

VŠST Liberec

Optimalizace rozvodu OHC

Ivan Hrabal

Fakulta strojní

DP-VS-103/75

list 1

VŠST LIBEREC

VÝROBNÍ STROJE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Optimalizace rozvodu OHC pro vznětový
motor s válci uspořádanými do V.

1975

Ivan Hrabal

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro Ivana H r a b a l aodbor stavba výrobních strojů a zařízení

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

Název tématu: Optimalizace rozvodu OHC pro vznětový motor
s válci uspořádanými do V

Pokyny pro vypracování:

1. Navrhněte a konstrukčně propracujte rozvod OHC osmiválcového motoru s válci uspořádanými do V s ohledem na optimalizaci počtu a rozměru ozubených kol.
2. Při konstrukci uvažujte čtyřventilovou hlavu dělenou použitelnou i pro 6 a 10 válcový motor. Řešení proveďte pro dvě varianty a to 1 x OHC a 2 x OHC.
Pohon vačkového hřídele řešte ozubenými koly (průměr ozubených kol nesmí být větší než 300 mm).
Při konstrukci vycházejte z těchto parametrů: motor V 8/90°, jmenovitý výkon 213 kW při 2200 ot/min, $M_{tmax} = 1080 \text{ Nm}$ / 1500 ot/min, délka motoru od přední hrany lopatky ventilátoru k lamele spojky 1150 mm, celková šířka motoru 1020 mm, celková výška 965 mm, výška od osy klikového hřídele 530 mm, vrtání 130 mm, zdvih 150 mm, délka ojnice 270 mm, vzdálenost do sedací plochy hlavy od osy klikového hřídele 430 mm, uložení klikového hřídele kluzné.

Autorské právo se nachází v území působnosti Úřadu pro práva duševního vlastnictví
zápisné číslo 21 727/1975, 2. úřad
13. března 1975 Úřad pro práva duševního vlastnictví
31. 8. 1962 § 19 a následně číslo 21 727/1975

V 53/1975

Rozsah grafických laboratorních prací:

Rozsah průvodní zprávy: **40 stran**

Seznam odborné literatury:

1. Košťál, Suk: Pístové spalovací motory
2. Kožoušek: Teorie spalovacích motorů
3. Maslenikov, Rapiport: Letecké pístové motory
4. Referativnyj žurnal
5. Materiály n.p. LIAZ

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Bořivoj Rutkovský**

Konsultanti: **Ing. Ladislav Bartoníček**

Datum zahájení diplomové práce: **15. října 1974**

Datum odevzdání diplomové práce: **30. května 1975**



Mayer
Vedoucí katedry

Rutkovský
Téza

v **Liberci**

15. října 1974

OBSAH

	list
1. ÚVOD	... 5
2. ÚČEL ROZVODU	... 5
3. DRUHY ROZVODU	... 6
3.1. Šoupátkový rozvod	... 6
3.1.1. Kmitající šoupátko	... 6
3.1.2. Rotační šoupátko	... 6
3.2. Ventilový rozvod	... 7
3.2.1. Rozvod SV	... 7
3.2.2. Rozvod OHV	... 7
3.2.3. Rozvod OHC	... 8
4. TEORIE ROZVODU	... 10
5. ČASOVÁNÍ VENTILŮ	... 11
6. TVARY VAČEK	... 12
7. SAMOSTATNÉ HLAVY	... 14
8. KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ ROZVODU 2xOHC	... 14
8.1. Hlava válců	... 14
8.2. Kontrola hlavních šroubů	... 15
8.3. Kontrola ventilové pružiny	... 17
8.3.1. Určení maximální síly na pružinu	... 17
8.3.2. Určení minimálního předpětí pružiny	... 19
8.3.3. Namáhání pružiny	... 20
8.3.4. Určení bezpečnosti pružiny	... 21
8.3.5. Kmitání ventilové pružiny	... 23
8.4. Vstřikovač paliva	... 24
8.5. Vačková skříň	... 24
8.6. Vazba mezi vačkou a ventilem	... 25
8.7. Seřizování ventilové vůle	... 25
8.8. Skříň náhonu	... 26
8.9. Mazání rozvodu	... 26
8.10. Náhon rozvodu	... 27
8.10.1. Kontrola vačkového hřídele	... 28
8.10.2. Kontrola velkého ozubeného náhonu	... 31
8.10.3. Kontrola ozubených kol, které zprostředkovávají vazbu mezi oběma vačkovými hřídeli	... 33

8.10.4. Kontrola pera	...	35
8.11. Montáž rozvodu	...	36
8.12. Seřizování rozvodu	...	36
9. KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ ROZVOU 1xOHC	...	37
9.1. Hlava válců	...	37
9.2. Vstříkovač paliva	...	38
9.3. Vačková skříň	...	38
9.4. Skříň náhonu	...	39
9.5. Vazba mezi vačkou a ventilem	...	40
9.6. Automatické vymezování vůle	...	40
9.7. Mazání rozvodu	...	42
9.8. Náhon a seřizování rozvodu	...	44
9.9. Montáž rozvodu	...	44
10. ZHODNOCENÍ ROZVODU 2xOHC a 1xOHC	...	45
11. ZÁVĚR	...	49
12. POUŽITÁ LITERATURA	...	50

Přílohy: DP-VS-103/75-01
DP-VS-103/75-02
DP-VS-103/75-03
DP-VS-103/75-04

1. ÚVOD

Dnešní rozvoj techniky přivedl rychloběžný spalovací motor k velkému rozšíření a současně k velkému stupni dokonalosti. Dnes již prakticky neexistuje odvětví, kde by nebylo možno se setkat se spalovacím motorem. Spalovacího motoru se používá nejen ve všech druzích dopravních prostředků, ale je velmi rozšířen i jako motor stacionární.

U velkých motorů se používá všeobecně Dieselova principu pro velmi úsporný provoz, kdežto tam, kde se bere zřetel i na váhu motoru, se používá motoru karburátorových.

2. ÚČEL ROZVODU

V motoru se přeměňuje chemická energie obsažená v palivu na mechanický výkon. K dokonalému shoření paliva je zapotřebí určitého váhového množství vzduchu. Jedním z důležitých faktorů, na kterých podstatně závisí výkon motoru, je váhové množství nasátého vzduchu. Přívodem většího množství paliva než odpovídá množství nasátého vzduchu, se zvyšuje výkon motoru již jen zcela nepatrně, specifická spotřeba však rychle stoupá, neboť nespálené palivo uniká s výfukovými plyny nezužitkováno z motoru. Toto přebytečné palivo slouží jedině k vnitřnímu chlazení, neboť teplo, potřebné k jeho odpaření během kompresního zdvihu, snižuje teplotu směsi na konci komprese, což má příznivý vliv na výkon motoru. Provoz s tak bohatou směsí je však velmi nevhodný.

Váhové množství vzduchu nasátého do motoru bez kompresoru záleží hlavně na dobře vyřešeném rozvodu. Při použití dostatečně velkých průtočných ploch ve ventilech a snížením všech odporů vstupujícího vzduchu, dá se dodržet dobrá objemová účinnost až do vysokých otáček motoru.

Jedině se správně vyřešeným rozvodem je možno docílit vysokého litrového výkonu motoru.

3. DRUHY ROZVODU

Podle způsobu jakým se provádí přívod a odvod plynů, můžeme rozdělit rozvody spalovacího motoru na dvě velké skupiny: šoupátkový rozvod

ventilový rozvod

3.1. Šoupátkový rozvod

Výhodou šoupátkového rozvodu je hlavně to, že ze spalovacího prostoru je odstraněn horký výfukový ventil, což umožňuje použít vyššího kompresního poměru, než u motorů ventilových. Následkem toho se docílí i vyššího specifického výkonu.

Vzduch vstupuje do válce otvorem ve stěně nebo hlavě válce a neohřívá se o rozpálený talíř sacího ventilu a proto ho do válce proteče větší váhové množství, než u rozvodu ventilového. To má za následek zlepšení objemové účinnosti.

Šoupátkový rozvod se dnes již používá velmi málo a je prakticky pouze výjimkou. Lze ho rozdělit do dvou základních skupin a to s rotačním šoupátkem a kmitajícím šoupátkem.

3.1.1. Kmitající šoupátko

Do této skupiny patří všechny druhy šoupátkových rozvodů, u kterých konají šoupátka pohyb přímočarý, příp. ještě i pohyb vratný rotační. Vratný pohyb šoupátka je velmi výhodný pro tvoření mazacího olejového filmu a i průběh otvírání a zavírání kanálů je příznivý. Náhon šoupátka je poměrně složitý.

3.1.2. Rotační šoupátko

Patří sem všechny druhy rozvodů, kde šoupátko koná pohyb čistě rotační. Náhon šoupátka je jednoduchý

a při správné konstrukci lze docílit i velkých prostupů v kanálech. Těsnění a mazání šoupátka je však obtížnější.

3.2. Ventilový rozvod

Ventilový rozvod je dnes nejrozšířenější a dosáhl velkého stupně dokonalosti. Co do konstrukce jsou ventilová ústrojí velmi různá. Mohou se však rozdělit do tří základních skupin: rozvod - SV

rozvod - OHV

rozvod - OHC

3.2.1. Rozvod SV

U tohoto uspořádání (obr.1) jsou "stojaté ventily" umístěné po jedné straně válce ovládány od vačkového hřídele, umístěného v klikové skříni prostřednictvím zdvihátek. Označení SV je zkratkou anglického slova Side valve.

Ventily jsou ovládány pomocí zdvihátek přímo od vačky a proto zdvih ventilu se rovná přímo zdvihu vačky. Pouze u jednoválcových motorů se někdy používá vložených vahadel.

Směs nasávána do válců musí po průchodu ventilem změnit směr o 180° , což se projevuje na zhoršené objemové účinnosti.

3.2.2. Rozvod OHV

Ventily v hlavě válců jsou ovládány pomocí vahadel a tyčinek od vačkového hřídele umístěného v klikové skříni (obr.2). Pro toto uspořádání je používáno OHV jako zkratka anglického slova Overhead valve.

Náhon vačkového hřídele umístěného v klikové skříni je jednoduchý. Váha pohybujících se součástí rozvodu je ale velká, neboť kromě ventilů, přistupuje ještě váha ventilového vahadla a tyčinek.

Aby byly váhy rozvodových součástí co nejmenší, je sna-
ha položit vačkový hřídel co nejvýše, takže ventilové
tyčinky vyjdou úplně krátké. Další nevýhodou rozvodu
OHV je jeho menší tuhost a větší náchylnost ke kmitání.

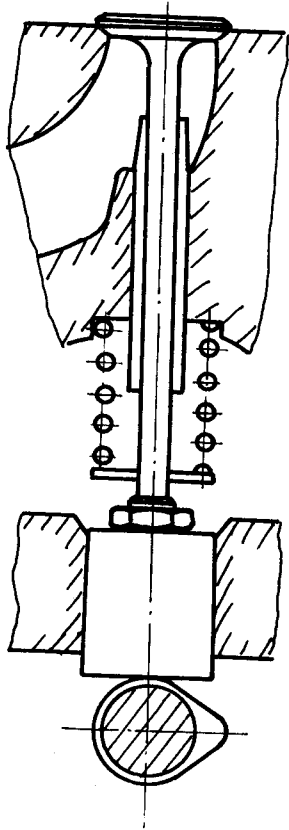
3.2.3. Rozvod OHC

Vačkový hřídel se otáčí v ložiskách umístěných na
horní části hlavy. Označení OHC je zkratkou anglického
slova Overhead camshaft. Vačkový hřídel je buď přímo
v rovině ventilů, nebo v rovině rovnoběžné s rovinou
jedné řady ventilů.

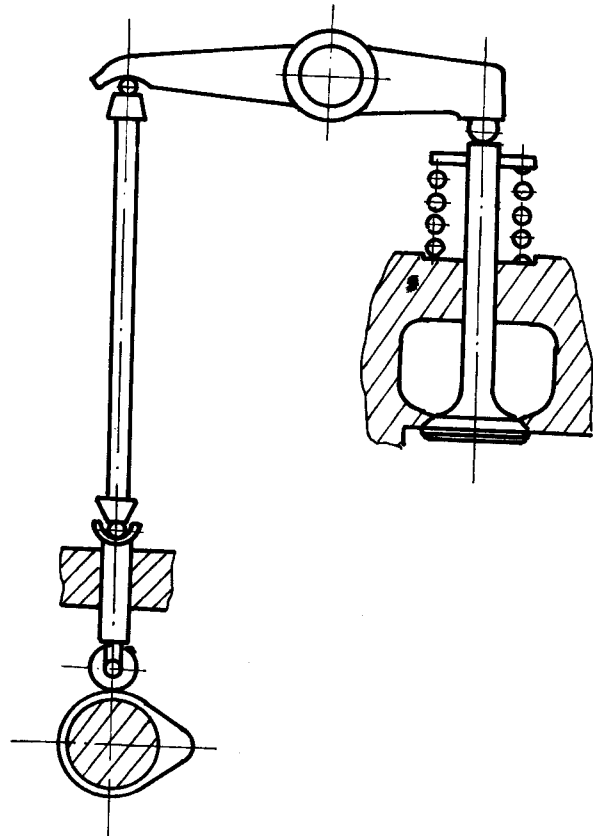
V prvním případě ovládají vačky (při otáčení vač-
kového hřídele) v příslušných okamžicích misky ventilů
přímo, přičemž jeden vačkový hřídel ovládá jednu řadu
ventilů. Docílí se tak nejmenší váhy pohyblivých částí,
ale nutno pamatovat na dvě věci; zachycení klopného
momentu od vačky při otvírání ventilu a seřizování ven-
tilové vůle. Z těchto důvodů se někdy vkládá mezi vač-
ku a ventil lehké vahadlo nebo zvedák.

