

Vysoká škola: strojní a textilní Liberec Katedra: technické mechaniky

Fakulta: strojní Školní rok: 1962/63

## DIPLOMNÍ ÚKOL

pro Rudolfa V r z a l u

obor 04205 zaměření Stavba mechanismů a výrobních strojů

Protože jste splnil požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství a kultury o státních závěrečných zkouškách tento diplomní úkol:

Název thematu: Zkušební stav pro zkoušení převodových skříní

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte universální uzavřený zkušební stav pro zkoušení převodových skříní v rozsahu výkonu od 40k do 250 k a v tupních otáček od 2500 do 4500 ot/min

- 1) Nakreslete a propočítejte sestavu zkušebního stavu.
- 2) Navrhněte způsob získání předpětí v obvodu a jeho měření

V 84/1962 S

Rozsah grafických laboratorních prací:

Rozsah průvodní zprávy: **minimálně 12 stran formátu A4**

Seznam odborné literatury:

Vedoucí diplomní práce: **Ing. Josef Hadrbolec**

Konsultanti: **Ing. Novák**

Datum zahájení diplomní práce: **24.9.1962**

Datum odevzdání diplomní práce: **3.11.1962**



*v. z. Charvát*

Vedoucí katedry

*Maýr*

Děkan

v

Liberci

dne

24.9.

1962



Thema:  
-----

Zkušební stav pro zkoušení převodových skříní.

Universální uzavřený zkušební stav pro zkoušení převodových skříní v rozsahu výkonu od 40 k do 250 k a vstupních otáček od 2500 do 4500 ot/min.

- 1) Nakreslit a propočítat sestavu zkušebního stavu.
- 2) Navrhnout způsob získání předpětí v obvodu a jeho měření.

Obsah:

	strana
Zkoušení převodovek a zkušební stavy.....	4
Zkušební stavy s otevřeným silovým okruhem.....	5
Zkušební stavy s uzavřeným silovým okruhem.....	9
Měření momentů.....	14
Příklady měření.....	15
Popis a výpočty navrženého zkušebního stavu.....	18
Skříň náhonů.....	20
Spojky.....	33
Výpočet spojovacího hřídele.....	34
Měřicí tyč 750 kgm.....	34
Měřicí tyč 72 kgm.....	35
Skříň s nakrucováním hřídelů.....	36
Záver.....	36
Seznam literatury.....	37

Diplomová práce obsahuje 37 listů zprávy a 5 výkresů A ,  
2 výkresy A , 7 kusovníků A . (Výkresy a kusovníky originály  
a jednou kopie.)

## Čísla příložených výkresů:

00.KM.DP-1; 00.KM.DP-2; 00.KM.DP-3; 00.KM.DP-4; 00.KM.DP-5  
01.KM.DP-6; 01.KM.DP-7.

## Čísla příložených kusovníků:

04.KM.DP-1K; 04.KM.DP-2Ka; 04.KM.DP-2Kb; 04.KM.DP-4Ka;  
04.KM.DP-4Kb; 04.KM.DP-6K; 04.KM.DP-7K.

Zkoušení převodovek a zkušební stavy.  
=====

Hnací ústrojí (motory) se zpravidla zkouší ve všech výrobních a opravárenských závodech. Převodová ústrojí se zatím zkoušejí méně často, avšak požadavky kladené na moderní převodovky si tyto zkoušky vyžadují.

Převodová ústrojí se zkoušejí buďto přímo v provozu nebo ve speciálních laboratorích na zkušebních stavech.

Praktické zkušenosti z provozu (na př. automobilů) ukazují, že převodovka bývá většinou značně předimenzována. Je to způsobeno tím, že konstruktéři doposud nemají možnost ověřit si správnost volby rozměrů jejich částí, zejména ozubených kol za provozních podmínek.

Veškeré zásahy do převodovky při zkoušce v provozu bývají často ztíženy nebo zcela znemožněny tím, že ve většině případů navazuje př. skříň na další agregáty. Je proto výhodnější zkoušení laboratorní.

Další výhodou laboratorních zkoušek je možnost zatížit převodovku jmenovitým momentem při maximálních otáčkách. Zkoušky probíhají v podstatně kratším čase, než v provozu, v němž většinou nelze zatěžovat převodovku maximálním výkonem po libovolně dlouhou dobu. Vícesměnné zkoušení lze snadněji uspořádat v laboratoři. Velmi výhodné je, že laboratorní zkoušky jsou přesně reprodukovatelné. Naproti tomu nevýhodou je nemožnost vždy plně napodobit provozní podmínky.

Laboratorní zkoušky umožňují vyvinout a vyzkoušet převodovku s potřebným předstihem před stavbou prototypu celého stroje (na př. vozidla).

Účelem laboratorních zkoušek převodových skříní je zjistit:

- 1) pevnost, spolehlivost a odolnost součástí proti o - potrebení; (životnost);
- 2) účinnost převodovek při různém zatížení, teplotách a otáčkách i při použití různých olejů;
- 3) oteplení převodovky, chlazení, mazání;
- 4) hluchost chodu;
- 5) řaditelnost rychlostních stupňů a chod pomocných orgánů, hermetičnost.

Existují dva základní druhy měřících stavů. Je to t. zv. stav s otevřeným silovým okruhem a druhý se silovým okruhem uzavřeným.

Měření na otevřených stavech je universálnější, avšak také nákladnější pro větší spotřebu energie nebo investiční náklady, než měření na stavech s okruhem uzavřeným.

Konstrukčně nejjednodušší je otevřený stav, v němž je zkoušená převodovka zabudována podobně jako v pracovním stro -

ji, to je hnací motor, zkoušená převodovka a brzdící zaří - zení.

Převodovky s hydraulickou spojkou nebo měničem lze zkoušet jen na otevřeném zkušebním stavu. Poloautomatické a automatické převodovky mají v některých režimech poměrně špatnou účinnost. Proto je nutná znát její průběh, aby bylo možné vývoj zaměřit na dosažení nejvyšší účinnosti, právě v režimech nejčastěji se vyskytujících v praktickém provozu.

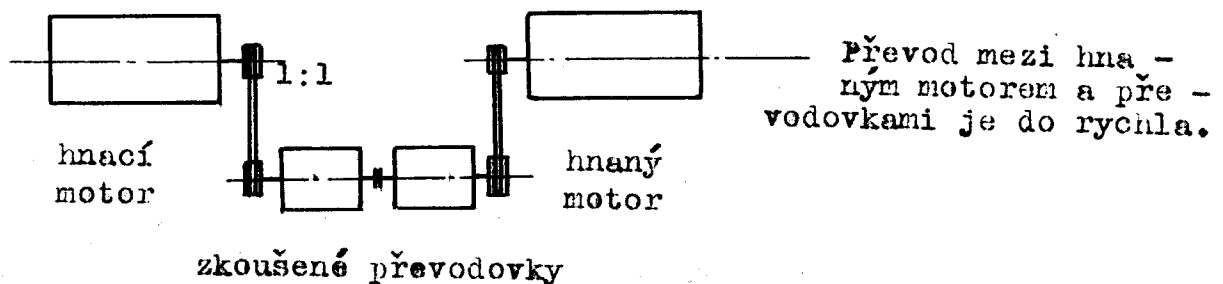
V případě, že může mechanická část být oddělena od hydraulické, je vhodné zkoušet mechanickou na stavu s uzavřeným okruhem.

Ztráty na přenášeném výkonu jsou vyvolávány mnohými příčinami, které jsou na sobě vzájemně závislé. Proto také lze účinnost těchto ústrojí analyticky zjišťovat velmi obtížně.

Z tohoto stručného výřtu výhod i nevýhod vyplývá nutnost zkoušet převodovky laboratorně tak, jak se provádějí zkoušky motorů.

Zkušební stavy s otevřeným silovým okruhem.

Jak již bylo dříve uvedeno, sestává tento okruh ze tří hlavních částí: motoru, zkoušené převodovky a zatěžovatele. Motor i zatěžovatel musí být dimenzovány na plný výkon převodovky. Je-li výkon v zatěžovateli mářen, jsou dlouhodobé zkoušky na tomto okruhu nákladné a proto nevýhodné. Výhodnější poměry po této stránce jsou při užití zatěžovatele, který umožňuje rekuperaci el. energie do sítě. Takové zařízení je však investičně nákladnější. Existuje i jeden levný otevřený okruh s rekuperací energie do sítě, ale ten má omezené použití ve větším rozsahu otáček. Jako hnací i brzdící element slouží dva asynchronní elektromotory, z nichž brzdící běží v mírně nadsynchronních otáčkách. Jak patrně nelze tedy měnit na daném okruhu otáčky.



Obr. 1

Uvedený okruh je používán pro zkoušky životnosti některých reduktorů.

Jako hnacího elementu se u otevřených okruhů používá spalovacích motorů, el. dynamometrů nebo elektromotorů s plynulou změnou otáček. Užití el. dynamometru jako zatěžovatele, t.zn. v běhu generatorovém, umožňuje rekuperaci energie do sítě a tím levnější zkoušení. Při maření energie v odporech mizí tato výhoda a zůstávají jen větší investiční náklady. Další nevýhodou je náročnost na odbornou obsluhu.

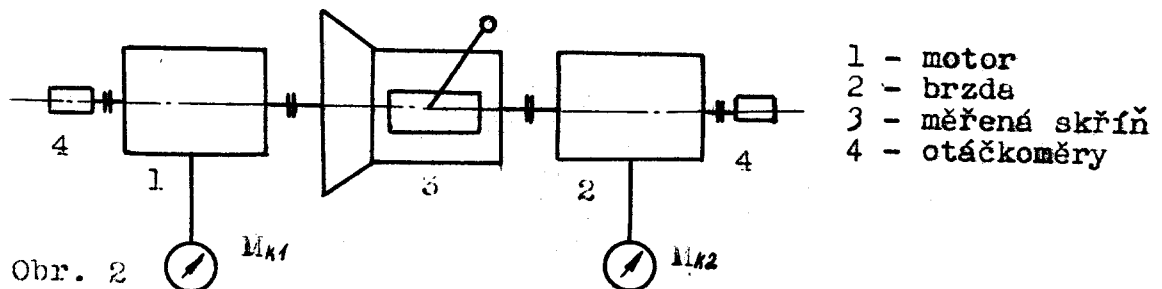
Mimo již uvedené způsoby zatěžování se používají brzdy třecí a častěji hydraulické. Hydraulické brzdy dovolují regulovat zatížení. Mají jen v určité oblasti dobrou účinnost. Velikost pohlceného výkonu je úměrná třetí mocnině a velikost pohlceného momentu čtvrté mocnině otáček. Hydraulické brzdy dovolují proti třecím mnohem stabilnější zatížení. Aby brzda a zatěžovatel vůbec mohl pracovat ve svém nejvýhodnějším pásmu, dává se mezi něj a zkoušenou převodovku reduktor. Jako reduktor často slouží stejná převodovka jako zkoušená. Hovoříme tak o převodovkách v tandemovém zapojení.

Tandemové zapojení bývá výhodné, jsou-li obě zkoušené převodovky spojeny hřídelem s menšími (výstupními) otáčkami, protože hnací i brzdící část zkušebního stavu není namáhána velkými momenty. Je ovšem nutné si uvědomit při zapojování převodovek, že jedna z nich je zatěžována opačně a že se její hřídele točí v opačném smyslu. Nutnost kontrolovat zachycení axiálních sil od kol s šikmým ozubením a pod.

Výhodné je hnací i brzdící část stavu uložit výkyvně pro měření momentů. Pro převodové poměry kolem 1 je výhodnější uložit výkyvně i zkoušenou převodovku, což platí při tandemovém zapojení.

Pro stanovení účinnosti je nutné měřit mimo momenty i otáčky. Nejčastěji se používají mechanické měřiče otáček (na př. typu Hasler), neboť čtení na počítačích otáček el. dynamometrů nebývá dostatečně přesné.

Schema nejjednoduššího otevřeného silového okruhu:





Na obr.2 se měří vstupní moment do převodovky ( $M_1$ ), moment výstupní z převodovky ( $M_2$ ), otáčky vstupní ( $n_1$ ) a výstupní ( $n_2$ ). Celková účinnost se pak vypočte:

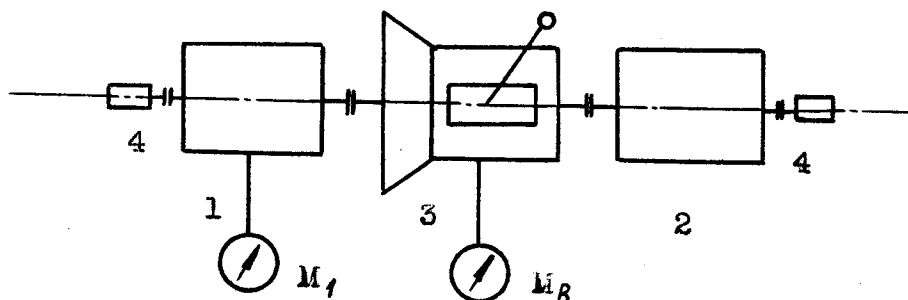
$$\eta = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1}$$

V některých případech stačí měřit jen vstupní a výstupní moment pro známý převod skříně ( $i$ ).

