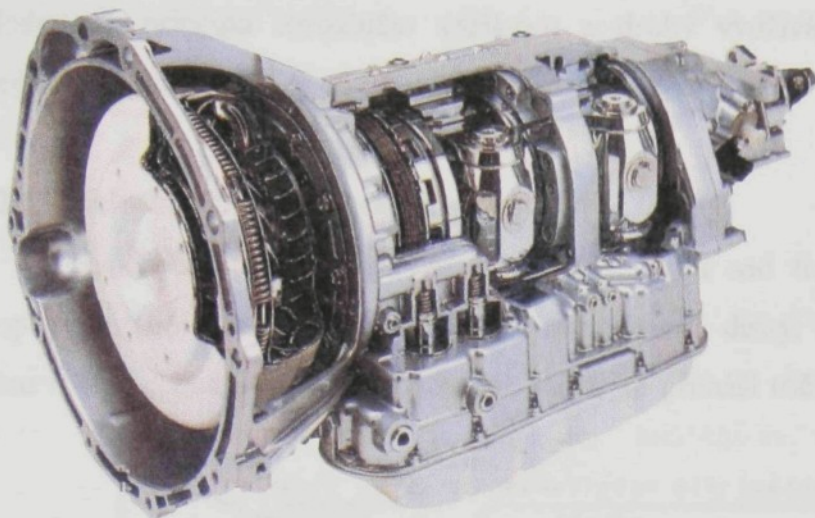
Obr. 2 Převodovka Ford CTX.

Van Doorne Transmissie BV na projektu CTX jehož výsledkem byl nový variátor s ohebným ocelovým pásem, který nepřenášel točivý moment tahem, ale tlakem.

Japonská automobilka Subaru dokončila v roce 1984 vývoj první CVT s elektromagnetickou spojkou, která se montovala do modelu Justy ECVT od roku 1987. Tím se této problematice chopily ostatní japonské automobilky a výrazně pomohli k rozvoji těchto převodovek.

Ale kromě již zmíněných převodovek využívajících řemenový variátor byla vyvinuta převodovka polotoroidní. Jádrem převodovky je dvojice toroidních variátorů s paralelním

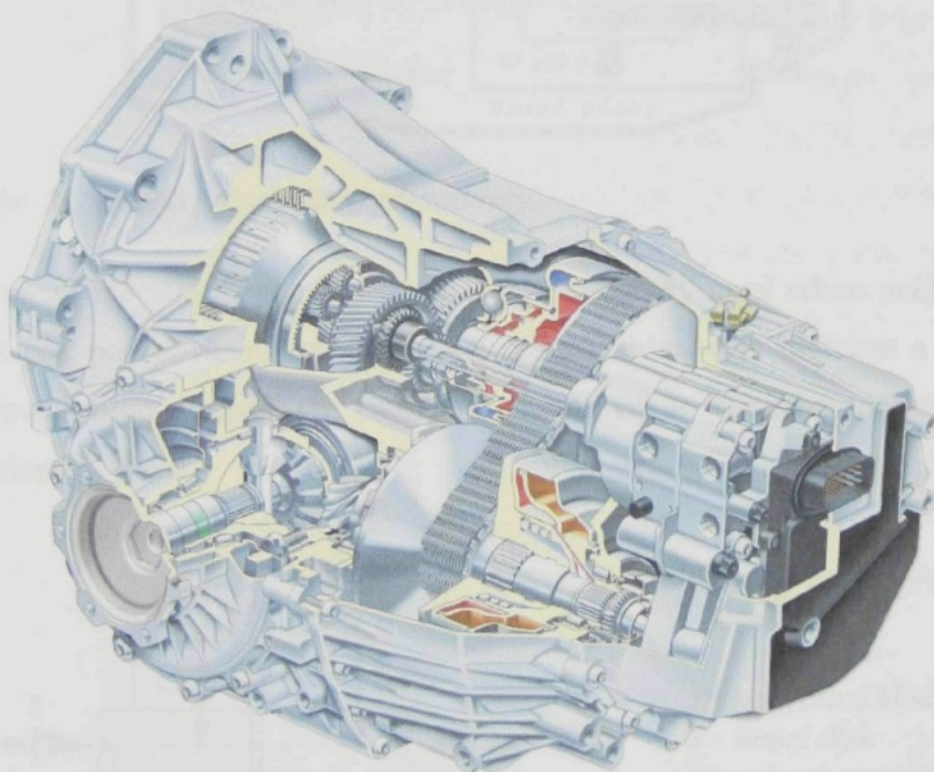
propojením. Jatco Trans Technology je prvním výrobcem automobilové polotoroidní převodovky na světě montované do vozů Nissan.



Obr. 3 Převodovka Extroid vyvinutá pro vozy Nissan.

Jedním z nejnovějších řešení je plynulá převodovka Multitronic vyvinutá německou firmou Audi. Rozsah převodů má vyšší než klasické CVT převodovky, a to díky novému řetězu přenášející hnací moment. Tento řetěz, na jehož vývoji se podílela firma LuK, je nižší

než doposud používané řemeny a ohebné ocelové pásy a proto při stejných rozměrech kotoučů má větší rozsah převodů. Další novinkou u této převodovky je skříň z hořčíkové slitiny, která minimalizovala její hmotnost.



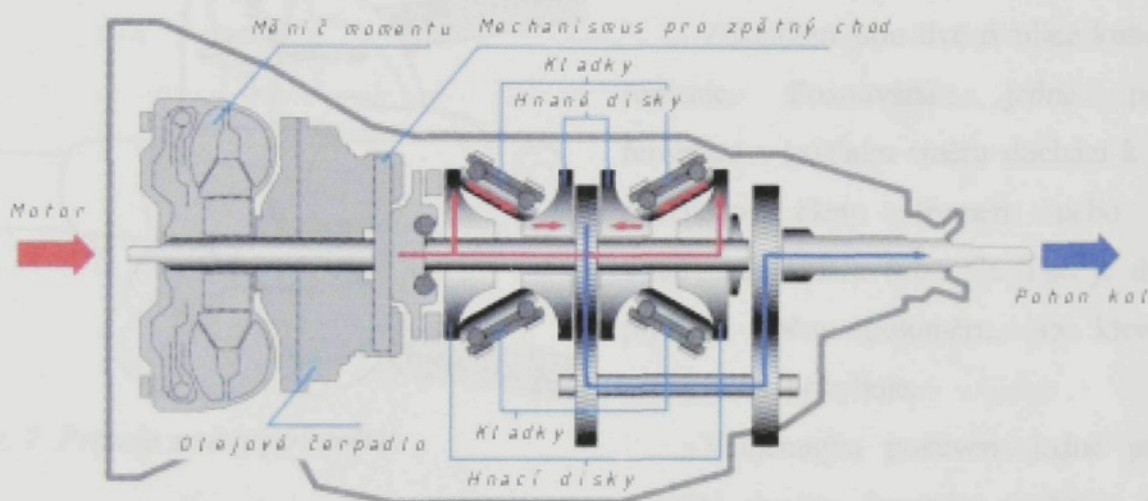
Obr. 4 Převodovka AUDI Multitronic.

2.2 Princip změny převodového poměru

Pro plynulou změnu převodového poměru se využívá dvou mechanismů. První je založen na principu toroidního variátoru a druhý využívá klasického variátoru s dvěma dvojicemi kuželových kol a řemenu.

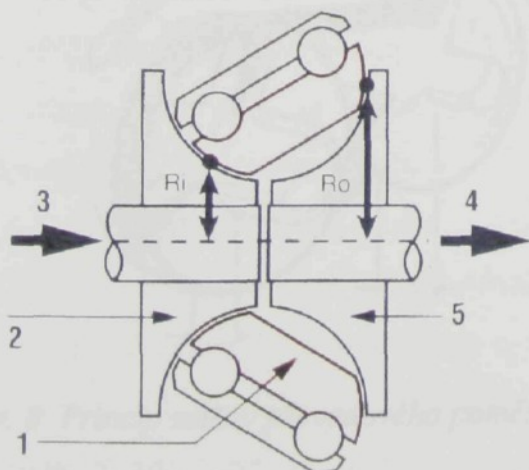
2.2.1 Polotoroidní převodovky

Převodovky tohoto typu se skládají ze dvou sad toroidních variátorů s paralelním propojením (obr. 5). Každou sadu tvoří dva kónické disky, zrcadlově otočené s plochou ve tvaru toroidu, hnací a hnaný. Z hnacích disku se přenáší točivý moment na protilehlé hnané



Obr. 5 Schéma polotoroidní převodovky.

pomocí speciálních pohyblivých kladek. Tyto disky mezi sebou unášejí ozubené kolo, které už pak požadovanou rychlostí otáčí přímo kardanovým hřídelem a zadními koly. Zdvojení převodového mechanismu umožňuje přenos velmi vysokého točivého momentu při malém poloměru disků.



Obr. 6 Princip změny převodu u polotoroidní Převodovky.

- 1 - pohyblivá kladka
- 2 - hnací disk
- 3 - vstup z motoru
- 4 - výstup ke kolům
- 5 - hnaný disk

Principem plynulé změny převodu u polotoroidních převodovek je naklápění kladek, čímž se mění jejich oběžný poloměr na hnacím a hnaném disku (*obr. 6*). Převodový poměr se pak rovná podílu oběžných poloměrů R_0 a R_i . Jestliže se tedy kladka jednou svou stranou pohybuje v blízkosti středové osy hnacího disku a až po okraji disku hnaného, odpovídá to nejnižšímu zařazenému rychlostnímu stupni.

2.2.2 Převodovky s variátorem

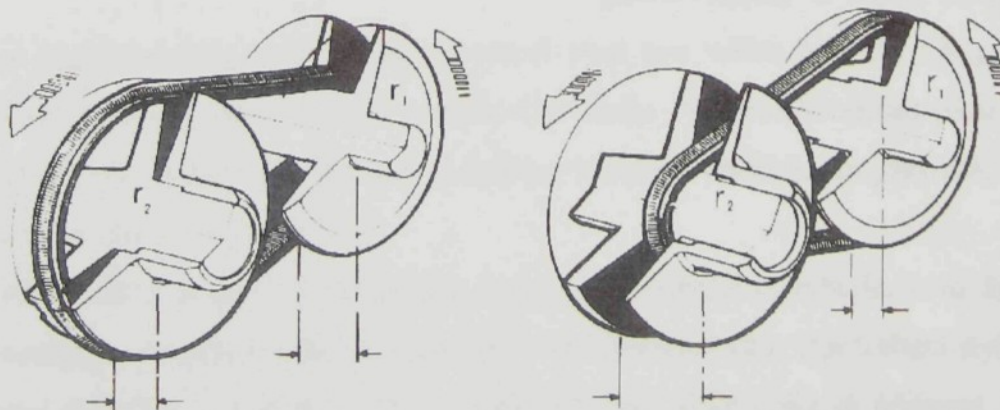
Rozšířenějším mechanismem pro plynulou změnu převodového poměru je mechanismus využívající variátor s kuželovými koly a řemenem či řetězem pro přenos

točivého momentu mezi nimi.

Základem jsou dvě dvojice kuželových řemenic. Posouváním jedné poloviny řemenice v axiálním směru dochází k posuvu pružného členu (řemen nebo řetěz) v radiálním směru (*obr. 7*). Tím je docíleno plynulé změny poloměru, po kterém se pružný člen pohybuje.

Vzájemným posuvem jedné poloviny z každé dvojice řemenic opačným směrem

docílíme změny poloměrů r_1 a r_2 (*obr. 8*), jejichž podíl udává okamžitý převodový poměr variátoru. Jestliže jsou kotouče první řemenice od sebe maximálně vzdáleny, kotouče druhé řemenice jsou co nejblíže u sebe, pak převodový poměr variátoru je maximální a odpovídá nejnižšímu převodovému stupni.



Obr. 8 Princip změny převodového poměru variátoru.

Vazba mezi posuvem obou dvojic kotoučů řemenic je pouze pomocí pružného členu, který je namáhán na tah. Důležité je také použít dostatečně velkou sílu přitlačující obě poloviny řemenice k sobě, aby nedošlo k nežádoucímu prokluzu pružného členu.

2.3 Pružný člen

Slouží k přenosu točivého momentu mezi hnací a hnanou řemenicí. Dříve používaný pryžový klínový řemen se dnes nahrazuje ocelovým ohebným pásem. Hlavní nevýhodou pryžového řemene bylo jeho prodlužování vlivem značného namáhání na tah. Také docházelo k prokluzu řemene, protože nemohl být zajištěn dostatečný přítlak. To všechno mělo také za následek snížení životnosti řemene.

Ocelový ohebný pás se skládá ze stovek ocelových článků navlečených na dvou ohebných ocelových prstencích (*obr. 9*). Každý tento prstenec se skládá z několika na sobě

položených vrstev o tloušťce asi 0.1 mm. Točivý moment se přenáší tlakem jednoho článku na druhý, přičemž jejich radiálnímu vysouvání z drážek řemenic zabraňuje předpětí ocelového jádra. Vzhledem k nízkému součiniteli tření mezi ohebným pásem a řemenicemi musí být zajištěna dostatečně vysoká přitlačná síla.

Dalším používaným pružným členem je řetěz, např. u převodovky Multitronic. Jeho základ tvoří, jako u běžného řetězu, ploché články a čepy. Materiálem těchto

prvků je legovaná ocel podobných vlastností jako pro valivá ložiska. Čepy jsou na obou koncích zkoseny a přitlačovány na kuželové kotouče. Oproti ohebnému pásu je tento řetěz nižší a proto má variátor, při stejných rozměrech kotoučů větší rozsah převodů. Ale na druhou stranu je zase širší než ohebný pás.

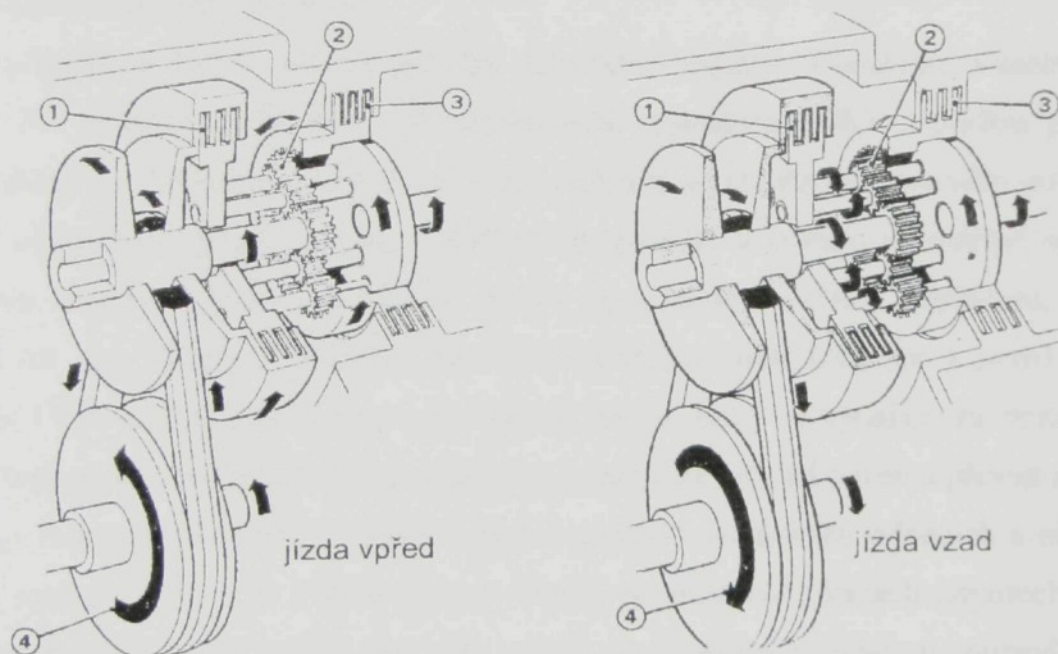
Oba ocelové pružné členy spojuje jedna nezanedbatelná výhoda, a to životnost. Ta u obou zmíněných dosahuje stejné hodnoty jako celá převodovka. Opotřebení stykových ploch i přes velké přitlačné síly nepřesáhne hodnotu 0.2 mm. Také celková účinnost převodovky je vyšší než při použití pryžového řemene. Její velikost je až 95 % účinnosti klasické převodovky s ozubenými koly.



Obr. 9 Ocelový ohebný pás.

2.4 Zpětný chod

Mechanismus změny převodového poměru nezajišťuje možnost zpětného chodu. To znamená, že musí být převodovka vybavena spolu s variátorem i soukolím jež zpětný chod zajišťuje. U většiny plynulých převodovek k tomu slouží planetové soukolí (obr. 10). Soukolí se skládá ze dvou lamelových spojek a vlastního planetového soukolí. Při jízdě vpřed je lamelová spojka (1) sepnuta, lamelová spojka (3) vypnuta. Tím je korunové kolo planetového soukolí volně otočné a variátor se otáčí shodným směrem jako vstupní hřídel od motoru. Bude-li však lamelová spojka (1) vypnuta a spojka (3) sepnutá, bude i korunové kolo planetového soukolí zabrzdnuté a variátor se díky planetovému soukolí (2) bude otáčet opačným směrem než vstupní hřídel od motoru. Jsou-li obě lamelové spojky vypnuty, nepřenáší se hnací moment na řemenici a tento stav odpovídá zařazenému neutrálu.



Obr. 10 Princip řazení zpětného chodu.

Dalším možným způsobem jak docílit zpětného chodu je pomocí ozubeného soukolí a vloženého kola. Princip je shodný jako u běžných převodovek s ozubenými koly. Výhodou tohoto uspořádání oproti uspořádání s planetovým soukolím je menší počet ozubených kol, nutnost použití pouze jedné zubové spojky namísto dvou lamelových a celková jednoduchost řešení. Na druhou stranu asi největší nevýhoda je velikost místa jež toto uspořádání zabírá.

2.5 Regulační systém

Je jednou z nejdůležitějších částí plynulé převodovky. Můžeme ho jednoduše rozdělit na mechanický regulační systém nebo elektrohydraulický systém. Jejich úkolem je měnit samočinně nebo podle požadavku řidiče převodový poměr v závislosti na aktuálních provozních podmínkách motoru a jízdních odporech. Je od nich požadována pružná a rychlá reakce na změny chodu motoru a požadavky řidiče.

2.5.1 Mechanický regulační systém

Převodovkou využívající tento systém regulace byl již zmíněný Variomatic v roce 1958. V současné době se u převodovek již nevyskytuje. Vyjímkou jsou malé motocykly a skútry, u kterých dochází v poslední době k velkému rozmachu používání převodovek s plynule měnitelným převodovým poměrem.

Mechanický systém využívá principu odstředivé regulace a podtlaku v sacím potrubí motoru. Při stojícím vozidle je závaží odstředivého regulátoru v klidu a pružina přitlačující obě poloviny hnací řemenice k sobě zajišťuje nastavení největšího převodového poměru. Při sepnuté rozjezdové spojce se začnou otáčet obě řemenice a vozidlo se rozjíždí na nejnižší rychlostní stupeň. Zvyšující se otáčky působí na odstředivá závaží regulátoru, která se vzdalují od osy otáčení a přitlačují posuvnou polovinu hnací řemenice k pevné polovině řemenice. Tím se zmenšuje mezera pro klínový řemen, který se vytlačuje na větší průměr. Tahem řemene se musí vzdalovat posuvná část hnané řemenice od pevné a převod se plynule zmenšuje. Velikost převodu se plynule mění v závislosti na jízdních odporech a okamžitém výkonu motoru. Takže při stálém výkonu motoru a rostoucích jízdních odporech se bude zvýšeným tahem řemene překonávat síla závaží odstředivého regulátoru, převod se bude zvětšovat a rychlost jízdy bude klesat.

Společně s odstředivým regulátorem pracuje podtlaková regulace. Její činnost je závislá na podtlaku v sacím potrubí. Výhoda takového uspořádání je v tom, že při prudkém sešlápnutí pedálu plynu, např. při předjíždění, poklesne podtlak v sacím potrubí. Motor se snadněji rozběhne do vyšších otáček, protože odstředivá závaží nejsou v tomto okamžiku podporována posilujícím účinkem podtlakové regulace a převod se ihned nezmenší. K předjíždění se pak rychleji využívá pro potřebnou akceleraci plného výkonu motoru.

2.5.2 Elektrohydraulický regulační systém

V současné době je používán takřka bez výjimky. Existuje mnoho druhů tohoto regulačního systému a stále se pracuje na jeho zdokonalování. Jeho počátek je v čistě hydraulickém ovládání převodovky CTX. V dalším vývoji k tomuto ovládání přibýly elektronické prvky, které celý systém výrazně zjednodušily. Plynulé převodovky vybavené těmito regulačními systémy dokáží překonávat jízdní výkony nejen stupňových samočinných převodovek, ale i manuálních převodovek a to při nižší spotřebě paliva.

Základem systému je hydraulický obvod skládající se z hydrogenerátoru, proporcionálních členů a přímočarých hydromotorů zajišťujících posuv kotoučů řemenic. Kromě změny převodového poměru má hydraulický obvod za úkol zajistit dostatečný přítlak kotoučů, aby nedošlo k prokluzu pružného členu. Celý tento systém ovládá elektronická řídicí jednotka, která sbírá údaje nejen o aktuálních provozních podmínkách, ale i o právě nastaveném převodovém poměru, otáčkách kol, sešlápnutí plynového pedálu a dalších. Tyto údaje vyhodnocuje a vydává příkazy k otevírání, resp. zavírání ovládacích ventilů hydraulického obvodu. Řidič má možnost zasahovat do funkce řídicí jednotky díky volicí páce, pomocí níž určuje režim chodu motoru. To znamená chod vpřed nebo vzad, neutrál, popřípadě, je-li tím převodovka vybavena, může zvolit možnost přímého řazení.

2.6 Rozjezdová spojka

Protože nesmí docházet k prokluzu pružného členu na řemenicích a je požadováno dvoupedálové ovládání vozidla, musejí být plynulé převodovky vybaveny rozjezdovou spojkou. Tou může být lamelová spojka s kapalinovým ovládáním, elektromagnetická spojka nebo kapalinový měnič momentu. Nevýhodou kapalinového měniče momentu je jeho nízká účinnost vlivem skluzu hnací a hnané části podmiňující jeho činnost.

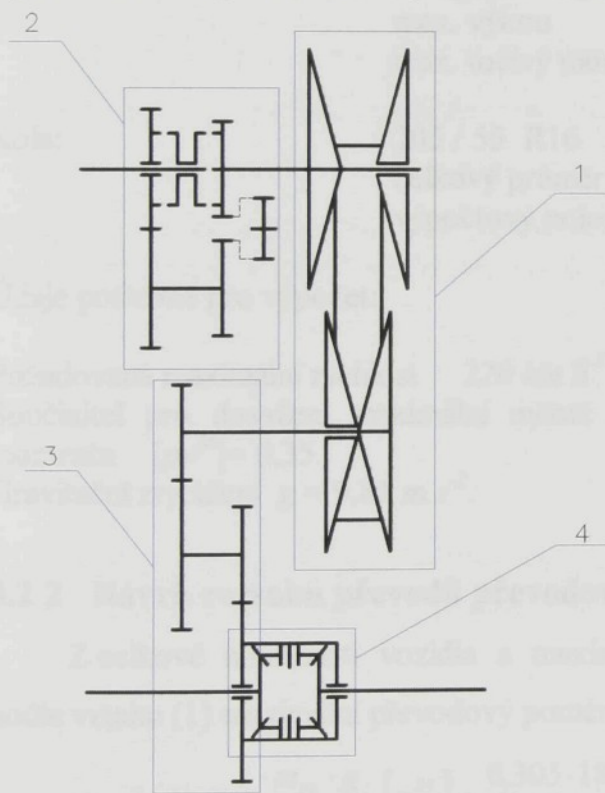
Jako výhodná se jeví elektromagnetická prášková spojka. Prokluz spojky je závislý na velikosti magnetického pole. Třecí plochy spojky se přímo nestýkají. V mezeře mezi nimi je jemný železný prášek, který navozuje mezi oběma kotouči tření, jestliže se prostřednictvím kartáčků a sběracích kroužků zavede elektrický proud do budící cívky uložené v setrvačniku. Při sepnutí proudového okruhu vznikne magnetické pole, jemné piliny se navzájem spojí a přilnou i k třecím plochám, takže setrvačník s třecím kotoučem se otáčí jako jeden celek.

3 Vlastní řešení převodovky

3.1 Koncepce převodovky

Navrhovaná převodovka je určena pro hnací ústrojí osobního automobilu nižší střední třídy s pohonem předních kol. Proto se při jejím návrhu vychází z požadavků, které jsou kladeny na klasické manuální nebo samočinné stupňové převodovky. To znamená, že mají měnit výkon motoru a točivý moment tak, aby byla co nejvíce využita ideální oblast hnací charakteristiky spalovacího motoru. Dále musí umožnit změnu smyslu točivého momentu a umožnit jeho dlouhodobé přerušování (neutrál).

Základem převodovky je variátor s dvěma dvojicemi kuželových kol (1), který zajišťuje plynulou změnu převodového poměru. Pružný člen zajišťující přenos točivého momentu mezi



Obr. 11 Kinematické schéma převodovky.

pomocí soukolí zajištěn opačný smysl otáčení hnacího hřídele variátoru. Pokud je spojka ve střední poloze mezi těmito dvěma je zařazen neutrál.

Ovládání posuvných kotoučů variátoru jakož i ozubené spojky pro řazení zpětného chodu je hydraulicky s využitím řídicí jednotky převodovky.

hnací a hnanou řemenicí je ocelový ohebný pás. Dále se převodovka sestává ze soukolí stálého převodu (3), diferenciálu rozdělujícího točivý moment na kola a soukolí zpětného chodu (4).

Zpětný chod je zajišťován soukolím s vloženým kolem (2). Režim dopředného nebo zpětného chodu je zajišťován ozubenou spojkou posuvně uloženou na vstupním hřídeli převodovky. Posuvem spojky na jednu stranu je zajištěn přenos kroutícího momentu přímo ze vstupního hřídele na hnací řemenici variátoru. V případě posuvu spojky na stranu druhou je



3.2 Výpočet rozsahu převodů převodovky

3.2.1 Parametry vozidla

Jak už bylo řečeno převodovka je určena pro osobní automobil nižší střední třídy s pohonem předních kol. Jako zástupce této třídy je vybráno vozidlo Škoda Octavia s motorem o objemu $2,0 \text{ dm}^3$.

Technické údaje vozu a pohonné jednotky:

Automobil:	pohotovostní hmotnost	1350 kg
	celková hmotnost	1849 kg
Motor:	objem	1984 cm ³
	vrtání / zdvih	82,5 / 92,8 mm
	komprese	10,5:1
	max. výkon	85 kW při otáčkách 5200 min ⁻¹
	max. točivý moment	170 N.m při otáčkách 2400 min ⁻¹
Kola:	205 / 55 R16	
	celkový průměr kola	631,9 mm
	výpočtový poloměr	r = 305 mm

Údaje potřebné pro výpočet:

Požadovaná maximální rychlost $220 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 61,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Součinitel pro dosažení maximální měrné hnací síly odpovídající maximálnímu točivému momentu $[p_{I^0}^M] = 0,35$.

Gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

3.2.2 Návrh rozsahu převodů převodovky

Z celkové hmotnosti vozidla a maximálního točivého momentu motoru se vypočte podle vztahu (1) maximální převodový poměr.

$$i_{p \max} \geq \frac{r \cdot m_{cv} \cdot g}{M_m^M \cdot \eta_c} \cdot [p_{I^0}^M] = \frac{0,305 \cdot 1849 \cdot 9,81}{170 \cdot 0,9} \cdot 0,35 = 12,656 \quad (1)$$

η_c – celková účinnost převodů (zvolená hodnota odpovídá běžným převodovkám) 0,9

Minimální převodový poměr se určí dle vztahu (3) z maximální rychlosti vozidla a úhlové rychlosti motoru při maximálním výkonu motoru, kterou určíme ze vztahu (2).

$$\omega_m^P = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m^P}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{5200}{60} = 544,54 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2)$$

$$i_{p \min} \leq \frac{r \cdot \omega_m^P}{v_{\max}} = \frac{0,305 \cdot 544,54}{61,11} = 2,718 \quad (3)$$



n_m^P – otáčky motoru při maximálním výkonu 5200 min^{-1}

3.2.3 Regulační rozsah variátoru

Rozsah stupňů variátoru je zvolen s ohledem na konstrukční požadavky (velikost kotoučů řemenic) a na velikost maximálního a minimálního převodového poměru celé převodovky.