V druhém případě jsou ventily ovládány vačkami
prostřednictvím vložených páček (vahadel), přičemž může
jediný vačkový hřídel ovládat dvě řady ventilů.

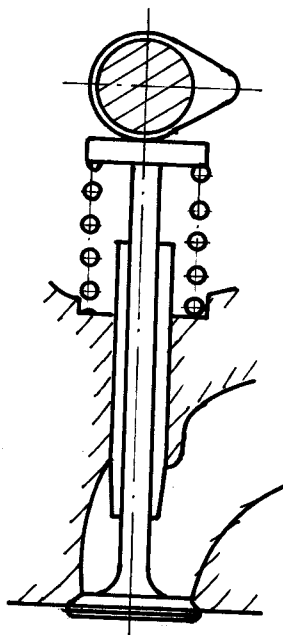
Náhon vačkového hřídele v hlavě válců je obtížný
a toto řešení je výrobně dražší. Vačkový hřídel je
možno nahánět buď svislým hřídelem (královský hřídel),
čelními ozubenými koly, ozubeným řemenem, nebo řetězem.
Schematicky je rozvod OHC naznačen na obr.3.



Obr.1. Rozvod SV



Obr.2. Rozvod OHV



Obr.3. Rozvod OHC

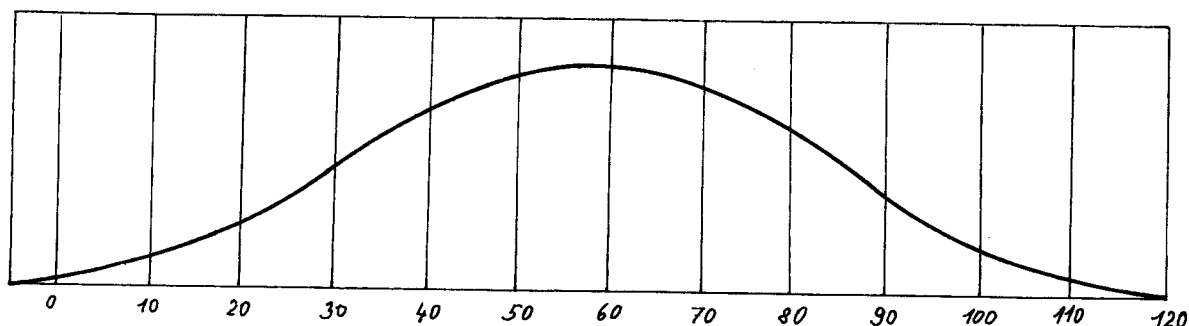
4. TEORIE ROZVODU

Aby se do válce nasálo co největší množství vzduchu, je nutno řešit celé sací potrubí i s ventily tak, aby vstupujícímu vzduchu do válce byl kladen co nejmenší odpor. To vyžaduje konstruovat sací ventily co největší. Přitom však musí být dosaženo dostatečného víření vzduchu i při nízkých otáčkách motoru, aby směs správně hořela. Proto se konstruuji členité kompresní prostory, příp. se přizpůsobuje i tvar dna pístu.

Tlakové ztráty, které při proudění vzduchu v sacím potrubí vznikají, se dají početně nesnadno získat, neboť jsou závislé nejen na rychlosti vzduchu, ale ve velké míře na jakosti povrchu stěn sacího potrubí, na tvaru a počtu kolen a pod.

Rychlost vzduchu okolo ventilu kolísá v určitých mezích a je závislá na otevření ventilu a pístové rychlosti v téže okamžiku.

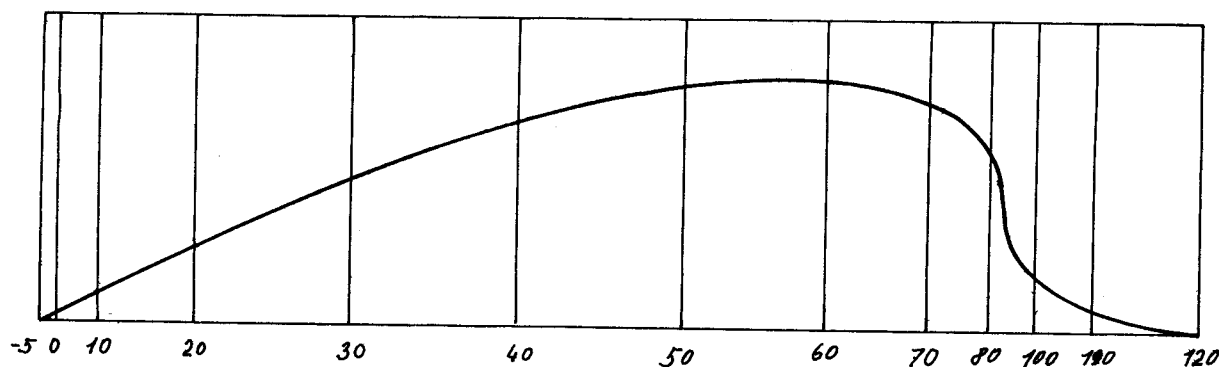
Na obr.4 je znázorněna závislost otevření ventilu na úhlu pootočení vačkového hřídele. Čím je plocha pod křivkou větší, tím se dosáhne lepšího plnění válců. Toto platí ovšem jen do určité meze.



Obr.4. Závislost zdvihu ventilu na úhlu pootočení vačkového hřídele ve stupních

Přesnější obraz však dává diagram otevření ventilu v závislosti na dráze pístu (obr.5).

V obou úvratích, kdy píst stojí není otevření ventilu tak důležité, ale uprostřed zdvihu, kdy pístová rychlost je velká, má být ventil již otevřen, aby nebrzdil přístup směsi do válce.



Obr.5. Závislost zdvihu ventilu na dráze pístu

5. ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Velikost sacích ventilů je z konstrukčních důvodů omezena a proto má-li být co nejlepší plnění motoru je nutno sací ventil co nejrychleji otevřít (i zde je omezení dané zrachlujícími silami), nechat co nejdéle otevřený a rychle zavřít. Doba, po kterou je ventil otevřen je závislá na časování ventilů a otáčkách motoru.

U dnešních rychloběžných motorů otvírá sací ventil už před horní úvratí, takže když se píst začne pohybovat dolů, je již sací ventil částečně otevřen a tudíž klade vstupující směsi malý odpor. Příliš předčasné otvírání sacího ventilu způsobuje nepravidelný chod motoru při nízkých otáčkách. Kdyby ventil otevíral až za horní úvratí, vznikal by při pohybu pístu dolů ve válci podtlak a při otevření ventilu by došlo

k intenzivnějšímu víření vzduchu. U dnešních rychloběžných motorů se víření vzduchu dosahuje tvarem spalovacího prostoru a otvírání ventilů za horní úvratí se nepoužívá z toho důvodu, neboť zhoršuje objemovou účinnost při vyšších otáčkách.

Kinetická energie tlačí nasávaný vzduch do válce i tehdy, kdy se již píst začíná pohybovat nahoru. Sací ventil musí zavřít v tom okamžiku, kdy se tlak ve válci zvýší natolik, že zastaví proudění vzduchu do válce. Zavírání sacího ventilu je tedy závislé na otáčkách motoru.

Výfukový ventil musí otevírat již před horní úvratí, aby tlak plynů klesl dříve než se začne píst pohybovat nahoru, jinak je nutno vynaložit příliš velkou práci na odstranění výfukových plynů z válce. Příliš včasným otevřením ventilu by se z válce vypustily plyny, které by byly schopny ještě konat práci. Proto je vhodné otevírat při nízkých otáčkách výfukový ventil později a při vyšších otáčkách dříve.

Při výfuku má být ventil pokud možno co nejdéle otevřen, aby nebrzdil výfukové plyny vystupující z válce a pak se má rychle zavřít. Pozdní zavření výfukového ventilu může způsobit nasání výfukových plynů z výfukového potrubí.

Na konci výfukového a na začátku sacího zdvihu jsou v horní úvratí oba ventily po určitou dobu otevřeny, čímž se dá docílit vypláchnutí kompresního prostoru.

6. TVARY VAČEK

Vačky jsou rozděleny podle jejich tvaru do několika skupin. Tvar vačky závisí jednak na typu použitého zdvihátka a jednak na požadovaném průběhu zdvihu.

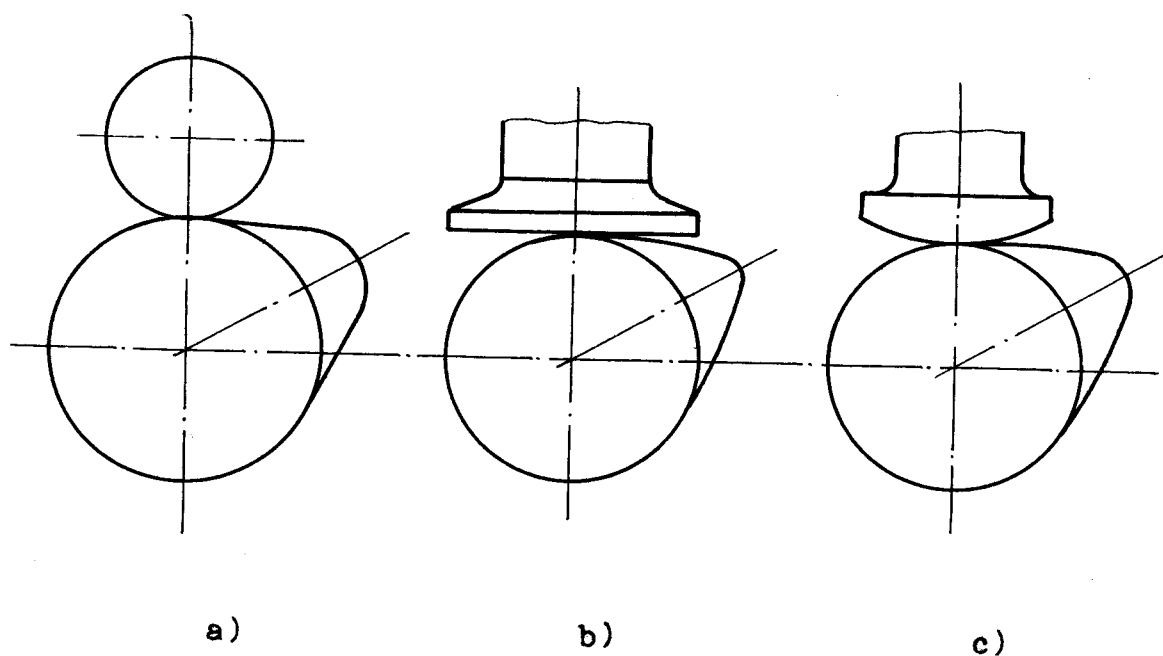
Vačka tangenciální (obr.6a) je nejvíce používaná u zdvihátka s kladičkou. Je to nejjednodušší tvar vačky,

neboť se skládá s přímkových a obloukových boků. Výhoda zdvihátka s kladičkou je pak ta, že se kladka po vačce netře, ale odvaluje.

Vačka harmonická (obr.6b) pracuje obvykle se zdvihátkem s plochým talířkem. Tato vačka je velmi rozšířená u rychloběžných motorů a lze u ni poměrně snadno docílit rychlého otvírání a zavírání ventilu.

Vačka s vypouklým bokem (obr.6c) se používá ve spojení s kladičkou nebo zdvihátkem s kruhovým bokem.

Vačky speciální se používají v těch případech, kdy je nejprve stanovena určitá podmínka, např. průběh zrychlení nebo zdvih ventilu a zpětným postupem se pak dostane tvar vačky, který vychází geometricky složité.



Obr.6. Tvary vaček

7. SAMOSTATNÉ HLAVY

Slévárnské potíže a zmetkovist při výrobě jednotlivých hlav jsou minimální. Samostatná hlava může mít úzkou dosadací těsnicí plochu proti vložce válce, takže při tepelné deformaci nemůže dojít k profukování plynů. Při poškození hlavy nebo při vadě odlitku je vyřazen jen jeden kus a při opravě poškozeného válce se demontuje příslušná hlava. Nevýhodou proti společným hlavám je, že prodlužují konstrukci celého motoru, zvětšují počet šroubů a zmenšují profil kanálů ventilů. Celá konstrukce motoru je značně těžší než při použití společných hlav. Samostatné hlavy musí mít i samostatné přívody a odvody chladicí vody, rovněž tak odvod oleje musí být zajištěn s každé hlavy zvlášť.

8. KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ ROZVODU 2 x OHC

Tato varianta rozvodu OHC má pro každou řadu válců dva vačkové hřídele, které jsou umístěny ve společné skříni pro všechny válce. Hlavy válců jsou však samostatné a stejné pro každý válec.

Viz výkres DP-VS-103/75-01.

8.1. Hlavy válců

K držení hlavy slouží 8 šroubů M 14 x 1,5 s hlavami $s = 19\text{mm}$ a nákrůžkem $\phi 22\text{mm}$. Tyto šrouby z materiálu o pevnosti nad 900Nmm, to odpovídá 10k, vyhovují těsnění, které vyžaduje přítlak 3,5 x větší než je maximální síla, která působí na hlavu od $p = 12\text{ Nmm}$

Hlavní šrouby u výfukových a sacích kanálů jsou na průměru 191 mm, šrouby pod ložisky vaček jsou na průměru 176 mm, aby byla získána větší rozteč mezi hlavními šrouby.

Hlavy válců jsou konstruovány jako čtyřventilové, dva ventily sací, dva výfukové pro rozteč válců 170mm a vrtání 130mm. Všechny ventily mají osy rovnoběžné s osou válce. Sací ventil má průměr talířku 44mm, výfukový 40mm. Průměr dřívku je 10mm, délka ventilu je 175mm. Pro sací i výfukový ventil je použito stejných pružin.

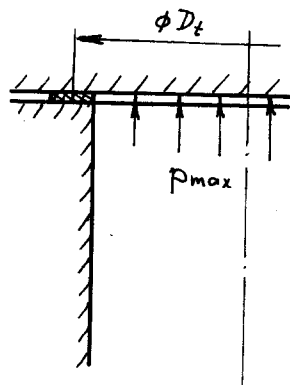
Vstup chladicí vody je pod výfukovým kanálem, výstup pod sacím kanálem do sběrného kanálu. Kanály pro vodu jsou konstruovány tak, že voda obtéká sedla výfukových kanálů. Tím, že válce jsou skloněny pod svislé osy motoru o 45° , dochází k přirozenému odvzdušnění hlav válců.

Výstup oleje z hlavy je proveden šikmým průvrtem v rohu hlavy na straně výfukového kanálu. Olej je veden z prostoru uzavřené skříně kolem hlavního šroubu do odpadového kanálu. Odtokové kanály jsou dva o průměru 12mm symetrické kolem příčné osy hlavy. Je to z důvodu slévárenského (jednodušší zajištění odtoku v bloku motoru).

Výfukový kanál je společný pro oba ventily. Z vnějšku je k němu připevněno výfukové potrubí na přírubu a to dvěma šrouby M10. Sací kanál je opět pro oba ventily společný a připevněný k hlavě dvěma šrouby M8.

8.2. Kontrola hlavních šroubů

Je uvažován největší spalovací tlak ve válci, který působí na dno hlavy v ploše průměru D_t do středu těsnění (obr.9).



Obr.9.

Tahové namáhání šroubu je počítáno ze vzorce:

$$\sigma_t = \frac{\pi \cdot D_t^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot f \cdot i}$$

$$p = 12 / \text{Nmm}^{-2}$$

$$f = 157 / \text{mm}^2 \quad \dots \text{ plocha dřívku šroubu}$$

$$D_t = 140 / \text{mm} \quad \dots \text{ střední průměr těsnicí plochy}$$

$$i = 8 \quad \dots \text{ počet šroubů}$$

$$\sigma_t = \frac{\pi \cdot 140^2 \cdot 12}{4 \cdot 157 \cdot 8} = 147 / \text{Nmm}^{-2}$$

Pro dobré utažení hlav je použito šroubů se závitem jemného stoupání. Materiál šroubů ČSN 16 440.

$$\sigma_{\text{rt}} = 960 / \text{Nmm}^{-2}, \quad \sigma_c = 290 / \text{Nmm}^{-2}$$

Bezpečnost je pak:

$$n = \frac{\sigma_c}{\sigma_t} = \frac{290}{147} = 1,97$$

Moment, kterým je nutno utahovat šrouby, aby byl dosažen přítlak 3,5x větší než je maximální síla od p_{\max} :

$$M = \frac{3}{2} \cdot Q \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \frac{d_o}{2}$$

$$Q = 3,5 \cdot \sigma_t \cdot f$$

Q ... maximální síla v jednom šroubu

$d_o = 12,701 / \text{mm}$... střední průměr závitu

$s = 1,2 / \text{mm}$... stoupání závitu

$\alpha = 2^{\circ}10'$... úhel stoupání závitu

$f = \text{tg} \varphi = 0,2 \Rightarrow \varphi = 11^{\circ}19'$... úhel tření

$$Q = 3,5 \cdot 147 \cdot 157 = 81 \cdot 10^3 / \text{N}$$

$$M = \frac{3}{2} \cdot 81 \cdot 10^3 \cdot \operatorname{tg}(2^\circ 10' + 11^\circ 19') \cdot \frac{12,701}{2} \approx 184/\text{Nm/}$$

Šrouby jsou dotahovány přibližně momentem o velikosti $M \approx 180/\text{Nm/}$.

Šrouby byly kontrolovány na přítlak 3,5x větší než je max. tlak ve válci. Je to z toho důvodu, že je použito pro obě varianty rozvodu stejných hlavních šroubů. U rozvodu 1xOHC je použito k těsnění hlav válců měkkého těsnění, které přítlak 3,5x větší než je max. tlak ve válci vyžaduje, kdežto u rozvodu 2xOHC je použito pod hlavami těsnění kovoé, kterému stačí přítlak o něco menší. Je to z toho důvodu, že hlavní šrouby po nasazení vačkové skříně už nelze dodatečně dotahovat.

8.3. Kontrola ventilové pružiny

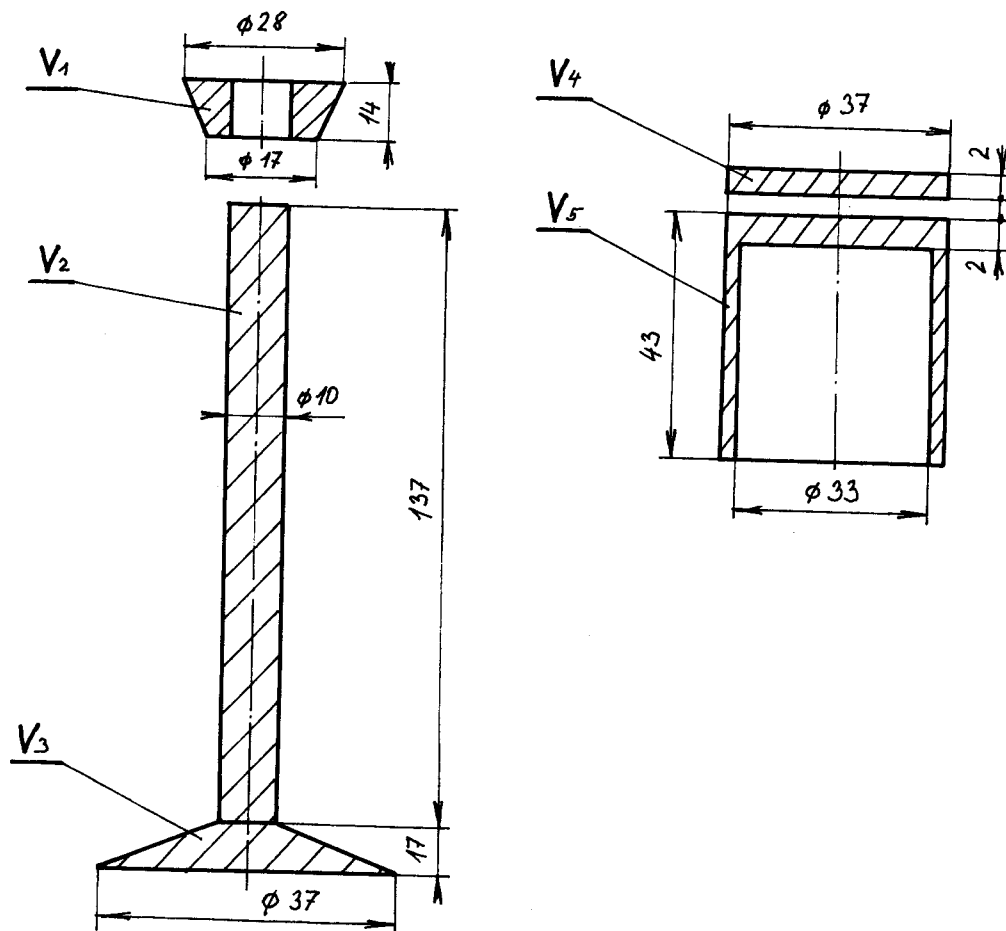
Rozměry ventilových pružin jsou voleny tak, aby vyvolaly takovou sílu, kterou by byl zajištěn trvalý dotyk talířku nebo kladičky s vačkou v úseku se záporným zrychlením a aby napětí v materiálu pružiny nepřevyšovalo přípustné namáhání.

Pevnostní kontrola pružiny je prováděna pro největší průhyb pružiny, to je při plném zdvihu ventilu, kdy síla pružiny a napětí v kroucení je největší. Přitom nutno sílu F_{max} pružiny jednoho ventilu 2x i vícekrát zvětšit, aby setrvačná síla nepřerušila dotyk vačky s ventilem. Dále je nutno pamatovat na to, že při motorové brzdě vznikají ve výfukovém potrubí tlaky okolo $4 \cdot 10^5/\text{Nm}^2$ a proto je nutno předpětí pružiny volit tak, aby tyto tlaky neotvíraly výfukový ventil.

8.3.1. Určení maximální síly na pružinu F_{max}

Nejdříve se zjistí všechny pohybující se hmoty

redukované k ose ventilu. Ventil a příslušné pohybu-
jící se součásti jsou nahrazeny jednoduchými geometric-
kými tvary.



$$V_1 = \frac{\pi \cdot 14}{12} (28^2 + 28 \cdot 17 + 17^2) - \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 14 = 4,59 \cdot 10^3 / \text{mm}^3$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 137 = 10,75 \cdot 10^3 / \text{mm}^3$$

$$V_3 = \frac{\pi \cdot 17}{12} \cdot (37^2 + 37 \cdot 17 + 17^2) = 8,2 \cdot 10^3 / \text{mm}^3$$

$$V_4 = \frac{\pi 37^2}{4} \cdot 2 = 250 / \text{mm}^3$$

$$V_5 = \frac{\pi 37^2}{4} \cdot 43 - \frac{\pi 33^2}{4} \cdot 41 = 11 \cdot 10^3 / \text{mm}^3$$

Hmota redukována k ose ventilu:

$$m = (V_1 + V_2 + V_3 + V_4) \gamma_{Fe} + V_5 \gamma_{Al}$$

$$\gamma_{Fe} = 7,8 \cdot 10^3 / \text{kgm}^{-3} \quad \dots \text{měrná hmota železa}$$

$$\gamma_{Al} = 2,7 \cdot 10^3 / \text{kgm}^{-3} \quad \dots \text{měrná hmota hliníku}$$

$$m = 23,79 \cdot 10^{-6} \cdot 7,8 \cdot 10^3 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot 2,7 \cdot 10^3 = 21,47 \cdot 10^{-2} / \text{kg}$$

Maximální síla F_{max} :

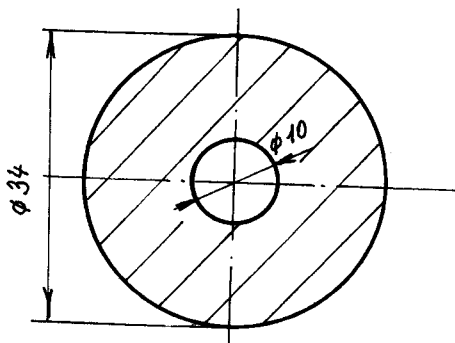
$$F_{max} = m \cdot a$$

$a \approx 300 / \text{ms}^2$... zrychlení na vrcholu vačky redukováne na ventil; nejsou řešeny kinematické a dynamické poměry na vačce, neboť při řešení rozvodu je použito vačky np. LIAZ; hodnota záporného zrychlení této vačky se pohybuje okolo $300 / \text{ms}^2$.