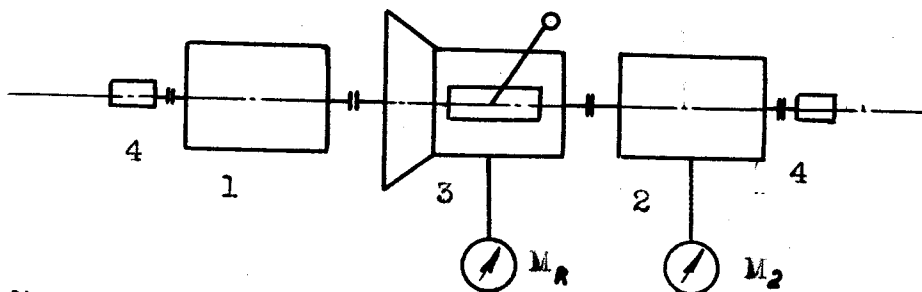
$$\eta = \frac{M_2}{M_1 \cdot i}$$

Pro převodový poměr kolem 1 není měření podle obr.2 dostatečně přesné. Je nutno použít uspořádání podle obr.3. Měří se reakční moment převodovky ( $M_R$ ). Účinnost se počítá ze vzorce: (druhá část vzorce platí pro obr.4)

$$\eta = \frac{M_1 - M_R}{i \cdot M_1} = \frac{M_2}{M_2 + i \cdot M_R}$$



Obr.3

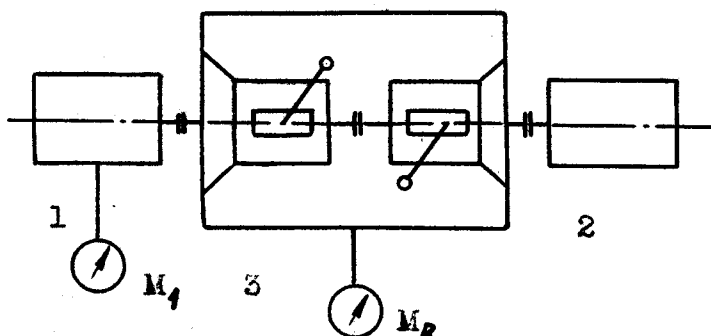


Obr.4

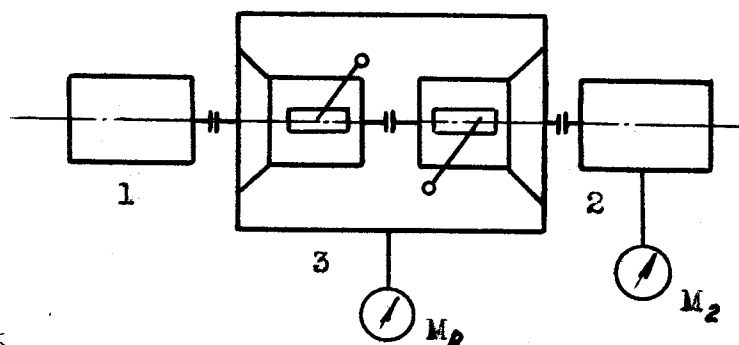
Tandemové uspořádání je na obr.5. Skříně jsou vmontované proti sobě do výkyvného rámu. Toto řešení je ekonomické. Nevýhodou je nutnost uvažovat účinnost obou skříní stejnou. Další nepřesnost této metody (obr.5 i obr.6) je způsobena tím, že obě skříně nejsou zatěžovány stejným momentem. Rozdíly však jsou jen (1-1,5)% při malém zatížení a (0,1-0,2)% při vyšším. Účinnost se pak počítá:

$$\eta_{\text{celkové}} = \eta_a \cdot \eta_b = \frac{M_1 - M_R}{M_1} ; \eta_a = \eta_b$$

$$\eta = \sqrt{\frac{M_1 - M_R}{M_1}}$$



Obr.5



Obr.6

Při měření podle obr.6 počítáme účinnost:

$$\eta = \sqrt{\frac{M_2}{M_2 + M_R}}$$

Zkušební stavy s uzavřeným silovým okruhem.

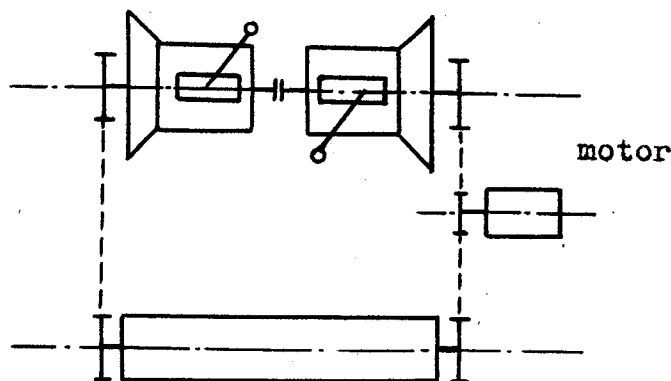
Pro dlouhodobé zkoušky se používá uzavřeného silového okruhu, kterým se dosahuje značných úspor energie, která je dodávána pouze k překonání ztrát v silovém okruhu.

Uzavřený kinematický řetěz je zatížen točivým momentem, jenž je způsobován předběžným zkroucením hřídelů. Tento uzavřený a vnitřním momentem zatížený kinemat. řetěz se otáčí el. motorem. Je k tomu třeba nevelkého výkonu, spotřebovaného na překonání mechanických, ventilačních a hydraulických odporů v mechanismech zkušebního zařízení.

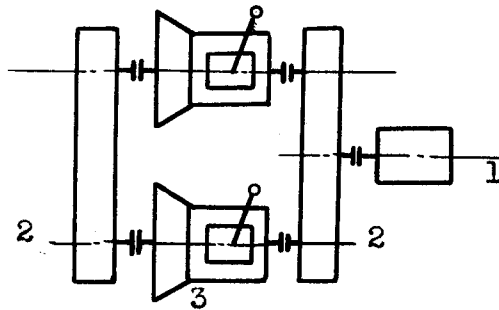
Nakrucování hřídelů a tím vnášení zatížení do okruhu lze provést několika způsoby. Výhodnější, avšak složitější jsou ty, které dovolují měnit zatížení během provozu. Používá se vzájemného natáčení přírub odtlačovacími šrouby, což vyhovuje jen v nejjednodušších případech pro malé úhly nakrucení (malé momenty).

Jsou tři základní uspořádání stavu s uzavřeným silovým okruhem. Měřené převodovky mohou být v okruhu dvě, a to bývá ve většině případů, nebo je v okruhu použito jediné zkoušené převodovky, čehož se používá pro konstrukční složitost velmi zřídka. Při užití dvou skříní bývají tyto nejčastěji v tandemovém uspořádání, protože spojovací díly nejsou tolik namáhány jako v uspořádání vedle sebe. Při uspořádání převodovek vedle sebe se mění s převodovými stupni podmínky pro přenos výkonu na výstupních hřídelích převodovek od minimálního momentu a max. otáček (pro nevyšší převod. stupeň) do max. momentu a minim. otáček (nejnižší převod. stupeň).

Na obr.7 je schema jednoduchého uzavř. obvodu se skříněmi v tandemovém uspořádání a jako spojovací díly slouží řetězy. Na obr.8 je nakresleno schema se skříněmi vedle sebe. Okruh je zde uzavřen dvěma pomocnými převodovkami.



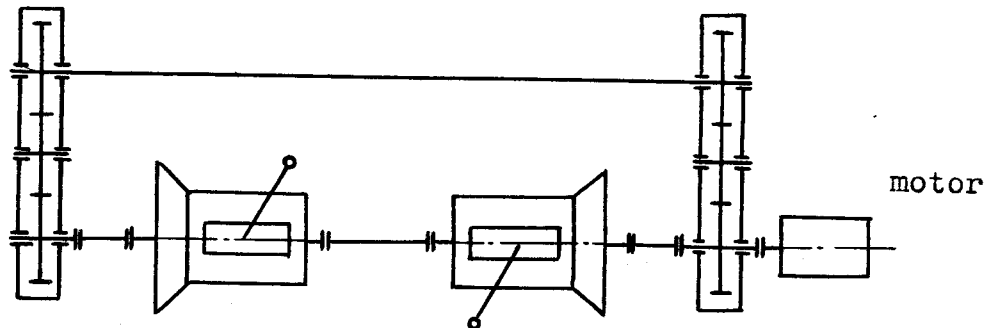
Obr.7



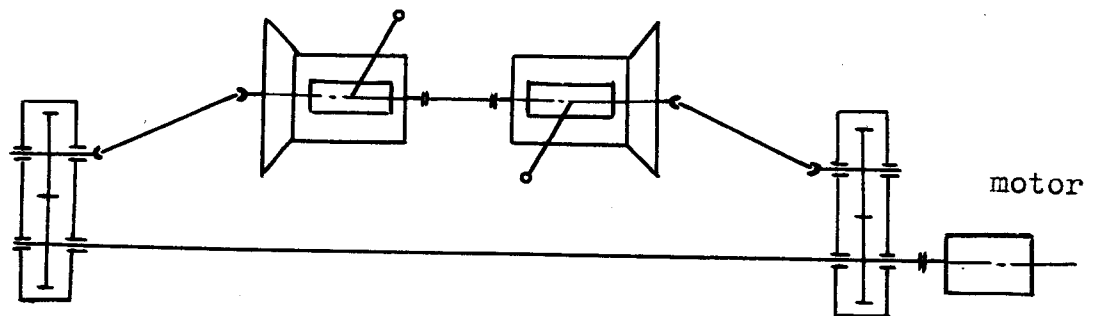
- 1 - motor
- 2 - pomocné převodovky
- 3 - měřené převodovky

Obr. 8

Typický uzavřený okruh je na obr.9. Jako elementy uzavírající okruh slouží dvě stejné pomocné převodovky. Často lze v okruhu použít kloubové hřídele - měření převodovek větších rozměrů (obr.10).

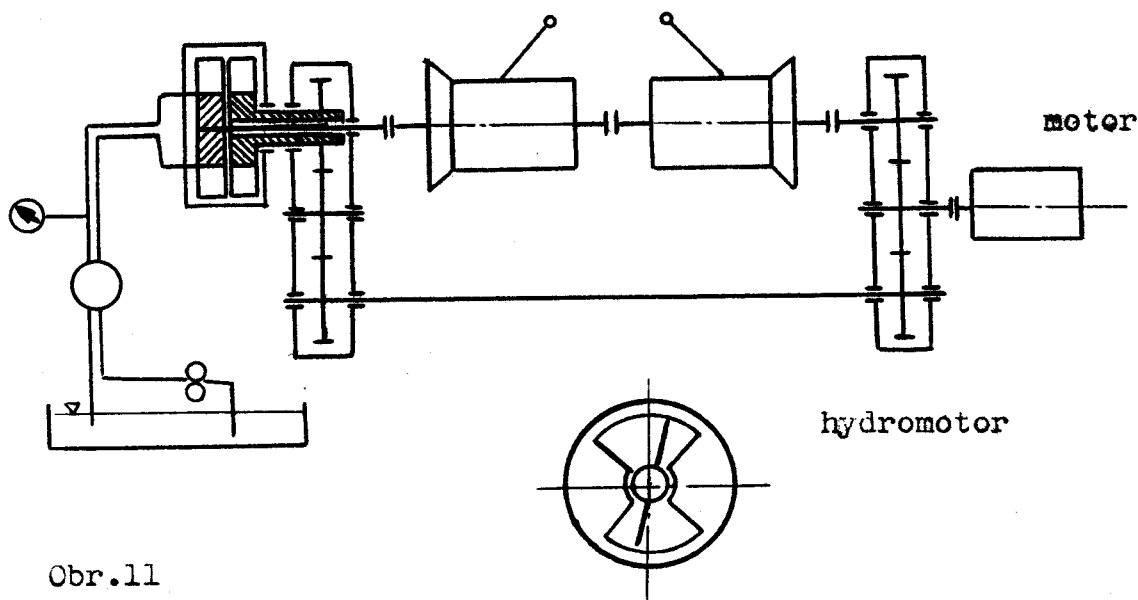


Obr. 9



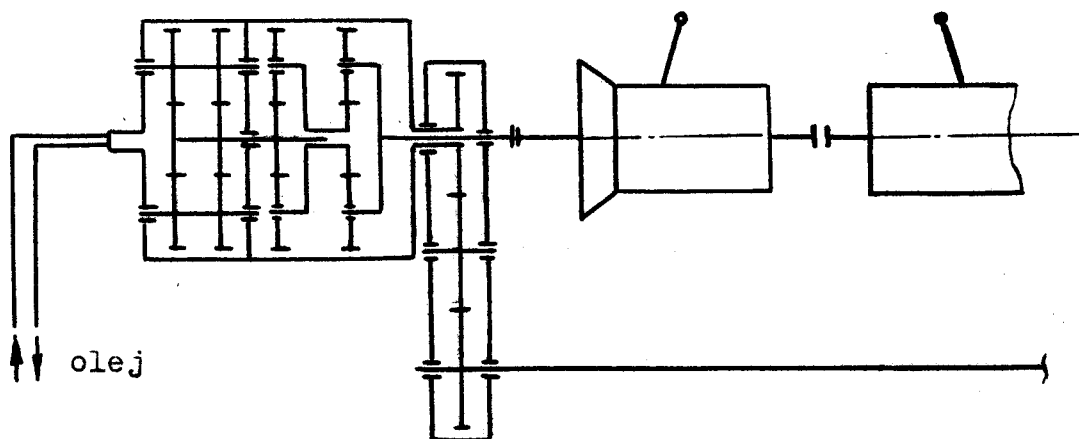
Obr. 10

Na obr.11 je znázorněn uzavřený okruh s nakrucováním hřídelů natačivým hydromotorem. Tímto způsobem se vyvolává - jí malé úhly nakroucení hřídelů. Pro větší úhly nakroucení se používá často zařízení pracující s několika zatěžovateli. Pro vyvinutí kroutících momentů do 500 kgm se používají vysokotlaká zubová olejová čerpadla s výkonem 10 litrů/min. Nevýhodou těchto zatěžovatelů je nutnost běhu celého hydraulického okruhu po dobu zkoušení převodovek. Na obr.12 je nakreslen okruh se zubovým hydromotorem.