$i_{v\max}$ - maximální převodový poměr variátoru 2,45

$i_{v\min}$ - minimální převodový poměr variátor 0,48

Ze zvolených převodových poměrů určíme regulační rozsah variátoru ze vztahu (4)

$$R = \frac{i_{v\max}}{i_{v\min}} = \frac{2,45}{0,48} = 5,104 \quad (4)$$

Ze vztahů (5) a (6) určíme maximální průměr hnací a hnané řemenice. Minimální průměry řemenic volíme s ohledem na rozměry hnacího a hnaného hřídele variátoru a v závislosti na ocelovém ohebném pásu.

$d_{v2\min}$ - minimální průměr hnané řemenice variátoru 75 mm

$d_{v1\min}$ - minimální průměr hnací řemenice variátoru 70 mm

$$i_{v\min} = \frac{d_{v2\min}}{d_{v1\max}} \Rightarrow d_{v1\max} = \frac{d_{v2\min}}{i_{v\min}} = \frac{75}{0,48} = 156,25 \text{ mm} \quad (5)$$

$$i_{v\max} = \frac{d_{v2\max}}{d_{v1\min}} \Rightarrow d_{v2\max} = d_{v1\min} \cdot i_{v\max} = 70 \cdot 2,45 = 171,5 \text{ mm} \quad (6)$$

$d_{v2\max}$ - maximální průměr hnané řemenice variátoru 171,5 mm

$d_{v1\max}$ - maximální průměr hnací řemenice variátoru 156,25 mm

3.2.4 Stálý převod

Stálý převod se skládá ze dvou soukolí se šikmými zuby. U běžných manuálních převodovek je rozdělen mezi stálý převod převodovky a nápravy. Jeho velikost je volena s ohledem na celkový rozsah převodového poměru převodovky a variátoru.

i_{ps} – celkový stálý převod 5,207

První soukolí

$$i_{1,2} = 2,6875$$

$$z_1 = 16 \text{ zubů} \quad d_1 = 90,51 \text{ mm}$$

$$z_2 = 43 \text{ zubů} \quad d_2 = 243,25 \text{ mm}$$

$$m = 4 \text{ mm}$$

Druhé soukolí

$$i_{3,4} = 1,9375$$

$$z_3 = 16 \text{ zubů} \quad d_3 = 67,88 \text{ mm}$$

$$z_4 = 31 \text{ zubů} \quad d_4 = 131,25 \text{ mm}$$

$$m = 3 \text{ mm}$$

Index 1 značí první kolo a index 2 druhé kolo v soukolí. Počet zubů kola je označen z , modul ozubení m a průměr roztečné kružnice ozubeného kola d .

3.2.5 Skutečný celkový rozsah převodových stupňů převodovky

Díky zvoleným hodnotám se skutečný rozsah převodů vůči navrhovanému rozsahu změní. Jeho velikost se vypočítá ze součinu stálého převodu a maximálního resp. minimálního převodového poměru variátoru.

$$i_{p \max} = i_{ps} \cdot i_{v \max} = 5,207 \cdot 2,45 = 12,757 \quad (7)$$

$$i_{p \min} = i_{ps} \cdot i_{v \min} = 5,207 \cdot 0,48 = 2,499 \quad (8)$$

3.2.6 Soukolí zpětného chodu

Soukolí zpětného chodu se skládá z pěti ozubených kol z nichž tři mají rozměr:

$$z = 27 \text{ zubů}, \quad m = 3 \text{ mm}, \quad d = 81 \text{ mm}$$

a další dvě mají rozměr:

$$z = 30 \text{ zubů}, \quad m = 3 \text{ mm}, \quad d = 90 \text{ mm}.$$

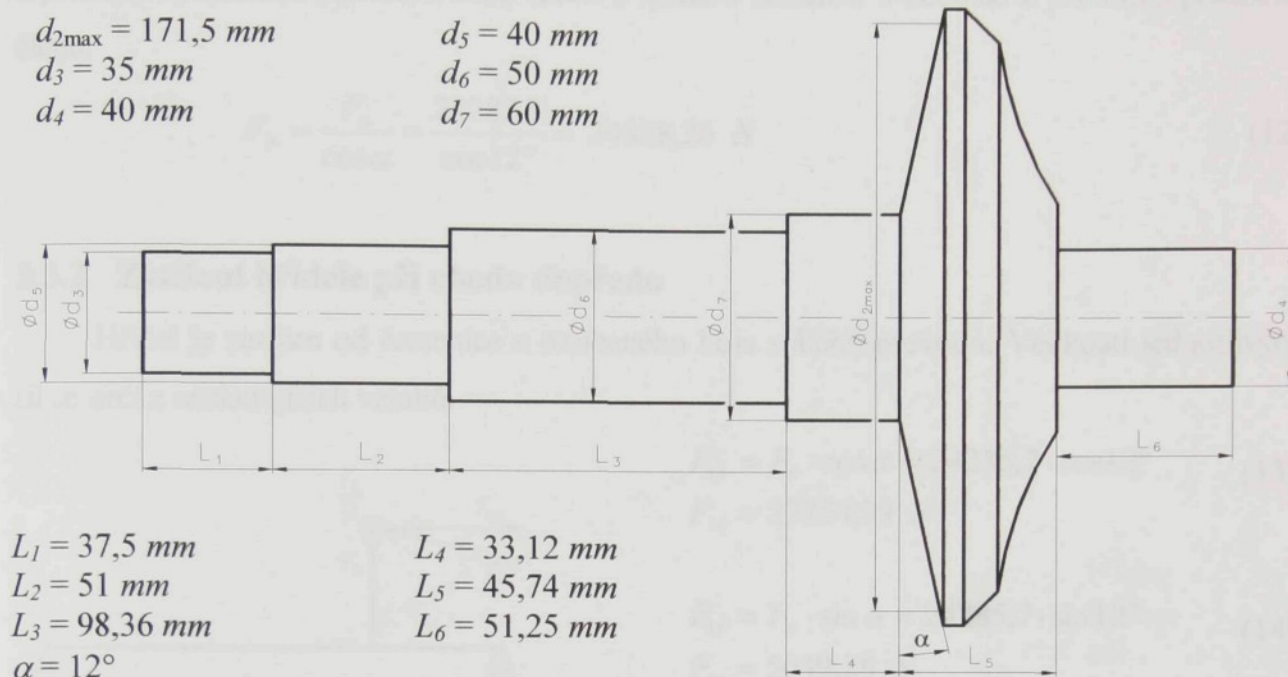
Kde z je počet zubů kola, m je modul ozubení a d je průměr roztečné kružnice ozubeného kola.

3.3 Výpočet silových poměrů na hnaném hřídeli variátoru

Pro výpočet působících sil na variátor je vybrána hnaná řemenice, neboť je, co do velikosti sil a namáhání, nejexponovanější. Výpočet je prováděn pro maximální točivý moment motoru a největší převodový poměr variátoru. Pevná část hnané řemenice variátoru je součástí hřídele. Druhá část řemenice je posuvně uložena na hřídeli. Přítlačná síla vyvozená hydraulickým tlakem se přenáší přes posuvnou část řemenice a pružný člen na pevnou část řemenice.

Určené síly a reakce budou použity pro výpočet trvanlivosti ložisek a dále pak pro výpočet napětí a deformací hnaného hřídele.

3.3.1 Síly působící na řemenici

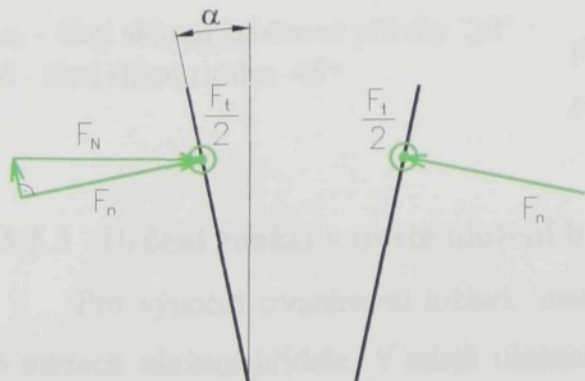


Obr. 12 Hnaný hřídel variátoru.

Maximální kroutící moment působící na hnanou řemenici se vypočte podle vztahu (9) z maximálního točivého momentu motoru a největšího převodového poměru variátoru.

$$M_{\max} = M_m^M \cdot i_{v\max} = 170 \cdot 2,45 = 416,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (9)$$

Obvodová síla se určí z vypočteného kroutícího momentu podle vztahu (10), normálová síla se vypočte ze součinitele tření mezi řemenicí a pružným členem ze vztahu (11). Jeho velikost je závislá na materiálu řemenice a pružného členu a na provozních podmínkách. Pro broušenou ocelovou plochu řemenice a ocelový pružný člen, kdy jsou obě plochy mazány olejem je určen součinitel tření $f = 0,1$ podle [4].



$$F_t = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d_{2\max}} = \frac{2 \cdot 416,5}{171,5 \cdot 10^{-3}} = 4857,14 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_n = \frac{F_t}{2 \cdot f} = \frac{4857,14}{2 \cdot 0,1} = 24285,7 \text{ N} \quad (11)$$

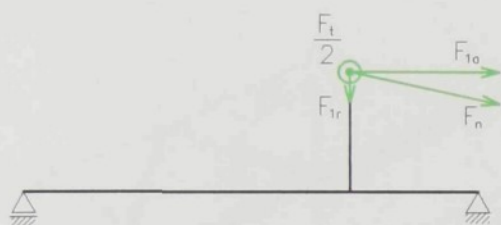
Obr. 13 Síly na řemenici.

Síla F_N je síla kterou je potřeba vyvodit pomocí hydraulického tlaku, aby došlo k přenosu kroutícího momentu mezi hnací a hnanou řemenicí a nedošlo k prokluzu pružného členu.

$$F_N = \frac{F_n}{\cos \alpha} = \frac{24285,7}{\cos 12^\circ} = 24828,26 \text{ N} \quad (12)$$

3.3.2 Zatížení hřídele při chodu dopředu

Hřídel je zatížen od řemenice a ozubeného kola stálého převodu. Velikosti jednotlivých sil se určí z následujících vztahů.



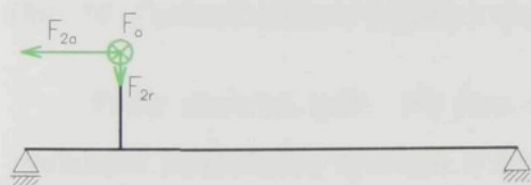
$$F_{1a} = F_n \cdot \cos \alpha = 24285,7 \cdot \cos 12^\circ \quad (13)$$

$$F_{1a} = 23754,99 \text{ N}$$

$$F_{1r} = F_n \cdot \sin \alpha = 24285,7 \cdot \sin 12^\circ \quad (14)$$

$$F_{1r} = 5049,28 \text{ N}$$

Obr. 14 Síly od pevné části řemenice .



$$F_o = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d_3} \quad (15)$$

$$F_o = \frac{2 \cdot 416,5}{67,88 \cdot 10^{-3}} = 12271,66 \text{ N}$$

$$F_{2r} = F_o \cdot \tan \alpha_p \cdot \frac{1}{\cos \beta} \quad (16)$$

$$F_{2r} = 12271,66 \cdot \tan 20^\circ \cdot \frac{1}{\cos 45^\circ} = 6316,61 \text{ N}$$

α_p - úhel sklonu záběrové přímky 20°
 β - úhel sklonu zubu 45°

$$F_{2a} = F_o \cdot \tan \beta \quad (17)$$

$$F_{2a} = 12271,66 \cdot \tan 45^\circ = 12271,66 \text{ N}$$

3.3.3 Určení reakcí v místě uložení hřídele

Pro výpočet trvanlivosti ložisek hnaného hřídele je nutné nejdříve určit reakce působící v místech uložení hřídele. V místě uložení označeného A je hřídel zajištěn proti radiálnímu

posuvu v osách y a z . V místě označeném B je hřídel zajištěn jak proti radiálnímu posuvu v osách y a z tak i proti axiálnímu posuvu v ose x .

$$F_t = 4857 \text{ N}$$

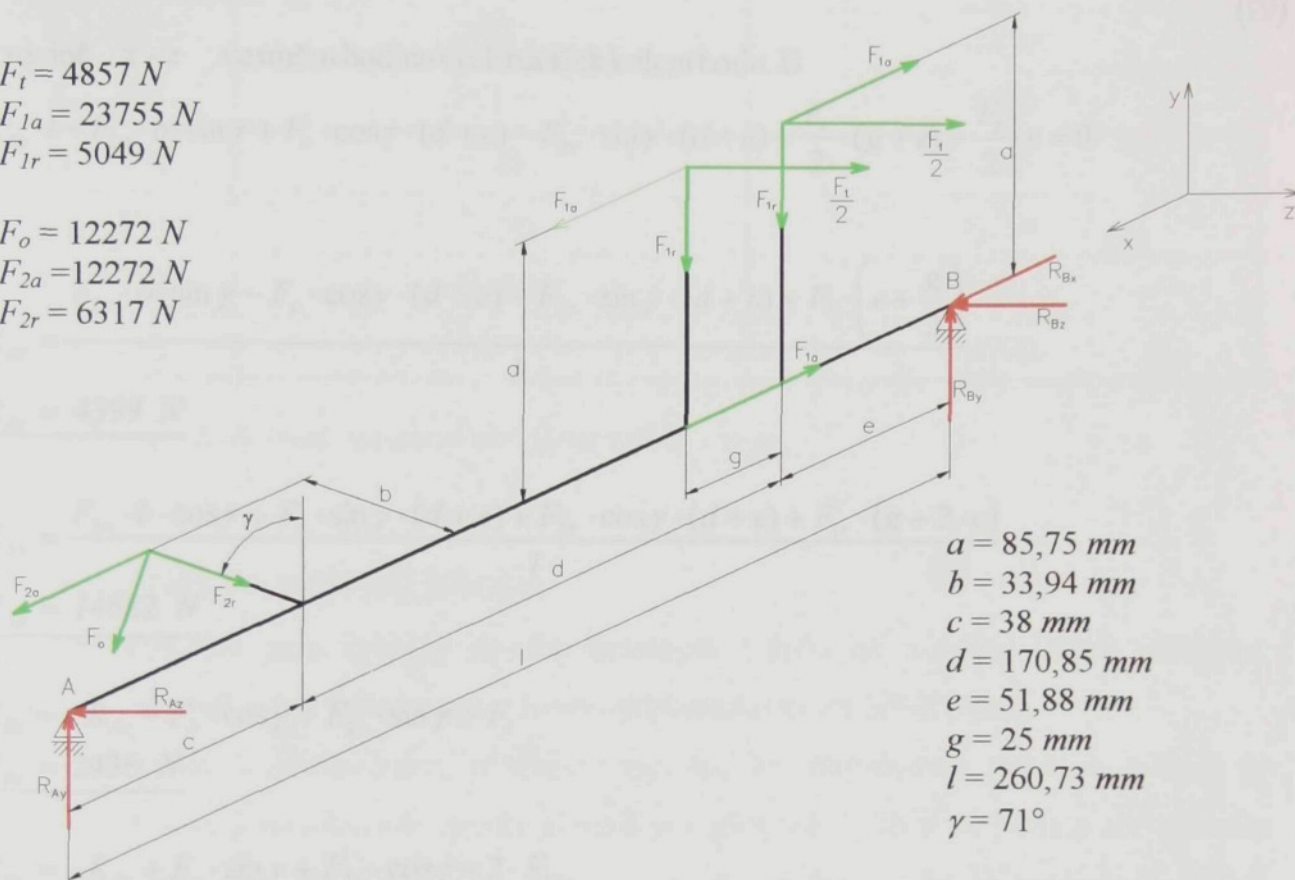
$$F_{1a} = 23755 \text{ N}$$

$$F_{1r} = 5049 \text{ N}$$

$$F_o = 12272 \text{ N}$$

$$F_{2a} = 12272 \text{ N}$$

$$F_{2r} = 6317 \text{ N}$$



Obr. 16 Celkové zatížení hřídele s vyznačenými směry působení sil při chodu dopředu.

Podle obrázku (obr. 16) jsou sestaveny rovnice rovnováhy (18) v jednotlivých osách zvoleného souřadného systému a momentové rovnice (19), ze kterých se pak určí reakce v místech uložení hřídele dosazením hodnot sil a geometrických rozměrů.

$$x: F_{2a} - F_{1a} + R_{Bx} = 0$$

$$y: R_{Ay} - F_o \cdot \sin \gamma - F_{2r} \cdot \cos \gamma - F_{1r} - F_{1r} + R_{By} = 0 \quad (18)$$

$$z: -R_{Az} - F_o \cdot \cos \gamma + F_{2r} \cdot \sin \gamma + \frac{F_t}{2} + \frac{F_t}{2} - R_{Bz} = 0$$

v rovině $x - y$ vesměru hodinových ručiček kolem bodu B

$$R_{Ay} \cdot l - F_{2a} \cdot b \cdot \cos \gamma - F_o \cdot \sin \gamma \cdot (d + e) - F_{2r} \cdot \cos \gamma \cdot (d + e) - F_{1a} \cdot a + F_{1a} \cdot a - F_{1r} \cdot (g + e) - F_{1r} \cdot e = 0 \quad (19)$$

v rovině $x - z$ vesměru hodinových ručiček kolem bodu B

$$R_{Az} \cdot l - F_{2a} \cdot b \cdot \sin \gamma + F_o \cdot \cos \gamma \cdot (d + e) - F_{2r} \cdot \sin \gamma \cdot (d + e) - \frac{F_t}{2} \cdot (g + e) - \frac{F_t}{2} \cdot e = 0$$

$$R_{Az} = \frac{F_{2a} \cdot b \cdot \sin \gamma - F_o \cdot \cos \gamma \cdot (d + e) + F_{2r} \cdot \sin \gamma \cdot (d + e) + F_t \cdot \left(e + \frac{g}{2} \right)}{l}$$

$$R_{Az} = 4399 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{2a} \cdot b \cdot \cos \gamma + F_o \cdot \sin \gamma \cdot (d + e) + F_{2r} \cdot \cos \gamma \cdot (d + e) + F_{1r} \cdot (g + 2 \cdot e)}{l}$$

$$R_{Ay} = 14682 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = -R_{Az} - F_o \cdot \cos \gamma + F_{2r} \cdot \sin \gamma + F_t$$

$$R_{Bz} = 2436 \text{ N}$$

$$R_{By} = -R_{Ay} + F_o \cdot \sin \gamma + F_{2r} \cdot \cos \gamma + 2 \cdot F_{1r}$$

$$R_{By} = 9076 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = F_{1a} - F_{2a}$$

$$R_{Bx} = 11483 \text{ N}$$

Celkové radiální zatížení obou míst uložení hřídele se vypočte ze vztahů (20) a (21).

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \quad (20)$$

$$R_A = 15327 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} \quad (21)$$

$$R_B = 9397 \text{ N}$$

Stejným způsobem se vypočítají reakce působící na ložiska při zpětném chodu. Bude-li se uvažovat, že na hřídel působí stejně veliký kroutící moment, pak síly působící na hřídel jsou co do velikosti a směru všechny stejně veliké. Pouze síly F_t , F_o a F_{2a} mají opačný smysl. Výsledné hodnoty reakcí pro chod vpřed a vzad jsou pro porovnání uvedeny v (tab. 1).

Reakce	Chod dopředu	Zpětný chod
R_{Az} [N]	4399	5805
R_{Ay} [N]	14682	-6182
R_A [N]	15327	8480
R_{Bz} [N]	2436	-695
R_{By} [N]	9076	6734
R_{Bx} [N]	11483	36027
R_B [N]	9397	6769

Tab. 1 Porovnání hodnot pro chod variátoru vpřed a vzad.

3.4 Kontrola trvanlivosti ložisek

Pro kontrolu jsou vybrána nejvíce namáhaná ložiska na hnaném hřídeli variátoru. Výpočet je proveden pro požadovanou životnost převodovky na 300000 km.

Aby došlo k maximálnímu přiblížení výpočtu ke skutečnému provozu ložisek je stanoveno časové a momentové využití jednotlivých převodů. Jelikož se jedná o převodovku s plynule měnitelným převodovým poměrem a proto tu nejsou pevné převodové stupně s převodovými poměry, jsou stanoveny jakoby imaginární převodové stupně, které odpovídají největšímu převodovému poměru, střednímu a nejmenšímu převodovému poměru. První stupeň má nejmenší časové i momentové využití a naproti tomu největší časové a momentové využití má třetí převodový stupeň.

Časové využití je procentuelně vyjádřená doba chodu jednotlivých převodových stupňů. Momentové využití je vyjádřené zatížení jednotlivých převodových stupňů v procentech. Slouží k zredukování maximálního kroutícího momentu, ze kterého se následně určí velikost reakcí působících na ložiska stejným způsobem jako v kapitole (3.3.3).

Nejprve je pomocí časového využití převodů, trvanlivosti převodovky a rychlostí dosahovaných na jednotlivé převodové stupně určena požadovaná životnost ložisek v hodinách. Dále pak je pomocí momentového využití převodů vypočteno dynamické ekvivalentní zatížení obou ložisek a skutečná životnost ložisek, která musí být shodná nebo větší než požadovaná životnost.

Převodový stupeň	I	II	III
Časové využití t [%]	3	34	63
Momentové využití M [%]	60	65	70
Převod i [-]	12,757	7,628	2,499
Průměr řemenice d [mm]	171,5	123,25	75,0
Otáčky hřídele n [min ⁻¹]	979,6	1638,2	5000
Reakce v místě uložení hřídele upravené momentovým využitím			
Reakce R_A [N]	9196	6373	2585
Reakce R_B [N]	5638	4920	2765
Reakce R_{Bx} [N]	6890	8078	5767

Tab. 2 Tabulka provozních parametrů .

3.4.1 Požadovaná trvanlivost ložisek

Nejprve se určí podle vztahu (22) rychlost vozidla na jednotlivé zvolené převodové stupně. Z požadované životnosti převodovky a časového využití rychlostních stupňů určíme ze vztahu (23) požadovanou trvanlivost ložisek v hodinách.

$$v_i = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n}{i} \cdot 3,6 \tag{22}$$

$$v_{i_I} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,305 \cdot 40}{12,757} \cdot 3,6 = 21,63 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$v_{i_{II}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,305 \cdot 40}{7,628} \cdot 3,6 = 36,18 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$v_{i_{III}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,305 \cdot 40}{2,499} \cdot 3,6 = 110,43 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

L_p - požadovaná životnost převodovky 300000 km

n - provozní otáčky $n = 2400 \text{ min}^{-1} = 40 \text{ s}^{-1}$

r - výpočtový poloměr kola 0,305 m

$$t = \frac{L_p}{t_I \cdot v_{i_I} \cdot t_{II} \cdot v_{i_{II}} \cdot t_{III} \cdot v_{i_{III}}} = \frac{300000}{0,03 \cdot 21,63 \cdot 0,34 \cdot 36,18 \cdot 0,63 \cdot 110,43} = 3636 \text{ hodin} \tag{23}$$

3.4.2 Trvanlivost ložisek

Pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení je nutné nejprve stanovit střední otáčky hřídele. Ty se určí ze vztahu (24).

$$n_s = n_I \cdot t_I \cdot n_{II} \cdot t_{II} \cdot n_{III} \cdot t_{III} = 979,6 \cdot 0,03 \cdot 1638,2 \cdot 0,34 \cdot 5000 \cdot 0,63 = 3736,4 \text{ min}^{-1} \quad (24)$$

Pro místo uložení hřídele označeného A v (obr. 16) bylo vybráno ložisko válečkové z důvodů značné radiální síly a z důvodů absence axiálního zatížení.

Parametry ložiska:

Typ ložiska	NU 2307
Základní dynamická únosnost C [N]	58400
Exponent rovnice trvanlivosti p [-]	3,33
Koeficient radiálního dynamického zatížení X [-]	1
Součinitel rotace V [-]	1
Koeficient axiálního dynamického zatížení Y [-]	1,4

Nejprve se určí střední radiální zatížení ložiska.

$$F_{sr} = \left(\frac{R_{AI}^3 \cdot n_I \cdot t_I + R_{AII}^3 \cdot n_{II} \cdot t_{II} + R_{AIII}^3 \cdot n_{III} \cdot t_{III}}{n_I \cdot t_I + n_{II} \cdot t_{II} + n_{III} \cdot t_{III}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (25)$$

$$F_{sr} = \left(\frac{9196^3 \cdot 979,6 \cdot 0,03 + 6373^3 \cdot 1638,2 \cdot 0,34 + 2585^3 \cdot 5000 \cdot 0,63}{979,6 \cdot 0,03 + 1638,2 \cdot 0,34 + 5000 \cdot 0,63} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$F_{sr} = 3899 \text{ N}$$

Toto ložisko není axiálně namáháno, proto střední axiální zatížení je nulové. Ze vztahu (26) se vypočte ekvivalentní dynamické zatížení a ze vztahu (27) se určí vlastní trvanlivost ložiska.

$$P = F_{sr} \cdot X \cdot V + F_{sa} \cdot Y = 3899 \cdot 1 \cdot 1 + 0 \cdot 1,4 = 3899 \text{ N} \quad (26)$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{n_s} = \left(\frac{58400}{3899} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{3736,4} = 36954 \text{ hodin} \quad (27)$$

Druhé ložisko (označené B) musí kromě sil radiálních přenést i sílu axiální. Z tohoto důvodu bylo vybráno ložisko dvouřadé kuličkové s kosoúhlým stykem.

Parametry ložiska:

Typ ložiska	3310
Základní dynamická únosnost C [N]	90900
Exponent rovnice trvanlivosti p [-]	3
Koeficient radiálního dynamického zatížení X [-]	0,62
Součinitel rotace V [-]	1
Koeficient axiálního dynamického zatížení Y [-]	1,17

Střední radiální zatížení.

$$F_{sr} = \left(\frac{R_{BI}^3 \cdot n_I \cdot t_I + R_{BII}^3 \cdot n_{II} \cdot t_{II} + R_{BIII}^3 \cdot n_{III} \cdot t_{III}}{n_I \cdot t_I + n_{II} \cdot t_{II} + n_{III} \cdot t_{III}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (28)$$

$$F_{sr} = \left(\frac{5638^3 \cdot 979,6 \cdot 0,03 + 4920^3 \cdot 1638,2 \cdot 0,34 + 2766^3 \cdot 5000 \cdot 0,63}{979,6 \cdot 0,03 + 1638,2 \cdot 0,34 + 5000 \cdot 0,63} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$F_{sr} = 3332 \text{ N}$$

Střední axiální zatížení.

$$F_{sa} = \left(\frac{R_{BxI}^3 \cdot n_I \cdot t_I + R_{BxII}^3 \cdot n_{II} \cdot t_{II} + R_{BxIII}^3 \cdot n_{III} \cdot t_{III}}{n_I \cdot t_I + n_{II} \cdot t_{II} + n_{III} \cdot t_{III}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (29)$$

$$F_{sa} = \left(\frac{6890^3 \cdot 979,6 \cdot 0,03 + 8078^3 \cdot 1638,2 \cdot 0,34 + 5767^3 \cdot 5000 \cdot 0,63}{979,6 \cdot 0,03 + 1638,2 \cdot 0,34 + 5000 \cdot 0,63} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$F_{sa} = 6239 \text{ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení.

$$P = F_{sr} \cdot X \cdot V + F_{sa} \cdot Y = 3332 \cdot 0,62 \cdot 1 + 0 \cdot 1,17 = 9366 \text{ N} \quad (30)$$

Trvanlivost ložiska B.

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{n_s} = \left(\frac{90900}{9366} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{3736,4} = 4078 \text{ hodin} \quad (31)$$

Vypočtené trvanlivosti obou ložisek jsou vyšší než požadovaná trvanlivost, určená ze vztahu (23), odpovídající životnosti převodovky.