$$F_{max} = 21,47 \cdot 10^{-2} \cdot 300 = 64,5 / \text{N}$$

8.3.2. Určení minimálního předpětí v pružině

Plocha(s) talířku ventilu, na kterou působí tlak výfukových plynů



$$s = \frac{\pi 34^2}{4} - \frac{\pi 10^2}{4} = 831 / \text{mm}^2$$

$$F_1 = s \cdot p_v$$

F_1 ... síla na pružinu od tlaku ve výfukovém potrubí

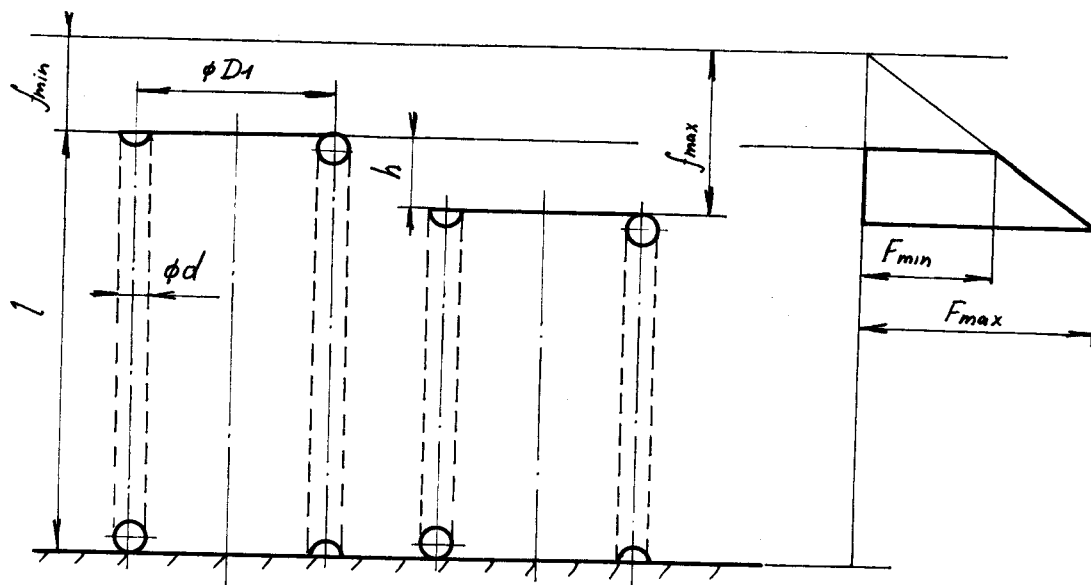
$$p_v = 4 \cdot 10^5 / \text{Nm}^{-2} \quad \dots \text{tlak ve výfukovém potrubí}$$

$$F_1 = 831 \cdot 10^{-6} \cdot 4 \cdot 10^5 = 332 \text{ /N/}$$

Minimální síla předpětí v pružině F_{min} musí být větší než F_1 .

8.3.3. Namáhání pružiny

Velikost max.síly pružiny je zvětšena s ohledem na minimální předpětí z 64,5 /N/ na 620 /N/.



Pro výpočet namáhání pružiny platí tento vztah:

$$\tau_{K_{max}} = \frac{8 \cdot F_{max} \cdot D_1 \cdot K_1}{\pi \cdot d^3}$$

$$F_{max} = 620 \text{ /N/}$$

$$D_1 = 26 \text{ /mm/} \dots \text{ střední průměr pružiny (zvolen)}$$

$$d = 4 \text{ /mm/} \dots \text{ průměr drátu pružiny (zvolen)}$$

$$K_1 = 1,23 \dots \text{ korekční součinitel; je určen z tabulek a závisí na poměru } \frac{D_1}{d}$$

$$l = 48 \text{ /mm/} \dots \text{ délka pružiny v zamontovaném stavu}$$

$$\tau_{kmax} = \frac{8.620.26.1,23}{\pi.4^3} = 789 \text{ /Nmm}^{-2}$$

Deformace pružiny nutná k vyvození potřebné síly je stanovena z rovnice pro vnější pružinu:

$$f_{max} = \frac{\pi D_1^2 \cdot \tau_{kmax} \cdot i}{d \cdot G}$$

$i = 4,5$... pracovní počet závitů pružiny (zvolen)

$G = 8,2 \cdot 10^4 \text{ /Nmm}^{-2}$... modul pružnosti v kroucení

$$f_{max} = \frac{\pi 26^2 \cdot 789 \cdot 4,5}{4 \cdot 8,2 \cdot 10^4} = 22,85 \text{ /mm/}$$

Při uzavřeném ventilu je stlačení pružiny menší než f_{max} o velikost zdvihu ventilu.

$$f_{min} = f_{max} - h$$

$h \doteq 10 \text{ /mm/}$... zdvih ventilu (dán použitou vačkou)

$$f_{min} = 22,85 - 10 = 12,85 \text{ /mm/}$$

Příslušná síla předpětí pružiny:

$$F_{min} = F_{max} \cdot \frac{f_{min}}{f_{max}}$$

$$F_{min} = 620 \cdot \frac{12,85}{22,85} = 350 \text{ /N/}$$

8.3.4. Určení bezpečnosti pružiny

Materiál pružiny: ČSN 14 260; $\sigma_{Pt} = 1800 \text{ /Nmm}^{-2}$

pevnost v krutu $\tau_{Pk} \doteq 85\% \sigma_{Pt} \Rightarrow \tau_{Pk} \doteq 1530 \text{ /Nmm/}$

$\tau_c \doteq 49\% \sigma_{Pt}$; platí pro míjivé namáhání

Bezpečnost pružiny je pak určena ze Smithova diagramu graficko početně.

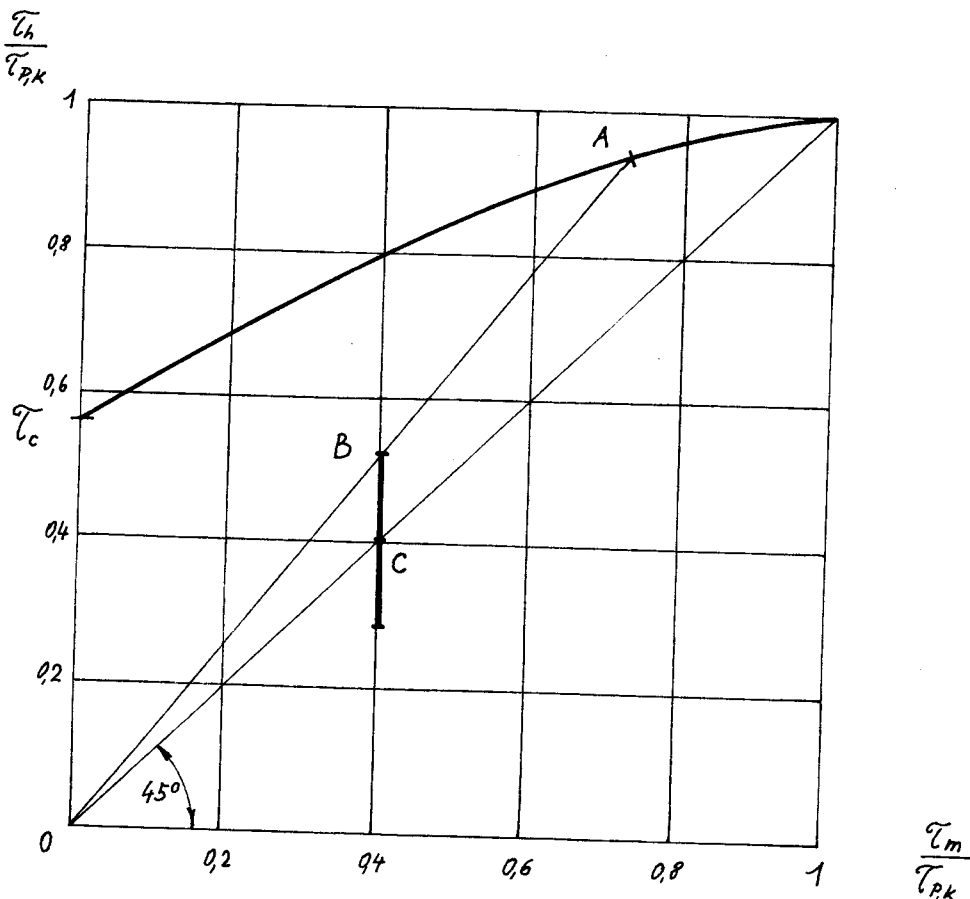
$\tau_h = \tau_{kmax} = 789 \text{ /Nmm}^{-2}$... horní napětí cyklu;
v Smithově diagramu odpovídá bodu B;

$$\bar{\tau}_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \dots \text{střední napětí cyklu; v Smithově diagramu odpovídá bodu C;}$$

Minimální namáhání pružiny:

$$\tau_{min} = \frac{8 \cdot F_{min} \cdot D_1 \cdot K_1}{\pi d^3} = \frac{8 \cdot 350 \cdot 26 \cdot 1,23}{\pi \cdot 4^3} = 445 \text{ /Nmm}^{-2}$$

$$\bar{\tau}_m = \frac{789 + 445}{2} = 617 \text{ /Nmm}^{-2}$$



Smithův diagram

Bezpečnost pružiny pak je:

$$s = \frac{\overline{OA}}{\overline{OB}} = \frac{118}{66} = 1,79$$

pružina je dostatečně dimenzována;

8.3.5. Kmitání ventilových pružin

V praxi se někdy stává, že se objeví lomy na pružinách, jejichž namáhání nepřesahuje podle výpočtu dovolenou mez, a u kterých není možno hledat příčinu v chybném materiálu a nebo v nesprávném tepelném zpracování. V těchto případech se jedná zřejmě o lom způsobený zvýšeným namáháním následkem kmitání pružiny.

Když pružina kmitá, probíhá pružinou vlnění nahoru a dolů. Toto vlnění je způsobeno nárazem vačky při počátku otvírání ventilu. V obvyklém případě běží vlnění od volného k pevně podepřenému konci pružiny, zde se vlna odrazí a běží zpět k volnému konci (talířku ventilové pružiny), k místu svého vzniku, aby se i zde odrazila a vlnění probíhá znovu pružinou nahoru a dolů. Tato vlna proběhne pružinou několikrát během jedné otáčky vačkového hřídele a největší výchylka pro danou pružinu je dosažena při určitých rezonančních otáčkách vačkového hřídele.

Namáhání pružiny při kmitání se nedá přesně vypočítat, poněvadž není známa tlumící hodnota pružiny.

Maximální namáhání v pružině se vyskytuje při dosedacích závitech. Aby bylo zabráněno vysokému namáhání při kmitání pružiny, dělají se pružiny tak, aby při dosedacích závitech se namáhání pohybovalo v dovolených mezích. Takové pružiny omezují maximální namáhání při kmitání, ale dosedání závitů na sebe při kmitání může způsobovat hučení.

Vlastní kmity pružiny jsou vypočteny ze vzorce:

$$n = 537 \cdot 10^4 \cdot \frac{d}{i \cdot r^2} / \text{1/min/}$$

$d = 4$ /mm/ ... průměr drátu pružiny

$i = 4,5$... počet pružících závitů

$r = 16$ /mm/ .. střední poloměr šroubovice

$$n = 537 \cdot 10^4 \cdot \frac{4}{4,5 \cdot 16^2} = 18\ 650/1/\text{min/}$$

Frekvence vlastních kmitů pružiny musí být několikanásobně větší než otáčky vačkového hřídele.

Otáčky vačkového hřídele ovlivňují kmitání tak, že působí vždy celý počet kmitů pružiny za jednu otáčku vačkového hřídele.

V praxi není možno docílit synchronního provozu všech pružin, neboť vlivem malých úchylek ve výrobě ani dvě pružiny nemají přesně stejné vlastní kmity. Obvykle při určitých otáčkách motoru kmitají některé pružiny více a některé méně.

8.4. Vstřikovač paliva

Vstřikovač paliva prochází stěnou skříně, kde je těsněn manžetou. Přitažení vstřikovače k hlavě je provedeno rozvidleným třmenem, který je utahován jedním šroubem M12. Úhel osy vstřikovače vzhledem k ose válce je 28° . Aby bylo zamezeno vnikání oleje z prostoru skříně do prostoru vstřikovače a tím k jeho "zapečení" je na vstřikovači těsně před jeho vyústěním z hlavy do prostoru skříně vysoustružena mělká drážka, do které je navulkanizována pryž, která vstřikovač utěsňuje.

8.5. Vačková skříň

Skříň, kterou prochází vačka je samostatný odlitek v horní části otevřený. Skříň je držena vpředu a vzadu hlavními šrouby hlav válců. V případě nutnosti (pro větší počet válců v řadě) je skříň držena ještě uprostřed.

Spojovací část mezi skříní a hlavou je válcová těsněná "O" kroužkem. Drážka pro "O" kroužek je

soustružena do válcové části hlavy, což výrobně snažší než kdyby byla soustružena do válcové části ve skříni.

Po stranách skříně v místech vodících misek ventilů jsou obdélníkové otvory pro seřizování ventilové vůle. Na straně vstřikovače jsou otvory dva přibližně čtvercového průřezu, na straně výfuku je otvor jeden obdélníkový. Otvory jsou utěsněny přes papírové těsnění obdélníkovými destičkami, z nichž každá je připevněna úhlopříčně dvěma šrouby M6.