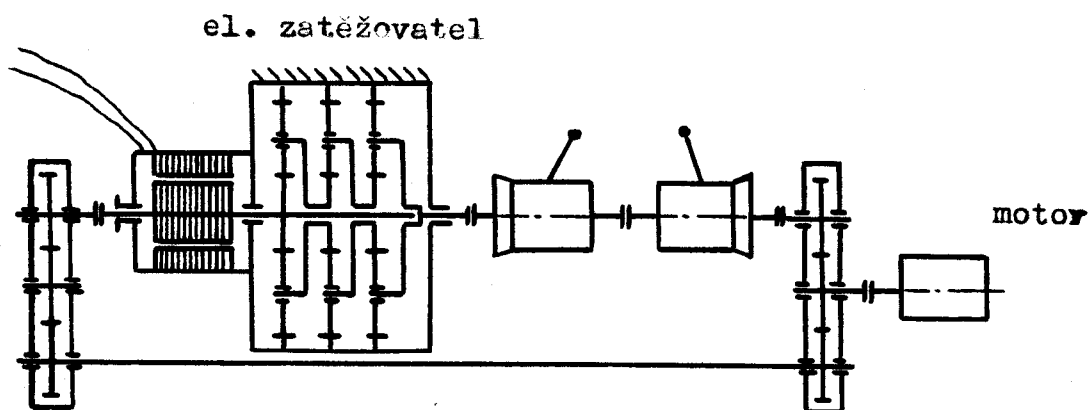
Obr.11

zub.čerpadla



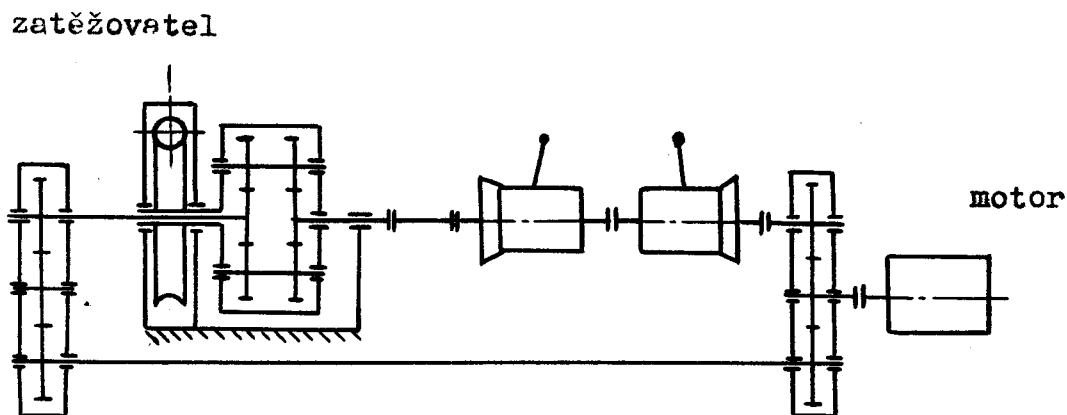
Obr.12

Na obr.13 je okruh s neomezeným úhlem nakroucení vyvozaným el. motorem přes pomocnou planetovou převodovku.

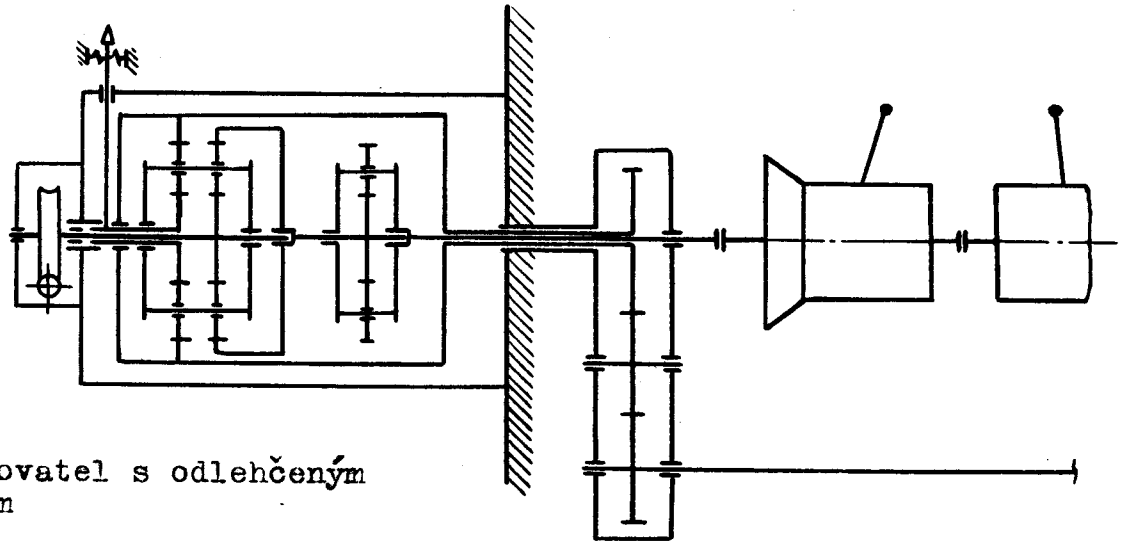


Obr.13

Na obr.14 je zatěžovatel se samosvorným šnekovým převodem. Zatěžovatel přenáší plný výkon. Existují zatěžovatelé, jež nepřenášejí plný výkon - toto řešení je složitější (obr.15).



Obr.14

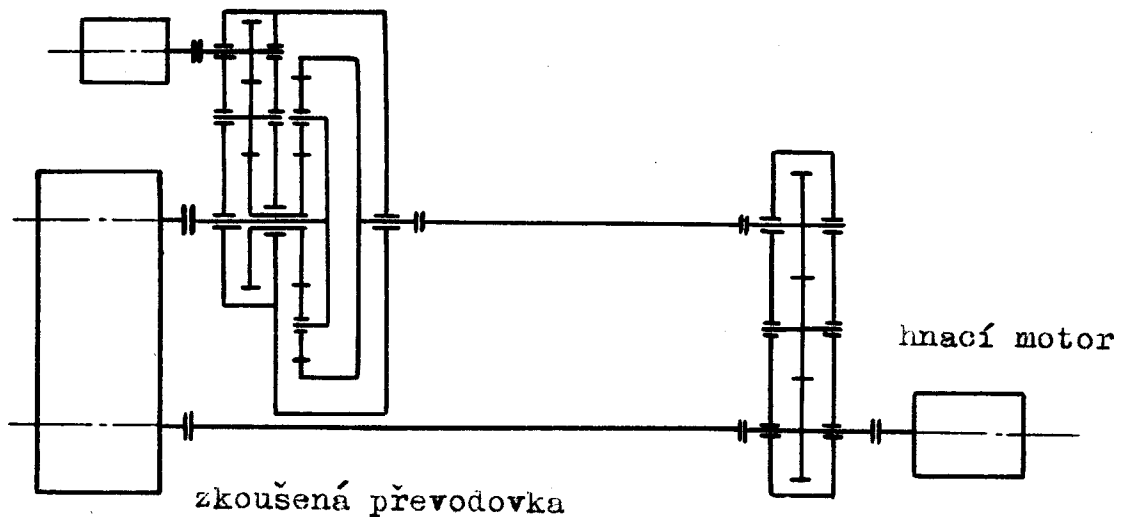


zatěžovatel s odlehčeným  
šnekem

Obr.15

Na obr.16 je uzavřený okruh se zatěžováním přes planeto -  
vou převodovku s použitím jedné zkoušené přev. skříně. Podobný  
okruh je na obr.17. Náročné je přesné nastavování otáček zate -  
žovacího elektromotoru.

zatěžovací motor



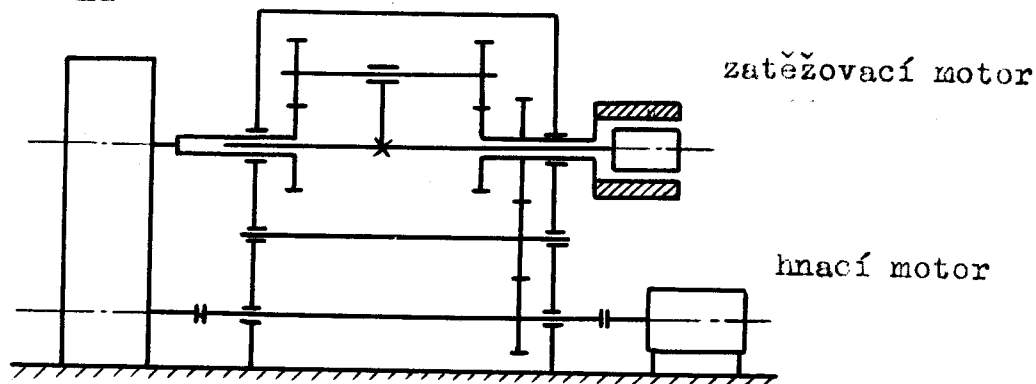
zkoušená převodovka

Obr.16

Výhodné je použít napínání okruhu zasouváním šikmého ozu -  
beného kola v pomocné převodovce.

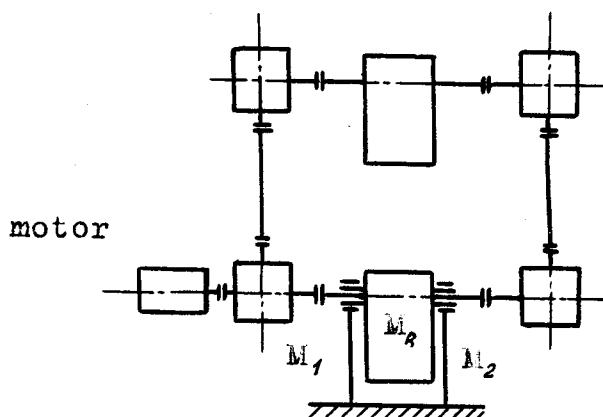
V kinemat. řetězu lze použít pomocných převodovek s kuže -  
lovými koly - možnost rozšiřovat okruh podle velikosti zkou -  
šených skříní (obr.18).

zkoušená  
převodovka



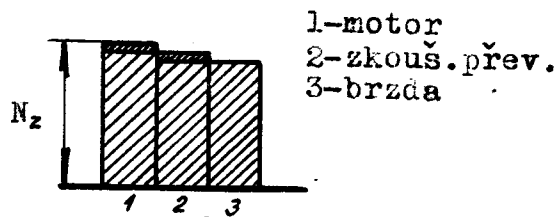
Obr. 17

Měření na uzavřeném okruhu se hodnotí stejně jako na okruhu otevřeném - vstupní a výstupní moment, případně moment reakční. Schema využití energie v obou základních typech okruhů je uvedeno na obr.19.

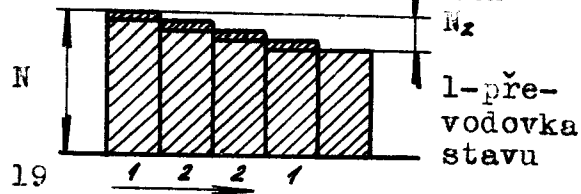


Obr. 18

Měření momentů.



tok výkonu v otevř. okruhu



Obr. 19

tok výkonu v uzavř. okruhu

Momenty se měří el. dynamometry nebo při kyvném uložení vahou (někdy je nutno vyvažovat rozdíl mezi reakčním momentem a váživostí vahy). Pro jednoduchost a přesnost měření je oblíbená metoda tensometrická. Snímač se lepí přímo na měřený hřídel. Přívod nosného proudu ke snímačům na rotující hřídeli se děje přes kovové kroužky a stírací kartáčky nebo se používá rtuťových sběračů (malý přechodový odpor). Obdobný je tento způsob: na zkoušený hřídel se nasadí v určité vzdálenosti od sebe dva kroužky. Na jednom z nich je transformátor s jádrem a s primárním i sekundárním vinutím. Na druhém kroužku je další jádro. Zkroucení hřídele



způsobuje změnu vzduchové mezery mezi oběma jádry, což se pak projevuje jako změna napětí v sek. vinutí. Tyto změny lze přenášet do registračního oscilografu.

Výhodné je měření torsními tyčemi. Zde se využívá vlivu změny magnetického prostředí el. cívky na el. veličiny obvodu v němž je cívka zapojena. Torsní tyč se při zatížení nakroučí. Radiální natočení jejich dvou průřezů proti sobě se mění v axiální posuv trubky s prstencem. Prsteneček se posouvá mezi dvěma cívkami. Změna polohy prstenečku vůči cívkám se projevuje jako změna v el. obvodu cívek. Tohoto způsobu používám ve svém návrhu. Elektrickou část měřidla po dohodě s vedoucím práce neřeším.

Příklady měření.

Pro úplnost uvádím jedno měření na otevřeném okruhu a jedno na okruhu uzavřeném. Oba příklady převzaty z literatury.

Stav s otevřeným okruhem - měření převodovky s hydrodynamickou spojkou.

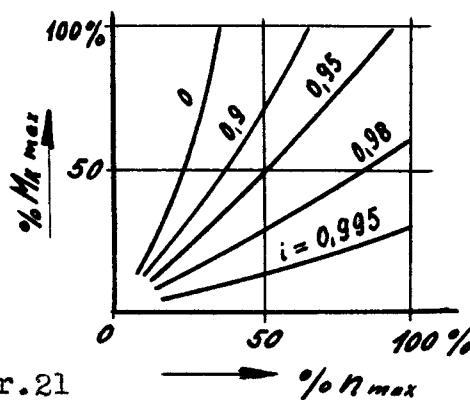
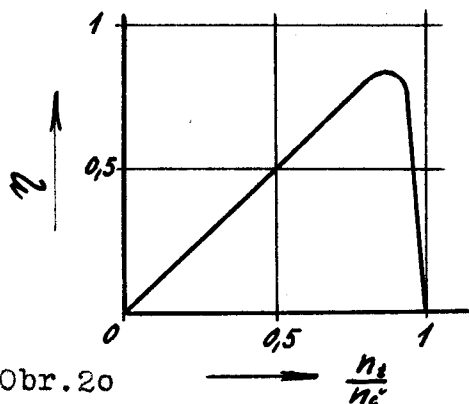
Skluz hydrodyn. spojky je dán vztahem:

$$s = \frac{n_c - n_t}{n_c} = 1 - \frac{n_t}{n_c}; \quad \begin{array}{l} n_t - \text{otáčky turbinového kola} \\ \text{spojky} \\ n_c - \text{otáčky čerpadlového kola} \end{array}$$

Za předpokladu, že moment čerpadla je roven momentu turbíny, je účinnost hydrodyn. spojky dána vzorcem:

$$\eta_s = \frac{n_t}{n_c} = 1 - s$$

Průběh účinnosti v závislosti na skluzu obr.20. Průběh velikostí přenášeného momentu v závislosti na otáčkách a skluzu spojky obr.21. (Hodnoty platí pro syntetický olej.)