3.5 Výpočet hřídele

Jedná se o určení napětí a deformací hřídele. Zatížení hřídele vychází ze sil vypočtených v kapitole (3.3).

Hřídel přenáší kroutící moment z hnané řemenice na ozubené kolo stálého převodu. Výpočet probíhá pro hodnoty maximálního točivého momentu motoru a maximálního převodového poměru. Velikost napětí a deformací je určena pro porovnání dvěma různými počítačovými programy, MechSoft-PROFI 6.3 a Pro/MECHANICA.

3.5.1 Výpočet pomocí programu MechSoft-PROFI 6.3

Tento výpočtový program je nadstavbou programu AutoCAD. Program slouží k předběžným výpočtům. Hodnoty získané z tohoto programu slouží pouze jako orientační.

Pomocí předdefinovaných rotačních částí se sestaví tvar hřídele a označí se místa zatížení a uložení hřídele. Při definování jednotlivých míst zatížení jsou zadávány síly a momenty ve třech osách souřadného systému. Místa uložení hřídele jsou v ložiskách. Výsledkem jsou grafy znázorňující velikost napětí v krutu, ohybu, průběh ohybového momentu, součet všech napětí a průhyb hřídele. Tyto grafy jsou zobrazovány ve dvou na sebe kolmých rovinách a v rovině jež představuje součet hodnot v těchto dvou rovinách.

Výsledné maximální hodnoty výše uvedených veličin jak pro chod vpřed, tak vzad jsou uvedeny spolu s místy výskytu v (tab. 3). Grafy znázorňující průběhy těchto veličin pro chod vpřed a tvar hřídele s vyznačenými místy zatížení a uložení jsou zobrazeny v příloze P1 a P2.

	Chod vpřed		Zpětný chod	
	Poloha max. hodnoty	Maximální hodnota	Poloha max. hodnoty	Maximální hodnota
Napětí v krutu	63 mm	33,14 MPa	63 mm	33,14 MPa
Ohybový moment	232,35 mm	1569,5 Nm	232,35 mm	1693,1 Nm
Napětí v ohybu	63 mm	95,73 MPa	63,99 mm	99,53 Mpa
Průhyb	124,49 mm	64,62 μm	106,49 mm	46,67 μm
Součet napětí	63 mm	132,42 MPa	63,99 mm	135,72 MPa

Tab. 3 Tabulka výsledných hodnot .

3.5.2 Výpočet pomocí programu Pro/MECHANICA

Tento program využívá modelování součásti ve 3D a samotný výpočet vychází z metody konečných prvků. Graficky znázorňuje oblasti napětí a deformací.

Aby bylo docíleno co nejrealističtějšího výsledku není namáhán pouze samotný hřídel, ale je namodelován celý hnaný hřídel skládající se z hřídele, pohyblivé části řemenice a ozubeného kola stálého převodu. Při modelování bylo nutné některé geometrické prvky, jako sražené hrany, zaoblení hran, drážkování hřídele a řemenice, zuby ozubeného kola, a pod., vypustit z důvodů velké náročnosti na výkon počítače. Součást je modelována v programu Pro/ENGINEER. Zatěžování součásti, zadávání okrajových podmínek a vlastní výpočet pak probíhá v programu Pro/MECHANICA.

Zatížení je zadáváno přímo na plochy na které působí. Od hydraulického tlaku (zajišťující přítlak kotouče) na plochu posuvné části řemenice, od pružného členu v místě jeho dotyku s oběma polovinami řemenice a od přenosu síly z prvního ozubeného kola na druhé prvního soukolí stálého převodu. Jejich velikosti jsou určeny v kapitole (3.3).

V místě uložení hřídele ve válečkovém ložisku je okrajová podmínka zamezující posuv v radiálním směru. V místě uložení hřídele ve dvouřadém kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem je okrajová podmínka zamezující radiální a axiální posuv a natočení hřídele.

Celá součást s vyznačenými místy zatížení a jejich směry, jakož i místa uložení hřídele jsou zobrazena v příloze P3.

Velikosti a místa napětí celého hnaného hřídele s řemenicí i jednotlivých součástí jsou zřejmá z příloh P4, P5 a P6. Stejně tak i zobrazení deformací v přílohách P7, P8 a P9. Jednotky hodnot napětí zobrazených v přílohách jsou v $[MPa]$, jednotky deformací jsou v $[mm]$.

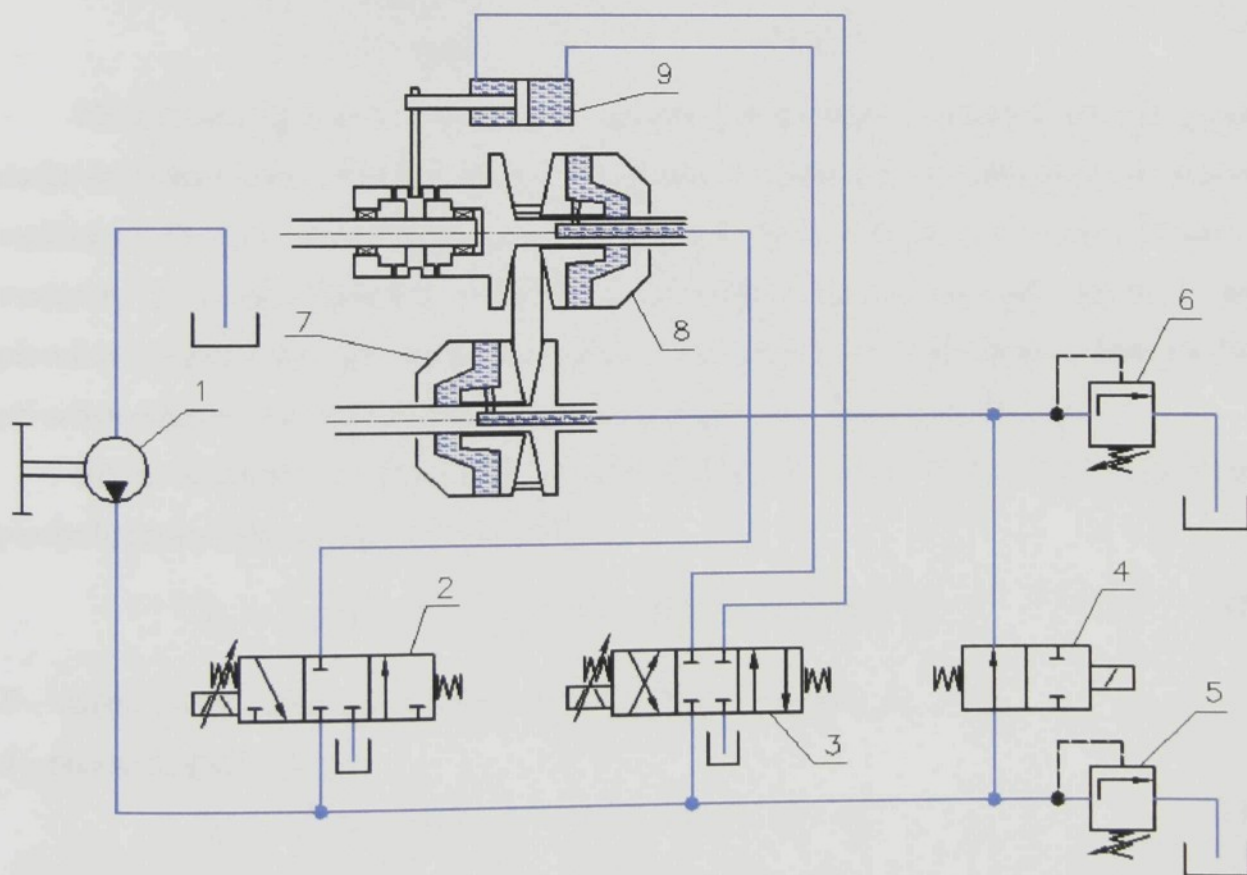
Parametry výpočtu: Součást byla programem rozdělena na 13678 elementů. Výpočet byl prováděn až do osmého stupně polynomu. Celý výpočet trval 24 hodin.

Hodnoty napětí zjištěné oběmi metodami si jsou velmi podobné. Pouze v místě přechodu hřídele do řemenice bylo Pro/MECHANIKOU zjištěno větší napětí. To je dáno odlišnými metodami výpočtů obou programů. Jinak velikosti napětí a deformací jsou odpovídající velikosti a tvaru součásti, jakož i velikosti zatížení.

3.6 Hydraulický obvod

3.6.1 Schéma hydraulického obvodu

Hydraulický obvod slouží k ovládání variátoru a řazení chodu vpřed nebo vzad. Dále zajišťuje přítlak kotoučů řemenic. Skládá se z hydrogenerátoru (1) poháněného řemenovým převodem od spalovacího motoru. Proporcionální rozvaděč (2) spolu s přímočarým hydromotorem (8), který je integrován do hnací řemenice, zajišťují změnu převodového poměru variátoru. Tlakový ventil (6) a přímočarý hydromotor (7) integrovaný do hnané řemenice, zajišťují optimální přítlak kotoučů hnané řemenice. Proporcionální rozvaděč (3) a hydromotor (9) slouží ke změně směru chodu variátoru přesouváním ozubené spojky. Elektromagnetický ventil (4) a tlakový ventil (5) jsou v činnosti pouze při změně převodového poměru na vyšší rychlostní stupeň a zajišťují dostatečný tlakový spád na proporčním rozvaděči (2).



Obr. 17 Schéma hydraulického obvodu.

Proporcionální rozvaděče spolu s elektromagnetickým ventilem jsou ovládány pomocí řídicí jednotky převodovky. Popis její funkce, jakož i princip řazení podrobněji je vysvětlen v kapitole (3.7).

3.6.2 Návrh velikosti hydrogenerátoru

Při návrhu hydrogenerátoru se vychází z objemového průtoku potřebného k přestavení převodového poměru posuvem kotouče variátoru a z tlaku, který je nutný pro správnou funkci hydraulického obvodu.

Tlak potřebný k zajištění dostatečného přitlaku kotoučů, aby nedošlo k prokluzu pružného členu se vypočte pomocí rovnice (33) z normálové síly zjištěné ze vztahu (12) a z plochy mezikruží (32) omezeného průměrem hřídele, po kterém se pohybuje posuvná část řemenice, a vnitřním průměrem hydraulického válce upevněného na pohyblivou řemenici.

$$S_{II} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,154^2 - 0,05^2) = 0,01666 \text{ m}^2 \quad (32)$$

D – vnitřní průměr válce hydromotoru hnané řemenice 154 mm

d – průměr hřídele 50 mm

$$p = \frac{F_N}{S_{II}} = \frac{24828,26}{0,01666} = 1,49 \cdot 10^6 \text{ Pa} = \underline{1,5 \text{ MPa}} \quad (33)$$

Při návrhu objemového průtoku se vychází z objemového množství, které je potřeba dodat do hydromotoru hnací řemenice, aby došlo ke změně převodového poměru. Rozsahu variátoru 0,48-2,45 odpovídá posun pohyblivého kotouče řemenice o 10 mm. Bude-li se uvažovat, že rozsah variátoru odpovídá šestistupňové převodovce, pak změna o jeden převodový stupeň odpovídá posuvu kotouče o 2 mm. Z tohoto předpokladu se bude vycházet při určení objemového množství potřebného pro změnu o jeden převodový stupeň.

Objem potřebný pro změnu převodového poměru se určí ze vztahu (35), kde S_I je činná plocha hydromotoru určená ze vztahu (34).

$$S_I = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,18^2 - 0,05^2) = 0,02348 \text{ m}^2 \quad (34)$$

D – vnitřní průměr válce hydromotoru hnací řemenice 180 mm

d – průměr hřídele 50 mm

$$V_{1st} = S_I \cdot h = 23,48 \cdot 10^{-3} \cdot 0,002 = 0,047 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (35)$$

h – posun kotouče při změně o jeden převodový stupeň 2 mm

Změna převodu o jeden převodový stupeň při otáčkách motoru 3500 min^{-1} by měla proběhnout do 0,5 s. To znamená, že hydrogenerátor musí být schopen dodat objemové množství podle vztahu (36).



$$Q_G = \frac{V_{1st}}{t} = \frac{0,047 \cdot 10^{-3}}{0,5} = 0,094 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 5,64 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (36)$$

t – předpokládaný čas změny převodového poměru 0,5 s

Z požadavků na hydrogenerátor, mezi které patří vypočtené hodnoty tlaku a objemového průtoku a rozsah otáček spalovacího motoru od volnoběžných po maximální ($1000 - 5500 \text{ min}^{-1}$), je zvolen z katalogu firmy MANNESMANN – REXROTH hydrogenerátor s parametry:

Geometrický objem hydrogenerátoru	$V_{0G} = 4,1 \text{ cm}^3$
Rozsah otáček hydrogenerátoru	$n_{G\min} = 600 \text{ min}^{-1}$ $n_{G\max} = 3600 \text{ min}^{-1}$
maximální tlak	$p_{\max} = 210 \text{ bar} = 21 \text{ MPa}$

Vzhledem k rozsahu otáček hydrogenerátoru je nutno zvolit optimální převodový poměr mezi spalovacím motorem a hydrogenerátorem. Minimální otáčky hydrogenerátoru musí být menší než volnoběžné otáčky spalovacího motoru. Maximální otáčky hydrogenerátoru musí být menší než maximální otáčky spalovacího motoru. Optimální převodový poměr musí ležet mezi hodnotami minimálního převodového poměru a maximálního převodového poměru určených ze vztahů (37) a (38).

$$i_{\min} = \frac{n_{M\max}}{n_{G\max}} = \frac{5500}{3600} = 1,52 \quad (37)$$

$$i_{\max} = \frac{n_{M\min}}{n_{G\min}} = \frac{1000}{600} = 1,67 \quad (38)$$

Optimální převodový poměr mezi spalovacím motorem a hydrogenerátorem je $i_g = 1,6$. Převodový poměr je zajištěn řemenovým převodem.

Maximální průtok hydrogenerátorem při maximálních otáčkách spalovacího motoru se potom vypočítá ze vztahu (39).

$$Q_{G\max} = V_{0G} \cdot \frac{n_{M\max}}{i_g} = 4,1 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{5500}{1,6} = 14,09 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 0,235 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (39)$$

Maximální příkon hydrogenerátoru se vypočítá podle vztahu (40).

$$P_G = Q_{G\max} \cdot \frac{p}{\eta_{CG}} = 0,235 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1,5 \cdot 10^6}{0,87} = 405,2 \text{ W} \quad (40)$$

η_{CG} – celková účinnost hydrogenerátoru 0,87

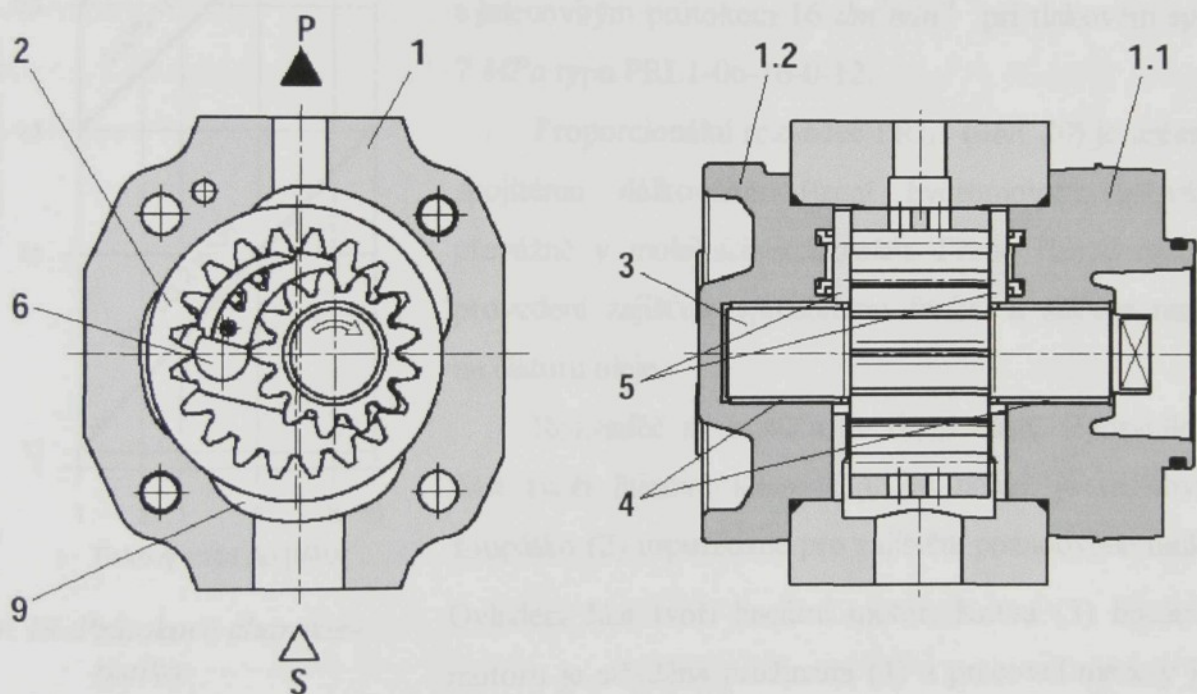
p – tlak v hydraulickém obvodu 1,5 MPa

3.6.3 Specifikace hydraulických prvků

Jednotlivé hydraulické prvky nejsou navrhovány, ale jsou vybrány z katalogů firem MANNESMANN-REXROTH a HYTOS.

3.6.3.1 Hydrogenerátor

Jedná se o zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením firmy MANNESMANN-REXROTH. Označení hydrogenerátoru je PGF1-2X/4,1RA01MP1. Hydrogenerátor je připevněn na spalovacím motoru a je poháněn pomocí řemenového převodu s poměrem 1,6. Hydraulické vedení mezi hydrogenerátorem a hydraulickými členy na převodovce je z ocelových bezešvých trubek.



Obr. 18 Zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením. 1 - skříň, 1.1 - ložisková skříň, 1.2 - uzavírací víko, 2 - kolo s vnitřním ozubením, 3 - drážkovaný hřídel, 4 - kluzné ložisko, 5 - axiální deska, 6 - doraz, 9 - hydrostatické ložisko.

Výhody zubového generátoru:

Jednoduchost, konstrukční a výrobní nenáročnost, spolehlivost provozu s nízkými nároky na filtraci a udržování tepelného režimu, snesou velmi dobře rázová zatížení, mají dobrou sací schopnost i při velkých odporech v sání.

Výhody vnitřního ozubení oproti vnějšímu:

Hlavní výhodou převodníků s vnitřním evolventním ozubením je větší délka záběru, tj. pozvolnější plnění i vyprazdňování zubových mezer. Vyznačují se malými pulsacemi průtoku srovnatelnými s axiálními pístovými převodníky, což se odráží v jejich nízké hlučnosti i při

vysokých tlacích. Umožňují práci s vyššími pracovními tlaky a jejich rozměry a hmotnost jsou pro srovnatelný průtok menší.

3.6.3.2 Proporcionální rozvaděče

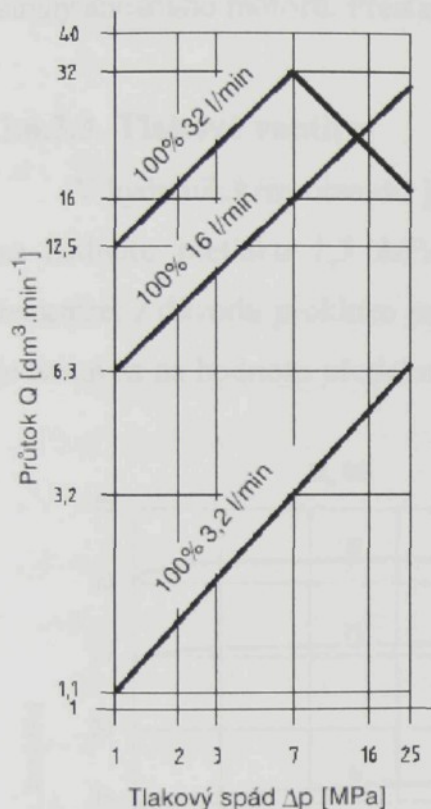
Pro ovládání variátoru jsou použity dva proporcionální rozvaděče, jeden třístupňový pro ovládání změny převodového poměru variátoru a druhý čtyřstupňový pro ovládání změny směru chodu. Jsou

vybrány rozvaděče stejného typu z katalogu firmy HYTOS podle průtokové charakteristiky z průtoku při daném tlakovém spádu. Jsou vybrány rozvaděče s jmenovitým průtokem $16 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ při tlakovém spádu 7 MPa typu PRL1-06-16-0-12.

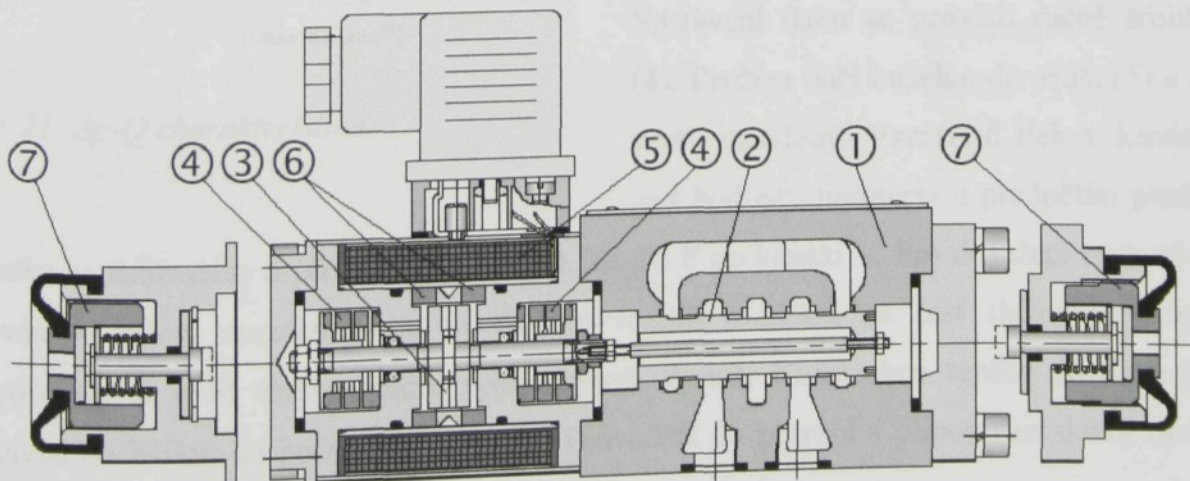
Proporcionální rozvaděč PRL1 (obr. 20) je určen ke spojitému dálkovému řízení hydromotorů a válců, převážně v mobilních aplikacích. Přímé řízení robustní provedení zajišťuje spolehlivou funkci a snižuje nároky na čistotu oleje.

Rozvaděč se sestává ze dvou částí. Hydraulickou část tvoří litinové těleso (1), do něhož je nalicováno šoupátko (2) uspořádané pro zajištění požadované funkce.

Ovládací část tvoří lineární motor. Kotva (3) lineárního motoru je středěna pružinami (4) a pracovní mezery jsou protisměrně předmagnetizovány permanentními magnety



Obr. 19 Průtoková charakteristika.



Obr. 20 Proporcionální rozvaděč s lineárním motorem.

(5) ze vzácných zemin. Při vybuzení cívky (6) elektrickým proudem se posouvají kotva a s ní spojené šoupátko ze střední polohy. Výchylka kotvy je přitom úměrná řídicímu proudu a smysl výchylky závisí na směru průtoku proudu.

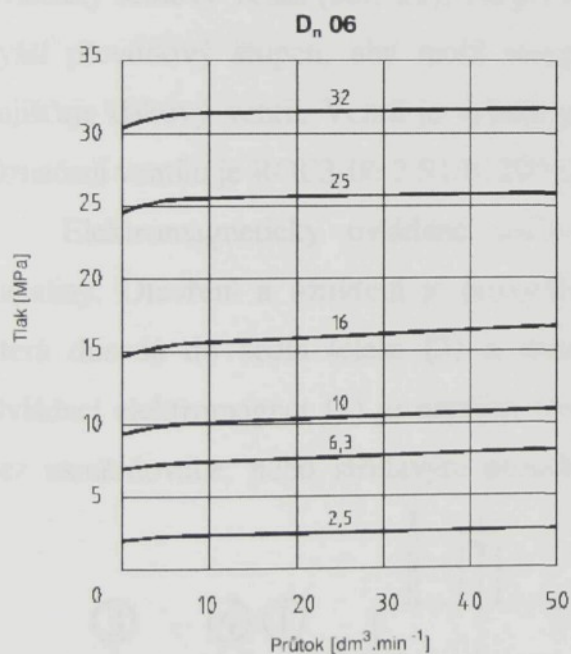
Předností lineárního motoru je, že při výpadku napětí nebo přerušení kabelu se přesouvá kotva motoru (a sní spojené šoupátko) do střední polohy. Provedení s nouzovým ovládáním umožňuje plynulé přestavení šoupátka do určité polohy a to buď ze strany rozvaděče nebo ze strany lineárního motoru. Přestavení se provádí přestavením šroubu (7).

3.6.3.3 Tlakové ventily

V hydraulickém obvodu jsou použity dva přepouštěcí tlakové ventily. Jeden nastavený na hodnotu přetlaku 1,5 MPa slouží k udržení konstantního tlaku v hydromotoru hnané řemenice, z důvodu prokluzu pružného členu variátoru. Má označení VPP1-06-SP/2,5. Druhý je nastaven na hodnotu přetlaku 3 MPa, ten je v provozu pouze při změně na vyšší převodový

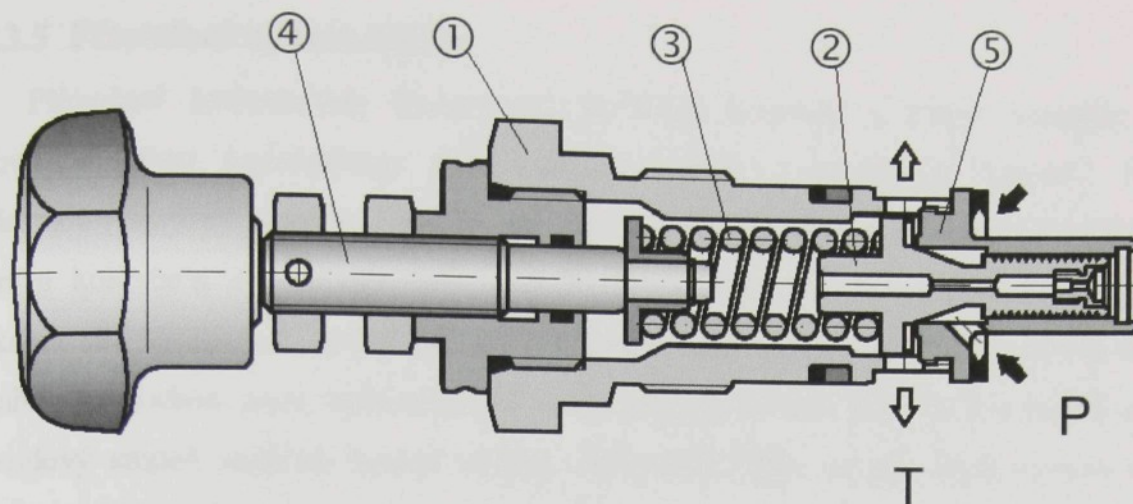
stupeň a zajišťuje potřebný tlakový spád na proporcionálním rozvaděči. Jeho označení je VPP1-06-SP/6,3. Výběr tlakových ventilů byl proveden podle charakteristiky (obr. 21) z maximálního průtoku při tlakovém spádu.

Přímořízené ventily VPP 1 (obr. 22) se používají jako pojišťovací nebo přepouštěcí ventily v hydraulických obvodech pracujících ve velkém rozsahu průtoku a tlaku. Ventil sestává z pouzdra (1), kuželky s tlumícím pístkem(2) a pružiny (3). Nastavení tlaku se provádí ručně šroubem (4). Pružina tlačí kuželku do sedla (5) a drží ventil uzavřený. Vzroste-li tlak v kanálu P nad hodnotu nastavenou předpětím pružiny,



Obr. 21 Δp - Q charakteristika.

kuželka se nadzvedne a přepouští kapalinu z kanálu P do kanálu T. Pro dosažení optimálního chování v celém rozsahu tlaku je tlakový rozsah rozdělen na šest tlakových stupňů. Doporučuje se volit vždy nejbližší vyšší tlakový stupeň. Konstrukce ventilu dovoluje jeho vestavbu do bloku, do potrubí a na desku. Provedení do potrubí a připojovací desky mohou být dodány s metrickými nebo trubkovými závit.