Utěsnění otvoru je však možné provést různými způsoby, např. obdélníkovými víčky držnými ke skříni pružinami apod. Nároky na provedení těsnění nejsou tak velké, neboť na víčko z vnitřku skříně nepůsobí žádný tlak.

Horní část skříně je utěsněna hliníkovým víkem obdélníkového průřezu. Víko je připevněno ke skříni šrouby M8 přes těsnění. Šroub je vždy mezi ložisky vačkových hřídelů. Víko je poměrně nízké, proto je nebezpečí, že se bude po dotažení šroubů deformovat. Dá se tomu zabránit vytvořením příčných žeber uvnitř víka a to poblíž přitahovacích šroubů.

8.6. Vazba mezi vačkou a ventilem

Vazba mezi vačkou a ventilem je provedena pomocí misek pohybujících se ve vedení, které je součástí skříně. Misky jsou dostatečně vysoké, takže spolehlivě zachytí klopný moment od vačky. Ventily jsou pak namáhány pouze osově.

Misky jsou vyrobeny z hliníkové slitiny, čímž se setrvačné hmoty sníží na minimum.

Vyosení středu dosedací plochy vačky od osy ventilu o 2mm umožňuje otáčení misky a ventilu.

8.7. Seřizování ventilové vůle

Seřizování vůle ventilů se provádí pomocí výměnných plíšků kruhového průřezu a různé tloušťky, které se

vkládají do kruhového vybrání v misce pod ocelovou kruhovou destičku, na kterou dosedá ventil.

Přístup k změření ventilové vůle je počními otvory ve skříní. Výměnné destičky se mohou vkládat buď bočními otvory ve skříní nebo se shora po sejmutí víka.

8.8. Skříně náhonu - výkres DP-VS-103/75-02

Obě vačky jsou uloženy bez pouzder ve vývrtech ve skříní.

Náhon vaček je v samostatné skříní, která je držena k vačkové skříní pěti šrouby M8, z nichž tři šrouby drží axiál vačky.

Těsnění mezi skříní náhonu a vačkovou skříní je provedeno dvěma "O" kroužky kolem ložisek vačkových hřídelů a jedním "O" kroužkem kolem otvoru pro přívod tlakového oleje.

Přední část skříně náhonu je šikmo seříznuta a utěsněna plochým víkem, které drží pět šroubů M8 symetricky rozložených po obvodu víka. Šikmé seříznutí skříně náhonu je z důvodu lepšího vkládání ozubených kol náhonu a zajišťuje lepší přístup k utahování šroubů M8, které drží skříně náhonu k bloku motoru.

Z důvodů nesymetričnosti skříně bylo nutno použít pouze tři šrouby a to dva šrouby uvnitř skříně náhonu na straně vačkového hřídele s velkým ozubeným kolem náhonu a jeden šroub vně skříně náhonu na straně druhého vačkového hřídele.

Takovéto uspořádání skříně náhonu jako samostatného celku má tu výhodu, že vylučuje nežádoucí "T" spoje.

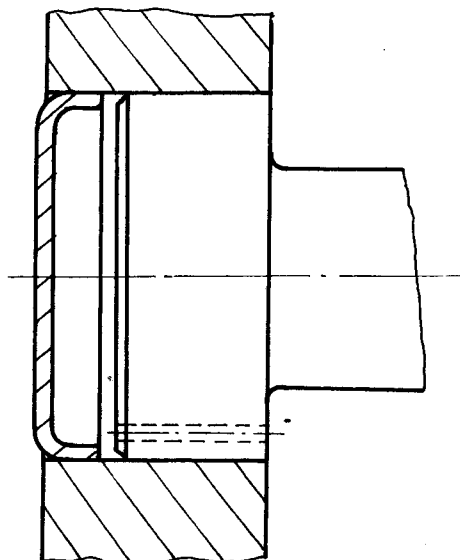
8.9. Mazání rozvodu

Olej k mazání vačky a vodících misek se přivádí průvrtem ve skříní náhonu přes těsnící "O" kroužek do skříně vačkového hřídele k prvnímu ložisku.

Odtud je olej rozváděn dutým vačkovým hřídelem k ložiskům a k vodícím miskám.

Vačkový hřídel je vrtán průměrem 12mm. Proti unikání oleje jsou oba konce zašlepeny šrouby. Otvary pro mazání vodících misek jsou z části vrtány průměrem 2mm a dovrtnány průměrem 0,6mm. Tyto otvary jsou pouze v jednom vačkovém hřídeli, protože odstříkující olej stačí mazat i misky pod druhým vačkovým hřídelem.

Poslední ložisko vačky je utěsněno plechovou zátkou. Olej z prostoru mezi zátkou a ložiskem je odváděn malým otvorem vyvrtaným axiálně krajem ložiska (obr.10).



Obr.10. Těsnění konce vačkového hřídele

8.10. Náhon rozvodu - výkres DP-VS-103/75-02

Náhon rozvodu je proveden od klikového hřídele přes řetězec čelních ozubených kol k oběma vačkovým hřídelům. (Obr.15.)

Vazbu mezi vačkovými hřídeli zajišťují dvě čelní ozubená kola s přímými zuby, která mají průměr 63mm a šířku 17mm. Vačkové hřídele se tedy otáčejí proti sobě.

Na vačkový hřídel u výfukového kanálu je těsně za menší ozubené kolo nasunuto velké ozubené kolo náhonu. Proti protočení jsou obě kola zajištěna perem a přitažena maticí M30.

Hnané kolo na druhém vačkovém hřídeli je opět proti protočení uloženo na peru a axiálně zajištěno pojistným kroužkem. (obr.11)

8.10.1. Kontrola vačkového hřídele

Je vybházeno z předpokladu, že vačkový hřídel ode-
bírání asi 6/kW/výkonu.

Velikost kroutícího momentu pak je:

$$M_k = 955 \cdot \frac{N}{n}$$

$N = 6/\text{kW}/\dots$ výkon na vačce

$n = 750 /1/\text{min}/ \dots$ otáčky vačkového hřídele

$$M_k = 955 \cdot \frac{6}{750} \doteq 77,8 \text{ /Nm/}$$

Obvodová síla na ozubeném kole náhonu F_o je :

$$F_o = \frac{M_k}{R}$$

$R = 100 \text{ /mm}/ \dots$ poloměr ozubeného kola

$$F_o = \frac{77,8}{100 \cdot 10^{-3}} = 778 \text{ /N/}$$

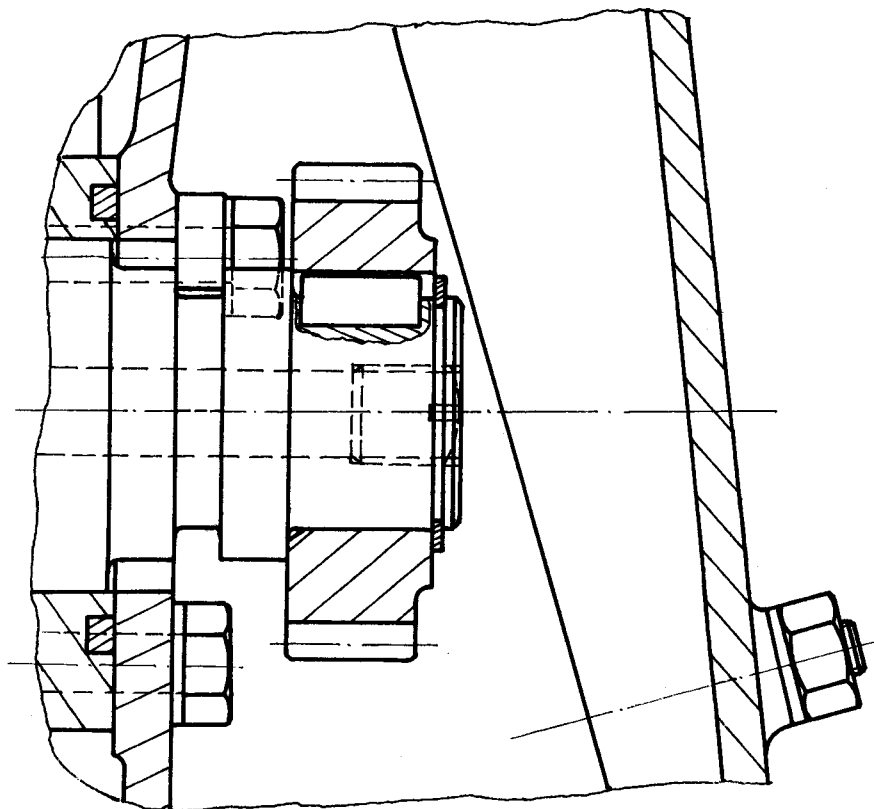
Velikost ohybového momentu M_o :

Ohybový moment je počítán k řezu A-A, neboť zde je největší zeslabení vačkového hřídele (obr.12).

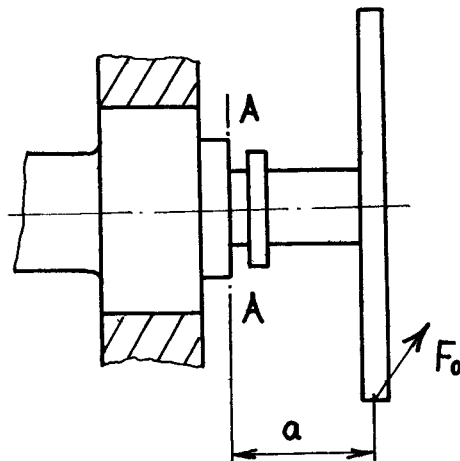
$$M_o = F_o \cdot a$$

$a = 48 \text{ /mm}/ \dots$ rameno síly F_o .

$$M_o = 778 \cdot 48 \cdot 10^{-3} = 37,4 \text{ /Nm/}$$



Obr.11. Zajištění hnaného ozubeného kola
na vačkovém hřídeli.



Obr.12.Konec vačkového hřídele

Ohybové napětí v místě A-A pak je:

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0}$$

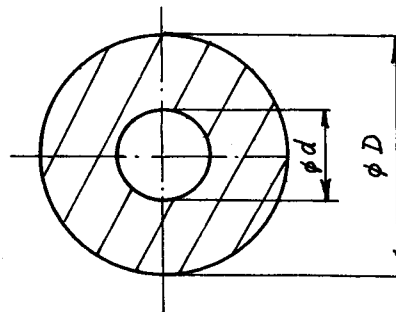
$$W_0 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$$

$$d = 12 \text{ /mm/}$$

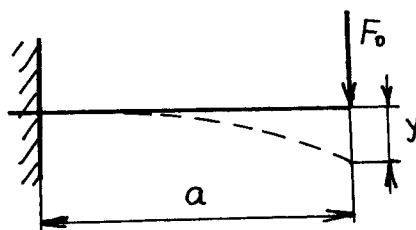
$$D = 32 \text{ /mm/}$$

$$W_0 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{32^4 - 12^4}{32} = 3,184 \cdot 10^3 \text{ /mm}^3/$$

$$\sigma_0 = \frac{37,4 \cdot 10^3}{3,184 \cdot 10^3} = 11,85 \text{ /Nmm}^{-2}/$$



Průhyb konce vačkového hřídele y :



$$y = \frac{F_0 \cdot a^3}{3 \cdot EI}$$

$E = 21 \cdot 10^4 \text{ /Nmm}^{-2}$... modul pružnosti pro ocel

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$$

$$D = 32 \text{ /mm/}$$

$$d = 12 \text{ /mm/}$$

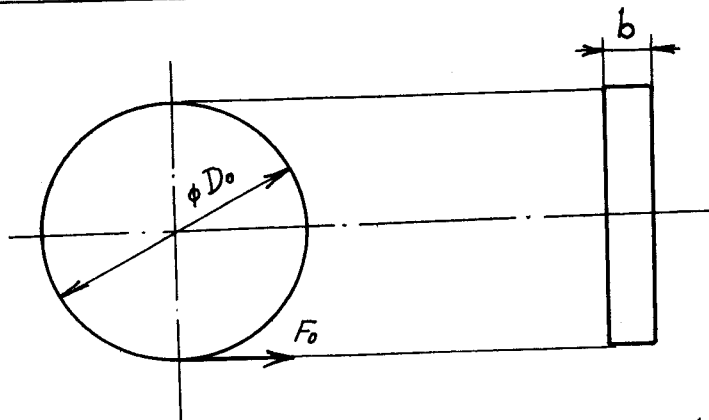
$$a = 48 \text{ /mm/}$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (32^4 - 12^4) = 5,03 \cdot 10^4 \text{ /mm}^4$$

$$y = \frac{778 \cdot 48^3}{3 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 5,03 \cdot 10^4} = 2,71 \cdot 10^{-3} \text{ /mm/}$$

Mamáhání ani deformace konce vačkového hřídele nejsou nijak výrazné.