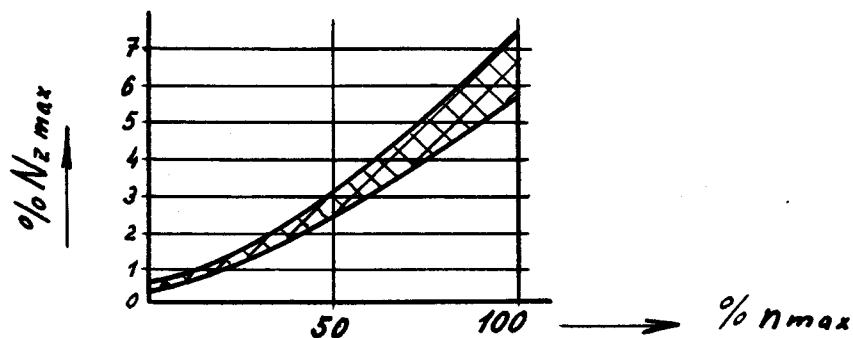
Účinnost převodovky bez hydrodyn. spojky je dána výrazem:

$$\eta_p = \frac{N_1 - N_z}{N_1} ; \quad N_1 - \text{příkon převodovky} \\ N_z - \text{ztrátový výkon}$$

Celková účinnost převodovky s hydrodyn. spojkou je tedy:

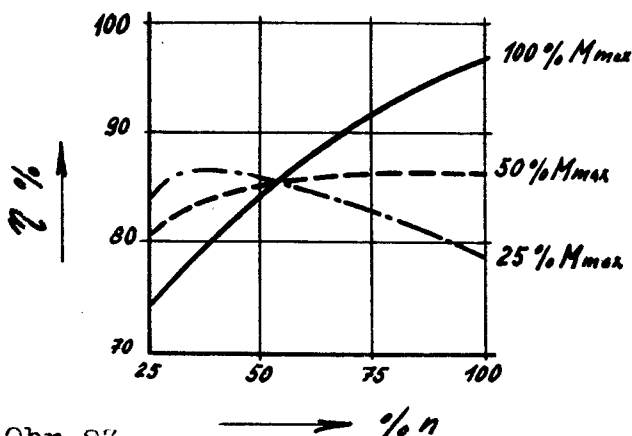
$$\eta = \eta_p \cdot \eta_s = \frac{N_1 - N_z}{N_1} (1 - s).$$

Průběh a velikost ztrátového výkonu převodovky s hydrodynamickou spojkou je na obr.22. Šrafovaná plocha značí rozdíl ztrátového výkonu pro různé převod. stupně. Nejmenší hodnota platí pro neutrální, nejvyšší pro přímý záběr.

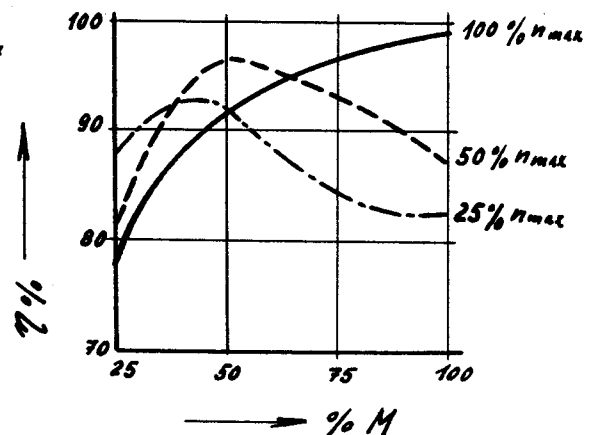


Obr.22

Průběh účinnosti převodovky s hydrodyn. spojkou v závislosti na kroutícím momentu a otáčkách je znázorněn na obr.23 a obr.24.



Obr.23

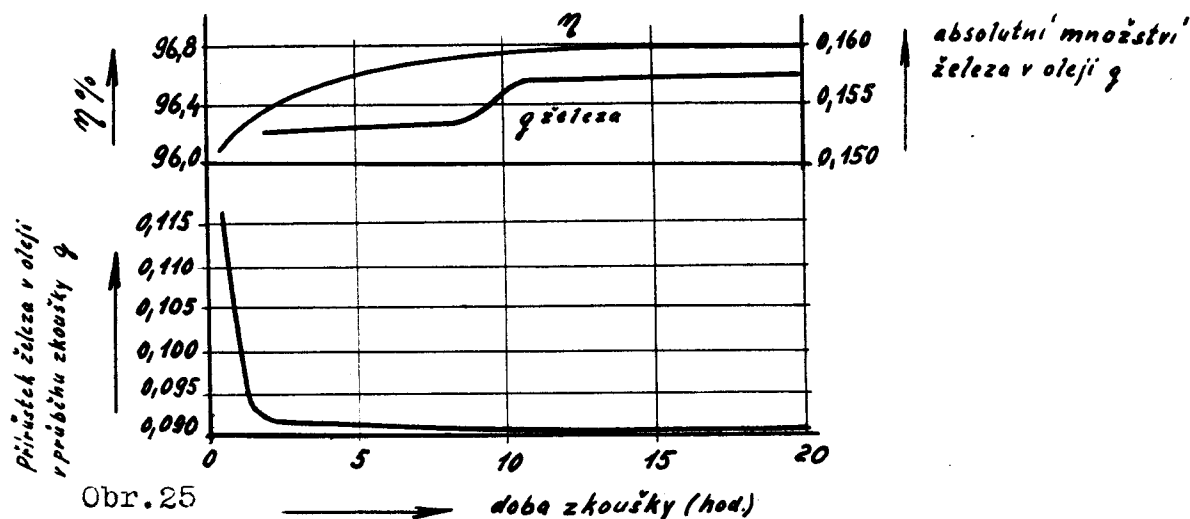


Obr.24

Stav s uzavřeným okruhem.

Při zkoušce převodovky na spolehlivost a odolnost proti opotřebení při plném nebo částečném zatížení se za určité časové rozmezí převodovka rozebírá. Její součásti se pečlivě prohlížejí, nejdůležitější se proměřují. Opotřebení zubů ozubených kol se měří speciálními měřidly a přístroji. Nevýhodou této metody je, že se musí celá převodovka rozmontovat, aby bylo možné ozubená kola na měřicích přístrojích proměřit. Výhodnější je způsob snímání otisků zubů kol přímo v převodovce, a to před zkouškou a po ní. Snímání otisků se provádí na př. dentacrylem. Otisky se pak rozřezou na destičky o tloušťce 1 mm. Tyto otisky lze velmi dobře posoudit po zvětšení na dílenském mikroskopu nebo profilprojektoru.

K posouzení míry opotřebení převodovky se z její skříně odebírají v pravidelných lhátech vzorky oleje, které podrobíme chemickému rozboru. Tak určujeme množství železa, jež se do oleje dostalo opotřebením třecích ploch kol a ostatních součástí - příklad na obr.25.



Obr.25

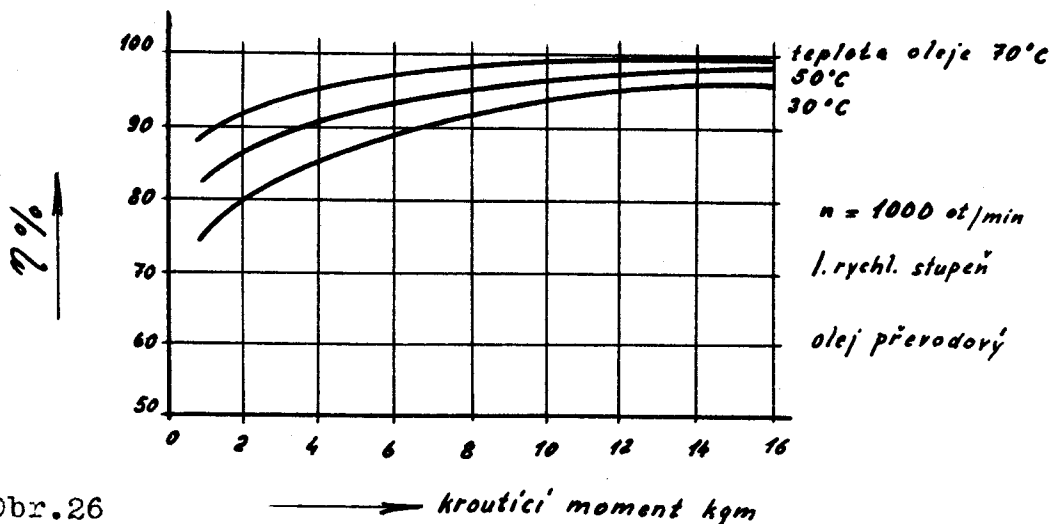
doba zkoušky (hod)

Při vývojových zkouškách převodovek je třeba provést celou serií zkoušek, při kterých zkoušené převodovky pracují při různých otáčkách, rychlostních stupních, momentech a s různými oleji - obr. 26 a 27.

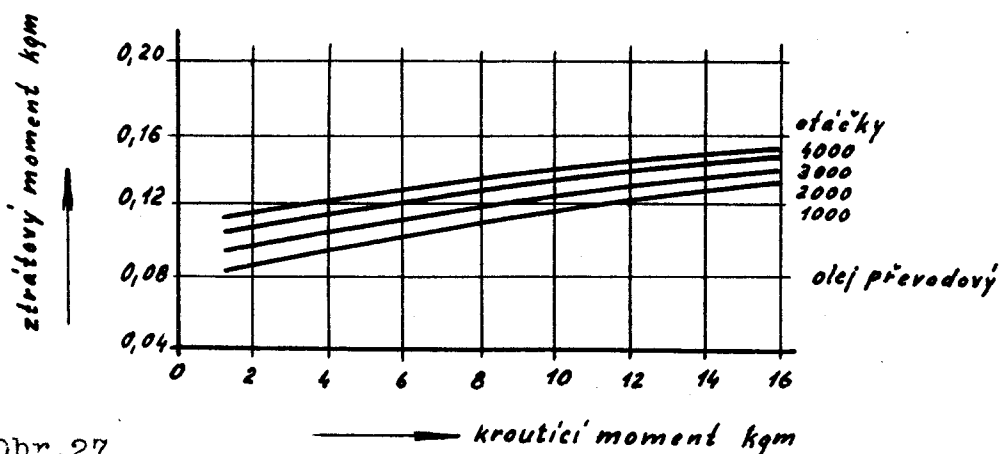
Zkoušky pod plným zatížením jsou nevyhnutelné zkoumá-li se hlučnost. Teplota oleje (mazání) má být jako ve skutečném provozu (30 - 100)°C. Často je důležité si uvědomit, že na hlučnost převodovky má vliv mimo uložení hřídelů, přesnosti ozubení kol, otáček a pod. i tuhost skříně převodovky.

Pro zkoušení hlučnosti se používá zvláštních zvukotěsných prostorů. Jak jsem zjistil studiem i konzultacemi, jsou tyto

zkoušky hlučnosti nedokonalé. Hřídel přivádějící pohyb do zvukotěsného prostoru, v němž je umístěna zkoušená převodovka, přenáší hluk z ostatních částí zkušebního stavu. Kolem zkoušené převodovky jsou rozmístěny mikrofony, hluk se zaznamenává na magnetofonový pásek.



Obr. 26



Obr. 27

Popis a výpočty navrženého zkušebního stavu.

Okruh zkušebního stavu je vytvořen dvěma pomocnými převodovkami (skříň náhonů - výkres č. 00-KM-DP-4; skříň s nakrucováním hřídelů - výkres č. 00-KM-DP-2), spojovacím hřídelem, třemi (event. dvěma) měřicími tyčemi (výkresy č. 01-KM-DP-6 a 01-KM-DP-7) a dvěma zkoušenými převodovými skříněmi v tandemovém uspořádání.

Požadavky kladené na stav: 250k - 2500 ot/min.  
40k - 4500 ot/min.

Rozsah otáček měřených skříní je poměrně veliký. Pro daný nejvyšší výkon jsou zkoušené převodovky poměrně rozměrné. To má za následek větší rozměrnost pomocných převodovek stavu a tím i vysokou obvodovou rychlost jejich ozubených kol. T.zn. vzrůst hlučnosti a opotřebení, pokles životnosti ozubení i ložisek při vyšších otáčkách. Rozhodl jsem se tedy použít v pomocných převodovkách 4 ozub. kola. Vznikají tak dva zkušební okruhy. Převodovky s většími výkony a nižšími otáčkami lze zkoušet ve velkém okruhu. Převodovky s nižšími výkony a vyššími otáčkami lze zkoušet v okruhu malém. Převodovky nutno do okruhu zapojovat tak, aby pomocné převodovky pracovaly při vstupních otáčkách zkoušených převodovek, t.zn. u velké většiny při menším kroutícím momentu a vyšších otáčkách.

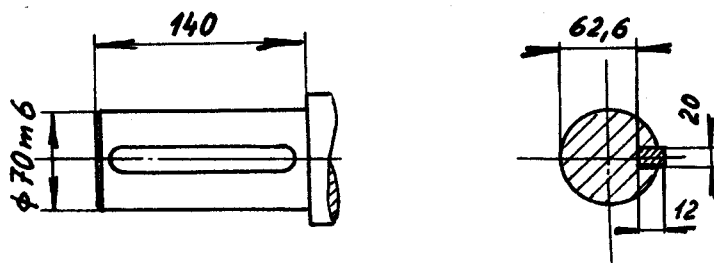
V navrženém řešení je malý okruh ve skutečnosti větší, než okruh velký z toho důvodu, aby bylo možné kola malého okruhu eventuelně z pomocných převodovek vyjmout, aby rychle běžná kola nemusela běžet při zkouškách na velkém okruhu.