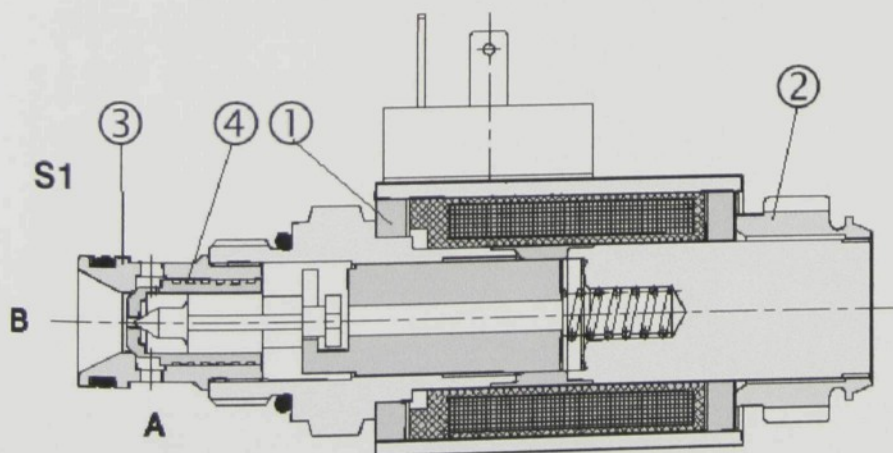


Obr. 22 Přepouštěcí tlakový ventil.

3.6.3.4 Elektromagnetický ventil

Dalším prvkem, který je obsažen v hydraulickém obvodu je elektromagneticky ovládaný sedlový ventil (obr. 23). Při provozu je stále otevřený, zavírá se pouze při řazení na vyšší převodový stupeň, aby mohl stoupnout tlak v obvodu na hodnotu 3 MPa, kterou zajišťuje tlakový ventil. Ventil je vybrán podle maximálního průtoku, který jím má protékat. Označení ventilu je ROE3-06 2 S1/01200 E1.

Elektromagneticky ovládané sedlové rozváděče slouží k hrazení proudu tlakové kapaliny. Otevření a uzavření je prováděno pomocí elektrohydraulicky řízené kuželky (4), která dosedá do sedla tělesa (3) a zaručuje v uzavřené poloze téměř absolutní těsnost. Ovládací elektromagnet (1) je napájen stejnosměrným proudem přes konektorovou nástrčku bez usměrňovače, nebo střídavým proudem přes konektorovou nástrčku s usměrňovačem.



Konektorová nástrčka je otočná po 90 °. Po povolení upevňovací matice (2) lze elektromagnet natáčet kolem osy v rozsahu 360°.

Obr. 23 Elektromagnetický ventil.



3.6.3.5 Přímočaré hydromotory

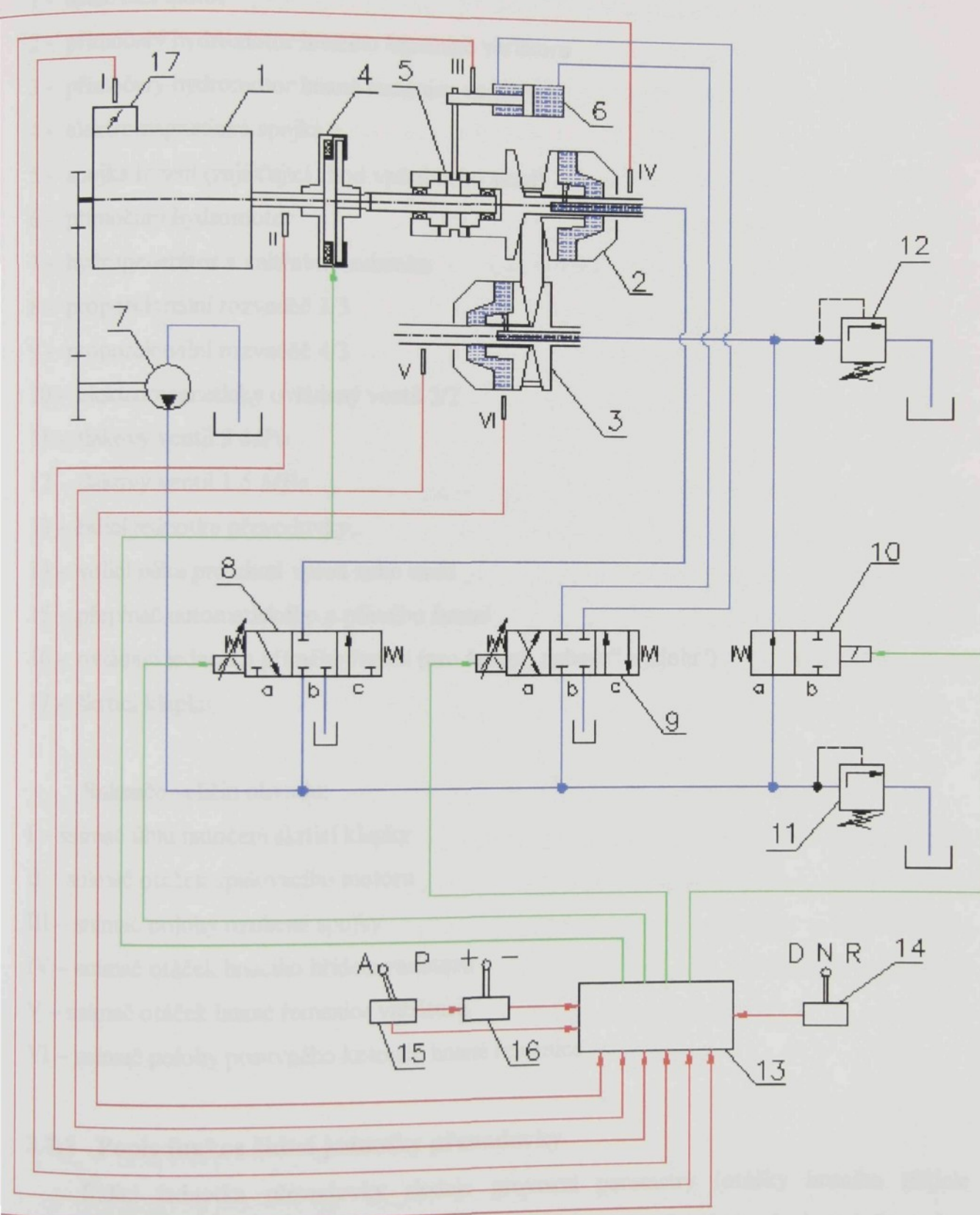
Přímočaré hydromotory integrované do hnací řemenice a hnané řemenice nejsou typizované. Tyto hydromotory jsou součástí hřídelů a posuvných kotoučů řemenic. Hydromotor sloužící k posunu hnacího kotouče má průměr 180 mm, hydromotor posouvající hnaným kotoučem má průměr 154 mm. Při řazení na vyšší převodový stupeň je nutné překonat sílu vyvozenou hydromotorem hnaného kotouče, která je dána tlakem hydraulické kapaliny a plochou pístu hydromotoru. Větší sílu na hnacím kotouči při řazení na vyšší převodový stupeň zajišťuje kromě většího tlaku působícího na píst hydromotoru hnacího kotouče ještě jeho větší průměr.

Kromě těchto dvou se v obvodu vyskytuje ještě přímočarý hydromotor určený k přesunu spojky, která zajišťuje směr chodu vpřed nebo vzad. Tento hydromotor je vyráběn sériově a je vybrán z katalogu firmy MANNESMANN-REXROTH. Jeho výběr byl proveden podle požadavku zdvihu pístnice (25 mm), označení je CDT3 MS2.

3.6.3.6 Hydraulické vedení

Hydraulické vedení je vyrobeno z ocelových bezešvých trubek o světlosti 8 mm. Vyrobené z oceli třídy 11 523. Označení trubky TR KR 10x1 ČSN 42 6711.1.

3.7 Elektrohydraulické ovládání variátoru



Obr. 24 Schéma elektrohydraulického ovládání variátoru.

Elektrohydraulický obvod se skládá:

- 1 - spalovací motor
- 2 - přímočarý hydromotor hnacího řemenice variátoru
- 3 - přímočarý hydromotor hnané řemenice variátoru
- 4 - elektromagnetická spojka
- 5 - spojka řazení (zajišťující chod vpřed nebo vzad)
- 6 - přímočarý hydromotor
- 7 - hydrogenerátor s vnitřním ozubením
- 8 - proporcionální rozvaděč 3/3
- 9 - proporcionální rozvaděč 4/3
- 10 - elektromagneticky ovládaný ventil 2/2
- 11 - tlakový ventil 3 MPa
- 12 - tlakový ventil 1,5 MPa
- 13 - řídicí jednotka převodovky
- 14 - volicí páka pro chod vpřed nebo vzad
- 15 - přepínač automatického a přímého řazení
- 16 - ovládací jednotka přímého řazení (pro řazení „nahoru“ a „dolu“)
- 17 - škrticí klapka

Snímače veličin obvodu:

- I – snímač úhlu natočení škrticí klapky
- II – snímač otáček spalovacího motoru
- III – snímač polohy ozubené spojky
- IV – snímač otáček hnacího hřídele variátoru
- V – snímač otáček hnané řemenice variátoru
- VI – snímač polohy posuvného kotouče hnané řemenice

3.7.1 Popis funkce řídicí jednotky převodovky

Řídicí jednotka převodovky sleduje provozní parametry (otáčky hnacího hřídele variátoru, otáčky hnaného hřídele variátoru, polohu posuvného kotouče hnané řemenice, polohu ozubené spojky) a přebírá další veličiny od řídicí jednotky motoru (otáčky motoru, polohu škrticí klapky).

Dále sleduje parametry dané řidičem, jako jsou poloha volicí páky (14), která může být v poloze D (vpřed), R (vzad) a nebo N (neutrál), přepínač automatického a přímého řazení (15) a spínač řazení „nahoru“ a „dolů“ (16).

Řídicí jednotka vysílá signály pro elektromagnetickou spojku (4), proporcionální rozvaděče (8) a (9) a pro elektromagneticky ovládaný ventil (10).

Pro ovládání elektromagnetické spojky vyhodnocuje řídicí jednotka (13) otáčky motoru snímané snímačem (I). Pohybem akceleračního pedálu se zmenšuje regulační odpor, zvyšují se otáčky motoru, dynamo dodává větší proud a spojka zapíná. S rostoucími otáčkami se zvětšuje přítlak.

3.7.2 Popis principu řazení

3.7.2.1 Spouštění motoru

Při spouštění motoru musí být elektromagnetická spojka (4) vypnuta. K sepnutí spojky může dojít až v okamžiku, kdy je motor v chodu a jeho otáčky dosáhnou rozjezdových (1500 min^{-1}). Po spuštění motoru vyhodnotí řídicí jednotka polohu řemenice hnaného hřídele variátoru, zda je nastaven maximální převodový poměr. Pokud poloha řemenice neodpovídá maximálnímu převodovému poměru, potom hydraulický obvod s rozvaděčem (8) zajistí příslušné přestavení.

3.7.2.2 Jízda vpřed nebo vzad

Směr pohybu vozidla určuje řidič. Prostřednictvím volicí páky (14) a hydraulického obvodu je přesouvána ozubená spojka (5). Změna směru pohybu lze pouze při spuštěném motoru a stojícím vozidle. Jsou-li tyto podmínky splněny, vydá řídicí jednotka signál k přestavení proporcionálního rozvaděče (9) do polohy (a) nebo (b) a přímočarý hydromotor (6) přestaví spojku. Její polohu zpětně kontroluje indukční snímač polohy (III). Po zařazení se rozvaděč přestaví do původní polohy.

3.7.2.3 Rozjezd automobilu

Při rozjezdu musí být páka voliče (14) v poloze D nebo R. Polohu spojky (5) kontroluje řídicí jednotka prostřednictvím snímače polohy (III). Není-li zařazen směr pohybu, upozorní řidiče, aby zvolil chod vpřed nebo vzad pomocí volicí páky, kontrolka na palubní desce signalizující zařazení D, R nebo N.

3.7.2.4 Automatické řazení

Automatické nebo přímé řazení (viz další kapitola) si řidič volí sám pomocí přepínače (15) přepnutím do příslušné polohy.

Řazení na vyšší převodový stupeň probíhá za pohybu vozidla při dosažení otáček motoru 3500 min^{-1} a za podmínky, že škrticí klapka (17) není otevřena na 90 % a více. Při dosažení těchto otáček vydá řídicí jednotka signál k uzavření ventilu (10) přesunem do polohy (b), tím vzroste tlak v obvodu, na hodnotu 3 MPa , na kterou je nastaven tlakový ventil (11). Rozvaděč (8) se současně s uzavřením ventilu (10) posouvá do polohy (c), ve které tlak hydraulické kapaliny působící na hnacím hřídeli variátoru (2) a přestaví převodový poměr na nižší hodnotu. Rozvaděč je otevřen do té doby, než otáčky motoru klesnou na 2000 min^{-1} . Po dosažení těchto otáček se rozvaděč vrátí do polohy (b) a ventil se přestaví zpět do polohy (a). Jestliže otáčky neklesnou na tuto hranici probíhá přestavování převodového poměru až na minimální hodnotu. Po dosažení minimálního převodového poměru se rozvaděč vrátí do polohy (b) a ventil do polohy (a).

V případě, je-li škrticí klapka otevřena na 90 % nebo více dochází k řazení stejným způsobem, jen s tím rozdílem, že k uzavření ventilu a otevření rozvaděče dojde až při otáčkách 5000 min^{-1} a jejich vrácení do původní polohy při otáčkách 3000 min^{-1} . Při těchto otáčkách (5000 min^{-1}) dosahuje motor maximálního výkonu. Ten se využívá při prudké akceleraci tj. např. při předjíždění.

Řazení na nižší převodový stupeň se děje při poklesu otáček motoru pod 1800 min^{-1} . V tomto případě dá řídicí jednotka povel k přestavení rozvaděče (8) do polohy (a). Tím odtéká hydraulická kapalina do nádrže a tlak kapaliny nastavený tlakovým ventilem (12) působí na hnací hřídel variátoru (3) a přestaví převodový poměr na větší hodnotu. Rozvaděč se vrátí do původní polohy až poté, co otáčky motoru dosáhnou hodnoty 3000 min^{-1} .

3.7.2.5 Přímé řazení

Přepnutím přepínače (15) do polohy přímého řazení se aktivuje jednotka přímého řazení (16) a řidič má možnost řazení šesti rychlostních stupňů. Každému rychlostnímu stupni odpovídá v řídicí jednotce pevně naprogramovaný převodový poměr otáček hnacího a hnaného hřídele variátoru. Řazení probíhá obdobně jako u automatického řazení, ale není závislé na otáčkách motoru, nýbrž pouze na rozhodnutí řidiče, kdy chce řadit požadovaný převodový stupeň.

Chce-li řidič přeřadit na vyšší převodový stupeň, stiskne tlačítko s označením „+“ na ovládací jednotce (16). Ventil (10) se zavře posunutím do polohy (b) a rozvaděč (8) se přesune do polohy (c). V těchto polohách setrvají tak dlouho, než převodový poměr dosáhne hodnoty odpovídající nejbližšímu vyššímu převodovému stupni. Potom se rozvaděč vrátí do poloh (b) a ventil se posune zpět do polohy (a).

Při řazení na nižší převodový stupeň stiskne řidič tlačítko s označením „-“, rozvaděč se přesune do polohy (a). V této poloze setrvá do přestavení převodového poměru odpovídajícího nejbližšímu nižšímu převodovému stupni. Poté se opět vrátí do původní polohy (b).

3.8 Simulace chování hydraulického obvodu

Hydraulický obvod, jehož simulace je prováděna je na (obr. 17). Obvod bude rozdělen do dvou nezávislých částí, protože změna převodového poměru nemůže probíhat současně se změnou směru chodu A nemohou se ani vzájemně ovlivňovat. První část se zabývá simulací změny převodového poměru a druhá část se věnuje simulaci řazení chodu vpřed nebo vzad.

Vlastní simulace je prováděna pomocí programu MATLAB-Simulink. Jsou sledovány parametry obvodu (vysunutí pístu, rychlost vysunutí pístu, tlak v pracovním prostoru pístu, průtoky kapaliny rozvaděčem, vysunutí šoupátka rozvaděče a ovládací signál) v závislosti na čase. Obvod je v programu sestavován pomocí matematických modelů jednotlivých hydraulických prvků.

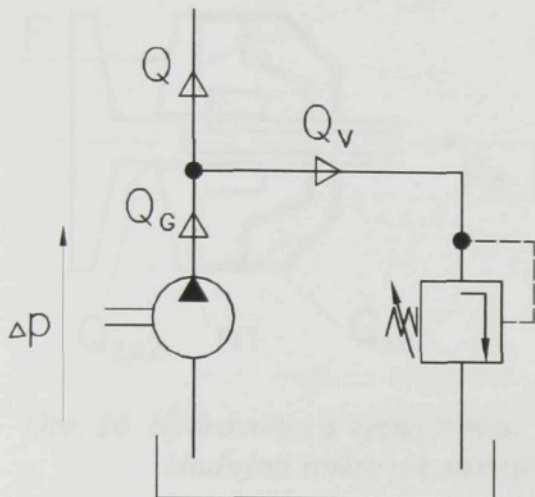
3.8.1 Simulace změny převodového poměru

Jak už bylo řečeno tato převodovka má, kromě plynulé změny otáček, i možnost přímého řazení šesti předem naprogramovaných převodových stupňů. K simulaci je vybráno přímé řazení jednoho z naprogramovaných převodových stupňů. Jedná se o změnu z nižšího převodového stupně na vyšší. Změna o jeden stupeň je dána posunem kotouče řemenice o 2 mm. Polohu kotouče kontroluje řídicí jednotka převodovky. Ta dává signál k otevření rozvaděče a po změně převodového poměru, který je dán již zmíněným posuvem kotouče, vydá řídicí jednotka signál k uzavření rozvaděče.

Pokyn k řazení dává řidič a proto není předem určeno při jakých otáčkách bude k řazení docházet. Pro simulaci jsou vybrány optimální otáčky pro řazení na vyšší převodový stupeň a to 3500 min^{-1} .

3.8.1.1 Model hydrogenerátoru s tlakovým ventilem

Model je založen na průtokovém množství (41) a (42), které dodává hydrogenerátor a které se ztrácí vlivem svodové propustnosti a průtokem přes tlakový pojišťovací ventil.



Obr. 25 Zdroj tlaku.

$$Q = Q_G - Q_V \quad (41)$$

$$Q_G = Q_{Gt} - Q_z = V_{0G} \cdot n_G - G_G \cdot \Delta p \quad (42)$$

 G_G - svodová propustnosť hydrogenerátoru

$$G_G = 1,0 \cdot 10^{-12} \text{ m}^5 \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$$

Svodová propustnost je obrácená hodnota svodového odporu hydrogenerátoru R_G . Velikost svodové propustnosti je určena přibližně podle známých hodnot běžných

hydrogenerátorem se určí podle rovnice (43), kde V_{0G} je geometrický objem hydrogenerátoru, n_M jsou otáčky spalovacího motoru a i je převodový poměr mezi motorem a hydrogenerátorem.

$$Q_{Gl} = V_{0G} \cdot \frac{n_M}{i_p} = 4,1 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3500}{1,6} = 8,52 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 1,42 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (43)$$

Hydraulická vodivost je dána vztahem (44), který se skládá z maximálního průtoku tlakovým ventilem $Q_{\max}$ a rozdílem tlaků při jmenovitém průtoku a při maximálním otevření ventilu $\Delta p_{\max}$. Hodnoty těchto veličin jsou dány charakteristikou ventilu.

$$G_{poj} = \frac{1}{R_{poj}} = \frac{Q_{\max}}{\Delta p_{\max}} \quad (44)$$

Dalším parametrem modelu je maximální tlak na který je ventil nastaven $p_{\max}$ a hydraulická kapacita obvodu C_H .

Parametry modelu:

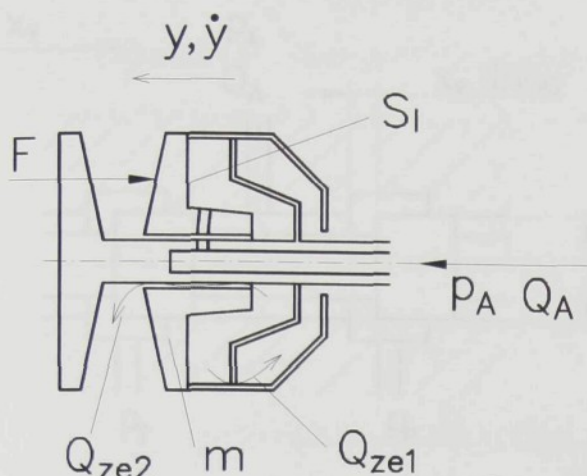
$$G_{poj} = 1,7 \cdot 10^{-10} \quad m^5 \cdot N^{-1} \cdot s^{-1}$$

$$C_H = 1,5 \cdot 10^{-12} \text{ } N^{-1} \cdot m^5$$

$$G_G = 1,0 \cdot 10^{-12} \quad m^5 \cdot N^{-1} \cdot s^{-1}$$

$$p_{max} = 3,1 \text{ MPa}$$

3.8.1.2 Model jednočinného přímočarého hydromotoru



Obr. 26 Hydromotor s vyznačenými kladnými směry proměnných.

Externí ztrátový proud $Q_{ze1,2}$ se vypočítá podle rovnice (45) z tlakového spádu Δp a svodové propustnosti hydromotoru $G_{sl,2}$, jejíž velikost odpovídá hodnotám běžných hydromotorů.

$$Q_{ze1,2} = G_{sl,2} \cdot \Delta p \quad (45)$$

Dalšími veličinami jsou zatěžující síla F , redukovaná hmotnost posuvných hmot m , plocha pístu S_I .

Matematický model přímočarého motoru vychází z pohybové rovnice (46) a z rovnice průtoku do pracovního prostoru (47). Velikosti jednotlivých externích ztrátových proudů jsou stejné.

$$m \cdot \ddot{y} + b \cdot \dot{y} + k \cdot y = S_I \cdot p_A - F \quad \Rightarrow \quad \ddot{y} = \frac{1}{m} \cdot (S_I \cdot p_A - F - b \cdot \dot{y} - k \cdot y) \quad (46)$$

$$Q_A = S_I \cdot \dot{y} + C_I \cdot \frac{dp_A}{dt} + Q_{ze1} + Q_{ze2} \quad \Rightarrow \quad \frac{dp_A}{dt} = \frac{1}{C_I} \cdot (Q_A - S_I \cdot \dot{y} - 2 \cdot Q_{ze}) \quad (47)$$

Hydraulická kapacita pracovního objemu se určí ze vztahu (48), kde K je modul objemové stlačitelnosti hydraulické kapaliny a V_{LI} je objem hydraulického vedení.

$$C_I = \frac{V_{LI} + S_I \cdot y}{K} \quad (48)$$

Parametry modelu:

$$m = 5 \text{ kg}$$

$$K = 1,6 \cdot 10^9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$F = 24990 \text{ N}$$

$$S_I = 23,48 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_{LI} = 0,86 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

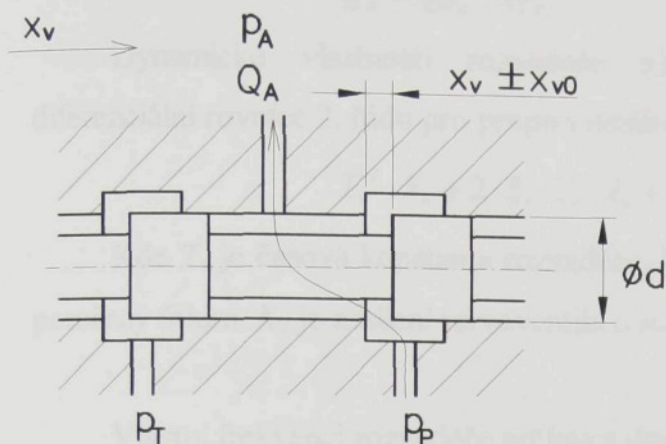
$$b = 55000 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$k = 2000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$G_{sl,2} = 1,0 \cdot 10^{-13} \text{ m}^5 \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hodnota tlumení a tuhosti přímočarého hydromotoru se dá přesně určit pouze experimentálním měřením. Z tohoto důvodu je velikost tuhosti a tlumení odhadnuta podle přímočarého hydromotoru, u kterého jsou tyto hodnoty známé.

3.8.1.3 Model třícestného proporcionálního rozvaděče



Obr. 27 Proporcionální rozvaděč s vyznačenými kladnými směry proměnných.

x_v – relativní poloha šoupátka

Krytí šoupátka označené x_{v0} je pro tento případ nulové, tedy $x_{v0} = 0$ mm.

Model proporcionálního rozvaděče vychází z rovnice pro průtok přes hranu šoupátka rozvaděče (49), kde S je průřez šoupátka, v je rychlost proudění za rozvaděčem a ρ je měrná hmotnost kapaliny.

$$Q = S \cdot v = S \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_P - p_A} = \pi \cdot d \cdot (x_v \pm x_{v0}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_P - p_A} \quad (49)$$

Pro zjednodušení rovnice je zaveden součinitel průtoku přes hranu šoupátka (50), kde α je ztrátový součinitel.

$$B = \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (50)$$

Průtok v závislosti na tlakovém spádu a otevření rozvaděče pro nulové krytí šoupátka je pak vyjádřen rovnicí (51).

$$Q = B \cdot (x_v \pm x_{v0}) \cdot \sqrt{p_P - p_A} \rightarrow Q = B \cdot x_v \cdot \sqrt{p_P - p_A} \quad (51)$$

Průtoková charakteristika v závislosti na jednotlivých tlakových spádech na hranách šoupátka je vyjádřena rovnicí (52) a jmenovitý průtok rozvaděčem rovnicí (53). Z těchto dvou rovnic získáme výslednou závislost průtoku rozvaděčem (54).

$$Q_i = B \cdot |x_v| \cdot \text{sgn}(\Delta p_i) \cdot \sqrt{|\Delta p_i|} \quad (52)$$

- jmenovitý průtok rozvaděčem

$$Q_j = B \cdot |x_{vj}| \cdot \sqrt{|\Delta p_j|} \quad (53)$$

- průtok rozvaděčem je potom roven

$$Q_i = Q_j \cdot \left| \frac{x_v}{x_{vj}} \right| \cdot \text{sgn}(\Delta p_i) \cdot \sqrt{\frac{|\Delta p_i|}{|\Delta p_j|}} \quad (54)$$

Poměr $\frac{x_v}{x_{vj}}$ je poměrné otevření šoupátka rozvaděče $\langle -1; 1 \rangle$.

Výsledný průtok rozvaděčem pro $i = PA, AT$ je vyjádřen rovnicí (55).