8.10.2. Kontrola velkého ozubeného kola náhonu



$F_0 = 778 \text{ /N/}$... obvodová síla na kole (vypočítána z 8.10.1)

$b = 15 \text{ /mm/}$... šířka ozubeného kola (zvolena)

$m = 3,5 \text{ /mm/}$... modul ozubení (zvolen)

$z = 57$... počet zubů kola

Roztečný průměr kola D_0 pak je :

$$D_0 = m \cdot z = 3,5 \cdot 57 = 199,5 \text{ /mm/}$$

Dovolená síla mezi zuby P_{Dov} :

$$P_{Dov} = \pi \cdot c_{min} \cdot b \cdot m \cdot \mu$$

c ... srovnávací hodnoty

$\mu = 1$... součinitel přesnosti ozubení

Materiál ozubeného kola: ČSN 12 010; $\sigma_{Dov,oh} = 190/\text{Nmm}^{-2}$;
 $\sigma_{Dov,ot} = 80/\text{Nmm}^{-2}$;

Srovnávací hodnota na ohyb c_{oh} :

$$c_{oh} = \frac{\sigma_{Dov,oh} r_{oh}}{y_{oh}}$$

$r_{oh} = 0,33$... rychlostní součinitel pro ohyb (z tabulek)

$y_{oh} = 4,25$... tvarový součinitel pro ohyb (z tabulek)

$$c_{oh} = \frac{190 \cdot 0,33}{4,25} = 14,75 / \text{Nmm}^{-2} = c_{min}$$

Srovnávací hodnota pro otláčení c_{ot} :

$$c_{ot} = \frac{\sigma_{Dov,ot}}{U \cdot r_{ot}} \cdot y_{ot}$$

$U = 0,810$... součinitel závisící na modulu (z tabulek)

$r_{ot} = 0,4$... rychlostní součinitel pro otláčení (z tab.)

$y_{ot} = 0,98$... tvarový součinitel pro otláčení (z tabulek)

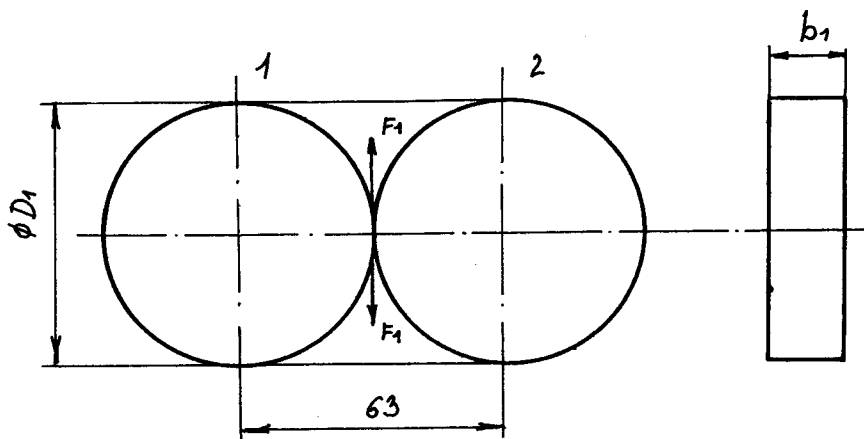
$$c_{ot} = \frac{80}{0,810 \cdot 0,4} \cdot 0,98 = 40,3 / \text{Nmm}^{-2}$$

$$P_{Dov} = \pi \cdot 14,75 \cdot 15 \cdot 3,5 \cdot 1 = 2440 / \text{N}$$

$$P_{Dov} > F_0$$

$$\text{Bezpečnost ozubení } s = \frac{P_{Dov}}{F_0} = \frac{2440}{778} = 3,1$$

8.10.3. Kontrola ozubených kol, které zprostředkovávají vazbu mezi oběma vačkovými hřídeli



Obvodová síla mezi zuby F_1 :

$$F_1 = \frac{2M_1}{D_1}$$

$M_1 = 38,9 \text{ /Nm/}$... kroutící moment, který je polovinou kroutícího momentu M_K

$D_1 = 63 \text{ /mm/}$... průměry ozubených kol 1 a 2

$$F_1 = \frac{2 \cdot 38,9}{63} = 1215 \text{ /N/}$$

Dovolená síla mezi zuby P_{Dov} je počítána stejně jako v kapitole 8.10.2.

$$P_{Dov,1} = \pi \cdot c_{min} \cdot b_1 \cdot m \cdot \mu$$

$b_1 = 17 \text{ /mm/}$... šířka kol

$m = 3 \text{ /mm/}$... modul ozubení

$z = 21$... počet zubů

$\mu = 1$... součinitel přesnosti ozubení

Materiál ozubených kol: ČSN 12 010; $\sigma_{Dov,oh} = 190 \text{ /Nmm}^{-2}$;
 $\sigma_{Dov,ot} = 80 \text{ /Nmm}^{-2}$;

Srovnávací hodnota pro ohyb

$$c_{oh} = \frac{\sigma_{Dov,oh} \cdot r_{oh}}{y_{oh}}$$

$$r_{oh} = 0,33$$

$$y_{oh} = 6,85$$

$$c_{oh} = \frac{190 \cdot 0,33}{6,85} = 9,2 \text{ /Nmm}^{-2} = c_{min}$$

Srovnávací hodnota pro otlačení

$$c_{ot} = \frac{\sigma_{Dov,ot}}{U} \cdot \frac{r_{ot}}{y_{ot}}$$

$$U = 0,785$$

$$r_{ot} = 0,4$$

$$y_{ot} = 2,1$$

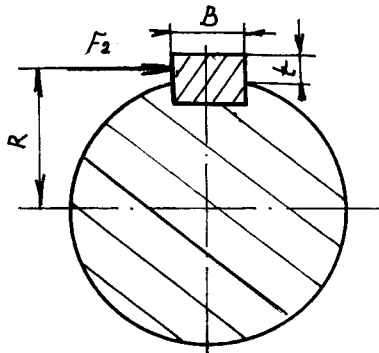
$$c_{ot} = \frac{80}{0,785} \cdot \frac{0,4}{2,1} = 19,4 \text{ /Nmm}^{-2}$$

$$P_{Dov,1} = \pi \cdot 9,2 \cdot 17 \cdot 3 \cdot 1 = 1470 \text{ /N/}$$

$$P_{Dov,1} > F$$

$$\text{Bezpečnost soukolí } s = \frac{P_{Dov,1}}{F_1} = \frac{1470}{1215} = 1,22$$

8.10.4. Kontrola pera



Plocha pera s , na kterou působí síla F_2 :

$$s = l \cdot t$$

$$l = 17 \text{ /mm/} \dots \text{ délka pera}$$

$$t = 3,5 \text{ /mm/} \dots \text{ vyčnívající část pera}$$

$$s = 17 \cdot 3,5 = 59,5 \text{ /mm/}$$

síla F_2 je rovna :

$$F_2 = \frac{M_1}{R}$$

$$M_1 = 38,9 \text{ /Nm/}$$

$R = 17 \text{ /mm/} \dots$ poloměr, na kterém působí síla F

$$F_2 = \frac{38,9 \cdot 10^3}{17} = 2290 \text{ /N/}$$

Namáhání v otláčení σ_{ot} pak je :

$$\sigma_{ot} = \frac{F_2}{s} = \frac{2290}{59,5} = 38,5 \text{ /Nmm/}$$

Materiál pera ČSN 11 600; $\sigma_{dov,ot} = 28 \text{ /Nmm}^2$

Z důvodu pevnosti v otláčení nutno použít dvě pera vzájemně pootočená o 180° .

8.11. Montáž rozvodu

Hlavy válců se nasadí na blok motoru a pevně se přitáhnou příslušným momentem k bloku motoru. Hlavy jsou centrovány vždy dvěma kolíky o \varnothing 8mm, které jsou umístěny úhlopříčně na vzdálenosti 212 mm a zasahují 10mm hluboko do hlavy.

Na hlavy válců se nasune vačková skříň, přičemž pod patky, kterým je skříň držena k první a poslední hlavě se vloží kruhové podložky asi 10mm vysoké. Pak se do vedení ve skříni zasunou vodící misky ventilu, které tím, že je skříň poněkud vysazena sjedou o 10mm níž (což je tloušťka podložek). Nižší poloha vodících misek umožní volné zasunutí obou vačkových hřídelů ze strany skříně náhonu.

Pak se podložky vyjmou a skříň se nasouvá na hlavy válců až úchytné patky skříně dosednou na nálitky hlavních šroubů. Po té se vsunou hlavní šrouby, které drží vačkovou skříň k hlavám válců a dotáhnou příslušným momentem.

Skříní náhonu se vloží axiál vaček a přitáhne se i se skříní náhonu pěti šrouby k vačkové skříni. Nakonec se nasunou ozubená kola a zajistí se maticí resp. pevným kroužkem.

8.12. Seřizování rozvodu

Rozvodové kole je na vačkovém hřídeli zajištěno proti protečení pomocí pera, což znemožňuje měnit jeho polohu vzhledem k vačkám. Vzájemná poloha drážky pro pero a vaček musí být při výrobě přesně dodržena. Pro usnadnění seřizování rozvodu po demontáži musí být na všech kolech označeny zuby zabírající do sebe. Časování se může měnit jen velmi hrubě po otočení vačkového hřídele o celý zub. Tato nevýhoda by se mohla částečně

zlepšit dvěma drážkami pro pero v rozvodovém kole vzájemně pootočených o 180° . Při lichém počtu zubů v rozvodovém kole se může pootočením kola na vačkovém hřídeli o 180° docílit seřízení časování o $1/2$ zubu.

Další možností pro zlepšení seřízení rozvodu je konstruovat ozubené kolo jako věnec, který je přišroubován k přírubě, která je na vačkovém hřídeli upevněna pomocí pera a matky. Otvory pro šrouby v ozubeném věnci mají oválný tvar, což umožňuje v určitých mezích nastavit ozubení proti vačce.

9. KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ ROZVODU 1 x OHC

Je použito samostatných hlav s jedním vačkovým hřídelem ve společné skříni. Výkres DP-VS-103/75-03.

9.1. Hlava válců

Hlava válců je konstruována opět jako čtyřventilová pro rezteč válců 170 mm a vrtání 130 mm. Všechny ventily jsou v jedné rovině a je použito stejných ventilů jako u rozvodu 2xOHC (rozdílná je pouze jejich délka). Rovněž tak ventilové pružiny jsou stejné. I když redukovaná hmota pohybujících se částí je větší než u rozvodu 2xOHC (pohybuje se kolem 0,5 kg; zrychlení je přibližně stejné), pružiny jsou přesto dostatečně dimenzovány, neboť maximální síla při stlačení pružiny je několikrát větší než síla od zrychlujících se hmot. (Důvod je stejný jako u 2xOHC).

Sací kanál je samostatný pro každý ventil (z důvodu velkého odklenu vstřikovače od svislé osy válce). Sací potrubí je pak připevněno k hlavě válce na dvě příruby a to vždy dvěma šrouby M8, které jsou umístěny úhlopříčně.

Výfukový kanál je společný pro oba ventily a výfukové potrubí je připevněno na přírabu dvěma šrouby M10.

K držení hlavy k bloku motoru je použito 8 šroubů M14x1,5 s hlavami $s = 19 \text{ mm}$ a nákrůžkem o průměru 22 mm . Jsou to stejné šrouby jako u rozvodu 2xOHC. Šrouby u sacího a výfukového kanálu jsou rozmístěny na kružnici o průměru 182 mm , šrouby u ložisek vačkového hřídele jsou na průměru 178 mm , aby příliš nezasahovaly do sacího kanálu.

Vstup chladicí vody do hlavy je pod výfukovým kanálem, výstup vody pak dvěma otvory kruhového průřezu pod oběma sacími kanály. Hlava válců je opět přirozeně odvodušňována.

Výstup oleje z hlavy je proveden dvěma průvrty, z nichž jeden je vrtán zespoda hlavy kolmo vzhůru a druhý z prostoru skříně šikmo na kolmý kanál. Odtokové kanály jsou opět dva symetrické kolem příčné osy hlavy. Je to ze stejného důvodu jako u rozvodu 2xOHC.

9.2. Vstřikovač paliva

Vstřikovač paliva je odkloněn od svislé osy válce o úhel 40° tak, že vyúsťuje z hlavy válce mimo vačkovou skřín. K hlavě je vstřikovač přitažen třmenem, který je složen ze dvou rozvidlených ocelových planžet 4 mm silných. Třmen je dotahován jedním šroubem M10.

9.3. Vačková skřín

Vačková skřín je opět samostatnou částí a k hlavám válců je držena stejným způsobem jako u 2xOHC.

Spojovací část mezi skříní a hlavou není válcová, ale drážka pro těsnící "O" kroužek je profilovaná. Má to tu nevýhodu, že obrábění takovéto drážky vyžaduje profilového frézování. Vačkový hřídel však může být umístěn poměrně nízko, čímž se zmenší vnější rozměry motoru.

V horní části skříně nad vačkovým hřídelem je uložen čep vahadel. Čep je tlustostěnná trubka s vnějším průměrem 24 mm a vnitřním průměrem 12 mm. Je uložen v půlvývrtech ve skříně a pevně přitažen "kozlíky" s půlvývrty, kterými procházejí vždy dva závrtné šrouby M8. "Kozlíky" jsou v místech ložisek vačkového hřídele. Konce čepu vahadel jsou proti unikání oleje zaslepeny plechovými zátkami kruhového průřezu, které jsou do čepu zalisovány.