Na navrženém okruhu lze zkoušené převodovky také připojit na soukolí, na které je normálně napojen spojovací hřídel.

Stav lze pohánět motory, které dovolují změnu výkonu a otáček v potřebném rozsahu. Výkon hnacího motoru musí být asi 30% výkonu zkoušených převodovek. Pro navrhovaný okruh je to asi 55kW. Těmto požadavkům nejlépe vyhovuje motor Škoda T 3834 E/4. Je to třífázový komutátorový derivační motor napájený do rotoru (systém Schrage).

Parametry motoru: 500V, váha 750kg, 50c/sec, (cena 33 000Kčs)  
otáčky max. 2160ot./min.,  $\eta$  0,86,  $\cos \varphi$  0,98, 70kW  
otáčky synchr. 1500 ot/min,  $\eta$  0,86,  $\cos \varphi$  0,90, 48,6kW  
otáčky min. 720 ot/min,  $\eta$  0,77,  $\cos \varphi$  0,77, 23,3kW

Rozsah otáček motoru je tedy (2160 ÷ 720) ot/min, t.zn. plynulá regulace 3:1. Rozměry konce hřídele motoru na obr.28.



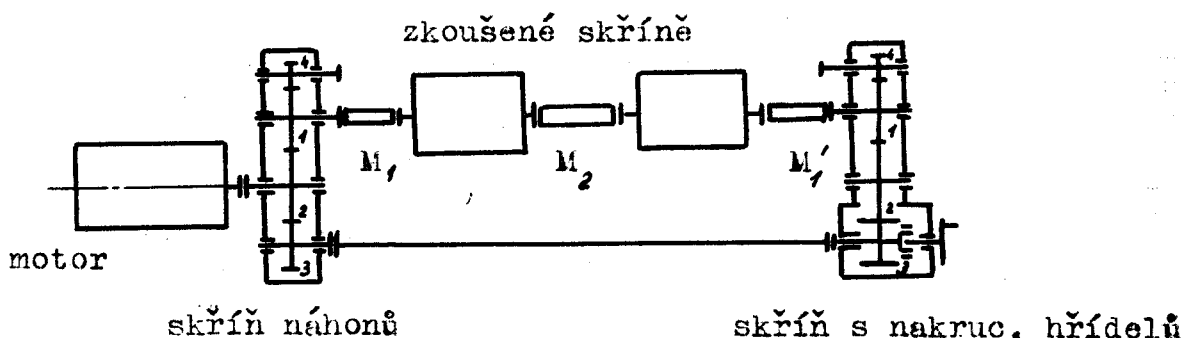
Obr.28

Zkrucování hřídelů okruhu provádím zasouváním šikmého ozubeného kola. Tento způsob zatěžování okruhu je jednoduchý a dovoluje změnu zatížení během provozu stavu.

Otáčky se kontrolují u navrženého stavu dvěma způsoby. Spolehlivější je měření mechanickým měřidlem (otáčkoměr Ha - sler). Druhý způsob je číst otáčky na regulačním pultu el. motoru - často nedostatečně přesně.

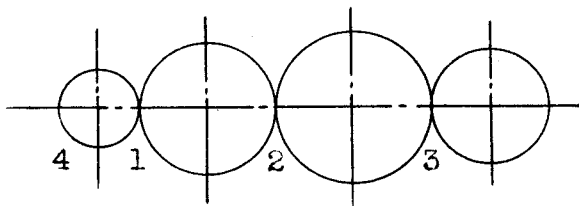
Skříň náhonů.

Výkresy č. 00-KM-DP-4 a 00-KM-DP-5. Jedna ze dvou pomoc - ných převodovek zkoušebního stavu uzavírajících okruh a při - vadějící do okruhu pohyb od el. motoru. Schema okruhu je na obr.29.



Obr.29

Na obr.30 je schema soukolí skříňě náhonů.



Obr.30

Ve skříni náhonů je použito ozubených kol čelních s šik - mými zuby.

Úhel záběru norm.  $\alpha = 20^\circ$

Úhel sklonu  $\beta = 15^\circ$ ;  $m_2 = m_1 / \cos \beta$ ; šířka kol  $b = 72$  mm

Výpočet ozubení podle směrnice ČSN 01 4686:

Poněvadž není zcela dobře možné určit, které převodovky a po jak dlouhou dobu budou na stavu zkoušeny, volím ekvivalentní životnost soukolí nutnou pro výpočet 20 000 hodin, pro plné zatížení. T.zn. při denním provozu 8 hod. vydrží soukolí asi 8,5 roků (rok  $\approx$  300 dní).

Životnost ozubení malého okruhu uvažuji  
 10 000 hodin.

Počet zubů kol:  $z_1 = 63$   
 $z_2 = 73$   
 $z_3 = 52$   
 $z_4 = 35$

$z_1 = 63$   
 $z_2 = 73$   
 $z_3 = 52$   
 $z_4 = 35$

Převod mezi sousedními koly:

$i_{21} = 73/63 = 1,16$   
 $i_{32} = 73/52 = 1,40$   
 $i_{43} = 63/35 = 1,80$

$i_{21} = 1,16$   
 $i_{32} = 1,40$   
 $i_{43} = 1,80$

Počet zubů porovnávacího kola:  $z_n = z / \cos^3 \beta$   
 $\cos \beta = 0,966$ ;  $\cos^3 \beta = 0,9$

$z_{n1} = 63/0,9 = 70$   
 $z_{n2} = 73/0,9 = 81$   
 $z_{n3} = 52/0,9 = 58$   
 $z_{n4} = 35/0,9 = 39$

$z_{n1} = 70$   
 $z_{n2} = 81$   
 $z_{n3} = 58$   
 $z_{n4} = 39$

Průměr roztečné kružnice:  $D = m_f z$ ;  $m_f = 3,25$

$D_1 = 3,25 \cdot 63 = 204,75 \text{ mm}$   
 $D_2 = 3,25 \cdot 73 = 237,25 \text{ mm}$   
 $D_3 = 3,25 \cdot 52 = 169,0 \text{ mm}$   
 $D_4 = 3,25 \cdot 35 = 113,75 \text{ mm}$

$D_1 = 204,75 \text{ mm}$   
 $D_2 = 237,25 \text{ mm}$   
 $D_3 = 169,0 \text{ mm}$   
 $D_4 = 113,75 \text{ mm}$

Maximální moment na kole 1 je při zkoušení  
 skříní 250k/2500ot:

$$M_1 = 71\,620 \frac{N_1}{n_1} = 71\,620 \frac{250}{2500} = 7162 \text{ kgm}$$

$M_1 = 7162 \text{ kgm}$

Obvodová síla na kole 1:

$$P_{o1} = \frac{2M_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 7162}{20,475} = 698 \text{ kg} - \text{na tuto sílu musí být soukolí dimenzováno}$$

$P_{o1} = 698 \text{ kg}$

Vypočtená síla působí na zuby všech kol v převodovce.

Kontrola zubů na ohyb:  
 materiál kol 12 050, kola předkována  
 tepelné zpracování: kola 1,2,3 zúšlechtěna  
 kolo 4 povrchově kaleno

Základní dovolené napětí pro ohyb:  
 zúšlechtěný mat,  $17,50 \text{ kg/mm}^2$   
 povrchově kalený mat,  $10,0 \text{ kg/mm}^2$   
 pro kola, kde zatížení působí na zub

VŠST LIBEREC fakulta strojní	Z k u š e b n í s t a v	Datum 3.XI.1962	Str. 22
<p>střídavě v obou směslech, uvažují 14 kg/mm (t.j. 80% ze 17,50 kg/mm<sup>2</sup>).</p> <p>Pro výpočet uvažují: kolo 1,2, - 14,0 kg/mm<sup>2</sup>  kolo 3 - 17,50 kg/mm<sup>2</sup>  kolo 4 - 10,0 kg/mm<sup>2</sup></p> <p>Otáčky kol: <math>n_1 = 2502</math> ot/min  <math>n_2 = 2160</math> ot/min  <math>n_3 = 3015</math> ot/min  <math>n_4 = 4505</math> ot/min } <i>max.</i></p> <p>Rychlostní součinitel pro ohyb <math>r_0</math> :  <math>r_{01} = 0,22</math>  <math>r_{02} = 0,233</math>  <math>r_{03} = 0,215</math>  <math>r_{04} = 0,20</math></p> <p>stejně pro funkci kolo i pastorek.</p> <p>Obvodová rychlost kol max. :</p> $v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,20475 \cdot 2502}{60} = 27,8 \text{ m/vt.}$ <p>Pro tuto rychlost je nutno kola vyrobit ve 4.st. přesnosti (broušení na odvalovacích bruskách, <math>H = 0,2 - 0,8</math>). Soukolí pak může přenášet větší zatížení - koeficient zvýšení <math>\mu = 1,15</math>.</p> <p>Tvarový součinitel pro ohyb <math>y_0</math> :  ze čtyř hodnot pro kola 1 a 2 a ze dvou pro kola 3 a 4 jsou zvoleny nejmenší; <math>y_{01} = 3,72</math>  <math>y_{02} = 3,68</math>  <math>y_{03} = 3,90</math>  <math>y_{04} = 4,20</math></p> <p>Srovnávací hodnota pro ohyb: <math>c_0 = \frac{G_0 \cdot r_0}{y_0}</math></p> $c_{01} = \frac{14,0 \cdot 0,22}{3,72} = 0,829$ $c_{02} = \frac{14,0 \cdot 0,233}{3,68} = 0,866$ $c_{03} = \frac{17,5 \cdot 0,215}{3,90} = 0,965$		$G_{01} = 14,0 \text{ kg/mm}^2$ $G_{02} = 17,50 \text{ kg/mm}^2$ $G_{03} = 10,0 \text{ kg/mm}^2$ $n_1 = 2502$ ot/min $n_2 = 2160$ ot/min $n_3 = 3015$ ot/min $n_4 = 4505$ ot/min $r_{01} = 0,22$ $r_{02} = 0,233$ $r_{03} = 0,215$ $r_{04} = 0,20$ $v = 27,8 \text{ m/sec}$ $\mu = 1,15$ $y_{01} = 3,72$ $y_{02} = 3,68$ $y_{03} = 3,90$ $y_{04} = 4,20$ $c_{01} = 0,829$ $c_{02} = 0,866$ $c_{03} = 0,965$	
Konstrukce mechanismů a pracovních strojů	Jméno: <i>Rudolf Vrána</i>		



$$c_{o4} = \frac{10,0 \cdot 0,20}{4,20} = 0,476$$

$$c_{o4} = 0,476$$

Soukolí může na ohyb přenášet sílu:  
 $P_o = \pi \cdot c \cdot b \cdot m \cdot \mu = \pi \cdot 0,829 \cdot 72 \cdot 3,25 \cdot 1,15 =$   
 $= 700 \text{ kg}$  - soukolí velkého okruhu na ohyb vy-  
 hovuje.

$$P_o = 700 \text{ kg}$$

Z hodnoty  $c_{o4}$  určím jaký největší výkon lze  
 při otáčkách 4500 ot/min a životnosti 10 000 hod.  
 na malém okruhu zkoušek.

$$P_{o4} = 0,476 \cdot \pi \cdot 72 \cdot 3,25 \cdot 1,15 = 402 \text{ kg}$$

$$P_{o4} = 402 \text{ kg}$$

$$N_4 = \frac{M_4 \cdot n_4}{71620} = \frac{P_{o4} \cdot D_4 \cdot n_4}{2 \cdot 71620} = \frac{402 \cdot 11,375 \cdot 4500}{2 \cdot 71620} =$$
  
 $= 143 \text{ k.}$

$$N_4 = 143 \text{ k}$$

Kontrola zubů na otláčení:

dovolené namáhání: kolo 1,2,3 -  $\sigma_{d1,2,3} = 2,5 \text{ kg/mm}^2$   
 kolo 4 -  $\sigma_{d4} = 3,10 \text{ kg/mm}^2$

$$\sigma_{d1,2,3} = 2,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{d4} = 3,10 \text{ kg/mm}^2$$

Rychlostní součinitel pro otláčení  $r_d$ :

$$r_{d1} = 0,23$$

$$r_{d2} = 0,237$$

$$r_{d3} = 0,215$$

$$r_{d4} = 0,24$$

$$r_{d1} = 0,23$$

$$r_{d2} = 0,237$$

$$r_{d3} = 0,215$$

$$r_{d4} = 0,24$$

Tvarový součinitel pro otláčení  $y_d$ :

$$y_{d1} = 0,65$$

$$y_{d2} = 0,64$$

$$y_{d3} = 0,80$$

$$y_{d4} = 1,05$$

$$y_{d1} = 0,65$$

$$y_{d2} = 0,64$$

$$y_{d3} = 0,80$$

$$y_{d4} = 1,05$$

Součinitel modulu  $u = 0,798$

$$u = 0,798$$

Srovnávací hodnota pro otláčení:  $c_d = \frac{\sigma_{d4} \cdot r_d}{u \cdot y_d}$

$$c_{d1} = \frac{2,5 \cdot 0,23}{0,798 \cdot 0,65} = 1,15$$

$$c_{d1} = 1,15$$

$$c_{d2} = \frac{2,5 \cdot 0,237}{0,798 \cdot 0,64} = 1,16$$

$$c_{d2} = 1,16$$

$$c_{d3} = \frac{2,5 \cdot 0,215}{0,798 \cdot 0,80} = 0,842$$

$$c_{d3} = 0,842$$

$$c_{dt} = \frac{3,5 \cdot 0,24}{0,798 \cdot 1,05} = 1,01$$

$$c_{dt} = 1,01$$

Při srovnání dovolených hodnot pro ohyb a pro otlačení je patrné, že soukolí vyhovuje. Je navrženo hospodárně - únosnosti se liší asi o dvě procenta.