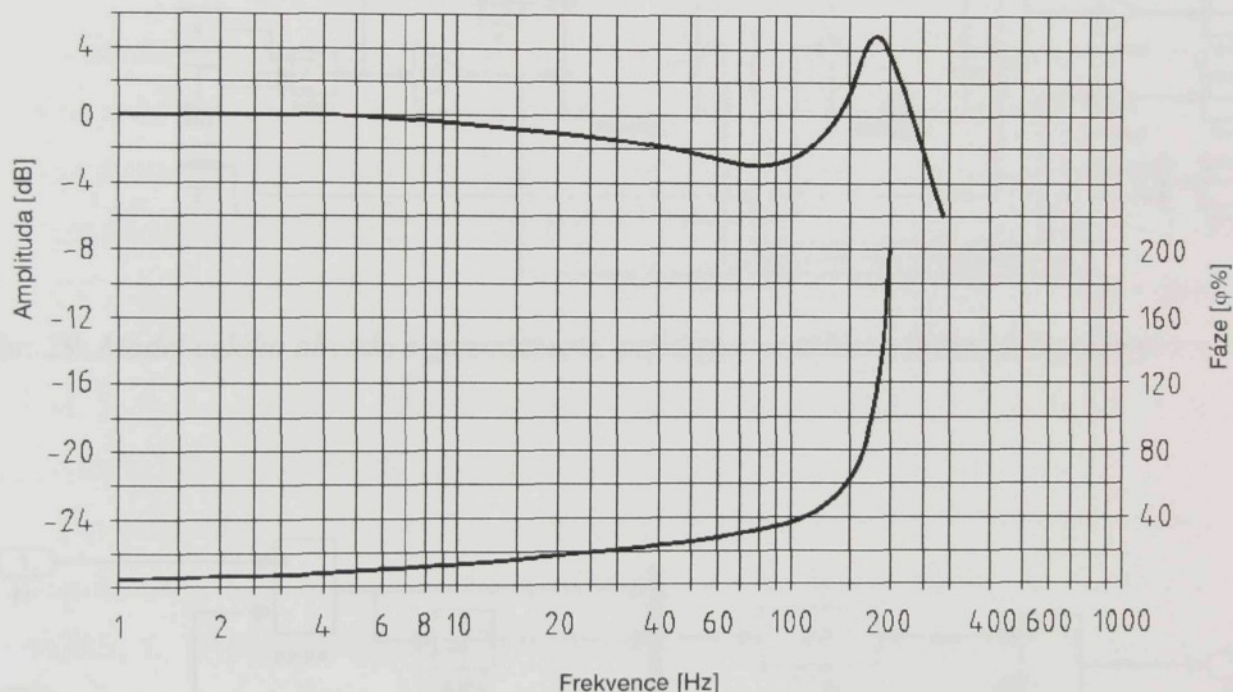
$$Q_A = Q_{PA} - Q_{AT} \quad (55)$$

Dynamické vlastnosti rozvaděče s lineárním motorem lze modelovat pomocí diferenciální rovnice 2. řádu pro proporcionální člen (56).

$$T_v^2 \cdot \ddot{x}_v + 2 \cdot \xi_v \cdot T_v \cdot \dot{x}_v + x_v = K_v \cdot u_v \quad (56)$$

Kde T_v je časová konstanta rozvaděče, která se určí z vlastní frekvence rozvaděče, ξ_v je poměrný útlum, K_v je zesílení servoventilu a u_v je řídicí napětí.

Vlastní frekvenci rozvaděče určíme z dynamické charakteristiky dané výrobcem.



Obr. 28 Dynamická charakteristika proporcionálního rozvaděče PRL1-06-16-0-12.

Z dynamické charakteristiky se určí vlastní frekvence rozvaděče. Pro -3 dB je vlastní frekvence rozvaděče 90 Hz . Z té se pak vypočte časová konstanta podle rovnice (60).

$$T_v = \frac{1}{\Omega} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 90} = 0,0017 \text{ s} \quad (60)$$

Parametry modelu:

$$p_p = 3,1 \text{ MPa}$$

$$p_T = 0,1 \text{ MPa}$$

$$f = 90 \text{ Hz}$$

$$Q_j = 6 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 2,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

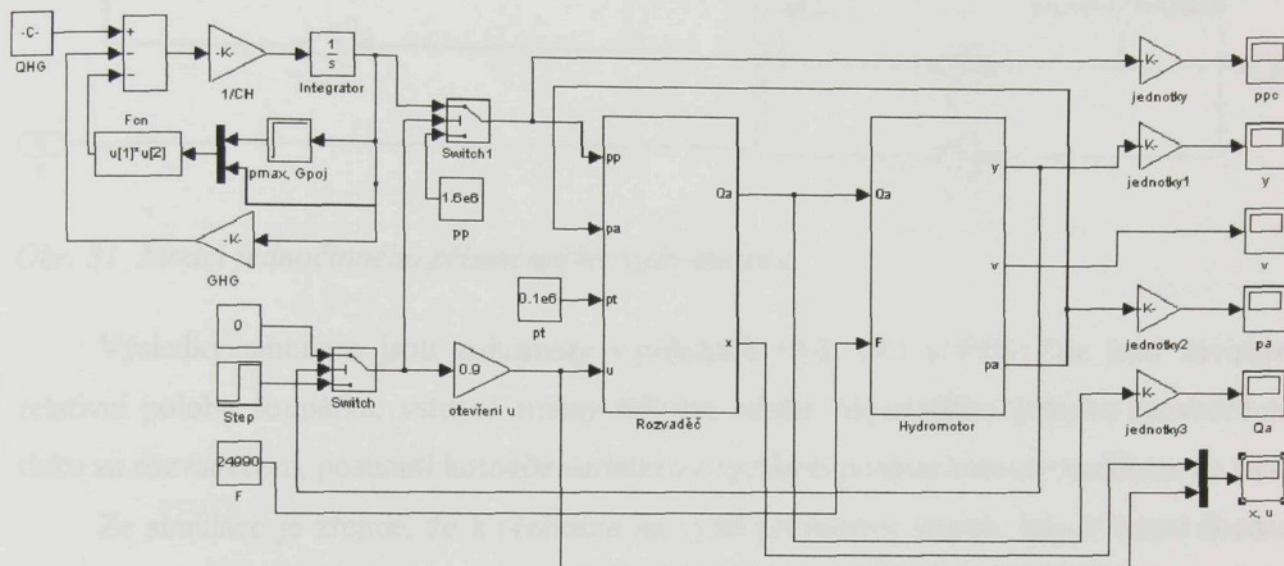
$$p_j = 7 \text{ MPa}$$

$$\xi_v = 0,75$$

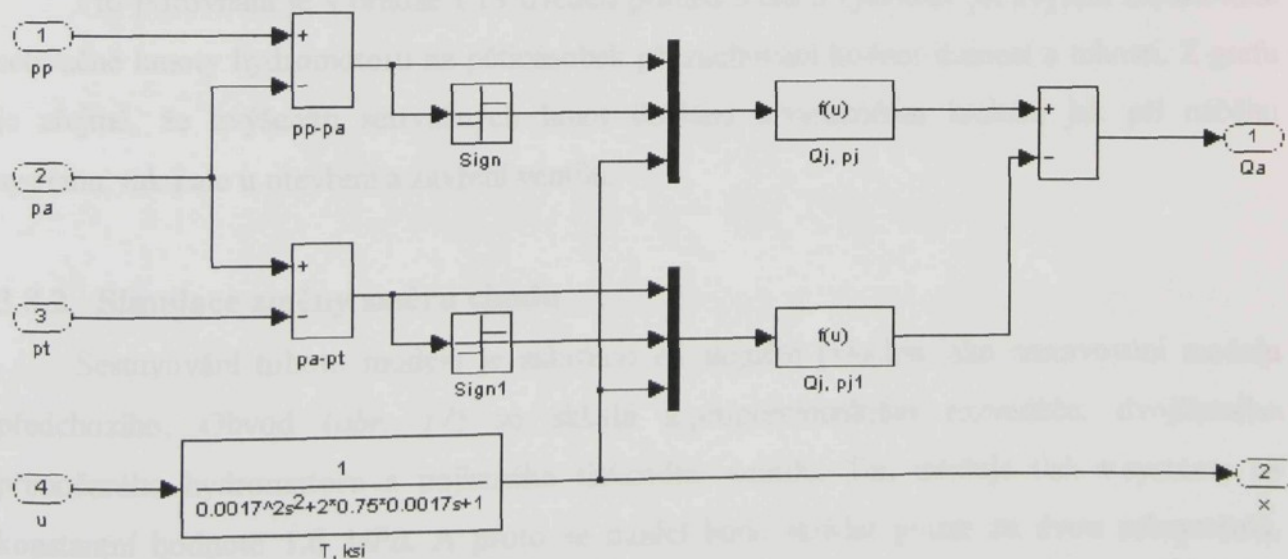
$$u_v = 90 \%$$

3.8.1.4 Realizace simulačního modelu

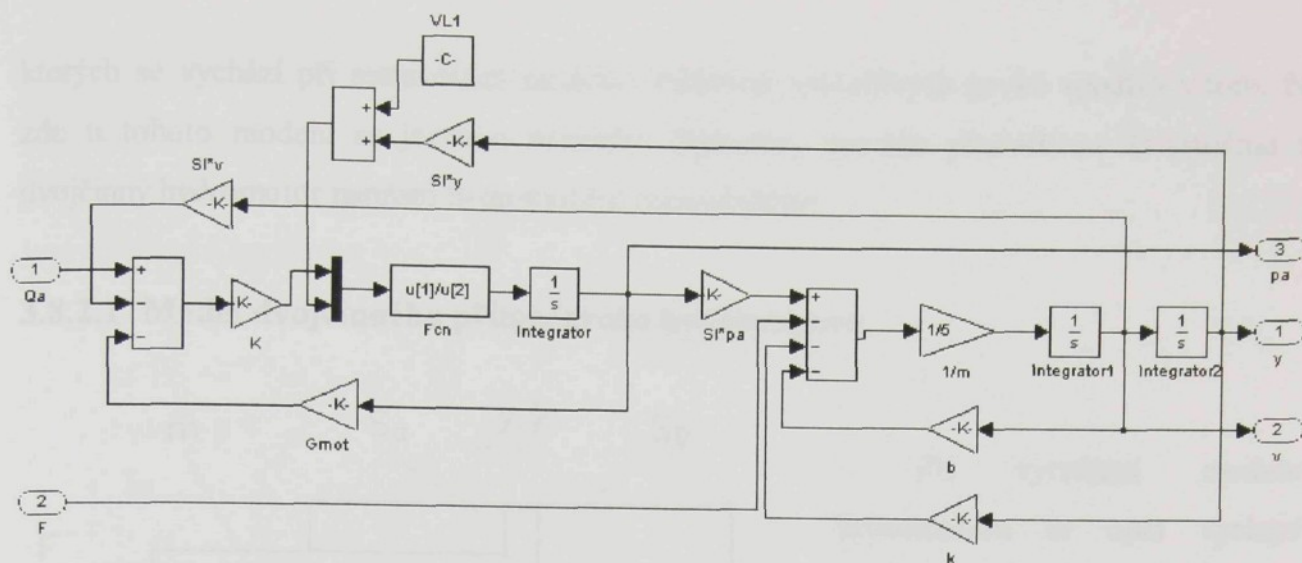
Model celého hydraulického obvodu (*obr. 29*) se skládá z modelu hydrogenerátoru, pojistného ventilu a dvou subsystémů zastupujících proporcionální rozvaděč (*obr. 30*) a přímočarý hydromotor (*obr. 31*).



Obr. 29 Model celého obvodu s generátorem, pojistným ventilem a dvěma subsystémy.



Obr. 30 Model třicestného proporčního rozvaděče.



Obr. 31 Model jednočinného přímočarého hydromotoru.

Výsledky simulace jsou zobrazeny v přílohách P10, P11 a P12. Zde jsou závislosti relativní polohy šoupátka, vstupní změny řídicího napětí, objemového průtoku rozvaděčem, tlaku za rozvaděčem, posunutí kotouče variátoru a rychlosti posuvu kotouče variátoru na čas.

Ze simulace je zřejmé, že k přerazení na vyšší převodový stupeň, kdy k řazení dochází při otáčkách motoru 3500 min^{-1} , je zapotřebí 0.35 s . K výraznému kmitání v systému nedochází, pouze při nabíhání systému kdy vlivem velké zatěžující síly dojde k mírnému posunu kotouče variátoru. Ten způsobí rozkmit rychlosti posuvu kotouče a tlaku za rozvaděčem, ale ten se velmi rychle (během 0.025 s) utlumí.

Pro porovnání je v příloze P13 uveden průběh tlaku a rychlosti při zvýšení redukované setrvačné hmoty hydromotoru na pětinásobek při zachování hodnot tlumení a tuhosti. Z grafu je zřejmé, že zvýšením setrvačných hmot dochází k výraznému kmitání jak při náběhu systému, tak i ale u otevření a zavření ventilu.

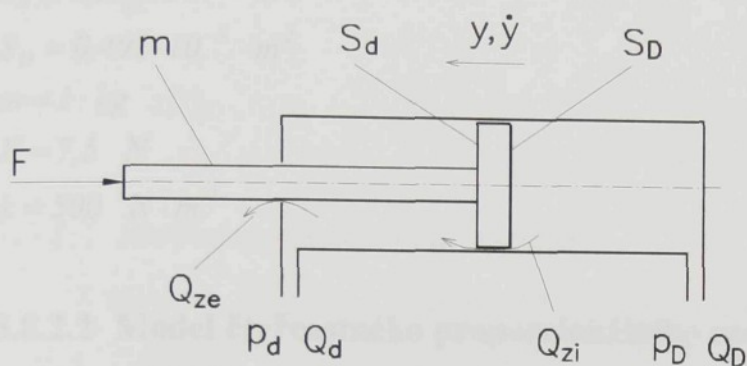
3.8.2 Simulace změny směru chodu

Sestavování tohoto modelu je založeno na stejném principu jako sestavování modelu předchozího. Obvod (*obr. 17*) se skládá z proporcionálního rozvaděče, dvojčinného přímočarého hydromotoru a pojistného tlakového ventilu. Ten udržuje tlak v systému na konstantní hodnotě 1.6 MPa . A proto se model bude skládat pouze ze dvou subsystémů, rozvaděče a hydromotoru. Hydrogenerátor s pojistným ventilem bude nahrazen již zmíněnou konstantní hodnotou tlaku.

Jak už bylo řečeno modely jsou sestavovány principiálně stejně, a proto budou u matematických modelů rozvaděče a hydromotoru uvedeny pouze diferenciální rovnice ze

kterých se vychází při sestavování modelu. Odlišnost jednotlivých prvků spočívá v tom, že zde u tohoto modelu se jedná o rozvaděč čtyřcestný namísto předešlému třicestnému a dvojčinný hydromotor namísto hydromotoru jednočinnému.

3.8.2.1 Model dvojčinného přímočarého hydromotoru



Při vytváření modelu hydromotoru se opět vychází z pohybové rovnice (61) a z rovnic průtoků (62) a (63), které jsou dvě, protože se jedná o hydromotor dvojčinný.

Obr. 32 Hydromotor s vyznačenými kladnými směry proměnných.

- pohybová rovnice

$$m \cdot \ddot{y} + b \cdot \dot{y} + k \cdot y = S_D \cdot p_D - S_d \cdot p_d - F$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{m} \cdot (S_D \cdot p_D - S_d \cdot p_d - F - b \cdot \dot{y} - k \cdot y) \quad (61)$$

- rovnice průtoků do pracovních prostorů hydromotoru

$$Q_D = S_D \cdot \dot{y} + C_D \cdot \frac{dp_D}{dt} + Q_{zi} \Rightarrow \frac{dp_D}{dt} = \frac{1}{C_D} \cdot (Q_D - Q_{zi} - S_D \cdot \dot{y}) \quad (62)$$

$$Q_d = S_d \cdot \dot{y} - C_d \cdot \frac{dp_d}{dt} - Q_{zi} - Q_{ze} \Rightarrow \frac{dp_d}{dt} = \frac{1}{C_d} \cdot (S_d \cdot \dot{y} - Q_{zi} - Q_{ze} - Q_d) \quad (63)$$

Hydraulické kapacity pracovního objemu se určí ze vztahu (64) resp. (65), kde K je modul objemové stlačitelnosti hydraulické kapaliny, V_{LD} a V_{Ld} jsou objemy hydraulického vedení a $y_{\max}$ je maximální vysunutí pístnice.

$$C_D = \frac{V_{LD} + S_D \cdot y}{K} \quad (64)$$

$$C_d = \frac{V_{Ld} + S_d \cdot (y_{\max} - y)}{K} \quad (65)$$

Externí a interní svodové propustnosti hydromotoru jsou brány jako nulové, protože se jedná o malý hydromotor, u kterého se průsaky kapaliny neuvažují. Z tohoto důvodu není

externí a interní ztrátový proud při výpočtu uvažován. Přesná hodnota tlumení a tuhosti přímočarého hydromotoru se dá přesně určit pouze experimentálním měřením. Z tohoto důvodu je velikost tuhosti a tlumení odhadnuta podle přímočarého hydromotoru, u kterého jsou tyto hodnoty známe.

Parametry modelu:

$$S_d = 0,378 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S_D = 0,491 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$m = 1 \text{ kg}$$

$$F = 7,5 \text{ N}$$

$$k = 500 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

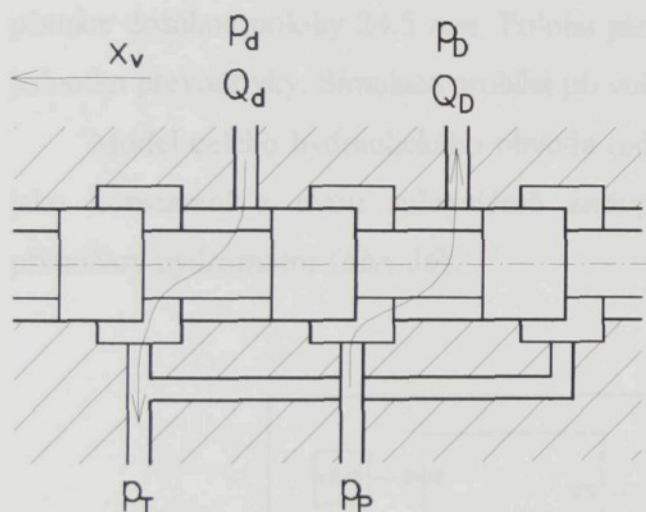
$$b = 3000 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$V_{Ld} = 0,01 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_{LD} = 0,011 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$K = 1,6 \cdot 10^9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$$

3.8.2.2 Model čtyřcestného proporcionálního rozvaděče



Stejně jako u třicestného rozvaděče je krytí šoupátka nulové. Model je sestaven na základě rovnice průtoku (66). Dynamické vlastnosti rozvaděče jsou popsány diferenciální rovnicí 2. řádu (67). Výsledný průtok rozvaděčem Q_D resp. Q_d je dán rovnicemi (68) a (69).

Obr. 33 Proporcionální rozvaděč s vyznačenými kladnými směry proměnných.

- rovnice průtoku

$$Q_i = Q_j \cdot \left| \frac{x_v}{x_{vj}} \right| \cdot \text{sgn}(\Delta p_i) \cdot \sqrt{\frac{|\Delta p_i|}{|\Delta p_j|}} \quad (66)$$

- diferenciální rovnice 2. řádu

$$T_v^2 \cdot \ddot{x}_v + 2 \cdot \xi_v \cdot T_v \cdot \dot{x}_v + x_v = K_v \cdot u_v \quad (67)$$

Jelikož se jedná o rozvaděč stejného typu jako předešlý je poměrný útlum a časová konstanta rozvaděče určená z dynamické charakteristiky (obr. 28) stejné.

- výsledný průtok rozvaděčem pro $i = PD, DT, Pd, dT$

$$Q_D = Q_{PD} - Q_{DT} \quad (68)$$

$$Q_d = Q_{Pd} - Q_{dT} \quad (69)$$

Parametry modelu:

$$u_v = 0.4 \%$$

$$f = 90 \text{ Hz}$$

$$\xi_v = 0.75$$

$$p_p = 1.6 \text{ MPa}$$

$$p_T = 0.1 \text{ MPa}$$

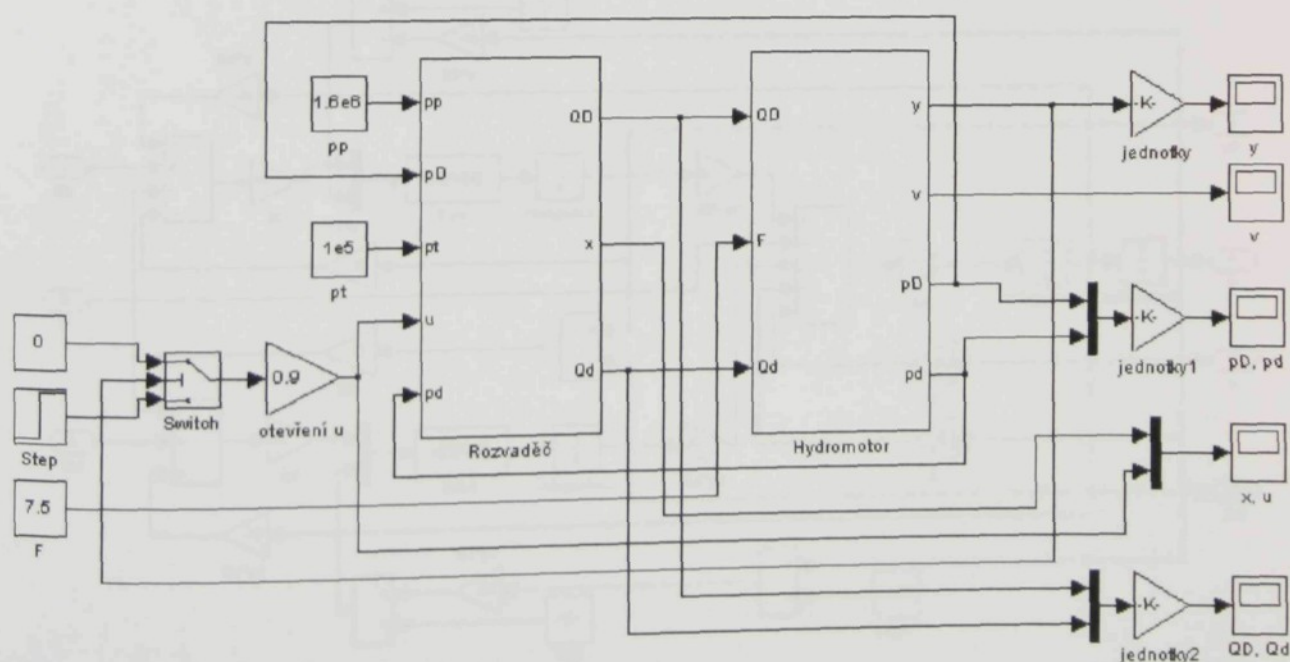
$$p_j = 7 \text{ MPa}$$

$$Q_j = 16 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

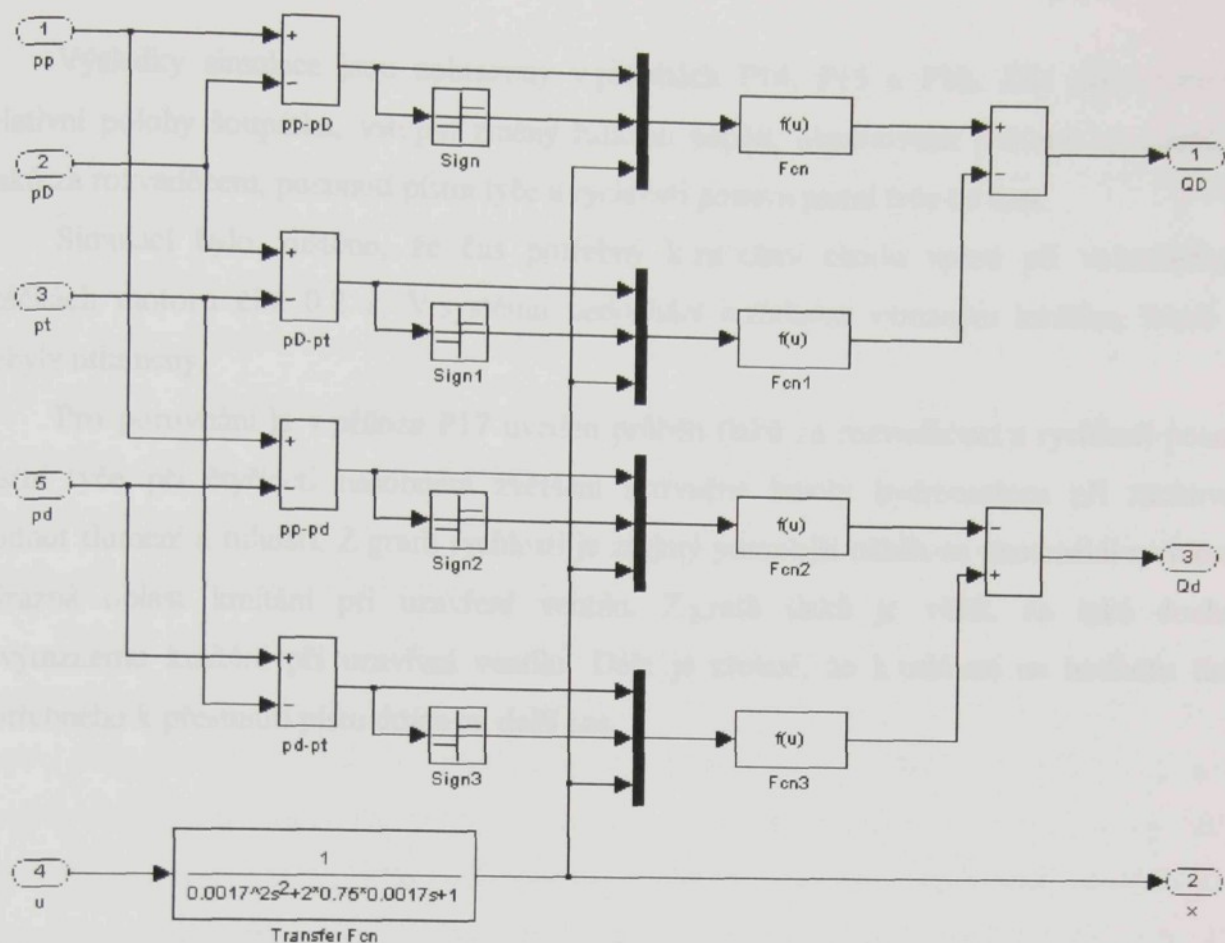
3.8.2.3 Realizace simulačního modelu

K simulaci je vybrán případ, kdy dochází k řazení chodu vpřed z neutrální polohy spojky. Počáteční poloha pístnice hydromotoru je na 12.25 mm. K zařazení dojde jakmile pístnice dosáhne polohy 24.5 mm. Polohu pístnice, otevírání a zavírání rozvaděče hlídá řídicí jednotka převodovky. Simulace probíhá při volnoběžných otáčkách motoru.

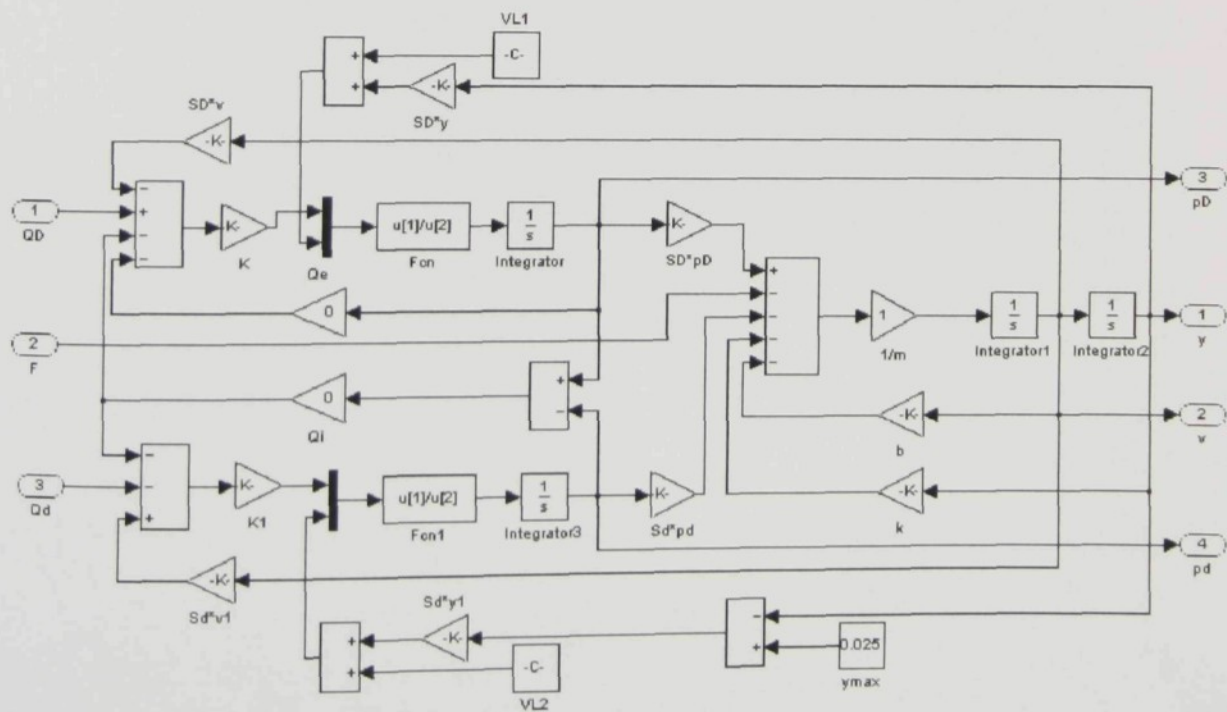
Model celého hydraulického obvodu (obr. 34) je sestaven ze zdroje tlaku, který je brán jako konstantní a dvou subsystémů zastupujících proporcionální rozvaděč (obr. 35) a přímočarý hydromotor (obr. 36).