Čep vahadel může být buď vcelku přes celou délku skříně nebo se může skládat z několika částí spojovaných v místě "kozlíku".

Vrchní část skříně je utěsněna hliníkovým víkem, které je ke skříně připevněno přes těsnění závrtnými šrouby M8. Šrouby procházejí skrz "kozlíky", které drží čep vahadel a vyúsťují nad hliníkovým víkem.

9.4. Skříň náhonu - výkres DP-VS-103/75-04

Vačkový hřídel je uložen bez pouzder ve vývrtech ve vačkové skříně, přičemž náhon vačkového hřídele je ze samostatné skříně náhonu, která je k vačkové skříně držena třemi šrouby M8, z nichž dva drží axiál vačky.

Těsnění mezi skříně náhonu je narozdíl od 2xOHC provedeno pomocí papírového těsnění. (Je to konstrukčně pouze jiný způsob utěsnění skříně).

K bloku motoru je skříň náhonu držena dvěma šrouby M8, které jsou umístěny symetricky od svislé osy skříně.

Průvrt pro přívod tlakového oleje je vrtán zalomeně ze dvou stran z důvodu vytvoření prostoru pro ozubené kolo, které ze strany bloku zasahuje do skříně náhonu. Se shora je průvrt zaslepen šroubem.

Přední část skříně je šikmo seřiznutá a zakryta plochým víkem, které je drženo pěti šrouby M8, které jsou rozmístěny rovnoměrně po obvodu víka.

9.5. Vazba mezi vačkou a ventilem

Vazba mezi vačkou a ventilem je provedena pomocí vahadla s kladičkou. Výhoda kladky je, že se po vačce netře, ale odvaluje. Jsou použita dvě vahadla, z nichž každé ovládá dva ventily.

Seřizovací šroub má kulové zakončení zapadající do misky, která se opírá o ventil. Převod vahadla je 1:1,5, což umožňuje větší otevírací rychlost ventilu.

Seřizování ventilové vůle je prováděno seřizovacím šroubem M10, který je proti uvolňování zajištěn kontramatkou.

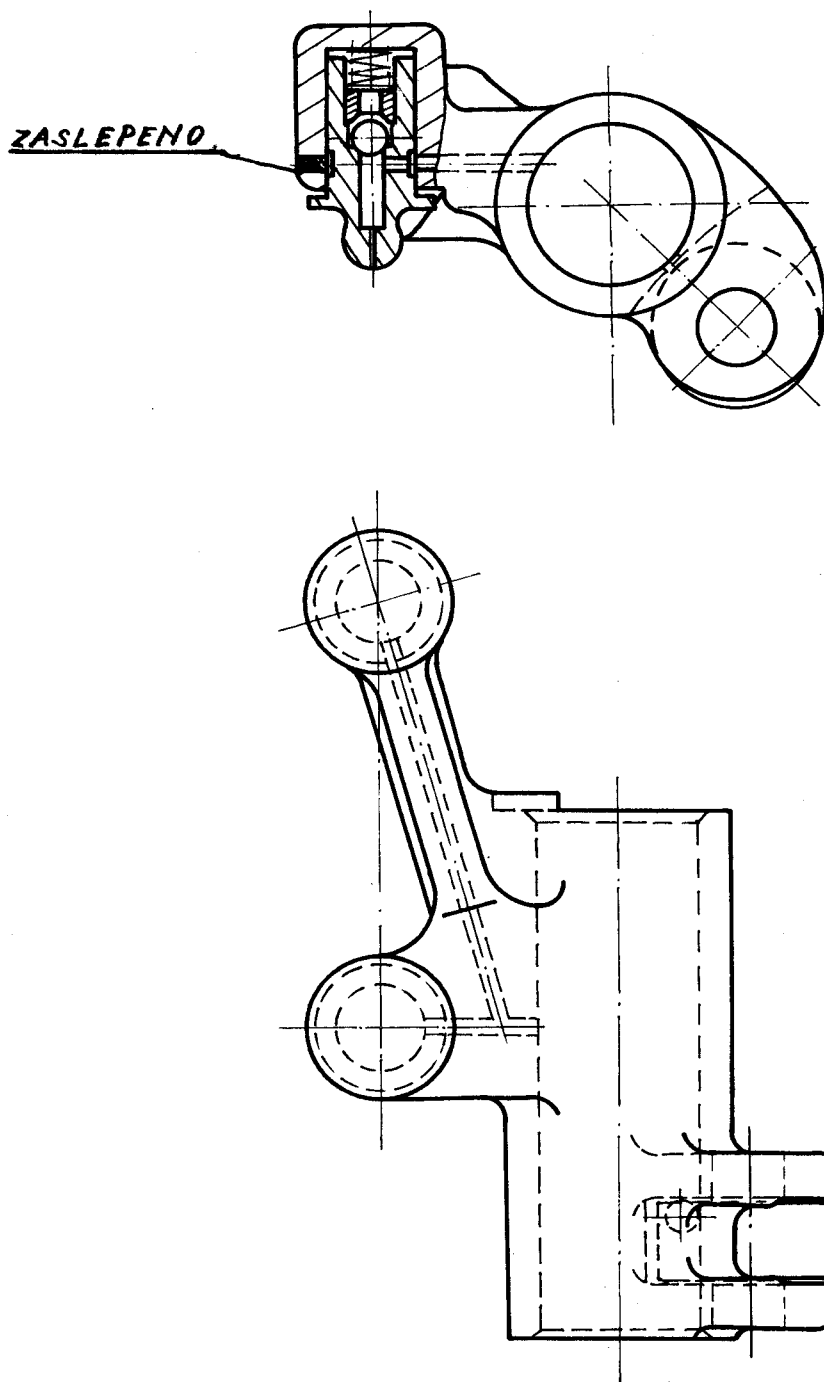
Vzhledem k tomu, že do čepu vahadel je přiváděn tlakový olej, lze konstruovat vahadla, která mají automatické vymezování vůle.

9.6. Automatické vymezování vůle na ventilu

Čím větší je vůle na ventilu, tím větší rázy vznikají při otevírání ventilů a tím větší je namáhání celého ventilového mechanismu. Při zavírání dosedá ventil na sedlo s velkou rychlostí, čímž se uychluje vytloukání sedla ventilu. Mění se vůlí na ventilu se mění v určitých mezích i časování ventilů. Z tohoto důvodu je snaha docílit co nejmenší změnu vůle na ventilu. Automatické zařízení ji dokáže zcela vymezit. V tomto případě odpadá i seřizování ventilové vůle.

Popis funkce automatického vymezování vůle:

Konstrukční provedení je naznačeno na obr.13



Obr.13. Vahadlo s automatickým vymešováním vůle

Ve válcové dutině ve vahadlu se pohybuje přesně zabroušený pístek. V horní části píستku je zalisován zpětný kuličkový ventil. Pístek je tlačěn slabou pružinou dolů, aby nevznikla vůle mezi vahadlem a ventilem. Přívod oleje do vahadla je dutým čepem vahadel a odtud je veden vrtáním v ramenech vahadla k pístkům. Při otvírání ventilu se zavře zpětný kuličkový ventil a zabrání unikání oleje z válce. Olej uniklý netěsností píستku ve válci se doplní v době, kdy je ventil uzavřen. K tomu účelu slouží slabá pružinka, která stále tlačí pístek dolů a nedovolí, aby mezi ventilem a vahadlem vznikla vůle.

Výhody:

Není třeba dělat na otevírací straně vačky žádný náběh k vymezení vůle, neboť ventil pracuje bez vůle a otevírá okamžitě. Toto má význam hlavně u výfukového ventilu, protože ventil sedí delší dobu v sedle a je proto lépe chlazen.

Na zavírací straně vačky je proveden výběh do oblouku. Je to nutné s ohledem na ztráty oleje netěsnosti během zdvihu ventilu.

Při otvírání ventilu působí příznivě olejový polštář nad pístkem, který svou pružností zamezuje rozkmitání ventilového mechanismu při prudkém otvírání.

Nevýhody:

Poněkud větší váha hydraulického vyhadla a větší požadavek na přesnost výroby. Nutno přivádět olej, který neobsahuje vzduchové bublinky.

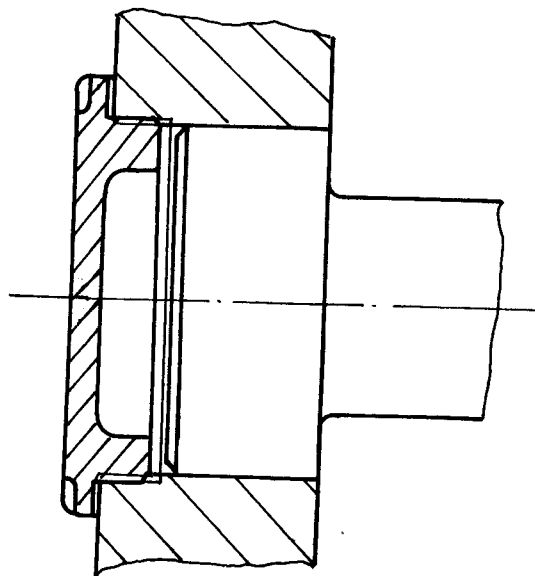
9.7. Mazání rozvodu

Olej je veden přes skříň náhonu do vačkové skříně a odtud přes první ložisko vačkového hřídele průvrtem do skříně vahadel.

V místech ložisek vačkového hřídele jsou vrtány mazací otvory průměrem 4 mm. Přívod oleje k vahadlům a kladičkám je průvrtem 2 mm do čepu vahadel v místě kladičky a průměrem 1 mm v tom samém místě do vahadla ventilů. Otvory jsou vrtány v té poloze vahadla, kdy je ventil otevřen. Při kývání vahadla se otvor střídavě zakrývá a odkrývá, přičemž je mazáno ložisko vahadla a kladička.

Šroub seřizování ventilové vůle je axiálně provrtán a to zčásti průměrem 6 mm a dovrtnán průměrem 1,5 mm. Rovněž miska, která se opírá o seřizovací šroub a dřív ventilu je axiálně provrtána průměrem 1,5 mm. Olejová mlha ve vačkové skříní se usazuje v otvorech v seřizovacích šroubech. Olej pak stéká průvrtem do opěrné nisky a z ní na čelo dřívku ventilu.

Proti unikání oleje je poslední ložisko vačky zaslepeno kruhovou zátkou se závitem M50 (obr.14), která je přes papírové těsnění dotažena k vačkové skříní. Olej z prostoru za ložiskem je odváděn axiálně vrtaným otvorem u kraje ložiska.



Obr.14. Utěsnění konce vačkového hřídele

9.8. Náhon a seřizování rozvodu

Vačkový hřídel je stejný jako u rozvodu 2xOHC poháněn přes řetězec čelních ozubených kol. ^(Obr. 16.) Ozubené kolo na vačkovém hřídeli je o průměru 220 mm a šířce 17 mm. Jeho pevnostní kontrola nebyla provedena (byla provedena u rozvodu 2xOHC), neboť má přibližně stejné rozměry jako ozubené kolo náhonu u rozvodu 2xOHC a odebírá i přibližně stejný výkon.

Na vačkový hřídel je za tepla nalisována příruba kruhového průřezu a k ní je pak připevněno třemi šrouby M8 ozubené kolo náhonu.

Seřizování rozvodu se pak provádí tím způsobem, že v ozubeném kole jsou otvory pro šrouby provedeny jako ovály, takže lze ozubené kolo proti vačkovému hřídeli v určitých mezích nastavovat.

9.9. Montáž rozvodu

Na hlavy válců se nasadí na středící kolíky, které jsou dva o průměru 8 mm a jsou umístěny úhlopříčně. Jejich vzdálenost je 230 mm. Zasunou se všechny hlavní šrouby kromě šroubů, které drží vačkovou skříň a dotáhnou se příslušným utahovacím momentem.

K vačkové skříni se přes papírové těsnění lehce přitáhne šroubem M8 skříň náhonu a tou se do vačkové skříně zasune vačková hřídel. Takto smontovaný komplet se nasune na hlavy válců, kde je utěsněn "O" kroužkem, přičemž patky skříně jsou dosedlé na nálitky hlavních šroubů. Pak se nasunou zbývající hlavní šrouby, které drží vačkovou skříň k hlavám a dotáhnou se příslušným momentem. Vloží se axiálně vačky a ten se přitáhne i se skříni náhonu k vačkové skříni.

Na čep vahadel se nasunou všechny vahadla a čep i s nimi se vloží do půlvývrtů ve vačkové skříni. K vačkové skříni se pak čep vahadel přitáhne přes "kozlíky"

závrtnými šrouby M8.

Skříň náhonu se vloží ozubené kolo a přitáhne se k přírubě třemi šrouby M8.