Pro srovnání uvádím pevnostní výpočet ozubení podle prof. Meduny.

Výpočet požadovaných cyklů:

$N = 60 \cdot L \cdot n$  počet zaberů

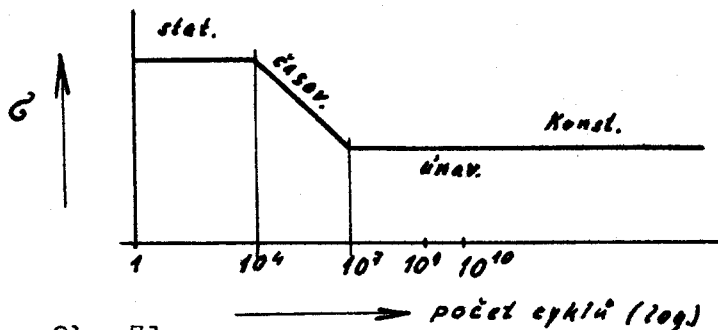
kolo 1 -  $60 \cdot 20 \cdot 000 \cdot 2502 \cdot 2 = 6 \cdot 10^8$  cyklů

kolo 2 -  $60 \cdot 20 \cdot 000 \cdot 2160 \cdot 2 = 5,18 \cdot 10^8$  cyklů

kolo 3 -  $60 \cdot 20 \cdot 000 \cdot 3015 \cdot 1 = 3,78 \cdot 10^8$  cyklů

kolo 4 -  $60 \cdot 10 \cdot 000 \cdot 4505 \cdot 1 = 2,73 \cdot 10^8$  cyklů

Pro tyto počty cyklů vyplývá z Wöhler. křivky (obr.31), že počítáme s ustálenou mezí únavy oceli.



Obr.31

Zuby kol 1 a 2 jsou namáhány střídavě -  
zuby kol 3 a 4 míjivě -

Hodnoty oceli 12 050 podle pokynů prof.

Meduny:

ocel zušlechtěna

$\sigma_{p1} = 70 \text{ kg/mm}^2$ ,  $\sigma_{u1} = 64 \text{ kg/mm}^2$ ,  $\sigma_{u2} = 21 \text{ kg/mm}^2$ , tah-tlak

$\sigma_{p2} = 84 \text{ kg/mm}^2$ ,  $\sigma_{u3} = 60 \text{ kg/mm}^2$ ,  $\sigma_{u4} = 23 \text{ kg/mm}^2$ , ohyb

ocel povrch. kalena

$\sigma_{p1} = 66 \text{ kg/mm}^2$ ,  $\sigma_{u1} = 37 \text{ kg/mm}^2$ ,  $\sigma_{u2} = 20 \text{ kg/mm}^2$ , tah-tlak

$\sigma_{p2} = 79 \text{ kg/mm}^2$ ,  $\sigma_{u3} = 45 \text{ kg/mm}^2$ ,  $\sigma_{u4} = 26,5 \text{ kg/mm}^2$ , ohyb

Výpočet na ohyb provádím ze vzorce:

$$P = \frac{\sigma_{u,2}^2 \cdot b \cdot t_i}{10}$$

šířka kola  $b = 72 \text{ mm}$

$b = 72 \text{ mm}$

$$t_z = \pi \cdot m_z = \pi \cdot 3,25 = 10,2 \text{ mm}$$

Napětí určím ze Smithova diagramu a dosadím do vzorce:

$$\sigma_n^* = \sigma_n \frac{k_p \cdot k_v}{\beta}, \text{ kde součinitel povrchu}$$

a velikosti  $k_p \cdot k_v = 0,9$

Součinitel vrubové citlivosti  $\eta = \frac{\sigma_{k_0}}{\sigma_p} = 0,75$   
pro kola 1,2,3 a 0,57 pro kolo 4

Součinitel tvaru  $\alpha$  podle Cechnoviče:

$$\alpha = 1,65 - 2,5/z$$

pro jednotlivá kola:  $\alpha_1 = 1,625$

$$\alpha_2 = 1,621$$

$$\alpha_3 = 1,603$$

$$\alpha_4 = 1,159$$

Součinitel vrubu  $\beta$  pak je:  $\beta = 1 + \eta(\alpha - 1)$

pro jednotlivá kola:  $\alpha_1 = 1 + 0,75(1,625 - 1) = 1,468$

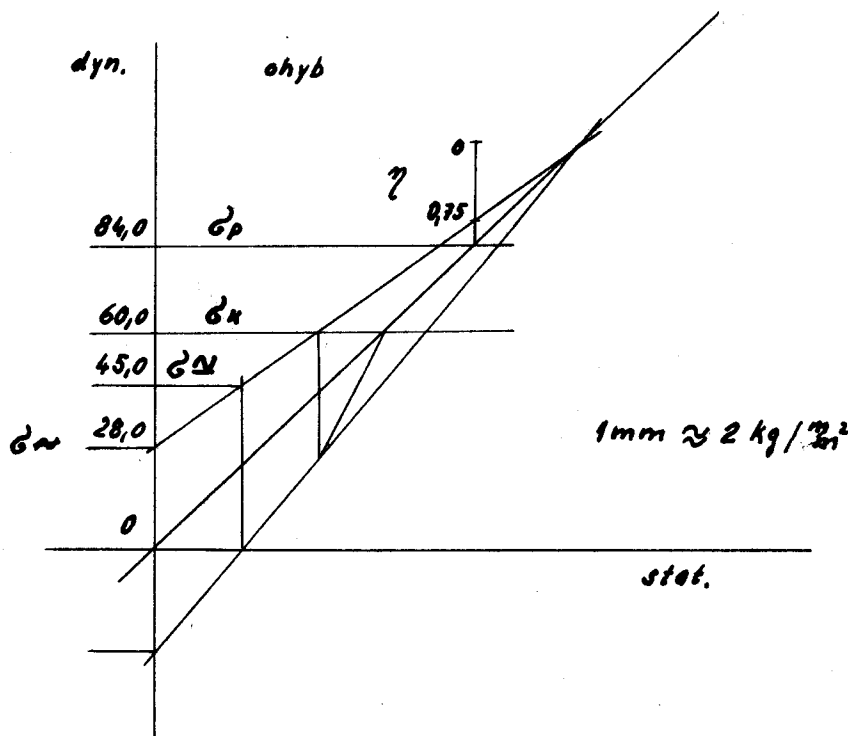
$$\alpha_2 = 1 + 0,75(1,621 - 1) = 1,466$$

$$\alpha_3 = 1 + 0,75(1,603 - 1) = 1,452$$

$$\alpha_4 = 1 + 0,57(1,159 - 1) = 1,96$$

$$t_z = 10,2 \text{ mm}$$

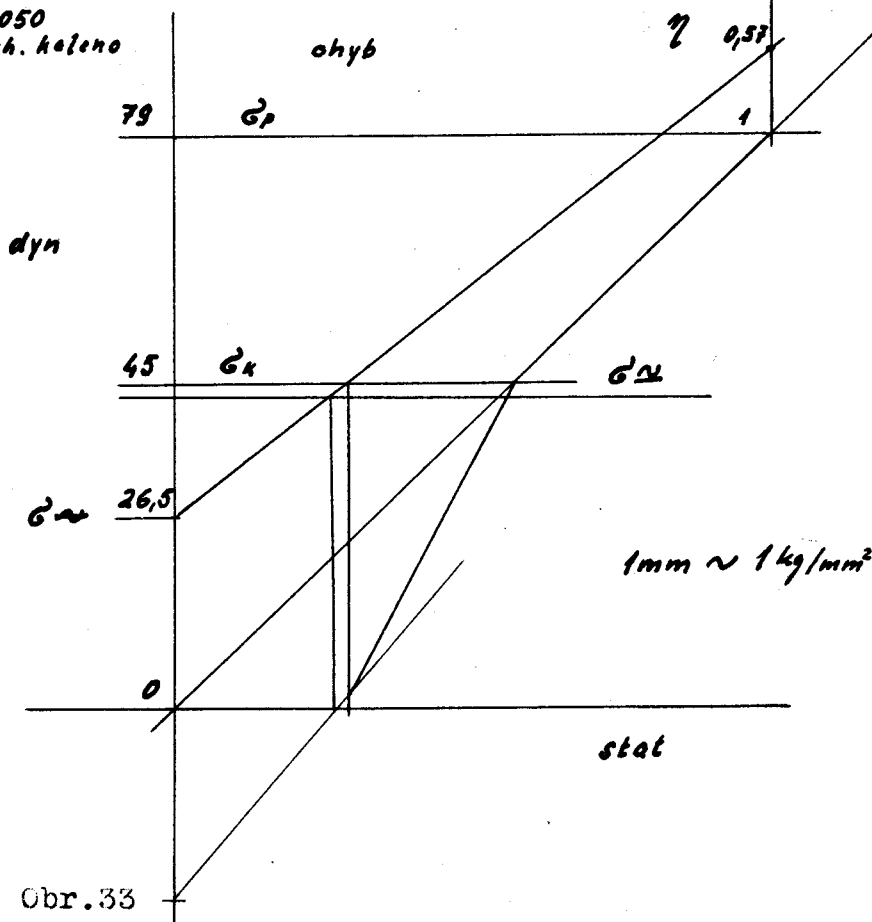
12050 zvil.



Obr.32

Na obr.32 je Smithův diagram pro kola 1,2,3;  
pro kolo 4 je diagram na obr.33.

12050  
povrch. kaleno



Obr.33

Pro kola 1 a 2 počítám  $\sigma_{z_2} = 23 \text{ kg/mm}^2$   
pro kolo 3  $\sigma_{z_3} = 45 \text{ kg/mm}^2$   
pro kolo 4  $\sigma_{z_4} = 42 \text{ kg/mm}^2$

Napětí v ohybu pro jednotlivá kola:

kolo 1 -  $\sigma_{z_1} = 28 \cdot 0,9 / 1,468 = 17,2 \text{ kg/mm}^2$

kolo 2 -  $\sigma_{z_2} = 28 \cdot 0,9 / 1,466 = 17,2 \text{ kg/mm}^2$

kolo 3 -  $\sigma_{z_3} = 45 \cdot 0,9 / 1,452 = 27,9 \text{ kg/mm}^2$

kolo 4 -  $\sigma_{z_4} = 42 \cdot 0,9 / 1,96 = 19,3 \text{ kg/mm}^2$

$\sigma_{z_1} = 17,2 \text{ kg/mm}^2$   
 $\sigma_{z_2} = 17,2 \text{ kg/mm}^2$   
 $\sigma_{z_3} = 27,9 \text{ kg/mm}^2$   
 $\sigma_{z_4} = 19,3 \text{ kg/mm}^2$

Soukolí může být zatíženo obvodovou silou:

$$P_b = \frac{\sigma_{z_1} \cdot b \cdot t}{10} = \frac{17,2 \cdot 72 \cdot 10,2}{10} = 1265 \text{ kg}$$

$P_b = 1265 \text{ kg}$

Malý okruh může být zatížen obv. silou:

$$P_{b,m} = \frac{19,3 \cdot 72 \cdot 10,2}{10} = 1415 \text{ kg} - \text{nutno srovnat s o - tlačením.}$$

Výpočet zubů na opotřebení:

$$\text{Počítám Hertzův tlak: } p_{Hmax} = \sqrt{0,35 \frac{E \cdot N'}{\rho_s \cdot b'}}$$

Modul pružnosti v tahu počítám pro všechna 4 kola stejný  $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ kg/cm}^2$   
Kolmý tlak na zub uvažuji podle výsledku pro ohyb  $P_D = 1250 \text{ kg}$

$$E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ kg/cm}^2$$

$$N = \frac{P_D}{\cos\beta \cdot \cos\alpha} = \frac{1250}{0,964 \cdot 0,938} = 1380 \text{ kg}$$

$$N' = 1380 \text{ kg}$$

$b'$  - celková délka dotyku; určíme ze součinitele záběru náhradních kol  $\epsilon = l/t_z = 2,8$ ;  $l_z$  změřeno  
 $b' = b \cdot \epsilon = 72 \cdot 2,8 = 202 \text{ mm}$ .  
Střední poloměr křivosti určíme ze vzorce

$$\frac{1}{\rho_s} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) = \frac{\cos\beta}{\sin\alpha} \left( \frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2} \right) =$$

$$= \frac{0,964}{0,342} \left( \frac{1}{204,75} + \frac{1}{113,75} \right) \Rightarrow 25,7 \text{ mm} = \rho_s$$

$$\rho_s = 25,7 \text{ mm}$$

$$p_{Hmax} = \sqrt{0,35 \frac{2,1 \cdot 10^4 \cdot 1380}{2,57 \cdot 20,2}} = 4420 \text{ kg/cm}^2$$

$$p_{Hmax} = 4420 \text{ kg/cm}^2$$

Statická pevnost - podmínka:  $\sigma_{hl}, \sigma_{obr}, \sigma_{pl} \leq \sigma_{stat}$

součinitel tření  $f$  uvažuji = 0,05  
součinitel  $k$  je pro náš případ = 1

$$k = \frac{\sigma_{stat}}{\sigma_{Hmax}}$$

$$\sigma_{hl} = p_{Hmax} \cdot 0,56 k (1 + 1,6f^2) = 4420 \cdot 0,56 (1 + 1,6 \cdot 0,05^2)$$

$$= 2480 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{hl} = 2480 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{obr} = p_{Hmax} \cdot 1,73 f/k = 4420 \cdot 1,73 \cdot 0,05 = 3820 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{obr} = 3820 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{pl} = p_{Hmax} (0,16 + 3f^2)^{0,5} = 4420 (0,16 + 3 \cdot 0,05^2)^{0,5} = 1760 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{pl} = 1760 \text{ kg/cm}^2$$

Podmínka statické pevnosti je splněna, jak je patrné z výsledků.