Obr. 34 Model celého obvodu s dvěma subsystémy.



Obr. 35 Model čtyřcestného proporcionálního rozvaděče.



Obr. 36 Model dvojčinného přímočarého hydromotoru.

Výsledky simulace jsou zobrazeny v přílohách P14, P15 a P16. Zde jsou závislosti relativní polohy šoupátka, vstupní změny řídicího napětí, objemových průtoků rozvaděčem, tlaků za rozvaděčem, posunutí pístní tyče a rychlosti posuvu pístní tyče na čas.

Simulací bylo zjištěno, že čas potřebný k zařazení chodu vpřed při volnoběžných otáčkách motoru činí 0.2 s. V systému nedochází k žádným výrazným kmitům, které by nebyly utlumeny.

Pro porovnání je v příloze P17 uveden průběh tlaků za rozvaděčem a rychlostí posuvu pístní tyče při čtyřiceti násobném zvětšení setrvačné hmoty hydromotoru při zachování hodnot tlumení a tuhosti. Z grafů rychlosti je zřejmý pomalejší náběh na maximální rychlost a výrazná oblast kmitání při uzavření ventilu. Z grafů tlaků je vidět, že také dochází k výraznému kmitání při uzavření ventilu. Dále je zřejmé, že k ustálení na hodnotu tlaku potřebného k přesunutí pístu dojde za delší čas.

4 Závěr

Cílem této diplomové práce byl návrh převodovky s plynule měnitelným převodovým poměrem s hydrostatickým ovládáním pro automobil nižší střední třídy.

Převodovka využívá k plynulé změně převodového poměru variátor, který je ovládán pomocí hydraulického mechanismu. Tento mechanismus se jeví, na rozdíl od mechanického, jako ideální z hlediska rychlosti a spolehlivosti. Pro hydraulický obvod jsou použity typizované prvky vybrané z katalogů firem MANNESMANN-REXROTH a HYTOS. Typizované prvky jsou použity proto, že jsou u nich známy jejich provozní vlastnosti a při poruše některého prvku je možná jeho snadná výměna.

Plynulá převodovka je ideální pro hybridní pohony automobilů, kde trakční motor o malém výkonu funguje jako rozjezdový mechanismus (místo kapalinového měniče) a měnič směru jízdy nahrazuje soukolí zpětného chodu. Samočinného snížení rychlosti se v případě potřeby dosáhne brzděním motorem díky plynulé změně převodu, tedy bez rázů, jak je běžné u relativně levného, avšak málo efektivního systému se samočinnou stupňovou převodovkou, a bez použití brzdové soustavy, které je sice účinné, ale pro malé a středně velké vozy příliš nákladné. Vyspělá řídicí elektronika umožňuje rovněž naprogramování takřka libovolného počtu pevných převodových stupňů pro ruční řazení.

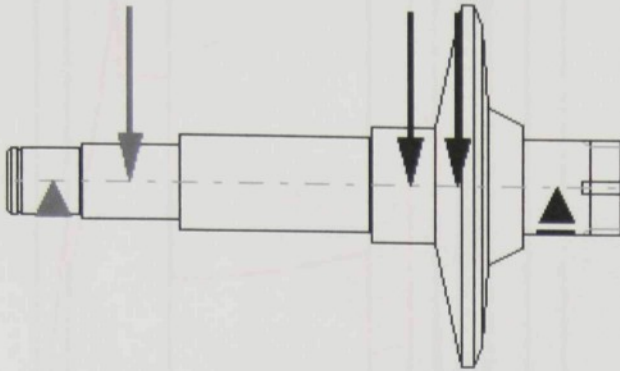
5 Literatura

- [1] Vlk, F.: Převodová ústrojí motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno, 2000.
- [2] Vlk, F.: Podvozky motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno, 2000.
- [3] Vlk, F.: Elektronické systémy motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno, 2001.
- [4] Kříž, R., Vávra, P.: Strojírenská příručka, Svazek 5, Scientia spol. s r. o., Praha, 1994.
- [5] Kříž, R., Vávra, P.: Strojírenská příručka, Svazek 6, Scientia spol. s r. o., Praha, 1994.
- [6] Noskievič, P.: Modelování a identifikace systémů, Montanex a. s., Ostrava, 1999.
- [7] Pivoňka, J. a kol.: Tekutinové mechanismy, SNTL, Praha, 1986.
- [8] Paciga, A., Ivantyšin, J.: Tekutinové mechanismy, Bratislava 1983.
- [9] Čákl, J.: Simulace uzavřených hydraulických obvodů, SNTL, Praha, 1986.
- [10] Vaněk, D.: Simulace hydraulických prvků, SNTL, Praha, 1988.
- [11] Kopáček, J., Pavolok, B.: Tekutinové mechanismy, VŠB-TU Ostrava, 1994.
- [12] Pospíchal, J.: Technické kreslení. Skripta ČVUT Praha 2000.
- [13] Vávra, P. a kol.: Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické. SNTL, Praha 1983.
- [14] Drastík, F. a kol.: Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu, Montanex a. s., Ostrava 1995.
- [15] Fiala, J., Svoboda, P., Šťastný, K.: Strojnické tabulky 3, SNTL, Praha, 1989.
- [16] Časopis: Automobil revue 4/83, 1/2000, 5/2000, 11/2001.
- [17] Prospekty firmy Van Doorne.
- [18] Katalogy firmy Hytos.
- [19] Katalogy firmy MANNESMANN-REXROTH.

Internetové stránky:

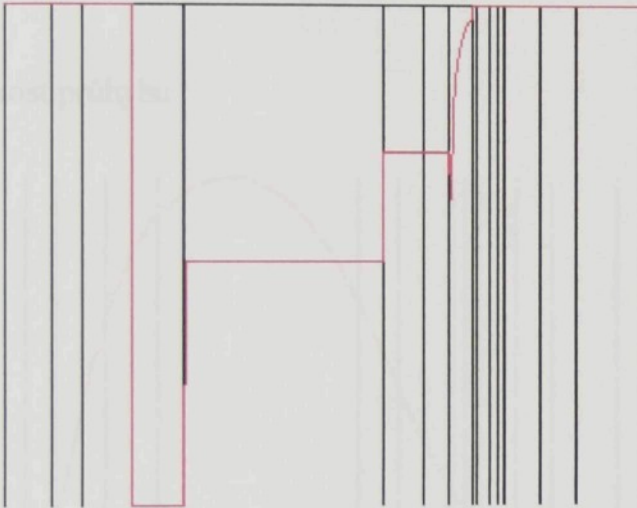
- | | | |
|------|--|---------------------------------|
| [20] | www.audi.com | internetové stránky firmy AUDI |
| [21] | www.ritzsite.demon.nl | stránky o automobilové technice |
| [22] | www.nissan.com | stránky firmy NISSAN |
| [23] | www.periskop.cz | stránky o technice |

Hnaný hřídel variátoru



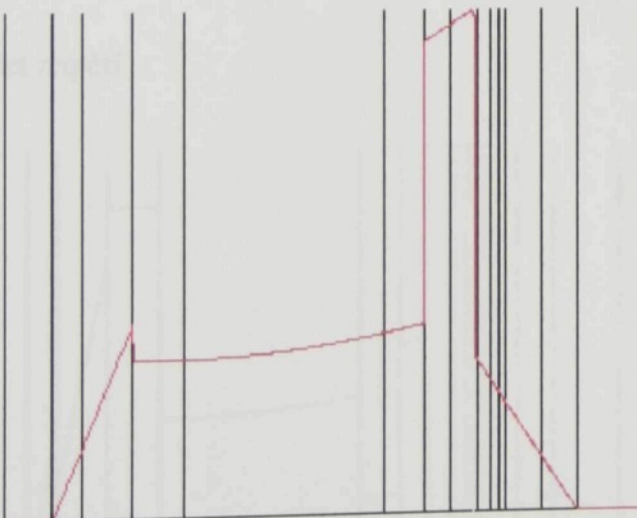
Šipky na hřídeli znázorňují místa působení sil. Trojúhelníky znázorňují místa uložení hřídele v ložiskách.

Napětí v krutu



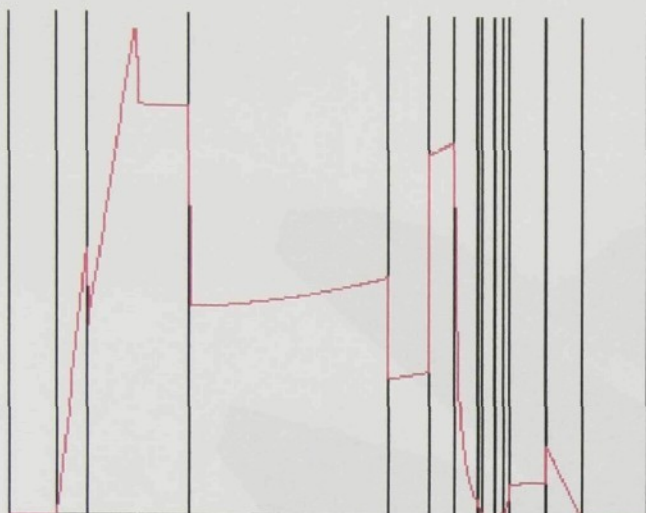
Maximální napětí v krutu se nachází ve vzdálenosti 63 mm od začátku hřídele a činí 33,144 Mpa.

Ohybový moment



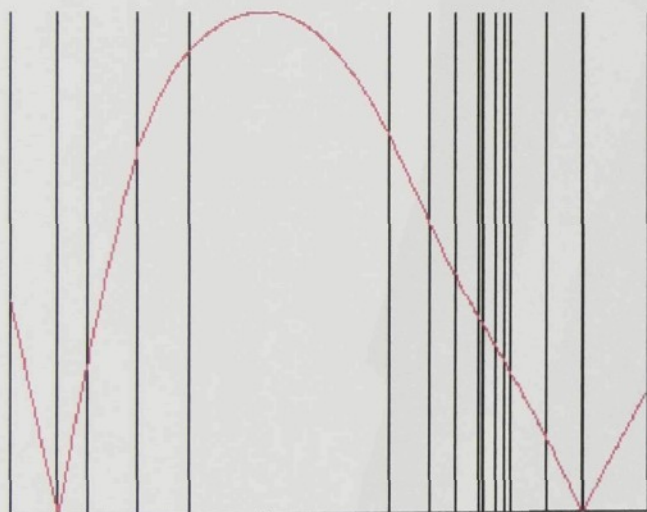
Maximální ohybový moment se nachází ve vzdálenosti 232,35 mm od začátku hřídele a činí 1569,504 Nm.

Napětí v ohybu



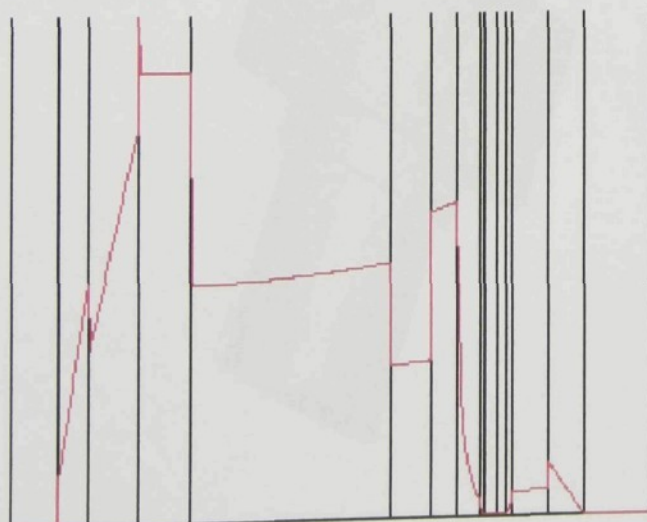
Maximální napětí v ohybu se nachází ve vzdálenosti 63 mm od začátku hřídele a činí 95,73 Mpa.

Velikost průhybu

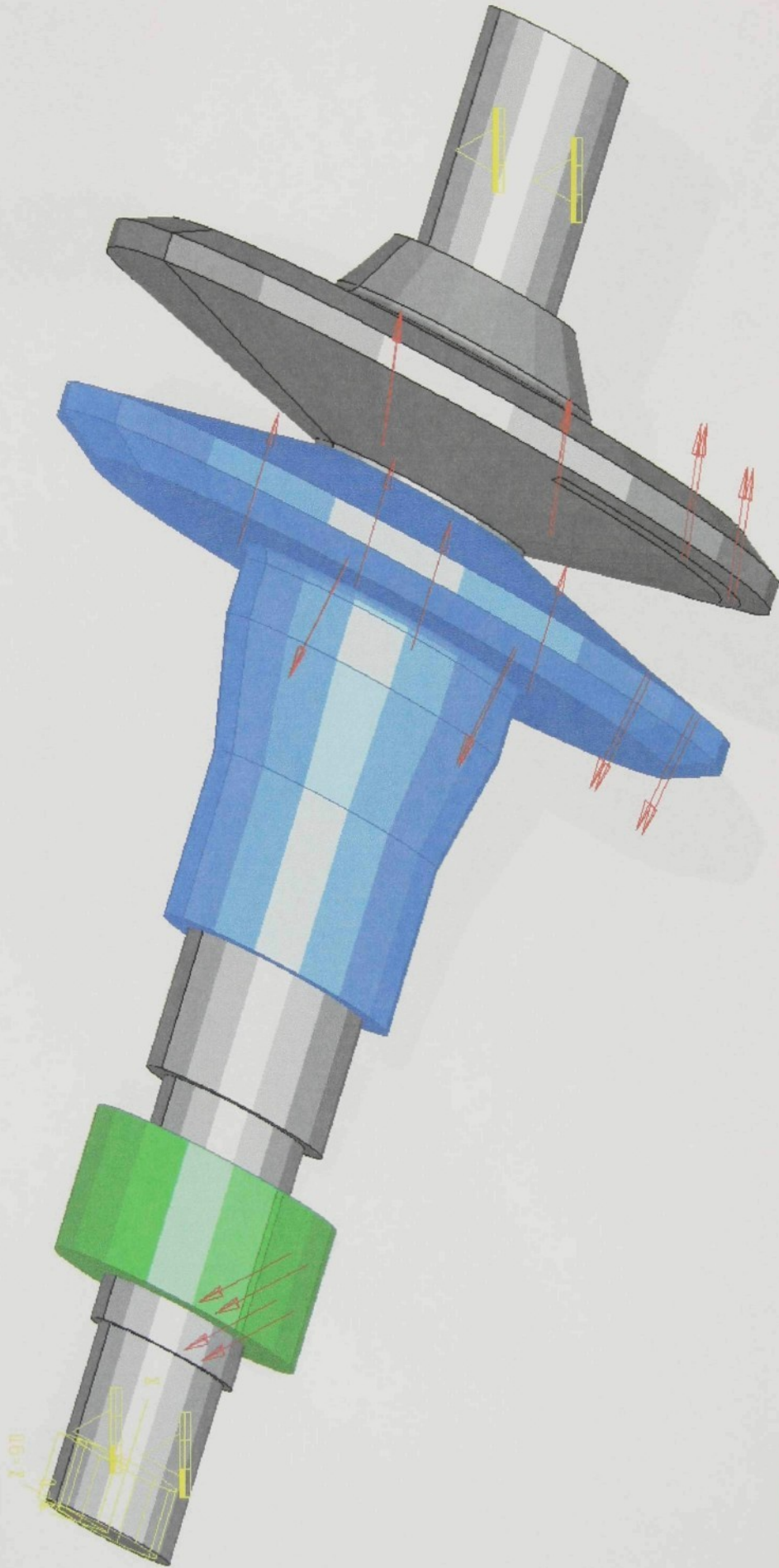


Maximální průhyb hřídele se nachází ve vzdálenosti 124,49 mm od začátku hřídele a činí 64,62 μm .

Součet napětí

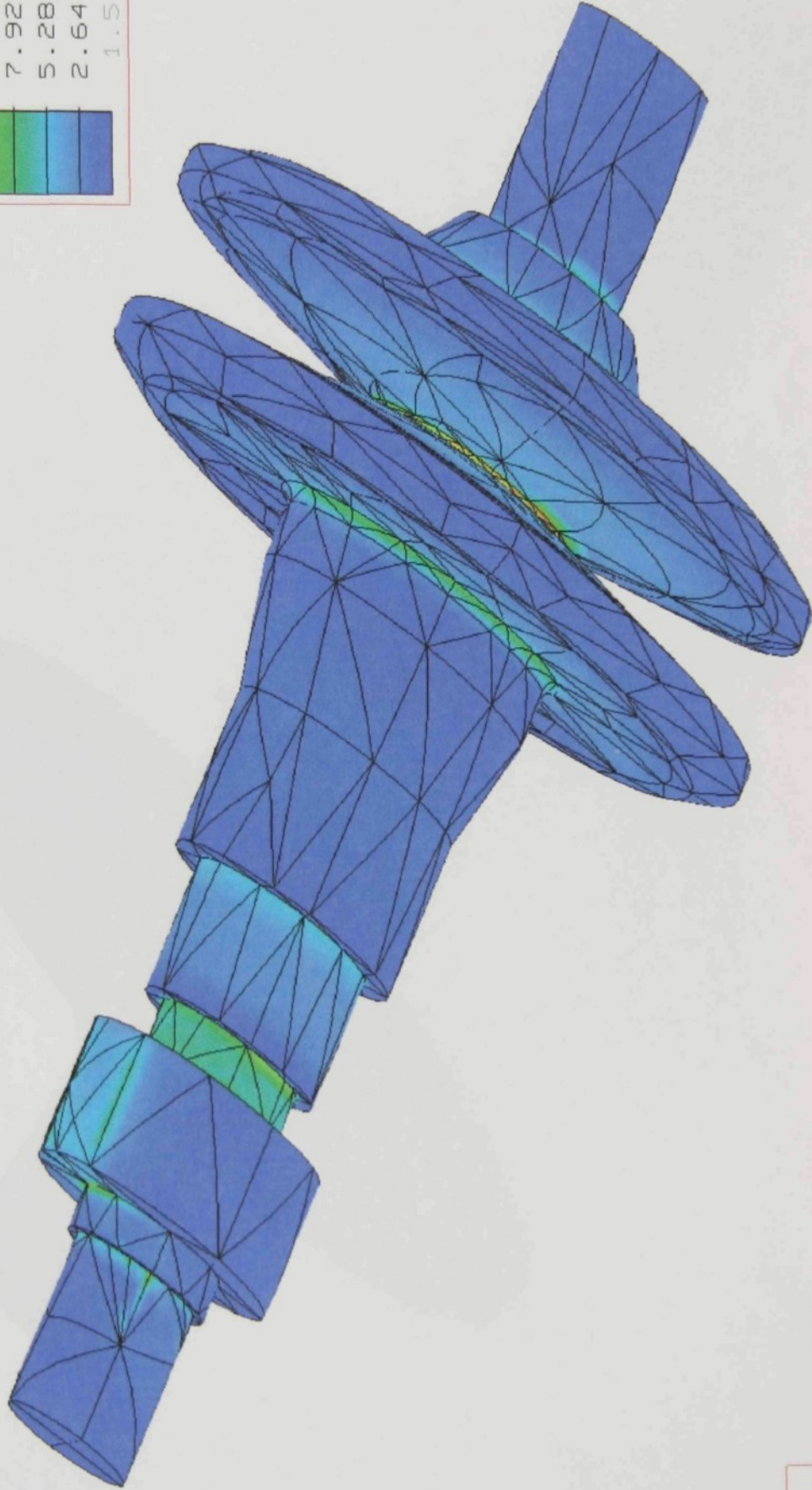


Součet všech maximálních napětí se nachází ve vzdálenosti 63 mm od začátku hřídele a činí 132,42 Mpa.



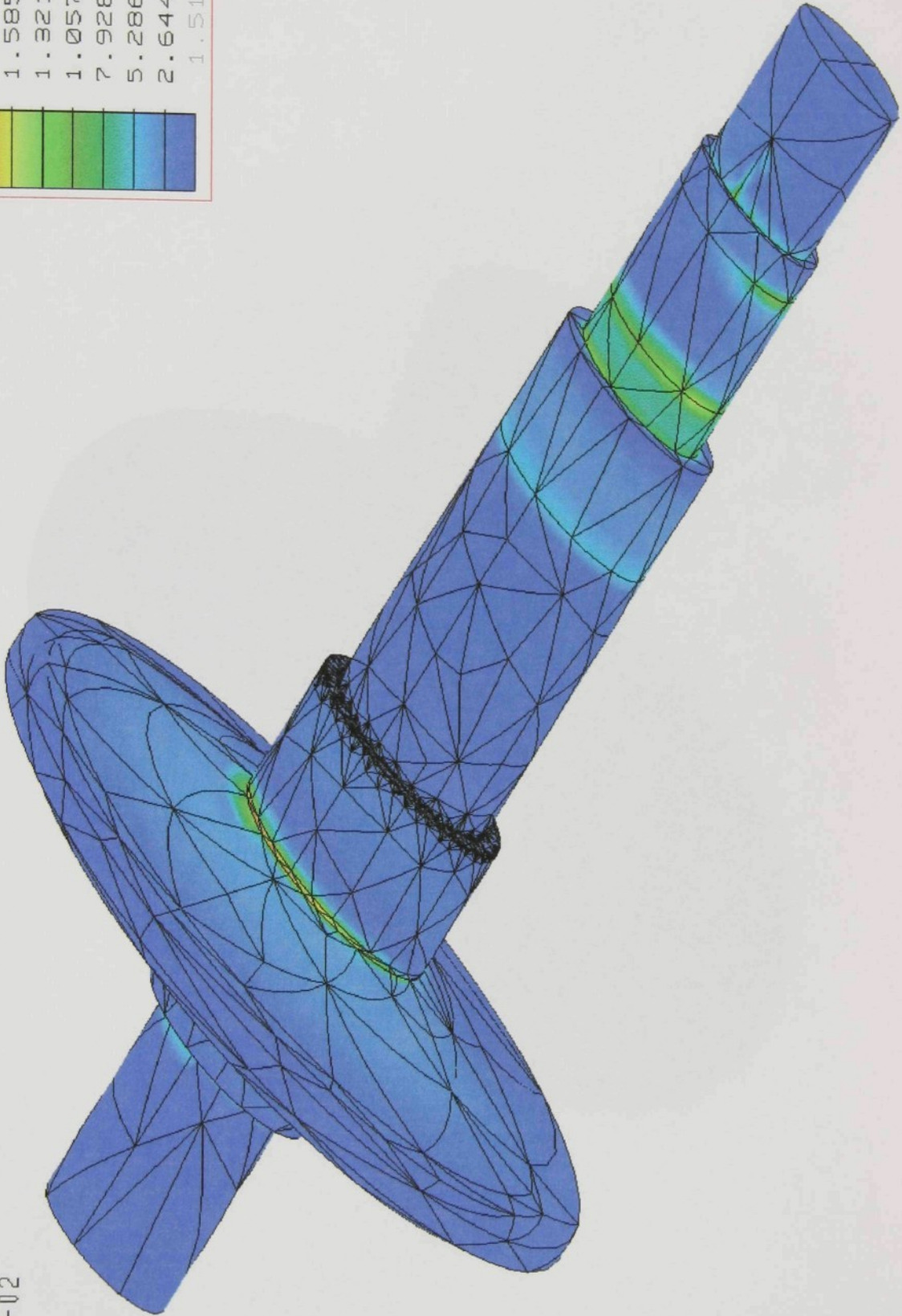
Stress Von Mises (Maximum)
 Max +2.3781E+02
 Min +1.5194E-02
 Original Model

2.378e+02
 2.114e+02
 1.850e+02
 1.585e+02
 1.321e+02
 1.057e+02
 7.928e+01
 5.286e+01
 2.644e+01
 1.519e-02



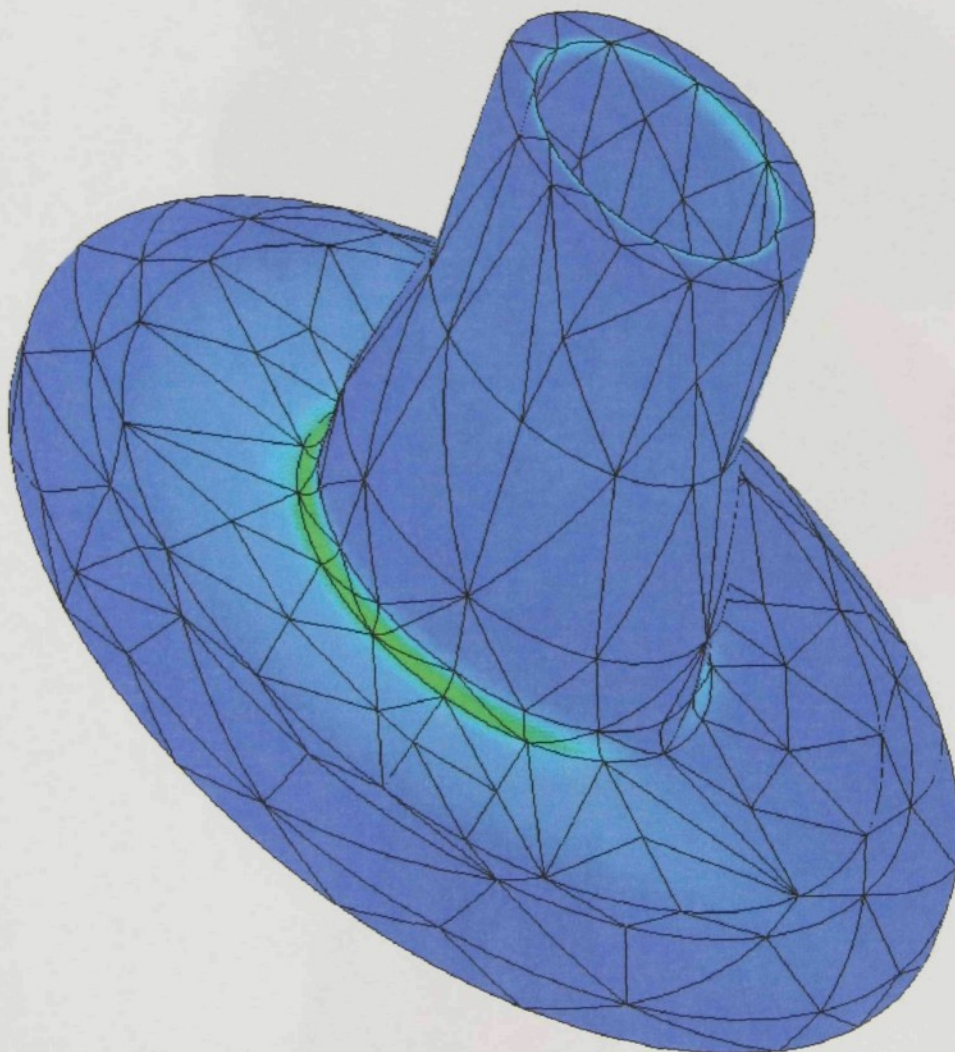
Stress Von Mises
 Max +2.3781E+02
 Min +1.5194E-02
 Groups