10. ZHODNOCENÍ ROZVODU 2 x OHC A 1 x OHC

Tvar kanálu je uvažován pro "bezvýřivý" spalovací prostor (pouze toroidní vír) n.p. LIAZ, jehož výkon je závislý na objemové účinnosti, nikoliv na obvodovém víru. Na objemovou účinnost má podstatný vliv rychlost otevírání ventilu. U varianty rozvodu 2x OHC, kde je otevírání ventilu přímo vačkou, dochází ke snížení otevírací rychlosti, což poněkud snižuje výhody čtyřventilové hlavy, které jsou získány u čtyřventilové hlavy, kde je otevírání ventilu přes vahadlo (převod na vahadle umožňuje zvýšit otevírací rychlost).

Seřizování ventilové vůle u rozvodu 1x OHC je velmi jednoduché. U rozvodu 2x OHC je seřizování ventilové vůle poněkud komplikovanější (výhodné seřizování ventilové vůle se u rozvodů, kde vačka pohání přímo ventil, je všeobecně problematické). Seřizování ventilové vůle však není potřeba provádět tak často jako při použití vahadel.

U rozvodu 1x OHC jsou všechna ozubená kola náhonu rozmístěna tak, že jejich počet je minimální a při tom žádné rozvodové kolo nepřesahuje maximální průměr 300 mm (obr. 16). Je to umožněno tím, že vačkový hřídel je položen co nejnižší. Maximální šířka motoru pak vychází kolem 1038 mm a maximální výška od osy klikového hřídele je asi 520 mm. Průměry ozubených kol jsou uvedeny pouze jako přibližné hodnoty, rovněž tak nejsou uvedeny osevé vzdálenosti ozubených kol. Je to z toho důvodu, že řešení celého řetězce ozubených kol náhonu by si vyžádalo podrobného zpracování a při tom by bylo nutno brát zřetel

i na to, že k řetězci kol jsou ještě připojeny náhony alternátoru, olejového čerpadla, kompresoru, vstřikovací soupravy a pod.

U rozvedu 2x OHC je vačkový hřídel umístěn příliš vysoko, takže i při použití minimálně možného průměru D_0 kola náhonu (na menší průměr není možno jít, neboť kolo náhonu D_2 , které zasahuje do skříně náhonu, by zvětšovalo její šířku a dosedací část skříně by vyžadovala širší dosedací plochu na bleku motoru) je šířka motoru oproti 1xOHC větší asi o 110 mm a výška asi o 10 mm (obr. 15).

Aby byl dodržen převodový poměr mezi klikovou a vačkovou hřídelí, vychází ozubené kolo D_3 příliš velké (průměr $D_3 = 390$ mm. Při použití kola o menším průměru by to vedlo na další vložené ozubené kolo, což by zvyšovalo hlučnost celého náhonu a hlavně vnášelo větší nepřesnosti do rozvedu.

Z těchto důvodů se pro variantu rozvedu 2x OHC nezdá výhodné používat pro pohon vačkových hřídelů čelních ozubených kol.

Pozn.

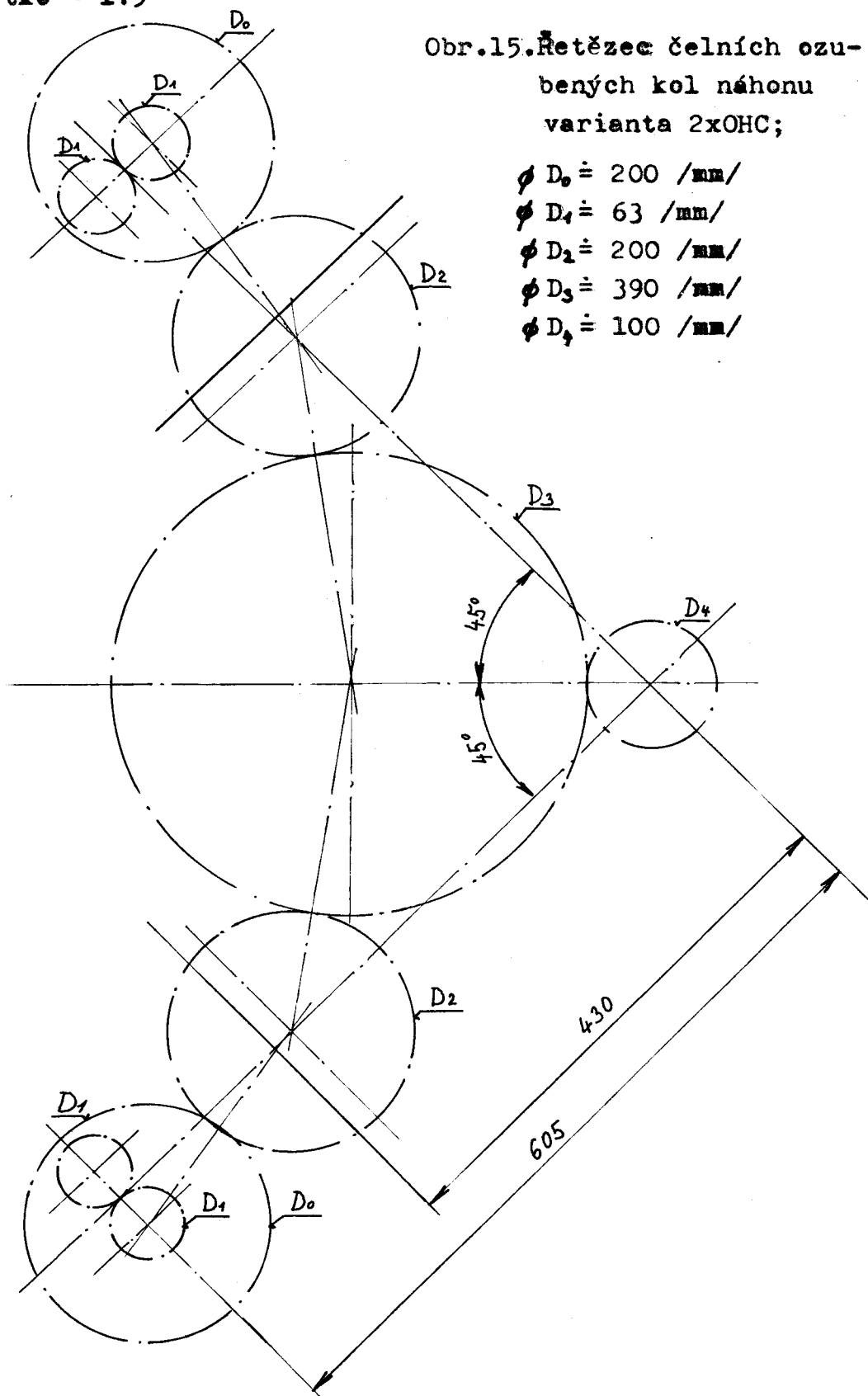
Při použití "královského hřídele", který by byl dělený (z důvodu měnící se osové vzdálenosti změnou tloušťky těsnění pod hlavou válce), by se dale dosáhnout zmenšení šířky motoru oproti stávajícímu uspořádání asi o 150 mm a výška motoru by se snížila asi o 30 mm.

Po zvážení všech uvedených výhod a nevýhod obou uspořádání rozvedu, vychází jako příhodnější varianta rozvedu 1x OHC.

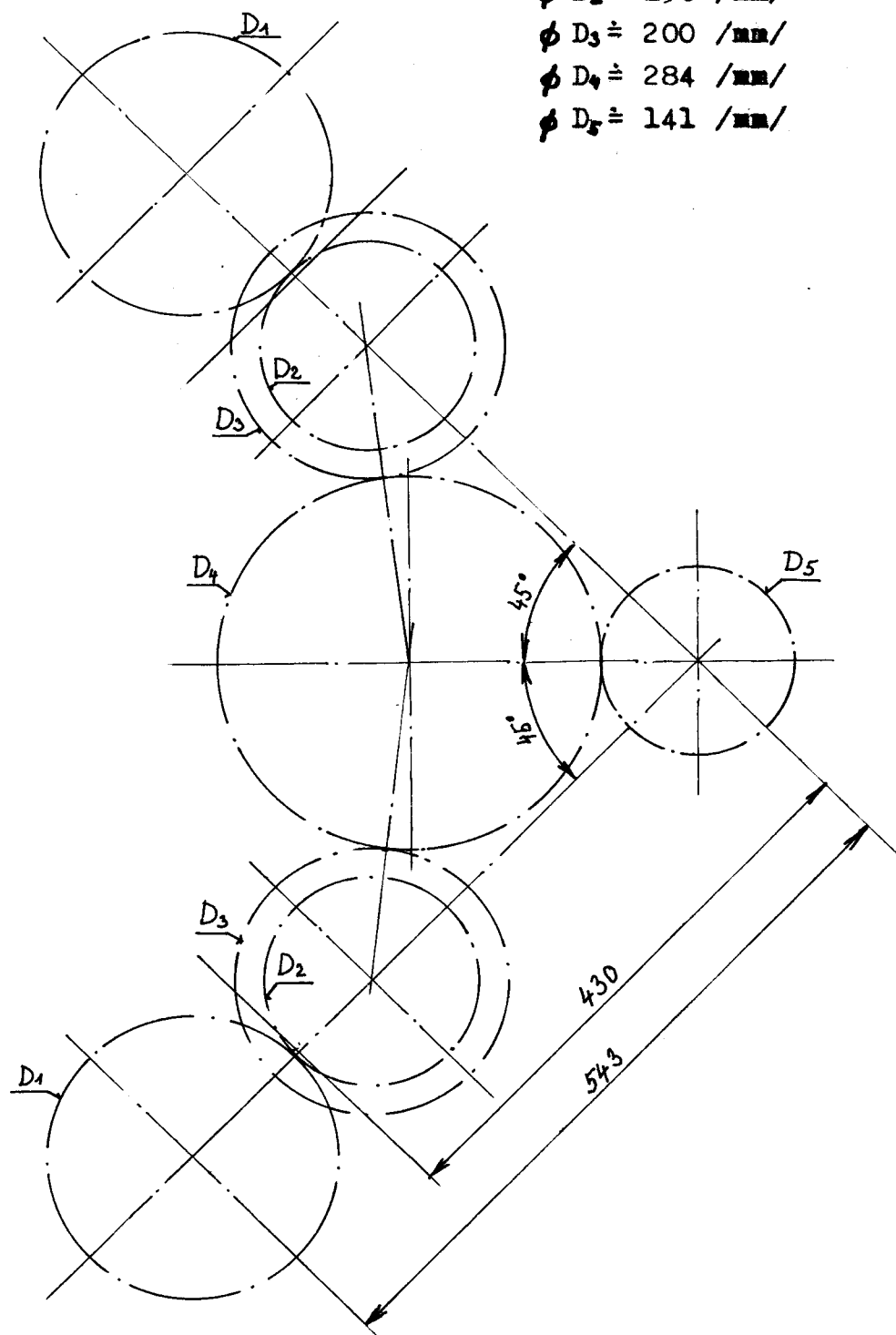
Měřítko - 1:5

Obr.15. Řetězec čelních ozubených kol náhonu
varianta 2xOHC;

- $\phi D_0 \doteq 200 \text{ /mm/}$
- $\phi D_1 \doteq 63 \text{ /mm/}$
- $\phi D_2 \doteq 200 \text{ /mm/}$
- $\phi D_3 \doteq 390 \text{ /mm/}$
- $\phi D_4 \doteq 100 \text{ /mm/}$



Měřítko- 1:5

 $\phi D_1 \doteq 220$ /mm/ $\phi D_2 \doteq 156$ /mm/ $\phi D_3 \doteq 200$ /mm/ $\phi D_4 \doteq 284$ /mm/ $\phi D_5 \doteq 141$ /mm/

Obr.16.Řetězec čelních ozubených kol náhonu
varianta 1xOHC ;

11. ZÁVĚR

Závěrem bych chtěl poděkovat pracovníkům n.p. LIAZ Rýnovice za předkladové materiály, které mně ochotně zapůjčili a hlavně za odborné rady a připomínky, kterými mně velmi pomohli při řešení diplomového úkolu. Jmenovitě pak s. Ing. D. Kevářovi ze zkušebny motorů n.p. LIAZ.

Z katedry tepelných a hydraulických strojů pak s. Ing. B. Rutkovskému za poskytnutí odborných konzultací.

Liberec dne 28.5.1975

Vypracoval: Ivan Hrabal

VŠST Liberec	Optimalizace rozvodu OHC	Ivan Hrabal	
Fakulta strojní		DF-VS-103/75	list 50

12. POUŽITÁ LITERATURA

Jan Košťál, Bohuslav Suk - Pístové spalovací motory

Kolektiv pracovníků
VÚNM a ČKD n.p. - Naftové motory čtyřdobé, Díl II.

M.M.Maslenikov, M.S.Rapiort - Letadlové pístové motory 2

J.Mackerle - Rozvod automobilového a leteckého motoru

Materiály n.p. LIAZ

Kožoušek - Teorie spalovacích motorů

Referativnyj žurnal