Dynamická pevnost - podmínka:  $\sigma_{hl}, \sigma_{obr} \leq \sigma_{stat}$

$$\sigma_{hl} = p_{Hmax} (0,54 + 0,17f) = 4420 \cdot (0,54 + 0,17 \cdot 0,05) =$$

$$= 2420 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{hl} = 2420 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{obv} = p_{H_{max}}(0,2 + 0,93 \cdot 2,45f) = 4420 (0,2 + 0,93 \cdot 2,45f) =$$

$$= 1390 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{obv} = 1390 \text{ kg/cm}^2$$

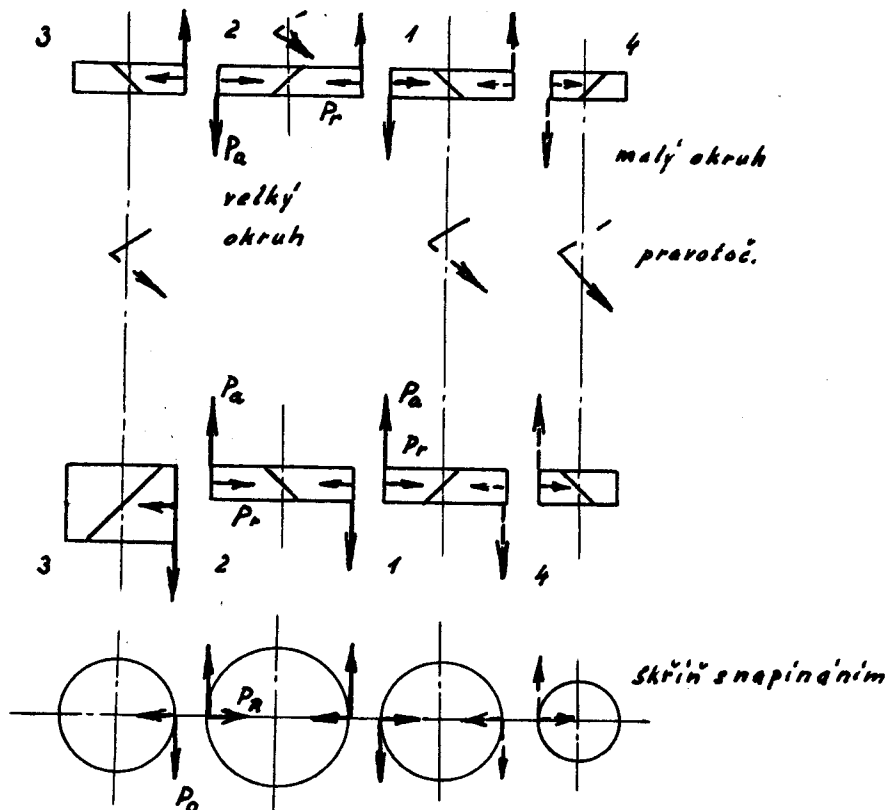
Tato podmínka pro uvažovaný výkon není splněna. Je však splněna pro  $p_{H_{max}} = 3650 \text{ kg/cm}^2$  -  $P_0 = 850 \text{ kg}$ . Tato síla je větší než pro výkon 250k.

Soukolí je podle prof. Meduny asi o 21% předimenzováno proti ČSN.

Výpočet uložení:

Elektro motor je dodáván pravotočivý, na požádání levotočivý. Ve své konstrukci uvažuji smysl otáčení motoru do prava. Přepojení je u motoru, jehož používám, složitější - uvedeno v prospektu.

Dále uvažuji axiální reakci na kole 3 do zadního ložiska. Z uvedeného schématu na obr. 34 vyplývají směry a smysly ostatních sil a směry sklonu zubů kol.



Obr. 34.

Síla obvodová  $P_o = 698 \text{ kg}$   
 síla axiální  $P_a = P_o \cdot \text{tg } \beta = 698 \cdot 0,268 = 187 \text{ kg}$   
 síla radiální  $P_r = P_o \cdot \sin \alpha / \cos \beta =$   
 $= 698 \cdot 0,364 / 0,964 = 264 \text{ kg}$

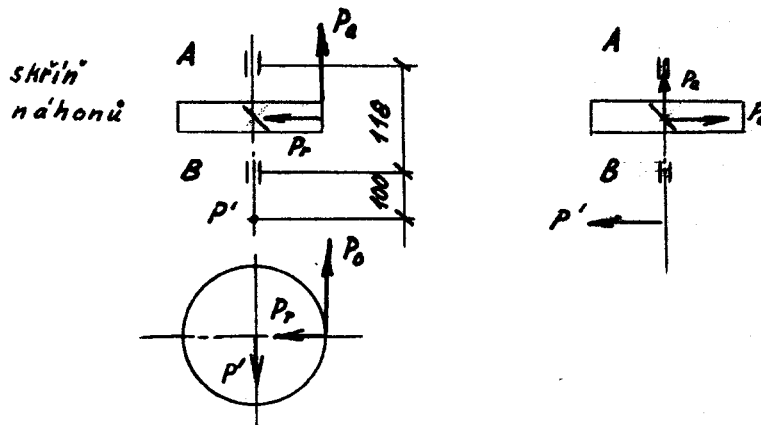
$P_o = 698 \text{ kg}$   
 $P_a = 187 \text{ kg}$   
 $P_r = 264 \text{ kg}$

Hřídele velkého okruhu jsou uloženy ve stejných ložiskách - kulíčkové radiální jednořadé ložisko.

Hodnoty ložiska 6316:  $C_{dyn} = 9300 \text{ kg}$   
 max.otáčky 3000 ot/min

Vzdálenost ložisek pro všechna kola velkého okruhu je 118 mm (u napínacího kola v druhé převodovce stavu větší).

Hřídel 3:



Obr.35

Na hřídel 3 působí také polovina váhy spojky a spojovacího hřídele:  $44+30 = 75 \text{ kg}$   
 Počítám jen ložisko A, protože je více nánáno než ložisko B.

- $R_{A_r}$  - od síly  $P_r$ :  $P_r/2 = 132 \text{ kg}$
- od síly  $P_o$ :  $P_o \cdot d/2a = 187 \cdot 169/2 \cdot 118 = 134 \text{ kg}$
- od síly  $P_o$ :  $P_o/2 = 349 \text{ kg}$
- od síly  $P'$ :  $P' \cdot 100/118 = 70 \cdot 100/118 = 59 \text{ kg}$

Výsledná složka reakce radiální:

$$R_{A,r} = \sqrt{(349+59)^2 + (134+132)^2} = 486 \text{ kg}$$

$R_{A,r} = 486 \text{ kg}$

Výsledná axiální složka reakce:

$$R_{A,a} = P_a = 187 \text{ kg}$$

$R_{A,a} = 187 \text{ kg}$

Ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P_{E_3} = R_{A3} + 2R_{A4} = 486 + 373 = 859 \text{ kg} ; 0/P_{E_3} = 9300/859 = 10,8$$

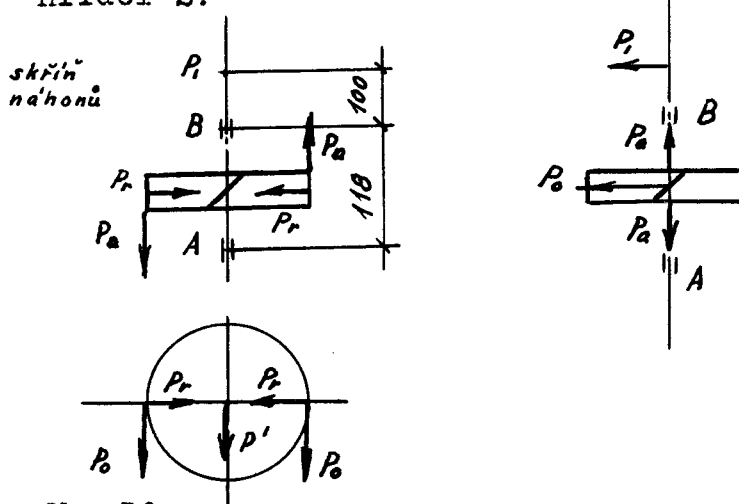
$$P_{E_{3A}} = 859 \text{ kg}$$

Trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{A_3} = (C_2/P_{E_3})^3 \cdot 10^6/n_3 \cdot 60 = (10,8)^3 \cdot 10^6/3015 \cdot 60 = 6720 \text{ hod.}$$

$$L_{A_3} = 6720 \text{ hod.}$$

Hřídel 2:



Obr.36

Na hřídel 2 působí též polovina váhy spojky s el. motorem - 22 kg.

- $R_{A_2}$  - od síly  $B_0$ :  $P_0 = 698 \text{ kg}$
- od síly  $P_1$ :  $P_1 \cdot 218/118 = 40,6 \text{ kg}$
- od síly  $P_2$ :  $P_2 \cdot 237,25/118 = 376 \text{ kg}$
- od síly  $P_3$ :  $0 \text{ kg}$

Výsledná radiální složkareakce:

$$R_{A_2R} = \sqrt{(698 - 40,6)^2 + 376^2} = 752 \text{ kg}$$

$$R_{A_2R} = 752 \text{ kg}$$

Výsledná axiální složka reakce:  $R_{A_2A} = 0 \text{ kg}$

$$R_{A_2A} = 0 \text{ kg}$$

Ekvivalentní zatížení:  $P_{E_2} = R_{A_2R} = 752 \text{ kg}$

$$P_{E_{2A}} = 752 \text{ kg}$$

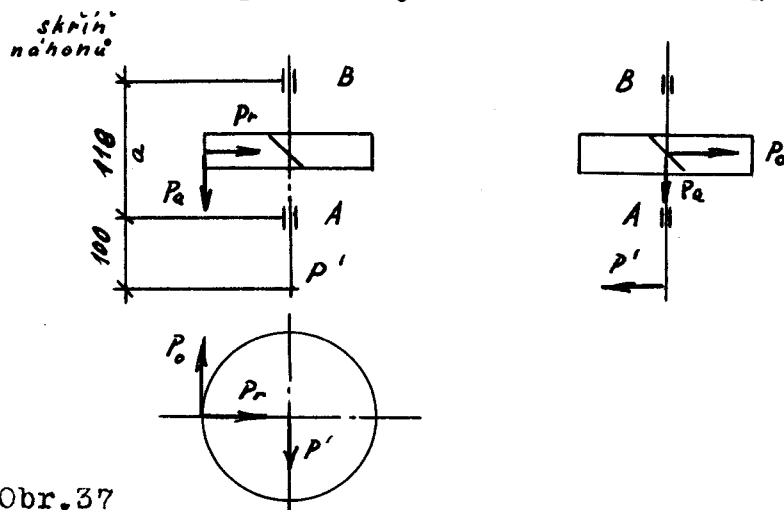
$$C_2/P_{E_2} = 9300/752 = 12,4$$

$$\text{Trvanlivost: } L_{A_2} = 12,4^3 \cdot 10^6/60 \cdot 2160 = 1900 \cdot 10^6/60 \cdot 2160 = 14560 \text{ hod.}$$

$$L_{A_2} = 14560 \text{ hod.}$$



Hřídel 1: jako v obou předchozích případech počítám jen ložisko více namáhané



Obr.37

Na hřídel 1 působí také váha spojky a části měřící tyče - 60 kg

- $R_{A1}$  - od síly  $P_o$ :  $P_o/2 = 349$  kg
- od síly  $P_r$ :  $P_r/2 = 132$  kg
- od síly  $P_a$ :  $P_a \cdot D/2a = 187 \cdot 204,75/2 \cdot 118 = 162$  kg
- od síly  $P$ :  $60 \cdot 218/100 = 129$  kg

Výsledná radiální složka reakce: (počítám pro skřín' s nap. - z obr. 34 - součet ve směře složce)

$$R_{A1R} = \sqrt{(349+129)^2 + (132+162)^2} = 562 \text{ kg}$$

Výsledná axiální složka reakce:  $R_{A1A} = P_a = 187$  kg

Ekvivalentní zatížení:  $P_{E1} = 562 + 2 \cdot 187 = 935$  kg

$$C/P_{E1} = 9300/935 = 9,95$$

Trvanlivost:  $L_{A1} = 9,95^3 \cdot 10^6 / 2502 \cdot 60 = 6590$  hod.

Hřídel 4: na malém okruhu lze podle výpočtu pevnosti ozubení zkoušet převodovky do výkonu 143k a 4500ot/min.

Síly na kolo:

- síla obvodová  $P'_o = 402$  kg
- síla axiální  $P'_a = P'_o \cdot \tan \beta = 402 \cdot 0,268 = 108$  kg
- síla radiální  $P'_r = P'_o \sin \alpha / \cos \beta = 152$  kg

$$R_{A1R} = 562 \text{ kg}$$

$$R_{A1A} = 187 \text{ kg}$$

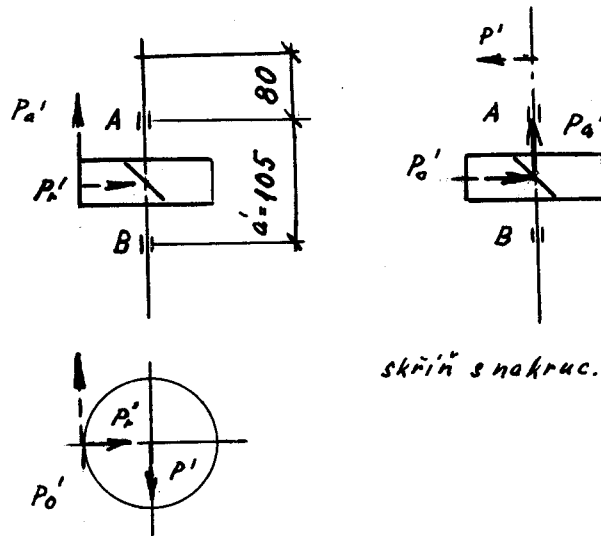
$$P_{E1} = 935 \text{ kg}$$

$$L_{A1} = 6590 \text{ hod}$$

$$P'_o = 402 \text{ kg}$$

$$P'_a = 103 \text{ kg}$$

$$P'_r = 152 \text{ kg}$$



Obr.38

Opět počítám jen ložisko více zatížené.  
Hřídel je uložen v kuličkových jednořadých radiálních ložiskách typu 6409 -  $C_{dyn} = 6000$  kg, maximální dovolené otáčky 5000 ot/min.