2.378e+02
 2.114e+02
 1.850e+02
 1.585e+02
 1.321e+02
 1.057e+02
 7.928e+01
 5.286e+01
 2.644e+01
 1.519e-02

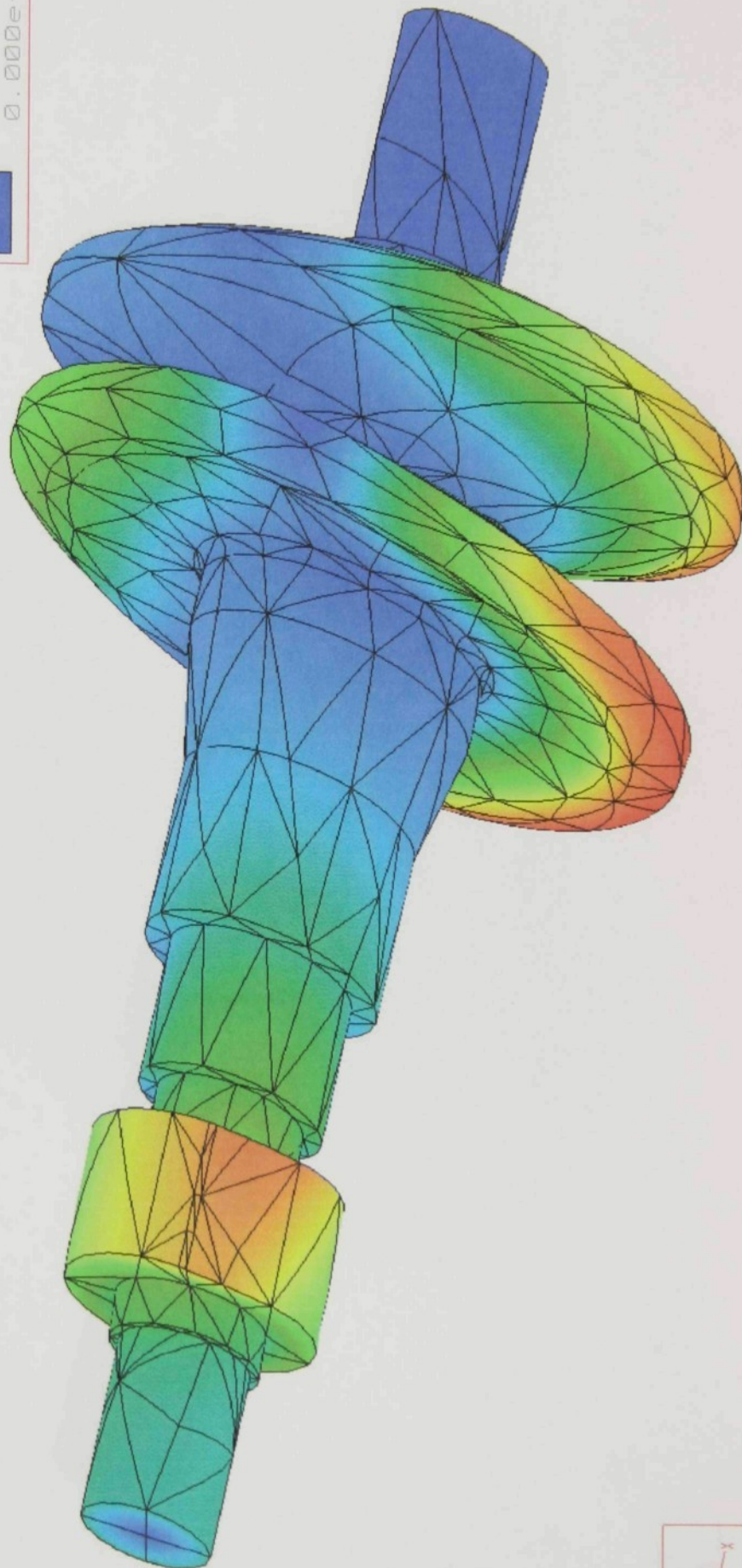
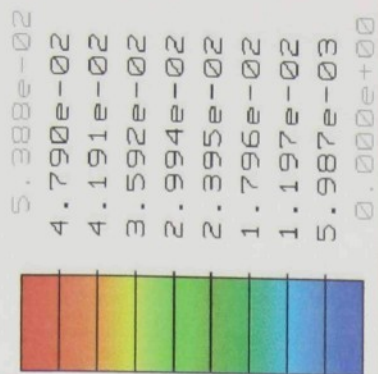


Stress Von Mises
 Max +2.1932E+02
 Min +4.5853E-02
 Groups

2.193e+02
 1.950e+02
 1.706e+02
 1.462e+02
 1.219e+02
 9.750e+01
 7.314e+01
 4.877e+01
 2.441e+01
 4.585e-02

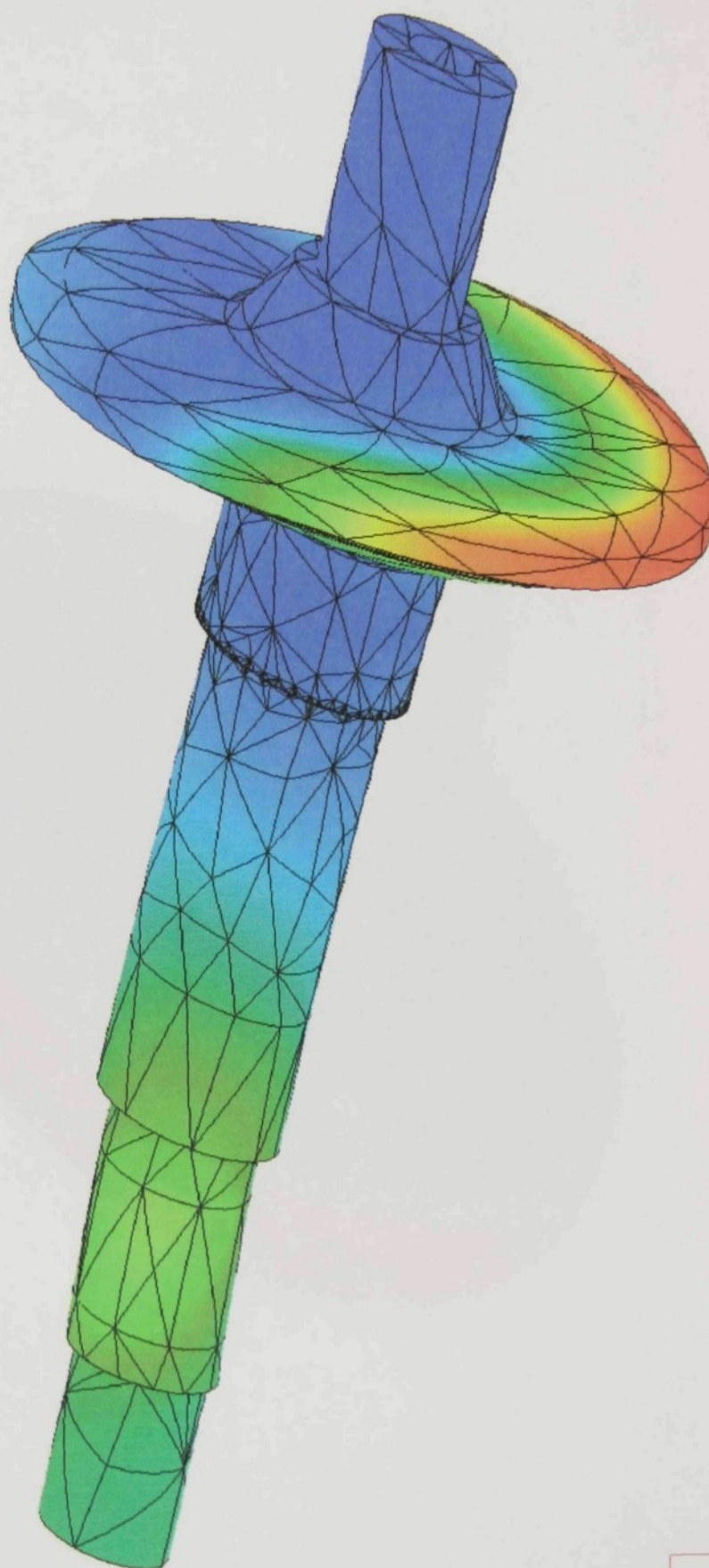


Displacement Mag
 Max +5.3884E-02
 Min +0.0000E+00
 Deformed Original Model
 Max Disp +5.3884E-02
 Scale 2.0000E+02



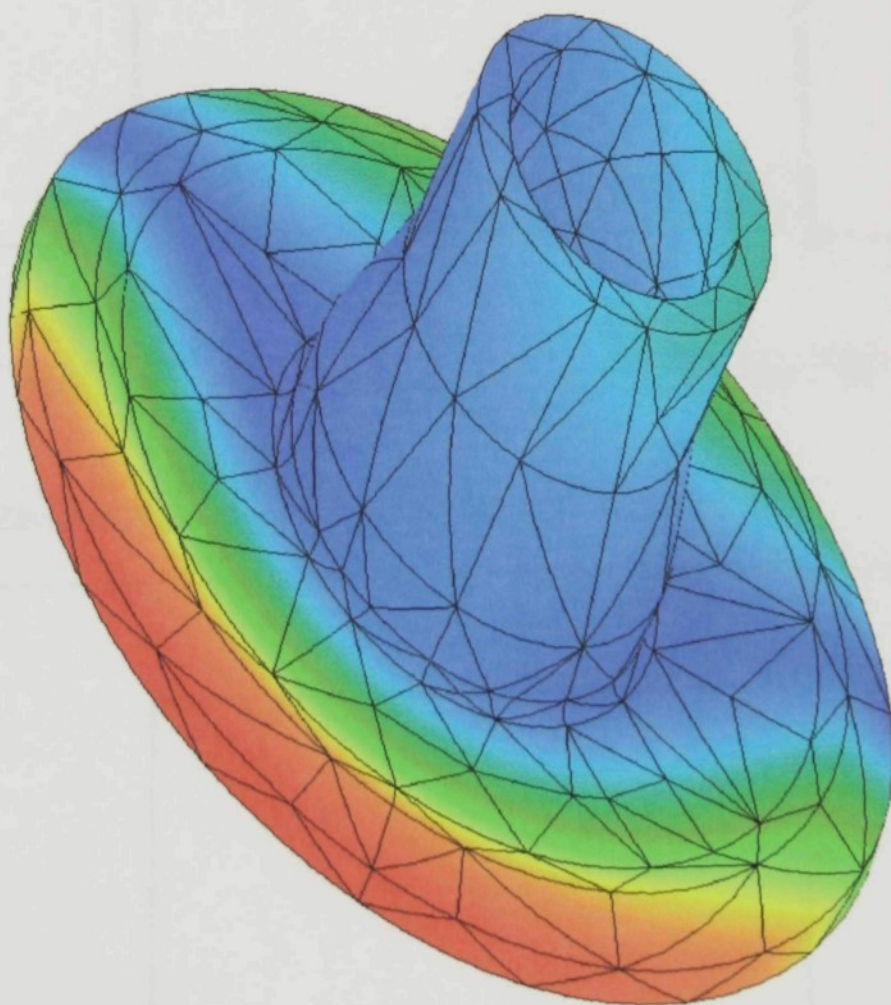
Displacement Mag
 Max +4.6424E-02
 Min +0.0000E+00
 Groups
 Max Disp +5.3884E-02
 Scale 2.5000E+02

4.642e-02
 4.127e-02
 3.611e-02
 3.095e-02
 2.579e-02
 2.063e-02
 1.547e-02
 1.032e-02
 5.158e-03
 0.0000e+00

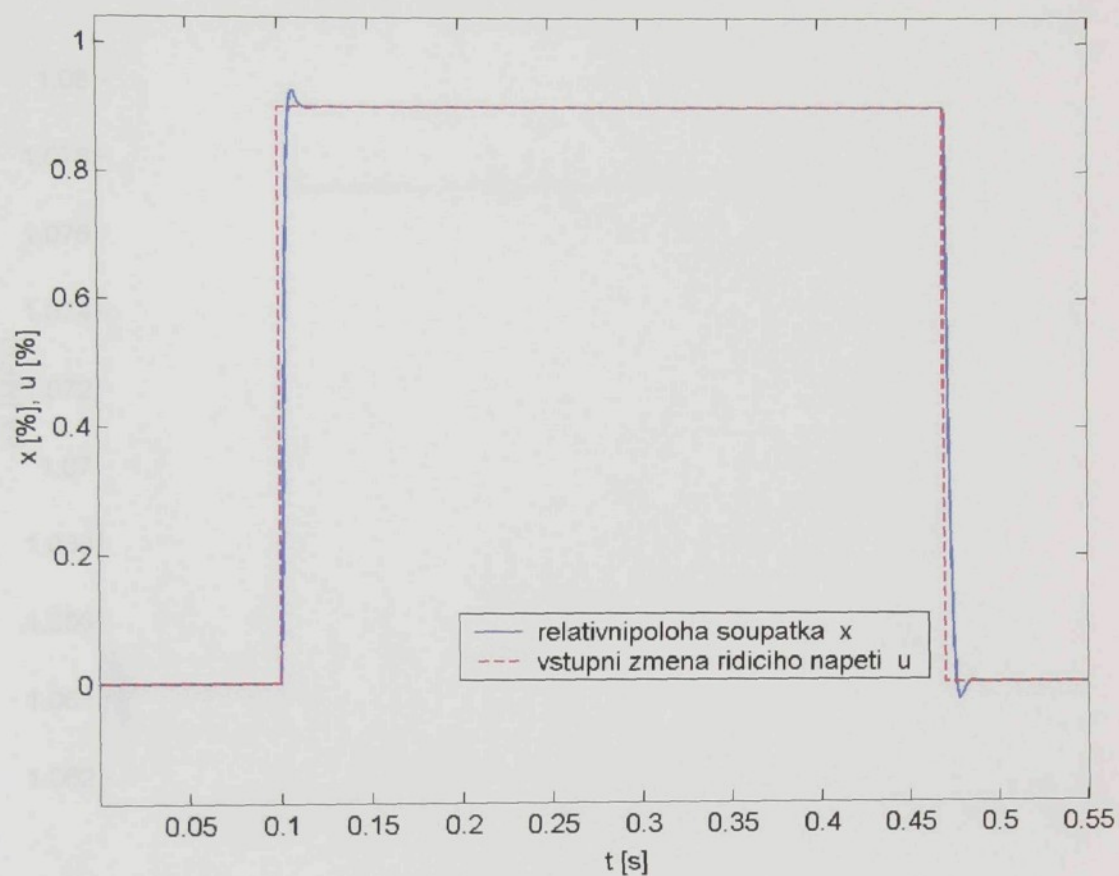


Displacement Mag
 Max +5.3884E-02
 Min +2.0621E-03
 Groups
 Max Disp +5.3884E-02
 Scale 2.5000E+02

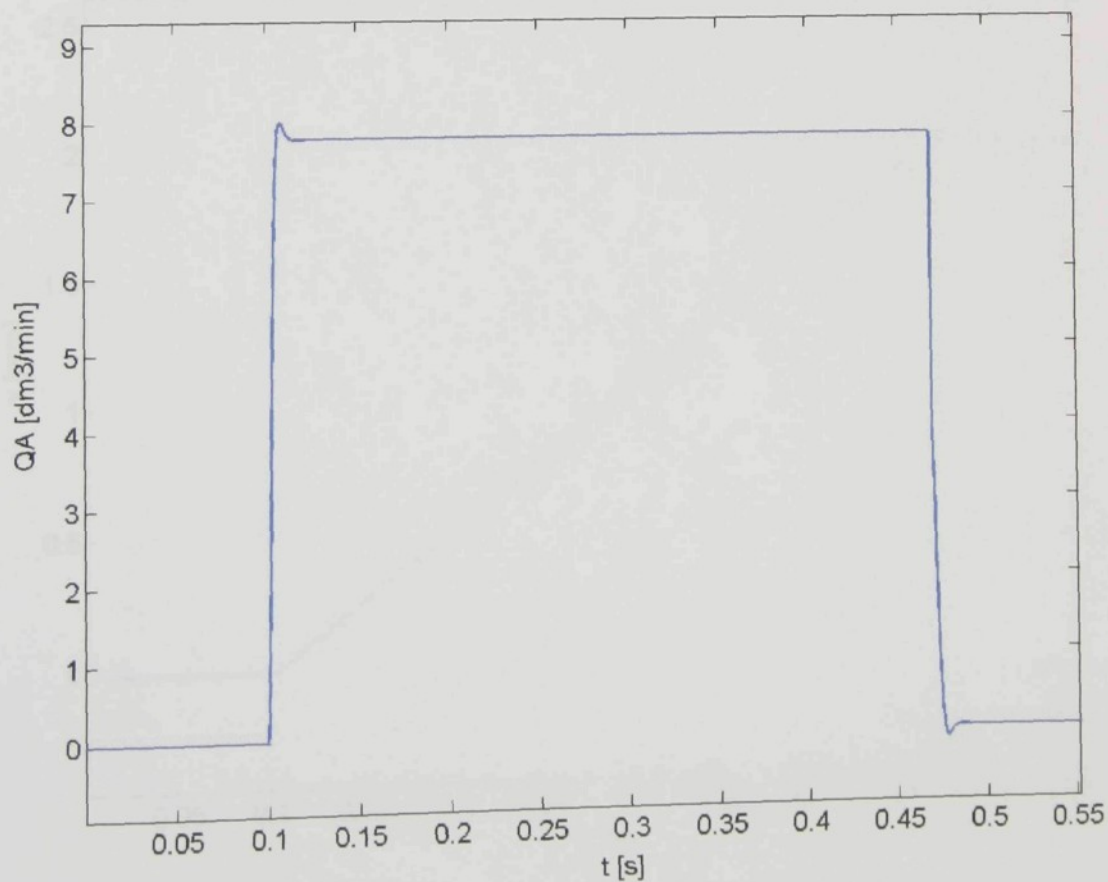
5.388e-02
 4.813e-02
 4.237e-02
 3.661e-02
 3.085e-02
 2.509e-02
 1.934e-02
 1.358e-02
 7.820e-03
 2.062e-03



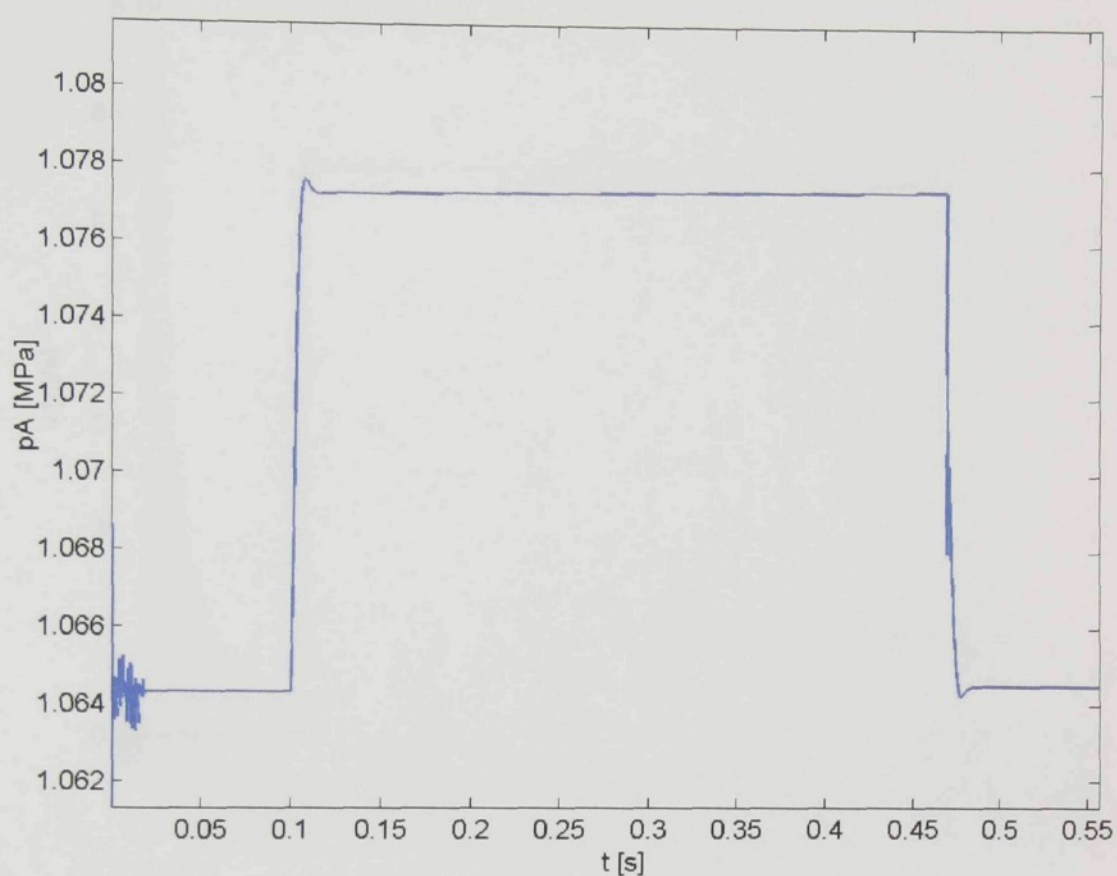
Závislost relativní polohy šoupátka a vstupní změny řídicího napětí na čase



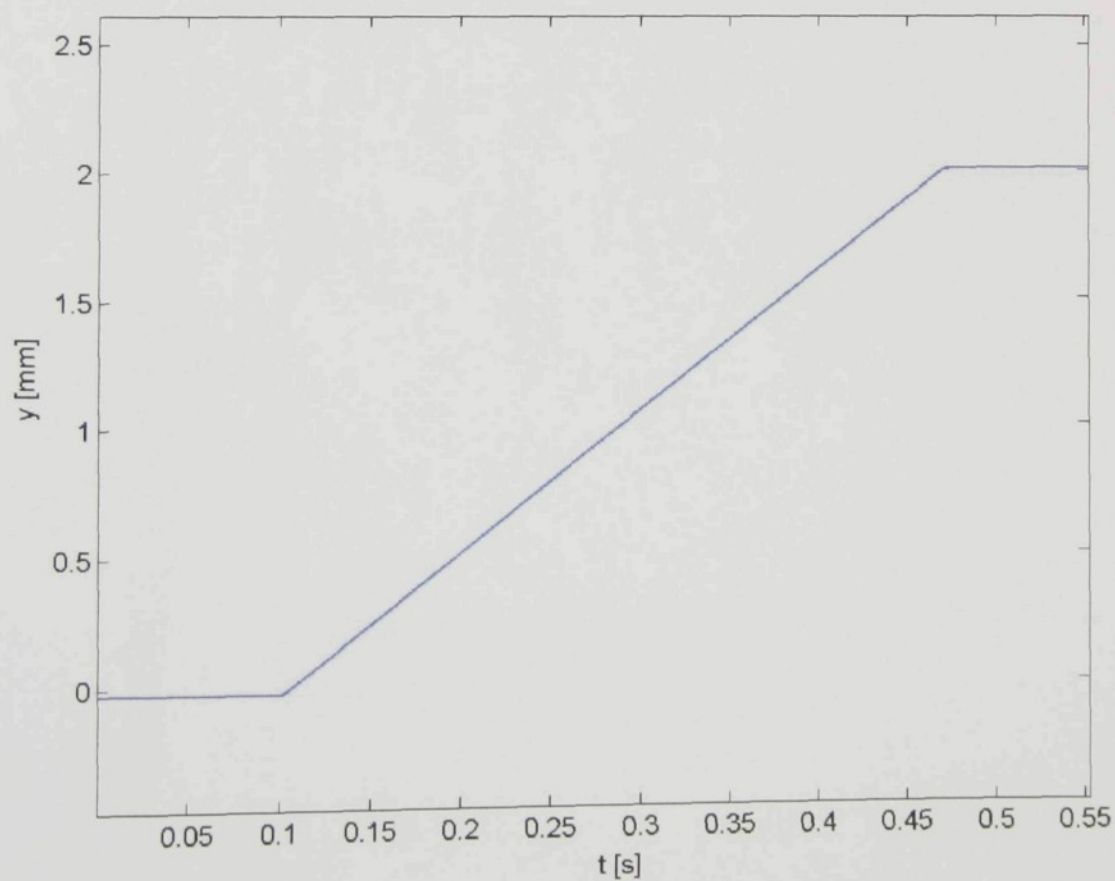
Závislost objemového průtoku rozvaděčem na čase



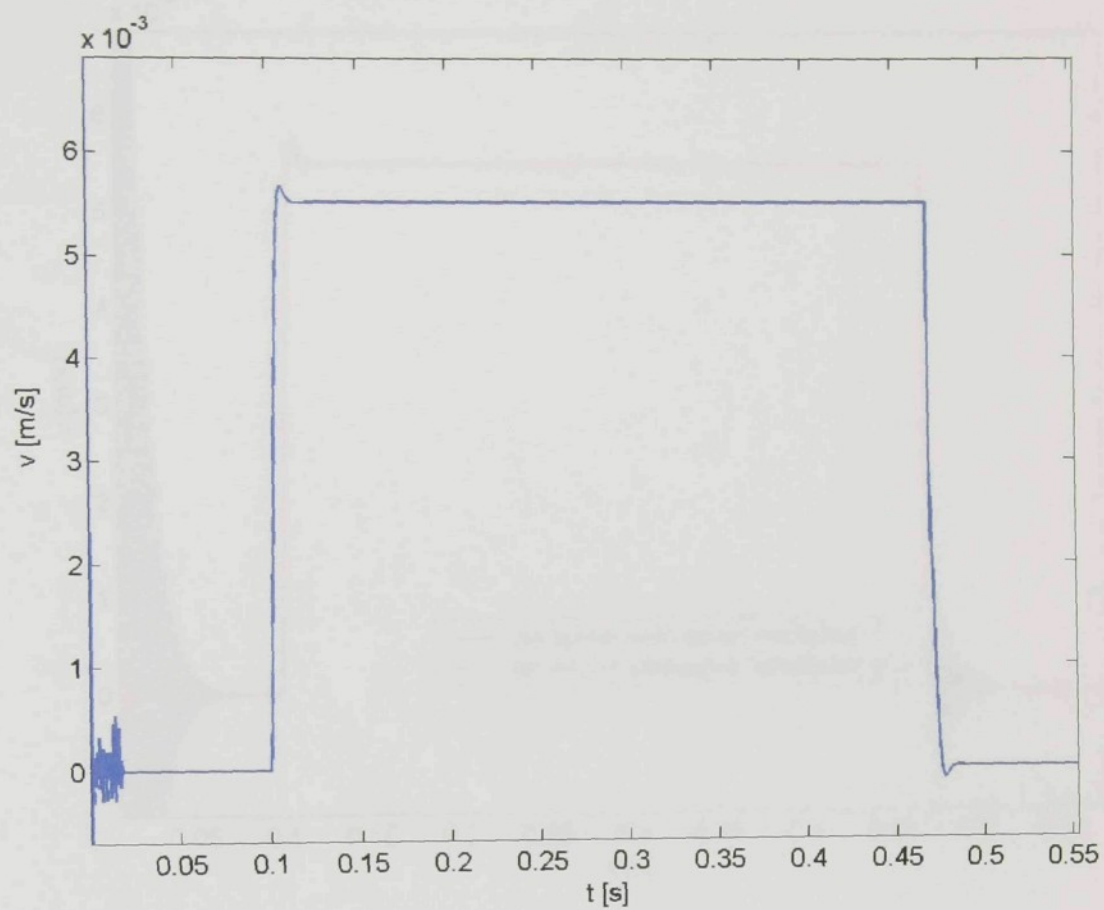
Závislost tlaku za rozvaděčem na čase



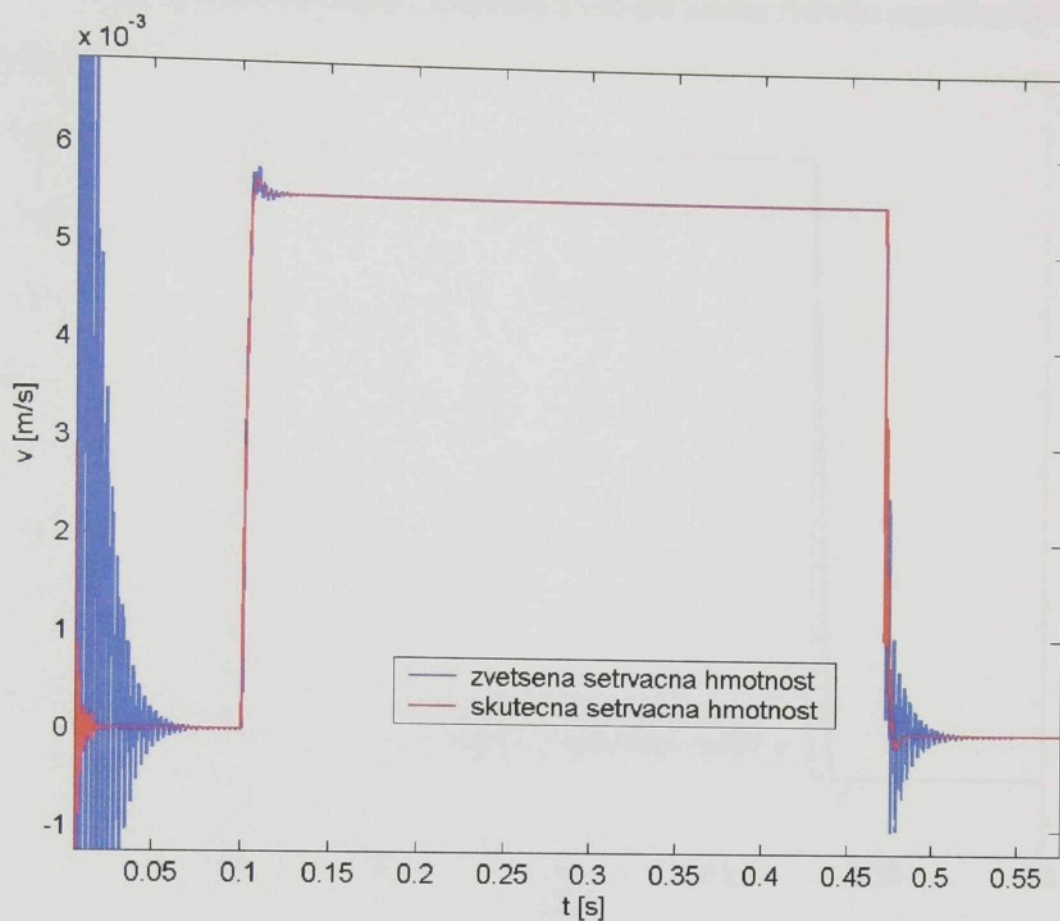
Závislost posunutí kotouče variátoru na čase



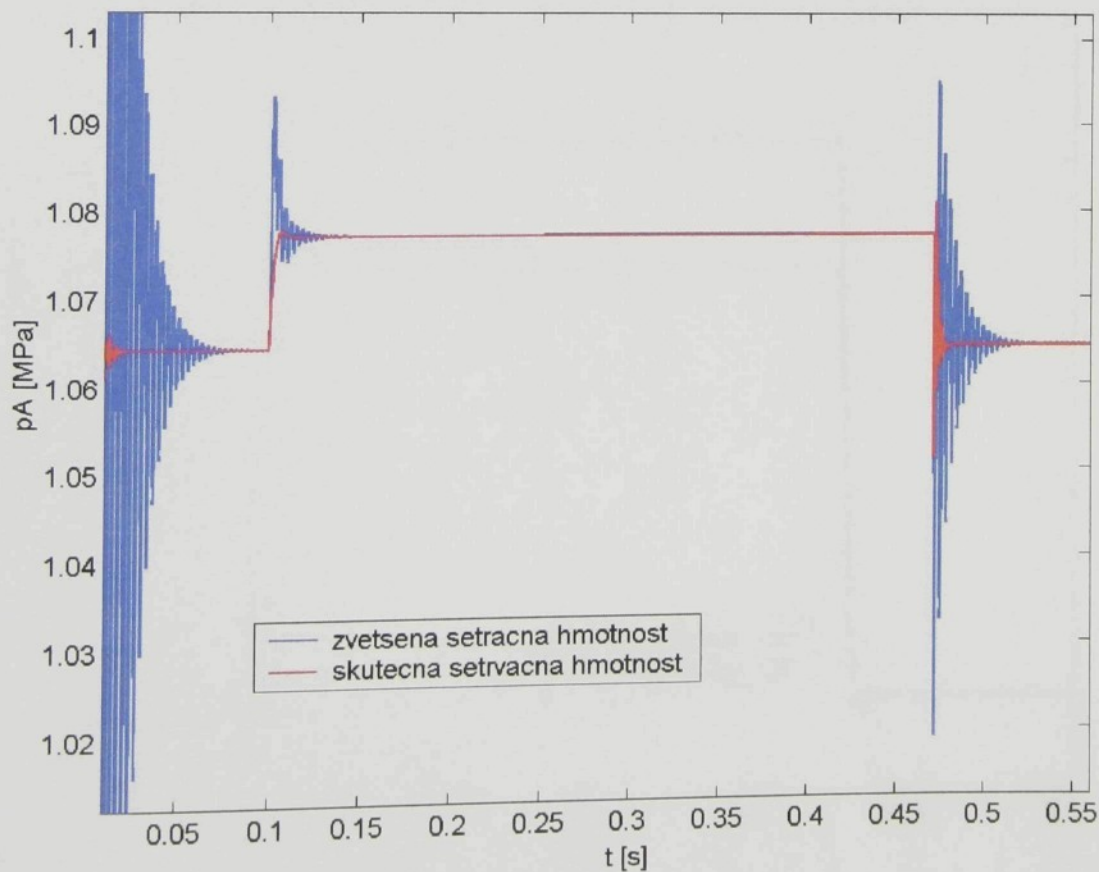
Závislost rychlosti posuvu kotouče variátoru na čase



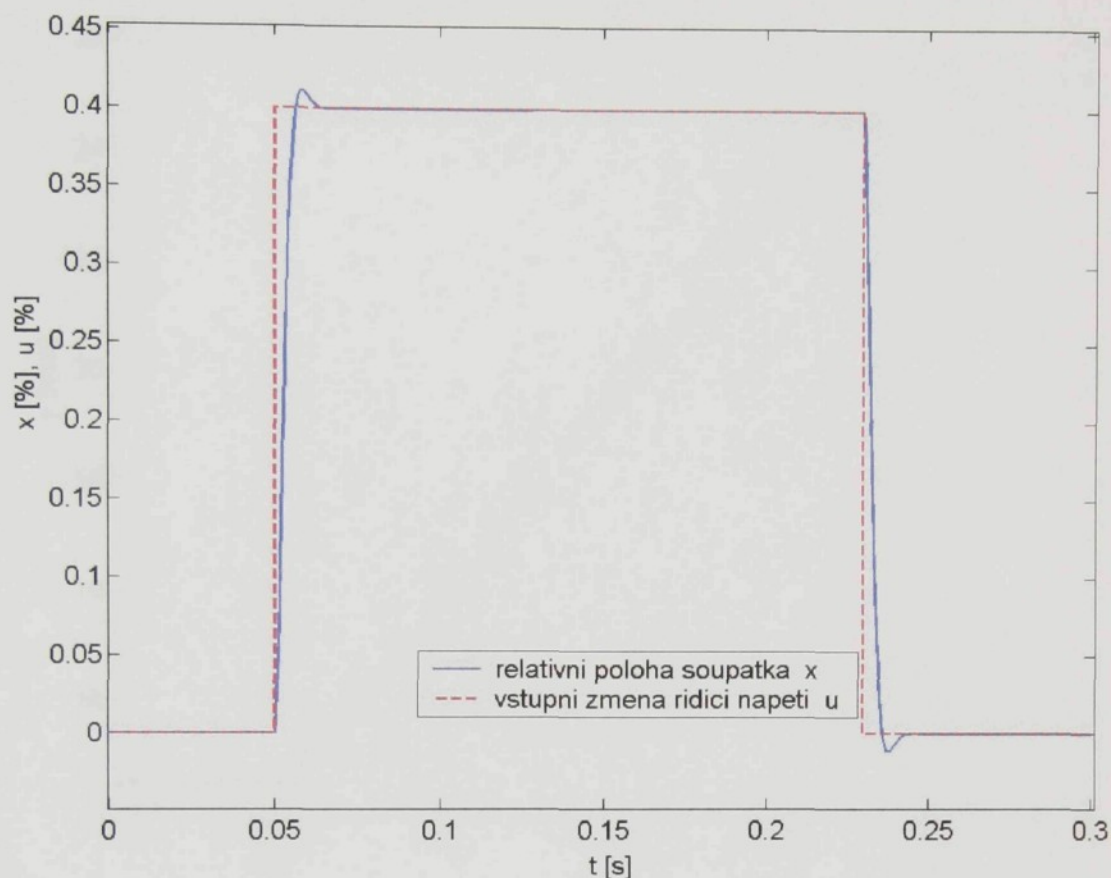
Závislost rychlosti posuvu kotouče variátoru na čase



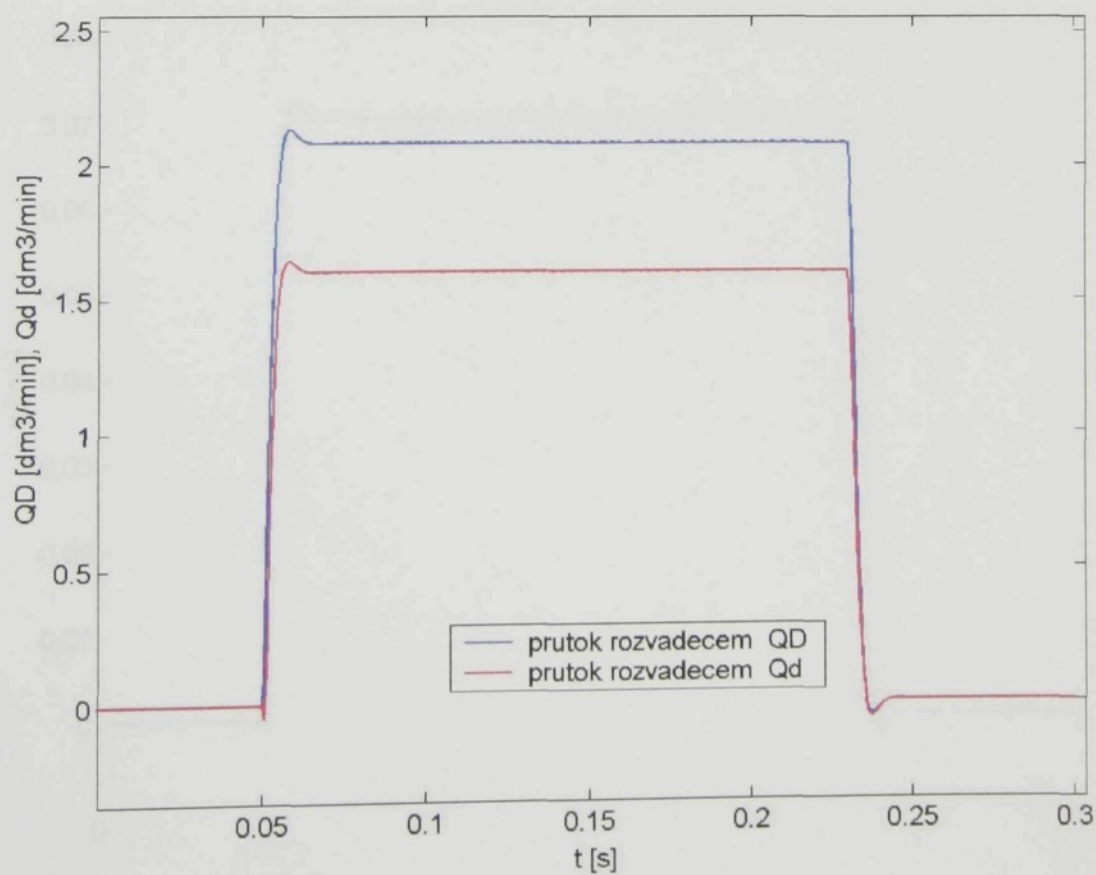
Závislost tlaku za rozvaděčem na čase



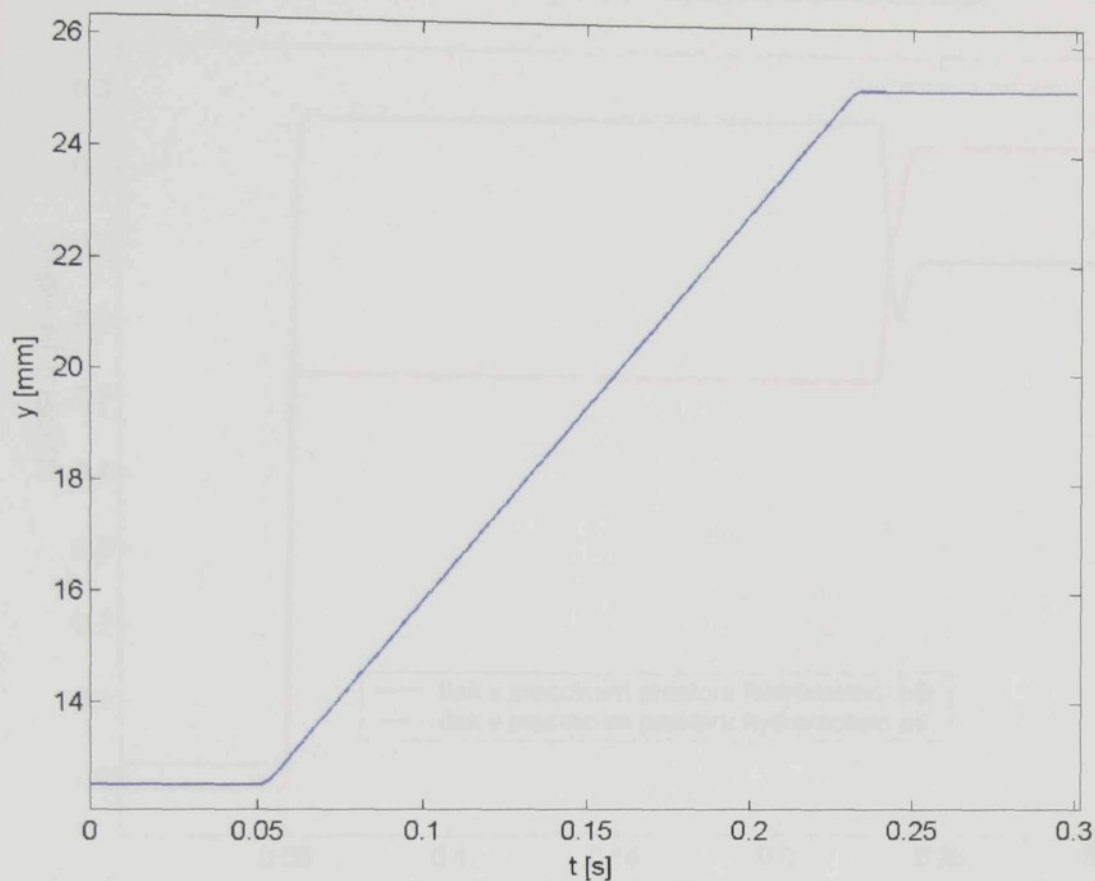
Závislost relativní polohy šoupátka a vstupní změna řídicího napětí na čase



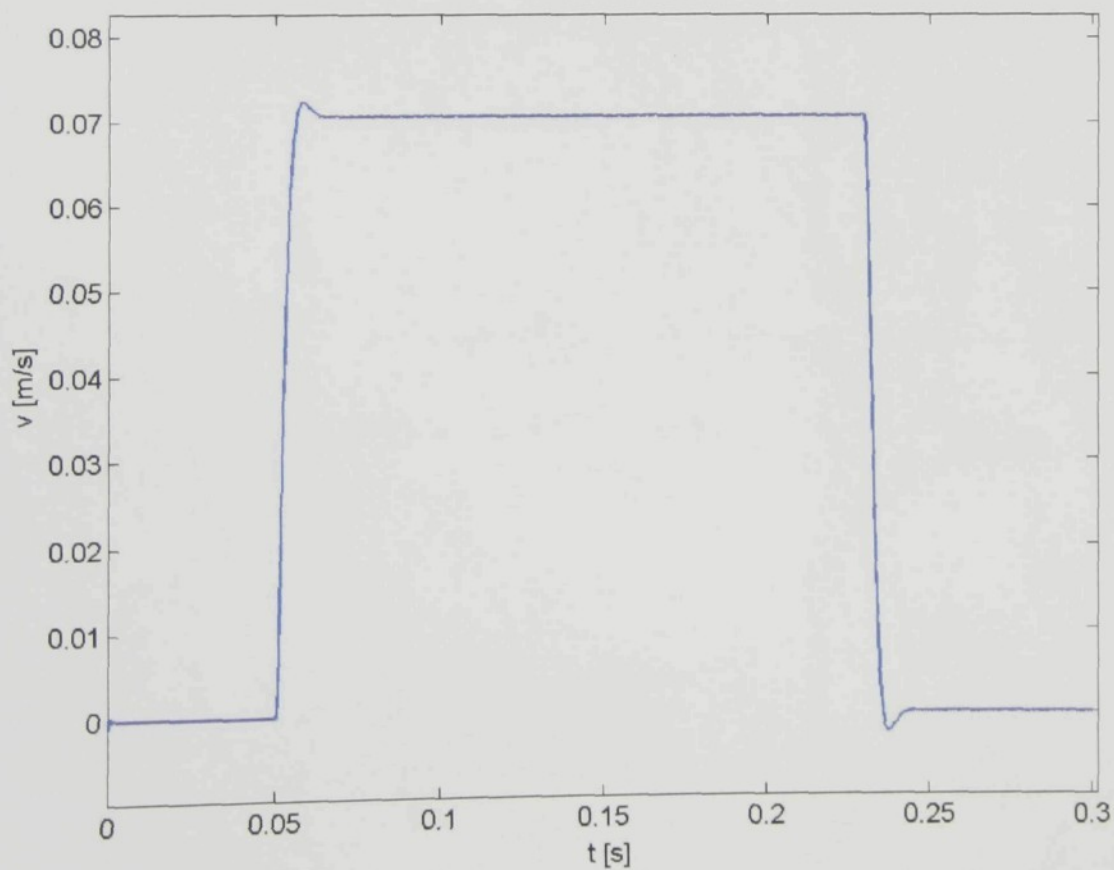
Závislost objemových průtoků rozvaděčem na čase



Závislost posunutí pístní tyče na čase



Závislost rychlosti posuvu pístní tyče na čase

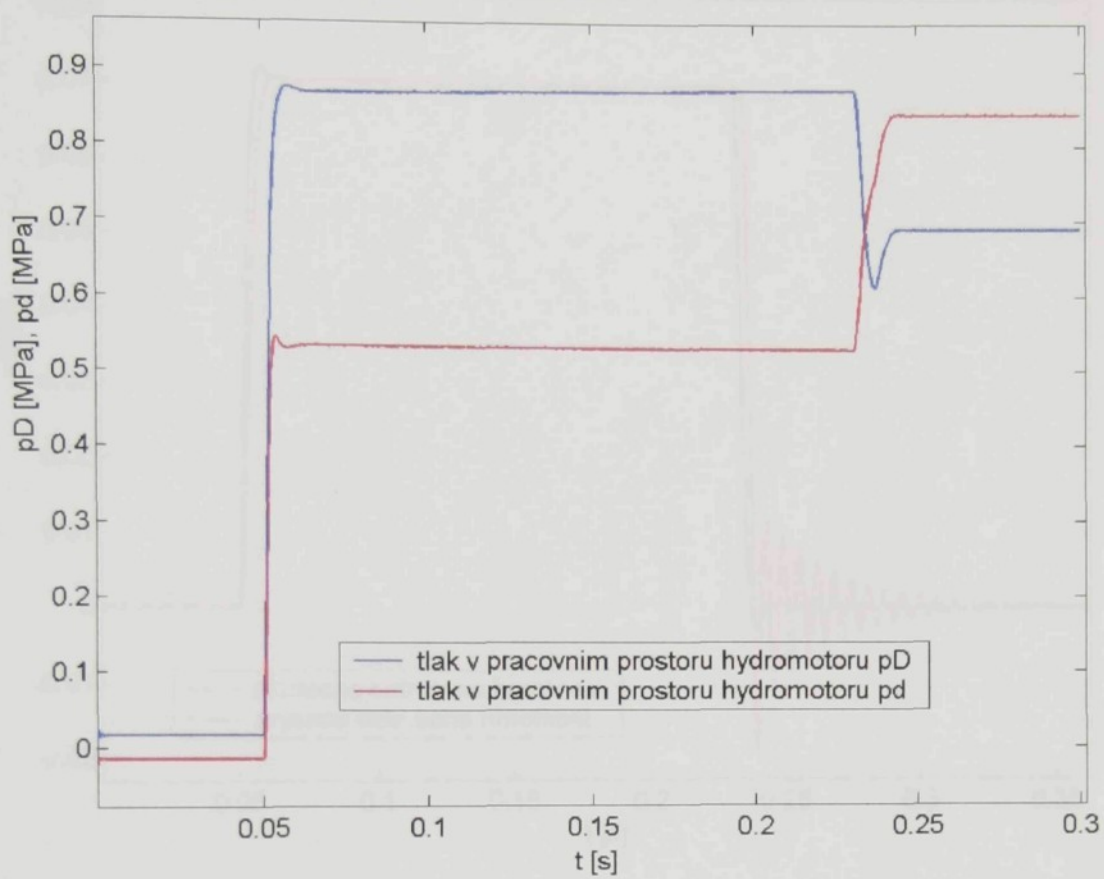
 $\varnothing 153,3$

re

(5:1

VÍKU

Závislost tlaků v pracovních prostorech hydromotoru na čase



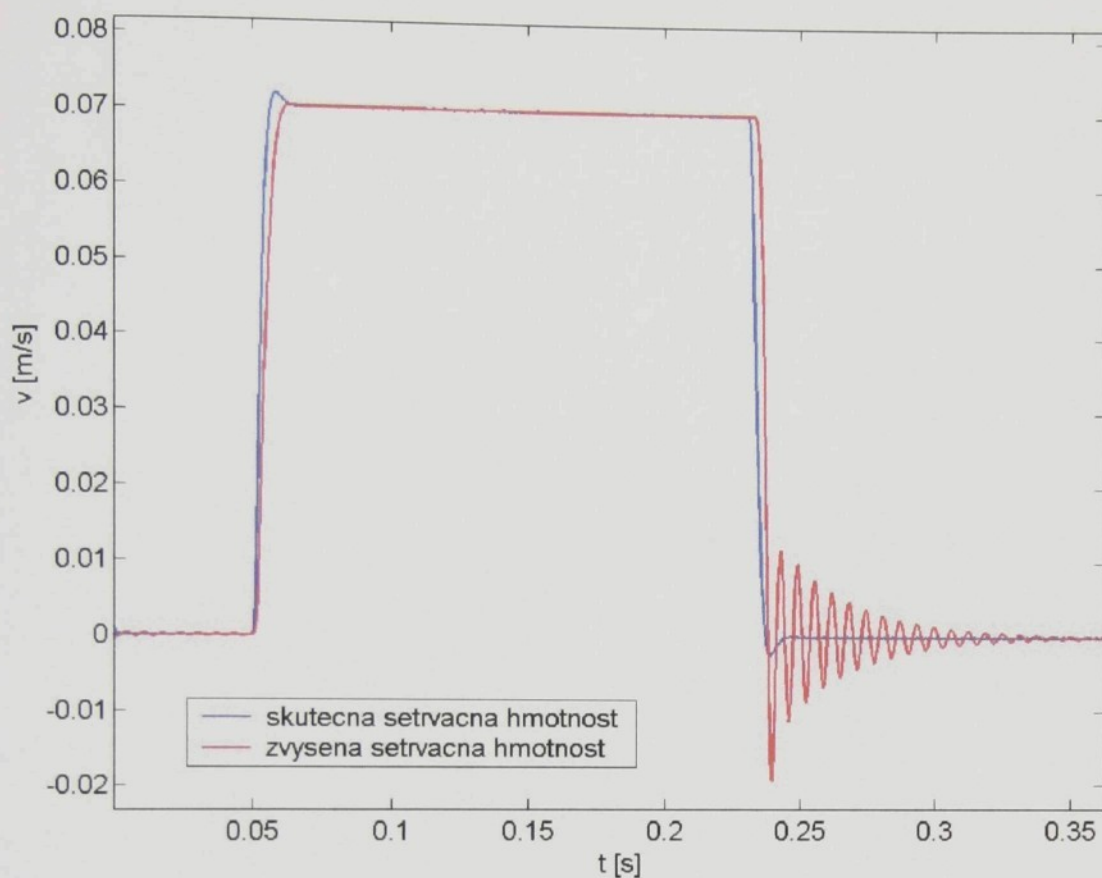
ø153,3

re

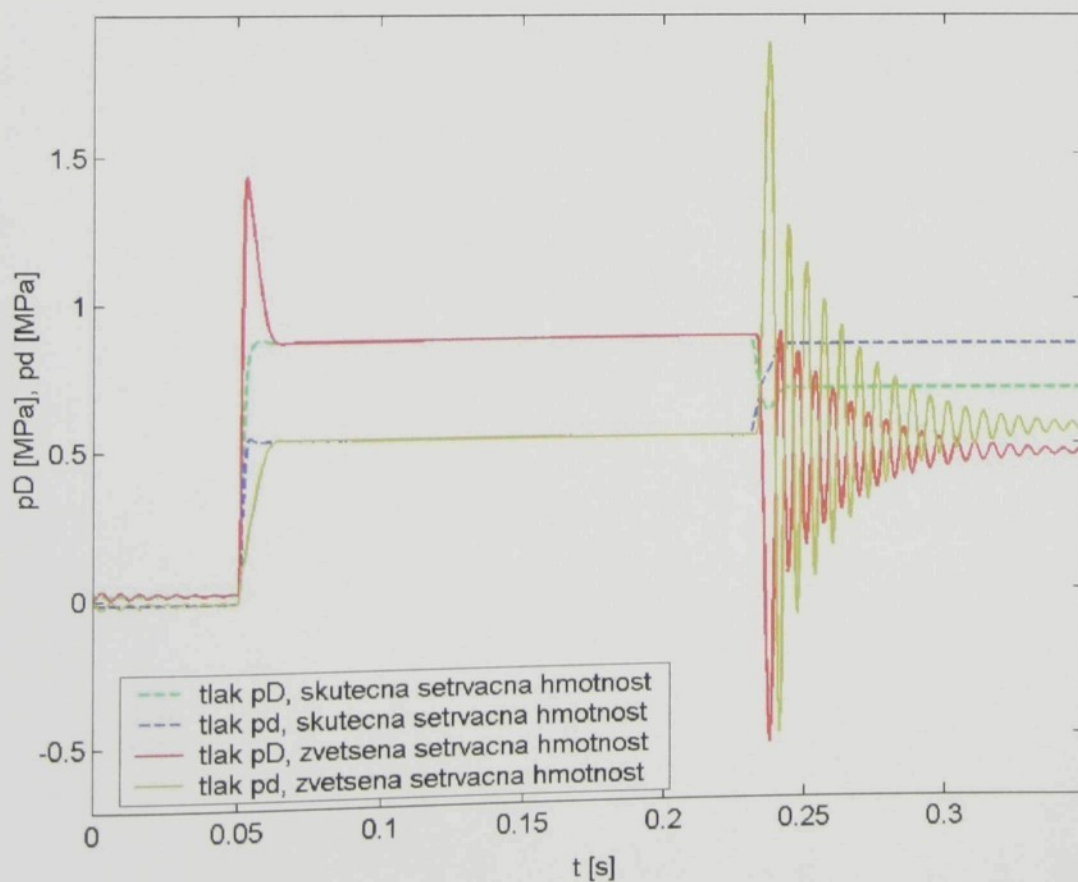
(5:1

NIKU

Závislost rychlosti posuvu pístní tyče na čase



Závislost tlaků v pracovních prostorech hydromotoru na čase



Ø153,3

ere

1<5:1

VNÍKU