Na hřídel 4 působí také váha spojky a části měřící tyče - 60 kg. Tato hodnota je přibližná, závisí na velikosti připojené spojky - uvažuji stejné velikosti jako pro velký okruh. Je však nutno upravit vnější průměr spojky tak, aby nepřekážela sousednímu hřídeli. Toto se upraví až při konkrétním měření na malém okruhu.

- $R_{A4}$  - od síly  $P_0'$ :  $P_0'/2 = 201$  kg
- od síly  $P_a'$ :  $P_a'/2 = 76$  kg
- od síly  $P_b'$ :  $P_b' \cdot D / 2a' = 108.113,75 / 2 \cdot 105 = 58,4$  kg
- od síly  $P'$ :  $60 \cdot 185 / 105 = 106$  kg

Výsledná radiální složka reakce:

$$R_{A4R} = \sqrt{(201-106)^2 + (76+58,4)^2} = 164 \text{ kg}$$

$$R_{A4R} = 164 \text{ kg}$$

Výsledná axiální složka reakce:

$$R_{A4A} = P = 108 \text{ kg}$$

$$R_{A4A} = 108 \text{ kg}$$

Ekvivalentní zatížení:

$$P_{E4} = R_{A4R} + 2R_{A4A} = 164 + 2 \cdot 108 = 380 \text{ kg}$$

$$P_{E4} = 380 \text{ kg}$$

$$C/P = 6000/380 = 15,8 ; 10,89 \text{ pro stejné ložisko skr. nahonů}$$

Trvanlivost:  $L_A = 15,8 \cdot 10^6 / 60 \cdot 4505 =$   
 $= 3950 \cdot 10^6 / 60 \cdot 4505 = 14\ 500 \text{ hod.}$

4760 hod.  
skříň nahoná

$L_A = 14\ 500 \text{ hod.}$

Ložiska ve skříni s napínacím ústrojím jsou namáhána stejně, ložiska na třetím hřídeli (šířoké kolo) méně.

Mazání kol i ložisek je rozstříknutým olejem. Olej je do střední výšky olejovodu, asi 4500 cm. V olejové lázni se brodí kola 1 a 2. Hřídele jsou těsněny labyrint. kroužky, manžetové ucpávky by se rychle opotřebovaly pro velkou obvodovou rychlost těsněných hřídelů.

Kontrola hřídele 1 na kroucení:

$\tau_{t_1} = M/W_t = M \cdot 16 / \pi \cdot d^3 = 16 \cdot 7162 / \pi \cdot 7,2^3 = 9,85 \text{ kg/cm}^2$

$\tau_{t_1} = 9,85 \text{ kg/cm}^2$

toto napětí je malé, ponechávám z konstrukčních důvodů. Ostatní hřídele velkého okruhu na krut nekontroluji - jasné z výkresů.

Kontrola hřídele 2 na ohyb: počítám jen síly obvodové  $P_0$ .

$\sigma_{o_2} = M/W_o = 2P_0 \cdot 11,8 \cdot 16 / 2 \cdot \pi \cdot 7,2^3 = 13,25 \text{ kg/cm}^2$

$\sigma_{o_2} = 13,25 \text{ kg/cm}^2$

toto napětí je malé, ostatní hřídele nekontroluji.

Kontrola hřídele 4 na kroucení:

$\tau_{t_4} = P_0' \cdot D_4 \cdot 16 / \pi \cdot d^3 = 402 \cdot 11,375 \cdot 16 / \pi \cdot 3,6^3 = 49,8 \text{ kg/cm}^2$

$\tau_{t_4} = 49,8 \text{ kg/cm}^2$

toto napětí je rovněž malé; vyhovuje.

Kontrolu drážek na otlačení neuvádím. Dále neuvádím do této zprávy výpočet šroubů zachycu - jících ax. síly ložisek - v každém případě je 5 nebo 6 šroubů M10. Drážky i šrouby dobře vyhovují.

Spojky:

Vyčnívající konce hřídelů jsou přizpůsobeny kotoučové pružné čepové spojce ČSN 02 6432.2 - platí pro velký okruh. Ve velkém okruhu jsou použity spojky velikosti  $D = 280 \text{ mm}$ .

Výpočet spočívá v určení hodnoty  $C \cdot N/n$ , která pro uvedenou spojku nesmí být větší než 0,125. Počítám spojku na hřídeli 1;  $C$  z normy = 1,5  
 $C \cdot N/n = 1,5 \cdot 250 \cdot 0,736 / 2502 = 0,111$  - vyhovuje.

Výpočet spojovacího hřídele.

-----

Hřídel je vytvořen bezešvou ocelovou trubkou  $\varnothing 89.4,5$  mm, délky  $l = 4000$  mm se zavařenými špalky v obou koncích. Špalky jsou drážkované jako konce hřídelů skříní stavu. Materiál trubky 10 370.

Kontrola na krut:  $M_3 = 5980$  kgcm

$$W_k = \frac{\pi}{16} \frac{8,9^4 - 8^4}{8,9} = \frac{\pi(6280 - 4100)}{16 \cdot 8,9} = 49,1 \text{ cm}^3$$

$$W_k = 49,1 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{M_3}{W_k} = 5980/49,6 = 120 \text{ kg/cm}^2 - \text{vyhovuje}$$

$$\tau = 120 \text{ kg/cm}^2$$

Ohybové kmitání: váha jednoho cm trubky  $0,13 \text{ kg/cm}$  počítám jako prostý nosník spojitě zatížený

$$I_o = 107 \text{ cm}^4$$

$$y = \frac{5}{384} \frac{q \cdot l^4}{E \cdot I_o} = \frac{5 \cdot 0,13 \cdot 4000}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^{10} \cdot 218} = 0,189 \text{ cm}$$

$$y = 0,189 \text{ cm}$$

$$\text{otáčky kritické: } n_k = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{981}{0,189}} =$$

= 692 ot/min - vyhovuje; hřídel se otáčí v rozsahu (3000 - 1000) ot/min. Kdyby při provozu došlo i přesto ke kmitání, nutno hřídel podepřít.

$$n_k = 692 \text{ ot/min}$$

Zkroucení hřídele:  $M_3 = 5980$  kgcm,  $I_k = 214 \text{ cm}^4$

$$I_k = 214 \text{ cm}^4$$

$$\varphi = \frac{M_3 \cdot l}{G \cdot I_k} = \frac{5980 \cdot 4000}{8,3 \cdot 10^5 \cdot 214} = 0,133 \text{ rad} = 7,63^\circ$$

$$\varphi = 7,63^\circ$$

Měřicí tyč 750 kgm.

-----

Na torsní tyči je nasazena posuvná trubka s prstencem. Při zkroucení tyče se radiální posuv jejich dvou průřezů mění pomocí palce na posuvné trubce v axiální posuv trubky a tím i prstence. Prsteneček se posouvá mezi dvěma el. cívkami. Tím se mění magnetické prostředí cívek. To ovlivní elektrické veličiny v obvodu cívek. Tyto změny se měří na

stupnici el. přístroje oceňované v kgm. Měření se provádí v můstkovém zapojení. Elektrickou část tyče po dohodě s vedoucím dipl. práce neřeším.

Kontrola smykového napětí:

průměr zkroucované části tyče = 45 mm;  $W_k = 17,95 \text{ cm}^3$   
tyč je zhotovena z oceli 16 640, zušlechtěna, po vrch leštěn. Počítám s napětím míjivým  $\tilde{\sigma} = 46 \text{ kg/cm}^2$   
Toto napětí je uvedeno pro daný materiál ve Smi - thově diagramu v literatuře (Drastík: Volba konstr. ocelí).

$$\tilde{\sigma} = M/W_k = 75\,000/17,95 = 4200 \text{ kg/cm}^2 - \text{vyhovuje}$$

$$\text{Zkroucení tyče: } I_k = 44,2 \text{ cm}^4$$

$$\varphi = \frac{M \cdot l}{G \cdot I_k} = \frac{75 \cdot 000 \cdot 18,5}{8,3 \cdot 10^5 \cdot 44,2} = 0,0378 \text{ rad} = 2,16^\circ$$

Obvodové natočení na průměru 100: 1,89 mm  
Toto natočení se mění v axiální posuv prstence; ax. posuv se upraví podle citlivosti el. obvodu. Bude pravděpodobně nejvýhodnější asi 3 mm. Tomu odpovídá úhel na převodním palci asi 57°.

Posuvná trubka je přitlačována - její palec k malému ložisku pružinou. Pružina je volena tak, aby tlak byl asi 8 kg. Její výpočet neuvádím.

Torsní tyč je uložena v ložiskách o přesnosti C2, jejichž axiální vůle je asi 5,5  $\mu$ , takže chyba vlivem této vůle je asi 0,54%.

Měřicí tyč 72 kgm.

Materiál torsní tyče opět ocel 16 640, zušle - chtěna, povrch leštěn. Průměr  $d = 20 \text{ mm}$ , délka  $l = 100 \text{ mm}$ .  $W_k = 1,57 \text{ cm}^3$

Kontrola smykového napětí:

$$\tilde{\sigma} = M/W_k = 7200/1,57 = 4570 \text{ kg/cm}^2, \text{ vyhovuje}$$

$$\text{Zkroucení tyče: } I_k = 1,57 \text{ cm}^4$$

$$\varphi = \frac{M \cdot l}{G \cdot I_k} = \frac{7200 \cdot 10}{8,3 \cdot 10^5 \cdot 1,57} = 0,0552 \text{ rad} = 3,17^\circ$$

$$W_k = 17,95 \text{ cm}^3$$

$$\tilde{\sigma} = 4200 \text{ kg/cm}^2$$

$$I_k = 44,2 \text{ cm}^4$$

$$\varphi = 2,16^\circ$$

$$W_k = 1,57 \text{ cm}^3$$

$$\tilde{\sigma} = 4570 \text{ kg/cm}^2$$

$$I_k = 1,57 \text{ cm}^4$$

$$\varphi = 3,17^\circ$$

Pro axiální posuv prstence platí stejné zásady jako u tyče 750 kgm. Pružina dává opět tlak asi 5 kg.

Skříň s nakrucováním hřídelů.

Výkresy č. 00 KM DP - 2 a 00 KM DP - 3. Druhá pomocná převodovka stavu. Nakrucování hřídelů do-  
sahují axiálním posuvem kola 3. Při maximálním  
zasunutí je úhel nakrucení  $14^{\circ}55'$ . Součet úhlů  
zkroucení měřících tyčí a spojovacího hřídele je  
při největším zatížení a měření třemi tyčemi  $16,07^{\circ}$ .  
Je proto nutné při zkouškách největších skříní po-  
užívat jen dvou měřících tyčí.

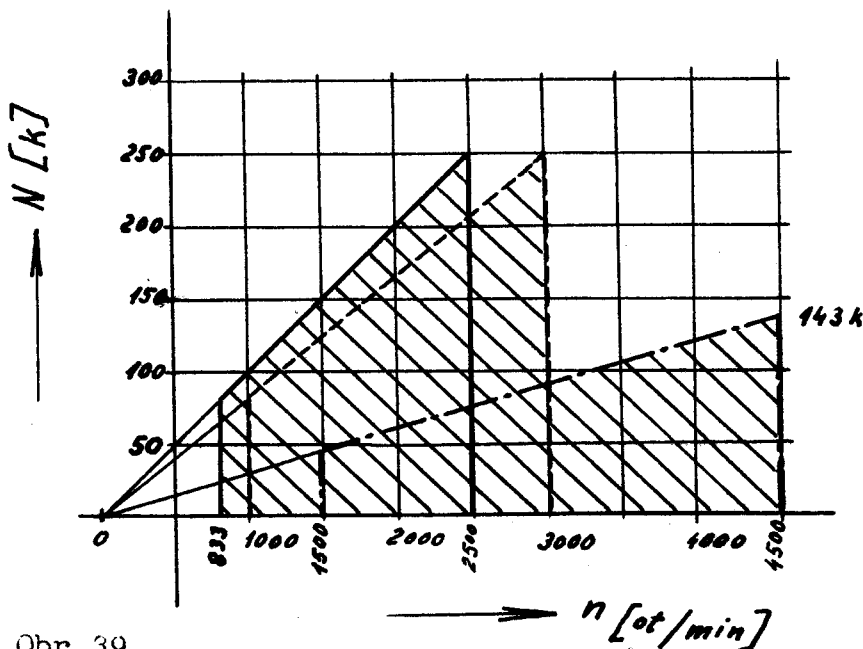
$\varphi_{\text{max}} = 14^{\circ}55'$

Ozubená kola a ložiska jsou stejná (mimo kola  
3- široké) jako ve skříni náhonů, uvedl jsem proto  
jen výpočet více namáhaných elementů než ve skříni  
náhonů.

Závěr.

Na navrženém zkušebním stavu se dají zkoušet  
převodové skříně, které svým výkonem a otáčkami  
spadají do vyšrafované části grafu na obr.39.

Při návrhu zkušebního stavu jsem uvažoval vý-  
robu kusovou (1-3 kusy).



Obr. 39

velký okruh:  
hřídel 1 ———  
hřídel 3 - - - -  
  
malý okruh:  
hřídel 4 - · - · -

Závěrem chci poděkovat všem, kteří mi během práce ochotně pomáhali. Především soudruhům z katedry části strojů a z oddělení převodovek VÚMV.

Seznam literatury:

Petránek: Ústrojí automobilů (Praha 1956)

Hošek, Prokop: Laboratorní zkoušení převodovek, Automobil 1961, č.14

Mimra: Zkoušení motorových vozidel

Thiemig: Prüfstände für Fahrzeuggetriebe, Automobiltechnik 2 1961, No 8

Falkevič, Divakov: Zkoušení automobilu

Drastík: Volba konstrukčních ocelí